

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE  
FAKULTA STROJNÍ  
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

---

**NÁVRH CHLADIVOVÉHO OKRUHU  
S VÍCE TEPLOTNÍMI POVINNOSTMI**

DIPLOMOVÁ PRÁCE

## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kolařík** Jméno: **Michal** Osobní číslo: **487976**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávající katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**  
Studijní program: **Technika prostředí**  
Specializace: **Bez specializace**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Návrh chladivového okruhu s více teplotními povinnostmi**

Název diplomové práce anglicky:

**Design of a Multi-Temperature Refrigeration Circuit**

Pokyny pro vypracování:

Provedte teoretický a konstrukční návrh chladivového okruhu se třemi chladícími povinnostmi, přičemž každý ze tří chlazených prostorů by měl být použitelný buď jako chladírna nebo mrazírna. Vypracujte teoretickou analýzu pracovních podmínek při změnách teplot okolí i teplot chlazených prostorů - charakteristiku chladivového okruhu.

Seznam doporučené literatury:

1. Dvořák, Chladicí technika, I. díl, ČVUT, 1963
2. Dvořák, Červenka, Průmyslová chladicí zařízení, SNTL, 1962
3. Stoecker, Jones, Refrigeration and Air Conditioning, 2nd Edition, McGraw Hill, 1982
4. Liška, Novák, Kompresory, ČVUT, 1994
5. Incropera, DeWitt, Fundamentals of heat and mass transfer, 4th Edition, John Willey & Sons, 1996

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Vladimír Šulc, Ph.D. ústav techniky prostředí FS**

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

Datum zadání diplomové práce: **08.04.2024**

Termín odevzdání diplomové práce: **06.06.2024**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
Ing. Vladimír Šulc, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

\_\_\_\_\_  
doc. Ing. Vladimír Zmrhal, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

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

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

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

## **SOUHRN**

Práce se zabývá návrhem chladivového okruhu s více teplotními povinnostmi pro současné chlazení tří skladů vybraných druhů ovoce a zeleniny pomocí třech výparníků. V první části práce je popsán princip chladivového okruhu a jednotlivé prvky, které se v okruhu nacházejí. Dále jsou v práci popsány tepelné zisky v chladírnách potřebné k určení chladicího výkonu jednotlivých výparníků a k výkonu kondenzátoru. Výkony budou sloužit jako podklad pro tepelné výpočty výměníků, především součinitelů přestupu tepla při varu a kondenzaci, k výpočtu součinitele přestupu tepla na straně vzduchu a k určení rozměrů a geometrie výměníků pomocí metody  $\varepsilon$ -NTU. V poslední části jsou vytvořeny charakteristiky výměníků a kompresoru a je navrhnout chladivový okruh graficko-analytickou metodou.

## **SUMMARY**

This thesis deals with the design of multi-temp refrigeration circuit for concurrent cooling of three cold storages of three chosen kinds of fruits and vegetables. First part of thesis describes the principle of refrigeration circuit and individual components of the circuit. Next, heat gains in cold storage are described that are necessary to determine the cooling capacities of individual evaporators and heat capacity of the condenser. Capacities will serve as a basis for the heat calculations, especially for the calculation of heat transfer coefficients during phase change, for the calculations of the air-side heat transfer coefficient and for the determination of dimensions and geometry of the heat exchanger using the  $\varepsilon$ -NTU method. Last part of this thesis the characteristics of heat exchangers and the compressor are made and the circuit is designed using the graphical-analytical method.

### **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci s názvem: „Návrh chladivového okruhu s více teplotními povinnostmi“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Vladimíra Šulce, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé diplomové práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne: .....

.....

Bc. Michal KOLAŘÍK

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu své diplomové práce Ing. Vladimíru Šulcovi, Ph.D., za jeho cenné rady a lidský přístup a ochotu mi kdykoli pomoci. Dále bych chtěl poděkovat svým rodičům za velkou podporu během studia.

Bc. Michal KOLAŘÍK

# OBSAH

1	SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ .....	9
1.1	Použité veličiny .....	9
1.2	Použité indexy .....	12
2	ÚVOD .....	14
3	HISTORIE CHLAZENÍ .....	15
4	PARNÍ OKRUHY .....	17
4.1	Základní chladivový parní okruh .....	17
4.2	Parní okruh s více teplotními povinnostmi .....	18
5	PRVKY CHLADIVOVÉHO OKRUHU .....	20
5.1	Kompresory .....	20
5.2	Kondenzátory .....	22
5.2.1	Vzduchem chlazené kondenzátory .....	22
5.2.2	Vodou chlazené kondenzátory .....	23
5.2.3	Kondenzátory chlazené odpařující látkou .....	23
5.3	Výparníky .....	24
5.4	Škrťací elementy .....	24
5.4.1	Automatické expanzní ventily .....	25
5.4.2	Termostatické expanzní ventily .....	25
5.4.3	Elektronické expanzní ventily .....	27
5.4.4	Kapilární trubice .....	27
5.5	Sběrače kapalného chladiva .....	27
5.6	Odlučovače kapalného chladiva .....	27
5.7	Chladiva .....	28
5.7.1	Halogenové uhlovodíky .....	28
5.7.2	Uhlovodíky .....	28
5.7.3	Přírodní chladiva .....	28
5.7.4	Sloučeniny dvou a více chladiv .....	29
6	TEPELNÉ ZISKY V CHLADÍRNÁCH .....	30
6.1	Tepelné zisky prostupem .....	30
6.2	Tepelný zisk otevíráním dveří .....	32

6.3	Tepelný zisk dýcháním potravin .....	33
6.4	Tepelný zisk od personálu .....	34
6.5	Chladicí výkon na zchlazení potravin .....	34
6.6	Tepelný zisk od osvětlení .....	35
6.7	Tepelný zisk ventilátoru .....	35
6.8	Tepelný zisk odtáváním výparníku .....	35
6.9	Celkový chladicí výkon výparníku .....	37
7	NÁVRH TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ .....	38
7.1	Obecný postup při návrhu .....	38
7.1.1	Specifikace provozních podmínek .....	38
7.1.2	Specifikace výměníku .....	38
7.1.3	Tepelně-hydraulický výpočet výměníku .....	38
7.2	Analýza přenosu tepla v rekuperačních výměnících .....	39
7.2.1	Rovnice tepelné bilance .....	40
7.2.2	Metoda $\varepsilon$ -NTU .....	41
7.3	Přestup tepla při varu .....	43
7.3.1	Objemový var .....	43
7.3.2	Konvektivní var .....	44
7.3.3	Korelace pro přestup tepla při varu .....	45
7.4	Přestup tepla při kondenzaci .....	48
7.4.1	Režimy toku uvnitř horizontálních trubek .....	48
7.4.2	Korelace pro přestup tepla při kondenzaci .....	49
7.5	Přestup tepla na straně vzduchu pro lamelové výměníky .....	51
7.5.1	Účinnost lamel .....	51
7.5.2	Korelace pro přestup tepla na straně vzduchu .....	53
7.6	Návrh chladivového okruhu v p-h diagramu .....	54
7.7	Postup při výpočtu výměníků .....	56
8	CHARAKTERISTIKA KOMPRESORU .....	59
9	APLIKACE VÝPOČTŮ .....	60
9.1	Tepelné zisky .....	60
9.2	Validace výpočtu tepelných zisků .....	61

---

9.3	Výpočet výparníků.....	62
9.3.1	Validace modelu výparníku.....	63
9.4	Výpočet kondenzátoru .....	66
9.4.1	Validace modelu kondenzátoru .....	67
10	NÁVRH CHLADIVOVÉHO OKRUHU GRAFICKO-ANALYTICKOU METODOU .	69
11	ZÁVĚR.....	76
12	LITERATURA .....	77
13	SEZNAM PŘÍLOH .....	80



# 1 SOUPIS POUŽITÉHO ZNAČENÍ

## 1.1 Použité veličiny

$B_o$	$[-]$	Vypařovací číslo
$b_f$	$[m]$	Rozměr šestiúhelníku lamely
$C$	$[W \cdot K^{-1}]$	Tepelná kapacita
$C_o$	$[-]$	Konvekční číslo
$C^*$	$[-]$	Podíl tepelných kapacit
$COP$	$[-]$	Topný faktor
$c$	$[J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	Měrná tepelná kapacita potravin
$d_i$	$[m]$	Vnitřní průměr trubky
$d_o$	$[m]$	Vnější průměr trubky
$D_f$	$[-]$	Faktor průtoku vzduchu dveřmi
$D_t$	$[-]$	Podíl doby otevřených dveří v daném časovém úseku
$E$	$[-]$	Účinnost zařízení pro utěsnění dveří proti průtoku vzduchu
$EER$	$[-]$	Chladicí faktor
$Fr$	$[-]$	Froudeho číslo
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	Tíhové zrychlení
$H$	$[m]$	Výška
$h$	$[J \cdot kg^{-1}]$	Měrná entalpie
$J_G$	$[-]$	Bezrozměrná rychlost páry
$m_f$	$[kg]$	Hmotnost potravin
$k$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel prostupu tepla
$l_f$	$[m]$	Rozměr šestiúhelníku lamely
$\dot{M}$	$[kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}]$	Celková hustota hmotnostního toku
$\dot{m}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	Hmotnostní průtok
$\dot{m}_{CO_2}$	$[mg \cdot kg^{-1} \cdot h^{-1}]$	Produkce kyslíčnicku uhličitého

$N$	$[-]$	Parametr korelace vypařování
$N_{fin}$	$[-]$	Počet lamel
$N_t$	$[-]$	Počet trubek
$Nu$	$[-]$	Nusseltovo číslo
$NTU$	$[-]$	Bezrozměrná velikost výměníku
$n_{per}$	$[-]$	Počet osob
$P$	$[W]$	Výkon/Příkon
$Pr$	$[-]$	Prandtlovo číslo
$p$	$[Pa]$	Tlak
$Q_{cnd}$	$[W]$	Tepelný výkon nebo tepelný zisk
$q$	$[W \cdot m^{-2}]$	Hustota tepelného toku
$q_p$	$[W]$	Tepelný výkon produkovaný osobou
$Re$	$[-]$	Reynoldsovo číslo
$S$	$[m^2]$	Plocha
$s_l$	$[m]$	Horizontální rozteč trubek
$s_t$	$[m]$	Vertikální rozteč trubek
$r_{crit}$	$[m]$	Kritický rozměr pro měděné trubky
$T$	$[^{\circ}C]$	Teplota
$\Delta T$	$[K]$	Rozdíl teplot
$t$	$[h]$	Čas
$\dot{V}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	Objemový průtok
$V_Z$	$[m^3]$	Objem plynu expandovaného ze škodlivého prostoru
$V_d$	$[m^3 \cdot ot^{-1}]$	Zdvihový objem kompresoru
$V_O$	$[m^3]$	Objem škodlivého prostoru
$v$	$[m \cdot s^{-1}]$	Rychlost proudění
$X$	$[-]$	Operand pro výpočet lamel
$x$	$[-]$	Suchost páry

$y$	$[-]$	Koeficient (násobitel) potravinu při produkci CO <sub>2</sub>
$z$	$[-]$	Koeficient (mocnitel) potravinu při produkci CO <sub>2</sub>
$Z$	$[-]$	Shahův korelační parametr
$\alpha$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Součinitel přestupu tepla
$\overline{\alpha}_{tp}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	Průměrný součinitel přestupu tepla
$\varepsilon$	$[-]$	Termická účinnost výměníku
$\delta$	$[m]$	Tloušťka stěny
$\theta_d$	$[h]$	Časový úsek, kdy vcházení do dveří probíhá.
$\theta_o$	$[min]$	Čas plně otevřených dveří
$\theta_p$	$[sekunda \cdot (jeden vstup)^{-1}]$	Čas pro otevření a zavření dveří při jednom vstupu
$\eta$	$[-]$	Účinnost
$\lambda$	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	Tepelná vodivost
$\mu$	$[Pa \cdot s]$	Dynamická viskozita
$\rho$	$[kg \cdot m^{-3}]$	Hustota
$\sigma$	$[N \cdot m^{-1}]$	Smykové napětí
$\phi_d$	$[-]$	Dopravní součinitel
$\phi_o$	$[-]$	Objemový součinitel
$\phi_s$	$[-]$	Součinitel škrcení
$\phi_t$	$[-]$	Součinitel oteplení
$\phi_t$	$[-]$	Součinitel netěsnosti
$\varphi$	$[-]$	Operand pro výpočet lamel
$\varphi'$	$[-]$	Operand pro výpočet lamel

## 1.2 Použité indexy

<i>air</i>	Vzduch
<i>as</i>	Nejmenší průtočný
<i>cnd</i>	Kondenzátor
<i>c</i>	Studený
<i>cb</i>	Konvektivní var
<i>crit</i>	Kritický
<i>d</i>	Dveře
<i>defr</i>	Rozmrazení
<i>e</i>	Venkovní vzduch
<i>evp</i>	Výparník
<i>f</i>	Potravina
<i>fc</i>	Zchlazení potraviny
<i>fin</i>	Lamela
<i>floor</i>	Podlaha
<i>flow</i>	Náběhový proud
<i>G</i>	Pára
<i>h</i>	Horký
<i>he</i>	Výměník tepla
<i>resp</i>	Dýchací
<i>ref</i>	Chladivo
<i>i</i>	Vnitřní vzduch
<i>ie</i>	Izoentropický
<i>ie</i>	Celkový izoentropický
<i>L</i>	Kapalina
<i>LO</i>	Pouze kapalina
<i>LG</i>	Kapalina-pára
<i>light</i>	Světlo
<i>m</i>	Střední

---

<i>max</i>	Maximální
<i>min</i>	Minimální
<i>Nu</i>	Nusselt
<i>nb</i>	Bublinkový var
<i>nom</i>	Nominální
<i>p</i>	Prostup
<i>per</i>	Personál
<i>r</i>	Redukovaný
<i>sat</i>	Saturační
<i>ss</i>	Ustálené podmínky
<i>skut</i>	Skutečný
<i>t</i>	Trubka
<i>tp</i>	Lokální
<i>ti</i>	Uvnitř trubek
<i>to</i>	Vně trubek
<i>tot</i>	Celkový
<i>dc</i>	Provoz chladírny
<i>vent</i>	Ventilátor
<i>w</i>	Stěna

## 2 ÚVOD

Chladicí technika dnes zasahuje velmi intenzivně do našeho života a svými zařízeními jej usnadňuje a ovlivňuje. Uplatňuje se téměř ve všech průmyslových odvětvích, je potřebná ve stavebnictví, dopravě, kancelářských budovách a je nepostradatelnou pomocí lékaře, chirurga i zdravotníka. Největší význam má však chladicí technika v potravinářství. Současný potravinářský průmysl je téměř zcela závislý na chlazení v různých formách při výrobě, konzervaci, skladování a přepravě produktu na místo prodeje. Používání nízkých teplot pro potravinářství je známé a je praktikováno po tisíce let. Bylo to ovšem až v devatenáctém století, kdy Pasteur a další plně pochopili bakteriologickou povahu kažení potravin a příznivé účinky jejich uchovávání za nízkých teplot. Strojní chlazení umožnilo poskytnout větší množství jídla pro rostoucí populaci. Jako obecné pravidlo platí, že potraviny, které nejsou zmrazeny, jsou uchovány v chladírnách jen pár stupňů nad teplotou bodu mrazu (výjimkou jsou potraviny citlivé na nízké teploty, jako například banány). Snížení teploty omezuje nežádoucí biologické a biochemické pochody v potravinách, především růst škodlivé mikroflóry (bakterií, plísní, kvasinek), hniloba, působení enzymů, chemické reakce (např. žluknutí), vysychání a retrogradaci škrobu. [1], [2]

Existuje mnoho různých řešení chlazení v chladírnách. Tato práce si dala za úkol navrhnout parní kompresorový chladivový okruh, který je schopen chladit tři různé druhy potravin ve třech chladírnách (švestky, okurky a banány), jejichž teplota skladování se liší, a to za pomoci třech výparníků a jednoho kondenzátoru. Výhoda tohoto řešení je především v úspoře místa kvůli absenci dalších dvou kompresorů a kondenzátorů.

### 3 HISTORIE CHLAZENÍ

Po staletí lidé věděli, že vypařování vody způsobuje chladicí efekt. Věděli, že kterákoli část těla se ochladí, pokud se nechá vysušit na vzduchu. Ze začátku se však nepokoušeli tomuto efektu porozumět. Už ve druhém staletí Egypťané používali vypařování ke chlazení sklenic s vodou a v antické Indii ho používali k výrobě ledu. První pokusy strojního chlazení závisely na chladicím efektu vypařování vody. V roce 1755 skotský fyzik William Cullen získal nízké teploty pro výrobu ledu. Dosáhl toho pomocí redukce tlaku v uzavřené nádobě s vývěvou. Při nízkém tlaku se kapalina vypařila za nízké teploty. Teplo potřebné k vypaření části vody se odebralo ze zbylé části vody, která se proměnila v led. V roce 1834, Američan Jacob Perkins sídlící v Anglii zkonstruoval a patentoval první parní oběh pomocí kompresoru, kondenzátoru, výparníku a škrťacího elementu mezi výparníkem a kondenzátorem a tekutiny získané destilací indického kaučuku.



*Obr. 3-1 Model prvního parního okruhu Jacoba Perkinse [3]*

Rostoucí požadavky na chlazení po dobu 30 let po roce 1850 přinesly inovativní úspěchy a progres. Nové substance, jako například amoniak či kysličník uhličitý byly k dispozici díky Faradayovi, Thiolierovi a dalším, kteří ukázali, že tyto substance mohou být zkapalněny. Teoretické základy potřebné pro strojní chlazení byly položeny Rumfordem a Davym, kteří vysvětlili povahu tepla a Kelvinem, Joulem a Rankinem, kteří pokračovali v práci Carnota, který položil základy termodynamiky.

V roce 1860, francouzský inženýr Ferdinand P. F. Carre sestrojil první provozuschopné absorpční zařízení založené na chemické afinitě čpavku. Další vývoj se týkal jak strojů, tak používaných chladiv (1864 Tellier chlazení s metyletherem, 1876 Linde chlazení se čpavkem, 1878 Vincent chlazení s metylchloridem apod.). Zejména díky Lindemu a jeho parnímu oběhu

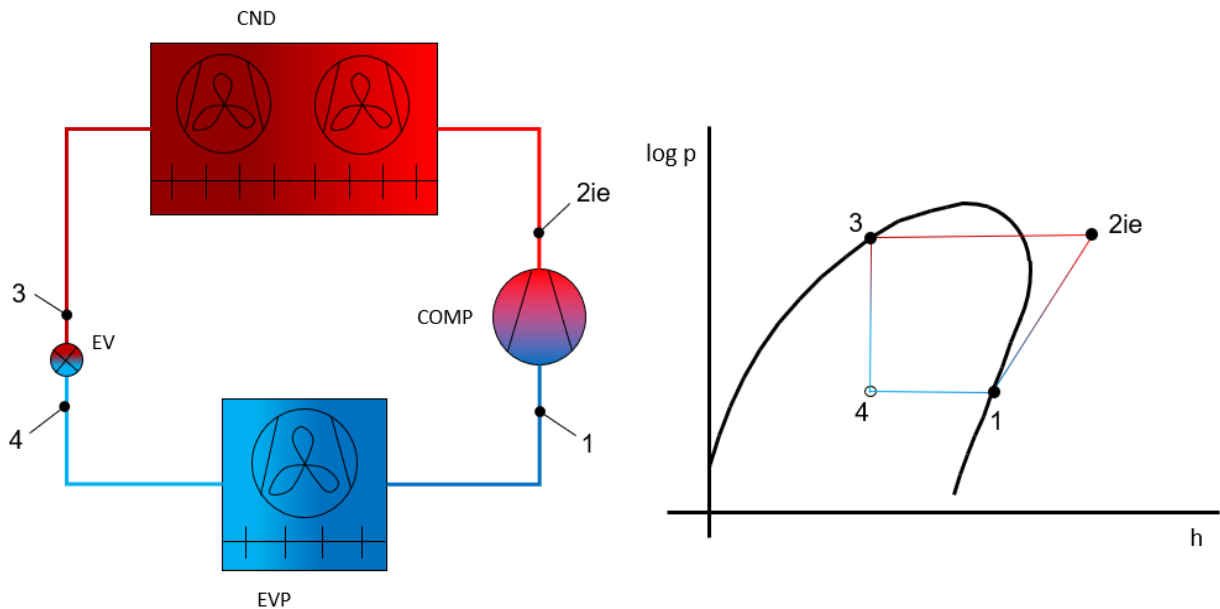
se čpavkem nastal velký průmyslový rozmach strojního chlazení. Po roce 1890 se strojní chlazení díky praktičnosti a ekonomičnosti začalo široce provozovat v potravinářství. Od té doby bylo uděláno mnoho vylepšení v konstrukci chladicích jednotek a jejich komponent. [4],[5]



## 4 PARNÍ OKRUHY

### 4.1 Základní chladivový parní okruh

V základním parním chladivovém okruhu chladivo projde čtyřmi procesy, po kterých se vrátí do původního stavu. Schéma zapojení a příslušný p-h diagram je zobrazen na Obr. 4-1.



Obr. 4-1 Schéma zapojení základního parního okruhu (vlevo) a příslušný p-h diagram (vpravo). CND – kondenzátor, COMP – Kompresor, EV – Expanzní ventil, EVP – výparník. 1 – sání kompresoru, 2ie – výtlak kompresoru, 3 – výstup z kondenzátoru, 4 – vstup do výparníku

Chladivo vstupuje do sání kompresoru (bod 1) teoreticky ve stavu nasycené páry (ve skutečnosti je chladivo na vstupu do kompresoru mírně přehřáté). Kompresor stlačí chladivo ideálně izoentropicky na vyšší tlakovou a teplotní hladinu (bod 2ie). Chladivo ve stavu přehřáté páry o vysokém tlaku vstupuje do kondenzátoru, ve kterém odevzdá teplo okolnímu prostředí a zkondenzuje (teplota prostředí musí být nižší než kondenzační teplota). Na výstupu z kondenzátoru (bod 3) je chladivo ve stavu nasycené kapaliny, kde vstoupí do škrťacího elementu (například expanzní ventil), ve kterém se tlak chladiva sníží na vypařovací tlak (bod 4). Tento děj probíhá izoentalpicky. Chladivo odebere teplo okolnímu prostředí (které musí mít vyšší teplotu) a toto teplo způsobí jeho vypaření ve výparníku. Z výparníku se chladivo dostane opět do původního stavu a cyklus je uzavřen. [5] Základními rovnicemi chladivového okruhu jsou:

$$Q_{cnd} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{2ie} - h_3) \quad (4-1)$$

$$Q_{evp} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_1 - h_4) \quad (4-2)$$

$$P_{ie} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_{2ie} - h_1) \quad (4-3)$$

$$Q_{cnd} = P_{ie} + Q_{evp} \quad (4-4)$$

$$EER = \frac{Q_{evp}}{P_{ie}} \quad (4-5)$$

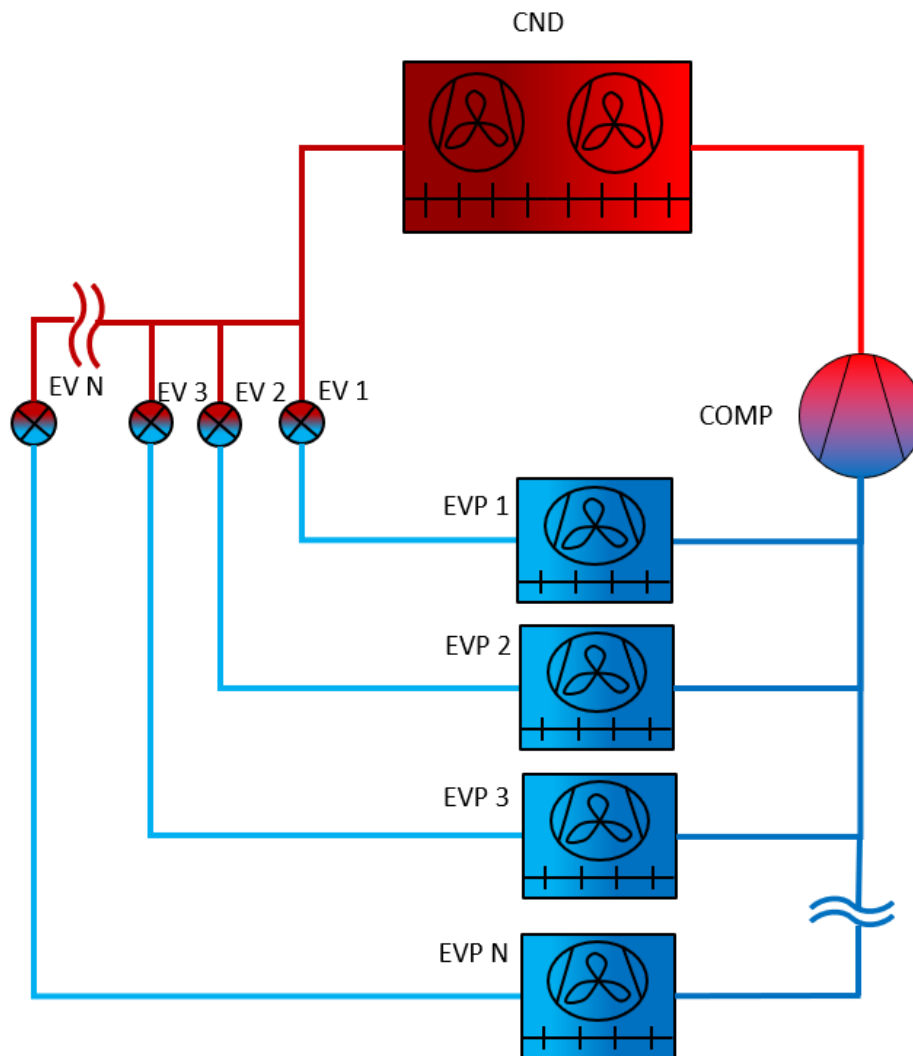
$$COP = \frac{Q_{cnd}}{P_{ie}} \quad (4-6)$$

Kde  $Q_{cnd} [W]$  je teplo odevzdané kondenzátorem,  $Q_{evp} [W]$  je teplo odebrané výparníkem,  $P_{ie} [W]$  je příkon kompresoru,  $h_1 [J \cdot kg^{-1}]$  je měrná entalpie na sání kompresoru,  $h_{2ie} [J \cdot kg^{-1}]$  je měrná entalpie na výstupu z kompresoru,  $h_3 [J \cdot kg^{-1}]$  je měrná entalpie na výstupu z kondenzátoru,  $h_4 [J \cdot kg^{-1}]$  je měrná entalpie na vstupu do výparníku,  $EER [-]$  je chladicí faktor a  $COP [-]$  je topný faktor.

## 4.2 Parní okruh s více teplotními povinnostmi

Vzhledem k rostoucím požadavkům na chlazení více místností zároveň, jak v potravinářství, tak rezidenčních budovách, systémy s více teplotními povinnostmi (SVTP) nabírají na popularitě, a to především díky úspoře místa a montážní flexibilitě. SVTP je založen na jednoduchém parním okruhu popsaném v části 4.1 s tím rozdílem, že obsahuje více expanzních členů a výparníků. Jelikož jeden kompresor pohání všechny výparníky současně, je dynamika takového systému složitější než u okruhu s jedním výparníkem. Rozdílnost chladicích výkonů jednotlivých výparníků kvůli odlišným provozním podmínkám způsobuje vzájemné ovlivňování.

Řízení SVTP se od jednoduchého okruhu také liší. Systém s jedním výparníkem má dvě vstupní hodnoty (otáčky kompresoru a nastavení expanzního členu) a dvě výstupní hodnoty (vypařovací teplotu a přehřátí na výparníku) SVTP má odlišný počet vstupních a výstupních hodnot, například u systému s dvěma výparníky má tři vstupní hodnoty (otáčky kompresoru a dvě nastavení expanzních ventilů) a čtyři výstupní hodnoty (dvě vypařovací teploty a dvě přehřátí na výparníku). Rozdílnost počtu vstupních a výstupních hodnot dělá SVTP obtížnější, co se týče regulace. [6]



Obr. 4-2 Schéma zapojení okruhu s více teplotními povinnostmi. EV1, 2, ..., N – Expanzní ventily 1 až N, EVP1, 2, ..., N – Výparníky 1 až N, COMP – kompresor, CND – kondenzátor.

## 5 PRVKY CHLADIVOVÉHO OKRUHU

### 5.1 Kompresory

Účelem kompresoru je nasát chladivo z výparníku o nízkém tlaku a zvýšit jeho tlak na kondenzační tlak. Od kompresoru se očekává především vysoká spolehlivost, velká životnost, snadná údržba, bezhlučnost, kompaktnost a nízká cena.

Kompresory lze obecně rozdělit na tři typy:

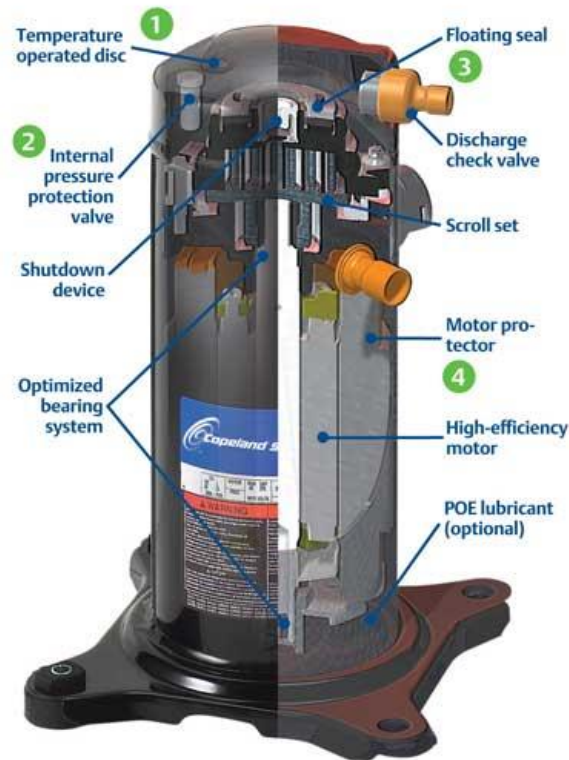
- Ucpávkový kompresor – pohon kompresoru je umístěn mimo samotnou skříň kompresoru a je s kompresorem propojen spojkou (pevnou, flexibilní, řemenovým převodem apod.)
- Polohermetický – kompresor, který má zabudovaný elektromotor v těle kompresoru. Plášť dvojice pohon-kompresor je možné rozebrat
- Hermetický – stejný, jako polohermetický kompresor s tím rozdílem, že je jeho plášť svařený a nelze ho rozebrat

Z hlediska způsobu komprese lze kompresory rozdělit na<sup>1</sup>:

- *Pístový* – přes klikovou hřídel je kroutící moment transformovaný do posuvného pohybu pístu. Pístové kompresory pracují s proměnným kompresním poměrem
- *Šroubový* – chladivo je stlačováno v drážkách dvou šroubovic (samečkem a samičkou). Ze všech druhů kompresorů pracuje šroubový kompresor s největším objemovým průtokem. Šroubový kompresor má fixní pracovní poměr. Je pro něj možné použít tzv. ekonomizérový port, kdy se v určité části šroubového kompresoru přivede chladivo z ekonomizéru za kondenzátorem z důvodu zvýšení chladicího výkonu. Šroubový kompresor pracuje s fixním kompresním poměrem
- *Scroll* (Obr. 5-1) – v současné době nejpoužívanější typ kompresoru pro klimatizační aplikace. Chladivo je stlačováno rotačním pohybem pohyblivé evolventy po statické evolventě. Podobně jako u šroubového kompresoru je i zde možnost ekonomického portu
- *Odstředivý* – použití pro velké chladicí výkony. Chladivo díky odstředivé síle zvýší svou kinetickou energii, která se promění v tlakovou energii díky zpomalení chladiva geometrickou konstrukcí skříně [4], [7]

---

<sup>1</sup> Existuje mnoho druhů kompresorů z hlediska způsobu komprese, zde jsou vyjmenovány jen nejzákladnější a nejpoužívanější kompresory



Obr. 5-1 Scroll kompresor firmy Copeland [8]

Mezi základní parametr kompresoru patří [7]:

- Zdvihový objem  $V_d [m^3 \cdot ot^{-1}]$
- Dopravní součinitel  $\phi_d [-]$
- Celková izoentropická účinnost  $\eta_{tie} [-]$

Dopravní součinitel je definován jako poměr skutečného množství nasávaného chladiva a teoretického množství nasávaného chladiva a je spočten ze vztahu:

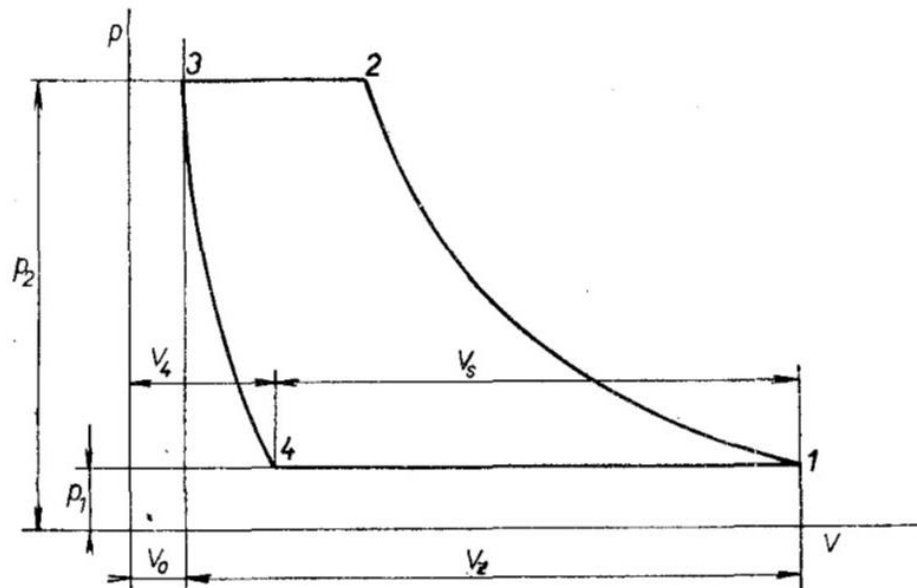
$$\phi_d = \phi_o \cdot \phi_s \cdot \phi_t \cdot \phi_n \quad (5-1)$$

Kde  $\phi_o [-]$  je objemový součinitel,  $\phi_s [-]$  je součinitel škrcení,  $\phi_t [-]$  je součinitel oteplení a  $\phi_n [-]$  je součinitel netěsnosti.

