

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE
FAKULTA STROJNÍ
ÚSTAV TECHNIKY PROSTŘEDÍ

**CHLAZENÍ A KLIMATIZACE
SKLADOVACÍCH CENTER**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

MATĚJ KOPECKÝ

2 – TZSI – 2020



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Kopecký** Jméno: **Matěj** Osobní číslo: **473561**
 Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
 Zadávající katedra/ústav: **Ústav techniky prostředí**
 Studijní program: **Teoretický základ strojního inženýrství**
 Studijní obor: **bez oboru**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Chlazení a klimatizace skladovacích center

Název bakalářské práce anglicky:

Cooling and AirConditioning of Store Centers.

Pokyny pro vypracování:

Zabývejte se optimalizací chlazení skladovacích center a využitím odpadního tepla pro klimatizaci. Zpracujte návrh pro zadaný objekt.

Seznam doporučené literatury:

DVOŘÁK, Zdeněk. Chladicí technika I. Opravený dotisk. Praha: České vysoké učení technické, 1975.
 BÄCKSTRÖM, Mats. Technika chlazení. První. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1959. Řada energetické literatury.
 JOACHIM, Hans. Projektierung von Kälteanlagen. První. Heidelberg: C. F. Müller Verlag, 1995. ISBN 3-7880-7489-2.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

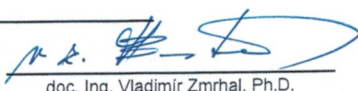
Ing. Miloš Lain, Ph.D., ústav techniky prostředí FS

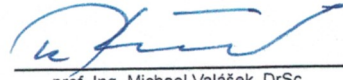
Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **30.04.2020**Termín odevzdání bakalářské práce: **31.07.2020**

Platnost zadání bakalářské práce:


 Ing. Miloš Lain, Ph.D.
 podpis vedoucí(ho) práce


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


 prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.
 podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

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

30.4.2020
 Datum převzetí zadání

JK
 Podpis studenta

SOUHRN

Bakalářská práce se zabývá návrhem chladicího výkonu potřebného pro zajištění vhodných skladovacích podmínek chladírenských a mrazírenských komor v distribučních a skladovacích centrech. Teoretická část práce se zaměřuje na podrobný popis řešení výpočtu tepelných zátěží skladovacích chlazených komor. Výpočet ve své první části zahrnuje kalkulaci maximálního návrhového chladicího výkonu potřebného pro volbu zdroje chladu a v druhé části dynamiku změn chladicího výkonu vázanou na změnu okolních podmínek a vytížení chladicího zařízení. Výsledkem práce je aplikace výpočtu a jeho ověření na realizovaném projektu. Práce dále ověřuje výpočtem možnost využití odpadního tepla z chladicího zařízení, jako zdroj energie pro provoz tepelného čerpadla.

SUMMARY

The bachelor's thesis deals with the design of the cooling capacity needed to ensure suitable storage conditions for refrigeration and freezing chambers in distribution and storage centers. The theoretical part of the dissertation focuses on a detailed description of the calculation of thermal loads of cold storage chambers. The first part of the calculation includes the computation of the maximal suggested cooling capacity required for cooling source selection and the second part of the calculation includes a dynamic of changes in the cooling capacity related to the change of ambient conditions and the load of the cooling unit. The result of the work is the application of the calculation and its verification on the realised project. The thesis further verifies (using a calculation) the possibility of using waste heat from the cooling unit as a source of energy for the operation of a heat pump.

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: „Chlazení a klimatizace skladovacích center“ vypracoval samostatně pod vedením Ing. Miloše Laina, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Kolíně 27. 7. 2020

Matěj Kopecký

Děkuji Ing. Milošovi Lainovi, Ph.D., vedoucímu mé bakalářské práce za cenné rady, připomínky, ochotu a odbornou pomoc při tvorbě této práce. Děkuji také své rodině, která v době, kdy jsem jí nemohl věnovat mnoho času, ke mně byla vstřícná, laskavá a trpělivá. Děkuji také za jejich podporu v průběhu celého svého studia.

OBSAH

1	Úvod	9
2	Skladovací, distribuční centra chlazených a mražených potravin	10
3	Problematika skladování chlazených a mražených potravin	11
3.1	Skladování ovoce a zeleniny, hub a některých zrajících sýrů	11
3.1.1	Skladování ovoce a zeleniny	11
3.1.2	Skladování hub a zrajících sýrů	16
3.2	Skladování masa, drůbeže, ryb, mléčných výrobků a vajec	17
4	Tepelné bilance	18
4.1	Tepelné zisky skladováním	19
4.1.1	Tepelné zisky prostupem tepla	19
4.1.2	Tepelné zisky výměnou vzduchu	28
4.1.3	Tepelné zisky z osvětlení	42
4.1.4	Tepelné zisky přítomností a prací osob	43
4.1.5	Tepelné zisky prací ostatních strojů a zařízení	45
4.1.6	Tepelné zisky ze zboží	46
4.1.7	Tepelné zisky související s chladicími aparáty	49
4.2	Tepelné zisky obratem zboží	53
5	Aplikace výpočtu	57
5.1	Aplikace návrhového výpočtu	58
5.2	Aplikace provozního výpočtu	62
5.3	Odpadní teplo a jeho využití	64
6	Závěr	66
7	Seznam použité literatury	67
8	Seznam příloh	70

PŘEHLED POUŽITÉHO ZNAČENÍ

Použité veličiny

a	$[m^2/s]$	Součinitel teplotní vodivosti
b	$[m]$	Šířka
c	$[J/kg K]$	Měrná teplená kapacita
C	$[kg/m^3]$	Koncentrace
D	$[\sqrt{m}/s]$	Infiltrační koeficient
f	$[1]$	Faktor využití
g	$[m/s^2]$	Tíhové zrychlení
h	$[J/kg]$	Entalpie vztažená k hmotnosti
H	$[m]$	Výška dveří
K	$[1/s \text{ } ^\circ C]$	Konstanta vyrovnávacích klapek a ventilů
l	$[J/kg]$	Latentní teplo
m	$[kg]$	Hmotnost
n	$[1]$	Počet
od	$[kg_{H_2O}/kg_{plo} s Pa]$	Měrná odpařivost
$OP1$	$[1]$	Opravný koeficient pro poměr stran
$OP2$	$[1]$	Opravný koef. pro odlišné parametry zeminy
p	$[Pa]$	Tlak
P	$[W]$	Výkon
Psm	$[1]$	Poměr stran místnosti
q	$[J/m^2]$	Měrné teplo
Q	$[J]$	Teplo
r	$[J/kg * K]$	Měrná plynová konstanta
R	$[m^2 K/W]$	Tepelný odpor
s	$[m]$	Tloušťka
S	$[m^2]$	Plocha
t	$[s], [h]$	Čas
T	$[K], [^\circ C]$	Teplota
U	$[W/m^2 K]$	Součinitel prostupu tepla
V	$[m^3]$	Objem
w	$[m/s]$	Rychlost vzduchu
x	$[kg_{H_2O}/kg_{SV}]$	Měrná vlhkost
α	$[W/m^2 K]$	Součinitel přestupu tepla
η	$[1]$	Tepelný faktor
λ	$[W/m K]$	Součinitel tepelné vodivosti
μ	$[1]$	Výtokový součinitel
ρ	$[kg/m^3]$	Hustota
φ	$[1]$	Relativní hustota

Použité indexy

.	Pro první derivaci
"	Pro stav nasyceného vlhkého vzduchu
#	Pro původní, předchozí veličinu
Δ	Pro rozdíl
24	Pro veličiny kalkulované za 24 hodin
<i>b</i>	Barometrický
<i>dých</i>	Dýcháním
<i>e</i>	Pro veličiny vně
H_2O	Pro vodu
<i>i</i>	Pro veličiny vevnitř
<i>inf</i>	Pro infiltraci
<i>k</i>	Pro tepelný tok konvekcí
<i>m</i>	Pro metabolický tok
<i>n</i>	Pro n-tou složku
<i>NPBM</i>	Pro veličinu nad počátečním bodem mrznutí
<i>NuV</i>	Pro nucenou ventilaci vzduchu
<i>OBR</i>	Pro obrat zboží
<i>od</i>	Pro odváděnou veličinu
<i>odt</i>	Odtáváním
<i>osv</i>	Pro osvětlení
<i>P</i>	Pro páru
<i>P – okolí</i>	Pro páru v okolí plodiny
<i>P – plodiny</i>	Pro páru v plodině, zejména tak v jejích mezibuněčných prostorech
<i>PBM</i>	Pro veličinu při počátečním bodu mrznutí
<i>PEL</i>	Pro příslušný expoziční limit
<i>pob</i>	Pro pobyt v chladicí komoře
<i>potr</i>	Potravin
<i>pou</i>	Používáním
<i>pro</i>	Prostupem
<i>př</i>	Pro přiváděnou veličinu
<i>přív</i>	Přivedené
<i>pzem</i>	Pro původní veličinu zeminy
<i>rozled</i>	Pro rozpuštění ledu
<i>s</i>	Pro tepelný tok sáláním
<i>sku</i>	Skutečný
<i>str</i>	Pro stroje
<i>sv</i>	Pro zdroje světla
<i>SV</i>	Pro suchý vzduch
<i>TP</i>	Pro tepelný faktor
<i>v</i>	Pro tepelný tok vedením
<i>vs</i>	Vstupní veličina
<i>VV</i>	Pro vlhký vzduch
<i>vyp</i>	Výparem
<i>vý</i>	Pro výstupní veličinu
<i>vz</i>	Pro vzduch
<i>w</i>	Pro tepelný tok dýcháním
<i>ZB</i>	Pro Zboží
<i>zem</i>	Pro veličinu zeminy

1 ÚVOD

Tato práce se zabývá podrobným návrhem a výpočtem chladicího výkonu potřebného pro zajištění vhodných skladovacích podmínek chladírenských a mrazírenských komor v distribučních a skladovacích centrech. Součástí výpočtu je základní charakteristika skladovaných chlazených produktů a jejich vlastnosti s ohledem na řešení problematiky výpočtu bilancí chladu.

Teoretická část práce popisuje a upřesňuje postup výpočtu tepelných bilancí chladírenských a mrazírenských komor. Uvažovány jsou tepelné zátěže vzniklé tepelnými zisky izolací stěn a stropů chlazených komor, podrobně je řešena problematika změn teplot a tepelných zátěží v podlaze, podloží komor a ztráty větráním. Výpočet detailně popisuje potřebu chladicího výkonu daného požadavky na chlazený a skladovaný produkt, tedy jeho vstupní teplotu, dobu potřebnou k dochlazení na požadovanou teplotu a dýchací teplo. Zahrnuty jsou i ostatní části výpočtu, které ovlivňují potřebný návrhový chladicí výkon, tedy práce lidí, strojů, osvětlení a v neposlední řadě také práce aparátů, které chlazení těchto komor zajišťují.

Výpočtová část práce popisuje aplikaci uvedených výpočetních postupů a jejich ověření nad realizovaným projektem distribučního centra pro skladování ovoce. Řešen je kompletní výpočet potřebného chladicího výkonu jedné ze skladovacích komor v tomto distribučním centru. Tento výpočet zahrnuje jednak postupné naskladnění dané komory produktem, ale také výpočtově kontroluje dynamickou změnu požadavku na chladicí výkon zdroje chladu vlivem změn teplot okolí a vytížení chladicí komory.

Uvedené výpočty jsou použity v závěrečné části práce, kde je model změn potřebného chladicího výkonu v rámci ročního provozu chladicího zařízení aplikován na celý projekt distribučního centra a je proveden výpočet a ověření možností využití odpadního tepla z projektovaného chladicího zařízení. Teoretické a projektové závěry jsou porovnány a posouzeny.

2 SKLADOVACÍ, DISTRIBUČNÍ CENTRA CHLAZENÝCH A MRAŽENÝCH POTRAVIN

Existuje několik hlavních důvodů, proč se provozují skladovací a distribuční centra, vybavená technologií chlazení.

Většinu rostlinných potravin nedokážeme v našich klimatických podmínkách vypěstovat kdykoli v průběhu roku, ale pouze v jeho vegetativně nejpríhodnějších obdobích. Plody jednotlivých druhů tak můžeme mít k dispozici jen v omezeném období sklizně. V tomto čase je tedy dané potraviny přebytek. Hlavním účelem skladování potravin je tedy ulevit trhu v okamžiku přebytku, a naopak po co nejdelší dobu pokrývat poptávku v době nedostatku. Bez skladů by byla většina hospodářské produkce rychle znehodnocena a velkovýroba potravin by tak vůbec nebyla možná. Cílem je tedy zajistit dostupnost konkrétní potraviny v co možná nejlepším stavu po co nejdelší období v roce. Sklady proto musí zajistit ideální klimatické podmínky, které se podle druhu plodiny liší. Při nevhodných skladovacích podmínkách potraviny ztrácí svou čerstvost a jakost a postupně se nutričně i finančně znehodnocují. Ideálními podmínkami tak zajišťujeme i nutnou bezpečnost potravin pro člověka. [1]

Potřeba skladování neplatí však zdaleka jen pro rostlinné sezónní potraviny, ale také pro potraviny živočišné. U většiny z nich jsme schopni zajistit plynulé dodávky v průběhu roku, ale i tak potravina musí přečkat čas, než se dostane k finálnímu zákazníkovi. Využíváme tak pouze krátkodobého skladování, to však neplatí pro všechny potraviny jako například pro lokálně nedostupné výrobky.

Dalším úkolem skladovacích center je zajistit správnou distribuci potravin. Většina z nás vyžaduje pohodlný nákup potravin s možností výběru z celé škály lidského jídelníčku na jednom jediném místě. To umožnilo vznik dnešním potravinovým řetězcům supermarketů a hypermarketů. U takto velkých obchodů, s čím dál širší nabídkou sortimentu, se zvětšuje tlak na správnou a rychlou dodávku potravin. Většina moderních obchodů s potravinami má dnes pouze minimální vlastní skladovací prostory. Zboží od různých dodavatelů jednoho druhu je přiváženo ve velkém množství do redistribučního centra, kde se rozděluje a většinou i přebaluje na menší dodávky složené z různých druhů potravin určené přímo pro obchody. Další příklady jsou centra, do kterých se přiváží potraviny ze zahraničí a následně přerozdělují například již zmíněným potravinovým řetězcům.

Žádné centrum tak není jenom skladovací nebo jenom distribuční, protože tyto dvě vlastnosti jsou navzájem provázány. Do každého centra totiž vždy potraviny přivážíme, odvážíme a alespoň chvíli skladujeme. Proto byl použit název „Skladovací, distribuční centra potravin“ na místo „Skladovací a distribuční centra potravin“.

3 PROBLEMATIKA SKLADOVÁNÍ CHLAZENÝCH A MRAŽENÝCH POTRAVIN

V této kapitole se budeme zabývat požadavky potravin na tepelnou zátěž při skladování v chladírnách a mrazírnách.

3.1 Skladování ovoce a zeleniny, hub a některých zrajících sýrů

Ovoce, zeleninu, houby a některé zrající sýry můžeme zařadit do kategorie potravin se speciálními požadavky na udržování klimatických podmínek.

3.1.1 Skladování ovoce a zeleniny

Na rozdíl od většiny ostatních potravin v ovoci a zelenině i po utržení ze stonku v nich stále probíhají životní pochody a podléhají tak fyziologickým a patologickým procesům spjatým s rostlinami. Jedním z nejdůležitějších přirozených procesů je tzv. dýchání. Při dýchání plodina spotřebovává nashromážděné sacharidy a za přítomnosti vzdušného kyslíku je přeměňuje na teplo, oxid uhličitý a vodní páru. Dalším přirozeným pochodem je přímý výpar vody z plodiny. Kromě těchto fyziologických procesů může způsobovat rozklad potravin napadení bakteriemi či plísněmi. Také mechanické poškození plodů urychluje dýchání, ztrátu vlhkosti i působení škodlivých mikroorganismů. Tyto procesy se snažíme regulovanými klimatickými podmínkami, zejména nízkou teplotou, vysokou vlhkostí vzduchu, a úpravou atmosféry, udržet na nejnižší možné úrovni, a zachovat tak co nejdéle jakost a čerstvost plodů. [1; 2]

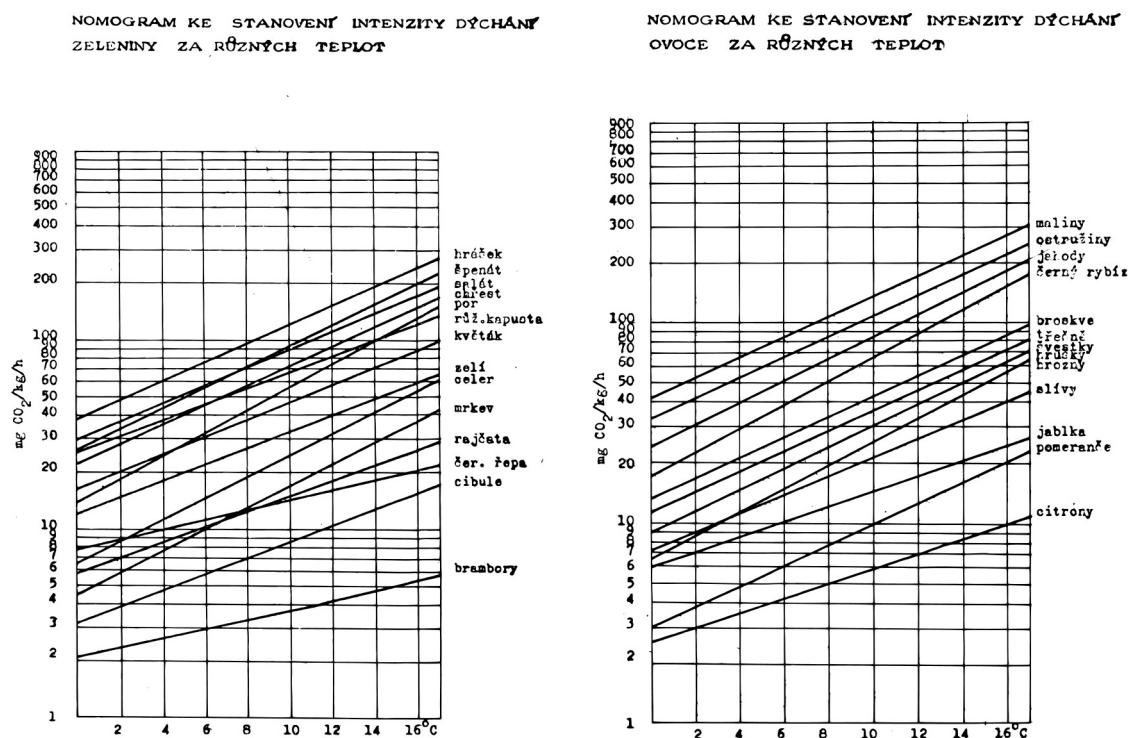
3.1.1.1 Dýchání

Dýchání je velmi složitý řetězec chemických reakcí řízený katalýzou proteinových molekul zvaných enzymy. Jejich činnost je závislá především na teplotě. Počínaje přibližně bodem mrazu se zvýší dvakrát až čtyřikrát s každými 10 °C až do teploty 25 až 30 °C dle [2] nebo až do 40 °C podle literatury [1], kdy se dýchání zastavuje a plodina umírá. Při nízkých teplotách však musíme být opatrní taktéž, protože bychom mohli zastavit některé ze sérií chemických reakcí a způsobit v plodině nerovnováhu živé plazmy, čímž by se nenávratně poškodila rostlinná tkáň. Tomuto poškození říkáme fyziologické poruchy. V poškozené tkáni se urychlí rozklad a stane se náchylnější k napadení mikroorganismy. Zmrznutím veškeré vody v potravine se proces dýchání definitivně zastaví. Po rozmrznutí se obnoví pouze část metabolických procesů a dýchání je tak vážně porušeno. Při překročení bodu mrazu, který se pohybuje podle typu plodiny a obsahu rozpuštěných minerálních látek mezi 0 až -6 °C, živá tkáň umírá mrazem. [1; 2]

Dalším faktorem, kterým výrazně ovlivňujeme proces dýchání, je složení okolní atmosféry. V případě, kdy je plodina v atmosféře bez kyslíku, se dýchání nezastaví, ale začne probíhat dýchání anaerobní tzv. fermentace, při které rostlinná tkáň odumírá a daná potravina se okamžitě znehodnocuje. Obsah kyslíku pod 10 % tkáň ještě neovlivňuje, nesmí však poklesnout pod 3 % [1]. Zároveň s kyslíkem můžeme měnit obsah oxidu uhličitého. Při kombinaci 3 – 5 % kyslíku a 0 – 5 % oxidu uhličitého lze dosáhnout účinného snížení dýchání bez poškození tkáně [1].

Rychlost, se kterou se ovoce a zelenina po sklizni zchladí na ideální teplotu, je pro dýchání také kritická. Při setrvávání ve vysokých teplotách při sklizni jsou všechny procesy výrazně rychlejší a u náchylnějších plodin jako jahody, třešně nebo maliny, to může způsobit obrovské škody na úrodě. U velice intenzivně dýchajících plodin, jako je například hrášek, se může při zaváhání se zchlazením stát, že chladicí kapacita nebude stačit a hrášek se nepodaří zchladit. [2]

Různé ovoce a zelenina různě intenzivně dýchají a každý druh je jinak citlivý na ostatní podmínky. S intenzitou dýchání souvisí jak produkce oxidu uhličitého, tak tomu odpovídající vývoj tepla. Jednomu uvolněnému miligramu CO_2 tak přibližně odpovídá 29 J tepla [2]. Produkci oxidu uhličitého v závislosti na teplotě pro různé druhy ovoce a zeleniny zobrazují následující nomogramy Obr. 3-1.



Obr. 3-1 Nomogramy ke stanovení intenzity dýchání vlevo pro zeleninu, vpravo pro ovoce [1]

Srovnání vybraných druhů ovoce a zeleniny podle dýchacího tepla pro různé skladovací teploty je v Tab. 3-1. Dýchací teplo jde však přepočítat na produkci CO_2 pomocí konstanty uvedené pod tabulkou.

Tab. 3-1 Dýchací teplo pro různé druhy ovoce a zeleniny [2] (Překlad: Class - třída, Commodity - Druh zboží, Respiration rate - Intenzita dýchání, Temperature - Teplota)

Table 1. Respiration of selected fruits and vegetables at near their recommended lowest safe long-term storage temperature, in order of maximum increasing respiration rate

Class	Commodity	Respiration rate (Btu/ton/day)*	Temperature† °C (°F)	Class	Commodity	Respiration rate (Btu/ton/day)*	Temperature† °C (°F)
Very low	Dried fruits, nuts, vegetables	<220	—	Moderate (continued)	Cauliflower	3,500–4,200	0 (32)
Low	Grapes, vinifera	220–440	0 (32)	Blackberry	4,000–4,400	0 (32)	
	Plum, Wickson	220–660	0 (32)	Carrots, topped	2,200–4,400	0 (32)	
	Kiwifruit	660	0 (32)	Broccoli	4,200–4,600	0 (32)	
	Onion, dry	660	0 (32)	Spinach	4,200–4,800	0 (32)	
	Apple	220–880	0 (32)	Brussels sprouts	2,200–6,600	0 (32)	
	Cherry, sweet	880–1,100	0 (32)	Onion, mature green	2,200–7,000	0 (32)	
	Peach	880–1,300	0 (32)	High			
	Cabbage	880–1,300	0 (32)	Sweet potato	4,400–5,300	15 (59)	
	Orange	880–1,500	5 (41)	Raspberry	4,000–5,500	0 (32)	
	Beet, topped	1,100–1,500	0 (32)	Bean sprouts	4,600–5,500	0 (32)	
	Pear, Bartlett	660–1,500	0 (32)	Lettuce, leaf	4,200–5,900	0 (32)	
	Radish, topped	660–2,000	0 (32)	Tomato, green	3,500–6,200	15 (59)	
	Potato	660–2,000	4 (39)	Cucumber	5,100–6,400	10 (50)	
	Turnip	660–2,000	0 (32)	Bean, snap	7,700	5 (41)	
	Watermelon	660–2,000	10 (50)	Parsley	6,600–8,800	0 (32)	
	Grapefruit	1,500–2,000	10 (50)	Mushroom	6,200–9,700	0 (32)	
Moderate	Kohlrabi	2,200	0 (32)	Artichoke, globe	3,300–9,900	0 (32)	
	Pepper, sweet	3,100	10 (50)	Sweet corn with husks	6,600–11,200	0 (32)	
	Lettuce, head	1,300–3,700	0 (32)	Very high			
	Strawberry	2,600–4,000	0 (32)	Mango	9,900	15 (59)	
	Squash, summer	3,100–4,200	5 (41)	Endive	9,900	0 (32)	
				Peas, shelled	10,300–16,500	0 (32)	
				Asparagus	5,900–17,600	0 (32)	

Source: Adapted from Hardenburg et al. 1986.

*Btu/ton/24 hr × 0.00455 = mg CO₂·kg⁻¹·hr⁻¹. Btu/ton/24 hr × 0.278 = kcal·1,000 kg⁻¹·day⁻¹.

†Temperature is the recommended long-term storage condition to the nearest 5°C.

