

Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

*Hamburg University of Applied Sciences*

# Auslegung einer Wärmerückgewinnung für Kältemaschinen

Bachelorthesis

**Arian Kaba**

Matr.-Nr.: 1905084

Platz für ein Bild

1. Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Franz Vinnemeier  
2. Betreuer: Dipl.-Ing. Jens Brodersen  
Abgabedatum: 11. Februar 2014

## Kurzfassung

In dieser Arbeit wird die Auslegung von zwei Wärmeübertragern und dem daraus neu entstehenden Kreislauf zur Wärmerückgewinnung mit einer Pumpe zur Regulierung des Massenstroms durchgeführt. Bei der Wärmerückgewinnung wird die Wärme des Kühlwassers, das aus einer Kältemaschine kommt, genutzt. Der Wärmeübertrager und die Pumpe müssen so ausgelegt werden, dass sie für drei verschiedene Kältemaschinen, alle mit verschiedener Leistungen, nutzbar sind. Aus einem großen Behälter wird das Fluid Antifrogen N zuerst mit einer Heizung auf die geforderte Temperatur erwärmt, bevor es in die Kältemaschine hineinfließen kann. Das führt zu großen Anlaufzeiten. Mit Hilfe der Wärmerückgewinnung wird das Fluid, bevor es in die Kältemaschine hineinfließt, erwärmt. Daraus ergeben sich verkürzte Anlaufzeiten. Für die Auslegung der Pumpe im neu entstehenden Kreislauf werden die minimalen und maximalen Massenströme der Kältemaschinen berechnet und anhand dieser Massenströme wird die benötigte Pumpe ausgewählt. Die Berechnungen zu dieser Arbeit richten sich ausschließlich nach dem VDI Wärmeatlas[4]. Nach der Berechnung des Plattenwärmeübertragers werden Angebote von verschiedenen Herstellern eingeholt. Diese Angebote werden miteinander verglichen und am Ende wird entschieden welcher Plattenwärmeübertrager der geeignetste ist.

## Abstract

This work will explain the design of two heat exchangers and the new resulting circulation of heat recovery performed with a pump to regulate the mass flow. To get heat recovery, we used the heat of cooling water, which comes from a refrigerating machine. The heat exchangers and the pump have to be designed so that three different refrigerating machines (with different capacities) can be used. At first the fluid Antifrogen N will be heated to the required temperature with a heating in a big container. After this process the fluid Antifrogen N can flow in the refrigerating machine. This leads to large start-up times. Before the fluid flows into the refrigerating machine, the fluid is heated by help of heat recovery. The result of the explained process is that the start-up times are shorter. For the design of the pump in the new occurred circulation we have to calculate the minimum and maximum mass flows. On the basis of the calculated mass flows we can select the required pump. The calculation for this work are based on the VDI Heat Atlas[4]. After calculating the plate heat exchanger, we get offers from different producers. Thereupon we compared the offers and at last we have to decide which plate heat exchanger is suitable for our calculation.

Vorname Nachname  
Straße  
Wohnort

Tel.: ?????  
E-Mail: ?????

# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen</b>	<b>vii</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1 Aufgabenstellung . . . . .	1
1.2 Wärmerückgewinnung . . . . .	2
1.3 Kälteprozess . . . . .	2
1.4 Absorptionskältemaschine . . . . .	4
1.5 Propankältemaschine . . . . .	5
1.6 Linde-Kältemaschine . . . . .	6
<b>2 Thermodynamische Grundlagen</b>	<b>8</b>
2.1 Wärmeübertrager . . . . .	8
2.2 Arten der Wärmeübertragung . . . . .	9
2.2.1 Wärmeleitung . . . . .	9
2.2.2 Konvektion . . . . .	9
2.2.3 Wärmestrahlung . . . . .	9
2.3 Wärmeübertrager Schaltung . . . . .	10
2.3.1 Gleichstrom . . . . .	10
2.3.2 Gegenstrom . . . . .	11
2.3.3 Kreuzstrom . . . . .	11
2.4 Definition und grundlegende Gleichungen . . . . .	12
2.4.1 Wärmestrom . . . . .	12
2.4.2 Lokale-mittlere Temperaturdifferenz . . . . .	13
2.4.3 Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz . . . . .	14
2.4.4 Wärmedurchgang in einer ebenen Wand . . . . .	14
2.5 Dimensionslose Kennzahlen . . . . .	15
2.5.1 Nußeltzahl . . . . .	16
2.5.2 Reynoldszahl . . . . .	16
2.5.3 Prandtlzahl . . . . .	16

---

<b>3</b>	<b>Auslegung der Wärmeübertrager</b>	<b>17</b>
3.1	Systemgrenzen und Bilanzierung . . . . .	19
3.2	Auslegung des Wärmeübertragers in Systemgrenze 1 . . . . .	19
3.2.1	Wärmeübertrager auf der Sole-Sole Seite . . . . .	20
3.2.2	Neuer Kreislauf auf der Sole-Sole Seite . . . . .	20
3.2.3	Randbedingungen . . . . .	21
3.3	Berechnungsmodell des Wärmeübertragers . . . . .	21
3.4	Bestimmung der dimensionslosen Kennzahlen auf der Sole-Sole Seite . .	22
3.4.1	Dimensionslose Kennzahlen der wärmeaufnehmenden Seite . . .	22
3.4.2	Reynoldszahl . . . . .	22
3.4.3	Pradtlzahl . . . . .	24
3.4.4	Nußeltzahl . . . . .	25
3.5	Dimensionslose Kennzahlen des neuen Kreislaufs . . . . .	25
3.5.1	Reynoldszahl . . . . .	26
3.5.2	Pradtlzahl . . . . .	26
3.5.3	Nußeltzahl . . . . .	26
3.6	Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten . . . . .	27
3.6.1	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Sole-Sole Seite . . . . .	27
3.6.2	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des neuen Kreislaufs	28
3.7	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten auf der Sole-Sole Seite .	28
3.8	Berechnung der Wärmeübertragungsfläche . . . . .	28
3.9	Auswahl des Wärmeübertragers . . . . .	29
3.9.1	Modell des Wärmeübertragers . . . . .	30
3.10	Nachrechnung des Wärmeübertragers . . . . .	30
3.10.1	Berechnung des neuen Massenstroms im neuen Kreislauf . . . . .	31
3.11	Auslegung des Wärmeübertragers in Systemgrenze 2 . . . . .	31
3.11.1	Wärmeübertrager auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	32
3.11.2	Neuer Kreislauf . . . . .	32
3.12	Bestimmung der dimensionslosen Kennzahlen auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	33
3.12.1	Dimensionslose Kennzahlen der wärmeabgebenden Seite . . . . .	33
3.12.2	Reynoldszahl . . . . .	33
3.12.3	Pradtlzahl . . . . .	33
3.12.4	Nußeltzahl . . . . .	34
3.13	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlwasser Seite	34

---

3.14	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	35
3.15	Berechnung der Wärmeübertragungsfläche . . . . .	35
3.16	Auswahl des Wärmeübertragers . . . . .	35
<b>4</b>	<b>Propankältemaschine</b>	<b>37</b>
4.1	Massenstrom im neuen Kreislauf mit den minimalen Werten aus der Datenreihe . . . . .	38
4.2	Massenstrom im neuen Kreislauf mit den maximalen Werten aus der Datenreihe . . . . .	39
<b>5</b>	<b>Auswahl der Pumpen</b>	<b>40</b>
5.1	Auswahl der Pumpe auf der Sole Seite . . . . .	40
5.2	Auswahl der Pumpe im neuen Kreislauf . . . . .	42
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ergebnis</b>	<b>44</b>
<b>7</b>	<b>Ausblick</b>	<b>46</b>
	<b>Literatur</b>	<b>47</b>
<b>8</b>	<b>Anhang</b>	<b>49</b>

---

# Abbildungsverzeichnis

1.1	Prozess mit und ohne Wärmerückgewinnung[12]	2
1.2	Einfacher Kreisprozess[29]	3
1.3	Kälteprozess[30]	3
1.4	Aufbau einer Absorptionskältemaschine[11]	4
1.5	Anlagenschema einer Kältemaschine[10]	5
1.6	Anlagenschema Linde-Kältemaschine[15]	6
2.1	Gegenstromprinzip	8
2.2	Arten des Wärmetransports[16]	10
2.3	Gleichstromprinzip[17]	11
2.4	Gegenstromprinzip[18]	11
2.5	Kreuzstromprinzip[19]	12
2.6	Ein- und austretende Wärmeströme eines Wärmeübertragers	12
2.7	Wärmeleitung in einer ebenen Wand[20]	14
2.8	Temperaturverlauf beim Wärmetransport durch eine ebene Platte [21]	15
3.1	Schaltschema im derzeitigen Zustand	17
3.2	Schaltschema mit dem neuen Kreislauf	18
3.3	Schaltschema mit dem neuen Kreislauf und Bilanzgrenzen	19
3.4	Systemgrenze 1	20
3.5	Plattenwärmeübertrager[27]	22
3.6	Eindimensionales Berechnungsmodell[4]	22
3.7	Systemgrenze 2	32
5.1	Pumpenkennfeld für die Stratos-Z 40/1-8 CAN PN6/10[32]	41
5.2	Pumpenkennfeld für die Stratos PICO 15/1-6 130[32]	43

# Tabellenverzeichnis

3.1	Technische Daten der Absorptionskältemaschine auf der Sole-Sole Seite	18
3.2	Technische Daten der Absorptionskältemaschine auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	18
3.3	Technische Daten der Lindekältemaschine . . . . .	19
3.4	Technische Daten des neuen Kreislaufs zur Berechnung des Massenstroms	20
3.5	Technische Daten der Absorptionskältemaschine auf der Sole-Sole Seite	21
3.6	Technische Daten des neuen Kreislaufs . . . . .	21
3.7	Benötigte Werte zur Berechnung der Reynoldszahl . . . . .	24
3.8	Benötigte Werte zur Berechnung der Prandtlzahl . . . . .	24
3.9	Benötigte Werte zur Berechnung von $Nu_{2sole14}$ . . . . .	25
3.10	Benötigte Werte zur Berechnung der Reynoldszahl im neuen Kreislauf .	26
3.11	Benötigte Werte zur Berechnung der Prandtlzahl im neuen Kreislauf . .	26
3.12	Benötigte Werte zur Berechnung von $Nu_{mik26,5}$ . . . . .	27
3.13	Benötigte Werte zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten . . .	27
3.14	Benötigte Werte zur Berechnung der von $\alpha_{ik26,5}$ . . . . .	28
3.15	Benötigte Werte zur Berechnung der Wärmeübertragungsfläche . . . . .	29
3.16	Benötigte Werte zur Berechnung des neuen Massenstroms auf der Sole-Sole Seite . . . . .	31
3.17	Benötigte Werte zur Berechnung des neuen Massenstroms im neuen Kreislauf . . . . .	31
3.18	Technische Daten der Absorptionskältemaschine auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	32
3.19	Benötigte Werte zur Berechnung der Reynoldszahl auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	33
3.20	Benötigte Werte zur Berechnung der Prandtlzahl auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	33
3.21	Benötigte Werte zur Berechnung der Nußeltzahl auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	34
3.22	Benötigte Werte zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlwasser Seite . . . . .	34
3.23	Benötigte Werte zur Berechnung des Wärmedruckgangskoeffizienten auf der Kühlwasser-Sole Seite . . . . .	35

---

3.24	Benötigte Werte zur Berechnung der Wärmeübertragungsfläche . . . . .	35
4.1	Minimaler Betriebspunkt der Propankältemaschine auf der Sole-Sole Seite	37
4.2	Maximaler Betriebspunkt der Propankältemaschine auf der Sole-Sole Seite	37
4.3	Minimaler Betriebspunkt der Propankältemaschine auf der Kühlwasser Seite . . . . .	37
4.4	Maximaler Betriebspunkt der Propankältemaschine auf der Kühlwasser Seite . . . . .	38
4.5	Ein- und Austrittstemperatur des neuen Kreislaufs auf der Sole-Sole Seite	38
4.6	Benötigte Werte zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf .	39
4.7	Benötigte Werte zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf .	39
5.1	Benötigte Werte zur Berechnung des Volumenstroms und zur Auslegung der Pumpe auf der Sole Seite für die Absorptions-Kältemaschine . . . . .	40
5.2	Benötigte Werte zur Berechnung des Volumenstroms und zur Auslegung der Pumpe auf der Sole Seite für die Propan-Kältemaschine . . . . .	41
5.3	Benötigte Werte zur Berechnung des Volumenstroms und zur Auslegung der Pumpe im neuen Kreislauf für die Absorptions-Kältemaschine . . . .	42
5.4	Benötigte Werte zur Berechnung des Volumenstroms und zur Auslegung der Pumpe im neuen Kreislauf für die Propan-Kältemaschine . . . . .	42

# Formelzeichen, Symbole und Indizes

## Formelzeichen, Symbole

$A$	$m^2$	Fläche
$b$	$m$	Plattenbreite
$c_p$	$J/(kg K)$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$d$	$m$	Durchmesser
$h$	$m$	Plattenhöhe
$l$	$m$	Plattenlänge
$k$	$W/m^2 K$	Wärmedurchgangskoeffizient
$\dot{m}$	$kg/s$	Massenstrom
$\mathcal{M}$	$kg/kmol$	Molmasse
$N_u$	–	Nußeltzahl
$n$	–	Plattenanzahl
$P_r$	–	Prandtlzahl
$\dot{Q}$	$W$	zugeführter (+) oder abgeführter (–) Wärmestrom
$Re$	–	Reynoldszahl
$s$	$m$	Spaltbreite
$s$	$m$	Plattendicke
$T$	$K$	Temperatur
$\dot{V}$	$m^3/h$	Volumenstrom
$w$	$m/s$	Geschwindigkeit
$\alpha$	$W/m^2 K$	Wärmeübergangskoeffizient
$\eta$	$kg/(m s)$	dynamische Viskosität
$\lambda$	$W/mK$	Wärmeleitfähigkeit
$\nu$	$m^2/s$	kinematische Viskosität
$\varrho$	$kg/m^3$	Dichte
$\vartheta$	$^{\circ}C$	Temperatur
$\xi$	–	Druckverlustbeiwert

## Indizes

$A$	– KAMsorptionen-Kältemaschine
$fl$	Verflüssigung
$gr$	groß
$h$	hydraulischer
$ik$	innerer Kreislauf
$kw$	Kühlwasser

---

<i>kl</i>	klein
<i>min</i>	minimal
<i>max</i>	maximal
<i>m</i>	mittlerer
<i>nk</i>	neuer Kreilauf, andere Bezeichnung für den inneren Kreislauf
<i>neu</i>	Neue Berechnung
<i>Platt</i>	Bezieht sich nur auf eine einzige Platte
<i>P<sub>K</sub>M</i>	Propan-Kältemaschine
<i>sole</i>	Auf der Sole Seite
<i>wü</i>	Wärmeübertrager
<i>ws</i>	Werkstoff
1	Für die Randbedingung in Abb. 3.6
2	Für die Randbedingung in Abb. 3.6
14	Bei der lokalen-mittleren Temperaturdifferenz von 14°C
26,5	Bei der lokalen-mittleren Temperaturdifferenz von 26,5°C
50	Temperatur vor Eintritt in den Wärmeübertrager bei der Systemgrenze 1
51	Temperatur nach Austritt aus den Wärmeübertrager bei der Systemgrenze 1
60	Temperatur vor Eintritt in den Wärmeübertrager bei der Systemgrenze 2
61	Temperatur nach Austritt aus den Wärmeübertrager bei der Systemgrenze 2
52	Temperaturaustritt des inneren/neuen Kreislaufs auf der Sole Seite
53	Temperatureintritt des inneren/neuen Kreislaufs auf der Sole Seite

# 1 Einleitung

Die Wärmerückgewinnung spielt in der heutigen Zeit eine wichtige Rolle. Wärmerückgewinnung ist ein Verfahren zur Nutzung von ursprünglich nicht nutzbarer Abwärme und lässt sich für verschiedene Verfahren und Anlagen praktizieren. Zu diesen Verfahren gehören Lüftungsanlagen, diverse haustechnische und industrielle Anlagen, Klimaanlage und Kältemaschinen[28]. In der Abwärme, die an die Umgebung abgegeben wird, steckt ein Potential das sich für die Energieeinsparung nutzen lässt. Die Zufuhr von Primärenergie kann durch intelligente Verknüpfung von Verfahren reduziert werden. Der Wärmeübertrager ist eine wichtige Komponente zur Wärmerückgewinnung. Durch ihn kann Abwärme auf einen anderen Prozess übertragen werden[12]. Die Hochschule für Angewandte Wissenschaft Hamburg (HAW Hamburg) möchte zur effizienteren Energienutzung ihre Kältemaschinen mit einer Wärmerückgewinnung koppeln. Diese Arbeit befasst sich mit der Verwirklichung der Wärmerückgewinnung für die Kältschmaschinen in der HAW Hamburg. Zu Beginn wird die Begrifflichkeit Wärmerückgewinnung erläutert, um einen besseren Überblick über die Begriffsdefinition zu bekommen. Im Hauptteil der Arbeit wird auf die Berechnung der Plattenwärmeübertrager eingegangen. Das letzte Kapitel bezieht sich auf die Auswahl von geeigneten Plattenwärmeübertragern und Pumpen.

## 1.1 Aufgabenstellung

Die Hochschule für Angewandte Wissenschaft Hamburg (HAW Hamburg) verfügt über eine Maschinenhalle bzw. ein Technikum, in dem sich viele moderne Maschinen zum Zwecke der Forschung befinden. Die Hauptaufgabe dieser Arbeit ist, mit Hilfe von zwei Wärmeübertragern einen neuen Kreislauf zur Wärmerückgewinnung der vorhandenen Kältemaschinen in der HAW auszulegen. Bei diesen Kältemaschinen handelt es sich um eine Absorptions-Kältemaschine, eine Linde-Kältemaschine und eine Propan-Kältemaschine. Alle drei Kältemaschinen sind an einem Behälter angeschlossen. In diesem Behälter befindet sich ein Wasser-Glykol-Gemisch, das auch unter dem Namen Sole bekannt ist. Die Sole ist eine Mischung aus zwei Flüssigkeiten, Antifrogen N und Wasser. Da es sich hier um Kältemaschinen handelt, werden auch Temperaturen im Bereich von Minusgraden erreicht. Jedoch darf das Fluid nicht einfrieren. Damit das Fluid auch im Minusbereich im flüssigen Zustand bleiben kann, muss die Sole eine bestimmte Konzentration an Antifrogen N beinhalten. Alle drei Kältemaschinen arbeiten mit der Sole. Es kann immer nur eine dieser Kältemaschinen in Betrieb genommen werden, aber nie alle drei gleichzeitig. Der Betrieb der Maschinen ist derzeit mit langen Anlaufzeiten verbunden. Die langen Anlaufzeiten entstehen dadurch, dass die Sole eine bestimmte Temperatur erreichen muss, bevor sie in die Kältemaschinen hineinfließt.

Das Ziel ist die langen Anlaufzeiten zu verkürzen, die über eine Wärmerückgewinnung erreicht werden. Des Weiteren soll durch diese Wärmerückgewinnung eine bessere Regelbarkeit der Soletemperatur erreicht werden.

## 1.2 Wärmerückgewinnung

Wärmerückgewinnung ist die Nutzung von Abwärme (die Energie, die bei einem Prozess nicht genutzt wird und an die Umgebung abgegeben wird) aus verschiedenen Verfahren. Meist wird die Wärmerückgewinnung zur effizienteren Nutzung der primären Energie genutzt. Hier soll sie für die bessere Regelbarkeit der Soletemperatur sowie zur Verkürzung der Anlaufzeiten genutzt werden. Im Technikum der HAW Hamburg soll die Wärmerückgewinnung für die Kältemaschinen über das Kühlwasser erreicht werden. Der Wärmeübertrager ist eine wichtige Komponente für die Wärmerückgewinnung.

