



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Masterarbeit

Tjarek Wierk

Bewertung der Einsatzmöglichkeiten von Verdichter-Motor-Turbinen in Kaltluft-Kältemaschinen

*Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering*

Tjarek Wierk

**Bewertung der Einsatzmöglichkeiten von
Verdichter-Motor-Turbinen in Kaltluft-
Kältemaschinen**

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Fahrzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. Ingwer Ebinger
Zweitprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. Axel Pöhls

Abgabedatum: 01.07.2022

Kurzreferat

Tjarek Wierk

Thema der Bachelorarbeit

Bewertung der Einsatzmöglichkeiten von Verdichter-Motor-Turbinen in Kaltluft-Kältemaschinen

Stichworte

Klimaanlage, Verdichter-Motor-Turbine, VMT, Kaltluft-Kältemaschine, KLKM, Klimatisierung, Aufladung Brennstoffzelle, elektrisch unterstützter Abgasturbolader

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit umfasst die Bewertung der Einsatzmöglichkeiten von Verdichter-Motor-Turbinen in Kaltluft-Kältemaschinen in einem speziellen mobilen Anwendungsfall. Dazu wird der aktuelle Stand der Beschreibung von Kennfeldern von Verdichter-Motor-Turbinen für verschiedene Einsatzzwecke aus der Literatur herausgestellt. Anschließend wird ein konkreter Anwendungsfall innerhalb einer Kaltluft-Kältemaschine definiert und eine passende Verdichter-Motor-Turbine gewählt. Für diese gewählte Kombination wird anschließend das Betriebsverhalten und die Charakteristik ausgewertet.

Tjarek Wierk

Title of the paper

Evaluation of use cases for compressor-motor-turbines in air-cycle-machines

Keywords

climate control, compressor-motor-turbine, air-cycle-machine, FCAS, electrically supported turbocharger

Abstract

Within this thesis the usage of a compressor-motor-turbine within an air-cycle-machine for mobile applications is explored and possible options are evaluated. To achieve this, current ways to describe performance maps of compressor-motor-turbines are highlighted for different applications. Further a specific application within an air-cycle-machine is defined and a suitable compressor-motor-turbine is selected. For this combination the operation behavior and characteristics are evaluated.

Danksagung

Ich möchte mich besonders bei meinem Erstprüfer und Betreuer Prof. Dr.-Ing. Ingwer Ebinger bedanken, der mir das Verfassen meiner Masterarbeit parallel zu meiner Beschäftigung als Prüffingenieur ermöglicht hat. Dabei stand er mir stets mit Rat und Tat zur Seite.

Zudem gilt mein Dank meinen Vorgesetzten Ingo Brißke und Stefan Oellrich der Brißke und Oellrich oHG, sowie meinen Kollegen, die mir die Möglichkeit und Zeit eingeräumt haben die Masterarbeit parallel zu meiner Tätigkeit verfassen zu können.

Außerdem möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Axel Pöhls für die Übernahme des Zweitprüferamts meiner Masterarbeit bedanken.

**FAKULTÄT TECHNIK UND INFORMATIK
DEPARTMENT FAHRZEUGTECHNIK UND FLUGZEUGBAU
Prof. Dr.-Ing. Ebinger**

Aufgabenstellung zur Masterarbeit

Student: Tjarek Wierk (Matrikelnummer: XXXXXXXXXX)

Thema: **Bewertung der Einsatzmöglichkeiten von Verdichter-Motor-Turbinen in Kaltluft-Kältemaschinen**

Einführung:

Zukünftig ist es erforderlich, in Kälte- und Klimaanlage umweltfreundliche Kältemittel einzusetzen. Natürlichen Kältemitteln, wie z.B. Luft, wird deshalb besondere Aufmerksamkeit zu teil. In modernen Kaltluft-Kältemaschinen (KLKM) werden Strömungsmaschinen als Verdichter-Motor-Turbinen zur Realisierung des Kältekreislaufes eingesetzt. Der Arbeitsbereich von Strömungsmaschinen wird durch ein Leistungskennfeld definiert. Die Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der KLKM sind von den jeweiligen Außen- und Raumluftbedingungen abhängig. Unter Berücksichtigung dieser Randbedingungen ist die Auswahl geeigneter Strömungsmaschinen durchzuführen.

Aufgabenstellung:

Im Rahmen der Masterarbeit ist auf Basis einer umfangreichen Literatur- und Internetrecherche der aktuelle Stand der Technik zur Beschreibung der Kennfelder von Verdichter-Motor-Turbinen für verschiedene Einsatzgebiete darzustellen. Anhand eines ausgewählten Einsatzfalles ist eine geeignete Verdichter-Motor-Turbinen-Kombination zu wählen und deren Betriebscharakteristik zu bewerten. Die durchgeführten Arbeiten und die zusammengetragenen Erkenntnisse sind ausführlich in Form eines technischen Berichtes darzustellen.

Arbeitsschritte / Arbeitsinhalte in Stichworten:

Im Rahmen der Masterarbeit sind folgende Teilschritte zu bearbeiten:

- Darlegung der Problemstellung und Abgrenzung der Thematik
- Beschreibung von Kennfeldern für Verdichter-Motor-Turbinen
- Definition der Randbedingungen für den Einsatz einer KLKM in einer Fahrzeugklimaanlage
- Auswahl einer geeigneten Verdichter-Motor-Turbine für den gewählten Anwendungsfall
- Zusammenfassung und Ausblick

Beginn der Arbeit: 03.01.2022 Abgabe der Arbeit: 03.07.2022

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Ingwer Ebinger (HAW-Hamburg)

Zweitprüfer: Prof. Dr.-Ing. Axel Pöhls (HAW-Hamburg)

Hamburg, den 13.11.2021

I. Inhaltsverzeichnis

I. Inhaltsverzeichnis	VI
II. Abbildungsverzeichnis	VIII
III. Tabellenverzeichnis	X
IV. Abkürzungsverzeichnis	XI
V. Symbolverzeichnis	XII
1 Einleitung	1
2 Stand der Technik	2
2.1 Klimaanlage in Fahrzeugen	2
2.2 Kaltluft-Kältemaschinen	7
2.2.1 Kältemittel Luft.....	8
2.2.2 Funktionsweise und Wirkungsprinzip.....	10
2.2.3 Aufbau	12
2.3 Verdichter-Motor-Turbine.....	14
2.3.1 Aufbau	14
2.3.2 Auslegung von Verdichter-Motor-Turbinen	17
2.3.3 Beispiele für Einsatzmöglichkeiten von Verdichter-Motor-Turbinen.....	25
3 Auslegung	31
3.1 Excelmodell zur Kreisprozessberechnung	31
3.1.1 Berechnungsschema.....	31
3.1.2 Aufbau	35
3.1.3 Grundbedatung der Berechnungsgrößen.....	35
3.2 Excelmodell Kennfeldbetrachtung.....	38
3.2.1 Definition der Annahme zu den totalen Größen	38
3.2.2 Berechnungsschema	40
3.2.3 Aufbau	45
3.2.4 Grundbedatung der Berechnungsgrößen.....	47
3.3 Definition und Wahl der Verdichter-Motor-Turbine	48

4	Auswertung der Betriebscharakteristik	53
4.1	Variation der Außentemperatur.....	53
4.2	Variation des Gütegrades der Kreisprozessberechnung.....	58
4.3	Zusammenfassende Betrachtung.....	64
5	Zusammenfassung und Ausblick	66
VI.	Literaturverzeichnis	XX
Anhang A:	Ergebnistabelle des Berechnungstools	XXIV

II. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Einflüsse zur thermischen Behaglichkeit [6]	3
Abbildung 2-2: Beispiele der Behaglichkeitsfelder der Physikalischen Bedingungen [6].....	4
Abbildung 2-3: Schema KDKKA Grundaufbau [1]	5
Abbildung 2-4: Beispielaufbau einer KDKKA in einem PKW [10]	6
Abbildung 2-5: Vergleichsprozess KDKKA [11].....	7
Abbildung 2-6: Unterkühlung und Überhitzung [11].....	7
Abbildung 2-7: Joule Kreisprozess im T,s-Diagramm [17] [18]	10
Abbildung 2-8: Schema Unterdruck- und Überdrucksystem	11
Abbildung 2-9: Schema KLKM als geschlossener Kreis mit Turbine [2]	12
Abbildung 2-10: Schema KLKM mit zweistufiger Verdichtung und Peripherie [3]	12
Abbildung 2-11: Schematische Darstellung der Varianten offener KLKM	13
Abbildung 2-12: Beispiel VMT der Firma Mirai Intex [17].....	15
Abbildung 2-13: Anordnung des Elektromotors in einer VMT am Beispiel der MGU-H [23]..	15
Abbildung 2-14: Schnittbild E-Turbo von Garrett [24]	16
Abbildung 2-15: Schema Radialverdichterkennfeld [28].....	17
Abbildung 2-16: Schema Radialturbinenkennfeld [28].....	17
Abbildung 2-17: Schema Drosselregelung [30]	18
Abbildung 2-18: Schema Radialverdichterkennfeld mit Betriebsgrenzen [29].....	21
Abbildung 2-19: Auslegungsschema Abgasturbolader [38]	23
Abbildung 2-20: Einsatzbereiche des elektrisch unterstützten Abgasturboladers [39]	24
Abbildung 2-21: eTurbo von BorgWarner [40].....	25
Abbildung 2-22: Beispiel Triebstrang mit Brennstoffzelle der Firma Audi [46]	27
Abbildung 2-23: Vergleich der Verdichterkennfelder von FCAS und Abgasturbolader [48]...	28
Abbildung 2-24: Beispiel VMT als FCAS der Firma IHI [45].....	29
Abbildung 2-25: VMT der ICE3-Kaltluft-Kältemaschine der Firma Liebherr [49]	30
Abbildung 3-1: Joule Kreisprozess im T,s-Diagramm [17] [18]	31
Abbildung 3-2: Excelmodell des Kreisprozesses.....	35

Abbildung 3-3: Bestimmung korrigierter Massestrom und Verdichterwirkungsgrad [28]	42
Abbildung 3-4: Bestimmung Turbinenwirkungsgrad [28]	43
Abbildung 3-5: Aufbau Kennfeldbetrachtungstool	45
Abbildung 3-6: Aufbau Ergebnistabelle	47
Abbildung 3-7: Ausgelegtes Verdichterkennfeld [42]	51
Abbildung 3-8: Ausgelegtes Turbinenkennfeld [32]	52
Abbildung 4-1: Betriebspunktverschiebung Außentemperaturänderung (ME_01)	53
Abbildung 4-2: Druckverhältnisse Verdichter und Turbine (ME_01)	54
Abbildung 4-3: Realer Massestrom im System (ME_01)	55
Abbildung 4-4: Korrigierter Verdichtermassestrom (ME_01)	55
Abbildung 4-5: Reduzierter Turbinenmassestrom (ME_01)	56
Abbildung 4-6: Leistungsübersicht (ME_01)	56
Abbildung 4-7: Kälteleistung (ME_01)	57
Abbildung 4-8: COP (ME_01)	58
Abbildung 4-9: Betriebspunktverschiebung Gütegradvariation (ME_02)	59
Abbildung 4-10: Druckverhältnisse Verdichter und Turbine (ME_02)	59
Abbildung 4-11: Korrigierter Verdichtermassestrom (ME_02)	60
Abbildung 4-12: Realer Massestrom im System (ME_02)	61
Abbildung 4-13: Reduzierter Turbinenmassestrom (ME_02)	61
Abbildung 4-14: Spezifische Arbeiten (ME_02)	62
Abbildung 4-15: Leistungsübersicht (ME_02)	62
Abbildung 4-16: Kälteleistung (ME_02)	63
Abbildung 4-17: COP (ME_02)	64
Abbildung 4-18: Konstantes Druckverhältnis im Verdichterkennfeld	65

III. Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Beispiele für GWP-Werte von Kältemitteln [2] [15]	8
Tabelle 3-1: Gegebene und gesuchte Größen im Kreisprozessmodell.....	32
Tabelle 3-2: Klimazoneneinteilung [51]	36
Tabelle 3-3: Festlegung der Auslegungsbedingungen [51]	36
Tabelle 3-4: Festlegung der Betriebsgrenzen [51].....	37
Tabelle 3-5: Bedatung Excelmodell Kreisprozess	38
Tabelle 3-6: Gegebene und gesuchte Größen im Kennfeldtool.....	40
Tabelle 3-7: Permanente Annahmen im Kennfeldtool	48
Tabelle 3-8: Referenzpunkte der Auslegung	48
Tabelle 3-9: Abschätzung Kälteleistungsanforderungen für die Stopp-Klimatisierung [54] ...	49

IV. Abkürzungsverzeichnis

C

CO₂ Kohlenstoffdioxid

COP Coefficient of Performance

D

DIN Deutsches Institut für Normung

E

EN Europäische Norm

F

FCAS Fuel Cell Air Supply

G

GWP Global-Warming-Potential

K

KDKKA Kaltdampf-Kompressionskälteanlage

KLKM Kaltluft-Kältemaschine

M

ME_01 Messreihe 1

ME_02 Messreihe 2

P

PEM Polymer-Elektrolyt-Membran

PKW Personenkraftwagen

T

T Turbine

V

V Verdichter

VMT Verdichter-Motor-Turbine

W

WÜ Wärmeübertrager

V. Symbolverzeichnis

Symbole

Δ	- Differenz	[–]
η	- Wirkungs- beziehungsweise Gütegrad	[–]
κ	- Isentropenexponent	[–]
π	- Druckverhältnis	[–]
ρ	- Dichte	[kg/m ³]
a	- Schallgeschwindigkeit	[m/s]
c	- Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
c_p	- spezifische isobare Wärmekapazität	[J/(kg * K)]
c_v	- spezifische isochore Wärmekapazität	[J/(kg * K)]
COP	- Coefficient of Performance	[–]
H	- Förderhöhe	[m]
m	- Masse	[kg]
\dot{m}	- Massenstrom	[kg/s]
n	- Drehzahl	[1/min]
p	- Druck	[Pa]
P	- Leistung	[kW]
Q	- Wärme	[kJ]
\dot{Q}	- Wärmestrom	[kJ/s]
q	- spezifische Wärme	[kJ/kg]
R	- Gaskonstante	[J/(kg * K)]
s	- Entropie	[J/(kg * K)]
T	- Temperatur	[K]
t	- Temperatur	[°C]
V	- Volumen	[m ³]

\dot{V}	-	Volumenstrom	$[m^3/s]$
v	-	spezifisches Volumen	$[m^3/kg]$
W	-	Arbeit	$[kJ]$
w	-	spezifische Arbeit	$[kJ/kg]$

Indizes

0	-	Referenzpunkt der Entropieberechnung
1	-	Zustandspunkt 1
2	-	Zustandspunkt 2
2'	-	Zustandspunkt 2'
3	-	Zustandspunkt 3
4	-	Zustandspunkt 4
4'	-	Zustandspunkt 4'
<i>A</i>	-	Anlage
<i>a</i>		außen
<i>ab</i>		abgeführt
<i>B</i>		Beschleunigung
<i>el</i>	-	elektrisch
<i>i</i>	-	innen
<i>is</i>	-	isentrop
<i>K</i>	-	Kühl
<i>korr</i>	-	korrigiert
<i>M</i>	-	Elektromotor
<i>m</i>	-	mechanisch
<i>red</i>	-	reduziert
<i>ref</i>	-	Referenz

<i>T</i>	-	Turbine
<i>t</i>	-	Total
<i>V</i>	-	Verdichter
<i>x</i>	-	Einzelpunkt
<i>z</i>	-	Zuluft
<i>zu</i>	-	zugeführt

1 Einleitung

Kältemaschinen sind seit der Mitte des letzten Jahrhunderts vermehrt in der mobilen Nutzung verbreitet. Für diesen Anwendungsfall, besonders aber im Personenkraftwagen (PKW), haben sich dafür Kaltdampf-Kompressionskältemaschinen durchgesetzt. [1]

Die aktuell immer strenger werdenden Anforderungen an Kältemittel sorgen dafür, dass andere Grundprinzipien zur Umsetzung einer Kältemaschine in den Vordergrund geraten. Allem voran stellt dabei die Renaissance der Kaltluft-Kältemaschine eine vielversprechende Alternative, aufgrund ihres Betriebsmediums Luft und des daraus resultierenden geringen Sicherheits- und Umweltrisikos in Bezug auf Nutzung und Handling des Kältemittels, dar. [2] [3]

Erste Kaltluft-Kältemaschinen in der mobilen Anwendung werden bereits in Flugzeugen und im Bahnverkehr genutzt. Allerdings wird dieses Konzept noch nicht in der PKW-Entwicklung flächendeckend umgesetzt. Dies scheint auch im Angesicht der zunehmenden Elektrifizierung der Gesamtflotte ein vielversprechender Ansatz zur Umsetzung einer elektrisch betriebenen Kältemaschine zu sein. Einen zu erwartenden Grund für die bedingte Verbreitung stellt die Verfügbarkeit von passenden Verdichter-Motor-Turbinen dar. Diese befinden sich in vielen Anwendungsfällen noch in den Anfängen der Entwicklung. [1] [2]

In dieser Arbeit soll der Stand der Technik zu Verdichter-Motor-Turbinen in einem besonderen Augenmerk auf die gängige Kennfelddarstellung und die Besonderheiten verschiedener Anwendungsfälle dargestellt werden. Anschließend soll ein Beispielfall für eine Kaltluft-Kältemaschine in der Anwendung in einem Personenkraftwagen aufgebaut werden und eine Entsprechende Verdichter-Motor-Turbine für den Anwendungsfall definiert werden. Abschließend soll das Betriebsverhalten dieser Verdichter-Motor-Turbine charakterisiert werden.

2 Stand der Technik

Im folgenden Kapitel soll der aktuelle Stand der Technik dargestellt werden. Dafür wird zunächst auf die Klimaanlage in Fahrzeugen zur Personenbeförderung im Allgemeinen eingegangen, bevor die Kaltluftkältemaschine als Sonderform einer Kältemaschine in diesem Einsatzgebiet erläutert wird. Abschließend wird die Verdichter-Motor-Turbine, die den Kernbestandteil einer Kaltluftkältemaschine darstellt, beschrieben. Hierbei wird zunächst auf ihren allgemeinen Aufbau, ihre Funktionsweise und mögliche Einsatzgebiete eingegangen, bevor die gängige Kenngrößen- und Kennfelddarstellung beschrieben wird.

2.1 Klimaanlage in Fahrzeugen

Seit den Anfängen der Fahrzeugentwicklung wird es angestrebt, den Insassen einen möglichst großen Komfort zu gewährleisten. Dieser steigert zum einen das Wohlbefinden des Insassen, zum anderen entstehen weitere Vorteile, wie zum Beispiel eine gesteigerte Sicherheit durch ein geringeres Stresslevel während der Fahrt aufgrund einer gesteigerten thermischen Behaglichkeit [1] [4]. Die thermische Behaglichkeit ist ein Element des Gesamtkomforts für den Insassen. Neben der thermischen Behaglichkeit gibt es weitere Komfortelemente, wie beispielsweise Schwingungsübertragungen, Lärm oder die Ästhetik und Ergonomie des Gesamtfahrzeugs und der Bedienelemente [5]. Die thermische Behaglichkeit setzt sich wiederum aus einzelnen Teilansprüchen zusammen, die von den Insassen subjektiv unterschiedlich kritisch eingestuft und bewertet werden können [6]. So werden Anforderungen an die thermische Behaglichkeit meist über stochastische Betrachtungen dargestellt, um einen für den Großteil der möglichen Anwender optimalen Bereich abzubilden. In Abbildung 2-1 sind die Kerneinflüsse auf die thermische Behaglichkeit dargestellt. [4] [6]

Auf die physiologischen und intermediären Bedingungen kann durch die Konstruktion des Fahrzeugs und der Klimaanlage kein aktiver Einfluss genommen werden [4]. Diese Größen sind durch den individuellen Nutzer vorgegeben und müssen über die in den Auslegungsfenstern berücksichtigt werden [6]. Aktiven Einfluss können aktuelle Klimaanlagen primär auf die physikalischen Bedingungen Lufttemperatur, Umschließungsflächentemperatur, relative Luftfeuchte, Luftbewegung und Luftzusammensetzung nehmen [4] [6]. Die Verbesserung dieser Kenngrößen ist das Kernziel von Klimaanlagen in der mobilen Anwendung. [4] [6]

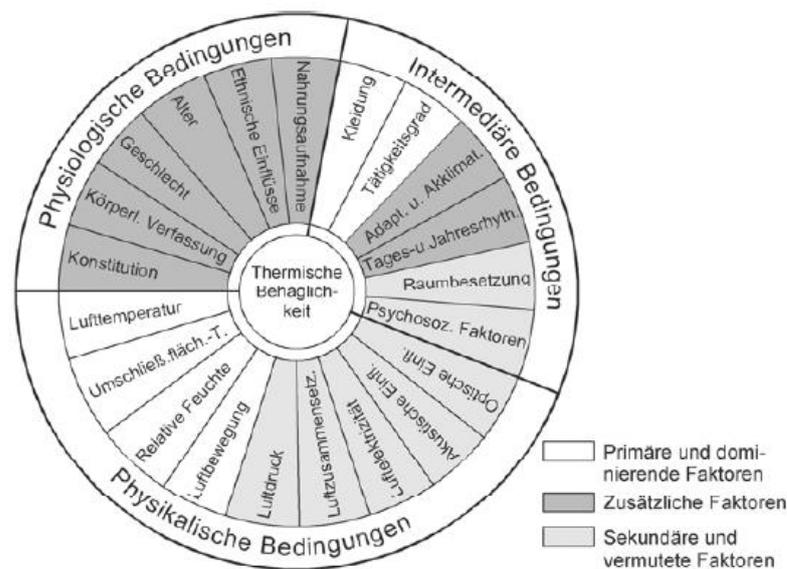


Abbildung 2-1: Einflüsse zur thermischen Behaglichkeit [6]

Erste Ansätze zur Steigerung der thermischen Behaglichkeit im PKW fanden bereits im frühen 20. Jahrhundert in Form von Heizungen und aktiven Belüftungsanlagen Anwendung. Hierbei wurde, wie auch heute noch weitestgehend üblich, die Abwärme des Verbrennungsmotors genutzt, um über eine Zuluftleitung den Fahrgastinnenraumzustand zu beeinflussen. Aufgrund der Steigerung der Sicherheit durch das Anströmen der Sichtscheiben mit Zuluft aus der Anlage und das damit verbundene Verhindern des Beschlagens sind Fahrzeuge im Straßenverkehr seit 1963 verpflichtend mit dieser Teilklimaanlage ausgerüstet. Seit den 1940er Jahren wurden dann erste Klimaanlagen mit Kältetechnik in der PKW-Anwendung genutzt. Über die vergangenen Jahrzehnte hat sich dieses Aggregat durch alle Fahrzeugklassen hinweg flächendeckend verbreitet. Die Gesamtklimaanlage übernimmt hierbei die Aufgabe des Einstellens und Aufrechterhaltens eines optimalen Zustandsfensters im Fahrzeuginnenraum nach den für die thermische Behaglichkeit geforderten beeinflussbaren Bedingungen [4]. Dieser Zustand wird primär über die Größen Lufttemperatur, Luftfeuchtigkeit, CO₂-Gehalt, Luftgeschwindigkeit und Oberflächentemperatur definiert und ist aus den Erfahrungen der stochastischen Auswertung hergeleitet worden [6]. In Abbildung 2-2 sind die Beispiele für solche Zustandsgrößenfenster im Rahmen für einen PKW dargestellt. [1]

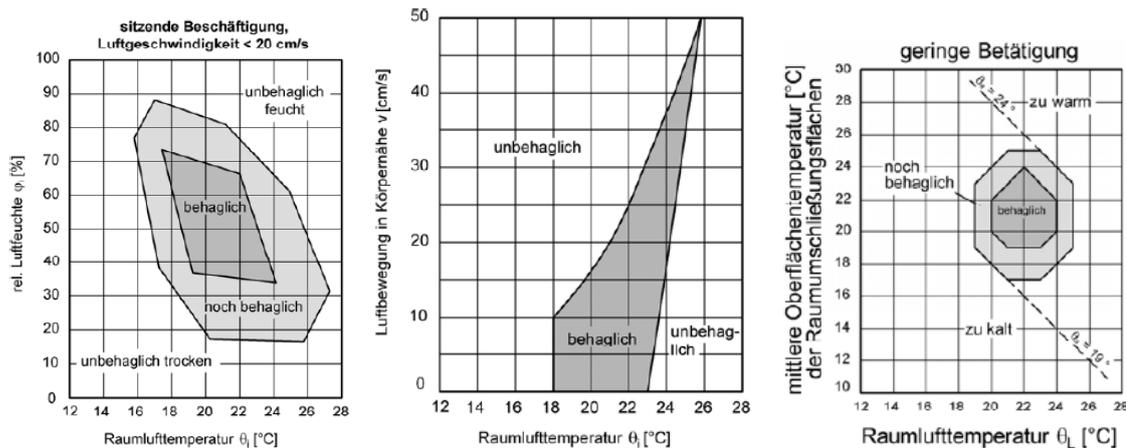


Abbildung 2-2: Beispiele der Behaglichkeitsfelder der Physikalischen Bedingungen [6]

Durch äußere und innere Lasteinwirkung werden die Zustandsgrößen kontinuierlich beeinflusst. So wirken zum Beispiel energetische Lasten infolge äußerer Raumklimastörgrößen. Diese Lasten entstehen über die Umgebungsflächen aufgrund von Transmissionswärmeströmen oder Wärmeströmen, die durch Sonneneinstrahlung und innere Raumklimastörgrößen durch Wärmeeinträge von Aggregaten und Insassen hervorgerufen werden. Weitere Lastarten bilden Feuchtigkeitslasten und Schadstofflasten. Zum Ausgleich dieser Lasten werden Aggregate verwendet, die gezielt die Zuluft in den Innenraum beeinflussen. Dadurch ergeben sich für verschiedene Aggregate verschiedene Aufgaben. Die Aufgaben, die Klimaanlage definieren, umfassen Heizen, Kühlen, Entfeuchten beziehungsweise Befeuchten und Filtern. Wird einer dieser Aufgaben durch das Aggregat nicht geregelt beziehungsweise gesteuert, so spricht man von einer Teilklimaanlage. Die Klimaanlage wird zur Umsetzung dieser Aufgaben auf den jeweiligen Innenraum und die zu erwartenden Lasten ausgelegt. Dabei müssen die Anlagen besonders potent ausgeführt werden, um beispielsweise auch den ungewollten Luftwechsel durch das Öffnen des Fahrgastraumes möglichst schnell ausgleichen zu können. Die Aufgabe Kühlen als Teil der Gesamtklimaanlage kann dabei basierend auf verschiedenen Grundprinzipien realisiert werden. [4]

Grundsätzlich werden die Kälteprozesse der Kaltdampfmaschine und der Kaltgasmaschine unterschieden. Kategorisiert wird danach, ob sich über den Prozesskreislauf der Aggregatzustand des Kältemittels ändert (Kaltdampfmaschine) oder nicht (Kaltgasmaschine). Weiterhin werden beide Verfahren nach thermischen und mechanischen Antrieben unterteilt, wobei in der mobilen Anwendung nur mechanische Antriebe verbreitet sind. Diese unterscheiden sich von thermischen Antrieben namensgebend darin, dass der Energieeintrag zur Aufrechterhaltung des Prozesses aus einem mechanischen Antrieb erfolgt. Dieser erfolgt bei thermischen Antrieben über einen Wärmeenergieeintrag. Zwei Beispiele für eine thermisch angetriebene

Kaltdampfmaschine stellen der Absorptions- und der Adsorptionsprozess dar. Bei diesen wird über eine Aufnahme und Abgabe des Kältemittels in ein Lösungsmittel (Absorption) oder einen Festkörper (Adsorption) unter thermischer Energiezufuhr die Verdichtung realisiert mit der der Kaltdampf-Kälteprozess realisiert wird [7]. Aufgrund des verhältnismäßig großen thermischen Energiebedarfs und der verhältnismäßig hohen Anzahl an Komponenten haben sich Absorptionskälteanlagen in der mobilen Anwendung nicht durchgesetzt [8]. Allerdings werden Adsorptionskälteanlagen für den Einsatz im PKW und sonstigen mobilen Anwendungen unter der Zufuhr einer geringen thermischen Energie durch die Antriebsaggregate untersucht [9]. Diese haben sich jedoch bisher nicht für die breite Nutzung durchgesetzt. [4]

Aktuell werden in den meisten Anwendungen sogenannte Kaltdampf-Kompressionskälteanlagen (KDKKA) genutzt [1]. Diese sind der mechanisch angetriebenen Kaltdampfmaschine zuzuweisen. Das Wirkprinzip basiert dabei auf einem linkslaufenden Kreisprozess [1]. Der Grundaufbau einer KDKKA ist in Abbildung 2-3 dargestellt. [4]

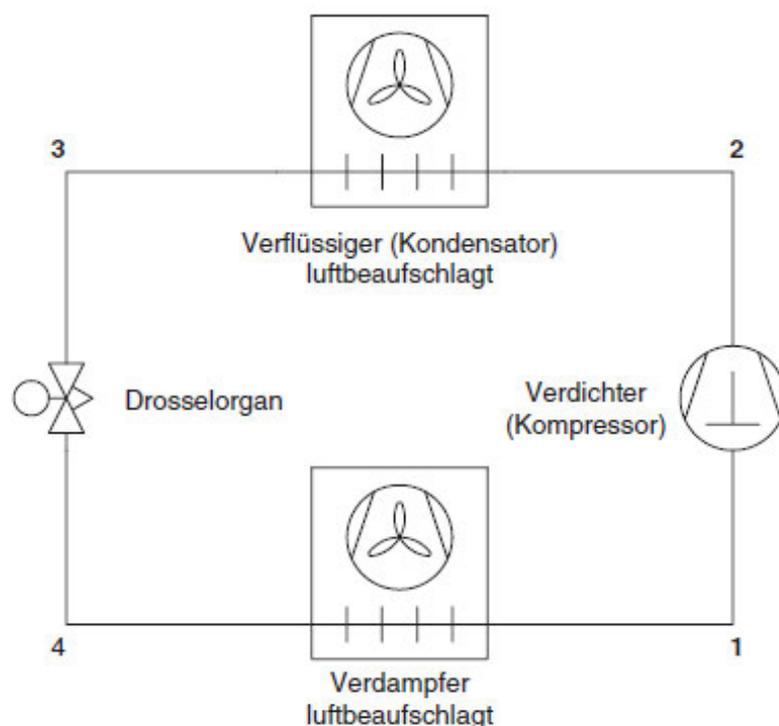


Abbildung 2-3: Schema KDKKA Grundaufbau [1]

Die KDKKA besteht aus zwei Wärmeüberträgern. Einer befindet sich in der Zuluftführung im Innenraum (Verdampfer) und ein weiterer Wärmeübertrager wird so positioniert, dass dieser mit Außenluft durchströmt wird (Verflüssiger). Der Aufbau kann zusätzlich um weitere Komponenten erweitert werden. So können Filter- und Trocknereinheiten im Kreislauf eingebracht werden oder ein zusätzlicher innerer Wärmeübertrager verbaut werden, über den das Kältemittel nach dem Verdampfer mit dem Kältemittel nach dem Verflüssiger gegengekühlt wird.