Jakékoli poškození tkáně vyvolává zvýšenou intenzitu dýchání, která pak s hojením klesá. Mechanickému poškození se můžeme vyhnout zvýšenou opatrností při manipulaci a šetrnou dopravou. Nízká teplota zvětšuje negativní účinky poškození od otláčení a nárazu plodů, musíme tak být více opatrní. Naopak plody jsou méně citlivé k vibracím, například při dopravě za nižších teplot, než by byly za vyšších. [2]

Dále také zrání plodů zvyšuje intenzitu dýchání. Plody, které postupně zrají, jako třeba jablka, intenzitu dýchání postupně zvyšují. Ale například u dvouleté zeleniny intenzita dýchání od doby zchlazení postupně klesá až do doby opětovného zvýšení teploty, kdy se opět začne zvyšovat. Některé plody při dozrávání produkují etylen. Ten může mít jak pozitivní, tak negativní důsledky na ostatní plodiny. Etylen obecně startuje a urychluje zrání, a může tak být využit i pro umělé dozrávání některých plodin, jako jsou banány, rajčata, avokáda a pomeranče. U jiných plodin, na etylen citlivých, způsobuje předčasné měknutí tkáně, ztrátu zelené barvy, vytváření hnědých skvrn a opadávání listů. Do kategorie plodin na etylen citlivých řadíme například většinu listové zeleniny, okurky, kivi a další. Negativním důsledkům zabráníme neskladováním produktů etylen produkujících a na etylen citlivých pohromadě a dostatečnou výměnou vzduchu. [1; 2]

3.1.1.2 Ztráta vody

Výpar vody nezpůsobuje pouze váhové ztráty, ale také vadnutí a scvrkávání plodů. Látkový metabolismus se nedostatkem vody vychýlí z rovnováhy, a jsou tak způsobeny navíc nutriční ztráty a je ovlivněno i dýchání. Výpar vody se děje na základě rozdílů parciálních tlaků vodních par v plodině a okolním vzduchu. Vzduch uvnitř plodů považujeme za plně nasycený, a tak rozdíl tlaků závisí pouze na teplotě a vlhkosti okolního vzduchu. Kromě rozdílů parciálních tlaků par ovlivňuje rychlost výparu také propustnost povrchu plodiny a její plocha. Vodní pára se dostává z mezibuněčného prostoru póry či otvory ve slupce. Velikost průduchů a jejich počet společně s permeabilitou slupky pro vodní páru charakterizuje veličina zvaná měrná odpařivost, která říká, kolik ztratíme vody z jednoho kilogramu daného druhu plodin při teoretickém rozdíl tlaků jeden pascal. Měrná odpařivost se určuje experimentálně. Ukázku pro různé druhy můžeme vidět v tabulce Tab. 3-2. [1; 2]

Tab. 3-2 Vlevo tabulka měrné odpařivosti pro různé druhy ovoce a zeleniny, vpravo tabulka maximální přípustné procentuální ztráty vody [2] (Překlad: Commodity - Druh zboží, Transpiration coefficient - Měrná odpařivost, Range of coefficients reported in literature - Rozsah teplo uvedený v literatuře, Maximum weight loss - Maximální ztráta hmotnosti, Reason for loss - Důvod ztráty)

Table 3. Transpiration coefficients for selected fruits and vegetables, in order of increasing maximum transpiration coefficient

Commodity	Transpiration coefficient (mg·kg ⁻¹ ·sec ⁻¹ ·MPa ⁻¹)	Range of coefficients reported in literature
Apple	42	16–100
Potato	44	2–171
Onion	60	13–123
Pear	69	10–144
Grapefruit	81	29–167
Orange	117	25–227
Grapes	123	21–254
Plum	136	110–221
Tomato	140	71–365
Lemon	186	139–229
Cabbage	223	40–667
Rutabaga	469	—
Peach	572	142–2,089
Leek	790	530–1,042
Carrot	1,207	106–3,250
Celery	1,760	104–3,313
Parsnip	1,939	1,094–2,771
Brussels sprouts	6,150	3,250–9,770
Lettuce	7,400	680–8,750

Source: Adapted from Sastry et al. 1978.

Table 2. Water loss at which commodities become unsalable, in order of increasing maximum weight loss

Commodity	Maximum weight loss (% fresh weight)	Reason for loss
Spinach	3	wilting
Broccoli	4	taste, wilting
Turnip with leaves	4	wilting
Tomato	4	shriveled
Leaf lettuce	3–5	wilting, decay
Grapes	5	berry shrivel
Pear	6	shriveled
Cabbage	6	shriveled
Apple	7	shriveled
Watercress	7	wilting
Persimmon	7	shriveled
Carrot	8	wilting
Brussels sprouts	8	wilting, rot, yellowing
Green pepper	8	shriveled
Peach	11	shriveled
Winter squash	15	hollow neck

Sources: Hardenburg et al. 1986; Hruschka 1977; Nelson 1985; Robinson et al. 1975.

Jak vidíme v Tab. 3-2 vlevo, měrná odpařivost se liší podle druhů až o tři řády. Nejvíce ztrátou vody trpí listová zelenina, která má největší povrch, ze kterého se voda může odpařovat.

Rozdíl parciálních tlaků spočítáme z rovnice (3-1). Do ní dosadíme rovnice (3-2) a (3-3) a vyjde nám finální rovnice (3-4).

$$p_{\Delta P} = p_{P-plodiny} - p_{P-okolí} \quad (3-1)$$

$$p_{P-plodiny} = p_p'' \quad (3-2)$$

$$p_{P-okolí} = \varphi * p_p'' \quad (3-3)$$

$$p_{\Delta P} = p_p'' - \varphi * p_p'' = p_p'' * (1 - \varphi) \quad (3-4)$$

Kde $p_{\Delta P}$ [Pa] je rozdíl parciálních tlaků vodních par mezi plodinou a okolím, $p_{P-plodiny}$ [Pa] je parciální tlak vodní páry vzduchu zejména v mezibuněčných prostorech, $p_{P-okolí}$ [Pa] je parciální tlak páry v okolním vzduchu, p_p'' [Pa] je parciální tlak sytých par, φ [1] je relativní vlhkost vzduchu. [1; 2; 3; 4]

Díky znalosti měrné odpařivosti a rozdílu parciálních tlaků vodních par můžeme spočítat měrný hmotnostní úbytek vody vztažený k hmotnosti plodin za čas.

$$\dot{m}_{H_2O} = od * p_{\Delta P}^1 \quad (3-5)$$

Kde \dot{m}_{H_2O} [$kg_{H_2O}/kg_{plodiny} s$] je měrný hmotnostní úbytek vody, od [$kg_{H_2O}/kg_{plodiny} s Pa$] je měrná odpařivost, $p_{\Delta P}$ [Pa] je rozdíl parciálních tlaků vodních par mezi plodinou a okolím. [2]

Různé druhy produktů nejenže různě rychle ztrácejí vodu, ale také jsou na její ztrátu různě citlivé. Tab. 3-2 vpravo ukazuje, při jakých procentuálních ztrátách hmotnosti z původní hodnoty se plodina stává neprodejnou.

Klíčem k udržení nízkého výparu vody jsou tři zásadní věci: Udržení nízké teploty, relativně vysoké vlhkosti a správné rychlosti vzduchu.

Zchlazením produktů na nízkou teplotu dosáhneme výrazného snížení parciálního tlaku par v plodině. Vysokou vlhkostí okolního vzduchu zase dosáhneme zvýšení parciálního tlaku par a celkový rozdíl tlaků je tak nižší. Nízká teplota napomáhá i k udržení vysoké relativní vlhkosti. Chladnější vzduch zvládne pojmout mnohem méně vody a absolutní množství vody, tedy absolutní vlhkost nemusí být tak velká. Vysoké relativní vlhkosti, pro většinu ovoce a zeleniny okolo 95 %² [2] se dosahuje buď v celém chladícím prostoru, nebo pomocí plastových obalů, které udrží vysokou relativní vlhkost pouze těsně okolo plodu. V neposlední řadě je extrémně důležité udržovat správnou rychlost proudění vzduchu a s ní spojený průtok vzduchu. Rychlost je potřeba volit co nejmenší možnou, ale tak aby se při ní zvládalo odvádět vzniklé teplo a další produkty dýchání. [2]

3.1.1.3 Skladovací podmínky a doba uchovatelnosti

Udržováním ideálních podmínek dosáhneme nejen vyšší jakosti a delší uchovatelnosti plodů, ale také zamezíme hmotnostním ztrátám, které pro nás znamenají přímou finanční ztrátu při prodeji. Navíc téměř veškerá odpařená voda znamená latentní tepelný zisk, který následně musíme chlazením odebrat.

¹ Předpokládáme optimální – tedy nejnižší možné proudění vzduchu, dle doporučených hodnot.

² U některých plodin musíme ustoupit snaze o co nejnižší ztráty vody a přistoupit tak k o něco vyšším relativním vlhkostem. Děláme tak u plodin jako pomeranče, které jsou citlivé na mikrobiální napadení při vysoké relativní vlhkosti a neztrácejí tak rychle vodu.

Ukázku správných podmínek pro uchování ovoce a zeleniny nalezneme v tabulce, která bude kvůli své rozsáhlosti v příloze 1.

Jednotlivé podmínky se však mohou lišit i v rámci jednotlivých druhů. Podmínky například pro různé druhy jablek jsou zachyceny v Tab. 3-3

Tab. 3-3 Optimální podmínky pro různé druhy jablek [1]

Optimální složení ovzduší pro skladování ovoce					
Druh a odrůda	Bez absorbaru /+		S absorbarem		
	t	% CO ₂	t	% CO ₂	% O ₂
Jablka všeobecně		6 - 10		0 - 7	2 - 4
Bramleyovo červené	0 - 3,6	9	-	-	-
Worcesterská parm.	0,5- 1,0	7 - 8	0,9	5	3 - 4
Laxton Super	2,5	7	3,0	5 - 7	2 - 3
Coxova reneta	3,6	6	0 - 3,5	5	2 - 3
Jonáška	3,5 - 4	6 - 9	0	5	3
Parména zlatá		nevhodná		nevhodná	
Boskopské			4	3 - 5	2 - 3
Delicious slatý	3,3	10	0	5	2 - 3
Delicious red	-	-	0	2	3
Ontario		nevhodné		nevhodné	
McIntosh	3,5	7	3,5	5	3
Rome Beauty	-	-	0	2,	3
Richard	0	10	0	5	2
Worcesterská parm.	0	-	0,5-1	5	3

Při dýchání a výparu vody se neuvolňují do okolního vzduchu pouze voda a oxid uhličitý, ale i různé aromatické látky. Některé uvolněné látky mohou významně sensoricky znehodnocovat jiné uskladněné plodiny. Při skladování více druhů ovoce a zeleniny nesmíme navzájem se znehodnocující plodiny mít v jedné místnosti.

3.1.2 Skladování hub a zrajících sýrů

Stejně jako v ovoci a zelenině i v houbách dochází k dýchání. Houba tak spotřebovává nashromážděné živiny. Na rozdíl od rostlin,³ které tyto organické látky získávají fotosyntézou, je houby získávají rozkladem jiného organického materiálu. U zrajících sýrů je to velmi podobné, jen mléčná hmota sama o sobě není zdrojem dýchání, ale jsou to živé kultury v ní. Houby – plísňe nebo bakterie tak spotřebovávají mléčný organický materiál namísto svého. Dýchací teplo a respirační koeficienty potřebné pro výpočet celkového tepelného zisku nalezneme v příslušné literatuře [3].

³ Většiny rostlin

3.2 Skladování masa, drůbeže, ryb, mléčných výrobků, vajec, polotovarů a čerstvých ovocných šťáv

Oproti skladování dýchajících potravin je skladování masa⁴, drůbeže, ryb, mléčných výrobků a vajec⁵ z pohledu tepelné zátěže mnohem jednodušší. Tyto potraviny nejsou totiž zdrojem citelného tepla. Jsou pouze zdrojem tepla latentního, způsobeného odparem vody. Většinou však v distribučních centrech manipulujeme s již zabalenými potravinami, kde je tento problém eliminován. Větší pozornost musí být této problematice věnována při výrobě, a ihned po ní. Proces výroby a s ní související potřeba chladu však není předmětem této práce, a proto se jí zabývat nebudeme. [3]

⁴ Masem je zde myšleno maso z dobytka, jako například vepřové a hovězí.

⁵ Je zde použito standardní rozdělení chlazených a mražených potravin dle [3] a dalších.

4 TEPELNÉ BILANCE

Skladovací centra slouží k udržení vhodných klimatických podmínek pro skladování potravin. Cílem této kapitoly je vypočítat, kolik tepla ze skladovacího prostoru potřebujeme odebrat pro jejich udržení. Tento výpočet nazveme tepelné bilance. Z druhého zákona termodynamiky víme, že teplo samo o sobě nemůže přecházet z chladnějšího tělesa na teplejší bez dalších změn systému [5]. Budeme tedy určované hodnoty nazývat tepelné zisky.

Celkové tepelné zisky můžeme rozdělit na:

1. Tepelné zisky skladováním
 - a. Tepelné zisky prostupem tepla z okolí
 - b. Tepelné zisky výměnou vzduchu
 - c. Tepelné zisky z osvětlení
 - d. Tepelné zisky přítomností a prací osob
 - e. Tepelné zisky prací ostatních strojů a zařízení
 - f. Tepelné zisky ze zboží
 - i. Dýchacím teplem
 - ii. Odparem vody
 - g. Tepelné zisky související s chladicími aparáty
 - i. Prací ventilátorů
 - ii. Vyhřívání límců ventilátorů
 - iii. Odtáváním
 - iv. Vyhřívání odpadního potrubí
 - v. Ostatní tepelné zisky provozem
2. Tepelné zisky obratem zboží
 - a. Tepelný zisk při předchlazení zboží
 - b. Tepelný zisk fázovou přeměnou zboží
 - c. Tepelný zisk při dochlazení zboží

Je velmi důležité rozlišovat mezi výpočtem návrhovým a provozním. Při výpočtu návrhovém se snažíme dopočítat maximálního možného chladicího výkonu, který by mohl být v reálném provozu zapotřebí, abychom podle něho mohli navrhnout chladicí zařízení. Bereme tak při výpočtu v úvahu okrajové provozní podmínky. Většina potravin je velmi náchylná i na malou změnu teplot, a tak si při jejich skladování nemůžeme dovolit nedostatek chladicího výkonu, byť krátkodobý. Výpočet návrhový je statický, tedy nezávislý na čase⁶, a nemůže tak postihnout reálný provoz v průběhu roku. K tomu slouží výpočet dynamický, tedy na čase závislý. V něm se snažíme postihnout průběh požadavku chladicího výkonu v průběhu roku, měsíce i dne. Dynamický výpočet je důležitý pro optimalizaci a návrh správné regulační schopnosti chladicího zařízení⁷. Může být také využit pro energetickou analýzu.

⁶ Až na výjimky i u návrhových výpočtů někdy musíme vzít v potaz například setrvačnost systému.

⁷ Regulační schopnost má vliv na kvalitu a přesnost udržení prostorové teploty, vlhkosti. Významně ovlivňuje energetickou provozní účinnost chladicí technologie.

4.1 Tepelné zisky skladováním

4.1.1 Tepelné zisky prostupem tepla

4.1.1.1 Tepelné zisky prostupem tepla obecnou konstrukcí

Tímto tepelným ziskem je myšleno teplo, které se do chlazeného prostoru dostane skrze všechny stěny, stropy, podlahy a veškeré jiné pevné materiály oddělující daný prostor od okolí. Prostup tepla se skládá z několika částí. Teplo nejprve musí přestoupit, tedy pomocí konvekce se dostat z okolního vzduchu na vnější povrch stěny. Poté se teplo vedením dostane přes všechny součásti stavební konstrukce až na druhý konec, kde opět přestoupí do vzduchu. To vše za předpokladu, že mezi jednotlivými součástmi konstrukce není vzduchová mezera, a jsou tak k sobě dokonale dobře přilnuty.

Na množství tepla má zejména vliv to, jak dobře teplo konstrukcí prostupuje, velikost stěny a rozdíl teplot vzduchu vně a uvnitř chlazené místnosti. To můžeme vyjádřit následujícím vzorcem (4-1).

$$\dot{Q}_{pro} = U * S * \Delta T \quad (4-1)$$

Kde \dot{Q}_{pro} [W] je tepelný tok stěnou, U [W/m^2K] je součinitel prostupu tepla S [m^2] je plocha stěny, ΔT [K] je rozdíl vnější a vnitřní teploty prostoru. [6]

Součinitele prostupu tepla můžeme dále rozepsat (4-2).

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_e} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_i}} \quad (4-2)$$

Kde U [W/m^2K] je součinitel prostupu tepla, α_e [W/m^2K] je součinitel přestupu tepla na vnější stěně a α_i [W/m^2K] na vnitřní stěně, s [m] je tloušťka jednotlivé vrstvy materiálu ve stěně. λ [W/mK] je součinitel vedení tepla dané vrstvy. [6]

Ve vzorci pro součinitele prostupu tepla jsou vidět jednotlivé kroky, kterými teplo musí projít, viz výše: přestupem, vedením a zase přestupem. Podle počtu vrstev pak přidáváme další členy $\frac{s_n}{\lambda_n}$. Čím tedy je součinitel prostupu tepla nižší, tím má stěna lepší izolační vlastnosti

Členy ve jmenovateli vzorce můžeme nahradit tzv. tepelnými odpory. Rovnice (4-2) by pak měla následující podobu (4-3).

$$U = \frac{1}{R_e + R_1 + R_2 + \dots + R_i} \quad (4-3)$$

Kde U [W/m^2K] je součinitel prostupu tepla, R_e [m^2K/W] je vnější tepelný odpor při přestupu tepla, R_n [m^2K/W] je tepelný odpor n -té vrstvy stavební konstrukce. R_i [m^2K/W] je vnitřní tepelný odpor při přestupu tepla. [6]

Členy pro přestup tepla jsou podle starší a již neplatné normy ČSN 06 0210 [7] $\frac{1}{\alpha_e} = \frac{1}{23}$ a $\frac{1}{\alpha_i} = \frac{1}{8}$ nebo podle novější evropské ČSN EN ISO 6946 [8] $R_e = 0,04$ a $R_i = 0,1$ (pro vodorovný směr přestupu). Když hodnoty ze starší normy podělíme, zjistíme, že nám vychází téměř stejná hodnota jako pro ty z normy novější. Avšak tyto normy jsou určeny pro tepelné ztráty budov při normálních podmínkách, a tak pro náš specifický případ hodnoty z nich obecně platné nejsou. Museli bychom součinitele složitě a nepřesně určovat.

Protože v chladírnách a mrazírnách většinou potřebujeme udržet o dost nižší teplotu oproti teplotě okolí, je stavební konstrukce hojně izolována. Když je tedy přítomna izolace, je tepelný odpor vedením touto izolací mnohonásobně větší nežli odpor při přestupu, a my si ho tak můžeme u tohoto výpočtu dovolit zanedbat.

Pro ukázkou, uvažujeme 100 mm tlustou izolaci z pěnového polyuretanu. Součinitel jeho tepelné vodivosti (4-4) je 0,032 W/m K [9].

$$U = \frac{1}{0,04 + \frac{0,1}{0,032} + 0,1} = 0,306 \quad (4-4)$$

Po zjednodušený výpočet zanedbáme odpory při přestupech (4-5).

$$U = \frac{1}{\frac{0,1}{0,032}} = 0,320 \quad (4-5)$$

Když tyto dva výsledky porovnáme, zjistíme, že se jednodušeji vypočítaný součinitel přestupu tepla neliší oproti přesně spočítanému o více než 5 %. To samé můžeme tvrdit o výsledných tepelných ztrátách. Čím bude izolace tlustší, tím bude hrát přestup tepla menší roli. Stejně tomu bude, pokud přidáme další vrstvy. Můžeme tedy pro tyto případy součinitele přestupu tepla, resp. odpory při přestupech tepla, zanedbávat. V jiných případech, jako je sdílení tepla ve výměnících tepla, si toto dovolit nemůžeme.

Rovnici pro tepelný tok (4-6) můžeme psát také ve tvaru

$$\dot{Q}_{pro} = \dot{q}_{pro} * S \quad (4-6)$$

$$\dot{q}_{pro} = U * \Delta T \quad (4-7)$$

Kde \dot{Q}_{pro} [W] je tepelný tok prostupem stěnou, \dot{q}_{pro} [W/m^2] je měrný prostup tepla, S [m^2] je plocha stěny, U [W/m^2K] je součinitel prostupu tepla, ΔT [K] je rozdíl vnější a vnitřní teploty prostoru. [6]

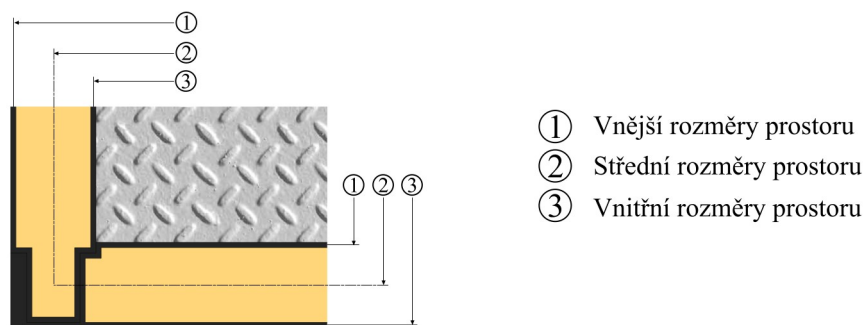
Chladicí zařízení většinou neprojektujeme, aby běžela neustále, ale aby běžela jen nějakou provozní dobu v průběhu dne. Proto pro nás bude důležitý údaj, kolik energie potřebujeme odebrat za den. Pro přehlednost bude energie v kilojoulech.

$$\dot{Q}_{pro}^{24} = \dot{Q}_{pro} * \frac{24h * 60min * 60sec}{1000 \text{ (převod na KJ)}} \quad (4-8)$$

$$\dot{Q}_{pro}^{24} = \dot{Q}_{pro} * 86,4 \quad (4-9)$$

Kde \dot{Q}_{pro}^{24} [KJ/den] je tepelný tok v KJ za den, \dot{Q}_{pro} [W] je tepelný tok stěnou.

Plochu S můžeme vypočítat třemi způsoby. Z vnějších, středních nebo vnitřních rozměrů místnosti. Způsoby se u různých autorů odborné literatury [10; 11; 12; 13] liší viz Obr. 4-1.



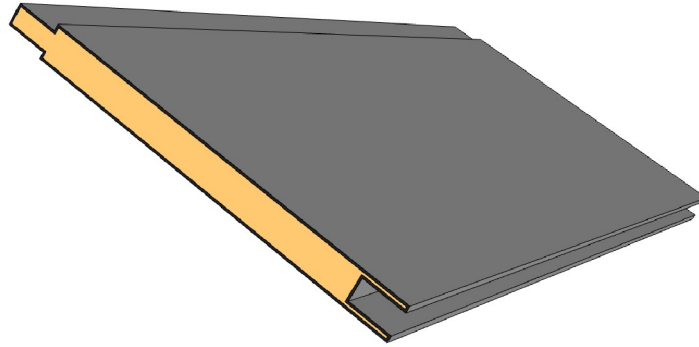
Obr. 4-1 Rozměry prostoru

V dalších výpočtech budu užívat plochu střední, ta respektuje tloušťky stěn, stropů i podlahy. Rozměry jsou brány od os jednotlivých prvků.

4.1.1.2 Prostup tepla stěnami a stropem

Skladba stěn a stropů chladícího prostoru může být různá. Dnes se zejména používají izolační panely nebo stavebně řešené stěny.

Izolační panely jsou již předem hotové a na místě se pouze skládají. Pro menší a střední boxy jsou panely připraveny i s perem, drážkou a jednotlivými zabudovanými zámky, takže se dají složit jako stavebnice. Mají tedy předem určené rozměry. U větších boxů jsou panely taktéž s perem a drážkou, ale již bez zámků. Panely jsou ukotveny do okolní konstrukce a když svými rozměry na konci v rohu přesně nevychází, zmenšují se na požadovaný rozměr. Oříznuté konce panelů se pak upraví, aby mohla izolace dosednout na izolaci a případné netěsnosti se vypění izolační pěnou. Poté, co jsou všechny panely umístěny, zalepí se, a tím i utěsní, všechny spáry. Izolační panel se skládá nejen z izolační hmoty, ale také z ochranných plechů z každé strany. Plechy zajišťují dodatečnou pevnost a nepropustnost panelu a mohou být například z hliníku, pozinkované oceli či nerezové oceli, dle požadavku zákazníka nebo hygienických požadavků. U malých boxů jsou panely samonosné. Od určitých velikostí se však musí použít přídavná nosná konstrukce. Pokud však chlazený prostor souvisí přímo s venkovním prostředím, musíme dávat pozor, aby u ocelové konstrukce byly panely ukotveny na vnitřní stranu nosníků. Přispějeme tak k zamezení vzniku tepelných mostů a případné kondenzace vody uvnitř izolace. [14; 15; 16]



Obr. 4-2 Izolační panel

Stavebně řešené stěny a stropy jsou tvořeny stavební konstrukcí a izolační vrstvou. Jako stavební konstrukce se nejčastěji používá buď ocelová konstrukce, sádkokarton, nebo klasická cihlová či betonová stěna. Izolace je pak připevněna na ně.

Jednou z dalších využívaných možností je obskládání vnitřních stěn panely.

Izolační hmota samotná je tvořena z PUR (polyuretanová pěna), PIR (polyisokianurátová pěna), fenolické pěny nebo minerálních vat, a polystyrenu. Dříve se používaly materiály jako korek, asfaltokorek, či welit (impregnovaný papír poskládaný do vrstev, střídavě rovná a vlnitá). [14; 15; 16]

Tloušťka izolačních panelů se liší dle výrobce. Například výrobce chladících a mrazících boxů Bratři Horákové mají tloušťku panelů pro chladící boxy 75 mm a pro mrazící 125 mm [14]. Celosvětový výrobce Kingspan má řadu 80, 100, 120, 150, 170, 200 mm [15].

Důležitou součástí stavebně řešených konstrukcí je tzv. parotěsná vrstva. Ta zajišťuje neprostupnost pro vodu. U panelů není nutná, protože jsou samy o sobě nepropustné.

