

Diplomarbeit

**Modellierung und Parametrisierung des  
Klimakreislaufes eines Hybrid-Lkws  
unter Verwendung des KULI  
Softwarepakets**

Manuel Koblmüller

---

Institut für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung  
Technische Universität Graz  
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Brasseur



Betreuer: Assoc.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hubert Zangl

Graz, März 2013

## **Danksagung**

Diese Diplomarbeit wurde im Studienjahr 2012/13 in Zusammenarbeit des Institutes für Elektrische Messtechnik und Messsignalverarbeitung (EMT) und des Institutes für Fahrzeugtechnik (FTG) durchgeführt.

Ich möchte mich bei allen MitarbeiterInnen der beiden Institute bedanken, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben. Besonderer Dank gilt meinen Betreuern Herrn Professor Zangl (EMT) und Herrn Martin Ackerl (FTG).

Dank gebührt auch den Mitarbeitern der Firma Engineering Center Steyr GmbH & CoKG, die mich in Zusammenarbeit mit Herrn Ackerl mit den nötigen Daten und Informationen für die Modellbildung versorgt und bei der Arbeit mit dem KULI Softwarepaket unterstützt haben.

Abschließend möchte ich auch meinen Freunden, Studienkollegen, meiner Familie und insbesondere meiner Frau Eva für ihre Unterstützung und ihr Verständnis danken.

Graz, im März 2013

Manuel Koblmüller

## **EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG**

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.

Graz, am .....

.....  
(Unterschrift)

## **STATUTORY DECLARATION**

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 marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....

date

.....

(signature)

## Kurzfassung

Die Hybridtechnologie eröffnet neue Möglichkeiten im Betrieb von Lastkraftwägen. Der zusätzliche Energiespeicher in Form einer Batterie kann in Kombination mit einem Elektromotor auch zum Antrieb von Nebenaggregaten verwendet werden. Dadurch entfällt die Abhängigkeit von der Motordrehzahl und ein effizienter Betrieb der Aggregate wird möglich.

Diese Arbeit behandelt die Modellierung und anschließende Parametrisierung des Nebenaggregats Klimakreislauf eines Hybrid-Lastkraftwagens. Das Modell des Kreislaufes wird unter Verwendung der vorhandenen Daten aufgestellt und besitzt einen einfachen und universellen Aufbau.

Zu diesem Zweck wird eine genaue Einführung in die technischen und physikalischen Grundlagen des Klimakreislaufs gegeben. Mit diesen Grundlagen wird das mathematische Modell hergeleitet und mit dem Softwarepaket KULI parametrisiert. KULI berechnet für vorgegebene Betriebspunkte eine Lösung der Zustände im Klimakreislauf. Auf diese Weise werden sowohl Parametrisierungs- als auch Verifizierungsdaten gewonnen.

Abschließend werden die Ergebnisse und die aufgetretenen Probleme bei der Parametrisierung diskutiert.

## Abstract

The hybrid technology opens up new possibilities in the operation of commercial vehicles. The battery of the electric engine serves as additional energy storage. Auxiliaries can be driven by means of this battery and additional small electric engines. Thus auxiliaries become independent from the main engine speed and can be operated more efficiently.

This work deals with modeling and parameterization of the air conditioning coolant circuit of a hybrid truck. The model of the circuit is established with the available data with a simple and universal design.

For this purpose a detailed introduction to the technical and physical fundamentals of coolant circuits is given. The mathematical model is derived from these basics. To accomplish the parameterization the KULI software package is used. With this program both parameterization and verification data are obtained.

At the end the results and problems encountered during parameterization are discussed.

# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation.....	1
1.2	Zielsetzung.....	2
1.3	Gliederung .....	2
<b>2</b>	<b>Klimaanlagen.....</b>	<b>4</b>
2.1	Klimakreislauf .....	5
2.1.1	Verdichter .....	6
2.1.2	Verflüssiger.....	9
2.1.3	Sammler und Filtertrockner .....	10
2.1.4	Expansionsventil.....	11
2.1.5	Verdampfer .....	14
2.2	Heizung.....	15
2.3	Kältemittel .....	16
2.3.1	R134a - Tetrafluorethan.....	17
2.3.2	R1234yf - Tetrafluorpropen.....	17
2.3.3	R744 - Kohlenstoffdioxid .....	18
<b>3</b>	<b>Physikalische Grundlagen.....</b>	<b>19</b>
3.1	Grundlagen der Thermodynamik.....	19
3.1.1	Temperatur.....	19
3.1.2	Wärme.....	20
3.1.3	Erster Hauptsatz der Wärmelehre .....	20
3.1.4	Enthalpie .....	22
3.1.5	Zweiter Hauptsatz der Wärmelehre und Entropie .....	23
3.1.6	Spezifische Wärmekapazität.....	24
3.1.7	Wärmeübertragung .....	25
3.1.8	Wärmedurchgangskoeffizient.....	26
3.1.9	Spezielle Zustandsänderungen.....	28
3.1.10	Stationäre Fließprozesse .....	29
3.2	Gleichstrommaschine.....	30
3.2.1	Aufbau und Funktionsweise .....	31
3.2.2	Instationäres Betriebsverhalten der Gleichstrommaschine.....	32

3.2.3	Stationäres Betriebsverhalten der Gleichstrommaschine .....	34
3.3	Klimakreislauf .....	34
3.3.1	Verdichter .....	35
3.3.2	Thermostatisches Expansionsventil .....	39
3.3.3	Verdampfer .....	42
3.3.4	Verflüssiger .....	44
3.3.5	Zustände im Hochdruck- und Niederdruckteil des Klimakreislaufs .....	45
3.4	Physikalische Eigenschaften des Kältemittels .....	47
<b>4</b>	<b>Modellbildung .....</b>	<b>51</b>
4.1	Modell der Gleichstrommaschine .....	51
4.2	Modell des Verdichters .....	52
4.3	Modell des Sammlers und Filtertrockners .....	54
4.4	Modell der Expansionsdrossel .....	54
4.5	Modell der Wärmetauscher .....	55
<b>5</b>	<b>Parameterbestimmung .....</b>	<b>56</b>
5.1	KULI .....	56
5.1.1	Überblick .....	56
5.1.2	KULI Modell .....	57
5.2	Parameterbestimmung der Gleichstrommaschine .....	58
5.2.1	Messaufbau .....	59
5.2.2	Ankerwiderstand $R_a$ .....	59
5.2.3	Ankerinduktivität $L_a$ .....	61
5.2.4	Produkt aus Maschinenkonstante und Erregerfluss $k_m \Phi_h$ .....	64
5.2.5	Reibungskonstante $k_r$ .....	65
5.2.6	Trägheitsmoment $\Theta$ .....	66
5.3	Parameterbestimmung des Verdichters .....	68
5.3.1	Hubvolumen $V_{Kom}$ .....	68
5.3.2	Liefergrad $\eta_v$ .....	68
5.3.3	Isentroper Wirkungsgrad $\eta_s$ .....	69
5.3.4	Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_{mech}$ .....	70
5.3.5	Verifizierung der Verdichterdaten .....	70
5.4	Parameterbestimmung des Expansionsventils .....	71
5.4.1	$k_v$ -Wert .....	72
5.4.2	Arbeitsüberhitzung $T_{ÜA}$ .....	73
5.4.3	Statische Überhitzung $T_{ÜS}$ .....	74

---

5.4.4	Ventilhub .....	75
5.4.5	Verifizierung der Expansionsdrossel-Daten .....	75
5.5	Parameterbestimmung der Wärmetauscher .....	77
5.5.1	Mittlere Übertragungsfläche A .....	77
5.5.2	Wärmeübertragungskoeffizient des Verdampfers .....	78
5.5.3	Verifizierung von $k_{\text{Verd}}$ und $k_{\text{heiz}}$ des Verdampfers .....	79
<b>6</b>	<b>Ergebnisse und Ausblick .....</b>	<b>80</b>
	<b>Literaturverzeichnis.....</b>	<b>82</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>84</b>
	<b>Anhang A - MATLAB-Simulink Modelle.....</b>	<b>86</b>
A.1	Gleichstrommaschine.....	86
A.2	Verdichter .....	87
A.3	Expansionsdrossel.....	88
A.4	Verdampfer .....	89
A.5	Verflüssiger.....	90



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

In den letzten Jahren hat sich die Marktsituation für Fahrzeughersteller stark geändert. Neben den ökonomischen Ansprüchen an ein Kraftfahrzeug treten vermehrt auch ökologische Herausforderungen in den Vordergrund. Nicht nur die Einsparung von Betriebsstoffen wie Treibstoff und die strengeren Emissionsverordnungen veranlassen die Hersteller nach verbesserten und alternativen Antrieben zu suchen.

Die Entwicklung von alternativen Antrieben hat in der jüngsten Zeit folgende Neuerungen vorgebracht: Verstärkt kommen Erdgas-, Elektro-Hybrid- und Elektroantriebe zum Einsatz. Der Schwerpunkt liegt auf der Hybridtechnik, die auch schon in vielen Modellen von Personenkraftwägen (Pkw) Anwendung findet. Nicht nur Pkws sollen alternativ angetrieben werden, sondern auch Lastkraftwägen (Lkw).

Bei Hybridfahrzeugen stellt das steigende Eigengewicht durch den zusätzlichen Antriebsmotor und Energiespeicher einen großen Nachteil dar. Durch die Gesetzgebung ist man bei Pkws auf ein zulässiges Gesamtgewicht von 3,5 t beschränkt. Dieser Spielraum kann ohne größere Einschränkungen ausgenutzt werden, wenn der Mehrverbrauch im Betrieb der Verbrennungskraftmaschine (Vkm), bedingt durch das höhere Gewicht, durch den zusätzlichen Elektromotor überkompensiert wird.

Der Einsatz der Hybridtechnologie ist im Bereich der Lkws mit Schwierigkeiten verbunden. Zum einen wirkt sich das zusätzliche Eigengewicht negativ auf die maximal zu befördernde Nutzlast aus, zum anderen nehmen der Antrieb und die zusätzliche Batterie viel Platz ein, der in einem Lkw nur spärlich vorhanden ist. Der verfügbare Platz wird bereits von zahlreichen Nebenaggregaten und Anbauten eingenommen. Dazu zählen unter anderem: Luftpumpe, Klimaanlage, Kühlwasserpumpe, Hydraulikpumpe, Bremsanlage und vieles mehr. Für den alternativen Antrieb muss somit durch Konstruktions- und Designänderungen Platz geschaffen werden.

Vorteile von Hybridfahrzeugen sind die Kraftstoffeinsparung und der effiziente Betrieb der Nebenaggregate, was wiederum zu weniger Kraftstoffverbrauch führt. Besonders das Beschleunigen eines Fahrzeuges benötigt viel Energie, die mit dem Gewicht zunimmt. Dies trifft vor allem bei Lkws im Stadtverkehr und beim Rangieren zu. Durch

den Einsatz effizienter Hybridantriebe lassen sich der Kraftstoffverbrauch und damit auch die Abgasemission eindämmen. Das Vorhandensein einer zusätzlichen Batterie (Energiespeicher), mit einem Spannungsniveau das deutlich über dem der Starterbatterie liegt, ermöglicht neue Alternativen beim Betrieb von Nebenaggregaten. Diese können durch die höhere Bordspannung mit Elektromotoren angetrieben werden, wodurch die Abhängigkeit von der Motordrehzahl der Vkm wegfällt und ein effizienterer Einsatz ermöglicht wird. Eine Effizienzsteigerung kann vor allem durch eine bedarfsgerechte Regelung der Aggregate erreicht werden. Zu diesem Zweck ist eine mathematische Beschreibung der einzelnen Systeme notwendig.

## 1.2 Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es, ein mathematisches Modell, mit dem das dynamische Verhalten dieses Systems nachgebildet werden kann, von dem Nebenaggregat Klimakreislauf und dessen Antrieb zu bilden.

Antrieb und Kreislauf werden vorab theoretisch aufgearbeitet um eine Grundlage für die Modellbildung zu schaffen. Dabei wird das Augenmerk auf einen einfachen und allgemein gültigen Aufbau gelegt.

Anschließend soll das Modell aufgestellt und mit den vorhandenen Daten und unter Zuhilfenahme der KULI-Software des Engineering Center Steyr (ECS) parametrisiert werden. Zu diesem Zweck ist ein verifiziertes KULI-Modell vorhanden, in dem der Klimakreislauf umgesetzt ist. Die Parametrisierung des Antriebes erfolgt an einer realen Gleichstrommaschine.

Am Ende werden die Ergebnisse diskutiert und ein Ausblick auf Folgeprojekte gegeben.

## 1.3 Gliederung

Die Diplomarbeit gliedert sich wie folgt:

Anfangs werden der Aufbau und die Funktion einer Klimaanlage erläutert. Im Mittelpunkt steht eine genauere Betrachtung des Klimakreislaufes.

---

Das dritte Kapitel beschäftigt sich mit den physikalischen Gesetzmäßigkeiten. Es werden die für die Modellbildung notwendigen Formeln und Zusammenhänge hergeleitet und erklärt.

Mit den physikalischen Zusammenhängen wird im anschließenden Abschnitt das Modell des Klimakreislaufes erstellt.

Im fünften Kapitel widmet sich die Arbeit der Parameterbestimmung. Größen die den Klimakreislauf betreffen werden mit der KULI-Software bestimmt. Die Parametrisierung des Antriebes erfolgt am realen Objekt.

Abschließend wird auf die Ergebnisse der Untersuchung sowie mögliche Verbesserungen und Folgeprojekte eingegangen.

## 2 Klimaanlage

Diese Arbeit befasst sich mit der Modellierung des Klimakreislaufs einer Kraftfahrzeug-Klimaanlage. In diesem Kapitel werden dem Leser der generelle Aufbau und die enthaltenen Elemente näher gebracht.

Laut der Normierung [6] hat eine Klimaanlage folgende Aufgaben:

- Heizen
- Kühlen
- Entfeuchten und Befeuchten

In einem Fahrzeug werden mit Ausnahme der Luftbefeuchtung alle oben angeführten Aufgaben erfüllt. Auch wenn dies nicht der Definition nach der Norm entspricht, hat es sich in der Fahrzeugtechnik eingebürgert von einer Klimaanlage zu sprechen (siehe dazu [11]).

Der Einsatz einer Klimaanlage wirkt sich im Betrieb eines Fahrzeuges auf die Sicherheit aus. In der EU Richtlinie 78/317/EEC wird eine Entfrostsungs- und Trocknungsanlage für die Scheiben eines Fahrzeuges vorgeschrieben. Dies soll der klaren Sicht während des Betriebs dienlich sein. Neben dem Einfluss auf die Sicht, hat die Klimatisierung des Fahrgastraumes aber auch einen direkten Einfluss auf die Insassen. Die passive Sicherheit wird durch ein angenehmes Raumklima gefördert. Die Konzentrationsfähigkeit steigt, die Reaktionszeit wird verringert und Ermüdungserscheinungen treten nicht so schnell ein.

Das Wärmeempfinden des Menschen wird unter anderem durch die Temperatur, Feuchtigkeit und Strömungsgeschwindigkeit der Luft beeinflusst (siehe dazu [5]). Alle drei Faktoren lassen sich mit einer Klimaanlage beeinflussen.

Es kann grundsätzlich zwischen Sommer- und dem Winterbetrieb unterschieden werden (in Anlehnung an [11]). Im Sommerbetrieb übernimmt die Klimaanlage die Aufgabe des Kühlens und Entfeuchtens (Trocknens) der in das Fahrzeug strömenden Außenluft. Im Winterbetrieb besteht die Aufgabe im Heizen und Entfeuchten der Luft im Fahrgastraum. Die Luft wird dabei im Umluftbetrieb getrocknet.

Das Kühlen der angesaugten Außenluft wird durch den Klimakreislauf bewerkstelligt. Mit der Kühlung geht gleichzeitig die Luftentfeuchtung einher, da die Luft unter den Taupunkt abgekühlt wird. In Bezug auf den Winterbetrieb, setzt die Trocknung der Luft die Kühlung derselben voraus. Die Luft wird dabei in jedem Fall unter die Komforttemperatur abgekühlt. In der Arbeit von Großmann ([11]) wird dafür ein Wert von  $10^{\circ}\text{C}$  angegeben. Für ein angenehmes Raumklima ist es in jedem Betriebsfall notwendig die Luft nachträglich aufzuheizen.

Der oben erwähnten Komforttemperatur kann dabei kein definierter Wert zugeordnet werden. Sie hängt von der subjektiven Wahrnehmung der Fahrzeuginsassen ab. Sie wird unter anderem von der getragenen Kleidung, Sonneneinstrahlung, Luftfeuchte, Strömungsgeschwindigkeit der Luft und der Schweißbildung der Insassen beeinflusst.

## 2.1 Klimakreislauf

Als Klimakreislauf wird jener Teil der Klimaanlage bezeichnet, in dem sich das Kältemittel befindet. Das Kältemittel, oder auch Fluid genannt, bewegt sich dabei in einem geschlossenen Kreislauf. In Abbildung 2.1 ist das Schema eines Klimakreislaufs zu sehen.

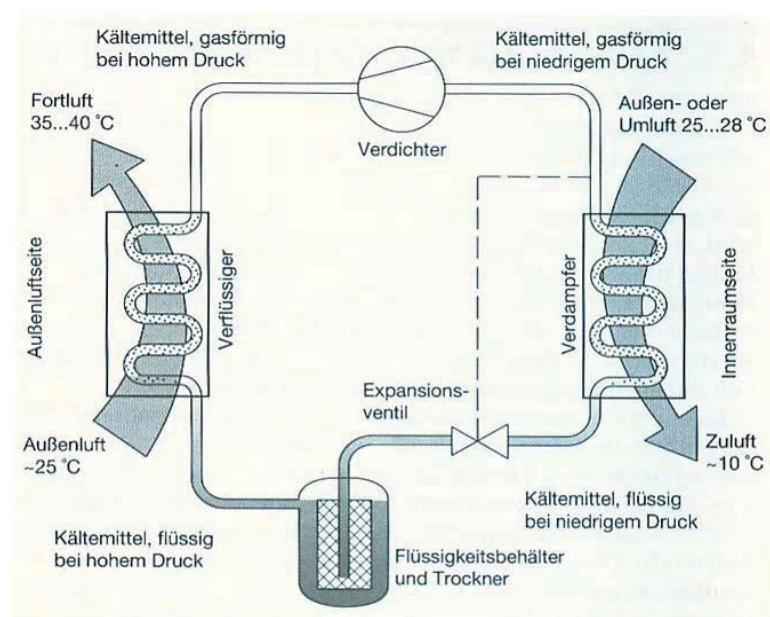


Abbildung 2.1: Klimakreislauf einer Klimaanlage (Quelle [5])

Der Klimakreislauf wird grob in einen Niederdruck- und einen Hochdruckbereich unterteilt. Der Druck des gasförmigen Kältemittels wird mit dem Verdichter erhöht, wobei es auch zu einer Temperaturerhöhung kommt. Im Kondensator wird das Fluid durch die umströmende Luft abgekühlt, wodurch es kondensiert und als Flüssigkeit in den Sammelbehälter gelangt. Das Drosselventil entspannt das Kältemittel auf einen niedrigeren Druck, was mit einer Temperaturabnahme einhergeht. Im Verdampfer wird das Fluid durch die umströmende Luft erwärmt und verlässt diesen im gasförmigen Zustand. Anschließend gelangt das Kältemittel-Gas wieder zum Verdichter, womit der Kreislauf geschlossen ist.

In den folgenden Unterkapiteln werden die einzelnen Komponenten im Detail beschrieben. Alle technischen Informationen und etwaige Kennwerte wurden, wenn nicht anders angeführt, der Arbeit "Kfz-Klimaanlagen" von U. Deh ([5]) entnommen.

### 2.1.1 Verdichter

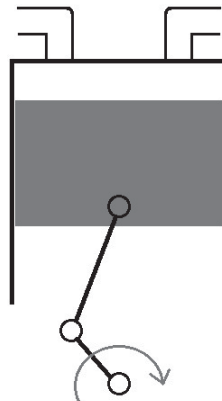
Der Verdichter, der auch als Kompressor bezeichnet wird, komprimiert das dampfförmige Kältemittel. Hierfür saugt er das Fluid aus dem Verdampfer an, verdichtet es und gibt es anschließend an den Kondensator ab. Durch das Verdichten erhöhen sich Druck und Temperatur.

In der Klimatechnik kommen Verdichter zur Anwendung, die nach dem Verdrängungsprinzip arbeiten. In diesen wird das Fluid mit gleich bleibendem Druck durch ein Ventil in eine Kammer gesaugt. Nach dem Ansaugvorgang wird das Einlassventil geschlossen und das Volumen der Kammer verringert. Durch die Volumenänderung steigt der Druck des Fluids an. Das Kältemittel wird am Ende der Verdichtung mit höherem Druck durch ein Auslassventil ausgeschoben.

Die gängigsten Verdichterbauarten sind:

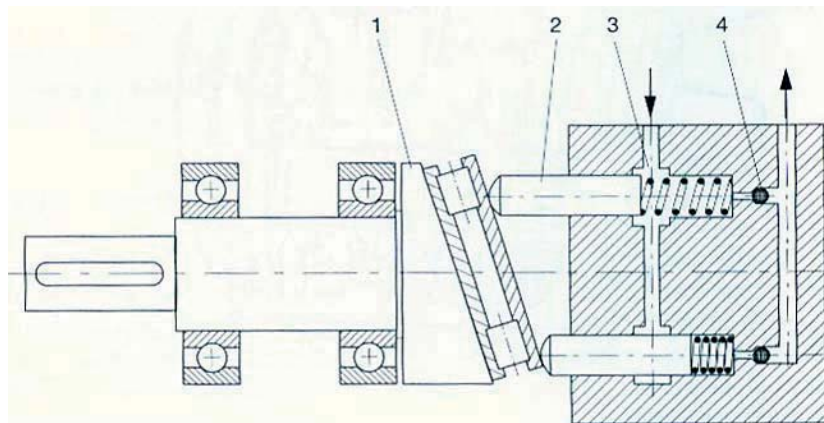
- Hubkolbenverdichter
- Axialkolbenverdichter
- und Flügelzellenverdichter.

In Nutzfahrzeugen finden alle drei Bauformen Verwendung. Für Pkw-Klimaanlagen hingegen werden Hubkolbenverdichter aufgrund des nicht änderbaren Hubvolumens nur noch selten verbaut. Diese Bauart hat den einfachsten Aufbau und ist in Abbildung 2.2 zu sehen. Ein Kolben verdichtet das Fluid und schiebt es über das Auslassventil aus. Der Hubraum und damit der erreichbare Ausschleibdruck bleiben dabei konstant. Die Kälteleistung hängt hierbei von der Motordrehzahl ab.



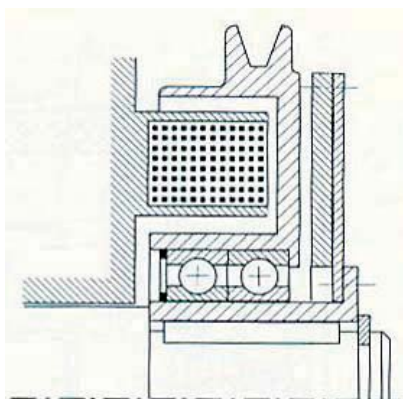
**Abbildung 2.2:** Prinzip des Hubkolbenkompressors

Bei Axialkolbenverdichtern kommt das Prinzip der Taumelscheibe zur Anwendung (siehe Abbildung 2.3). Bei diesem System wird der Neigewinkel der Taumelscheibe entsprechend der benötigten Kälteleistung und der Motordrehzahl verändert. Die Förderleistung des Verdichters kann dabei zwischen Null- und Maximalförderung variiert werden.



**Abbildung 2.3:** Prinzip des Taumelscheibenkompressors (1. Taumelscheibe, 2. Kolben, 3. Saugraum, 4. Auslassventil) (Quelle [5])

Die Kälteleistung einer Klimaanlage hängt hauptsächlich von der Drehzahl des Verdichterantriebs ab. Bei einem Antrieb mit einer Verbrennungskraftmaschine wird das Übersetzungsverhältnis eines Riemenantriebs so gewählt, dass auch bei Leerlaufdrehzahl die erforderliche Kälteleistung geliefert werden kann. Ist der Antrieb des Verdichters an die Motordrehzahl gebunden, erfordert die Anpassung der Kälteleistung von Kolbenverdichtern eine Elektromagnetkupplung, die die Verbindung zwischen Motor und Verdichter bei Bedarf löst. Die Förderleistung von Taumelscheibenkompressoren wird wie oben erwähnt über den Neigewinkel gesteuert, wobei eine Magnetkupplung nur zum Ausschalten der Klimaanlage benötigt wird. Wird für den Antrieb des Verdichters ein Elektromotor verwendet, genügt es zum ändern der Kälteleistung die Drehzahl des Motors zu variieren.



**Abbildung 2.4:** Prinzipieller Aufbau einer Magnetkupplung (Quelle [5])

Bei der in Abbildung 2.4 gezeigten Kupplung ist die Keilriemenscheibe ständig in Bewegung, wenn diese vom Motor angetrieben wird. Wird der Elektromagnet, der am Kompressorgehäuse befestigt ist, eingeschaltet, so wird das Drehmoment kraftschlüssig von der Riemenscheibe über die Ankerplatte an die Antriebswelle übertragen.

Die Anpassung der Kälteleistung bei Kolbenverdichtern ist durch das Ein- und Ausschalten der Magnetkupplung nur bedingt möglich und erfolgt innerhalb von definierten Schranken. Bei schlechter Regelung sind Temperaturschwankungen spürbar. Neben der Schwankung der Temperatur kommt es durch die Be- und Entlastung des Motors aber auch zu einer Variation der Antriebsleistung des Fahrzeuges. Dies ist vor allem bei Überholvorgängen von großem Nachteil und stellt eine Gefahrenquelle dar.



### 2.1.2 Verflüssiger

Im Verflüssiger wird das gasförmige Kältemittel so weit abgekühlt, sodass es kondensiert und wieder im flüssigen Zustand zu Verfügung steht. Daher wird der Verflüssiger auch als Kondensator bezeichnet. In Kfz-Klimaanlagen werden in erster Linie luftgekühlte Kondensatoren verwendet.

Die Aufgabe des Verflüssigers besteht darin, dem Kältemittel die im Verdampfer und im Verdichter aufgenommene Wärmeleistung bzw. Temperatur zu entziehen und an die Kühlluft zu übergeben. Das Fluid kondensiert, wird im unteren Bereich des Kondensators gesammelt und in den Sammelbehälter gedrückt.

Für einen effektiven Ablauf des Wärmeaustausches muss die Kondensatoroberfläche möglichst groß sein und die Kühlluft eine Mindestgeschwindigkeit besitzen. Die Oberfläche besteht hierzu aus Rund- oder Flachrohren, die für eine bessere Wärmeübertragung mit Lamellen bestückt sind. Üblicherweise werden Rohrrippen- und Paralleldurchflusskondensatoren verwendet. Der Aufbau der zweiten Bauart ist in Abbildung 2.5 zu sehen.

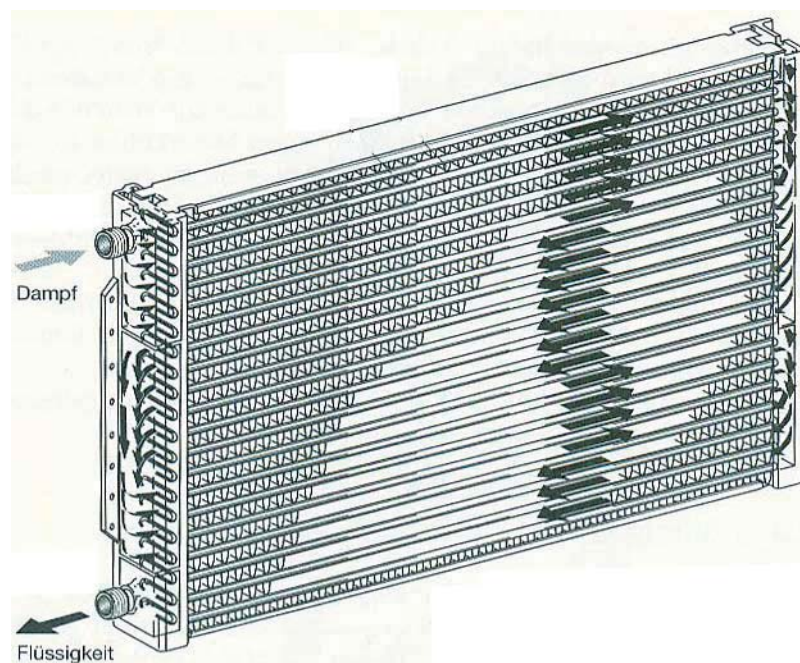


Abbildung 2.5: Aufbau eines Paralleldurchflusskondensators (Quelle [5])

Rohrrippenkondensatoren bestehen aus einem Paket aus Aluminiumlamellen, durch das schlangenförmig Kupferrohre gezogen werden. Paralleldurchflusskondensatoren beste-

hen aus parallelen Rohrsträngen, die vom Kältemittel in gleicher Richtung durchströmt werden. Der Wärmeaustausch findet an Aluminiumrippen statt, die zwischen den Rohrsträngen angebracht sind. Über Kopfkrümmer wird das Fluid in den nächsten Rohrstrang umgeleitet.

