

Michael SKREINIG, B.Sc.

# **Modellierung, Auslegung und Konstruktion einer Sauggaskühlung für einen Kältemittelkompressor**

**MASTERARBEIT**

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

DI Heinz Moisi  
Institut für Wärmetechnik

Beurteiler

Prof. René Rieberer  
Institut für Wärmetechnik

Graz, im April 2016

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG** *AFFIDAVIT*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.*

---

Datum / Date

---

Unterschrift / Signature

# KURZFASSUNG

**Titel:** Modellierung, Auslegung und Konstruktion einer Sauggaskühlung für einen Kältemittelkompressor

**Autor:** Michael Skreinig

1. Stichwort: Kältemittelüberhitzung
2. Stichwort: Wärmepumpenkompressor
3. Stichwort: Wärmetauschermodell

Das Interesse an der Verwertung bisher nicht genutzter Abwärmen aus Industrieprozessen ist aufgrund des sensibleren Umweltbewusstseins in den letzten Jahren gestiegen. Da in den meisten Fällen nur Wärme auf einem entsprechend hohen Temperaturniveau von Nutzen ist, kommt es zum Einsatz von Wärmepumpen. Bei der Verwendung von Wärmepumpen sind die Quellen- und Senkentemperaturniveaus der entscheidende Faktor bei der Auswahl eines geeigneten Kältemittels.

Hierbei werden unter anderem Kältemittel gewählt, bei denen es zu einer Verdichtung in das Nassdampfgebiet kommen kann. Verwendet werden derartige Kältemittel, wie zum Beispiel n-Butan (R600), vermehrt in Hochtemperaturwärmepumpenkreisläufen. Im Zuge des Projektes „HotCycle“ wird dieses Kältemittel für Anwendungen mit Temperaturen von ca. 110°C näher untersucht. Um fern des Nassdampfgebietes zu bleiben, können Überhitzungen von bis zu 20 K erforderlich sein. Bei der Verwendung von sauggasgekühlten Kompressoren, kann ein Teil der geforderten Überhitzung von der Abwärme der elektrischen Maschine des Kompressors bereitgestellt werden.

Im Zuge dieser Arbeit wurde ein Simulationsmodell in EES erstellt, mit dem die erreichbare Überhitzung eines sauggasgekühlten Trennhaubenkompressors berechnet werden kann. Die Kühlung des Kompressors und damit verbundene Überhitzung des Kältemittels soll mithilfe eines Wärmetauschers erreicht werden. Als Basis der Simulation wurde ein thermisches Netzwerk gebildet. Das Modell lässt sich mittels der Eingabe von Verdampfungstemperatur, Kondensationstemperatur und Massenstrom des Kältemittels im Wärmepumpenkreislauf, sowie der Angabe der Oberflächentemperatur der Trennhaube im Kompressor lösen. Mithilfe des Simulationsmodells wurde in weiterer Folge der Wärmetauscher ausgelegt. Über Variation des Kanalquerschnittes und damit verbundenem Druckverlust im Wärmetauscher wurden die erforderlichen Abmessungen des Wärmetauschers bestimmt. Durch die Verwendung eines brennbaren Kältemittels musste bei der Konstruktion des Wärmetauschers auf eine gasdichte Ausführung geachtet, sowie Richtlinien hinsichtlich des Explosionsschutzes eingehalten werden. Wegen der geplanten Inbetriebnahme eines Funktionsmodells, war es auch Gegenstand dieser Arbeit, ein Messkonzept zu entwickeln. Die Möglichkeit einer Validierung des Simulationsmodells stand dabei im Vordergrund.

# ABSTRACT

Title: Modeling, design and construction of a suction gas cooling solution for a refrigerating compressor

Author: Michael Skreinig

1<sup>st</sup> keyword: refrigerant superheating

2<sup>nd</sup> keyword: heat pump compressor

3<sup>rd</sup> keyword: heat exchanger model

There is increased interest in utilizing, which is so far unused waste heat, out of industry processes due to society's higher ecological and general environmental sensibility. In most cases, only heat of a certain temperature level is beneficial. Heat pumps are used to raise the temperature level. When applying a heat pump the source and sink temperatures are the critical factors when selecting an appropriate refrigerant.

The selected refrigerant may reach the two phase area during the compression. These specific refrigerants are more likely used in combination with high temperature heat pumps. Within the project "HotCycle", n-Butane (R600) is tested, when operating up to temperatures of approximately 110°C. To stay out of the two phase area a superheating of up to 20 K could well be necessary. When using a suction gas cooled compressor, a part of the required superheat can be generated from the waste heat of the electric machine attached to the compressor.

As part of this master thesis a simulation model in EES has been developed, to calculate the accessible superheat of a suction gas cooled separating hood compressor. The combination of cooling the compressor and superheating of the coolant should be achieved with a heat exchanger. As basis for the simulation model a thermal network was established. To solve the model, the evaporation temperature, the condensation temperature and the mass flow of the refrigerant, as well as the surface temperature of the separating hood must be provided as input parameter values. Further, the heat exchanger was similarly designed with the assistance of the simulation. Through variation of the heat exchanger channel cross section area and the associated linked pressure loss in the heat exchanger, the dimensions of the heat exchanger will be determined. Because of the flammable nature of the refrigerant it is necessary to ensure a gas-proof design, as well as considering explosion protection guidelines. Due to the planned implementation of a test station, it was part of scope to develop a measurement concept. The main focus however, is on the validation of the simulation model.

## VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand im Zeitraum von Oktober 2015 bis April 2016 am Institut für Wärmetechnik der technischen Universität Graz.

Ich möchte mich bei jenen Organisationen bedanken, die ein Zustandekommen des Projektes „HotCylce“ ermöglicht haben. Maßgeblich daran beteiligt sind die österreichische Förderungsgesellschaft FFG, sowie der Firmenpartner Frigopol. Das ich die hier erstellte Arbeit im Zuge des Projektes „HotCylce“ erstellen durfte, habe ich Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. René Rieberer und DI Heinz Moisi vom Institut für Wärmetechnik zu verdanken. Bei Ihnen möchte ich mich besonders für die unkomplizierte und reibungslose Betreuung, sowie die fachliche Unterstützung bedanken.

Besonderer Dank gilt meinen Eltern Waltraud und Gerhard, die mich im Laufe meiner gesamten Ausbildung so großzügig unterstützt haben. Ihnen habe ich es zu verdanken, dass ich die Möglichkeit hatte, dieses Studium erfolgreich abzuschließen. Auch möchte ich mich für den Rückhalt meiner gesamten Familie und Freunde bedanken. Diesbezüglich gilt meinen Geschwistern Barbara und Gerhard besonderer Dank.

Graz, 05.04.2016

Michael Skreinig

# INHALTSVERZEICHNIS

<b><u>1</u></b>	<b><u>EINLEITUNG</u></b>	<b><u>1</u></b>
1.1	Motivation der Arbeit	1
1.2	Aufgabenstellung	1
<b><u>2</u></b>	<b><u>GRUNDLAGEN</u></b>	<b><u>2</u></b>
2.1	Kompressionswärmepumpe	2
2.2	Kältemittel	4
2.2.1	Nasse Verdichtung	4
2.2.2	Einfluss sauggasgekühlter Kompressoren	5
2.3	Asynchronmaschinen	7
2.4	Verluste elektrischer Antriebe	9
2.5	Dimensionierung eines Mantelwärmetauschers	12
2.6	Berechnung von Druckverlusten	15
2.7	Kolbenkompressor	16
2.7.1	Verluste von Kompressoren	17
2.7.2	Berechnung der Kompressorleistung	18
<b><u>3</u></b>	<b><u>TRENNHAUBENKOMPRESSOR &amp; WÄRMETAUSCHERKONZEPT</u></b>	<b><u>23</u></b>
3.1	Trennhaubenkompressor	23
3.2	Relevante Kühlungsarten elektrischer Antriebe	25
3.3	Wärmetauscherkonzept	25
<b><u>4</u></b>	<b><u>MODELLBILDUNG UND SIMULATION</u></b>	<b><u>28</u></b>
4.1	Ansätze zur thermischen Modellierung von elektrischen Maschinen	28
4.2	Das thermische Netzwerk	30
4.2.1	Verwendete Software	30
4.2.2	Das Modell	31
4.3	Parameterstudien	41
4.3.1	Basisbetriebspunkt	42
4.3.2	Einfluss der Trennhaubentemperatur	44
4.3.3	Minimale Überhitzung im Verdampfer	47
4.3.4	Einfluss der Verdampfungstemperatur	47
4.3.5	Einfluss der Kondensationstemperatur	50
4.3.6	Kennfelder aus Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen	52
4.3.7	Einfluss des Massenstroms	53
4.3.8	Druckverlust im Wärmetauscher	54
4.3.9	Einfluss der Kanalhöhe	56
4.3.10	Basisbetriebspunkt bei unterer Grenze für Statorverluste	58
<b><u>5</u></b>	<b><u>AUSLEGUNG UND KONSTRUKTION</u></b>	<b><u>62</u></b>
5.1	Explosionsschutz	62

<b>5.2 Auslegung eines Druckbehälters</b>	<b>64</b>
<b>5.3 Messkonzept</b>	<b>73</b>
5.3.1 Temperaturmessung	73
5.3.2 Erläuterungen zu Art und Ort der Temperaturmessung am Kompressor	74
<b><u>6 SCHLUSSFOLGERUNGEN &amp; AUSBLICK</u></b>	<b><u>80</u></b>
<b><u>LITERATURVERZEICHNIS</u></b>	<b><u>82</u></b>
<b><u>SYMBOLVERZEICHNIS</u></b>	<b><u>84</u></b>
<b><u>ANHANG</u></b>	<b><u>86</u></b>

## 1 EINLEITUNG

Diese Arbeit ist im Rahmen eines von der FFG (Österreichische Forschungsförderungsgesellschaft mbH) geförderten Projektes, mit dem Kurztitel „HotCycle“ entstanden. Das Projekt „HotCycle“ befasst sich mit der Kältemittelauswahl und dem Kreislaufdesign für industrielle Hochtemperaturwärmepumpen kleiner bis mittlerer Leistung. Dabei soll ein Funktionsmuster mit Nutzttemperaturen bis 110°C konzipiert, aufgebaut und getestet werden. Mithilfe von Messungen am Prüfstand soll das Betriebsverhalten unter verschiedenen Bedingungen analysiert werden, um daraus Betriebs- und Wirtschaftlichkeitskennzahlen für verschiedene Anwendungsfälle abzuleiten (HotCycle, 2015).

### 1.1 Motivation der Arbeit

In Wärmepumpenkreisläufen, ist neben Wärmetauschern und Drosseln auch ein Kompressor verbaut. Dieser hat im Systemkreislauf die Funktion das Arbeitsmedium auf ein höheres Druckniveau zu bringen. Dabei ist sicherzustellen, dass vor dem Eintritt in den Kompressor eine ausreichende Überhitzung des Arbeitsmediums stattgefunden hat, da ansonsten mit Beschädigungen am Kompressor zu rechnen sind.

In Hochtemperaturwärmepumpenkreisläufen ist besonders auf die Auswahl eines geeigneten Kältemittels zu achten, weil an dieses aufgrund der Temperaturniveaus von Wärmequelle und Wärmesenke besondere Anforderungen gestellt sind. Bei diesen Kältemitteln ist meist eine höhere Überhitzung vor dem Kompressoreintritt, gegenüber konventionellen Kältemitteln, notwendig. Üblicherweise wird die gesamte erforderliche Überhitzung vom Verdampfer bereitgestellt.

Die für die Verdichtung notwendige Leistung wird meist von elektrischen Maschinen bereitgestellt. Auch elektrische Maschinen arbeiten nicht verlustfrei. Da ein Großteil ihrer Verluste in Wärme umwandeln werden, liegt die Motivation darin, einen Teil der erforderlichen Überhitzung durch Kühlen des Motors mit dem Kältemittel bereitzustellen. Dies wird als Sauggaskühlung des Kompressors bezeichnet.

Somit muss der Verdampfer nicht mehr die gesamte notwendige Überhitzung bereitstellen. Daraus resultiert eine höhere Verdampfungstemperatur, was Einfluss auf die benötigte elektrische Leistung hat. Dieser Zusammenhang bietet die Möglichkeit das Gesamtsystem effizienzsteigernd zu beeinflussen.

### 1.2 Aufgabenstellung

Es war die Aufgabe dieser Arbeit, ein Simulationsmodell, für die Umrüstung eines bestehenden Kompressors auf Sauggaskühlung, zu erstellen. Mithilfe des Simulationsmodells bestehend aus elektrischer Maschine und Wärmetauscher sollten Auswirkungen verschiedener Betriebszustände auf den Wärmepumpenkreislauf und die Kompressoreinheit simuliert werden. Anhand daraus erhaltener Simulationsergebnisse sollte eine Auslegung und Berechnung des Wärmetauschers erfolgen. Mit den geometrischen Anforderungen aus der Berechnung sollte ein Wärmetauscherdesign entstehen, angepasst an den bestehenden Kompressor.

## 2 GRUNDLAGEN

### 2.1 Kompressionswärmepumpe

Wärmepumpen haben geschlossene Kreisläufe, in denen ein Kältemittel einen Kreisprozess durchläuft. Als grundlegende Komponenten des Systems sind im linken Kreislauf in Abbildung 2-1 zwei Wärmetauscher für die Wärmezu- und abfuhr, ein Kompressor und eine Drossel dargestellt. Hierbei nimmt das zirkulierende Kältemittel zwischen den Punkten 1 und 4 des Kreisprozesses Wärme auf, welche zwischen den Punkten 5 und 8 bei höherem Temperaturniveau als Nutzenergie abgegeben wird.

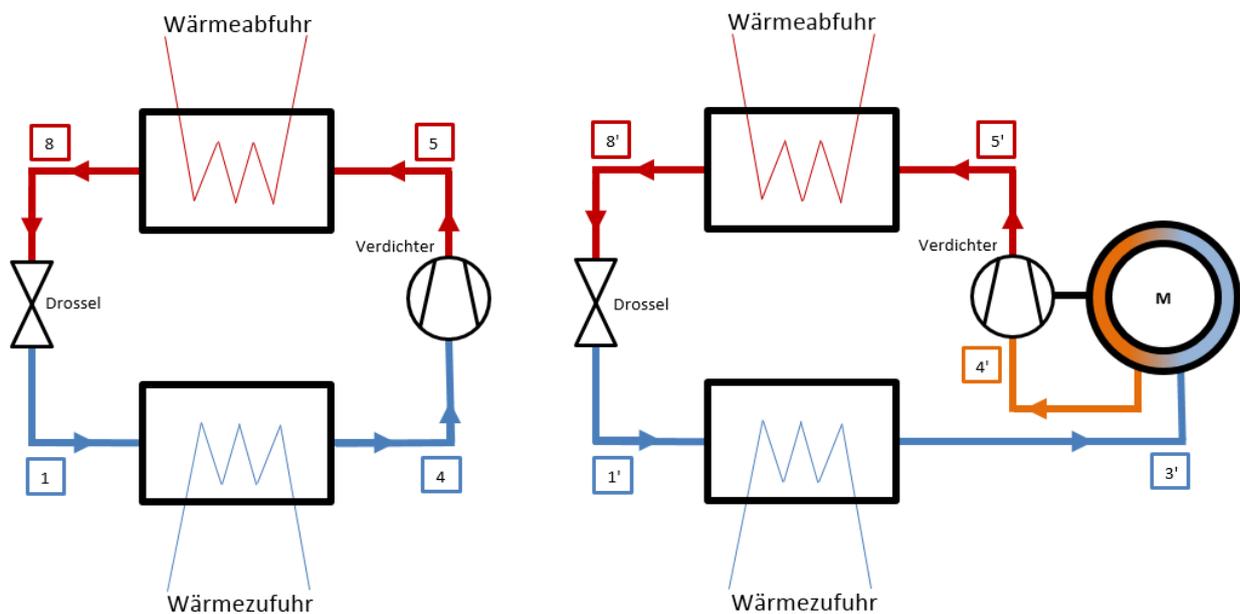


Abbildung 2-1: Einstufiger Wärmepumpenkreislauf links ohne Sauggaskühlung des Motors, rechts mit Sauggaskühlung des Motors

Unter Verwendung von Rieberer (2012), wird in diesem Kapitel die Funktionsweise einer Wärmepumpe genauere Beschreibung. Bei der Erläuterung des Wärmepumpenkreislaufes wird hier ein Durchlauf des Kältemittels durch den linken Kreisprozess in Abbildung 2-1 beschrieben. Prinzipiell definiert sich ein einstufiger Wärmepumpenkreislauf durch die vorhandene Wärmequelle (blau) und die bereitgestellte Wärmesenke (rot). Als Nutzen eines solchen Kreislaufes wird die an der Wärmesenke abgegebene Wärme angesehen (z.B. heizen eines Raumes).

Das System lässt sich des Weiteren in einen Hochdruckteil (rot) und einen Niederdruckteil (blau) unterteilen. Der Aufwand im Kreislauf ist immer die für die Verdichtung von Niederdruckteil auf Hochdruckteil nötige Kompressorleistung. Üblicherweise wird das Kältemittel aus dem Wärmetauscher im Niederdruckteil direkt in den Kompressor geführt. Der in Abbildung 2-1 links eingezeichnete Wärmepumpenkreislauf entspricht der Ausgangssituation dieser Arbeit und der rechte Kreislauf veranschaulicht die im Zuge der Arbeit durchgeführte Änderung.

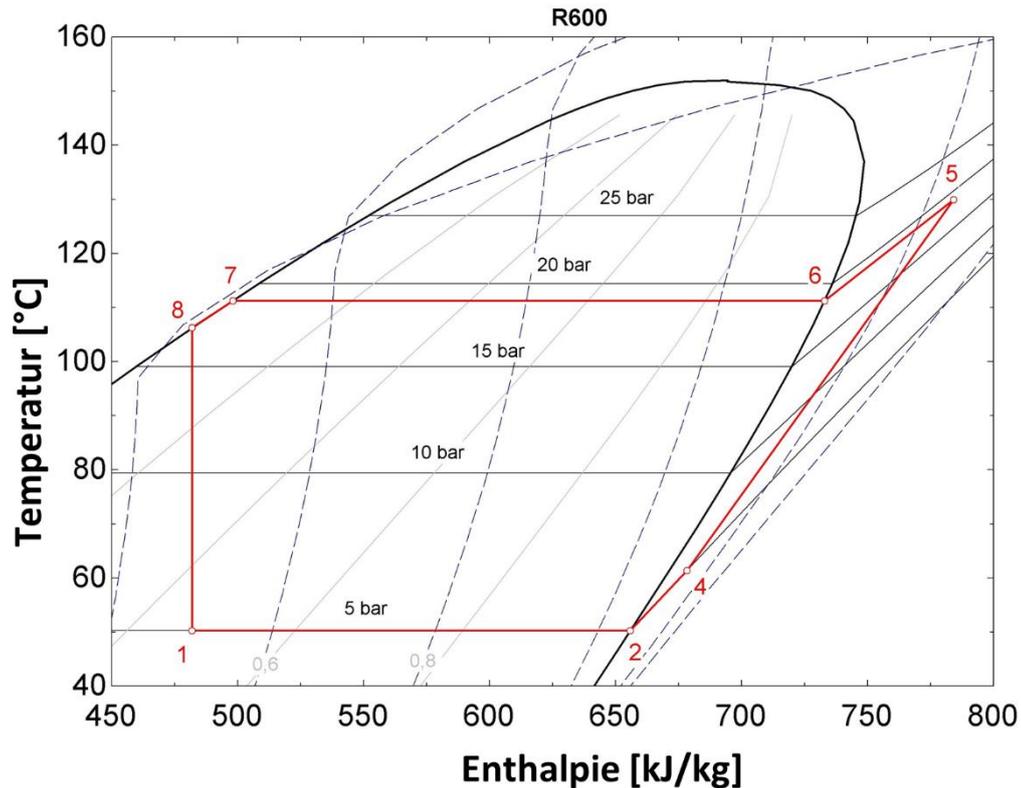


Abbildung 2-2: t/h Diagramm eines eistufigen Wärmepumpenkreislaufes (EES, 2015)

Der in Abbildung 2-2 dargestellte Kreisprozess stellt einen Wärmepumpenkreislauf im t/h-Diagramm dar. Zwischen den Punkten 1 und 4 wird dem Kältemittel Wärme zugeführt (Verdampfung). Zustand 4 befindet sich im überhitzten Bereich. Bei der Kompression ist darauf zu achten, dass das zu komprimierende Medium den gasförmigen Zustand vollkommen erreicht hat. Es können ansonsten Flüssigkeitsschläge und daher Beschädigungen am Kompressor auftreten. Von Punkt 4 auf 5 findet die Verdichtung statt. Die aus genannten Gründen geforderte Kältemittelüberhitzung ist daher in jedem Betriebspunkt der Wärmepumpenanlage sicherzustellen. Die für die Verdichtung notwendige Energie wird von einer elektrischen Maschine, welche den Kompressor antreibt, bereitgestellt.

Direkt nach dem Kompressor im Hochdruckbereich am Punkt 5 befindet sich der Ort der höchsten Temperatur des Kreislaufes (Kompressoraustrittstemperatur). Von Punkt 5 bis Punkt 8 wird nun die aufgenommene Energie wieder abgegeben und steht somit als Nutzwärme bereit (Kondensation). Die Zustandsänderung von Punkt 7 auf Punkt 8 wird als Unterkühlung des Kältemittels bezeichnet. Zwischen den Punkten 8 und 1 ist eine Drossel verbaut, um das Kältemittel vom höheren auf das niedrigere Druckniveau zu entspannen und somit den Kreisprozess zu schließen.

Im Allgemeinen wird zur Beurteilung der Effizienz von Wärmepumpen, wie auch im in Rieberer (2012), ein sogenannter COP (Coefficient of Performance) ermittelt (siehe Gl. 2-1). Dieser setzt sich zusammen aus der aus dem Stromnetz benötigten Leistung ( $P_{el}$ ) und der zwischen den Zuständen 5 und 8 abgegebenen Nutzwärme ( $\dot{Q}_{Nutzen}$ ).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Nutzen}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-1}$$

## 2.2 Kältemittel

Das verwendete Kältemittel n-Butan (R600) ist ein farbloses entzündliches Gas (bei 20°C und Umgebungsdruck). Es ist schwerer als Luft und sammelt sich daher bei Austritt in geschlossenen Räumen am Boden an. Besonders gefährlich ist, dass R600 mit Luft ein explosionsfähiges Gemisch bilden kann (Air Liquid, 2015). In Tabelle 2-1 sind einige physikalische Eigenschaften von n-Butan angeführt.

Tabelle 2-1 Eigenschaften von n-Butan (Air Liquid, 2015)

Molmasse	[g/mol]	58
Schmelzpunkt	[°C]	-138
Siedepunkt	[°C]	-0,5
Kritische Temperatur	[°C]	152
Dampfdruck [20°C]	[bar]	2
Zündtemperatur	[°C]	365
Untere Explosionsgrenze	[g/m <sup>3</sup> ]	33
Untere Explosionsgrenze	[g/m <sup>3</sup> ]	231

Sämtliche Stoffdaten, die in Diagrammen und bei der Berechnung in dieser Arbeit verwendet wurden sind EES (2015) entnommen.

### 2.2.1 Nasse Verdichtung

Kommt es im Zuge einer Druckerhöhung dazu, dass der Zustand ins Nassdampfgebiet gelangt, so wird dies als nasse Verdichtung bezeichnet. Im Hochtemperaturwärmepumpenkreislauf dieser Arbeit wurde R600 (siehe Kapitel 2.2) als Kältemittel herangezogen. Das t/s-Diagramm dieses Kältemittels veranschaulicht die Notwendigkeit einer Überhitzung vor dem Kompressoreintritt ( $\Delta T_{\dot{U}H,min}$  in Abbildung 2-3) um eine nasse Verdichtung zu vermeiden. Als Grenzfall wird hier eine isentrope Verdichtung angenommen (senkrechte Zustandsänderungen in Abbildung 2-3).

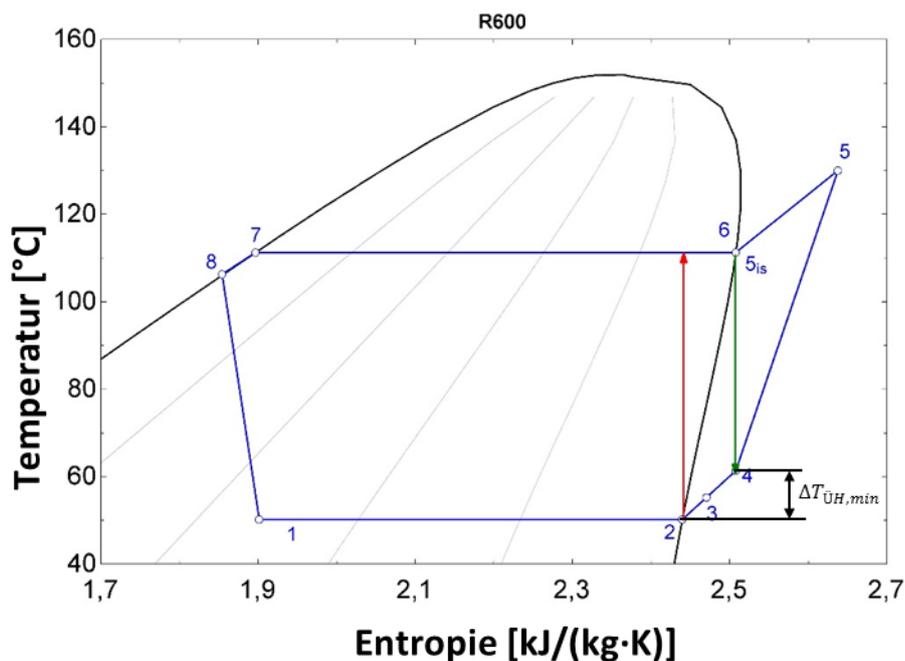


Abbildung 2-3: t/s-Diagramm eines Wärmepumpenkreislaufes (EES, 2015)

Ist eine Zustandsänderung adiabat und reibungsfrei, so ist sie isentrop. Da aber im Zuge der Verdichtung im Kompressor Wärme zu- oder abgeführt werden kann, ist die Verdichtung meist nicht isentrop. Der isentrope Wirkungsgrad ( $\eta_{is}$ ) gibt an, wie die Zustandsänderung von einer isentropen Zustandsänderung abweicht. Es wird anhand von Abbildung 2-3 gezeigt, wie ein isentroper Wirkungsgrad berechnet wird. Da es sich in Abbildung 2-3 um die Darstellung des Grenzfalles handelt, fallen die Punkte 6 und  $5_{is}$  zusammen.

$$\eta_{is} = \frac{h_{5,is} - h_4}{h_5 - h_4} \quad \text{Gl. 2-2}$$

In Gl. 2-2 wird ein Verhältnis aus Enthalpiedifferenzen zur Ermittlung des isentropen Wirkungsgrades angeführt. Für die in Abbildung 2-3 dargestellten Druckerhöhung von Punkt 4 auf 5, ergibt sich  $\eta_{is} < 1$ . Dies bedeutet eine Wärmezufuhr bei der Verdichtung des Mediums. Eine isentrope Verdichtung  $\eta_{is} = 1$  kann durch eine Wärmeabfuhr während der Verdichtung erreicht werden (siehe Kapitel 2.7.1). Im Falle eines Wärmepumpenkreislaufes, sind die Temperaturen meist so hoch, dass so viel Wärme während der Verdichtung an die Umgebung abgegeben wird, dass isentrope Wirkungsgrade  $\eta_{is} \geq 1$  möglich sind.

Wird von einer Überhitzung gesprochen, so bezieht sich dies auf die Zustandsänderung von Punkt 2 an der Sattdampfkurve bis zu dem Zustand am Eintritt in den Kompressor. Der rote Pfeil in Abbildung 2-3 zeigt den theoretischen Fall einer isentropen Verdichtung ohne Überhitzung ( $\Delta T_{\dot{U}H,min} = 0$ ). Hierbei ist veranschaulicht, dass in einem solchen Fall eine nasse Verdichtung vorliegt, da sich der Zustand nach dem Kompressor im Nassdampfgebiet befindet. Um sicher zu sein, dass nicht in das Nassdampfgebiet verdichtet wird, kann eine erforderliche Mindestüberhitzung ( $\Delta T_{\dot{U}H,min}$ ) bestimmt werden. Dafür wird im t/s-Diagramm von Punkt 6 eine isentrope Linie auf die Isobare des Niederdruckbereiches gezogen. Dies ist in Abbildung 2-3 durch den grünen Pfeil dargestellt. Der dabei bestimmte Punkt 4 repräsentiert die Mindestüberhitzung. In diesem Zusammenhang wird die Temperaturdifferenz zwischen den Punkten 2 und 4 als die Mindestüberhitzung bezeichnet.

Bei isentropen Wirkungsgraden  $\eta_{is} > 1$  sollte bei der Regelung eine höhere Mindestüberhitzung berücksichtigt werden. Weil es ansonsten durch die hier angeführte Mindestüberhitzung trotzdem zu einer nassen Verdichtung kommen kann.

Im weiteren Verlauf dieser Arbeit wird der isentropen Wirkungsgrad ( $\eta_{is}$ ) umbenannt in den isentropen Gütegrad ( $\eta_{is,G}$ ). Grund dafür ist das der isentrope Wirkungsgrad üblicherweise das Verhältnis zwischen idealer und tatsächlicher Zustandsänderung angibt. Für Turbokompressoren trifft dies zu, weil dort im Idealfall, keine Wärmeströme vom Fördermedium aufgenommen oder abgegeben werden und somit eine isentrope Zustandsänderung vorliegt. Bei Kolbenkompressoren hingegen, ist die ideale Zustandsänderung eine isotherme Verdichtung. Um Missverständnissen hinsichtlich des Verhältnisses zwischen idealer und realer Zustandsänderung zu vermeiden, wurde diese Umbenennung vorgenommen Heitmeir (2013).

### 2.2.2 Einfluss sauggasgekühlter Kompressoren

In Abbildung 2-4 ist in Grün der Prozess mit sauggasgekühltem Kompressor und in Rot der Prozess mit einem Kompressor ohne Sauggaskühlung abgebildet

Wird die Wärmequelle (blau in Abbildung 2-4) und dessen Temperaturdifferenz zum Kältemittel im Verdampfer zwischen den Punkten 1 und 4 betrachtet, so kann festgestellt werden das im Punkt 4 die minimale Temperaturdifferenz ( $\Delta T_{min}$ ) zwischen Quelle und Kältemittel (Punkt 4) eingezeichnet werden kann. Diese Temperaturdifferenz  $\Delta T_{min}$  wird vom UA-Wert im Wärmetauscher bestimmt.

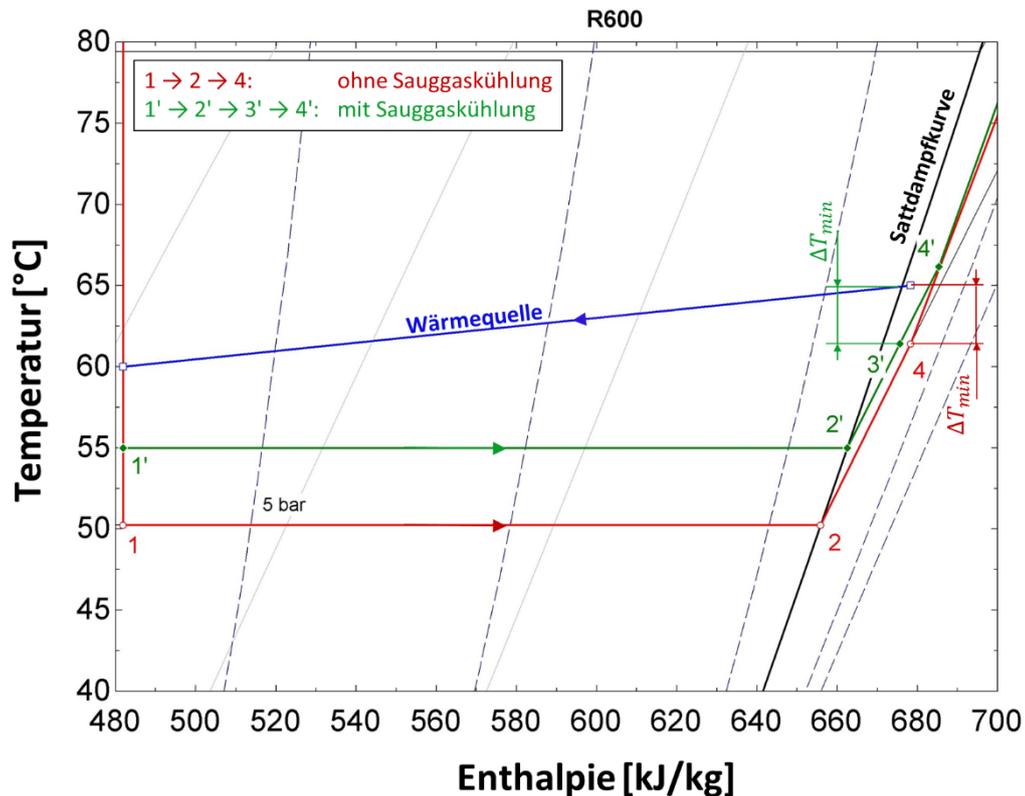


Abbildung 2-4: Änderung des Prozesses durch Sauggaskühlung

Im Kreislauf mit sauggasgekühltem Motor (grün), findet die Überhitzung im Verdampfer ( $\Delta T_{\dot{U}H,Verd.}$ ) zwischen den Punkten 2' und 3' statt. Von Punkt 3' auf 4' wird mit Hilfe der Abwärme des Motors überhitzt ( $\Delta T_{\dot{U}H,saug.WT}$ ). Auch hier ergibt sich ein  $\Delta T_{min}$ , zwischen Quellen- und Kältemitteltemperatur im Bereich des Verdampfers. In Abbildung 2-4 ist dieser Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Punkt 3' eingezeichnet.

Wichtig dabei ist, dass die Mindestüberhitzung erhalten bleibt, also die Temperaturdifferenz zwischen den Zuständen 2 und 4 muss gleich der Differenz zwischen den Punkten 2' und 4' sein. Mit Erhöhung des Druckniveaus (von Rot auf Grün) ergeben sich auch höhere Temperaturen für die Punkte 2' (2 → 2') und 4' (4 → 4'). Für die Einhaltung der Mindestüberhitzung muss Gl. 2-3 gelten.

$$\Delta T_{\dot{U}H,min} \leq \Delta T_{\dot{U}H,Verd.} + \Delta T_{\dot{U}H,saug.WT} \quad \text{Gl. 2-3}$$

Erhöht sich nun der Druck, sinkt die Überhitzung im Verdampfer, wodurch die Überhitzung im Sauggaswärmetauscher steigen muss, wenn die Mindestüberhitzung eingehalten werden soll. Die Überhitzung im Verdampfer sinkt, weil die Temperatur von Punkt 3' aufgrund von  $\Delta T_{min}$  vorgegeben ist. Ist jetzt die erforderliche Wärmemenge um von Punkt 3' auf 4' zu gelangen größer als die zugeführte Wärmemenge im Sauggaswärmetauscher, dann ist die Mindestüberhitzung nicht mehr eingehalten.

Wie in Abbildung 2-5 dargestellt, kann durch Erhöhen des Druckniveaus im Verdampfer ( $p_{Verdampfer}$ ) die Frequenz ( $f$ ) gesenkt werden, ohne die Heizleistung der Wärmepumpe ( $\dot{Q}_{WP}$ ) zu verändern. In diesem Fall, verringert sich dadurch die aufgenommene elektrische Leistung ( $P_{el}$ ).

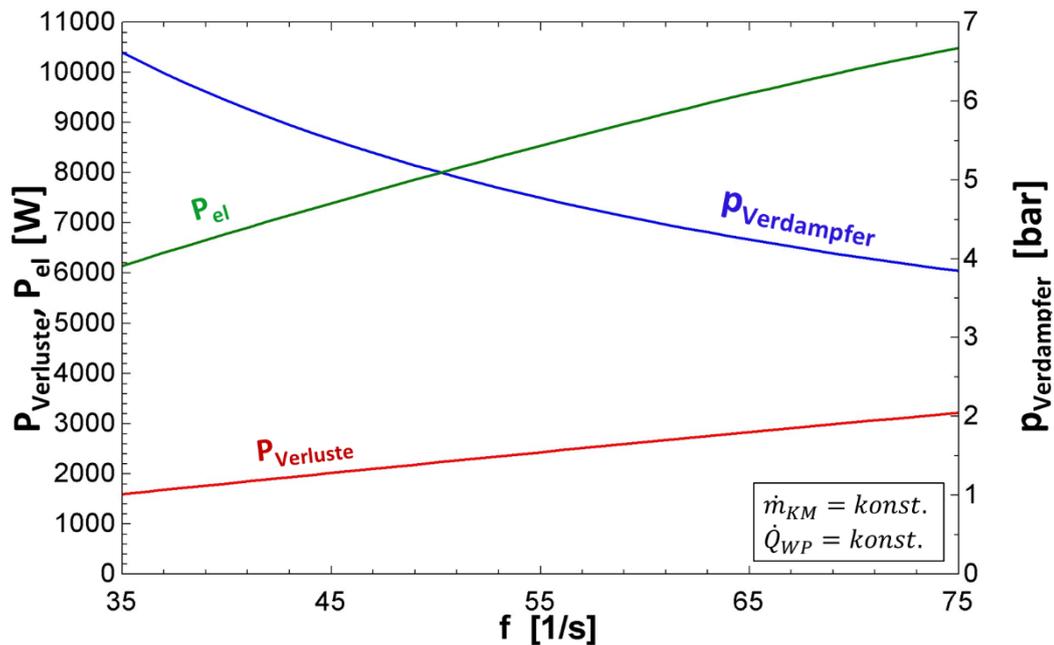


Abbildung 2-5: Zusammenhang zwischen Frequenz, Druck im Verdampfer und Verlustleistung

Mit höherem Druckniveau im Verdampfer ( $p_{\text{Verdampfer}}$ ), ist auch die Sauggasdichte höher. Um nun den gleichen Kältemittelmassenstrom ( $\dot{m}_{KM}$ ) zu verdichten kann die Frequenz niedriger angesetzt werden. Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, sind manche der elektrischen Verluste von der Frequenz abhängig. Daraus ergeben sich geringere Verluste bei sinkender Frequenz. Mit einer geringeren Verlustleistung ( $P_{\text{Verluste}}$ ) sinkt auch die elektrische Leistungsaufnahme des Kompressors ( $P_{\text{el}}$ ).

## 2.3 Asynchronmaschinen

Wie in Teigelkötter (2013) beschrieben sind Asynchronmaschinen Drehfeldmaschinen bestehend aus Stator und Rotor getrennt voneinander durch einen Luftspalt. Es gibt zwei Ausführungen, Asynchronmaschinen mit Käfigläufer, oder mit Schleifringläufer. Der Unterschied zwischen dieser Ausführungen ist in Abbildung 2-6 zu sehen und liegt ausschließlich im Rotor. Aus diesem Grund ist in Abbildung 2-6 oben eine Asynchronmaschine mit Schleifringläufer und direkt darunter der Rotor eines Kurzschlussläufers abgebildet. Schleifringläufer besitzen im Gegensatz zu Käfigläufern eine Dreiphasenwicklung am Rotor und benötigen daher sogenannte Schleifringe damit Strom fließen kann. Bei Käfigläufern hingegen besitzt der Rotor Nuten in denen Stäbe aus Kupfer oder Aluminium eingelegt sind. Im angeführten Beispiel eines Kurzschlussläufers sind die Nuten schräg ausgeführt. Diese Stäbe sind mit Kurzschlussringen an den Stirnseiten verbunden und damit elektrisch kurzgeschlossen. Asynchronmaschinen mit Kurzschlussläufer arbeiten nahezu verschleißfrei und sind günstig herzustellen.

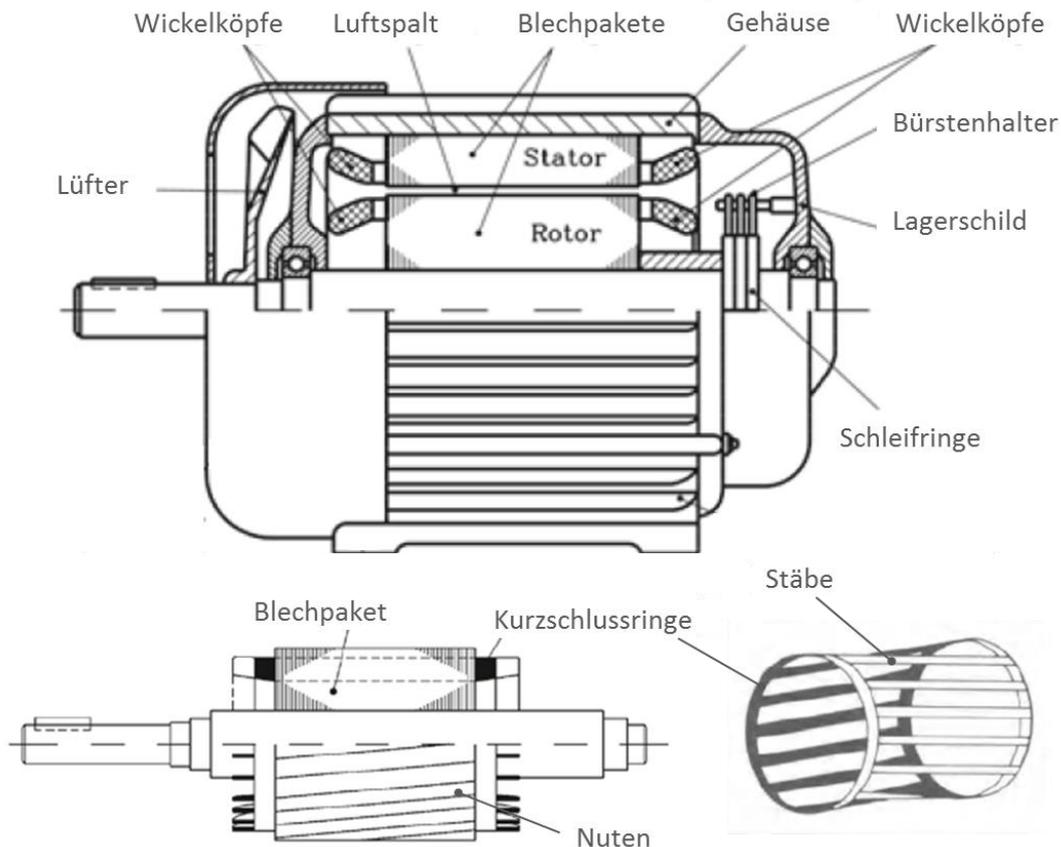


Abbildung 2-6: oben: Asynchronmotor mit Schleifringläufer  
unten: Rotor als Käfigläufer modifiziert aus Binder (2012)

In der Literatur von Jordan und Weis (1969) wird erklärt, dass diese Maschinen als Generator sowie als Motor betrieben werden können. Unabhängig davon ist der Rotor im Betrieb immer in Bewegung und der Stator in Ruhe. Wird die Asynchronmaschine mit Käfigläufer als Generator betrieben, wird durch das entstehende Magnetfeld um den Rotor eine elektrische Spannung in den Stator induziert. Im Motorbetrieb fließt elektrischer Strom durch den Stator und das dadurch entstehende Magnetfeld versetzt den Rotor in Bewegung. Grob kann der Stator in ein Statoreisen und eine Statorwicklung unterteilt werden.

Wie in Teigelkötter (2013) beschreiben, besteht das Statoreisen, welches das Magnetfeld führt, aus einer Vielzahl geschichteter, sogenannter Elektrobleche. Diese geschichteten Bleche werden zu Blechpaketen gepresst. Bei der Herstellung dieser Bleche wird besondere Rücksicht auf die elektrischen Eigenschaften genommen. Dabei werden Blechdicken von 0,25-1 mm in Maschinen mittlerer bis großer Leistung verwendet. Mittels Silikat-Schicht oder wasserlöslicher Lacke werden die Bleche einseitig isoliert.

Der Strom, welcher im Stator fließt, wird durch die Statorwicklung geleitet. Die aus Kupfer bestehenden zueinander isolierten Drähte der Statorwicklung werden mittels mehrerer Stränge durch den Stator geführt. Je nachdem, wie die einzelnen Stränge miteinander verschaltet sind, wird in Binder (2012) unterschieden zwischen Stern- und Dreiecksschaltung (siehe Abbildung 2-7). Bei Motoren die im Betrieb in einer Dreieckschaltung geschaltet sind, erfolgt der Anlauf der Maschine bei Sternschaltung. Damit kann der Anlaufstrom auf  $1/3$  verringert werden. Jedoch sinkt dabei auch das Anlaufmoment auf  $1/3$ . Nach dem Anlauf der Maschine kommt es mittels „Stern-Dreieck-Umschalter“ zum Wechsel auf eine im Dreieck verschaltete Statorwicklung.

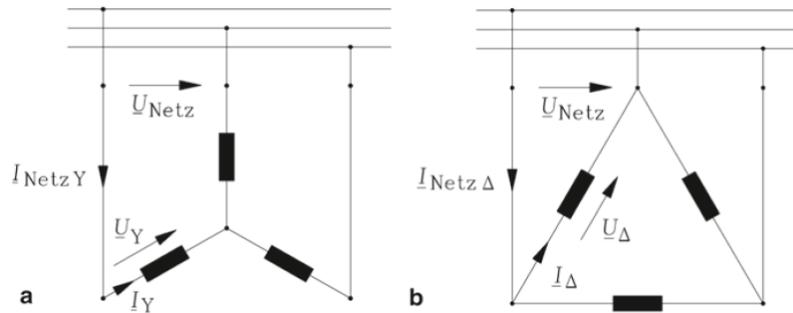


Abbildung 2-7: a) Stern-Schaltung, b) Dreieck-Schaltung (Binder, 2012)

Aus der in Abbildung 2-7 abgebildeten Verschaltungsmöglichkeiten, ergeben sich verschiedene Zusammenhänge für Strom und Spannung aus den Gesetzmäßigkeiten der Elektrotechnik (siehe Tabelle 2-2).

Tabelle 2-2: Strom, Spannung und Leistung bei Stern-/Dreieck-Schaltung (Binder, 2012)

Stern-Schaltung	Dreieck-Schaltung
$I_{NetzY} = I_Y$	$I_{Netz\Delta} = \sqrt{3} \cdot I_{\Delta}$
$U_{Netz} = \sqrt{3} \cdot U_Y$	$U_{Netz} = U_{\Delta}$
$P_Y = 3 \cdot I_Y^2 \cdot R_{Strang}$	$P_{\Delta} = 3 \cdot I_{\Delta}^2 \cdot R_{Strang}$
$P_{\Delta} = 3 \cdot P_Y$	

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird von Strängen gesprochen. Ein Strang ist gleichzusetzen mit einer Wicklung in der Maschine. In Abbildung 2-7 sind in beiden Fällen 3 Wicklungen vorhanden. Beschrieben ist ein Strang, wenn  $I_Y/I_{\Delta}$  und  $U_Y/U_{\Delta}$  bekannt sind. Die drei schwarzen Rechtecke in Abbildung 2-7 symbolisieren den Widerstand eines Stranges ( $R_{Strang}$ ).

## 2.4 Verluste elektrischer Antriebe

Um die für die Überhitzung des Kältemittels zur Verfügung stehende Wärme abschätzen zu können, müssen Informationen über die vorhandene Verlustwärme der elektrischen Maschine bekannt sein. Prinzipiell lassen sich die Verluste elektrischer Maschinen in Leerlaufverluste und Lastverluste unterteilen (siehe Tabelle 2-3), wobei Letztere hauptsächlich stromabhängig sind.

Tabelle 2-3: Einteilung elektrischer Verluste (Schröder, 2007)

Leerlaufverluste:		Lastverluste:	
Eisenverluste ( $P_{Fe}$ )	[W]	Kupferverluste ( $P_{Cu}$ )	[W]
Reibungsverluste ( $P_{Reib}$ )	[W]	Zusatzverluste ( $P_{Zusatz}$ )	[W]
		Übergangsverluste ( $P_{Ü}$ )	[W]

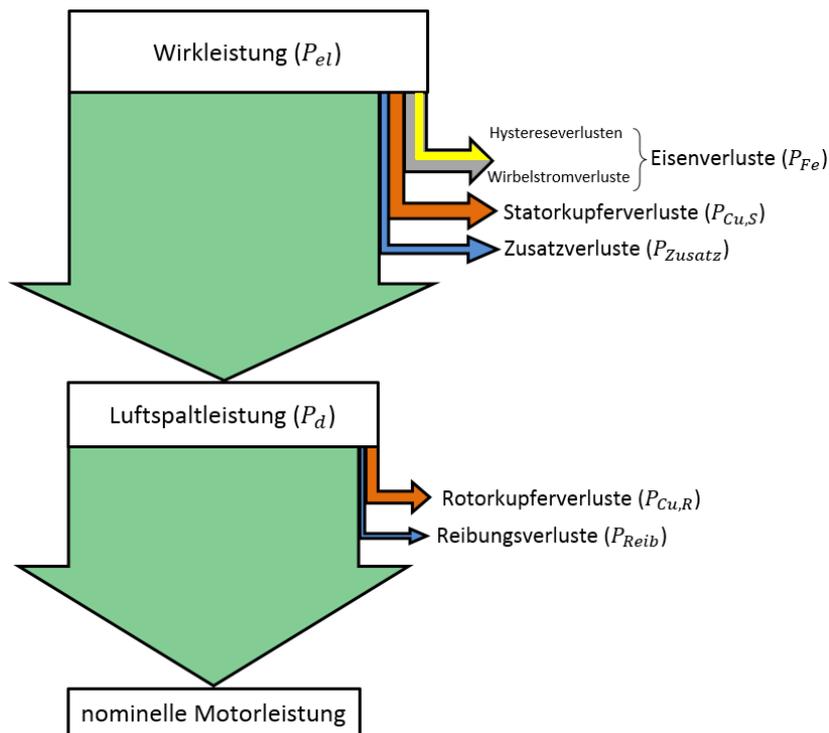


Abbildung: 2-8 Verluste elektrischer Maschinen

Die Eisenverluste ( $P_{Fe}$ ) setzen sich in der Literatur von Schröder (2007) aus den Hystereseverlusten und den Wirbelstromverluste zusammen. Hystereseverluste entstehen durch das periodische Umrorientieren der Elementarmagneten im Eisen infolge des magnetischen Wechselfeldes. Die Spannung induziert durch das magnetische Wechselfeld findet innerhalb des Eisenkerns einen geschlossenen Stromkreis vor. Die dadurch fließenden Ströme sind verantwortlich für die Wirbelstromverluste. Zur Berechnung der gesamten Eisenverluste kann Gl. 2-4 als gute Näherung herangezogen werden.

$$P_{Fe} = m_{Fe} \cdot v_{Fe,15} \cdot \left( \frac{B}{1,5 Tesla} \right)^2 \cdot \left( \frac{f}{50 Hz} \right)^{1,6} \cdot k_B \quad \text{Gl. 2-4}$$

In Gl. 2-4 ist  $m_{Fe}$  die Masse des Blechpaketes,  $v_{Fe,15}$  die Gesamtverlustziffer zur Kennzeichnung der Blechqualität (Index 1,5 bezeichnet den Scheitelwert der Flussdichte) und  $B, f, k_B$  stehen für die Flussdichte, die Frequenz und einen Bearbeitungszuschlag.

In der Praxis jedoch, ist eine Verwendung dieser Formel nur möglich, wenn Flussdichte, Gesamtverlustziffer und Bearbeitungszuschlag vom Hersteller der elektrischen Maschine bereitgestellt werden. Da diese Angaben im Zuge dieser Arbeit nicht zugänglich waren, wurde auf eine mathematische Bestimmung der Eisenverluste verzichtet. Sind genauere Kenntnisse über die Eisenverluste notwendig, so wird in Teigelkötter (2013) erwähnt, dass neben der Berechnung eine Vergleichsmessung am Prüfstand unumgänglich ist.

Reibungsverluste ( $P_{Reib}$ ) entstehen durch Lagerreibung des Läufers und dem Lüfter, falls vorhanden. In der Literatur von Spring (2006) werden sie als belastungsunabhängig betrachtet, da die Drehzahl im Bereich zwischen Leerlauf und Nennbetrieb sich kaum ändert. Bei der in dieser Arbeit betrachteten elektrischen Maschine handelt es sich um eine ohne Lüfter.

Wie in Schröder (2007) beschrieben, setzen sich die Kupferverluste ( $P_{Cu}$ ) oder auch Stromwärmeverluste genannt, aus Statorwicklungsverluste ( $P_{Cu,S}$ ) (Erregerverluste) und Rotorwicklungsverluste ( $P_{Cu,R}$ ) zusammen. Bei Erregerverlusten ist zu berücksichtigen, dass

diese nicht immer lastunabhängig sind. Sie basieren auf dem ersten Joule'schen Gesetz (Gl. 2-5), welches den Zusammenhang von leiterdurchflossenem Strom, elektrischem Widerstand des Leiters und dadurch entstehenden Verlust beschreibt.

$$P_J = R \cdot I^2 \quad \text{Gl. 2-5}$$

Da es sich bei Strom ( $I$ ) und Widerstand ( $R$ ) um leicht zu ermittelnde bzw. um aus Messungen bekannte Größen handelt, wurden die Erregerverluste in dieser Arbeit berücksichtigt.

Lastabhängige Zusatzverluste ( $P_{Zusatz}$ ) setzen sich laut Kleinrath (1980) aus Stromverdrängungsverlusten im Rotor und Querstromzusatzverlusten bei schräger, nicht isolierter Käfigwicklung zusammen. Hierbei handelt es sich um sehr schwer zu bestimmende Verluste, daher wird Ihr Anteil von Giersch et al. (2003) in der Praxis mit 1% der Maschinenleistung angenommen.

Nach Schröder (2007) entstehen Übergangsverluste ( $P_{\dot{U}}$ ) vorrangig an Klemmen und Bürsten, daher fallen diese bei Kurzschlussläufern, wie dies hier der Fall ist, weg.