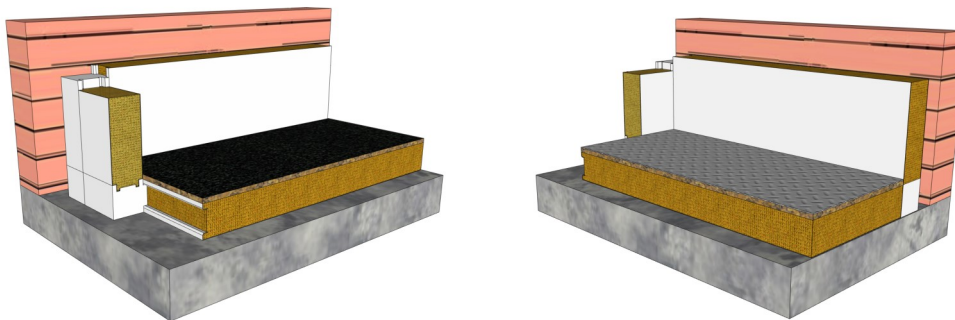
Výpočet prostupu bude tedy jednoduchý. Stačí nám znát složení konstrukce, tloušťku vrstev, jejich součinitele tepelných vodivostí, plochy stěn a teploty vzduchu vně a uvnitř, popřípadě součinitele přestupu tepla. Výrobci izolací nám však často vycházejí vstříc a udávají i součinitel prostupu tepla pro celou konstrukci.

Požadovaná teplota uvnitř chlazené komory vychází z požadavků skladování konkrétních potravin. Požadovaná teplota vně je dána okolím. V případě, že je v okolí jiný chladící box, tak také víme, jaká požadovaná teplota zde je. Když je okolí obytné, třeba chodba, je zde nějaká regulovaná teplota. Pokud je však okolím venkovní prostředí, situace se komplikuje kvůli proměnným podmínkám. Pro statický výčet tak budeme uvažovat venkovní výpočtovou teplotu, která je rovna maximální možné teplotě v roce pro danou oblast.

4.1.1.3 Prostup tepla podlahou

U podlah je celá řada různých provedení. Existují však tři základní typizované varianty. Velmi podobně jako u stěn a stropů je zde možné použít systémové izolační panely. Podlahové panely mají navíc pochůznou vrstvu. To je povrchová vrstva, po které se chodí. Tento typ panelů se používá u malých boxů, u kterých se zboží skladní ručně, nebo se nanejvýše používá ručních vozíků (tzn. rudlíků, paletovacích ručních vozíků). Tato

podlaha má malou únosnost, je náchylná k bodovému zatížení a u těžších strojů by hrozilo její poškození. [16]



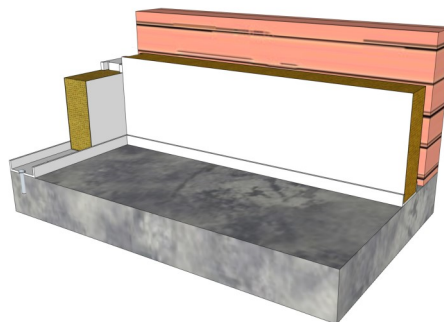
Obr. 4-3 Podlahový izolační panel (vlevo panel kde překližka je kryta plastovou vrstvou, vpravo hliníkovou)

Ve výpočtu postupujeme stejně jako u stěn a stropů, ale je třeba správně určit teplotu podloží podlahy.

U druhé možnosti je podlaha vytvořena tzv. stavebním způsobem. Na podkladové vrstvě podlahy (většinou podkladový beton) se nachází parotěsná vrstva a na ní izolace, která je překryta vrstvou armované betonu. Tím je podlaha přizpůsobena většímu zatížení a je možné používat i těžší techniku. S výhodou ji můžeme použít také tam, kde dochází k uvolňování vody při manipulaci se zbožím, zejména v přípravných a skladovacích boxech masa a drůbeže. Díky celistvému povrchu podlahy nedochází k zatékání vody, krve a jiných organických zbytků do možných netěsností.

Tloušťka armované betonové vrstvy se volí podle požadovaného zatížení, bývá od 100 do 250 mm. Tloušťka izolace pro chladírny se pohybuje přibližně mezi 100 až 150 mm a pro mrazírny mezi 200 až 300 mm. [16]

Ve třetím případě je podlaha bez izolace. Takováto podlaha nesmí být použita pro mrazírny, a je tak použitelná pouze pro chladírny (důvody budou vysvětleny na konci kapitoly). Podlaha je složena převážně z armované betonové desky, na kterou jsou přímo ukotveny izolační panely stěn. Mezi nimi je vylita betonová deska samotné pochozí vrstvy.

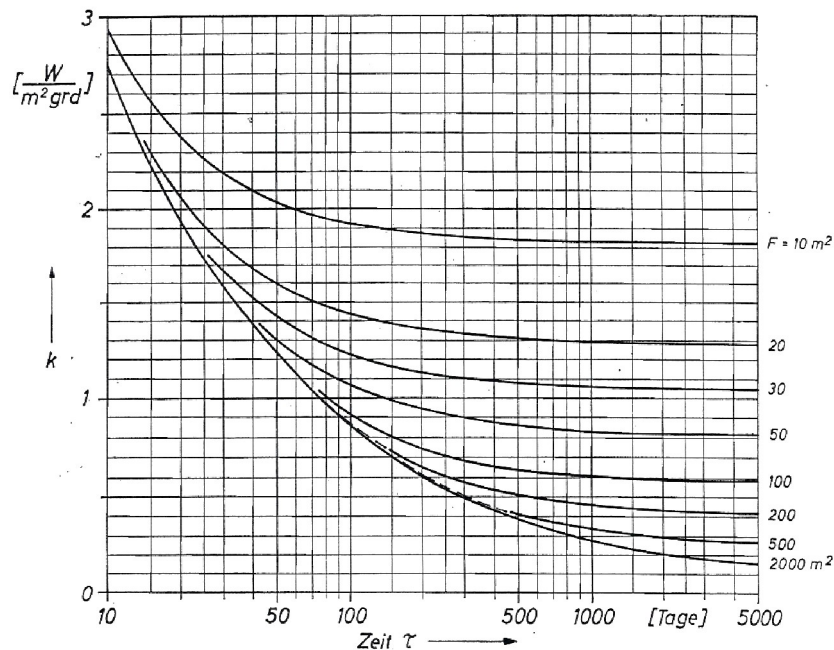


Obr. 4-4 Podlaha bez izolace

Problematika prostupu tepla, pokud se pod konstrukcí podlahy nachází půda, je zde značně komplikovanější. Protože zemině pod místností neustále odebíráme teplo,

postupně chladne. To má za následek změnu součinitele prostupu tepla podlahou. Čím déle je chladírna v provozu, tím se součinitel postupně snižuje, naopak ochlazená oblast se zvětšuje. Proces chladnutí pokračuje, dokud nedosáhne rovnováhy. Součinitel prostupu je snížen a prochladlá oblast je velká natolik, že potřeba tepla z okolní zeminy je dost malá, aby byla pokrývána bez dalšího ochlazování okolní zeminy. U zaizolovaných podlah je izolací dosaženo toho, že „únik chladu“ je natolik malý, aby tento děj nenastal. [17]

Tento problém je závislý na čase a dobře ho vystihuje následující diagram [17]



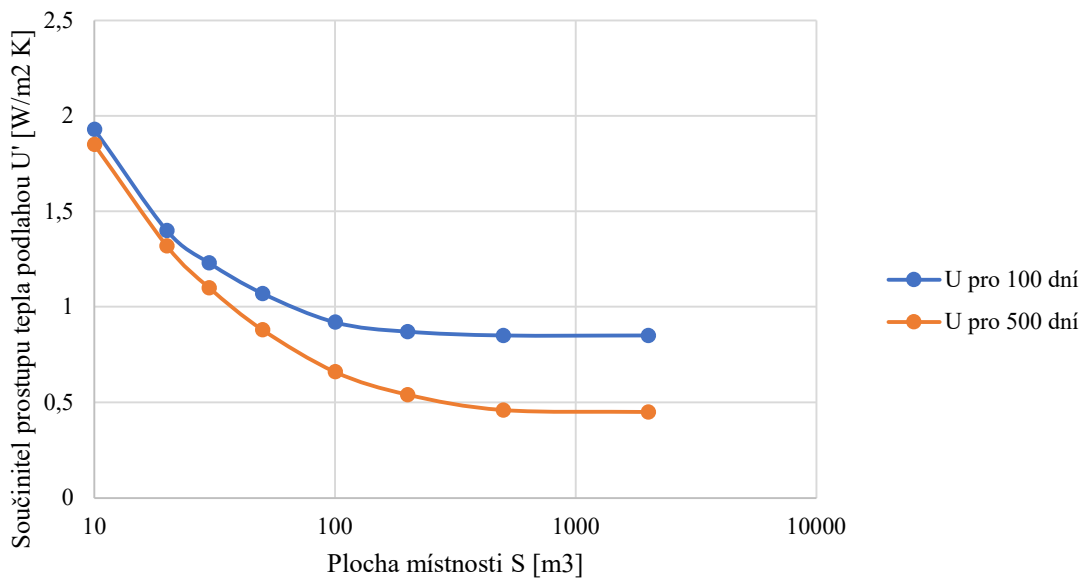
Obr. 4-5 Závislost součinitele prostupu tepla neizolovanou podlahou na čase a ploše podlahy místnosti [17] (Překlad: Zeit - čas)

Vystihuje závislost součinitele prostupu tepla U' na čase provozu chlazené místnosti a ploše podlahy. Osa času je v logaritmickém měřítku. Na svislé ose je součinitel prostupu tepla a na vodorovné čas. Každá jednotlivá křivka je pro jinou plochu. Křivky pro U' jsou po 1000 dnech a po 5000 dnech již téměř úplně konstantní. Závislost byla změřena pro tyto parametry zeminy:

Součinitel tepelné vodivosti $\lambda_{pzem} = 2 \text{ W/m K}$ a součinitel teplotní vodivosti $a_{pzem} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ [17]

Součinitel U' je přibližně přímo úměrný λ a nepřímo úměrný odmocnině z a

Pro snazší výpočet převedeme graf, tak aby na svislé ose stále byl součinitel prostupu tepla, ale na vodorovné byla plocha chlazené místnosti a jednotlivé křivky byly pro námi stanovené počty dnů.

Závislost U' na S pro různý počet dní

Obr. 4-6 Transformovaný diagram (data z [17])

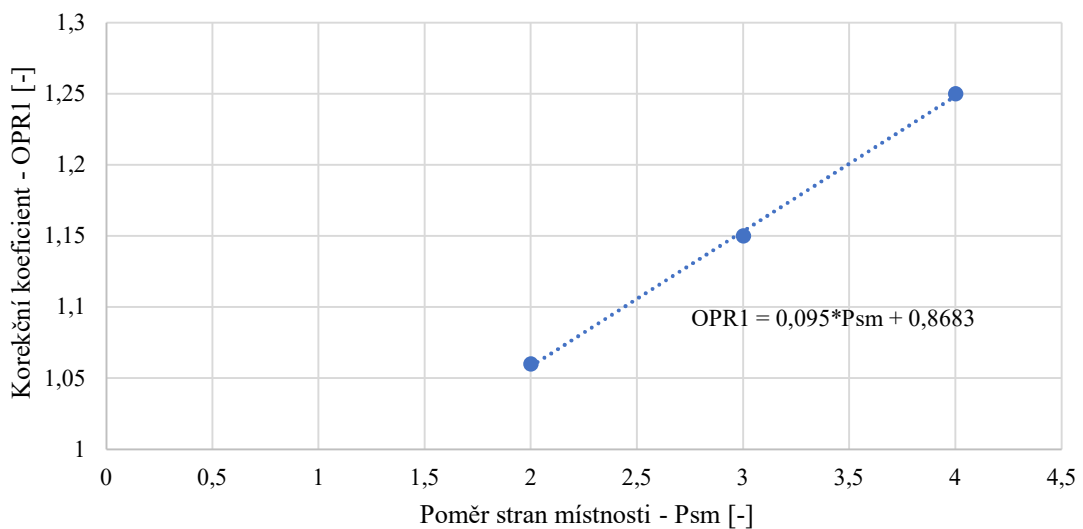
Tyto diagramy však předpokládají čtvercovou podlahu a určitý druh podložní zeminy. Musíme tedy aplikovat 2 korekce. První pro plochu. Ve zmíněné literatuře [17] jsou uvedeny korekční součinitele, jak můžeme vidět v tab. 4-1 pro tři poměry stran.

Tab. 4-1 Korekční koeficient pro poměr stran [17]

Poměr stran	2	3	4
Korekční koeficient	1,06	1,15	1,25

Z nich můžeme pro pozdější výpočty vytvořit spojitou křivku, která má vzorec (4-10)

Korekční koeficient v závislosti na poměru stran místosti



Obr. 4-7 Závislost prvního korekčního koeficientu (data z [17])

$$OP1 = 0,095 * Psm + 0,8683 \quad (4-10)$$

Kde $OP1$ [1] opravný koeficient pro poměr stran, Psm [1] poměr stran místnosti.

Z něho už snadno určíme opravný koeficient. Pro poměr stran menší než 1,5 je koeficient 1.

Druhá korekce zohledňuje rozdílnou vlastnost naší podložní zeminy, a to součinitel teplotní vodivosti, který můžeme rozepsat (4-11).

$$a_{zem} = \frac{\lambda_{zem}}{c_{zem} * \rho_{zem}} \quad (4-11)$$

Kde a_{zem} [m^2/s] je součinitel teplotní vodivosti, λ_{zem} [W/mK] je součinitel tepelné vodivosti zeminy, c_{zem} [J/kgK] je měrná tepelná kapacita zeminy, ρ_{zem} [kg/m^3] je hustota země. [17]

V důsledku tedy druhá korekce závisí na součiniteli tepelné vodivosti zeminy, měrné tepelné kapacitě zeminy a hustotě země.

Druhý korekční koeficient vyjádříme jako (4-12).

$$OP2 = \frac{\lambda_{zem}}{\lambda_{pzem}} * \sqrt{\frac{a_{pzem}}{a_{zem}}} \quad (4-12)$$

Kde $OP2$ [1] je opravný koeficient pro odlišné parametry zeminy, λ_{zem} [W/mK] je součinitel tepelné vodivosti naší zeminy, λ_{pzem} [W/mK] je součinitel tepelné vodivosti zeminy, se kterým se původně počítalo při tvorbě diagramu, a_{zem} [m^2/s] je součinitel teplotní vodivosti naší zeminy, a_{pzem} [m^2/s] je součinitel teplotní vodivosti původní zeminy, se kterým se původně počítalo při tvorbě diagramu.

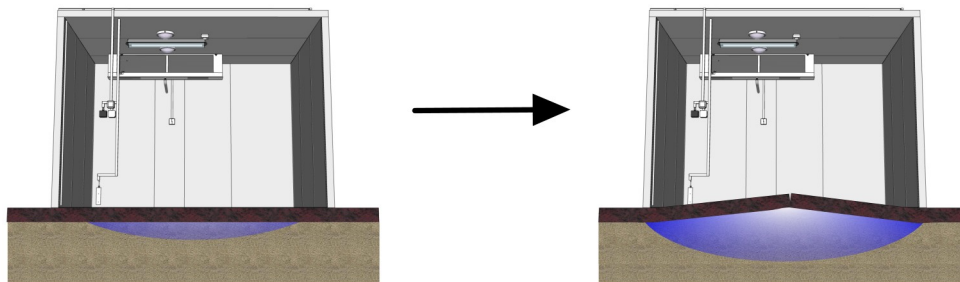
Výsledný součinitel přestupu tepla získáme takto.

$$U = U^{\#} * OP1 * OP2 \quad (4-13)$$

Kde U [W/m^2K] je výsledný součinitel prostupu tepla neizolovanou podlahou, $U^{\#}$ [W/m^2K] je původní součinitel prostupu tepla neizolovanou podlahou odečtený z diagramu na Obr. 4-5, $OP1$ [-] je první opravný koeficient, $OP2$ [-] je druhý opravný koeficient.

Poslední parametr, který nám zbývá, abychom mohli určit celkové tepelné ztráty, je teplota podloží. Při umístění chlazené místnosti v nadzemním podlaží můžeme uvažovat buď přímo teplotu místnosti pod naší místností, pokud ji známe, nebo můžeme uvažovat vhodnou smluvní teplotu doporučenou normami, většinou 20 °C. Pro podsklepené přízemí, pokud je zde regulovaná teplota a známe ji, uvažujeme ji. Pokud ne, opět můžeme uvažovat smluvní teplotu, většinou 15 °C. V nepodsklepeném přízemí uvažujeme smluvní teplotu 10 °C. Teplota 10 °C vychází z již zmíněné starší normy ČSN 060210 – Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění, z části 9.1.1: „Při výpočtu tepelné ztráty prostupem nepodsklepených podlah přízemních místností a hal přiléhajících k zemině se uvažuje s průměrnou teplotou +10 °C.“ [7]

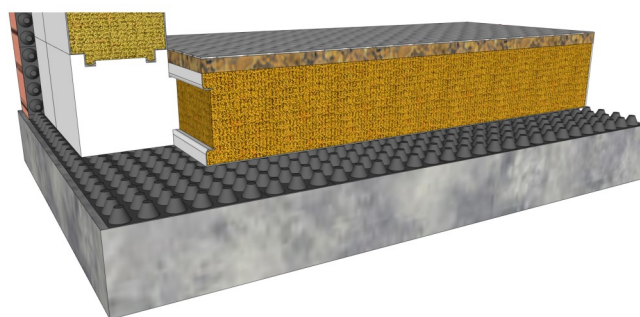
Neméně důležité je zmínit podstatný rozdíl v konstrukcích podlah pro chladírny a mrazírny. Na rozdíl od chladíren, pro které platí již výše zmíněné, u mrazíren je to složitější. Pro úplnost, za chladírny považujeme místnosti s teplotami vzduchu nad $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ a mrazírny s hodnotami pod touto hodnotou. Kvůli těmto záporným teplotám se voda obsažená v podložní půdě mění v led a zvětšuje svůj objem. Pod podlahou tak vniká tzv. ledová čočka (viz Obr. 4-8), která svou roztažností může vážně poškodit, nebo až úplně zničit podlahu nebo statiku stavební konstrukce mrazírny. [16]



Obr. 4-8 Tvorba ledové čočky pod mrazírnou

Tomuto jevu je potřeba určitě zabránit. Existuje opět několik způsobů, jejich konstrukci je však potřeba provést již při stavbě základů budovy. Jednou z možností je vybudovat v podkladové vrstvě betonu průduchy, kde může volně proudit vzduch. Dalším způsobem je do podkladové vrstvy umístit potrubní rozvody nebo topné kabely. Vyhřívání potrubí lze zajistit nemrznoucí teplotonosnou látkou, kterou můžeme ohřívat například odpadním teplem z technologie chlazení. [16]

V případě použití panelů se dá pro malé chladírny využít i speciální podložky (viz Obr. 4-9), které se k panelům běžně dodávají. Podložky zajišťují možnost průchodu vzduchu pod panelem.



Obr. 4-9 Speciální podložka pod izolační panel zajišťující proudění vzduchu

Jinou možností pro malé chladírny je v základech pod podlahou vytvořit dostatečně velké šterkové pole, kterým může prostupovat vzduch.

Teplotu podloží je zapotřebí pravidelně hlídat, což umožní i lepší regulaci a optimalizaci vyhřívání.

4.1.2 Tepelné zisky výměnou vzduchu

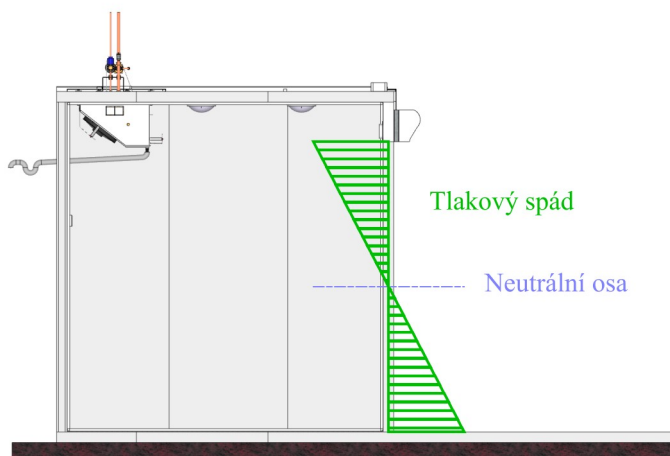
Výměna vzduchu mezi okolím a chlazeným prostorem a s ní spojená výměna tepla může probíhat pouze pěti možnými způsoby: skrze vstupní dveře, vyrovnávacími klapkami a ventily, nucenou ventilací, odpadním podtrubím či případnými netěsnostmi.

4.1.2.1 Tepelný zisk výměnou vzduchu skrze vstupní dveře

Fyzikální princip výměny vzduchu skrze vstupní dveře

Za předpokladu rovnotlaké situace⁸, tzn. tlak v místnosti je stejný jako v jejím okolí, se výměna vzduchu děje pouze kvůli rozdílným teplotám vzduchu.

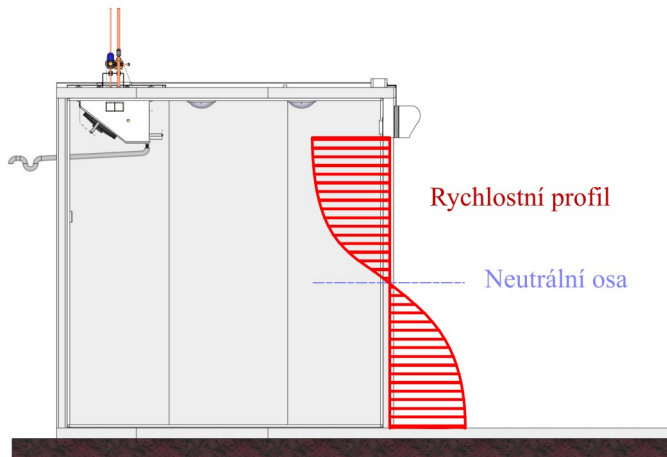
Díky rozdílným teplotám vně a uvnitř má vzduch rozdílné hustoty, čímž vzniká přirozený vztlak. Podél výšky dveří se tak vytvoří přirozený lineární tlakový spád viz Obr. 4-10. [6]



Obr. 4-10 Tlakový spád podél výšky dveří

Aby byly rozdíly tlaků vyrovnány, vytvoří se podél výšky dveří rychlostní profil. Ten však už lineární není (viz Obr. 4-11).

⁸ Rovnotlakou situaci zajišťují vyrovnávací klapky a ventily, viz kapitola Tepelný zisk vyrovnávacími klapkami a ventily.



Obr. 4-11 Rychlostní profil podél výšky dveří

Studený vzduch se zevnitř spodní polovinou dveří tlačí ven a teplý vzduch horní polovinou naopak z vnějšku dovnitř. Vzduch v místnosti se nemůže nijak akumulovat, takže množství přiváděného a odváděného vzduchu si je rovno (4-14).

$$\dot{m}_{př} = \dot{m}_{od} = \dot{m} \quad (4-14)$$

Kde $\dot{m}_{př}$ [kg/s] je hmotnostní průtok přiváděného vzduchu, \dot{m}_{od} [kg/s] je hmotnostní průtok odváděného vzduchu, \dot{m} [kg/s] je hmotnostní průtok.

Hmotností průtok⁹ můžeme dále rozepsat (4-15).

$$\dot{m} = \mu * \frac{\rho_e + \rho_i}{2} * \dot{V} \quad (4-15)$$

Kde \dot{m} [kg/s] je hmotnostní průtok přiváděného vzduchu, μ [1] je výtokový součinitel (zahrnuje kontrakci proudu a ztrátu rychlosti), ρ_e [kg/m³] je hustota přiváděného vzduchu, ρ_i [kg/m³] je hustota odváděného vzduchu \dot{V} [m³/s] je objemový průtok přiváděného vzduchu.

Nejprve ze známých teplot vzduchu určíme jim odpovídající hustoty vzduchu. To uděláme odečtením z tabulky [4] nebo následujícím přibližným vzorcem (4-16) [18].

$$\rho_{vz} = 1,293 * \frac{p_b}{100} * \frac{273,15}{273,15 + T_{vz}} \quad (4-16)$$

Kde ρ_{vz} [kg/m³] je hustota vzduchu, kterou chceme vypočítat, p_b [kPa] je barometrický tlak, T_{vz} [°C] je teplota vzduchu.

⁹ Správně by místo průměrné hustoty vzduchu v rovnici (4-15) měla být pouze hustota vzduchu přiváděného. Ve skutečnosti kvůli rozdílným hustotám vzduchu odcházejícího a přiváděného musí být i objemový průtok rozdílný. To by znamenalo, že i bod, kde bude rychlost vzduchu nulová, tzv. neutrální osa, nebude přesně v polovině dveří. Vzduch odcházející bude tak mít nepatrně menší objemový průtok, ale za to bude mít větší hustotu. Oproti tomu vzduch vstupující do místnosti má větší objemový průtok, ale menší hustotu. Hmotnost obou proudů je tak stejná a my se tímto zprůměrováním hustot za účelem výpočtu se stejným objemovým průtokem dopoušíme jen velmi malé odchylky od skutečnosti.

Hustotu vzduchu můžeme také vyjádřit ze stavové rovnice ideálního plynu¹⁰.

Pokud však chceme hustotu okolního i vnitřního vzduchu určit přesněji, musíme uvažovat i vlhkost vzduchu. Můžeme ji opět určit z tabulek, diagramů [4] nebo, pro náš výpočet pohodlněji, vzorcem.

