Modellierung des Radialverdichters eines PKW-Abgasturboladers

Masterarbeit

Matthias Ewert

Lehrstuhl für Informatik 2
Theorie von hybriden Systemen
Prof. Dr. Erika Ábrahám
RWTH Aachen University

FEV GmbH Aachen
Betreuer:
Dr.-Ing. Richard Aymanns
Dipl.-Ing. Dominik Lückmann

Eingereicht am:
20. Dezember 2013

Erklärung der Selbstständigkeit

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorgelegte Arbeit - einschließlich aller beigefügten Materialien - selbstständig verfasst und keine anderen als im Literaturverzeichnis angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Dies gilt für alle Quellentypen. Diese Arbeit ist in gleicher oder ähnlicher Form noch nicht eingereicht worden. Mir ist bekannt, dass Zuwiderhandlungen gegen diese Erklärung und bewusste Täuschungen eine Zurückweisung der Arbeit zur Folge haben können.

Aachen, den 20. Dezember 2013 Matthias Ewert

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Fläche	m^2
a	technische Arbeit	$\mathrm{J\ kg^{-1}}$
b	Breite	m
c	Strömungsgeschwindigkeit	$\mathrm{m\ s^{-1}}$
c_f	Reibungskonstante	-
c_m	Meridionalgeschwindigkeit	$\mathrm{m\ s^{-1}}$
$c_\mathrm{p}, c_\mathrm{v}$	spezifische Wärmekapazität	$\mathrm{J\ kg^{-1}K^{-1}}$
c_u	Absolutgeschwindigkeit in Umfangsrichtung	$\mathrm{m\ s^{-1}}$
d	Durchmesser	m
H	Verhältnis der Diffusorwandbreiten	-
h	Enthalpie	$\mathrm{J\ kg^{-1}}$
k	Druckverlustbeiwert	-
l	Länge	m
Ma	Machzahl	-
$\dot{m}$	Massenstrom	$\mathrm{kg\ s^{-1}}$
n	Drehzahl	$\mathrm{min^{-1}}$
P	Druckverhältnis	-
p	Druck	Pa
q	Wärmeeintrag	$\mathrm{J\ kg^{-1}}$
R	Radienverhältnis	-
R_i	spezifische Gaskonstante	$\mathrm{J\ kg^{-1}\ K^{-1}}$
Re	Reynoldszahl	-
r	Radius	m
T	Temperatur	K
u	Umfangsgeschwindigkeit	$\mathrm{m\ s^{-1}}$
w	Relativgeschwindigkeit	$\mathrm{m\ s^{-1}}$
z	Schaufelanzahl	-

Griechische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Absolutströmungswinkel	rad
β	Schaufelwinkel	rad
κ	spezifisches Wärmeverhältnis	-
λ	Arbeitskennzahl	W m^{-1} K^{-1}
μ	Minderleistungfaktor	kg m^{-1} s^{-1}
ρ	Dichte	kg m^{-3}
Π	Druckverhältnis	-
ϕ	Durchflusskennzahl	-
φ	Diffusorgehäusewinkel	rad
ξ	Reibungsparameter	-

Indizes

Index	Beschreibung
0	total, Prüfstandsmessrohr am Verdichtereintritt
1	Zustand vor Verdichtereintritt (vor Laufrad)
2	Zustand vor Diffusor (nach Laufrad)
3	Zustand vor Volute (nach Diffusor)
4	Zustand vor Verdichteraustritt (nach Volute)
5	Zustand nach Verdichteraustritt
6	Prüfstandsmessrohr am Verdichteraustritt
ATL	Abgasturbolader
adia	adiabat
b	bei idealer An- bzw. Abströmung
bl	Schaufelblattbelastung
cl	Spaltverluste
D	Diffusor
df	Laufradreibungsverluste
dia	diabat
fric	Strömungsreibungsverluste
imp	Laufrad
inc	Inzidenzverluste
is	isentrop
kor	korrigiert
L	Luft
m	meridional
max	Maximalwert
min	Minimalwert
p	Druck
rc	Rezirkulationsverluste
ref	Referenzwert
u	bezogen auf Umfangsgeschwindigkeit
V	Volute
w	bezogen auf Diffusorwand

1 Einleitung

Die Abgasturboaufladung eines Verbrennungsmotors ist heutzutage eines der zentralen Themen in der Motorenentwicklung. Aufgrund wachsender Energiepreise und der Begrenztheit fossiler Ressourcen als Kraftstoffquelle wird in der Motorentechnik neben der Erforschung alternativer Antriebe insbesondere die Entwicklung des konventionellen Verbrennungsmotors zu höheren spezifischen Leistungen bei geringerem Kraftstoffverbrauch angestrebt. Dabei bietet die Abgasturboaufladung eine Möglichkeit zur Reduktion von Schadstoffemissionen und zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs, wobei letzteres gleichzeitig eine Verminderung von klimarelevanter CO_2-Emissionen zur Folge hat. Sie wird daher beispielsweise beim sogenannten Downsizing verwendet. Bei diesem Konzept wird zunächst eine Hubraumverkleinerung eines Motors vorgenommen und anschließend mit einer Abgasturboaufladung kombiniert, sodass die Leistung des kleineren Motors dadurch wieder gesteigert wird. Der neue Motor liefert nicht nur die gleiche Leistung wie der vorherige größere Motor, sondern besitzt aufgrund der Verschiebung des Lastpunktes im Teillastbereich deutliche Verbrauchsvorteile. Der Betriebspunkt auf der Fahrwiderstandskurve im Motorkennfeld befindet sich dabei näher am Verbrauchsoptimum, wodurch der Wirkungsgrad gesteigert und der Kraftstoffverbrauch gesenkt wird [Gol05].

Für die Entwicklung des Verbrennungsmotors ist die Motorprozesssimulation ein wichtiges Werkzeug, um die Interaktion des Verbrennungsmotors mit dem Abgasturbolader für den jeweiligen Anwendungsfall zu optimieren. Dabei besteht der Vorteil darin, dass die Kosten durch die Simulation deutlich gesenkt werden können und ein konstruierter Prototyp nicht vorhanden sein muss. So können bereits vor der Fertigungsphase wichtige Vorhersagen über das Betriebsverhalten des Abgasturboladers getroffen werden und den Entscheidungsprozess bei der Wahl des richtigen Turboladers unterstützen.

1.1 Ziel der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist die Modellierung des Radialverdichters eines Abgasturboladers. Dafür werden verschiedene Teilmodelle aus der Literatur zu einem Gesamtmodell zusammengeführt. Anschließend wird eine Simulation des aufgestellten Modells in Matlab vorgenommen, um so die Werte des Modells mit denen des Prüfstandes zu vergleichen. Hierbei berechnet das Modell nicht nur die für die Kennfelderzeugung notwendigen Zustandsgrößen an Verdichtereintritt und -austritt, sondern bietet zudem die Möglichkeit, die Zustände des Verdichters sowie die einzelnen Energieverluste abzubilden. Im nächsten Schritt wird dann im Informatikanteil dieser Arbeit mittels eines genetischen Algorithmus untersucht, welche Auswirkung eine Variation der Verdichtergeometrie auf die Druck- und Temperaturwerte des Modells hat.

Die vorliegende Arbeit wurde interdisziplinär aus den Bereichen der Informatik, der Ingenieurwissenschaften und des Maschinenbaus angefertigt. Dabei verknüpft sie Inhalte der Motorentechnik mit Methoden der Simulation und künstlichen Intelligenz.

1.2 Struktur der Arbeit

Diese Arbeit gliedert sich in fünf Hauptteile: Hierbei werden im ersten Teil zunächst die Grundlagen für eine Verdichtermodellierung angesprochen. Neben der Erläuterung des Prinzips der Abgasturboaufladung wird hier insbesondere auf die Thermodynamik eingegangen. Im darauffolgenden Kapitel werden anschließend die unterschiedlichen Arten von Modellierungsansätzen beschrieben und auf bereits verwandte Arbeiten verwiesen. Der dritte Teil beinhaltet dann die Bildung des eigenen Modells, bei dem die einzelnen Verdichterkomponenten getrennt modelliert und später in Zusammenhang gebracht werden. Im nächsten Schritt werden dann im vierten Teil die experimentellen Ergebnisse des eigenen Modells vorgestellt und diese bewertet. Abschließend findet im letzten Hauptteil die Anwendung des genetischen Algorithmus statt. Dabei wird hier der genetische Algorithmus beschrieben, an die Problemstellung angepasst sowie seine Ergebnisse analysiert.

1.3 Danksagungen

Zunächst möchte ich mich an dieser Stelle bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung dieser Masterarbeit unterstützt und motiviert haben.

Ganz besonders gilt dieser Dank Frau Prof. Erika Ábrahám von der RWTH Aachen, Herrn Dr.-Ing. Richard Aymanns von der FEV GmbH und Herrn Dipl.-Ing. Dominik Lückmann vom Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen der RWTH Aachen, für die Betreuung, die Hilfestellungen und die stete Förderung.

Ich bedanke mich auch bei der FEV GmbH, für die Möglichkeit in ihrem Unternehmen zu forschen und zu arbeiten. Meine Vorgesetzten und Kollegen dort haben maßgeblich dazu beigetragen, dass diese Masterarbeit nun vorliegt.

2 Grundlagen

2.1 Abgasturboaufladung

Ein wesentliches Ziel der Abgasturboaufladung ist die Steigerung der spezifischen Leistung von Verbrennungsmotoren. Dabei erstreckt sich ihr Einsatz von kleinen PKW-Motoren bis hin zu Großdieselmotoren über das gesamte Hub- und Leistungsspektrum. Bei Betrachtung der Gleichung 2.1 für die spezifische Leistung bezogen auf das Hubvolumen wird ersichtlich, dass die Aufladung eine Möglichkeit ist, um bei gleichem Hubvolumen eine Leistungssteigerung zu erzielen:

$$\frac{P_\mathrm{e}}{V_\mathrm{H}} = i \cdot n \cdot p_\mathrm{me}, \quad i = \begin{cases} 0.5 & \text{für 4-Takt-Motor} \\ 1.0 & \text{für 2-Takt-Motor} \end{cases} \tag{2.1}$$

Eine Leistungssteigerung durch Veränderung der *Arbeitsspielzahl* i ist nur durch einen Wechsel von einem 4-Takt-Motor zu einem 2-Takt-Motor möglich. Der 2-Takt-Motor wird heutzutage jedoch meist nur noch in tragbaren Geräten und Schiffsmotoren eingesetzt. Zu seinen Vorteilen zählen eine höhere spezifische Leistung und eine einfachere Bauweise. Im PKW-Bereich findet er jedoch kaum noch Anwendung, da er aufgrund der Schmierung von bewegten Teilen mittels Öl im Kraftstoff erhebliche Emissionsprobleme verursacht und somit nicht mehr den heutigen Abgasnormen entspricht. Daher scheidet eine Leistungssteigerung durch Veränderung der Arbeitsspielzahl im Automobilbereich aus. Eine andere Möglichkeit für die spezifische Leistungssteigerung ist die Anhebung der *maximalen Motordrehzahl* n. Diese besitzt jedoch durch mechanische Festigkeiten eine maximale Drehzahl und lässt sich somit nicht unbegrenzt erhöhen. Daher lässt sich auf Basis dieser Betrachtungen nur noch durch die Zunahme des *effektiven Mitteldrucks* p_me eine sinnvolle Leistungssteigerung erzielen.

Um den effektiven Mitteldruck aus Gleichung 2.1 weiter zu untersuchen, wird unter Berücksichtigung des Zusammenhangs zwischen Luft- und Brennstoffmassenstrom die Gleichung für den effektiven Mitteldruck eines direkteinspritzenden Motors hergeleitet [Pis01, Pis11]:

$$p_\mathrm{me} = \frac{H_\mathrm{U}}{L_\mathrm{St}} \cdot \frac{\lambda_\mathrm{l} \cdot \eta_\mathrm{e}}{\lambda} \cdot \rho_\mathrm{L} \tag{2.2}$$

Der *Heizwert* H_{U} und der *stöchiometrische Luftbedarf* L_{St} sind kraftstoffabhängige Konstanten, welche also nicht für eine am Motor vorgenommene Leistungssteigerung in Frage kommen können. Der *Liefergrad* λ_{l} ist ein Maß für die im Zylinder nach Abschluss des Ladungswechsels verbleibende Frischladung und ist nur schwer zu beeinflussen. Der *effektive Wirkungsgrad* η_{e} des Motors hängt sowohl vom mechanischen Wirkungsgrad η_{m} als auch vom inneren Wirkungsgrad η_{i} ab ($\eta_{\mathrm{e}} = \eta_{\mathrm{m}} \cdot \eta_{\mathrm{i}}$). Eine Verbesserung der Wirkungsgrade ist das ständiges Bestreben in der Motorenentwicklung und kann durch eine Reduktion der Motorenreibung (η_{m}) und einer Optimierung des Brennverfahrens (η_{i}) erzielt werden, jedoch sind diese Methoden nur bis zu einem gewissen Grad durchführbar. Das *Luftverhältnis* λ bezeichnet das Verhältnis aus tatsächlicher Masse und stöchiometrischer Luftmasse im Brennraum. Es ist nach unten hin durch die obere Zündgrenze begrenzt, das heißt bei zu geringer Luftmasse im Brennraum reicht der Sauerstoffanteil nicht aus, um eine Verbrennung zu erzeugen. Außerdem ist bei heutigen Ottomotoren das Luftverhältnis in einem engem Bereich um λ=1 eingeregelt, da dies für die Verwendung eines 3-Wege-Katalysators notwendig ist. Aus vorhergegangener Argumentation resultiert also, dass eine Vergrößerung der *Frischladungsluftdichte* ρ_{L} ein möglicher Weg zur einer optimalen Leistungssteigerung des Motors ist. Die Luftdichte hängt dabei von der Leistung ab ($P_{\mathrm{e}} \sim \rho_{\mathrm{L}}$) und ist nach dem idealen Gasgesetz (siehe Kapitel 2.5.2) wie folgt definiert [Mor10]:

$$\rho_{\mathrm{L}} = \frac{p_{\mathrm{L}}}{R_{\mathrm{L}} \cdot \, T_{\mathrm{L}}} \tag{2.3}$$

Die Luftdichte ρ_{L} setzt sich aus dem *Luftdruck* p_{L}, der *idealen Gaskonstante* für Luft R_{L} und der *Lufttemperatur* T_{L} zusammen. Eine Steigerung der Luftdichte und letztendlich auch der Motorleistung ist also sowohl durch Erhöhung des Ladeluftdrucks, als auch durch die Absenkung der Ladelufttemperatur möglich. Das Abkühlen der Ladeluft, wie es heutzutage mit so genannten Ladeluftkühlern der Fall ist, kann nur bis zu einem bestimmten Grad durchgeführt werden. Somit erweist sich als sinnvolle Methode einer effektiven Leistungssteigerung die Erhöhung des Ladedrucks. Die Maschine für eine solche Drucksteigerung wird Lader genannt und in Kapitel 2.2 detailliert beschrieben.

Abbildung 2.1 zeigt in einem Leistungskennfeld den Verlauf der spezifischen Motorleistung in Abhängigkeit der Drehzahl jeweils mit und ohne Abgasturboaufladung. Dabei handelt es sich in beiden Fällen um einen vierzylindrigen 2.0 l PKW-

Ottomotor mit Direkteinspritzung. Der Motor ohne Abgasturboaufladung besitzt eine maximale Leistung von 110 kW bei einer Nenndrehzahl von 6000 min^{-1}. Durch die Leistungssteigerung mittels Abgasturboaufladung erreicht der aufgeladene Motor trotz Baugleichheit eine maximale Leistung von 155 kW bereits bei 5000 min^{-1}, eine Steigerung von rund 40 %.

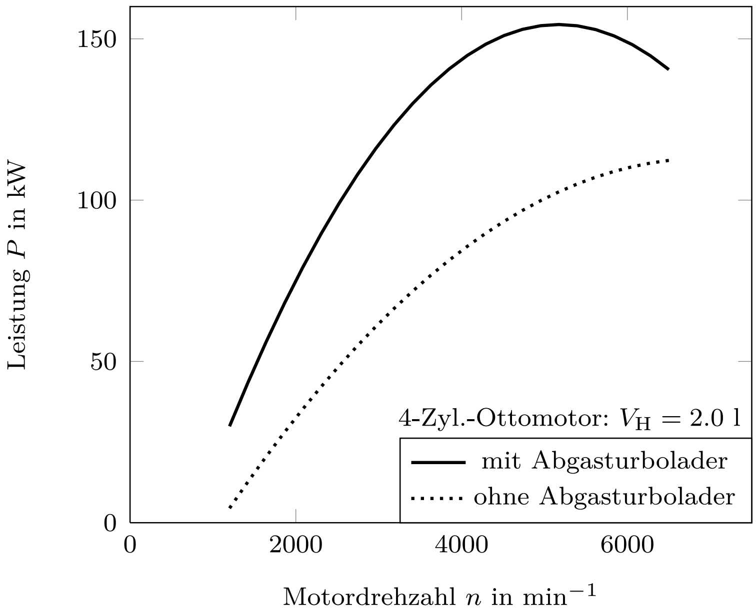

Abbildung 2.1: Leistungskennfeld eines Motors mit und ohne Abgasturboaufladung

Im Zuge der aktuellen Trends in der Motorenentwicklung wird der Abgasturboaufladung beim sogenannten Downsizing eine besondere Bedeutung zuteil. Durch die erhöhten Anforderungen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs bzw. Senkung der CO_2-Emissionen stellt das Downsizing eine wirkungsvolle Methode dar. Dabei werden Saugmotoren durch aufgeladene Motoren mit kleinerem Hubraum ersetzt. Im Idealfall besitzt der neue aufgeladene Motor eine bessere Leistungscharakteristik als der ursprüngliche, da sich zum einen aufgrund der Hubraumverkleinerung die Reibleistung vermindert und sich zum anderen die Betriebspunkte im Motorkennfeld in einen effizienteren Bereich mit höheren Mitteldrücken verschieben. Der neue Motor wird kleiner und leichter, was sich insbesondere bei einer möglichen Reduzierung der Zylinderzahl zeigt. Durch die Anwendung von Downsizing kann der Wirkungsgrad gesteigert und ein Kraftstoffersparnis von bis zu 30 % erzielt werden [Gol05].

2.2 Wirkprinzip eines Abgasturboladers

Im Allgemeinen wird der Abgasturbolader als eine Strömungsmaschine angesehen und zeichnet sich durch solche aus. Dabei macht er sich sowohl die kinetische als auch die thermische Energie des Abgases zu Nutze und benötigt so keine direkte mechanische Kopplung mit der Kurbelwelle des Motors. Im Gegensatz dazu wird bei der *mechanischen Aufladung*, beispielsweise durch einen Kompressor, ein Verdichter über die mechanische Energie des Motors mittels Kurbelwellenkopplung angetrieben. Dabei wird zwar in der Summe die Leistung des Motors gesteigert, jedoch wird für hohe Ladedrücke bis zu 50 % der Motorleistung in Anspruch genommen und die Energie des Abgases bleibt ungenutzt [Bai05].

Wie in Abbilung 2.2 gezeigt, besteht der PKW-Abgasturbolader in der Regel aus einem *Verdichter* und einer *Turbine*, die über meist durch ein Gleitlager gelagerte Welle miteinander gekoppelt sind. Der Verdichter hat dabei die Aufgabe die Umgebungsluft (p_{U},I) auf ein höheres Druckniveau (p_{L},II) zu bringen ($p_{\mathrm{L}} > p_{\mathrm{U}}$), um so die Steigerung der Ladeluftdichte zu gewährleisten. Dabei wird die Luft im Verdichter komprimiert, sodass neben der Steigerung des Ladeluftdrucks auch die Ladelufttemperatur je nach Betriebspunkt auf Werte bis zu 200 °C ansteigt. Nach dem idealen Gasgesetz gemäß Gleichung 2.3 würde dies einen verminderten Anstieg der Ladeluftdichte hervorrufen und folglich die gewünschte Leistungssteigerung verringern. Daher wird nach dem Verdichter die Ladeluft mit Hilfe eines sogenannten Ladeluftkühlers (III) gesenkt, um so die Ladeluftdichte wieder zu erhöhen. Das Prinzip der Ladeluftkühlung findet heutzutage sowohl bei großen Motoren als auch bei kleineren turboaufgeladenen PKW-Motoren ihre Anwendung. Anschließend wird die nun komprimierte, abgekühlte Ladeluft über das Einlassventil (IV) in den Zylinder geführt und mit dem eingespritztem Brennstoff verbrannt. Dabei gilt, dass sich die Abgasmasse m_{A} aus der Summe der Ladeluftmasse m_{L} und der Brennstoffmasse m_{B} zusammensetzt, beziehungsweise zeitlich abgeleitet, der Abgasmassenstrom $\dot{m}_{\mathrm{A}}$ die Summe aus Ladeluftmassenstrom $\dot{m}_{\mathrm{L}}$ und Brennstoffmassenstrom $\dot{m}_{\mathrm{B}}$ bildet. Nach der Verbrennung wird das heiße Abgas durch das Auslassventil aus dem Brennraum ausgeschoben (V) und baut dadurch einen gewissen Druck auf. Die Turbine (VI) verwandelt diesen Druck anschließend in Bewegungsenergie, um dadurch den Verdichter über die gemeinsame Wellenkopplung anzutreiben. Dabei ist die Welle reibungsbehaftet (P_{R}) so dass dem Verdichter (P_{V}) nicht die gesamte Turbinenleistung (P_{T}) zur Verfügung steht ($P_{\mathrm{V}} = P_{\mathrm{T}} - P_{\mathrm{R}}$). Abschließend wird das heiße Abgas aus der Turbine durch den Abgastrakt ausgestoßen (VII).

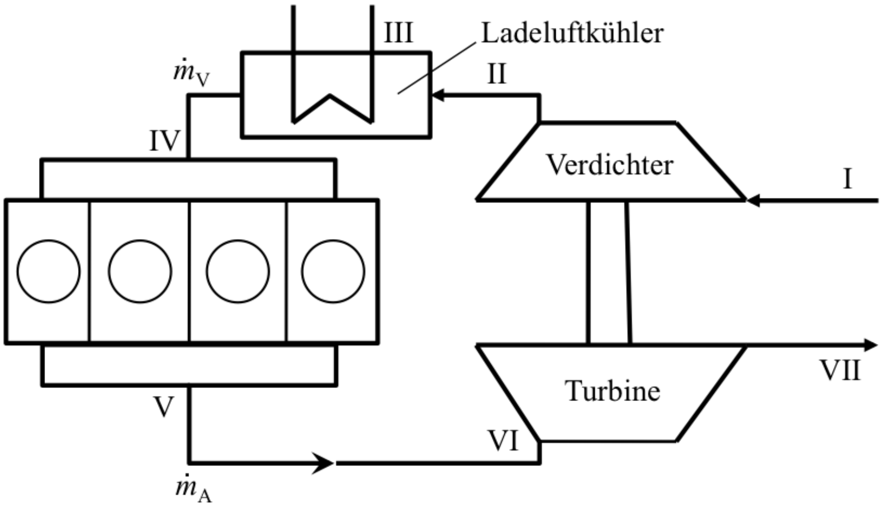

Abbildung 2.2: Luftweg durch den Abgasturbolader

2.2.1 Stau- und Stoßaufladung

Aufgrund zeitlich unterschiedlich stattfindender Ladungswechsel der einzelnen Zylinder kommt es im Abgassammelrohr des Motors zu Druckpulsationen. Dabei hat der Abgastrakt eines aufgeladenen Motors die Aufgabe, dass sich die angeschlossenen Zylinder beim Ausschiebevorgang nicht behindern. Außerdem muss die technisch nutzbare Abgasenergie möglichst ohne Verluste von Zylinder zur Turbine geleitet werden, wobei gleichzeitig die Abgasenergie in einem zeitlichen Ablauf angeboten werden muss, der eine möglichst effiziente Umsetzung in mechanische Energie gewährleistet [MT07]. Bei der Aufladung durch einen Abgasturbolader wird daher in der Regel zwischen zwei Konzepten unterschieden: Der *Stauaufladung* und der *Stoßaufladung*.