Zur praktischen Bestimmung der Verluste wird von Spring (2006) folgendes Vorgehen beschrieben. Die Statorwicklungsverluste ( $P_{Cu,S}$ ) können aus dem Statorstrom und dem Spulenwiderstand ermittelt werden. In einem Leerlaufversuch mit Nennspannung wird die Eisenverlustleistung ( $P_{Fe}$ ) zusammen mit den Reibungsverlusten ( $P_{Reib}$ ) ermittelt. Dies gelingt, weil bei Leerlauf die an die Welle abgegebene mechanische Leistung und die Rotorspannung Null sind. In Gl. 2-6 werden die Statorwicklungsverluste ( $P_{Cu,S}$ ) von der aus dem Netz im Leerlauf aufgenommenen Leistung ( $P_0$ ) subtrahiert.

$$P_{Fe} + P_{Reib} = P_0 - P_{Cu,S} \quad \text{Gl. 2-6}$$

Die im Rotor entstehenden Rotorwicklungsverluste ( $P_{Cu,R}$ ) lassen sich nur bei Maschinen mit Schleifringläufer durch Messen bestimmen. Bei Maschinen mit Käfigläufer können die Rotorwicklungsverluste ( $P_{Cu,R}$ ) aus dem Schlupf ( $s$ ) und der Luftspaltleistung ( $P_d$ ) berechnet werden (siehe Gl. 2-7). Als Luftspaltleistung wird jene Leistung bezeichnet, welche am Rotor vorhanden ist (Spring, 2006).

$$P_{Cu,R} = s \cdot P_d \quad \text{Gl. 2-7}$$

Um die Luftspaltleistung ( $P_d$ ) zu bekommen, sind von der aus dem Netz aufgenommenen Leistung ( $P_{el}$ ) die Statorwicklungsverluste ( $P_{Cu,S}$ ) und die Eisenverluste ( $P_{Fe}$ ) zu subtrahieren (siehe Gl. 2-8). Da in der Regel nur die Eisen- und Reibungsverluste gemeinsam ( $P_{Fe+Reib} = P_{Fe} + P_{Reib}$ ) bekannt sind, werden diese subtrahiert (Spring, 2006).

$$P_d = P_{el} - P_{Cu,S} - P_{Fe+Reib} \quad \text{Gl. 2-8}$$

Das ist eine gute Näherung, von der in der Praxis häufig Gebrauch gemacht wird (Spring, 2006).

## 2.5 Dimensionierung eines Mantelwärmetauschers

Bei der Erläuterung der Auslegung eines Mantelwärmetauschers wurde eine gleichförmige axiale Durchströmung des Kühlmediums wie in Abbildung 2-9 dargestellt angenommen. Bei der hier gewählten Herleitung, aus (VDI, 2013), zur Auslegung eines Wärmetauschers wurde die Annahme getroffen, dass der gesamte Wärmestrom ( $\dot{Q}$ ) vom Kühlmedium aufgenommen und somit nichts an die Umgebung des Wärmetauschers abgeführt wird. Der Wärmetauscher ist daher nach außen als adiabat anzusehen. Als Randbedingung wurde die Temperatur an der Innenwand des Innenrohres  $\vartheta_{Wand,innen}$  vorgegeben.

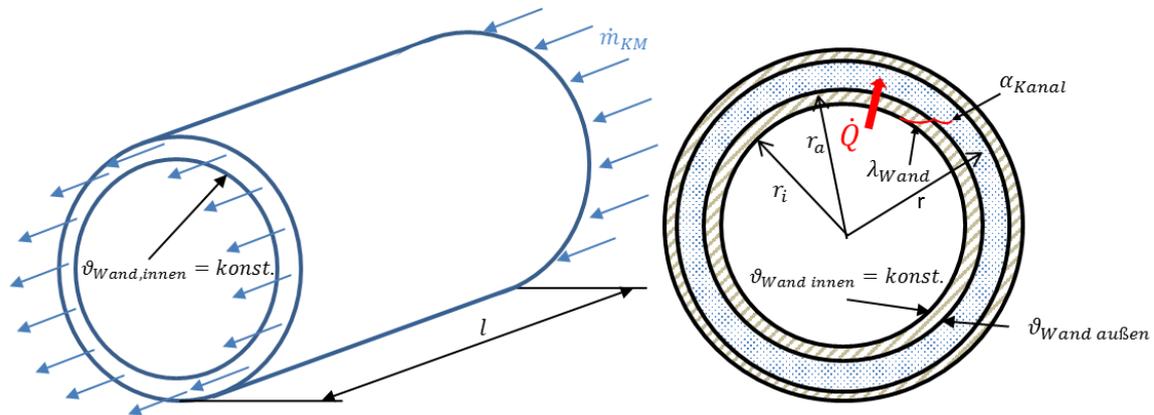


Abbildung 2-9: Wärmeströme in einem Mantelwärmetauscher

Der in Abbildung 2-9 dargestellte Aufbau symbolisiert einen Wärmestrom ( $\dot{Q}$ ) durch das Innenrohr bis zu einem längs zwischen den Rohren durchströmendem Kühlmedium (blau). Somit wird der Wärmestrom radial nach außen vom Kühlmedium aufgenommen und axial abtransportiert.

Für die Auslegung ist in erster Linie der Wärmestrom von innen nach außen ausschlaggebend und daher für die Dimensionierung des Wärmetauschers erforderlich. Im Gleichgewicht müssen Wärmestrom ( $\dot{Q}$ ) und die abtransportierte Wärmemenge stehen.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{KM} \cdot (h_{Eintritt} - h_{Austritt}) \quad \text{Gl. 2-9}$$

Die abtransportierte Wärmemenge lässt sich mithilfe des Kühlmittelmassenstroms ( $\dot{m}_{KM}$ ) multipliziert mit der Enthalpiedifferenz zwischen Eintritt und Austritt des Wärmetauschers bestimmen (siehe Gl. 2-9). Zur Berechnung von Temperaturen in den Schichten ist es nötig, die einzelnen Wärmeübergänge zu bestimmen. Bei dem Zusammenhang zwischen Wärmeleitwiderstand ( $R$ ) und Wärmeübergang ( $\alpha$ ) bzw. Wärmedurchgang ( $\frac{\lambda}{s}$ ) gilt Gl. 2-10.

$$R_{\alpha} = \frac{1}{\alpha} \text{ bzw. } R_{\lambda} = \frac{s}{\lambda} \quad \text{Gl. 2-10}$$

In Gl. 2-10 steht  $s$  für die Schichtdicke, die der Wärmestrom durchdringen muss und  $\lambda$  für die Wärmeleitfähigkeit des Stoffes. Mittels Division dieser beiden Größen, ergibt sich der Wärmeleitwiderstand infolge Wärmeleitung ( $R_{\lambda}$ ). Für den Wärmeleitwiderstand infolge eines Wärmeübergangs ( $R_{\alpha}$ ), ist einfach der Kehrwert zu bilden.

In Abbildung 2-9 setzen sich die Wärmeleitwiderstände zusammen aus Wärmeleitung ( $\lambda_{Wand}$ ) des Innenrohres und dem Wärmeübergang ( $\alpha_{Kanal}$ ) zwischen Innenrohr und Kältemittel. Dabei wird auf die Ermittlung eines Wärmestroms an die Umgebung verzichtet. Die Wärmeleitfähigkeit

des Innenrohres ist material- und temperaturabhängig. Die Wärmeübergangszahl ist zusätzlich abhängig von der Reynolds-Zahl der Strömung. Jedenfalls gilt, umso turbulenter die Strömung an der Oberfläche, an der die Wärme übertragen werden soll, umso besser der Wärmeübergang (VDI, 2013).

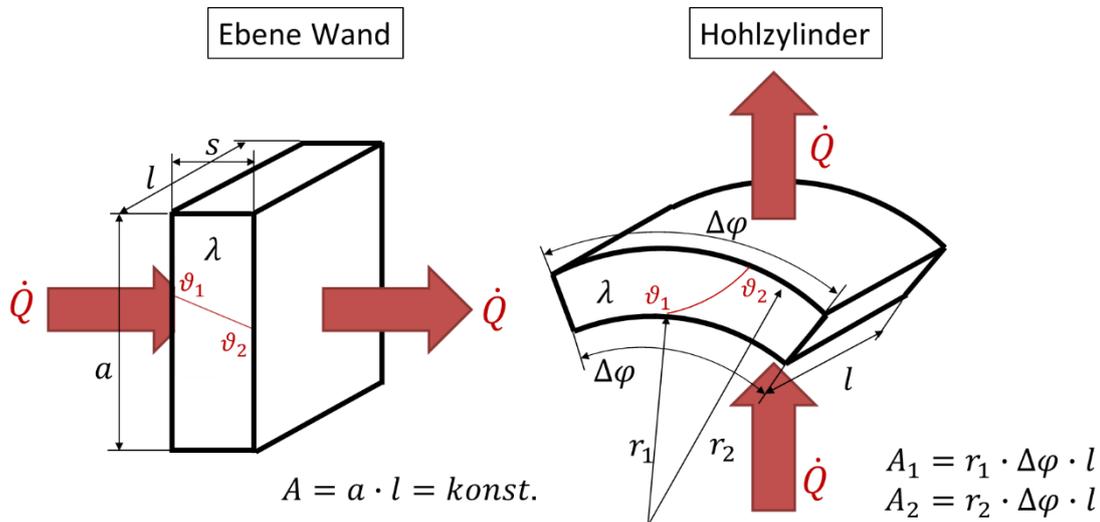


Abbildung 2-10: Wärmestrom durch ebene Wand und durch Hohlzylinder

In Abbildung 2-10 ist ersichtlich, dass bei ebenen Wänden der Wärmestrom ( $\dot{Q}$ ) durch eine definierte Querschnittsfläche ( $A$ ) konstant ist. Im Fall eines Hohlzylinder jedoch ändert sich die Querschnittsfläche ( $A_1 \neq A_2$ ) mit dem Radius ( $r$ ) und somit ändert sich auch die Wärmestromdichte ( $\frac{\dot{Q}}{A(r)}$ ) mit dem Radius ( $r$ ). Das Wärmeleitgesetz für radiale Ausbreitung ist in Gl. 2-11 dargestellt (VDI, 2013):

$$\dot{Q} = -\lambda \cdot A_{(r)} \cdot \frac{d\vartheta}{dr} \quad \text{Gl. 2-11}$$

Durch Integration von Gl. 2-11 mit den Integrationsgrenzen von  $r_i$  bis  $r_a$  ergibt sich in diesem konkreten Fall für den Wärmestrom ( $\dot{Q}$ ) (VDI, 2013):

$$\dot{Q} = \lambda_{Wand} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot l}{\ln(r_a/r_i)} \cdot (\vartheta_{Wand,innen} - \vartheta_{Wand,außen}) \quad \text{Gl. 2-12}$$

Wobei  $l$  in Gl. 2-12 der Länge des Zylinders in Abbildung 2-9 entspricht. Um einen Wärmeleitwiderstand bestimmen zu können muss der Wärmestrom ( $\dot{Q}$ ) auf eine Fläche bezogen werden. Als Bezugsfläche dient die Außenfläche (Fläche bei dem Radius  $r_a$  in Abbildung 2-9 mit der Vorgehensweise wie in Abbildung 2-10). Dies geschieht durch Erweiterung von Gl. 2-12 mit dem Außendurchmesser ( $d_a$ ) (VDI, 2013).

$$\dot{Q} = \lambda_{Wand} \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot l \cdot d_a}{d_a \cdot \ln(d_a/d_i)} \cdot (\vartheta_{Wand\ innen} - \vartheta_{Wand\ außen}) \quad \text{Gl. 2-13}$$

Mit  $A_{Bezug} = l \cdot d_a \cdot \pi$  lässt sich nun im Zähler der Gl. 2-13 die Bezugsfläche zusammenfassen. Der Wärmeleitwiderstand der Wand bezogen auf die Außenfläche (siehe Gl. 2-14) beträgt dann (VDI, 2013):

$$\frac{1}{R_{Rohrwall}} = \frac{2 \cdot \lambda_{Rohrwall}}{d_a \cdot \ln(d_a/d_i)} \quad \text{Gl. 2-14}$$

Für die Wärmeleitung in der Rohrwall gilt (VDI, 2013):

$$\dot{Q} = \frac{1}{R_{Rohrwall}} \cdot A_{Bezug} \cdot (\vartheta_{Wall,innen} - \vartheta_{Wall,außen}) \quad \text{Gl. 2-15}$$

Zur Bestimmung des Wärmeübergangs von Außenwall auf die Kühlflüssigkeit muss die Reynolds-Zahl (siehe Gl. 2-16) bestimmt werden (VDI, 2013).

$$Re = \frac{w \cdot d_h}{\nu} \quad \text{Gl. 2-16}$$

In Gl. 2-16 steht  $w$  für die Strömungsgeschwindigkeit des Kühlmediums. Diese hängt direkt mit dem Massenstrom des Kühlmediums ( $\dot{m}_{KM}$ ) und der durchströmten Querschnittsfläche zusammen. Wird sie mit dem hydraulischen Durchmesser ( $d_h$ ) multipliziert und anschließend durch die kinematische Viskosität ( $\nu$ ) dividiert ergibt sich die Reynolds-Zahl ( $Re$ ). Die kinematische Viskosität ist eine Stoffgröße des Kühlmediums. Der hydraulische Durchmesser ergibt sich aus der Geometrie der durchströmten Fläche. Dabei gilt zu Berechnung des hydraulischen Durchmessers ( $d_h$ ) in Gl. 2-17 (VDI, 2013):

$$d_h = \frac{4 \cdot A}{U} \quad \text{Gl. 2-17}$$

Die durchströmte Querschnittsfläche wird von ( $A$ ) repräsentiert und ( $U$ ) gibt den benetzten Umfang an (VDI, 2013).

Je nachdem, ob die Strömung laminar oder turbulent ist ergeben sich die unterschiedlichen Zusammenhänge zwischen Nusselt-, Prandtl- und Reynolds-Zahl. Der daraus errechnete Wert für die Nusselt-Zahl ( $Nu$ ) wird in Gl. 2-18 eingesetzt und auf die Wärmeübergangszahl ( $\alpha_{Kanal}$ ) umgeformt (VDI, 2013).

$$Nu = \frac{\alpha_{Kanal} \cdot d_h}{\lambda_{KM}} \quad \text{Gl. 2-18}$$

Hier gilt es zu berücksichtigen, dass im Nenner der Gleichung die Wärmeleitfähigkeit des Kühlmediums ( $\lambda_{KM}$ ) einzusetzen ist. Daraus ergibt sich mit Gl. 2-10 der Wärmeleitwiderstand ( $R_{Kanal}$ ) für den Übergang von Außenwall des Innenrohres auf strömendes Kühlmedium. Durch Addition der Wärmeleitwiderstände ergibt sich ein gesamter Wärmeleitwiderstand, aus dem ein U-Wert gebildet werden kann (siehe Gl. 2-19).

$$R_{gesamt} = R_{Kanal} + R_{Rohrwall} \quad \text{bzw.} \quad U = \frac{1}{R_{gesamt}} \quad \text{Gl. 2-19}$$

Für den Wärmestrom kann nun Gl. 2-20 angeschrieben werden.

$$\dot{Q} = U \cdot A_{Bezug} \cdot \Delta T_{log} \quad \text{Gl. 2-20}$$

Da sich die Temperatur des Kühlmediums längs des Wärmetauschers ändert, kann keine Temperaturdifferenz wie in Gl. 2-15 gebildet werden. Stattdessen muss eine logarithmische Temperaturdifferenz berechnet werden. In Gl. 2-21 ergibt sich mit Hilfe von Abbildung 2-11 der Zusammenhang, wie anhand von zwei Temperaturverläufen eine logarithmische

Temperaturdifferenz gebildet wird. Es soll nun die logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Kühlmedium und Rohrrinnenwand gebildet werden (VDI, 2013).

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_{gro\beta} - \Delta T_{klein}}{\ln\left(\frac{\Delta T_{gro\beta}}{\Delta T_{klein}}\right)} \quad \text{Gl. 2-21}$$

In Abbildung 2-11 stellt die blaue Linie den Anstieg der Temperatur des Kühlmediums längs des Wärmetauschers dar und in Rot wird die Wandtemperatur des Rohres dargestellt.

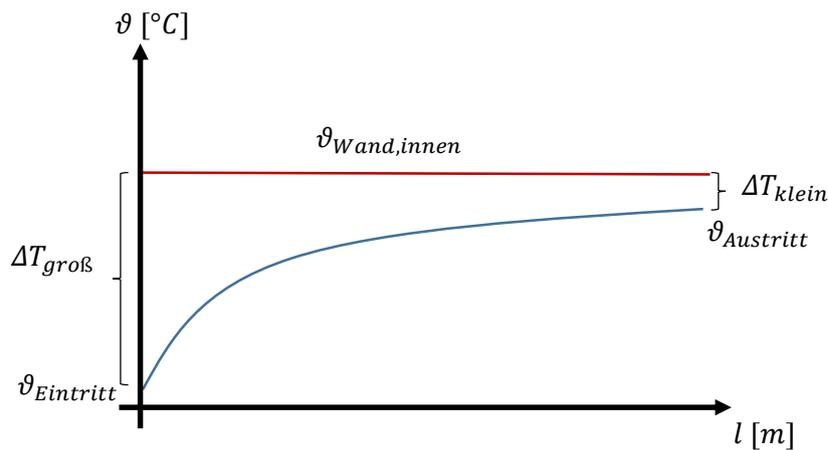


Abbildung 2-11: Temperaturverlauf im Wärmetauscher zwischen Rohrrinnenwand und Kältemittel

## 2.6 Berechnung von Druckverlusten

Um in Wärmepumpenkreisläufen die einzelnen Zustände im Kreisprozess genauer abbilden zu können ist eine rechnerische Ermittlung der Druckverluste verbauter Rohrleitungen und Komponenten wie Wärmetauscher durchzuführen. Die Berechnung des Druckverlustes im Wärmetauscher wurde laut Dubbel et al. (2011), für den in Abbildung 2-12 dargestellten Verlauf, durchgeführt.

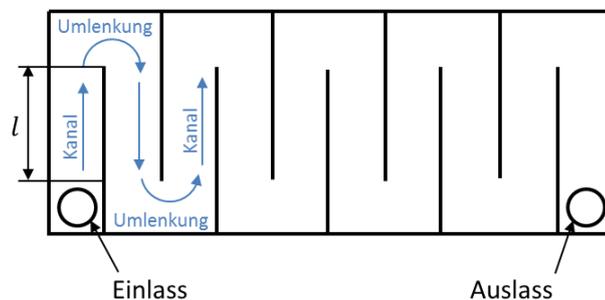


Abbildung 2-12: mäanderförmige Kanalführung im Wärmetauscher

Der Druckverlust in einem Kanal ( $\Delta p_{Kanal}$ ) errechnet sich aus:

$$\Delta p_{Kanal} = \zeta \cdot \frac{l}{d_h} \cdot \frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \quad \text{Gl. 2-22}$$

In Gl. 2-22 ist  $l$  die Länge des Kanals,  $d_h$  der hydraulische Durchmesser (siehe Gl. 2-17),  $\rho$  die Dichte der strömenden Mediums und  $w_i$  steht für die Strömungsgeschwindigkeit des Mediums. Der Widerstandsbeiwert ( $\zeta$ ) ist abhängig von der Reynoldszahl Gl. 2-16 und somit davon, ob die Strömung turbulent oder laminar ist. Im (VDI, 2013) ist vermerkt, dass sich ein genaueres Widerstandsgesetz, wie in Gl. 2-23, nur für technisch glatte Oberflächen (Glas, gezogene Messing- und Kupferrohre) angegeben werden kann. Verwendet wurde die Gleichung von Konakov die im Bereich von  $10^4 < Re < 10^6$  ihre Gültigkeit hat.

$$\zeta = (1,8 \cdot \lg(Re) - 1,54)^{-2} \quad \text{Gl. 2-23}$$

Neben den Verlusten durch Reibung an der Kanalwand, treten Verluste durch Querströmungen und Ablösungen bei Kanalumlenkungen auf. Druckverluste dieser Art, werden wie folgt mathematisch beschrieben:

$$\Delta p_{Umlenkung} = k \cdot \zeta_u \cdot \frac{\rho \cdot w_i^2}{2} \quad \text{Gl. 2-24}$$

Der Widerstandsbeiwert für 90° Kniestücke ( $\zeta_u$ ) wurde dabei aus Dubbel et al. (2011) entnommen. Um nun auf den  $\zeta$ -Wert für die geforderten 180° Umlegung zu kommen, wurde ein Faktor  $k = 1,7$  für eine Umrechnung aus Dubbel et al. (2011) verwendet.

Für den in Abbildung 2-12 abgebildeten Kanalverlauf ergibt sich der gesamte Druckverlust nun aus der Summe der axial gerade verlaufenden Kanalstücke durch Gl. 2-22, addiert mit der Summe der aus Gl. 2-24 erhaltenen Druckverluste durch die Umlenkungen zwischen Einlass und Auslass in den Wärmetauscher. In weiterer Folge hat der Druckverlust im Wärmetauscher auch Auswirkungen auf die gewählte Anzahl der mäanderförmigen Kanäle (siehe Kapitel 3.3). Denn es gilt, je mehr Kanäle, umso besser der Wärmeübergang da die Reynolds-Zahl steigt, jedoch steigt auch der Druckverlust im Wärmetauscher dadurch.

## 2.7 Kolbenkompressor

Der für das System eines Wärmepumpenkreislaufes notwendige Kompressor (dargestellt in Abbildung 2-1) hat die Aufgabe das Kältemittel auf ein höheres Druckniveau zu bringen. Eine spezielle Ausführung eines Kompressors ist ein sogenannter Kolbenkompressor. Die dabei stattfindende zyklische Verdichtung angesaugter Förderstrommassen basiert auf der zugeführten Volumenänderungsarbeit in einem abgeschlossenen Raum mit konstantem Masseninhalt. Durch das zyklische Öffnen und Schließen von Ein- und Auslassvorrichtungen in und aus dem abgeschlossenen Raum kommt es zu einem ständigen Wechsel von Ausstoßen und Ansaugen des Förderstromes. Die für die ständig geforderte Volumenänderungsarbeit nötige Leistung wird von einer elektrischen Maschine bereitgestellt. Zur Veranschaulichung des Durchlaufes einer zu verdichtenden Masseneinheit des Fördermediums dient Abbildung 2-13.

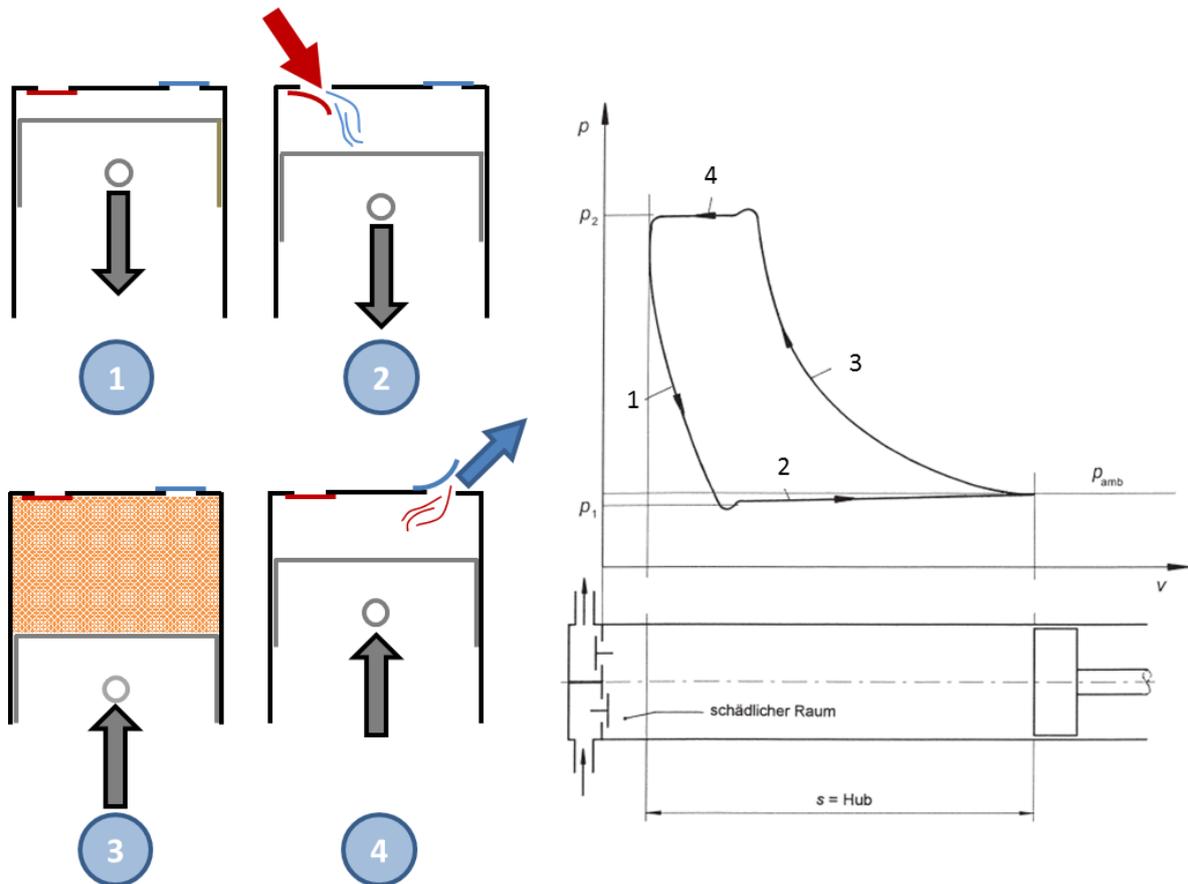


Abbildung 2-13: Förderzyklus eines Kolbenkompressors mit dem Indikator- und Grollius-Diagramm von Grollius (2006)

Bei dem in Abbildung 2-13 angeführten Diagramm ist der Druck im Zylinder auf der Ordinate und das Zylindervolumen auf der Abszisse aufgetragen. Solche Diagramme werden als Indikator- und Grollius-Diagramm bezeichnet.

### 2.7.1 Verluste von Kompressoren

Bei der Verdichtung eines Förderstromes kommt es zu Beginn zu einem Wärmeübergang von der Arbeitsraumoberfläche auf den Förderstrom. Bei zunehmender Druckerhöhung des Förderstromes kehrt sich der Wärmestrom vom Förderstrom auf die Arbeitsraumoberfläche um (Wandverluste). Diese Wärmestromumkehr ist laut Küttner (1993) auf die Druckerhöhung des Förderstromes zurückzuführen.

Beim Ausschleusen des Förderstromes ist ein höherer Druck im Arbeitsraum, als im druckseitigen Behälter Voraussetzung. Diese erforderliche Druckdifferenz dient zum Überwinden von Reibungsverlusten in der Strömung (Drosselverluste) im Druckventil und seiner Zu- und Abführungskanäle. Weitere Verluste sind Leckströmungen, verursacht durch Druckausgleichsvorgänge (Undichtheitsverluste). Saug- und druckseitige Ventile haben Leckströme. Es kommt auch zu Ausgleichsströmungen zwischen den durch die Kolbenringe abgetrennten Räumen (Küttner, 1993).

### 2.7.2 Berechnung der Kompressorleistung

Die benötigte Leistung des Kompressors ist in erster Line abhängig vom Fördermassenstrom und dem Druckverhältnis. Für die Berücksichtigung der in Kapitel 2.7.1 angeführten Verluste muss ein volumetrischer Wirkungsgrad für den Kompressor bestimmt werden (siehe Gl. 2-25). Entnommen aus Hirsch (1932), stellt er das Verhältnis zwischen tatsächlich geförderten und theoretisch möglichen Volumenstrom dar.

$$\lambda_{vol} = 0,9804 - 0,0431 \cdot \psi_{Kompressor} \quad \text{Gl. 2-25}$$

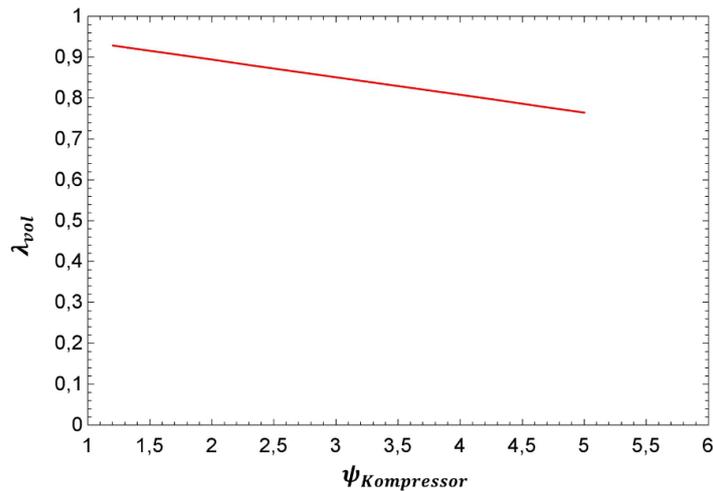


Abbildung 2-14: volumetrischer Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses

Abbildung 2-14 zeigt den Verlauf von Gl. 2-25. Dieser Verlauf wurde aus Messdaten eines vermessenen Kompressors vor Erstellung dieser Arbeit ermittelt. Dabei ist zu erkennen, dass mit steigendem Druckverhältnis (siehe Gl. 2-26) der Wirkungsgrad ( $\lambda_{vol}$ ) abnimmt, weil die Verluste zunehmen. Die Messung wurde mit Druckverhältnisse von  $1,5 < \psi_{Kompressor} < 5$  durchgeführt.

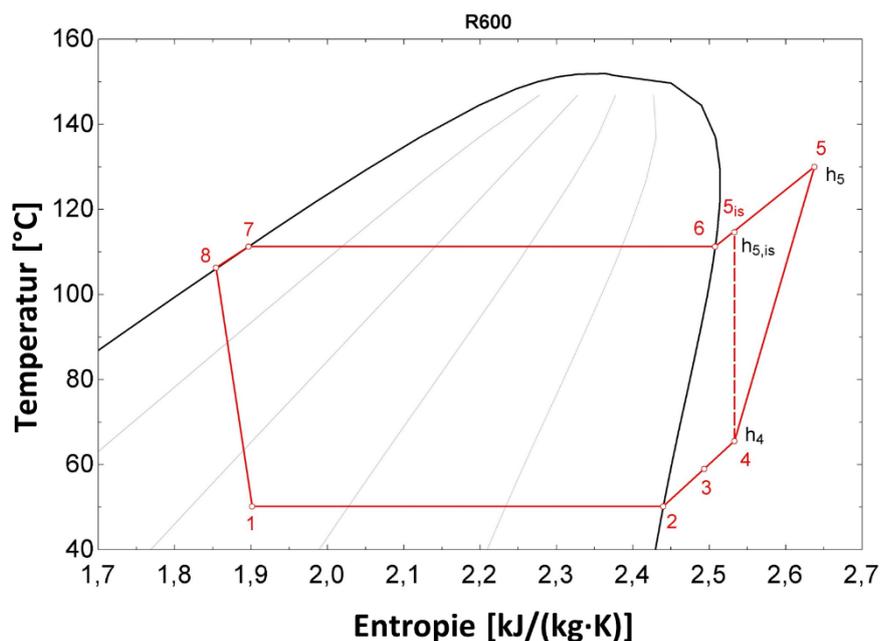


Abbildung 2-15: t/s-Diagramm des Wärmepumpenkreislaufes mit isentroper Verdichtung strichliert dargestellt

In Gl. 2-25 ist  $\psi_{Kompressor}$  das Druckverhältnis zwischen Kompressoraustritt (Zustand 5) und Kompressoreintritt (Zustand 4), dargestellt in Abbildung 2-15. Das Druckverhältnis lässt sich im konkreten Fall wie in Gl. 2-26 anschreiben.

$$\psi_{Kompressor} = \frac{p_5}{p_4} \quad \text{Gl. 2-26}$$

Für den Fördermassenstrom des Kältemittels, kann Gl. 2-27 angeschrieben werden.

$$\dot{m}_{KM} = \frac{V_{Hub} \cdot f \cdot \rho_{KM}}{n_p \cdot \lambda_{vol}} \quad \text{Gl. 2-27}$$

Dabei steht in Gl. 2-27 das Hubvolumen des Kompressors ( $V_{Hub}$ ) multipliziert mit der Frequenz des elektrischen Stromes ( $f$ ) und der Dichte des Kältemittels ( $\rho_{KM}$ ). Es wird nun dividiert durch die Polpaarzahl ( $n_p$ ) und den oben angegebene volumetrischen Wirkungsgrad ( $\lambda_{vol}$ ). Frequenz und Polpaarzahl der elektrischen Maschine kommen in Gl. 4-34 vor, da diese den Kompressor antreibt und damit die Drehzahl des Kompressors vorgibt. Gl. 2-28, aus Fuest und Döring (2000), veranschaulicht den Zusammenhang zwischen Drehzahl ( $n_{Motor}$ ), Frequenz ( $f$ ) und der Polpaarzahl ( $n_p$ ) des Motors. Üblicherweise wird der Schlupf  $s$  (%) zwischen Synchrondrehzahl und wirkender Drehzahl  $n_{Motor}$  berücksichtigt. Hier wird er jedoch vernachlässigt.

$$n_{Motor} = \frac{f \cdot (1 - s)}{n_p} \quad \text{Gl. 2-28}$$

Nun kann die erforderliche innere Leistung des Kompressors wie folgt angeschrieben werden:

$$P_{innen} = \dot{m}_{KM} \cdot \frac{(h_{5,is} - h_4)}{\eta_{is,G}} \quad \text{Gl. 2-29}$$

Es soll erklärt werden, wie der isentrope Gütegrad ( $\eta_{is,G}$ ) bestimmt wurde. Grundlage dafür waren erhaltene Messdaten aus einem früheren Projekt. Bei der Messung wurden die Zustandsgrößen des Fördermediums am Ein- und Austritt des Kompressors, sowie der Massenstrom gemessen (siehe Abbildung 2-16).

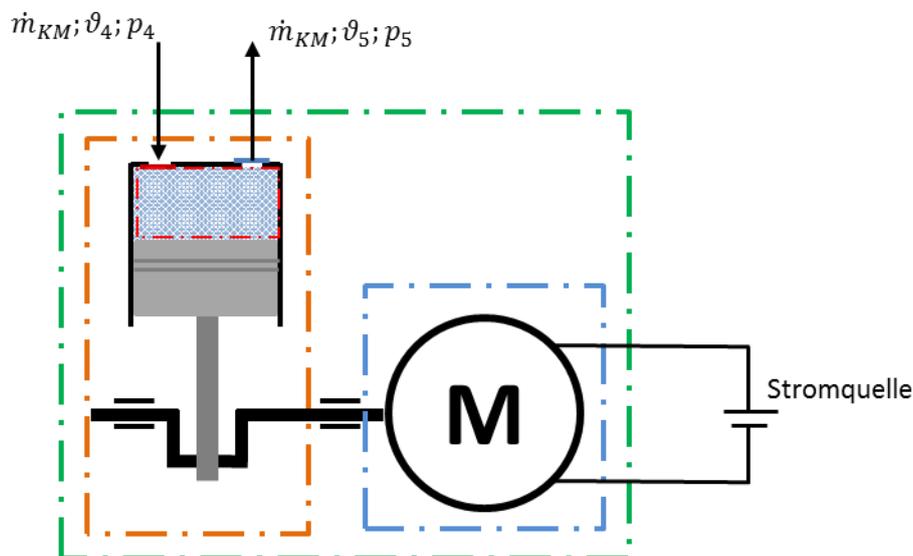


Abbildung 2-16: Symbolische Veranschaulichung des Kompressors mit unterschiedlichen Systemgrenzen zur Darstellung der verschiedenen Wirkungs- und Gütegrade

Dabei konnte Mithilfe der Messgrößen die Enthalpie am Eintritt ( $h_4$ ) und am Austritt ( $h_5$ ) bestimmt werden. Daraus lässt sich die nötige innere Leistung bestimmen.

$$P_{innen} = \dot{m}_{KM} \cdot (h_5 - h_4) \quad \text{Gl. 2-30}$$

Die in Gl. 2-30 angegebene innere Leistung ( $P_{innen}$ ) entspricht jener, die dem System mit der roten Systemgrenze in Abbildung 2-16 zugeführt werden muss. Durch die aus den Messungen bekannten Drücke am Ein- und Austritt, konnte das Druckverhältnis wie in Gl. 2-16 berechnet werden. Aus den gemessenen Zustandsgrößen von Punkt 4 und dem Druck im Punkt 5 ist es möglich eine fiktive (isentropen) Zustandsänderung anzugeben, welche als Bezug für den isentropen Gütegrad dient. Dieser Gütegrad schafft somit ein Verhältnis aus Bezugs-Zustandsänderung um der realen Zustandsänderung des Fördermediums.

$$\eta_{is,G} = \frac{P_{is}}{P_{innen}} = \frac{\dot{m}_{KM} \cdot (h_{5,is} - h_4)}{\dot{m}_{KM} \cdot (h_5 - h_4)} \quad \text{Gl. 2-31}$$

Es ändern sich zu- und abfließende Wärmeströme während der Kompression mit dem Druckverhältnis (siehe Kapitel 2.7.1). Dies hat Einfluss auf die Temperatur von Zustand 5 und somit Einfluss auf  $h_5$ . Aus diesem Grund ist auch der isentrope Gütegrad in Gl. 2-30 vom Druckverhältnis abhängig. Somit konnte aus den Messdaten ein Polynom für den isentropen Gütegrad berechnet werden.

$$\eta_{is,G} = 0,0089 \cdot \psi_{Kompressor}^3 - 0,1164 \cdot \psi_{Kompressor}^2 + 0,5208 \cdot \psi_{Kompressor} - 0,012 \quad \text{Gl. 2-32}$$

Das in den Gleichungen Gl. 2-32 und Gl. 2-37 angeführte Druckverhältnis hat den Gültigkeitsbereich  $1,5 < \psi_{Kompressor} < 5$ .

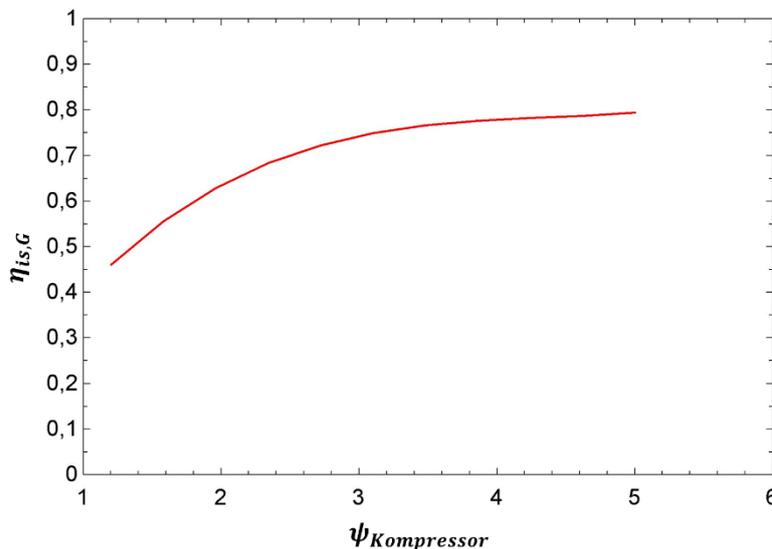


Abbildung 2-17: Isentroper Wirkungsgrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses

Soll nun eine Leistung des Kompressors bestimmt werden muss die Leistung aus Gl. 2-29 durch einen mechanischen Gesamtwirkungsgrad des Kompressors dividiert werden. Dieser Wirkungsgrad beinhaltet sämtliche mechanischen Verluste der Maschine. Dieser mechanische Gesamtwirkungsgrad setzt sich wie in Gl. 2-33 angegeben zusammen.

$$\eta_{m,ges.} = \eta_{m,Kurbeltrieb} + \eta_{Motor} \quad \text{Gl. 2-33}$$

In Gl. 2-33 steht  $\eta_{m,Kurbeltrieb}$  für den mechanischen Wirkungsgrad des Kurbeltriebes. Dieser berechnet sich wie in Gl. 2-34 angegeben.

$$\eta_{m,Kurbeltrieb} = \frac{P_{innen}}{P_{Antriebswelle}} \quad \text{Gl. 2-34}$$

Mithilfe dieses Wirkungsgrades, lässt sich die erforderliche Antriebsleistung ( $P_{Antriebswelle}$ ) angeben. Diese Antriebsleistung ist gleichzusetzen mit der erforderlichen Leistung, welche dem System, gekennzeichnet durch die orange Systemgrenze in Abbildung 2-16, zugeführt werden muss.

Wird nun eine Bilanz der zu- und abfließenden Energien über die blauen Systemgrenzen in Abbildung 2-16 betrachtet, so betrifft dies ausschließlich den Elektromotor. An Typenschildern solcher Motor, ist meistens eine sogenannte maximale nominelle Motorleistung angegeben. Dies ist jene Maximalleistung, welche der Motor an die Antriebswelle abgeben kann. Der Wirkungsgrad des Motors definiert sich wie folgt:

$$\eta_{Motor} = \frac{P_{Antriebswelle}}{P_{el}} \quad \text{Gl. 2-35}$$

In Gl. 2-36 ist  $P_{Antriebswelle}$  die Leistung, welche vom Motor an die Antriebswelle abgegeben wird und  $P_{el}$  die Leistung, welche vom Motor aufgenommen wird. Je nachdem, welche Leistung für den Antrieb ( $P_{Antriebswelle}$ ) des Kompressors erforderlich ist, ändert sich der Wirkungsgrad ( $\eta_{Motor}$ ).

Bei einer Leistungsbilanz über die grünen Systemgrenzen in Abbildung 2-16 kann ein Kompressorwirkungsgrad und somit die erforderliche elektrische Leistung des gesamten Kompressor bestimmt werden.

$$P_{Komp.} = \frac{P_{innen}}{\eta_{m,ges.}} \quad \text{Gl. 2-36}$$

Der mechanische Gesamtwirkungsgrad ( $\eta_{m,ges}$ ) des Kompressors wurde aus bereits vorhandenen Daten einer Messreihe ermittelt (siehe Gl. 2-37 und Abbildung 2-18).

$$\eta_{m,ges.} = 0,0226 \cdot \psi_{Kompressor} + 0,8053 \quad \text{Gl. 2-37}$$

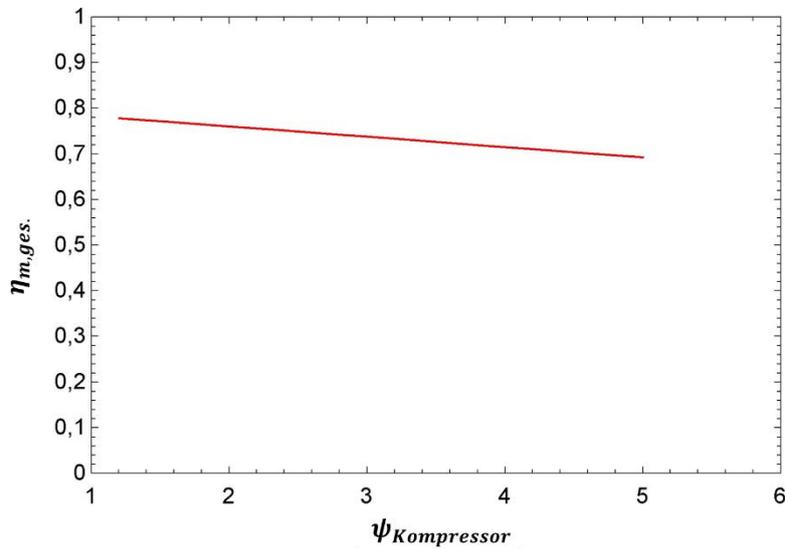


Abbildung 2-18: Mechanischer Kompressorwirkungsgrad in Abhängigkeit des Druckverhältnisses

Die daraus erhaltene Kompressorleistung ( $P_{Komp.}$ ) entspricht somit der aufgenommenen elektrischen Leistung ( $P_{el}$ ).

$$P_{Komp.} = P_{el} \quad \text{Gl. 2-38}$$

### 3 TRENNHAUBENKOMPRESSOR & WÄRMETAUSCHERKONZEPT

Dieses Kapitel befasst sich mit der Erklärung, sowie dem Nutzen einer Trennhaube in Wärmepumpenkompressoren und dessen Auswirkungen auf das System. Durch die geometrischen Vorgaben der elektrischen Maschine war es in weiterer Folge nötig ein geeignetes Konzept zur Realisierung eines Wärmetauschers zu erarbeiten.

#### 3.1 Trennhaubenkompressor

Im Rahmen dieses Projektes wurde ein sogenannter Trennhaubenkompressor verwendet. Der einzige Unterschied zu gewöhnlicher Kompressoren liegt in der Trennhaube, links dargestellt in Abbildung 3-1.

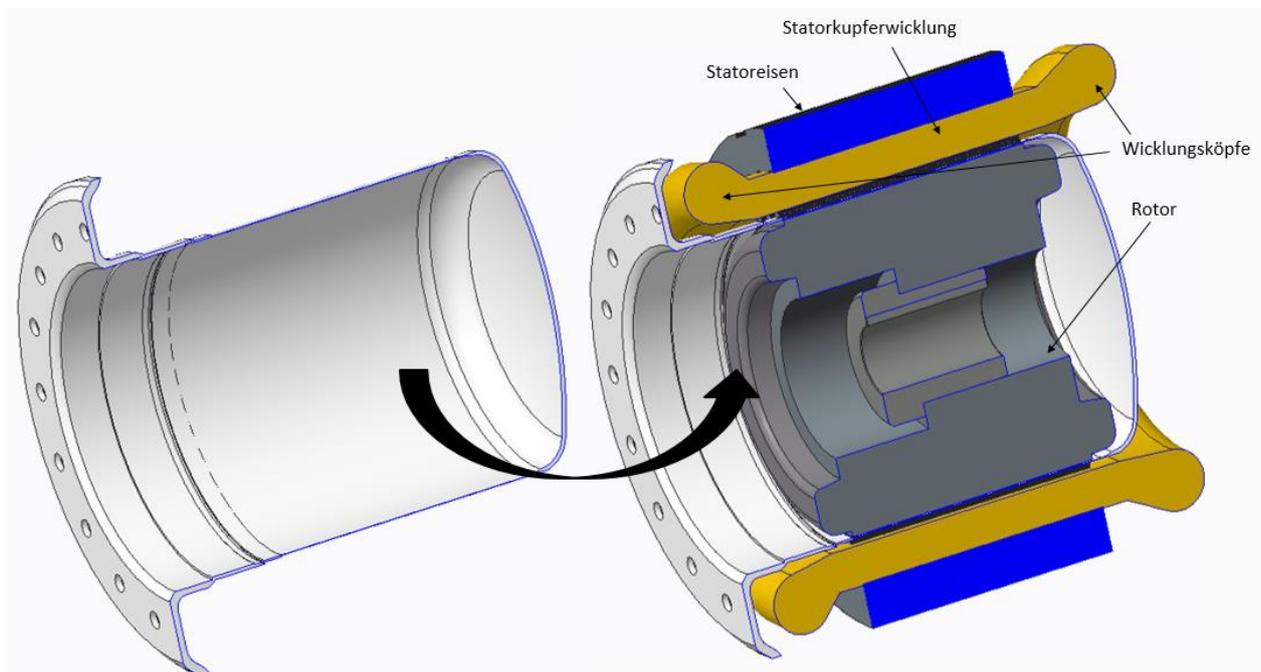


Abbildung 3-1: Schnittbild der Trennhaube (links) und inkl. Rotor und Stator (rechts)

Als Vorteil dieser Kompressoren ist anzuführen, dass bei der Förderung umweltschädlicher, giftiger oder explosiver Stoffe ein Austritt in die Umgebung durch den dichten Abschluss der Trennhaube verhindert werden kann. Der Nachteil von verbauten Trennhauben in Kompressoren ist, dass mit zusätzlichen elektrischen Verlusten zu rechnen ist. Die zusätzliche Ummantelung des Rotors wirkt hinderlich für die Leistungsübertragung von Stator auf Rotor (Wirbelstromverluste). Um die zusätzlichen Verluste klein zu halten, sollte die Wandstärke der Trennhaube im Bereich Statoreisen - Rotor so dünn wie möglich ausgeführt sein.

Bei dem für den Hochtemperaturkreislauf zu modifizierenden Kompressor handelt es sich um einen Trennhaubenkompressor mit Asynchronmaschine der Firma Frigopol abgebildet in Abbildung 3-2. Dabei ist die Asynchronmaschine als Käfigläufer ausgeführt (siehe Kapitel 2.3). Technisch relevante Angaben zu diesem Modell mit der Typenbezeichnung 30L-DLRB-13 sind in Tabelle 3-1 und Tabelle 3-2 angegeben. Diese Angaben wurden von der Firma Frigopol bereitgestellt.

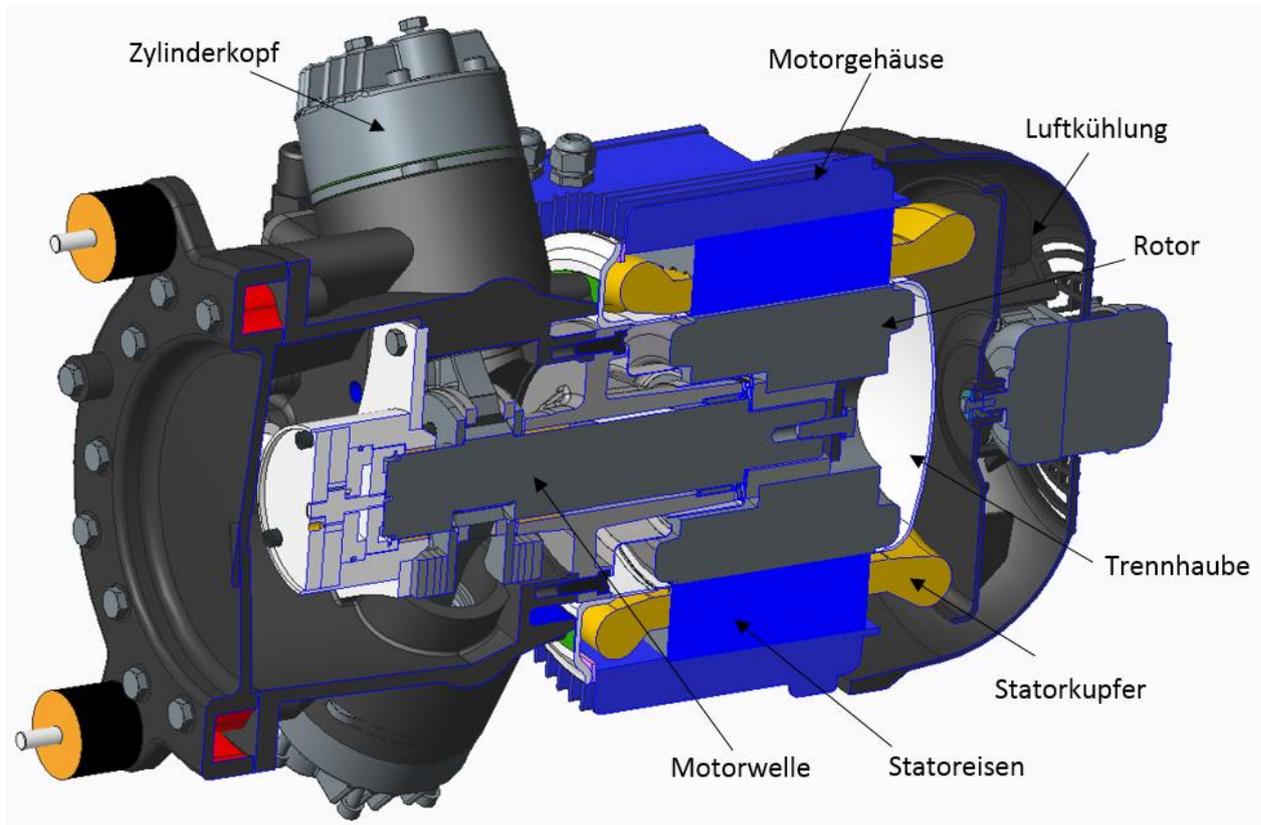


Abbildung 3-2: Luftgekühlter Trennhaubenkompressor

Bei dem in Abbildung 3-2 dargestellten Schnittbild des bereitgestellten Kompressors handelt es sich um einen Kolbenkompressor (links in Abbildung 3-2) gepaart mit der Asynchronmaschine (rechts in Abbildung 3-2). Für Angaben zu den mechanischen Spezifikationen der Maschine, siehe Tabelle 3-1.

Tabelle 3-1: Mechanische Daten (Frigopol, 2016a)

Zylinderanzahl	[-]	3
Theoretisches Hubvolumen	[cm <sup>3</sup> ]	344,13
Theoretischer Förderstrom (50 Hz)	[m <sup>3</sup> /h]	29,94
Theoretischer Förderstrom (60 Hz)	[m <sup>3</sup> /h]	55,21

Die verbaute elektrische Maschine besitzt die in Tabelle 3-2 angeführten elektrischen Daten.

Tabelle 3-2: elektrische Daten des Motors (Frigopol, 2016a)

Stromart (frequenzregelbar)	[V]	400
Nominelle Motorleistung	[kW]	9,6
Kühlung		Luftgekühlt
Max. Anlaufstrom (Rotor blockiert)	[A]	37,3
Max. Betriebsstrom	[A]	36,8
Frequenzbereich	[Hz]	35-75

Das Ziel dieser Arbeit war, für den in Abbildung 3-2 zu sehenden Trennhaubenkompressor ein Simulationsmodell zu erstellen, das die Luftkühlung des Motors durch eine Sauggaskühlung ersetzt.

### 3.2 Relevante Kühlungsarten elektrischer Antriebe

Die entstehende Verlustwärme muss abgeführt werden, um eine Überhitzung der elektrischen Maschine zu vermeiden. Um sich einen Überblick über die generellen Möglichkeiten der in der Praxis umgesetzten Systeme zur Kühlung zu verschaffen wurden diese im Zuge der Recherche in Tabelle 3-3 gegliedert.

