



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STAVEBNÍ
ÚSTAV TECHNICKÝCH ZAŘÍZENÍ BUDOV

FACULTY OF CIVIL ENGINEERING
INSTITUTE OF BUILDING SERVICES

NÁVRH SYSTÉMU CHLAZENÍ PRO POTRAVINÁŘSKÝ PROVOZ

DRAFT COOLING SYSTEM FOR FOOD

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

JAN DOLEŽAL

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. MARIAN FORMÁNEK, Ph.D.



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ FAKULTA STAVEBNÍ

Studijní program B3607 Stavební inženýrství
Typ studijního programu Bakalářský studijní program s prezenční formou studia
Studijní obor 3608R001 Pozemní stavby
Pracoviště Ústav technických zařízení budov

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Student Jan Doležal

Název Návrh systému chlazení pro potravinářský provoz

Vedoucí bakalářské práce Ing. Marian Formánek, Ph.D.

Datum zadání bakalářské práce 30. 11. 2014

Datum odevzdání bakalářské práce 29. 5. 2015

V Brně dne 30. 11. 2014

.....
doc. Ing. Jiří Hirš, CSc.
Vedoucí ústavu



.....
prof. Ing. Rostislav Drochytka, CSc., MBA
Děkan Fakulty stavební VUT

Podklady a literatura

1. Stavební dokumentace zadané budovy
2. Aktuální legislativa ČR
3. České i zahraniční technické normy
4. Odborná literatura
5. Zdroje na internetu

Zásady pro vypracování (zadání, cíle práce, požadované výstupy)

- práce bude zpracována v souladu s platnými předpisy (zákony, vyhláškami, normami) pro navrhování zařízení techniky staveb

- obsah a uspořádání práce dle směrnice FAST:

- a) titulní list,
- b) zadání VŠKP,
- c) licenční smlouva podepsaná autorem VŠKP,
- d) abstrakt v českém a anglickém jazyce, klíčová slova v českém a anglickém jazyce,
- e) bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690,
- f) prohlášení autora o původnosti práce, podpis autora,
- g) poděkování (nepovinné),
- h) obsah,
- i) úvod,
- j) vlastní text práce s touto osnovou:
 - A. Teoretická část – literární rešerše ze zadaného tématu, rozsah 15 až 20 stran
 - B. Výpočtová část
 - ♣ analýza objektu – koncepční řešení chlazených prostorů, volba systému výroby chladu,
 - ♣ výpočet tepelné zátěže a potřeby chladicího výkonu,
 - ♣ volba odpařovací teploty a volba vhodného chladiva, chladicí okruh
 - ♣ návrh zdroje chladu, ,
 - ♣ návrh výměníků pro přenos chladu v chlazených prostorech,
 - ♣ dimenzování a hydraulické posouzení potrubí,
 - ♣ návrh čerpadel, zabezpečovacího zařízení, aj. potřebných prvků
 - ♣ návrh systému řízení MaR
 - C. Projekt – úroveň prováděcího projektu: půdorysy, 1:50 (1:100), schéma zapojení potrubních tras 1:50 (1:100), půdorys (1:25, 1: 20), schéma zapojení zdroje chladu a blokové schéma MaR, technická zpráva.
- k) závěr,
- l) seznam použitých zdrojů,
- m) seznam použitých zkratk a symbolů,
- n) seznam příloh,
- o) přílohy – výkresy

Struktura bakalářské/diplomové práce

VŠKP vypracujte a rozčleňte podle dále uvedené struktury:

1. Textová část VŠKP zpracovaná podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchování vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchování vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (povinná součást VŠKP).
2. Přílohy textové části VŠKP zpracované podle Směrnice rektora "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchování vysokoškolských kvalifikačních prací" a Směrnice děkana "Úprava, odevzdávání, zveřejňování a uchování vysokoškolských kvalifikačních prací na FAST VUT" (nepovinná součást VŠKP v případě, že přílohy nejsou součástí textové části VŠKP, ale textovou část doplňují).


.....
Ing. Marian Formánek, Ph.D.
Vedoucí bakalářské práce

PROHLÁŠENÍ O SHODĚ LISTINNÉ A ELEKTRONICKÉ FORMY VŠKP

Prohlášení:

Prohlašuji, že elektronická forma odevzdané bakalářské práce je shodná s odevzdanou listinnou formou.

V Brně dne 13.4.2015



.....
podpis autora
Jan Doležal

ABSTRAKT

Bakalářská práce se zabývá systémy chlazení potravinářských provozů. Teoretická část je zaměřena na problematiku a různé možnosti přímého chlazení. Výsledkem výpočtu je návrh optimálního chladicího systému objektu na zpracování drůbeže.

ABSTRACT

The bachelor thesis deals with the cooling systems of food premises. The theoretical part focuses on the issue and various possibilities of direct cooling. The result of the calculation is design of optimal cooling system for object to poultry processing.

KLÍČOVÁ SLOVA

Potravinářský provoz, zpracování drůbeže, přímé chlazení, ocelová hala, suchý výparník, chladivo, sdružená jednotka, pístový kompresor, kondenzátor, expanzní ventil...

KEYWORDS

Food processing, poultry processing, direct cooling system, steel hall, dry evaporators, refrigerant, compressor pack, piston compressor, condenser, expansion valve...

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

Jan Doležal *Návrh systému chlazení pro potravinářský provoz*. Brno, 2015. 186 s., 16 s. příl.
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta stavební, Ústav technických
zařízení budov. Vedoucí práce Ing. Marian Formánek, Ph.D.

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci zpracoval(a) samostatně a že jsem uvedl(a) všechny použité informační zdroje.

V Brně dne 13.4.2015



podpis autora
Jan Doležal

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce panu Ing. Marianu Formánkovi, Ph.D. za odborné rady, ochotu a čas, který mi věnoval při vypracování této práce.

OBSAH

TITULNÍ LIST	1
ZADÁNÍ VŠKP	2
LICENČNÍ SMLOUVA PODEPSANÁ AUTOREM VŠKP	4
ABSTRAKT	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	6
PROHLÁŠENÍ AUTORA O PŮVODNOSTI PRÁCE	7
PODĚKOVÁNÍ	8
OBSAH	9
ÚVOD	13
A. TEORETICKÁ ČÁST	15
A.1. CHLADICÍ CYKLUS	15
A.1.1. ZÁKLADNÍ CLAUSIUS - RANKINŮV CYKLUS	17
A.1.2. KOMPLEXNÍ CLAUSIUS - RANKINŮV CYKLUS	18
A.1.2.1. PŘEHŘÁTÍ CHLADIVA	18
A.1.2.2. PODCHLAZENÍ CHLADIVA	19
A.1.3. SKUTEČNÝ CHLADICÍ CYKLUS	20
A.1.4. OBRÁCENÝ CARNOTŮV CYKLUS	20
A.2. CHLADIVA	21
A.2.1. OBECNÉ PARAMETRY PRO VOLBU CHLADIVA:	21
A.2.2. ROZDĚLENÍ CHLADIV	22
A.2.3. SMĚŠ CHLADIV	22
A.2.4. EKOLOGICKÉ UKAZATELE HODNOCENÍ CHLADIV	23
A.2.5. FINANČNÍ NÁKLADY	24
A.3. KOMPRESORY	25
A.3.1. ROZDĚLENÍ DLE ZPŮSOBU DOSAŽENÍ KOMPRESY	26
A.3.2. ROZDĚLENÍ DLE PROVEDENÍ	27
A.3.3. ROZDĚLENÍ DLE ZAPOJENÍ	27
A.3.4. ROZDĚLENÍ DLE ZDROJE ENERGIE	28
A.3.5. ROZDĚLENÍ DLE POČTU STUPŇŮ PRO DOSAŽENÍ KOMPRESY	29
A.3.6. ROZDĚLENÍ DLE ZPŮSOBU CHLAZENÍ KOMPRESORU	31
A.3.7. NEJPOUŽÍVANĚJŠÍ TYPY KOMPRESORŮ PRO CHLAZENÍ	34
A.4. VÝMĚNÍKY TEPLA	36
A.4.1. ROZDĚLENÍ DLE TRADIČNÍHO DĚLENÍ	36
A.4.2. ROZDĚLENÍ DLE USPOŘÁDÁNÍ PROUDĚNÍ	37
A.4.3. ROZDĚLENÍ DLE POČTU FÁZÍ	37
A.4.4. ROZDĚLENÍ DLE PROVEDENÍ	37
A.5. EXPANZNÍ VENTILY	39
A.5.1. NEJČASTĚJI POUŽÍVANÉ EXPANZNÍ VENTILY	39
A.6. MOŽNOSTI REGULACE CHLADICÍCH ZAŘÍZENÍ	41
A.6.1. KOMPRESORY	41

A.6.2.	VZDUCHEM CHLAZENÉ KONDENZÁTORY	42
A.6.3.	VODOU CHLAZENÉ KONDENZÁTORY.....	43
B.	VÝPOČTOVÁ ČÁST	45
B.1.	ANALÝZA OBJEKTU, KONCEPCE CHLAZENÍ A VOLBA SYSTÉMU VÝROBY CHLADU.....	45
B.1.1.	ANALÝZA OBJEKTU	45
B.1.2.	KONCEPCE	46
B.1.2.1.	PŘÍMÉ CHLAZENÍ	46
B.1.2.2.	NEPŘÍMÉ CHLAZENÍ.....	46
B.1.2.3.	TEPLONOSNÉ LÁTKY NEPŘÍMÉHO CHLAZENÍ	47
B.1.2.4.	CHLADIVA	48
B.1.2.5.	ZDROJ CHLADU.....	48
B.1.2.6.	VÝMĚNÍKY PRO PŘENOS CHLADU V CHLAZENÝCH PROSTORECH	49
B.1.2.7.	KONDENZÁTORY.....	49
B.1.3.	VYHODNOCENÍ	50
B.2.	VÝPOČET TEPLENÉ ZÁTĚŽE A CHLADICÍHO VÝKONU	51
B.2.1.	TEPLO ZÍSKANÉ PROSTUPEM.....	51
B.2.1.1.	SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE	51
B.2.1.2.	PROSTUP TEPLA KONSTRUKCÍ.....	53
B.2.2.	TEPLO ODNÍMANÉ OCHLAZOVANÉMU ZBOŽÍ.....	55
B.2.3.	TEPLO OD PRONIKAJÍCÍHO VZDUCHU	56
B.2.4.	TEPLO OD HYGIENICKÉ VÝMĚNY VZDUCHU	57
B.2.5.	TEPLO OD VENTILÁTORŮ.....	58
B.2.6.	TEPLO OD ODTÁVACÍHO ZAŘÍZENÍ.....	59
B.2.7.	TEPLO OD OSVĚTLENÍ.....	60
B.2.8.	TEPLO OD LIDÍ	61
B.2.9.	TEPLO OD STROJŮ A TECHNOLOGICKÉHO VYBAVENÍ	62
B.2.10.	REZERVA	63
B.2.11.	CHLADICÍ VÝKON	64
B.3.	VOLBA ODPAŘOVACÍ TEPLoty, VHDNÉHO CHLADIVA A CHLADICÍHO OKRUHU	65
B.3.1.	VOLBA CHLADIVA	65
B.3.1.1.	STANOVENÍ ČETNOSTI KONTROL	66
B.3.2.	CHLADICÍ OKRUH.....	67
B.3.3.	VOLBA ODPAŘOVACÍ A KONDENZAČNÍ TEPLoty.....	71
B.3.3.1.	VOLBA ODPAŘOVACÍ TEPLoty	72
B.3.3.2.	VOLBA KONDENZAČNÍ TEPLoty.....	72
B.4.	NÁVRH ZDROJE CHLADU	73
B.5.	NÁVRH VÝMĚNÍKŮ	76
B.5.1.	NÁVRH VÝPARNÍKŮ	76
B.5.2.	NÁVRH KONDENZÁTORŮ	77
B.5.2.1.	ÚTLUM HLUKU	79
B.6.	DIMENZO VÁNÍ A HYDRAULICKÉ POSOUZENÍ POTRUBÍ	81
B.6.1.	TYPY POTRUBÍ PŘÍMÉHO CHLAZENÍ.....	81
B.6.2.	DIMENZO VÁNÍ POTRUBÍ	82
B.6.3.	HYDRAULICKÝ VÝPOČET	84
B.6.4.	HYDRAULICKÉ POSOUZENÍ.....	91
B.7.	NÁVRH ČERPADEL, ZABEZPEČOVACÍHO ZAŘÍZENÍ A POTŘEBNÝCH PRVKŮ	94
B.7.1.	NÁVRH ČERPADEL	94

B.7.2.	NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO ZAŘÍZENÍ.....	94
B.7.2.1.	NÁVRH POJISTNÝCH VENTILŮ	94
B.7.2.2.	NÁVRH PRESOSTATŮ.....	94
B.7.2.3.	NÁVRH ELEKTRONICKÉHO JIŠTĚNÍ MAZÁNÍ	95
B.7.3.	NÁVRH POTŘEBNÝCH PRVKŮ	95
B.7.3.1.	NÁVRH ELEKTROMAGNETICKÝCH VENTILŮ.....	95
B.7.3.2.	NÁVRH FILTRŮ.....	97
B.7.3.3.	NÁVRH SBĚRAČŮ CHLADIVA.....	99
B.7.3.4.	NÁVRH OLEJE	101
B.7.3.5.	NÁVRH ODLUČOVAČŮ OLEJE	101
B.7.3.6.	NÁVRH SBĚRAČŮ OLEJE.....	102
B.7.3.7.	NÁVRH TERMOSTATNICKÝCH EXPANZNÍCH VENTILŮ	102
B.7.3.8.	NÁVRH PRŮHLEDÍTEK.....	104
B.7.3.9.	NÁVRH KULOVÝCH KOHOUTŮ.....	105
B.7.3.10.	NÁVRH IZOLACÍ	105
B.7.4.	KOTVENÍ POTRUBÍ.....	110
B.8.	NÁVRH SYSTÉMU ŘÍZENÍ MAR	114
B.8.1.	NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO MaR	114
B.8.1.1.	NÁVRH FREKVENČNÍCH MĚNIČŮ.....	114
B.8.1.2.	NÁVRH REGULÁTORŮ TEPLoty.....	115
B.8.2.	REGULACE VÝKONU ZDROJE CHLADU	115
B.8.3.	REGULACE VÝKONU VÝPARNÍKU	116
B.8.4.	ODTÁVÁNÍ VÝPARNÍKU	116
B.8.5.	REGULACE VÝKONU KONDENZÁTORU	116
B.8.6.	MĚŘENÍ TLAKŮ	116
B.8.7.	MĚŘENÍ HLADINY OLEJE	116
C.	PROJEKT	118
C.1.	TECHNICKÁ ZPRÁVA	118
C.1.1.	ÚVOD.....	118
C.1.1.1.	ROZSAH PROJEKTOVÉ DOKUMENTACE	118
C.1.1.2.	POUŽITÉ PODKLADY PRO ZPRACOVÁNÍ.....	118
C.1.1.3.	VÝPOČTOVÉ HODNOTY	119
C.1.1.4.	KONCEPCE CHLAZENÍ	119
C.1.1.5.	CHLADICÍ VÝKONY V CHLAZENÝCH MÍSTNOSTECH	120
C.1.1.6.	PRŮTOKY A PARAMETRY VZDUCHU PRO VZDUCHOTECHNIKU.....	120
C.1.1.7.	PARAMETRY CHLADIVA	120
C.1.1.8.	VĚTRÁNÍ STROJOVNY CHLAZENÍ.....	120
C.1.2.	KONCEPCE CHLAZENÍ.....	121
C.1.2.1.	VÝPARNÍKY	121
C.1.2.2.	KONDENZÁTORY.....	122
C.1.2.3.	PARAMETRY CHLADICÍCH OKRUHŮ.....	122
C.1.2.4.	ZDROJ CHLADU.....	122
C.1.2.5.	ZABEZPEČOVACÍ ZAŘÍZENÍ.....	124
C.1.2.6.	POTRUBNÍ ROZVODY.....	124
C.1.2.7.	ZKOUŠKA TĚSNOSTI.....	125
C.1.2.8.	TEPELNÉ IZOLACE	126
C.1.3.	MĚŘENÍ A REGULACE	126
C.1.3.1.	OBECNÉ PODMÍNKY	126
C.1.3.2.	REGULACE VÝKONU ZDROJE CHLADU	126

C.1.3.3.	REGULACE VÝKONU VÝPARNÍKU	127
C.1.3.4.	ODTÁVÁNÍ VÝPARNÍKU	127
C.1.3.5.	REGULACE VÝKONU KONDENZÁTORU	127
C.1.3.6.	MĚŘENÍ TLAKŮ	127
C.1.3.7.	MĚŘENÍ HLADINY OLEJE	128
C.1.4.	ZAŘÍZENÍ A ARMATURY	128
C.1.5.	BEZPEČNOST PRÁCE	128
C.1.6.	VŠEOBECNÉ POŽADAVKY.....	128
C.1.7.	POŽADAVKY NA OSTATNÍ PROFESE.....	128
C.1.7.1.	ELEKTROINSTALACE.....	128
C.1.7.2.	STAVEBNÍ PRÁCE	129
C.1.7.3.	ZDRAVOTNĚ TECHNICKÉ INSTALACE	129
C.1.7.4.	VZDUCHOTECHNIKA.....	129
C.1.7.5.	MaR	129
C.1.8.	UVEDENÍ DO PROVOZU	129
C.1.9.	LIKVIDACE A RECYKLACE CHLADIVA	129
ZÁVĚR	130	
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	131	
SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ	134	
SEZNAM VÝPOČTŮ, OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ	136	
SEZNAM PŘÍLOH	140	
P1. STUDIE OHŘEVU TV ODPADNÍM TEPEM	141	
P2. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA.....	148	
P3. VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE	150	
P4. NÁVRH KOMPRESORŮ A SBĚRAČŮ CHLADIVA.....	158	
P5. NÁVRH VÝPARNÍKŮ	163	
P6. NÁVRH KONDENZÁTORŮ.....	177	
P7. NÁVRH POTŘEBNÝCH PRVKŮ	183	

ÚVOD

Tato práce se zabývá návrhem systému chlazení pro potravinářský provoz. Chlazení potravinářských provozů je činnost, která má za úkol udržovat vnitřní teplotu na úrovni danou hygienickými předpisy, případně technologickými postupy. Tyto teploty se liší dle druhu zpracovávaného zboží.

Textová část práce je zaměřena na přiblížení problematiky a seznámení se s různými možnostmi přímého chlazení.

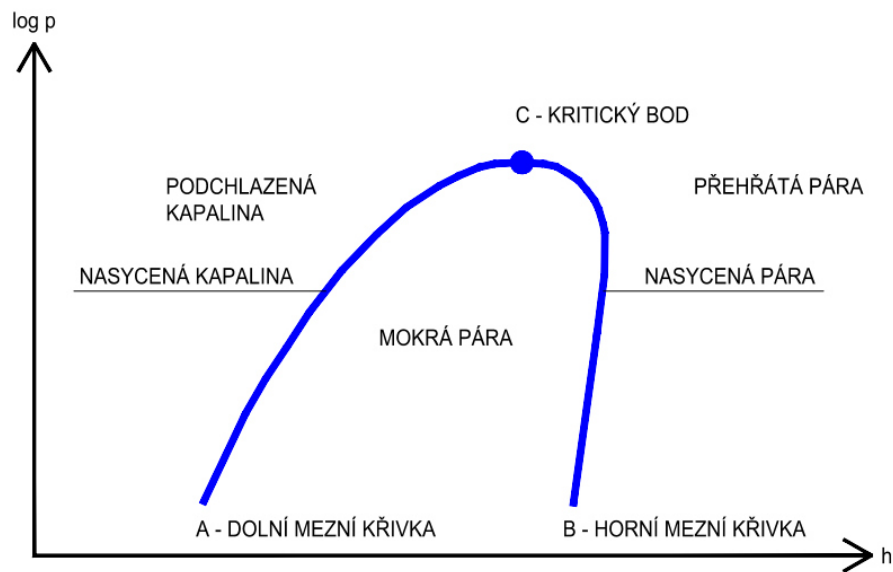
V části výpočtové a projektové je řešen návrh systému chlazení objektu na zpracování drůbeže.

TEORETICKÁ ČÁST

A. TEORETICKÁ ČÁST

A.1. CHLADICÍ CYKLUS

Účelem chladicího systému je přenos tepla mezi ochlazovaným prostorem a jeho okolím. Teplo je do systému přijímáno při teplotě nižší, než je teplota ochlazovaného prostoru a odnímáno při teplotě vyšší než je teplota okolí.



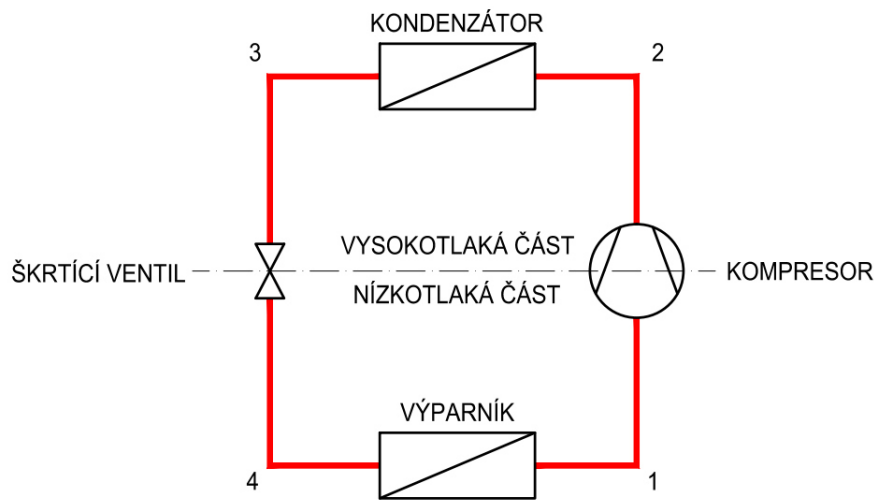
Obrázek 1 - log p-h diagram

Obrázek 1 ukazuje různé termodynamické stavy chladiva. Oblast C-A vlevo nad křivkou nasycení je oblast, kde chladivo je podchlazená kapalina, to znamená, že teplota chladiva je nižší než teplota nasycení při konstantním tlaku. Oblast C-B vpravo nad křivkou nasycení je oblast, kde chladivo je přehřátá pára to znamená, že chladivo má vyšší teplotu než je teplota nasycení při konstantním tlaku. Oblast pod křivkou nasycení A-C-B představuje podmínky, za nichž chladivo může změnit své skupenství z kapalného na plynné nebo naopak. Na vrcholu křivky nasycení se nachází kritický bod C. Praktický význam kritického bodu C je, že při teplotách vyšších, než je tato kritická teplota, chladivo nemůže kondenzovat, bez ohledu na to, jak je tlak vysoký. Z tohoto důvodu kompresní chladicí systémy obvykle pracují při teplotách podkritických.

Chlazení je založeno na skutečnosti, že kapalina se odpařuje při jakékoliv požadované teplotě změnou tlaku kolem kapaliny. Například, voda při normálním atmosférickém tlaku 1,0 MPa vře při 100°C. Stejná voda v uzavřené nádobě při tlaku 4,6 MPa nevře, dokud její teplota nedosáhne 149°C. Kapaliny s teplotou varu při nízkých teplotách, jsou nejvíce žádoucí média pro odvádění tepla. Velké množství kapalin používaných jako chladiva v chladicích systémech mají bod varu pod -18°C při běžném atmosférickém tlaku. Příkladem je amoniak, který vře při -33°C. S amoniakem může být dosaženo chlazení bez jakéhokoliv zařízení. Například, nalijeme-li kapalným amoniakem do otevřené nádoby obklopené běžným prostředím o atmosférickém tlaku, pak začne amoniak okamžitě vřít. Nastane tok tepla z okolního vzduchu přes stěny nádoby k amoniaku. Vlhkost ze vzduchu kondenzuje a zamrzne na vnější straně nádoby.

Chladivo musí být do výparníku dodáno jako kapalina, jelikož kapalina při odpařování odebírá teplo z okolí. Vzhledem k této skutečnosti chladivo opouští výparník jako pára. Následně musí chladivo zkondenzovat v kondenzátoru, aby mohlo být znovu použito. Teplota okolního prostředí při kondenzaci musí být nižší, než je kondenzační teplota chladiva. Vzhledem k této skutečnosti musí být teplota chladiva vždy vyšší než teplota varu chladiva ve výparníku. Pro kondenzaci chladiva musí být tlak zvýšen až k bodu, kdy je jeho kondenzační teplota vyšší než teplota okolí. Pro tento účel je zapotřebí kompresor.

Pro zachování rozdílu tlaku mezi kondenzátorem a výparníkem způsobeného kompresorem je v cyklu zapotřebí expanzní ventil. Expanzní ventil odděluje vysokotlakou a nízkotlakou část. Ventil je vždy nastaven tak, že rychlost, se kterou tekutina prochází skrz něj, je stejná jako rychlost odpařování. Nejjednodušší expanzní ventil může být například kapilára. Kapilára je úzká trubička používána například v chladničkách. Základní chladicí systém se proto skládá z výparníku, kompresoru, kondenzátoru a expanzního ventilu.



Obrázek 2 – Schéma základního cyklu

A.1.1. ZÁKLADNÍ CLAUSIUS - RANKINŮV CYKLUS

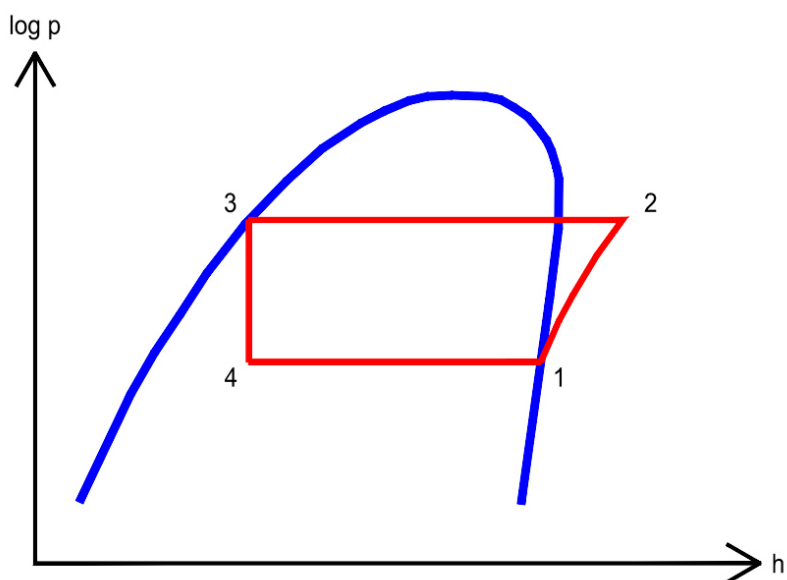
Chladivo vře ve výparníku při konstantním tlaku a tomu odpovídající teplotě. Chladivo přijímá teplo z ochlazované místnosti. Po vypaření chladivo směřuje do kompresoru. V kompresoru se zvýší tlak odpařeného chladiva až k bodu, ve kterém může chladivo znovu zkondenzovat. Kompresor nasává páry chladiva a to vytváří nízký tlak ve výparníku, díky čemuž se teplota odpařování udrží pod teplotou okolí. Vstupující práce pro tento proces je příkon kompresoru. Poté, co proběhne komprese, přehřátá pára vstupuje do kondenzátoru a chladivo zkondenzuje při konstantním tlaku a tomu odpovídající teplotě. Latentní teplo se přenáší stěnami kondenzátoru. Následuje expanzní ventil, který má funkci zachovávat tlakový rozdíl.

PŘEDPOKLADY ZÁKLADNÍHO CYKLU:

- Žádné podchlazení kapaliny nebo přehřátí plynu
- Ideální komprese, to znamená adiabatický děj při konstantní entropii
- Žádný pokles kondenzačního a odpařovacího tlaku

Základní cyklus může být rozdělen do čtyř částí popsaných níže. Čísla se vztahují k číslům na obrázku 4.

- Komprese při konstantní entropii (bod 1 až 2)
- Kondenzace při konstantním tlaku (bod 2 až 3)
- Izoentapické škrčení (bod 3 až 4)
- Odpařování při konstantním tlaku (bod 4 až 1)

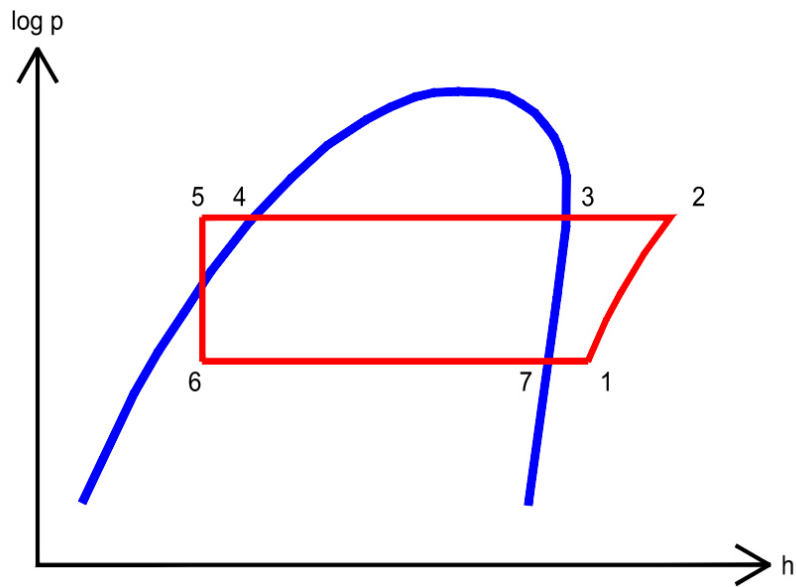


Obrázek 3 – Základní chladicí cyklus

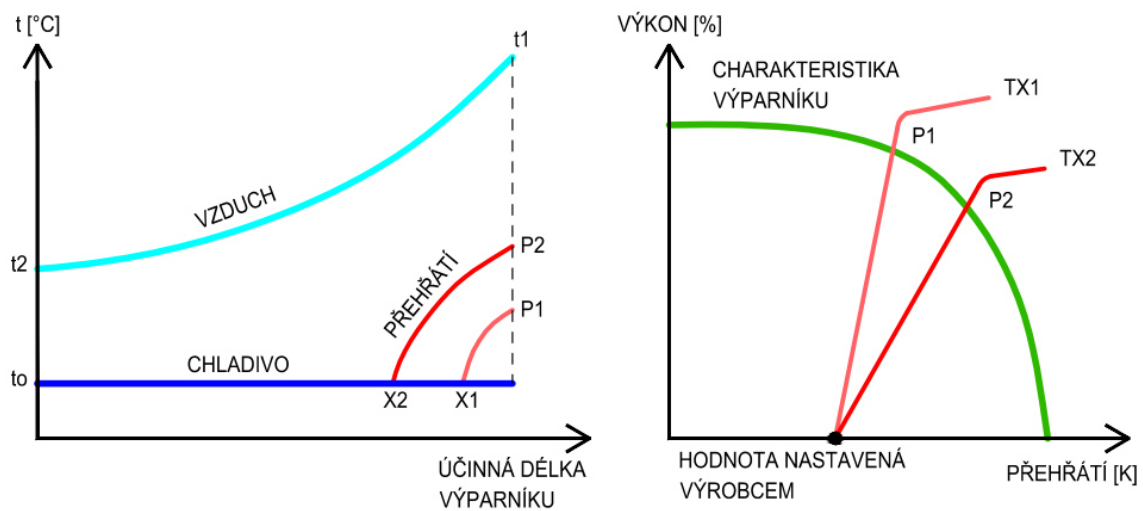
A.1.2. KOMPLEXNÍ CLAUSIUS - RANKINŮV CYKLUS

A.1.2.1. PŘEHŘÁTÍ CHLADIVA

V základním cyklu se předpokládalo, že suchý a nasycený plyn vstupuje do kompresoru. Ve skutečnosti je plyn přehřátý, jak je znázorněno na obrázku 4. Přehřátí je rozdíl mezi teplotami v bodech 7 až 1 a je vytvořeno na konci výparníku. Úroveň přehřátí by měla být co nejmenší, aby se minimalizoval příkon kompresoru a potřebná teplosměnná plocha výparníku, jelikož se zvyšujícím se přehřátím klesá výkon výparníku. Typický průběh výkonu výparníku v závislosti na přehřátí viz obrázek 6. Při volbě odpařovací teploty si také musíme dát pozor, aby přehřátí nebylo větší jak teplota v ochlazované místnosti proto P_2, P_1 musí být menší jak t_1 na obrázku 5.



Obrázek 4 – Komplexní chladicí cyklus



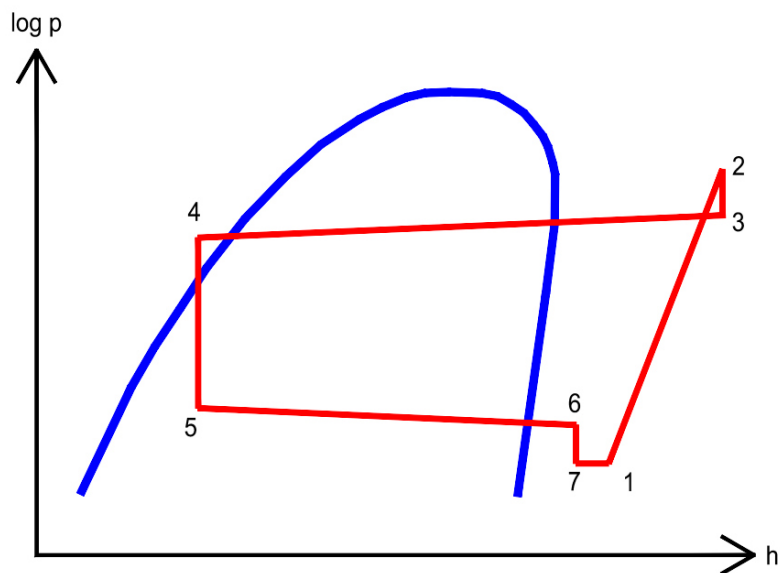
Obrázek 5 - Přehřátí chladiva

A.1.2.2. PODCHLAZENÍ CHLADIVA

V základním cyklu kapalina opouští kondenzátor při konstantním tlaku. Ovšem ve skutečnosti dojde k poklesu tlaku v potrubí, filtrech a dalších prvcích okruhu. Tato ztráta je oproti ztrátě expanzním ventilem zanedbatelná, ale stále způsobuje odpařování malé části kapaliny. Zkondenzovaná kapalina je proto podchlazena na teplotu nižší než je teplota nasycení kapaliny. Podchlazení je rozdíl mezi teplotami v bodech 4 až 5 na obrázku 4.

A.1.3. SKUTEČNÝ CHLADICÍ CYKLUS

Ve skutečných chladicích cyklech dochází vlivem tlakových ztrát k poklesu tlaků ve výparníku, kondenzátoru a potrubí. Poklesy tlaků jsou znázorněny na obrázku 6. Pokles tlaku ve výparníku je znázorněn mezi body 6 až 5. Pokles tlaku v kondenzátoru je znázorněn mezi body 3 až 4. Pokles tlaku v sacím potrubí je znázorněn mezi body 6 až 7 a pokles tlaků ve výtlačném potrubí mezi body 2 až 3. Tlakové ztráty v chladicím cyklu mají za následek nutnost vyššího příkonu kompresorů. Bod 7 až 1 znázorňuje přehřátí ve vinutí motoru.



Obrázek 6 – Skutečný chladicí cyklus

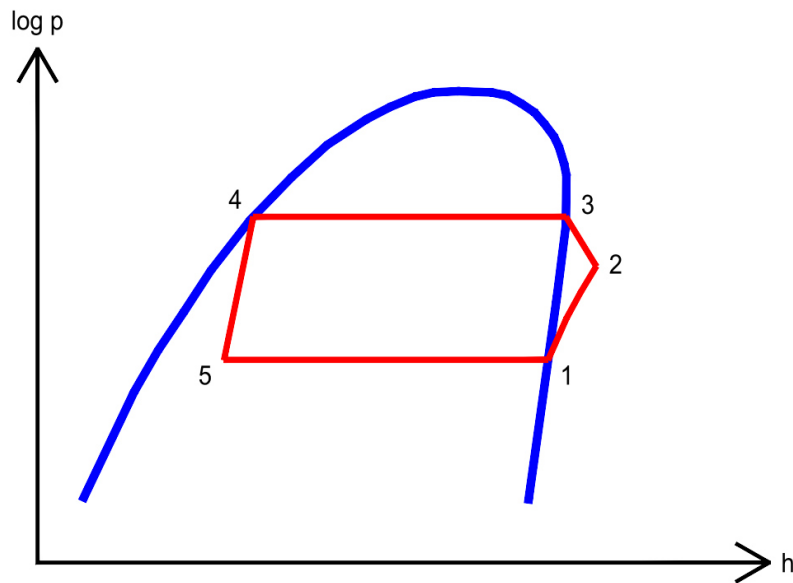
A.1.4. OBRÁCENÝ CARNOTŮV CYKLUS

Nevyhnutelnou podmínkou Carnotova cyklu je, že všechny probíhající děje jsou vratné. Z tohoto důvodu má Carnotův cyklus nejvyšší možnou termickou účinnost, a proto slouží k porovnání jiných cyklů chladicích zařízení a teplených čerpadel.

Obrácený Carnotův cyklus může být rozdělen do pěti částí popsaných níže. Čísla se vztahují k číslům na obrázku 7.

- Izoentropická komprese (bod 1 až 2)
- Izotermická komprese (bod 2 až 3)

- Izotermická komprese (bod 3 až 4)
- Izoentropická expanze (bod 4 až 5)
- Izotermická expanze (bod 5 až 1)



Obrázek 7 – Obrácený Carnotův cyklus

A.2. CHLADIVA

Chladivo je chemická látka nebo směs látek, která cirkuluje v hermeticky uzavřeném chladicím okruhu. V tomto okruhu chladivo podléhá fázové přeměně z plynu na kapalinu a zpět. Hlavním úkolem chladiva je přenos tepelné energie. Ve výparné části okruhu přijme tepelnou energii z chlazeného prostoru, zahřeje se a přejde do plynné fáze. Naopak v kondenzační části okruhu tepelnou energii odevzdá a následně zkondenzuje a přejde do kapalné fáze. Chemických látek nebo různých chemických směsí použitelných jako chladivo je celá řada, avšak ne vždy mají tyto látky takové vlastnosti, aby se mohly bez problému používat v technické praxi. Důležitým faktorem kvality chladicího zařízení je volba vhodného chladiva.

A.2.1. OBECNÉ PARAMETRY PRO VOLBU CHLADIVA:

- termomechanické vlastnosti – vhodné teploty varu dle tlaku
- fyzikální vlastnosti – hořlavost, výbušnost, stálost, rozpustnost

- chemické vlastnosti – čistota, stabilita, korozní a erozní účinky
- fyziologické působení na lidský organismus – zápach, otrava, leptání
- ekologické požadavky – globální oteplování a rozklad ozónové vrstvy
- komerční požadavky – přístupná cena a dostupnost

A.2.2. ROZDĚLENÍ CHLADIV

PLNĚ HALOGENOVANÉ CHLORFLUORUHLOVDÍKY (CFC)

Plně halogenované sloučeniny uhlíku obsahující chlor a fluor, které nejvíce poškozují ozonovou vrstvu (tvrdé freony), jejich představitelem je například R11, R12.

ČÁSTEČNĚ HALOGENOVANÉ CHLORFLUORUHLOVDÍKY (HCFC)

Částečně chlorfluorované uhlovodíky obsahující chlor a fluor. Mají omezený vliv na poškozování ozonové vrstvy (měkké freony), jejich představitelem je například R22.

ČÁSTEČNĚ HLOGENOVANÉ HYDROFLUORVDÍKY (HFC)

Částečně fluorované uhlovodíky neobsahující chlor. Tato chladiva nepoškozují ozonovou vrstvu. (ODP=0). Jejich představitelem je například R134a.

PŘÍRODNÍ UHLOVDÍKY A JEJICH SMĚSI (HC)

Přírodní uhlovodíky a jejich směsi jsou zcela bez halogenidů, nevýhodou těchto chladiv je hořlavost. Představiteli této skupiny jsou například čpavek a propan.

A.2.3. SMĚS CHLADIV

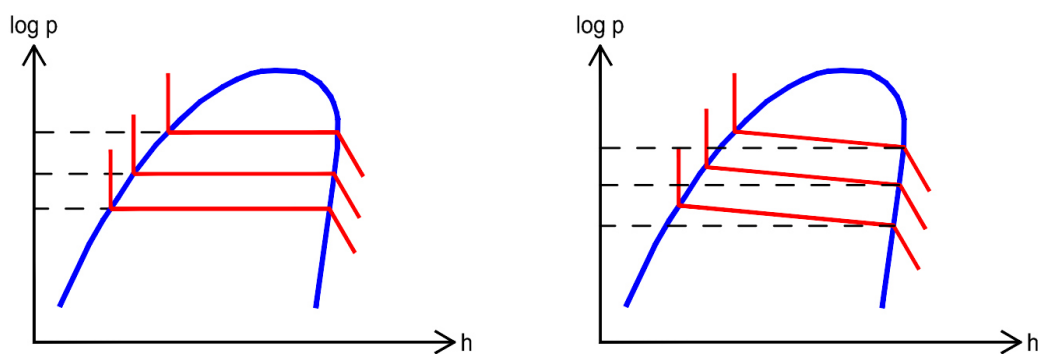
Chladiva, která vycházejí z uhlovodíků a zároveň jsou chemicky čistá, se označují jako jednosložková. Dále se v dnešní době používají směsi, které se skládají z čistých jednosložkových chladiv. Za rozvojem směsí chladiv stojí to, že různým procentuálním poměrem složek vznikne chladivo, které má vlastnosti plně pokrývající požadavky dané rozsahem použití.

AZEOTROPNÍ SMĚS

Azeotropní směsi se chovají jako čisté kapaliny. Během změny skupenství se složení páry a kapaliny nemění, mohou být jednosložková nebo vícesložková (azeotropní chladivo: R22, R290, azeotropní směs: R502 či R507).[2]

ZEOTROPNÍ SMĚS

Zeotropní směsi jsou obvykle tvořeny z 2 až 4 druhů chladiv, proměnné složení způsobuje během změny skupenství nestejněměrné vypařování složek chladiva. U zeotropních chladiv se udává tzv. teplotní skluz (rozdíl ve vypařovacích teplotách jednotlivých složek chladiva při konstantním tlaku). Teplota během vypařování mírně vzrůstá, při kondenzaci mírně klesá, viz obrázek 8. Pokud je rozdíl teplot nasycených par složek velmi malý, nazývají se blíže azeotropními (zeotropní chladivo: R407a, zatímco R404a je směs blíže azeotropní).[2]



Obrázek 8 - Průběh chování azeotropních chladiv a zeotropních chladiv

A.2.4. EKOLOGICKÉ UKAZATELE HODNOCENÍ CHLADIV

ODP (OZON DEPLETION POTENTIAL)

Potenciál rozkladu ozonu. Charakterizuje vliv dané chemické látky v atmosféře na ozonovou vrstvu Země. Udává kolik kg R11 (CFC-11) je ekvivalentní 1kg dané chemické látky (chladiva). Referenční látkou je tedy R11. Rozměr ODP je kg R11/kg posuzovaného chladiva. Např. pro R11 je ODP=1. Číslo ODP charakterizuje možný vliv (potenciál). Koeficient ODP se uplatní pouze v případě, unikne-li chladivo do atmosféry. Prvořadou důležitostí mají tedy opatření proti netěsnostem a vypouštění chladiva do ovzduší.[1]

GWP (GLOBAL WARMING POTENTIAL)

Potenciál celkového oteplení Země (skleníkový efekt). Charakterizuje možný vliv v případě, že chladivo unikne do atmosféry. GWP číslo udává poměrný oteplovací účinek daného chladiva na atmosféru Země v porovnání s účinkem čistého CO₂, GWP CO₂=1. Parametr GWP není nejvhodnějším parametrem pro posuzování vlivu celého chladicího systému na globální ohřev Země. Hlavním důvodem je, že větší část globálního ohřevu souvisí s uvolňováním CO₂ při výrobě elektrické energie potřebné pro provoz chladicího systému.[1]

TEWI (TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT)

Celkový ekvivalentní oteplovací účinek udávaný v kg CO₂. Užívá se pro hodnocení vlivu chladiva v určitém konkrétním chladicím systému na životní prostředí, za celou dobu životnosti zařízení.[1]

A.2.5. FINANČNÍ NÁKLADY

Správný výběr chladiva má vliv na provozní a pořizovací náklady.

POŘIZOVACÍ NÁKLADY

Se zpřísnující se legislativou se předpokládá zvyšování cen chladiv s vysokou hladinou GWP.

Typ		Cena Kč/1 Kg při odběru	
		do 50 kg	51-100 kg
Solkane	R134a	120	115
Solkane	R404A	135	130
Solkane	R507	145	140
Solkane	R407C	145	140
Solkane	R410A	145	140
Solkane	R23	940	910
Solkane	R407A	255	240
Solkane	R407F	295	275

Tabulka 1 - Cena chladiv za 1kg pro leden 2015[3]

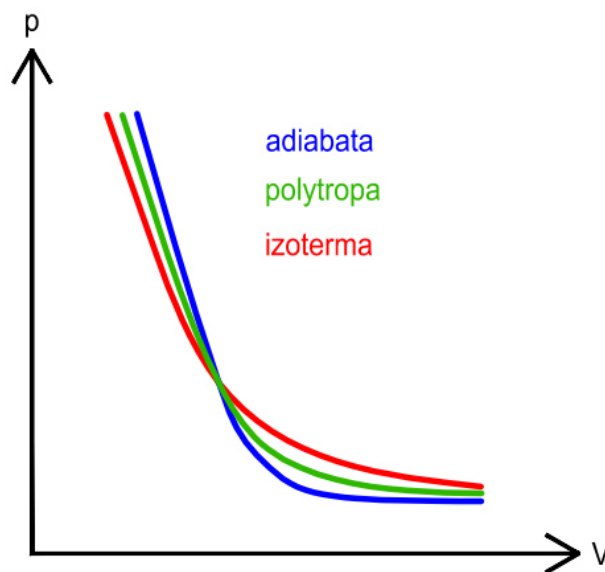
PROVOZNÍ NÁKLADY

Rozdílné termodynamické vlastnosti jednotlivých chladiv, vedou k výrazným rozdílům ve spotřebě energie. Porovnání termodynamických dokonalostí chladiv viz graf 1.

A.3. KOMPRESORY

Kompresory slouží ke stlačování plynů. Kompresor nasává přehřáté páry chladiva z výparníku při odpařovacím tlaku a stlačuje na kondenzační tlak.

Práce, kterou kompresor vykonává, probíhá při adiabatickém ději. Za adiabatický děj lze například považovat ty děje, které probíhají natolik rychle, že se nestíhá vyrovnávat teplota plynu s teplotou okolí. Např. únik plynu z bombičky na sifonovou láhev nebo plnění zapalovače z bombičky.



Obrázek 9 – Adiabata, polytropa a izoterma

Adiabata je graf vyjadřující závislost tlaku ideálního plynu stálé hmotnosti, jako funkci jeho objemu. Adiabata klesá vždy strměji než izoterma. Při adiabatickém ději se nemění entropie, to znamená, že se nemění pravděpodobnost možných stavů daného systému. Děje, při nichž se nemění entropie, bývají označovány jako izoentropické.

Reálné děje nejsou ani přesně izotermické, ani přesně adiabatické, ale probíhají někde mezi těmito hraničními případy. Takové děje se nazývají polytropické.[4]

Základní požadavky kompresoru jsou schopnost práce v požadovaném rozsahu tlaků a teplot, provozní spolehlivost, dlouhodobá životnost, minimální údržba a nízká hlučnost, případně schopnost regulovat výkon.

Podle způsobu dosažení komprese				
Kompresory objemové			Kompresory rychlostní	
S vratným pohybem pístu	S rotačním pohybem pístu		Lopátkové	Proudové
	Jednorotorové	Dvourotorové		
Membránový	Křídlové	Zubové	Radiální	Turbokompresory
Pístový	Kapalinokružné	Šroubové	Axiální	
	Spirálové			

Dle provedení	Dle velikosti	Dle zapojení	Dle zdroje energie
Oddělené	Malé	Samostatný kompresor	Elektrický motor
Polohermetické	Střední	Paralelní zapojení	Spalovací motor (zemní plyn, bioplyn, LPG)
Hermetické	Velké		

Dle počtu stupňů pro dosažení komprese	Dle způsobu chlazení
jednostupňové	Bez přídavného chlazení
Dvoustupňové	S přídavným chlazením
Třístupňové	
Vícestupňové	

Tabulka 2 – Rozdělení kompresorů

A.3.1. ROZDĚLENÍ DLE ZPŮSOBU DOSAŽENÍ KOMPRESY

OBJEMOVÉ KOMPRESORY

U objemových kompresorů dochází ke zvýšení tlakové energie zmenšením pracovního prostoru ve válci, v němž je plyn uzavřen. Ke změně objemu tohoto prostoru se dosahuje

u pístových kompresorů přímočarým vratným pohybem pístu nebo u membránových kompresorů prohýbáním pružné membrány. [5]

RYCHLOSTNÍ (DYNAMICKÉ) KOMPRESORY

U rychlostních kompresorů, které se dělí na lopátkové a proudové, je pracovní prostor neměnný. U těchto kompresorů je tlaková pracovní látka získávána energetickou přeměnou na lopátkách a v difuzoru stroje. Nejprve se zvyšuje kinetická energie, která se mění v tlakovou energii pracovní látky. [5]

A.3.2. ROZDĚLENÍ DLE PROVEDENÍ

ODDĚLENÉ KOMPRESORY

Pohon (motor) je oddělen od kompresoru převodem. Hřídel vycházející z kompresorové skříně je těsněna ucpávkou. Používají se u velkých zařízení, tepelné ztráty motoru se nepodílí na tepelné bilanci oběhu. [5]

POLOHERMETICKÉ KOMPRESORY

Kompresor společně s motorem je uzavřen v neprodyšném plášti, avšak ventily jsou přes neprodyšná, ale demontovatelná víka přístupné. Kompresor je možno opravovat. [5]

HERMETICKÉ KOMPRESORY

Pohonný motor a vlastní kompresor uložen v jedné tlakové nádobě, hermeticky uzavřené vůči únikům chladiva, ztráty elektromotoru se podílí na tepelné bilanci oběhu, kompresory se neopravují. [5]

A.3.3. ROZDĚLENÍ DLE ZAPOJENÍ

PARALELNÍ

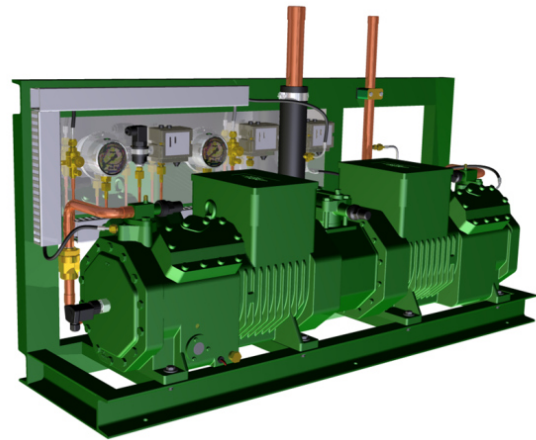
Paralelního zapojení se využívá u sdružených jednotek nebo tandemově zapojených kompresorů.

