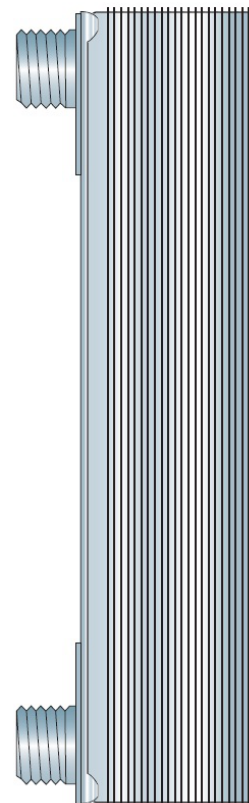
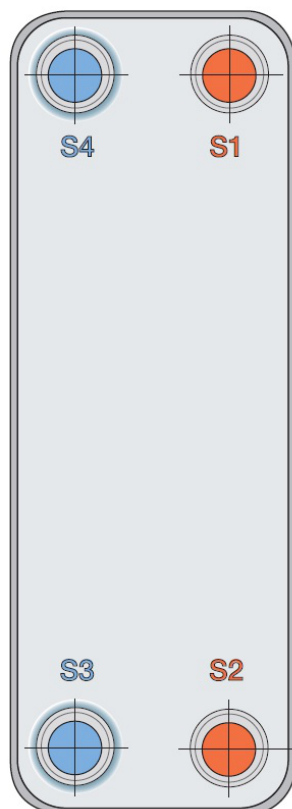


Wärmerückgewinnung bei Kältemaschinen

Bachelorarbeit

Ahmet Asma

Matr.-Nr.: 1932185



1. Betreuer: Prof. Dr.-Ing. Franz Vinnemeier
2. Betreuer: Dipl.-Ing. Jens Brodersen
Abgabedatum: 13. Dezember 2014

Kurzfassung

Ahmet Asma

Thema der Bachelorarbeit

Wärmerückgewinnung bei Kältemaschinen

Stichworte

Auslegung, Dimensionslose Kennzahlen, Fläche, Geschwindigkeit, Iteration, Kältemaschine, Kreislauf, Kühlung, Massenstrom, Querschnitt, Schaltschema, Systemgrenze, Temperatur, Teillast, Wärme, Wärmerückgewinnung, Wärmeübertragung, Wärmestrom

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Berechnung und Auslegung von zwei Wärmetauschern, mit denen eine Wärmerückgewinnung stattfindet zwischen dem Kreislauf in dem sich das Wasser-Glycol-Gemisch (Antifrogen N) befindet und dem Kühlwasserrücklauf, von dem die Wärme genutzt wird. Die Pumpe und der neue Kreislauf der dadurch entsteht müssen ebenfalls berücksichtigt werden. Bevor das Gemisch von einem großen Behälter aus in die Kältemaschinen gepumpt werden kann, muss es mithilfe einer Heizung auf die gewünschte Temperatur gebracht werden. Die Wärmerückgewinnung soll diese lange Anlaufzeit verkürzen. Mit den überschlägig berechneten Wärmeübertragern wird dann eine Teillastberechnung durchgeführt.

Ahmet Asma

Bachelor Thesis title

Heat recovery in refrigerating machines

Keywords

dimensioning, non dimensional values, area, speed, iteration, refrigeration machine, circulation, cooling, mass flow, cross-section, schematic diagram, system boundary, temperature, partial load, heat, heat recovery, heat transfer, heat flow

Abstract

This thesis deals with the calculation and dimensioning of two heat exchangers which will be used for heat recovery. The heat recovery occurs between the circulation where the Water-Glycol-Mixture (Antifrogen N) is located and the cold water return where the heat will be used. Resulting from this the new circulation must be taken into account alongside with the pump. Before the mixture can be pumped from a large container into the refrigerating machine it has to be raised up to the required temperature with the help of a radiator. The heat recovery is supposed to shorten the long starting time. A partial load calculation will be conducted with the approximate calculated heat exchangers.

Ahmet Asma
Rhiemsweg 95
22111 Hamburg

Tel.: 0172 8163250
E-Mail: ahmet.asma@haw-hamburg.de

Inhaltsverzeichnis

Formelzeichen	vii
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung	1
1.2 Wärmerückgewinnung	1
1.3 Kälteprozess	2
1.4 Propankältemaschine	3
1.5 Absorptionskältemaschine	3
1.6 Aufbau der Anlagen im Technikum der HAW Hamburg	5
2 Grundlagen	7
2.1 Wärmeübertrager und die verschiedenen Prinzipien	7
2.2 Verschiedene Arten der Wärmeübertragung	8
2.3 Gleichungen und deren Definition	9
2.3.1 Wärmestrom	9
2.3.2 Mittlere Temperaturdifferenz	11
2.3.3 Logarithmische mittlere Temperaturdifferenz	11
2.3.4 Wärmedurchgangskoeffizient	11
2.3.5 Dimensionslose Kennzahlen	12
3 Berechnung und Auslegung	14
3.1 Schaltschema ohne Wärmerückgewinnung	14
3.2 Schaltschema mit Wärmerückgewinnung und Systemgrenzen	15
3.3 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche in Systemgrenze 1 - Sole-Seite	16
3.3.1 Randbedingungen und Anfangswerte wählen	17
3.3.2 Wärmeübertrager als Rechenbeispiel	17
3.3.3 Massenstrom	17
3.4 Dimensionslose Kennzahlen der Sole-Seite	18
3.5 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche in Systemgrenze 1 - neuer Kreislauf	20

3.5.1	Randbedingungen und Temperaturen im neuen Kreislauf	20
3.5.2	Massenstrom	20
3.6	Dimensionslose Kennzahlen des neuen Kreislaufs	21
3.7	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten	22
3.8	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten	22
3.9	Berechnung der Wärmeübertragungsfläche	23
3.10	Berechnung der Wärmeübertragungsfläche in Systemgrenze 2 - Kühlwasser-Seite	24
3.10.1	Berechnung der Temperaturen	24
3.10.2	Randbedingungen	24
3.11	Dimensionslose Kennzahlen	24
3.12	Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlwasser-Seite	26
3.13	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten	26
3.14	Berechnung der Wärmeübertragungsfläche	27
3.15	Wärmeübertrager wählen	27
3.15.1	Für Systemgrenze 1	27
3.15.2	Für Systemgrenze 2	29
3.16	Teillastberechnung für den Wärmeübertrager in Systemgrenze 1	30
3.16.1	Berechnung der Ausgangstemperaturen	31
3.16.2	Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz	32
3.16.3	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten	32
3.16.4	Berechnung des neuen Wärmestroms	32
3.16.5	Iteration	32
3.16.6	Flussdiagramm zur Teillastberechnung in Systemgrenze 1	34
3.16.7	Für verschiedene Temperaturen und Massenströme - mit Auswertung	35
3.17	Teillastberechnung für den Wärmeübertrager in Systemgrenze 2	37
3.17.1	Berechnung der Ausgangstemperaturen	38
3.17.2	Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz	38
3.17.3	Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten	38
3.17.4	Berechnung des neuen Wärmestroms	38
3.17.5	Iteration	39
3.17.6	Flussdiagramm zur Teillastberechnung in Systemgrenze 2	40
3.17.7	Für verschiedene Temperaturen und Massenströme - mit Auswertung	41

4 Propankältemaschine	44
4.1 Massenstrom im minimalen Betriebspunkt	45
4.2 Massenstrom im maximalen Betriebspunkt	45
5 Zusammenfassung	46
Literatur	47
6 Anhang	49

Tabellenverzeichnis

3.1	Flüssigkeiten in den Kreisläufen	16
3.2	Auslegungsdaten für die Sole-Seite der Absorptionskältemaschine	16
3.3	Auslegungsdaten für die Kühlwasser-Seite der Absorptionskältemaschine	16
3.4	Daten und Werte der Absorptionskältemaschine aus Diagrammen für mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$	17
3.5	Abmessungen des Wärmeübertragers	18
3.6	Daten und Werte aus Diagrammen für mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$	20
3.7	Werte zur Berechnung der Reynoldszahl	21
3.8	Werte zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten	22
3.9	Werte zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten	23
3.10	Daten und Werte aus Diagrammen für mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$	25
3.11	Werte für die Berechnung der Reynoldszahl	25
3.12	Werte für die Berechnung der Nußeltzahl	26
3.13	Werte für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten	26
3.14	Werte für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten	26
3.15	Daten aus dem Angebot für Wärmeübertrager 1	28
3.16	verschiedene Temperaturen für Wärmeübertrager 1	29
3.17	Daten aus dem Angebot für Wärmeübertrager 2	29
3.18	verschiedene Temperaturen für Wärmeübertrager 2	30
3.19	Anfangswerte für die Teillastberechnung in Systemgrenze 1	31
3.20	Ergebnisse für den k-Wert	33
3.21	Iterationsschritte der Wärmeströme	33
3.22	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 11^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ C$	35
3.23	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 11^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 37^\circ C$	35
3.24	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 11^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 42^\circ C$	36
3.25	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 15^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ C$	36
3.26	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 5^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ C$	36
3.27	Anfangswerte für die Teillastberechnung	37
3.28	Ergebnisse für den k-Wert	39

3.29	Iterationsschritte der Wärmeströme	39
3.30	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 20^{\circ}C$ und $\vartheta_{60} = 36^{\circ}C$	41
3.31	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 20^{\circ}C$ und $\vartheta_{60} = 40^{\circ}C$	41
3.32	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 27^{\circ}C$ und $\vartheta_{60} = 45^{\circ}C$	42
3.33	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 23^{\circ}C$ und $\vartheta_{60} = 36^{\circ}C$	42
3.34	Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 18^{\circ}C$ und $\vartheta_{60} = 36^{\circ}C$	42
4.1	Minimaler und maximaler Betriebspunkt auf der Sole-Seite	44
4.2	Minimaler und maximaler Betriebspunkt auf der Kühlwasser-Seite	44
4.3	Werte zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf mit minimalen Betriebspunkten	45
4.4	Werte zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf mit maximalen Betriebspunkten	45

Abbildungsverzeichnis

1.1	Einfacher Kreisprozess [2]	2
1.2	Darstellung des Kälteprozesses [3]	3
1.3	Schema einer Kälteanlage [5]	3
1.4	Funktionsweise einer Absorptionskälteanlage [6]	4
1.5	CAD-Modell der Kälteanlagen und dem Sole-Behälter	5
1.6	CAD-Modell - Beschriftung der Rohrleitungen	6
1.7	CAD-Modell - nähere Ansicht des Sole-Behälters	6
2.1	Gegenstromprinzip [9]	7
2.2	Gleichstromprinzip [10]	8
2.3	Kreuzstromprinzip [11]	8
2.4	Wärmeübertragungsarten [13]	9
2.5	Schema eines Wärmeübertragers mit den wichtigsten Bezeichnungen bei- der Stoffströme [14]	10
2.6	Temperaturverlauf beim Wärmetransport durch eine ebene Platte [16] .	12
3.1	Schaltschema ohne Wärmerückgewinnung	14
3.2	Schaltschema mit Wärmerückgewinnung	15
3.3	verschiedene Kreisläufe und Seiten im Schaltschema	15
3.4	Systemgrenze 1 - Sole-Seite rot markiert	17
3.5	Systemgrenze 1 - neuer Kreislauf rot markiert	20
3.6	Systemgrenze 2 - Kühlwasser-Seite rot markiert	24
3.7	Flussdiagramm für die Teillastberechnung in Systemgrenze 1	34
3.8	Diagramm zur Teillastberechnung - für Wärmeübertrager 1	37
3.9	Flussdiagramm für die Teillastberechnung in Systemgrenze 2	40
3.10	Diagramm zur Teillastberechnung - für Wärmeübertrager 2	43

Formelzeichen, Symbole und Indizes

Formelzeichen, Symbole

A	m^2	Fläche, Querschnitt
b	m	Plattenbreite
c	$J/(kg K)$	spezifische Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
d	m	Plattendicke
Δe	J	Differenz der spezifischen potentiellen und kinetischen Energie
h	J/kg	spezifische Enthalpie
h	m	Plattenhöhe
k	$W/(m^2 K)$	Wärmedurchgangskoeffizient
l	m	Plattenlänge
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
\dot{M}	kg/s	Massenstrom
Nu	–	Nußeltzahl
n	–	Anzahl der Platten
Pr	–	Prandtzahl
\dot{Q}	W	zugeführter (+) oder abgeführter (-) Wärmestrom
Re	–	Reynoldszahl
s	m	Spaltbreite
\dot{V}	m^3	Volumenstrom
w	m/s	Geschwindigkeit
\dot{W}	W	Technische Arbeit
α	–	Wärmeübergangskoeffizient
ϑ	K	Temperatur
$\Delta\vartheta$	K	Temperaturdifferenz
η	m^2/s	dynamische Viskosität
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
λ	W/mK	Wärmeleitfähigkeit
ρ	kg/m^3	Dichte
ξ	–	Druckverlustbeiwert

Indizes

0	Verdampfung
1	Anfangszustand
11	Eingang
12	Ausgang
2	Endzustand

21	Eingang
22	Ausgang
50	Eingangstemperatur Wärmeübertrager 1, Sole-Seite
51	Ausgangstemperatur Wärmeübertrager 1, Sole-Seite
52	Eingang Wärmeübertrager 2 und Ausgang Wärmeübertrager 1, neuer Kreislauf
53	Eingang Wärmeübertrager 1 und Ausgang Wärmeübertrager 2, neuer Kreislauf
60	Eingangstemperatur Wärmeübertrager 2, Kühlwasser-Seite
61	Ausgangstemperatur Wärmeübertrager 2, Kühlwasser-Seite
<i>a</i>	äußere
<i>Aus</i>	Ausgang
<i>c</i>	Verflüssigung
<i>e</i>	innere
<i>Ein</i>	Eingang
<i>gr</i>	groß
<i>h</i>	hydraulisch
<i>kl</i>	klein
<i>log</i>	Logarithmus
<i>m</i>	mittlere
<i>max</i>	maximal
<i>min</i>	minimal
<i>M</i>	Mittlere
<i>p</i>	bei konstantem Druck
<i>Pl</i>	Platte
<i>quer</i>	Querschnitt
<i>t</i>	technische
<i>w</i>	Wand
<i>wü</i>	Wärmeübertragung

1 Einleitung

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Auslegung einer Wärmerückgewinnung bei Kältemaschinen an der Hochschule für Angewandte Wissenschaften (HAW) Hamburg. Die HAW hat den Wunsch, dieses Projekt zu realisieren, um eine effizientere Energienutzung für die Kältemaschinen zu erzielen. Die Wärmerückgewinnung spielt heutzutage eine große Rolle. Dabei wird die Abwärme einer Kältemaschine für verschiedene Zwecke genutzt. Die Wärmerückgewinnung erfolgt in dieser Arbeit durch Wärmeübertrager. Zunächst werden einige Begrifflichkeiten erklärt und die Grundlagen dargestellt. Im Anschluss werden die Wärmeübertrager für bestimmte Randbedingungen ausgelegt und vom Hersteller die Angebote für die berechneten Werte eingeholt. Mithilfe dieser Angebote und den zu Beginn errechneten Werte werden für die Plattenwärmeübertrager Teillastberechnungen für verschiedene Temperatur und Massenströme durchgeführt.

1.1 Aufgabenstellung

In der Maschinenhalle der HAW Hamburg befindet sich die Absorptionskältemaschine und die Propankältemaschine. Diese Kältemaschinen sind zu der Zeit der Bearbeitung dieser Arbeit noch nicht mit Wärmerückgewinnungsanlagen ausgestattet. Die HAW Hamburg hat seit längerer Zeit die Idee, eine Wärmerückgewinnung einzusetzen, damit die Abwärme der Kältemaschinen genutzt werden kann, um mit der gewonnenen Wärme das Wasser-Glycol-Gemisch (Sole) vorzuwärmen. Der Behälter, in dem sich die Sole befindet, muss entfernt werden. Der neue Kreislauf der durch die beiden Plattenwärmeübertrager entsteht, wird berechnet und mit einer Pumpe ausgerüstet. Es müssen zunächst alle Anfangsbedingungen festgelegt werden. Die überschlägige Berechnung der Plattenwärmeübertrager erfolgt dann mit einem Rechenbeispiel. Nachdem diese berechnet wurden, wurden die Angebote vom Hersteller eingeholt und geprüft. Mit der anschließenden Teillastberechnung wird eine zusätzliche Sicherheit gewonnen. Die Sicherheit ist sehr wichtig, um die Plattenwärmeübertrager notfalls auch mit verschiedenen Randbedingungen zu verwenden. Das Ziel und die Vorteile der Wärmerückgewinnung sind in Kapitel 1.2 aufgelistet.

1.2 Wärmerückgewinnung

Durch die Wärmerückgewinnung wird die Abwärme eines Systems genutzt um ein anderes System zu erwärmen oder vorzuwärmen. Dieser Vorgang kann durch verschiedene Verfahren durchgeführt werden. In diesem Fall sorgen Plattenwärmeübertrager dafür, dass die Sole mit der ungenutzten Abwärme der Kältemaschinen vorgewärmt wird. Die wesentlichen Vorteile sind: [1]

- Die Erhöhung des Wirkungsgrades

- der optimale Einsatz der Energieressourcen
- das Erreichen minimaler Umweltbelastungen
- die Optimierung der totalen Kosten
- Anlaufzeiten verkürzen

1.3 Kälteprozess

Der einfache Kältemittelkreislauf besteht aus den vier Bauelementen Kompressor, Verflüssiger, Drossleinrichtung und Verdampfer. Bei der einstufigen Kälteanlage wird zwischen Hochdruck- und Niederdruckseite unterschieden. Die Hochdruckseite reicht von der Druckseite des Verdichters bis zum Drosselorgan. Die Niederdruckseite umfasst den Kältekreislauf hinter der Drosselung bis zum Verdichtereintritt. [2]

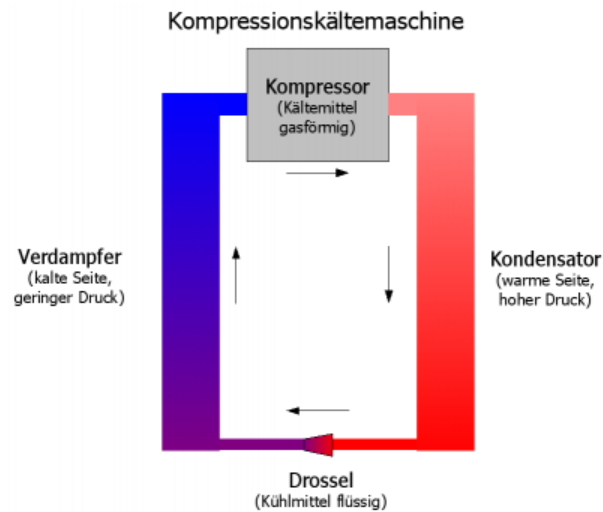


Abbildung 1.1: Einfacher Kreisprozess [2]

Die Abbildung 1.2 zeigt die verschiedenen Zustandsänderungen in einer Kälteanlage. Die Zustände sind im Folgenden aufgelistet. [3]

1. Einsaugung in den Verdichter überhitzter Dampf, niedrige Temperatur, Verdampfungsdruck p_0
2. Austritt aus dem Verdichter überhitzter Dampf, hohe Temperatur, Verflüssigungsdruck p_c .
3. Verflüssiger. Gesättigter Zustand, Verflüssigungstemperatur t_c , Verflüssigungsdruck p_c .
4. Eintritt Expansionsventil. Expandierte Flüssigkeit, Verdampfungstemperatur t_0 und Verdampfungsdruck p_0 .
5. Austritt Expansionsventil. Expandierte Flüssigkeit, Verdampfungstemperatur t_0 und Verdampfungsdruck p_0 .
6. Verdampfer. Gesättigter Zustand, Verdampfungstemperatur t_0 und Verdampfungsdruck p_0 .