Dadurch ergibt sich unter Unterkühlung des Kältemittels vor Verdichter und Überhitzung vor dem Expansionsventil eine höhere Nutzkälteleistung bei gleicher Verdichterleistung. Ein Beispiel einer PKW-Kaltdampf-Kompressionskältemaschine ist in Abbildung 2-4 dargestellt. [1] [4]

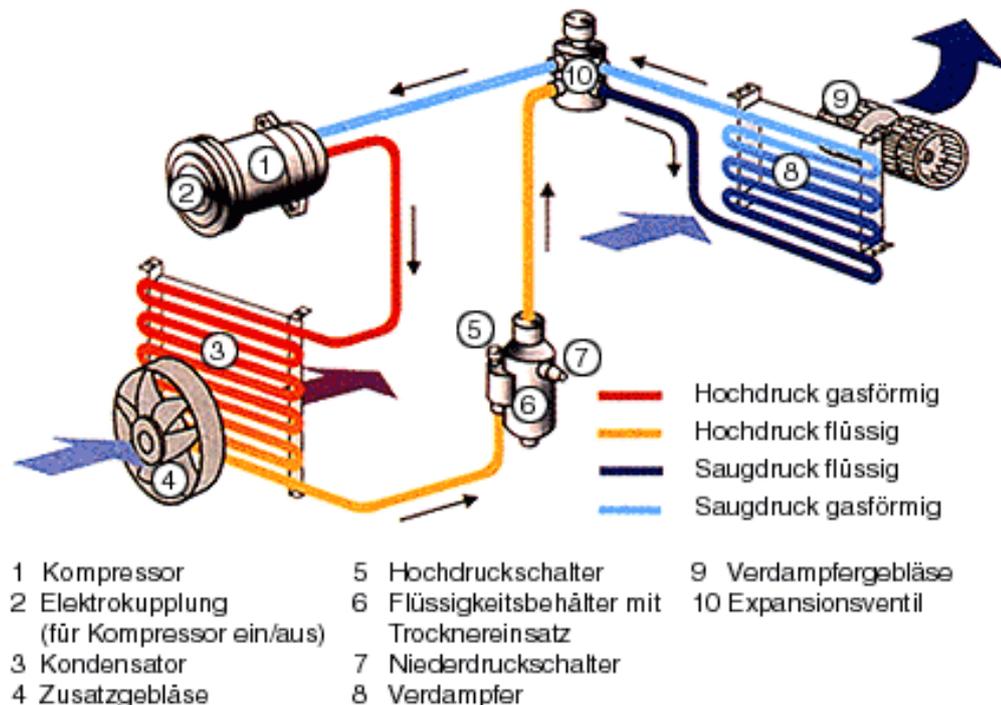
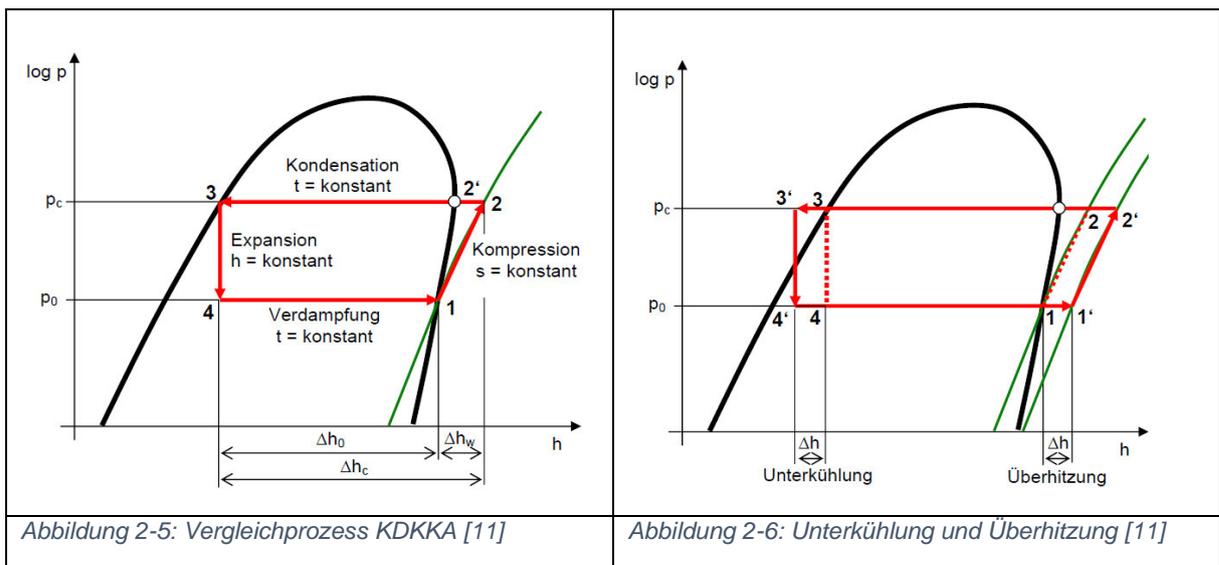


Abbildung 2-4: Beispielaufbau einer KDKKA in einem PKW [10]

Der idealisierte Kreisprozess einer KDKKA ist in Abbildung 2-5 und Abbildung 2-6 qualitativ dargestellt. Der Vergleichsprozess wird am rechten Schaubild mit Unterkühlung und Überhitzung erläutert. Das Kältemittel wird vom Kompressor isentrop verdichtet ($1' \rightarrow 2'$). Am Eintritt wird dabei ein überhitzter Zustand angestrebt, um Tropfenbildung und damit verbundene Schäden zu verhindern. Dies kann über die Unterkühlung durch den zusätzlichen Wärmeübertrager oder eine entsprechende Auslegung des Expansionsventils erfolgen. Das überhitzte Kältemittel in Punkt $2'$ gibt bis zur Taulinie Wärme ab, ohne dabei den Aggregatzustand zu ändern. Von der Taulinie zu Punkt 3 gibt das Kältemittel Wärme über den Kondensator während eines isobaren Zustandswechsels hin zum flüssigen Zustand ab. Anschließend wird das Kältemittel bis in den Punkt $3'$ unterkühlt. Über das Expansionsventil wird das flüssige Kältemittel isenthalp auf den Verdampfungsdruck entspannt ($3' \rightarrow 4'$). Durch das Verdampfen wird der in der Klimaanlage geführten Zuluft in den Innenraum über den inneren Wärmeübertrager isobar Wärme entzogen ($4' \rightarrow 1'$). Das Kältemittel befindet sich nun wieder im überhitzten Zustand am Verdichtereintritt und der Prozess beginnt von vorn. [11] [1]



Nachteilig für diese Maschinenart sind die aktuell noch weit verbreiteten Kältemittel mit großen Gefahren für die Nutzer und erheblichen Auswirkungen auf die Umwelt bei Leckage. Zudem stehen diese Stoffe unter Hochdruck, was das Handling weiter erschwert. Einen vielversprechenden Ansatz zur Verbesserung dieser Problemstellung bildet die Nutzung von Kohlenstoffdioxid als Kältemittel (R744). Zwar steht dieses in der Anwendung unter verhältnismäßig hohen Drücken im Vergleich zu konventionellen synthetischen Kältemitteln, allerdings weist R744 eine deutlich geringere Umweltschädlichkeit auf und ist zudem nicht entflammbar. [4] [2] [12]

Einen weiteren Ansatz zur Umsetzung der Aufgabe Kühlen stellt die Kaltluft-Kältemaschine dar. Dieses Prinzip wird aktuell schon in Flugzeugen, in Schienenfahrzeugen und in der Kältelogistik verwendet [13]. Auf die Kaltluft-Kältemaschine wird in Kapitel 2.2 gesondert eingegangen.

2.2 Kaltluft-Kältemaschinen

In diesem Kapitel soll die KLKM näher beschrieben werden. Dabei wird zunächst auf das Kältemittel Luft mit seinen Eigenschaften, Vor- und Nachteile und die immer höheren Anforderungen an den Umweltschutz eingegangen. Im weiteren Verlauf wird dann auf die Funktionsweise und die damit verbundenen Vorgänge und Zustandsänderungen innerhalb der KLKM eingegangen. Abschließend werden der Aufbau und die unterschiedlichen Bauweisen, sowie die konstruktiven Besonderheiten erläutert.

2.2.1 Kältemittel Luft

Ein wichtiges Kriterium zur Entwicklung neuer Kältemaschinen insbesondere im Fahrzeugbau bildet die Umweltverträglichkeit und Sicherheit im Handling des Kältemittels. Dabei stellt das Global-Warming-Potential (GWP) als Kennzahl einen wichtigen Anhaltspunkt für die Umweltverträglichkeit dar. Der GWP-Wert gibt an, um welchen Faktor schädlicher die Wirkung eines Kältemittels in Bezug auf die Treibhausgaswirkung im Vergleich zu Kohlenstoffdioxid (CO₂) ist. Hierbei wird die mittlere Schädlichkeit über ein Zeitintervall von 100 Jahren betrachtet. In Tabelle 2-1 sind die GWP-Werte für einige gängige synthetische Kältemittel und natürliche Kältemittel (Kohlenstoffdioxid (R744) und Luft (R729)) dargestellt. [2] [14]

Tabelle 2-1: Beispiele für GWP-Werte von Kältemitteln [2] [15]

	Bezeichnung	GWP-Wert
Synthetische Kältemittel	R134a	1500
	R1234yf	4
Natürliche Kältemittel	R744	1
	R729	0

Der Definition entsprechend weist R744 einen GWP-Wert von 1 auf, während das Anfang der 2000er Jahre weit verbreitete R134a einen GWP-Wert von 1300 aufweist. Heute wird das synthetische Kältemittel R1234yf verwendet, welches bereits einen Wert von lediglich 4 aufweist. Allerdings weist R1234yf eine hohe Entzündlichkeit auf und ist genau wie R134a schwerer als Luft und gesundheitsschädlich. Die Wartung von KDKM mit diesen Kältemitteln bedarf daher einem erhöhten Aufwand an Gerät und Personal. Das Personal muss für den Umgang mit diesen Substanzen besonders geschult werden, damit das Risiko für Leckagen und Verletzungen minimiert wird. Die Entnahme und Wiederbefüllung der Systeme benötigt dabei ein geschlossenes Wartungssystem, sodass ein Austreten verhindert wird. Zudem werden Halogenkohlenwasserstoffe durch den Gesetzgeber in ihrem Verwendungsbereich immer weiter eingeschränkt. [2] [15] [16] [17]

Aus diesen Gründen wird es immer interessanter auf natürliche Kältemittel mit geringem Umwelteinfluss und Gefahrenpotential umzusetzen. Neben Kohlenstoffdioxid rückt heute vermehrt auch Luft in den Vordergrund. Luft weist dabei viele Vorteile auf. Sie wirkt sich im Gegensatz zu anderen Kältemitteln nicht umweltschädlich aus und weist einen GWP-Wert von null auf. Ihre Verfügbarkeit und Gewinnung als Kältemittel sind kostengünstig und einfach. Sie kann einfach aus der Umgebung entnommen werden. Für Nutzer und Wartungspersonal gehen dabei keine Gefahren im Handling aus, da die Luft im System nicht unter Hochdruck steht und auch nicht toxisch wirkt. Ein weiterer daraus hervorgehender Vorteil ist, dass Teilleckagen in vielen Anwendungsfällen aus Emissionsgründen konstruktiv vernachlässigt werden können, da hierdurch keine schädlichen Emissionen hervorgehen. Erste Untersuchungen und Einsatzbeispiele zeigen zudem auf, dass Vorteile im Gewicht und der Komponentenzahl der Anlage und auch energetisch in Anwendungsfällen mit sehr niedrigen Temperaturniveaus und in Teillastbereichen zu erwarten sind. [2] [17] [3]

Durch die immer relevanter werdenden Regulationen, wie zum Beispiel die F-Gase-Verordnung, und allgemeinen Ansprüche ist es Ziel der Forschung Luft als Kältemittel nutzbar zu machen. Die in diesem Kapitel beschriebenen Vorteile werden in Kaltluft-Kältemaschinen nutzbar [17]. Die Funktion und der Aufbau sollen im weiteren Verlauf genauer erklärt werden.

2.2.2 Funktionsweise und Wirkungsprinzip

Grundsätzlich basiert das Wirkungsprinzip von Kaltluft-Kältemaschinen auf einem linkslaufenden Joule-Kreisprozess. Dieser ist schematisch im T,s -Diagramm in Abbildung 2-7 dargestellt.

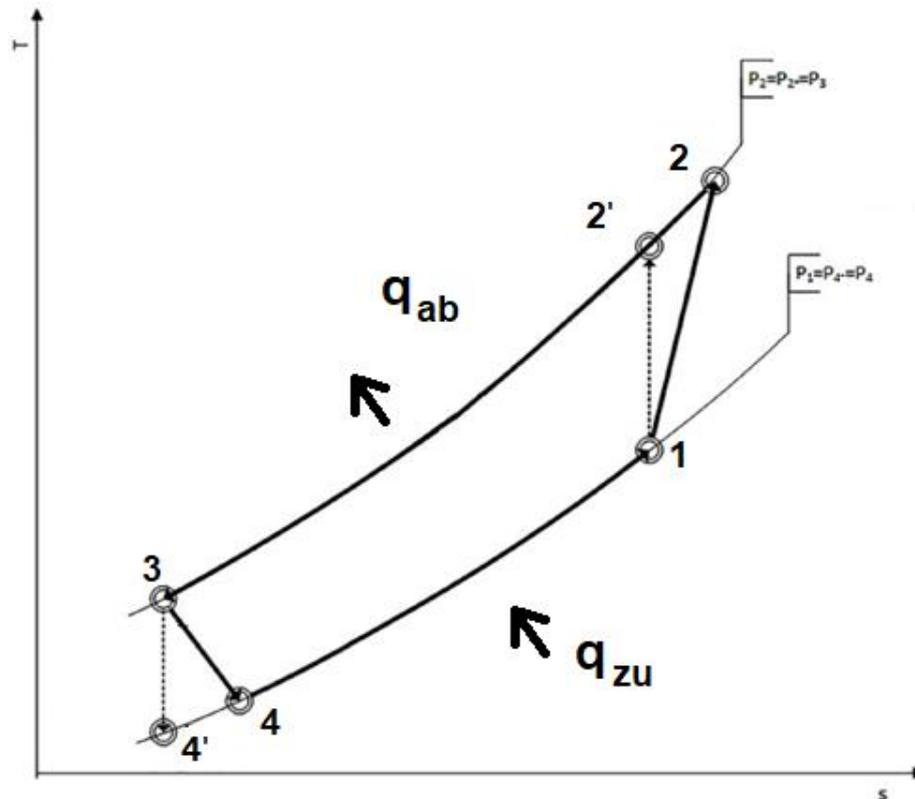


Abbildung 2-7: Joule Kreisprozess im T,s -Diagramm [17] [18]

In der Grafik sind sowohl der ideale Kreisprozess ($1 \rightarrow 2' \rightarrow 3 \rightarrow 4' \rightarrow 1$) mit den isentropen Verdichtungs- und Expansionsvorgängen, als auch der verlustbehaftete Kreisprozess ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$) dargestellt. Ausgangspunkt ist der Eintrittspunkt in den Verdichter (1). Nach der Verdichtung ($1 \rightarrow 2$ bzw. $1 \rightarrow 2'$) wird die Luft isobar gekühlt und gibt dabei Wärme ab ($2 \rightarrow 3$). Durch die Expansion von Punkt 3 nach Punkt 4 beziehungsweise 4' wird die Temperatur der Luft herabgekühlt und nimmt über den isobaren Vorgang von Punkt 4 beziehungsweise 4' zu Punkt 1 Wärme unter einer Steigerung der Temperatur auf. [17] [18] [3]

Die Abkühlung der Prozessluft über das Expansionsorgan führt dabei zu einer Expansionsendtemperatur unterhalb der Innenraumtemperatur. Hierbei wird als unterer Auslegungsgrenzwert meist die Schmelztemperatur von Wasser (0°C) gewählt, sodass Kondenswasser im Prozessraum nicht gefrieren kann. Durch die Verwendung eines arbeitsleistenden Expansionsorgans, wie zum Beispiel eine Turbine, kann eine zusätzliche Temperaturabsenkung realisiert werden, da die Expansion hierbei nicht isenthalp verläuft. [2] [19]

Unterschieden werden offene und geschlossene Systeme. Offene Systeme sind auf einer beziehungsweise beiden Seiten geöffnet und tauschen die Prozessluft direkt mit der Umgebung oder dem Innenraum aus. Bei offenen Systemen wird zudem zwischen Unterdruck- und Überdruckprozessen unterschieden. Bei Unterdrucksystemen wird die Luft durch den Verdichter aus dem System herausgefördert, sodass im System ein Unterdruck entsteht, der über einen Luftstrom über das Expansionsorgan ausgeglichen wird. Bei Überdrucksystemen saugt der Verdichter aus dem offenen Raum an und verdichtet die Luft, sodass im System ein Überdruck entsteht, welcher dafür sorgt, dass die Prozessluft über das Expansionsorgan in den offenen Raum zurückströmt. Das Schema für Über- und Unterdrucksysteme ist beispielhaft an einem einseitig offenen Prozess in Abbildung 2-8 dargestellt. [2] [20]

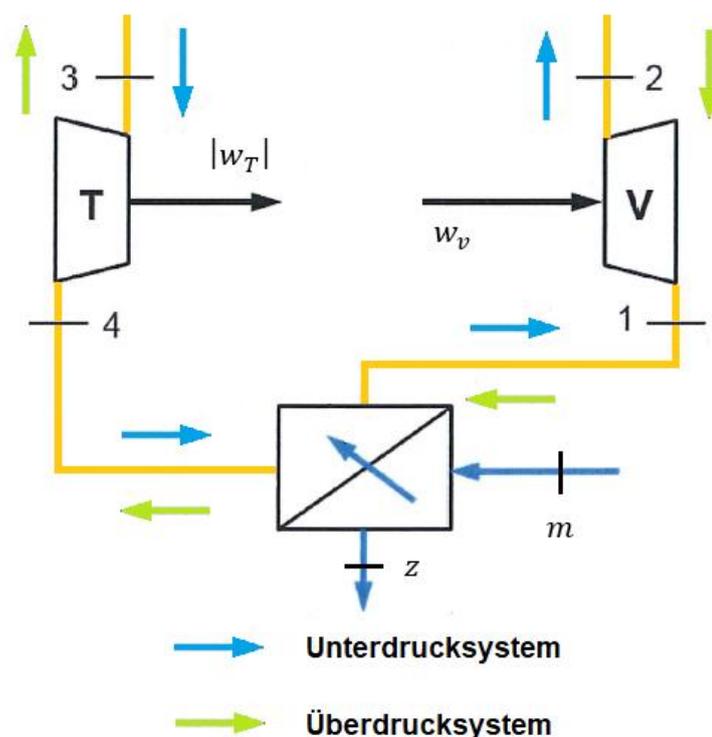


Abbildung 2-8: Schema Unterdruck- und Überdrucksystem

Die Regelung der Anlage erfolgt durch die Variation der Verdichterdrehzahl und den damit gekoppelten Massestrom im Prozess. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass auch ein Teil der Kälteleistung durch die Kondensation von Wasser aus der Prozessluft hervorgehen kann, die bei der Steuerung berücksichtigt werden muss. [3]

Auslegungsparameter der Anlage ergeben sich durch die Gestaltung und Dimensionierung der Wärmeübertrager sowie die Wahl und Dimensionierung des Verdichters und Expansions-

organs. Einen weiteren Auslegungsparameter stellt das Druckniveau innerhalb des geschlossenen Prozesssystems dar. Durch Variation lassen sich hierdurch energetisch günstige Zustände erzielen. [2] [3]

Die entnommene Energie an einem als Kraftmaschine ausgeführten Expansionsorgan kann rekuperativ genutzt werden und somit beispielsweise einen Teil der Antriebsenergie des Verdichters stellen. Einen weiteren Rekuperationsansatz bildet das Einfügen eines zusätzlichen Wärmeübertragers innerhalb des Systems. Dabei wird die Luft vor der Turbine durch die Luft vor dem Verdichter zusätzlich abgekühlt um eine noch geringere Expansionsendtemperatur zu erreichen. Dieser Sonderanwendungsfall ist besonders bei in den Innenraum offenen Niedertemperaturanlagen sinnvoll. [20]

2.2.3 Aufbau

Der Grundlegende Aufbau einer Kaltluft-Kältemaschine umfasst einen Verdichter (V), ein Expansionsorgan, welches Wahlweise als Düse oder Turbine (T) ausgeführt werden kann, und keinen bis zwei Wärmeübertrager (WÜ). In geschlossenen Kreisen zirkuliert die Luft als Kältemittel ohne Austausch in den Arbeitsraum oder die Umgebung. Dabei wird eine Konfiguration mit zwei Wärmeübertragern genutzt. Der Aufbau eines solchen Kreises ist schematisch unter Verwendung einer Turbine als Expansionsorgan in Abbildung 2-9 dargestellt.

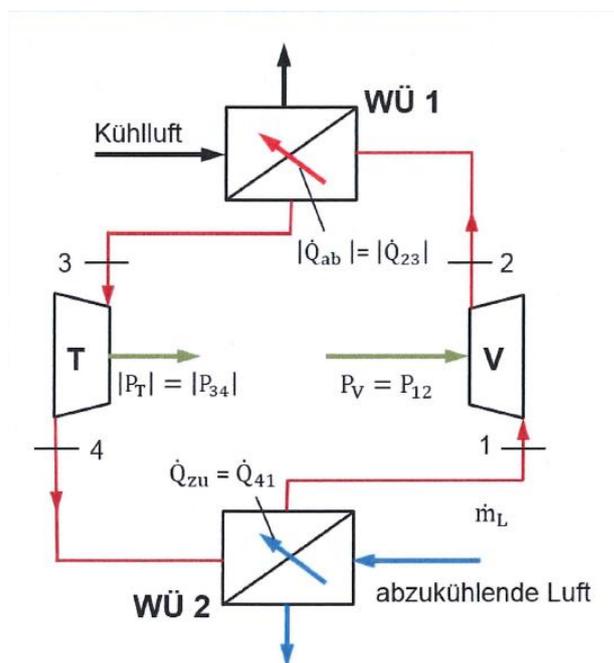


Abbildung 2-9: Schema KLKM als geschlossener Kreis mit Turbine [2]

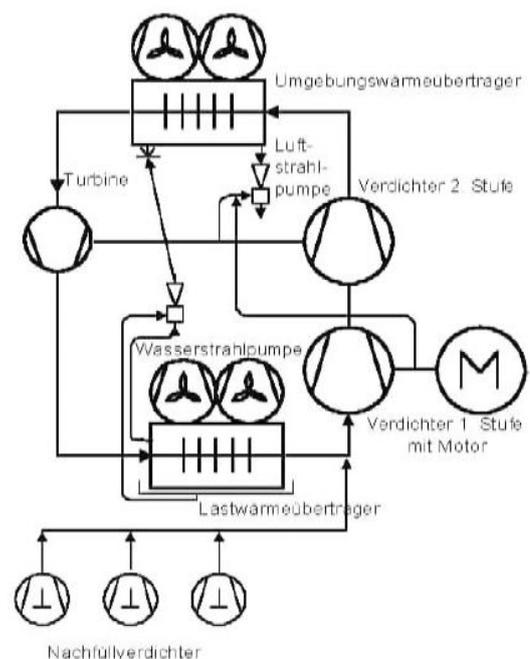


Abbildung 2-10: Schema KLKM mit zweistufiger Verdichtung und Peripherie [3]

2 Stand der Technik

In den Anfängen der Kaltluft-Kältemaschine wurden zunächst Hubkolbenmaschinen als Verdichter und wahlweise neben Düsen auch als Expansionsorgan genutzt. Heute werden nur noch Strömungsmaschinen verwendet, da Sie über eine verhältnismäßig leichte und kompakte Bauform verfügen und Effizienzvorteile gegenüber den alten Hubkolbenvarianten vorweisen. [2]

Anhand der in Abbildung 2-10 dargestellten Anlage mit zweistufiger Aufladung aus einer Versuchsreihe für den Einsatz in Schienenfahrzeugen werden die Peripheriegeräte zur Nutzung einer Kaltluft-Kältemaschine ersichtlich. Die Verdichter und die Turbine sind hierbei luftgelagert ausgeführt, sodass ein Schmierstoffsystem entfällt. Zur Aufrechterhaltung des Luftpolsters in den Lagern, können beispielsweise Luftstrahlpumpen vorgesehen werden. Aufgrund der geschlossenen Bauart erfolgt kein gewollter Austausch der Prozessluft, sodass durch die Luftlagerung und Drainageöffnungen für das Kondenswasser ständig Prozessluft entweicht. Zur Aufrechterhaltung des Prozessluftzustandes im System werden in diesem Beispiel drei Nachfüllverdichter vorgesehen. Die Wasserstrahlpumpe wird in diesem Fall optional dafür genutzt, um den Lastwärmeübertrager mit Kondenswasser zu benetzen, um eine größere Kälteleistung zu erzielen. [2] [3]

Aufgrund der Nutzung von Luft als Kältemittel, sowie als Arbeitsmedium in der Umgebung, ergeben sich zusätzlich zum geschlossenen Kreis drei offene Systemkonfigurationen. Sie unterscheiden sich darin, dass jeweils ein Wärmeübertrager oder beide entfallen und die jeweiligen Ein- und Austritte des Verdichters und des Expansionsorgans in die Umgebung oder den Arbeitsraum münden. Diese Konfigurationen sind in Abbildung 2-11 schematisch dargestellt. Ein in die Umgebung geöffneter Kreis wird als Grundlage für die in dieser Arbeit behandelten Anlage verwendet. [20] [21]

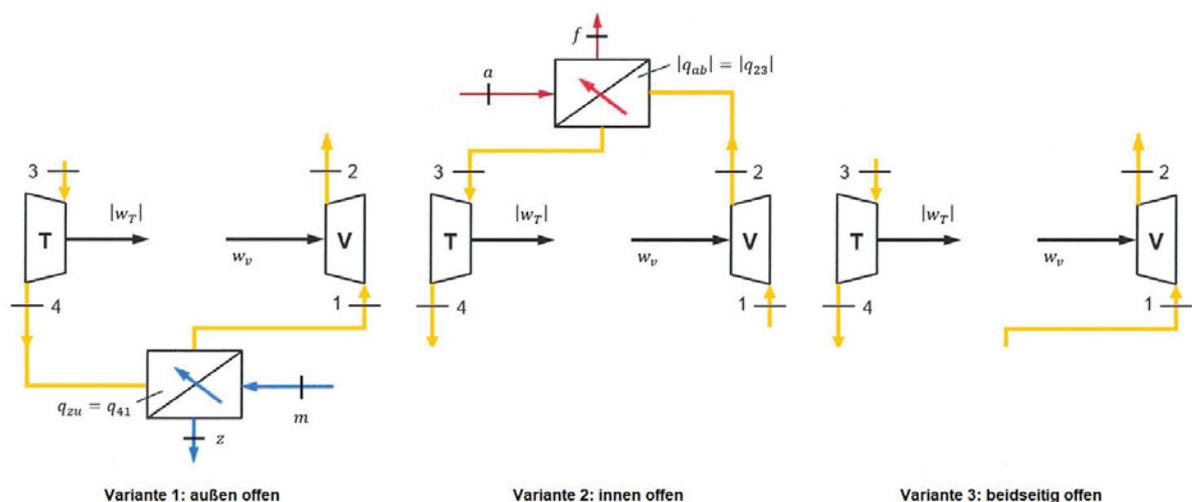


Abbildung 2-11: Schematische Darstellung der Varianten offener KLKM

Es zeigt sich, dass offene Systeme über deutlich weniger Komponenten verfügen. Hierbei fallen beispielsweise die Verdichter zum Ausgleich der Leckagen und mindestens ein Wärmeübertrager weg. [3]

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal bildet die Wahl des Expansionsorgans. So werden meist Düsen oder Turbinen verwendet. Letztere weisen den Vorteil auf, dass durch die Expansion Energie rekuperiert und zum Antrieb des Verdichters genutzt werden kann. Dabei wird diese meist über eine Kopplung über eine durchgehende Welle an den Verdichter übertragen. Zudem kann durch die Nutzung der Turbine eine geringere Expansionsendtemperatur erreicht werden. [2] [3]

Durch die Verluste im Prozess ergibt sich allerdings ein Delta zwischen der geforderten Verdichterarbeit und der rekuperierten Turbinenenergie. Dies kann wahlweise über eine zweistufige Verdichtung oder über einen Motor auf der Welle, die Verdichter und Turbine verbindet, realisiert werden. Die Verdichter-Motor-Turbinen werden in Kapitel 2.3 genauer beschrieben. [2] [3] [17]

2.3 Verdichter-Motor-Turbine

In diesem Kapitel soll auf die Verdichter-Motor-Turbine (VMT) eingegangen werden. Dazu wird zunächst der grundlegende Aufbau beschrieben. Danach wird besonders auf die Auslegung der VMT eingegangen. Dabei werden zunächst die gängigen Kenngrößen und Kennfelder erläutert, bevor auf die Besonderheiten durch die Kopplung von Verdichter und Turbine und die Eingliederung des Elektromotors eingegangen wird. Abschließend werden die VMT in den speziellen Anwendungen der elektrisch unterstützten Abgasturboaufladung, der Aufladung von Brennstoffzellen und im Einsatz in Kaltluft-Kältemaschinen hinsichtlich ihrer individuellen konstruktiven, funktionalen und betrieblichen Besonderheiten dargestellt.

2.3.1 Aufbau

Grundsätzlich besteht eine VMT namensgebend aus der Kopplung eines Verdichters, eines Motors und einer Turbine, wie im Systemschaubild in Abbildung 2-12 am Beispiel einer VMT für Kaltluft-Kältemaschinen der Firma Mirai Intex dargestellt. [22]

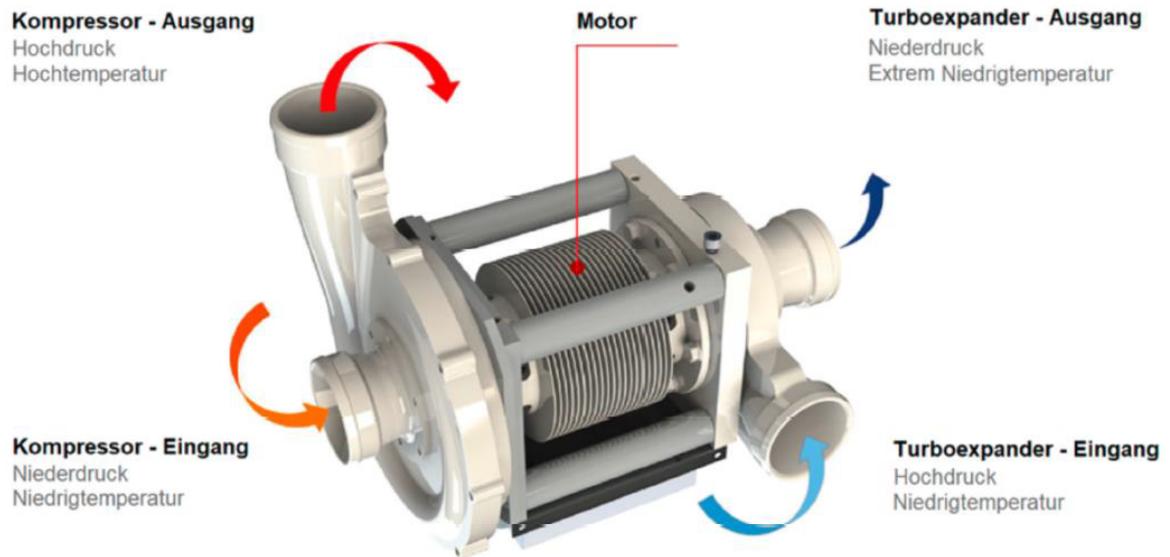


Abbildung 2-12: Beispiel VMT der Firma Mirai Intex [17]

Zum Antrieb der gemeinsamen Welle wird ein Elektromotor verwendet. Einen Unterschied verschiedener VMT stellt dabei die Positionierung des Elektromotors und der damit einhergehende Eingriffspunkt dar. Dieser wird meist mittig zwischen Turbine und Verdichter positioniert. Er kann aber auch vorgelagert über eine Verlängerung der Welle angebunden sein. Ein Beispiel hierfür stellt die MGU-H der Formel 1 dar, die in beiden Konfigurationen genutzt wird. In Abbildung 2-13 sind die beiden Konfigurationen am Beispiel der MGU-H dargestellt. [23]

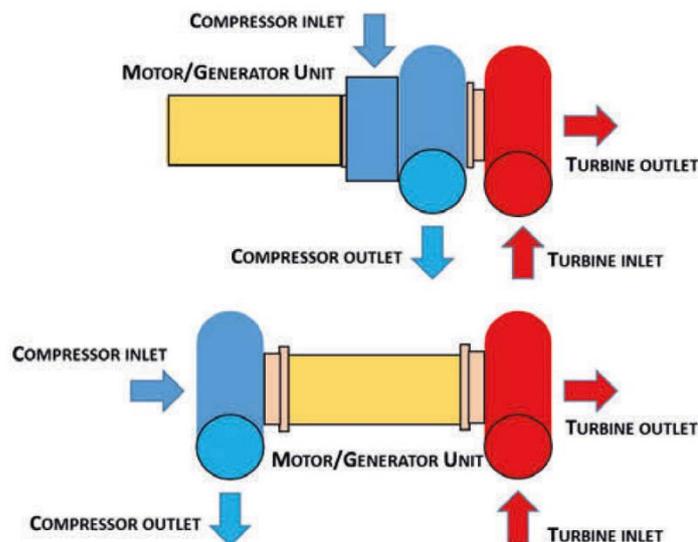


Abbildung 2-13: Anordnung des Elektromotors in einer VMT am Beispiel der MGU-H [23]

Das Verbindungselement in dem der Elektromotor zwischen Verdichter und Turbine eingebunden ist wird als Lagergehäuse bezeichnet. In diesem sind meist zwei Radiallager und ein Axiallager eingebunden. Die Lagerung des Läufers kann auf verschiedene Arten realisiert werden. Es werden dabei Ölgleitlager, wie sie beispielsweise bei Großserienabgasturboladern verwendet werden, Gasgleitlager oder Wälzlager genutzt, die als Kugel- oder Nadellager realisiert werden können [22]. Die Schmiermittelversorgung und eine gegebenenfalls vorhandene Kühlmittelversorgung stellen eine konstruktive Besonderheit des speziellen Einzelfalls dar.

