



# **Bachelorarbeit**

Marcel Stemmann

## **Auslegung einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage für einen Schockfrostraum**

**Marcel Stemmann**

**Auslegung einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage für  
einen Schockfrostraum**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Maschinenbau / Energie- und Anlagensysteme  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:  
GTH Gebäude Technik Hamburg GmbH & Co. KG  
Abteilung Kältetechnik  
Gerhard-Falk-Straße 5  
21035 Hamburg

Erstprüferin: Prof. Dr.-Ing. Heike Frischgesell  
Zweitprüfer : Dipl.-Ing. Florian Fröhlich

Abgabedatum: 12.07.2018

## **Zusammenfassung**

**Marcel Stemmann**

### **Thema der Bachelorthesis**

Auslegung einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage für einen Schockfrostraum

### **Stichworte**

Kältetechnik, Kälteanlagen, Kühllastberechnung, Gefrierzeit, Öltransport, natürliche Kältemittel,

### **Kurzzusammenfassung**

Diese Arbeit umfasst die Auslegung einer subkritischen CO<sub>2</sub>-Kälteanlage. Dafür wurde die Kühllast von zwei Schockfrosträumen berechnet. Anschließend wurde eine Berechnung der Gefrierzeit von Fleischspießen durchgeführt. Basierend auf der Kühllast wurden die wesentlichen Komponenten der Kälteanlage dimensioniert. Zudem wird auf die Ölrückführung eingegangen, welche sich im Laufe der Arbeit als mögliches Problem ergab.

**Marcel Stemmann**

### **Title of the paper**

Configuration of a CO<sub>2</sub>-refrigeration system for a flash freezing room

### **Keywords**

Refrigeration, refrigeration systems, cooling load calculation, freeze time, oil transportation, natural refrigerant

### **Abstract**

This work includes the design of a subcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system. The cooling load of two shock freezing rooms was calculated. A calculation of the freezing time of meat skewers was carried out. Based on the cooling load, the essential components of the refrigeration system were dimensioned. The return of the oil is discussed, which came up as a problem during the paper.

## Danksagung

Zunächst möchte ich Frau Prof. Dr. Heike Frischgesell und Herrn Florian Fröhlich für die Betreuung meiner Bachelorarbeit danken.

Besonderen Dank gilt meinen Eltern, die mich während des gesamten Studiums in jeglicher Hinsicht unterstützt haben.

Für die Unterstützung während meiner Bachelorarbeit möchte ich auch GTH Gebäude Technik Hamburg GmbH & Co. KG danken.

Für die Einsicht in den Betrieb, die generelle Offenheit und die Möglichkeit eine außergewöhnliche Anlage auszulegen bin ich der Kap-Lan Fleischgroßhandels GmbH ebenfalls sehr dankbar.

Des Weiteren danke ich folgenden weiteren Personen oder Institutionen die mir bei meiner Bachelorarbeit geholfen haben.

- Historische Kälte- und Klimatechnik e.V.
- Forschungsrat für Kältetechnik e.V.
- Herrn Borchers von Borchers Sonderanlagenbau
- Stefan Beneke von der Christof Fischer GmbH
- Gerrit Kerkenpass von der Frigoteam Handels GmbH
- Bitzer Kältemaschinenbau GmbH
- Güntner AG
- Meinen Freunden und Kommilitonen, die Korrektur gelesen haben

Zum Abschluss möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei meiner Bachelorarbeit unterstützt haben.

# Aufgabenstellung

für die Bachelorthesis

von Herrn Marcel Stemmann

Matrikel-Nummer: 2202615

**Thema: Auslegung einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage für einen Schockfrostraum**

## Schwerpunkte:

Ein Unternehmen des Fleischgroßhandels und der Fleischverarbeitung investiert in einen neuen Firmenstandort, um die Kapazität zu erhöhen. An dem Standort soll eine neue Anlage für die Kühlung von Fleischprodukten gebaut werden. Diese soll sicherstellen, dass die Keime im Fleisch sich nur langsam vermehren und das Fleisch trotz langer Lagerzeiten so wenig Qualität wie möglich verliert.

Der Schockfrostraum soll eine konstante Lufttemperatur von  $-37^{\circ}\text{C}$  haben, um die Produkte in angemessener Zeit auf die geforderte Kerntemperatur von  $-18^{\circ}\text{C}$  abzukühlen. Ausgehend von der Beschickung und den Eigenschaften des Raumes wird die Kühllast berechnet. Basierend auf der Kühllast werden die wesentlichen Komponenten der CO<sub>2</sub>-Kälteanlage ausgelegt. Im Besonderen sind folgende Fragestellungen zu klären:

- Wie groß ist die Kühllast?
- Wann ist die geforderte Kerntemperatur erreicht?
- Wie sollten die Hauptkomponenten der Kälteanlage dimensioniert werden?

Am Ende der Arbeit sind die Ergebnisse kritisch zu bewerten. Die Ergebnisse der Arbeit sind in entsprechender Schriftform darzustellen und zu dokumentieren. Der Fortgang der Arbeit ist in regelmäßigen Abständen mit den Betreuern der Arbeit zu diskutieren.

---

Datum

---

Erstprüfer/in

# Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung .....	III
Danksagung.....	IV
Aufgabenstellung .....	V
Inhaltsverzeichnis.....	VI
Symbolverzeichnis .....	VIII
Abbildungserzeichnis.....	X
Tabellenverzeichnis.....	XII
<b>1 Einleitung.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik .....</b>	<b>3</b>
2.1. Kohlendioxid als Kältemittel .....	3
2.1.1 Subkritische CO <sub>2</sub> -Kälteanlagen .....	3
2.1.2 Transkritische CO <sub>2</sub> -Kälteanlagen.....	5
2.2 Verdampfer .....	6
2.3 Verdichter .....	7
2.4 Verflüssiger.....	9
2.5 Drossel .....	11
2.6 Rohrleitungen .....	11
2.7 Zusätzliche Bauteile.....	12
2.7.1 Innerer Wärmetauscher (IWT).....	12
2.7.2 Enthitzer .....	13
2.7.3 Sammler.....	13
<b>3 Kühllastberechnung.....</b>	<b>14</b>
3.1 Äußere Lasten .....	14
3.1.1 Transmissionswärme .....	14
3.1.2 Luftwechselrate nach Bäckström.....	15
3.1.3 Kältebedarf durch Luftwechsel .....	15
3.1.4 Kältebedarf durch geöffnete Türen (erweiterte Formel von Tamm).....	16
3.2 Innere Lasten.....	17
3.2.1 Unabhängig von der Kühlaufgabe .....	17
3.2.2 Bedingt durch die Kühlaufgabe.....	17
3.3 Gesamtwärmestrom .....	18
3.4 Vorläufige Kälteleistung .....	18
3.5 Motorwärmestrom der Ventilatoren .....	19
3.6 Wärmestrom der Abtauheizungen .....	19
3.7 Effektive Verdampferleistung .....	19
<b>4 Berechnung der Gefrierzeit .....</b>	<b>20</b>
4.1 Herleitung der Gefrierzeit über Differenzialgleichungen .....	21
4.2 Gegebene Werte .....	22
4.3 Temperaturdifferenz zwischen Luft und Gefrierpunkt.....	22
4.4 Reine Gefrierzeit.....	22
4.5 Gefrierzeit mit Abkühlung bis zum Gefrierpunkt .....	23
4.6 Gefrierzeit mit Abkühlung und Unterkühlung.....	23

<b>5</b>	<b>Auslegung der wesentlichen Komponenten .....</b>	<b>26</b>
5.1	Verdampfer .....	26
5.1.1	Berechnung nach Plank .....	26
5.1.2	Auslegung von Güntner .....	30
5.2	Verdichter .....	32
5.3	Verflüssiger .....	33
5.4	Drosselorgan .....	35
5.5	Rohrleitungen .....	35
5.5.1	Strömungsgeschwindigkeiten .....	36
5.5.2	Rohrleitungsverlauf .....	36
5.5.3	Übersicht der Durchmesser & Strömungsgeschwindigkeiten .....	37
5.5.4	Beispielhafte Berechnung einer Rohrleitung .....	38
<b>6</b>	<b>Ölrückführung .....</b>	<b>41</b>
6.1	Ölwurf .....	41
6.2	Mischungslücke .....	41
6.3	Öl-Abscheider .....	42
6.4	Steigleitung .....	42
6.4.1	Minimale Geschwindigkeit nach Jacobs .....	43
6.4.2	Geschwindigkeit in der Steigleitung bei Teillast .....	44
<b>7</b>	<b>Bewertung der Ergebnisse .....</b>	<b>46</b>
7.1	Kühllastberechnung .....	46
7.2	Gefrierzeit .....	47
7.3	Auslegung .....	47
7.3.1	Verdampfer .....	47
7.3.2	Verdichter .....	48
7.3.3	Verflüssiger .....	49
7.3.4	Rohre .....	49
7.4	Ölrückführung .....	50
7.5	Gesamtanlage .....	50
<b>8</b>	<b>Zusammenfassung und Fazit .....</b>	<b>52</b>
<b>9</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>54</b>
	<b>Anhang A: p,h-Diagramm von CO<sub>2</sub> [25].....</b>	<b>A-1</b>
	<b>Anhang B: Analytische Berechnung des Verdampfers nach [36] .....</b>	<b>B-1</b>
	<b>Anhang C: Auslegung des Verdampfers von Güntner [22] .....</b>	<b>C-1</b>
	<b>Anhang D: Auslegung des Verdichterverbundes von Bitzer [4].....</b>	<b>D-1</b>
	<b>Anhang E: Datenblätter der einzelnen Verdichter von Bitzer [4].....</b>	<b>E-1</b>
	<b>Anhang F: Rohrberechnung bei Vollast.....</b>	<b>F-1</b>
	<b>Anhang G: Datenblatt des Kältemaschinenöls [4].....</b>	<b>G-1</b>
	<b>Erklärung zur Arbeit .....</b>	

## Symbolverzeichnis

Zeichen	Einheit	Bedeutung
$A$	$m^2$	Fläche
$B$	$m$	Breite
$c_p$	$J/(kg\ K)$	Spezifische isobare Wärmekapazität
$d$	$m$	Durchmesser
$h$	$J/kg$	Spezifische Enthalpie
$H$	$m$	Höhe
$i$	-	Anzahl
$k$	$W/m^2K$	Wärmedurchgangskoeffizient
$L$	$m$	Länge
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$n$	$1/d$	Luftwechselrate
$n$	-	Faktor
$Nu$	-	Nusselt-Zahl
$p$	$Pa$	Druck
$P$	$W$	Leistung
$Pr$	-	Prantl-Zahl
$Q$	$J$	Wärmemenge
$\dot{Q}$	$W$	Wärmestrom
$q$	$J/-$	Spezifische Wärme
$\dot{q}$	$W/m^2$	Wärmestromdichte
$r$	$m$	Radius
$R$	$m^2K/W$	Wärmeleitwiderstand
$Re$	-	Reynolds-Zahl
$s$	$m$	Teilung der Rohre
$S$	$m^2$	Anströmquerschnitt
$t$	$m$	Temperatur
$t$	$m$	Teilung
$V$	$m^3$	Volumen
$\dot{V}$	$m^3/s$	Volumenstrom
$w$	$m/s$	Geschwindigkeit
$x$	$kg/kg$	Wasserdampfgehalt in der Luft
$X$	-	Rippenparameter
$\alpha$	$W/(m^2\ K)$	Wärmeübergangskoeffizient
$\delta$	$m$	Dicke
$\zeta$	-	Widerstandbeiwert
$\eta$	-	Wirkungsgrad
$\lambda$	$W/(m\ K)$	Wärmeleitfähigkeit
$\nu$	$m^2/s$	Kinematische Viskosität
$\rho$	$kg/m^3$	Dichte
$\tau$	$s$	Zeit
$\psi$	-	Hohlraumanteil

## Indizes

Zeichen	Bedeutung
<i>a</i>	Außen
<i>A</i>	Anfang
<i>ae</i>	äquivalent
<i>Abtau</i>	Abtauheizungen
<i>B</i>	Bogen
<i>B</i>	Blasensieden
<i>B</i>	Beschleunigung
<i>c</i>	Kondensation
<i>d</i>	Dampf
<i>F</i>	Fleisch
<i>Fl</i>	Flüssig
<i>gef</i>	gefroren
<i>ges</i>	Gesamt
<i>G</i>	Grundrohr
<i>h</i>	Überhitzungszone
<i>i</i>	Innen
<i>i</i>	einzel
<i>Jac</i>	Jacobs
<i>K</i>	Kern
<i>K</i>	Konvektionssieden
<i>Kl</i>	Klemme
<i>kr</i>	kritisch
<i>Kris</i>	Kristallisation
<i>l</i>	Längs
<i>L</i>	Luft
<i>LS</i>	Luftschleier
<i>m</i>	mittlere/r
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>nach</i>	nachher
<i>q</i>	Quer
<i>R</i>	Rippen / Lamellen
<i>R</i>	Raum
<i>Red</i>	Reduzierung
<i>s</i>	Verdampfungszone
<i>s</i>	Sättigung
<i>s</i>	scheinbar
<i>s</i>	schräg
<i>sen</i>	sensibel
<i>SL</i>	Saugleitung
<i>T</i>	T-Stück
<i>U</i>	Umlenkung
<i>V</i>	Ventilator
<i>V</i>	Verdichter
<i>vol</i>	Volumen
<i>vor</i>	vorher
<i>0</i>	Kälte-

## Abbildungserzeichnis

Abbildung 1, Phasendiagramm CO <sub>2</sub> [24].....	3
Abbildung 2, Schema einer Kaskadenkälteanlage [2] .....	4
Abbildung 3, p,h-Diagramm von CO <sub>2</sub> , subkritischer Betrieb [25] .....	4
Abbildung 4, p,h-Diagramm CO <sub>2</sub> , transkritischer Betrieb [25].....	5
Abbildung 5, Schema einer Booster-Anlage [17].....	6
Abbildung 6, Fluchtende Rohranordnung [22].....	7
Abbildung 7, Luftkühler von Güntner [22].....	7
Abbildung 8, Halbhermetischer Hubkolbenverdichter von Bitzer [4] .....	8
Abbildung 9, Rohrisometrie mit markierter Steigleitung.....	8
Abbildung 10, Leistungsregelung bei Verbundanlagen mit einem FU [2].....	8
Abbildung 11, Verflüssiger für Außenluft [22] .....	9
Abbildung 12, Plattenwärmetauscher 1 [1].....	10
Abbildung 13, Plattenwärmetauscher 2 [1].....	10
Abbildung 14, p,h-Diagramm von CO <sub>2</sub> mit Kennzeichnungen für Unterkühlung, Überhitzung und Enthitzung [25].....	10
Abbildung 15, Elektronisches Expansionsventil [11] .....	11
Abbildung 16, Doppelsteigleitung [10].....	12
Abbildung 17, Anlagenschema mit Beschreibungen .....	13
Abbildung 18, Grundriss der Schockfrosträume [28] .....	14
Abbildung 19, Fleischspieße mit unterschiedlichen Durchmessern [27] .....	20
Abbildung 20, Vereinfachter Temperaturverlauf beim Gefrieren [12].....	21
Abbildung 21, Querschnitt eines Zylinders mit Koordinaten .....	21
Abbildung 22, Gefrierzeit in Abhängigkeit des Durchmessers .....	25
Abbildung 23, TK-Verbundanlage mit 4 CO <sub>2</sub> -Verdichtern [9].....	26
Abbildung 24, Rohrabstände.....	27
Abbildung 25, Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Wärmestromdichte [36] ..	29
Abbildung 26, Aufbau des Verdampfers [22].....	31

Abbildung 27, Technische Daten des Verdichterverbundes [4] .....	33
Abbildung 28, Rohrisometrie mit Längen, äußeren Durchmessern und ..... Geschwindigkeiten.....	37
Abbildung 29, Mischungslücke des Öls BSE 60 K [4].....	41
Abbildung 30, Ölströmung in einer Steigleitung [20].....	42
Abbildung 31, Rohrisometrie mit markierter Steigleitung .....	44

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1, Empfohlene Geschwindigkeiten nach [6].....	11
Tabelle 2, Gegebene Werte für die Berechnung der Gefrierzeit.....	22
Tabelle 3, Äußerer Wärmeübergangskoeffizient und Gefrierzeit in Abhängigkeit des Durchmessers .....	25
Tabelle 4, Geometrische Daten für die analytische Berechnung des Verdampfers .....	27
Tabelle 5, Übersicht der technischen Daten des Verdampfers nach der Auslegung von Güntner [22].....	31
Tabelle 6, Vergleich der Technischen Daten von Berechnung und Auslegung des Herstellers .....	32
Tabelle 7, Außendurchmesser, Geschwindigkeit und Druckverlust in den Kältemittelleitungen bei Vollast .....	37
Tabelle 8, Geschwindigkeit in den Kältemittelleitungen bei verschiedenen Teillastfällen..	45

# 1 Einleitung

Die EU bemüht sich den Ausstoß an Treibhausgasen und so die Klimaerwärmung zu reduzieren. Im Zuge dessen wurde eine Verordnung für fluoridierte Treibhausgase beschlossen [13]. Diese Verordnung beinhaltet Verbote für umweltschädliche Kältemittel und eine schrittweise Reduzierung für Kältemittel mit vergleichsweise hohem GWP-Wert. GWP steht für Global Warming Potential und gibt den Treibhauseffekt von einem kg eines Kältemittels im Vergleich zu einem kg CO<sub>2</sub> an. Dementsprechend hat CO<sub>2</sub> einen GWP-Wert von 1. Gängige fluoridierte Kältemittel (FKW / H-FKW) haben einen GWP-Wert von 1500 bis zu 4000.

Eine Alternative zu den fluoridierten Kältemitteln stellen die natürlichen Kältemittel dar. Dazu zählen unter anderem Ammoniak (NH<sub>3</sub>, R717), Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>, R744) und Kohlenwasserstoffe wie Propan (C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>, R290) oder Propen (C<sub>3</sub>H<sub>6</sub>, R1270). Diese Kältemittel wurden schon vor der Entwicklung von FKW Kältemitteln eingesetzt [35], aber aufgrund unerwünschter Eigenschaften, wie Brennbarkeit, Giftigkeit oder impraktikablen Betriebsdrücken, teilweise aus dem Markt verdrängt. Die Verordnung der EU und ein gestärktes Umweltbewusstsein von Betreibern von Kälteanlagen bewirken seit Ende der 90er Jahre einen vermehrten Einsatz von natürlichen Kältemitteln.

Die Kühlung von Lebensmitteln erleichtert den Alltag enorm. Die Haltbarkeit der Produkte wird dadurch teilweise um ein Vielfaches verlängert. Den größten Effekt auf die Verlängerung der Haltbarkeit hat die Tiefkühlung (TK). Beträgt die Temperatur in den Lebensmitteln -18°C, wie es in der Verordnung über tiefgefrorene Lebensmittel (TLMV) [8] festgelegt ist, können sich die Keime im Fleisch nicht oder nur äußerst gering vermehren. Ganz abgetötet werden sie jedoch nicht [12].

Während des Gefriervorgangs erstarrt das Wasser in den Zellen. Je größer die Gefriereschwindigkeit, umso kleinere Eiskristalle bilden sich. Größere Eiskristalle können die Zellwände beschädigen [12]. Dadurch verlieren die Zellen an Wasser und die Lebensmittel verlieren an Qualität. Das Ziel ist somit die Lebensmittel möglichst schnell einzufrieren.

Tiefgefrorene Lebensmittel sind einfacher handhabbar als frische Lebensmittel. Sie können länger gelagert werden und behalten durch die Erstarrung des Wassers in den Zellen ihre Form. Aus diesen Gründen wird die Tiefkühlung in Betrieben der Fleischverarbeitung genutzt. Ein Unternehmen des Fleischgroßhandels und der Fleischverarbeitung aus Hamburg besitzt für die Tiefkühlung Schockfrosträume, um Fleischspieße mit einem Durchmesser von bis zu 50cm möglichst schnell durchzufrieren.

Die aktuelle Produktionsstätte des Unternehmens ist aus Platzgründen nicht für die angestrebten Umschlagsmengen geeignet. Deswegen wurde sich für einen neuen Standort des Unternehmens entschieden. Es wurde eine Bestandshalle eines anderen Betriebes erworben, die nach den Bedürfnissen umgebaut wird. Dort werden zwei Schockfrosträume mit identischen Abmaßen errichtet (Abbildung 13).

Die Schockfrosträume werden mit speziellen PUR-Paneelen gedämmt, die aus Schaumstoff und Stahlblech bestehen. Die Räume erhalten jeweils eine Tür, die nur bei Warenumschlag geöffnet wird. Personen befinden sich nur für den Warenumschlag im Raum. Das Kühlgut befindet sich auf Wagen mit Metallgerüst, welche Hordenwagen genannt werden.

Das Kühlgut in den Schockfrosträumen besteht aus zylinderförmigen Fleischspießen (Abbildung 19). In der Mitte befindet sich ein Metallspieß, auf welchem das Fleisch in Schichten aufgesteckt wird. Für einen besseren Geschmack wird das Fleisch vorher mariniert. Zum Abschluss wird der Spieß für einfacheren Transport in Folie eingewickelt. Die größten Spieße sind bis zu 60kg schwer und haben einen Durchmesser von bis zu 50cm. Die gewünschte Kerntemperatur von  $-18^{\circ}\text{C}$  soll nach einer Verweildauer von einem Tag in den Schockfrosträumen erreicht werden.

Die zu konzipierende Anlage ist eine Kältemaschine für die beiden Schockfrosträume. Die Hauptteile einer Kältemaschine sind Verdampfer, Verdichter, Verflüssiger und Drosselorgan. Als Kältemittel soll  $\text{CO}_2$  verwendet werden. Die anderen Räume der Produktion werden über andere Kälteanlagen gekühlt, da sie andere Raumtemperaturen benötigen. Demnach wäre eine Wärmeabgabe der  $\text{CO}_2$ -Kälteanlage an eine Kälteanlage der anderen Räume möglich. Deswegen wird die Anlage in dieser Arbeit als eine subkritische  $\text{CO}_2$ -Kälteanlage ausgelegt, welche in Kapitel 2 beschrieben wird.

## 2 Stand der Technik

### 2.1. Kohlendioxid als Kältemittel

Kohlendioxid wird seit dem 19. Jahrhundert als Kältemittel eingesetzt. Durch die Entwicklung von fluorierten Kältemitteln wurde es Mitte des 20. Jahrhunderts weitgehend verdrängt [17]. Zum anderen liegt der kritische Punkt bei  $30,98^{\circ}\text{C}$ , wodurch eine Verflüssigung des Kältemittels ab dieser Außentemperatur nicht mehr möglich ist.

Der Tripelpunkt von Kohlendioxid liegt bei  $-56,56^{\circ}\text{C}$  und  $5,18\text{bar}$  und der kritische Punkt bei  $30,98^{\circ}\text{C}$  und  $73,77\text{bar}$ . Das Phasendiagramm für  $\text{CO}_2$  ist in Abbildung 1 [24] zu sehen und das p,h-Diagramm in Abbildung 3 [25]. Ein großes p,h-Diagramm befindet sich in Anhang A [25]. Ein konventioneller Kälteanlagenbetrieb mit Verflüssigung und Verdampfung (subkritisch) ist also nur in dem Bereich zwischen dem Tripelpunkt und dem kritischen Punkt möglich. Wird eine Temperaturdifferenz für die Wärmeübertragung berücksichtigt, verkleinert sich der Einsatzbereich für die äußeren Betriebstemperaturen der Wärmeaufnahme und -abgabe.

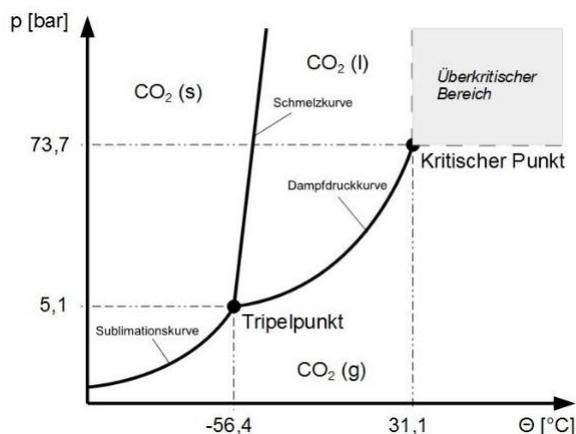


Abbildung 1, Phasendiagramm  $\text{CO}_2$  [24]

#### 2.1.1 Subkritische $\text{CO}_2$ -Kälteanlagen

Um einen Betrieb unterhalb des kritischen Punktes zu gewährleisten, wird in den meisten Klimazonen eine weitere Kälteanlage benötigt. Diese wird mit einem anderen Kältemittel betrieben und nimmt über einen Kaskaden-Wärmetauscher die Verflüssigungswärme der  $\text{CO}_2$  Anlage auf. Eine solche Anlagenschaltung nennt man Kaskade (siehe Abbildung 2 [2]). Die Wärmeübertragung geschieht in den meisten Fällen nahe  $0^{\circ}\text{C}$ . Zudem ist es möglich die zusätzliche Kälteanlage zur Kühlung auf einem anderen Temperaturniveau zu nutzen (z.B. Normalkühlung bei  $2^{\circ}\text{C}$ ) [2]. Die Betriebsdrücke von subkritischen  $\text{CO}_2$  Anlagen sind im Vergleich zu FKW Kältemitteln höher (siehe Abbildung 3 [25]). Durch geringe Anpassungen ist es jedoch möglich die Standardkomponenten zu verwenden. Im Vergleich zu überkritischen bzw. transkritischen  $\text{CO}_2$  Anlagen haben subkritische Anlagen geringere Drücke.

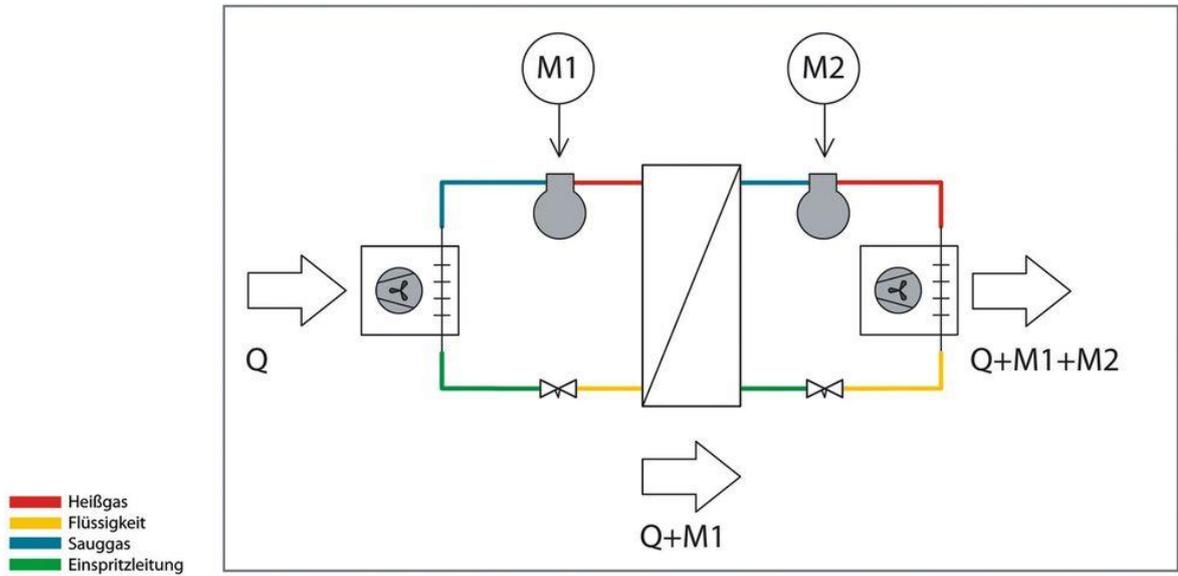


Abbildung 2, Schema einer Kaskadenkälteanlage [2]

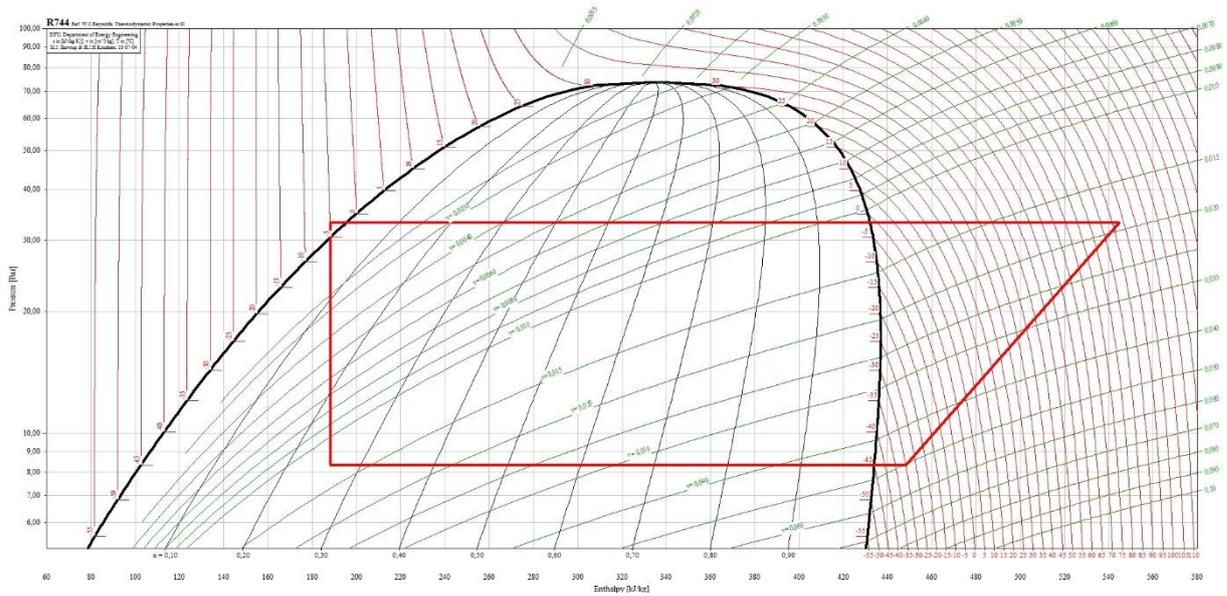
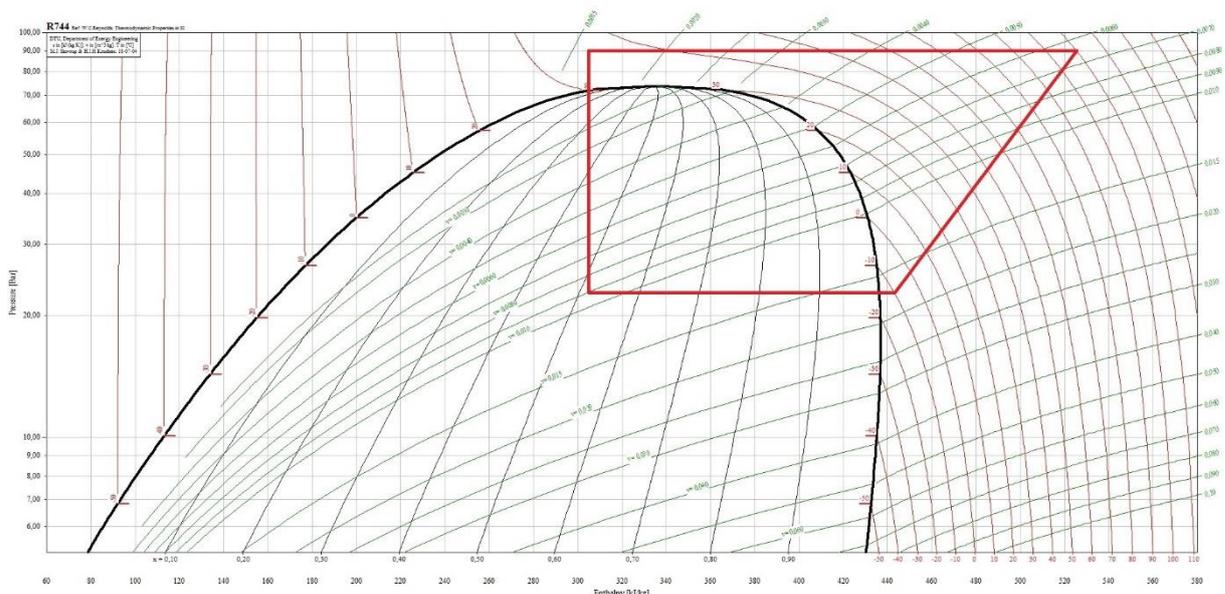


Abbildung 3, p,h-Diagramm von CO<sub>2</sub>, subkritischer Betrieb [25]

## 2.1.2 Transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen

Transkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen geben die Wärme oberhalb der kritischen Temperatur ab (Abbildung 4 [25]). Dadurch ist es bei allen Außentemperaturen möglich, die Wärme direkt an die Umgebung oder eine Wärmerückgewinnung abzugeben. Es handelt sich nicht um Verflüssigungswärme, da das CO<sub>2</sub> gasförmig bleibt. Deswegen wird anstatt eines Verflüssigers ein Gaskühler eingesetzt. Der Gaskühler hat eine größere Fläche zur Wärmeübertragung, da das Gas eine schlechtere Wärmeübertragung als eine siedende Flüssigkeit besitzt. Im Gegensatz zu einer subkritischen Anlage entfällt jedoch eine zusätzliche Kälteanlage. Aufgrund der hohen Betriebsdrücke durch den transkritischen Betrieb mussten viele Komponenten neu entwickelt



werden [2].