Durch die Bauform des Paralleldurchflusskondensators ist ein um 30 bis 40 Prozent höherer Wärmeaustausch möglich. Die Lamellen dienen hier als Luftleitklappen und beeinflussen den Oberflächenstrom. Der Kontakt zwischen der Kühlluft und der Oberfläche wird dadurch effektiver und der Wärmeaustausch positiv beeinflusst. Dieser Effekt ermöglicht eine kleinere Bauweise bei gleichen Leistungsmerkmalen.

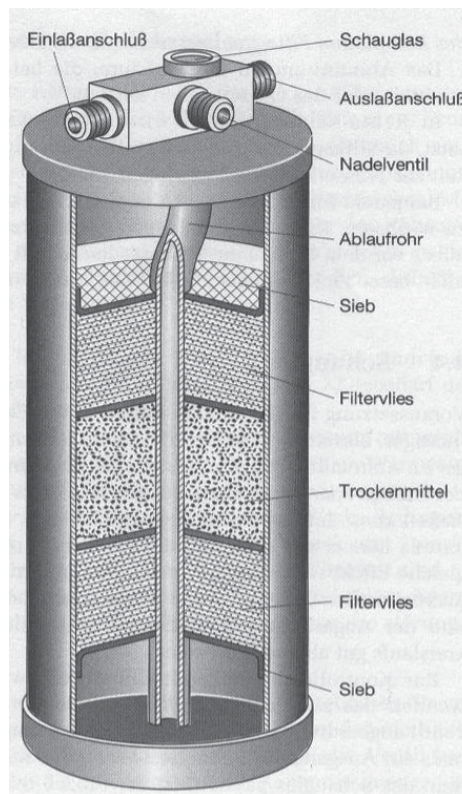
Die Strömungsgeschwindigkeit wird durch den Fahrtwind bestimmt. Reicht dieser für einen effektiven Betrieb nicht aus, kann die Strömungsgeschwindigkeit durch den Motorkühler oder einen Zusatzlüfter erhöht werden. Damit die Kühlung des Kältemittels gewährleistet ist, wird der Kondensator vor dem Motorkühler angeordnet.

Das Kältemittel muss auch bei hohen Außentemperaturen, wie sie beispielsweise im Hochsommer auftreten, durch den Luftstrom gekühlt und verflüssigt werden können. Dementsprechend hoch ist die Temperatur des Fluids am Kondensatoreintritt und liegt nach Deh ([5]) zwischen 60 und 100°C.

### 2.1.3 Sammler und Filtertrockner

Der Sammler ist ein Flüssigkeitsbehälter, in den das flüssige Kältemittel nach dem Verflüssiger gelangt. Der schwankende Kältemittelbedarf des Verdampfers wird durch den Vorrat des Fluids im Sammler ausgeglichen. Weiters werden Druckimpulse, die durch das Öffnen und Schließen des Expansionsventils entstehen, gedämpft.

In Abbildung 2.6 ist ein Sammler mit Filtertrocknereinsatz abgebildet. Schmiermittel und Kältemittel sind stark hygroskopisch. Das bedeutet, dass sie Feuchtigkeit aus ihrer Umgebung aufnehmen und binden. Bei der Entspannung des Wassers im Expansionsventil entstehen Eiskristalle, die die Funktion des Ventils beeinträchtigen. Der Trocknereinsatz entzieht dem Kältemittel die aufgenommene Feuchtigkeit und verhindert so das Vereisen des Drosselventils.



**Abbildung 2.6:** Sammler mit Filtertrocknereinsatz (Quelle [5])

Des Weiteren besteht auch die Möglichkeit des Abriebs im Verdichter sowie das Vorhandensein von Verschmutzungen in den einzelnen Baugruppen der Klimaanlage, die die einzelnen Komponenten in ihrer Funktion beeinträchtigen oder sogar beschädigen können. Hierfür ist der Filter gedacht, der die Schmutzpartikel bindet, wodurch diese nicht mehr in den Klimakreislauf gelangen. Durch den Filtertrocknereinsatz ist der sichere Betrieb der Klimaanlage gewährleistet.

#### 2.1.4 Expansionsventil

Mit Hilfe des Expansionsventils wird das Kältemittel auf einen Verdampfungsdruck entspannt. Der Eingangsdruck vor dem Ventil ist so hoch, dass die Kältemitteltemperatur unter der Verdampfungstemperatur liegt. Durch das Entspannen sinkt der Druck des Kühlmittels, gleichzeitig sinkt auch die Verdampfungstemperatur unter die Temperatur des Fluids, welches sofort in den Siedezustand übergeht.

Mit dem Expansionsventil wird der Kältemittelfluss geregelt. Die Notwendigkeit der Regelung ergibt sich aus den starken Schwankungen der Umgebungseinflüsse im Betrieb der Klimaanlage in einem Fahrzeug. Die wichtigsten Einflüsse sind:

- Die Kälteleistung hängt von der sich ändernden Motordrehzahl ab.
- Durch die Bewegung des Fahrzeuges und der sich ändernden Wärmeeinstrahlung ändert sich der Kältebedarf.
- Aufgrund der Bewegung des Fahrzeuges, sind die Verhältnisse (Druck und Temperatur) an den Wärmetauschern nicht konstant.

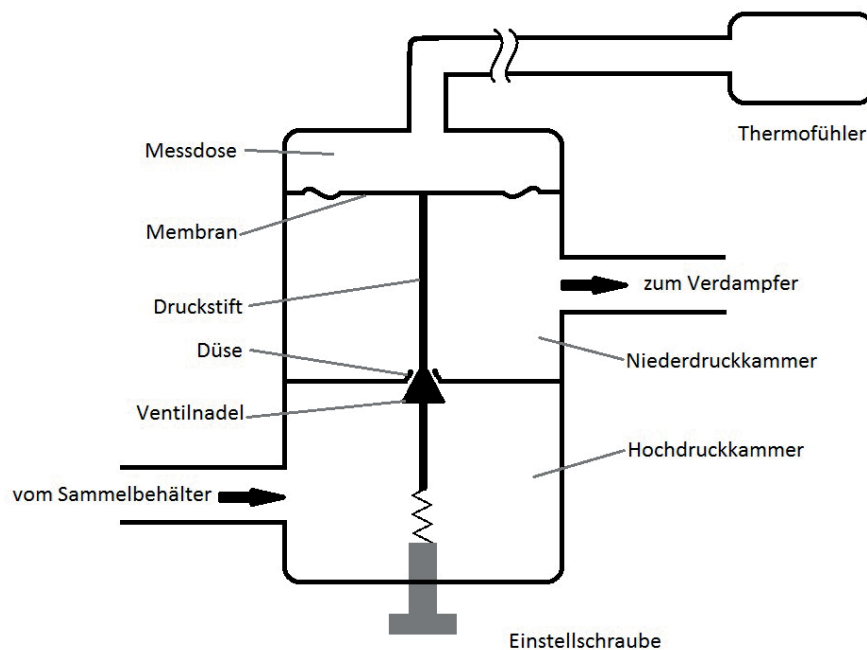
Es sind zwei Arten von Expansionsventilen in Gebrauch:

- thermostatische Expansionsventile
- Expansionsrohre

Expansionsrohre sind Kapillarrohre mit bestimmter Länge. Der Kältemittelfluss ist dabei von der Druckdifferenz und der Kältemittelunterkühlung abhängig. Unterkühlung bedeutet hier, dass das Fluid vor der Drossel vollständig kondensiert ist. Der Kältemittelstrom wird mit steigender Druckdifferenz und sinkender Temperatur größer. Der große Vorteil ist der einfache Aufbau, der keine beweglichen Teile benötigt. Expansionsrohre kommen vor allem in kleinen Kälteanlagen vor.

In der Kfz-Klimatechnik werden vor allem thermostatische Expansionsventile verwendet. Prinzipiell stellt es ein verstellbares Stromventil dar. Der Fluss des Kältemittels wird aufgrund des Zustandes des Fluids nach dem Verdampfer geregelt.

Für den sicheren Betrieb des Verdichters muss das Kältemittel nach dem Verdampfer im überhitzten Zustand vorhanden sein. Als Überhitzung versteht man dabei die Differenz der Fluid- und der Verdampfungstemperatur (siehe dazu [13] und [16]). Die Verdampfungstemperatur hängt dabei vom vorherrschenden Druck in der Ansaugleitung des Verdichters ab. Der Öffnungsgrad des Ventils und damit der Kältemittelfluss werden deshalb von der Fluid-Temperatur nach dem Verdampfer und dem Saugdruck bestimmt.



**Abbildung 2.7:** Thermostatisches Expansionsventil

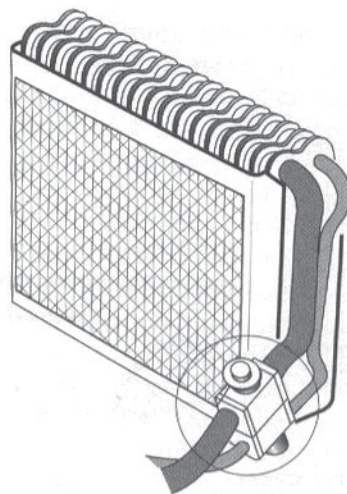
In Abbildung 2.7 wird der Aufbau eines thermostatischen Expansionsventils gezeigt. Die Hochdruckkammer wird mit Hilfe der Düse mit der Niederdruckkammer verbunden. Mit der Ventalnadel wird der Öffnungsgrad zwischen den beiden Kammern eingestellt. Die Einstellschraube bestimmt die nötige Druckkraft zum Öffnen des Ventils. Der Druckstift, welcher die Ventalnadel bewegt, wird über die Membran verstellt. Die Auslenkung der Membran hängt dabei von der Druckdifferenz zwischen der Niederdruckkammer und der Messdose sowie dem Gegendruck durch die Feder der Einstellschraube ab. Die Temperatur des Kältemittels am Verdampferausgang bestimmt den Druck in der Druckmessdose. Wenn die Temperatur steigt, steigt auch der Druck in der Messdose. Bei genügend großer Druckdifferenz öffnet sich das Ventil und Kältemittel gelangt von der Hochdruckkammer in die Niederdruckkammer.

Nach Deh ([5]) kann das thermostatische Expansionsventil als mechanisches Regelsystem angesehen werden. Es ist kein Eingriff von außen notwendig, damit der Zustand der Überhitzung erfüllt ist.

### 2.1.5 Verdampfer

Im Verdampfer wird das entspannte Kältemittel durch den zu kühlenden Luftstrom erwärmt und vollständig verdampft. Bei der Erwärmung wird Wärmeenergie der Luft entzogen und dem Kältemittel zugeführt, wodurch die Lufttemperatur sinkt. Der Aufbau und das Wirkprinzip des Verdampfers entsprechen denen des Kondensators, wobei hauptsächlich Lamellenverdampfer zum Einsatz kommen (siehe Abbildung 2.8).

Nach dem Expansionsventil gelangt das Kältemittel in siedendem Zustand zum Verdampfer. Der flüssige Anteil des Kältemittels setzt sich an der Rohrwand ab, während der Kältemitteldampf und bereits vorhandenes Kältemittelgas durch den Hohlraum strömen. Durch die Wärmezufuhr verdampft das gesamte Fluid im Verdampfer und ist am Ausgang nur noch im gasförmigen Zustand vorhanden.



**Abbildung 2.8:** Lamellenverdampfer mit angeschlossenem Expansionsventil (im Bild eingekreist), (Quelle: [5])

Der Kältemittelfluss durch den Verdampfer hängt von der sich am Ausgang einstellenden Fluid-Temperatur ab. Steigt die Temperatur an, kann das Expansionsventil mehr Kältemittel zum Verdampfer führen. Wenn die Temperatur sinkt, besteht die Gefahr der Unterkühlung und Vereisung des Verdichters und das Ventil muss den Kühlmittelfluss verringern. Bei Unterkühlung besteht die Gefahr, dass flüssiges Kältemittel zum Verdichter gelangt und diesen beschädigt.

Die Menge der abgeführten Wärmeenergie wirkt sich dabei direkt auf die Fluid-Temperatur aus. Wird der Verdampfer von mehr Luft durchströmt, kann auch mehr



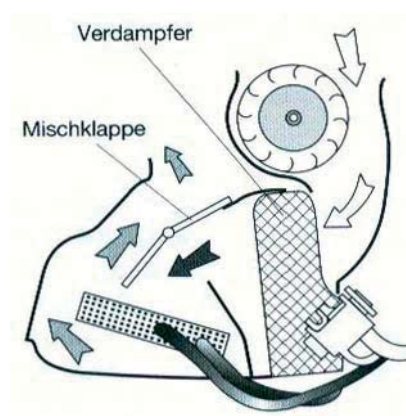
Energie abgeführt werden. Deshalb ist dem Verdampfer ein Ventilator vorgelagert, der bei Bedarf den Luftdruck und damit den Luftmassenstrom erhöhen kann (siehe dazu [5]).

Neben der Luftkühlung dient der Verdampfer auch als Luftentfeuchter. Durch die Kühlung wird die Temperatur so weit gesenkt, dass der Taupunkt erreicht wird. Die in der Luft enthaltene Feuchtigkeit kondensiert dann an der Verdampferaußenwand und wird nicht in den Innenraum des Fahrzeuges geführt. Das entstehende Kondenswasser wird in einer Wanne aufgefangen und ins Freie geleitet.

## 2.2 Heizung

Wie bereits am Beginn des Kapitels 2 "Klimaanlagen" erwähnt, wird die Luft durch die Klimaanlage unter die Komforttemperatur abgekühlt. Für ein angenehmes Raumklima ist es deshalb notwendig, die kalte Luft aufzuheizen.

Zu diesem Zweck wird der Luftstrom nach dem Verdampfer über ein Heizelement geleitet. In der Regel wird hierfür die Abwärme der Verbrennungskraftmaschine genutzt. Nach Großmann ([11]) werden für kleine Heizleistungen in Personenkraftwagen auch PTC-Elemente eingesetzt. Für Standheizanlagen von Lastkraftfahrzeugen werden anstatt von elektrischen Heizelementen Kraftstoff-Brenner verwendet.



**Abbildung 2.9:** Luftstrom durch den Verdampfer und die Heizung, hier: Mischklappe vollständig geöffnet (Quelle [5])

Mit dem in Abbildung 2.9 gezeigten Mechanismus wird der Luftstrom je nach Bedarf teilweise oder vollständig über das Heizelement geführt. Nach dem Heizelement vermischen sich die beiden Luftströme (kalt und heiß) wieder und nehmen die endgültige Temperatur an.

### 2.3 Kältemittel

Das Kältemittel wird, wie in den vorangegangenen Kapiteln beschrieben, im Klimakreislauf verdampft und wieder kondensiert. Für diese Vorgänge sind entsprechende Temperaturen und Drücke notwendig. Aus diesem Grund stellt der Betrieb einer Klimaanlage unterschiedliche Anforderungen an das Kältemittel. Diese werden im Folgenden kurz aufgelistet (in Anlehnung an [5] und [7]).

#### **Thermodynamische Eigenschaften:**

- Verdichtung und Verflüssigung sollen bei Drücken und Temperaturen ablaufen, die technisch realisierbar sind.
- Der Gefrierpunkt soll unterhalb der niedrigsten Temperatur des Kälteprozesses liegen.
- Die Verdampfungswärme soll möglichst groß sein, was einem großen Wärmeübertragungskoeffizienten entspricht. Die Fläche der Wärmeaustauscher kann somit klein gehalten werden.

#### **Chemische Eigenschaften:**

- Das Kältemittel muss bei den auftretenden Temperaturen und Drücken chemisch stabil sein.
- Es soll nicht aggressiv oder brennbar sein.
- Die verwendeten Werkstoffe im Klimakreislauf bzw. das Verdichter-Öl sollen nicht mit dem Kältemittel reagieren.

#### **Physiologische Eigenschaft:**

- Das Kältemittel soll nicht giftig sein



**Sonstige Eigenschaften:**

- Das Ozonabbaupotential soll so gering wie möglich sein.
- Der Treibhauseffekt des Kältemittels soll so gering wie möglich sein.

Es gibt eine Vielzahl von Kältemitteln, die diese Eigenschaften erfüllen. Dazu zählen sowohl natürliche als auch künstliche chemische Verbindungen. In den nachfolgenden Unterkapiteln wird ein kurzer Überblick über die drei derzeit wichtigsten Kältemittel in der Fahrzeugindustrie gegeben. Die Bezeichnung ist hierbei international geregelt. Einem R (Refrigerant) wird eine Zahl nachgestellt, die die chemische Verbindung beschreibt.

**2.3.1 R134a - Tetrafluorethan**

Dieses Kältemittel besitzt die Summenformel  $C_2H_2F_4$ . Es ist ein so genanntes Fluor-Kohlen-Wasserstoff (FKW) und kommt vollkommen ohne Chlor-Atome aus. Dadurch besteht kein Einfluss auf die Ozonschicht. Der Treibhauseffekt schlägt sich mit einem GWP-Wert (Global Warming Potential) von 1300 (siehe dazu [9]) nieder. Der Betrachtungszeitraum beträgt dabei 100 Jahre.

R134a ist derzeit das am weitesten verbreitete Kältemittel in der Fahrzeugindustrie. Es ist billig, sicher und besitzt gute Eigenschaften im Betrieb der Klimaanlage.

Eine EU-Richtlinie verbietet ab 2017 den Verkauf von Fahrzeugen, deren Klimaanlage Kältemittel mit einem GWP-Wert größer als 150 verwenden. Unter diese Regelung fällt auch das Kältemittel R134a mit seinem hohen GWP-Wert.

**2.3.2 R1234yf - Tetrafluorpropen**

Das Mittel R1234yf stellt mit einem GWP-Wert von vier einen technisch geeigneten Ersatz für das Mittel R134a dar. Es besitzt ähnliche Eigenschaften bezüglich der Druckabhängigkeit der Siedetemperatur wie R134a, wodurch keine Änderungen im Klimakreislauf notwendig sind. Lediglich der Massenstrom muss etwas erhöht werden.

Der größte Nachteil bei diesem Kältemittel ist die Brennbarkeit. In der EU-Gefahrenstoffkennzeichnung ist es als hochentzündlich deklariert. Weiters bildet sich im Brandfall oder bei der Reaktion mit heißen Oberflächen Flusssäure (HF), welche giftig und stark ätzend ist. Sie wird vom Menschen über die Haut und die Schleimhäute aufgenommen, was zu schweren Verätzungen führt (siehe dazu [9]).

### **2.3.3 R744 - Kohlenstoffdioxid**

Hinter der Bezeichnung R744 steckt der natürliche Stoff Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ). Er besitzt keinen Einfluss auf die Ozonschicht und hat definitionsgemäß einen GWP-Wert von eins.  $\text{CO}_2$  ist nicht brennbar und bei niedriger Konzentration für den Menschen ungiftig.

Der Einsatz von Kohlendioxid als Kältemittel erfordert hohe Arbeitsdrücke, die über 73,8 bar (kritischer Druck) annehmen (siehe dazu [5]). Dies erfordert, dass die einzelnen Elemente der Klimaanlage größere Wandstärken besitzen, um den hohen Drücken standzuhalten. Die Arbeitsdrücke und -Temperaturen von  $\text{CO}_2$  unterscheiden sich sehr von denen der Kältemittel R134a oder R1234yf, was eine Änderung des Kreislauf-Designs erfordert.

## 3 Physikalische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die für die Modellbildung notwendigen Formeln und Zusammenhänge hergeleitet und erklärt. Darüber hinaus soll der Leser einen Einblick in die physikalischen Vorgänge des Klimakreislaufes bekommen.

### 3.1 Grundlagen der Thermodynamik

#### 3.1.1 Temperatur

Bei der Temperatur ist grundsätzlich zwischen der fühlbaren und tatsächlichen Temperatur zu unterscheiden. Die fühlbare Temperatur hängt vom Wärmefluss von oder zur Haut ab. Die gleiche tatsächliche Temperatur fühlt sich bei unterschiedlichen Körpern unterschiedlich an. Der Wärmefluss wird dabei von der Wärmeleitfähigkeit und vom Wärmespeichervermögen beeinflusst.

Die Temperatur besitzt im SI-Einheitensystem die Einheit Kelvin (K). Die Änderung um ein Grad K entspricht der Änderung um ein Grad Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ). Der Nullpunkt der Temperaturskala liegt bei  $-273,15^{\circ}\text{C}$ . Man kann daher schreiben:

$$T = t + 273,15 \quad (3.1)$$

T      Temperatur in K

t      Temperatur in  $^{\circ}\text{C}$

Die Temperatur eines Stoffes spiegelt sich in der Bewegungsenergie seiner Moleküle wieder. Die Moleküle befinden sich in einer Schwingbewegung. Diese wird durch einen Anstieg der Temperatur verstärkt. Mit diesem Effekt lassen sich auch die physikalischen Vorgänge des Schmelzens (Auflösen der Gitterstruktur) und des Verdampfens (Ausbrechen aus dem Molekülverband) beschreiben.

Betrachtet man ein ideales Gas und eine große Ansammlung von Teilchen, so lässt sich für die Temperatur folgende Beziehung aufstellen:

$$T = \frac{2}{3} \frac{\overline{E_{kin}}}{k_B} \quad (3.2)$$

T thermodynamische Temperatur in K

$k_B$  Boltzmann-Konstante in J/K

$\overline{E_{kin}}$  mittlere kinetische Energie in J

### 3.1.2 Wärme

In der Thermodynamik stellt die Wärme eine Energieform dar. Diese Energie kann innerhalb eines thermodynamischen Systems oder über dessen Grenzen hinweg transportiert werden. Es handelt sich dabei um eine Prozessgröße und ist dadurch wegabhängig.

Der Wärme ist das Formelzeichen  $Q$  zugeteilt und wird mit der Einheit Joule (J) angegeben. Wird die Wärmemenge für ein Kilogramm (kg) eines Stoffes angegeben, spricht man von der spezifischen Wärmemenge  $q$ .

$$q = \frac{Q}{m} \quad (3.3)$$

$q$  spezifische Wärmemenge in J/kg

$Q$  Wärme in J

$m$  Masse in kg

### 3.1.3 Erster Hauptsatz der Wärmelehre

Der erste Hauptsatz der Wärmelehre beinhaltet das Gesetz von der Erhaltung der Energie. In einem abgeschlossenen System kann die gesamt enthaltene Energie nicht ab- oder zunehmen. Lediglich die Umformung einer Energieform in eine andere ist erlaubt.

Wie bereits erwähnt, ist hierbei auch die Wärme eine Energieform. Die mathematische Formulierung lautet wie folgt:

$$\delta Q + \delta W = dE_a + dU \quad (3.4)$$

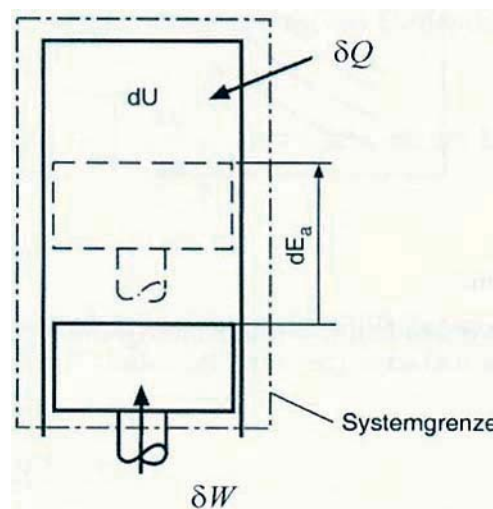
$\delta Q$  über die Grenze transportierte Wärme in J

$\delta W$  über die Grenze transportierte Arbeit in J

$dE_a$  Änderung der im System gespeicherten äußeren Energie in J

$dU$  Änderung der im System gespeicherten inneren Energie in J

In Abbildung 3.1 ist das Prinzip eines thermodynamischen Systems abgebildet.



**Abbildung 3.1:** Prinzip eines thermodynamisches System (Quelle [7])

Die äußere Energie setzt sich aus der potentiellen und der kinetischen Energie des gesamten Systems zusammen. Werden ruhende Systeme betrachtet, kann sie vernachlässigt werden. Die innere Energie ist in den Molekülen als kinetische, potentielle und chemische Energie gespeichert. Wenn man den ersten Hauptsatz umformuliert ergibt sich:

$$\delta Q = dU - \delta W \quad (+ dE_a) \quad (3.5)$$

In dieser Form ist gut zu erkennen, dass ein Teil der zugeführten Wärme in innere Energie umgewandelt wird. Der restliche Teil wird in Arbeit verwandelt.

Die Arbeit setzt sich dabei vor allem durch die Volumenänderungsarbeit und die Reibungsarbeit zusammen. Erstere tritt auf, wenn sich das Volumen in einem Arbeitsprozess ändert, wie es beispielsweise in Kolbenkompressoren der Fall ist. Sie lässt sich mit

$$\delta W = -pdV \quad (3.6)$$

$p$  Druck in Pa

$dV$  Volumenänderung in  $\text{m}^3$

angeben.

Setzt man (3.6) in (3.5) ein erhält man folgenden Ausdruck:

$$\delta Q = dU + pdV \quad (3.7)$$

Wird dem System Arbeit zugeführt, kann diese zum Teil oder vollständig in Reibungsarbeit umgesetzt werden. Die Arbeit wird dabei in Wärme umgewandelt und ist immer positiv. Diese Umwandlung ist irreversibel. Da die Reibungsarbeit in Wärme umgewandelt wird, kann sie der zugeführten Wärme angerechnet werden. In diesem Fall spricht man von der reversiblen Wärme  $Q_{\text{rev}}$  die wie folgt definiert ist:

$$Q_{\text{rev}} = Q_a + Q_R \quad (3.8)$$

$Q_a$  von außen zugeführte Wärme in J

$Q_R$  Reibungswärme in J

### 3.1.4 Enthalpie

Die Enthalpie  $H$  ist eine Zustandsgröße, die speziell für Gleichdruckprozesse definiert worden ist. Sie wird in der Einheit Joule (J) angegeben und hat folgende Definition:

$$H = U + pV \quad (3.9)$$

Durch Differentiation erhält man:

$$dH = dU + pdV + Vdp \quad (3.10)$$

$dH$  Änderung der Enthalpie in J

$V$  Volumen in  $\text{m}^3$

$dp$  Druckänderung in Pa

Formt man diese Gleichung nach  $dU$  um und setzt sie in den ersten Hauptsatz ein, so ergibt sich:

$$\delta Q = dH - Vdp \quad (3.11)$$

Dieser Zusammenhang vereinfacht sich bei Gleichdruckprozessen, wobei die Wärmezufuhr der Enthalpieerhöhung entspricht. Es gilt:

$$\delta Q = dH \quad (3.12)$$

Wird die Enthalpie auf die Masse  $m$  bezogen, spricht man von der spezifischen Enthalpie  $h$  mit der Einheit J/kg.

$$h = \frac{H}{m} \quad (3.13)$$

### 3.1.5 Zweiter Hauptsatz der Wärmelehre und Entropie

Alle natürlichen Prozesse sind in einer Form irreversibel. Das bedeutet, dass ein System ohne äußeren Einfluss nicht in den ursprünglichen Zustand zurückkehren kann. Beispiele für solche Prozesse sind Wärmeleitung, Mischung von Gasen und Reibung (vergleiche dazu [7]).

Für die Formulierung des zweiten Hauptsatzes der Wärmelehre wird die Entropie als Zustandsgröße eingeführt. Ihre Definition lautet wie folgt.

$$dS = \frac{\delta Q_{rev}}{T} \quad (3.14)$$

Die Entropie  $S$  wird in J/K angegeben und bildet sich durch die Division der reversiblen Wärme durch die thermodynamische Temperatur. Mit der Beziehung für die Wärme aus den Gleichungen (3.5) und (3.11) lässt sich die Entropie auf folgende Arten berechnen:

$$dS = \frac{dU + pdV}{T} \quad (3.15)$$

$$dS = \frac{dH - Vdp}{T} \quad (3.16)$$

Nach [7] kann mit der Entropie der zweite Hauptsatz der Wärmelehre mathematisch formuliert werden. Dieser gilt für alle Systeme, bei denen keine Wärme und Energie über die Systemgrenze transportiert wird. Solche Systeme werden adiabat genannt.