Sdružené jednotky jsou kompresory, které jsou paralelně spojeny. Toto spojení se využívá pro regulaci chladicího výkonu dle aktuálních potřeb chladu. Vhodné je uspořádání 2-5 kompresorů stejného typu. Další velkou výhodou je schopnost dodávky chladu alespoň

v omezeném množství, při výpadku jednoho z kompresorů. Tandemové zapojení je obdoba sdružených jednotek.



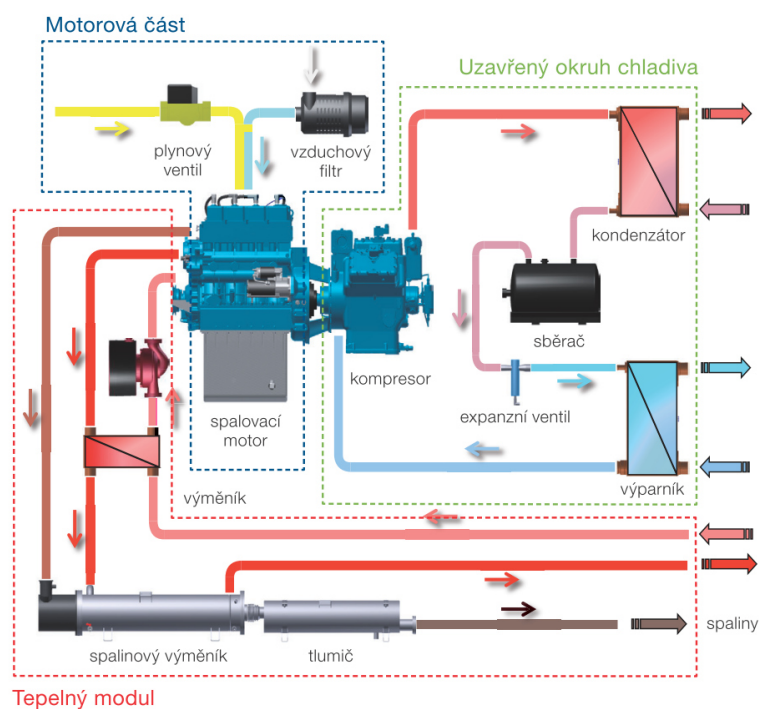
Obrázek 10 - Sdružená jednotka [6]



Obrázek 11 – Tandemové zapojení [6]

A.3.4. ROZDĚLENÍ DLE ZDROJE ENERGIE

Pohonné zařízení kompresorových jednotek bývá nejčastěji poháněno elektrickou energií, ale z důvodu zdražování elektrické energie se stále častěji můžeme setkat s kompresorovými jednotkami, které jsou poháněny spalovacím motorem, nejčastěji spalující zemní plyn nebo bioplyn. U plynového TČ získáme navíc teplo ze spalin a motoru.



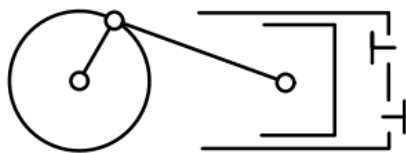
Obrázek 12 – Plynové TČ TEDOM Polo 100 [7]

A.3.5. ROZDĚLENÍ DLE POČTU STUPŇŮ PRO DOSAŽENÍ KOMPRESY

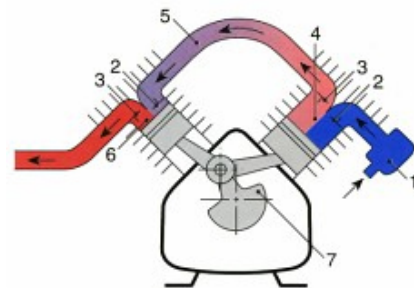
Více stupňové kompresory jsou většinou řešeny jako pístové, ovšem Scroll kompresory a šroubové kompresory v dvoustupňovém provedení nejsou výjimkou.

JEDNOSTUPŇOVÉ KOMPRESORY

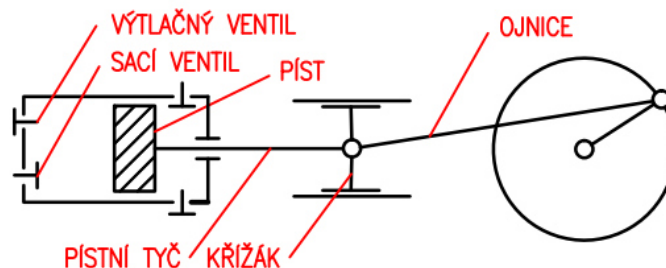
Jednostupňové kompresory se staví převážně jako jednoválcové ale i několika válcové stojaté jednočinné stroje bez křížáku. Víceválcové konstrukce umožní lépe vyvážit setrvačné síly, vysoké otáčky a přímé spojení kompresoru s motorem. K zamezení objemových ztrát u plynových kompresorů je nutná konstrukce s dvojčinným pístem, křížákem a ucpávkou pístní tyče. Pro toto uspořádání jsou typické menší třecí ztráty a dobře utěsněný pracovní prostor. Rovněž se tím dosáhne lepšího vyvážení síly působící na píst od tlaku plynu ve válci, menšího průměru pístu a oddělení mazání válců od mazání klikového mechanismu.[5]



Obrázek 13 – Jednostupňový kompresor s jednočinným pístem



Obrázek 14 – Dvoustupňový kompresor [8]



Obrázek 15 – Jednostupňový kompresor dvojčinným pístem a křížákem

DVOUSTUPŇOVÉ KOMPRESORY

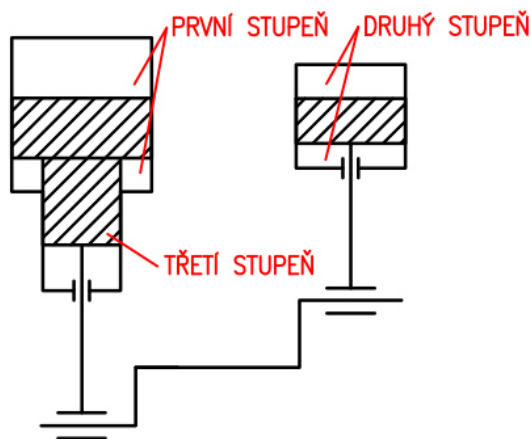
U jednočinných strojů je pro každý stupeň jeden nebo i více válců, válce vyšších stupňů mají při stejném zdvihu postupně menší průměry. U dvojčinných strojů je kromě tohoto

uspořádání obvyklé i odstupňování pístů.

V zobrazeném dvoustupňovém provedení na obrázku 14 se vzduch stlačí v prvním válci (4) na mezitlak (5) a po ochlazení v mezichladiči se v druhém válci (6) stlačí na konečný pracovní tlak. Velikost mezitlaku stanoví konstrukčně pevně vzájemný poměr průměrů válců. Průměr válce druhého stupně je vždy podstatně menší než průměr válce prvního stupně, protože předstlačený vzduch na vstupu do druhého stupně má podstatně menší objem. Na obrázku jsou vyznačené sací ventily (2) a výtlačné ventily (3). [8]

TŘÍSTUPŇOVÉ KOMPRESORY

Pro třístupňové kompresory se používají odstupňované písty, přičemž první stupeň je jednočinný nebo dvojčinný. Stojaté konstrukce jsou i víceválcové. Diferenciální písty jsou ovládány jednoduchým klikovým mechanismem. Mají však velkou hmotnost a větší netěsnost pracovních prostorů jednotlivých stupňů. Vysokotlaké až sedmistupňové stroje se staví převážně jako boxerové. Jejich stavebnicové uspořádání umožní využít dvojčinné písty na nižších stupních.[5]



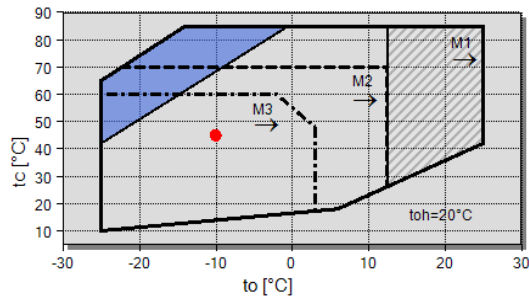
Obrázek 16 – Třístupňový kompresor s odstupňovaným pístem



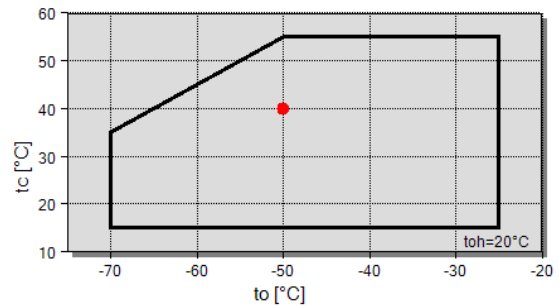
Obrázek 17 – Boxerový kompresor

A.3.6. ROZDĚLENÍ DLE ZPŮSOBU CHLAZENÍ KOMPRESORU

Při volbě kompresoru je třeba dát pozor na hranice použitelnosti. Přípustná odpařovací teplota směrem k nižším hodnotám je omezena kondenzační teplotou a teplotou nasávaných par.



Obrázek 18 - Pracovní prostor jednostupňového kompresoru Bitzer [9]



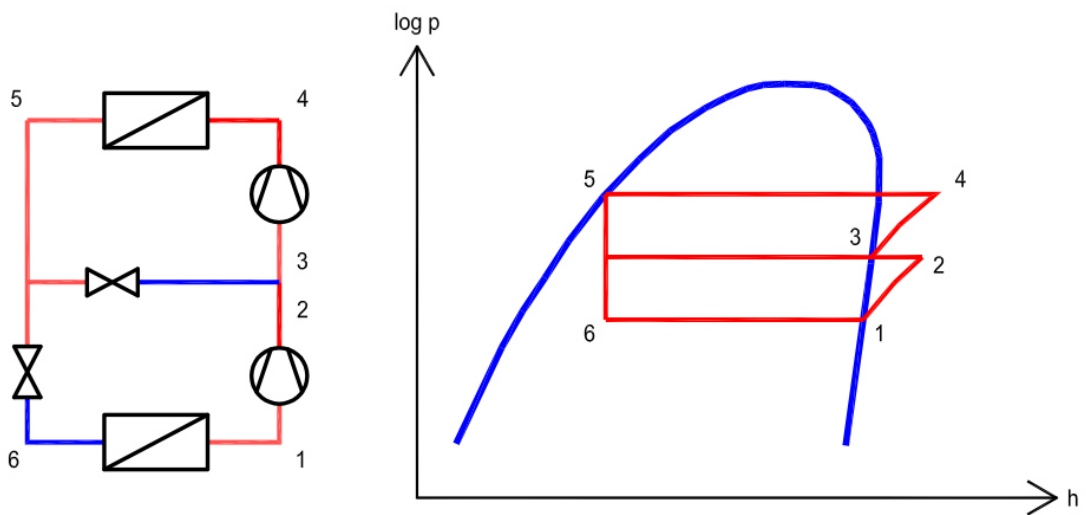
Obrázek 19 - Pracovní prostor dvoustupňového kompresoru Bitzer [9]

S PŘÍDAVNÝM CHLAZENÍM

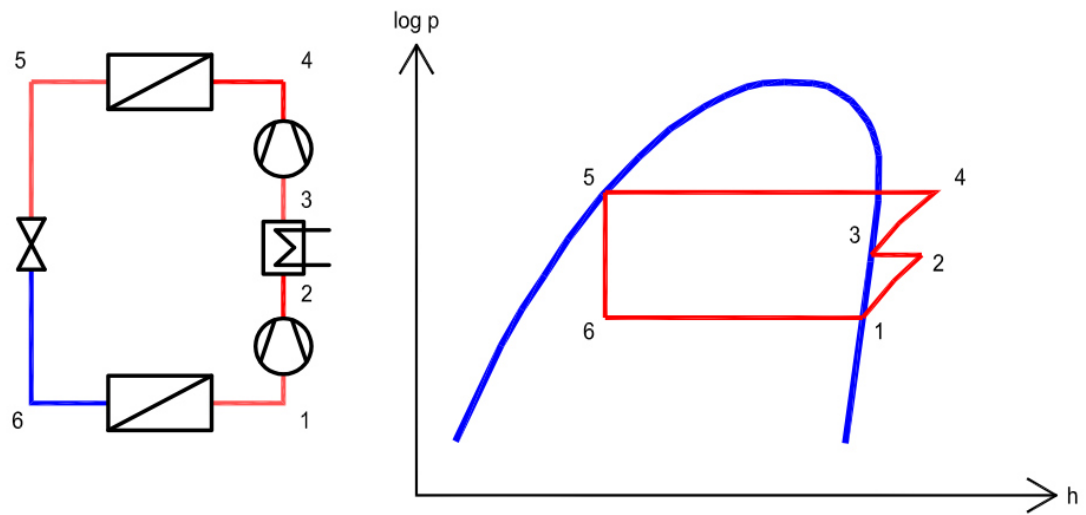
Rozsah použitelnosti kompresorů můžeme rozšířit pomocí přídatného chlazení. Možné rozšíření u jednostupňových kompresorů je modrá oblast na obrázku 19. Přídatným chlazením může být ventilátor ofukující hlavu kompresoru nebo vodní chlazení. Ucpávkové a polohermetické kompresory s přímým sáním (hned do hlavy), jsou také považovány za kompresory s přídatným chlazením.

PŘÍDAVNÉ CHLAZENÍ DVOUSTUPŇOVÝCH KOMPRESORŮ

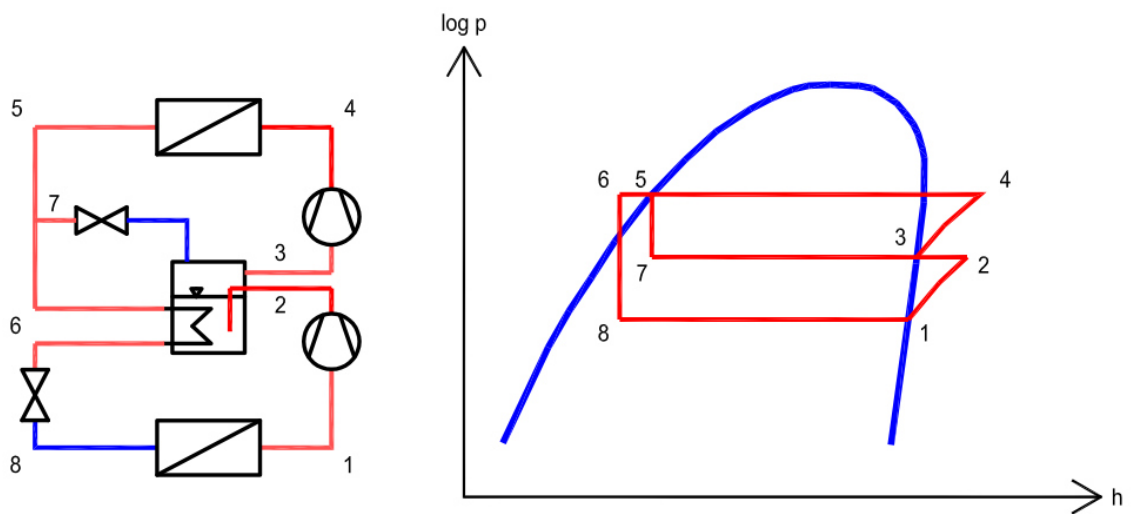
Přídatným chlazením dvoustupňových kompresorů je například vstřikování středotlakého kapalného chladiva mezi kompresní stupně, vložení vodního chladiče mezi kompresní stupně, využití středotlaké nádoby nebo vstřikování středotlakého chladiva mezi kompresní stupně s využitím ekonomizéru.



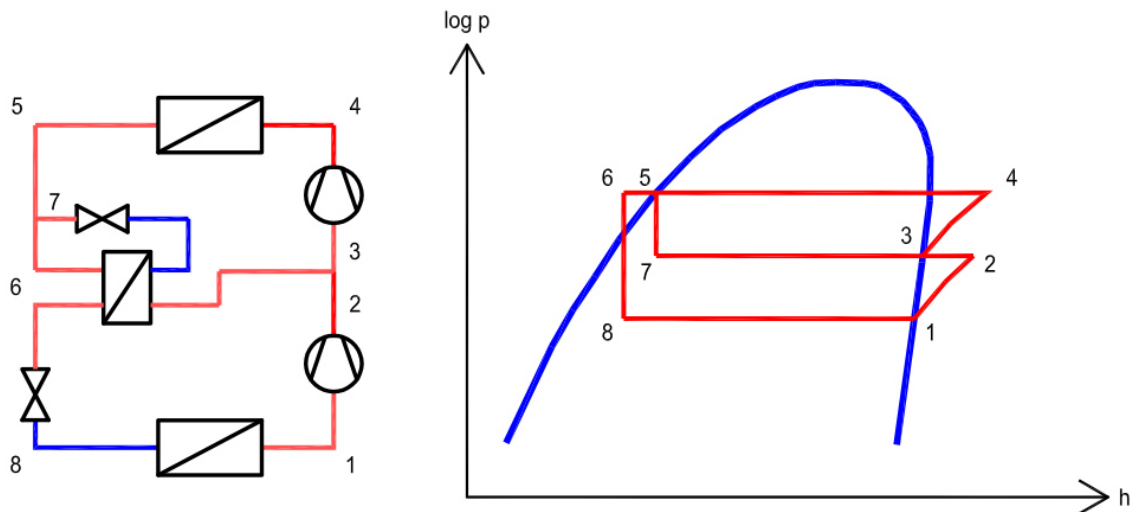
Obrázek 20 – Vstřikování kapalného chladiva



Obrázek 21 – Chladič



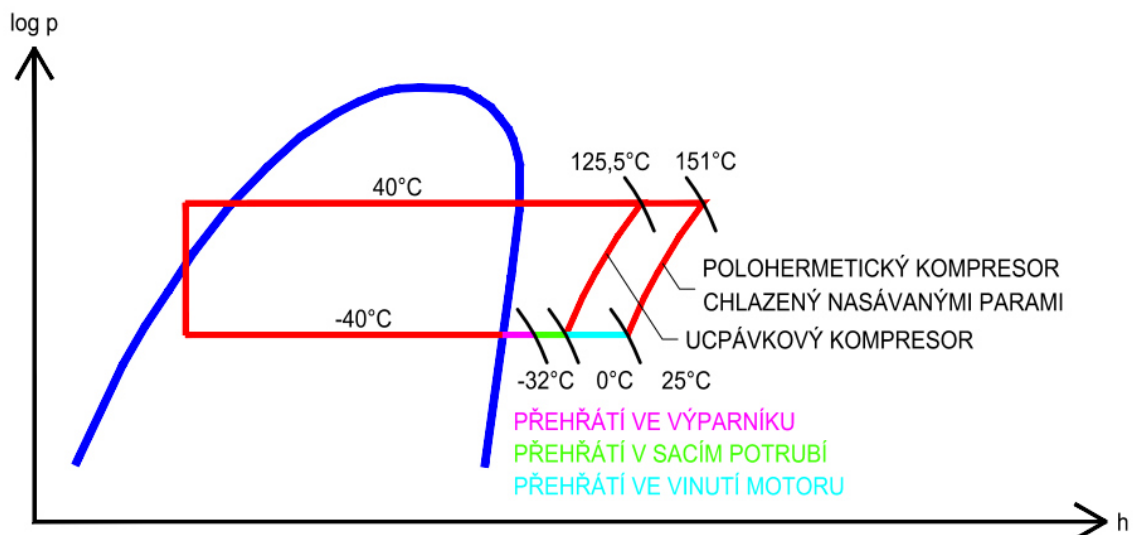
Obrázek 22 – Středotlaká nádoba



Obrázek 23 – Vstřikování chladiva s ekonomizérem

BEZ PŘÍDAVNÉHO CHLAZENÍ

Kompresory bez přídatného chlazení jsou chlazený nasáváním par chladiva, které prochází přes vinutí motoru. Toto chlazení se používá zejména u jednostupňových polohmetických a hermetických kompresorů. Použitelnost těchto kompresorů bývá do $t_o = -25^\circ\text{C}$. Ohřátí nasávaných par motorem pak může být 20 až 40K. Obrázek 24 znázorňuje přehřátí par chladiva u kompresoru s přídatným chlazením a bez přídatného chlazení.



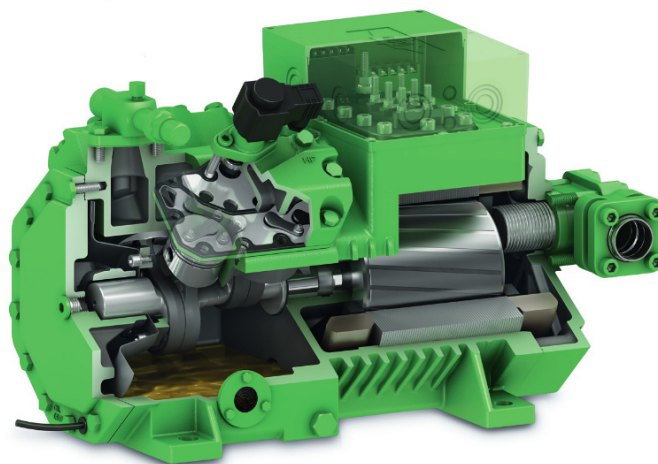
Obrázek 24 – Přehřátí par chladiva u kompresorů

A.3.7. NEJPOUŽÍVANĚJŠÍ TYPY KOMPRESORŮ PRO CHLAZENÍ

PÍSTOVÉ KOMPRESORY

Kompresor se skládá z válce a pístu. Píst se pohybuje ve válci nahoru a dolů, když je píst ve svém nejnižším bodě, přehřátý plyn vstupuje do kompresoru prostřednictvím sacích ventilů. Když se píst pohybuje nahoru, vstupní ventil se uzavře a zvyšuje se tlak plynu, v důsledku sníženého objemu. Stlačený plyn opouští kompresor, když je tlak dostatečně vysoký, aby otevřel výstupní ventil. Píst pohybem dolů nasává nový objem plynu.

Výhodou pístových kompresorů je poměrně jednoduchý pracovní princip. Hlavní součástí kompresoru je kruhový válec s vhodným pístem. Tato dvojice může být vyrobena poměrně snadno s dobrou přesností. Nevýhodou pístových kompresorů je, že mají mnoho pohyblivých částí a proto je téměř nemožné, aby se zabránilo vibracím. Další nevýhodou je tzv. škodlivý prostor. Když je píst v horní poloze, tak je část stlačeného plynu zachycena v prostoru mezi horní částí pístu a válce. Toto se podílí na nižší objemové účinnosti, která je definována jako poměrem mezi dodaným a nasátým objemem.



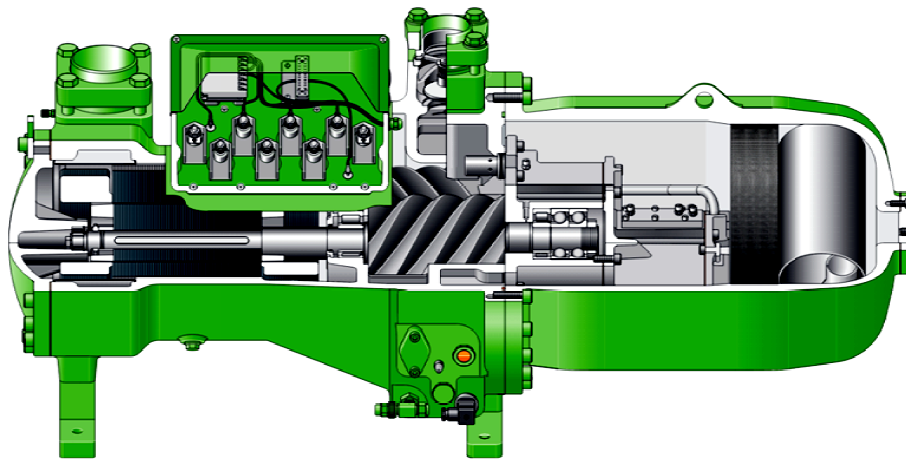
Obrázek 25 - Pístový kompresor [9]

ŠROUBOVÉ KOMPRESORY

Šroubový kompresor se skládá ze dvou rotorů se vzájemně se doplňujícími profily. Profily rotoru jsou navrženy tak, aby mezi nimi byla snížena hlučnost, a to nepřetržitě od vstupu až do výstupu z kompresoru. Na rozdíl od pístových kompresorů šroubové kompresory nemají škodlivý prostor. Ke stlačení plynu dochází mezi profily rotoru. Šroubové

kompresory tedy nemají sací ventily ani výtlačné ventily, pouze zpětný ventil, aby bylo zajištěno, že nenastane žádný zpětný tok chladiva, pokud je kompresor zastaven.[10]

Šroubové kompresory mohou pracovat při vysokém kompresním poměru, protože olej kromě mazání a těsnicí funkce, také absorbuje třecí teplo během procesu. Správné chlazení oleje je proto nezbytnou součástí šroubového kompresoru, může být zajištěno buď vstřikováním chladiv do kompresoru nebo samostatným chladičem oleje.[10]



Obrázek 26 - Šroubový kompresor [9]

SCROLL KOMPRESORY

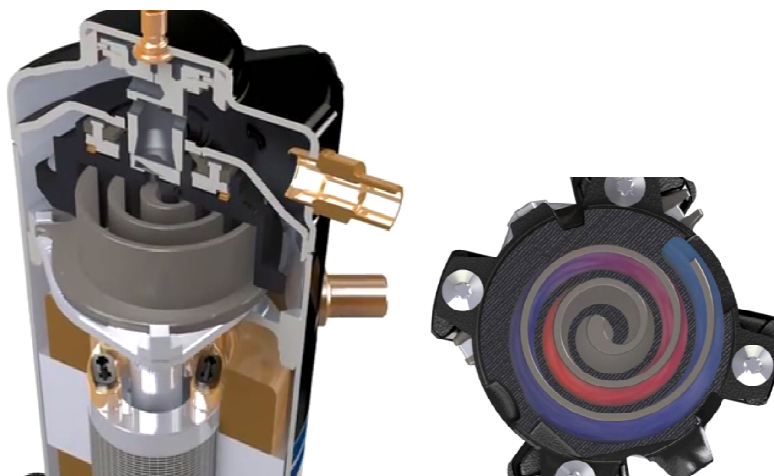
Scroll kompresory začaly být široce používány až s nástupem CNC strojů díky možnosti výroby strojních součástí s vysokou přesností.

Scroll kompresory zachycují plyn v prostoru vytvořeném mezi jedním pevným a jedním oběžným svitkem. Obíhající svitek je poháněn hřídelí, která je poháněna elektrickým motorem.

Kompresory typu Scroll jsou k dispozici jak v odděleném, tak i hermetické provedení. Mají několik výhod oproti kompresorům pístovým:

- Absence sacího a výtlačného ventilu eliminuje pokles tlaku, následný hluk a vibrace.
- Svitky nemají žádný škodlivý prostor, což má za následek objemové účinnosti téměř 100%.

- Méně pohyblivých dílů, což vede k nižší pravděpodobnosti selhání.
- Jsou relativně necitlivé na kapičky kapaliny v sání.



Obrázek 27 - Scroll kompresor [11]

Přehřátý plyn (modrá) vstupuje na vnějších koncích spirály a je stlačen na cestě přes svitky vzhledem k oběžné dráze jedné ze spirál. Vysokotlaký plyn (červená), se nachází v centru svitku.

A.4. VÝMĚNÍKY TEPLA

Rozdělení výměníku tepla dle tradičního dělení	Rozdělení výměníku tepla dle uspořádání proudění	Rozdělení výměníku tepla dle počtu fází	Rozdělení výměníku tepla dle provedení
Povrchové (rekuperační)	Souproudé	jednofázové	Trubkové
Směšovací (kontaktní)	Protiproudé	dvoufázové	Lamelové
Regenerační	Křížové (příčné)		Deskové
	Kombinované		

Tabulka 3 - Rozdělení výměníků

A.4.1. ROZDĚLENÍ DLE TRADIČNÍHO DĚLENÍ

POVRCHOVÝ REKUPERAČNÍ VÝMĚNÍK

Výměna tepla mezi látkami probíhá přes dva oddělené prostory, kterými látky proudí. Například trubka v trubce.

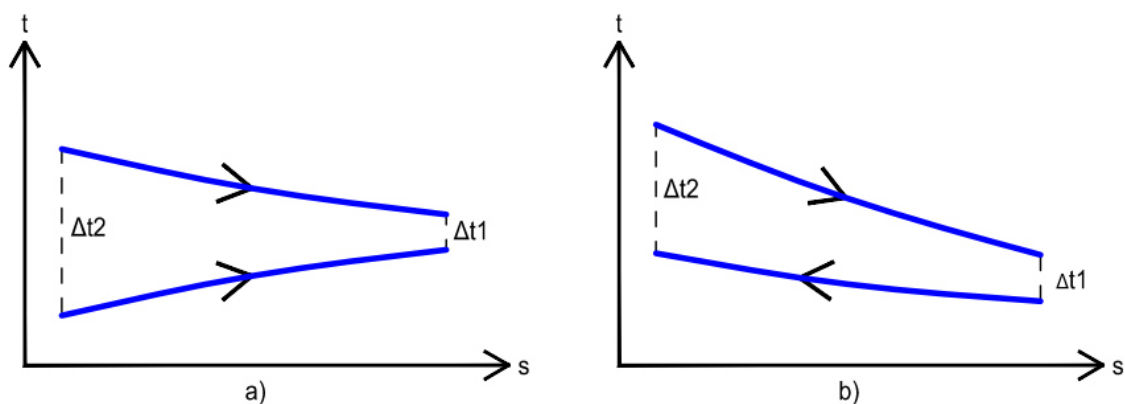
SMĚŠOVACÍ VÝMĚNÍK

Dochází k promíchání dvou vstupujících látek. Například mísení přívodního (venkovního) a odvodního (interiérového) vzduchu ve směšovací komoře.

REGENERAČNÍ VÝMĚNÍK

Přenos tepla probíhá prostřednictvím akumulace tepla v další látce.

A.4.2. ROZDĚLENÍ DLE USPOŘÁDÁNÍ PROUDĚNÍ



Obrázek 28 – a) souproudý, b) Protiproudý

A.4.3. ROZDĚLENÍ DLE POČTU FÁZÍ

JENDOFÁZOVÝ VÝMĚNÍK

Obě média vstupují a vystupují ve stejném skupenství.

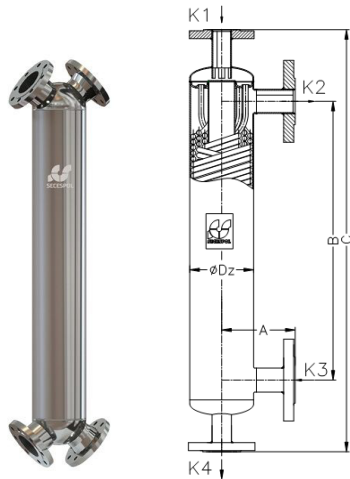
DVOUFÁZOVÝ VÝMĚNÍK

Jedno z médií mění při průchodu výměníkem své skupenství. Například kondenzátor a výparník.

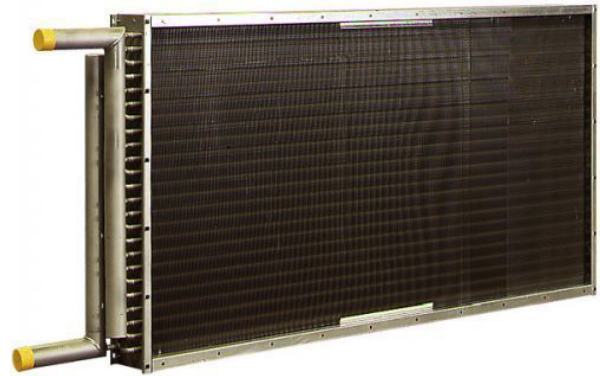
A.4.4. ROZDĚLENÍ DLE PROVEDENÍ

TRUBKOVÝ (KOTLOVÝ) VÝMĚNÍK

Trubkový výměník je tvořen svazkem trubek uzavřených v jedné větší trubce. Trubkový výměník je například i akumulární nádoba s nepřímým ohřevem teplé vody.



Obrázek 29 - Trubkový výměník [12]



Obrázek 30 - Lamelový výměník [13]

LAMELOVÝ VÝMĚNÍK

Lamelový výměník je tvořen trubkovým registrem, ke kterému jsou připájené lamely z důvodu zvětšení teplosměnné plochy. Tento typ výměníku se používá v kombinaci se vzduchem. Například konvektor nebo chladič ve vzduchotechnické jednotce.

DESKOVÝ VÝMĚNÍK

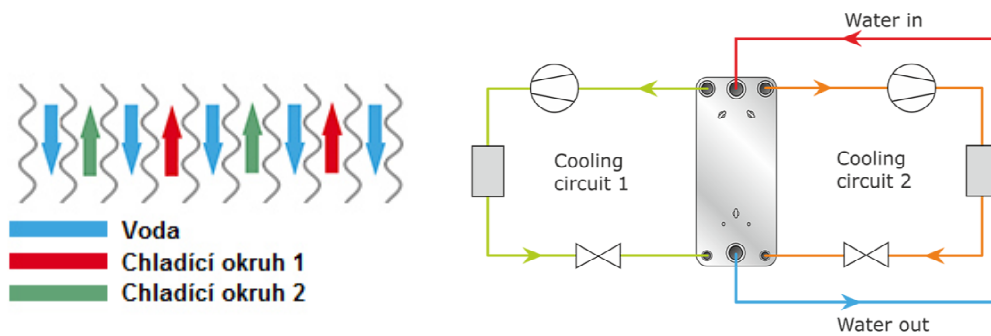
Deskový výměník je tvořen deskami s prolisovanými kanálky. Tyto desky jsou k sobě připájené nebo utěsněné (rozebíratelný deskový výměník). Zvláštním typem deskového výměníku je deskový výměník od firmy SWEP. Tento výměník má navíc jeden vstup a jeden výstup. Uplatnění tento výměník nalezne, například při spojení dvou chladicích okruhů viz obrázek 33.



Obrázek 31 - Rozebíratelný deskový výměník [13]



Obrázek 32 - Pájený deskový výměník [12]



Obrázek 33 - Deskový výměník SWEPE [10]

A.5. EXPANZNÍ VENTILY

Expanzní ventil se nachází v potrubí kapalného chladiva mezi kondenzátorem a vstupem do výparníku. Slouží k udržování tlakového rozdílu mezi vysokotlakou a nízkotlakou stranou chladicího oběhu, reguluje průtok chladiva z kondenzátoru do výparníku a udržuje přehřátí chladiva za výparníkem. Přehřátí par chladiva je důležité, aby kompresor nenasál kapičky kapaliny a tím nedošlo k poruše v důsledku velkého zvýšení tlaku nestlačitelností těchto kapiček. Minimální hodnota přehřátí, která se uvádí je kolem 5-10K.

Dle konstrukce a funkce lze expanzní ventily rozdělit na:

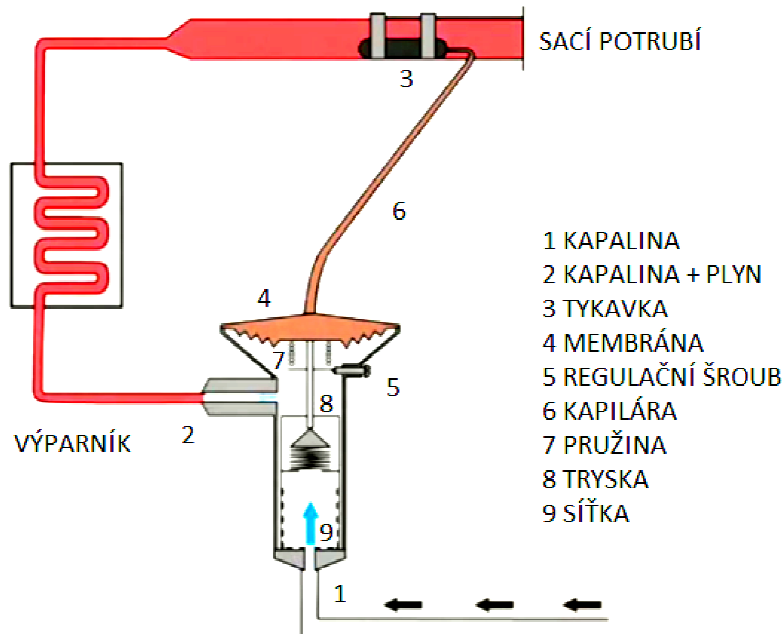
- Termostatické expanzní ventily
- Ručně ovládané expanzní ventily
- Kapiláry
- Automatické ventily
- Elektronické expanzní ventily
- Nízkotlaké plovoucí ventily
- Vysokotlaké plovoucí ventily

A.5.1. NEJČASTĚJI POUŽÍVANÉ EXPANZNÍ VENTILY

TERMOSTATICKÝ EXPANZNÍ VENTIL

Vstřikování je řízeno tlakem mezi hlavou ventilu a tykavkou, která je umístěna na výstupu z výparníku. Tykavka a ventil jsou spolu vzájemně propojeny kapilárou. Zvýšením přehřátí za výparníkem vzroste v tykavce a hlavě ventilu tlak, v důsledku rozpínání plynu, který

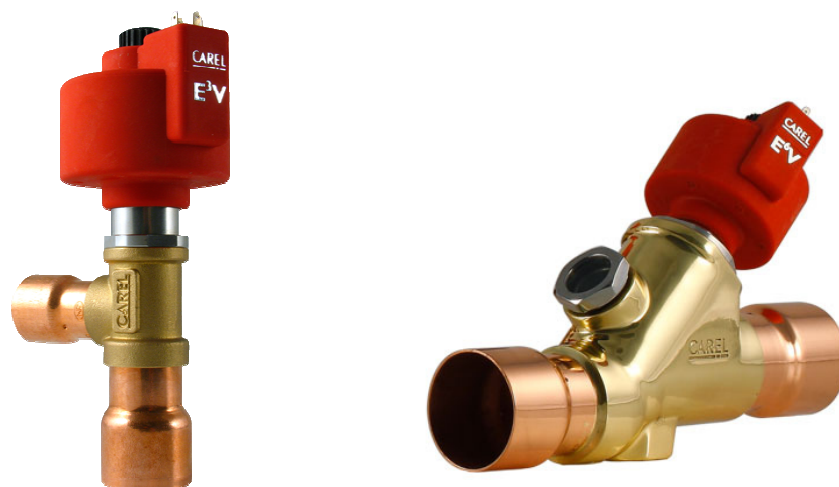
tykavka a ventil obsahuje. Tímto se ventil začíná otevírat. Ventil se přivírá, pokud je přehřátí menší.



Obrázek 34 – Princip termostatického expanzního ventilu [14]

ELEKTRONICKÝ EXPANZNÍ VENTIL

Vstřikování je řízeno elektronicky. Elektronické expanzní ventily neustále upravují otvor, kterým protéká chladivo, a tím zabezpečují dostatečné přehřátí pro kompresor. Při ručně ovládaném expanzním ventilu mohou nastat situace, kdy přehřátí je zbytečně velké, a tím klesá chladicí výkon. Ovládací elektromagnet řídí elektronická jednotka na základě údajů ze snímačů teplot za ventilem a za výparníkem.



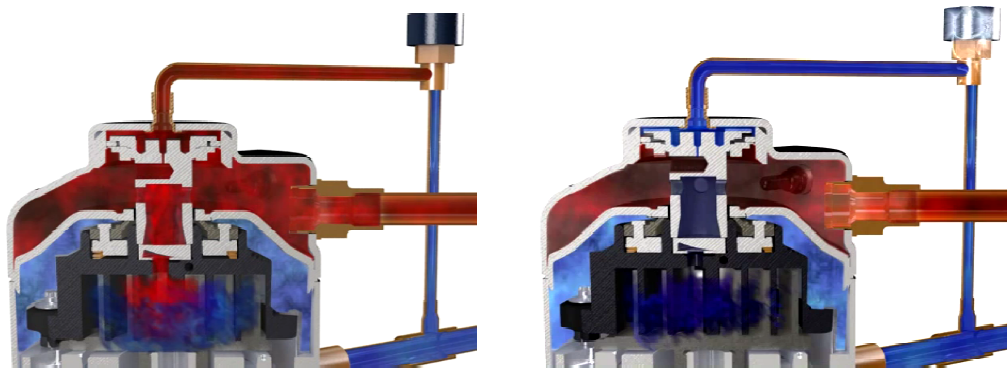
Obrázek 35 - Elektronický expanzní ventil [15]

A.6. MOŽNOSTI REGULACE CHLADICÍCH ZAŘÍZENÍ

A.6.1. KOMPRESORY

DIGITAL SCROLL

Jedná se o kompresor typu Scroll v rozmezí 10-20 kW, který umožňuje regulaci výkonu v rozsahu 10-100%. Tímto se Digital Scroll přizpůsobuje skutečné potřebě chladu. Vše funguje na cyklickém „spínání“ a „odlehčení“ Scroll elementů v periodě 20s, toto je prováděno vnitřním přepouštěním tlaku přes speciální solenoid ventil. Při odlehčení Scroll elementů kompresor stále běží na prázdno bez stlačování par chladiva.



Obrázek 36 – Digital Scroll [11]

FREKVENČNÍ MĚNIČ

Frekvenční měnič slouží k přeměně elektrického proudu s určitou frekvencí na elektrický proud s jinou frekvencí, čímž dochází k plynulé regulaci otáček kompresoru.

ZMĚNA OTÁČEK ZMĚNOU PÓL PÁRŮ

Střídavé asynchronní motory s více vinutími a s přepínáním vinutí (Dahlanderovo zapojení). Přepínáním vnutí je dosaženo různých variant otáček. Při zpětném snižování otáček je nutné motor vypnout.[16]

ZMĚNA OTÁČEK PŘEVODEM

Otáčky se regulují mechanickou převodovkou mezi hnacím motorem a kompresorem. Tento převod je cenově levnější alternativa. [16]

ON/OFF REGULACE

Zapínání a vypínání kompresorů v závislosti na spotřebě chladu. Nevýhodou je velké kolísání teplot chlazených prostorů. [16]

ŠKRCENÍ NASÁVANÝCH PAR

Regulace je zabezpečena nainstalováním regulátoru tlaku výparníku do sacího potrubí za výparník. Tlaková ztráta regulátoru vede k poklesu chladicího výkonu. Tímto typem regulace je kompresor méně chlazen a škrcením chladiva narůstá teplota na výtlačku. [16]

REGULACE VÝKONU POMOCÍ OBTOKU (BY-PASS)

U menších zařízení s hermetickými kompresory může být výkon regulován nejjednodušeji za pomoci regulátoru obtoku horkých par. Tento způsob regulace lze využít v kombinaci s vypínáním jednotlivých válců. Horké páry z výtlačku kompresoru nebo z parní části sběrače se přepouští buď do sání kompresoru, nebo na vstup do výparníku. [16]

REGULACE VÝKONU VYŘAZOVÁNÍM VÁLCŮ

Tento způsob je využitelný u víceválcových kompresorů, přičemž válce jsou vyřazovány jednotlivě nebo v párech. [16]

REGULACE PŘEPOUŠTĚNÍM PAR Z VÝTLAČNÉ ČÁSTI NA SACÍ STRANU

Tímto způsobem jsou odlehčovány válce kompresoru a motor musí pro tyto válce vydat pouze příkon odpovídající chodu na prázdno. [16]

REGULACE VÝKONU NADZVEDÁNÍM DESTIČEK SACÍCH VENTILŮ

Při nazvednutí destičky sacího ventilu písty běží naprázdno, bez stlačování par. [16]

A.6.2. VZDUCHEM CHLAZENÉ KONDENZÁTORY

REGULACE VÝMĚNÍKOVÉ PLOCHY

Používají se regulátory kondenzačního tlaku. Stoupnutím kondenzačního tlaku nastane zvýšení obsahu chladiva v kondenzátoru. Tím se zmenší účinná plocha pro výměnu tepla. Tento způsob je také označován jako regulace zaplavováním kondenzátoru. [16]

REGULACE TEPLoty VSTUPUJÍCÍHO VZDUCHU

V tomto případě musí být kondenzátor umístěn ve strojovně, kde je propojen s venkovním prostředím přes žaluzii. [16]

REGULACE PRŮTOKU VZDUCHU

Regulaci průtoku vzduchu může být zajištěna třemi způsoby: dvoupolohovou regulací ventilátorů, regulací otáček ventilátorů nebo škrticími klapkami. První varianta spočívá ve vypínání jednotlivých ventilátorů kondenzátoru. Druhá varianta spočívá ve změně napětí jednofázových a třífázových motorů. Poslední varianta je zabezpečována škrticími klapkami na přívodu k ventilátoru, tato varianta nešetří spotřebu energie. [16]

ZMĚNA OTÁČEK ZMĚNOU PÓL PÁRŮ

Viz regulace kompresorů.

FREKVENČNÍ MĚNIČ

Viz regulace kompresorů.

A.6.3. VODOU CHLAZENÉ KONDENZÁTORY

PROVOZ S ČERSTVOU VODOU

Na přívodu vody do kondenzátoru je nainstalován regulátor průtoku chladicí vody (vodovodní ventil). Ten může pracovat v závislosti na tlaku nebo teplotě. Regulací průtoku vzduchu se udržuje konstantní tlak. [16]

PROVOZ S CHLADICÍ VĚŽÍ

Kondenzační tlak je regulován teplotou chladicí vody. Nejjednodušeji je to možné realizovat obtokovým regulátorem s 3cetným směšovacím ventilem. [16]

VÝPOČTOVÁ ČÁST

B. VÝPOČTOVÁ ČÁST

B.1. ANALÝZA OBJEKTU, KONCEPCE CHLAZENÍ A VOLBA SYSTÉMU VÝROBY CHALDU

B.1.1. ANALÝZA OBJEKTU

Jedná se o samostatně stojící jednopodlažní ocelovou halu o půdorysných rozměrech 38,4x30,1m a výšce 7,4m. Stěny a podhled budovy tvoří izolační desky Kingspan. Budova se dělí na část administrativní a část výrobních prostor. Světlá výška výrobních prostor je 3,5m s výjimkou místnosti 108 kde tato výška klesá na 2,85m. Světlá výška administrativní části budovy je 2,85m. Pod místnostmi 101,102,103,104,105,106 a 107 se nachází instalační prostor. Objekt je navržen se sedlovou střechou, pokrytou trapézovým plechem. Okna jsou plastová a nachází se pouze v části administrativní. Chladírny jsou vybaveny chladírenskými dveřmi. Výrobní prostory jsou vybaveny ocelovými dveřmi, které jsou vyplněny tepelnou izolací. Dále je objekt vybaven tepelně izolačními rychloběžnými vraty. Chlazené prostory jsou orientovány převážně na sever.

Teploty chladiřen musí být udržovány při teplotách $2\pm 2^{\circ}\text{C}$, teploty výrobního provozu a expedice při $10\pm 2^{\circ}\text{C}$. Teploty ostatních výrobních prostor nesmějí překročit 25°C .

Chladicí okruh	č. místnosti	Název místnosti	Požadovaná teplota
1	103	kuchání	$10\pm 2^{\circ}\text{C}$
	108	příjem expedice	$10\pm 2^{\circ}\text{C}$
	109	porcovna	$10\pm 2^{\circ}\text{C}$
2	116	schlazovna	$2\pm 2^{\circ}\text{C}$
3	110	sklad koření	$2\pm 2^{\circ}\text{C}$
	111	popelnice kafilérka	$2\pm 2^{\circ}\text{C}$
	115	chladírna	$2\pm 2^{\circ}\text{C}$
	117	chladírna	$2\pm 2^{\circ}\text{C}$
	118	chladírna	$2\pm 2^{\circ}\text{C}$

Tabulka 4 - Tabulka chlazených místností

B.1.2. KONCEPCE

B.1.2.1. PŘÍMÉ CHLAZENÍ

Přímé chlazení je takové, kdy teplo z ochlazené látky přechází přímo do chladiva. Díky tomu dosahují tyto systémy nižších investičních i provozních nákladů. Jejich další výhodou je možnost celoročního provozu. Díky chladicímu médiu, kterým je chladivo, je možné systém používat i při teplotách exteriéru hluboko pod bodem mrazu. U přímého chlazení odpadají problémy s dopuštěním teplonosné látky, její úpravy, filtrace apod. Naopak zásadní nevýhodou je riziko úniku chladiva do větracího vzduchu nebo přímo do místnosti. Prvky přímého chlazení jsou kompresor, expanzní ventil, kondenzátor, výparník zabezpečovací zařízení, sběrač chladiva a olejové hospodářství.