Abbildung 4, p,h-Diagramm CO<sub>2</sub>, transkritischer Betrieb [25]

Anlagen, die für den transkritischen Betrieb ausgelegt wurden, können bei niedrigen Außentemperaturen auch im subkritischen Bereich betrieben werden. Dies ist möglich, da die Drücke geringer sind und der Wärmeübergang im Verflüssiger steigt. Für den subkritischen Betriebsfall wären also die transkritischen Komponenten überdimensioniert. Trotzdem wird bei niedrigen Außentemperaturen der subkritische Betrieb bevorzugt, da die Effizienz der Anlage höher ist [17].

In den letzten Jahren gab es viele Bemühungen den transkritischen Betrieb weiter zu verbessern. Dazu zählen Kältemittelabscheider, Regelungen für den optimalen Hochdruck, Ejektoren und Booster-Anlagen. Booster-Anlagen werden häufig eingesetzt, wenn zwei unterschiedliche Temperaturniveaus bei der Kühlung benötigt werden. In der Lebensmittelindustrie ist dies bei Tief- und Normalkühlung der Fall. Aufgrund dieser Eigenschaft haben sich CO<sub>2</sub>-Booster-Anlagen als Stand der Technik für Supermarkt-Kühlung in Deutschland weitgehend durchgesetzt [2]. Ein Anlagenschema und ein p,h-Diagramm sind in Abbildung 5 [17] zu sehen. Booster-Anlagen besitzen zwei Verdichtungsstufen. Für die Verdichtungsstufen werden zwei örtlich getrennte Verdichter verwendet. Der Anlagenaufbau ähnelt dem einer Kaskadenanlage. Der Kaskadenwärmetauscher entfällt und das Kältemittel fließt in einem einzigen großen Kreislauf. Dadurch wird das gleiche Kältemittel für die unterschiedlichen Temperaturniveaus genutzt.

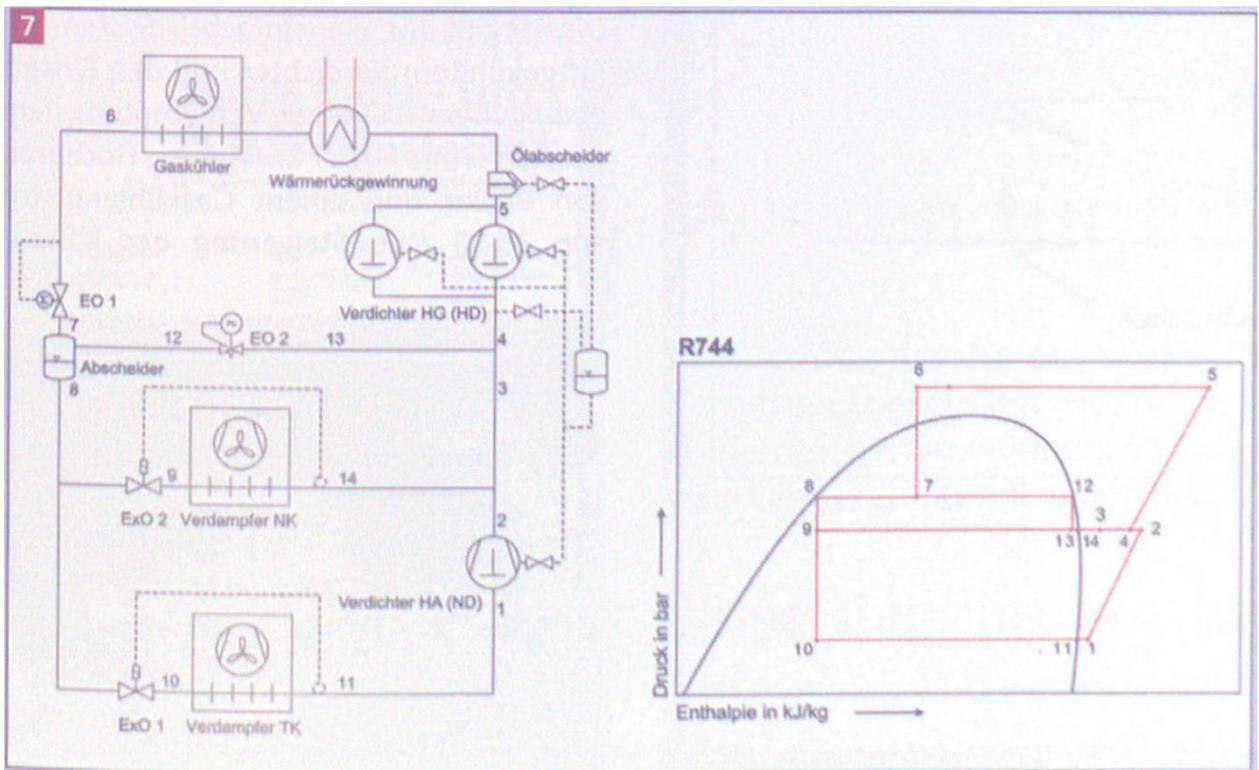


Abbildung 5, Schema einer Booster-Anlage [17]

Im Folgenden wird kurz auf den Stand der Technik der wesentlichen Komponenten eingegangen. Dabei wird Bezug auf subkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen genommen.

## 2.2 Verdampfer

Als Verdampfer für Kühl- oder Schockfrosträume werden Wärmeübertrager mit Lamellenrohrbündeln verwendet. Das CO<sub>2</sub> strömt durch das Rohrbündel aus Kupfer und verdampft. Außen auf dem Rohrbündel befinden sich Lamellen aus Aluminium. Diese wirken wie Rippen und erhöhen die Wärmeübertragungsfläche auf der Seite der Luft. Das ist nötig, da der Wärmeübergang der Luft im Vergleich zum Kältemittel gering ist. Um den Wärmeübergang weiter zu erhöhen, werden Ventilatoren an den Wärmetauschern verbaut (Abbildung 6 [22]). Die Ventilatoren sorgen für erzwungene Konvektion. Sie können sich in Luftströmungsrichtung vor (drückend) oder hinter (saugend) dem Lamellenbock befinden. Für Schockfrosträume werden drückende Ventilatoren bevorzugt. Die kalte Luft wird so aufgrund des Durchströmens des Lamellenbocks gleichgerichtet und verteilt. Zusätzlich sorgt die erhöhte Luftgeschwindigkeit durch die Ventilatoren für einen größeren Wärmeübergang am Kühlgut und schnelleren Gefrierzeiten [23].

Aufgrund der starken Abkühlung von feuchter Luft im Verdampfer fällt Kondensat an, welches sich als Reif auf der Oberfläche des Verdampfers niederschlägt. Der Reif verringert die durchströmte freie Querschnittsfläche. Dadurch steigt der Druckverlust für die Ventilatoren und sie fördern weniger Luftvolumenstrom. Das resultiert in einer reduzierten Kälteleistung. Um diesen

Effekt gering zu halten, werden für Schockfrosträume häufig fluchtende Rohranordnungen genutzt (Abbildung 7 [22]).

Der Reif wird durch eine Vorrichtung abgetaut. Häufig werden elektrische Abtauheizungen verwendet. Diese nutzen die Erwärmung eines Ohm'schen Widerstandes. Elektrische Abtauheizungen sind simpel in der Montage verbrauchen aber viel Energie. Eine Alternative ist das Abtauen durch warme Sole. Dafür wird ein weiteres Rohrnetz benötigt, was den Installationsaufwand erhöht. Jedoch kann die Wärme für die Erzeugung der Warmsole aus einer anderen Wärmequelle kommen. Dafür kann auch eine Wärmerückgewinnung (WRG) genutzt werden. Eine dritte Methode, um den Reif anzutauen, stellt die Heißgas-Abtauung dar. Dabei strömt heißer Kältemitteldampf, durch Umkehr des Kreislaufs, durch den Verdampfer. Um den Lamellenblock befindet sich ein Gehäuse, welches die Luft leitet und Anbauteile, wie den Ventilator, einfasst [5] (Abbildung 6).



Abbildung 7, Luftkühler von Güntner [22]

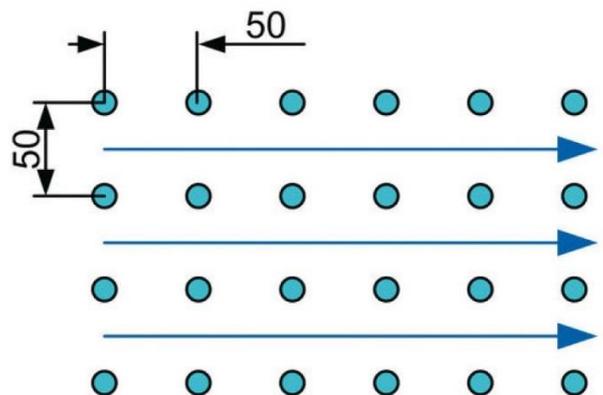


Abbildung 6, Fluchtende Rohranordnung [22]

### 2.3 Verdichter

Im mittleren Leistungsbereich, in welchem sich die untersuchte Anlage befindet, werden für subkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen halbhermetische Hubkolbenverdichter eingesetzt [3]. Ein halbhermetischer Hubkolbenverdichter ist in Abbildung 8 [4] dargestellt. In halbhermetischen Verdichtern befinden sich der Verdichter und der antreibende Elektromotor in dem gleichen Gehäuse. Zudem strömt das Kältemittel über den Elektromotor, wodurch dieser gekühlt wird. Im Gegensatz zu hermetischen Verdichtern lässt sich das Gehäuse bei halbhermetischen Verdichtern für Reparaturen öffnen [5].

Durch die hohen Betriebsdrücke von CO<sub>2</sub> haben die Verdichter verstärkte Komponenten im Vergleich zu Verdichtern für FKW Kältemittel. Die Schmierung der Kolben wird durch eine Ölpumpe oder Schleuderbleche im Öl-Sumpf gewährleistet. Anders als bei Kolbenmotoren wird während des Betriebes zusätzlich Öl ausgeworfen. Das Öl gelangt so in den Kältemittelkreislauf und muss wieder zurückgeführt werden, um eine ausreichende Schmierung des Verdichters sicher zu stellen [5].

Da das Öl dafür den kompletten Kreislauf mit Verflüssiger, Drossel, Verdampfer und allen Rohrleitungen zwischen den Teilen durchläuft, kann eine Rückführung durchaus problematisch sein. Für CO<sub>2</sub> werden lösliche Öle eingesetzt, wodurch der Öltransport im flüssigen Zustand des Kältemittels gewährleistet ist. Am problematischsten ist daher der Öltransport in einer vertikalen Leitung mit Strömungsrichtung nach oben (Steigleitung) und gasförmigen Kältemittel (Abbildung 9). Die Schwerkraft wirkt der Strömungsrichtung entgegen und das Öl ist nicht mit dem Kältemittel gemischt. Das Problem wird in Kapitel 6 detaillierter beschreiben.

Es werden Ölabscheider hinter den Verdichtern eingebaut, um die Menge des Öls im Kältemittelkreislauf zu reduzieren. Das aufgefangene Öl wird wieder den Verdichtern zugeführt. Ölabscheider für CO<sub>2</sub> arbeiten mit einer Abscheiderate von 86% bis 99%, je nach Betriebspunkt und Funktionsprinzip des Abscheiders [15]. Werden Verdichter parallel im Verbund betrieben, kann der Ölrückfluss der einzelnen Verdichter von deren Ölwurf abweichen. Früher stellte eine Rohrleitung zwischen den Verdichtern in Höhe des Ölstandes einen Ölausgleich her [5]. Heutzutage verwendet man dafür Ölmanagementsysteme.

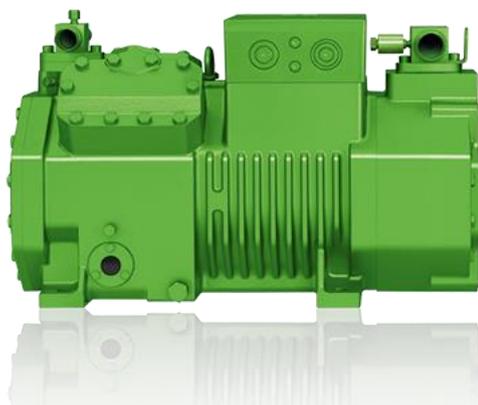


Abbildung 8, Halbhermetischer Hubkolbenverdichter von Bitzer [4]

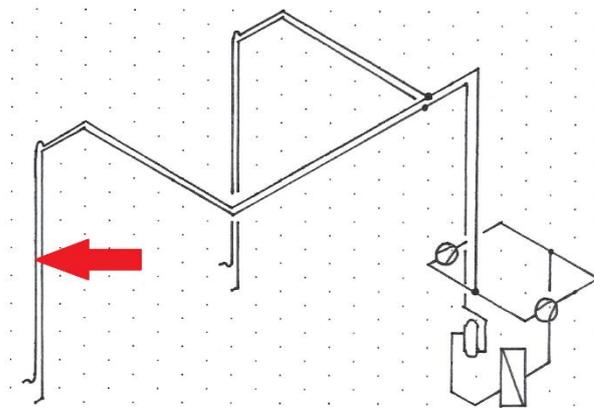


Abbildung 9, Rohrismetrie mit markierter Steigleitung

Für die Leistungsregelung von Kälteanlagen haben sich Frequenzumformer (FU) für die Verdichtermotoren etabliert. Bei Verbundanlagen ist in der Regel nur ein Verdichter mit FU ausgestattet. Dieser übernimmt die Feineinstellung, wobei die anderen Verdichter im EIN/AUS Betrieb arbeiten [2]. Es ergibt sich eine Leistungsabstufung, die in Abbildung 10 [2] zu sehen ist.

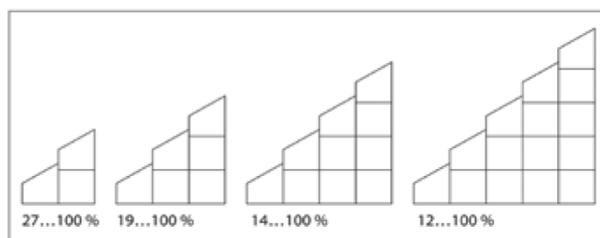


Abbildung 10, Leistungsregelung bei Verbundanlagen mit einem FU [2]

Für die Entwicklung von Verdichtermotoren zeichnet sich aktuell eine Mischung aus synchron und asynchron Elektromotoren ab. Dabei werden Permanentmagneten in den elektrisch erregten Rotor eines Asynchronmotors verbaut. Der Anlauf des Verdichters erfolgt über die Funktion des Asynchronmotors. Nachdem die Maximaldrehzahl erreicht wurde, wird die Erregung abgeschaltet und der Motor läuft nach dem Prinzip eines Synchronmotors [4].

## 2.4 Verflüssiger

Für subkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen mit einer maximalen Außentemperatur deutlich unterhalb des kritischen Punktes (31°C) können theoretisch ebenfalls Wärmeübertrager mit Lamellenrohrbündeln als Verflüssiger genutzt werden. In den meisten Regionen der Erde wird diese Temperatur jedoch erreicht, wodurch eine Wärmeabgabe an die Umgebung nicht mehr möglich ist. Wie bei den Verdampfern kommen auch für luftgekühlte Verflüssiger Ventilatoren für einen größeren Wärmeübergang zum Einsatz (Abbildung 11 [22]). Die Wärmetauscher sind horizontal, vertikal oder schräg mit saugenden Ventilatoren und einer Ausblasrichtung nach oben oder zur Seite angeordnet.



Abbildung 11, Verflüssiger für Außenluft [22]

Häufiger werden für subkritische CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen Verflüssiger mit Wärmeabgabe an Kühlwasser, Kaltssole oder ein anderes Kältemittel eingesetzt. Dadurch kann eine Temperatur unterhalb des kritischen Punktes für alle Außentemperaturen gewährleistet werden. Als Typen können Doppelrohr-, Rohrbündel-, Koaxial- oder Plattenwärmetauscher verwendet werden. Aufgrund der hohen Leistungsdichte und geringen Kosten haben sich Plattenwärmetauscher (Abbildung 12 und 13 [1]) für viele Anwendungen in der Wärmeübertragung bewährt. Dies gilt auch bei Verflüssigern für subkritische CO<sub>2</sub> Anlagen [2].



Abbildung 12, Plattenwärmetauscher 1 [1]

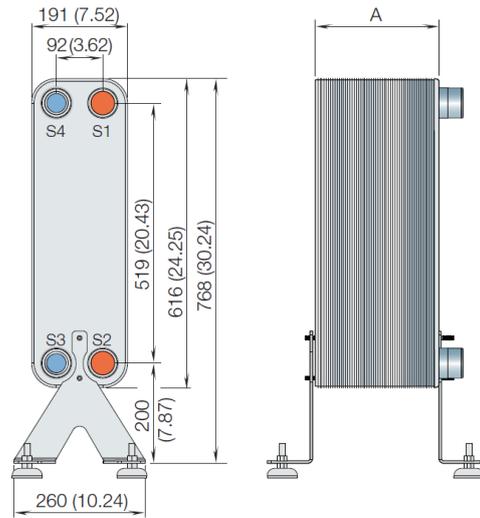


Abbildung 13, Plattenwärmetauscher 2 [1]

Neben der Verflüssigung wird das Kältemittel im Verflüssiger weiter abgekühlt. Dieser Vorgang wird Unterkühlung genannt (Abbildung 14 [25]). Durch die Unterkühlung wird mehr Wärme abgegeben, wodurch der Verdampfer mehr Wärme aufnehmen kann und die Kälteleistung der Anlage steigt. Zudem soll die Unterkühlung die Bildung von Flashgas verhindern. Unter Flashgas ist verdampftes Kältemittel vor dem Drosselorgan zu verstehen. Es kann durch hohe Druckverluste in der Flüssigkeitsleitung auftreten.

Die Unterkühlung beträgt in der Regel wenige Kelvin. Soll eine stärkere Unterkühlung erreicht werden, kann ein zusätzlicher Wärmetauscher (Unterkühler) verbaut werden. Der Unterkühler ist meistens ähnlich wie der Verflüssiger aufgebaut und deutlich kleiner, da weniger Wärmemenge übertragen wird [21].

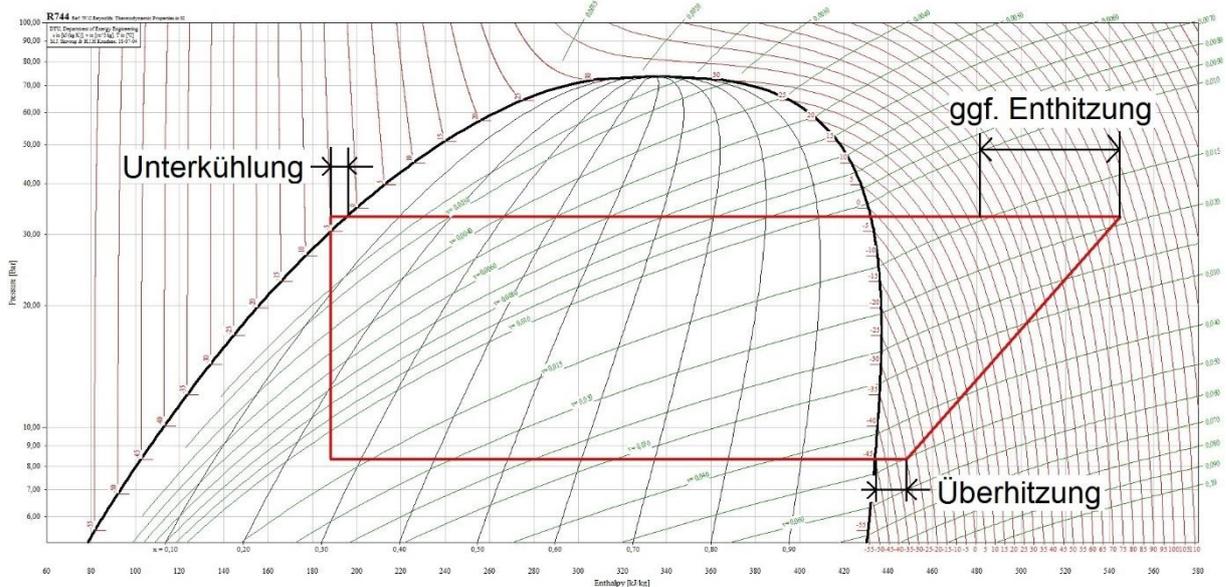


Abbildung 14, p,h-Diagramm von CO<sub>2</sub> mit Kennzeichnungen für Unterkühlung, Überhitzung und Enthitzung [25]

## 2.5 Drossel

Als Drossel zur Drucksenkung des Kältemittels werden im Leistungsbereich der betrachteten Anlage thermostatische (TEV) oder elektronische (EEV) Expansionsventile verwendet. Dabei werden EEV für Schockfrosträume bevorzugt, da sich mit ihnen die gewünschte Überhitzung genauer einstellen lässt. Die Überhitzung im Verdampfer ist das Gegenstück zur Unterkühlung im Verflüssiger (Abbildung 14 [25]). Das Kältemittel wird nach der Verdampfung weiter erwärmt. Dadurch wird mehr Wärme im Verdampfer aufgenommen und die Kältemittelmenge komplett verdampft. Es dürfen sich keine Flüssigkeitsanteile im Kältemittel befinden, ansonsten können die Verdichter durch Flüssigkeitsschläge beschädigt werden. EEV bestehen aus einem Magnetventil, Ventilantrieb, Steuergerät und Messfühler für die Temperaturen vor und nach dem Verdampfer. Dadurch ist der Aufbau eines EEV umfangreicher und teuer als der eines TEV. TEV arbeiten mit einer Druckübertragungsleitung anstatt eines Steuergerätes [5]. In Abbildung 15 [11] ist ein elektronisches Expansionsventil von Danfoss [11] zu sehen.



Abbildung 15, Elektronisches Expansionsventil [11]

## 2.6 Rohrleitungen

Die Rohrleitungen verbinden die einzelnen Bauteile der Kälteanlage miteinander. In den Rohren wird das Kältemittel transportiert. Als Material für die Rohre wird in der Regel Kupfer verwendet. Nur wenn Ammoniak ( $\text{NH}_3$ , R717) als Kältemittel verwendet wird, sind die Rohre aus Stahl, da Ammoniak mit Kupfer chemisch reagiert. Die Leitungen sollten auf dem kürzesten Weg verlaufen. Zudem ist ein einwandfreier Öltransport zu gewährleisten. Dafür werden horizontale Leitungen mit leichtem Gefälle in Strömungsrichtung verlegt. Des Weiteren sind nach dem Verdampfer Unter- und Überbögen einzubauen. So kann das Öl im Stillstand nicht zurückfließen [5, 37].

Der Durchmesser der Rohre ergibt sich aus einem Kompromiss zwischen Druckverlust, Materialkosten und Ölrückführung. Daraus ergeben sich empfohlene Geschwindigkeiten für das Kältemittel in den Rohren. (Tabelle 1) [6].

Bezeichnung	Kältemittelgeschwindigkeit [m/s]
Saugleitung	6 - 12
Druckleitung	6 - 15
Flüssigkeitsleitung	0,3 - 1,2

Tabelle 1, Empfohlene Geschwindigkeiten nach [6]

In einer leistungsgeregelten Anlage mit mehreren Verdichtern und Verdampfern kann es vorkommen, dass die maximalen und minimalen Geschwindigkeiten in Steigleitungen nicht mit demselben Rohrdurchmesser gewährleistet werden können. Dort kann eine Doppelsteigleitung mit unterschiedlichen Durchmessern verlegt werden [5] (Abbildung 16 [10]).

Bei Teillast kann sich in der größeren Steigleitung keine Ölströmung bis oben ausbilden und das Öl sammelt sich im Unterbogen. Dieser setzt sich mit Öl zu und sperrt so die Leitung ab. Der gesamte Kältemittelstrom fließt durch die kleinere Leitung, in der eine höhere Geschwindigkeit herrscht und das Öl mitgeführt wird. Steigen die Leistung und dadurch der Massenstrom der Anlage, erhöht sich der Druckverlust in der kleineren Leitung. Zu einem bestimmten Zeitpunkt ist der Druckverlust in der kleinen Leitung so hoch, dass das Öl im Unterbogen der großen Leitung herausgedrückt wird. Die große Leitung ist nicht mehr versperrt und das Kältemittel fließt durch beide Leitungen mit einer angemessenen Geschwindigkeit [5].

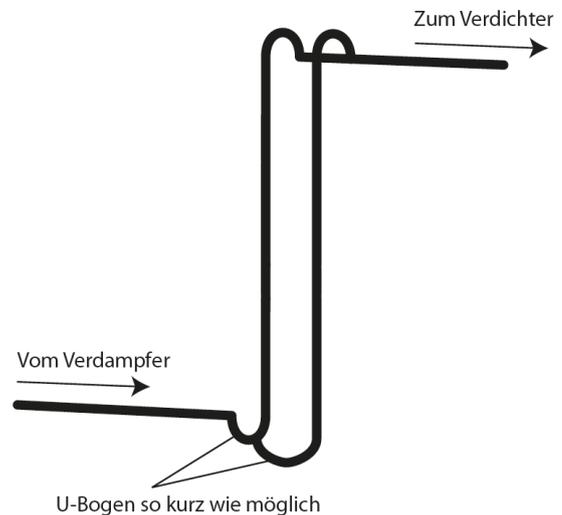


Abbildung 16, Doppelsteigleitung [10]

Aufgrund der Vibrationen der Verdichter und der Längenausdehnung bei Temperaturänderung sind die Rohrleitungen ausreichend flexibel zu gestalten, damit es zu keinen Beschädigungen kommt. Hierfür können Schleifen oder Schwingungsdämpfer in die Leitungen gebaut werden.

## 2.7 Zusätzliche Bauteile

### 2.7.1 Innerer Wärmetauscher (IWT)

Ein innerer Wärmetauscher überträgt Wärme innerhalb des Kältemittelkreislaufs (Abbildung 17). Er befindet sich zwischen der Flüssigkeits- und Sauggasleitung. Das Kältemittel in der Flüssigkeitsleitung wird weiter abgekühlt. Dadurch kann eine Vorverdampfung verhindert werden. Das Sauggas wird erwärmt bzw. überhitzt. Die Überhitzung schützt, wie zuvor beschrieben, den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen [5]. Insgesamt läuft die Kälteanlage durch einen IWT sicherer in den gewünschten Betriebspunkten und hat eine leicht erhöhte Kälteleistung [2].

Laut Breidenbach [5] sollte bei Tiefkälteanlagen der Einsatz eines IWT für jeden Einzelfall geprüft werden. Grund dafür ist eine hohe Überhitzung des Kältemittels. Für subkritische CO<sub>2</sub> Anlagen haben sich IWT aber bewiesen und können als Stand der Technik angesehen werden [2].

## 2.7.2 Enthitzer

Enthitzer befinden sich vor dem Verflüssiger (Abbildung 17) und geben einen Anteil der Wärmemenge ab, bevor das Kältemittel kondensiert. Es wird zwar ein zusätzlicher Wärmetauscher benötigt, jedoch können beide Wärmetauscher optimal für die jeweiligen Aufgaben ausgelegt werden [2].

Zudem arbeitet der Enthitzer auf einem höheren Temperaturniveau als der Verflüssiger (Abbildung 14). So kann der Enthitzer bei Bedarf als Wärmerückgewinnung zur Trinkwassererwärmung dienen. Ansonsten kann die Wärme an die Umgebungsluft abgegeben werden. Dies wäre bei einem Verflüssiger für CO<sub>2</sub> nicht möglich, da für die Verflüssigung eine Temperatur deutlich unter dem kritischen Punkt benötigt wird.

## 2.7.3 Sammler

Der Sammler bezeichnet einen Druckbehälter, der mit Kältemittel gefüllt ist. Zu seinen Aufgaben zählen die Bereitstellung von ausreichend Kältemittel, das Trennen von gasförmigem und flüssigem Kältemittel nach dem Verflüssiger und die Aufnahme des Kältemittels zu Servicezwecken. Zudem vereinfacht er die Regelung der Kälteanlage [2, 16].

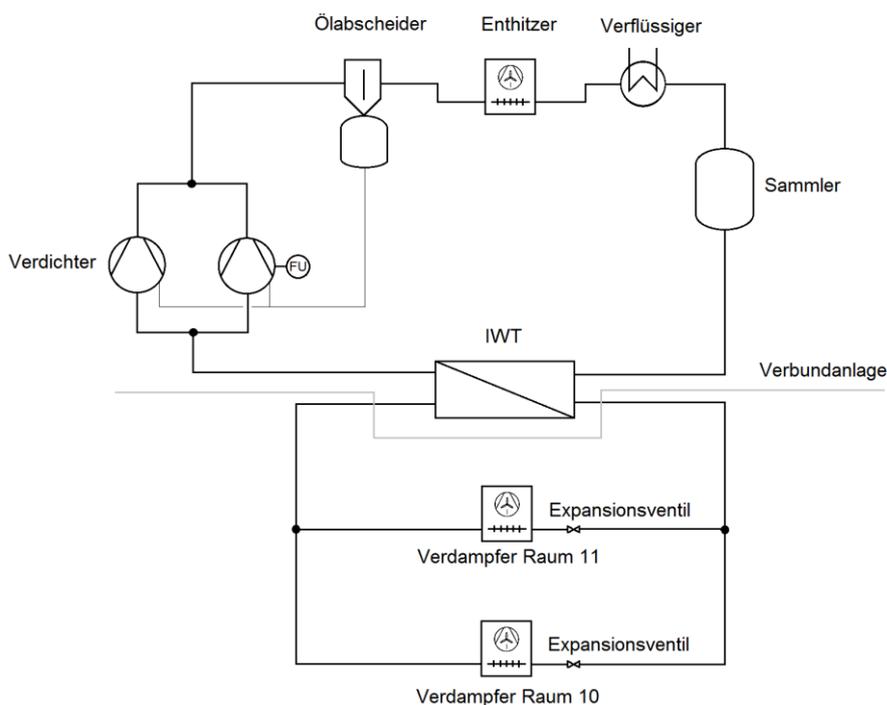


Abbildung 17, Anlagenschema mit Beschreibungen

### 3 Kühllastberechnung

Die Kühllastberechnung wurde nach dem Berechnungsbogen für Kühlräume von der Bundesfachschule Kälte-Klima-Technik durchgeführt. Dieser wurde dem Buch „Projektierung von Kälteanlagen“ von Hans-Joachim Breidert [6] entnommen. Die Berechnung wird dort grob in äußere und innere Lasten unterteilt.

Es wird die Kühllast des nord-westlichen Schockfrostraums beispielhaft berechnet (Raum 10, auf Abbildung 18 der linke [28]). Dieser hat eine leicht höhere Kühllast, da die Umgebung im ungünstigsten Fall wärmer ist als der Technikraum 12.