Tabelle 3-3: Kühlungsarten elektrischer Maschinen (Schröder, 2007)

Oberflächenbelüftung:	Es kommt zu einem Wärmeaustausch zwischen der Oberfläche der geschlossenen Maschine und Umgebungsluft.
Keislaufkühlung:	Es wird ein Zwischenkühlmittel eingesetzt, welches die Maschine und einen Wärmetauscherkreislauf durchströmt.
Flüssigkeitskühlung:	Wasser oder ein anderes Kühlmedium durchströmt die Maschine oder Maschinenteile, oder sind darin eingetaucht.
Direkte Leiterkühlung:	Die Wicklung wird innerhalb der Leiter von einem Kühlmittel gekühlt.
Direkte Gaskühlung:	Gas, z.B. Wasserstoff wird als Kühlmittel eingesetzt.
Direkte Flüssigkeitskühlung:	Eine Flüssigkeit, z.B. Wasser wird als Kühlmedium verwendet.

In dem hier behandelten Fall wird das Kältemittel des Wärmepumpenkreislaufes als Kühlmedium herangezogen. Es ist davon auszugehen, dass sich in diesem Abschnitt des Kreisprozesses in dem es als Kühlmedium fungieren muss sich in einem gasförmigen Zustand befindet. Da es sich bei dem Kühlmedium um ein entzündliches Gas handelt und somit Richtlinien des Explosionsschutzes einzuhalten sind, kam nur ein geschlossener Mantelwärmetauscher der die elektrische Maschine umschließt in Frage.

### 3.3 Wärmetauscherkonzept

Um eine geeignete Form für den Wärmetauscher zu finden wurde eine Recherche von bereits gebauten gekühlten elektrischen Maschinen durchgeführt. Daraus abgeleitet hat sich ein eigenes Konzept zur Strömungsführung im Wärmetauscher ergeben.

Das in Abbildung 3-3 angeführte Konzept von Bone (1985) basiert auf Führungskanälen, um eine turbulente Strömung sicherzustellen. Als Vorteil gilt die einfache Fertigung durch anwenden eines geeigneten Gussverfahrens. Im speziellen ist diese Ausführung eines Wärmetauschers einfacher und somit günstiger in der Fertigung als eine spiralförmige Kanalführung.

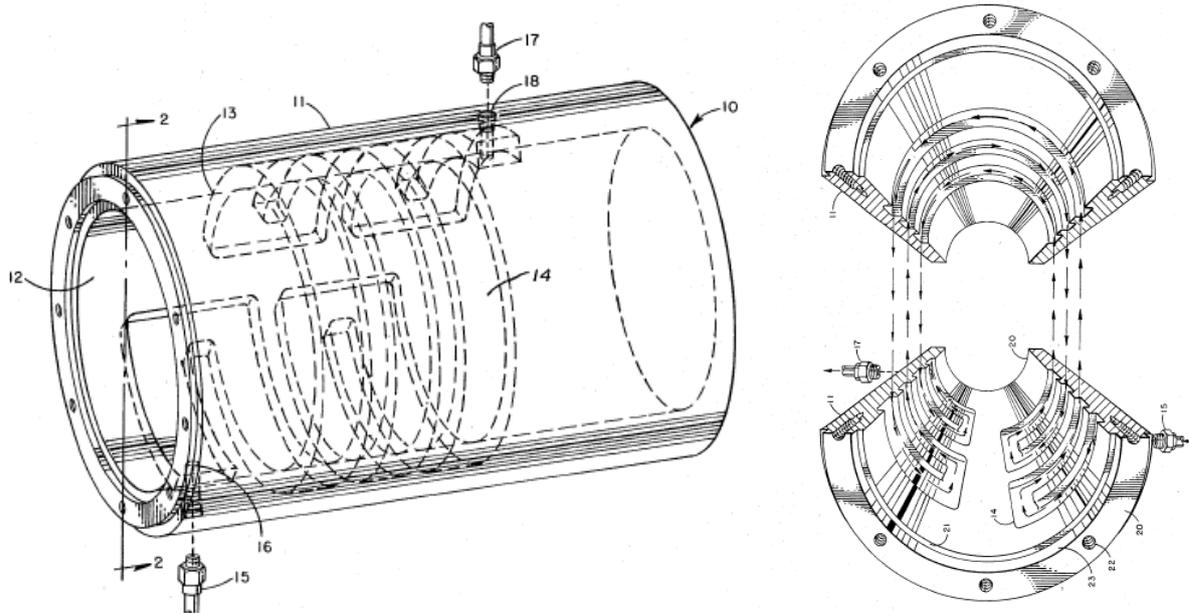


Abbildung 3-3: Wärmetauscherkanalführung (Bone, 1985)

Alternativ zu der oben angeführten Ausführung ist eine Kanalführung auch axial mäanderförmig, wie in Abbildung 3-4 dargestellt möglich.

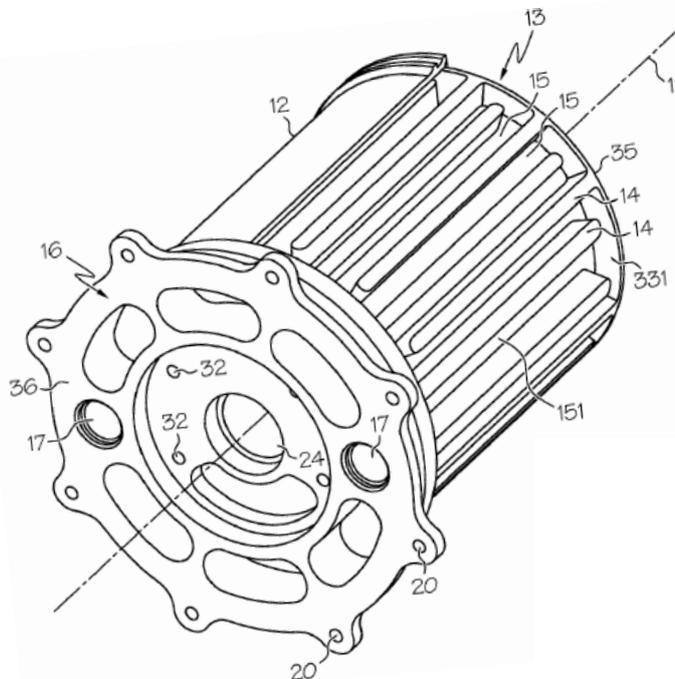


Abbildung 3-4: Wärmetauscherkanalführung (Masoudipour et al., 2010)

Der in Abbildung 3-4 dargestellte Wärmetauscher von Masoudipour et al. (2010) wurde in einem Gießverfahren hergestellt. Grund dafür war die Anzahl der Teile aus dem sich der Wärmetauscher zusammensetzt so gering wie möglich zu halten.

Bei der Umsetzung der Kanalführung im Zuge dieses Projektes, galt es bei einem Bau eines Funktionsmusters den fertigungstechnischen Aufwand gering zu halten. Daher sollten weder Kanäle gefräst, noch ein aufwendiges Gussverfahren, Bestandteil der Wärmetauscherfertigung sein. Trotzdem wurde aus den angeführten Beispielen die Grundform übernommen. In diesem Fall wurde ein Rohr gewählt, auf dem stehende Blechstreifen so aufgeschweißt werden, dass sich eine Kanalführungen ergibt (siehe Abbildung 3-5 bzw. Abbildung 5-5). Es wurde entschieden, die in Abbildung 3-4 gewählte Kanalführung zu übernehmen, da keine nennenswerten Vorteile zu der in Abbildung 3-3 dargestellten Variante in der Simulation zu erkennbar waren.

Der Aufbau setzt sich aus zwei koaxial angeordneten Rohren, welche gemeinsam einen Ringspalt einschließen, zusammen. Im Ringspalt befinden sich die am Innenrohr angebrachten Kanalführungen (siehe Kapitel 5.2). Ein Wärmeübergang entsteht zwischen dem Innenrohr und dem Kühlmedium, welches durch die Kanäle im Ringspalt strömt.

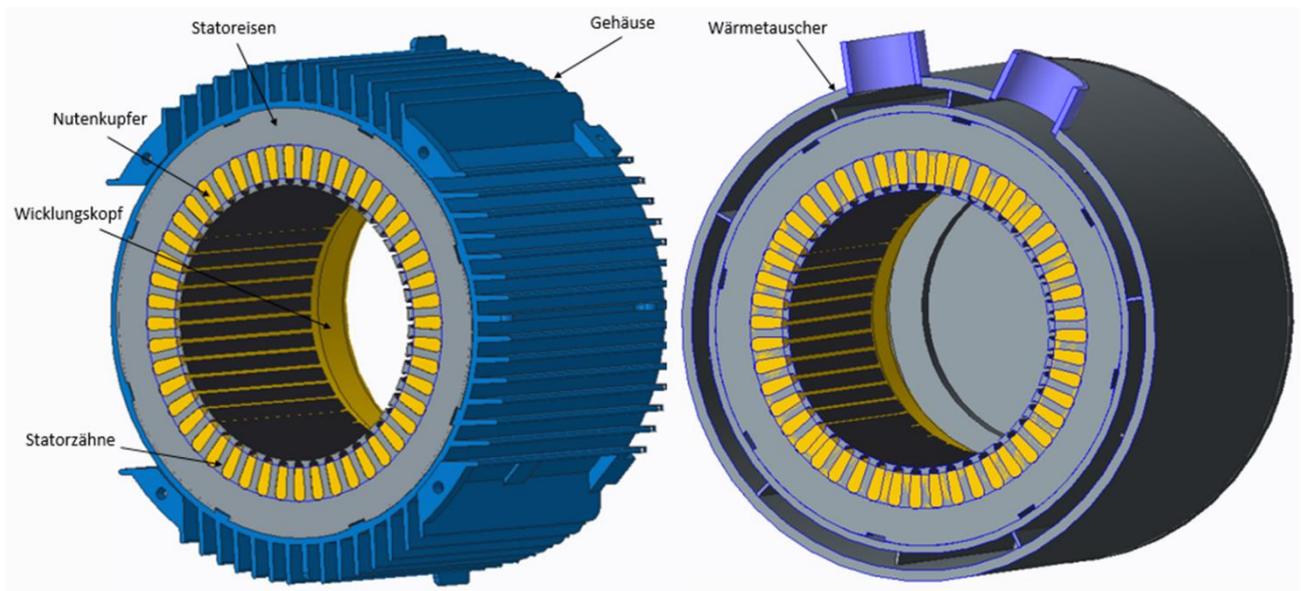


Abbildung 3-5: links: Statorpaket mit Gehäuse und  
rechts: Statorpaket mit Wärmetauscher

## 4 MODELLBILDUNG UND SIMULATION

Dieses Kapitel beginnt mit der Beschreibung bereits realisierter Ansätze und deren Modellvereinfachungen. Aus den daraus erhaltenen Informationen zu derartigen Modellen wurde eines zur Beschreibung der hier vorliegenden Problemstellung erstellt und beschrieben.

### 4.1 Ansätze zur thermischen Modellierung von elektrischen Maschinen

Nach Gotter (1954) wird bei der Beschreibung der Statorerwärmung der gesamte Stator in 3 Teile unterteilt. Es wird unterschieden zwischen Nutenkupfer, Kupfer der Wicklungsköpfe und Statoreisen der elektrischen Maschine (siehe Abbildung 3-5).

Die Genauigkeit der Vorhersage des in der Veröffentlichung von Chowduury et al. (2014) erstellten thermischen Netzwerkes ist in hohem Maße abhängig von der Modellierungsgenauigkeit der Eingangsparameter des Netzwerkes und nicht vom Lösungsverfahren. In diesem Modell wurden als Eingangsparameter für das thermische Netzwerk die Geometriedaten der Maschine und die Verlustleistungen herangezogen.

Die notwendigen thermischen Widerstände und Kapazitäten, welche die einzelnen Elemente miteinander verbinden ergeben sich aus den jeweiligen Abmessungen in der Maschine. Das thermische Modell dargestellt in Abbildung 4-1 wurde in MATLAB Simulink erstellt.

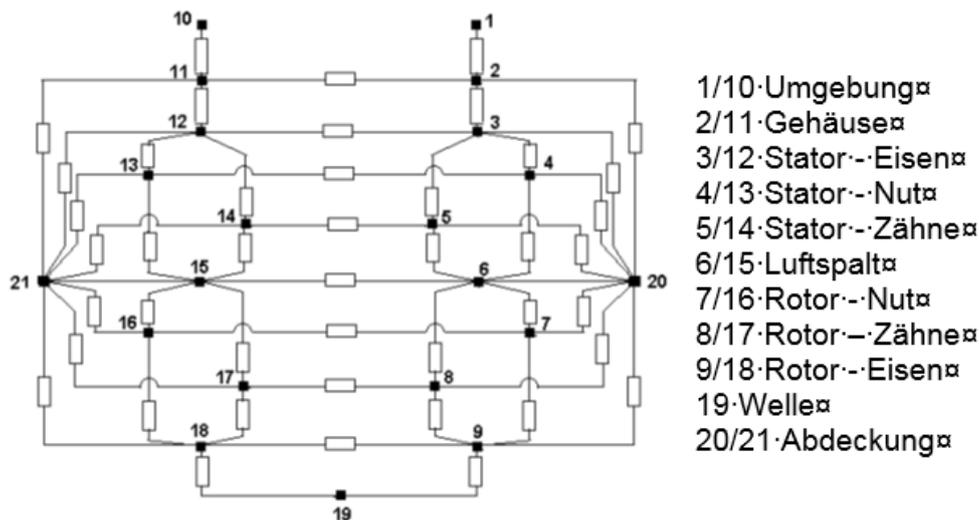
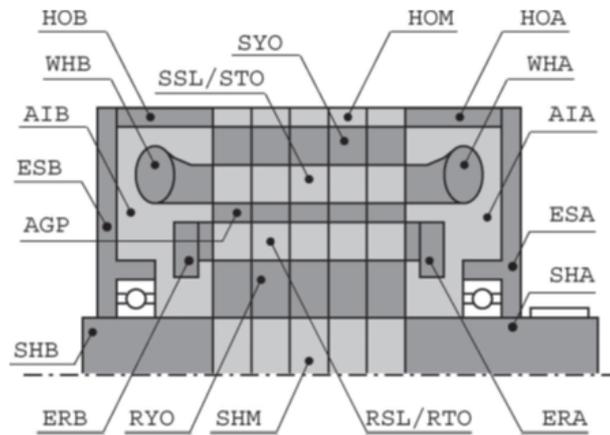


Abbildung 4-1: thermisches Netzwerk nach (Chowduury et al., 2014)

Als Ergebnis in Chowduury et al. (2014) kann zusammenfassend gesagt werden, dass dieses Modell eine ausreichende Genauigkeit zur Vorausbestimmen der Temperaturen für die thermischen Auslegung solcher Motoren besitzt.

In der Publikation von Kral et al. (2008), wurde die Diskretisierung der physikalischen Regionen der Maschine in Modelica modelliert. Zur Veranschaulichung, wie sich das thermische Modell zusammensetzt, wird in Abbildung 4-2 die dabei gewählte Unterteilung der elektrischen Maschine dargestellt.



ESA – ESB	Abdeckung Seite A/B	STO	Stator – Zähne
HOA - HOB	Gehäuse A-Seite/B-Seite	AGP	Luftspalt
HOM	Gehäuse Mittelteil	RSL	Rotornut
AIA	Innenluft der A-Seite	RTO	Rotorzähne
AIB	Innenluft der B-Seite	RYO	Rotor – Eisen
WHA – WHB	Wickelkopf A-Seite/B-Seite	SHA	Welle der Seite A
ERA – ERB	Endringe der Seite A/Seite B	SHM	Welle des Mittelteils
SYO	Stator – Eisen	SHB	Welle der Seite B
SSL	Stator – Nuten		

Abbildung 4-2: Thermisches Netzwerk nach Kral et al. (2008)

Als Wärmequellen des thermischen Netzwerkes werden die elektrischen Verluste der Asynchronmaschine ( $P_{el} = 6kW$ ) unter konstanter Last herangezogen. Bei dieser detaillierten räumlichen Unterteilung der wassergekühlten elektrischen Maschine zeigt sich bei der Gegenüberstellung von Messungen am Versuchsaufbau und dem thermischen Modell in Abbildung 4-3 die Genauigkeit der Simulation.

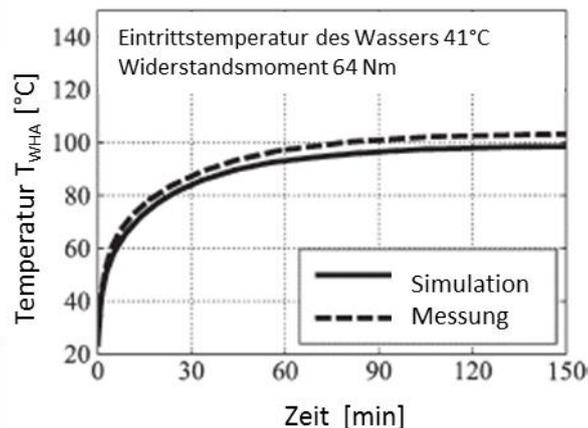


Abbildung 4-3: Temperaturverlauf des Wickelkopfes (A-Seite) in Abhängigkeit der Zeit bei dem Versuchsaufbau von Kral et al. (2008)

Aus den verschiedenen Modellierungen elektrischer Maschinen hat sich für die Erstellung des hier gewählten thermischen Netzwerkes gezeigt, dass auch weniger komplexe Netzwerke für die Auslegung eines Wärmetauschers ausreichen. Die Vorteile durch komplexere Netzwerke rechtfertigen im Rahmen dieser Arbeit nicht den damit zusammenhängenden Arbeitsaufwand.

Von großer Bedeutung für die Erstellung dieser Arbeit waren die getroffenen Annahmen bezüglich der Berücksichtigung elektrische Verluste, sowie Vereinfachungen, die bei der Modellierung getroffen wurden. Für die von Kral et al. (2008) gewählte geometrische Unterteilung der Maschine galt für die einzelnen Elemente, dass die Temperatur an der Elementoberfläche die Gleiche ist, wie im inneren des Elements. Des Weiteren wurde Wärmeleitung nur in den Festkörpern der Maschine betrachtet. Bei der thermischen Verknüpfung der einzelnen Elemente durch Wärmeleitwiderstände wurden verschiedene Ansätze verwendet. So wurde axiale und radiale Wärmeströme im Modell von Kral et al. (2008) unabhängig voneinander betrachtet. In der Arbeit von Gotter (1954) hingegen wurde des Weiteren auf einen Wärmeaustausch zwischen den Wicklungsköpfen und dem Nutenkupfer verzichtet. Auf eine Beachtung der Wärmeströme in Umfangsrichtung wurde in allen Modellen verzichtet. Eine separate Berücksichtigung der Eisenverluste der Zähne, sowie der Verluste des Nutenkupfers wurde nicht durchgeführt. Bei Gotter (1954) wurde die Annahme getroffen, diese direkt am Innendurchmesser des Stators als flächenspezifischen Verlust abzuführen. Andererseits wurde die Wärmestrahlung in keinem der angeführten Modelle berücksichtigt. In dem flüssigkeitsgekühlten Modell von Kral et al. (2008) wurde kein Wärmestrom an die Umgebung abgeführt.

Vereinfachungen des hier erarbeiteten Modells, werden im Zuge der Erläuterung des thermischen Netzwerkes angeführt.

## 4.2 Das thermische Netzwerk

Thermische Netzwerke definieren sich durch die Verknüpfung sogenannter Knoten mittels thermischer Widerstände ( $R$ ) (siehe Abbildung 4-4). Ein Knoten repräsentiert dabei die Stoffeigenschaften eines bestimmten finiten Volumenelementes. Die sich daraus ergebenden Zusammenhänge benachbarter Knoten sollen dabei das Verhalten der realen Stoffe bestmöglich widerspiegeln.

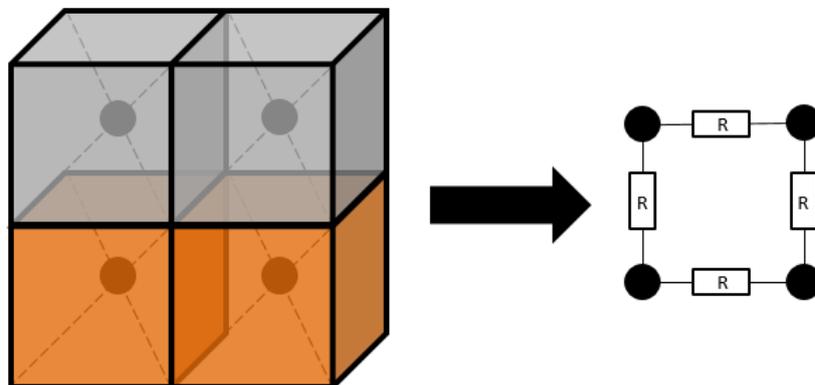


Abbildung 4-4 thermisches Netzwerk exemplarisch für 4 Volumenelemente

### 4.2.1 Verwendete Software

Für die Erstellung des thermischen Netzwerkes wurde das Programm Engineer Equation Solver (EES, 2015) verwendet.

Als Basisfunktion des Programmes EES (2015), kann die Lösung mehrerer algebraischer Funktionen angesehen werden. EES kann Differenzialgleichungen sowie Gleichungen mit komplexen Zahlen lösen. Ein großer Vorteil des Programms ist, dass bei allen angeführten Gleichungen im Programm keine Reihenfolge bei der Anordnung einzuhalten ist, um das System

mathematisch zu lösen. Des Weiteren stellt EES eine Bibliothek aus mathematischen und thermodynamischen Funktionen bereit. So können zum Beispiel für die verschiedensten Stoffe deren Stoffdaten abgefragt/berechnet und Prozesse in Diagrammen abgebildet werden.

#### 4.2.2 Das Modell

Das in EES erstellte Modell basiert auf der vereinfachten Abbildung der elektrischen Maschine. Es ist in der Lage stationäre Betriebspunkte der Kompressoreinheit mit Wärmetauscher abzubilden. Der rotationssymmetrische Aufbau führte dazu, das Modell als mehrschichtigen Zylinder auszuführen (siehe Abbildung 4-5).

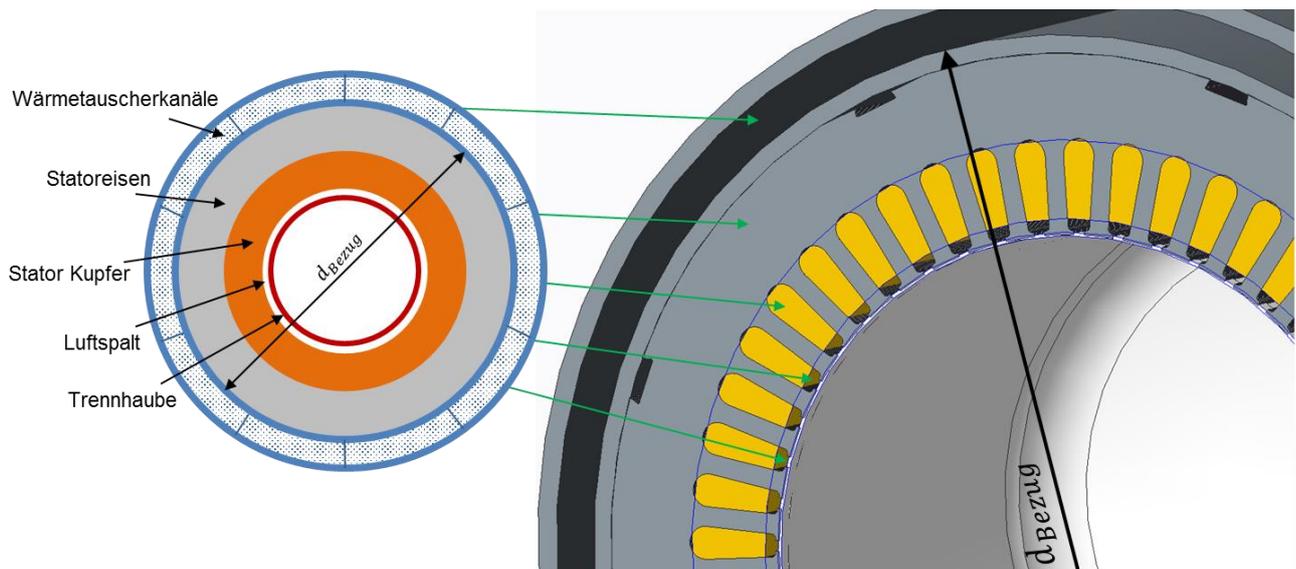


Abbildung 4-5: Gewählte Modellierung des Stators der elektrischen Maschine

Das Modell setzt sich zusammen aus den Wärmetauscherkanälen, dem Stator und der Trennhaube. Sämtliche Komponenten innerhalb der Trennhaube (z.B. Rotor) sind im Zuge dieser Simulation nicht berücksichtigt. Auf eine Beachtung der Wärmestrahlung sämtlicher Oberflächen wurde verzichtet.

Als wichtige Eingangsgröße bei der Modellierung wurde die Temperatur der Trennhaube gewählt. Die Trennhaubentemperatur wurde gewählt, weil bei einem nachträglichen Abgleichen der Simulation mit dem Funktionsmuster diese Temperatur als Messgröße vorliegt und mit ausreichender Messgenauigkeit gemessen werden kann (siehe Kapitel 5.3.2). Auf die Ermittlung eines Wärmeverlustes von Wärmetauscher an die Umgebung wurde verzichtet, weil dies bei Kral et al. (2008) ebenfalls so gehandhabt wurde. Das Modell kann daher als adiabat gegenüber der Umgebung betrachtet werden. Wie in Abbildung 4-5 rechts zu erkennen ist, gibt es im Stator Nuten für Kupfer und Eisenzähne. Für die geometrische Abbildung des mehrschichtigen Zylinders, wurde das Material in Nuten und Zähnen zu dem jeweiligen Gesamtvolumen dazugerechnet und bei gleicher Statorlänge ( $l_{Stator}$  siehe Abbildung 4-8) der Innen- und Außendurchmesser der Schicht bestimmt. Als Ausgangsbasis dieser Berechnung wurden die Durchmesser der Trennhaube und die Höhe des Luftspaltes aus der realen Maschine übernommen. Zur Veranschaulichung der angewandten Volumenelemente im thermischen Netzwerk in radialer Richtung gelten exemplarisch die in Abbildung 4-6 dargestellten Geometriebedingungen.

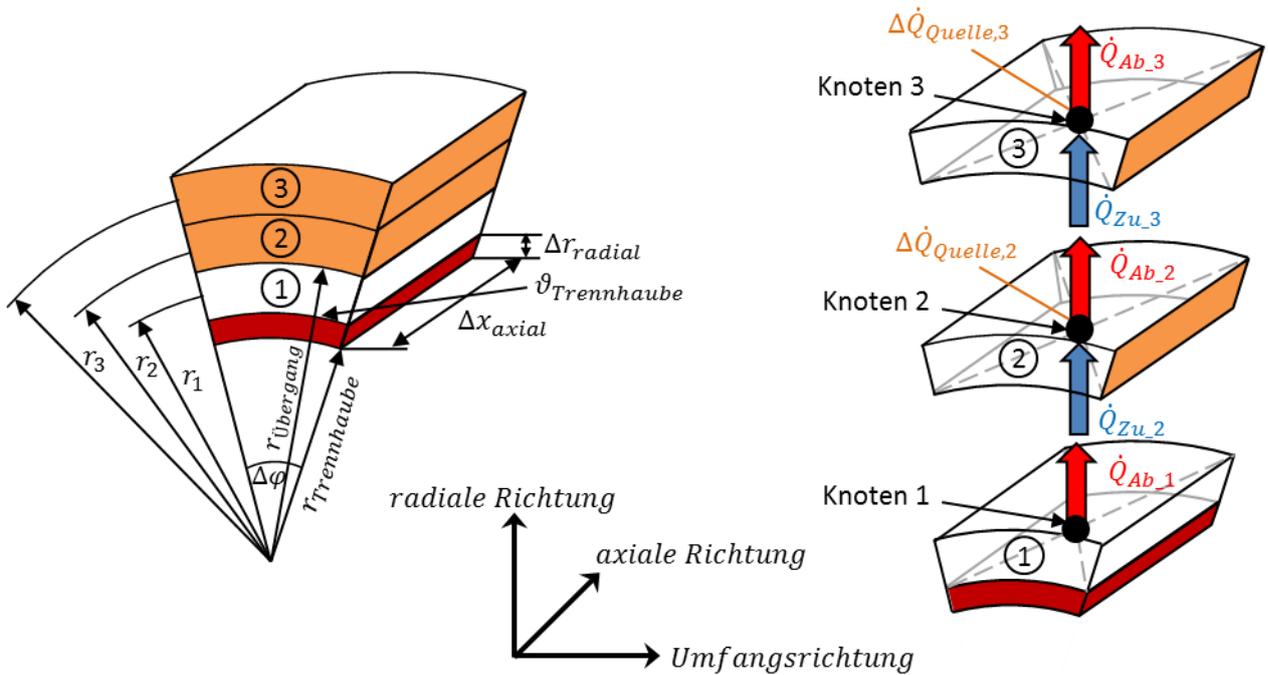


Abbildung 4-6: links: Geometrie der Knoten im thermischen Netzwerk  
rechts: Wärmestrombilanz an den Knoten 2 und 3

Der Wärmeleitwiderstand zwischen der Trennhaube und dem ersten Knoten im Netzwerk (siehe Abbildung 4-6) sei durch Gl. 4-1 definiert. Gl. 4-1 ergibt sich aus der angenommenen Oberflächentemperatur der Trennhaube unter Verwendung von Gl. 2-14. Bei dem in dieser Gleichung verwendeten Durchmesser  $d_{Bezug}$ , handelt es sich um den Außendurchmesser des Wärmetauscherinnenrohres. Zur Veranschaulichung wird auf Abbildung 4-5 verwiesen.

$$\frac{1}{R_{Trennhaube-1}} = \frac{2 \cdot \lambda_{Luft}}{d_{Bezug} \cdot \ln\left(\frac{r_1}{r_{Trennhaube}}\right)} \quad \text{Gl. 4-1}$$

Um eine Bilanz der Wärmeströme um den ersten Knoten bilden zu können muss der Wärmeleitwiderstand von dem ersten auf den zweiten Knoten definiert werden.

$$U_{1-2} = \frac{1}{R_{Luftspalt_1} + R_{Kupfer_2}} \quad \text{Gl. 4-2}$$

Der in Gleichung Gl. 4-2 angegebene U-Wert ( $U_{1-2}$ ) setzt sich aus mehreren Wärmeleitwiderständen zusammen. In diesem Fall aus den Widerständen der Gleichungen Gl. 4-3 und Gl. 4-4. Da Luft und Kupfer unterschiedliche Wärmeleitfähigkeiten besitzen und sich bei der Verknüpfung der Knoten 1 und 2 ein Teil der Steckte in der Luft und ein Teil im Kupfer zurückgelegt wird, sind diese beiden Teile gesondert voneinander zu betrachten (siehe Abbildung 4-6).

$$\frac{1}{R_{Luftspalt_1}} = \frac{2 \cdot \lambda_{Luftspalt_1}}{d_{Bezug} \cdot \ln\left(\frac{r_{\text{Übergang}}}{r_1}\right)} \quad \text{Gl. 4-3}$$

$$\frac{1}{R_{Kupfer\_2}} = \frac{2 \cdot \lambda_{Kupfer\_2}}{d_{Bezug} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_{\text{Übergang}}}\right)} \quad \text{Gl. 4-4}$$

Für die in Gl. 4-3 und Gl. 4-4 angeführten Wärmeleitfähigkeiten ( $\lambda$ ) gilt, dass diese von der Temperatur abhängig sind. Um diesen Umstand in der Simulation zu berücksichtigen, gilt in diesem Fall, dass  $\lambda_{Luftspalt\_1}$  von der Temperatur des ersten Knotens und  $\lambda_{Kupfer\_2}$  von der Temperatur des zweiten Knotens abhängig sind.

Eine Bilanz (siehe Gl. 4-7) der zu- und abfließenden Wärmeströme in radialer Richtung um den Knoten 1 lässt sich mit den bestimmten Wärmeleitwiderständen bzw. U-Werten erstellen.

$$\dot{Q}_{Zu\_1} = \frac{1}{R_{Trennhaube-1}} \cdot A_{Bezug} \cdot (\vartheta_{Trennhaube} - \vartheta_1) \quad \text{Gl. 4-5}$$

$$\dot{Q}_{Ab\_1} = U_{1-2} \cdot A_{Bezug} \cdot (\vartheta_2 - \vartheta_1) \quad \text{Gl. 4-6}$$

$$\dot{Q}_{Zu\_1} = \dot{Q}_{Ab\_1} \quad \text{Gl. 4-7}$$

Zur Ermittlung der Bezugsfläche  $A_{Bezug}$  in Gl. 4-5 sind Durchmesser ( $d_{Bezug}$ ), der finite Winkel ( $\Delta\varphi$ ) in Umfangsrichtung sowie die finite axiale Ausdehnung ( $\Delta x_{axial}$ ) festzulegen (siehe Abbildung 4-7).

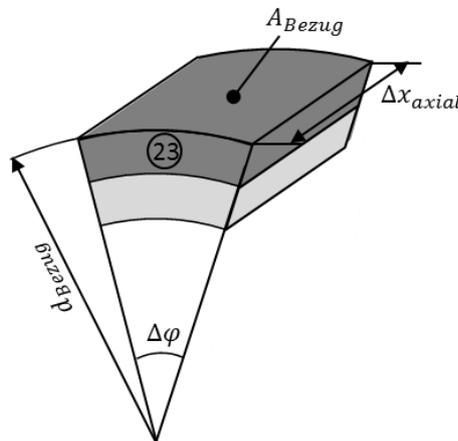


Abbildung 4-7 Darstellung der Bezugsfläche  $A_{Bezug}$

Daraus ergibt sich für  $A_{Bezug}$  Gl. 4-8.

$$A_{Bezug} = \Delta\varphi \cdot \frac{d_{Bezug}}{2} \cdot \Delta x_{axial} \quad \text{Gl. 4-8}$$

Bei der axialen Ausdehnung der Maschine wurden 6 Knoten gewählt. In diesem Zusammenhang wurde eine weitere Vereinfachung bei der Modellierung in Bezug auf die Gesamtlänge der Maschine angenommen. Bei der im Modell verwendeten Gesamtlänge ( $l_{Stator}$ ) handelt es sich um die Länge des Statoreisens. Somit kam es zu keiner separaten Berücksichtigung der

Wicklungsköpfe rechts und links an der Maschine (siehe Abbildung 4-8). Generell zeigt Abbildung 4-8 einen Längsschnitt durch die elektrische Maschine mit den für das Modell angewandten Systemgrenzen.

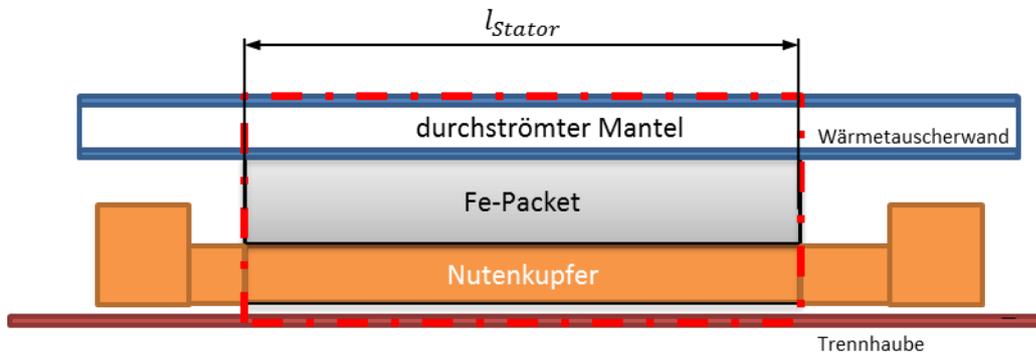


Abbildung 4-8: Längsschnitt der vereinfachten elektrischen Maschine

Im nächsten Schritt wird die Bilanz um den zweiten Knoten erstellt, weil dieser im Gegensatz zum ersten Knoten eine Verlustwärmequelle beinhaltet (siehe Abbildung 4-6). Um die Energieerhaltung aufrecht zu halten, muss gelten, dass die in radialer Richtung abgegebene Energie des ersten Knotens gleich der aufgenommenen Energie des zweiten Knotens ist (siehe Gl. 4-10). Wird nun eine Gleichung erstellt, welche den abfließenden Wärmestrom des zweiten Knotens beschreibt (siehe Gl. 4-11), so kann auch über den zweiten Knoten eine Bilanz der Wärmeströme angeschrieben werden (siehe Gl. 4-12 und Abbildung 4-6 rechts).

$$\frac{1}{R_{2-3}} = \frac{2 \cdot \lambda_{Kupfer_{2-3}}}{d_{Bezug} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)} \quad \text{Gl. 4-9}$$

Gl. 4-9 definiert den Wärmeleitwiderstand im Statorcupfer zwischen den Knoten 2 und 3. Für die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit ( $\lambda_{Kupfer_{2-3}}$ ) wurden die Temperaturen der Knoten 2 und 3 gemittelt um daraus eine mittlere Wärmeleitfähigkeit bestimmen zu können.

$$\dot{Q}_{Ab_1} = \dot{Q}_{Zu_2} \quad \text{Gl. 4-10}$$

$$\dot{Q}_{Ab_2} = \frac{1}{R_{2-3}} \cdot A_{Bezug} \cdot (\vartheta_3 - \vartheta_2) \quad \text{Gl. 4-11}$$

$$\dot{Q}_{Zu_2} + \Delta\dot{Q}_{Cu} = \dot{Q}_{Ab_2} \quad \text{Gl. 4-12}$$

Analog zu den Knoten 1 und 2 werden die Zusammenhänge aller weiteren Punkte in radialer Richtung innerhalb der elektrischen Maschine bestimmt. Die Größe  $\Delta\dot{Q}_{Cu}$  in Gleichung Gl. 4-12 stellt eine finite Wärmequelle des Knotens da, sie repräsentiert einen Teil der gesamten elektrischen Kupferverluste.

Für die im Modell gewählte Anzahl der Punkte der verschiedenen Schichten, gilt folgende Unterteilung:

Tabelle 4-1 radiale Diskretisierung des Modells

Luftspalt	1 Knoten
Statorkupfer	13 Knoten
Statoreisen	8 Knoten
Wärmetauscher Innenwand	1 Knoten
Kühlkanal	1 Knoten

In axialer Richtung wurden 6 Knoten angenommen.

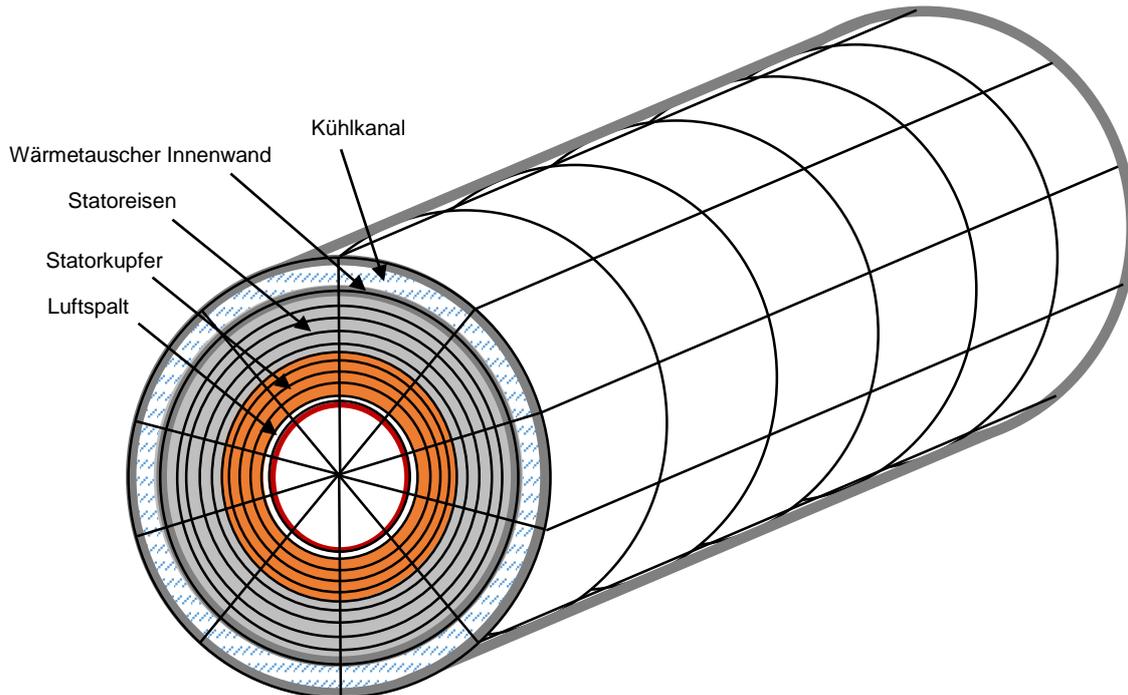


Abbildung 4-9 Gesamtdarstellung der Diskretisierung

Somit ergeben sich in radialer Richtung in Summe 24 Knoten. Des Weiteren ist zu erwähnen, dass  $\Delta r_{radial}$  in der Kupferschicht nicht ident mit  $\Delta r_{radial}$  in der Eisenschicht und allen anderen Schichten ist. Grund dafür ist, dass  $\Delta r_{radial}$  von der Schichtdicke und der Anzahl der gewählten Schichtknoten  $\Delta r_{radial}$  bestimmen wird.

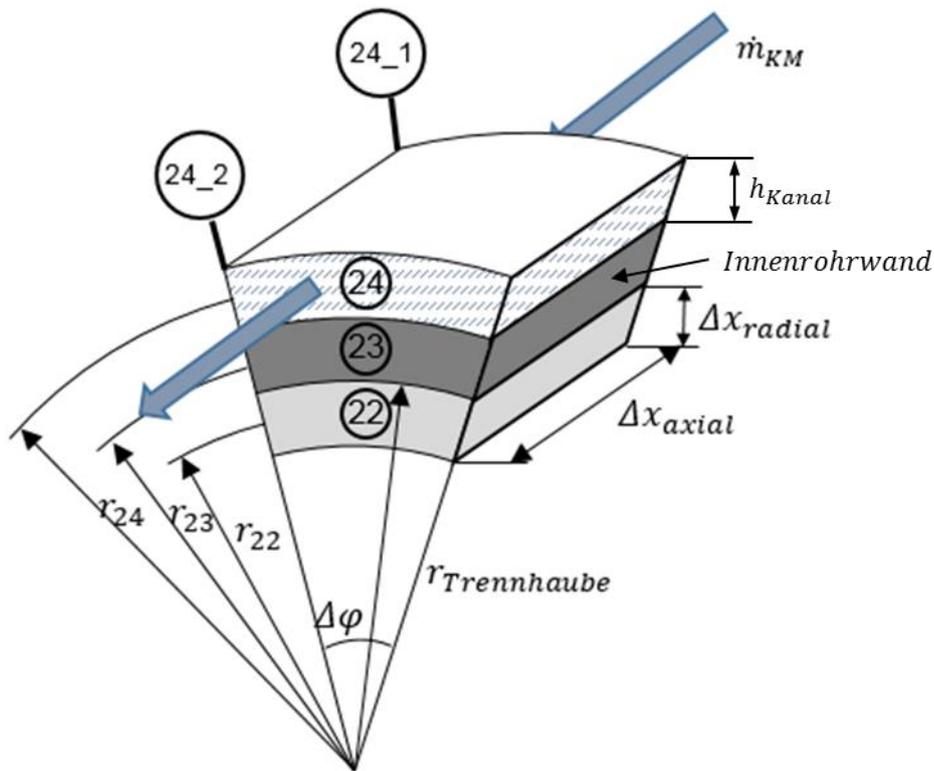


Abbildung 4-10: thermisches Netzwerk im Übergang auf das Kältemittel

Zur Illustration des Wärmedurchgangs von der elektrischen Maschine auf das Kältemittel, sei Abbildung 4-10 angeführt. Für eine Wärmestrombilanz des Knoten 23 werden, wie bereits bekannt, der Wärmedurchgänge von Knoten 22 auf Knoten 23 ( $U_{22-23}$ ) sowie von Knoten 23 auf Knoten 24 ( $U_{23-24}$ ) benötigt. Zur Bestimmung von  $U_{22-23}$  sind die zu Beginn dieses Kapitels angeführten Gleichungen heranzuziehen und somit hier nicht angeführt (siehe Gl. 4-9 bis Gl. 4-12).

Für die Bestimmung von  $\alpha_{Kanal} = \alpha_{23-24}$  in Gl. 2-18 muss die Nusselt Zahl bestimmt werden. Die in den Gleichungen Gl. 4-13 und Gl. 4-18 angeführten Nusselt-Zahlen beziehen sich auf thermisch und hydrodynamisch ausgebildete Strömung in Rohren. Hier kam es zu der Vereinfachung, dass die Strömung thermisch und hydraulisch ausgebildet sei. Dabei ist nachkommende Fallunterscheidung durchzuführen. Gilt für die Reynolds-Zahl  $Re > 10^4$ , also die Strömung ist als turbulent anzusehen, dann (VDI, 2013):

$$Nu_{turb} = \frac{\left(\frac{\xi}{8}\right) \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi}{8}} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \cdot \left[ 1 + \left(\frac{d_h}{l_{Wärmetauscher}}\right)^{\frac{2}{3}} \right] \quad \text{Gl. 4-13}$$

mit

$$\xi = [1,8 \cdot \log(Re) - 1,5]^{-2} \quad \text{Gl. 4-14}$$

Der Gültigkeitsbereich von Gl. 4-13 befindet sich im Bereich  $10^4 < Re < 10^6$ ,  $0,6 < Pr < 1000$  und  $l_{Wärmetauscher}/d_h > 1$ . Dabei ist mit  $l_{Wärmetauscher}$  die gesamte Kanallänge im Wärmetauscher zu verstehen und  $d_h$  ist der hydraulische Durchmesser aus Gl. 2-17. Hierbei sind bei der Bestimmung der dimensionslosen Kenngrößen ( $Re$ ,  $Pr$ ) die Stoffwerte bei der

mittleren Fluidtemperatur (siehe Gl. 4-15) einzusetzen. Für die in Gleichungen Gl. 4-15 angeführte Wandtemperatur ( $\vartheta_{Wand}$ ), wurde die Oberflächentemperatur der Wärmetauscherwand gemittelt (siehe Gl. 4-16). Die maximal und minimale Oberflächentemperatur  $\vartheta_{Wand,max}$  und  $\vartheta_{Wand,min}$  befinden sich in der Simulation an den Stellen für den Ein- und Auslass des Kältemittels in den Wärmetauscher.

$$\bar{\vartheta}_{KM} = \frac{\vartheta_{Wand} + \frac{\vartheta_{KM,ein} + \vartheta_{KM,aus}}{2}}{2} \quad \text{Gl. 4-15}$$

mit

$$\vartheta_{Wand} = \frac{\vartheta_{Wand,max} + \vartheta_{Wand,min}}{2} \quad \text{Gl. 4-16}$$

Wenn  $Re < 2300$ , dann ist die Strömung laminar und daher gilt für Nusselt Gl. 4-17 (VDI, 2013).

$$Nu_{lam} = \sqrt[3]{3,66^3 + 0,664^3 \cdot Pr \cdot \left( Re \cdot \frac{d_h}{l_{Wärmetauscher}} \right)^2} \quad \text{Gl. 4-17}$$

Zwischen  $2300 < Re < 10^4$  befindet sich die Strömung im Übergangsbereich von laminar auf turbulent. Die im VDI (2013) angegebene Gl. 4-18 setzt sich gemäß Gl. 4-13 und Gl. 4-17 für  $Nu_{turb}$  und  $Nu_{lam}$  zusammen.

$$Nu = \left( 1 - \frac{Re - 2300}{7700} \right) \cdot Nu_{lam} + \frac{Re - 2300}{7700} \cdot Nu_{turb} \quad \text{Gl. 4-18}$$

Da es sich in diesem Fall nicht um ein Rohr, sondern um ein Ringspaltsegment handelt, wird der hydraulische Durchmesser (siehe Gl. 2-17) eingesetzt. Mithilfe von Abbildung 4-10 berechnet sich  $d_h$  aus Gl. 4-19 wie folgt:

$$d_h = \frac{4 \cdot r_{24} \cdot \Delta\varphi \cdot h_{Kanal}}{2 \cdot (r_{24} \cdot \Delta\varphi + h_{Kanal})} \quad \text{Gl. 4-19}$$

In der Simulation wurden die Reynolds- und Prandtl-Zahl nicht für jeden einzelnen Knoten bestimmt, sondern jeweils eine für den gesamten Wärmetauscher. Durch Umformen von Gl. 2-18 kann nun  $\alpha_{23-24}$  bestimmt werden. Die von Knoten 23 (Innenrohrwand) abgegebene Wärme muss von dem Kältemittel zwischen den Punkte 24\_1 und 24\_2 aufgenommen werden (siehe Abbildung 4-10). Daher lässt sich ein Gleichgewicht wie in Gl. 4-20, mit  $A_{Bezug}$  aus Gl. 4-8, anschreiben:

$$\alpha_{23-24} \cdot A_{Bezug} \cdot (\vartheta_{Wand} - \vartheta_m) = \dot{m}_{KM} \cdot c_p \cdot (\vartheta_{24,2} - \vartheta_{24,1}) \quad \text{Gl. 4-20}$$

mit

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_{24,2} + \vartheta_{24,1}}{2} \quad \text{Gl. 4-21}$$

Weil die Temperaturdifferenz zwischen den Punkten 24\_1 und 24\_2 sehr gering ist, wurde auf eine Ermittlung der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz, wie in Gl. 2-21 verzichtet und stattdessen der Mittelwert der beiden Temperaturen ( $\vartheta_{24,2}$  und  $\vartheta_{24,1}$ ) gebildet. In dem verwendeten Programm (EES) ist es bei der Verwendung der logarithmischen Temperaturdifferenz in diesem Fall zu Problemen gekommen. Vermutet wurde hier, dass der geringe Temperaturgradienten des Kältemittels auf der diskretisierte Länge von 2,167cm der

Grund war. Wird Gl. 2-21 betrachtet, so steht hier im Nenner ein Term der gegen Null geht, wenn sich die Kältemitteltemperatur kaum ändert.

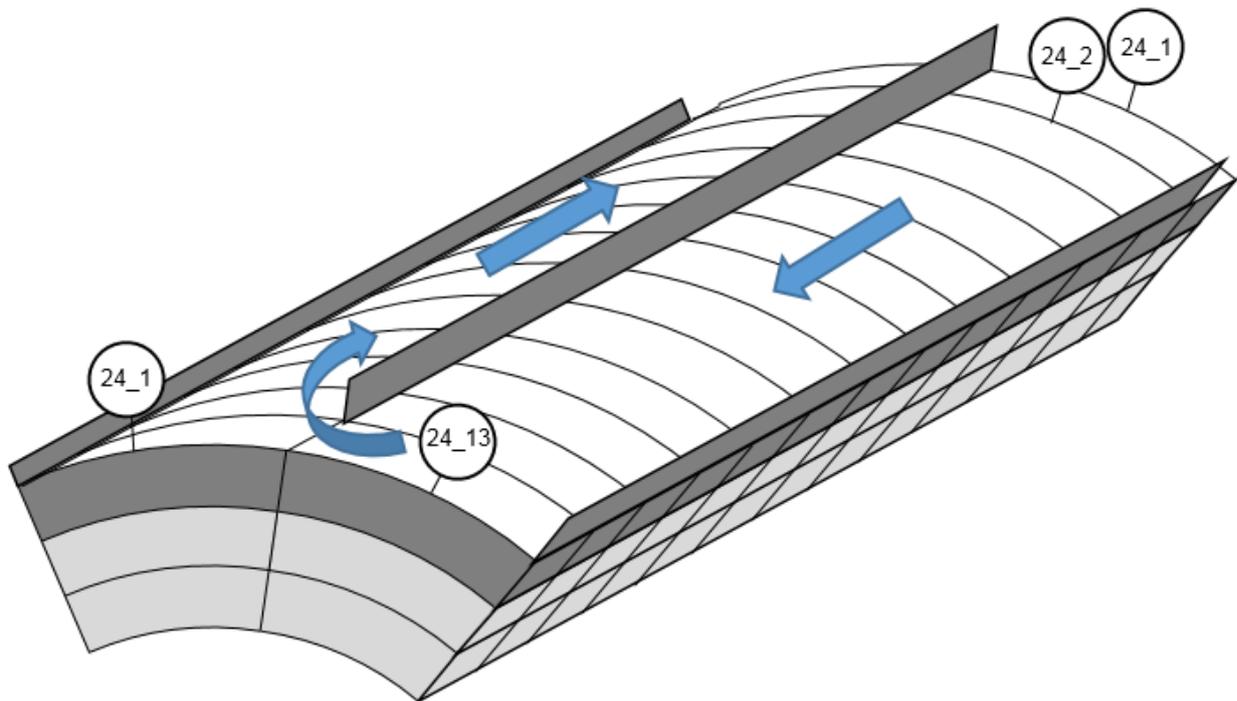


Abbildung 4-11 Modellierung im Kanal

Werden nun bei dem in Abbildung 4-11 abgebildeten rechten Kanal die Gleichungen von Gl. 4-13 bis Gl. 4-21 bis zum Punkt 24\_13 angewandt, ist der Temperaturverlauf des Kältemittels über die Länge eines Kanals bestimmt. Für den Zusammenhang von einem Kanal auf den nächsten, wird angenommen, dass die Austrittstemperatur des Endpunktes eines Kanals (Temperatur am Punkt 24\_13), gleich gesetzt werden kann mit der Eintrittstemperatur des nächsten Kanals (Temperatur am Punkt 24\_1 des linken Kanals in Abbildung 4-11). Dementsprechend werden alle Kanäle, welche vom Kältemittel durchströmt werden bestimmt. Daraus lässt sich eine Temperaturdifferenz zwischen Wärmetauschereintritt und Wärmetauscheraustritt ermitteln. Für das strömende Kältemittel im Wärmetauscher gilt, dass Wärmeleitung innerhalb des Strömungskanals nicht berücksichtigt wird.