Bei der Stauaufladung werden die Abgase aus den einzelnen Zylindern in einen gemeinsamen Ausgleichsbehälter geleitet, indem die Druckpulsationen der einzelnen Zylinder ausreichend gedämpft werden und das Abgas so homogen und mit nahezu konstantem Druck zur Turbine strömt. Durch diesen sich stationär einstellenden Zustand wird ein Abgasturbolader mit Stauaufladung auf einen Motorbetriebspunkt abgestimmt. Er kommt daher bei Motoren zum Einsatz, die hauptsächlich bei Volllast und in einem bestimmten Betriebspunkt betrieben werden, wie beispielsweise große Schiffsmotoren oder Generatoren. Vorteile der Stauaufladung sind neben der einfacheren konstruktiven Gestaltung des Abgastraktes und der Abgasturbine vor allem die besseren Wirkungsgraden gegenüber der Stoßaufladung [PKS09].

Im PKW-Bereich ist eine Stauaufladung jedoch nur schwer zu realisieren, da PKW-Motoren in Teil- und Volllast betrieben werden und häufige Lastsprünge statt-finden. Daher wird bei der Stoßaufladung, die auf Büchi [Büc05] zurückgeht, das Volumen des Abgastraktes sehr klein gehalten und nur die Abgasleitungen der Zylinder zusammengeführt, die einen großen Zündabstand haben. Somit beeinflussen sich die Druckpulsationen der einzelnen Zylinder beim Ausschiebevorgang nicht und ein großer Teil der kinetischen Energie des Abgases, die für den Antrieb der Turbine notwendig ist, bleibt erhalten.

2.3 Aufbau eines Abgasturboladers

Abbildung 2.3 zeigt eine Schnittdarstellung eines Abgasturboladers mit Benennung seiner wesentlichen Komponenten. Im Regelfall handelt es sich bei dem Verdichter um einen Radialverdichter und bei der Turbine um eine Zentripetalturbine. Wie bereits erwähnt, sind Verdichter und Turbine über eine Welle gekoppelt. Dieser Verbund aus Welle, Turbinen- und Verdichterlaufrad wird auch Laufzeug genannt. Über das Abgasrohrsystem treten die heißen Abgase des Motors radial in die Turbine ein und werden im Gehäuse aufgestaut. Durch die Turbinenvolute wird die Strömung beschleunigt und zum Eintritt des Turbinenlaufrades geleitet. Dort wandelt das Laufrad die Strömung in mechanische Energie um und treibt so das Laufzeug an. Dabei ist die Leistung der Turbine insbesondere abhängig von der Abgastemperatur und der Motordrehzahl. Durch die Beschleunigung des Laufzeuges wird auch der Verdichter angetrieben, der dann über den Verdichtereintritt Luft ansaugt und verdichtet. Die genaue Funktionsweise des Verdichters wird in Kapitel 2.4 gesondert behandelt. Das Lagergehäuse verbindet die Turbine mit dem Verdichter und hat die Aufgabe, die radial und axial auftretenden Kräfte der Welle aufzunehmen. Dabei übt ein Ölschmierfilm eine dämpfende Wirkung aus und sorgt so für eine stabile Wellenlaufbahn. Außerdem dient das Öl als Wärmeleiter und führt so einen Teil der Wärme, die aufgrund der Temperaturdifferenz zwischen Turbine und Verdichter in das Lagergehäuse eingetragen wird, aus dem Turbolader ab.

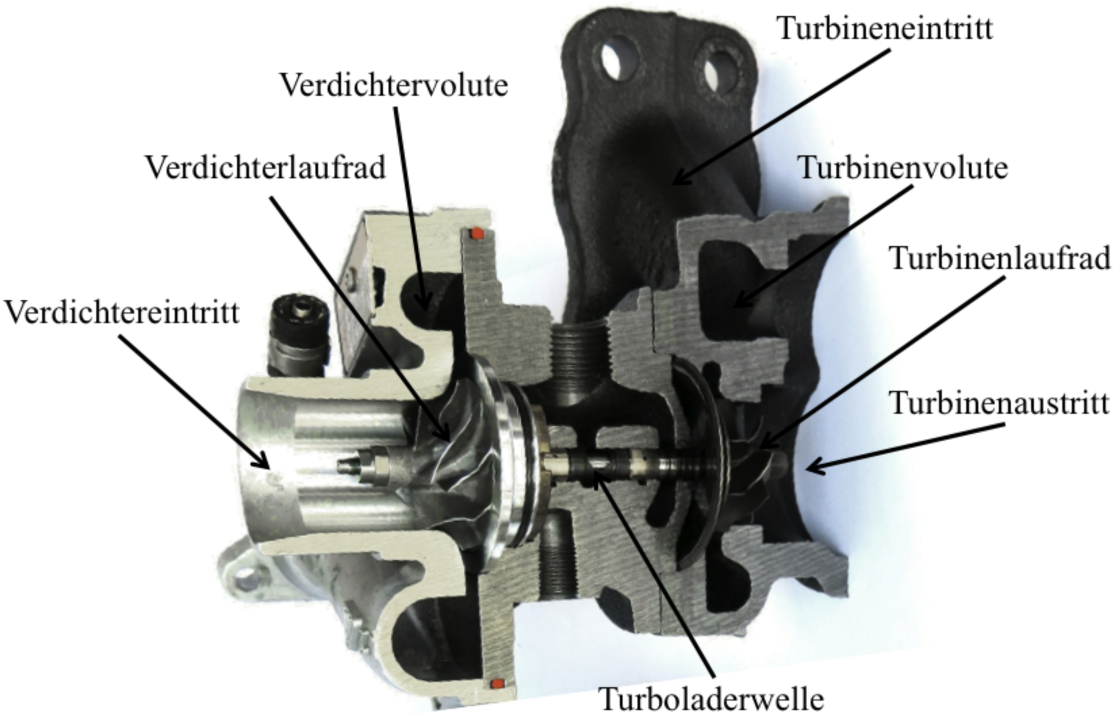

Abbildung 2.3: Schnittdarstellung eines Abgasturboladers

2.4 Aufbau und Betriebsverhalten eines Verdichters

Bei dem Verdichter eines PKW-Abgasturboladers handelt es sich generell um einen Radialverdichter, der die Strömung im Laufrad radial um 90 ° umlenkt. Dabei besteht der Verdichter neben dem *Laufzeug* und dem dazugehörigen Laufrad noch aus einem *Verdichtergehäuse*, einem *Diffusor* und einer *Volute*. Wie in Abbildung 2.4 dargestellt, strömt hierbei das Fluid zuerst durch den Eintrittskanal zum Laufradeintritt. Der Eintrittskanal ist hierfür so ausgelegt, dass der Fluidstrom homogen und mit möglichst geringen Verlusten dem Laufrad zugeführt werden kann. Durch mögliche Verengungen des Querschnittes im Eintrittsverlauf nimmt bereits hier die Strömungsgeschwindigkeit leicht zu, wobei gleichzeitig der statische Druck leicht abfällt. Das durch die Turbine angetriebene Laufrad beschleunigt die Strömung radial in Umfangsrichtung, sodass die kinetische Energie der Strömung wächst. Dabei ist das Laufrad in der Regel mit rückwärts gekrümmten Schaufeln versehen. Anschließend gelangt die Strömung in den Diffusor, der die Aufgabe hat, aufgrund seiner Geometrie die Strömung zu verzögern und zugleich die hohe kinetische Energie in einen Anstieg des Drucks umzuwandeln. Am Ende des Verdichters befindet sich schließlich die Volute, welche die Strömung nach dem Diffusoraustritt weiter verzögert und sammelt.

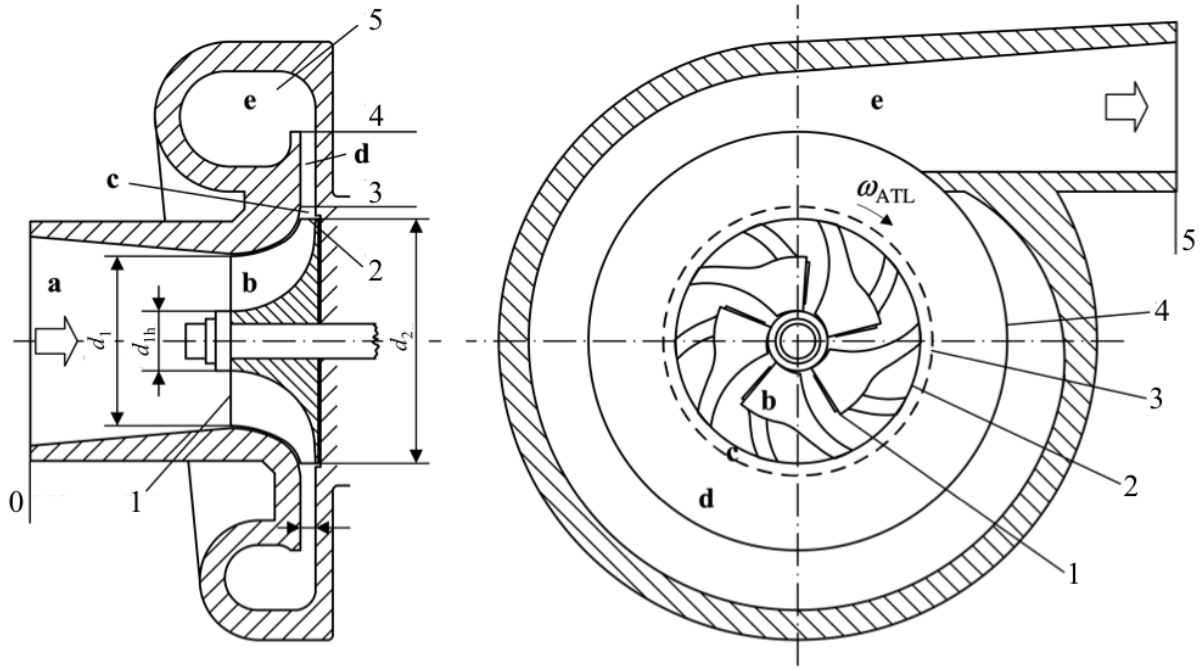

Abbildung 2.4: Einteilung des Radialverdichters in Modellierungsbereiche nach [Zah12]

Für die Modellierung ist es notwendig den Verdichter in geeignete Bereiche zu unterteilen. Dabei hat sich in der Literatur durchgesetzt die einzelnen Bauteile einzeln zu modellieren und jeweils die Zustände vor, bzw. nach jedem Bauteil anzugeben. Abbildung 2.4 zeigt die unterschiedlichen Bauteile und die dazugehörigen Zustandsgrenzen. Dabei wird zwischen Verdichtereintritt (a), Laufrad (b), Ringspalt (c), Diffusor (d) und Volute (e) unterschieden. Somit ergeben sich folgende fünf Zustände mit ihren Indizes: Vor Verdichtereintritt bzw. vor Laufradeintritt (1), nach Laufradaustritt bzw. vor Ringspalt (2), nach Ringspalt bzw. vor Diffusoreintritt (3), nach Diffusoraustritt bzw. vor Voluteneintritt (4), nach Volutenaustritt bzw. nach Verdichteraustritt (5). Um die Modellwerte von den Prüfstandswerten an Verdichtereintritt und -austritt zu unterscheiden, werden weiterhin noch die zwei Zustände Prüfstandsmessrohr vor Verdichter (0) und Prüfstandsmessrohr nach Verdichter (6) eingeführt. In dieser Arbeit wird außerdem der Ringspalt vernachlässigt, sodass Zustand 3 dem Zustand 2 entspricht ($X_3 = X_2$).

Wie bereits beschrieben ist die Hauptaufgabe eines Verdichters die Bereitstellung eines geforderten Ladedrucks bei entsprechendem Luftmassenstrom. Dabei sind Abgasturbolader nicht für einen optimalen Betriebspunkt ausgelegt, sondern sollen aufgrund des Drehzahl- und Leistungsspektrum des Motors einen möglichst breiten Betriebsbereich abdecken. Um einen Überblick über das Betriebsverhalten eines Verdichters zu bekommen, werden sämtliche Betriebspunkte in einem sogenannten

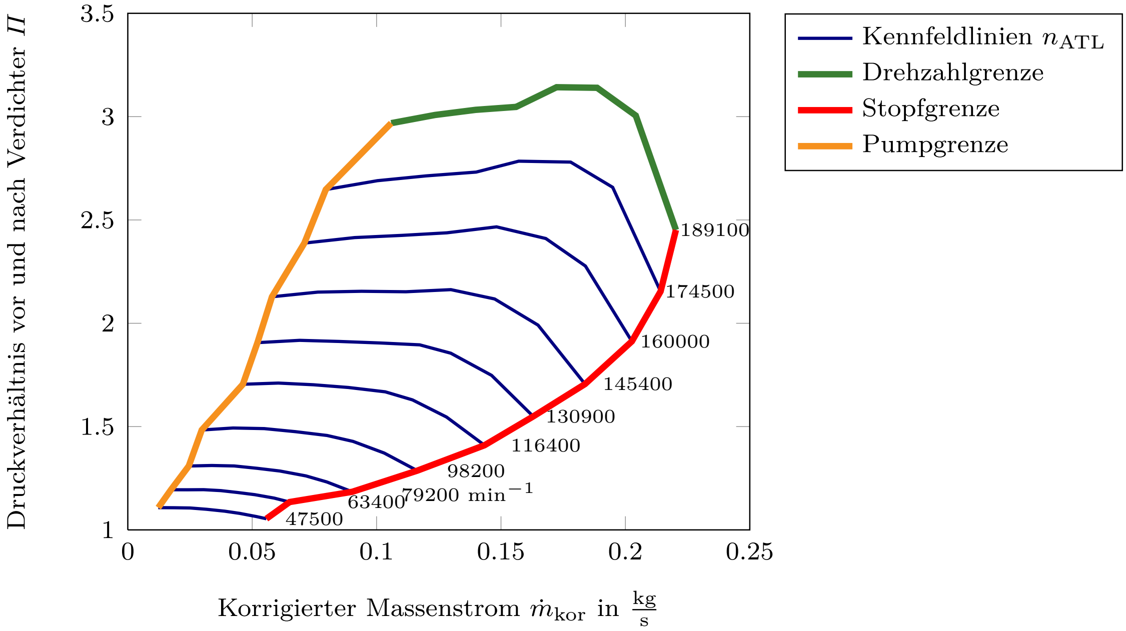

Abbildung 2.5: Verdichterkennfeld mit Drehzahlgrenze, Schluckgrenze und Pumpgrenze

Kennfeld dargestellt. Abbildung 2.5 zeigt ein solches Verdichterkennfeld. Hierbei wird jeder Betriebspunkt durch den Massenstrom und die Laufraddrehzahl eindeutig festgelegt und repräsentiert das Druckverhältnis Π vor und nach Verdichter $(\frac{p_6}{p_0})$. Die genaue Erzeugung eines solchen Kennfeldes ist in Kapitel 2.6 näher beschrieben. Dabei werden drei charakteristische Betriebsgrenzen des nutzbaren Bereichs erkennbar: *Drehzahlgrenze*, *Stopfgrenze* und *Pumpgrenze*.

Die maximale Drehzahl des Radialverdichters ist durch die Festigkeit des Laufradwekstoffes bestimmt und von dem Durchmesser des Laufrades abhängig. Dabei können die Drehzahlen von modernen Abgasturboladern bei über 300000 Umdrehungen pro Minute liegen. Im Verdichterkennfeld ist daher der Betriebsbereich zu hohen Drehzahlen hin durch die Drehzahllinie mit maximal zulässiger Drehzahl begrenzt.

Die Stopfgrenze beschreibt den maximal möglichen Massendurchsatz bei konstanter Drehzahl. Hierbei lässt sich der Massenstrom nur soweit erhöhen, bis im Laufrad lokal Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Dies macht sich durch saugseitige Verdichtungsstöße bemerkbar, die eine Aufdickung der Grenzschicht bewirken und so eine weitere Zunahme des Durchsatzes verhindern. Daher wird hier auch von einem so genannten Sperren gesprochen, das im Kennfeld als Sperr-, Schluck- oder Stopfgrenze benannt wird. Sie äußert sich durch die nahezu senkrecht abfallenen Drehzahllinien am rechten Kennfeldrand.

Bei Unterschreiten eines minimalen Massenstromes führt dies im Verdichter zu einem Strömungsabrisses und der Betriebszustand ist als nicht mehr stabil anzusehen. Ein durch den Strömungsabriss verursachter Druckabfall bewirkt den Abbau des hohen Druckniveaus hinter dem Verdichter, da die dort gespeicherte Luft wieder zurückströmt. Der Druck fällt bis zu einem gewissen Punkt ab, an dem sich wieder eine Vorwärtsströmung bildet. Dieser Prozess wiederholt sich bei unverändertem Betriebspunkt und wird als Pumpen bezeichnet. Dieser Zustand sollte möglichst vermieden werden, da aufgrund der Druckschwankungen hohe mechanische und thermische Belastungen auftreten und es zu einer Schädigung des Verdichters kommen kann [Bai05]. Im Verdichterkennfeld begrenzt die Pumpgrenze den Betriebsbereich zu niedrigen Massenströmen. Um die Pumpgrenze nicht zu erreichen, wird der Betriebsbereich des Abgasturboladers mit einem ausreichenden Abstand zu ihr ausgelegt.

2.5 Thermodynamische Grundlagen

Im folgenden Kapitel werden thermodynamische Grundlagen erläutert, die für die Verdichtermodllierung erforderlich sind.

2.5.1 Erster Hauptsatz der Thermodynamik

Die Thermodynamik ist ein Teilgebiet der klassischen Physik und wird auch als Wärmelehre bezeichnet. Dabei bilden die Hauptsätze das Fundament der Thermodynamik. Der erste Hauptsatz der Thermodynamik formuliert das Gesetz von der Erhaltung der Energien. Es besagt, dass ein System in jedem Zustand eine bestimmte innere Energie U besitzt. Wird dem System beim Übergang von Zustand 1 in Zustand 2 die Arbeit W und die Wärme Q zugeführt, so gilt [Bad83]:

$$\mathrm{d}W + \mathrm{d}Q = U_2 - U_1 = \mathrm{d}U \tag{2.4}$$

Die im System gespeicherte innere Energie U ist also gleich der Summe der dem System durch Arbeit W und Wärme Q zugeführten Energie. In diesem Zusammenhang wird oft der Begriff der Enthalpie H genannt. Die Enthalpie ist ein Maß für die Energie eines thermodynamischen Systems und wird daher auch oft Wärmeinhalt genannt. Sie wird aus der inneren Energie U und der Volumenarbeit eines Systems gebildet, sodass gilt:

$$H = U + p \cdot V \tag{2.5}$$

Dabei wird die spezifische Enthalpie h als die Enthalpie bezogen auf die Stoffmasse innerhalb eines System definiert ($h = \frac{H}{m}$).

2.5.2 Ideales Gasgesetz

Unter dem Begriff des idealen Gases versteht man in der Thermodynamik, dass bei allen Gasen die drei Größen Volumen V, Druck p und Temperatur T in Beziehung zueinander stehen. Daher lässt sich zur Beschreibung des idealen Gases eine thermische Zustandsgleichung aufstellen, die allgemeine Gasgleichung genannt wird [PKS09]:

$$p \cdot V = R_{\mathrm{i}} \cdot T \tag{2.6}$$

Sie besagt, dass das Produkt aus Druck p und Volumen V gleich dem Produkt aus spezifischer Gaskonstante R_{i} und der Temperatur T ist. Die spezifische Gaskonstante setzt sich dabei aus der allgemeinen Gaskonstante bezogen auf die molare Masse zusammen und errechnet sich für Luft wie folgt:

$$R_{\mathrm{L}} = \frac{R}{M_{\mathrm{L}}} = 287.058 \ \frac{\mathrm{J}}{\mathrm{kg} \cdot \mathrm{K}} \tag{2.7}$$

Zusammen mit der Gaskonstante wird der Isentropenexponent κ eingeführt. Er beschreibt den Exponent für eine isentrope Zustandsänderung eines idealen Gases, das heißt Zustandsänderungen bei denen die Entropie gleich bleibt:

$$p \cdot V^{\kappa} = \text{konstant} \tag{2.8}$$

Außerdem besteht ein Zusammenhang zwischen Isentropenexponent κ und der isobaren und isochoren Wärmekapazität c_{p} und c_{V}:

$$\kappa = \frac{c_{\mathrm{p}}}{c_{\mathrm{V}}} \tag{2.9}$$

Ebenfalls lässt sich die spezifische Gaskonstante durch die Wärmekapazitäten ausdrücken:

$$R_{\mathrm{L}} = c_{\mathrm{p}} - c_{\mathrm{V}} \tag{2.10}$$

2.5.3 Kenngrößen

Massenstrom

Als Massenstrom ist die Masse eines Fluids definiert, die innerhalb einer gewissen Zeit durch einen Querschnitt strömt. Dabei wird er üblicherweise in $[\dot{m}] = \frac{\mathrm{kg}}{\mathrm{s}}$ angegeben und berechnet sich wie folgt:

$$\dot{m} = \frac{\mathrm{d}m}{\mathrm{d}t} \tag{2.11}$$

Viskosität

Die Viskosität η eines Fluids ist ein Maß für seine Zähflüssigkeit. Dabei hängt die Viskosität von Gasen insbesondere von Temperatur und Druck des Fluids ab. Da in dieser Arbeit nur die Viskosität von Luft benötigt wird, wird dafür ein vereinfachter Abschätzungsansatz nach dem VDI-Wärmeatlas [Ver13] benutzt, der nur von der Temperatur T abhängt:

$$\eta_{\mathrm{L}} = 182.2 \cdot 10^{-7} \cdot \left(\frac{T}{293}\right)^{\frac{18.13}{T}+0.656} \qquad T \text{ in K} \tag{2.12}$$

2.5.4 Kennzahlen

Machzahl

Die Machzahl gibt das Verhältnis einer Strömungsgeschwindigkeit c zur Schallgeschwindigkeit a an. Dabei lässt sich die Schallgeschwindigkeit in Gasen auch durch den Isentropenexponent κ, der Gaskonstante R und der Temperatur T ausdrücken:

$$Ma = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} \tag{2.13}$$

Reynoldszahl

Die Reynoldszahl ist eine dimensionslose Kennzahl, die das Verhältnis von Trägheits- und Zähigkeitskräften definiert. Dabei legt sie fest, ob sich eine Strömung entweder laminar oder turbulent verhält. Sie berechnet sich aus der Fluiddichte ρ, der Strömungsgeschwindigkeit c, der Länge der Strömung l und der Viskosität η:

$$Re = \frac{\rho \cdot c \cdot l}{\eta} \tag{2.14}$$

Durchsatzkennzahl

Die Durchsatzkennzahl ist ein Maß für den Volumendurchfluss relativ zu anderen vergleichbaren Turbomaschinen. Dabei wird in dieser Arbeit nur die lokale Durchsatzkennzahl am Laufradaustritt verwendet, die sich wie folgt berechnet:

$$\phi_2 = \frac{\dot{V}_2}{\pi \cdot b_2 \cdot d_2 \cdot u_2} = \frac{c_{2\mathrm{m}}}{u_2} \tag{2.15}$$

Arbeitskennzahl

Die Arbeitskennzahl formuliert das Verhältnis der geleisteten Arbeit a zum Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit u. Wie auch schon bei der Durchsatzkennzahl wird für diese Arbeit nur die Arbeitskennzahl am Laufradaustritt benötigt, sodass sich folgender Term ergibt:

$$\lambda_2 = \frac{a}{u_2^2} \tag{2.16}$$

2.5.5 Eulersche Hauptgleichung

Für die Berechnung der spezifischen Schaufelarbeit des Verdichterlaufrades wird die Eulersche Hauptgleichung der Turbomaschinen verwendet, die besagt, dass die technische Arbeit eines Verdichters a die Differenz der Produkte von Umfangsgeschwindigkeit u und Strömungsgeschwindigkeit c am Laufradaustritt (2) und -eintritt (1) bildet:

$$a = u_2 \cdot c_{2\mathrm{u}} - u_1 \cdot c_{1\mathrm{u}} \tag{2.17}$$

Im Regelfall wird am Laufradeintritt von einer drallfreien Anströmung ausgegangen ($c_{1\mathrm{u}} = 0$), sodass sich die Gleichung vereinfacht zu:

$$a = u_2 \cdot c_{2\mathrm{u}} \tag{2.18}$$

2.5.6 Geschwindigkeitsdreiecke des Laufrads

Für die Modellierung eines Verdichters spielen die unterschiedlichen Geschwindigkeiten innerhalb des Verdichters eine wesentliche Rolle. Im Bereich des Laufrades werden sie beispielsweise für die Berechnung der technischen Arbeit eines Verdichters benötigt und daher in sogenannten Geschwindigkeitsdreiecken dargestellt. Dabei unterscheidet man zwischen dem Geschwindigkeitsdreieck am Laufradeintritt und dem am Laufradaustritt.