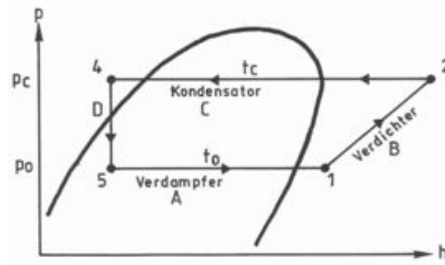


Abbildung 1.2: Darstellung des Kälteprozesses [3]

1.4 Propankältemaschine

In einer Propankältemaschine ist Propan das Kältemittel. Propan besitzt ähnliche Drucklagen und Kälteleistung wie herkömmliche Kältemittel und wird bereits seit Jahren als Kältemittel in industriellen Kälteanlagen eingesetzt [4]. Die Abbildung 1.3 zeigt das Funktionsschema einer gewöhnlichen Kälteanlage. Es wird nicht auf die einzelnen Schritte eingegangen, da dieses Schema dem aus der Abbildung 1.2 ähnelt.

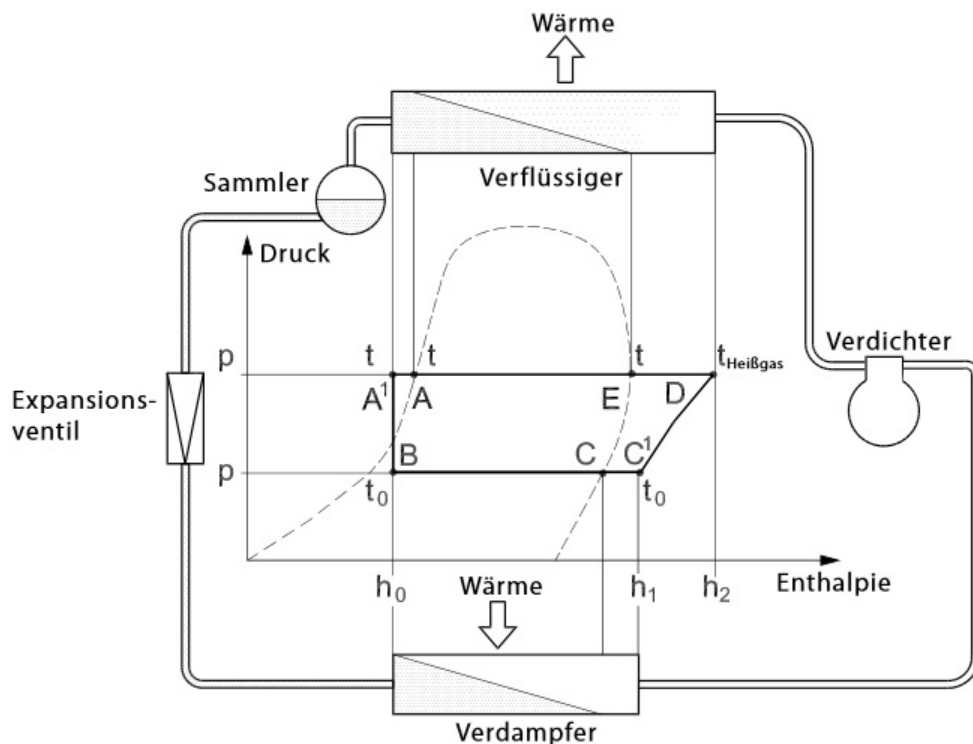


Abbildung 1.3: Schema einer Kälteanlage [5]

1.5 Absorptionskältemaschine

Die nachfolgend beschriebene Absorptionskälteanlage (Abbildung 1.4) vom Typ WEG-RACAL SE ist in den Datenblättern im Anhang zu finden [6]. Das Fließschema der Absorptionskältemaschine ist ebenfalls in den Anhängen beigelegt (Anhänge zum Kapitel 1).

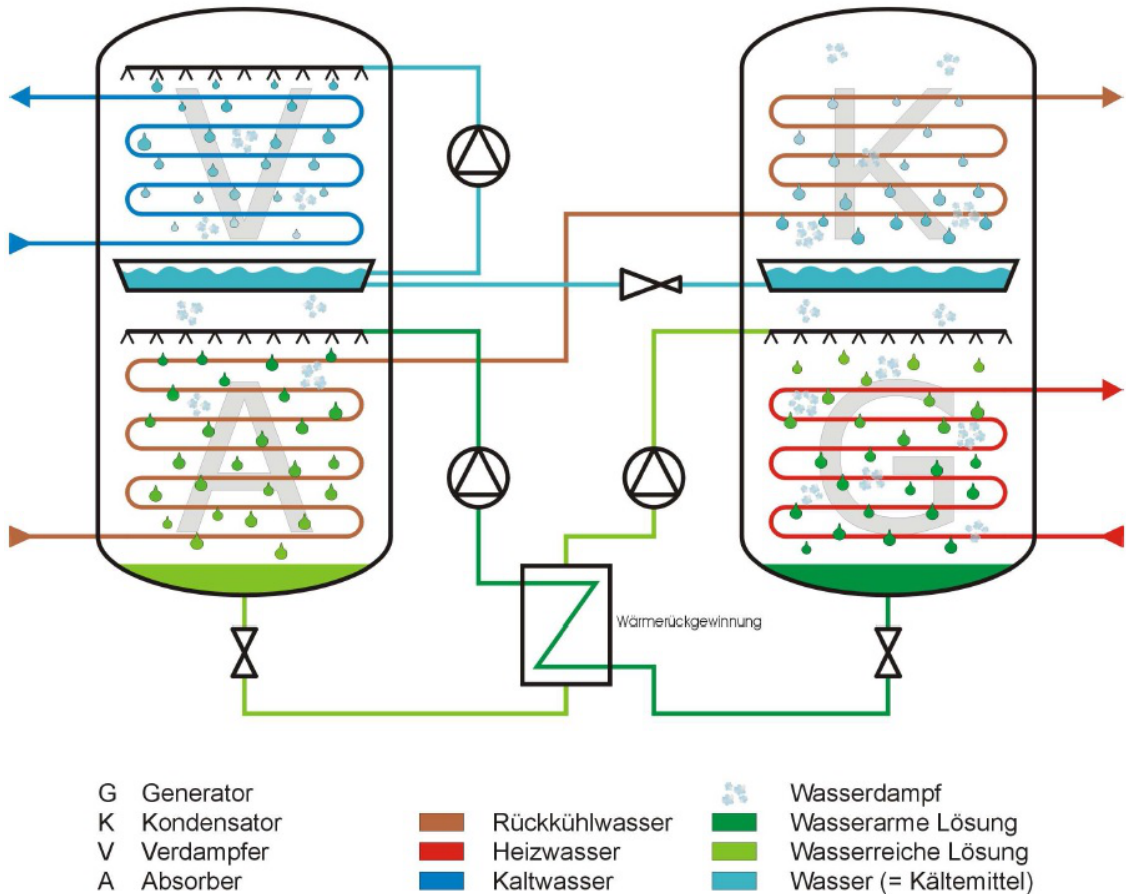


Abbildung 1.4: Funktionsweise einer Absorptionskälteanlage [6]

Die folgende stichpunktartige Erklärung zur Funktionsweise der Anlage ist aus den Datenblättern [6] entnommen worden.

- **Lösungspumpe:**
Die den Absorber verlassende kältemittelreiche Lösung wird durch eine Pumpe abgesaugt und durch einen Wärmetauscher zum Generator gefördert.
- **Generator:**
Die Lösung wird gleichmäßig über dem Generator verteilt. Durch die Zufuhr von Warmwasser wird aus der Lösung Kältemittel ausgedampft. Die nun wieder konzentrierte Lithiumbromid-Lösung wird mit einer Pumpe zurück zum Absorber gefördert.
- **Kondensator:**
Der im Generator ausgetriebene Kältemitteldampf strömt zum Kondensator und wird dort verflüssigt. Die dabei frei werdende Wärme wird an das Kühlwasser abgegeben. Das verflüssigte Kältemittel wird über eine Drossel entspannt und dem Verdampfer zugeführt.
- **Verdampfer:**
Das vom Kondensator kommende Kältemittel fließt zur Verdampferwanne. Dort wird es von einer Kältemittelpumpe angesaugt, nach oben in ein Berieselungssystem gepumpt und über den Verdampferrohren verteilt. Auf Grund des hohen

Vakuums verdampft ein Teil des Kältemittels bereits bei sehr niedrigen Temperaturen. Die für die Verdampfung notwendige Wärme entzieht das Kältemittel dem in den Verdampferrohren fließendem Kaltwasser, welches sich dabei von 15°C auf bis zu 9°C abkühlt.

- Absorber:

Im Absorber wird der aus dem Verdampfer kommende Kältemitteldampf mit konzentrierter Lösung in Verbindung gebracht, wobei die Lösung ebenfalls mit einem Berieselungssystem fein verteilt wird. Bei diesem Vorgang wird der Kältemitteldampf von der Lösung absorbiert. Die dabei frei werdende Wärme wird durch das Kühlwasser aufgenommen und über ein Rückkühlwerk an die Umgebung abgegeben. Die entstehende kältemittelreiche Lösung sammelt sich im Sumpf des Absorbers und wird dort von der Lösungsmittelpumpe angesaugt.

1.6 Aufbau der Anlagen im Technikum der HAW Hamburg

Der aktuelle Aufbau der Kälteanlagen im Technikum der HAW Hamburg wurde mit Catia V5 konstruiert (Abbildung 1.5), um eine einfache Übersicht der Anlage zu verschaffen. In den Anlagen zum Kapitel 1 befindet sich ein Fließschema zur Absorptionskälteanlage. In den folgenden Abbildungen ist auch der Sole-Behälter erkennbar. Die Pumpe pumpt die Sole (Wasser-Glycol-Gemisch) aus dem Behälter und dann durch die Rohre in die Kälteanlagen. Ziel der HAW ist nicht nur eine Wärmerückgewinnung auszulegen, sondern auch einen Kreislauf herzurichten, damit auf den Sole-Behälter verzichtet werden kann.

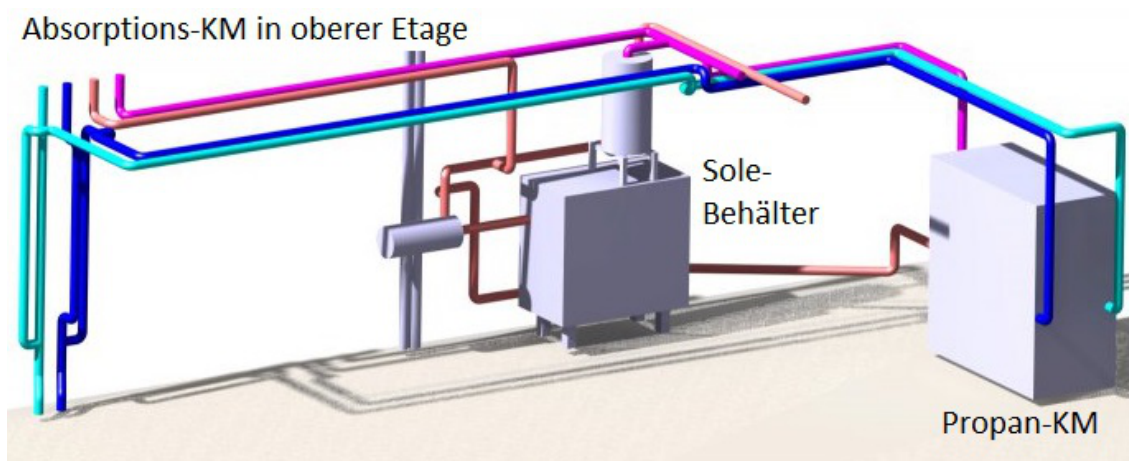


Abbildung 1.5: CAD-Modell der Kälteanlagen und dem Sole-Behälter

Die Rohrleitungen haben im CAD-Modell verschiedene Farben und diese sind in der Abbildung 1.6 beschriftet.

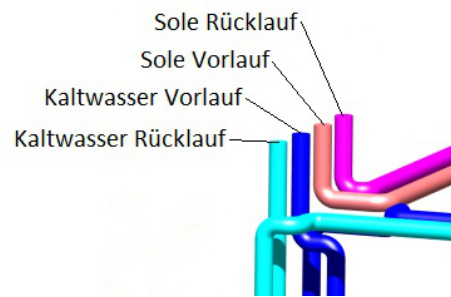


Abbildung 1.6: CAD-Modell - Beschriftung der Rohrleitungen

Die Abbildung 1.7 zeigt den Sole Behälter aus der näheren Ansicht. In dieser Abbildung ist der Auffangbehälter der Sole, der Sole-Behälter und die Pumpe beschriftet.

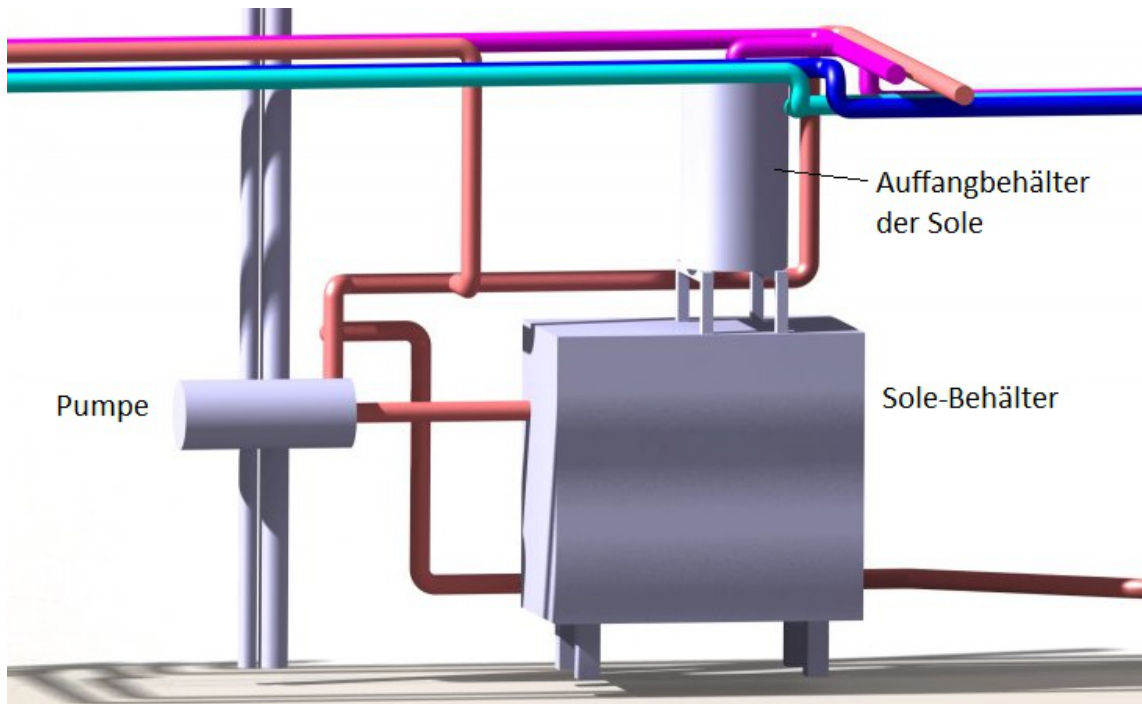


Abbildung 1.7: CAD-Modell - nähere Ansicht des Sole-Behälters

2 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. Die Wärmeübertragung erfolgt in Richtung der Orte mit tieferen Temperaturen. [7]

2.1 Wärmeübertrager und die verschiedenen Prinzipien

Wärmeübertrager sind Geräte, bei denen die Stoffe ein Teil ihrer Wärme abgeben und infolge eines Temperaturunterschiedes vom kälteren Stoff aufgenommen wird. Die Anzahl der Prinzipien und Apparaten zur Übertragung von Wärme zwischen verschiedenen Medien ist groß. In der Praxis lassen sich folgende Wärmeübertrager unterscheiden: [8]

- Rohrbündel-Wärmeübertrager
- Platten-Wärmeübertrager
- Spiral-Wärmeübertrager
- Rotations-Wärmeübertrager
- Schlangen-Wärmeübertrager

Gegenstromprinzip

Das Prinzip des Gegenstroms wird anhand der Abbildung 2.1 erklärt. Das Medium mit dem Massenstrom \dot{m}_1 kühlt von der Temperatur ϑ_1' auf die Temperatur ϑ_1'' ab. Und das Medium mit dem Massenstrom \dot{m}_2 nimmt die Wärme auf und erwärmt sich von der Temperatur ϑ_2' zu ϑ_2'' . [9]

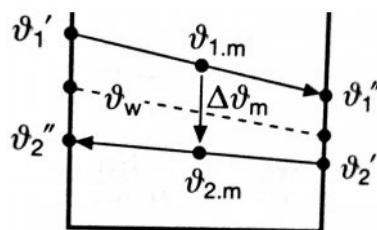


Abbildung 2.1: Gegenstromprinzip [9]

Gleichstromprinzip

Im Gleichstromprinzip strömen beide Medien in die gleiche Richtung. Abbildung 2.2 zeigt das Prinzip des Gleichstroms. Dieses Prinzip hat eine sehr ungünstige Stromführung und daher kann höchstens die Hälfte der Wärme zurückgewonnen werden. [9]

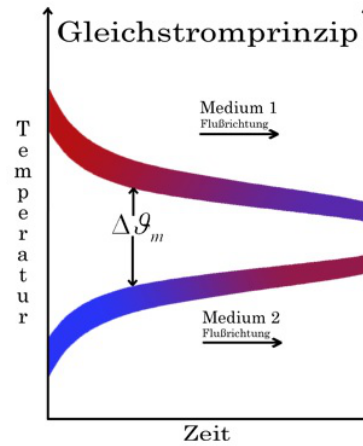


Abbildung 2.2: Gleichstromprinzip [10]

Kreuzstromprinzip

Die Abbildung 2.3 zeigt das Kreuzstromprinzip. Die Temperatur der beiden Fluide am Austritt ist hier über den Austrittsquerschnitt veränderlich. Die Berechnung ist sehr aufwendig.

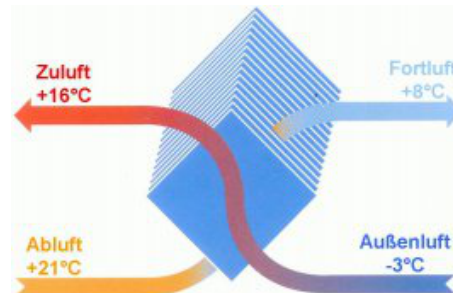


Abbildung 2.3: Kreuzstromprinzip [11]

2.2 Verschiedene Arten der Wärmeübertragung

Beim Energietransport in der Wärmelehre unterscheidet man drei wesentlich voneinander verschiedene Transportmechanismen: Die Wärmeleitung, die Konvektion und die Wärmestrahlung. Diese drei Mechanismen treten oft gleichzeitig auf. Der zweite Hauptsatz der Thermodynamik besagt, dass die Wärme von der höheren zur niedrigeren Temperatur fließt. Damit entsteht also ein Wärmeausgleich über eine Systemgrenze hinweg [8] [12]. Die Abbildung 2.4 zeigt die verschiedenen Arten des Wärmetransportes. Unter Konduktion ist die Wärmeleitung gemeint.