Víme, že hmotnost vlhkého vzduchu se skládá z hmotnosti suchého vzduchu samotného a hmotnosti vody v něm obsažené (4-17). Dále předpokládáme, že všechna voda se bude ve vzduchu vyskytovat v plynném skupenství, tedy v podobě vodní páry.

$$m_{VV} = m_{SV} + m_P \quad (4-17)$$

Kde m_{VV} [kg] je hmotnost vlhkého vzduchu, m_{SV} [kg] je hmotnost suchého vzduchu, m_P [kg] je hmotnost vodní páry. [4]

Podle Osvaldova zákona [4] píšeme (4-18).

$$V_{VV} = V_{SV} = V_P \quad (4-18)$$

Kde V_{VV} [m³] je objem vlhkého vzduchu, V_{SV} [m³] je objem suchého vzduchu, V_P [m³] je objem vodní páry. [4]

Můžeme tedy začít rozepisovat rovnice (4-19) pro hustotu vlhkého vzduchu.

$$\rho_{VV} = \frac{m_{VV}}{V_{VV}} = \frac{m_{SV} + m_P}{V_{VV}} = \frac{m_{SV}}{V_{VV}} + \frac{m_P}{V_{VV}} = \rho_{SV} + \rho_P \quad (4-19)$$

Kde ρ_{VV} [kg/m³] je hustota vlhkého vzduchu, ρ_{SV} [kg/m³] je hustota suchého vzduchu, ρ_P [kg/m³] je hustota vodní páry.

Ze stavové rovnice ideálního plynu [5] vyjádříme zlomek hmotnosti plynu dělené jeho objemem (4-20).

$$pV = m * r * T \rightarrow \frac{m}{V} = \frac{p}{r * T} \quad (4-20)$$

Kde p [Pa] je tlak plynu, V [m³] je objem plynu, m [kg] je hmotnost plynu, r [J/kg * K] plynová konstanta, T [K] teplota vlhkého vzduchu.

Dosadíme a získáváme tak rovnici (4-21)

$$\rho_{VV} = \frac{p_{SV}}{r_{SV} * T} + \frac{p_P}{r_P * T} \quad (4-21)$$

Kde p_{SV} [Pa] je parciální tlak suchého vzduchu, p_P [Pa] je parciální tlak vodní páry, r_{SV} [J/kg * K] je plynová konstanta suchého vzduchu, r_P [J/kg * K] je plynová konstanta vodní páry.

Z Daltonova zákona (4-22) [4] víme, že celkový tlak směsi se rovná součtu parciálních tlaků jejích složek. Celkový tlak vlhkého vzduchu se rovná součtu parciálního tlaku suchého vzduchu a parciálního tlaku vodní páry. Parciální tlak páry je přímo úměrný

¹⁰ Rovnice bude pro stejný účel rozepsána později.

relativní vlhkosti, která vyjadřuje úroveň nasycení, a parciálnímu tlaku páry v nasyceném vzduchu [4].

$$p_{VV} = p_{SV} + p_P \rightarrow p_{SV} = p_{VV} - p_P \quad (4-22)$$

$$p_P = \varphi * p''_P \quad (4-23)$$

$$p_{SV} = p_{VV} - \varphi * p''_P \quad (4-24)$$

Kde φ [1] je relativní vlhkost vzduchu, p''_P [Pa] je parciální tlak vodní páry v nasyceném vlhkém vzduchu.

Po dosazení, výtýkáni a několika dalších úpravách dostáváme vztah (4-25).

$$\begin{aligned} \rho_{VV} &= \frac{p_{VV} - \varphi * p''_P}{r_{SV} * T} + \frac{\varphi * p''_P}{r_P * T} = \frac{1}{T} * \left(\frac{p_{VV}}{r_{SV}} + \frac{-\varphi * p''_P}{r_{SV}} + \frac{\varphi * p''_P}{r_P} \right) \\ &= \frac{1}{T} * \left[\frac{p_{VV}}{r_{SV}} + \varphi * p''_P * \left(\frac{1}{r_P} - \frac{1}{r_{SV}} \right) \right] \end{aligned} \quad (4-25)$$

Za plynové konstanty dosadíme $r_{SV} = 287,11$ a $r_P = 461,5$ [4]

$$\begin{aligned} \rho_{VV} &= \frac{1}{T} * [3,48 * 10^{-3} * p_{VV} + \varphi * p''_P * (-1,317 * 10^{-3})] \\ &= \frac{-1,317 * 10^{-3}}{T} * (-2,65 * p_{VV} + \varphi * p''_P) \\ &= \frac{1,317 * 10^{-3}}{T} * (2,65 * p_{VV} - \varphi * p''_P) \end{aligned} \quad (4-26)$$

Celkový tlak vlhkého vzduchu se rovná tlaku barometrickému p_b a parciální tlak páry v nasyceném vzduchu je funkcí teploty. Můžeme ho také odečíst z tabulek, diagramu [4] nebo spočítat vzorcem podle IAPWS 95 [19].

$$p''_P = p_{kr} * e^{\left[\frac{1}{1-\tau} * (a_1 * \tau + a_2 * \tau^{1,5} + a_3 * \tau^3 + a_4 * \tau^{3,5} + a_5 * \tau^4 + a_6 * \tau^{7,5}) \right]} \quad (4-27)$$

Kde $\tau[1] = \frac{T}{T_{kr}}$ je teplotní funkce, T [K] je teplota, $T_{kr} = 647,096$ K je kritická teplota vodní páry, $p_{kr} = 22,064$ MPa je kritický tlak vodní páry. Konstanty jsou v následující tabulce. [19]

a_1	a_2	a_3	a_4	a_5	a_6
-7,859518	1,844083	-11,78665	22,680741	-15,961872	1,801225

Určili jsme tedy hustotu vzduchu vně a hustotu vzduchu vevnitř. Z nich uděláme rozdíl.

$$\Delta\rho = \rho_i - \rho_e \quad (4-28)$$

Kde $\Delta\rho$ [kg/m³] je rozdíl hustot vzduchu, ρ_e [kg/m³] je hustota přiváděného vzduchu, ρ_i [kg/m³] je hustota odváděného vzduchu.

Pro tlakový spád tedy můžeme psát vzorec:

$$\Delta p = \Delta \rho * g * H^{\#} \quad (4-29)$$

Kde Δp [Pa] je rozdíl tlaků, $\Delta \rho$ [kg/m³] je rozdíl hustot vzduchu, g [m/s²] je tíhové zrychlení ($g = 9,81$ m/s²), $H^{\#}$ [m] je poloviční výška dveří $H^{\#} = H/2$, kde H [m] je skutečná výška dveří.

Poloviční výšku dveří dosazujeme, protože víme, že nám stačí počítat jen s horní polovinou dveří, kde proudí příchozí vzduch.

Ze vzorce pro dynamickou složku tlaku můžeme vyjádřit rychlost vzduchu v závislosti na tlakovém spádu a když ji dosadíme za již vyjádřený tlakový spád, dostaneme závislost rychlosti na výšce, tedy rychlostní profil.

$$p_D = \frac{w^2}{2} * \rho \rightarrow w = \sqrt{\frac{2 * \Delta p}{\rho_e}} = \sqrt{\frac{2 * \Delta \rho * g * H^{\#}}{\rho_e}} \quad (4-30)$$

Kde p_D [Pa] je dynamický tlak, w [m/s] je rychlost vzduchu. ρ_e [kg/m³] je hustota přiváděného vzduchu, Δp [Pa] je rozdíl tlaků, $\Delta \rho$ [kg/m³] je rozdíl hustot vzduchu, g [m/s²] je tíhové zrychlení ($g = 9,81$ m/s²), $H^{\#}$ [m] je poloviční výška dveří. [6]

Ze vzorce vidíme, že rychlostní profil je exponenciální funkce.

Pro výpočet objemového průtoku budeme muset rychlostní profil vynásobený šířkou dveří integrovat podél výšky.

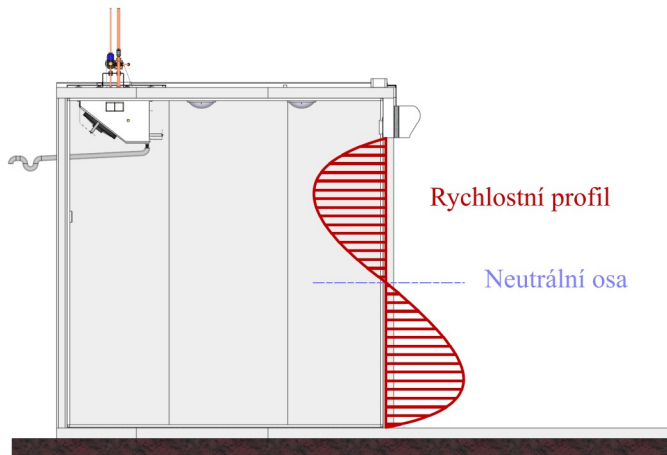
$$\begin{aligned} \dot{V} &= \int_0^{H^{\#}} \sqrt{\frac{2 * \Delta \rho * g * H^{\#}}{\rho_e}} * b * dh = \int_0^{H^{\#}} \sqrt{\frac{2 * \Delta \rho * g}{\rho_e}} * b * \sqrt{H^{\#}} \\ &= \sqrt{\frac{2 * \Delta \rho * g}{\rho_e}} * b * \frac{2}{3} * \sqrt{H^{\#3}} \end{aligned} \quad (4-31)$$

$$\begin{aligned} \dot{V} &= \sqrt{\frac{2 * \Delta \rho * g}{\rho_e}} * b * \frac{2}{3} * \sqrt{H^{\#3}} = \frac{2}{3} * \sqrt{\frac{2 * \Delta \rho * g * H^{\#}}{\rho_e}} * b * H^{\#} \\ &= \frac{2}{3} * w_{max} * S' \end{aligned} \quad (4-32)$$

Kde \dot{V} [m³/s] je objemový průtok přiváděného vzduchu, S' [m²] je plocha horní poloviny dveří, w_{max} [m/s] je maximální rychlost vzduchu, h [m] je výška dveří.

Objemový průtok můžeme spočítat jako násobek dvou třetin maximální rychlosti vzduchu v nejvyšším bodě dveří a plochy poloviny dveří.

Náš teoretický rychlostní profil se od skutečného liší v okrajových podmínkách. Horní a dolní okraj dveří tvoří pro proudící vzduch odpor, a tak se maximum rychlosti posouvá trochu k neutrální ose dveří. Podle literatury [20] by rychlostní profil vypadal jako na Obr. 4-12



Obr. 4-12 Skutečný rychlostní profil podél výšky dveří

Když již známe objemový průtok vzduchu přicházejícího dveřmi, snadno spočítáme žádaný hmotnostní tok.

$$\dot{m} = \dot{V} * \frac{\rho_e + \rho_i}{2} \quad (4-33)$$

$$\dot{Q}_{Dveř} = \dot{m} * (h_e - h_i) \quad (4-34)$$

Kde \dot{m} [kg/s] je hmotnostní průtok přiváděného vzduchu, \dot{V} [m³/s] je objemový průtok přiváděného vzduchu, $\dot{Q}_{Dveř}$ [W] je tepelný zisk dveřmi, pokud jsou otevřené, h_e [J/kg_{SV}] je entalpie přiváděného vzduchu, h_i [J/kg_{SV}] entalpie odváděného vzduchu.

Při takovémto výpočtu tepelné ztráty dveřmi bychom se však dopouštěli drobné chyby. „Entalpie vlhkého vzduchu h [J/kg_{SV}] není měrnou veličinou, tj. entalpií 1kg látky (v tomto případě vlhkého vzduchu). Je to entalpie takového množství suchého vzduchu a tomu odpovídající množství (tj. x kg) vody.“ [4] Z definice entalpie a její jednotky je nám tedy jasné, že ji pro získání tepelné ztráty musíme násobit hmotnostním tokem suchého vzduchu. My však známe pouze hmotnostní tok vlhkého vzduchu. Ze znalosti relativní vlhkosti můžeme spočítat vlhkost měrnou (4-35) [4].

$$x = 0,622 * \frac{\varphi * p''_P}{p_{VV} - \varphi * p''_P} \quad (4-35)$$

Kde x [kg/kg_{SV}] je měrná vlhkost vzduchu, φ [1] je relativní vlhkost vzduchu, p''_P [Pa] je parciální tlak vodní páry v nasyceném vlhkém vzduchu, p_{VV} [Pa] je celkový tlak vlhkého vzduchu, které je roven tlaku barometrickému p_b [Pa].

Měrná vlhkost nám říká, kolik kilogramů vodní páry je ve vlhkém vzduchu na kilogram suchého. My tedy chceme zjistit, kolik suchého je v našem vlhkém vzduchu. To díky měrné vlhkosti můžeme vyjádřit následovně rovnicí (4-36).

$$\dot{m}_{SV} = \dot{m}_{VV} * \frac{1}{1 + x} \quad (4-36)$$

Kde \dot{m}_{SV} [kg/s] je hmotnostní tok suché vzduchu, \dot{m}_{VV} [kg/s] je hmotnostní tok vlhkého vzduchu, x [kg/kg_{SV}] je měrná vlhkost.

$$\dot{Q}_{Dveř} = \dot{m} * \frac{1}{1 + x} * (h_e - h_i) \quad (4-37)$$

Kde $\dot{Q}_{Dveř}$ [W] je tepelný zisk dveřmi, pokud jsou otevřené, \dot{m} [kg/s] je hmotnostní průtok přiváděného vzduchu, x [kg/kg_{SV}] je měrná vlhkost, h_e [J/kg_{SV}] je entalpie přiváděného vzduchu, h_i [J/kg_{SV}] je entalpie odváděného vzduchu.

Zbývá tedy určit entalpie vzduchu vevnitř a vně. Ty můžeme odečíst z Mollierova diagramu či z tabulek [4] nebo vypočítat. Z její definice můžeme napsat rovnice (4-38), (4-39), (4-40).

$$h = h_{SV} + x * h_p \quad (4-38)$$

$$h_{SV} = c_{p, SV} * T \quad (4-39)$$

$$h_p = l_{l, g 0} + c_{p, P} * T \quad (4-40)$$

Kde h_{SV} [J/kg] je entalpie suchého vzduchu, h_p [J/kg] je entalpie páry obsažené ve vzduchu 11, $c_{p, P} = 1005,9$ J/kg K je měrná tepelná kapacita suchého vzduchu, T [K] je teplota vzduchu, $l_{l, g 0} = 2\,500\,900$ J/kg je výparné teplo 12 vody při 0 °C, $c_{p, P} = 1898,56$ J/kg K je měrná tepelná kapacita páry. [4]

Ze znalosti teplot prostor vně a vevnitř chlazeného prostoru a jejich relativních vlhkostí tak můžeme spočítat tepelnou ztrátu.

Praktický přístup k výměně vzduchu skrze vstupní dveře

Výsledná rovnice, i přes naši snahu, nedokáže postihnou všechny faktory ovlivňující reálný provoz dveří ochlazované místnosti. Vysvětluje však dobře princip této ztráty. Proto byly pány Gosneym a Olamou [20] vytvořeny rovnice (4-41) na základě reálných místností.

$$\dot{V} = D_{inf} * S * \sqrt{H} * \left(\frac{\rho_i - \rho_e}{\rho_i} \right)^{\frac{1}{2}} * \left[\frac{2}{1 + (\rho_i/\rho_e)^{1/3}} \right]^{3/2} \quad (4-41)$$

Kde \dot{V} [m³/s] je objemový průtok přiváděného vzduchu, $D_{inf} = 0,692 \sqrt{m}/s$ je infiltrační koeficient, S [m²] je plocha dveří, H [m] je výška dveří ρ_i [kg/m³] je hustota odváděného vzduchu, ρ_e [kg/m³] je hustota přiváděného vzduchu. [20]

¹¹ Nulové hodnoty entalpie suchého vzduchu a entalpie vody se liší a jsou definovány za jiných podmínek, a každá z těchto je definovaná za jiných podmínek. Protože nás ale v důsledku zajímá rozdíl entalpií vlhkého vzduchu, nemusíme to brát v potaz.

¹² Ve skutečnosti je $l_{l, g 0} \approx l_{l, g tr} = 2\,500\,900$ J/kg K (kde $l_{l, g tr}$ je výparné teplo v trojném bodu vody)

Tepelnou ztrátu už můžeme dopočítat známým způsobem. Tato rovnice byla původně navržena pro malé místnosti, ale později bylo výzkumem pana Hendrixe [20] dokázáno, že ji bez omezení lze použít pro velké chladírny i mrazírny. Zároveň nám odpověděl na dvě důležité otázky týkající se přechodových jevů. Dosud jsme nevěděli, za jak dlouho po otevření dveří se rychlosti proudů ustálí a jak dlouho tento ustálený stav při dlouhodobém otevření vydrží. Doba pro dosažení maximální rychlosti proudů vzduchu po otevření dveří je mezi 2 a 3 sekundami. Vzhledem k tak krátké době nemá tento přechodový jev na rovnici (4-41) vliv. Druhý problém spočívá v jeho předpokladu, že okolí dveří místnosti se při dlouhém otevření dveří časem začne oteplovat a rychlosti proudu snižovat. Výzkum však ukázal, že u velkých místností k tomuto v zásadě nedochází. [20]

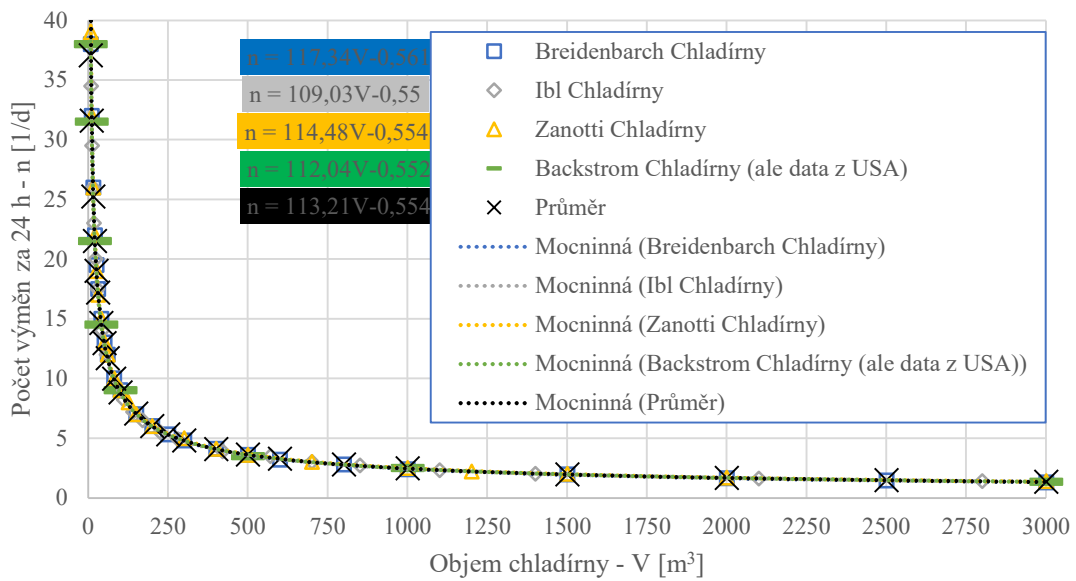
Díky předchozím vzorcům sice víme, kolik tepla ztratíme, když jsou dveře otevřené, ale nevíme na jak dlouho a jak často. Tyto hodnoty jsou značně závislé na typu provozu, skladování, obratu potravin. Určujeme je především ze zkušenosti.

Ne vždy máme tyto údaje k dispozici. Proto existují i jiné přístupy.

Byla zjištěna velmi silná závislost mezi počtem výměn vzduchu otevíráním dveří za den a objemem místnosti, kterou chladíme. Tyto závislosti publikují nezávisle na sobě autoři Breidenbach [12], Ibl [21], Bäckström [10] a můžeme je nalézt i ve výpočtových podkladech různých firem zabývajících se výrobou chladících zařízení [22]. Jednotliví autoři je uvádějí formou tabulek rozdělených podle toho, jestli se jedná o chladírnu s nadnulovými vnitřními teplotami, či mrazírnu s teplotou pod bodem mrazu. Ibl uvádí pouze tabulku pro nadnulové teploty. Tabulky jsou zpracovány pro různé škály objemů místností, většinou od 2,5, 5 či 7 m^3 do 3000 m^3 a jsou v příloze 2.

Pro porovnání jejich výsledků byly všechna data zanesena do jediného diagramu. Proložení zanesených dat jednotlivých autorů nejlépe vyhovující mocninnou křivkou byly poté získaly rovnice závislosti. Jak můžeme vidět, jednotlivé křivky jsou prakticky shodné, a i jejich rovnice se téměř neliší. Pro získání optimální závislosti jsme z jednotlivých křivek udělali křivku průměrnou, kterou můžeme využít k návrhovému výpočtu.

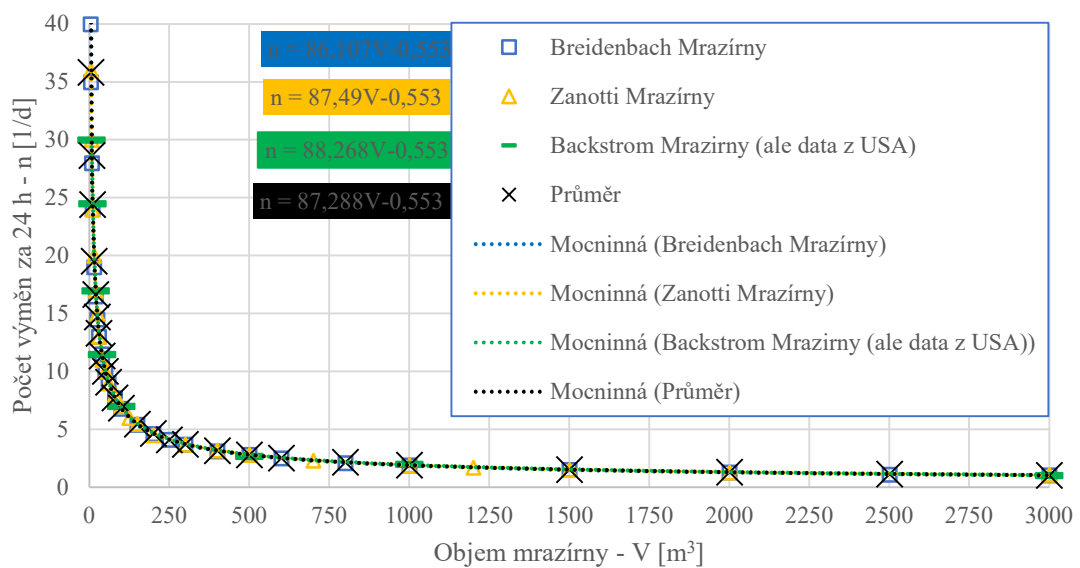
Závislost počtu výměn vzduch za 24 h na objemu chladírny



Obr. 4-13 Počet výměn vzduchu v závislosti na objemu chladírny

To samé bylo provedeno i s tabulkami pro mrazírny.

Závislost počtu výměn vzduch za 24 h na objemu mrazírny



Obr. 4-14 Počet výměn vzduchu v závislosti na objemu mrazírny

Bäckström [10] publikoval také rovnici (4-42)

$$n = 70/\sqrt{V} \quad (4-42)$$

Kde n [1/d] je počet výměn za 24 hodin, V [m³] je objem chlazené místnosti.

Tato závislost v porovnání s ostatními křivkami, které se shodují, neodpovídá. Detailní diagramy jsou k dispozici v příloze 2.

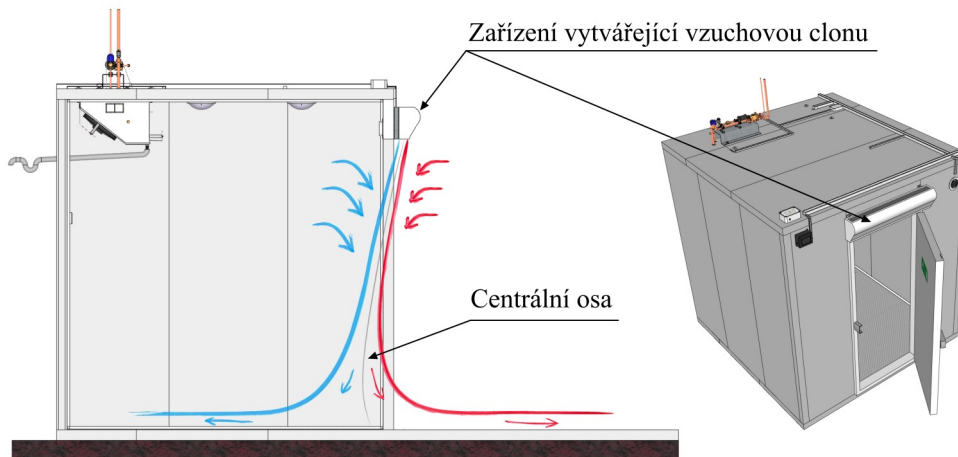
Jak u chladiřů, tak u mrazáků počet výměn vzduchu pro malé místnosti, přibližně do 125 m^3 , prudce klesá. Pro velké místnosti je naopak téměř konstantní. Je to dáno zejména tím, že u malých místností se otevřením dveří vymění velké množství vzduchu vzhledem k velikosti prostoru a u velkých naopak skoro žádný.

Pro návrhový výpočet tak díky získanému vztahu můžeme velice rychle vypočítat tepelnou ztrátu, aniž bychom znali přesné údaje.

Autoři Breidenbach a Ibl ještě doplňují závislost opravnými koeficienty pro intenzitu provozu. Výsledný počet výměn vzduchu se pak násobí dvěma pro intenzivní provoz nebo 0,6 pro dlouhodobé skladování.