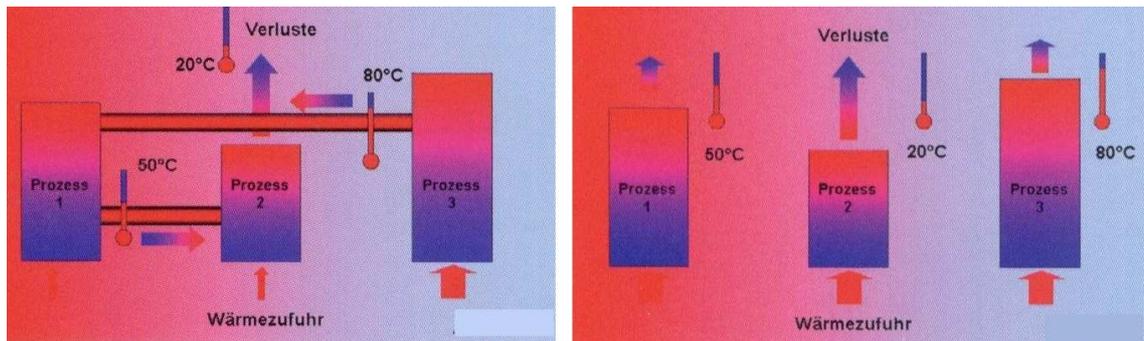


Abbildung 1.1: Prozess mit und ohne Wärmerückgewinnung[12]

Abb. 1.1 zeigt die Prozesse mit und ohne Wärmerückgewinnung. Rechts sieht man, dass jeder Prozess ohne eine Wärmerückgewinnung für sich arbeitet. Jeder Prozess hat eine Wärmezufuhr und eine Wärmeabfuhr (siehe Verlust in der Abb. 1.1). Die Wärmeabfuhr ist die Abwärme des Prozesses. Durch die nicht genutzte Abwärme geht sehr viel Energie verloren. Links sieht man den gleichen Prozess mit einer Wärmerückgewinnung. Es ist sehr gut zu erkennen, dass die Abwärme von Prozess drei nicht verloren geht, sondern weitergeleitet wird für Prozess eins und diese Abwärme wiederum für Prozess zwei genutzt wird. Prozess eins und zwei benötigen somit eine geringere Wärmezufuhr im Vergleich zur rechten Seite. Weiterhin ist zu sehen, dass mit der Wärmerückgewinnung die Abwärme minimiert wird.

## 1.3 Kälteprozess

Kälteprozesse sind linksinnig durchlaufende Kreisprozesse unter Arbeitsaufnahme. Prinzipiell kann jeder Kreisprozess als Kälteprozess durchgeführt werden. Hierfür muss man lediglich den Drehsinn umkehren. Abb. 1.3 ist ein Beispiel für einen Kälteprozess[10]. Bei einem Kälteprozess durchläuft das Kältemittel folgende vier Zustandsänderungen:

- Verdampfen (A)
- Verdichten (B)
- Kondensieren (C)
- Entspannen (D)

(A) Im Verdampfer bei niedrigen Temperaturen und niedrigen Drücken findet die Erzeugung der Kälte statt. Dies geschieht dadurch, dass das Kältemittel die Umgebungstemperatur zum Verdampfen aufnimmt und somit die Umgebung oder der Raum abgekühlt wird.

(B) Der Kältemitteldampf wird vom Verdichter angesaugt und auf einem höheren Druck gebracht. Durch die Verdichtung erhitzt sich der Kältemitteldampf.

(C) Der erhitzte Kältemitteldampf wird über einen Verflüssiger gekühlt. Durch Wärmeabgabe an die Umgebung kondensiert der Kältemitteldampf.

(D) Das Kältemittel, das flüssig ist und unter Druck steht, wird mit einer Drossel wieder auf den niedrigen Verdampfungsdruck entspannt und dem Verdampfer zugeführt. Der Kreislauf schließt sich mit dem erneuten Verdampfen des Kältemittels[29].

Abb. 1.2 zeigt das oben erläuterte Schema.

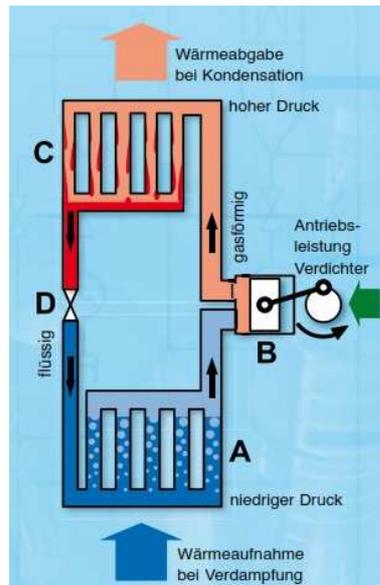


Abbildung 1.2: Einfacher Kreisprozess[29]

Das log-p-h-Diagramm ist in der Kältetechnik das wichtigste Arbeitsinstrument neben den Dampf tafeln. Der Kältekreislauf kann im Diagramm graphisch sehr anschaulich dargestellt werden. Ein Nachteil des log-p-h-Diagramms ist, dass die zur Berechnung benötigten Werte nur ungenau abgelesen werden können[31].

In der folgenden Abb. ist das log-p-h-Diagramm zu sehen.

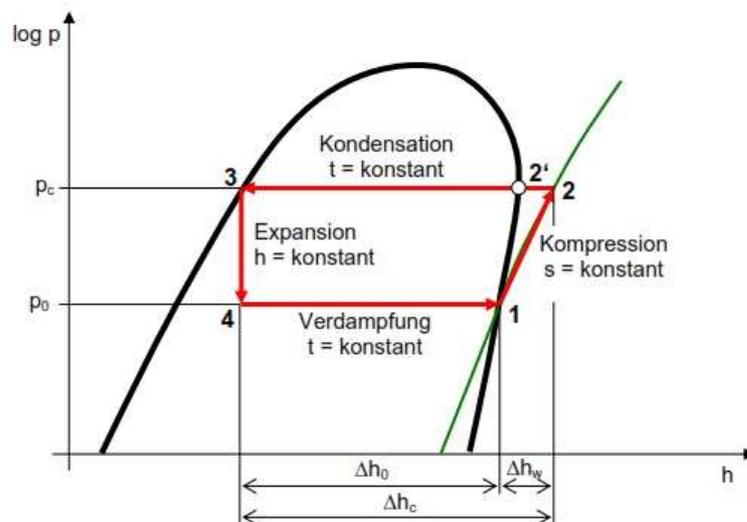


Abbildung 1.3: Kälteprozess[30]

Das log-p-h-Diagramm durchläuft folgende Zustandsänderungen:

- 1-2 Isentrope Verdichtung mit Überhitzung
- 2-2' Wärmeabgabe des überhitzten Kältemittels
- 2'-3 isobare Verflüssigung
- 3-4 Entspannung bei konstanter Enthalpie
- 4-1 isobare Verdampfung

## 1.4 Absorptionskältemaschine

Im Folgenden wird kurz auf die Funktionsweise der Absorptionskältemaschine eingegangen.

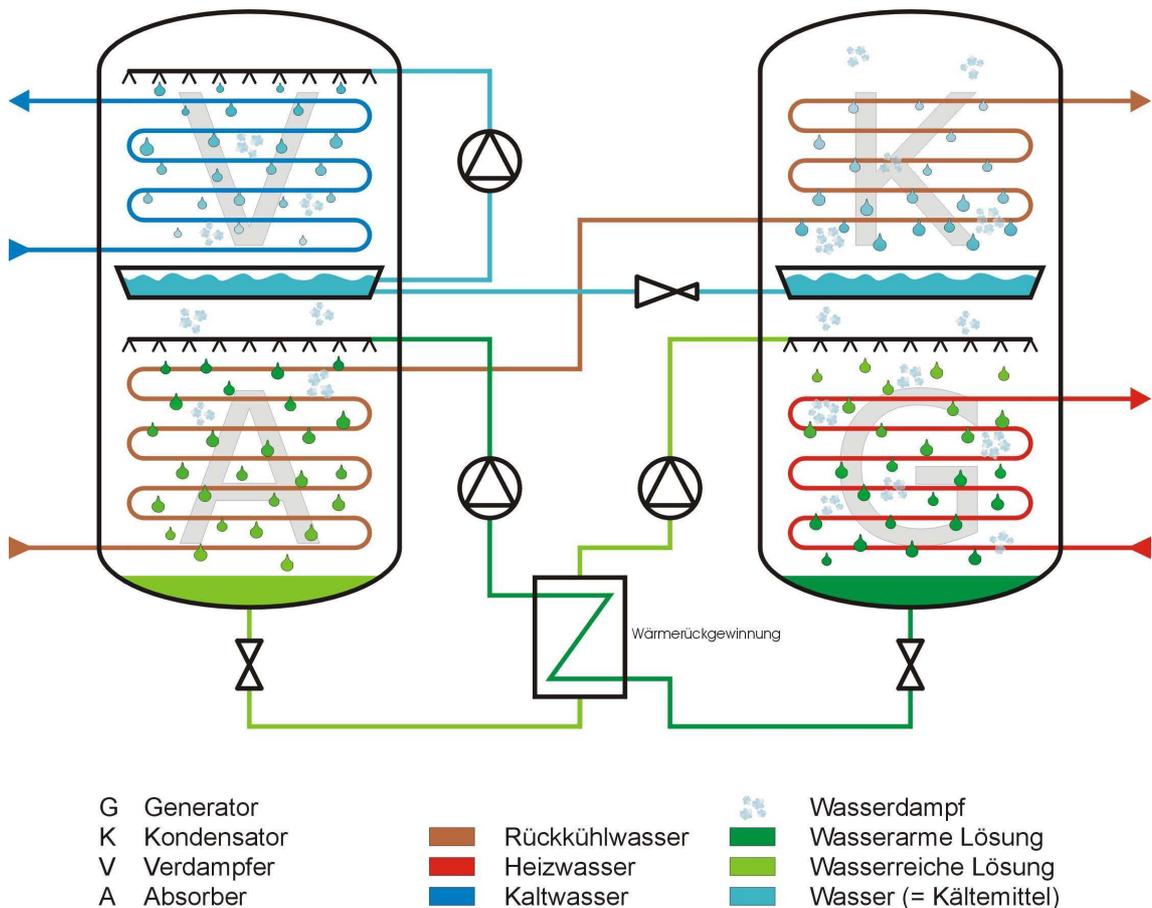


Abbildung 1.4: Aufbau einer Absorptionskältemaschine[11]

Bei der Absorptionskältemaschine in Abb. 1.4 handelt es sich um einen kontinuierlichen Vorgang. Zur vereinfachten Darstellung wurde dieser in Einzelkomponenten unterteilt. Diese sind:

- Lösungspumpe
- Generator

- **Kondensator**
- **Verdampfer**
- **Absorber**

Die kältemittelreiche Lösung wird durch die Pumpe angesaugt und über den Wärmeübertrager in den Generator geleitet. Im Generator wird die Lösung gleichmäßig verteilt, durch das zugeführte Heizwasser wird das Kältemittel von der Lösung getrennt. Durch eine Pumpe wird die kondensierte Lösung zurück zum Absorber gefördert. Das verdampfte Kältemittel vom Generator strömt nach oben zum Kondensator und verflüssigt sich dort. Das Kühlwasser nimmt die dabei frei werdende Wärme auf. Das kondensierte Kältemittel wird über ein Drosselventil entspannt und dem Verdampfer zugeführt. Das Kältemittel fließt zur Verdampferwanne, von dort wird es durch eine Pumpe angesaugt und gelangt nach oben zum Berieselungssystem. Über die Verdampferrohre wird es anschließend verteilt. Ein Teil des Kältemittels verdampft schon bei sehr niedrigen Temperaturen aufgrund des Vakuums. Um zu verdampfen enzieht das Kältemittel dem Kaltwasser in den Rohren die Wärme. Dabei kühlt sich das Kaltwasser ca. um  $6^{\circ}\text{C}$  ab. Der aus dem Verdampfer kommende Kältemitteldampf wird im Absorber mit konzentrierter Lösung in Verbindung gebracht. Die Lösung wird, wie beim Verdampfer mit einem Berieselungssystem, fein verteilt. Bei diesem Vorgang wird der Kältemitteldampf von der Lösung absorbiert. Das Kühlwasser nimmt die frei werdende Wärme auf und gibt sie an die Umgebung ab. Am Sumpf des Absorbers entsteht eine reiche Kältemittellösung. Diese wird von der Lösungspumpe angesaugt und der ganze Prozess beginnt von vorne. Damit hat man einen geschlossenen Kreisprozess.[11]

## 1.5 Propankältemaschine

Die Propankältemaschine ist eine Kältemaschine, die Propan als Kältemittel benutzt.

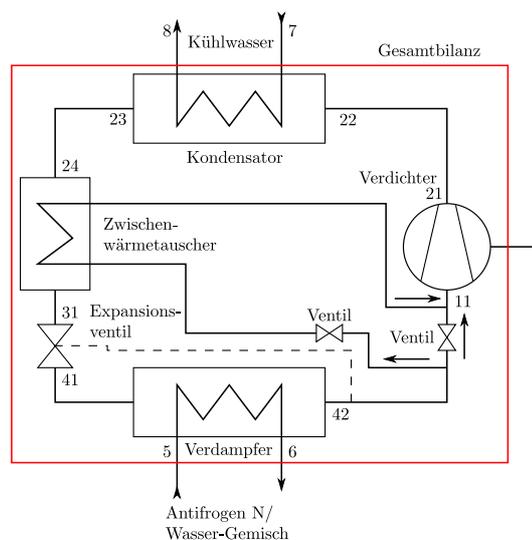


Abbildung 1.5: Anlagenschema einer Kältemaschine[10]

In Abb. 1.5 sieht man das Funktionsprinzip einer Propankältemaschine. In diesem Prozess werden mehrere Zustände durchlaufen. Diese Zustände sind:

- 11-22 Das Arbeitsmittel wird von  $p_{11}$  auf  $p_{21}$  verdichtet (Kompression).  
 22-23 Kondensation des Arbeitsmittels durch Wärmeentzug (Wärmeabfuhr).  
 31-41 Expandierung des Arbeitsmittels durch das Expansionsventil (Isenthalpe Expansion).  
 41-42 Das Arbeitsmittel entzieht dem Raum die Wärme, somit wird der Raum abgekühlt (Wärmeabfuhr).

## 1.6 Linde-Kältemaschine

Im Folgenden wird auf die Funktionweise der Linde-Kältemaschine eingegangen.

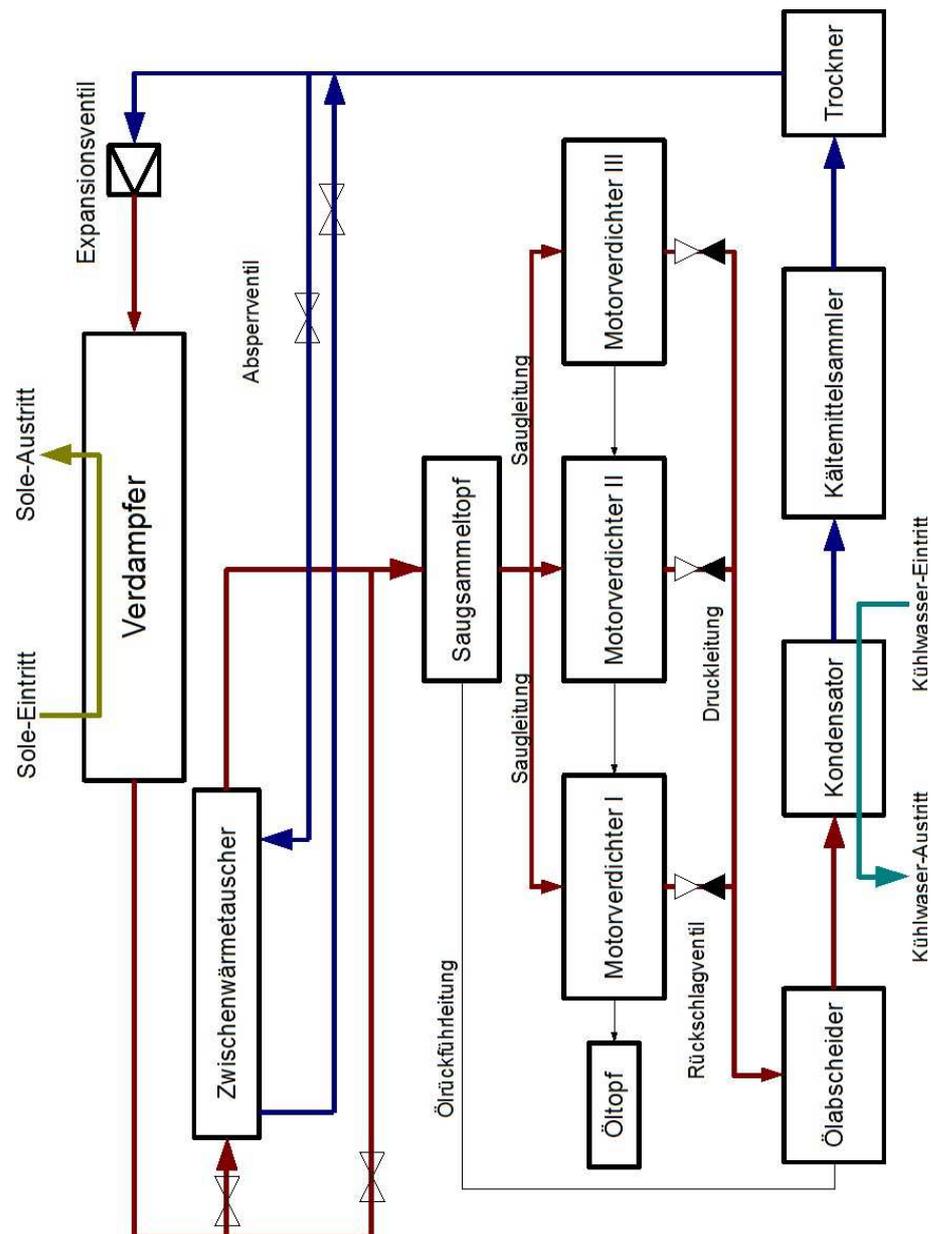


Abbildung 1.6: Anlagenschema Linde-Kältemaschine[15]

Die Kältemaschine arbeitet nach dem Kompressionsverfahren, der Aufbau und der Zusammenhang zwischen den einzelnen Komponenten ist in Abb. 1.6 dargestellt.

Die drei Motorverdichter sind parallel geschaltet und können je nach Bedarf auch einzeln laufen. Sie saugen aus dem Verdampfer die entstandenen Dämpfe an, verdichten diese und bringen sie auf ein mittleres Energieniveau. Im Kondensator wird das verdichtete Kältemittel verflüssigt. Um einen konstanten Druck gewährleisten zu können, wird die Menge des durchfließenden Wassers über einen Kühlwasserregler gesteuert. Der Ölabscheider hält das im Kältemittel befindliche Maschinenöl aus dem Verdampfer zurück und leitet es weiter zum Saugsammeltopf. Das Kältemittel gelangt vom Kondensator zum Kühlmittelsammler. Der Trockner nimmt die Feuchtigkeit, die sich eventuell noch im Kältemittel befindet, auf. Das Kältemittel wird durch das Expansionsventil entspannt und gelangt dann in den Verdampfer. Das niedrige Energieniveau des Kältemittels erlaubt die Wärmeaufnahme aus dem zu kühlenden Kälte­träger. Die Kälteleistung kann im Bedarfsfall durch den Zwischenwärmetauscher gesteigert werden, indem das Kältemittel weiter unterkühlt wird.[15]

## 2 Thermodynamische Grundlagen

Wärmeübertragung ist der Transport thermischer Energie infolge eines Temperaturunterschiedes über mindestens eine Thermodynamische Systemgrenze hinweg. Diese transportierte Energie wird als Wärme bezeichnet und ist eine Prozessgröße.[8]

### 2.1 Wärmeübertrager

Wärmeübertrager sind Apparate, bei denen der wärmerer Stoff einen Teil seiner Wärme abgibt und diese Wärme von einem kälteren Stoff aufgenommen wird. Die unterschiedlichen Aufgaben der Wärmeübertrager werden hier in Kurzform aufgelistet.[1][2][3]

- Dimensionierung von Wärmeübertragern: Temperaturen und Massenströme der Fluide sind bekannt, die Abmessungen des Wärmeübertragers müssen berechnet werden.
- Nachrechnung von Wärmeübertragern: In einem Wärmeübertrager mit bekannter Geometrie werden die Austrittstemperaturen und der übertragene Wärmestrom der Fluide berechnet.
- Optimierung von Wärmeübertragern und Systemen.
- Konstruktion und Festigkeitsrechnung von Wärmeübertragern.