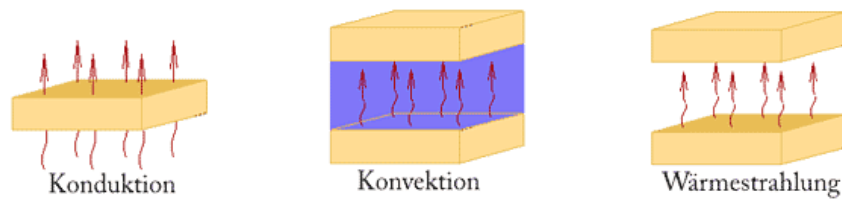


Abbildung 2.4: Wärmeübertragungsarten [13]

Wärmeleitung

Die Wärmeleitung ist ein Wärmetransportmechanismus, der in festen, flüssigen und gasförmigen Stoffen auftritt. Bei der Wärmeleitung wandert die Energie von der höheren Temperatur durch makroskopisch in Ruhe befindliche Materie zur niedrigeren Temperatur. Die Weitergabe der Energie erfolgt durch ungeordnete Teilchenstöße, wobei die Teilchen im Wesentlichen an ihren ursprünglichen Orten bleiben. [12]

Konvektion

Bei der Konvektion wird mithilfe eines fluiden Mediums die Wärme an die Oberfläche eines festen Körpers übertragen oder umgekehrt. Der Energietransport ist im Gegensatz zur Wärmeleitung mit einem Materietransport verbunden. Die Bewegung der Materie kann von außen z.B. durch einen Ventilator bei Gasen oder eine Pumpe bei Flüssigkeiten aufgezwungen sein (erzwungene Konvektion). Oft kommt die Bewegung aber auch durch die Dichteänderungen der erwärmten Körper zustande. In diesem Fall spricht man von freier Konvektion. Konvektion tritt in der Regel nur bei Flüssigkeiten und Gasen auf. [8] [12]

Wärmestrahlung

Die Wärmeübertragung durch Strahlung erfolgt durch elektromagnetische Wellen. Es wird Wärme vom wärmeren zum kälteren Körper übertragen. Diese Art von Wärmeübertragung benötigt keine Materie und kann daher auch im Vakuum erfolgen. Je heißer ein Körper ist, desto intensiver ist die von ihm ausgehende Temperaturstrahlung. Beim Auftreffen von Wärmestrahlung auf einen Körper kann die Strahlung teilweise durchgelassen, reflektiert oder auch absorbiert werden. [1] [12]

2.3 Gleichungen und deren Definition

Im Folgenden werden die wichtigsten Gleichungen erläutert, die zur Berechnung und Auslegung eines Wärmeübertragers nötig sind. Die Abbildung 2.5 zeigt das Schema eines Wärmeübertragers mit den wichtigsten Bezeichnungen.

2.3.1 Wärmestrom

Der Wärmestrom gibt an, wie viel Wärme pro Zeiteinheit übertragen wird. Die Einheit ist in Watt W . Der im Wärmeübertrager transportierte Wärmestrom ist: [1]

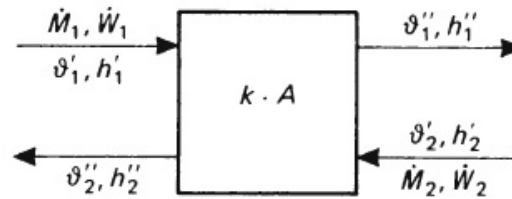


Abbildung 2.5: Schema eines Wärmeübertragers mit den wichtigsten Bezeichnungen beider Stoffströme [14]

$$\dot{Q} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_{\log} \quad \text{mit} \quad (2.1)$$

- \dot{Q} = Wärmestrom
- k = Wärmedurchgangskoeffizient
- A = Wärmeübertragungsfläche
- $\Delta\vartheta_{\log}$ = logarithmische mittlere Temperaturdifferenz

Der Wärmestrom wird aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik abgeleitet. Dieser lautet:

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

- \dot{W}_t = Technische Arbeit
- \dot{m} = Massenstrom
- h = spezifische Enthalpie
- Δe_a = Differenz der spezifischen potentiellen und kinetischen Energie

Die technische Arbeit und die Differenz der spezifischen potentiellen und kinetischen Energie werden meist vernachlässigt. Somit lautet die vereinfachte Formel:

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

Die Enthalpie h_{11} ist am Eingang von Fluid 1 und h_{12} am Ausgang von Fluid 1. Dementsprechend ist auch bei Fluid 2 am Eingang h_{21} und am Ausgang h_{22} . Die Gleichung 2.3 ist allgemein, also auch bei der Strömung mit Phasenübergang. Und bei Fluiden ohne Phasenübergang werden die Enthalpien mit der Temperatur berechnet (Formel 2.4).

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= \dot{m}_1 \cdot c_{p1} \cdot (\vartheta'_1 - \vartheta''_1) \\ \dot{Q} &= -\dot{m}_2 \cdot c_{p2} \cdot (\vartheta'_2 - \vartheta''_2) \end{aligned} \quad (2.4)$$

- c_p = spezifische Wärmekapazität
- ϑ = Temperatur in $^{\circ}\text{C}$

2.3.2 Mittlere Temperaturdifferenz

In der Formel 2.1 wird von einer konstanten mittleren Wärmeübergangszahl ausgegangen. Diese Annahme ist in den meisten Fällen durchaus realistisch, jedoch muss in einigen Fällen mit der lokalen Wärmedurchgangszahl gerechnet werden. Die lokalen Wärmedurchgangszahlen werden anhand der lokalen mittleren Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$ der Fluide 1 und 2 berechnet. Die Gleichung lautet:

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

2.3.3 Logarithmische mittlere Temperaturdifferenz

Die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{log}$ ist für die Bestimmung des Wärmestroms in einem Wärmeübertrager maßgebend. Sie heißt mittlere logarithmische Temperaturdifferenz und ist die integrierte mittlere Temperaturdifferenz des Wärmeübertragers. Für Wärmeübertrager, in denen die Fluide in gleicher oder entgegengesetzter Richtung parallel strömen, kann die mittlere Temperaturdifferenz als allgemein gültig angegeben werden. Dazu benötigt man die Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt des Wärmeübertragers. Die größere Temperaturdifferenz wird mit $\Delta\vartheta_{gr}$, die kleinere mit $\Delta\vartheta_{kl}$ bezeichnet [1]. Die Gleichung dazu lautet:

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{\Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl}}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_{gr}}{\Delta\vartheta_{kl}}\right)} \quad \text{für} \quad \Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl} \neq 0 \quad (2.6)$$

Für den Fall, dass die Temperaturdifferenzen am Ein- und Austritt gleich groß sind gilt die Gleichung 2.7.

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{\Delta\vartheta_{gr} + \Delta\vartheta_{kl}}{2} \quad \text{für} \quad \Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl} = 0 \quad (2.7)$$

2.3.4 Wärmedurchgangskoeffizient

Der Wärmedurchgangskoeffizient ist ein Maß für den Wärmedurchgang von einem Fluid durch einen festen Körper in ein zweites Fluid aufgrund eines Temperaturunterschiedes zwischen den Fluiden. [15]

Betrachtet man den gesamten Temperaturverlauf an der Wand, so ergibt sich: [16]

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

- $\vartheta_1(x)$ = Temperatur des Stoffstromes 1 an der Stelle x [°C]
- $\vartheta_2(x)$ = Temperatur des Stoffstromes 2 an der Stelle x [°C]
- $\vartheta_{w1}(x)$ = Temperatur der Wand auf der Seite des Stoffstromes 1 an der Stelle x [°C]
- $\vartheta_{w2}(x)$ = Temperatur der Wand auf der Seite des Stoffstromes 2 an der Stelle x [°C]
- α_1 = Wärmeübergangskoeffizient auf der Seite des Stoffstromes 1 [W/m^2K]
- α_2 = Wärmeübergangskoeffizient auf der Seite des Stoffstromes 2 [W/m^2K]
- s = Wanddicke der ebenen Wand [m]
- λ = Wärmeleitkoeffizient der ebenen Wand (einschichtig) [W/mK]

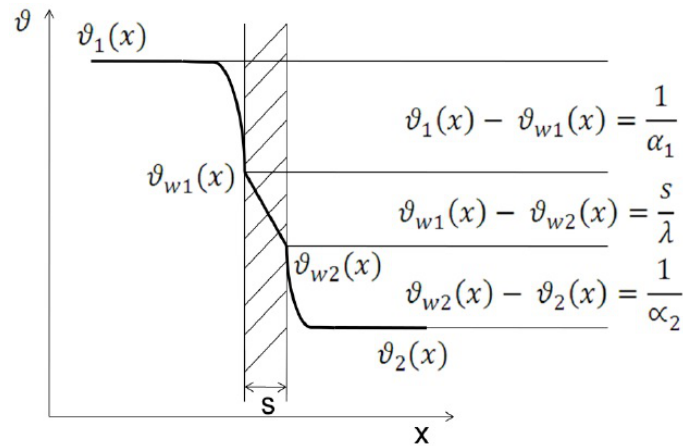


Abbildung 2.6: Temperaturverlauf beim Wärmehtransport durch eine ebene Platte [16]

Daraus wird der Wärmedurchgangskoeffizient k definiert (hier für eine einschichtige ebene Wand):

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

2.3.5 Dimensionslose Kennzahlen

Als dimensionslose Kennzahl bezeichnet man einen Parameter in einem dimensionslosen mathematischen Modell eines physikalischen Zustands oder Prozesses. Zweck einer dimensionslosen Kennzahl ist durch wenige beispielhafte Messungen im Modellversuch die Lösung für beliebige andere Fälle zu kennen bei denen die dimensionslosen Kennzahlen gleich groß sind wie im Modellversuch [17]. Im Folgenden wird die Reynolds-, Prandtl- und Nußeltzahl erläutert.

Reynoldszahl

Die Reynoldszahl Re kann als Verhältnis der Trägheitskraft zur Reibungskraft angesehen werden. Die Reynoldszahl ist entscheidend für die Frage, ob eine Strömung laminar oder turbulent ist. Für den Fall, dass die Reynoldszahl zwischen $3 \cdot 10^4 \leq Re < 10^6$ liegt, ist die Strömung turbulent, ansonsten ist sie laminar. [14]

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad (2.9)$$

- w = Geschwindigkeit
- d_h = hydraulischer Durchmesser
- ν = kinematische Viskosität

Prandtlzahl

Die Prandtlzahl Pr beschreibt das Verhältnis zwischen der kinematischen Viskosität und der Temperaturleitfähigkeit von Flüssigkeiten oder Gasen. Sie spielt eine große Rolle in

der Strömungsmechanik bei der Ähnlichkeitstransformation von Fluiden. Sie beeinflusst aber auch den Wärmübergangskoeffizienten bei freier und erzwungener Konvektion. [18]

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (2.10)$$

η = dynamische Viskosität
 c_p = spezifische Wärmekapazität
 λ = Wärmeleitfähigkeit

Nußeltzahl

Die Nußeltzahl Nu ist ein dimensionsloser Wärmeübergangskoeffizient. Sie stellt das Verhältnis zwischen Wärmestrom und Wärmeleitung durch eine Schicht der Stärke d_h dar. Gelingt es, die Nusselt-Zahl zu ermitteln, so kann der Wärmeübergangskoeffizient α durch umstellen der Gleichung 2.11 berechnet werden, denn die Wärmeleitfähigkeit λ des Fluids und der hydraulische Durchmesser d_h sind als bekannt vorauszusetzen. [19] [14]

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad (2.11)$$

α = Wärmeübergangskoeffizient

Bei laminarer Strömung gilt für die Nußeltzahl folgende Gleichung:

$$Nu = \sqrt[3]{Nu_1^3 + Nu_2^3} \quad (2.12)$$

Nu_1 = von Autoren berechneter Endwert,
je nach Wärmeübertragung an den Seiten des Spaltes
 Nu_2 = als Asymptote für große Werte $RePrd_hl$ bei thermischem Anlauf
und hydrodynamisch ausgebildeter Strömung

Und bei turbulenter Strömung gilt die folgende Gleichung:

$$Nu = \frac{(\xi/8) Re \cdot Pr}{1 + 12,7\sqrt{\xi/8} (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (2.13)$$

ξ = Druckverlustbeiwert
 l = Länge einer Platte

3 Berechnung und Auslegung

In diesem Kapitel werden die benötigten Wärmeübertrager ausgelegt. Es folgt zuerst eine Berechnung mit einem Wärmeübertrager als Rechenbeispiel und anschließend wird ein Gerät gewählt. Mit diesem Gerät wird dann eine Teillastberechnung durchgeführt. Es handelt sich um mehrere Kältemaschinen. Und zwar ist es die Absorptionskältemaschine und die Propankältemaschine. Deren abgeführte Wärme wird nicht genutzt. Zu diesem Zeitpunkt findet also keine Wärmerückgewinnung statt, was die Abbildung 3.1 veranschaulicht. Die Wärme geht also verloren, obwohl Sie genutzt werden könnte. Aus diesem Grund beschäftigt sich diese Arbeit damit, eine Wärmerückgewinnung zu realisieren. Die Berechnungen richten sich überwiegend nach dem VDI-Wärmeatlas [14].

3.1 Schaltschema ohne Wärmerückgewinnung

Die Abbildung 3.1 zeigt das momentane Schaltschema, worin keine Wärmerückgewinnung enthalten ist. Es besteht keine Verbindung zwischen den Leitungen der Sole und des Kühlwasserrücklaufs.

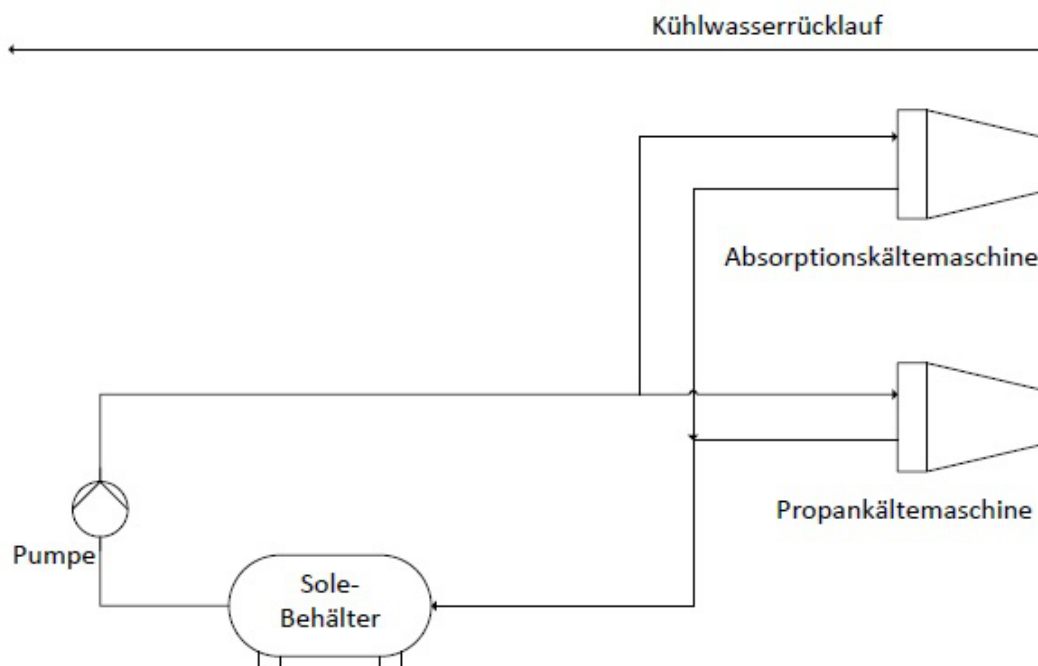


Abbildung 3.1: Schaltschema ohne Wärmerückgewinnung

3.2 Schaltschema mit Wärmerückgewinnung und Systemgrenzen

Die Abbildung 3.2 zeigt hingegen die zu realisierende Variante mit Wärmerückgewinnung und deren Systemgrenzen. Es wird jeweils ein Wärmetauscher an den Leitungen des Kühlwasserrücklaufs und der Sole angebracht. Diese werden dann verbunden und es entsteht somit ein neuer Kreislauf.

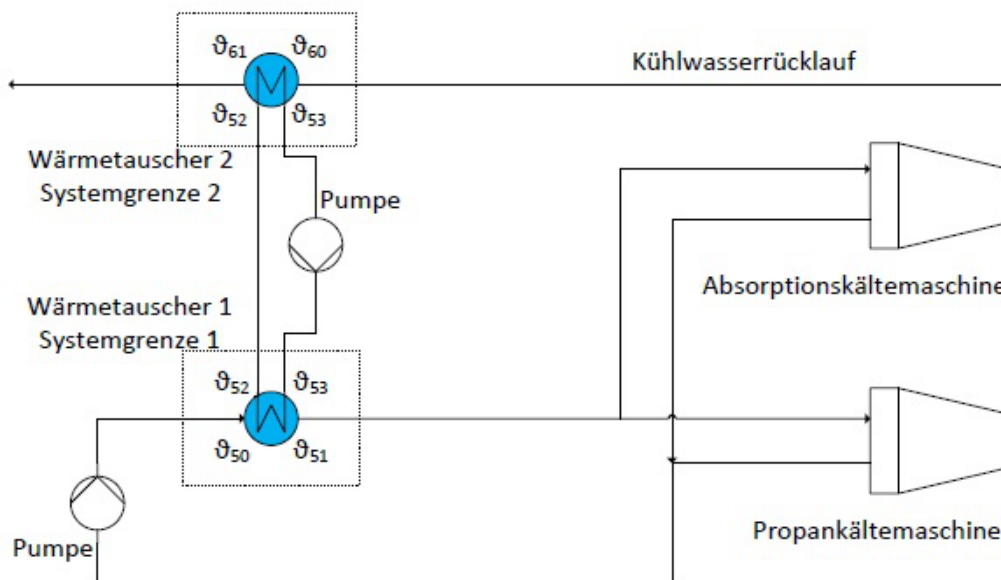


Abbildung 3.2: Schaltschema mit Wärmerückgewinnung

Da in dieser Arbeit öfter die Bezeichnungen Sole-Seite, Kühlwasser-Seite und neuer Kreislauf verwendet werden, werden diese anhand der Abbildung 3.3 anschaulich verdeutlicht.