Nejdůležitějším součinitelem je objemový součinitel, spočtený ze vztahu:

$$\phi_o = \frac{V_S}{V_Z} = \frac{V_Z + V_O - V_4}{V_Z} \quad (5-2)$$

Kde  $V_Z [m^3]$  je zdvihový objem,  $V_4 [m^3]$  je objem plynu expandovaného ze škodlivého prostoru o objemu  $V_O [m^3]$ . Objemy lze vidět na tlakovém diagramu (Obr. 5-2).



Obr. 5-2 Tlakový diagram kompresoru [7]

Dopravní součinitel se většinou počítá z rovnic vytvořených na základě výkonových testů kompresoru.

Celková izentropická účinnost se počítá ze vztahu:

$$\eta_{tie} = \frac{P_{ie}}{P_{skut}} \quad (5-3)$$

Kde  $P_{ie}$  [W] je celkový izentropický příkon spočtený dle vztahu (4-3) a  $P_{skut}$  [W] je celkový příkon kompresoru vypočten z rovnic vytvořených na základě výsledků výkonových testů kompresoru. [7]

## 5.2 Kondenzátory

Účelem kondenzátoru je odebrání citelného a latentního tepla z chladiva o vysokém tlaku a teplotě na výstupu z kompresoru. Konstrukce jsou různé, nejčastěji se jedná o kondenzátory trubka v trubce, deskové nebo lamelové. Kondenzátory jsou obvykle rekuperačním typem výměníku, tzn. teplo je přenášeno přes teplosměnnou plochu.

Mezi nejběžnější typy kondenzátorů patří:

- Vzduchem chlazené kondenzátory
- Vodou chlazené kondenzátory
- Kondenzátory chlazené vypařující látkou

### 5.2.1 Vzduchem chlazené kondenzátory

Jsou používány nejvíce pro nejmenší chladicí výkony, běžně u středních výkonů a výjimečně u velkých výkonů. Požití naleznou tam, kde není možné nebo účelné použít chlazení vodou – domácnost, přeprava apod. Nejjednodušší vzduchem chlazený kondenzátor se skládá z holé

trubky uložené na vzduchu, která je chlazená přirozenou konvekcí vzduchu. Příkladem je domácí chladnička. Pro větší výkony se používají ventilátory pro nucenou cirkulaci vzduchu. Jelikož je součinitel přestupu tepla na straně vzduchu mnohem menší, než součinitel přestupu tepla na straně chladiva, používají se různá žebrování či lamely ke zvýšení teplosměnné plochy na straně vzduchu. Plocha na straně vzduchu bývá obvykle 5 až 10krát větší než na straně chladiva. Nízká měrná tepelná kapacita a vysoký měrný objem vzduchu implikuje velké průtoky k odvedení tepla z kondenzátoru. Pokud je průtok vzduchu snížen, musí se zvýšit kondenzační teplota, což má za následek snížení účinnosti systému. Konstrukční materiály kondenzátoru jsou obvykle hliníkové lamely na trubkách z nerezové oceli pro čpavek nebo hliníkové lamely na trubkách z mědi pro halogenové uhlovodíky. S ohledem na vyšší materiálové náklady vzduchem chlazených kondenzátorů je obvykle akceptován vyšší teplotní rozdíl než u vodou chlazených kondenzátorů. Kondenzační teplota bývá obvykle o 5 až 8 K vyšší, než je teplota okolního vzduchu. [2]

### 5.2.2 Vodou chlazené kondenzátory

Vyšší měrná tepelná kapacita a hustota vody umožňuje nižší průtoky vody a teplotní rozdíly vody a kondenzátoru. Kondenzátory chlazené vodou představují největší skupinu aparátů, používaných ve všech oblastech výkonů kromě malých. Kondenzátory jsou obvykle tvořené ocelovými trubkami, v případě například čpavku se také používá měď. Kondenzátory chlazené vodou se dále dělí na:

- *Průtočné kondenzátory*, u nichž teplo přechází z chladiva do vody a v té se odvádí. Podle konstrukce sem patří kondenzátor ponorný, dvoutrubkový, svazkový kotlový, kotlový ležatý nebo kotlový stojatý
- *Sprchové kondenzátory*, u nichž teplo přechází z chladiva do sprchující vody a z ní částečně do okolního vzduchu odpařováním. Množství tepla převedené do okolního vzduchu je dáno teplotou, vlhkostí a rychlostí proudění vzduchu. Podle konstrukce sem patří kondenzátory sprchové se svislými trubkami a s vodorovnými trubkami
- *Odpařovací kondenzátory*, u nichž teplo přechází z chladiva do sprchující vody a z ní úplně do okolního vzduchu odpařováním. K dosažení tohoto účinku je třeba vytvořit umělý tah [5]

### 5.2.3 Kondenzátory chlazené odpařující látkou

Kondenzátory chlazené odpařující látkou se používají pro kaskádní zařízení, kde výměníky svazují více okruhů, nebo v chemickém průmyslu, kde je k dispozici kapalina, již je nutno pro další zpracování vypařit a je svými tlaky vhodná jako chladicí látka. Jiné použití je ojedinělé. [5]

### 5.3 Výparníky

Účelem výparníku je předání tepla z chlazené látky chladivu, které vře. Vlastnosti a různé konstrukce jsou obdobné kondenzátorům. Rozdělení lze podobně jako u kondenzátorů rozdělit na:

- *Výparníky pro chlazení kapalin*, především vody. Podle konstrukce sem patří výměníky kotlové ležaté a stojaté apod.
- *Výparníky pro chlazení plynů*, a to především vzduchu, se používají především v rezidenčních budovách a chladírnách (Obr. 5-3). Konstrukce a materiály jsou podobné jako u vzduchem chlazených kondenzátorů – nejčastěji jsou hliníkové lamely na měděných trubkách. Obvykle se používá křížový tok proudu výměníkem. Trubky mohou být ve více řadách, v zákrytu (za sebou) nebo vystřídavé. Zásady přenosu tepla jsou totožné s kondenzátorem – lamely se přidávají pro zvětšení teplosměnné plochy díky nižšímu přestupu tepla na straně vzduchu
- *Výparníky pro odnímání tepla kondenzujícími látkám*, které jsou totožné s kondenzátory chlazenými odpařující látkou [5]



Obr. 5-3 Vzduchem chlazený stropní výparník [4]

### 5.4 Škrťící elementy

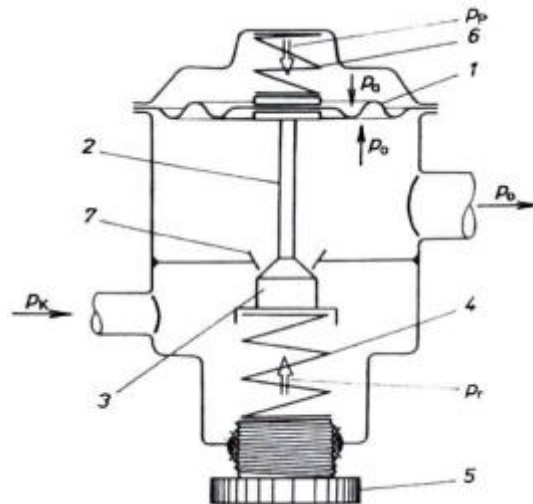
Škrťící elementy se používají ke snížení kondenzačního tlaku chladiva na vypařovací tlak. Zajišťují expanzi kapalného chladiva (izoentlapické škrcení) a dále zaručují, že do výparníku je přiváděno pouze takové množství chladiva, které se ve výparníku zcela vypaří. Nejběžnějšími škrťícími elementy jsou:

- Automatické expanzní ventily
- Termostatické expanzní ventily
- Elektronické expanzní ventily
- Kapilární trubice



### 5.4.1 Automatické expanzní ventily

Konstrukční provedení je podobné jako u redukčních ventilů, to znamená, že na výstupní straně udržují konstantní tlak ve výparníku. V současné době se již příliš nepoužívají, protože neumožňují využití plného chladicího výkonu zařízení v celém rozsahu teplot a tlaků. Automatické ventily uzavírají přívod chladiva do výparníku vždy, když tlak ve výparníku stoupne na hodnotu, na kterou je ventil nastaven. Ovládacím prvkem je buď membrána nebo vlnovec, na který z jedné strany společně působí atmosférický tlak a pružina a z druhé strany společně tlak ve výparníku a regulační pružina nastavitelná pomocí regulačního šroubu.[9]



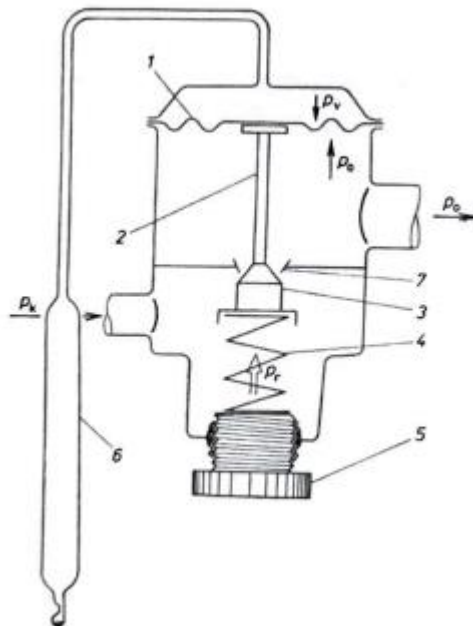
Obr. 5-4 Automatický expanzní ventil. 1 - membrána, 2 - odtláčný kolík, 3 - kuželka, 4 - pružina, 5 - regulační šroub, 6 - pomocná pružina, 7 - sedlo,  $p_p$  - tlak pomocné pružiny,  $p_a$  - atmosférický tlak,  $p_r$  - tlak regulační pružiny [9]

### 5.4.2 Termostatické expanzní ventily

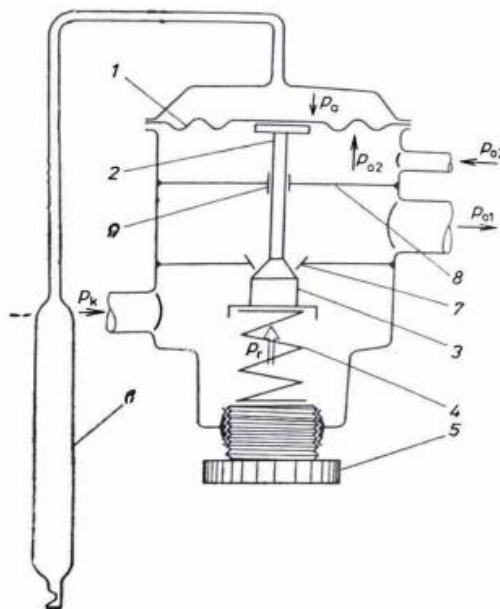
Na rozdíl od automatických expanzních ventilů, termostatické expanzní ventily (TEV) regulují přehřátí par chladiva na výstupu z výparníku, proto jsou někdy nazývány jako regulátory přehřátí. TEV obsahují membránu, na kterou z vrchní části působí tlak, který závisí na teplotě chladiva v tykavce umístěné na výstupu z výparníku, která je propojena s membránou pomocí kapiláry. TEV lze rozdělit dále na:

- TEV s vnitřním vyrovnáním tlaků, kde spolu s regulační pružinou působí na spodní plochu membrány tlak chladiva bezprostředně po expanzi. Znamená to, že není zohledňován rozdíl tlaků na vstupu a výstupu z výparníku (tlaková ztráta výparníku) a velikost přehřátí určuje pouze regulační pružina. Tyto ventily jsou vhodné pro chladicí výkony do 1 kW. [9] Schéma takového ventilu je na Obr. 5-5
- TEV s vnějším vyrovnáním tlaků, které se používají u větších, delších a členitějších výparníků vykazující větší tlakové ztráty projevující se větším rozdílem tlaků na začátku a na konci výparníku. Z toho vyplývá, že pro stejné otevření TEV s vnitřním vyrovnáním tlaků musí být tlak, kterým působí náplň termočlánku na membránu, větší. Větší musí být tedy i teplota tykavky. Z toho vyplývá, že větší musí být i přehřátí par chladiva v místě upevnění tykavky. Výsledkem je zhoršené využití teplosměnné plochy

ve výparníku. Řešením je přivedení vypařovacího tlaku z konce výparníku, kde je již zahrnuta okamžitá tlaková ztráta pod membránou. [9] Schéma TEV s vnějším vrováním je na Obr. 5-6



Obr. 5-5 TEV s vnitřním vyrovnáním tlaků. 1 - membrána, 2 - odtlačný kolík, 3 - kuželka, 4 - regulační pružina, 5 - regulační šroub, 6 - tykavka, 7 - sedlo,  $p_v$  - tlak chladiva,  $p_o$  - vypařovací tlak,  $p_r$  - tlak regulační pružiny [9]



Obr. 5-6 TEV s vnějším vyrovnáním tlaků. 1 - membrána, 2 - odtlačný kolík kuželky, 3 - kuželka, 4 - seřizovací pružina, 5 - regulační šroub, 6 - tykavka, 7 - sedlo, 8 - mezistěna, 9 - průchod pro kolík,  $p_a$  - tlak náplně tykavky,  $p_{o1}$  - vypařovací tlak ze začátku výparníku,  $p_{o2}$  - tlak z konce výparníku,  $p_k$  - tlak z kondenzátoru,  $p_r$  - tlak regulační pružiny [9]

### 5.4.3 Elektronické expanzní ventily

Vznik supermarketových prodejen charakterizovaných členitými potrubními sítěmi s velkým počtem výparníků a potřebou centrálního řízení provozu, monitorování provozu každého míst, sběr provozních dat a zavedení dálkového servisu podpořil vznik elektronických expanzních ventilů (EEV). Mezi dvě hlavní skupiny EEV patří:

- EEV pulzní, kde zdvih kuželky nebo jehly termostatických expanzních ventilů mechanických, jako výsledek změn tlaku v tykavce, nahrazuje činnost otevírání a zavírání ventilu. Teplota a tlak chladiva na konci výparníku předává řídicí jednotce ventilu informace o okamžitém stavu chladiva. Ventil pracuje jako klasický elektromagnetický ventil s vysokou četností otevírání a zavírání. Rytmus ovládání je nastaven v řídicí jednotce v předem stanovené délce jednoho cyklu. Řízení se nazývá PWM (*Pulse Width Modulation*). Délka jednoho cyklu bývá 5 až 10 vteřin. Pokud je požadován například výkon ventilu 50 %, je polovinu doby ventil otevřen a polovinu doby zavřen
- EEV s krokovým motorem, který mění množství protékajícího chladiva velikostí okamžitým průtočným průřezem ventilu, který je dán natočením. Elektronická řídicí jednotka přijímá signály od čidel, řídicí impulzy předává krokovému motoru, který se při každém pulzu otočí o určitý úhel [9]

### 5.4.4 Kapilární trubice

Kapilární trubice jsou nejjednodušší typem škrťacího elementu. Tyto elementy, které se používají v malých hermetických chladicích zařízeních, redukuje kondenzační tlak na vypařovací tlak v malé dlouhé trubičce (průměr 0,4-3 mm a délce 1,5-5 m) a udržují konstantní tlak ve výparníku nezávisle na změně tepelné zátěže. [4]

## 5.5 Sběrače kapalného chladiva

Pro provoz chladicího zařízení je nezbytné, aby v zařízení byla určitá zásoba chladiva, která umožní vyrovnávat rozdíly v náplni jednotlivých aparátů i spojovacích potrubí, vznikající změnou provozních podmínek. Protože není účelné vytvářet tuto zásobu kapalného chladiva v kondenzátoru, jelikož by se tímto zmenšovala činná teplosměnná plocha, zařazuje se do okruhu mezi kondenzátor a výparník sběrač kapalného chladiva. [10]

## 5.6 Odlučovače kapalného chladiva

Odlučovač kapalného chladiva má v chladivovém okruhu tyto úkoly:

- Odlučení kapaliny strhávané parami, odsávanými z výparníku, zvláště u výparníků s intenzivní vnitřní cirkulací chladiva
- Vracení oleje do kompresoru, pokud se část oleje nestihla odloučit v odlučovači oleje umístěném za kompresorem
- Jako ochrana před nasátím kapalného chladiva při přecházení z chladicího režimu do topného režimu

Umístění odlučovače kapalného chladiva je mezi výparníkem a kompresorem. [10]

## 5.7 Chladiva

Chladivo je tekutina, která absorbuje a odevzdává teplo v chladivovém okruhu. V dnešní době je při používání chladiv nutné splnit ekologické a legislativní požadavky. Legislativní předpisy stanovují používání chladiv v elektrických zařízeních pro vytápění a chlazení. Cílem právních předpisů je snížení potenciálu globálního oteplování (GWP) u všech chladiv. GWP vyjadřuje schopnost zachycovat teplo v atmosféře nebo ho odvádět zpět na zemský povrch. Jeho hodnota určuje, kolikrát více přispívá daný plyn ke skleníkovému efektu ku efektu oxidu uhličitého. [11]

Chladiva můžeme rozdělit do pěti základních skupin:

- Halogenové uhlovodíky
- Hydrogenuhličitany
- Přírodní chladiva
- Sloučeniny dvou a více chladiv – azeotropní a zeotropní chladiva

### 5.7.1 Halogenové uhlovodíky

Halogenové uhlovodíky obsahují alespoň jeden ze tří halogenů – chlór, fluor nebo bróm. Jsou známé například pod souhrnným názvem freony. Nejpoužívanějšími chladivy v této skupině byly takzvané CFC chladiva. Mezi takové chladiva patří například chladivo R11, R12, R22, CFC113 apod. Tyto chladiva jsou z důvodu ochrany životního prostředí již zakázána a nahrazena fluorovanými uhlovodíky (HFC).

### 5.7.2 Uhlovodíky

Uhlovodíky jsou sloučeniny uhlíku a vodíku. Mezi hydrogenuhličitany patří i přírodní chladiva jako metan, etan, propan a butan. Hydrogenuhličitany lze dále rozdělit na:

- *Částečně halogenové uhlovodíky (HCFC)*, což jsou sloučeniny uhlíku, vodíku a fluoru a chlóru. Původně měli nahradit chladiva CFC, ale díky obsahu chlóru a negativnímu účinku na ozonovou vrstvu se již také zakázala
- *HFC chladiva*, což jsou sloučeniny vodíku, fluoru a uhlíku. V dnešní době nahrazují chladiva CFC, protože neobsahují chlór a nepoškozují ozonovou vrstvu [4]

### 5.7.3 Přírodní chladiva

Mezi přírodní chladiva patří například čpavek ( $\text{NH}_3$ ), voda ( $\text{H}_2\text{O}$ ), kysličník uhličitý ( $\text{CO}_2$ ) nebo hydrogenuhličitany jako metan, etan, propan a butan. Výhodou těchto chladiv je především nízká hodnota GWP. Nevýhodou většiny chladiv v této skupině je velká výbušnost, především u hydrogenuhličitanů jako je propan. [4]

### 5.7.4 Sloučeniny dvou a více chladiv

Sloučeniny chladiv je především mix fluorovaného uhlovodíku a nenasyceného olefinu.

*Azeotropní chladivo* je směs dvou chladiv, které mají různé vlastnosti, ale společně se chovají jako jedna sloučenina. Tyto dvě sloučeniny nelze oddělit destilací, proto u nich při vypařování nedochází k teplotnímu skluzu. Nejběžnější dříve používaná azeotropní chladiva byla chladiva R115, R502, 503, 504, R507 a R22, která díky nízké toxicitě našla uplatnění jako jeho náhrada především při chlazení v potravinářství. V dnešní době jsou nahrazována zeotropními chladivy s nižším GWP. [4]

*Zeotropní chladivo* je směs tvořená několika různě těkavými látkami, které při použití v chladicím zařízení mění své složení během odpařování nebo kondenzace. Protože se jedna složka vypařuje dříve než druhá, dochází k teplotnímu skluzu a fázová změna neprobíhá za konstantní teploty. Uplatnění najdou například v tepelných čerpadlech i potravinářství. Mezi zeotropní chladiva patří všechna chladiva R4XX (například R454C, které je použito v této práci). [4]

Porovnání GWP a bezpečnostních parametrů mezi aktuálně používanými chladivy a jejich alternativami je zobrazeno v Tab. 1. Z tabulky lze vidět, že existující alternativy jsou chladiva s nízkou toxicitou a nehořlavostí (A1) a netoxické mírně hořlavá chladiva (A2L). Tato alternativní chladiva mají všechny GWP pod 2000. Alternativní chladiva, která jsou sloučeninami dvou a více chladiv (R513A, R515B, R450A, HDR147 a HDR139) mají GWP pod hodnotou 600 a mohou být použita jako alternativy pro středně dlouhou dobu.

Tab. 1 - Alternativy k existujícím chladivům [12]

Nahrazené Chladivo	GWP	Bezpečnostní třída	Alternativní chladivo	GWP	Bezpečnostní třída	Alternativní chladivo	GWP	Bezpečnostní třída
R134a	1300	A1	R1234yf R1234ze(E) R516A	<1 <1 131	A2L	R513A R515B R450A	573 299 547	A1
R404A	3943	A1	R545A R454C R455A R457A R459B R468A L40	238 146 146 139 143 146 285	A2L	R407H R422A R488A R442A R453A R453A	1378 1273 1273 1280 1952 1639	A1
R410A	1924	A1	R32 R454B R452B R447B R447A R459A HDR2A	677 466 675 714 572 460 600	A2L	R463A R466A HDR147 HDR139	1397 733 399 <300	A1

## 6 TEPELNÉ ZISKY V CHLADÍRNÁCH

Aby bylo možné snížit teplotu potravin na požadovanou hodnotu, je potřeba odebrat teplo, které je do chladírny přiváděno nebo se v něm generuje. Výpočet dané tepelné zátěže je nutný k určení výkonu chladicího zařízení. Tepelné zisky v chladírnách lze rozdělit do dvou základních skupin, a to na vnější a vnitřní tepelné zisky. [13]

Mezi vnější tepelné zisky lze zařadit:

- Tepelný zisk prostupem stěnami, podlahou a stropem  $Q_p$  [W]
- Tepelný zisk otevíráním dveří  $Q_d$  [W]

Mezi vnitřní tepelné zisky lze zařadit:

- Tepelný zisk dýcháním potravin  $Q_{resp}$  [W]
- Tepelný zisk od personálu vcházejícího do chladírny  $Q_{per}$  [W]
- Chladicí výkon na zchlazení potravin z venkovní teploty na vnitřní teplotu  $Q_{fc}$  [W]
- Tepelný zisk od osvětlení  $Q_{light}$  [W]
- Tepelný zisk od ventilátoru  $Q_{vent}$  [W]
- Tepelný zisk odtáváním výparníku  $Q_{defr}$  [W]

### 6.1 Tepelné zisky prostupem

Prostup tepla stěnou zahrnuje tři části přenosu tepla mezi dvěma tekutinami oddělených konstrukcí:

1. Přestup tepla mezi vzduchem a stěnou na vnější straně
2. Vedení tepla stěnou
3. Přestup tepla mezi stěnou a tekutinou

Tepelný zisk prostupem se spočítá dle následujícího vzorce<sup>2</sup>:

$$Q_p = \sum_{i=1}^N S_{wi} \cdot k_i \cdot \Delta T \quad (6-1)$$

Kde  $Q_p$  [W] je tepelný zisk prostupem,  $S_{wi}$  [m<sup>2</sup>] je plocha i-té stěny,  $k_i$  [W · m<sup>-2</sup> · K<sup>-1</sup>] je prostup tepla i-tou stěnou (vztažený na vnější plochu stěn chladírny bez větší výpočetní chyby) a  $\Delta T$  [K] je rozdíl teplot vnitřního a venkovního vzduchu. Teplota venkovního vzduchu byla zvolena pro extrém  $T_e = 35$  [°C].

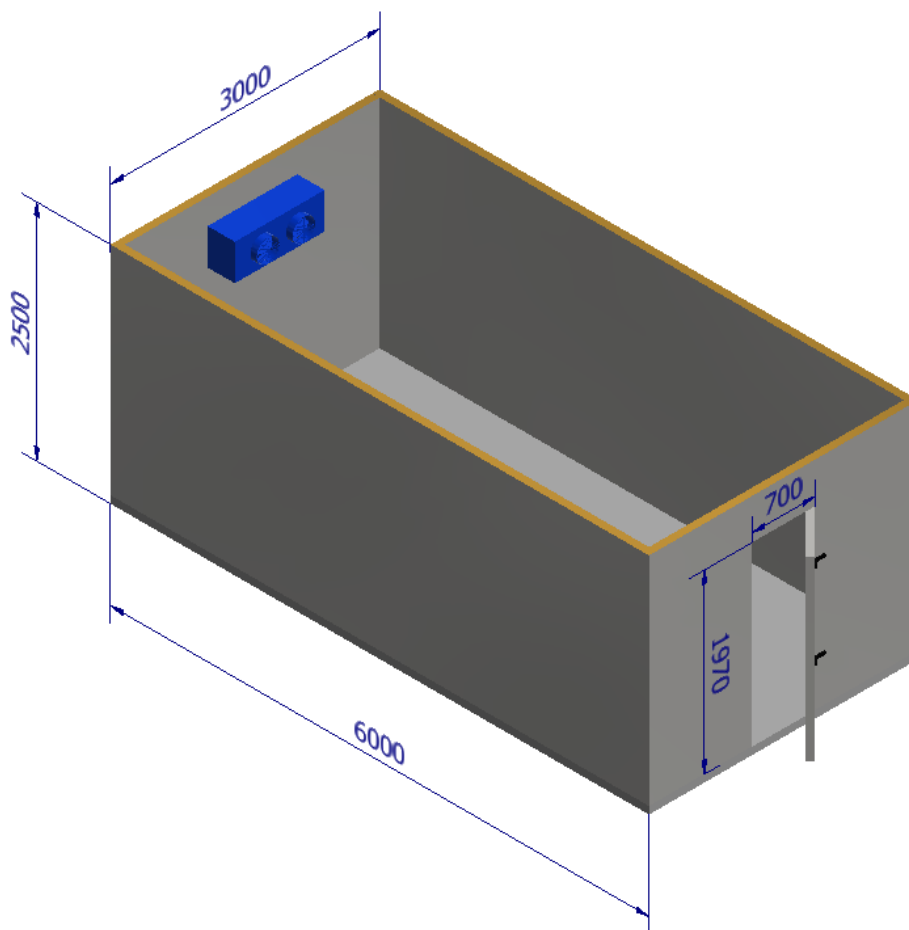
<sup>2</sup> Výpočet zde nebyl proveden dle normy ČSN 730548, která obsahuje tzv. rovnocennou sluneční teplotu. Důvod byl ten, že norma počítá s nižšími teplotami v závislosti na daném měsíci po hodinových intervalech, kde se jako tepelný zisk bere maximum ze součtů prostupů tepla jednotlivými stěnami. Při porovnání výpočtu uvedeného v textu a dle ČSN 730548 byl tepelný zisk z normy nižší a autor se tedy drží na straně bezpečnosti při postupu dle vzorce (8-3).

Součinitel prostupu tepla se vypočítá ze vztahu:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_i} + \sum_{i=1}^N \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e} \right)^{-1} \quad (6-2)$$

Kde  $\lambda_i [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$  je tepelná vodivost i-té části konstrukce,  $\delta_i [m]$  je tloušťka i-té konstrukce,  $\alpha_i [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla mezi vzduchem a stěnou na vnitřní straně a  $\alpha_e [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  součinitel přestupu tepla mezi vzduchem a stěnou na vnější straně. Hodnoty součinitelů přestupu tepla jsou zvoleny dle literatury [13], kde pro chladírny  $\alpha_i = 8 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$  a  $\alpha_e = 29 W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ .

Na Obr. 6-1 lze vidět model chladírny. Typická konstrukce stěn i dveří chladírny se skládá z prefabrikovaných sendvičových PUR panelů. PUR panel se skládá ze dvou ocelových profilovaných plechů a polyuretanové výplně. Podlaha se skládá z betonového armovaného podkladu, na kterém může, ale nemusí být izolace. [14] V případě této práce je PUR panel i na podlaze. Pro zvětšení únosnosti se na vrchní část podlahy pokládá překližka. Dle [15] je možno prostup takovou podlahou u chladírny zanedbat a počítat jen s prostupem tepla stěnami a stropem.