Verdichter und Turbine werden innerhalb der VMT als Radialströmungsmaschinen realisiert. Dabei ist zu beachten, dass die Drehrichtungen aufgrund der gemeinsamen Antriebswelle gegenläufig aufgeführt werden. Der Verdichter weist einen axialen Eintritt und einen Radialen Austritt auf, während es bei der Turbine gegenläufig auftritt (Abbildung 2-12). Die Strömungsmaschinen bestehen dabei aus einem Verdichter- beziehungsweise Turbinenrad und einem umschließenden Gehäuse. Dies wird am Schnittbild des E-Turbo der Firma Garrett in Abbildung 2-14 ersichtlich. [24]

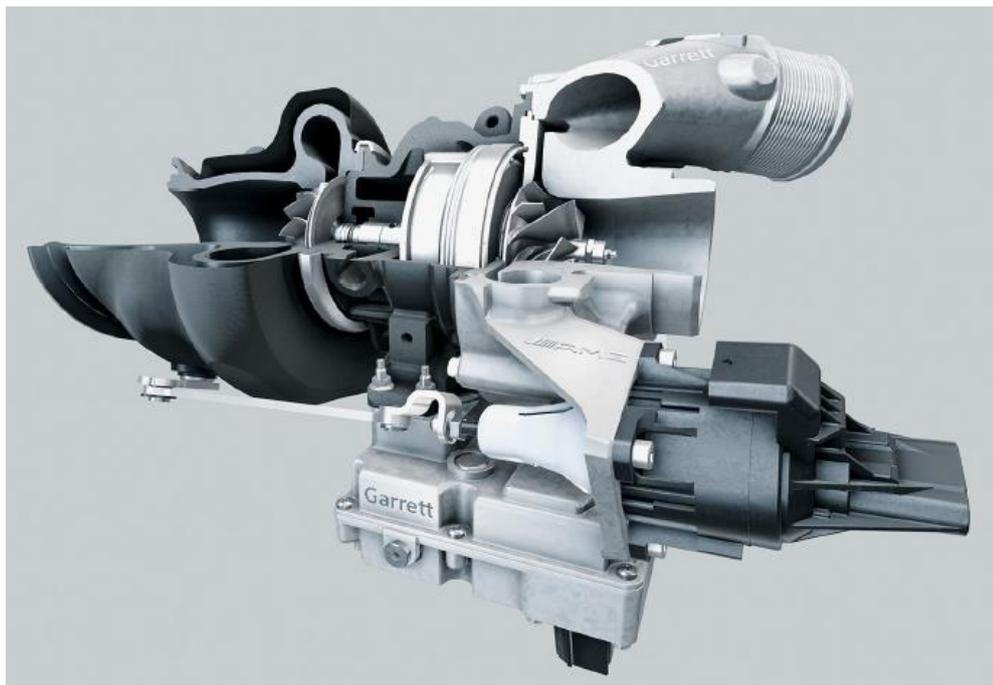


Abbildung 2-14: Schnittbild E-Turbo von Garrett [24]

Zur weiteren Beeinflussung des Betriebs können zusätzliche Komponenten als Stellglieder verdichter- und turbinenseitig eingebracht werden. Beispiele hierfür stellen ein turbinenseitiger verstellbarer Leitschaufelapparat oder eine den Querschnitt variierende Blende vor Verdichtereintritt dar. Komponenten wie diese bilden ein zusätzliches Entwicklungspotential für zukünftige Varianten. [25] [26]

Auf die Besonderheiten in der Konstruktion und den Anpassungen in der Funktionsweise wird in den Teilkapiteln zu den VMT von Verbrennungsmotoren, Brennstoffzellen und im Anwendungsfall innerhalb einer Kaltluft-Kältemaschine eingegangen.

2.3.2 Auslegung von Verdichter-Motor-Turbinen

Verdichter-Motor-Turbinen unterliegen ähnlichen Grundeigenschaften, wie reine Verdichter-Turbinen-Kombinationen. Der Abgasturbolader ist dabei die am weitesten verbreitete Variante. In diesem Abschnitt soll auf die Auslegung von VMT eingegangen werden. Dabei werden aufgrund der bedingten Verfügbarkeit für VMT die Eigenschaften, die sich für Abgasturbolader einstellen aus der gängigen verfügbaren Literatur zusammengetragen und die zu erwartende Änderung für die Beschreibung von VMT dargestellt. Dafür werden zunächst die gängigen Kenngrößen und die Kennfelder erläutert, bevor die Zusammenhänge der Verdichter-Turbinen-Kombination und der VMT schrittweise dargestellt werden.

2.3.2.1 Kenngrößen und Kennfelder

Die Kenngrößen von VMT setzen sich aus den Kenngrößen des Verdichters und den Kenngrößen der Turbine zusammen [27]. Diese beschreiben den Förderstrom wahlweise als Volumen- (\dot{V}_V, \dot{V}_T) oder als Massestrom (\dot{m}_V, \dot{m}_T), das Druckverhältnis (π_V, π_T) und den Wirkungsgrad (η_V, η_T) jeweils für Verdichter und Turbine. Durch den Elektromotor kommen zusätzliche Kenngrößen dazu, wie die Maximalleistung des Motors, die Betriebsspannung und die maximale Drehzahl. Die Zusammenhänge der Kenngrößen von Verdichter und Turbine gehen aus den Kennfeldern hervor [27]. Zur Beschreibung der Kennfelder einer VMT werden Verdichter- und Turbinenkennfeld unterschieden. Diese werden getrennt voneinander dargestellt. In Abbildung 2-15 ist beispielhaft ein Verdichter- und in Abbildung 2-16 ein Turbinenkennfeld dargestellt.

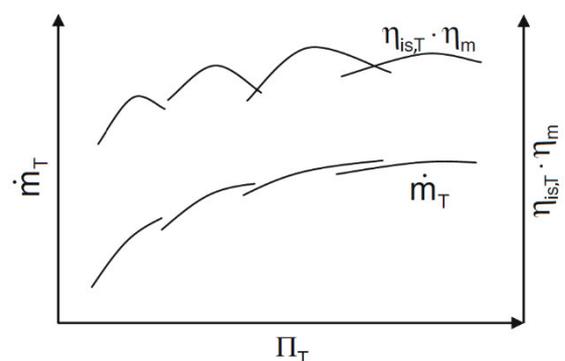
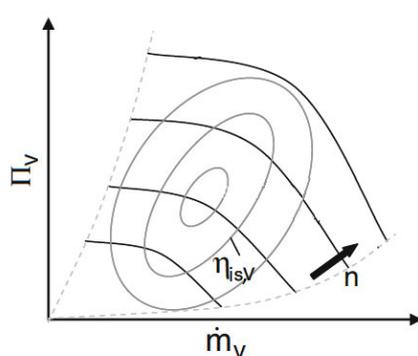


Abbildung 2-15: Schema Radialverdichterkennfeld [28] Abbildung 2-16: Schema Radialturbinenkennfeld [28]

Die Betriebspunkte bei den jeweiligen Drehzahlen werden durch die Schnittpunkte mit der Schluckkurve beziehungsweise Anlagenkennlinie vorgegeben. Diese spiegelt die Anlage nach Verdichter beziehungsweise vor Turbine wider und definiert die Betriebspunkte von Verdichter und Turbine anhand von dem jeweiligen Verhältnis von Druckverhältnis zu Fördermenge. Das Schluckverhalten kann dabei auch variabel sein. Ein Beispiel hierfür ist der Verbrennungsmotor, dessen Schluckverhalten von Drehzahl, effektiven Zylinderhub und sonstigen Betriebsparametern, wie beispielsweise der Ventilüberschneidung, abhängig ist. Durch eine einfache Drossel in einer Rohrleitung nach Verdichter kann je nach Drosselstellung eine Variation der Schluckkurve und damit eine Betriebspunktverschiebung entlang einer Drehzahlkennlinie nach Abbildung 2-17 erfolgen. [29]

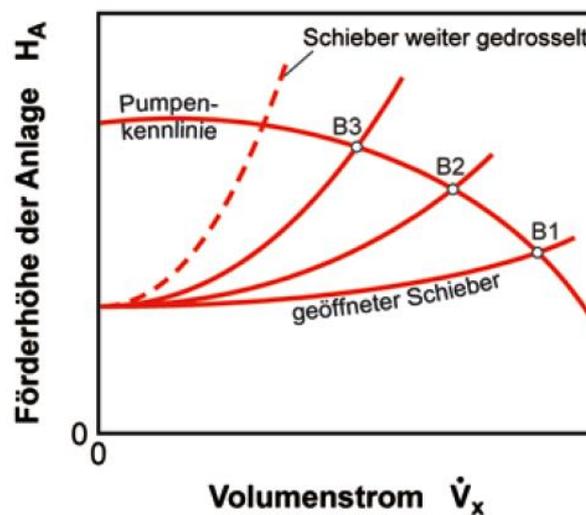


Abbildung 2-17: Schema Drosselregelung [30]

Der Grundsatz wird zur Erstellung der Kennfelder durch Vermessen von Verdichter-Turbinen-Kombinationen auf Prüfständen genutzt. Diese bestehen aus entsprechender Messtechnik und einem solchen Drosselement, sodass für jede Drehzahl durch Variation der Drosselung Betriebspunkte unterschiedlichen Druckverhältnisses und entsprechender Fördermenge eingefahren werden können. Dabei werden für die stationären Betriebspunkte der sich einstellende Massestrom und der Wirkungsgrad aufgezeichnet. Über die Messwerte der verschiedenen stationären Betriebspunkte wird eine Drehzahlkennlinie aufgetragen. Durch das Auftragen weiterer Drehzahlkennlinien wird das Kennfeld aufgespannt. [29] [31]

Verdichterkennfelder werden meist wie in Abbildung 2-15 in der Form Druckverhältnis über Fördermenge dargestellt. Dabei werden die Wirkungsgradverläufe als Linien konstanten Wirkungsgrades in das Kennfeld eingetragen. Bei Turbinenkennfeldern wird meist die Darstellung über dem Druckverhältnis mit zwei Y-Achsen genutzt. Dabei wird auf der einen Achse der

Massestrom und auf der anderen Achse der Turbinenwirkungsgrad aufgetragen. Es gilt zu beachten, dass aufgrund der Vermessung als kombiniertes Aggregat der gemessene Turbinenwirkungsgrad meist die mechanischen Verluste des gesamten Aggregats zugewiesen bekommt. [29] [32]

Aufgrund der unterschiedlichen Vermessungsbedingungen auf dem Prüfstand und den gegebenenfalls stark variierenden und abweichenden Rahmenbedingungen im Betrieb werden für die Drehzahlen und die Fördermengen reduzierte beziehungsweise korrigierte Größen eingeführt. Somit können die Werte auf jeden Betriebspunkt speziell umgerechnet werden, um die reale Drehzahl und Fördermenge zu bestimmen. Dabei werden die Mach'sche und geometrische Ähnlichkeit als Eigenschaft zugrunde gelegt. Die geometrische Ähnlichkeit ist insofern gegeben, da die betrachtete Strömungsmaschine ihre Geometrie nicht verändert. Die Mach'sche Ähnlichkeit zweier Betriebspunkte 1 und 2 ist dann gegeben, wenn die Machzahlen Ma gleiche Werte annehmen [33]. Es gilt die Annahme aus Gleichung 2-1. [34]

$$Ma_1 = Ma_2 \quad \text{Gleichung 2-1 [34]}$$

$$Ma = \frac{c}{a} \quad \text{Gleichung 2-2 [34]}$$

$$a = \sqrt{\kappa * R * T} \quad \text{Gleichung 2-3 [34]}$$

$$\rho = \frac{p}{R * T} \quad \text{Gleichung 2-4 [34]}$$

Die Machzahl berechnet sich aus der Strömungsgeschwindigkeit c und der Schallgeschwindigkeit a nach Gleichung 2-2. Die Schallgeschwindigkeit wiederum berechnet sich nach Gleichung 2-3 aus dem Isentropenexponent κ , der Gaskonstante R und der Temperatur T . Unter Hinzunahme der Zustandsgleichung idealer Gase aus Gleichung 2-4 und der Dichte ρ und im Druck p lassen sich durch Umformungen die Definitionen der korrigierten und reduzierten Größen des Massestroms \dot{m} und der Drehzahl n aus Gleichung 2-5 bis Gleichung 2-8 herleiten.

$$\dot{m}_{korr} = \dot{m} * \sqrt{\frac{T_t}{T_{ref}}} * \frac{p_{ref}}{p_t} \quad \text{Gleichung 2-5 [35]}$$

$$\dot{m}_{red} = \dot{m} * \frac{\sqrt{T_t}}{p_t} \quad \text{Gleichung 2-6 [33]}$$

$$n_{korr} = n * \frac{\sqrt{T_t}}{p_t} \quad \text{Gleichung 2-7 [33]}$$

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_t}} \quad \text{Gleichung 2-8 [33]}$$

Der Unterschied zwischen diesen bezogenen Größen ist der Bezug auf einen Referenzpunkt bei der korrigierten Größe, während die reduzierte Größe nur auf den Zustand im Betriebspunkt bezogen ist. Meist werden die reduzierten Größen für Turbinen und die korrigierten Größen beim Verdichter verwendet [29]. Die Temperatur T_{ref} und der Druck p_{ref} im Referenzpunkt sind dabei bei Verwendung der korrigierten Größen den Kennfeldern beigelegt. [34]

Die sich einstellenden Verdichterkennfelder weisen eine Ähnlichkeit in der Grundcharakteristik und damit einhergehende Eigenschaften auf, die unabhängig vom speziellen Einzelfall gelten. So wird das Verdichterkennfeld durch verschiedene Grenzen beschränkt. Es werden die Pumpgrenze, die Stopfgrenze, die Drehzahlgrenze und die Grenze des minimal zulässigen Wirkungsgrades unterschieden [36]. Diese sind neben der Drehzahlkennlinien, Linien konstanten Wirkungsgrades und der Optimalparabel, die die Punkte idealen Wirkungsgrades je Drehzahl verbindet, in Abbildung 2-18 schematisch dargestellt. [29]

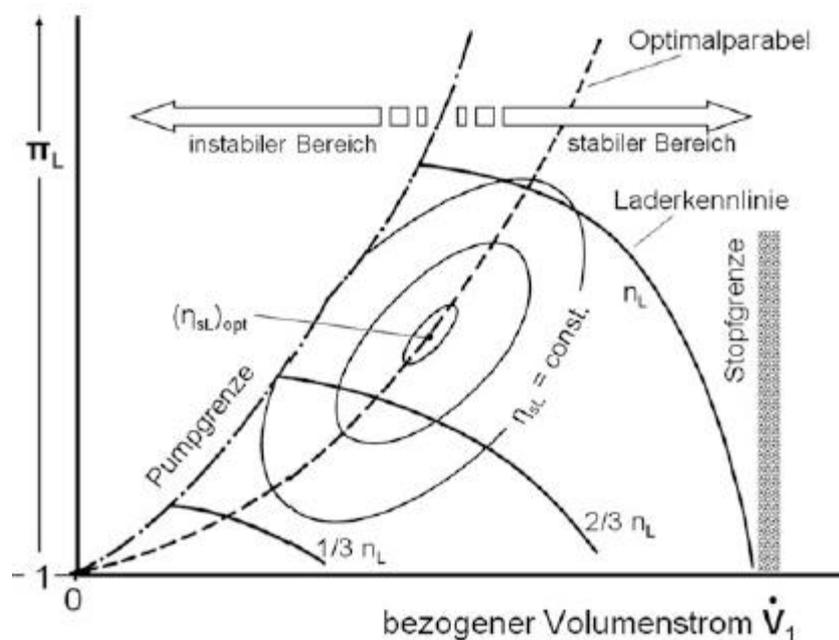


Abbildung 2-18: Schema Radialverdichterkennfeld mit Betriebsgrenzen [29]

In der Abbildung ist das Verdichterkennfeld mit dem Druckverhältnis π über dem bezogenen Volumenstrom \dot{V} schematisch dargestellt. Hierbei sind die Charakteristischen Eigenschaften eingetragen. Zu hohen Volumenströmen hin wird der nutzbare Bereich durch die Stopfgrenze beschränkt. Stopfen beschreibt den Zustand, wenn innerhalb des kleinsten Querschnitts des Verdichters die Strömungsgeschwindigkeit die Schallgeschwindigkeit erreicht und eine weitere Steigerung der Fördermenge dadurch nicht möglich ist. Die Lader- beziehungsweise Drehzahlkennlinien fallen hin zu hohen Fördermengen ab, was auf das annähern an die Stopfgrenze zurückzuführen ist. Nach oben ist der nutzbare Bereich durch die Drehzahlgrenze beschränkt, die durch die Drehzahlkennlinie der maximalen Verdichterdrehzahl gebildet wird. Die Pumpgrenze beschränkt den nutzbaren Bereich hin zu hohen Druckverhältnissen und geringen Fördermengen. [29]

Das Pumpen bezeichnet ein periodisches Problem, das einen instabilen Zustand hervorruft. Durch das Ablösen der Luftströmung von den Verdichterschaufeln bei geringen Fördermengen geht die Strömungsgeschwindigkeit temporär gegen null. Durch das Druckverhältnis über den Verdichter kommt es anschließend zu einer Rückströmung über den Verdichter. Wenn das Druckverhältnis infolge der Rückströmung ausreichend abgesunken ist, kommt es zum erneuten Anlegen der Strömung an die Verdichterschaufel, sodass dieser wieder fördern kann, bis der Vorgang mit der Ablösung von vorn beginnt. Dieses Phänomen gilt es unter anderem auch aus Gründen des Bauteilschutzes zu umgehen. Es ist daher sinnvoll bei der Auslegung das Betriebsfenster mit einer gewissen Sicherheit zu der Pumpgrenze auszulegen, sodass diese auch nicht erreicht werden kann, wenn unerwartete Überlagerungen von Bedingungen ein Erreichen der Grenze hervorrufen. [29] [37]

Als zusätzliche Begrenzung kann die Annahme eines minimal zulässigen Wirkungsgrades in Richtung kleiner Druckverhältnisse und Fördermengen definiert werden [36]. Ebenso können Effekte der fehlenden Bereitstellung der Antriebsleistung in gewissen Punkten den nutzbaren Bereich weiter einschränken. Dies führt beispielsweise zu der Begrenzung der Kennlinien im Turbinenkennfeld (Abbildung 2-16), da über die Grenzen hinaus das Gesamtaggregate nicht betrieben werden kann [29]. Die Wechselwirkungen und Eigenschaften der Kopplung von Verdichter und Turbine werden im weiteren Verlauf erläutert.

2.3.2.2 Eigenschaften der Verdichter-Turbinen-Kombination

Für die Kombination aus Verdichter und Turbine auf einer Welle stellen sich besondere Betriebseigenschaften ein, die aus der Kopplung zwischen Verdichter und Turbine herrühren.

Diese sollen beispielhaft an Abgasturboladern dargestellt werden. Die Grundlagen für die besonderen Eigenschaften sind die gleiche Drehzahl von Verdichter n_V und Turbine n_T (Gleichung 2-9) und die Freilaufbedingung (Gleichung 2-10). [28]

$$n_V = n_T \quad \text{Gleichung 2-9 [28]}$$

$$P_V = P_T \quad \text{Gleichung 2-10 [28]}$$

Letztere wird auch als erster Hauptsatz des Abgasturboladers bezeichnet und bezeichnet das Leistungsgleichgewicht zwischen Verdichter- P_V und Turbinenleistung P_T im stationären Betriebspunkt. Aufgrund der räumlich nahen Anordnung ist ein Wärmeübergang bei unterschiedlichen Betriebstemperaturen von Verdichter und Turbine nicht vermeidbar, was sich negativ auf den Wirkungsgrad auswirkt. Durch die Erweiterung der statischen Freilaufbedingung durch die Beschleunigungsleistung P_B , die das Beschleunigungsvermögen der Läuferwelle widerspiegelt. Die Freilaufbedingung mit Beschleunigungsleistung P_B ist in Gleichung 2-11 dargestellt. [28] [34]

$$P_T = P_V + P_B \quad \text{Gleichung 2-11 [34]}$$

Für positive Beschleunigungsleistungen wird die Läuferwelle beschleunigt, sodass die Drehzahl ansteigt. Bei negativen Beschleunigungsleistungen wird der Läufer abgebremst und die Drehzahl dadurch abgesenkt. Bei Beschleunigungsleistungen $P_B = 0 \text{ kW}$ besteht das Gleichgewicht und ein statischer Betriebspunkt stellt sich ein. Die dynamische Beeinflussung stellt sich daher rein durch den Anstieg beziehungsweise die Abnahme der Turbinenleistung an, weshalb das dynamische Verhalten der Verdichter-Turbinen-Kombination latent auf eine Änderung der Turbinenleistung reagiert. [34]

Die Verdichter- und Turbinenleistung sind dabei als Nutzleistungen definiert. Die mechanische Verlust- und die Strömungsverlustleistung sind dabei in die Leistungswerte eingerechnet. [34]

In Abbildung 2-19 ist das Auslegungsschema für eine Verdichter-Turbinen-Kombination dargestellt. Oben links ist das Verdichterkennfeld mit den Schluckkurven des Verbrennungsmotors für verschiedene Motordrehzahlen dargestellt. Im Bereich unten rechts sieht man das Turbinenkennfeld und oben rechts ist die Freilaufbedingung grafisch aufgeführt. [38]

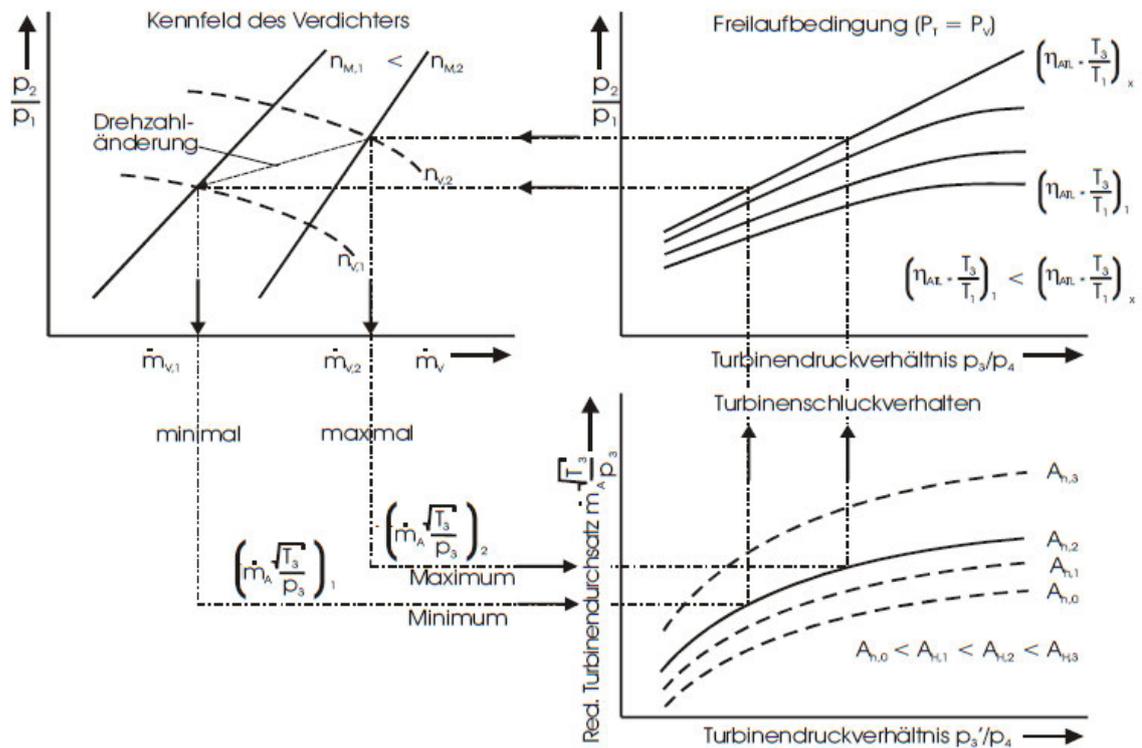


Abbildung 2-19: Auslegungsschema Abgasturbolader [38]

Durch das Einstellen zweier Betriebspunkte gilt es eine passende Verdichter-Turbinen-Kombination nach den Vorgaben des Schluckverhaltens der Anlage (in diesem Fall des Verbrennungsmotors), der Drehzahlbedingung und der Freilaufbedingung zu wählen. Die Betriebspunkte müssen sich für die zu erwartenden Betriebspunkte auf den gleichen Drehzahlkennlinien treffen. Eine Fehlkombination in einem Betriebspunkt führt zu einem verringerten Wirkungsgrad. [38]

2.3.2.3 Besonderheiten Verdichter-Motor-Turbine

Durch das Einbringen des Elektromotors lässt sich die erweiterte Freilaufbedingung aus Gleichung 2-12 durch die Beaufschlagung der Antriebsleistung des Elektromotors P_M erweitern [39].

$$P_V + P_B = P_T + P_M$$

Gleichung 2-12 [39]

Dadurch ergeben sich drei Betriebszustände seitens des Elektromotors. Dieser kann entweder ruhen ($P_M = 0 \text{ kW}$), Antreiben ($P_M > 0 \text{ kW}$) oder Rekuperieren ($P_M < 0 \text{ kW}$). Es ist in der mobilen Anwendung daher ein Energiespeicher vorgesehen, um die Energie bedarfsgerecht zwischenspeichern. [39]

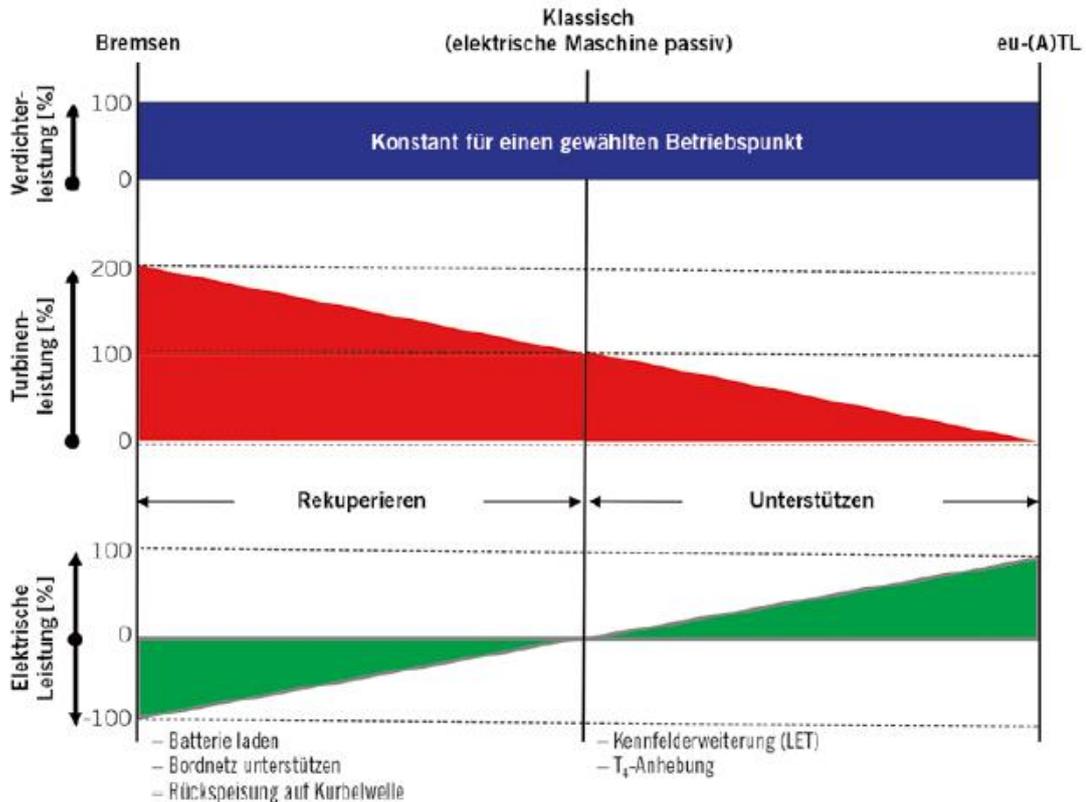


Abbildung 2-20: Einsatzbereiche des elektrisch unterstützten Abgasturboladers [39]

Das Antreiben kann dabei soweit gehen, dass die Antriebsleistung lediglich über den Elektromotor bereitgestellt wird. Die Turbine leistet dabei keine Arbeit. Durch diese Betriebsspanne kann der Verdichter hoch dynamisch betrieben werden, was die Latenz des reinen Antriebs durch die Turbine stark reduziert. Durch die Leistung des Elektromotors kann direkt Einfluss auf die Beschleunigungsleistung genommen werden. Zudem können so auch Anwendungsfälle realisiert werden, in denen die Turbinenleistung die Verdichterleistung nicht erreichen kann und ein Betrieb ohne dauerhaften Antrieb nicht möglich ist. In Abbildung 2-20 ist die Betriebsspanne der elektrisch unterstützten VMT am Beispiel eines elektrisch unterstützten Abgasturboladers dargestellt. [39]

2.3.3 Beispiele für Einsatzmöglichkeiten von Verdichter-Motor-Turbinen

Verdichter-Motor-Turbinen werden heute bereits in verschiedenen Anwendungen verwendet. In diesem Abschnitt sollen die drei häufigsten Einsatzgebiete (Aufladung von Verbrennungsmotoren, Aufladung von Brennstoffzellen und der Betrieb von Kaltluft-Kältemaschinen) und ihre konstruktiven Besonderheiten und spezielle Anforderungen an ihre Auslegung genauer beschrieben werden.

2.3.3.1 Elektrisch unterstützter Abgasturbolader

Bei Fahrzeugen mit konventionellen Antrieben über Verbrennungsmotoren stellt die Abgasturboaufladung einen wichtigen Bestandteil zur Effizienzsteigerung dar. Eine Variante zur Aufladung ist die Abgasturboaufladung. Hierbei werden Abgasturbolader verwendet, um ansonsten ungenutzte Abgasenergie nutzbar zu machen um den Druck vor Einlassventil und die damit verbundene Zylinderfüllung des Verbrennungsmotor zu steigern. In Abbildung 2-21 ist ein elektrisch unterstützter Abgasturbolader der Firma BorgWarner beispielhaft dargestellt. [28]



Abbildung 2-21: eTurbo von BorgWarner [40]

Bei einem konventionellen mechanischen Abgasturbolader werden die Verdichterleistung, die mechanischen Verluste und das Beschleunigungsvermögen des Läufers in erster Linie über die Turbinenleistung bereitgestellt [34]. Aufgrund des reinen Antriebs durch die Turbine weist das Ansprechverhalten eine Trägheit auf, die auch wesentlich von der Größe des Abgasturboladers beeinflusst wird. Diese Latenz im Aufbau des Ladedrucks durch den Verdichter wird als Turboloch bezeichnet. Durch die Nutzung von elektrisch angetriebenen Verdichtern können herkömmliche mechanische Abgasturbolader im unteren Motordrehzahlbereich unterstützt werden, zudem kann das dynamische Ansprechverhalten deutlich verbessert werden.

Durch den Einsatz eines elektrischen Verdichters als unterstützendes Aggregat kann zudem der mechanische Abgasturbolader aufgrund der Übernahme des Betriebsfensters niedriger Drehzahlen durch den elektrischen Verdichter, vergrößert werden, was Vorteile in Bezug auf Leistung, Drehmoment und spezifischen Kraftstoffverbrauch im oberen Drehzahlbereich mit sich bringt. [41]

Die weitere Variante zur Elektrifizierung der Aufladeaggregate des Verbrennungsmotors stellt die Verdichter-Motor-Turbine in Form des elektrisch unterstützten Abgasturboladers dar [42]. Hierbei wird der Läufer eines herkömmlichen Abgasturboladers durch einen Elektromotor angetrieben [43]. Dieser Elektromotor kann dabei antreiben, unterstützen oder rekuperieren [39]. Dieses Aggregat weist ähnliche Betriebsvorteile auf, wie der Kompressor [41] [39]. Der elektrische Kompressor kann dabei auch unterstützen, jedoch muss dabei je nach Packaging der Verdichter des mechanischen Abgasturboladers überwunden werden [41]. Die Funktion des Rekuperierens ist hierbei jedoch nicht möglich [42].