Der Umfang wurde in 10 Teilstücke unterteilt, zu je  $\Delta\varphi$ , wie in Abbildung 4-9 und Abbildung 4-10 dargestellt. Grund für eine Teilung in 10 Segmente waren die 10 umlaufenden mäanderförmigen Kanäle des Wärmetauschers. So entspricht die Bogenlänge jedes Segmentes am radial äußersten Punkt der Maschine genau der Breite des Wärmetauscherkanals. Auf eine thermische Vernetzung der 10 in Umfangsrichtung angeordneten Knoten wurde verzichtet, da dies bei den thermischen Netzwerken von Kral et al. (2008) und Chowduury et al. (2014) auch nicht durchgeführt wurde.

Auch eine thermische Vernetzung (siehe Abbildung 4-4) in axialer Richtung ist nicht Bestandteil dieses Modells, weil das nur bei komplexeren Modellierungen berücksichtigt wurde. Diese Modellvereinfachung hat zur Folge, dass auch keine Wärmeströme in axialer Richtung berücksichtigt werden. Die beiden Stirnseiten der in Abbildung 4-8 abgebildeten Systemgrenzen sind als adiabate Grenzen anzusehen sind. Vernachlässigt werden dadurch die stirnseitigen Wärmeverluste der Maschine an die Umgebung.

Bei der Einbindung der Verluste der elektrischen Maschine in das Modell wurden zwei berücksichtigt, die Statorcupfer- und die Statorisenverluste. Für die Berechnung der

Statorkupferverluste wurde Gl. 2-5 herangezogen. Der Strangwiderstand ( $R_{Strang}$ ) konnte aus dem Datenblatt der Statorwicklung entnommen werden. Für  $U_{el}$  ist in die aus dem Netz anliegende Spannung anzugeben. In Österreich ist für  $U_{el} = 400 V$  einzusetzen. Mit der allgemein bekannten Gleichung für die elektrische Leistung multipliziert mit  $\cos(\varphi)$  kann nun der Strom ( $I_{el}$ ) wie von Fuest und Döring (2000) bestimmt werden (siehe Gl. 4-24). Bei Wechselstrom muss ein Zusammenhang zwischen gemessener Wirkleistung ( $P_{el}$ ) und der Scheinleistung ( $S_{el}$ ) mittels Gl. 2-22 geschaffen werden. Bei Gleichstrom ist  $\cos(\varphi) = 1$ .

$$\cos(\varphi) = \frac{P_{el}}{S_{el}} \quad \text{Gl. 4-22}$$

Aus erhaltenen Messdaten wurde ein Polynom (siehe Gl. 4-23) abgeleitet, welches den Verlauf von  $\cos(\varphi)$  in Abhängigkeit des Druckverhältnisses  $\psi_{Verdichter}$  abbildet.

$$\cos(\varphi) = -0,0113 \cdot \psi_{Kompressor} + 0,9055 \quad \text{Gl. 4-23}$$

Zur Veranschaulichung des Polynoms aus Gl. 2-23 ist angeführt.

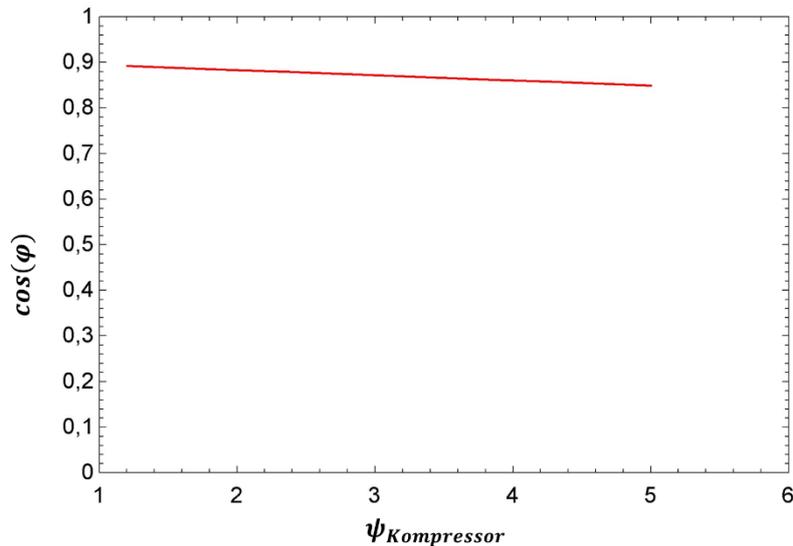


Abbildung 4-12:  $\cos(\varphi)$  des Motors in Abhängigkeit des Druckverhältnisses

$$P_{el} = U_{el} \cdot I_{el} \cdot \cos(\varphi) \quad \text{Gl. 4-24}$$

Wird aus  $I_{el}$  mit der Gleichung für Dreiecksschaltungen der Strangstrom ( $I_{Strang}$ ) bestimmt (siehe Tabelle 2-2), dann sind durch Gl. 4-26 die leistungsabhängigen Kupferverluste pro Strang im Stator bestimmt.

$$I_{Strang} = \frac{I_{el}}{\sqrt{3}} \quad \text{Gl. 4-25}$$

$$P_{Cu,Strang} = R_{Strang} \cdot I_{Strang}^2 \quad \text{Gl. 4-26}$$

Die Anzahl der Stränge  $n_{Strang} = 3$ , da es sich hier um eine Maschine mit 3 Wicklungen handelt (siehe Abbildung 2-7). Somit kann der Gesamtverlust des Statorkupfers ( $P_{Cu,S}$ ) berechnet werden (siehe Gl. 4-27).

$$P_{Cu,S} = P_{Cu,Strang} \cdot n_{Strang} \quad \text{Gl. 4-27}$$

Die Bestimmung der Eisenverluste erfolgte mittels des mechanischen Wirkungsgrades des Kompressors (siehe Gl. 2-37). Problematisch bei der Zuhilfenahme dieses Wirkungsgrades war, dass dieser an einer Einheit ohne Wärmetauscher und einem anderen Kältemittel (R22) ermittelt wurde. Die erhaltene Funktion des Wirkungsgrades in Abhängigkeit des Druckverhältnisses des Kompressors beinhaltet die gesamten Verluste der Einheit bestehend aus elektrischer Maschine und Kompressor. Daher dürfte die in Wirklichkeit abgeführte Verlustleistung des Motors geringer sein, als die hier ermittelte. Es können nun mittels dieses Wirkungsgrades die Gesamtverluste berechnet werden (siehe Gl. 4-28).

$$P_{Verluste} = (1 - \eta_{m,ges.}) \cdot P_{el} \quad \text{Gl. 4-28}$$

Durch Subtraktion der leistungsabhängigen Statorkupferverluste wie in Gl. 4-29 kann ein Richtwert für die ebenfalls leistungsabhängigen Statoreisenverluste berechnet werden.

$$P_{Fe} = P_{Verluste} - P_{Cu,S} \quad \text{Gl. 4-29}$$

Vermuten lässt sich nur, dass die somit erhaltenen Statoreisenverluste zu hoch sind. Dieser Weg wurde gewählt, da weder alternative Daten zu Wirkungsgraden, noch entsprechende Herstellerangaben zur eigenen Berechnung der Verluste bereitstanden. Um einen Bereich für die realen Verluste des Stators zu schaffen, wurde im Kapitel 4.3.10 eine Untergrenze für diese Verluste definiert.

Die somit bestimmten Eisen- und Kupferverluste im Stator wurden nun als volumenspezifische Größe in das Modell implementiert. Dazu wurde das jeweilige Gesamtvolumen des Kupfers und des Eisens im Stator bestimmt. Wird jetzt die Verlustleistung durch das entsprechende Gesamtvolumen dividiert, ergeben sich die schon angesprochenen volumenspezifischen Verlustgrößen (siehe Gl. 4-30 und Gl. 4-31). Die Verluste im Statorkupfer sind inklusive der Wicklungsköpfe. Da diese aber nicht modelliert wurden sind die Verluste der Wicklungsköpfe auf jenes Kupfer aufgeteilt, welches sich innerhalb der Systemgrenzen befindet (siehe Abbildung 4-8). Grundlage dieser Annahme ist die gute Wärmeleitfähigkeit des Kupfers. Somit wird der Großteil der Wicklungskopfverluste über Wärmeleitung axial in Richtung Mitte des Stators transportiert. Dies wurde aus den Messergebnissen von Kral et al. (2008) entnommen, da dort ein leichtes Temperaturgefälle von den Wicklungsköpfen zum Nutenkupfer zu sehen war.

$$P_{Fe\_vol} = \frac{P_{Fe}}{V_{Fe}} \quad \text{Gl. 4-30}$$

$$P_{Cu\_vol} = \frac{P_{Cu,S}}{V_{Cu}} \quad \text{Gl. 4-31}$$

Mit der Bestimmung des finiten Volumens der Knoten im Eisen und Kupfer, multipliziert mit der entsprechenden volumenspezifischen Verlustleistung (in diesem Fall  $\Delta\dot{Q}_{Cu}$  oder  $\Delta\dot{Q}_{Fe}$ ) kann eine Wärmequelle in jedem Knoten des Modells angesetzt werden (siehe Gl. 4-32 bis Gl. 4-34 in Verbindung mit Abbildung 4-6).

$$\Delta V_i = r_i \cdot \Delta\varphi \cdot \Delta x_{axial} \cdot \Delta r_{radial} \quad \text{Gl. 4-32}$$

$$\Delta\dot{Q}_{Fe} = \Delta V_i \cdot P_{Fe\_vol} \quad \text{Gl. 4-33}$$

$$\Delta\dot{Q}_{Cu} = \Delta V_i \cdot P_{Cu\_vol} \quad \text{Gl. 4-34}$$

Das Teilvolumen besitzt den Index „i“, da der Radius nach außen hin größer wird und somit auch das Teilvolumen größer ist. Bei allen für Kupfer und Eisen des Stators erstellten Wärmebilanzen galt es zu bedenken, dass neben den zu- und abfließenden Wärmeströmen auch ein Quellterm ( $\Delta\dot{Q}_i$ ) in der Gleichung auftritt.

$$\dot{Q}_{Zu} + \Delta\dot{Q}_i = \dot{Q}_{Ab} \quad \text{Gl. 4-35}$$

Bei  $\Delta\dot{Q}_i$  in Gl. 4-35 handelt es sich um einen Platzhalter für entweder  $\Delta\dot{Q}_{Fe}$  oder  $\Delta\dot{Q}_{Cu}$  je nachdem, in welcher Schicht sich der Knoten um den die Wärmebilanz gebildet wird, befindet.

### 4.3 Parameterstudien

In diesem Kapitel wurden ausgehend von einem angenommenen Basisbetriebspunkt Parametervariationen vorgenommen und deren Auswirkungen in der Simulation veranschaulicht. Unter anderem war es das Ziel, mithilfe der Simulation die Geometrie des Wärmetauschers zu bestimmen.

Jedes Unterkapitel beschäftigt sich mit der Änderung einer bestimmten Größe. Die angeführten Diagramme in diesem Kapitel können 3 verschiedene Verläufe beinhalten. Der grüne Verlauf zeigt den Basisbetriebspunkt in Tabelle 4-2, der rote Verlauf zeigt die Änderung durch Vergrößerung der Variable und der blaue Verlauf zeigt die Änderung durch Verringerung der Variable.

### 4.3.1 Basisbetriebspunkt

Die aus dem voraussichtlichen Betriebspunkt des Hochtemperaturwärmepumpenkreislauf gegebenen Anforderungen lieferten folgende Ergebnisse aus der Simulation (siehe Tabelle 4-2)

Tabelle 4-2 Angaben und Ergebnisse des angenommenen Basisbetriebspunktes der Hochtemperaturwärmepumpe

Eingangsparameter		
Kondensationstemperatur	[°C]	111
Verdampfungstemperatur	[°C]	51
Trennhaubentemperatur	[°C]	110
Überhitzung nach Verdampfer	[K]	12
Frequenz	[Hz]	50
Wärmetauscher		
Kanalanzahl	[-]	10
Kanalhöhe ( $h_{kanal}$ )	[mm]	10
Ergebnisse:		
Erforderliche Leistung ( $P_{el}$ )	[kW]	7,935
Innere Leistung des Kompressors ( $P_{innen}$ )	[kW]	5,729
Überhitzung am Kompressoreintritt	[K]	22,66
Kältemittelmassenstrom	[kg/s]	0,07641
Kupferverlustleistung ( $P_{Cu}$ )	[kW]	0,3349
Eisenverlustleistung ( $P_{Fe}$ )	[kW]	1,871
Kompressoraustrittstemperatur	[°C]	127,6

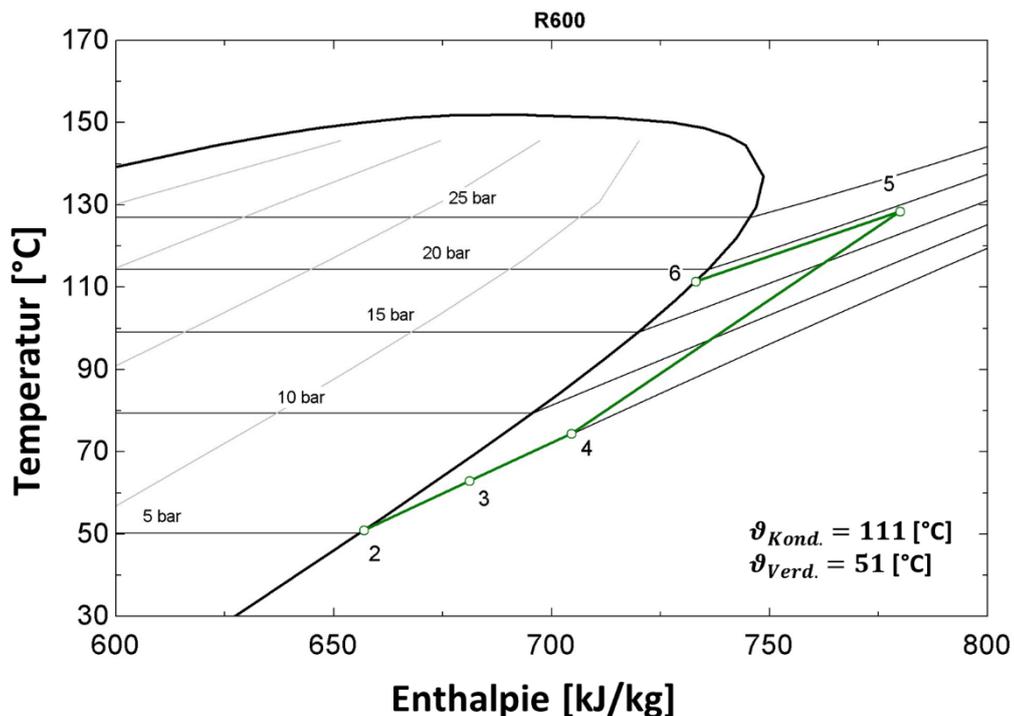


Abbildung 4-13: t/h-Diagramm des Basisbetriebspunktes für den Kompressor

Bei der in Abbildung 4-13 zu sehenden Gesamtüberhitzung (von Punkt 2 auf Punkt 4) ist in diesem Betriebspunkt zu erkennen, dass ungefähr die Hälfte der Überhitzung aus der Sauggaskühlung des Motors bereitgestellt wird. Die Kältemittelüberhitzung durch die Motorkühlung ist in Abbildung 4-13 die Zustandsänderung von Punkt 3 auf Punkt 4.

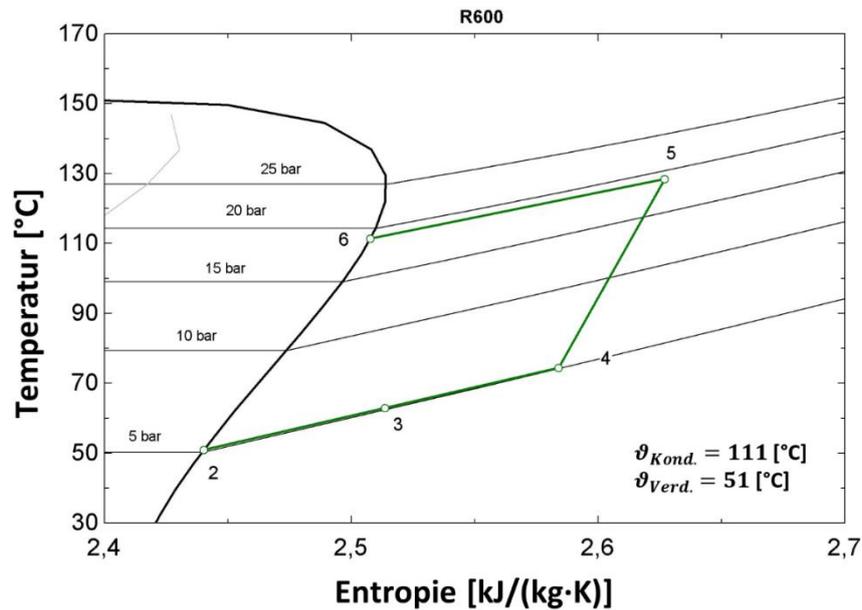


Abbildung 4-14: t/s-Diagramm des Basisbetriebspunkts

Ist der Grenzfall der Mindestüberhitzung aus Kapitel 2.2.1 einzuhalten, so ist die Gesamtüberhitzung in diesem Betriebspunkt als zu hoch einzuschätzen (siehe Abbildung 4-14). Für die höchste Temperatur im Stator dieses Betriebspunktes ergibt sich aus der Simulation  $\vartheta_{innen,max} = 122^{\circ}C$  (siehe Abbildung 4-16).

In Abbildung 4-15 ist der Temperaturverlauf des Kältemittels ( $\vartheta_{Kältemittel}$ ) in Abhängigkeit der Kanallänge ( $l_{Wärmetauscher}$ ) im Wärmetauscher dargestellt.

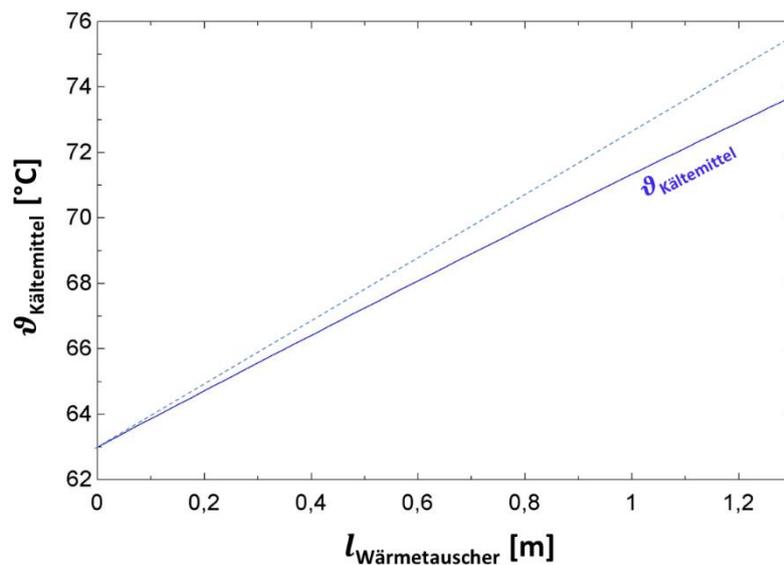


Abbildung 4-15: Kältemitteltemperaturverlauf im Wärmetauscher (Basisbetriebspunkt)

Die strichlierte Hilfslinie in Abbildung 4-15 dient dabei zur Veranschaulichung, dass der Verlauf nicht linear ist, weil die treibende Temperaturdifferenz geringer wird.

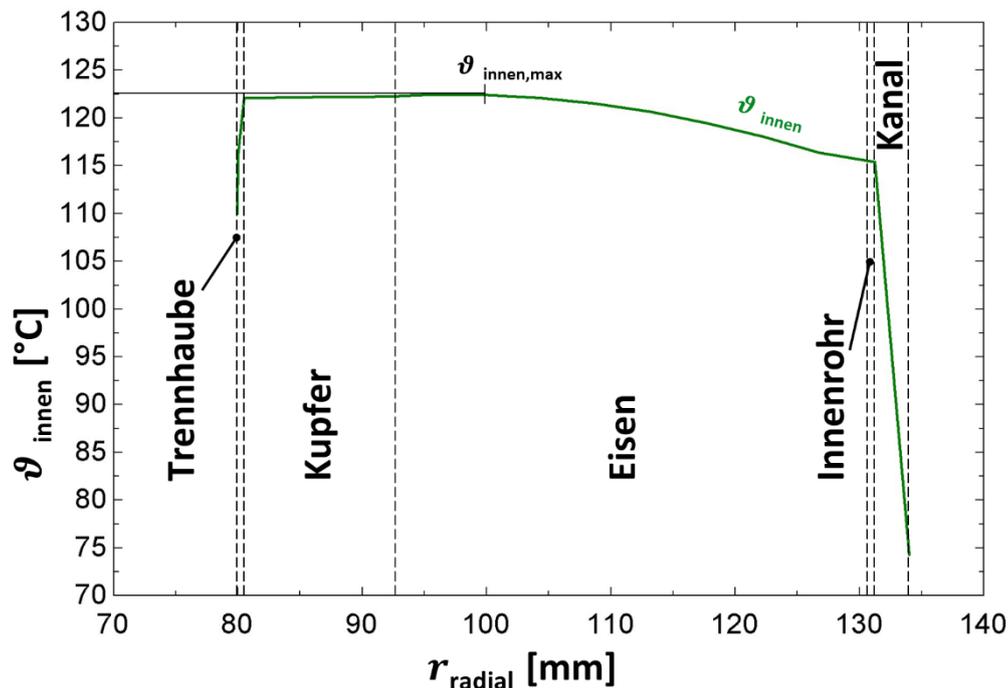


Abbildung 4-16: Radialer Temperaturverlauf im Stator (Basisbetriebspunkt)

In Abbildung 4-16 ist der Temperaturverlauf im Stator des Motors ( $\vartheta_{\text{innen}}$ ) in radialer Richtung dargestellt. Daher beginnt der Verlauf der Temperatur erst ab dem Radius der Trennhaube. Es musste eine bestimmte Stelle zur Darstellung des in Abbildung 4-16 abgebildeten Verlauf gewählt werden, weil dieser Verlauf ortsabhängig ist. Da an der Stelle an der das Kältemittel aus dem Wärmetauscher austritt, auch der Ort ist, an dem die höchsten Temperaturen im Stator auftreten, wurde der Verlauf für diese Stelle dargestellt. Der Temperatursprung von Trennhaube auf Kupferschicht von ca. 12 K ist auf die schlechte Wärmeleitfähigkeit im Luftspalt zurückzuführen.

Nach dem Luftspalt folgt ein nahezu konstanter Verlauf. Aufgrund der guten Wärmeleitfähigkeit des Kupfers scheint der Verlauf dieses Teils plausibel. In der letzten Schicht des Stators, dem Eisenpaket, wird die Maximaltemperatur erreicht, bevor sich ein negativer Gradient einstellt. Gut zu erkennen ist wie der Verlauf in Richtung des Wärmetauscherkanals abfällt, bis ein Temperaturabfall auf die Kältemitteltemperatur stattfindet.

### 4.3.2 Einfluss der Trennhaubentemperatur

Von Interesse ist die Auswirkung der gewählten Trennhaubentemperatur auf den Wärmepumpenkreislauf. Zu diesem Zweck, soll ermittelt werden, was geschieht, wenn die Temperatur der Trennhaube kleiner oder größer als der angenommene Wert von  $\vartheta_{\text{Trennhaube}} = 110^\circ\text{C}$  wird.

Wird der Fall angenommen, dass die Temperatur  $\vartheta_{\text{Trennhaube}} = 130^\circ\text{C}$  beträgt, ohne den angenommenen Betriebspunkt aus Kapitel 4.3.1 Tabelle 4-2 zu verändern, kann für die Maximaltemperatur  $\vartheta_{\text{innen,max}} = 135^\circ\text{C}$  aus der Simulation ermittelt werden. Die Stelle der

Maximaltemperatur ist nun in Mitten des Kupfers. Im Gegensatz dazu ergibt sich bei  $\vartheta_{Trennhaube} = 80^{\circ}\text{C}$  eine Maximaltemperatur im Statoreisen von  $\vartheta_{innen,max} = 105^{\circ}\text{C}$ .

Es kann also festgestellt werden, dass mit steigender Trennhaubentemperatur der Ort der höchsten Temperatur im Motor radial nach innen wandert (siehe Abbildung 4-19). Durch die einzelnen Wärmedurchgänge und Wärmeübergänge, hat die Trennhaubentemperatur Einfluss auf die Temperaturen im Luftspalt und im Kupfer. Da mit steigender Temperatur dieser Stoffe die Wärmeleitfähigkeit sinkt, wirkt dies auch hinderlich für die Wärmeströme. Des Weiteren sinkt die Temperaturdifferenz jedes Knotens zur Trennhaube und somit der Wärmestrom in diese Richtung. Daher kommt es zu einer örtlichen Änderung der Maximaltemperatur. Sollen nun Auswirkungen auf den Wärmepumpenkreislauf veranschaulicht werden, so ist in Abbildung 4-17 der blaue Verlauf bei  $80^{\circ}\text{C}$ , in Grün der Verlauf bei  $110^{\circ}\text{C}$  und in Rot der Verlauf bei  $130^{\circ}\text{C}$  Trennhaubentemperatur dargestellt.

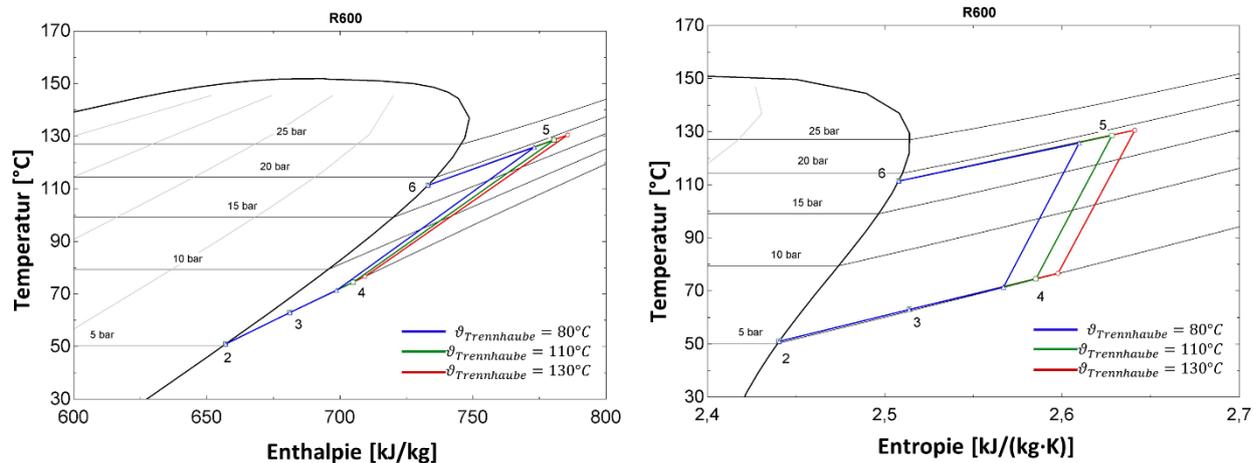


Abbildung 4-17: Einfluss der Trennhaubentemperatur auf Wärmepumpenkreislauf

Für die Berechnung des Wärmepumpenkreislaufes werden sich hieraus keine gravierenden Auswirkungen ergeben, da sich die Kompressoraustrittstemperatur, nur um ca.2% ändert (siehe Abbildung 4-18).

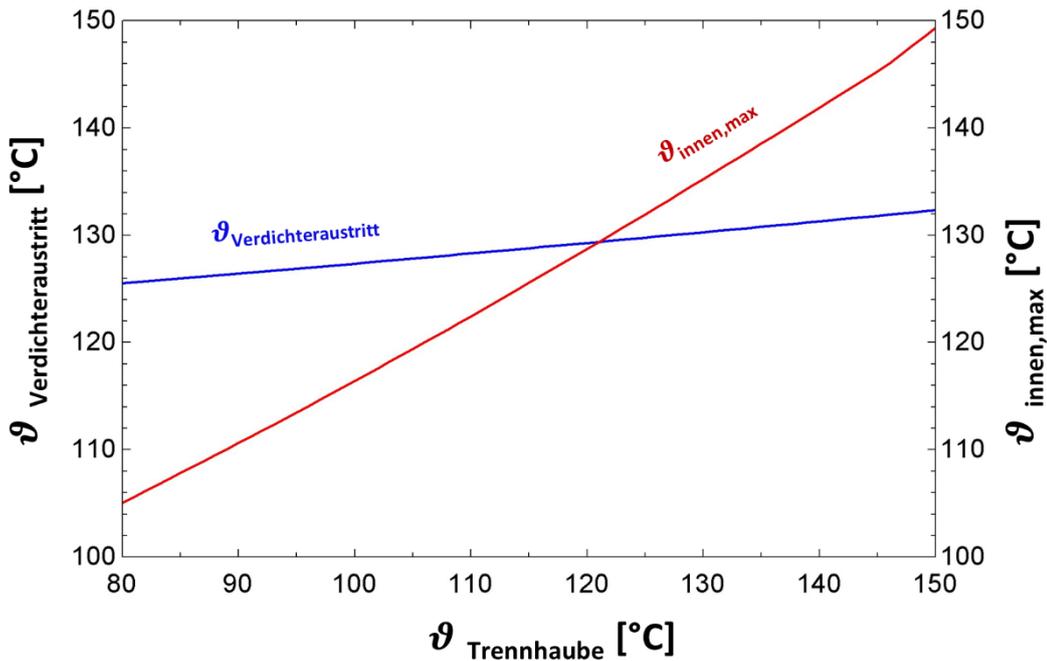


Abbildung 4-18: Auswirkungen der Trennhaubentemperatur auf die maximale Statortemperatur und die Kompressoraustrittstemperatur

Abbildung 4-18 zeigt, dass sich  $\vartheta_{Trennhaube}$  und  $\vartheta_{innen,max}$  bis  $150^{\circ}\text{C}$  annähern. Ab einer Trennhaubentemperatur von  $\vartheta_{Trennhaube} = 150^{\circ}\text{C}$  ist die Maximaltemperatur im Stator  $\vartheta_{innen,max} = \vartheta_{Trennhaube}$  (siehe Abbildung 4-19).

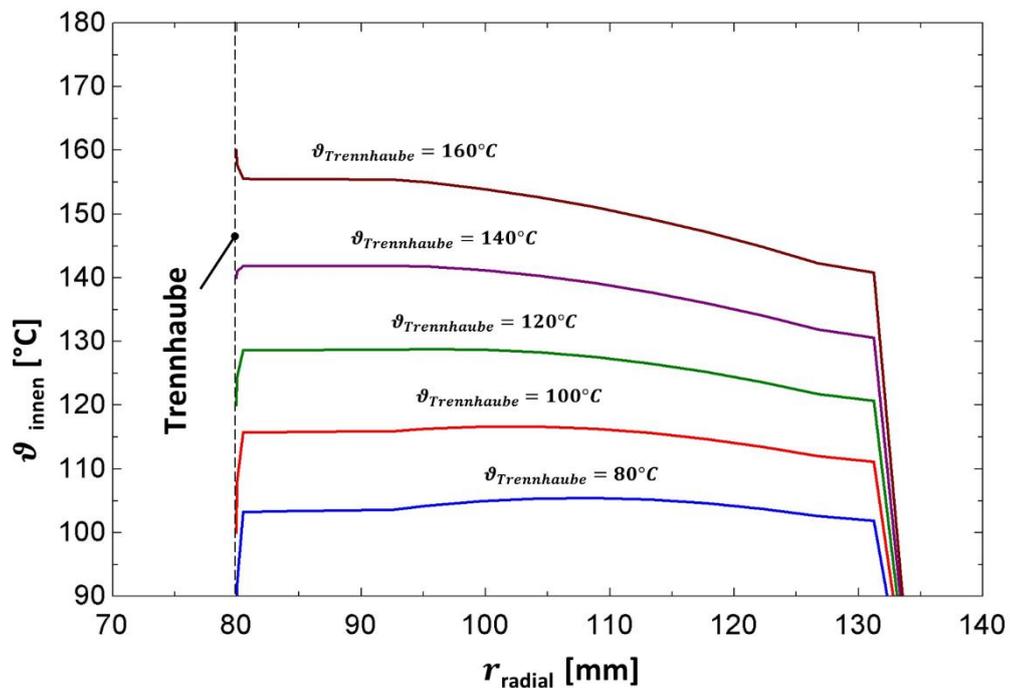


Abbildung 4-19: Statortemperaturverlauf bei verschiedenen Trennhaubentemperaturen

### 4.3.3 Minimale Überhitzung im Verdampfer

In diesem Unterkapitel soll die minimale Überhitzung im Verdampfer bestimmt werden, ohne die Mindestüberhitzung aus Kapitel 2.2.1 zu unterschreiten. Für den Betriebszustand gelten die in Tabelle 4-2 angegebenen Daten (bis auf die Überhitzung nach Verdampfer).

In Abbildung 4-20 fallen die Punkte 2 und 3 zusammen. Das heißt es kommt im Verdampfer zu keiner Überhitzung des Kältemittels. Selbst in diesem Fall reicht die Überhitzung aus. Daraus kann abgeleitet werden, dass eigentlich mehr als die nötige Mindestüberhitzung durch die Motorkühlung bereitgestellt wird. Bei gleichbleibender Frequenz ändert sich der Massenstrom dadurch auf  $\dot{m}_{KM} = 0,08 \text{ kg/s}$ . Der um ca.5% gestiegene Massenstrom ist zurückzuführen auf die gestiegene Dichte des Kältemittels.

Soll der Massenstrom mittels Frequenzregelung gleich bleiben, so kann festgestellt werden, dass die Frequenz um ca.5% auf  $f = 47,59 \text{ Hz}$  abfällt und Verluste im Vergleich zu  $f = 50 \text{ Hz}$  sinken.

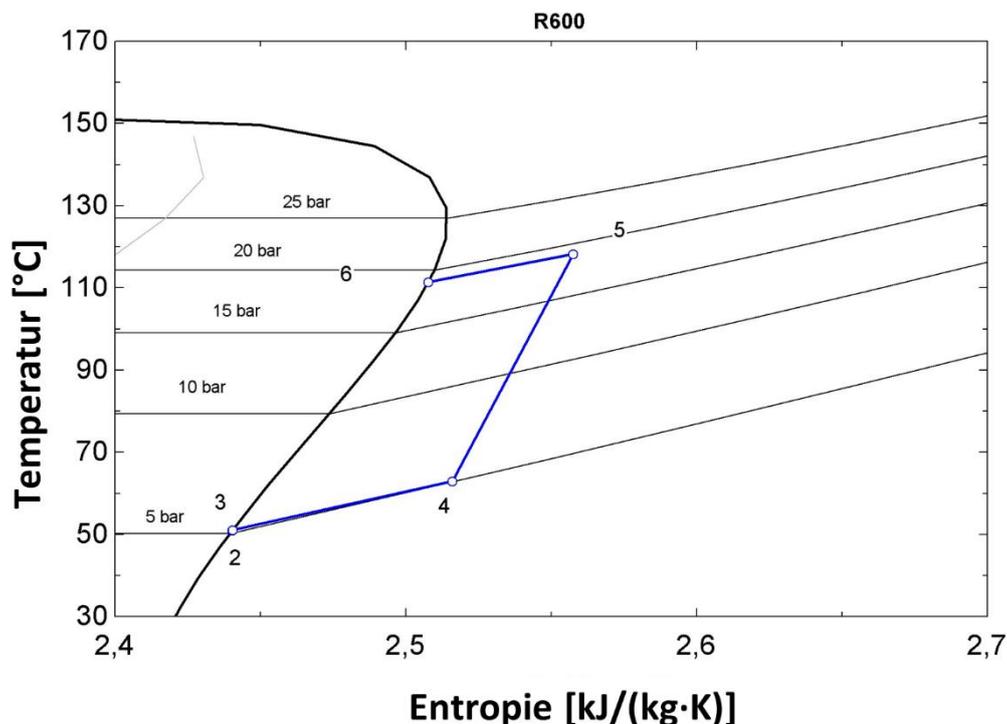


Abbildung 4-20: t/s-Diagramm des Basisbetriebszustandes wenn keine Überhitzung im Verdampfer vorliegt

### 4.3.4 Einfluss der Verdampfungstemperatur

Durch absenken der Verdampfungstemperatur ändern sich Kältemittelmassenstrom, Verdampfungsdruck und somit die erforderliche Kompressorleistung. Ziel in diesem Abschnitt ist es, die Auswirkungen abzubilden. Als Ausgangspunkt wird wieder der in Tabelle 4-2 angegebene Basisbetriebspunkt verwendet.

Wird eine Verdampfungstemperatur von  $t_{verd.} = 41^\circ\text{C}$  festgelegt, sinkt der Massenstrom um 28% auf  $\dot{m}_{KM} = 0,05483 \text{ kg/s}$  weil die Frequenz gehalten wird. Dadurch steigt die Überhitzung im

Wärmetauscher von  $\Delta T_{\text{Wärmetauscher}} = 11,55 \text{ K}$  auf  $\Delta T_{\text{Wärmetauscher}} = 15,09 \text{ K}$  an, bei einer maximalen Motortemperatur von  $\vartheta_{\text{innen,max}} = 125^\circ\text{C}$ .

Je niedriger die Verdampfungstemperatur, umso größer die Überhitzung im Wärmetauscher, weil der Kältemittelmassenstrom absinkt. Daraus ergibt sich bei konstantem Kondensationsdruckniveau eine geringere Heizleistung des Wärmepumpenkreislaufes.

Soll die Leistung des Wärmepumpenkreislaufes konstant gehalten werden, muss der Kältemittelmassenstrom konstant bleiben, daher muss die Frequenz geregelt werden. Dies entspricht dann einem frequenzgeregelten Motor. Hier steigt bei einem absenken der Verdampfungstemperatur auf  $\vartheta_{\text{verd.}} = 41^\circ\text{C}$  die Frequenz auf  $f = 70,4 \text{ Hz}$ . Durch weiteres absenken von  $\vartheta_{\text{verd.}}$  wird die Höchsfrequenz von  $f = 75 \text{ Hz}$  erreicht (siehe Tabelle 3-2 und Abbildung 4-21). Bei dem in Abbildung 4-22 abgebildeten Verläufen ist der Massenstrom konstant.

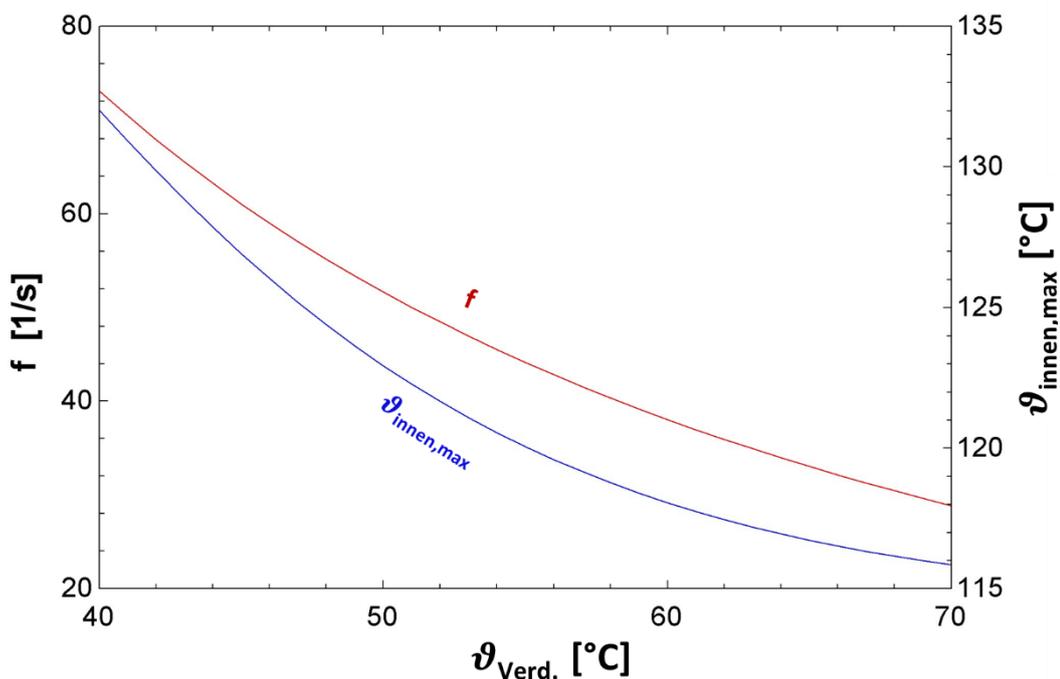


Abbildung 4-21: Frequenz und Motortemperatur in Abhängigkeit der Verdampfungstemperatur

Die höchste Temperatur im inneren der Maschine beträgt  $\vartheta_{\text{innen,max}} = 132^\circ\text{C}$  (siehe Abbildung 4-21). Da ein Abschalten der elektrischen Maschine erst bei einer Temperatur von  $\vartheta_{\text{intern}} = 180^\circ\text{C}$  erfolgt, ist vor Erreichen dieser Temperatur die maximal mögliche Frequenz erreicht.

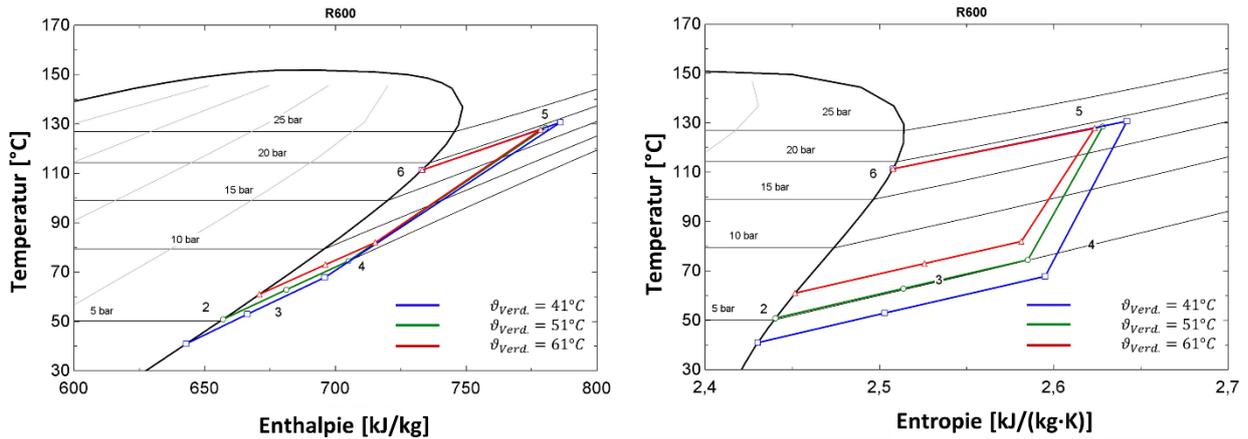


Abbildung 4-22: Einfluss der Verdampfungstemperatur auf Kompressor im t/h- und t/s-Diagramm

Im rechten Diagramm der Abbildung 4-22 fällt auf, dass sich die Steigungen der Zustandsänderungen von Punkt 4 auf 5 ändert. Grund dafür ist der sich ändernde isentrope Wirkungsgrad (siehe Abbildung 2-17).

Um die in Kapitel 2.2.2 angeführten Vorteile durch ein höheres Druckniveau im Verdampfer dazustellen werden Verlustleistung ( $P_{Verluste}$ ) und aufgenommene elektrische Leistung ( $P_{el}$ ) in Abbildung 4-23 dargestellt.

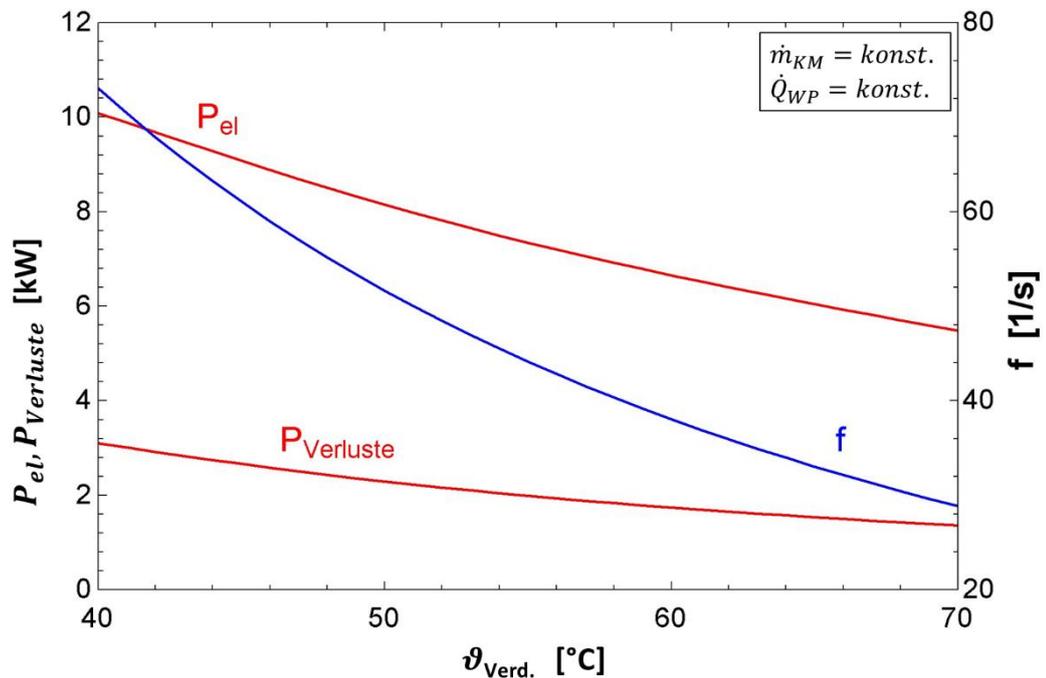


Abbildung 4-23: Elektrische Leistung, Verluste und die Frequenz in Abhängigkeit der Kondensationstemperatur

In Abbildung 4-23 ist zu erkennen, dass bei konstanter Heizleistung der Wärmepumpe ( $\dot{Q}_{WP}$ ), die aufgenommene elektrische Leistung verringert werden kann, wenn es möglich ist die Verdampfungstemperatur ( $\vartheta_{Verd.}$ ) zu erhöhen.

### 4.3.5 Einfluss der Kondensationstemperatur

Es kann auch eine andere Kondensationstemperatur gefordert sein, wenn sich das Temperaturniveau der Nutzenergie ändert. Aus diesem Grund werden dadurch bedingte Auswirkungen auf den Kompressor in diesem Kapitel untersucht.

Wird die Kondensationstemperatur um  $10\text{ K}$  auf  $\vartheta_{Kond.} = 121^\circ\text{C}$  angehoben erhalten wir bei gleicher Frequenz eine erforderliche Leistung von  $P_{el} = 8,7\text{ kW}$ . Durch den Anstieg der aufgenommenen Leistung, werden auch die Verluste ( $P_{Verluste}$ ) größer (siehe Abbildung 4-24) und somit die Überhitzung.

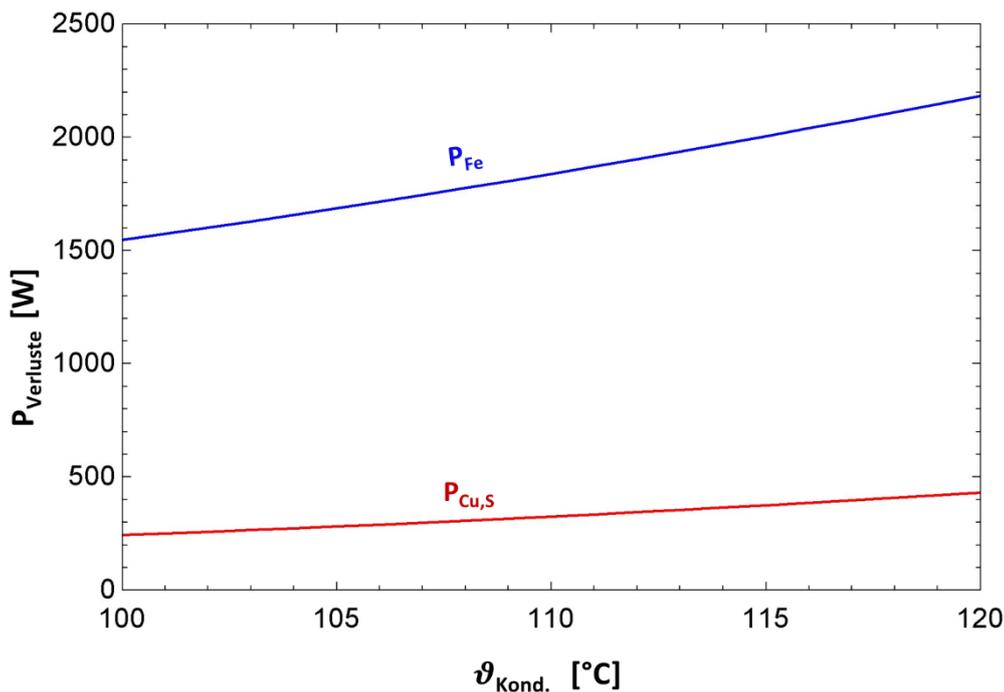


Abbildung 4-24: Verluste in Abhängigkeit der Kondensationstemperatur

Die wesentlich größeren Statorisenverluste ( $P_{Fe}$ ), im Vergleich zu den Statorkupferverlusten ( $P_{Cu,S}$ ), steigen auch stärker mit der Kondensationstemperatur an (siehe Abbildung 4-24). Grund dafür ist, dass der mechanische Wirkungsgrad ( $\eta_{m,ges.}$ ) vom Druckverhältnis ( $\psi_{Kompressor}$ ) abhängig ist (siehe Abbildung 2-18). Da dieser Wirkungsgrad direkten Einfluss auf die Eisenverluste hat, steigen diese bei sinkendem Wirkungsgrad.

Durch die zusätzliche Überhitzung sinkt die Dichte und somit sinkt der Massenstrom. Daraus ergibt sich ein Anstieg der Temperaturen im Inneren der Maschine. Die geringere Kühlleistung des Sauggases führt hier zu einer Maximaltemperatur von  $\vartheta_{intern,max} = 128,25^\circ\text{C}$ . Die Temperatur am Kompressoraustritt beträgt  $\vartheta_5 = 138^\circ\text{C}$ . Bei der Austrittstemperatur am Kompressor ist darauf zu achten, den kritischen Wert von ca.  $\vartheta_{5,krit} = 140^\circ\text{C}$  nicht zu überschreiten. Grund für diese Obergrenze ist das verwendete Schmiermittel im Kältekreislauf. Es verliert seine Schmierfunktion ab dieser Temperatur.

Eine Verringerung der Temperatur auf  $\vartheta_{Kond.} = 101^\circ\text{C}$  verringert die erforderliche Leistung auf  $P_{el} = 7,219\text{ kW}$ , weil das Druckverhältnis sinkt.

Bei konstantem Massenstrom ändert sich erwartungsgemäß wenig, da sich der Ansaugzustand (Zustand 4) kaum ändert (siehe Abbildung 4-25).

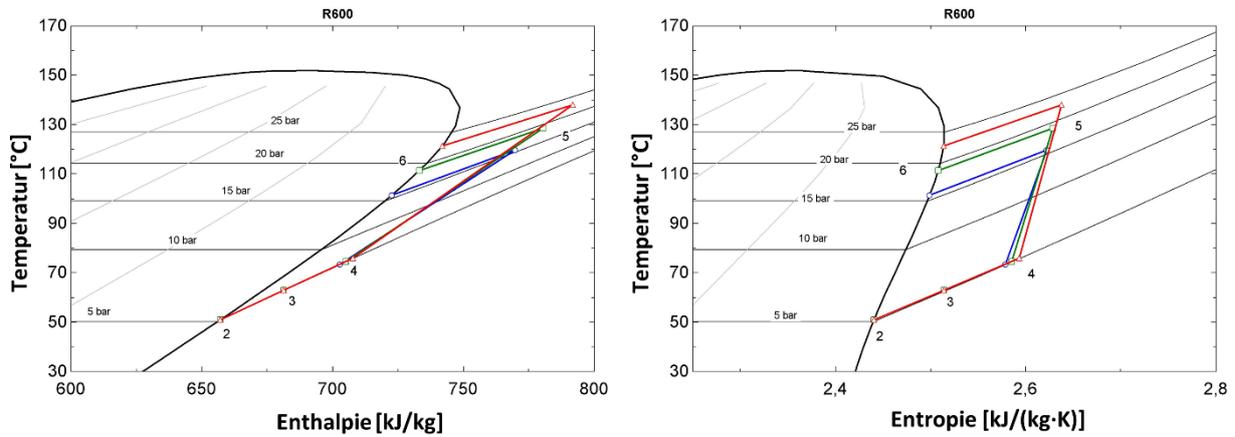


Abbildung 4-25: t/h- und t/s-Diagramm für unterschiedliche Kondensationstemperaturen

Auch hier ist zu erkennen, dass sich der isentrope Gütegrad ( $\eta_{is,G}$ ), durch das geänderte Druckverhältnis, ändert und somit die Steigung der Linien zwischen den Punkten 4 und 5. Es ist jedoch nicht zu vergessen, dass sich hier die maximale Innentemperatur des Stators durchaus ändert (siehe Abbildung 4-26).