In der industriellen Praxis geht die Auslegung von Wärmeübertragern Hand in Hand mit der Konstruktion und Optimierung der Apparate. Hier wird nur auf die thermische Berechnung von Wärmeübertragern eingegangen.[2] Im Allgemeinen besteht die Aufgabe darin, dass ein Fluid 1, dessen Massenstrom  $\dot{m}_1$  beträgt, von der Temperatur  $\vartheta'_1$  auf die Temperatur  $\vartheta''_1$  abzukühlen, wobei sich gleichzeitig das Fluid 2, dessen Massenstrom  $\dot{m}_2$  beträgt, von der Temperatur  $\vartheta'_2$  auf die Temperatur  $\vartheta''_2$  erwärmt[1].

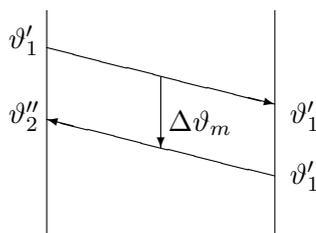


Abbildung 2.1: Gegenstromprinzip

## 2.2 Arten der Wärmeübertragung

Nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik fließt Wärme immer entlang eines Temperaturgefälles von höherer zu niedrigerer Temperatur. Damit entsteht ein Wärmeausgleich über die Systemgrenzen hinweg. Generell unterscheidet man zwischen drei Arten des Wärmetransports[3][6]. Diese sind:

- Wärmeleitung
- Konvektion
- Wärmestrahlung

Um einen etwas besseren Überblick über diese drei Wärmetransportmöglichkeiten zu haben, werden diese in den folgenden Abschnitten näher behandelt.

### 2.2.1 Wärmeleitung

Die Wärmeleitung ist der einzige Energietransport von Wärme zwischen zwei ruhenden Stoff bei vorhandenen Temperaturunterschieden. Ein Beispiel für Wärmeleitung ist ein Löffel in einer heißen Flüssigkeit, wie Tee. "Die heiße Flüssigkeit gibt die Wärme an den Löffel ab, obwohl die Flüssigkeit, als auch der Löffel in einer ruhenden Position sind. Diese Wärmeleitung ist dadurch möglich, dass die abgegebene Energie der Flüssigkeit in die kinetische Energie der Atome und Moleküle umgewandelt wird. Die kinetische Energie an der erwärmten Stelle überträgt sich nach und nach auf alle Moleküle und bringt diese immer stärker in Bewegung. Dies trifft auch auf die Moleküle zu, die von der Wärmequelle weiter entfernt sind zu. Zu beachten bei dieser Art der Wärmeübertragung ist, dass es sich um reinen Energietransport handelt. Reiner Energietransport bedeutet, dass die Atome an ihrem Platz bleiben. Stoffe die besonders gut leiten sind zum Beispiel Kupfer, Silber oder Messing. Stoffe die schlecht leiten sind zum Beispiel Holz, Glas, Kunststoffe, aber auch Luft und Wasser.[5][7]

### 2.2.2 Konvektion

Als konvektive Wärmeübertragung wird der Wärmetransport von einem fluiden Medium an die Oberfläche eines festen Körpers oder umgekehrt bezeichnet. Der Wärmestrom durch Konvektion entsteht durch makroskopische Teilchenbewegung. Der Unterschied zwischen Wärmeleitung und Konvektion besteht also darin, dass bei der Konvektion nicht nur die Energie mit transportiert wird, sondern auch die transportierenden Atome sich von ihrem Platz wegbewegen. Die Konvektion ist je nach Antriebskraft in erzwungene und freie Konvektion zu unterteilen. Von einer erzwungenen Konvektion spricht man, wenn zum Beispiel eine Druckdifferenz durch eine Pumpe oder einen Höhenunterschied erzeugt wird. Von einer freien Konvektion spricht man, wenn der Fluidstrom durch Dichteunterschiede verursacht wird, welche ursächliche Temperaturunterschiede bei der Wärmeübertragung waren. [3][7][8]

### 2.2.3 Wärmestrahlung

Diese Art von Wärmeübertragung erfolgt durch elektromagnetische Wellen. Im Gegensatz zur Wärmeleitung, bei der ein Trägermedium notwendig ist, benötigt die Wärmestrahlung keine Materie. Das bedeutet, dass sie auch im Vakuum stattfinden kann.

Die Besonderheit der Wärmestrahlung ist, dass jeder Körper eine gewisse Strahlung aufgrund seiner Temperatur aussendet. Wie bei der Wärmeleitung wird auch bei der Wärmestrahlung die Wärme vom wärmeren Körper zum kälteren Körper übertragen. Im Gegensatz zur Wärmeleitung wird bei der Wärmestrahlung die Wärme durch elektromagnetische Wellen übertragen. Der Zusammenhang von Temperatur und Strahlung kann mit dem Stefan-Boltzmann-Gesetz hergeleitet werden. Eine Besonderheit der Wärmestrahlung ist, dass sie sowohl absorbiert, als auch reflektiert werden kann.[2][7]

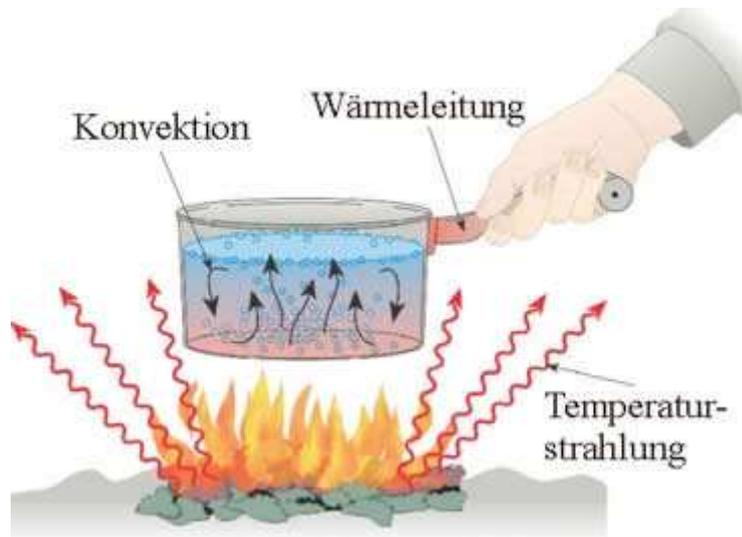


Abbildung 2.2: Arten des Wärmetransports[16]

Abb. 2.2 verdeutlicht noch einmal die drei verschiedenen Arten des Wärmetransports.

## 2.3 Wärmeübertrager Schaltung

Für die Wärmeübertragung gibt es drei Grundformen die unterschieden werden. Diese Grundarten sind:

- Gleichstrom
- Gegenstrom
- Kreuzstrom

### 2.3.1 Gleichstrom

Bei einem Gleichstrom-Wärmeübertrager treten beide Fluide an der selben stelle in den Wärmeübertrager ein und beide Fluide strömen in die selbe Richtung. Abb. 2.3 zeigt die Schaltung eines Gleichstrom-Wärmeübertragers.[3]

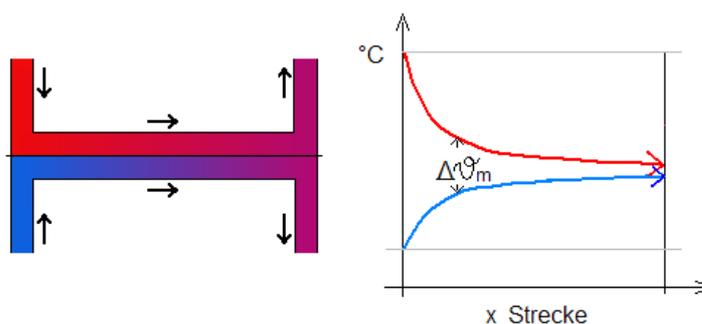


Abbildung 2.3: Gleichstromprinzip[17]

Bezüglich der thermischen Leistung besitzt der Gleichstrom-Wärmeübertrager eine sehr ungünstige Stromführung. Ein Gleichstrom-Wärmeübertrager mit gleichen Wärmekapazitätsströmen und den gleichen Betriebscharakteristiken benötigt gegenüber anderen Bauarten stets eine größere Wärmeübertragungsfläche.[3]

### 2.3.2 Gegenstrom

Bei einem Gegenstrom-Wärmeübertrager treten beide Fluide an verschiedenen Stellen in den Wärmeübertrager ein und strömen gegenläufig. Abb. 2.4 zeigt die Schaltung eines Gegenstrom-Wärmeübertragers.[3]

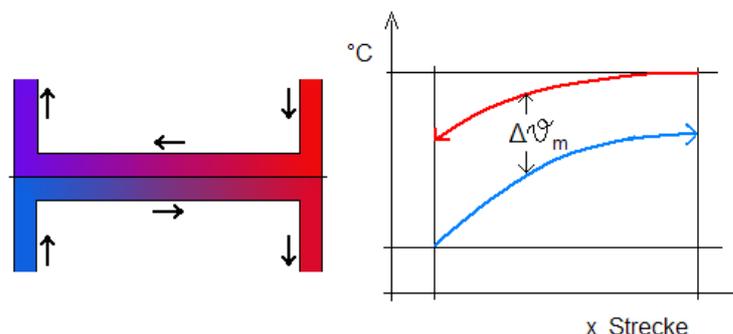


Abbildung 2.4: Gegenstromprinzip[18]

Der optimale Verlauf bei einem Gegenstrom-Wärmeübertrager erfolgt, wenn die Temperaturen der Stoffströme getauscht werden. Das bedeutet, dass das ursprünglich kalte Fluid die Temperatur des ursprünglich heißen Fluids erreicht und umgekehrt. Um diesen Idealfall zu erreichen, müssen die Wärmekapazitätenströme auf beiden Seiten des Wärmeübertragers gleich groß sein. Des Weiteren müsste der Wärmeübertrager einen Wirkungsgrad von 100 Prozent haben. Da dies nicht möglich ist, ist in der Praxis ein Tausch der Temperaturen nur näherungsweise möglich. Bei gleicher übertragener Wärmeleistung hat ein Gegenstrom-Wärmeübertrager immer eine kleineren Fläche als ein Gleichstrom-Wärmeübertrager. Deshalb wird die Gleichstromführung selten angewendet. [9][6]

### 2.3.3 Kreuzstrom

Bei einem Kreuzstrom-Wärmeübertrager strömen die Fluide senkrecht zueinander. Beispiele dafür sind Klimaanlage, Autokühler und Heizregister.[3] Abb. 2.5 zeigt die

Schaltung eines Kreuzstrom-Wärmeübertragers.

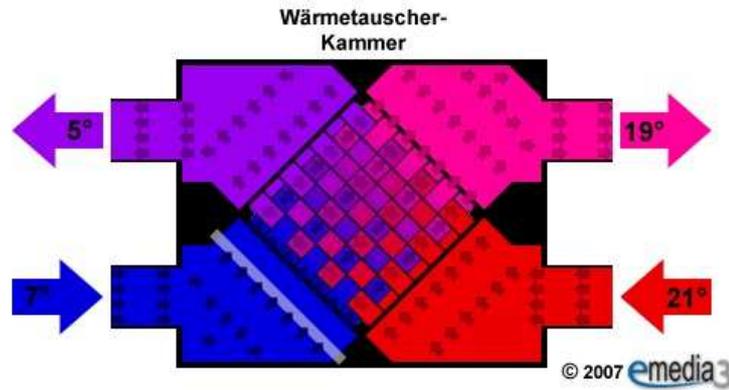


Abbildung 2.5: Kreuzstromprinzip[19]

Mit einem Kreuzstrom-Wärmeübertrager erreicht man einen besseren Temperaturaus-tausch als mit einem Gegenstrom-Wärmeübertrager. Der Kreuzstrom-Wärmeübertra-ger kommt auch dann zum Einsatz, wenn eine Bauart mit dem Gegenstromprinzip nicht mehr verwirklicht werden kann.

## 2.4 Definition und grundlegende Gleichungen

Abb. 2.6 zeigt das Schema eines Wärmeübertragers mit den gängigen Bezeichnung der Stoffströme.[2]

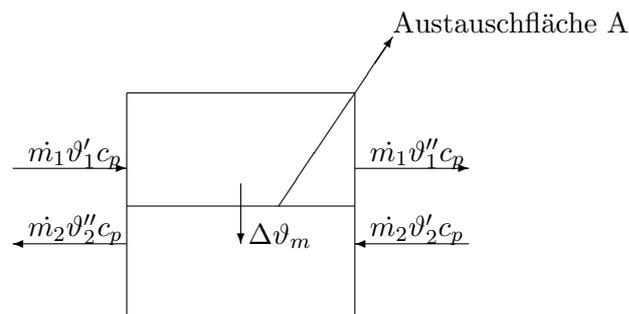


Abbildung 2.6: Ein- und austretende Wärmeströme eines Wärmeübertragers

### 2.4.1 Wärmestrom

Der Stoffstrom 1 strömt in den Wärmeübertrager mit der Temperatur  $\vartheta_1'$  und verlässt ihn mit Temperatur  $\vartheta_1''$ . Der Stoffstrom 2 strömt in den Wärmeübertrager mit der Temperatur  $\vartheta_2'$  und verlässt ihn mit mit Temperatur  $\vartheta_2''$ . Die Aufwärmung bzw. Abkühlung der Fluide hängt von deren Massenströmen, Eintrittstemperaturen, spezifische Wärmekapazitäten und der Wärmedurchgangszahl  $k$  bzw. der Fläche  $A$  des Wärmeübertragers ab. Der im Wärmeübertrager ausgetauschte Wärmestrom ist[2][3]:

$$\dot{Q} = kA\Delta\vartheta_m \quad \text{mit} \quad (2.1)$$

$\dot{Q}$  = Wärmestrom

$k$  = Wärmedurchgangskoeffizient

$A$  = Wärmeübertragungsfläche

Bei der Wärmeübertragung gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik uneingeschränkt:

$$\dot{Q} + \dot{W}_t = \dot{m}(h_a - h_e + \Delta e_a) \quad \text{mit} \quad (2.2)$$

$\dot{W}_t$  = Technische Arbeit

$\dot{m}$  = Massenstrom

$h$  = spezifische Enthalpie

$\Delta e_a$  = Differenz der spezifische potentielle Energie und der spezifische kinetische Energie

In den meisten praktischen Fällen der Wärmeübertragung sind die mechanische Arbeit und die Änderung der kinetischen und potentiellen Energie vernachlässigbar, daher werden sie bei den hier behandelten Problemen nicht berücksichtigt. Damit vereinfacht sich der erste Hauptsatz zu[2][3]:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_1 &= \dot{m}_1(h_{11} - h_{12}) \\ \dot{Q}_2 &= -\dot{m}_2(h_{21} - h_{22}) \end{aligned} \quad (2.3)$$

Die Enthalpie  $h_{11}$  ist die des Fluides 1 am Eintritt,  $h_{12}$  die am Austritt. Entsprechend ist die Enthalpie  $h_{21}$  die des Fluides 2 am Eintritt und  $h_{22}$  die am Austritt. Gl.(2.3) gilt allgemein, also auch bei der Strömung mit Phasenübergang. Bei Fluiden ohne Phasenübergang können die Enthalpien anhand der Temperatur berechnet werden[2][3]:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 c_{p1}(\vartheta'_1 - \vartheta''_1) \quad \text{mit} \quad (2.4)$$

$$\dot{Q}_2 = -\dot{m}_2 c_{p2}(\vartheta'_2 - \vartheta''_2)$$

$c_p$  = spezifische Wärmekapazität

$\vartheta$  = Temperatur in °C

### 2.4.2 Lokale-mittlere Temperaturdifferenz

In Gl.(2.1) wird davon ausgegangen, dass der Wärmeübertrager eine mittlere konstante Wärmeübergangszahl hat. Diese Annahme ist in den meisten Fällen durchaus realistisch, da fast immer die mittleren Wärmeübergangszahlen bestimmt werden. Ändert sich in einem Apparat die Art der Wärmeübertragung, beispielsweise dann, wenn der Dampf bei der Kondensation in einem Rohr vollständig kondensiert und als Flüssigkeit weiterströmt, muss abschnittsweise mit lokalen Wärmedurchgangszahlen gerechnet werden. Die lokalen Wärmedurchgangszahlen werden anhand der lokale-mittleren Temperaturdifferenz der Fluide 1 und 2 ist mit folgender Gleichung bestimmt[2][3]:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_1 + \vartheta_2}{2} \quad \text{mit} \quad (2.5)$$

$\Delta\vartheta_m$  = lokale-mittlere Temperaturdifferenz

### 2.4.3 Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz

Für den Gegenstrom- und Gleichstrom-Wärmeübertrager und in Apparaten, in denen zumindest ein Fluid eine konstante Temperatur hat, ist die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_m$  für die Bestimmung des Wärmestroms in einem Wärmeübertrager maßgebend. Sie heißt mittlere logarithmische Temperaturdifferenz oder mittlere Temperaturdifferenz (log mean temperature difference) und ist die integrierte mittlere Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers[2][3]:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl}}{\ln(\Delta\vartheta_{gr}/\Delta\vartheta_{kl})} \quad \text{für } \Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl} \neq 0 \quad \text{mit} \quad (2.6)$$

$\Delta\vartheta_m$  = mittlere-logarithmische Temperaturdifferenz

$$\Delta\vartheta_m = \Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl}/2 \quad \text{für } \Delta\vartheta_{gr} \approx \Delta\vartheta_{kl} \quad (2.7)$$

Die Temperaturdifferenzen zwischen den Fluidströmen am Ein- bzw. am Austritt des Wärmeübertragers sind  $\Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl}$ , wobei  $\Delta\vartheta_{gr}$  die größere und  $\Delta\vartheta_{kl}$  die kleinere Differenz ist. Für den Fall, dass die Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt gleich groß sind, gilt Gl.(2.7).

### 2.4.4 Wärmedurchgang in einer ebenen Wand

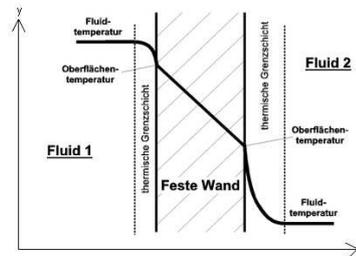


Abbildung 2.7: Wärmeleitung in einer ebenen Wand[20]

Die Abb. 2.7 zeigt eine ebene Wand der Dicke  $s$  mit der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ . An den Seiten ist sie thermisch isoliert. Da Wärme nur in die  $x$ -Richtung transportiert werden kann, handelt es sich hier um ein eindimensionales Problem. Die Querschnittsfläche  $A$  der Wand, durch die der Wärmestrom fließt, ist konstant, dadurch auch die Wärmestromdichte  $\dot{q}$ . Soll wie in Abb. 2.7 dargestellt, die Temperatur an beiden Seiten der Wand aufrechterhalten werden, muss aus irgendeiner Quelle der konstante Wärmestrom erzeugt und von einer anderen Quelle aufgenommen werden. Dies könnte zum Beispiel auf der einen Seite ein wärmeres, strömendes Fluid, das den Wärmestrom liefert, auf der anderen Seite ein kälteres, strömendes Fluid, das den Wärmestrom aufnimmt, sein. Das ist bei Wärmeübertragern der Fall, in dem durch eine feste Wand von einem Fluid 1 zu einem anderen Fluid 2 Wärme transferiert wird[2].