Možné zamezení tepelné ztráty výměnou vzduchu skrze vstupní dveře

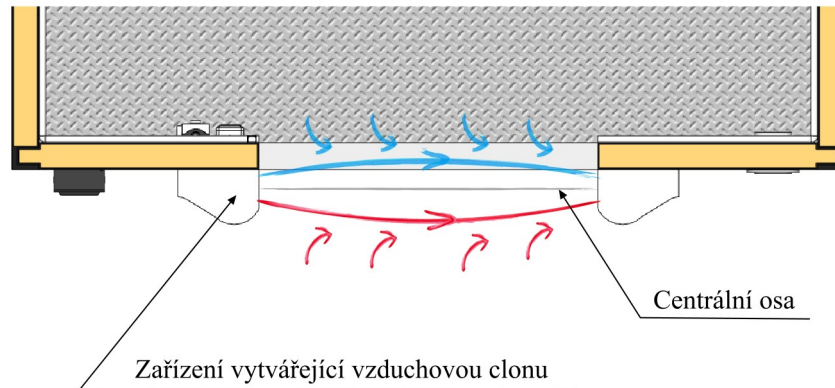
Tepelné ztráty výměnou vzduchu dveřmi jsou značné. Podle literatury [20] dosahují jedné čtvrtiny až jedné třetiny celkové tepelné ztráty. Je tedy třeba snažit se je co nejvíce omezit. Nejlepším způsobem by bylo dveře vůbec neotvírat. To však nejde, protože ke zboží musí být zajištěn dobrý přístup. Dveře je tedy potřeba otevřít jen na nezbytně nutnou dobu pro projití člověka nebo projetí nějakého dopravního stroje. K dopravě zboží se nejčastěji používají vysokozdvizné vozíky. Ty potřebují na projetí průměrně 10 až 15 sekund [20]. My však chceme zabránit ztrátám, i když jsou dveře otevřené. Jedním ze způsobů je použití vzduchové clony. Jejich vertikální typ funguje dle obrázku Obr. 4-15. [20]



Obr. 4-15 Vertikální vzduchová clona

Vzduchová clona umístěná z vnější strany nad dveřmi vytváří proud vzduchu, který odděluje vzduch v chlazené místnosti a vzduch okolí. Jak proud poustupuje dolů, strhává s sebou na pravé straně část vzduchu teplého a na levé část vzduchu studeného. O podlahu se pak tříští a rozděljuje se na dva proudy. Teplý vzduch se v ideálním případě vrací zpět do okolí a studený opět do chlazené místnosti. [20]

Problém ale může nastat u opravdu vysokých dveří, kde proud vzduchu nedosáhne až na zem. Studený vzduch se dole vylévá pryč a je nahoře nahrazován vzduchem teplým. V tomto případě se dá použít horizontální typ vzduchové clony zobrazený na Obr. 4-16.



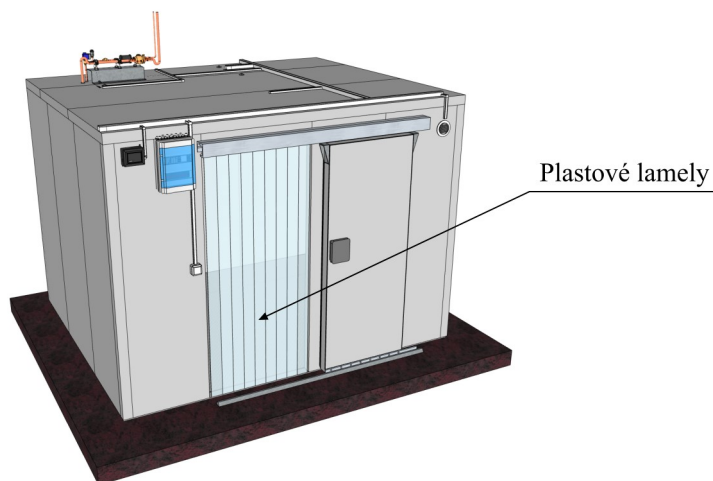
Obr. 4-16 Horizontální vzduchová clona

Tento typ na jedné straně vzduch vytlačuje a na druhé nasává. Tím je vytvořena konstantní vzduchová clona, která funguje principiálně stejně jako clona vertikální jen v horizontálním směru.

Hayes a Stocker [20] analyticky a experimentálně dokázali, že správně upevněná a seřízená vzduchová clona zabrání 65 až 80 % tepelné ztráty dveřmi, což je opravdu hodně, a doporučili vzduchové clony používat všude, kde je to možné. Její velkou výhodou je, že se dokáže rychle přizpůsobit nečekané změně podmínek a díky tomu zabránit například vzniku průvanu.

Dalším způsobem jsou vestibuly, jimiž chápeme jakési „mezimístnůstky“ oddělující chlazenou místnost a okolí. Mají dvoje dveře, jedny vstupní a druhé výstupní. Při vjezdu vysokozdvizného vozíku jsou vždy jedny ze dveří zavřené, čímž se zabrání veliké části tepelných ztrát. Vestibuly však zabírají zbytečně mnoho místa a jsou investičně nákladné. Vestibuly také prodlužují čas průjezdu tímto kritickým místem, znemožňují tak na delší dobu průjezd dalším vozíkům a celková rychlost dopravy je zpomalena. [20]

Další možností omezení tepelných ztrát výměnou vzduchu dveřmi je instalace komerčně dostupných plastových lamel, které jsou zavěšeny pomocí plastového hřebenu z vnějšku nad dveřmi. Plastové pruhy, anglicky nazývané „plastic strips“, visí hned vedle sebe, nebo se mohou i překrývat a sahají až na podlahu. [20]



Obr. 4-17 Plastové lamely

Braní tak velice efektivně proudění vzduchu. Testy [20] prokázaly, že plastové lamely dokážou zabránit 90 % tepelných ztrát dveřmi, když neprobíhá dveřmi žádná doprava, a přibližně 85 % při dopravě vysokozdvizných vozíků. Plastové pruhy vlivem nízkých teplot ztrácí svou houževnatost a postupným opotřebením a nečistotami se z částečně průhledných stávají pouze průsvitnými. Tyto dva faktory komplikují průjezdy vysokozdvizným vozíků, protože není vidět, co se nachází těsně za žaluziemi, a hrozí tak nehoda. [20]

4.1.2.2 Tepelný zisk výměnou vzduchu skrze netěsnosti

Vliv této výměny by měl být u chladíren i mrazíren naprosto minimální. Jak už jsem zmínil v kapitole o prostupu tepla, u stavebně řešených konstrukcí to zajišťuje většinou parotěsná vrstva, u panelů jejich ochranná vrstva. Dveře mají na svých okrajích těsnění, které na sebe při zavření dveří doléhá, takže ani tudy vzduch nemůže. Kromě principu přirozeného tlakového spádu, uvedeného v kapitole Tepelný zisk výměnou vzduchu otevřenými dveřmi, který zde kvůli malinkým otvorům téměř neprobíhá, by se zde mohl uplatňovat ještě jeden fyzikální princip. Mezi ochlazovanou místností a okolím je velmi často rozdílná měrná vlhkost, protože chladný vzduch ji v sobě nemůže tolik obsahovat. Kvůli rozdílným parciálním tlakům vodních par, a tedy rozdílným koncentracím, se chce vodní pára dostat difuzí z míst s vyšší koncentrací do míst s nižší koncentrací, a tím koncentrace vyrovnat. Proto je u izolací tak extrémně důležitá parotěsná vrstva. Pokud navrhujeme novou chladírnu nebo mrazírnu, tak výpočtově, z pohledu bilancí chladu ztrátu netěsnostmi zanedbáváme. [16]

4.1.2.3 Tepelný zisk výměnou vzduchu skrze vyrovnávací klapky

Vyrovnávací klapky a ventily slouží, jak je podle názvu zřejmé, k vyrovnávání tlaků mezi ochlazovanými místnostmi nebo mezi ochlazovanou místností a okolím. Je velmi důležité zde takové spojení mít. Důvody jsou uvedeny v následujících příkladech.

V místnost, kde se vlivem navážení zboží zvýší teplota vzduchu. Po ukončení uskladňovacích prací jsou dveře uzavřeny. Přes noc chladicí zařízení splní svůj účel a

ochladí vzduch zpět na požadovanou teplotu. Ochlazením vzduchu dojde ke zmenšení jeho hustoty a v místnosti dojde k podtlaku. Výklopné dveře, které se z bezpečnostních důvodů, otírají vždy ven¹³, nepůjdou vlivem nižšího tlaku otevřít. [16]

Dalším příkladem je prudké ochlazení vzduchu následně po odtávání¹⁴. Díky elektrickým topným tyčím odtává výparník a dochází k ohřevu okolního vzduchu. Při tomto ději neběží ventilátor. Když odtávání skončí spustí se opět chlazení. Po dosažení určité teploty chladiče zapne i ventilátor. Ventilátor tak vžene studený vzduch do oblasti teplého vzduchu. Tímto prudkým ochlazením pak dojde v místnosti k náhlému snížení tlaku, který by mohl být bez vyrovnávacích klapek nebezpečný. [16]

Zdaleka nejpodstatnějším důvodem přítomnosti vyrovnávacích prvků je tedy zabránění poškození statiky, popřípadě dokonce zborcení celé tepelné izolace, nebo konstrukce chladírny či mrazírny.

Konstrukce klapky a ventilů si liší dle výrobců. Základem je, aby umožňovala vyrovnání tlaků pouze, když je to nutné, ale kdykoli jindy zabráňovala volné výměně vzduchu.

Vyrovnávací klapky jsou pro provoz chladíren i mrazíren nezbytné. Určení jejich přesné tepelné ztráty je však velice obtížné. Přiblížit se k ní budeme moci až po dynamické analýze ochlazované místnosti, kdy budeme znát chování teploty s časem. Pro návrh chladičského zařízení si prozatím vystačíme s výpočtem pro návrh ventilačních klapky a ventilů poskytovaný výrobcem. Vzorce mají většinou podobu rovnice [23].

$$\dot{V} = K * V * \Delta t \quad (4-43)$$

Kde \dot{V} [m^3/s] je maximální objemový průtok vzduchu, podle kterého vybíráme v katalogu, V [m^3] je objem místnosti, Δt [$^{\circ}C$] je rozdíl teplot v místnosti a okolí, K [$1/s \cdot ^{\circ}C$] je konstanta lišící se podle klapky, ventilů.

Z tohoto výpočtu můžeme odhadnout tepelnou ztrátu, dle již uvedených vztahů, pouze na závěr vydělíme výsledný tepelný tok dvěma. Protože vzduch může jít vždy jen jedním směrem.

$$\dot{m} = \dot{V} * \frac{\rho_e + \rho_i}{2} \quad (4-44)$$

$$\dot{Q}_{VKav} = \frac{\dot{m} * (h_e - h_i)}{2} \quad (4-45)$$

Kde \dot{m} [kg/s] je hmotnostní průtok vzduchu, \dot{V} [m^3/s] je objemový průtok vzduchu, ρ_e [kg/m^3] je hustota přiváděného vzduchu, ρ_i [kg/m^3] je hustota odváděného vzduchu, \dot{Q}_{VKav} [W] je tepelný zisk vyrovnávací klapkou nebo ventilem, h_e [J/kg_{SV}] je entalpie přiváděného vzduchu, h_i [J/kg_{SV}] je entalpie odváděného vzduchu.

¹³ Dveře se musí otvírat vždy ven kvůli bezpečnosti pracovníků v místnosti. Nařizuje to norma ČSN EN 378 [36].

¹⁴ Odtávání bude později věnována kapitola 4.1.7.2. V příkladu je použit pouze jeden z mnoha způsobů odtávání.

4.1.2.4 Tepelný zisk výměnou vzduchu nucenou ventilací

Vždy, když se ve vnitřních prostorách pohybují lidé, musí být zajištěn odvod škodlivin, v našem případě většinou vydechovaného oxidu uhličitého, a přívod čerstvého vzduchu. Pokud například v přípravných potravin je větší počet lidí a výměna vzduchu ostatními způsoby, zejména provětráváním dveřmi není dostatečná, je třeba zavést nucenou ventilaci vzduchu. Produkce oxidu uhličitého¹⁵, nemusí být způsobena jen lidmi. Způsobuje jí například dýchání potravin, viz kapitola o skladování potravin.

Podle počtu lidí a množství skladovacích podmínek potravin určíme hmotnostní tok oxidu uhličitého do místnosti. Z příslušných norem, vyhlášek a nařízení [24] [25] [26] zjistíme PEL – přípustný expoziční limit oxidu uhličitého a podle oblastních podmínek hodnotu koncentrace oxidu uhličitého v čerstvém vzduchu. Nyní už můžeme spočítat minimální objemový průtok přiváděného čerstvého vzduchu do místnosti. [6]

$$\dot{V}_e = \frac{\dot{M}_{CO_2}}{C_{PEL} - C_e} \quad (4-46)$$

Kde \dot{V}_e [m^3/s] je objemový průtok čerstvého vzduchu, \dot{M}_{CO_2} [kg/s] je hmotnostní tok oxidu uhličitého do místnosti, C_{PEL} [kg/m^3] je přípustný expoziční limit oxidu uhličitého, C_e [kg/m^3] je koncentrace oxidu uhličitého v čerstvém vzduchu.

Z objemového toku již jako předtím určíme pomocí hustot a entalpií tepelný zisk.

$$\dot{m} = \dot{V}_e * \frac{\rho_e + \rho_i}{2} \quad (4-47)$$

$$\dot{Q}'_{NuV} = \dot{m} * (h_e - h_i) \quad (4-48)$$

Kde \dot{M} [kg/s] je hmotnostní průtok vzduchu, \dot{V}_e [m^3/s] je objemový průtok vzduchu, ρ_e [kg/m^3] je hustota přiváděného vzduchu, ρ_i [kg/m^3] je hustota odváděného vzduchu, \dot{Q}_{NuV} [W] je tepelný zisk vyrovnávací klapkou nebo ventilem, h_e [J/kg_{SV}] je entalpie přiváděného vzduchu, h_i [J/kg_{SV}] je entalpie odváděného vzduchu.

Když takto spočítáme tepelný zisk, znamená to, že bychom studený vzduchu přímo odváděli do okolí a teplý vzduch z okolí přiváděli přímo dovnitř. Tepelný zisk takového systému by byl obrovský. Proto se zde instalují výměníky tepla, kde vzduch z okolí může předat velkou část tepla do vzduchu odcházejícího. Tuto skutečnost vyjadřujeme tepelným faktorem výměníku, který vyjadřuje, jaký poměr tepla je schopný předat studenému proudu. Pro získání tepelného zisku s výměníkem tepla násobíme původní tepelný zisk tepelným faktorem výměníků. [16]

$$\dot{Q}_{NuV} = \dot{Q}_{NuV}^{\#} * \eta_{TP} \quad (4-49)$$

¹⁵ Ve starších provozech mohly způsobit znečištění navíc například spalovací motory dopravních strojů, které jsou dnes již pro tento účel zakázané.

Kde \dot{Q}_{NuV} [W] je tepelný zisk nucenou ventilací s výměníkem tepla, $\dot{Q}_{NuV}^{\#}$ [W] je tepelný zisk nucenou ventilací bez výměníku tepla, η_{TP} [-] je tepelný faktor výměníku tepla.

Kdybychom za tepelný faktor dosadili 1 bylo by to jako by tam výměník nebyl.

Pokud je z hygienických důvodů pro přívod čerstvého vzduchu do chlazené komory potřeba použít nucenou ventilaci, je technicky nezbytné vychladit přiváděný vzduch samostatně na prostorovou teplotu.

4.1.2.5 Tepelný zisk výměnou vzduchu odpadním potrubím

Výměníky tepla¹⁶ v chladírnách a mrazírnách mohou a také většinou mají nižší teplotu povrchu, než je rosný vzduch, podrobněji viz kapitola 4.1.7.2 o odtávání. To způsobuje kondenzaci nebo námrazu vzdušné vlhkosti na chladicí, teplosměnné ploše těchto výměníků. Tato vlhkost, tedy kondenzát je při provozu chlazení nebo při odtávání aparátu odváděna odpadním potrubím mimo chlazenou komoru. Odpadní potrubí těchto chladicích aparátů musí být od hlavního odpadního potrubí budovy odděleno sifonem, nebo protizápachovou klapkou. Za určitých podmínek může docházet k průniku vzduchu, nebo vlhkosti z odpadního potrubí do prostoru chlazené místnosti, ale běžné provozní hodnoty průniků jsou výpočtově zanedbatelné a nejsou v praxi uvažovány. Z energetického hlediska je uvažován pouze vstup tepla daný nezbytným výhřevem odpadního potrubí v komorách s podnulovou prostorovou teplotou. Tento tepelný zisk, ale patří do kategorie tepelné zisky ve výměnících tepla. Problematický stav může nastat pouze při absenci, nebo nesprávné funkci vzduchové vyrovnávací klapky, kdy rozdílem tlaků vzduchu může docházet k nasátí vzduchu, nebo i odpadní vody do chladicího aparátu. [16]

4.1.3 Tepelné zisky z osvětlení

Z pravidla v mrazírnách ani chladírnách z důvodů velkých tepelných ztrát nebývají žádná okna ani jiné průhledné či průsvitné plochy. Není zde tak žádné přirozené osvětlení a pro práci lidí je nutno zajistit osvětlení umělé. Osvětlení je tedy řešeno světelnými zdroji vybavenými žárovkami, zářivkami, v současné době se, ale nejvíce používá LED technologie. Ve světelných zdrojích se elektrická energie přeměňuje zčásti přímo na teplo a z části přímo na chtěné světelné záření. Protože v uzavřeném prostoru nemá záření, kam uniknout, disipuje na teplo. V důsledku tak celý elektrický příkon veškerého osvětlení měníme na tepelné zisky, se kterými musíme počítat.

Známe-li z projektu návrh osvětlení, je postup již velmi jednoduchý. Stačí nám znát počty světel a jejich elektrické příkony a známe tak i celkový elektrický příkon. Světla však nesvíí 24 hodin denně, a tak celkový elektrický příkon vynásobíme dobou svícení a vyjde nám celkový tepelný zisk za jeden den.

¹⁶ Jako výměník tepla je zde myšlena ta strojní součást, skrze kterou odevzdáváme teplo z místnosti pryč. Může jím tedy být chladič pro teplonosnou látku nebo přímo výparník. Každý výparník je svou podstatou také výměník tepla.

$$\dot{Q}_{osv}^{24} = \Sigma P_{sv} * t_{sv} * \frac{3600 \text{ (převod z hod. na sek.)}}{1000 \text{ (převod z na kW)}} \quad (4-50)$$

$$\dot{Q}_{osv}^{24} = \Sigma P_{sv} * t_{sv} * 3,6 \quad (4-51)$$

Kde \dot{Q}_{osv}^{24} [kJ/den] je tepelný zisk osvětlením za den, ΣP_{sv} [W] je součet výkonů všech světel v místnosti, t_{sv} [h/den] je doba svícení v místnosti za den.

Pokud však neznáme přesné parametry osvětlení, pomůže nám legislativa a normy zabývající se bezpečností a ochranou zdraví při práci (BOZP) a to konkrétně nařízení vlády č. 93/2012 Sb. [27] nahrazující předchozí nařízení vlády 361/2007 Sb. [26]. Dále se osvětlením zabývají normy ČSN EN 12464-1 [28], ČSN 36 0020 [29] a ČSN 36 0011-3 [30]. Z nich můžeme vyčíst potřeby intenzity světla pro různé pracovní činnosti. V případě, že nejsou dostupné přesné hodnoty příkonu osvětlení lze používat i smluvní hodnoty příkonu vztaženého na metr čtvereční místnosti, a to pro zářivková tělesa 15 – 17 W/m² a pro LED osvětlovací tělesa 8 – 10 W/m² [20].

Tepelný zisk osvětlením vypočítáme následovně (4-52).

$$\dot{Q}_{osv}^{24} = P_{sv}^S * S * t_{sv} * 3,6 \quad (4-52)$$

Kde \dot{Q}_{osv}^{24} [kJ/den] je tepelný zisk osvětlením za den, P_{sv}^S [W/m²] je příkon světel vztažený na m², S [m²] plocha místnosti, t_{sv} [h/den] je doba svícení v místnosti.

4.1.4 Tepelné zisky přítomností a prací osob

Pohyb pracovníků v chlazených komorách nelze s ohledem na provoz vyloučit a je nezbytné s počtem pracovníků a dobou jejich výskytu v komorách počítat. Lidé pohybující se v mrazírnách a chladírnách do svého okolí neustále uvolňují teplo. Jakým způsobem a cestami nejlépe vystihuje rovnice tepelné rovnováhy člověka (4-53) [6].

$$\dot{q} = \dot{q}_m - n = + \dot{q}_k + \dot{q}_s + \dot{q}_w + \dot{q}_d + \dot{q}_v \quad (4-53)$$

Kde \dot{q} [W/m²] je měrný energetický výdaj člověka, \dot{q}_m [W/m²] je měrný metabolický tok člověka, n [W/m²] je měrná mechanická práce člověka, \dot{q}_k [W/m²] je tepelný tok konvekcí, \dot{q}_s [W/m²] je měrný tepelný tok sáláním, \dot{q}_w [W/m²] je měrný tepelný tok vypařováním, \dot{q}_d [W/m²] je měrný tepelný tok dýcháním, \dot{q}_v [W/m²] je měrný tepelný tok vedením.

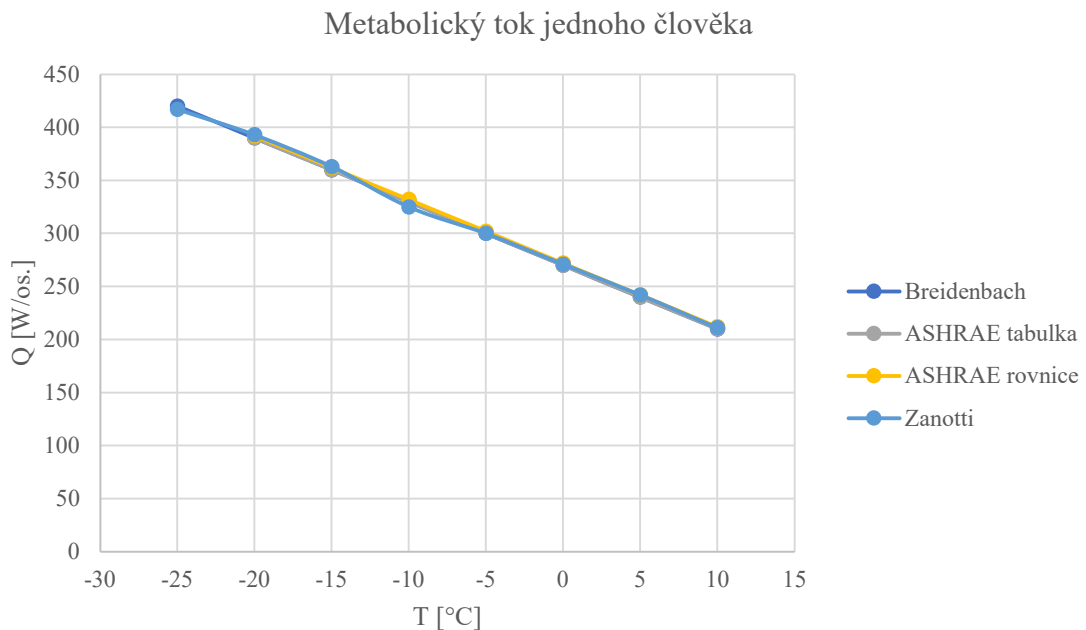
Jak vidíme, všechny tepelné toky z rovnice (4-53), včetně většiny mechanické práce, skončí¹⁷ v ochlazované místnosti. Pro výpočet nám tedy postačí experimentálně zjištěný metabolický tok člověka. Metabolický tok závisí na mnoha faktorech, především však na intenzitě činnosti člověka, na izolačních vlastnostech jeho oblečení a v neposlední řadě na teplotě okolí, kde se člověk pohybuje. Pro zjednodušení budeme uvažovat průměrného člověka pracujícího ve skladu potravin v úboru odpovídajícímu okolní teplotě. Zbývá

¹⁷ Drtivá většina lidské práce v chladírnách či mrazírnách nakonec disipuje v teplo.

nám tak závislost pouze na okolní teplotě vzduchu, kterou zmiňuje několik autorů. Závislost uvádějí v podobě tabulek, které budou pro srovnání uvedeny níže v Tab. 4-2. Pro názornost jsou tabulky převedeny do grafu, který je na Obr. 4-18. [20]

Tab. 4-2 Závislost metabolického toku člověka na teplotě okolního vzduchu (data z [12], [3], [22])

Breidenbach		ASHRAE tabulka		ASHRAE rovnice		Zanotti	
T [°C]	Q [W/os.]	T [°C]	Q [W/os.]	T [°C]	Q [W/os.]	T [°C]	Q [W/os.]
10	210	10	210	10	212	10	211
5	240	5	240	5	242	5	242
0	270	0	270	0	272	0	271
-5	300	-5	300	-5	302	-5	300
-10	330	-10	330	-10	332	-10	325
-15	360	-15	360	-15	362	-15	363
-20	390	-20	390	-20	392	-20	393
-25	420					-25	417



Obr. 4-18 Závislost metabolického toku člověka na teplotě okolního vzduchu (data z [12], [3], [22])

Jak vidíme z nezávislých¹⁸ tabulek a grafu autoři Breidenbach [12], ASHRAE [3] ani Zanotti [22] se v datech téměř vůbec neliší. ASHRAE zmiňuje také rovnici (4-54)

$$\dot{Q}_m = 272 - 6 * T \quad (4-54)$$

Kde \dot{Q}_m [W] je metabolický tok jednoho člověka, T [°C] je teplota vzduchu v místnosti. [3]

¹⁸ Autoři neuvádějí zdroj dat, a tak jejich data považujeme za vlastní.