Es gibt jedoch Ansätze zur Implementierung einer Turbine mit Generator im Abgasstrang, die zusätzlich zu einem herkömmlichen Abgasturbolader im weiteren Verlauf der Abgasanlage verbaut ist. Dabei wird ansonsten ungenutzte Restenergie nutzbar gemacht. Eine Verwendung dieser Rekuperationsturbine in Kombination mit einem elektrisch angetriebenen Verdichter stellt eine vielversprechende Erweiterung des elektrisch angetriebenen Abgasturboladers dar, da die Betriebscharakteristik von Turbine und Verdichter nicht die Drehzahlkopplung vorsieht. Daraus würden sich neue Freiheitsgerade in der Betriebsstrategie und Applikation ergeben. [40] [44]

2.3.3.2 Fuel Cell Air Supply

Brennstoffzellen werden in der mobilen Anwendung genutzt, um aus Wasserstoff aus dem Treibstofftank und Sauerstoff aus der Zuluft elektrische Energie zu generieren, die über Elektromotoren zum Antrieb des Fahrzeugs genutzt werden [45]. Dafür werden mehrere Zellen zusammengefasst, was das Anpassen auf verschiedene Anwendungsfälle durch einfache Skalierung des Brennstoffzellen-Stapels ermöglicht [45]. In Abbildung 2-22 ist beispielhaft ein Wasserstoffantrieb der Firma Audi dargestellt.

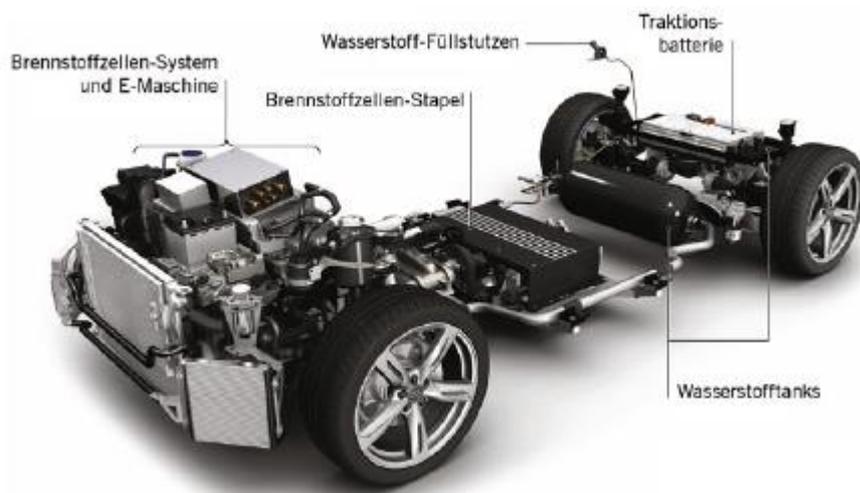


Abbildung 2-22: Beispiel Triebstrang mit Brennstoffzelle der Firma Audi [46]

In den meisten Fällen wird dafür eine Polymer-Elektrolyt-Membran-Brennstoffzelle (PEM) verwendet [46]. In dieser wird der Treibstoff Wasserstoff in eine Kammer mit einer Anode geleitet, während in einer zweiten Kammer mit einer Kathode die Zuluft geführt wird. Diese beiden Kammern sind durch eine halbdurchlässige Membran getrennt, die einer konstanten Befeuchtung gegebenfalls durch eine dem Verdichter nachgeschaltete Befeuchtungsanlage bedarf. Durch die Vorgänge in der Brennstoffzelle entsteht Wasserdampf als Abgas und wird abgeführt. [46]

Brennstoffzellen weisen einen Anstieg in der Effizienz bei Steigerung des Betriebsdruckes auf [47]. Ein erster Ansatz ist dabei die Einbindung eines Kompressors zur Steigerung der zugeführten Luftsauerstoffs in die Brennstoffzelle. Die Aufladungsaggregate für die Brennstoffzelle werden unter dem Begriff Fuel Cell Air Supply (FCAS) zusammengefasst. Als Anforderung an die FCAS stellt sich ein relativ hohes Druckverhältnis bei geringen Fördermengen ein. Der Vergleich der Verdichterkennfelder eines Abgasturboladers und einer FCAS ist in Abbildung 2-23 anhand von Beispielen dargestellt. [47] [48]

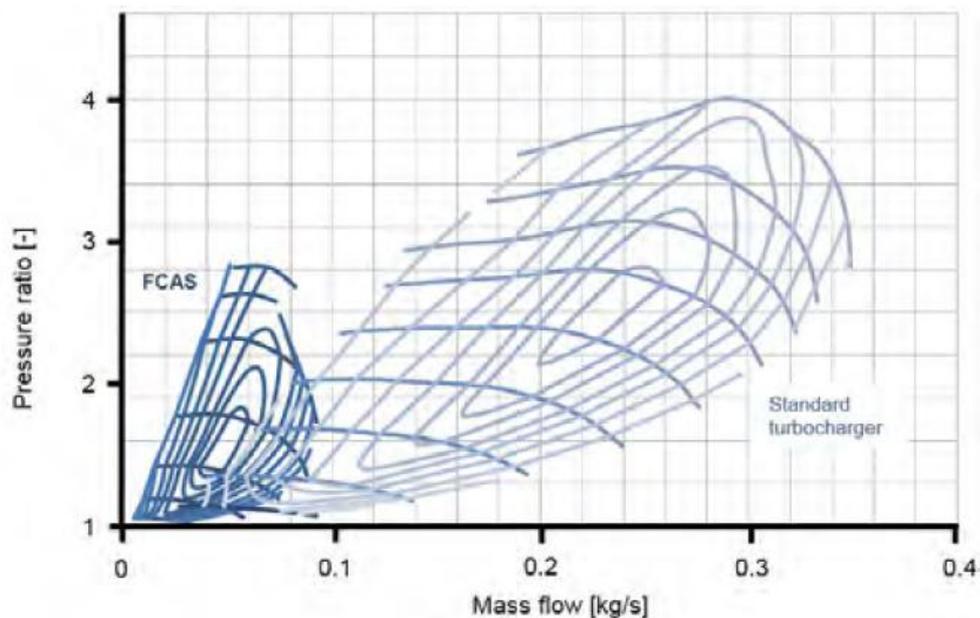


Abbildung 2-23: Vergleich der Verdichterkennfelder von FCAS und Abgasturbocharger [48]

Weitere Anforderungen an die FCAS sind eine möglichst leichte kleine und effiziente Konstruktion. Durch Kontamination der Brennstoffzellenkammer kann der Wirkungsgrad der Brennstoffzelle vermindert werden, daher werden FCAS schmiermittelfrei mit Luftgleitlagern ähnlich der VMT in der Kaltluft-Kältemaschine betrieben. Zudem ist penibel darauf zu achten, dass es zu keiner Kontamination durch Dichtmittel oder Ähnlichen sonstigen Betriebsstoffen kommen kann. [45] [25]

Für hohe Druckverhältnisse kann sich aufgrund der steigenden Leistungsaufnahme des elektrischen Verdichters und einer stagnierenden Effizienzsteigerung der Brennstoffzelle eine weitere Steigerung nachteilig auswirken, sodass sich ein optimales Betriebsfenster einstellt [47]. Aufgrund des relativ hohen Druckniveaus des Abgases kann eine im Abgasstrom positionierte Turbine an die Welle des elektrischen Verdichters angegliedert werden, sodass die FCAS als VMT betrieben wird. Dabei erreicht die Turbinenleistung Werte von bis zu 30% der Bedarfsverdichterleistung, was auf die geringen Enthalpiegehalt des Abgases zurückzuführen ist [45] [25]. Diese Rekuperation steigert die Effizienz des Gesamtsystems der Brennstoffzelle zusätzlich. Eine Besonderheit dabei ist, dass aufgrund der geringen Reaktionsendtemperatur wesentlich geringere Abgastemperaturen im Vergleich zum Verbrennungsmotor einstellen, was sich positiv auf die Konstruktionsanforderungen auswirkt [25]. In Abbildung 2-24 ist eine solche VMT als FCAS als Beispiel der Firma IHI dargestellt.



Abbildung 2-24: Beispiel VMT als FCAS der Firma IHI [45]

Es werden zudem weitere Ansätze zur Steigerung der Effizienz der VMT genutzt, so werden bereits verstellbare Leitgitter auf der Turbinenseite genutzt [25]. Aufgrund der hohen relativen Feuchtigkeit im Abgas ist bei der Auslegung der Turbine der VMT besonders auf die Bauteilfestigkeit und die Abdichtung zum Elektromotor hin zu achten [45].

2.3.3.3 Kaltluft-Kältemaschinen

Für die in Kapitel 2.2 bereits beschriebene Kaltluft-Kältemaschinen können unter anderem auch VMT genutzt werden. Dabei ergeben sich aber je nach Prozessvariante unterschiedliche Anforderungen und Randbedingungen. So sind VMT einseitig offener Prozesse grundsätzlich Größer dimensioniert als VMT für den Überdruckprozess, da diese die geforderten Fördermengen bei Unterdruck bereitstellen müssen. Dadurch können auch die Kennfelder für unterschiedliche VMT für die Kaltluft-Kältemaschine je nach Prozessart stark variierende Wertebereiche annehmen. In Abbildung 2-25 ist eine VMT der Firma Liebherr für die einseitig offene Unterdruckanlage für den ICE3 dargestellt. [3] [21]



Abbildung 2-25: VMT der ICE3-Kaltluft-Kältemaschine der Firma Liebherr [49]

Aufgrund der Zielsetzung eines möglichst wartungsarmen Dauerbetriebs für einen gemeinsamen Schmiermittelkreislauf, sowie der Anforderungen an den hygienischen Betrieb ohne das Austreten von Betriebsstoffen in die Umwelt oder den zu kühlenden Innenraum, werden in VMT der Kaltluft-Kältemaschinen hauptsächlich Luftgleitlager verwendet. [50]

Bei der VMT für die Kaltluft-Kältemaschine wird die Turbine als Expansionsorgan der Anlage genutzt, wodurch ein Teil der Verdichterleistung rekuperiert wird [2]. Die Turbinenleistung bleibt allerdings in allen statischen Betriebspunkten kleiner als die Verdichterleistung, sodass der Elektromotor die VMT stets antreiben muss [2] [50]. Die Rekuperation durch die Turbine kann bis zu 30% der benötigten Verdichterleistung bereitstellen [50]. Durch die Variation der Elektromotorleistung kann die VMT zudem beschleunigt und abgebremst werden.

3 Auslegung

3.1 Excelmodell zur Kreisprozessberechnung

Die Zustände an verschiedenen Stellen innerhalb der Kaltluft-Kältemaschine stellen die Randbedingungen der Verdichter-Motor-Turbine dar. Zur Bestimmung der Zustandsgrößen im Kreisprozess der Kaltluft-Kältemaschine wurde ein Excelmodell erstellt, welches im Folgenden näher beschrieben werden soll.

3.1.1 Berechnungsschema

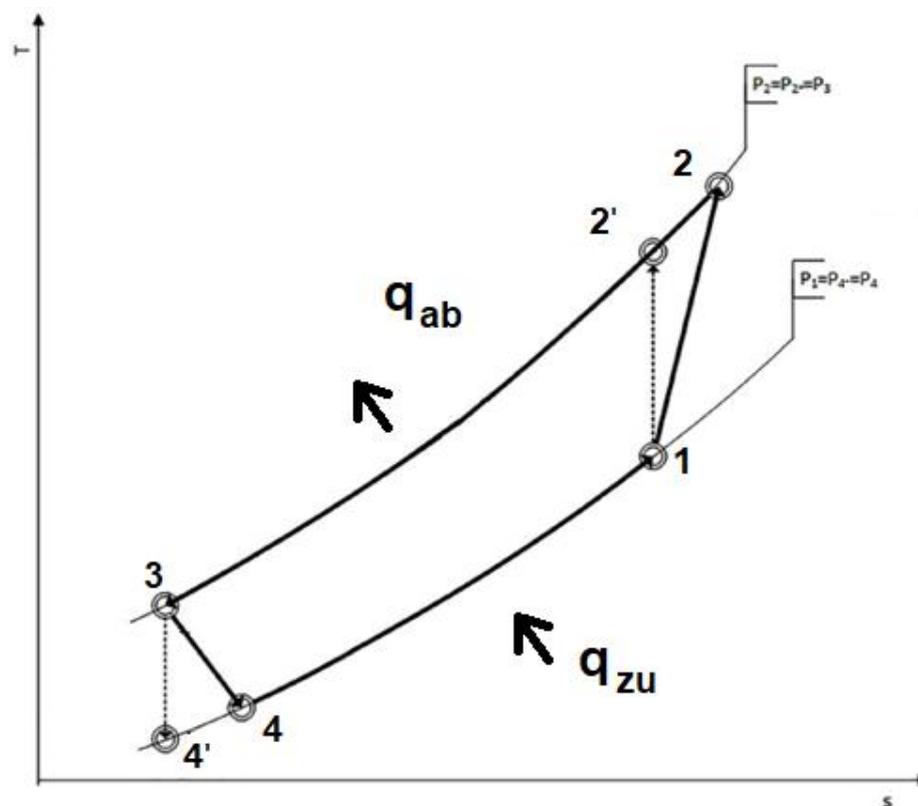


Abbildung 3-1: Joule Kreisprozess im T,s -Diagramm [17] [18]

Als Grundlage für das Excelmodell dient der Joule-Kreisprozess, welcher in Abbildung 3-1 schematisch dargestellt ist. Die isentrope Verdichtung ($1 \rightarrow 2'$) und die Expansion ($3 \rightarrow 4'$) werden mit den Gütegraden $\eta_{is,V}$ beziehungsweise $\eta_{is,T}$ in die Modellverdichtung ($1 \rightarrow 2$) und -expansion ($3 \rightarrow 4$) überführt. Bei der Wärmeaufnahme am Wärmeübertrager im PKW ($4 \rightarrow 1$) wird der Strömungsdruckverlust Δp_{41} berücksichtigt, um den Modellvorgang darzustellen. Für die isobare Wärmeaufnahme ist dieser zu null anzunehmen. Da in dieser Arbeit ein einseitig

3 Auslegung

offenes System betrachtet wird, bei dem der äußere Wärmeübertrager entfällt, wird ein Strömungsdruckverlust zwischen Verdichteraustritt und Turbineneintritt nicht eingeführt. Die gegebenen, sowie die gesuchten Größen sind in Tabelle 3-1 aufgelistet.

Tabelle 3-1: Gegebene und gesuchte Größen im Kreisprozessmodell

Gegeben		Gesucht	
T_a	R	p_1, p_2, p_3, p_4	w_{12}
p_a	κ	T_1, T_2, T_3, T_4	w_{34}
T_z	$\eta_{is,v}$	v_1, v_2, v_3, v_4	q_{23}
ΔT_z	$\eta_{is,T}$	s_1, s_2, s_3, s_4	q_{41}
ΔT_{41}	T_0		
Δp_{41}	s_0		
	p_0		

Zu bestimmen sind die Zustandsgrößen des Kältemittels in den Punkten 1 bis 4, die übertragene spezifische Wärme q_{41} im Übergang von Punkt 4 zu Punkt 1, die übertragene spezifische Wärme q_{23} im Übergang von Punkt 2 zu Punkt 3 zu Referenzzwecken, die spezifische Verdichterarbeit $w_{v,12}$ und die spezifische Turbinenarbeit $w_{T,34}$. Nach Gleichung 3-1 und Gleichung 3-2 ergeben sich unter den gewählten Annahmen die Temperatur im Punkt 3 und der Druck in den Punkten 2, 2' und 3 direkt aus den gegebenen Größen. Zudem werden die isochore und die isobare spezifische Wärmekapazität nach Gleichung 3-3 beziehungsweise Gleichung 3-4 als Zwischenergebnis bestimmt.

$$T_a = T_3 \quad \text{Gleichung 3-1}$$

$$p_a = p_2 = p_{2'} = p_3 \quad \text{Gleichung 3-2}$$

$$c_v = \frac{R}{\kappa - 1} \quad \text{Gleichung 3-3 [18]}$$

$$c_p = c_v + R \quad \text{Gleichung 3-4 [18]}$$

Die Temperatur T_4 wird aus der geforderten Zulufttemperatur T_z und der angenommenen Temperaturdifferenz im Wärmeübertrager ΔT_z nach Gleichung 3-5 bestimmt. Anschließend ergibt sich die Temperatur T_1 nach Gleichung 3-6 unter Berücksichtigung der gewählten Temperaturdifferenz ΔT_{41} .

$$T_4 = T_z + \Delta T_z \quad \text{Gleichung 3-5}$$

$$T_1 = T_4 + \Delta T_{41} \quad \text{Gleichung 3-6}$$

Nach der Definition des isentropen Turbinengütegrades in Gleichung 3-7 ergibt sich zur Bestimmung der Endtemperatur der isentropen Expansion $T_{4'}$ die Gleichung 3-8. Der Druck im Punkt 4 und 4' ($p_4, p_{4'}$) ergibt sich aus der Übergangsgleichung (Gleichung 3-9) der isentropen Expansion unter Hinzunahme des gegebenen Umgebungsdrucks p_a und der Außentemperatur T_a , die auch im Punkt 3 (T_3) anliegen.

$$\eta_{is,T} = \frac{|w_{34'}|}{|w_{34}|} = \frac{T_3 - T_4}{T_3 - T_{4'}} \quad \text{Gleichung 3-7 [18]}$$

$$T_{4'} = \frac{(\eta_{is,T} - 1) * T_3 + T_4}{\eta_{is,T}} \quad \text{Gleichung 3-8 [18]}$$

$$p_{4'} = p_4 = p_a * \left(\frac{T_{4'}}{T_a} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad \text{Gleichung 3-9 [18]}$$

$$p_1 = p_4 - \Delta p_{41} \quad \text{Gleichung 3-10}$$

Unter Hinzunahme der Druckdifferenz über den inneren Wärmeübertrager lässt sich nach Gleichung 3-10 der Druck im Punkt 1 (p_1) bestimmen. Die Temperatur im Punkt 2' ($T_{2'}$) berechnet sich aus der Übergangsgleichung der isentropen Verdichtung, welche in Gleichung 3-11 dargestellt ist. Anschließend lässt sich die Temperatur im Punkt 2 (T_2) äquivalent zur isentropen Expansion aus der Definition des isentropen Verdichterwirkungsgrades ($\eta_{is,v}$), welche in Gleichung 3-12 dargestellt ist, nach Gleichung 3-13 bestimmen.

$$T_{2'} = T_1 * \left(\frac{p_{2'}}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad \text{Gleichung 3-11 [18]}$$

$$\eta_{is,V} = \frac{|w_{12'}|}{|w_{12}|} = \frac{T_{2'} - T_1}{T_2 - T_1} \quad \text{Gleichung 3-12}$$

$$T_2 = \frac{T_{2'} - T_1}{\eta_{is,V}} + T_1 \quad \text{Gleichung 3-13}$$

Das spezifische Volumen v in den einzelnen Punkten x berechnet sich aus dem Druck, der Temperatur und der Gaskonstante nach der Zustandsgleichung idealer Gase, wie in Gleichung 3-14 dargestellt. Ebenfalls lässt sich mit den bekannten Größen die Entropie s im Einzelpunkt nach Gleichung 3-15 unter Hinzunahme des gewählten Bezugspunktes (p_0, T_0, s_0) bestimmen.

$$v_x = \frac{R_x * T_x}{p_x} \quad \text{Gleichung 3-14}$$

$$s_x = \left(c_p * \ln \left(\frac{T_x}{T_0} \right) - R * \ln \left(\frac{p_x}{p_0} \right) \right) + s_0 \quad \text{Gleichung 3-15}$$

Aus den Zustandsgrößen können abschließend die spezifischen Arbeiten und spezifischen Wärmen berechnet werden. Dabei wird nach dem Modell des Joule-Kreisprozesses für die spezifischen Arbeiten die Übergangsgleichung für die isentrope Zustandsänderung (Gleichung 3-16 und Gleichung 3-17) und für die spezifischen Wärmen die Übergangsgleichung der isobaren Zustandsänderung (Gleichung 3-18 und Gleichung 3-19) zugrunde gelegt.

$$w_{12} = c_p * (T_{2'} - T_1) * \eta_{is,V} \quad \text{Gleichung 3-16 [18]}$$

$$w_{34} = c_p * (T_{4'} - T_3) * \eta_{is,T} \quad \text{Gleichung 3-17 [18]}$$

$$q_{41} = c_p * (T_1 - T_4) \quad \text{Gleichung 3-18 [18]}$$

$$q_{23} = c_p * (T_3 - T_2) \quad \text{Gleichung 3-19 [18]}$$

3 Auslegung

3.1.2 Aufbau

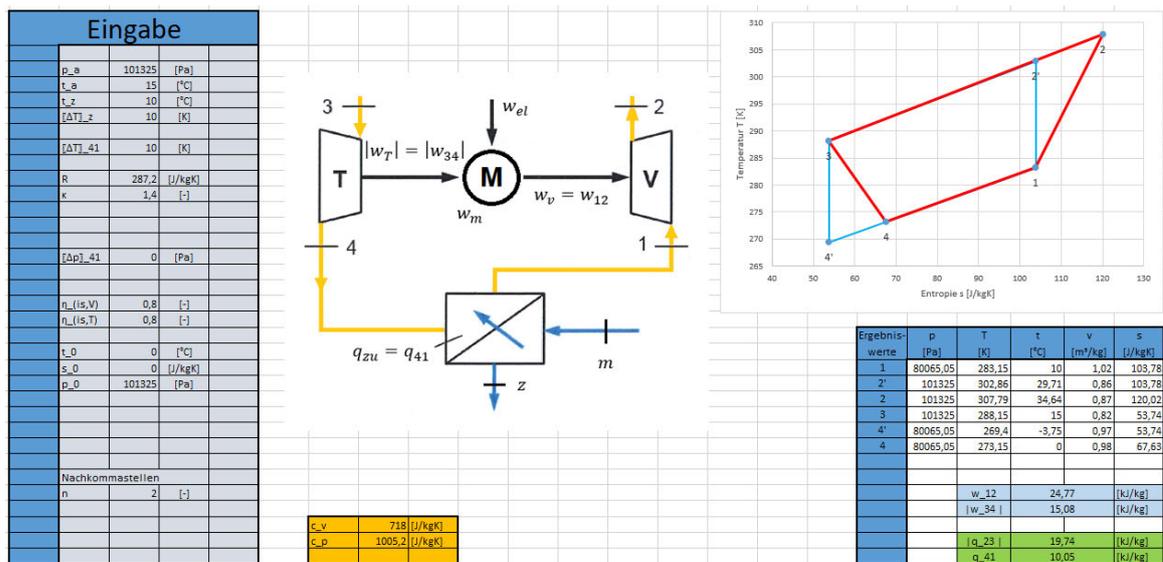


Abbildung 3-2: Excelmodell des Kreisprozesses

Nach dem Berechnungsschema aus Kapitel 3.1.1 wird ein Excelmodell aufgebaut. Der Aufbau des Excelskriptes ist in Abbildung 3-2 dargestellt. Im linken Bereich werden die gegebenen Werte in die Eingabetabelle eingepflegt. Im unteren Bereich sind die Zwischenergebnisse der Wärmekapazitäten dargestellt. In der Mitte befindet sich zur Veranschaulichung das Schema der betrachteten Kaltluft-Kältemaschine für den einseitig offenen Unterdruckprozess. Auf der rechten Seite sind die Ergebnisse aufgelistet, dabei befindet sich im unteren Bereich die Ergebnistabelle und im oberen Bereich eine auf den Ergebnissen basierende Darstellung des Modellprozesses im T,s-Diagramms. Durch anpassen der Eingabewerte werden die Ergebnisse und die Darstellung des T,s-Diagramms in Echtzeit angepasst. Als zusätzliche Darstellungsoption kann unten links in der Eingabetabelle die Anzahl der Nachkommastellen für den Rundungsvorgang der einzelnen Ergebnisse gewählt werden. Es gilt zu beachten, dass die Darstellung im T,s-Diagramm hierbei stark vereinfacht ist. Die isobaren Übergänge werden durch die Vereinfachung linear dargestellt, dennoch lassen sie eine erste Einschätzung in Echtzeit zu.

3.1.3 Grundbedeutung der Berechnungsgrößen

In diesem Abschnitt wird auf die gewählten Eingabewerte und die daraus hervorgehenden Ergebnisse des Excel-Modells eingegangen und diese für die weitere Verwendung aufbereitet. Hierbei wird eine Grundbedeutung beschrieben. Abänderungen von der Grundeinstellung können im Rahmen der Auswertung des Einflusses einzelner Parameteränderungen auf den Betriebspunkt vorgenommen werden.

3 Auslegung

Allgemein werden die Randbedingungen der Kaltluftkältemaschine durch die Umgebungszustand und die Zielgrößen für die Zuluft definiert. Hinzu kommen Annahmen zur Vereinfachung und Umsetzung der Berechnung. Zunächst sollen die Randbedingungen definiert werden. Als Grundlage zur Definition der Umgebungstemperatur werden die in der Norm DIN EN 13129:2016 zur Randbedingungsdefinition für den Einsatz von Klimaanlage in Schienenfahrzeugen als Grundlage gewählt [51]. In Tabelle 3-2 sind die Zoneneinteilungen der jeweiligen Staaten auszugsweise dargestellt.

Tabelle 3-2: Klimazoneneinteilung [51]

Land	Winterzone	Sommerzone
Belgien	II	II
Bulgarien	II	II
Dänemark	II	II
Deutschland	II	II
Estland	III	III
Finnland	III	III

Nach dieser wird Deutschland für den Winterbetrieb die Zone II und auch für den Sommerbetrieb die Zone II zugewiesen. Diese gilt als Grundlage der weiteren Bestimmung der Randbedingungen, dabei wird der Betriebsfall Sommer für die Kaltluftkältemaschine betrachtet. In Tabelle 3-3 sind die Auslegungstemperaturen für Klimaanlage im Sommer- und Winterbetrieb nach [51] aufgezeigt.

Tabelle 3-3: Festlegung der Auslegungsbedingungen [51]

Zone	Winter	Sommer		
	niedrigste Außentemperaturen °C	höchste Außentemperaturen °C	relative Feuchte %	gleichwertige Strahlungsleistung der Sonne (En) W/m ²
I	-10	+40	40	800
II	-20	+35	50	700
III	-40	+28	45	600

Tabelle 3-4: Festlegung der Betriebsgrenzen [51]

Zone	Sommer		
	höchste Außentemperaturen °C	relative Feuchte %	gleichwertige Strahlungs- leistung der Sonne (En) W/m ²
I	+50	25	800
II	+45	30	700
III	+38	25	600

Für die Zone II ergibt sich für den Sommerbetrieb die Auslegungsaußentemperatur von $t_a = 35^\circ\text{C}$. In Tabelle 3-4 sind die vorzusehenden Betriebsgrenzen für den Einsatz der Klimaanlage im Sommer aufgelistet. Hieraus ergibt sich eine maximale Außentemperatur von $t_a = 45^\circ\text{C}$. Als untere Einsatzgrenze der Kaltluftkältemaschine wird eine Außentemperatur von $t_a = 15^\circ\text{C}$ gewählt. Dadurch ergibt sich eine Betriebsspanne, die in der späteren Auswertung genauer betrachtet werden soll. Die Auslegungstemperatur von $t_a = 35^\circ\text{C}$ wird zunächst festgesetzt, um die Rahmenbedingungen der geforderten Verdichter-Motor-Turbine zu bestimmen.

Der Umgebungsdruck der Anlage wird mit $p_a = 101325 \text{ Pa}$ angenommen. Es wird zudem festgesetzt, dass die Temperatur innerhalb der Anlage nicht unter den Gefrierpunkt von Wasser absinken soll ($t_4 \geq 0^\circ\text{C}$) [2]. Mit der angenommenen Temperaturdifferenz über den Wärmeübertrager von $\Delta T_a = 10 \text{ K}$ ergibt sich dadurch eine minimale Zulufttemperatur von $t_z = 10^\circ\text{C}$, sodass die Temperatur nach Turbine den Grenzwert nicht unterschreitet. Der Wert für die Zulufttemperatur wird zunächst auf diesen Wert festgesetzt, um den jeweils maximalen Fall der aufzubringenden Kälteleistung in Bezug auf die jeweilige Umgebungstemperatur abzubilden.

Für die Eingaben der Stoffeigenschaften von Luft gelten die Werte des Normzustandes, somit werden die Gaskonstante mit $R_L = 287,2 \text{ J/kgK}$ und der Isentropenexponent mit $\kappa = 1,4$ angegeben. Da die zu erwartenden Druck- und Temperaturwerte vernachlässigbar kleine Änderungen der Stoffeigenschaften erwarten lassen, können die isobare und die isochore Wärmekapazität annähernd als konstant angesehen werden. Die Angabe des Druckverlustes über die Rohrleitung und den Wärmeübertrager zwischen Turbine und Verdichter wird zur Vereinfachung und zur Einstellung eines isobaren Vorgangs zunächst mit dem Wert 0 eingesetzt. Bei den isentropen Gütegraden der Kreisprozessberechnung werden sowohl bei der Turbine ($\eta_{is,T}$) als auch bei dem Verdichter ($\eta_{is,V}$) der Wert $\eta_{is} = 0,8$ angenommen. Der Bezugspunkt zur Bestimmung der Entropie im Einzelpunkt wird mit $t_0 = 0^\circ\text{C}$ und $p_0 = 101325 \text{ Pa}$ gewählt,

3 Auslegung

wobei sich eine Referenzentropie von $s_o = 0 \text{ J/kgK}$ einstellt. Die eingesetzten Werte sind in Tabelle 3-5 zusammengefasst dargestellt.

Tabelle 3-5: Bedatung Excelmodell Kreisprozess

Größe	Wert	Größe	Wert
t_a	15 – 45 °C (35 °C)	R	287,2 J/kgK
p_a	101325 Pa	κ	1,4
t_z	10 °C	$\eta_{is,v}$	0,8
ΔT_z	10 K	$\eta_{is,T}$	0,8
ΔT_{41}	10 K	t_0	0 °C
Δp_{41}	0 Pa	s_0	0 J/kgK
		p_0	101325 Pa

3.2 Excelmodell Kennfeldbetrachtung

Zur Bestimmung einer passenden Verdichter-Motor-Turbine und zur Auswertung des Betriebsverhaltens wird in diesem Abschnitt ein weiteres Exceltool beschrieben, welches das Auslesen, Abgleichen und Auswerten von Betriebspunkten in den Kennfeldern von Verdichter und Turbine infolge der aus der Kreisprozessberechnung hervorgehenden Randbedingungen vereinfacht. Dabei wird zunächst das Berechnungsschema erläutert, bevor auf den Aufbau des Tools eingegangen wird. Das Tool wird dann dazu genutzt in Kapitel 3.3 die passende Verdichter-Motor-Turbine auszuwählen. Das Betriebsverhalten wird darauffolgend in Kapitel 4 charakterisiert.

