

Bachelorarbeit

angefertigt am Fachgebiet Strömungsmaschinen der Universität Kassel

Implementierung eines Verfahrens zur automatisierten Kennfeldberechnung auf Basis eines Verdichter Meanline-Codes

Milena Herr

Matr.-Nr.: 33202820

Betreuer (Universität Kassel):

Prof. Dr. Martin Lawerenz

Betreuer (Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.):

Carsten Klein, M. Sc.

Köln, den 28. Juli 2017

Eidesstattliche Erklärung

Hiermit erkläre ich an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne unzulässige fremde Hilfe angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche gekennzeichnet.

Milena Herr

Köln, den 28. Juli 2017



Bachelorarbeit am Institut für Antriebstechnik des DLR zum Thema:

Implementierung eines Verfahrens zur automatisierten Kennfeldberechnung auf Basis eines Verdichters Meanline-Codes

Hintergrund:

Im Institut für Antriebstechnik des DLR werden vielfältige Methoden für die Vorauslegung von Luftfahrtantrieben und Gasturbinen entwickelt und angewendet. So wird im Rahmen der Entwicklung der Vorentwurfsumgebung GTlab eine Bibliothek mit effizienten komponentenspezifischen Berechnungsverfahren zur Erzeugung und Abschätzung initialer Geometrien und Gewichte aufgebaut.

Aufgabenstellung:

Ziel dieser Arbeit ist es, ein bestehendes Verdichter Meanline-Verfahren um die automatisierte Berechnung von Kennfeldern zu erweitern sowie eine weitere Verwendung der generierten Kennfelder in der thermodynamischen Simulation des Gesamttriebwerks zu ermöglichen. Hierzu muss zunächst die Möglichkeit geschaffen werden die im Design generierte Verdichtergeometrie vollständig parametrisiert im zentralen Datenmodell der Vorentwurfsumgebung GTlab abzulegen. Anschließend soll ein robustes Verfahren zur Kennfeldberechnung implementiert werden. Die generierten Kennfelder müssen im Anschluss zur weiteren Verwendung aufbereitet und parametrisiert werden. Im Anschluss gilt es das implementierte Verfahren ausgiebig zu erproben und die durchgeführten Arbeiten zu dokumentieren.

Arbeitsschritte:

1. Einarbeitung in die Thematik
 - Meanline-Verfahren für Verdichter sowie verwendete Verlustmodelle
 - Vorentwurfsumgebung GTlab mit besonderem Fokus auf das Konzeptentwurfsmodul GTlab-Sketchpad sowie das zugehörige Verdichtermodule
2. Erweiterung des zentralen Datenmodells in GTlab zur parametrisierten Ablage eines vollständigen Verdichtersentwurfs
3. Implementierung eines Algorithmus zur stabilen Kennfeldberechnung mit einem bestehenden Verdichter Meanline-Verfahren sowie ggf. anwendungsgetriebene Weiterentwicklung des Tools
4. Automatisierte Parametrisierung der generierten Kennfelder zur weiteren Verwendung in GTlab
5. Dokumentation der Arbeit

Voraussetzungen:

- Fortgeschrittenes ingenieurwissenschaftliches Studium mit sehr guten bis guten Leistungen
- Selbstständige und motivierte Arbeitsweise
- Programmierkenntnisse wünschenswert

Die Arbeit kann ab Januar 2017 beim DLR in Köln am Institut für Antriebstechnik in der Abteilung Triebwerk durchgeführt werden und umfasst einen Zeitraum von 3 Monaten.