VÝHODY PŘÍMÉHO CHLAZENÍ

- Nižší tepelné ztráty
- Nižší provozní a pořizovací náklady
- Jednoduchost

NEVÝHODY PŘÍMÉHO CHLAZENÍ

- Vyšší náklady na nákup chladiva
- Nebezpečí úniku chladiva do prostoru s lidmi
- Větší dimenze potrubí na straně páry
- Nutnost řešit správnou cirkulaci oleje

B.1.2.2. NEPŘÍMÉ CHLAZENÍ

Při nepřímém chlazení přechází teplo do cirkulující teplonosné látky a z ní teprve do chladiva. Nepřímé chlazení se dělí na okruh primární a sekundární. Primární je okruh zdroje chladu, který je napojen na okruh sekundární výparníkem, který tlakově odděluje tyto dva okruhy. Prvky primárního okruhu jsou kompresor, expanzní ventil, kondenzátor, výparník zabezpečovací zařízení, sběrač chladiva a olejové hospodářství. Prvky sekundárního okruhu jsou čerpadla, rozdělovače, sběrače, hydraulické vyrovnávače tlaku,

zabezpečovací zařízení, úpravny vody, filtrace vody, doplňovací a odvodušovací zařízení, dávkovače chemikálií a případně akumulace chladu.

VÝHODY NEPŘÍMÉHO CHLAZENÍ

- Bezpečnější dvouokruhový systém chlazení (například při použití NH₃, CO₂)
- Nižší objem chladiva (nižší náklady na nákup chladiva)

NEVÝHODY NEPŘÍMÉHO CHLAZENÍ

- Vyšší tepelné ztráty (dvojitý přestup tepla)
- Vyšší pořizovací náklady
- Nutná úprava vody

B.1.2.3. TEPLONOSNÉ LÁTKY NEPŘÍMÉHO CHLAZENÍ

VODA

Použití vody je vhodné pouze u chladicích systémů, které pracují s nadnulovými teplotami teplonosné látky. V případě použití ve venkovním prostředí musí být chladicí systém v zimě vypuštěn.

VODNÍ ROZTOKY SOLÍ

Do této skupiny patří například solanka na bázi chloridu vápenatého označovaná jako solanka R, dále vodný roztok uhličitanu draselného označován jako solanka A. Dalším typem je solanka Glycal, což je roztok glycerinových solí a glycerinu. Pojem solanka se do značné míry vžil i pro jiné nositele chladu než ty na bázi roztoku solí. Solanky podle svého typu mají různý korozivní účinek, což nepříznivě ovlivňuje ekonomickou bilanci technologie.

VODNÍ ROZTOKY ORGANICKÝCH LÁTEK

Do této skupiny patří například směs etylenglykolu s vodou. Tato směs nemá na běžně používané materiály korozivní účinky. Nevýhodou je však vyšší viskozita než u solanky, což znamená vyšší příkon čerpadel. Dále je tato směs jedovatá.

Dalším typem může být ethanol s vodou. Tato směs nemá na běžně používané materiály korozivní účinky. Hlavní výhodou je vyšší měrné teplo, nižší měrná hmotnost a vyšší tepelná vodivost. Mezi nevýhody patří nutnost kontrolovat množství etanolu ve směsi u otevřených chladicích okruhů, kdy dochází k odpaření etanolu ze směsi.

Další vodní roztoky mohou být tvořeny například metylalkoholem, propylenglykolem, glycerínem...

B.1.2.4. CHLADIVA

Chladiva jsou popsána v teoretické části této práce.

B.1.2.5. ZDROJ CHLADU

KOMPAKTNÍ JEDNOTKA

Kompaktní jednotka je malé zařízení, které se používá pro přímé chlazení. Umísťuje se například na fasádu, tudíž je vhodná všude tam, kde je nedostatek místa. Jednotka obsahuje kompresor, vzduchem chlazený kondenzátor a sběrač chladiva. Každý výparník má většinou svou vlastní kompaktní jednotku.

KONDENZAČNÍ JEDNOTKA

Kondenzační jednotka je malé zařízení, které se používá pro přímé chlazení. Obsahuje kompresor, vzduchem chlazený kondenzátor a sběrač chladiva. Může být použita v interiéru i v exteriéru. Při použití v exteriéru musí být zakrytována. Každý výparník má většinou svou vlastní kondenzační jednotku.

SDRUŽENÁ KOMPRESOROVÁ JEDNOTKA

Sdružená jednotka je zařízení obsahující paralelně zapojené kompresory (min. dva) a sběrač chladiva. Sdružené jednotky se používají pro přímé chlazení. Rozsah chladicích výkonů je téměř neomezený, je daný velikostmi a typy používaných kompresorů, od několika až po stovky kilowatt. Vícekompresorová soustava může reagovat pružněji a plynuleji na změny výkonu systému vyvolané proměnlivou zátěží. Sdružené jednotky jsou typické zejména pro chladicí systémy supermarketů s velkým počtem chlazeného nábytku

a skladových prostor. Je výhodnější z hlediska spolehlivosti, hlučnosti a životnosti systému, protože neprovozuje kompresory s částečným zatížením.

BLOKOVÁ CHLADICÍ JEDNOTKA

Chladicí jednotka se používá pro nepřímé chlazení. Obsahuje kompresor, vzduchem nebo vodou chlazený kondenzátor, sběrač chladiva, výparník a expanzní ventil. Může obsahovat čerpadlo, expanzní nádobu a další prvky, které jsou nutné pro sekundární okruh. Kondenzátor může být součástí chladicí jednotky nebo oddělený.

B.1.2.6. VÝMĚNÍKY PRO PŘENOS CHLADU V CHLAZENÝCH PROSTORECH

SUCHÝ VÝPARNÍK

Suchý výparník se používá u přímého chlazení. Chladivo je vstřikováno expanzním ventilem do výparníku a následně se veškeré chladivo odpaří.

ZAPLAVENÝ VÝPARNÍK

Zaplavený výparník se používá u přímého chlazení. Chladivo je vstřikováno expanzním ventilem do výparníku a následně se odpaří 50-80% chladiva. Kapalná a plynná fáze chladiva se oddělí, kde plynná je nasávaná kompresorem a kapalná je znovu přiváděna do výparníku. Tento typ výparníku pracuje s menším rozdílem teplot. Není nutné přehřátí chladiva, tudíž je využita větší plocha výparníku na rozdíl od suchého výparníku. Také klesá potřebný příkon kompresoru. Investiční náklady jsou ovšem veliké.

CHLADIČ VZDUCHU

Chladič vzduchu se používá u nepřímého chlazení. Chladicí látkou je voda, případně roztok vody s další látkou.

B.1.2.7. KONDENZÁTORY

Kondenzátory mohou být chlazeny vodou, kde voda je ochlazována v uzavřené chladicí věži, otevřené chladicí věži nebo v suchém chladiči kapaliny. Dále mohou být chlazeny vzduchem. Vzduchem chlazený kondenzátor a suchý chladič mohou být skrápěny vodou, pokud chlazení vzduchem není dostačující nebo je potřeba dosáhnout menších rozměrů těchto dvou zařízení.

B.1.3. VYHODNOCENÍ

Jedná se o malý objekt s relativně malým chladicím výkonem. Chladivo R407c při úniku není zdraví nebezpečné, takže nemusíme okruh s chladivem separovat mimo prostory s lidmi. Přímé chlazení se sdruženými jednotkami umožní regulaci výkonu počtem kompresorů a hlavně zabezpečení minimální provoz při výpadku jednoho z těchto kompresorů. Přímé chlazení také reaguje rychleji na zásah regulace. Použití nepřímého chlazení pro tento objekt zcela nevhodné z důvodu jeho složitosti, pořizovacím nákladům a provozním nákladům. Vzduchem chlazený kondenzátor je z ekonomického hlediska nejvýhodnější, také je téměř bezúdržbový. Suchý výparník je jednodušší a levnější na instalaci. Suchý výparník také pracuje s menším objemem chladiva.

Kvůli výše zmíněným důvodům bude pro tento objekt zvolen systém přímého chlazení se sdruženými jednotkami, suchými výparníky a vzduchem chlazenými kondenzátory.

B.2. VÝPOČET TEPLENÉ ZÁTĚŽE A CHLADICÍHO VÝKONU

B.2.1. TEPLA ZÍSKANÉ PROSTUPEM

B.2.1.1. SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE

Pro výpočet součinitele prostupu tepla konstrukcí je nutné nejdříve konstrukci zařadit do teplotního pásma A-F dle vnitřní teploty. Na základě zařídění konstrukce získáme normovou hodnotu tepelného odporu konstrukce, která slouží k posouzení konstrukce. Výpočet je proveden dle ČSN 148102 – Tepelné izolace chladíren a mrazíren. Výpočet součinitele prostupu tepla byl proveden pomůckou, která byla vytvořena v Microsoft Excel.

VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE DLE ČSN 148102					
KONSTRUKCE:					
SO1 - Stěna vnější tl.150					
pásmo B pro chladírny s teplotou +10°C až -4°C: stěna vnější					
Požadovaná hodnota tepelného odporu			$R_N =$	5,50	W/m^2K
Požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla			$U_N =$	0,18	W/m^2K
Číslo	Název stavebního materiálu	d [mm]	λ [W/mK]	R [m^2K/W]	U [W/m^2K]
1	uvnitř objektu- konstrukce svislá	---	---	0,13	8,00
2	kingspan KS1150 TF/ TC ($\lambda+5\%$)	150	0,024	6,38	0,16
3			0,000	0,00	0,00
4			0,000	0,00	0,00
5			0,000	0,00	0,00
6			0,000	0,00	0,00
7	vně objektu - v řídké zástavbě (venkov)	---	---	0,03	30,00
Tepelný odpor konstrukce R			$R =$	6,54	m^2K/W
Součinitel prostupu tepla konstrukce U			$U =$	0,15	W/m^2K
Posouzení			VYHOVUJE		

Obrázek 37 – Součinitel prostupu tepla

$$R_T = \sum \frac{d}{\lambda} \quad (1)$$

R_N tepelný odpor vrstvy konstrukce [$m^2.K.W^{-1}$]

d tloušťka vrstvy konstrukce [m]

λ součinitel tepelné vodivosti vrstvy konstrukce [$W.m^{-1}.K^{-1}$]

$$R_{Si} = \frac{1}{\alpha_{Si}} \quad (2)$$

R_{si} tepelný odpor při přestupu tepla z konstrukce do vnitřního prostředí [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$]

α_{si} součinitel přestupu tepla z konstrukce do vnitřního prostředí [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$$R_{se} = \frac{1}{\alpha_{se}} \quad (3)$$

R_{se} tepelný odpor při přestupu tepla z konstrukce do vnějšího prostředí [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$]

α_{se} součinitel přestupu tepla z konstrukce do vnějšího prostředí [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$$R = R_{si} + R_T + R_{se} \quad (4)$$

R tepelný odpor konstrukce [$m^2 \cdot K \cdot W^{-1}$]

$$U = \frac{1}{R} \quad (5)$$

U součinitel prostupu tepla konstrukce [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

VÝPOČET 1 – SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE SO1

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$R_N = 5,50 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}; \alpha_{si} = 8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot K^{-1}; \alpha_{se} = 30 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot K^{-1};$$

TEPELNÝ ODPOR PŘI PROSTUPU TEPLA:

$$R_T = \sum \frac{d}{\lambda} = \frac{0,15}{0,024} = 6,38 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

TEPELNÝ ODPOR PŘI PŘESTUPU TEPLA:

$$R_{si} = \frac{1}{\alpha_{si}} = \frac{1}{8} = 0,13 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

$$R_{se} = \frac{1}{\alpha_{se}} = \frac{1}{30} = 0,03 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

TEPELNÝ ODPOR KONSTRUKCE:

$$R = R_{si} + R_T + R_{se} = 0,13 + 6,38 + 0,03 = 6,54 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

$$R = 6,54 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1} > R_N = 5,50 \text{ m}^2 \cdot K \cdot W^{-1}$$

navržená konstrukce vyhovuje

SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE:

$$U = \frac{1}{R} = \frac{1}{6,54} = 0,15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot K^{-1}$$

Konstrukce	Popis	Pásmo	Součinitel prostupu tepla	Posudek
SN1	Stěna vnitřní tl.150	B	0,15	vyhovuje
SO1	Stěna vnější tl.150	B	0,15	vyhovuje
PDL1	Podlaha	B	0,24	vyhovuje
PDL2	Podlaha nad inst. prostorem	B	0,23	vyhovuje
STR1	Strop	B	0,15	vyhovuje
DN1	Dveře chladíren	B	0,41	vyhovuje
DN2	Dveře vnitřní	B	0,84	vyhovuje
DO1	Dveře vnější	B	0,84	vyhovuje
DO2	Dveře venkovní - rychloběžná	B	0,32	vyhovuje

Tabulka 5 – Zatřídění a posouzení konstrukcí

B.2.1.2. PROSTUP TEPLA KONSTRUKCÍ

Výpočet je proveden pouze pro p.č.1 a p.č.2 v místnosti 109

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [°C]	t _e , t _r [°C]	Δt [K]	Q[W]
1	SO1	35,4	0,15	5,32	10	36	26	138
2	SN1	10,1	0,15	1,52	10	2	-8	-12
3	DN2	4,2	0,84	3,53	10	2	-8	-28
4	SN1	13,9	0,15	2,08	10	25	15	31
5	DN2	2,5	0,84	2,12	10	25	15	32
6	DN2	2,1	0,84	1,76	10	25	15	26
7	SN1	20,2	0,15	3,03	10	2	-8	-24
8	DN1	2,9	0,41	1,21	10	2	-8	-10
9	DN1	3,4	0,41	1,38	10	2	-8	-11
10	DN1	2,5	0,41	1,03	10	2	-8	-8
11	SN1	4,0	0,15	0,61	10	26	16	10
12	DN2	2,5	0,84	2,12	10	26	16	34
13	SN1	24,3	0,84	20,43	10	10	0	0
14	DN2	2,5	0,84	2,12	10	10	0	0
15	SN1	5,7	0,15	0,85	10	45	35	30
16	PDL1	81,1	0,24	19,47	10	7	-3	-58
17	STR1	81,1	0,15	12,17	10	45	35	426
Celkové teplo						Q_s=	13787	Wh

Tabulka 6 – Prostup tepla konstrukcí v místnosti 109

$$H_T = A \cdot U \quad (6)$$

H_T měrný tepelný zisk [$W \cdot K^{-1}$]

A plocha konstrukce [m^2]

$$Q = H_T \cdot (t_r - t_i) \quad (7)$$

Q tepelný zisk/ztráta [W]

t_i teplota interiéru [$^{\circ}C$]

t_r rovnocenná sluneční teplota vnějšího vzduchu pro určenou hodinu [$^{\circ}C$]

$$Q = H_T \cdot (t_e - t_i) \quad (8)$$

t_e teplota exteriéru [$^{\circ}C$]

VÝPOČET 2 – PROSTUP TEPLA V MÍSTNOSTI 109

KONSTRUKCE SO1 (p.č.1)

$$H_T = A \cdot U = 35,4 \cdot 0,15 = 5,3 \text{ W} \cdot K^{-1}$$

$$Q = H_T \cdot (t_r - t_i) = 5,32 \cdot (36 - 10) = 138 \text{ W}$$

KONSTRUKCE SN1 (p.č.2)

$$H_T = A \cdot U = 10,1 \cdot 0,15 = 1,5 \text{ W} \cdot K^{-1}$$

$$Q = H_T \cdot (t_e - t_i) = 1,52 \cdot (2 - 10) = -12 \text{ W}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_s [Wh]
103	kuchání	17965
109	porcovna	13787
110	sklad koření	8135
111	popelnice kafilérka	8787
115	chladírna	12973
116	schlazovna	8351
117	chladírna	3264
118	chladírna	3260
108	příjem, expedice	21598

Tabulka 7 – Teplo získané prostupem

B.2.2. TEPLO ODNÍMANÉ OCHLAZOVANÉMU ZBOŽÍ

$$Q_z = m \cdot c_p \cdot \Delta t \quad (9)$$

Q_z teplo odnímané ochlazovanému zboží [W.s]

m hmotnost denní zavorážky [kg]

c_p měrná tepelná kapacita zboží [$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$]

Δt rozdíl teploty zboží a ochlazeného zboží [K]

VÝPOČET 3 – TEPLO ODNÍMANÉ OCHLAZOVANÉMU ZBOŽÍ V MÍSTNOSTI 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

Zboží: kuřata; $c_p=2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$; $m=7000 \text{ kg}$; $t_1=35^\circ\text{C}$; $t_2=33^\circ\text{C}$

TEPLO ODEBRANÉ ZBOŽÍ:

$$Q_z = m \cdot c_p \cdot \Delta t = 7000 \cdot 3360 \cdot 2 = 47040000 \text{ J} = 13067 \text{ Wh}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_z [Wh]
103	kuchání	13067
109	porcovna	0
110	sklad koření	2147
111	popelnice kafilérka	3733
115	chladírna	37333
116	schlazovna	215600
117	chladírna	7467
118	chladírna	7467
108	příjem, expedice	0

Tabulka 8 – Teplo odnímané ochlazovanému zboží

B.2.3. TEPLO OD PRONIKAJÍCÍHO VZDUCHU

$$Q_{vz} = \frac{n \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta h}{3,6} \quad (10)$$

Q_{vz} teplo odnímané ochlazovanému zboží [W.s]

n četnost výměny vzduchu za den [-]

V objem chlazeného prostoru [m^3]

ρ hustota vnikajícího vzduchu [$kg \cdot m^{-3}$]

Δh rozdíl měrné entalpie vnikajícího a interiérového vzduchu [$J \cdot kg^{-1}$]

$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} \quad (11)$$

VÝPOČET 4 - TEPLO OD VNIKAJÍCÍHO OKOLNÍHO VZDUCHU DO MÍSTNOSTI 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$V = 335 \text{ m}^3; \rho = 1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}; t_1 = 10^\circ\text{C}; t_2 = 25^\circ\text{C}; \varphi_1 = 80; \varphi_2 = 55; h_1 = 25,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$
$$h_2 = 53,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

TEPLO OD VNIKNUTÉHO VZDUCHU:

$$Q_{vz} = \frac{n \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta h}{3,6} = \frac{3,8 \cdot 335 \cdot 1,2 \cdot 27,8}{3,6} = 11796 \text{ Wh}$$
$$n = \frac{70}{\sqrt{V}} = \frac{70}{\sqrt{3,77 \cdot 88,94}} = 3,8$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_{vz} [Wh]
103	kuchání	11796
109	porcovna	11342
110	sklad koření	8036
111	popelnice kafilérka	7508
115	chladírna	4341
116	schlazovna	4178
117	chladírna	1927
118	chladírna	0
108	příjem, expedice	12815

Tabulka 9 – Teplo od vnikajícího vzduchu

B.2.4. TEPLO OD HYGIENICKÉ VÝMĚNY VZDUCHU

$$Q_{vz,hyg} = \frac{24 \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta h}{3,6} \quad (12)$$

$Q_{vz,hyg}$ teplo od přiváděného vzduchu [W.s]

V objemový průtok přiváděného vzduchu [$m^3 \cdot s^{-1}$]

ρ hustota přiváděného vzduchu [$kg \cdot m^{-3}$]

Δh rozdíl měrné entalpie přiváděného a interiérového vzduchu [$J \cdot kg^{-1}$]

VÝPOČET 5 – TEPLO OD HYGIENICKÉ VÝMĚNY VZDUCHU V MÍSTNOSTI 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

Počet osob: 7; $V = 70 \text{ m}^3 \cdot h^{-1}$... (Řezníci na jatkách, zpracování masa, třída práce IIIa);

$\rho=1,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$; $t_1=10^\circ\text{C}$; $t_2=15^\circ\text{C}$; $\varphi_1=80$; $\varphi_2=80$; $h_1=25,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$; $h_2=36,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

TEPLO OD HYGIENICKÉ VÝMĚNY VZDUCHU:

$$Q_{vz} = \frac{24 \cdot V \cdot \rho \cdot \Delta h}{3,6} = \frac{24 \cdot 490 \cdot 1,2 \cdot 11,3}{3,6} = 44296 \text{ Wh}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně $Q_{vz,hyg}$ [Wh]
103	kuchání	44296
109	porcovna	44296
110	sklad koření	0
111	popelnice kafilérka	0
115	chladírna	0
116	schlazovna	0
117	chladírna	0
118	chladírna	0
108	příjem, expedice	12656

Tabulka 10 – Teplo od hygienické výměny vzduchu

B.2.5. TEPLO OD VENTILÁTORŮ

$$Q_{ve} = n \cdot P_e \cdot \tau \quad (13)$$

Q_{ve} teplo od ventilátorů [W.s]

n počet ventilátorů [-]

P_e příkon ventilátorů [W]

τ denní doba chodu ventilátorů [s]

VÝPOČET 6 – TEPLO OD VENTILÁTORŮ V MÍSTNOSTI 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

Počet ventilátorů: 4; $P_{ve}=203$ W; $\tau=16$ h

TEPLO OD VENTILÁTORŮ:

$$Q_{ve} = n \cdot P_e \cdot \tau = 4 \cdot 203 \cdot 16 = 12960 \text{ Wh}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_{ve} [Wh]
103	kuchání	12960
109	porcovna	9760
110	sklad koření	480
111	popelnice kafilérka	480
115	chladírna	1440
116	schlazovna	9920
117	chladírna	320
118	chladírna	320
108	příjem, expedice	5120

Tabulka 11 – Teplo od ventilátorů

B.2.6. TEPLO OD ODTÁVACÍHO ZAŘÍZENÍ

$$Q_{od} = P_e \cdot \tau \quad (14)$$

Q_{od} teplo od odtávacího zařízení [W.s]

P_e příkon odtávacího zařízení [W]

τ denní doba chodu odtávacího zařízení [s]

VÝPOČET 7 – TEPLO OD ODTÁVACÍHO ZAŘÍZENÍ V MÍSTNOSTI 110

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$P_e=950 \text{ W}; \tau=2 \text{ h}$$

TEPLO OD ODTÁVACÍHO ZAŘÍZENÍ:

$$Q_{od} = P_e \cdot \tau = 1 \cdot 950 \cdot 2 = 1900 \text{ Wh}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_{od} [Wh]
103	kuchání	0
109	porcovna	0
110	sklad koření	1900
111	popelnice kafilérka	1900
115	chladírna	4900
116	schlazovna	16200
117	chladírna	1900
118	chladírna	1900
108	příjem, expedice	0

Tabulka 12 – Teplo od odtávacího zařízení

B.2.7. TEPLA OD OSVĚTLENÍ

$$Q_{st} = S_s \cdot P_s \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \tau \quad (15)$$

Q_{st} teplo od osvětlení [W.s]

S_s podlahová plocha místnosti [W]

P_s výkon osvětlení vztážen k podlahové ploše [$W \cdot m^{-2}$]

c_1 součinitel současnosti používání svítidel [-]

c_2 zbytkový součinitel při odsávání [-]

τ denní doba chodu osvětlení [s]

VÝPOČET 8 – TEPLA OD OSVĚTLENÍ V MÍSTNOSTI 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$S_s=89 \text{ m}^2; P_s=25 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}; c_1=1; c_2=1; \tau=24 \text{ h}$$

TEPLA OD OSVĚTLENÍ:

$$Q_{st} = S_s \cdot P_s \cdot c_1 \cdot c_2 \cdot \tau = 89 \cdot 25 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 24 = 53400 \text{ Wh}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_{st} [Wh]
103	kuchání	53400
109	porcovna	48672
110	sklad koření	1952
111	popelnice kafilérka	823
115	chladírna	6381
116	schlazovna	5795
117	chladírna	1086
118	chladírna	1233
108	příjem, expedice	48894

Tabulka 13 – Teplo od osvětlení

B.2.8. TEPLO OD LIDÍ

$$Q_l = \tau \cdot i_1 \cdot 6,2 \cdot (36 - t_i) \quad (16)$$

Q_l teplo od lidí [W.s]

τ pracovní doba [s]

t_i teplota chlazené místnosti [°C]

$$i_1 = 0,85 \cdot i_z + 1 \cdot i_m$$

i_1 počet mužů a žen [-]

i_z počet žen [-]

i_m počet mužů [-]

VÝPOČET 9 – TEPLO OD LIDÍ V MÍSTNOSTI 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$i_1=7; t_i=10 \text{ °C}; \tau=24 \text{ h}$$

TEPLO OD LIDÍ:

$$Q_l = \tau \cdot i_1 \cdot 6,2 \cdot (36 - t_i) = 24 \cdot 7 \cdot 6,2 \cdot (36 - 10) = 27082 \text{ Wh}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_l [Wh]
103	kuchání	27082
109	porcovna	35414
110	sklad koření	1265
111	popelnice kafilérka	632
115	chladírna	1265
116	schlazovna	1265
117	chladírna	1265
118	chladírna	1265
108	příjem, expedice	7738

Tabulka 14 - Teplo od lidí

B.2.9. TEPLA OD STROJŮ A TECHNOLOGICKÉHO VYBAVENÍ

$$Q_{tech} = \tau \cdot c_1 \cdot \sum c_2 \cdot c_3 \cdot \frac{P}{\eta} \quad (17)$$

Q_{tech} teplo od technologického vybavení [W.s]

τ denní doba chodu zařízení [s]

c_1 součinitel současnosti [-]

c_2 zbytkový součinitel při odsávání [-]

c_3 průměrné zatížení stroje (při jeho předimenzování) [-]

P příkon zařízení [W]

η účinnost zařízení [-]

VÝPOČET 10 – TEPLA OD STROJŮ A TECHNOLOGICKÉHO VYBAVENÍ V MÍSTNOSTI 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$P=7270 \text{ W}; c_1=1; c_2=1; \tau=24 \text{ h}; \eta=1$$

TEPLO OD STROJŮ:

$$Q_{tech} = \tau \cdot c_1 \cdot \sum c_2 \cdot c_3 \cdot \frac{P}{\eta} = 24 \cdot 1 \cdot \sum 1 \cdot 1 \cdot \frac{7270}{1} = 174480 \text{ Wh}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_{tech} [Wh]
103	kuchání	174480
109	porcovna	96000
110	sklad koření	0
111	popelnice kafilérka	0
115	chladírna	0
116	schlazovna	0
117	chladírna	0
118	chladírna	0
108	příjem, expedice	60000

Tabulka 15 – Teplo od strojů a technologického vybavení

B.2.10. REZERVA

$$Q_r = Q_1 \cdot r \quad (18)$$

Q_r rezerva [W.s]

Q_1 teplo pro zohlednění rezervy [W.s]

r součinitel rezervy [-]

$$Q_1 = Q_s + Q_z + Q_{vz} + Q_{vz,hyg.} + Q_{ve} + Q_{od} + Q_{st} + Q_l + Q_{tech}$$

VÝPOČET 11 – REZERVA V MÍSTNOSTI 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

$r=0,05$; $Q_s=17965$ Wh; $Q_z=13067$ Wh; $Q_{vz}=11796$ Wh; $Q_{vz,hyg.}=44296$ Wh; $Q_{ve}=12960$ Wh;

$Q_{od}=0$ Wh; $Q_{st}=53340$ Wh; $Q_l=27082$ Wh; $Q_{tech}=174480$ Wh

REZERVA:

$$Q_1 = 17965 + 13067 + 11796 + 44296 + 12960 + 0 + 53340 + 27082 + 174480$$

$$Q_1 = 356939 \text{ Wh}$$

$$Q_r = Q_1 \cdot r = 356939 \cdot 0,05 = 17749 \text{ Wh}$$

č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_r [Wh]
103	kuchání	17749
109	porcovna	12964
110	sklad koření	1196
111	popelnice kafilérka	1193
115	chladírna	3432
116	schlazovna	13065
117	chladírna	861
118	chladírna	772
108	příjem, expedice	8441

Tabulka 16 – Rezerva

B.2.11. CHLADICÍ VÝKON

$$Q = \frac{Q_c}{\tau} \quad (19)$$

Q chladicí výkon [W]

Q_c celkové teplo [W.s]

τ denní doba chodu chladicího zařízení [s]

$$Q_c = Q_s + Q_z + Q_{vz} + Q_{vz,hyg.} + Q_{ve} + Q_{od} + Q_{st} + Q_l + Q_{tech} + Q_r \quad (20)$$

VÝPOČET 12 – CHLADICÍ VÝKON PRO MÍSTNOST 103

VSTUPNÍ HODNOTY:

$Q_s=17965 \text{ Wh}; Q_z=13067 \text{ Wh}; Q_{vz}=11796 \text{ Wh}; Q_{vz,hyg.}=44296 \text{ Wh}; Q_{ve}=12960 \text{ Wh}; Q_{od}=0$

$\text{Wh}; Q_{st}=53340 \text{ Wh}; Q_l=27082 \text{ Wh}; Q_{tech}=174480 \text{ Wh}; Q_r=17847 \text{ Wh}$

CHLADICÍ VÝKON:

$$Q = \frac{17965 + 13067 + 11796 + 44296 + 12960 + 0 + 53340 + 27082 + 174480 + 17847}{16}$$

$$Q = 23296 \text{ W}$$

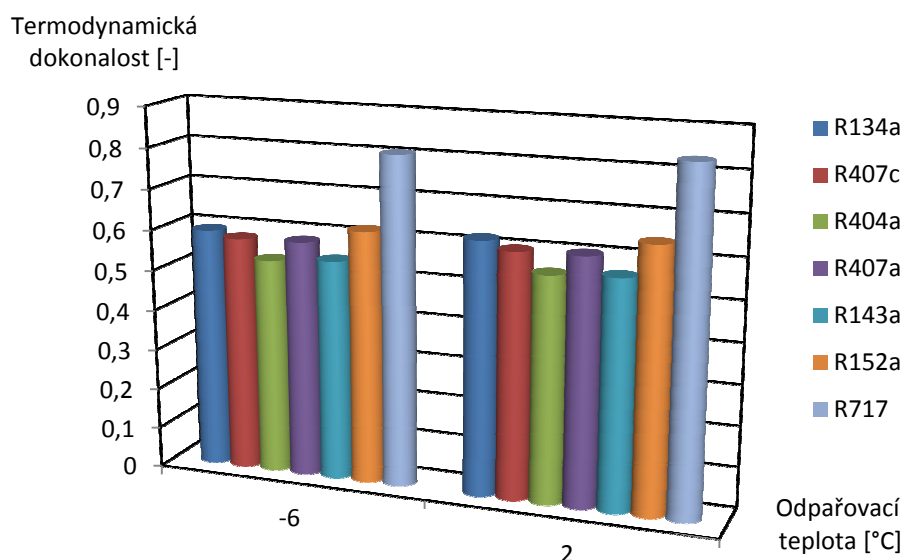
č. místnosti	Název místnosti	Teplo získané denně Q_c [Wh]	denní doba chodu τ [h]	Chladicí výkon Q [W]
103	kuchání	372735	16	23296
109	porcovna	272235	16	17015
110	sklad koření	25110	16	1569
111	popelnice kafilérka	25057	16	1566
115	chladírna	72065	16	4504
116	schlazovna	274373	16	17148
117	chladírna	18090	16	1131
118	chladírna	16217	16	1014
108	příjem, expedice	177262	16	11079

Tabulka 17 - Chladicí výkon

B.3. VOLBA ODPAŘOVACÍ TEPLoty, VHODNÉHO CHLADIVA A CHLADICÍHO OKRUHU

B.3.1. VOLBA CHLADIVA

Pro chladicí zařízení je volba chladiva důležitým úkolem. Při zvolení vhodného chladiva se bere v potaz mnoha faktorů. Ekologické požadavky se jeví jako jedny z nejdůležitějších. Proto je důležité provozovat a obsluhovat chladicí zařízení tak, aby nedocházelo k nestandardnímu provozu zařízení a chladivo neunikalo do okolního prostředí. Je vhodné, aby hodnoty GWP a ODP byly co nejmenší. Z komerčního hlediska je důležitým faktorem cena, dostupnost na trhu a termodynamické vlastnosti. Z bezpečnostního hlediska je žádoucí, aby chladivo nebylo hořlavé, výbušné, toxické a jedovaté. Pro tento projekt bylo zvoleno chladivo R407c, které se velmi často využívá pro chladírny. Přírodní chladivo NH₃ bylo v grafu 1 uvedeno spíše jen pro ukázkou. Pro tento projekt by bylo velmi nevhodné.



Graf 1 – Termodynamická dokonalost chladiv

CHLADIVO R407C

R407c je směs chladiv. Tato směs je nehořlavá, netoxická a není jedovatá. Bezpečnostní skupina chladiva dle ashre standard je A1. Hodnota poškozování ozonové vrstvy je nulová. Hodnota potenciálu globálního oteplování je 1774. R407c je zeotropní směs složená z R32/R125/R134a v poměru 23/25/52%.

Chemicko-fyzikální vlastnosti chladiva R407c		
Chemický vzorec	[-]	CHF2CF3/ CH2F2/ CH2FCF3
Obchodní název	[-]	R407c
Barva	[-]	bezbarvé
Zápach	[-]	lehký éterický
Bod varu	[°C]	-43,8 při 1,013 Bar
Hořlavost	[-]	nehořlavý
Výbušnost	[-]	nevýbušný
Tlak páry	[hPa]	10,769 při 21,1°C
Hustota páry	[Kg/m3]	43,8 při 25°C
Hustota kapaliny	[Kg/m3]	1138 při 25°C
Dynamická viskozita páry	[mPas]	0,0125 při 25°C
Dynamická viskozita kapaliny	[mPas]	0,152 při 25°C
Molární hmotnost	[kg/kmol]	86,2
Kritická teplota	[°C]	86,0
Kritický tlak	[kPa]	46,3

Tabulka 18 - Chemicko-fyzikální vlastnosti chladiva R407c

B.3.1.1. STANOVENÍ ČETNOSTI KONTROL

$$CO_2ekv. = GWP \cdot m \quad (21)$$

CO_2ekv CO_2 ekvivalent chladiva R407c [t]

GWP potenciál globálního oteplování [-]

m hmotnost chladiva v chladicím zařízení [kg]

Obsah f-plynů	Četnost kontrol	
	Bez automatického detekčního systému	S automatickým detekčním systémem
5 tun CO_2 -eq	12 měsíců	24 měsíců
50 tun CO_2 -eq	6 měsíců	12 měsíců
500 tun CO_2 -eq	Povinný automatický detekční systém	6 měsíců

Tabulka 19 – Četnost kontrol od 1.1.2015 dle nařízení EK č. 517/2014

VÝPOČET 13 – CO_2 EQUIVALENT A ČETNOST KONTROL CHLADICÍHO OKRUHU 1

$$CO_2ekv. = GWP \cdot m = 1774 \cdot 27,9 = 49,6 t$$

U okruhu 1 bude provedena kontrola 1x za rok

Okruh	Hmotnost chladiva v okruhu [kg]	Ekvivalent CO ₂ [t]	Četnost kontrol
1	27,9	49,6	1x12 měsíců
2	9,0	16,6	1x12 měsíců
3	7,3	12,9	1x12 měsíců

Tabulka 20 – Četnost kontrol

B.3.2. CHLADICÍ OKRUH

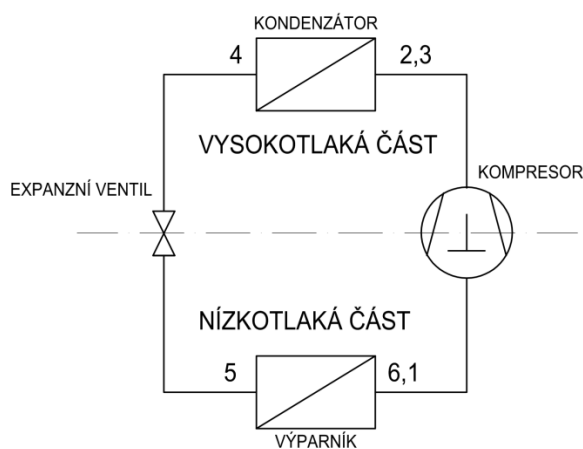
Byl vybrán jednostupňový chladicí okruh. Jednotlivé chlazené prostory byly rozděleny do chladicích okruhů 1,2 a 3 z následujících důvodů:

- Odlišné odpařovací teploty
- Schlazovna má odlišné provozní podmínky od ostatních chladiřů

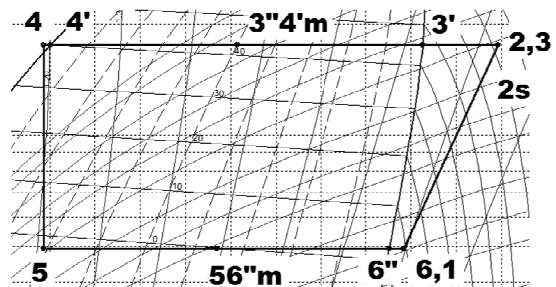
Dále byly pro výpočet okruhů stanoveny následující podmínky:

- Přehřátí páry: 7K
- Podchlazení kapaliny: 2K

Přehřátí by mělo být dle EN12900 a výrobce kompresorů značky Bitzer minimálně 5K z důvodu ochrany kompresoru. Pro vstřikování budou použity termostatické expanzní ventily. Elektronicky řízené ventily nejsou pro tento projekt vhodné. Obvyklá hodnota přehřátí od mechanických ventilů bývá 6-7K. V reálném chladicím okruhu lze uvažovat podchlazení kapaliny 2K. Hlavní parametry okruhů byly vypočteny softwarem SOLKANE. Software SOLKANE si počítá izoentropickou účinnost, proto se mohou hodnoty lišit od jiných log p-h diagramů.



Obrázek 38 - Základní okruh



Obrázek 39 – Popis bodů v základním okruhu

POPIS BODŮ V TABULKÁCH

- nasátí přehřátých par chladiva (bod 1, 6)
- koncový bod izoentropické komprese (bod 2s)
- bod přehřáté páry vstupující do kondenzátoru (bod 2, 3)
- bod syté páry (bod 3')
- průměrná hodnota bodů 3'' a 4' v kondenzátoru (bod 3''4'm)
- bod syté kapaliny (bod 4')
- bod podchlazené kapaliny vystupující z kondenzátoru (bod 4)
- bod expandovaného chladiva vstupujícího do výparníku (bod 6)
- průměrná hodnota bodů 5 a 6'' ve výparníku (bod 56''m)
- bod syté páry (bod 6'')

HLAVNÍ PARAMETRY CHLADICÍHO OKRUHU 1

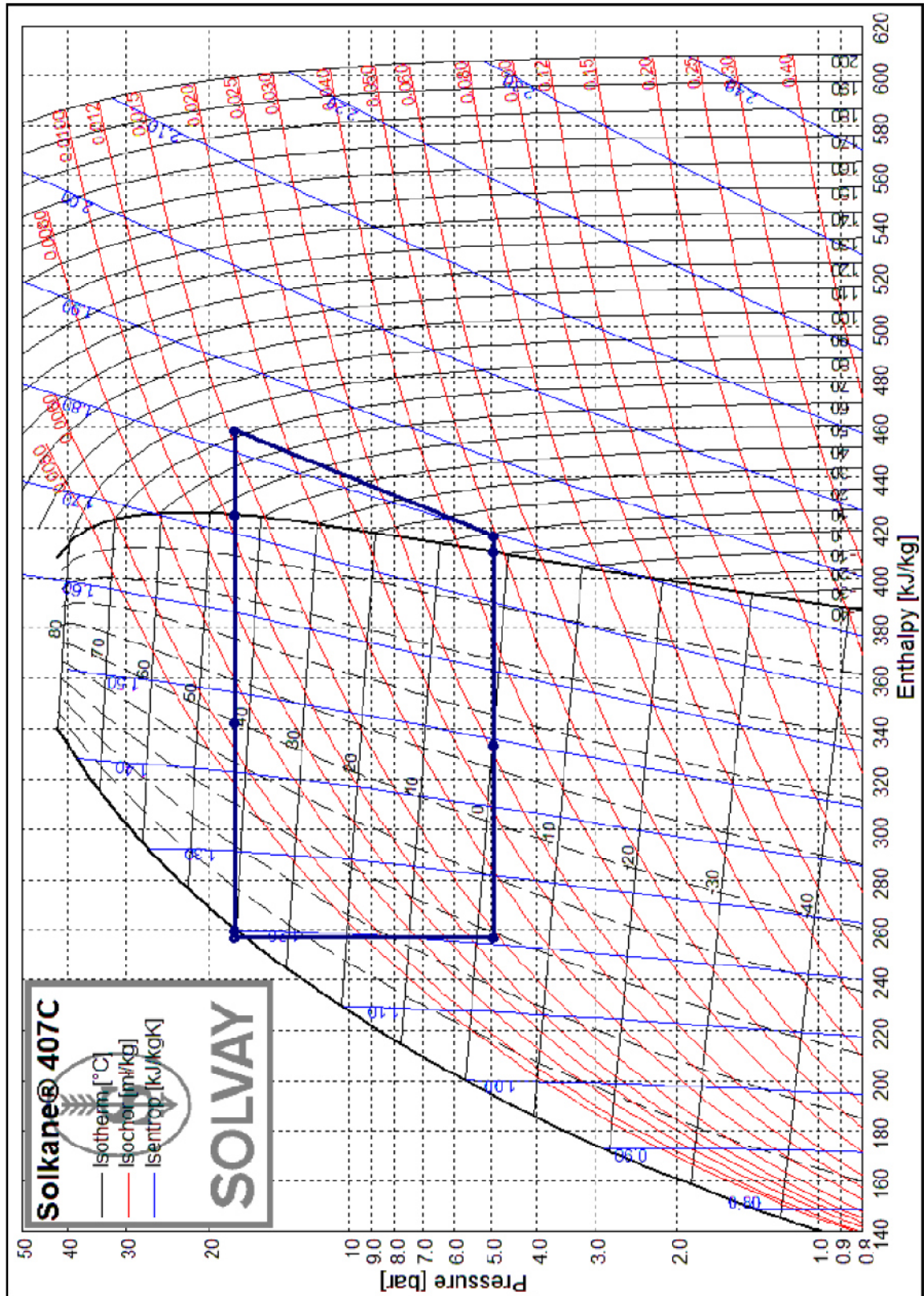
	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	4.94	9.00	49.33	416.99	1.7974	
2s	17.54	64.08	14.76	449.06	1.7974	
2	17.54	72.24	15.52	458.52	1.8251	
3	17.54	72.24	15.52	458.52	1.8251	
3'	17.54	45.00	12.69	425.29	1.7248	
3''4'm	17.54	42.56	6.82	342.84	1.4634	
4'	17.54	40.11	0.94	260.39	1.2020	
4	17.54	38.11	0.93	257.18	1.1918	
5	4.94	-2.41	14.41	257.18	1.2103	0.292
56''m	4.94	-0.20	30.93	333.82	1.4921	
6''	4.94	2.00	47.46	410.46	1.7739	
6	4.94	9.00	49.33	416.99	1.7974	

Tabulka 21 – Hlavní parametry okruhu 1

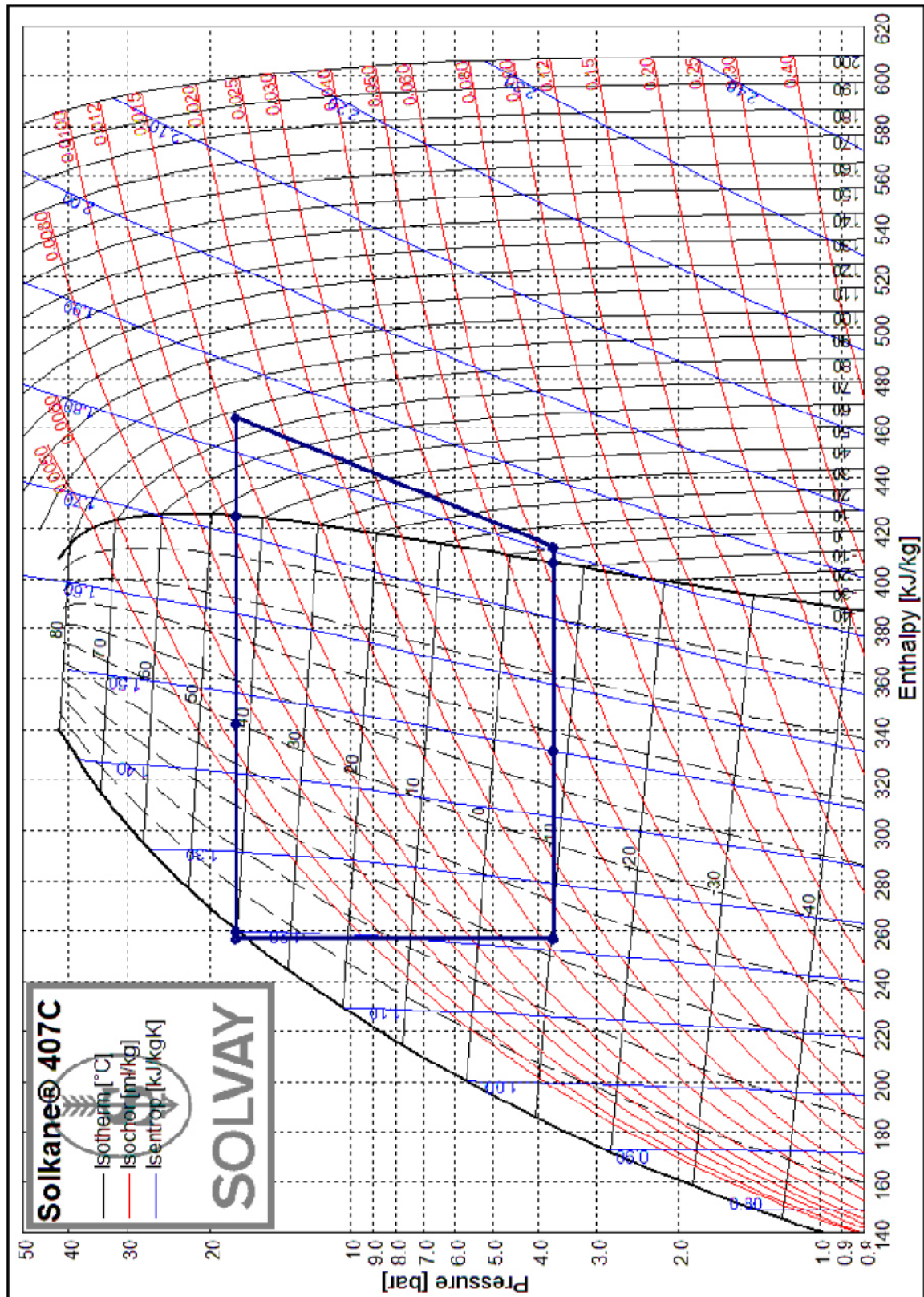
HLAVNÍ PARAMETRY CHLADICÍHO OKRUHU 2, 3

	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	3.71	1.00	65.02	412.81	1.8072	
2s	17.54	66.92	15.03	452.38	1.8072	
2	17.54	77.20	15.96	464.15	1.8413	
3	17.54	77.20	15.96	464.15	1.8413	
3'	17.54	45.00	12.69	425.29	1.7248	
3''4'm	17.54	42.56	6.82	342.84	1.4634	
4'	17.54	40.11	0.94	260.39	1.2020	
4	17.54	38.11	0.93	257.18	1.1918	
5	3.71	-10.27	21.39	257.18	1.2183	0.333
56''m	3.71	-8.13	42.02	331.88	1.5012	
6''	3.71	-6.00	62.66	406.57	1.7841	
6	3.71	1.00	65.02	412.81	1.8072	

Tabulka 22 - Hlavní parametry okruhu 2,3



Graf 2 - Okruh 1 v log p-h diagramu

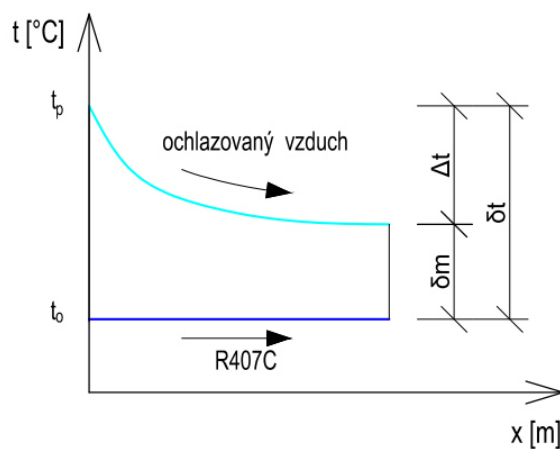


Graf 3 - Okruh 2,3 v log p-h diagramu

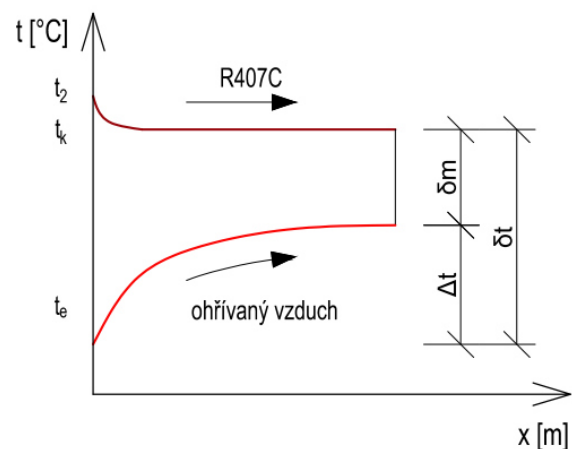
B.3.3. VOLBA ODPAŘOVACÍ A KONDENZAČNÍ TEPLoty

Teplota exteriéru pro letní období byla zvolena dle vlastního uvážení, jelikož teploty uváděné v ČSN 73 0548 nejsou pro tento projekt příliš vhodné. V potravinářském provozu nemohou teploty kolísat ani při extrémních klimatických podmínkách. Proto byla zvolena teplota exteriéru 32 °C.