Laufradeintritt

Wie bereits weiter oben erwähnt, wird im Regelfall am Laufradeintritt von einer drallfreien Anströmung ausgegangen ($c_{1\mathrm{u}} = 0$). Daher wird auch in Abbildung 2.6, die das Geschwindigkeitsdreieck am Laufradeintritt zeigt, von einer optimalen drallfreien Anströmung ausgegangen. Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 berechnet sich demnach aus dem Produkt des Laufradeintrittsumfang und der Drehzahl des Abgasturboladers n_{ATL}:

$$u_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_{\mathrm{ATL}} \tag{2.19}$$

Durch die drallfreie Anströmung entspricht die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_{1\mathrm{m}}$ gerade der Absolutgeschwindigkeit c_1 und ergibt sich aus:

$$c_1 = c_{1\mathrm{m}} = \frac{\dot{m}}{A_1 \cdot \rho_1} \tag{2.20}$$

Die Querschnittsfläche A_1 berechnet sich aus den Geometriedaten des Verdichters:

$$A_1 = \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2 - \pi \cdot \left(\frac{d_{1\mathrm{h}}}{2}\right)^2 = \pi \cdot \left(\frac{d_1^2 - d_{1\mathrm{h}}^2}{4}\right) \tag{2.21}$$

Verallgemeinert hängt die Umfangsgeschwindigkeit also stets von der Drehzahl und die Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit stets von dem Massenstrom ab. Aus beiden Geschwindigkeiten lassen sich daraus für den Zustand 1 die Relativgeschwindigkeit w_1 und der Anströmwinkel β_1 berechnen:

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2} \tag{2.22}$$

$$\tan \beta_1 = \frac{c_1}{u_1} \tag{2.23}$$

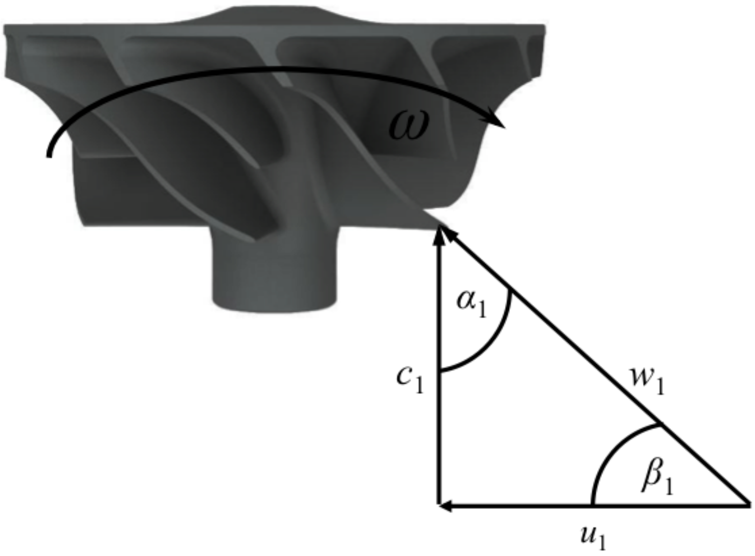

Abbildung 2.6: Geschwindigkeitsdreieck am Laufradeintritt bei idealer Anströmung

Laufradaustritt

Das Geschwindigkeitsdreieck für den Laufradaustritt weist eine etwas komplexere Struktur auf, siehe Abbildung 2.7. Ähnlich wie am Laufradeintritt berechnen sich dabei Umfangsgeschwindigkeit u_2 und Meridiankomponente der Absolutgeschwindigkeit $c_{2\mathrm{m}}$ wie folgt:

$$u_2 = \pi \cdot d_2 \cdot n_{\mathrm{ATL}} \tag{2.24}$$

$$c_{2\mathrm{m}} = \frac{\dot{m}}{A_2 \cdot \rho_2} \tag{2.25}$$

Auch hier lässt sich die durchströmte Querschnittsfläche A_2 aus den Geometriedaten des Verdichters bestimmen. Es besteht außerdem die Möglichkeit die Schaufelversperrung bei diesem Ansatz mithilfe des Faktors f_{SV} empirisch zu berücksichtigen:

$$A_2 = \pi \cdot b_2 \cdot d_2 - f_{\mathrm{SV}}, \quad f_{\mathrm{SV}} = b_2 \cdot t_2 \cdot z \tag{2.26}$$

Mithilfe der Geschwindigkeiten u_2 und $c_{2\mathrm{m}}$ sowie dem Schaufelblattwinkel am Laufradaustritt $\beta_{2\mathrm{b}}$ lässt sich die Relativgeschwindigkeit $w_{2\mathrm{b}}$ und die ideale Strömungsgeschwindigkeit $c_{2\mathrm{b}}$ berechnen:

$$w_{2\mathrm{b}} = \frac{c_{2\mathrm{m}}}{\sin \beta_{2\mathrm{b}}} \tag{2.27}$$

$$c_{2\mathrm{b}} = \sqrt{c_{2\mathrm{m}}^2 + \left(u_2 - \frac{c_{2\mathrm{m}}}{\tan \beta_{2\mathrm{b}}}\right)^2} \tag{2.28}$$

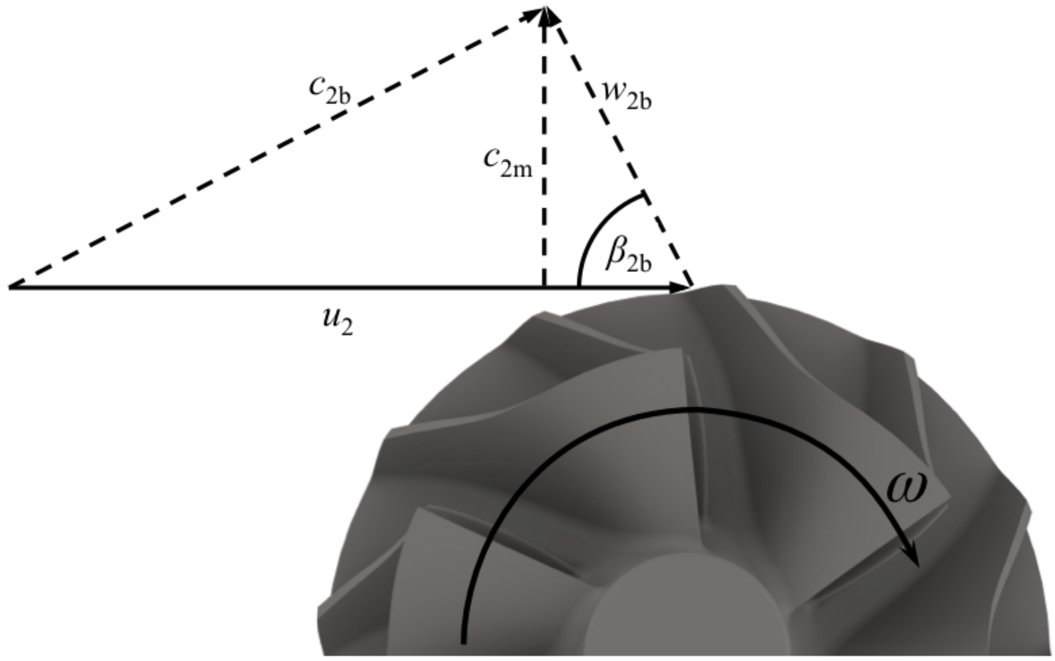

Abbildung 2.7: Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt bei idealer Abströmung

2.5.7 Definition der Wirkungsgrade

Mit den Werten vom Prüfstand oder aus dem Modell, wie beispielsweise Druck und Temperatur, lassen sich die Wirkungsgrade eines Verdichters aufstellen. Der Wirkungsgrad ist hierbei im Allgemeinen ein dimensionsloses Maß für die Effizienz von Energiewandlung und Energieübertragen, indem er das Verhältnis von Nutzleistung zu zugeführter Leistung beschreibt ($\eta = \frac{P_{\mathrm{ab}}}{P_{\mathrm{zu}}}$).

In Abbildung 2.8 sind die *diabaten*, *adiabaten* und *isentropen* Zustandsänderungen eines Verdichters in einem h-s-Diagramm dargestellt. Dabei steht h für die Enthalpie und s für die Entropie. Das Diagramm zeigt Isobaren gleichen Drucks jeweils an den Systemgrenzen Verdichtereintritt und -austritt. Jede Isobare ist also eine Enthalpiefunktion aus einen konstantem Druckwert und der Entropie. Mithilfe dieses Diagramms lassen sich somit die Enthalpiedifferenzen einer jeweiligen Zustandsänderung ermitteln, welche im Anschluss wiederum für die Wirkungsgradberechnung benötigt werden. Gesucht wird ein Wirkungsgrad, der die aerodynamische Qualität des Verdichters beschreibt.

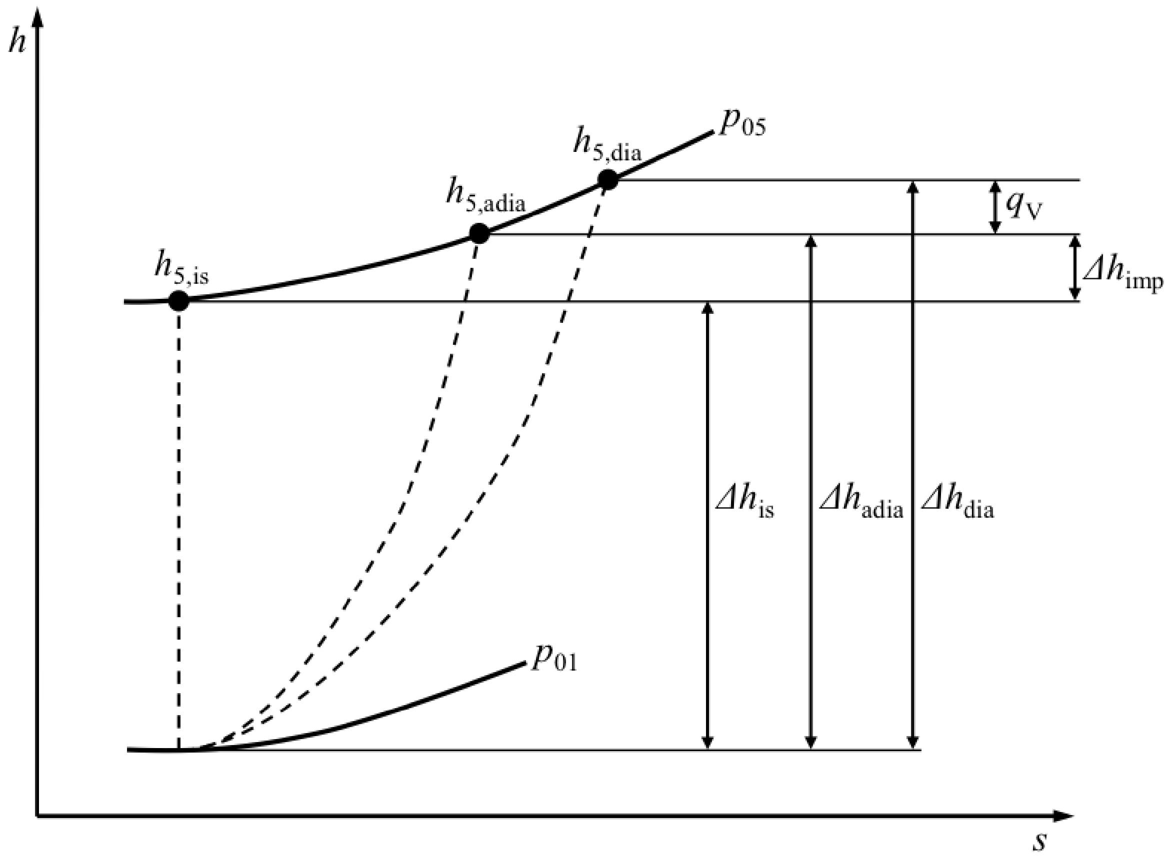

Abbildung 2.8: Isentrope, adiabate und diabate Zustandsänderung des Verdichters im h-s-Diagramm

Die diabate Enthalpiedifferenz Δh_dia wird aus den am Heißgasprüfstand gemessenen Temperaturen am Verdichtereintritt bzw. -austritt ermittelt:

$$\Delta h_\mathrm{dia} = c_\mathrm{p} \cdot (T_{05} - T_{01}) \tag{2.29}$$

Dabei spiegelt dieser Wert den realen Verdichtungsprozess in einem Abgasturbolader wieder, so dass er üblicherweise bei Heißgasprüfständen in Form eines diabaten Wirkungsgrades η_dia verwendet wird. Eine diabate Zustandsänderungen bedeutet in der Thermodynamik, dass während eines Prozesses Wärmeeinträge bzw. -austräge andere Systeme dem eigenen Prozess hinzugefügt werden. Konkret wird beim Abgasturbolader von einem Wärmeeintrag q_V aus der Turbine in den Verdichter gesprochen. Er entsteht durch das Temperaturgefälle der beiden Strömungen in Turbine und Verdichter. In die Turbine strömt heißes Abgas, das deutlich wärmer ist als die Luftströmung in den Verdichter. Dadurch wandert die Wärme von der Turbinenseite in die Verdichterseite und ein Wärmestrom entsteht.

Bei einer adiabate Zustandsänderung wird angenommen, dass keine Wärme über die Systemgrenze ein- bzw. austritt, sodass der Wärmeeintrag hier ausgeschlossen wird. Die adiabate Enthalpiedifferenz Δh_{adia} entspricht hierbei der geleisteten technische Arbeit a, dessen Berechnung mithilfe der Eulerschen Hauptgleichung in Kapitel 2.5.5 erläutert wurde. Die adiabate Enthalpiedifferenz bestimmt sich somit wie folgt:

$$\Delta h_{\mathrm{adia}} = \Delta h_{\mathrm{dia}} - q_{\mathrm{V}} = a \tag{2.30}$$

In der Thermodynamik spricht man von einer isentropen Zustandsänderung, wenn diese adiabat und zugleich reversibel ist. Das bedeutet, dass von der adiabaten Enthalpiedifferenz die irreversiblen Anteile abgezogen werden, die gerade den aerodynamischen Verlusten des Laufrades entsprechen:

$$\Delta h_{\mathrm{is}} = \Delta h_{\mathrm{dia}} - q_{\mathrm{V}} - \Delta h_{\mathrm{imp}} = \Delta h_{\mathrm{adia}} - \Delta h_{\mathrm{imp}} = a - \Delta h_{\mathrm{imp}} \tag{2.31}$$

Die isentrope Enthalpiedifferenz entspricht daher der theoretischen Nutzleistung für einen optimalen Verdichtungsprozess ohne Verluste. Somit werden jetzt sowohl die diabate als auch die adiabate Enthalpiedifferenz als zugeführte Leistung auf die isentrope Enthalpiedifferenz bezogen und somit die Wirkungsgrade berechnet. Der diabat-isentrope Wirkungsgrad ergibt sich daher aus:

$$\eta_{\mathrm{dia,is}} = \frac{\Delta h_{\mathrm{is}}}{\Delta h_{\mathrm{dia}}} = \frac{a - \Delta h_{\mathrm{imp}}}{a + q_{\mathrm{V}}} \tag{2.32}$$

Der adiabat-isentrope Wirkungsgrad ist demnach definiert als:

$$\eta_{\mathrm{adia,is}} = \frac{\Delta h_{\mathrm{is}}}{\Delta h_{\mathrm{adia}}} = \frac{a - \Delta h_{\mathrm{imp}}}{a} \tag{2.33}$$

2.6 Prüfstandsmessverfahren

Die für diese Arbeit verwendeten Verdichterkennfelder wurden auf einem Heißgasprüfstand vermessen. Der schematische Aufbau ist in Abbildung 2.9 dargestellt.

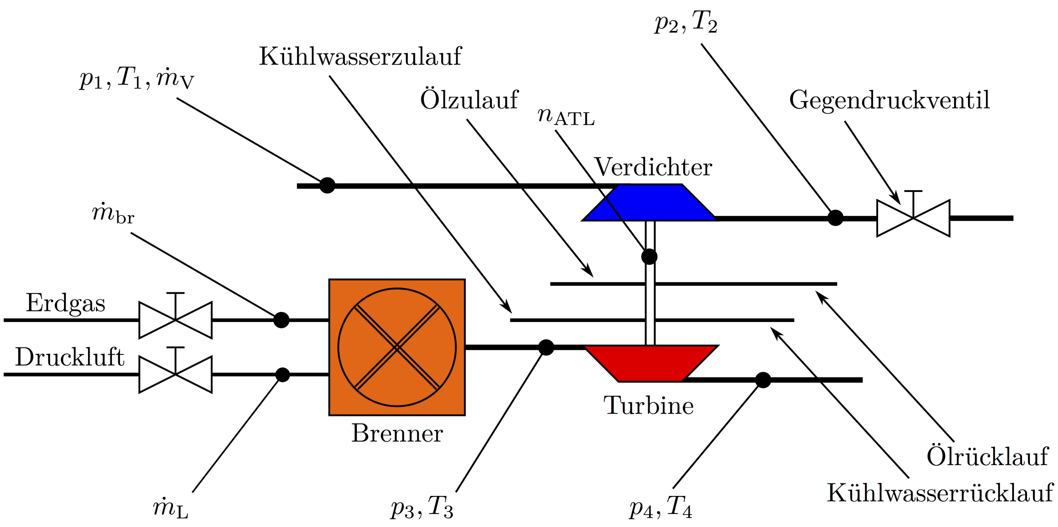

Abbildung 2.9: Schematischer Aufbau des Prüfstandes nach [Lü11]

Die benötigte Energie für den Antrieb des Abgasturboladers wird dabei turbinenseitig mithilfe einer Druckluftstation und nachgeschaltetem Erdgasbrenner erzeugt. Durch Regulierung der Ventile besteht in diesem Gaspfad die Möglichkeit die Drehzahl n_{ATL} des Turboladers einzustellen. Auf der Verdichterseite strömt Luft zum Verdichter, wobei hier der Luftmassenstrom $\dot{m}_V$ ebenfalls durch ein Gegendruckventil gesteuert wird. Für die Vermessung des Abgasturboladers werden in der Regel neben den Massenstrommesspunkten noch vier weitere Messpunkte im Prüfstand definiert, an denen sowohl Temperatur als auch Druck ermittelt wird. Dabei handelt es sich um die Punkte vor und nach Verdichter (1 und 2) und vor und nach Turbine (3 und 4). Auf Verdichterseite entspricht in dieser Arbeit Messpunkt 1 den Zuständen p_0 bzw. T_0 und Messpunkt 2 den Zuständen p_6 bzw. T_6.

2.6.1 Totalzustände aus Messdaten am Prüfstand

In den Berechnungen der Thermodynamik werden in der Regel Temperatur und Druck als Totalwerte angegeben. Als Totalzustand bezeichnet man den sich einstellenden Zustand in einer Strömung, wenn die Strömungsgeschwindigkeit bis nahezu zum Stillstand verzögert würde. Bei den am Prüfstand gemessenen Werten handelt es sich jedoch um statische Größen. Dabei handelt es sich um die Art von Werten, die ein mitbewegter Beobachter im strömenden Gas erfahren würde. Um alle Werte einheitlich auf Totalzustände zu bringen, wird eine Umrechnung benötigt. Dabei wird die totale Enthalpie am Zustand x wie folgt definiert:

$$h_{0\mathrm{x}} = h_{\mathrm{x}} + \frac{c^2}{2} \tag{2.34}$$

Für ideale Gase gilt außerdem, dass die Enthalpie eine Funktion der Temperatur ist:

$$h = c_{\mathrm{p}} \cdot T \tag{2.35}$$

Aus den beiden Gleichungen ergibt sich dann die totale Temperatur am Zustand x:

$$T_{0\mathrm{x}} = T_{\mathrm{x}} \cdot \frac{c_{\mathrm{x}}^2}{2 \cdot c_{\mathrm{p}}} \tag{2.36}$$

2.6.2 Korrigierte Größen

Um die Prüfstandsergebnisse unabhängig von den Randbedingungen der Messung zu machen, werden bei Verdichterkennfeldern sogenannte korrigierte Größen verwendet. Dabei lassen sich Betriebszustände von Strömungsmaschinen nur vergleichen, wenn die Machsche Ähnlichkeit erfüllt ist, also die Machzahl gleich ist [Lü11, Zah12]. Der korrigierte Massenstrom $\dot{m}_{\mathrm{kor}}$ ergibt sich somit zu:

$$\dot{m}_{\mathrm{kor}} = \dot{m} \cdot \sqrt{\frac{T_{01}}{T_{\mathrm{ref}}}} \cdot \frac{p_{\mathrm{ref}}}{p_{01}}, \quad T_{\mathrm{ref}} = 293\ \mathrm{K}, \quad p_{\mathrm{ref}} = 1\ \mathrm{bar} \tag{2.37}$$

3 Stand der Technik

3.1 Verdichtermodellierung

Durch Beobachtung eines Systems besteht die Möglichkeit auf die Gesetzmäßigkeiten seiner Abläufe zu schließen. Wenn im nächsten Schritt unter Berücksichtigung der wesentlichen Parameter diese Gesetzmäßigkeiten mathematisch formuliert werden, so ist ein Rechenmodell für dieses System gefunden. Dabei werden die Rechenmodelle in unterschiedliche Ansätze eingeteilt.