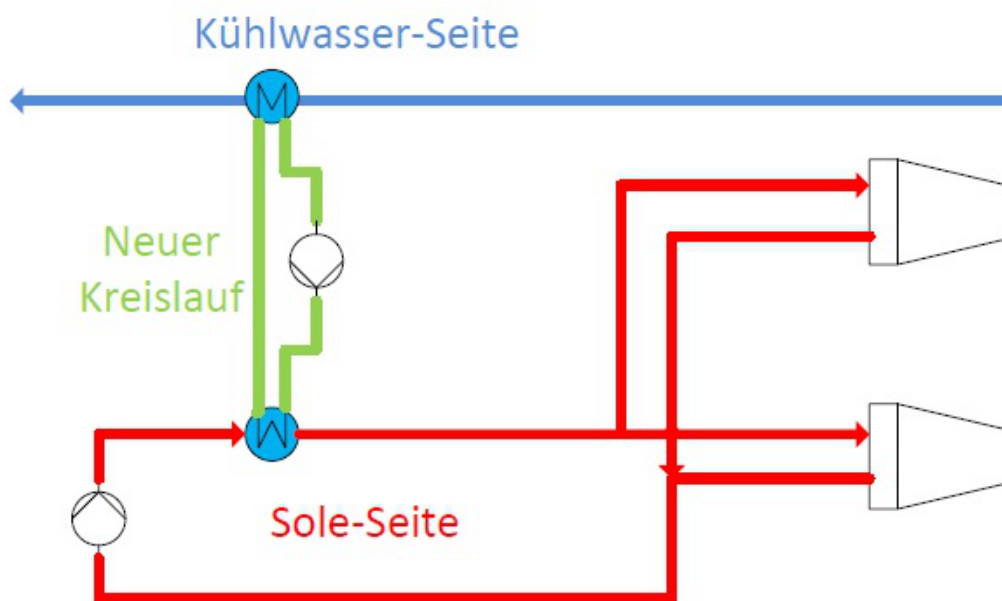


Abbildung 3.3: verschiedene Kreisläufe und Seiten im Schaltschema

Die Tabelle 3.1 zeigt, welche Flüssigkeit in den jeweiligen Kreisläufen vorhanden ist. Die Tabelle ist bezogen auf die Abbildung 3.2, das bedeutet, dass die Kreisläufe von oben nach unten aufgeführt sind, wie in der Abbildung 3.2.

Kreislauf	Flüssigkeit
Kühlwasser-Seite	Wasser
neuer Kreislauf	Wasser-Glykol-Gemisch (34% Antifrogen)
Sole-Seite	Wasser-Glykol-Gemisch (34% Antifrogen)

Tabelle 3.1: Flüssigkeiten in den Kreisläufen

In der Tabelle 3.2 sind die wichtigsten Auslegungsdaten für die Sole-Seite, also den Wärmeübertrager 1, angegeben. Diese sind die Ein- und Ausgangstemperatur und der Wärmestrom.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmestrom	\dot{Q}	20000	W
Eingangstemperatur	ϑ_{50}	11	$^{\circ}C$
Ausgangstemperatur	ϑ_{51}	17	$^{\circ}C$

Tabelle 3.2: Auslegungsdaten für die Sole-Seite der Absorptionskältemaschine

In der Tabelle 3.3 sind die wichtigsten Auslegungsdaten für die Kühlwasser-Seite, also den Wärmeübertrager 2, angegeben.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmestrom	\dot{Q}	20000	W
Eingangstemperatur	ϑ_{60}	36	$^{\circ}C$
Massenstrom	\dot{m}	1,381	kg/s

Tabelle 3.3: Auslegungsdaten für die Kühlwasser-Seite der Absorptionskältemaschine

Die Auslegungsdaten für die Propankältemaschine sind in Kapitel 4 angegeben.

3.3 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche in Systemgrenze 1 - Sole-Seite

Es wird zuerst der Wärmetauscher in Systemgrenze 1 (siehe Abbildung 3.2) berechnet und ausgelegt. Die Berechnung beginnt mit der Sole-Seite (siehe Abbildung 3.4). Durch die Berechnung der Wärmeübertragungsfläche kann der Wärmetauscher vorerst festgelegt werden. Die dazugehörige Teillastberechnung folgt in den nachkommenden Kapiteln.

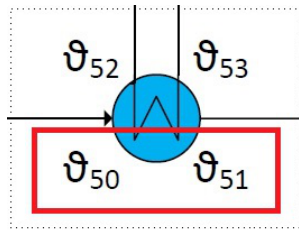


Abbildung 3.4: Systemgrenze 1 - Sole-Seite rot markiert

3.3.1 Randbedingungen und Anfangswerte wählen

Für folgende Berechnungen wird von einem Wärmestrom von $\dot{Q} = 20000\text{W}$ ausgegangen. Die Eingangstemperatur der Sole in den Wärmeübertrager wird gewählt mit $\vartheta_{50} = 11^\circ\text{C}$ und die Ausgangstemperatur mit $\vartheta_{51} = 17^\circ\text{C}$. Die Sole-Seite ist die wärmeaufnehmende Seite. Die mittlere Temperaturdifferenz wird mit der Formel 3.1 berechnet:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\vartheta_{Ein} + \vartheta_{Aus}}{2} \quad (3.1)$$

In diesem Fall ist $\vartheta_{Ein} = \vartheta_{50}$ und $\vartheta_{Aus} = \vartheta_{51}$. Das Ergebnis der mittleren Temperaturdifferenz beträgt $\Delta\vartheta_m = 14^\circ\text{C}$. Die Tabelle 3.4 zeigt alle bisher wichtigen Daten der Absorptionskältemaschine. Die Kennwerte wurden für $\Delta\vartheta_m = 14^\circ\text{C}$ aus Diagrammen abgelesen [20]. Die Sole auf der Sole-Seite und im neuen Kreislauf besteht aus 34% Antifrogen.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmestrom	\dot{Q}	20000	W
Eingangstemperatur	ϑ_{50}	11	$^\circ\text{C}$
Ausgangstemperatur	ϑ_{51}	17	$^\circ\text{C}$
mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	14	$^\circ\text{C}$
spezifische Wärmekapazität	c_p	3640	J/kgK
Dichte	ρ	1053	kg/m^3
kinematische Viskosität	ν	0,0000035	m^2/s
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,472	W/mK

Tabelle 3.4: Daten und Werte der Absorptionskältemaschine aus Diagrammen für mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$

3.3.2 Wärmeübertrager als Rechenbeispiel

Zur Berechnung der Wärmeübertragungsfläche werden die Abmessungen des Wärmeübertragers benötigt. Daher wurde als Rechenbeispiel das Modell AlfaLaval CB30 ausgewählt (siehe Datenblatt in den Anhängen zum Kapitel 3). Die Tabelle 3.5 zeigt die benötigten Abmessungen auf einen Blick.

3.3.3 Massenstrom

Der Massenstrom wird nach der Formel 3.2 berechnet.

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}}{c_{p1} \cdot (\vartheta_{gro\beta} - \vartheta_{klein})} \quad (3.2)$$

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Breite	b	0,113	m
Länge	l	0,313	m
Spaltbreite	s	0,00201	m
Dicke einer Platte	d	0,0003	m
Fläche einer Platte	A_{Pl}	0,029	m^2

Tabelle 3.5: Abmessungen des Wärmeübertragers

Um kein negatives Ergebnis im Nenner zu erhalten, wird die kleinere Temperatur von der größeren subtrahiert. In diesem Fall ist $\vartheta_{gro\ddot{o}B} = \vartheta_{51}$ und $\vartheta_{klein} = \vartheta_{50}$. Mit den Werten aus der Tabelle 3.4 ergibt sich für $\dot{m}_1 = 0,916 \text{ kg/s}$.

3.4 Dimensionslose Kennzahlen der Sole-Seite

Im Folgenden werden die dimensionslosen Kennzahlen ausgerechnet. Diese sind die Reynolds-, Prandtl- und Nußeltzahl und müssen jeweils für beide Seiten des Wärmeübertragers berechnet werden. Mit diesen Zahlen wird anschließend der Wärmeübergangskoeffizient und dann der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet. Die Stoffwerte für die mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m = 14^\circ C$ sind in Tabelle 3.4 gegeben.

Reynoldszahl

Um die Formel 3.7 anwenden zu können, muss die Geschwindigkeit w der Strömung berechnet werden. Dafür wiederum muss der Volumenstrom \dot{V} mit der Formel 3.3 berechnet werden.

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_1} \quad (3.3)$$

Durch Einsetzen der Dichte aus Tabelle 3.4 und des errechneten Massenstroms ergibt sich für den Volumenstrom $\dot{V} = 0,00086966 \text{ m}^3/\text{s}$. Die Fläche A_{quer} ist die Querschnittsfläche des durchströmten Spaltes. Für die Berechnung dieser Fläche wird die Breite einer Platte und die Spaltbreite benötigt. Beide Werte sind in Tabelle 3.5 gegeben. Mit der Formel 3.4 erhält man die Fläche $A_{quer} = 0,000227 \text{ m}^2$.

$$A_{quer} = b \cdot s \quad (3.4)$$

Die Geschwindigkeit kann mit der Formel 3.5 berechnet werden.

$$w_1 = \frac{\dot{V}}{A_{quer}} \quad (3.5)$$

Die Geschwindigkeit beträgt demnach $w_1 = 3,829 \text{ m/s}$. Für die Berechnung der Reynoldszahl wird zunächst der hydraulische Durchmesser benötigt. Mit der Formel 3.6 erhält man das Ergebnis $d_h = 0,00402 \text{ m}$.

$$d_h = 2 \cdot s \quad (3.6)$$

Die Formel für die Reynoldszahl wurde aus dem VDI Wärmeatlas [14] entnommen und gilt für einen ebenen Spalt. Die Formel lautet:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_h}{\nu_1} \quad (3.7)$$

Die Reynoldszahl beträgt $Re_1 = 4397,8$. Da die Zahl nicht zwischen $3 \cdot 10^4 \leq Re < 10^6$ sondern deutlich unter $3 \cdot 10^4$ liegt, ist die Strömung laminar. Diese Information wird für die Berechnung der Nufeltzahl benötigt.

Prandtlzahl

Für die Berechnung der Prandtlzahl mit der Formel 3.9 wird zuerst die dynamische Viskosität η_1 berechnet. Die kinematische Viskosität ν_1 und die Dichte ρ_1 sind in der Tabelle 3.4 gegeben.

$$\eta_1 = \nu_1 \cdot \rho_1 \quad (3.8)$$

Die dynamische Viskosität beträgt $\eta_1 = 0,0036855 \text{ kg/ms}$. Nun kann die Prandtlzahl berechnet werden. Die spezifische Wärmekapazität c_{p1} und die Wärmeleitfähigkeit λ_1 sind ebenfalls in der Tabelle 3.4 gegeben.

$$Pr_1 = \frac{\eta_1 \cdot c_{p1}}{\lambda_1} \quad (3.9)$$

Die Prandtlzahl beträgt $Pr = 28,422$.

Nufeltzahl

Um die Nufeltzahl Nu mit der Formel 3.11 berechnen zu können, müssen zuerst die Werte Nu_1 und Nu_2 bestimmt und berechnet werden. Nu_1 ist die Nufeltzahl bei hydrodynamisch ausgebildeter Laminarströmung. Die Zahl wurde von einer ganzen Reihe von Autoren berechnet und lautet $Nu_1 = 7,541$. Sie gilt für eine Wärmeübertragung an beiden Seiten des Spaltes. Für große Werte $RePrd_h/l$ gilt die Zahl Nu_2 und die Formel lautet folgendermaßen:

$$Nu_2 = 1,841 \cdot \sqrt[3]{Re \cdot Pr \cdot \frac{d_h}{l}} \quad (3.10)$$

Die zweite Nufeltzahl beträgt $Nu_2 = 21,556$. Die Berechnung der Nufeltzahl erfolgt mit der Formel 3.11.

$$Nu = \sqrt[3]{Nu_1^3 + Nu_2^3} \quad (3.11)$$

Die Nufeltzahl beträgt somit $Nu = 21,86$.

3.5 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche in Systemgrenze 1 - neuer Kreislauf

Hier folgt nun die Berechnung der dimensionslosen Kennzahlen für den neuen Kreislauf in Systemgrenze 1 (siehe Abbildung 3.3 und 3.5). Anschließend werden die Wärmeübergangskoeffizienten, der Wärmedurchgangskoeffizient und die Wärmeübertragungsfläche berechnet.

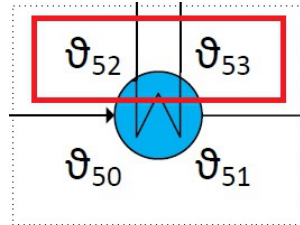


Abbildung 3.5: Systemgrenze 1 - neuer Kreislauf rot markiert

3.5.1 Randbedingungen und Temperaturen im neuen Kreislauf

Nun werden die Temperaturen ϑ_{52} und ϑ_{53} des Wärmeübertragers in der Systemgrenze 1 des neuen Kreislaufs berechnet. Diese beiden Temperaturen werden anhand des Pinch-Points berechnet. Der Pinch-Point ist der Temperaturunterschied, wo gerade noch eine Wärmeübertragung stattfindet. Dieser ist festgelegt auf 3°C . Die Eingangstemperatur ϑ_{60} in den Wärmetauscher 2 auf der Kühlwasser-Seite wird mit $\vartheta_{60} = 36^{\circ}\text{C}$ angenommen. Die Eingangs- und Ausgangstemperatur des neuen Kreislaufs werden dann wie folgt berechnet:

$$\vartheta_{52} = \vartheta_{51} + 3^{\circ}\text{C} = 20^{\circ}\text{C}$$

$$\vartheta_{53} = \vartheta_{60} - 3^{\circ}\text{C} = 33^{\circ}\text{C}$$

Durch Einsetzen der Temperaturen ϑ_{52} und ϑ_{53} in die Formel 3.1 erhält man die mittlere Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta_m = 26,5^{\circ}\text{C}$. Anschließend werden dann die Kennwerte aus den Diagrammen abgelesen. Die Tabelle 3.6 zeigt alle Werte auf einen Blick.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Eingangstemperatur	ϑ_{53}	33	$^{\circ}\text{C}$
Ausgangstemperatur	ϑ_{52}	20	$^{\circ}\text{C}$
mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	26,5	$^{\circ}\text{C}$
spezifische Wärmekapazität	c_p	3670	J/kgK
Dichte	ϱ	1047	kg/m^3
kinematische Viskosität	ν	0,0000021	m^2/s
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,474	W/mK

Tabelle 3.6: Daten und Werte aus Diagrammen für mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$

3.5.2 Massenstrom

Für die Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf werden die Temperaturen ϑ_{52} und ϑ_{53} , sowie die spezifische Wärmekapazität c_{p2} aus der Tabelle 3.6 benötigt. Durch

Einsetzen dieser Werte in die Formel 3.2, wobei $\vartheta_{\text{gro\ss}} = \vartheta_{53}$ und $\vartheta_{\text{klein}} = \vartheta_{52}$ ist, ergibt sich für den Massenstrom der Wert $\dot{m}_2 = 0,419 \text{ kg/s}$.

3.6 Dimensionslose Kennzahlen des neuen Kreislaufs

Für die folgenden dimensionslosen Kennzahlen sind die Stoffwerte für die mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m = 26,5^\circ\text{C}$ in der Tabelle 3.6 gegeben.

Reynoldszahl

Um die Reynoldszahl für den neuen Kreislauf berechnen zu können, muss erneut zuerst der Volumenstrom \dot{V} mit der Formel 3.3 ausgerechnet werden. Anschließend kann die Geschwindigkeit mit der Formel 3.5 berechnet werden.

Alle Werte, die zur Berechnung der Reynoldszahl nötig sind, sind in Tabelle 3.7 gegeben. Die Vorgehensweise ist analog zu Kapitel 3.4.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Massenstrom	\dot{m}_2	0,419	kg/s
Dichte	ρ_2	1047	kg/m^3
Volumenstrom	\dot{V}	0,0004	m^3/s
Flächenquerschnitt	A_{quer}	0,000227	m^2
Geschwindigkeit	w_2	1,763	m/s
Hydraulischer Durchmesser	d_h	0,00402	m
Kinematische Viskosität	ν_2	0,0000021	m^2/s

Tabelle 3.7: Werte zur Berechnung der Reynoldszahl

Nun kann mit der Formel 3.7 die Reynoldszahl ausgerechnet werden. Die Reynoldszahl lautet somit $Re = 3374,5$. Dieses Ergebnis liegt ebenfalls unter $3 \cdot 10^4$ und ist daher auch eine laminare Strömung.

Prandtlzahl

Für die Berechnung der Prandtlzahl wird erneut zuerst die dynamische Viskosität berechnet. Die Stoffwerte hierfür sind in der Tabelle 3.6 gegeben. Nach Berechnung mit der Formel 3.8 ergibt sich für die dynamische Viskosität $\eta_2 = 0,0021987 \text{ kg/ms}$.

Dieses Ergebnis und die benötigten Stoffwerte aus der Tabelle 3.6 werden nun in die Formel 3.9 eingesetzt und es ergibt sich für die Prandtlzahl $Pr_2 = 17,02$.

Nußeltzahl

Die Nußeltzahl Nu_1 ist wie auf der Sole-Seite $Nu_1 = 7,541$, da die Reynoldszahl auch hier zeigt, dass die Strömung laminar ist. Die Reynolds- und Prandtlzahl werden erneut in die Formel 3.10 eingesetzt und man erhält das Ergebnis $Nu_2 = 16,635$.

Beide Nußeltzahlen Nu_1 und Nu_2 in die Formel 3.11 eingesetzt ergibt $Nu = 17,14$.

3.7 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

Aus den ermittelten Nusseltzahlen können anschließend die Wärmeübergangskoeffizienten berechnet werden. Die allgemeine Formel lautet:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda} \quad (3.12)$$

Diese Formel muss noch umgestellt werden, damit die Wärmeübergangskoeffizienten berechnet werden können. Für folgende Berechnungen wird also die Formel 3.13 verwendet.

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_h} \quad (3.13)$$

Die Tabelle 3.8 zeigt alle wichtigen Werte für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Sole-Seite und im neuen Kreislauf.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Nusseltzahl Sole-Seite	Nu_1	21,86	
Nusseltzahl neuer Kreislauf	Nu_2	17,14	
Wärmeleitfähigkeit Sole-Seite	λ_1	0,472	W/mK
Wärmeleitfähigkeit neuer Kreislauf	λ_2	0,474	W/mK
Hydraulischer Durchmesser	d_h	0,00402	m

Tabelle 3.8: Werte zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

Auf der Sole-Seite

Die Werte Nu_1 , λ_1 und d_h aus der Tabelle 3.8 werden in die Formel 3.13 eingesetzt. Der Wärmeübergangskoeffizient beträgt somit $\alpha_1 = 2566,62W/m^2K$.

Im neuen Kreislauf

Für den Wärmeübergangskoeffizienten im neuen Kreislauf werden die Werte Nu_2 , λ_2 und d_h in die Formel 3.13 eingesetzt und man erhält als Ergebnis $\alpha_2 = 2020,6W/m^2K$.

3.8 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten

Der Wärmedurchgangskoeffizient k ist entscheidend für die Berechnung der Wärmeübertragungsfläche $A_{wü}$. Sie beschreibt die Kombination aus Wärmeleitung und Konvektion. Die Wärmeleitfähigkeit $\lambda = 15W/mK$ gilt für nichtrostende Edelstähle bei $20^\circ C$ [21]. Die Tabelle 3.9 zeigt zusammengefasst alle wichtigen Werte.

Es muss zunächst die Formel 2.8 umgestellt werden um die Formel 3.14 zu erhalten. Genauer genommen wird lediglich der Kehrwert angewendet. Mit den Werten aus der Tabelle 3.9 und der Formel 3.14 kann nun der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet werden.

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} \quad (3.14)$$

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmeübergangskoeffizient Sole-Seite	α_1	2566,62	W/m^2K
Wärmeübergangskoeffizient neuer Kreislauf	α_2	2020,6	W/m^2K
Spaltbreite	s	0,00402	m
Wärmeleitfähigkeit	λ	15	W/mK

Tabelle 3.9: Werte zur Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten

Der Wärmedurchgangskoeffizient beträgt $k = 981,8 W/m^2K$.