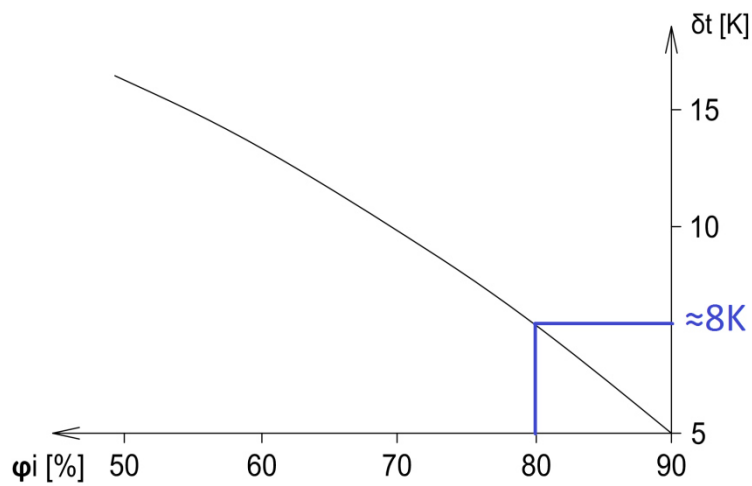
Pro okruh 1 byla vypočtena odpařovací teplota 2°C a pro okruh 2,3 byla vypočtena teplota -6°C. Kondenzační teplota má hodnotu 45°C.



Obrázek 40 - Odpařovací teplota



Obrázek 41 – kondenzační teplota



Obrázek 42 – Relativní vlhkost vzduchu v závislosti na δt

B.3.3.1. VOLBA ODPAŘOVACÍ TEPLoty

$$t_o = t_p - \delta_t \quad (22)$$

t_o odpařovací teplota chladiva [°C]

t_p teplota přiváděného vzduchu [°C]

δ_t teplotní rozdíl ochlazeného přivodního vzduchu a odpařovací teploty chladiva (pro masné výrobky 7-8K) [K]

VÝPOČET 14 – ODPAŘOVACÍ TEPLota PRO VÝROBNÍ PROVOZY

$$t_o = t_p - \delta_t = 10 - 8 = 2 \text{ °C}$$

VÝPOČET 15 – ODPAŘOVACÍ TEPLota PRO CHLADÍRNY

$$t_o = t_p - \delta_t = 2 - 8 = -6 \text{ °C}$$

B.3.3.2. VOLBA KONDENZAČNÍ TEPLoty

$$t_k = t_p + \delta_t \quad (23)$$

t_k kondenzační teplota chladiva [°C]

t_p teplota přiváděného vzduchu [°C]

δ_t teplotní rozdíl ohřátého přiváděného vzduchu a kondenzační teploty chladiva (8-15K) [K]

VÝPOČET 16 – KONDENZAČNÍ TEPLota

$$t_k = t_e + \delta_t = 32 + 13 = 45 \text{ °C}$$

B.4. NÁVRH ZDROJE CHLADU

Za zdroj chladu byly zvoleny sdružené jednotky BPCU-M3 od firmy SINOP. Z energetických důvodů budou na sdruženou jednotku napojena místa se stejnou odpařovací teplotou. Při poklesu odpařovací teploty o 1K a zachování příkonu kompresoru klesá chladicí výkon až o 4%. Jednotky budou tvořeny polohermetickými jednostupňovými pístovými kompresory značky Bitzer. Kompresory budou chlazeny nasávanými parami chladiva. Jednotka bude vyrobena z navržených komponentů. Orientační rozměry jednotek jsou 1,7/0,9/1,3 (L/Š/V).

$$m = \frac{Q_o}{q_o} \quad (24)$$

m hmotnostní průtok chladiva [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]

Q_o chladicí výkon [W]

q_o měrná chladivost [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

$$q_o = h_6 - h_5 \quad (25)$$

h_6 měrná entalpie přehřáté páry chladiva nasávané do kompresoru [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

h_5 entalpie expandovaného chladiva [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

$$P = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (26)$$

P příkon kompresoru [W]

h_1 měrná entalpie nasávané přehřáté páry chladiva [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

h_2 měrná entalpie přehřáté páry vstupující do kondenzátoru [$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$]

$$EER = \frac{Q_e}{P_e} \quad (27)$$

EER chladicí faktor [-]

Q_e chladicí výkon navržené sdružené jednotky [W]

P_e příkon navržené sdružené jednotky [W]

VÝPOČET 17 – PŘÍKON KOMPRESORŮ PRO CHLADICÍ OKRUH 1

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$Q_0=51,4 \text{ kW}; h_6=416,99 \text{ kJ.kg}^{-1}; h_5=257,18 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

HMOTNOSTNÍ PRŮTOK:

$$m = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{51,4}{416,99 - 257,18} = 0,32 \text{ kg.s}^{-1}$$

PŘÍKON KOMPRESORU:

$$P = m \cdot (h_2 - h_1) = 0,32 \cdot (458,52 - 416,99) = 13,4 \text{ kW}$$

TEORETICKÝ CHLADICÍ FAKTOR:

$$EER = \frac{Q_e}{P_e} = \frac{51,4}{13,4} = 3,8$$

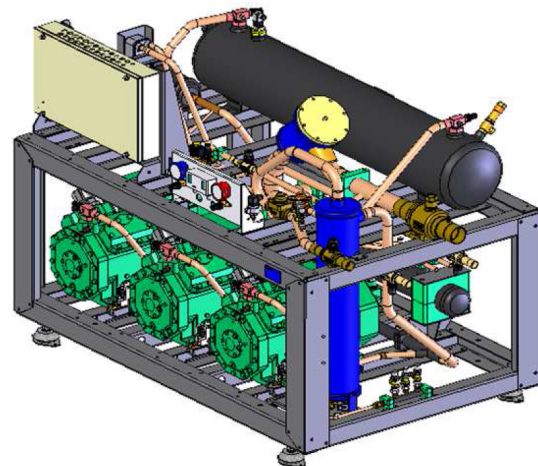
NÁVRH:

č. chladicího okruhu	Typ sdružené jednotky	Příkon jednotky P_e [kW]	Chladicí výkon Q_0 [kW]	Motorová verze	EER
1	BPCU-M3-4DES-7Y	18,4	60,1	1	3,27
2	BPCU-M3-2DES-2Y	8,6	21,5	2	2,49
3	BPCU-M3-2HES-1Y	4,4	10,8	2	2,46

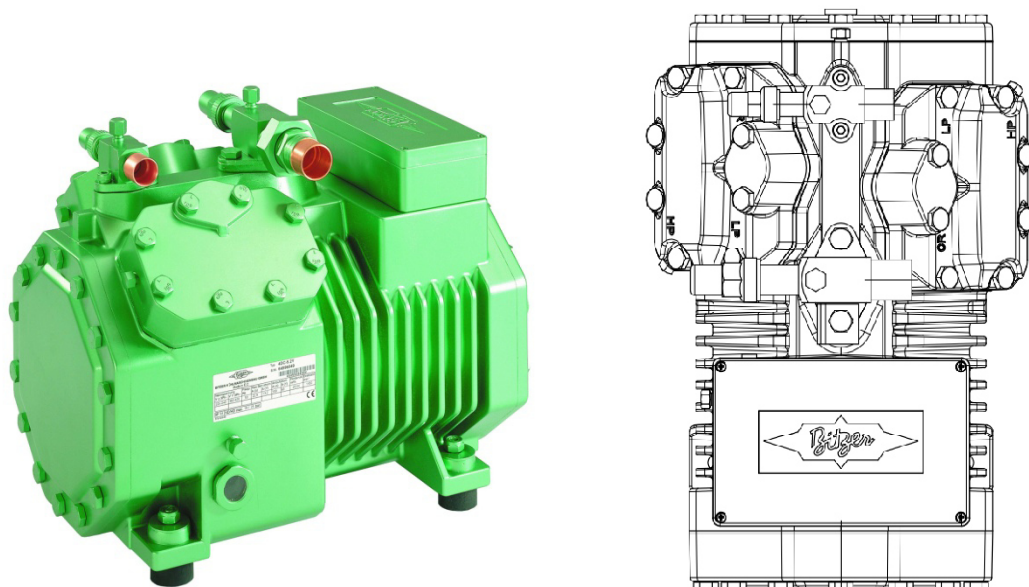
Tabulka 23 – Chladicí výkon a příkon navržených sdružených jednotek

BPCU - M 3 - 4CES-9Y					
Bitzer	Sřídící teplota	Počet kompresorů	Typ kompresoru	s esterovým olejem	
sdružená kompresorová jednotka					

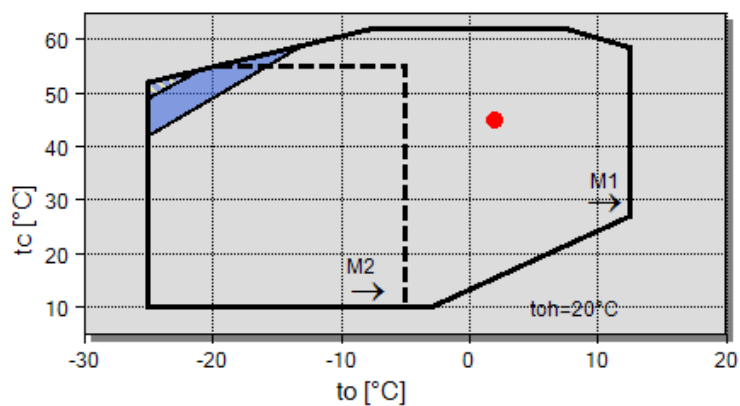
Obrázek 43 – Kód značení sdružených jednotek [17]



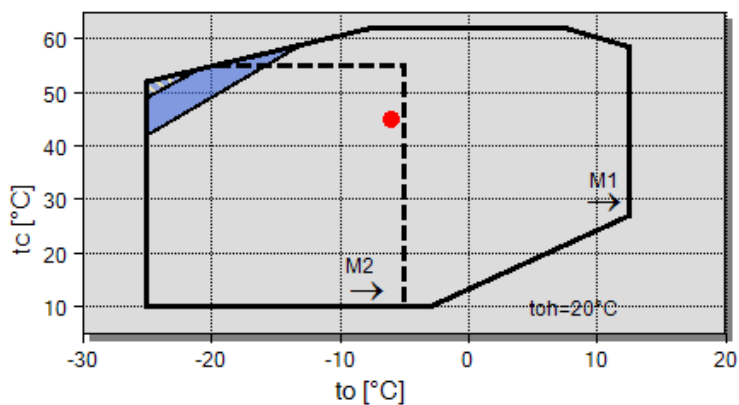
Obrázek 44 - Sdružená jednotka [17]



Obrázek 45 - Kompresor sdružených jednotek [9]



Obrázek 46 – Rozsah použitelnosti kompresoru 4DES-7Y [9]



Obrázek 47 – Rozsah použitelnosti kompresoru 2DES-2Y a kompresoru 2HES-1Y [9]

B.5. NÁVRH VÝMĚNÍKŮ

B.5.1. NÁVRH VÝPARNÍKŮ

Pro chladicí okruh 3 byly navrženy suché výparníky Güntner GDF (chladicí výkon výparníků GDF 1-9 kW), jelikož vypočtené chladicí výkony v těchto místnostech dosahují menších hodnot. Pro chladicí okruh 1 a 2 jsou navrženy suché výparníky Güntner GACC (chladicí výkon výparníků GACC 1-61 kW).



Obrázek 48 – Suchý výparník Güntner GDF [18]



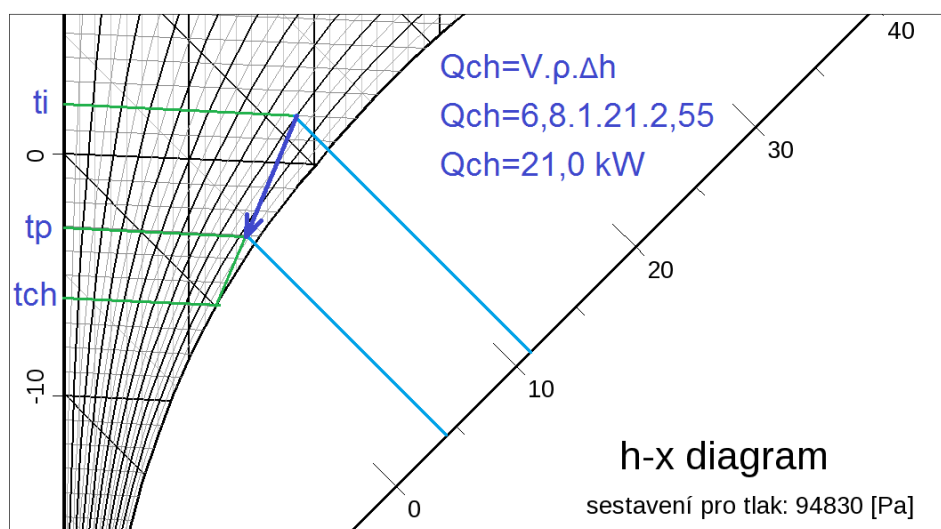
Obrázek 49 – Suchý výparník Güntner GACC [18]

Z důvodu zanášení lamel byl každý výparník navržen na chladicí výkon o 10% vyšší. Z důvodu zamrzání jsou výparníky v chlazených prostorech o teplotě $2\pm 2^{\circ}\text{C}$ navrženy s roztečí lamel 7mm, tyto výparníky budou odtávány elektrickými topnými tyčemi. U prostorů s teplotou $10\pm 2^{\circ}\text{C}$ budou výparníky odtávány proudícím vzduchem. V místnostech 103 a 109 budou výparníky opatřeny odlučovači kapek z důvodu velké rychlosti vystupujícího vzduchu z výparníku. Vzduch by mohl strhávat kapky zkondenzovaného vzduchu a tyto kapky usazené na chlazeném zboží by mohly vést k hnilobě a plísním.

Výkon navrženého výparníku je dán teplosměnnou plochou, součinitelem prostupu tepla a středním logaritickým rozdílem teplot. Pro návrh byl použit výpočtový software GPC.EU 2015.

č. místnosti	Název místnosti	Typ výparníku	Chladicí výkon Q_o [kW]
103	kuchání	GACC 040.1F/47-AW.E	26,1
109	porcovna	GACC 040.1F/37-AW.E	19,4
110	sklad koření	GDF 030.1B/17-EN150.E	1,8
111	popelnice kafilérka	GDF 030.1B/17-EN150.E	1,8
115	chladírna	GDF 030.1B/37-EN150.E	5,3
116	schlazovna	GACC 040.1H/37-AW.E	20,9
117	chladírna	GDF 030.1A/17-EN150.E	1,3
118	chladírna	GDF 030.1A/17-EN150.E	1,3
108	příjem, expedice	GACC 031.1H/37-AW.E	12,3

Tabulka 24 – Výparníky



Obrázek 50 – Ověření chladicího výkonu výparníku v místnosti 116

B.5.2. NÁVRH KONDENZÁTORŮ

Byly navrženy vzduchem chlazené kondenzátory Güntner GVHX (výkon kondenzátorů GVHX 15-350 kW). Je vhodné, aby každý okruh měl svůj vlastní kondenzátor z důvodu regulace, poruchy a správné funkčnosti celého chladicího systému. Z důvodu zanášení lamel výměníku ve venkovním prostředí byl kondenzátor navržen na výkon o 40% vyšší.

Výkon navrženého kondenzátoru je dán teplosměnnou plochou, součinitelem prostupu tepla a středním logaritmickým rozdílem teplot. Pro návrh byl použit výpočtový software GPC.EU 2015.

V příloze P1 je proveden návrh vodou chlazeného kondenzátoru pro ohřevu TV odpadním teplem. Tento návrh je pouze ve formě studie. Pro návrh objemu akumulční nádoby, stanovení křivky odběru a výkonu zdroje tepla byla vytvořena pomůcka v Microsoft Excel. Pro návrh výměníku byl použit software SSP G7 od firmy SWEP.



Obrázek 51 – Kondenzátor Güntner GVHX [18]

$$Q_k = m \cdot (h_3 - h_4) \quad (28)$$

m hmotnostní průtok chladiva [$\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$]

h_3 měrná entalpie přehřáté páry vstupující do kondenzátoru [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

h_4 měrná entalpie podchlazené kapaliny [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]

VÝPOČET 18 – VÝKON KONDENZÁTORU PRO OKRUH 1

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$m=0,32 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}; h_3=458,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}; h_4=257,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

VÝKON KONDENZÁTORU:

$$Q_k = m \cdot (h_3 - h_4) = 0,32 \cdot (458,52 - 257,18) = 64,4 \text{ kW}$$

NÁVRH:

č. chladicího okruhu	č. místností	Typ kondenzátoru	Chladicí výkon [kW]
1	103,108,109	GVHX 080. 1B/2-ND.E	95,8
2	116	GVHX 080.2B/1-MS.E	32,1
3	110,111,115,117,118	GVHX 071.1B/1-SJ.E	18,5

Tabulka 25 – Návrh kondenzátorů

B.5.2.1. ÚTLUM HLUKU

$$L = 10 \cdot \sum 10^{\frac{L_i}{10}} \quad (29)$$

L hladina akustického tlaku [dB]

L_i hladina akustického tlaku i -tého zdroje hluku [dB]

$$L_p = L + 10 \cdot \log\left(\frac{r_1}{r_2}\right) \quad (30)$$

L_p akustický tlak v kritickém bodě [dB]

r_1 vzdálenost od zdroje hluku, při které byl naměřen akustický tlak [m]

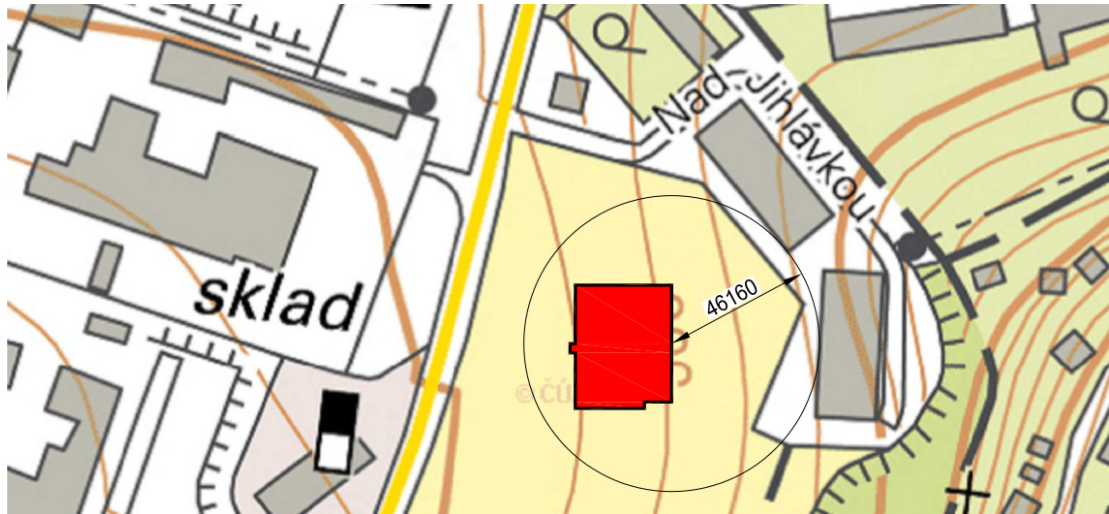
r_2 vzdálenost kritického bodu od zdroje hluku [m]

VÝPOČET 19 – ÚTLUM HLUKU

Následující výpočet je pouze orientační.

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$L_1=51 \text{ dB}; L_2=42 \text{ dB}; L_3=39 \text{ dB}; r_1=10 \text{ m}; r_2=46,16 \text{ m}$$



Obrázek 52 - Umístění řešeného objektu

HLADINY AKUSTICKÉHO TLAKU NAMĚŘNÉ VE VZDÁLENOSTI 10m:

L_1	51	dB
L_2	42	dB
L_3	39	dB

HLADINA AKUSTICKÉHO TLAKU:

$$L = 10 \cdot \log \sum 10^{\frac{L_i}{10}} = 10 \cdot \log(10^{\frac{51}{10}} + 10^{\frac{42}{10}} + 10^{\frac{39}{10}}) = 51,8 \text{ dB}$$

ÚTLUM AKUSTICKÉHO TLAKU VZDÁLENOSTÍ:

$$L_p = L + 10 \cdot \log \left(\frac{r_1}{r_2} \right) = 51,8 + 10 \cdot \log \left(\frac{10}{46,16} \right) = 45 \text{ dB}$$

VYHODNOCENÍ:

45 dB > 40 dB NEVYHOVUJE

Na vzdálenost 46,16m od posuzovaného bodu se hladina akustického tlaku utlumí na 45 dB. Požadovaná hladina akustického tlaku dle nařízení vlády 272/2011 Sb. o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací je 50 dB, pro noční dobu se započítáním korekce je hodnota akustického tlaku rovna 40 dB. Jelikož posouzení nevyhovuje a výrobce nemá v nabídce kondenzátor o nižším akustickém tlaku, bude muset být proveden přesnější výpočet softwarem. Případně musí být navržena zástěna.

B.6. DIMENZOVÁNÍ A HYDRAULICKÉ POSOUZENÍ POTRUBÍ

Správné nadimenzování spojovacího potrubí má rozhodující vliv na funkci celého chladicího zařízení a na jeho hospodárny provoz. Při dimenzování je třeba si dát pozor na správné přemístování oleje a na dodržení maximálních tlakových ztrát. Rychlost chladiva v jednotlivých úsecích potrubí by měla být přibližně stejná, aby i při minimálním výkonu byla zabezpečena rychlost proudění. Vliv tlakových ztrát je řešen v části hydraulické posouzení.

Závada způsobená nedostatkem oleje může nastat ve dvou případech. První případ je ztráta oleje důsledkem netěsností ovšem tato závada je málo pravděpodobná a hlavně by vůbec neměla nikdy nastat. Druhý případ nastane, když je nedostatek oleje způsoben nesprávným přemístováním oleje. Olej je v chladicích zařízeních dopravován po stěnách trubek proudícím chladivem. Je-li rychlost proudícího chladiva příliš malá v důsledku velké dimenze, bude se olej shromažďovat převážně ve výparníku. To vede k tomu, že se zde soustavně zhoršuje přestup tepla, klesá výkon a hospodárnost chladicího zařízení, až na konec dojde k provozní poruše pro nedostatek oleje v kompresoru. Ovšem příliš velké rychlosti vedou k velkým tlakovým ztrátám. Ztráta 1 Bar na sacím potrubí při použití chladiva R407c, odpařovací teploty -6°C a chladicího výkonu 30kW má za následek ztrátu na odpařovací teplotě 0,74K.

V tomto projektu byly navrženy dimenze potrubí na maximální výkon a na horní hranice doporučených rychlostí, aby i při minimálním výkonu byla zabezpečena rychlost proudění.

B.6.1. TYPY POTRUBÍ PŘÍMÉHO CHLAZENÍ

SACÍ POTRUBÍ

Sací potrubí přivádí přehřáté páry a obíhající olej z výparníku do sání kompresoru. Vhodná rychlost sacího potrubí pro chladivo R407c je 5-11 m/s.

VÝTLAČNÉ POTRUBÍ

Výtlačné potrubí přivádí stlačené páry chladiva a obíhající množství oleje z kompresoru do kondenzátoru. Vhodná rychlost výtlačného potrubí pro chladivo R407c je 4-11 m/s.

KONDENZÁTNÍ POTRUBÍ

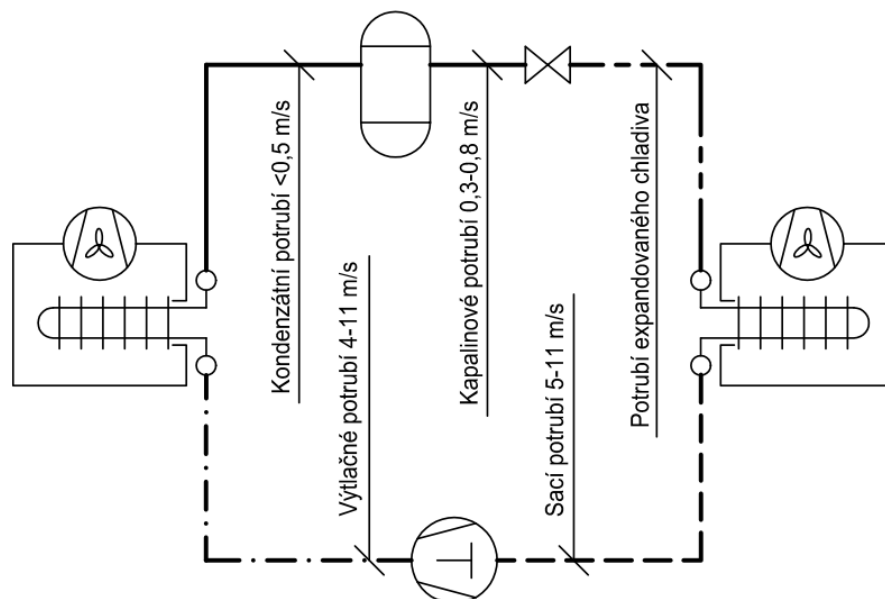
Kondenzátní potrubí přivádí kapalně chladivo (kondenzát) z kondenzátoru do sběrače chladiva. Vhodná rychlost kondenzátního potrubí pro chladivo R407c je $<0,5\text{ m/s}$. Nepsaným pravidlem je že potrubí kondenzátní by mělo být o jednu dimenzi větší jak kapalinové potrubí vystupující ze sběrače.

KAPALINOVÉ POTRUBÍ

Kapalinové potrubí přivádí směs kapalného chladiva a oleje ze sběrače chladiva k expanznímu ventilu. Vhodná rychlost kapalinové potrubí pro chladivo R407c je $0,3-0,8\text{ m/s}$

POTRUBÍ EXPANDOVANÉHO CHLADIVA

Potrubí expandovaného chladiva přivádí expandované chladivo z expanzního ventilu do výparníku. Rychlost v tomto potrubí je dána dimenzí připojovacího potrubí výparníku.



Obrázek 53 – Typy potrubí přímého chlazení

B.6.2. DIMENZOVÁNÍ POTRUBÍ

Návrh potrubí je proveden dle EN 12735-1 - Měď a slitiny mědi - Trubky bezešvé kruhové z mědi pro klimatizaci a chlazení - Část 1: Trubky pro potrubní systémy. Pro dimenzování byl použit software SOLKANE.

$$V = m \cdot v \quad (31)$$

V objemový průtok chladiva [$m^3 \cdot s^{-1}$]

m hmotnostní průtok chladiva [$kg \cdot s^{-1}$]

v měrný objem [$m^3 \cdot kg^{-1}$]

$$S = \frac{V}{w} \quad (32)$$

S plocha průřezu potrubí [m^2]

w rychlost proudění chladiva v průřezu potrubí [$m \cdot s^{-1}$]

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (33)$$

d vnitřní průměr potrubí [m]

VÝPOČET 20 – STANOVENÍ DIMENZE POTRUBÍ PRO CHLADICÍ OKRUH 2

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$Q_o = 20900 \text{ W}; h_6 = 412,81 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}; h_5 = 257,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}; v_4 = 9,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}; v_6 = 6,5 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}; \\ v_3 = 1,6 \cdot 10^{-2} \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

HOTNOSTNÍ PRŮTOK CHLADIVA:

$$m = \frac{Q_o}{h_6 - h_5} = \frac{20900}{412810 - 257180} = 0,134 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

KAPALINOVÉ POTRUBÍ:

$$V = m \cdot v_4 = 0,134 \cdot 9,3 \cdot 10^{-4} = 1,246 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$S = \frac{1,246 \cdot 10^{-4}}{0,81} = 1,538 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,618 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,014 \text{ m} = 14 \text{ mm}$$

Navržený průměr Cu trubky je 16x1,0

SACÍ POTRUBÍ:

$$V = m \cdot v_6 = 0,134 \cdot 0,06502 = 8,713 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$S = \frac{V}{w} = \frac{8,713 \cdot 10^{-3}}{10,86} = 8,023 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,023 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,032 \text{ m} = 32 \text{ mm}$$

Navržený průměr Cu potrubí je 35x1,5

VÝTLAČNÉ POTRUBÍ:

$$V = m \cdot v_3 = 0,134 \cdot 0,01596 = 2,139 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$S = \frac{V}{w} = \frac{2,139 \cdot 10^{-4}}{10,66} = 2,006 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,006 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,016 \text{ m} = 16 \text{ mm}$$

Navržený průměr Cu potrubí je 18x1,0

KONDENZÁTNÍ POTRUBÍ:

$$V = m \cdot v_4 = 0,134 \cdot 9,3 \cdot 10^{-4} = 1,246 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

$$S = \frac{V}{w} = \frac{1,032 \cdot 10^{-4}}{0,4} = 3,116 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 3,116 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,020 \text{ m} = 20 \text{ mm}$$

Navržený průměr Cu potrubí je 22x1,0

B.6.3. HYDRAULICKÝ VÝPOČET

Výpočet součinitele tření kapalinového a sacího potrubí chladicího okruhu 2 byl proveden grafickou metodou, výpočtovou metodou a softwarem SOLKANE. Jelikož je Colebrookova rovnice je implicitní a musí se řešit iterací lze použít pro usnadnění výpočtu různé alternativy například Churchillovu rovnici. Výpočet byl proveden pomocí Churchillovy i Colebrookovy rovnice. Colebrookova rovnice byla vyřešena iterací pomocí Microsoft Excel a doplňku Řešitel.

$$p_{tř} = \frac{\lambda}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot l \quad (34)$$

$p_{tř}$ tlaková ztráta třením [Pa]

λ součinitel tření [-]

d vnitřní průměr potrubí [m]

ρ hustota chladiva [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]

w rychlost proudění chladiva [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]

l délka potrubí [m]

$$Re = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (35)$$

Re Reynoldsovo číslo [-]

ν kinematická viskozita chladiva [$\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}$]

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (36)$$

η dynamická viskozita chladiva [Pa.s]

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left(\frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{3,71 \cdot d} \right) \quad (37)$$

λ součinitel tření při turbulentním proudění (Colebrookova rovnice) [-]

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad (38)$$

λ součinitel tření při turbulentním proudění (Churchilova rovnice) [-]

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon \right) \right]^{16} \quad (39)$$

ε relativní drsnost potrubí [-]

$$b = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (40)$$

$$\varepsilon = \frac{k}{d} \quad (41)$$

k absolutní drsnost potrubí [m]

$$p_{\text{místní}} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (42)$$

p_m tlaková ztráta místními odpory [Pa]

ξ součinitel místního odporu [-]

VÝPOČET 21 - TLAKOVÁ ZTRÁTA KAPALINOVÉHO POTRUBÍ OKRUHU 2

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$d=14 \text{ mm}; m=0,134 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}; \eta=0,152 \text{ Pa}\cdot\text{s}; k=0,002 \text{ mm}; \rho=1064 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$$

PLOCHA PRŮŘEZU POTRUBÍ:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,014^2}{4} = 1,538 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

RYCHLOST POROUDĚNÍ KAPALNÉHO CHLADIVA V POTRUBÍ:

$$w = \frac{V}{S} = \frac{1,246 \cdot 10^{-4}}{1,538 \cdot 10^{-4}} = 0,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

KINEMATICKÁ VISKOZITA KAPALNÉHO CHLADIVA:

$$\nu = \frac{0,152 \cdot 10^{-3}}{1064} = 1,429 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

REYNOLDOSOVO ČÍSLO:

$$Re = \frac{0,81 \cdot 0,014}{1,429 \cdot 10^{-7}} = 79380$$

SOUČINITEL TŘENÍ KAPALNÉHO CHLADIVA DLE CHURCHILLA:

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}}$$

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{79380} \right)^{12} + \frac{1}{(8,026 \cdot 10^{20} + 6,233 \cdot 10^{-6})^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,0195$$

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon \right) \right]^{16}$$

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{79380} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 1,429 \cdot 10^{-4} \right) \right]^{16} = 8,026 \cdot 10^{20}$$

$$b = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} = \left(\frac{37530}{79380} \right)^{16} = 6,233 \cdot 10^{-6}$$

RELATIVNÍ DRSNOT POTRUBÍ:

$$\varepsilon = \frac{k}{d} = \frac{0,002}{14} = 1,429 \cdot 10^{-4}$$

TLAKOVÁ ZTRÁTA TŘENÍM NA 1m POTRUBÍ:

$$p_{tř} = \frac{\lambda}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot l = \frac{0,0195}{0,014} \cdot 1064 \cdot \frac{0,81^2}{2} \cdot 1 = 486 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

VYHODNOCENÍ:

Při použití Colebookovy rovnice řešené pomocí programu řešitel je součinitel tření $\lambda = 0,019499117$. Tlaková ztráta vypočtená pomocí programu SOLKANE je $472 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$. Nepřesnosti oproti programu mohou být způsobeny tím, že byla použita dynamická viskozita chladiva R407c při $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Také program SOLKANE může používat jinou drsnost měděných trubek.

VÝPOČET 22 - TLAKOVÁ ZTRÁTA SACÍHO POTRUBÍ OKRUHU 2

VSTUPNÍ HODNOTY:

$d=32 \text{ mm}$; $m=0,134 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$; $\eta=0,0125 \text{ Pa} \cdot \text{s}$; $k=0,002 \text{ mm}$; průměrná hustota chladiva ve výparníku $\rho=15 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

PLOCHA PRŮŘEZU POTRUBÍ:

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,032^2}{4} = 8,043 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

RYCHLOST PRODĚNÍ PLYNNÉHO CHLADIVA V POTRUBÍ:

$$w = \frac{V}{S} = \frac{8,713 \cdot 10^{-3}}{8,043 \cdot 10^{-4}} = 10,86 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

KINEMATICKÁ VISKOZITA PLYNNÉHO CHLADIVA:

$$\nu = \frac{0,0125 \cdot 10^{-3}}{15} = 8,333 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$$

REYNOLDSOVO ČÍSLO:

$$Re = \frac{10,86 \cdot 0,032}{8,333 \cdot 10^{-7}} = 417041$$

SOUČINITEL TŘENÍ PLYNNÉHO CHLADIVA DLE CHURCHILLA:

$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(a+b)^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}}$$
$$\lambda = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{417041} \right)^{12} + \frac{1}{(9,28 \cdot 10^{21} + 1,850 \cdot 10^{-17})^{1,5}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,0144$$

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \varepsilon \right) \right]^{16}$$

$$a = \left[-2,457 \cdot \ln \left(\left(\frac{7}{417041} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 6,25 \cdot 10^{-5} \right) \right]^{16} = 9,28 \cdot 10^{21}$$

$$b = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} = \left(\frac{37530}{417041} \right)^{16} = 1,850 \cdot 10^{-17}$$

RELATIVNÍ DRSNOST POTRUBÍ:

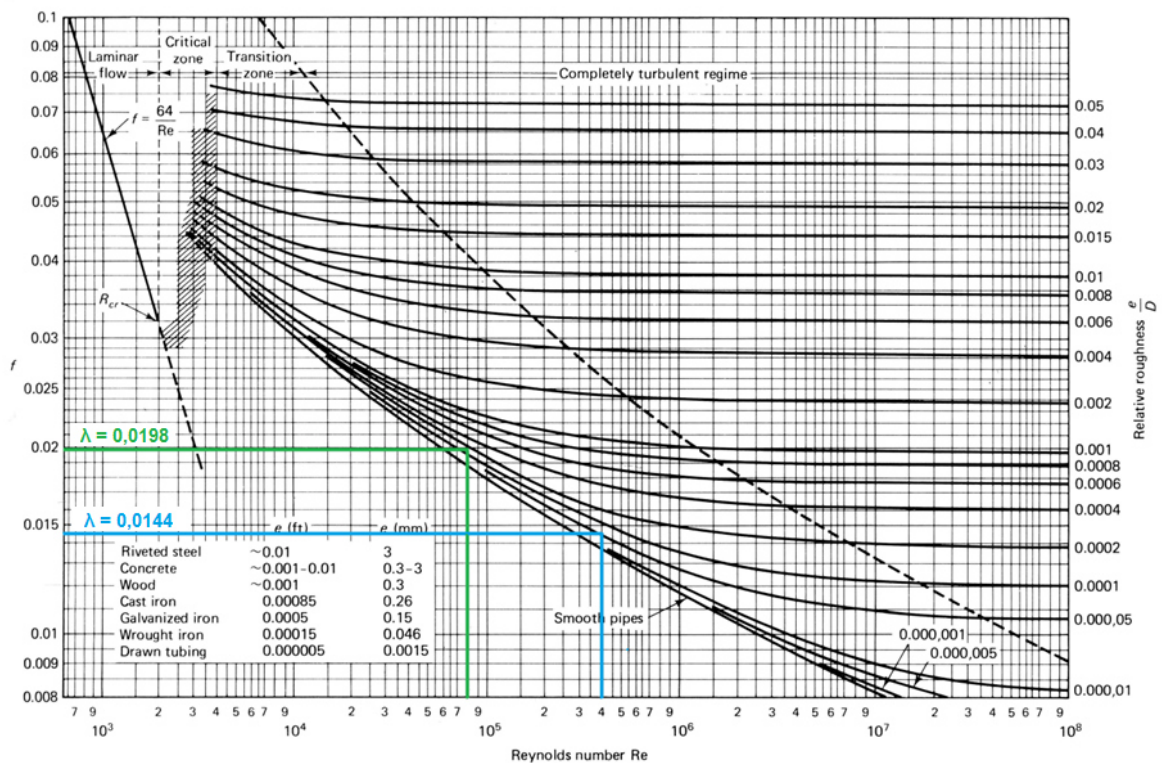
$$\varepsilon = \frac{k}{d} = \frac{0,002}{32} = 6,25 \cdot 10^{-5}$$

TLAKOVÁ ZTRÁTA TŘENÍM NA 1m POTRUBÍ:

$$p_{tř} = \frac{\lambda}{d} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot l = \frac{0,0144}{0,032} \cdot 15 \cdot \frac{10,86^2}{2} \cdot 1 = 397 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$$

VYHODNOCENÍ:

Při použití Colebrookovy rovnice řešené pomocí programu řešitel je součinitel tření $\lambda = 0,014353712$. Tlaková ztráta vypočtená pomocí programu SOLKANE je $393 \text{ Pa} \cdot \text{m}^{-1}$.



Graf 4 - Moodyho diagram (grafický výpočet součinitele tření)

p.č.	Q _o	Ø	w	R	L	RL	Σξ	Z	ρ	H	Δp _{stat}	Δp _{RV}	Ztráty
-	[W]	[mm]	[m/s]	[Pa/m]	[m]	[Pa]	[-]	[Pa]	[kg/m ³]	[m]	[Pa]	[Pa]	[Bar]
Místnost 108 - příjem, expedice				Místnost 108 - příjem, expedice									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,98									
1	12300	16x1,0	0,46	173	11,0	1903	6,3	717	1075		0	54900	0,58
2	31700	22x1,0	0,59	171	18,0	3078	4,6	861	1075		0		0,04
3	57800	28x1,5	0,68	172	4,3	740	4,2	1044	1075	3,2	34409		0,36
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,057 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,52									
1	12300	22x1,0	12,09	1069	11,6	12400	10,3	15259	20	1,2	243		0,28
2	31700	35x1,5	12,17	619	18,0	11142	5,5	8256	20		0		0,19
3	57800	54x2,0	9,09	212	4,6	975	3,9	3266	20		0		0,04
Místnost 109 - porcovna				Místnost 109 - porcovna									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,69									
1	19400	16x1,0	0,73	393	1,2	479	4,9	1404	1075		0	27300	0,29
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,097 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,29									
1	19400	35x1,5	7,45	249	1,7	433	7,9	4444	20	1,3	264		0,05
Místnost 103 - kuchání				Místnost 103 - kuchání									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,84									
1	26100	18x1,0	0,75	353	1,3	466	6,3	1905	1075		0	45800	0,48
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,069 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,14									
1	26100	35x1,5	10,02	431	1,6	690	8,9	9056	20	1,3	264		0,10
Okruh 1 - 108,109,103				Okruh 1 - 108,109,103									
Výtlačné potrubí				Ztráta kondenzátoru 0,460 Bar Celková ztráta výtlačné potrubí 0,67									
1	57800	28x1,5	11,43	2120	8,1	17172	11,9	50084	64	0,1	64		0,67
Kondenzátní potrubí				Celková ztráta kondenzátního potrubí 0,17									
1	57800	35x1,5	0,42	52	9,1	473	7,4	702	1075	1,5	16129		0,17

Tabulka 26 – Hydraulický výpočet okruhu 1

p.č.	Q _o	Ø	w	R	L	RL	Σξ	Z	ρ	H	Δp _{stat}	Δp _{RV}	Ztráty
-	[W]	[mm]	[m/s]	[Pa/m]	[m]	[Pa]	[-]	[Pa]	[kg/m ³]	[m]	[Pa]	[Pa]	[Bar]
Místnost 116 - schlazovna				Místnost 116 - schlazovna									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,72									
1	20900	16x1,0	0,81	472	11,0	5211	11,0	3839	1064	2,9	31276	31700	0,72
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,210 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,18									
1	20900	35x1,5	10,86	393	11,7	4614	14,8	13440	15	1,2	185		0,18
Okruh 2 - 116				Okruh 2 - 116									
Výtlačné potrubí				Ztráta kondenzátoru 0,240 Bar Celková ztráta výtlačné potrubí 0,77									
1	20900	18x1,0	10,66	3082	8,0	24656	11,9	52197	77	0,1	77		0,77
Kondenzátní potrubí				Celková ztráta kondenzátního potrubí 0,17									
1	20900	22x1,0	0,40	85	10,4	884	7,4	630	1064	1,5	15957		0,17

Tabulka 27 – Hydraulický výpočet okruhu 2

p.č.	Q _o	Ø	w	R	L	RL	Σξ	Z	ρ	H	Δp _{stat}	Δp _{RV}	Ztráty
-	[W]	[mm]	[m/s]	[Pa/m]	[m]	[Pa]	[-]	[Pa]	[kg/m ³]	[m]	[Pa]	[Pa]	[Bar]
Místnost 110 - sklad koření				Místnost 110 - sklad koření									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,78									
1	1750	6x1,0	0,83	2191	3,1	6683	2,2	806	1064		0	4000	0,11
2	3450	8x1,0	0,72	1072	7,0	7504	2,0	551	1064		0		0,08
3	8750	12x1,0	0,66	493	8,7	4289	1,6	371	1064		0		0,05
4	10050	12x1,0	0,76	634	4,6	2916	0,3	92	1064		0		0,03
5	11350	12x1,0	0,86	791	17,4	13763	6,8	2675	1064	3,2	34042		0,50
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,160 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,44									
1	1750	12x1,0	9,31	1134	3,5	3969	8,6	5740	15	1,1	169		0,10
2	3450	15x1,0	10,70	1125	6,8	7650	2,9	2557	15		0		0,10
3	8750	22x1,0	11,57	774	9,0	6966	2,9	2989	15		0		0,10
4	10050	28x1,5	8,51	336	4,6	1546	0,6	335	15		0		0,02
5	11350	28x1,5	9,62	421	17,7	7452	6,5	4632	15		0		0,12
Místnost 111 - kafilérka				Místnost 111 - kafilérka									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,74									
1	1750	6x1,0	0,86	2191	1,1	2410	4,1	1613	1064		0	4000	0,08
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,160 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,41									
1	1750	12x1,0	9,31	1134	1,6	1758	7,9	5273	15	1,1	169		0,07
Místnost 115 - chladárna				Místnost 115 - chladárna									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,97									
1	5300	10x1,0	0,63	594	1,1	653	4,9	1034	1064		0	37300	0,39
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,060 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,33									
1	5300	18x1,0	11,01	924	1,6	1432	8,3	7747	15	1,1	169		0,09
Místnost 118 - chladárna				Místnost 118 - chladárna									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,58									
1	1300	6x1,0	0,62	1357	1,2	1656	3,9	797	1064		0	2300	0,05
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,056 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,27									
1	1300	10x1,0	10,80	2062	1,6	3196	10,3	9251	15	1,1	169		0,13
Místnost 117 - chladárna				Místnost 117 - chladárna									
Kapalinové potrubí				Celková ztráta kapalinové potrubí 0,55									
1	1300	6x1,0	0,62	1357	1,2	1656	3,9	797	1064		0	2300	0,05
Sací potrubí				Ztráta výparníku 0,056 Bar Celková ztráta sací potrubí 0,25									
1	1300	10x1,0	10,80	2062	1,6	3196	10,3	9251	15	1,1	169		0,13
Okruh 3 - 110,111,105,108,107				Okruh 3 - 110,111,105,108,107									
Výtlačné potrubí				Ztráta kondenzátoru 0,290 Bar Celková ztráta výtlačné potrubí 0,60									
1	11350	15x1,0	8,73	2710	8,2	22222	12,9	37949	77	0,1	77		0,60
Kondenzátní potrubí				Celková ztráta kondenzátního potrubí 0,17									
1	11350	18x1,0	0,34	82	6,5	533	4,8	295	1064	1,5	15957		0,17

Tabulka 28 – Hydraulický výpočet okruhu 3

B.6.4. HYDRAULICKÉ POSOUZENÍ

Pro ukázkou, jaký vliv mohou mít tlakové ztráty v chladicím okruhu, byl proveden výpočet při maximálním výkonu bez vlivu tlakových ztrát a poté s vlivem tlakových ztrát.

VÝPOČET 23 – CHLADICÍ VÝKONY BEZ ZOHLEDNĚNÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT

VSTUPNÍ HODNOTY:

Tlaková ztráta na sacím potrubí... 0,00 Bar

Tlaková ztráta na výtlačném potrubí... 0,00 Bar

Tlaková ztráta kondenzátoru... 0,00 Bar

Tlaková ztráta výparníku... 0,00 Bar

Chladicí výkon $Q_0=20,9$ kW

VÝPOČET HMOTNOSTNÍHO PRŮTOKU:

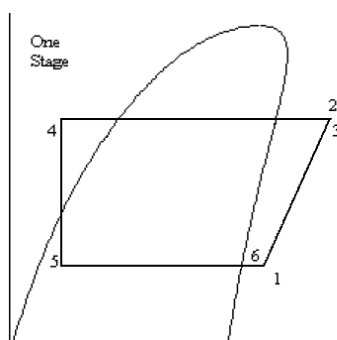
$$m = \frac{Q_0}{h_6 - h_5} = \frac{20,9}{412,81 - 257,18} = 0,134 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

VÝPOČET PŘÍKONU KOMPRESORU:

$$P_e = m \cdot (h_2 - h_1) = 0,111 \cdot (464,15 - 412,81) = 6,9 \text{ kW}$$

VÝPOČET VÝKONU KONDENZÁTORU:

$$Q_k = m \cdot (h_3 - h_4) = 0,111 \cdot (464,15 - 257,18) = 27,9 \text{ kW}$$



	p	t	v	h	s	x
Point	bar	°C	dm ³ /kg	kJ/kg	kJ/kgK	--
1	3.71	1.00	65.02	412.81	1.8072	
2s	17.54	66.92	15.03	452.38	1.8072	
2	17.54	77.20	15.96	464.15	1.8413	
3	17.54	77.20	15.96	464.15	1.8413	
3'	17.54	45.00	12.69	425.29	1.7248	
3*4'm	17.54	42.56	6.82	342.84	1.4634	
4'	17.54	40.11	0.94	260.39	1.2020	
4	17.54	38.11	0.93	257.18	1.1918	
5	3.71	-10.27	21.39	257.18	1.2183	0.333
5*6'm	3.71	-8.13	42.02	331.88	1.5012	
6'	3.71	-6.00	62.66	406.57	1.7841	
6	3.71	1.00	65.02	412.81	1.8072	

Tabulka 29 – Hlavní parametry okruhu bez tlakových ztrát

VÝPOČET 24 – CHLADICÍ VÝKONY SE ZOHLEDNĚNÍM TLAKOVÝCH ZTRÁT

VSTUPNÍ HODNOTY PRO CHLADICÍ:

Tlaková ztráta na sacím potrubí... 0,18 Bar

Tlaková ztráta sacího filtru ve sdružené jednotce 0,10 Bar

Tlaková ztráta na výtlačném potrubí... 0,77 Bar

Tlaková ztráta kondenzátoru... 0,24 Bar

Tlaková ztráta výparníku... 0,21 Bar

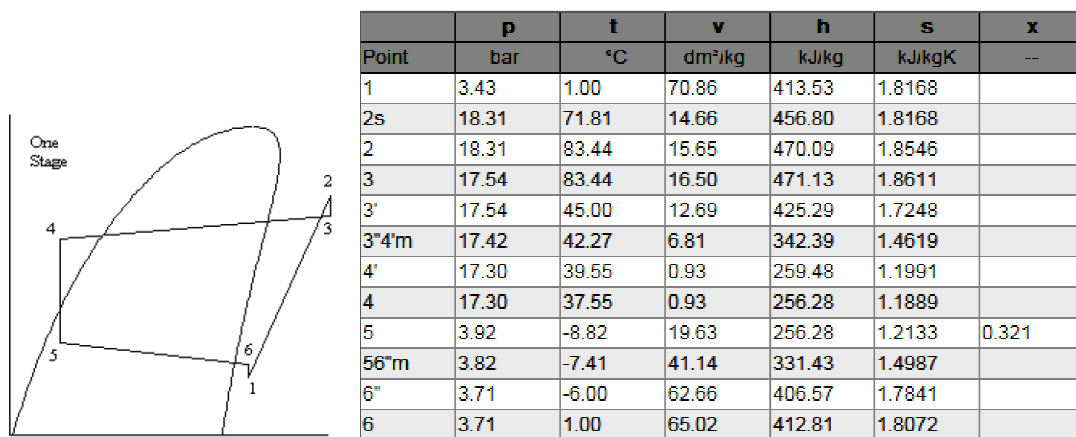
Chladicí výkon $Q_0=20,9$ kW

VÝPOČET PŘÍKONU KOMPRESORU:

$$P_e = m \cdot (h_2 - h_1) = 0,134 \cdot (470,09 - 413,53) = 7,6 \text{ kW}$$

VÝPOČET KONDENZÁTORU:

$$Q_k = m \cdot (h_3 - h_4) = 0,134 \cdot (471,13 - 256,28) = 28,7 \text{ kW}$$



Tabulka 30 – Hlavní parametry okruhu s tlakovými ztrátami

VYHODNOCENÍ:

Vlivem tlakových ztrát 0,39 Bar v sacím potrubí okruhu 2 vzroste příkon kompresoru o 9%

POSOUZENÍ CHLADICÍHO OKRUHU 2:

Navržená sdružená jednotka: BPCU-M3-2DES-2Y

Příkon navržené sdružené jednotky: $P_e=8,6$ kW > $P=7,6$ kW ... Vyhovuje

Navržený kondenzátor: GVHX 080.2B/1-MS.E

Výkon navrženého kondenzátoru: $Q_k=32,1$ kW > 28,7 kW ... Vyhovuje

POSOUZENÍ CHLADICÍHO OKRUHU 1:

Navržená sdružená jednotka: BPCU-M3-4DES-7Y

Příkon navržené sdružené jednotky: $P_e=18,4$ kW > $P=17,5$ kW ... Vyhovuje

Navržený kondenzátor: GVHX 080. 1B/2-ND.E

Výkon navrženého kondenzátoru: $Q_k=95,8$ kW > 76,2 kW ... Vyhovuje

POSOUZENÍ CHLADICÍHO OKRUHU 3:

Navržená sdružená jednotka: BPCU-M3-2HES-1Y

Příkon navržené sdružené jednotky: $P_e=4,4 \text{ kW} > P=4,3 \text{ kW}$... Vyhovuje

Navržený kondenzátor: GVHX 071.1B/1-SJ.E

Výkon navrženého kondenzátoru: $Q_k=18,5 \text{ kW} > 15,8 \text{ kW}$... Vyhovuje

Navrženo		
Chladicí okruh	Příkon sdružené jednotky P_e [kW]	Výkon kondenzátoru Q_k [kW]
1	18,4	95,8
2	8,6	32,1
3	4,4	18,5

Tabulka 31 – Hydraulické posouzení (navrženo)

Vypočteno s tlakovými ztrátami		
Chladicí okruh	Příkon sdružené jednotky P_o [kW]	Výkon kondenzátoru Q_k [kW]
1	17,5	76,2
2	7,6	28,7
3	4,3	15,8

Tabulka 32 – Hydraulické posouzení (vypočteno)

VYHODNOCENÍ

Při běžných chladicích výkonech odpovídajících tepelné zátěži nebudou tlakové ztráty tak velké v důsledku poklesu rychlostí v potrubí, ovšem i při extrémních podmínkách mají sdružené jednotky dostatečný příkon.