3.2.1 Definition der Annahme zu den totalen Größen

Zunächst soll eine Vereinfachung für die totalen Größen von Druck p_t und Temperatur T_t getroffen werden. Die totalen Größen setzen sich aus den statischen Größen und einer Geschwindigkeitsbedingten dynamischen Komponente zusammen. In Gleichung 3-20 und Gleichung 3-21 sind die Definitionen der Totaltemperatur und des Totaldrucks dargestellt.

$$T_t = T + \frac{1}{2 * c_p} * c^2 \quad \text{Gleichung 3-20 [34]}$$

$$p_t = p + \frac{\rho}{2} * c^2 \quad \text{Gleichung 3-21 [34]}$$

Durch Umstellung der Gleichungen ergeben sich für die Differenzen zwischen statischer Größe und totaler Größe die dynamischen Anteile nach Gleichung 3-22 und Gleichung 3-23.

$$\Delta T_t = T_t - T = \frac{1}{2 * c_p} * c^2 \quad \text{Gleichung 3-22 [34]}$$

$$\Delta p_t = p_t - p = \frac{\rho}{2} * c^2 \quad \text{Gleichung 3-23 [34]}$$

$$c = \frac{\dot{m}}{\rho * A} \quad \text{Gleichung 3-24 [34]}$$

$$\rho = \frac{p}{R * T} \quad \text{Gleichung 3-25 [34]}$$

Die Strömungsgeschwindigkeit c ergibt sich nach Gleichung 3-24 und die Dichte ρ nach Gleichung 3-25. Für die Bestimmung eines konstanten Referenzwertes für die Dichte wird der Turbineneintritt betrachtet. Die Gaskonstante R und die Zustandsgrößen der Temperatur T_3 und des Druckes p_3 ergeben einen Referenzwert der Dichte von $\rho = 1,15 \text{ kg/m}^3$. Für die Zielwerte der Differenzen eine Vorgabe über 1% der zu erwartenden Absolutwerte der statischen Größen gesetzt, sodass sich vereinfacht für den Druck der Wert $\Delta p_t = 1000 \text{ Pa}$ und für die Temperatur der Wert $\Delta T_t = 3 \text{ K}$ einstellt. Dadurch stellen sich für die Strömungsgeschwindigkeiten mit der spezifischen isobaren Wärmekapazität von $c_p = 1005,2 \text{ J/(kg * K)}$ aus der Kreisprozessberechnung kritische Werte von $c = 41,7 \text{ m/s}$ beziehungsweise $c = 63,41 \text{ m/s}$ ein. Durch die Annahme des kritischeren Wertes $c = 41,7 \text{ m/s}$ in die Gleichung 3-24 stellt sich unter Umstellung und Hinzunahme eines angenommenen Massestroms von $\dot{m} = 0,3 \text{ kg/s}$ ein kritischer Querschnitt von $A = 62,55 \text{ cm}^2$ ein. Nach Gleichung 3-26 bestimmt sich daraus der Rohrleitungsdurchmesser, wobei ein Kreisquerschnitt angenommen wird.

$$d = \sqrt{\frac{4 * A}{\pi}} \quad \text{Gleichung 3-26 [52]}$$

3 Auslegung

Dadurch ergibt sich ein kritischer Wert für Rohrleitungsdurchmesser von $d = 8,924 \text{ cm}$. Das bedeutet für kleinere Durchmesser stellen sich gerade Abweichungen zwischen statischer und totaler Größe ein, die außerhalb der gewählten 1%-Toleranz fallen. Da für Anlagen keine wesentlich kleineren Querschnitte zu erwarten sind, werden für das folgende Berechnungsschema die Annahmen nach Gleichung 3-27 und Gleichung 3-28 getroffen.

$$T = T_t \quad \text{Gleichung 3-27}$$

$$p = p_t \quad \text{Gleichung 3-28}$$

3.2.2 Berechnungsschema

Als Eingangsgrößen in die Kennfeldbetrachtung gelten die Kennfelder des Verdichters und der Turbine und den dazugehörigen Referenzgrößen zur Berechnung der korrigierten Angaben. Die aus der Kreisprozessberechnung hervorgehenden Zustandsgrößen in den Einzelpunkten des Systems werden als Randbedingungen der jeweiligen Strömungsmaschine aus der Kreisprozessberechnung übertragen. Zum Abgleich und der Bestimmung der wirkenden Wärmeströme und Leistungen werden die Werte der spezifischen Wärme und Arbeit ebenfalls in die Kennfeldbetrachtung übertragen. Die gesuchten und gegebenen Größen der Kennfeldbetrachtung sind in Tabelle 3-6 aufgelistet.

Tabelle 3-6: Gegebene und gesuchte Größen im Kennfeldtool

Gegeben		Gesucht	
p_1, p_2, p_3, p_4	$T_{ref,V}$	π_V, π_T	P_V
T_1, T_2, T_3, T_4	$p_{ref,V}$	$\dot{m}_V, \dot{m}_{V,korr}$	P_T
w_{12}	$T_{ref,T}$	$\dot{m}_T, \dot{m}_{T,korr}$	P_M
w_{34}		η_V, η_T	P_{el}
q_{23}	η_{el}	n, n_{korr}	\dot{Q}_K
q_{41}			

3 Auslegung

Als erster Kennwert zur weiteren Betrachtung ergibt sich nach Gleichung 3-29 das Verdichterdruckverhältnis π_V aus dem Druck nach Verdichter p_2 und dem Druck vor Verdichter p_1 . Äquivalent ergibt sich das Turbinendruckverhältnis π_T aus dem Druck vor Turbine p_3 und dem Druck nach Turbine p_4 aus Gleichung 3-30.

$$\pi_V = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{Gleichung 3-29 [34]}$$

$$\pi_T = \frac{p_3}{p_4} \quad \text{Gleichung 3-30 [34]}$$

$$\Delta T_{az} = t_a - t_z \quad \text{Gleichung 3-31}$$

Diese Werte sind primär von den in der Kreisprozessberechnung eingegebenen Werten für die Zielgröße der Zuluft in den Innenraum, der Außentemperatur und der sich daraus ergebenden Temperaturdifferenz nach Gleichung 3-31 abhängig. Für die Betrachtung der Kennfelder wird zudem die Annahme gewählt, dass der Verdichter für jede sich einstellende Drehzahl im Punkt des jeweils maximalen Verdichterwirkungsgrades betrieben werden soll. Daraus ergibt sich ein Kurvenverlauf durch das Kennfeld auf dem der jeweilige Betriebspunkt maximalen Wirkungsgrades der entsprechenden Drehzahlkennlinie liegt. Aus dem sich ergebenden Betriebspunkt kann man, wie das Schema in Abbildung 3-3 zeigt, den Wert des korrigierten Massstroms im Verdichterkennfeld direkt ablesen. Ebenfalls geht aus dem gegebenen Betriebspunkt der Verdichterwirkungsgrad η_V hervor und kann in die Berechnungsgrößen übernommen werden. Dieser kann der Annahme des isentropen Verdichtergütegrades $\eta_{is,V}$ gegenübergestellt werden.

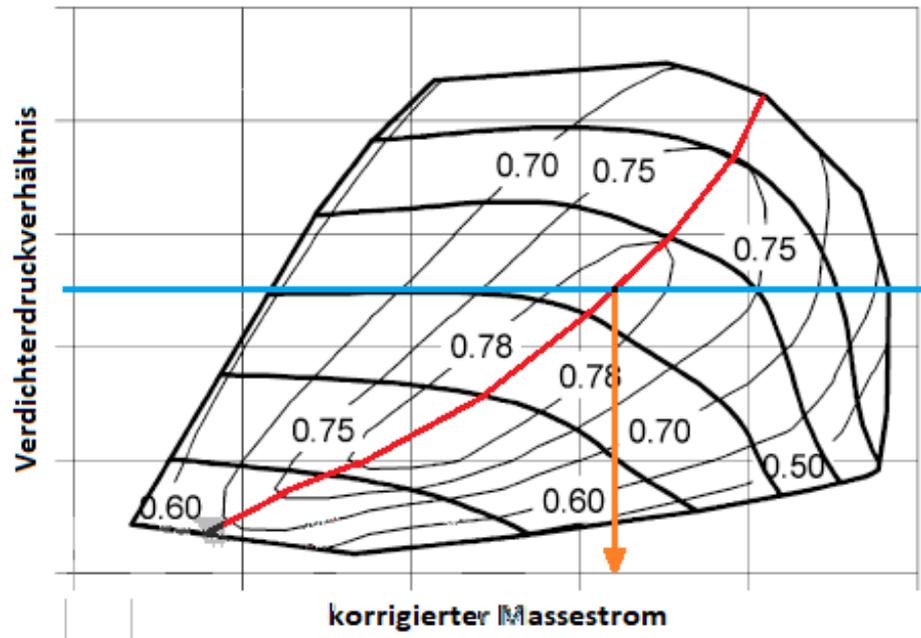


Abbildung 3-3: Bestimmung korrigierter Massestrom und Verdichterwirkungsgrad [28]

Wie bereits in Kapitel 2.3.2.1 beschrieben stellt der korrigierte Massestrom des Verdichters den auf einen Normzustand bezogenen Massestrom auf. Hierbei ergibt sich aus den am Verdichtereintritt anliegenden Druck p_1 und der Temperatur T_1 in Bezug auf die Referenzgrößen für den Eintrittsdruck $p_{ref,V}$ und die Eintrittstemperatur $t_{ref,V}$ der Verdichtermassestrom \dot{m}_V aus dem korrigierten Verdichtermassestrom $\dot{m}_{V,korr}$. Die Berechnung ist in Gleichung 3-32 dargestellt. Die weitere Berechnung soll in SI-Einheiten erfolgen, weshalb gegebenenfalls weitere Terme zur Umrechnung der Einheiten an die angegebenen Formeln angehängt werden müssen.

$$\dot{m}_V = \dot{m}_{V,korr} * \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_1}} * \frac{p_1}{p_{ref}} \quad \text{Gleichung 3-32 [35]}$$

$$\dot{m} = \dot{m}_V = \dot{m}_T \quad \text{Gleichung 3-33}$$

$$\dot{m}_{T,red} = \dot{m} * \frac{\sqrt{T_3}}{p_3} \quad \text{Gleichung 3-34 [33]}$$

Unter der Annahme eines Systems ohne Masseverlust zwischen Turbineneintritt und Verdichteraustritt bleibt der Massenstrom innerhalb der Anlage konstant. Damit geht der Turbinenmassestrom \dot{m}_T direkt aus dem Verdichtermassestrom hervor, wie in Gleichung 3-33 darge-

3 Auslegung

stellt. Unter Hinzunahme der Turbineneintrittsgrößen p_3 und T_3 lässt sich der reduzierte Turbinenmassenstrom $\dot{m}_{T,red}$ nach Gleichung 3-34 bestimmen. Dieser Wert kann anschließend im Turbinenkennfeld angetragen werden, sodass sich zusammen mit dem vorgegebenen Turbinendruckverhältnis ein bestimmter Betriebspunkt ergibt. Dieser kann zur weiteren Bewertung herangezogen werden. Außerdem lässt sich danach der Turbinenwirkungsgrad aus dem Kennfeld auslesen. In Abbildung 3-4 ist das Schema zum Auftragen des Betriebspunktes und zum Ablesen des Turbinenwirkungsgrades dargestellt.

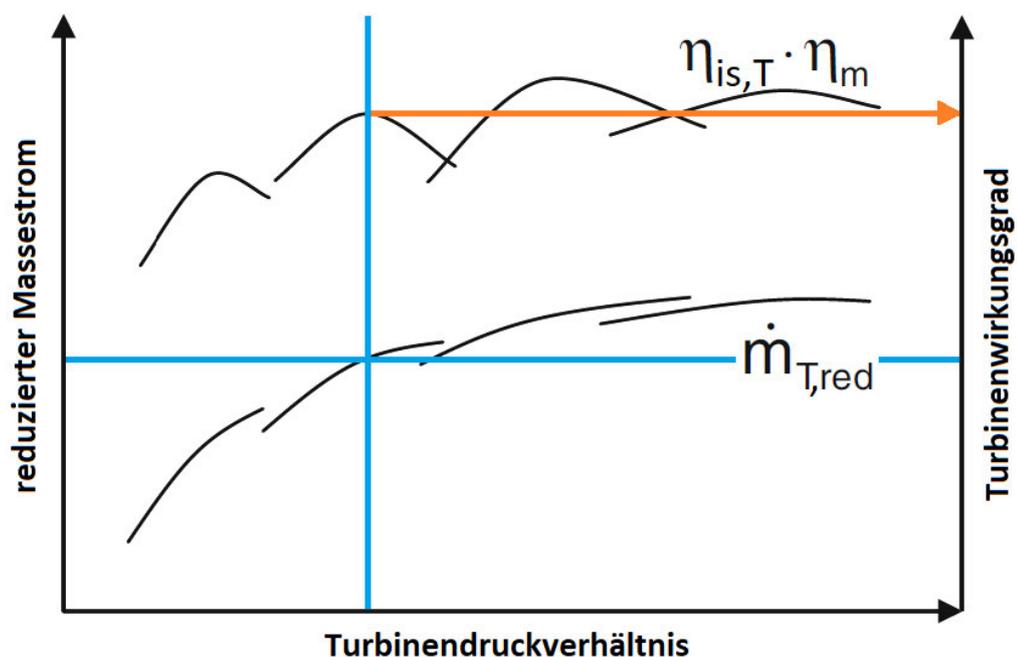


Abbildung 3-4: Bestimmung Turbinenwirkungsgrad [28]

Der Turbinenwirkungsgrad setzt sich aus dem Turbinenwirkungsgrad η_T , der im Rahmen dieser Arbeit vereinfacht mit dem isentropen Turbinengütegrad der Kreisprozessberechnung $\eta_{is,T}$ gleichzusetzen ist, und einem mechanischen Wirkungsgrad zusammen. Zur Berechnung des mechanischen Wirkungsgrades wird die Gleichung 3-35 herangezogen. [28]

$$\eta_m = \frac{\eta_{is,T} * \eta_m}{\eta_{is,T}} \quad \text{Gleichung 3-35 [28]}$$

Die Drehzahlgrößen in den Kennfeldern sind als korrigierte Größen angegeben und können ebenfalls aus den Kennfeldern abgelesen werden. Aufgrund eventueller Abweichungen und einer nicht optimalen Anströmung der Turbine wird die Drehzahl vorrangig aus dem Verdichterkennfeld ausgelesen und zur Bestimmung der Abweichung auf die korrigierte Turbinendrehzahl umgerechnet. Dabei geht die reale Drehzahl n aus der korrigierten Verdichterdrehzahl

3 Auslegung

$n_{V,korr}$, der Verdichtereintrittstemperatur T_1 und der -referenztemperatur $T_{V,ref}$ hervor. Durch die Verbindung zwischen Verdichter, Motor und Turbine durch die Welle gilt, dass die Drehzahlen (n_V, n_M, n_T) für jedes Teilaggregat abhängig sind. Im einfachen Fall des direkten Motorantriebs auf die Welle ohne Übersetzung, wie in der hier bearbeiteten Konfiguration, gilt Gleichung 3-36. Somit ergibt sich die Drehzahl der Verdichter-Motor-Turbine n aus den genannten Größen nach Gleichung 3-37.

$$n = n_V = n_M = n_T \quad \text{Gleichung 3-36}$$

$$n = n_{V,korr} * \sqrt{\frac{T_1}{T_{V,ref}}} \quad \text{Gleichung 3-37 [34]}$$

$$n_{T,korr} = n * \sqrt{\frac{T_{T,ref}}{T_3}} \quad \text{Gleichung 3-38 [34]}$$

Durch die Umstellung der Gleichung 3-37 kann die korrigierte Drehzahl der Turbine $n_{T,korr}$ aus den Eintritts- T_3 und Referenztemperatur $T_{T,ref}$ der Turbine berechnet werden (Gleichung 3-38). Auch diese steht zur weiteren Auswertung zur Verfügung.

Durch Multiplikation des berechneten Massestroms mit den jeweiligen aus der Kreisprozessberechnung übertragenen spezifischen Größen können nach Gleichung 3-39, Gleichung 3-40 und Gleichung 3-41 die Wärmeströme beziehungsweise Leistungen am inneren Wärmeübertrager \dot{Q}_{41} , Verdichter P_V und der Turbine P_T bestimmt werden. Der Wärmestrom des inneren Wärmeübertragers ist mit der Kälteleistung der Kaltluft-Kältemaschine \dot{Q}_K gleichzusetzen. Die Nutzleistung des Elektromotors P_M geht dann aus der Differenz der Verdichter- und der Turbinenleistung hervor. Zur Bestimmung der elektrischen Bedarfsleistung P_{el} wird die Nutzleistung durch einen angenommenen elektrischen Wirkungsgrad η_{el} und dem mechanischen Wirkungsgrad η_m dividiert.

$$\dot{Q}_K = \dot{Q}_{41} = q_{41} * \dot{m} \quad \text{Gleichung 3-39 [18]}$$

$$P_V = w_{12} * \dot{m} \quad \text{Gleichung 3-40 [18]}$$

$$P_T = w_{34} * \dot{m} \quad \text{Gleichung 3-41 [18]}$$

$$P_M = P_V - P_T \quad \text{Gleichung 3-42}$$

$$P_{el} = \frac{P_M}{\eta_{el} * \eta_m} \quad \text{Gleichung 3-43} \quad [18]$$

Mit den Ergebnissen lässt sich der Coefficient of Performance (COP) im Betriebspunkt nach Gleichung 3-44 aus der Kälteleistung \dot{Q}_K und der elektrischen Bedarfsleistung P_{el} bestimmen. Diese Größe stellt einen Vergleichswert der Effizienz unter Kälteanlagen dar und kann in der Auswertung herangezogen werden. [53]

$$COP = \frac{\dot{Q}_K}{P_{el}} \quad \text{Gleichung 3-44} \quad [53]$$

3.2.3 Aufbau

Anhand des beschriebenen Berechnungsschemas wird ein weiteres Exceltool aufgebaut und an die Kreisprozessberechnung eingegliedert. Abbildung 3-5 zeigt das fertige Tool für die Darstellung im Kennfeld.

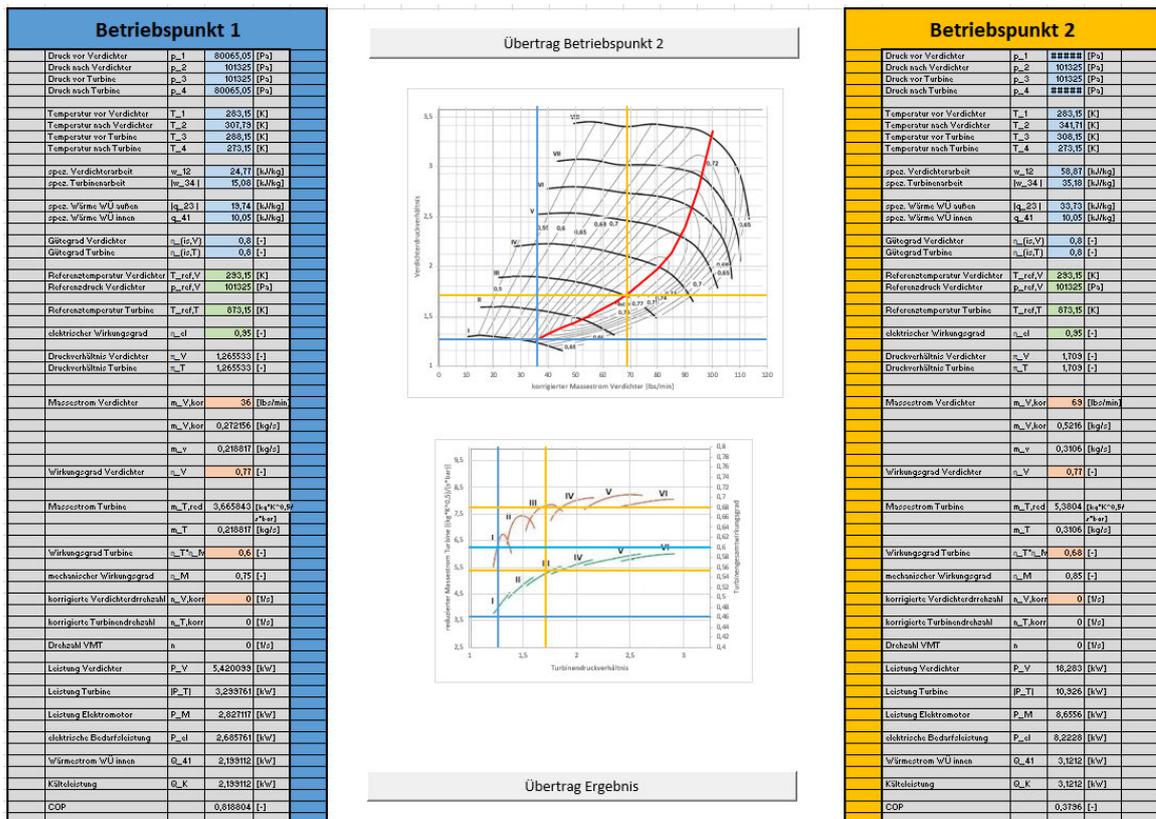


Abbildung 3-5: Aufbau Kennfeldbetrachtungstool

3 Auslegung

Das Tool ist in drei Zonen unterteilt. Im linken Teil sind die Werte für einen Betriebspunkt der Verdichter-Motor-Turbine dargestellt. Grundsätzlich gilt, dass die blau hinterlegten Werte übernommene Werte aus der Kreisprozessberechnung darstellen, während die grün hinterlegten Werte Annahmen und die orange hinterlegten Größen die abgelesenen Werte veranschaulichen. Die grauen Werte sind Ergebnisse und Zwischenergebnisse.

Auf der rechten Seite ist eine Zwischenablage für einen weiteren Betriebspunkt dargestellt. Die Werte des zweiten Betriebspunkts werden aus dem momentanen Werten des ersten Betriebspunktes (Betriebspunkt 1) durch ein Makro überführt, welches mit der Schaltfläche „Übertrag Betriebspunkt 2“ im mittleren oberen Teil gestartet wird. Diese Funktion dient dazu die Betriebspunktverschiebung im Kennfeld und in den Ergebnissen direkt gegenüber zu stellen. Während die Werte im Betriebspunkt 2 fixiert sind werden die Werte in der linken Tabelle weiterhin in Abhängigkeit der Kreisprozessberechnung in Echtzeit an Änderungen angepasst. Somit lassen sich zwei Betriebspunkte nebeneinander vergleichen.

Im mittleren Teil sind das Verdichter- und das Turbinenkennfeld dargestellt. In denen die Drehzahlkennlinien über Masseströme und Druckverhältnisse, unter zusätzlicher Angabe der Wirkungsgrade, aufgetragen sind. Zusätzlich ist im Verdichterkennfeld die Kennlinie aufgebracht, die die Punkte maximalen Wirkungsgrades über die Drehzahlkennlinien verbindet.

Die Kennfelder sind grafisch hinterlegt und durch jeweils ein Diagramm überlagert. Die Achsenskalierungen sind in die Diagramme übernommen, sodass die Rasterlinien zum grafischen Ablesen aufgetragen werden können. Dies erleichtert zum einen das Ablesen und Eintragen der fehlenden Größen im jeweiligen Betriebspunkten und zum anderen das grafische Vergleichen der beiden Betriebspunkte gegeneinander. Die Rasterlinien konstanten Druckverhältnisses und konstantem korrigierten Massestroms werden je Betriebspunkt vorgesehen. Hinzu kommt für das Turbinenkennfeld eine Rasterlinie je Betriebspunkt für den Turbinenwirkungsgrad. Die Rasterlinien der Druckverhältnisse gehen dabei fest aus den Kreisprozessberechnungsergebnissen hervor, während die Werte für den korrigierten Verdichtermassestrom und der Wirkungsgrade grafisch abgelesen und eingepflegt werden müssen. Dabei sind die Eingaben für die korrigierten Verdichtermasseströme so zu wählen, dass der Schnittpunkt der Wirkungsgradkennlinie und der Rasterlinie des Zieldruckverhältnisses getroffen wird. Der reduzierte Turbinenmassestrom ergibt sich als Zwischenergebnis und wird hieraus in die Rasterlinie aufgetragen.

Mit der Einführung eines zweiten Makros, dass durch die Schaltfläche „Übertrag Ergebnis“ im unteren mittleren Bereich gestartet wird, werden sämtliche Werte der Kreisprozessberechnung

3 Auslegung

und der Tabelle des Betriebspunkt 1 des Kennfeldtools in ein weiteres Arbeitsblatt (Ergebnisse) abgelegt. Der Aufbau der Ergebnisdarstellung ist in Abbildung 3-6 dargestellt.

t_a	t_z	[ΔT]_z	[ΔT]_41	R	κ	p_a	[Δp]_41	η_(is,V)	η_(is,T)	t_0	s_0	p_0	c_v
[°C]	[°C]	[K]	[K]	[J/kgK]	[-]	[Pa]	[Pa]	[-]	[-]	[°C]	[J/kgK]	[Pa]	[J/kgK]
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,5	0,5	0	0	101325	718
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,52	0,52	0	0	101325	718
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,54	0,54	0	0	101325	718
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,56	0,56	0	0	101325	718
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,58	0,58	0	0	101325	718
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,6	0,6	0	0	101325	718

Abbildung 3-6: Aufbau Ergebnistabelle

Durch die Ansammlung einzelner Betriebspunkte ergibt sich eine Datenbank für die eingepflegte Verdichter-Motor-Turbine durch die Kennfelder. Die Zustandsgrößen in den Einzelpunkten der Kreisprozessberechnung sind dabei Gruppirt und können bei Bedarf ein- oder ausgeblendet werden. Zur weiteren Auswertung können die Ergebniswerte dann zur Erstellung von Graphen und Diagrammen bei der Auswertung bestimmter Einzeleinflüsse auf die Betriebspunktverschiebung genutzt werden. Dies wird im weiteren Verlauf dieser Arbeit vertieft und umgesetzt.

3.2.4 Grundbedeutung der Berechnungsgrößen

Die Berechnungsgrößen werden wie im vorhergehenden Kapitel beschrieben aus drei Arten hervor. Zum einen gehen die Ergebnisse der Kreisprozessberechnung in die Berechnung mit ein, zum anderen werden permanente Annahmen und Eingaben unterschieden, die aus dem Kennfeld abgelesen werden müssen. Die Eingaben in Folge der sich einstellenden Betriebspunkte sind für jede Änderung demnach individuell einzugeben. Die permanenten Angaben sind die Referenzgrößen der Kennfelder und der elektrische Wirkungsgrad. Die Referenzgrößen werden den Kennfeldern des jeweiligen Verdichters und der jeweiligen Turbine beigefügt. Sollte dies nicht der Fall sein kann mit einer Referenztemperatur für die Turbine von $t_{T,ref} = 600^{\circ}\text{C}$ gerechnet werden [32]. Für das Kennfeld des Verdichters können Ersatzwerte für Referenzdruck und -temperatur zu $p_{V,ref} = 101325 \text{ Pa}$ beziehungsweise $t_{V,ref} = 20^{\circ}\text{C}$ angenommen werden [34]. Für den elektrischen Wirkungsgrad wird ein Wert von $\eta_{el} = 0,95$ angenommen. Die Werte der permanenten Annahmen sind in Tabelle 3-7 dargestellt. Genau wie bei der Kreisprozessberechnung können diese Werte im Rahmen der Auswertung variiert werden.

3 Auslegung

Tabelle 3-7: Permanente Annahmen im Kennfeldtool

Größe	Wert	Größe	Wert
$t_{V,ref}$	20 °C	$t_{T,ref}$	600 °C
$p_{V,ref}$	101325 Pa	η_{el}	0,95

3.3 Definition und Wahl der Verdichter-Motor-Turbine

In diesem Abschnitt soll eine Verdichter-Motor-Turbine für den Anwendungsfall in der Kaltluft-kältemaschine ausgearbeitet werden. Dafür wird die Kreisprozessberechnung in der Grundeinstellung für den Auslegungspunkt bei einer Außentemperatur von $t_a = 35\text{ °C}$ und in den Grenzpunkten der Temperaturspanne von $t_a = 15\text{ °C}$ beziehungsweise $t_a = 45\text{ °C}$ betrachtet. Nach der Kreisprozessberechnung ergeben sich für die spezifische Wärme am inneren Wärmeübertrager q_{41} und für die Druckverhältnisse von Verdichter π_V und Turbine π_T die Werte der drei Referenzpunkte aus Tabelle 3-8.

Tabelle 3-8: Referenzpunkte der Auslegung

Referenzpunkt	Außentemperatur	Druckverhältnis Verdichter	Druckverhältnis Turbine	Spezifische Wärme innerer WÜ
	t_a	π_V	π_T	q_{41}
1	15 °C	1,27	1,27	10,05 kJ
2	35 °C	1,71	1,71	10,05 kJ
3	45 °C	1,98	1,98	10,05 kJ

Die Werte des Druckverhältnisses ergeben sich dabei aus den Zustandsgrößen der Punkte der Kreisprozessberechnung und sind in der Berechnung außentemperaturabhängig. Die Temperaturdifferenz über den inneren Wärmeübertrager wird mit $\Delta T_{41} = 10\text{K}$ als konstant an-

3 Auslegung

genommen. Die spezifische Wärme am inneren Wärmeübertrager ergibt sich auf der Grundlage des Berechnungsschemas durch Multiplikation der Temperaturdifferenz mit der ebenfalls konstanten spezifischen isochoren Wärmekapazität c_v . Dadurch ergibt sich eine über die Variation der Außentemperatur konstante spezifische Wärme am inneren Wärmeübertrager von $q_{41} = 10,05 \text{ kJ}$. Zur Bestimmung der zweiten Kenngröße der Massenströme der Turbine und des Verdichters, die in der Annahme des Modells als gleich angenommen werden, gilt es nun eine Kälteleistung als Zielwert im Auslegungspunkt zu definieren.

Für den Einsatzfall wird ein mittelgroßer Personenkraftwagen mit bis zu fünf Insassen angenommen. Für diesen Anwendungsfall ergeben sich anhand der Lasteinwirkung auf das Fahrzeug eine gewisse Zielkälteleistung am inneren Wärmeübertrager. Nach [54] wird für einen Anwendungsfall mit Stopp-Klimatisierung die in Tabelle 3-9 dargestellte Aufstellung getroffen. Dabei gilt die Annahme der Stopp-Klimatisierung für eine relativ hohe Außentemperatur und einer Temperaturdifferenz von Innentemperatur zu Außentemperatur von $\Delta T_{ai} = 15 \text{ K}$. Die Stopp-Klimatisierung beschreibt den Anwendungsfall der Aufrechterhaltung des Zustandes der Innenraumtemperatur mit der gesetzten Temperaturdifferenz im Umluftmodus. [54]

Tabelle 3-9: Abschätzung Kälteleistungsanforderungen für die Stopp-Klimatisierung [54]

Szenario:	1.) Heißer Sommertag, wolkenloser Himmel, Pkw voll besetzt	2.) Heißer Sommertag, bedeckter Himmel, Pkw mit 2 Insassen
Solarer Wärmeeintrag:	$\approx 1.25 \text{ kW}$	$\approx 0.75 \text{ kW}$
Wärmedurchgang durch Karosserie:	$(k \cdot A)_{\text{Karosserie}} \cdot \Delta T \approx 75 \frac{\text{W}}{\text{K}} \cdot 15 \text{ K} \approx 1.1 \text{ kW}$	
Latente Wärmeabgabe der Insassen:	$100 \frac{\text{W}}{\text{Person}} \cdot 5 \text{ Personen} = 0.5 \text{ kW}$	$100 \frac{\text{W}}{\text{Person}} \cdot 2 \text{ Personen} = 0.2 \text{ kW}$
Sensible Wärmeabgabe der Insassen:	$75 \frac{\text{W}}{\text{Person}} \cdot 5 \text{ Personen} \approx 0.4 \text{ kW}$	$75 \frac{\text{W}}{\text{Person}} \cdot 2 \text{ Personen} = 0.15 \text{ kW}$
Summe:	$\approx 3.3 \text{ kW}$	$\approx 2.2 \text{ kW}$

Es werden hierbei zwei Anwendungsfälle unterschieden zum einen ein wolkenloser Himmel mit einer Auslastung von fünf Insassen und zum anderen ein bedeckter Himmel und eine Auslastung des Fahrzeugs mit zwei Insassen. Daraus ergeben sich in etwa Werte für die Kälteleistung von $\dot{Q}_K = 3,3 \text{ kW}$ beziehungsweise $\dot{Q}_K = 2,2 \text{ kW}$. Die Temperaturdifferenz zwischen Innenraum und Umgebung würde im Auslegungspunkt eine Innenraumtemperatur von $t_i = 20 \text{ °C}$ bedeuten. Dies passt in etwa zu der gewählten Annahme der Zulufttemperatur in den

3 Auslegung

Innenraum mit $t_z = 10\text{ }^\circ\text{C}$ aus der Grundeinstellung. Anhand dieser Aufstellung wird für die Kaltluft-Kältemaschine in dem hier gewählten Anwendungsfall eine Kälteleistung von $\dot{Q}_K = 3\text{ kW}$ im Auslegungspunkt angenommen. Anhand der spezifischen Wärme am inneren Wärmeübertrager und der Zielkälteleistung lässt sich durch Division nach Gleichung 3-45 der Zielmassestrom im Auslegungspunkt berechnen.