Die erste Gruppe bilden die phänomenologischen Modelle, in denen ein System mithilfe einer empirischen Funktion von relevanten Parametern mathematisch ausgedrückt wird. Diese Art von Rechenmodellen beruht auf der Durchführung von Experimenten eines Systems und kommt daher meist ohne die Verwendung von physikalischen Gesetzmäßigkeiten aus. Somit ist ihr Aufbau und ihre Handhabung sehr einfach, jedoch werden oft bestimmte Beiwerte und Hilfsfaktoren aus den Experimenten benötigt. Berücksichtigt man bei den mathematischen Formulierungen die grundlegenden physikalischen Gesetzmäßigkeiten, so spricht man von physikalischen Modellen.

Im nächsten Schritt wird eine Zeitabhängigkeit eingeführt, bei der weiterhin auf eine räumliche Auflösung verzichtet wird. Bei diesem Ansatz spricht man dann von nulldimensionalen oder auch zeitdimensionalen Modellen. Im Bereich der Thermodynamik fallen unter diese Art von Modellen häufig solche, die auf den ersten Hauptsatz basieren [PKS09]. Aufgrund der Vernachlässigung der Ortsabhängigkeit der Variablen erfahren die Gleichungen dieser Modelle eine gewisse Vereinfachung. Dies hat den Vorteil, dass einfach und mit geringer Rechenzeit instationäre Prozesse abgebildet und relativ gute Ergebnisse geliefert werden können.

Beim quasidimensionalen Ansatz werden ausgewählte lokale Phänomene und geometrische Charakteristika eines nulldimensionales Modells um ortsabhängige Variablen als Funktion der Zeit erweitert. Sie zeichnen sich im Vergleich zu nulldimensionalen Modellen vor allem durch eine höhere Genauigkeit aus, die bei noch relativ geringer Rechenzeit erzielt werden kann [PKS09]. Sind alle Variablen durch einer oder mehrere Ortskoordinaten explizit formuliert, erhält man ein ein- oder mehrdimensionales Modell. Dabei gilt, je mehr Ortskoordinaten definiert werden, desto höher die Genauigkeit, aber auch die Rechenzeit. Betrachtet man den dreidimensionalen Ansatz, so versteht man unter der direkten numerischen Simulation die vollständige räumliche und zeitliche Auflösung des Strömungsfeldes. Dabei werden auch die kleinsten zeitlichen und örtlichen Vorgänge erfasst, was teilweise einen erheblichen Aufwand bedeutet.

Für die Anwendbarkeit ist wichtig, dass stets ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und vertretbarer Rechenzeit gefunden werden muss. Werden Modellergebnisse möglichst schnell benötigt, beispielsweise bei Echtzeitsimulationen am Prüfstand, so sind eindimensionale Modelle den dreidimensionalen vorzuziehen. Bei der Konstruktion von neuen Maschinen wird jedoch eine höhere Genauigkeit erwartet, sodass in diesem Fall Rechenzeit eine geringere Rolle spielt und daher dreidimensionale Berechnungsansätze ihre Verwendung finden [PKS09].

3.2 Vergleich von eindimensionalen Modellen

Im folgenden Abschnitt werden vier bereits vorhandene Verdichtermodelle genauer untersucht und miteinander verglichen. Es handelt sich dabei um die Modelle von Sebastian Zahn [Zah12], Christopher Erik Erickson [Eri08], Hyoung Woo Oh [OYC97] und um eine weitere noch nicht veröffentlichte Forschungsarbeit [Unv]. Es ist darauf hinzuweisen, dass es sich bei diesen Verdichtermodellen um Gesamtmodelle handelt, welche aus mehreren Teilmodellen bestehen. Diese Teilmodelle bieten später die Grundlage für den Aufbau eines eigenen Modells.

In seiner Dissertation [Zah12] beschreibt Zahn ein Gesamtmodell für die Echtzeitsimulation eines PKW-Dieselmotors, das unter anderem ein Gesamtmodell für einen Abgasturbolader enthält. Dabei handelt es sich aufgrund von Echtzeitberechnungen um ein eindimensionales Modell. Bei höherdimensionalen Modellen steigt neben der Komplexität vor allem der Berechnungsaufwand, so dass diese weniger gut für Echtzeitanwendungen verwendet werden können. Er verweist darauf, dass zwei-, drei- und mehrdimensionale Berechnungsansätze meist für die konstruktive Optimierung von Turbomaschinen verwendet werden und diese somit nicht für seine Dissertation geeignet sind. Daher besteht das Modell von Zahn aus eindimensionalen Ansätzen nach der Stromfadentheorie sowie Modellansätze ohne räumliche Auflösung. Ebenso verzichtet er auf die Verwendung von Ansätzen aus der numerischen Strömungsmechanik.

Das Modell aus der unveröffentlichten Arbeit [Unv] wird für die Untersuchung von Verdichtern in Kennfeldrandbereichen verwendet. Es beschreibt dafür zuerst die aerodynamischen Verluste im Laufrad, wie beispielsweise Minderleistungsfaktor, Inzidenzverluste, Strömungsreibungsverluste, Laufradreibungsverluste, Spaltverluste und Schaufelblattbelastung und greift dafür auf empirische Modelle zurück. Nach Berechnung des Zustandes 2, nach Laufradaustritt, wird im nächsten Schritt ein Diffusormodell aufgestellt, bei dem der Diffusor in mehrere radiale Segmente unterteilt wird. Mithilfe der Taylorreihenentwicklung werden diese dann numerisch gelöst. Zuletzt wird das Modell mit einem einfachen Verlustmodell für die Volute komplettiert.

Erickson entwickelte in seiner Masterarbeit [Eri08] ein Verdichtermodell, das anschließend an ein Turbinenmodell gekoppelt und zu einem gesamten Turboladermodell zusammengeführt werden soll. Er benutzt dafür auch ausschließlich empirische Verlustmodelle, mit denen er jeden einzelnen Zustand berechnet. Das wissenschaftliche Paper [OYC97] von Oh beschreibt weniger den Aufbau eines Verdichtermodells, sondern er vergleicht die einzelnen vorhandenen Verlustmodelle auf ihre Zuverlässigkeit in der Vorhersage ihrer Werte. Dabei beschränkt er sich hauptsächlich auf empirische Modelle.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die meisten Modelle mit empirischen Verlustansätzen arbeiten und numerische Modelle selten verwendet werden. Daraus resultiert eine geringere Genauigkeit mit reduziertem Berechnungsaufwand. Außerdem verwenden alle Modelle sowohl die geometrischen Daten des Verdichters als auch die thermodynamischen Größen am Verdichtereintritt, wie Druck und Temperatur, als wichtige Eingangsgröße. Dabei werden meist einfache Iterationsverfahren angewendet, um auf die gesuchten Werte nach den jeweiligen Zuständen zu kommen. Das Modell nach Zahn verwendet daneben auch noch die thermodynamischen Werte am Verdichteraustritt, um daraus rückwärts die Druckverluste in Volute und Diffusor zu berechnen.

4 Modellbildung

In dieser Arbeit wurden zwei Verdichtermodelle aufgestellt, die im Folgenden erläutert werden. Die genauen Details der verwendeten Ansätze sowie deren Bedeutung hinsichtlich Genauigkeit werden in den nächsten Kapiteln beschrieben.

4.1 Überblick

4.1.1 Modell A

Für die Entwicklung von Abgasturboladern ist die Modellierung zu einem wichtigen Hilfsmittel geworden. Sie ermöglicht es, vor der eigentlichen kostspieligen Konstruktion bereits einen Eindruck über das Betriebsverhalten des neuen Abgasturboladers zu bekommen. Es können Vorhersagen getroffen werden, ob ein Abgasturbolader für einen gewissen Motor geeignet ist, sodass bereits in der Modellierung die Entscheidungsgrundlage für die Auswahl eines Abgasturboladers gegeben ist. Ein weiterer Vorteil der Modellierung besteht darin, dass am Prüfstand meist nicht der gesamte Betriebsbereich gemessen werden kann, da beispielsweise der minimale und maximale Durchsatz des Brenners begrenzt ist. Daher können sehr kleine Massenströme oder Drehzahlen nicht erreicht und Randbetriebsbereiche nicht analysiert werden. Das Modell hingegen besitzt hierbei keine Einschränkung.

Mithilfe des aufgestellten Modells A besteht die Möglichkeit auf Basis der Verdichtergeometrie und den in der Umgebungen vorherrschenden Druck- und Temperaturwerten ein Verdichterkennfeld zu erzeugen. Das Modell bildet dabei jede Komponente (Laufrad, Diffusor, Volute) des Verdichters ab und errechnet so nicht nur die für das Kennfeld gewünschten Werte am Verdichteraustritt, sondern liefert auch die Zustände zwischen den einzelnen Komponenten.

4.1.2 Modell B

Das Modell B verfolgt einen anderen Ansatz. Es verzichtet größenteils auf die Verwendung der teilweise schwer zu messenden Laufradgeometrie und benutzt stattdessen die Werte eines bereits vorhandenen Verdichterkennfeldes, um so die Druck-und Temperaturwerte innerhalb des Verdichters widerzugeben. Einsatzbar wäre dieses Modell beispielsweise für die Ermittlung der Zustände der Verdichterkomponenten während einer Prüfstandssimulation. Aus den aktuell gemessenen Werten am Verdichtereintritt bzw. -austritt könnten so in Echtzeit die gewünschten Zustände berechnet werden.

4.2 Minderleistungsfaktor

Im realen Betriebszustand eines Verdichters tritt selbst unter idealen reibungslosen Bedingungen die Strömung im Laufrad niemals unter dem Schaufelwinkel β_{2b} aus. Dies wäre nur im theoretischen Fall möglich, wenn das Laufrad unendliche viele unendlich dünne Schaufeln hätte und somit die Strömung optimal geführt werden würde. Das Geschwindigkeitsdreieck unter Berücksichtigung des Minderleistungsfaktors ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

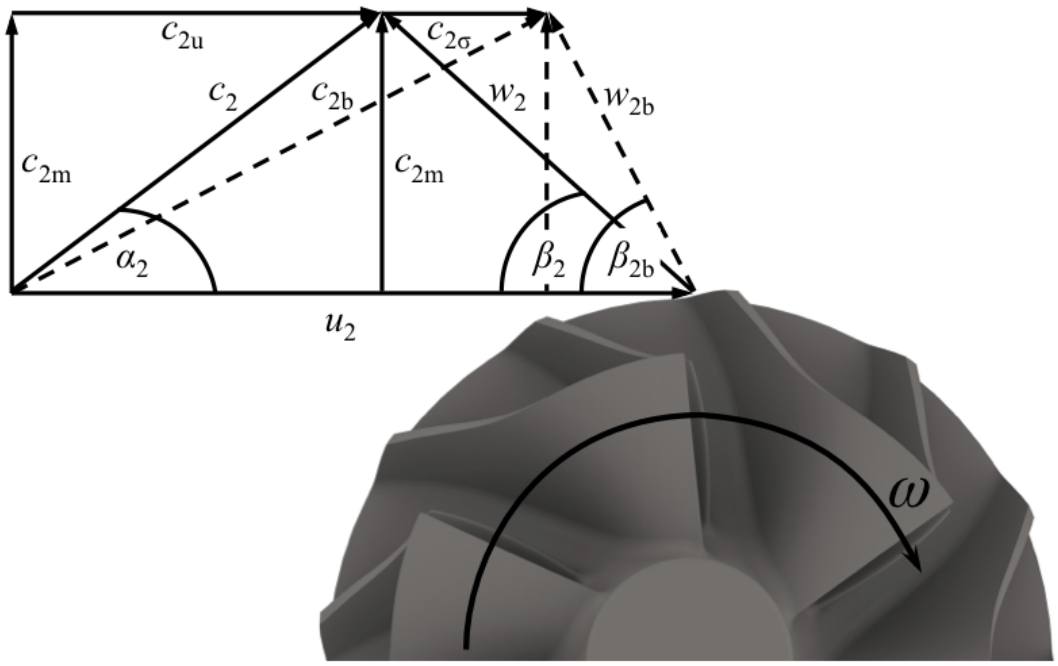

Abbildung 4.1: Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt unter Berücksichtigung des Minderleistungsfaktors

Der reale Abströmwinkel β_2 ist für die Bestimmung der Geschwindigkeit c_{2u} notwendig, jedoch lässt sich der Winkel in der Realität nicht direkt messen. Deswegen wird der Minderleistungsfaktor σ eingeführt, der allgemein definiert ist als:

$$\sigma = \frac{c_{2u}}{c_{2u,b}} = \frac{c_{2u}}{c_{2u} + c_{2\sigma}} \tag{4.1}$$

Für die Berechnung des Minderleistungsfaktors gibt es mehrere Ansätze. Der verbreitetste ist der von Wiesner vorgestellt in [Wie67]. Er stellt dabei zunächst einen Term für das Radienverhältnis von Laufradeintritt und -austritt auf:

$$\epsilon_{\mathrm{limit}} = \frac{r_1}{r_2} = \left(\ln^{-1} \frac{8.16 \cdot \sin \beta_{2\mathrm{b}}}{z} \right)^{-1} \tag{4.2}$$

Im nächsten Schritt formuliert er die Formel des Minderleistungsfaktors:

$$\sigma = \left(1 - \frac{\sqrt{\sin \beta_2 b}}{z^{0.7}} \right) \cdot \left[1 - \left(\frac{\frac{d_1}{d_2} - \epsilon_{\mathrm{limit}}}{1 - \epsilon_{\mathrm{limit}}} \right)^3 \right] \tag{4.3}$$

Die Geschwindigkeit $c_{2\mathrm{u}}$ berechnet sich dann zu:

$$c_{2\mathrm{u}} = u_2 \left(\sigma - \frac{\phi_2}{\tan \beta_{2\mathrm{b}}} \right) \tag{4.4}$$

Außerdem lassen sich die Geschwindigkeiten c_2 und w_2 sowie die Winkel α_2 und β_2 ermitteln (siehe Abbildung 2.7):

$$c_2 = \sqrt{c_{2\mathrm{u}}^2 + c_{2\mathrm{m}}^2} \tag{4.5}$$

$$w_2 = \sqrt{(u_2 - c_{2\mathrm{u}})^2 + c_{2\mathrm{m}}^2} \tag{4.6}$$

$$\sin \alpha_2 = \frac{c_{2\mathrm{m}}}{c_2} \tag{4.7}$$

$$\sin \beta_2 = \frac{c_{2\mathrm{m}}}{w_2} \tag{4.8}$$

4.3 Aerodynamische Verluste am Laufrad

Aufgrund seiner komplexen Geometrie stellt das Laufrad den anspruchsvollsten Teil eines Verdichtermodells dar. Um Ergebnisse in relativ angemessener Laufzeit zu erhalten wurden insbesondere hier empirische Verlustmodelle benutzt, die sich seit mehreren Jahrzehnten etabliert haben. Diese wurden von einer Vielzahl von Autoren aufgestellt und auf der Basis ihrer Messungen veröffentlicht. Dabei setzen sich die Laufradverluste aus *Inzidenzverlusten*, *Laufradreibungsverlusten*, *Strömungsverlusten*, *Spaltverlusten* und der *Schaufelblattbelastung* zusammen, die im Folgenden detailliert erläutert werden.

4.3.1 Inzidenzverluste

Aufgrund einer Differenz zwischen tatsächlichem Anströmwinkel β_1 und Schaufelblattwinkel β_{1b} entstehen am Laufradeintritt die sogenannten Inzidenzverluste. Bei Betrieb des Verdichters im Auslegungspunkt werden die Schaufeln des Laufrades optimal angeströmt, sodass sich beide Winkel gleichen und der Verlust nahezu null wird. Wie in Kapitel 2.5.6 beschrieben, errechnen sich in allen Betriebspunkten die relative Anströmgeschwindigkeit w_1 und der Anströmwinkel aus Umfangsgeschwindigkeit u_1 und Eintrittsgeschwindigkeit c_1. Unterscheiden sich Anströmwinkel und Schaufelblattwinkel so wird die Strömung auf den Schaufelblattwinkel gezwungen, was einen kinetischen Energieverlust zur Folge hat.

Einen vereinfachten Ansatz für die Berechnung der Inzidenzverluste hat Aungier in [Aun95] vorgestellt. Er verzichtet auf die Verwendung von w_{inc} und bildet stattdessen die Differenz aus relativer Anströmungsgeschwindigkeit und Eintrittsgeschwindigkeit:

$$\Delta h_{\mathrm{inc}} = 0.4 \cdot \left(\frac{w_1 - c_1}{\sin \beta_1} \right)^2 \tag{4.9}$$

In [CRW79] und [JKD06] haben Conrad et al. und Jiang et al. einen weiteren Ansatz für die Inzidenzverluste aufgestellt in der die Relativgeschwindigkeit der Inzidenzverluste w_{inc} berücksichtigt wird:

$$w_{\mathrm{inc}} = u_1 - \frac{c_1}{\tan \beta_{1b}} \tag{4.10}$$

$$\Delta h_{\mathrm{inc}} = f_{\mathrm{inc}} \cdot \frac{w_{\mathrm{inc}}^2}{2}, \quad f_{\mathrm{inc}} = \begin{cases} 0.5 - 0.7 & \text{[CRW79]} \\ 1.0 & \text{[JKD06]} \end{cases} \tag{4.11}$$

In beiden Ansätzen ist zu erkennen, dass insbesondere in Betriebspunkten fern des Auslegungspunktes die Inzidenzverluste einen betragsmäßig großen Verlust darstellen. Je größer die Diskrepanz zum Auslegungspunkt, desto größer die Winkelbzw. Geschwindigkeitsdifferenz und der daraus resultierende Verlustanteil.

4.3.2 Laufradreibungsverluste

Aufgrund der Reibung von Strömungen an der Rückseite des Laufrades entstehen Laufradreibungsverluste. Diese Strömungen zirkulieren innerhalb eines Spaltes zwischen Laufradrückseite und Gehäuse und sind abhängig von der Drehzahl des Abgasturboladers. Untersuchungen von Daily und Nece in [DN60] haben gezeigt, dass in diese Art von Verlusten außerdem noch der Laufraddurchmesser d_2, die Umfangsgeschwindigkeit u_2 am Laufradaustritt, der Massenstrom $\dot{m}$ und die mittleren Dichte $\frac{(\rho_1+\rho_2)}{2}$ im Laufrad eingehen. Sie ermittelten folgenden Verlustterm:

$$Re_{\mathrm{df}} = \frac{u_2 \cdot d_2 \cdot \rho_2}{2 \cdot \eta_{\mathrm{L}}} \tag{4.12}$$

$$\Delta h_{\mathrm{df}} = f_{\mathrm{df}} \cdot \frac{(\rho_1 + \rho_2)}{2} \cdot \frac{d_2^2}{4} \cdot \frac{u_2^3}{4 \cdot \dot{m}}, \quad f_{\mathrm{df}} = \begin{cases} \frac{2.67}{Re_{\mathrm{df}}^{0.2}} & Re_{\mathrm{df}} < 3 \cdot 10^5 \\ \frac{0.0622}{Re_{\mathrm{df}}^{0.2}} & Re_{\mathrm{df}} \geq 3 \cdot 10^5 \end{cases} \tag{4.13}$$

4.3.3 Strömungsreibungsverluste

Genau wie der Luftwiderstand Einfluss auf die Antriebsleistung eines PKWs hat, so führt die Reibung des Fluids in allen durchströmten Teilen zu Druckverlusten und es muss zusätzliche Energie aufgewandt werden, um diese Verluste zu kompensieren. Dabei treten die größten Reibungsverluste an den Schaufelblättern des Laufrades auf. Um die Strömungsreibungsverluste zu berechnen wird der allgemein bekannte Ansatz von Jansen in [Jan67] verwendet. Zuerst wird dafür die Reynoldszahl im Laufrad bestimmt, die ein Maß für das Turbulenzverhalten ist. Hierbei wird als Strömungsgeschwindigkeit das arithmetische Mittel der relativen Anströmgeschwindigkeiten vor und nach dem Laufrad verwendet:

$$Re_{\mathrm{imp}} = \frac{w_1 + w_2}{2} \cdot d_{\mathrm{hyd}} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{2 \cdot \eta_{\mathrm{L}}} \tag{4.14}$$

Der hydraulische Durchmesser des Laufrades d_{hyd} ist eine rechnerische Annäherung für durchströmte Bauteile mit nicht kreisförmigen Querschnitt. Dabei wird ein kreisförmiges Rohr angenommen, bei dem sich die gleichen Bedingungen einstellen würden wie im Bauteil. Für das Laufrad berechnet sich der hydraulische Durchmesser nach [Sha04] zu:

$$d_{\mathrm{hyd}} = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2}{\pi \cdot d_2 + z \cdot \frac{b_2}{2}} + \frac{\pi \cdot (d_1^2 - d_{1\mathrm{h}}^2)}{\pi \cdot (d_1 - d_{1\mathrm{h}}) + z \cdot \frac{d_1 - d_{1\mathrm{h}}}{4}} \right) \tag{4.15}$$

Nach Ermittlung des hydraulischen Durchmessers lässt sich mithilfe der sogenannten Haaland Formel der Reibungskoeffizient bestimmen. Sie wurde 1983 von Haaland aufgestellt und ist in [Haa83] näher beschrieben. Dabei ist ϵ die Rauigkeit der Oberfläche und wird in der Regel mit 2.5 μm angegeben[1]:

$$\frac{1}{\sqrt{c_\mathrm{f}}} = -1.8 \cdot \log \left[\frac{6.9}{Re_\mathrm{imp}} + \left(\frac{\epsilon}{3.7 \cdot d_\mathrm{hyd}} \right)^{1.1} \right] \tag{4.16}$$

Mit den vorher berechneten Werten und der Länge des Stromfadens im Laufrad, die eine geometrische Größe ist, errechnen sich die Strömungsreibungsverluste wie folgt:

$$\Delta h_\mathrm{fric} = c_\mathrm{f} \cdot \frac{l_\mathrm{hyd}}{d_\mathrm{hyd}} \cdot \frac{w_1^2 + w_2^2}{2} \tag{4.17}$$

4.3.4 Spaltverluste

Damit das Laufrad frei im Verdichter rotieren kann, wird ein Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse benötigt. Da in der Regel nach dem Laufrad ein höherer Druck als vor dem Laufrad herrscht, befindet sich zwischen beiden Zuständen eine Druckdifferenz, siehe Abbildung 4.2. Durch den Spalt fließt daher ein sogenannter Leckstrom in Richtung des Druckgefälles, also wieder zurück zum Laufradeintritt. Dabei werden diese Energieverluste am Laufrad auch Spaltverluste genannt. Sie sind insbesondere Abhängig von Fertigungsqualität, Wärmedehnung und Maschinenstabilität, wie Wellendurchbiegung oder Lagerspiel. Aungier hat in seinen Untersuchungen [Aun95] einen Berechnungsansatz für die Spaltverluste aufgestellt. Zuerst wird das Druckgefälle berechnet, das durch den vorhandenen Spalt entsteht:

$$\Delta p_\mathrm{cl} = \frac{4 \cdot \dot{m} \cdot (d_2 \cdot c_\mathrm{2u} - d_1 \cdot c_\mathrm{1u})}{z \cdot (d_1 + d_2) \cdot (b_1 + b_2) \cdot l_\mathrm{hyd}} \tag{4.18}$$