B.7. NÁVRH ČERPADEL, ZABEZPEČOVACÍHO ZAŘÍZENÍ A POTŘEBNÝCH PRVKŮ

B.7.1. NÁVRH ČERPADEL

Návrh čerpadel by se uplatnil u velkých chladicích zařízení s daleko rozvětvenými potrubními sítěmi a při velkých výškových rozdílech. Nebo například u chladicího systému s nucenou cirkulací. V tomto projektu nejsou čerpadla zapotřebí.

B.7.2. NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO ZAŘÍZENÍ

B.7.2.1. NÁVRH POJISTNÝCH VENTILŮ

Pojistný ventil je bezpečnostní prvek, který nedovolí překročení maximálního dovoleného tlaku v chladicím okruhu. V případě neúměrného nárůstu tlaku v soustavě, pojistný ventil otevře a tím sníží tlak zpět na dovolené hodnoty. Tento prvek pracuje zcela automaticky, podle nastaveného otevíracího tlaku. Pojistný ventil plní pouze havarijní funkci například při požáru nebo při selhání jisticích presostatů. PV bude opatřen odfukem vedeným ze strojovny chlazení.

Byly navrženy pojistné ventily značky CASTEL. Ventily budou nastaveny na otevírací přetlak 30 Bar. Pro návrh byl použit software výrobce Castel Product Selector.

Chladicí okruh	Typ	Hmotnostní průtok m [kg/h]	Nastavený tlak [Bar]	Připojení [mm] vstup/výstup
1	3060/45	1302	30	1/2" / 5/8"
2	3060/33	483	30	3/8" / 3/8"
3	3060/33	267	30	3/8" / 3/8"

Tabulka 33 – Pojistné ventily

B.7.2.2. NÁVRH PRESOSTATŮ

Presotaty chrání systém proti změně tlaku mimo dovolené návrhové meze. Dále slouží ke snímání hodnot tlaků. Vysokotlaké presotaty s jisticí funkcí budou nastaveny na 28 Bar. Nízkotlaké presotaty s jisticí funkcí budou nastaveny na 1 Bar.

Byly navrženy presotaty od firmy Danfoss.

Typ	Použití	Připojení
KP 1 NT	-0,2 až 7,5 Bar	G1/4
KP 7 VT	8 až 32 Bar	G1/4

Tabulka 34 – Presostaty



Obrázek 54 – Presostat KP [19]

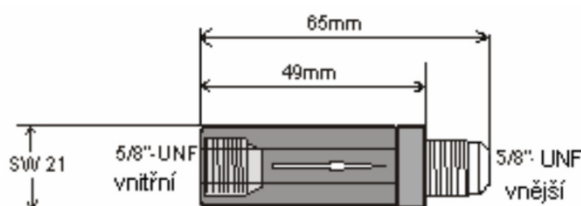
B.7.2.3. NÁVRH ELEKTRONICKÉHO JIŠTĚNÍ MAZÁNÍ

Jištění mazání hlídá hladinu oleje potřebnou pro správnou funkci kompresoru.

Byl zvolen nízkotlaký způsob doplňování oleje. Byly navrženy jističe elektronického mazání značky ALCO OM3, kterými se nahradí původní olejznanaky kompresoru. Dále byl navržen ventil rozdílu tlaků ODP-33A s $\Delta p=350\text{kPa}$.



Obrázek 55 – Elektronický jistič mazání OM3 [20]



Obrázek 56 – Ventil rozdílu tlaků [20]

B.7.3. NÁVRH POTŘEBNÝCH PRVKŮ

B.7.3.1. NÁVRH ELEKTROMAGNETICKÝCH VENTILŮ

Elektromagnetické ventily slouží k automatickému uzavírání a regulaci průtoku kapalného chladiva jednotlivých částí chladicího okruhu.

Byly navrženy přímé a servo ovládané elektromagnetické ventily od firmy ALCO. U přímo ovládaných ventilů elektromagnetické pole cívky působí na kotvu a ta přímo otevírá sedlo

ventilu. U ventilů servo ovládaných elektromagnetické pole cívky otevírá přímo pouze sedlo pilotventilu. Potřebné síly pro otevření hlavního pístu jsou vyvozeny proudícím chladivem jako důsledek tlakové ztráty ve ventilu.

Návrh byl proveden na minimální výkon. Minimální výkon je třetina výkonu maximálního. Při návrhu elektromagnetického ventilu na výkon maximální by se mohlo stát, že při nízkém průtoku chladiva by pracovní rozdíl tlaků ve ventilu nebyl dostatečný a ventil by správně neuzavíral. Elektromagnetické ventily typu 110 RB 2 T2 jsou přímo ovládané, tudíž nevyžadují pracovní rozdíl tlaků pro svou funkci. Pro návrh byl použit software Select 7.

$$Q_n = Q_o \cdot K_t \cdot K_{\Delta p} \quad (43)$$

Q_n jmenovitý výkon pro návrh ventilu [W]

K_t opravný součinitel pro jiné teploty chladiva [-]

Q_o požadovaný výkon [W]

$K_{\Delta p}$ opravný součinitel pro rozdíl tlaku ve ventilu [-]

$$\Delta p_o = \Delta p_n \cdot \frac{Q_o^2}{Q_n^2} \quad (44)$$

Δp_o tlaková ztráta při skutečných podmínkách [Pa]

Δp_n tlaková ztráta jmenovitá [Pa]

VÝPOČET 25 – NÁVRH ELEKTROMAGNETICKÉHO VENTILU PRO MÍSTNOST 116

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$t_k=45^\circ\text{C}; t_o=-6^\circ\text{C}; T_k=1,15; T_{\Delta p}=1,73; Q_o= 20,9 \text{ kW}$$

VÝPOČET HLEDANÉHO VÝKONU:

$$Q_n = Q_o \cdot K_t \cdot K_{\Delta p} = 7 \cdot 1,15 \cdot 1,73 = 13,9 \text{ kW}$$

NÁVRH:

Byl vybrán ventil 200 RB 4 o jmenovitém výkonu 16,1 kW

TLAKOVÁ ZTRÁTA PŘI VÝKONU 7,0 kW:

$$\Delta p_o = \Delta p_n \cdot \frac{Q_o^2}{Q_n^2} = 15 \cdot \frac{7^2}{16,1^2} = 2,8 \text{ kPa}$$

TLAKOVÁ ZTRÁTA PŘI VÝKONU 20,9 kW:

$$\Delta p_o = \Delta p_n \cdot \frac{Q_o^2}{Q_n^2} = 15 \cdot \frac{20,9^2}{16,1^2} = 25,3 \text{ kPa}$$

Nepovedlo se splnit minimální ztrátu 0,5 Bar při minimálním výkonu. Ventil o řadu nižší by měl při maximálním výkonu obrovské ztráty. Nepředpokládám tak velké poklesy chladicích výkonů, proto navržený ventil ponechám.

Číslo místnosti	Typ	Připojení [mm]	Taková ztráta Δp_{\max} [kPa]
103	200 RB 4 T4	12	39,4
109	200 RB 4 T4	12	21,8
110	110 RB 2 T2	6	3,5
111	110 RB 2 T2	6	3,5
115	110 RB 2 T3	10	32,5
116	200 RB 4 T4	12	25,3
117	110 RB 2 T2	6	2,0
118	110 RB 2 T2	6	2,0
108	200 RB 3 T3	10	49,1

Tabulka 35 – Elektromagnetické ventily



Obrázek 57 – Elektromagnetický ventil [20]

B.7.3.2. NÁVRH FILTRŮ

Byly navrženy pájecí filtry značky ALCO. Pro kapalinové potrubí byl navrhnout typ ADK. Pro sdružené jednotky byly navrženy sací filtry BTAS, které jsou rozebíratelné s výměnnou

vložkou. Pro kapalinové potrubí sdružených jednotek byly navrženy filtry FDS s výměnnou vložkou. Jako olejové filtry pro sdružené jednotky byly navrženy filtry CASTEL.

Dehydrátory obsahují molekulové síto tvořené zeolitem. Sací filtry navíc obsahují jemný textil.

$$Q_n = Q_o \cdot K_t \quad (45)$$

Q_n jmenovitý výkon [W]

Q_o požadovaný výkon [W]

K_t opravný součinitel pro teploty kapalného chladiva a vypařovací teplotu [-]

VÝPOČET 26 – NÁVRH KAPALINOVÉHO FILTRU PRO MÍSTNOST 116

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$t_k=45^\circ\text{C}; t_o=-6^\circ\text{C}; T_k=1,168; Q_o= 20,9 \text{ kW}$$

VÝPOČET HLEDANÉHO VÝKONU:

$$Q_n = Q_o \cdot K_t = 20,9 \cdot 1,186 = 24,8 \text{ kW}$$

NÁVRH:

Z katalogu výrobce byl vybrán filtr ADK-0812MMS o jmenovitém výkonu 25,1 kW

Číslo místnosti	Typ	Připojení [mm]	Tlaková ztráta Δp [kPa]
103	ADK 3012MMS	12	6,4
109	ADK 0812MMS	12	5,5
110	ADK 036MMS	6	0,5
111	ADK 036MMS	6	0,5
115	ADK 036MMS	6	4,8
116	ADK 0812MMS	12	6,8
117	ADK 036MMS	6	0,3
118	ADK 036MMS	6	0,3
108	ADK 0810MS	10	5,8

Tabulka 36 – Dehydrátory



Obrázek 58 - Dehydrátor ADK [20] **Obrázek 59** – Sací filtr BTAS [20] **Obrázek 60** – Dehydrátor FDS [20]

Chladicí okruh	Typ	Vložka	Připojení [mm]	Tlaková ztráta Δp [kPa]
1	BTAS 313	A3F-D	42	15,2
2	BTAS 39	A3F-D	28	10,4
3	BTAS 27	A2F-D	22	10,2

Tabulka 37 – Sací filtry pro sdružené jednotky

Chladicí okruh	Typ	Vložka	Připojení [mm]	Tlaková ztráta Δp [kPa]
1	FDS 245	S 24	16	6,2
2	FDS 245	S 24	16	0,9
3	FDS 245	S 24	16	0,3

Tabulka 38 – Dehydrátory pro sdružené jednotky

Chladicí okruh	Typ	Připojení [mm]
1,2,3	4520/M10	10

Tabulka 39 – Olejové filtry pro sdružené jednotky

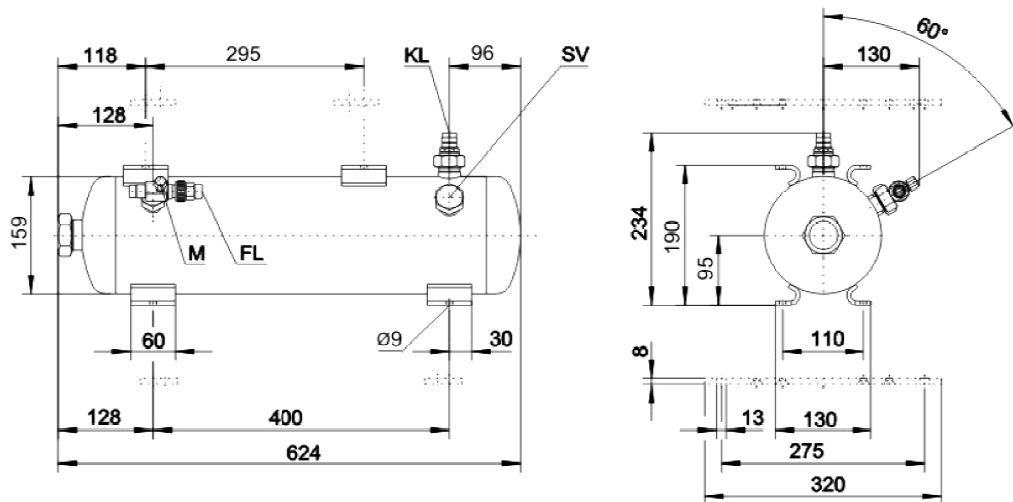
B.7.3.3. NÁVRH SBĚRAČŮ CHLADIVA

Sběrač chladiva je tlakové zařízení. Konstrukčně se dají rozdělit na horizontální a vertikální. Slouží jako vyrovnávací tlaková nádrž, která zároveň odlučuje páry chladiva z kapaliny.

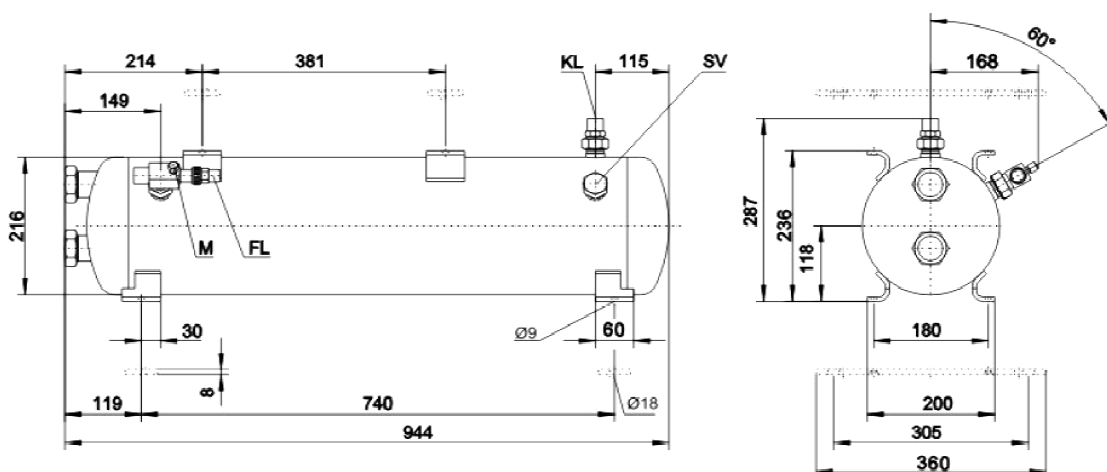
Byly navrženy sběrače chladiva značky Bitzer. Objem sběrače je navržen dle hmotnosti chladiva v chladicím okruhu, kde bude sběrač umístěn. Sběrač je schopen pojmout veškeré chladivo při vyprazdňování tohoto okruhu. Pro návrh byl použit software Bitzer software.

Chladicí okruh	Typ	Objem [l]	Připojení [mm] vstup/výstup
1	F302H	30	22/22
2	F102H	10	16/12
3	F102H	10	16/12

Tabulka 40 – Sběrače chladiva



Obrázek 61 – Sběrač chladiva F102H [9]



Obrázek 62 – Sběrač chladiva F302H [9]

B.7.3.4. NÁVRH OLEJE

Byl navržen olej BITZER ORIGINAL BSE 32.

VÝPOČET 27 – MNOŽSTÍ OLEJE

Objem oleje = 3x objem oleje v kompresoru x2,0

2,0 je přírůžka navýšení objemu z důvodu zásoby oleje ve sběrači a rezervy pro cirkulující olej v chladicím okruhu. Olej v okruhu je uvažován jako 3% z objemu chladiva.

Okruh	Typ	Objem [dm ³]
1	BITZER ORIGINAL BSE 32	12
2	BITZER ORIGINAL BSE 32	6
3	BITZER ORIGINAL BSE 32	9

Tabulka 41 – Olej

B.7.3.5. NÁVRH ODLUČOVAČŮ OLEJE

Odlučovače obecně slouží k oddělení oleje z dopravovaného chladiva ve výtlačném potrubí. Například v okruzích, kde by mohlo docházet k unášení oleje a jeho nedostatečnému vracení do kompresorů, je vhodný odlučovač, který chrání před nedostatečným mazáním. Odlučovač oleje nesmí mít menší připojení jak výtlačné potrubí kompresoru.

Byly navrženy odlučovače oleje značky ALCO. Odlučovače byly navrženy obdobně jako filtry na základě požadovaného a jmenovitého výkonu s ohledem na dimenzi výtlačného potrubí kompresoru.

Okruh	Typ	Připojení	Objem [l]
1	OSH-405	5/8"	2,4
2	OSH-404	1/2"	2
3	OSH-404	1/2"	2

Tabulka 42 – Odlučovače oleje



Obrázek 63 – Odlučovač oleje OSH [20]

B.7.3.6. NÁVRH SBĚRAČŮ OLEJE

Sběrače oleje jsou tlakové nádoby určené pro pohotovostní zásobu oleje v chladicích okruzích. Byly navrženy sběrače oleje značky CASTEL.

Okruh	Typ	Připojení	Objem [l]
1	5740/2G	3/8"	7,56
2	5740/2G	3/8"	7,56
3	5740/2G	3/8"	7,56

Tabulka 43 – Sběrače oleje



Obrázek 64 – Sběrač oleje [21]

B.7.3.7. NÁVRH TERMOSTATNICKÝCH EXPANZNÍCH VENTILŮ

Expanzní (vstřikovací) ventily slouží ke snížení tlaku v chladicím okruhu z kondenzačního (vysokého) na vypařovací (nízký), tvoří tedy hranici mezi nízkou a vysokotlakou stranou. Vhodné přehřátí udržuje tykavka.

Byly navrženy termostatické expanzní ventily s vnějším vyrovnáním tlaku značky ALCO. Pro návrh byl použit software Select 7.

$$\Delta p = p_k - (p_o + \Delta p_1 + \Delta p_2) \quad (46)$$

Δp tlakový spád ventilu [Pa]

p_k kondenzační tlak [Pa]

p_o odpařovací tlak [Pa]

Δp_1 tlaková ztráta v kapalinovém potrubí [Pa]

Δp_2 tlaková ztráta ve výparníku [Pa]

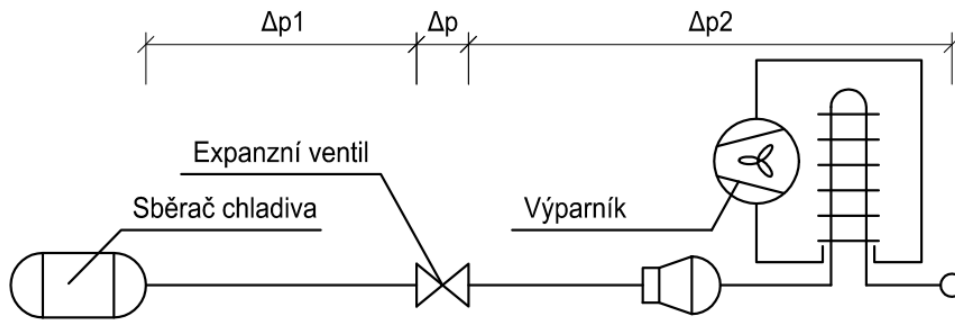
$$Q_n = Q_o \cdot K_t \cdot K_{\Delta p} \quad (47)$$

Q_n požadovaný výkon

Q_o jmenovitý výkon

K_t oprava pro jiné teploty chladiva

$K_{\Delta p}$ oprava na rozdíl tlaku



Obrázek 65 – Schéma pro návrh expanzního ventilu

VÝPOČET 28 – NÁVRH EXPANZNÍHO VENTILU PRO MÍSTNOST 116

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$t_k=45^{\circ}\text{C}; t_o=-6^{\circ}\text{C}; K_t=1,014; K_{\Delta p}=0,928; Q_o= 20,9 \text{ kW}; \Delta p_k=17,55 \text{ Bar}; \Delta p_o=3,71 \text{ Bar};$$

$$\Delta p_1=0,72 \text{ Bar}; \Delta p_2=0,21 \text{ Bar}$$

VÝPOČET TLAKU PRO STANOVENÍ OPRAVNÉHO SOUČiniteLE $K_{\Delta p}$

$$\Delta p = p_k - (p_o + \Delta p_1 + \Delta p_2) = 17,54 - (3,71 + 0,73 + 0,21) = 12,9 \text{ Bar}$$

VÝPOČET HLEDANÉHO VÝKONU:

$$Q_n = Q_o \cdot K_t \cdot K_{\Delta p} = 20,9 \cdot 1,014 \cdot 0,928 = 19,7 \text{ kW}$$

NÁVRH:

Z katalogu výrobce byl vybrán ventil typ TCLE 550 NW o jmenovitém výkonu 24,2 kW

Číslo místnosti	Typ trysky	Typ ventilu	Tlakový spád [Bar]	Připojení [mm] vstup/výstup
103	X22440-B6B	TCLE-750NW	11,65	12/16
109	X22440-B5B	TCLE-550NW	11,76	12/16
110	X22440-B1B	TCLE-50NW	12,79	10/16
111	X22440-B1B	TCLE-50NW	12,82	10/16
115	X22440-B3B	TCLE-200NW	12,74	10/16
116	X22440-B5B	TCLE-550NW	12,85	12/16
117	X22440-B1B	TCLE-50NW	13,11	10/16
118	X22440-B1B	TCLE-50NW	13,08	10/16
108	X22440-B3.5B	TCLE-300NW	11,52	10/16

Tabulka 44 – Termostatické expanzní ventily



Obrázek 66 – Termostatický expanzní ventil řady T [20]

B.7.3.8. NÁVRH PRŮHLEDÍTEK

Průhledítka jsou armatury sloužící k vizuální kontrole množství a stavu chladiva v okruhu. Díky nim je možné zjistit, zda k ventilu skutečně proudí pouze kapalné chladivo nebo je v kapalině i plyn ve formě bublinek.

Byla navržena pájecí průhledítka značky CASTEL s indikátorem vlhkosti.

Číslo místnosti	Typ	Připojení [mm]
103	3940/M18	18
109	3940/5	16
110	3940/2	6
111	3940/2	6
115	3940/M10	10
116	3940/5	16
117	3940/2	6
118	3940/2	6
108	3940/5	16

Tabulka 45 – Průhledítka



Obrázek 67 - Průhledítko 3940 [21]

B.7.3.9. NÁVRH KULOVÝCH KOHOUTŮ

V projektu budou použity pájecí kulové kohouty GBC značky Danfoss. Součástí kulového kohoutu je Schrader ventil.



Obrázek 68 – Kulový kohout GBC [19]

B.7.3.10. NÁVRH IZOLACÍ

Pro návrh izolací byl použit software IsoCal. Teplota okolí je uvažována 45°C. Teplota přehřáté páry chladiva 1°C a relativní vlhkost okolí 55%. Byly vypočteny minimální tloušťky izolací proti kondenzaci a minimální tloušťky pro splnění vyhlášky č. 193/2007.

Vnitřní rozvody chladu s provozní teplotou chladicí látky nižší než +5 °C se dle vyhlášky opatřují tepelnou izolací s minimální tloušťkou danou 1,5 násobkem tloušťky stanovené vyhlášky č. 193/2007.

Splnění tloušťek izolací dle vyhlášky by bylo vhodné u nepřímého chlazení. U chlazení přímého jsou tloušťky dané vyhláškou zbytečné. U přímého chlazení teplota chladiva ve výtlačném potrubí dosahuje zhruba teploty 72 °C, pokud tato trubka nebude izolována, nestane se nic jiného než to, že tato teplota bude snížena před vstupem do kondenzátoru, což je výhodné. Pokud nebude izolováno kondenzátní potrubí tak chladivo může být trochu podchlazeno což je také výhoda. Pokud nebude zaizolované kapalinové potrubí, nastane stejná situace jako u potrubí kondenzátního. Při nezaizolovaném sacím potrubí budou páry chladiva maximálně o trochu víc přehřáté. Z těchto důvodů bude potrubí izolováno pouze proti kondenzaci. Potrubí kondenzátní, výtlačné a kapalinové nemusí být izolováno vůbec. Neizolované potrubí v exteriéru je nutno opatřit nátěrem. Pokud by

izolováno bylo, je nutné izolaci v exteriéru opatřit chráničkami například chráničkami z ocelového plechu.

$$U_o = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_i \cdot (d - 2 \cdot s_t)} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d}{d - 2 \cdot s_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_e \cdot D}} \quad (48)$$

- U_o součinitel prostupu tepla trubkou kruhového průřezu [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
 α_i součinitel přestupu tepla z media v potrubí do stěny trubky [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
 α_e součinitel přestupu tepla ze stěny trubky do okolního prostoru [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]
 s_t tloušťka stěny potrubí [m]
 λ_t součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
 λ_{iz} součinitel tepelné vodivosti izolace [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]
 D vnější průměr potrubí včetně izolace [m]
 d vnější průměr potrubí [m]

$$Q_{ztr} = U_o \cdot l \cdot (t_{in} - t_{out}) \quad (49)$$

- Q_{ztr} Tepelná ztráta potrubí [W]
 l délka potrubí [m]
 t_{in} teplota media v potrubí [$^{\circ}C$]
 t_{out} teplota vnějšího prostředí [$^{\circ}C$]

$$t_{iz} = t_{out} + \frac{Q_{ztr}}{\alpha_e \cdot \pi \cdot D \cdot l} \quad (50)$$

- t_{iz} povrchová teplota izolace [$^{\circ}C$]

$$p_d'' = 931,46 \cdot \left(0,937 + \frac{t_{out}}{100}\right)^{7,125} \quad (51)$$

- p_d'' částečný tlak nasycené vodní páry pro $30^{\circ}C < t_{out} < 60^{\circ}C$ [Pa]

$$p_d = \varphi \cdot p_d'' \quad (52)$$

- p_d částečný tlak vodní páry [Pa]
 φ relativní vlhkost vzduchu [-]

$$t_w = \frac{236 \cdot \ln(p_d) - 1513,867}{23,59 - \ln(p_d'')} \quad (53)$$

t_w teplota rosného bodu pro $p_d > 610,75 \text{ Pa}$ [$^{\circ}\text{C}$]

VÝPOČET 29 – SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA A TEPLOTA ROSNÉHO BODU

VSTUPNÍ HODNOTY:

Teplota přehřáté páry za výparníkem $t_{in}=1^{\circ}\text{C}$; Cu potrubí 12x1,0; $\lambda_{iz}=0,038 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$;

$\lambda_t=372 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}\text{K}^{-1}$; teplota v mezistřešním prostoru $t_{out}=45^{\circ}\text{C}$; $\alpha_e=10 \text{ W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$; $\varphi =55\%$;

izolace tl. 13 mm

SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA MĚŘĚNOU TRUBKOU SE ZANEDBÁNÍM α_i :

$$U_o = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot \lambda_t} \cdot \ln \frac{d}{d - 2 \cdot s_t} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{iz}} \cdot \ln \frac{D}{d} + \frac{1}{\alpha_e \cdot D}}$$

$$U_o = \frac{\pi}{\frac{1}{2 \cdot 372} \cdot \ln \frac{0,012}{0,012 - 2 \cdot 0,001} + \frac{1}{2 \cdot 0,038} \cdot \ln \frac{0,03}{0,012} + \frac{1}{10 \cdot 0,03}}$$

$$U_o = \frac{\pi}{2,45 \cdot 10^{-4} + 11,45 + 3,33} = 0,20 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

TEPELNÁ ZTRÁTA NA 1m TRUBKY:

$$Q_{ztr} = U_o \cdot l \cdot (t_{in} - t_{out}) = 0,20 \cdot 1 \cdot (1 - 45) = -8,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1}$$

POVRCHOVÁ TEPLOTA IZOLACE:

$$t_{iz} = t_{out} + \frac{Q_{ztr}}{\alpha_e \cdot \pi \cdot D \cdot l} = 45 + \frac{-8,8}{10 \cdot \pi \cdot 0,03 \cdot 1} = 35,5^{\circ}\text{C}$$

ČÁSTEČNÝ TLAK NASYCENÉ VODNÍ PÁRY:

$$p_d'' = 931,46 \cdot \left(0,937 + \frac{t_{out}}{100}\right)^{7,125} = 931,46 \cdot \left(0,937 + \frac{45}{100}\right)^{7,125} = 9582,0624 \text{ Pa}$$

ČÁSTEČNÝ TLAK VODNÍ PÁRY:

$$p_d = \varphi \cdot p_d'' = 0,55 \cdot 9582,0624 = 5270,1343 \text{ Pa}$$

TEPLOTA ROSNÉHO BODU:

$$t_w = \frac{236 \cdot \ln(p_d) - 1513,867}{23,59 - \ln(p_d'')} = \frac{236 \cdot \ln(5270,1343) - 1513,867}{23,59 - \ln(9582,0624)} = 35,3^{\circ}\text{C}$$

VYHODNOCENÍ:

$$t_w = 35,3^{\circ}\text{C} < t_{iz} = 35,5^{\circ}\text{C}$$

Při použití tepelné izolace tl. 9 mm nenastane kondenzace.

Rozměr potrubí	Typ izolace	tl. izolace [mm]
6x1,0	KAIFLEX EF TUBE	9
8x1,0	KAIFLEX EF TUBE	9
10x1,0	KAIFLEX EF TUBE	9
12x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
15x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
16x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
18x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
22x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
28x1,5	KAIFLEX EF TUBE	13
35x1,5	KAIFLEX EF TUBE	13
42x1,5	KAIFLEX EF TUBE	13
54x1,5	KAIFLEX EF TUBE	13

Tabulka 46 – Izolace proti kondenzaci

Rozměr potrubí	tl. Izolace [mm]
6x1,0	nevztahuje se
8x1,0	nevztahuje se
10x1,0	24
12x1,0	29
15x1,0	39
16x1,0	42
18x1,0	46
22x1,0	70
28x1,5	52
35x1,5	69
42x1,5	83
54x1,5	52

Tabulka 47 – Izolace pro splnění vyhlášky

ISOVER

IsoCal

Izolace proti vnější kondenzaci

Verze programu: 3.04

Cas/datum: 11:54 05.04 2015

Držitel licence: Jan Doležal,

Projekt:

Název zařízení:

Zodpovědná osoba:

Název souboru:



Izolace proti vnější kondenzaci	Požadovaná tl. izolace	Stand. tl. izolace
Tloušťka izolace	7.6 mm	9.0 mm
Povrchová teplota izolace	33.9 °C	35.4 °C
Teplota rosného bodu	33.9 °C	33.9 °C
Tepelná vodivost izolace	0.038 W/mK	0.038 W/mK
Souc. přestupu tepla vne	10.0 W/m ² K	10.0 W/m ² K
Tepelná ztráta	-9.5 W/m	-9.0 W/m

Izolace proti vnější kondenzaci	Vstupní hodnoty
Typ	Potrubí
Prumer potrubí	12.0 mm
Izolacní produkt (Isover)	KAIFLEX EF TUBE
Teplota média	1.0 °C
Okolní teplota	45.0 °C
Rel. vlhkost vzduchu	55.0 %
Prostředí	Uživatelsky def. souc. přestupu tepla vne
Souc. přestupu tepla	10.0

Obrázek 69 – Izolace proti vnější kondenzaci vypočtena softwarem IsoCal [22]



IsoCal

Výpočet tepelných ztrát

Verze programu: 3.04

Cas/datum: 12:25 05.04.2015

Držitel licence: Jan Doležal,

Projekt:

Název zařízení:

Zodpovědná osoba:

Název souboru:



Výpočet tepelné ztráty	Výsledky
Povrchová teplota izolace	35.4 °C
Tepelná ztráta	-8.9 W/m
Součinitel prostupu tepla izolovaného potrubí	0.20 W/mK
Tepelná vodivost izolace	0.038 W/mK
Souc. přestupu tepla vne	10.0 W/m ² K
Celková tepelná ztráta	-9 W
Tepelná ztráta bez izolace (emisivita = 0.50)	-16.6 W/m
Celková tepelná ztráta bez izolace	-17 W
Energetická úspora po zaizolování	46 %
Nutné množství izolace	0.09 m ²

Nutná tloušťka izolace pro splnění vyhlášky c. 193/2007 Sb. (§9, odst. 4): 29 mm

Tento požadavek platí pouze pro rozvody umístěné v interiéru! Pro více informací kliknete zde.

Výpočet tepelné ztráty	Vstupní hodnoty
Typ	Potrubí
Průměr potrubí	12.0 mm
Délka potrubí	1.00 m
Kalkulační kritérium	Daná tloušťka izolace
Tloušťka izolace - vrstva 1	9.0 mm
Izolací produkt - vrstva 1 (Isover)	KAIFLEX EF TUBE
Teplota média	1.0 °C
Okolní teplota	45.0 °C
Prostředí	Uživatelsky def. souc. přestupu tepla vne
Souc. přestupu tepla	10.0
Neizolované potrubní závěsy	Ne

Obrázek 70 – Izolace pro splnění vyhlášky vypočtena softwarem IsoCal [22]

B.7.4. KOTVENÍ POTRUBÍ

Níže je zpracována ukázka dilatací potrubí v důsledku tepelné roztažnosti. Z této ukázky je patrné, že dilatace nejsou velké, tudíž délky ramen pro kompenzaci dilatací a prodloužení potrubí není třeba nějakým způsobem řešit. Dále není třeba řešit žádná kluzná a pevná uložení.

Kotvení bude provedeno pomocí pevných objímek, montážních nosníků a fixačních trnů od firmy HILTI. Montážní nosníky budou upevněny k vaznicím. Rozteč jednotlivých objímek bude provedena dle následující tabulky.

Vnější průměr potrubí [mm]	Vzdálenost uložení potrubí [m]
6-15	0,5-1
15-22	1-2
22-54	2-3
54-64	3-4

Tabulka 48 – Minimální rozteč uložení potrubí

$$\Delta l = \alpha \cdot l_0 \cdot \Delta t \quad (54)$$

Δl prodloužení/zkrácení délky potrubí [m]

α součinitel délkové roztažnosti [-]

Δt rozdíl teploty při montáži a teploty při provozu

$$L_p = C \cdot \sqrt{(\Delta l \cdot d)} \quad (55)$$

L_p délka ramene pro bezpečnou kompenzaci [m]

C materiálová konstanta pro měď [-]

d vnější průměr potrubí [m]

VÝPOČET 30 – DILATACE POTRUBÍ NA NEJDELŠÍM VODOROVNÉM ÚSEKU

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$l_0=11 \text{ m}; \alpha=0,017 \text{ mm.m}^{-1}$$

TEPLOTNÍ RODÍL:

$$\Delta t=45-20=25 \text{ K}$$

PRODLOUŽENÍ POTRUBÍ:

$$\Delta l = \alpha \cdot l_0 \cdot \Delta t = 11 \cdot 0,017 \cdot 25 = 4,6 \text{ mm}$$

DÉLKA RAMENE PRO BEZPEČNOU KOMPENZACI DILATACE:

$$L_p = C \cdot \sqrt{(\Delta L \cdot d)} = 61 \cdot \sqrt{(4,6 \cdot 16)} = 523 \text{ mm}$$

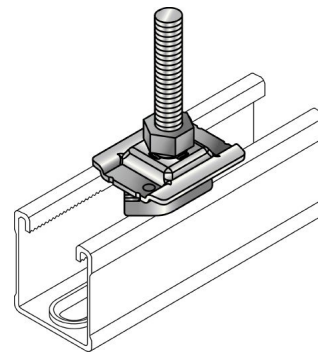
VYHODNOCENÍ:

Nejdelší vodorovné potrubí použité v tomto projektu se na délce 11 m prodlouží o 4,6 mm.

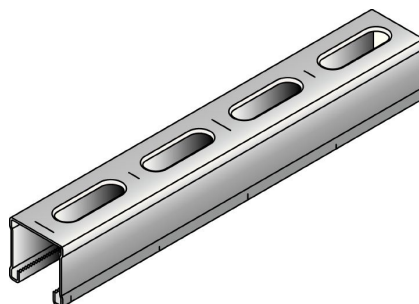
Toto prodloužení nenarušuje bezpečnou funkci potrubí.



Obrázek 71 – Objímka [23]

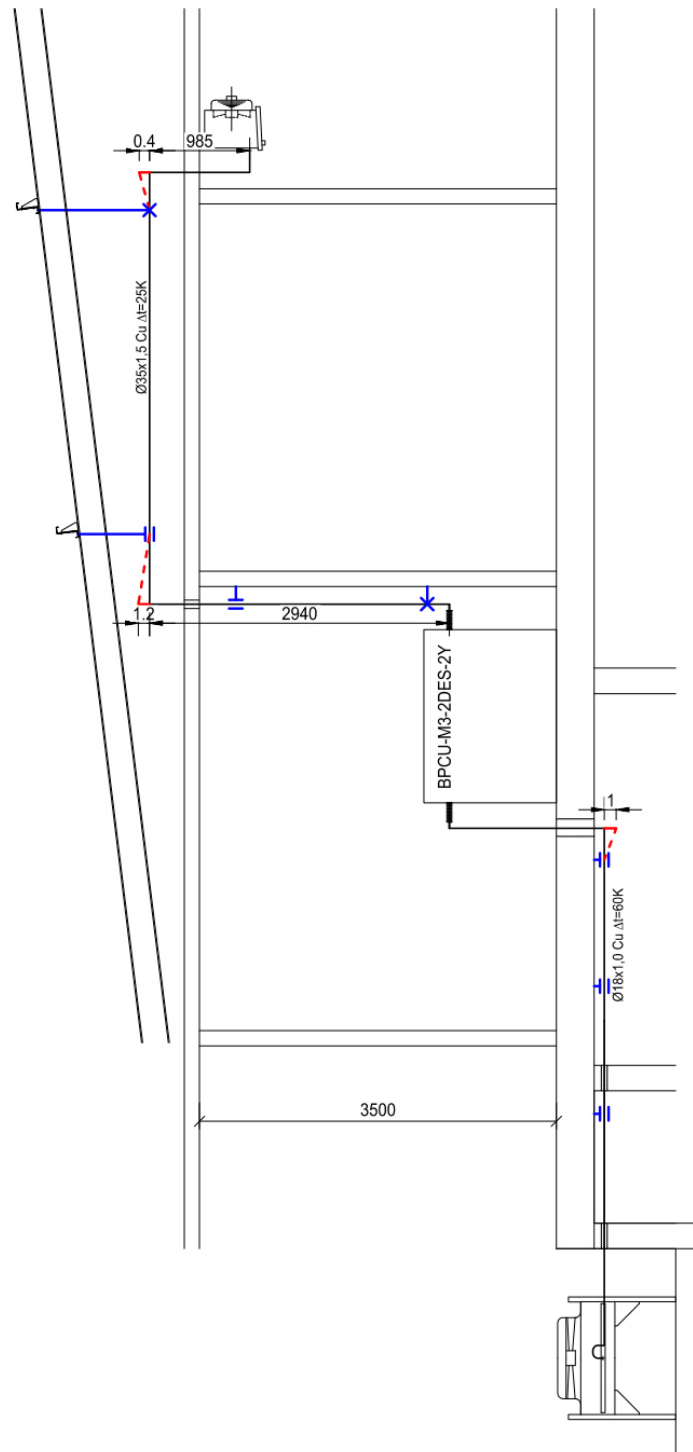


Obrázek 72 – Fixační čep [23]



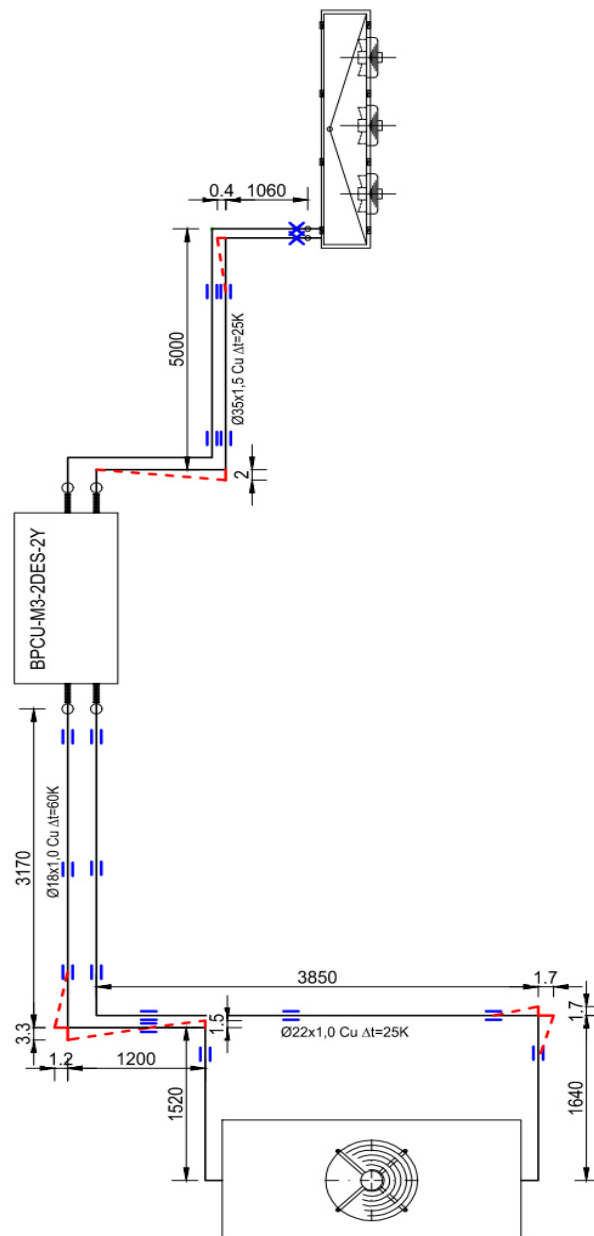
Obrázek 73 – Montážní nosník [23]

UKÁZKA DILATACÍ V CHLADICÍM OKRUHU 2 – ROZVINUTÉ SCHÉMA



Tabulka 49 – Dilatace potrubí – rozvinuté schéma

UKÁZKA DILATACÍ V CHLADICÍM OKRUHU 2 - PŮDORYS



Tabulka 50 – Dilatace potrubí – půdorys

B.8. NÁVRH SYSTÉMU ŘÍZENÍ MaR

Systém MaR pro navržené chladicí zařízení bude proveden na míru. Dodávku i zprovoznění regulačního systému provede odborná firma k tomu způsobilá. Systém MaR bude obsahovat i vizualizaci, která bude zobrazovat každou analogovou proměnnou v podobě trendů a archivovat v denních záznamech. Ve výkresové části je pouze orientační blokové schéma MaR.

B.8.1. NÁVRH ZAŘÍZENÍ PRO MaR

B.8.1.1. NÁVRH FREKVENČNÍCH MĚNIČŮ

Pro plynulou regulaci otáček kompresoru byl navržen frekvenční měnič Danfoss VLT Refrigeration Drive FC 103. Měnič bude umístěn v rozvaděči. Stupeň krytí IP 20.

FUNKCE:

- PO optimalizace - Podporuje ADAP-KOOL PO optimalizační funkci, která umožňuje automatické přizpůsobení sacího tlaku, aby odpovídal aktuální zátěži systému.
- Vstřikování zapnuto/vypnuto - vypíná vstřikovací ventily při poruše kompresoru.
- Monitor výtlačné teploty - monitoruje výtlačné teploty a zabraňuje, aby dosáhly nebezpečných úrovní.
- Řízení kompresorové jednotky (SKJ) - v závislosti na aktuálním zatížení řídí jeden kompresor s proměnnou rychlostí a až 2 kompresory připíná/odpíná od sítě.
- Regulator neutrální zóny - umožňuje řízení s asymetrickými zónami.
- Řízení sacího tlaku/teploty - řídí start/stop kompresoru když běží v uzavřené smyčce, založený na zpětné vazbě tlaku nebo teploty.

Okruh	Typ	Síťové napájení [V]
1	VLT Refrigeration Drive FC 103 P7K5	3 x 380–480 V AC
2	VLT Refrigeration Drive FC 103 P3K0	3 x 380–480 V AC
3	VLT Refrigeration Drive FC 103 P1K5	3 x 380–480 V AC

Tabulka 51 – Frekvenční měniče



Obrázek 74 – Frekvenční měnič VLT [19]

B.8.1.2. NÁVRH REGULÁTORŮ TEPLoty

Pro regulaci teploty v chlazených prostorech byl navržen regulátor teploty Danfoss EKC 202C. Stupeň krytí IP 65.

FUNKCE:

- Řízení elektromagnetického ventilu
- Regulace ventilátoru
- Řízení odtávání
- Řízení osvětlení nebo alarmu



Obrázek 75 – Regulátor teploty EKC 202C [19]

B.8.2. REGULACE VÝKONU ZDROJE CHLADU

Sdružená jednotka bude regulována na základě hodnot sacího tlaku, získaných nízkotlakým presostatem. Při zvýšení spotřeby chladu nebude sací tlak dostatečný v důsledku zvýšení množství odpařeného chladiva. Při snížení spotřeby chladu bude sací tlak přebytečný v důsledku snížení množství odpařeného chladiva. Řídící jednotka vyhodnotí naměřené hodnoty a na základě toho dá impuls frekvenčnímu měniči VLT Refrigeration Drive FC 103, který vypne/zapne potřebný počet kompresorů. U jednoho kompresoru bude navíc plynule řídit otáčky. Jednou za čas kompresory bez řízení otáček prostřídá.

B.8.3. REGULACE VÝKONU VÝPARNÍKU

Výparník bude řízen regulátorem Danfoss EKC202. Výkon na straně vzduchu bude regulován zapínáním a vypínáním ventilátoru (on/off regulace). Na straně chladiva bude výkon regulován elektromagnetickým ventilem regulací průtoku kapalného chladiva. Obě regulace budou prováděny na základě teploty snímané čidlem v chlazeném prostoru.

B.8.4. ODTÁVÁNÍ VÝPARNÍKU

Regulátor stále sleduje teplotu na čidle, které je umístěno na lamelách výparníku. Teplota čidla je mezi dvěma odtáváním tím nižší, čím více námrazy je přítomno na lamelách. Odtávání bude spuštěno, jakmile teplota překročí nastavenou povolenou odchylku.

B.8.5. REGULACE VÝKONU KONDENZÁTORU

Kondenzátory chladicích okruhů budou regulovány on/off regulací. Regulace bude prováděna na základě tlaku naměřeného vysokotlakým presostatem.

B.8.6. MĚŘENÍ TLAKŮ

Každá sdružená jednotka bude obsahovat dva nízkotlaké a dva vysokotlaké presostaty. První dvojice nízkotlakého a vysokotlakého presotatu bude mít funkci jističí, bude chránit chladicí zařízení proti změně tlaku mimo dovolené návrhové meze. V případě neúměrného nárůstu (vysokotlaký jistič) nebo poklesu tlaku (nízkotlaký jistič) jistič sepne nebo vypne chladicí zařízení, čímž chrání zařízení před poškozením. Druhá dvojice presostatů má funkci řídicí. Naměřené hodnoty tlaků bude vyhodnocovat řídicí jednotka. Každý kompresor v jednotce bude mít na výtlačku navíc svůj vlastní vysokotlaký presostat s jističí funkcí.

B.8.7. MĚŘENÍ HLADINY OLEJE

Hladina oleje v kompresoru bude hlídána elektronickým jištěním hladiny oleje OM3 od firmy ALCO.