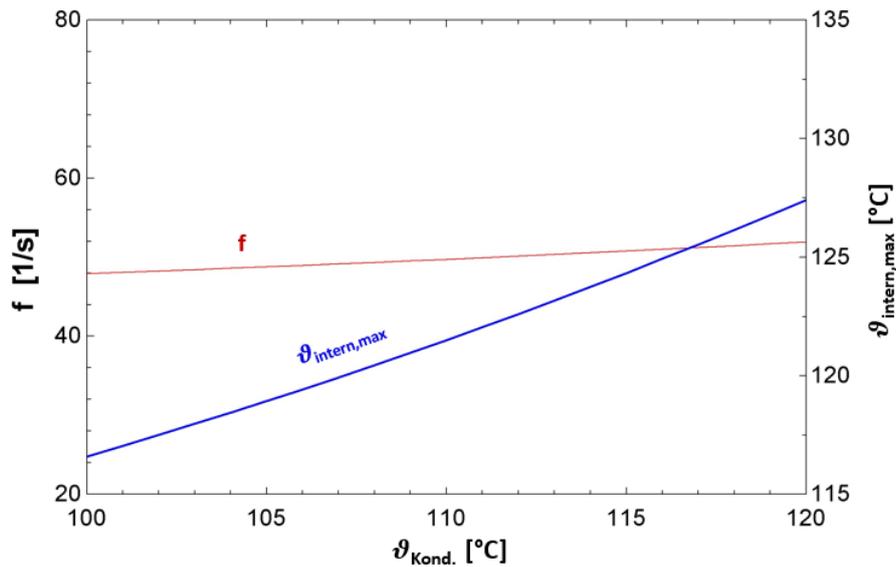


Abbildung 4-26: Frequenz und Statortemperatur in Abhängigkeit der Kondensationstemperatur

Es ist zu erkennen, dass sich in Abbildung 4-21 im Vergleich zu Abbildung 4-26 die Frequenz viel stärker ändert. Dies ist der Fall, weil sich hier die Sauggasdichte im Vergleich zu Kapitel 4.3.4 kaum ändert. Daraus folgt, dass der Kältemittelmassenstrom nahezu gleich bleibt und somit die Frequenz nahezu konstant ist.

### 4.3.6 Kennfelder aus Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen

Um das Verhalten besser zu veranschaulichen wurde für die möglichen Betriebsszenarien des Kompressors Kennfelder erzeugt. Es ist in Abbildung 4-27 bei verschiedenen Frequenzen festzustellen, dass mit steigender Frequenz die Überhitzung ( $\Delta T_{\text{Wärmetauscher}}$ ) in Abhängigkeit der Kondensationstemperatur kleiner wird.

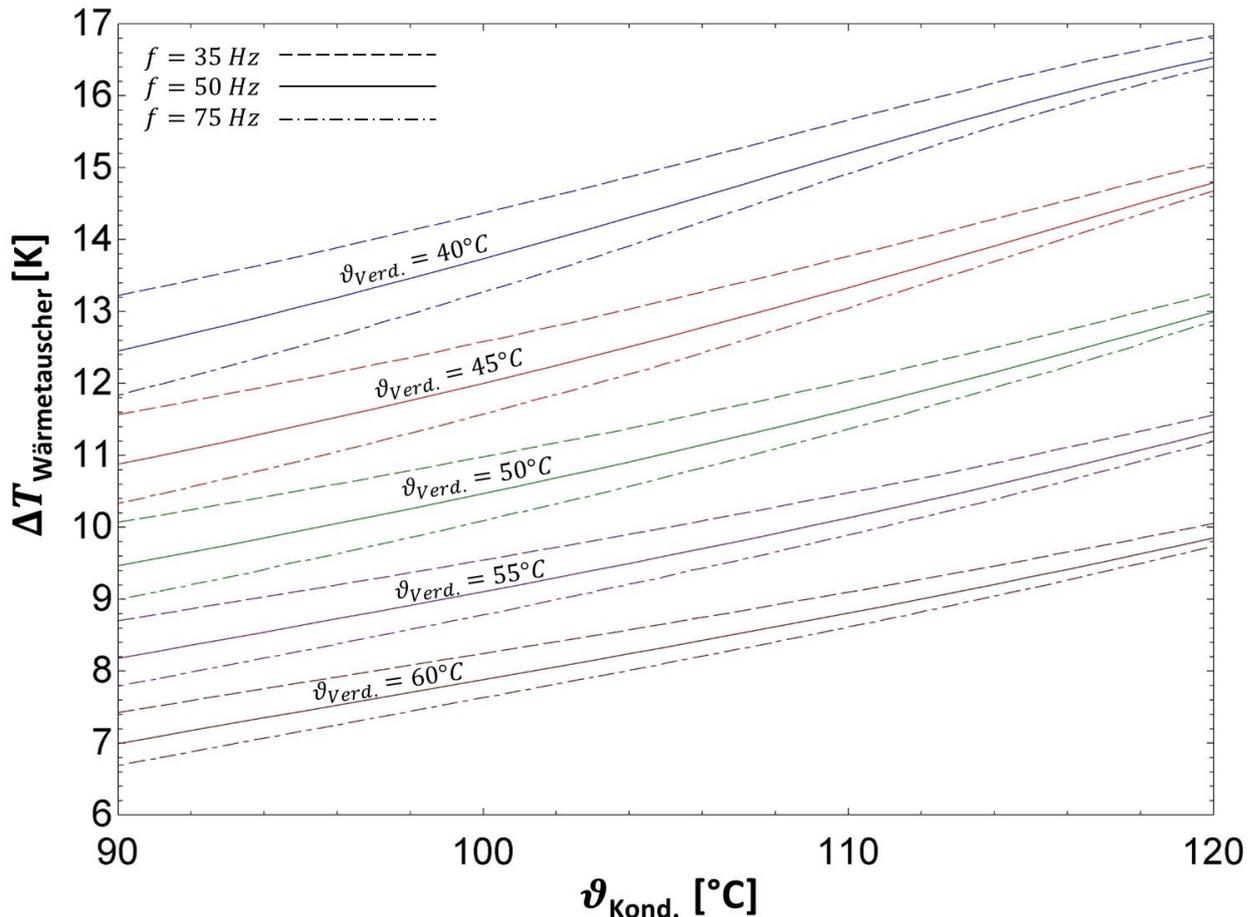


Abbildung 4-27: Kennfeld aus Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen für die Frequenzen 35/50/75 Hz

Aus diesem Verhalten kann abgeleitet werden, dass die Verluste im Vergleich zum Kältemittelmassenstrom nicht so stark mit der Frequenz zunehmen. Interessant ist auch, dass mit steigender Kondensationstemperatur der Unterschied von  $\Delta T_{\text{Kältemittel}}$  der verschiedenen Frequenzen kleiner wird.

Aus dem Kennfeld in Abbildung 4-27 kann eine Tendenz bezüglich des Anstiegs der Überhitzung zwischen zwei verschiedenen Verdampfungstemperaturen abgelesen werden. Wird der prozentuale Anstieg des Massenstroms zwischen den Verdampfungstemperaturen 55 und 60°C verglichen mit dem Anstieg zwischen 40 und 45°C, so bleibt dieser fast gleich. Jedoch ist der Anstieg der vom Kältemittel aufgenommenen Wärmemenge zwischen 40 und 45°C viel größer wie zwischen 55 und 60°C. Daraus lässt sich schlussfolgern, wenn der Massenstrom kaum ansteigt, aber der Wärmestrom größer wird, dann steigt auch die Überhitzung an.

### 4.3.7 Einfluss des Massenstroms

Es soll bei konstanter Verdampfungs- und Kondensationsdruck aus Tabelle 4-2 ermittelt werden, welche Kältemittelmassenströme möglich sind wenn entweder die Frequenz oder die nominelle Motorleistung das Maximum erreichen.

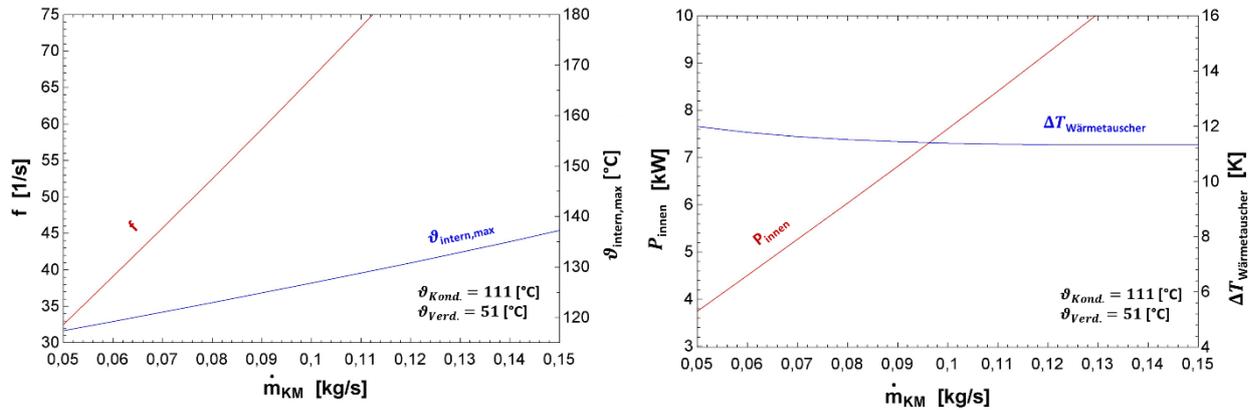


Abbildung 4-28: Einfluss des Massenstroms auf Frequenz, Statortemperatur, innere Kompressorleistung und Überhitzung

In Abbildung 4-28 ist zu erkennen, dass mit Erreichen der maximalen Frequenz von 75 Hz auch die innere Leistung in den Bereich der angegebenen nominellen Motorleistung ( $P_{nominell\ Motor} = 9,6\ kW$ ) kommt (siehe Tabelle 3-2). Es müsste nun durch einen Wirkungsgrad dividiert werden, um zu sehen, ob der Motor im Stande ist diese Leistung bereitzustellen. Da jedoch der dafür nötige mechanische Wirkungsgrad des Kompressors ( $\eta_{m,Kurbeltrieb}$ ) nicht bekannt war, konnte dies nicht überprüft werden.

$$\frac{P_{Innen}}{\eta_{m,Kurbeltrieb}} \leq P_{nominell\ Motor} \quad \text{Gl. 4-36}$$

An der Welle zwischen Motor und Kompressor gilt, dass die nominelle Motorleistung immer größer sein muss, als die erforderliche Antriebsleistung (siehe Gl. 4-36). Unter diesen Umständen kann mit einer Frequenz von  $f = 75\ Hz$  ein Kältemittelmassenstrom von  $\dot{m}_{KM} = 0,112\ kg/s$  realisiert werden. Interessant ist auch, dass sich die Überhitzung im Wärmetauscher ( $\Delta T_{Wärmetauscher}$ ) kaum ändert (siehe Abbildung 4-28).

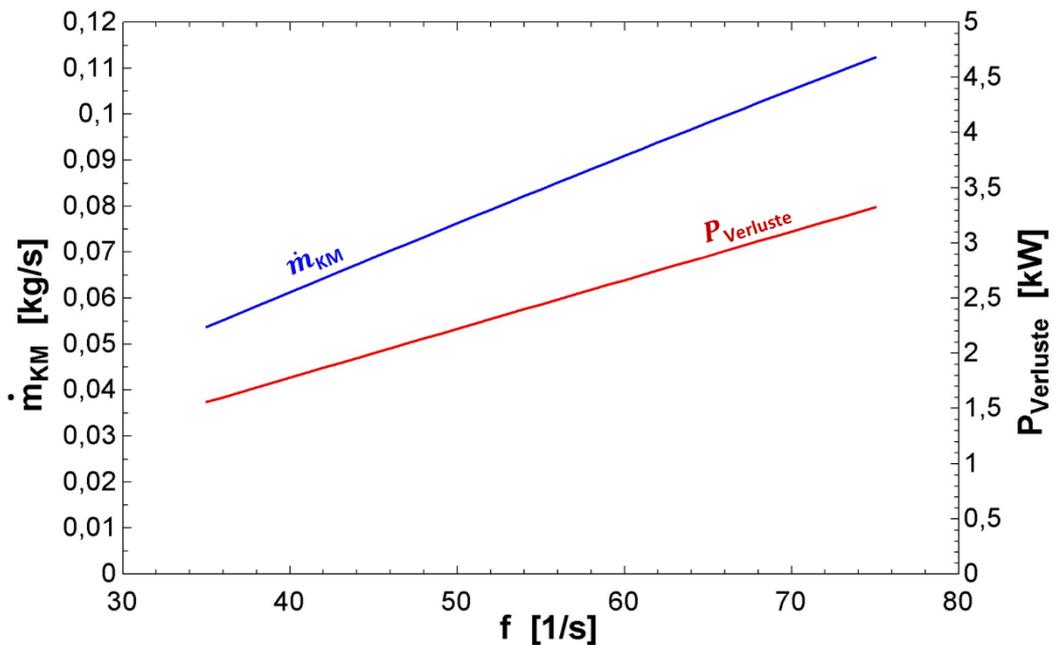


Abbildung 4-29: Massenstrom und Verlustleistung in Abhängigkeit der Frequenz

Dies kann damit begründet werden, dass der Anstieg von Verlustleistung und Massenstrom gleichermaßen erfolgt (siehe Abbildung 4-29).

#### 4.3.8 Druckverlust im Wärmetauscher

Der Druckverluste der sich einstellt, ist natürlich von der Länge der Führungskanäle im Wärmetauscher abhängig. Die Vorgehensweise zur Berechnung des Druckverlustes wird in Kapitel 2.6 mathematisch erläutert. Mit dem Simulationsmodell war es möglich den Druckverlust in Abhängigkeit der Wärmetauschergeometrie abzubilden und Auswirkungen auf den Wärmepumpenkreislauf darzustellen (siehe Abbildung 4-30). Als Basis für die Simulation verschiedener Kanalanzahlen, wurde der in Tabelle 4-2 angegebene Basisbetriebszustand herangezogen.

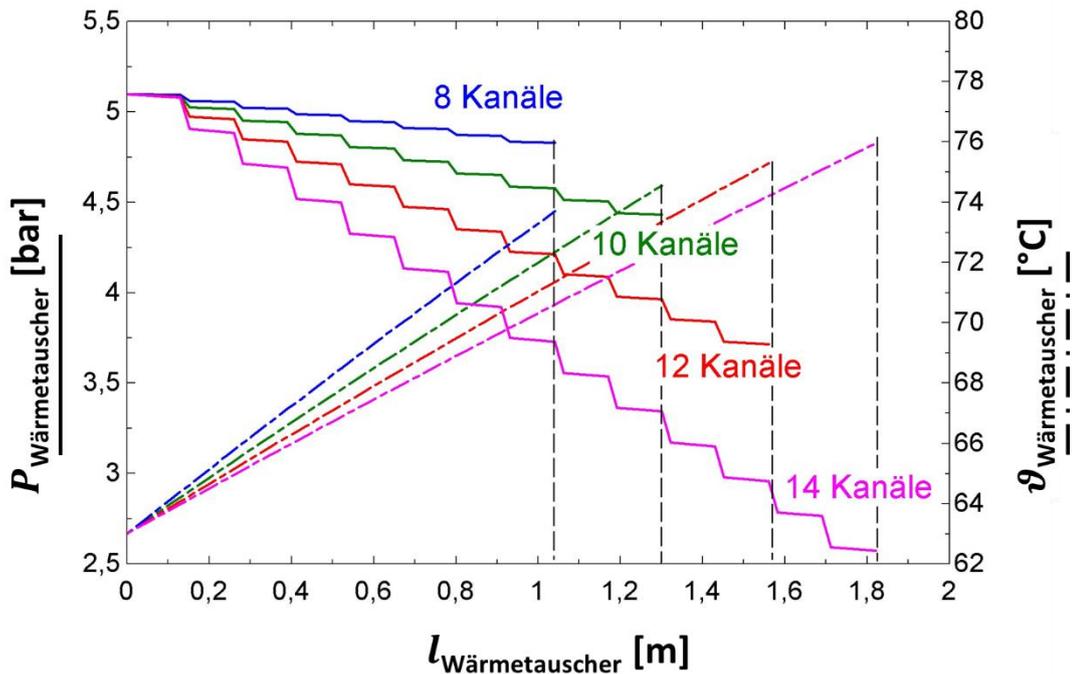


Abbildung 4-30: Der Druckverlauf im Wärmetauscher für verschiedene Kanallängen und dessen Auswirkungen auf Temperaturverlauf des Kältemittels

Die in Abbildung 4-30 dargestellten Druckverläufe besitzen einen stufigen Verlauf. Die periodisch wiederkehrenden Druckabfälle sind auf die 180° Umlenkungen der mäanderförmigen Kanalführung zurückzuführen. Es kann festgestellt werden, dass mit steigender Kanalanzahl sich auch der Druckabfall bei den Umlenkungen erhöht. Zurückzuführen ist dieser Umstand auf die geringere Querschnittsfläche und somit höhere Strömungsgeschwindigkeit. Die in Abbildung 4-30 dargestellten Verläufe gelten für eine konstante Kanalhöhe von  $h_{kanal} = 10 \text{ mm}$ . Somit ändert sich die Strömungsquerschnittsfläche nur mit der Anzahl der Kanäle. Mit sinkender Querschnittsfläche und konstantem Massenstrom, wird der Druckverlust höher. Um den Druckverlust so gering wie möglich zu halten, wären wenig Kanäle und somit weniger Kanalumlenkungen förderlich.

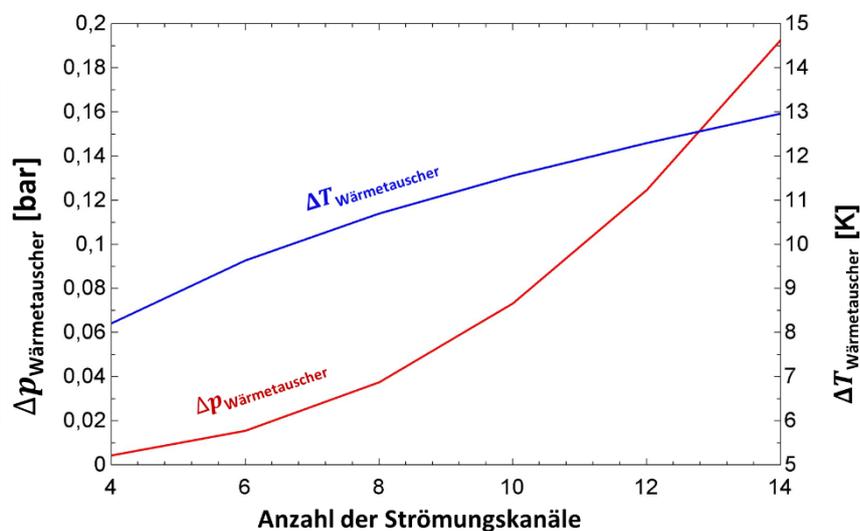


Abbildung 4-31: Änderung von Druckverlust und Überhitzung in Abhängigkeit der Kanalanzahl

Für möglichst viele Kanäle hingegen, spricht die erreichbare Überhitzung und somit notwendige Kühlung des Motors. In Abbildung 4-31 ist zu erkennen, dass mit steigender Anzahl der Strömungskanäle die Steigung der Temperaturdifferenz abflacht. Aufgrund dieser beiden Diagramme, wurden 10 Kanäle gewählt, weil ab 10 Kanälen der Druckverlust so stark ansteigt, dass sich die zusätzliche Überhitzung damit nicht rechtfertigen lässt.

Für die Wärmeübertragung sind turbulente Strömungen von Vorteil, daher wurde darauf geachtet die Grenze zwischen laminarer und turbulenter Strömung mit Sicherheit nicht zu unterschreiten. Laut VDI (2013), kann für Kanalströmungen ab einer Reynolds-Zahlen von  $10^4$  von einer turbulenten Strömung gesprochen werden.

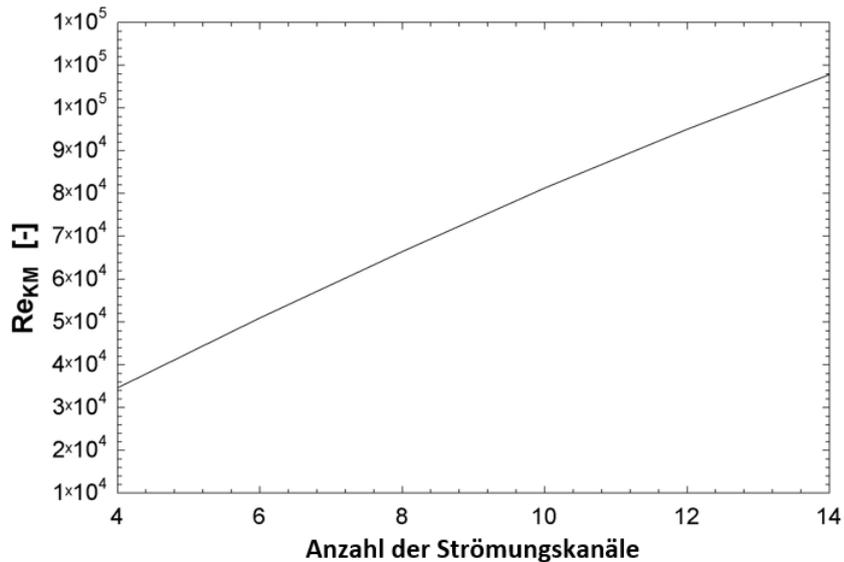


Abbildung 4-32: Reynolds-Zahl in Abhängigkeit der Kanal-Anzahl

Abbildung 4-32 veranschaulicht, dass die Strömung bereits bei der Anzahl von 4 Kanälen als turbulent angesehen werden kann.

#### 4.3.9 Einfluss der Kanalhöhe

Die Kanalhöhe sollte dabei so gewählt werden, dass der Wärmeübergang auf das Kältemittel so hoch wie möglich ist. Bei dem hier betrachteten Betriebszustand handelt es sich um den in Tabelle 4-2 angeführten. Für die Trennwände im Wärmetauscher, welche die Kanäle voneinander abgrenzen und somit die Kanalführung bilden gilt, dass sie keinen Einfluss auf das Simulationsmodell haben.

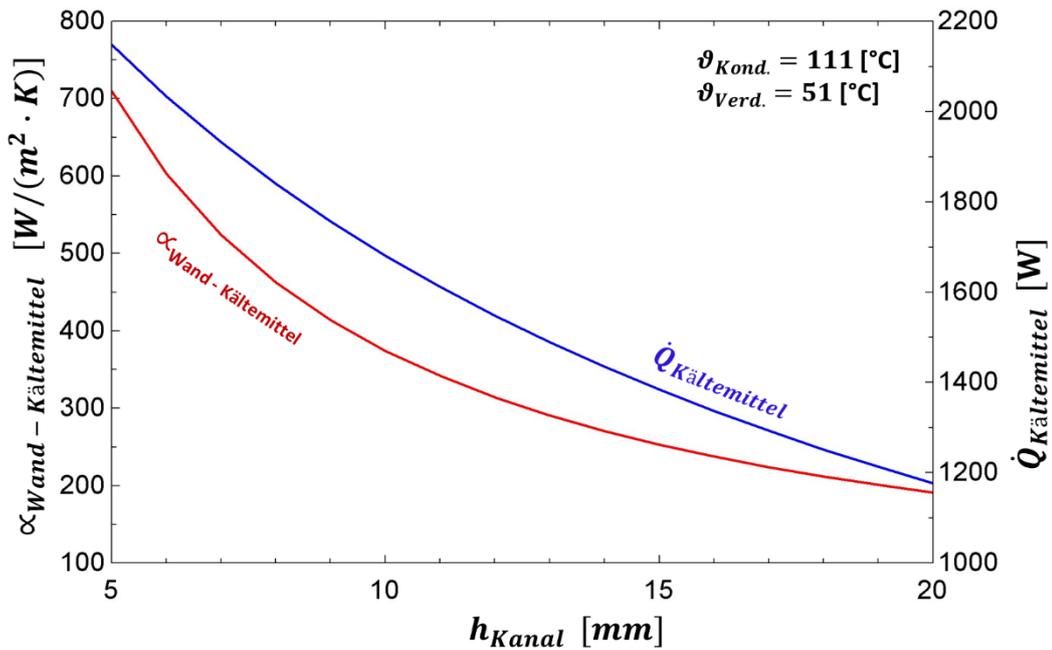


Abbildung 4-33: Wärmeübergang und Wärmestrom in Abhängigkeit von der Kanalhöhe

Abbildung 4-33 zeigt, dass sich Wärmeübergang ( $\alpha_{Wand-Kaelttemittel}$ ) und der Wärmestrom ( $\dot{Q}_{Kaelttemittel}$ ), welcher vom Kältemittel im Wärmetauscher aufgenommen wird nahezu gleich verhalten, wenn für die Nusselt-Zahl der turbulente Ansatz herangezogen werden darf (siehe Gl. 4-13).

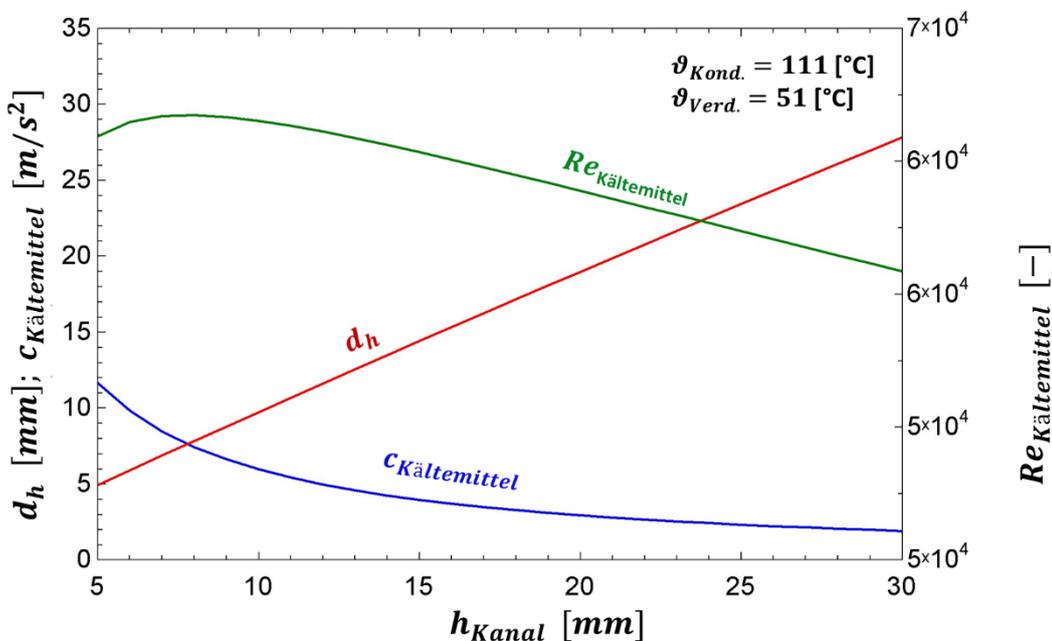


Abbildung 4-34: Kanalhöhe in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl, hydraulischen Durchmesser und der Strömungsgeschwindigkeit

In Abbildung 4-34 ist zu erkennen, dass sich die Reynolds-Zahl über den gesamten betrachteten Verlauf der Kanalhöhe im turbulenten Bereich befindet (siehe Gültigkeitsbereich von Gl. 4-13).

Die Reynolds-Zahl ändert sich mit der Kanalhöhe, weil sich dadurch die Strömungsquerschnittsfläche und somit die Strömungsgeschwindigkeit bei konstantem Massenstrom ändert. Der Wendepunkt im Verlauf der Reynolds-Zahl ist darauf zurückzuführen, dass am Anfang der Wert der Strömungsgeschwindigkeit stärker sinkt, als der Wert des hydraulischen Durchmessers steigt. Wird der Strömungsquerschnitt erhöht, sinken bei gleichem Massenstrom die Geschwindigkeit und der Wärmeübergang. Wenn der Wärmeübergang schlechter wird, muss auch der Wärmestrom für die Überhitzung sinken (siehe Abbildung 4-33 und Abbildung 4-34).

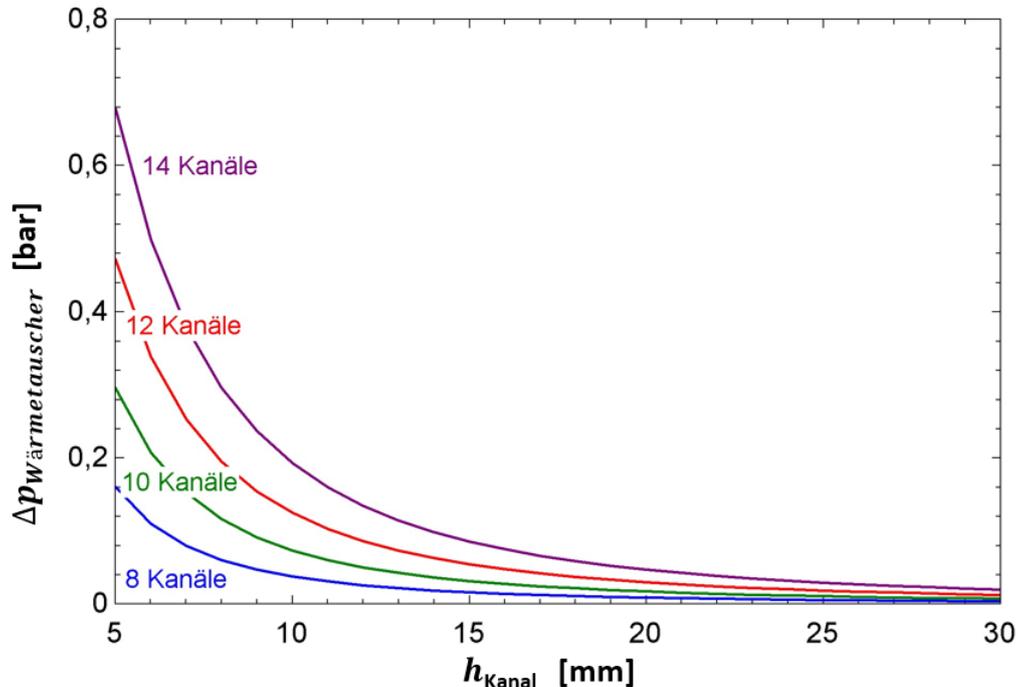


Abbildung 4-35: Kennfeld für den Druckverlustes in Abhängigkeit der Kanalhöhe, bei verschiedener Anzahl von Kanälen

In Abbildung 4-35 ist zu erkennen, dass mit steigender Höhe der Kanäle der Druckverlust im Wärmetauscher weniger von der Anzahl der Kanäle beeinflusst wird. Es gilt einen Kompromiss zwischen Kanalhöhe, Anzahl der Kanäle und den damit verbundenen Druckverlust zu finden. Weil wie in Abbildung 4-33 der Wärmestrom für die Überhitzung mit sinkender Kanalhöhe zunimmt, sollte die Kanalhöhe gering sein. Des Weiteren steigt die Überhitzung mit der Anzahl der Kanäle. Im Gegensatz dazu, haben eine sinkende Kanalhöhe und eine hohe Anzahl von Kanälen einen Anstieg des unerwünschten Druckverlustes zur Folge.

Zusammenfassend kann für die Konstruktion eines Wärmetauschers aus der Simulation für den behandelten Basisbetriebspunktes aus Tabelle 4-2 eine Kanalhöhe von  $h_{\text{Kanal}} = 10 \text{ mm}$  und eine Anzahl von 10 Kanälen als guter Kompromiss aus Vor- und Nachteilen angesehen werden.

#### 4.3.10 Basisbetriebspunkt bei unterer Grenze für Statorverluste

Durch die mit ziemlicher Sicherheit zu hoch abgeschätzten Statorverluste, ist eine untere Grenze der Verluste festgelegt worden. Die daraus erhaltenen Simulationsergebnisse sind in diesem Kapitel abgebildet. Bei Messungen der Firma Frigopol, wurde die Abwärmeleistung eines wassergekühlten Stators untersucht. Dabei wurden die aufgenommene elektrische Leistung ( $P_{el}$ ) und der vom Wasser aufgenommene Wärmestrom ( $\dot{Q}_W$ ) gemessen. Aus diesen Messdaten wurde ein Proportionalitätsfaktor bei unterschiedlichen Verdampfungs- und

Kontensationstemperaturen des Kältemittels für den Kompressor ermittelt. Der Faktor, der hier  $r_p$  genannt wird definiert sich wie in Gl. 4-37.

$$r_p = \frac{\dot{Q}_W}{P_{el}} \quad \text{Gl. 4-37}$$

In dieser Arbeit wird davon ausgegangen, dass  $\dot{Q}_W$  der gesamten Wärmeabgabe des Stators entspricht und somit die untere Grenze der Statorverluste repräsentiert. Aus den Messdaten ergibt sich für den Wirkungsgrad  $\eta_{Stator}$  über den gesamten untersuchten Betriebsbereich, ein nahezu konstanter Wert von 0,15. Dieser Wert wurde in die hier erstellte Simulation eingebunden.

Werden nun sämtliche Eingangsparameter aus Tabelle 4-2 übernommen ergeben sich die in Tabelle 4-3 angegebenen Ergebnisse aus der Simulation. Die Angaben in Prozent zeigen die Änderung des Wertes gegenüber dem in Tabelle 4-2 an.

Tabelle 4-3: Basisbetriebspunkt bei unterer Grenze der Statorverluste

<b>Eingangsparameter</b>		
Kondensationstemperatur	[°C]	111
Verdampfungstemperatur	[°C]	51
Trennhaubentemperatur	[°C]	110
Überhitzung nach Verdampfer	[K]	12
Frequenz	[Hz]	50
<b>Wärmetauscher</b>		
Kanalanzahl	[-]	10
Kanalhöhe ( $h_{kanal}$ )	[mm]	10
<b>Ergebnisse:</b>		
Erforderliche Leistung ( $P_{el}$ )	[kW]	sinkt um 0,2% auf 7,919
Innere Leistung des Kompressors ( $P_{innen}$ )	[kW]	sinkt um 0,2% auf 5,717
Überhitzung am Kompressoreintritt	[K]	sinkt um 10% auf 20,27
Kältemittelmassenstrom	[kg/s]	steigt um 1% auf 0,077131
Kupferverlustleistung ( $P_{Cu}$ )	[kW]	sinkt um 0,4% auf 0,3335
Eisenverlustleistung ( $P_{Fe}$ )	[kW]	sinkt um 54% auf 0,8543
Kompressoraustrittstemperatur	[°C]	sinkt um 1,7% auf 125,4

Um den Unterschied zu den Ergebnissen in Kapitel 4.3.1 ersichtlich zu machen, ist in den nachfolgenden Diagrammen, der strichlierte Verlauf jener der den Angaben in Tabelle 4-3 entspricht.

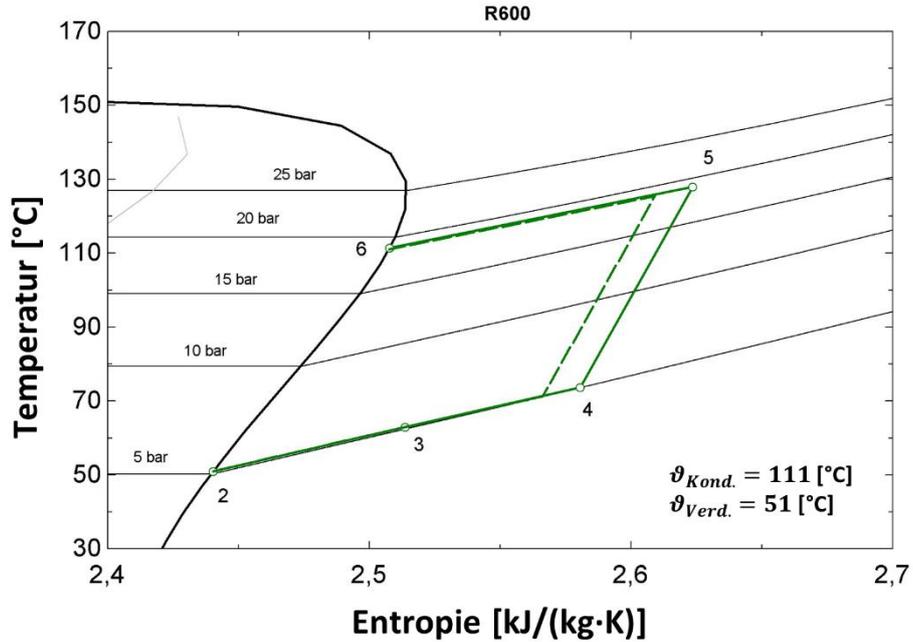


Abbildung 4-36: t/s-Diagramm des Basisbetriebspunktes mit Vergleich zu geminderten Statorverlusten

Klar ersichtlich ist, dass die um ca. 1 kW geringen Statorisenverluste eine geringere Überhitzung vor dem Kompressoreintritt ergeben. Durch den geringeren Wärmestrom, der vom Kältemittel aufgenommen wird, ändert sich natürlich auch der Temperaturverlauf des Kältemittels vom Eintritt bis zum Austritt des Wärmetauschers, dargestellt in Abbildung 4-37.

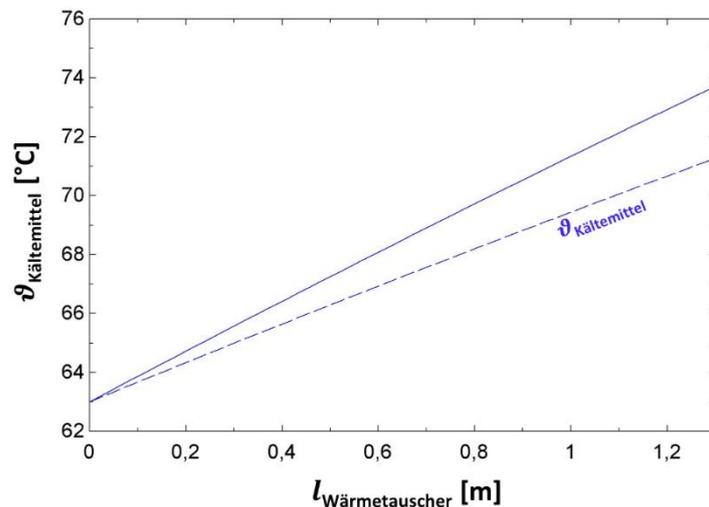


Abbildung 4-37: Temperaturverlauf des Kältemittels im Wärmetauscher im Vergleich zu geminderten Statorverlusten

Da sich die Auswirkungen im Stator am stärksten bemerkbar machen, werden in Abbildung 4-38 die beiden Temperaturverläufe miteinander verglichen. Es ist zu erkennen, dass die höchste Temperatur im Stator ( $\vartheta_{innen,max}$ ) um 13 K niedriger ist als im Basisbetriebspunkt aus Kapitel 4.3.1. Der rote Pfeil in Abbildung 4-38 verdeutlicht, dass  $\vartheta_{innen,max}$  nicht nur gesunken, sondern sich auch aus dem Statorisen, radial nach innen, in das Statorkupfer verschoben hat.

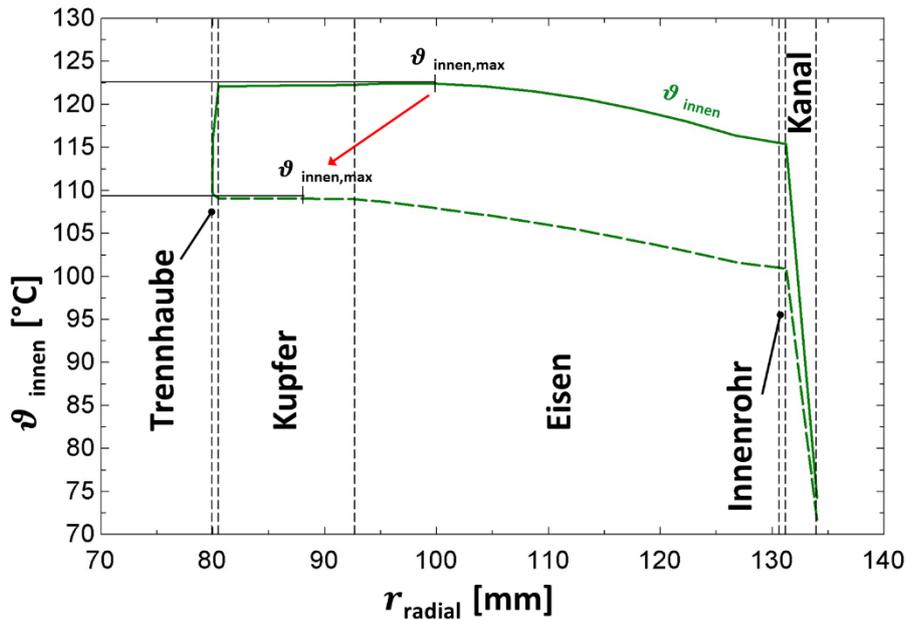


Abbildung 4-38: Radialer Temperaturverlauf im Stator im Vergleich zu geminderten Statorverlusten

Das Verhalten der Verluste bei sich ändernder Frequenz unter konstanter Verdampfungs- und Kondensationstemperatur wird in Abbildung 4-39 dargestellt.

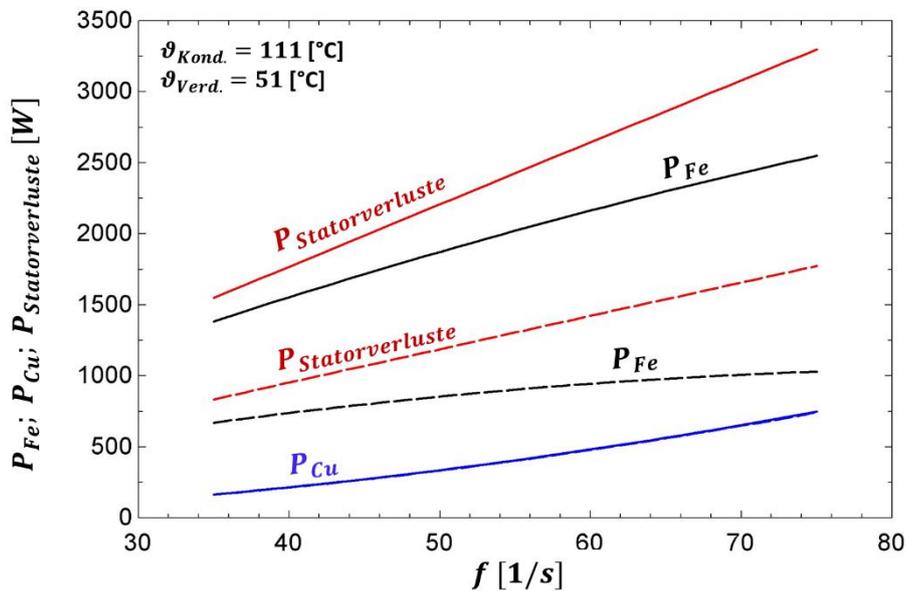


Abbildung 4-39: Verlauf der Verluste in Abhängigkeit der Frequenz, im Vergleich zu geminderten Statorverlusten

Werden in Abbildung 4-39 die beiden Verläufe für die gesamten Statorverluste ( $P_{Statorverluste}$ ) miteinander verglichen, fällt auf, dass sie sich genau um den Betrag der Differenz der beiden Verläufe für die Eisenverluste ( $P_{Fe}$ ) unterscheiden. Die Kupferverluste ( $P_{Cu}$ ) unterscheiden sich nicht, da sie in beiden Fällen auf die gleiche Art bestimmt wurden.

## 5 AUSLEGUNG UND KONSTRUKTION

Die Konstruktion basiert auf Informationen, welche im Zuge der Simulation erarbeitet wurden. Neben den Anforderungen aus den Simulationsergebnissen wurden des Weiteren Bestimmungen im Explosionsschutz, sowie des Druckbehälterbaus eingehalten. Um die Anforderungen und die Umsetzung zu veranschaulichen, werden diese hier beschrieben.

### 5.1 Explosionsschutz

Durch die Brennbarkeit des verwendeten Kältemittels (R600) musste auf eine Einhaltung der Richtlinien explosionsgeschützter Betriebsmittel Rücksicht genommen werden. Es soll kurz anhand von BARTEC (2012) angeführt werden, welche Normen von der Konstruktion bis hin zur Wartung der explosionsgeschützten Betriebsmittel einzuhalten sind.

Bei der Konstruktion explosionsgeschützter Betriebsmittel ist die Norm EN 60079-0 ff einzubeziehen. Nach der normgerechten Konstruktion erfolgt eine Genehmigung von einer benannten Stelle, durch die sogenannte „EG-Baumusterprüfbescheinigung“. Darauf folgt die Richtlinie 94/9/EG, welche die Beschaffenheitsanforderungen des Betriebsmittels beschreibt. Für die explosions sichere Installation des Betriebsmittels ist die Norm EN 60079-14 einzuhalten. Bei der Inbetriebnahme des Betriebsmittels gelten die Vorschriften der Richtlinie 1999/92/EG, welche auch die ordnungsgemäße Wartung und Reparatur festlegt.

Bei der Zündschutzart (nach EN 60079-0 ff) handelt es sich um verschiedene Methoden den Zündschutz bei Geräten zu gewährleisten. Es wird unterschieden zwischen elektrischen und nicht-elektrischen Geräten. In weiterer Folge muss eine notwendige Zündschutzart festgelegt werden. Die hier gewählte Zündschutzart „Erhöhte Sicherheit e“ bedeutet, dass zusätzliche Maßnahmen getroffen wurden, um mit einem erhöhten Grad an Sicherheit die Möglichkeit unzulässig hoher Temperaturen und das Entstehen von Funken an elektrischen Betriebsmitteln zu verhindern. Das heißt, es können explosionsfähige Gemische in das Gehäuse eindringen, dürfen aber nicht gezündet werden. An das Gehäuse wird im Zuge dieser Zündschutzart ein Mindestschutzniveau von IP 54 gestellt. Aus der gewählten Zündschutzart lässt sich für die Gerätekategorie 2 das Geräteschutzniveau (EPL) „b“ bestimmen.

Die Zündtemperatur des verwendeten Kältemittels beträgt 365°C. Bei der Unterteilung in Temperaturklassen nach Norm IEC 60079-20-1 ergeben sich für die Zündtemperatur des explosionsfähigen Gemisches zulässige Oberflächentemperaturen der Betriebsmittel. Für die Zündtemperatur des Kältemittels ergibt sich eine maximale Oberflächentemperatur von 300°C. Da die hier verwendete elektrische Maschine über eine Notabschaltung bei einer Temperatur von 180°C verfügt, kann ein Erreichen der maximal zulässigen Oberflächentemperatur mit ausreichender Sicherheit ausgeschlossen werden.

Tabelle 5-1: Beschaffenheitsanforderungen nach EN 60079-0 ff (Lehrmann et al., 2013)

Gerätegruppe	II
Zone	2
Gerätekategorie	2G

Aus erhaltenen Informationen hinsichtlich des Betriebsortes und der Tatsache das R600 ein explosionsfähiges Gemisch mit der Luft bilden kann, haben sich aus der Richtlinie 94/9/EG die Forderungen in Tabelle 5-1 abgeleitet. Diese Richtlinie ist im europäischen Gesetz und beinhaltet Beschaffenheitsanforderungen.

In der Richtlinie werden 2 verschiedene Gerätegruppen angeführt. Die Gerätegruppe I betreffen Geräte die für eine Verwendung in Untertagebetrieben von Bergwerken sowie deren Übertrageanlagen bestimmt sind. In allen übrigen Bereichen, die durch eine explosionsgefährdete Atmosphäre gefährdet werden, gilt Gerätegruppe II.

Im nächsten Schritt erfolgt die Unterteilung in 3 verschiedene Zonen. Zone 1 bedeutet, dass Geräte dieser Zone selbst bei selten auftretenden Störungen das erforderliche Maß an Sicherheit aufweisen. Dazu gehört, dass mindestens eine zweite unabhängige Schutzmaßnahme bei Versagen einer apparativen Schutzmaßnahme die Sicherheit gewährleistet. Auch muss in dieser Zone die Sicherheit bei Auftreten von zwei unabhängigen Fehlern gewährleistet sein. Bei den apparativen Explosionsschutzmaßnahmen der Zone 2 ist selbst bei häufigen Gerätestörungen oder Fehlern, die üblicherweise zu erwarten sind, das erforderliche Maß an Sicherheit gewährleistet. In Zone 3 ist nicht damit zu rechnen, dass eine explosionsfähige Atmosphäre auftritt, aber wenn sie dennoch auftritt, dann aller Wahrscheinlichkeit nach nur selten und während eines kurzen Zeitraumes. Bei Normalbetrieb ist in dieser Zone das erforderliche Maß an Sicherheit gewährleistet.

Die Gerätegruppe beinhalten neben der voranstehenden Zone eine Unterscheidung zwischen „G“ und „D“. In diesem Zusammenhang, steht „G“ für explosionsfähige Atmosphären aus Gase, Dämpfe oder Nebel und „D“ steht für explosionsgefährdete Atmosphären aus Stäube.

Bei den in dieser Arbeit beschriebenen Kompressor ist kein Einsatz im Untertagebau vorgesehen. Daher ist er in die Gerätegruppe II einzustufen. Für die gewählten Schutzmaßnahmen gilt, dass keine Redundanz hinsichtlich des Explosionsschutzes vorgesehen ist und somit die Zone 2 als ausreichende sicher eingestuft wurde. Des Weiteren ist der Kompressor im Betrieb bei der Unterteilung der explosionsfähigen Atmosphären, einzustufen als ein Gemisch aus Gase, Dämpfe oder Nebel.

Zur Bestimmung der Betriebsanforderungen wird die Richtlinie 1999/92/EG des europäischen Rechts herangezogen. Für die Graduierung der Zündung der Gase und Dämpfe im Stromkreis wird ein genormtes Mindestzündstromverhältnis (MIC) als Vergleichszahl verwendet. Danach lassen sich die Gase und Dämpfe der Explosionsgruppe II in die Untergruppen IIA, IIB und IIC einteilen. Für R600 kann die Gruppe IIA und die Temperaturklasse T2 bestimmt werden. Die Temperaturklassen sind in die Bereiche T1 bis T6 unterteilt. Die Unterteilung basiert auf der jeweiligen Zündtemperatur des Gases. Das bedeutet für den Kompressor, dass die Gerätegruppen IIA, IIB und IIC zu lässig sind. Bei den Temperaturklassen sind für den Kompressor T2 bis T6 zulässig. Hier wird das Prinzip angewendet, dass die strengste Maßnahme für alle betreffenden Bauteile und Stoffe einzuhalten ist, aber strengere Maßnahmen immer zulässig sind.

Tabelle 5-2: Betriebsanforderungen des Explosionsschutzes (Lehrmann et al., 2013)

EPL (Equipment Protection Level)	b
Temperaturklasse	T2
Zündschutzart	„e“ (erhöhte Sicherheit)
Explosionsgruppe	IIA

Für alle am Kompressor verwendeten Betriebsmittel sind die in diesem Kapitel angeführten Mindestanforderungen hinsichtlich des Explosionsschutzes einzuhalten.

## 5.2 Auslegung eines Druckbehälters

Die in diesem Abschnitt berechneten Abmessungen des Wärmetauschers wurden nach den Vorgaben des AD 2000-Regelwerk (2013) durchgeführt. Inhalt dieses Regelwerkes ist die Auslegung von Druckbehältern. Bei dieser Arbeit war die Anforderung die Bestimmungen dieses Regelwerkes einzuhalten, weil der Wärmetauscher auf einen Betriebsdruck von 20 bar ausgelegt werden sollte. Exemplarisch für die Vorgehensweise im AD 2000-Regelwerk (2013) wird die Berechnung der Abmessungen der beiden koaxialen Rohre angeführt. Im weiteren Verlauf wird nur mehr auf das entsprechende Merkblatt verwiesen.

Zu Beginn mussten die Wandstärken der beiden Rohre, welche den Wärmetauscher bilden berechnet werden. Die dafür notwendigen Durchmesser für Innen- und Außenrohr

Tabelle 5-3: Erforderliche Abmessungen der koaxialen Rohre für den Wärmetauscher nach (AD 2000-Regelwerk, 2013)

<b>Außenrohr</b>		
Außendurchmesser ( $d_{2,außen}$ )	[mm]	291
Innendurchmesser ( $d_{2,innen}$ )	[mm]	279
Minimale Wanddicke ( $s_{e,außen}$ )	[mm]	5,39
<b>Innenrohr</b>		
Außendurchmesser ( $d_{1,außen}$ )	[mm]	259
Innendurchmesser ( $d_{1,innen}$ )	[mm]	250
Minimale Wanddicke ( $s_{e,innen}$ )	[mm]	4,15

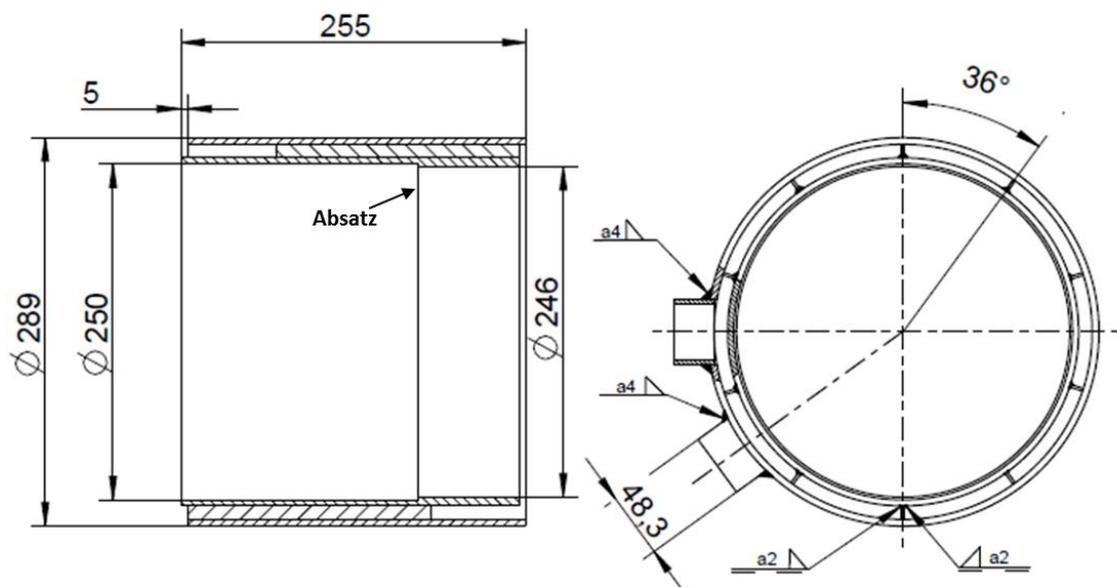


Abbildung 5-1: Wärmetauscherkonstruktion mit Ein- und Auslassöffnung, sowie Kanalführung

Der Innendurchmesser des Innenrohres (siehe Tabelle 5-3) war vorgegeben durch den Stator Durchmesser. Bei der Montage werden Stator und Wärmetauscher mittels Presspassung zusammengeführt, bis zu dem in Abbildung 5-1 im Längsschnitt dargestellten Absatz am Innenrohr von  $d_{1,innen}$  auf  $\varnothing 246 \text{ mm}$ . Der Absatz dient damit als Anschlag für den Stator bei der Montage (Abbildung 5-2).