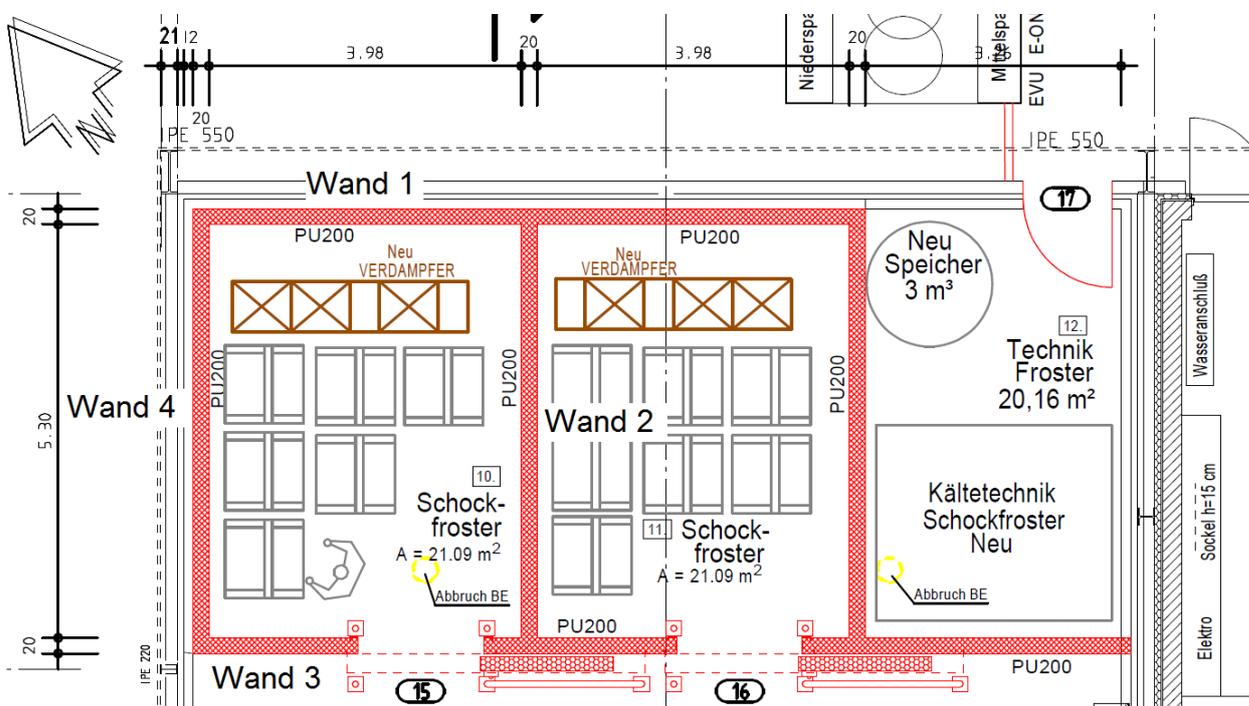


Abbildung 18, Grundriss der Schockfrosträume [28]

#### 3.1 Äußere Lasten

##### 3.1.1 Transmissionswärme

Der k-Wert für die Polyurethan (PUR) Dämmung der Paneele der Kühlraumwände wurde mit Daten von [7] interpoliert. Geplant ist laut der Funktionalbeschreibung eine Dicke der Dämmung von 170mm. Im Grundriss sind die Paneele mit PU200 bezeichnet, was einer Dicke von 200mm entspricht. Die Funktionalbeschreibung steht in der Hierarchie über dem Grundriss. Deswegen wird für die Berechnung eine Dicke von 170mm verwendet.

Die Interpolation ergibt einen k-Wert von  $0,12 \frac{W}{m^2K}$ . Die Flächen der Wände sind durch die baulichen Abmessungen gegeben. Die Temperaturdifferenz ergibt sich aus den Temperaturen auf den beiden Seiten der jeweiligen Wände. Als Außentemperatur wurde ein Maximalwert von  $+35^\circ\text{C}$  angesetzt. Im Kühlraum soll eine Temperatur von  $-37^\circ\text{C}$  herrschen. Der benachbarte Schockfrostraum hat ebenfalls eine Temperatur von  $-37^\circ\text{C}$ . Deswegen ergibt sich kein Wärmestrom durch die Wand 2 (Richtung Süd-Osten). Der Vorraum, zu dem sich auch die Tür des Schockfrostraums (Tür 15) befindet, hat eine Temperatur von  $0^\circ\text{C}$ . Der Boden hat nach [7] eine Temperatur von  $+15^\circ\text{C}$ .

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta t \quad (3.1)$$

$$\dot{Q}_{Wand\ 1} = (3,98m \cdot 4m) \cdot 0,12 \frac{W}{m^2K} \cdot [35^\circ\text{C} - (-37^\circ\text{C})] = 138W$$

$$\dot{Q}_{Wand\ 2} = (5,3m \cdot 4m) \cdot 0,12 \frac{W}{m^2K} \cdot [(-37^\circ\text{C}) - (-37^\circ\text{C})] = 0W$$

$$\dot{Q}_{Wand\ 3} = (3,98m \cdot 4m) \cdot 0,12 \frac{W}{m^2K} \cdot [0^\circ\text{C} - (-37^\circ\text{C})] = 71W$$

$$\dot{Q}_{Wand\ 4} = (5,3m \cdot 4m) \cdot 0,12 \frac{W}{m^2K} \cdot [35^\circ\text{C} - (-37^\circ\text{C})] = 183W$$

$$\dot{Q}_{Decke} = (5,3m \cdot 3,98m) \cdot 0,12 \frac{W}{m^2K} \cdot [35^\circ\text{C} - (-37^\circ\text{C})] = 182W$$

$$\dot{Q}_{Boden} = (5,3m \cdot 3,98m) \cdot 0,2692 \frac{W}{m^2K} \cdot [15^\circ\text{C} - (-37^\circ\text{C})] = 295W$$

### 3.1.2 Luftwechselrate nach Bäckström

$$n = \frac{70}{\sqrt{V_R}} \text{ in } \left[ \frac{1}{d} \right] \quad (3.2)$$

$$V_R = L \cdot B \cdot H = 5,3m \cdot 3,98m \cdot 4m = 84,38m^2 \quad (3.3)$$

$$n = \frac{70}{\sqrt{84,38m^2}} = 7,62 \frac{1}{d}$$

### 3.1.3 Kältebedarf durch Luftwechsel

Basierend auf dem Luftwechsel nach Bäckström wird die Wärmemenge berechnet, die benötigt wird, um die eingedrungene Luft abzukühlen. Dabei wird die Berechnung mit der Dichte der Luft im Schockfrostraum und mit der Enthalpiedifferenz der Luft zwischen Schockfrostraum und Vorraum durchgeführt.

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot \Delta h \quad (3.4)$$

$$\dot{Q}_L = \frac{V_R \cdot n \cdot \rho_{L,i} \cdot \Delta h}{86400 \frac{s}{d}} = \frac{84,38m^2 \cdot 7,62 \frac{1}{d} \cdot 1,4944 \frac{kg}{m^3} \cdot 44490 \frac{J}{kg}}{86400 \frac{s}{d}} = 495W \quad (3.5)$$

### 3.1.4 Kältebedarf durch geöffnete Türen (erweiterte Formel von Tamm)

Die Temperaturdifferenz von 37K ergibt sich durch eine Innentemperatur von -37°C und einer Temperatur auf der anderen Seite der Tür von 0°C im Vorraum. Die Türöffnungszeit von 5 Minuten pro Tag wurde nach einer Begehung des Produktionsbetriebes geschätzt. Die Fleischspieße befinden sich auf Hordenwagen. Der Warenumsatz geschieht einmal am Tag, ansonsten bleibt die Tür geschlossen. Deswegen wird eine kürzere Öffnungszeit als in [6] angesetzt. Die Dichten und Enthalpien der Luft wurden mit -37°C und 90% r.F. innen bzw. 0°C und 80% r.F. außen bestimmt. Der Einfluss eines Türluftschleiers beträgt 1, da kein Türluftschleier verbaut wird. Nach Tamm wird der Kältebedarf durch geöffnete Türen wie folgt berechnet:

$$\dot{Q}_{Tür} = [8 + (0,067 \cdot \Delta t_{Tür})] \cdot \tau_{Tür} \cdot \rho_{L,i} \cdot B_{Tür} \cdot H_{Tür} \cdot \sqrt{H_{Tür} \cdot \left(1 - \frac{\rho_{L,a}}{\rho_{L,i}}\right) \cdot (h_{L,a} - h_{L,i}) \cdot \eta_{LS}} \quad (3.6)$$

Werte & Beschreibungen für (3.6):

$\Delta t_{Tür}$	Temperaturdifferenz innen / außen	37K
$\tau_{Tür}$	Türöffnungszeit	$5 \frac{min}{d} = 0,2083 \frac{min}{h}$
$\rho_{L,i}$	Dichte der Luft im Kühlraum	$1,4944 \frac{kg}{m^3}$
$\rho_{L,a}$	Dichte der Luft außerhalb des Kühlraums	$1,2897 \frac{kg}{m^3}$
$B_{Tür}$	Breite der Tür	1,8m
$H_{Tür}$	Höhe der Tür	2,5m
$h_{L,i}$	Enthalpie der Luft innerhalb des Kühlraums	$236,44 \frac{kJ}{kg}$
$h_{L,a}$	Enthalpie der Luft außerhalb des Kühlraums	$280,94 \frac{kJ}{kg}$
$\eta_{LS}$	Einfluss eines Türluftschleiers	1,0

$$\dot{Q}_{Tür} = [8 + (0,067 \cdot 37K)] \cdot 0,2083 \frac{min}{h} \cdot 1,4944 \frac{kg}{m^3} \cdot 1,8m \cdot 2,5m \cdot \sqrt{2,5m \cdot \left(1 - \frac{1,2897 \frac{kg}{m^3}}{1,4944 \frac{kg}{m^3}}\right) \cdot \left(280,94 \frac{kJ}{kg} - 236,44 \frac{kJ}{kg}\right) \cdot 1}$$

$$\dot{Q}_{Tür} = 382W$$

## 3.2 Innere Lasten

### 3.2.1 Unabhängig von der Kühlaufgabe

#### 3.2.1.1 Beleuchtungswärme

Wird vernachlässigt, da die Zeit für den Warenumschatlag mit 5 Minuten am Tag gering ist. Außerhalb dieser Zeit ist das Licht ausgeschaltet.

#### 3.2.1.2 Personenwärme

Wird vernachlässigt, da die Zeit für den Warenumschatlag mit 5 Minuten am Tag gering ist. Außerhalb dieser Zeit befinden sich keine Personen in den Räumen.

#### 3.2.1.3 Wärmestrom durch Gabelstapler Befahrung

Entfällt

#### 3.2.1.4 Wärmestrom durch Arbeitsmaschinen

Entfällt

### 3.2.2 Bedingt durch die Kühlaufgabe

#### 3.2.2.1 Kühlgutwärmestrom

Der abzuführende Wärmestrom des Kühlgutes setzt sich aus der Abkühlung auf den Gefrierpunkt, des Gefrierens und der Abkühlung auf die gewünschte Endtemperatur zusammen. Die Anfangstemperatur der Spieße liegt bei +7°C. Der Gefrierpunkt des Fleisches ist laut [30] bei -2,5°C. Die mittlere Endtemperatur beträgt -27,5°C. Sie ist der Mittelwert der Endtemperatur im Kern und der Temperatur in der äußersten Schicht, welche annähernd der Lufttemperatur entspricht.

$$t_{F,m} = \frac{t_{F,K} + t_L}{2} = \frac{-18^\circ\text{C} + (-37^\circ\text{C})}{2} = -27,5^\circ\text{C} \quad (3.7)$$

Die Spieße werden aus Kalb- oder Hähnchenfleisch hergestellt. Da Hähnchenfleisch eine leicht höhere Wärmebelastung für den Kühlraum darstellt, wird der ungünstigste Fall angenommen und die gesamte Umschlagsmenge als Hähnchenfleisch berechnet. Die Stoffwerte entsprechen den für Hähnchenfleisch aus [30]. Die Marinade für das Fleisch wird aufgrund des geringen Anteils an der Gesamtmasse vernachlässigt. In der Gesamtmasse ist die Masse der Marinade bereits enthalten. Sie hätte lediglich durch abweichende Stoffwerte zum Fleisch einen Einfluss auf die Kühllast.

$$\dot{Q}_F = \frac{\dot{m}}{86400 \frac{\text{s}}{\text{d}}} \cdot (c_{p,vor} \cdot \Delta t_{vor} + \Delta h_s + c_{p,nach} \cdot \Delta t_{nach}) \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_F = \frac{5000 \frac{\text{kg}}{\text{d}}}{86400 \frac{\text{s}}{\text{d}}} \cdot \left( 3,57 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 9,5\text{K} + 248 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} + 1,76 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot 25\text{K} \right) \cdot 1000$$

$$\dot{Q}_A = 18861\text{W}$$

### 3.2.2.2 Atmungswärmestrom

Entfällt, weil kein Obst oder Gemüse gelagert wird.

## 3.3 Gesamtwärmestrom

Der Gesamtwärmestrom setzt sich aus den Transmissionswärmeströmen der Wände, des Bodens und der Decke, sowie den Wärmeströmen durch Luftwechsel, Beleuchtung, Personen und Kühlgut zusammen.

$$\dot{Q}_{ges} = \dot{Q}_{Wand\ 1} + \dot{Q}_{Wand\ 2} + \dot{Q}_{Wand\ 3} + \dot{Q}_{Wand\ 4} + \dot{Q}_{Boden} + \dot{Q}_{Decke} + \dot{Q}_L + \dot{Q}_B + \dot{Q}_P + \dot{Q}_F \quad (3.9)$$

$$\dot{Q}_{ges} = 138 + 0 + 71 + 183 + 295 + 182 + 495 + 0 + 0 + 18861 = 20607\text{W}$$

## 3.4 Vorläufige Kälteleistung

Kälteanlagen werden in der Regel nicht für einen ganztägigen Betrieb ausgelegt. Dadurch werden die Abtauzeiten und ein Sicherheitspuffer berücksichtigt. Gängige Auslegungszeiten sind 16 Stunden für Normkühlräume und 18 Stunden für Tiefkühlräume. Die Schockfrosträume in dieser Arbeit werden zu den Tiefkühlräumen gezählt und demnach mit einer Laufzeit von 18 Stunden pro Tag ausgelegt [7].

$$\dot{Q}_{0,vorläufig} = \frac{\dot{Q}_{ges} \cdot 24h}{\tau_{Anlage}} = \frac{20607W \cdot 24 \frac{h}{d}}{18 \frac{h}{d}} = 27476W \quad (3.10)$$

Nach Beaufschlagung von angenommenen Wärmeströmen für die Ventilatoren und die Abtauheizung (20%) wurde ein Verdampfer ausgewählt. Mit den Daten des Verdampfers können die Wärmeströme für die Ventilatoren und die Abtauheizung exakt berechnet werden und zur vorläufigen Kälteleistung addiert werden.

### 3.5 Motorwärmestrom der Ventilatoren

Der gesamte Verdampfer befindet sich im Schockfrostraum. Demnach wird auch die Abwärme der Ventilatoren an den Raum abgegeben und muss als Kühllast berücksichtigt werden [6]. Die Ventilatoren des ausgewählten Verdampfers von Güntner [22] haben jeweils eine Leistung von 2000 Watt (Anhang C). Insgesamt sind 4 Lüfter verbaut.

$$\dot{Q}_V = \frac{i \cdot P_{V,i} \cdot \tau_V}{\tau_{Anlage}} = \frac{4 \cdot 2000W \cdot 18 \frac{h}{d}}{18 \frac{h}{d}} = 8000W \quad (3.11)$$

### 3.6 Wärmestrom der Abtauheizungen

Die Abtauheizungen bestehen aus elektrischen Heizungen für Block, Wanne und Ventilatoren des Verdampfers. Nach Breidert [7] wurde eine Abtauzeit von zwei Mal 60 Minuten pro Tag für Tiefkühlräume berücksichtigt.

$$\dot{Q}_{Abtau} = \frac{P \cdot \tau_{Abtau}}{\tau_{Anlage}} = \frac{(15 \cdot 1800W + 3 \cdot 1500W + 4 \cdot 400W) \cdot 2 \cdot \frac{60min}{60min} \frac{h}{d}}{18 \frac{h}{d}} \quad (3.12)$$

$$\dot{Q}_{Abtau} = 3678W$$

### 3.7 Effektive Verdampferleistung

Um die endgültige Verdampferleistung zu berechnen, werden zur vorläufigen Kälteleistung die Wärmeströme der Ventilatoren und Abtauheizungen addiert.

$$\dot{Q}_0 = \dot{Q}_{0,vorläufig} + \dot{Q}_V + \dot{Q}_{Abtau} = 27476W + 8000W + 3678W \quad (3.13)$$

$$\dot{Q}_0 = 39154W = 39,15kW$$

## 4 Berechnung der Gefrierzeit

Ziel dieses Kapitels ist es die Gefrierzeit der vorgegebenen Fleischspieße zu berechnen. Dabei handelt es sich um einen instationären Vorgang mit nicht homogenen Körpern. Das macht eine exakte Berechnung sehr aufwendig. Deswegen werden viele Vereinfachungen gemacht. Vereinzelt Messungen in der bestehenden Produktion sollen die Ergebnisse bestätigen. So soll sichergestellt werden, dass die berechneten Ergebnisse durch die Vereinfachungen nicht zu stark von der Realität abweichen.

Die Form der Spieße wurde auf einen Zylinder vereinfacht. Klassische Spieße haben unten einen kleineren Durchmesser (Abbildung 19, rechts [27]). Die Schicht, die als letztes gefriert, befindet sich aber in der Nähe des größten Durchmessers. Zudem werden auch Spieße mit gleichem Durchmesser über der Höhe produziert (Abbildung 19, links [27]). Diese werden später in einer automatischen Schneidemaschine verwendet.

Die Berechnung der Gefrierzeit wurde nach den Arbeiten von Rudolf Plank [12, 31, 32] durchgeführt. Wie auch bei der Kühllast wurde die Gefrierzeit mit den Stoffwerten für Hähnchenfleisch berechnet und die Marinade vernachlässigt. Die Spieße sind in dünner Folie verpackt. Die Folie dient zum einfachen Transport und Schutz vor äußeren Einflüssen und wurde bei der Berechnung nicht berücksichtigt, da sie sehr dünn ist und so die Wärmeleitung kaum beeinflusst.



Abbildung 19, Fleischspieße mit unterschiedlichen Durchmessern [27]

Eine Nebenrechnung mit einer Foliendicke von  $20\mu\text{m}$  (doppelt so dick wie Frischhaltefolie), fünf Schichten, einer Wärmeleitung der

Folie von  $0,32 \frac{W}{mK}$  für Polyethylen [34] und Luft zwischen den Schichten mit der gleichen Dicke wie der Folie ergab eine Verringerung des Wärmedurchgangskoeffizienten von  $0,06 \frac{W}{m^2K}$  bzw. 0,4%. Demnach hat die Vernachlässigung der Folie keinen großen Einfluss auf das Ergebnis der Gefrierzeit. Der Temperaturverlauf (Abbildung 20 [12]) für das Abkühlen unter den Gefrierpunkt lässt sich in drei Abschnitte unterteilen:

1. Das Abkühlen auf den Gefrierpunkt (a bis b)
2. Das Gefrieren (b bis f)
3. Das Abkühlen auf die gewünschte Endtemperatur (f bis e).

Dieser Verlauf ist stark vereinfacht und der genaue Verlauf hängt von der Kühlaufgabe ab.

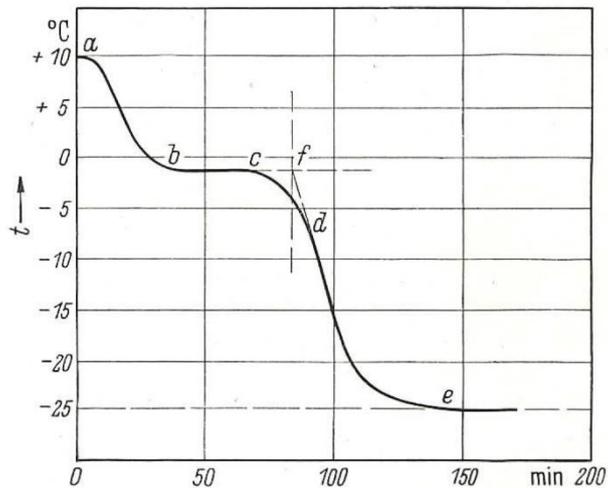


Abbildung 20, Vereinfachter Temperaturverlauf beim Gefrieren [12]

#### 4.1 Herleitung der Gefrierzeit über Differenzialgleichungen

Für die Herleitung der Gefrierzeit werden die Differenzialgleichungen für die Wärmekapazität (4.1) und die Wärmeleitung (4.2) verwendet.

$$dQ = q_{vol} 2 \pi r L dr \quad (4.1)$$

$$dQ = \frac{1}{\frac{1}{\alpha r_a} + \frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{r_a}{r}\right)} 2 \pi L \Delta t d\tau \quad (4.2)$$

$$d\tau = -\frac{q_{vol}}{\Delta t} \left( \frac{1}{\alpha r_a} + \frac{1}{\lambda} \ln\left(\frac{r_0}{r}\right) \right) r dr \quad (4.3)$$

Die Koordinaten für die Differenzialgleichungen sind in Abbildung 21 zu erkennen. Integrationen von 0 bis  $\tau_0$  und  $r_a$  bis 0 ergeben die Gefrierzeit für einen Zylinder, der über die Mantelfläche gekühlt wird [31, 32].

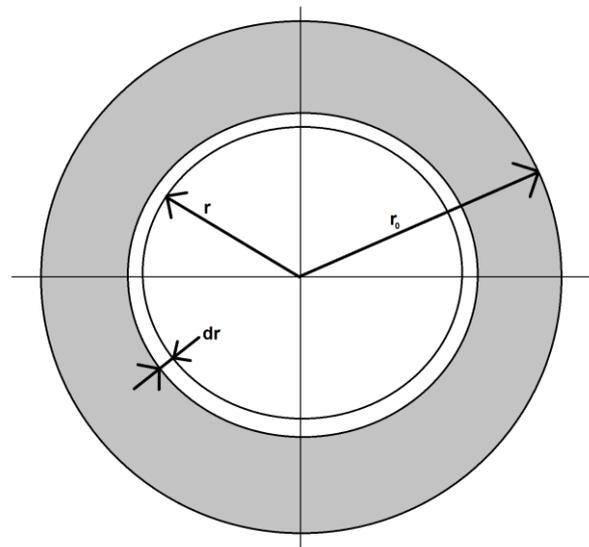


Abbildung 21, Querschnitt eines Zylinders mit Koordinaten

$$\tau_{gef} = \frac{q_{vol}}{\Delta t_{L,gef}} \left( \frac{d_F}{4 \alpha a} + \frac{d_F^2}{16 \lambda_{gef}} \right) \quad (4.4)$$

## 4.2 Gegebene Werte

Es wird beispielhaft die Gefrierzeit für den größten Durchmesser berechnet. Der Wärmeübergang außen wurde nach Gnielinski [19] mit einer Luftgeschwindigkeit von 2m/s berechnet. Die Stoffdaten für das Hähnchenfleisch stammen aus [30]. Die Temperaturleitfähigkeit wurde aus der Wärmeleitfähigkeit, der Dichte und der spezifischen Wärmekapazität berechnet. Die Anfangstemperatur wurde bei einer Besichtigung der bestehenden Produktion gemessen. Als Durchmesser wurde der maximale Wert verwendet.

Wärmeübergangskoeffizient außen	$\alpha_a = 14,45 \frac{W}{m^2K}$
Wärmeleitfähigkeit der gefrorenen Schicht [30]	$\lambda_{gef} = 1,05 \frac{W}{mK}$
Wärmekapazität der gefrorenen Schicht [30]	$c_{gef} = 1,76 \frac{kJ}{kgK}$
Temperaturleitfähigkeit der gefrorenen Schicht	$a_{gef} = 0,002237 \frac{m^2}{h}$
Temperatur der Luft	$t_L = -37^\circ C$
Temperatur des Gefrierbeginns [30]	$t_{gef} = -2,5^\circ C$
Temperatur zu Beginn	$t_A = +7^\circ C$
Durchmesser des Zylinders	$d_F = 0,5m$
Erstarrungsenthalpie [30]	$q_{Masse} = 248 \frac{kJ}{kg}$
Dichte des Fleisches [30]	$\rho_F = 960 \frac{kg}{m^3}$

Tabelle 2, Gegebene Werte für die Berechnung der Gefrierzeit

## 4.3 Temperaturdifferenz zwischen Luft und Gefrierpunkt

$$\Delta t_{L,gef} = t_{gef} - t_L = -2,5^\circ C - (-37^\circ C) = 34,5K \quad (4.5)$$

## 4.4 Reine Gefrierzeit

Die Gefrierzeit ist definiert als der Zeitraum, in dem das bereits auf Gefriertemperatur abgekühlte Kühlgut komplett gefriert und nicht weiter abgekühlt wird.

$$\tau_{gef} = \frac{q_{Masse} \rho_F}{\Delta t_{L,gef}} \left( \frac{d_F}{4 \alpha_a} + \frac{d_F^2}{16 \lambda_{gef}} \right) \quad (4.6)$$

$$\tau_{gef} = \frac{248 \frac{kJ}{kg} \cdot 1000 \cdot 960 \frac{kg}{m^3}}{34,5K} \left( \frac{0,5m}{4 \cdot 14,45 \frac{W}{m^2K}} + \frac{(0,5m)^2}{16 \cdot 1,05 \frac{W}{mK}} \right)$$

$$\tau_{gef} = 162406s = 45,11h = 1,88d$$

#### 4.5 Gefrierzeit mit Abkühlung bis zum Gefrierpunkt

Selten befindet sich das Kühlgut bereits auf Gefriertemperatur. Dies ist auch bei den Vorgaben für diese Arbeit der Fall. Die Zeit  $|\tau_0|_{t_A}$  berücksichtigt die Abkühlung auf die Gefriertemperatur und das anschließende Gefrieren [12].

$$|\tau_{gef}|_{t_A} = |\tau_{gef}|_{t_{gef}} [1 + 0,0053 (t_A - t_g)] \quad (4.7)$$

$$|\tau_{gef}|_{t_A} = |162406s| \cdot [1 + 0,0053 \cdot (7^\circ C - (-2,5^\circ C))]$$

$$|\tau_{gef}|_{t_A} = 170583s = 47,38h = 1,97d$$

#### 4.6 Gefrierzeit mit Abkühlung und Unterkühlung

Ziel ist es eine Kerntemperatur von  $-18^\circ C$  zu erreichen. Diese Temperatur wird in der „Verordnung über tiefgefrorene Lebensmittel (TLMV)“ vorgegeben [8]. Die zusätzliche Zeit für das Abkühlen unterhalb des Gefrierpunktes wird mit  $\tau_{gef}'$  berücksichtigt. Sie wird zu der Zeit für das Abkühlen auf den Gefrierpunkt und das Gefrieren  $|\tau_{gef}|_{t_A}$  addiert. Die Beziehung für  $\tau_{gef}'$  wurde mit Hilfe Fourierscher Reihen für eine zweiseitig gekühlte Platte aufgestellt. Die Beziehung für einen am Mantelumfang gekühlten Zylinder wird in den Arbeiten von Plank [12, 31, 32] nicht genannt. Aufgrund der Ähnlichkeit der Beziehungen einer Platte und eines Zylinders für die Gefrierzeit, wurde der letzte Term in der Berechnung für  $\tau_{gef}'$  auf einen Zylinder angepasst.

$$\tau_{ges} = |\tau_{gef}|_{t_a} + \tau_{gef}' \quad (4.8)$$

$$\tau_{gef}' = \frac{1,866 \lambda_{gef} n}{a_{gef}} \left( \lg \left( \frac{\Delta t_{L,gef}}{\Delta t_{L,K}} \right) - 0,0913 \right) \left( \frac{d_F}{4 \alpha_a} + \frac{d_F^2}{16 \lambda_{gef}} \right) \quad (4.9)$$

$$\Delta t_{L,K} = t_K - t_L = -18^\circ\text{C} - (-37^\circ\text{C}) = 19\text{K} \quad (4.10)$$

$$n = f\left(\frac{a_F h}{\lambda_F}\right) \quad (4.11)$$

Diese Formel für den Korrekturfaktor  $n$  gilt für eine Platte. Vereinfacht wird, anstatt der Höhe einer Platte, der Durchmesser des Zylinders verwendet.

$$\frac{a_{gef} d}{\lambda_{gef}} = \frac{14,45 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 0,5\text{m}}{1,05 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} = 6,88 \rightarrow n = 1,04 \quad (4.12)$$

$$\tau_{gef}' = \frac{1,866 \cdot 1,05 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot 1,04}{0,002237 \frac{\text{m}^2}{\text{h}} \cdot 3600} \left( \lg\left(\frac{34,5\text{K}}{19\text{K}}\right) - 0,0913 \right) \left( \frac{0,5\text{m}}{4 \cdot 14,45 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}} + \frac{(0,5\text{m})^2}{16 \cdot 1,05 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} \right)$$

$$\tau_{gef}' = 12988\text{s} = 3,61\text{h}$$

$$\tau_{ges} = 170583\text{s} + 12988\text{s} = 183571\text{s} = 50,99\text{h} = 2,12\text{d}$$

Neben Spießen mit 0,5m Durchmesser werden auch kleinere Spieße produziert. Die Gefrierzeiten bei unterschiedlichen Durchmessern sind in Tabelle 3 und Abbildung 22 (blaue Kurve) dargestellt. Es zeigt sich ein parabelförmiger Verlauf, wie er nach Gleichung (4.4) zu erwarten ist.

$$\tau_{gef} = \frac{q_{vol}}{\Delta t_{L,gef}} \left( \frac{d_F}{4 \alpha_a} + \frac{d_F^2}{16 \lambda_{gef}} \right) \quad (4.4)$$

Durch die Abhängigkeit des äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$  von dem Durchmesser  $d_F$  ergibt sich eine leichte Abweichung von einer Parabel. Auch die gesamte Abkühlzeit auf eine Kerntemperatur von  $-18^\circ\text{C}$  verläuft parabelförmig (Abbildung 22, orangene Kurve) (Tabelle 3).

$d_F [m]$	$\alpha_a \left[ \frac{W}{m^2 K} \right]$	$\tau_0 [h]$	$\tau_{ges} [h]$
0,1	23,66	3,17	3,59
0,2	18,91	9,63	10,91
0,3	16,73	18,86	21,34
0,4	15,39	30,71	34,74
0,5	14,45	45,11	50,99

Tabelle 3, Äußerer Wärmeübergangskoeffizient und Gefrierzeit in Abhängigkeit des Durchmessers

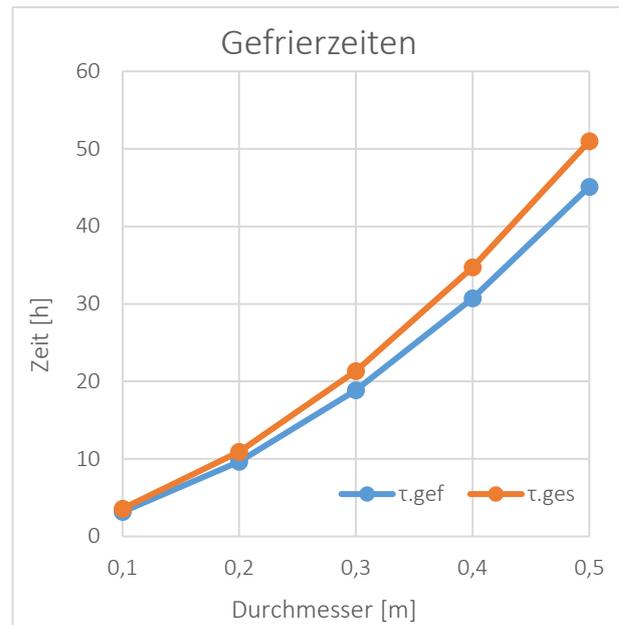


Abbildung 22, Gefrierzeit in Abhängigkeit des Durchmessers

Die vorgenommenen Vereinfachungen und Anpassungen ergeben plausible Werte. Stichprobenartige Messungen an Spießen in der aktuellen Produktionsstätte bestätigen, nach Korrektur der abweichenden Parameter, die Berechnungen weitgehend. Ein Spieß mit ca. 0,35m Außendurchmesser erreicht im bestehenden Schockfrostraum in 41 Stunden  $-18^{\circ}\text{C}$  im Kern. Laut Berechnung wären es 43 Stunden. Das ist eine Abweichung von knapp 5%. Die Raumtemperatur lag bei  $-28^{\circ}\text{C}$ . Demnach ist für Spieße mit 0,5m Durchmesser eine Verweildauer von mindestens 2 Tagen in den neuen Schockfrosträumen zu empfehlen, um eine Kerntemperatur von  $-18^{\circ}\text{C}$  zu erreichen. Durch den täglichen Warenumschlag und zwei identischen Schockfrosträumen erscheint eine tägliche abwechselnde Nutzung sinnvoll.

Eine Gefrierzeit von einem Tag scheint nur bei kleineren Spießen möglich zu sein. Selbst eine Verdopplung der Luftgeschwindigkeit von 2m/s auf 4m/s und eine Absenkung der Lufttemperatur von  $-37^{\circ}\text{C}$  auf  $-45^{\circ}\text{C}$  ergibt bei 0,5m Durchmesser eine Gefrierzeit von 35 Stunden anstatt 51 Stunden. Mit den geplanten Parametern aus der Berechnung kann ein Spieß mit 0,32m Durchmesser innerhalb eines Tages durchgefroren werden. Nach Beobachtungen aus der Produktion entspricht diese Größe in etwa dem Durchschnitt. Somit könnte auch einer der Schockfrosträume für Spieße bis einschließlich 0,32m Durchmesser mit täglichem Warenumschlag verwendet werden. Der zweite Schockfrostraum könnte je nach Bedarf wie der erste betrieben werden oder es könnte für Spieße ab 0,32m die Verweildauer auf zwei Tagen erhöht werden.