Obr. 6-1 Model chladírny vytvořený v softwaru Autodesk Inventor

## 6.2 Tepelný zisk otevřením dveří

V průmyslových chladicích zařízeních jako například v chladírnách a mrazírnách může tepelný zisk infiltrací dveřmi reprezentovat více než polovinu celkové tepelné zátěže, a to i přes to, že jsou dveře otevřeny jen v krátkých časových intervalech. Tepelný zisk dveřmi při vcházení je funkcí venkovních a vnitřních podmínek vzduchu a je určen následující rovnicí:

$$Q_d = \rho_e \cdot \dot{V}_{air} \cdot (h_e - h_i) \quad (6-3)$$

Kde  $Q_d [W]$  tepelný zisk dveřmi,  $\rho_e [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota venkovního vzduchu,  $\dot{V}_{air} [m^3 \cdot s^{-1}]$  je okamžitý infiltrační průtok vzduchu dveřmi,  $h_e [J \cdot kg^{-1}]$  entalpie venkovního vzduchu, zvolena pro extrém  $h_e = 81\,500 [J \cdot kg^{-1}]$  a  $h_i [J \cdot kg^{-1}]$  entalpie vnitřního vzduchu. [16]

Jedním z problémů rovnice (6-3) je určení okamžitého průtoku vzduchu  $\dot{V}$  dveřmi. Pro její výpočet se běžně používá následující vztah:

$$\dot{V}_{air} = \dot{V}_{ss} \cdot D_t \cdot D_f \cdot (1 - E) \quad (6-4)$$

Kde  $\dot{V}_{ss} [m^3 \cdot s^{-1}]$  je infiltrační průtok vzduchu při ustálených podmínkách s plně otevřenými dveřmi,  $D_t [-]$  je podíl doby otevřených dveří v daném časovém úseku,  $D_f [-]$  faktor průtoku vzduchu dveřmi a  $E [-]$  je účinnost zařízení pro utěsnění dveří proti průtoku vzduchu. [17]

Pro výpočet průtoku při ustálených podmínkách  $\dot{V}_{ss}$  existuje v literatuře mnoho empirických vzorců. V běžné praxi se používá vzorec dle autorů Gosneyho a Olamy [18]:

$$\dot{V}_{ss} = 0,221 \cdot S_d \cdot (g \cdot H_d)^{0,5} \cdot \left( \frac{\rho_i - \rho_e}{\rho_i} \right)^{0,5} \cdot \left[ \frac{2}{1 + \left( \frac{\rho_e}{\rho_i} \right)^{0,333}} \right]^{1,5} \quad (6-5)$$

Kde  $S_d [m^2]$  je plocha dveří,  $g [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení,  $H_d [m]$  je výška dveří,  $\rho_i [kg \cdot m^{-3}]$  hustota vnitřního vzduchu a  $\rho_e [kg \cdot m^{-3}]$  hustota venkovního vzduchu.

Pro cyklické i nepravidelné otevírání dveří je podíl doby otevřených dveří v daném časovém úseku  $D_t$  vypočítán jako:

$$D_t = \frac{P \cdot \theta_p + 60 \cdot \theta_o}{3600 \cdot \theta_d} \quad (6-6)$$

Kde  $P [-]$  je počet vstupů do dveří,  $\theta_p [sekunda \cdot (jeden\ vstup)^{-1}]$  je čas pro otevření a zavření dveří při jednom vstupu,  $\theta_o [min]$  je čas, kdy jsou dveře plně otevřené,  $\theta_d [h]$  je denní nebo jiný časový úsek, kdy vcházení do dveří probíhá. [17]



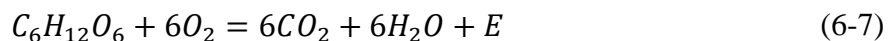
Typická hodnota  $\theta_p$  pro otevření a zavření chladírenských dveří se pohybuje okolo 10 sekund. Hodnoty  $\theta_o$  a  $\theta_d$  závisejí na provozu, v případě této práce jsou zvoleny hodnoty  $\theta_o = 2 \text{ min}$  a  $\theta_d = 2 \text{ h}$ .

Pro faktor průtoku vzduchu  $D_f$  je dle [17] doporučená hodnota  $D_f = 1,1$  pro rozdíl teplot venkovního a vnitřního vzduchu  $\Delta T \leq 20 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $D_f = 0,8$  pro  $\Delta T > 20 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Hodnoty účinnosti těsnícího zařízení proti průtoku vzduchu  $E$  se pohybují, například při použití vzduchových clon, okolo hodnoty  $E = 0,95$ . [17] V případě této práce není těsnění dveří uvažováno a tedy  $E = 0$ .

### 6.3 Tepelný zisk dýcháním potravin

Dýchání je pojmem trvalé výměny látek a energie v každé žijící jednotce. Tento proces potřebuje kyslík ze vzduchu a jako konečný produkt vylučuje  $\text{CO}_2$  a vodu. Při tomto procesu se také produkuje teplo. Rovnice dýchání je:



Spálením 1 molu glukózy  $\text{C}_6\text{H}_{12}\text{O}_6$  vzniká 6 molů kysličníku uhličitého  $\text{CO}_2$  a 6 molů vodní páry  $\text{H}_2\text{O}$ . Vydýcháním 1 molu glukózy se uvolní  $E = 2667 \text{ kJ}$  tepelné energie, které odpovídají  $10\,700 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \text{ CO}_2$ . [1]

Becker et al. [19] vytvořili korelaci, která dává do vztahu produkci kysličníku uhličitého v závislosti na teplotě:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = y \cdot \left( \frac{9 \cdot T_i}{5} + 32 \right)^z \quad (6-8)$$

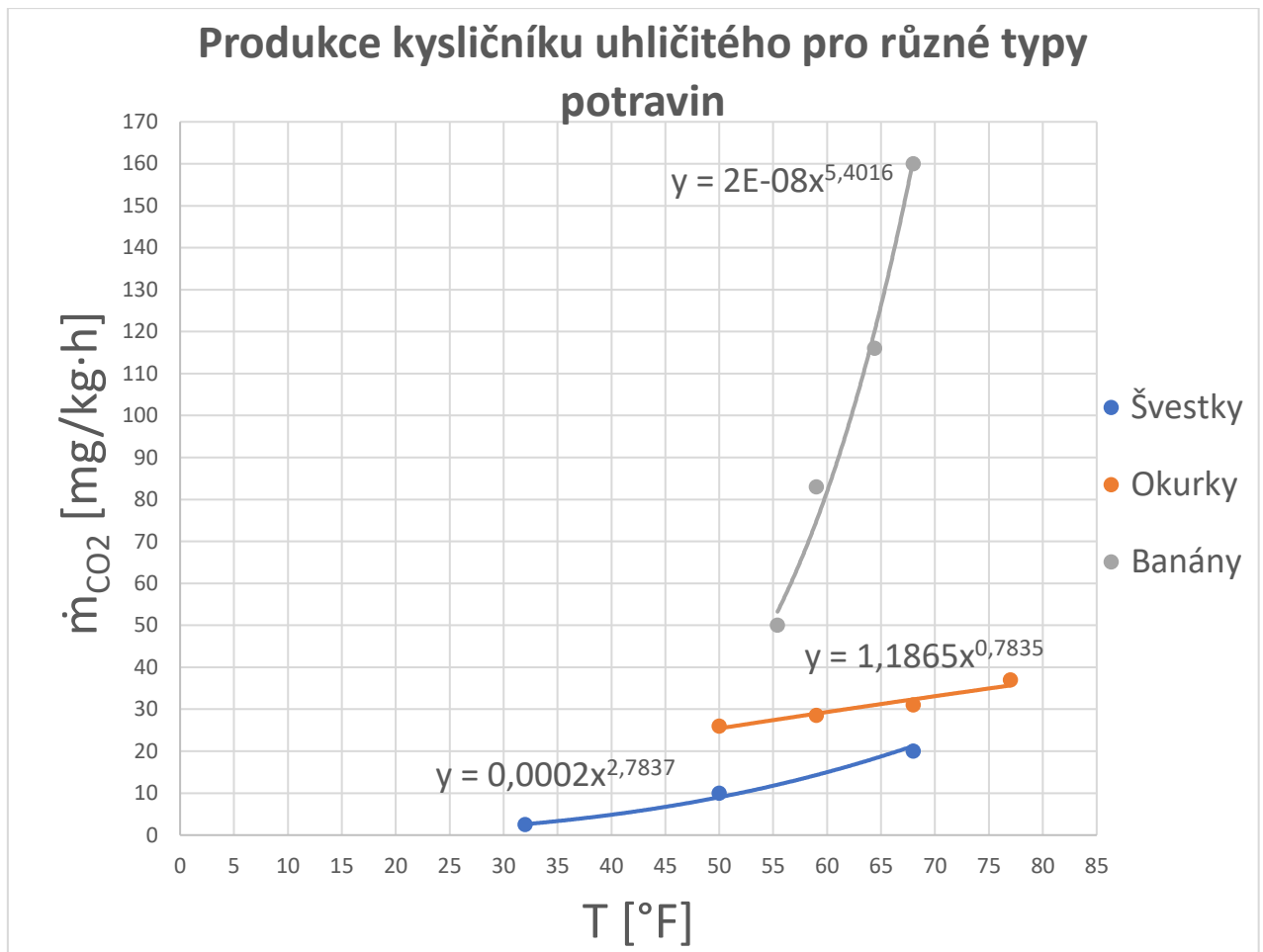
Kde  $\dot{m}_{\text{CO}_2} [\text{mg} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}]$  je produkce kysličníku uhličitého,  $T_i [^\circ\text{C}]$  je teplota chlazeného prostoru,  $y$  a  $z$  jsou koeficienty závislé na typu potravin.

Produkce kysličníku uhličitého může být poté přepočítána na produkci tepla. Výsledná korelace má následující tvar:

$$Q_{\text{resp}} = \frac{10,7}{3600} \cdot \dot{m}_{\text{CO}_2} \cdot m_f \quad (6-9)$$

Kde  $Q_{\text{resp}} [\text{W}]$  je vyprodukované dýchací teplo a  $m_f [\text{kg}]$  je hmotnost potravin. Hmotnost je zvolena pro všechny potraviny stejně a činí  $m_f = 500 \text{ kg}$ .

Jelikož koeficienty  $y$ ,  $z$  nebylo možné v literatuře najít, použil se stejný postup jako použili autoři z [19], kdy se naměřená data publikovaná ministerstvem zemědělství Spojených států amerických (USDA) [20] proložila v programu Excel mocninnou regresí a z rovnice mocninné funkce byly poté koeficienty odečteny. Regrese je zobrazena v grafu na Obr. 6-2.



Obr. 6-2 Graf produkce  $CO_2$  v závislosti na teplotě pro různé potraviny

## 6.4 Tepelný zisk od personálu

Množství tepla vyprodukované personálem závisí na počtu osob, době, po kterou je personál v prostoru chladírny, a časem provozu chladírny:

$$Q_{per} = \frac{n_{per} \cdot t_{per} \cdot q_{per}}{3600 \cdot t_{dc}} \quad (6-10)$$

Kde  $Q_{per}$  [W] je tepelný zisk od personálu,  $n_p$  [–] je počet osob a  $q_{per}$  [W] je tepelný výkon produkovaný osobou  $t_{per}$  [h] je celková doba osob v prostoru během dne (zvoleno  $t_p = 2$  h) a  $t_d$  [h] je doba provozu chladírny, typicky  $t_d = 24$  h. [13]

## 6.5 Chladicí výkon na zchlazení potravin

Pro zchlazení zboží vnášeného do chlazeného prostoru z počáteční teploty venkovního vzduchu na teplotu chlazeného prostoru je potřeba výkon, který se vypočítá dle následujícího vztahu:

$$Q_{fc} = \frac{m_f \cdot c_f \cdot (\Delta T)}{t_{fc}} \quad (6-11)$$

Kde  $Q_{fc} [W]$  je výkon potřebný na zchlazení potraviny,  $m_f [kg]$  je hmotnost potraviny,  $c_f [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$  je měrná tepelná kapacita potraviny,  $\Delta T [K]$  je rozdíl teplot venkovního a vnitřního vzduchu a  $t_{cf} [h]$  je čas, za který musí být potravina zchlazena na teplotu chlazeného prostoru. Typicky by doba na zchlazení neměla překročit jeden den, tj.  $t_{fc} = 24 h$ . [1] Hodnoty měrné tepelné kapacity pro různé druhy potravin je možné odečíst v příloze 1.

## 6.6 Tepelný zisk od osvětlení

Tepelný zisk od osvětlení se určí z následujícího vztahu:

$$Q_{light} = \frac{q_{light} \cdot S_{floor} \cdot t_{light}}{t_d} \quad (6-12)$$

Kde  $Q_{light} [W]$  je tepelný zisk od osvětlení,  $q_p [W \cdot m^{-2}]$  je měrný zisk od osvětlení  $S_{floor} [m^2]$  je půdorysná plocha chladírny,  $t_{light} [h]$  je doba zapnutí osvětlení (typicky shodná s dobou pobytu personálu v chladírně) a  $t_d [h]$  je doba provozu chladírny. Pokud není známá hodnota  $q_{light}$  je možno uvažovat s hodnotou  $q_{light} = 10 W \cdot m^{-2}$ . [13]

## 6.7 Tepelný zisk ventilátoru

Tepelný zisk ventilátoru je spočítán dle následujícího vztahu:

$$Q_{vent} = \frac{P_{vent} \cdot t_{vent}}{t_d} \quad (6-13)$$

Kde  $Q_{vent} [W]$  je tepelný zisk od ventilátoru,  $P_{vent} [W]$  je příkon ventilátoru,  $t_{vent} [h]$  je doba běhu ventilátoru a  $t_d [h]$  je doba provozu chladírny. Předpokládá se, že ventilátor bude v chodu po celou dobu provozu chladírny (s výjimkou doby odtávání, která se zanedbá), tedy  $t_{vent} = 24 h$ . Jelikož není předem znám příkon ventilátoru, je potřeba tento příkon odhadnout. Odhad byl proveden dle hodnot v [15] a činí  $P_{vent} = 200 W$ .

## 6.8 Tepelný zisk odtáváním výparníku

Pokud je povrchová teplota výparníku pod bodem mrazu, což je typické pro teploty chlazeného prostoru blížíící se  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ , dochází k namrzání zkondenzované vody. Led na výparníku může mít velký vliv na výkon a účinnost chladicího systému. Vrstva ledu funguje jako izolační vrstva mezi lamelami výparníku, která brání přenosu tepla. Kromě toho, pokud se vrstva ledu zvětšuje, zmenšuje se průtočná plocha pro vzduch, což má za následek zvětšení tlakové ztráty a snížení hmotnostního průtoku. Aby systém vykompenzoval snížení přenosu tepla způsobené ledem, sníží regulace systému tlak ve výparníku, čímž se sníží vypařovací teplota. Snížením teploty se sníží chladicí faktor systému. Na Obr. 6-3 lze vidět Carnotův cyklus, který operuje mezi teplotami  $T_h$  a  $T_c$ . Jakmile se vytvoří námraza, teplota výparníku se sníží na teplotu  $T_c'$ .

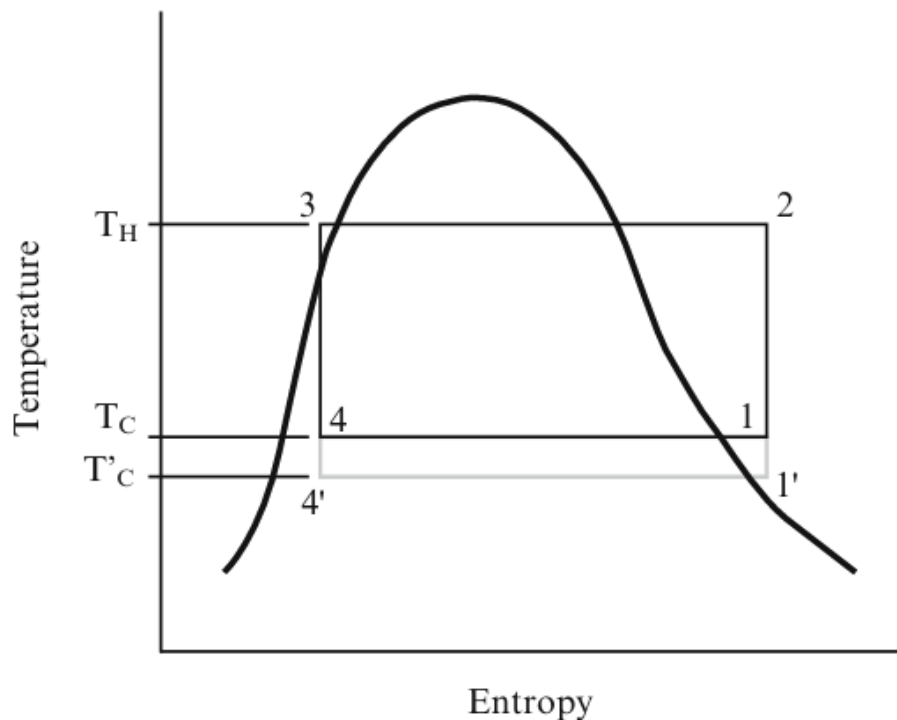
Chladicí faktor  $EER$  u Carnotova cyklu bez námrazy je dán vztahem [21]:

$$EER = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (6-14)$$

Chladicí faktor  $EER_{frost}$  u Carnotova cyklu s námrazou je dán vztahem:

$$EER_{frost} = \frac{T_c'}{T_h - T_c'} \quad (6-15)$$

Porovnáním vztahů (6-15) a (8-3) je zřejmé, že  $EER_{frost} < EER$ .



Obr. 6-3 - Carnotův cyklus před námrazou a po námraze [21]

K roztání ledu existuje řada odmrazovacích (tzv. *defrost*) metod, nejběžnějšími jsou [21]:

- *Přírozené odtávání*, kdy se chladicí systém vypne a led přirozeně odtaje
- *Odtávání horkými parami*, kdy se horké páry chladiva z kompresoru nasměrují na vstup do výparníku
- *Elektrické odtávání*, například pomocí topného kabelu

Tepelný zisk z odtávání není předem znám, a proto je potřeba jeho odhad. Jednotlivé výzkumy dle [21] ukazují, že se tepelné zisky odtáváním pohybují do 15 % součtu jednotlivých tepelných zisků, a tedy:

$$Q_{defr} = 0,15 \cdot \sum_i Q_i \quad (6-16)$$

Kde  $Q_{defr}$  [W] je tepelný zisk odtávním a  $Q_i$  [W] jsou jednotlivé tepelné (vnější a vnitřní) zisky.

## 6.9 Celkový chladicí výkon výparníku

Obecně platí, že se vypočtený chladicí výkon daný součtem vnějších a vnitřních zisků násobí bezpečnostním faktorem, aby se kompenzovaly rozdíly mezi návrhem a skutečným provozem chladírny. [17] Za předpokladu faktoru bezpečnosti 10 % bude celkový chladicí výkon výparníku:

$$Q_{evp} = 1,1 \cdot \sum_i Q_i \quad (6-17)$$

Kde  $Q_{evp}$  [W], je celkový chladicí výkon výparníku a  $Q_i$  [W] jsou jednotlivé tepelné (vnější a vnitřní) zisky.

## 7 NÁVRH TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

### 7.1 Obecný postup při návrhu

Návrh tepelného výměníku je velmi komplexní a multidisciplinární problém. Mezi hlavní problémy při návrhu patří především:

- Specifikace provozních podmínek
- Specifikace výměníku
- Tepelně-hydraulický výpočet

#### 7.1.1 Specifikace provozních podmínek

První a nejdůležitější krok při návrhu je určení provozních podmínek výměníku. Tyto podmínky zahrnují především hmotnostní průtok obou tekutin (včetně typu tekutin a termofyzikálních vlastností tekutin), vstupních a výstupních teplot, tlaků, požadovaném výkonu za daných podmínek a maximální dovolená tlaková ztráta. [22]

#### 7.1.2 Specifikace výměníku

Na základě daného problému a provozních podmínek je zvolen typ výměníku a uspořádání toků obou tekutin (křížový proud, sou proud, protiproud). Typ výměníku také závisí na tom, jestli tekutina přenáší teplo při změně skupenství nebo jako kapalina/pára. Po zvolení typu výměníku je potřeba specifikovat geometrii výměníku (počet tahů, typ žebrování apod.) a materiál, ze kterého je výměník konstruován. [22]

#### 7.1.3 Tepelně-hydraulický výpočet výměníku

Tepelně-hydraulický výpočet je z inženýrského hlediska nejdůležitější. Mezi hlavní problémy při tepelně-hydraulickém výpočtu patří:

1. *Kontrolní výpočet výměníku*, kdy se určuje výkon a tlakové ztráty výměníku v závislosti na předem známé geometrii na obou stranách tekutin, známém uspořádání toků, hmotnostních toků, vstupních a výstupních teplot, termofyzikálních vlastností tekutin a materiálu výměníku
2. *Návrhový výpočet výměníku*, kdy se v nejširším slova smyslu určuje typ výměníku, uspořádání toků, plocha a fyzické rozměry výměníku tak, aby měl výměník požadovaný výkon a tlakovou ztrátu. V užším slova smyslu je obvykle předpokládáno, že typ výměníku, uspořádání toků a materiály jsou předem známé a úkolem je tedy určit pouze fyzické rozměry a plochu [22]

## 7.2 Analýza přenosu tepla v rekuperačních výměnících

Jak bylo zmíněno v části 5.2, v rekuperačním výměníku jsou obě tekutiny odděleny teplosměnnou plochou. Aby bylo možné analyzovat přenos tepla ve výměníku, je potřeba udělat několik předpokladů:

1. Výměník tepla pracuje za statických podmínek (průtoky a teploty se nemění s časem)
2. Tepelné ztráty, resp. zisky okolního prostředí jsou zanedbatelné
3. Ve výměníku nejsou žádné zdroje tepla v tekutinách nebo na stěně, jako například chemické reakce, elektrické vytápění apod.
4. Tepelná vodivost stěny je konstantní přes celý výměník
5. Pokud ve výměníku probíhá fázová změna, probíhá za konstantního tlaku a teploty
6. Podélné vedení tepla ve stěně a tekutinách je zanedbatelné
7. Součinitel prostupu tepla je konstantní přes celý výměník
8. Termofyzikální vlastnosti jsou konstantní přes celý výměník
9. Při použití žebrování je účinnost žebrování konstantní přes celý výměník
10. Průtočná plocha je obou toků konstantní přes celý výměník
11. Rychlost proudění obou tekutin skrz jejich průtočnou plochu je uniformní přes celý výměník, tedy neuvažuje se se stratifikací proudu, tvoření rychlostních profilů vlivem viskozity apod. [22]

### 7.2.1 Rovnice tepelné bilance

Předpokládejme rekuperační výměník s proudy, teplý proud s tepelnou kapacitou  $C_h = m_h \cdot c_h$  a studený proud s tepelnou kapacitou  $C_c = m_c \cdot c_c$ . Při zanedbání ztrát do okolí lze napsat dvě diferenciální rovnice zachování energie. První je rovnice entalpické bilance [22]:

$$dQ = -C_h \cdot dT_h = +C_c \cdot dT_c \quad (7-1)$$

Kde  $dQ [W]$  je teplo přenesené z teplé látky do studené,  $C_c$  a  $C_h [W \cdot K^{-1}]$  tepelné kapacity obou proudů,  $dT_h$  a  $dT_c [K]$  je rozdíl teplot přes infinitezimální úsek výměníku. Dolní indexy  $h, c$  označují teplý, resp. studený proud. Záporné a kladné znaménko indikuje ochlazení/ohřátí látky přes kontrolní úsek. [22]

Obecně lze pro kteroukoli izobarickou změnu rovnici (7-1)(8-3) nahradit:

$$dQ = -\dot{m}_h \cdot dh_h = +\dot{m}_c \cdot dh_c \quad (7-2)$$

Kde  $\dot{m}_h$  a  $\dot{m}_c [kg \cdot s^{-1}]$  jsou hmotnostní průtoky obou proudů,  $dh_h$  a  $dh_c [J \cdot kg^{-1}]$  je rozdíl entalpií přes infinitezimální úsek výměníku. [22]

Druhou diferenciální rovnicí je rovnice celkového přenosu tepla přes plochu  $dS$  výměníku:

$$dQ = k \cdot \Delta T \cdot dS \quad (7-3)$$

Kde  $k [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je lokální součinitel prostupu tepla,  $\Delta T [K]$  je lokální rozdíl teplot studeného a teplého proudu a  $dS [m^2]$  je lokální infinitezimální plocha výměníku. [22]

Rovnice (7-1) a (7-3) lze integrací zapsat následovně:

$$Q = \int C \cdot dT = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o}) = C_c \cdot (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (7-4)$$

$$Q = \int k \cdot \Delta T \cdot dS = k_m \cdot S \cdot \Delta T_m \quad (7-5)$$

Zde dolní indexy  $i, o$  označují vstupní, resp. výstupní (teplotu),  $k_m [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je střední součinitel prostupu tepla přes celý výměník,  $Q [W]$  je celkový výkon výměníku,  $S [m^2]$  je plocha celého výměníku a  $\Delta T_m [K]$  je střední teplotní diference.

Z rovnic (7-4) a (7-5) lze vidět, že statické charakteristiky výměníku tepla lze prezentovat z hlediska závislých proměnných (výstupní teploty nebo výkon) jako funkcí čtyř nezávislých proměnných reprezentující provozní podmínky a třech parametrů, které určuje konstruktér [22]:

$$T_{h,o}, T_{c,o} \text{ nebo } Q = f(T_{h,i}, T_{c,i}, C_h, C_c, k_m, S, \text{uspořádání toků}) \quad (7-6)$$



Samozřejmě, že jakákoli nezávislá proměnná může být brána jako závislá, poté se stane jedna ze tří proměnných na levé straně rovnice (7-6) nezávislou. [22]

Pro analýzu výměníku tepla je obtížné pracovat s takovým množstvím parametrů a proměnných jako v rovnici (7-6). Proto se z šesti nezávislých proměnných a jedné nebo více závislých proměnných vytvoří tři bezrozměrné parametry. Tím se analýza výměníku zjednoduší. Forma těchto parametrů závisí na metodě, kterou se výměník analyzuje. [22] Nejběžnějšími metodami jsou metoda logaritmické střední teplotní diference s korekčním faktorem a metoda  $\varepsilon$ -NTU. Další část bude popisovat metodu  $\varepsilon$ -NTU, která bude použita v této práci.

### 7.2.2 Metoda $\varepsilon$ -NTU

Metodu  $\varepsilon$ -NTU (*effectiveness – NTU*) byla vytvořena autory Londonem a Keysem v roce 1955. Tato metoda je založena na třech bezrozměrných parametrech. Prvním parametrem je termická účinnost  $\varepsilon$  výměníku definována jako [23]:

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \quad (7-7)$$

Kde  $\varepsilon$  [–] je termická účinnost výměníku,  $Q$  [W] je skutečný výkon výměníku a  $Q_{max}$  [W] je maximální možný přenos tepla výměníkem. K určení  $Q_{max}$  je nejprve zapotřebí si uvědomit, že maximální rozdíl teplot na výměníku  $\Delta T_{max}$  je mezi teplotami obou proudů na vstupu do výměníku.

Maximum přenosu tepla se ve výměníku dosáhne, pokud [23]:

- 1) Chladná tekutina je ohřáta na vstupní teplotu horké tekutiny
- 2) Horká tekutina je zchlazena na vstupní teplotu chladné tekutiny

Ohřát, resp. zchlazit daný proud na teplotu druhého proudu lze pouze proud s nižší tepelnou kapacitou  $C_{min}$ , a proto [23]:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (7-8)$$

Kde  $C_{min}$  [W · K<sup>-1</sup>] je menší z obou kapacit proudů,  $T_{h,in}$  [°C] je vstupní teplota teplého proudu a  $T_{c,in}$  [°C] je vstupní teplota studeného proudu.

Druhým bezrozměrným parametrem je počet přenosových jednotek (*number of transfer units*)  $NTU$ , který lze také chápat jako bezrozměrnou velikost výměníku [23]:

$$NTU = \frac{k \cdot S}{C_{min}} \quad (7-9)$$

Kde  $NTU$  [–] je počet přenosových jednotek,  $k$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] je součinitel prostupu tepla výměníku,  $S$  [ $m^2$ ] je povrch výměníku a  $C_{min}$  [ $W \cdot K^{-1}$ ] je menší z obou kapacit proudů.

Třetím parametrem je poměr tepelných kapacit  $C^*$  [23]:

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (7-10)$$

Kde  $C^*$  [–] je poměr tepelných kapacit,  $C_{min}$  [ $W \cdot K^{-1}$ ] je menší z obou kapacit proudů a  $C_{max}$  [ $W \cdot K^{-1}$ ] je větší z obou kapacit proudů.

Lze ukázat, že termická účinnost je funkcí parametrů  $C^*$  a  $NTU$  [23]:

$$\varepsilon = f(C^*, NTU) \quad (7-11)$$

Konkrétní podoba rovnice (7-11) závisí na typu výměníku a uspořádání toků. Jak bylo zmíněno v části 5.3, pro chladírenské potřeby se nejvíce používá lamelový výměník s křížovým tokem, pro kterého má rovnice (7-11) následující tvar [23]:

$$\varepsilon = 1 - \exp \left\{ \frac{NTU^{0,22}}{C^*} \cdot [\exp(C^* \cdot NTU^{0,78}) - 1] \right\} \quad (7-12)$$

Pro výměníky, v nichž probíhá fázová změna (kondenzátory a výparníky), je  $C_{max} \rightarrow \infty$  a proto  $C^* \rightarrow 0$ . Po dosazení  $C^* = 0$  se rovnice (7-12) zjednoduší na [23]:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (7-13)$$

Výkon kondenzátoru, resp. výparníku lze poté zapsat jako funkci vstupních teplot [23]:

$$Q = \varepsilon \cdot Q_{max} = [1 - \exp(-NTU)] \cdot C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (7-14)$$

Výhodou metody  $\varepsilon$ - $NTU$  oproti metodě LMTD je především možnost provedení kontrolního výpočtu bez iterace.

## 7.3 Přestup tepla při varu

Var chladiv při jejich průtoku trubkou (tzv. dvoufázový tok) je z hlediska termokinetiky neobyčejně složitý jev. Pokud vypařování probíhá za klidových podmínek, jedná se o tzv. objemový var. Pokud probíhá za podmínek nucené konvekce, jedná se o tzv. konvektivní var.