3.9 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche

Nach der Ermittlung des Wärmedurchgangskoeffizienten k folgt nun abschließend die Berechnung der Wärmeübertragungsfläche $A_{wü}$. Dazu wird die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{log}$ benötigt und um diese Temperaturdifferenz mit der Formel 3.17 berechnen zu können werden zuerst die Temperaturen $\Delta\vartheta_{gr}$ und $\Delta\vartheta_{kl}$ berechnet.

$$\Delta\vartheta_{gr} = \vartheta_{53} - \vartheta_{51} = 33^\circ C - 17^\circ C = 16^\circ C \quad (3.15)$$

$$\Delta\vartheta_{kl} = \vartheta_{52} - \vartheta_{50} = 20^\circ C - 11^\circ C = 9^\circ C \quad (3.16)$$

Mit den errechneten Temperaturen und der Formel 3.17 beträgt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{log} = 12,166^\circ C$.

$$\Delta\vartheta_{log} = \frac{\Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl}}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_{gr}}{\Delta\vartheta_{kl}}\right)} \quad (3.17)$$

Die Wärmeübertragungsfläche $A_{wü}$ wird dann mit der Formel 3.18 berechnet.

$$A_{wü} = \frac{\dot{Q}}{\Delta\vartheta_{log} \cdot k} \quad (3.18)$$

Aus dieser berechneten Wärmeübertragungsfläche $A_{wü} = 1,674m^2$ und der bekannten Fläche einer Platte $A_{Pl} = 0,029m^2$ kann die Anzahl der benötigten Platten berechnet werden. Die Fläche einer Platte ist eine Angabe vom Hersteller und ist in der Tabelle 3.5 ebenfalls angegeben. Die Berechnung erfolgt mit der Formel 3.19 und lautet:

$$n = \frac{A_{wü}}{A_{Pl}} \quad (3.19)$$

Nach Einsetzen der Flächen erhält man das Ergebnis $n = 57,74$. Da eine Plattenanzahl von 57,74 nicht zu realisieren ist wird dieser Wert aufgerundet auf 58 Platten. Da sich die Plattenanzahl geändert hat, muss die neue tatsächliche Wärmeübertragungsfläche berechnet werden und das geschieht mit der Formel 3.20.

$$A_{wü,neu} = n \cdot A_{Pl} \quad (3.20)$$

Die Ergebnis für die Wärmeübertragungsfläche beträgt $A_{wü} = 1,682m^2$. Diese Fläche ist die benötigte Fläche für die Wärmeübertragung von der Sole-Seite zum neuen Kreislauf.

3.10 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche in Systemgrenze 2 - Kühlwasser-Seite

In diesem Abschnitt wird der Wärmeübertrager in Systemgrenze 2 berechnet. Genauer genommen wird die Kühlwasser-Seite berechnet, die in der Abbildung 3.6 mit rot markiert ist. Dieser Wärmeübertrager soll die Wärme des Kühlwassers aufnehmen und durch den Wärmeübertrager 1 an die Sole übertragen. Der wesentliche Unterschied ist, dass es sich in diesem Wärmeübertrager um zwei verschiedene Medien handelt, nämlich Sole und Kühlwasser.

Die Berechnung dieser Wärmeübertragungsfläche ist im wesentlichen Analog zu Kapitel 3.3 bis 3.9. Daher wird auf eine erneute ausführliche Erklärung zu den Berechnungen verzichtet.

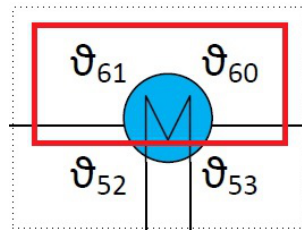


Abbildung 3.6: Systemgrenze 2 - Kühlwasser-Seite rot markiert

3.10.1 Berechnung der Temperaturen

Es folgt hier die Berechnung der Ausgangstemperatur ϑ_{61} des Kühlwassers aus dem Wärmeübertrager 2. Die Eingangstemperatur wurde mit $\vartheta_{60} = 36^\circ\text{C}$ angenommen. Die spezifische Wärmekapazität beträgt für diese Temperaturen $c_p = 4180\text{J/kgK}$. Der Massenstrom wird mit $\dot{m}_3 = 1,381\text{kg/s}$ angenommen. Die Ausgangstemperatur wird nach Umstellen der Formel 3.2 mit der Formel 3.21 berechnet und beträgt $\vartheta_{61} = 32,54^\circ\text{C}$.

$$\vartheta_{61} = \vartheta_{60} - \frac{\dot{Q}}{c_p \cdot \dot{m}_3} \quad (3.21)$$

3.10.2 Randbedingungen

Mit der errechneten mittleren Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta_m = 34,27^\circ\text{C}$ mit der Formel 3.1 werden dann die Kennwerte aus den Diagrammen abgelesen. Die Tabelle 3.10 zeigt alle Werte auf einen Blick.

3.11 Dimensionslose Kennzahlen

In den nächsten Abschnitten erfolgt die Berechnung der Reynolds-, Prandtl- und Nusseltzahl für die Kühlwasser-Seite. Die Berechnung der Reynolds- und Prandtlzahl erfolgt analog zu Kapitel 3.4.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Massenstrom	\dot{m}_3	1,381	kg/s
Eingangstemperatur	ϑ_{60}	36	$^{\circ}C$
Ausgangstemperatur	ϑ_{61}	32,54	$^{\circ}C$
mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	34,27	$^{\circ}C$
spezifische Wärmekapazität	c_p	4180	J/kgK
Dichte	ρ	993	kg/m^3
kinematische Viskosität	ν	0,00000072	m^2/s
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,624	W/mK

Tabelle 3.10: Daten und Werte aus Diagrammen für mittlere Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$

Reynoldszahl

Es wird zunächst der Volumenstrom benötigt für die Berechnung der Reynoldszahl. Dieser beträgt mithilfe der Werte aus der Tabelle 3.10 und der Formel 3.3, $\dot{V} = 0,00139m^3/s$. Die Geschwindigkeit wird mit der Formel 3.5 berechnet und beträgt $w_2 = 6,123m/s$. Die Tabelle 3.11 zeigt die errechneten und wichtigen Werte für die Berechnung der Reynoldszahl. Alle anderen benötigten Werte werden aus der Tabelle 3.10 entnommen.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Volumenstrom	\dot{V}	0,00139	m^3/s
Flächenquerschnitt	A_{quer}	0,000227	m^2
Geschwindigkeit	w_3	6,123	m/s
Hydraulischer Durchmesser	d_h	0,00402	m

Tabelle 3.11: Werte für die Berechnung der Reynoldszahl

Nach Einsetzen von w_3 , d_h und ν in die Formel 3.7 erhält man für die Reynoldszahl $Re = 34187,2$. Da die Reynoldszahl in diesem Fall zwischen $3 \cdot 10^4 \leq Re < 10^6$ liegt, ist die Strömung turbulent. Diese Information wird für die Berechnung der Nußeltzahl benötigt.

Prandtlzahl

Für die Berechnung der Prandtlzahl wird erneut erst die dynamische Viskosität mit den Werten aus der Tabelle 3.10 und der Formel 3.8 berechnet. Dieser beträgt $\eta_3 = 0,000715kg/ms$.

Anschließend erhält man mit der Formel 3.9 die Prandtlzahl $Pr_3 = 4,789$.

Nußeltzahl

Die Reynoldszahl hat gezeigt, dass die Strömung auf der Kühlwasser-Seite turbulent ist. Aus dem VDI-Wärmeatlas [14] wird die dementsprechende Formel für die Nußeltzahl für turbulente Strömungen entnommen. Für die Berechnung der Nußeltzahl mit der Formel 3.23 wird der Druckverlustbeiwert ξ benötigt. Dieser berechnet sich wie folgt:

$$\xi = (1,8 \cdot \log_{10}(Re) - 1,5)^{-2} \quad (3.22)$$

Der Druckverlustbeiwert beträgt $\xi = 0,0225$. Die Tabelle 3.12 zeigt alle Werte zur Berechnung der Nußeltzahl mit der Formel 3.23.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Reynoldszahl	Re	34187,2	
Prandtlzahl	Pr	4,789	
Druckverlustbeiwert	ξ	0,0225	
hydraulischer Durchmesser	d_h	0,00402	m
Plattenlänge	l	0,313	m

Tabelle 3.12: Werte für die Berechnung der Nusseltzahl

$$Nu = \frac{(\xi/8) Re \cdot Pr}{1 + 12,7\sqrt{\xi/8} (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_h}{l} \right)^{2/3} \right] \quad (3.23)$$

Nach Einsetzen der Werte ergibt sich die Nusseltzahl $Nu = 217,11$.

3.12 Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlwasser-Seite

Aus der ermittelten Nusseltzahl wird der Wärmeübergangskoeffizient für die Kühlwasser-Seite berechnet. Der Wärmeübergangskoeffizient für den neuen Kreislauf ist bereits im Abschnitt 3.7 bereits berechnet worden.

Die Tabelle 3.13 zeigt alle wichtigen Werte für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Kühlwasser-Seite.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Nusseltzahl	Nu	217,11	
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,624	W/mK
Hydraulischer Durchmesser	d_h	0,00402	m

Tabelle 3.13: Werte für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten

Die Werte aus der Tabelle 3.13 werden in die Formel 3.13 eingesetzt. Der Wärmeübergangskoeffizient lautet somit $\alpha_3 = 33700,646 W/m^2K$.

3.13 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten

Die Tabelle 3.14 zeigt alle wichtigen Werte für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten für den Wärmeübertrager 2 auf der Kühlwasser-Seite.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmeübergangskoeffizient neuer Kreislauf	α_2	2020,6	W/m^2K
Wärmeübergangskoeffizient Kühlwasser-Seite	α_3	33700,6	W/m^2K
Spaltbreite	s	0,00402	m
Wärmeleitfähigkeit	λ	15	W/mK

Tabelle 3.14: Werte für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten

Mit den Werten aus der Tabelle 3.14 und der Formel 3.14 kann nun der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet werden. Der Wärmedurchgangskoeffizient beträgt $k = 1518,43 W/m^2K$.

3.14 Berechnung der Wärmeübertragungsfläche

Es folgt abschließend die Berechnung der Wärmeübertragungsfläche $A_{wü}$. Für die Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz werden erst die Temperaturen $\Delta\vartheta_{gr}$ und $\Delta\vartheta_{kl}$ berechnet.

$$\Delta\vartheta_{gr} = \vartheta_{61} - \vartheta_{52} = 32,54^{\circ}C - 20^{\circ}C = 12,54^{\circ}C \quad (3.24)$$

$$\Delta\vartheta_{kl} = \vartheta_{60} - \vartheta_{53} = 36^{\circ}C - 33^{\circ}C = 3^{\circ}C \quad (3.25)$$

Mit diesen errechneten Temperaturen kann nun die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz mit der Formel 3.17 berechnet werden und dieser beträgt $\Delta\vartheta_{log} = 6,668^{\circ}C$.

Die Wärmeübertragungsfläche $A_{wü}$ wird dann mit der Formel 3.18 berechnet und das Ergebnis lautet $A_{wü} = 1,975m^2$.

Mit der Formel 3.19 beträgt die Anzahl der benötigten Platten $n = 68,11$. Da auch bei diesem Wärmeübertrager eine Plattenanzahl von 68,11 nicht zu realisieren ist wird dieser Wert aufgerundet auf 69 Platten. Da sich die Plattenanzahl geändert hat, muss mit der Formel 3.20 die neue tatsächliche Wärmeübertragungsfläche berechnet werden. Die Fläche beträgt $A_{wü,neu} = 2,001m^2$.

Die Wärmeübertragungsfläche $A_{wü} = 2,001m^2$ ist die benötigte Fläche für die Wärmeübertragung vom neuen Kreislauf auf die Kühlwasser-Seite.

3.15 Wärmeübertrager wählen

Ein Wärmeübertrager mit einer exakten Wärmeübertragungsfläche wie der berechnete Wert ist schwierig zu realisieren. Es muss ein Wärmeübertrager gewählt werden, der zu den gewählten Randbedingungen passt und mindestens die errechnete Wärmeübertragungsfläche besitzt.

Ein sehr wichtiger Faktor ist der Wärmedurchgangskoeffizient k . Die Berechnung des k -Wertes unterscheidet sich je nach Hersteller und Plattenprofile.

3.15.1 Für Systemgrenze 1

Der Wärmeübertrager, der als Rechenbeispiel gewählt wurde, eignet sich sehr gut für diese Randbedingungen. Nach ausführlicher Recherche nach Wärmeübertragern ist die Entscheidung auf das Model CB30 von Alfa Laval gefallen. Die Randbedingungen wurden dem Hersteller gegeben, damit ein Angebot erstellt werden kann. Das Angebot liegt als Anhang in dieser Arbeit vor (Anhänge zum Kapitel 3) und die wichtigsten Daten sind in der Tabelle 3.15 zusammengefasst. In dem Angebot schlägt der Hersteller eine Plattenanzahl von $n = 24$ vor. Somit ist die genaue Bezeichnung des Wärmeübertragers auf der Sole-Seite:

CB30-24H

Ergebnisse des Herstellers

In dem Angebot von Alfa Laval sind alle wichtigen Parameter und Ergebnisse angegeben. Das Angebot liegt als Anhang dieser Arbeit vor. Die wichtigsten Daten aus dem Angebot sind in der Tabelle 3.15 zusammengefasst.

Bezeichnung	Wert		Einheit
	Warme-Seite	Kalte-Seite	
Medium	34.0% Etylenglykol	34.0% Etylenglykol	
Dichte	1048	1053	kg/m^3
Massenstrom	1508	3296	kg/h
Eintrittstemperatur	33	11	$^{\circ}C$
Austrittstemperatur	20	17	$^{\circ}C$
Anzahl Platten	24		
Wärmeleistung	20		kW
Log. Temperaturdifferenz	12,2		K
k-Wert, saubere Beding.	3128		W/m^2K
k-Wert, verschm. Beding.	2572		W/m^2K
Wärmeübertragungsfläche	0,64		m^2
Flächenreserve	22,0		$\%$
Länge x Breite x Höhe	113 x 113 x 313		mm

Tabelle 3.15: Daten aus dem Angebot für Wärmeübertrager 1

Ein deutlicher Unterschied zu den Ergebnissen des Herstellers ist der k-Wert, also der Wärmedurchgangskoeffizient. Der Hersteller hat jeweils ein k-Wert für eine saubere Bedingung und verschmutzte Bedingung. Wenn man von dem Mittelwert von diesen beiden Werten ausgeht, dann ergibt sich ein k-Wert von $k \approx 2850W/m^2K$. Verglichen mit dem k-Wert, der in dieser Arbeit berechnet wurde mit $k = 981,8W/m^2K$, ist der Unterschied sehr groß. Die Unterschiede werden in Kapitel 3.15.2 begründet. Da der k-Wert abweicht, ist auch die Wärmeübertragungsfläche unterschiedlich. Die Flächenreserve von 22%, die unter diesen Randbedingungen nicht genutzt wird, ist die Fläche, die als Sicherheit dient.

Die Ergebnisse des Herstellers Alfa Laval wurden bestätigt durch ein Online - Berechnungsprogramm [10]. Die Abweichungen der Ergebnisse sind gering. Eine Übersicht der eingegebenen Werte und der Ergebnisse sind in den Anhängen zum Kapitel 3 vorhanden.

Ergebnisse für verschiedene Temperaturen

Der Hersteller wurde drum gebeten, mehrere Angebote für verschiedene Temperaturen zu erstellen. Da eine Angebotserstellung jedoch aufwendig ist, hat der Hersteller die verschiedenen Temperaturen in das firmeneigene Berechnungsprogramm eingetragen, um zumindest zu prüfen, welches Gerät für die jeweiligen Temperaturen geeignet ist (siehe Anhänge zum Kapitel 3, Angebote). Die Tabelle 3.16 zeigt die verschiedenen Temperaturen.

Für alle Temperaturen aus der Tabelle 3.16 hat das Berechnungsprogramm den selben Plattenwärmeübertrager vorgeschlagen. Bis hierhin könnte man also mit Gewissheit sagen, dass die gewählten Plattenwärmeübertrager geeignet und zuverlässig sind. Um noch mehr Gewissheit zu bekommen, wird ab dem Kapitel 3.16 eine Teillastberechnung durchgeführt.

[°C]	warme Seite		kalte Seite	
	Eingang	Ausgang	Eingang	Ausgang
	ϑ_{53}	ϑ_{52}	ϑ_{50}	ϑ_{51}
Durchgang 1	37	20	11	17
Durchgang 2	42	27	11	24
Durchgang 3	33	23	15	20
Durchgang 4	33	18	5	15

Tabelle 3.16: verschiedene Temperaturen für Wärmeübertrager 1

3.15.2 Für Systemgrenze 2

Für die Systemgrenze 2 wird ebenfalls der Wärmeübertrager von Alfa Laval vorgezogen. Auch die Randbedingungen des Wärmeübertragers in der Systemgrenze 2 wurden dem Hersteller für eine Angebotserstellung gegeben. Die wichtigsten Daten sind in der Tabelle 3.17 zusammengefasst. Der Hersteller schlägt im Angebot eine Plattenanzahl von $n = 34$ vor. Die genaue Bezeichnung für diesen Wärmeübertrager lautet:

CB30-34H

Ergebnisse des Herstellers

Das Angebot dieses Wärmeübertragers liegt ebenfalls als Anhang dieser Arbeit vor (Anhänge zum Kapitel 3). Die wichtigsten Daten aus dem Angebot sind in der Tabelle 3.17 zusammengefasst.

Bezeichnung	Wert		Einheit
	Warme-Seite	Kalte-Seite	
Medium	Wasser	34.0% Etylenglykol	
Dichte	992,8	1047	kg/m^3
Massenstrom	4307	1508	kg/h
Eintrittstemperatur	36	20	°C
Austrittstemperatur	32	33	°C
Anzahl Platten	34		
Wärmeleistung	20		kW
Log. Temperaturdifferenz	6,5		K
k-Wert, saubere Beding.	3419		W/m^2K
k-Wert, verschm. Beding.	3317		W/m^2K
Wärmeübertragungsfläche	0,93		m^2
Flächenreserve	3,0		%
Länge x Breite x Höhe	137 x 113 x 313		mm

Tabelle 3.17: Daten aus dem Angebot für Wärmeübertrager 2

Auch hier ist der k-Wert deutlicher unterschiedlich zu den Ergebnissen des Herstellers. Der k-Wert des Herstellers beträgt $k \approx 3350W/m^2K$ und der in dieser Arbeit errechnete k-Wert $k = 1518,4W/m^2K$. Die Wärmeübertragungsfläche weicht daher auch ab. Die Flächenreserve beträgt hier nur 3%.

Die Ergebnisse des Herstellers Alfa Laval wurden auch bei dem Wärmeübertrager 2 bestätigt durch ein Online - Berechnungsprogramm (Anhänge zum Kapitel 3, [10]).

Ergebnisse für verschiedene Temperaturen

Für den Wärmeübertrager 2 hat der Hersteller ebenfalls das Berechnungsprogramm mit mehrere Temperaturen durchlaufen lassen. Die Tabelle 3.18 zeigt die verschiedenen Temperaturen.