## 5 Auslegung der wesentlichen Komponenten

Für die Kühlung der Schockfrosträume soll eine Kälteverbundanlage eingesetzt werden (ähnlich wie in Abbildung 23 [9]). Die Vorteile einer Verbundanlage sind aufeinander abgestimmte Komponenten, eine vorgefertigte Montage und geringer Platzbedarf. Die Verbundanlage umfasst die Verdichter, den wassergekühlten Verflüssiger, den Enthitzer, den Sammler, den inneren Wärmetauscher und die Regelungseinheit. Die Verdichter werden in diesem Kapitel mit einem Herstellerprogramm ausgelegt. Für die anderen Teile der Verbundanlage werden die wichtigsten Daten für eine Auslegung angegeben. Eine Auslegung dieser Teile erfolgt jedoch nicht. Diese Arbeit hat andere Schwerpunkte.

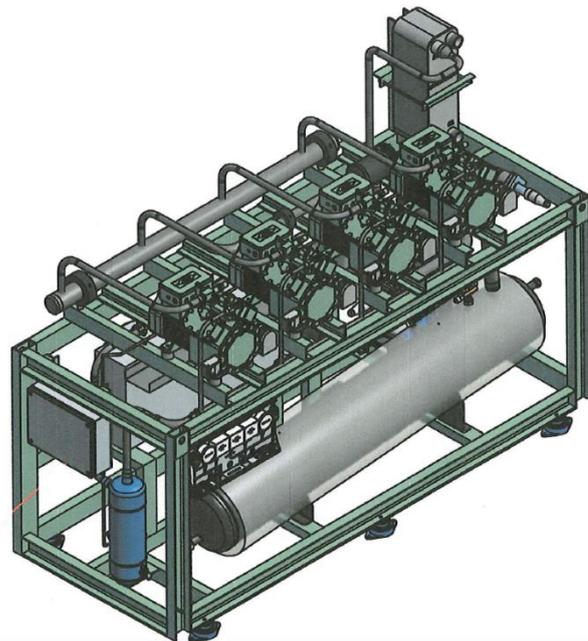


Abbildung 23, TK-Verbundanlage mit 4 CO<sub>2</sub>-Verdichtern [9]

### 5.1 Verdampfer

Wie in Kapitel 2.2 beschrieben, wird für die Anlage ein Wärmeübertrager mit Lamellenrohrbündel verwendet. Daraus ergeben sich geometrische Parameter für den Aufbau, die in der Regel für den gesamten Kühler einheitlich sind. Zunächst soll eine analytische Berechnung nach Plank [36] durchgeführt werden. Dabei wird die Geometrie vorgegeben und anschließend iterativ die Kühlleistung ermittelt. Die Vorgaben für die Geometrie basieren auf Angaben aus Literatur [5, 29, 33, 36, 37], Produktbeispielen aus der Praxis [22] und Erfahrungswerten. Anschließend soll ein Verdampfer von der Firma Güntner über das Auslegungsprogramm des Herstellers mit den Anlagendaten ausgelegt und bewertet werden.

#### 5.1.1 Berechnung nach Plank

In [36] sind Schemata für die Berechnung von Luftkühlern zu finden. Der geplante Wärmeübertrager mit Lamellenrohrbündel entspricht weitgehend den Luftkühlern aus [36]. Die Berechnung nach dem passenden Schema kann in Anhang B nachgelesen werden. In den Berechnungen werden keine gewellten Lamellen oder innenberippte Rohre berücksichtigt, welche heutzutage in Kühlern zum Einsatz kommen. Beide konstruktiven Maßnahmen sorgen für einen leicht höheren Wärmeübergang. Im Folgenden wird die Berechnung nach [36] kurz beschrieben.

### 5.1.1.1 Geometrie

Die Geometrie des Wärmetauschers ergibt sich für die Rohre aus den Durchmessern  $d_i$  und  $d_a$ , der Anzahl der Reihen  $i_q$  und  $i_l$ , der Anordnung (versetzt/fluchtend), der Abstände  $s_q$  und  $s_l$  (Abbildung 24) und der Länge  $l$ . Für die Lamellen genügt es den Abstand  $t_R$  und die Dicke  $\delta_R$  anzugeben. Eine Übersicht der geometrischen Daten ist in Tabelle 4 zu sehen.

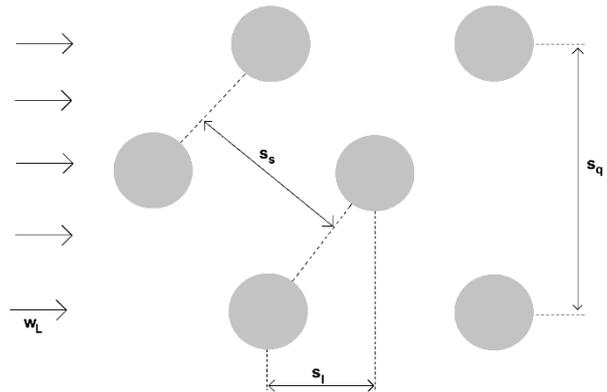


Abbildung 24, Rohrabstände

Beschreibung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Innendurchmesser	$d_i$	15	mm
Außendurchmesser	$d_a$	17	mm
Rohrabstand quer	$s_q$	50	mm
Rohrabstand längs	$s_l$	50	mm
Rohrabstand schräg	$s_s$	55,9	mm
Länge der Rohre	$L$	2	m
Anzahl der Rohrreihen	$i_l$	6	-
Anzahl der Rohre pro Reihe	$i_q$	32	-
Lamellenteilung	$t_R$	7	mm
Lamellendicke	$\delta_R$	0,3	mm

Tabelle 4, Geometrische Daten für die analytische Berechnung des Verdampfers

### 5.1.1.2 Wärmeübergang

Die Berechnung des Wärmeübergangs wird in mehrere Abschnitte unterteilt. Wie aus der Lehre der Wärmeübertragung bekannt, gibt es einen inneren und einen äußeren Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$ . Da sich der innere Wärmeübergang der Verdampfungszone und der Überhitzungszone stark unterscheiden, werden auch diese beiden Zonen getrennt behandelt. Daraus ergibt sich jeweils ein Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  für die Verdampfungs- und die Überhitzungszone, welcher sich aus den jeweiligen inneren und äußeren Wärmeübergangskoeffizienten zusammensetzt.

$$k = \frac{1}{\frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (5.1)$$

Der Wärmeleitungswiderstand des Rohres wird vernachlässigt, da die Rohre dünn sind und eine gute Wärmeleitfähigkeit besitzen [36].

Die Berechnung des Wärmeübergangs auf der Außenseite basiert auf der Vorstellung von durchströmten Kanälen. Diese Kanäle werden durch die parallel angeordneten Lamellen begrenzt. Die Wärmeleitung der Lamellen wird durch den Rippenwirkungsgrad  $\eta_R$  berücksichtigt. Der äußere Wärmeübergang wurde nach empirischen Untersuchungen in Beziehungen für die Nusselt-Zahl festgehalten. Als charakteristische Größe dient ein äquivalenter Durchmesser:

$$d_{ae} = \frac{4V\psi}{A_a}. \quad (5.2)$$

Er berechnet sich mit dem Volumen  $V$ , dem Hohlraumanteil  $\psi$  und der äußeren Oberfläche  $A_a$ .

In der Überhitzungszone findet in der Regel keine Entfeuchtung statt, da die Luft während des Eintritts in den Kühler nicht gesättigt ist und die Überhitzungszone kurz ist. Deswegen wird der äußere Wärmeübergang dort ohne Entfeuchtung berechnet.

$$\alpha_a = \frac{Nu_{d,ae} \cdot \lambda_L}{d_{ae}} \quad (5.3)$$

$$\alpha_{as,h} = \alpha_a \left( \frac{A_G}{A_a} + \eta_R \frac{A_R}{A_a} \right) \quad (5.4)$$

Die Entfeuchtung in der Verdampfungszone hängt unter anderem von den Temperaturen der Rohre und Rippen ab. Diese haben unterschiedliche Temperaturen aufgrund der Wärmeleitung bzw. dem Rippenwirkungsgrad der Rippen. Der äußere Wärmeübergangskoeffizient in der Verdampfungszone wird deshalb für die Rohre ( $\alpha_{G,g,s}$ ) und die Rippen ( $\alpha_{R,g,s}$ ) getrennt berechnet und danach über das Verhältnis der jeweiligen Oberflächen zueinander zu einem gemeinsamen Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_{as,s}$  zusammengefasst. Der Einfluss der feuchten Oberfläche durch die Kondensation des Wasserdampfes aus der feuchten Luft auf die übertragene Wärmemenge wird über einen Exponenten von  $r = 0,81$  berücksichtigt.

$$\left( \frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}} \right)_{G,s} = 1 + \frac{\Delta h_d + \Delta h_{kris} x_{L,1} - x_{G,m,s}}{c_{p,L} t'_L - t_{G,m,s}} \quad (5.5)$$

$$\alpha_{G,g,s} = \alpha_a \left( \frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}} \right)_{G,s}^r \quad (5.6)$$

$$\alpha_{as,s} = \alpha_{G,g,s} \frac{A_G}{A_a} + \alpha_{R,g,s} \eta_{R,s} \frac{A_R}{A_a} \quad (5.7)$$

Der innere Wärmeübergang wird, wie anfangs erwähnt, ebenfalls für die Überhitzungs- und Verdampfungszone getrennt berechnet. In der Überhitzungszone findet keine Phasenänderung statt, wenn man vereinzelt Flüssigkeitströpfchen vernachlässigt. Es handelt sich dann um eine erzwungene turbulente Rohrströmung eines Gases. In [36] wird folgende Formel für

den inneren Wärmeübergangskoeffizienten in der Überhitzungszone angegeben, welche aus dem VDI Wärmeatlas [19] stammt:

$$\alpha_{i,h} = 0,0214 \frac{\lambda_{CO_2,Gas}}{d_i} (Re_{CO_2,Gas}^{0,8} - 100) Pr_{CO_2,Gas}^{0,4} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{l} \right)^{2/3} \right]. \quad (5.8)$$

Der innere Wärmeübergangskoeffizient in der Verdampfungszone ergibt sich aus Konvektions- oder Blasensieden. In Abbildung 25 [36] ist der Zusammenhang von Wärmestromdichte und Wärmeübergangskoeffizient in verschiedenen Betriebspunkten mit den Kältemitteln R12 und R11 dargestellt. Ist die Wärmestromdichte  $\dot{q}_{i,s}$  niedrig, tritt Konvektionssieden auf. Eine Änderung der Wärmestromdichte wirkt sich in diesem Bereich nicht auf den Wärmeübergangskoeffizienten aus. Steigt die Wärmestromdichte auf einen bestimmten Wert, der von dem Betriebspunkt und dem Kältemittel abhängt, wird auch der Wärmeübergangskoeffizient höher. Dort tritt Blasensieden auf.

Für beide Fälle werden in der Berechnung Formeln verwendet, die einen Mittelwert für die gesamte Verdampfungszone darstellen. Diese ergaben sich aus praktischen Untersuchungen. Die Beziehungen werden so verwendet, dass beide Werte berechnet werden und der höhere gültig ist.

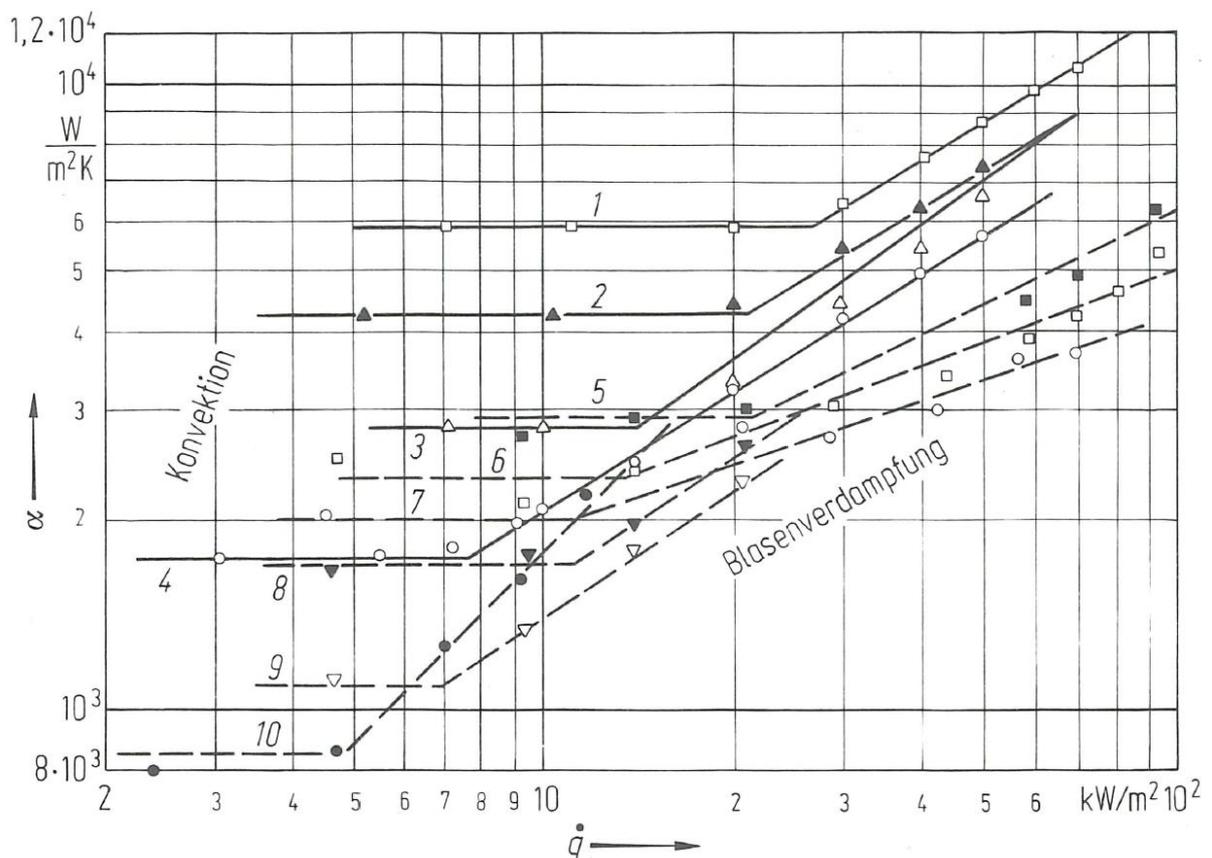


Abbildung 25, Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Wärmestromdichte [36]

### 5.1.1.3 Druckverlust

Allgemein setzt sich der Druckverlust aus Reibung und Formwiderstand zusammen. Auch in diesem Fall wird zwischen innerem und äußerem Druckabfall unterschieden. Der äußere Druckabfall (5.10) lässt sich mit empirischen Beziehungen für den Widerstandsbeiwert (5.9) berechnen, welche aus praktischen Untersuchungen stammen.

$$\zeta_m = 6 \cdot Re_{d,ae}^{\frac{1}{3}} \left( \frac{d_{ae}}{s_l} \right)^{0,6} \quad (5.9)$$

$$\Delta p_L = i_l \zeta_m \frac{s_l}{d_{ae}} \frac{\rho_L}{2} w_{L,m}^2 \quad (5.10)$$

Der innere Druckabfall ist aufgrund der Zweiphasenströmung und des veränderlichen Dampfgehaltes während der Verdampfung komplex. Laut [36] gibt es viele unterschiedliche Methoden für die Berechnung des inneren Druckabfalls. Die Rechenbeispiele in [36] und der Verdampfer in dieser Arbeit wurden nach dem Verfahren von Gronnerud berechnet. Ein Vergleich mit praktischen Untersuchungen ergibt zufriedenstellende Ergebnisse und der Rechenaufwand ist überschaubar.

Die Bezugsgröße des Verfahrens von Gronnerud ist der komplett flüssige Massenstrom. In der Berechnung wird der Reibungsbeiwert für turbulente Strömungen nach Blasius und die Froude-Zahl berücksichtigt. Über weitere Faktoren ergibt sich so der Druckabfall der Zweiphasenströmung pro Meter Verdampferrohr. Zusätzlich werden die Umlenkungen zwischen den einzelnen Rohren und der Beschleunigungsdruckabfall berechnet. Aus der Summe der Rohre, den Umlenkungen und der Beschleunigung resultiert der gesamte Druckverlust. Die Berechnung ist in Anhang B Punkt 28 zu finden.

### 5.1.2 Auslegung von Güntner

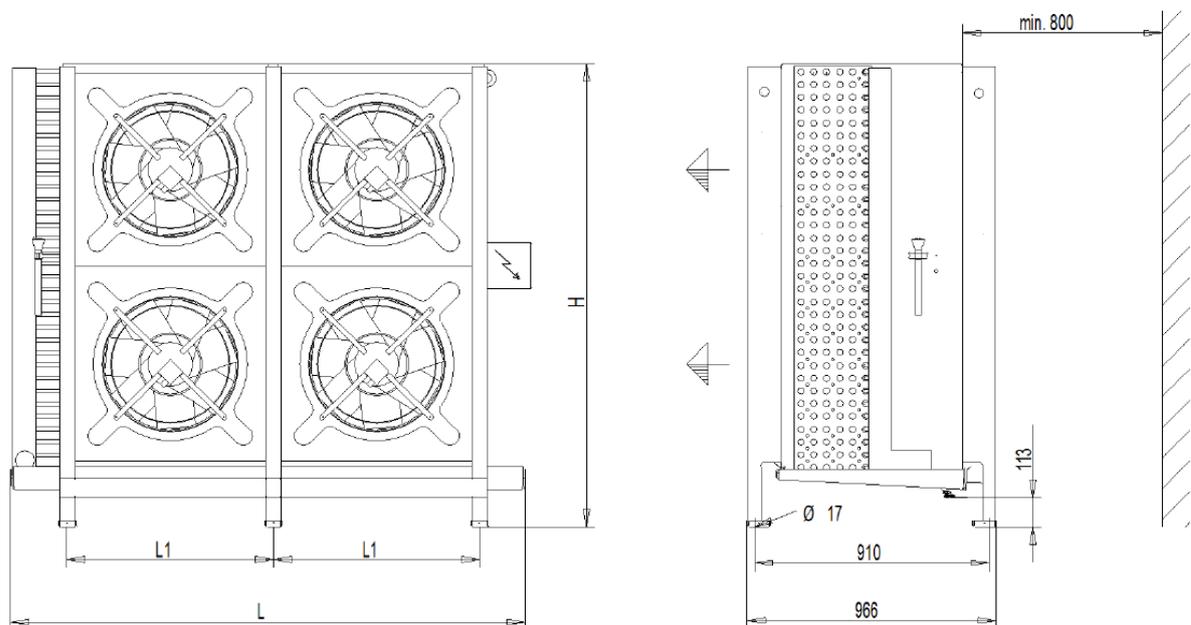
Viele Hersteller von Bauteilen für Kälteanlagen bieten heutzutage Auslegungsprogramme für ihre Produkte an. Einige lassen sich als Programm auf dem eigenen Rechner installieren, andere sind online auf einer Website abrufbar. Als Hersteller für den Verdampfer wurde Güntner GmbH & Co. KG [22] ausgewählt. Das Programm von Güntner lässt sich herunterladen, installieren und hat die Bezeichnung Günter Product Calculator (GPC). Für die Auslegung wurde die Version von 2018 verwendet. Zuerst wird ein Verdampfer für Trockenexpansion ausgewählt. Daraufhin öffnet sich ein Fenster indem die Vorgabewerte eingegeben werden können. Folgende Werte wurden vorgegeben:

- Berechnungsmodus: Leistung vorgeben
- Leistung: 39kW
- Reifdicke: 0mm
- Medium: CO<sub>2</sub> (R744)
- Verdampfungstemperatur: -45°C
- Überhitzung: 5K
- Kondensation: -2°C
- Unterkühlung: 2K
- Luft Eintrittstemperatur: -37°C
- Luftdruck: 1013mbar

Nach der Bestätigung erscheint eine Auswahltabelle mit verschiedenen Typen. Die vorgeschlagenen Typen sind nur für Wand- oder Deckenaufhängung geeignet. Geplant ist aber ein Verdampfer mit Bodenaufstellung, wodurch der Luftstrom direkt auf das Kühlgut trifft. Das ist für Schockfrosträume besonders vorteilhaft, da durch die höhere Luftgeschwindigkeit die Gefrierzeit reduziert wird. In dem Auslegungsprogramm lässt sich jedoch der Verdampfer mit Bodenaufstellung nicht mit CO<sub>2</sub> auslegen, obwohl es in den Produktinformationen aufgeführt wird. Zudem liegt die minimale Verdampfungstemperatur bei -40°C. Für CO<sub>2</sub> und eine Verdampfungstemperatur von -45°C sind Sonderausführungen nötig. Diese wurde bei Güntner angefragt. Das Datenblatt des Verdampfers befindet sich in Anhang C [22]. Eine Übersicht der technischen Daten und Skizzen des Aufbaus sind in Tabelle 5 und Abbildung 26 [22] zu sehen. Ein Foto des Verdampfers war in Kapitel 2.2 zu sehen.

Leistung	39 kW	Kältemittel	CO <sub>2</sub> (R744)
Flächenreserve	10,4 %	Verdampfungstemperatur	-45 °C
Luftvolumenstrom	65066 m <sup>3</sup> /h	Überhitzung	5 K
Luftgeschwindigkeit	4,5 m/s	Verflüssigungstemperatur	-2 °C
Lufttemperatur Eintritt	-37 °C	Unterkühlungstemperatur	-4 °C
Lufttemperatur Austritt	-38,4 °C		

Tabelle 5, Übersicht der technischen Daten des Verdampfers nach der Auslegung von Güntner [22]



L = 2476 mm                      H = 2214 mm                      L1 = 1000 mm

Abbildung 26, Aufbau des Verdampfers [22]

Die berechneten Werte nach [36] stimmen annähernd mit den Werten des Datenblatts überein.

Bezeichnung	Berechnet nach [36]	Güntner [22]
Leistung [W]	39950	39000
Luftvolumenstrom [m <sup>3</sup> /h]	65000	65066
Lufttemperatur Eintritt [°C]	-37	-37
Lufttemperatur Austritt [°C]	-38,44	-38,4
Austauschfläche [m <sup>2</sup> ]	165,5	138,4

Tabelle 6, Vergleich der Technischen Daten von Berechnung und Auslegung des Herstellers

## 5.2 Verdichter

Für die auszulegende Anlage sollen zwei halbhermetische Hubkolbenverdichter von der Firma Bitzer [4] eingesetzt werden. Es werden zwei Verdichter eingesetzt, um die Kälteleistung besser regeln zu können. Je nach Bedarf an die Kälteleistung können so einer oder beide Verdichter betreiben werden. Für eine genauere Regelung wird einer der Verdichter mit einem Frequenzumformer (FU) ausgestattet. Damit lässt sich die Drehzahl und somit die Kälteleistung des Verdichters unabhängig von der Netzfrequenz einstellen. Zudem verringert sich die Zahl der Ein- und Ausschaltungen.

Der Hersteller des Verdichters gibt eine obere und eine untere Grenze für die Frequenzen des FU vor. Diese ergeben sich aus der nötigen Ölschmierung und der Festigkeit der Komponenten. Die Auslegung der Verdichter von Bitzer erfolgt über das CO<sub>2</sub> Berechnungstool des Herstellers, welches nur auf Anfänge zu bekommen ist. Damit lassen sich direkt CO<sub>2</sub> Verbundanlagen auslegen. Im frei verfügbaren Online-Auslegungsprogramm können nur einzelne Verdichter für CO<sub>2</sub> oder Verbundanlagen mit anderen Kältemitteln ausgelegt werden. Folgende Werte wurden im CO<sub>2</sub> Berechnungstool vorgegeben:

- System: Tiefkühl-(Kaskaden)-Stufe
- Kältemittel: R744 (CO<sub>2</sub>)
- Verdampfer-Kälteleistung: 78kW
- Anzahl Verdichter: 2
- Verdampfungstemperatur: -45°C
- Verdampfer-Überhitzung: 5K
- Überhitzung Saugleitung: 1K
- IWT-Überhitzung: 10K
- Verflüssigungstemperatur: -2°C
- Verflüssiger-Unterkühlung: 1K
- Externe Unterkühlung: 0K
- Enthitzertemperatur: 35°C
- Nur gleiche Verdichtertypen auswählen
- 1. Verdichter mit FU, andere ohne FU

Als Ergebnis werden die Betriebsdaten der einzelnen Verdichter und des Verbundes angezeigt (Abbildung 27) [4]. Das komplette Datenblatt des Verbundes befindet sich in Anhang D. Die geforderte Kälteleistung von 78kW ergibt sich aus der Kühllast von 39kW für jeweils einen der beiden Schockfrosträume.

Tiefkühlung						
Verdichter	4TSL-20K	4TSL-20K				Gesamt
Motorkennung	40P (PW)	40P (PW)				
Frequenzumrichter	64 Hz	Ohne				
Verdichter-Kälteleistung	44,45 kW	34,50 kW				78,95 kW
Verdampfer-Kälteleistung	44,28 kW	34,37 kW				<b>78,65 kW</b>
Leistungsaufnahme	18,78 kW	14,54 kW				33,32 kW
Betriebsstrom (400 V)	---	24,88 A				---
Max. Betriebsstrom	40,00 A	40,00 A				80,00 A
Verflüssiger-Leistung	50,13 kW	38,91 kW				89,04 (112,27) kW
COP Verdichter	2,37	2,37				2,37
Massenstrom	623 kg/h	484 kg/h				1.107 kg/h
Druckgastemperatur	105 °C	105 °C				105 °C
Verhältnis Verdichter	56 %	44 %				100 %
Verh. zum Kältebedarf	57 %	44 %				<b>101 %</b>
VARIPACK Model (70Hz)	FHU+45					

Abbildung 27, Technische Daten des Verdichterverbundes [4]

Aufgrund der erforderlichen Kälteleistung von 2x39kW wurde zwei Mal der Verdichtertyp 4TSL-20K40P ausgewählt. Eine Nachrechnung der einzelnen Verdichter mit dem freien Online-Auslegungsprogramm des Herstellers ergibt eine minimale Kälteleistung von 27kW und eine maximale Kälteleistung von 86kW. Die Datenblätter befinden sich in Anhang E [4]. Die Werte weichen leicht voneinander ab, da in den beiden Auslegungsprogrammen nicht exakt die gleichen Vorgaben gemacht werden konnten. Beide Verdichter erhalten eine Ölsumpfbeizung. Während des Stillstands der Anlage kann sich im Verdichter Kältemittel im Öl lösen. Ist die Menge des gelösten Kältemittels groß genug, bildet sich beim Start des Verdichters Ölschaum. Der Ölschaum kann den Verdichter nicht ausreichend schmieren. Die Ölsumpfbeizung erwärmt im Stillstand das Öl im Ölsumpf des Verdichters, wodurch die Löslichkeit des Kältemittels im Öl abnimmt. Dadurch wird das Öl nicht aufgeschäumt und der Verdichter wird einwandfrei geschmiert [37].

### 5.3 Verflüssiger

Der Verflüssiger wird nicht ausführlich ausgelegt, da die Schwerpunkte der Arbeit auf anderen Themen liegen. Wie in Kapitel 2 erwähnt, wird ein Plattenwärmetauscher verwendet. Die Leistung des Verflüssigers ergibt sich aus der Summe der aufgenommenen Wärme im Verdampfer und der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters.

$$\dot{Q}_c = P_{KL,1} + P_{KL,2} + \dot{Q}_{0,1} + \dot{Q}_{0,2} = 18,8kW + 14,5kW + 44,5kW + 35,5kW \quad (5.11)$$

$$\dot{Q}_c = 112,1kW$$

Die Leistung des Verflüssigers wird voraussichtlich an die Kaltsole abgegeben, die von einer anderen Kälteanlage gekühlt wird. Die Kaltsole würde für die Normalkühlung der anderen Räume genutzt werden. Zum Abgabedatum der Arbeit wurde noch nicht entschieden, mit welchem Konzept die anderen Räume gekühlt werden. Die Temperatur der Kaltsole, an die die Wärme abgegeben würde, beträgt  $-8^{\circ}\text{C}$  im Eintritt und  $-3^{\circ}\text{C}$  im Austritt. Die Temperaturen werden als Vor- und Rücklauftemperaturen von dem Kaltwassersatz vorgegeben. Aus der Temperaturdifferenz, der Leistung für den Verflüssiger und der Wärmekapazität sowie der Dichte der Sole ergibt sich der nötige Volumenstrom der Kaltsole.

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{\text{Sole}} c_{p,\text{Sole}} \Delta t_{\text{Sole}} \quad (5.12)$$

$$\dot{m}_{\text{Sole}} = \frac{\dot{Q}_c}{c_{p,\text{Sole}} \Delta t_{\text{Sole}}} = \frac{112100\text{W}}{3680 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 5\text{K}} = 6,09 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.13)$$

$$\dot{V}_{\text{Sole}} = \frac{\dot{m}_{\text{Sole}}}{\rho_{\text{Sole}}} = \frac{6,09 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1045 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,005828 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 20,9808 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (5.14)$$

Der Massenstrom des Kältemittels resultiert aus den Vorgaben für Temperatur und Leistung. Für eine genaue Angabe wird der Wert aus der Verdichterauslegung in Kapitel 5.2 verwendet.

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \dot{m}_{\text{CO}_2,\text{V1}} + \dot{m}_{\text{CO}_2,\text{V2}} = 623 \frac{\text{kg}}{\text{h}} + 484 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 1107 \frac{\text{kg}}{\text{h}} = 0,3075 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.15)$$

$$\dot{V}_{\text{CO}_2,\text{E}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2,\text{Gas}}} = \frac{0,3075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{91,65 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,003355 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 12,08 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (5.16)$$

$$\dot{V}_{\text{CO}_2,\text{A}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{\rho_{\text{CO}_2,\text{Flüssigkeit}}} = \frac{0,3075 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{939,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0,0003274 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} = 1,18 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (5.16)$$

Damit sind die Daten für eine Auswahl bei einem Hersteller ausreichend. Mit dem k-Wert der Produkte lässt sich die nötige Fläche berechnen.

$$\dot{Q} = kA\Delta t \rightarrow A = \frac{\dot{Q}}{k\Delta t} \quad (5.17)$$

Anschließend lässt sich ein geeigneter Typ auswählen. Der hohe Druck auf der Kältemittel-seite von über 33bar sollte bei der Auswahl beachtet werden. Heutzutage sind jedoch Plattenwärmetauscher für diese hohen Druckverhältnisse weitgehend verfügbar.

## 5.4 Drosselorgan

Als Drosselorgan wurde ein elektronisches Expansionsventil (EEV) ausgewählt. Wie zu Beginn dieses Kapitels erwähnt, wird das EEV nicht genauer ausgelegt. Das EEV kann auch mit dem Verdampfer geliefert werden. Im Folgenden werden die wesentlichen Informationen der Anlage angegeben, die für eine Auslegung des EEV relevant sind.

- Kältemittel: CO<sub>2</sub> (R744)
- Maximale Kälteleistung je Verdampfer: 39kW
- Verdampfungstemperatur: -45°C
- Verflüssigungstemperatur: -2°C
- Überhitzung: 5K im Verdampfer, zusätzlich 10K im inneren Wärmetauscher
- Unterkühlung: 2K im Verflüssiger, zusätzlich 4K im inneren Wärmetauscher

## 5.5 Rohrleitungen

Für alle Rohrleitungen der geplanten Anlage wird als Material Kupfer verwendet. Alle Leitungen werden isoliert, da die Temperaturen der Rohre unterhalb der Umgebungstemperaturen liegen. So kann kein Wasser außen an den Rohrleitungen kondensieren. Die richtige Auslegung der Rohrleitungen ist wichtig für einen reibungslosen Betrieb der Kälteanlage. Ansonsten könnten die Betriebspunkte nicht erreicht werden oder Bauteile beschädigt werden. Die Rohre sind innen glatt und gesäubert von Dreck, Wasser und Öl. Um den hohen Drücken standzuhalten, werden die Rohre gelötet.

Wie bei Rohrleitungen in anderen Anlagen muss auch bei Kälteanlagen ein Kompromiss zwischen Druckverlust und Kosten gemacht werden. Diese Punkte sind in Kälteanlagen jedoch besonders zu berücksichtigen. Da sich das Kältemittel in den Rohren nah an den Zuständen der Phasenänderungen befindet, kann ein hoher Druckverlust eine unerwünschte Phasenänderung bewirken. Dadurch kann die Kälteleistung reduziert werden oder es können Bauteile beschädigt werden. Ein größerer Durchmesser wirkt sich stark auf die Kosten aus, da Kupfer einen hohen Materialpreis hat.