Der zweite Hauptsatz lautet:

$$\sum dS_i \geq 0 \quad (3.17)$$

Der Ausdruck besagt, dass die Summe aller Entropien der  $i$  Teilsysteme gleich bleibt (reversibler Prozess) oder ansteigt. Der reversible Prozess stellt einen Grenzfall dar und wird bei der Betrachtung idealisierter Prozesse verwendet.

Eine Abnahme der Entropie ist nur durch eine äußere Wärmeabfuhr möglich. In diesem Fall handelt es sich allerdings nicht mehr um ein adiabates System.

Die Entropie kann, wie die Enthalpie, als spezifische Größe (spezifische Entropie  $s$ ) angegeben werden (siehe dazu Kapitel 3.1.4 "Enthalpie").

### 3.1.6 Spezifische Wärmekapazität

Um eine Mengeneinheit (ein kg) eines Stoffes um ein K zu erhöhen, muss man eine gewisse Menge an Wärme zuführen. Diese Wärmemenge wird spezifische Wärme oder spezifische Wärmekapazität genannt. Sie hat folgende Definition:

$$c = \frac{\delta q}{dT} \quad (3.18)$$

$c$  spezifische Wärmekapazität in  $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$

$\delta q$  spezifische Wärmemenge in J/kg

$dT$  Temperaturänderung in K

Die spezifische Wärme ist keine Zustandsgröße. Sie hängt vom Zustand (Druck  $p$ , spezifisches Volumen  $v$ , Temperatur  $T$ ) und von der Art der Zustandsänderung ab. Es gibt zwei spezifische Wärmekapazitäten die von besonderer Bedeutung sind:

- $c_v$  spezifische Wärme bei Zustandsänderung mit konstantem Volumen
- $c_p$  spezifische Wärme bei Zustandsänderung mit konstantem Druck

Wird der erste Hauptsatz mit der inneren Energie formuliert (Gleichung (3.7)), kann daraus  $c_v$  hergeleitet werden. Bei der Formulierung mit der Enthalpie (3.11) kann  $c_p$  hergeleitet werden.



Beide spezifischen Wärmekapazitäten ergeben sich zu:

$$c_v = \left( \frac{\partial u}{\partial T} \right)_v \quad (3.19)$$

$$c_p = \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (3.20)$$

### 3.1.7 Wärmeübertragung

In einem thermodynamischen System kann Wärme grundsätzlich nur von einem Körper bzw. Stoff höherer Temperatur auf einen Körper bzw. Stoff niedrigerer Temperatur übergehen. Diese Wärmeübertragung kann auf drei unterschiedliche Arten erfolgen, die hier kurz erläutert werden (vergleiche hierzu auch [12]).

#### Wärmestrahlung

Jeder Körper sendet entsprechend seiner Temperatur eine elektromagnetische Strahlung aus, die im nicht sichtbaren Wellenbereich liegt. Trifft Wärmestrahlung auf einen Körper, wird diese teilweise absorbiert. Wärmestrahlung ist nicht an ein Übertragungsmedium gebunden und kann sich sogar im Vakuum ausbreiten.

#### Wärmeströmung

Von Wärmeströmung oder Konvektion spricht man, wenn Wärme durch leicht bewegliche Materie (flüssig oder gasförmig) mitgeführt wird. Dabei wird Wärme im Medium gespeichert und durch Strömung an einen anderen Ort befördert.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot dT \quad (3.21)$$

$\dot{Q}$  Wärmestrom in J/s

$\dot{m}$  Massenstrom in kg/s

$c$  spezifische Wärmekapazität in  $\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$

$dT$  Temperaturänderung in K

Die Wärmekonvektion kann aber auch mit Hilfe des Wärmeübergangskoeffizienten beschrieben werden. Mit diesem gilt:

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot dT \quad (3.22)$$

- $\alpha$  Wärmeübergangskoeffizient in  $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$   
 $A$  Fläche auf die Wärmeströmung wirkt in  $\text{m}^2$

### Wärmeleitung

Bei der Wärmeleitung wird Wärme von einem Körper auf einen anderen ohne Bewegung von Materie übertragen. Entlang der Übertragungsstrecke entsteht ein Temperaturgefälle, welches abnimmt, wenn sich die beiden Temperaturen annähern. Der Vorgang ist abgeschlossen, wenn beide Körper die gleiche Temperatur haben. Die Wärmeleitung lässt sich mit dem Fourier'schen Gesetz beschreiben:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{d} A dT \quad (3.23)$$

- $\lambda$  Wärmeleitfähigkeit in  $\text{W K}^{-1} \text{m}^{-1}$   
 $d$  Länge der Übertragungsstrecke in  $\text{m}$   
 $A$  Fläche durch die die Wärme gleitet wird in  $\text{m}^2$   
 $dT$  Temperaturunterschied in  $\text{K}$

### 3.1.8 Wärmedurchgangskoeffizient

Wärmeübertragung findet zwischen zwei Stoffen über eine Grenzschicht hinweg statt, wobei ein gewisser Widerstand überwunden werden muss. Das Beispiel in Abbildung 3.2 zeigt den Übergang zwischen zwei Fluiden, die durch eine Wand mit der Breite  $b$  getrennt sind.

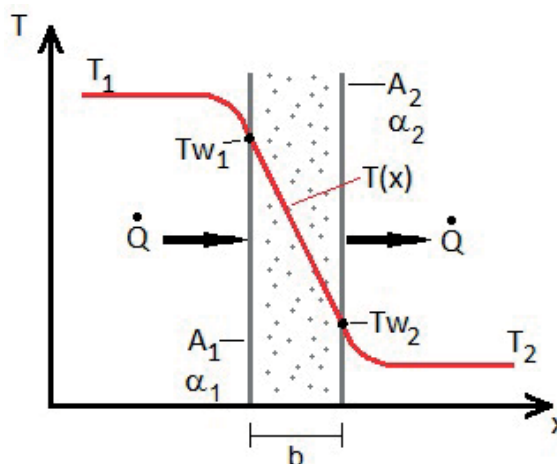


Abbildung 3.2: Wärmestrom durch eine Wand (Quelle [3])

Die Wärmeübertragung von einem Fluid auf die Wand entspricht der Wärmeströmung. Mit Gleichung (3.22) kann für die Übertragung der Fluide auf die Wand bzw. umgekehrt geschrieben werden:

$$\begin{aligned}\dot{Q} &= \alpha_1 A_1 (T_1 - T_{w1}) && \text{Übergang Fluid 1 zu Wand} \\ \dot{Q} &= \alpha_2 A_2 (T_{w2} - T_2) && \text{Übergang Fluid 2 zu Wand}\end{aligned}$$

Innerhalb der Wand findet Wärmeleitung statt, wobei mit Gleichung (3.23)

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{b} A_w (T_{w1} - T_{w2})$$

gilt. Die unbekanntenen Wandtemperaturen  $T_{w1}$  und  $T_{w2}$  können mit Hilfe der drei Gleichungen eliminiert werden (siehe dazu [3], S.35). Der Wärmestrom hängt dadurch nur noch von der Temperaturdifferenz der beiden Fluide, der Grenzfläche  $A$  und dem Wärmedurchgangskoeffizienten  $k$  ab.

$$\dot{Q} = kA(T_1 - T_2) \quad (3.24)$$

$k$  Wärmedurchgangskoeffizient in  $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$

Für das Produkt aus  $k$  und der Fläche  $A$  gilt dabei:

$$\frac{1}{kA} = \frac{1}{\alpha_1 A_1} + \frac{b}{\lambda A_w} + \frac{1}{\alpha_2 A_2} \quad (3.25)$$

Dieser Zusammenhang kann auf beliebig viele Trennschichten erweitert werden. Es genügt die hinzugekommenen Wärmeübergangskoeffizienten bzw. Wärmeleitfähigkei-

ten in Gleichung (3.25) entsprechend einzufügen. Bei gekrümmten Grenzflächen ist für die Berechnung der Mittelwert der äußeren und inneren Wandfläche einzusetzen.

### 3.1.9 Spezielle Zustandsänderungen

Von einer Zustandsänderung spricht man, wenn sich eine oder mehrere Zustandsgrößen eines Systems ändern. In einem thermodynamischen System gibt es folgende Zustandsgrößen (vergleiche mit [7]):

- Volumen
- Druck
- Temperatur
- Enthalpie
- Entropie

Je nachdem wie sich einzelne Zustandsgrößen während der Änderung verhalten, kann man spezielle Zustandsänderungen unterscheiden, die im Folgenden kurz erklärt werden.

**Isochore** Zustandsänderungen finden bei konstantem Volumen statt. Die Berechnung der Wärmemenge vereinfacht sich unter Berücksichtigung von Gleichung (3.7) zu

$$\delta Q = dU \Rightarrow Q = U_2 - U_1 \quad (3.26)$$

Bei einer Zustandsänderung mit gleich bleibendem Druck spricht man von einer **Isobaren**. Die Änderung der Wärmemenge entspricht in diesem Fall der Gleichung (3.12). Die abgegebene bzw. aufgenommene Wärme lässt sich aus der Differenz der Enthalpien berechnen.

$$Q = H_2 - H_1 \quad (3.27)$$

Zustandsänderungen mit konstanter Temperatur werden **Isotherme** genannt. Die Wärmemenge lässt sich durch Umformung der Gleichung (3.14) ermitteln, wobei

$$Q_{rev} = T(S_2 - S_1) \quad (3.28)$$

gilt.

**Isenthalpe** Zustandsänderungen gehen bei unveränderter Enthalpie einher. Mit Gleichung (3.11) lässt sich die Änderung der Wärme mit

$$\delta Q = -Vdp \quad (3.29)$$

angeben.

Bei der **isentropen** Zustandsänderung bleibt die Entropie konstant. Aus Gleichung (3.14) ist ersichtlich, dass die reversible Wärme den Wert Null annehmen muss. Dies ist entweder der Fall, wenn die Reibungswärme vollständig nach außen abgeführt wird, oder wenn sowohl die Reibungswärme als auch der äußere Wärmefluss den Wert Null besitzen. In letzterem Fall spricht man von einer reversiblen Isentropen. Bei einer isentropen Zustandsänderung kann nach [7] für das spezifische Volumen und dem Druck der folgende Zusammenhang aufgestellt werden:

$$pv^\kappa = \textit{konstant} \quad (3.30)$$

- p     Druck in Pa  
v     spezifisches Volumen in m<sup>3</sup>/kg  
κ     isentroper Koeffizient

Dieser Zusammenhang gilt nur für die Betrachtung idealer Gase. Bei idealen Gasen fallen bei niedrigen Drücken und großen Volumina die Wechselwirkungskräfte der einzelnen Teilchen untereinander weg. Allerdings erfüllen reale Gase die Eigenschaften idealer Gase mit genügender Genauigkeit, wenn Vorgänge mit kleinen Zustandsänderungen betrachtet werden.

### 3.1.10 Stationäre Fließprozesse

Als stationäre Fließprozesse werden thermodynamische Systeme bezeichnet, bei denen ein konstanter Massenstrom auftritt. Das bedeutet, dass die eintretende Masse  $m_{\text{ein}}$  gleich der austretenden Masse  $m_{\text{aus}}$  ist.

$$m_{\text{ein}} = m_{\text{aus}} = m \quad (3.31)$$

Erweitert man den ersten Hauptsatz aus Kapitel 3.1.3 um die von außen zufließenden Energien, ergibt sich folgender Zusammenhang (vergleiche dazu [7]):

$$\delta W + \delta Q_a + \sum dm_i (u_i + e_{a,i}) + \sum p_i v_i dm_i = dE_a + dU \quad (3.32)$$

$\delta W$  zugeführte Arbeit in J

$\delta Q_a$  von außen zugeführte Wärme in J

$dm_i (u_i + e_{a,i})$  mit dem Massenstrom zu- bzw. abgeführte Energie in J

$p_i v_i dm_i$  Ein- bzw. Ausschbearbeit des Fluids in das System in J

$dE_a$  Änderung äußere Energie des Systems in J

$dU$  Änderung innere Energie des Systems in J

Durch Umformen dieser Gleichung erhält man den Ausdruck

$$\delta W + \delta Q_a + \sum dm_i (u_i + p_i v_i + e_{a,i}) = dE_a + dU ,$$

wobei der Zusammenhang  $u_i + p_i v_i$  die spezifische Enthalpie  $h_i$  darstellt. Im Fall des stationären Fließprozesses ändern sich die innere und äußere Energien des Systems nicht.

Wird ein thermodynamisches System mit einem Zu- und einem Abfluss von Materie betrachtet, werden die zufließenden Energien positiv und die abfließenden Energien negativ gerechnet. Integration und anschließende Division durch die Masse  $m$  führen zur zugeführten spezifischen Arbeit  $w$ :

$$w = h_2 - h_1 + e_2 - e_1 - q_a \quad (3.33)$$

## 3.2 Gleichstrommaschine

Für den Antrieb des Kühlmittelkompressors wird eine Gleichstrommaschine verwendet, die von der Gleichstrombatterie des Fahrzeuges gespeist wird. Im folgenden Unterkapitel werden kurz der Aufbau und die Funktionsweise der Gleichstrommaschine beschrieben. Abschließend wird das Gleichungssystem aufgestellt, mit dem die Maschine modelliert wird.

### 3.2.1 Aufbau und Funktionsweise

Eine Gleichstrommaschine besteht aus einem Läufer und einem Ständer (siehe dazu Abbildung 3.3). Der bewegliche Läufer, oder auch Rotor, besteht aus der Welle, die die Ankerwicklung und den Kommutator aufnimmt. Der feststehende Ständer, oder auch Stator, besteht aus dem Ständerjoch, dem Bürstenapparat und den Polschuhen (siehe dazu auch [4]).

Im einfachsten Fall sind die Pole des Stators mit einem Permanentmagneten ausgestattet, die das magnetische Erregerfeld für die Gleichstrommaschine erzeugt. Die Permanentmagnete können aber auch durch fremderregte Spulen ersetzt werden, die das nötige Magnetfeld erzeugen. Der magnetische Fluss wird über die Polschuhe zum Rotor geleitet.

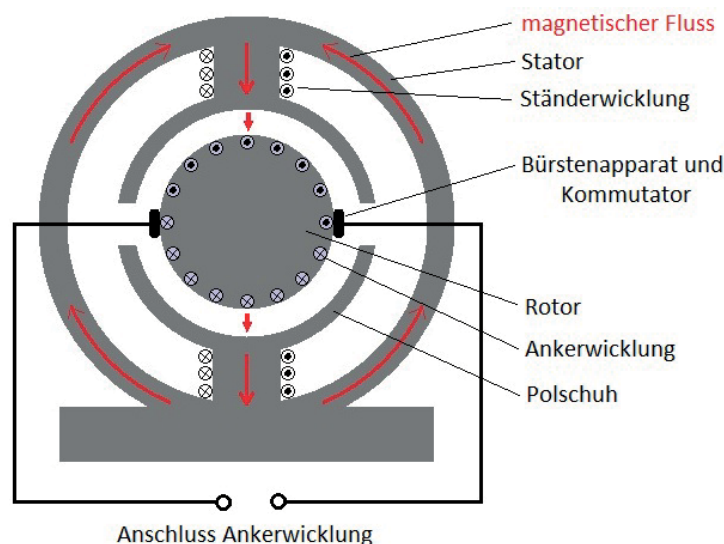


Abbildung 3.3: Aufbau der Gleichstrommaschine (Quelle [4])

Über den Bürstenapparat und den Kommutator wird die Ankerwicklung des Rotors mit Strom versorgt. Der Kommutator hat dabei die Aufgabe, den Strombelag der Ankerwicklung räumlich festzuhalten. Das bedeutet, dass der Stromfluss durch die Wicklung räumlich in Bezug auf den Stator gleich bleibt, auch wenn sich der Rotor dreht.

Das Magnetfeld durchdringt die Ankerwicklung und übt auf die stromdurchflossenen Leiter eine Kraft aus. Durch den räumlich festgehaltenen Strombelag bleibt auch die Kraftwirkung des Magnetfeldes auf die Leiter der Ankerwicklung gleich.

### 3.2.2 Instationäres Betriebsverhalten der Gleichstrommaschine

Abbildung 3.4 zeigt das Ersatzschaltbild einer fremderregten Gleichstrommaschine. Daraus lassen sich die Differentialgleichungen für das instationäre Betriebsverhalten herleiten (vergleiche dazu [4]).

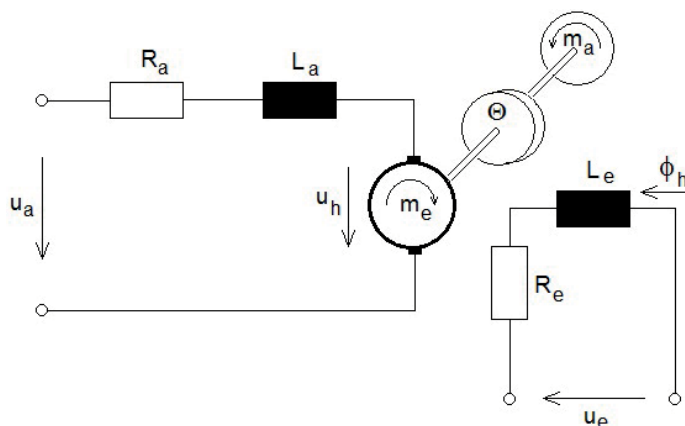


Abbildung 3.4: Ersatzschaltbild der fremderregten Gleichstrommaschine (Quelle [4])

Der Ankerkreis besteht aus dem Ohm'schen Widerstand  $R_a$  und der Induktivität  $L_a$ . Dabei ist die Induktivität von den Luftspalt- und Streufeldern der Ankerwicklung abhängig. Aus dem Widerstand  $R_e$  und der Induktivität  $L_e$  der Erregerwicklung wird der Erregerkreis gebildet. Der Rotor wird als starrer Körper mit dem Trägheitsmoment  $\Theta$  modelliert. An ihm greift das Antriebsmoment der Gleichstrommaschine  $m_e$  und das Lastmoment  $m_a$  an.

Für den Erregerkreis lässt sich folgender Zusammenhang anschreiben:

$$u_e - R_e i_e - L_e \frac{di_e}{dt} = 0 \quad (3.34)$$

Für den Ankerkreis gilt:

$$u_a - u_h - R_a i_a - L_a \frac{di_a}{dt} = 0 \quad (3.35)$$

$u_a, i_a$  Spannung und Strom durch die Ankerwicklung in V und A

$u_e, i_e$  Spannung und Strom durch die Erregerwicklung in V und A

$u_h$  induzierte Spannung in der Ankerwicklung in V



Das Antriebsmoment  $m_e$  der Gleichstrommaschine und die induzierte Spannung  $u_h$  in der Ankerwicklung lassen sich folgend anschreiben:

$$u_h = k_m \Phi_h \omega \quad (3.36)$$

$$m_e = k_m \Phi_h i_a \quad (3.37)$$

$k_m$  Maschinenkonstante

$\Phi_h$  Erregerfluss in Vs

$\omega$  Drehzahl des Rotors in rad/s

$m_e$  Drehmoment der Gleichstrommaschine in Nm

Die Maschinenkonstante hängt hierbei nur von der Geometrie der Gleichstrommaschine ab.

Neben den Lastmomenten und dem Trägheitsmoment des Rotors wird bei einer Drehbewegung auch eine Reibung wirksam. Der Zusammenhang dieser Größen lautet:

$$m_e - m_a - \Theta \frac{d\omega}{dt} - k_r \omega = 0 \quad (3.38)$$

$m_a$  Lastmoment in Nm

$\Theta$  Trägheitsmoment des Rotors in kg m<sup>2</sup>

$k_r$  Reibungskonstante in Nm/s

Mit den oben gezeigten Gleichungen lässt sich das Gleichungssystem für den instationären Betriebsfall aufstellen, wobei darauf zu achten ist, dass der Erregerfluss  $\Phi_h$  vom Erregerstrom abhängig ist.

$$u_a = R_a i_a + k_m \Phi_h \omega + L_a \frac{di_a}{dt} \quad (3.39)$$

$$u_e = R_e i_e + L_e \frac{di_e}{dt} \quad (3.40)$$

$$m_e = k_m \Phi_h i_a \quad (3.41)$$

$$\Theta \frac{d\omega}{dt} = m_e - m_a - k_r \omega \quad (3.42)$$

### 3.2.3 Stationäres Betriebsverhalten der Gleichstrommaschine

Im stationären Betrieb der Gleichstrommaschine werden alle zeitlichen Änderungen zu Null. Dadurch vereinfacht sich das Gleichungssystem des instationären Betriebs zu:

$$U_a = R_a I_a + k_m \Phi_h \omega \quad (3.43)$$

$$U_e = R_e I_e \quad (3.44)$$

$$M_e = k_m \Phi_h I_a \quad (3.45)$$

$$0 = M_e - M_a - k_r \omega \quad (3.46)$$

Mit den beiden hergeleiteten Gleichungssystemen kann die Parametrisierung und Modellierung der Gleichstrommaschine durchgeführt werden.

## 3.3 Klimakreislauf

In den folgenden Unterkapiteln werden die Elemente des Klimakreislaufs bezüglich ihres physikalischen Verhaltens untersucht. Mit Hinblick auf die Modellbildung werden die hergeleiteten Zusammenhänge auf folgende Zustandsgrößen beschränkt:

- Druck
- Temperatur
- Enthalpie
- Massenfluss und
- Kompressorarbeit

Nach der Arbeit von Gathrop und Smith ([8]) genügen die vier erstgenannten Größen zur Beschreibung eines thermodynamischen Systems aus. Der Verdichter stellt das Bindeglied zum mechanischen Antrieb dar. In Abhängigkeit der Zustände im Klimakreislauf ergibt sich eine entsprechende Kompressorarbeit die von außen durch den Antrieb aufgebracht werden muss.

### 3.3.1 Verdichter

Die allgemeine Funktionsweise wurde bereits in Kapitel 2.1.1 "Verdichter" beschrieben. In diesem Kapitel werden die physikalischen Grundlagen behandelt, mit denen in weiterer Folge das mathematische Modell des Verdichters aufgestellt werden kann.

Im betrachteten Klimakreis wird ein Kolbenkompressor als Verdichter verwendet, der das Kältemittel in den Zylinderraum saugt, dieses verdichtet und mit erhöhtem Druck wieder ausschleibt. Im idealen Ansaugvorgang wird dabei der gesamte Zylinderinnenraum mit dem Fluid ausgefüllt. Unter Berücksichtigung der Drehzahl des Antriebes kann für den Massenstrom folgender Zusammenhang aufgestellt werden:

$$\dot{m}_{Kom} = V_{Kom} \rho_f N \quad (3.47)$$

$\dot{m}_{Kom}$  Massenfluss durch den Kompressor in kg/s

$V_{Kom}$  Hubvolumen des Kompressors in m<sup>3</sup>

$\rho_f$  Dichte des Kältemittels in kg/m<sup>3</sup>

$N$  Drehzahl des Antriebes in Umdrehungen/s

Dabei wird das Hubvolumen durch die Konstruktion und die Drehzahl durch den Antrieb vorgegeben. Die Dichte des Kältemittels ist von der Temperatur und dem Druck des Fluids nach dem Verdampfer abhängig.

Ein idealer Füllgrad, wie er in Gleichung (3.47) berücksichtigt wird, kann bei realen Prozessen nicht erreicht werden. Beim Eintritt bzw. Austritt des Kältemittels in und aus dem Kompressor entstehen Wirbel, die von dem Druckverhältnis zwischen Ein- und Ausgang, der Antriebsgeschwindigkeit und der Geometrie des Verdichters beeinflusst werden (vergleiche dazu [7]). Aus diesem Grund muss für die Berechnung des Massenflusses der Liefergrad  $\eta_V$  berücksichtigt werden.

$$\dot{m}_{Kom} = V_{Kom} \rho_f N \eta_V \quad (3.48)$$

Zur Bewerkstellung des Massenflusses und der Verdichtung muss durch den Kompressor Arbeit geleistet werden. Nach [7] können bei der idealen Kompression (reibungsfrei) des Kältemittels folgende Einzelarbeiten berücksichtigt werden:

- Ansaugen
- Verdichten
- Ausschieben

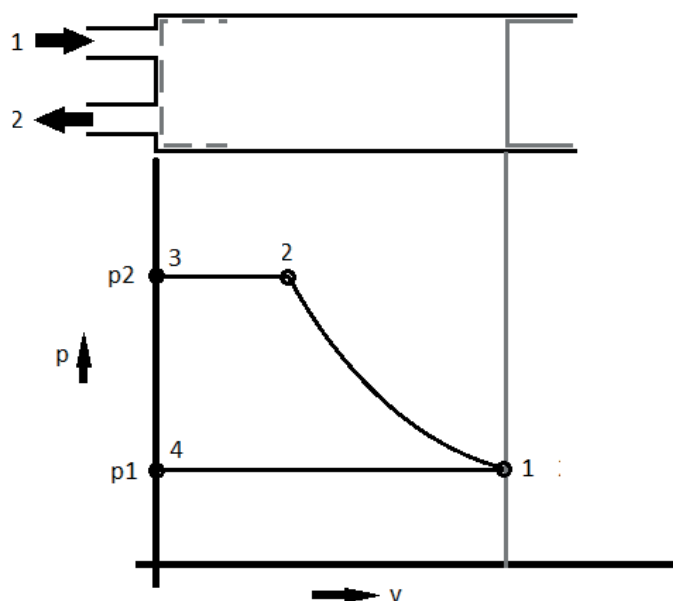


Abbildung 3.5: Schema des Verdichtungsprozesses

In Abbildung 3.5 ist eine schematische Darstellung der Verdichtung zu sehen. Alle drei Arbeitsschritte werden im Laufe einer Umdrehung des Antriebes durchlaufen. Zwischen Punkt 4 (oberer Totpunkt) und Punkt 1 (unterer Totpunkt) saugt der Kolben das Kältemittel in den Zylinder, wobei der Druck konstant bleibt. Ausgehend von Punkt 1 zu Punkt 2 findet die Verdichtung statt. Mit dem kleiner werdenden Volumen nimmt der Druck im Zylinder zu. Der Ausschiebevorgang (Punkt 2 zu 3) findet wieder bei konstantem Druck statt.

Mit der Volumenänderungsarbeit aus Gleichung (3.6) kann Folgendes für die Summe der einzelnen Arbeiten geschrieben werden:

$$W_{Kom} = -\int_4^1 p_1 dV + \int_2^1 p dV + \int_2^3 p_2 dV \quad (3.49)$$

Löst man die Integrale zwischen den Punkten 4 und 1 und zwischen den Punkten 2 und 3, so vereinfacht sich der Ausdruck. Des Weiteren lässt sich die geleistete Arbeit auf die Druckänderung, anstatt der Volumenänderung, beziehen. Dadurch ist nochmals eine Vereinfachung möglich.

$$W_{Kom} = -p_1 V_1 + p_2 V_2 + \int_2^1 p dV = \int_1^2 V dp \quad (3.50)$$

Die hergeleitete Berechnung der Kompressorarbeit geht davon aus, dass der gesamte Zylinder mit dem Kältemittel ausgefüllt wird. Mit Gleichung (3.48) in diesem Kapitel wurde bereits gezeigt, dass der ideale Befüllungsgrad im realen Betrieb nicht erreicht wird. Es ist daher sinnvoll, die Kompressorarbeit auf die Masse des Kältemittels zu beziehen. Hierbei ergibt sich die Berechnung der allgemeinen spezifischen Kompressorarbeit:

$$w_{Kom} = \frac{W_{Kom}}{m} = \int_1^2 v dp \quad (3.51)$$

Indem die Drehzahl aus der Gleichung (3.45) gestrichen wird, kann die im Verdichter enthaltene Kühlmittelmasse berechnet werden. Der so entstehende Zusammenhang stellt die Massenbefüllung  $m_{Takt}$  des Verdichtungsraumes in einem Arbeitstakt dar und lautet:

$$m_{Takt} = V_{Kom} \rho_f \eta_V \quad (3.52)$$

Nach [7] kann bei einem Verdichter von einem isotropen Arbeitsprozess ausgegangen werden. Mit dem Zusammenhang (3.30) für ideale Gase kann das Integral der Gleichung (3.51) aufgelöst werden. Wird ein reibungsfreier Verdichtungsprozesses angenommen, lautet die Herleitung wie folgt.

$$p v^\kappa = p_1 v_1^\kappa \Rightarrow v = v_1 \left( \frac{p_1}{p} \right)^{1/\kappa} \quad (3.53)$$

$$w_{s,Kom} = \int_1^2 v dp = \int_1^2 v_1 p_1^{1/\kappa} p^{1/\kappa} dp = v_1 p_1^{1/\kappa} \frac{\kappa}{\kappa-1} \left( p_2^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - p_1^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \quad (3.54)$$

Schlussendlich kann für die isentrope Kompressorarbeit  $w_{s, \text{Kom}}$

$$w_{s, \text{Kom}} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} v_1 p_1 \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (3.55)$$

angeschrieben werden.