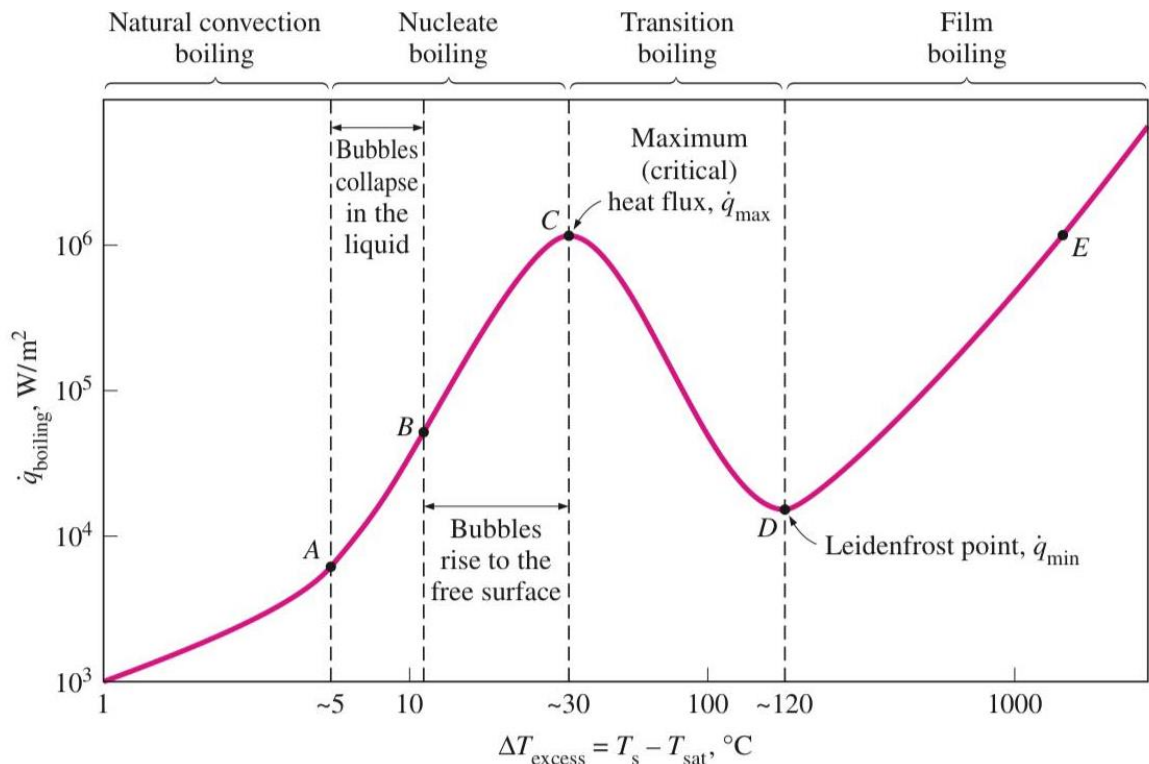
### 7.3.1 Objemový var

Režimy objemového varu zobrazuje tzv. křivka varu, což je křivka závislosti hustoty tepelného toku  $q [W \cdot m^{-2}]$  na přehřátí teplosměnné plochy  $\Delta T_S [K]$ , kde:

$$\Delta T_{sat} = T_w - T_{sat} \quad (7-15)$$

Kde  $T_w [^{\circ}C]$  je teplota stěny a  $T_{sat} [^{\circ}C]$  je teplota na mezi sytosti kapaliny. Křivka je zobrazena na Obr. 7-1. Lze z ní vyčíst základní režimy objemového varu:

- 1) *Přirozený konvektivní var*, který je charakterizován jednofázovou přirozenou konvekcí z horké stěny na nasycenou kapalinu bez tvoření bublinek na povrchu
- 2) *Bublínkový var*, charakterizován vznikem bublinek na povrchu, jejich růstem a odtrháváním od povrchu
- 3) *Přechodný var*, což je režim mezi bublínkovým a blánovým (filmovým) varem. V tomto režimu se tvoří nestabilní blána spojováním jednotlivých bublinek, to má za následek snížení hustoty tepelného toku, jelikož bublinky fungují jako izolant, který má menší tepelnou vodivost než samotná kapalina
- 4) *Blánový (filmový) var*, charakterizován stabilní vrstvou páry zformované mezi povrchem a kapalinou. Zde hustota tepelného toku začíná opět růst, protože se začne projevovat přenos tepla sáláním od povrchu [24]

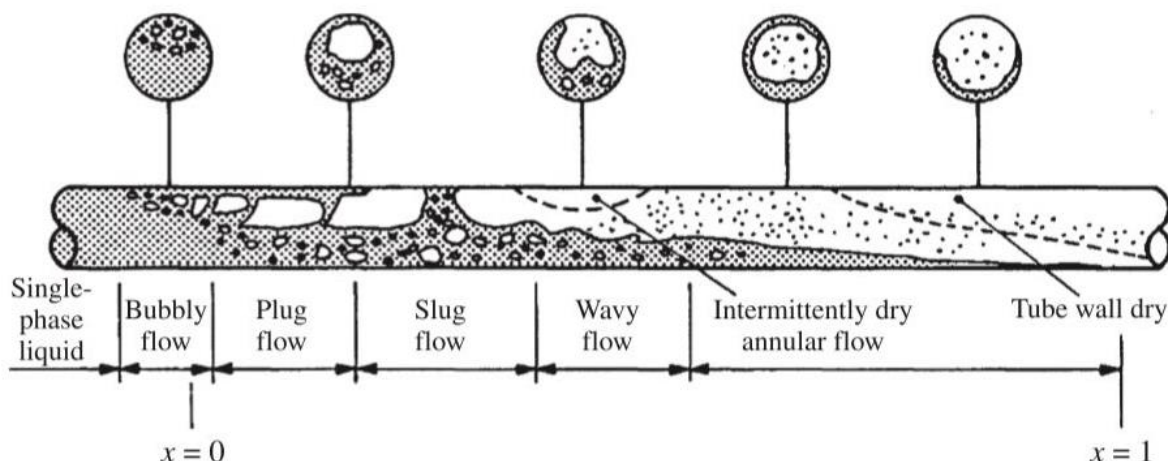


Obr. 7-1 Křivka varu [23]

### 7.3.2 Konvektivní var

Pro vypařování za podmínek nuceného toku přestup tepla zahrnuje jak příspěvek konvektivního přenosu tepla, tak přenosu tepla pomocí bublinkového varu. Proces konvektivního varu je běžně pozorován uvnitř trubek. Lokální součinitel přestupu tepla při konvektivním varu je funkcí především suchosti páry, hmotnostního toku, hustoty tepelného toku, geometrie a orientace trubek, režimu proudění a termofyzikálních vlastností tekutiny.

Režimy konvektivního varu při horizontálním dvoufázovém proudění jsou ovlivněny gravitací, která stratifikuje tekutinu na spodní část trubky a páru na vrchní část trubky. Na Obr. 7-2 lze vidět režimy proudění při varu při uniformní hustotě tepelného toku po celé trubce v závislosti na suchosti páry  $x$ . Těmito režimy jsou bublinkový tok, zátkový tok, přívalový tok, vlnkový tok a prstencový tok.



Obr. 7-2 Režimy proudění v horizontální trubce při varu [25]

### 7.3.3 Korelace pro přestup tepla při varu

Pro výpočet přestupu tepla jsou použity korelace dle Shaha. [26] Korelace berou v úvahu jak přenos tepla při nuceném konvektivním varu, tak při bublinkovém varu. Oproti ostatním metodám, kde autoři sčítají tyto dva typy přenosu přes různé koeficienty, Shah volí metodu volby většího z obou součinitelů přestupů tepla při bublinkovém varu  $\alpha_{nb}$  a součinitele přestupu tepla při konvektivním varu  $\alpha_{cb}$ . Jeho metoda nejdříve definuje bezrozměrný parametr  $N$ , který je pro vertikální trubky dán jako [26]:

$$N = C_o \quad (7-16)$$

Kde parametr  $C_o$  [–] (*Convection number*) je spočten dle vztahu [26]:

$$C_o = \left(\frac{1-x}{x}\right)^{0,8} \cdot \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0,5} \quad (7-17)$$

Kde  $x$  [–] je suchost páry,  $\rho_G$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota páry a  $\rho_L$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota kapaliny.

Z rovnice (7-17) lze vidět, že je nepoužitelná pro hodnoty 0 a 1, proto jako výchozí hodnotu suchosti lze volit hodnotu 0,99 a vzhledem k tomu, že suchost páry na vstupu do výparníku bývá obvykle větší než 0, lze tento problém ignorovat. Suchost páry na vstupu lze odečíst z diagramu p-h.

Pro  $N > 1$  jsou hodnoty  $\alpha_{nb}$  a  $\alpha_{cb}$  spočteny dle následujících vztahů. Efekt bublinkového varu je zaveden pomocí vypařovacího čísla (*boiling number*)  $B_o$  [27]:

$$B_o = \frac{q}{\dot{m} \cdot h_{LG}} \quad (7-18)$$

Kde  $B_o$  [–] je vypařovací číslo,  $q$  [ $W \cdot m^{-2}$ ] je hustota tepelného toku,  $\dot{m}$  [ $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ ] je celková hustota hmotnostního toku a  $h_{LG}$  [ $J \cdot kg^{-1}$ ] je měrné skupenské teplo varu. Číslo

vypařování může být interpretováno jako poměr hustoty hmotnostního toku páry generovaném uvnitř trubky a celkové hustoty hmotnostního toku. Pro  $B_o > 0,0003$  [27]:

$$\alpha_{nb} = \alpha_L \cdot 230 \cdot B_o^{0,5} \quad (7-19)$$

Pro  $B_o < 0,0003$ :

$$\alpha_{nb} = \alpha_L \cdot (1 + 46 \cdot B_o^{0,5}) \quad (7-20)$$

Kde  $\alpha_{nb} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla při bublinkovém varu a  $\alpha_L [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla jednofázového toku, vypočtený z Nusseltova čísla kapalné části dvoufázového toku:

$$\alpha_L = Nu_L \cdot \frac{\lambda_L}{d_i} \quad (7-21)$$

Kde  $Nu [-]$  je Nusseltovo číslo kapalné části dvoufázového toku,  $\lambda_L [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$  tepelná vodivost kapaliny a  $d_i [m]$  vnitřní průměr trubky.

Nusseltovo číslo kapalné části dvoufázového toku je dáno kritériální rovnicí dle Dittuse a Boeltera [28]:

$$Nu_L = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \quad (7-22)$$

Kde  $Re_L [-]$  je Reynoldsovo číslo kapalné fáze a  $Pr_L [-]$  je Prandtlovo číslo kapalné fáze.

Reynoldsovo číslo kapalné části dvoufázového toku je dáno vztahem:

$$Re_L = \frac{(1-x) \cdot \dot{m} \cdot d_i}{\mu_L} \quad (7-23)$$

Kde  $x [-]$  je suchost páry,  $\dot{m} [kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$  je celková hustota hmotnostního toku,  $d_i [m]$  vnitřní průměr trubky a  $\mu_L [Pa \cdot s]$  dynamická viskozita kapaliny.

Prandtlovo číslo kapalné části dvoufázového toku je dáno vztahem:

$$Pr_L = \frac{c_L \cdot \mu_L}{\lambda_L} \quad (7-24)$$

Kde  $c_L [J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$  je měrná tepelná kapacita kapaliny,  $\mu_L [Pa \cdot s]$  dynamická viskozita kapaliny a  $\lambda_L [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$  tepelná vodivost kapaliny.

Součinitel přestupu tepla při konvektivním varu je dán vztahem [26]:

$$\alpha_{cb} = \alpha_L \cdot \frac{1,8}{N^{0,8}} \quad (7-25)$$

Pro  $1 > N > 0,1$  je hodnota  $\alpha_{cb}$  spočítána dle rovnice (7-25) a hodnota  $\alpha_{nb}$  je dána vztahem:

$$\alpha_{nb} = \alpha_L \cdot [F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,74 \cdot N - 0,1)] \quad (7-26)$$

Pro  $N < 0,1$  je hodnota  $\alpha_{cb}$  spočítána dle rovnice (7-25) a hodnota  $\alpha_{nb}$  je dána vztahem:

$$\alpha_{nb} = \alpha_L \cdot [F \cdot Bo^{0,5} \cdot \exp(2,74 \cdot N - 0,15)] \quad (7-27)$$

Konstanta  $F$  nabývá hodnoty 14,7 pro  $Bo > 0,0011$  a 15,43 pro  $Bo < 0,0011$ .

Ve všech případech je lokální součinitel přestupu tepla  $\alpha_{tp}$  zvolen jako maximum ze součinitelů přestupu tepla bublinkového a konvektivního varu [26]:

$$\alpha_{tp} = \max(\alpha_{nb}, \alpha_{cb}) \quad (7-28)$$

Z inženýrského hlediska je důležitá střední hodnota součinitele přestupu tepla  $\overline{\alpha_{tp}}$ , která se spočítá jako průměr z lokálních hodnot:

$$\overline{\alpha_{tp}} = \frac{1}{N} \cdot \sum_{i=1}^N \alpha_{tp_i} \quad (7-29)$$

Kde  $N [-]$  je počet spočtených součinitelů přestupu tepla, daný zvoleným krokem suchosti. Krok suchosti  $\Delta x$  je zvolen 0,01.

Pro horizontální trubky se parametr  $N$  koriguje Froudeovým číslem kapaliny:

$$N = 0,38 \cdot Fr_L^{-0,3} \cdot C_o \quad (7-30)$$

Froudeho číslo je definováno jako:

$$Fr_L = \frac{\dot{m}^2}{\rho_L^2 \cdot g \cdot d_i} \quad (7-31)$$

Kde  $Fr_L [-]$  je Froudeho číslo kapaliny,  $\dot{m} [kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}]$  je celková hustota hmotnostního toku,  $\rho_L [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota kapaliny,  $g [m \cdot s^{-2}]$  je tíhové zrychlení a  $d_i [m]$  vnitřní průměr trubky.

Rovnice (7-30) je použita jen v případě stratifikovaného toku, tj. pro  $Fr_L < 0,04$ . Pro nestratifikovaný tok ( $Fr > 0,04$ ) je pro parametr  $N$  použit vztah (7-16).

Bublinkový var nastane pouze tehdy, pokud je hustota tepelného toku nad tzv. počátkem bublinkového varu (*onset of nucleate boiling*) daný vztahem [29]

$$q_{ONB} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_{sat} \cdot \alpha_{LO}}{r_{cr} \cdot \rho_G \cdot h_{GL}} \quad (7-32)$$

Kde  $q_{ONB} [W \cdot m^{-2}]$  je počátek bublinkového varu,  $\sigma [N \cdot m^{-1}]$  je povrchové napětí bubliny,  $T_{sat} [K]$  je saturační teplota,  $\alpha_{LO} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla na počátku vypařování daný vztahem (7-21) pro suchost  $x = 0$ ,  $r_{crit} [m]$  je parametr vnitřního povrchu

trubky,  $\rho_G [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota páry a  $h_{LG} [J \cdot kg^{-1}]$  je měrné skupenské teplo varu. Hodnota  $r_{crit} = 0,3 \cdot 10^{-6} m$  pro povrchy s přípustnou drsností.

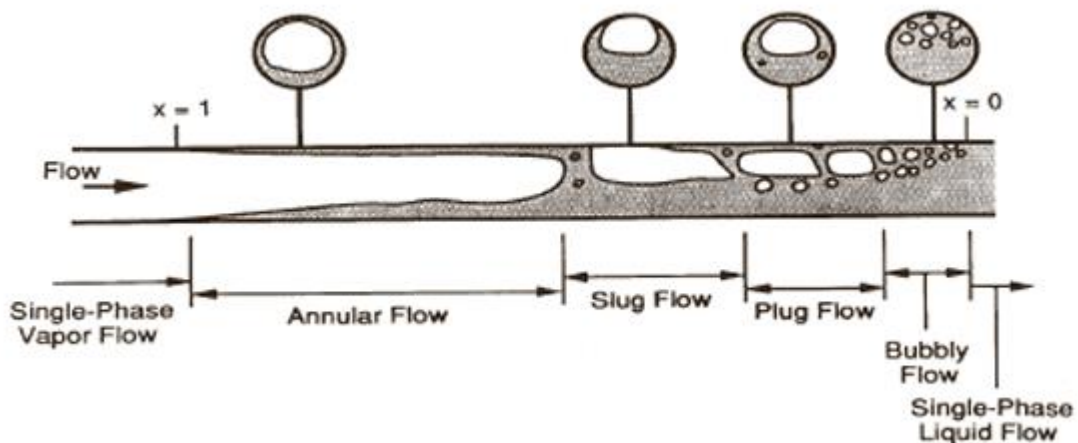
Chyba výpočtu lokálních součinitelů přestupu tepla je dle Shaha okolo 17 %. [26]

## 7.4 Přestup tepla při kondenzaci

Problematika u kondenzace je co do složitosti a spolehlivosti výpočtových postupů zcela obdobná jako u varu. Obecně kondenzace probíhá, pokud pára přijde do kontaktu s povrchem, jehož teplota je nižší, než je teplota nasycení páry za daného tlaku. Podle charakteru tvorby kondenzátu na ochlazovacím povrchu rozeznáváme kapičkovou a filmovou kondenzaci. Filmová kondenzace nastane, pokud je kondenzát smáčivou kapalinou, která vytvoří na ochlazovacím povrchu souvislou tenkou vrstvu (blánu, film). Kapičková kondenzace nastane v případě, že je kondenzát nesmáčivou kapalinou, která vytvoří na ochlazovacím povrchu mikroskopické kapičky, jejichž objem s časem roste a při dotyku se slévají ve větší kapky. Součinitel přestupu tepla u kapičkové kondenzace bývá o jeden až dva řády vyšší, než u filmové kondenzace. Bohužel, kapičková kondenzace je těžko udržitelná, a proto v běžné praxi dochází pouze k filmové kondenzaci. [24], [30]

### 7.4.1 Režimy toku uvnitř horizontálních trubek

Obr. 7-3 ilustruje dvoufázové režimy toku typické pro kondenzaci v horizontálních trubkách při vyšších rychlostech páry. Na počátku kondenzace, při vyšší suchosti páry, začíná tok jako prstencový, kde je film kondenzátu tvořen po celém vnitřním povrchu trubky. Pára proudí uprostřed a část kapaliny je strhávána ze špiček vln vznikajících na rozhraní pára-film a proudí společně s párou v jádru trubky ve formě kapiček. Jak kondenzace postupuje, pára postupně snižuje svoji rychlost, což má za následek snížení smykového napětí na rozhraní. Film postupně zvětšuje svou tloušťku ve spodní části trubky vlivem gravitace. Postupně vzniká přívalový, zátkový a bublinkový tok a ke konci trubky je již veškerá pára zkondenzována. [31]



Obr. 7-3 Režimy toku kondenzace v horizontální trubce [32]



## 7.4.2 Korelace pro přestup tepla při kondenzaci

Nejjednodušší metoda predikce součinitele přestupu tepla je přes tzv. dvoufázový multiplikátor. Metoda vychází z úvahy, že přenos tepla při prstencovém toku, typickém pro vyšší rychlosti proudění páry, je podobný přenosu tepla jednofázového toku kapaliny (skrže kterou je veškeré teplo přenášeno), a tedy poměr přenosu tepla dvoufázového a jednofázového toku může být charakterizován dvoufázovým multiplikátorem. Jednofázový přenos tepla je typicky předpovídán pomocí kritériální rovnice dle Dittuse a Boeltera [28] a výsledné Nusseltovo číslo je dáno vztahem [24]:

$$Nu = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^m \cdot F \left( x, \frac{\rho_L}{\rho_G}, \frac{\mu_L}{\mu_G}, Fr_L \right) \quad (7-33)$$

Kde  $Nu$  [–] je Nusseltovo číslo,  $m$  [–] je konstanta (mezi 0,3 a 0,4),  $Re_L$  [–] je Reynoldsovo číslo kapalné fáze,  $Pr_L$  [–] je Prandtlovo číslo kapalné fáze,  $F$  [–] je multiplikátor, který v závislosti na použité metodě bývá funkcí suchosti páry  $x$ , poměru hustot kapaliny a páry  $\rho_L$  a  $\rho_G$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ], poměru dynamických viskozit kapaliny a páry  $\mu_L$  a  $\mu_G$  [ $Pa \cdot s$ ] a Froudeho číslo kapaliny  $Fr_L$  [–].

Jedna z nejvíce používaných korelací pomocí multiplikátoru je korelace podle Shaha. Jeho rovnice pro přestup tepla má tvar [33]:

$$Nu = 0,023 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr_L^{0,4} \cdot \left[ (1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_r^{0,38}} \right] \quad (7-34)$$

Výraz v závorce je daný multiplikátor,  $x$  [–] je suchost páry a  $p_r$  [–] je redukovaný tlak, spočítán jako [33]:

$$p_r = \frac{p_{cnd}}{p_{crit}} \quad (7-35)$$

Kde  $p_{cnd}$  [ $Pa$ ] je skutečný kondenzační tlak chladiva a  $p_{crit}$  [ $Pa$ ] je kritický tlak chladiva.

Později Shah [34] vylepšil svou korelací tím, že identifikoval dva režimy přenosu tepla. Režim jedna nastane, pokud:

$$J_G \geq 0,98 \cdot (Z + 0,263)^{-0,62} \quad (7-36)$$

Kde  $J_G$  [–] je bezrozměrná rychlost páry a  $Z$  [–] je Shahův korelační parametr.

Bezrozměrná rychlost páry je definována jako [34]:

$$J_G = \frac{x \cdot \dot{M}}{\sqrt{g \cdot d_i \cdot \rho_G \cdot (\rho_L - \rho_G)}} \quad (7-37)$$

Kde  $x$  [–] je suchost páry,  $\dot{M}$  [ $kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$ ] je celková hustota hmotnostního toku,  $\rho_L$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota kapaliny,  $\rho_G$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota páry,  $g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] je tíhové

zrychlení a  $d_i$  [m] vnitřní průměr trubky.

Shahův parametr je definován jako [34]:

$$Z = \left(\frac{1}{x} - 1\right)^{0,8} \cdot p_r^{0,4} \quad (7-38)$$

Kde  $x$  [-] je suchost páry a  $p_r$  [-] je redukovaný tlak.

Lokální součinitel přestupu tepla poté závisí na daném režimu. Pro režim jedna [34]:

$$\alpha_{tp} = \alpha_I \quad (7-39)$$

Pro režim dvě [34]:

$$\alpha_{tp} = \alpha_I + \alpha_{Nu} \quad (7-40)$$

Kde  $\alpha_{tp}$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] je lokální součinitel přestupu tepla při kondenzaci,  $\alpha_I$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] je přestup tepla při režimu jedna a  $\alpha_{Nu}$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] je součinitel přestupu tepla dle Nusselta pro laminární filmovou kondenzaci ve vodorovných trubkách.

Součinitel přestupu tepla při režimu jedna je dán vztahem [34]:

$$\alpha_I = \alpha_{LO} \cdot \left[ (1-x)^{0,8} + \frac{3,8 \cdot x^{0,76} \cdot (1-x)^{0,04}}{p_r^{0,38}} \right] \cdot \left( \frac{\mu_L}{14 \cdot \mu_G} \right)^{0,0058+0,557 \cdot p_r} \quad (7-41)$$

Kde  $\alpha_{LO}$  [ $W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$ ] je součinitel přestupu tepla jednofázového toku daný vztahem (7-21) pro suchost  $x = 0$ ,  $\mu_L$  [ $Pa \cdot s$ ] je dynamická viskozita kapaliny,  $\mu_G$  [ $Pa \cdot s$ ] je dynamická viskozita páry a  $p_r$  [-] je redukovaný tlak.

Součinitel přestupu tepla při laminární filmové kondenzaci je dán vztahem [34]:

$$\alpha_{Nu} = 1,32 \cdot \left[ \frac{g \cdot \rho_L \cdot (\rho_G - \rho_L) \cdot \lambda_L^3}{\mu_L^2 \cdot Re_L} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (7-42)$$

Kde  $g$  [ $m \cdot s^{-2}$ ] je tíhové zrychlení,  $\rho_L$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota kapaliny,  $\rho_G$  [ $kg \cdot m^{-3}$ ] je hustota páry,  $\lambda_L$  [ $W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$ ] tepelná vodivost kapaliny,  $\mu_L$  [ $Pa \cdot s$ ] je dynamická viskozita kapaliny a  $Re_L$  [-] je Reynoldsovo číslo kapalné fáze dané vztahem (7-23). Shah na doporučení jednoho z autorů [35] konstantu před závorkou oproti Nusseltově modelu zvýšil o 20 % na základě porovnání s experimentálními daty. [34]

Podobně jako u vypařování je důležitá především střední hodnota součinitele přestupu u tepla, která se spočítá dle vztahu (7-29).

Chyba výpočtu lokálních součinitelů přestupu tepla je dle Shaha okolo 14 %. [34]

## 7.5 Přestup tepla na straně vzduchu pro lamelové výměníky

### 7.5.1 Účinnost lamel

Jak bylo zmíněno v 5.2.1, lamely se vkládají na stranu tekutiny s menším součinitelem přestupu tepla (v tomto případě vzduchu) za účelem zvětšení teplosměnné plochy. Pouze část plochy lamel se podílí na výsledném přenosu tepla. Tato část je dána tzv. účinností lamel, která je definována jako [29]:

$$\eta_f = \frac{T_{fin} - T_{air}}{T_t - T_{air}} \quad (7-43)$$

Kde  $\eta_f [-]$  je účinnost lamel,  $T_{fin} [^{\circ}C]$  je střední teplota lamel,  $T_a [^{\circ}C]$  je teplota vzduchu a  $T_t [^{\circ}C]$  je teplota povrchu trubky. Tato účinnost by nabývala hodnoty 1 jen v případě, že by teplota žebek byla uniformní a rovna teplotě stěny trubky. Jelikož se ale teplota se vzdáleností od trubky mění, je účinnost vždy menší než 1.

Postup výpočtu účinnosti lamel byl převzat z [29]. Rozměry použité ve výpočtu jsou znázorněny na Obr. 7-4. Pro výpočet účinnosti platí vztah:

$$\eta_f = \frac{\tanh X}{X} \quad (7-44)$$

Kde operand  $X$  je vypočten z rovnice:

$$X = \varphi \cdot \frac{d_o}{2} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{air}}{\lambda_{fin} \cdot \delta}} \quad (7-45)$$

Kde  $d_o [m]$  je vnější průměr trubky,  $\alpha_{air} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla na straně vzduchu (jehož výpočet bude proveden v kapitole 7.5),  $\lambda_{fin} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$  je tepelná vodivost lamely,  $\delta [m]$  je tloušťka lamely a  $\varphi [-]$  je operand, který je pro obdélníkové lamely dán jako:

$$\varphi = (\varphi' - 1) \cdot (1 + 0,35 \cdot \ln \varphi') \quad (7-46)$$

Pro  $\varphi'$  je pro vystřídání uspořádání trubek definován šestiúhelník (viz Obr. 7-4) pro každou trubku a vypočítá se dle následujícího vztahu:

$$\varphi' = 1,27 \cdot \frac{b_f}{d_o} \cdot \sqrt{\frac{l_f}{b_f} - 0,3} \quad (7-47)$$

Rozměr  $l_f$  [m] je vypočítán dle:

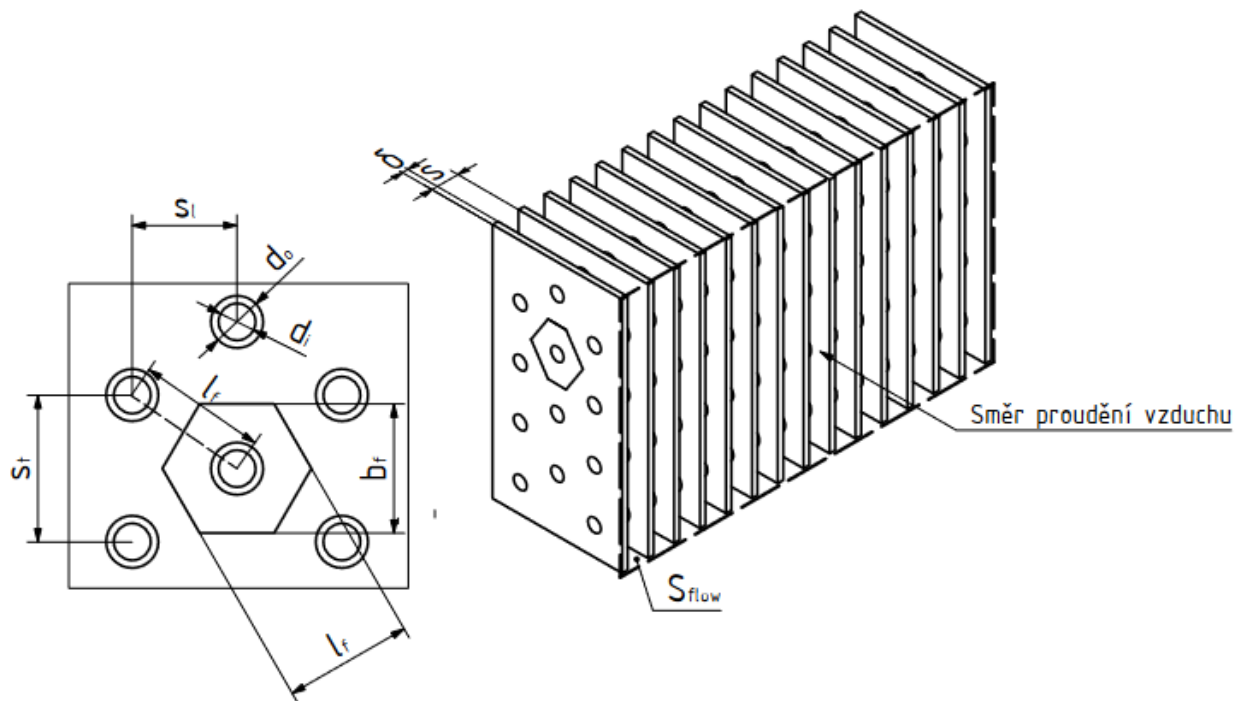
$$l_f = \sqrt{s_l^2 + \frac{s_t^2}{2}} \quad (7-48)$$

Kde  $s_l$  [m] je horizontální rozteč trubek,  $s_t$  [m] je vertikální rozteč trubek a  $b_f$  [m] je výška šestiúhelníku.

Pro rozměry  $s_l$  a  $b_f$  platí:

$$s_l \geq \frac{1}{2} \cdot s_t \quad (7-49)$$

$$b_f = s_t \quad (7-50)$$



Obr. 7-4 Rozměry lamelového výměníku použité pro výpočty

## 7.5.2 Korelace pro přestup tepla na straně vzduchu

Korelace pro přestup tepla jsou také převzaty z [29]. Pro vystřídání uspořádání trubek je součinitel přestupu tepla spočítán jako:

$$\alpha_{air} = 0,38 \cdot Re_{air}^{0,6} \cdot \left( \frac{S_{tot}}{S_t} \right)^{-0,15} \cdot Pr_{air}^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda_{air}}{d_o} \quad (7-51)$$

Kde  $\lambda_{air} [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$  je tepelná vodivost vzduchu,  $d_o [m]$  je vnější průměr trubky,  $S_{tot} [m^2]$  je celková vnější plocha výměníku (plocha lamel a trubek),  $S_t [m^2]$  je plocha holých trubek bez lamel,  $Re_{air} [-]$  je Reynoldsovo číslo na straně vzduchu a  $Pr_{air} [-]$  Prandtlovo číslo vzduchu.