Neben dem Druckverlust und den Kosten muss bei der Rohrauslegung in Kälteanlagen noch die Ölrückführung beachtet werden. Das Öl für die Schmierung des Verdichters gelangt durch diesen in den Kältemittelkreislauf. Die Rohrleitungen müssen so ausgelegt werden, dass das Öl zum Verdichter zurückfließen kann und der Verdichter weiter geschmiert wird. Dafür sind der räumliche Verlauf der Leitungen und die Geschwindigkeiten des Kältemittels zu berücksichtigen. Näheres dazu folgt in Kapitel 6.

### 5.5.1 Strömungsgeschwindigkeiten

Der Druckverlust und die Ölrückführung hängen von der Geschwindigkeit des Kältemittels ab. Der Massenstrom ist durch die Kälteleistung und die Betriebstemperaturen vorgegeben. Damit liegen auch die Dichte und der Volumenstrom des Kältemittels fest. Die gewünschte Geschwindigkeit lässt sich so durch den passenden Durchmesser erreichen (siehe (5.18) bis (5.30)). Empfohlene Geschwindigkeiten nach [6] wurden in Tabelle 1 dargestellt.

Die maximale Geschwindigkeit wird durch den Druckverlust und die Lautstärke begrenzt. Die minimale Geschwindigkeit wird durch die Ölrückführung begrenzt. Für den Druckverlust in der Saug- und Druckleitung wird laut [6] 1-2 Kelvin in Änderung der Sättigungstemperatur empfohlen. Das entspricht bei CO<sub>2</sub> in der Saugleitung 0,32 bis 0,66bar und in der Druckleitung 0,91 bis 1,81bar Druckverlust. In der Berechnung wird zunächst mit der empfohlenen maximalen Geschwindigkeit ein Rohrdurchmesser ausgewählt. Danach wird der Druckverlust in Bar berechnet, die Differenz der Sättigungstemperatur bestimmt und mit der Empfehlung von 1-2 Kelvin verglichen (siehe Kapitel 5.5.4).

### 5.5.2 Rohrleitungsverlauf

Der Verlauf der Rohre in der Verbundanlage ist sehr kurz, da die Bauteile nah aneinander stehen. Die Verrohrung wird vom Hersteller der Verbundanlage ausgeführt und nicht weiter beschreiben. In der Berechnung (Tabelle 7 und Anhang F) sind diese Leitungen dennoch mit Annahmen aufgeführt, um deren Druckverlust überschlägig zu berechnen.

Der Grundriss der Schockfrosträume mit angrenzendem Technikraum, in dem die Verbundanlage aufgestellt wird, war bereits in Abbildung 18 [28] zu sehen. Der Rohrleitungsverlauf ist kurz und relativ simpel. Die Räume sind 4m hoch und über den Räumen befindet sich eine Zwischendecke mit einer Höhe von ca. 1m. Die Sauggas- und Flüssigkeitsleitungen verlaufen vom Technikraum zunächst hoch in die Zwischendecke. Dort werden sie bis über den Anschluss des Verdampfers verlegt. Zuletzt folgt ein vertikaler Abschnitt bis zum Verdampfer.

Die Isometrie des Rohrleitungsverlaufes mit Längen, Durchmessern und Geschwindigkeiten ist in Abbildung 28 zu sehen. Alle waagerechten Leitungen haben ein leichtes Gefälle in Strömungsrichtung, um einen Rückfluss des Öls sicherzustellen. Vor und hinter den Steigleitungen des Sauggases befinden sich Unter- bzw. Überbögen.

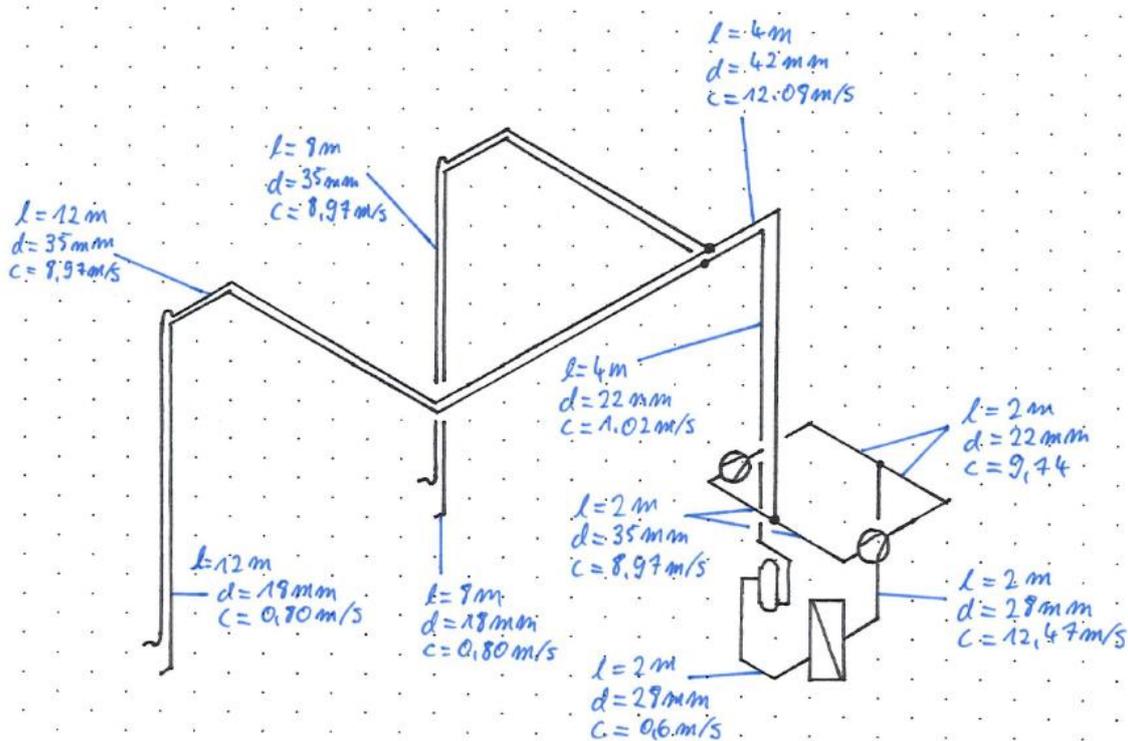


Abbildung 28, Rohrismetrie mit Längen, äußeren Durchmessern und Geschwindigkeiten

### 5.5.3 Übersicht der Durchmesser & Strömungsgeschwindigkeiten

Eine Übersicht über die Durchmesser in den verschiedenen Leitungen mit den daraus resultierenden Geschwindigkeiten und Druckverlusten bei Vollast ist in Tabelle 7 dargestellt.

Leitung	Außendurchmesser [mm]	Geschwindigkeit [m/s]	Druckverlust [bar]
Saugleitung R10	35	8,97	0,1086
Saugleitung R11	35	8,97	0,0874
Saugleitung zusammen	42	12,08	0,0612
Saugleitung getrennt	35	8,97	0,0328
Druckleitung getrennt	22	9,74	0,1101
Druckleitung zusammen	28	12,47	0,0853
Kondensatleitung	28	0,60	0,0039
Flüssigkeitsleitung zusammen	22	1,02	0,3051*
Flüssigkeitsleitung R10	18	0,80	0,0572
Flüssigkeitsleitung R11	18	0,80	0,0463

Tabelle 7, Außendurchmesser, Geschwindigkeit und Druckverlust in den Kältemittelleitungen bei Vollast

\*: davon 0,2819bar durch geodätischen Höhenunterschied. Dieser Anteil wurde bei den anderen vertikalen Leitungen auch berücksichtigt, ist dort jedoch deutlich geringer.

### 5.5.4 Beispielhafte Berechnung einer Rohrleitung

Beispielhaft wird die Saugleitung des Verdampfers in Raum 10 berechnet (Siehe Abbildung 28). Die anderen Leitungen wurden auf die gleiche Weise berechnet. Eine Tabelle mit allen Zwischenwerten befindet sich in Anhang F.

#### 1. Massenstrom

$$\dot{m}_{CO_2} = 554 \frac{kg}{h} = 0,1538 \frac{kg}{s} \quad (5.18)$$

Es wurde der Wert des Verdichters mit FU und 39kW Kälteleistung verwendet.

#### 2. Volumenstrom

$$t_{CO_2,SL} = t_0 + \Delta t_{0,h} = -45^\circ C + 5K = -40^\circ C \quad (5.19)$$

$$\rho_{CO_2} = 21,31 \frac{kg}{m^3} \text{ bei } -40^\circ C \quad (5.20)$$

$$\dot{V}_{CO_2} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\rho_{CO_2}} = \frac{554 \frac{kg}{h}}{21,31 \frac{kg}{m^3}} = 25,97 \frac{m^3}{h} \quad (5.21)$$

#### 3. Minimaler Durchmesser

$$c_{CO_2,max} = 12 \frac{m}{s} \quad (5.22)$$

$$\dot{V}_{CO_2} = \frac{\dot{m}_R}{\rho_R} = cA \quad (5.23)$$

$$A = \frac{\pi}{4} d^2 \quad (5.24)$$

$$\frac{\dot{m}_{CO_2}}{\rho_{CO_2}} = c \frac{\pi}{4} d^2 \quad (5.25)$$

$$d_{i,min} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{CO_2}}{\rho_{CO_2} c_{CO_2,max} \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,1538 \frac{kg}{s}}{21,31 \frac{kg}{m^3} \cdot 12 \frac{m}{s} \cdot \pi}} = 0,02767m = 27,67mm \quad (5.26)$$

#### 4. Durchmesser auswählen

$$d_a = 35mm \quad (5.27)$$

$$s = 1,5mm \quad (5.28)$$

$$d_i = 32mm \quad (5.29)$$

5. Geschwindigkeit

$$c = \frac{4\dot{m}_{CO_2}}{\rho_{CO_2}\pi d^2} = \frac{4 \cdot 0,1538 \frac{kg}{s}}{21,31 \frac{kg}{m^3} \cdot \pi \cdot (0,032m)^2} = 8,97 \frac{m}{s} \quad (5.30)$$

6. Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{cd}{\nu} = \frac{8,97 \frac{m}{s} \cdot 0,032m}{5,551 \cdot 10^{-7} \frac{m^2}{s}} = 517167 \quad (5.31)$$

7. Rauigkeit [KAB]

$$\lambda = 0,0225 \quad (5.32)$$

8. Widerstandsbeiwert Rohrleitung

$$\zeta_{Rohr} = \frac{\lambda L}{d_i} = \frac{0,0225 \cdot 12m}{0,032m} = 8,44 \quad (5.33)$$

9. Widerstandsbeiwert Formteile (Bogen, Reduzierung & T-Stück)

Die Widerstandsbeiwerte für die Formteile stammen aus [6].

$$\zeta_B = 0,15 \quad (5.34)$$

$$\zeta_{Red} = 0,91 \quad (5.35)$$

$$\zeta_T = 0,98 \quad (5.36)$$

$$\zeta_{ges} = \zeta_{Rohr} + i \cdot \zeta_B + \zeta_{Red} + \zeta_T = 8,44 + 9 \cdot 0,15 + 0,91 + 0,98 = 11,69 \quad (5.37)$$

10. Druckverlust durch Höhenunterschied

$$h = 4m \quad (5.38)$$

$$\Delta p_{Höhe} = \rho_{CO_2}gh = 21,31 \frac{kg}{m^3} \cdot 9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 4m = 836 \frac{N}{m^2} \quad (5.39)$$

11. Druckverlust Abschnitt 1

$$\Delta p_{Rohr} = \zeta_{ges} \frac{\rho_{CO_2}}{2} c^2 = 11,69 \cdot \frac{21,31 \frac{kg}{m^3}}{2} \cdot \left(8,97 \frac{m}{s}\right)^2 = 10021 \frac{N}{m^2} \quad (5.40)$$

$$\Delta p_1 = \Delta p_{Höhe} + \Delta p_{Rohr} = 836 \frac{N}{m^2} + 10021 \frac{N}{m^2} = 10857 \frac{N}{m^2} = 0,1086bar \quad (5.41)$$

## 12. Addition von Abschnitt 1, 2 und 3

Abschnitt 2 und 3 wurden nach dem gleichen Verfahren wie Abschnitt 1 berechnet.

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 = 1086 \frac{N}{m^2} + 8739 \frac{N}{m^2} + 6118 \frac{N}{m^2} = 20251 \frac{N}{m^2} \quad (5.42)$$

$$\Delta p_{ges} = 0,2025bar \quad (5.43)$$

## 13. Umrechnung in die Differenz der Sättigungstemperatur

$$p_s(-45^\circ C) = 8,32bar \quad (5.44)$$

$$p_s(-46^\circ C) = 8,00bar \quad (5.45)$$

$$\Delta p_s(1K) = 0,32 \frac{bar}{K} \quad (5.46)$$

$$\Delta t_s = \frac{\Delta p_{ges}}{\Delta p_s(1K)} = \frac{0,2025bar}{0,32 \frac{bar}{K}} = 0,6368K \quad (5.47)$$

Die berechnete Druckdifferenz von 0,20bar bzw. 0,64K in der Saugleitung ist für die Anlage vertretbar.

Wenn die Investitionskosten reduziert werden sollen, kann die Saugleitung ab dem T-Stück einen Normdurchmesser kleiner gewählt werden. Der Abschnitt der vertikalen Saugleitung kann auf 28mm reduziert werden, um die Ölrückführung sicherer zu gestalten. Aber auch mit 35mm Durchmesser ist die Ölströmung ausreichend. Darauf wird in Kapitel 6 weiter eingegangen.

Die Druckdifferenz der Druck- und Kondensatleitung ist gering, da die Rohrlängen in der Verbundanlage mit wenigen Metern kurz sind. Die Druckdifferenz der Flüssigkeitsleitung ist mit 0,36bar bzw. 0,42K nicht kritisch. Dieser Wert gilt für die Druckdifferenz durch Reibung im Rohr und den größten Höhenunterschied. Am Expansionsventil darf das Kältemittel nicht vorverdampft ankommen, da das Ventil ansonsten nicht korrekt arbeiten kann. Mit Verflüssiger, Sammler und IWT lässt sich in CO<sub>2</sub>-Anlagen eine Unterkühlung von 3K zu Beginn der Flüssigkeitsleitung erreichen [18, 21].

In der Flüssigkeitsleitung sind noch weitere Bauteile für den Druckverlust zu berücksichtigen. Häufig werden ein Filtertrockner und ein Magnetventil verbaut. Diese bewirken ebenfalls einen Druckverlust. Die verbleibende Unterkühlung von 2,58K sollte bei gewissenhafter Auswahl der beiden Bauteile aber ausreichen, um eine Vorverdampfung zu verhindern [5]. Die durch den Druckverlust hervorgerufene Absenkung der Sättigungstemperatur ist also kleiner als die erreichte Unterkühlung.

## 6 Ölrückführung

Während der Arbeit trat das Problem der Ölrückführung zu den Verdichtern auf. Durch die tiefen Betriebstemperaturen und den erneuten Einsatz von CO<sub>2</sub> als Kältemittel gab es begründete Bedenken gegen eine ausreichende Ölrückführung.

Als CO<sub>2</sub> Ende der 1990er Jahre als Kältemittel erneute Aufmerksamkeit erhielt, gab es keine mischbaren Öle [35]. Diese mussten für CO<sub>2</sub> entwickelt werden. Ist das Kältemittel im flüssigen Zustand nicht mit dem Öl mischbar, ist ein hoher apparativer Aufwand notwendig, um eine Verlagerung des Öls zu verhindern. Das ist zum Beispiel bei Anlagen mit Ammoniak als Kältemittel der Fall. Mit der Entwicklung neuer Komponenten speziell für CO<sub>2</sub> wurden auch mischbare Öle hergestellt. Diese Öle sind mittlerweile für CO<sub>2</sub>-Anlagen weitreichend verfügbar. Heutzutage werden Polyolester Öle (POE) für subkritische CO<sub>2</sub>-Anlagen verwendet [4].

### 6.1 Ölwurf

Die Ursache für die Ölrückführung liegt in dem Ölwurf der Kältemittelverdichter. Während des Verdichtungs Vorgangs wird Öl mit in den Kältemittelkreislauf ausgeworfen. Das Öl soll aber den Verdichter schmieren und muss deshalb wieder zurückgeführt werden. Ist das Kältemittel flüssig und wird ein mischbares Öl verwendet, bilden Kältemittel und Öl eine gemeinsame Phase. Eine Ölrückführung ist in diesem Zustand kein Problem. Ist das Kältemittel jedoch gasförmig, treten zwei Phasen auf. Dabei ist es irrelevant, ob mischbares Öl verwendet wird.

### 6.2 Mischungslücke

Selbst die mischbaren Öle weisen in bestimmten Zuständen eine Mischungslücke auf. Im Bereich der Mischungslücke ist das Öl nicht mit dem Kältemittel mischbar. In Abbildung 29 [4] ist das als „Phasentrennung“ beschrieben. Diese Mischungslücke ist abhängig von der Temperatur und der Ölkonzentration. Dieser Bereich sollte vermieden werden.

Für die Verdichter aus Kapitel 5.2 wird auf Empfehlung des Herstellers das Öl BSE60K verwendet. Zwischen den Betriebstemperaturen von -45°C und -2°C tritt keine Mischungslücke auf (Abbildung 29). Weitere Daten des Öls sind in Anhang G zu finden.

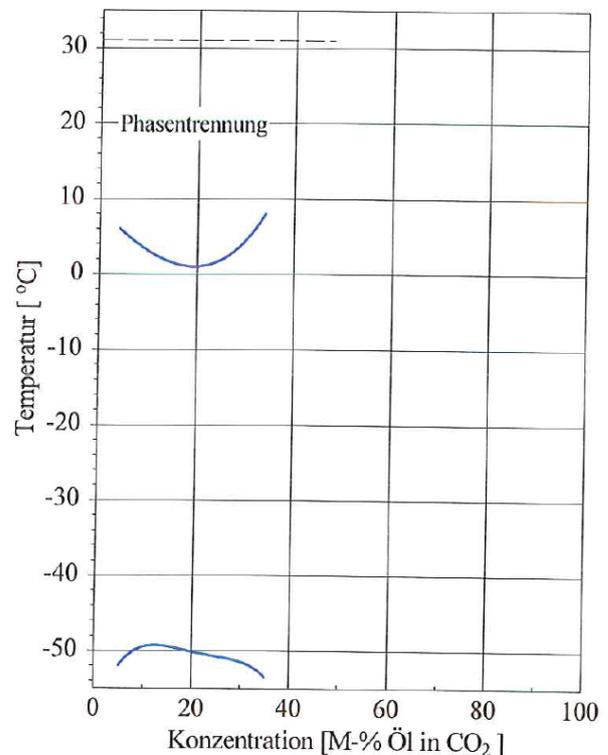


Abbildung 29, Mischungslücke des Öls BSE 60 K [4]

### 6.3 Öl-Abscheider

Öl-Abscheider werden hinter den Verdichtern in der Druckleitung verbaut. Sie sollen das Öl vom Kältemittel trennen. Anschließend wird das Öl wieder den Verdichtern zugeführt. So muss das Öl nicht den kompletten Kreislauf des Kältemittels durchlaufen. Ölabscheider können nach unterschiedlichen Prinzipien funktionieren. In [15] wurden Öl-Abscheider mit Zentrifugal- und Koaleszenzprinzip in einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage untersucht.

Die Auswertungen ergaben Abscheidegrade von 86% bis 97% für den Zentrifugalabscheider und 98,5% bis 99,5% für den Koaleszenzabscheider. Dabei war der Abscheidegrad höher je höher die Ölkonzentration war. Andere Betriebsparameter, wie Druck oder Temperatur, beeinflussen den Abscheidegrad nicht oder nur gering [15].

Ein Öl-Abscheider kann also die Ölkonzentration deutlich reduzieren. Das kann genutzt werden, um Zustände im nicht mischbaren Bereich zu vermeiden (siehe Abbildung 29). In der ausgelegten Anlage treten, wie zuvor erwähnt, diese Zustände im planmäßigen Betrieb nicht auf. Dennoch wird ein Öl-Abscheider in der Anlage eingesetzt, um eine erhöhte Sicherheit zu gewährleisten.

Im Öl-Abscheider wird nicht das gesamte Öl abgeschieden, da die Abscheidegrade unter 100% liegen. Demnach gelangt trotz Öl-Abscheider ein wenig Öl in den Kältemittelkreislauf. Wird das Öl nicht zurückgeführt, würde sich mit dem Öl-Abscheider das Öl nur langsamer verlagern. Grundlegende Regeln für die Ölrückführung wurden im Kapitel 2.6 aufgeführt. Im Folgenden soll die Ölrückführung in einer Steigleitung näher beschrieben werden.

### 6.4 Steigleitung

In Steigleitungen mit gasförmigem Kältemittel ist die Ölrückführung am ungünstigsten. Das Öl ist nicht mit dem Kältemittel gemischt und die Schwerkraft wirkt entgegen der Strömungsrichtung. Das Öl wird von dem Kältemittel mitgerissen und strömt idealerweise an der Rohrwand nach oben. Die Geschwindigkeit des Kältemittels bestimmt somit die Geschwindigkeit des Öls [16].

Je nach Betriebspunkt ergeben sich leicht andere Strömungsformen. Idealerweise stellt sich eine Ringströmung mit kleinen Wellen ein (Abbildung 30, links [20]). Wird die Ölkonzentration erhöht, bilden sich Tröpfchen, die im Kältemittel mitgerissen werden [16]. In diesen beiden Zuständen ist die Ölrückführung gewährleistet. Wenn das Öl in der Ringströmung nicht mehr das obere Ende der Steigleitung erreicht, wird dies Strömungsabriss genannt (Abbildung 30, rechts [20]).

M. L. Jacobs hat in seiner Arbeit [26] eine Formel für Mindestgeschwindigkeiten für Kältemittel in Steigleitungen angegeben, bei denen noch eine Ölrückführung stattfindet. Diese wird in Gleichung (6.1) beschrieben.

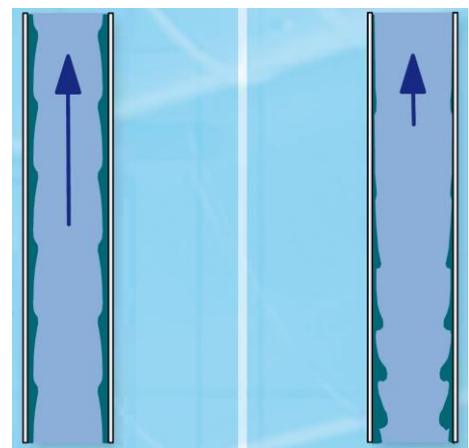


Abbildung 30, Ölströmung in einer Steigleitung [20]

$$c_{min,Jac} = \frac{\sqrt{0,85} \sqrt{g d_i (\rho_{\ddot{o}l} - \rho_{CO_2})}}{\sqrt{\rho_{CO_2}}} \quad (6.1)$$

In einem Forschungsvorhaben des Forschungsrat Kältetechnik e.V. wurde der Öltransport in Steigleitungen untersucht und die Formel von Jacobs bestätigt. In jedem untersuchten Betriebspunkt war die Ölrückführung bei Kältemittelgeschwindigkeiten nach Jacobs gewährleistet [16]. Die Berichte [14 bis 16] können direkt über den Forschungsrat Kältetechnik e.V. bezogen werden.

Der Versuch innerhalb des Forschungsvorhabens wurde mit dem Kältemittel R404 durchgeführt. CO<sub>2</sub> ist im Strömungsverhalten ähnlich zu den FKW Kältemitteln. Deshalb sollten die Erkenntnisse auch für CO<sub>2</sub> gelten. Die Ölströmung wurde in einer Steigleitung aus Glas beobachtet. Das Strömungsverhalten in Kupferleitungen ist ähnlich, da die Rauigkeit gleich ist [19].

#### 6.4.1 Minimale Geschwindigkeit nach Jacobs

Für die Berechnung der minimalen Geschwindigkeit des Kältemittels für eine Ölrückführung  $w_{R,min}$  werden die Dichten des Kältemittels  $\rho_R$  und des Öls  $\rho_{\ddot{o}l}$  benötigt. Die Dichte des Kältemittels lässt sich mit dem Verdampfungsdruck und der Verdampfungstemperatur plus Überhitzung im Verdampfer bestimmen. Die Dichte des Öls ist bei +15°C gegeben und lässt sich laut [4] mit einer Formel (6.2) für andere Temperaturen umrechnen.

$$c_{min,Jac} = \frac{\sqrt{0,85} \sqrt{g d_i (\rho_{\ddot{o}l} - \rho_{CO_2})}}{\sqrt{\rho_{CO_2}}} \quad (6.1)$$

$$\rho_{\ddot{o}l}(+15^\circ C) = 1009 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_{\ddot{o}l}(x^\circ C) = \rho_{\ddot{o}l}(+15^\circ C) [1 - 0,00064(15 - x)] \quad (6.2)$$

$$\rho_{\ddot{o}l}(-40^\circ C) = 1009 \frac{kg}{m^3} \cdot \{1 - 0,00064[15 - (-40)]\} = 1044,52 \frac{kg}{m^3}$$

$$c_{min,Jac} = \frac{\sqrt{0,85} \sqrt{9,81 \frac{m}{s^2} \cdot 0,032m \cdot \left(1044,52 \frac{kg}{m^3} - 21,31 \frac{kg}{m^3}\right)}}{\sqrt{21,31 \frac{kg}{m^3}}} = 3,58 \frac{m}{s}$$

## 6.4.2 Geschwindigkeit in der Steigleitung bei Teillast

Die Geschwindigkeit in den Rohren bei Teillast wurde nach dem gleichen Schema wie bei Volllast in Kapitel 5.5 berechnet. Eine Übersicht über die Geschwindigkeiten ist in Tabelle 8 zu sehen. Der minimale Massenstrom ergibt sich durch die minimale Frequenz des Verdichters mit FU. In (6.4) wird beispielhaft die Geschwindigkeit in der Steigleitung hinter dem Verdampfer in Raum 10 berechnet (Abbildung 31).

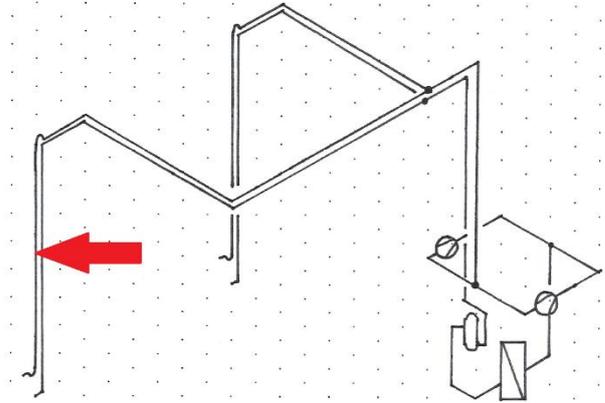


Abbildung 31, Rohrismetrie mit markierter Steigleitung

$$\dot{m}_{CO_2,min} = 393 \frac{kg}{h} = 0,1092 \frac{kg}{s} \quad (6.3)$$

$$c_{min} = \frac{4\dot{m}_{CO_2,min}}{\rho_{CO_2}\pi d_i^2} = \frac{4 \cdot 0,1092 \frac{kg}{s}}{21,31 \frac{kg}{m^3} \cdot \pi \cdot (0,032m)^2} = 6,37 \frac{m}{s} \quad (6.4)$$

$$c_{min} > c_{min,Jac} \quad (6.5)$$

Nach der Formel von Jacobs ist die Geschwindigkeit von 6,37m/s (6.4) bei Teillast ausreichend für eine Ölrückführung in der Steigleitung. Dafür muss die Geschwindigkeit mindestens 3,58m/s betragen. In den anderen Leitungen hat das Öl keine Probleme zurück zu den Verdichtern zu fließen, wenn die zuvor beschriebenen Maßnahmen, wie ein Gefälle in Strömungsrichtung, befolgt wurden. Deshalb können die Geschwindigkeiten dort langsamer sein. Mit den gewählten Durchmessern aus der Auslegung der Rohre in Kapitel 5 ist daher die Ölrückführung gewährleistet.

Der minimale Massenstrom des Verdichters mit FU kann auch auf beide Verdampfer aufgeteilt werden. Somit reduzieren sich der Massenstrom, der Volumenstrom und die Kältemittelgeschwindigkeit in der Steigleitung, da die Dichte des Kältemittels und der Durchmesser des Rohres konstant bleiben. Unterschiedliche prozentuale Aufteilungen mit den daraus resultierenden Geschwindigkeiten sind in Tabelle 8 dargestellt. Der erste Wert in den Klammern ist der prozentuale Anteil des Massenstroms von der minimalen Verdichterleistung in der Steigleitung von Raum 10. Der zweite Wert ist der Prozentsatz für die Steigleitung in Raum 11.

Wird der minimale Massenstrom auf beide Verdampfer aufgeteilt, ist die Strömungsgeschwindigkeit in mindestens einer der beiden Steigleitungen geringer als die minimale Geschwindigkeit nach Jacobs. Dadurch kann eine Ölrückführung nicht mit Sicherheit gewährleistet werden. Durch eine Einstellung der Expansionsventile sollte daher der minimale Massenstrom begrenzt werden.

<b>Leitung</b>	<b>Außendurchmesser [mm]</b>	<b>Geschwindigkeit (100/0) [m/s]</b>	<b>Geschwindigkeit (50/50) [m/s]</b>	<b>Geschwindigkeit (66/33) [m/s]</b>
Saugleitung R10	35	6,37	3,18	4,25
Saugleitung R11	35	0,00	3,18	2,12
Saugleitung zusammen	42	4,29	4,29	4,29
Saugleitung getrennt	35	6,37	6,37	3,18
Druckleitung getrennt	22	6,92	6,92	6,92
Druckleitung zusammen	28	4,43	4,43	4,43
Kondensatleitung	28	0,21	0,21	0,21
Flüssigkeitsleitung zusammen	22	0,36	0,36	0,36
Flüssigkeitsleitung R10	18	0,57	0,28	0,38
Flüssigkeitsleitung R11	18	0,00	0,28	0,19

Tabelle 8, Geschwindigkeit in den Kältemittelleitungen bei verschiedenen Teillastfällen

## 7 Bewertung der Ergebnisse

### 7.1 Kühllastberechnung

Die Vorgaben für die Kühllastberechnung stammen aus der Vorplanung, Besichtigungen und von Verantwortlichen des Produktionsbetriebes. Die Kühllast konnte nach wenigen Annahmen mit zufriedenstellender Genauigkeit berechnet werden. Durch einen veränderten Produktionsablauf am neuen Standort könnten Abweichungen von den Vorgaben entstehen, die zum Zeitpunkt der Arbeit nicht abzusehen sind.

Die äußeren Lasten (1746W) sind im Vergleich zu den inneren Lasten (18861W) deutlich geringer. Die Transmissionswärmeverluste der Wände, der Decke und dem Boden stellen die Hälfte der äußeren Lasten dar. Die andere Hälfte entsteht durch Luftwechsel und Türöffnungsverluste. Besonders die Türöffnungsverluste könnten bei verändertem Produktionsablauf größer werden, wenn die Tür länger geöffnet bliebe.

Die inneren Lasten unabhängig von der Kühlaufgabe entfallen oder sind vernachlässigbar gering. Die Kühlaufgabe besteht in diesem Fall darin die Fleischspieße abzukühlen. Eine überschlägige Rechnung für die Kühllast durch Personen und Beleuchtung bei 5 Minuten Aufenthaltszeit ergab 2 Watt, was die Vernachlässigung bei 39154 Watt Gesamtkühllast bestätigt. Die größte Last entsteht durch Abkühlen und Einfrieren des Fleisches, wobei das Einfrieren mit 76% davon den größten Anteil ausmacht. Auf das Abkühlen von der Anfangstemperatur auf den Gefrierpunkt entfallen 10% und die restlichen 14% fallen durch die Unterkühlung auf die gewünschte Kerntemperatur von  $-18^{\circ}\text{C}$  an.

Die vorläufige Kälteleistung ist durch die Laufzeit von 18 Stunden am Tag wesentlich höher als der Gesamtwärmestrom. Die Wärmeströme der Ventilatoren und Abtauheizungen sind mit 8000 Watt und 3678 Watt unerwartet hoch. Diese Wärme muss ebenfalls durch den Kühler abgeführt werden. Die Ventilatoren und Abtauheizungen sind jedoch für eine effektive Kühlung notwendig. Die effektive Verdampferleistung von 39154 Watt aus vorläufiger Kälteleistung und den Wärmeströmen der Ventilatoren und Abtauheizungen erscheint plausibel. Im Vergleich zum Gesamtwärmestrom von 20607 Watt ergibt sich eine Erhöhung von 90% durch die technischen Maßnahmen zur Kühlung.