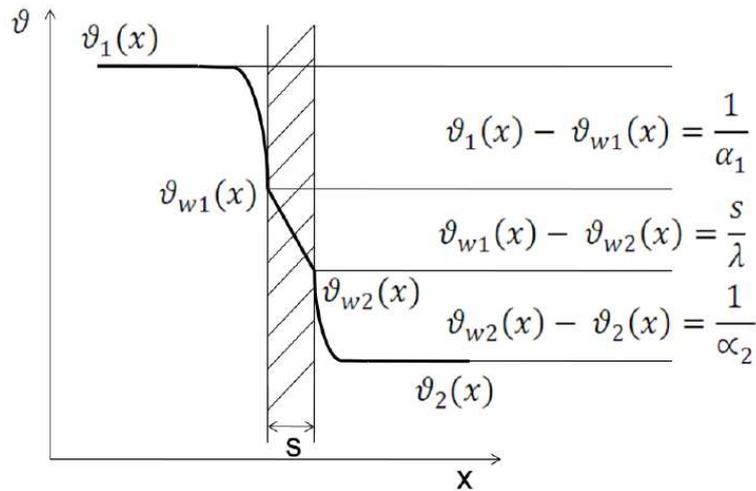


Abbildung 2.8: Temperaturverlauf beim Wärmetransport durch eine ebene Platte [21]

Die Abb. 2.8 zeigt die Wand eines Wärmeübertragers, in dem ein Wärmestrom von einem strömenden Fluid mit der Temperatur  $\vartheta_1(x)$  und Wärmeübergangszahl  $\alpha_1$  zu einem anderen strömenden Fluid mit der Temperatur  $\vartheta_2(x)$  und Wärmeübergangszahl  $\alpha_2$  transferiert wird. Betrachtet man den gesamten Temperaturverlauf an der Wand, so ergibt sich[21]:

$$(\vartheta_1(x) + \vartheta_{w1}(x)) + (\vartheta_{w1}(x) + \vartheta_{w2}(x)) + (\vartheta_{w2}(x) + \vartheta_2(x)) = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}$$

Daraus wird der Wärmedurchgangskoeffizient  $k$  für eine einschichtige ebene Wand definiert:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \text{mit} \quad (2.8)$$

$\alpha$  = Wärmeübergangskoeffizient

$s$  = Dicke einer Wand

$\lambda$  = Wärmeleitfähigkeit

Der Wärmedurchgangskoeffizient gibt an, welcher Wärmestrom pro Flächeneinheit und pro Grad Temperaturdifferenz übertragen wird[2].

## 2.5 Dimensionslose Kennzahlen

Grundlage für die Darstellung von Vorgängen des konvektiven Wärmeübergangs bildet die Ähnlichkeitstheorie bzw. die dimensionslosen Kennzahlen. Sie erlaubt, die Zahl der Einflussgrößen deutlich zu mindern, und man kann Wärmeübergangsgesetze allgemein für geometrisch ähnliche Körper und die verschiedensten Stoffe einheitlich zu formulieren. Wie vorhergehend mehrfach erwähnt, wird der Wärmeübergang durch Strömungs- und Wärmeleitvorgänge bestimmt, welche durch Differentialgleichungen mathematisch beschrieben werden kann. Nußelt formte diese Gleichungen so um, dass in ihnen dimensionslose Kenngrößen auftreten, die bei physikalisch ähnlichen Problemen gleich

sind. Der Vorteil der dimensionslosen Kennzahlen liegt in der Möglichkeit, durch wenige beispielhafte Messungen im Modellversuch die Lösung für beliebige andere Fälle zu ermitteln, bei denen die dimensionslosen Kennzahlen gleich groß sind wie im Modellversuch. Die wichtigsten Kenngrößen werden im folgenden kurz dargestellt[2][3].

### 2.5.1 Nußeltzahl

Die Nußeltzahl ist das Verhältniss der für die Strömung charakteristische Länge  $d$  und der Dicke der Temperaturgrenzschicht  $\delta_v = \frac{\lambda}{\alpha}$ [2].

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda} \quad \text{mit} \quad (2.9)$$

$Nu$  = Nußeltzahl  
 $d$  = Durchmesser  
 $\alpha$  = Wärmedurchgangskoeffizient  
 $\lambda$  = Wärmeleitfähigkeit

Die charakteristische Länge  $d$  hängt von der Geometrie der Wand, an der die Wärmeübertragung stattfindet ab. Bei einem Rohr ist sie wie bei der Reibung gleich dem Rohrrinnendurchmesser  $d_i$ . Bei der Behandlung verschiedener Geometrien ist die charakteristische Länge der Index der Nußeltzahl. Die Nußeltzahl wird als eine Funktion der Strömungsparameter, Stoffwerte und Geometrie angegeben. Aus ihr kann der Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden[2].

### 2.5.2 Reynoldszahl

Die Reynoldszahl ist das Verhältnis der Trägheits- zu den Reibungskräften[2].

$$Re_d = \frac{wd}{\nu} \quad (2.10)$$

Die mittlere Geschwindigkeit der Strömung ist  $w$ , die charakteristische Länge  $d$  und die kinematische Viskosität des Fluides  $\nu$ . Es ist üblich die Reynoldszahl mit einem Index zu versehen, der die charakteristische Länge repräsentiert[2].

### 2.5.3 Prandtlzahl

Die Prandtlzahl ist das Verhältnis der kinematischen Viskosität zur Temperaturleitfähigkeit[2].

$$Pr = \frac{\eta c_p}{\lambda} \quad \text{mit} \quad (2.11)$$

$Pr$  = Prandtlzahl  
 $\eta$  = dynamische Viskosität  
 $c_p$  = spezifische Wärmekapazität  
 $\lambda$  = Wärmeleitfähigkeit

Sie wird auch als das Verhältnis der Dicke der laminaren Strömungsgrenzschicht zur Temperaturgrenzschicht bezeichnet. Gase haben eine Prandtlzahl, die etwa 0,7 ist. Die Prandtlzahl der Flüssigkeiten liegt etwa bei 10. Sie bestimmt die Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl von den Stoffwerten und ist temperaturabhängig[2].

### 3 Auslegung der Wärmeübertrager

In diesem Kapitel wird die Auslegung der drei Kältemaschinen betrachtet, die in Kapitel 1 aufgelistet sind. Diese Maschinen haben verschiedene Leistungsstärken. Abb. 3.1 verschafft einen Überblick des Schaltschemas ohne Wärmerückgewinnung. Die Wärme des Kühlwassers bleibt ungenutzt und mit Hilfe von Plattenwärmeübertragern soll diese geändert werden. Die Wärmerückgewinnung durch die Plattenwärmeübertrager hat zwei Vorteile. Die Abwärme des Kühlwassers wird genutzt und geht somit nicht verloren. Die Plattenwärmeübertrager werden für die größte Kältemaschine ausgelegt. Das ist die Absorptionskältemaschine. Der Betrieb der anderen beiden kleineren Kältemaschinen wird dadurch gewährleistet, dass der Massenstrom anhand einer drehzahl-geregelten Pumpe nach Bedarf eingestellt werden kann. Die Berechnungen richten sich hauptsächlich nach dem VDI-Wärmeatlas.[4]



Keine Wärmerückgewinnung zum derzeitigen Stand

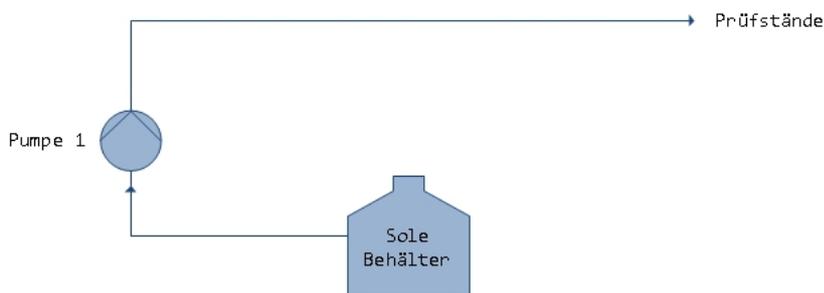


Abbildung 3.1: Schaltschema im derzeitigen Zustand

Durch den Einsatz der Plattenwärmeübertrager entsteht ein neuer Kreislauf, der die Abwärme des Kühlwassers nutzt, um die Soletemperatur auf eine gewünschte Temperatur zu erwärmen, bevor diese in den Prüfstand (Verdampfer) hineinfließt. Der Kreislauf ist in Abb. 3.2 zu sehen.

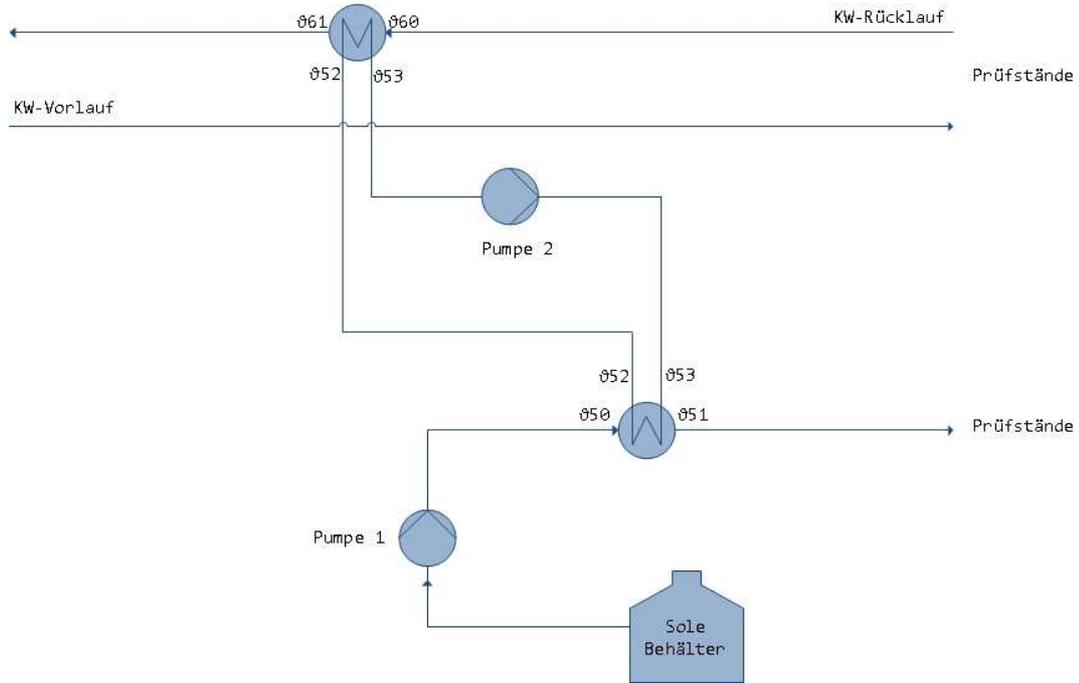


Abbildung 3.2: Schaltschema mit den neuen Kreislauf

In den Tabellen 3 bis 3 sind relevante technische Ausgangsdaten der drei Kältemaschinen aufgelistet. Die nachfolgenden Tabellen dienen zur Gesamtübersicht der jeweiligen Maschinen. In den folgenden Kapiteln erfolgt die Berechnung der Plattenwärmeübertrager mit den hier gegebenen Werten.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{sole14}$	[W]	20000
spezifische Wärmekapazität	$c_{psole14}$	[J/kgK]	3680
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{50}$	[°C]	11
Austrittstemperatur	$\vartheta_{51}$	[°C]	17

Tabelle 3.1: Technische Daten der Absorptionskältemaschine auf der Sole-Sole Seite

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{kw}$	[W]	20000
spezifische Wärmekapazität	$c_{pkw26,5}$	[J/kgK]	4179
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{60}$	[°C]	36
Massenstrom	$\dot{m}_{kw}$	[kg/s]	1,381

Tabelle 3.2: Technische Daten der Absorptionskältemaschine auf der Kühlwasser-Sole Seite

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{Linde}$	[W]	12000
Verdampfungstemperatur	$\vartheta_{Dampf}$	[°C]	-10
Verflüssigungstemperatur	$\vartheta_{fl}$	[°C]	25
Volumenstrom	$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> /h]	7,8

Tabelle 3.3: Technische Daten der Lindekältemaschine

### 3.1 Systemgrenzen und Bilanzierung

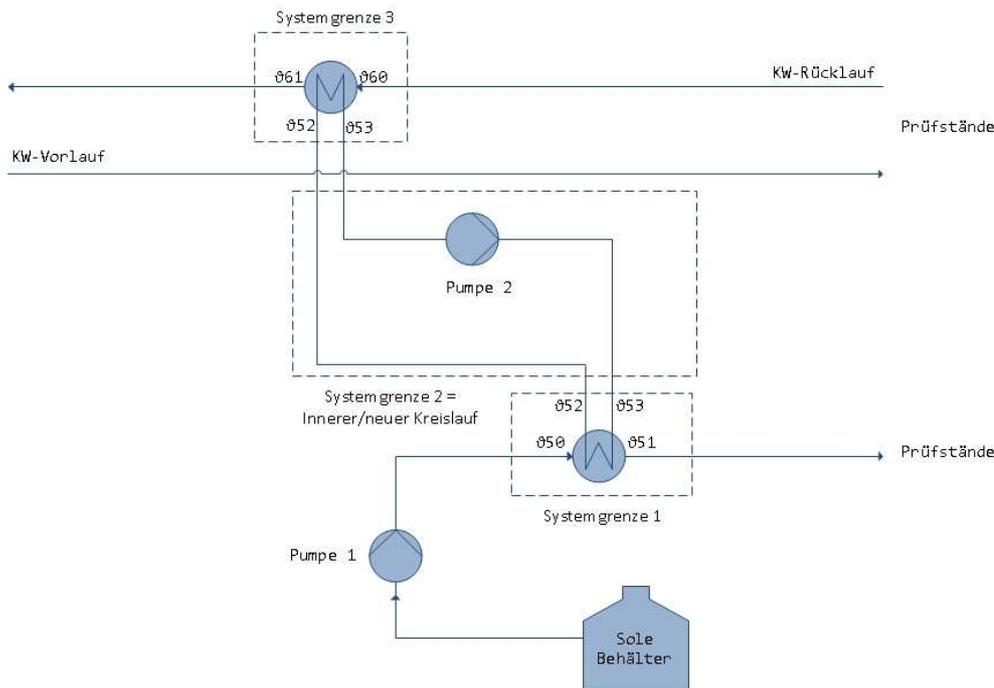


Abbildung 3.3: Schaltschema mit den neuen Kreislauf und Bilanzgrenzen

Anhand von Abb. 3.3 sieht man den neuen Kreislauf mit den dazugehörigen Systemgrenzen. Die erste Systemgrenze wird auf der Sole-Seite gezogen, um zu veranschaulichen welche Temperaturen hier ein- und austreten. Die dritte Systemgrenze umfasst den Wärmeübertrager auf der Kühlwasser-Seite mit den ein- und austretenden Temperaturen. Systemgrenze zwei zeigt den neuen Kreislauf mit den ein- und austretenden Temperaturen auf der Sole und Kühlwasser-Seite.

### 3.2 Auslegung des Wärmeübertragers in Systemgrenze 1

In diesem Unterkapitel wird der Wärmeübertrager in der Systemgrenze 1 beschrieben. Für den Wärmeübertrager wird als Flüssigkeit Sole verwendet, das gilt sowohl für die wärmeabgebende Seite (in diesem Fall der neue Kreislauf) mit den Temperaturen  $\vartheta_{52}$  und  $\vartheta_{53}$ , als auch für die wärmeaufnehmende Seite (in diesem Fall die Sole-Sole Seite) mit den Temperaturen  $\vartheta_{50}$  und  $\vartheta_{51}$ . Es wird auf beiden Seiten die Sole verwendet, weil auch Temperaturen unter  $0^{\circ}\text{C}$  erreicht werden. Damit ist gewährleistet, dass die Flüssigkeit nicht einfriert.

### 3.2.1 Wärmeübertrager auf der Sole-Sole Seite

Systemgrenze 1 besteht aus dem Plattenwärmeübertrager und den Eintritts- und Austrittstemperaturen der wärmeabgebenden und wärmeaufnehmenden Seite.

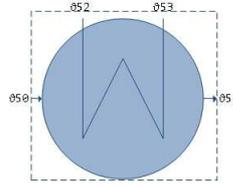


Abbildung 3.4: Systemgrenze 1

Der zu ermittelnde Wert für den Wärmeübertrager ist der Massenstrom  $\dot{m}_{sole14}$  des kalten Fluides. Der Wärmestrom  $\dot{Q}_{sole14}$ , sowie die Eintritts- und Austrittstemperatur  $\vartheta_{50}$ ,  $\vartheta_{51}$  des kalten Fluides sind in Tabelle 3 gegeben.

Durch Umstellen der Gl.(2.4) erhält man für den Massenstrom  $\dot{m}_{Sole14}$  folgende Gleichung:

$$\dot{m}_{sole14} = \frac{\dot{Q}_{sole14}}{c_{psole14}(\vartheta_{51} - \vartheta_{50})} \quad (3.1)$$

Mit den gegebenen Größen aus Tabelle 3 und der Gl.(3.1) erhält man den Massenstrom  $\dot{m}_{Sole14} = 0,906 \text{ kg/s}$ .

### 3.2.2 Neuer Kreislauf auf der Sole-Sole Seite

In diesem Abschnitt wird der Massenstrom für den neuen Kreislauf der Absorptions-Kältemaschine ermittelt. Um den Massenstrom bestimmen zu können, müssen zuerst die Temperaturen  $\vartheta_{52}$  und  $\vartheta_{53}$  im neuen Kreislauf bestimmt werden. Die beiden Temperaturen werden anhand des Pinch Points ermittelt. Der Pinch Point ist der Temperaturunterschied zwischen zwei Arbeitsmedien, bei dem gerade noch eine Wärmeübertragung stattfindet. Der Pinch Point ist intern auf  $3^\circ\text{C}$  bzw.  $3^\circ\text{K}$  festgelegt worden. Somit ist die Eintrittstemperatur im neuen Kreislauf auf der Sole-Sole Seite  $\vartheta_{53} = 33^\circ\text{C}$ , da der maximale Temperaturunterschied, um eine Wärmeübertragung zu gewährleisten, zwischen  $\vartheta_{60}$  und  $\vartheta_{53}$  bei  $3^\circ\text{C}$  liegt. Die Austrittstemperatur  $\vartheta_{52}$  auf der Sole-Sole Seite wird auf maximal  $20^\circ\text{C}$  abgekühlt. Eine niedrigere Austrittstemperatur ist hier nicht möglich, da auch hier  $3^\circ\text{C}$  maximaler Temperaturunterschied zwischen  $\vartheta_{51}$  und  $\vartheta_{52}$  gilt. Alle Werte die zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf benötigt werden, finden sich in Tabelle 3.2.2 wieder.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{sole14}$	[W]	20000
spezifische Wärmekapazität	$c_{pik}$	[J/kgK]	3620
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{53}$	[ $^\circ\text{C}$ ]	33
Austrittstemperatur	$\vartheta_{52}$	[ $^\circ\text{C}$ ]	20

Tabelle 3.4: Technische Daten des neuen Kreislaufs zur Berechnung des Massenstroms

Durch Umstellen der Gl.(2.4) ergibt sich für den Massenstrom  $\dot{m}_{Sole_{ik26,5}}$  folgende Gleichung:

$$\dot{m}_{Sole_{ik26,5}} = \frac{\dot{Q}_{sole14}}{c_{pik26,5}(\vartheta_{53} - \vartheta_{52})} \quad (3.2)$$

Mit den gegebenen Größen aus Tabelle 3.2.2 und der Gl.(3.2) erhält man den Massenstrom  $\dot{m}_{Sole_{ik26,5}} = 0,425$  m/s.