[°C]	warme Seite		kalte Seite	
	Eingang	Ausgang	Eingang	Ausgang
	ϑ_{60}	ϑ_{61}	ϑ_{52}	ϑ_{53}
Durchgang 1	40	36,5	20	37
Durchgang 2	45	41,5	27	42
Durchgang 3	36	32,5	23	33
Durchgang 4	36	32,5	18	33

Tabelle 3.18: verschiedene Temperaturen für Wärmeübertrager 2

Auch hier hat das Berechnungsprogramm für alle Temperaturen aus der Tabelle 3.16 den selben Plattenwärmeübertrager vorgeschlagen. Der gewählte Plattenwärmeübertrager ist für diese Randbedingungen geeignet, wird aber dennoch in der Teillastberechnung genauer analysiert.

Grund für die Abweichung

Einer der Gründe für die Abweichung des Wärmedurchgangskoeffizienten wäre, dass in den Berechnungen dieser Arbeit von platten Profilen ausgegangen wird. In der Realität haben die Platten meistens jedoch einen Rillenmuster. Der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet sich aus vielen Faktoren. Jeder Hersteller hat seine eigene Berechnung zu seinem Profil. Die unterschiedliche Wärmeübertragungsfläche folgt aus dem abweichenden k-Wert.

3.16 Teillastberechnung für den Wärmeübertrager in Systemgrenze 1

Unter Teillast versteht man die Berechnung des Betriebszustandes mit unterschiedlichen Werten. In diesem Fall mit unterschiedlichen Wärmeströmen, Massenströmen und Temperaturen. Die Teillastberechnungen zeigen, für welche Betriebszustände die Wärmeübertrager geeignet sind.

Die Teillastberechnung erfolgt nun über einen etwas andere Rechenweg als der übliche Rechenweg wie in den vorherigen Kapiteln dieser Arbeit. Da wir in diesen Berechnungen fest davon ausgehen, dass die beiden Wärmeübertrager gewählt wurden, sind die Abmessungen und Wärmeübertragungsflächen bekannt. Nachdem die Werte für den Wärmestrom, Massenstrom und Temperaturen gewählt und die Berechnung durchgeführt wurde, erhält man einen neuen Wärmestrom, den man wiederum als Anfangswert annimmt für eine neue Berechnung mit dem selben Rechenweg. Dieser Vorgang wird so lange durchgeführt, bis sich der Wärmestrom bei einem Wert einpendelt und nicht mehr ändert. Die Berechnung wird hier einmal ausführlich dargestellt. Die Ergebnisse der iterativen Berechnung mit verschiedenen Anfangswerten erfolgt dann in tabellarischer Form.

Anfangswerte wählen

Für den Wärmestrom wird zu Beginn ein Wert von $\dot{Q} = 10000W$ gewählt. Um die Massenströme einigermaßen realistisch wählen zu können, werden die vorherigen Berechnungen angeschaut. Somit wurden für die Massenströme die Werte $\dot{m}_1 = 1,0kg/s$ und $\dot{m}_2 = 0,6kg/s$ gewählt.

Für die Temperaturen werden jeweils beide Eingangstemperaturen eines Wärmeübertragers als bekannt angenommen. Diese sind $\vartheta_{50} = 11^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ C$. Diese Werte werden anschließend jeweils variiert. Die dementsprechenden spezifischen Wärmekapazitäten betragen $c_{p1} = 3640J/kgK$ und $c_{p2} = 3670J/kgK$.

Da der Wärmeübertrager bekannt ist, ist auch die Wärmeübertragungsfläche gegeben mit $A_{wü} = 2,1m^2$. Diesen Wert erhält man, wenn man dem vorher errechneten Wert von $A_{wü} = 1,68m^2$ die Reservefläche von 22% dazu addiert, wie es im Angebot von Alfa Laval ebenfalls vermerkt ist für den Wärmeübertrager in Systemgrenze 1.

Die Tabelle 3.19 zeigt eine Zusammenfassung der gewählten Anfangswerte.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmestrom	\dot{Q}	10000	W
Massenstrom Sole-Seite	\dot{m}_1	1,0	kg/s
Massenstrom neuer Kreislauf	\dot{m}_2	0,6	kg/s
Eingangstemperatur Sole-Seite	ϑ_{50}	11	$^\circ C$
Eingangstemperatur neuer Kreislauf	ϑ_{53}	33	$^\circ C$
spezifische Wärmekapazität Sole-Seite	c_{p1}	3640	J/kgK
spezifische Wärmekapazität neuer Kreislauf	c_{p2}	3670	J/kgK
Wärmeübertragungsfläche	$A_{wü}$	2,1	m^2

Tabelle 3.19: Anfangswerte für die Teillastberechnung in Systemgrenze 1

3.16.1 Berechnung der Ausgangstemperaturen

Auf der Sole-Seite

Um die Ausgangstemperatur berechnen zu können, wird die Formel 3.26 nach der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta$ umgestellt und es ergibt sich die Formel 3.27.

$$\dot{Q} = c_{p1} \cdot \dot{m}_1 \cdot \Delta\vartheta \quad (3.26)$$

Die Temperaturdifferenz lautet nach Umstellung:

$$\Delta\vartheta = \frac{\dot{Q}}{c_{p1} \cdot \dot{m}_1} \quad (3.27)$$

Nach Einsetzen der Werte aus der Tabelle 3.19 erhält man die Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta = 2,75K$. Aus der Temperaturdifferenz kann nun die Ausgangstemperatur ϑ_{51} bestimmt werden. Nach der Formel 3.28 beträgt die Temperatur $\vartheta_{51} = 13,75^\circ C$.

$$\vartheta_{51} = \Delta\vartheta + \vartheta_{50} \quad (3.28)$$

Im neuen Kreislauf

Analog zu Kapitel 3.16.1 wird nun die Ausgangstemperatur des neuen Kreislaufs im Wärmeübertrager 1 berechnet. Mit der Formel 3.27 erhält man nach Einsetzen von \dot{Q} , c_{p2} und \dot{m}_2 für die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta = 4,54K$.

$$\vartheta_{52} = \vartheta_{53} - \Delta\vartheta \quad (3.29)$$

Mithilfe der Formel 3.29 beträgt dann die Ausgangstemperatur $\vartheta_{52} = 28,46^\circ C$.

3.16.2 Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz

Aus den ermittelten Ausgangstemperaturen kann nun die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz berechnet werden. Nachdem $\Delta\vartheta_{gr}$ (Formel 3.15) und $\Delta\vartheta_{kl}$ (Formel 3.16) ausgerechnet und in die Formel 3.17 eingesetzt wurden, beträgt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{log} = 18,34^\circ C$.

3.16.3 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten

Da die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten sehr aufwendig ist, wird hier nur auf die Kapitel 3.4 bis 3.7 verwiesen, in der die Berechnungen und die vorgehensweise ausführlich erläutert sind. In der Tabelle 3.20 sind die Ergebnisse für alle einzelnen Werte und Kennzahlen angegeben.

Nachdem alle benötigten Werte und Kennzahlen ermittelt wurden, kann mit der Formel 3.14 der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet werden und dieser beträgt $k = 1046,99 W/m^2K$.

3.16.4 Berechnung des neuen Wärmestroms

Nach Umstellen der Formel 3.18 erhält man die Formel 3.30. Die errechneten Werte werden nun in die Formel 3.30 eingesetzt, um den neuen Wärmestrom auszurechnen.

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta\vartheta_{log} \quad (3.30)$$

Der neue Wärmestrom beträgt $\dot{Q} = 40324W$. Dieses Ergebnis ist erheblich höher als der zu Beginn gewählte Wärmestrom von $\dot{Q} = 10000W$. Im folgenden Abschnitt wird auf dieses Problem eingegangen.

3.16.5 Iteration

Zu Beginn wurde ein Wärmestrom von $\dot{Q} = 10000W$ eingesetzt. Nun wird das Ergebnis der Berechnung als Startwert gesetzt. Das heißt, dass anstelle von $\dot{Q} = 10000W$ nun $\dot{Q} = 40324W$ steht. Dieser Vorgang wird Iteration genannt und wird so lange wiederholt, bis sich der Startwert dem Ergebnis gleicht oder zumindest nur sehr wenig abweicht.

Für diese Berechnung wurde die Iteration in Tabellenform dargestellt (Tabelle 3.21), und zwar jeweils mit dem Anfangswert und dem Endwert. Ausführliche Excel-Tabellen sind in den Anhängen zum Kapitel 3.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Sole-Seite			
mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	12,37	$^{\circ}C$
Dichte	ρ	1047	kg/m^3
kinematische Viskosität	ν	0,0000029	m^2/s
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,472	W/mK
Volumenstrom	\dot{V}	0,00096	m^3/s
Geschwindigkeit	w	4,205	m/s
Reynoldszahl	Re	5829,172	
Dynamische Viskosität	ν	0,00304	kg/ms
Pandtlzahl	Pr	23,415	
Nußeltzahl 1	Nu_1	7,541	
Nußeltzahl 2	Nu_2	22,198	
Nußeltzahl	Nu	22,484	
Wärmeübergangskoeffizient	α	2639,98	
Neuer-Kreislauf			
mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	30,73	$^{\circ}C$
Dichte	ρ	1038	kg/m^3
kinematische Viskosität	ν	0,0000018	m^2/s
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,475	W/mK
Volumenstrom	\dot{V}	0,00058	m^3/s
Geschwindigkeit	w	2,545	m/s
Reynoldszahl	Re	5683,723	
Dynamische Viskosität	ν	0,00187	kg/ms
Pandtlzahl	Pr	14,435	
Nußeltzahl 1	Nu_1	7,541	
Nußeltzahl 2	Nu_2	18,734	
Nußeltzahl	Nu	19,133	
Wärmeübergangskoeffizient	α	2260,75	

Tabelle 3.20: Ergebnisse für den k-Wert

Anfangswert [W]	Endwert [W]
10000	40326
40326	14647
14647	36558
	⋮
27885	25635
25635	27521
27521	25941
	⋮
26661,6	26663,2
26663,2	26661,8
26661,8	26662,9

Tabelle 3.21: Iterationsschritte der Wärmeströme

Die Berechnungen zeigen, dass sich der Wärmestrom bei ca. $\dot{Q} = 26662,9W$ einpendelt, das heißt er verändert sich kaum noch. Vom Anfangswert $\dot{Q} = 10000W$ zum Endwert $\dot{Q} = 26662,9W$ waren 62 Iterationsschritte nötig. Die Unterschiede der Ausgangs- und Endwerte in den ersten Iterationsschritten waren noch sehr groß, doch je näher man dem Endwert kam, desto kleiner wurden die Unterschiede.

3.16.6 Flussdiagramm zur Teillastberechnung in Systemgrenze 1

Das Flussdiagramm auf der Abbildung 3.7 ist eine Zusammenfassung der Kapitel 3.16 bis 3.16.5. Wenn der jeweils neu berechnete Wärmestrom mit der Formel $(\dot{Q}_i - \dot{Q}_{i+1})/\dot{Q}_i$ berechnet wird und nicht $< 0,0001$ beträgt, wird der neu berechnete Wärmestrom \dot{Q}_i als Startwert eingesetzt. Die Iterationsschritte werden so lange wiederholt, bis diese Berechnung $< 0,0001$ beträgt.

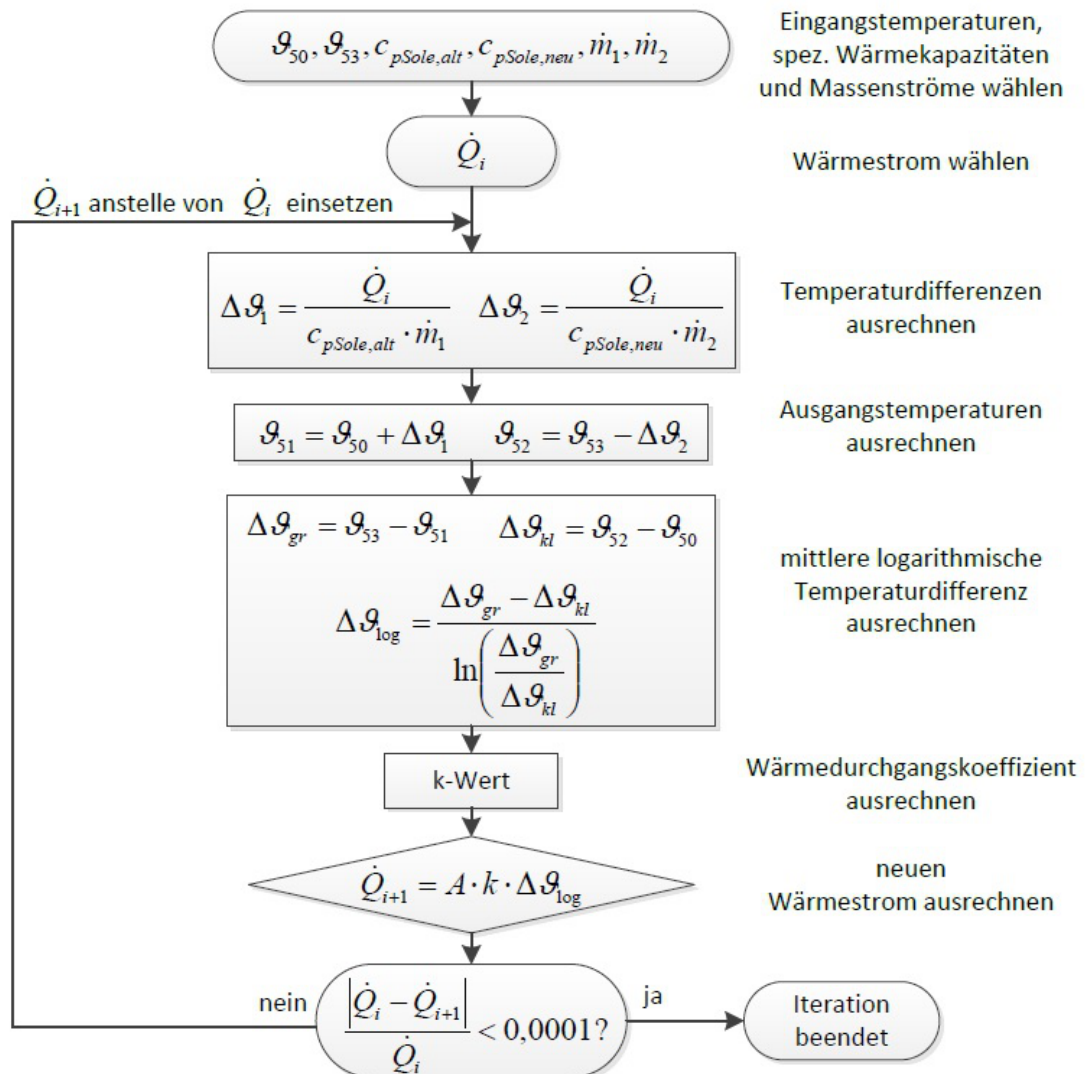


Abbildung 3.7: Flussdiagramm für die Teillastberechnung in Systemgrenze 1

3.16.7 Für verschiedene Temperaturen und Massenströme - mit Auswertung

Die Ermittlung des Wärmestroms erfolgt nun für verschiedene Temperaturen und Massenströme. Der Rechenweg ist analog zu Kapitel 3.16 bis 3.16.5 und daher wird auf eine ausführliche Berechnung verzichtet. Es wird lediglich das Ergebnis der Iteration angegeben. Die spezifischen Wärmekapazitäten sind bei allen Berechnungen identisch. In den folgenden Tabellen sind die Eingangstemperaturen, Massenströme und Wärmeströme angegeben.

Die Tabellen 3.22 bis 3.26 sind so zu verstehen, dass innerhalb einer Tabelle die selben Temperaturen gegeben sind, jedoch mit unterschiedlichen Massenströmen. Die Massenströme sind Erfahrungswerte aus den vorherigen Berechnungen. Dieser Vorgang wurde mit 5 verschiedenen Temperaturen durchgeführt.

Die Tabelle 3.22 zeigt die Iterationsdurchgänge für die Temperaturen $\vartheta_{50} = 11^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ\text{C}$. Bei den kleinen Massenströmen $\dot{m}_1 = 0,7$ und $\dot{m}_2 = 0,3$ wird ein Wärmestrom von $\dot{Q} = 18064\text{W}$ erreicht, was in Ordnung ist. Bei den Massenströmen $\dot{m}_1 = 1$ und $\dot{m}_2 = 0,6$ wird es dagegen knapp, da es eine obere Grenze gibt. Die obere Grenze beträgt ca. $\dot{Q} = 27700\text{W}$ bei den Massenströmen $\dot{m}_1 = 1,05$ und $\dot{m}_2 = 0,65$ (in der Tabelle 3.22 in rot dargestellt). Dieser Wert wurde analog zu den Berechnungen aus den Kapiteln 3.3 bis 3.9 geprüft.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{50} [°C]	ϑ_{53} [°C]	\dot{m}_1 [kg/s]	\dot{m}_2 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
27783	11	33	1,05	0,65	27784
26662	11	33	1	0,6	26662,8
24216	11	33	0,9	0,5	24216,7
21410	11	33	0,8	0,4	21411,2
18064	11	33	0,7	0,3	18063,6

Tabelle 3.22: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 11^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ\text{C}$

In der Tabelle 3.23 sind die Iterationsdurchgänge für die Temperaturen $\vartheta_{50} = 11^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{53} = 37^\circ\text{C}$ dargestellt. Bei diesen Durchgängen halten sich der Wärmestrome in einem angemessenen Bereich. Mit den kleinsten Massenströmen $\dot{m}_1 = 0,7$ und $\dot{m}_2 = 0,3$ wird ein angemessener Wärmestrom von $\dot{Q} = 21348\text{W}$ erreicht. Die obere Grenze beträgt ca. $\dot{Q} = 31500\text{W}$ bei den Massenströmen $\dot{m}_1 = 1$ und $\dot{m}_2 = 0,6$.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{50} [°C]	ϑ_{53} [°C]	\dot{m}_1 [kg/s]	\dot{m}_2 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
31510	11	37	1	0,6	31510,3
28619	11	37	0,9	0,5	28619,6
25303	11	37	0,8	0,4	25303,8
21348	11	37	0,7	0,3	32348,5

Tabelle 3.23: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 11^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{53} = 37^\circ\text{C}$

Die Iterationsdurchgänge in der Tabelle 3.24 sind für die Temperaturen $\vartheta_{50} = 11^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{53} = 42^\circ\text{C}$. Bei dem ersten Durchgang mit den Massenströmen $\dot{m}_1 = 1$ und $\dot{m}_2 = 0,6$ wird ein zu hoher Wärmestrom erreicht. Die Berechnung hat gezeigt, dass der maximale Wärmestrom $\dot{Q} = 36500\text{W}$ betragen darf (in rot angegeben).