PROJEKT

C. PROJEKT

C.1. TECHNICKÁ ZPRÁVA

C.1.1. ÚVOD

C.1.1.1. ROZSAH PROJEKTOVÉ DOKUMENTACE

Předmětem projektové dokumentace je návrh přímého chlazení pro potravinářský provoz, který se zabývá zpracováním drůbeže. Budova se nachází v krajském městě Jihlava.

C.1.1.2. POUŽITÉ PODKLADY PRO ZPRACOVÁNÍ

Podkladem pro zpracování projektové dokumentace byly výkresy půdorysů, stavebních řezů a pohledů. Dále příslušné vyhlášky, České technické normy a projekční podklady jednotlivých výrobců.

- ČSN 73 0548 Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů
- ČSN 14 8102 Tepelné izolace chladíren a mrazíren
- ČSN 01 3452 Technické výkresy – instalace – Vytápění a chlazení
- ČSN EN 378 - Chladicí zařízení a tepelná čerpadla, bezpečností a environmentální požadavky
- ČSN EN 13 313 - chladicí zařízení a tepelná čerpadla, odborná způsobilost osob
- Nařízení vlády 272/2011 Sb. O ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací
- Nařízení vlády 361/2007 Sb. Třídy práce a hodnoty související s rizikovými faktory, které jsou důsledkem nepříznivých mikroklimatických podmínek
- Vyhláška 193/2007 Sb. kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu.
- Zákon č. 73/2012 Sb. o látkách poškozující ozónovou vrstvu, a o fluorovaných skleníkových plynech
- Vyhláška 257/2012 Sb. o předcházení emisím látek, které poškozují ozónovou vrstvu, a fluorovaných skleníkových plynů

- Zákon č. 201/2012 Sb. O ochraně ovzduší.
- Nařízení evropského parlamentu a rady č. 517/2014. O fluorovaných skleníkových plynech a o zrušení nařízení (ES) č. 842/2006.

PODKLADY VÝROBCŮ

Güntner, Bitzer, Alco, Sinop, Jdk, Frigomont, Castel, Emerson, Swep, Kingspan, Danfoss

C.1.1.3. VÝPOČTOVÉ HODNOTY

Nadmožská výška objektu 536,30 m.

VNĚJŠÍ PROSTŘEDÍ

	Teplota [°C]	Měrná entalpie [kJ/kg]
Léto	32	60

VNITŘNÍ PROSTŘEDÍ

	Teplota [°C]	Relativní vlhkost [%]
Chladírny	2±2	80
Výrobní prostory	10±2	80
Ostatní prostory	25	55
Strojovna chlazení	28	55

C.1.1.4. KONCEPCE CHLAZENÍ

V budově je navrženo přímé chlazení se suchými výparníky, sdruženými jednotkami a vzduchem chlazenými kondenzátory. S chlazením je počítáno pouze v místnostech 103, 108, 109, 110, 111, 115, 116, 117 a 118. Kondenzátory budou umístěny v exteriéru před strojovnou chlazení. Strojovna chlazení se nachází v místnosti 104.

C.1.1.5. CHLADICÍ VÝKONY V CHLAZENÝCH MÍSTNOSTECH

č. místnosti	Název místnosti	Chladicí výkon Q [W]
103	kuchání	23296
109	porcovna	17015
110	sklad koření	1569
111	popelnice kafilérka	1566
115	chladárna	4504
116	schlazovna	17148
117	chladárna	1131
118	chladárna	1014
108	příjem, expedice	11079

C.1.1.6. PRŮTOKY A PARAMETRY VZDUCHU PRO VZDUCHOTECHNIKU

č. místnosti	Nutná výměna vzduchu pro osoby	Teplota vzduchu v místnosti	Relativní vlhkost vzduchu v místnosti	Teplota přiváděného vzduchu	Relativní vlhkost přiváděného vzduchu
	V_{vz} [m ³ /h]	t_i [°C]	φ_i [%]	t_p [°C]	φ_p [%]
103	490	10	80	15	80
109	490	10	80	15	80
108	140	10	80	15	80
104	150	28	55	15	80

C.1.1.7. PARAMETRY CHLADIVA

Použité chladivo R407c.

Chladicí okruh	Hmotnost chladiva v okruhu [kg]	Ekvivalent CO ₂ [t]	Četnost kontrol
1	27,9	49,6	1x12 měsíců
2	9,0	16,6	1x12 měsíců
3	7,3	12,9	1x12 měsíců

C.1.1.8. VĚTRÁNÍ STROJOVNY CHLAZENÍ

Pro strojovnu bude zajištěna výměna vzduchu 150 m³/h vzduchotechnickou jednotkou. Stanovený průtok vzduchu zajistí i odvod tepelné zátěže.

$$Q_z = 0,02 \cdot P = 0,02 \cdot 31,4 = 0,6 \text{ kW.}$$

$$V_z = \frac{Q_z}{\rho \cdot c \cdot \Delta t} = \frac{600}{1,2 \cdot 1000 \cdot (28 - 15)} = 0,38 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} = 139 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

C.1.2. KONCEPCE CHLAZENÍ

C.1.2.1. VÝPARNÍKY

V objektu bylo navrženo 9 suchých výparníků značky Güntner.

č. místnosti	Typ výparníku	Chladicí výkon [kW]	Objemový průtok [m ³ /h]	Hmotnost [kg]	Poznámka
103	GACC 040.1F/47-AW.E	26,1	12880	116	odlučovač kapek
109	GACC 040.1F/37-AW.E	19,4	9660	89	odlučovač kapek
110	GDF 030.1B/17-EN150.E	1,8	930	13	
111	GDF 030.1B/17-EN150.E	1,8	930	13	
115	GDF 030.1B/37-EN150.E	5,3	2790	33	
116	GACC 040.1H/37-AW.E	20,9	9180	107	
117	GDF 030.1A/17-EN150.E	1,3	1040	12	
118	GDF 030.1A/17-EN150.E	1,3	1040	12	
108	GACC 031.1H/37-AW.E	12,3	4530	64	

č. místnosti	Připojení [mm]	Připojení odpadu ["]	Rozměry L/Š/V [mm]	Tlaková ztráta [Bar]	Napětí ventilátorů [V]	Napětí odtávacího zařízení [V]
103	22/42x1,5	G1 1/4	3046/560/565	0,069	230	230
109	22/35x1,5	G1 1/4	2366/560/565	0,097	230	230
110	12x1,0/12x1,0	G3/4	960/580/230	0,160	230	230
111	12x1,0/12x1,0	G3/4	960/580/230	0,160	230	230
115	16/22x1,0	G3/4	2350/580/230	0,060	230	230
116	22/35x1,5	G1 1/4	2366/560/565	0,210	230	230
117	12x1,0/12x1,0	G3/4	960/580/230	0,056	230	230
118	12x1,0/12x1,0	G3/4	960/580/230	0,056	230	230
108	16/35x1,5	G3/4	1672/430/455	0,057	230	230

Výparníky typu GACC budou zavěšeny na závěsných tyčích. Výparníky typu GDF budou připevněny samořeznými vruty do podhledu. Vrut musí procházet skrz podhled. Průměr otvoru pro zavěšení u výparníku je 11mm. Tyto tyče budou ukotveny do nosníků mezi vaznicemi. Každý výparník bude zapojen a opatřen armaturami dle výkresové dokumentace.

C.1.2.2. KONDENZÁTORY

V objektu byly navrženy 3 vzduchem chlazené kondenzátory značky Güntner.

č. chladicího okruhu	Typ kondenzátoru	Chladicí výkon [kW]	Objemový průtok [m ³ /h]	Akustický tlak (10m) [dB]	Hmotnost [kg]
1	GVHX 080. 1B/2-ND.E	95,8	38364	51	269
2	GVHX 080.2B/1-MS.E	32,1	15870	42	178
3	GVHX 071.1B/1-SJ.E	18,5	9497	39	108

č. chladicího okruhu	Připojení [mm]	Rozměry L/Š/V [mm]	Tlaková ztráta [Bar]	Napětí [V]
1	54x2,0/54x2,0	3909/1201/1160	0,46	400
2	35x1,5/35x1,5	2602/1201/1160	0,24	400
3	35x1,5/35x1,5	1396/1201/1162	0,29	400

C.1.2.3. PARAMETRY CHLADICÍCH OKRUHŮ

	Odpařovací teplota [°C]	Odpařovací tlak [Bar]	Kondenzační teplota [°C]	Kondenzační tlak [Bar]
chladicí kruh 1	2	4,94	45	17,54
chladicí okruh 2,3	-6	3,71	45	17,54

C.1.2.4. ZDROJ CHLADU

Pro zajištění chladicího výkonu byly navrženy sdružené jednotky. Sdružené jednotky budou umístěné ve strojovně chlazení v místnosti 104. Orientační rozměr jednotek 1,7/0,9/1,3 (D/Š/V). Jednotky budou tvořeny jednostupňovými kompresory značky Bitzer. Maximální provozní tlak kompresorů 19/32 Bar (LP/HP)

Chladicí okruh 1	
Skutečný výkon	60,1 kW
Skutečný příkon	18,4 kW
Počet kompresorů	3
Hladina akustického výkonu	71 dB
Motorová verze	1
Hladina akustického tlaku (1m)	63 dB
Chladivo	R407c
Olej	Bitzer originál BSE 32
Fáze	3
Napětí	380-420V Y-3-50Hz
Rozběhový proud	82,4 A
Maximální provozní proud	16,5 A
Hmotnost	446 kg

Chladicí okruh 2	
Skutečný výkon	21,5 kW
Skutečný příkon	8,6 kW
Počet kompresorů	3
Hladina akustického výkonu	67 dB
Motorová verze	2
Hladina akustického tlaku (1m)	59 dB
Chladivo	R407c
Olej	Bitzer originál BSE 32
Fáze	3
Napětí	380-420V Y-3-50Hz
Rozběhový proud	30,7 A
Maximální provozní proud	7,5 A
Hmotnost	438 kg

Chladicí okruh 3	
Skutečný výkon	10,8 kW
Skutečný příkon	4,4 kW
Počet kompresorů	3
Hladina akustického výkonu	65 dB
Hladina akustického tlaku (1m)	57 dB
Chladivo	R407c
Olej	Bitzer originál BSE 32
Fáze	3
Napětí	380-420V Y-3-50Hz
Rozběhový proud	16,7 A
Maximální provozní proud	3,8 A
Hmotnost	438 kg

C.1.2.5. ZABEZPEČOVACÍ ZAŘÍZENÍ

Pojistné ventily budou opatřeny odfukem vedeným ze strojovny chlazení.

Pojistný ventil		Nastaveno 30 Bar
Presostat s jistící funkcí	okruh 1	Nastaveno 1/28 Bar (NT/VT)
	okruh 2,3	Nastaveno 1/28 Bar (NT/VT)
Elektornické jištění mazání	okruh 1	min 2 litry oleje v kompresoru
	okruh 2	min 1,5 litru oleje v kompresoru
	okruh 3	min 1 litr oleje v kompresoru

C.1.2.6. POTRUBNÍ ROZVODY

Potrubí bude realizováno z měděných trubek a tvarovek. Potrubí bude spojováno nerozebíratelnými spoji, pájením na tvrdo. Konce potrubí musí být utěsněny zátkami případně zapájené do doby montáže. Horizontální rozvody budou zavěšeny pomocí objímek (s pryžovou vložkou) a závěsných tyčí, které budou upevněny k montážním nosníkům fixačními čepy. Montážní nosníky budou připevněny k vaznicím či nosnému rámu. Horizontální rozvody budou vedeny pod minimálním spádem 5 ‰ ve směru dle výkresové dokumentace.

Horizontální rozvody budou vedeny v mezistřeších prostorech nad podhledem. Přístup do těchto prostor bude ze strojovny chlazení. Potrubní rozvody jsou vedeny v blízkosti stěn, tudíž únosnost podhledu pro servis a montáž bude dostatečná. Horizontální potrubní rozvody budou provedeny před prováděním podhledů. Po provedení podhledů se zavěsí a dopojí výparníky. Odbočky kapalinového potrubí provádět zdola a zásadně nepoužívat 45° kolínka. U sacího potrubí musí být vytvořeny sifony dle výkresové dokumentace. Vstup do kondenzátoru bude proveden zhora dle výkresové dokumentace. Tlumení vibrací musí být provedeno ve směru těchto vibrací. Tlumiče vibrací nesmějí být krouceny a ohýbány.

Rozteč závěsů potrubí:

Vnější průměr potrubí [mm]	Vzdálenost uložení potrubí [m]
6-15	0,5-1
15-22	1-2
22-54	2-3
54-64	3-4

Prostupy budou opatřeny plastovými případně měděnými chráničkami, které budou vyplněny montážní pěnou. Dimenze potrubí a způsob vedení potrubí musí být dodržen dle výkresové dokumentace.

C.1.2.7. ZKOUŠKA TĚSNOSTI

Zkouška se musí řídit pokyny uvedenými v ČSN EN 378-2+A1

Zkouška začne přetlakem inertního plynu. Dále se po určitý čas sleduje, zda nedochází ke ztrátě tlaku (pozor na možnost kolísání tlaku v závislosti na okolní teplotě). V případě ztráty tlaku pak následuje kontrola bublinkovou metodou. Po této zkoušce by měla následovat zkouška vakuem. Vakuováním se snižuje bod varu vody a tím se odstraní možné nezkondenzovatelné plyny z okruhu. K tomu se používají vhodné vývěvy. Vývěvu je nutné udržovat podle pokynu výrobce. Před vakuováním je nutné ji nejdříve ohřát na pracovní teplotu a před připojením na okruh zjistit její maximální výkon, který se označí volně pohyblivou ručičkou na vakuometru (koncové vakuum vývěvy). Netěsnost při vakuové zkoušce se projeví postupnou, stále stejně rychlou ztrátou vakua i při opakovaném vakuování. Naopak při přítomnosti vlhkosti v okruhu se projevuje zpomalováním rychlosti ztráty vakua při opakovaném vakuování. Vakuování se zrychluje a zlepšuje připojením na sací i kondenzační stranu okruhu. Netěsnost na sací straně okruhu se provádí zásadně za klidu kompresoru, na kondenzační straně za jeho chodu. Při nalezení prvního místa úniku musí být toto místo vhodně označeno a pak se pokračuje systematicky dál. Samotná místa úniku se odstraňují zásadně bez tlaku média. Potom se provede opět zkouška těsnosti, a pokud je vše v pořádku lze okruh zprovoznit. Po odstranění připojených měřičů je nutné namontovat zaslepovací a krycí matice a opět naposledy zkontrolovat tyto možná místa úniku. Všechny zjištěné problémy a úkony k jejich odstranění je nutné zapsat do evidenční knihy (provozního deníku). Evidenční knihy uchovávají provozovatelé zařízení. Právním předpisem pro provádění revizí úniků regulovaných chladiv je zákon č. 86/2002 Sb. O ochraně ovzduší.

C.1.2.8. TEPELNÉ IZOLACE

Potrubní vedení spolu s tvarovkami bude tepelně izolováno. Návrhy tepelných izolací jsou součástí výkresové dokumentace. Navržena je kaučuková izolace s hodnotou tepelné vodivosti $\lambda=0,036$ W/mK při teplotě 0°C. Potrubí bude izolováno pouze proti kondenzaci. Potrubí kondenzátní, výtlačné a kapalinové nebude izolováno. Neizolované potrubí v exteriéru je nutno opatřit nátěrem.

Rozměr potrubí	Typ izolace	tl. izolace [mm]
6x1,0	KAIFLEX EF TUBE	9
8x1,0	KAIFLEX EF TUBE	9
10x1,0	KAIFLEX EF TUBE	9
12x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
15x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
16x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
18x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
22x1,0	KAIFLEX EF TUBE	13
28x1,5	KAIFLEX EF TUBE	13
35x1,5	KAIFLEX EF TUBE	13
54x1,5	KAIFLEX EF TUBE	13

C.1.3. MĚŘENÍ A REGULACE

C.1.3.1. OBECNÉ PODMÍNKY

Systém MaR pro navrženou chladicí soustavu bude proveden na míru. Dodávku i zprovoznění regulačního systému musí provést odborná firma. Systém MaR bude obsahovat i vizualizaci, která bude zobrazovat každou analogovou proměnnou v podobě trendů a archivovat v denních záznamech. Ve výkresové a výpočtové části je pouze orientační popis a blokové schéma MaR. Seznam navržených prvků pro MaR viz výkresová dokumentace.

C.1.3.2. REGULACE VÝKONU ZDROJE CHLADU

Sdružená jednotka bude regulována na základě hodnot sacího tlaku, získaných nízkotlakým presostatem. Při zvýšení spotřeby chladu nebude sací tlak dostatečný

v důsledku zvýšení množství odpařeného chladiva. Při snížení spotřeby chladu bude sací tlak přebytečný v důsledku snížení množství odpařeného chladiva. Řídící jednotka vyhodnotí naměřené hodnoty a na základě toho dá impuls frekvenčnímu měniči VLT Refrigeration Drive FC 103, který vypne/zapne potřebný počet kompresorů. U jednoho kompresoru bude navíc plynule řídit otáčky. Jednou za čas kompresory bez řízení otáček prostřídá.

C.1.3.3. REGULACE VÝKONU VÝPARNÍKU

Výparník bude řízen regulátorem Danfoss EKC202. Výkon na straně vzduchu bude regulován zapínáním a vypínáním ventilátoru (on/off regulace). Na straně chladiva bude výkon regulován elektromagnetickým ventilem regulací průtoku kapalného chladiva. Obě regulace budou prováděny na základě teploty snímané čidlem v chlazeném prostoru.

C.1.3.4. ODTÁVÁNÍ VÝPARNÍKU

Regulátor Danfoss EKC202 bude řídit přirozené a elektrické odtávání. Regulátor stále sleduje teplotu na čidle, které je umístěno na lamelách výparníku. Teplota čidla je mezi dvěma odtáváním tím nižší, čím více námrazy je přítomno na lamelách. Odtávání bude spuštěno, jakmile teplota překročí nastavenou povolenou odchylku.

C.1.3.5. REGULACE VÝKONU KONDENZÁTORU

Kondenzátory chladicích okruhů budou regulovány on/off regulací. Regulace bude prováděna na základě tlaku naměřeného vysokotlakým presostatem.

C.1.3.6. MĚŘENÍ TLAKŮ

Každá sdružená jednotka bude obsahovat dva nízkotlaké a dva vysokotlaké presostaty. První dvojice nízkotlakého a vysokotlakého presotatu bude mít funkci jističů, bude chránit chladicí zařízení proti změně tlaku mimo dovolené návrhové meze. V případě neúměrného nárůstu (vysokotlaký jistič) nebo poklesu tlaku (nízkotlaký jistič) jistič sepne nebo vypne chladicí zařízení, čímž chrání před zařízení poškozením. Druhá dvojice presostatů má funkci řídicí. Naměřené hodnoty tlaků bude vyhodnocovat řídicí jednotka.

Každý kompresor v jednotce bude mít na výtlaku navíc svůj vlastní vysokotlaký presostat s jistící funkcí.

C.1.3.7. MĚŘENÍ HLADINY OLEJE

Hladina oleje v kompresoru bude hlídána elektronickým jištěním hladiny oleje OM3 od firmy ALCO.

C.1.4. ZAŘÍZENÍ A ARMATURY

Veškeré armatury a zařízení jsou navrženy pro hermetické připojení (pájecí natvrdo). Armatury je třeba při pájení chladit zejména pak termostatický expanzní ventil. Například mokrým hadrem obmotaným kolem armatury. Seznam armatur viz výkresová dokumentace.

C.1.5. BEZPEČNOST PRÁCE

Při provádění instalace chlazení budou dodrženy platné bezpečnostní předpisy a předpisy o ochraně zdraví při práci. Dále je potřeba dodržet platné předpisy protipožární ochrany a to zejména při svářečských pracích. Zodpovědnost přebírá zhotovitel.

C.1.6. VŠEOBECNÉ POŽADAVKY

Realizaci chladicí soustavy musí provádět odporná firma. Zapojení všech prvků chladicího systému bude provedeno dle pokynů výrobce a firmou pověřenou výrobcem jednotlivých částí tak, aby nedošlo k porušení záručních podmínek.

C.1.7. POŽADAVKY NA OSTATNÍ PROFESI

C.1.7.1. ELEKTROINSTALACE

- Napojení výparníků
- Napojení kondenzátorů
- Napojení sdružených jednotek
- Napojení systému Mar

C.1.7.2. STAVEBNÍ PRÁCE

- Prostupy stavebními konstrukcemi
- Přikotvení montážních nosníků pro zavěšení výparníku a potrubí

C.1.7.3. ZDRAVOTNĚ TECHNICKÉ INSTALACE

- Odpadní potrubí pro odvod kondenzátu.

Potrubí bude nerezové nebo opatřené nerezovou chráničkou, jelikož potrubí bude vedeno po stěnách chladíren a mohlo by dojít ke kontaktu se zbožím.

C.1.7.4. VZDUCHOTECHNIKA

- Přívod a odvod větracího vzduchu pro výrobní prostory a prostor strojovny chlazení.

C.1.7.5. MaR

- Osazení, zapojení a zprovoznění systému MaR

C.1.8. UVEDENÍ DO PROVOZU

Uvedení zařízení do provozu musí provést osoba s odpovídající kvalifikací vlastníci osvědčení o kvalifikaci a oprávnění k činnosti odpovídající rozsahu. Před uvedením zařízení do provozu je nutno zajistit revizi elektroinstalace a provést tlakovou zkoušku chladicího okruhu. Zodpovědnost přebírá zhotovitel.

C.1.9. LIKVIDACE A RECYKLACE CHLADIVA

V případě přečerpávání chladiva pro ekologickou likvidaci se musí použít tlakové nádoby podle předpisů pro tlakové nádoby. Musejí být předpisově označeny pro přepravu a likvidaci.

ZÁVĚR

Výsledkem bakalářské práce je projektová dokumentace navrženého systému chlazení pro potravinářský provoz. Stupeň zpracování je na úrovni prováděcího projektu.

Teoretická část měla za úkol zhodnotit možnosti přímého chlazení. A seznámit se s problematikou tohoto typu chlazení.

Ve výpočtové části byla navržena jednotlivá zařízení s ohledem na požadovaný chladičí výkon, který byl stanoven na základě výpočtů tepelné zátěže jednotlivých chlazených místností. Dále byly navrženy rozvody chladu a další zařízení zajišťující správný a bezpečný chod systému.

Řešení celého objektu je shrnuto v technické zprávě a výkresové dokumentaci.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] JDK, SPOL. S R.O.. *Výrobce chladicí techniky* [online]. Dostupné z: <http://www.jdk.cz/cs>
- [2] MATUŠKA, Tomáš. Alternativní zdroje energie: učební texty. In: [online]. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~matustom/AZE_texty.pdf
- [3] KOVOSLUŽBA OTS, A. S.. *Nabídka chladiv* [online]. Dostupné z: <http://chlazeni.kovosluzbaots.cz/chlazeni/pdf402/aktuality/2015/chladiva-unor-2015.pdf>
- [4] Entropie. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001 [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Entropie>
- [5] KAMINSKÝ, Jaroslav a Kamil KOLAŘÍK. *Kompresory* [online]. Dostupné z: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf>
- [6] *Kältetechnik, Klimatechnik, Refripro, Komponenten, Gesetze, Fachpresse, Branchenbuch* [online]. Dostupné z: http://www.refripro.eu/index.php?lg=de&rub=01&srub=02&archives=1&id_societe=60
- [7] TEDOM A.S. *Kogenerační jednotky Tedom - kogenerace, trigenerace, plynová tepelná čerpadla* [online]. Dostupné z: <http://kogenerace.tedom.com/>
- [8] CRYO S.R.O.. *AZ Kompresory* [online]. Dostupné z: <http://www.az-kompresory.cz/pistove-kompresory.html>
- [9] BITZER. *BITZER* [online]. Dostupné z: <https://www.bitzer.de/>
- [10] SWEP INTERNATIONAL AB. *Refrigerant handbook* [online]. Dostupné z: <http://handbooks.swep.net/RefrigerantHandbook/Pages/default.aspx>
- [11] EMERSON ELECTRIC CO. *EMERSON Climate Technologies* [online]. Dostupné z: <http://www.emersonclimate.com>
- [12] SECESPOL CZ, S.R.O.. *SECESPOL – Ekonomizery, Wymienniki Ciepła Lutowane, Basenowe, Jad, Nierdzewne i Zasobniki - GDAŃSK* [online]. Dostupné z: <http://www.secespol.com/cz/>
- [13] CIATIK TRADE S.R.O. *Výměníky tepla - CIAT* [online]. Dostupné z: <http://www.ciat.cz/vymeniky-tepla>
- [14] *Tepelná čerpadla, geotermální energie* [online]. Dostupné z: <https://publi.cz/admin/books/93/02.html>

- [15] CAREL INDUSTRIES S.P.A.. *ELEKTRONICKÉ EXPANZNÍ VENTILY* [online]. Dostupné z: http://www.carel-cz.cz/chlazení_eev.php
- [16] ULRICH, Hans. *Chladicí technika: Díl II*. Komunardů 6, 170 00 Praha 7: Svaz CHKT, 2000. ISBN 80-238-5889-0.
- [17] SINOP CB A.S.. *Chladicí zařízení* [online]. Dostupné z: <http://www.sinop.cz/>
- [18] KG, Güntner. *GPC.EU 2015* [online]. Dostupné z: <http://www.guentner.asia/know-how/product-calculator-gpc/gpc-software/>
- [19] DANFOSS S.R.O.. *Česká Republika - Danfoss* [online]. Dostupné z: http://www.danfoss.com/Czech_Republic/
- [20] ALFACO , S. R. O.. *Díly pro chladicí techniku, tepelná čerpadla a klimatizaci* [online]. Dostupné z: <http://www.alfaco.cz/>
- [21] CASTEL S.R.L.. *Castel Srl Italian Technology* [online]. Dostupné z: <http://www.castel.it/>
- [22] DIVIZE ISOVER, SAINT-GOBAIN CONSTRUCTION PRODUCTS CZ A.S. *IsoCal*. Dostupné z: <http://www.isover.cz/isocal>
- [23] HILTI ČR SPOL. S R.O.. *Hilti* [online]. Dostupné z: <https://www.hilti.cz/>
- [24] DVOŘÁK, Zdeněk. *Chladicí technika 1*. Praha, 1971.
- [25] TZB-INFO. *internetový portál pro stavebnictví, úspory energií a technická zařízení budov Zdroj: http://www.tzb-info.cz/loga-a-ikony-portalu-tzb-info* [online]. Dostupné z: www.tzb-info.cz
- [26] SVAZ CHLADICÍ A KLIMATIZAČNÍ TECHNIKY. *Stránky Svazu chladicí a klimatizační techniky* [online]. Dostupné z: <http://www.chlazení.cz/>
- [27] *Vyhláška, kterou se stanoví hygienické limity chemických, fyzikálních a biologických ukazatelů pro vnitřní prostředí pobytových místností některých staveb*. 6/2003 Sb.
- [28] *Nařízení vlády, kterým se stanoví podmínky ochrany zdraví při práci*. 361/2007 Sb.
- [29] *Nařízení vlády o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací*. 272/2011 Sb.
- [30] *Vyhláška, kterou se stanoví podrobnosti účinnosti užití energie při rozvodu tepelné energie a vnitřním rozvodu tepelné energie a chladu*. 193/2007 Sb.
- [31] ČSN 148102. *Tepelné izolace chladíren a mrazíren*. 4.1993.

- [32] SCHAUER, Pavel. *VYBRANÉ STATĚ Z AKUSTIKY* [online]. Dostupné z:
http://fyzika.fce.vutbr.cz/doc/vyuka_schauer/vybrane_state_z_akustiky.pdf
- [33] ČSN EN 378-2. *Chladicí zařízení a tepelná čerpadla - Bezpečnostní a environmentální požadavky - Část 2: Konstrukce, výroba, zkoušení, značení a dokumentace*. 2012.
- [34] ČSN EN 13313 . *Chladicí zařízení a tepelná čerpadla - Odborná způsobilost osob*. 2011.
- [35] *Zákon o látkách, které poškozují ozonovou vrstvu, a o fluorovaných skleníkových plynech*. 73/2012 Sb.
- [36] ČSN 01 3452. *Technické výkresy - Instalace - Vytápění a chlazení*. 2006.
- [37] ČSN 73 0548. *Výpočet tepelné zátěže klimatizovaných prostorů*. 1986.
- [38] KINGSPAN A.S.. *Sendvičové panely* [online]. Dostupné z:
<http://panely.kingspan.cz/sendvicove-panely-zatepleni-izolace-oplasteni-1725.html>
- [39] FRIGOMONT A.S.. *Chladicí technika, izolační panely* [online]. Dostupné z:
<http://www.frigomont.cz/>
- [40] *Nařízení evropského parlamentu a rady o fluorovaných skleníkových plynech a o zrušení nařízení (ES) č. 842/2006. č. 517/2014*.
- [41] *Vyhláška o předcházení emisím látek, které poškozují ozonovou vrstvu, a fluorovaných skleníkových plynů*. 257/2012 Sb.
- [42] *Zákon o ochraně ovzduší*. 201/2012 Sb.
- [43] ČÚZK. *ČÚZK: Geoportál* [online]. Dostupné z:
[http://geoportal.cuzk.cz/\(S\(bpowcwojzmch1eavfj5valyw\)\)/Default.aspx?head_tab=sekce-00-gp&mode=TextMeta&text=uvod_uvod&menu=01&news=yes&UvodniStrana=yes](http://geoportal.cuzk.cz/(S(bpowcwojzmch1eavfj5valyw))/Default.aspx?head_tab=sekce-00-gp&mode=TextMeta&text=uvod_uvod&menu=01&news=yes&UvodniStrana=yes)

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

ZKRATKY:

č.	číslo
č.p	číslo položky
tl.	tloušťka
č.m.	číslo místnosti
MaR	měření a regulace
eqv	ekvivalent
NP	nadzemní podlaží
ODP	potenciál rozkladu ozónu
GWP	potenciál celkového oteplení země
TEWI	celkový ekvivalentní oteplovací účinek
EER	chladicí faktor
CFC	plně halogenované uhlovodíky
HCFC	částečně halogenované uhlovodíky
HFC	fluorované uhlovodíky
TČ	tepelné čerpadlo

FYZIKÁLNÍ VELIČINY:

λ	součinitel tepelné vodivosti	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
α	součinitel přestupu tepla	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
R	tepelný odpor	$[m^2K.W^{-1}]$
d	tloušťka	$[m]$
U	součinitel prostupu tepla	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
H	měrný tepelný zisk	$[W.K^{-1}]$
A	plocha	$[m^2]$
Q	teplo	$[W.s]$
Q	výkon	$[W]$
t	teplota	$[^{\circ}C]$
c	měrná tepelná kapacita	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
ρ	hustota	$[kg.m^{-3}]$
h	měrná entalpie	$[J.kg^{-1}]$
V	objem	$[m^3]$
V	objemový průtok	$[m^3.s^{-1}]$
P	příkon	$[W]$
τ	čas	$[s]$
n	součinitel	$[-]$

c	<i>součinitel</i>	$[-]$
r	<i>součinitel</i>	$[-]$
i	<i>součinitel</i>	$[-]$
η	<i>účinnost</i>	$[-]$
φ	<i>relativní vlhkost</i>	$[\%]$
m	<i>hmotnost</i>	$[\text{kg}]$
m	<i>hmotnostní průtok</i>	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
L	<i>hladina akustického tlaku</i>	$[\text{dB}]$
r	<i>poloměr</i>	$[\text{m}]$
v	<i>měrný objem</i>	$[\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}]$
w	<i>rychlost</i>	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
p	<i>tlaková ztráta</i>	$[\text{Pa}]$
l	<i>délka</i>	$[\text{m}]$
d	<i>průměr</i>	$[\text{m}]$
ν	<i>kinematická viskozita</i>	$[\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1}]$
Re	<i>Reynoldsovo číslo</i>	$[-]$
η	<i>dynamická viskozita</i>	$[\text{Pa}\cdot\text{s}]$
ε	<i>relativní drsnost</i>	$[-]$
k	<i>absolutní drsnost</i>	$[\text{m}]$
ξ	<i>součinitel místního odporu</i>	$[-]$
λ	<i>součinitel tření</i>	$[-]$
K	<i>opravný součinitel</i>	$[-]$
s	<i>tloušťka</i>	$[\text{m}]$
D	<i>průměr</i>	$[\text{m}]$
p	<i>tlak</i>	$[\text{Pa}]$
α	<i>součinitel délkové roztažnosti</i>	$[-]$
L	<i>délka</i>	$[\text{m}]$
C	<i>konstanta</i>	$[-]$

SEZNAM VÝPOČTŮ, OBRÁZKŮ, TABULEK A GRAFŮ

VÝPOČET 1 – SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE SO1	52
VÝPOČET 2 – PROSTUP TEPLA V MÍSTNOSTI 109.....	54
VÝPOČET 3 – TEPLA ODNÍMANÉ OCHLAZOVANÉMU ZBOŽÍ V MÍSTNOSTI 103.....	55
VÝPOČET 4 - TEPLA OD VNIKAJÍCÍHO OKOLNÍHO VZDUCHU DO MÍSTNOSTI 103	56
VÝPOČET 5 – TEPLA OD HYGIENICKÉ VÝMĚNY VZDUCHU V MÍSTNOSTI 103	57
VÝPOČET 6 – TEPLA OD VENTILÁTORŮ V MÍSTNOSTI 103.....	58
VÝPOČET 7 – TEPLA OD ODTÁVACÍHO ZAŘÍZENÍ V MÍSTNOSTI 110.....	59
VÝPOČET 8 – TEPLA OD OSVĚTLENÍ V MÍSTNOSTI 103.....	60
VÝPOČET 9 – TEPLA OD LIDÍ V MÍSTNOSTI 103.....	61
VÝPOČET 10 – TEPLA OD STROJŮ A TECHNOLOGICKÉHO VYBAVENÍ V MÍSTNOSTI 103	62
VÝPOČET 11 – REZERVA V MÍSTNOSTI 103	63
VÝPOČET 12 – CHLADICÍ VÝKON PRO MÍSTNOST 103.....	64
VÝPOČET 13 – CO ₂ EQVIVALENT A ČETNOST KONTROL CHLADICÍHO OKRUHU 1	66
VÝPOČET 14 – ODPAŘOVACÍ TEPLOTA PRO VÝROBNÍ PROVOZY	72
VÝPOČET 15 – ODPAŘOVACÍ TEPLOTA PRO CHLADÍRNY	72
VÝPOČET 16 – KONDENZAČNÍ TEPLOTA	72
VÝPOČET 17 – PŘÍKON KOMPRESORŮ PRO CHLADICÍ OKRUH 1.....	74
VÝPOČET 18 – VÝKON KONDENZÁTORU PRO OKRUH 1	78
VÝPOČET 19 – ÚTLUM HLUKU.....	79
VÝPOČET 20 – STANOVENÍ DIMENZE POTRUBÍ PRO CHLADICÍ OKRUH 2.....	83
VÝPOČET 21 - TLAKOVÁ ZTRÁTA KAPALINOVÉHO POTRUBÍ OKRUHU 2.....	86
VÝPOČET 22 - TLAKOVÁ ZTRÁTA SACÍHO POTRUBÍ OKRUHU 2	87
VÝPOČET 23 – CHLADICÍ VÝKONY BEZ ZOHLEDNĚNÍ TLAKOVÝCH ZTRÁT	91
VÝPOČET 24 – CHLADICÍ VÝKONY SE ZOHLEDNĚNÍM TLAKOVÝCH ZTRÁT	91
VÝPOČET 25 – NÁVRH ELEKTROMAGNETICKÉHO VENTILU PRO MÍSTNOST 116	96
VÝPOČET 26 – NÁVRH KAPALINOVÉHO FILTRU PRO MÍSTNOST 116	98
VÝPOČET 27 – MNOŽSTÍ OLEJE	101
VÝPOČET 29 – NÁVRH EXPANZNÍHO VENTILU PRO MÍSTNOST 116	103
VÝPOČET 30 – SOUČINITEL PROSTUPU TEPLA A TEPLOTA ROSNÉHO BODU.....	107
VÝPOČET 31 – DILATACE POTRUBÍ NA NEJDELŠÍM VODOROVNÉM ÚSEKU	111
Obrázek 1 - log p-h diagram	15
Obrázek 2 – Schéma základního cyklu	17
Obrázek 3 – Základní chladicí cyklus	18
Obrázek 4 – Komplexní chladicí cyklus.....	19
Obrázek 5 - Přehřátí chladiva	19
Obrázek 6 – Skutečný chladicí cyklus	20
Obrázek 7 – Obrácený Carnotův cyklus	21
Obrázek 8 - Průběh chování azeotropních chladiv a zeotropních chladiv	23
Obrázek 9 – Adiabata, polytropa a izoterma	25

Obrázek 10 - Sdružená jednotka [6].....	28
Obrázek 11 – Tandemové zapojení [6].....	28
Obrázek 12 – Plynové TČ TEDOM Polo 100 [7]	28
Obrázek 13 – Jednostupňový kompresor s jednočinným pístem	29
Obrázek 14 – Dvoustupňový kompresor [8]	29
Obrázek 15 – Jednostupňový kompresor dvojčinným pístem a křížákem.....	29
Obrázek 16 – Třístupňový kompresor s odstupňovaným pístem	30
Obrázek 17 – Boxerový kompresor	30
Obrázek 18 - Pracovní prostor jednostupňového kompresoru Bitzer [9].....	31
Obrázek 19 - Pracovní prostor dvoustupňového kompresoru Bitzer [9]	31
Obrázek 20 – Vstřikování kapalného chladiva	32
Obrázek 21 – Chladič.....	32
Obrázek 22 – Středotlaká nádoba.....	32
Obrázek 23 – Vstřikování chladiva s ekonomizérem.....	33
Obrázek 24 – Přehřátí par chladiva u kompresorů	33
Obrázek 25 - Pístový kompresor [9].....	34
Obrázek 26 - Šroubový kompresor [9]	35
Obrázek 27 - Scroll kompresor [11].....	36
Obrázek 28 – a) souproutý, b) Protiproudý.....	37
Obrázek 29 - Trubkový výměník [12]	38
Obrázek 30 - Lamelový výměník [13]	38
Obrázek 31 - Rozebíratelný deskový výměník [13]	38
Obrázek 32 - Pájený deskový výměník [12].....	38
Obrázek 33 - Deskový výměník SWEP [10].....	39
Obrázek 34 – Princip termostatického expanzního ventilu [14]	40
Obrázek 35 - Elektronický expanzní ventil [15].....	40
Obrázek 36 – Digital Scroll [11]	41
Obrázek 37 – Součinitel prostupu tepla.....	51
Obrázek 38 - Základní okruh	67
Obrázek 39 – Popis bodů v základním okruhu	67
Obrázek 40 - Odpařovací teplota	71
Obrázek 41 – kondenzační teplota.....	71
Obrázek 42 – Relativní vlhkost vzduchu v závislosti na δt	71
Obrázek 43 – Kód značení sdružených jednotek [17]	74
Obrázek 44 - Sdružená jednotka [17].....	74
Obrázek 45 - Kompresor sdružených jednotek [9].....	75
Obrázek 46 – Rozsah použitelnosti kompresoru 4DES-7Y [9]	75
Obrázek 47 – Rozsah použitelnosti kompresoru 2DES-2Y a kompresoru 2HES-1Y [9]	75
Obrázek 48 – Suchý výparník Güntner GDF [18].....	76
Obrázek 49 – Suchý výparník Güntner GACC [18].....	76
Obrázek 50 – Ověření chladicího výkonu výparníku v místnosti 116	77
Obrázek 51 – Kondenzátor Güntner GVHX [18].....	78
Obrázek 52 - Umístění řešeného objektu	79

Obrázek 53 – Typy potrubí přímého chlazení	82
Obrázek 54 – Presostat KP [19]	95
Obrázek 55 – Elektronický jistič mazání OM3 [20]	95
Obrázek 55 – Ventil rozdílu tlaků [20]	95
Obrázek 56 – Elektromagnetický ventil [20]	97
Obrázek 57 - Dehydrátor ADK [20]	99
Obrázek 58 – Sací filtr BTAS [20]	99
Obrázek 59 – Dehydrátor FDS [20]	99
Obrázek 60 – Sběrač chladiva F102H [9]	100
Obrázek 61 – Sběrač chladiva F302H [9]	100
Obrázek 62 – Odlučovač oleje OSH [20]	101
Obrázek 63 – Sběrač oleje [21]	102
Obrázek 63 – Schéma pro návrh expanzního ventilu	103
Obrázek 64 – Termostatický expanzní ventil řady T [20]	104
Obrázek 65 - Průhledítka 3940 [21]	104
Obrázek 66 – Kulový kohout GBC [19]	105
Obrázek 67 – Izolace proti vnější kondenzaci vypočtena softwarem IsoCal [22]	108
Obrázek 68 – Izolace pro splnění vyhlášky vypočtena softwarem IsoCal [22]	109
Obrázek 69 – Objímka [23]	111
Obrázek 70 – Fixační čep [23]	111
Obrázek 71 – Montážní nosník [23]	111
Obrázek 72 – Frekvenční měnič VLT [19]	115
Obrázek 73 – Regulátor teploty EKC 202C [19]	115
Tabulka 1 - Cena chladiv za 1kg pro leden 2015[3]	24
Tabulka 2 – Rozdělení kompresorů	26
Tabulka 3 - Rozdělení výměníků	36
Tabulka 4 - Tabulka chlazených místností	45
Tabulka 5 – Zatřídění a posouzení konstrukcí	53
Tabulka 6 – Prostup tepla konstrukcí v místnosti 109	53
Tabulka 7 – Teplo získané prostupem	54
Tabulka 8 – Teplo odnímané ochlazovanému zboží	55
Tabulka 9 – Teplo od vnikajícího vzduchu	56
Tabulka 10 – Teplo od hygienické výměny vzduchu	57
Tabulka 11 – Teplo od ventilátorů	58
Tabulka 12 – Teplo od odtávacího zařízení	59
Tabulka 13 – Teplo od osvětlení	60
Tabulka 14 - Teplo od lidí	61
Tabulka 15 – Teplo od strojů a technologického vybavení	62
Tabulka 16 – Rezerva	63
Tabulka 17 - Chladicí výkon	64
Tabulka 18 - Chemicko-fyzikální vlastnosti chladiva R407c	66

Tabulka 19 – Četnost kontrol od 1.1.2015 dle nařízení EK č. 517/2014	66
Tabulka 20 – Četnost kontrol	67
Tabulka 21 – Hlavní parametry okruhu 1.....	68
Tabulka 22 - Hlavní parametry okruhu 2,3.....	68
Tabulka 23 – Chladicí výkon a příkon navržených sdružených jednotek	74
Tabulka 24 – Výparníky	77
Tabulka 25 – Návrh kondenzátorů	78
Tabulka 27 – Hydraulický výpočet okruhu 1	89
Tabulka 26 – Hydraulický výpočet okruhu 2	89
Tabulka 28 – Hydraulický výpočet okruhu 3	90
Tabulka 29 – Hlavní parametry okruhu bez tlakových ztrát	91
Tabulka 30 – Hlavní parametry okruhu s tlakovými ztrátami	92
Tabulka 31 – Hydraulické posouzení (navrženo).....	93
Tabulka 32 – Hydraulické posouzení (vypočteno)	93
Tabulka 33 – Pojistné ventily.....	94
Tabulka 34 – Presostaty	95
Tabulka 35 – Elektromagnetické ventily	97
Tabulka 36 – Dehydrátory	98
Tabulka 37 – Sací filtry pro sdružené jednotky	99
Tabulka 39 – Dehydrátory pro sdružené jednotky.....	99
Tabulka 38 – Olejové filtry pro sdružené jednotky	99
Tabulka 40 – Sběrače chladiva	100
Tabulka 41 – Olej.....	101
Tabulka 42 – Odlučovače oleje.....	101
Tabulka 43 – Sběrače oleje.....	102
Tabulka 44 – Termostatické expanzní ventily	103
Tabulka 45 – Průhledítka.....	104
Tabulka 46 – Izolace proti kondenzaci	108
Tabulka 47 – Izolace pro splnění vyhlášky	108
Tabulka 48 – Minimální rozteč uložení potrubí	110
Tabulka 49 – Dilatace potrubí – rozvinuté schéma.....	112
Tabulka 50 – Dilatace potrubí – půdorys	113
Tabulka 51 – Frekvenční měniče.....	114
Graf 1 – Termodynamická dokonalost chladiv.....	65
Graf 2 - Okruh 1 v log p-h diagramu.....	69
Graf 3 - Okruh 2,3 v log p-h diagramu.....	70
Graf 4 - Moodyho diagram (grafický výpočet součinitele tření)	88

SEZNAM PŘÍLOH

- P1. STUDIE OHŘEVU TV ODPADNÍM TEPLEM
- P2. VÝPOČET SOUČiniteLE PROSTUPU TEPLA
- P3. VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE
- P4. NÁVRH KOMPRESORŮ A SBĚRAČŮ CHLADIVA
- P5. NÁVRH VÝPARNÍKŮ
- P6. NÁVRH KONDENZÁTORŮ
- P7. NÁVRH ZABEZPEČOVACÍHO ZAŘÍZENÍ A POTŘEBNÝCH PRVKŮ
- P8. VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

VÝKRESY:

- D.1.1.1 - PŮDORYS 1NP
- D.1.1.2 - ROZVINUTÉ SCHÉMA - OKRUH 1
- D.1.1.3 - ROZVINUTÉ SCHÉMA - OKRUH 2
- D.1.1.4 - ROZVINUTÉ SCHÉMA - OKRUH 3
- D.1.1.5 - SCHÉMA ZAPOJENÍ - OKRUH 1
- D.1.1.6 - SCHÉMA ZAPOJENÍ - OKRUH 2
- D.1.1.7 - SCHÉMA ZAPOJENÍ - OKRUH 3
- D.1.2.1 - BLOKOVÉ SCHÉMA MAR - OKRUH 1
- D.1.2.2 - BLOKOVÉ SCHÉMA MAR - OKRUH 2
- D.1.2.3 - BLOKOVÉ SCHÉMA MAR - OKRUH 3
- D.1.3.1 - ZAVĚŠENÍ VÝPARNÍKŮ

STUDIE:

- D.1.4.1 – KONDENZAČNÍ JEDNOTKA
- D.1.4.2 – SDRUŽENÁ JEDNOTKA
- D.1.4.3 – CHILLER SE VZDUCHEM CHLAZENÝM KONDENZÁTOREM
- D.1.4.4 – CHILLER S VODOU CHLAZENÝM KONDENZÁTOREM
- D.1.4.5 – OHŘEV TV ODPADNÍM TEPLEM

P1. STUDIE OHŘEVU TV ODPADNÍM TEPEM

Výpočty jsou provedeny pro chladicí okruh 1 při polovičním chladicím výkonu.

VSTUPNÍ HODNOTY:

$$t_K = 45^\circ\text{C}$$

$$t_2 = 72,24^\circ\text{C}$$

$$m = 0,16 \text{ kg/s}$$

TOPNÝ VÝKON:

VYUŽITÍ LATENTNÍHO TEPLA

$$Q_1 = m \cdot (h_3 - h_4) = 0,16 \cdot (425,29 - 260,39) = 26,4 \text{ kW}$$

VYUŽITÍ CITELNÉHO TEPLA Z PŘEHŘÁTÍ PAR

$$Q_2 = m \cdot (h_3 - h_{3'}) = 0,16 \cdot (458,52 - 425,29) = 5,3 \text{ kW}$$

MOŽNÉ MONOŽSTVÍ OHŘÁTÉ VODY:

VODA BUDE PŘEDEHŘÍVÁNA Z 10°C NA 45°C

$$m_{VO} = \frac{Q_1}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{26400}{4186 \cdot 30} = 0,2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Za hodinu chodu kompresoru při polovičním výkonu může být ohřáno 756 litrů vody z +10°C na +45°C.

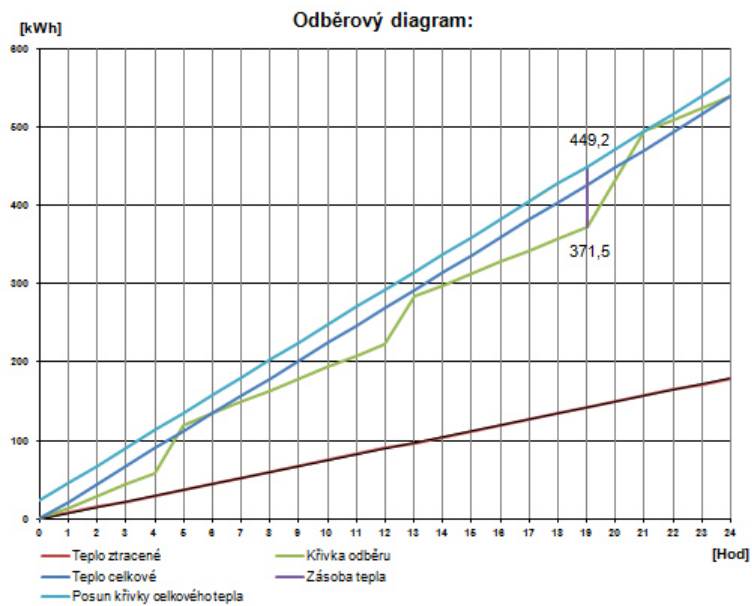
VODA BUDE DOHŘÍVÁNA Z 45°C NA 55°C

$$m_{VO} = \frac{Q_2}{c_p \cdot \Delta t} = \frac{5300}{4186 \cdot 17} = 0,07 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Za hodinu chodu kompresoru při polovičním výkonu může být ohřáno 268 litrů vody z +45°C na +55°C.