### 3.2.3 Randbedingungen

Nachdem die Massenströme bekannt sind, können die Werte aus Tabelle 3.1 zur Tabelle 3.5 erweitert werden:

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{sole14}$	[W]	20000
spezifische Wärmekapazität	$c_{psole14}$	[J/kgK]	3680
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{50}$	[°C]	11
Austrittstemperatur	$\vartheta_{51}$	[°C]	17
Massenstrom	$\dot{m}_{Sole14}$	[kg/s]	0,906

Tabelle 3.5: Technische Daten der Absorptionskältemaschine auf der Sole-Sole Seite

In Tabelle 3.6 sind alle Werte des neuen Kreislaufs aufgelistet.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{sole14}$	[W]	20000
spezifische Wärmekapazität	$c_{pik26,5}$	[J/kgK]	3620
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{53}$	[°C]	33
Austrittstemperatur	$\vartheta_{52}$	[°C]	20
Massenstrom	$\dot{m}_{ik26,5}$	[kg/s]	0,425

Tabelle 3.6: Technische Daten des neuen Kreislaufs

## 3.3 Berechnungsmodell des Wärmeübertragers

Für die Wärmerückgewinnung sollen Plattenwärmeübertrager eingesetzt werden. Im Folgenden werden jeweils der Plattenwärmeübertrager für die Sole-Sole Seite und für die Kühlwasser-Sole Seite (siehe Abb. 3.2) bestimmt. Abb. 3.5 zeigt einen konventionellen Plattenwärmeübertrager und dessen Funktionsweise. Zwei Fluide durchströmen einen ebenen Spalt, wobei auf der einen Seite das wärmeabgebende und auf der anderen Seite das wärmeaufnehmende Fluid fließt. Dieses prinzip kann zu einem eindimensionalen ebenen Spalt vereinfacht werden. Abb. 3.6 zeigt das eindimensionale Rechenmodell für einen ebenen Spalt, mit  $s$  für die Spaltbreite und  $\vartheta_{w1}$  und  $\vartheta_{w2}$  für die Wandtemperaturen.



Abbildung 3.5: Plattenwärmeübertrager[27]

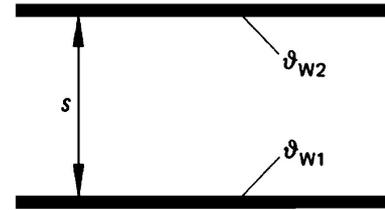


Abbildung 3.6: Eindimensionales Berechnungsmodell[4]

### 3.4 Bestimmung der dimensionslosen Kennzahlen auf der Sole-Sole Seite

In den folgenden Kapiteln werden die dimensionslosen Kennzahlen von Reynolds, Prandtl und Nußelt bestimmt. Die drei Kennzahlen werden benötigt, um anschließend die Wärmeübergangskoeffizienten zu berechnen. Die dimensionslosen Kennzahlen müssen für die wärmeaufnehmende (hier die Sole Seite) und wärmeabgebende Seite (hier der neue Kreislauf) bestimmt werden.

#### 3.4.1 Dimensionslose Kennzahlen der wärmeaufnehmenden Seite

Alle Stoffwerte, die in Kapitel 3.3.1 bis 3.3.4 vorkommen, sind auf die lokale-mittlere Temperaturdifferenz und dem Fluid Antifrogen N mit einer Konzentration von 34% bezogen. Die lokale-mittlere Temperaturdifferenz bezieht sich auf die ein- und austretenden Temperaturen  $\vartheta_{50}$  und  $\vartheta_{51}$ . Die lokale-mittlere Temperaturdifferenz ergibt sich aus folgender Gleichung[2]:

$$\Delta\vartheta_{msole14} = \frac{\vartheta_{50} + \vartheta_{51}}{2} \quad (3.3)$$

Durch Einsetzen der beiden Temperaturen  $\vartheta_{50}$  und  $\vartheta_{51}$  aus Tabelle 3.5 und der Gl.(3.3) erhält man die lokale-mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{mSole14} = 14 \text{ }^\circ\text{C}$ .

#### 3.4.2 Reynoldszahl

Die Berechnung erfolgt nach VDI Wärmeatlas Abschnitt Gb7[4] für einen ebenen Spalt. Laut dem VDI Wärmeatlas wird die Reynoldszahl wie folgt berechnet:

$$Re_{sole14} = \frac{w_{sole14} \cdot d_h}{\nu_{sole14}} \quad \text{mit} \quad (3.4)$$

$w_{sole14}$  = Geschwindigkeit der Strömung

$d_h$  = hydraulischen Durchmesser

$\nu_{sole14}$  = kinematische Viskosität

Der hydraulische Durchmesser ist die kennzeichnende geometrische Größe eines druckströmten Spaltes mit der doppelten Spaltbreite.[4] In Abb. 3.6 wird das Modell nochmal veranschaulicht. Der hydraulische Durchmesser für einen ebenen Spalt ist wie folgt definiert:

$$d_h = 2 \cdot s \quad (3.5)$$

Die Spaltbreite  $s$  variiert je nach Hersteller und Produkt. Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Plattenwärmeübertrager von der Firma Alfa Laval als Beispielmodell eingesetzt. Die Spaltbreite lässt sich vom Datenblatt des Wärmeübertragers entnehmen[23]. Im Datenblatt[23], unter dem Punkt Standardabmessungen und Gewicht, ist die Angabe für die Breite des gesamten Wärmeübertragers mit  $A$  angegeben. Unter der Angabe Maß in  $mm$  ist die Gleichung für  $A$  angegeben, siehe dazu das Datenblatt[23]. In dieser Gleichung steht der Werte 2,35. Dieser Wert steht für den Abstand von einer Platte zur anderen. Laut dem Hersteller Alfa Laval variiert die Dicke der Platte bei dem Modell CB30, welches hier genutzt wird zwischen  $0,35mm$  und  $0,4mm$ . Daraus folgt die Annahme, dass die Spaltbreite  $2mm$  und die Platendicke  $0,35mm$  beträgt. Für den ermittelten Wert der Spaltbreite  $s = 2mm$  kann der hydraulische Durchmesser aus Gl.(3.5) bestimmt werden.  $d_h = 2mm = 0,004m$ .

Die kinematische Viskosität wird aus dem Datenblatt[22] für die lokale-mittlere Temperaturdifferenz  $\Delta\vartheta_{mSole14}$  herausgelesen. Die kinematische Viskosität hat einen Wert von  $\nu_{Sole14} = 3,5 \cdot 10^{-6} m^2/s$

Um die Reynoldszahl zu berechnen, muss noch der Wert für die Geschwindigkeit der Strömung bestimmt werden. Die Geschwindigkeit wird folgendermaßen berechnet:

$$w_{sole14} = \frac{\dot{V}_{sole14}}{A_{Platte}} \quad (3.6)$$

Den Volumenstrom  $\dot{V}$  erhält man durch folgende Gleichung:

$$\dot{V}_{sole14} = \frac{\dot{m}_{sole14}}{\rho_{sole14}} \quad (3.7)$$

Um den Volumenstrom  $\dot{V}_{sole14}$  zu berechnen, benötigt man die Dichte  $\rho_{sole14}$ , welche mit der lokalen-mittleren Temperaturdifferenz aus dem Datenblatt[22] entnommen werden kann.  $\rho_{sole14}$  hat einen Wert von  $1048 kg/m^3$ . Mit dem Massenstrom aus Tabelle 3.5 und dem entnommenen Wert für die Dichte kann der Volumenstrom nach Gl.(3.7) zu  $\dot{V}_{sole14} = 0,0008643 m^3/s$  bestimmt werden.

Nachdem der Volumenstrom bekannt ist, wird die Fläche einer einzelnen Platte benötigt, um die Geschwindigkeit  $w_{sole14}$  zu bestimmen. Für die Berechnung der Fläche einer einzelnen Platte wird von der Fläche des durchströmten Körpers ausgegangen. Der durchströmte Körper ist schematisch in Abb. 3.6 dargestellt. Das führt dazu, dass der Spalt  $d_h$  mit  $2 mm$  gleich die Höhe  $h$  der einzelnen Platte ist. Aus dem Datenblatt[23] wird die Breite  $b$  bestimmt. Die Breite einer Platte beträgt laut Datenblatt[23]  $113 mm$ . Daraus folgt die Fläche einer einzelnen Platte  $A_{PlatteDK} = 0,000226 m^2$ . Mit den Werten für den Volumenstrom und der Fläche der einzelnen Platte ergibt sich aus Gl.(3.6) die Geschwindigkeit  $w_{sole14} = 3,82 m/s$ . Jetzt sind alle erforderlichen Werte vorhanden, welche zur Bestimmung der Reynoldszahl benötigt werden. Alle Werte finden sich in Tabelle 3.7 wieder.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Lokale-mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	$[^{\circ}C]$	14
Hydraulischer Durchmesser	$d_h$	$[m]$	0,004
Kinematische Viskosität	$\nu_{Sole14}$	$[m^2/s]$	$3,5 \cdot 10^{-6}$
Dichte	$\rho_{Sole14}$	$[kg/m^3]$	1048
Volumenstrom	$\dot{V}_{Sole14}$	$[m^3/s]$	0,0008643
Breite einer Platte	$b$	$[m]$	0,113
Höhe einer Platte	$h$	$[m]$	0,002
Fläche einer Platte	$A_{Platte}$	$[m^2]$	0,000226
Geschwindigkeit	$w_{sole14}$	$[m/s]$	3,82

Tabelle 3.7: Benötigte Werte zur Berechnung der Reynoldszahl

Mit den Werten aus Tabelle 3.7 ergibt sich aus Gl.(3.4) die Reynoldszahl.  $Re_{Sole14} = 4371$ .

Anhand der Reynoldszahl kann bestimmt werden, ob die Strömung laminar oder turbulent ist. Laut [1] und [4] ist eine Strömung turbulent bei  $3 \cdot 10^4 \leq Re < 10^6$ . Da die Reynoldszahl eindeutig kleiner als  $3 \cdot 10^4$  ist, ist die Strömung laminar, welches für die weitere Berechnung zu berücksichtigen ist.

### 3.4.3 Pradtlzahl

Zur Bestimmung der Pradtlzahl aus Gl.(2.11) werden die dynamische Viskosität  $\eta_{sole14}$ , die spezifische Wärmekapazität  $c_{psole14}$  und die Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{sole14}$  benötigt. Die dynamische Viskosität kann folgendermaßen berechnet werden:

$$\eta_{sole14} = \nu_{sole14} \cdot \rho_{sole14} \quad (3.8)$$

Mit den Werten für die kinematische Viskosität  $\nu_{sole14}$  und der Dichte  $\rho_{sole14}$  aus dem Datenblatt[22] kann aus Gl.(3.8) die dynamische Viskosität bestimmt werden.  $\eta_{sole14} = 0,003668 \text{ kg/ms}$ . Die spezifische Wärmekapazität kann aus Tabelle 3.5 entnommen werden.  $c_{psole14} = 3680 \text{ J/kgK}$ . Die Stoffeigenschaft, die besagt, welcher Wärmestrom pro Längeneinheit des Materials in Richtung des Wärmestroms und pro Grad Temperaturdifferenz übertragen werden kann, nennt man Wärmeleitfähigkeit  $\lambda_{sole14}$ [2]. Die Wärmeleitfähigkeit kann mit der lokalen-mittleren Temperaturdifferenz aus dem Datenblatt[22] entnommen werden.  $\lambda_{sole14} = 0,47 \text{ W/mK}$ . Jetzt sind alle erforderlichen Werte vorhanden, um die Pradtlzahl zu bestimmen. Alle Werte finden sich in Tabelle 3.8 wieder.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Lokale-mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	$[^{\circ}C]$	14
Kinematische Viskosität	$\nu_{sole14}$	$[m^2/s]$	$3,5 \cdot 10^{-6}$
Dichte	$\rho_{sole14}$	$[kg/m^3]$	1048
Spezifische Wärmekapazität	$c_{psole14}$	$[J/kgK]$	3680
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{sole14}$	$[W/mK]$	0,47

Tabelle 3.8: Benötigte Werte zur Berechnung der Prandtlzahl

Mit den Werten aus Tabelle 3.8 ergibt sich aus Gl.(2.11) die Prandtlzahl.  $Pr_{sole14} = 28,72$ .

### 3.4.4 Nußeltzahl

Die Berechnung erfolgt nach VDI Wärmeatlas Abschnitt Gb7[4] für einen ebenen Spalt. Laut dem VDI Wärmeatlas wird die Nußeltzahl wie folgt berechnet:

$$Nu_{msole14} = \sqrt[3]{Nu_{1sole14}^3 + Nu_{2sole14}^3} \quad (3.9)$$

$Nu_{u1sole14}$  ist die Nußeltzahl bei hydrodynamisch ausgebildeter Laminarströmung für die Randbedingung in Abb. 3.6. Diese Zahl ist eine von mehreren Autoren ermittelte Zahl und beträgt  $Nu_{u1sole14} = 7,541$  [4]. Für große  $Re \cdot Pr \cdot d_h/l$  Werte bei hydrodynamisch ausgebildeter Strömung und der Randbedingung in Abb. 3.6 gilt[4]:

$$Nu_{2sole14} = 1,841 \sqrt[3]{Re_{sole14} Pr_{sole14} (d_h/l)} \quad (3.10)$$

Mit den berechneten Werten für  $Re_{sole14}$ ,  $Pr_{sole14}$ ,  $d_h$  und der Plattenlänge  $l$ , dessen Wert aus dem Datenblatt[23] entnommen werden kann, sind alle erforderlichen Daten für die Berechnung  $Nu_{2sole14}$  vorhanden. Alle Werte finden sich in Tabelle 3.9 wieder.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Reynoldszahl	$Re_{sole14}$	-	4371
Prandtlzahl	$Pr_{sole14}$	-	28,72
Hydraulischer Durchmesser	$d_h$	[m]	0,002
Plattenlänge	$l$	[m]	0,313

Tabelle 3.9: Benötigte Werte zur Berechnung von  $Nu_{2sole14}$

Mit den Werten aus Tabelle 3.9 ergibt sich aus Gl.(3.10) die Nußeltzahl  $Nu_{2sole14} = 21,28$ .

Aus Gl.(3.9), dem Werten für die  $Nu_{u1sole14}$  und  $Nu_{2sole14}$  ergibt sich  $Nu_{msole14} = 21,6$ .

Die Nußeltzahl  $Nu_{msole14}$  ist zur Berechnung der Wärmeübergangszahl der Sole Seite ausschlaggebend, welche in Kapitel 3.6 bestimmt wird .

## 3.5 Dimensionslose Kennzahlen des neuen Kreislaufs

Die Berechnungen in diesem Kapitel sind analog zum vorherigen Kapitel. Für die einzelnen Berechnungsschritte wird auf das vorherige Kapitel hingewiesen. Es werden alle wichtigen und relevanten Werte in Tabellenform angegeben. Um die benötigten Stoffwerte zu bestimmen, wird auch hier die lokale-mittlere Temperaturdifferenz bestimmt. Diese bezieht sich auf die ein- und austretende Temperatur  $\vartheta_{52}$  und  $\vartheta_{53}$ .

Die lokale-mittlere Temperaturdifferenz des neuen Kreislaufs ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$\Delta\vartheta_{mik26} = \frac{\vartheta_{52} + \vartheta_{53}}{2} \quad (3.11)$$

Durch Einsetzen der beiden Temperaturen  $\vartheta_{52}$  und  $\vartheta_{53}$  aus Tabelle 3.6 erhält man aus Gl.(3.11) die lokale-mittlere Temperaturdifferenz.

$$\Delta\vartheta_{mik26} = 26,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

### 3.5.1 Reynoldszahl

Die Reynoldszahl wird analog zu Kapitel 3.4.2 bestimmt. Die relevanten Werte zur Berechnung der Reynoldszahl werden in der folgenden Tabelle eingetragen. Die erforderliche Gleichung zur Berechnung der Reynoldszahl im neuen Kreislauf ist folgendermaßen:

$$Re_{ik26,5} = \frac{w_{ik26,5} \cdot d_h}{\nu_{ik26,5}} \quad \text{mit} \quad (3.12)$$

Um die einzelnen Berechnungsschritte nachvollziehen zu können, wird wieder auf Kapitel 3.4.2 hingewiesen.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Lokale-mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{mik26}$	$[^{\circ}C]$	26,5
Hydraulischer Durchmesser	$d_h$	$[m]$	0,004
Kinematische Viskosität	$\nu_{ik26,5}$	$[m^2/s]$	$2,3 \cdot 10^{-6}$
Dichte	$\rho_{ik26,5}$	$[kg/m^3]$	1042
Volumenstrom	$\dot{V}_{ik26,5}$	$[m^3/s]$	0,0004079
Breite einer einzelnen Platte	$b$	$[m]$	0,113
Höhe einer einzelnen Platte	$h$	$[m]$	0,002
Fläche einer Platte	$A_{Platte}$	$[m^2]$	0,000226
Geschwindigkeit	$w_{ik26,5}$	$[m/s]$	1,8

Tabelle 3.10: Benötigte Werte zur Berechnung der Reynoldszahl im neuen Kreislauf

Mit den Werten aus Tabelle 3.10 und Gl.(3.12) ergibt sich die Reynoldszahl.  $Re_{ik26} = 3139$ .

Die Reynoldszahl gibt Auskunft darüber, ob eine Strömung laminar oder turbulent ist. Wie in Kapitel 3.4.2 beschrieben, handelt es sich auch hier um eine laminare Strömung. Diese Information ist für die weitere Berechnung notwendig.

### 3.5.2 Prandtlzahl

Die Prandtlzahl wird analog zu Kapitel 3.4.3 berechnet. Wie bei der Reynoldszahl, werden auch hier die relevanten Werte in einer Tabelle erfasst.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Lokale-mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{mik26,5}$	$[^{\circ}C]$	26,5
Kinematische Viskosität	$\nu_{ik26,5}$	$[m^2/s]$	$2,3 \cdot 10^{-6}$
Dichte	$\rho_{ik26,5}$	$[kg/m^3]$	1042
Spezifische Wärmekapazität	$c_{pik26,5}$	$[J/kgK]$	3620
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{ik26,5}$	$[W/mK]$	0,46

Tabelle 3.11: Benötigte Werte zur Berechnung der Prandtlzahl im neuen Kreislauf

Mit den Werten aus Tabelle 3.11 ergibt sich aus Gl.(2.11) die Prandtlzahl.  $Pr_{ik26} = 18,86$ .

### 3.5.3 Nußeltzahl

Die Nußeltzahl wird analog zu Kapitel 3.3.4 berechnet. Die nachfolgende Tabelle enthält alle Werte zur Berechnung der gesuchten Nußeltzahl.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Reynoldszahl	$Re_{ik26,5}$	-	3139
Prandtlzahl	$Pr_{ik26,5}$	-	18,86
Nußelt bei hydrodynamischer Laminarströmung	$Nu_{1ik26,5}$	-	7,541
Nußelt bei thermischer Laminarströmung	$Nu_{2ik26,5}$	-	16,57
Hydraulischer Durchmesser	$d_h$	[m]	0,004
Plattenlänge	$l$	[m]	0,313

Tabelle 3.12: Benötigte Werte zur Berechnung von  $Nu_{mik26,5}$ 

$$Nu_{mik26,5} = \sqrt[3]{Nu_{1ik26,5}^3 + Nu_{2ik26,5}^3} \quad (3.13)$$

Mit den Werten aus Tabelle 3.12 und der Gl.(3.13) ergibt sich die Nußeltzahl  $Nu_{mik26,5} = 17,07$ . Dieser Wert ist ausschlaggebend zur Berechnung der Wärmeübergangszahl des neuen Kreislaufs, welche in Kapitel 3.6 bestimmt wird.