Reynoldsovo číslo je zde definováno jako:

$$Re_{air} = \frac{d_o \cdot v_{as} \cdot \rho_{air}}{\mu_{air}} \quad (7-52)$$

Kde  $d_o [m]$  je vnější průměr trubky,  $\rho_{air} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota vzduchu,  $\mu_{air} [Pa \cdot s]$  je dynamická viskozita vzduchu a  $v_{as} [m \cdot s^{-1}]$  je rychlost proudění vzduchu nejmenším průtočným průřezem:

$$v_{as} = \frac{\dot{m}_{air}}{S_s \cdot \rho_{air}} \quad (7-53)$$

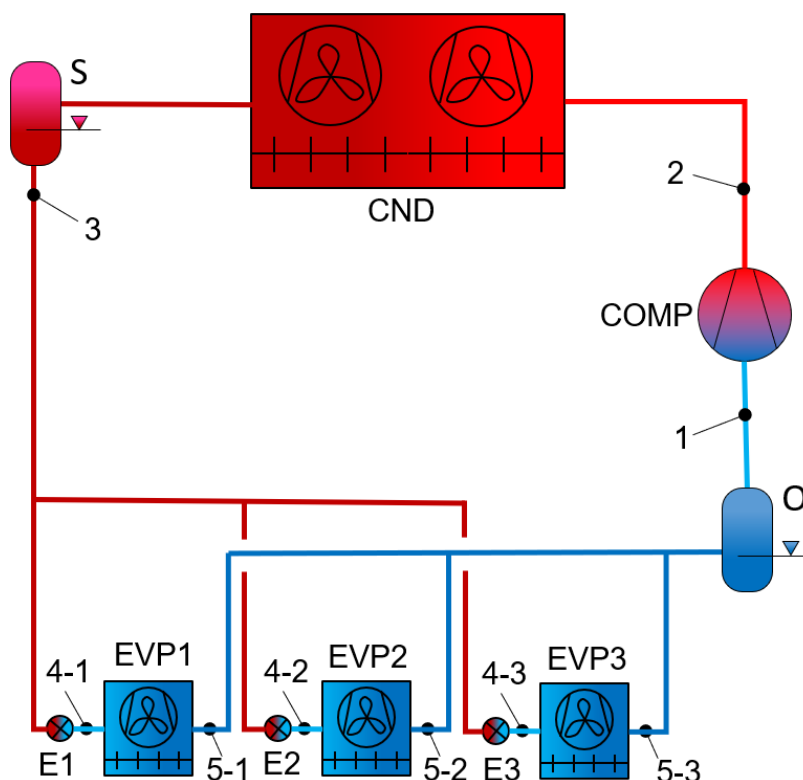
Kde  $\dot{m}_{air} [kg \cdot s^{-1}]$  je hmotnostní průtok vzduchu,  $\rho_{air} [kg \cdot m^{-3}]$  je hustota vzduchu a  $S_s [m^2]$  je nejmenší průtočný průřez výměníkem. Pro  $S_s$  platí:

$$S_{as} = S_{flow} - [(N_{fin} - 1) \cdot N_t \cdot d_o \cdot (s - \delta) + N_{fin} \cdot \delta \cdot h_{he}] \quad (7-54)$$

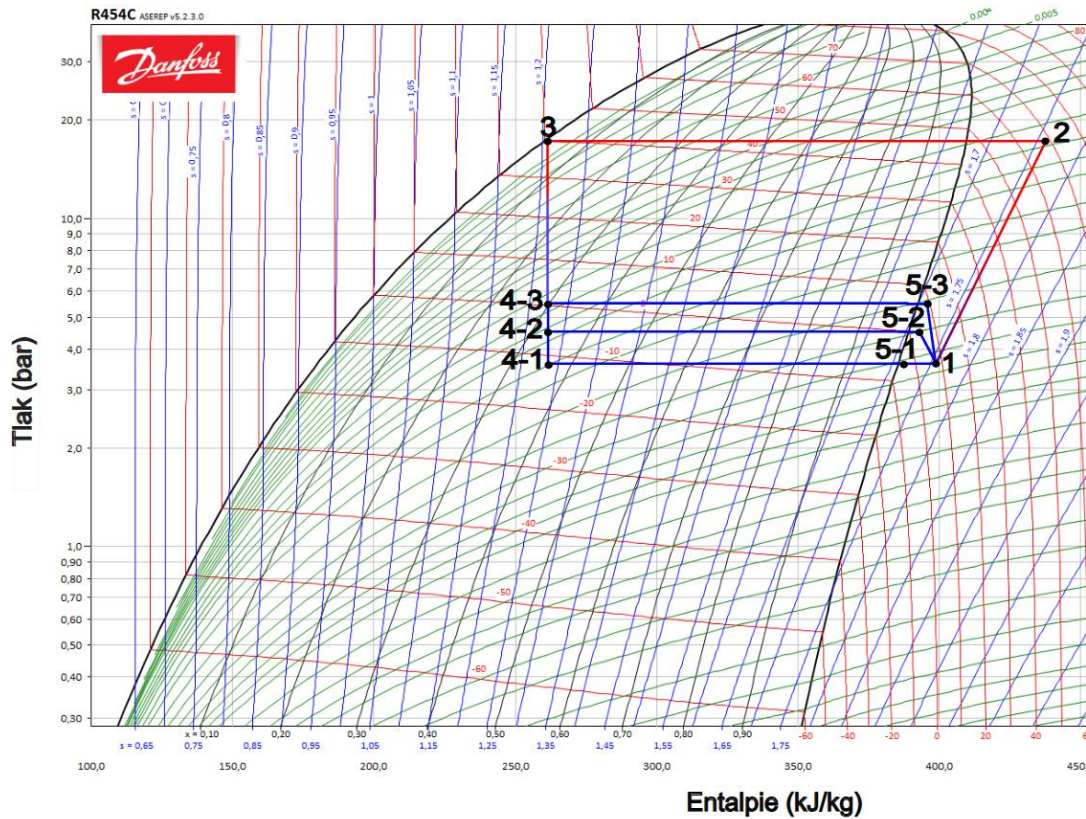
Kde  $S_{flow} [m^2]$  je náběhový průřez vzduchu (viz Obr. 7-4) daný výškou a šířkou výparníku,  $N_{fin} [-]$  je počet lamel,  $d_o [m]$  je vnější průměr trubky,  $s [m]$  vzdálenost sousedních lamel,  $N_t [-]$  počet trubek v jedné řadě a  $h_{he} [m]$  je výška výměníku.

## 7.6 Návrh chladivového okruhu v p-h diagramu

Pro konstrukci výparníku a kondenzátoru je nutné sestavit chladivový okruh v p-h diagramu chladiva R454C. Chladivo R454C bylo zvoleno jako alternativa používaných chladiv R404A a R22 z důvodu nízkého GWP (146) a za relativně podobných výkonových parametrů. Nejdříve je potřeba zvolit vypařovací teploty chladiva. Vypařovací teplota se obvykle volí 10 K pod teplotou vzduchu na vstupu do výparníku. Na straně kondenzátoru je kondenzační teplota chladiva 7 K nad teplotou vnějšího vzduchu na vstupu do kondenzátoru. Za předpokladu izoentropické komprese lze poté získat stav chladiva na výstupu z kompresoru. Přehřátí na výparníku je zvoleno 5 K. Teplota na sání kompresoru je zvolena 15 K nad výstupní teplotou výparníku, jehož vypařovací teplota je nejnižší. Na Obr. 7-5 lze vidět schéma chladivového okruhu a Obr. 7-6 znázorňuje příslušný okruh v p-h diagramu. Odečtené entalpie z p-h diagramu jsou v Tab. 2. Při odečítání hodnot entalpií jsou zanedbány tlakové ztráty ve výparníku a teplotní skluz, který se u zeotropních chladiv jako R454C projevuje.



Obr. 7-5 Schéma navrhnutého chladivového okruhu s více chladicími povinnostmi. 1 – Vstup chladiva do kompresoru, 2 – výstup chladiva z kompresoru, 3 – výstup chladiva ze sběrače za kondenzátorem, 4-1, 2 a 3 – vstup na výparníky 1, 2 a 3, COMP – kompresor, CND – kondenzátor, S – Sběrač kapalného chladiva, O – Odlučovač kapalného chladiva, E1, 2, 3 – Expanzní ventily 1, 2 a 3, EVP1, 2, 3 – výparníky 1, 2 a 3



Obr. 7-6 Okruh navrhnutý v diagramu p-h chladiva R454C

Tab. 2 - Hodnoty entalpií a teplot odečtené z diagramu p-h

	Teplota na vstupu [°C]	Teplota na výstupu [°C]	Entalpie na vstupu [kJ/kg]	Entalpie na výstupu [kJ/kg]
Výparník 1 (sklad švestek)	-9	-4	263,5	389
Výparník 2 (sklad okurek)	-3	2	263,5	392,4
Výparník 3 (sklad banánů)	3	8	263,5	395,5
Kondenzátor	60	42	434,6	263,5

## 7.7 Postup při výpočtu výměníků

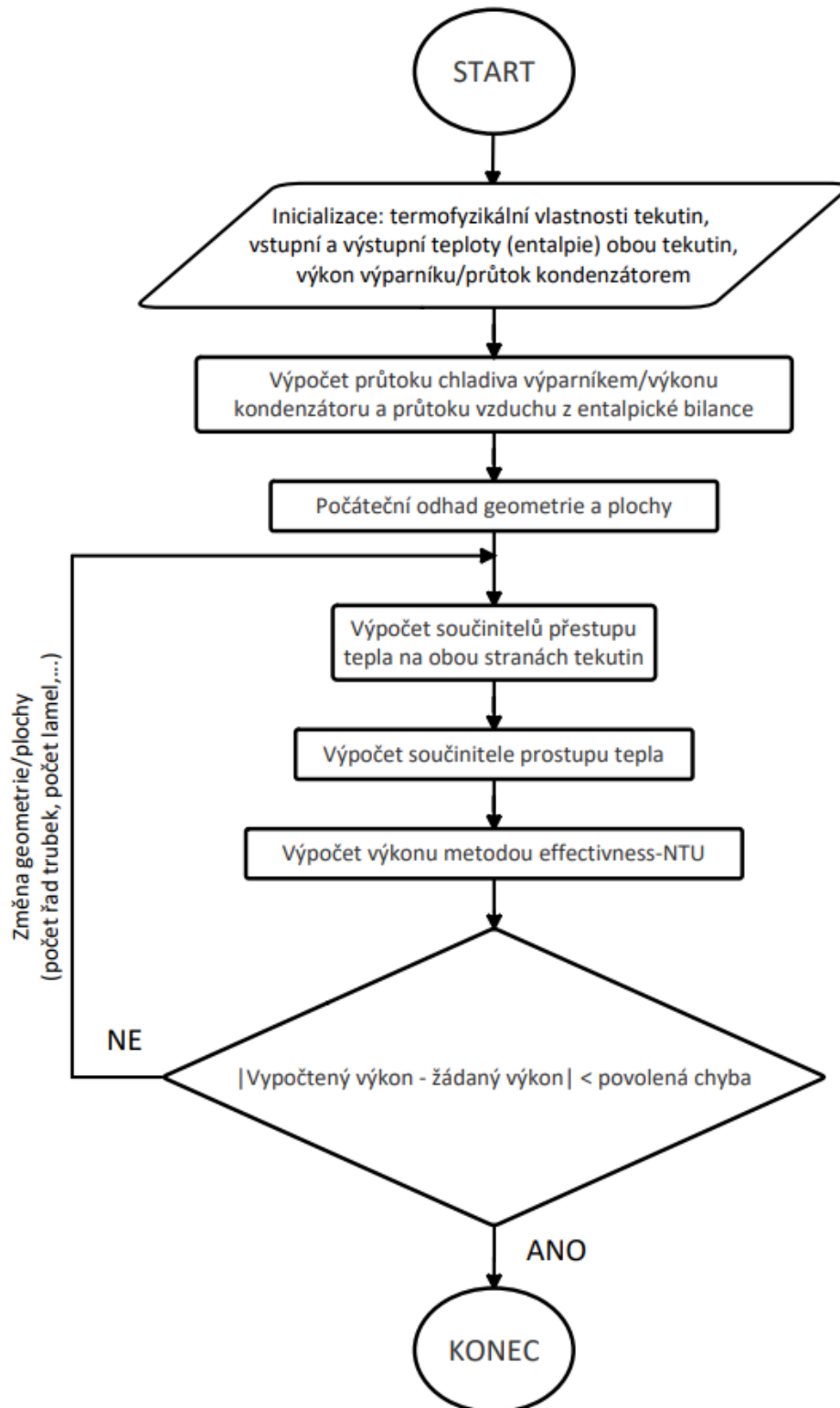
Úkolem je určit rozměry, geometrii a plochu výměníku tak, aby výměník přenášel žádaný výkon. Vstupními hodnotami pro výpočet (výparníků i kondenzátorů) metodou  $\varepsilon$ -NTU budou vstupní a výstupní teploty (entalpie) obou tekutin, termofyzikální vlastnosti a výkon jednotlivých výparníků. Z entalpické bilance se nejdříve vypočítá potřebný průtok chladiva a vzduchu jednotlivými výparníky. Výkon kondenzátoru se spočítá ze znalosti průtoku (daný součtem průtoků chladiva výparníky) a entalpiemi na vstupu a výstupu z kondenzátoru. Entalpie chladiva lze odečíst z diagramu p-h. Entalpie vzduchu lze odečíst z h-x diagramů (viz příloha 2) Výpočet výměníků bude proveden v prostředí *MATLAB*. Pro výpočet výkonu metodou  $\varepsilon$ -NTU je potřeba znalost geometrie a plochy výměníku a součinitele prostupu tepla, daný vztahem:

$$k_{he} = \left( \frac{1}{\alpha_{air}} \cdot \frac{S_{tot}}{(S_{to} + \eta_f \cdot S_f)} + \frac{d_i \cdot \ln \frac{d_o}{d_i}}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \frac{S_{tot}}{S_{ti}} + \frac{1}{\bar{\alpha}_{tp}} \frac{S_{tot}}{S_{ti}} \right)^{-1} \quad (7-55)$$

Kde  $k_{he} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je součinitel prostupu tepla výměníku vztažený k referenční celkové vnější ploše výměníku  $S_{tot} [m^2]$ ,  $\alpha_{air} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je součinitel přestupu tepla na straně vzduchu,  $\bar{\alpha}_{tp} [W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$  je střední součinitel přestupu tepla na straně chladiva,  $d_i [m]$  je vnitřní průměr trubky,  $d_o [m]$  je vnější průměr trubky,  $S_{to} [m^2]$  je celkový volný vnější povrch trubek,  $S_{ti} [m^2]$  je celkový vnitřní povrch trubek,  $S_f [m^2]$  je povrch lamel,  $\eta_f [-]$  je účinnost lamel a  $\lambda_t [W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$  tepelná vodivost trubky.

Jelikož součinitel prostupu tepla závisí na geometrii a ploše výměníku, je potřeba iteračního výpočtu. Nejdříve se navrhne geometrie výměníku a spočítá se plocha. Následně se vypočítají součinitele přestupu tepla na obou stranách tekutin dle vztahů uvedených v předchozích kapitolách a součinitel prostupu tepla. Při znalosti součinitele prostupu tepla a plochy se vypočítá výkon výměníku dle (7-14). Dokud nebude rozdíl skutečného výkonu a vypočítaného výkonu menší než povolená chyba (zvolena jako 1 %), bude program měnit geometrii a plochu (počet řad trubek, počet lamel apod.), dokud nebude dané přesnosti dosaženo. Vývojový diagram programu je obdobný jak pro výparník, tak pro kondenzátor a lze ho vidět na Obr. 7-7. Ukázky kódu pro výpočet kondenzátoru a výměníku lze nalézt v příloze 4.



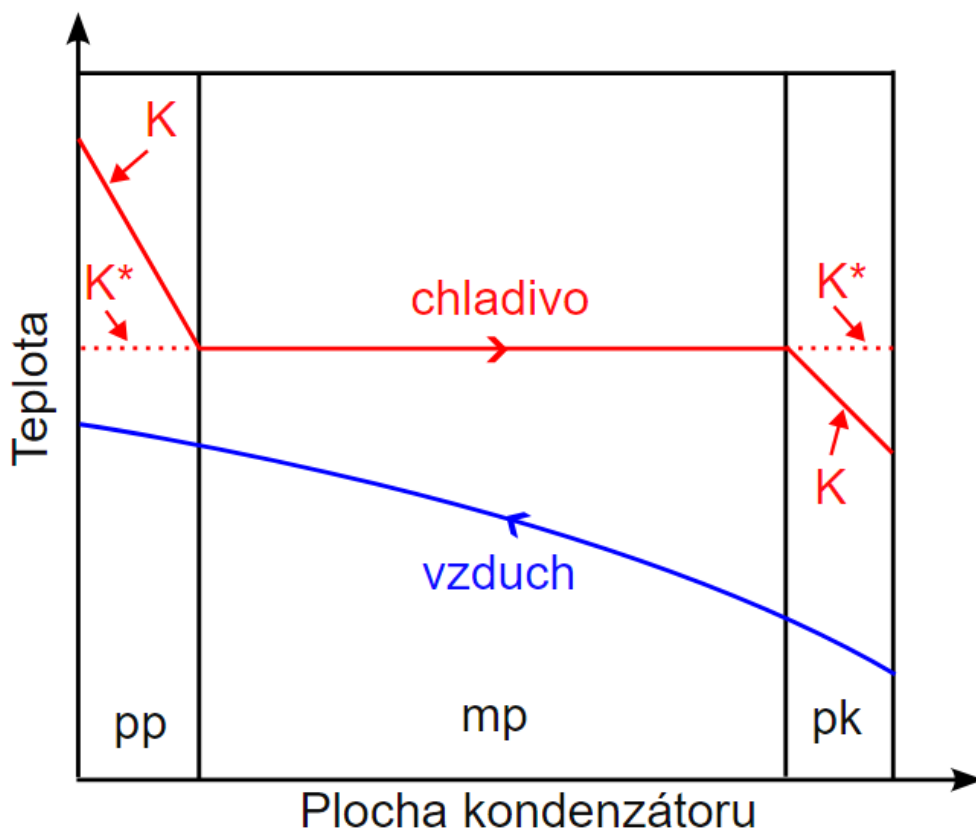


Obr. 7-7 Vývojový diagram programu pro výpočet výměníků

Je třeba zmínit, že výkon kondenzátoru, resp. výparníku pomocí metody  $\varepsilon$ -NTU předpokládá konstantní teplotu kondenzace, resp. varu. Kondenzátor je typicky rozdělen na tři oblasti:

- 1) Oblast přehřáté páry
- 2) Oblast mokré páry
- 3) Oblast podchlazené kapaliny

Průběh teplot podél kondenzátoru zobrazuje křivka K na Obr. 7-8. Podchlazení chladiva se obvykle zanedbává a při použití sběrače podchlazení neexistuje. U běžných kondenzátorů je teplota povrchu stěny pro kondenzaci chladiva nižší, než teplota kondenzace sytých par, proto lze uvažovat kondenzaci par a jejich ochlazování současně. Plocha kondenzátoru se tedy počítá souhrnně pro součet výkonů na zchlazení přehřátých par a jejich kondenzaci a předpokládá se přitom konstantní teplota kondenzace (průběh teploty podle křivky K\*). [10] Tento předpoklad lze obecně udělat u chladiv, jejichž teplota po výtlaku z kompresoru není příliš rozdílná od kondenzační teploty, což u nových chladiv jako R454C neplatí. Již v této části práce je tedy jasné, že předpoklad kondenzace po celé délce výměníku způsobí větší součinitel přestupu tepla a tedy větší kondenzační výkon, než tomu bude ve skutečnosti. U výparníků se přehřátí par zanedbává a uvažuje se konstantní teplota vypařování podél celé teplosměnné plochy. [10]



Obr. 7-8 Teplotový diagram kondenzátoru

## 8 CHARAKTERISTIKA KOMPRESORU

Charakteristikou kompresoru se rozumí křivky kondenzačního a chladicího výkonu v závislosti na proměnné kondenzační teplotě, při konstantním sacím tlaku reprezentovaným nasycenou sací teplotou, konstantní sací teplotě a otáčkách kompresoru. Křivky jsou obvykle vyjádřeny polynomy různých stupňů a různých parametrů. Obecně stupeň polynomu určuje přesnost výsledku. Jeden ze způsobů, jak popsat chladicí výkon kompresoru, práci kompresoru a hmotnostní průtok, je dle AHRI 540 [36]:

$$X = C_0 + C_1 \cdot (t_s) + C_2 \cdot (t_s^2) + C_3 \cdot (t_s^2) + C_4 \cdot (t_s \cdot t_d) + C_5 \cdot (t_d^2) + C_6 \cdot (t_s^3) + C_7 \cdot (t_d \cdot t_s^2) + C_8 \cdot (t_s \cdot t_d^2) + C_9 \cdot (t_d^3) \quad (8-1)$$

Kde Proměnná  $X$  je buď chladicí výkon kompresoru  $Q_{cool\_cmp}$  [kW], příkon kompresoru  $P$  [kW] nebo hmotnostní průtok chladiva  $\dot{m}_{ref}$  [kg · s<sup>-1</sup>]. Konstanty  $C_0, C_1, \dots, C_9$  se získají z výkonových testů kompresoru od výrobce.

Skutečný chladicí výkon kompresoru je:

$$Q_{cool\_cmp\_skut} = Q_{cool\_cmp} \cdot \frac{n_{skut}}{n_{nom}} \cdot \frac{(t_{s\_skut} + 273,15)}{(t_s + 273,15)} \quad (8-2)$$

Kde  $Q_{cool\_cmp\_skut}$  [kW] je skutečný chladicí výkon kompresoru,  $n_{skut}$  [ot · min<sup>-1</sup>] jsou skutečné otáčky kompresoru,  $n_{nom}$  [ot · min<sup>-1</sup>] jsou nominální otáčky kompresoru,  $t_{s\_skut}$  [°C] je skutečná sací teplota a  $t_s$  [°C] je nominální sací teplota.

Kondenzační výkon kompresoru se pak spočítá jako:

$$Q_{cnd\_cmp} = Q_{cool\_cmp\_skut} + P \quad (8-3)$$

Kde  $Q_{cnd\_cmp}$  [kW] je kondenzační výkon kompresoru,  $Q_{cool\_cmp\_skut}$  [kW] je skutečný chladicí výkon kompresoru a  $P$  [kW] je příkon kompresoru.

## 9 APLIKACE VÝPOČTŮ

### 9.1 Tepelné zisky

Tab. 3 Podmínky jednotlivých chladíren

Potravina	Teplota vnitřního vzduchu [°C]	Entalpie vnitřního vzduchu [kJ/kg]	Hustota vnitřního vzduchu [kg/m <sup>3</sup> ]	Teplota venkovního vzduchu [°C]	Entalpie venkovního vzduchu [kJ/kg]	Hustota venkovního vzduchu [kg/m <sup>3</sup> ]	Relativní vlhkost vnitřního vzduchu [%]
Švestky	1	9,6	1,268	35	82	1,119	85
Okurky	7	20	1,239				
Banány	13	33	1,211				

Tab. 4 vypočtené hodnoty tepelných zisků

Potravina	$Q_p$ [W]	$Q_{fc}$ [W]	$Q_{resp}$ [W]	$Q_d$ [W]	$Q_{per}$ [W]	$Q_{light}$ [W]	$Q_{vent}$ [W]	$Q_{defr}$ [W]	Suma [W]	Bezpečnost [%]	Potřebný výkon [W]
Okurky	589	668	4	706	44	15	200	336	2562	10	2819
Banány	485	594	35	536	38	15	200	0	1903	10	2093
Švestky	381	368	50	370	34	15	200	0	1418	10	1560

## 9.2 Validace výpočtu tepelných zisků

Validace výpočtu je provedena softwarem *Coolselector2* od firmy Danfoss. Validace proběhne u chladírny švestek. Prostředí programu je k vidění na Obr. 9-1.

**Chladírna - Krok 2 z 5: Kontrola/revize zatížení chladírny**

Následující vstupní hodnoty jsou nezbytné pro výpočet požadovaného chladicího výkonu chladírny:

Délka: 6,00 m  
 Šířka: 3,00 m  
 Výška: 2,50 m

Podmínky v prostoru:  
 Teplota: 1,0 °C  
 Relativní vlhkost: 85 %  
 Provozní počet hodin: 24 h - e

Zboží:  
 Ovoce:   
 Množství za den: 500 kg  
 Vstupní teplota: 35,0 °C  
 Tepelná zátěž dýchacím teplem zboží:   
 Celkové množství v prostoru: 500 kg

Výměna vzduchu (infiltrace):  
 Teplota: 35,0 °C  
 Relativní vlhkost: 51 %  
 Otevírání dveří:  
 Časté  
 Frekvence výměny vzduch 11,24  
 (krát objem prostoru za 24 hodin)

Prostup tepla:  
 Běžné panely  Panely na zakázku  
 Typ: Polyuretan  
 Tloušťka: 80,00 mm  
 Teplota okolí: 35,0 °C  
 Teplota pod podlahou: 10,0 °C

Další zatížení:  
 Osvětlení: 15 W  
 Ventilátory: 200 W  
 Vstupující osoby: 2 h/den  
 Další/ostatní: 360 W

Odtávání:  
 Elektrické  Přirozené  
 Příkon: 0 W  
 Odtávacích cyklů za den: 0  
 Doba odtávání: 0 min

[Pomoc](#) [< Předcházející](#) [Další >](#)

Obr. 9-1 Prostředí programu CoolSelector2 a vstupní hodnoty pro první chladírnu

Jelikož nejsou známy parametry odtávání, je odtávání přidáno do kolonky „Další“ v sekci „Další zatížení“. Výsledky výpočtů z aplikace jsou zobrazeny na Obr. 9-2.

Chladírna:	
Teplota:	1,0 °C
Relativní vlhkost:	85,0 %
Provozní počet hodin:	24,0 h
Detaily zatížení:	
Prostup tepla izolacemi:	0,566 kW
Výměna vzduchu:	0,405 kW
Led na výparniku:	0,029 kW
Zboží celkem:	0,730 kW
Zchlazení zboží:	0,712 kW
Dýchací teplo zboží:	0,018 kW
Osvětlení:	0,001 kW
Vstupující osoby:	0,022 kW
Ventilátory:	0,200 kW
Další/ostatní:	0,360 kW
Odtávání:	0 kW
<b>Celkem:</b>	<b>2,313 kW</b>

Obr. 9-2 Výsledek vypočtený v programu CoilDesigner

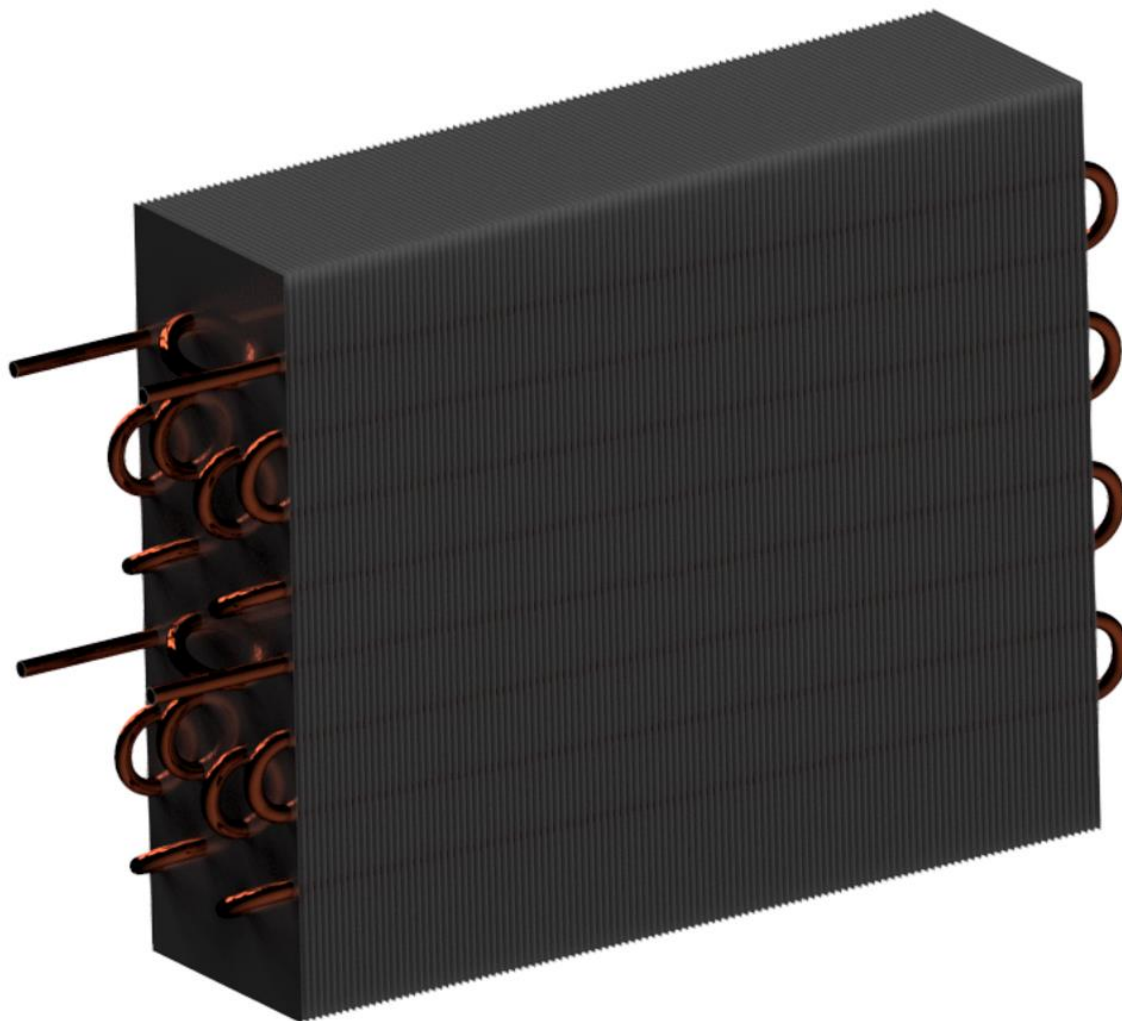
Jak můžeme z výsledků vidět, tepelný zisk vypočtený pomocí aplikace *Coolselector2* činí 2313 W. Největším rozdílem je ve výpočtu pro tepelný zisk otevíráním dveří. Software používá jiný výpočetní model, než je model v této práci. Model je popsán dokumentací softwaru. Další nepřesnosti jsou dány výpočtem pro zchlazení a dýchání potravin, které jsou způsobené nemožností volby konkrétní potraviny. Tyto nepřesnosti však nejsou již tak markantní. Ostatní vypočtené tepelné zisky se podobají výpočtům v této práci. Dále, aplikace nepočítá s žádným bezpečnostním faktorem. Pokud by měl program stejný výpočetní model pro tepelný zisk otevíráním dveří a možnost volby bezpečnostního faktoru, hodnoty by se příliš nelišily, a proto lze výpočty v této práci zhodnotit jako validní.

### 9.3 Výpočet výparníků

Každý výparník bude rozdělen na dvě stejné části (průtok je rozdělen na dva okruhy). Program bude tedy počítat výparník s polovičním výkonem. Výsledky v Tab. 5 ukazují výsledky výpočtů výparníků v jednotlivých chladírnách. Obr. 9-3 ukazuje model prvního výparníku vytvořený v programu *Autodesk Inventor*.