Tuto rovnici (4-54) jsme pro srovnání také tabelovali ve stejném rozsahu jako již hotovou tabulku od ASHRAE a v grafu a tabulce je označena jako ASHRAE rovnice. Breidenbach [12] uvažuje pro svou závislost rozsah 0,4 h až 8 h práce člověka denně. Kromě tepelného toku vycházejícího přímo z lidí, lidé přináší teplo do ochlazované místnosti nakumulované ve svém oděvu. To za normálních podmínek nehraje významnou roli, avšak když pracovníci extrémně často přecházejí z místnosti s vyšší teplotou vzduchu do chladírny či mrazírny, musíme tento tepelný zisk navíc započítat. ASHRAE [3] pro tento případ doporučuje metabolický tok násobit koeficientem 1,25 [3].

Celkový tepelný zisk pak vypočítáme podle (4-55)

$$\dot{Q}_m^{24} = \dot{Q}_m * n * t_{pob} * 3,6 \quad (4-55)$$

Kde \dot{Q}_m^{24} [kW/den] je tepelný zisk přítomností lidí, \dot{Q}_m [W] je metabolický tok jednoho člověka, n [1] je počet lidí, t_{pob} [h] je doba pohybu v ochlazované místnosti.

4.1.5 Tepelné zisky prací ostatních strojů a zařízení

Další tepelné zisky jsou uvolňovány z veškerých pracovních strojů a zařízení uvnitř ochlazované místnosti. Do této kategorie patří vysokozdvíhací vozíky, procesní a zpracovatelská technika¹⁹, balící technika²⁰, bezpečnostní a komunikační technika²¹. Veškerá tato technika je zpravidla elektricky poháněna z baterií, nebo přímo z elektrické sítě. Až na zcela zanedbatelnou část je veškerá elektrická energie disipována na teplo. Například u vysokozdvíhacích vozíků, žádný elektrický motor nemá 100 % účinnost, a tak se přímo v motoru část energie zmaří v teplo. Zbylá energie je přeměněna na energii mechanickou, která však slouží pouze k překonání odporu vzduchu a tření a také končí jako teplo. Při zrychlování energii spotřebujeme, ale při zpomalování ji v ideálním případě²² rekuperací vrátíme zpět do baterie. Jen ve velmi málo případech je energie vykonaná strojem v takové formě, aby opustila místnost, aniž by disipovala na teplo. Příkladem může být energie spotřebovaná na rozbití mezimolekulárních vazeb při řezání, sekání a jiném zpracování potravin. Dalším příkladem je energie vyzářená ve formě elektromagnetických vln zabezpečovacími zařízeními atd. Jak vidíme, jsou tyto úniky energie zcela zanedbatelné, a tak za tepelné zisky přístrojů považujeme jejich elektrický příkon. Je nezbytné uvažovat s faktem, že všechny stroje nejsou vždy využívány na plný výkon, či jsou naopak přetěžované. Pro výpočet návrhových bilancí chladu tak musíme uvažovat s jejich skutečným okamžitým příkonem. Ne vždy máme tak přesná data k dispozici, a tak u strojů, u kterých víme, že je nepoužíváme při nominálním výkonu, jejich příkon vynásobíme faktorem využití. [3; 20]

$$P_{str}^{sku} = f_{vyu} * P_{str}^{nom} \quad (4-56)$$

¹⁹ Řezačky, děličky, mixéry atd.

²⁰ Zařízení pro manipulaci s balícími fóliemi, tavné pistole na lepidlo atd.

²¹ Výstražná zařízení na únik chladiva atd.

²² Samozřejmě i zde se děje přeměna energie s určitou účinností.

Kde P_{str}^{sku} [W] je přibližný skutečný okamžitý příkon stroje, f_{vyu} [1] je faktor využití stroje, P_{str}^{nom} [W] je nominální příkon stroje.

Stejně jako lidé, většina stojů není v provozu 24 hodin denně. To zohledňuje rovnice

$$\dot{Q}_{str}^{24} = \Sigma(P_{str}^{sku} * t_{pou} * 3,6) \quad (4-57)$$

Kde \dot{Q}_{str}^{24} [kJ/den] je tepelný zisk prací ostatních strojů a zařízení za den, P_{str}^{sku} [W] je přibližný skutečný okamžitý příkon stroje, t_{pou} [h/den] je čas používání stroje za den.

Do kategorie tepelné zisky prací ostatních stojů a zařízení řadíme i ostatní ventilátory²³, například ty zajišťující nucenou výměnu vzduchu. Podle jejich umístění přičítáme jejich příkon k entalpii daného proudu vzduchu. Pokud se jedná o ventilátor, který zajišťuje cirkulaci pouze uvnitř místnosti jeho příkon počítáme přímo do tepelného zisku místnosti.

4.1.6 Tepelné zisky ze zboží

4.1.6.1 Tepelné zisky dýcháním potravin

Tepelný zisk dýcháním se projevuje pouze u druhů potravin, ve kterých stále probíhají životní procesy. Mezi ně tak patří například ovoce, zelenina, houby a některé druhy zrajících sýrů. Když tedy skladujeme tento typ potravin, musíme mít přesný přehled o druzích skladovaného zboží a jeho stavu a množství, protože zisky dýchacím teplem mohou být značné. [1; 2]

Tepelný zisk vypočítáme pomocí rovnice (4-58).

$$\dot{Q}_{dych} = \Sigma(\dot{q}_{dych} * m_{potr}) \quad (4-58)$$

Kde \dot{Q}_{dych} [W] je tepelný zisk dýcháním potravin, \dot{q}_{dych} [W/kg_{potravin}] je měrný tepelný tok dýcháním, m_{potr} [kg] je hmotnost daného druhu potravin.

Měrný tepelný tok dýcháním vyčteme z příslušných tabulek viz kapitola 3.1.1.1.

4.1.6.2 Tepelný zisk odparem vody z potravin

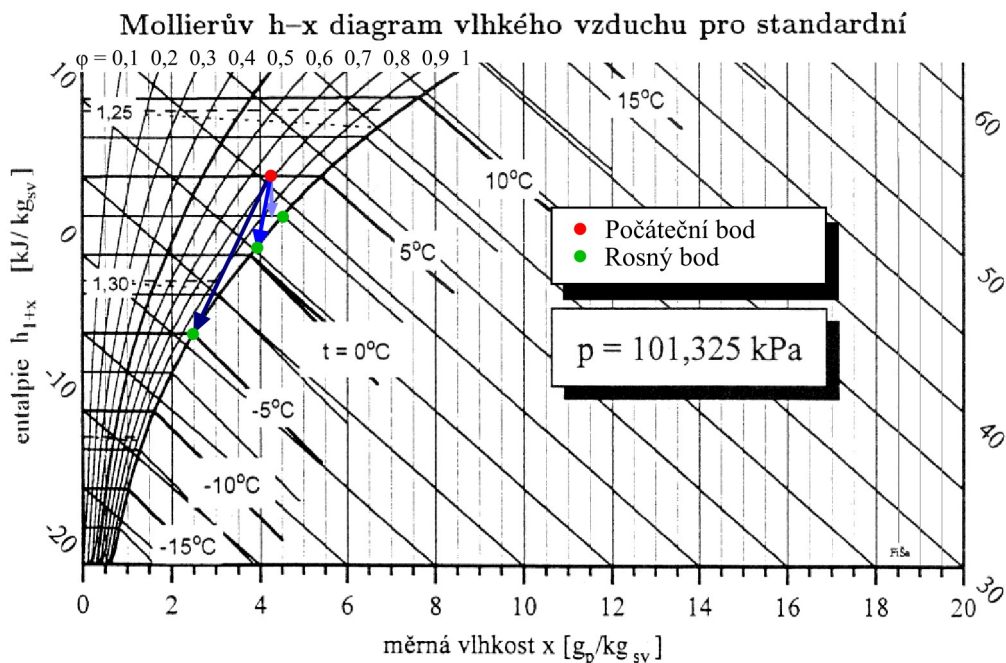
Stejně jako u tepelného zisku dýcháním, tepelný zisk odparem vody může probíhá jen u některých druhů potravin. Potravinu tak musejí splňovat základní dva předpoklady. Musí obsahovat vodu a vodě nesmí být v odparu bráněno, například neprodyšným obalem. Odpar vody bude probíhat pouze, když bude rozdíl mezi parciálním tlakem vodních par ve vzduchu okolí a ve vzduchu mezibuněčných prostor plodiny. Za předpokladu ustáleného stavu mají potraviny a okolní vzduch stejnou, nebo téměř stejnou teplotu. A protože vzduch v mezibuněčných prostorách je vzduch plně nasycen bude výpar probíhat

²³ Všechny, kromě ventilátorů na chladícím aparátu.

vždy, když bude v místnosti jiná než 100 % relativní vlhkost. V chladárnách a mrazárnách však udržujeme relativní vlhkost nejvíce vyhovující potravinám, ta je téměř vždy nižší než 100 %. [2]

Výparem se voda ve skupenství páry dostane z potraviny do okolního vzduchu, kde přebývá ve formě vzdušné vlhkosti. Dále je však situace komplikovanější, protože je více cest, jak voda ochlazovaný prostor může opustit.

O tom, v jakém stavu přebytečná vlhkost skončí, rozhoduje teplota povrchu aparátu a teplota a vlhkost v místnosti. Nejpřehledněji můžeme vidět situaci v Mollierově diagramu vlhkého vzduchu, který je na Obr. 3-1 [31]. Sledujeme v něm stav vzduchu před a potom co je ochlazen výměníkem. Výchozí bod v Mollierově diagramu je plně určen teplotou a vlhkostí. Teplota aparátu je při běžícím chlazení vždy nižší než teplota okolního vzduchu, jinak by chlazení neprobíhalo. Koncový bod je tak v Mollierově diagramu vždy níže než počáteční. Rosný bod je plně určen teplotou chladiče, protože musí ležet na křivce sytosti, kde $\varphi = 1$. O tom, jestli odvlhčování, tedy kondenzace nebo námraza na aparátu, probíhá, rozhoduje vzájemná horizontální poloha bodu počátečního a rosného. Pokud se výchozí bod v Mollierově diagramu nachází vpravo od bodu rosného, dochází k odvlhčování. Pokud se výchozí bod nachází vlevo od bodu rosného, k odvlhčování nedochází, k této situaci však v praxi téměř nikdy nedochází. O tom, jestli pak vzdušná vlhkost pouze kondenzuje, nebo namrzá rozhoduje poloha rosného bodu. Pokud je nad 0 °C kondenzuje, pokud pod, namrzá. [6; 32]



Obr. 4-19 Mollierův diagram vlhkého vzduchu [31], upraven

Nakonec i námraza skončí při odtávání jako kondenzát a odeče odpadním potrubím mimo chlazený prostor. Opětovné zkapalnění námrazy však již nepočítáme do tepelného zisku odparem, ale řadíme ho do kapitoly 4.1.7 věnující se ziskům spjatými s výměníky tepla. Když vodní pára kondenzuje, musíme odebrat odpovídající kondenzační latentní teplo, když však namrzá, musíme odebrat odpovídající desublimační latentní teplo. Podle

latentního tepla a hmotnostního toku vodní páry, který spočítáme, viz kapitola 3.1.1.2, můžeme vypočítat žádaný tepelný zisk (4-59).

$$\dot{Q}_{vyp} = l * \dot{m}_{H_2O} \quad (4-59)$$

Kde \dot{Q}_{vyp} [W] je tepelný zisk výparem vody, l [J/kg] je odpovídající latentní teplo, pro kondenzaci $l_{g,l0} = 2\,500\,900$ J/kg a pro desublimaci $l_{g,s0} = 2\,830\,000$ J/kg.

Vzdušná vlhkost přirozeně kondenzuje či namrzá na teplosměnné ploše chladičného aparátu jakožto nejchladnějším objektu v místnosti. Společně s možností posouvání rosného bodu, tedy změnou povrchové teploty aparátu, můžeme velmi efektivně ovlivnit vzdušnou vlhkost. Při bilanci vlhkosti je naším cílem mít v ochlazované místnosti konstantní žádanou vlhkost. Musíme tak zajistit, abychom odváděly kondenzací či námrazou právě takové množství, jaké do místnosti přivádíme. Pokud se tento proces vychýlí z rovnováhy, snižujeme nebo zvyšujeme vlhkost v místi. Přiváděná vlhkost zdaleka nepochází pouze z odparu z potravin. Vzduch, který přivádíme do místnosti může mít různou relativní vlhkost²⁴. Absolutní množství vody v něm přiváděné však v drtivé většině roku stačí více než dostatečně na pokrytí i těch nejvyšších požadavků na vnitřní relativní vlhkost, při mnohem nižších teplotách. Množství odvedené vody závisí především na rozdílu teplot aparátu a okolního vzduchu, velikosti teplosměnné plochy aparátu a rychlosti proudícího vzduchu. [16; 32]

Musíme velmi bedlivě sledovat jaké teplo vypařená voda spotřebovala a v jakém skupenství nakonec skončí. Většina produktů, která ztrácí vodu výparem, zároveň i dýchá, jako například ovoce a zelenina. Právě ono dýchání dodává většinu vodní páry do mezibuněčných prostor. Voda z plodů se tak přeměnila na vodní páru, pomocí vnitřního zdroje tepla – dýchání, avšak do citelného dýchacího tepla tato energie potřebná na přeměnu skupenství započtena není. Úvaha, že musíme tuto energii později odebrat a započítat do tepelného zisku, je správná a vše funguje jako doposud. Pokud však skladujeme například volně zavěšené maso a vypařená voda skončí pouze jako kondenzát, předešlá úvaha neplatí. energii, kterou jsme totiž vypařením odebrali okolí, pozdější kondenzací zase do systému vracíme. K žádnému tepelnému zisku tak nedochází. Obdobná úvaha platí, i kdyby byly potraviny zmrazeny, voda sublimuje a následně desublimace na aparátu a žádný tepelný zisk se tak nekoná. Pokud však voda z chlazených produktů skončí jako námraza, musíme ono latentní teplo, potřebné k fázové přeměně, do tepelného zisku započítat.

Potraviny, které nedýchají, ale odpařuje se z nich při skladování voda, bývají však velmi často baleny do plastových obalů nepropouštějící žádnou vlhkost, a tím je celý problém s výparem a tepelnými zisky eliminován. S nebalenými potravinami s těmito vlastnostmi se tak setkáváme pouze málokdy, například ve skladech, které jsou spojeny s produkcí a výrobou masa a podobných produktů.

Samozřejmě vlhkost může opouštět místnost i jinudy, například naakumulovaná v kartonových či dřevěných obalech, ale zabývat se těmito uniky má smysl až ve chvíli,

²⁴ O jejím průběhu získáme nejlepší představu z naměřených dat z minulých let pro danou oblast.

kdyby byly tyto vlhkost-akumulující materiály použity v extrémní míře, do té doby je možné je výpočtově zanedbat. [3]

4.1.7 Tepelné zisky související s chladícími aparáty

Základním úkolem chladicího aparátu, pro náš případ chlazení potravin, je odebrat teplo z chladicí komory. Děje se tak prostupem tepla ze vzduchu v místnosti skrze materiál výměníku do proudící tekutiny ve výměníku. [32]

Výměník tepla pro větší skladovací centra²⁵ se zpravidla skládá z trubkové a lamelové teplosměnné plochy, ventilátorů zajišťující distribuci vzduchu přes lamelovou plochu a řídicí a kontrolní techniky. Jiné typy aparátů²⁶ nejsou dále uvažovány. [32]

Do tepelných zisků spjatých s výměníky tepla řadíme tepelné zisky prací ventilátorů, odtávání, vyhříváním límců ventilátorů, vyhříváním odpadního potrubí a ostatní provozní zisky.

4.1.7.1 Tepelné zisky prací ventilátorů

Jednou možností, jak zlepšit celkový prostup tepla, je zlepšení přestupu tepla mezi vzduchem a povrchem výměníku. To můžeme učinit zvýšením rychlosti proudění okolního vzduchu, použitím ventilátoru, a přejít tak z volné konvekce na konvekci nucenou. Vzduch je ventilátory nasáván, nebo tlačěn přes teplosměnnou, většinou lamelovou plochu aparátu. Za tepelný zisk prací ventilátorů považujeme jejich elektrický příkon, protože veškerá přivedená energie disipuje na teplo, nejprve díky ztrátám v motoru a poté kvůli vazkému tření ve vzduchu. Tepelný zisk tedy spočítáme jako v kapitole 4.1.5. [16; 32]

Provoz ventilátorů aparátu je závislý na konkrétních požadavcích dané chlazené komory. Ventilátory mohou být v provozu trvale²⁷, pouze v souběhu s provozem chladicího zařízení²⁸. Případně jsou ve vazbě na požadavky skladování možné různé jiné kombinace jako intervalové provětrávání, regulace průtoku vzduchu ve vazbě na teplotní spád atd. [16; 32]

4.1.7.2 Tepelné zisky odtáváním

Když jsou splněny podmínky uvedené v kapitole 4.1.6.2, na aparátech, respektive jejich lamelové ploše namrzá vzdušná vlhkost. Jestli se tak děje v chladících komorách a jakou rychlostí závisí na povrchové teplotě lamelové plochy, prostorové teplotě, vlhkosti a rychlosti proudění vzduchu přes lamelovou plochu. V mrazících komorách se námraza tvoří vždy²⁹ a pouze rychlost jejího tvoření závisí na výše zmíněných podmínkách.

²⁵ Výparník v případě chlazení pomocí přímé expanse chladiva, nebo chladiče v případě chlazení pomocí teplonosné látky.

²⁶ I přes fakt, že existují, ale jejich použití není běžné.

²⁷ 24 hodin denně

²⁸ tedy pouze pokud je potřeba chladu

²⁹ Vždy v reálných podmínkách skladovacích a distribuční center. V ideálních laboratorních podmínkách nemusí.

Námraza s přibývajícím tloušťkou výrazně snižuje prostup tepla z místnosti do výměníku kvůli zvětšujícímu se tepelnému odporu vedením, ale také se snižuje průchod vzduchu přes lamelovou plochu, a snižuje tak účinnost chlazení. Je nezbytné se proto námrazy pravidelně zbavovat. Námrazu odstraňujeme zpravidla zvýšením povrchové teploty teplosné plochy aparátu tak, aby došlo k odtátí námrazy. Odtávání můžeme provádět několika způsoby. Druhy odtávání a jejich stručný popis nalezneme níže. [16; 32]

Statické odtávání

Statické odtávání je aplikovatelné pouze v chladírnách s nadnulovou teplotou většinou okolo 2 °C a používá se pouze v případech, kde aparát nemá ventilátor. Při aktivaci odtávání se chlazení odstaví, tedy přestane se plnit chladicí médium aparátu, vlivem vyšší okolní teploty komory se aparát i s námrazou ohřeje na nadnulovou teplotu. Namrzlý led tak může tát a odtékat odpadním potrubím. Po roztátí veškeré námrazy se chlazení opět uvede do provozu. Odtávání je v případě statického chlazení většinou spínáno v intervalovém čase, přibližně třikrát až čtyřikrát za den, doba trvání odtávání bývá 40 až 60 minut a odtávání bývá ukončeno pouze časem. [16; 32]

Odtávání prodlouženým chodem ventilátorů

Odtávání prodlouženým chodem ventilátorů se využívá pouze v chladírnách s nadnulovou teplotou většinou okolo 3 °C. Po odstavení chlazení se nechávají ventilátory dále v provozu. Vlivem proudění vzduchu s nadnulovou teplotou přes lamelovou plochu výměníku dojde k postupnému tání námrazy. Odtávání probíhá díky nucené konvekci rychleji oproti statickému odtávání, kde probíhá konvekce volná. Ohřevu a tání navíc napomáhají tepelné ztráty motoru ventilátoru, které tak přímo ohřívají proudící vzduch. Po konci odtávání, dle chladicího režimu v komoře, může ventilátor dále zůstat v provozu, nebo je vypnut a zůstává vypnutý, dokud se aparát po aktivaci chlazení opět nezchladí na žádanou teplotu. [16; 32]

Odtávání je v případě odtávání prodlouženým chodem ventilátorů spínáno v intervalovém čase, alternativně v závislosti na kontrole tlakového rozdílu mezi sáním a výfukem ventilátoru aparátu, většinou dvakrát až čtyřikrát za den, doba trvání odtávání bývá 20 až 40 minut a odtávání je ukončeno buď časem, nebo teplotní sondou umístěnou v lamelové ploše. [16; 32]

Odtávání elektrickými topnými tyčemi

Odtávání elektrickými topnými tyčemi se používá v chladírnách s nulovou teplotou s velkým vytížením a zejména v mrazírnách. K ohřátí a tání dochází díky joulovým ztrátám v topných tyčích umístěných uvnitř lamelové plochy aparátu. Při aktivaci režimu odtávání, je vypnuto chlazení a následně také ventilátor aparátu. Po vypnutí ventilátorů jsou aktivovány topné elektrické tyče, které postupně prohřejí lamelovou plochu a případně také odkapní vanu aparátu. Následně po odtátí námrazy a ukončení režimu odtávání je chlazení opět aktivováno³⁰ a ventilátory aparátu jsou znovu zapnuty. Aktivace ventilátorů aparátu bývá většinou povolena až poté, co je teplosměnná plocha aparátu vychlazena na žádanou teplotu. [16; 32]

³⁰ Do aparátu je plněno chladicí médium.

Elektrické odtávání je spínáno v intervalovém čase nebo v závislosti na kontrole tlakového rozdílu mezi sáním a výfukem ventilátoru aparátu, většinou dvakrát až třikrát za den, doba trvání odtávání bývá 20 až 30 minut, odtávání je vždy ukončeno teplotní sondou umístěnou v lamelové ploše, nebo ochranným časem. [16; 32]

Odtávání nemrznoucím médiem

Odtávání nemrznoucím médiem se používá v chladírnách i mrazírnách. Probíhá obdobně jako odtávání elektrickými topnými tyčemi, ale na místo topných tyčí je blok chladiče vybaven samostatným okruhem pro nemrznoucí teplotnosnou látku, většinou ohřátou odpadním teplem z chladičeho zařízení. Teplotnosné médium je v době odtávání v aparátu a cirkuluje, zajišťuje tak jeho ohřátí, a tím odtání námrazy. Regulační proces je podobný jako u elektrického odtávání. [16; 32]

Odtávání horkými parami chladiva

Odtávání horkými parami chladiva se používá v chladírnách i mrazírnách a funguje principiálně stejně jako odtávání nemrznoucím médiem s tím rozdílem, že ohřev se děje přímo v chladivovém oběhu (nebo okruhu teplotnosné látky), a my tak nepotřebujeme další rozvod pro nemrznoucí médium. Podmínkou použití odtávání horkými parami chladiva je použití přímého chlazení. [16; 32]

Odtávání sprchovací vodou

Odtávání sprchovací vodou se využívá pouze ve speciálních aplikacích jako jsou zmrazovací tunely, kde po jednom cyklu zmrazování potřebujeme velmi rychle odtát chladičí aparáty, aby byly připraveny pro další cyklus. Aparáty tak sprchujeme velkým množstvím vody, dokud není všechn led rozpuštěn. [16; 32]

Určení tepelného zisku odtáváním je velice složité a ovlivňuje ho řada faktorů jako, druh odtávání, zdali se jedná o chladírnu či mrazírnu a vlastní postup a doba trvání odtávání. Teoreticky stačí dodat přesně takové množství tepla abychom námrazu ohřály na 0 °C a všechnu námrazu roztály na vodu. Záleží tedy na množství ledu a odkad' teplo na ohřátí a skupenskou přeměnu pochází. Pokud toto potřebné teplo odebíráme z místnosti vracíme tak zpět „tepelný zisk“ započítaný v kapitole 4.1.6.2. Tepelný zisk musíme tak počítat jako záporný. Pokud potřebné teplo dodáváme z jiného zdroje a dodali bychom přesně potřebné množství pouze ledu, tepelný zisk odtáváním by byl nulový. Ve skutečnosti musíme dodat mnohem větší množství tepla abychom zajistili větší rozdíly teplot a děj probíhal dostatečně rychle. Při dodávání tepla se neohřívá pouze namrznutý led, ale téměř celý chladičí aparát a nejbližší okolní vzduch. Všechno toto teplo „navíc“ musíme následně odebrat z místnosti, započítáváme ho tedy jako tepelný zisk. U mražení se situace s nižší teplotou komplikuje, protože se zvětšuje teplotní rozdíl a do okolí se může nakumulovat více tepla. Obecně můžeme tepelný zisk spočítat jako celkové dodané teplo z cizích zdrojů mínus teplo potřebné na rozpuštění ledu. [16; 32]

$$\dot{Q}_{odt} = \dot{Q}_{přiv} - \dot{Q}_{rozled} \quad (4-60)$$

Kde \dot{Q}_{odt} [W] je tepelný zisk spojený s provozem chladičeho aparátu, $\dot{Q}_{přiv}$ [W] je celkové přivedené teplo do místnosti pro provoz odtávání, \dot{Q}_{rozled} [W] je teplo potřebné na ohřátí a rozpuštění ledu.

Nejjednodušší je z tohoto pohledu odtávání statické, kde do aparátu nepřivádíme žádné teplo navíc, a tak veškerý chlad naakumulovaný v námraze se opět uvolní do okolí. V praxi se však tento druh odtávání dnes používá jen velmi málo, protože je velmi pomalý a ztrácíme tak čas, kdy můžeme chladit. Navíc bez použití ventilátoru je přenos tepla malý a musíme používat větší chladicí aparáty.

Při použití prodlouženého chodu ventilátoru využíváme stejného principu vracení chladu do okolí, činíme tak však rychleji, ale již přinášíme teplo do místnosti ventilátorem o velikosti elektrického příkonu ventilátoru.

Ostatní způsoby řešení odtávání jsou vždy vázané na přivádění externího tepla.