### 3.6 Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten

Der Wärmeübergangskoeffizient ist eine Größe, die als Maß für die Qualität des Wärmeüberganges dient. Der Wärmeübergangskoeffizient wird durch folgende Gleichung aus dem VDI Wärmeatlas Abschnitt Gb7 bestimmt:

$$Nu_u = \frac{\alpha d_h}{\lambda} \quad (3.14)$$

Durch Umstellen der Gl.(3.14) nach  $\alpha$  erhält man die Gleichung zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten.

$$\alpha = \frac{Nu_u \lambda}{d_h} \quad (3.15)$$

Da der Wärmeübergangskoeffizient von allen Variablen des betrachteten Vorgangs beeinflusst wird, ist er keine Stoffeigenschaft, sondern eine bezogene Wärmestromdichte[4].

Die Wärmeübergangszahl (Wärmeübergangskoeffizient) gibt an, welcher Wärmetransport pro Flächeneinheit und pro Grad Temperaturdifferenz übertragen wird[2].

#### 3.6.1 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Sole-Sole Seite

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten der Sole Seite erfolgt anhand der Gl.(3.15) mit den dazugehörigen Werten für  $Nu_u = Nu_{umsole14}$ ,  $\lambda = \lambda_{sole14}$  und  $d_h$ . Alle Werte finden sich in Tabelle 3.13 wieder.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Nußeltzahl	$Nu_{umsole14}$	-	21,6
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{sole14}$	[W/mK]	0,47
Hydraulischer Durchmesser	$d_h$	[m]	0,004

Tabelle 3.13: Benötigte Werte zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

Mit den Werten aus Tabelle 3.13 und Gl.(3.15) erhalten wir den Wärmeübergangskoeffizienten der Sole-Seite.  $\alpha_{sole14} = 2537 \text{ W/m}^2\text{K}$

### 3.6.2 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten des neuen Kreislaufs

Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im neuen Kreislaufs erfolgt analog zu Kapitel 3.5.1 mit der Gl.(3.15). Auch hier gilt  $N_u = N_{ik26,5}$ ,  $\lambda = \lambda_{ik26,5}$  und  $d_h$ . In Tabelle 3.14 sind alle benötigten Werte für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Nußeltzahl	$Nu_{ik26,5}$	[-]	17,1
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{ik26,5}$	[W/mK]	0,46
Hydraulischer Durchmesser	$d_h$	[m]	0,004

Tabelle 3.14: Benötigte Werte zur Berechnung der von  $\alpha_{ik26,5}$

Mit den Werten aus Tabelle 3.14 und Gl.(3.15) ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizienten des neuen Kreislaufs  $\alpha_{ik26,5} = 1963 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

### 3.7 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten auf der Sole-Sole Seite

Der Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  beschreibt die Kombination von Wärmeleitung und Konvektion. Mit Hilfe des Wärmedurchgangskoeffizienten wird der Wärmestrom, der von Fluid 1 auf Fluid 2 übertragen wird, bestimmt. Aus Gl.(2.8) mit den entsprechenden Werten für  $\alpha_1 = \alpha_{sole14}$ ,  $\alpha_2 = \alpha_{ik26}$ ,  $\lambda = \lambda_{ws}$  und der Plattendicke  $s_{platte}$  lässt sich der Wärmedurchgangskoeffizient berechnen. Die Wärmeleitfähigkeit kann man dem Datenblatt[24] entnehmen, die eine sehr schwache Temperaturabhängigkeit hat, sodass dem Datenblatt die Wärmeleitfähigkeit bei  $20^\circ\text{C}$  entnommen werden kann und diese auch für höhere und niedrigere Temperaturen gilt. Nimmt man aus Gl.(2.8) den Kehrwert ergibt sich:

$$k = \left( \frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (3.16)$$

Daraus ergibt sich der Wärmedurchgangskoeffizient zu  $k = 1079 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Dieser Wert ist ausschlaggebend für die Berechnung der Wärmeübertragungsfläche  $A_{wü}$ .

### 3.8 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche

Die Wärmeübertragungsfläche sagt aus, welche Fläche benötigt wird, um einen bestimmten Wärmestrom zu übertragen. Bestimmt wird sie durch Umstellen der Gl.(2.1) mit den entsprechenden Werten für  $\dot{Q} = \dot{Q}_{sole14} = \dot{Q}_{ik26,5} = \dot{Q}_{wü}$ ,  $\Delta\vartheta_m = \Delta\vartheta_{mwü}$  und  $k$ . Dadurch erhalten wird folgenden Gleichung:

$$A_{wü} = \frac{\dot{Q}_{wü}}{\Delta\vartheta_{mwü} \cdot k} \quad (3.17)$$

Die Werte  $Q_{w\ddot{u}}$  und  $k$  sind gegeben. Zur Bestimmung der Wärmeübertragungsfläche wird noch die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz benötigt, welche aus Gl.(2.6) berechnet werden kann. Die Berechnung von  $\Delta\vartheta_{gr}$  und  $\Delta\vartheta_{kl}$  erfolgt folgendermaßen[1]:

$$\Delta\vartheta_{gr} = \vartheta_{53} - \vartheta_{51} \quad (3.18)$$

$$\Delta\vartheta_{kl} = \vartheta_{52} - \vartheta_{50} \quad (3.19)$$

Aus den Gl.(3.18) und (3.19) ergibt sich für  $\Delta\vartheta_{gr} = 16^\circ C$  und für  $\Delta\vartheta_{kl} = 9^\circ C$ . Mit den beiden Werten kann nun anhand von Gl.(2.6)  $\Delta\vartheta_{mw\ddot{u}}$  berechnet werden.  $\Delta\vartheta_{mw\ddot{u}} = 12,17^\circ C$ .

Nachdem alle erforderlichen Werte zur Berechnung der Wärmeübertragungsfläche bestimmt wurden, kann jetzt die Fläche selbst bestimmt werden. Alle Werte zur Berechnung der Wärmeübertragungsfläche finden sich in Tabelle 3.15.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{w\ddot{u}}$	$[J/kgK]$	20000
mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{mw\ddot{u}}$	$[^\circ C]$	12,17
Wärmedurchgangskoeffizient	$k$	$[W/m^2K]$	1079

Tabelle 3.15: Benötigte Werte zur Berechnung der Wärmeübertragungsfläche

Mit den Werten aus Tabelle 3.15 und der Gl.(3.17) erhält man  $A_{w\ddot{u}} = 1,5236 m^2$ .

### 3.9 Auswahl des Wärmeübertragers

Nachdem die Wärmeübertragungsfläche bestimmt ist, muss nun ein Wärmeübertrager ausgesucht werden. Es wird ein Wärmeübertrager von Alfa Laval gewählt, der auch als Beispielmodell gedient hat. Alle erforderlichen Daten sowie Typ und Bezeichnung des Wärmeübertragers finden sich im Datenblatt[23] wieder. Zur Bestimmung der tatsächlichen Wärmeübertragungsfläche wird die Anzahl der Platten benötigt. Diese kann bestimmt werden, indem die Fläche einer einzelnen Platte mit der Länge  $l_{platte} = 0,313 m$  und der Breite  $b_{platte} = 0,113 m$  ermittelt wird, die aus dem Datenblatt[23] entnommen werden können. Die Fläche einer einzelnen Platte ergibt sich aus folgender Gleichung:

$$A_{platte} = l_{platte} \cdot b_{platte} \quad (3.20)$$

Die Fläche einer einzelnen Platte beträgt  $A_{platte} = 0,0354 m^2$ . Mit den Werten aus Gl.(3.17) und Gl.(3.20) wird die Anzahl der benötigten Platten  $n$  berechnet.

$$n = \frac{A_{w\ddot{u}}}{A_{platte}} \quad (3.21)$$

Die Anzahl der benötigten Platten beträgt  $n = 43,1$ . Da so eine Plattenanzahl nicht realisierbar ist, wird der nächst größere angebotene Plattenwärmeübertrager ausgewählt. Dieser hat eine Plattenanzahl von 44 Platten. 44 Platten bedeuten eine andere Wärmeübertragungsfläche, welche sich aus folgender Gleichung ergibt:

$$A_{w\u00fcneu} = n \cdot A_{platte} \quad (3.22)$$

Mit einer Plattenanzahl von 44 und der bekannten Fläche für eine einzelne Platte ergibt sich die neue Wärmeübertragungsfläche  $A_{w\u00fcneu} = 1,56 \text{ m}^2$ .

### 3.9.1 Modell des Wärmeübertragers

Bei der Auswahl des Wärmeübertragers spielen die Wärmeübertragungsfläche und die Plattenprofile die entscheidende Rolle. Jeder Hersteller hat seine eigenen optimierten Plattenprofile für bestimmte Anwendungen. Aufgrund dieser unterschiedlichen Plattenprofile ist es möglich, dass die Wärmeübertragungsfläche beim Angebot eines Herstellers von der in Kapitel 3.9 berechneten Übertragungsfläche erheblich abweicht. Das liegt daran, dass bei den Wärmeübertrager in Kapitel 3.9 davon ausgegangen wurde, dass das Plattenprofil glatt und ohne besondere Rillenmuster ist. Durch die optimierten Rillenmuster erhöht sich der Wärmedurchgangskoeffizient deutlich. Das führt zu einer Reduzierung der Wärmeübertragungsfläche. Im Anhang ist eine Tabelle für übersichtliche Wärmedurchgangskoeffizienten. Im Anhang ist ein Bild von 5 verschiedenen Plattenprofilen der Firma Tranter zu sehen[26]. Mit Hilfe des Berechnungsprogrammes auf der Internetseite[25] wurden die bereits berechneten Werte bestätigt. Das Berechnungsprogramm hat eine Liste von möglichen Wärmeübertragern vorgeschlagen. Nach ausführlicher Recherche wurden vier Plattenwärmeübertragermodelle herangezogen. Mögliche Hersteller die zur näheren Auswahl gehören, sind Alfa Laval, Swep, Zilmet oder Edelstahl Wärmetauscher. Für die hier berechnete Fläche sind folgende Modelle geeignet:

- Alfa Laval Modell CB30
- Swep B10T
- Zilmet ZB35
- Edelstahl Plattenwärmetauscher Modell EWT-B3-32

Alle hier aufgelisteten Plattenwärmeübertrager finden sich auf der jeweiligen Homepage des Anbieters. Für die Modelle Swep B10T und Alfa Laval CB30 ist im Anhang ein Angebot des Anbieters vorhanden. Für das Modell EWT-B3-32 steht das Angebot auf der Homepage[25]. Im Rahmen dieser Arbeit ist bisher mit dem Modell CB30 gerechnet worden. Dadurch, dass alle bisherigen Berechnungen darauf beruhen und die Ergebnisse für die Auslegung zutreffend sind, wird auch weiterhin das Modell CB30 gewählt.

## 3.10 Nachrechnung des Wärmeübertragers

Das ausgesuchte Modell mit 44 Platten hat eine größere Wärmeübertragungsfläche und somit mehr Leistung als das berechnete Modell in Kapitel 3.9. Durch die erhöhte Leistung verändern sich die Massenströme auf der Sole-Sole Seite und im neuen Kreislauf. Die Massenströme sind für die Bestimmung der Pumpe relevant, deshalb müssen die neuen erhöhten Massenströme bestimmt werden. Die Wärmeleistung wird mit der Gl.(2.1) bestimmt. Den Massenstrom kann man mit der Gl.(2.4) bestimmen. Durch das Gleichsetzen der oben genannten Gleichungen erhält man folgende Gleichung:

$$\dot{m}_{sole14neu} \cdot c_{psole14} \cdot \Delta\vartheta_{msole14} = k \cdot A_{wüneu} \cdot \Delta\vartheta_{mwü} \quad (3.23)$$

Zur Bestimmung des Massenstroms muss nach  $\dot{m}_{sole14neu}$  umgestellt werden. Nach Umstellung der Gl.(3.23) erhält man folgenden Gleichung:

$$\dot{m}_{sole14neu} = \frac{k \cdot A_{wüneu} \cdot \Delta\vartheta_{mwü}}{c_{psole14} \cdot \Delta\vartheta_{msole14}} \quad (3.24)$$

Alle erforderlichen Werte zur Berechnung des Massenstroms auf der Sole-Sole Seite finden sich in Tabelle 3.16 wieder.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmedurchgangskoeffizient	$k$	$[W/m^2K]$	1079
Wärmeübertragungsfläche	$A_{wüneu}$	$[m^2]$	1,56
Mittlere-logarithmische Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{mwü}$	$[^\circ C]$	12,17
Spezifische Wärmekapazität	$c_{psole14}$	$[J/kgK]$	3680
Lokale-mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{msole14}$	$[^\circ C]$	6

Tabelle 3.16: Benötigte Werte zur Berechnung des neuen Massenstroms auf der Sole-Sole Seite

Mit den Werten aus Tabelle 3.16 und Gl.(3.24) kann der neue Massenstrom berechnet werden, dieser beträgt  $\dot{m}_{sole14neu} = 0,94 \text{ kg/s}$ .

### 3.10.1 Berechnung des neuen Massenstroms im neuen Kreislauf

Mit der Leistungserhöhung verändert sich der Massenstrom im neuen Kreislauf. Dieser wird analog zum vorherigen Kapitel berechnet. In Tabelle 3.17 sind alle dafür erforderlichen Werte enthalten.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmedurchgangskoeffizient	$k$	$[W/m^2K]$	1079
Wärmeübertragungsfläche	$A_{wüneu}$	$[m^2]$	1,56
Mittlere-logarithmische Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{mwü}$	$[^\circ C]$	12,17
Spezifische Wärmekapazität	$c_{ik26,5}$	$[J/kgK]$	3620
Lokale-mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{ik26,5}$	$[^\circ C]$	13

Tabelle 3.17: Benötigte Werte zur Berechnung des neuen Massenstroms im neuen Kreislauf

Der Massenstrom im neuen Kreislauf ist  $\dot{m}_{ik26,5neu} = 0,436 \text{ kg/s}$ .

## 3.11 Auslegung des Wärmeübertragers in Systemgrenze 2

Der Wärmeübertrager auf der Kühlwasser-Sole Seite wird analog zu Kapitel 3.2 bis 3.8 berechnet. Es wird nicht, wie bei der Berechnung des Wärmeübertragers in Systemgrenze 1 auf alle Details eingegangen. In diesem Kapitel werden alle wichtigen und relevanten Werte zur Berechnung in Tabellenform angegeben. Um die einzelnen Berechnungsschritte nachvollziehen zu können, wird auf Kapitel 3.2 bis 3.8 hingewiesen.

### 3.11.1 Wärmeübertrager auf der Kühlwasser-Sole Seite

Systemgrenze 2 besteht aus den Plattenwärmeübertrager, den Eintritt- und Austrittstemperaturen der warmen und kalten Seite. Die warme Seite bzw. das wärmeabgebende Fluid ist das Kühlwasser mit der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{60}$  und der Austrittstemperatur  $\vartheta_{61}$ . Die kalte Seite bzw. das wärmeaufnehmende Fluid ist die Sole mit der Eintrittstemperatur  $\vartheta_{52}$  und der Austrittstemperatur  $\vartheta_{53}$ .



Abbildung 3.7: Systemgrenze 2

Der zu ermittelnde Wert bei diesen Wärmeübertrager ist die Austrittstemperatur  $\vartheta_{61}$  des warmen Fluides. Der Wärmestrom  $\dot{Q}$ , der Massenstrom  $\dot{m}_{kw}$  sowie die Eintrittstemperatur  $\vartheta_{60}$  des warmen Fluides sind in Tabelle 3.2 gegeben.

Mit den gegebenen Größen und durch Umstellen der Gl.(2.4) erhalten wir die Austrittstemperatur  $\vartheta_{61}$ .

$$\vartheta_{61} = \vartheta_{60} - \frac{\dot{Q}}{c_p \dot{m}_{kw}} \quad (3.25)$$

$$\vartheta_{61} = 32,54^\circ C$$

Mit den berechneten Wert für die Austrittstemperatur  $\vartheta_{61}$  ergibt sich die Tabelle 3.18 mit allen benötigten Werten. Zur Berechnung des Plattenwärmeübertragers auf der Kühlwasserseite werden diese Werte herangezogen.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{AM}$	[W]	20000
spezifische Wärmekapazität	$c_{Kw}$	[J/kgK]	4179
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{60}$	[°C]	36
Massenstrom	$\dot{m}_{Kw}$	[kg/s]	1,381
Austrittstemperatur	$\vartheta_{61}$	[°C]	32,54

Tabelle 3.18: Technische Daten der Absorptionskältemaschine auf der Kühlwasser-Sole Seite

### 3.11.2 Neuer Kreislauf

Der Massenstrom des neuen Kreislaufs ist in Kapitel 3.2.2 berechnet und kann mit allen anderen relevanten Werten zur Berechnung des Plattenwärmeübertrager aus der Tabelle 3.6 entnommen werden.

## 3.12 Bestimmung der dimensionslosen Kennzahlen auf der Kühlwasser-Sole Seite

Das Fluid der wärmeabgebende Seite ist das Kühlwasser und das Fluid der wärmeaufnehmenden Seite bzw. des neuen Kreislaufs ist, wie in Kapitel 3.2.2 beschrieben, die Sole.

### 3.12.1 Dimensionslose Kennzahlen der wärmeabgebenden Seite

Die lokale-mittlere Temperaturdifferenz der wärmeabgebenden Seite wird nach Gl.(3.3) bestimmt. Mit den Werten für  $\vartheta_{60}$  und  $\vartheta_{61}$  aus Tabelle 3.18 erhält man den Wert für  $\Delta\vartheta_{mkw} = 34,25 \text{ }^\circ\text{C}$ .

### 3.12.2 Reynoldszahl

Die Reynoldszahl wird analog zu Kapitel 3.4.2 bestimmt.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Lokale-mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	$[^\circ\text{C}]$	34,5
Hydraulischer Durchmesser	$d_h$	$[\text{m}]$	0,004
Kinematische Viskosität	$\nu_{kw}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	$7,34 \cdot 10^{-7}$
Dichte	$\rho_{kw}$	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	994
Volumenstrom	$\dot{V}_{kw}$	$[\text{m}^3/\text{s}]$	0,0013889
Breite einer Platte	$b$	$[\text{m}]$	0,113
Höhe einer Platte	$h$	$[\text{m}]$	0,002
Fläche einer Platte	$A_{Platte}$	$[\text{m}^2]$	0,000226
Geschwindigkeit	$w_{kw}$	$[\text{m}/\text{s}]$	6,15

Tabelle 3.19: Benötigte Werte zur Berechnung der Reynoldszahl auf der Kühlwasser-Sole Seite

In Tabelle 3.19 sind alle Werte zur Berechnung der Reynoldszahl gegeben. Durch das Einsetzen der Werte in Gl.(2.10) erhalten wir die Reynoldszahl  $Re_{kw34,5} = 33490$ . Laut [1] und [4] ist die Strömung bei dieser Reynoldszahl turbulent.

### 3.12.3 Pradtlzahl

Die Pradtlzahl wird analog zu Kapitel 3.4.3 berechnet.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Lokale-mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	$[^\circ\text{C}]$	34,25
Kinematische Viskosität	$\nu_{kw}$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	$7,34 \cdot 10^{-7}$
Dichte	$\rho_{kw}$	$[\text{kg}/\text{m}^3]$	994
Dynamische Viskosität	$\eta_{kw}$	$[\text{kg}/\text{m}^2\text{s}]$	$729 \cdot 10^{-6}$
Spezifische Wärmekapazität	$c_{kw}$	$[\text{J}/\text{kgK}]$	4179
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{kw}$	$[\text{W}/\text{mK}]$	0,621

Tabelle 3.20: Benötigte Werte zur Berechnung der Prandtlzahl auf der Kühlwasser-Sole Seite

Mit den Werten der Tabelle 3.20 und Gl.(2.11) lässt sich die Prandtlzahl berechnen  $Pr_{kw} = 4,91$ .