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{50} [°C]	ϑ_{53} [°C]	\dot{m}_1 [kg/s]	\dot{m}_2 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
37570	11	42	1	0,6	37569,6
36500	11	42	0,97	0,57	36550
34123	11	42	0,9	0,5	34123,1
30170	11	42	0,8	0,4	30168,8
25453	11	42	0,7	0,3	25454,5

Tabelle 3.24: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 11^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 42^\circ C$

Die Tabelle 3.25 zeigt die Iterationsdurchgänge für die Temperaturen $\vartheta_{50} = 15^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ C$. Für diese Temperaturen wird bei einem Massenstrom von $\dot{m}_1 = 0,7$ und $\dot{m}_2 = 0,3$ ein Wärmestrom von $\dot{Q} = 14780W$ erreicht. Die obere Grenze beträgt ca. $\dot{Q} = 23600W$ bei den Massenströmen $\dot{m}_1 = 1,1$ und $\dot{m}_2 = 0,7$.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{50} [°C]	ϑ_{53} [°C]	\dot{m}_1 [kg/s]	\dot{m}_2 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
23600	15	33	1,1	0,7	23601
21815	15	33	1	0,6	21814,5
19813	15	33	0,9	0,5	19813,7
17518	15	33	0,8	0,4	17517,4
14780	15	33	0,7	0,3	14778,8

Tabelle 3.25: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 15^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ C$

In der Tabelle 3.26 sind ebenfalls auffällig hohe Wärmeströme berechnet und angegeben worden. Dies sind die Iterationsdurchgänge für die Temperaturen $\vartheta_{50} = 5^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ C$. Der Wärmestrom $\dot{Q} = 33933W$ mit den Massenströmen $\dot{m}_1 = 1$ und $\dot{m}_2 = 0,6$ ist etwas zu hoch. Für diese Temperaturen darf ein maximaler Wärmestrom von ca. $\dot{Q} = 33000W$ erreicht werden. Dies entspricht einem Massenstrom von $\dot{m}_1 = 0,97$ und $\dot{m}_2 = 0,57$.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{50} [°C]	ϑ_{53} [°C]	\dot{m}_1 [kg/s]	\dot{m}_2 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
33933	5	33	1	0,6	33934,9
33000	5	33	0,97	0,57	33000
30820	5	33	0,9	0,5	30821,6
27250	5	33	0,8	0,4	27249,6
22990	5	33	0,7	0,3	22990,9

Tabelle 3.26: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{50} = 5^\circ C$ und $\vartheta_{53} = 33^\circ C$

Das Diagramm in der Abbildung 3.8 ist eine Übersicht für die Tabellen 3.22 bis 3.26. Hier können die Wärmeströme für den Wärmeübertrager 1 schnell nachgeschaut werden. Das Diagramm ist so zu verstehen, dass in der x-Achse jeweils zwei Massenströme zusammengehören, und zwar die von der Sole-Seite und vom neuen Kreislauf. Die verschiedenen Temperaturen sind mit verschiedenen Farben dargestellt. Die Temperaturen sind die von den beiden Eingängen in den Wärmeübertrager 1. Nachdem die gewünschten Massenströme gefunden wurden und eine senkrechte bis zu den gewünschten Temperaturen gezogen wurde, wird an der y-Achse der Wärmestrom abgelesen. Die Kurven hören bei dem maximal zulässigem Wärmestrom auf. Es ist also auch hier zu erkennen, dass hohe Massenströme erreicht werden, je niedriger der Wärmestrom ist.

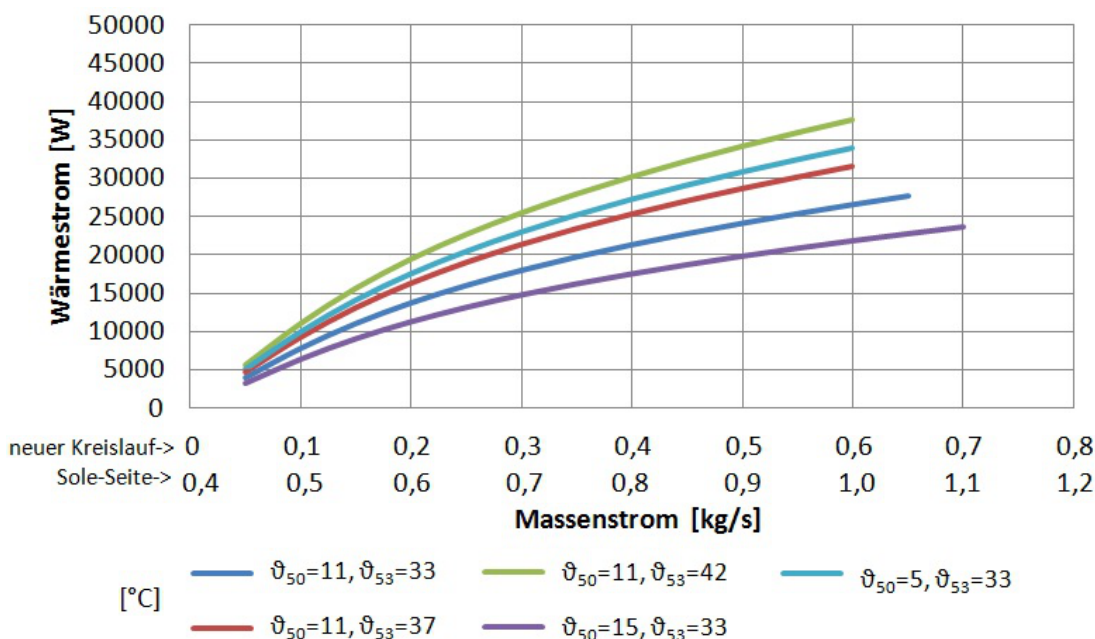


Abbildung 3.8: Diagramm zur Teillastberechnung - für Wärmeübertrager 1

3.17 Teillastberechnung für den Wärmeübertrager in Systemgrenze 2

Die Teillastberechnung für den Wärmeübertrager 2 wird ebenfalls ausführlich dargestellt. Auf die Formeln wird jedoch lediglich nur hingewiesen. Die iterative Berechnung mit verschiedenen Anfangswerten erfolgt dann anschließend in tabellarischer Form.

Anfangswerte wählen

Diese Teillastberechnung wird ebenfalls mit dem Wert $\dot{Q} = 10000W$ gestartet. Für die Massenströme werden die Werte $\dot{m}_1 = 0,7kg/s$ und $\dot{m}_2 = 1,5kg/s$ gewählt, da diese sinnvoll erscheinen, wenn man sich die Berechnungen der vorherigen Kapiteln anschaut.

Die Eingangstemperaturen sind $\vartheta_{52} = 20^\circ C$ und $\vartheta_{60} = 36^\circ C$. Diese Werte werden anschließend jeweils variiert. Die dementsprechenden spezifischen Wärmekapazitäten betragen $c_{p1} = 3670J/kgK$ und $c_{p2} = 4180J/kgK$.

Die Tabelle 3.27 zeigt eine Zusammenfassung der gewählten Anfangswerte.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmestrom	\dot{Q}	10000	W
Massenstrom neuer Kreislauf	\dot{m}_2	0,7	kg/s
Massenstrom Kühlwasser-Seite	\dot{m}_3	1,5	kg/s
Eingangstemperatur neuer Kreislauf	ϑ_{52}	20	°C
Eingangstemperatur Kühlwasser-Seite	ϑ_{60}	36	°C
spezifische Wärmekapazität neuer Kreislauf	c_{p2}	3670	J/kgK
spezifische Wärmekapazität Kühlwasser-Seite	c_{p3}	4180	J/kgK
Wärmeübertragungsfläche	$A_{wü}$	2,3	m ²

Tabelle 3.27: Anfangswerte für die Teillastberechnung

3.17.1 Berechnung der Ausgangstemperaturen

Im neuen Kreislauf

Um die Ausgangstemperatur berechnen zu können, wird erneut die Formel 3.27 verwendet. Nach Einsetzen der Werte aus der Tabelle 3.27 erhält man die Temperaturdifferenz von $\Delta\vartheta = 3,89K$. Aus der Temperaturdifferenz kann nun die Ausgangstemperatur ϑ_{53} bestimmt werden. Nach der Formel 3.31 beträgt die Temperatur $\vartheta_{53} = 23,89^\circ C$.

$$\vartheta_{53} = \Delta\vartheta + \vartheta_{52} \quad (3.31)$$

Auf der Kühlwasser-Seite

Analog zu Kapitel 3.16.1 wird nun die Ausgangstemperatur der Kühlwasser-Seite im Wärmeübertrager 2 berechnet. Mit der Formel 3.27 erhält man nach Einsetzen von \dot{Q} , c_{p3} und \dot{m}_3 für die Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta = 1,59K$. Mithilfe der Formel 3.32 beträgt dann die Ausgangstemperatur $\vartheta_{61} = 34,41^\circ C$.

$$\vartheta_{61} = \vartheta_{60} - \Delta\vartheta \quad (3.32)$$

3.17.2 Berechnung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz

Aus den ermittelten Ausgangstemperaturen wird anschließend die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz berechnet. Nachdem $\Delta\vartheta_{gr}$ (Formel 3.15) und $\Delta\vartheta_{kl}$ (Formel 3.16) ausgerechnet und in die Formel 3.17 eingesetzt wurden, beträgt die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{log} = 13,22^\circ C$.

3.17.3 Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten

Auch hier wird für die Berechnung des Wärmedurchgangskoeffizienten auf die Kapitel 3.4 bis 3.7 verwiesen, außer bei der Berechnung der Nußeltzahl. Da die Strömung auf der Kühlwasser-Seite turbulent ist, wird die Nußeltzahl analog zu Kapitel 3.11 berechnet. In der Tabelle 3.28 sind die Ergebnisse für alle einzelnen Werte und Kennzahlen angegeben.

Nachdem alle benötigten Werte und Kennzahlen ermittelt wurden, kann mit der Formel 3.14 der Wärmedurchgangskoeffizient berechnet werden und dieser beträgt $k = 1706,52 W/m^2K$.

3.17.4 Berechnung des neuen Wärmestroms

Die Wärmeübertragungsfläche und die errechneten Werte werden erneut in die Formel 3.30 eingesetzt, um den neuen Wärmestrom auszurechnen. Der neue Wärmestrom beträgt demnach $\dot{Q} = 47387,24W$. Dieses Ergebnis ist erheblich höher als der zu Beginn gewählte Wärmestrom von $\dot{Q} = 10000W$. Im folgenden Abschnitt wird auf dieses Problem eingegangen.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Neuer-Kreislauf			
mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	21,95	$^{\circ}C$
Dichte	ρ	1042	kg/m^3
kinematische Viskosität	ν	0,0000022	m^2/s
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,471	W/mK
Volumenstrom	\dot{V}	0,00067	m^3/s
Geschwindigkeit	w	2,958	m/s
Reynoldszahl	Re	5404,546	
Dynamische Viskosität	ν	0,00229	kg/ms
Pandtlzahl	Pr	17,862	
Nußeltzahl 1	Nu_1	7,541	
Nußeltzahl 2	Nu_2	19,778	
Nußeltzahl	Nu	20,137	
Wärmeübergangskoeffizient	α	2359,3	
Kühlwasser-Seite			
mittlere Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_m$	35,2	$^{\circ}C$
Dichte	ρ	993	kg/m^3
kinematische Viskosität	ν	0,00000075	m^2/s
Wärmeleitfähigkeit	λ	0,625	W/mK
Volumenstrom	\dot{V}	0,00151	m^3/s
Geschwindigkeit	w	6,65	m/s
Reynoldszahl	Re	35647,764	
Dynamische Viskosität	ν	0,00074	kg/ms
Pandtlzahl	Pr	4,981	
Druckverlustbeiwert	ξ	0,0223	
Nußeltzahl	Nu	228,62	
Wärmeübergangskoeffizient	α	35544,47	

Tabelle 3.28: Ergebnisse für den k-Wert

3.17.5 Iteration

Die Iteration für die Systemgrenze 1 unterscheidet sich zu der Iteration in diesem Kapitel für die Systemgrenze 2. Anders als bei der ersten Iteration, wird der endgültige Wärmestrom nicht automatisch angenähert, sondern durch manuelles herantasten. Das bedeutet, dass man den Anfangswert immer wieder neu wählt und erneut durchrechnet, bis der Anfangs- und Endwert des Wärmestroms nahezu identisch sind. Der neue Anfangswert muss zwischen dem ursprünglichen Anfangs- und Endwert liegen. Die Tabelle 3.29 zeigt ein Vorgang wie es ungefähr aussehen könnte.

Anfangswert [W]	Endwert [W]
10000	47387
15000	42290
20000	37066
25000	31649
30000	25907
28000	28257
28100	28141,5
28120	28118,3
28119	28119,5

Tabelle 3.29: Iterationsschritte der Wärmeströme

In der ersten Berechnung erhält man nach Einsetzen von $\dot{Q} = 10000W$ den Wert $\dot{Q} = 47387W$. Der Anfangswert wurde jeweils um $\dot{Q} = 5000W$ erhöht. Es ist deutlich zu erkennen, dass der Anfangs- und Endwert sich näher kommen. Nachdem Sie sich grob ähneln, werden die Werte verfeinert. Nachdem also das Ergebnis im Tausenderbereich grob angenähert wurde, wird anschließend im Hunderterbereich, Zehnerbereich und im Einerbereich verfeinert. Im 9. Anlauf der Berechnung kommt man mit dem Anfangswert von $\dot{Q} = 28119W$ auf den Endwert $\dot{Q} = 28119,5W$ und somit ist die Iteration beendet.

3.17.6 Flussdiagramm zur Teillastberechnung in Systemgrenze 2

Die Abbildung 3.9 zeigt ein Flussdiagramm zur Berechnung des Wärmestroms. Die Iterationsschritte sind analog zum Flussdiagramm aus der Abbildung 3.7. Der wesentliche Unterschied ist, dass wenn der jeweils neu berechnete Wärmestrom mit der Formel $(\dot{Q}_i - \dot{Q}_{i+1})/\dot{Q}_i$ berechnet wird und nicht $< 0,0001$ beträgt, eine neuer Wärmestrom zwischen \dot{Q}_i und \dot{Q}_{i+1} gewählt wird.

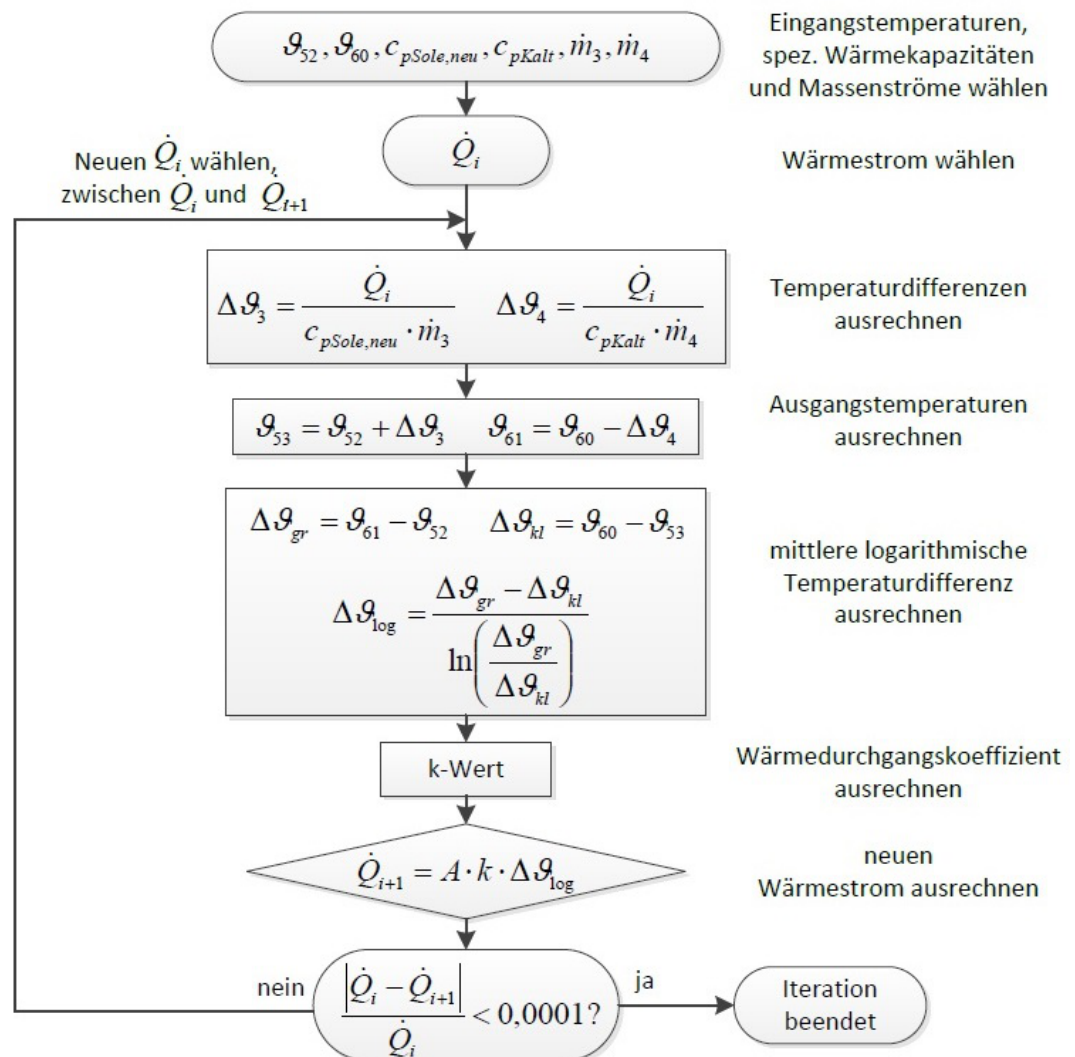


Abbildung 3.9: Flussdiagramm für die Teillastberechnung in Systemgrenze 2

3.17.7 Für verschiedene Temperaturen und Massenströme - mit Auswertung

Die Ermittlung des Wärmestroms erfolgt wie für den Wärmeübertrager 1 auch für den Wärmeübertrager 2 für verschiedene Temperaturen und Massenströme. Der Rechenweg ist analog zu Kapitel 3.17 bis 3.17.5. Es werden lediglich die Ergebnisse der Iterationen angegeben. Die spezifischen Wärmekapazitäten sind bei allen Berechnungen identisch. In den folgenden Tabellen sind die Eingangstemperaturen, Massenströme und Wärmeströme angegeben.

Die Tabellen 3.30 bis 3.34 sind wie die Tabellen 3.22 bis 3.26 zu verstehen. Die Massenströme sind Erfahrungswerte aus den vorherigen Berechnungen. Dieser Vorgang wurde mit 5 verschiedenen Temperaturen durchgeführt. Im Vergleich zu den Tabellen 3.22 bis 3.26 fällt hier auf, dass eher niedrigere Wärmeströme erreicht werden. Ein wesentlicher Grund dafür ist, dass hier die Differenz zwischen den beiden Eingangstemperaturen geringer ist als beim Wärmeübertrager 1.