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_K}{q_{41}} \quad \text{Gleichung 3-45 [18]}$$

Dadurch ergibt sich für den Massestrom im Auslegungspunkt ein Wert von etwa $\dot{m} = 0,3\text{ kg/s}$. Anhand der Größen des Massestroms und der Druckverhältnisse im Auslegungspunkt gilt es nun eine Verdichter-Motor-Turbine zu wählen, in denen der Auslegungspunkt im optimalen Wirkungsgrad der entsprechenden Drehzahlkennlinie liegt, wie es als Annahme für die Betriebspunktbestimmung der Kennfeldbetrachtung gewählt wurde. Dabei ist zu beachten, dass durch die Formeln aus dem Berechnungsschema die korrigierten beziehungsweise reduzierten Werte bestimmt werden müssen, um diese direkt auf das Kennfeld zurückzuführen. Dabei gelten die Referenzgrößen aus den Kennfeldangaben und die Eintrittsgrößen der Berechnung für den Auslegungspunkt.

Anhand einer ausführlichen Recherche zur Ansammlung verschiedenster Varianten von realen Verdichter-Motor-Turbinen aus verschiedensten Anwendungsfällen und auch der Betrachtung von Abgasturboladern als Grundlage für die Erweiterung mit einem elektrischen Antriebsmotor ergaben sich keine brauchbaren Varianten. Wie in Kapitel 2.3.2.3 beschrieben werden Verdichter-Motor-Turbinen in der aktuellen Betrachtung zunächst durch den Verdichter und den Elektromotor definiert, wobei das Turbinenkennfeld in den betrachteten Fällen entfällt. Die Turbine muss im Gegensatz zur Verdichter-Turbinen-Konfiguration nicht die gesamte Antriebsleistung aufbringen, sondern nur einen Anteil. Für den Anwendungsfall in der Kaltluft-Kältemaschine entfällt die Energiezunahme des Arbeitsmediums und das daraus resultierende größere Turbinendruckverhältnis durch die Verbrennung innerhalb des Motors, weshalb die Turbinenleistung stets kleiner als die Verdichterleistung ausfällt. Ebenso sind die Auslegungsparameter der Turbinen in der Kombination aufgrund der anderen Druckverhältnisse anders zu erwarten, was darauf schließen lässt, dass die mit Turbinenkennfeld versehenen Datenblätter von Abgasturboladern in der Kombination ebenfalls nicht optimal für den Anwendungsfall geeignet sind.

Daher wurde der weitere Ansatz dahingehend modifiziert unabhängige Verdichter und Turbinen zusammenzutragen, die jeweils die Anforderungen der Auslegungskenngrößen erfüllen.

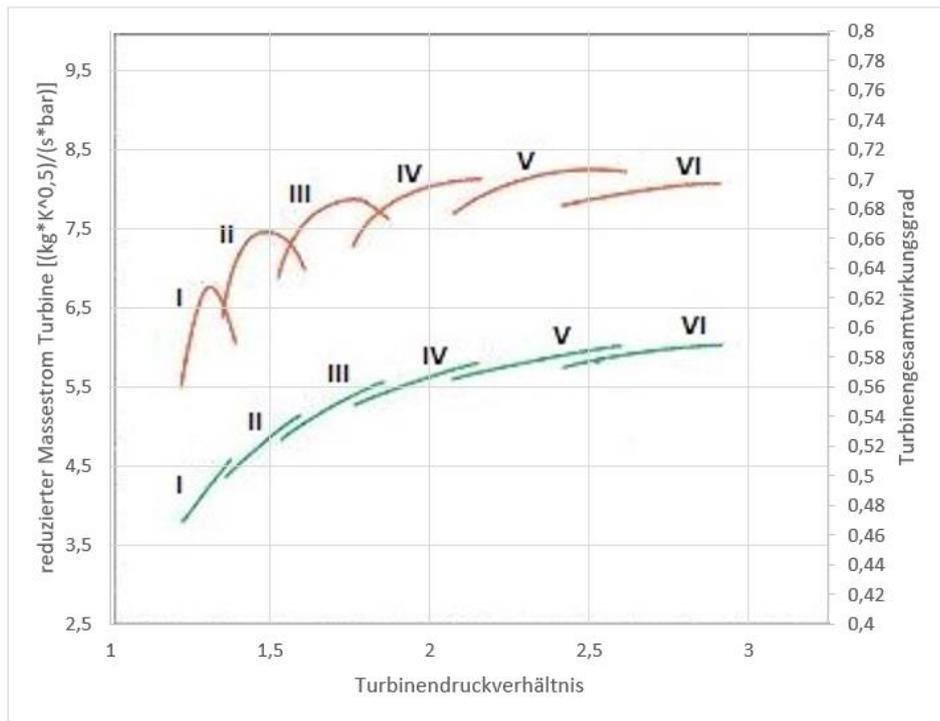


Abbildung 3-8: Ausgelegtes Turbinenkennfeld [32]

Den Drehzahlkennlinien sind römische Zahlen zugewiesen, durch die die Drehzahlen von Verdichter und Turbine übertragen werden können. Dadurch entfällt die Drehzahlbetrachtung mit absoluten Größen. Die Angaben der korrigierten beziehungsweise reduzierten Drehzahlen werden im Rahmen der weiteren Betrachtung mit diesen Kennfeldern zu null gesetzt und vernachlässigt.

Diese fiktive Verdichter-Motor-Turbine entspricht dabei keinem realen Abbild und kann auch nicht zur Grundlage auf Geometrische Rückschlüsse genutzt werden. Sie dient rein der Veranschaulichung der weiteren Betrachtungen und stellt die ideale Form für die Kaltluft-Kältemaschine nach dem einseitig offenen Unterdruckprozess unter den in dieser Arbeit getroffenen Vereinfachungen und Annahmen dar.

Durch die Anwendung der Kennfeldbetrachtung auf das Kennfeld stellt sich für die Kälteleistung im Auslegungspunkt ein Wert von $\dot{Q}_K = 3,076 \text{ kW}$ als Ergebnis ein. Dadurch ist die Zielsetzung für den Anwendungsfall im PKW als hinreichend erfüllt anzusehen.

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

Betriebspunktverschiebung entlang dieser Kennlinie ergibt sich der Verlauf der Druckverhältnisse des Verdichters und der Turbine nach Abbildung 4-2.

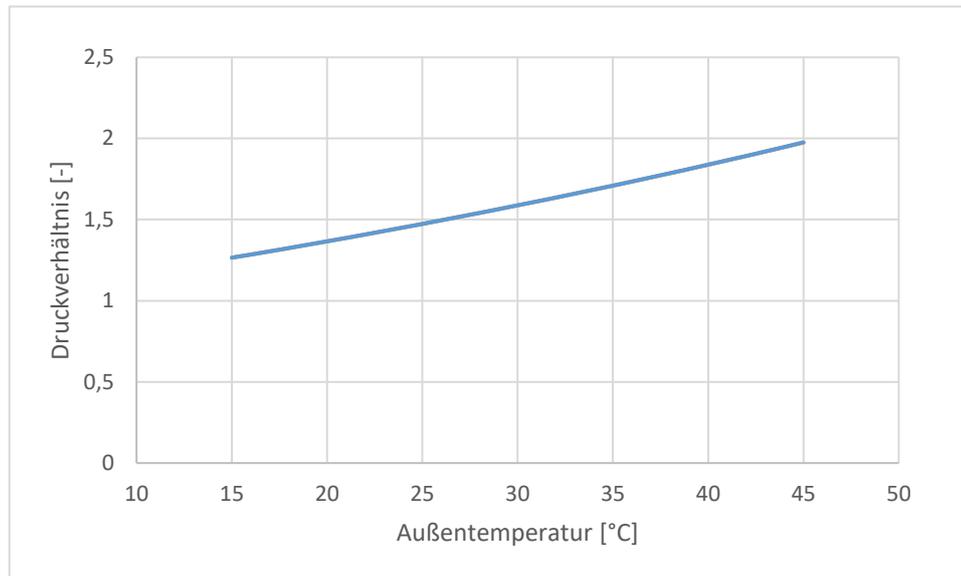


Abbildung 4-2: Druckverhältnisse Verdichter und Turbine (ME_01)

Aus den Verläufen ergibt sich wie zu erwarten, dass sich über die steigende Außentemperatur ein stetiger Anstieg der Druckverhältnisse einstellt. Dies ist auf die festgesetzte Temperatur nach Turbine zurückzuführen aufgrund der größeren Temperaturdifferenz über die Turbine stellt eine größere spezifische Turbinenleistung ein und ebenso ein geringerer Expansionsenddruck. In Abbildung 4-3, Abbildung 4-4 und Abbildung 4-5 sind die Verläufe des Massestroms in realer Form, sowie als korrigierte Größe für den Verdichter beziehungsweise reduzierte Größe für die Turbine dargestellt. Aufgrund der Charakteristik der Kennlinie maximalen Wirkungsgrades, die eine Krümmung aufweist, nach der der Massestrom für hohe Druckverhältnisse gegen einen maximalen Massestrom anstrebt, streben auch die Massestromwerte für steigende Außentemperaturen aufgrund der steigenden Druckverhältnisse gegen einen Endwert. Dies liegt daran, dass die Betriebspunktverschiebung eben dieser Kennlinie im Verdichterkennfeld folgt. Aufgrund der Umrechnung über die Übergangsgleichungen in die reduzierte beziehungsweise korrigierte Größe ändert sich dabei die Charakteristik der Verläufe nicht wesentlich. Zu beachten ist, dass der Umrechnungsquotient des reduzierten Turbinenmasseströme rein durch den Turbineneintrittszustand definiert wird. Der Umrechnungsfaktor ändert sich dabei nur durch die Änderung der Umgebungstemperatur, da der Umgebungsdruck konstant gehalten wird.

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

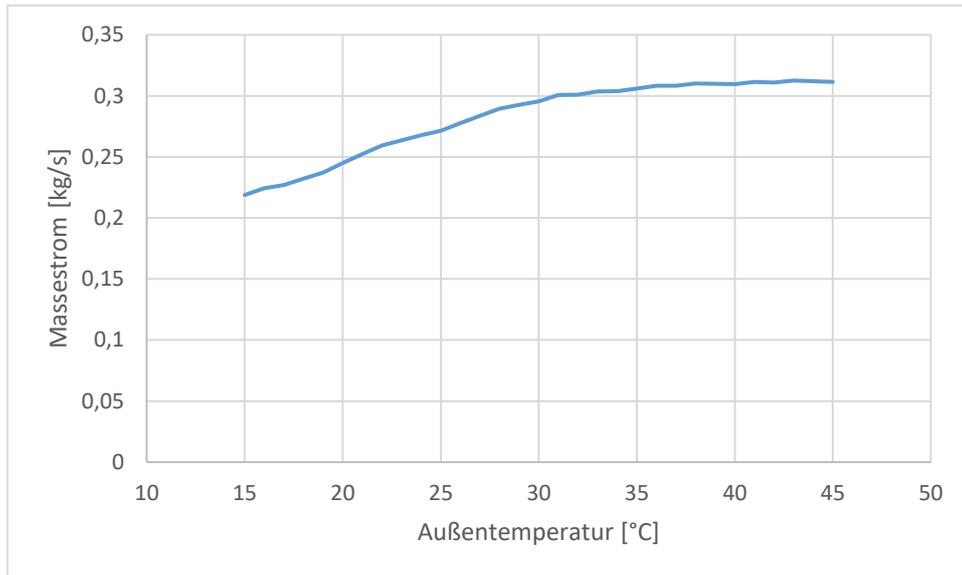


Abbildung 4-3: Realer Massestrom im System (ME_01)

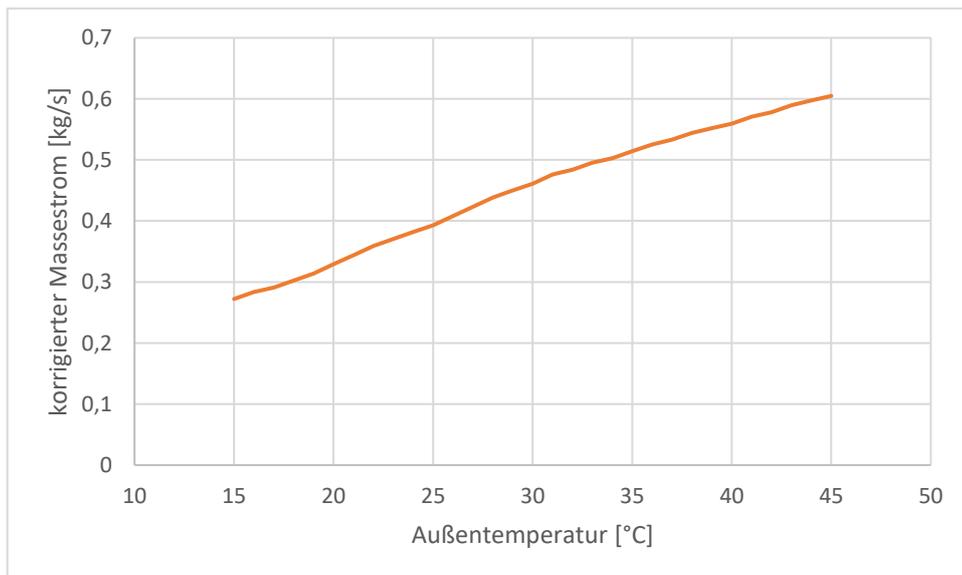


Abbildung 4-4: Korrigierter Verdichtermassestrom (ME_01)

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

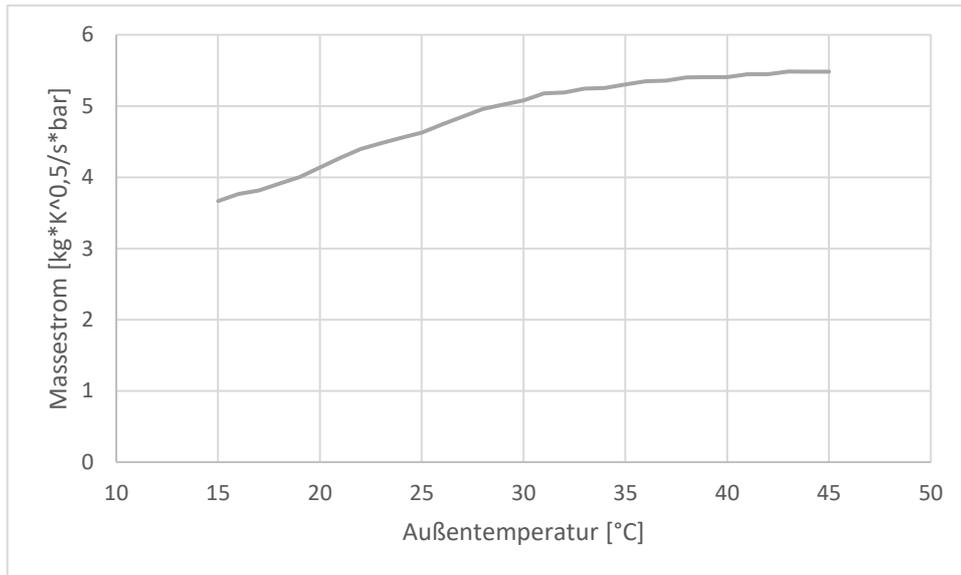


Abbildung 4-5: Reduzierter Turbinenmassstrom (ME_01)

Aus dem Massestrom und den Werten der spezifischen Verdichter- und Turbinenarbeit ergeben sich die Verläufe des Verdichter- beziehungsweise Turbinenleistung nach Abbildung 4-6. Ebenso ist hier die Elektromotorleistung aufgetragen, die sich aus der Differenz der Aggregatleistungen ergibt. Aufgrund der steigenden Temperaturdifferenzen über die Aggregate steigern sich auch die Verläufe der spezifischen Größen, da die Temperaturdifferenz über die hinterlegten Formeln linear eingeht. Zusätzlich geht der stetig steigende Massestrom mit in die Bildung der Leistungen ein, sodass sich auch für die Leistungen ein stetiger Anstieg einstellt.

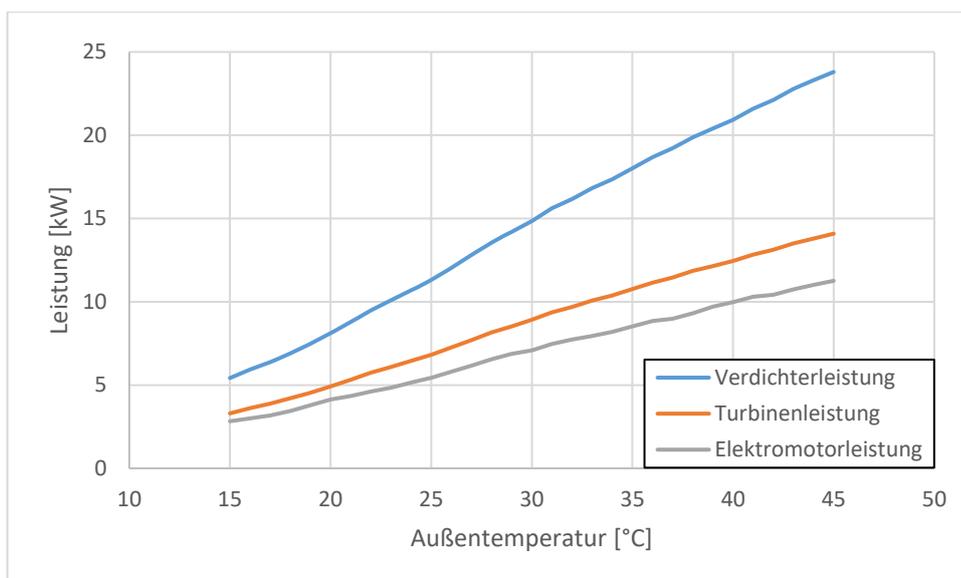


Abbildung 4-6: Leistungsübersicht (ME_01)

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

Zu beachten ist dabei, dass zu hohen Außentemperaturen und damit einhergehenden hohen Leistungswerten die Differenz der Leistungen aufklafft und dadurch die Bedarfsleistung des Elektromotors zur Überbrückung der Leistungsdifferenz stetig ansteigt. Dies ist auf eine Steigerung der Absolutbeträge zurückzuführen, setzt man die Verdichter- und die Turbinenleistung in Verhältnis, so ergibt sich kontinuierlich, dass die Turbinenleistung etwa 60% der Verdichterleistung ergibt. Die übrigen 40% ergeben sich aus der Unterstützung des Elektromotors. Aus der gängigen Literatur ist eine Übernahme durch die Turbinenleistung von bis zu 30% zu erwarten [50]. Die Differenz erklärt sich auch bedingt durch die Vereinfachungen und Annahmen als Grundlage zu diesem Berechnungstool. Zudem wurde die Berechnung für diese Messreihe ohne Druckverluste über das System modelliert. Die Berechnung mit einem Druckverlust sollte die Rekuperation durch die Turbinenleistung verringern.

Durch Absenken oder Anheben der Leistung des Elektromotors lässt sich der Betriebspunkt dynamisch in Richtung Abbremsen beziehungsweise Beschleunigen beeinflussen, da die Verdichter-Turbinenkonfiguration die statischen Betriebspunkte nicht eigenständig erhalten kann. In Abbildung 4-7 ist der Verlauf der Kälteleistung über die Betriebspunktverschiebung dargestellt.

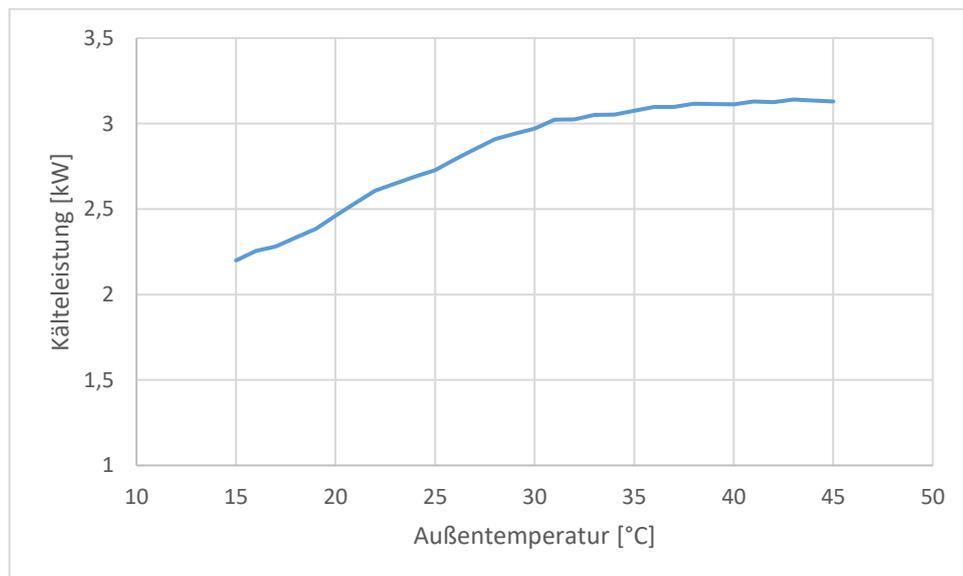


Abbildung 4-7: Kälteleistung (ME_01)

Aufgrund der konstant angenommenen Temperaturdifferenz über den Inneren Wärmeübertrager ändert sich mit der konstanten isobaren spezifischen Wärmekapazität auch die spezifische Wärme am Wärmeübertrager nicht. Die Charakteristik der Kurve ergibt sich durch die Multiplikation des Massestroms zur Bestimmung der Kälteleistung. Damit strebt auch die Kälteleistung zu hohen Außentemperaturen gegen einen Maximalwert. Zur Bestimmung der Effizienz

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

wurde der COP eingeführt. Dieser stellt die mit der Division von mechanischen und elektrischen Wirkungsgraden bestimmte elektrische Bedarfsleistung gegen die Kälteleistung im Verhältnis dar. Der Verlauf des COP ist in Abbildung 4-8 dargestellt.

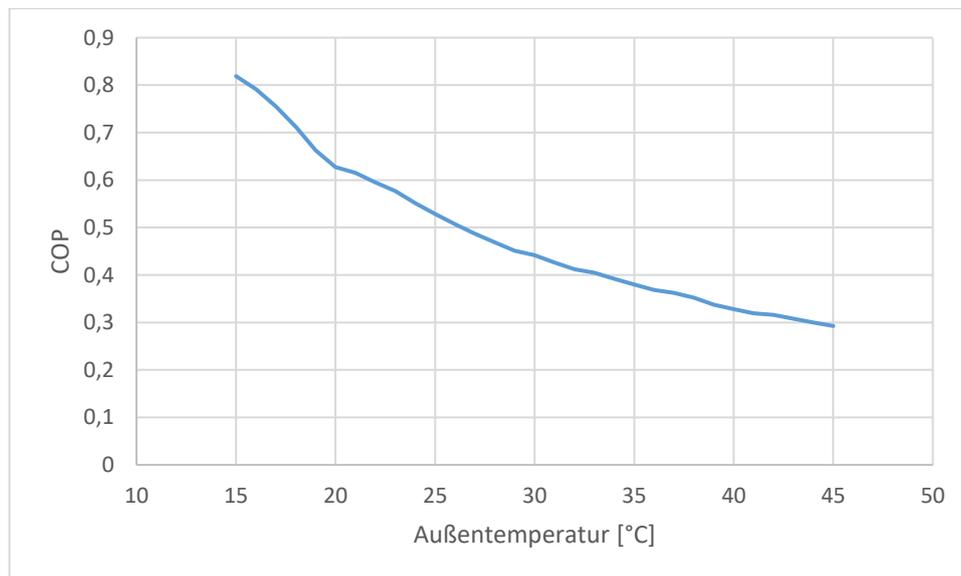


Abbildung 4-8: COP (ME_01)

Es ergibt sich für die Wahl der Grundeinstellung durchweg ein COP niedriger dem Wert 1, dies ist mit ähnlichen Kaltluft-Kältemaschinen vergleichbar [3]. Dabei sinkt der COP zu höheren Außentemperaturen und damit verbunden höheren Leistungswerten stetig ab. Ein Abgleich mit anderen Kältemaschinen zeigt, dass Werte über 1 zu erwarten sind. Herkömmliche Kalt-dampf-Kompressionskältemaschinen in der mobilen Anwendung weisen dabei Werte um bis zu $COP = 4$ auf [53]. Aufgrund der als konstant angenommenen Temperaturdifferenz am Wärmeübertrager ist zu erwarten, dass die reale Kälteleistung für den Anwendungsfall nicht hinreichend abgebildet werden kann. Daher sind die absoluten Werte zu hinterfragen. Allerdings spiegelt sich die Tendenz der schlechteren Effizienz der Anlage zu hohen Leistungen hin wider, die vergleichbare Anlagen erwarten lassen. Es ist zudem wahrscheinlich, dass für den COP ein starker Anstieg zu sehr hohen Gütegraden zu erwarten ist [13].

4.2 Variation des Gütegrades der Kreisprozessberechnung

Die Abhängigkeit von den Gütegraden der stellt sich als charakteristisch für die Kaltluft-Kältemaschine dar [13]. In einer zweiten Messreihe (ME_02) soll deshalb für die Grundeinstellung und die konstante Außentemperatur des Auslegungspunktes $t_a = 35\text{ °C}$ eine Variation der Gütegrade von Verdichter und Turbine dargestellt werden. Dafür wurde wieder die Annahme getroffen, dass die Betriebspunktverschiebung entlang der Kennlinie der maximalen Wirkungsgrade verläuft. Es wird für die Kombination der Gütegrade von Verdichter und Turbine jeweils

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

Für die Betriebspunktverschiebung stellen sich die in Abbildung 4-10 dargestellten Verläufe für die Druckverhältnisse von Turbine und Verdichter ein. Für hohe Gütegrade gegen den Wert $\eta_{is} = 1$ nimmt das Druckverhältnis den geringsten Wert an. Bei Abnahme des Gütegrades steigt das sich einstellende Druckverhältnis stetig exponentiell an. Das ist darauf zurückzuführen, dass der Zielwert der Temperaturdifferenz über die Turbine konstant bleibt. Zum Einstellen der Temperaturdifferenz ergeben sich für den Kreisprozess dafür größere Druckdifferenzen über Verdichter und Turbine.

In Abbildung 4-12, Abbildung 4-11 und Abbildung 4-13 ist der Massestrom in seiner realen Form, sowie als korrigierter Verdichtermassestrom beziehungsweise reduzierter Turbinenmassestrom dargestellt. Durch die grafische Auswertung wurde der korrigierte Verdichtermassestrom entsprechend der Druckverhältnisse und der Kennlinie optimalen Wirkungsgrades abgelesen. Daraus wird ersichtlich, dass aufgrund der steigenden Druckverhältnisse hin zu kleineren Werten des Gütegrades auch der Massestrom gemäß der Charakteristik der Kennlinie ansteigt.

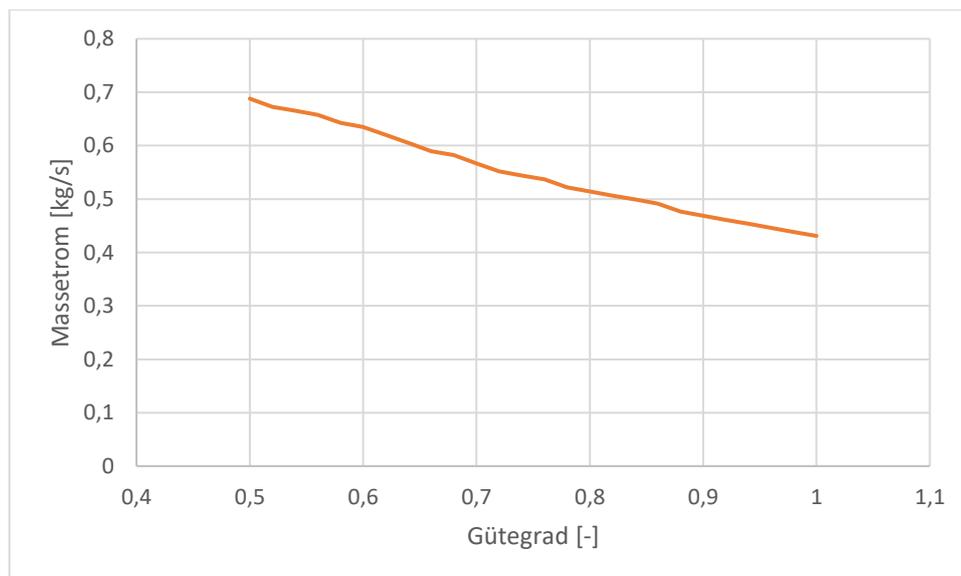


Abbildung 4-11: Korrigierter Verdichtermassestrom (ME_02)

Über die Verdichtereintrittsgrößen für Druck und Temperatur, sowie die konstanten Kennfeldreferenzgrößen wird der korrigierte Verdichtermassestrom in die reale Form überführt. Aufgrund der durchweg konstanten Eintrittstemperatur über die Variation des Gütegrades ist der Umrechnungsterm einzig von dem Verdichtereintrittsdruck abhängig. Durch die Abnahme des Gütegrades nimmt dieser stetig ab, was dem Anstieg des korrigierten Massestroms entgegenwirkt, sodass sich bis auf geringe Abweichungen ein annähernd konstanter realer Massestrom ergibt.

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

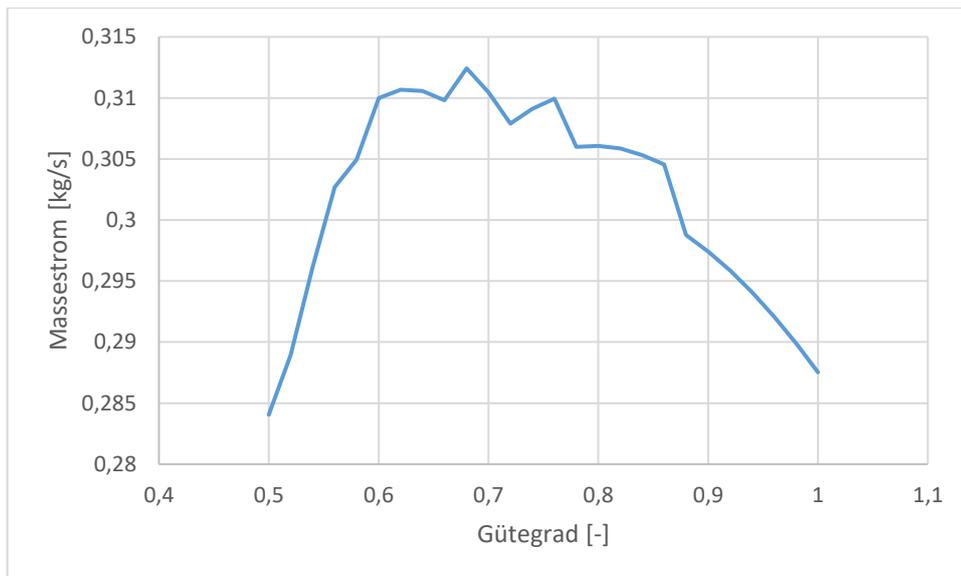


Abbildung 4-12: Realer Massestrom im System (ME_02)

Durch die Umrechnung mit den Turbineneintrittsgrößen ergibt sich aus der realen Form der reduzierte Turbinenmassestrom. Da die Eintrittsgrößen in die Turbine durch die Gütegradvariation nicht beeinflusst werden und konstant bleiben stellt sich ebenfalls ein konstanter Term für die Umrechnung ein. Deshalb entspricht der Verlauf dem des realen Massestroms mit anderen Absolutwerten. Aufgrund der hohen Werte des Umrechnungsterms verstärken sich die Ungenauigkeiten des realen Massestroms im reduzierten Turbinenmassestrom, sodass diese nicht vernachlässigbar ausfallen.