### 3.12.4 Nußeltzahl

Die Nußeltzahl wird nicht wie die beiden vorherigen dimensionslosen Kennzahlen analog zu Kapitel 3.4.4 berechnet, weil in diesem Fall eine turbulente und keine laminare Strömung vorliegt. Nach [1] und [4] muss bei turbulenter Strömung die Nußeltzahl mit folgender Gleichung berechnet werden:

$$Nu_{mkw} = \frac{(\xi/8)RePr}{1 + 12,7\sqrt{\xi/8}(Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{l}\right)^{2/3}\right] \quad (3.26)$$

mit  $\xi$  als Druckverlustbeiwert

$$\xi = (1,8 \log_{10} Re - 1,5)^{-2} \quad (3.27)$$

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Reynoldszahl	$Re_{kw}$	[-]	33490
Pradtlzahl	$\rho_{kw}$	[-]	4,91
Hydraulische Druchmesser	$d_h$	[m]	0,004
Länge der Platte	$l_{platte}$	[m]	0,313

Tabelle 3.21: Benötigte Werte zur Berechnung der Nußeltzahl auf der Kühlwasser-Sole Seite

In Gl.(3.26) muss für  $d_i = d_h$  und für  $l = l_{platte}$  eingesetzt werden. Mit der Reynoldszahl aus Tabelle 3.21 berechnet sich  $\xi = 0,0226$ . Durch das Einsetzten der Werte aus Tabelle 3.21 in Gl.(3.26) kann die Nußeltzahl für turbulente Strömung berechnet werden  $Nu_{mkw} = 216$ .

## 3.13 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlwasser Seite

Die Wärmeübergangskoeffizienten werden analog zu Kapitel 3.6 und 3.6.1 berechnet.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Nußeltzahl	$Nu_{mkw}$	-	216
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{kw}$	[W/mK]	0,621
Hydraulischer Durchmesser	$d_h$	[m]	0,004

Tabelle 3.22: Benötigte Werte zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlwasser Seite

Mit der Gl.(3.15) und die dazugehörigen Werte aus Tabelle 3.22 erhält man  $\alpha_{kw} = 33489 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

### 3.14 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten auf der Kühlwasser-Sole Seite

Der Wärmedurchgangskoeffizient wird analog zu Kapitel 3.7 berechnet.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmeübergangskoeffizient der Kühlwasser Seite	$\alpha_{kw}$	$[W/m^2K]$	33489
Wärmeübergangskoeffizient des neuen Kreislaufs	$\alpha_{ik26,5}$	$[W/m^2K]$	1963
Wärmeleitfähigkeit	$\lambda_{kw}$	$[W/mK]$	0,621
Plattendicke	$s_{platte}$	$[m]$	0,0035

Tabelle 3.23: Benötigte Werte zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten auf der Kühlwasser-Sole Seite

Mit den Werten aus Tabelle 3.23 und der Gl.(3.16) ergibt sich  $k = 1778 W/m^2K$ .

### 3.15 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche

Die Wärmeübertragungsfläche wird analog zu Kapitel 3.8 berechnet. Bevor die Fläche berechnet werden kann, wird  $\Delta\vartheta_{gr}$  und  $\Delta\vartheta_{kl}$  für die Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz benötigt. Die beiden Temperaturen ergeben sich folgendermaßen:

$$\Delta\vartheta_{gr} = \vartheta_{61} - \vartheta_{52} \quad (3.28)$$

$$\Delta\vartheta_{kl} = \vartheta_{60} - \vartheta_{53} \quad (3.29)$$

Es ergibt sich für  $\Delta\vartheta_{gr} = 12,53 \text{ }^\circ\text{C}$  und für  $\Delta\vartheta_{kl} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$ . Mit diesen beiden Werten und Gl.(2.6) berechnet sich  $\Delta\vartheta_{mkw} = 6,67 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{wü}$	$[J/kgK]$	20000
mittlere logarithmische Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{mkw}$	$[^\circ\text{C}]$	6,67
Wärmedurchgangskoeffizient	$k$	$[W/m^2K]$	1778

Tabelle 3.24: Benötigte Werte zur Berechnung der Wärmeübertragungsfläche

Durch das Einsetzen der Werte aus Tabelle 3.24 in Gl.(3.17) errechnet sich  $A_{wü2}$  mit einer Fläche von  $1,6874 \text{ m}^2$ .

### 3.16 Auswahl des Wärmeübertragers

Als Wärmeübertrager wird der gleiche wie in Kapitel 3.9 gewählt. Um die tatsächliche Wärmeübertragungsfläche zu berechnen, ist die Fläche für eine einzelne Platte notwendig. Die Fläche einer einzelnen Platte nach Kapitel 3.9 beträgt  $A_{platte} = 0,0354 \text{ m}^2$ . Mit der Wärmeübertragungsfläche  $A_{wü2}$  und der Fläche für einer einzelnen Platte  $A_{platte}$  ergibt sich aus Gl.(3.21) die Anzahl  $n$  der insgesamt benötigten Platten  $n$

= 47,71. Da die genannte Plattenanzahl nicht realisierbar ist, wird der nächst größere angebotene Plattenwärmeübertrager ausgewählt. Dieser hat eine Plattenanzahl von 48 Platten. Mit dieser Anzahl an Platten ergibt sich eine neue Wärmeübertragungsfläche, die nach Gl.(3.22) berechnet wird. Daraus ergibt sich für  $A_{wü2neu} = 1,6992 \text{ m}^2$ . Demnach ist das Modell von Alfa Laval CB30 am geeignetesten. Auch hier wird nochmal drauf hingewiesen, dass beim Einholen eines Angebots von den Herstellern die Wärmeübertragungsfläche anhand der herstellereigenen Rillenspezifikationen erheblich abweichen kann.

Für die Modellauswahl des Wärmeübertragers siehe Kapitel 3.9.1.

## 4 Propankältemaschine

In diesem Kapitel erfolgt die Berechnung des Massenstroms im neu entstanden Kreislauf für die Propankältemaschine, um bei den vorgegebenen Pinch Point von  $3^\circ K$  bzw.  $3^\circ C$  noch eine Wärmeübertragung zu gewährleisten. Der Pinch Point ist der Temperaturunterschied zwischen zwei Arbeitsmedien bei dem gerade noch eine Wärmeübertragung stattfindet. Schaut man sich die Abb. 3.2 an, muss zwischen  $\vartheta_{60}$  und  $\vartheta_{53}$  sowie zwischen  $\vartheta_{51}$  und  $\vartheta_{52}$  der Temperaturunterschied von mindestens  $3^\circ C$  erfüllt sein, damit eine Wärmeübertragung stattfinden kann. Zur Berechnung des Massenstroms steht eine Datenreihen zur Verfügung, die im HAW Technikum durchgeführt worden ist. Anhand dieser Datenreihe werden die minimalen und maximalen Werte ausgesucht und der Massenstrom für den neuen Kreislauf ermittelt. In Tabelle 4.1 sind die minimalen Werte der Sole Seite aus der Datenreihe und in Tabelle 4.2 die maximalen.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{sole_{min}}$	[W]	5922,81
spezifische Wärmekapazität	$c_{p_{sole_{min}}}$	[J/kgK]	3357,1
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{50}$	[ $^\circ C$ ]	0,01
Austrittstemperatur	$\vartheta_{51}$	[ $^\circ C$ ]	2,33
Massenstrom	$\dot{m}_{sole_{min}}$	[kg/s]	0,763

Tabelle 4.1: Minimaler Betriebspunkt der Propankältemaschine auf der Sole-Sole Seite

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{sole_{max}}$	[W]	6471,84
spezifische Wärmekapazität	$c_{p_{sole_{max}}}$	[J/kgK]	3355,86
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{50}$	[ $^\circ C$ ]	-0,14
Austrittstemperatur	$\vartheta_{51}$	[ $^\circ C$ ]	1,62
Massenstrom	$\dot{m}_{sole_{max}}$	[kg/s]	1,094

Tabelle 4.2: Maximaler Betriebspunkt der Propankältemaschine auf der Sole-Sole Seite

Zur Gesamtübersicht werden in Tabelle 4.3 und Tabelle 4.4 die Daten der minimalen und maximalen Werte der Kühlwasser Seite eingetragen.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{kw_{min}}$	[W]	5922,81
spezifische Wärmekapazität	$c_{p_{kw_{min}}}$	[J/kgK]	4180
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{60}$	[ $^\circ C$ ]	29,49
Massenstrom	$\dot{m}_{kw_{min}}$	[kg/s]	0,129

Tabelle 4.3: Minimaler Betriebspunkt der Propankältemaschine auf der Kühlwasser Seite

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{kw_{max}}$	[W]	5922,81
spezifische Wärmekapazität	$c_{p_{kw_{max}}}$	[J/kgK]	4180
Eintrittstemperatur	$\vartheta_{60}$	[°C]	29,51
Massenstrom	$\dot{m}_{kw_{max}}$	[kg/s]	0,137

Tabelle 4.4: Maximaler Betriebspunkt der Propankältemaschine auf der Kühlwasser Seite

## 4.1 Massenstrom im neuen Kreislauf mit den minimalen Werten aus der Datenreihe

Mit den Werten aus Tabelle 4.1 bis 4.4 und den bekannten Pinch Point von  $3^{\circ}\text{C}$  können die Temperaturen im neuen Kreislauf bestimmt werden. Die beiden Temperaturen werden, wie am Anfang des Kapitels beschrieben, ermittelt. Zur Hilfe und für das bessere Verständnis wird wieder Abb. 3.2 herangezogen. Wie beschrieben muss der Unterschied zwischen der Temperatur  $\vartheta_{51}$  und  $\vartheta_{52}$  mindestens  $3^{\circ}\text{C}$  betragen. Dabei muss  $\vartheta_{52}$  um diese  $3^{\circ}\text{C}$  höher sein als  $\vartheta_{51}$ , damit noch eine Wärmeübertragung vom neuen Kreislauf zur Sole Seite stattfinden kann. Der Wert für  $\vartheta_{51}$  aus Tabelle 4.1 beträgt  $2,33^{\circ}\text{C}$ . Rechnet man die  $3^{\circ}\text{C}$  des pinch Points dazu, ergibt sich für  $\vartheta_{52} = 5,33^{\circ}\text{C}$ . Der gleiche Vorgang gilt für die Temperatur  $\vartheta_{53}$ , diese muss mit  $\vartheta_{60}$  ebenfalls  $3^{\circ}\text{C}$  Unterschied haben, um eine Wärmeübertragung zu gewährleisten. In diesem Fall muss aber  $\vartheta_{53}$  um  $3^{\circ}\text{C}$  kleiner sein, damit Wärme von der Kühlwasser Seite zum neuen Kreislauf übertragen werden kann. Mit den Wert für  $\vartheta_{60}$  aus Tabelle 4.3 und den  $3^{\circ}\text{C}$  des Pinch Point ergibt sich für  $\vartheta_{53} = 26,49^{\circ}\text{C}$ .

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Eintrittstemperatur auf der Sole Seite	$\vartheta_{53}$	[°C]	26,49
Austrittstemperatur auf der Sole Seite	$\vartheta_{52}$	[°C]	5,33

Tabelle 4.5: Ein- und Austrittstemperatur des neuen Kreislaufs auf der Sole-Sole Seite

Die Eintrittstemperatur  $\vartheta_{53}$  der Sole Seite ist gleichzeitig die Austrittstemperatur der Kühlwasser Seite und die Austrittstemperatur  $\vartheta_{52}$  der Sole ist gleichzeitig die Eintrittstemperatur der Kühlwasser Seite, siehe dazu Abb. 3.2.

Zur Bestimmung des Massenstroms im neuen Kreislauf fehlt noch der Wert für die spezifische Wärmekapazität  $c_{p_{sole_{nkmin}}}$ . Dieser wird durch die lokale-mittlere Temperaturdifferenz und dem Datenblatt[22] bestimmt. Die lokale-mittlere Temperaturdifferenz ergibt sich aus Gl.(2.5).

Mit den Werten aus Tabelle 4.5 und Gl.(2.5) ergibt sich  $\Delta\vartheta_{m_{sole_{nkmin}}} = 15,91^{\circ}\text{C}$ .

Mit den Wert der lokalen-mittleren Temperaturdifferenz kann aus dem Datenblatt[22] die spezifische Wärmekapazität  $c_{p_{sole_{nk}}}$  ausgelesen werden. Damit sind alle erforderlichen Werte für die Berechnung des Massenstroms vorhanden. Alle Werte finden sich in Tabelle 4.6 wieder.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{sole_{min}}$	[W]	5922,81
spezifische Wärmekapazität	$c_{p_{sole_{nkmin}}}$	[J/kgK]	3640
Eintrittstemperatur der Sole Seite	$\vartheta_{53}$	[°C]	26,49
Austrittstemperatur der Sole Seite	$\vartheta_{52}$	[°C]	5,33

Tabelle 4.6: Benötigte Werte zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf

Mit den Werten in Tabelle 4.6 und Gl.(3.2) erhält man den Massenstrom  $\dot{m}_{sole_{nkmin}} = 0,0769 \text{ kg/s}$ .

## 4.2 Massenstrom im neuen Kreislauf mit den maximalen Werten aus der Datenreihe

Der Massenstrom in diesem Kapitel wird analog zu Kapitel 4.1 mit den Tabellen 4.3 und 4.4 berechnet. Es ergibt sich für die Temperatur  $\vartheta_{52} = 26,51^\circ\text{C}$  und für die Temperatur  $\vartheta_{53} = 4,62^\circ\text{C}$ . Mit den beiden Temperaturen und der Gl.(2.5) ergibt sich  $\Delta\vartheta_{m_{sole_{nkmax}}} = 15,56^\circ\text{C}$ . Daraus ergeben sich alle benötigten Werte zur Berechnung des Massenstroms  $\dot{m}_{sole_{nkmax}}$ . In Tabelle 4.7 sind alle erforderlichen Werte vorhanden.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Wärmestrom	$\dot{Q}_{sole_{max}}$	[W]	6471,84
spezifische Wärmekapazität	$c_{p_{sole_{nkmax}}}$	[J/kgK]	3640
Eintrittstemperatur der Sole Seite	$\vartheta_{53}$	[°C]	26,51
Austrittstemperatur der Sole Seite	$\vartheta_{52}$	[°C]	4,62

Tabelle 4.7: Benötigte Werte zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf

Mit den Werten in Tabelle 4.7 und Gl.(3.2) erhält man den Massenstrom  $\dot{m}_{sole_{nkmax}} = 0,0812 \text{ kg/s}$ .

## 5 Auswahl der Pumpen

Es muss jeweils eine Pumpe für die Sole Seite gewählt werden und eine für den neuen Kreilauf. Da die Massenströme von den Kältemaschinen abhängig sind, ist es wichtig, dass die Pumpen sowohl die minimalen Massenströme der Propan-Kältemaschine als auch die maximalen Massenströme der Absorptions-Kältemaschine erreichen. Für den Betrieb werden drehzahlgesteuerte Pumpen aus einem Produktkatalog der Firma Wilo ausgewählt. Die Auswahl der beiden Pumpen erfolgt durch die Pumpen-Planungssoftware Wilo-Select 3. Um die beiden Pumpen bestimmen zu können, werden die berechneten Massenströme der Absorptions-Kältemaschine und der Propan-Kältemaschine benötigt.

### 5.1 Auswahl der Pumpe auf der Sole Seite

In diesem Kapitel wird eine Pumpe gewählt, die sowohl für die Massenströme der Absorptions-Kältemaschine als auch für die Propan-Kältemaschine auf der Sole-Seite geeignet ist. Um für die Sole Seite eine passende Pumpe, anhand der Pumpen-Planungssoftware Wilo-Select 3 auswählen zu können, werden die Volumenströme der Kältemaschinen benötigt. Diese lassen sich mit folgender Gleichung bestimmen:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \cdot 3600 \quad (5.1)$$

Die folgende Tabelle enthält die benötigten Werte, um den Volumenstrom für die Absorptions-Kältemaschine zu berechnen.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Massenstrom auf der Sole Seite der A-KM	$\dot{m}_{sole14neu}$	[kg/s]	0,94
Pumpeneintrittstemperatur der A-KM	$\vartheta_{50}$	[°C]	11
Dichte von der Temp. $\vartheta_{50}$ für die A-KM	$\rho_{soleA-KM}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	1050

Tabelle 5.1: Benötigte Werte zur Berechnung des Volumenstroms und zur Auslegung der Pumpe auf der Sole Seite für die Absorptions-Kältemaschine

Setzt man die Werte aus der Tabelle 5.1 in die Gl.(5.1) erhält man den Volumenstrom  $\dot{V}_{soleA-KM} = 3,22 \text{ m}^3/h$ .

Hierbei handelt es sich jedoch nicht um den maximalen Volumenstrom auf der Sole Seite. Der maximale Volumenstrom kommt aus dem Datenblatt der Propan-Kältemaschine und beträgt  $3,63 \text{ m}^3/h$ .

In Tabelle 5.2 sind die erforderlichen Werte zur Berechnung des Volumenstroms für die Propan-Kältemaschine.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Massenstrom auf der Sole Seite der P-KM	$\dot{m}_{sole_{minP-KM}}$	[kg/s]	0,762
Pumpeneintrittstemp. der P-KM	$\vartheta_{50}$	[°C]	0,01
Dichte von der Temp. $\vartheta_{50}$ für die P-KM	$\rho_{sole_{P-KM}}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	1055

Tabelle 5.2: Benötigte Werte zur Berechnung des Volumenstroms und zur Auslegung der Pumpe auf der Sole Seite für die Propan-Kältemaschine

Durch das Einsetzen der Werte aus Tabelle 5.2 in Gl.(5.1) ergibt sich der Volumenstrom  $\dot{V}_{sole_{P-KM}} = 2,6 \text{ m}^3/h$ .

Damit ist der minimale und maximale Volumenstrom auf der Sole Seite, der für die Auslegung der Pumpe benötigt wird, bekannt. Mit den beiden Volumenströmen und den dazugehörigen Werten aus den jeweiligen Tabellen kann mit der Pumpen-Planungssoftware eine geeignete Pumpe ausgewählt werden. Das Arbeitsmedium ist das Antifrogen N mit einer Konzentration von 34%. Nachdem man die erforderlichen Daten in die Planungssoftware eingegeben hat, bekommt man eine Auswahl an Pumpen vorgeschlagen, aus denen man sich die geeignetste aussucht. Aufgrund des beschriebenen Vorgangs wurde für die Sole Seite das Modell Stratos-Z 40/1-8 CAN PN6/10 ausgesucht. Dieses Modell wird für geeignet gehalten, weil es folgende Kriterien der Pumpe erfüllt:

- Erfüllung des minimalen und maximalen Volumenstroms
- die Pumpe muss eine Förderhöhe von mehr als 5m erreichen und
- sie muss auch für Temperaturen unter 0°C geeignet sein.

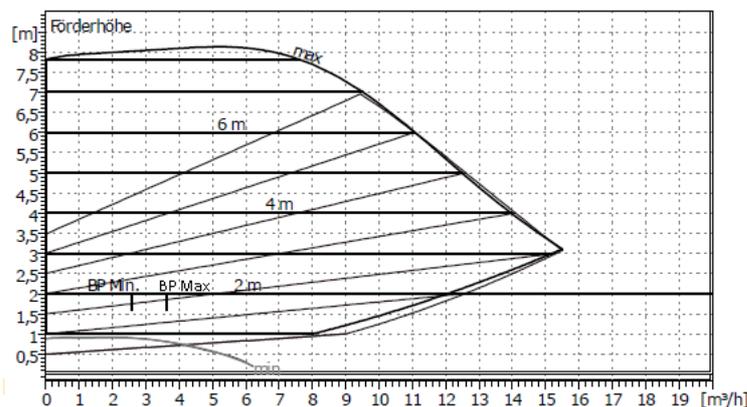


Abbildung 5.1: Pumpenkennfeld für die Stratos-Z 40/1-8 CAN PN6/10[32]

In Abb. 5.1 ist zu sehen, dass die geforderten Volumenströme erreicht werden. Der minimale Volumenstrom ist mit BP Min und der maximale mit BP Max angegeben. Des Weiteren kann die minimale und maximale Förderhöhe aus der Abbildung entnommen werden. Die maximale Förderhöhe liegt bei 8m, damit sind die geforderten 5m abgedeckt. Da alle Kriterien erfüllt werden, wurde die oben gennante Pumpe ausgewählt. Weiter Informationen, wie der Temperaturbereich, die minimale Förderhöhe und die Leistung der Pumpe können aus dem Datenblatt entnommen werden.