Im Betrieb eines realen Verdichters tritt immer Reibungsarbeit und damit Reibungswärme im Zylinderraum auf. Ebenso kommt es durch Reibung in den Lagern des Kompressors zu Verlusten. Diese Verluste müssen auch durch den Antrieb bereitgestellt werden. Aus diesem Grund wird der mechanische Wirkungsgrad ( $\eta_{\text{mech}}$ ) eingeführt. Mit diesem ergibt sich die effektive (äußere) Kompressorarbeit  $w_{e, \text{Kom}}$  zu:

$$w_{e, \text{Kom}} = w_{s, \text{Kom}} \frac{1}{\eta_{\text{mech}}} \quad (3.56)$$

Ausgehend von dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse (siehe dazu Kapitel 3.1.10 "Stationäre Fließprozesse") kann auch ein Zusammenhang zwischen der Enthalpiedifferenz und der isentropen Kompressorarbeit angegeben werden. Unter der Annahme, dass sich die potentielle und kinetische Energie des Systems nicht ändert und keine Wärmezufuhr stattfindet, ergibt sich Folgendes:

$$w_{s, \text{Kom}} = h_2 - h_1 \quad (3.57)$$

Wie bereits erwähnt tritt unweigerlich Reibung im Kompressor auf, die eine Wärmequelle darstellt. Die so entstehende Wärme wirkt sich auf die Enthalpie  $h_2$  im Zusammenhang (3.57) aus und muss in entsprechender Weise berücksichtigt werden. Deswegen wird der isentrope Wirkungsgrad  $\eta_s$  eingeführt (vergleiche dazu [2], S.404).

$$\eta_s = \frac{h_2 - h_1}{h_2' - h_1} \quad (3.58)$$

Mit  $h_2'$  wird dabei die erhöhte Enthalpie des Fluids nach dem Verdichter bezeichnet. Die tatsächliche Enthalpiedifferenz kann mit den Gleichungen (3.57) und (3.58) zusammengefasst werden:

$$h_2' - h_1 = \frac{w_{s, \text{Kom}}}{\eta_s} \quad (3.59)$$

### 3.3.2 Thermostatisches Expansionsventil

In diesem Kapitel wird auf ein thermostatisches Expansionsventil mit innerem Druckausgleich eingegangen, da diese Bauart auch im untersuchten Klimakreislauf zur Anwendung kommt. Der generelle Aufbau wurde bereits in Kapitel 2.1.4 "Expansionsventil" erklärt. Es soll nun die physikalische Wirkweise beschrieben werden. Innerer Druckausgleich bedeutet hier, dass der Kühlmitteldruck auf die Membran der Messdose dem Druck des Fluids vor dem Verdampfer entspricht. Bei einem äußeren Druckausgleich würde der Druck nach dem Verdampfer zur Messmembran geführt werden.

Bestimmend für den Massenfluss durch ein Ventil ist der sogenannte Ventilkoeffizient  $k_v$ . Bezogen auf den Massenfluss für inkompressible Medien lautet die Berechnung des  $k_v$ -Wertes (siehe dazu [10]):

$$k_v = \frac{1000 \dot{m}_D}{\sqrt{\rho \Delta p}} \quad (3.60)$$

Den Zusammenhang für den Massenfluss erhält man durch einfache Umformung zu:

$$\dot{m}_D = k_v \frac{\sqrt{\rho \Delta p}}{1000} \quad (3.61)$$

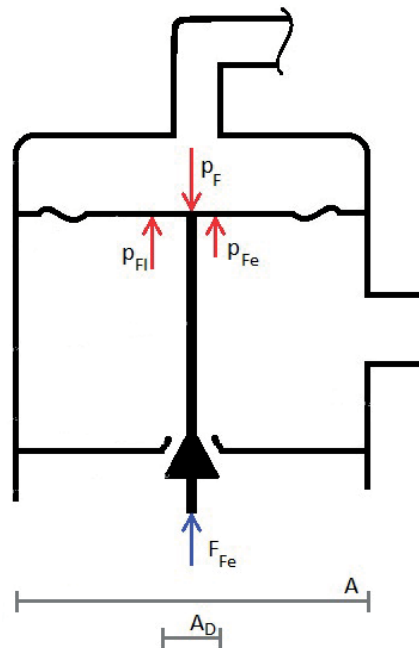
Hierbei hängt der Ventilkoeffizient von den geometrischen Gegebenheiten des Ventils ab. Mit der bekannten Öffnungsfläche  $A_D$  der Drossel kann der  $k_v$ -Wert nach [10] auch wie folgt angeschrieben werden:

$$k_v = \sqrt{2} A_D \alpha \quad \text{mit} \quad \alpha = \left[ 1 + 0,707 \sqrt{1 - \frac{A_D}{A}} - \frac{A_D}{A} \right]^{-1} \quad (3.62)$$

Ein weiterer Parameter des thermostatischen Expansionsventils ist der Ventilhub  $\zeta$ , der keinen konstanten Wert besitzt. Der Öffnungsgrad des Ventils ist dabei von den Gegebenheiten im Niederdruckteil des Klimakreislaufes abhängig.

Der Ventilhub wird durch jene Kräfte bestimmt, die auf die Membran in der Drossel wirken (siehe Abbildung 3.6). Als öffnende Kraft wirkt der Fühlerdruck  $p_F$ , der vom Thermofühler bereitgestellt wird und der Temperatur des Kühlmittels am Verdampferausgang entspricht. Der Thermofühler wird meist mit dem Fluid des Klimakreislaufes befüllt, um einen schnellen Zusammenhang zwischen der Temperatur des Kältemittels

im Kreislauf und dem Fühlerdruck zu erhalten. Es sind aber auch andere Befüllungen möglich, mit denen das dynamische Verhalten des Ventils beeinflusst werden kann.



**Abbildung 3.6:** Druckkräfte auf die Membran des Expansionsventils

Dem Fühlerdruck wirkt der Verdampfungsdruck  $p_{Fl}$  des flüssigen Fluids und der Federdruck  $p_{Fe}$  der Einstellschraube mit der Federkraft  $F_{Fe}$  entgegen (siehe hierzu [13]).  $p_{Fl}$  ist hierbei der im Kühlmedium wirksame Druck am Drosselausgang bzw. am Verdampfereingang. Druckverluste, die innerhalb des Verdampfers auftreten werden in diesem Fall nicht berücksichtigt. Bei kleinen Kälteanlagen, wie jene die in Kraftfahrzeugen verwendet werden, kann der Druckverlust vernachlässigt werden.

Nach [13] kann man anstatt der wirkenden Drücke auch die entsprechenden Temperaturen miteinander vergleichen. Mit der Stellschraube wird die statische Überhitzung  $T_{ÜS}$  des Ventils festgelegt. Erst wenn die Überhitzung über dem statischen Wert liegt, öffnet das Ventil, wobei Folgendes gilt:

$$T_{Ü} = T_F - T_{Fl} \quad (3.63)$$

$T_{Ü}$  Überhitzung in K

$T_F$  Fühlertemperatur, Temperatur des Fluids nach dem Verdampfer in K

$T_{Fl}$  Verdampfungstemperatur in K



Dabei sind die Überhitzung und die Fühlertemperatur selbsterklärend. Die Verdampfungstemperatur ist die Siedetemperatur des Kältemittels am Verdampfereingang und ist vom vorherrschenden Druck abhängig.

Zum Schutz des Verdichters wird für den Betrieb des Klimakreislaufes eine bestimmte Überhitzungstemperatur gewählt, die durch das Drosselventil gehalten werden soll. Diese Temperatur wird Arbeitsüberhitzung  $T_{\dot{U}A}$  (vergleiche dazu [13]) genannt. Entspricht die Überhitzung der Arbeitsüberhitzung, so ist das Ventil vollständig (100%) im Sinne der Drosselleistung geöffnet. Über diesen Ventilhub hinweg ist eine gewisse Leistungsreserve vorgesehen damit mehr Kühlmittel zum Verdampfer gelangen kann. Dadurch ist es möglich, dass der Druck im Verdampfer und damit auch die Siedetemperatur steigen, wodurch die Überhitzung sinkt.

Mit den angestellten Überlegungen kann für den Ventilhub folgender Zusammenhang aufgestellt werden:

$$\zeta = \begin{cases} \frac{T_{\dot{U}} - T_{\dot{U}S}}{T_{\dot{U}A} - T_{\dot{U}S}} & \text{für } T_{\dot{U}S} \leq T_{\dot{U}} \leq T_{\dot{U}A} \\ 1 + \zeta_{reserve} \left(1 - e^{-\frac{T_{\dot{U}}}{\tau}}\right) & \text{für } T_{\dot{U}A} < T_{\dot{U}} \\ 0 & \text{sonst} \end{cases} \quad (3.64)$$

Wird angenommen, dass der Massenfluss aus Gleichung (3.61) bei einem vollständig geöffneten Drosselventil zu tragen kommt, so kann unter Berücksichtigung des Ventilhubes der Massenfluss an die wirkende Überhitzung angepasst werden:

$$\dot{m}_{D\dot{U}} = \dot{m}_D \zeta \quad (3.65)$$

Für die Berücksichtigung des Verhaltens der Enthalpie wird der stationäre Fließprozess aus Kapitel 3.1.10 betrachtet. Die Drossel verrichtet hierbei keine Arbeit und es kann angenommen werden, dass die Geschwindigkeit vor und nach der Drossel gleich groß ist (vergleiche dazu [7]). Nach [2] kann auch davon ausgegangen werden, dass kein Wärmeaustausch mit der Umgebung stattfindet. Ein solcher Vorgang wird als adiabatisch bezeichnet.

Mit dem ersten Hauptsatz der Wärmelehre für stationäre Fließprozesse und den oben getroffenen Annahmen erhält man den Zusammenhang:

$$0 = h_2 - h_1 \Rightarrow h_1 = h_2 \quad (3.66)$$

Das bedeutet, dass sich die Enthalpie des Fluids beim Durchgang durch die Drossel nicht ändert.

### 3.3.3 Verdampfer

In einem Verdampfer wird das innere Medium durch Wärmeübertragung von außen so weit erhitzt, bis die Flüssigkeit zu verdampfen beginnt. Während der Verdampfung wird die gesamte übertragene Wärmeenergie für die Stoffumwandlung aufgewendet. Das bedeutet, dass sich die Temperatur des inneren Mediums nicht ändert, solange der Stoff noch als Dampf vorhanden ist. Nach dem Verdampfungsvorgang wird das gasförmige Fluid weiter erhitzt, bis es aus dem Verdampfer austritt. Als Voraussetzung muss die Temperatur des äußeren Luftstroms höher sein als die des Kühlmittelstroms (vergleiche dazu [15]).

Im Klimakreislauf entfällt die Erwärmung des flüssigen Fluids. Nach dem Expansionsventil befindet sich das Kältemittel schon im siedenden Zustand und beginnt bei gleichbleibendem Druck sofort zu verdampfen. Als äußere Wärmequelle dient die Umgebungsluft, die den Verdampfer durchströmt und dabei abgekühlt wird.

Mit den Gleichungen für die Wärmeströmung und den Überlegungen die in Kapitel 3.1.8 "Wärmedurchgangskoeffizient" angestellt wurden lassen sich die physikalischen Zusammenhänge im Verdampfer darstellen.

Das Kühlmittel gelangt mit der Temperatur  $T_{KM1}$  in den Verdampfer und besitzt die spezifische Enthalpie  $h_{KM1}$ . Von außen muss in einem ersten Schritt so viel Wärme zugeführt werden, bis die Verdampfungsenthalpie erreicht wird. Die Luft wird dabei von der Temperatur  $T_{L1}$  auf  $T_{L2}'$  abgekühlt.

Für den Wärmefluss von der Luft auf die Verdampferoberfläche gilt mit Gleichung (3.24)

$$\dot{Q} = k_{Verd} A_V (T_{L1} - T_{KM1}) \quad (3.67)$$

bzw. mit (3.21)

$$\dot{Q} = \dot{m}_L \bar{c}_{pL} (T_{L1} - T_{L2}') \quad (3.68)$$

Dieser Wärmefluss wird auf der Innenseite vom Kühlmittel aufgenommen, wobei aus (3.20) und (3.21)

$$\dot{Q} = \dot{m}_{KM} (h_{km,Dampf} - h_{KM1}) \quad (3.69)$$

folgt.

Ausgehend vom Zustand des Kühlmittels am Verdampfereingang kann die Verdampfungsenthalpie  $h_{km,Dampf}$  ermittelt werden. Aus (3.69) erhält man den Wärmestrom, der für die vollständige Umformung des Fluids in die Gasphase notwendig ist. Mit diesem kann wiederum die für die Verdampfung benötigte Verdampferoberfläche  $A_V$  und die Lufttemperatur  $T_{L2}'$  berechnet werden.

$$A_V = \frac{\dot{m}_{KM} (h_{km,Dampf} - h_{KM1})}{k_{Verd} (T_{L1} - T_{KM1})} \quad (3.70)$$

$$T_{L2}' = T_{L1} - \frac{k_{Verd} A_V (T_{L1} - T_{KM1})}{\dot{m}_L \bar{c}_{pL}} \quad (3.71)$$

Die verbleibende Oberfläche  $A_H$  des Verdampfers wird im zweiten Schritt zum Erwärmen des Kältemitteldampfes verwendet. Ausgehend von der Temperatur  $T_{L2}'$  wird die Luft auf die endgültige Temperatur  $T_{L2}$  abgekühlt.

Für diesen Vorgang gelten die folgenden Zusammenhänge:

$$A_H = A_{ges} - A_V \quad (3.72)$$

$$\dot{Q}' = k_{heiz} A_H (T_{L2}' - T_{KM1}) \quad (3.73)$$

$$\dot{Q}' = \dot{m}_{KM} \bar{c}_{pKM} (T_{KM2} - T_{KM1}) = \dot{m}_{KM} (h_{KM2} - h_{KM,Dampf}) \quad (3.74)$$

$$\dot{Q}' = \dot{m}_L \bar{c}_{pL} (T_{L2}' - T_{L2}) \quad (3.75)$$

Mit diesen Formeln lassen sich die Enthalpie des Kühlmittels und die Lufttemperatur nach dem Durchlaufen des Verdampfers berechnen:

$$T_{L2} = T_{L2}' - \frac{k_{\text{heiz}} A_H (T_{L2}' - T_{KM1})}{\dot{m}_L \bar{c}_{pL}} \quad (3.76)$$

$$h_{KM2} = h_{KM,Dampf} + \frac{k_{\text{heiz}} A_H (T_{L2}' - T_{KM1})}{\dot{m}_{KM}} \quad (3.77)$$

Abhängig von der Stoffphase des Kühlmittels (Dampfgemisch, Gas) und damit von den unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften, besitzen auch die Wärmeübergangskoeffizienten  $k_{\text{verd}}$  und  $k_{\text{heiz}}$  unterschiedliche Werte.

Bei der angestellten Betrachtung ist zu beachten, dass die Luftfeuchtigkeit vernachlässigt wurde. Diese wirkt sich negativ auf die Kühlleistung des Klimakreislaufes aus, wodurch bei gleicher Abkühlung der Außenluft mehr Kompressorleistung notwendig ist. Dieser Effekt wird durch die für die Kondensation der Luft benötigte Wärmemenge hervorgerufen. Während der Kondensation kühlt die Luft nicht ab.

### 3.3.4 Verflüssiger

Nachdem das gasförmige Kältemittel den Kompressor durchlaufen hat, wird es im Verflüssiger kondensiert, sodass es wieder als Flüssigkeit zur Verfügung steht. Das Wirkprinzip ist dasselbe wie beim Verdampfer, mit der Ausnahme, dass das Kältemittel nicht mit der Taupunkttemperatur zum Kondensator gelangt.

In einem ersten Schritt gibt das gasförmige Kältemittel Wärme ab, die von einem äußeren Luftstrom aufgenommen wird. Das Fluid kühlt solange ab, bis die Taupunkttemperatur erreicht wird. Bei gleichbleibender Temperatur kondensiert das Kühlmittel im Inneren des Verflüssigers, bis das Fluid nur noch als Flüssigkeit vorhanden ist. Abschließend wird das flüssige Kühlmittel weiter abgekühlt, bis es den Verflüssiger verlässt. Der gesamte Vorgang läuft isobar ab. Der entstehende Wärmestrom wird von dem äußeren Luftstrom aufgenommen, der sich dadurch erwärmt.

Zur mathematischen Beschreibung des Verflüssigers können die gleichen Gesetzmäßigkeiten wie bei einem Verdampfer verwendet werden. Die einzelnen Vorgänge werden

hier nur kurz beschrieben. Auf eine explizite Berechnung der Temperaturen und Enthalpien wird hier verzichtet, wobei auf die Vorgehensweise im vorangegangenen Kapitel verwiesen sei. Die benötigten Grenzwerte der Enthalpie für die Dampf- und Flüssigphase des Kältemittels werden bei gegebenem Druck aus den Stoffeigenschaften ermittelt.

Abkühlen des Fluids bis zur Tautemperatur:

$$\dot{Q} = k_{\text{kühl,Gas}} A_{\text{kühl1}} (T_{\text{KM1}} - T_{\text{L1}}) \quad (3.78)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{KM}} (h_{\text{KM1}} - h_{\text{KM,Dampf}}) \quad (3.79)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{L}} \bar{c}_{\text{pL}} (T_{\text{L2}} - T_{\text{L1}})$$

Kondensationsvorgang:

$$\dot{Q}' = k_{\text{kondens}} A_{\text{kondens}} (T_{\text{KM2}} - T_{\text{L2}}) \quad (3.80)$$

$$\dot{Q}' = \dot{m}_{\text{KM}} (h_{\text{KM,Dampf}} - h_{\text{KM,Flüssig}}) \quad (3.81)$$

$$\dot{Q}' = \dot{m}_{\text{L}} \bar{c}_{\text{pL}} (T_{\text{L2}} - T_{\text{L2}}) \quad (3.82)$$

Abkühlen des flüssigen Fluids:

$$\dot{Q}'' = k_{\text{kühl,Flüssig}} A_{\text{kühl2}} (T_{\text{KM2}} - T_{\text{L2}}) \quad (3.83)$$

$$\dot{Q}'' = \dot{m}_{\text{KM}} (h_{\text{KM1,Flüssig}} - h_{\text{KM2}}) \quad (3.84)$$

$$\dot{Q}'' = \dot{m}_{\text{L}} \bar{c}_{\text{pL}} (T_{\text{L2}} - T_{\text{L2}}) \quad (3.85)$$

### 3.3.5 Zustände im Hochdruck- und Niederdruckteil des Klimakreislaufs

Die Zustände im Hochdruck- und Niederdruckteil werden zum einen von den Stoffeigenschaften des Kältemittels und zum anderen von den Elementen des Kreislaufs be-

stimmt. Die spezifische Enthalpie des Fluids wird durch die Wärmetauscher und den Verdichter bestimmt. Verdichter und Expansionsdrossel geben den Massenfluss im Kreislauf vor und die Temperaturen stellen sich aufgrund der spezifischen Enthalpien und des entsprechenden Drucks ein.

Besonderer Betrachtung muss dem Zustand des Drucks beigemessen werden, da er nicht aus der Enthalpie bestimmt werden kann. Es soll nun für beide Druckteile des Kreislaufs erläutert werden, wie sich die Zustände der Masse, Temperatur und des Massenflusses auf den Druck auswirken.

Im Hochdruckteil wird die vorhandene Masse durch den Zufluss durch den Verdichter und den Abfluss durch das Expansionsventil bestimmt. Diese Masse nimmt das Volumen des Kondensators und des Sammelbehälters ein, wobei sie in den drei Phasen Flüssigkeit, Dampfgemisch und Gas vorhanden ist. Die Gasphase und der gasförmige Anteil des Dampfes bestimmen den wirksamen Druck.

Für den Zusammenhang von Druck, Temperatur und vorhandener Masse kann die thermische Zustandsgleichung angegeben werden. Diese gilt für ideale Gase und kann mit guter Näherung auch für reale Gase angewendet werden (siehe dazu [2]).

$$pV = mR_sT \quad (3.86)$$

p	Druck in bar
V	Volumen in m <sup>3</sup>
m	Gasmasse in kg
R <sub>s</sub>	spezifische Gaskonstante in J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
T	mittlere Temperatur in K

Aus der mathematischen Beschreibung des Verflüssigers kann das Volumen der enthaltenen Flüssigphase ermittelt werden. Dabei werden die Abkühlfläche der Flüssigphase und die halbe Kondensationsfläche mit der Gesamtfläche des Kondensators in Verhältnis gesetzt, was auch dem Verhältnis von Flüssigkeitsvolumen und Gasvolumen entspricht. Das verbleibende Volumen des Verflüssigers steht dem gasförmigen Kühlmittel zur Verfügung.

Mit dem Volumen des Sammelbehälters, dem Volumen der Flüssigphase und der Dichte des Kühlmittels, die bei gegebener Temperatur aus den Stoffeigenschaften des Fluids ermittelt werden kann, ist auch die Masse des flüssigen Anteils bekannt. Durch

Differenzbildung mit der Gesamtmasse erhält man die Masse der vorhandenen Gasphase.

Die Temperatur der Gasphase nach dem Verdichter wird aus der spezifischen Enthalpie  $h$ , die das Fluid nach dem Kompressor besitzt, ermittelt. Durch die mathematische Betrachtung des Verflüssigers stehen auch die Temperaturen in dem Selbigen zur Verfügung, womit die mittlere Temperatur der Gasphase berechnet werden kann.

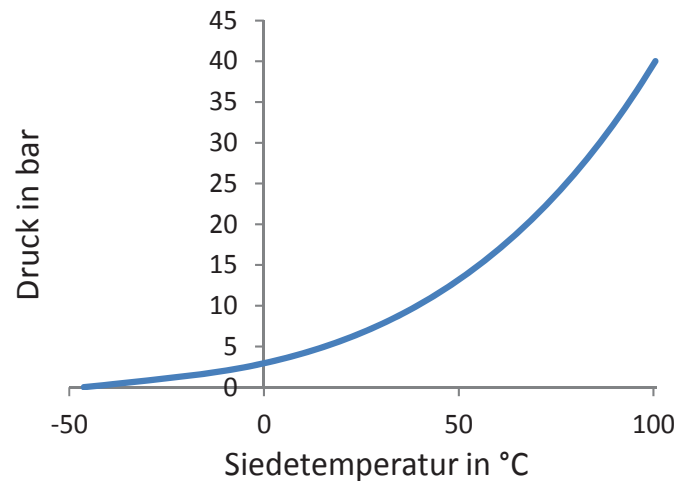
Mit den ermittelten Werten und bekannter Gaskonstante, kann der vorherrschende Druck in jedem Iterationsschritt neu angegeben werden.

Im Niederdruckteil verhält es sich ähnlich. Das Kältemittel kommt hier allerdings nur in der Dampf- und Gasphase vor. Die spezifische Enthalpie  $h$  am Drosselausgang bestimmt in Verbindung mit dem aktuellen Druck die Temperatur des Fluids. Aus  $h$  lässt sich auch der Dampfgehalt am Beginn des Verdampfers ermitteln, der den Anteil an Flüssigkeit in der Dampfphase bestimmt.

Nach der Bestimmung der Flüssigmasse kann mit der Parameterbestimmung wie im Hochdruckteil vorgegangen werden. Für die Berechnung des Drucks wird wieder Gleichung (3.86) herangezogen. Somit sind alle Zustandsgrößen im Klimakreislauf beschrieben.

### **3.4 Physikalische Eigenschaften des Kältemittels**

Die wichtigste Eigenschaft des Kältemittels ist die Abhängigkeit der Siedetemperatur vom Druck. Bei steigendem Druck wird die Siedetemperatur höher, bzw. sinkt sie wenn der Druck abnimmt. Dieser Effekt wird bei der Entspannung des Kältemittels in der Expansionsdrossel ausgenutzt, wodurch das Fluid nach der Drossel sofort zu sieden beginnt.

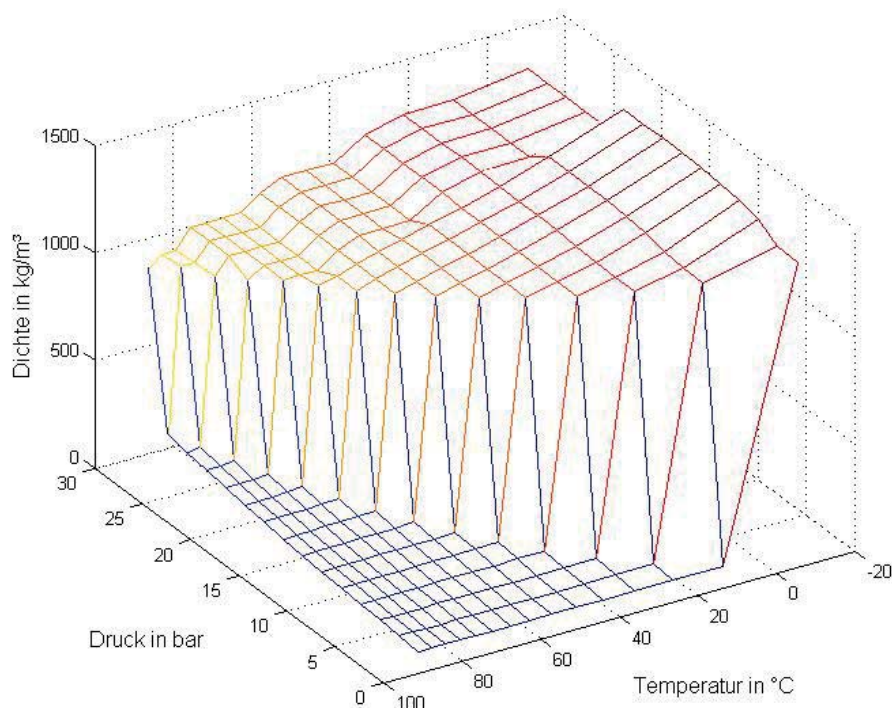


**Abbildung 3.7:** Dampfdruckkurve des Kältemittels R134a

Abbildung 3.7 zeigt die Dampfdruckkurve des Kältemittels R134a. Diese Kurve stellt auch die Trennlinie zwischen der Flüssigphase und der Gasphase dar. Im unteren Bereich ist das Mittel als Gas vorhanden und im oberen Teil als Flüssigkeit. Die Dampfdruckkurve besitzt einen Endpunkt mit der kritischen Temperatur von 101,1 °C und dem kritischen Druck von 40,6 bar. Wird dieser Punkt erreicht, verschwindet die Grenze zwischen den beiden Phasen und das Fluid ist im überkritischen Zustand vorhanden (siehe dazu auch [2]).

Die Dichte des Kältemittels in beiden Phasenzuständen wird hauptsächlich von der Temperatur bestimmt. In Abbildung 3.8 ist die Dichte des Kältemittels R134a dargestellt. In der flüssigen und der gasförmigen Phase besteht ein stetiger Verlauf. Bei einem Phasenwechsel ändert sich die Dichte sprunghaft. Das bedeutet, dass entlang der Dampfdruckkurve, sowohl die Dichte der Gasphase als auch die Dichte der Flüssigphase gültig ist.





**Abbildung 3.8:** Dichte des Kältemittels R134a in Abhängigkeit von Druck und Temperatur

Wie bereits im vorangegangenen Kapitel 3.3.5 "Zustände im Hochdruck- und Niederdruckteil des Klimakreislaufs" angeführt ist, kann bei bekannter spezifischer Enthalpie und bekanntem Druck die Temperatur des Kältemittels bestimmt werden. Der Zusammenhang dieser drei Größen ist im p-H-Diagramm festgelegt (Abbildung 3.9). In diesem werden die zwei Phasen flüssig und gasförmig, sowie die Dampfphase dargestellt.