Die Tabelle 3.30 zeigt die Iterationsdurchgänge für die Temperaturen $\vartheta_{52} = 20^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{60} = 36^\circ\text{C}$. Bei den kleinen Massenströmen $\dot{m}_3 = 0,3$ und $\dot{m}_4 = 1,1$ wird ein Wärmestrom von $\dot{Q} = 15770\text{W}$ erreicht. In diesen Tabellen sind die maximalen Werte ebenfalls in rot markiert. Für die Temperaturen in der Tabelle 3.30 ist diese Grenze bei $\dot{Q} = 24200\text{W}$ für die Massenströme $\dot{m}_3 = 0,55$ und $\dot{m}_4 = 1,35$.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{52} [°C]	ϑ_{60} [°C]	\dot{m}_3 [kg/s]	\dot{m}_4 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
25597	20	36	0,6	1,4	25596,9
24200	20	36	0,55	1,35	24200
22772	20	36	0,5	1,3	22771,8
19545	20	36	0,4	1,2	19545,8
15770	20	36	0,3	1,1	15771,3

Tabelle 3.30: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 20^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{60} = 36^\circ\text{C}$

Die Tabelle 3.31 zeigt die Iterationsdurchgänge für die Temperaturen $\vartheta_{52} = 20^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{60} = 40^\circ\text{C}$. Die obere Grenze des Wärmestromes liegt hier bei ca. $\dot{Q} = 28400\text{W}$ für die Massenströme $\dot{m}_3 = 0,5$ und $\dot{m}_4 = 1,3$. Die kleinen Massenströme $\dot{m}_3 = 0,3$ und $\dot{m}_4 = 1,1$ erreichen ein Wärmestrom von $\dot{Q} = 19719\text{W}$.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{52} [°C]	ϑ_{60} [°C]	\dot{m}_3 [kg/s]	\dot{m}_4 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
31997	20	40	0,6	1,4	31997,3
28400	20	40	0,5	1,3	28400
24441	20	40	0,4	1,2	24440,7
19719	20	40	0,3	1,1	19718,5

Tabelle 3.31: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 20^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{60} = 40^\circ\text{C}$

Die Iterationsdurchgänge in der Tabelle 3.32 sind für die Temperaturen $\vartheta_{52} = 27^\circ\text{C}$ und $\vartheta_{60} = 45^\circ\text{C}$. Die kleinen Massenströme $\dot{m}_3 = 0,3$ und $\dot{m}_4 = 1,1$ erreichen ein Wärmestrom von $\dot{Q} = 17805\text{W}$. Die obere Grenze des Wärmestromes liegt hier bei ca. $\dot{Q} = 25700\text{W}$ für die Massenströme $\dot{m}_3 = 0,5$ und $\dot{m}_4 = 1,3$. Diese Massenströme waren schon in der Tabelle 3.31 oberer Grenzwert.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{52} [°C]	ϑ_{60} [°C]	\dot{m}_3 [kg/s]	\dot{m}_4 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
28967	27	45	0,6	1,4	28968,3
25757	27	45	0,5	1,3	25757
22091	27	45	0,4	1,2	22090,5
17805	27	45	0,3	1,1	17804,1

Tabelle 3.32: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 27^\circ C$ und $\vartheta_{60} = 45^\circ C$

Die Tabelle 3.33 ist für die Temperaturen $\vartheta_{52} = 23^\circ C$ und $\vartheta_{60} = 36^\circ C$. Die obere Grenze des Wärmestromes liegt hier bei $\dot{Q} = 21870W$ für die Massenströme $\dot{m}_3 = 0,65$ und $\dot{m}_4 = 1,45$. Diese Massenströme sind bei diesen Durchgängen der höchste Maximalwert.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{52} [°C]	ϑ_{60} [°C]	\dot{m}_3 [kg/s]	\dot{m}_4 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
21870	23	36	0,65	1,45	21870
20817	23	36	0,6	1,4	20815,7
18518	23	36	0,5	1,3	18516,9
15892	23	36	0,4	1,2	15891,8
12820	23	36	0,3	1,1	12822,0

Tabelle 3.33: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 23^\circ C$ und $\vartheta_{60} = 36^\circ C$

Die Tabelle 3.34 zeigt die Iterationen für die Temperaturen $\vartheta_{52} = 18^\circ C$ und $\vartheta_{60} = 36^\circ C$. Die obere Grenze des Wärmestromes liegt hier bei $\dot{Q} = 25600W$ für die Massenströme $\dot{m}_3 = 0,5$ und $\dot{m}_4 = 1,3$.

\dot{Q}_{Anfang} [W]	ϑ_{52} [°C]	ϑ_{60} [°C]	\dot{m}_3 [kg/s]	\dot{m}_4 [kg/s]	\dot{Q}_{Ende} [W]
28783	18	36	0,6	1,4	28782,4
25600	18	36	0,5	1,3	25600
21988	18	36	0,4	1,2	21988,1
17741	18	36	0,3	1,1	17742,4

Tabelle 3.34: Ergebnis der Iteration für $\vartheta_{52} = 18^\circ C$ und $\vartheta_{60} = 36^\circ C$

Das Diagramm in der Abbildung 3.10 ist (wie in Kapitel 3.16.7) eine Übersicht für die Tabellen 3.30 bis 3.34. Hier können die Wärmeströme für den Wärmeübertrager 2 schnell nachgeschaut werden. Die Anleitung zum Diagramm, also zum Ablesen des Wärmestromes, ist analog zur Abbildung 3.8. Es fällt aus, dass je größer die Differenz der Eingangstemperaturen wird, desto höher die Kurven, also größere Wärmeströme.

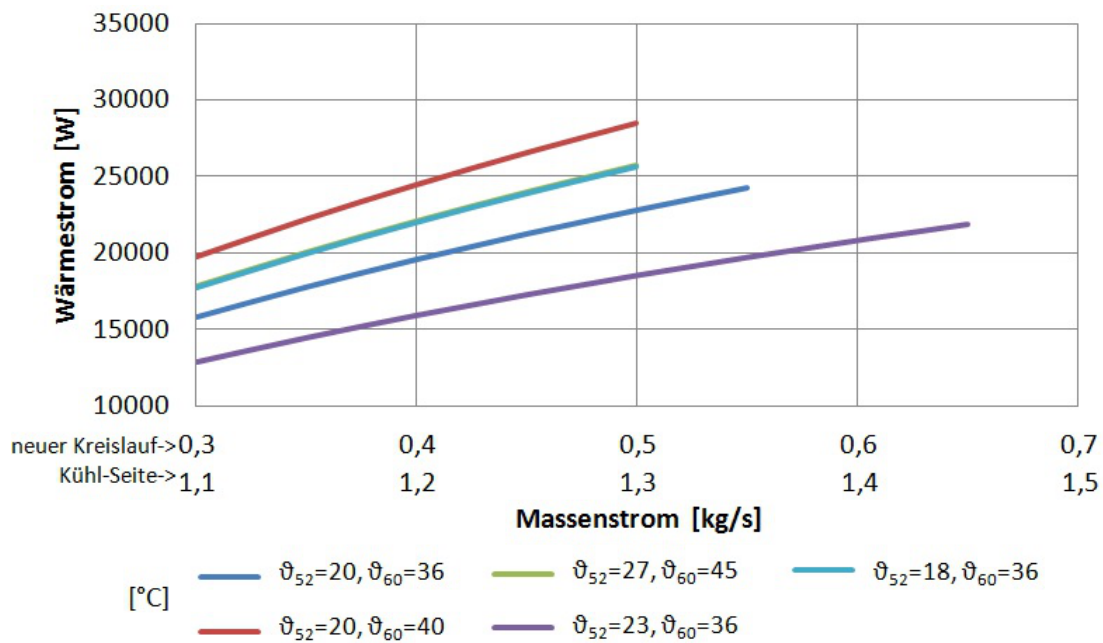


Abbildung 3.10: Diagramm zur Teillastberechnung - für Wärmeübertrager 2

4 Propankältemaschine

Dieses Kapitel soll lediglich zeigen, dass die ausgelegten Wärmeübertrager aus Kapitel 3 auch für die Propankältemaschine geeignet sind. Die Daten in diesem Kapitel wurden nicht berechnet, sondern aus Datenreihen übernommen, die im Technikum der HAW Hamburg ermittelt wurden [22]. Die Tabelle 4.1 zeigt den minimalen und maximalen Betriebspunkt für die Propankältemaschine auf der Sole-Seite.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Minimaler Betriebspunkt			
Wärmestrom	\dot{Q}_{min}	5922,81	W
Eingangstemperatur	ϑ_{50}	0,01	$^{\circ}C$
Ausgangstemperatur	ϑ_{51}	2,33	$^{\circ}C$
spezifische Wärmekapazität	$c_{p,min}$	3357,1	J/kgK
Massenstrom	\dot{m}_{min}	0,763	kg/s
Maximaler Betriebspunkt			
Wärmestrom	\dot{Q}_{max}	6471,84	W
Eingangstemperatur	ϑ_{50}	-0,14	$^{\circ}C$
Ausgangstemperatur	ϑ_{51}	1,62	$^{\circ}C$
spezifische Wärmekapazität	$c_{p,max}$	3355,86	J/kgK
Massenstrom	\dot{m}_{max}	1,094	kg/s

Tabelle 4.1: Minimaler und maximaler Betriebspunkt auf der Sole-Seite

Die Tabelle 4.2 zeigt den minimalen und maximalen Betriebspunkt für die Propankältemaschine auf der Kühlwasser-Seite.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Minimaler Betriebspunkt			
Wärmestrom	\dot{Q}_{min}	5922,81	W
Eingangstemperatur	ϑ_{60}	29,49	$^{\circ}C$
spezifische Wärmekapazität	$c_{p,min}$	4180	J/kgK
Massenstrom	\dot{m}_{min}	0,129	kg/s
Maximaler Betriebspunkt			
Wärmestrom	\dot{Q}_{max}	5922,81	W
Eingangstemperatur	ϑ_{60}	29,51	$^{\circ}C$
spezifische Wärmekapazität	$c_{p,max}$	4180	J/kgK
Massenstrom	\dot{m}_{max}	0,137	kg/s

Tabelle 4.2: Minimaler und maximaler Betriebspunkt auf der Kühlwasser-Seite

4.1 Massenstrom im minimalen Betriebspunkt

Analog zum Kapitel 3.5.1 muss auch für diese Temperaturen der Pinch-Point von 3°C berücksichtigt werden. Demnach muss also die Temperatur ϑ_{52} um 3°C größer sein als ϑ_{51} . Es ergibt sich dann für $\vartheta_{52} = 5,33^\circ\text{C}$. Damit eine Wärmeübertragung möglich ist gilt für die Temperatur ϑ_{53} , dass dieser um 3°C kleiner sein muss als ϑ_{60} . Demnach ergibt sich für $\vartheta_{53} = 26,49$. Nachdem die Temperaturen ϑ_{52} und ϑ_{53} ermittelt wurden kann die mittlere Temperaturdifferenz errechnet werden. Dieser beträgt $\Delta\vartheta_m = 15,91^\circ\text{C}$. Aus dem Diagramm im Datenblatt [20] kann dann die spezifische Wärmekapazität abgelesen werden. Alle errechneten und ermittelten Werte zur Berechnung des Wärmestroms sind in Tabelle 4.3 nochmal aufgelistet. Die Temperaturen sind auf die Sole-Seite bezogen.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmestrom	\dot{Q}_{min}	5922,81	W
Eingangstemperatur	ϑ_{53}	26,49	$^\circ\text{C}$
Ausgangstemperatur	ϑ_{52}	5,33	$^\circ\text{C}$
spezifische Wärmekapazität	$c_{p,min}$	3640	J/kgK

Tabelle 4.3: Werte zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf mit minimalen Betriebspunkten

Durch das Einsetzen der Werte aus der Tabelle 4.3 in die Formel 3.2 erhält man den Massenstrom $\dot{m}_{min} = 0,077\text{kg/s}$. Es kann also mit Gewissheit gesagt werden, dass die ausgelegten Wärmeübertrager den Bedingungen der Propankältemaschine standhalten werden.

4.2 Massenstrom im maximalen Betriebspunkt

Der Massenstrom im neuen Kreislauf mit den maximalen Betriebspunkten wird analog zu Kapitel 4.1 berechnet. Mithilfe des Pinch-Points und der Temperatur ϑ_{51} aus der Tabelle 4.1 beträgt die Ausgangstemperatur $\vartheta_{52} = 26,51^\circ\text{C}$. Und mithilfe der Temperatur ϑ_{60} aus der Tabelle 4.2 beträgt die Eingangstemperatur $\vartheta_{53} = 4,62^\circ\text{C}$. Die mittlere Temperaturdifferenz beträgt demnach $\Delta\vartheta_m = 15,56^\circ\text{C}$. Die Tabelle 4.4 fasst alle wichtigen Werte zusammen.

Bezeichnung	Formelzeichen	Wert	Einheit
Wärmestrom	\dot{Q}_{max}	6471,84	W
Eingangstemperatur	ϑ_{53}	26,51	$^\circ\text{C}$
Ausgangstemperatur	ϑ_{52}	4,62	$^\circ\text{C}$
spezifische Wärmekapazität	$c_{p,max}$	3640	J/kgK

Tabelle 4.4: Werte zur Berechnung des Massenstroms im neuen Kreislauf mit maximalen Betriebspunkten

Durch das Einsetzen der Werte aus der Tabelle 4.4 in die Formel 3.2 erhält man den Massenstrom $\dot{m}_{min} = 0,081\text{kg/s}$. Auch hier kann schlussgefolgert werden, dass die Wärmeübertrager diesen Bedingungen standhalten.

5 Zusammenfassung

Diese Arbeit hat sich mit der Auslegung von Wärmeübertragern für Kälteanlagen befasst. Die Kälteanlagen befinden sich im Technikum der HAW Hamburg. Der Wunsch der HAW Hamburg ist es, dass der Sole-Behälter, der im CAD-Modell auf der Abbildung 1.7 deutlich zu erkennen ist, beseitigt wird und die Sole stattdessen in einem Kreislauf durchfließt. Durch die Wärmerückgewinnung würde die Sole schneller erwärmt werden. Ein weiterer Vorteil wäre, dass die Anlaufzeiten verkürzt werden. Mithilfe einer Pumpe wird die Sole dann durch den Kreislauf gepumpt. Die Sole ist ein Gemisch aus Wasser und Glycol.

Für die Berechnung der Wärmeübertragungsfläche wurde ein Wärmeübertrager als Rechenbeispiel verwendet. Es wurden zwei Plattenwärmeübertrager ausgelegt, die sich auf der Sole-Seite und auf der Kühlwasser-Seite befinden (siehe Abbildung 3.2). Zunächst wurde das Schaltschema der Kälteanlagen dargestellt und die Auslegungsdaten bestimmt. Anschließend folgt die Berechnung der Wärmeübertragungsfläche für die Sole-Seite der Systemgrenze 1. Dafür wurden zunächst die Temperaturen und Kennwerte bestimmt. Danach wurde der Massenstrom und die dimensionslosen Kennzahlen berechnet. Dieser Vorgang wurde analog für die Seite vom neuen Kreislauf durchgeführt. Mit der anschließenden Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten, des Wärmedurchgangskoeffizient und der Wärmeübertragungsfläche wurde die Anzahl der Platten im Wärmeübertrager errechnet. Mit diesem Verfahren wurden beide Wärmeübertrager ausgelegt. Zur Sicherheit wurde die Plattenanzahl für beide Wärmeübertrager höher gewählt. Das Angebot und die Ergebnisse des Herstellers bestätigen Berechnungen in dieser Arbeit. Durch die Auslegung wurden folgende Plattenwärmeübertrager vom Hersteller angeboten und ausgewählt:

CB30-24H für die Sole-Seite

CB30-34H für die Kühlwasser-Seite

Bei der Teillastberechnung muss mit einer Iterationsberechnung der Wärmestrom bestimmt werden, der für bestimmte Massenströme maximal herrscht. Die Teillastberechnung wurde auf verschiedene Arten ausprobiert und die zuverlässigste Berechnung ist in dieser Arbeit ausführlich dargestellt. Die Flussdiagramme auf den Abbildungen 3.7 und 3.9 sind kurze Übersichten über die Teillastberechnung und deren Iterationsschritte. Die Teillastberechnung hat ergeben, dass ausreichend hohe Wärmeströme für bestimmte Massenströme und Temperaturen zulässig sind (siehe Abbildungen 3.8 und 3.10).

Literaturverzeichnis

- [1] Peter von Böckh und Thomas Wetzel: Wärmeübertragung. Grundlagen und Praxis. 5. Auflage. Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 2014, ISBN 978-3-642-37730-3.
- [2] <http://de.wikipedia.org/wiki/Kompressionsk%C3%A4ltemaschine#K.C3.A4temittelkreislauf>
- [3] http://www.treffpunkt-kaelte.de/kaelte/de/de_start.html?/kaelte/de/html/-grundlagen/darstellung.html
- [4] <http://www.energie-experten.org/heizung/waermepumpe/technik/kaeltemittel/propan.html>
- [5] Kältetechnik - Einführung in die Grundlagen - siehe CD, Anhänge für Kapitel 1
- [6] Technische Beschreibung Absorptionskälteanlagen - Datenblatt in den Anhängen für Kapitel 1
- [7] <http://de.wikipedia.org/wiki/Wärmeübertragung>
- [8] Rudi Marek, Klaus Nitsche: Praxis der Wärmeübertragung 2. Auflage 2010: Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, ISBN 978-3-446-43241-3.
- [9] Wagner, Walter: Wärmeaustauscher. Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate. 4. Auflage. Würzburg, Vogel Buchverlag, 2009, ISBN 978-3-8343-3161-8.
- [10] <http://www.edelstahl-waermetauscher.de/berechnung/berechnung.htm> - Abbildungen der Berechnungen in den Anhängen für Kapitel 3
- [11] <http://www.wohnung-lüften.de/Kreuzstromwaermetauscher.html>
- [12] <http://www.leifiphysik.de/themenbereiche/waermetransport>
- [13] <http://www.klein-zimmerei.de/solarenergie/>
- [14] Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen (GVC). 10. Auflage. Berlin, Springer Verlag, 2006, ISBN-10 3-540-25504-4.
- [15] <http://de.wikipedia.org/wiki/Wärmedurchgangskoeffizient>
- [16] Bernd Sankol, HAW Hamburg: Wärmeübertragung Skript
- [17] http://www.uni-protokolle.de/Lexikon/Dimensionslose_Kennzahl.html
- [18] <http://www.prandtl-zahl.de/>

- [19] http://www.chemgapedia.de/vsengine/vlu/vsc/de/ch/10/waermetransport-waermeuebergang/waermeuebergang.vlu/Page/vsc/de/ch/10/waermetransport-waermeuebergang/dimensionslose_kennzahlen/nusselt_zahl.vscml.html
- [20] Datenblatt Antifrogen N Clariant - Diagramme in den Anhängen für Kapitel 3
- [21] Nichtrostender austenitischer Stahl. 1.4305 X8CrNiS18-9. Deutsche Edestahlwerke - in den Anhängen für Kapitel 3
- [22] Datenreihen für die Propankältemaschine der HAW Hamburg - in den Anhängen für Kapitel 4

6 Anhang

Anhänge zum Kapitel 1:

- Datenblatt zur Absorptionskältemaschine
- RI-Fließschema der Absorptionskälteanlage in der HAW

Anhänge zum Kapitel 3:

- Angebot 1 mit verschiedenen Varianten
- Angebot 2 mit verschiedenen Varianten
- Alfa Laval CB30 Datenblatt
- Antifrogen N Clariant - Diagramme
- Nichtrostender Austenitischer Stahl - Datenblatt
- Online Berechnungsprogramm für Wärmetauscher 1
- Online Berechnungsprogramm für Wärmetauscher 2
- Excel - Berechnung der Geräte
- Excel - Teillastberechnung Sole-Seite
- Excel - Teillastberechnung Kühlwasser-Seite
- Excel - Alle Iterationsschritte der Teillastberechnung Sole-Seite

Anhänge zum Kapitel 4:

- Propankältemaschine - Excel-Datenreihen aus dem Technikum der HAW Hamburg



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-INGD)]-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: Asma Vorname: Ahmet

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

Wärmerückgewinnung bei 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