Tab. 5 Výsledky výpočtů výparníků

Výparník	Švestky	Okurky	Banány
Výška [m]	0,5	0,5	0,5
Šířka [m]	0,6	0,6	0,6
Hloubka [m]	0,173	0,173	0,087
Počet trubek v řadě	8	8	8
počet řad	4	4	3
Počet lamel	114	100	188
$d_i$ [mm]	11,1	11,1	11,1
$d_o$ [mm]	12,7	12,7	12,7
Horizontální rozteč trubek [mm]	50	50	50
Vertikální rozteč trubek [mm]	50	50	50
$m_{ref}$ [kg/s]	0,022	0,016	0,012
$m_{air}$ [kg/s]	0,600	0,436	0,296
$\alpha_{ref}$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	2139	1498	950,7
$\alpha_{air}$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	34,6	28,9	21,9
$k$ [W/m <sup>2</sup> ·K]	18,5	15,8	9,0
$Q_{evp}$ [W]	2794	2078	1546



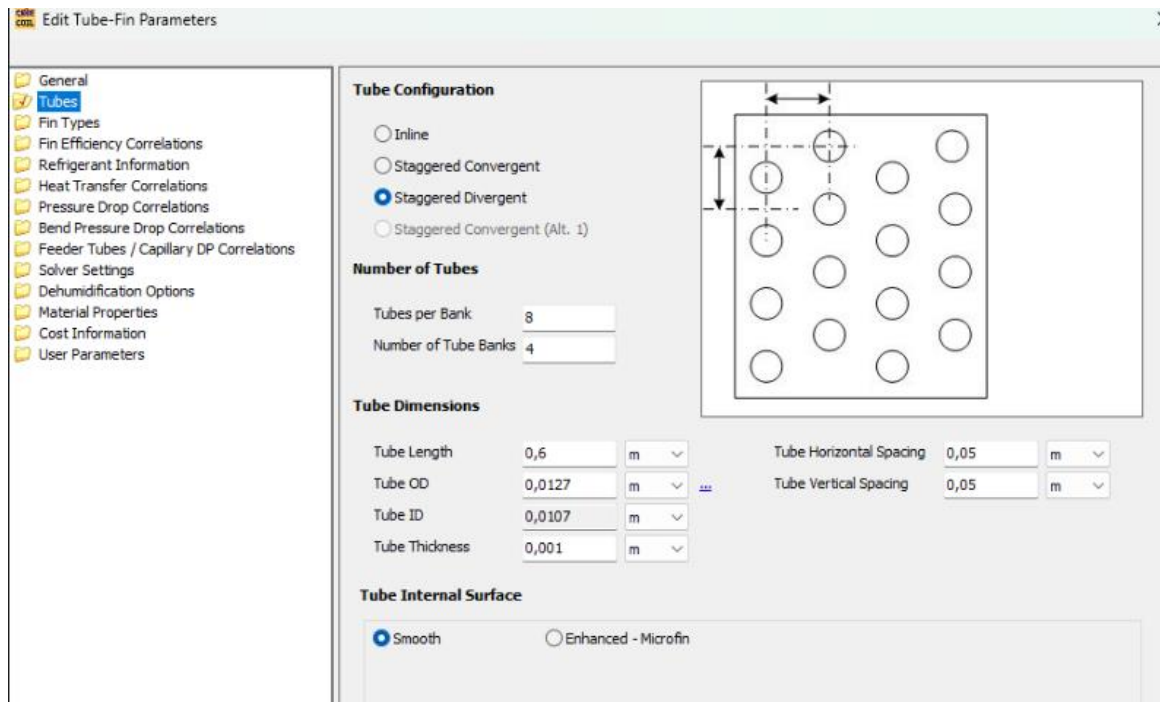
*Obr. 9-3 Model prvního výparníku*

### **9.3.1 Validace modelu výparníku**

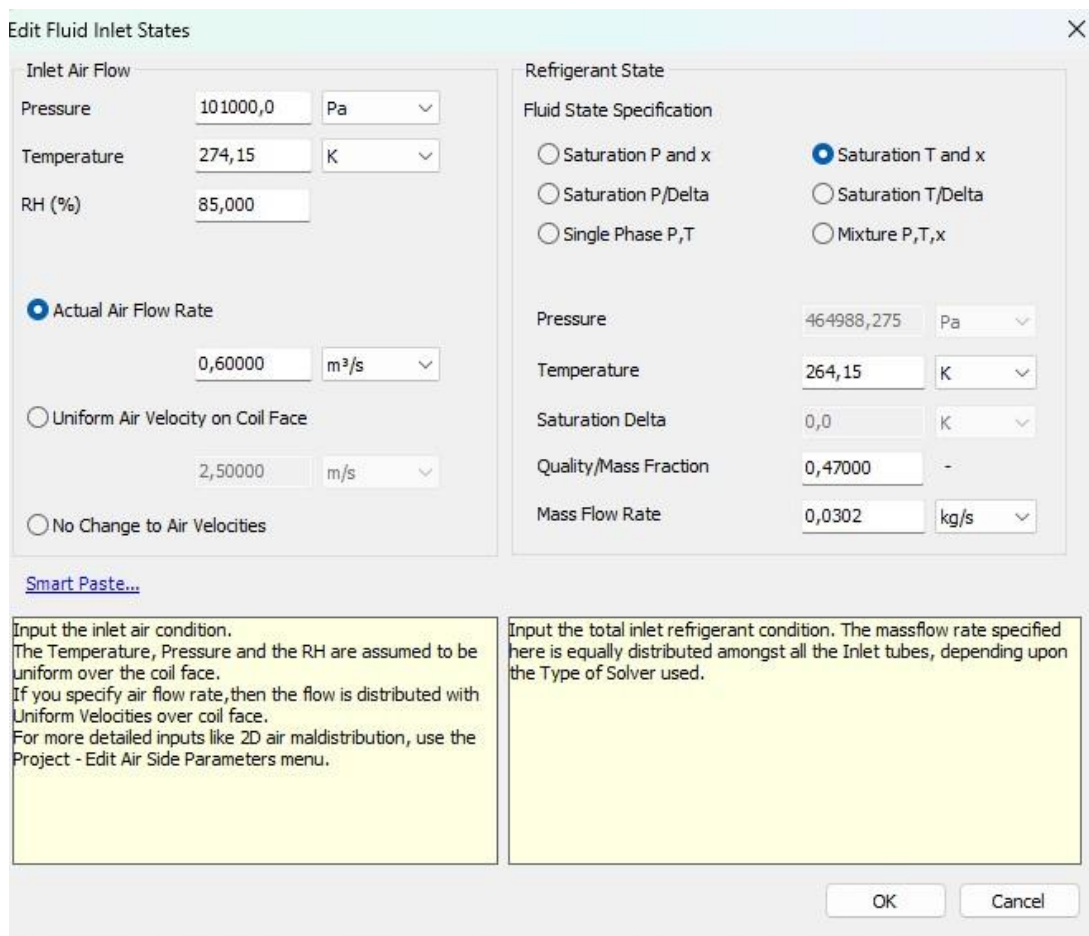
Validace vytvořeného modelu<sup>3</sup> je provedena v softwaru *CoilDesigner*. Aplikace umožňuje nastavení veškerých potřebných parametrů – volba chladiva, průměry trubek, rozteče, počet trubek v řadě, počet řad, počet okruhů, typ a počet lamel, průtok vzduchu a chladiva, výchozí podmínky apod. Ukázka volby parametrů jsou na Obr. 9-4 a Obr. 9-5. Vytvořené okruhy jsou na Obr. 9-6. Výsledek výpočtu je poté na Obr. 9-7.

---

<sup>3</sup> Validace je provedena pouze pro první výparník.

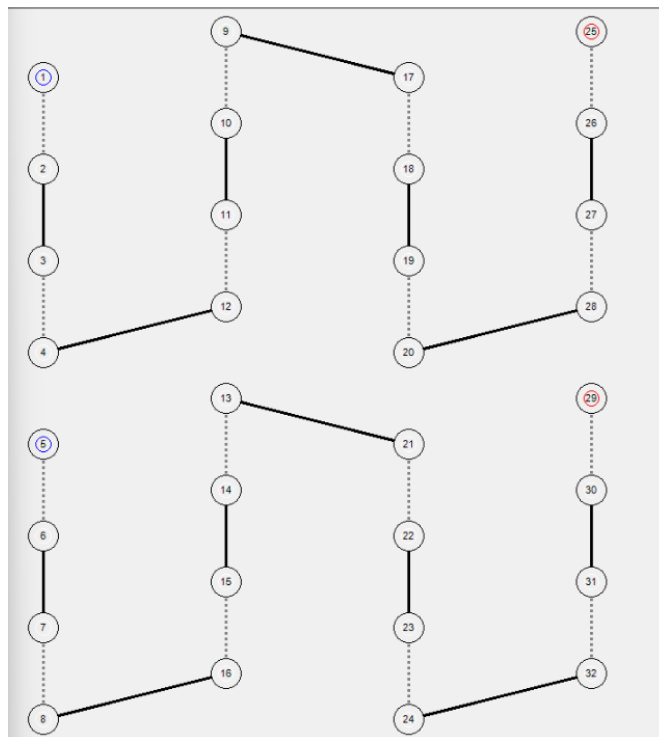


Obr. 9-4 Volba parametrů trubek v prostředí CoilDesigner



Obr. 9-5 Vstupní podmínky tekutin v softwaru CoilDesigner





Obr. 9-6 Uspořádání trubel v aplikaci CoilDesigner

<b>Heat Loads</b>		
Total Heat Load	2683,5954	W
Sensible Heat Load	1867,9381	W
Latent Heat Load	815,6573	W
Sensible Heat Ratio	0,6961	
Ref. Liquid Heatload	0,0000	W
Ref. Two-phase Heatload	2600,3373	W
Ref. Vapor Heatload	83,2581	W
Ref. Abs. Heatload Sum	2683,5954	W

Obr. 9-7 Výsledky výpočtu v softwaru CoilDesigner

Tab. 6 ukazuje výkony vypočtené pomocí softwaru *CoilDesigner* a pomocí modelu této práce.

Tab. 6 Vypočtené výkony v programu *CoilDesigner* a pomocí diplomové práce

Tepelný výkon ze softwaru <i>CoilDesigner</i> [W]	Tepelný výkon dle modelu diplomové práce [W]	Relativní chyba [%]
2683	2794,000	4

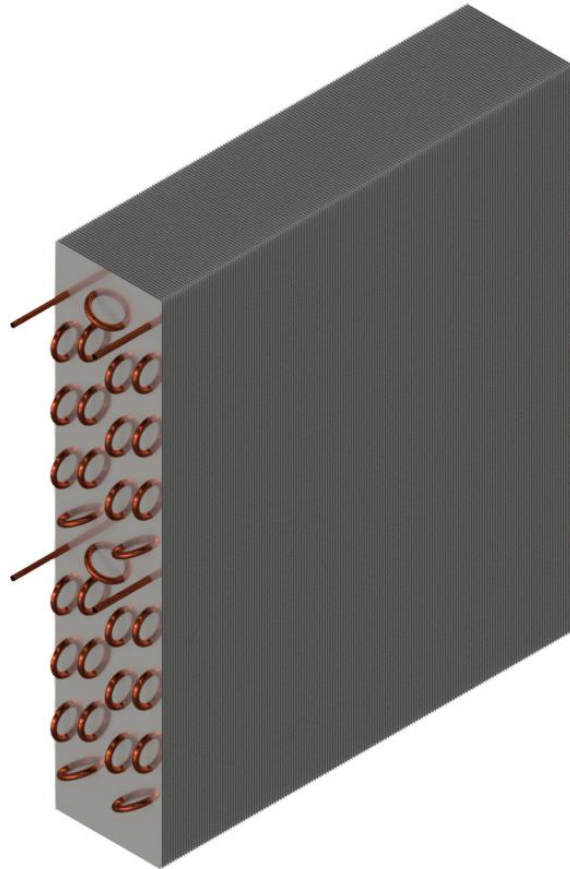
Z relativní chyby 4 % lze usoudit, že je model této práce validní. Nepřesnost je způsobena jinými výpočtovými modely přenosu tepla v softwaru, předpokladu dvoufázové přeměny po celé ploše výparníku (proto je také pravděpodobně výkon vypočtený diplomovou prací větší) a také zanedbáním teplotního skluzu.

## 9.4 Výpočet kondenzátoru

Podobně jako u výparníku bude kondenzátor rozdělen na dva okruhy a výpočet bude proveden pro poloviční výkon. Výsledky výpočtů jsou v Tab. 7. Obr. 9-8 ukazuje model kondenzátoru vytvořený v programu *Autodesk Inventor*.

Tab. 7 Vypočtené rozměry kondenzátoru

<b>Výška [m]</b>	1,8
<b>Šířka [m]</b>	1,5
<b>Hloubka [m]</b>	0,391
<b>Počet trubek v řadě</b>	16
<b>počet řad</b>	4
<b>Počet lamel</b>	208
<b><math>d_i</math> [mm]</b>	11,1
<b><math>d_o</math> [mm]</b>	12,7
<b>Horizontální rozteč trubek [mm]</b>	100
<b>Vertikální rozteč trubek [mm]</b>	150
<b><math>m_{ref}</math> [kg/s]</b>	0,051
<b><math>m_{air}</math> [kg/s]</b>	2,07
<b><math>\alpha_{ref}</math> [W/m<sup>2</sup>·K]</b>	3864
<b><math>\alpha_{air}</math> [W/m<sup>2</sup>·K]</b>	14,9
<b>k [W/m<sup>2</sup>·K]</b>	8,44
<b><math>Q_{cnd}</math> [W]</b>	8664



Obr. 9-8 Model kondenzátoru

### 9.4.1 Validace modelu kondenzátoru

Validace proběhne také v softwaru CoilDesigner. Postup vytváření modelu v softwaru je obdobný s výparníkem. Obr. 9-9 ukazuje vstupní podmínky chladiva a vzduchu a z Obr. 9-10 lze odečíst výsledek výkonu.

 A screenshot of the 'Edit Fluid Inlet States' dialog box in the CoilDesigner software. The dialog is divided into two main sections: 'Inlet Air Flow' and 'Refrigerant State'.
 

Inlet Air Flow		Refrigerant State	
Pressure	101325,0 Pa	Fluid State Specification	<input checked="" type="radio"/> Saturation T and x
Temperature	308,15 K	<input type="radio"/> Saturation P and x	<input type="radio"/> Saturation T/Delta
RH (%)	51,000	<input type="radio"/> Saturation P/Delta	<input type="radio"/> Mixture P,T,x
<input checked="" type="radio"/> Actual Air Flow Rate	2,06000 m³/s	Pressure	1534868,038 Pa
<input type="radio"/> Uniform Air Velocity on Coil Face	0,42917 m/s	Temperature	315,15 K
<input type="radio"/> No Change to Air Velocities		Saturation Delta	0,0 K
		Quality/Mass Fraction	1,00000 -
		Mass Flow Rate	0,0510 kg/s

**Smart Paste...**

**Inlet Air Flow Instructions:**  
 Input the inlet air condition. The Temperature, Pressure and the RH are assumed to be uniform over the coil face. If you specify air flow rate, then the flow is distributed with Uniform Velocities over coil face. For more detailed inputs like 2D air maldistribution, use the Project - Edit Air Side Parameters menu.

**Refrigerant State Instructions:**  
 Input the total inlet refrigerant condition. The massflow rate specified here is equally distributed amongst all the Inlet tubes, depending upon the Type of Solver used.

Buttons: OK, Cancel

Obr. 9-9 Vstupní podmínky obou tekutin

<b>Heat Loads</b>		
Total Heat Load	6300,9627	W
Sensible Heat Load	6300,9627	W
Latent Heat Load	0,0000	W
Sensible Heat Ratio	1,0000	
Ref. Liquid Heatload	0,0000	W
Ref. Two-phase Heatload	-6282,7458	W
Ref. Vapor Heatload	-18,2169	W
Ref. Abs. Heatload Sum	6300,9627	W

*Obr. 9-10 Výsledky výpočtu v softwaru CoilDesigner*

Tab. 8 ukazuje výkony vypočtené pomocí softwaru *CoilDesigner* a pomocí modelu této práce.

*Tab. 8 Srovnání výsledků softwaru CoilDesigner a diplomové práce*

<b>Tepelný výkon software CoilDesigner [W]</b>	<b>Tepelný výkon dle modelu diplomové práce [W]</b>	<b>Relativní chyba [%]</b>
6301	8618	26,9

Relativní chyba 26,9 % je způsobena především předpokladem, že kondenzace probíhá ihned na výstupu z kondenzátoru, neboli model v této práci počítá s vysokým součinitelem přestupu tepla po celé ploše kondenzátoru, a proto také nutně vychází větší tepelný výkon. Z tohoto faktu a také z důvodu rozdílných výpočtových modelů pro přenos tepla v softwaru lze také považovat model v této práci za validní.

# 10 NÁVRH CHLADIVOVÉHO OKRUHU GRAFICKO-ANALYTICKOU METODOU

V předchozích kapitolách diplomové práce byly popsány analyticky jednotlivé charakteristiky komponent chladicího okruhu, tedy charakteristika výparníku, charakteristika kondenzátoru a charakteristika kompresoru. Charakteristiky se v této části zobrazí v grafech a použijí se pro návrh chladivového okruhu.

V první části se vytvoří charakteristika kompresoru, tedy křivky chladicího a kondenzačního výkonu v závislosti na proměnné kondenzační teplotě, při konstantním sacím tlaku reprezentovaným nasycenou sací teplotou, konstantní sací teplotě a otáčkách kompresoru. Nejdříve je potřeba zvolit kompresor. Kompresor se volí na základě použitého chladiva a chladicího výkonu. Chladicí výkon kompresoru při podmínkách  $SSD/SST = 42^{\circ}C/-9^{\circ}C$  musí být větší než celkový chladicí výkon okruhu. Celkový chladicí výkon okruhu je součet chladicích výkonů jednotlivých výparníků. Součet chladicích výkonů je 6,472 kW. Proto byl zvolen scroll kompresor od firmy COPELAND YF15KE-TFD s chladicím výkonem 9,21 kW. Výkonová a technická data k tomuto kompresoru jsou v příloze 5. Koeficienty z rovnice (8-1) jsou poskytnuty výrobcem v Tab. 9.

Tab. 9 Koeficienty pro výpočet chladicího výkonu a příkon kompresoru YF15KE-TFD

	Chladicí výkon [kW]	Příkon kompresoru [kW]
<b>C0</b>	19,8316738	2,3622835
<b>C1</b>	0,6878475	0,0377795
<b>C2</b>	-0,1770208	-0,0097686
<b>C3</b>	0,0084543	0,0000000
<b>C4</b>	-0,0057765	-0,0017727
<b>C5</b>	0,0002781	0,0000861
<b>C6</b>	0,0000336	0,0000000
<b>C7</b>	-0,0000567	0,0000000
<b>C8</b>	0,0000012	0,0000353
<b>C9</b>	-0,0000016	0,0000181

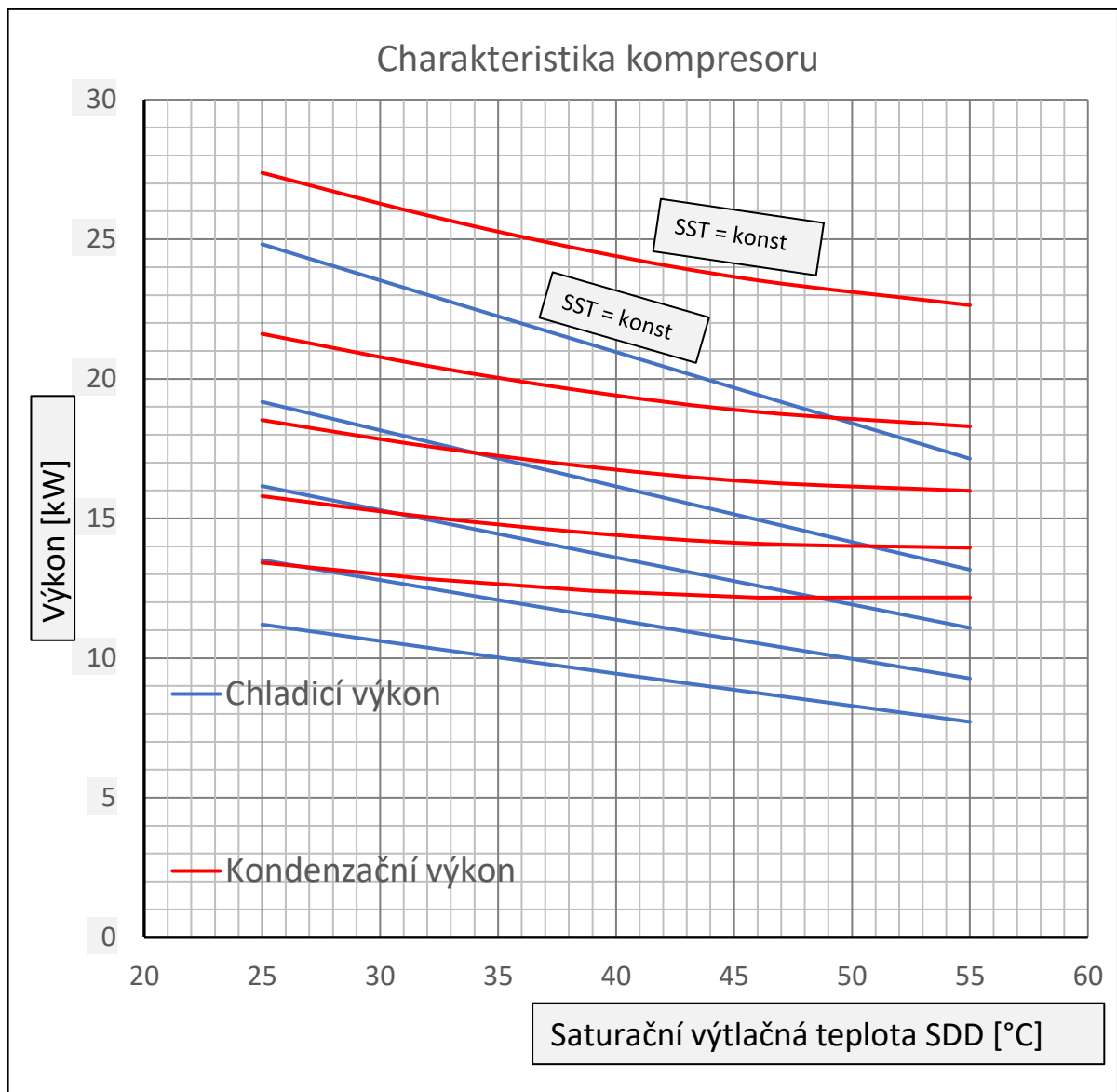
Pomocí těchto koeficientů a rovnic (8-2) a (8-3) lze vytvořit tabulku chladicích výkonů kompresoru (Tab. 10) a tabulku prací kompresoru (Tab. 11) v závislosti na kondenzační teplotě (SDT) a nasycené sací teplotě (SST). Body se v grafu proloží křivkou. Výsledné charakteristiky lze vidět na Obr. 10-1.

Tab. 10 Vypočtené hodnoty chladicího výkonu kompresoru

Chladicí výkon [kW]	SDT\SST [°C]	-10	-5	0	5	13
	<b>25</b>		7,19	8,67	10,37	12,30
<b>32</b>		6,66	8,03	9,60	11,39	14,77
<b>39</b>		6,13	7,39	8,84	10,49	13,61
<b>46</b>		5,61	6,76	8,08	9,59	12,47
<b>55</b>		4,95	5,95	7,11	8,45	11,00

Tab. 11 Vypočtené hodnoty příkonu kompresoru

Příkon kompresoru [kW]	SDT\SST [°C]	-10	-5	0	5	13
	25		1,53	1,58	1,64	1,69
32		1,71	1,76	1,82	1,88	1,97
39		1,98	2,05	2,12	2,20	2,32
46		2,37	2,47	2,57	2,68	2,84
55		3,09	3,24	3,40	3,56	3,81

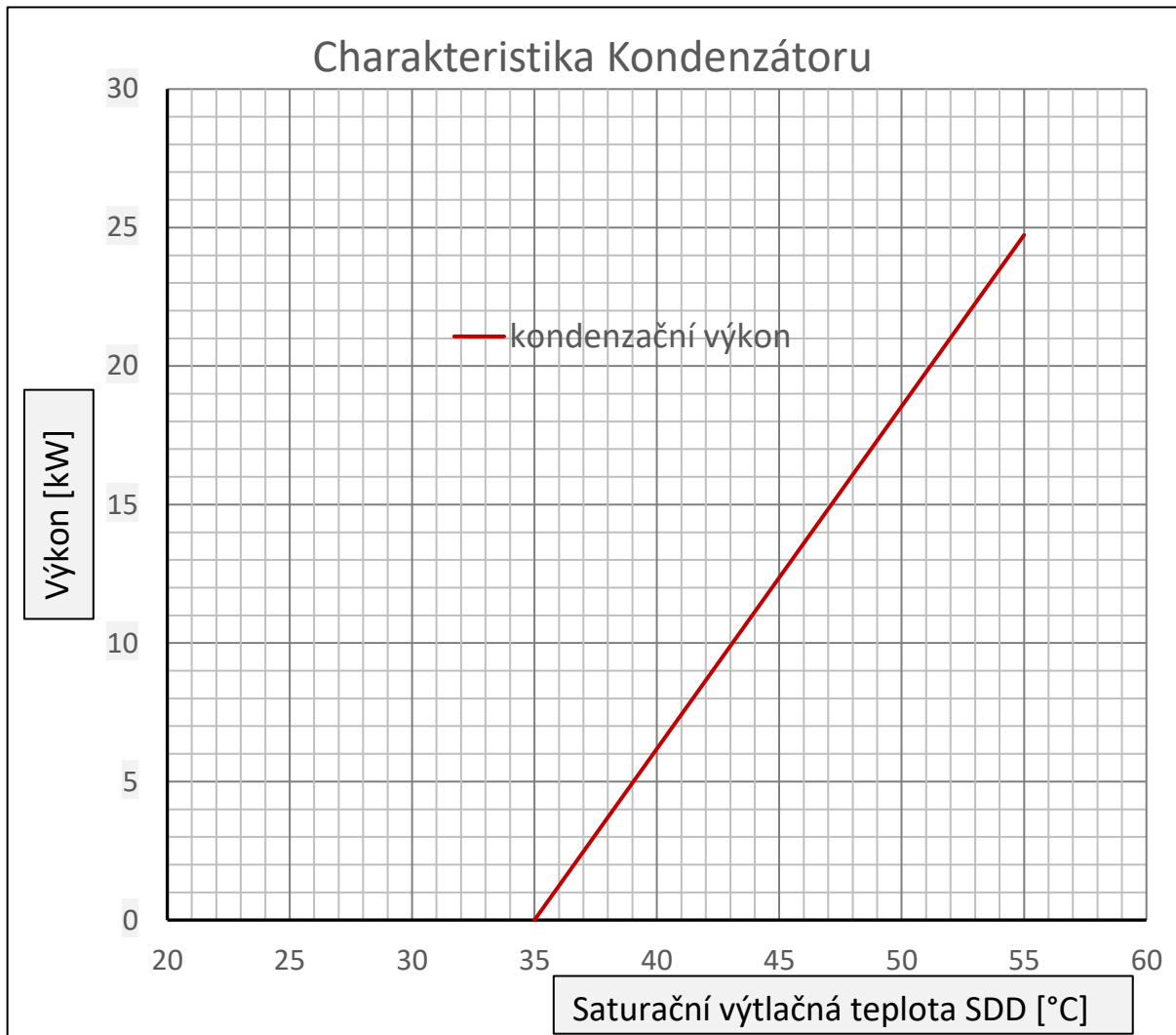


Obr. 10-1 Charakteristika kompresoru

Nyní je třeba vytvořit charakteristiku kondenzátoru, danou rovnicí (7-14). Rovnice (7-14) je rovnicí přímky se směrnici  $k = \varepsilon \cdot C_{min}$ . Tato rovnice v tomto případě popisuje závislost kondenzačního výkonu kondenzátoru v závislosti na saturační výtlačné teplotě při dané vstupní teplotě chladicí látky (vzduchu). Hodnoty  $C_{min}$  a  $\varepsilon$  jsou vypočteny pomocí programu v *MATLAB* a zobrazeny v Tab. 12. Charakteristika je poté vykreslena na Obr. 10-2.

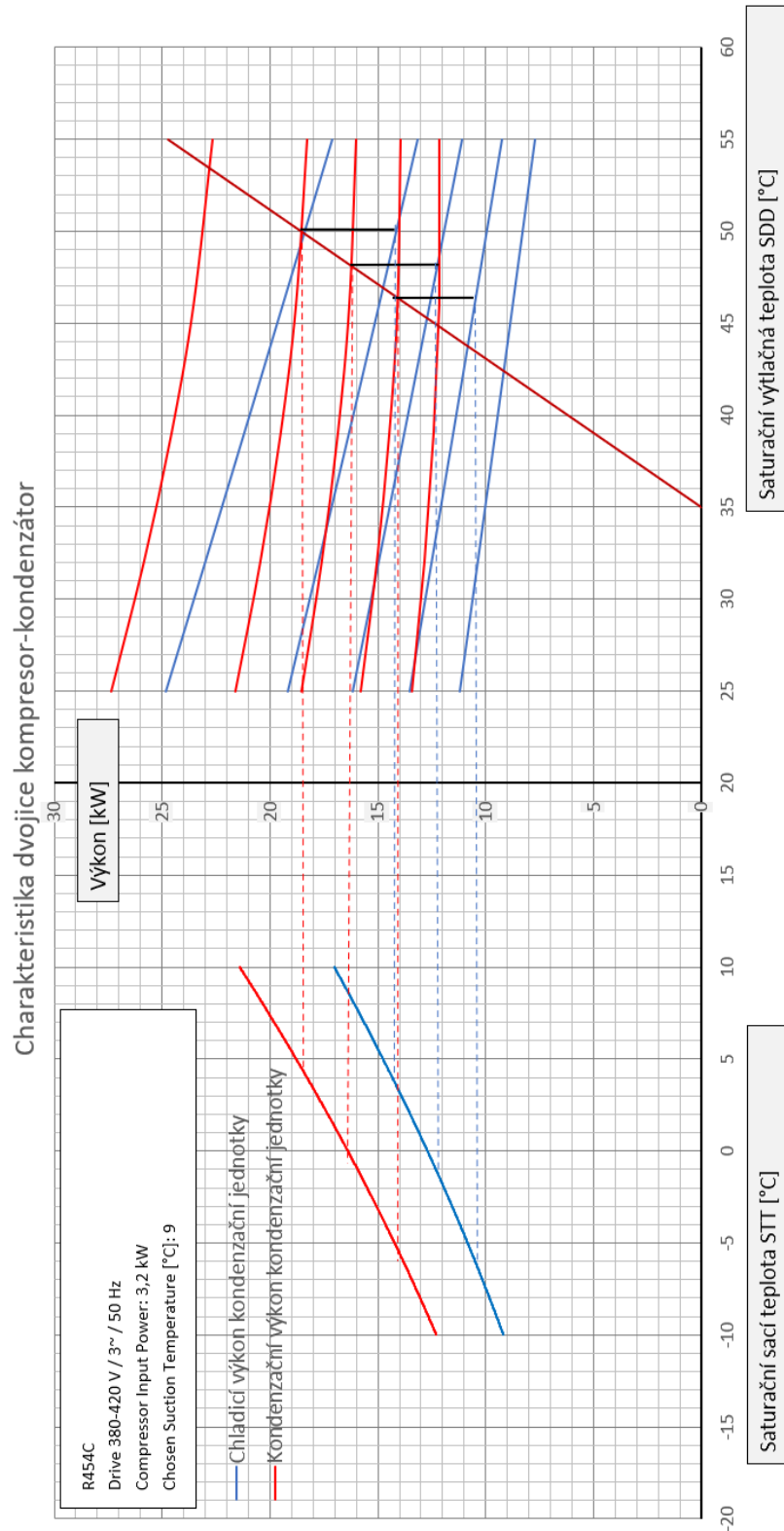
Tab. 12 hodnoty parametrů kondenzátoru spočtené v programu *MATLAB*

$\varepsilon$ [-]	0,591
$C_{min}$ [J/K]	1046



Obr. 10-2 Charakteristika kondenzátoru při teplotě chladicí látky (vzduchu)  $T_e=35^\circ\text{C}$

Dvojice kompresor-kondenzátor vytvoří tzv. kondenzační jednotku. Průsečíky kondenzačního výkonu kompresoru a kondenzátoru určují rovnovážné body, pomocí kterých lze vytvořit graf závislosti kondenzačního a chladičského výkonu kondenzační jednotky na nasycené sací teplotě. Graf je zobrazen na Obr. 10-3.



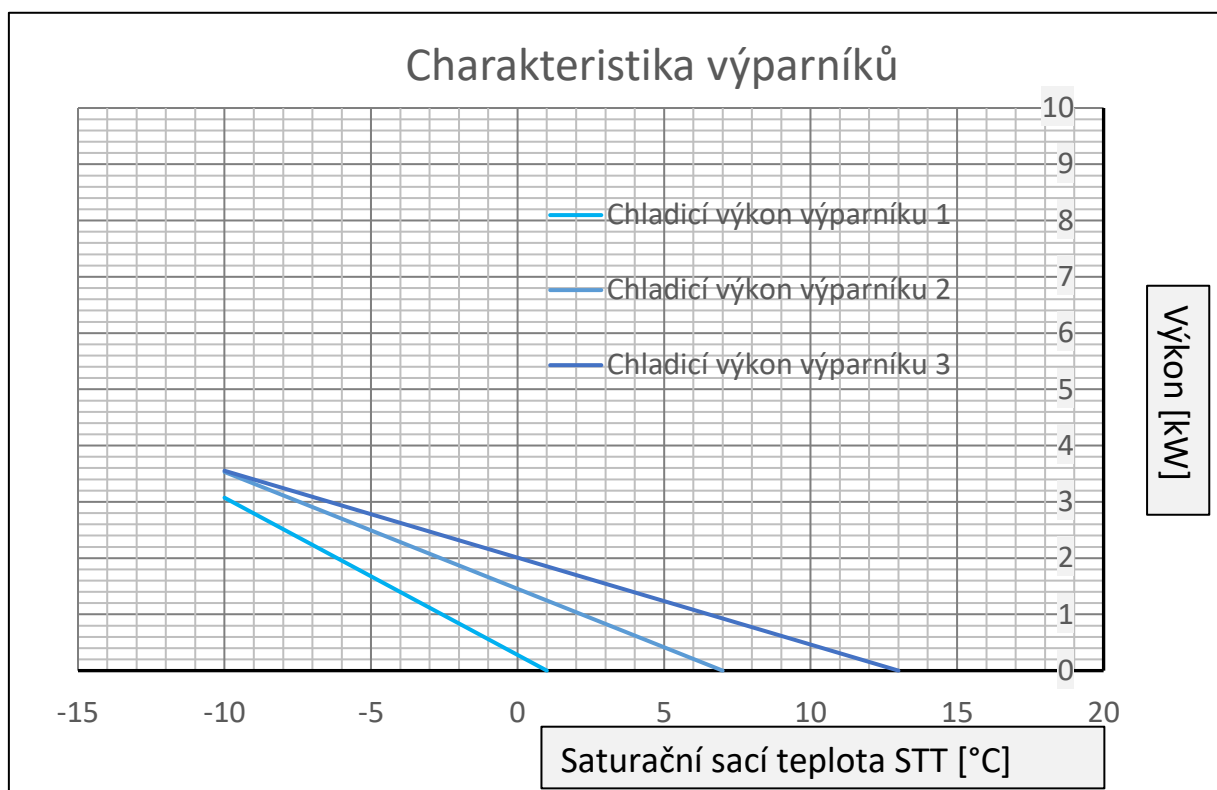
Obr. 10-3 Charakteristika dvojice kompresor-kondenzátor



Charakteristiky výparníků jsou podobně jako kondenzátor dány rovnicí (7-14). Charakteristikou je opět přímka, tentokrát se směrnici  $k = -\varepsilon \cdot C_{min}$  (záporné znaménko obrací pořadí v závorce). Tato rovnice v tomto případě popisuje závislost chladicího výkonu výparníku v závislosti na nasycené sací teplotě při dané vstupní teplotě ochlazované látky (vzduchu). Hodnoty  $C_{min}$  a  $\varepsilon$  jsou vypočteny pro každý výparník pomocí programu *MATLAB* a jsou zobrazeny v Tab. 13. Charakteristiky jsou poté vykresleny v Obr. 10-4.