Další komplikace v problematice odtávání je dána nekonstantním teplotním spádem na aparátů. U přímého chlazení při použití jednosložkových chladiv se přibližujeme nejbližší ideálnímu stavu, protože chladivo se vypařuje při stejné teplotě téměř celou cestu aparátem, ale s ohledem na nutnost řešení bezpečného přehřátí je určitá část aparátu nevyužitá a je zde i jiná povrchová teplota lamelové plochy. U použití vícesložkových zeotropních směsí chladiv dále dochází k teplotnímu skluzu, kdy se chladivo nevypařuje při jedné, ale v celém rozsahu teplot. V tomto případě přímého chlazení je teplota podél celého aparátu nekonstantní. [16]

Při použití nepřímého chlazení může být využití lamelové plochy aparátu vlivem absence problematiky řešení přehřátí chladiva výhodnější, ale záleží na navrženém teplotním spádu a průtoku teplotního média. [16]

Protože vzduch proudí aparátem pouze jedním směrem a jeho vstupní teplota i vlhkost může být ovlivněna více faktory, například vlivem umístění aparátu, mohou se tak na lamelové ploše tvořit nehomogenní námrazy a led tak může být pouze v některých částech aparátu. [16]

Při ohřevu a tání dochází také k opětovnému výparu vody do vzduchu v místnosti. Množství vypařené vody lze určovat jen velmi obtížně a tímto fenomén se vyplatí zabývat jen u opravdu velkých aparátů. Řešení spočívá v tom, že se vstupy pro vzduch při odtávání uzavřou a žádná vypařená voda ani většina tepla nemůžou uniknout do okolí. [16]

Doba trvání a četnost odtávání záleží také u lamelových výměníků na jejich konstrukci a výrazně také na použité rozteči lamel.

Kvůli mnoha vstupním proměnných a nejistotám při výpočtu je vhodnější se při návrhu chladicího výkonu spoléhat na experimentálně naměřená data pro konkrétní výměník a podmínky, pokud jsou k dispozici. Další alternativou je započítat celý navrhovaný tepelný výkon aparátu při odtávání jako tepelný zisk. [16]

Samostatné téma, které s výše uvedenou problematikou souvisí, ale není předmětem této práce, je návrh vlastního chladicího aparátu, tedy výparníku nebo chladiče. Aparát volíme podle maximálního okamžitého chladicího výkonu pro danou komoru, ale aparát samotný vnáší do prostoru také vlastní tepelné zisky jako je práce ventilátorů, teplo z odtávání atd. a navyšuje tak požadavek na chladicí výkon zdroje chladu. Ke správné volbě je tak potřeba se přiblížit v několika iteracích.

4.1.7.3 Tepelné zisky vyhříváním límců ventilátorů

Ventilátory jsou většinou přímo součástí chladících aparátů, proto i kraje ventilačních otvorů mohou mít dostatečně nízkou teplotu, aby na nich namrzala vzdušná vlhkost. Pro zajištění bezpečného chodu ventilátoru tak, aby se jeho lopatka nikdy nepotkala s narůstající námrazou, musíme jejich kraj vyhřívát. Vyhřívání bývá často řešeno topným kabelem, nebo topnou tyčí. Límec ventilátoru má poté dostatečně vysokou teplotu, aby na něm vzdušná vlhkost vůbec nenamrzala. Celý elektrický příkon výhřevu límců ventilátorů považujeme za tepelný zisk. Provozně (v závislosti na prostorové teplotě) je výhřev límců ventilátorů v provozu po celou dobu (tedy 24 hodin denně), nebo je aktivní pouze v době odtávání aparátu. [16; 32]

4.1.7.4 Tepelné zisky vyhříváním odpadního potrubí

Jak již bylo zmíněno v kapitole 4.1.2.5 o tepelném zisku výměnou vzduchu odpadním potrubím, v mrazárnách musíme vyhřívát odpadní potrubí, aby nezamrzlo a my stále mohly odvádět kondenzát při odtávání. Stejně jako u vyhřívání límců ventilátorů i zde považujeme elektrický příkon kabelu za tepelný zisk. Výhřev odpadního potrubí bývá aktivován souběžně s odtáváním aparátu, ale může být v provozu i trvale³¹. [16; 32]

4.2 Tepelné zisky obratem zboží

S přiváženým zbožím, které má vyšší teplotu, než je teplota vzduchu v ochlazované místnosti, přinášíme také naakumulované teplo, které musíme později chlazením odebrat.

Termo-fyzikální vlastnosti potravin mohou záviset a většinou závisí na teplotě. Pro náš výpočet je nejdůležitější měrná tepelná kapacita. Potraviny obecně se skládají zejména z vody, pevných látek a ve vodě rozpuštěných pevných látek. Pevné látky s klesající teplotou své vlastnosti významně nemění. To však neplatí pro vodu, která své vlastnosti, tedy, i měrnou tepelnou kapacitu, významně mění při změně skupenství. Kvůli rozpuštěným pevným látkám voda v potravinách nemrzne při 0 °C, ale začíná mrznout až při teplotě o něco nižší. Při počátečním bodu mrznutí část vody zkrystalizuje a zbytek se stává koncentrovanější, tím se dále snižuje bod mrznutí. Tento proces s klesající teplotou pokračuje. Voda v potravinách mrzne v rozsahu teplot, tedy i měrná tepelná kapacita se bude měnit v rozsahu teplot. [3; 20; 33]

Naším cílem je spočítat jaký chladící výkon potřebujeme na zchlazení zadaného množství potravin. Pro spočítání výkonu musíme znát, kolik tepla ze zboží potřebujeme odebrat a za jaký čas je to potřeba.

Existuje více, různě přesných způsobů, jak se k výkonu dopočítat. Do počátečního bodu mrznutí je situace nejjednodušší, protože tepelná kapacita pouze velice mírně stoupá a mi jí můžeme považovat za konstantní. Pro výpočet tedy již potřebujeme pouze hodnotu měrné tepelné kapacity dané potraviny. Ta je pro mnoho potravin tabelovaná a získáme jí z dostupné literatury [3]. Většina potravin je z největší části složena z vody, jak můžeme vidět například z tabulky v příloze 3. Při znalosti jejího procentuálního obsahu

³¹ Například při použití samoregulačních topných kabelů.

v potravině můžeme využít Siebelovi vzorce (4-61) (4-62) [33], a spočítat tak měrnou tepelnou kapacitu s dostatečnou přesností. Siebelovi vzorce jsou založeny právě na termo-fyzikálních vlastnostech vody. [3; 20; 33]

$$c_{p\sim} = 3,35 * a + 0,84 \quad (4-61)$$

$$c_{p*} = 1,26 * a + 0,84 \quad (4-62)$$

Kde $c_{p\sim}$ [J/kg K] je měrná tepelná kapacita nad bodem mrazu, c_{p*} [J/kg K] je měrná tepelná kapacita bod bodem mrazu, a [1] je hmotnostní podíl vody v potravině

Měrná tepelná kapacita jde samozřejmě určovat mnohem přesněji, například podle nutričního složení dle Choie a Okose [3] i v závislosti na teplotě, ale s ohledem na aplikaci a účel tohoto výpočtu jsou vztahy zbytečně složité a nemá cenu se jimi podrobně zabývat.

Teplo, které je potřeba odebrat spočítáme z kalorimetrické rovnice (4-63).

$$Q_{OBR} = m_{ZB} * c_{NPBM} * (T_{vs} - T_{vý}) \quad (4-63)$$

Kde Q_{OBR} [J] je teplo potřebné na zchlazení zboží, m_{ZB} [kg] je hmotnost zboží, c_{NPBM} [J/kg K] je měrná tepelná kapacita nad počátečním bodem mrznutí, T_{vs} [°C] je vstupní teplota zboží, $T_{vý}$ [°C] je výstupní teplota zboží.

Tuto kalorimetrickou rovnici používáme až do počátečního bodu mrznutí.

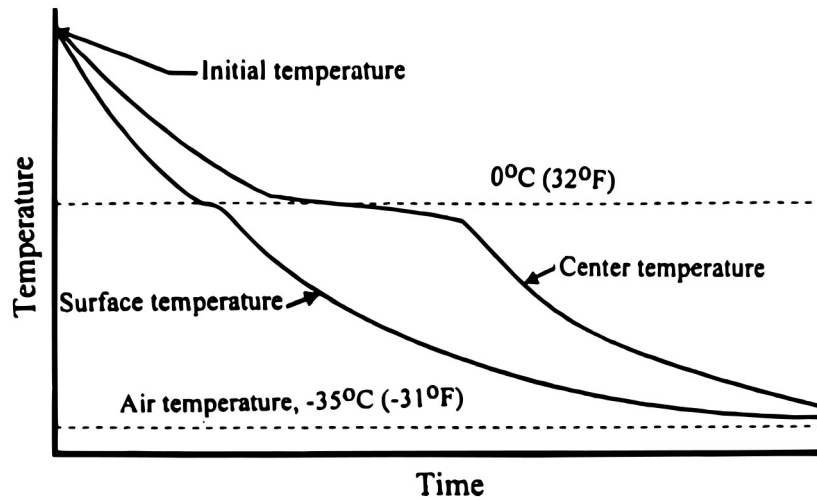
Při chlazení produktů pod počáteční bod mrznutí je výpočet komplikovanější, protože se výrazně mění měrná tepelná kapacita a musíme započítat také latentní teplo tuhnutí. Lze využít vztahy určující procenta zmrzlé vody [3] a dle nich odvozovat potřebné termo-fyzikální vlastnosti, ale je mnohem praktičtější a rychlejší použít tabelované hodnoty entalpií, které pro tento účel vznikly. V tabulkách nalezneme hodnoty entalpií nejčastěji od -40 °C do 0 °C pro různé druhy potravin, například v [3]

Teplo, které je potřeba odebrat spočítáme z rovnice (4-64).

$$Q_{OBR} = m_{ZB} * [c_{NPBM} * (T_{vs} - T_{PBM}) + (h_{PBM} - h_{vý})] \quad (4-64)$$

Kde Q_{OBR} [J] je teplo potřebné na zchlazení zboží, m_{ZB} [kg] je hmotnost zboží, c_{NPBM} [J/kg K] měrná tepelná kapacita nad počátečním bodem mrznutí, T_{vs} [°C] je vstupní teplota zboží, T_{PBM} [°C] je teplota počátečního bodu mrznutí, h_{PBM} [J] je entalpie zboží při teplotě počátečního bodu mrznutí, $h_{vý}$ [J] je entalpie zboží při výstupní teplotě zboží.

Příklad skutečné závislosti teploty na čase při chlazení produktů můžeme vidět na Obr. 4-20.



Obr. 4-20 Závislost teploty na čase při zmrázování potravin [20] (Překlad: Temperature - Teplota, Time - Čas, Initial temperature - Počáteční teplota, Surface temperature - Povrchová teplota, Center temperature - Teplota v jádru, Air temperature Teplota vzduchu)

Ze znalosti množství chladu, který potřebujeme odebrat, a času, za který máme tak učinit, spočítáme potřebný chladicí výkon, v naší terminologii – tepelný zisk obratem zboží z rovnice (4-65) [34].

$$\dot{Q}_{OBR} = \frac{Q_{OBR}}{t} \quad (4-65)$$

Kde \dot{Q}_{OBR} [W] je tepelný zisk obratem zboží, Q_{OBR} [J] je teplo potřebné na zchlazení zboží, t [s] je čas, za který má být zboží schlazeno.

Doba, za kterou má být zboží zchlazeno, je dána technologickými požadavky na daný chlazený produkt, ale je fyzikálně omezena například rychlostí přestupu, vedením tepla, teplotním spádem atd. tedy výpočet skutečné doby zchlazení potravin včetně jejich obalů není snadný a v běžné praxi bývá často kontrolován experimentálním ověřením. Zchlazování³² není typickou součástí distribučních center, ale většinou zpracovatelských a výrobních závodů a není předmětem této práce. [16]

Při zaskladňování nesmíme zapomenout na teplo uvolňované dýcháním. Uvolněné teplo je úměrné teplotě potravin a ta je funkcí času. Nejpřesněji bychom dýchací teplo mohli spočítat integrálním výpočtem. My však neznáme přesný průběh změny teploty zboží, a pro běžnou praxi tak vystačíme s aritmetickým průměrem teploty počáteční a žádané. Tento průměr nám zároveň poskytuje dostatečnou rezervu pro pokrytí dýchacího tepla,

³² tedy rychlé zchlazování, nebo rychlé zmrázování potravin

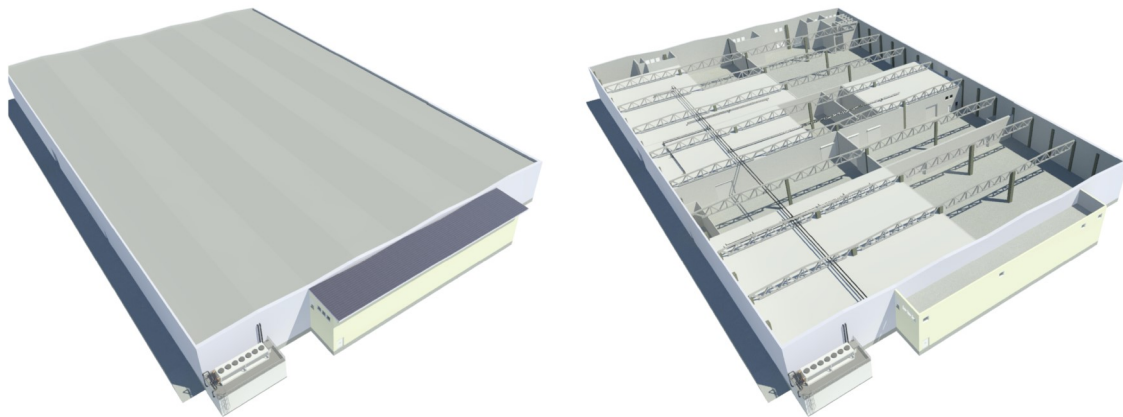
protože na rozdíl od našeho lineárního odhadu skutečná teplota klesá přibližně logaritmicky.

Společně s potravinami zchlazujeme ale i jejich obaly, tedy různé krabice a palety. Pro jejich zchlazení potřebujeme z chladicí komory odebrat další teplo. Protože však termofyzikální vlastnosti obalů na teplotě příliš nezávisí³³, můžeme potřebné teplo spočítat podobně jako u chlazení potravin pouze do nadnulových teplot.

³³ Pokud neobsahují například velké množství vody

5 APLIKACE VÝPOČTU

Pro kontrolu a ověření výpočtu bilancí chladicího výkonu dle předchozích kapitol, byla provedena praktická aplikace výpočtu. Pro ověření výpočtů byl použit realizovaný projekt rekonstrukce distribučního centra KANTECH Bohušovice, zpracovaného dle autorizované projektové dokumentace [35]. Toto distribuční centrum slouží pro skladování ovoce a zeleniny a obsahuje několik skladovacích komor. Dispozice centra je patrná z obrázku Obr. 5-1.



Obr. 5-1 Dispozice centra

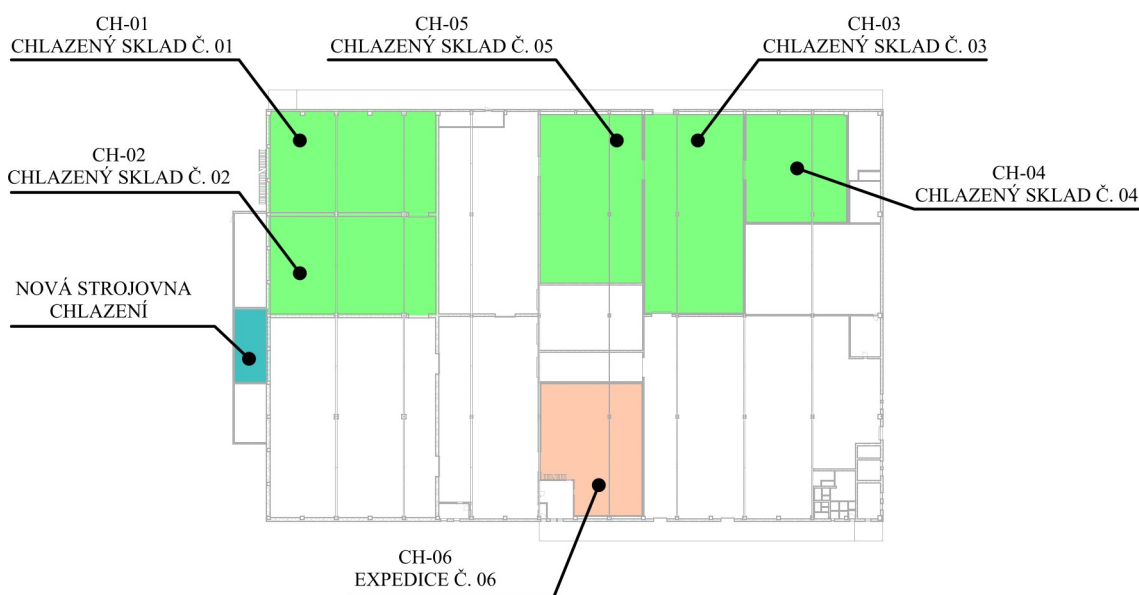
Distribučního centra KANTECH Bohušovice, je a bylo dlouhodobě provozováno a projektová dokumentace podrobně postihuje rekonstrukci tohoto chladicího zařízení. Návrh požadavků na chladicí výkony navazuje na původní stav a jsou s původním stavem zkontrolovány. Proto je uvedená dokumentace vhodná pro ověření všech popsanych výpočetních postupů.

Distribuční centrum obsahuje pět chlazených komor a jednu přípravnu. Specifikace jednotlivých komor je součástí Tab. 5-1.

Tab. 5-1 Seznam chladících komor

Komora	Popis	Délka	Šířka	Výška	Plocha	Objem	Teplota	
		[m]	[m]	[m]	[m ²]	[m ³]	SET	DIF
CH-01	CHLAZENÝ SKLAD č. 01	29,50	17,90	5,90	528,05	3 115,50	3	2
CH-02	CHLAZENÝ SKLAD č. 02	29,50	17,30	5,90	510,35	3 011,07	3	2
CH-03	CHLAZENÝ SKLAD č. 03	35,10	17,70	5,90	621,27	3 665,49	3	2
CH-04	CHLAZENÝ SKLAD č. 04	19,10	17,80	5,90	339,98	2 005,88	0	1
CH-05	CHLAZENÝ SKLAD č. 05	29,80	18,10	5,90	539,38	3 182,34	2	2
CH-06	EXPEDICE č. 06	23,50	18,30	5,90	430,05	2 537,30	6	2
-	STROJOVNA	8,90	5,09	4,50	45,27	203,69	24	3

Pro ověření výpočtu byla smluvně zvolena jako referenční komora CH-01



Obr. 5-2 Dispozice chladících komor

Dispozici jednotlivých komor můžeme vidět na Obr. 5-2. Důvodem výběru komory CH-01 byla konzultace s projektantem technického řešení. Tato komora CH-01 je jedna z nejvíce vytížených komor, její vytížení a provoz jsou poměrně přesně definovány. Z historického hlediska nebyl zaznamenán problém s návrhem chladicího výkonu a chováním stávající technologie.

5.1 Aplikace návrhového výpočtu

Komora CH-01 slouží pro dlouhodobé skladování, které se skládá z postupného navezení ovoce a zeleniny, zchlazení, skladování v rámci měsíců a distribuce. Primární účel a

použití je pro skladování jablek. Základní charakteristika komory navazuje na projektovou dokumentaci a její závěry shrnuje Tab. 5-2.

Tab. 5-2 Základní charakteristika chladicí komory CH-01

No	Specifikace	Upřesnění
1	Umístění objektu	Skladovací centrum je umístěno v Bohušovicích nad Ohří, v nadmořské výšce 151 m. n. m
2	Tepelná izolace stěn komory	150 mm PUR, $k = 0,0225 \text{ W/m K}$, stávající izolace
3	Tepelná izolace stropu komory	150 mm PUR, $k = 0,0225 \text{ W/m K}$, stávající izolace. Stropní izolační panely vzdáleny cca 1800 mm od střešní konstrukce a tento prostor je odvětráván a částečně klimatizován.
4	Izolace podlahy	Stavebně řešená podlaha bez tepelně izolační vrstvy.
5	Dveře	Otevírací chladírenské dveře, 1800 x 2200 mm, dvoukřídlé
6	Umístění dveří	Do prostoru chodby. Chodba je větraná a z části klimatizovaná.

Komora je dominantně využívána pro skladování jablek. Typ skladovaných produktů není přesně definován, jedná se o podzimní odrůdy, které se mohou dle sklizně lišit. Jablka jsou sklizena v sadu, dovezena do prostoru přípravný, kde dojde k jejich přetřídění a postupnému naskladnění do chladicí komory CH-01. Požadavky na naskladnění a skladování jsou popsány v Tab. 5-3, dle specifikace investora.

Tab. 5-3 Skladovací požadavky

No	Specifikace	Upřesnění
1	Celkové množství skladovaného produktu	330 tun, jablka
2	Vstupní teplota produktu	Maximálně 10 °C, dle situace může být teplota i nižší, ale obvykle nepřestoupí 10 °C v jádru produktu. Jablka zavážena již roztríděná a na paletovaná.
3	Požadovaná teplota skladu (Prostorová teplota)	Požadovaná je teplota 3 °C, maximální provozní diference do 1,5 °C. V průběhu skladování může být požadavek na postupné snížení prostorové teploty na 2 °C, nicméně ne v době zavezení skladu.
4	Zaskladnění skladu CH-01	5 dní, denní zavážení do 8 až 10 provozních hodin. Zavážení je prováděno pomocí vysokozdvizného paletového vozíku.
5	Doba zaskladnění produktu	V době sklizně, tedy v průběhu měsíce září, nejpozději října.
6	Doba vychlazení produktu po zaskladnění	Vložený produkt musí být po zavezení do komory vyhlazen na prostorovou teplotu za dobu 10 hodin, v jádře smí být teplota maximálně o 1,5 °C vyšší.
7	Osvětlení	V komoře je stávající osvětlení tvořené zářivkovými tělesy. Stávající příkon osvětlení je 3,7 kW

Dle specifikace v projektové dokumentaci se komora zaváží postupně po pět dní a každý den je navezena 1/5 celkové kapacity skladu, tedy 66 000 kg. Šestý den je komora již uzavřena a probíhá pouze kontrola a případná úprava skladu v rozsahu maximálně dvou hodin.

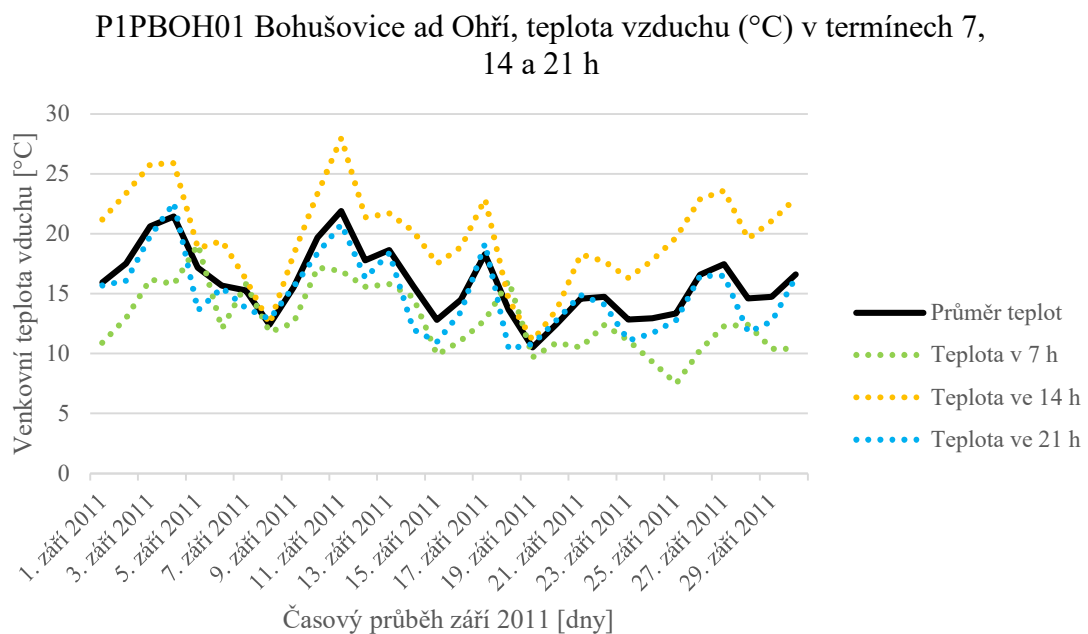
Vysokozdvihový vozík postupně zaváží produkt každý den po dobu cca 8 až 10 *hodin*. Po stejnou dobu je v provozu osvětlení komory. V době zavážení se v komoře mohou po dobu cca 8 *hodin* vyskytovat až dva pracovníci, kteří produkty dorovnávají.

Komora CH-01 je postupně naskladněna do plného stavu, tedy je zaskladněno 330 *tun* tak, jak popisuje Tab. 5-4.