In dieser Arbeit wird angenommen, dass es sich um eine drallfreie Anströmung handelt, daher beträgt $c_\mathrm{1u} = 0$. Nun wird im nächsten Schritt die mittlere Geschwindigkeit u_cl des Fluids im Spalt berechnet:

$$u_\mathrm{cl} = 0.816 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p_\mathrm{cl}}{\rho_2}} \tag{4.19}$$

[1] $x^{1.1} = \sqrt[10]{x^{11}}$

Damit lässt sich anschließend mit den Geometriedaten tc und l_{hyd} der Massenstrom des Fluids im Spalt berechnen, welcher dann in den Spaltverlustterm eingesetzt wird:

$$\dot{m}_{\mathrm{cl}} = \rho_2 \cdot z \cdot tc \cdot l_{\mathrm{hyd}} \cdot u_{\mathrm{cl}} \tag{4.20}$$

$$\Delta h_{\mathrm{cl}} = \frac{\dot{m}_{\mathrm{cl}} \cdot \Delta p_{\mathrm{cl}}}{\dot{m} \cdot \rho_2} \tag{4.21}$$

In Abbildung 4.2 entspricht der berechnete Spaltmassenstrom $\dot{m}_{\mathrm{cl}}$ den beiden dargestellten Massenströmen $\dot{m}_{\mathrm{Sp\text{-}I}}$ und $\dot{m}_{\mathrm{Sp\text{-}A}}$, berechnet sich also aus:

$$\dot{m}_{\mathrm{cl}} = \dot{m}_{\mathrm{Sp\text{-}I}} + \dot{m}_{\mathrm{Sp\text{-}A}} \tag{4.22}$$

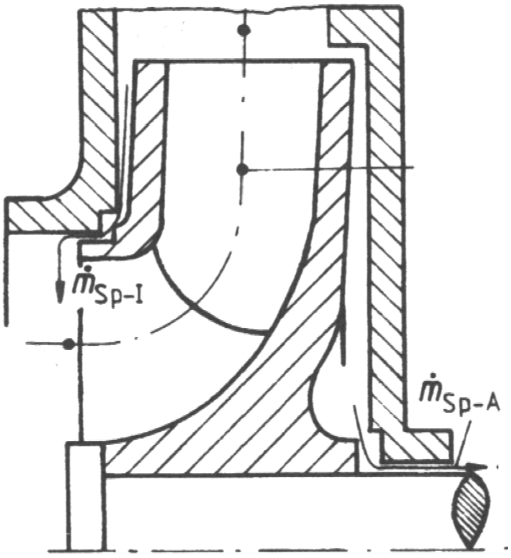

Abbildung 4.2: Spaltverluste im Laufrad nach [Sig06]

4.3.5 Schaufelblattbelastung

Als Schaufelblattbelastung werden Druckdifferenzen an den Laufradschaufeln bezeichnet, durch die eine Sekundärströmung im Schaufelkanal entsteht. Diese Strömungen haben einen Energieverlust zur Folge, den Coppage et al. in [CDE+56] genauer ermittelt hat. Zunächst wird der Faktor für die Diffusion bestimmt, der sich aufgrund der Sekundärströmung in jedem Raum zwischen zwei Schaufeln bildet:

$$f_{\mathrm{D}} = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{0.75 \cdot \frac{a}{u_2^2}}{\frac{w_1}{w_2} \cdot \left(\frac{z}{\pi} \cdot (1 - \frac{d_1}{d_2}) + 2 \cdot \frac{d_1}{d_2}\right)} \tag{4.23}$$

Im Anschluss daran wird damit der Wert der Schaufelblattbelastung berechnet:

$$\mathit{\Delta} h_{\mathrm{bl}} = 0.05 \cdot \frac{f_{\mathrm{D}}^2}{u_2^2} \tag{4.24}$$

4.3.6 Rezirkulationsverluste

Unter Rezirkulation versteht man kleine Verwirbelungen im Laufrad, die typischerweise in jeder Strömungsmaschine auftreten können. Dabei treten sie insbesondere bei Drehzahlen unterhalb des Auslegungspunktes auf und sind abhängig von Betriebspunkt und Geometrie.

$$\mathit{\Delta} h_{\mathrm{rc}} = 0.02 \cdot f_{\mathrm{D}}^2 \cdot \tan \alpha_2 \cdot u_2^2 \tag{4.25}$$

4.3.7 Gesamtverluste im Laufrad

Die Verlustarbeit im Laufrad berechnet sich aus den vorgestellten Verlusten. Dabei wird die Summe der aerodynamischen Verluste gebildet, die sich wie folgt ergibt:

$$\mathit{\Delta} h_{\mathrm{imp}} = \mathit{\Delta} h_{\mathrm{inc}} + \mathit{\Delta} h_{\mathrm{fric}} + \mathit{\Delta} h_{\mathrm{cl}} + \mathit{\Delta} h_{\mathrm{bl}} + \mathit{\Delta} h_{\mathrm{df}} + \mathit{\Delta} h_{\mathrm{rc}} \tag{4.26}$$

4.3.8 Berechnung des Zustands nach Laufrad

Für die Berechnung des Zustands nach dem Laufrad wird zunächst die totale Temperatur nach dem Laufrad berechnet, die sich aus der totalen Temperatur am Laufradeintritt T_{01} und der technischen Arbeit a ergibt:

$$T_{02} = T_{01} + \frac{a}{c_{\mathrm{p}}} \tag{4.27}$$

Im Anschluss daran wird die isentrope totale Temperatur nach dem Laufrad $T_{02,\mathrm{is}}$ errechnet, indem die aerodynamischen Laufradverluste dafür berücksichtigt werden:

$$T_{02,\mathrm{is}} = T_{02} - \frac{\Delta h_{\mathrm{imp}}}{c_{\mathrm{p}}} \tag{4.28}$$

Nach Umwandlung der totalen Zustände in statische Zustände mithilfe der Strömungsgeschwindigkeit c_2 wird aus der Isentropenbeziehung dann der statische Druck p_2 und die Dichte ρ_2 nach Laufrad berechnet:

$$T_2 = T_{02} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_{\mathrm{p}}} \tag{4.29}$$

$$T_{2,\mathrm{is}} = T_{02,\mathrm{is}} - \frac{c_2^2}{2 \cdot c_{\mathrm{p}}} \tag{4.30}$$

$$p_2 = p_1 \cdot \left(\frac{T_{2,\mathrm{is}}}{T_1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \tag{4.31}$$

$$\rho_2 = \frac{p_2}{T_2 \cdot R_{\mathrm{L}}} \tag{4.32}$$

4.4 Diffusormodell

Der Diffusor ist neben dem Laufrad die zweite wichtige Komponente für die Erhöhung des Ladeluftdruckes. In seiner Arbeit [CS10] hat Casey auf Grundlage von [Rod84] den Ansatz vorgestellt, dass der Druckanstieg in einem schaufellosen Diffusor bei hohen Strömungen vereinfacht mit einem konstantem Druckbeiwert k_D modelliert werden kann. Er benutzt dafür folgenden Term und Druckbeiwert:

$$p_4 = p_2 + k_\mathrm{D} \cdot 0.5 \cdot \rho_2 \cdot c_2^2, \quad k_\mathrm{D} = 0.55 \tag{4.33}$$

Da keine Leistung im Diffusor genutzt wird, ist der Temperaturanstieg null und somit:

$$T_{04} = T_{02} \tag{4.34}$$

Ein weitaus genauerer Modellierungsansatz ist der von Stanitz, den er in [Sta52] veröffentlich hat. Dabei verwendet er ein eindimensionales Modell für die Diffusormodellierung, die es daher erlaubt, Druck, Temperatur, Strömungsgeschwindigkeit und Strömungswinkel an jedem Punkt im Diffusor zu bestimmen. Für dieses Modell müssen daher zuerst die Werte von Druck p, Radius r und Diffusorwandbreite h normiert werden:

$$P = \frac{p}{p_\mathrm{min}} \tag{4.35}$$

$$R = \frac{r}{r_\mathrm{min}}, \quad r_\mathrm{min} = \frac{d_2}{2} \tag{4.36}$$

$$H = \frac{h}{h_\mathrm{min}} \tag{4.37}$$

Jetzt werden mit diesen normierten Größen drei nicht lineare Differenzialgleichungen erster Ordnung für Temperatur T, Machzahl M und Strömungswinkel α aufgestellt:

$$\frac{1}{T} \cdot \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}R} = \frac{\xi}{H \cdot \cos\alpha} \cdot \left(\frac{T_\mathrm{w}}{T} - 1\right), \quad \xi = \frac{c_\mathrm{f}}{\sin\varphi} \cdot \frac{d_2}{2 \cdot b_2} \tag{4.38}$$

$$\frac{1}{M_2^2} \cdot \frac{\mathrm{d}M^2}{\mathrm{d}R} = \frac{-2 \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2\right)}{M^2 - \sec(\alpha)^2} \cdot \Big[(1 + \kappa \cdot M^2 - \tan(\alpha)^2) \cdot \\ \frac{1}{2 \cdot T} \cdot \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}R} + (\kappa \cdot M^2 - \tan(\alpha)^2) \cdot \frac{\xi}{H \cdot \cos\alpha} - \frac{1}{H} \cdot \frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}R} - \frac{\sec(\alpha)^2}{R}\Big] \tag{4.39}$$

$$\frac{1}{\tan\alpha} \cdot \frac{\mathrm{d}\tan\alpha}{\mathrm{d}R} = \frac{\sec(\alpha)^2}{M^2 - \sec(\alpha)^2} \cdot \Bigg[(1 + \frac{\kappa - 1}{2} \cdot M^2) \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{\mathrm{d}T}{\mathrm{d}R} + \\ [1 + (\kappa - 1) \cdot M^2] \cdot \frac{\xi}{H \cdot \cos\alpha} - \frac{1}{H} \cdot \frac{\mathrm{d}H}{\mathrm{d}R} - \frac{M^2}{R}\Bigg] \tag{4.40}$$

Diese drei Differenzialgleichungen können mit dem Runge-Kutta-Verfahren gelöst werden. Dafür werden die Werte nach Laufrad als Eingangsgrößen für die Berechnung gewählt. Mit den Ergebnissen des Runge-Kutta-Verfahrens werden dann im Anschluss die Druckverläufe im Diffusor berechnet:

$$P = \frac{1}{R \cdot H} \cdot \frac{\cos\alpha_{\mathrm{min}}}{\cos\alpha} \cdot \frac{M_{\mathrm{min}}}{M} \cdot \sqrt{\frac{T \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M_{\mathrm{min}}^2\right)}{T_{\mathrm{min}} \cdot \left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2\right)}} \tag{4.41}$$

4.5 Volutenmodell

Für die Modellierung der Volute wurde das empirische Modell von Zahn aus [Zah12] verwendet. Dabei wird der Druck nach Volute p_5 mithilfe eines Druckbeiwerts k_{V} bestimmt. Außerdem wird die Volute als adiabat angenommen, sodass die Temperatur nach Diffusor auch der Temperatur nach Volute entspricht ($T_{05} = T_{04}$). Es ergibt sich somit:

$$k_{\mathrm{V}} = \begin{cases} \frac{1 - \left(\frac{A_5}{A_4}\right)^2 \cdot \tan(\alpha_4)^2}{1 + \tan(\alpha_4)^2} & \text{für } \frac{A_4}{A_5} \cdot \tan\alpha_4 \geq 1 \\ \frac{2 \cdot \frac{A_4}{A_5}\left(\tan\alpha_4 - \frac{A_4}{A_5} \cdot \tan(\alpha_4)^2\right)}{1 + \tan(\alpha_4)^2} & \text{für } \frac{A_4}{A_5} \cdot \tan\alpha_4 < 1 \end{cases} \tag{4.42}$$

$$p_5 = p_4 + k_{\mathrm{V}} \cdot 0.5 \cdot \rho_4 \cdot c_4^2 \tag{4.43}$$

4.6 Berechnungen des Gesamtmodells

4.6.1 Modell A

Die Struktur des Modells A ist als Ablaufdiagramm in Abbildung 4.3 dargestellt. Als bekannt vorausgesetzt werden die Verdichtergeometrie sowie Druck- und Temperaturwerte der Umgebung bzw. am Verdichtereintritt. Außerdem erhält man für den jeweiligen Betriebspunkt den Massenstrom $\dot{m}$ und die Drehzahl n_{ATL}. Im nächsten Schritt wird dann die Dichte nach dem Laufrad ρ_2 geschätzt und daraus der Minderleistungsfaktor, die Geschwindigkeitsdreiecke und die technische Arbeit a berechnet. Durch die aerodynamischen Verluste am Laufrad erhält man daraufhin die Druck- und Temperaturwerte nach dem Laufradaustritt (Gleichung 4.29 und 4.31) und kann somit die Dichte neu berechnen (Gleichung 4.32). Dieser Prozess wird so lange iterativ durchgeführt bis die Differenzdichte der Iteration kleiner gleich 0.01 ist. Im Anschluss daran verwendet man die Druck-und Temperaturwerte nach dem Laufrad für das Diffusor- bzw. Volutenmodell und erhält somit die gesuchten Werte, die für eine Kennfelderzeugung benötigt werden.

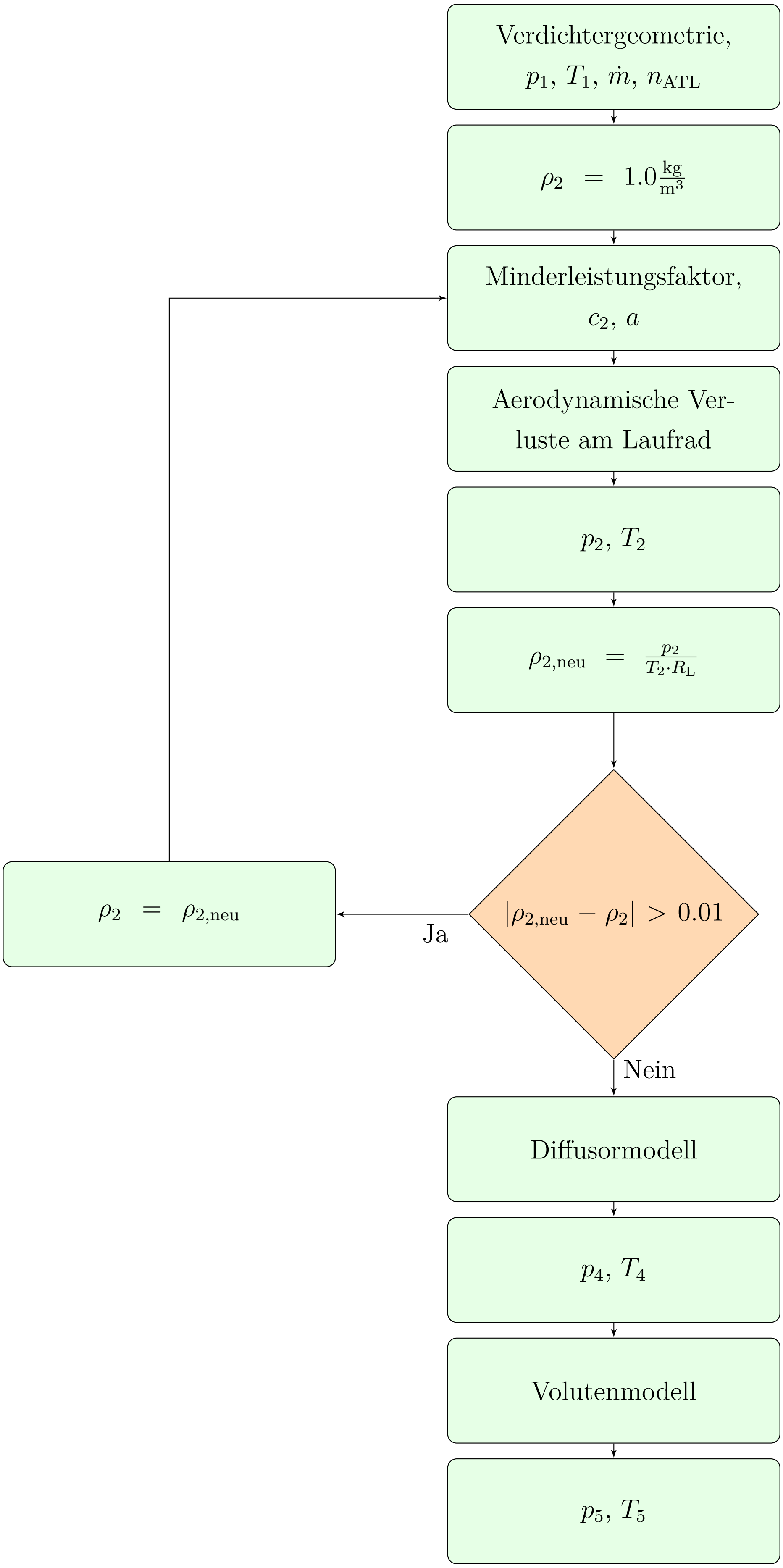

Abbildung 4.3: Ablaufdiagramm Modell A

4.6.2 Modell B

Für das Modell B ist die Struktur als Ablaufdiagramm in Abbildung 4.4 verdeutlicht. Dabei ist ersichtlich, dass hier auf die aerodynamischen Verluste im Laufrad verzichtet wird. Die Temperatur T_2 errechnet sich nach Gleichung 4.29 aus der technischen Arbeit a, wobei hier angenommen wird, dass sich diese bis zum Verdichteraustritt nicht mehr verändert. Die Temperaturen T_4 und T_5 entsprechen also der Temperatur T_2. Wie auch schon in Modell A wird die Dichte nach dem Laufrad ρ_2 ebenfalls geschätzt und später iteriert. Da hier aber auf die Laufradmodellierung mithilfe der aerodynamischen Verluste nach Gleichung 4.31 verzichtet wird, muss auch der Druck p_2 iterativ bestimmt werden. Dafür nimmt man zunächst einen Wert für p_2 an und berechnet mithilfe des Diffusor- und Volutenmodells den Druck nach dem Verdichter p_5. Dieser wird dann mit dem Druck aus den Prüfstandsmessdaten p_6 verglichen, wobei p_2 solange mithilfe einer Schrittweite ψ iteriert, bis p_5 und p_6 sich gleichen. Aus p_2 lässt sich dann die Dichte ρ_2 berechnen, die wie auch schon in Modell A so lange iteriert wird, bis sie den Grenzwert von 0.01 erreicht hat.

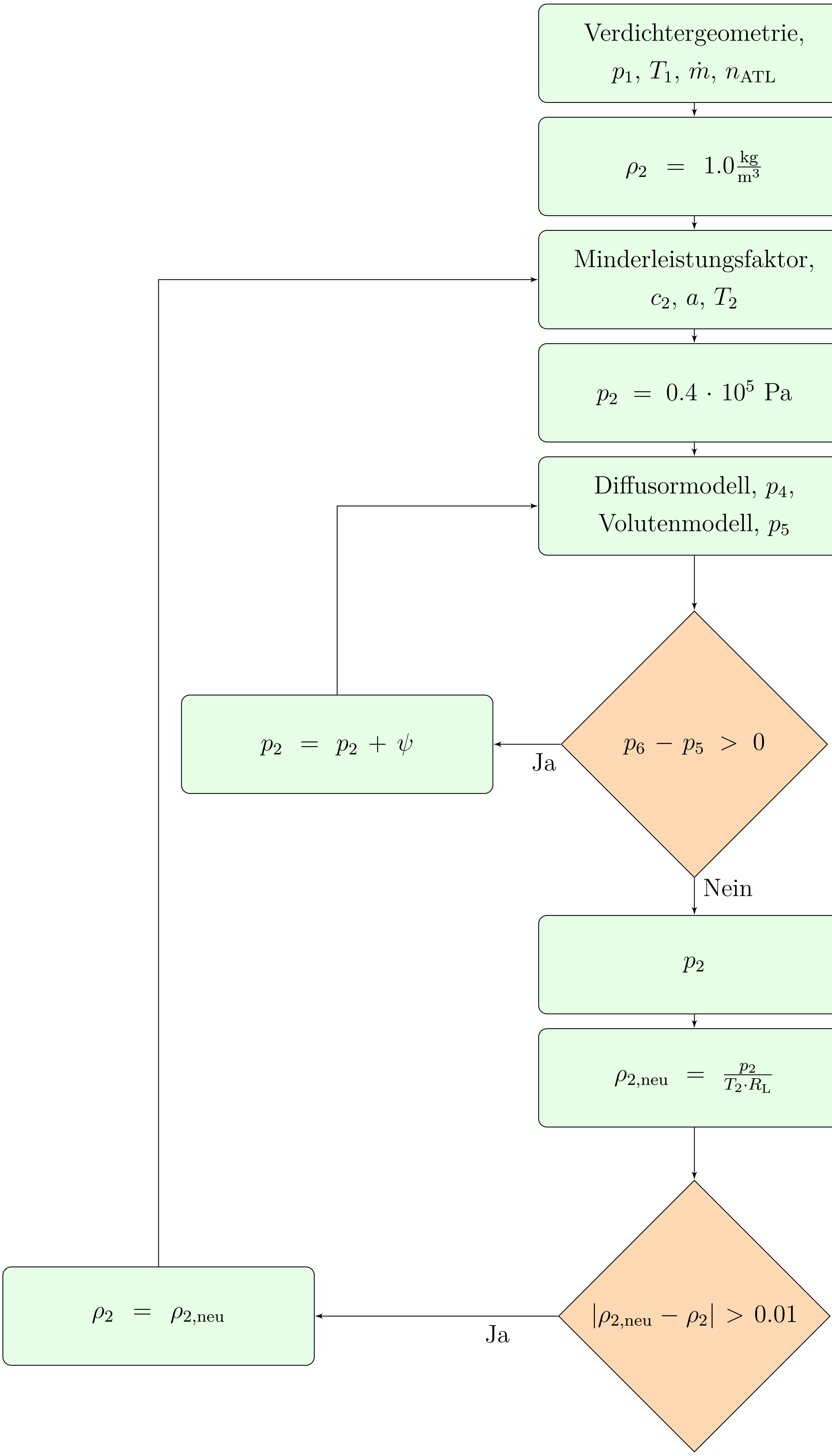

Abbildung 4.4: Ablaufdiagramm Modell B

5 Experimentelle Ergebnisse

5.1 Modell A

5.1.1 Verwendete Geometriedaten

Die Tabelle aus Abbildung 5.1 zeigt die Geometrieparameter, die dem Modell A zu Grunde liegen. Dabei handelt es sich um einen Verdichter, dessen Kennfeld auch auf dem Prüfstand vermessen wurde. Insbesondere die Schaufelwinkel sind ohne große Hilfsmittel nicht leicht zu bestimmen, da es in der Regel keine vom Hersteller gemachten Angaben über die Geometrie gibt.