Der Druck und die Enthalpie sind auf den beiden Achsen aufgetragen. Die Temperatur wird mit den roten Diagrammlinien dargestellt. Der schwarz umrundete Bereich stellt hierbei das Dampfgebiet dar. In diesem Gebiet erfolgt bei gleich bleibender Temperatur der Übergang der flüssigen Phase auf die Gasphase. Links befinden sich die Zustände der flüssigen Phasen und rechts die der Gasphase. Das obere Ende des Dampfbereichs entspricht dem kritischen Punkt.

Das KULI-Modell, welches der Modellbildung zugrunde liegt, wird mit den Stoffdaten des Kältemittels R134a simuliert. Im weiteren Verlauf der Arbeit, werden die hier dargestellten Stoffwerte verwendet.

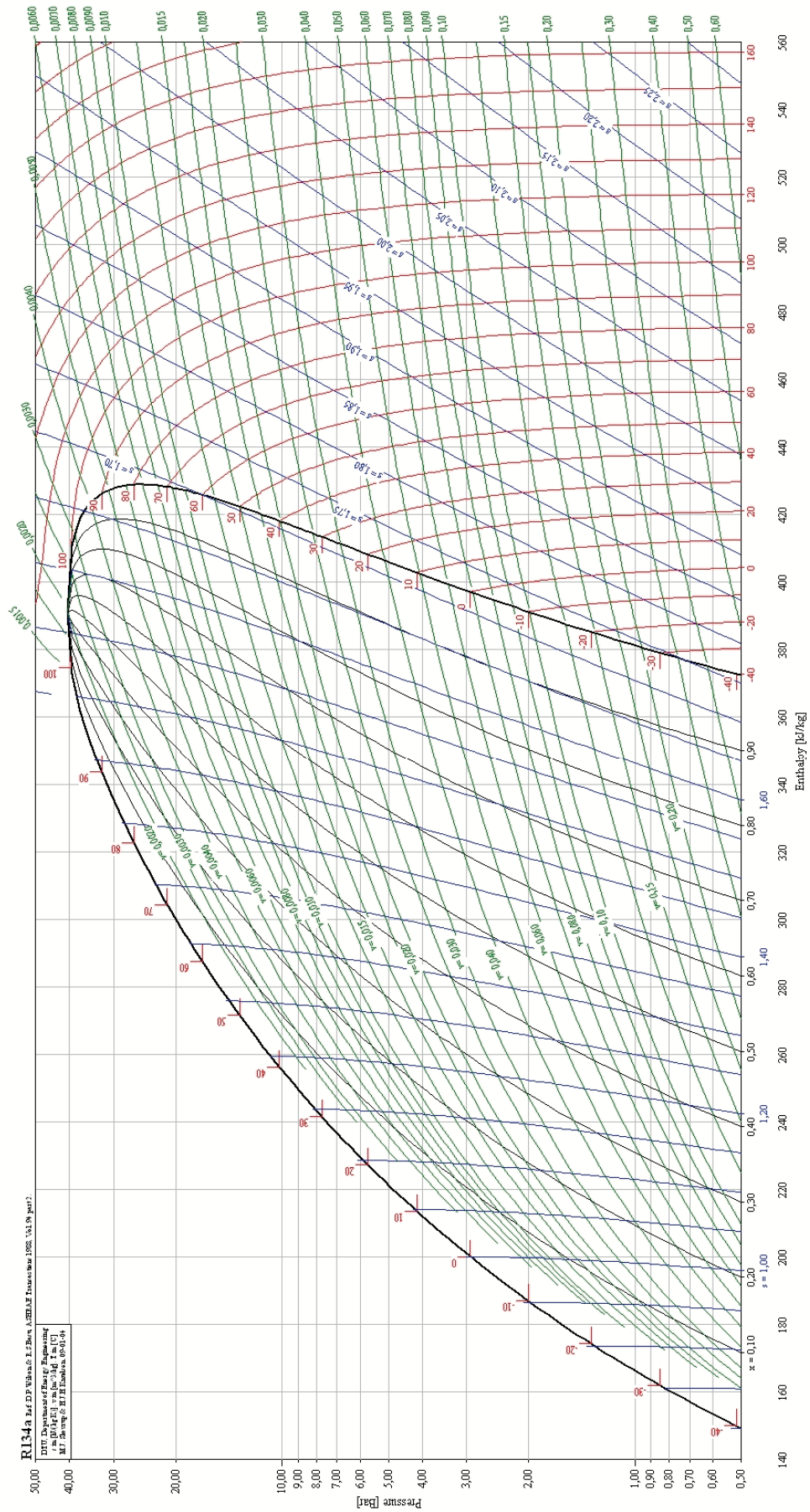


Abbildung 3.9: p-H-Diagramm des Kältemittels R134a (Quelle [1])

## 4 Modellbildung

In diesem Abschnitt werden die Modelle und die entsprechenden Strukturbilder der Gleichstrommaschine und der Komponenten des Klimakreislaufes anhand der ermittelten Zusammenhänge aus Kapitel 3 "Physikalische Grundlagen" aufgestellt.

Die entwickelten Modelle der einzelnen Komponenten werden mit dem Programm MATLAB-Simulink realisiert. Die Simulink-Strukturpläne sind im Anhang A abgebildet.

### 4.1 Modell der Gleichstrommaschine

Für das Modell der Gleichstrommaschine werden die Gleichungen (3.39), (3.40), (3.41) und (3.42) für den instationären Betrieb aus Kapitel 3.2.2 herangezogen.

Der Erregerfluss  $\Phi_h$  hängt nichtlinear vom Erregerstrom  $i_e$  ab, was die Modellierung erschwert. Geht man allerdings davon aus, dass die Gleichstrommaschine mit konstantem Erregerstrom betrieben wird, bleibt auch der Erregerfluss konstant und die Nichtlinearität wird beseitigt. In diesem Fall kann die Betrachtung des Erregerkreises aus der Modellbildung genommen werden. Werden die oben genannten Gleichungen nach den zeitlichen Ableitungen von  $\omega$  und  $i_a$  aufgelöst ergibt sich das folgende vereinfachte Modell:

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{k_r}{\Theta}\omega + \frac{k_m\Phi_h}{\Theta}i_a - \frac{1}{\Theta}m_a \quad (3.87)$$

$$\frac{di_a}{dt} = -\frac{k_m\Phi_h}{L_a}\omega - \frac{R_a}{L_a}i_a + \frac{1}{L_a}u_a \quad (3.88)$$

Die Drehzahl  $\omega$  und der Ankerstrom  $i_a$  stellen die Zustandsgrößen der Gleichstrommaschine dar. Von außen wirken das Lastmoment  $m_a$  und die Ankerspannung  $u_a$  auf das System. In Matrixschreibweise lautet das Modell:

$$\begin{bmatrix} \frac{d\omega}{dt} \\ \frac{di_a}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{k_r}{\Theta} & \frac{k_m\Phi_h}{\Theta} \\ -\frac{k_m\Phi_h}{L_a} & -\frac{R_a}{L_a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \omega \\ i_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -\frac{1}{\Theta} & 0 \\ 0 & \frac{1}{L_a} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_a \\ u_a \end{bmatrix} \quad (3.89)$$

In Abbildung 4.1 ist das zugehörige Strukturbild der Gleichstrommaschine zu sehen, das unter Berücksichtigung der Gleichungen (3.104) und (3.106) ermittelt wurde.

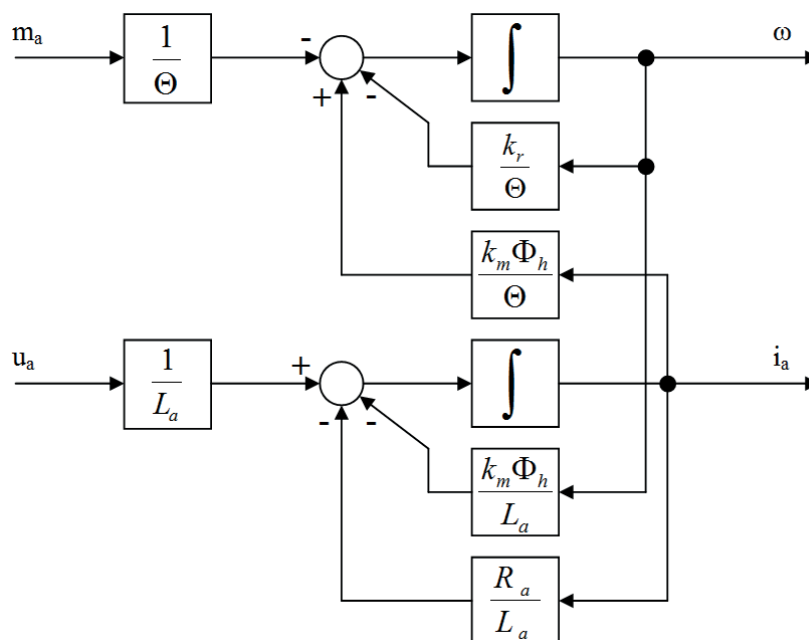


Abbildung 4.1: Strukturbild der Gleichstrommaschine

## 4.2 Modell des Verdichters

Mit den in Kapitel 3.3.1 gefundenen Zusammenhängen (3.48), (3.55), (3.56) und (3.59) wird das Modell des Verdichters aufgestellt.

Der Massenfluss steht in Abhängigkeit von den nicht konstanten Größen  $\rho_f$  und  $\eta_v$ . Die Dichte  $\rho$  hängt vom Druck und der Temperatur des Kühlmittels vor dem Verdichter ab. Der Liefergrad  $\eta_v$  wird von der Drehgeschwindigkeit des Motors und dem Druckverhältnis vor und nach dem Verdichter beeinflusst. Dichte und Liefergrad werden im Modell in Form von Tabellen, so genannte Lookup-Tables, realisiert. Auch der Isentropenkoeffizient wird durch ein Lookup-Table realisiert.

Die Arbeit  $w_{e,Kom}$  muss von dem Antrieb, der Gleichstrommaschine, geleistet werden und entspricht dem Lastmoment. Mit Hilfe der Kompressorleistung kann der Zusammenhang zwischen Kompressorarbeit und Drehmoment aufgestellt werden (siehe [2], S. 402).

$$P_{Kom} = w_{e,Kom} \dot{m} \quad (3.90)$$

$$M_{Kom} = \frac{P_{Kom}}{2\pi N} = \frac{P_{Kom}}{\omega} \quad (3.91)$$

Der Zusammenhang zwischen der Winkelgeschwindigkeit und der Drehzahl lautet dabei allgemein

$$\omega = 2\pi N \quad (3.92)$$

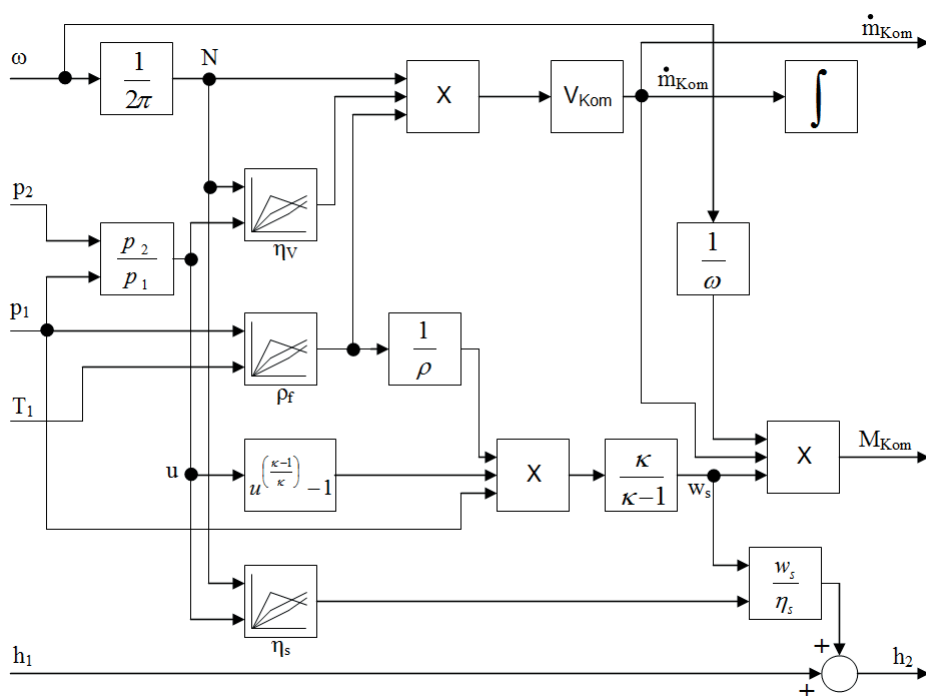


Abbildung 4.2: Strukturbild des Verdichters

In dem erstellten Modell wurde vereinfachend angenommen, dass der mechanische Wirkungsgrad einen Wert von Eins besitzt (vergleiche dazu Abbildung 4.2). Das bedeutet, dass keine Verluste aufgrund von Reibung für das zu bereitstellende Moment  $M_{Kom}$  berücksichtigt werden.

### 4.3 Modell des Sammlers und Filtertrockners

Der Sammler und Filtertrockner des Klimakreislaufs nimmt keinen Einfluss auf die Zustandsgrößen, welche am Ein- und Ausgang denselben Wert besitzen. Das Volumen des Sammlers stellt lediglich zusätzlichen Raum für das flüssige Kältemittel im Hochdruckteil des Kreislaufs zur Verfügung.



Abbildung 4.3: Strukturbild des Sammlers und Filtertrockners

Aus diesem Grund wird auf ein eigenständiges Modell des Sammlers verzichtet.

### 4.4 Modell der Expansionsdrossel

In Kapitel 3.3.2 sind die zu modellierenden Zusammenhänge (3.63), (3.64), (3.65) und (3.66) angeführt.

Die Temperatur  $T_F$  ist durch die Kühlmitteltemperatur nach dem Verdampfer gegeben. Für die Verdampfungstemperatur  $T_{FL}$  des Fluids, wird die Dampfdruckkurve des Kühlmittels entsprechend dem Ausgangsdruck der Drossel interpoliert. Mit Hilfe der Funktion  $f_{(Tü)}$  in Abbildung 4.4 wird der Ventilhub  $\zeta$  nachgebildet.

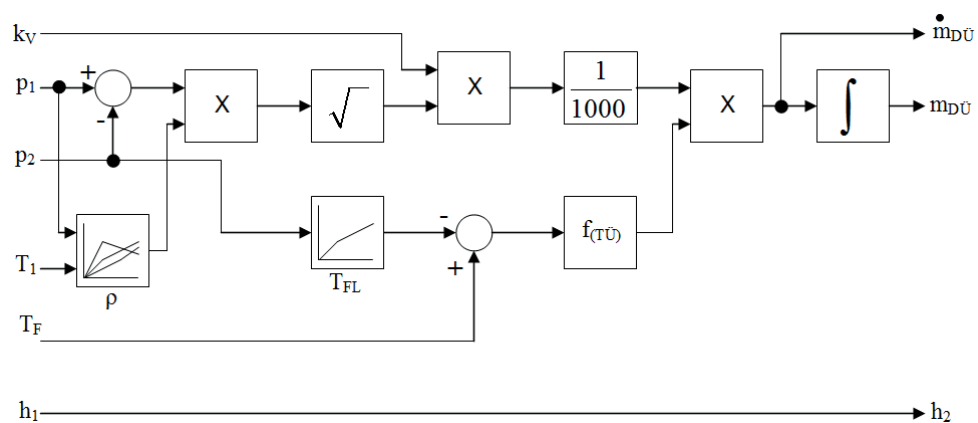


Abbildung 4.4: Strukturbild der Expansionsdrossel

Durch die Gegebenheiten auf der Hochdruck- und Niederdruckseite des Klimakreislaufes sind die Drücke  $p_1$  und  $p_2$  sowie die Temperatur  $T_1$  gegeben.

#### 4.5 Modell der Wärmetauscher

Die Modelle von Verdampfer und Verflüssiger besitzen einen ähnlichen Aufbau und werden hier gemeinsam behandelt. Für den Verdampfer werden die Zusammenhänge (3.72) bis (3.77) und für den Verflüssiger die Zusammenhänge (3.78) bis (3.85) aus Kapitel 3.3.3 bzw. 3.3.4 für die Modellbildung verwendet.

Mit dem gegebenen Druck  $p_1$  im jeweiligen Wärmetauscher können folgende Größen mit Hilfe von Lookup-Tables ermittelt werden:

- $h_{KM,Dampf}$  Verdampfungsenthalpie im Verdampfer bzw. Kondensationsenthalpie im Kondensator (Enthalpie am Übergang dampfförmig zu gasförmig)
- $h_{KM,Flüssig}$  Enthalpie des Fluids am Übergang flüssig zu dampfförmig im Kondensator
- $T_{KM2}'$  Temperatur des Kältemittels während der Kondensation

Der Massenfluss des Kältemittels entspricht dem Mittel der Massenflüsse von Verdichter und Expansionsdrossel. Für die Außenluft werden Werte für die Eintrittstemperatur  $T_{L1}$  und den Luftmassenstrom vorgegeben. Bei beiden Wärmetauschern stellen die Enthalpie  $h_{KM2}$  des Kältemittels und die Temperatur  $T_{L2}$  des Luftstroms die Ausgangsgrößen dar.

Auf eine Darstellung der Strukturbilder wird aufgrund ihres komplexen Aufbaus an dieser Stelle verzichtet. Es sei aber auf die MATLAB-Simulink Modelle im Anhang verwiesen.



## 5 Parameterbestimmung

Die Parameterbestimmung wird unter anderem mit dem Simulationsprogramm KULI der Engineering Center Steyr GmbH & Co KG durchgeführt. Im folgenden Unterkapitel wird ein kurzer Einblick in das Programm und das verwendete Kreislaufmodell gegeben.

In den darauf folgenden Unterkapiteln werden alle Parameter bestimmt, die für die Modelle des Klimakreislaufs und des Antriebs notwendig sind. Der Antrieb kann hierbei nicht mit KULI untersucht werden, weil die elektrische Maschine nicht im vorliegenden Modell realisiert ist. Die Drehzahl des Verdichters ist darin an die Motordrehzahl der Verbrennungskraftmaschine gekoppelt. Für die Bestimmung der Gleichstromparameter werden Untersuchungen an einer realen Maschine durchgeführt.

Die mit KULI ermittelten Parameter werden nach deren Bestimmung mit Hilfe von KULI-Simulationsdaten und den in Kapitel 4 erstellten Modellen verifiziert.

### 5.1 KULI

#### 5.1.1 Überblick

KULI wurde für die Simulation und Optimierung des thermischen Management-Systems von Fahrzeugen entwickelt. Der Fokus liegt dabei auf der Motorkühlung, der Innenraumheizung und der Klimatisierung.

Die Entwicklung von Hybrid- und Elektrofahrzeugen sowie die steigenden Ansprüche an die Leistung im Allgemeinen machen es notwendig, dass Kühl- und Lüftungssysteme als ganzheitliches System betrachtet und optimiert werden. Zu diesem Zweck werden die auftretenden mechanischen, elektrischen und thermischen Leistungen und Energien in KULI parallel betrachtet. Auf diese Weise können gegenseitige Beeinflussungen berücksichtigt werden (siehe dazu [14]).



Der modulare Aufbau von KULI erlaubt ein weit gefächertes Einsatzgebiet. Die Haupteinsatzzwecke sind:

- Erhöhung der Motorleistung
- Verkleinerung der Einströmöffnungen für Luft (Designänderungen)
- steigende Anzahl an Anbauten und Nebenaggregaten
- Entwicklung neuer Antriebskonzepte
- Umsetzung von gesetzlichen Vorgaben
- HLK Komfort und Effizienz (Heizung, Lüftung, Klimatisierung)

### 5.1.2 KULI Modell

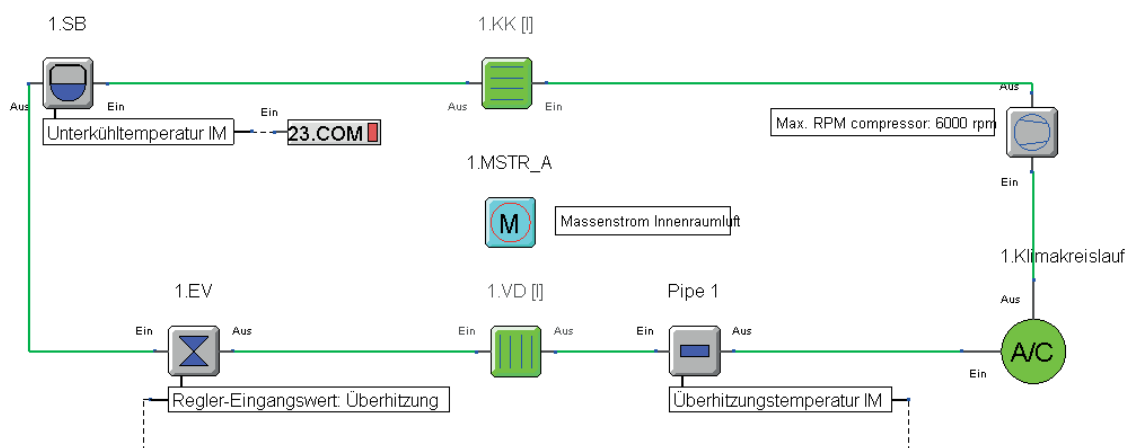










Abbildung 5.1: KULI-Modell des Klimakreislaufs

Abbildung 5.1 zeigt das Modell des Klimakreislaufs, wie es in KULI realisiert worden ist. Mit den einzelnen Modulen werden die Eigenschaften des Kreislaufs vorgegeben. Im Folgenden werden die verschiedenen Eingabeparameter zu den einzelnen Modulen kurz angeführt:

-  Vorgabe allgemeiner Eigenschaften des Klimakreislaufs: Art, Menge und Ölanteil des Kühlmittels; Art des Kreislaufs;
-  Verdichter: Hubraum; isentroper und mechanischer Wirkungsgrad; Liefergrad; Art der Kompressorregelung (ungeregelt, geregelt);

-  Kondensator: geometrische Abmessungen (innen/außen); Rohrverschaltung; äußere Durchströmung;
-  Sammelbehälter: Volumen;
-  Expansionsventil: Art des Ventils; Abhängigkeit der Überhitzung von der Siedetemperatur;
-  Verdampfer: geometrische Abmessungen (innen/außen); Rohrverschaltung; äußere Durchströmung;
-  Messung der Überhitzungstemperatur;
-  Vorgabe des Massenstroms der Innenraumluft für die Simulation

Auf die angeführten Eigenschaften wird bei Bedarf in den nachfolgenden Unterkapiteln näher eingegangen.

## 5.2 Parameterbestimmung der Gleichstrommaschine

In den Kapiteln 3.2.2 und 3.2.3 wurde das instationäre und stationäre Betriebsverhalten der Gleichstrommaschine beschrieben. Folgende Parameter gilt es für das Modell aus Kapitel 4.1 zu bestimmen:

- Widerstand der Ankerwicklung  $R_a$
- Induktivität der Ankerwicklung  $L_a$
- Produkt aus Maschinenkonstante und Erregerfluss  $k_m \Phi_h$
- Reibungskonstante  $k_r$  und
- Trägheitsmoment  $\Theta$

Für die Messung des Trägheitsmoments ist es allerdings auch notwendig, das Reibmoment  $M_R$  zu bestimmen. In den nachfolgenden Kapiteln werden der Messaufbau und die Messungen der entsprechenden Parameter beschrieben.

### 5.2.1 Messaufbau

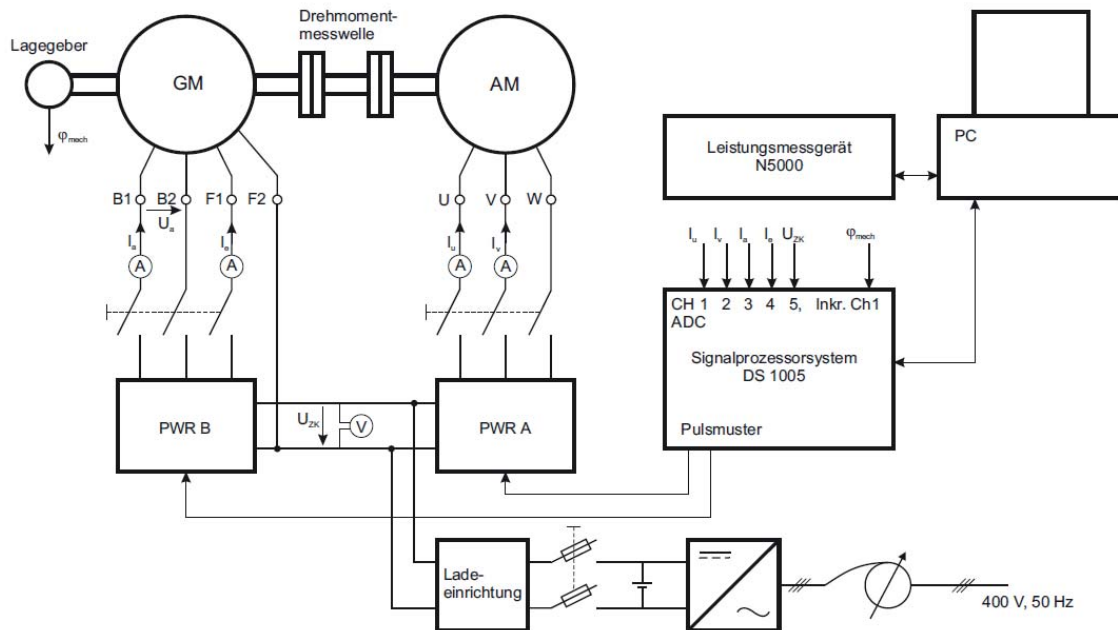


Abbildung 5.2: Messaufbau

Abbildung 5.2 zeigt den Messaufbau, der zum Zwecke der Parameterbestimmung der Gleichstrommaschine verwendet wurde. Über einen Pulswechselrichter (PWR B) mit Spannungszwischenkreis wird die Gleichstrommaschine (GM) gespeist. Die Energieversorgung des Wechselrichters erfolgt über die Batterie, welche über die Ladeeinrichtung, einen Gleichrichter und einen Stelltransformator mit dem dreiphasigen Netz gespeist wird. Mit dem zweiten Pulswechselrichter (PWR A) wird eine Asynchronmaschine (AM) gespeist, mit der etwaige Lastmomente simuliert werden können.

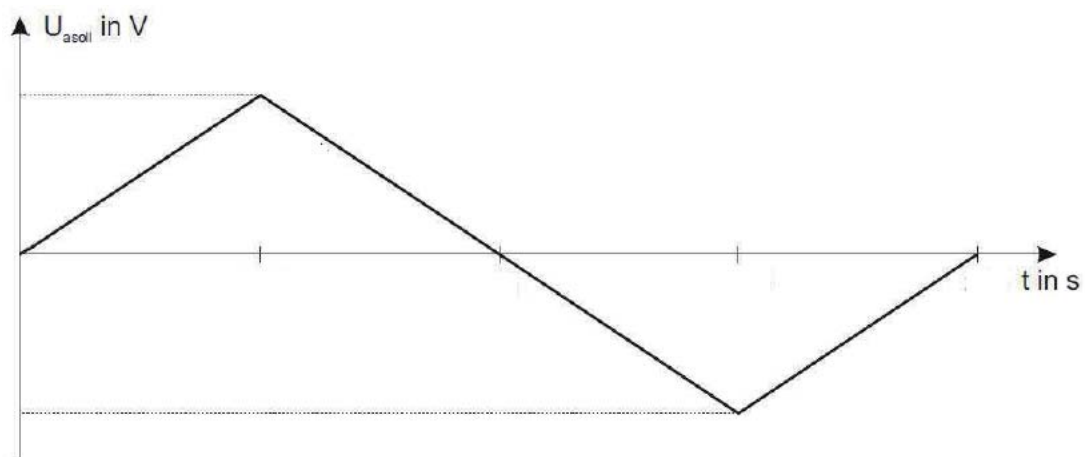
Das Signalprozessorsystem (SPS) gibt das Pulsmuster für den Wechselrichter vor und wird über einen Computer (PC) gesteuert. Messgrößen werden über das SPS und das Leistungsmessgerät an den PC übergeben, wo sie in digitaler Form für die Weiterverarbeitung bereit stehen. Die Rotorlage wird hierbei vom Lagegeber bestimmt und an das SPS übergeben.

### 5.2.2 Ankerwiderstand $R_a$

Der Ankerwiderstand der Gleichstrommaschine wird im unerregten Zustand und bei Stillstand gemäß Gleichung (3.43) ermittelt. Dabei wird der Stromkreis mit einer ge-

wählten Spannung  $U_a$  belastet und der entstehende Strom  $I_a$  gemessen. Die Messung erfolgt Punkt für Punkt für mehrere Werte von  $U_a$ .