Tab. 5-4 Průběh naskladnění

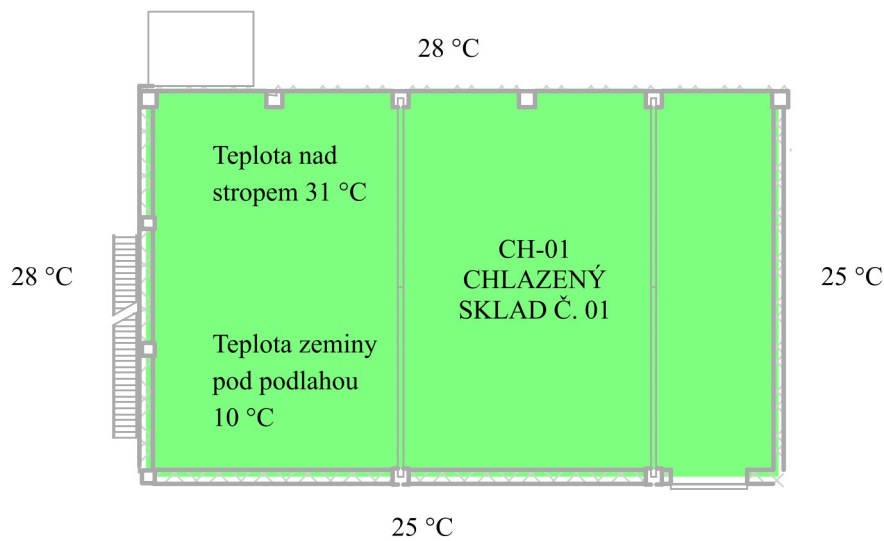
Dny navážení jablek do skladu	1. den	2. den	3. den	4. den	5. den	6. den
Denně se naskladní jablek [<i>tun</i>]	66	66	66	66	66	0
Celkové množství jablek na konci dne [<i>tun</i>]	66	132	198	264	330	330

Naskladnění produktu bude probíhat v průběhu měsíce září, nebo října. Dle teplotních dat z CHMI, viz příloha 4, byla provedena kontrola maximální teploty okolí v září a říjnu. Jako teplejší byl dle podkladů zvolen měsíc září, chování teplot v tomto měsíci popisuje Obr. 5-4.



Obr. 5-3 Průběh teplot v září 2011

Dle uvedených dat v grafu lze konstatovat, že denní teplota v měsíci září nepřesahuje 28 °C. S ohledem na bezpečnost výpočtu, po konzultaci s projektantem byla zvolena smluvní návrhová teplota jako maximální teplota okolí 28 °C a stropu 31 °C s ohledem na možný sluneční osvit. Teplota okolí stěn komory, které jsou v klimatizovaném objektu, byla zvolena dle klimatické třídy 3 a to 25 °C. Situace rozložení návrhových okolních teplot komory CH-01 je patrná z Obr. 5-4.



Obr. 5-4 Rozložení návrhových okolních teplot

Uvedené teploty byly použity pro výpočet maximální potřeby chladu.

Protože se provádí přepočítání stávající projektované komory již osazené chladiči GACA FP 071.1H/37-AND55/8P uvažujeme pro výpočet bilancí tyto aparáty. Pro přehlednost jsou základní údaje shrnuty v Tab. 5-5. Detailní specifikace chladičů je v příloze 5.

Tab. 5-5 Základní údaje o aparátech

Typ aparátů	Počet aparátů	Typ ventilátorů	Počet ventilátorů ³⁴
GACA FP 071.1H/37-AND55/8P	3	VT03198U.1	3

Výpočet maximálního chladicího výkonu nelze provést s ohledem na postupné zavážení produktu do chladicí komory jedním výpočtem. V komoře se postupně mění hmota skladovaného produktu, tedy při skladování jablek zejména hodnota dýchacího tepla. Výpočet je tedy postupně proveden pro prvních šest dní zavážení a skladování. Pět dní probíhá vlastní závoz produktů, následně každý den by měl být zavezený produkt do deseti hodin vychlazen. Výpočet pro šestý den simuluje stav, kdy je již komora plně zavezená a je pouze za maximálních okolních teplot chlazená a dle zadání udržována teplota. Průběh požadovaného chladicího výkonu je patrný z Tab. 5-6.

Tab. 5-6 Průběh chladicího výkonu během prvních šesti dní

Dny navážení jablek do skladu	1. den	2. den	3. den	4. den	5. den	6. den
Vypočtený potřebný chladicí výkon [W]	103657	105642	107626	109611	111596	54021

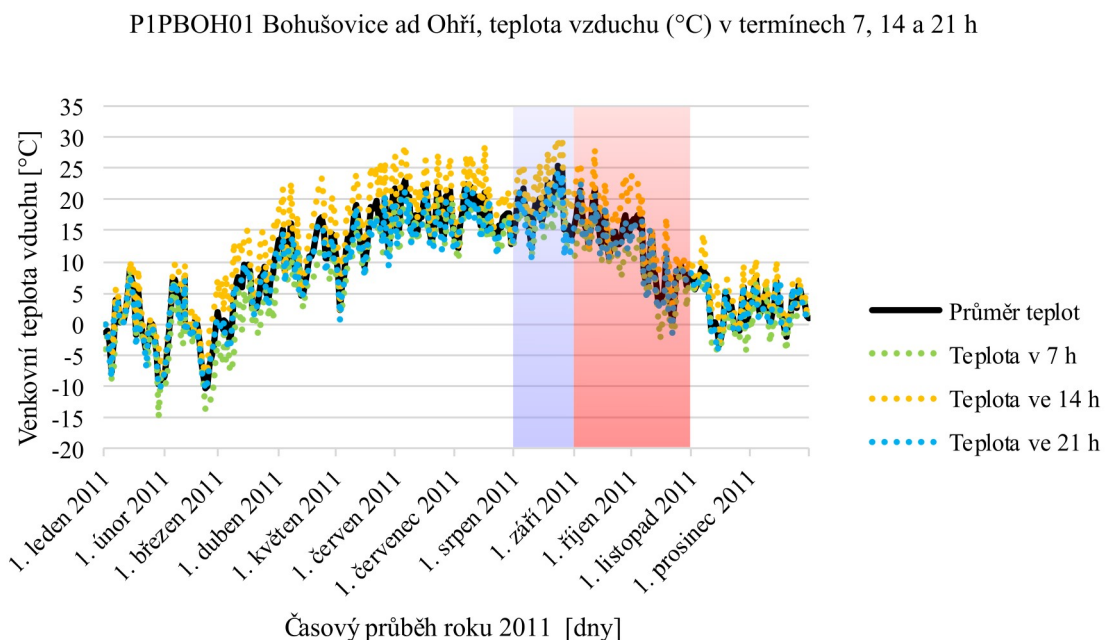
³⁴ Počet ventilátorů na jeden aparát

Výpočtem byl zjištěn maximální požadovaný chladicí výkon $111\,596\text{ W}$ a to v průběhu pátého dne. Chladicí výkon uvažovaný v projektové dokumentaci uvažuje s návrhovým chladicím výkon $105\,865\text{ W}$. Lze tedy konstatovat, že vypočtený výkon se liší pouze o 5,4 % oproti projektové dokumentaci a je s ní v souladu.

Při kontrole chladicího výkonu v šestém provozním dnu byl vypočten požadovaný chladicí výkon $54\,021\text{ W}$. Důvodem výrazného snížení chladicího výkonu proti návrhovému je fakt, že tento den již není do komory vkládán nový produkt a dochází k výraznému snížení tepelných zátěží prací strojů, prací lidí, osvětlením, snížením využití ventilátorů chladičů, ale i ventilací otevíráním dveří atd.

5.2 Aplikace provozního výpočtu

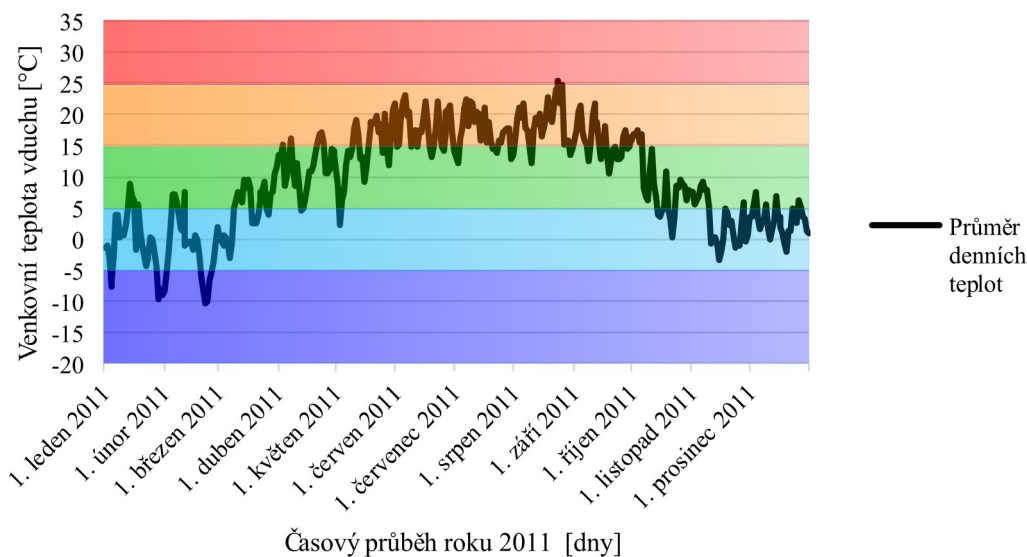
Pokud budeme chtít posoudit chování požadavku na chladicí výkon dynamicky, tedy v rámci změny okolních teplot, vytížení komory, řešení odtávání aparátů atd. musíme na výpočet aplikovat všechny tyto proměnné. Ideální by bylo přepočítat požadovaný chladicí výkon komory dle těchto pravidel v rámci každé $\frac{1}{4}$ hodiny v rámci teplotního modelu daného roku. Takto namodelovaný výpočet by byl ale, výpočetně a časově náročný a neslučuje se s rozsahem této práce, byl tedy zvolen zjednodušený výpočetní model. Základem tohoto modelu jsou teplotní data z přílohy 4. Z těchto teplotních dat byl vytvořen graf na Obr. 5-5 průběhu okolních teplot v lokalitě. Současně z informací od provozovatele víme, že komora se vždy zaváží v průběhu září, nebo října a je v provozu obvykle do konce Července. V průběhu srpna (většinou v jeho druhé polovině) se provádí preventivní údržba a čištění, komora je tedy v provozu, ale udržuje se v ní vyšší prostorová teplota a je bez produktů.



Obr. 5-5 Graf průběhu teplot v roce 2011

Z těchto dat okolních teplot bylo smluvně zvoleno pět teplotních pásem. Které můžeme vidět v na obrázku Obr. 5-6.

P1PBOH01 Bohušovice ad Ohří, teplota vzduchu (°C) v termínech 7, 14 a 21 h



Obr. 5-6 Rozložení teplotních pásem

Pomocí programu Matlab byla vypočtena četnost naměřených teplot v jednotlivých pásmech. Známe tedy procentuální zastoupení teplotních pásem v průběhu roku. Ke každému pásmu byla dále vypočtena průměrná teplota. Tyto data jsou součástí Tab. 5-7.

Tab. 5-7 Tabulka teplotních pásem

Číslo období [1]	1	2	3	4	5
Interval teplot [°C]	< -5	(-5, 5)	(5, 15)	(15, 25)	25 <
Procentuální zastoupení intervalu v roce [%]	4,02	28,49	36,71	28,22	2,56
Průměrná teplota v daném intervalu [°C]	-8,26	0,74	10,08	18,74	27,00

Pro teplotní pásma byly provedeny kompletní přepočty chladicích výkonů ve skladu CH-01. Data potřebná pro výpočet byla specifikována podle průměrných teplot v teplotních pásmech a projektové dokumentace.

Tab. 5-8 Návrhové teploty okolí skladu pro různé teplotní pásma a potřebné chladicí výkony.

Konstrukční součást	Vnější teplota [°C]				
Stěna 1	15	15	15	23,7	25
Stěna 2	15	15	15	23,7	25
Stěna 3	-8,3	0,74	10	18,7	27
Stěna 4	-8,3	0,74	10	18,7	27
Strop	5	5	13	21,7	30
Potřebný chladicí výkon	26 713	27 637	30 101	33 489	36 147

Dle Tab. 5-8 je patrné, že nejnižší chladicí výkon se vyskytuje při okolních teplotách pod -5°C , se stoupající okolní teplotou se požadovaný chladicí výkon zvyšuje, ale za běžného provozu se nikde nedosahuje návrhového chladicího výkonu potřebného při naskladnění skladu. Lze tedy konstatovat, že při návrhu komory je nezbytné správně dimenzovat na plný výkon aparáty, tedy výparníky, nebo chladiče v komoře, ale v případě použití centrálního zdroje chladu, pokud je zavážení komor rozděleno v čase, nemusí být zdroj chladu dimenzován na tento chladicí výkon a jeho chladicí výkon může být nižší. Protože z Tab. 5-7 známe procentuální výskyt jednotlivých teplot, bylo by možné při znalosti chladicího faktoru predikovat chování chladicího zařízení, ale to s ohledem na rozsah není předmětem této práce.

5.3 Odpadní teplo a jeho využití

Pokud budeme chtít využívat odpadní teplo z chladicího zařízení pro ohřev budovy, přehřev TV nebo jiné využití, potřebujeme znát průběh a chování zdroje chladu, jako hodnoty tepelné energie, kterou lze trvale odebírat z chlazených komor. Protože je k dispozici poměrně přesný výpočet chování požadavku na chladicí výkon komory CH-01 a lze zjednodušeně předpokládat, že i chování požadavku na chladicí výkon ostatních chlazených komor je správný. Lze tedy spočítat hodnotu minimálního chladicího výkonu pro celkový provoz komor.

Tab. 5-9 Seznam komor s vypočtenými minimálními a kritickými minimálními chladicími výkony

Komora	Popis	Vypočtený min. chladicí výkon [W]	Bezpečnostní koeficient [1]	Kritický min. chladicí výkon [W]
CH-01	CHLAZENÝ SKLAD č. 01	26 713	0,6	16 028
CH-02	CHLAZENÝ SKLAD č. 02	25 111	0,6	15 067
CH-03	CHLAZENÝ SKLAD č. 03	30 384	0,6	18 230
CH-04	CHLAZENÝ SKLAD č. 04	17 725	0,6	10 635
CH-05	CHLAZENÝ SKLAD č. 05	25 793	0,6	15 476
		125 726		75 435

Dle Tab. 5-9 je patrné, že součtový minimální chladicí výkon je $125\,726\text{ W}$. Jedná se o teoretickou hodnotu a v rámci ročního provozu by mohlo docházet k významnějším změnám požadavku, je tedy nezbytné aplikovat bezpečnostní koeficient a to 0,5 až 0,7 [16]. Se započítáním bezpečnostního součinitele při okrajových podmínkách bude kritický minimální chladicí výkon $75\,435\text{ W}$ a jedná se tak o teoreticky nejmenší možný požadovaný chladicí výkon. Návrhová hodnota výkonu tepelného čerpadla by měla být mezi hodnotou vypočtenou minimální a kritickou minimální. Projektem uvažované kompresory chladicího zdroje TGH Turbocore, budou při uvažované okolní teplotě pracovat s kondenzační teplotou přibližně 10°C a vypařovací teplotou přibližně $3,5^{\circ}\text{C}$, tedy budou mít chladicí faktor okolo 9,8 [16]. Kompresory mají regulační rozsah od 5 – 100 %, pro zjednodušení uvažujeme změnu chladicího výkonu za lineární. Za návrhový chladicí výkon budeme nejprve považovat vypočtený minimální, tedy $125\,726\text{ W}$. Pro tuto hodnotu je elektrický příkon $12\,829\text{ W}$ a tepelný výkon $138\,555\text{ W}$. Pro kritický minimální chladicí výkon vyjde tepelný výkon $83\,132\text{ W}$. Tepelný výkon je odpadní

teplo, které je běžně odváděno mimo budovu. Podle projektové dokumentace je z části odváděno hybridním chladičem³⁵. Tuto nízkopotenciálovou energii je ale možné využít jako stabilní zdroj tepla pro tepelné čerpadlo. Vypočtené hodnoty definují rozsah použitelné energie pro tepelné čerpadlo. V jakémkoliv jiném ročním období bude energie pro tepelné čerpadlo k dispozici více. Projektová dokumentace uvažuje tepelné čerpadlo o tepelném výkonu 129 kW a tepelném faktoru kompresoru 4,8. Předpokládá se, že zdroj chladu trvale produkuje i v malém vytížení, minimálně 102 W tepla. Tato hodnota je mezi vypočteným minimálním a kritickým minimálním.

Protože je z výpočtů patrné, že pokud jsou komory využívány dle předpokladu investora, je k dispozici trvale poměrně velké množství nízkopotenciálového odpadního tepla. Toto teplo je výhodné využít jako zdroj energie pro tepelné čerpadlo (tedy i vlivem odebrání odpadního tepla zvýšit chladicí faktor vlastního zdroje chladu). Lze zjednodušeně konstatovat, že uvedené řešení by bylo výhodné, i pokud by v některé části roku byla nutná bivalence tepelného čerpadla pomocným zdrojem tepla.

³⁵ Pokud je odváděného tepla více, než spotřebuje tepelné čerpadlo, nic jiného nám nezbyvá.

6 ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je podrobný postup a zdůvodnění výpočtu maximálního chladicího výkonu nezbytného pro správnou selekci a návrh chladicího zařízení. Současně jsou vysvětleny změny požadavku na chladicí výkon navrženého zdroje chladu s ohledem na umístění chlazených komor, změnu okolních podmínek, skladovaný produkt, ale i na navržené chladicí aparáty.

Ze závěrů výpočtové části práce je patrná velká dynamika změn požadavků na chladicí výkon zdroje chladu v rámci ročního provozu. Pro udržení požadovaných teplot v chladiřenských a mrazířenských skladech je nezbytné chladicí výkon navrhovat na maximální vypočtenou hodnotu, ale v rámci provozu je důležité optimalizovat regulační schopnost chladicího zařízení tak, aby se v celém rozsahu požadavků pracovalo s co nejvyšším chladicím faktorem.

Ověřením výpočtu na realizovaném projektu byla potvrzena možnost efektivního využití odpadního tepla z projektovaného chladicího zařízení. To i v podmínkách malého vytížení zdroje chladu při nízkých okolních teplotách. Zdroj chladu produkuje dostatečné množství odpadního tepla v celém rozsahu projektovaných provozních podmínek. Vlivem nutnosti zachování vysokého chladicího faktoru zdroje, tedy udržení nízké a plovoucí kondenzační teploty, má odpadní teplo nízký tepelný potenciál. Nutností změny kondenzační teploty by při přímém využití odpadního tepla došlo k citelné ztrátě chladicího faktoru zdroje chladu, což není přípustné. Jako efektivní řešení, bylo potvrzeno projektované využití nízkoteplotní energie odpadního tepla jako zdroje pro provoz tepelného čerpadla. Tento režim zajišťuje udržení vysokého provozního chladicího faktoru zdroje chladu. Současně je použitím tepelného čerpadla umožněno zvýšení tepelného potenciálu odpadního tepla a možnost jeho použití pro ohřev budovy nebo pro ohřev teplé vody.

7 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] DOHNAL, Viktor, Karel KOPEC, Milan KÁLA, Stan. PATLOKA, Mir. JANOUŠEK a Jan CIBULKA. *Sklady ovoce a zeleniny: Typizační studie*. První. Brno: Agroprojekt, projektový a inženýrský podnik Praha, závod Brno, 1971.
- [2] THOMSON, James F., F. Grodon MITCHELL, Tom T. RUMSEY, Robert F. KASMIRE a Carlos H. CRISOSTO. *Commercial Cooling of Fruits, Vegetables, and Flowers*. Revidované vydání. Richmond: University of California, 2008. ISBN 978-1-60107-619-9.
- [3] ASHRAE. *REFRIGERATION: 2018 ASHRAE HANDBOOK SI Edition*. 2018. Atlanta: ASHRAE, 2018. ISBN 978-1-939200-98-3.
- [4] ŠAFAŘÍK, Pavel a Magda VESTFÁLOVÁ. *Termodynamika vlhkého vzduchu*. První. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2016. ISBN 978-80-01-06020-9.
- [5] NOŽIČKA, Jiří. *Základy termomechaniky*. Vyd. 2. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2008. ISBN 978-80-01-04022-5.
- [6] NOVÝ, Richard. *Technika prostředí*. Vydání druhé. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 2006. ISBN 80-010-3492-5.
- [7] ČSN 06 0210. *ČSN 06 0210: Výpočet tepelných ztrát budov při ústředním vytápění*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1994.
- [8] ČSN EN ISO 6946. *ČSN EN ISO 6946: Stavební prvky a stavební konstrukce - Tepelný odpor a součinitel prostupu tepla - Výpočtová metoda*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2018.
- [9] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Hodnoty fyzikálních veličin vybraných stavebních materiálů: Výpočtové tabulky pro vytápění 9. *TZB-info* [online]. 2001 [cit. 2020-04-17]. Dostupné z: <https://stavba.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/58-hodnoty-fyzikalnich-velicin-vybranych-stavebnich-materialu>
- [10] BÄCKSTRÖM, Matts. *Technika chlazení*. První. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1959. Řada energetické literatury.
- [11] JOACHIM, Hans. *Projektierung von Kälteanlagen*. První. Heidelberg: C. F. Müller Verlag, 1995. ISBN 3-7880-7489-2.
- [12] BREIDENGACH, Karl. *Der Kälteanlagenbauer: Band 1*. Druhé. Karlsruhe: C. F. Müller, 1990. ISBN 3-7880-7375-6.
- [13] HÝBL, Jaroslav. *STROJNÍ CHLAZENÍ: Díl první, Theoretická část*. Třetí, značně změněné. Praha: ČESKÁ MATICE TECHNICKÁ, 1948.

- [14] Chladírenské a mrazírenské boxy. *BRATŘI HORÁKOVÉ s.r.o.: Chladicí a Potravinářská zařízení* [online]. [cit. 2020-04-22]. Dostupné z: <http://horak-bros.com/produkty/chladici-boxy/>
- [15] Stěnové izolační panely KS1000/1150 NC: Fasádní systém s přiznanými kotevními prvky. *Kingspan* [online]. [cit. 2020-04-22]. Dostupné z: <https://www.kingspan.com/cz/cs-cz/produkty/izolacni-sendvicove-panely/stenove-izolacni-panely/stenovy-sendvicovy-panel-ks1150-nc>
- [16] Cooling Technology Solution s.r.o.. *Výpočtové podklady, výpočtový software a technická literatura.*
- [17] *Kältetechnik: Zeitschrift für das gesamte gebiet der Kälteerzeugung, Kälteanwendung und Klimatechnik.* Karlsruhe: C. F. Müller, 1965, .
- [18] BAŠTA, Jiří. *Přednášky Technika prostředí.* 2019.
- [19] IAPWS, . *Revised Release on the IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use.*,. Moskva, 2014.
- [20] STOCKER, Wilbert. *Industrial Refrigeration Handbook.* Druhé. USA: McGraw-Hill, 1998. ISBN 978-0-07-061623-3. ISBN-10: 0-07-061623-X.
- [21] IBL, Vladimír. *Chladicí technika v potravinářství.* 1. vyd. Praha: SNTL, 1971. Řada strojírenské literatury.
- [22] ZANOTTI, . *Manuale di Calcolo: Ricambi medi di aria/24h per apertura porte ed infiltrazione.* První. Itálie.
- [23] CHLADÍCÍ A MRAZÍCÍ BOXY: Jednotky a komponenty chlazení. *FRIGOMONT A.S. - TECHNOLOGY* [online]. [cit. 2020-05-13]. Dostupné z: https://www.frigomont.cz/images/ceniky/boxy_2010_01.pdf
- [24] ČSN EN 16798. *ČSN EN 16798.* Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2020.
- [25] *Vyhláška č. 268/2009 Sb. o technických požadavcích na stavby.* In: . Praha: Ministerstvo pro místní rozvoj, 2009, ročník 2009, 268/2009 Sb.
- [26] *Nářízení vlády č. 361/2007 Sb.: Nářízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci.* In: . Praha, 2007, ročník 2007.
- [27] *Nářízení vlády č. 93/2012 Sb.: Nářízení vlády, kterým se mění nařízení vlády č. 361/2007 Sb., kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci, ve znění nařízení vlády č. 68/2010 Sb.* In: . Praha: Vláda ČR, 2012, ročník 2012, 93/2012.

- [28] ČSN EN 12464-1: Světlo a osvětlení – Osvětlení pracovních prostorů – Část 1: Vnitřní pracovní prostory. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.
- [29] ČSN 36 0020. ČSN 36 0020: Sdružené osvětlení. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2015.
- [30] ČSN 36 0011-3. ČSN 36 0011-3: Měření osvětlení prostorů - Část 3: Měření umělého osvětlení vnitřních prostorů. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.
- [31] Grafy. Studium - podklady pro studium na Fakultě strojní [online]. [cit. 2020-07-21]. Dostupné z: <https://studium.fs.cvut.cz/studium/u12112/Termomechanika/CZ-Diagramy,Tabulky/Diagramy/>
- [32] DVOŘÁK, Zdeněk. *Základy chladicí techniky*. První. Praha: České vysoké učení technické, 1982.
- [33] Refrigeration and freezing of foods. GREEK COLD STORAGE & LOGISTICS ASSOCIATION [online]. [cit. 2020-07-22]. Dostupné z: <http://www.cold.org.gr/library/downloads/Docs/Refrigeration%20&%20freezing%20of%20foods.pdf>
- [34] DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladicí technika I*. Opravený dotisk. Praha: České vysoké učení technické, 1975.
- [35] KOPECKÝ, Pavel. Cooling Technology Solution s.r.o.. *ÚSPORY ENERGIE V AREÁLU KANTECH: PD 108/2019*. Kolín, 2019.
- [36] ČSN EN 378: Chladicí zařízení a tepelná čerpadla - Bezpečnostní a environmentální požadavky. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2017.

Autorova poznámka k citacím

Pokud je odkazové číslo citované literatury umístěn přímo v textu, odkazují přímo na faktickou informaci, rovnici, tabulku či obrázek v dané literatuře.

Je-li však odkazové číslo použito za odstavcem, jedná se o informaci, že tato literatura byla pro účely daného odstavce prostudována a text tak nese pouze základní myšlenky a poznatky původního autora nebo autorů.