Abbildung 5.1: Tabelle mit den verwendeten Geometrieparametern

Durchmesser des Prüfstandsmessrohrs	$d_0 = 0.04$ m
Durchmesser am Laufradeintritt	$d_1 = 0.0288$ m
Durchmesser am Laufradmittelpunkt	$d_{1\mathrm{h}} = 0.0135$ m
Durchmesser des Laufrads	$d_2 = 0.039$ m
Durchmesser des Laufrad mit Ringspalt	$d_3 = 0.045$ m
Durchmesser des Diffusors	$d_4 = 0.07675$ m
Durchmesser am Volutenaustritt	$d_5 = 0.028$ m
Durchmesser des Prüfstandsmessrohrs	$d_6 = 0.04$ m
Spaltbreite des Laufrads	$b_2 = 0.00305$ m
Spaltbreite des Diffusors	$b_4 = 0.00305$ m
Schaufelwinkel am Laufradeintritt	$\beta_{1\mathrm{b}} = 41°$
Schaufelwinkel am Laufradaustritt	$\beta_{2\mathrm{b}} = 53.35°$
Spaltbreite von Laufrad zu Gehäuse	$tc = 0.0003$ m
Axiale Länge des Laufrades	$l = 0.03$ m
Dicke der Schaufeln am Laufradeintritt	$t_1 = 0.0005$ m
Anzahl der Schaufeln (Full Blades)	$z_{\mathrm{FB}} = 5$
Anzahl der Schaufeln (Splitter Blades)	$z_{\mathrm{SB}} = 5$
Länge der Schaufeln (Full Blades)	$l_{\mathrm{FB}} = 21$
Länge der Schaufeln (Splitter Blades)	$l_{\mathrm{SB}} = 12.9$

5.1.2 Druck- und Temperaturverläufe

Abbildung 5.2 zeigt den Verlauf der totalen Drücke aus Modellberechnungen p_{05} und Prüfstandsmessungen p_{06}. Dabei ist zu erkennen, dass das Modell die Prüfstandsmessdaten sehr zufriedenstellend annährt. Die Abweichungen sind relativ gering und entstehen durch die Berechnung zu großer Verluste im Modell.

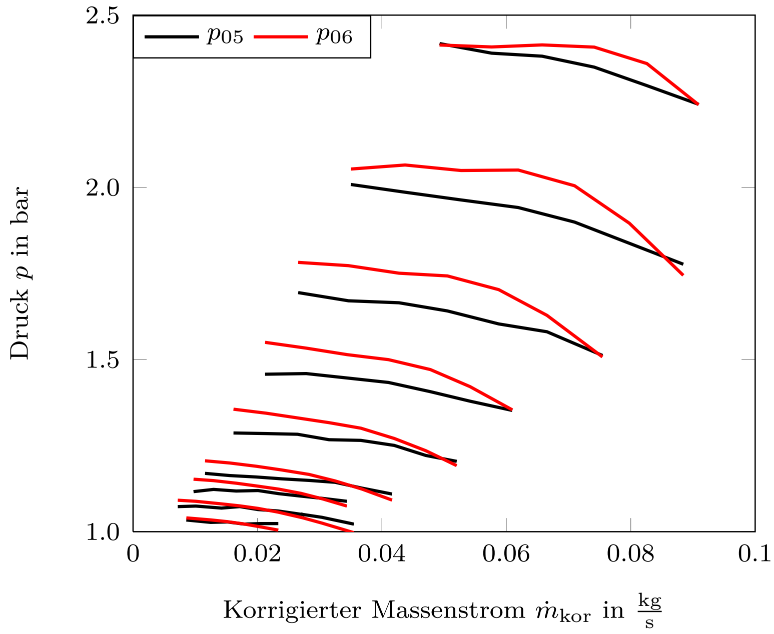

Abbildung 5.2: Druckwerte aus Modellberechnung und Prüfstandsmessung

Die Temperaturwerte am Verdichteraustritt von Modell T_{05} und Prüfstand T_{06} sind in Abbildung 5.3 zu sehen. Dabei näheren die Modellwerte die Prüfstandsmesswerte relativ gut an. Die Abweichungen, insbesondere im unteren Drehzahlbereich, entstehen durch den nicht berücksichtigten Wärmeeintrag q_{V} im Modell. Der Wärmestrom $\dot{Q}_{\mathrm{V}}$, der den Verdichter erreicht, wird als konstant angenommen ($\dot{Q}_{\mathrm{V}} = q_{\mathrm{V}} \cdot \dot{m} = \mathrm{konst.}$). Bei niedrigen Drehzahlen $n_{\mathrm{ATL}} \downarrow$ ist in der Regel die Leistung des Verdichters, die für den Temperaturanstieg verantwortlich ist, ebenfalls gering ($P_{\mathrm{V}} \downarrow$). Wird jetzt der Anteil des Wärmestroms an der Verdichterleistung berechnet, so ist dieser für geringe Drehzahlen größer bzw. für höhere Drehzahlen geringer ($n_{\mathrm{ATL}} \downarrow \frac{\dot{Q}_{\mathrm{V}}}{P_{\mathrm{V}}} \uparrow$, $n_{\mathrm{ATL}} \uparrow \frac{\dot{Q}_{\mathrm{V}}}{P_{\mathrm{V}}} \downarrow$). Mit einem steigenden Anteil des Wärmestroms, steigen auch die Temperaturabweichungen zwischen Modell und Prüfstandsdaten. Somit entsteht für niedrige Drehzahlen eine höhere Abweichung.

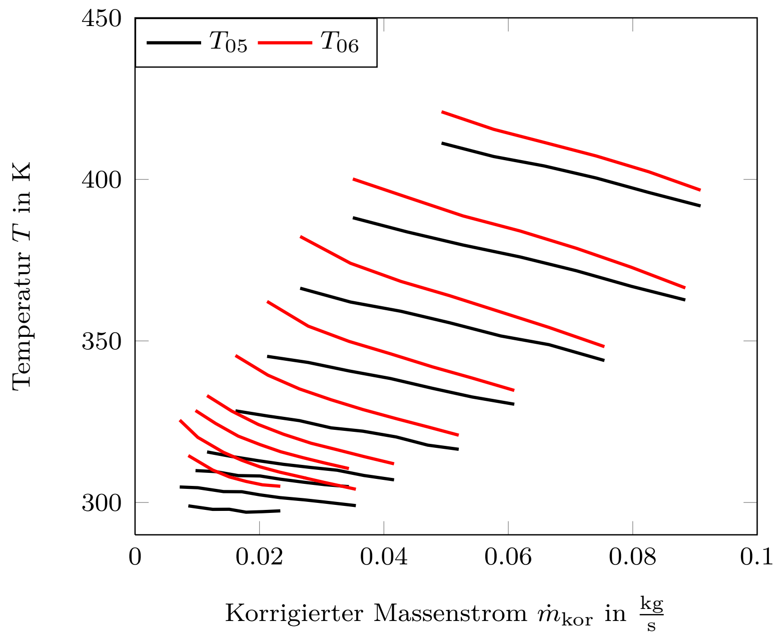

Abbildung 5.3: Temperaturwerte aus Modellberechnung und Prüfstandsmessung

5.1.3 Aerodynamische Verluste

Durch die getrennte Modellierung der einzelnen aerodynamischen Verluste lassen sich mithilfe des Modells bei unterschiedlichen Betriebspunkten die jeweiligen Energieverluste aufteilen. Dafür sieht man in Abbildung 5.4 die einzelnen Verluste für unterschiedliche Drehzahlen in einem ϕ_2-λ-Diagramm. Die schwarze Linie steht dabei für die technische Arbeit a, ausgedrückt als Arbeitskennzahl λ_2, wobei ihre Steigung abhängig vom Minderleistungsfaktor ist. Die farbigen Bereiche symbolisieren die einzelnen Energieverluste, wobei die Flächen jeweils die spezifische Leistung eines Verlusttyps darstellen. Die Durchsatzkennzahl ϕ_2 ist abhängig vom Massenstrom $\dot{m}$ und nimmt mit größerem Massenstrom ebenfalls zu. Es ist zu erkennen, dass mit höherer Drehzahl die Gesamtenergieverluste größer werden. Hierbei haben Inzidenzverluste und Diffusor bei allen drei dargestellten Drehzahlen den größten Anteil.

Durch diese Art von Diagrammen lässt sich beispielsweise schon vor der Konstruktionsphase eines Abgasturboladers erste Aussagen über das aerodynamische Verhalten treffen. Dadurch kann ohne große Kosten das aerodynamische Verhalten des Verdichters mithilfe des Modells optimiert werden, ohne dass dafür ein Prototyp gefertigt werden müsste.

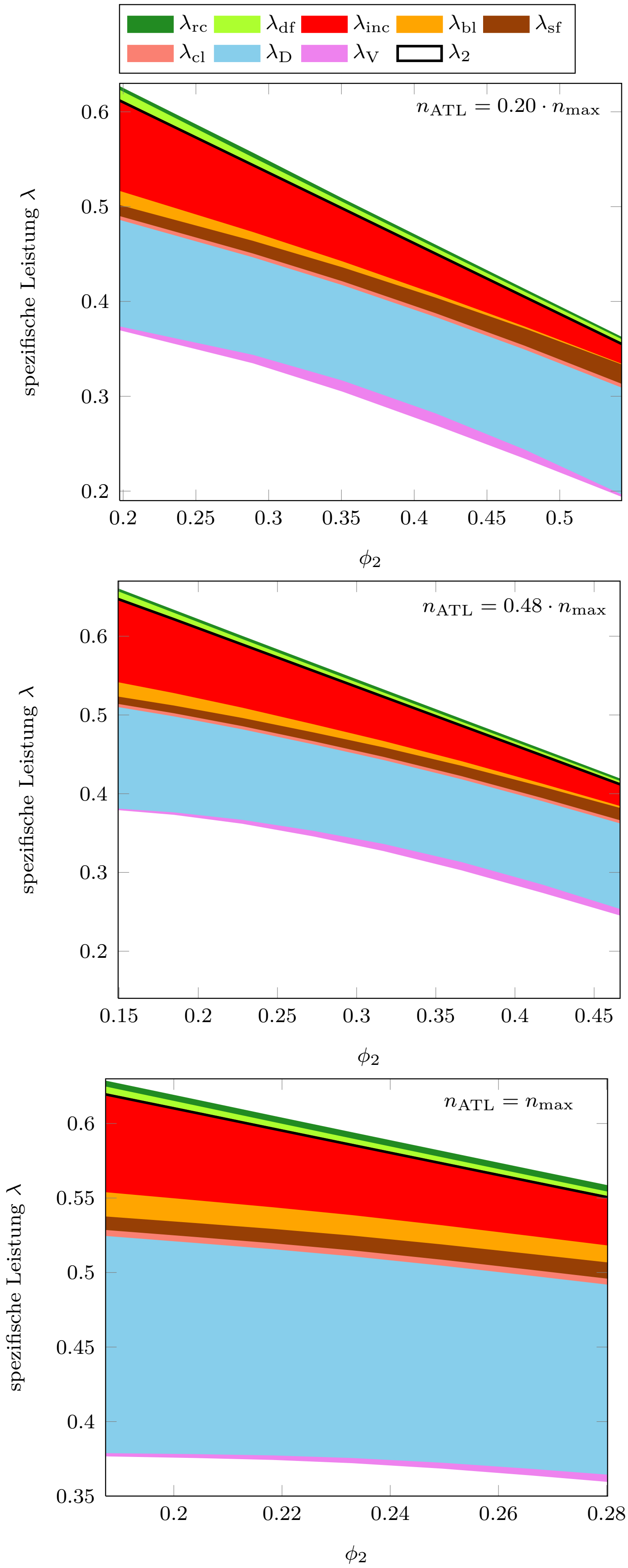

Abbildung 5.4: Aerodynamische Verluste des Laufrads im ϕ-λ-Diagramm für drei repräsentative Drehzahlen

5.1.4 Wirkungsgradverlauf

Abbildung 5.5 zeigt den adiabat-isentropen Wirkungsgrad des Modells A und den am Prüfstand gemessenen diabat-isentropen Wirkungsgrad. Dabei ist der diabate Wirkungsgrad, ähnlich wie beim Temperaturverlauf, aufgrund des Wärme-eintrags in den Verdichter insbesondere bei niedrigen Drehahlen deutlich schlechter. Für höhrere Drehzahlen nähert sich der adiabate Wirkungsgrad ungefähr den Maxima der diabaten Wirkungsgradlinien an. Durch Berücksichtigung des Wärmeeintrags im diabat-isentropen Wirkungsgrad des Prüfstandes sind hier ebenfalls bei niedrigen Drehzahlen die Werte schlechter, da auch hier der Anteil des Wärmestroms an der Verdichterleistung stärker ins Gewicht fällt.

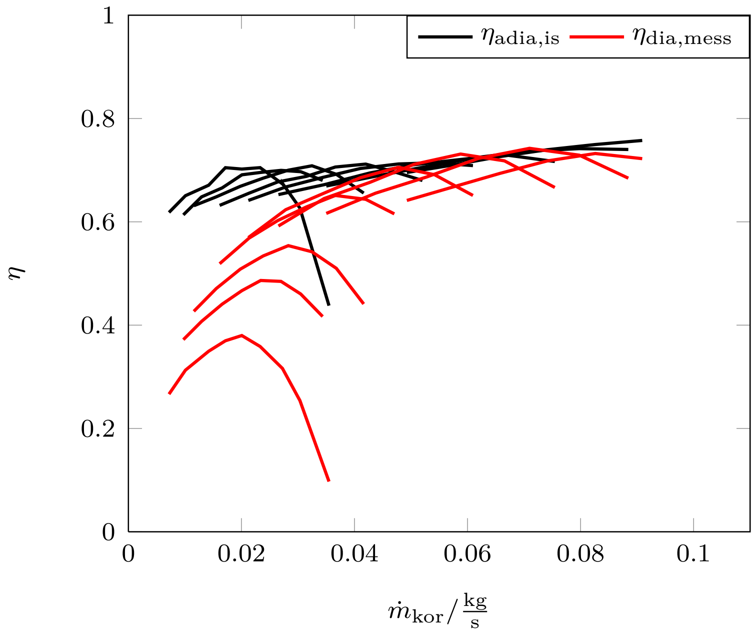

Abbildung 5.5: Adiabat-isentroper Wirkungsgrad der Modellberechnung und diabat-isentroper Wirkungsgrad der Prüfstandsmessung

5.1.5 Diffusor

Durch die im Diffusormodell gegebene Eindimensionalität ist es möglich, sich den Druck und die Geschwindigkeit für jeden Ortspunkt im Diffusor angeben zu lassen. Abbildung 5.6 zeigt hierfür die Geschwindigkeitsverzögerung für alle Betriebspunkte. Dabei beschreibt das Radienverhältnis $R = 1$ den Laufradaustritt bzw. Diffusoreintritt und das Radienverhältnis $R = 2$ den Diffusoraustritt. Des Weiteren ist M^2 die Machzahl zum Quadrat, die ein Maß für die Geschwindigkeit ist. Es ist deutlich zu erkennen, dass für alle Betriebspunkte die Geschwindigkeit stets verzögert wird. Gleichzeitig ist in Abbildung 5.7 die Druckzunahme im Diffusor abgebildet. Hierbei entspricht P dem normierte Druck nach Gleichung 4.35. Während die Geschwindigkeit verzögert wird, nimmt der Druck im Laufe des Diffusors zu.

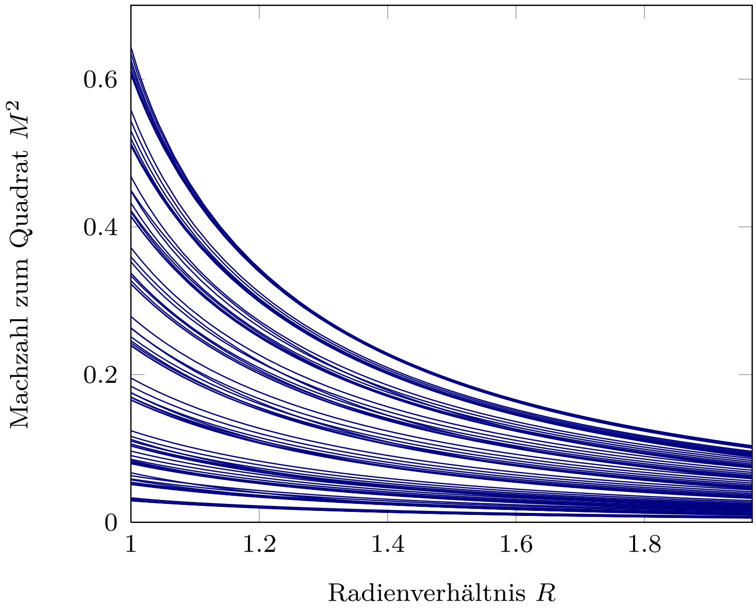

Abbildung 5.6: Geschwindigkeitsverzögerung im Diffusor für alle Betriebspunkte

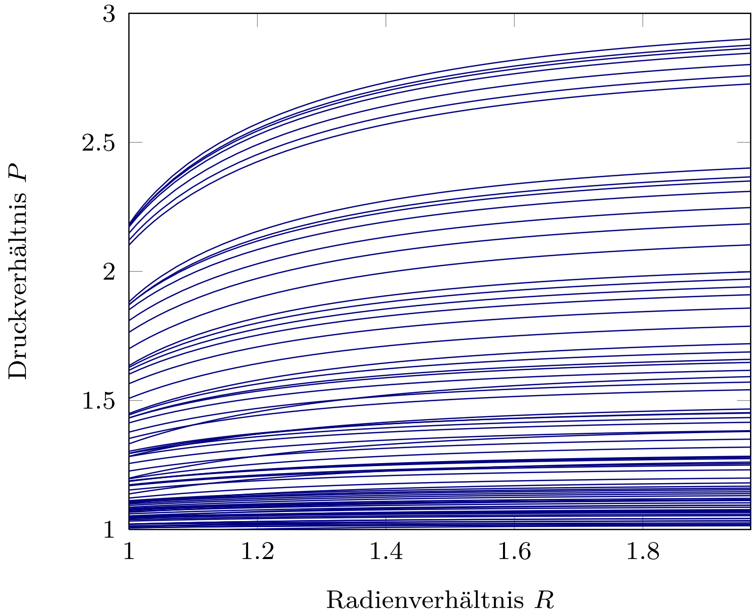

Abbildung 5.7: Druckanstieg im Diffusor für alle Betriebspunkte

5.2 Modell B

5.2.1 Druckverläufe

Die Abbildung 5.8 zeigt den Druck nach Laufrad p_2 jeweils für Modell A und B. Dabei werden die Werte $p_{2,\mathrm{Mod.B}}$, wie in Abbildung 4.4 dargestellt, iterativ aus den Prüfstandsmessdaten bestimmt. Im Gegensatz dazu werden die Drücke $p_{2,\mathrm{Mod.A}}$ unabhängig von Prüfstandsmessungen berechnet und basieren auf der Modellierung der Laufradgeometrie, siehe Abbildung 4.3. Da das Modell A, wie schon in Abbildung 5.2 erläutert, zu hohe Verluste berechnet, liegen diese Werte ebenfalls unter denen des Modells B.

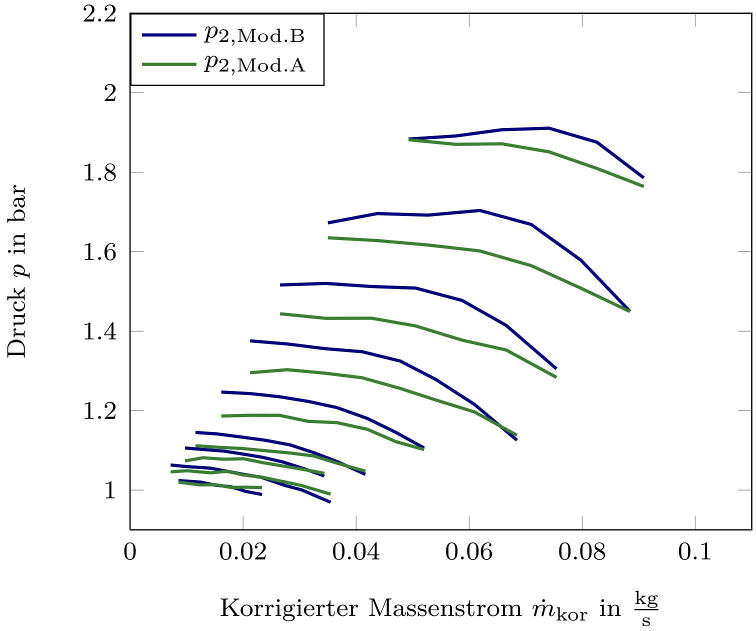

Abbildung 5.8: Vergleich der Druckwerte nach Laufrad für Modell A und B

6 Ermittlung von Geometrieparametern mittels genetischen Algorithmus

6.1 Motivation

Nachdem mithilfe des Modells A das Verdichterkennfeld ermittelt wurde, lassen sich bei Vergleich der Druck- und Temperaturwerte am Verdichteraustritt von Modell A und den Prüfstandsmessdaten teilweise noch Differenzen zwischen den Werten erkennen. Daher wird im nächsten Schritt das Augenmerk auf die wesentlichen Eingabeparameter des Modells gelegt und ihr Zusammenhang mit den Austrittswerten untersucht. Dabei sind die Geometrieparameter die entscheidenden Eingangsgrößen für das Modell A. Ziel ist es herauszufinden, welchen Einfluss eine Variation der Geometrieparameter auf das Verdichterkennfeld hat. Dabei werden die Geometrieparameter mithilfe eines sogenannten *genetischen Algorithmus* so verändert, dass sich die Verdichteraustrittswerte des Modells noch weiter an die Prüfstandwerte annähren.

Der genetische Algorithmus gliedert sich in die Gruppe der evolutionären Algorithmen. Dabei basiert diese Art von Programmierung auf Methoden, die der lebenden Natur entliehen sind. Sie können prinzipiell für beliebige Optimierungsaufgaben eingesetzt werden, wobei insbesondere beim schwierigen Prozess der Wahl günstiger Eingangsparameter hiermit gute Ergebnisse erzielt werden können. Der Unterschied zu klassischen Optimierungsalgorithmen besteht darin, dass der genetische Algorithmus nicht einen einzelnen Punkt pro Iterationsschritt erzeugt, sondern eine Vielzahl von Punkten in einer sogenannten Population. Nicht ein einzelner optimierter Punkt wird verfolgt und führt letztendlich zur Lösung, sondern es wird der beste Punkt aus einer ganzen Population von Punkten gewählt. Ein anderer wesentlicher Unterschied ist, dass nicht, wie bei klassischen Algorithmen üblich, der nächste Iterationspunkt deterministisch erzeugt wird, sondern er wird stochastisch auf Basis eines Zufallszahlengenerator berechnet. Vergleicht man beispielsweise einen klassischen Iterationsalgorithmus wird es bereits bei mehr als einem zu optimierenden Parameter schwer, diese so zu iterieren und in Abhängigkeit zu setzen, dass ein geeignetes Ergebnis ermittelt wird. Der genetische Algorithmus hingegen bietet die Möglichkeit, die Zahl der Eingabeparameter beliebig groß zu wählen und lässt sich einfach auf die Bedürfnisse eines Problems skalieren [LC08, GKK04, SHF+94].