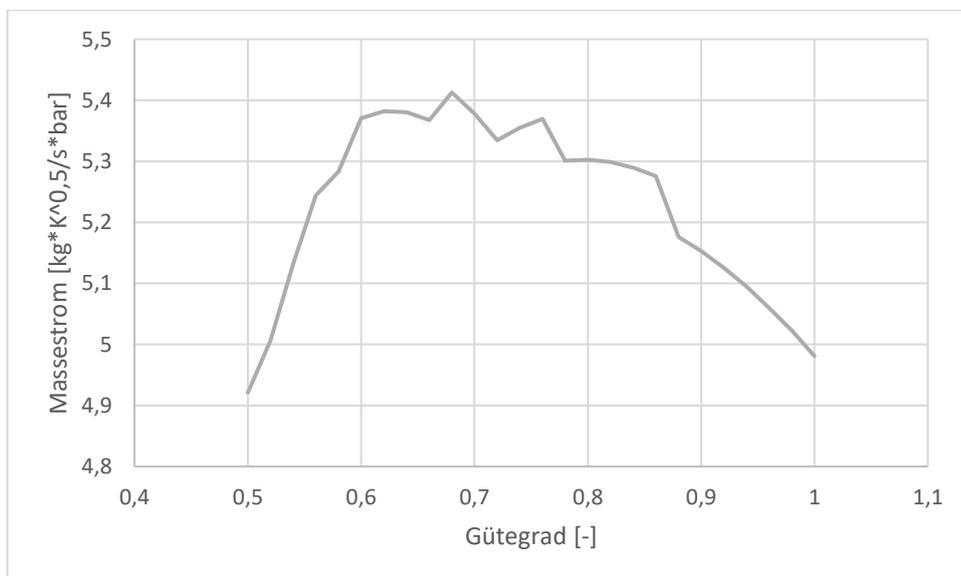


Abbildung 4-13: Reduzierter Turbinenmassestrom (ME_02)

Durch die Temperaturdifferenzen, die konstante spezifische isobare Wärmekapazität und den Gütegrad bestimmen sich die spezifischen Arbeiten an den Aggregaten nach Abbildung 4-14.

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

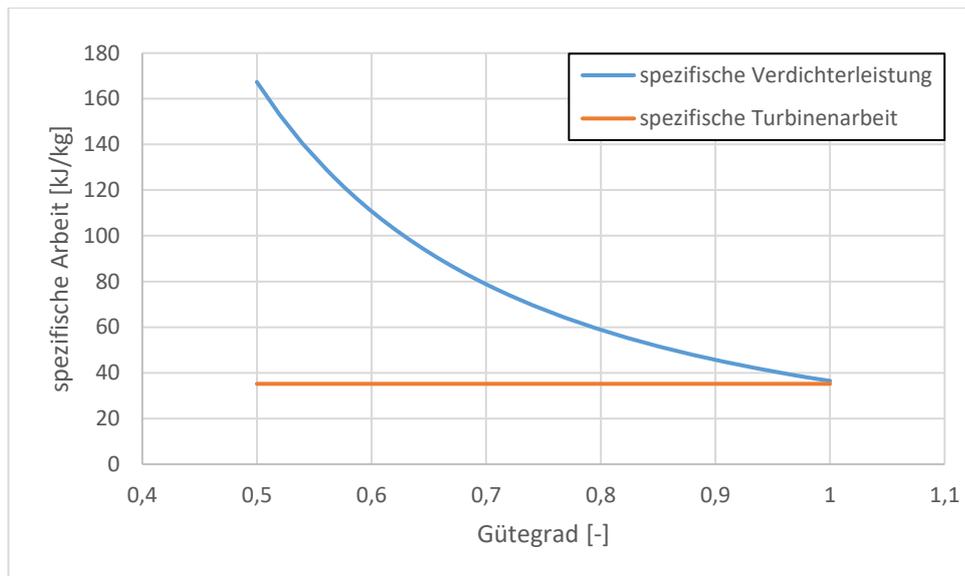


Abbildung 4-14: Spezifische Arbeiten (ME_02)

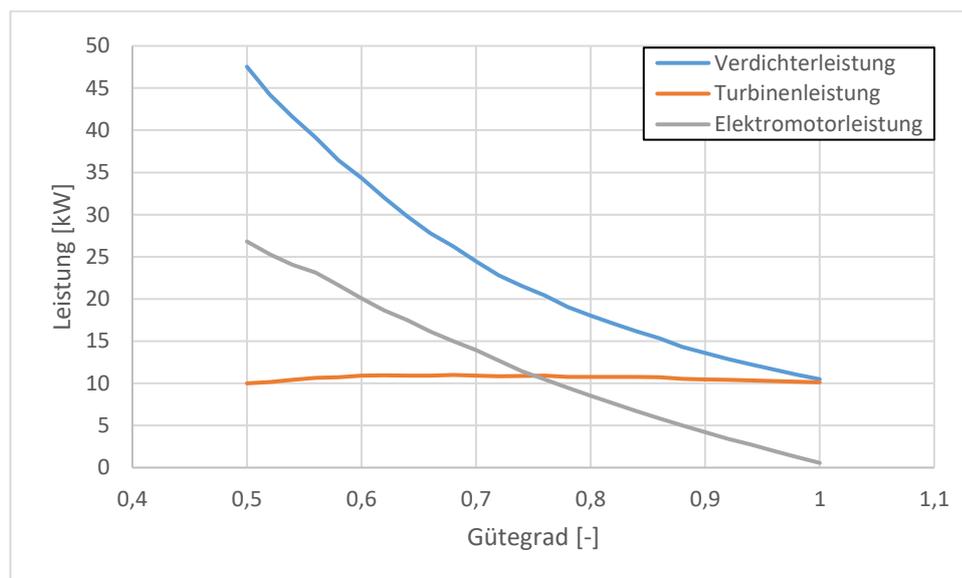


Abbildung 4-15: Leistungsübersicht (ME_02)

Durch die konstante Temperaturdifferenz über die Turbine stellt sich eine konstante spezifische Turbinenarbeit ein. Der Eintrag des Gütegrades wird dabei genutzt, um die spezifische Arbeit aus dem isentropen Übergang und die Endtemperatur des isentropen Übergangs aus der realen Endtemperatur zu bestimmen. Sodass sich kombiniert der Einfluss herauskürzt und die spezifische Turbinenarbeit konstant bleibt. Die spezifische Verdichterarbeit hingegen nimmt zu geringeren Gütegraden hin exponentiell zu. Durch die Multiplikation mit dem realen Massestrom ergeben sich die Verläufe der Verdichter- und Turbinenleistung nach Abbildung 4-15. Als Differenz der Leistungen ergibt sich die Bedarfsleistung des Elektromotors. Durch

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

den annähernd konstanten Massestrom ergeben sich Verläufe, wie für die spezifischen Arbeiten. Durch die Konstante Turbinenleistung ergibt sich für die Elektromotorleistung ein ähnlicher Verlauf, wie für die Verdichterleistung. Zu geringeren Gütegraden hin steigt die Bedarfsleistung des Elektromotors stetig an. Die exponentielle Charakteristik prägt sich dabei jedoch nicht im gleichen Maße aus, wie bei der Verdichterleistung. Die Bedarfsleistung des Elektromotors strebt für hohe Gütegrade gegen den Wert $P_M = 0 \text{ kW}$, da sich die Verdichter- und die Turbinenleistung auf den gleichen Wert annähern.

Durch die Multiplikation der über die Messreihe konstanten spezifischen Wärme am inneren Wärmeübertrager und dem Verlauf des Massestroms ergibt sich die Kälteleistung nach Abbildung 4-16. Dieser spiegelt ebenfalls die Charakteristik des Massestroms wider und wird durch die konstante spezifische Wärme in andere Absolutwerte verschoben, die die Abweichungen verstärken.

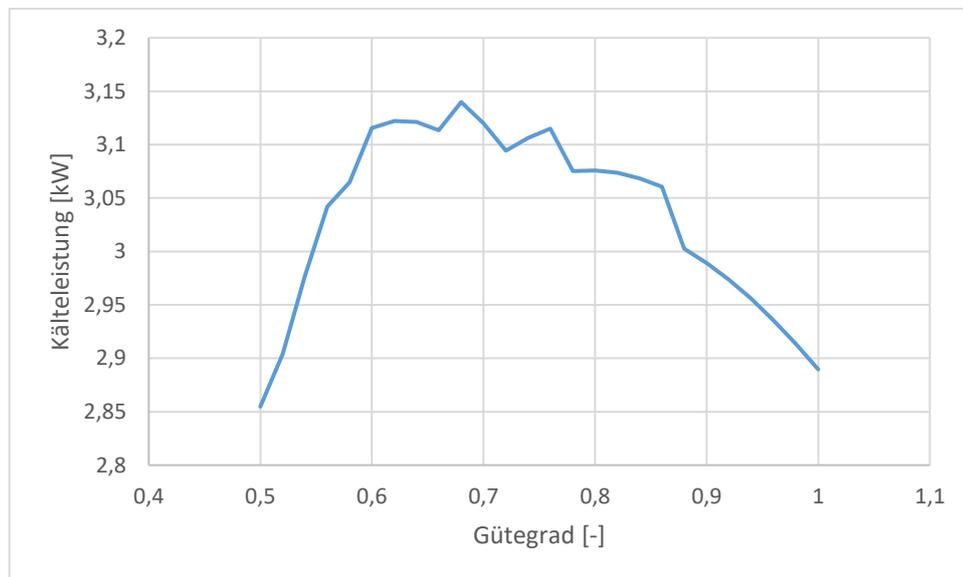


Abbildung 4-16: Kälteleistung (ME_02)

Der Coefficient of Performance (COP) stellt sich aus der Kälteleistung und der elektrischen Bedarfsleistung ein. Der Verlauf des COP über die Gütegradvariation ist in Abbildung 4-17 dargestellt. Wie zur Einführung dieser Messreihe angenommen ergibt sich ein für Kaltluft-Kältemaschinen charakteristischer Verlauf. Im Bereich von Gütegraden zwischen $\eta_{is} = 1$ und $\eta_{is} = 0,9$ sinkt der COP schlagartig ab, bevor der Verlauf für kleinere Gütegrade gegen den Wert $\eta_{is} = 0$ strebt. Durch diesen Verlauf stellt sich dar, dass die Annahme für den Gütegrad von $\eta_{is} = 0,8$ in einem Bereich liegt, der im Vergleich zu herkömmlichen Anlagen nicht ausreichend für einen effizienten Betrieb ist. Dadurch erklärt sich auch der Wertebereich für den COP in der außertemperaturbedingten Betriebspunktverschiebung.

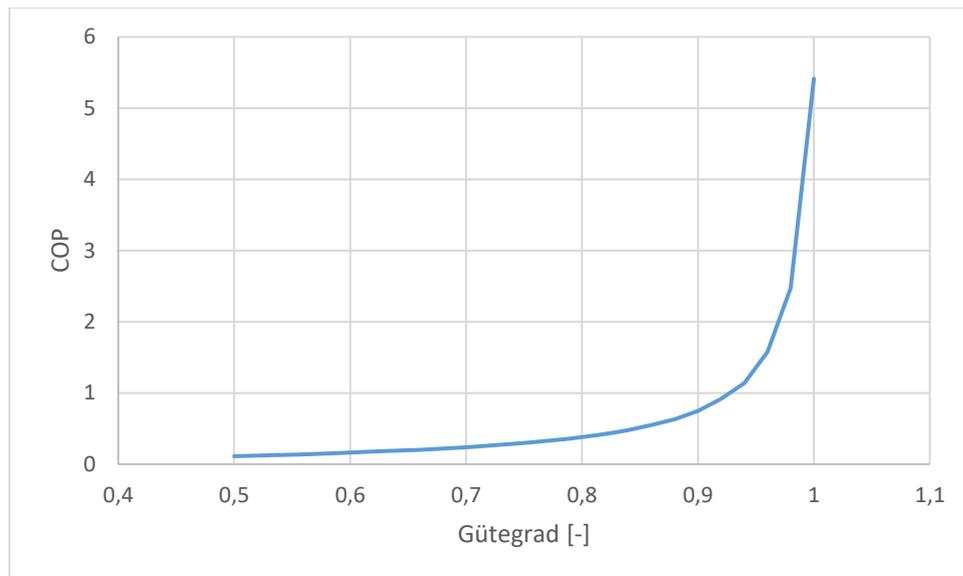


Abbildung 4-17: COP (ME_02)

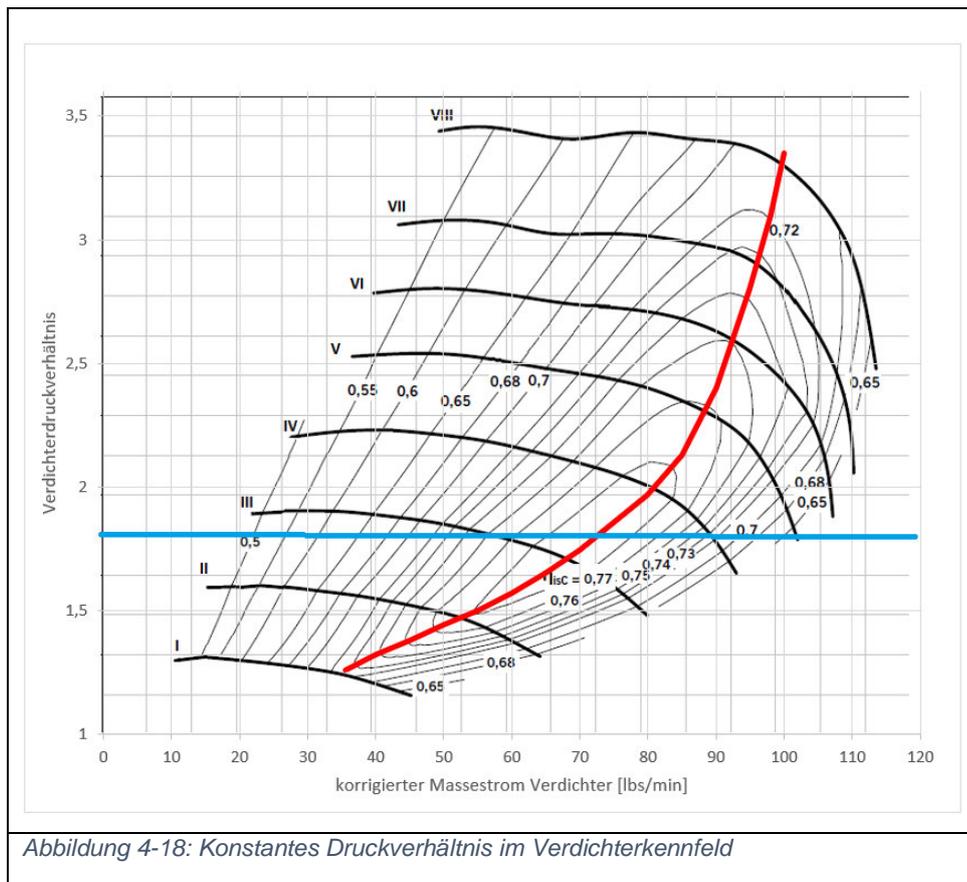
Für Gütegrade nahe $\eta_{is} = 1$ stellen sich Werte für die Modellanlage von größer $COP = 5$ ein. Dieser übertrifft den Wertebereich von etwa $COP = 4$, der für die herkömmlichen Kaldampf-Kompressionskältemaschinen angenommen werden kann [53]. Der starke Abfall zeigt, dass ein effektiver Betrieb nur mit Wirkungsgraden beziehungsweise Gütegraden über $\eta_{is} = 0,9$ zu realisieren ist. Dies ist darauf zurückzuführen, da für das Modell die Verdichter- und Turbinenleistung gegen den Gütegrad $\eta_{is} = 1$ auf den gleichen Wert annähern, sodass die elektrische Bedarfsleistung gegen den Wert $P_{el} = 0$ strebt. Die Kälteleistung bleibt dabei bis auf Ungenauigkeiten in der grafischen Auswertung des Massestroms aufgrund der konstanten Temperaturdifferenz über den Wärmeübertrager konstant. Dieser Verlauf deckt sich mit der zu erwartenden Charakteristik [13].

4.3 Zusammenfassende Betrachtung

Neben den sich mit den Kenngrößen, die sich so verhalten haben, wie es aus der Literatur vergleichbarer Anlagen zu erwarten war. Aufgrund der im Rahmen der Betrachtung getroffenen Annahmen stellt sich für die Betriebscharakteristik eine Zusatzbetrachtung ein. Im Rahmen der Kennfeldbetrachtung wurde die Kennlinie maximalen Wirkungsgrads (Optimalparabel) vereinfacht als Schluckkurve der Anlage verwendet. Durch Stellglieder und verschiedene vernachlässigte Einflüsse, wie zum Beispiel den Druckverlust über den Wärmeübertrager kann das Schluckverhalten jedoch stark beeinflusst werden. So ist es auch denkbar, dass sich aufgrund der Einflüsse ein variables Schluckverhalten ähnlich des Verbrennungsmotors einstellen kann, oder, dass dieses sogar begünstigend beeinflusst werden kann. Daraus ergibt sich

4 Auswertung der Betriebscharakteristik

eine Parallelbetrachtung. In Abbildung 4-18 ist das Verdichterkennfeld mit einem beispielhaft gewählten konstanten Druckverhältnis (blaue Linie) dargestellt.



Für ein durch die Kreisprozessberechnung vorgegebenes Druckverhältnis wird ein Betriebsbereich zwischen Pump- und Stopfgrenze aufgespannt. Der Verdichter kann diesen Zustand in Bezug auf das Druckverhältnis über eine Drehzahlspanne von Werten zwischen Drehzahl II und III bis zu Drehzahl V aufspannen. Je nach Drehzahl stellt sich ein Punkt mit einem gegebenen korrigierten Massestrom ein. Diese Massestromänderung in Bezug auf den optimalpunkt wirkt sich proportional auf die Kälteleistung aus, wodurch für jeden Umgebungszustand der Anlage ein gewisser Wertebereich für die Kälteleistung einstellbar ist. Dies wäre dann möglich, wenn die Drehzahl in Bezug auf das feste Druckverhältnis über einen möglichst großen Teilbereich real variierbar ist. Diese Betrachtung sollte nach einer Optimierung des Berechnungsschemas weiter untersucht werden.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war die Beschreibung des aktuellen Standes zur Darstellung der Kennfelder von Verdichter-Motor-Turbinen und die anschließende Auslegung und Bewertung einer Verdichter-Motor-Turbine für einen konkreten Anwendungsfall.

Aufgrund den recht sporadisch frei zugänglichen Informationen, was auf der zeitlich aktuellen Entwicklungen und den damit einhergehenden Veröffentlichungsbeschränkungen beruht, war eine Beschaffung der benötigten Informationen nur bedingt möglich. Der Stand der Darstellung beruht dabei in erster Linie auf Informationen für Abgasturbolader und charakteristischen qualitativen Betrachtungen zu Verdichter-Motor-Turbinen. Dies stellt allerdings auch den Stand der aktuellen Technik hinreichend dar.

Die Kennfelder für die Definition der Verdichter-Motor-Turbine für den einseitig offenen Unterdruckprozess wurden im Rahmen dieser Arbeit auf Basis der Charakteristiken von elektrisch unterstützten Abgasturboladern und Turbinen regulärer Abgasturbolader modelliert. Dies ist auf die, aus dem Unterdruckbetrieb resultierenden, hohen Werte für den korrigierten Massestrom bei vergleichbar geringen Druckverhältnissen zurückzuführen. Es sollte, sobald verfügbar, auf reale Kennfelder einer echten Verdichter-Motor-Turbine umgeschaltet werden. Eventuell sollte für eine weitere Betrachtung auch alternativ der einseitig offene Überdruckprozess untersucht werden, da es zu erwarten wäre, dass die Abweichung der Massestromwerte zu aktuellen Verdichtern für die Aufladung von Verbrennungsmotoren deutlich geringer ausfallen sollten und somit eine größere Wahrscheinlichkeit für ein Matching mit realen Kennfeldern zu erwarten ist.

Eine weitere Optimierungsoption stellt das Berechnungsschema selbst dar. Die Grundmechanik scheint nach der Auswertung gesehen sehr gut zu funktionieren. Die sich einstellenden Ergebnisse decken sich mit der zu erwartenden Charakteristik. Allerdings treten Abweichungen aufgrund der vereinfachenden Annahmen auf. Eine realitätsnähere Bedatung und gegebenenfalls eine weitere Ausmodellierung von Zusammenhängen, könnte die Realität näher abbilden. So sei der innere Wärmeübertrager hier beispielhaft genannt. Die verlustfreie Durchströmung mit einem vom Umgebungszustand unabhängigen Temperaturgefälle lässt eine starke Abweichung vom Realzustand erwarten.

Alles in Allem wurde im Rahmen der Thesis der aktuelle Stand der Technik dargestellt. Es ist aufgrund der aktuellen Präsenz des Themas ein kontinuierlicher Wandel zu erwarten. Die Methodik zur Berechnung und Auswertung von gewissen Randbedingungen wurde mit den nötigen Vereinfachungen zielführend umgesetzt. Die weitere Ausgestaltung stellt die Anforderung an gegebenenfalls geplante Folgearbeiten.

VI. Literaturverzeichnis

- [1] H. Großmann und C. Böttcher, Pkw-Klimatisierung, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2020.
- [2] I. Ebinger, „Sonderdruck - Das natürliche Kältemittel Luft,“ CCI Dialog GmbH, Karlsruhe, 2016.
- [3] U. Adolph, „Erfahrungen beim Betrieb - Kaltluftanlagen im Schienenfahrzeugbetrieb des ICE-3,“ *DIE KÄLTE & Klimatechnik*, Nr. 6, pp. 28 - 34, 2004.
- [4] I. Ebinger und T. Wierk, Vorlesungsmitschrift Klimatisierung, Hamburg, 2020.
- [5] S. Pischinger und U. Seiffert, Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik 9. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021.
- [6] K. Schild und W. Willems, „Thermische Behaglichkeit,“ in *Wärmeschutz*, Wiesbaden, Springer Fachmedien, 2013, pp. 292 - 312.
- [7] F. Schüppel, „Lösungen zur effizienten Heizung und Klimatisierung von Fahrzeugen mit geringer Antriebsstrangabwärme,“ *ZfAW - Zeitschrift für die gesamt Wertschöpfungskette der Automobilwirtschaft*, Nr. 1, 2013.
- [8] S. von Dosky, „Kältesysteme für miniaturisierte mechatronische Anwendungen,“ Technische Universität Ilmenau, 2006.
- [9] L. Enke, „Analyse des unterstützenden Einsatzes einer Adsorptionskälteanlage für die PKW-Klimatisierung,“ Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, 2014.
- [10] Naumann Hightec, „WAECO ASC 2500 Low Emission,“ [Online]. Available: <https://www.naumann-hightec.de/kfz-werkstatt-meisterbetrieb/produkte/klimaanlagen>. [Zugriff am 29 05 2022].
- [11] P. Kunz, „Wärmepumpen und Kältetechnik II,“ Kunz-Beratungen, Dietlikon, 2007.
- [12] ASERCOM, „Kohlendioxid (CO₂) in Kälte- und Klimaanlagen,“ 10 2018. [Online]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwiFkqSlrYj4AhUkSfEDHQIUaZaQFnoECAQQAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.asercom.org%2Fwp-content%2Fuploads%2F2021%2F03%2F1_DE_CO2_2018.pdf&usg=AOvVaw2dgd2s1qNV0cQLb5SRlepK. [Zugriff am 25 05 2022].
- [13] I. Ebinger, „Luft als Kältemittel,“ in *DKV-Seminar: F-Gase-Verordnung und Ihre Konsequenzen*, Darmstadt, 2021.
- [14] Bundesministerium für Verkehr, Bau und Stadtentwicklung, „Bewertungssystem Nachhaltiges Bauen (BNB) Unterrichtsgebäude,“ 2013. [Online]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwiGj_T484z3AhXMhv0HHQZVDXEQFnoECAQQAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.bnb-nachhaltigesbauen.de%2Ffileadmin%2Fsteckbriefe%2Funterrichtsgebäude%2Fneubau%2Fv_2013%2FBNB_UN2013_111.pdf&usg=AOvVaw. [Zugriff am 11 04 2022].

- [15] Umweltbundesamt, „R1234yf,“ 19 05 2016. [Online]. Available: <https://www.umweltbundesamt.de/themen/chemikalien/chemikalien-reach/stoffgruppen/r1234yf>. [Zugriff am 11 04 2022].
- [16] Deutsche Umwelthilfe e.V., „Das Kältemittel 1234yf,“ 08 2012. [Online]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwjO2P7H5oz3AhW5h_OHHevCDA4QFnoECBEQAw&url=https%3A%2F%2Fwww.autoklimaanlage.info%2Ffileadmin%2Fuser_upload%2Fpdfs%2FFaktenblatt_1234yf_270812.pdf&usq=AOvVaw3lYy5J5G38A0dQdpOgN5cH. [Zugriff am 11 04 2022].
- [17] DIE KÄLTE & Klimatechnik, „Luft als Kältemittel für die Gefriertrocknung und Schockfrostung - Natürlich am besten,“ 31 03 2020. [Online]. Available: <https://www.diekaelte.de/kaeltetechnik/luft-als-kaeltemittel-fuer-die-gefriertrocknung-und-schockfrostung-natuerlich-am-0>. [Zugriff am 23 03 2022].
- [18] A. Pöhls und T. Wierk, Vorlesungsmitschrift Thermodynamik, Hamburg, 2016.
- [19] I. Ebinger, „Das Kältemittel Luft Historie - Gegenwart - Zukunft,“ in *Historikertagung des HKK*, Friedrichshafen, 2013.
- [20] P. Benz, „Kaltlufttechnik für Temperaturen bis zu -160 °C,“ *Kälte Klima Aktuell*, 01 2020.
- [21] R. Aigner, „Ausblick Air Cycle Technologie,“ 25 01 2018. [Online]. Available: <http://docplayer.org/132106508-Ausblick-air-cycle-technologie.html>. [Zugriff am 21 03 2022].
- [22] Mirai Intex, „Closed cycle system,“ [Online]. Available: <https://mirai-intex.com/storage/categories/feature/RpTL1pml9iESFlvms0lFwwmhqj7yVVOCruN5Cu7M.pdf>. [Zugriff am 22 06 2022].
- [23] A. Boretti, „F1 style MGU-H applied to the turbocharger of a gasoline hybrid electric passenger car,“ 14 06 2017. [Online]. Available: <https://www.degruyter.com/document/doi/10.1515/nleng-2016-0069/html>. [Zugriff am 22 06 2022].
- [24] J. Scheub, D. Zecchetti, J. Habermann und M. Maniar, „Mehr Effizienz und Leistung mittels elektrischem Turbolader,“ *MTZ*, Nr. 11, pp. 78 - 84, 2021.
- [25] D. Metz, J. Werner, S. Münz und M. Becker, „Luftversorgung für Brennstoffzellen,“ *MTZ*, Nr. 04, pp. 316-319, 2013.
- [26] S. Karstadt, J. Walkingshaw und S. Weiske, „Variable Verdichterlösung für ukünftige Motoranwendungen,“ *MTZ*, Nr. 7 - 8, pp. 16 - 23, 2021.
- [27] H. Mai und H. Bolz, „Validierung von Turboladerkennfeldern auf Heißgasprüfständen,“ *ATZ extra*, pp. 54 - 58, September 2015.
- [28] R. von Basshuysen und F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotoren*, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [29] H. Pucher und K. Zinner, *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Berlin: Springer Vieweg, 2012.

- [30] M. Kraume, Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik, 3. Auflage Hrsg., Berlin: Springer Vieweg, 2020.
- [31] H. Roth, „Kennfeldmessung und strömungstechnische Nachrechnung eines Radialgebläses,“ Technische Universität Wien, Klagenfurt, 2014.
- [32] Eichner Technik GmbH, „Turbinenkennfeld,“ 2022. [Online]. Available: <https://www.etg-giessen.de/turbinenkennfeld/>. [Zugriff am 10 05 2022].
- [33] M. Herr, „Implementierung eines Verfahrens zur automatisierten Kennfeldberechnung auf Basis eines Verdichter Meanline-Code,“ Universität Kassel, 2017.
- [34] T. Sailer, „Experimentelle und numerische Analyse des Instationärverhaltens eines Abgasturboladers als Fahrzeugkomponente,“ KIT, Karlsruhe, 2016.
- [35] M. Ewert, „Modellierung des Radialverdichter eines PKW-Abgasturboladers,“ RWTH, Aachen, 2013.
- [36] I. Ebinger und T. Wierk, Vorlesungsmitschrift Strömungsmaschinen, Hamburg, 2018.
- [37] S. Hänsch, „Diplomarbeit - Untersuchung des Einflusses geometrischer Parameter auf die Kennfeldbreite radialer Turboverdichter,“ 2010.
- [38] E. Bach und P. Pfeiffer, „Verbrennungsmotoren - Lehrbrief V7 - Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren,“ [Online]. Available: <https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwiUlv e1w834AhUOYPEDHdU3C8kQFnoECAUQAQ&url=https%3A%2F%2Fwww.motor-talk.de%2Fforum%2Faktion%2Fattachment.html%3FattachmentId%3D734169&usg=AOv Vaw3hQLjMYXApTb5fwWIJoLRf>. [Zugriff am 21 05 2022].
- [39] R. Werner, T. Roß, M. Stiegler und F. Atzler, „Mehr als Boosten - Der Abgasturbolader mit elektrischer Maschine,“ *MTZ*, Nr. 10, pp. 16 - 24, 2020.
- [40] BorgWarner, „Explore our Technologies - eTurbo,“ [Online]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwiZnZCd99T4AhUYX_EDHV-kDs8QFnoECBoQAQ&url=https%3A%2F%2Fcdn.borgwarner.com%2Fdocs%2Fdefault-source%2Fdefault-document-library%2Feturbo-product-sheet.pdf%3Fsfvrsn%3D93b. [Zugriff am 21 05 2022].
- [41] B. Richards, K. Gray und J. Tran, „Elektrisch angetriebener Kompressor zur kontinuierlichen Aufladung,“ *MTZ*, Nr. 5, pp. 62 - 67, 2016.
- [42] H. Breitbach, H. Jausel, T. Garrard und D. Metz, „Elektrisch unterstützte Aufladung - Status und Ausblick,“ *MTZ*, Nr. 11, pp. 28 - 34, 2018.
- [43] J. Liebl, „Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2017,“ in *10. MTZ_fachtagung*, Moosburg, 2017.
- [44] BorgWarner, „Explore our Technologies - eTurbocompound,“ [Online]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKEwjmt_rv99T4AhWMRvEDHWQfAWUQFnoECCYQAQ&url=https%3A%2F%2F

cdn.borgwarner.com%2Fdocs%2Fdefault-source%2Fdefault-document-library%2Fproduct-sheet-eturbocompound-cv.pdf%3Fs. [Zugriff am 21 05 2022].

- [45] IHI, „High Performance E-Mobility - The new turbocharger for fuel cell electric vehicles,“ 09 2018. [Online]. Available: https://www.ihici.de/site/assets/files/12211/ihifuelcell_broschure.pdf. [Zugriff am 21 05 2022].
- [46] K. Noreikat, „11. Brennstoffzelle - Antriebsstran und Infrastruktur,“ *MTZ*, Nr. 04, pp. 326-331, 2013.
- [47] O. Lang, S. Pischinger, C. Schönfelder und T. Steidten, „Verdichter und Expander für mobile Brennstoffzellensysteme,“ *MTZ*, Nr. 7-8, pp. 592-599, 2004.
- [48] BorgWarner, „Charging System for Fuel Cell Applications,“ 2014. [Online]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwigrtL5NL4AhX9SfEDHZw5CwYQFnoECAMQAQ&url=https%3A%2F%2Fcdn.borgwarner.com%2Fdocs%2Fdefault-source%2Fdefault-document-library%2F2014_whitepaper_charging-system-for-fuel-cell-applicat. [Zugriff am 21 05 2022].
- [49] M. Wollweber, „Inhalt und Durchführung des Forschungsprojektes,“ 25 01 2018. [Online]. Available: <http://docplayer.org/113594549-Inhalt-und-durchfuehrung-des-forschungsprojektes.html>. [Zugriff am 21 03 2022].
- [50] Mirai Intex, „Technologie - Nichts als Luft,“ [Online]. Available: <https://mirai-intex.com/de/technologies>. [Zugriff am 22 06 2022].
- [51] Normenausschuss Fahrweg und Schienenfahrzeuge, *Bahnanwendungen – Luftbehandlung in Schienenfahrzeugen des Fernverkehrs – Behaglichkeitsparameter und Typprüfungen; Deutsche Fassung EN 13129:2016*, D. I. f. N. e.V., Hrsg., Berlin: Beuth Verlag GmbH, 2016.
- [52] I. Ebinger und T. Wierk, Vorlesungsmitschrift Strömungslehre mit Labor, Hamburg, 2016.
- [53] C. Müller, „Leistungszahlen für Kälte, Klima- und Wärmepumpensysteme,“ *Friscardo*, Nr. 1, pp. 31-33, 2008.
- [54] D. Vollmer, P. Horstmann und M. Kneifel, „Elektrische Standklimatisierung in Hybridfahrzeugen,“ [Online]. Available: https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=&ved=2ahUKEwiN3sf4qb74AhX-QvEDHZ0EBoUQFnoECAgQAQ&url=http%3A%2F%2Fwww.twk-karlsruhe.de%2Fdownload%2Fsymposium_06%2Fmanbosch.pdf&usg=AOvVaw3gYzel5OJ66kwoDfq4iraU. [Zugriff am 21 06 2022].