Gleichstrommaschinen sind im Stillstand nicht lange mit konstantem Ankerstrom belastbar. Dabei erwärmt sich die Wicklung, was im schlimmsten Fall zu deren Zerstörung führen kann. Aus diesem Grund wird für  $U_a$  ein Dreieckssignal wie in Abbildung 5.3 gewählt. Bei gleichzeitiger Aufnahme der Stromwerte, wird der Messvorgang beschleunigt und die Erwärmung der Ankerwicklung wirkt sich nur in geringem Maße auf die Ergebnisse aus.



**Abbildung 5.3:** Dreiecksspannung für Bestimmung des Ankerwiderstands

Bei der Wahl des Spannungsverlaufs muss auf die Anstiegsgeschwindigkeit geachtet werden, da sich mit steigender Geschwindigkeit auch der Spannungsabfall an der Ankerinduktivität erhöht. Bei hinreichend kleinem Anstieg kann die Spannung an der Induktivität vernachlässigt werden.

Neben dem Ankerwiderstand wird bei dieser Messung auch der Widerstand des Umrichters näherungsweise bestimmt. Dieser wird beispielsweise für die Entwicklung eines Reglers benötigt. Zu diesem Zweck wird die Sollspannung  $U_{a,soll}$ , die vom Umrichter geliefert werden soll, ebenfalls aufgenommen.

In Abbildung 5.4 sind die Verläufe der Spannungen  $U_a$  und  $U_{a,soll}$  in Abhängigkeit des Ankerstroms dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass der Verlauf beider Spannungen eine Hysterese aufweist, der von der Erwärmung der Ankerwicklung herrührt.

Der PWR hat eine gewisse Verriegelungszeit (Wartezeit), wenn die Polarität der Spannung geändert wird, damit Kurzschlüsse im Wechselrichter vermieden werden. Dies verursacht im Bereich des Nullpunktes Nichtlinearitäten der Ankerspannung.

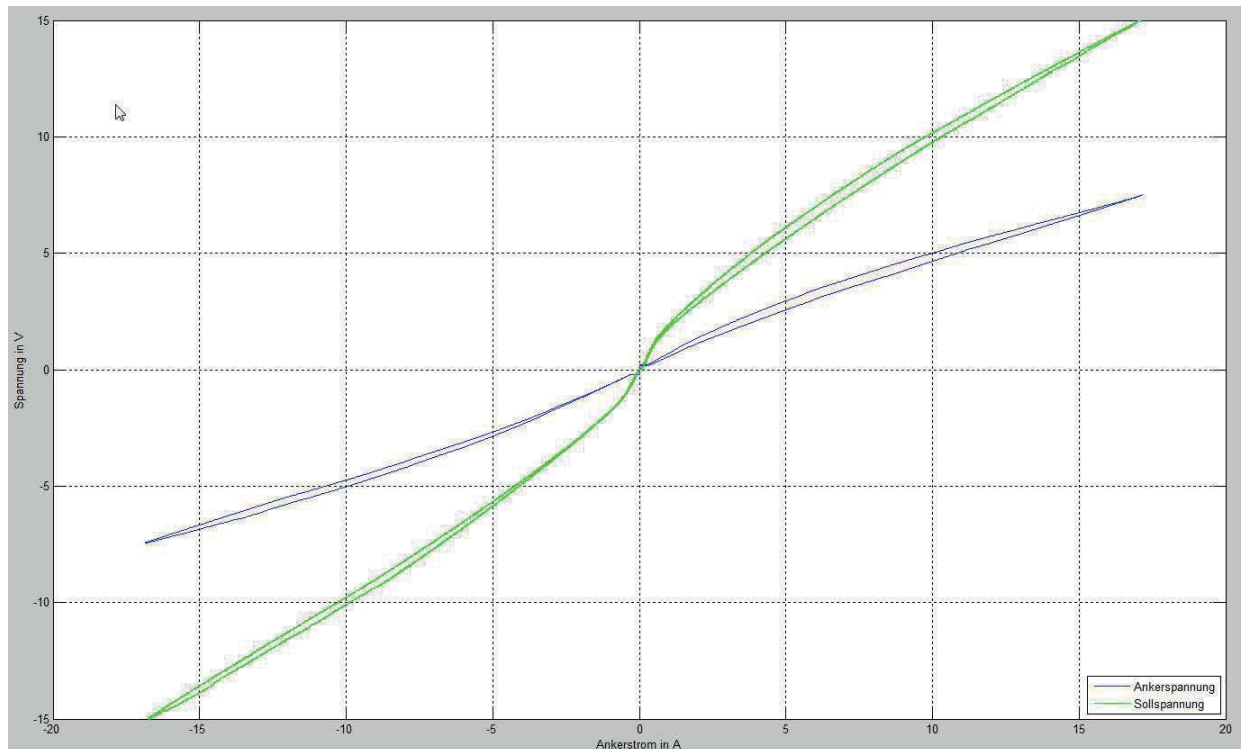


Abbildung 5.4: Verlauf der Soll- und Ankerspannung

Aus den beiden Spannungsverläufen können näherungsweise die beiden Widerstände über das Ohm'sche Gesetz bestimmt werden.

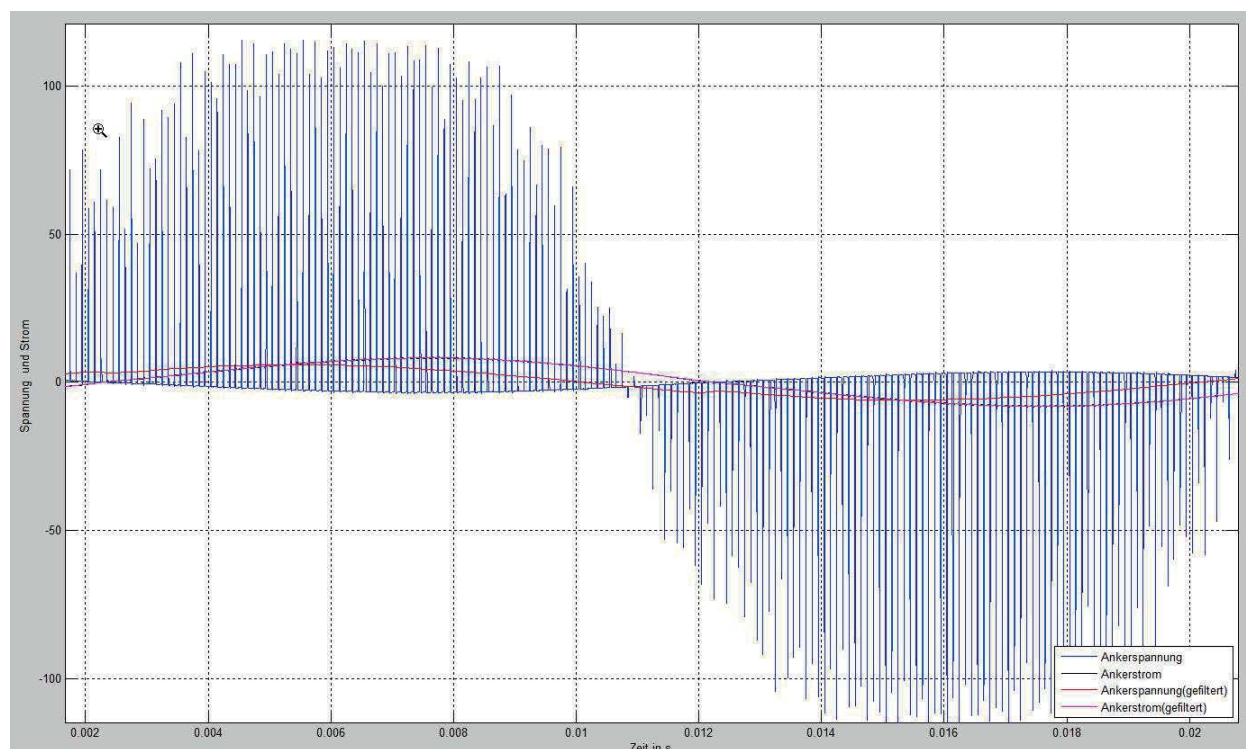
$$R_a = \frac{U_a}{I_a} \quad R_{Umrichter} = \frac{U_{a,soll} - U_a}{I_a} \quad (3.93)$$

### 5.2.3 Ankerinduktivität $L_a$

Zur Bestimmung der Ankerinduktivität wird eine sinusförmige Wechselspannung an der Ankerwicklung bei Stillstand der Gleichstrommaschine angelegt. Die Testfrequenz wird so gewählt, dass die Spannungsabfälle an der Induktivität und am Ankerwiderstand in etwa in der gleichen Größenordnung vorliegen. Bei der Messung ist zusätzlich darauf zu achten, dass die Eigenfrequenzen des mechanischen Systems nicht angeregt werden.

Wird die Messung nicht bei Stillstand durchgeführt, muss auch die Läuferbewegung berücksichtigt werden. Dafür muss aber das Trägheitsmoment bekannt sein, das erst im Abschnitt 5.2.6 bestimmt wird.

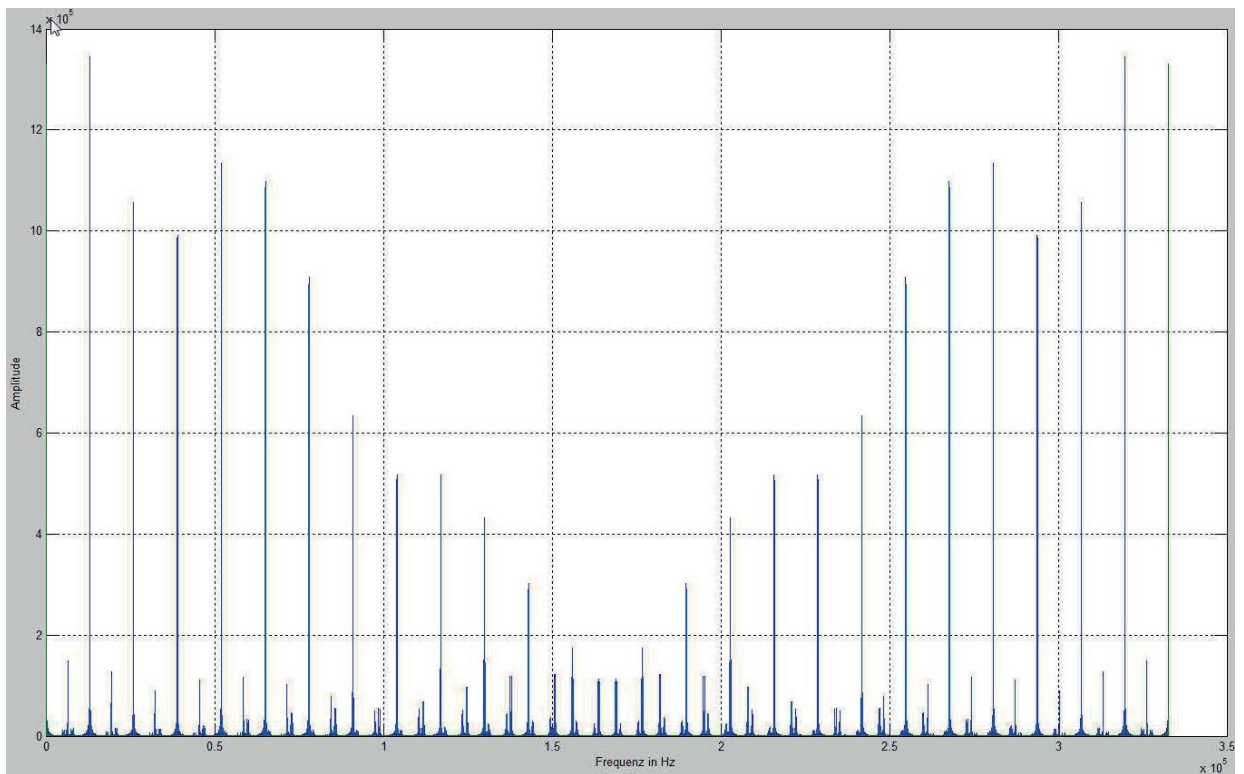
Es ist anzumerken, dass die Ankerinduktivität vom gewählten Erregerstrom abhängig ist. Deshalb ist vor der Messung festzulegen, auf welchen Wert der Erregerstrom während des Betriebs eingestellt sein wird.



**Abbildung 5.5:** Zeitsignal der Spannung und des Stroms der Ankerwicklung

Die Wechselspannung wird durch den Pulswechselrichter bereitgestellt. Dementsprechend besteht das Zeitsignal der Spannung, die der PWR liefert, aus einer Folge von Spannungsimpulsen (siehe dazu Abbildung 5.5).

Durchlaufen die beiden pulsformigen Signale für Spannung und Strom ein imaginäres Filter, so stehen sie als sinusförmige Signale zur Verfügung. Der Ankerstromkreis stellt einen dementsprechenden Filter dar. Die Werte an der Ankerwicklung sind in der Abbildung als kontinuierliche Signale mit wesentlich geringerer Amplitude zu sehen.



**Abbildung 5.6:** Fouriertransformation der Ankerspannung und des Ankerstroms

Zur Auswertung der Messdaten werden die gemessenen Spannungs- und Stromsignale einer Fourier-Transformation unterzogen (siehe Abbildung 5.6). Aus dem Imaginärteil des Verhältnisses der Ankerspannung zum Ankerstrom bei der gewählten Testfrequenz kann nach dem folgenden Zusammenhang die Ankerinduktivität berechnet werden.

Aus

$$2L_a \pi f_{Test} = X_a = \text{Imag} \left( \frac{U_a(f_{Test})}{I_a(f_{Test})} \right) \quad (3.94)$$

folgt

$$L_a = \frac{X_a}{2\pi f_{Test}} \quad (3.95)$$

### 5.2.4 Produkt aus Maschinenkonstante und Erregerfluss $k_m \Phi_h$

Die Maschinenkonstante und der Erregerfluss kommen nur als Produkt in den Maschinengleichungen aus den Kapiteln 3.2.2 und 3.2.3 vor. Aus diesem Grund ist es nicht notwendig die beiden Größen getrennt voneinander zu untersuchen.

Bei den Messungen werden stationäre Betriebspunkte im motorischen Leerlauf aufgenommen. Der Erregerstrom wird schrittweise erhöht. In jedem Schritt muss die Drehzahl der Gleichstrommaschine von Neuem auf den Sollwert eingestellt werden, da sie sich mit dem erregerstromabhängigen Erregerfluss ändert. Die Wahl der Solldrehzahl erfolgt willkürlich, sollte aber hinreichend klein ausfallen. Bei den Messungen ist darauf zu achten, dass mit der Erhöhung des Erregerstroms eine Drehzahlerhöhung einhergeht, die im schlimmsten Fall die maximal zulässige Drehzahl übersteigt.

Für die Messung wird der Erregerstrom zuerst schrittweise bis zu einem Maximalwert erhöht und anschließend wieder bis zum Ausgangswert abgesenkt. Auf diese Weise wird das Hystereseverhalten der Gleichstrommaschine berücksichtigt. Es handelt sich dabei allerdings nicht um Erwärmungserscheinungen wie bei der Messung des Ankerwiderstandes, sondern um die Eigenschaften des ferromagnetischen Materials der Maschine.

Folgende Messgrößen werden in jedem Schritt aufgenommen:

- Erregerstrom  $I_e$
- Ankerspannung  $U_a$
- Ankerstrom  $I_a$
- Drehzahl  $N$

Aus der Drehzahl des jeweiligen Betriebspunktes kann die entsprechende Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  mit dem Ausdruck

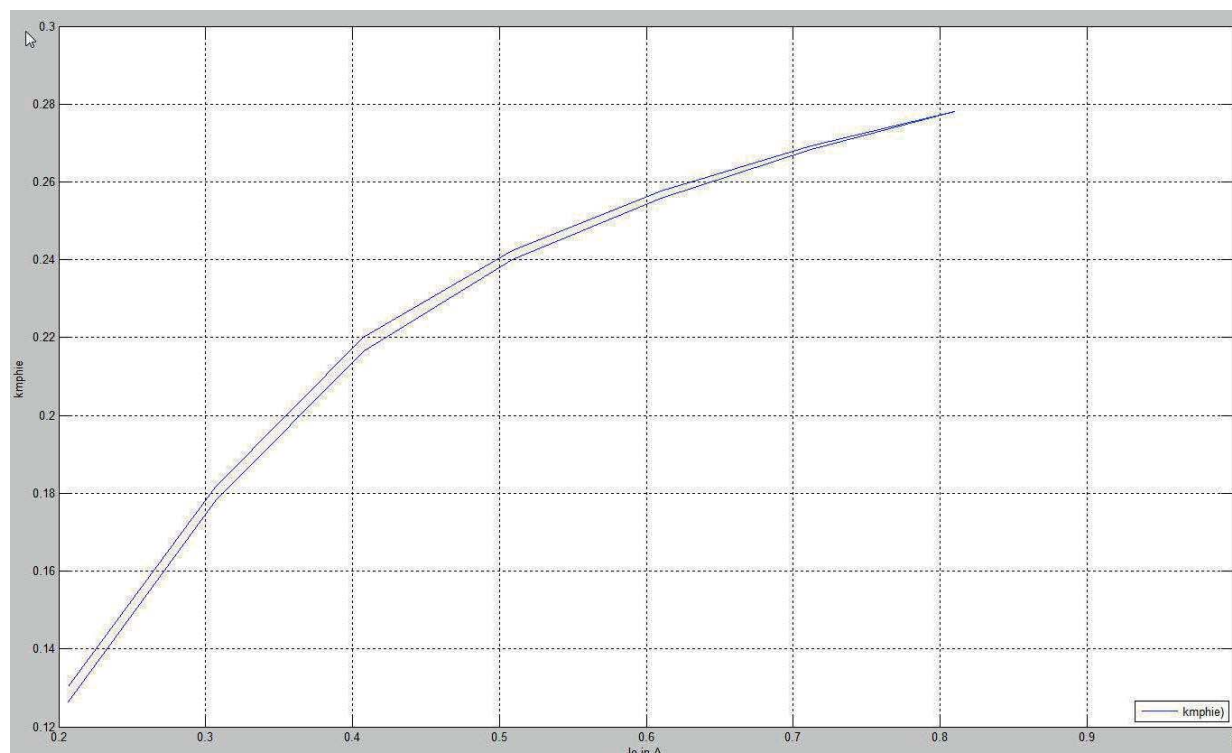
$$\omega = 2\pi N \quad (3.96)$$

berechnet werden.

Löst man die Gleichung (3.43) nach dem gesuchten Produkt  $k_m \Phi_h$  auf, erhält man für jeden Betriebspunkt folgendes Ergebnis:

$$k_m \Phi_h = \frac{U_a - R_a I_a}{\omega} \quad (3.97)$$





**Abbildung 5.7:** Verlauf des Produkts  $k_m \Phi_h$  in Abhängigkeit des Erregerstroms

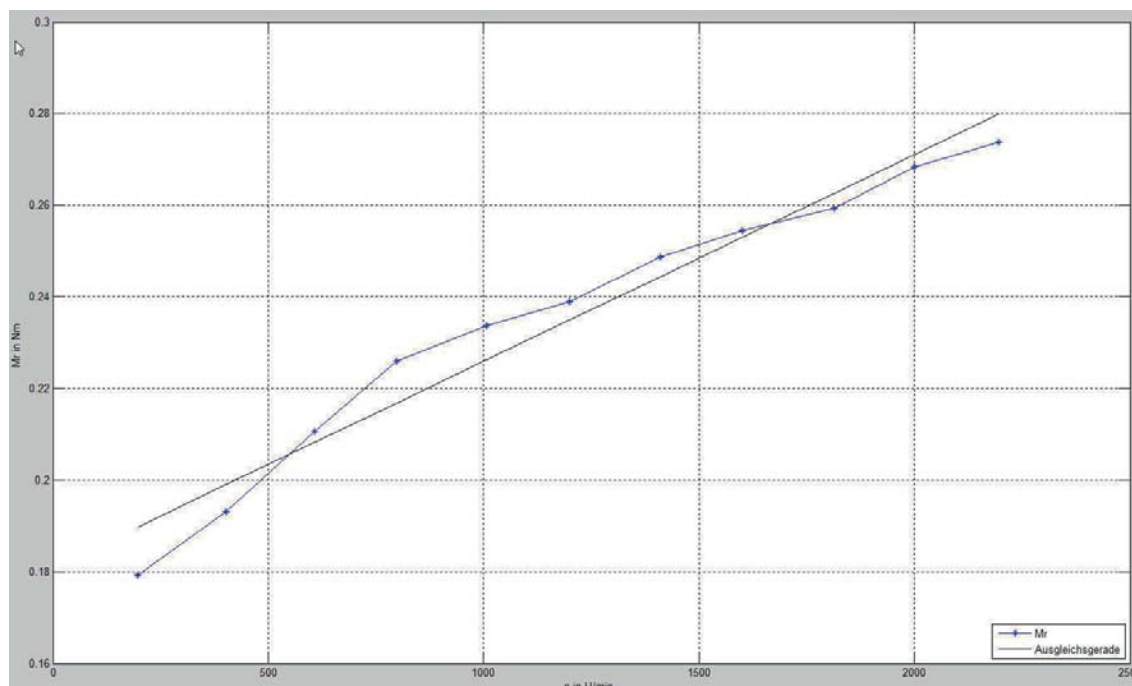
In Abbildung 5.7 ist der Verlauf der gesuchten Größe, die einer Hysteresekurve folgt, dargestellt. Für den Betrieb der Gleichstrommaschine wird ein Betriebspunkt mit einem bestimmten Erregerstrom gewählt. Aufgrund der Hysterese erhält man zwei Lösungen für die gesuchte Größe, aus denen der Mittelwert gebildet wird.

### 5.2.5 Reibungskonstante $k_r$

Auch hier werden stationäre Betriebspunkte bei motorischem Leerlauf aufgenommen. Zunächst muss das Reibmoment ermittelt werden. Hierfür wird der Erregerstrom auf einen fixen Wert eingestellt und die Drehzahl der Gleichstrommaschine wird ausgehend von der Startdrehzahl verringert.

Es werden dieselben Messgrößen wie im vorhergehenden Kapitel 5.2.4 aufgenommen. Die Winkelgeschwindigkeiten können aus den Drehzahlen nach Gleichung (3.96) berechnet werden. Das Reibmoment kann für den entsprechenden Betriebspunkt mit dem folgenden Zusammenhang berechnet werden:

$$M_R = \frac{(U_a - R_a I_a) I_a}{\omega} \quad (3.98)$$



**Abbildung 5.8:** Verlauf des Reibmoments mit Ausgleichsgerade

Abbildung 5.8 zeigt den Verlauf des Reibmomentes  $M_R$ . Über die berechneten Werte wird eine Ausgleichsgerade gelegt, mit deren Hilfe die Reibkonstante  $k_r$  der Gleichstrommaschine ermittelt werden kann, indem Gleichung (3.46) nach  $k_r$  aufgelöst wird.

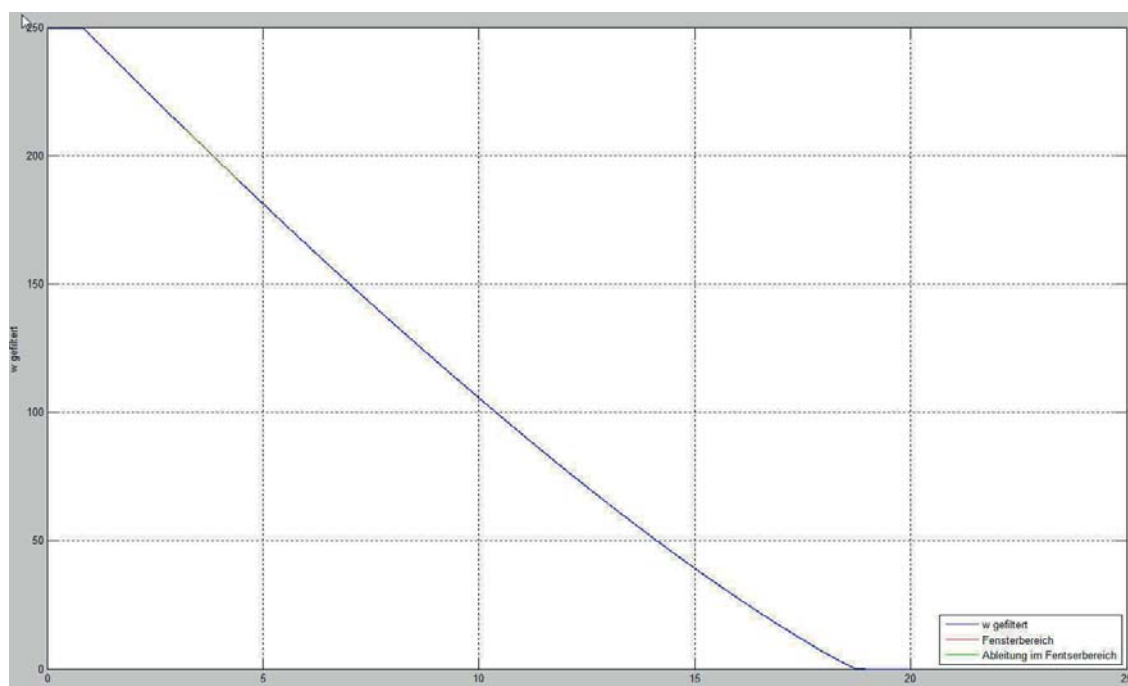
Dabei ist zu beachten, dass kein Lastmoment wirkt und das Drehmoment des Motors dem Reibmoment entspricht.

$$k_r = \frac{M_R}{\omega} \quad (3.99)$$

### 5.2.6 Trägheitsmoment $\Theta$

Für die Bestimmung des Trägheitsmoments wird der Erregerstrom auf denselben Wert eingestellt, der für die Bestimmung des Reibmoments verwendet wurde. Ausgehend von einem stationären motorischen Leerlauf wird die Ankerwicklung von der Versorgungseinrichtung (PWR) getrennt. Dadurch läuft die Maschine bis zum Stillstand aus.

Während des Auslaufvorgangs wird die Drehzahl aufgenommen, mit der die Winkelgeschwindigkeit berechnet werden kann, sodass sich ein Verlauf wie in Abbildung 5.9 ergibt.



**Abbildung 5.9:** Verlauf der Drehzahl beim Auslauf der Gleichstrommaschine

Die Reibmomente  $M_R$  wurden im vorhergehenden Kapitel 5.2.5 für bestimmte Drehzahlen ermittelt. Zu diesen so genannten Stützstellen muss die entsprechende Winkelbeschleunigung berechnet werden. Legt man in den betrachteten Betriebspunkten eine Tangente an die Winkelgeschwindigkeitskurve, so entspricht die Steigung der Beschleunigung und es gilt Folgendes:

$$\dot{\omega} = \frac{d\omega}{dt} \quad (3.100)$$

Mit dem Zusammenhang (3.100) und der Gleichung (3.42) kann das Trägheitsmoment berechnet werden. Dabei ist zu beachten, dass kein Antriebs- und kein Lastmoment auf die Achse der Gleichstrommaschine wirken. Für das Trägheitsmoment folgt:

$$\Theta = \frac{M_R}{\dot{\omega}} \quad (3.101)$$

Die Berechnung ist für jede Stützstelle, für die es ein Reibmoment  $M_R$  gibt, durchzuführen. Durch Mittelung der einzelnen Ergebnisse erhält man das Trägheitsmoment der Gleichstrommaschine.

### 5.3 Parameterbestimmung des Verdichters

Die benötigten Parameter des Verdichters werden mit dem KULI-Modell ermittelt, wobei folgende Daten benötigt werden:

- Hubvolumen  $V_{\text{Kom}}$
- Liefergrad  $\eta_v$
- isentroper Wirkungsgrad  $\eta_s$
- mechanischer Wirkungsgrad  $\eta_{\text{mech}}$

#### 5.3.1 Hubvolumen $V_{\text{Kom}}$

Das Hubvolumen ist jener Raum, der im Verdichter zum Komprimieren des Betriebsmittels genutzt werden kann. Das Volumen bestimmt die erreichbaren Druckunterschiede und entspricht dem Volumen, das der Kolben vom untern Totpunkt bis zum oberen Totpunkt durchfährt. Das Hubvolumen ist ein Parameter des Verdichtersmoduls und kann direkt aus dem KULI-Modell übernommen werden.