6.2 Funktionsweise

Das Prinzip des genetischen Algorithmus entspringt dem Prozess der Vererbung in der Natur. So wie sich Lebewesen in der Natur über viele Generationen hinweg an die jeweiligen Verhältnisse anpassen, so findet beim genetischen Algorithmus ein Simulationsprozess über viele Generationen mit mehreren Individuen statt, bis die Anpassung das gewünschte Ziel erreicht. Dabei beginnt der Algorithmus, eine Anfangspopulation aus mehreren Individuen zu erstellen. Jedes Individium besteht dabei aus der Anzahl der zu optimierenden Parametern, die wiederum zufällig gewählt oder innerhalb festgelegter Beschränkungen definiert werden. Im Prozessverlauf werden immer neue Generationen gebildet, wobei diese immer auf den Individuen der Vorgängergeneration aufbauen. Der Algorithmus geht dabei wie folgt vor [LC08, SHF+94]:

1. Bewerte jedes Individuum mit seinem sogenannten Fitnesswert. Dieser errechnet sich aus einer vom Benutzer selbst vorgegebenen Fitnessfunktion. Die Fitness eines Individuum ist eine Art Güte und ist die Grundlage für den Selektionsprozess zur Bildung einer neuen Generation. Dabei werden die Individuen der aktuellen Generation Eltern und die Individuen der neuen Generation Kinder genannt. Jede Generation besitzt dabei immer die gleiche Anzahl an Individuen, also aus n Eltern werden auch n Kinder gebildet.

2. Die Eltern mit der besten Fitness werden Elite genannt. In der Regel werden dafür die zwei besten Eltern ausgewählt, wobei die Zahl von Eliteeltern aber auch vorher festgelegt werden kann. Dabei erzeugt jedes Eliteindividuum ein neues Kind mit den gleichen identischen Parametern. Der Fitnesswert der Kinder entspricht also auch in der nächsten Generation genau dem der Eltern.

3. Alle anderen Eltern generieren neue Kinder auf Basis ihrer Paramtern. Dabei besteht zum einen die Möglichkeit der Mutation, bei der die Paramter der Eltern ebenfalls auf die Kinder übertragen werden. Jedoch werden diese dann anschließend durch eine sogenannte Mutationsfunktion verändert. Ein andere Möglichkeit ist der Crossover. Hier werden neue Kinder aus der Kombination von Parametern zweier Eltern mittels Crossoverfunktion gebildet. Welche Eltern für Mutation oder Crossover in Frage kommen wird entweder zufällig ausgewählt oder kann durch eine Selektionsfunktion beeinflusst werden. Das

Verhätnis zwischen Mutation und Crossover kann vor Algorithmusbeginn festgelegt werden. Dabei sollte in der Regel die Mutation eher sehr zurückhaltend eingesetzt werden [LC08, GKK04].

4. Nachdem die neue Generation erzeugt wurde, wird Schritt 1 bis 3 solange wiederholt, bis das Abbruchkriterium erfüllt ist. Dies kann beispielsweise das Erreichen eines gewissen Fitnesswertes sein oder die Anzahl von zu erzeugenden Generationen wird vorher festgelegt.

Die genauen Einstellungen des genetischen Algorithmus müssen immer an die jeweils gegebene Problemstellung angepasst werden.

6.3 Anpassung an Problemstellung

6.3.1 Parameterbeschränkungen

In dem vorliegenden Problem zur Ermittlung von Geometrieparametern müssen diese zuerst definiert werden. Dabei werden die Paramter aus Abbildung 5.1 verwendet. Um geeignete Geometrieparameter mit dem genetischen Algorithmus zu ermitteln, werden zunächst Ober- und Untergrenzen für jeden Parameter eingeführt, siehe Abbildung 6.1. Dies hat den Vorteil, dass das Modell realistische Werte liefert, schränkt aber zugleich auch den Suchraum des Algorithmus ein.

6.3.2 Initialpopulation

Der Algorithmus beginnt mit der Erzeugung einer Initialpopulation I_{init}. Dabei wird bei dieser Problemstellung eine Population mit $i = 60$ Individuen generiert, was bedeutet, dass im Verlauf des Algorithmus jede neue Generation ebenfalls 60 Individuen besitzt. Jedes Individuum besitzt wiederum die 19 Geometrieparameter $GP_{\text{i,rand}}$, wobei die Parameterwerte innerhalb der jeweiligen Beschränkungen (siehe Abbildung 6.1) zufällig erzeugt werden:

$$GP_{i,\text{rand}} = \{d_0, d_1, d_{1\text{h}}, d_2, d_3, d_4, d_5, d_6, b_2, b_4, \beta_{1\text{b}}, \beta_{2\text{b}}, tc, l, t_1, z_{\text{FB}}, z_{\text{SB}}, l_{\text{FB}}, l_{\text{SB}}\} \quad (6.1)$$

Die Intitialpopulation I_{init} ergibt sich somit aus 60 Individuen mit ihren jeweiligen Geometrieparametern $GP_{i,\text{rand}}$:

$$I_{\text{init}} = \{GP_{1,\text{rand}}, GP_{2,\text{rand}}, GP_{3,\text{rand}}, \ldots, GP_{60,\text{rand}}\} \quad (6.2)$$

Abbildung 6.1: Verwendete Geometrieparametergrenzen für den genetischen Algorithmus

Geometrieparameter	Untergrenze	Obergrenze
Durchmesser des Prüfstandsmessrohrs d_0	0.030 m	0.055 m
Durchmesser am Laufradeintritt d_1	0.020 m	0.035 m
Durchmesser am Laufradmittelpunkt $d_{1\mathrm{h}}$	0.012 m	0.015 m
Durchmesser des Laufrads d_2	0.035 m	0.040 m
Durchmesser des Laufrad mit Ringspalt d_3	0.040 m	0.050 m
Durchmesser des Diffusors d_4	0.068 m	0.080 m
Durchmesser am Volutenaustritt d_5	0.020 m	0.035 m
Durchmesser des Prüfstandsmessrohrs d_6	0.030 m	0.055 m
Spaltbreite des Laufrads b_2	0.0029 m	0.0032 m
Spaltbreite des Diffusors b_4	0.0029 m	0.0032 m
Schaufelwinkel am Laufradeintritt $\beta_{1\mathrm{b}}$	35°	45°
Schaufelwinkel am Laufradaustritt $\beta_{2\mathrm{b}}$	52°	56°
Spaltbreite von Laufrad zu Gehäuse tc	0.0002 m	0.0004 m
Axiale Länge des Laufrades l	0.02 m	0.04 m
Dicke der Schaufeln am Laufradeintritt t_1	0.0004 m	0.0006 m
Anzahl der Schaufeln z_{FB}	3	7
Anzahl der Schaufeln z_{SB}	3	7
Länge der Schaufeln l_{FB}	19	22
Länge der Schaufeln l_{SB}	11	14

6.3.3 Fitnessfunktion

Die Fitnessfunktion f_{F} legt das eigentliche Optimierungskriterium bzw. -ziel des genetischen Algorithmus fest. Sie ist verantwortlich für die Berechnung des Fitnesswertes FV_i eines Individuums und bildet ein Maß für die Güte eines Individuums. Ihre Eingangsgröße entspricht den zu optimierenden Parametern, welche in dieser Problemstellung die angesprochenen 19 Geometrieparameter sind:

$$FV_i = f_{\mathrm{F}}(GP_{i,\mathrm{rand}}) \tag{6.3}$$

Wie bereits beschrieben, soll das Ziel des genetischen Algorithmus sein, durch Variation der Geometrieparameter die Druck- und Temperaturwerte des Modells A an die Prüfstandswerte anzunähern. Daher beschreibt die Fitnessfunktion die Summe der Abweichungen von Druck- und Temperaturwerten (Δp_{k} und ΔT_{k}) in allen Betriebspunkten k, sodass gilt:

$$f_{\mathrm{F}}(GP_{i,\mathrm{rand}}) = \sum^{k} |\Delta p_k| + \sum^{k} |\Delta T_k|, \quad k = f_k(n_{\mathrm{ATL}}, \dot{m}) \tag{6.4}$$

$$\Delta p_k = p_{6,k} - p_{5,\mathrm{Mod.A},GP_{i,\mathrm{rand}},k} \tag{6.5}$$

$$\Delta T_k = T_{6,k} - T_{5,\mathrm{Mod.A},GP_{i,\mathrm{rand}},k} \tag{6.6}$$

Die Betriebspunkte k ergeben sich aus der jeweiligen Drehzahl des Abgasturboladers n_{ATL} und dem Verdichtermassenstrom $\dot{m}$. Dabei handelt es sich bei den Betriebspunkten des Modells um dieselben des Prüfstands. Die Druck- bzw. Temperaturabweichung Δp_k und ΔT_k eines Betriebspunktes entspricht der Differenz der Prüfstandsmessdaten ($p_{6,k}$ und $T_{6,k}$) und der Modellberechnungen mit den jeweiligen Geometrieparametern des Individuums ($p_{5,\mathrm{Mod.A},GP_{i,\mathrm{rand}},k}$ und $T_{5,\mathrm{Mod.A},GP_{i,\mathrm{rand}},k}$). Die Abweichungen fließt anschließend betragsmäßig in die Fitnessfunktion ein. Damit die Abweichung von Druck und Temperatur gleich gewichtet in der Fitnessfunktion berücksichtig wird, findet eine Normierung mithilfe eines Referenzwertes (p_{ref} und T_{ref}) statt, sodass sich Gleichung 6.5 und 6.6 verändert zu:

$$\Delta p_{\mathrm{k}} = \frac{p_{6,k}}{p_{\mathrm{ref}}} - \frac{p_{5,\mathrm{Mod.A},GP_{i,\mathrm{rand}},k}}{p_{\mathrm{ref}}}, \quad p_{\mathrm{ref}} = 1 \text{ bar} \tag{6.7}$$

$$\Delta T_{\mathrm{k}} = \frac{T_{6,k}}{T_{\mathrm{ref}}} - \frac{T_{5,\mathrm{Mod.A},GP_{i,\mathrm{rand}},k}}{T_{\mathrm{ref}}}, \quad T_{\mathrm{ref}} = 298 \text{ K} \tag{6.8}$$

6.3.4 Elite

In dieser Problemstellung werden zwei Individuen mit den besten Fitnesswerten als Elite mit in die nächste Generation übernommen. Dies bedeutet, dass von den 60 Individuen pro Generation noch 58 Individuen für den folgenden Selektionsprozess zur Erzeugung neuer Kinder übrig bleiben, sodass sich als Elitegruppe E und Selektionsgruppe S ergibt:

$$E = \{FV_1, FV_2\} \tag{6.9}$$

$$S = \{FV_3, FV_4, \ldots, FV_{60}\} \tag{6.10}$$

Die Zahl der Eltern, die als Elite ausgewählt werden, wurde bewusst niedrig gehalten. Dies hat den Vorteil, dass durch den geringen Elitismus kein Dominanzeffekt der besten Individuen in der nächsten Generation entsteht und der Evolutionsprozess nicht frühzeitig stagniert [SHF+94]. Somit besitzt der Algorithmus unter Beibehaltung der zwei besten Individuen immer noch einen angemessen Suchraum, um ein besseres Optimum zu erreichen.

6.3.5 Selektionsprozess

Der Selektionsprozess beschreibt auf Basis der Fitnesswerte die Auswahl der Eltern, die für die Erzeugung der Kinder in der nächsten Generation verantwortlich sind. Dabei gibt es einige vom genetischen Algorithmus vorgegebene Selektionsfunktionen, wobei auch hier die geeignete Funktion für die Problemstellung gefunden werden muss:

- Stochastic Uniform: Bei der Selektionsfunktion Stochastic Uniform wird eine Strecke der Länge 1 in i Abschnitte eingeteilt, deren Größe l proportional zu dem jeweiligen Fitnesswert FV_i eines Eltern ist. Nach der Verteilungsformel erhalten Individuen mit schlechterer Fitness hierbei einen größeren Abschnitt als die besseren Individuen:

  $$l_i = \frac{FV_i}{\sum^i FV_i} \tag{6.11}$$

  Anschließend wandert der Algorithmus immer mit der gleichen zufällig festgelegten Schrittweite über die Strecke und selektiert die Eltern, auf denen er während des Wanderprozesses landet. Diese Art von Selektion hat den Vorteil, dass insbesondere schwächere Individuen häufiger ausgewählt werden und somit die Chance erhalten, sich im nächsten Schritt durch Mutation oder Crossover noch einmal zu verbessern.

- Roulette: In der Rouletteselektion wird ein Rouletterad simuliert, in der jedes Individuum einen Bereich proportional seines Fitnesswertes erhält. Anschließend wählt der Algorithmus zufällig einen Bereich auf dem Rouletterad aus.

- Remainder: Die Selektionsfunktion Remainder legt im ersten Schritt eine Liste an, in der jedes Individuum mit der Häufigkeit des Ganzzahlteils seines Fitnesswertes vorkommt. Danach wird die Rouletteselektion auf diese Liste angewendet und die Wahrscheinlichkeiten jedes Individuums seinem Nachkommaanteil entnommen.

- Tournament: Beim Tournament sucht sich der Algorithmus zufällig eine feste Anzahl von Eltern heraus und vergleich ihre Fitnesswerte miteinander. Das Individuum mit dem besten Fitnesswert gewinnt das Tournament und wird selektiert.

In der vorliegenden Problemstellung wird auf die Selektion mittels Stochastic Uniform zurückgegriffen, da insbesondere hier die schwächeren Individuen die Möglichkeit bekommen, sich nochmal zu verbessern. Durch eine große Zahl von Individuen und Generationen besteht so eine größere Wahrscheinlichkeit das Gesamtergebnis noch weiter zu steigern und ein geeigneteres Optimum zu finden.

6.3.6 Mutation

Die Mutation erlaubt dem Algorithmus kleine zufällige Änderungen in einer Generation vorzunehmen. Dadurch kann ein breiterer Suchraum sichergestellt werden und der Algorithmus erhält eine gewisse Vielfältigkeit. Die Anzahl der Kinder i_{M}, die aus der Mutation entstehen, ergibt sich hierbei aus der Mutationsrate r_{M}:

$$r_{\mathrm{M}} = 0.2 \tag{6.12}$$

$$i_{\mathrm{M}} = r_{\mathrm{M}} \cdot |S| = 0.2 \cdot 58 = 12 \tag{6.13}$$

Aus der verbleibenden Selektionsgruppe S mit 58 Eltern werden 12 Kinder durch den Mutationsprozess erzeugt. Auch hier kann auf vorgegebene Mutationsfunktionen zurückgegriffen werden:

- Uniform: Bei der Uniform Mutation wird zuerst eine Wahrscheinlichkeit für jeden Parameter festgelegt, die angibt, ob ein Parameter mutiert wird oder nicht. Anschließend wird für jeden zu mutierenden Parameter ein neuer beliebiger Wert gewählt.
- Adaptive Feasible: Die Mutation Adaptive Feasible verändert jeden Parameter eines Individuums und orientiert sich dabei an die Werte der Vorgängergeneration.

Die durchgeführten Experimente für diese Problemstellung haben gezeigt, dass keine der vorgegebenen Mutationsfunktionen ein optimales Ergebnis liefert. Daher wurde eine eigene Mutationsfunktion erstellt. Dabei wird im ersten Schritt einen sogenannter Bereichsfaktor m festgelegt, in diesem Fall von $m = 0.1$. Danach bildet die Funktion auf Basis des Bereichsfaktors um jeden Parameter x des Mutanten ein Intervall B, sodass gilt:

$$B_x(x) = [(1-m)\cdot x\ ;\ (1+m)\cdot x], \quad \forall x \in GP_{i,\mathrm{rand}} \tag{6.14}$$

Im nächsten Schritt generiert die Funktion eine Zufallszahl z_{rand} zwischen 0 und 1 und normiert den Bereich dementsprechend. Der mutierte Wert x_{M} ergibt sich dann zu:

$$\begin{aligned} x_{\mathrm{M}} = [(1-m)\cdot x] + z_{\mathrm{rand}} \cdot [(1+m)\cdot x - (1-m)\cdot x] = \\ [(1-m)\cdot x] + z_{\mathrm{rand}} \cdot [2 \cdot m \cdot x] \end{aligned} \tag{6.15}$$

Erreicht der mutierte Wert die Parameterbeschränkung, so wird er an die jeweilige Ober- bzw. Untergrenze angepasst. Diese Art von Mutation hat den Vorteil, dass der Suchbereich um das Gebiet des aktuellen Parameters eingegrenzt wird. Durch den Bereichsfaktor lässt sich die Mutationsabweichung steuern wobei der Suchbereich sich hier beliebig vergrößern bzw. verkleinern lässt.

6.3.7 Crossover

Beim Crossover wird aus der Kombination der Parameter zweier Eltern ein neues Kind erzeugt. Die Anzahl der aus dem Crossover entstehenden Kinder i_{C} ergibt sich hierbei aus der Crossoverrate r_{C}, die von der Mutationsrate r_{C} abhängt:

$$r_{\mathrm{C}} = 1 - r_{\mathrm{M}} = 1 - 0.2 = 0.8 \tag{6.16}$$

$$i_{\mathrm{C}} = r_{\mathrm{C}} \cdot |S| = 0.8 \cdot 58 = |S| - i_{\mathrm{M}} = 58 - 12 = 46 \tag{6.17}$$

Durch den Austausch der Parameter der Eltern werden also 46 Kinder erzeugt. Dabei kann der Algorithmus auf folgenden vordefinierte Funktionen zurückgreifen:

- Uniform: Beim Uniform Crossover wird für jede Crossoverentscheidung ein Bit-String erzeugt. Dabei besitzt der String genauso viele Bits wie die Anzahl der Parameter, wobei jedes Bit durch einen Münzwürf simuliert wird und je nach Ergebnis 0 oder 1 beträgt. Anschließend wird in der Reihenfolge der Bits bei einer 0 der Parameter des ersten Elternteils und bei einer 1 der Parameter des zweiten Elternteils für das neue Kind ausgewählt.

- 1-Punkt: Der 1-Punkt Crossover erzeugt im ersten Schritt eine Zufallszahl zwischen 0 und der Anzahl der Parameter. Im Anschluss daran werden die Paramter, die unterhalb der Zufallszahl liegen, vom ersten Elternteil, die oberhalb liegen, vom zweiten Elternteil entnommen und für die Erzeugung des neuen Kindes verwendet.

- 2-Punkt: Anstelle von nur einer Zufallszahl, wie beim 1-Punkt Crossover, werden beim 2-Punkt Crossover zwei Zufallszahlen gebildet und so zwei Grenzen in der Parameterliste festgelegt. Die Werte die unterhalb der ersten Zufallszahl und oberhalb der zweiten liegen, werden vom ersten Elternteil übernommen, die Werte innerhalb der Zufallszahlen, vom zweiten Elternteil.

- Heuristic: Beim Heuristic Crossover wird ein Kind mit Parametern erzeugt, die zwischen den jeweiligen Elternparametern liegen. Dabei werden die neuen Parameter des Kindes eher dem Elternteil mit dem besseren Fitnesswert angenährt.

- Arithemtic: Der Arithmetic Crossover bildet das arithmetische Mittel aus den Parameterwerten und erzeugt damit ein neues Kind.

In dieser Problemstellung wird auf den Heuristic Crossover zurückgegriffen. Dieser hat den Vorteil, dass die neuen Parameter zwischen zwei Eltern liegen und somit der Suchraum besser an das Optimum angenährt wird. Außerdem weist diese Art von Crossover, im Gegensatz zu den anderen Typen, eine nicht so hohe Beliebigkeit in der Wahl neuer Parameter auf.

6.3.8 Abbruchkriterium

Das Abbruchkriterium des Algorithmus ist, wenn sich nach einer gewissen Anzahl von Generationen der beste Fitnesswert nicht weiter verbessert. Durch die Verwendung von Mutationen entstehen in jeder Generationen immer neue Fitnesswerte. Durch diese Art von Abbruchkriterium wird auf der einen Seite verhindert, dass der Algorithmus unendlich lang läuft, auf der anderen Seite wird ihm aber ein angemessener Raum gewährt, sich weiter zu verbessern.

6.3.9 Erweiterte Anpassungen

Um durch Mutation möglichst zufällig auf ein besseres Optimum zu gelangen, werden insgesamt drei Durchläufe des genetischen Algorithmus durchgeführt. Dabei bilden die Geometrieparameter mit dem besten Fitnesswert die Anfangspopulation des nächsten Durchlaufs. Der Fitnesswert mit den gemessenen Geometrieparametern aus Abbildung 5.1 beträgt $FV = 6.1112$.

6.4 Ergebnisse und Evaluierung

Der genetische Algorithmus wurde mithilfe der Umgebung Matlab durchgeführt. Dafür wurde ein Apple MacBook mit einem 2.16 GHz Intel Core 2 Duo Prozessor und 4 GB 667 MHz DDR2 SDRAM verwendet.

6.4.1 Durchlauf 1

Im ersten Durchlauf kann vor allem die Verbesserung der Fitnesswerte innerhalb der ersten 10 Generationen beobachtet werden. Abbildung 6.2 zeigt dazu die Fitnesswerte aller Individuen für alle Generationen, wobei die angesprochenen Verbesserung in Form einer Anhäufung der Punkte in Richtung Optimum erkennbar ist. Auch in Abbildung 6.3 ist dieser Trend zu sehen, wobei sich der Fitnesswert ab der dreizehnten Generation kaum verbessert.

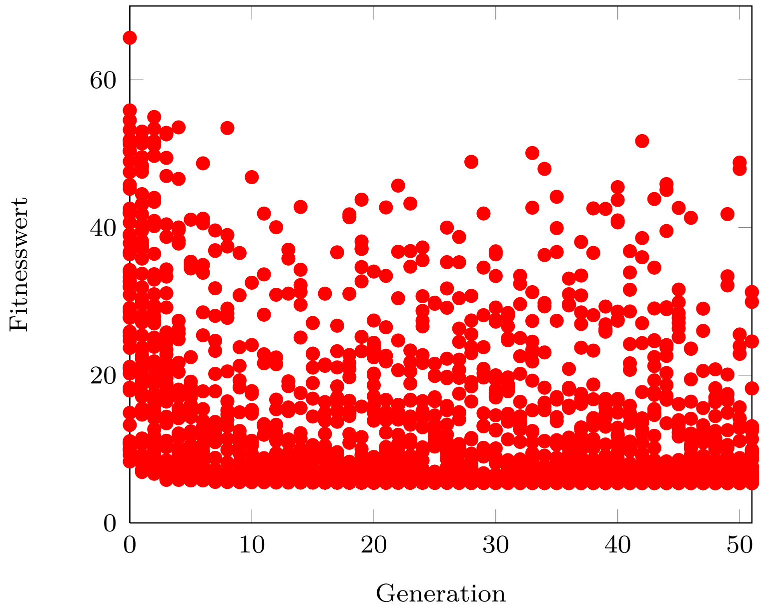

Abbildung 6.2: Fitnesswert aller Individuen für jede Generationen im ersten Durchlauf

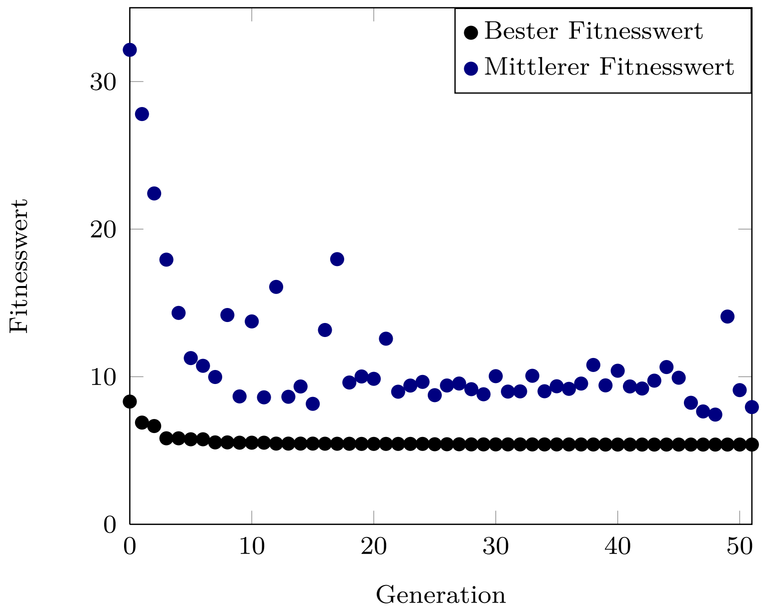

Abbildung 6.3: Jeweils bester und mittlerer Fitnesswert der Individuen für jede Generation im ersten Durchlauf

6.4.2 Durchlauf 2

Im zweiten Durchlauf sieht man in Abbildung 6.4 die Anfangspopulation, die aus dem besten Fitnesswert des ersten Durchlaufs gebildet wurde. Die anschließenden Veränderungen des Fitnesswertes entstehen nur durch Mutationen und später dann auch durch den Crossover der mutierten Kinder.