Anhang A: Ergebnistabelle des Berechnungstools

t_a	t_z	$[\Delta T]_z$	$[\Delta T]_{41}$	R	κ	p_a	$[\Delta p]_{41}$	$\eta_{(is,V)}$	$\eta_{(is,T)}$	t_0	s_0	p_0	c_v	c_p
[°C]	[°C]	[K]	[K]	[J/kgK]	[-]	[Pa]	[Pa]	[-]	[-]	[°C]	[J/kgK]	[Pa]	[J/kgK]	[J/kgK]
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,5	0,5	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,52	0,52	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,54	0,54	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,56	0,56	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,58	0,58	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,6	0,6	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,62	0,62	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,64	0,64	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,66	0,66	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,68	0,68	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,7	0,7	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,72	0,72	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,74	0,74	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,76	0,76	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,78	0,78	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,82	0,82	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,84	0,84	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,86	0,86	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,88	0,88	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,9	0,9	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,92	0,92	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,94	0,94	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,96	0,96	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,98	0,98	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	1	1	0	0	101325	718	1005,2
45	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
44	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
43	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
42	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
41	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
40	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
39	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
38	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
37	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
36	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
35	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
34	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
33	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
32	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
31	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
30	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
29	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
28	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
27	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
26	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
25	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
24	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
23	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
22	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
21	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
20	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
19	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
18	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
17	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
16	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2
15	10	10	10	287,2	1,4	101325	0	0,8	0,8	0	0	101325	718	1005,2

P						T					
1	2'	2	3	4'	4	1	2'	2	3	4'	4
[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[Pa]	[K]	[K]	[K]	[K]	[K]	[K]
41117	101325	101325	101325	41117	41117	283,15	366,38	449,61	308,15	238,15	273,15
42766	101325	101325	101325	42766	42766	283,15	362,29	435,34	308,15	240,84	273,15
44340	101325	101325	101325	44340	44340	283,15	358,56	422,8	308,15	243,34	273,15
45831	101325	101325	101325	45831	45831	283,15	355,19	411,79	308,15	245,65	273,15
47257	101325	101325	101325	47257	47257	283,15	352,09	402,01	308,15	247,81	273,15
48612	101325	101325	101325	48612	48612	283,15	349,26	393,33	308,15	249,82	273,15
49905	101325	101325	101325	49905	49905	283,15	346,65	385,57	308,15	251,7	273,15
51137	101325	101325	101325	51137	51137	283,15	344,25	378,62	308,15	253,46	273,15
52318	101325	101325	101325	52318	52318	283,15	342,01	372,33	308,15	255,12	273,15
53447	101325	101325	101325	53447	53447	283,15	339,93	366,65	308,15	256,68	273,15
54526	101325	101325	101325	54526	54526	283,15	337,99	361,49	308,15	258,15	273,15
55560	101325	101325	101325	55560	55560	283,15	336,18	356,8	308,15	259,54	273,15
56548	101325	101325	101325	56548	56548	283,15	334,49	352,53	308,15	260,85	273,15
57502	101325	101325	101325	57502	57502	283,15	332,9	348,61	308,15	262,1	273,15
58413	101325	101325	101325	58413	58413	283,15	331,41	345,02	308,15	263,28	273,15
59288	101325	101325	101325	59288	59288	283,15	330	341,71	308,15	264,4	273,15
60132	101325	101325	101325	60132	60132	283,15	328,67	338,66	308,15	265,47	273,15
60936	101325	101325	101325	60936	60936	283,15	327,43	335,86	308,15	266,48	273,15
61716	101325	101325	101325	61716	61716	283,15	326,24	333,25	308,15	267,45	273,15
62470	101325	101325	101325	62470	62470	283,15	325,11	330,83	308,15	268,38	273,15
63190	101325	101325	101325	63190	63190	283,15	324,05	328,59	308,15	269,26	273,15
63891	101325	101325	101325	63891	63891	283,15	323,03	326,5	308,15	270,11	273,15
64564	101325	101325	101325	64564	64564	283,15	322,06	324,54	308,15	270,92	273,15
65209	101325	101325	101325	65209	65209	283,15	321,15	322,73	308,15	271,69	273,15
65841	101325	101325	101325	65841	65841	283,15	320,26	321,02	308,15	272,44	273,15
66444	101325	101325	101325	66444	66444	283,15	319,43	319,43	308,15	273,15	273,15
51284	101325	101325	101325	51284	51284	283,15	343,96	359,16	318,15	261,9	273,15
52025	101325	101325	101325	52025	52025	283,15	342,56	357,41	317,15	262,15	273,15
52779	101325	101325	101325	52779	52779	283,15	341,15	355,65	316,15	262,4	273,15
53546	101325	101325	101325	53546	53546	283,15	339,75	353,9	315,15	262,65	273,15
54326	101325	101325	101325	54326	54326	283,15	338,35	352,15	314,15	262,9	273,15
55118	101325	101325	101325	55118	55118	283,15	336,95	350,4	313,15	263,15	273,15
55924	101325	101325	101325	55924	55924	283,15	335,56	348,66	312,15	263,4	273,15
56744	101325	101325	101325	56744	56744	283,15	334,16	346,91	311,15	263,65	273,15
57578	101325	101325	101325	57578	57578	283,15	332,77	345,18	310,15	263,9	273,15
58425	101325	101325	101325	58425	58425	283,15	331,39	343,45	309,15	264,15	273,15
59288	101325	101325	101325	59288	59288	283,15	330	341,71	308,15	264,4	273,15
60165	101325	101325	101325	60165	60165	283,15	328,62	339,99	307,15	264,65	273,15
61057	101325	101325	101325	61057	61057	283,15	327,24	338,26	306,15	264,9	273,15
61964	101325	101325	101325	61964	61964	283,15	325,87	336,55	305,15	265,15	273,15
62887	101325	101325	101325	62887	62887	283,15	324,49	334,83	304,15	265,4	273,15
63826	101325	101325	101325	63826	63826	283,15	323,12	333,11	303,15	265,65	273,15
64782	101325	101325	101325	64782	64782	283,15	321,75	331,4	302,15	265,9	273,15
65754	101325	101325	101325	65754	65754	283,15	320,38	329,69	301,15	266,15	273,15
66742	101325	101325	101325	66742	66742	283,15	319,02	327,99	300,15	266,4	273,15
67749	101325	101325	101325	67749	67749	283,15	317,66	326,29	299,15	266,65	273,15
68772	101325	101325	101325	68772	68772	283,15	316,3	324,59	298,15	266,9	273,15
69814	101325	101325	101325	69814	69814	283,15	314,95	322,9	297,15	267,15	273,15
70875	101325	101325	101325	70875	70875	283,15	313,59	321,2	296,15	267,4	273,15
71954	101325	101325	101325	71954	71954	283,15	312,24	319,51	295,15	267,65	273,15
73052	101325	101325	101325	73052	73052	283,15	310,89	317,83	294,15	267,9	273,15
74169	101325	101325	101325	74169	74169	283,15	309,55	316,15	293,15	268,15	273,15
75307	101325	101325	101325	75307	75307	283,15	308,2	314,46	292,15	268,4	273,15
76465	101325	101325	101325	76465	76465	283,15	306,86	312,79	291,15	268,65	273,15
77644	101325	101325	101325	77644	77644	283,15	305,53	311,13	290,15	268,9	273,15
78843	101325	101325	101325	78843	78843	283,15	304,19	309,45	289,15	269,15	273,15
80065	101325	101325	101325	80065	80065	283,15	302,86	307,79	288,15	269,4	273,15

t						v					
1	2'	2	3	4'	4	1	2'	2	3	4'	4
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[m³/kg]	[m³/kg]	[m³/kg]	[m³/kg]	[m³/kg]	[m³/kg]
10	93,23	176,46	35	-35	0	1,98	1,04	1,27	0,87	1,66	1,91
10	89,14	162,19	35	-32,31	0	1,9	1,03	1,23	0,87	1,62	1,83
10	85,41	149,65	35	-29,81	0	1,83	1,02	1,2	0,87	1,58	1,77
10	82,04	138,64	35	-27,5	0	1,77	1,01	1,17	0,87	1,54	1,71
10	78,94	128,86	35	-25,34	0	1,72	1	1,14	0,87	1,51	1,66
10	76,11	120,18	35	-23,33	0	1,67	0,99	1,11	0,87	1,48	1,61
10	73,5	112,42	35	-21,45	0	1,63	0,98	1,09	0,87	1,45	1,57
10	71,1	105,47	35	-19,69	0	1,59	0,98	1,07	0,87	1,42	1,53
10	68,86	99,18	35	-18,03	0	1,55	0,97	1,06	0,87	1,4	1,5
10	66,78	93,5	35	-16,47	0	1,52	0,96	1,04	0,87	1,38	1,47
10	64,84	88,34	35	-15	0	1,49	0,96	1,02	0,87	1,36	1,44
10	63,03	83,65	35	-13,61	0	1,46	0,95	1,01	0,87	1,34	1,41
10	61,34	79,38	35	-12,3	0	1,44	0,95	1	0,87	1,32	1,39
10	59,75	75,46	35	-11,05	0	1,41	0,94	0,99	0,87	1,31	1,36
10	58,26	71,87	35	-9,87	0	1,39	0,94	0,98	0,87	1,29	1,34
10	56,85	68,56	35	-8,75	0	1,37	0,94	0,97	0,87	1,28	1,32
10	55,52	65,51	35	-7,68	0	1,35	0,93	0,96	0,87	1,27	1,3
10	54,28	62,71	35	-6,67	0	1,33	0,93	0,95	0,87	1,26	1,29
10	53,09	60,1	35	-5,7	0	1,32	0,92	0,94	0,87	1,24	1,27
10	51,96	57,68	35	-4,77	0	1,3	0,92	0,94	0,87	1,23	1,26
10	50,9	55,44	35	-3,89	0	1,29	0,92	0,93	0,87	1,22	1,24
10	49,88	53,35	35	-3,04	0	1,27	0,92	0,93	0,87	1,21	1,23
10	48,91	51,39	35	-2,23	0	1,26	0,91	0,92	0,87	1,21	1,22
10	48	49,58	35	-1,46	0	1,25	0,91	0,91	0,87	1,2	1,2
10	47,11	47,87	35	-0,71	0	1,24	0,91	0,91	0,87	1,19	1,19
10	46,28	46,28	35	0	0	1,22	0,91	0,91	0,87	1,18	1,18
10	70,81	86,01	45	-11,25	0	1,59	0,97	1,02	0,9	1,47	1,53
10	69,41	84,26	44	-11	0	1,56	0,97	1,01	0,9	1,45	1,51
10	68	82,5	43	-10,75	0	1,54	0,97	1,01	0,9	1,43	1,49
10	66,6	80,75	42	-10,5	0	1,52	0,96	1	0,89	1,41	1,47
10	65,2	79	41	-10,25	0	1,5	0,96	1	0,89	1,39	1,44
10	63,8	77,25	40	-10	0	1,48	0,96	0,99	0,89	1,37	1,42
10	62,41	75,51	39	-9,75	0	1,45	0,95	0,99	0,88	1,35	1,4
10	61,01	73,76	38	-9,5	0	1,43	0,95	0,98	0,88	1,33	1,38
10	59,62	72,03	37	-9,25	0	1,41	0,94	0,98	0,88	1,32	1,36
10	58,24	70,3	36	-9	0	1,39	0,94	0,97	0,88	1,3	1,34
10	56,85	68,56	35	-8,75	0	1,37	0,94	0,97	0,87	1,28	1,32
10	55,47	66,84	34	-8,5	0	1,35	0,93	0,96	0,87	1,26	1,3
10	54,09	65,11	33	-8,25	0	1,33	0,93	0,96	0,87	1,25	1,28
10	52,72	63,4	32	-8	0	1,31	0,92	0,95	0,86	1,23	1,27
10	51,34	61,68	31	-7,75	0	1,29	0,92	0,95	0,86	1,21	1,25
10	49,97	59,96	30	-7,5	0	1,27	0,92	0,94	0,86	1,2	1,23
10	48,6	58,25	29	-7,25	0	1,26	0,91	0,94	0,86	1,18	1,21
10	47,23	56,54	28	-7	0	1,24	0,91	0,93	0,85	1,16	1,19
10	45,87	54,84	27	-6,75	0	1,22	0,9	0,93	0,85	1,15	1,18
10	44,51	53,14	26	-6,5	0	1,2	0,9	0,92	0,85	1,13	1,16
10	43,15	51,44	25	-6,25	0	1,18	0,9	0,92	0,85	1,11	1,14
10	41,8	49,75	24	-6	0	1,16	0,89	0,92	0,84	1,1	1,12
10	40,44	48,05	23	-5,75	0	1,15	0,89	0,91	0,84	1,08	1,11
10	39,09	46,36	22	-5,5	0	1,13	0,89	0,91	0,84	1,07	1,09
10	37,74	44,68	21	-5,25	0	1,11	0,88	0,9	0,83	1,05	1,07
10	36,4	43	20	-5	0	1,1	0,88	0,9	0,83	1,04	1,06
10	35,05	41,31	19	-4,75	0	1,08	0,87	0,89	0,83	1,02	1,04
10	33,71	39,64	18	-4,5	0	1,06	0,87	0,89	0,83	1,01	1,03
10	32,38	37,98	17	-4,25	0	1,05	0,87	0,88	0,82	0,99	1,01
10	31,04	36,3	16	-4	0	1,03	0,86	0,88	0,82	0,98	0,99
10	29,71	34,64	15	-3,75	0	1,02	0,86	0,87	0,82	0,97	0,98

s						w_12	w_34	q_23	q_41
1	2'	2	3	4'	4				
[J/kgK]	[J/kgK]	[J/kgK]	[J/kgK]	[J/kgK]	[J/kgK]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]	[kJ/kg]
295,17	295,17	500,95	121,19	121,19	259,03	167,33	35,18	142,2	10,05
283,88	283,88	468,53	121,19	121,19	247,74	152,98	35,18	127,85	10,05
273,5	273,5	439,15	121,19	121,19	237,35	140,37	35,18	115,25	10,05
264	264	412,63	121,19	121,19	227,86	129,31	35,18	104,18	10,05
255,2	255,2	388,47	121,19	121,19	219,06	119,48	35,18	94,35	10,05
247,08	247,08	366,52	121,19	121,19	210,94	110,76	35,18	85,62	10,05
239,54	239,54	346,49	121,19	121,19	203,4	102,95	35,18	77,82	10,05
232,54	232,54	328,21	121,19	121,19	196,4	95,97	35,18	70,84	10,05
225,98	225,98	311,37	121,19	121,19	189,83	89,65	35,18	64,51	10,05
219,85	219,85	295,92	121,19	121,19	183,71	83,93	35,18	58,8	10,05
214,11	214,11	281,67	121,19	121,19	177,97	78,75	35,18	53,62	10,05
208,71	208,71	268,54	121,19	121,19	172,57	74,04	35,18	48,9	10,05
203,65	203,65	256,44	121,19	121,19	167,51	69,74	35,18	44,61	10,05
198,84	198,84	245,2	121,19	121,19	162,7	65,8	35,18	40,67	10,05
194,33	194,33	234,8	121,19	121,19	158,19	62,19	35,18	37,06	10,05
190,06	190,06	225,11	121,19	121,19	153,92	58,87	35,18	33,73	10,05
186	186	216,09	121,19	121,19	149,86	55,8	35,18	30,67	10,05
182,19	182,19	207,75	121,19	121,19	146,04	52,99	35,18	27,85	10,05
178,53	178,53	199,91	121,19	121,19	142,39	50,37	35,18	25,23	10,05
175,04	175,04	192,58	121,19	121,19	138,9	47,93	35,18	22,8	10,05
171,75	171,75	185,75	121,19	121,19	135,61	45,68	35,18	20,55	10,05
168,59	168,59	179,34	121,19	121,19	132,44	43,57	35,18	18,45	10,05
165,58	165,58	173,28	121,19	121,19	129,43	41,61	35,18	16,48	10,05
162,72	162,72	167,66	121,19	121,19	126,58	39,79	35,18	14,66	10,05
159,95	159,95	162,32	121,19	121,19	123,81	38,06	35,18	12,94	10,05
157,34	157,34	157,33	121,19	121,19	121,19	36,47	35,18	11,34	10,05
231,71	231,71	275,17	153,29	153,29	195,57	76,41	45,23	41,22	10,05
227,59	227,59	270,26	150,13	150,13	191,45	74,65	44,23	40,47	10,05
223,46	223,46	265,3	146,96	146,96	187,32	72,88	43,22	39,71	10,05
219,32	219,32	260,34	143,77	143,77	183,17	71,12	42,22	38,95	10,05
215,17	215,17	255,36	140,58	140,58	179,02	69,36	41,21	38,2	10,05
211,01	211,01	250,35	137,37	137,37	174,86	67,6	40,21	37,44	10,05
206,84	206,84	245,35	134,16	134,16	170,69	65,85	39,2	36,7	10,05
202,66	202,66	240,29	130,93	130,93	166,51	64,09	38,2	35,95	10,05
198,47	198,47	235,26	127,7	127,7	162,33	62,35	37,19	35,21	10,05
194,27	194,27	230,21	124,45	124,45	158,13	60,61	36,19	34,48	10,05
190,06	190,06	225,11	121,19	121,19	153,92	58,87	35,18	33,73	10,05
185,85	185,85	220,03	117,93	117,93	149,7	57,13	34,18	33,01	10,05
181,62	181,62	214,91	114,65	114,65	145,48	55,4	33,17	32,28	10,05
177,38	177,38	209,81	111,36	111,36	141,24	53,68	32,17	31,56	10,05
173,13	173,13	204,66	108,06	108,06	136,99	51,94	31,16	30,84	10,05
168,88	168,88	199,48	104,75	104,75	132,73	50,22	30,16	30,12	10,05
164,61	164,61	194,31	101,43	101,43	128,47	48,5	29,15	29,4	10,05
160,33	160,33	189,11	98,09	98,09	124,19	46,78	28,15	28,69	10,05
156,05	156,05	183,91	94,75	94,75	119,9	45,07	27,14	27,98	10,05
151,75	151,75	178,69	91,4	91,4	115,61	43,36	26,14	27,28	10,05
147,44	147,44	173,44	88,03	88,03	111,3	41,65	25,13	26,58	10,05
143,12	143,12	168,19	84,65	84,65	106,98	39,96	24,12	25,88	10,05
138,79	138,79	162,89	81,27	81,27	102,65	38,25	23,12	25,18	10,05
134,45	134,45	157,58	77,87	77,87	98,31	36,55	22,11	24,49	10,05
130,1	130,1	152,28	74,45	74,45	93,96	34,86	21,11	23,8	10,05
125,74	125,74	146,96	71,03	71,03	89,6	33,17	20,1	23,12	10,05
121,37	121,37	141,57	67,6	67,6	85,23	31,48	19,1	22,43	10,05
116,99	116,99	136,22	64,15	64,15	80,85	29,79	18,09	21,75	10,05
112,6	112,6	130,87	60,69	60,69	76,45	28,12	17,09	21,09	10,05
108,19	108,19	125,42	57,22	57,22	72,05	26,44	16,08	20,41	10,05
103,78	103,78	120,02	53,74	53,74	67,63	24,77	15,08	19,74	10,05

T _{ref,V}	p _{ref,V}	T _{ref,T}	η _{el}	π _V	π _T	m _{V,korr}	m	m _{T,red}	η _V	η _T ·η _M	η _M
[K]	[Pa]	[K]	[-]	[-]	[-]	[kg/s]	[kg/s]	K ^{0,5} /s ¹	[-]	[-]	[-]
293,15	101325	873,15	0,95	2,4643	2,4643	0,688	0,2841	4,9212	0,75	0,7	1,4
293,15	101325	873,15	0,95	2,3693	2,3693	0,6728	0,289	5,006	0,75	0,7	1,3462
293,15	101325	873,15	0,95	2,2852	2,2852	0,6653	0,2962	5,1319	0,76	0,7	1,2963
293,15	101325	873,15	0,95	2,2108	2,2108	0,6577	0,3027	5,2442	0,76	0,69	1,2321
293,15	101325	873,15	0,95	2,1441	2,1441	0,6426	0,3049	5,283	0,76	0,69	1,1897
293,15	101325	873,15	0,95	2,0844	2,0844	0,635	0,31	5,3706	0,76	0,7	1,1667
293,15	101325	873,15	0,95	2,0304	2,0304	0,6199	0,3107	5,3821	0,77	0,7	1,129
293,15	101325	873,15	0,95	1,9815	1,9815	0,6048	0,3106	5,3805	0,77	0,69	1,0781
293,15	101325	873,15	0,95	1,9367	1,9367	0,5897	0,3098	5,3672	0,77	0,69	1,0455
293,15	101325	873,15	0,95	1,8958	1,8958	0,5821	0,3124	5,4127	0,77	0,69	1,0147
293,15	101325	873,15	0,95	1,8583	1,8583	0,567	0,3105	5,3785	0,77	0,68	0,9714
293,15	101325	873,15	0,95	1,8237	1,8237	0,5519	0,3079	5,3344	0,77	0,68	0,9444
293,15	101325	873,15	0,95	1,7918	1,7918	0,5443	0,3091	5,3549	0,77	0,69	0,9324
293,15	101325	873,15	0,95	1,7621	1,7621	0,5368	0,3099	5,3696	0,77	0,69	0,9079
293,15	101325	873,15	0,95	1,7346	1,7346	0,5216	0,306	5,301	0,77	0,68	0,8718
293,15	101325	873,15	0,95	1,709	1,709	0,5141	0,3061	5,3024	0,77	0,68	0,85
293,15	101325	873,15	0,95	1,6851	1,6851	0,5065	0,3059	5,2988	0,77	0,68	0,8293
293,15	101325	873,15	0,95	1,6628	1,6628	0,499	0,3053	5,2896	0,77	0,68	0,8095
293,15	101325	873,15	0,95	1,6418	1,6418	0,4914	0,3045	5,2761	0,77	0,68	0,7907
293,15	101325	873,15	0,95	1,622	1,622	0,4763	0,2988	5,1763	0,77	0,67	0,7614
293,15	101325	873,15	0,95	1,6035	1,6035	0,4687	0,2974	5,1528	0,77	0,67	0,7444
293,15	101325	873,15	0,95	1,5859	1,5859	0,4612	0,2959	5,1259	0,77	0,67	0,7283
293,15	101325	873,15	0,95	1,5694	1,5694	0,4536	0,2941	5,095	0,77	0,65	0,6915
293,15	101325	873,15	0,95	1,5539	1,5539	0,446	0,2921	5,0601	0,77	0,66	0,6875
293,15	101325	873,15	0,95	1,5389	1,5389	0,4385	0,2899	5,0226	0,77	0,66	0,6735
293,15	101325	873,15	0,95	1,525	1,525	0,4309	0,2875	4,9811	0,77	0,66	0,66
293,15	101325	873,15	0,95	1,9758	1,9758	0,6048	0,3115	5,4828	0,77	0,69	0,8625
293,15	101325	873,15	0,95	1,9476	1,9476	0,5972	0,312	5,4839	0,77	0,69	0,8625
293,15	101325	873,15	0,95	1,9198	1,9198	0,5897	0,3125	5,4843	0,77	0,69	0,8625
293,15	101325	873,15	0,95	1,8923	1,8923	0,5783	0,311	5,4484	0,77	0,69	0,8625
293,15	101325	873,15	0,95	1,8651	1,8651	0,5708	0,3114	5,4468	0,77	0,68	0,85
293,15	101325	873,15	0,95	1,8383	1,8383	0,5594	0,3096	5,4078	0,77	0,68	0,85
293,15	101325	873,15	0,95	1,8118	1,8118	0,5519	0,3099	5,4041	0,77	0,68	0,85
293,15	101325	873,15	0,95	1,7857	1,7857	0,5443	0,3102	5,3995	0,77	0,69	0,8625
293,15	101325	873,15	0,95	1,7598	1,7598	0,533	0,3082	5,3561	0,77	0,69	0,8625
293,15	101325	873,15	0,95	1,7343	1,7343	0,5254	0,3083	5,3492	0,77	0,68	0,85
293,15	101325	873,15	0,95	1,709	1,709	0,5141	0,3061	5,3024	0,77	0,68	0,85
293,15	101325	873,15	0,95	1,6841	1,6841	0,5027	0,3037	5,2536	0,77	0,68	0,85
293,15	101325	873,15	0,95	1,6595	1,6595	0,4952	0,3036	5,2428	0,77	0,68	0,85
293,15	101325	873,15	0,95	1,6352	1,6352	0,4838	0,3011	5,1903	0,77	0,67	0,8375
293,15	101325	873,15	0,95	1,6112	1,6112	0,4763	0,3008	5,1769	0,77	0,67	0,8375
293,15	101325	873,15	0,95	1,5875	1,5875	0,4612	0,2956	5,079	0,77	0,67	0,8375
293,15	101325	873,15	0,95	1,5641	1,5641	0,4498	0,2926	5,0199	0,77	0,66	0,825
293,15	101325	873,15	0,95	1,541	1,541	0,4385	0,2895	4,9586	0,77	0,66	0,825
293,15	101325	873,15	0,95	1,5181	1,5181	0,4234	0,2837	4,8515	0,77	0,66	0,825
293,15	101325	873,15	0,95	1,4956	1,4956	0,4082	0,2777	4,7409	0,76	0,66	0,825
293,15	101325	873,15	0,95	1,4733	1,4733	0,3931	0,2715	4,6265	0,76	0,66	0,825
293,15	101325	873,15	0,95	1,4513	1,4513	0,3818	0,2677	4,5535	0,76	0,66	0,825
293,15	101325	873,15	0,95	1,4296	1,4296	0,3704	0,2636	4,4778	0,76	0,66	0,825
293,15	101325	873,15	0,95	1,4082	1,4082	0,3591	0,2595	4,3993	0,75	0,65	0,8125
293,15	101325	873,15	0,95	1,387	1,387	0,344	0,2523	4,2712	0,75	0,64	0,8
293,15	101325	873,15	0,95	1,3661	1,3661	0,3289	0,2449	4,1388	0,74	0,62	0,775
293,15	101325	873,15	0,95	1,3455	1,3455	0,3137	0,2373	4,0023	0,74	0,62	0,775
293,15	101325	873,15	0,95	1,3251	1,3251	0,3024	0,2322	3,9102	0,73	0,63	0,7875
293,15	101325	873,15	0,95	1,305	1,305	0,2911	0,2269	3,815	0,73	0,63	0,7875
293,15	101325	873,15	0,95	1,2851	1,2851	0,2835	0,2245	3,7668	0,73	0,62	0,775
293,15	101325	873,15	0,95	1,2655	1,2655	0,2722	0,2188	3,6658	0,72	0,6	0,75

n_V,korr	n_T,korr	n	P_V	P_T	P_M	P_el	Q_41	Q_K	COP
[1/s]	[1/s]	[1/s]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[-]
0	0	0	47,531	9,9931	26,813	25,472	2,8548	2,8548	0,1121
0	0	0	44,204	10,165	25,286	24,021	2,904	2,904	0,1209
0	0	0	41,58	10,421	24,037	22,835	2,977	2,977	0,1304
0	0	0	39,142	10,649	23,125	21,969	3,0421	3,0421	0,1385
0	0	0	36,435	10,728	21,609	20,528	3,0647	3,0647	0,1493
0	0	0	34,335	10,906	20,083	19,078	3,1155	3,1155	0,1633
0	0	0	31,983	10,929	18,648	17,715	3,1222	3,1222	0,1762
0	0	0	29,805	10,926	17,511	16,636	3,1212	3,1212	0,1876
0	0	0	27,774	10,899	16,141	15,334	3,1135	3,1135	0,203
0	0	0	26,222	10,991	15,01	14,26	3,1399	3,1399	0,2202
0	0	0	24,448	10,922	13,924	13,228	3,1201	3,1201	0,2359
0	0	0	22,798	10,832	12,669	12,036	3,0945	3,0945	0,2571
0	0	0	21,556	10,874	11,456	10,883	3,1064	3,1064	0,2854
0	0	0	20,394	10,904	10,453	9,9305	3,1149	3,1149	0,3137
0	0	0	19,029	10,764	9,48	9,006	3,0751	3,0751	0,3415
0	0	0	18,018	10,767	8,5301	8,1036	3,0759	3,0759	0,3796
0	0	0	17,067	10,76	7,6051	7,2249	3,0738	3,0738	0,4255
0	0	0	16,179	10,741	6,7172	6,3814	3,0685	3,0685	0,4808
0	0	0	15,34	10,714	5,8505	5,558	3,0606	3,0606	0,5507
0	0	0	14,321	10,511	5,0034	4,7533	3,0027	3,0027	0,6317
0	0	0	13,586	10,463	4,195	3,9853	2,9891	2,9891	0,75
0	0	0	12,891	10,409	3,4086	3,2382	2,9735	2,9735	0,9183
0	0	0	12,237	10,346	2,7347	2,5979	2,9556	2,9556	1,1377
0	0	0	11,622	10,275	1,9585	1,8606	2,9354	2,9354	1,5777
0	0	0	11,034	10,199	1,2398	1,1778	2,9136	2,9136	2,4738
0	0	0	10,486	10,115	0,562	0,5339	2,8895	2,8895	5,4125
0	0	0	23,799	14,087	11,26	10,697	3,1302	3,1302	0,2926
0	0	0	23,292	13,8	11,005	10,454	3,1358	3,1358	0,2999
0	0	0	22,777	13,508	10,747	10,21	3,1409	3,1409	0,3076
0	0	0	22,116	13,129	10,42	9,8989	3,1253	3,1253	0,3157
0	0	0	21,597	12,832	10,312	9,7965	3,1293	3,1293	0,3194
0	0	0	20,932	12,451	9,9778	9,4789	3,1119	3,1119	0,3283
0	0	0	20,409	12,149	9,7171	9,2313	3,1148	3,1148	0,3374
0	0	0	19,878	11,848	9,3102	8,8447	3,1171	3,1171	0,3524
0	0	0	19,214	11,461	8,9894	8,5399	3,097	3,097	0,3627
0	0	0	18,684	11,156	8,8562	8,4134	3,098	3,098	0,3682
0	0	0	18,018	10,767	8,5301	8,1036	3,0759	3,0759	0,3796
0	0	0	17,353	10,382	8,2009	7,7909	3,0526	3,0526	0,3918
0	0	0	16,82	10,071	7,9402	7,5432	3,0512	3,0512	0,4045
0	0	0	16,161	9,6852	7,7324	7,3457	3,0257	3,0257	0,4119
0	0	0	15,622	9,3721	7,4628	7,0896	3,0228	3,0228	0,4264
0	0	0	14,844	8,9145	7,0796	6,7257	2,9705	2,9705	0,4417
0	0	0	14,192	8,5299	6,8633	6,5201	2,9408	2,9408	0,451
0	0	0	13,544	8,1501	6,538	6,2111	2,9097	2,9097	0,4685
0	0	0	12,788	7,7008	6,1667	5,8584	2,8516	2,8516	0,4868
0	0	0	12,043	7,26	5,7971	5,5072	2,7912	2,7912	0,5068
0	0	0	11,308	6,8225	5,4364	5,1646	2,7285	2,7285	0,5283
0	0	0	10,695	6,4558	5,1389	4,882	2,6899	2,6899	0,551
0	0	0	10,084	6,0955	4,8351	4,5934	2,6496	2,6496	0,5768
0	0	0	9,4835	5,7368	4,6113	4,3808	2,6076	2,6076	0,5952
0	0	0	8,7964	5,3268	4,337	4,1202	2,536	2,536	0,6155
0	0	0	8,1245	4,9232	4,1307	3,9242	2,4616	2,4616	0,6273
0	0	0	7,4688	4,5316	3,79	3,6005	2,3844	2,3844	0,6623
0	0	0	6,9172	4,2005	3,4498	3,2773	2,3336	2,3336	0,712
0	0	0	6,3814	3,8783	3,1785	3,0196	2,2807	2,2807	0,7553
0	0	0	5,9346	3,6093	3,0005	2,8505	2,2558	2,2558	0,7914
0	0	0	5,4201	3,2998	2,8271	2,6858	2,1991	2,1991	0,8188



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

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

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

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

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

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Wierk

Vorname: Tjarek

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

Bewertung der Einsatzmöglichkeiten von Verdichter-Motor-Turbinen
in Kaltluft-Kältemaschinen

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

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

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Bachelorarbeit ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

01.07.2022

Datum

Unterschrift im Original