Die berechnete Kühllast ist der maximale Wert. Im Normalbetrieb wird die Kühllast geringer sein. Die Außentemperatur in Deutschland beträgt in den seltensten Fällen  $35^{\circ}\text{C}$ . Zudem ist der angegeben Warenumsatz von 5000kg am Tag ein Maximalwert, der nur vereinzelt anfällt.

## 7.2 Gefrierzeit

Die Geometrie und die Massenzusammensetzung der Spieße konnten durch die Besichtigung ausreichend genau bestimmt werden. Die Stoffwerte des Fleisches stammen aus der Fachliteratur [30]. Das Fleisch auf den Spießen kann sich durch das sogenannte „Stecken“ in Schichten (Abbildung 19 [28]) und einer abweichenden Zusammensetzung anders verhalten als mit den gemachten Vereinfachungen. Die Luftgeschwindigkeit beeinflusst indirekt die Gefrierzeit über den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_a$ , wie in Gleichung (4.4) zu erkennen ist. Für die Berechnung der Gefrierzeit wurde die Luftgeschwindigkeit nur überschlägig mit dem Luftvolumenstrom des Verdampfers aus Kapitel 5.2.2 berechnet. Zudem sind die Luftgeschwindigkeiten nicht einheitlich für alle Spieße im Schockfrostraum.

Die Gefrierzeit wurde über die Differenzialgleichungen für die Wärmekapazität (4.1) und die Wärmeleitung (4.2) berechnet. Dabei wird der Idealfall betrachtet. Laut [12] ist die Gefrierzeit in der Praxis höher. Eine stichprobenartige Messung in der bestehenden Produktion ergab eine leicht kürzere Gefrierzeit als berechnet. Die Luftgeschwindigkeit wurde jedoch nur einmal zu Beginn mit einem Anemometer gemessen. Bereits eine Erhöhung der Luftgeschwindigkeit um 0,2m/s würde die Aussage von Plank bestätigen.

Die Zeit für die Abkühlung auf den Gefrierpunkt mit anschließendem Gefrieren wurde nach der Beziehung von Rjutow (4.7) aus [12] berechnet. Auch diese Beziehung wurde auf einen Zylinder übertragen. Laut Plank [12] ist der Faktor von 0,0053 höher bei größer werdendem Durchmesser. Es wird jedoch keine konkreten Aussagen dazu getätigt. Das Ergebnis aus Kapitel 4.5 erscheint plausibel, da die Berechnung der gesamten Gefrierzeit  $z_g$  durch Messungen bestätigt wurden.

Die gesamte Gefrierzeit für einen Fleischspieß mit 0,5m Durchmesser von 51 Stunden erscheint hoch. Messungen an einem Spieß mit 0,35m Durchmesser bestätigen jedoch mit geringen Abweichungen die Berechnungen. Daraus resultierende Empfehlungen für die Verweildauer der Spieße in den Schockfrosträumen sind am Ende des Kapitels 4 zu finden.

Insgesamt wurden viele Vereinfachungen für die Berechnung der Gefrierzeit gemacht. Die Wärmeleitung wurde nur in einer Dimension berücksichtigt. Die Form wurde zu einem idealen Zylinder vereinfacht. Die Marinade des Fleisches und die Folie um den Spießen wurden vernachlässigt. Trotzdem waren die Ergebnisse plausibel und wurden durch Messungen bestätigt.

## 7.3 Auslegung

### 7.3.1 Verdampfer

In der analytischen Berechnung des Verdampfers nach [36] wurde ein ähnlicher geometrischer Aufbau verwendet, wie er auch für den Verdampfer von Güntner aus Kapitel 5.1.2 eingesetzt wird. Dennoch ergibt sich bei der Berechnung nach [36] eine um 20% größere Fläche auf der äußeren Seite. Die geometrischen Werte des Verdampfers von Güntner stammen von Güntner

selbst und aus dem Leistungsverzeichnis, welches von einem externen Planer angefertigt wurde. Vermutlich weichen diese Informationen leicht von dem ausgelegten Verdampfer ab.

Als Parameter zum Anpassen an die geforderte Verdampferleistung wurde die Anzahl der parallelen Stränge ausgewählt, weil dafür keine Informationen von Güntner vorlagen. Mit 5 parallelen Strängen innerhalb des Rohrbündels kann eine ähnliche Leistung erreicht werden, wie in der Auslegung von Güntner. Die Ergebnisse der analytischen Berechnung ergeben realistische Werte, welche weitgehend mit denen der Auslegung von Güntner übereinstimmen.

Weder bei der Berechnung nach [36] noch in der Auslegung von Güntner wurde die Reifbildung auf der äußeren Oberfläche des Verdampfers berücksichtigt. Durch Reifbildung wird die Kühlleistung des Verdampfers reduziert. Die Werte aus beiden Berechnungen stellen also Anfangswerte zu Betriebsbeginn oder nach dem Abtauen dar.

Die Strömungsverhältnisse auf der Innen- und Außenseite des Verdampfers sind komplex. Deshalb wurden in der Berechnung nach [36] Vereinfachungen vorgenommen, um eine analytische Berechnung zu ermöglichen und den Rechenaufwand angemessen zu gestalten. Zudem wurden für den Wärmeübergang und den Druckverlust empirische Beziehungen genutzt, welche Abweichungen von bis zu 40% zu Messwerten von praktischen Untersuchungen haben. Aus diesem Grund sollten die Ergebnisse aus [36] nur als Anhaltspunkt dienen.

Die Auslegung eines Verdampfers für CO<sub>2</sub> mit Bodenaufstellung war in dem Auslegungsprogramm von Güntner [22] nicht möglich. Die individuelle Auslegung des Verdampfers über den technischen Vertrieb von Güntner entsprach den Vorstellungen. Die gewünschte Leistung konnte mit einem Verdampfer mit Bodenaufstellung erreicht werden. Dieser hat zudem einen hohen Luftvolumenstrom (Anhang C) und sorgt damit für eine hohe Luftgeschwindigkeit im Raum. Dadurch reduziert sich die Gefrierzeit. Die Luftgeschwindigkeit von 4,5m/s aus dem Datenblatt des Verdampfers wurde bei der Berechnung der Gefrierzeit auf 2m/s reduziert. Der Volumenstrom der Luft wird sich nach dem Verdampfer ausbreiten und dadurch langsamer werden. Des Weiteren ist die Geschwindigkeit am Rand der Hauptströmung geringer.

Aus dem Datenblatt in Anhang C gehen auch die hohen Leistungen für die Ventilatoren und Abtauheizungen hervor, welche in der Bewertung der Kühllastberechnung erwähnt wurden. Die Abmessungen der ausgelegten Verdampfer von Güntner sind wie erwartet und stellen somit kein Problem für den Einsatz in den neuen Schockfrosträumen dar.

### **7.3.2 Verdichter**

Die Auslegung der Verdichter war mit Hilfe der Auslegungsprogramme des Herstellers Bitzer [4] schnell zu erledigen. Der Verbund aus zwei Verdichtern erreicht mit 78,65kW die geforderte Kälteleistung von 78kW. Laut Berechnung beträgt die Kühllast der beiden Räume 78,23kW. Die minimale Teillast von 27,1kW (Anhang E) bei 39Hz Verdichtersfrequenz ist vergleichsweise hoch. Die minimale Frequenz wird vom Hersteller vorgegeben und soll eine ausreichende Kühlung und Ölschmierung sicherstellen. Sollte einer der Verdampfer abtauen oder nicht in Betrieb sein, beträgt die minimale Teillast für den anderen Verdampfer 69%. Ist die Anforderung an die Kälteleistung gering, kann es zu häufigen Start- und Stoppvorgängen des Verdichters mit FU kommen. Dies kann zu einem vorzeitigen Versagen des Verdichters führen.

Der Verbund der beiden Verdichter kann bei Bedarf 8kW mehr Kälteleistung erbringen. Das kann bei mehr Warenumsatz, höheren inneren Wärmeströmen oder höheren Außentemperaturen nötig sein. Die anderen Bauteile der Kälteanlage sind jedoch auf eine maximale Leistung von 78kW ausgelegt. Die Verdampfer haben laut Auslegung eine Flächenreserve von 10,4% was einer zusätzlichen Kälteleistung von jeweils 4kW entspricht. Die Verdampfer wären daher für die höhere Kälteleistung geeignet. Der Druckverlust in den Rohrleitungen ist bei 78kW Kälteleistung gering. Ein erhöhter Druckverlust durch den leicht erhöhten Massenstrom bei 8kW mehr Kälteleistung ist deswegen unproblematisch. Die anderen Bauteile der Anlage wurden nicht näher untersucht. Deshalb lässt sich keine zuverlässige Aussage treffen, ob diese für eine höhere Kälteleistung geeignet wären. Vermutlich sollte die geringe Erhöhung von 10% kein Problem darstellen.

### **7.3.3 Verflüssiger**

Die Leistung, Massenströme und Volumenströme für den Verflüssiger sind realistisch. Der Wärmestrom soll laut aktuellem Planungsstand (12.07.2018) von der Kaltsole aufgenommen werden, die von einem Kaltwassersatz (KWS) gekühlt wird. Die Kaltsole soll zudem für andere Kühlräume als Wärmeträgermedium zur Normalkühlung (2°C Lufttemperatur) genutzt werden. Die Kaltsole besteht aus Wasser mit Frostschutz. Ein Wärmeträgermedium soll, wie ein Kältemittel, an einer Stelle Wärme aufnehmen und an einer anderen Stelle abgeben. Das Wärmeträgermedium wechselt dabei jedoch seinen Aggregatzustand nicht. Ein KWS ist eine kompakt gebaute Kältemaschine mit allen nötigen Komponenten. Die Gesamtanlage für die Kühlung der Schockfrosträume ist daher eine Kaskaden-Kälteanlage mit Wärmeträger auf dem mittleren Temperaturniveau.

### **7.3.4 Rohre**

Die Dimensionierung der Rohrleitungen für Kälteanlagen ist durch die zusätzliche Berücksichtigung der Ölrückführung komplexer als in anderen Anlagen. Es wurden bei der Dimensionierung der Rohre empfohlene Geschwindigkeiten aus der Fachliteratur [5, 7] verwendet. Eine detaillierte Auslegung wurde nur für die Mindestgeschwindigkeit in Steigleitungen durchgeführt, um den Aufwand der Arbeit zu begrenzen. Die empfohlenen Geschwindigkeiten können bei Voll- und Teillast eingehalten werden.

Der Druckverlust ist durch die kurzen Rohrwege bei den gewählten Durchmessern gering. Die Rohrreibungszahl wurde nach [5] als konstant angenommen, weil dies als Standard für die Kältetechnik gilt. Eine Bestimmung der Rohrreibungszahl über das Diagramm von Moody bzw. Colebrook und die Berechnung über Formeln für raue und glatte Rohre ergab niedrigere Werte für die Rohrreibungszahl. Daher könnte der Druckverlust in der Praxis geringer ausfallen als hier in der Arbeit berechnet.

## 7.4 Ölrückführung

Von dem Hersteller der ausgewählten Verdichter ist mischbares Öl verfügbar und im Betriebspunkt tritt keine Mischungslücke auf. Demnach ist die Ölrückführung dieser CO<sub>2</sub>-Kälteanlage ähnlich zu behandeln, wie für eine Anlage mit FKW-Kältemittel. Wie nach [5] in Verbundanlagen empfohlen, wird ein Ölabscheider verbaut. Das Öl muss dennoch zurückgeführt werden, weil der Ölabscheider nicht das komplette Öl vom Kältemittel trennen kann. Die Ölrückführung wird durch die verringerte Ölmasse jedoch vereinfacht.

Problematisch für die Ölrückführung sind die Steigleitungen in der Saugleitung, da das Öl nicht mit dem gasförmigen Kältemittel gemischt ist und die Schwerkraft der Strömungsrichtung des Öls entgegenwirkt. In den restlichen Leitungen ist das Öl entweder im flüssigen Kältemittel gelöst oder kann durch das Gefälle in Strömungsrichtung zurückgeführt werden.

Maßgebend für die Ölrückführung in Steigleitungen ist die Geschwindigkeit des Kältemittels. Jacobs [26] hat eine Beziehung für die minimale Strömungsgeschwindigkeit in Steigleitungen aufgestellt, die mehrfach bestätigt wurde [16]. Diese Beziehung gilt für FKW-Kältemittel. CO<sub>2</sub> hat zwar ein ähnliches Strömungsverhalten wie FKW-Kältemittel, jedoch besteht Ungewissheit, ob die Beziehung nach Jacobs ohne Anpassungen auf CO<sub>2</sub> angewendet werden kann. Überraschenderweise gehen in die Beziehung nach Jacobs als Stoffdaten nur die Dichten des Kältemittels und des Öls ein. Die Viskosität ist dabei nicht relevant.

Aufgrund der hohen minimalen Teillast der Verdichter liegt die minimale Geschwindigkeit in der Steigleitung um den Faktor 1,8 über der Geschwindigkeit nach Jacobs, wenn die gesamte Kälteleistung von einem Verdampfer aufgenommen wird. Durch den deutlichen Abstand sollte die Ölrückführung in den Steigleitungen gewährleistet sein.

## 7.5 Gesamtanlage

Nach den Ergebnissen dieser Arbeit ist eine CO<sub>2</sub>-Kälteanlage für die Schockfrosträume wie geplant umsetzbar. Die Verdampfer für Bodenaufstellung sind auf Anfrage bei dem gewünschten Hersteller verfügbar und können die geforderten Leistungen erbringen. Für die Verbundanlage sind zwei Verdichter mit zu den Verdampfern passenden Leistungen ausgelegt worden.

Lediglich die hohe minimale Teillast der Verdichter ist bei dieser Variante nachteilig. Für diese Anlage geeignete Verflüssiger, elektronische Expansionsventile und sonstige Bauteile sind verfügbar und können mit den gegebenen Daten ausgelegt werden. Die Dimensionierung der Rohrleitungen war nach Berücksichtigung der Ölrückführung unproblematisch, da die Anlage mit zwei Verdampfern und zwei Verdichtern unkompliziert aufgebaut ist.

Als Alternative für den ausgelegten Verdampfer mit Bodenaufstellung könnte ein Verdampfer für die Deckenmontage eingesetzt werden. Dadurch könnte mehr Ware in den Schockfrosträumen Platz finden. Nachteilig wäre eine notwendige Umlenkung der Luft, bevor sie auf das Kühlgut trifft. Die Umlenkung würde die Luftgeschwindigkeit reduzieren und die Gefrierzeit erhöhen.

Anstatt der zwei Verdichter könnte eine andere Anzahl gewählt werden. Ein einzelner Verdichter mit der geforderten Leistung von 78kW ist von Bitzer nicht verfügbar. Die maximale Leistung liegt bei 70kW. Mit mehr als zwei Verdichtern würde die minimale Teillast sinken. Jedoch würde sich der apparative und regelungstechnische Aufwand erhöhen und es müssten mehrere Verdichter für einen Verdampfer im Betrieb sein.

Soll eine geringere Teillast der Verdampfer als die minimale Teillast des Verdichters mit FU erreicht werden, sollte für die Steigleitung hinter den Verdampfern ein kleinerer Durchmesser gewählt werden. Eine geringere Teillast wäre durch eine Aufteilung der Kälteleistung auf beide Verdampfer möglich. Durch den kleineren Durchmesser würde die Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels steigen und eine Ölrückführung bei geringerer Leistung ermöglichen.

Um den Regelungsaufwand zu reduzieren könnten, zwei CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen mit jeweils einem Verdampfer gebaut werden. Dabei würden jedoch alle Bauteile doppelt benötigt werden, was bei einer Anlage mit zwei Verdampfern nicht der Fall ist. Dadurch würden die Investitions- und Montagekosten steigen. Wie in Kapitel 2 erwähnt, werden in Supermärkten häufig Booster-Anlagen mit CO<sub>2</sub> als Kältemittel verbaut [17]. Booster-Anlagen sind aber komplex im Aufbau. Zudem wird für die Schockfrosträume eine tiefere Temperatur als für die Tiefkühlung in einem Supermarkt benötigt. Booster-Anlagen könnten vermutlich die geforderten Temperaturen erreichen, aber der Wirkungsgrad wäre niedriger als bei Anlagen für Tiefkühlung.

Größere Kälteanlagen werden oft mit Ammoniak als Kältemittel betrieben [5]. Für die geforderte Kälteleistung von 78kW sind Ammoniak-Anlagen im Vergleich zu den anderen Varianten jedoch mit hohen Kosten verbunden. Die aussichtsreichste Alternative wäre eine Kälteanlage mit R449A oder R452A. Diese beiden Kältemittel sind Gemische aus FKW- und HFO-Kältemitteln. Der GWP-Wert ist durch die Mischung mit HFO-Kältemitteln geringer als bei Gemischen, die nur aus FKW-Kältemitteln bestehen. Jedoch ist der GWP-Wert mit 2141 (R452A) bzw. 1397 (R449A) immer noch deutlich höher als bei CO<sub>2</sub>, mit einem GWP-Wert von 1. Des Weiteren ist die volumetrische Kälteleistung von R452A und R449A deutlich geringer als die von CO<sub>2</sub>, wodurch alle Bauteile größer ausfallen.

## 8 Zusammenfassung und Fazit

Ein Fleischverarbeitungsbetrieb möchte Fleischspieße aus hygienischen Gründen und für einfacheren Transport einfrieren. Dafür wurde eine Kälteanlage für den neuen Produktionsstandort ausgelegt. Die Spieße sollen in zwei Schockfrosträumen mit  $-37^{\circ}\text{C}$  Lufttemperatur möglichst schnell auf die gewünschte Kerntemperatur abgekühlt werden. Es wurde im Vorfeld entschieden diese Anlage mit  $\text{CO}_2$  als Kältemittel auszulegen, da es die Umwelt weniger schädigt als andere Kältemittel und nicht von der „Verordnung über fluorierte Treibhausgase“ [13] betroffen ist.

In Kapitel 2 wurde der aktuelle Stand der Technik von  $\text{CO}_2$ -Kälteanlagen beschrieben. Subkritische  $\text{CO}_2$ -Kälteanlagen gelten als Stand der Technik für Tiefkühlung [17]. Als Verdampfer für Luftkühlung werden Wärmetauscher mit Lamellenrohbündeln und Ventilatoren eingesetzt. Im Leistungsbereich der auszulegenden Anlage werden halbhermetische Hubkolbenverdichter verwendet. Die Abgabe der Verflüssigungswärme geschieht häufig über Plattenwärmetauscher. Das Drosselorgan wird für Schockfrostanlagen als elektronisches Expansionsventil ausgeführt. Zusätzlich werden in den meisten Anlagen Sammler, IWT und Enthitzer eingesetzt.

Um die Kälteleistung der  $\text{CO}_2$ -Kälteanlage zu bestimmen, wurde eine Kühllastberechnung für die Schockfrosträume nach [6] durchgeführt. Demnach sind das Abkühlen und das Gefrieren der Fleischspieße die größten Kühllasten. Durch die Laufzeit von 18 Stunden am Tag, sowie die Abwärme der Ventilatoren und Abtauheizungen, ist die benötigte effektive Verdampferleistung höher als der abzuführende Gesamtwärmestrom. Die Kühllastberechnung ergab eine effektive Verdampferleistung von 39kW pro Schockfrostraum.

Die Gefrierzeit wurde nach den Arbeiten von Rudolf Plank [12, 31, 32] berechnet. Dafür wurden die Differenzialgleichungen für die Wärmekapazität und für die Wärmeleitung verwendet. Demnach erreicht ein Fleischspieß mit 0,5m Durchmesser nach 51 Stunden die geforderte Kerntemperatur von  $-18^{\circ}\text{C}$ . Die gewünschte Gefrierzeit von 24 Stunden kann mit Spießen bis zu einem Durchmesser von 0,32m erreicht werden. Der Abkühlvorgang ist komplex, weswegen viele Vereinfachungen vorgenommen wurden. Die berechneten Ergebnisse wurden durch Messungen an Spießen der aktuellen Produktion weitgehend bestätigt.

Als Verdampfer wurde ein Wärmetauscher mit Lamellenrohbündel und Ventilatoren für Bodenaufstellung ausgelegt. Die analytische Berechnung nach [36] und die Auslegung des Herstellers Güntner [22] stimmen, bis auf eine leichte Abweichung der äußeren Wärmeübertragungsfläche, überein. Die Kälteleistung von 39kW wurde erreicht. Zudem hat der Verdampfer von Güntner einen hohen Luftvolumenstrom, wodurch die Luftgeschwindigkeit und der Wärmeübergang am Kühlgut steigen. Dies wurde bereits in der Berechnung der Gefrierzeit berücksichtigt.

Die Verdichter wurden mit Hilfe des  $\text{CO}_2$  Berechnungstools und des Online-Auslegungsprogramms von Bitzer [4] ausgelegt. Dabei wurden zwei halbhermetische Hubkolbenverdichter gleichen Typs ausgewählt, wovon einer mit einem Frequenzumrichter ausgestattet ist. Die geforderte Kälteleistung von 78kW kann von dem Verdichterverbund erreicht werden. Es bleibt eine Reserve von 10%, falls die Kühllast durch einen anderen Produktionsablauf steigt. Diese

ist auch bei den Verdampfern vorhanden. Die minimale Teillast des Verdichterverbundes ist mit 34% höher als gewünscht.

Die Durchmesser der kältemittelführenden Rohrleitungen wurden mit empfohlenen Geschwindigkeiten nach [6] dimensioniert. Mit den Standard-Durchmessern für Kälteleitungen konnten die Geschwindigkeiten eingehalten werden. Der Druckverlust bei Vollast ist durch die kurzen Rohrwege gering.

Aufgrund des Ölwurfes von Kältemittelverdichtern ist eine Ölrückführung durch den kompletten Kältemittelkreislauf notwendig. In Steigleitungen mit gasförmigem Kältemittel ist die Ölrückführung besonders problematisch. Jacobs hat in [26] eine Beziehung für die minimale Strömungsgeschwindigkeit des Kältemittels in Steigleitungen aufgestellt, bei der eine Ölrückführung noch gewährleistet ist. Durch die hohe minimale Teillast wird die minimale Geschwindigkeit nach Jacobs nur unterschritten, wenn der minimale Massenstrom auf beide Verdampfer aufgeteilt wird. Das lässt sich regelungstechnisch unterbinden, sodass in den Steigleitungen das Öl zurückgeführt werden kann.

Wie bereits in Kapitel 7.5 beschreiben, lässt sich die CO<sub>2</sub>-Kälteanlage wie geplant umsetzen. Die gewünschte Gefrierzeit von einem Tag ist nur bei Spießen mit durchschnittlicher Größe von 0,32m Durchmesser möglich. Die größten Spieße der Produktion benötigen zwei Tage um die geforderte Kerntemperatur von -18°C zu erreichen. Die Bedenken einer einwandfreien Ölrückführung und einer Verdampfungstemperatur nahe dem Tripelpunkt waren teilweise gerechtfertigt und sollten beachtet werden. Im Normalbetrieb sind jedoch beide Punkte nicht problematisch.

Weiterführend könnte das Strömungsverhalten von CO<sub>2</sub> im Vergleich zu FKW-Kältemitteln untersucht werden. Viele der Ergebnisse dieser Arbeit setzen eine Ähnlichkeit im Strömungsverhalten voraus. Die genauen Unterschiede wurden jedoch nicht betrachtet. Des Weiteren kann die Regelung einer CO<sub>2</sub>-Kälteanlage untersucht werden. Für dieses Projekt werden als nächstes die Ergebnisse mit den Lieferanten der Komponenten besprochen, ein Angebot für den Kunden erstellt und je nach Entscheidung des Kunden die Anlage nach seinen Wünschen errichtet.

## 9 Literaturverzeichnis

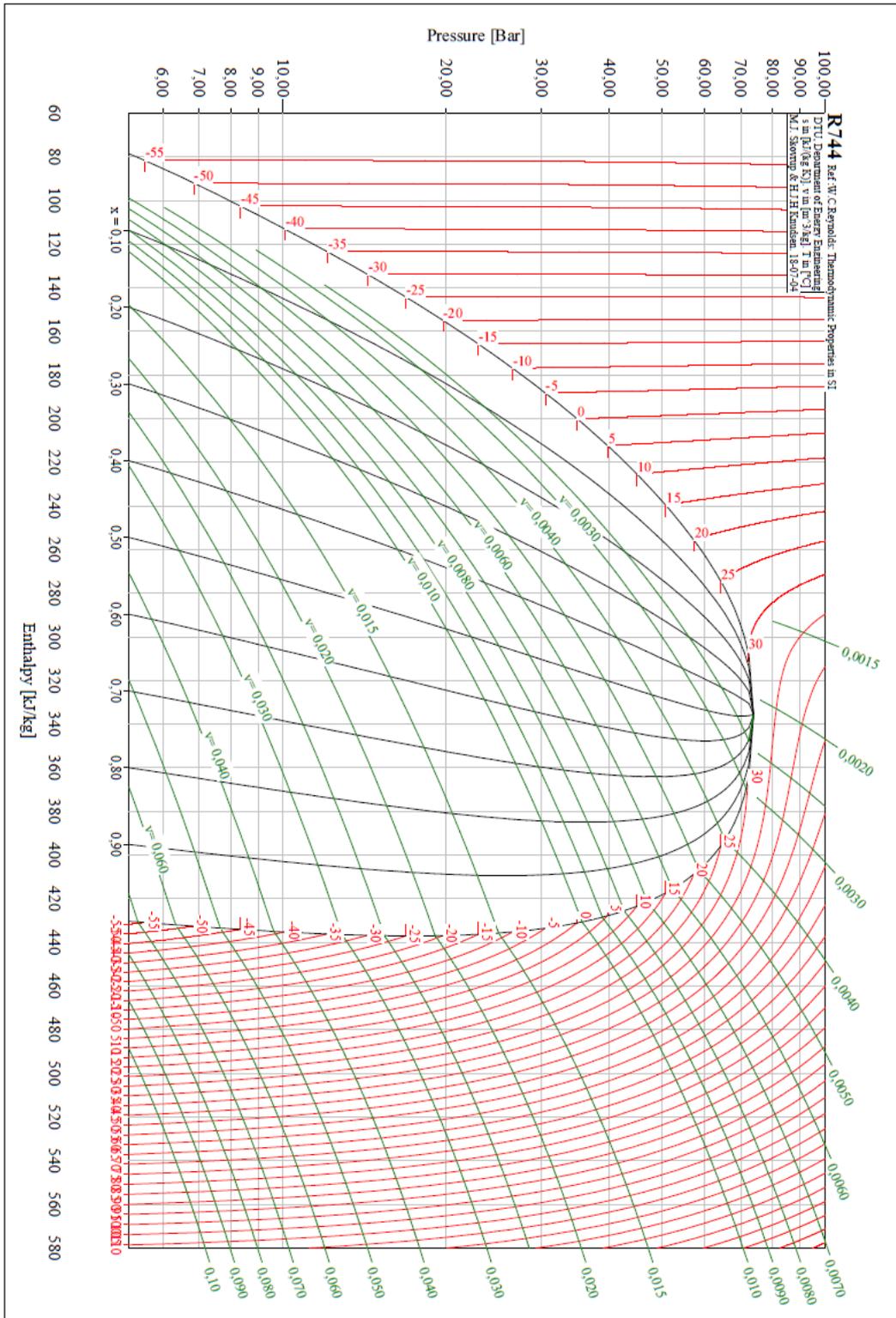
- [1] Alfa Laval Mid Europe GmbH, Wilhelm-Bergner-Straße 7, 21509 Glinde
- [2] Bachmann, S.: CO<sub>2</sub> als Kältemittel (Sonderdruck). Die Kälte + Klimatechnik 63 (2010) 1-10
- [3] Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH: Kältemittel-Report 19, 2016
- [4] Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH, Eschenbrunnlestraße 15, 71065 Sindelfingen
- [5] Breidenbach, K.: Der Kälteanlagenbauer. Berlin, VDE-Verlag, 2014
- [6] Breidert, H.-J.: Projektierung von Kälteanlagen. Berechnung, Auslegung, Beispiele. Berlin, VDE-Verlag, 2013
- [7] Breidert, H.-J., Schittenhelm, D. u. Hoffmann, M.: Formeln, Tabellen und Diagramme für die Kälteanlagentechnik. Berlin, VDE-Verlag, 2016
- [8] Bundesministerium für Ernährung und Landwirtschaft: Verordnung über tiefgefrorene Lebensmittel. TLMV, 05.07.2017
- [9] BV Mattfeld, Verbundanlage xb 4-046, Zeichnungsnummer: 16-0312-100 A, 14.06.2016
- [10] Danfoss GmbH: Tipps für den Monteur. Verflüssigungssätze, 2012
- [11] Danfoss GmbH, Carl-Legien-Straße 8, 63073 Offenbach
- [12] Engerth, H., Fischer, W. u. Gutschmidt, J., et al. (Hrsg.): Die Anwendung der Kälte in der Lebensmittelindustrie. In: Handbuch der Kältetechnik, Bd. 10. Berlin und Heidelberg, Springer Berlin Heidelberg, 1960
- [13] Europäisches Parlament: Verordnung (EU) Nr. 517/2014 über fluoridierte Treibhausgase, 16.04.2014
- [14] Forschungsrat Kältetechnik e.V.: Ölrückführung in vertikalen Saugleitungen in kältetechnischen Systemen für lösliche Öle, Frankfurt, 2003
- [15] Forschungsrat Kältetechnik e.V.: Ölhaushalt in CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. Teil 1, Frankfurt, 2006
- [16] Forschungsrat Kältetechnik e.V.: Öltransport in Steigleitungen, Frankfurt, 2007
- [17] Frösche, M.: Aktuelle Möglichkeiten und Potential von Kälteanlagenschaltungen mit dem Kältemittel R744 (CO<sub>2</sub>). KI Kälte Luft Klimatechnik (2010) 03, S. 24–29
- [18] Gerrit Kerkenpass: CO<sub>2</sub>-Kälteanlagen. Telefon & E-Mail, Hamburg, 29.06.2018

- [19] Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas. Mit 320 Tabellen. In: VDI-Buch. Berlin, Springer Vieweg, 2013
- [20] Gunt Gerätebau GmbH: Basiswissen Rohrleitungen (Kältetechnik). [https://www.gunt.de/images/download/Basiswissen-Rohrleitungen\\_german.pdf](https://www.gunt.de/images/download/Basiswissen-Rohrleitungen_german.pdf), zuletzt geprüft am: 10.07.2018
- [21] Güntner AG & Co. KG: Der Einfluss der Kältemittelunterkühlung auf die Anlageneffizienz. Unterkühlen, aber richtig!
- [22] Güntner AG & Co. KG, Sigmaringer Straße 107, 82256 Fürstfeldbruck
- [23] Güntner GmbH: Effizienzsteigerung an Verdampfern. Warum bereifen Verdampfer heute Stärker als früher?, 2006
- [24] ingenieurkurse.de: Phasendiagramme reiner Stoffe. <https://www.ingenieurkurse.de/chemietechnik-anorganische-chemie/grundlagen-der-chemie/phasendiagramme-reiner-stoffe.html>, zuletzt geprüft am: 06.07.2018
- [25] IPU & Department of Mecanical Engineering: CoolPack. Technical University of Denmark
- [26] Jacobs, M. L., et al.: Oil transport by refrigeration vapour, 1976
- [27] Kap-Lan Fleischgroßhandel GmbH, Lagerstraße 11, 20357 Hamburg
- [28] Kap-Lan Fleischgroßhandel GmbH, Übersicht Grundriss, E01, Entwurfsplan. 30.11.2017
- [29] Karmo, D.: Beiträge zur Erhöhung der Effektivität von Lamellenrohr-Wärmeübertragern, Technische Universität Ilmenau Dissertation. Ilmenau, 2016
- [30] Kurzhals, H.-A.: Kühlen und Gefrieren von Lebensmitteln. In: Lebensmitteltechnologie in der Praxis, Bd. 1. Hamburg, Behr, 2007
- [31] Plank, R.: Die Gefrierdauer von Eisblöcken. Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie 20 (1913), S. 109–114
- [32] Plank, R.: Über die Gefrierzeit von Eis und wasserhaltigen Lebensmitteln. Zeitschrift für die gesamte Kälte-Industrie 39 (1932), S. 56–58
- [33] Réz, I.: Numerische Untersuchung des luftseitigen Wärmeübergangs und Druckverlustes in Lamellenrohr-Wärmeübertragern mit verschiedenen Rohrformen, Technische Universität Bergakademie Freiberg Dissertation. Freiberg, 2004
- [34] Riesen, R.: Einfache Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit von Polymeren mittels DSC, 02/2005
- [35] Rolfsman, L.: CO<sub>2</sub> als Kältemittel. Ein altes Kältemittel mit neuer Zukunft. Die Kälte + Klimatechnik (2001) 9, S. 56–64