Für die Berechnung des Innenrohres musste das Merkblatt B6 (Zylinderschalen unter äußerem Überdruck) herangezogen werden. Zu Beginn jedes Merkblattes ist ein Geltungsbereich definiert (siehe Gl. 5-1 und Gl. 5-2).

$$\frac{d_{1,au\beta en}}{d_{1,innen}} \leq 1,2 \quad \text{Gl. 5-1}$$

für Rohre mit  $d_{1,au\beta en} \leq 200 \text{ mm}$  gilt:

$$\frac{d_{1,au\beta en}}{d_{1,innen}} \leq 1,7 \quad \text{Gl. 5-2}$$

Für die Unrundheit des Rohres ist ein Wert in Prozent laut Gl. 5-3 zu bestimmen.

$$u = 2 \cdot \frac{d_{1,innen,max} - d_{1,innen,min}}{d_{1,innen,max} + d_{1,innen,min}} \cdot 100 \quad \text{Gl. 5-3}$$

In Gl. 5-3 stehen die Indizes „min“ und „max“ für maximalen und minimalen Durchmesser die sich aus den Herstellungsbedingungen des Rohres ergeben. Aus der Unrundheit ergibt sich, unabhängig vom Werkstoff, ein Sicherheitsbeiwert ( $s_K$ ) gegen elastisches einbeulen.

$$s_K = 3,0 \text{ für } u \leq 1,5\% \quad \text{Gl. 5-4}$$

oder

$$s_K = 2,25 + 0,5 \cdot u \text{ für } u > 1,5\% \quad \text{Gl. 5-5}$$

Je nach Werkstoff ergeben sich aus einer Tabelle im Merkblatt unterschiedliche Sicherheitsbeiwerte ( $S$  und  $S'$ ) gegen Streck-, Dehngrenze oder Zeitstandfestigkeit.

Bei der Berechnung der erforderlichen Wanddicke ( $s_e$ ) von Rohren müssen elastisches Einbeulen und plastische Verformung überprüft werden. In den nachstehenden Formeln ist  $l$  die Länge des Rohres und  $K$  der Festigkeitskennwert bei Berechnungstemperatur. Dabei ist zur Bestimmung des Festigkeitsbeiwertes die höchste zu erwartende Wandtemperatur bei Maximaldruck maßgebend. Mit der entsprechenden Berechnungstemperatur kann dann in den AD 2000-Merkblättern der Reihe W der  $K$ -Wert bestimmt werden. Hier wurde für den Werkstoff CrMo4-5 bei 100 °C der Wert  $K = 282 \text{ MPa}$  bestimmt.

Für die Berechnung gegen elastisches Einbeulen ist Gl. 5-6 zu verwenden. Dabei ist der erlaubten Maximaldruck ( $p_1$ ) zu verwenden.

$$p_1 = \frac{E}{S_K} \cdot \frac{20}{1 - \nu^2} \cdot \left( \frac{s_e - c_1 - c_2}{d_{1,au\beta en}} \right)^3 \quad \text{Gl. 5-6}$$

In Gl. 5-6 ist  $E$  der E-Modul des Werkstoffes und  $c_1$  und  $c_2$  sind Zuschläge. Bei der Bestimmung des Zuschlages zur Berücksichtigung der Wanddickenunterschreitung ( $c_1$ ) gilt für ferritische Stähle, dass  $c_1$  der Betrag der zulässigen Minustoleranz ist, welche am fertigen Bauteil auftreten kann. Bei austenischen Stählen und Nichteisenmetallen bleiben Minustoleranzen nur bei Innendruckbelastungen unberücksichtigt. Der Abnutzungsfaktor ( $c_2$ ) beträgt bei ferritischen Stählen  $c_2 = 1 \text{ mm}$ . Er entfällt, wenn  $s_e \geq 30 \text{ mm}$ .

Für die Berechnung des Maximaldruckes ( $p_2$ ) gegen plastisches Verformen gilt bei  $\frac{d_{1,au\beta en}}{l} \leq 5$ :

$$p_2 = \frac{20 \cdot K}{S} \cdot \frac{s_e - c_1 - c_2}{d_{1,au\beta en}} \cdot \frac{1,5 \cdot u \cdot \left(1 - 0,2 \cdot \frac{d_{1,au\beta en}}{l}\right) \cdot d_{1,au\beta en}}{100 \cdot (s_e - c_1 - c_2)} \quad \text{Gl. 5-7}$$

Bei  $\frac{d_{1,au\beta en}}{l} \leq 5$  ist der größere der nach Gl. 5-8 und Gl. 5-9 ermittelte Druck maßgebend.

$$p_2 = \frac{20 \cdot K}{S} \cdot \frac{s_e - c_1 - c_2}{d_{1,au\beta en}} \quad \text{Gl. 5-8}$$

$$p_2 = \frac{30 \cdot K}{S} \cdot \left(\frac{s_e - c_1 - c_2}{l}\right)^2 \quad \text{Gl. 5-9}$$

Für die Drücke  $p_1$  und  $p_2$  ist der maximale Betriebsdruck einzusetzen, um damit die minimale Wanddicke auszurechnen. Für die Konstruktion entscheidend ist der daraus ermittelte größte Wanddicke.

Zur Bestimmung der Abmessungen des Außenrohres, war es notwendig die Kanalhöhe im Vorhinein zu ermitteln. Dies geschah im Zuge der Simulationsergebnisse aus Kapitel 4.3.9. Für die Berechnung der Rohrdicke wurde Merkblatt B1 (Zylinder unter innerem Überdruck) verwendet. Der Innendurchmesser des Außenrohres ( $d_{2,innen}$ ) ergibt sich aus Gl. 5-10.

$$d_{2,innen} = d_{1,au\beta en} + 2 \cdot (s_{innen} + h_{kanal}) \quad \text{Gl. 5-10}$$

In Gl. 5-10 ist  $s_{innen}$  die tatsächliche gewählte Wandstärke durch aufrunden von  $s_{e,innen}$  und  $h_{kanal}$  die für den Strömungskanal gewählte Kanalhöhe aus Kapitel 4.3.9. Der Geltungsbereich dieses Merkblattes definiert sich wie folgt:

$$\frac{d_{2,au\beta en}}{d_{2,innen}} \leq 1,2 \quad \text{Gl. 5-11}$$

Bei Rohren mit  $d_{2,au\beta en} \leq 200 \text{ mm}$  gilt Gl. 5-12:

$$\frac{d_{2,au\beta en}}{d_{2,innen}} \leq 1,7 \quad \text{Gl. 5-12}$$

Die erforderliche Wanddicke ( $s_{e,au\beta en}$ ) berechnet sich für Rohre nach Gl. 5-13.

$$s_{e,au\beta en} = \frac{d_{2,au\beta en} \cdot p}{20 \cdot \frac{K}{S} \cdot v + p} + c_1 + c_2 \quad \text{Gl. 5-13}$$

Für die Bestimmung der Wandstärke des Außenrohres mussten Verschwächungen aufgrund der Ein- und Auslassöffnungen für das Kältemittel berücksichtigt werden. Dieser Zuschlag, wird in Merkblatt B9 berechnet.

Mit den bestimmten Abmessungen der beiden Rohre war es nun möglich, Flansche an den beiden Enden der Rohre auszulegen.

Tabelle 5-4: Erforderliche Mindestabmessungen der Konstruktion nach AD 2000-Regelwerk (2013)

<b>Außenflansch</b>	
Erforderliche Flanschdicke ( $h_{F,au\beta en}$ ) [mm]	21,34
Bei 20 Schrauben erforderlicher Schraubenkerndurchmesser ( $d_{F,au\beta en}$ ) [mm]	9,249
<b>Innenflansch</b>	
Erforderliche Flanschdicke ( $h_{F,innen}$ ) [mm]	10,49
<b>Deckel</b>	
Erforderliche Dicke ( $h_{F,Deckel}$ ) [mm]	15,96
Bei 12 Schrauben erforderlicher Schraubenkerndurchmesser ( $d_{F,innen}$ ) [mm]	8,086

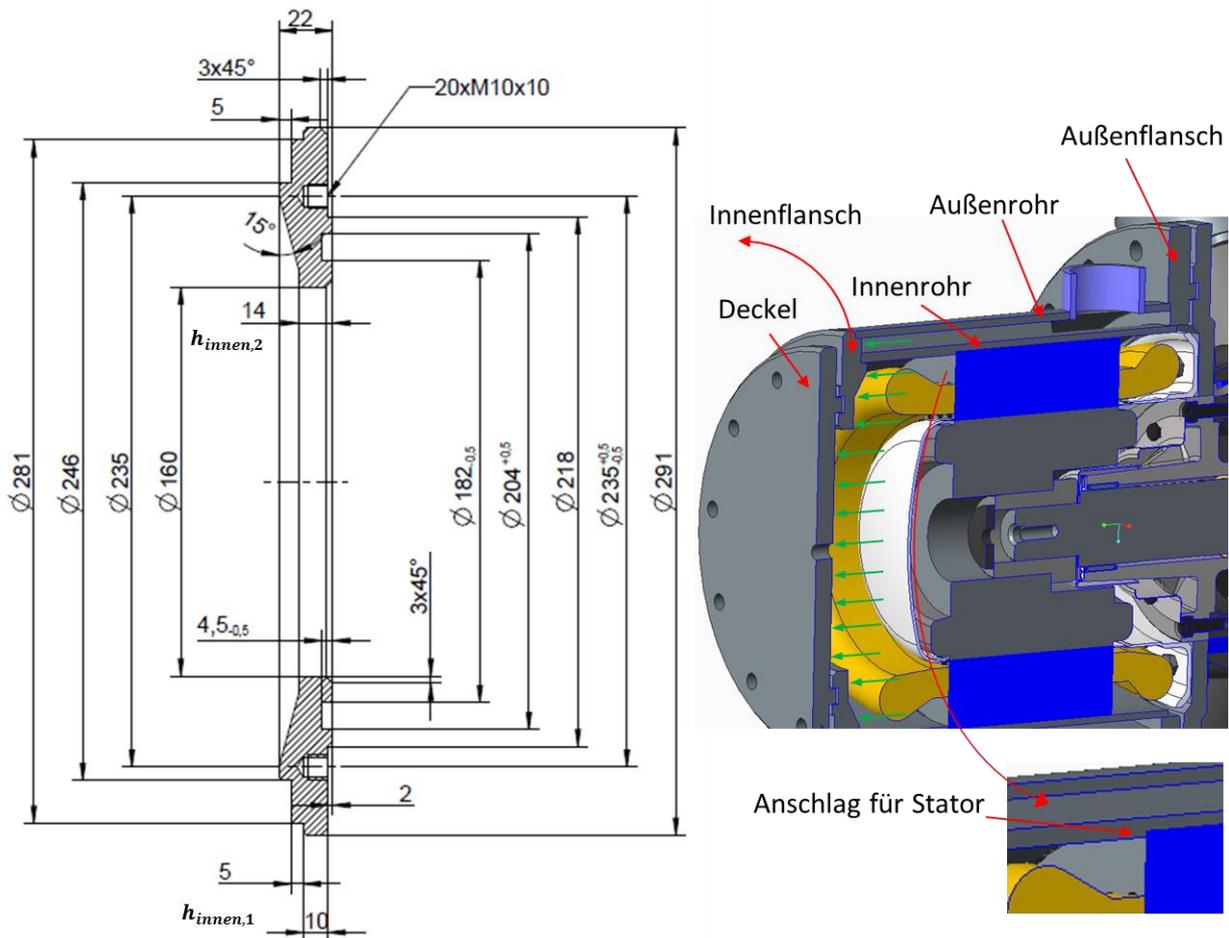


Abbildung 5-2: Konstruktionszeichnung des Innenflansches und Schnittbild der 3D Darstellung des sauggasgekühlten Motors

Für die Berechnung des in Abbildung 5-2 angeführten Flansches wurde Merkblatt B8 (Flansche) verwendet. Es ist dabei zu beachten, dass nicht nur im Wärmetauscher selbst, sondern auch im Bereich außerhalb der Trennhaube dem Betriebsdruck standzuhalten ist (mittels grünen Pfeilen in Abbildung 5-2 symbolisch veranschaulicht). Die aus der Berechnung erhaltene erforderliche Flanschdicke ( $h_F$ ) wird in der Konstruktion mit  $h_{innen,1} = 10 \text{ mm} + 5 \text{ mm}$  und  $h_{innen,2} = 14 \text{ mm}$  eingehalten (siehe Tabelle 5-4).

Es sollte bei diesem Flansch noch ein verschraubter Deckel angebracht werden, daher musste eine Schraubenberechnung nach AD-2000 Merkblatt B7 (Schrauben) durchgeführt werden. Wird nach diesem Merkblatt verfahren, sind Schrauben unter M10 nicht zulässig. Für den Durchmesser des Lochkranzes und die Bestimmung der erforderlichen Mindestschraubenkraft (siehe Tabelle 5-4) musste zuvor eine Dichtung gewählt werden. Die angewandte Norm für Feder Nut Verbindungen DIN 2691 und der aus dem Merkblatt 7 gewählte Werkstoff für die Dichtung (PTFE) bestimmen Form und Werkstoff der Dichtung. Die daraus erhaltenen Innen- und Außendurchmesser der Dichtung und entsprechenden Toleranzen für Feder und Nut wurden berücksichtigt. Mit der sich daraus ergebenden Dichtfläche konnte Anzahl und Schraubengröße errechnet werden. Bei einer Anzahl von 12 Schrauben mit metrischem ISO-Gewinde kann der erforderliche Kerndurchmesser ( $d_{F,innen}$ ) eingehalten werden, wenn Schrauben der Größe M10 verwendet werden. Der Kerndurchmesser ist bei derartigen Schrauben mit  $d_{innen} = 8,16 \text{ mm}$  angegeben und somit größer als das erforderliche Mindestmaß.

Die Bestimmung der Mindestabmessungen für den Deckel in Tabelle 5-4 erfolgte nach Merkblatt B5 (Ebene Böden und Platten nebst Verankerungen). Berücksichtigt wurden dabei Bestimmungen hinsichtlich der Dichtungsnut, sowie die Mindeststärke der Platte.

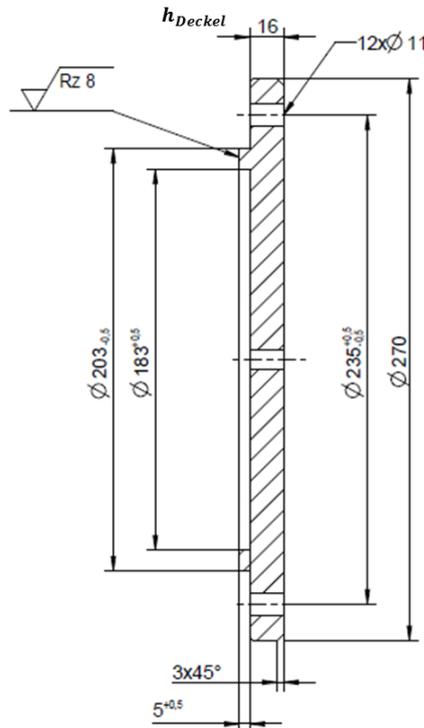


Abbildung 5-3: Konstruktionszeichnung des Deckels

In Abbildung 5-3 ist zu erkennen, dass die berechnete erforderliche Mindestdicke ( $h_{F,Deckel}$ ) in Tabelle 5-4 kleiner ist wie die Dicke des Deckels ( $h_{Deckel}$ ) in der Konstruktion.

Nach demselben Merkblatt wie bei der Bestimmung des Innenflansches, wurde die Dimensionierung des Außenflansches durchgeführt (Merkblatt B8). Die Berechnung hat die in Tabelle 5-4 angeführte Mindestdicke des Flansches ( $h_{F,außen}$ ) ergeben. Für die Konstruktion wurde eine Dicke von  $h_{außen} = 22 \text{ mm}$  gewählt (siehe Abbildung 5-4). Bei einer Anzahl von 20 Schrauben mit metrischem ISO-Gewinde ist in Tabelle 5-4 der Mindestschraubenkerndurchmesser angegeben. Werden Schrauben der Größe M12 verwendet, ist mit dem Kerndurchmesser von  $d_{außen} = 9,853 \text{ mm} > d_{F,außen} = 9,249$  das Mindestmaß

eingehalten. Die Dichtung wurde ebenfalls nach der Feder und Nut Norm DIN 2691 und dem aus dem Merkblatt gewählten Dichtwerkstoff PTFE ausgewählt.

Somit sind alle für den Bau nötigen Normteile ermittelt und daher in Tabelle 5-5 zusammengefasst.

Tabelle 5-5: Normteile der Wärmetauscherkonstruktion

Teil	Norm	Anzahl	Dimension
Schrauben	EN ISO 4017	20	M12 x 35
Schrauben	EN ISO 4017	12	M10 x 25
Flachdichtung	DIN 2691	1	DN 200
Flachdichtung	DIN 2691	1	DN 250

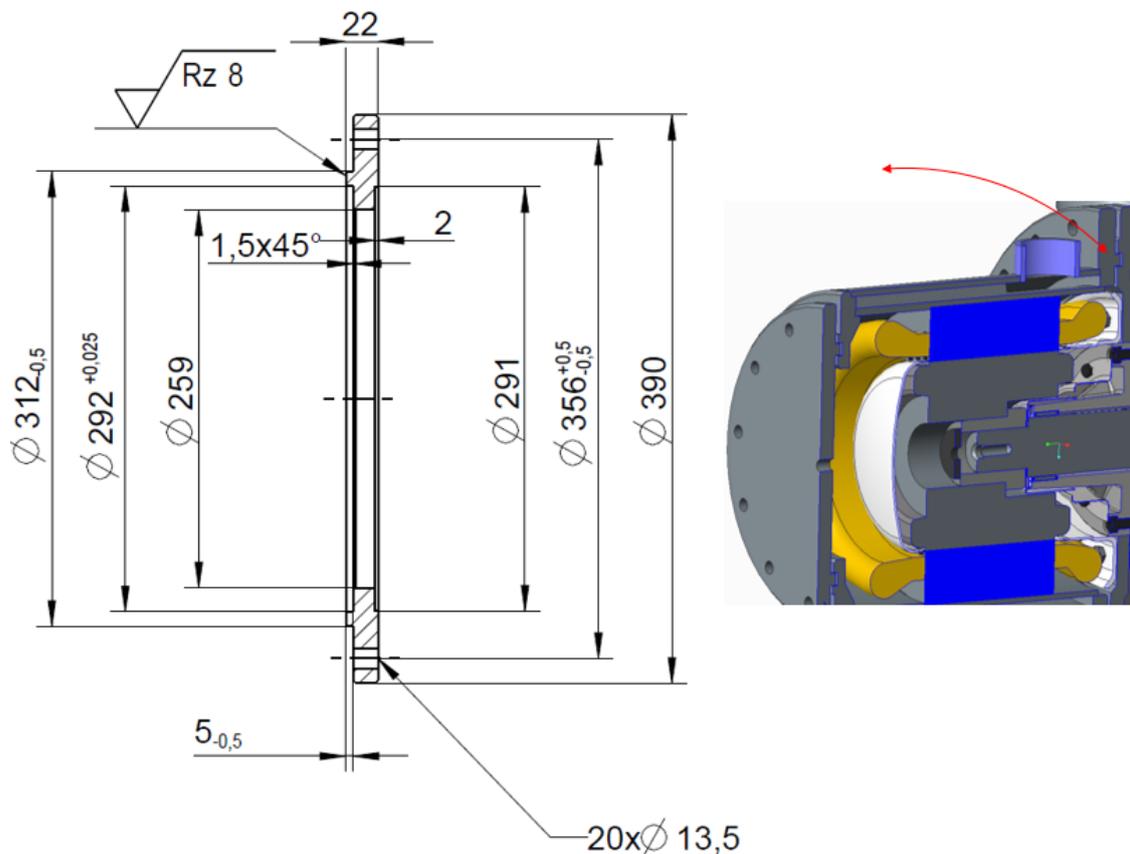


Abbildung 5-4: Konstruktionszeichnung des Außenflansches mit Kennzeichnung im Schnittbild des sauggasgekühlten Motors

Um eine möglichst einfache Realisierung der Leiteinrichtungen im Inneren des Wärmetauschers umzusetzen wurde der Ansatz gewählt, einfache Blechstreifen laut der in der Simulation gewählten Anordnung anzubringen. Die Blechstreifen sollten dabei mittels eines geeigneten Schweißverfahrens am Innenrohr angeschweißt werden. Für die Blechdicke sollten 2mm ausreichen.

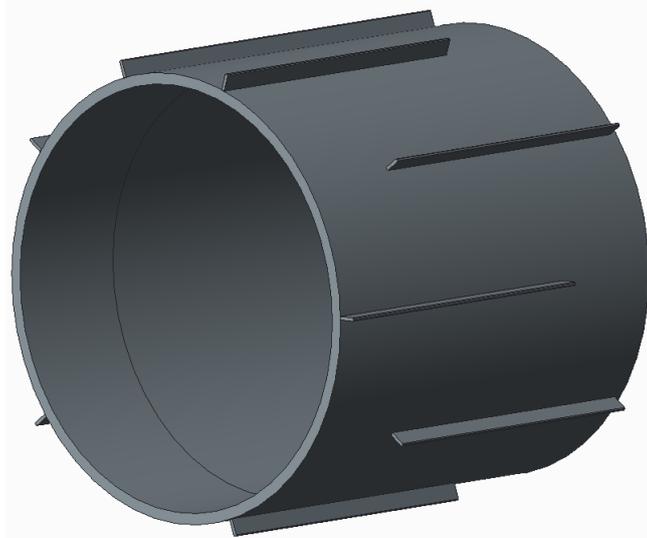


Abbildung 5-5: 3-D Modell der Kanalführung

Auf ein Abdichten der Blechstreifen zum Außenrohr wurde verzichtet. Da der Spalt zwischen Blech und Außenrohr sehr gering ist, sind nur geringe Leckströmungen zu erwarten. Der Aufwand in der Fertigung zum Abdichten wurde als hoch eingeschätzt und daher wurde auf eine konstruktive Maßnahme verzichtet.

Für die Montage des Wärmetauschers am bestehenden Kompressor musste eine Aufnahme konstruiert werden.

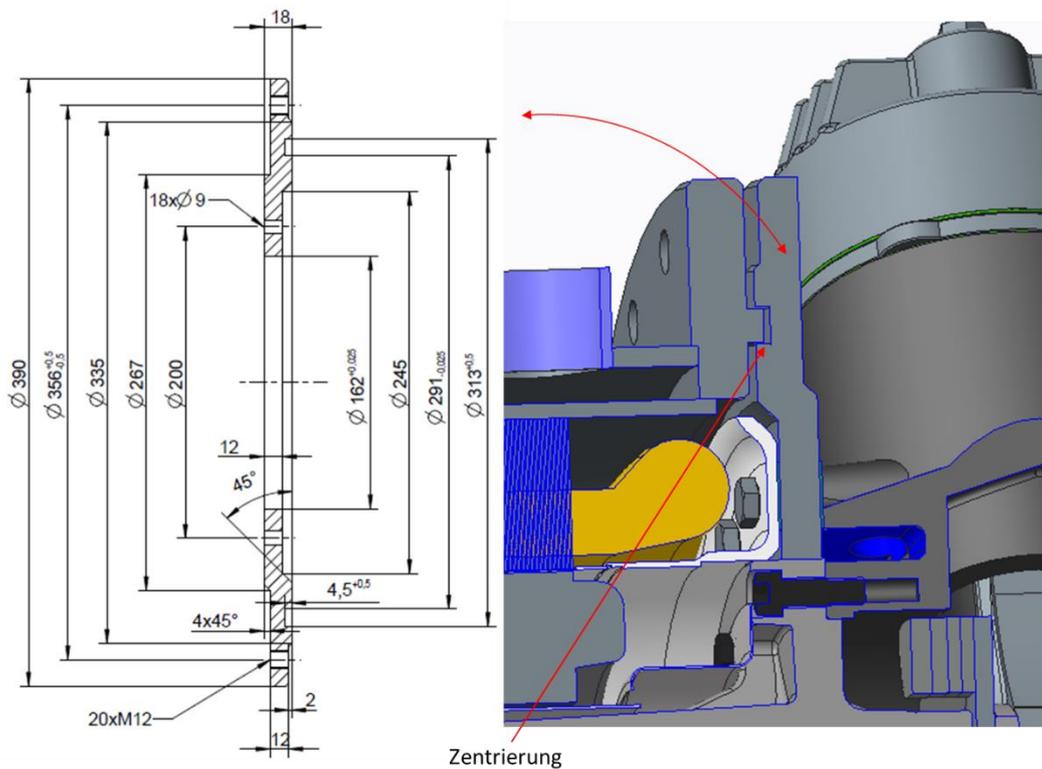


Abbildung 5-6: Konstruktionszeichnung des Wärmetauscheraufnahme mit Kennzeichnung im Schnittbild des sauggasgekühlten Motors

In der Montage wird die Aufnahme mit der Trennhaube auf dem Kompressorgehäuse angeschraubt (siehe Abbildung 5-9). Der Wärmetauscher mit Statorpaket wird anschließend über die Trennhaube geführt. Um den Wärmetauscher zur Trennhaube zu zentrieren, wurde am Innendurchmesser der in Abbildung 5-6 abgebildeten Feder-Nut Verbindung eine geeignete Passung angegeben.

Die Dichtheit des adaptierten Wärmetauschers ist gewährleistet durch die zwei Dichtungen in den beiden Feder-Nut-Verbindungen. Ein verschraubter Deckel wurde realisiert, weil alle elektrischen Leitungen aus dem inneren des Gehäuses, durch geeignete Kabelführungen aus dem Deckel geleitet werden. Sollten mögliche Änderungen an den Messstellen vorzunehmen sein, müsste nicht der gesamte Wärmetauscher abmontiert werden, sondern nur der Deckel abgeschraubt.

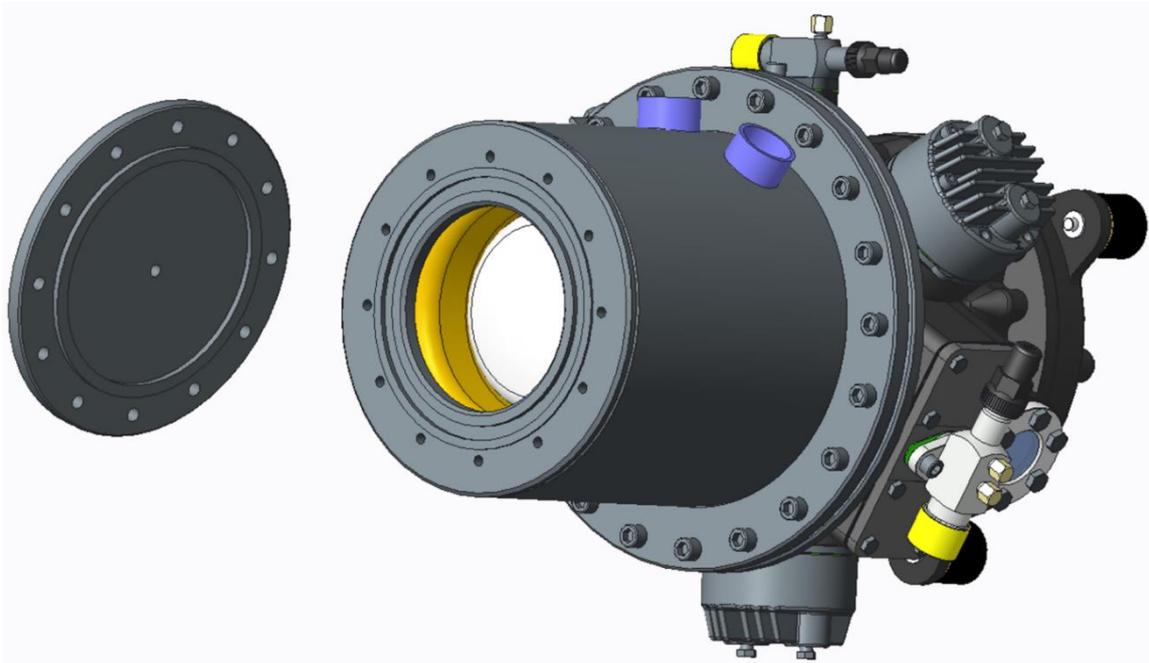


Abbildung 5-7: 3D Darstellung des sauggasgekühlten Motors mit offenem Gehäusedeckel

Die gewählte Kabelverschraubung der Firma AGRO entspricht den gestellten Anforderungen des Explosionsschutzes und ist bis zu einem Betriebsdruck von 30 bar sicher. Es wurde vorerst auf Bohrungen für die Kabelverschraubungen im Deckel verzichtet, da sich der geeignete Ort zur Durchführung der Kabel erst bei anbringen der Thermoelemente ergibt. Zur Veranschaulichung ist Abbildung 5-8.

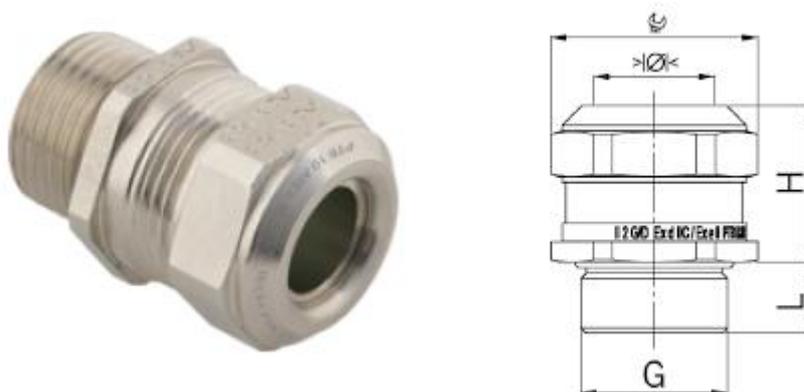


Abbildung 5-8: AGRO Kabelverschraubungen Ex Compact Messing erhöhte Sicherheit Ex e II

Die Bestimmung der Abmessungen der Konstruktionszeichnung in Abbildung 5-8 ist in Tabelle 5-6 angegeben. Für die in Tabelle 5-6 angegebene Schutzart gilt, dass sie als ausreichend sicher ist, weil die geforderte Schutzart (IP 54) einem niedrigeren Schutzniveau entspricht.

Tabelle 5-6: Datenblatt der gewählten Kabelverschraubung von AGRO (2016)

<b>AGRO Kabelverschraubungen Ex Compact Messing erhöhte Sicherheit Ex e II</b>		
Material		Messing vernickelt
Minimale Einsatztemperatur	[°C]	-60
Maximale Einsatztemperatur	[°C]	105
Schutzart		IP 68 (30 bar) / IP 69
Gewinde (G)		M16x1,5
Minimaler Klemmbereich	[mm]	3
Maximaler Klemmbereich	[mm]	7
Schlüsselweite	[mm]	21
Messwert (H)	[mm]	26
Gewindelänge (L)	[mm]	12

Zur Veranschaulichung der Dichtstelle zwischen Sauggaswärmetauscher (im speziellen dem Außenflansch) und Kompressor (im speziellen der Wärmetauscheraufnahme) ist Abbildung 5-9 angeführt.

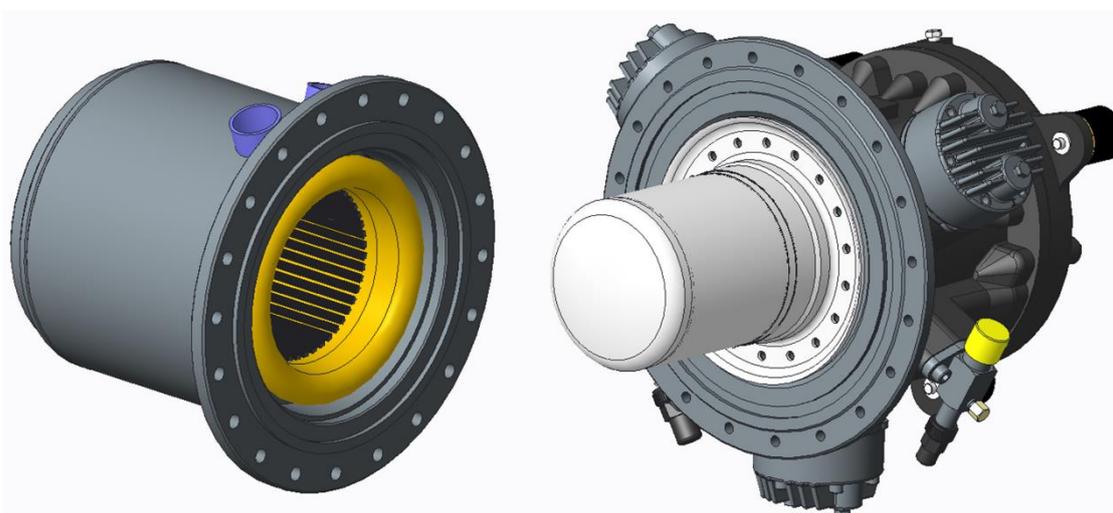


Abbildung 5-9: 3D Darstellung des sauggasgekühlten Motors mit abgebautem Sauggaswärmetauscher

## 5.3 Messkonzept

Weil zum Zeitpunkt des Erstellens dieser Arbeit geplant war, im Anschluss ein Funktionsmuster zu fertigen, wurde in diesem Kapitel ein mögliches Messkonzept erarbeitet.

### 5.3.1 Temperaturmessung

Eine sinnvolle Gegenüberstellung der relevanten Temperaturmessverfahren, lässt sich durch die Darstellung des jeweiligen Messbereiches der verschiedenen Verfahren (siehe Abbildung 5-10) bewerkstelligen.

Die in Abbildung 5-10 dargestellten Einsatzgrenzen von Bernhard (2014) stellen dabei nur Orientierungswerte dar. Bei der Auswahl eines geeigneten Messverfahrens, ist nach der Einschränkung des voraussichtlich zu messenden Temperaturbereiches auf die erforderliche Messgenauigkeit zu achten. In weiterer Folge ist zu überlegen, wie an der Messstelle gemessen werden muss um Störgrößen so gering wie möglich zu halten.

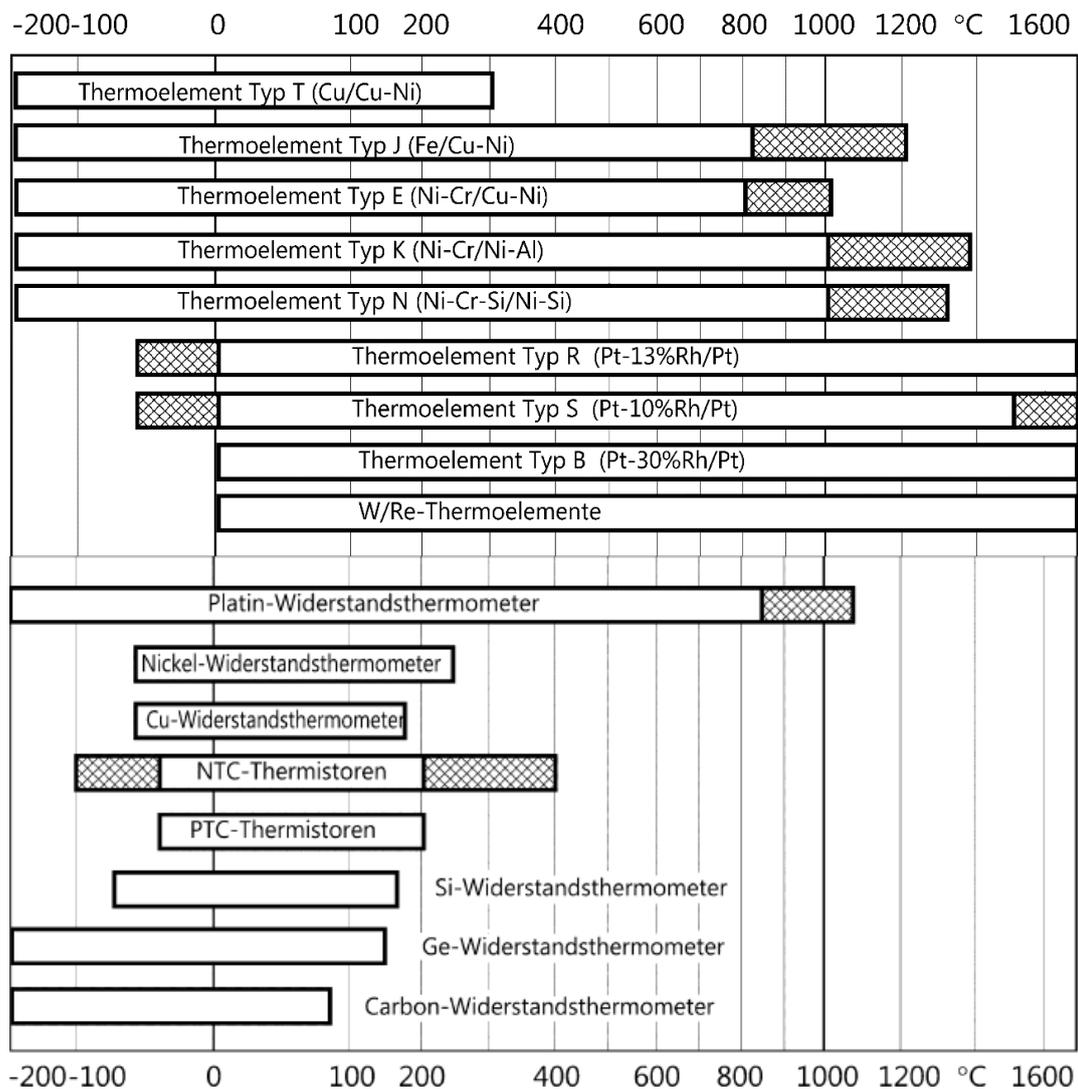


Abbildung 5-10: Einteilung der Temperaturmessverfahren (Bernhard, 2014)

Für den zu messenden Temperaturbereich wurde angenommen, dass keine Temperaturen unter 0°C gemessen werden. Für die zu messende Höchsttemperatur galt die Grenze bei der sich der Motor ausschaltet, nämlich 180°C. In Abbildung 5-10 ist zu erkennen, dass ein Großteil der angeführten Messverfahren den geforderten Temperaturbereich abdecken. In weiterer Folge wurden Überlegungen angestellt, wie die Temperaturmessung an der Messstelle aussehen sollte. Aufgrund der in Kapitel 5.3.2 ausgewählten Messstellen wurde die Entscheidung getroffen Thermoelemente zu verwenden. Die ausreichende Messgenauigkeit und unkomplizierte Anbringung an der Messstelle waren maßgebende Faktoren dieser Entscheidung.

Nun soll kurz auf das in Nau (2004) erklärte Funktionsprinzip der Thermoelemente eingegangen werden, um bei der Anbringung an der Messstelle die möglichen Störeinflüsse zu kennen. Ein Thermoelement, wie es schematisch in Abbildung 5-11 dargestellt ist, besteht prinzipiell aus zwei Leitern (A und B) unterschiedlichen Materials, welche an den Enden miteinander verlötet sind (Messstelle).

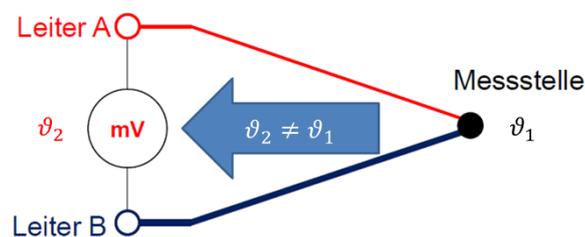


Abbildung 5-11: Funktionsprinzip eines Thermoelements

Besteht nun eine Temperaturdifferenz entlang der beiden Leiter, so entsteht eine Thermospannung in dem geschlossenen Stromkreis (Seebeck Effekt). Kann nun die Spannung gemessen werden und ist die Temperaturen ( $\vartheta_2$ ) bekannt, so kann die Temperatur an der Lötstelle bestimmt werden (Bernhard, 2014). Unterschieden werden verschiedene Typen, die sich in der Wahl der Leiterwerkstoffe unterscheiden.

### 5.3.2 Erläuterungen zu Art und Ort der Temperaturmessung am Kompressor

Bei dem Versuchsaufbau von Cezário et al. (2005) wurde ebenfalls ein thermisches Netzwerk eines Asynchronmotors erstellt mit dem Unterschied, dass eine Luftkühlung eingesetzt wurde. Danach wurde das mathematische Modell mit Versuchen an einem Prüfstand überprüft. Hierbei wurden 5 Thermoelemente verbaut.

- links und rechts an den Wicklungsköpfen
- in der Nähe der beiden Lagerstellen der Rotorwelle
- und eine Messstelle befand sich im Gussgehäuse des Motors.

Im Zuge eines in ANSYS erstellten dreidimensionalen Modells in der Arbeit von Song et al. (2008), wurde anschließend ein Prüfstand realisiert, um die Genauigkeit des Modells zu bestimmen. In der wassergekühlten Asynchronmaschine (nominelle Motorleistung 30 kW) wurde zwei Temperatursensoren verbaut (siehe Abbildung 5-12).

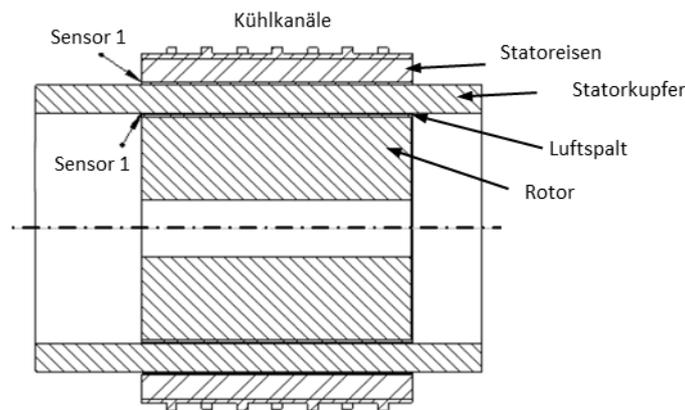


Abbildung 5-12: Temperaturmessung an der elektrischen Maschine (Song et. al., 2008)

Eine aufwendigere Prüfstandsausführung wurde in der Arbeit von Kylander (1995) an einem Asynchronmotor mit einer nominellen Motorleistung von  $4\text{ kW}$  realisiert. Bei den dabei verwendeten Temperaturmesseinrichtungen handelte es sich um Thermoelemente des Typs T für Messpunkte am Stator und Platin-Widerstandsthermometer für Messpunkte am Rotor. Für die Temperaturmessung der am Rotor angebrachten Thermoelemente, wurde der Motor gestoppt und dann die Messung vorgenommen. Mit dem dadurch erhalten zeitlichen Temperaturverlauf nach einer Messung über eine bestimmte Zeit wurde auf den Abschaltzeitpunkt des Motors zurück extrapoliert. Auf diese Art und Weise wurden die Rotortemperaturen im Betriebspunkt vor dem Abschalten des Motors bestimmt. Zur Veranschaulichung der gewählten Messpunkte ist Abbildung 5-13 nachfolgend angeführt. Erwähnenswert ist bei diesem Prüfstands Aufbau, dass es sich um eine luftgekühlte Maschine handelte.

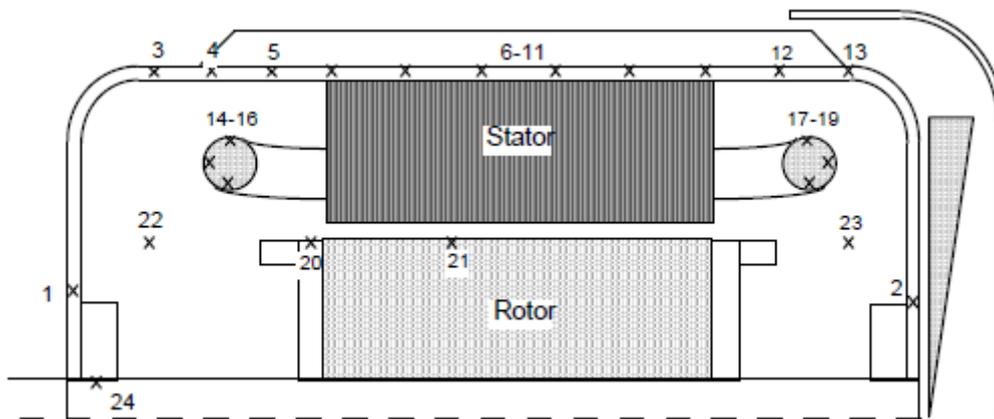


Abbildung 5-13: Temperaturmessung an der elektrischen Maschine (Kylander, 1995)

Für die Wahl der Messstellen in diesem Projekt, galt es neben den gesonderten Umständen durch die Trennhaube, auch die für das erstellte Simulationsmodell interessanten Messpunkte zu berücksichtigen. Da es sich bei der Oberflächentemperatur der Trennhaube um eine wichtige Eingangsgröße im Modell handelt, galt es herauszufinden, welche Anforderungen diesbezüglich an die Messunsicherheit zu stellen sind. Daher wurde in Kapitel 4.3.2 im Modell durch variieren der Oberflächentemperatur, Auswirkungen auf andere Größe dargestellt. Abbildung 5-14 zeigt, dass auch bei einer Abweichung der Trennhaubentemperatur von  $110^{\circ}\text{C} \pm 10\text{ K}$  die Änderungen der Wärmetauscher Austrittstemperatur ( $\vartheta_{\text{Wärmetauscheraustritt}}$ ) unter  $2,5\text{ K}$  bleibt. Für die Verluste der elektrischen Maschine ist zu erkennen, dass diese kaum von der Trennhaubentemperatur

abhängig sind (siehe Abbildung 5-14). Der für die Erstellung des in Abbildung 5-14 dargestellten Diagrammes verwendete Betriebszustand bespricht dem in Tabelle 4-2.

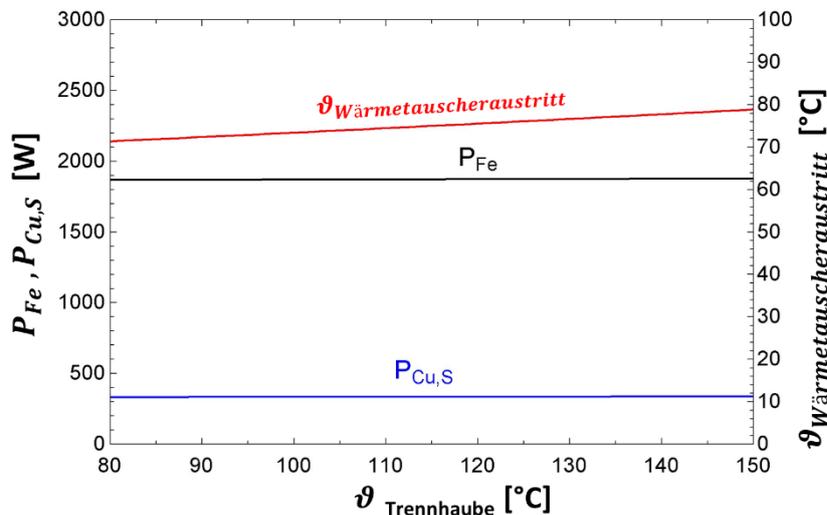


Abbildung 5-14: Verlustleistungen und Wärmetauscheraustritt über Trennhaubenoberflächentemperatur

Es lässt sich in Abbildung 5-14 feststellen, dass die Änderung der separat dargestellten Verluste ( $P_{Cu,S}$ ...Statorkupferverluste und  $P_{Fe}$ ...Statoreisenverluste) bei Abweichung der Trennhaubentemperatur von  $110^{\circ}\text{C} \pm 10\text{ K}$  unter 0,2% bei den Eisenverlusten und unter 0,4% bei den Kupferverlusten sind. Daher kann behauptet werden, dass diese sich in dem für die Trennhaube relevanten Temperaturbereich nicht ändern.

Die maximale Messgenauigkeit für die Messung der Trennhaubenoberflächentemperatur ist daher unter Verwendung eines Thermoelements des Typs K eingehalten (siehe Kapitel 5.3.1). Genormte Angaben zu diesem Typ sind aus Tabelle 5-7 zu entnehmen.

Tabelle 5-7: Angaben laut DIN EN 60 584 für das Thermoelement Typ K (Nau, 2004)

Thermoelement Typ K			Ni-CrNi		
Materialpaar			Ni-CrNi		
Maximaltemperatur	[°C]		1200		
Grenzabweichung für Klasse 1	[K]	-40...+1000°C	±0,004 t	oder	±1,5
Grenzabweichung für Klasse 2	[K]	-40...+1200°C	±0,0075 t	oder	±2,5
Grenzabweichung für Klasse 3	[K]	-200...+40°C	±0,015 t	oder	±2,5

In Tabelle 5-7 ist mit der Maximaltemperatur jener Wert zu verstehen, bis zu dem eine Grenzabweichung festgelegt ist. In DIN EN 60 584 sind 3 Toleranzklassen definiert, die für Thermodrähte von 0,25 bis 3 mm gültig sind. Für die Grenzabweichung der jeweiligen Klasse gilt dabei immer der größte Wert. Bei der Auswahl der Leiterisolierung fiel die Wahl auf PTFE, wo eine Temperaturbeständigkeit zwischen  $-75^{\circ}\text{C}$  und  $260^{\circ}\text{C}$  sichergestellt ist. Die temperaturbeständige Isolierung ist notwendig, da es sein könnte, dass der Leiter die heißen Wicklungsköpfe berührt (siehe Abbildung 5-15).

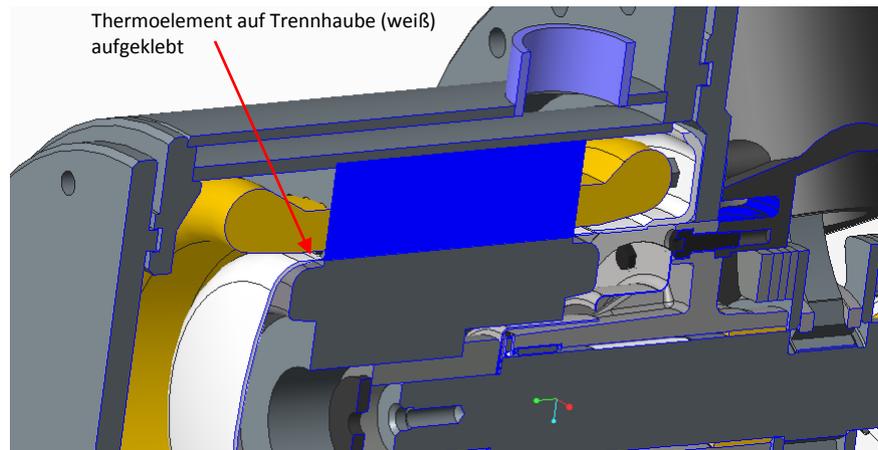


Abbildung 5-15: Messpunkt der Trennhaubenoberflächentemperatur

In Abbildung 5-15 ist ein Teil des Längsschnittes durch die Asynchronmaschine zu sehen. Der Pfeil zeigt die Stelle an der Oberfläche der Trennhaube (weiß), an welcher das Thermoelement aufgeklebt wird. Um mögliche Temperaturänderungen am Umfang zu erfassen und um eine Vergleichsmessstelle zu besitzen, sollte ein zweites Thermoelement, um  $180^\circ$  versetzt an der Trennhaube angebracht werden. Passend für eine Temperaturmessung an diesen Stellen könnte ein selbstklebendes Thermoelement gewählt werden. Die Firma OMEGA (2016) stellt das dafür geeigneten Modell SA2C-KI-SMPW-CC bereit.

Zur Überwachung der Kupfertemperatur sollte ein Thermoelement zwischen Wicklungskopf und Statoreisen auf die aus den Nuten kommenden Kupferstränge aufgeklebt werden.

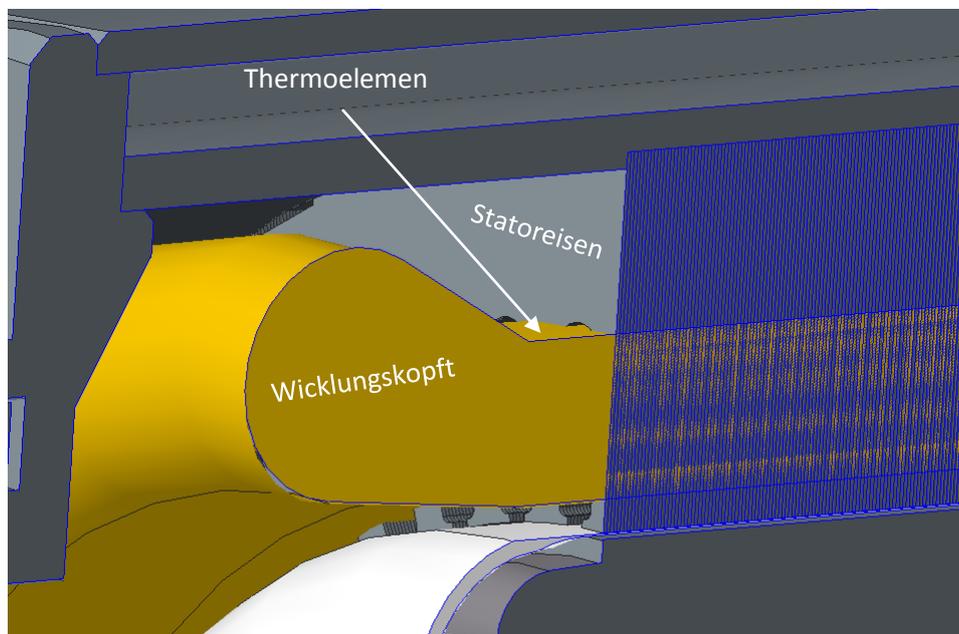


Abbildung 5-16: Messpunkt der Statorkupfertemperatur

Aufgrund der guten Wärmeleitfähigkeit des Kupfers ergeben sich aus der Simulation zwischen Innenseite und Außenseite der Kupferwicklung Temperaturdifferenzen von ca. 1 K. Die Temperaturgradienten sind in diesem Bereich der Maschine so gering, dass auf eine weitere Messstelle in radialer Richtung verzichtet werden kann. Auch hier sollte eine um  $180^\circ$  versetzte Vergleichsmessstelle, um mögliche Temperaturschwankungen in Umfangsrichtung abbilden zu

können, angebracht werden. Es ist vorgesehen, auch hier mittels eines selbstklebenden Thermoelementes zur Messung von Oberflächentemperaturen der Firma OMEGA (2016) (Modell SA2C-KI-SMPW-CC) die Messung durchzuführen.