POTŘEBA TEPLÉ VODY

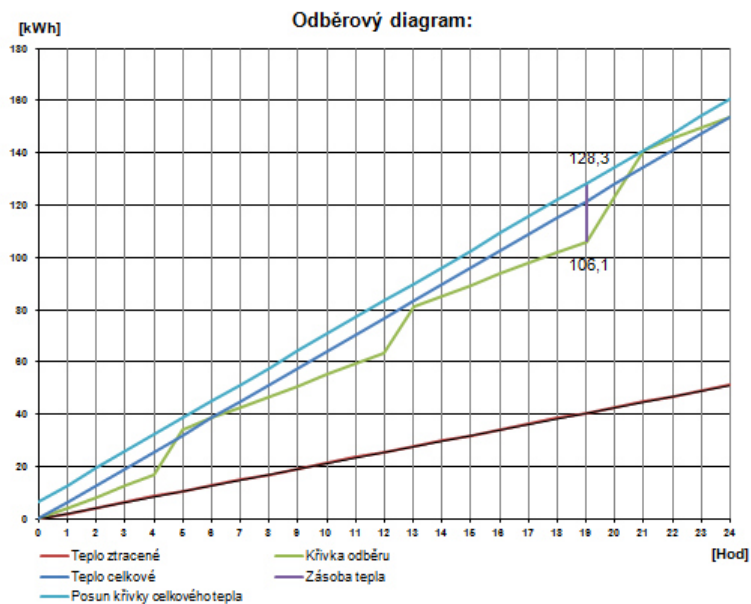
NUTNÝ VÝKON ZDROJE TEPLA PRO OHŘEV Z 10 °C NA +45 °C



$$Q_{1n} = \frac{561}{24} = 23,4 \text{ kW}$$

$$Q_{1n} = 23,4 \text{ kW}$$

NUTNÝ VÝKON ZDROJE TEPLA PRO OHŘEV Z 45 °C NA 55 °C



$$Q_{2n} = \frac{160}{24} = 6,8 \text{ kW}$$

$$Q_{2n} = 6,7 \text{ kW}$$

VYHODNOCENÍ

Pro ohřev vody z 10 na 45 °C bude výkon dostatečný $Q_1=26,4 \text{ kW} > Q_{1n}= 23,4 \text{ kW}$

Pro ohřev vody ze 45 na 55 °C nebude výkon dostatečný $Q_1=5,3 \text{ kW} < Q_{1n}= 6,7 \text{ kW}$

ZÁVĚR

Voda bude ohřívána výměníkem SWEP B25Tx24 z teploty 10°C na 45 °C. Následně bude voda dohřívána plynovým kotlem s teplotním spádem 70/55 a jmenovitým výkonem 13,4 kW z teploty 45°C na 55 °C.

Jmenovitý výkon kotle je stanoven pro ohřev TV z 35°C na 55 °C pro případ, že chladicí výkon klesne o více jak polovinu. Výkon kotle pro dohřev vody z 10°C na 55°C pokládám za zbytečný, jelikož předpokládám, že při velkém poklesu chladicího výkonu klesne i spotřeba vody.

Vlivem tlakových ztrát 52,4 kPa na výtlačném potrubí od deskového výměníku při maximálním chladicím výkonu vzroste příkon kompresoru o 1,7% (na 17,8 kW). Sdružená jednotka má dostatečný příkon i s deskovým výměníkem na výtlačném potrubí.

NÁVRH PŘÍPRAVY TEPLÉ VODY

Stanovení potřeby teplé vody:

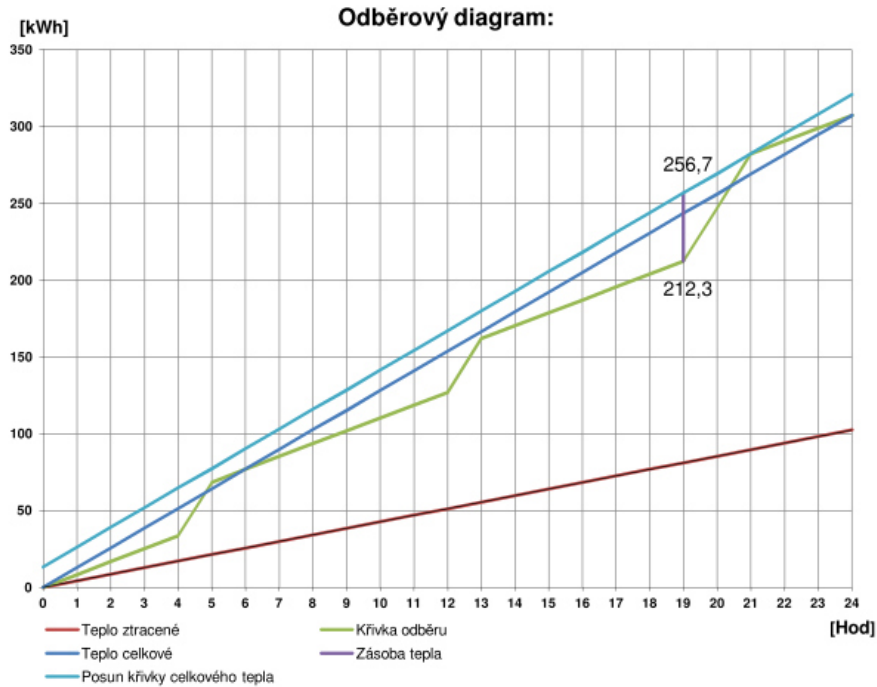
Účel	Počet osob/činností	Objem dávky [m ³]	Objem Dávky celkem [m ³]	Teplota vody	
				vstup [°C]	výstup [°C]
-	-	[m ³]	[m ³]	35	55
mytí rukou	30	0,002	0,060		
sprcha	30	0,025	0,750	Teplotní spád	
mytí příslušenství	1	4,000	4,000	vrat [°C]	přívod [°C]
technologická voda	1	4,000	4,000	55	70
				Energetická ztráta	
				50%	

Stanovení potřeby tepla:

Denní potřeba teplé vody:	$V_{2p} =$	8,81	m³/den
Teplo odebrané	$Q_{2t} =$	205	kWh
Teplo ztracené (24 hod.cirk.)	$Q_{2z} =$	102	kWh
Teplo celkem	$Q_{2c} =$	307	kWh

Denní bilance odběru:

časový interval	Hodina	Vytížení	Teplo [kWh]
začátek dne	0	0%	0
0-1	1	2%	4
1-2	2	2%	4
2-3	3	2%	4
3-4	4	2%	4
4-5	5	15%	31
5-6	6	2%	4
6-7	7	2%	4
7-8	8	2%	4
8-9	9	2%	4
9-10	10	2%	4
10-11	11	2%	4
11-12	12	2%	4
12-13	13	15%	31
13-14	14	2%	4
14-15	15	2%	4
15-16	16	2%	4
16-17	17	2%	4
17-18	18	2%	4
18-19	19	2%	4
19-20	20	15%	31
20-21	21	15%	31
21-22	22	2%	4
22-23	23	2%	4
23-24	24	2%	4



Výpočet zásobníku TV

Nutná zásoba tepla z grafu	$\Delta Q_{\max} =$	44,4	kWh
Teplo celkové	$Q_1 =$	321	kWh
Objem zásobníku	$V_z =$	1909	l

Výpočet tepelného výkonu zdroje tepla

Jmenovitý výkon zdroje tepla	$Q_{in} =$	13,4	kW
------------------------------	------------	------	----

Výpočet plochy výměníku u zásobníku TV

Logaritmický střed rozdílu teplot	$\Delta t =$	17,4	$^{\circ}\text{C}$
Součinitel prostupu tepla	$U =$	981,2	$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$
Potřebná teplosměnná plocha	$A =$	0,784	m^2

Návrh

Volím zásobníkový ohřivač teplé vody REGULUS RBC 2000, objem 2000 litrů, teplosměnná plocha 4,5 m²



SSP G7
(v 7.0.3.37)

KONDENZÁTOR - Design
VÝMĚNÍK TEPLA : B25Tx24

Médium strana 1 : R407C
Médium strana 2 : Water

Flow Type : Counter-Current

TECHNICKÉ ZADÁNÍ

		STRANA 1	STRANA 2
Výkon	kW	62,40	
Vstupní teplota	°C	72,24	10,00
Kondenzační teplota	°C	45,00	
Podchlazení	K	2,00	
Výstupní teplota	°C	38,31	45,00
Průtočné množství	kg/s	0,3200	0,4263
Průtok kondenzátu	kg/s	0,3200	
Maximální tlaková ztráta	kPa	50,0	50,0

VÝSLEDKY VÝPOČTU

		STRANA 1	STRANA 2
Teplosměnná plocha	m ²	1,39	
Tepelný tok	kW/m ²	45,0	
Střední teplotní rozdíl	K	15,51	
Koeficient prostupu tepla (dostupný/požadovaný)	W/m ² , °C	3390/2900	
Tlaková ztráta - celková	kPa	52,4	12,9
- v připojení	kPa	-1,72	0,422
Výstupní tlak	kPa	1700	
Počet kanálů		11	12
Počet desek		24	
Plošná rezerva	%	17	
Faktor znečištění	m ² , °C/kW	0,050	
Průměr připojení	mm	24,0	24,0
Doporučený průměr vstupního připojení	mm	From 15,1 to 33,7	
Doporučený průměr výstupního připojení	mm	From 6,21 to 19,7	
Reynoldsovo číslo			746,1
Rychlost v připojení na vstupu	m/s	9,67	0,946

FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

		STRANA 1	STRANA 2
Referenční teplota	°C	42,59	27,49
Kapalina	Dynamická viskozita	cP	0,120
	Hustota	kg/m ³	1055
	Měrná tepelná kapacita	kJ/kg, °C	1,665
	Tepelná vodivost	W/m, °C	0,07839
Pára	Dynamická viskozita	cP	0,0132
	Hustota	kg/m ³	71,69
	Měrná tepelná kapacita	kJ/kg, °C	1,173
	Tepelná vodivost	W/m, °C	0,01388
	- Latent heat	kJ/kg	160,1
Koeficient přestupu tepla	W/m ² , °C	7770	9420
Střední teplota stěny	°C	54,15	52,82
Rychlost v kanálech	m/s	1,76	0,158

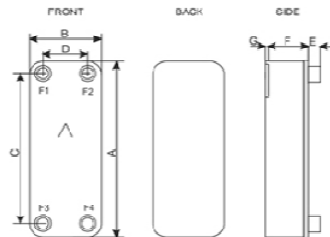


SSP G7
(v 7.0.3.37)

Totals

		STRANA 1	STRANA 2
Total weight (no connections)	kg	5,35 - 52,4	
Hold-up volume, inner circuit	dm ³	1,22 - 1,25	
Hold-up volume, outer circuit	dm ³	1,33 - 1,37	
PortSize F1/P1	mm	24,0	
PortSize F2/P2	mm	24,0	
PortSize F3/P3	mm	24,0	
PortSize F4/P4	mm	24,0	
NND F1/P1	mm	27,0 and/or 18,0	
NND F2/P2	mm	18,0 and/or 27,0	
NND F3/P3	mm	27,0 and/or 18,0	
NND F4/P4	mm	18,0 and/or 27,0	
Carbon Footprint	kg	45,0	

DIMENSIONS



A	mm	524 to 566 +/-2
B	mm	117 to 159 +/-1
C	mm	479 +/-1
D	mm	72 +/-1
E	mm	20 to 54 (opt. 45) +/-1
F	mm	55,80 to 126,20 +/-3%
G	mm	0,0 to 7 +/-1
R	mm	22 to 23

This is a schematic sketch. For correct drawings please use the order drawing function or contact your SWEP representative.

Note :
Very high heat flux not experimentally certified (45,02 kW/m²).

Disclaimer: Data used in this calculation is subject to change without notice. Calculation is intended to show thermal and hydraulic performance, no consideration has been taken to mechanical strength of the product. Product restrictions - such as pressure, temperatures and corrosion resistance- can be found in SWEP product sheets and other technical documentation. SWEP may have patents, trademarks, copyrights or other intellectual property rights covering subject matter in this document. Except as expressly provided in any written license agreement from SWEP, the furnishing of this document does not give you any license to these patents, trademarks, copyrights, or other intellectual property.

*Excluding pressure drop in connections.

P2. VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA

VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE DLE ČSN 148102 KONSTRUKCE:

SN1 - Stěna vnitřní tl.150

pásmo B pro chladírny s teplotou +10°C až -4°C: stěna vnitřní

Požadovaná hodnota tepelného odporu

$R_N = 4,55$ W/m²K

Požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla

$U_N = 0,22$ W/m²K

Číslo	Název stavebního materiálu	d [mm]	λ [W/mK]	R [m ² K/W]	U [W/m ² K]
1	uvnitř objektu- konstrukce svislá	---	---	0,13	8,00
2	kingspan KS1150 TF/ TC ($\lambda+5\%$)	150	0,024	6,38	0,16
3			0,000	0,00	0,00
4			0,000	0,00	0,00
5			0,000	0,00	0,00
6			0,000	0,00	0,00
7	uvnitř objektu- konstrukce svislá	---	---	0,13	8,00

Tepelný odpor konstrukce R

R= 6,63 m²K/W

Součinitel prostupu tepla konstrukce U

U= 0,15 W/m²K

Posouzení

VYHOVUJE

VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE DLE ČSN 148102 KONSTRUKCE:

SO1 - Stěna vnější tl.150

pásmo B pro chladírny s teplotou +10°C až -4°C: stěna vnější

Požadovaná hodnota tepelného odporu

$R_N = 5,50$ W/m²K

Požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla

$U_N = 0,18$ W/m²K

Číslo	Název stavebního materiálu	d [mm]	λ [W/mK]	R [m ² K/W]	U [W/m ² K]
1	uvnitř objektu- konstrukce svislá	---	---	0,13	8,00
2	kingspan KS1150 TF/ TC ($\lambda+5\%$)	150	0,024	6,38	0,16
3			0,000	0,00	0,00
4			0,000	0,00	0,00
5			0,000	0,00	0,00
6			0,000	0,00	0,00
7	vně objektu - v řídké zástavbě (venkov)	---	---	0,03	30,00

Tepelný odpor konstrukce R

R= 6,54 m²K/W

Součinitel prostupu tepla konstrukce U

U= 0,15 W/m²K

Posouzení

VYHOVUJE

**VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE DLE ČSN 148102
KONSTRUKCE:**

PDL1 - Podlaha

pásmo B pro chladírny s teplotou +10°C až -4°C: podlaha terén

Požadovaná hodnota tepelného odporu $R_N = 0,75 \text{ W/m}^2\text{K}$

Požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla $U_N = 1,33 \text{ W/m}^2\text{K}$

Číslo	Název stavebního materiálu	d [mm]	λ [W/mK]	R [m ² K/W]	U [W/m ² K]
1	uvnitř objektu- konstrukce vodorovná (tok od kce)	---	---	0,13	8,00
2	Isover EPS Perimetr (λ +5%)	140	0,036	3,92	0,26
3	železobeton	200	1,580	0,13	7,90
4			0,000	0,00	0,00
5			0,000	0,00	0,00
6			0,000	0,00	0,00
7	zemina	---	---	0,00	---

Tepelný odpor konstrukce R $R = 4,17 \text{ m}^2\text{K/W}$

Součinitel prostupu tepla konstrukce U $U = 0,24 \text{ W/m}^2\text{K}$

Posouzení

VYHOVUJE

**VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE DLE ČSN 148102
KONSTRUKCE:**

PDL2 - Podlaha nad instalačním prostorem

pásmo B pro chladírny s teplotou +10°C až -4°C: podlaha vnitřní

Požadovaná hodnota tepelného odporu $R_N = 2,65 \text{ W/m}^2\text{K}$

Požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla $U_N = 0,38 \text{ W/m}^2\text{K}$

Číslo	Název stavebního materiálu	d [mm]	λ [W/mK]	R [m ² K/W]	U [W/m ² K]
1	uvnitř objektu- konstrukce vodorovná (tok ke kci)	---	---	0,17	6,00
2	Isover EPS Perimetr (λ 5%)	140	0,036	3,92	0,26
3	železobeton	200	1,580	0,13	7,90
4			0,000	0,00	0,00
5			0,000	0,00	0,00
6			0,000	0,00	0,00
7	vně objektu - při klidném vzduchu	---	---	0,07	15,00

Tepelný odpor konstrukce R $R = 4,28 \text{ m}^2\text{K/W}$

Součinitel prostupu tepla konstrukce U $U = 0,23 \text{ W/m}^2\text{K}$

Posouzení

VYHOVUJE

**VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA KONSTRUKCE DLE ČSN 148102
KONSTRUKCE:**

STR1 - Strop

pásmo B pro chladírny s teplotou +10°C až -4°C: strop vnitřní

Požadovaná hodnota tepelného odporu

$R_W = 4,15 \text{ W/m}^2\text{K}$

Požadovaná hodnota součinitele prostupu tepla

$U_W = 0,24 \text{ W/m}^2\text{K}$

Číslo	Název stavebního materiálu	d [mm]	λ [W/mK]	R [m ² K/W]	U [W/m ² K]
1	uvnitř objektu- konstrukce vodorovná (tok od kce)	---	---	0,13	8,00
2	kingspan KS1150 TF/ TC ($\lambda+5\%$)	150	0,024	6,38	0,16
3			0,000	0,00	0,00
4			0,000	0,00	0,00
5			0,000	0,00	0,00
6			0,000	0,00	0,00
7	uvnitř objektu- konstrukce vodorovná (tok ke kci)	---	---	0,17	6,00

Tepelný odpor konstrukce R

$R = 6,67 \text{ m}^2\text{K/W}$

Součinitel prostupu tepla konstrukce U

$U = 0,15 \text{ W/m}^2\text{K}$

Posouzení

VYHOVUJE

P3. VÝPOČET TEPELNÉ ZÁTĚŽE

TEPLO ODNÍMANÉ OCHLAZOVANÉMU ZBOŽÍ

č. místnosti	Typ zboží	Hmotnost dení zavážky	Měrná tepelná kapacita zboží	Počáteční teplota zboží	Konečná teplota zboží	Teplo získané denně [Wh]
n		m [kg]	c_p [kJ/kgK]	t_1 [°C]	t_2 [°C]	Q_z [Wh]
103	drůbež	7000	3	35	33	13067
109	drůbež	7000	3	2	10	0
110	drůbež	100	3	25	2	2147
111	drůbež	500	3	10	2	3733
115	drůbež	5000	3	10	2	37333
116	drůbež	7000	3	35	2	215600
117	drůbež	1000	3	10	2	7467
118	drůbež	1000	3	10	2	7467
108	drůbež	7000	3	2	10	0

TEPLO OD VNIKAJÍCÍHO VZDUCHU

č. místnosti	Název místnosti	n násobná výměna za den	Objem místnosti	Hustota vzduchu	Vniknutí vzduchu z okolních prostor						Teplota získané denně
					t_i [°C]	Teplota vzduchu v místnosti	Relativní vlhkost vzduchu v místnosti	Entalpie vzduchu v místnosti	Teplota vzduchu v místnosti	Relativní vlhkost vzduchu v soudědicí místnosti	
n		n	V_{oz} [m ³]	ρ [kg/m ³]	t_i [°C]	φ_1 [%]	h_1 [kJ/kg]	t_2 [°C]	φ_2 [%]	h_2 [kJ/kg]	Q_{vz} [Wh]
103	kuchání	3,8	335	1,2	10	80	25,6	25	55	53,4	11796
109	porcovna	4,0	306	1,2	10	80	25,6	25	55	53,4	11342
110	sklad koření	10,0	49	1,2	2	80	10,8	32	36	60,0	8036
111	popelnice kafilérka	10,9	42	1,2	2	80	10,8	32	36	60,0	7508
115	chladirna	5,5	160	1,2	2	80	10,8	10	80	25,6	4341
116	schlazovna	5,8	146	1,2	2	80	10,8	10	80	25,6	4178
117	chladirna	12,6	31	1,2	2	80	10,8	10	80	25,6	1927
118	chladirna	12,6	31	1,2	2	80	10,8	2	80	10,8	0
108	příjem, expedice	4,4	254	1,2	10	80	25,6	32	36	60,0	12815

Hygienická výměna vzduchu

č. místnosti	Název místnosti	Nutná výměna vzduchu na osoby	Hustota vzduchu	Teplota vzduchu v místnosti	Relativní vlhkost vzduchu v místnosti	Entalpie vzduchu v místnosti	Teplota přiváděného vzduchu	Relativní vlhkost přiváděného vzduchu	Entalpie přiváděného vzduchu	Teplota získané denně
n		V_{oz} [m ³ /h]	ρ [kg/m ³]	t_i [°C]	φ_1 [%]	h_1 [kJ/kg]	t_p [°C]	φ_2 [%]	h_2 [kJ/kg]	Q_{vz} [Wh]
103	kuchání	490	1,2	10	80	25,6	15	80	36,9	44296
109	porcovna	490	1,2	10	80	25,6	15	80	36,9	44296
110	sklad koření	0	1,2	2	80	10,8				0
111	popelnice kafilérka	0	1,2	2	80	10,8				0
115	chladirna	0	1,2	2	80	10,8				0
116	schlazovna	0	1,2	2	80	10,8				0
117	chladirna	0	1,2	2	80	10,8				0
118	chladirna	0	1,2	2	80	10,8				0
108	příjem, expedice	140	1,2	10	80	25,6	15	80	36,9	12656

TEPLO OD OSVĚTLENÍ

č. místnosti	Podlahová plocha	Příkon osvětlení	Denní doba používání svítidel	Součinitel současnosti	Zbytkový součinitel	Teplo získané denně
n	S_s [m ²]	P_s [W/m ²]	τ [h]	c_1 [-]	c_2 [-]	Q_{st} [Wh]
103	89	25	24	1	1	53340
109	81	25	24	1	1	48672
110	13	25	6	1	1	1952
111	11	25	3	1	1	823
115	43	25	6	1	1	6381
116	39	25	6	1	1	5795
117	7	25	6	1	1	1086
118	8	25	6	1	1	1233
108	81	25	24	1	1	48894

TEPLO OD LIDÍ

č. místnosti	Počet osob	Teplota interiéru	Teplo předané osobou	Denní doba pobytu osoby	Teplo získané denně
n	n	t_i [°C]	q_l [W/m ²]	τ [h]	Q_l [Wh]
103	7	10	161	24	27082
109	7	2	211	24	35414
110	1	2	211	6	1265
111	1	2	211	3	632
115	1	2	211	6	1265
116	1	2	211	6	1265
117	1	2	211	6	1265
118	1	2	211	6	1265
108	2	10	161	24	7738

TEPLO OD STROJŮ A TECHNOLOGIE

č. místnosti	Příkon zařízení	Součinitel současnosti	Odsávání	Zatížení stroje	Denní doba chodu	Teplo získané denně
n	P_{el} [W]	c_1 [-]	c_2 [-]	c_3 [-]	τ [h]	Q_{tech} [Wh]
103	7270	1	1	1	24	174480
109	4000	1	1	1	24	96000
110						0
111						0
115						0
116						0
117						0
118						0
108	2500	1	1	1	24	60000

TEPLO OD ODTÁVACÍHO ZAŘÍZENÍ

č. místnosti	Počet odtávacích zařízení	Příkon odtávacího zařízení	Denní doba chodu	Teplo získané denně
n	n	P_{el} [W]	τ [h]	Q_{od} [Wh]
103	0	0	0	0
109	0	0	2	0
110	1	950	2	1900
111	1	950	2	1900
115	1	2450	2	4900
116	1	8100	2	16200
117	1	950	2	1900
118	1	950	2	1900
108	0	0	0	0

TEPLO OD VENTILÁTORŮ

č. místnosti	Počet ventilátorů	Příkon ventilátoru	Denní doba chodu	Teplo získané denně
n	n	P_{el} [W]	τ [h]	Q_{ve} [Wh]
103	4	203	16	12960
109	3	203	16	9760
110	1	30	16	480
111	1	30	16	480
115	3	30	16	1440
116	3	207	16	9920
117	1	20	16	320
118	1	20	16	320
108	3	107	16	5120

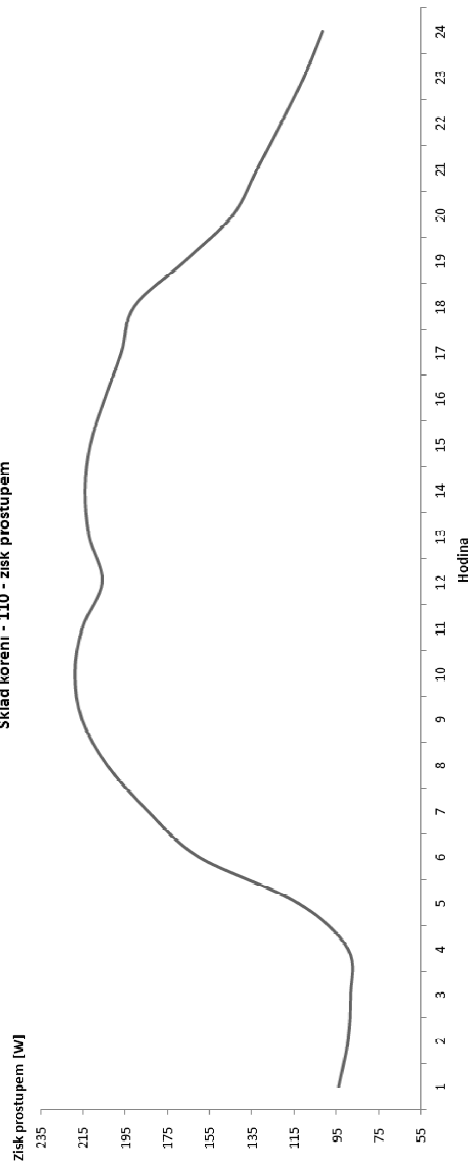
REZERVA 5%

č. místnosti	Rezerva 5%	Teplo získané denně [Wh]
n		Q_r [Wh]
103	5%	17749
109	5%	12964
110	5%	1196
111	5%	1193
115	5%	3432
116	5%	13065
117	5%	861
118	5%	772
108	5%	8441

SKLAD KOŘENÍ - 110 - HODINA NEJVĚTŠÍCH ZISKŮ PROSTUPEM NA ROHU BUDOVY

Orientace	Čas																								Plocha stěh(s)/tvorh(o)	ti	U
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24			
Sever (s)	55,7	53	52,3	53	64,6	80,3	81,8	89,3	99	108	116	122	125	127	125	121	118	117	100	85,2	78,4	71,7	65,4	60,1			
Sever (o)	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0			
Východ (s)	12,1	11,5	11,3	11,5	15,2	25	32,2	35,9	36,6	34,8	31,3	26,4	27,2	27,5	27,1	26,2	24,9	23,1	20,7	18,5	17	15,6	14,2	13			
Východ (o)	26,3	25	24,7	25	33,2	54,5	70	78,1	79,7	75,9	68,1	57,5	59,3	59,8	59,1	57,2	54,2	50,3	45,2	40,2	37	33,9	30,9	28,4			
110 - Celkem	94	90	88	90	113	160	184	203	215	219	215	206	212	214	211	204	197	191	166	144	132	121	110	102			

Skład koření - 110 - zisk prostupem



**TEPLO ZÍSKANÉ PROSTUPEM
KUCHÁNÍ - 103**

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SN1	27,0	0,15	4,04	10	25	15	61
2	SN1	4,0	0,15	0,61	10	25	15	9
3	DN1	2,5	0,84	2,12	10	25	15	32
4	SN1	30,4	0,15	4,56	10	2	-8	-36
5	DN1	2,9	0,41	1,21	10	2	-8	-10
6	DN1	3,4	0,41	1,38	10	2	-8	-11
7	DN1	2,5	0,41	1,03	10	2	-8	-8
8	SN1	26,5	0,15	3,98	10	35	25	99
9	SN1	4,4	0,15	0,65	10	25	15	10
10	DN2	1,7	0,84	1,41	10	25	15	21
11	SN1	51,3	0,15	7,69	10	25	15	115
12	PDL2	88,9	0,23	20,45	10	10	0	0
13	SIR1	88,9	0,15	13,34	10	45	35	467

Celkové teplo

Q_s= 17965 Wh

PORCOVNA - 109

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SO1	35,4	0,15	5,32	10	36	26	138
2	SN1	10,1	0,15	1,52	10	2	-8	-12
3	DN2	4,2	0,84	3,53	10	2	8	28
4	SN1	13,9	0,15	2,08	10	25	15	31
5	DN2	2,5	0,84	2,12	10	25	15	32
6	DN2	2,1	0,84	1,76	10	25	15	26
7	SN1	20,2	0,15	3,03	10	2	-8	-24
8	DN1	2,9	0,41	1,21	10	2	-8	-10
9	DN1	3,4	0,41	1,38	10	2	-8	-11
10	DN1	2,5	0,41	1,03	10	2	-8	-8
11	SN1	4,0	0,15	0,61	10	26	16	10
12	DN2	2,5	0,84	2,12	10	26	16	34
13	SN1	24,3	0,84	20,43	10	10	0	0
14	DN2	2,5	0,84	2,12	10	10	0	0
15	SN1	5,7	0,15	0,85	10	45	35	30
16	PDL1	81,1	0,24	19,47	10	7	-3	-58
17	STR1	81,1	0,15	12,17	10	45	35	426

Celkové teplo

Q_s= 13787 Wh

SKLAD KOŘENÍ - 110

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SN1	5,4	0,15	0,82	2	10	8	7
2	DN2	2,1	0,84	1,76	2	10	8	14
3	SO1	24,9	0,15	3,73	2	31	29	108
4	SO1	5,4	0,15	0,82	2	45	43	35
5	DO1	2,1	0,84	1,76	2	45	43	76
6	PDL1	13,0	0,24	3,12	2	7	5	16
7	STR1	13,0	0,15	1,95	2	45	43	84

Celkové teplo

Q_s= 8135 Wh

POPELNICE KAFILÉRKA - 111

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SN1	4,5	0,15	0,67	2	10	8	5
2	DN2	2,1	0,84	1,76	2	10	8	14
3	SO1	4,2	0,15	0,63	2	47	45	28
4	DO1	2,1	0,84	1,76	2	47	45	80
5	SN1	24,9	0,27	6,72	2	25	23	155
6	PDL1	11,0	0,24	2,63	2	7	5	13
7	STR1	11,0	0,15	1,65	2	45	43	71

Celkové teplo

Q_s= 8787 Wh

CHLADÍRNA - 115

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SN1	2,4	0,15	0,36	2	10	8	3
2	DN1	2,5	0,41	1,03	2	10	8	8
3	SN1	49,8	0,15	7,46	2	25	23	172
4	SN1	2,6	0,15	0,39	2	25	23	9
5	SN1	12,5	0,15	1,88	2	10	8	15
6	DN1	2,5	0,41	1,04	2	10	8	8
7	PDL1	42,5	0,24	10,21	2	7	5	51
8	STR1	42,5	0,15	6,38	2	45	43	274

Celkové teplo

Q_s= 12973 Wh

SCHLAZOVNA - 116

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SN1	12,7	0,15	1,90	2	10	8	15
2	DN1	3,4	0,41	1,38	2	10	8	11
3	SN1	12,7	0,15	1,90	2	10	8	15
4	DN1	3,4	0,41	1,38	2	10	8	11
5	PDL1	38,6	0,24	9,27	2	7	5	46
6	STR1	38,6	0,15	5,79	2	45	43	249

Celkové teplo

Q_s= 8351 Wh

CHLADÍRNA - 117

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SN1	4,0	0,15	0,60	2	10	8	5
2	DN1	2,9	0,41	1,21	2	10	8	10
3	SN1	17,0	0,15	2,54	2	25	23	59
4	PDL1	8,2	0,24	1,98	2	7	5	10
5	STR1	8,2	0,15	1,24	2	45	43	53

Celkové teplo

Q_s= 3264 Wh

CHLADÍRNA - 118

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SN1	4,0	0,15	0,60	2	10	8	5
2	DN1	2,9	0,41	1,21	2	10	8	10
3	SN1	17,0	0,15	2,54	2	25	23	59
4	PDL1	8,2	0,24	1,97	2	7	5	10
5	STR1	8,2	0,15	1,23	2	45	43	53

Celkové teplo

Q_s= 3260 Wh


PŘÍJEM, EXPEDICE - 108

p.č.	Název konstrukce	A [m ²]	U [W/m ² K]	H _T [W/K]	t _i [K]	t _e , t _r [K]	Δt [K]	Q[W]
1	SO1	29,2	0,15	4,39	10	36	26	114
2	SN1	12,6	0,15	1,88	10	30	20	38
3	DN2	6,7	0,84	5,64	10	30	20	113
4	SO1	4,8	0,15	0,73	10	55	45	33
5	DO1	2,9	0,84	2,47	10	55	45	111
6	SN1	27,3	0,15	4,10	10	25	15	62
7	DN2	2,5	0,84	2,12	10	25	15	32
8	SN1	24,3	0,15	3,65	10	10	0	0
9	DN2	2,5	0,84	2,12	10	10	0	0
10	SN1	5,7	0,15	0,85	10	45	35	30
11	PDL1	81,5	0,24	19,56	10	7	-3	-59
12	STR1	81,5	0,15	12,22	10	45	35	428

Celkové teplo

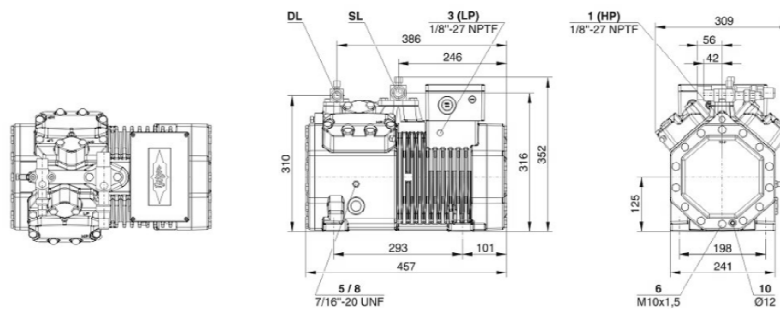
Q_s= 21598 Wh

P4. NÁVRH KOMPRESORŮ A SBĚRAČŮ CHLADIVA

 BITZER Software v6.4.3 rev1302	Bakalářská práce Jan Doležal 12.4.2015 / All data subject to change.	7 / 11
---	--	--------


Technical Data: 4DES-7Y

Dimensions and Connections



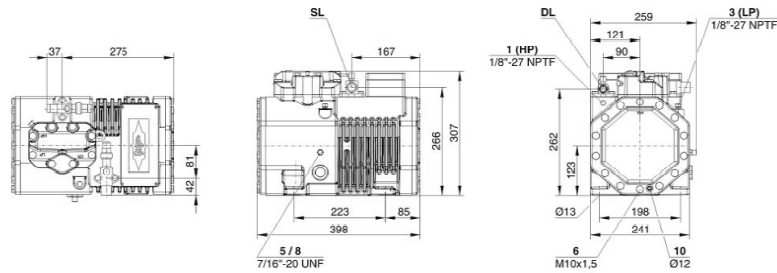
Technical Data

Technical Data	
Displacement (1450 RPM 50Hz)	26,84 m ³ /h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	32,39 m ³ /h
No. of cylinder x bore x stroke	4 x 50 mm x 39,3 mm
Weight	88,5 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 32bar
Connection suction line	28 mm - 1 1/8"
Connection discharge line	22 mm - 7/8"
Oil type R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)
Motor data	
Motor version	1
Motor voltage (more on request)	380-420V Y-3-50Hz
Max operating current	16.5 A
Starting current (Rotor locked)	82.4 A
Max. Power input	8,9 kW
Extent of delivery (Standard)	
Motor protection	SE-B1
Enclosure class	IP65
Vibration dampers	Standard
Oil charge	2,00 dm ³
Available Options	
Discharge gas temperature sensor	Option
Capacity control	100-50% (Option)
Capacity Control - infinite	100-10% (Option)
Additional fan	Option
Crankcase heater	0..120 W PTC (Option)
Oil level monitoring	OLC-K1 (Option)
Sound measurement	
Sound power level (+5°C / 50°C)	70,7 dB(A) @ 50Hz
Sound power level (-10°C / 45°C)	73,6dB(A) @ 50Hz
Sound power level (-35°C / 40°C)	74,5 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (+5°C / 50°C)	62,7 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	65,66dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-35°C / 40°C)	66,5 dB(A) @ 50Hz

	Bakalářská práce Jan Doležal
BITZER Software v6.4.3 rev1302	29.3.2015 / All data subject to change.
	7 / 11


Technical Data: 2DES-2Y

Dimensions and Connections



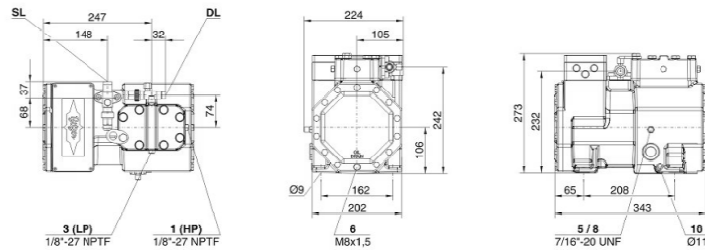
Technical Data

Technical Data	
Displacement (1450 RPM 50Hz)	13,42 m ³ /h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	16,20 m ³ /h
No. of cylinder x bore x stroke	2 x 50 mm x 39,3 mm
Weight	67,5 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 32bar
Connection suction line	22 mm - 7/8"
Connection discharge line	16 mm - 5/8"
Oil type R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)
Motor data	
Motor version	2
Motor voltage (more on request)	380-420V Y-3-50Hz
Max operating current	7.5 A
Starting current (Rotor locked)	30.7 A
Max. Power input	4,0 kW
Extent of delivery (Standard)	
Motor protection	SE-B1
Enclosure class	IP65
Vibration dampers	Standard
Oil charge	1,50 dm ³
Available Options	
Additional fan	Option
Crankcase heater	0..120 W PTC (Option)
Sound measurement	
Sound power level (-10°C / 45°C)	66,5 dB(A) @ 50Hz
Sound power level (-35°C / 40°C)	69,0 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	58,5 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-35°C / 40°C)	61,0 dB(A) @ 50Hz

	Bakalářská práce Jan Doležal
BITZER Software v6.4.3 rev1302	29.3.2015 / All data subject to change.
7 / 11	


Technical Data: 2HES-1Y

Dimensions and Connections

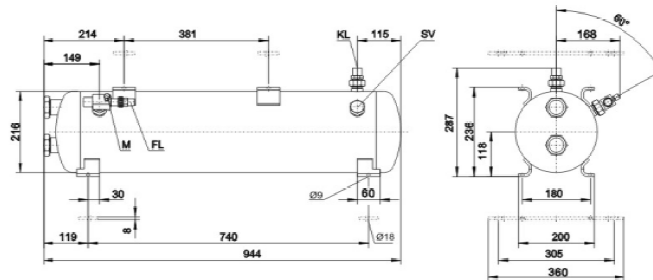


Technical Data

Technical Data	
Displacement (1450 RPM 50Hz)	6,51 m ³ /h
Displacement (1750 RPM 60Hz)	7,86 m ³ /h
No. of cylinder x bore x stroke	2 x 38 mm x 33 mm
Weight	44 kg
Max. pressure (LP/HP)	19 / 32bar
Connection suction line	16 mm - 5/8"
Connection discharge line	12 mm - 1/2"
Oil type R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	BSE32(Standard) / R134a tc>70°C: BSE55 (Option)
Oil type R22 (R12/R502)	B5.2 (Option)
Motor data	
Motor version	2
Motor voltage (more on request)	380-420V Y-3-50Hz
Max operating current	3.8 A
Starting current (Rotor locked)	16.7 A
Max. Power input	2.0 kW
Extent of delivery (Standard)	
Motor protection	SE-B1
Enclosure class	IP65
Vibration dampers	Standard
Oil charge	1,00 dm ³
Available Options	
Additional fan	Option
Crankcase heater	0..60 W PTC (Option)
Sound measurement	
Sound power level (-10°C / 45°C)	64,5 dB(A) @ 50Hz
Sound power level (-35°C / 40°C)	62,5 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-10°C / 45°C)	56,5 dB(A) @ 50Hz
Sound pressure level @ 1m (-35°C / 40°C)	54,5 dB(A) @ 50Hz


	Bakalářská práce Jan Doležal
BITZER Software v6.4.3 rev1302	29.3.2015 / All data subject to change.
	10 / 11

Technical Data: F302H
 Dimensions and Connections



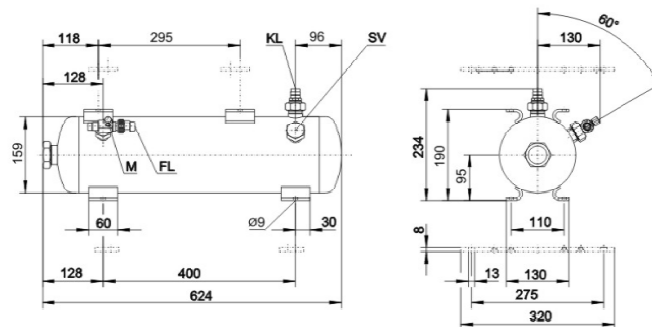
Technical Data

Technical Data	
Weight	27,2 kg
Total width	944 mm
Total depth	276 mm
Total height	287mm
Receiver volume refrigerant	30,0 l
Max. refrigerant charge 90% at 20°C	20°C
R22	32,7 kg
R134a	33,1 kg
R407C	31,3 kg
R404A/R507A	28,8 kg
Connection inlet KL	22mm - 7/8"
Connection thread/ -flange	1 1/4" - 12 UNF
Connection outlet FL	22mm - 7/8"
Connection thread/ -flange	1 1/4" - 12 UNF
Gauge	7/16" 20UNF
Connection for pressure relief valve	1 1/4"-12UNF
Adapter for pressure relief valve	Option
Minimum level control	Option
Maximum level control	Option
*According PED 97/23/EC	Standard
Special Approvals (on request)	Option

	Bakalářská práce Jan Doležal
BITZER Software v6.4.3 rev1302	29.3.2015 / All data subject to change.
	10 / 11

Technical Data: F102H

Dimensions and Connections



Technical Data

Technical Data

Weight	12,5 kg
Total width	624 mm
Total depth	209,5 mm
Total height	234mm
Receiver volume refrigerant	10,0 l
Max. refrigerant charge 90% at 20°C	20°C
R22	10,9 kg
R134a	11,0 kg
R407C	10,4 kg
R404A/R507A	9,6 kg
Connection inlet KL	16mm - 5/8"
Connection thread/ -flange	1 1/4" - 12 UNF
Connection outlet FL	12mm - 1/2"
Connection thread/ -flange	1" - 14 UNS
Gauge	7/16" 20UNF
Connection for pressure relief valve	1 1/4"-12UNF
Adapter for pressure relief valve	Option
Minimum level control	Option
Maximum level control	Option
*According PED 97/23/EC	Standard
Special Approvals (on request)	Option

P5. NÁVRH VÝPARNÍKŮ



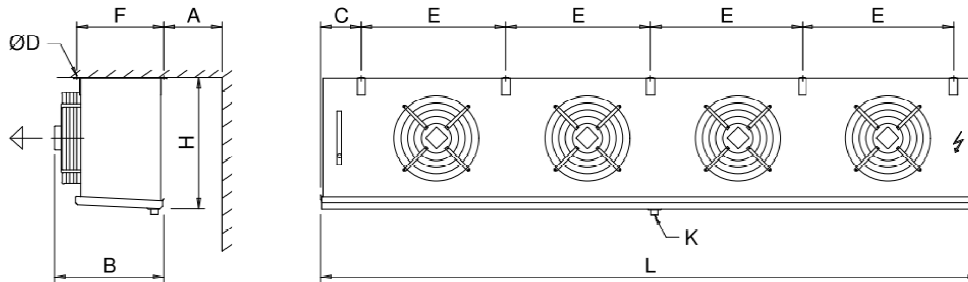
Datum: 2015-03-20
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:

Výparník		GACC 040.1F/47-AW.E		
Výkon:	26.1 kW ⁽¹⁾	Chladivo:	R407C ⁽²⁾	
Rezerva plochy:	0.0 %	Vyparovací teplota:	2.0 °C	
Prutok vzduchu:	12880 m ³ /h	Prehrátí:	7.0 K	
Rychlost vzduchu:	2.7 m/s	Kondenzací teplota:	45.0 °C	
Vstupní tepl. vzduchu:	10.0 °C	Podchlazení:	38.1 °C	
Výstupní tepl. vzduchu:	5.7 °C			
Tlak vzduchu:	1000 mbar			
Ventilátory:	4 ks 1~230V 50Hz			
Údaje pro 1 motor (stítkove hodnoty):		Hladina akust. tlaku:	56 dB(A) v 3.0 m ⁽³⁾	
Otáčky:	1310 min ⁻¹	Hladina akust. výkonu:	78 dB(A)	
Výkon (mech./el.):	0.10 kW/0.19 kW	Dofuk:	cca. 16 m ⁽⁴⁾	
Proud:	0.85 A ⁽⁵⁾	Námraza:	0.0 mm	
ErP:	Compliant ⁽⁶⁾			
Celkový el. příkon:	0.81 kW	Energetická třída:	C (2014)	
Opláštění:	AlMg, Práškově lakováno RAL 9003	Trubky:	Med ⁽⁷⁾	
Teplosmenná plocha:	58.7 m ²	Lamely:	Hliník ⁽⁷⁾	
Objem:	20.0 l	Tlak. ztráta rozdelovace:	0.4 bar	
Roztec lamel:	7.00 mm	Sání:	42.0 * 1.60 mm	
Hmotnost:	116 kg ⁽⁸⁾	Vstup:	22.0 mm	
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Kategorie I, module A ⁽⁹⁾	
Rozměry: ⁽⁸⁾				
Délka:	3046 mm			
Šírka:	560 mm			
Výška:	565 mm ⁽⁸⁾			
Pocet závesu:	10			
Cenikové ceny bez MwSt:		ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výmeníku		1	2927.00 EUR	2927.00 EUR
Ceniková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)				2927.00 EUR
Cena se rozumí:				
Platební podmínky:				
Dodací lhůta:	3 týdnů ⁽¹⁰⁾ (Stav: 2015-03-08)			
Platnost nabídky:				
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!				



GACC 040.1F/47-AW.E

Projekt:
Číslo nabídky::
Pozice:
Vypracoval:



File: EMF/GACC4a_UNI.emf

L = 3046 mm	B = 560 mm	H = 565 mm
E = 680 mm	F = 406 mm	C = 177 mm
A = 400 mm	ØD = 11 mm	K = G1¼

Odpad dle DIN ISO 228-1 s G-závitem (ploché těsnění).

Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty příslušenství!

GPC.EU Customer, 2015.1-53/2014-12-15, PL 1,2015 1-103 Strana 2 z 2 MTO GACC 040.1F/47-AW.E/DIG

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Capacity according to Eurovent
- (2) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (3) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (4) Vzdálenost, ve které lze rychlost vzduchu v ideální místnosti od 0.5 m/s měřit. Dosažitelná vzdálenost proudu vzduchu v místnosti je závislá na geometrii místnosti a dalších faktorech.
- (5) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle směrnic VDE lišit.
- (6) This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (7) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "?", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (8) Rozměry a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (9) Piping (DN = 50.0 mm, TSmax = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.
- (10) Dodací termín pro zvláštní zařízení nebo příslušenství, výkresy a velké počty kusů na požádání.



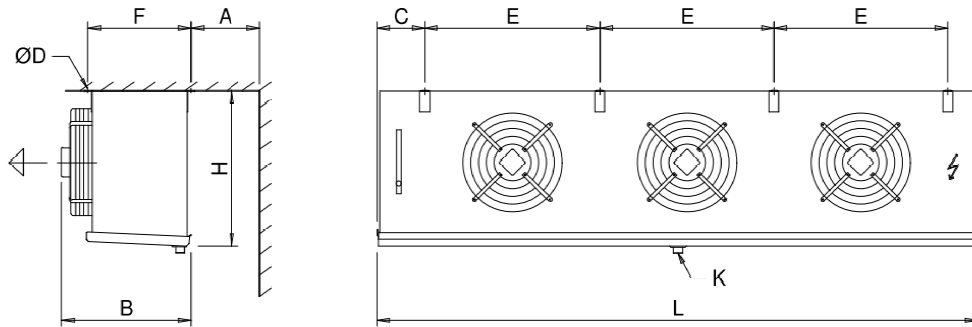
Datum: 2015-03-20
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:

Výparník		GACC 040.1F/37-AW.E		
Výkon:	19.4 kW ⁽¹⁾	Chladivo:	R407C ⁽²⁾	
Rezerva plochy:	1.8 %	Vyparovací teplota:	2.0 °C	
Prutok vzduchu:	9660 m ³ /h	Prehrátí:	7.0 K	
Rychlost vzduchu:	2.7 m/s			
Vstupní tepl. vzduchu:	10.0 °C	Kondenzací teplota:	45.0 °C	
Výstupní tepl. vzduchu:	5.7 °C	Podchlazení:	38.1 °C	
Tlak vzduchu:	1000 mbar			
Ventilátory:	3 ks 1~230V 50Hz			
Údaje pro 1 motor (stítkove hodnoty):		Hladina akust. tlaku:	55 dB(A) v 3.0 m ⁽³⁾	
Otáčky:	1310 min ⁻¹	Hladina akust. výkonu:	77 dB(A)	
Výkon (mech./el.):	0.10 kW/0.19 kW	Dofuk:	cca. 15 m ⁽⁴⁾	
Proud:	0.85 A ⁽⁵⁾	Námraza:	0.0 mm	
ErP:	Compliant ⁽⁶⁾			
Celkový el. příkon:	0.61 kW	Energetická třída:	C (2014)	
Opláštění:	AlMg, Práškové lakováno RAL 9003	Trubky:	Med ⁽⁷⁾	
Teplosmenná plocha:	44.1 m ²	Lamely:	Hliník ⁽⁷⁾	
Objem:	15.1 l	Tlak, ztráta rozdelovace:	0.5 bar	
Roztec lamel:	7.00 mm	Šání:	35.0 * 1.50 mm	
Hmotnost:	89 kg ⁽⁸⁾	Vstup:	22.0 mm	
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Kategorie I, module A ⁽⁹⁾	
Rozměry: ⁽⁸⁾				
Délka:	2366 mm			
Šírka:	560 mm			
Výška:	565 mm ⁽⁸⁾			
Pocet závesu:	8			
Ceníkové ceny bez MwSt:		ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výmeníku		1	2250.00 EUR	2250.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)				2250.00 EUR
Cena se rozumí:				
Platební podmínky:				
Dodací lhuta:	4 pracovní dny (výměník skladem) ⁽¹⁰⁾			
Platnost nabídky:				
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!				