[36] Steimle, F., Stephan, K. u. Haaf, S., et al.: Wärmeaustauscher. In: Handbuch der Kältetechnik, Bd. 6/B. Berlin, Heidelberg, Springer, 1988

[37] Veith, H. u. Schmidt, D.: Grundkurs Kältetechnik. Berlin, Offenbach, VDE-Verlag, 2017

# Anhang A: p,h-Diagramm von CO<sub>2</sub> [25]



## Anhang B: Analytische Berechnung des Verdampfers nach [36]

1. Äußerer Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_a = f(\dot{m}_L, t_L, \text{Kühlerabmessungen})$

Hohlraumanteil:

$$\psi = 1 - \frac{\delta_R}{t_R} - \frac{\pi d_a (t_R - \delta_R)}{4 s_q s_l t_R} \quad (\text{B.1})$$

$$\psi = 1 - \frac{0,0003\text{m}}{0,012\text{m}} - \frac{\pi \cdot 0,017\text{m} \cdot (0,012\text{m} - 0,0003\text{m})}{4 \cdot 0,05\text{m} \cdot 0,05\text{m} \cdot 0,012\text{m}}$$

$$\psi = 0,8865$$

Äußere Oberfläche:

$$A_a = \left[ 2 s_q s_l + \pi d_a^2 \left( t_R - \delta_R - \frac{d_a}{2} \right) \right] \frac{L}{t_R} i_q i_l \quad (\text{B.2})$$

$$A_a = \left[ 2 \cdot 0,05\text{m} \cdot 0,05\text{m} + \pi \cdot (0,017\text{m})^2 \cdot \left( 0,012\text{m} - 0,0003\text{m} - \frac{0,017\text{m}}{2} \right) \right] \cdot \frac{2\text{m}}{0,012\text{m}} \cdot 32 \cdot 6$$

$$A_a = 165,47\text{m}^2$$

Rohrbündelvolumen:

$$V = L s_q s_l i_q i_l = 2\text{m} \cdot 0,05\text{m} \cdot 0,05\text{m} \cdot 32 \cdot 6 = 0,9600\text{m}^3 \quad (\text{B.3})$$

Äquivalenter Durchmesser:

$$d_{ae} = \frac{4V\psi}{A_a} = \frac{4 \cdot 0,96\text{m}^3 \cdot 0,8865}{165,47\text{m}^2} = 0,02057\text{m} \quad (\text{B.4})$$

Volumenstrom der Luft:

$$\dot{V}_L = 65000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (\text{B.5})$$

Wird vorgegeben. Es wird der gleiche Wert verwendet, wie für den ausgelegten Verdampfer von Güntner. (Datenblatt in Anhang C)

Ungehinderte Luftgeschwindigkeit:

$$w_{L,0} = \frac{\dot{V}_L}{A_{L,0}} = \frac{65000 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}}{3600 \cdot 3,2\text{m}^2} = 5,6424 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (\text{B.6})$$

Mittlere Anströmgeschwindigkeit:

$$w_{L,m} = \frac{w_{L,0}}{\psi} = \frac{5,6424 \frac{m}{s}}{0,8865} = 6,3649 \frac{m}{s} \quad (\text{B.7})$$

Reynolds-Zahl:

$$Re_{d,ae} = \frac{w_{L,m} d_{ae}}{\nu_L} = \frac{6,3649 \frac{m}{s} \cdot 0,02057m}{1,0310 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 12700 \quad (\text{B.8})$$

Nusselt-Zahl:

$$Nu_{d,ae} = 0,31 Re_{d,ae}^{0,625} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{d_{ae}}{s_l} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (\text{B.9})$$

$$Nu_{d,ae} = 0,31 \cdot 12700^{0,625} \cdot 0,7253^{\frac{1}{3}} \cdot \left( \frac{0,02057m}{0,05m} \right)^{\frac{1}{3}} = 76,07$$

Äußerer Wärmeübergangskoeffizient:

$$\alpha_a = \frac{Nu_{d,ae} \cdot \lambda_L}{d_{ae}} = \frac{76,07 \cdot 0,02124 \frac{W}{mK}}{0,02057m} = 78,53 \frac{W}{m^2K} \quad (\text{B.10})$$

2. Rippenwirkungsgrad:

$$\rho_s = 1,27 \frac{s_q}{d_a} \left( \frac{s_s}{s_q} - 0,3 \right)^{0,5} = 1,27 \cdot \frac{0,05m}{0,017m} \left( \frac{0,05590m}{0,05m} - 0,3 \right)^{0,5} = 3,3784 \quad (\text{B.23})$$

$$h_w = \frac{d_a}{2} (\rho_s - 1) [1 + 0,35 \ln(\rho_s)] \quad (\text{B.24})$$

$$h_w = \frac{0,017m}{2} (3,3784 - 1) [1 + 0,35 \ln(3,3784)] = 0,02883m$$

$$X = \left( \frac{2\alpha_a}{\delta_R \lambda_R} \right)^{0,5} h_w = \left( \frac{2 \cdot 78,53 \frac{W}{m^2K}}{0,0003m \cdot 236 \frac{W}{mK}} \right)^{0,5} \cdot 0,02883m = 1,3579 \quad (\text{B.25})$$

$$\eta_R = \frac{\tanh(X)}{X} = \frac{\tanh(1,3579)}{1,3579} = 0,6450 \quad (\text{B.26})$$

3. Scheinbarer Wärmeübergangskoeffizient:

$$\alpha_{as,h} = \alpha_a \left( \frac{A_G}{A_a} + \eta_R \frac{A_R}{A_a} \right) \quad (\text{B.29})$$

$$\alpha_{as,h} = 78,53 \frac{W}{m^2K} \cdot \left( \frac{19,9956m^2}{165,47m^2} + 0,6450 \cdot \frac{145,47m^2}{165,47m^2} \right) = 54,03 \frac{W}{m^2K}$$

4. Massenstrom des Kältemittels

$$\dot{M}_{CO_2} = \frac{\dot{Q}}{(h_{CO_2,2} - h_{CO_2,1})} \quad (\text{B.11})$$

$h_{CO_2,2}$  und  $h_{CO_2,1}$  aus den Stoffdaten mit 3K Unterkühlung, 5K Überhitzung und einer Verdampfungstemperatur von -45°C. Bei der ersten Rechnung mit Schätzung für  $\dot{Q}$ .

$$\dot{M}_{CO_2} = \frac{399550W}{\left( 438,83 \frac{kJ}{kg} - 187,93 \frac{kJ}{kg} \right)} = 0,1592 \frac{kg}{s} \quad (\text{B.12})$$

5. Wärmestrom in der Überhitzungszone:

$$\dot{Q}_h = \dot{M}_{CO_2} (h_{CO_2,2} - h'_{CO_2}) = 0,1592 \frac{kg}{s} \left( 438,83 \frac{kJ}{kg} - 434,15 \frac{kJ}{kg} \right) = 745,19W \quad (\text{B.13})$$

Mit  $h'_R$  aus den Stoffdaten bei -45°C Verdampfung.

6. Massenstromdichte des Kältemittels:

$$\dot{m}_{CO_2} = \frac{\dot{M}_{CO_2}}{\sum S_R} = \frac{\dot{M}_{CO_2}}{i \frac{\pi}{4} d_i^2} = \frac{0,1592 \frac{kg}{s}}{6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,015m)^2} = 180,21 \frac{kg}{m^2s} \quad (\text{B.11})$$

7. Wärmeübergangskoeffizient in der Überhitzungszone:

$$Re_{CO_2,Gas} = \frac{\dot{m}_{CO_2} d_i}{\eta_{CO_2,Gas}} = \frac{180,21 \frac{kg}{m^2s} \cdot 0,015m}{1,1576 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}} = 233526 \quad (\text{B.8})$$

$$\alpha_{i,h} = 0,0214 \frac{\lambda_{R,G}}{d_i} (Re_{CO_2,Gas}^{0,8} - 100) Pr_{CO_2,Gas}^{0,4} \left[ 1 + \left( \frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (\text{B.17})$$

$$\alpha_{i,h} = 0,0214 \cdot \frac{0,01214 \frac{W}{mK}}{0,015m} \cdot (233526^{0,8} - 100) \cdot 0,9523^{0,4} \left[ 1 + \left( \frac{0,015m}{2m} \right)^{2/3} \right]$$

$$\alpha_{i,h} = 345,81 \frac{W}{m^2K}$$

8. Wärmedurchgangskoeffizient in der Überhitzungszone:

$$k_h = \frac{1}{\frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_{as,h}}} = \frac{1}{\frac{165,47m^2}{18,0956m^2} \frac{1}{345,81 \frac{W}{m^2K}} + \frac{1}{54,03 \frac{W}{m^2K}}} = 22,25 \frac{W}{m^2K} \quad (B.30)$$

9. Lufttemperatur am Übergang von Überhitzungs- zu Verdampfungszone:

$$\dot{M}_L = \dot{V}_L \rho_L = \frac{65000 \frac{m^3}{h}}{3600} \cdot 1,4829 \frac{kg}{m^3} = 26,77 \frac{kg}{s} \quad (B.11)$$

$$t'_L = t_{L,1} - \frac{\dot{Q}_h}{\dot{M}_L c_{p,L}} = -37^\circ C - \frac{745,19W}{26,77 \frac{kg}{s} \cdot 1007 \frac{J}{kgK}} = -37,03^\circ C$$

10. Mittlerer Temperaturabstand in der Überhitzungszone:

$$\Delta t_{m,h} = \frac{(t'_L - t'_{CO2}) - (t_{L,1} - t_{CO2,2})}{\ln \left( \frac{t'_L - t'_{CO2}}{t_{L,1} - t_{CO2,2}} \right)}$$

$$\Delta t_{m,h} = \frac{[-37,03^\circ C - (-45^\circ C)] - [-37^\circ C - (-40)]}{\ln \left( \frac{-37,03^\circ C - (-45^\circ C)}{-37^\circ C - (-40)} \right)} = 5,0875K$$

11. Äußere Oberfläche der Überhitzungszone:

$$\dot{Q}_h = k_h A_h \Delta t_{m,h}$$

$$A_h = \frac{\dot{Q}_h}{k_h \Delta t_{m,h}} = \frac{745,19W}{22,25 \frac{W}{m^2K} \cdot 5,0875K} = 6,5843m^2$$

12. Äußere Oberfläche in der Verdampfungszone:

$$A_{a,s} = A_a - A_h = 165,47m^2 - 6,5843m^2 = 158,88m^2$$

13. Mittlere Grundrohrtemperatur:

$$t_{G,m,s} = t_{L,m,s} - \frac{k_s}{\alpha_{as,s}} (t_{L,m,s} - t_{CO_2,m,s}) \quad (B.13)$$

$$t_{G,m,s} = -37,78^\circ C - \frac{41,23 \frac{W}{m^2K}}{54,93 \frac{W}{m^2K}} (-37,78^\circ C - (-43,75^\circ C)) = -42,25^\circ C$$

Bei der ersten Rechnung mit Schätzung für  $t_{G,m,s}$ .

14. Sättigungsdampfdruck mit der Magnus-Formel und absolute Feuchte für den gesättigten Zustand bei der mittleren Grundrohrtemperatur:

$$p_{d,G,s} = p_{s0} e^{\frac{c_1 t_{G,m,s}}{c_2 + t_{G,m,s}}} = 610,78 \cdot e^{\frac{17,84362 \cdot (-42,25^\circ C)}{234,175K + (-42,25^\circ C)}} = 12,02Pa \quad (B.14)$$

$$x_{G,m,s} = 0,622 \cdot \frac{p_{d,G,s}}{p_L - p_{d,G,s}} = 0,622 \cdot \frac{12,02Pa}{101325Pa - 12,02Pa} \quad (B.15)$$

$$x_{G,m,s} = 0,00007377 \frac{kg}{kg}$$

15. Verhältnis des gesamten zum sensiblen Wärmeübergang am Grundrohr in der Verdampfungszone:

$$\left( \frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}} \right)_{G,s} = 1 + \frac{\Delta h_d + \Delta h_{Kris}}{c_{p,L}} \frac{x_{L,1} - x_{G,m,s}}{t'_L - t_{G,m,s}} \quad (B.16)$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}}\right)_{G,S} = 1 + \frac{2500000 \frac{J}{kg} + 333000 \frac{J}{kg}}{1007 \frac{J}{kgK}} \cdot \frac{0,0001252 - 0,00007377}{-37,03^\circ C - (-42,25^\circ C)}$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}}\right)_{G,S} = 1,0277$$

16. Wärmeübergangskoeffizient am Grundrohr:

$$\alpha_{G,g,s} = \alpha_a \left(\frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}}\right)_{G,S}^r = 78,53 \frac{W}{m^2K} \cdot 1,0277^{0,81} = 80,29 \frac{W}{m^2K} \quad (B.17)$$

17. Mittlere Rippentemperatur:

$$t_{R,m,s} = t_{L,m,s} - (t_{L,m,s} - t_{G,m,s})\eta_{R,s} \quad (B.18)$$

$$t_{R,m,s} = -37,78^\circ C - (-37,78^\circ C - (-42,25^\circ C)) \cdot 0,6403 = -40,64^\circ C$$

Mit Schätzwerten für die mittlere Lufttemperatur  $t_{L,m,s}$  und den Rippenwirkungsgrad  $\eta_{R,s}$  bei der ersten Rechnung.

18. Sättigungsdampfdruck mit der Magnus-Formel und absolute Feuchte für den gesättigten Zustand bei der mittleren Rippentemperatur:

$$p_{d,R,s} = p_{s0} e^{\frac{c_1 t_{R,m,s}}{c_2 + t_{R,m,s}}} = 610,78 \cdot e^{\frac{17,84362 \cdot (-40,64^\circ C)}{234,175K + (-40,64^\circ C)}} = 14,40 Pa \quad (B.19)$$

$$x_{R,m,s} = 0,622 \cdot \frac{p_{d,R,s}}{p_L - p_{d,R,s}} = 0,622 \cdot \frac{14,40 Pa}{101325 Pa - 14,40 Pa} \quad (B.20)$$

$$x_{R,m,s} = 0,00008843 \frac{kg}{kg}$$

19. Verhältnis vom gesamten zum sensiblen Wärmeübergang am Grundrohr:

$$\left(\frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}}\right)_{R,S} = 1 + \frac{\Delta h_d + \Delta h_{Kris}}{c_{p,L}} \frac{x_{L,1} - x_{R,m,s}}{t'_L - t_{R,m,s}} \quad (B.21)$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}}\right)_{R,S} = 1 + \frac{2500000 \frac{J}{kg} + 333000 \frac{J}{kg}}{1007 \frac{J}{kgK}} \cdot \frac{0,0001252 - 0,00008843}{-37,03^\circ C - (-40,64^\circ C)}$$

$$\left(\frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}}\right)_{R,S} = 1,0286$$

20. Wärmeübergangskoeffizient an den Rippen:

$$\alpha_{R,g,s} = \alpha_a \left(\frac{\dot{Q}_{ges}}{\dot{Q}_{sen}}\right)_{R,S}^r = 78,53 \frac{W}{m^2K} \cdot 1,0286^{0,81} = 80,35 \frac{W}{m^2K} \quad (B.22)$$

21. Rippenwirkungsgrad  $\eta_R$  über den Rippenparameter  $X$ , die wirksame Rippenhöhe  $h_w$  und einem dimensionslosen Durchmesser Verhältnis  $\rho_s$ :

$$X = \left(\frac{2\alpha_{R,g,s}}{\delta_R \lambda_R}\right)^{0,5} h_w = \left(\frac{2 \cdot 80,35 \frac{W}{m^2K}}{0,0003m \cdot 236 \frac{W}{mK}}\right)^{0,5} \cdot 0,02883m = 1,3735 \quad (B.25)$$

$$\eta_{R,s} = \frac{\tanh(X)}{X} = \frac{\tanh(1,3735)}{1,3735} = 0,6403 \quad (B.26)$$

22. Entfeuchtung pro Kelvin Temperaturänderung:

$$\left(\frac{\Delta x_L}{\Delta t_L}\right)_s = \frac{x_{L,1} - x_{G,m,s}}{t_{L,1} - t_{G,m,s}} \frac{1 + \frac{A_R}{A_G} \frac{x_{L,1} - x_{R,m,s}}{x_{L,1} - x_{G,m,s}}}{1 + \frac{A_R}{A_G} \frac{t_{L,1} - t_{R,m,s}}{t_{L,1} - t_{G,m,s}}} \quad (B.27)$$

$$\left(\frac{\Delta x_L}{\Delta t_L}\right)_s = \frac{0,0001252 - 0,00007240}{-37^\circ C - (-42,25^\circ C)} \cdot \frac{1 + \frac{145,47m^2}{19,9956m^2} \cdot \frac{0,0001252 - 0,00008843}{0,0001252 - 0,00007377}}{1 + \frac{145,47m^2}{19,9956m^2} \cdot \frac{-37^\circ C - (-40,64^\circ C)}{-37^\circ C - (-42,25^\circ C)}}$$

$$\left(\frac{\Delta x_L}{\Delta t_L}\right)_s = 1,0115 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{kgK}$$

23. Enthalpieänderung pro Kelvin Temperaturänderung:

$$\left(\frac{\Delta h_L}{\Delta t_L}\right)_s = c_{p,L} + \left(\frac{\Delta x_L}{\Delta t_L}\right)_s (\Delta h_d + \Delta h_s) \quad (\text{B.28})$$

$$\left(\frac{\Delta h_L}{\Delta t_L}\right)_s = 1007 \frac{J}{kgK} + 1,0115 \cdot 10^{-5} \frac{kg}{kgK} \cdot \left(2500000 \frac{J}{kg} + 333000 \frac{J}{kg}\right)$$

$$\left(\frac{\Delta h_L}{\Delta t_L}\right)_s = 1035,66 \frac{J}{kgK}$$

24. Scheinbarer Wärmeübergangskoeffizient für die gesamte Kühloberfläche  $A_a$ :

$$\alpha_{as,s} = \alpha_{G,g,s} \frac{A_G}{A_a} + \alpha_{R,g,s} \eta_{R,s} \frac{A_R}{A_a} \quad (\text{B.29})$$

$$\alpha_{as,s} = 80,29 \frac{W}{m^2K} \cdot \frac{19,9956m^2}{165,47m^2} + 80,35 \frac{W}{m^2K} \cdot 0,6803 \cdot \frac{145,47m^2}{165,47m^2}$$

$$\alpha_{as,s} = 54,93 \frac{W}{m^2K}$$

25. Wärmestromdichte in der Verdampfungszone:

$$\dot{q}_{i,s} = \frac{\dot{Q} - \dot{Q}_h}{A_{a,s}} \frac{A_a}{A_i} = \frac{39950W - 745,19W}{158,18m^2} \frac{165,47m^2}{19,0956m^2} = 2256 \frac{W}{m^2}$$

26. Mittlerer Wärmeübergang für Blasensieden und Konvektionssieden

$$\bar{\alpha}_{B,s} = 0,0027 F \dot{m}_{CO_2}^{0,1} \dot{q}_{i,s}^{0,56} \frac{R_p^{0,133}}{d_i^{0,3}}$$

$$\bar{\alpha}_{B,s} = 0,0027 \cdot 2500 \cdot \left(180,21 \frac{kg}{m^2s}\right)^{0,1} \cdot \left(2256 \frac{W}{m^2}\right)^{0,56} \cdot \frac{(10^{-6})^{0,133}}{(0,015m)^{0,3}}$$

$$\bar{\alpha}_{B,s} = 480,80 \frac{W}{m^2K}$$

$$\bar{\alpha}_{K,0} = 0,67 \dot{m}_{CO_2}^{1,1} \frac{(T_{kr}/T_S)^{2,6}}{d_i^{0,3}}$$

$$\bar{\alpha}_{K,0} = 0,67 \cdot \left(180,21 \frac{kg}{m^2 s}\right)^{1,1} \cdot \frac{(304,15K/228,15K)^{2,6}}{(0,015m)^{0,3}}$$

$$\bar{\alpha}_{K,0} = 1511,01 \frac{W}{m^2 K}$$

Der Wert für Konvektionssieden liegt über den des Blasensiedens. Aus diesem Grund wird der Wert für Konvektionssieden in der weiteren Berechnung verwendet. (siehe Kapitel 5.1, Auslegung Verdampfer)

27. Wärmedurchgangskoeffizient in der Verdampfungszone:

$$k_s = \frac{1}{\frac{A_a}{A_i} \frac{1}{\alpha_{i,s}} + \frac{1}{\alpha_{as,s}}} \quad (B.30)$$

$$k_s = \frac{1}{\frac{165,47m^2}{18,0956m^2} \frac{1}{1511,01 \frac{W}{m^2 K}} + \frac{1}{54,93 \frac{W}{m^2 K}}} = 41,23 \frac{W}{m^2 K}$$

28. Reibungsdruckabfall nach Gronnerud:

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{Fl} = 0,158 \frac{\eta_{Fl}^{0,25} \dot{m}_{CO_2}^{1,75}}{d^{1,25} \rho_{Fl}} \quad (B.31)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{Fl} = 0,158 \cdot \frac{(2,1360 \cdot 10^{-4} Pas)^{0,25} \cdot \left(180,21 \frac{kg}{m^2 s}\right)^{1,75}}{(0,015m)^{1,25} \cdot 1136 \frac{kg}{m^3}} \quad (B.31)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{Fl} = 28,39 \frac{Pa}{m} \quad (B.31)$$

$$O = \frac{(\rho_{Fl}/\rho_{Gas})}{(\eta_{Fl}/\eta_{Gas})^{0,25}} - 1 = \frac{\left(1136 \frac{kg}{m^3} / 21,37 \frac{kg}{m^3}\right)}{(2,1360 \cdot 10^{-4} Pas / 1,5300 \cdot 10^{-5} Pas)^{0,25}} - 1 \quad (B.31)$$

$$O = 25,22 \quad (B.31)$$

$$Fr_{Fl} = \frac{\dot{m}_{CO_2}^2}{\rho_{Fl}^2 dg} = \frac{\left(180,21 \frac{kg}{m^2s}\right)^2}{\left(1136 \frac{kg}{m^3}\right)^2 \cdot 0,015m \cdot 9,81 \frac{m}{s^2}} = 0,1710 \quad (B.31)$$

$$f_{Fr} = Fr_{Fl}^{0,3} + 0,0055 \left(\ln \frac{1}{Fr_{Fl}}\right) = 0,1710^{0,3} + 0,0055 \cdot \left(\ln \frac{1}{0,1710}\right)^2 \quad (B.31)$$

$$f_{Fr} = 0,6059 \quad (B.31)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{fr} = \frac{f_{Fr}}{1 - x_1^*} [0,5(1 - x_1^{*2}) + 1,4929(1 - x_1^{*2,8}) - 0,364f_{Fr}^{0,5}(1 - x_1^{*11})] \quad (B.31)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{fr} = \frac{0,6059}{1 - 0,26} [0,5(1 - 0,26^2) + 1,4929(1 - 0,26^{2,8}) - 0,364 \cdot 0,6059^{0,5}(1 - 0,26^{11})] \quad (B.31)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{fr} = 1,2928 \frac{Pa}{m} \quad (B.31)$$

$$\Phi_{fr} = O\left(\frac{\Delta p}{l}\right)_{fr} + 1 = 25,22 \cdot 1,2928 \frac{Pa}{m} + 1 = 33,61 \quad (B.31)$$

$$\left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{zph} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{Fl} \Phi_{fr} = 28,39 \frac{Pa}{m} \cdot 33,61 = 954 \frac{Pa}{m} \quad (B.31)$$

$$\Delta p_{CO_2,fr} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{zph} l \frac{i_q i_l}{i_p} = 954 \frac{Pa}{m} \cdot 2m \cdot \frac{32 \cdot 6}{5} = 73284 Pa \quad (B.31)$$

$$\Delta p_{CO_2,U} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta l}\right)_{zph} \cdot 1,5\pi s_q \frac{i_q i_l}{i_p} = 954 \frac{Pa}{m} \cdot 1,5 \cdot \pi \cdot 0,05m \cdot \frac{32 \cdot 6}{5} = 8634 Pa \quad (B.31)$$

$$\Delta p_{CO_2,B} = \frac{\dot{m}_{CO_2}^2}{\rho_{CO_2,Gas}} = \frac{\left(180,21 \frac{kg}{m^2s}\right)^2}{21,37 \frac{kg}{m^3}} = 1495 Pa \quad (B.31)$$

$$\Delta p_{CO_2} = \Delta p_{CO_2,fr} + \Delta p_{CO_2,U} + \Delta p_{CO_2,B} = 73284 Pa + 8634 Pa + 1495 Pa \quad (B.31)$$

$$\Delta p_{CO_2} = 83413 Pa \quad (B.31)$$

29. Differenz der Sättigungstemperatur

$$\Delta t_{CO_2,s} = f(\Delta p_R) = 2,5076K \quad (B.31)$$

30. Mittlere Verdampfungstemperatur

$$t_{CO_2,m,s} = t'_{CO_2} + \frac{\Delta t_{CO_2,s}}{2} = -45^\circ C + \frac{2,5076K}{2} = -43,75^\circ C \quad (B.31)$$

31. Mittlere Lufttemperatur in der Verdampfungszone:

$$t_{L,m,s} = t'_L - (t'_L - t_{CO_2,m,s}) \left\{ 1 - \exp \left[ - \frac{k_s A_{a,s}}{2 \dot{M}_L \left( \frac{\Delta h_L}{\Delta t_L} \right)_s} \right] \right\} \quad (B.32)$$

$$t_{L,m,s} = -37,03^\circ C - (-37,03^\circ C - (-43,75^\circ C)) \left\{ 1 - \exp \left[ - \frac{39,39 \frac{W}{m^2 K} \cdot 158,88 m^2}{2 \cdot 26,77 \frac{kg}{s} \cdot 1036 \frac{J}{kg K}} \right] \right\}$$

$$t_{L,m,s} = -37,78^\circ C$$

32. Austrittstemperatur der Luft:

$$t_{L,2} = t'_L - (t'_L - t_{CO_2,m,s}) \left\{ 1 - \exp \left[ - \frac{k_s A_{a,s}}{\dot{M}_L \left( \frac{\Delta h_L}{\Delta t_L} \right)_s} \right] \right\} \quad (B.32)$$

$$t_{L,2} = -37,03^\circ C - (-37,03^\circ C - (-43,75^\circ C)) \left\{ 1 - \exp \left[ - \frac{39,39 \frac{W}{m^2 K} \cdot 158,88 m^2}{26,77 \frac{kg}{s} \cdot 1036 \frac{J}{kg K}} \right] \right\}$$

$$t_{L,2} = -38,44^\circ C$$

33. Übertragener Wärmestrom in der Verdampfungszone:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &= (t'_L - t_{L,2}) \left( \frac{\Delta h_L}{\Delta t_L} \right)_s \dot{M}_L \\ &= (-37,03^\circ\text{C} - (-38,44^\circ\text{C})) \cdot 1036 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 26,77 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}\quad (\text{B.33})$$

$$\dot{Q}_s = 39198\text{W}$$

34. Gesamter Wärmestrom:

$$\dot{Q} = \dot{Q}_h + \dot{Q}_s = 745,19\text{W} + 39198\text{W} = 39943\text{W} \quad (\text{B.33})$$

35. Absolute Feuchtigkeit am Austritt:

$$x_{L,2} = x_{L,1} - \left( \frac{\Delta x_L}{\Delta t_L} \right)_s (t'_L - t_{L,2}) \quad (\text{B.34})$$

$$x_{L,2} = 0,0001252 \frac{\text{kg}}{\text{kg}} - 1,0115 \cdot 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{kgK}} \cdot (-37,03^\circ\text{C} - (-38,44^\circ\text{C}))$$

$$x_{L,2} = 0,0001109 \frac{\text{kg}}{\text{kg}}$$

36. Druckverlust auf der Luftseite

$$\zeta_m = 6 \cdot Re_{d,ae}^{\frac{1}{3}} \left( \frac{d_{ae}}{s_l} \right)^{0,6} = 6 \cdot 12700^{\frac{1}{3}} \left( \frac{0,02057\text{m}}{0,05\text{m}} \right)^{0,6} = 0,1509 \quad (\text{3.1})$$

$$\Delta p_L = i_l \zeta_m \frac{s_l}{d_{ae}} \frac{\rho_L}{2} w_{L,m}^2 = 6 \cdot 0,1509 \cdot \frac{0,05\text{m}}{0,02057\text{m}} \cdot \frac{1,4829 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{2} \cdot \left( 6,3649 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right)^2 \quad (\text{3.2})$$

$$\Delta p_L = 66,12\text{Pa} \quad (\text{3.2})$$

## Anhang C: Auslegung des Verdampfers von Guntner [22]

\*



GTH Gebäude Technik Hamburg	Datum:	03.07.2018
	Anfrage vom:	03.07.2018
	Projekt:	Luftkühler GFN
	Angebots-Nr.:	FG1068664/FA1091803
	Position:	10
	Ansprechpartner:	Holger Gerken

### Verdampfer S-GFN 066A/412-E Nur zur Berechnung!

Leistung:	39.0 kW <sup>(1)</sup>	Kältemittel:	M:CO2 (R744) at -45.0 °C/-4.0 °C/-2.0 °C <sup>(4)</sup>
Flächenreserve:	10.4 %	Verdampfungstemp.:	-45.0 °C
Luftvolumenstrom:	65066 m <sup>3</sup> /h <sup>(3)</sup>	Überhitzung:	5.0 K
Luftgeschwindigkeit:	4.5 m/s		
Luft Eintritt:	-37.0 °C	Verflüssigungstemp.:	-2.0 °C
Luft Austritt:	-38.4 °C	Unterkühlungstemp.:	-4.0 °C
Luftdruck:	1013 mbar		

Ventilatoren (AC): 4 Stück 3~400V 50HzΔ/(Y)

Daten je Motor (Nominaldaten):	Schalldruckpegel:	74 dB(A) in 3.0 m <sup>(4)</sup>
Drehzahl: 1370 min-1 / (1130 min-1)	Schalleistung:	97 dB(A)
Leistung (mech./el.): 1.50 kW/2.00 kW	Wurfweite:	--
Stromaufnahme: 4.10 A <sup>(5)</sup>	Reif:	0.0 mm
ErP: Konform <sup>(6)</sup>		

Gesamte el. Leistungsaufnahme: --	Energieeffizienzklasse:	--
-----------------------------------	-------------------------	----

Gehäuse:	Stahl verzinkt	WT-Rohre:	Kupfer <sup>(7)</sup>
Austauschfläche:	138.4 m <sup>2</sup>	Lamellen:	Aluminium <sup>(7)</sup>
Rohrinhalt:	59.4 l	Vert.-Dp:	2.6 bar
Lam. Teilung:	12.00 mm	Saugstutzen:	28.0 * 1.50 mm
Leergewicht:	589 kg <sup>(8)</sup>	Eintrittsstutzen:	22.0 mm
Max. Betriebsdruck:	32.0 bar	DGRL-Einstufung:	Art. 4, Abs. 3 <sup>(9)</sup>

### Abmessungen:<sup>(8)</sup>

Gerätelänge:	2476 mm
Gerätebreite:	966 mm
Gerätehöhe:	2214 mm <sup>(8)</sup>
Zahl der Aufhängungen:	6

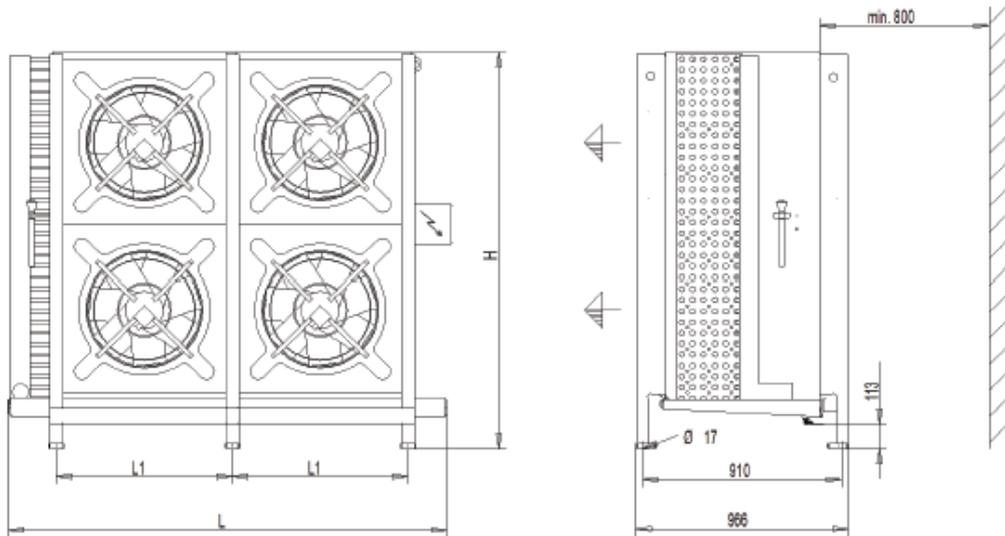
(S = Sonderblock, Saugstutzen: 28.0 \* 1.50 mm, Spinne: 6.0 \* 1.00 mm, 1300 mm, Sammelrohr: 35.0 \* 1.50 mm)

GPC EU Professional Inhouse, 2018.23-173/2018-07-02, PL 1/2C18  
 FA1091803\_0010\_00  
 Seite 1 von 3  
 ETO  
 GFN 066A/412-E/D/E/1/11/2/57/203\*

S-GFN 066A/412-E Nur zur Berechnung!