Um die vom Modell errechneten Statoreisentemperaturen zu überprüfen sind auch hier zwei, sich gegenüberliegende, Thermoelemente vorgesehen.

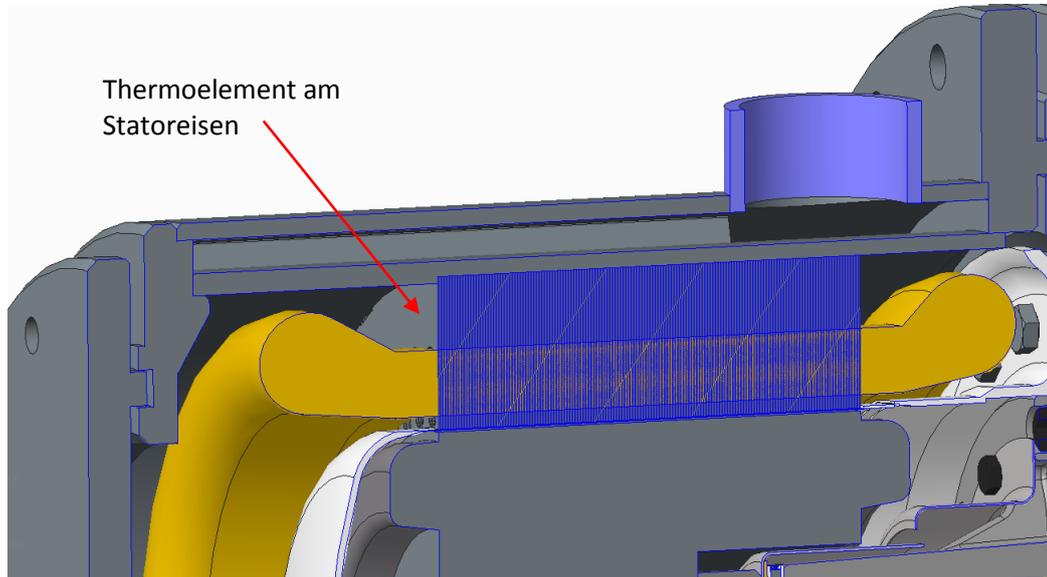


Abbildung 5-17: Messpunkt der Statoreisentemperatur

Die hier verwendeten Thermoelemente des Typs K sollen mittig auf der Stirnfläche des Statoreisens (siehe Abbildung 5-17) aufgeklebt werden. Da die Anbringung an dieser Stelle ebenso erfolgen könnte wie die der Temperaturfühler an der Trennhaube und am Statorkupfer, sind hier ebenfalls die Thermoelemente der Firma OMEGA (2016) (Modell SA2C-KI-SMPW-CC) vorgesehen.

In Abbildung 5-18 sind durch rote Markierungen alle geplanten Temperaturmessstellen innerhalb des Wärmetauschers dargestellt. Die zentrische Bohrung im Deckel ist vorgesehen für die Durchführung der Statorkabel. Diese Bohrung wurde bereits in der Konstruktion berücksichtigt, weil direkt an der Außenseite des Gehäusedeckels ein Klemmkasten abgebracht wird, in dem sich das für die Statorkabel vorgesehene Klemmbrett befinden. Lediglich die genaue Größe des Klemmkastens war noch nicht fixiert.

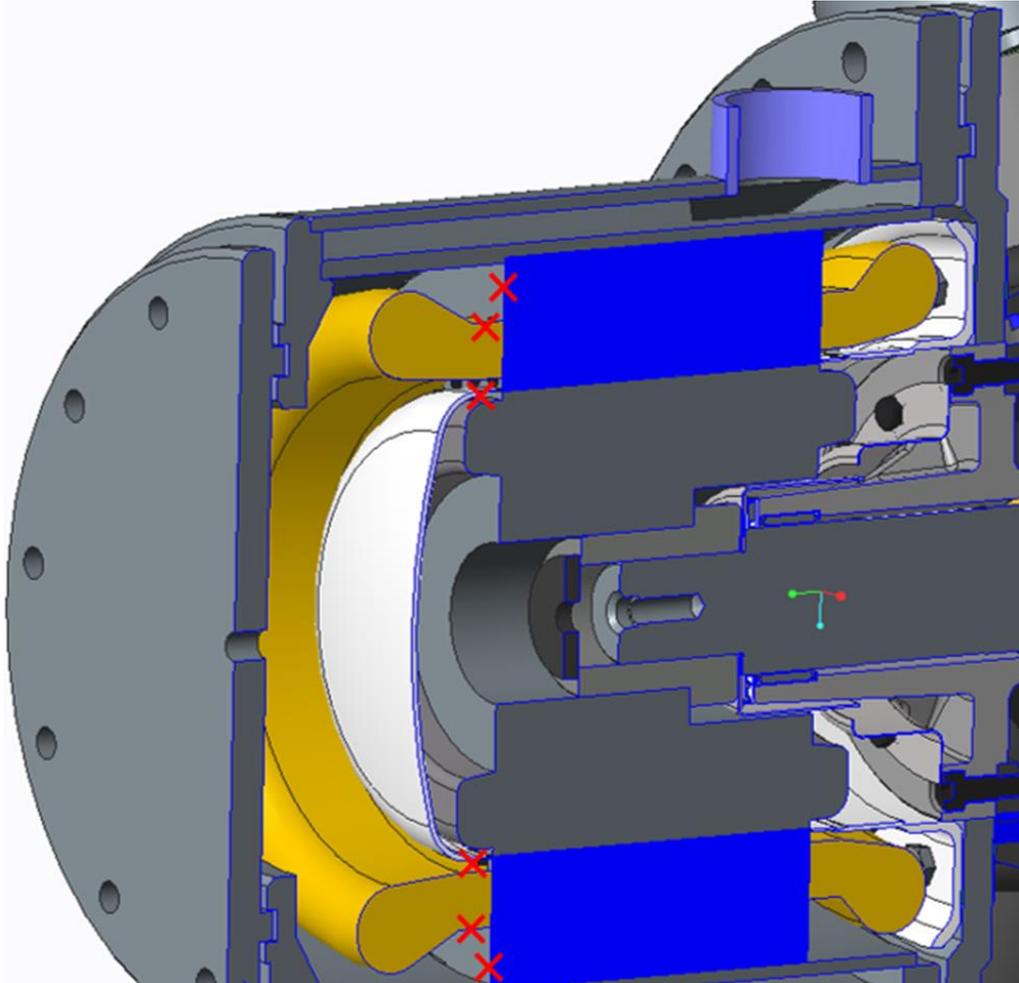


Abbildung 5-18: Längsschnitt durch die 3D Darstellung des Sauggaswärmetauschers mit Markierungen an den geplanten Messstellen

Für die Kabelführung der Thermoelemente aus dem inneren des Gehäuses sind keine Befestigungen vorgesehen, da sich weder Auswirkungen auf die Messung, noch ein Einfluss auf das Betriebsverhalten des Kompressors zu erwarten ist. Somit liegen die Kabel der Thermoelemente lose im inneren des Gehäuses zwischen Messstelle und Kabelverschraubung.

## 6 SCHLUSSFOLGERUNGEN & AUSBLICK

Die in dieser Arbeit erstellte Simulation dient als Ausgangsbasis für die Adaption einer Sauggaskühlung an einem Kompressor der Firma Frigopol mit der Typenbezeichnung 30L-DLRB-13. Für die Erstellung der Simulation wurden die Abmessungen sowie die Leistungsdaten des Kompressors von der Firma Frigopol bereitgestellt. Bei der Modellierung war es erforderlich, die Wärmeverluste des Kompressors in Abhängigkeit des Betriebspunktes zu ermitteln. Aufgrund fehlender Angaben zur Asynchronmaschine war es nicht möglich, alle relevanten Verluste selbst mathematisch zu beschreiben. Aus diesem Grund werden aus Messdaten des Herstellers abgeleitete Kennlinien verwendet. Die Simulation des Sauggaswärmetauschers basiert auf den Eintrag der Wärmeverlustleistung des Stators der elektrischen Maschine. Durch die dafür nötige Statormodellierung ist es in der Simulation möglich, auch Temperaturverläufe im Stator darzustellen. Die für den Kompressor notwendige elektrische Leistung wird vom Betriebspunkt der Wärmepumpe bestimmt. Somit bietet das Modell die Möglichkeit, durch ändern von Verdampfungstemperatur, Kondensationstemperatur und/oder Frequenz, Auswirkungen auf die Kältemittelüberhitzung darzustellen.

Im Zuge der mathematischen Beschreibung des Modells wurden Annahmen und Vereinfachungen getroffen. So ist der Wärmetauscher zur Umgebung als adiabat anzusehen. Die Modellierung der elektrischen Maschine beschränkt sich auf den Stator und berücksichtigt den Rotor daher nicht. Für die Wickelköpfe der Statorwicklung gilt, dass diese nicht separat berücksichtigt, wurden.

Weil keine Messungen an einem realen Funktionsmuster möglich waren, wurden Messreihen vom Hersteller verwendet. Die ermittelten Kennlinien, die für die Bestimmung eines Teils der Motorabwärme verwendet wurden, sind in Abhängigkeit des Druckverhältnisses des Kompressors gegeben. Die Abwärme des Motors ist natürlich abhängig von der aufgenommenen elektrischen Leistung. Es ändert sich die Kompressorleistung und damit der Abwärme bei einem bestimmten Druckverhältnis, unter Verwendung anderer Kältemittel. Dies ist wichtig, weil bei der Erstellung der Messreihen im Funktionsmuster ein anderes Kältemittel verwendet wurde. Daher ist bei den Wärmeverlusten, welche mithilfe der Messreihen bestimmt wurden, mit Abweichungen zu rechnen. Für die Modellierung wurden daher zwei Ansätze zur Bestimmung der Wärmeverluste gewählt. Ein Ansatz zur Definition der Obergrenze und ein Ansatz zur Definition der Untergrenze der Wärmeverluste. Die Obergrenze wird bestimmt durch die Berechnung der Verluste mithilfe der Kennlinien, weil dabei in den Statorverlusten auch die Reibungsverluste des Kompressors miteinbezogen sind. Die untere Grenze wird durch einen Proportionalitätsfaktor, welcher aus Herstellermessungen mit einem wassergekühlten Kompressor ermittelt wurde, bestimmt. Der Faktor gibt den aufgenommenen Wärmestrom des Kühlwassers in Abhängigkeit der elektrischen Leistung an. Daraus ergab sich, dass ca. 15% der Aufgenommenen elektrischen Leistung durch die Motorkühlung abgeführt wurden.

In Hochtemperaturwärmepumpenkreisläufen, in denen R600 als Kältemittel zu Einsatz kommt, ist von einer höheren notwendigen Überhitzung auszugehen, als bei konventionellen Kreisläufen. Die Überhitzung des Kältemittels ist daher besonders wichtig, weil das Modell des Kompressors für eine Hochtemperaturwärmepumpe erstellt wurde.

Wird eine zusätzliche Überhitzung des Kältemittels durch einen Sauggaswärmetauscher bereitgestellt, dann ist die vorgegebene Überhitzung aus dem Verdampfer, unter Verwendung der oberen, wie auch der unteren Statorverlustgrenze, sicherlich zu hoch. Wird die Simulation so modifiziert, dass keine Überhitzung im Verdampfer stattfindet, kann bei Verwendung der Obergrenze für die Statorverluste, die Mindestüberhitzung trotzdem erreicht werden. Selbst bei einsetzen der unteren Grenze für die Statorverluste ist zu erkennen, dass die erforderliche Überhitzung bis zu bestimmten Betriebspunkten eingehalten werden kann. Wird davon ausgegangen, dass sich der reale Betriebspunkt zwischen der oberen und unteren Grenze befindet, dann ist eher eine zu hohe Überhitzung, als eine Unterschreitung der

Mindestüberhitzung, zu erwarten. Dadurch könnten sich im Funktionsmuster, unnötig hohe Verdichteraustrittstemperaturen ergeben. Für den Bau des Funktionsmusters sollte dies bei der Auslegung des Wärmepumpenkreislaufes berücksichtigt werden.

Ein weiterer wichtiger Aspekt, ist die Bereitstellung der erforderlichen Motorkühlung durch das Kältemittel. Durch das hohen Temperaturniveaus des Sauggases (ca. 60 °C), bestand die Gefahr der Motorüberhitzung, wenn die erforderliche Kühlleistung nicht erreichen wird. Die Ergebnisse der Simulation zeigen jedoch, dass die Motorwicklungstemperatur im Zulässigkeitsbereich für alle betrachteten Betriebspunkte ist.

In dieser Arbeit wurde unter anderem ein Messkonzept für das geplante Funktionsmuster erstellt. Bei der Entwicklung des Konzepts wurde eine spätere Validierung des Modells berücksichtigt. So ist z. B. die Temperatur der Trennhaube eine Randbedingung in der Simulation. Daher ist es sinnvoll diese Temperatur auch am Funktionsmuster zu messen.

Die Auslegung des Wärmetauschers, basiert auf den erstellten Simulationsergebnissen. Dabei sollte die Überhitzung hoch und der Druckverlust im Sauggaswärmetauscher gering gehalten werden. Entsprechend der, aus der Simulation, erhaltenen Ergebnissen wurde im CAD Programm PTC Creo Parametrics 3.0 ein 3D-Modell des Sauggaswärmetauschers erstellt und daraus Konstruktionszeichnungen für die geplante Fertigung abgeleitet.

Aufbauend auf der entwickelten Konstruktion der Sauggaskühlung, sollt in weiterer Folge ein Funktionsmuster gebaut und vermessen werden. Mit den daraus erhaltenen Messdaten, wäre es möglich, die Abweichungen der Simulationsergebnisse zum Funktionsmuster zu verringern. Das Simulationsmodell bietet die Möglichkeit diese Eingangsgrößen einfach und schnell auszutauschen. Da sich diese Arbeit auf die Simulation des Stators beschränkt, wäre es interessant, wie sich die Verlustwärmeströme im Motor ändern, wenn der Rotor miteinbezogen wird.

## LITERATURVERZEICHNIS

AD 2000-Regelwerk (2013). AD - Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter, 2013.

AGRO (2016): Datenblatt Kabelverschraubung. Online verfügbar unter <http://www.agro.ch/catalogue/catalogue.do?act=showIO&oid=0C17CC82EEB61605A7042EDA B75A37C8&forward=showProduct&confirmCad=true&lang=de>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.

Air Liquid (2015): Sicherheitsdatenblatt n-Butan, 13.10.2015. Online verfügbar unter <http://www.airliquide.at/loesungen/produkte/gase/docs/sdb/10.1206.pdf>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.

BARTEC (2012): Broschüre Grundlagen Explosionsschutz. 11. Aufl. Online verfügbar unter [http://www.bartec.de/fileadmin/images/newsroom/press/Grundlagen\\_Explosionsschutz\\_downlo ad.pdf](http://www.bartec.de/fileadmin/images/newsroom/press/Grundlagen_Explosionsschutz_downlo ad.pdf), zuletzt geprüft am 02.04.2016.

Bernhard, Frank (Hg.) (2014): Handbuch der Technischen Temperaturmessung. 2. Aufl. Berlin: Springer Vieweg (VDI-Buch).

Binder, Andreas (2012): Elektrische Maschinen und Antriebe. Grundlagen, Betriebsverhalten. Berlin, Heidelberg: Springer (VDI-Buch).

Bone, Kendal F. (1985): Heat exchange apparatus for electric Motor and electric Motor equipped therewith. Cincinnati, Ohio, 07.05.1985. Online verfügbar unter <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US4516044.pdf> , zuletzt geprüft am 02.04.2016.

Cezário, Cassiano Antunes; Verardi, Marcelo; Borges, Samuel Santos; Carlos da Silva, Jonny; Oliveira, Amir Antônio Martins (2005): Transient thermal analysis of an induction electric motor. Online verfügbar unter <http://catalogo.weg.com.br/files/wegnet/WEG-transient-thermal-analysis-of-an-induction-motor-technical-article-english.pdf>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.

Chowduury, Kar; Dutta, Bikram; Bhowmik, Diptarshi (2014): Lumped Parameter Thermal Model for Induction Machine. Kolkata, West Bengal India, 2014. Online verfügbar unter <http://www.vkingpub.com/VkUpload/201406131709013902.pdf>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.

Dubbel, Heinrich; Grote, Karl-Heinrich; Feldhusen, Jörg (Hg.) (2011): Taschenbuch für den Maschinenbau. 23., neu bearb. und erw. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

EES (2015): S. A. Klein. EES - Engineer Equation Solver V9.901. Madison, USA: F-Chart Software. Online verfügbar unter <http://www.fchart.com/ees/>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.

Frigopol (2016a): frequenzgeregelte Kompressoren (Typ: MA-103-01-W2) Datenblatt. Online verfügbar unter <http://www.frigopol.com/wp-content/uploads/Frequenzgeregelte-Kompressoren-MA-103-01-W2.pdf>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.

Fuest, Klaus; Döring, Peter (2000): Elektrische Maschinen und Antriebe. Lehr- und Arbeitsbuch. 5., durchgesehene Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag (Elektrische Maschinen und Antriebe).

Giersch, Hans-Ulrich; Harthus, Hans; Vogelsang, Norbert (2003): Elektrische Maschinen. Prüfen, Normung, Leistungselektronik. 5., korr. Aufl. Stuttgart: Teubner.

Gotter, Gottfried (1954): Erwärmung und Kühlung elektrischer Maschinen. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.

Heitmeir, Franz (2013): Thermische Turbomaschinen Grundlagen. Skriptum zur Vorlesung an der TU Graz.

Hirsch, M. (1932): Die Kältemaschine. Grundlagen, Ausführung, Betrieb, Untersuchung und Berechnung von Kälteanlagen. Zweite verbesserte und vermehrte Auflage. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.

- HotCycle (2015): Kältemittel und Kreislaufdesign für Hochtemperatur-Wärmepumpen. FFG-Projektnummer: 848892. Projektantrag, unveröffentlicht, 2015.
- Jordan, Heinz; Weis, Michael (1969): Asynchronmaschinen. Skriptum für Elektrotechniker und Maschinenbauer ab 4. Semester. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- Kleinrath, Hans (1980): Stromrichtergespeiste Drehfeldmaschinen: Springer Vienna.
- Kral, Christian; Haumer, Anton; Bauml, Thomas (2008): Thermal Model and Behavior of a Totally-Enclosed-Water-Cooled Squirrel-Cage Induction Machine for Traction Applications (55). In: *IEEE Trans. Ind. Electron.* (10), S. 3555–3565. Online verfügbar unter [https://www.researchgate.net/publication/224332122\\_Thermal\\_Model\\_and\\_Behavior\\_of\\_a\\_Totally-Enclosed-Water-Cooled\\_Squirrel-Cage\\_Induction\\_Machine\\_for\\_Traction\\_Applications](https://www.researchgate.net/publication/224332122_Thermal_Model_and_Behavior_of_a_Totally-Enclosed-Water-Cooled_Squirrel-Cage_Induction_Machine_for_Traction_Applications), zuletzt geprüft am 02.04.2016.
- Küttner, Karl-Heinz (1993): Kolbenmaschinen. 6., neubearbeitete und erweiterte Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- Kylander, Gunnar (1995): Thermal modelling of small cage induction motors. Göteborg, Sweden: Dept. of Electrical Machines and Power Electronics, Chalmers University of Technology. Online verfügbar unter <http://webfiles.portal.chalmers.se/et/PhD/KylanderGunnarPhD.pdf>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.
- Lehrmann, Christian; Seehase, Dirk; Sattler, Manfred; Gruner, Michael (2013): Ex-Handbuch. Online verfügbar unter [http://www.vem-group.com/fileadmin/content/pdf/Download/Brosch%C3%BCren/Handbuecher/Ex-Handbuch\\_de.pdf](http://www.vem-group.com/fileadmin/content/pdf/Download/Brosch%C3%BCren/Handbuecher/Ex-Handbuch_de.pdf), zuletzt geprüft am 02.04.2016.
- Masoudipour, Mike; Palos, Rancho; Duong, Long K. (2010): Electric Motor cooling jacket. Online verfügbar unter <https://docs.google.com/viewer?url=patentimages.storage.googleapis.com/pdfs/US7675209.pdf>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.
- Nau, Matthias (2004): Elektrische Temperaturmessung. Mit Thermoelementen und Widerstandsthermometern. Fulda: JUMO (messen - regeln - registrieren).
- OMEGA (2016): Selbstklebendes Thermoelement Typ K. Online verfügbar unter <https://www.sensorshop24.de/tpl/download/L3.pdf>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.
- Rieberer, René (2012): Wärmepumpentechnik. Skriptum zur Vorlesung an der TU Graz.
- Schröder, Dierk (2007): Elektrische Antriebe. Grundlagen ; Mit Durchgerechneten Übungs- und Prüfungsaufgaben. Berlin/Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg.
- Song, Liwei; Zijian, Li; Jingyi, Gao; Qingchu, Zeng; Fuping, Wang (2008): 3D Thermal Analysis of Water Cooling Induction Motor used for HEV. Online verfügbar unter <http://ieeexplore.ieee.org/stamp/stamp.jsp?tp=&arnumber=4770758>, zuletzt geprüft am 02.04.2016.
- Spring, Eckhard (2006): Elektrische Maschinen. Eine Einführung. 2., durchges. Aufl. Berlin: Springer (Springer-Lehrbuch).
- Teigelkötter, Johannes (2013): Energieeffiziente elektrische Antriebe. Grundlagen, Leistungselektronik, Betriebsverhalten und Regelung von Drehstrommotoren ; mit 4 Tabellen. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag.
- VDI (2013): VDI-Wärmeatlas. Mit 320 Tabellen. 11., bearb. und erw. Aufl. Berlin: Springer Vieweg (VDI-Buch).

## SYMBOLVERZEICHNIS

$\dot{Q}_{\text{Nutzen}}$	Nutzwärmestrom der Wärmepumpe	[W]
$\dot{Q}_W$	Aufgenommener Wärmestrom des Wassers	[W]
$\dot{m}_{KM}$	Kältemittelmassenstrom	[kg/s]
$h_{\text{Kanal}}$	Höhe des Strömungskanals	[m]
$h_i$	Enthalpie (mit „i“ für Zustandsort)	[kJ/kg]
$I_{\Delta}$	Strom in Dreieck-Schaltung	[A]
$I_Y$	Strom in Stern-Schaltung	[A]
$I_{\text{Netz}\Delta}$	Netzstrom bei Dreieck-Schaltung	[A]
$I_{\text{Netz}Y}$	Netzstrom bei Stern-Schaltung	[A]
$U_{\Delta}$	Spannung in Dreieck-Schaltung	[V]
$U_{\text{Netz}}$	Netzspannung	[V]
$U_Y$	Spannung in Stern-Schaltung	[V]
$\Delta T_{\text{ÜH,min}}$	Mindestüberhitzung	[K]
$\Delta T_{\text{ÜH,saug,WT}}$	Überhitzung im Sauggaswärmetauscher	[K]
$\Delta T_{\text{ÜH,verd.}}$	Überhitzung im Verdampfer	[K]
$\Delta T_{\text{log}}$	Logarithmische Temperaturdifferenz	[K]
$\Delta p_{\text{Kanal}}$	Druckverlust in einer Kanallänge	[bar]
$\Delta p_{\text{Umlenkung}}$	Druckverlust in einer Kanalumlenkung	[bar]
$A(r)$	Fläche in Abhängigkeit vom Radius	[m <sup>2</sup> ]
$I_{\text{Strang}}$	Strom der in einer Wicklung fließt	[A]
$Nu_{\text{lam}}$	Nusselt-Zahl für laminare Strömungen	[-]
$Nu_{\text{turb}}$	Nusselt-Zahl für turbulente Strömungen	[-]
$P_{\text{Ü}}$	Übergangsverluste	[W]
$P_{\Delta}$	Elektrische Leistung bei Dreieck-Schaltung	[W]
$P_{\text{Antriebswelle}}$	Leistung an der Antriebswelle	[W]
$P_{\text{Cu,R}}$	Rotorwicklungsverluste	[W]
$P_{\text{Cu,S}}$	Statorwicklungsverluste	[W]
$P_{\text{Cu,Strang}}$	Kupferverluste einer Wicklung	[W]
$P_{\text{Cu,vol}}$	Volumenspezifische Kupferverlustleistung	[W/m <sup>3</sup> ]
$P_{\text{Cu}}$	Kupferverluste	[W]
$P_{\text{Fe,vol}}$	Volumenspezifische Eisenverlustleistung	[W/m <sup>3</sup> ]
$P_{\text{Fe}}$	Eisenverluste	[W]
$P_{\text{Fe+Reib}}$	Reibungs- und Kupferverluste	[W]
$P_{\text{Komp.}}$	Kompressorleistung	[W]
$P_{\text{Reib}}$	Reibungsverluste	[W]
$P_{\text{Verluste}}$	Verlustleistung	[W]
$P_Y$	Elektrische Leistung bei Stern-Schaltung	[W]
$P_{\text{Zusatz}}$	Zusatzverluste	[W]
$P_d$	Luftspaltleistung	[W]
$P_{\text{el}}$	Elektrische Leistung aus dem Stromnetz	[W]
$P_{\text{innen}}$	Innere Leistung	[W]
$P_{\text{is}}$	Isentrop Leistung	[W]
$P_{\text{nominell Motor}}$	Nominelle Motorleistung	[W]
$\dot{Q}$	Wärmestrom	[W]
$R_{\text{Strang}}$	Strangwiderstand der Wicklung	[Ω]
$R_{\alpha}$	Wärmeleitwiderstand infolge eines Wärmeübergangs	[(m <sup>2</sup> ·K)/W]
$R_{\lambda}$	Wärmeleitwiderstand infolge von Wärmeleitung	[(m <sup>2</sup> ·K)/W]

Symbolverzeichnis

$S_{el}$	Elektrische Scheinleistung	[VA]
$V_{Cu}$	Volumen des Kupfers	[m <sup>3</sup> ]
$V_{Fe}$	Volumen des Eisens	[m <sup>3</sup> ]
$V_{Hub}$	Hubvolumen des Kompressors	[m <sup>3</sup> ]
$c_V$	Wärmekapazität	[J/K]
$d_h$	Hydraulischer Durchmesser	[m]
$k_B$	Bearbeitungszuschlag für Blechpaket	[-]
$m_{Fe}$	Masse des Blechpaketes	[kg]
$n_{Motor}$	Motordrehzahl	[s <sup>-1</sup> ]
$n_{Strang}$	Anzahl der Wicklungen	[-]
$n_p$	Polpaarzahl	[-]
$p_i$	Druck (mit „i“ für Zustandsort)	[bar]
$w_i$	Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
$\zeta_u$	Widerstandsbeiwert für Druckverlustberechnung	[-]
$\eta_{Motor}$	Wirkungsgrad des Motors	[-]
$\eta_{is,G}$	Isentroper Gütegrad	[-]
$\eta_{is}$	Isentroper Wirkungsgrad	[-]
$\eta_{m,Kurbeltrieb}$	Mechanischer Wirkungsgrad des Kurbeltriebes	[-]
$\eta_{m,ges.}$	Mechanischer Gesamtwirkungsgrad	[-]
$\lambda_{KM}$	Wärmeleitfähigkeit des Kältemittels	[W/(m·K)]
$\lambda_{Luft}$	Wärmeleitfähigkeit der Luft	[W/(m·K)]
$\lambda_{vol}$	Volumetrischer Wirkungsgrad	[-]
$\nu_{Fe,1,5}$	Gesamtverlustziffer des Blechpaketes	[-]
$\psi_{Kompressor}$	Drückverhältnis im Kompressor	[-]
$\vartheta_\infty$	Umgebungstemperatur	[K]
$\vartheta_i$	Temperatur (mit „i“ für Zustandsort)	[K]
$\cos(\varphi)$	Leistungsfaktor des Motors	[-]
$\Delta\dot{Q}_{Cu}$	Kupferwärmeverluste des diskretisierten Volumens	[W]
$\Delta\dot{Q}_{Fe}$	Eisenwärmeverluste des diskretisierten Volumens	[W]
$B$	Flussdichte	[T]
$COP$	Coefficient of Performance	[-]
$I$	Elektrischer Strom	[A]
$Nu$	Nusselt-Zahl	[-]
$Pr$	Prandtl-Zahl	[-]
$R$	Elektrischer Widerstand	[ $\Omega$ ]
$Re$	Reynolds-Zahl	[-]
$U$	U-Wert	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$f$	Frequenz	[1/s]
$s$	Schlupf	[%]
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]
$\zeta$	Widerstandsbeiwert für Druckverlustberechnung	[-]
$\lambda$	Wärmeleitkoeffizient	[W/(m·K)]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]

## EES – Modell

### "AUCHTUNG gilt nur für Gasförmige Stoffe"

```

FUNCTION Nusselt_KM(Re_KM;Pr_KM;ZETA;d_h_Kanal;l_stat;i_PHI)
  IF (Re_KM>10^4) THEN
    Nusselt_KM=((ZETA/8)*Re_KM*Pr_KM)/(1+12,7*sqrt(ZETA/8)*(Pr_KM^(2/3)-
1))*(1+(d_h_Kanal/(l_stat*i_PHI))^(2/3))
  ELSE
    Nusselt_KM=(3,66^3+0,664^3*Pr_KM*(Re_KM*d_h/l_stat))^(1/3)
  ENDIF
END

```

### "Umgebungszustand"

```
P_infty=1[bar]*convert(bar;Pa)
```

### "Allgemeine elektrische Angaben zum Motor"

```

U_el=400[V]                                "Spannung"
P_el=l_el*U_el*cos_phi                      "aufgenommene Leistung"
eta_m=P_innen/P_el
eta_m=-0,0226*psi+0,8053                    "Mechanischer Wirkungsgrad der Einheit Motor und Kompressor"
cos_phi=(-0,0113*psi+0,9055)                "steht für cos(phi) des Motors"

```

### "Abmessungen des Motors - Alle Abmessungen sind von INNEN nach AUSSEN gelistet"

```

d_Trennh=159,9[mm]*convert(mm;m)           "Trennhauben - außen Durchmesser"
d_Cu_innen=160[mm]*convert(mm;m)          "Kupfer - innen Durchmesser"
d_Fe_innen=d_Cu_aussen                      "Statoreisen - innen Durchmesser"
d_Fe_aussen=258[mm]*convert(mm;m)         "Statoreisen - außen Durchmesser"

```

### "Abmessungen des Wärmetauschers"

```

s_WT_aussen=6[mm]*convert(mm;m)           "Rohrdicke des Wärmetauschers - Außenrohr"
s_WT_innen=4,5[mm]*convert(mm;m)          "Rohrdicke des Wärmetauschers - Innenrohr"
d_WT_aussen1=d_Fe_aussen+s_WT_innen*2+h_Kanal*2

```

#### "Innendurchmesser des Außenrohres"

```

d_WT_aussen2=d_WT_aussen1+2*s_WT_aussen   "Außendurchmesser des Außenrohres"
d_WT_innen1=d_Fe_aussen                    "Innendurchmesser des Innenrohres"
d_WT_innen2=d_WT_innen1+2*s_WT_innen      "Außendurchmesser des Innenrohres"
b_Kanal=A_Kanal/h_Kanal                    "Breite des Kanals"

```

### "Alle in Radien"

```

r_Trennh=d_Trennh/2
r_Cu_innen=d_Cu_innen/2
r_Cu_aussen=d_Cu_aussen/2
r_Fe_innen=d_Fe_innen/2
r_Fe_aussen=d_Fe_aussen/2
r_WT_aussen1=d_WT_aussen1/2
r_WT_aussen2=d_WT_aussen2/2
r_WT_innen1=d_WT_innen1/2
r_WT_innen2=d_WT_innen2/2

```

### "Angaben zum Kühlmedium"

```

R$='R600'                                   "Kältemittel"
T_KM_Einlass=t_ref[1]                       "Wärmetauscher-Eintrittstemperatur"
rho_KM=Density(R$;T=average(T_KM_Einlass;T_KM_Auslass);P=P_KM) "Dichte des Kältemittels"

```

$P_{KM}=p_{evap}$  "Gasdruck des Kältemittels im Wärmetauscher"  
 $h_{Kanal}=10[mm]*convert(mm;m)$  "Kanalhöhe im Wärmetauscher"  
 $A_{Kanal}=(d_{WT\_ausse1}^2-d_{WT\_innen}^2)*Pi/4/i_{PHI}$  "Fläche des Kreisringsegments eines  
 Wärmetauscherkanals"  
 $\nu_{Kanal}=KinematicViscosity(R\$,T=354,8;P=P_{KM})$  "kinematische Viskosität des Kältemittels ==>  
 Einsetzen von  $T_{hat\_KM}$  hat nicht funktioniert, daher wurde Wert von  $T_{hat\_KM}$  aus Lösung verwendet"  
 $\lambda_{KM}=Conductivity(R\$,T=average(T_{KM\_Einlass};T_{KM\_Auslass});P=P_{KM})$   
 "Wärmeleitfähigkeit des Kältemittels"  
 $cp_{KM}=Cp(R\$,T=average(T_{KM\_Einlass};T_{KM\_Auslass});P=P_{KM})$   
 "spezifische Wärmekapazität des Kältemittels"  
 $Pr_{KM}=Prandtl(R\$,T=354,8[K];P=P_{KM})$  "Prandtl-Zahl des Kältemittels ==> Einsetzen  
 von  $T_{hat\_KM}$  hat nicht funktioniert, daher wurde Wert von  $T_{hat\_KM}$  aus Lösung verwendet"  
 $T_{hat\_KM}=(T[23][1][10]+T[23][1][1])/2+(T_{KM\_Einlass}+T_{KM\_Auslass})/2/2$   
 "Gemittelte Temperatur zwischen mittlerer WT-Innenrohr Oberflächentemperatur und mittlerer  
 Kältemitteltemperatur für Berechnung von Prandtl und kinematischer Viskosität"

"Wicklung"

"Querschnitt einer Nut"

$d_{Nut1}=8,15[mm]*convert(mm;m)$   
 $d_{Nut2}=5,17[mm]*convert(mm;m)$   
 $l_{Nut}=22,88[mm]*convert(mm;m)$   
 $r_{Nut}=1[mm]*convert(mm;m)$

$A_{Nut}=(d_{Nut1}+d_{Nut2})/2*(l_{Nut}-d_{Nut1}/2-r_{Nut})+d_{Nut1}^2*pi/8+r_{Nut}^2*pi/2+(d_{Nut2}-$   
 $2*r_{Nut})*r_{Nut}$  "Querschnittsfläche einer Nut"  
 $V_{Nut}=A_{Nut}*l_{stat}$  "Nutvolumen"

$V_{Nut\_gesamt}=V_{Nut}*n_{Nut}$   
 $V_{Nut\_gesamt}=(d_{Cu\_ausse1}^2-d_{Cu\_innen}^2)*pi/4*l_{stat}$

$Round(d_{Cu\_ausse1}*convert(m;mm))*10^{(-3)}=d_{Cu\_ausse1}$  "Aus allen Nuten wird durch eine  
 Vereinfachung ein Ringvolumen herangezogen und somit der Außendurchmesser der Wicklung  
 berechnet"

"Angaben zum Stator"

$l_{stat}=130[mm]*convert(mm;m)$   
 $n_{Nut}=48$   
 $pole=4$   
 $n_{phasen}=3$

"Statoreisenlänge"  
 "Anzahl der Nuten"  
 "Anzahl der Pole"  
 "Anzahl der Phasen"

$V_{Statoreisen}=(d_{Fe\_ausse1}^2-$   
 $d_{Fe\_innen}^2)*pi/4*l_{stat}$

"Gesamtvolumen des Statoreisens"

"Stator - Kupferverluste"

$I_{Strang}=I_{el}/sqrt(3)$   
 $R_{Strang}=0,635[ohm]$   
 $P_{Cu\_Strang}=I_{Strang}^2*R_{Strang}$   
 $P_{Cu}=P_{Cu\_Strang}*3$   
 $P_{Cu\_vol}=P_{Cu}/V_{Nut\_gesamt}$   
 Volumen"

"Strangstrom bei Dreieckschaltung"  
 "Strangwiderstand aus Datenblatt"  
 "Kupferverlustleistung pro Strang"  
 "Gesamtverlust"  
 "Cu-Verluste besogen auf gesamtes Nut-  
 Volumen"

"Stator Eisenverluste"

"Variante 1"  
 $\{P_{Fe}=P_{el}*(1-\eta_m)-P_{Cu}\}$   
 Eisenverlustleistung"

"Gesamte"

"Variante 2" übernommen werden" eta_Stator=0,15 P_Fe=eta_Stator*P_el-P_Cu	"Wenn Statorverluste aus Excel-Datei
P_Fe_vol=P_Fe/V_Fe Statoreisenvolumen" V_Fe=(d_Fe_aussen^2-d_Fe_innen^2)*pi/4*l_stat	"Fe-Verluste bezogen auf gesamtes "Volumen des Statoreisens"
P_Verluste=P_Fe+P_Cu	"Gesamtverluste des Stators"
	"Thermisches Modell"
	"Definition der Laufvariablen in axialer Richtung"
"Anzahl der Knoten in axialer Richtung"	i_axial=6
"axiale Länge eines Elements"	DELTAx=l_stat/i_axial
Richtung"	"Definition der Laufvariablen in rotatorische
"ACHTUNG DELTA_KM gilt nur für geradzahlige i_PHI"	i_PHI=10
"Winkel, der ein element einschließt"	DELTA PHI=2*pi/i_PHI
"Laufvariable a = RADIAL" "Laufvariable b = AXIAL" "Laufvariable c = in Umfangsrichtung"	duplicate a=1;i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r DELTAr_PHI[a]=DELTA PHI*r[a] end
"Definition der Laufvariablen radial im Luftspalt zwischen Trennhaube und Stator"	
i_Luf_r=1 DELTAr_Luftsp=(r_Cu_innen-r_Trennh)/i_Luf_r r[0]=r_Trennh r[1]=r[0]+DELTAr_Luftsp/2	"Anzahl der Knoten im Luftspalt" "radiale Länge eines Elements im Luftspalt"
duplicate b=1;i_axial  duplicate c=1;i_PHI DELTA V[1][b][c]=r[1]*DELTA PHI*DELTAx*DELTAr_Luftsp end	
"Definition der Laufvariablen radial im Kupfer"	
i_Cu_r=13 DELTAr_Cu=(r_Cu_aussen-r_Cu_innen)/i_Cu_r r[i_Luf_r+1]=r_Cu_innen+DELTAr_Cu/2	"Anzahl der Knoten im Kupfer" "radiale Länge eines Elements im Kupfer"
duplicate b=1;i_axial duplicate c=1;i_PHI	

```

    DELTAV[i_Luf_r+1][b][c]=r[i_Luf_r+1]*DELTAPHI*DELTAx*DELTA_r_Cu
  end
end

```

```

duplicate a=i_Luf_r+2;(i_Luf_r+i_Cu_r)

```

```

  r[a]=r[a-1]+DELTA_r_Cu

```

```

  duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI
  DELTAV[a][b][c]=r[a]*DELTAPHI*DELTAx*DELTA_r_Cu
  end
end

```

```

end

```

"Definition der Laufvariablen radial im Eisen"

```

i_Fe_r=9
DELTA_r_Fe=(r_WT_innen2-r_Fe_innen)/i_Fe_r
r[i_Luf_r+i_Cu_r+1]=r_Fe_innen+DELTA_r_Fe/2

```

"Anzahl der Konten im Eisen"  
"radiale Länge eines Elements im Eisen"

```

duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI
  DELTAV[i_Luf_r+i_Cu_r+1][b][c]=r[i_Luf_r+i_Cu_r+1]*DELTAPHI*DELTAx*DELTA_r_Fe
  end
end

```

```

duplicate a=(i_Luf_r+i_Cu_r)+2;(i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r)

```

```

  r[a]=r[a-1]+DELTA_r_Fe

```

```

  duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI
  DELTAV[a][b][c]=r[a]*DELTAPHI*DELTAx*DELTA_r_Fe
  end
end

```

```

end

```

"Erstellen der Verluste je Volumen"

"Im Luftspalt"

```

duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI
  Q_dot[1][b][c]=0
  end
end

```

"Im Kupfer"

```

duplicate a=i_Luf_r+1;(i_Luf_r+i_Cu_r)
  duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI

  Q_dot[a][b][c]=P_Cu_vol*DELTAV[a][b][c]

  end
end

```

```

end

```

"Im Eisen"

```

duplicate a=(i_Luf_r+i_Cu_r)+1;(i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r)-1
  duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI

  Q_dot[a][b][c]=P_Fe_vol*DELTAV[a][b][c]

  end
end
end

```

"Im Wärmetauscher Innenrohr"

```

duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI

  Q_dot[23][b][c]=0

  end
end

```

"Erstellen der thermischen Durchgänge"

"Wärmeleitfähigkeit im Luftspalt in radiale Richtung"

```

duplicate b=1;i_axial

  Tm_Luftsp[1][b]=average(T[1][b][1];T_Trennh)
  lambda_Luftsp[1][b]=Conductivity(Air_ha;T=Tm_Luftsp[1][b];P=P_infty)

  duplicate c=1;i_PHI
  Rr[1][b][c]=2*lambda_Luftsp[1][b]/(d_Fe_aussen*ln((r_Trennh+(DELTA_r_Luftsp)/2)/r_Trennh))
  end
end

```

"Wärmeleitfähigkeit im Übergang von Luftspalt auf Kupfer in radiale Richtung"

```

duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI
  Rr[2][b][c]=1/(1/(2*lambda_Luftsp[1][b]/(d_Fe_aussen*ln(r_Cu_innen/r[i_Luf_r]))) + 1/(2*lambda_Cu_r[3][b][c]/(d_Fe_aussen*ln((r_Cu_innen+DELTA_r_Cu/2)/r_Cu_innen))))
  end
end

```

"Wärmeleitfähigkeit im Kupfer in radiale Richtung"

```

duplicate b=1;i_axial

  duplicate a=i_Luf_r+2;(i_Luf_r+i_Cu_r)
  duplicate c=1;i_PHI
  Tm_Cu_r[a][b][c]=average(T[a][b][c];T[a-1][b][c])
  lambda_Cu_r[a][b][c]=Conductivity(Copper; T=Tm_Cu_r[a][b][c])

  Rr[a][b][c]=2*lambda_Cu_r[a][b][c]/(d_Fe_aussen*ln(r[a]/r[a-1]))
  end
end

end

```

"Wärmeleitfähigkeit im Übergang von Kupfer auf Eisen in radiale Richtung"

```
duplicate b=1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI
  Rr[15][b][c]=1/(1/(2*lambda_Cu_r[14][b][c]/(d_Fe_aussen*ln(r_Cu_aussen/r[i_Cu_r]))) + 1/(2*lambda_Fe_r[16][b][c]/(d_Fe_aussen*ln((r_Fe_innen+DELTA_r_Fe/2)/r_Fe_innen))))
  end
end
```

"Wärmeleitfähigkeit im Eisen in radiale Richtung"

```
variable=(i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r)
```

```
duplicate b=1;i_axial
  duplicate
c=1;i_PHI

  duplicate a=(i_Luf_r+i_Cu_r)+2;(i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r)-1
  lambda_Fe_r[a][b][c]=36[W/(m*K)]

  end
  Tm_Fe_r[variable][b][c]=average(T[variable][b][c];T[variable][b][c])
  lambda_Fe_r[variable][b][c]=Conductivity(iron; T=Tm_Fe_r[variable][b][c])
  end

end
```

"Wärmeleitfähigkeit im Innenrohr des Wärmetauschers in radiale Richtung"

```
duplicate b=1;i_axial

  duplicate
c=1;i_PHI

  duplicate a=(i_Luf_r+i_Cu_r)+2;(i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r) -1
  Rr[a][b][c]=2*lambda_Fe_r[a][b][c]/(d_Fe_aussen*ln(r[a]/r[a-1]))
  end
  lambda_Rohreisen_r[23][b][c]=Conductivity(iron; T=383[K])
  Rr[23][b][c]=2*lambda_Rohreisen_r[23][b][c]/(d_Fe_aussen*ln(r[23]/r[23-1]))
  end

end
```

"thermische Gleichgewichtsbedingungen"

DELTAa\_a=r\_WT\_innen2\*DELTA PHI\*DELTAx  
Richtung"

"Referenzfläche für Wärmestrom in radiale

"Luftspalt"

```
duplicate b= 1;i_axial
  duplicate c=1;i_PHI
  Rr[1][b][c]*DELTAa_a*(T[1][b][c]-T_Trennh)-Rr[2][b][c]*DELTAa_a*(T[2][b][c]-T[1][b][c])=0
  end
end
```

"Kupfer-Eisen-Rohr"

```
duplicate b=1;i_axial

  duplicate a=2;(i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r)-1
  duplicate c=1;i_PHI
  Rr[a][b][c]*DELTAa_a*(T[a][b][c]-T[a-1][b][c])-Rr[a+1][b][c]*DELTAa_a*(T[a+1][b][c]-T[a][b][c])-
  Q_dot[a][b][c]=0
  end
```

end  
end

"Durchströmter Kühlkanal"

$r[24]=r_{Fe\_ausse}+h_{Kanal}/2$   
 $d\_h\_Kanal=4*A\_Kanal/(2*(h\_Kanal+((d\_WT\_innen2+h\_Kanal/2)*DELTA\Phi)))$   
 "hydraulischer Durchmesser im Ringspalt"  
 $m\_dot\_KM=c\_KM*A\_Kanal*\rho\_KM$  "Massenstrom des Kältemittels"  
 $Re\_KM=c\_KM*d\_h\_Kanal/\nu\_Kanal$  "Reynolds Zahl"  
 $Nusselt\_KM(Re\_KM;Pr\_KM;ZETA;d\_h\_Kanal;l\_stat;i\_PHI)=\alpha\_KM*d\_h\_Kanal/\lambda\_KM$   
 "Bestimmen des Wärmeübergangszahl von Statoreisen auf Kühlkanal"

$T\_KM\_Einlass=T[24][0][1]$

duplicate c=1;i\_PHI/2  
duplicate b=1;i\_axial

$Rr[23][b][c^2-1]*DELTA A\_a*(T[23][b][c^2-1]-T[22][b][c^2-1])-$   
 $\alpha\_KM*DELTA A\_a*(average(T[24][b][c^2-1];T[24][b-1][c^2-1])-T[23][b][c^2-1])-Q\_dot[23][b][c^2-1]=0$   
 "Übergang von Statoreisen auf Kühlkanal im 1. axialen Kanal"

$\alpha\_KM*DELTA A\_a*(T[23][b][c^2-1]-average(T[24][b][c^2-1];T[24][b-1][c^2-1]))=m\_dot\_KM*cp\_KM*(T[24][b][c^2-1]-T[24][b-1][c^2-1])$  "Bilanz der Elemente im Kühlkanal im 1. axialen Kanal"

end  
end

duplicate c=1;i\_PHI/2  
duplicate b1=2;i\_axial-1

$Rr[23][b1][c^2]*DELTA A\_a*(T[23][b1][c^2]-T[22][b1][c^2])-$   
 $\alpha\_KM*DELTA A\_a*(average(T[24][b1][c^2];T[24][b1-1][c^2])-T[23][b1][c^2])-Q\_dot[23][b1][c^2]=0$   
 "Übergang von Statoreisen auf Kühlkanal im 2. axialen Kanal"

$\alpha\_KM*DELTA A\_a*(T[23][b1][c^2]-average(T[24][b1][c^2];T[24][b1-1][c^2]))=m\_dot\_KM*cp\_KM*(T[24][b1-1][c^2]-T[24][b1][c^2])$  "Bilanz der Elemente im Kühlkanal im 2. axialen Kanal"

end  
end

duplicate c=1;i\_PHI/2

$T[24][i\_axial][c^2-1]=T[24][i\_axial][c^2]$

$Rr[23][i\_axial][c^2]*DELTA A\_a*(T[23][i\_axial][c^2]-T[22][i\_axial][c^2])-$   
 $\alpha\_KM*DELTA A\_a*(average(T[24][i\_axial][c^2];T[24][i\_axial-1][c^2])-T[23][i\_axial][c^2])-$   
 $Q\_dot[23][i\_axial][c^2]=0$   
 $\alpha\_KM*DELTA A\_a*(T[23][i\_axial][c^2]-average(T[24][i\_axial-1][c^2];T[24][i\_axial][c^2]))=m\_dot\_KM*cp\_KM*(T[24][i\_axial-1][c^2]-T[24][i\_axial][c^2])$

$Rr[23][1][c^2]*DELTA A\_a*(T[23][1][c^2]-T[22][1][c^2])-$   
 $\alpha\_KM*DELTA A\_a*(average(T[24][1][c^2];T[24][0][c^2])-T[23][1][c^2])-$   
 $Q\_dot[23][1][c^2]=0$   
 $\alpha\_KM*DELTA A\_a*(T[23][1][c^2]-average(T[24][1][c^2];T[24][0][c^2]))=m\_dot\_KM*cp\_KM*(T[24][0][c^2]-T[24][1][c^2])$

$T[24][0][c*2]=T[24][0][c*2+1]$

end

t\_hat\_ref[1]=T[24][0][i\_PHI+1]  
 T\_KM\_Auslass=T[24][0][i\_PHI+1]  
 T\_KM\_Auslass\_C=converttemp(K;C;T\_KM\_Auslass)

DELTA\_KM=T[24][0][i\_PHI+1]-T\_KM\_Einlass

duplicate c=1;i\_PHI/2  
 DELTA\_Kanal[c\*2-1]=T[24][i\_axial][c\*2-1]-T[24][0][c\*2-1]  
 DELTA\_Kanal[c\*2]=T[24][0][c\*2]-T[24][i\_axial][c\*2]  
 end

"Rauigkeitswert Stahlrohr geschweißt"

ZETA=(1,8\*log10(Re\_KM)-1,5)^(-2) "ACHTUNG gilt nur für  $10^4 < Re_{KM} < 10^6$ "

DELTA<sub>p\_gerade</sub>=ZETA\*I\_stat\*i\_PHI/d\_h\_Kanal\*rho\_KM\*c\_KM<sup>2</sup>/2  
 "Druckverlust auf den geraden Strecken"

DELTA<sub>p\_u</sub>=1,7\*ZETA\_u\*rho\_KM\*c\_KM<sup>2</sup>/2\*(i\_PHI-1)  
 1) "Druckverlust durch die Umlenkungen ==> Aus Dubbel kommt der Wert von 1,7\*ZETA<sub>u\_90°</sub> für Kniestücke mit 180°"

ZETA\_u=1,6  
 "ZETA-Wert für 90° Knie ==> ZETA\_u für 90° Kniestücke wird aus Tab. in Dubbel ermittelt"

DELTA<sub>p</sub>=DELTA<sub>p\_gerade</sub>+DELTA<sub>p\_u</sub>  
 "Gesamter Druckverlust im Wärmetauscher"

"Programm für die Berechnung des Massenstroms und der elektrischen Leistung des Kompressors für unterschiedliche Verdampfungs- und Kondensationstemperaturen"

T\_Trennh=converttemp(C;K;110) "Angenommene Oberflächentemperatur der Trennhaube"  
 T\_Trennh\_C=converttemp(K;C;T\_Trennh)  
 T\_intern\_max=max(T[1][1][10];T[2][1][10];T[3][1][10];T[4][1][10];T[5][1][10];T[6][1][10];T[7][1][10];T[8][1][10];T[9][1][10];T[10][1][10];T[11][1][10];T[12][1][10];T[13][1][10];T[14][1][10];T[15][1][10];T[16][1][10];T[17][1][10];T[18][1][10];T[19][1][10];T[20][1][10];T[21][1][10];T[22][1][10];T[23][1][10];T[24][1][10])  
 "Maximaltemperatur im Stator"  
 Theta\_intern\_max\_C=converttemp(K;C;T\_intern\_max)

"Subprogram for calculating the condensation, evaporation pressure the pressure ratio"

t\_cond=converttemp(C;K;111)  
 Theta\_Kond.=converttemp(K;C;t\_cond)

t\_evap=converttemp(C;K;51)  
 Theta\_Verd.=converttemp(K;C;t\_evap)

p\_cond=Pressure(R\$,x=1;T=t\_cond) "Kondensationsdruck"  
 p\_Kond\_bar=p\_evap\*convert(Pa;bar)

$p_{\text{evap}} = \text{Pressure}(\text{R\$}; x=1; T=t_{\text{evap}})$  "Verdampfungsdruck"  
 $p_{\text{Verd\_bar}} = p_{\text{evap}} * \text{convert}(\text{Pa}; \text{bar})$

$\text{psi} = p_{\text{cond}} / p_{\text{evap}}$  "Druckverhältnis"

"Zustand 2"

$t_{\text{ref}}[0] = t_{\text{evap}}$   
 $p_{\text{ref}}[0] = p_{\text{evap}}$   
 $h_{\text{ref}}[0] = \text{Enthalpy}(\text{R\$}; P=p_{\text{ref}}[0]; x=1)$