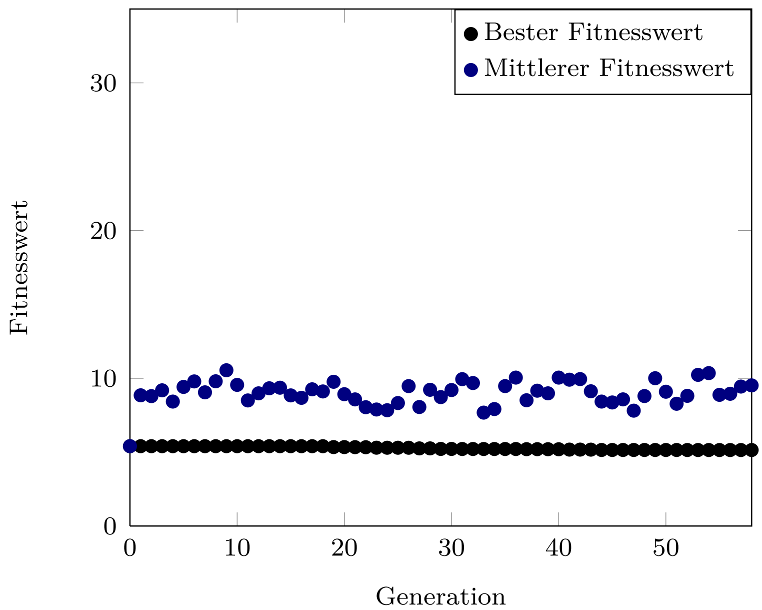

Abbildung 6.4: Jeweils bester und mittlerer Fitnesswert der Individuen für jede Generation im zweiten Durchlauf

6.4.3 Durchlauf 3

Auch im dritten und letzten Durchlauf wird die Anfangspopulation wieder aus den Geometrieparametern des besten Fitnesswertes im zweiten Durchlauf gebildet. Dadruch entstehen hier ebenfalls die nachfolgenden Generationen aus Mutation und Crossover, siehe Abbildung 6.5. Am Ende des Durchlaufs wird ein neuer besserer Fitnesswert von $FV = 5.1378$ ermittelt.

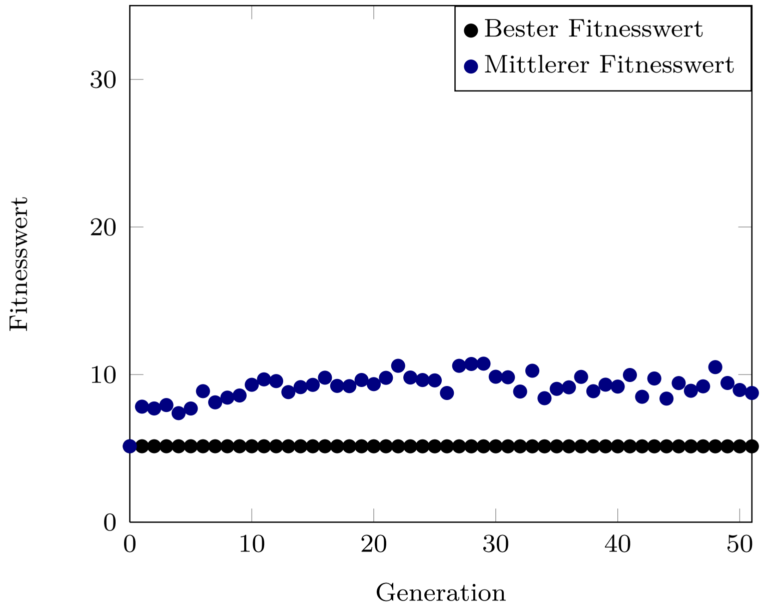

Abbildung 6.5: Jeweils bester und mittlerer Fitnesswert der Individuen für jede Generation im dritten Durchlauf

6.4.4 Temperaturwerte

In Abbildung 6.6 sind die Temperaturwerte dargestellt, die sich aus den neu ermittelten Geometrieparametern ergeben. Dabei ist eine verbesserte Annährung an die Prüfstandsmessdaten zu erkennen.

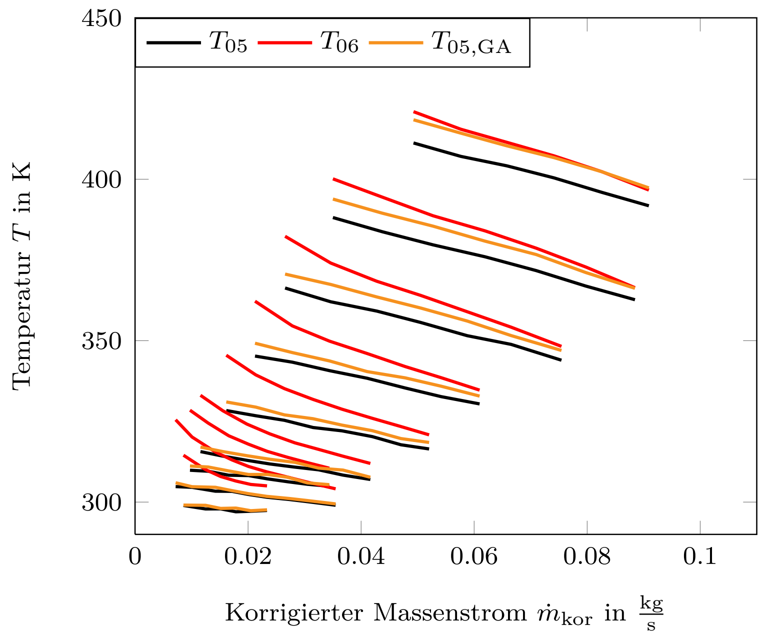

Abbildung 6.6: Temperaturwerte aus Modellberechnung und Prüfstandsmessung und genetischem Algorithmus

6.4.5 Ermittelte Geometrieparameter

Die mithilfe des genetischen Algorithmus neu ermittelten Geometrieparameter sind in Abbildung 6.7 aufgelistet. Dabei wird ihre prozentuale Veränderung zu den gemessenen Parametern angegeben. Fast alle neuen Werte besitzen dabei eine Abweichung von um die 10 %, die durchschnittliche Abweichung liegt bei 8.7 %. Dies ist ein Zeichen dafür, dass schon durch geringe Verbesserung der Geometrieparameter ein besseres Optimum des Modells in Form eines kleineren Fitnesswerts gefunden werden kann. Gleichzeitig bedeutet dies auch, dass die im Modell verwendeten Parameter schon sehr nahe am ermittelten besseren Fitnesswert liegen.

Abbildung 6.7: Ermittelte Geometrieparameter mithilfe des genetischen Algorithmus in prozentualer Veränderung

Geometrieparameter	$FV = 6.1112$	$FV = 5.1378$
Durchmesser des Prüfstandsmessrohrs d_0	0.04 m	0.05296 m (+32%)
Durchmesser am Laufradeintritt d_1	0.0288 m	0.02939 m (+2.1%)
Durchmesser am Laufradmittelpunkt $d_{1\mathrm{h}}$	0.0135 m	0.01213 m (-10.4%)
Durchmesser des Laufrads d_2	0.039 m	0.04043 m (+3.6%)
Durchmesser des Laufrad mit Ringspalt d_3	0.045 m	0.04955 m (+10.2%)
Durchmesser des Diffusors d_4	0.07675 m	0.07998 m (+4.1%)
Durchmesser am Volutenaustritt d_5	0.028 m	0.02700 m (-3.6%)
Durchmesser des Prüfstandsmessrohrs d_6	0.04 m	0.038398 m (-4.0%)
Spaltbreite des Laufrads b_2	0.00305 m	0.00291 m (-4.6%)
Spaltbreite des Diffusors b_4	0.00305 m	0.00316 m (+3.7%)
Schaufelwinkel am Laufradeintritt $\beta_{1\mathrm{b}}$	41°	44.90960° (+9.5%)
Schaufelwinkel am Laufradaustritt $\beta_{2\mathrm{b}}$	53.35°	54.20472° (+1.6%)
Spaltbreite von Laufrad zu Gehäuse tc	0.0003 m	0.000261 m (-13%)
Axiale Länge des Laufrades l	0.03 m	0.03522 m (+17.3%)
Dicke der Schaufeln am Laufradeintritt t_1	0.0005 m	0.000428 m (-14.42%)
Anzahl der Schaufeln z_{FB}	5	4.2979 (-14%)
Anzahl der Schaufeln z_{SB}	5	5.4322 (+8%)
Länge der Schaufeln l_{FB}	21	21.6686 (+2.9%)
Länge der Schaufeln l_{SB}	12.9	12.1253 (-6.27%)

6.4.6 Laufzeitvergleich

Im Folgenden wird die Laufzeit des genetischen Algorithmus analysiert, wobei sich die Werte auf eine Berechnung mit einem handelsüblichen Computer beziehen, siehe Anfang Kapitel 6.4. Durch Verwendung eines Hochleistungscomputers oder eines Clusters können die Werte deutlich verbessert werden. Die durchschnittliche Laufzeit der Berechnung eines Betriebspunktes mittels Modell A beträgt $t_k = 0.015$ s. Bei einer Anzahl von 78 Betriebspunkten ergibt sich daraus eine Laufzeit von $t_{k,\mathrm{ges}} = 1.17$ s. Wird jetzt der genetische Algorithmus auf das Modell angewendet, so werden zunächst die Fitnesswerte von 60 Individuen bestimmt, was eine Berechnungszeit von $t_{\mathrm{G}} = 70.2$ s für eine Generation zur Folge hat. Bei den vorliegenden Experimenten wurden im ersten und dritten Durchlauf 52 Generationen, beim zweiten Durchlauf 59 Generationen gebildet. Daraus ergibt sich eine Gesamtgenerationenanzahl von 163 Generationen. Somit beträgt die Gesamtlaufzeit des genetischen

Algorithmus für alle Durchläufe $T = 11442.6$ s, bzw. 190.71 min oder etwas mehr als 3 h.

6.4.7 Evaluierung

Der genetische Algorithmus bietet eine gute Möglichkeit die Eingangsparameter des Modells zu variieren. Durch die Ermittlung eines besseren Fitnesswerts lassen die Abweichungen der neuen Geometrieparameter auf zwei Interpretationsarten schließen: Bei kleinen Abweichungen von um die 5 % kann angenommen werden, dass das Modell korrekt funktioniert und die Abweichungen durch Messungenauigkeiten entstehen. Sind die Abweichungen größer, liegt aller Wahrscheinlichkeit nach ein Fehler im Modell vor. Die berechneten Geometrieparameter aus Abbildung 6.7 mit einem Fitnesswert von $FV = 5.1378$ besitzen größenteils eine geringe Abweichung. Lediglich die Werte d_0, tc, l und t_1 weisen eine höhere Abweichung auf, wobei der Durchmesser des Prüfstandsmessrohrs d_0 im Modell keine große Rolle spielt und daher hier vernachlässigbar ist. Bei den Parametern tc und t_1 handelt es sich um sehr kleine Messgrößen im Bereich von Zehntel Millimeter, sodass ein einfaches vermessen mit dem Messschieber schnell zu Fehlern führen kann und sie somit eine größere Abweichung verursachen. Für die axiale Länge des Laufrades l wird angenommen, dass es sich bei dieser Abweichung nicht um einen Messfehler, sondern um eine Modellungenauigkeit handelt. Im nächsten Schritt sollte untersucht werden, welchen Einfluss dieser Wert auf die Modelle hat und in welcher Form dieser abstrahiert wird.

Auf Basis der vorherigen Argumentation kann angenommen werden, dass aufgrund der geringen Abweichungen das Modell korrekt arbeitet. Somit kann der genetische Algorithmus als eine Art Modellvalidierung angesehen werden. Neben der Variation der Geometrieparameter besteht auch die Möglichkeit, fehlende Parameter zu ermitteln. Dabei wird der Suchraum nicht auf alle Geometrieparameter ausgedehnt, sondern beschränkt sich lediglich auf die nicht vorhandenen Parameter. Dadurch können insbesondere schwer zu messende Geometriewerte bestimmt und Messfehler vermieden werden.

Eine weitere Möglichkeit zur Modellvalidierung besteht darin, das Modell inklusive des genetischen Algorithmus auf mehrere Abgasturbolader mit unterschiedlicher Geometrie anzuwenden. Weicht dabei der stochastische Fehler eines Parameterwerts immer in die gleiche Richtung ab, so ist anzunehmen, dass Teile des Modells nicht korrekt arbeiten.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde ein Modell aufgestellt, welches zur Kennfeldermittlung eines Verdichters verwendet werden kann. Hierfür wurden verschiedene Teilmodelle aus der Literatur zu einem Gesamtmodell zusammengeführt und in Matlab simuliert. Dabei liefert das Modell einen guten Abgleich an die Prüfstandsmessdaten und bietet so ein Werkzeug für die Motorprozesssimulation. So erhält der Benutzer beispielsweise die Möglichkeit, die Energieverluste des Verdichters detailliert wiederzugeben. Durch diese Aufteilung der einzelnen Energieverluste können sich Ingenieure und Konstrukteure bereits vor der Fertigungsphase ein Bild über das Betriebsverhalten des Verdichters machen und so wichtige Verbesserungsentscheidungen im Voraus treffen. Ein weiterer Vorteil ist, dass insbesondere in der frühen Entwicklungsphase schnell und ohne großen Aufwand der Verdichter analysiert werden kann. Im Gegensatz zu Messungen auf dem Prüfstand muss nicht für jede neue Untersuchung ein Abgasturbolader gefertigt werden. Dadurch können durch das aufgestellte Modell nicht nur Kosten eingespart werden, sondern die Informationen über den Abgasturbolader können auch bereits in wenigen Sekunden abgefragt werden. Dieses Zeitersparnis fällt insbesondere dann ins Gewicht, wenn einzelne Parameter des Verdichters verändert werden möchten. Eine Variation oder Optimierung verschiedener Parameter können in kurzer Zeit vorgenommen werden und ihre Ergebnisse anschließend direkt in gewünschter Form ausgegeben und analysiert werden.

Durch die Verwendung eines bereits gemessenen Verdichterkennfelds können die Modellwerte mit den Kennfelddaten des Prüfstandes verglichen werden. Dabei besteht unter anderem die Möglichkeit, den Wärmeeintrag in den Verdichter zu berechnen. Dafür werden die Temperaturen nach Verdichteraustritt von Modell und Prüfstand analysiert und daraus dann der Wärmeeintrag ermittelt. Somit können nach erfolgreicher Vermessung eines Prototyps ebenfalls die Werte des Wärmeeintrags ausgegeben werden, die weiteres Optimierungspotential vor der eigentlichen Serienfertigung eines Abgasturboladers bieten.

Um das erarbeitete Modell zu validieren, wurde im Informatikanteil dieser Arbeit eine Variation der Geometrieparameter mittels genetischen Algorithmus vorgenommen. Dabei besaßen die neu ermittelten Parameter eine durchschnittliche Abweichung von 8.7 % zu der gemessenen Geometrie. Durch Verwendung des genetischen Algorithmus besitzt der Ingenieur die Möglichkeit fehlende Geometrieparameter zu bestimmen oder beliebig andere Werte zu optimieren.

Im nächsten Schritt wäre es notwendig, das Modell mit mehreren Verdichtern zu validieren. Dafür müssten zum Vergleich Abgasturbolader verwendet werden, die bereits auf dem Prüfstand vermessen wurden. Im Hinblick auf den genetischen Algorithmus wäre es bei einer weiteren Untersuchung interessant, wie sich der Algorithmus bei einer anderen Fitnessfunktion verhält. Anstatt die Abweichung von Druck- und Temperaturwerten zu verwenden, könnte stattdessen auch Wirkungsgrad oder ein anderer Modellwert gewählt werden. Weiterhin könnten die Geometrieparameter gruppiert werden, um so zu analysieren, welcher Teil des Verdichters die größten Auswirkungen auf die Modellergebnisse hat. Außerdem besteht die Möglichkeit, weitere Teilmodelle zu implementieren und ihr Zusammenspiel mithilfe des genetischen Algorithmus zu analysieren, indem jedes Teilmodell einen Faktor erhält und anschließend durch den Algorithmus unterschiedlich gewichtet wird.

Literaturverzeichnis

[Aun95] Aungier, Ronald H.: Mean Streamline Aerodynamic Performance Analysis Of Centrifugal Compressors. In: *Journal Of Turbomachinery* 117 (1995), Nr. 3, S. 360–366

[Bad83] Bader, F: *Dorn-Bader Physik Oberstufe Band MS*. Schroedel, 1983

[Bai05] Baines, Nicholas C.: *Fundamentals Of Turbocharging*. Concepts NREC, 2005

[Büc05] Büchi, Alfred: *Verbrennungskraftmaschinenanlage*. 1905

[CDE+56] Coppage, JE ; Dallenbach, F ; Eichenberger, JP ; Hlavaka, GE ; Knoernschild, EM ; Van Lee, N: Study Of Supersonic Radial Compressors For Refrigeration And Pressurization Systems / WADC report 55-257. 1956. – Forschungsbericht

[CRW79] Conrad, O ; Raif, K ; Wessels, M: The calculation of performance maps for centrifugal compressors with vane-island diffusers. In: *Performance Prediction of Centrifugal Pumps and Compressors* Bd. 1, 1979, S. 135–147

[CS10] Casey, MV ; Schlegel, M: Estimation Of The Performance Of Turbocharger Compressors At Extremely Low Pressure Ratios. In: *Proceedings Of The Institution Of Mechanical Engineers, Part A: Journal Of Power And Energy* 224 (2010), Nr. 2, S. 239–250

[DN60] Daily, John W. ; Nece, Ronald E.: Chamber Dimension Effects On Induced Flow And Frictional Resistance Of Enclosed Rotating Disks. In: *Journal Of Basic Engineering* 82 (1960), S. 217

[Eri08] Erickson, Christopher E.: *Centrifugal Compressor Modeling Development And Validation For A Turbocharger Component Matching System*, Kansas State University, Masterarbeit, 2008

[GKK04] Gerdes, Ingrid ; Klawonn, Frank ; Kruse, Rudolf: *Evolutionäre Algorithmen*. Springer, 2004

[Gol05] Golloch, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Springer, 2005

[Haa83] Haaland, SE: Simple And Explicit Formulas For The Friction Factor In Turbulent Pipe Flow. In: *Journal Fluids Engineering* 105 (1983), Nr. 1

[Jan67] Jansen, W: A Method For Calculating The Flow In A Centrifugal Impeller When Entropy Gradients Are Present. In: *Royal Society Conference On Internal Aerodynamics (Turbomachinery)*, 1967, S. 133–146

[JKD06] Jiang, Wei ; Khan, Jamil ; Dougal, Roger A.: Dynamic Centrifugal Compressor Model For System Simulation. In: *Journal of power sources* 158 (2006), Nr. 2, S. 1333–1343

[LC08] Lämmel, Uwe ; Cleve, Jürgen: *Künstliche Intelligenz*. Hanser Verlag, 2008

[Lü11] Lückmann, Dominik: *Quantifizierung des Wärmeeintrags in den Verdichter von PKW-Abgasturboladern*, RWTH Aachen University, Diplomarbeit, 2011

[Mor10] Mortimer, Ulrich und Müller Charles E: *Chemie: Das Basiswissen der Chemie*. Georg Thieme Verlag, 2010

[MT07] Mollenhauer, Klaus ; Tschöke, Helmut: *Handbuch Dieselmotoren*. Springer, 2007

[OYC97] Oh, Hyun W. ; Yoon, En S. ; Chung, Mina: An Optimum Set Of Loss Models For Performance Prediction Of Centrifugal Compressors. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* 211 (1997), Nr. 4, S. 331–338

[Pis01] Pischinger, Stefan: *Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren Band I und II*. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, 2001

[Pis11] Pischinger, Stefan: *Vorlesungsumdruck Grundlagen der Verbrennungsmotoren*. Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, 2011

[PKS09] Pischinger, Rudolf ; Klell, Manfred ; Sams, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Springer, 2009

[Rod84] Rodgers, C: Static Pressure Recovery Characteristics Of Some Radial Vaneless Diffusers. In: *Canadian Aeronautics And Space Journal* 30 (1984), Nr. 1, S. 42–54

[Sha04] Shaaban, Sameh: *Experimental Investigation And Extended Simulation Of Turbocharger Non-Adiabatic Performance*. 2004

[SHF+94] Schöneburg, Eberhard ; Heinzmann, Frank ; Feddersen, Sven u. a.: *Genetische Algorithmen und Evolutionsstrategien*. Bd. 1. Addison-Wesley, 1994

[Sig06] Sigloch, Herbert: *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*. Hanser Verlag, 2006

[Sta52] Stanitz, John D.: *One-dimensional Compressible Flow In Vaneless Diffusers Of Radial-, And Mixed-flow Centrifugal Compressors, Including Effects Of Friction, Heat Transfer And Area Change*. National Advisory Committee For Aeronautics, 1952

[Unv] Unveröffentlicht: *Persönliche Kommunikation mit den Betreuern dieser Arbeit*, Diplomarbeit

[Ver13] Verein deutscher Ingenieure, VDI: *VDI-Wärmeatlas*. Springer, 2013 (Springer Reference)

[Wie67] Wiesner, FJ: A Review Of Slip Factors For Centrifugal Impellers. In: *Journal Of Engineering For Power* 89 (1967), S. 558

[Zah12] Zahn, Sebastian: *Arbeitsspielaufgelöste Modellbildung und Hardware-in-the-Loop-Simulation von PKW-Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung*, TU Darmstadt, Dissertation, 2012