GACC 040.1F/37-AW.E

Projekt:
 Číslo nabídky:
 Pozice:
 Vypracoval:



File: EMFVGACC3a_UNI.emf

L = 2366 mm	B = 560 mm	H = 565 mm
E = 680 mm	F = 406 mm	C = 177 mm
A = 400 mm	ØD = 11 mm	K = G1¼

Odpad dle DIN ISO 228-1 s G-závitem (ploché těsnění).
 Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty příslušenství!

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Capacity according to Eurovent
- (2) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (3) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (4) Vzdálenost, ve které lze rychlost vzduchu v ideální místnosti od 0.5 m/s měřit. Dosažitelná vzdálenost proudu vzduchu v místnosti je závislá na geometrii místnosti a dalších faktorech.
- (5) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle smernic VDE lišit.
- (6) This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (7) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "?", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (8) Rozmery a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (9) Piping (DN = 38.8 mm, T_{Smax} = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.
- (10) Dodací termín pro zvláštní zařízení nebo příslušenství, výkresy a velké počty kusů na požádání.

GPC.EU Customer, 2015.1-53/2014-12-15, PL 1,2015
 1-109
 Strana 2 z 2
 PTO
 GACC 040.1F/37-AW.E/D1F



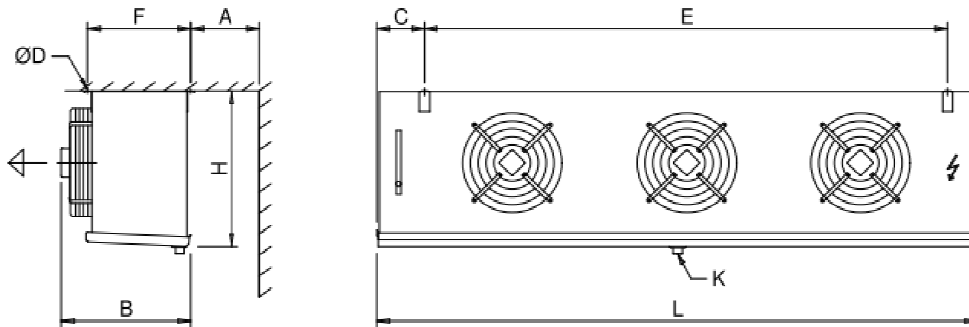
Datum: 2015-03-20
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:

Výparník		GACC 031.1H/37-AW.E		
Výkon:	12.3 kW ⁽¹⁾	Chladivo:	R407C ⁽²⁾	
Rezerva plochy:	0.7 %	Vyparovací teplota:	2.0 °C	
Průtok vzduchu:	4530 m ³ /h	Prehrátí:	7.0 K	
Rychlost vzduchu:	2.3 m/s			
Vstupní tepl. vzduchu:	10.0 °C	Kondenzací teplota:	45.0 °C	
Výstupní tepl. vzduchu:	4.3 °C	Podchlazení:	38.1 °C	
Tlak vzduchu:	1000 mbar			
Ventilátory:	3 ks 1~230V 50Hz			
Údaje pro 1 motor (stítkové hodnoty):		Hladina akust. tlaku:	45 dB(A) v 3.0 m ⁽³⁾	
Otáčky:	1350 min ⁻¹	Hladina akust. výkonu:	67 dB(A)	
Výkon (el.):	0.09 kW	Dofuk:	cca. 9 m ⁽⁴⁾	
Proud:	0.40 A ⁽⁵⁾	Námraza:	0.0 mm	
ErP:	Compliant ⁽⁶⁾			
Celkový el. příkon:	0.32 kW	Energetická třída:	C (2014)	
Opláštění:	AlMg, Práškové lakováno RAL 9003	Trubky:	Med ⁽⁷⁾	
Teplosměnná plocha:	31.8 m ²	Lamely:	Hliník ⁽⁷⁾	
Objem:	11.2 l	Tlak. ztráta rozdelovace:	0.4 bar	
Roztec lamel:	7.00 mm	Sání:	35.0 * 1.50 mm	
Hmotnost:	64 kg ⁽⁸⁾	Vstup:	16.0 mm	
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Kategorie I, module A ⁽⁹⁾	
Rozměry: ⁽⁸⁾				
Délka:	1672 mm			
Šířka:	430 mm			
Výška:	455 mm ⁽⁸⁾			
Počet závesů:	4			
Ceníkové ceny bez MwSt:		ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výměníku		1	1690.00 EUR	1690.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)				1690.00 EUR
Cena se rozumí:				
Platební podmínky:				
Dodací lhůta:	4 pracovní dny (výměník skladem) ⁽¹⁰⁾			
Platnost nabídky:				
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!				



GACC 031.1H/37-AW.E

Projekt:
Číslo nabídky::
Pozice:
Vypracoval:



File: EMF\GACC3_UNI.emf

L =	1672 mm	B =	430 mm	H =	455 mm
E =	1380 mm	F =	332 mm	C =	165 mm
A =	300 mm	ØD =	11 mm	K =	G $\frac{3}{4}$

Odpad dle DIN ISO 228-1 s G-závitem (ploché těsnění).

Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty příslušenství!

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Capacity according to Eurovent
- (2) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (3) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (4) Vzdálenost, ve které lze rychlost vzduchu v ideální místnosti od 0.5 m/s měřit. Dosažitelná vzdálenost proudu vzduchu v místnosti je závislá na geometrii místnosti a dalších faktorech.
- (5) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle směrnic VDE lišit.
- (6) This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (7) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "?", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (8) Rozměry a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (9) Piping (DN = 38.8 mm, T_{Smax} = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.
- (10) Dodací termín pro zvláštní zařízení nebo příslušenství, výkresy a velké počty kusů na poptávku.



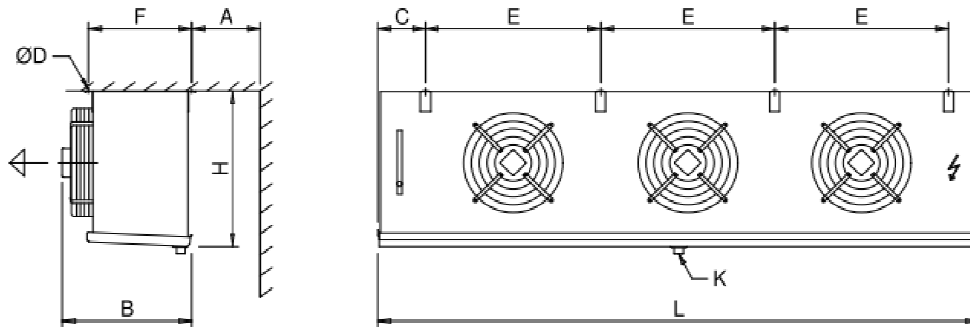
Datum: 2015-03-20
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:

Výparník		GACC 040.1H/37-AW.E		
Výkon:	20.9 kW ⁽¹⁾	Chladivo:	R407C ⁽²⁾	
Rezerva plochy:	-0.1 %	Vyparovací teplota:	-6.0 °C	
Průtok vzduchu:	9180 m ³ /h	Prehrátí:	7.0 K	
Rychlost vzduchu:	2.5 m/s			
Vstupní tepl. vzduchu:	2.0 °C	Kondenzací teplota:	45.0 °C	
Výstupní tepl. vzduchu:	-3.1 °C	Podchlazení:	38.1 °C	
Tlak vzduchu:	1000 mbar			
Ventilátory:	3 ks 1~230V 50Hz			
Údaje pro 1 motor (stítkové hodnoty):		Hladina akust. tlaku:	55 dB(A) v 3.0 m ⁽³⁾	
Otáčky:	1310 min ⁻¹	Hladina akust. výkonu:	77 dB(A)	
Výkon (mech./el.):	0.10 kW/0.19 kW	Dofuk:	cca. 14 m ⁽⁴⁾	
Proud:	0.85 A ⁽⁵⁾	Námraza:	1.0 mm	
ErP:	Compliant ⁽⁶⁾			
Celkový el. příkon:	0.62 kW	Energetická třída:	C (2014)	
Opláštění:	AlMg, Práškové lakováno RAL 9003	Trubky:	Med ⁽⁷⁾	
Teplosměnná plocha:	58.7 m ²	Lamely:	Hliník ⁽⁷⁾	
Objem:	19.8 l	Tlak. ztráta rozdelovace:	1.0 bar	
Roztec lamel:	7.00 mm	Sání:	35.0 * 1.50 mm	
Hmotnost:	107 kg ⁽⁸⁾	Vstup:	22.0 mm	
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Kategorie I, module A ⁽⁹⁾	
Rozměry: ⁽⁸⁾				
Délka:	2366 mm			
Šířka:	560 mm			
Výška:	565 mm ⁽⁸⁾			
Počet závesu:	8			
Ceníkové ceny bez MwSt:		ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výmeníku		1	2532.00 EUR	2532.00 EUR
Príslušenství				233.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)				2765.00 EUR
Cena se rozumí:				
Platební podmínky:				
Dodací lhůta:	4 pracovní dny (výměník skladem) ⁽¹²⁾			
Platnost nabídky:				
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!				



GACC 040.1H/37-AW.E

Projekt:
 Číslo nabídky:
 Pozice:
 Vypracoval:



File: EMF\GACC3a_UNI.emf

L = 2366 mm	B = 560 mm	H = 565 mm
E = 680 mm	F = 406 mm	C = 177 mm
A = 400 mm	ØD = 11 mm	K = G1¼

Odpad dle DIN ISO 228-1 s G-závitem (ploché těsnění).
 Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty príslušenství!

Príslušenství	ks	Jednotková cena	Celková cena
Set for el. defrost for installation by customer ⁽¹⁰⁾⁽¹¹⁾ 230V-1~8.1kW (BG351035-00018)	1	233.00 EUR	233.00 EUR
Cena príslušenství celkem (ceníková, bez MwSt)			233.00 EUR

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Capacity according to Eurovent
- (2) Skupina tekutin 2 dle tlakové směsice 97/23/EG a. směsice 67/548/EWG
- (3) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (4) Vzdálenost, ve které lze rychlost vzduchu v ideální místnosti od 0.5 m/s měřit. Dosažitelná vzdálenost proudu vzduchu v místnosti je závislá na geometrii místnosti a dalších faktorech.
- (5) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle směrnic VDE lišit.
- (6) This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (7) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "?", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (8) Rozměry a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (9) Piping (DN = 38.8 mm, TSm_{max} = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.
- (10) Jištění podle jmenovitého příkonu zařízení dle diagramu, max. však 25A.
- (11) Set comprises heating elements for coil and tray, terminal box, breaker strip, consumables.
- (12) Dodací termín pro zvláštní zařízení nebo příslušenství, výkresy a velké počty kusů na požádání.

GACC 040.1H/37-AW.E/DIF · PTO · Strana 2 z 2 · 2-116 · GPC.EU Customer, 2015-1-53/2014-12-15, PL 1/2015



Datum: 2015-03-20
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:

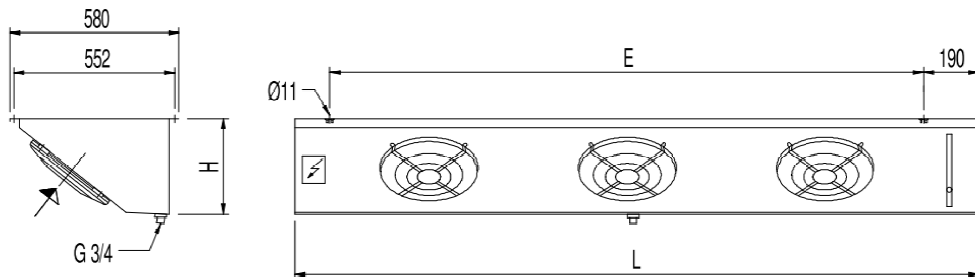
Výparník		GDF 030.1B/37-EN150.E		
Výkon:	5.3 kW ⁽¹⁾	Chladivo:	R407C ⁽²⁾	
Rezerva plochy:	0.1 %	Vyparovací teplota:	-6.0 °C	
Prutok vzduchu:	2790 m ³ /h	Prehrátí:	7.0 K	
Rychlost vzduchu:	1.9 m/s			
Vstupní tepl. vzduchu:	2.0 °C	Kondenzací teplota:	45.0 °C	
Výstupní tepl. vzduchu:	-2.3 °C	Podchlazení:	38.1 °C	
Tlak vzduchu:	1000 mbar			
Ventilátory:	3 ks 1~230V 50-60Hz			
Údaje pro 1 motor (stítkove hodnoty):		Hladina akust. tlaku:	47 dB(A) v 3.0 m ⁽³⁾	
Otáčky:	1250 min ⁻¹	Hladina akust. výkonu:	69 dB(A)	
Výkon (mech./el.):	0.02 kW/0.04 kW	Dofuk:	cca. 13 m ⁽⁴⁾	
Proud:	0.27 A ⁽⁵⁾	Námraza:	1.0 mm	
ErP:	Not relevant ⁽⁶⁾			
Celkový el. příkon:	0.09 kW	Energetická třída:	A (2014)	
Opláštění: AIMg, Práškové lakováno RAL 9003		Trubky:	Med ⁽⁷⁾	
Teplosmenná plocha:	17.6 m ²	Lamely:	Hliník ⁽⁷⁾	
Objem:	5.9 l	Tlak, ztráta rozdelovace:	0.7 bar	
Roztec lamel:	7.00 mm	Šání:	22.0 * 1.00 mm	
Hmotnost:	33 kg ⁽⁸⁾	Vstup:	16.0 mm	
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Art. 3, par. 3 ⁽⁹⁾	
Rozměry: ⁽⁸⁾				
Délka:	2350 mm			
Šírka:	580 mm			
Výška:	230 mm ⁽⁸⁾			
Pocet závesu:	4			
Ceníkové ceny bez MwSt:		ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výmeníku		1	1351.00 EUR	1351.00 EUR
Príslušenství				158.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)				1509.00 EUR
Cena se rozumí:				
Platební podmínky:				
Dodací lhuta:	4 pracovní dny (výměník skladem) ⁽¹¹⁾			
Platnost nabídky:				
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!				

GPC.EU.Customer, 2015.11.53/2014-12-15, PL 1,2015 · 3-115 · Strana 1 z 2 · PTO · GDF 030.1B/37-EN150.E/BD/23/154



GDF 030.1B/37-EN150.E

Projekt:
 Číslo nabídky::
 Pozice:
 Vypracoval:



File: EMFvgdf3_1_Sl.emf

L = 2350 mm H = 230 mm E = 2040 mm

Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty příslušenství!

Příslušenství	ks	Jednotková cena	Celková cena
El. odtávání bloku a vany 230V-2.45kW ⁽¹⁰⁾	1	158.00 EUR	158.00 EUR
Propojení na čele el. krabice	1		
Cena příslušenství celkem (ceníková, bez MwSt)			158.00 EUR

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Capacity according to Eurovent
- (2) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (3) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (4) Vzdálenost, ve které lze rychlost vzduchu v ideální místnosti od 0.5 m/s měřit. Dosažitelná vzdálenost proudu vzduchu v místnosti je závislá na geometrii místnosti a dalších faktorech.
- (5) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle směrnic VDE lišit.
- (6) This unit is equipped with fans that are not subject to Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (7) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "?", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (8) Rozměry a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (9) Piping (DN = 25.0 mm, T_{Smax} = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.
- (10) Jištění podle jmenovitého příkonu zařízení dle diagramu, max. však 25A.
- (11) Dodací termín pro zvláštní zařízení nebo příslušenství, výkresy a velké počty kusů na poptávku.



Datum: 2015-03-20
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:

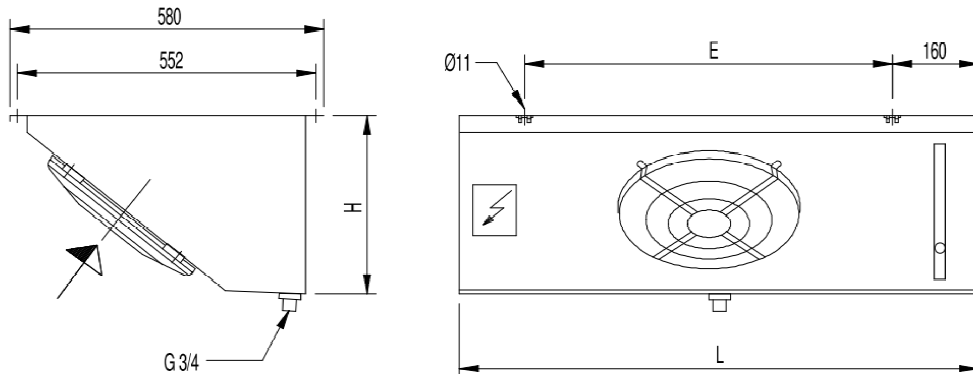
Výparník		GDF 030.1B/17-EN150.E		
Výkon:	1.75 kW ⁽¹⁾	Chladivo:	R407C ⁽²⁾	
Rezerva plochy:	-0.0 %	Vyparovací teplota:	-6.0 °C	
Prutok vzduchu:	930 m ³ /h	Prehrátí:	7.0 K	
Rychlost vzduchu:	1.9 m/s			
Vstupní tepl. vzduchu:	2.0 °C	Kondenzací teplota:	45.0 °C	
Výstupní tepl. vzduchu:	-2.2 °C	Podchlazení:	38.1 °C	
Tlak vzduchu:	1000 mbar			
Ventilátory:	1 ks 1~230V 50-60Hz			
Údaje pro 1 motor (stítkove hodnoty):		Hladina akust. tlaku:	43 dB(A) v 3.0 m ⁽³⁾	
Otáčky:	1250 min-1	Hladina akust. výkonu:	64 dB(A)	
Výkon (mech./el.):	0.02 kW/0.04 kW	Dofuk:	cca. 7 m ⁽⁴⁾	
Proud:	0.27 A ⁽⁵⁾	Námraza:	1.0 mm	
ErP:	Not relevant ⁽⁶⁾			
Celkový el. příkon:	0.03 kW	Energetická třída:	A (2014)	
Opláštění:	AlMg, Práškové lakováno RAL 9003	Trubky:	Med ⁽⁷⁾	
Teplosmenná plocha:	5.9 m ²	Lamely:	Hliník ⁽⁷⁾	
Objem:	2.2 l	Tlak, ztráta rozdelovace:	--	
Roztec lamel:	7.00 mm	Šání:	12.0 * 1.00 mm	
Hmotnost:	13 kg ⁽⁸⁾	Vstup:	12.0 * 1.00 mm	
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Art. 3, par. 3 ⁽⁹⁾	
Rozměry: ⁽⁸⁾				
Délka:	960 mm			
Širka:	580 mm			
Výška:	230 mm ⁽⁸⁾			
Pocet závesu:	4			
Ceníkové ceny bez MwSt:		ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výmeníku		1	571.00 EUR	571.00 EUR
Príslušenství				87.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)				658.00 EUR
Cena se rozumí:				
Platební podmínky:				
Dodací lhuta:	4 pracovní dny (výměník skladem) ⁽¹¹⁾			
Platnost nabídky:				
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!				

GPC.EU Customer, 2015.1-53/2014-12-15, PL 1,2015 · 3-110 · Strana 1 z 2 · PTO · GDF 030.1B/17-EN150.E/A1/23/154



GDF 030.1B/17-EN150.E

Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:



File: EMFgdf1_1_Sl.emf

L = 960 mm H = 230 mm E = 680 mm

Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty príslušenství!

Príslušenství	ks	Jednotková cena	Celková cena
El. odtávání bloku a vany 230V-0.95kW ⁽¹⁰⁾	1	87.00 EUR	87.00 EUR
Propojení na čele el. krabice	1		
Cena příslušenství celkem (ceníková, bez MwSt)			87.00 EUR

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Capacity according to Eurovent
- (2) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (3) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (4) Vzdálenost, ve které lze rychlost vzduchu v ideální místnosti od 0.5 m/s měřit. Dosažitelná vzdálenost proudu vzduchu v místnosti je závislá na geometrii místnosti a dalších faktorech.
- (5) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle smernic VDE lišit.
- (6) This unit is equipped with fans that are not subject to Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (7) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "???", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (8) Rozměry a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (9) Piping (DN = 10.0 mm, TSm_{ax} = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.
- (10) Jištění podle jmenovitého příkonu zařízení dle diagramu, max. však 25A.
- (11) Dodací termín pro zvláštní zařízení nebo příslušenství, výkresy a velké počty kusů na poptávku.



Datum: 2015-03-20
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:

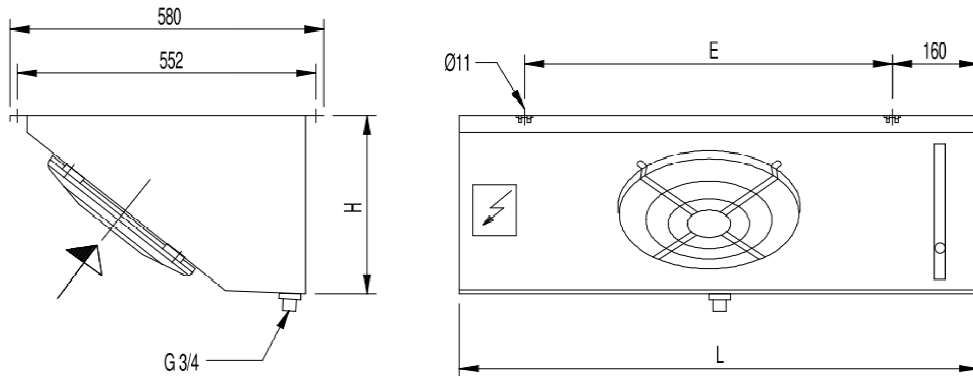
Výparník		GDF 030.1A/17-EN150.E		
Výkon:	1.26 kW ⁽¹⁾	Chladivo:	R407C ⁽²⁾	
Rezerva plochy:	0.2 %	Vyparovací teplota:	-6.0 °C	
Prutok vzduchu:	1040 m ³ /h	Prehrátí:	7.0 K	
Rychlost vzduchu:	2.1 m/s			
Vstupní tepl. vzduchu:	2.0 °C	Kondenzací teplota:	45.0 °C	
Výstupní tepl. vzduchu:	-0.7 °C	Podchlazení:	38.1 °C	
Tlak vzduchu:	1000 mbar			
Ventilátory:	1 ks 1~230V 50-60Hz			
Údaje pro 1 motor (stítkove hodnoty):		Hladina akust. tlaku:	43 dB(A) v 3.0 m ⁽³⁾	
Otáčky:	1250 min-1	Hladina akust. výkonu:	64 dB(A)	
Výkon (mech./el.):	0.02 kW/0.04 kW	Dofuk:	cca. 8 m ⁽⁴⁾	
Proud:	0.27 A ⁽⁵⁾	Námraza:	1.0 mm	
ErP:	Not relevant ⁽⁶⁾			
Celkový el. příkon:	0.03 kW	Energetická třída:	B (2014)	
Opláštění: AIMg, Práškové lakováno RAL 9003		Trubky:	Med ⁽⁷⁾	
Teplosmenná plocha:	3.9 m ²	Lamely:	Hliník ⁽⁷⁾	
Objem:	1.5 l	Tlak, ztráta rozdelovace:	--	
Roztec lamel:	7.00 mm	Šání:	12.0 * 1.00 mm	
Hmotnost:	12 kg ⁽⁸⁾	Vstup:	12.0 * 1.00 mm	
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Art. 3, par. 3 ⁽⁹⁾	
Rozměry: ⁽⁸⁾				
Délka:	960 mm			
Širka:	580 mm			
Výška:	230 mm ⁽⁸⁾			
Pocet závesu:	4			
Ceníkové ceny bez MwSt:		ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výmeníku		1	493.00 EUR	493.00 EUR
Príslušenství				87.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)				580.00 EUR
Cena se rozumí:				
Platební podmínky:				
Dodací lhuta:	4 pracovní dny (výměník skladem) ⁽¹¹⁾			
Platnost nabídky:				
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!				

GPC.EU Customer, 2015.1-53/2014-12-15, PL 1,2015 · 3-117 · Strana 1 z 2 · PTO · GDF 030.1A/17-EN150.E/A1/23/154



GDF 030.1A/17-EN150.E

Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval:



File: EMFgdf1_1_Sl.emf

L = 960 mm H = 230 mm E = 680 mm

Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty príslušenství!

Príslušenství	ks	Jednotková cena	Celková cena
El. odtávání bloku a vany 230V-0.95kW ⁽¹⁰⁾	1	87.00 EUR	87.00 EUR
Propojení na čele el. krabice	1		
Cena příslušenství celkem (ceníková, bez MwSt)			87.00 EUR

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Capacity according to Eurovent
- (2) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (3) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (4) Vzdálenost, ve které lze rychlost vzduchu v ideální místnosti od 0.5 m/s měřit. Dosažitelná vzdálenost proudu vzduchu v místnosti je závislá na geometrii místnosti a dalších faktorech.
- (5) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle smernic VDE lišit.
- (6) This unit is equipped with fans that are not subject to Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (7) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "???", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (8) Rozměry a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (9) Piping (DN = 10.0 mm, T_{Smax} = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.
- (10) Jištění podle jmenovitého příkonu zařízení dle diagramu, max. však 25A.
- (11) Dodací termín pro zvláštní zařízení nebo příslušenství, výkresy a velké počty kusů na poptávku.

P6. NÁVRH KONDENZÁTORŮ



Datum: 2015-03-02
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval: Jan Doležal

Kondenzátor		GVHX 080.1B/2-ND.E	
Výkon:	95.8 kW	Chladivo:	R407C ⁽¹⁾
Prutok vzduchu:	38364 m ³ /h	Teplota prehratých par:	72.2 °C
Vstupní tepl. vzduchu:	32.0 °C	Počáteční kondenz. teplota:	45.0 °C
Nadmorská výška:	525 m	Výstup kondenzátu:	39.2 °C
Rychlost vzduchu:	2.7 m/s	Prutok (prehr. páry):	24.58 m ³ /h
k:	97.21 W/(m ² ·K)	Hmotnostní tok:	1702 kg/h
		Tlaková ztráta:	0.46 bar / 0.90 K
Ventilátory:	2 ks 3~400V 50HzΔ/(Y)	Hladina akust. tlaku:	51 dB(A) ⁽²⁾
Údaje pro 1 motor (stítkové hodnoty):		ve vzdálenosti:	10.0 m
Otáčky:	890 min ⁻¹ / (690 min ⁻¹)	Hladina akust. výkonu:	83 dB(A)
Výkon (mech./el.):	1.35 kW/1.80 kW	ErP:	Compliant ⁽³⁾
Proud:	3.80 A ⁽⁴⁾		
Celkový el. příkon:	3.40 kW	Energetická třída:	D (2014)
Opláštění:	Pozink. ocel, RAL 7035	Materiál výměníku:	Hliník ⁽⁵⁾
Teplosmenná plocha:	179.6 m ²	Lamely:	-- ⁽⁵⁾
Objem:	10.0 l	Přípoje (1 výměník):	Med ⁽⁵⁾
Roztec lamel:	--	Vstup:	54.0 * 2.40 mm
Pocet tahu:	1	Výstup:	54.0 * 2.40 mm
Hmotnost:	269 kg ⁽⁶⁾	Pocet sekcí:	--
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Kategorie I, module A ⁽⁷⁾
Rozměry: ⁽⁶⁾			
Délka:	3808 mm		
Šírka:	1201 mm		
Výška:	1160 mm ⁽⁶⁾		
Pocet noh:	4		

Upozornění: Přípoje na opačných stranách chladice!

Ceníkové ceny bez MwSt:	ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výměníku	1	4445.00 EUR	4445.00 EUR
Príslušenství			268.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)			4713.00 EUR

Cena se rozumí:

Platební podmínky:

Dodací lhůta:

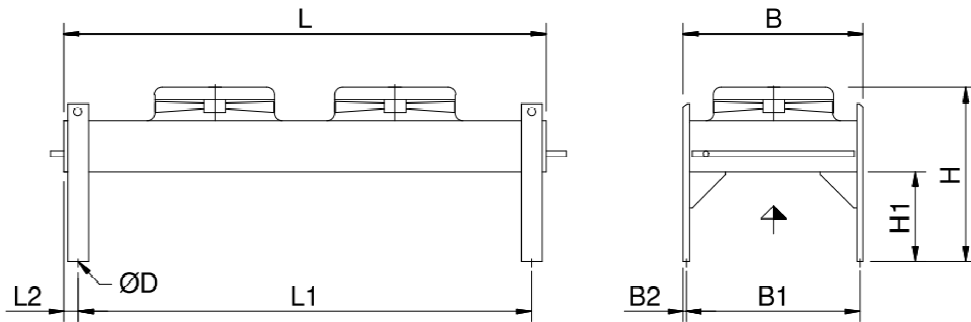
Platnost nabídky:

Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!



GVHX 080.1B/2-ND.E

Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval: Jan Doležal

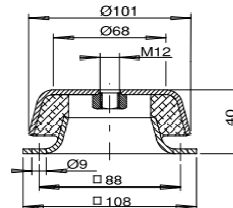


File: EMFGVHX_1x2u_UNI.emf

L = 3808 mm	B = 1201 mm	H = 1160 mm
L1 = 3618 mm	L2 = 95 mm	B1 = 1161 mm
B2 = 20 mm	H1 = 600 mm	ØD = 13 mm

Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty příslušenství!

Tlumice chvění SMA1:



Príslušenství	ks	Jednotková cena	Celková cena
Tlumice chvění SMA1	4	67.00 EUR	268.00 EUR
Cena příslušenství celkem (ceníková, bez MwSt)			268.00 EUR

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (2) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (3) This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (4) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle směrnic VDE lišit.
- (5) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "?", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (6) Rozměry a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (7) Piping (DN = 48.0 mm, TSmax = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.



Datum: 2015-03-02
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval: Jan Doležal

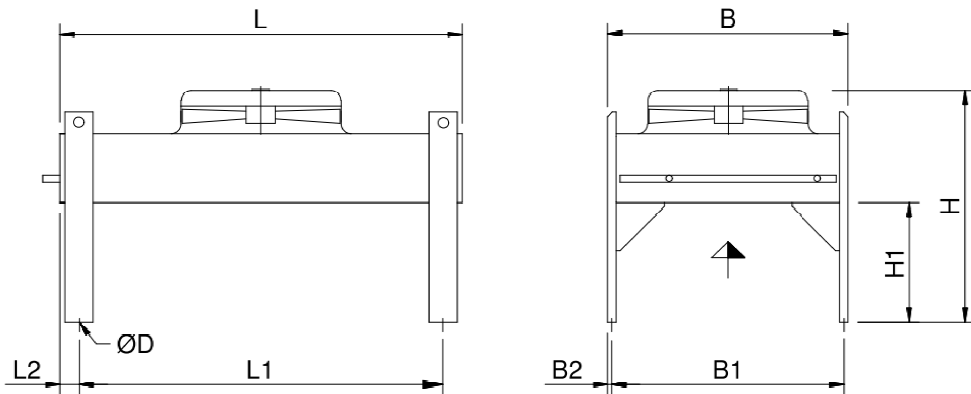
Kondenzátor		GVHX 080.2B/1-MS.E	
Výkon:	32.1 kW	Chladivo:	R407C ⁽¹⁾
Prutok vzduchu:	15870 m ³ /h	Teplota prehratých par:	77.2 °C
Vstupní tepl. vzduchu:	35.0 °C	Počáteční kondenz. teplota:	45.0 °C
Nadmorská výška:	525 m	Výstup kondenzátu:	39.5 °C
Rychlost vzduchu:	1.7 m/s	Prutok (prehr. páry):	8.07 m ³ /h
k:	76.27 W/(m ² ·K)	Hmotnostní tok:	551 kg/h
		Tlaková ztráta:	0.24 bar / 0.50 K
Ventilátory:	1 ks 3~400V 50HzY/(Δ)	Hladina akust. tlaku:	42 dB(A) ⁽²⁾
Údaje pro 1 motor (stítkove hodnoty):		ve vzdálenosti:	10.0 m
Otáčky:	760 min-1 / (925 min-1)	Hladina akust. výkonu:	74 dB(A)
Výkon (mech./el.):	0.46 kW/0.97 kW	ErP:	Compliant ⁽³⁾
Proud:	1.81 A ⁽⁴⁾		
Celkový el. příkon:	0.93 kW	Energetická třída:	C (2014)
Opláštění:	Pozink. ocel, RAL 7035	Materiál výměníku:	Hliník ⁽⁵⁾
Teplomenná plocha:	119.7 m ²	Lamely:	-- ⁽⁵⁾
Objem:	8.0 l	Přípoje (1 výměník):	Med ⁽⁵⁾
Roztec lamel:	--	Vstup:	35.0 * 1.50 mm
Pocet tahu:	2	Výstup:	35.0 * 1.50 mm
Hmotnost:	178 kg ⁽⁶⁾	Pocet sekcí:	--
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Kategorie I, module A ⁽⁷⁾
Rozměry: ⁽⁶⁾			
Délka:	2602 mm		
Širka:	1201 mm		
Výška:	1160 mm ⁽⁶⁾		
Pocet noh:	4		
Ceníkové ceny bez MwSt:		ks	Jednotková cena
Cena výměníku		1	2819.00 EUR
Príslušenství			268.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)			3087.00 EUR
Cena se rozumí:			
Platební podmínky:			
Dodací lhůta:			
Platnost nabídky:			
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!			

GPC.EU Customer, 2015.1-53/2014-12-15, PL 1/2015 · Strana 1 z 2 · ETO · GVHX 080.2B/1-MS.E/F/1/5



GVHX 080.2B/1-MS.E

Projekt:
 Číslo nabídky:
 Pozice:
 Vypracoval: Jan Doležal

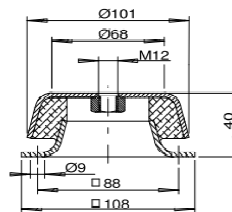


File: EMF\GVHX_1x1_UNI.emf

L = 2602 mm	B = 1201 mm	H = 1160 mm
L1 = 2412 mm	L2 = 95 mm	B1 = 1161 mm
B2 = 20 mm	H1 = 600 mm	ØD = 13 mm

Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty příslušenství!

Tlumice chvení SMA1:



Príslušenství	ks	Jednotková cena	Celková cena
Tlumice chvení SMA1	4	67.00 EUR	268.00 EUR
Cena příslušenství celkem (ceníková, bez MwSt)			268.00 EUR

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (2) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (3) This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (4) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle směrnic VDE lišit.
- (5) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "?", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (6) Rozměry a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na příslušenství, nebo u S- typů
- (7) Piping (DN = 48,0 mm, T_{Smax} = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.



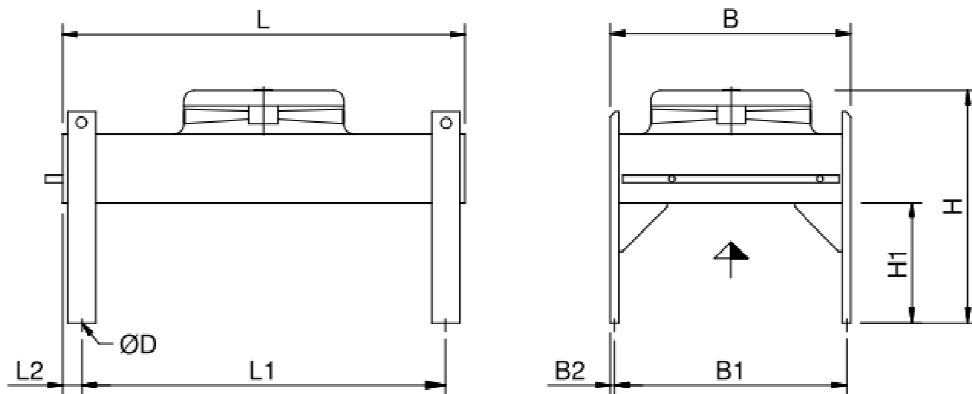
Datum: 2015-03-02
Poptávka:
Projekt:
Číslo nabídky:
Pozice:
Vypracoval: Jan Doležal

Kondenzátor	GVHX 071.1B/1-SJ.E		
Výkon:	18.5 kW	Chladivo:	R407C ⁽¹⁾
Prutok vzduchu:	9497 m ³ /h	Teplota prehratých par:	77.2 °C
Vstupní tepl. vzduchu:	35.0 °C	Pocáteční kondenz. teplota:	45.0 °C
Nadmorská výška:	525 m	Výstup kondenzátu:	39.4 °C
Rychlost vzduchu:	2.0 m/s	Prutok (prehr. páry):	4.68 m ³ /h
k:	82.15 W/(m ² ·K)	Hmotnostní tok:	319 kg/h
		Tlaková ztráta:	0.29 bar / 0.63 K
Ventilátory:	1 ks 3~400V 60HzY/(--)	Hladina akust. tlaku:	39 dB(A) ⁽²⁾
Údaje pro 1 motor (stítkove hodnoty):		ve vzdálenosti:	10.0 m
Otáčky:	760 min-1 / (--)	Hladina akust. výkonu:	70 dB(A)
Výkon (mech./el.):	0.42 kW/0.63 kW	ErP:	Compliant ⁽³⁾
Proud:	1.25 A ⁽⁴⁾		
Celkový el. příkon:	0.70 kW	Energetická třída:	D (2014)
Opláštění:	Pozink. ocel, RAL 7035	Materiál výměníku:	Hliník ⁽⁵⁾
Teplomenná plocha:	59.9 m ²	Lamely:	-- ⁽⁵⁾
Objem:	6.0 l	Přípoje (1 výměník):	Med ⁽⁵⁾
Roztec lamel:	--	Vstup:	35.0 * 1.50 mm
Pocet tahu:	4	Výstup:	35.0 * 1.50 mm
Hmotnost:	108 kg ⁽⁶⁾	Pocet sekcí:	--
Max. provozní tlak:	32.0 bar	PED classification:	Kategorie I, module A ⁽⁷⁾
Rozměry: ⁽⁶⁾			
Délka:	1396 mm		
Šířka:	1201 mm		
Výška:	1162 mm ⁽⁶⁾		
Pocet noh:	4		
Ceníkové ceny bez MwSt:	ks	Jednotková cena	Celková cena
Cena výměníku	1	1999.00 EUR	1999.00 EUR
Príslušenství			268.00 EUR
Ceníková cena celkem (bez MwSt., vč. balení)			2267.00 EUR
Cena se rozumí:			
Platební podmínky:			
Dodací lhůta:			
Platnost nabídky:			
Podle našich všeobecných prodejních a dodacích podmínek!			



GVHX 071.1B/1-SJ.E

Projekt:
 Číslo nabídky:
 Pozice:
 Vypracoval: Jan Doležal

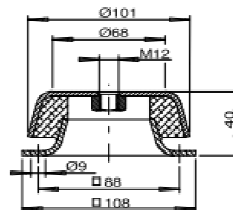


File: EMF\GVHX_1x1_UNI.emf

L = 1396 mm	B = 1201 mm	H = 1162 mm
L1 = 1206 mm	L2 = 95 mm	B1 = 1161 mm
B2 = 20 mm	H1 = 600 mm	ØD = 13 mm

Upozornění: Skica a rozmery neplatí pro všechny možné varianty príslušenství!

Tlumice chvení SMA1:



Príslušenství	ks	Jednotková cena	Celková cena
Tlumice chvení SMA1	4	67.00 EUR	268.00 EUR
Cena príslušenství celkem (ceniková, bez MwSt)			268.00 EUR

Important remarks / explanatory notes:

- (1) Skupina tekutin 2 dle tlakové směrnice 97/23/EG a. směrnice 67/548/EWG
- (2) pro obalovou plochu podle EN 13487
- (3) This unit is equipped with fans that meet the efficiency requirements of Directive 2009/125/EC (ErP Directive).
- (4) Proud se může v závislosti na teplotě vzduchu a kolísání napětí v síti podle smernic VDE lišit.
- (5) The unit may not be suitable for very corrosive atmospheres (close to shores, in smoke rooms, etc.). For further information see program menu "?", "Material recommendations brochure", or ask your sales partner.
- (6) Rozmery a hmotnosti neplatí pro všechny varianty! Mohou se lišit v závislosti na príslušenství, nebo u S- typů
- (7) Piping (DN = 48.0 mm, T_{Smax} = 100 °C, pára). Final classification according to pressure equipment directive 97/23/EC during order processing.

GIPC EU Customer, 2015.1.53/2014-12-15, PL 1/20/15 · okruh 3 · Strana 2 z 2 · MTC · GVHX 071.1B/1-SJ.E/F1/5

P7. NÁVRH POTŘEBNÝCH PRVKŮ

ELEKTROMAGNETICKÉ VENTILY

Číslo místnosti	min Q_o [kW]	K_t	$K_{\Delta p; 0,05 \text{ Bar}}$	Hledaný výkon Q_n [kW]	Navržený jmenovitý výkon Q_n [kW]	Typ navrženého ventilu
103	8,7	1,11	1,73	16,7	16,1	200 RB 4 T4
109	6,5	1,11	1,73	12,4	16,1	200 RB 4 T4
110	0,6	1,15	1,73	1,2	3,6	110 RB 2 T2
111	0,6	1,15	1,73	1,2	3,6	110 RB 2 T2
115	1,8	1,15	1,73	3,5	3,6	110 RB 2 T3
116	7,0	1,15	1,73	13,9	16,1	200 RB 4 T4
117	0,4	1,15	1,73	0,9	3,6	110 RB 2 T2
118	0,4	1,15	1,73	0,9	3,6	110 RB 2 T2
108	4,1	1,11	1,73	7,9	6,8	200 RB 3 T3

Typ navrženého ventilu	Navržený jmenovitý výkon Q_n [kW]	Jmenovitá tlaková ztráta Δp_n [kPa]	Požadovaný max. výkon Q_o [kW]	$\Delta p_{o,max}$ [kPa]	Požadovaný min. výkon Q_o [kW]	$\Delta p_{o,min}$ [kPa]
200 RB 4 T4	16,1	15	26,1	39,4	8,7	4,38
200 RB 4 T4	16,1	15	19,4	21,8	6,5	2,42
110 RB 2 T2	3,6	15	1,8	3,5	0,6	0,39
110 RB 2 T2	3,6	15	1,8	3,5	0,6	0,39
110 RB 2 T3	3,6	15	5,3	32,5	1,8	3,61
200 RB 4 T4	16,1	15	20,9	25,3	7,0	2,81
110 RB 2 T2	3,6	15	1,3	2,0	0,4	0,22
110 RB 2 T2	3,6	15	1,3	2,0	0,4	0,22
200 RB 3 T3	6,8	15	12,3	49,1	4,1	5,45

KAPALINOVÝ FILTR

Číslo místnosti	Typ	Požadovaný výkon [kW]	K_t	Hledaný výkon [kW]	Navržený jmenovitý výkon [kW]
103	ADK 3012MMS	26,1	1,152	30,1	31,4
109	ADK 0812MMS	19,4	1,152	22,3	25,1
110	ADK 036MMS	1,75	1,186	2,1	7,6
111	ADK 036MMS	1,75	1,186	2,1	7,6
115	ADK 036MMS	5,3	1,186	6,3	7,6
116	ADK 0812MMS	20,9	1,186	24,8	25,1
117	ADK 036MMS	1,3	1,186	1,5	7,6
118	ADK 036MMS	1,3	1,186	1,5	7,6
108	ADK 0810MS	12,3	1,152	14,2	15,6

SACÍ FILTR PRO SDRUŽENOU JEDNOTKU

Chladicí okruh	Typ	Požadovaný výkon [W]	K_t	Hledaný výkon [kW]	Navržený jmenovitý výkon [kW]
1	BTAS 313	57,8	1,060	61,3	71,9
2	BTAS 39	20,9	1,430	29,9	42,5
3	BTAS 27	11,4	1,430	16,3	23,4

KAPALINOVÝ FILTR PRO SDRUŽENOU JEDNOTKU

Chladicí okruh	Typ	Požadovaný výkon [W]	K_t	Hledaný výkon [kW]	Navržený jmenovitý výkon [kW]
1	FDS 245	57,8	1,152	66,6	71,0
2	FDS 245	20,9	1,186	24,8	71,0
3	FDS 245	11,4	1,186	13,5	71,0

EXPANZNÍ VENTILY

Číslo místnosti	Typ trysky	Typ ventilu	Tlaková ztráta výparníku Δp_2 [Bar]	Tlaková ztráta kapalinového potrubí Δp_1 [Bar]	p_k [Bar]	p_o [Bar]	Δp_{valve} [Bar]	Požadovaný výkon [kW]	Jmenovitý výkon [kW]
103	X22440-B6B	TCLE-750NW	0,07	0,84	17,54	4,94	11,69	26,1	33,0
109	X22440-B5B	TCLE-550NW	0,10	0,71	17,54	4,94	11,79	19,4	24,2
110	X22440-B1B	TCLE-50NW	0,16	0,78	17,54	3,71	12,89	1,8	2,2
111	X22440-B1B	TCLE-50NW	0,16	0,74	17,54	3,71	12,93	1,8	2,2
115	X22440-B3B	TCLE-200NW	0,06	0,97	17,54	3,71	12,80	5,3	8,7
116	X22440-B5B	TCLE-550NW	0,21	0,72	17,54	3,71	12,90	20,9	24,6
117	X22440-B1B	TCLE-50NW	0,06	0,62	17,54	3,71	13,16	1,3	2,2
118	X22440-B1B	TCLE-50NW	0,06	0,58	17,54	3,71	13,19	1,3	2,2
108	X22440-B3.5B	TCLE-300NW	0,06	0,98	17,54	4,94	11,56	12,3	12,9

ODLUČOVAČE OLEJE

Okruh	Typ	Požadovaný výkon Q_o [kW]	K_t	Hledaný výkon Q_n [kW]	Navržený výkon Q_n [kW]
1	OSH-405	19,3	0,878	16,9	18,7
2	OSH-404	7	0,892	6,2	7,0
3	OSH-404	3,8	0,892	3,4	7,0

HMOTNOSTI CHLADIVA

OKRUH 2

d	L	ρ	m	ρ_{RV}	V_{RV}	m_{RV}
[mm]	[m]	[kg/m ³]	[kg]	[kg/m ³]	l	[kg]
Místnost 116 - schlazovna						
Kapalinové potrubí						
14	11,0	1064	1,808			0,00
Sací potrubí						
32	11,7	15	0,145	23,8	19,8	0,47
Okruh 2 - 116						
Výtlačné potrubí						
16	8,0	77	0,124	146,6	8,0	1,17
Kondenzátní potrubí						
20	10,4	1064	3,476			0,00
				m	9,0	kg

OKRUH 1

d	L	ρ	m	ρ	V	m_{RV}
[mm]	[m]	[kg/m ³]	[kg]	[kg/m ³]	l	[kg]
Místnost 108 - příjem, expedice						
Kapalinové potrubí						
14	11,0	1075	1,821			0,00
20	18,0	1075	6,081			0,00
25	4,3	1075	2,270			0,00
Sací potrubí						
20	11,6	20	0,074	32,3	11,2	0,36
32	18,0	20	0,293			0,00
50	4,6	20	0,183			0,00
Místnost 109 - porcovna						
Kapalinové potrubí						
14	1,22	1075	0,202			0,00
Sací potrubí						
32	1,74	20	0,028	32,3	15,1	0,49
Místnost 103 - kuchání						
Kapalinové potrubí						
16	1,32	1075	0,285			0,00
Sací potrubí						
32	1,60	20	0,026	32,3	20,0	0,65
Okruh 1 - 108,109,103						
Výtlačné potrubí						
25	8,10	64	0,256	146,6	10,0	1,47
Kondenzátní potrubí						
32	9,10	1075	7,870			0,00
				m	27,9	kg

OKRUH 3

d	L	ρ	m	ρ	V	m_{RV}
[mm]	[m]	[kg/m ³]	[kg]	[kg/m ³]	l	[kg]
Místnost 110 - sklad koření						
Kapalinové potrubí						
4	3,1	1064	0,041			0,00
6	7,0	1064	0,211			0,00
10	8,7	1064	0,727			0,00
10	4,6	1064	0,384			0,00
10	17,4	1064	1,454			0,00
Sací potrubí						
10	3,5	15	0,004	23,8	2,2	0,05
13	6,8	15	0,014			0,00
20	9,0	15	0,044			0,00
25	4,6	15	0,035			0,00
25	17,7	15	0,134			0,00
Místnost 111 - kafilérka						
Kapalinové potrubí						
4	1,1	1064	0,015			0,00
Sací potrubí						
10	1,6	15	0,002	23,8	2,2	0,05
Místnost 115 - chladírna						
Kapalinové potrubí						
8	1,1	1064	0,059			0,00
Sací potrubí						
16	1,6	15	0,005	23,8	5,9	0,14
Místnost 118 - chladírna						
Kapalinové potrubí						
4	1,2	1064	0,016			0,00
Sací potrubí						
8	1,6	15	0,001	23,8	1,5	0,04
Místnost 117 - chladírna						
Kapalinové potrubí						
4	1,2	1064	0,016			0,00
Sací potrubí						
8	1,6	15	0,001	23,8	1,5	0,04
Okruh 3 - 110,111,105,108,107						
Výtlačné potrubí						
13	8,2	77	0,084	146,6	6,0	0,88
Kondenzátní potrubí						
16	6,5	1064	1,390			0,00
				m	7,3	kg