#### 5.3.2 Liefergrad $\eta_v$

Der Liefergrad bestimmt die Befüllung des Verdichters in Abhängigkeit des Druckverhältnisses zwischen Ein- und Ausgang und der Drehgeschwindigkeit des Antriebs. Mit ihm wird auch der schädliche Raum (nach [7]) berücksichtigt, der zwischen dem Verdichterkolben im oberen Totpunkt und dem Zylinderkopf mit den Ventilen verbleibt. Dieser Raum kann nicht zur Druckerhöhung genutzt werden.

Der Liefergrad wird vom Hersteller des Verdichters entweder als Diagramm oder in Form einer Tabelle bereitgestellt. Für verschiedene Druckverhältnisse wird der Liefergrad in Abhängigkeit der Drehzahl angegeben. In Abbildung 5.10 ist die Darstellung des Liefergrades für den verwendeten Kompressor zu sehen. Im KULI-Modell wird der Liefergrad in Form einer Tabelle berücksichtigt, wobei  $\eta_v$  für verschiedene Druckverhältnisse an bestimmten Drehzahlstützstellen angegeben wird.

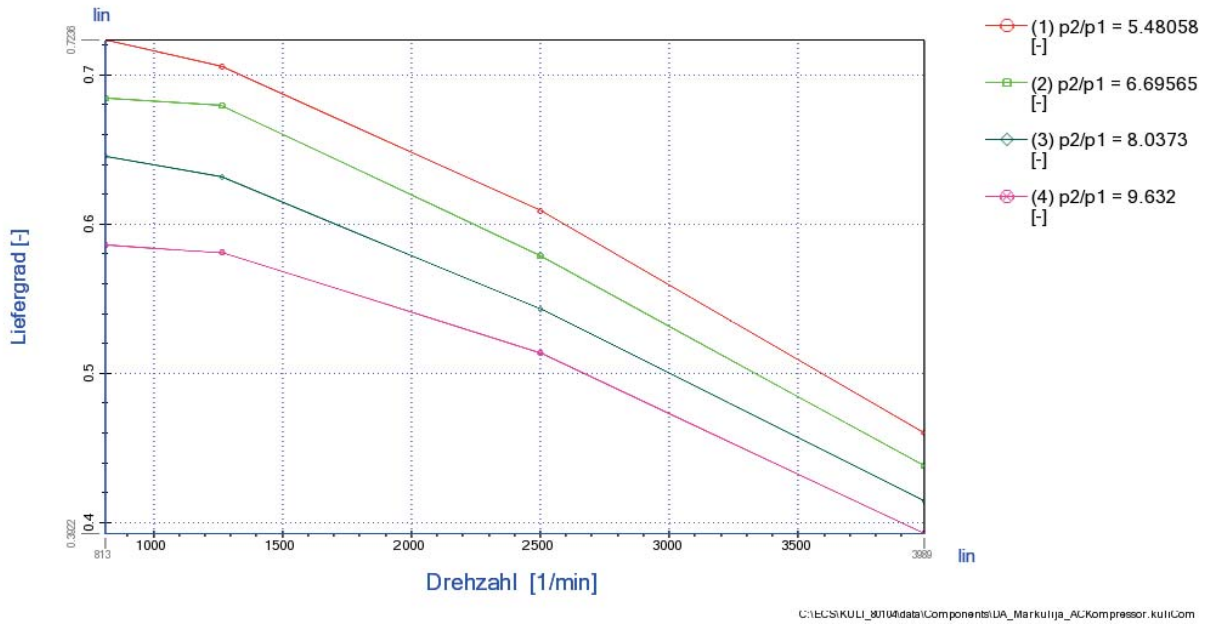


Abbildung 5.10: Liefergrad bei verschiedenen Druckverhältnissen in Abhängigkeit der Drehzahl

### 5.3.3 Isentroper Wirkungsgrad $\eta_s$

Auch der isentrope Wirkungsgrad wird durch den Hersteller bereitgestellt und ist in KULI in tabellarischer Form enthalten. Die Angabe erfolgt ebenfalls bei unterschiedlichen Druckverhältnissen in Abhängigkeit der Drehzahl. Der Zusammenhang ist in Abbildung 5.11 dargestellt.

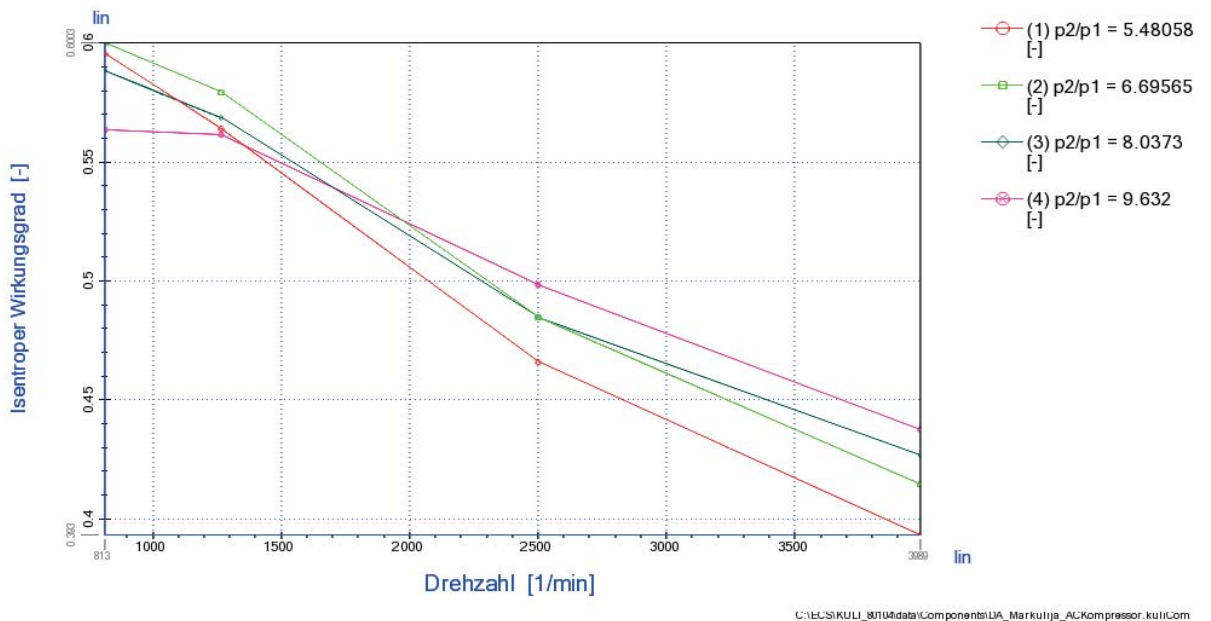


Abbildung 5.11: Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters

### 5.3.4 Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_{\text{mech}}$

Der mechanische Wirkungsgrad wird in KULI durch den Zusammenhang

$$\eta_{\text{mech}} = c_1 - c_2 \ln\left(\frac{m}{m_{\text{max}}}\right) \quad (3.102)$$

berücksichtigt. Die Koeffizienten  $c_1$  und  $c_2$  sind vorgegeben. Das Massenverhältnis  $m/m_{\text{max}}$  gibt das Verhältnis zwischen der erreichten und der maximal möglichen Befüllung an. Dabei ist zu beachten, dass der Wirkungsgrad keinen Wert größer Eins annehmen kann und bei kleinen Massenverhältnissen begrenzt werden muss. In Abbildung 5.12 ist der mechanische Wirkungsgrad des verwendeten Verdichters dargestellt.

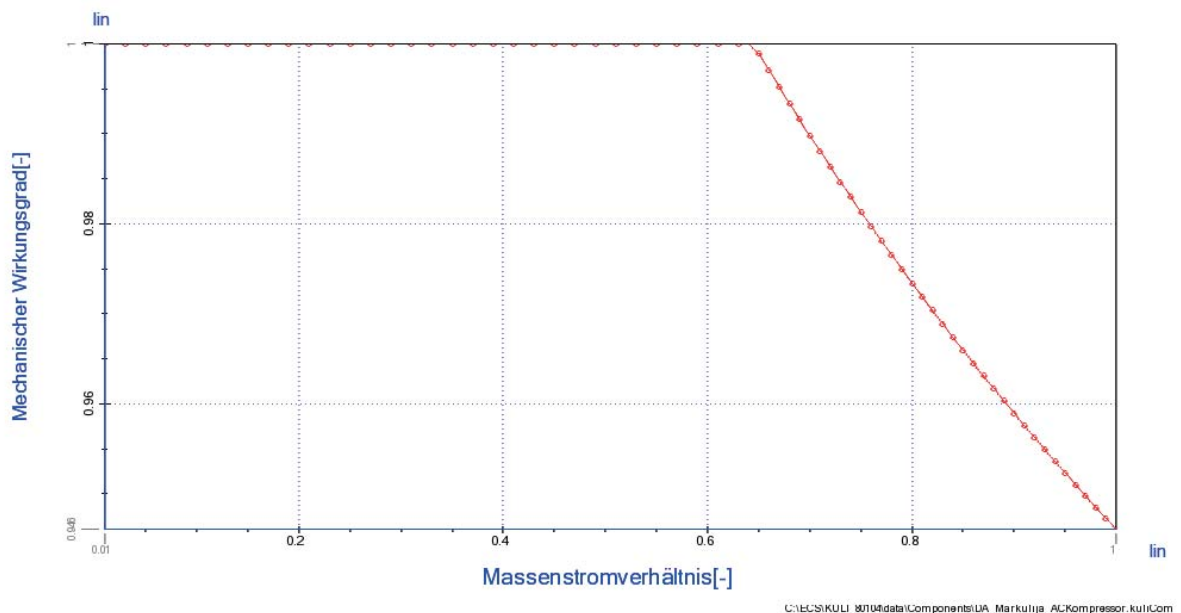


Abbildung 5.12: Mechanischer Wirkungsgrad des Verdichters

Aufgrund der geringen Änderung im Vergleich zum Massenstromverhältnis wird der mechanische Wirkungsgrad vereinfachend als ideal angesehen.

### 5.3.5 Verifizierung der Verdichterdaten

Die ermittelten Parameter werden in das MATLAB-Modell des Verdichters aus Kapitel 4.2 eingesetzt.

Zur Ermittlung der Verifizierungsdaten wurde das KULI-Modell mit verschiedenen Verdichterdrehzahlen und gleich bleibendem Außenluftzustand simuliert. Die Ein-

gangszustände des MATLAB-Modells werden von den Simulationsergebnissen des KULI-Modells übernommen. Die Ausgangszustände beider Modelle werden miteinander verglichen und sind in Tabelle 1 angeführt.

In der Tabelle wird hier zu den einzelnen Simulationen jener Fehler angegeben, der sich für die isentrope Kompressorarbeit ergibt.

**Tabelle 1:** Verifizierung der Verdichter-Parameter

Verdichter Drehzahl U/min	KULI-Daten			Daten mathem. Modell			Fehler
	h <sub>2</sub> kJ/kg	$\dot{m}$ kg/s	$w_{s,Kom}$ kW	h <sub>2</sub> kJ/kg	$\dot{m}$ kg/s	$w_{s,Kom}$ kW	( $w_{s,Kom}$ ) %
3762	489,801	0,0746	2,4727	490,33	0,0757	2,5257	2,1
3971	492,353	0,0750	2,4974	492,90	0,0762	2,5515	2,1
4180	495,213	0,0752	2,5198	495,83	0,0763	2,5759	2,2
4389	497,927	0,0752	2,5233	498,58	0,0763	2,5798	2,2
5016	506,886	0,0739	2,4763	507,73	0,0750	2,5329	2,3
5643	517,05	0,0707	2,3273	518,25	0,0715	2,3791	2,2

Bei der isentropen Kompressorarbeit  $w_{s,Kom}$  treten maximale Fehler von 2,3% auf. Die Fehler der beiden anderen Zustandsgrößen liegen darunter. Die Vereinfachung des mechanischen Wirkungsgrades hat dabei keinen Einfluss genommen. Lediglich bei den ersten beiden Simulationen wurde im KULI-Modell ein Wirkungsgrad mit einem Wert kleiner als 100% ermittelt.

#### 5.4 Parameterbestimmung des Expansionsventils

Für das Modell des thermostatischen Expansionsventils werden folgende Parameter benötigt:

- $k_v$ -Wert
- Arbeitsüberhitzung  $T_{ÜA}$
- statische Überhitzung  $T_{ÜS}$
- Reserve  $\zeta_{reserve}$  und Steigungskoeffizient  $\tau$  des Ventilhubes

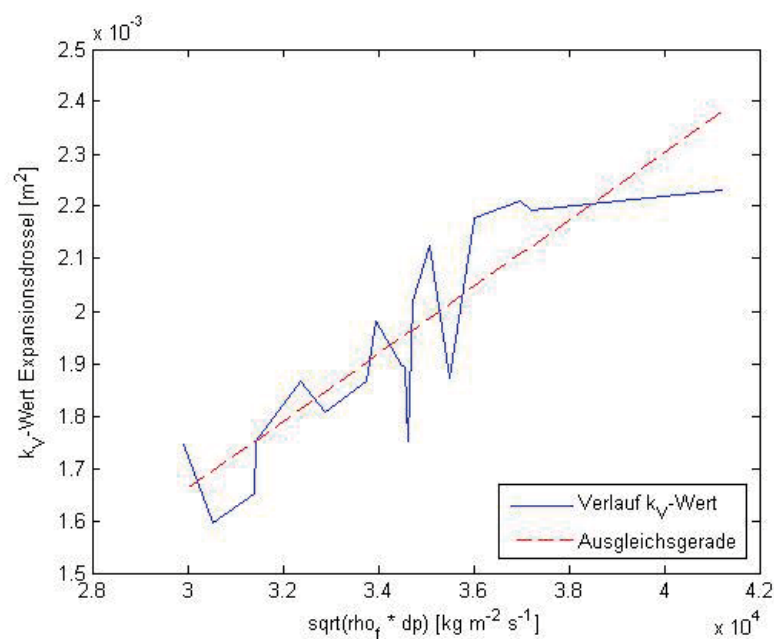
Die Parameterbestimmung wird mit KULI durchgeführt. Das Ventil wird durch KULI insofern simuliert, sodass sich eine eingestellte Überhitzung am Verdampferausgang einstellt. Für jeden betrachteten Betriebspunkt (Motordrehzahl, Eigenschaft der Außenluft) wird eine statische Lösung ermittelt, die die an die Überhitzung gestellte Anforderung erfüllt. Dabei entfällt die Berücksichtigung des Ventilhubs im KULI-Programm, da die Drossel immer zu 100% geöffnet ist.

#### 5.4.1 $k_V$ -Wert

Wie in Kapitel 3.3.2 gezeigt wurde hängt der  $k_V$ -Wert von den folgenden Größen ab:

- Massenfluss  $\dot{m}_D$
- Dichte des Fluids vor der Drossel  $\rho$
- Druckdifferenz  $\Delta p$

Diese Größen lassen sich mithilfe des KULI-Modells für jeden simulierten Betriebszustand ermitteln. Der entsprechende  $k_V$ -Wert der Expansionsdrossel kann somit für jede Simulation berechnet werden.



**Abbildung 5.13:** Verlauf des  $k_V$ -Wertes der Expansionsdrossel



Im KULI-Modell ist es nicht möglich, gezielte Eingangswerte für das Expansionsventil vorzugeben. Aus diesem Grund wird eine Vielzahl von Simulationen für verschiedene Betriebspunkte des Modells durchgeführt. Für jede Simulation werden der  $k_V$ -Wert und die beeinflussenden Größen aufgenommen und tabellarisch geordnet.

Die auf diese Weise ermittelten Werte sind in Abbildung 5.13 dargestellt. Darin wird der  $k_V$ -Wert in Abhängigkeit der Wurzel des Produkts von Dichte  $\rho$  und Druckdifferenz  $\Delta p$  aufgetragen, da diese beiden Werte auch im MATLAB-Modell zur Verfügung stehen.

Unter realen Verhältnissen müsste sich ein konstanter Wert für  $k_V$  ergeben, wenn man bedenkt, dass  $k_V$  nach Gleichung (3.62) von der Geometrie der Expansionsdrossel abhängt. Der Verlauf der Kurve zeigt, dass  $k_V$  im KULI-Modell nicht über die Geometrie der Drossel festgelegt wird.

Für den Vergleich des MATLAB-Modells mit dem KULI-Modell, wird der variable  $k_V$ -Wert mit einer Ausgleichsgerade, die auch in Abbildung 5.13 als strichlierte Linie abgebildet ist, angenähert. Dadurch ergeben sich im Gegensatz zur Wahl eines Fixwertes geringere Fehler im Vergleich der beiden Modelle.

Der Parameter  $k_V$  wird mit einer Geraden in Abhängigkeit des Zusammenhangs  $\sqrt{\rho \Delta p}$  nachgebildet, wobei folgendes gilt:

$$k_V = k_{V0} + d\sqrt{\rho \Delta p} \quad (3.103)$$

$k_{V0}$  Startwert von  $k_V$

$d$  Steigung

#### 5.4.2 Arbeitsüberhitzung $T_{\dot{U}A}$

Die Arbeitsüberhitzung wird durch die Befüllung des Messfühlers vorgegeben. Durch die richtige Wahl des Füllmediums und der Füllmenge, ist das Ventil bei Erreichen des gewünschten Wertes von  $T_{\dot{U}A}$  vollständig geöffnet.

Die Arbeitsüberhitzung für das Drosselventil wird im KULI-Modell in Abhängigkeit der Siedetemperatur des Kältemittels im Niederdruckteil angegeben. Für eine konstante

Überhitzung ist hierfür ein bestimmter Überhitzungswert für unterschiedliche Siedetemperaturen vorgegeben (siehe Abbildung 5.14).

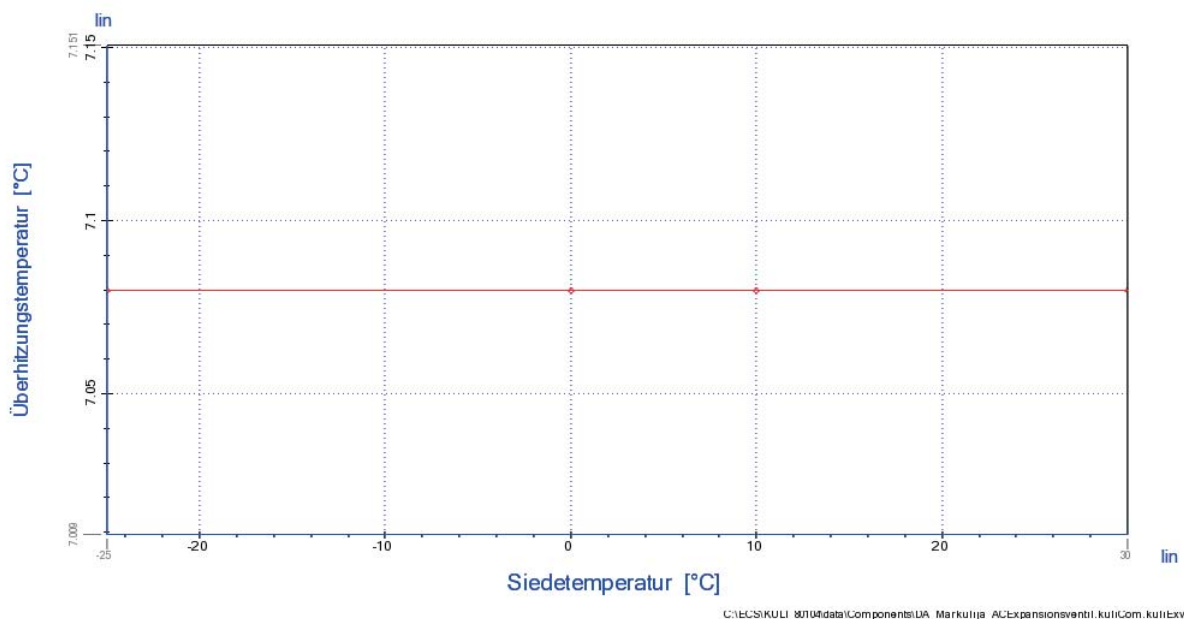


Abbildung 5.14: Abhängigkeit von Überhitzung und Siedetemperatur

Im vorliegenden KULI-Modell wurde die Arbeitsüberhitzung auf 7,08°C eingestellt.

Die Arbeitsüberhitzung stellt den einzigen Parameter dar, der in KULI der Expansionsdrossel vorgegeben wird.

### 5.4.3 Statische Überhitzung $T_{Üs}$

Die statische Überhitzung wird durch die Einstellschraube am Expansionsventil eingestellt. Dabei ist zu beachten, dass die Federkraft der Einstellschraube auch für das sichere Schließen des Ventils zuständig ist. Wird  $T_{Üs}$  zu niedrig gewählt, kann das Kühlmittel auch im Stillstand der Anlage in den Niederdruckkreis gelangen.

In KULI entfällt die Wahl der statischen Überhitzung, da in jedem Betriebspunkt die Simulationswerte so ermittelt werden, sodass ein Schließen des Ventils nicht notwendig ist.

Für die Modellbildung in MATLAB wird für die statische Überhitzung ein Wert von 3 K in Anlehnung an [13] angenommen.

#### 5.4.4 Ventilhub

Auch der Ventilhub wird von KULI nicht berücksichtigt und muss gewählt werden. Die Hubreserve wird dabei mit 20% gewählt. Der zugehörige Steigungskoeffizient wird so bestimmt, dass sich ein stetiger Verlauf des Ventilhubs ergibt.

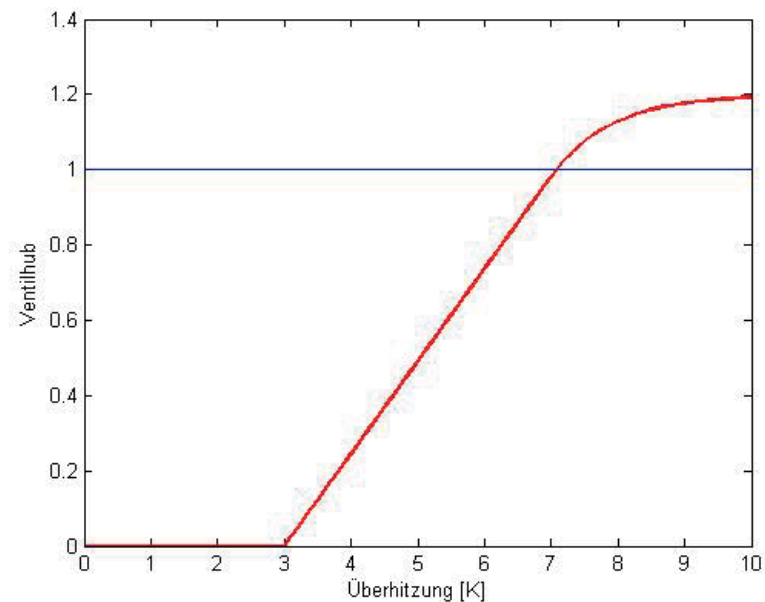


Abbildung 5.15: Verlauf des Ventilhubs

Abbildung 5.15 zeigt den Verlauf des Ventilhubs, wobei der Parameter  $\tau$  mit einem Wert von  $0,9\text{ °C}$  angenommen wurde.

#### 5.4.5 Verifizierung der Expansionsdrossel-Daten

Bei der Verifizierung kann nur eine Aussage über den  $k_V$ -Wert getroffen werden. Aufgrund der stabilen Betriebszustände, die KULI für den Klimakreislauf simuliert, entfällt der Einfluss des Ventilhubs im KULI-Modell.

Die Verifizierungsdaten wurden bei unterschiedlichen Verdichterdrehzahlen und unterschiedlichen Außenlufttemperaturen mit KULI ermittelt. Die Eingangsdaten für das MATLAB-Modell werden von den Simulationsdaten des KULI-Modells übernommen.

Der simulierte Massenfluss beider Modelle wird verglichen, wobei die Simulation in MATLAB mit variablem und fixem  $k_V$ -Wert durchgeführt wurde.

**Tabelle 2:** Verifizierung des  $k_v$ -Wertes

Verdichter Drehzahl U/min	Temperatur Außenluft °C	KULI	mathem. Modell (variablen $k_v$ -Wert)	Fehler	mathem. Modell mit $k_v=2 \cdot 10^{-3}$	Fehler
		$\dot{m}$ kg/s	$\dot{m}$ kg/s	%	$\dot{m}$ kg/s	%
3762	40	0,0858	0,0872	1,6	0,0780	10
3971	35	0,0751	0,0769	2,3	0,0735	2,2
4180	25	0,0573	0,0582	1,5	0,0645	11,2
4389	30	0,0654	0,0682	3,9	0,0694	5,7
5016	28	0,0608	0,0646	5,8	0,0677	10,1
5643	32	0,0651	0,0723	9,9	0,0714	8,8

Aus den Daten der Tabelle ist ersichtlich, dass das MATLAB-Modell mit dem variablen  $k_v$ -Wert bessere Ergebnisse liefert als jenes mit dem Fixwert. Der maximale Fehler liegt dabei bei 9,9%.

Im Vergleich mit dem KULI-Modell werden aufgrund der Simulationsstrategie immer Fehler auftreten. Zur Minimierung der Abweichung zwischen den beiden Modellen, müsste für  $k_v$  ein Kennwertfeld erstellt werden, in dem für jeden möglichen Betriebszustand ein entsprechender Wert abgespeichert ist. Für die Modellierung des Klimakreislaufes macht es aber keinen Sinn, einen von der Geometrie abhängigen Parameter auf so eine Weise nachzubilden.

Die Erstellung eines solchen Kennfeldes wäre auch nur schwer möglich. In KULI können den Elementen des Klimakreislaufes keine gezielten Eingangswerte vorgegeben werden. Es müssten alle möglichen Kombinationen der Simulationsparameter untersucht werden, damit alle Betriebspunkte durchlaufen werden.

Für den Vergleich des MATLAB-Modells mit dem KULI-Modell genügt die Annäherung des  $k_v$ -Wertes mit Hilfe der Ausgleichsgeraden. Für die Nachbildung einer realen Expansionsdrossel wird hier allerdings empfohlen, einen fest eingestellten Wert zu wählen, der am besten nach Gleichung (3.62) von der Geometrie der Drossel abhängt.

## 5.5 Parameterbestimmung der Wärmetauscher

Für die in Kapitel 3.3.3 "Verdampfer" und 3.3.4 "Verflüssiger" hergeleiteten Übertragungsgleichungen werden die für die MATLAB-Modelle benötigten Parameter ermittelt. Diese sind:

- gesamte mittlere Übertragungsfläche  $A$
- Wärmeübergangskoeffizienten  $k$

Die Bestimmung der mittleren Übertragungsfläche wird für beide Wärmetauscher gemeinsam erläutert, da der Aufbau nach dem gleichen Prinzip funktioniert. Die Ermittlung der Übergangskoeffizienten und deren Verifizierung wird anschließend für den Verdampfer durchgeführt.

### 5.5.1 Mittlere Übertragungsfläche $A$

Der Aufbau der Wärmetauscher funktioniert in KULI nach dem gleichen Prinzip. Es werden die äußeren Maße des gesamten Übertragerblocks, die Aufteilung in einzelne Rohre oder Kanäle und deren inneren und äußeren Abmessungen angegeben.

Der Wärmeübertrager wird grob in Reihen und Züge aufgeteilt, wodurch sich einzelne Blöcke ergeben. Diese Aufteilung ermöglicht es, den Kühlmittelstrom bezüglich der Reihenfolge gezielt durch den Übertrager zu leiten. Eine feinere Aufteilung der Züge erfolgt durch die Angabe einer Rohranzahl je Zug.

Die Rohrgeometrie ist in KULI durch ihre Außenmaße und Wandstärke gegeben, womit sich die entsprechenden Umfänge  $U_{\text{innen}}$  und  $U_{\text{außen}}$  berechnen lassen. Durch die Außenmaße des Übertragers ist auch die Länge  $l$  der Rohre gegeben. Mit diesen Daten lässt sich die innere und äußere Übertragungsfläche berechnen.

$$A_{\text{innen}} = U_{\text{innen}} \cdot l \cdot \alpha \quad \text{bzw.} \quad A_{\text{außen}} = U_{\text{außen}} \cdot l \cdot \alpha \quad (3.104)$$

$$\alpha = n_{\text{Rohre}} \cdot n_{\text{Züge}} \cdot n_{\text{Reihen}} \quad (3.105)$$

Mit  $n$  wird die entsprechende Anzahl der Rohre, Züge und Reihen angegeben. Durch einfache Mittelwertbildung erhält man die mittlere Übertragungsfläche.

$$A = \frac{1}{2} (A_{innen} + A_{außen}) \quad (3.106)$$

Etwaig vorhandene Kühlrippen auf der Außenseite der Rohre bzw. Längsrippen im Inneren müssen entsprechend ihrer Oberfläche zur äußeren bzw. inneren Fläche addiert werden.