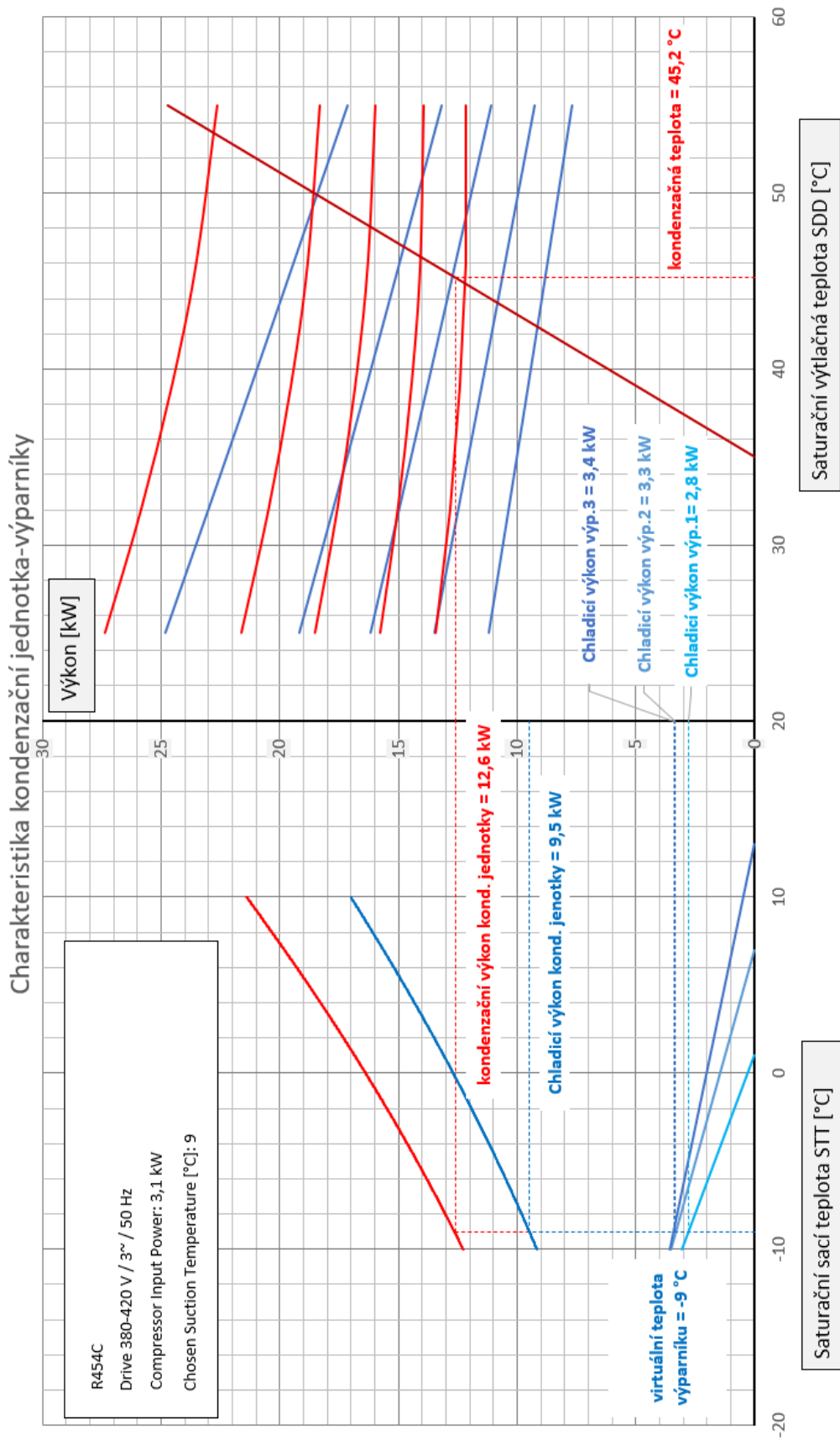
Tab. 13 hodnoty parametrů výparníků spočtené v programu *MATLAB*

	Výparník 1	Výparník 2	Výparník 3
$\varepsilon$ [-]	0,459	0,472	0,5393
$C_{min}$ [J/K]	304	220	143



Obr. 10-4 Charakteristiky výparníků

V posledním kroku se vytvoří charakteristika okruhu, tedy propojení charakteristik kondenzační jednotky a výparníků. Úkolem je najít rovnovážný bod na křivce chladicího výkonu kondenzační jednotky. Rovnovážnému bodu odpovídá tzv. „virtuální teplota virtuálního výparníku“, což je nasycená sací teplota taková, při které je součet výkonů jednotlivých výparníků roven celkovému chladicímu výkonu kondenzační jednotky. Konstrukce je vytvořena na Obr. 10-5.



Obr. 10-5 Výsledná charakteristika kondenzační jednotka-výparník

Z Obr. 10-5 lze vyčíst, že rovnovážný bod se nachází na přímce chladicího výkonu při virtuální teplotě výparníku  $-9\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Při této teplotě je chladicí výkon nejstudenějšího výparníku  $2,8\text{ kW}$ , což vyhovuje žádanému chladicímu výkonu, který činí také  $2,8\text{ kW}$ . Celkový chladicí výkon kondenzační jednotky  $9,4\text{ kW}$ . Celkový chladicí výkon kondenzační jednotky je tedy vyšší, než je žádaný chladicí výkon ( $6,5\text{ kW}$ ). Z grafu lze odečíst také velikost kondenzačního výkonu, který činí  $12,6\text{ kW}$ , což je vyšší výkon, než žádaný kondenzační výkon jednotky ( $8,6\text{ kW}$ ). Dále lze z grafu odečíst kondenzační teplotu, která činí  $45,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Z výsledků graficko-analytické metody lze tedy usoudit, že je chladivový okruh sice mírně předimenzovaný, ale vyhovuje žádaným chladicím a kondenzačním výkonovým požadavkům.

# 11 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo navrhnutí chladivového okruhu pro chlazení tří skladů potravin. Jelikož nebyly k dispozici reálné chladírny, byly autorem vytvořeny modely tří chladíren s různými potravinami a vypočítán tepelný zisk od zdrojů, které se v chladírnách v reálném provozu nacházejí. Výpočet tepelných zisků byl zkontrolován Softwarem *CoolSelector2.0*, aby se potvrdilo, že data nabývají smysluplných hodnot. Tepelné zisky sloužily jako podklad pro návrh chladicích výkonů výparníků a topného výkonu kondenzátoru. Následoval návrh rozměrů a geometrie výměníků a výpočet jejich výkonů pomocí metody  $\epsilon$ -NTU. Výsledky výpočtů byly poté validovány srovnáním s výsledky v softwaru *CoilDesigner*. Po volbě kompresoru následoval návrh chladivového okruhu pomocí graficko-analytické metody. Ta spočívá ve vytvoření charakteristik jednotlivých komponent tak, aby tvořili jeden celek. Pomocí charakteristik proložených do společného grafu se našly rovnovážné body chladivového okruhu. Výsledkem nalezení rovnovážných bodů byly výkonové parametry chladivového okruhu při daných podmínkách. Celkový chladicí výkon byl větší (9,5 kW), než žádaný chladicí výkon daný součtem chladicích výkonů jednotlivých výparníků (6,5 kW) a zároveň chladicí výkon nejstudenějšího výparníku z grafu (2,8 kW) vyhovoval žádanému výkonu (2,8 kW). Kondenzační výkon z grafu (12,6 kW) byl větší, než žádaný kondenzační výkon (8,6 kW). Z výsledků lze usoudit předimenzování chladivového okruhu. Okruh však bude splňovat výkonové parametry.

Provoz reálného okruhu by byl však odlišný od okruhu teoretického. Při dosažení žádaného chladicího výkonu nejteplejšího výparníku by se zastavil přívod chladiva do tohoto výparníku, čímž by se celkový chladicí výkon kondenzační jednotky rozdělil do zbývajících dvou výparníků. Regulace by pak snížila otáčky, čímž by se snížil celkový kondenzační výkon a systém by nebyl předimenzovaný. To platí i pro případ, že by se žádaného chladicího výkonu dosáhlo i u druhého výparníku. Systém by poté zastavil přívod i do druhého výparníku, snížil otáčky a celkový chladicí výkon kondenzační jednotky by se rovnal výkonu nejstudenějšího výparníku. Regulace systému je však nad rámec této práce a nebude více rozebírána.

Při hledání rovnovážného bodu na křivce kondenzační teploty je třeba dávat pozor na to, aby virtuální teplota výparníku nebyla vyšší, než je vstupní teplota chlazené látky nejstudenějšího výparníku. Tento stav se nazývá „starving“. V tomto stavu chladivo proudí pouze zbývajícemi dvěma výparníky. Nejstudenějším výparníkem chladivo neproudí a výparník ztrácí svou chladicí schopnost.

Okruh v této práci by šel vylepšit implementováním vnitřní výměny tepla, tedy dalšího výměníku kapalina-pára vloženého mezi výparník a kondenzátor. Tímto způsobem lze podchladiť kapalinu vycházející z kondenzátoru, čímž se zvýší celkový chladicí výkon kondenzační jednotky.

## 12 LITERATURA

- [1] IBL, Vladimír. *Chladicí technika v potravinářství*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1971.
- [2] HUNDY, G. F., A. R. TROTT a T. C. WELCH. *Refrigeration and Air-Conditioning*. 2. vyd. Oxford: Elsevier, 2008. ISBN 9780750685191.
- [3] *National Museum of American History* [online]. [vid. 2024-05-17]. Dostupné z: [https://americanhistory.si.edu/collections/nmah\\_846195](https://americanhistory.si.edu/collections/nmah_846195)
- [4] DINÇER, İbrahim a Mehmet KANOGLU. *Refrigeration systems and applications*. 2. vyd. New Jersey: Wiley, 2010. ISBN 9780470747407.
- [5] DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladicí technika I. díl*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1963.
- [6] LIN, Jin Long a T. J. YEH. Control of multi-evaporator air-conditioning systems for flow distribution. *Energy Conversion and Management* [online]. 2009, **50**(6), 1529–1541. ISSN 01968904. Dostupné z: [doi:https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.02.018](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.02.018)
- [7] CHLUMSKÝ, Vladimír a Antonín LIŠKA. *Kompresory*. 2. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1982.
- [8] *Copeland Scroll ZRK5 Compressor – SWH Supply Company* [online]. [vid. 2024-05-17]. Dostupné z: <https://swhsupply.com/2011/07/copeland-scroll-zrk5-compressor/>
- [9] *Chladicí a klimatizační technika I*. 1. vyd. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2017.
- [10] DVOŘÁK, Zdeněk a Oldřich ČERVENKA. *Průmyslová chladicí zařízení*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962.
- [11] ČAJA, Alexander, Nikola ČAJOVÁ KANTOVÁ, Andrej KAPJOR a Martin VANTÚCH. Comparison of Performance Parameters of Four Types of Refrigerants. *MATEC Web of Conferences* [online]. 2022, **369**. Dostupné z: [doi:10.1051/mateconf/202236904007](https://doi.org/10.1051/mateconf/202236904007)
- [12] YANG, Zhao, Biao FENG, Haiyun MA, Lei ZHANG, Chenjun DUAN, Bing LIU, Yong ZHANG, Siyi CHEN a Zongyu YANG. Analysis of lower GWP and flammable alternative refrigerants. *International Journal of Refrigeration* [online]. 2021, 12-22. ISSN 01407007. Dostupné z: [doi:10.1016/j.ijrefrig.2021.01.022](https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.01.022)
- [13] *Chladicí a klimatizační technika III - Navrhování chladicích okruhů a jejich komponent*. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2017.
- [14] *2001 Ahrae Handbook. Fundamentals*. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2001. ISBN 1883413885.
- [15] *ASHRAE HANDBOOK 2001*. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2001. ISBN 9781883413880.
- [16] GONÇALVES, J. C., J. J. COSTA a A. M.G. LOPES. Analysis of the air infiltration through the doorway of a refrigerated room using different approaches. *Applied Thermal Engineering* [online]. 2019, **159** [vid. 2024-03-29]. ISSN 1359-4311. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113927>
- [17] *2006 ASHRAE Handbook: Refrigeration*. Atlanta, GA: American Society of Heating,

- Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2006. ISBN 1931862869.
- [18] GOSNEY, W.B. a OLAMA H.A.L. Heat and enthalpy gains through cold room doorways. *Proc. Inst. Refriger.* 1975, **79**, 31–41.
- [19] BECKER, B. R. a B. FRICKE. Simulation of Moisture Loss and Heat Loads in Refrigerated Storage of Fruits and Vegetables. *New Dev. Refrig. Food Saf. Qual.* 1996, 210–221.
- [20] *The Commercial Storage of Fruits, Vegetables, and Florist and Nursery Stock.* Washington, DC: United States Department of Agriculture, 2016.
- [21] MOHS, William F. a Francis A. KULACKI. Heat and mass transfer in the melting of frost. In: *SpringerBriefs in Applied Sciences and Technology* [online]. Berlin: Springer Verlag, 2015. ISBN 9783319205526. Dostupné z: doi:10.1007/978-3-319-20508-3
- [22] SHAH, Ramesh K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of Heat Exchanger Design.* New Jersey: Wiley, 2003. ISBN 9780471321712.
- [23] *Heat And Mass Transfer By Cengel 2nd Edition : Gg : Free Download, Borrow, and Streaming : Internet Archive* [online]. [vid. 2024-04-11]. Dostupné z: <https://archive.org/details/HeatAndMassTransferByCengel2ndEdition/mode/2up>
- [24] ADRIAN BEJAN. *Heattransfer handbook.* Hoboken, New Jersey: JohnWiley & Sons, Inc., 2003. ISBN 978-0-471-39015-2.
- [25] COLLIER, John G. a John R. THORNE. *Convective Boiling and Condensation.* Oxford: Clarendon Press, 1996. ISBN 9780198562962.
- [26] SHAH, M. Mohammed. Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study. *ASHRAE Trans* [online]. 1982, **88**, 165–196 [vid. 2024-04-18]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/publication/236520034\\_Chart\\_correlation\\_for\\_saturated\\_boiling\\_heat\\_transfer\\_Equations\\_and\\_further\\_study](https://www.researchgate.net/publication/236520034_Chart_correlation_for_saturated_boiling_heat_transfer_Equations_and_further_study)
- [27] SHAH, M. Mohammed. *Chart correlation for saturated boiling heat transfer: Equations and further study*
- [28] DITTUS, F.W. a L.M.K. BOELTER. Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *The International Communications in Heat and Mass Transfer* [online]. 1985, **12**(1), 3–22 [vid. 2024-04-18]. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0735-1933\(85\)90003-X](https://doi.org/10.1016/0735-1933(85)90003-X)
- [29] *VDI Heat Atlas.* Berlin: Springer, 2010. ISBN 9783540778769.
- [30] SAZIMA, Miroslav. *Sdílení tepla.* Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1993.
- [31] THOME, John R. *Engineering Data Book III.* Huntsville, Alabama: Wolverine Tube Inc., 2006.
- [32] CAREY, Vam P. *Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena.* Thames, Oxfordshire: Taylor & Francis, 1992. ISBN 9781560320746.
- [33] SHAH, M. M. A general correlation for heat transfer during film condensation inside pipes. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online]. 1979, **22**(4), 547–556 [vid. 2024-04-21]. ISSN 00179310. Dostupné z: [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(79\)90058-9](https://doi.org/10.1016/0017-9310(79)90058-9)
- [34] SHAH, M. Mohammed. An improved and extended general correlation for heat transfer during condensation in plain tubes. *HVAC and R Research* [online]. 2009, **15**(5), 889–

- 
- 913 [vid. 2024-04-21]. ISSN 10789669. Dostupné  
z: <https://doi.org/10.1080/10789669.2009.10390871>
- [35] MCADDAMS, William H. *Heat Transmission*. New York and London: McGraw-Hill Book Company, Inc., 1942.

## 13 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 – Doporučené teploty skladování ovoce a zeleniny .....	81
Příloha 2 – h-x diagramy vzduchu v chladírnách a venkovního vzduchu.....	82
Příloha 3 – Ukázka kódu pro výpočet výparníku .....	86
Příloha 4 – Ukázka kódu pro výpočet kondenzátoru.....	90
Příloha 5 – Výkonová a technická data kompresoru COPELAND YF15K1E .....	93



## Příloha 1 – Doporučené teploty skladování ovoce a zeleniny

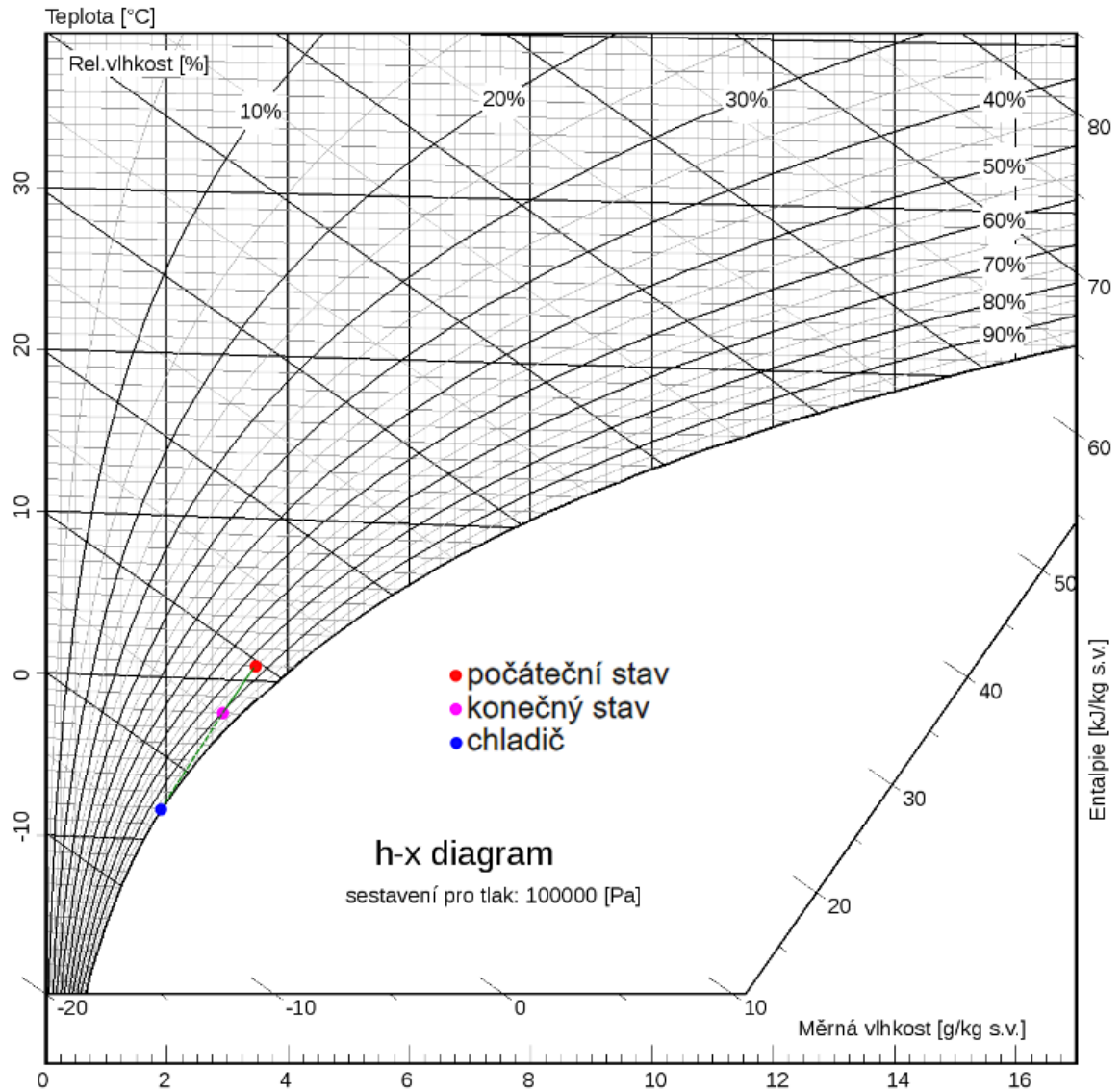
Druh ovoce	Doporučená teplota [°C]	Relativní vlhkost vzduchu (%)	Doba uskladnění
Ananas zelený	10	90	2–4 týdny
Ananas zralý	4,5 ÷ 7	90	2–4 týdny
Banán zelený	11,5 ÷ 14,5	90–95	10–12 dnů
Banán zralý	13 ÷ 16	85–90	5–10 dnů
Borůvky	-1 ÷ 0	85–90	2–3 týdny
Broskev	-1 ÷ 1	85–90	1–4 týdny
Brusinky	2 ÷ 4,5	90	1–3 měsíce
Citrón zelený	11 ÷ 14,5	85–90	1–4 měsíce
Citrón zralý	0 ÷ 4,5	85–90	3–6 měsíců
Grapefruit	0	85–90	3 měsíce
Hrozny	-1 ÷ 0	85–90	1–5 měsíců
Hrušky	-1,5 ÷ 4	90–95	2–7 měsíců
Jahody	0	85–90	1–5 dnů
Jablka	-1 ÷ 5	90–95	až 8 měsíců
Maliny	0	85–90	3–5 dnů
Meloun	0 ÷ 1	85–90	až 7 týdnů
Meruňka	-1 ÷ 0	90	2–4 týdny
Ořech vlašský	7	70	až 1 rok
Ořech kokosový	0	80–85	1–2 měsíce
Ostružiny	0	90	asi 7 dnů
Pomeranč	-1 ÷ 1	85–90	2–3 měsíce
Rybíz	0	90	2–3 týdny
Švestka	0,5 ÷ 1	85–90	2–8 týdnů
Třešně	-1 ÷ 0	85–90	1–4 týdny

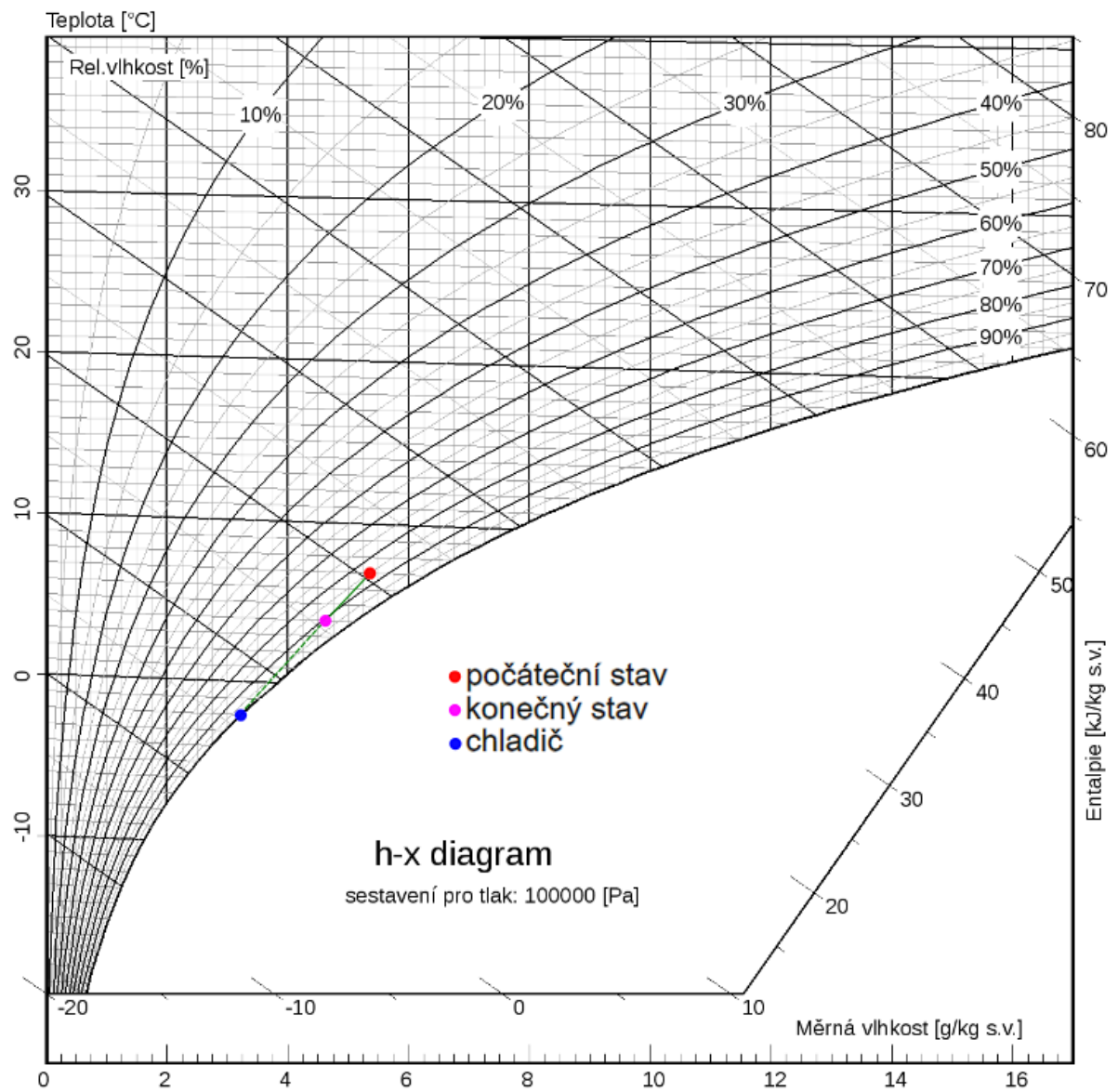
Druh zeleniny	Doporučená teplota [°C]	Relativní vlhkost vzduchu (%)	Doba uskladnění
Artičoky	-0,5 ÷ 0	85–95	1–3 týdny
Brambory nové	3 ÷ 4	85–90	několik týdnů
Brambory pozdní pro spotřebu	4,5 ÷ 10	88–93	4–8 měsíců
Brambory k sadbě	2 ÷ 7	85–90	5–8 měsíců
Celer	0 ÷ 1	85–95	2–5 měsíců
Cibule	-3 ÷ 0	70–75	6 měsíců
Česnek suchý	-1,5 ÷ 0	70–75	6–8 měsíců
Dýně	10 ÷ 13	70–75	4–6 měsíců
Fazolové lusky	0	90–95	1–3 týdny
Hrášek zelený	-0,5 ÷ 0	85–90	1–3 týdny
Chřest	0 ÷ 0,5	85–95	2–4 týdny
Kukuřice	-0,5 ÷ 0	85–90	4–8 dnů
Květák	0 ÷ 1	85–90	3–6 týdnů
Lilek jedlý	7 ÷ 10	85–90	10 dnů
Okurka	7 ÷ 10	90–95	až 2 týdny
Mrkev ve svazcích	0 ÷ 1	90	až 2 týdny
Mrkev bez natě	-1 ÷ 1	90–95	4–6 měsíců
Paprika	0	85–90	4–5 týdnů
Petržel	0 ÷ 1	85–90	1–2 měsíce
Rajská jablčka zralá	0	85–90	1–2 týdny
Ředvička	0	90–95	3–4 týdny
Řepa červená	0	90–95	1–3 měsíce
Salát	0 ÷ 1	90–95	1–3 týdny
Špenát	-0,5 ÷ 0	90–95	1–2 týdny
Zelí	0	85–95	2–6 měsíců