Projekt: Luftkühler GFN  
 Angebots-Nr.: FG1068664/FA1091803  
 Position: 10  
 Ansprechpartner: Holger Gerken

G/PC, EU Professional Inhouse, 2018.23-173/2018-07-02, PL 1/2C18 · FA1091803\_0010\_00 · Seite 2 von 3 · ETO · GFN 066A/412-E/ID1E/1112/57/203+



File: EMFGfr4\_Sl.emf

L = 2476 mm                      H = 2214 mm                      L1 = 1000 mm

Achtung: Skizze und Abmessungen gelten nicht für alle möglichen Varianten!

Zubehör	Stück
Ei. Abtauheizung Block normal für $t_0 \geq -40^\circ\text{C}^{(10)}$ 400V-15x1.8kW	1
Ei. Abtauheizung Wannen normal für $t_0 \geq -40^\circ\text{C}^{(10)}$ 400V-3x1.3kW	1
Trennblech inkl. Heizung	1
Sonderausführung	1
Sonderzubehör	
Ventilatorringheizung 230V 0,4kW Silikonkabel	4
Jalousieklappe 2-teilig, beheizt	1

# Anhang D: Auslegung des Verdichterverbundes von Bitzer [4]

## CO<sub>2</sub> Berechnungstool

Version 1.54

Alle Drücke sind Absolutwerte  
02.07.2018 / Vorläufige Daten

Projektname:

System: Tiefkühl-(Kaskaden)-Stufe    Netzversorgung: 50 Hz / 400 V

**Tiefkühlung**

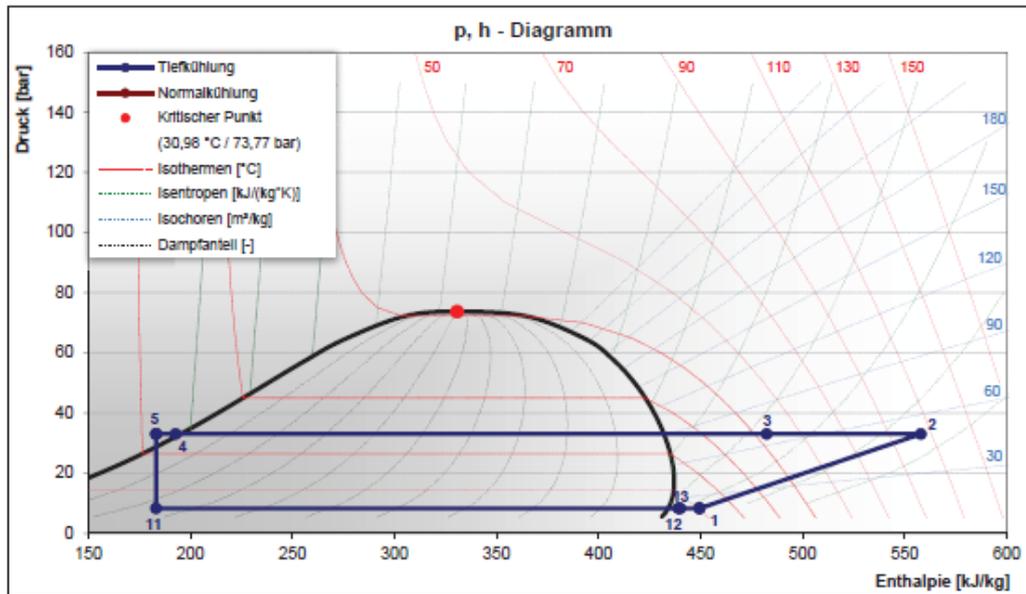
Kältemittel		R744	
Verdampfer-Kälteleistung	78 kW		
Anzahl Verdichter	2		
<hr/>			
Verdampfungstemperatur	-45,0 °C	8,3 bar	
Verdampfer-Überhitzung	5,0 K		
Überhitzung Saugleitung	1,0 K		
IWT-Überhitzung	10,0 K	<input type="checkbox"/> IHX -> liq.total	
Überh. ges. / Saugg.-Temp.	16,0 K /	-29,0 °C	
<hr/>			
Verflüssigungstemperatur	-2,0 °C	33,0 bar	
Verflüssiger-Unterkühlung	1,0 K		
IWT-Unterkühlung	4,0 K		
Externe Unterkuhlung	0,0 K		
Unterh. ges. / Fl.-Temp.	5,0 K /	-7,0 °C	
<hr/>			
Enthitzer-Temperatur	35,0 °C		

**Tiefkühlung**

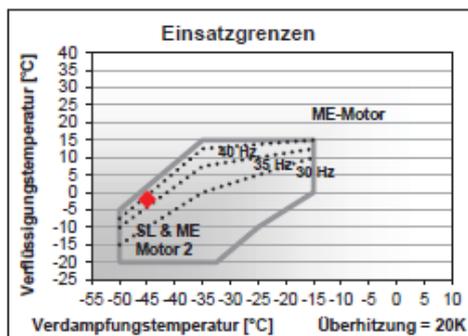
Verdichter	4T&L-20K	4T&L-20K					Gesamt
Motorkennung	40P (PW)	40P (PW)					
Frequenzumrichter	64 Hz	Ohne					
Verdichter-Kälteleistung	44,45 kW	34,50 kW					78,95 kW
Verdampfer-Kälteleistung	44,28 kW	34,37 kW					78,65 kW
Leistungsaufnahme	18,78 kW	14,54 kW					33,32 kW
Betriebsstrom (400 V)	—	24,88 A					—
Max. Betriebsstrom	40,00 A	40,00 A					80,00 A
Verflüssiger-Leistung	50,13 kW	38,91 kW					89,04 (112,27) kW
COP Verdichter	2,37	2,37					2,37
Massenstrom	623 kg/h	484 kg/h					1.107 kg/h
Druckgastemperatur	105 °C	105 °C					105 °C
Verhältnis Verdichter	56 %	44 %					100 %
Verh. zum Kältebedarf	57 %	44 %					101 %
VARIPACK Model (70Hz)	FHU+45						



Projektname:

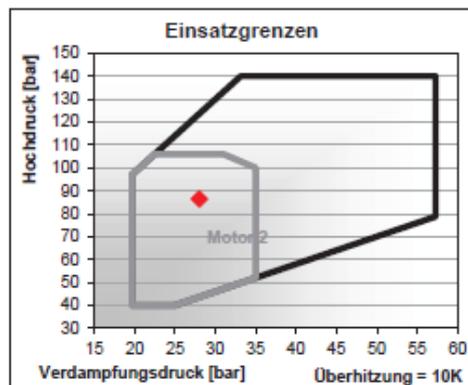


### Tiefkühlung



Massenstrom		1.107 kg/h
IWT $\Delta$ Tlog / Leistung	28,9 K	2,93 kW
Ext. Unterkühler-Leistung		0,00 kW
Enthitzer-Leistung		23,22 kW
COP/EER TK Stufe		
COP Verdampfer		2,36

### Normalkühlung



Verdichter-Massenstrom		1.287 kg/h
Massenstr. Flüssigkeit		733 kg/h
Massenstr. Flashgas		553 kg/h
Massenstr. Verdampfer		
IWT $\Delta$ Tlog / Leistung(FGB)	0,0 K	0,00 kW
Ext. Unterkühler-Leistung		0,00 kW
COP/EER NK Stufe		
COP Verdampfer		
COP/EER Total		
COP Verd. ges.		2,36

(Bitte beachten Sie auch die Informationen auf Seite 3 and 4!)

Seite 2 / 4

# Anhang E: Datenblätter der einzelnen Verdichter von Bitzer [4]

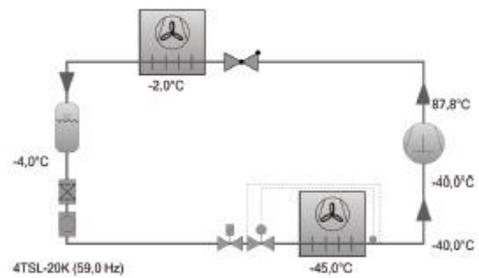
Verdichter mit FU, maximale Leistung:

		1 / 4
BITZER Software v6.8.7 rev2018	02.07.2018 / Alle Angaben ohne Gewähr.	

## Auslegung: Halbhermetische Hubkolbenverdichter

### Vorgabewerte

Verdichtertyp	4TSL-20K
Modus	Kälte- und Klimaanlage
Kältemittel	R744
Bezugstemperatur	Taupunkt
Verdampfung	-45,00 °C
Verflüssigung	-2,00 °C
Flüss. unterk. (im Verfl.)	2,00 K
Sauggasüberhitzung	5,00 K
Betriebsart	Subkritisch
Netzversorgung	400V-3-50Hz
Nutzbare Überhitzung	100%

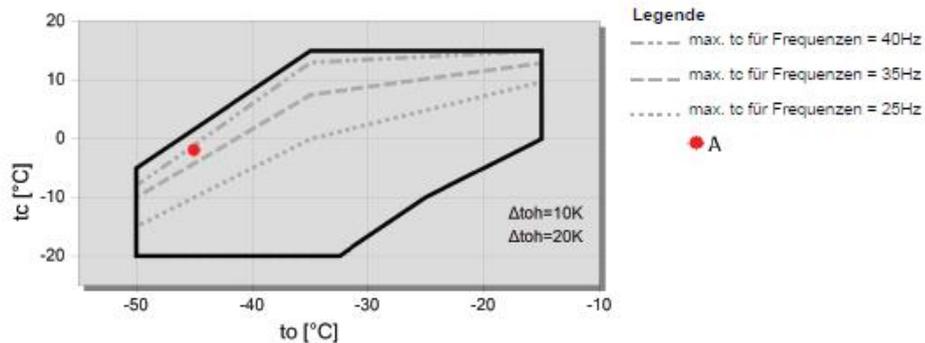


### Ergebnis

Verdichter	<b>4TSL-20K-40P</b>
Verdichterfrequenz	59,0 Hz
Kälteleistung	42,2 kW
Kälteleistung *	41,0 kW
Verdampferleist.	42,2 kW
Leistungsaufnahme	17,15 kW
Strom (400V)	28,2 A
Verflüssigerleistung	59,4 kW
Leistungszahl	2,48
Leistungszahl *	2,39
Massenstrom	611 kg/h
min. Kälteleistung	27,1 kW (39 Hz)
max. Kälteleistung	50,4 kW (70 Hz)
Druckgastemp. Ungekühlt	87,8 °C

Vorläufige Werte.  
Leistungsaufnahme am Verdichtereingang

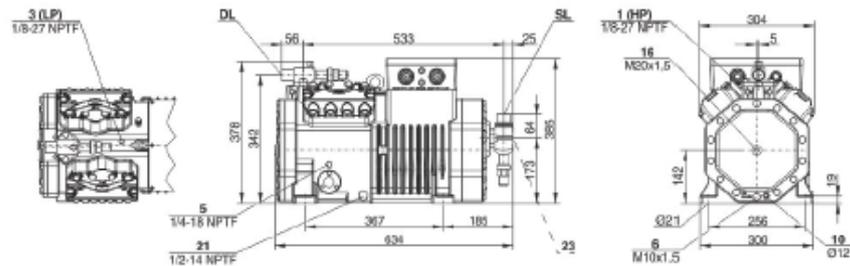
### Einsatzgrenzen 4TSL-20K





## Technische Daten: 4TSL-20K

### Maße und Anschlüsse



### Technische Daten

Technische Daten	
Fördervolumen (1450/min 50Hz)	34,4 m <sup>3</sup> /h
Fördervolumen (1750/min 60Hz)	41,8 m <sup>3</sup> /h
Zylinderzahl x Bohrung x Hub	4 x 60 mm x 35 mm
Gewicht	153,5 kg
Max. Überdruck (ND/HD)	30 / 53 bar
Anschluss Saugleitung	35 mm - 1 3/8"
Anschluss Druckleitung	28 mm - 1 1/8"
Ölfüllung R744 (CO <sub>2</sub> )	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)
Motordaten	
Motorversion	1
Motorspannung (weitere auf Anfrage)	380-420V PW-3-50Hz
Max. Betriebsstrom	40,0 A
Wicklungsverhältnis	50/50
Anlaufstrom (Rotor blockiert)	97,0 A Y / 158,0 A YY
Max. Leistungsaufnahme	23,5 kW
Lieferumfang (Standard)	
Motorschutz	SE-B 1
Schutzart	IP65
Schwingungsdämpfer	Standard
Ölfüllmenge	2,60 dm <sup>3</sup>
Verfügbare Optionen	
Druckgas-Temperaturfühler	Option
Ölserviceventil	Option
Ölsumpfheizung	0..140 W PTC (Option)
Geräuschmessungen	

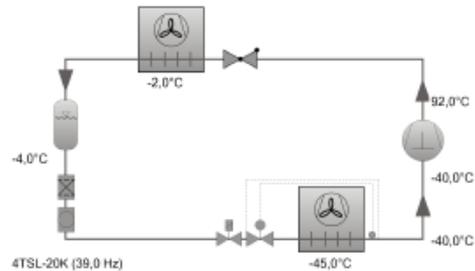
## Verdichter mit FU, minimale Leistung:

	BITZER Software v6.8.7 rev2018	02.07.2018 / Alle Angaben ohne Gewähr.	1 / 4
---	--------------------------------	--	-------

### Auslegung: Halbhermetische Hubkolbenverdichter

#### Vorgabewerte

Verdichtertyp	4TSL-20K
Modus	Kälte- und Klimaanlage
Kältemittel	R744
Bezugstemperatur	Taupunkt
Verdampfung	-45,00 °C
Verflüssigung	-2,00 °C
Flüss. unterk. (im Verfl.)	2,00 K
Sauggasüberhitzung	5,00 K
Betriebsart	Subkritisch
Netzversorgung	400V-3-50Hz
Nutzbare Überhitzung	100%



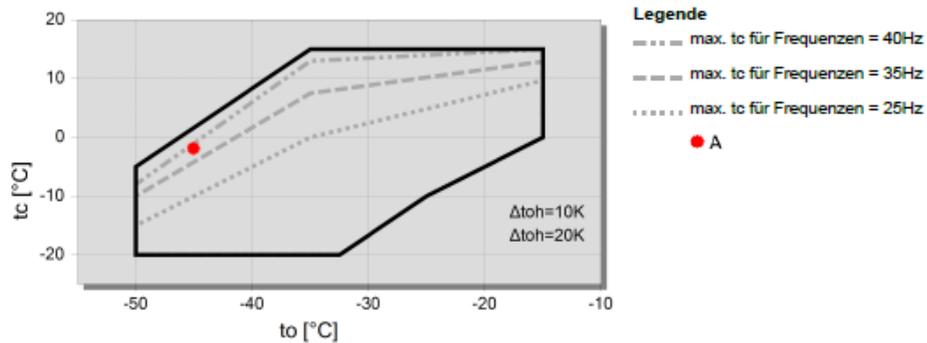
#### Ergebnis

Verdichter	4TSL-20K-40P
Verdichterfrequenz	39,0 Hz
Kälteleistung	27,1 kW
Kälteleistung *	26,3 kW
Verdampferleist.	27,1 kW
Leistungsaufnahme	11,49 kW
Strom (312V)	24,9 A
Verflüssigerleistung	38,6 kW
Leistungszahl	2,36
Leistungszahl *	2,29
Massenstrom	393 kg/h
min. Kälteleistung	27,1 kW (39 Hz)
max. Kälteleistung	50,4 kW (70 Hz)
Druckgastemp. Ungekühlt	92,0 °C

Vorläufige Werte.

Leistungsaufnahme am Verdichtereingang

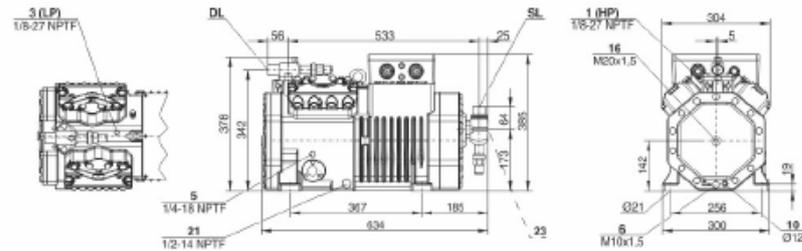
#### Einsatzgrenzen 4TSL-20K





## Technische Daten: 4TSL-20K

### Maße und Anschlüsse



### Technische Daten

#### Technische Daten

Fördervolumen (1450/min 50Hz)	34,4 m <sup>3</sup> /h
Fördervolumen (1750/min 60Hz)	41,6 m <sup>3</sup> /h
Zylinderzahl x Bohrung x Hub	4 x 60 mm x 35 mm
Gewicht	153,5 kg
Max. Überdruck (ND/HD)	30 / 53 bar
Anschluss Saugleitung	35 mm - 1 3/8"
Anschluss Druckleitung	28 mm - 1 1/8"
Öfüllung R744 (CO <sub>2</sub> )	BSE80K (Standard) BSE85K, BSG88K (Option)

#### Motordaten

Motorversion	1
Motorspannung (weitere auf Anfrage)	380-420V PW-3-50Hz
Max. Betriebsstrom	40,0 A
Wicklungsverhältnis	50/50
Anlaufstrom (Rotor blockiert)	97,0 A Y / 158,0 A YY
Max. Leistungsaufnahme	23,5 kW

#### Lieferumfang (Standard)

Motorschutz	SE-B1
Schutzart	IP65
Schwingungsdämpfer	Standard
Öfüllmenge	2,60 dm <sup>3</sup>

#### Verfügbare Optionen

Druckgas-Temperaturfühler	Option
Ölserviceventil	Option
Ölumpfeheizung	0..140 W PTC (Option)

#### Geräuschmessungen

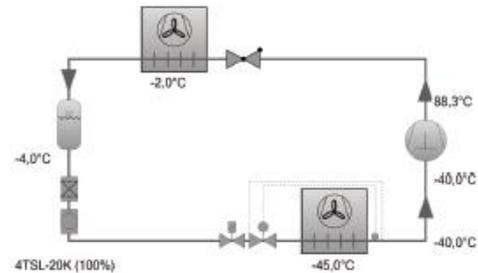
## Verdichter ohne FU:

	BITZER Software v6.6.7 rev2018	02.07.2018 / Alle Angaben ohne Gewähr.	1 / 4
---	--------------------------------	--	-------

### Auslegung: Halbhermetische Hubkolbenverdichter

#### Vorgabewerte

Verdichtertyp	4TSL-20K
Modus	Kälte- und Klimaanlage
Kältemittel	R744
Bezugstemperatur	Taupunkt
Verdampfung	-45,00 °C
Verflüssigung	-2,00 °C
Flüss. unterk. (im Verfl.)	2,00 K
Sauggasüberhitzung	5,00 K
Betriebsart	Subkritisch
Netzversorgung	400V-3-50Hz
Leistungsregler	100%
Nutzbare Überhitzung	100%



#### Ergebnis

Verdichter	4TSL-20K-40P
Leistungsstufen	100%
Kälteleistung	35,6 kW
Kälteleistung *	34,6 kW
Verdampferleist.	35,6 kW
Leistungsaufnahme	14,54 kW
Strom (400V)	24,9 A
Spannungsbereich	380-420V
Verflüssigerleistung	50,2 kW
Leistungszahl	2,45
Leistungszahl *	2,38
Massenstrom	516 kg/h
Druckgastemp. Ungekühlt	88,3 °C

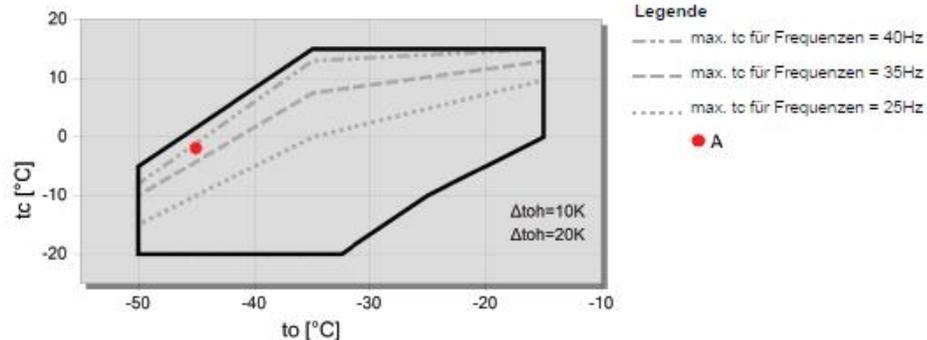


Vorläufige Werte.

\*Verdichter-Leistungsdaten vom ASERCOM zertifiziert (siehe T.Daten/ Hinweise)

\*nach EN12900 (10K Sauggasüberhitzung, 0K Flüssigk. unterkühlung)

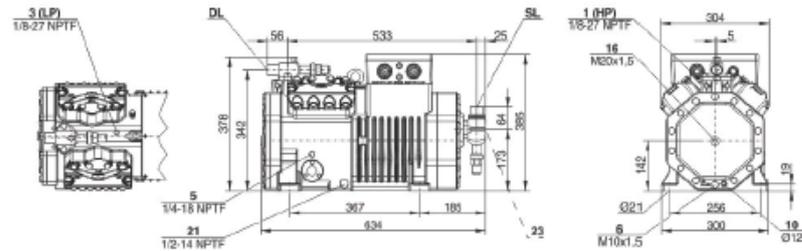
### Einsatzgrenzen 4TSL-20K





## Technische Daten: 4TSL-20K

### Maße und Anschlüsse



### Technische Daten

#### Technische Daten

Fördervolumen (1450/min 50Hz)	34,4 m <sup>3</sup> /h
Fördervolumen (1750/min 60Hz)	41,6 m <sup>3</sup> /h
Zylinderzahl x Bohrung x Hub	4 x 60 mm x 35 mm
Gewicht	153,5 kg
Max. Überdruck (ND/HD)	30 / 53 bar
Anschluss Saugleitung	35 mm - 1 3/8"
Anschluss Druckleitung	28 mm - 1 1/8"
Ölfüllung R744 (CO <sub>2</sub> )	BSE80K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

#### Motor Daten

Motorversion	1
Motorspannung (weitere auf Anfrage)	380-420V -50Hz
Max. Betriebsstrom	40,0 A
Wicklungsverhältnis	50/50
Anlaufstrom (Rotor blockiert)	97,0 A Y / 158,0 A YY
Max. Leistungsaufnahme	23,5 kW

#### Lieferumfang (Standard)

Motorschutz	SE-B1
Schutzart	IP65
Schwingungsdämpfer	Standard
Ölfüllmenge	2,60 dm <sup>3</sup>

#### Verfügbare Optionen

Druckgas-Temperaturfühler	Option
Ölserviceventil	Option
Ölsumpfeheizung	0..140 W PTC (Option)

#### Geräuschmessungen

## Anhang F: Rohrberechnung bei Vollast

		SL R10	SL R11	SL zus.	SL getr.	SL ges.	DL getr.	DL zus.	DL ges.	KL	FL R10	FL R11	FL verb.	FL ges
$\dot{m}$	kg/h	554	554	1107	554		554	1107		1107	554	554	1107	
$t$	°C	-40	-40	-40	-40		97	97		-5	-5	-5	-5	
$p$	bar	8,32	8,32	8,32	8,32		33,42	33,42		33,02	33,01	33,01	33,01	
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	21,31	21,31	21,31	21,31		50,23	50,23		957,69	957,69	957,69	957,69	
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	25,97	25,97	51,95	25,97		11,55	23,09		1,21	0,61	0,61	1,21	
$c_{max}$	m/s	12	12	12	12		15	15		0,5	1	1	1	
$d_{i,min}$	mm	28,32	28,32	40,05	28,32		11,02	22,04		1,16	0,58	0,58	1,16	
$d_a$	mm	35	35	42	35		22	28		28	18	18	22	
$s$	mm	1,5	1,5	1,5	1,5		1,0	1,5		1,0	1,0	1,0	1,0	
$d_i$	mm	32	32	39	32		20	25		26	16	16	20	
$c$	m/s	9,40	9,40	12,66	9,40		10,21	13,07		0,63	0,84	0,84	1,07	
$\eta$	Pa s	1,18E-05	1,18E-05	1,18E-05	1,18E-05		1,87E-05	1,87E-05		1,15E-04	1,15E-04	1,15E-04	1,18E-05	
$\nu$	m <sup>2</sup> /s	5,55E-07	5,55E-07	5,55E-07	5,55E-07		3,59E-07	3,59E-07		1,21E-07	1,21E-07	1,21E-07	5,55E-07	
$Re$	-	517167	5,17E+05	8,49E+05	5,17E+05		5,44E+05	8,70E+05		1,30E+05	1,06E+05	1,06E+05	3,68E+04	
$\lambda$	-	0,0225	0,0225	0,0225	0,0225		0,0225	0,0225		0,0225	0,0225	0,0225	0,0225	
$L_R$	m	12	8	4	2		2	2		2	12	8	4	
$i_B$	-	9	8	2	1		3	3		3	4	6	1	
$\zeta_B$	-	0,15	0,15	0,15	1,50		0,17	0,17		0,17	0,17	0,17	0,15	
$\zeta_R$	-	8,44	5,63	2,31	1,41		2,25	1,80		1,73	16,88	11,25	4,50	
$\zeta_{Red}$	-	0,9141	0,9141	0,00	0,91		0,62	0,00		0,00	0,70	0,70	0,00	
$\zeta_T$	-	0,9844	1,4766	1,73	0,00		1,24	0,00		0,00	0,49	2,18	0,00	
$\zeta_{ges}$	-	11,69	9,22	4,34	3,82		4,62	2,31		2,24	18,75	15,15	4,65	
$h$	m	4	4	-3	0	1	0	-1	-1	0	0	0	3	3
$\Delta p_{Höhe}$	N/m <sup>2</sup>	836	836	-627	0	209	0	-493	-493	0	0	0	28185	28185
$\Delta p_R$	N/m <sup>2</sup>	10021	7903	6745	3276	20042	11006	9023	20029	392	6286	5724	2326	8050
$\Delta p_{ges}$	N/m <sup>2</sup>	10857	8739	6118	3276	20251	11006	8531	19537	392	6286	5724	30511	36235

## Anhang G: Datenblatt des Kältemaschinenöls [4]



### KÄLTEMASCHINENOEL BSE 60 K Synthetic Refrigeration Oil for CO<sub>2</sub> Compressors

#### Description

KÄLTEMASCHINENOEL BSE 60 K is a special synthetic refrigeration oil based on synthetic esters. Selected additives guarantee excellent wear protection, also under the influence of CO<sub>2</sub> in the compressor. The product has an excellent solubility / miscibility with the refrigerant carbon dioxide (R 744).

#### Application

KÄLTEMASCHINENOEL BSE 60 K was especially developed for use in refrigeration systems (deep-temperature systems, cascades, etc.) which are working with the refrigerant CO<sub>2</sub> (R 744). The product has an excellent solubility / miscibility with CO<sub>2</sub> which guarantees the oil circulation in the refrigeration system, especially at low evaporation temperatures. KÄLTEMASCHINENOEL BSE 60 K can be used in almost any application in industrial and commercial refrigeration, e.g. large-scale cooling plants.

#### Advantages

- High thermal stability
- High chemical stability with CO<sub>2</sub> refrigerant
- Excellent miscibility with CO<sub>2</sub> – also at low temperatures
- Excellent low-temperature flowability
- Excellent lubrication at high pressure levels under CO<sub>2</sub> atmosphere



PM4 / 07/07, Page 1



## KÄLTEMASCHINENOEL BSE 60 K Synthetic Refrigeration Oil for CO<sub>2</sub> Compressors

### Typical technical data:

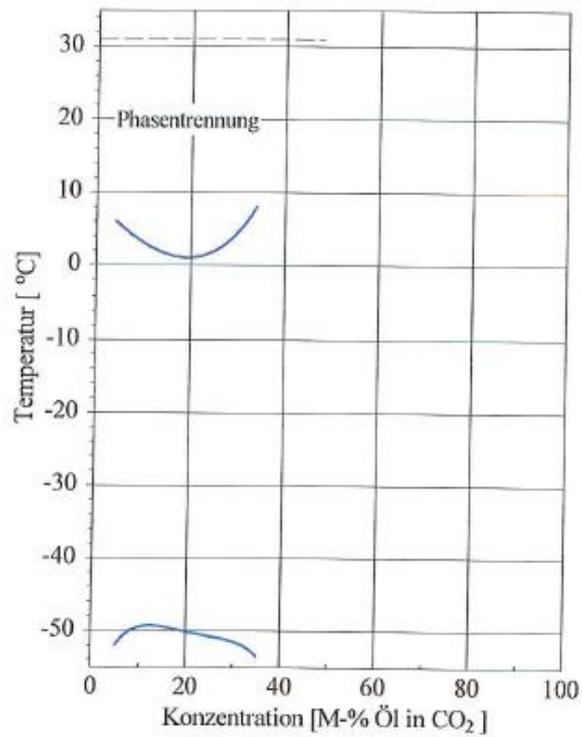
Properties	Unit		Test Method
Colour		1	DIN ISO 2049
Density at 15°C	kg/m <sup>3</sup>	1009	DIN 51 757
Flashpoint	°C	286	DIN ISO 2592
Kinematic viscosity at 40°C	mm <sup>2</sup> /s	55	DIN EN ISO 3104
at 100°C	mm <sup>2</sup> /s	8.8	
Viscosity index	-	137	DIN ISO 2909
Pour point	°C	- 48	DIN ISO 3016
Neutralization number	mgKOH/g	0.03	DIN 51 558-3
Water content	mg/kg	< 30	DIN 51 777-2

PM4 / 07/07, Page 2



## KÄLTEMASCHINENOEL BSE 60 K Synthetic Refrigeration Oil for CO<sub>2</sub> Compressors

Miscibility gap: Kältemaschinenöl BSE 60 K – CO<sub>2</sub>

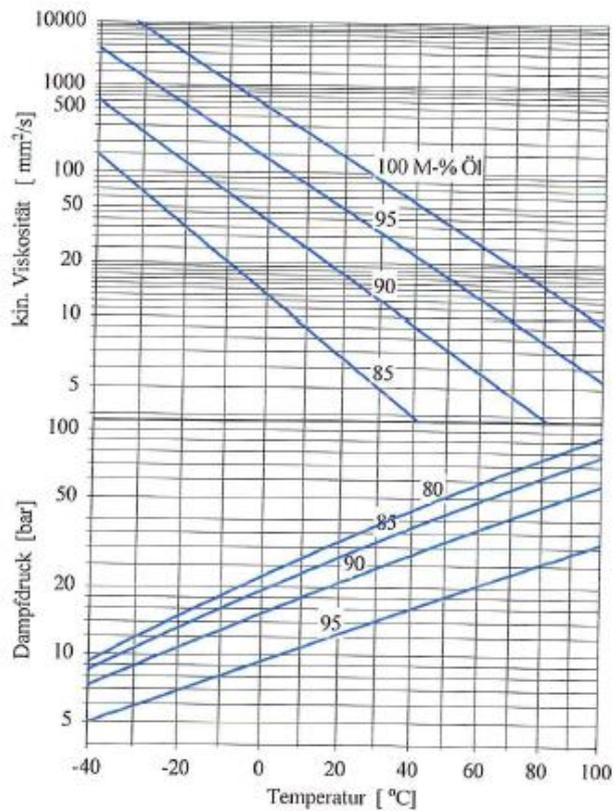


PM4 / 07/07, Page 3



## KÄLTEMASCHINENOEL BSE 60 K Synthetic Refrigeration Oil for CO<sub>2</sub> Compressors

Kinematic viscosity and vapor pressure: Kältemaschinenoel BSE 60 K – CO<sub>2</sub>



PM4 / 07/07, Page 4

# Erklärung zur Arbeit



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg  
Hamburg University of Applied Sciences

## Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 6 APSO-TI-BM bzw. § 16 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Stemann

Vorname: Marcel

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

*- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -*

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

\_\_\_\_\_  
Ort

\_\_\_\_\_  
Datum

\_\_\_\_\_  
Unterschrift im Original