## 5.2 Auswahl der Pumpe im neuen Kreislauf

Um die Pumpe für den neuen Kreislauf auslegen zu können, werden wie in Kapitel 5.1 die Volumenströme benötigt. In den folgenden Tabellen werden die relevanten Werte zur Berechnung der Volumenströme aufgelistet.

In Tabelle 5.3 sind die Werte des neuen Kreislaufs für die Absorptions-Kältemaschine. Anhand dieser Werte wird der benötigte Volumenstrom berechnet.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Massenstrom im neuen Kreislauf für die A-KM	$\dot{m}_{ik26,5}$	[kg/s]	0,436
Pumpeneintrittstemp. im neuen Kreislauf der A-KM	$\vartheta_{53}$	[°C]	33
Dichte von der Temp. $\vartheta_{53}$ für die A-KM	$\rho_{nkA-KM}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	1040

Tabelle 5.3: Benötigte Werte zur Berechnung des Volumenstroms und zur Auslegung der Pumpe im neuen Kreislauf für die Absorptions-Kältemaschine

Mit dem einsetzen der Werte aus Tabelle 5.3 in Gl.(5.1) ergibt sich der Volumenstrom  $\dot{V}_{nkA-KM} = 1,5 \text{ m}^3/h$ .

Um den Volumenstrom des neuen Kreislaufs für die Propan-Kältemaschine berechneten zu können, werden die Werte in Tabelle 5.4 benötigt.

Bezeichnung	Formelzeichen	SI-Einheit	Zahlenwert
Massenstrom im neuen Kreislauf für die P-KM	$\dot{m}_{sole_{nkmin}}$	[kg/s]	0,0769
Pumpeneintrittstemp. im neuen Kreislauf der P-KM	$\vartheta_{53}$	[°C]	26,49
Dichte von der Temp. $\vartheta_{53}$ für die P-KM	$\rho_{nkP-KM}$	[kg/m <sup>3</sup> ]	1045

Tabelle 5.4: Benötigte Werte zur Berechnung des Volumenstroms und zur Auslegung der Pumpe im neuen Kreislauf für die Propan-Kältemaschine

Durch das Einsetzen der Werte aus Tabelle 5.4 in Gl.(5.1) ergibt sich der Volumenstrom  $\dot{V}_{nkP-KM} = 0,266 \text{ m}^3/h$ .

Mit den minimalen und maximalen Volumenstrom, den Tabellen 5.3 und 5.4 sind alle benötigten Werte zur Auslegung der Pumpe für den neuen Kreislauf vorhanden. Die gegebenen Werte mit dem Arbeitsmedium Antifrogen N mit einer Konzentration von 34% werden in der WILO Pumpen-Planungssoftware eingegeben und aus der vorgeschlagenen Auswahl wird die passende Pumpe ausgewählt. Nach der Auswertung der Planungssoftware wurde für den neuen Kreislauf die Pumpe, Modell Stratos PICO 15/1-6 130, ausgewählt. Wie das Modell auf der Sole Seite muss auch diese Modell bestimmte Kriterien erfüllen. Das Hauptkriterium für diese Pumpe ist die Förderrate des minimalen und maximalen Volumenstroms.

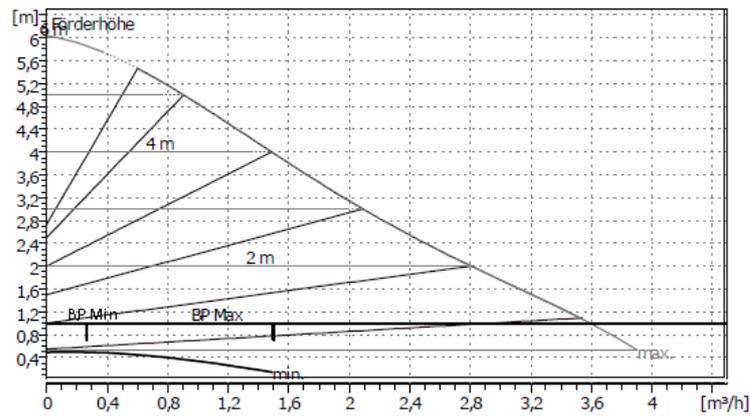


Abbildung 5.2: Pumpenkennfeld für die Stratos PICO 15/1-6 130[32]

Wie in Abb. 5.2 zu sehen ist, werden die geforderten Volumenströme erreicht. BP Min steht für den minimalen Volumenstrom und BP Max. für den maximalen Volumenstrom. Weiterhin spricht für diese Modell der Bereich der Förderhöhe. Dieser liegt zwischen  $0,5m$  und maximal  $6m$ . Weiter Informationen wie den Temperaturbereich und die Leistung können den Datenblatt entnommen werden.

## 6 Zusammenfassung und Ergebnis

Das Technikum der HAW-Hamburg will zur effizienteren Nutzung der drei Kältemaschinen eine Wärmerückgewinnung in das bestehende Kältemaschinensystem integrieren. Die vorliegende Arbeit dokumentiert die Auslegung einer Wärmerückgewinnung für diese drei Kältemaschinen. Mit Hilfe der Wärmerückgewinnung wird die Sole schneller und effektiver erwärmt. Die Anfahrtszeiten verkürzen sich und der Betrieb der Kältemaschinen gestaltet sich effizienter. Die Wärmerückgewinnung wird mit Hilfe eines Wärmeübertragungssystems realisiert. Zunächst werden die theoretischen Grundlagen zur Auslegung von Wärmeübertrager dargestellt. Anschließend werden Plattenwärmeübertrager ausgelegt, um die Wärmeenergie des Kühlwassers nutzen zu können.

Das Wärmeübertragungssystem besteht aus zwei Plattenwärmeübertrager, die im Gegenstrom-Prinzip gefahren werden. Zusätzlich wird noch eine Pumpe in das System installiert. Auf der Kühlwasser Seite wird ein Plattenwärmeübertrager installiert. Die dort abgezogene Wärme wird über den zweiten Plattenwärmeübertrager auf die in die Prüfstände eintretende Sole übertragen. Der Massenstrom wird mit Hilfe der Pumpe von einem Wärmeübertrager zum anderen geleitet. Daraus entsteht ein neuer Kreislauf, der die Abwärme vom Kühlwasser zur Sole überträgt. Das Arbeitsmedium dieses neuen Kreislaufs ist ein Wasser-Glykol-Gemisch (Sole).

Zur Bestimmung der Plattenwärmeübertrager ist es notwendig den neuen Kreislauf zu berechnen. Dafür wurden die Temperaturen, der Massenstrom, die dimensionslosen Kennzahlen von Reynolds, Pradtl und Nußelt sowie der Wärmeübergangskoeffizient des neuen Kreislaufs bestimmt. Diese Daten sind wichtig, weil der neue Kreislauf sowohl bei der Berechnung der Sole Seite als auch bei der Kühlwasser Seite berücksichtigt werden muss. Um die Wärmeübertragungsfläche auf der Sole Seite ermitteln zu können, mussten die gleichen Daten, wie im neuen Kreislauf bestimmt werden. Mit den Wärmeübergangskoeffizienten der Sole Seite und des neuen Kreislaufs, wurde der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet. Des Weiteren wurde die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz der ein- und austretenden Fluide benötigt. Aus den genannten Prozessdaten ergibt sich die Wärmeübertragungsfläche und damit auch die Anzahl der erforderlichen Platten auf der Sole Seite. Bevor ein geeigneter Wärmeübertrager ausgewählt werden konnte, musste eine Nachrechnung durchgeführt werden. Eine Nachrechnung ist erforderlich, da die Anzahl der berechneten Platten nicht realisierbar war. Dadurch, dass eine höhere Anzahl an Platten ausgewählt wurde, als berechnet, ergab sich eine größere Wärmeübertragungsfläche. Mit der erhöhten Übertragungsfläche stellt sich ein größer Massenstrom ein. Dieser wurde bei der Nachrechnung bestimmt. Anhand der neuen Wärmeübertragungsfläche und des größeren Massenstroms konnte ein geeigneter Plattenwärmeübertrager ausgewählt werden. Als geeigneter Plattenwärmeübertrager wurde das Modell CB30 von dem Hersteller Alfa Laval ausgewählt. Für weitere Modelle und Hersteller wird auf Kapitel 3.9.1 hingewiesen. Analog zu dem beschriebenen Verfahren wurde auch der Plattenwärmeübertrager für die Kühlwasser Seite ausgelegt. Für die Kühlwasser Seite wurde ebenfalls der Plattenwärmeübertrager von Alfa Laval, Modell CB30 gewählt. Auch hier wird für weitere Modelle und Hersteller auf Kapitel

3.9.1 hingewiesen.

Nachdem die Plattenwärmeübertrager berechnet und ausgesucht wurden, folgt nun die Auswahl der beiden Pumpen. Beide Pumpen müssen sowohl die minimalen Anforderungen der Propan-Kältemaschine als auch die maximalen Anforderungen der Absorptions-Kältemaschine erfüllen. Um die Pumpen auswählen zu können, werden die Massenströme auf der Sole Seite und im neuen Kreislauf für beide Kältemaschinen benötigt. Der minimale und maximale Massenstrom der Propan-Kältemaschine für die Sole Seite ist im Datenblatt des HAW Technikums vorhanden. Für den minimalen und maximalen Massenstrom im neuen Kreislauf gab es für die Propan-Kältemaschine Werte. Diese mussten berechnet werden. Für die Berechnung siehe Kapitel 4. Des Weiteren musste der Massenstrom der Absorptions-Kältemaschine für die Sole Seite neu berechnet werden, weil sie mit einer höheren Leistung, als die im Datenblatt[11] genannt, gerechnet wurde. Gleichermäßen wurde auch der Massenstrom im neuen Kreislauf berechnet. Der relevante Massenstrom für die Absorptions-Kältemaschine auf der Sole Seite ist der, der sich aus der Nachrechnung ergeben hat. Für Einzelheiten der Rechnung wird auf Kapitel 3.9.1 hingewiesen. Für den neuen Kreislauf ist der relevante und maximale Massenstrom, jener der in Kapitel 3.2.2 berechnet wurde. Mit den minimalen Massenstrom der Propan-Kältemaschine, den maximalen Massenstrom der Absorptions-Kältemaschine auf der Sole Seite und im neuen Kreislauf kann die jeweilige Pumpe ausgewählt werden. Für Einzelheiten bei der Auswahl der Pumpe wird auf Kapitel 5 hingewiesen.

#### *Summa Summarum*

Aufgrund der durchgeführten Berechnungen im Rahmen dieser Arbeit wurden:

zwei Plattenwärmeübertrager, Modell CB30, Hersteller Alfa Laval  
zwei Pumpen, Modell Stratos-Z 40/1-8 CANPN6/10 und Modell Stratos  
PICO 15/1-6 130, Hersteller WILO SE

ausgewählt.

## 7 Ausblick

Für die endgültige Integration einer Wärmerückgewinnung in das bestehende Kältemaschinensystem des Technikums sind in Anlehnung an diese Arbeit folgende grobe Schritte notwendig:

Zunächst muss vor Ort eine Abmessung des Systems durchgeführt werden, um die Dimensionen festzustellen. Alle peripheren Maschinen, Leitungen und Instrumente sind zu erfassen. Anhand dessen muss eine dreidimensionale Rohrleitungsisometrie erstellt werden, welche alle etwaigen Messinstrumente sowie die Wärmeübertrager und Pumpen enthält. Danach müssen die Verbindungsrohre ausgelegt werden. Es müssen alle Bauteile angeschafft werden und ein Montageplan ist zu erstellen. Bevor das neu integrierte Wärmerückgewinnungssystem in den regulären Betrieb aufgenommen wird, muss das System gründliche Testläufe durchlaufen, wobei alle notwendigen und relevanten Daten zu ermitteln sind. D.h. es ist zu prüfen, ob die Anforderung der besseren Regelbarkeit sowie der kürzeren Anlaufzeiten erreicht ist, oder ob es noch Optimierungsbedarf gibt.

# Literaturverzeichnis

- [1] Walter Wagner: Wärmeaustauscher 4. Auflage 2009: Vogel-Buchverlag, ISBN 978-3-8343-3161-8.
- [2] Peter von Böckh, Thomas Wetzel: Wärmeübertragung 3 .Auflage 2009: Springer-Verlag, ISBN 978-3-642-03042-0.
- [3] Rudi Marek, Klaus Nitsche: Parxis der Wärmeübertragung 2. Auflage 2010: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, ISBN 978-3-446-42510-1.
- [4] Verein Deutscher Ingenieure, VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC) 10. Auflage, 2006: Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, ISBN 3-540-25504-4.
- [5] Heinz Herwig, Andreas Moschallski: Wärmeübertragung: Physikalische Grundlagen, Illustrierende Beispiele, Übungsaufgaben mit Musterlösungen 2006: Vieweg Verlag; ISBN: 3-8348-0060-0
- [6] Hans Dieter Baehr, Karl Stephan: Wärme und Stoffübertragung 5. Auflage 2006: Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, ISBN: 3-540-32334-1
- [7] Susanne Kohler-Peci, Mark Papulis: Drei Arten des Wärmetransports 2009: <http://www.rs.seminar-reutlingen.de/site/pbs-bw/get/documents/KULTUS.Dachmandant/KULTUS/Seminare/seminar-reutlingen-rs/pdf/arten-waermetransport.pdf>
- [8] Bernd Glück: Wärmeübertragung; Wärmeabgabe von Raumheizflächen und Rohren 2. Auflage 1990: Verlag für Bauwesen GmbH, ISBN: 3-345-00515
- [9] Herbert Jüttemann: Wärme- und Kälterückgewinnung. 4 Auflage. Werner Verlag, Düsseldorf 2001, ISBN 3-8041-2233-7.
- [10] Franz Vinnemeier, Horst Schröder: Thermodynamik Vorlesungsskript HAW Hamburg
- [11] [http://www.eaw-energieanlagenbau.de/rubrik\\_3\\_k15.php](http://www.eaw-energieanlagenbau.de/rubrik_3_k15.php) , Datenblatt Technische Beschreibung
- [12] <http://www.energieagentur.nrw.de/unternehmen/waermerueckgewinnung-in-der-industrie-3916.asp>
- [13] [http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7e/Carnot\\_pv.jpg](http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/7/7e/Carnot_pv.jpg)
- [14] [http://www.treffpunkt-kaelte.de/kaelte/de/de\\_start.html?/kaelte/de/html/grundlagen/darstellung.h](http://www.treffpunkt-kaelte.de/kaelte/de/de_start.html?/kaelte/de/html/grundlagen/darstellung.h)
- [15] Christan Vogel, Diplomarbeit HAW Hamburg: Umstellung einer Kälteanlage von R22 auf ein modernes Kältemittel

- [16] <http://www.leifiphysik.de/themenbereiche/waermetransport>
- [17] <http://de.wikipedia.org/wiki/Datei:Gleichstromprinzip.png>
- [18] <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/de/0/01/Gegenstromprinzip.png>
- [19] [http://www.diy4you.de/basics/diy\\_lexikon/k/lexikon\\_begriff/kreuzstromwaermetauscher.htm](http://www.diy4you.de/basics/diy_lexikon/k/lexikon_begriff/kreuzstromwaermetauscher.htm)
- [20] <http://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/2/2b/Konvektion.png/220px-Konvektion.png>
- [21] Bernd Sankol, HAW Hamburg: Wärmeübertragung Skript
- [22] Wärmeträgerflüssigkeit mit Frost- und Korrosionsschutz. Datenblatt Clariant im Anhang
- [23] Gelöteter Wärmeübertrager Typ CB 30 Datenblatt im Anhang.
- [24] Nichtrostender austenitischer Stahl, Deutsche Edelstahlwerke. Datenblatt im Anhang.
- [25] [http://www.edelstahl-waermetauscher.de/de\\_shop.htm](http://www.edelstahl-waermetauscher.de/de_shop.htm)
- [26] <http://tranter.com/Pages/produkte/plate-heat-exchangers/konfigurationen.aspx>
- [27] [http://shop.wiltec.info/product\\_info.php/info/p3895\\_Edelstahl-Waermetauscher-50-Platten—Plattenwaermetauscher-max-550kW.html](http://shop.wiltec.info/product_info.php/info/p3895_Edelstahl-Waermetauscher-50-Platten—Plattenwaermetauscher-max-550kW.html)
- [28] <http://www.energie-lexikon.info/waermerueckgewinnung.html>
- [29] [http://www.gunt.de/download/thermodynamics%20of%20refrigeration\\_german.pdf](http://www.gunt.de/download/thermodynamics%20of%20refrigeration_german.pdf)
- [30] [http://www.kunz-beratungen.ch/documents/pdf/WP-\\_und\\_Kaeltetechnik\\_II.pdf](http://www.kunz-beratungen.ch/documents/pdf/WP-_und_Kaeltetechnik_II.pdf)
- [31] [http://andreasjahnke.de/index\\_htm\\_files/Visio-h-log-p-Diagramm%20und%20Temperaturgleit%20zeotroper%20KM%201.1\\_AJ.pdf](http://andreasjahnke.de/index_htm_files/Visio-h-log-p-Diagramm%20und%20Temperaturgleit%20zeotroper%20KM%201.1_AJ.pdf)
- [32] <http://www.wilo.de/home/planung-analyse/produktauslegung-analyse/wilo-select-pumpenauslegungssoftware/#.UvirXn8x4iJ>

---

## 8 Anhang

### Anhang zu Kapitel 3:

- Datenblatt Absorptions-Kältemaschine
- Antifrogen N
- Datenblatt Werkstoff 1.4401
- Datenblatt Wärmübertrager Alfa Laval CB30
- Datenblatt Wärmübertrager Zilmet ZB35
- Datenblatt Wärmübertrager EWT-B3-32 Datenblatt
- Datenblatt Wärmübertrager SWEP B10T
- Excel Berechnung der Sole-Seite
- Excel Berechnung der Kühlwasser-Seite
- Excel Nachrechnung der Massenströme
- Angebot Alfa Laval CB30 Sole-Seite
- Angebot Alfa Laval CB30 Kühlwasser-Seite
- Angebot SWEP - B10THx30-WT1 Sole-Seite
- Angebot SWEP - B10THx30-WT1 Kühlwasser-Seite
- Plattentyp von Plattenwärmeübertrager
- Überschlägige Wärmedurchgangskoeffizienten

### Anhang zu Kapitel 4:

- Excel Berechnung der Propan-Kältemaschine

### Anhang zu Kapitel 5:

- Datenblatt der Pumpe für die Sole Seite und maximalen Volumenstrom
- Datenblatt der Pumpe für die Sole Seite und minimalen Volumenstrom
- Datenblatt der Pumpe für den neuen Kreislauf und maximalen Volumenstrom
- Datenblatt der Pumpe für den neuen Kreislauf und minimalen Volumenstrom





Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

*Hamburg University of Applied Sciences*

## Erklärung zur selbständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Zur Erläuterung des Zwecks dieses Blattes:

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.“

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

Hiermit versichere ich,

Name: Kaba Vorname: Arian

dass ich die vorliegende Abschlussarbeit — bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit — mit dem Thema

Auslegung einer Wärmerückgewinnung für Kältemaschinen

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.

---

Ort

Datum

Unterschrift im Original