## Příloha 2 – h-x diagramy vzduchu v chladírnách a venkovního vzduchu

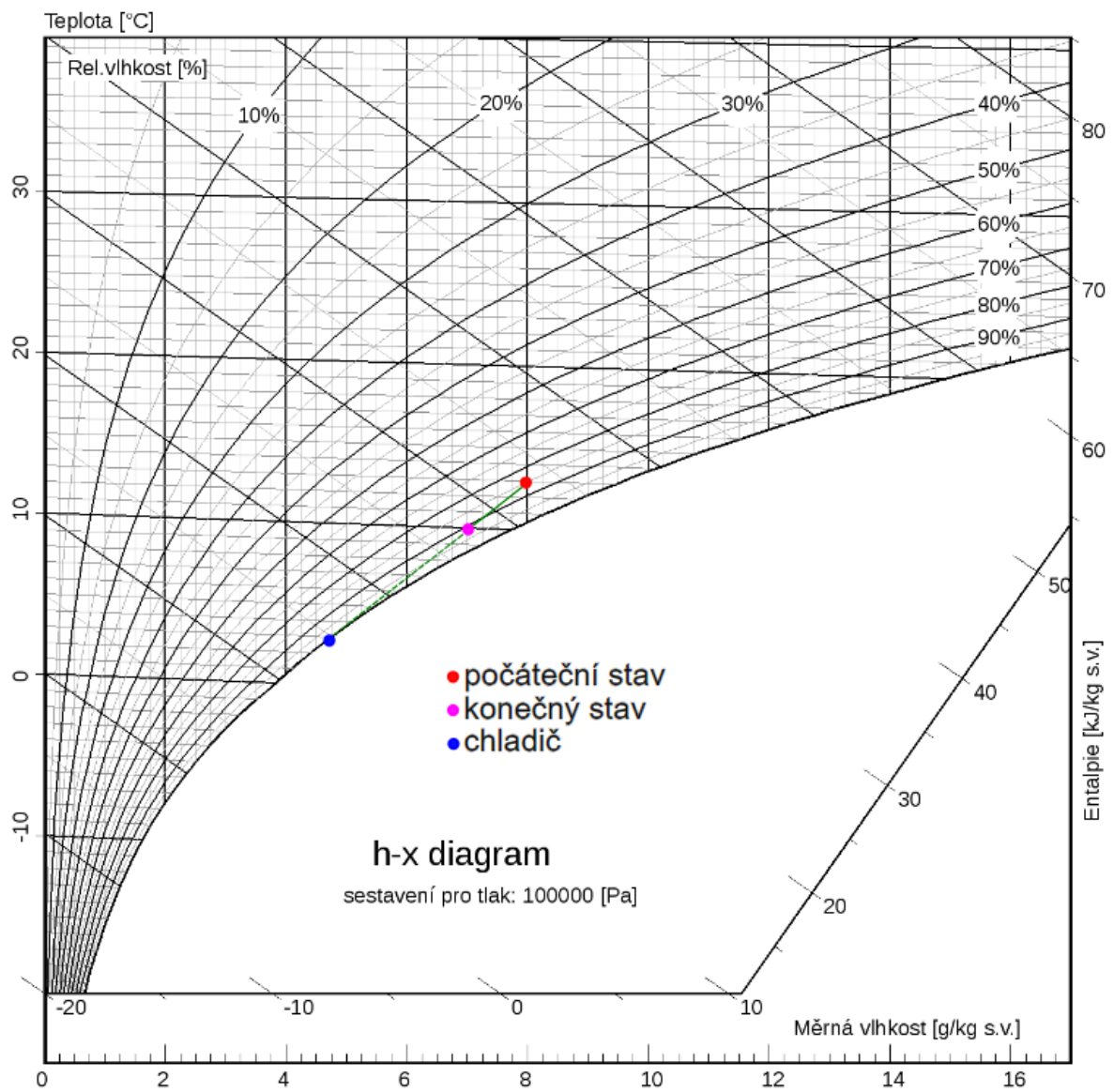
### Chladírna švestek



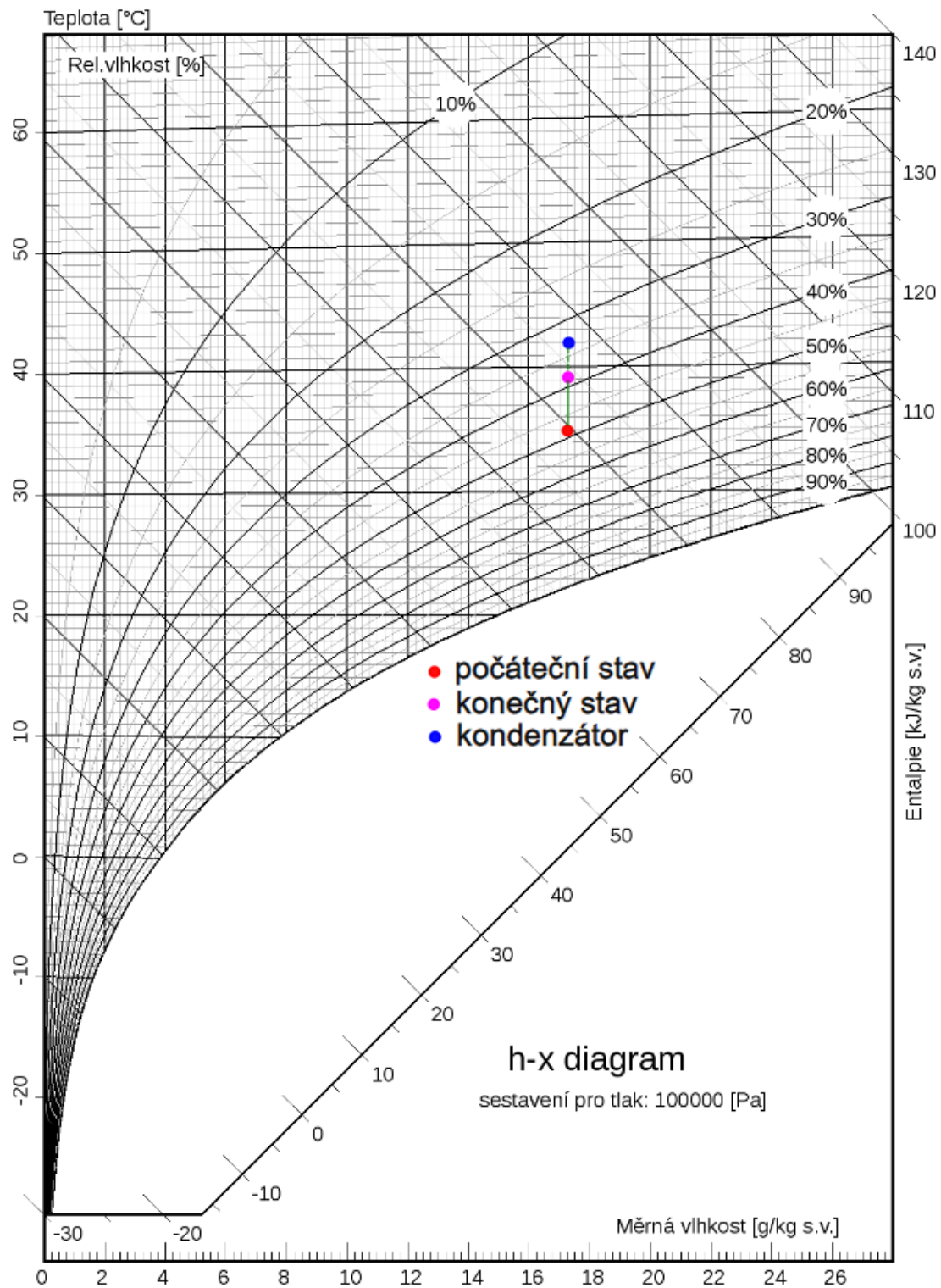
## Chladící okurek



## Chladírna banánů



## Venkovní vzduch



### Příloha 3 – Ukázka kódu pro výpočet výparníku

```

%% INICIALIZACE - TEPELNA BILANCE A HODNOTY z p-h DIAGRAMU %%
h1_a=10; %entlapie vzduchu na vstupu
h2_a=5.32; %entalpie vzduchu na vystupu
pocet_useku=2; %pocet okruhu ve vyparniku
Q_v=2819/pocet_useku;%vykon vyparniku
m_a=Q_v/((h1_a-h2_a)*10^3); %prutok vzduchu
cp_a=1010; %merne teplo vzduchu
W_a=cp_a*m_a; %tepelna kapacita vzduchu
h1_r=263.5; %entlapie chladiva na vstupu do vyparniku
h2_r=389; %entalpie na vystupu z vyparniku
m_r=Q_v/((h2_r-h1_r)*10^3);
T_ai=1; %teplota vzduchu na vstupu
T_ao=T_ai-3; %teplota vzduchu na vystupu
T_ri=-9; %teplota chladiva na vstupu
T_ro=T_ri; %teplota chladiva na vystupu
X1=0.47; %vstupni suchost pary do vyparniku
X2=0.99; %vystupni suchost pary z vyparniku
%% TERMOFYZIKALNI VLASTNOSTI %%
lambda_t=409; %tepelna vodivost medenne trubky
rho_r_l=1167; % hustota kapalneho chladiva
rho_r_g=15; %hustota plyneho chladiva
h_LG=(384-187)*10^3; %vyparne teplo chladiva
mi_r_g=10.5*10^-6; %dynamicka viskozita plynneho chladiva
mi_r_l=1.9*10^-4; %dynamicka viskozita kapalneho chladiva
a=5.6*10^-8; %teplotni vodivost
r_crit=0.38*10^-6; %kriticky polomer bubliny
sig=11.4*10^-3; %povrchove napeti
lambda_l=0.09; %tepelna vodivost chladiva
rho_a=1.2; %hustota vzduchu
mi_a=18.15*10^-6; %dynamicka viskozita vzduchu
Pr_a=0.715; %Prandtlovo cislo vzduch
lambda_a=0.023; %tepelna vodivost vzduchu
lambda_f=209; %tepelna vodivost hlinikove lamely
%% INICIALIZACE POMOCNYCH PROMENNYCH %%
g=9.81; % tihove zrychleni
%% ROZMERY VYPARNIKU %%
do=12.7*10^-3; %vnejsi prumer trubky
di=11.1*10^-3; %vnitrni prumer trubky
ev_width=0.6; %sirka vyparniku
N_tubes_in_row=4; %pocet trubek pod sebou v rade
st=0.05; %rozmer st (VDI)
sl=1*st; %rozmer sl (VDI)
fin_thickness=0.3*10^-3; %tloustka lamely
N_fins=40; %pocatecni odhad poctu lamel
N_rows=1; %pocatecni odhad poctu rad

[S,smallest_cross_section,bf,lf,ev_height,ev_depth,cross_sectional_area,Ato,A_fin_
tot,Ai,N_fins,spacing,...
A_one_hex_in_fin,
A_one_fin,At_tot]=parametryvymeniku(N_fins,N_rows,do,di,ev_width,...
N_tubes_in_row, st, sl, fin_thickness);

%% PRESTUP TEPLA NA STRANE CHLADIVA - VYPAROVANI (SHAH) %%
[alpha_ref,q, q_onb_krit] = prestup_chladivo(m_r, di, Q_v, Ai,
pocet_useku,rho_r_l, rho_r_g,...
g, h_LG,mi_r_l, a, r_crit, sig,lambda_l, T_ri,X1, X2);

```

```

%% PRESTUP TEPLA NA STRANE VZDUCHU (VDI) %%
[alpha_v, alpha_m]=prestup_vzduch(bf,do, lf, cross_sectional_area, m_a,
smallest_cross_section,...
S, Ato, fin_thickness, A_fin_tot,rho_a,mi_a,Pr_a,lambda_a,lambda_f);

%% VYSLEDNY PROSTUP TEPLA k %%

kS=(1/(alpha_v*S)+1/(alpha_ref*Ai)+(do-di)/(2*lambda_t*Ai))^-1;
k=kS/S;
Q_cal=(1-exp(-kS/W_a))*(T_ai-T_ri)*W_a; %vypocteny vykon pomoci effectiveness-NTU
while Q_v/Q_cal > 2
    N_rows = N_rows+1;

[S,smallest_cross_section,bf,lf,ev_height,ev_depth,cross_sectional_area,Ato,A_fin_tot,Ai,N_fins,spacing,...
    A_one_hex_in_fin, A_one_fin,At_tot]=parametryvymeniku(N_fins,
N_rows,do,di,ev_width,...
    N_tubes_in_row, st, sl, fin_thickness);
    [alpha_ref,q, q_onb_krit] = prestup_chladio(m_r, di, Q_v/N_rows, Ai,
pocet_useku,rho_r_l, rho_r_g,...
    g, h_LG,mi_r_l, a, r_crit, sig,lambda_l, T_ri,X1, X2);
    kS=(1/(alpha_v*S)+1/(alpha_ref*Ai)+(do-di)/(2*lambda_t*Ai))^-1;
    k=kS/S;
    Q_cal=(1-exp(-k*S/W_a))*(T_ai-T_ri)*W_a;
end
while abs(Q_cal-Q_v)>0.01*Q_v %opakuje vypocet s promenenou geometrii dokud nebude chyba pod 1%
    if Q_cal>Q_v
        N_fins=N_fins-1;
    elseif Q_cal<Q_v
        N_fins=N_fins+1;
    end

[S,smallest_cross_section,bf,lf,ev_height,ev_depth,cross_sectional_area,Ato,A_fin_tot,Ai,N_fins,spacing,...
    A_one_hex_in_fin, A_one_fin,At_tot]=parametryvymeniku(N_fins,
N_rows,do,di,ev_width,...
    N_tubes_in_row, st, sl, fin_thickness);
    [alpha_v, alpha_m]=prestup_vzduch(bf,do, lf, cross_sectional_area, m_a,
smallest_cross_section,...
    S, Ato, fin_thickness, A_fin_tot,rho_a,mi_a,Pr_a,lambda_a,lambda_f);
    kS=(1/(alpha_v*S)+1/(alpha_ref*Ai)+(do-di)/(2*lambda_t*Ai))^-1;
    k=kS/S;
    Q_cal=(1-exp(-kS/W_a))*(T_ai-T_ri)*W_a;
end
epsilon=(1-exp(-kS/W_a));
C_min=W_a;

%% FUNKCE PRO VYPOCET ROZMERU VYPARNIKU %%
function
[S,smallest_cross_section,bf,lf,ev_height,ev_depth,cross_sectional_area,Ato,A_fin_tot,Ai,N_fins,spacing,...
    A_one_hex_in_fin, A_one_fin,At_tot] = parametryvymeniku(N_fins,N_rows, do,
di,ev_width,...
    N_tubes_in_row, st, sl, fin_thickness)
    spacing=(ev_width-N_fins*fin_thickness)/(N_fins-1); %mezera mezi susednimi zebry
    At_tot=N_tubes_in_row*spacing*(N_fins-1)*pi*do*N_rows; %celkova plocha volneho povrchu potrubí

```

```

Ato=N_tubes_in_row*ev_width*pi*do*N_rows; %celkovy vnejsi povrch
bf=st; %rozmer bf (VDI)
lf=sqrt(sl^2+st^2/4); %rozmer lf
A_one_hex_in_fin=bf*lf*2-2*pi*do^2/4; %plocha jedneho hexagonu vytvorenem na
lamelle
A_one_fin=A_one_hex_in_fin*N_tubes_in_row*N_rows; %plocha jedne lamely
A_fin_tot=N_fins*A_one_fin; %plocha vseh lamel
ev_height=(N_tubes_in_row+1)*bf; %vyska vyparniku
ev_depth=(A_one_fin/2+N_rows*N_tubes_in_row*do^2/4)/ev_height; %hloubka
vyparniku
cross_sectional_area=ev_height*ev_width; %prutocny prurez
smallest_cross_section=cross_sectional_area-(N_fins-1)...
*N_tubes_in_row*spacing*do-N_fins*fin_thickness*ev_height; %nejmensi prurez
Ai=N_tubes_in_row*ev_width*pi*di*N_rows; %vnitrni povrch truvek
S=At_tot+A_fin_tot; %celkova vnejsi plocha
End

% FUNKCE PRO VYPOCET SOUCINITELE PRESTUPU TEPLA CHLADIVA %
function [alpha_ref,q,q_onb_krit] = prestup_chladivo(m_r, di, Q, S, pocet_useku,
rho_r_l,...
rho_r_g, g, h_LG, mi_r_l, a, r_crit, sig, lambda_l, T_ri, X1, X2)
q=Q/S; %tepelný tok
X=linspace(X1,X2,(X2-X1)*100+1);
alpha_ref_loc=zeros(1,numel(X));
G=m_r/(pi*di^2/4); %mass flux
Fr=G^2/(rho_r_l^2*g*di); %Froudeho cislo
Pr_l=mi_r_l/(rho_r_l*a); %Prandtlovo cislo
Re_l_0=G*di/mi_r_l; %Reynolds
alpha_l_0=0.023*Re_l_0^0.8*Pr_l^0.4*lambda_l/di; %sucinitel prestupu tepla
kapalneho chladiva
q_onb_krit=(2*sig*(T_ri+273.15)*alpha_l_0)/(r_crit*rho_r_g*h_LG); %kriticky
tepelný tok
for i=1:numel(X)
Co=((1-X(i))/X(i))^0.8*(rho_r_g/rho_r_l)^0.5;
if (Fr<0.04)
N=0.38*Fr^-0.3*Co;
else
N=Co;
end
Bo=q/(G*h_LG);
if (Bo>0.0011)
F=14.7;
elseif (Bo<0.0011)
F=15.43;
end

Re_l=G*(1-X(i))*di/mi_r_l; %Reynolds
alpha_l=0.023*Re_l^0.8*Pr_l^0.4*lambda_l/di; %Reynoldsovo cislo

kapaliny

alpha_cb=alpha_l*1.8/(N^0.8);
if (N>1)
if (Bo>0.0003)
alpha_nb=alpha_l*230*Bo^0.5;
elseif (Bo<0.0003)
alpha_nb=alpha_l*(1+46*Bo^0.5);
end
elseif (N>0.1) && (N<1)
alpha_nb=alpha_l*F*Bo^0.5*exp(2.74*N-0.1);

```



```

        else
            alpha_nb=alpha_l*F*Bo^0.5*exp(2.74*N-0.15);
        end
        alpha_ref_loc(i)=max(alpha_cb, alpha_nb); %lokalni soucinitel prestupu
    end
    alpha_ref=mean(alpha_ref_loc); %prmerny soucinitel prestupu
end
%% FUNKCE PRO SOUCINITEL PRESTUPU TEPLA NA STRANE VZDUCHU %%
function [alpha_v, alpha_m] = prestup_vzduch(bf,do, lf, cross_sectional_area, m_a,
smallest_cross_section,...
    S, Ato, fin_thickness,A_fin_tot,rho_a,mi_a,Pr_a,lambda_a,lambda_f)
    fi_dot=1.27*bf/do*sqrt(lf/bf-0.3);
    fi=(fi_dot-1)*(1+0.35*log(fi_dot));
    inflow_velocity=m_a/(rho_a*cross_sectional_area); % rychlost nabihajiciho
proudu
    max_velocity=inflow_velocity*cross_sectional_area/smallest_cross_section;
    Re_a=do*max_velocity*rho_a/mi_a; %Reynoldsovo cislo vzduchu
    Nu_d=0.38*Re_a^0.6*(S/Ato)^-0.15*Pr_a^(1/3); %Nusseltovo cislo
    alpha_m=Nu_d*lambda_a/do; %prestup tepla
    X=fi*do/2*sqrt(2*alpha_m/(lambda_f*fin_thickness));
    nf=tanh(X)/X; % ucinnost zebrovani
    alpha_v=alpha_m*(1-1*(1-nf)*A_fin_tot/S); %virtualni prestup tepla
end

```

## Příloha 4 – Ukázka kódu pro výpočet kondenzátoru

```

%% INICIALIZACE %%
h1_a=81.5; %entlapie vzduchu na vstupu
h2_a=85.66; %entalpie vzduchu na vystupu
Q_v=2819;%vykon vyparniku
pocet_useku=2;
cp_a=1010; %merne teplo vzduchu

h1_r_1=263.2; %entlapie chladiva na vstupu do vyparniku
h2_r_1=389; %entalpie na vystupu z vyparniku
Q_v_1=2819;
m_r_1=Q_v_1/((h2_r_1-h1_r_1)*10^3);

h1_r_2=263.2; %entlapie chladiva na vstupu do vyparniku
h2_r_2=392.4; %entalpie na vystupu z vyparniku
Q_v_2=2093;
m_r_2=Q_v_2/((h2_r_2-h1_r_2)*10^3);

h1_r_3=263.2; %entlapie chladiva na vstupu do vyparniku
h2_r_3=395.9; %entalpie na vystupu z vyparniku
Q_v_3=1560;
m_r_3=Q_v_3/((h2_r_3-h1_r_3)*10^3);

m_r_c=(m_r_1+m_r_2+m_r_3)/pocet_useku; %celkovy prutok
h2_c=434.6;
h1_c=263.5;
Q_c=m_r_c*(h2_c-h1_c)*10^3;
m_a=Q_c/((h2_a-h1_a)*10^3); %prutok vzduchu
W_a=cp_a*m_a; %tepelna kapacita vzduchu

T_ai=35; %teplota vzduchu na vstupu
T_ao=T_ai+4; %teplota vzduchu na vystupu
T_ri=42; %teplota chladiva na vstupu
T_ro=T_ri; %teplota chladiva na vystupu
X1=0.01; % vystupni suchost
X2=0.99; % vstupni suchost
p_crit=3.86*10^6; %kriticky tlak
p=1.667*10^6; %skutecny tlak
%% TERMOFYZIKALNI VLASTNOSTI %%
lambda_t=409; %tepelna vodivost medenne trubky
mi_r_l=1*10^-4; %dynamicka viskozita kapaliny
mi_r_v=1.3*10^-5; %dynamicka viskozita pary
rho_r_l=966; %hustota kapaliny
rho_r_v=72; %hustota pary
a=4.2*10^-8; %teplotni vodivost
lambda_l=0.069; %soucinitel prestupu tepla kapaliny
rho_a=1.2; %hustota vzduchu
mi_a=18.15*10^-6; %dynamicka viskozita vzduchu
Pr_a=0.715; %Prandtlovo cislo vzduchu
lambda_a=0.023; %tepelna vodivost vzduchu
lambda_f=209; %tepelna vodivost hlinikove lamely
%% INICIALIZACE POMOCNYCH PROMENNYCH %%
g=9.81; % tihove zrychleni

%% ROZMERY KONDENZATORU %%
do=19.05*10^-3; %vnejsi prumer trubky
di=17.05*10^-3; %vnitrni prumer trubky
ev_width=1.5; %sirka vyparniku

```

```

N_tubes_in_row=8; %pocet trubek pod sebou v rade
st=0.15; %rozmer st (VDI)
sl=0.1; %rozmer sl (VDI)
fin_thickness=0.3*10^-3; %tloustka lamely
N_fins=200; %pocatecni odhad poctu lamel
N_rows=1; %pocatecni odhad poctu rad

[S,smallest_cross_section,bf,lf,ev_height,ev_depth,cross_sectional_area,Ato,A_fin_
tot,Ai,N_fins,spacing,...
A_one_hex_in_fin,
A_one_fin,At_tot]=parametryvymeniku(N_fins,N_rows,do,di,ev_width,...
N_tubes_in_row, st, sl, fin_thickness);
%% PRESTUP TEPLA NA STRANE CHLADIVA%%
alpha_ref = prestup_chladio(m_r_c, di,X1,X2, rho_r_v, rho_r_l, mi_r_l, mi_r_v, a,
p_crit,p, g, lambda_l);

%% PRESTUP TEPLA NA STRANE VZDUCHU (VDI) %%
[alpha_v, alpha_m]=prestup_vzduch(bf,do, lf, cross_sectional_area, m_a,
smallest_cross_section,...
S, Ato, fin_thickness, A_fin_tot,rho_a,mi_a,Pr_a,lambda_a,lambda_f);

kS=(1/(alpha_v*S)+1/(alpha_ref*Ai)+(do-di)/(2*lambda_t*Ai))^-1;
k=kS/S;
ev_height_tot=pocet_useku*ev_height;
S_tot=pocet_useku*S*N_rows;
Q_cal=(1-exp(-kS/W_a))*(T_ri-T_ai)*W_a;

while Q_c/Q_cal > 1
    N_rows = N_rows+1;

[S,smallest_cross_section,bf,lf,ev_height,ev_depth,cross_sectional_area,Ato,A_fin_
tot,Ai,N_fins,spacing,...
A_one_hex_in_fin,
A_one_fin,At_tot]=parametryvymeniku(N_fins,N_rows,do,di,ev_width,...
N_tubes_in_row, st, sl, fin_thickness);
kS=(1/(alpha_v*S)+1/(alpha_ref*Ai)+(do-di)/(2*lambda_t*Ai))^-1;
k=kS/S;
Q_cal=(1-exp(-k*S/W_a))*(T_ri-T_ai)*W_a;
end
while abs(Q_cal-Q_c)>0.01*Q_v
    if Q_cal>Q_c
        N_fins=N_fins-1;
    elseif Q_cal<Q_c
        N_fins=N_fins+1;
    end

[S,smallest_cross_section,bf,lf,ev_height,ev_depth,cross_sectional_area,Ato,A_fin_
tot,Ai,N_fins,spacing,...
A_one_hex_in_fin,
A_one_fin,At_tot]=parametryvymeniku(N_fins,N_rows,do,di,ev_width,...
N_tubes_in_row, st, sl, fin_thickness);
[alpha_v, alpha_m]=prestup_vzduch(bf,do, lf, cross_sectional_area, m_a,
smallest_cross_section,...
S, Ato, fin_thickness, A_fin_tot,rho_a,mi_a,Pr_a,lambda_a,lambda_f);
kS=(1/(alpha_v*S)+1/(alpha_ref*Ai)+(do-di)/(2*lambda_t*Ai))^-1;
k=kS/S;
Q_cal=(1-exp(-kS/W_a))*(T_ri-T_ai)*W_a;
End
epsilon=(1-exp(-kS/W_a));

```

```

C_min=W_a;

function [alpha_ref] = prestup_chladivo(m_r, di,X1,X2, rho_r_v, rho_r_l, mi_r_l,
mi_r_v, a, p_crit,p, g, lambda_l)
    X=linspace(X1,X2,(X2-X1)*100+1);
    alpha_ref_loc=zeros(1,numel(X));
    G=m_r/(pi*di^2/4); %mass flux
    Re_lo=G*di/mi_r_l; %Reynolds
    Pr_l=mi_r_l/(rho_r_l*a); %Prandtlovo cislo
    p_r=p/p_crit; %redukovany tlak
    Nu_l=0.023*Re_lo^0.8*Pr_l^0.4; %Nusseltovo cislo
    alpha_lo=Nu_l*lambda_l/di; %soucinitel prestupu tepla kapaliny
    for i=1:numel(X)
        Re_l=G*((1-X(i))*di)/mi_r_l;
        alpha_Nu=1.32*((g*rho_r_l*(rho_r_l-
rho_r_v)*lambda_l^3)/(mi_r_l^2*Re_l))^(1/3);
        Z=(1/X(i)-1)^0.8*p_r^0.4;
        Jg=X(i)*G/sqrt(g*di*rho_r_v*(rho_r_l-rho_r_v));
        alpha_I=alpha_lo*((1-X(i))^0.8+(3.8*(1-
X(i))^0.04*X(i)^0.76)/p_r^0.38)*(mi_r_l/(14*mi_r_v))^0.0058+0.557*p_r;
        if Jg>=0.98*(Z+0.263)^-0.62
            alpha_ref_loc(i)=alpha_I;
        else
            alpha_ref_loc(i)=alpha_I+alpha_Nu;
        end
    end
    alpha_ref=mean(alpha_ref_loc); %stredni soucinitel prestupu tepla
end

%% FUNKCE PRO VYPOCET ROZMERU VYPARNIKU %%
function
[S,smallest_cross_section,bf,lf,ev_height,ev_depth,cross_sectional_area,Ato,A_fin_
tot,Ai,N_fins,spacing,...
    A_one_hex_in_fin, A_one_fin,At_tot] = parametryvymeniku(N_fins,N_rows, do,
di,ev_width,...
    N_tubes_in_row, st, sl, fin_thickness)
    spacing=(ev_width-N_fins*fin_thickness)/(N_fins-1); %mezera mezi susednimi
zebry
    At_tot=N_tubes_in_row*spacing*(N_fins-1)*pi*do*N_rows; %celkova plocha volneho
povrchu potrubí
    Ato=N_tubes_in_row*ev_width*pi*do*N_rows; %celkovy vnejsi povrch
    bf=st; %rozmer bf (VDI)
    lf=sqrt(sl^2+st^2/4); %rozmer lf
    A_one_hex_in_fin=bf*lf*2-2*pi*do^2/4; %plocha jednoho hexagonu vytvorenem na
lamelle
    A_one_fin=A_one_hex_in_fin*N_tubes_in_row*N_rows; %plocha jedne lamely
    A_fin_tot=N_fins*A_one_fin; %plocha vseh lamel
    ev_height=(N_tubes_in_row+1)*bf; %vyska kondenzatoru
    ev_depth=(A_one_fin/2+N_rows*N_tubes_in_row*do^2/4)/ev_height; %hloubka
kondenzatoru
    cross_sectional_area=ev_height*ev_width; %prutocny prurez
    smallest_cross_section=cross_sectional_area-(N_fins-1)...
*N_tubes_in_row*spacing*do-N_fins*fin_thickness*ev_height; %nejmensi prurez
    Ai=N_tubes_in_row*ev_width*pi*di*N_rows; %vnitrni povrch truvek
    S=At_tot+A_fin_tot; %celkova vnejsi plocha
end

%% FUNKCE PRO SOUCINITEL PRESTUPU TEPLA NA STRANE VZDUCHU %%
function [alpha_v, alpha_m] = prestup_vzduch(bf,do, lf, cross_sectional_area, m_a,
smallest_cross_section,...

```

```

S, Ato, fin_thickness,A_fin_tot,rho_a,mi_a,Pr_a,lambda_a,lambda_f)
fi_dot=1.27*bf/do*sqrt(1f/bf-0.3);
fi=(fi_dot-1)*(1+0.35*log(fi_dot));
inflow_velocity=m_a/(rho_a*cross_sectional_area); % rychlost nabíhajícího
proudu
max_velocity=inflow_velocity*cross_sectional_area/smallest_cross_section;
Re_a=do*max_velocity*rho_a/mi_a; %Reynoldsovo číslo vzduchu
Nu_d=0.38*Re_a^0.6*(S/Ato)^-0.15*Pr_a^(1/3); %Nusseltovo číslo
alpha_m=Nu_d*lambda_a/do; %prestup tepla
X=fi*do/2*sqrt(2*alpha_m/(lambda_f*fin_thickness));
nf=tanh(X)/X; % ucinnost zebrovaní
alpha_v=alpha_m*(1-1*(1-nf)*A_fin_tot/S); %virtualni prestup tepla
end

```

## Příloha 5 – Výkonová a technická data kompresoru COPELAND YF15K1E

### Capacity Data

Condensing Temperature 40 °C															
R454C	Cooling Capacity (kW)							R454C	Power Input (kW)						
	Evaporating Temperature (°C)								Evaporating Temperature (°C)						
Model	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	Model	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5
<b>Models with Liquid Injection</b>															
YF05K1E	1.1	1.4	1.7	2.1	2.6	3.2	3.8	YF05K1E	1.0	1.0	1.1	1.1	1.2	1.3	1.4
YF06K1E	1.4	1.7	2.1	2.7	3.3	4.0	4.8	YF06K1E	1.1	1.2	1.3	1.3	1.4	1.5	1.5
YF07K1E	1.5	1.9	2.3	2.9	3.6	4.4	5.3	YF07K1E	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6	1.7
YF09K1E	1.8	2.3	2.9	3.6	4.4	5.4	6.5	YF09K1E	1.5	1.5	1.6	1.7	1.8	1.9	1.9
YF10K1E	2.2	2.8	3.4	4.2	5.2	6.4	7.7	YF10K1E	1.7	1.8	1.9	2.0	2.1	2.2	2.3
YF13K1E	2.7	3.4	4.2	5.2	6.3	7.7	9.3	YF13K1E	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7
YF15K1E	3.2	4.0	5.0	6.1	7.5	9.1	11.0	YF15K1E	2.5	2.6	2.7	2.8	2.9	3.0	3.2
YF19K1E	4.0	5.0	6.2	7.6	9.3	11.3	13.5	YF19K1E	3.0	3.2	3.3	3.5	3.6	3.7	3.9
<b>Models with Vapor Injection</b>															
YF110K1E	3.2	4.0	4.9	6.0	7.1	8.5	9.9	YF110K1E	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7
YF115K1E	4.7	5.8	7.2	8.7	10.4	12.4	14.5	YF115K1E	3.1	3.3	3.4	3.6	3.7	3.8	4.0
YF119K1E	5.8	7.3	9.0	10.9	13.1	15.5	18.2	YF119K1E	3.9	4.1	4.3	4.4	4.6	4.8	5.0
<b>Digital Models with Vapor Injection</b>															
YFJ10K1E	3.2	4.0	4.9	6.0	7.1	8.5	9.9	YFJ10K1E	2.1	2.2	2.3	2.4	2.5	2.6	2.7
YFJ15K1E	4.7	5.8	7.2	8.7	10.4	12.4	14.5	YFJ15K1E	3.1	3.3	3.4	3.6	3.7	3.8	4.0
YFJ19K1E	5.8	7.3	9.0	10.9	13.1	15.5	18.2	YFJ19K1E	3.9	4.1	4.3	4.4	4.6	4.8	5.0

Conditions: Suction Gas Return 20°C / Subcooling 0K  
Preliminary Data

Compressor	
Model	YF15K1E-TFD
Mechanical Data	
Displacement @ 50 Hz, m <sup>3</sup> /h	17.1
Length/Width, mm	258/263
Height, mm	442
Net Weight, kg	40.1
Gross Weight, kg	42.3
Stub Suction, inch	7/8
Stub Discharge, inch	1/2
Stub Injection, inch	3/8
Oil Quantity, l	1.89
Oil type (original charge)	POE RL32-3MAF
Oil type (approved oils)	POE RL32-3MAF, POE MOBIL EAL Arctic 22 CC
Base mounting (hole dia), mm	190.5 x 190.5 (19)
Sound Pressure @ 1m (LT), dBA	62
Sound Power (LT), dBA	73
Sound Conditions (LT, Temperatures: Evap./Cond./Suction at freq./speed)	-35 / 40 / 20 °C at 50 Hz
PED Category	2
Max. Low Side Internal Free Volume, l	6.4
Max. High Side Internal Free Volume, l	0.6
Max. Internal Free Volume, l	7.00
High Side PS gauge, bar	38
Low Side PS gauge, bar	23.5
Low Side TS Max., °C	50
Low Side TS Min., °C	-35
High Side TS Max., °C	150
High Side TS Min., °C	-35
Refrigerant's GWP	148
Refrigerant's classification	A2L
Electrical Data of Compressor	
Maximum Operating Current, A	12.5
Locked Rotor Current, A	74
Winding Resistance, ohm	2.27
Default Enclosure Class	IP 54 (IEC 34)