### 5.5.2 Wärmeübertragungskoeffizient des Verdampfers

Zur Bestimmung der Wärmeübertragungskoeffizienten werden die mathematischen Zusammenhänge aus Kapitel 3.3.3 "Verdampfer" verwendet. Aus Gleichung (3.67) und (3.69) folgt der Zusammenhang für den Übertragungskoeffizient  $k_{Verd}$  im Bereich der Dampfphase.

$$k_{Verd} = \frac{\dot{m}_{KM}}{A_V} \frac{(h_{km,Dampf} - h_{KM1})}{T_{L1} - T_{KM1}} \quad (3.107)$$

Dieser wird mit den Simulationsdaten aus dem KULI-Modell berechnet. Hierbei wird  $h_{km,Dampf}$  aus den bekannten Zustandsdaten des Kältemittels am Verdampfereingang bestimmt. Die beiden Temperaturen  $T_{L1}$  und  $T_{KM1}$  sind bekannt. Für die Ermittlung der Verdampfungsfläche  $A_V$  müssen die einzelnen Rohre des Verdampfers im KULI-Modell mit dem eingegliederten Auswerte-Programm untersucht werden. Der Anteil jener Elemente die nicht von dem gasförmigen Kältemittel durchströmt werden, gibt den Anteil der Verdampfungsfläche an der Gesamtfläche wieder.

Ähnlich verhält es sich bei der Berechnung des Koeffizienten  $k_{heiz}$ .

$$k_{heiz} = \frac{\dot{m}_{KM} (h_{KM2} - h_{KM,Dampf})}{A_H (T_{L2}' - T_{KM1})} \quad (3.108)$$

Bis auf den Wert  $T_{L2}'$  sind alle Werte durch die Simulation des KULI-Modells gegeben.  $T_{L2}'$  kann aber mit Gleichung (3.71) und dem bereits gefundenen Parameter  $k_{Verd}$  aus den KULI-Simulationsdaten berechnet werden.

### 5.5.3 Verifizierung von $k_{\text{verd}}$ und $k_{\text{heiz}}$ des Verdampfers

Das KULI-Modell wird mit verschiedenen Verdichterdrehzahlen und unterschiedlichen Temperaturen der Außenluft simuliert. Entsprechend der Vereinfachung in Kapitel 3.3.3 wird die Luftfeuchtigkeit dabei nicht berücksichtigt (Luftfeuchte = 0%).

Die simulierten Eingangszustände des KULI-Modells wurden wiederum an das MATLAB-Modell übergeben. Die Ausgangszustände beider Modelle wurden miteinander verglichen.

**Tabelle 3:** Verifizierung der Wärmeübergangskoeffizienten des Verdampfers

Verdichter Drehzahl U/min	Temperatur Außenluft °C	KULI		mathem. Modell		Fehler $T_{L2}$	Fehler $h_{KM2}$
		$T_{L2}$ °C	$h_{KM2}$ kJ/kg	$T_{L2}$ °C	$h_{KM2}$ kJ/kg	%	%
3762	40	10,2150	404,734	6,4866	398,71	36,5	1,49
3971	35	6,8575	402,675	6,8640	402,68	0,1	0
4180	25	0,4311	398,679	5,0785	432,75	>100	8,5
4389	30	3,6365	400,676	6,3410	413,69	74,3	3,25
5016	28	2,6194	400,102	6,1567	420,94	>100	5,21
5643	32	6,0480	402,325	7,7038	409,91	27,4	1,9

Das MATLAB-Modell liefert für die Werte der spezifischen Enthalpie am Ausgang des Verdampfers Fehler im Bereich von bis zu 8,5% im Vergleich mit den Simulationsergebnissen des KULI-Modells. Der Fehler für die Lufttemperatur nach dem Verdampfer beträgt teilweise auch mehr als 100% des Wertes von KULI. Dieses Verhalten zeigt sich auch bei der Verwendung anderer Parametrisierungs- und Verifizierungsdaten.

Dasselbe Ergebnis ist für den Verflüssiger zu erwarten, da für diesen der gleiche, einfache Formelapparat zur Modellierung gewählt wurde. Durch das KULI-Modell sind auch keine zusätzlichen Parameter für den Kondensator gegeben, die nicht schon für den Verdampfer zur Verfügung stehen.

Fehler in dieser Größenordnung können nicht toleriert werden und zeigen, dass ein einfaches mathematisches Modell der Wärmeübertrager für das betrachtete KULI-Modell und mit den vorhandenen Daten nicht realisierbar ist.

Eine Modellierung des Klimakreislaufes ist unter den gegebenen Umständen und mit den zur Verfügung stehenden Mitteln nicht möglich. In Kapitel 6 "Ergebnisse und Ausblick" wird genauer auf dieses Problem eingegangen.

## 6 Ergebnisse und Ausblick

Aufbauend auf einer detaillierten Beschreibung der Technik des Klimakreislaufes wurden in dieser Arbeit die physikalischen Grundlagen erarbeitet, die für die Modellierung notwendig sind.

Mit diesen Grundlagen wurden mathematische Modelle hergeleitet, die die einzelnen Komponenten des Kreislaufs charakterisieren. Die Parametrisierung wird nachvollziehbar, Schritt für Schritt mit den zur Verfügung stehenden Mitteln ausgeführt. Für die Gleichstrommaschine wurden hierfür Messungen an einer realen Maschine durchgeführt. Die Ermittlung der Parameter des Klimakreislaufs wurde mit dem Simulationsprogramm KULI realisiert.

Als Ergebnis dieser Arbeit wurde die Modellbildung der Gleichstrommaschine und des Kältemittelverdichters erfolgreich abgeschlossen. Bei der Umsetzung wurde darauf geachtet, dass die Einzelsysteme in einfacher Weise miteinander Verbunden werden können.

Die Modellierung der thermostatischen Expansionsdrossel war mit Schwierigkeiten verbunden. Das Fehlen von geometrischen Daten und die Simulationsstrategie von KULI haben zu einer Kompromisslösung geführt. KULI geht dabei nicht von einer vorgegebenen Geometrie der Drossel aus, sondern passt das Modul den Zuständen im Klimakreislauf an. Dies führt dazu, dass der eigentlich konstante  $k_v$ -Wert der Drossel eine Variable ist. Durch diesen Umstand ergeben sich Fehler im Massenfluss, die bis zu 10% betragen können.

Mit den zur Verfügung stehenden Mitteln und Unterlagen war es nicht möglich, die Modellierung der Wärmeübertrager durchzuführen. Parameter wie die Wärmedurchgangskoeffizienten, werden von KULI nicht bereitgestellt. Eine Analyse der Übertrager über das dynamische Verhalten ist mit dem Simulationsprogramm nicht möglich. In jedem Betriebspunkt wird eine stabile Lösung für den Kreislauf ermittelt. Aufgrund dessen ändern sich die Zustandsgrößen nur sprunghaft und haben keinen dynamischen Verlauf. Die Modellierung der Wärmeübertrager in Form einer Black-Box ist dadurch auch nicht möglich.



Die einfache Modellbildung der Wärmeübertrager wird auch durch die Durchströmung des Kältemittels erschwert. Das kalte, in den Übertrager einlaufende, und das warme, ablaufende Kältemittel werden an der Frontseite des Wärmetauschers durch die Außenluftströmung erwärmt. An der Rückseite stellt sich eine mittlere Kältemitteltemperatur ein. Über die Oberfläche des Übertragers bildet sich ein Temperaturgradient, der die Luft unterschiedlich stark abkühlt. Dies bewirkt wiederum unterschiedliche Wärmeflüsse zwischen dem Kältemittel und der Luft.

Die Temperatur der durchströmenden Luft hängt von der räumlichen Position im Wärmetauscher ab, mit dementsprechenden Übergangskoeffizienten und Wärmeflüssen. Durch die Durchströmung mit dem Kältemittel ist die Lufttemperatur im Frontbereich auch von der Lufttemperatur auf der Rückseite des Übertragers abhängig. Eine detaillierte Modellierung des Vorganges der Wärmeübertragung würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen.

Als Folgeprojekt bietet es sich daher an, eine genaue Modellbildung der Wärmeübertrager durchzuführen. Aufgrund der eingeschränkten Möglichkeiten mit dem Simulationsprogramm KULI bezüglich des dynamischen Verhaltens, wird auch die Entwicklung eines Prüfstandes empfohlen. So können gezielte Betriebszustände im Inneren und Äußeren des Verdampfers bzw. des Kondensators erzwungen werden.

Mit einem so gewonnenen Modell der Wärmeübertrager, kann der Klimakreislauf komplettiert werden. Als weiteres Folgeprojekt eignet sich die Entwicklung eines Regelkreises. Durch die Regelung des Antriebs des Verdichters, kann das Betriebsverhalten bezüglich der Effizienz des Klimakreislaufs untersucht werden. Dabei können unterschiedliche Regelstrategien entwickelt werden, die beispielsweise eine Temperaturregelung des Luftstroms oder eine Enthalpieregulierung umzusetzen.

---

## Literaturverzeichnis

- [1] ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers): Transactions, Teil 2, vol. 94, 1988
- [2] Baehr, H.; Kabelac, S.: Thermodynamik, Springer Vieweg, 2012
- [3] Baehr, H.; Karl, S.: Wärme- und Stoffübertragung, Springer, 2010
- [4] Dannerer, G.: Vorlesungsskript zu Energiewandler, Institut für Elektrische Maschinen und Antriebstechnik (EMA) TU Graz, 2006
- [5] Deh, U.: KFZ-Klimaanlagen, Vogel Business Media, 2011
- [6] Deutsches Institut für Normung: DIN 1946-1 - Raumluftechnik, Teil 1: Terminologie und Symbole
- [7] Eichlseder, H.: Vorlesungsskript zu Thermodynamik, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) TU Graz, 2012
- [8] Gathrop, P.; Smith, L.: Metamodelling: Bond graphs and dynamic systems, Prentice-Hall, 1996
- [9] GESTIS Stoffdatenbank , Institut für Arbeitsschutz (IFA), Verfügbar unter [http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis\\_de/000000.xml?f=templates\\$fn=default.htm\\$3.0](http://gestis.itrust.de/nxt/gateway.dll/gestis_de/000000.xml?f=templates$fn=default.htm$3.0), [Datum des Zugriffs: 27.01.2013]
- [10] Glück, B.: Hydrodynamische und gasdynamische Rohrströmung - Druckverluste, VEB Verlag für Bauwesen Berlin, 1988
- [11] Großmann, H.: PKW-Klimatisierung, Springer Verlag, 2010
- [12] Herwig, H.; Moschallski, A.: Wärmeübertragung, Vieweg Verlag, 2006
- [13] Jahnke, A.: Funktion mechanischer thermostatischer Expansionsventile und Fehlerquellen, Verfügbar unter [http://www.andreasjahnke.de/index\\_html\\_files/Visio-Expansionsventile%201.4\\_AJ.pdf](http://www.andreasjahnke.de/index_html_files/Visio-Expansionsventile%201.4_AJ.pdf), [Datum des Zugriffs: 11.02.2013]
- [14] KULI Tutorial, ECS Magna Powertrain

- [15] Lucas, K.: Thermodynamik - Grundgesetze der Energie- und Stoffumwandlung, Springer Verlag, 2008
- [16] Thermostatische Expansionsventile - Tipps für den Monteur, Danfoss, Verfügbar unter [www.Danfoss.com](http://www.Danfoss.com), [Datum des Zugriffs: 15.01.2013]

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Klimakreislauf einer Klimaanlage (Quelle [5]).....	5
Abbildung 2.2: Prinzip des Hubkolbenkompressors .....	7
Abbildung 2.3: Prinzip des Taumelscheibenkompressors (1. Taumelscheibe, 2. Kolben, 3. Saugraum, 4. Auslassventil) (Quelle [5]) .....	7
Abbildung 2.4: Prinzipieller Aufbau einer Magnetkupplung (Quelle [5]).....	8
Abbildung 2.5: Aufbau eines Paralleldurchflusskondensators (Quelle [5]).....	9
Abbildung 2.6: Sammler mit Filtertrocknereinsatz (Quelle [5]) .....	11
Abbildung 2.7: Thermostatisches Expansionsventil.....	13
Abbildung 2.8: Lamellenverdampfer mit angeschlossenem Expansionsventil (im Bild eingekreist), (Quelle: [5]) .....	14
Abbildung 2.9: Luftstrom durch den Verdampfer und die Heizung, hier: Mischklappe vollständig geöffnet (Quelle [5]) .....	15
Abbildung 3.1: Prinzip eines thermodynamisches System.....	21
Abbildung 3.2: Wärmestrom durch eine Wand .....	27
Abbildung 3.3: Aufbau der Gleichstrommaschine .....	31
Abbildung 3.4: Ersatzschaltbild der fremderregten Gleichstrommaschine .....	32
Abbildung 3.5: Schema des Verdichtungsvorganges .....	36
Abbildung 3.6: Druckkräfte auf die Membran des Expansionsventils.....	40
Abbildung 3.7: Dampfdruckkurve des Kältemittels R134a.....	48
Abbildung 3.8: Dichte des Kältemittels R134a in Abhängigkeit von Druck und Temperatur.....	49
Abbildung 3.9: p-H-Diagramm des Kältemittels R134a (Quelle [1]) .....	50
Abbildung 4.1: Strukturbild der Gleichstrommaschine.....	52
Abbildung 4.2: Strukturbild des Verdichters.....	53
Abbildung 4.3: Strukturbild des Sammlers und Filtertrockners.....	54

---

Abbildung 4.4: Strukturbild der Expansionsdrossel .....	54
Abbildung 5.1: KULI-Modell des Klimakreislaufs .....	57
Abbildung 5.2: Messaufbau .....	59
Abbildung 5.3: Dreiecksspannung für Bestimmung des Ankerwiderstands .....	60
Abbildung 5.4: Verlauf der Soll- und Ankerspannung .....	61
Abbildung 5.5: Zeitsignal der Spannung und des Stroms der Ankerwicklung .....	62
Abbildung 5.6: Fouriertransformation der Ankerspannung und des Ankerstroms .....	63
Abbildung 5.7: Verlauf des Produkts $k_m \Phi_h$ in Abhängigkeit des Erregerstroms .....	65
Abbildung 5.8: Verlauf des Reibmoments mit Ausgleichsgerade .....	66
Abbildung 5.9: Verlauf der Drehzahl beim Auslauf der Gleichstrommaschine .....	67
Abbildung 5.10: Liefergrad bei verschiedenen Druckverhältnissen in Abhängigkeit der Drehzahl .....	69
Abbildung 5.11: Isentroper Wirkungsgrad des Verdichters .....	69
Abbildung 5.12: Mechanischer Wirkungsgrad des Verdichters .....	70
Abbildung 5.13: Verlauf des $k_v$ -Wertes der Expansionsdrossel .....	72
Abbildung 5.14: Abhängigkeit von Überhitzung und Siedetemperatur .....	74
Abbildung 5.15: Verlauf des Ventilhubs .....	75
Abbildung A.1: Simulink-Modell der Gleichstrommaschine .....	86
Abbildung A.2: Simulink-Modell des Verdichters .....	87
Abbildung A.3: Simulink-Modell der Expansionsdrossel .....	88
Abbildung A.4: Simulink-Modell des Verdampfers .....	89
Abbildung A.5: Simulink-Modell des Verflüssigers .....	90

## Anhang A - MATLAB-Simulink Modelle

### A.1 Gleichstrommaschine

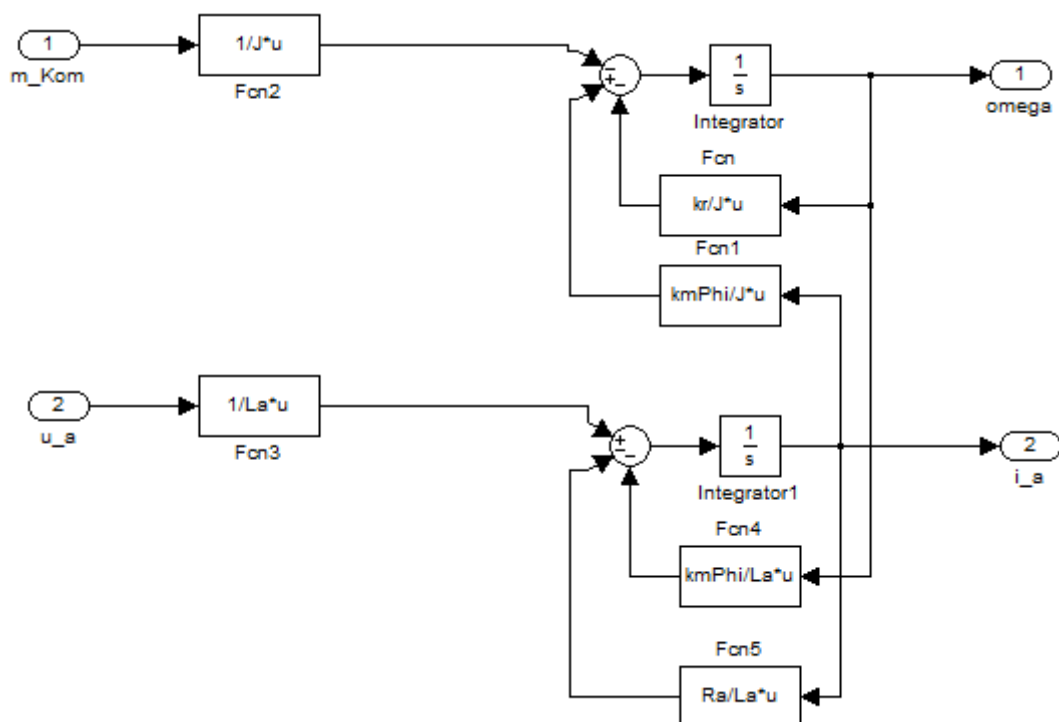


Abbildung A.1: Simulink-Modell der Gleichstrommaschine

## A.2 Verdichter

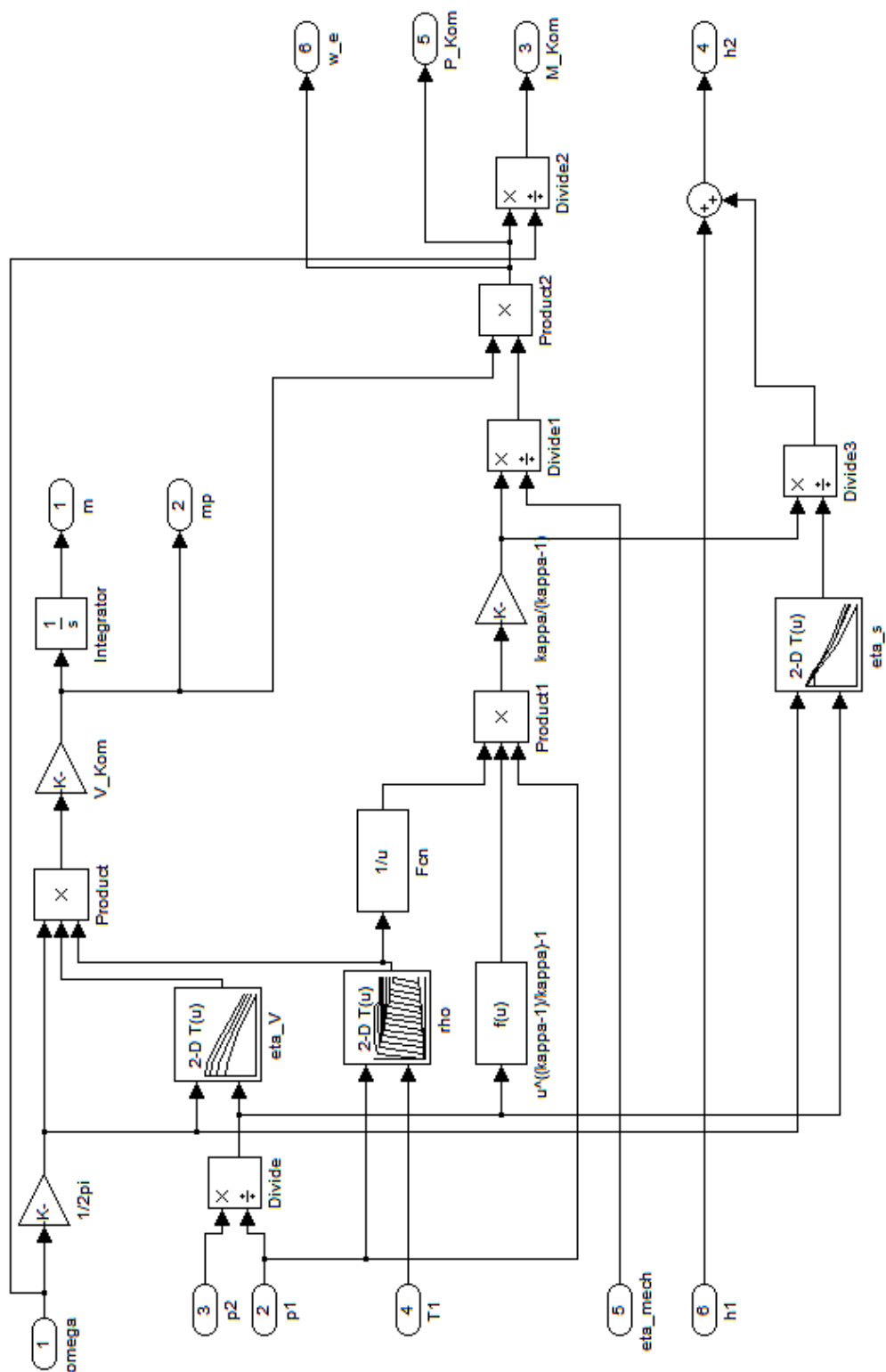


Abbildung A.2: Simulink-Modell des Verdichters

### A.3 Expansionsdrossel

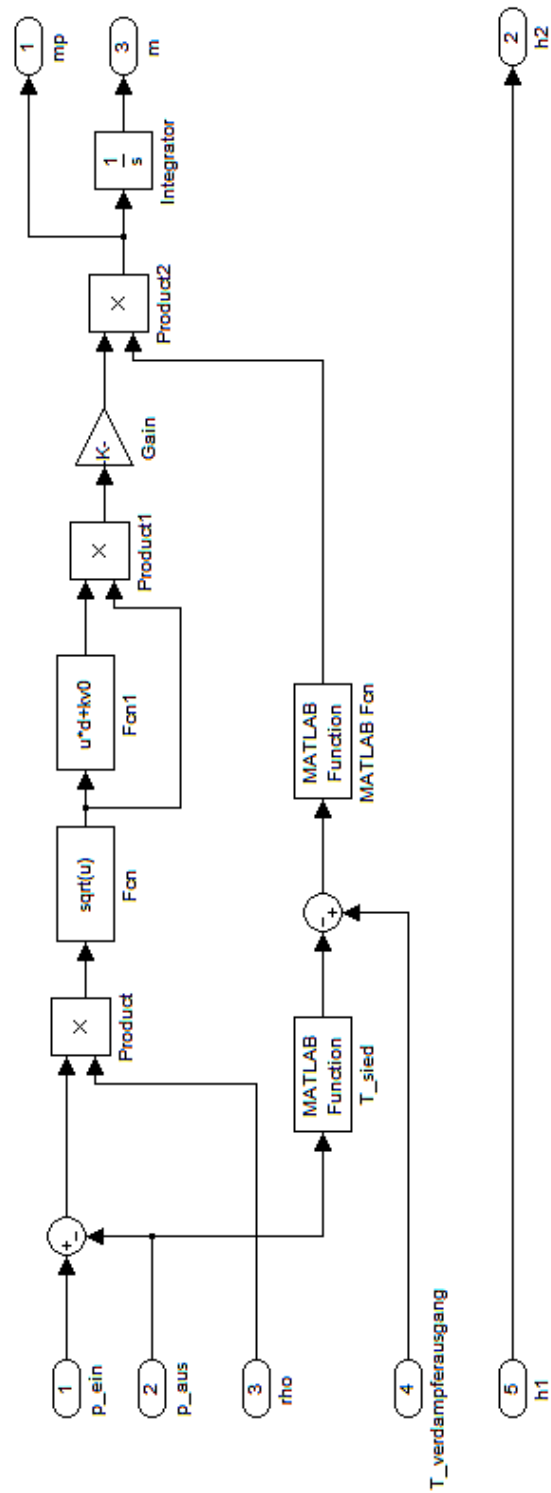


Abbildung A.3: Simulink-Modell der Expansionsdrossel





## A.5 Verflüssiger

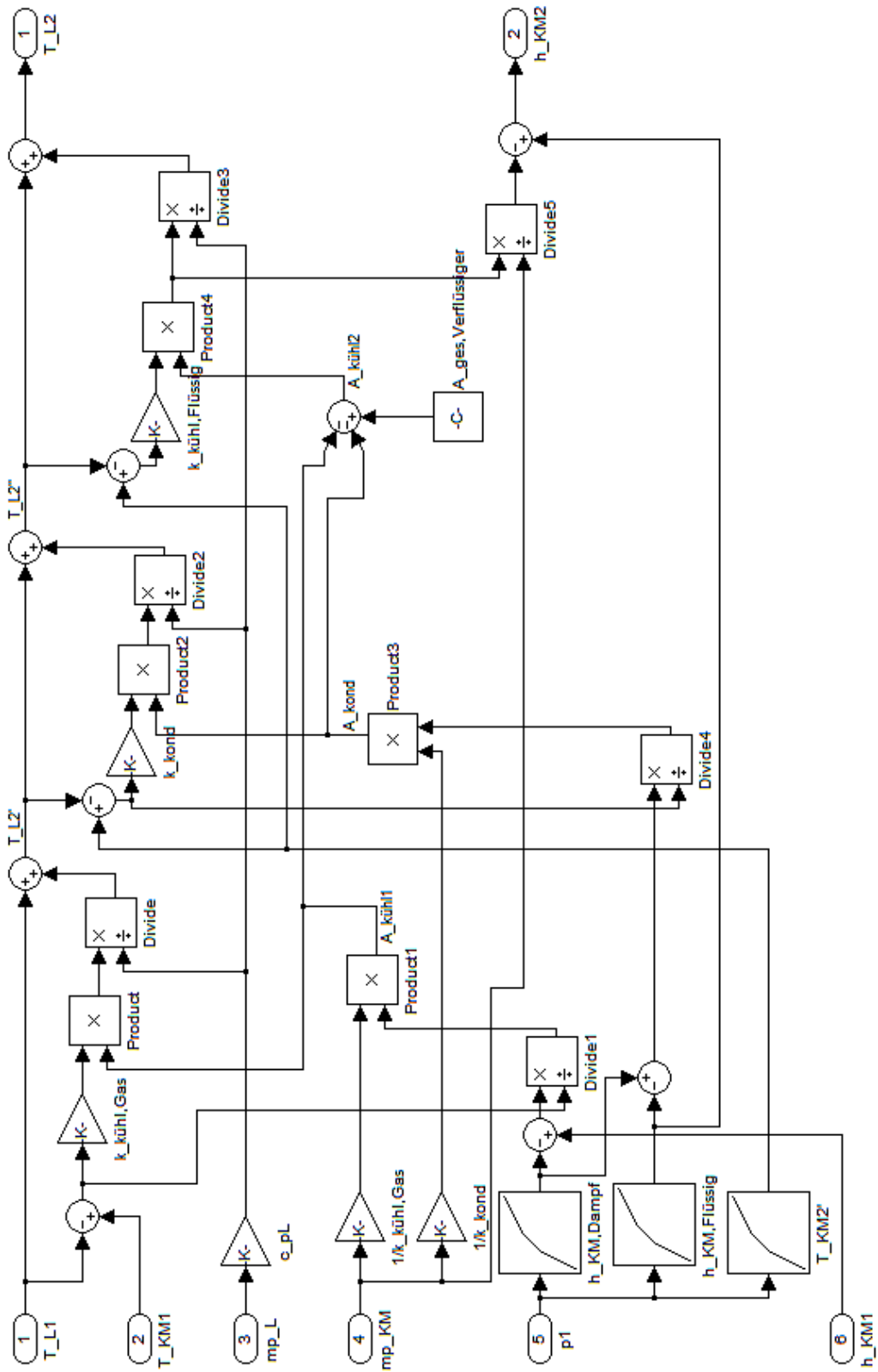


Abbildung A.5: Simulink-Modell des Verflüssigers