"Zustand 3"

"Besteht aus 1. Überhitzung im Verdampfer und 2. Überhitzung im internen Wärmetauscher"

$p_{\text{ref}}[1] = p_{\text{evap}}$   
 $h_{\text{ref}}[1] = \text{Enthalpy}(\text{R\$}; P=p_{\text{ref}}[1]; T=t_{\text{ref}}[1])$   
 $s_{\text{ref}}[1] = \text{Entropy}(\text{R\$}; P=p_{\text{ref}}[1]; T=t_{\text{ref}}[1])$   
 $v_{\text{ref}}[1] = \text{Volume}(\text{R\$}; P=p_{\text{ref}}[1]; T=t_{\text{ref}}[1])$   
 $t_{\text{ref}}[1] = t_{\text{ref}}[0] + \text{DELTA}T_{\text{sup}}[1]$

$p^{\text{ref}}[1] = p_{\text{evap}}$   
 $h^{\text{ref}}[1] = \text{Enthalpy}(\text{R\$}; P=p^{\text{ref}}[1]; T=t^{\text{ref}}[1])$   
 $s^{\text{ref}}[1] = \text{Entropy}(\text{R\$}; P=p^{\text{ref}}[1]; T=t^{\text{ref}}[1])$   
 $v^{\text{ref}}[1] = \text{Volume}(\text{R\$}; P=p^{\text{ref}}[1]; T=t^{\text{ref}}[1])$   
 $t^{\text{ref}}[1] = t_{\text{ref}}[1] + \text{DELTA}T_{\text{sup}}[2]$

"Zustand 4"

$p_{\text{hat\_ref}}[1] = p_{\text{evap}} - \text{DELTA}p$   
 $h_{\text{hat\_ref}}[1] = \text{Enthalpy}(\text{R\$}; P=p_{\text{hat\_ref}}[1]; T=t_{\text{hat\_ref}}[1])$   
 $s_{\text{hat\_ref}}[1] = \text{Entropy}(\text{R\$}; P=p_{\text{hat\_ref}}[1]; T=t_{\text{hat\_ref}}[1])$   
 $v_{\text{hat\_ref}}[1] = \text{Volume}(\text{R\$}; P=p_{\text{hat\_ref}}[1]; T=t_{\text{hat\_ref}}[1])$

"Zustand 5is - Isentroper Zustand"

$s_{\text{is\_ref}}[2] = s_{\text{hat\_ref}}[1]$   
 $h_{\text{is\_ref}}[2] = \text{Enthalpy}(\text{R\$}; P=p_{\text{ref}}[2]; S=s_{\text{is\_ref}}[2])$

"Zustand 5"

$p_{\text{ref}}[2] = p_{\text{cond}}$   
 $h_{\text{ref}}[2] = ((h_{\text{is\_ref}}[2] - h_{\text{hat\_ref}}[1]) / \eta_{\text{is\_i}}) + h_{\text{hat\_ref}}[1]$   
 $t_{\text{ref}}[2] = \text{Temperature}(\text{R\$}; P=p_{\text{ref}}[2]; H=h_{\text{ref}}[2])$

"Volumetrischer Wirkungsgrad für Verdichtung"

$\lambda_{\text{eff}} = 0,9804 - 0,0431 * (\text{psi})$

"Isentroper Gütegrad"

$\eta_{\text{is\_i}} = 0,0089 * (\text{psi})^3 - 0,1164 * (\text{psi})^2 + 0,5208 * (\text{psi}) - 0,012$

"Massenstrom"

$m_{\text{dot\_KM}} = V_{\text{D}} * f / N_{\text{p}} * \lambda_{\text{eff}} * (1 / v_{\text{hat\_ref}}[1])$

{ $m_{\text{dot\_KM}} = 0,07627$ }

"Vorgegebener Massenstrom"

"erforderliche innere Leistung"

$P_{\text{innen}} = m_{\text{dot\_KM}} * (h_{\text{ref}}[2] - h_{\text{hat\_ref}}[1])$

"Kompressor"

$f = 50$  [1/s] "Frequenz"

$N_{\text{p}} = 2$  [-] "Polpaare"

$V_{\text{D}} = 0,0003333$  [m<sup>3</sup>]

"vorgegebene Überhitzungen"

DELTA<sub>T\_sup</sub>[1]=4 [K] "Verdampfer"  
 DELTA<sub>T\_sup</sub>[2]=8 [K] "innerer Wärmetascher"

"Definition der Zustände im passend für die Erstellung von Diagrammen"  
 "Zustand 2 - x=1 bei Verdampfungsdruck"

x\_Zust[2]=1  
 T\_Zust[2]=t\_evap  
 P\_Zust[2]=Pressure(R\$;T=T\_Zust[2];h=h\_Zust[2])  
 h\_Zust[2]=Enthalpy(R\$;T=T\_Zust[2];x=x\_Zust[2])  
 s\_Zust[2]=Entropy(R\$;T=T\_Zust[2];x=x\_Zust[2])

x\_Zustand[2]=x\_Zust[2]  
 T\_Zustand[2]=converttemp(K;C;T\_Zust[2])  
 P\_Zustand[2]=P\_Zust[2]\*convert(Pa;bar)  
 h\_Zustand[2]=h\_Zust[2]\*convert(J;kJ)  
 s\_Zustand[2]=s\_Zust[2]\*10<sup>-3</sup>

"Zustand 3 - Überhitzung durch Verdampfer"

T\_Zust[3]=t\_evap+DELTA<sub>T\_sup</sub>[1]+DELTA<sub>T\_sup</sub>[2]  
 P\_Zust[3]=P\_Zust[2]  
 h\_Zust[3]=Enthalpy(R\$;T=T\_Zust[3];s=s\_Zust[3])  
 s\_Zust[3]=Entropy(R\$;T=T\_Zust[3];P=P\_Zust[3])

T\_Zustand[3]=converttemp(K;C;T\_Zust[3])  
 P\_Zustand[3]=P\_Zust[3]\*convert(Pa;bar)  
 h\_Zustand[3]=h\_Zust[3]\*convert(J;kJ)  
 s\_Zustand[3]=s\_Zust[3]\*10<sup>-3</sup>

"Zustand 4 - Verdichtereintritt"

T\_Zust[4]=t\_evap+DELTA<sub>T\_sup</sub>[1]+DELTA<sub>T\_sup</sub>[2]+DELTA<sub>KM</sub>  
 P\_Zust[4]=P\_Zust[2]-DELTA<sub>p</sub>  
 h\_Zust[4]=Enthalpy(R\$;T=T\_Zust[4];P=P\_Zust[4])  
 s\_Zust[4]=Entropy(R\$;T=T\_Zust[4];P=P\_Zust[4])

T\_Zustand[4]=converttemp(K;C;T\_Zust[4])  
 P\_Zustand[4]=P\_Zust[4]\*convert(Pa;bar)  
 h\_Zustand[4]=h\_Zust[4]\*convert(J;kJ)  
 s\_Zustand[4]=s\_Zust[4]\*10<sup>-3</sup>

"Zustand 5 - Verdichteraustritt"

T\_Zust[5]=Temperature(R\$;P=P\_Zust[5];h=h\_Zust[5])  
 P\_Zust[5]=p\_cond  
 h\_Zust[5]=h\_ref[2]  
 s\_Zust[5]=Entropy(R\$;h=h\_Zust[5];P=P\_Zust[5])

T\_Zustand[5]=converttemp(K;C;T\_Zust[5])  
 P\_Zustand[5]=P\_Zust[5]\*convert(Pa;bar)  
 h\_Zustand[5]=h\_Zust[5]\*convert(J;kJ)  
 s\_Zustand[5]=s\_Zust[5]\*10<sup>-3</sup>

"Zustand 6 - x=1 im Hochdruckteil"

```

x_Zust[6]=1
T_Zust[6]=t_cond
P_Zust[6]=Pressure(R$;T=T_Zust[6];h=h_Zust[6])
h_Zust[6]=Enthalpy(R$;T=T_Zust[6];x=x_Zust[6])
s_Zust[6]=Entropy(R$;T=T_Zust[6];x=x_Zust[6])

```

```

x_Zustand[6]=x_Zust[6]
T_Zustand[6]=converttemp(K;C;T_Zust[6])
P_Zustand[6]=P_Zust[6]*convert(Pa;bar)
h_Zustand[6]=h_Zust[6]*convert(J;kJ)
s_Zustand[6]=s_Zust[6]*10^(-3)

```

### "Temperaturverlauf im Kanal"

```
T_kanal[0]=T_KM_Einlass
```

#### "Kanal 1"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[i]=T[24][i][1]
end

```

#### "Kanal 2"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[i_axial+i]=T[24][i_axial-i][2]
end

```

#### "Kanal 3"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[2*i_axial+i]=T[24][i][3]
end

```

#### "Kanal 4"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[3*i_axial+i]=T[24][i_axial-i][4]
end

```

#### "Kanal 5"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[4*i_axial+i]=T[24][i][5]
end

```

#### "Kanal 6"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[5*i_axial+i]=T[24][i_axial-i][6]
end

```

#### "Kanal 7"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[6*i_axial+i]=T[24][i][7]
end

```

#### "Kanal 8"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[7*i_axial+i]=T[24][i_axial-i][8]
end

```

#### "Kanal 9"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[8*i_axial+i]=T[24][i][9]
end

```

#### "Kanal 8"

```

duplicate i=1;i_axial
  T_kanal[9*i_axial+i]=T[24][i_axial-i][10]
end

```

### "Kanal Längeneinheit"

```
Kanal_L[0]=0
```

```
duplicate i= 1;i_axial*i_PHI  
Kanal_L[i]=Kanal_L[i-1]+DELTAx  
end
```

```
DELTA_Ka[0]=0  
duplicate i=1;i_PHI  
DELTA_Ka[6*i]=DELTA_Ka[6*i-6]+DELTA_Kanal[i]  
end
```

```
duplicate i=0;i_axial*i_PHI  
T_Kanal_C[i]=converttemp(K;C;T_Kanal[i])  
end
```

"Temperaturverlauf durch Maschine"

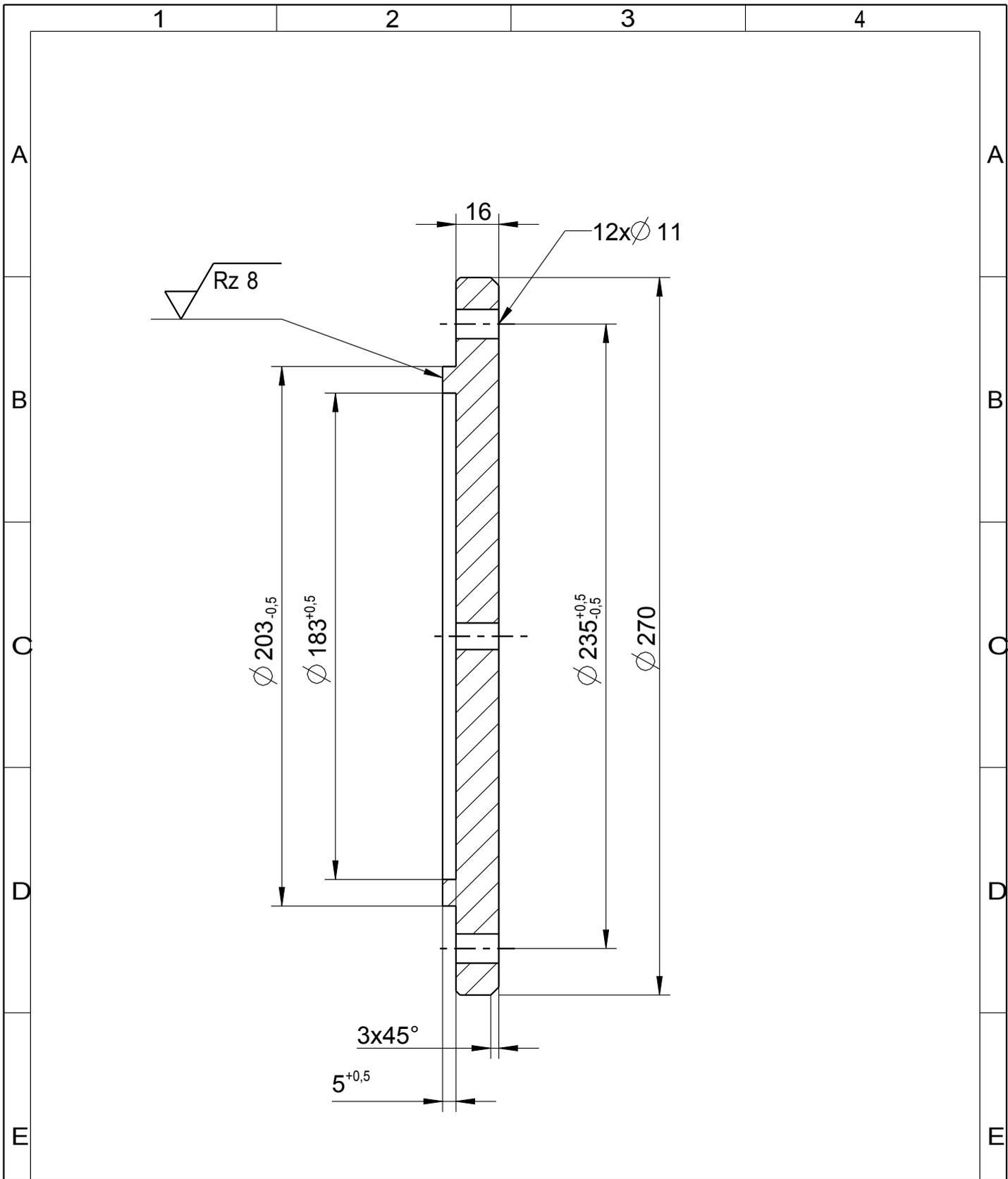
```
T_Verlauf_innen[0]=T_Trennh  
T_Verlauf_innen_C[0]=converttemp(K;C;T_Trennh)
```

```
duplicate i=1;i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r+1  
T_Verlauf_innen[i]=T[i][1][i_phi]  
T_Verlauf_innen_C[i]=converttemp(K;C;T[i][1][i_phi])  
end
```

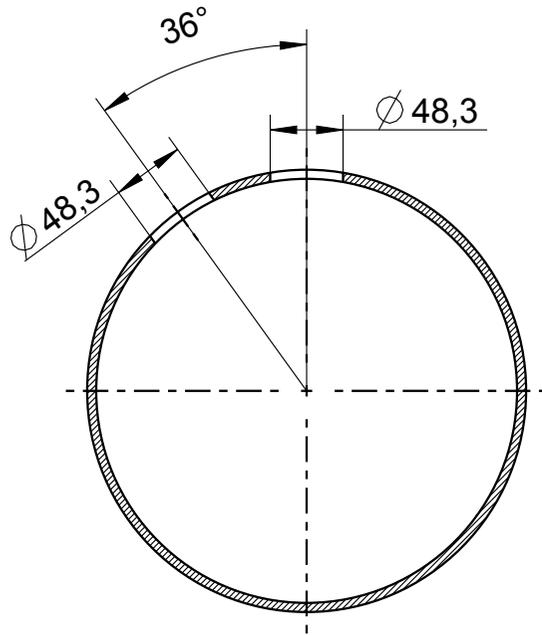
"radialer Wegverlauf in der Maschine"

```
duplicate i=0;i_Luf_r+i_Cu_r+i_Fe_r+1  
r_radial_mm[i]=r[i]*convert(m;mm)  
end
```

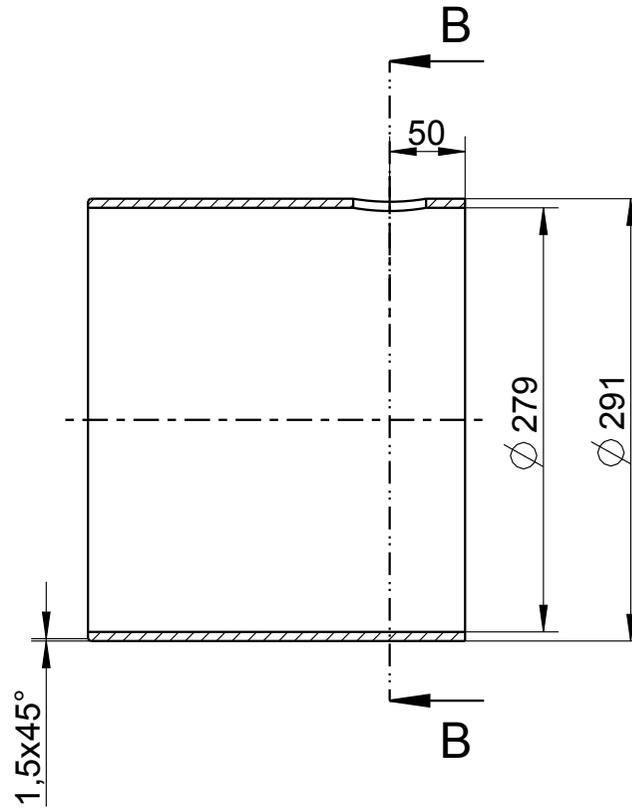
## Konstruktionszeichnungen



Dateiname des Zeichnungsobjektes: <b>DECKEL</b>				Dateityp: <b>PART</b>		Dateiname der Zeichnung: <b>DECKEL</b>				
				Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K		Oberflaeche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715		<b>Maßstab 1 : 2</b>		Gew.: kg
						Werkstoff: Halbzeug:		Benennung: <b>Deckel</b>		
				<b>Datum</b>		<b>Name</b>				
				Bear. 18.02.2016		SKREINIG Michael				
				Gepr.						
				Norm				Zeichnungsnummer: <b>1</b>		
				Institut für Wärmetechnik				Blatt <b>1</b> 1 Bl.		
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)				



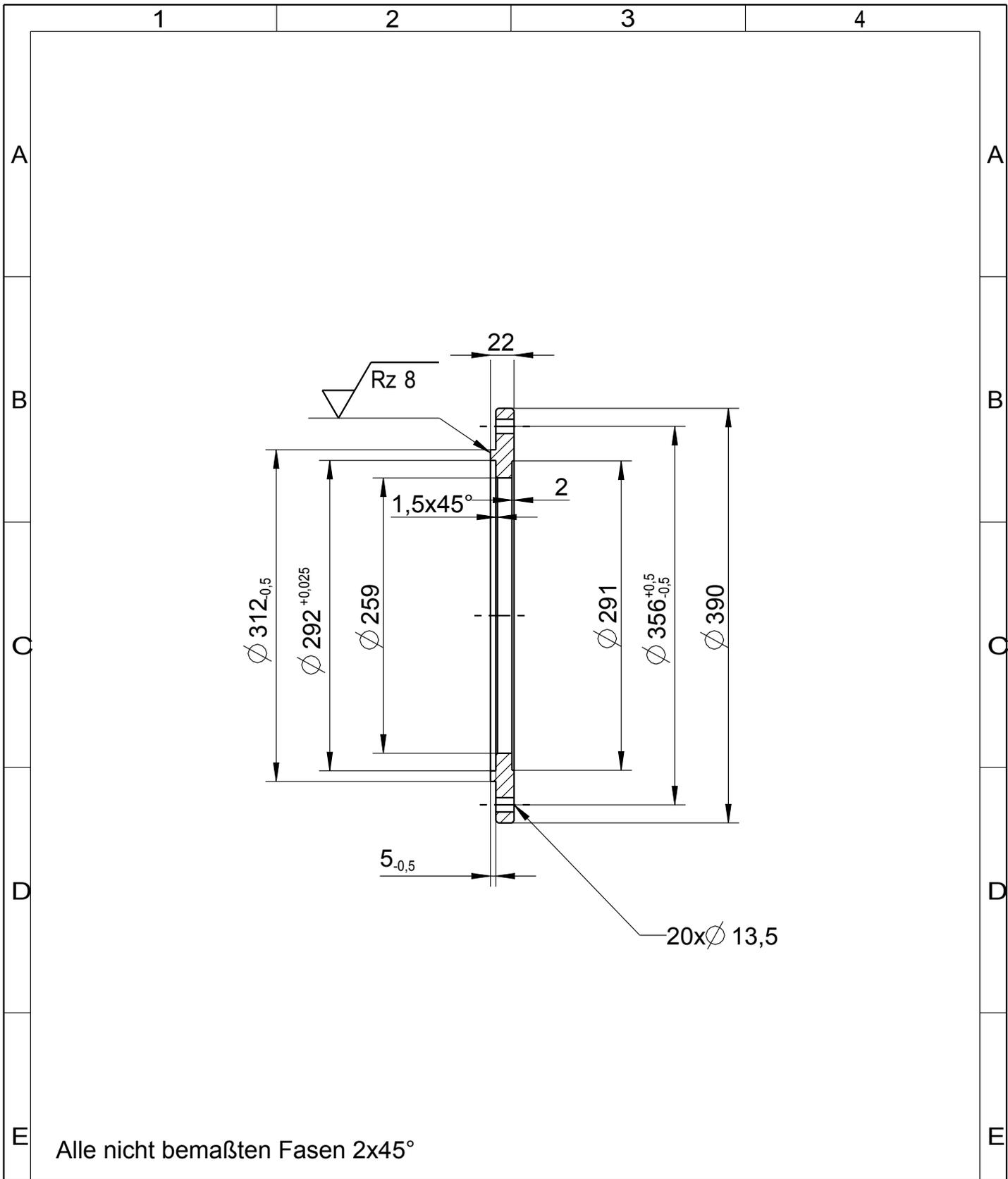
Schnitt: B-B



Dateiname des Zeichnungsobjektes: <b>AUSSENROHR</b>				Dateityp: <b>PART</b>	Dateiname der Zeichnung: <b>AUSSENROHR</b>		
				Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K	Oberflaeche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715	Maßstab <b>1 : 2</b>	Gew.:kg
						Werkstoff: Halbzeug:	
						Benennung: <b>Außenrohr</b>	
						Zeichnungsnummer: <b>2</b>	
						Blatt <b>1</b>	
						<b>1 Bl.</b>	
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)	(Ers.f.):		(Ers.d.):

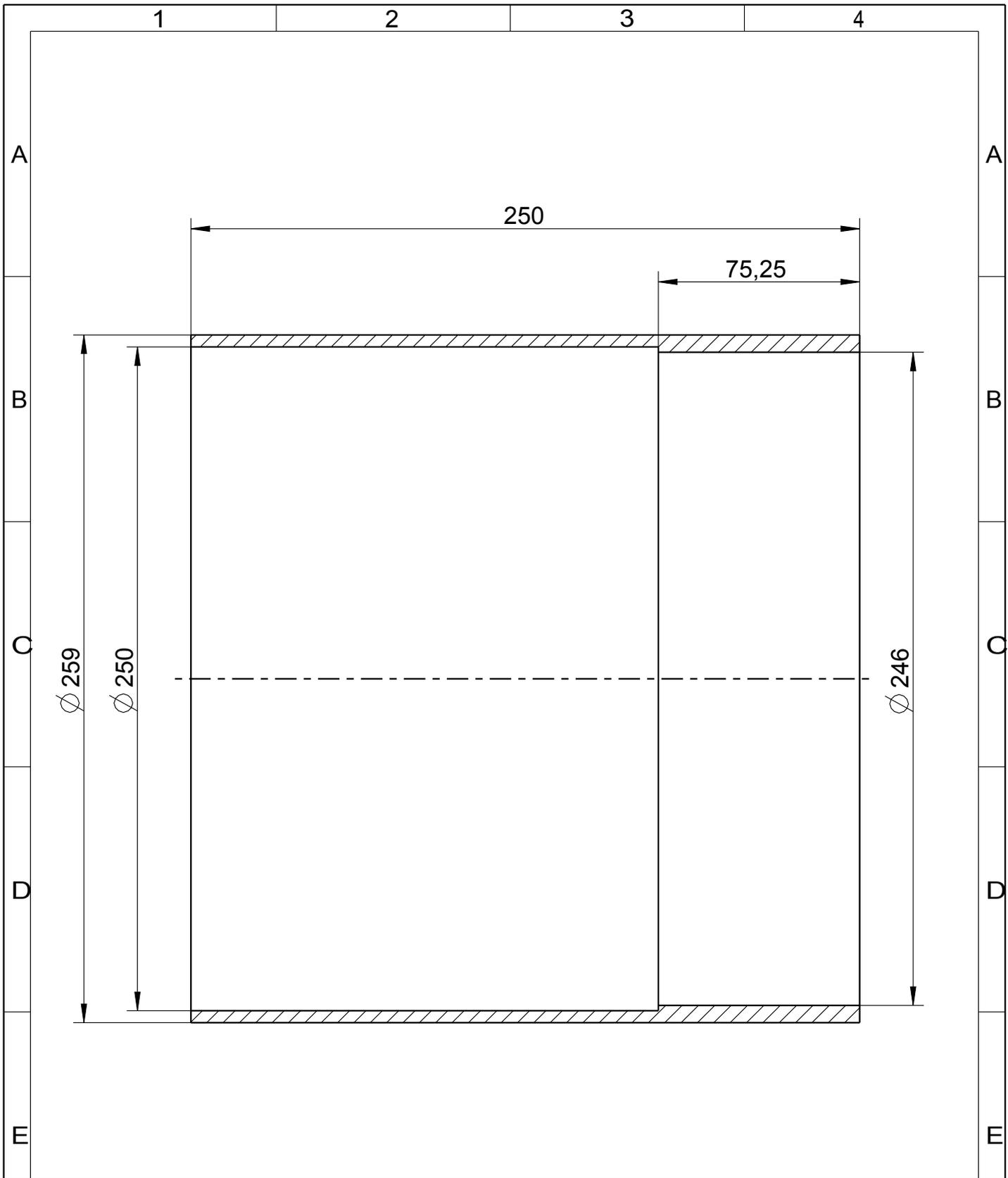
1

2

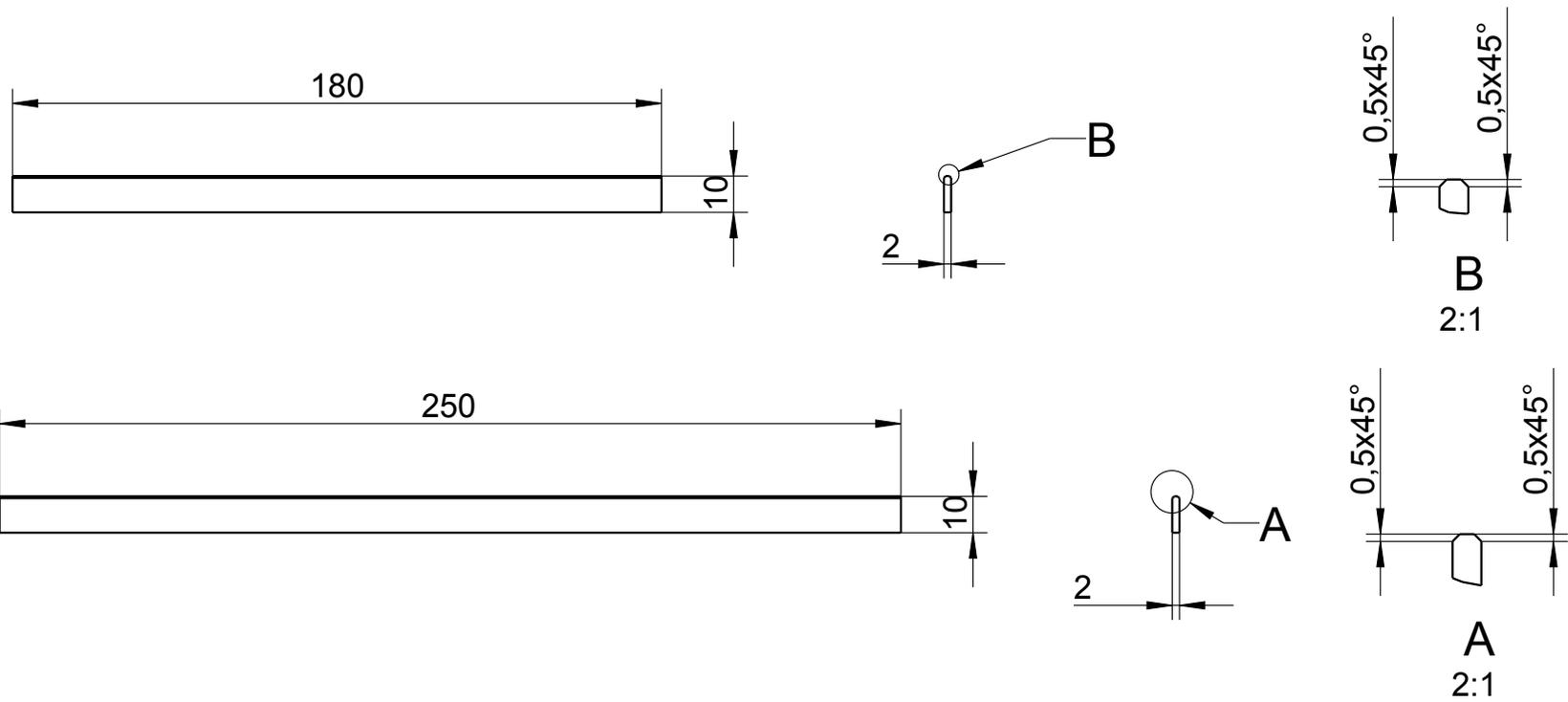


Dateiname des Zeichnungsobjektes: <b>FLANSCH_AUSSEN</b>				Dateityp: <b>PART</b>		Dateiname der Zeichnung: <b>FLANSCH_AUSSEN</b>				
				Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K		Oberflaeche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715		<b>Maßstab 1 : 5</b>		Gew.:kg
						Werkstoff: Halbzeug:		Benennung: <b>Flansch außen</b>		
				<b>Datum</b>		<b>Name</b>				
				Bear. 18.02.2016		SKREINIG Michael				
				Gepr.						
				Norm						
				Institut für Wärmetechnik				Zeichnungsnummer: <b>3</b>		Blatt <b>1</b>
								(Urspr.)		(Ers.f.:)
Zust.	Änderung	Datum	Nam.							1 Bl.

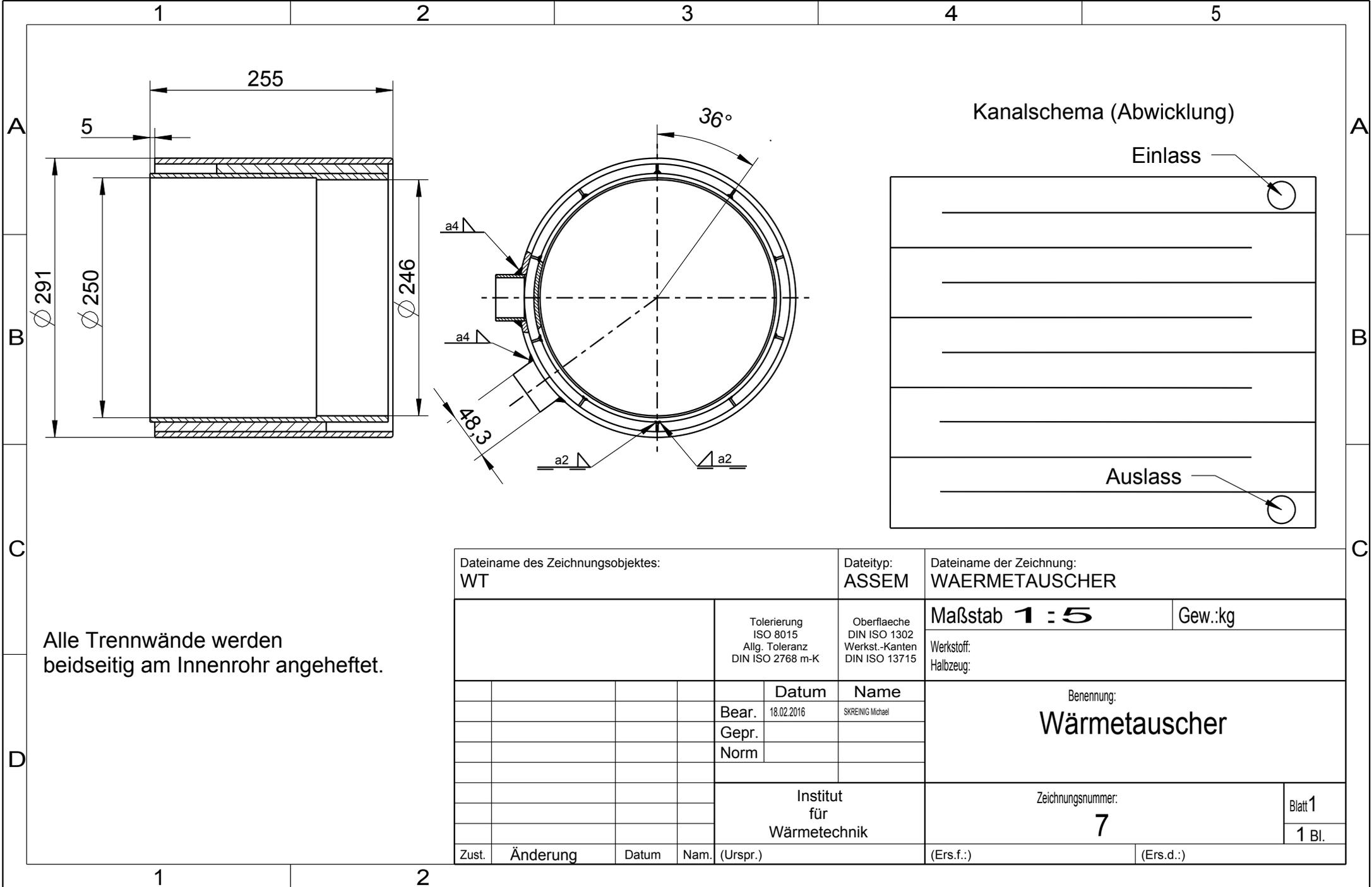




Dateiname des Zeichnungsobjektes: <b>INNENROHR</b>				Dateityp: <b>PART</b>		Dateiname der Zeichnung: <b>INNENROHR</b>				
				Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K		Oberflaeche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715		<b>Maßstab 1 : 10</b>		Gew.:kg
						Werkstoff:				Halbzeug:
				<b>Datum</b>		<b>Name</b>		Benennung:		
				Bear. 18.02.2016		SKREINIG Michael		<b>Innenrohr</b>		
				Gepr.						
				Norm						
				Institut für Wärmetechnik				Zeichnungsnummer:		Blatt 1
								<b>5</b>		1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)				

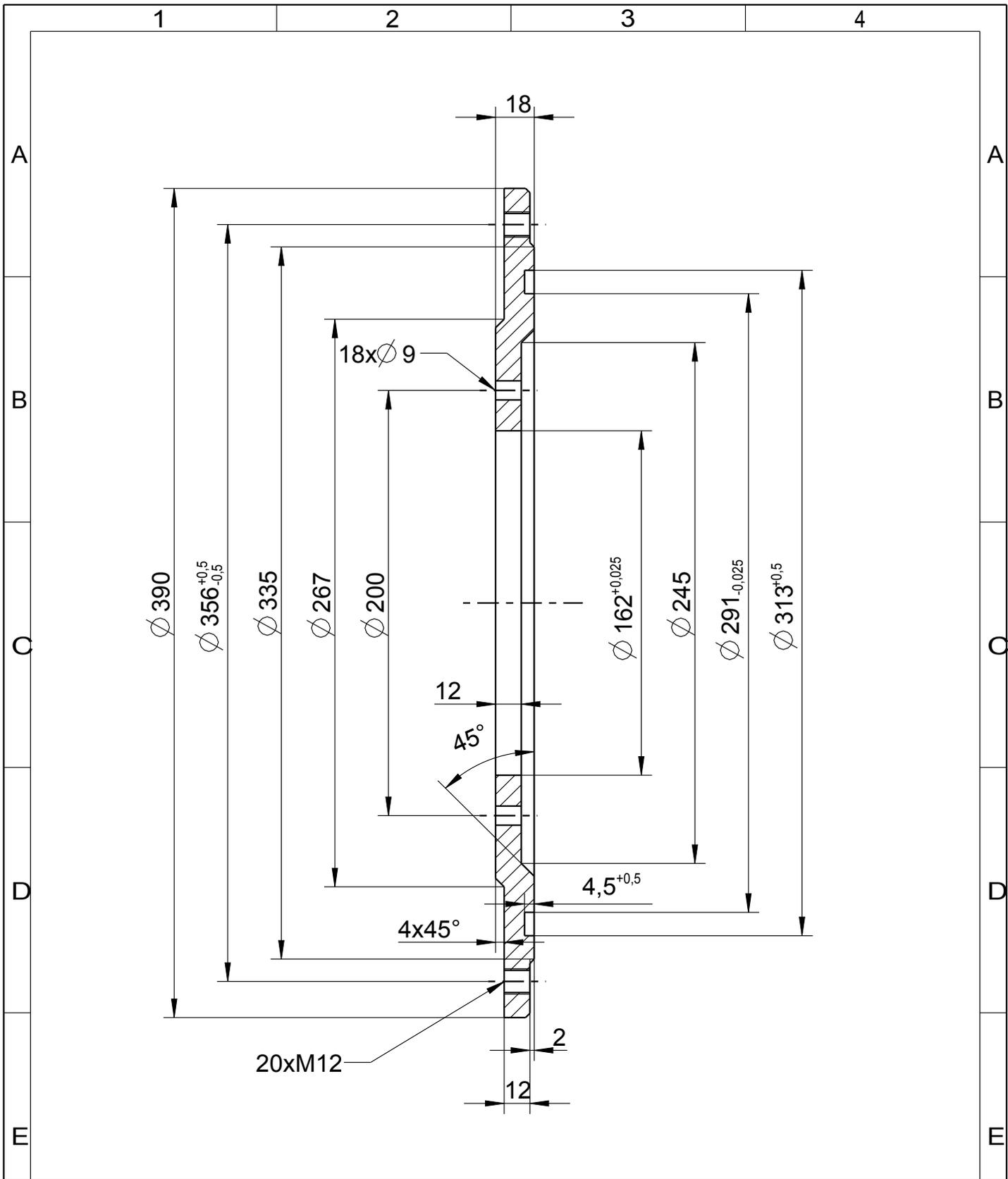


Dateiname des Zeichnungsobjektes: TRENNWEND					Dateiname der Zeichnung: TRENNWAENDE						
				Datum	Name						
				Bear.	18.02.2016	SKREINIG Michael					
				Gepr.							
				Norm							
				Institut für Wärmetechnik					Zeichnungsnummer: 6		Blatt 1
									(Ers.f.:)		(Ers.d.:)
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)							

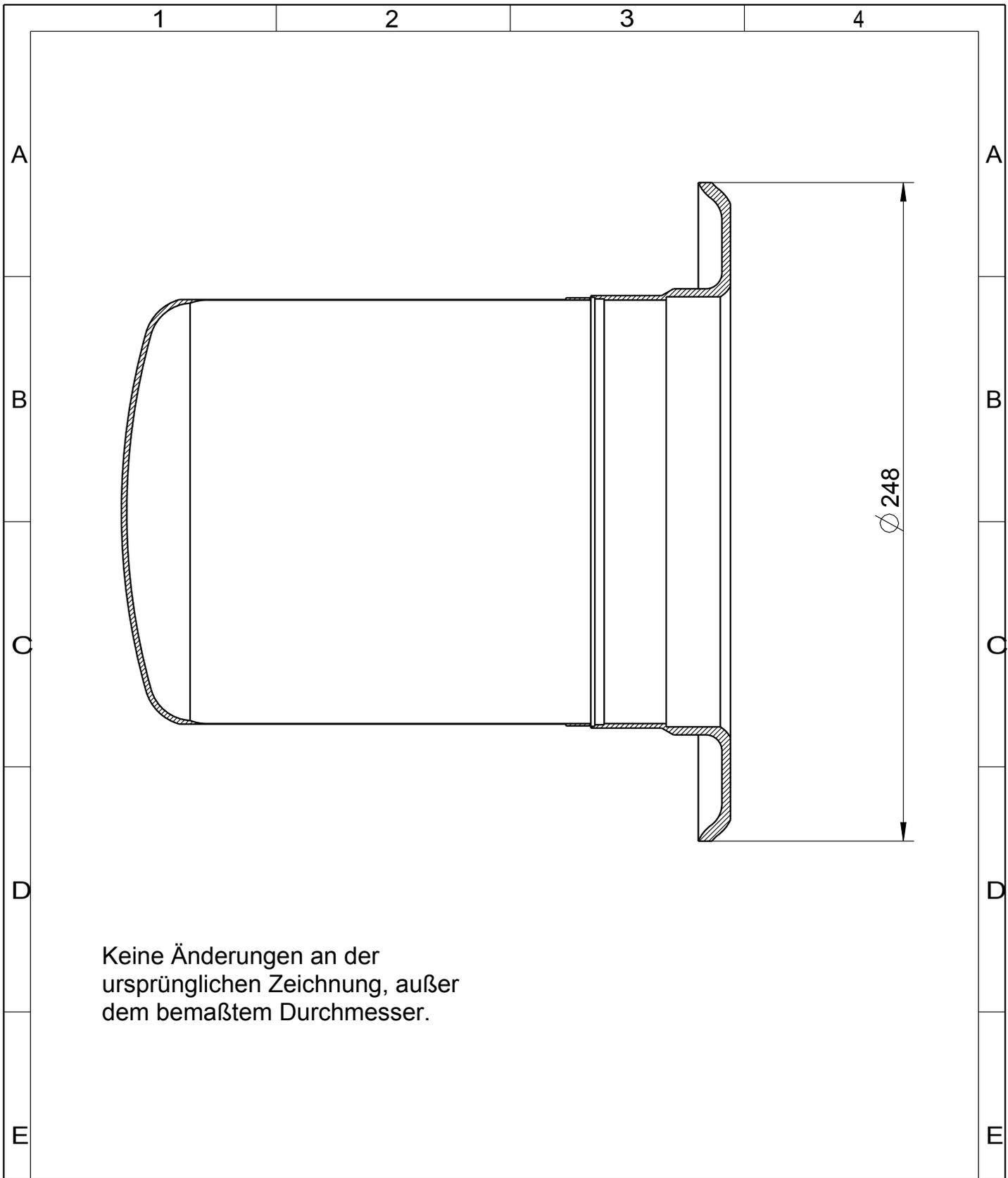


Alle Trennwände werden  
beidseitig am Innenrohr angeheftet.

Dateiname des Zeichnungsobjektes: <b>WT</b>				Dateityp: <b>ASSEM</b>		Dateiname der Zeichnung: <b>WAERMETAUSCHER</b>	
				Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K		Oberflaeche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715	
				Datum 18.02.2016		Maßstab <b>1 : 5</b>	
				Name SKREING Michael		Gew.:kg	
				Bear.		Werkstoff:	
				Gepr.		Halbzeug:	
				Norm		Benennung: <b>Wärmetauscher</b>	
				Institut für Wärmetechnik		Zeichnungsnummer: <b>7</b>	
						Blatt <b>1</b>	
Zust.	Änderung	Datum	Nam. (Urspr.)	(Ers.f.):		(Ers.d.):	
						1 Bl.	

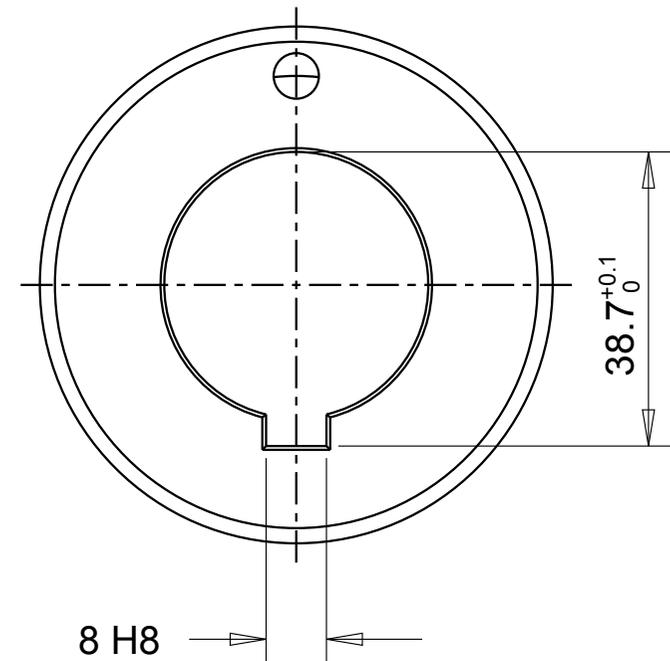
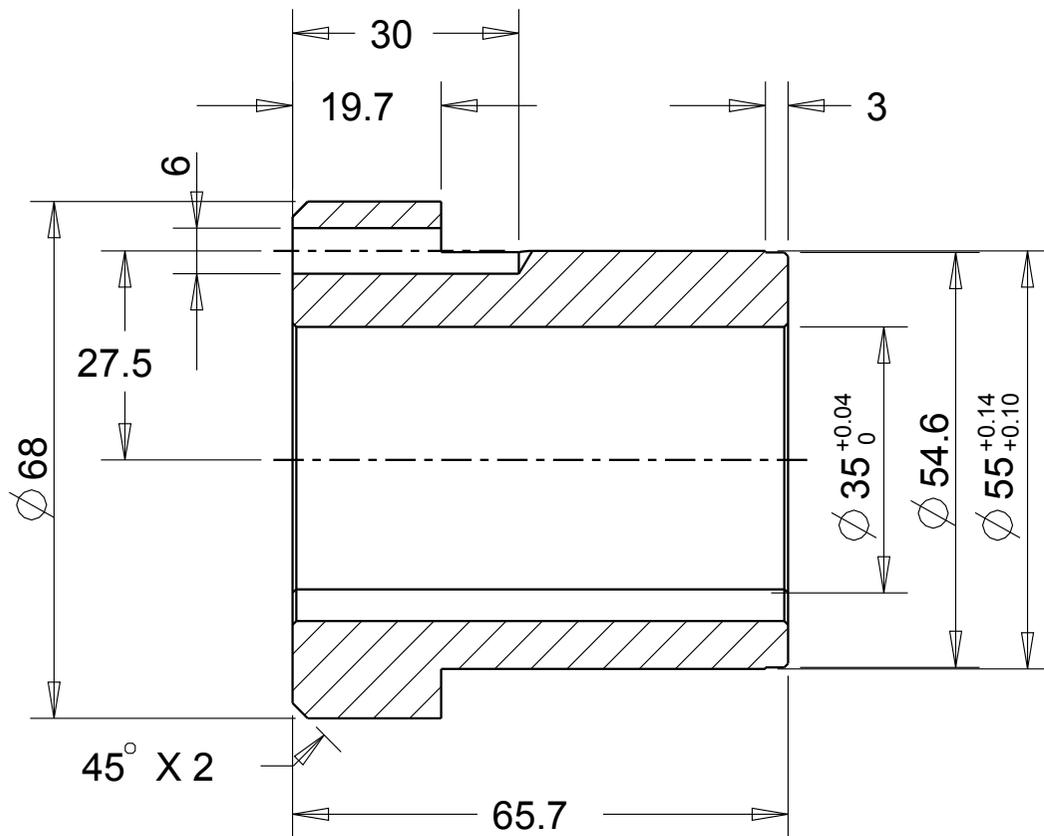


Dateiname des Zeichnungsobjektes: WT				Dateityp: ASSEM		Dateiname der Zeichnung: WT_AUFNAHME				
				Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K		Oberflaeche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715		Maßstab <b>3 : 10</b>		Gew.:kg
						Werkstoff: Halbzeug:		Benennung: <b>Wärmetauscher-Aufnahme</b>		
				Datum		Name				
				Bear. 18.02.2016		SKREINIG Michael				
				Gepr.						
				Norm						
				Institut für Wärmetechnik				Zeichnungsnummer: <b>8</b>		Blatt <b>1</b>
										1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.):		(Ers.d.):		



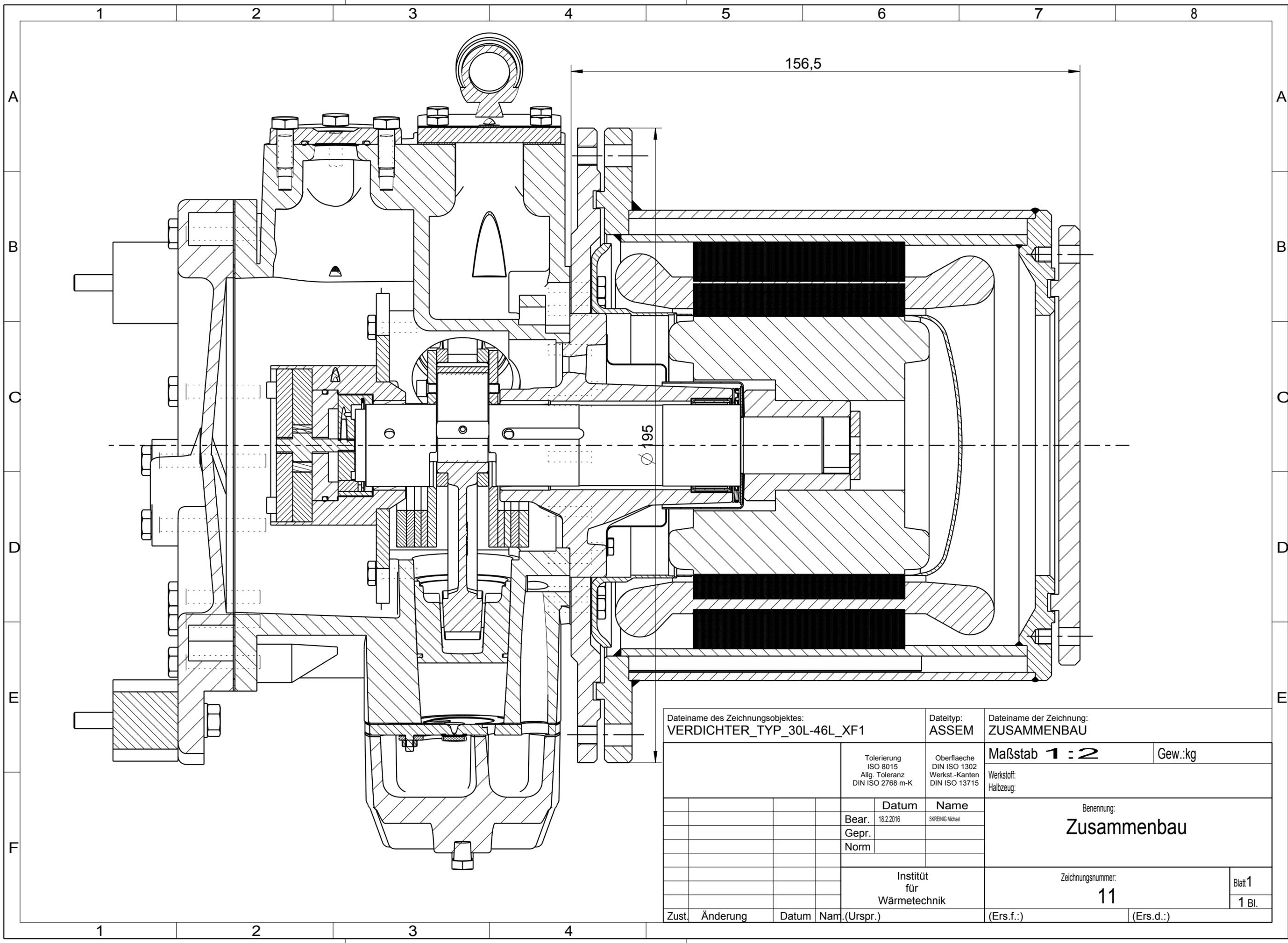
Keine Änderungen an der ursprünglichen Zeichnung, außer dem bemaßtem Durchmesser.

Dateiname des Zeichnungsobjektes: <b>TRENNH130_L</b>				Dateityp: <b>PART</b>		Dateiname der Zeichnung: <b>TRENNH</b>					
				Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K		Oberfläche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715		<b>Maßstab 1 : 2</b>		Gew.:kg	
						Werkstoff: Halbzeug:		Benennung: <b>Trennhaube</b>			
				<b>Datum</b>		<b>Name</b>					
				Bear. 18.02.2016		SKREINIG Michael					
				Gepr.							
				Norm							
				Institut für Wärmetechnik				Zeichnungsnummer: <b>9</b>			Blatt <b>1</b>
											1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	(Urspr.)		(Ers.f.:)			(Ers.d.:)		



Dateiname des Zeichnungsobjektes: ROTORBUCHSE_30-46				Dateityp: PART	Dateiname der Zeichnung: ROTORBUCHSE	
				Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K	Oberflaeche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715	Maßstab <b>1.000</b>   Gew.: kg
				Datum	Name	Werkstoff: Halbzeug:
				Bear. 17.02.2016	SKREINIG Michael	Benennung: <b>Rotorbuchse</b>
				Gepr.		
				Norm		
				Institut für Wärmetechnik		Zeichnungsnummer: <b>10</b>
						Blatt <b>1</b> <b>1 Bl.</b>
Zust.	Änderung	Datum	Nam.(Urspr.)	(Ers.f.):		(Ers.d.):

Ursprüngliche Zeichnung  
von Frigopol nur in der  
Länge verändert.



Dateiname des Zeichnungsobjektes: <b>VERDICHTER_TYP_30L-46L_XF1</b>				Dateityp: <b>ASSEM</b>	Dateiname der Zeichnung: <b>ZUSAMMENBAU</b>	
			Tolerierung ISO 8015 Allg. Toleranz DIN ISO 2768 m-K	Oberflaeche DIN ISO 1302 Werkst.-Kanten DIN ISO 13715	<b>Maßstab 1 : 2</b>	Gew.:kg
					Werkstoff: Halbzeug:	
			<b>Datum</b>	<b>Name</b>	Benennung: <b>Zusammenbau</b>	
			Bear. 18.2.2016	SKREINIG Michael		
			Gepr.			
			Norm			
			Institut für Wärmetechnik		Zeichnungsnummer: <b>11</b>	Blatt 1 1 Bl.
Zust.	Änderung	Datum	Nam.(Urspr.)		(Ers.f.:)	(Ers.d.:)