Ihre vollständigen Bewerbungsunterlagen und eventuelle Rückfragen richten Sie bitte an:

Kontakt:

Carsten Klein, M.Sc.
Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
Institut für Antriebstechnik
Linder Höhe
51147 Köln

Tel.: +49 2203 601-2859
E-Mail: Carsten.Klein@dlr.de

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	V
Tabellenverzeichnis	VII
Symbolverzeichnis	VIII
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	3
2.1 Axialverdichter	3
2.1.1 Verdichter-Kennfeld	8
2.1.2 Leitschaufelverstellung	13
2.2 Meanline-Verfahren	14
2.2.1 Design	18
2.2.2 Off-Design	21
2.3 Stabilitätskriterien	23
2.3.1 Stall-Inzidenz	23
2.3.2 Kriterium nach de Haller	25
2.3.3 Diffusionsfaktor nach Lieblein	25
2.3.4 Maximum des statischen Druckverhältnisses	26
2.3.5 Verfahren von Koch	26
2.3.6 Greitzer B-Parameter	27
2.3.7 Methode der radialen Stufenelemente nach Traupel	29
2.3.8 Choke-Inzidenz	30
2.3.9 Auswahl geeigneter Kriterien	30
2.4 Akima-Interpolation	31
2.5 Gas Turbine Laboratory	34
2.5.1 Performance	34
2.5.2 Sketchpad	35
2.5.3 PreDesign	35
3 Programmmodule	36
3.1 Kennfeld-Modul	36
3.1.1 Schluckgrenze	42

3.1.2	Pumpgrenze	46
3.1.3	Betriebspunkte des Kennfeldes	51
3.1.4	Ausgabe des Kennfeldes	54
3.2	Drehzahllinien-Modul	54
3.3	Betriebspunkt-Modul	55
4	Auswertung	56
5	Zusammenfassung und Ausblick	66
	Literatur	68

Abbildungsverzeichnis

2.1	Aufbau Axialverdichter [5]	3
2.2	Verzögerungsgitter [14]	4
2.3	Geschwindigkeitsdreiecke Verdichterstufe [5]	5
2.4	Geometrische Profilgrößen am Beispiel eines Rotors - Teil 1[7]	6
2.5	Geometrische Profilgrößen am Beispiel eines Rotors - Teil 2[7]	7
2.6	Verdichter-Kennfeld [26]	8
2.7	Rotierende Ablösung [14]	9
2.8	Einfluss der Leitschaufelverstellung auf die Anströmung der Rotoren[20]	14
2.9	Strömungsfeld eines Verdichters [22]	15
2.10	Geschwindigkeitsdreiecke eines Rotors [14]	19
2.11	Profilverlust [17]	22
2.12	Definition des Anstellwinkels ϵ [2]	24
2.13	Diffusorkorrelation nach Sovran und Klomp [11]	27
2.14	Verdichtersystem [25]	28
2.15	Kennlinien der Stufenelemente und der gesamten Stufe [7]	29
2.16	Periodische Splinefunktion [10]	34
3.1	Berechnung einer Drehzahllinie	39
3.2	Ermittlung des initialen Betriebspunktes	41
3.3	Ermittlung der Schluckgrenze	43
3.4	Lage des initialen Betriebspunktes	44
3.5	Ermittlung der Schluckgrenze mit der Annahme $\dot{m}_{Initial} > \dot{m}_{SG}$	45
3.6	Pumpgrenze: Maximum des Totaldruckverhältnisses	47
3.7	Pumpgrenzkriterium: Ausgewählte Kriterien	50
3.8	Verteilung der β -Werte über eine Drehzahllinie	52
3.9	Abstand zwischen zwei Betriebspunkten	53
4.1	Verdichter-Kennfeld ohne explizite Kriterien	58
4.2	Verdichter-Kennfeld mit β -Hilfslinien	59
4.3	Schluckgrenzkriterium: Choke-Inzidenz	60
4.4	Pumpgrenzkriterium: Stall-Inzidenz	61
4.5	Pumpgrenzkriterium: De-Haller-Kriterium	62
4.6	Pumpgrenzkriterium: Diffusionsfaktor	63

4.7	Pumpgrenzkriterium: Maximum des statischen Druckverhältnisses . . .	64
4.8	Pumpgrenzkriterium: Alle Kriterien	65

Tabellenverzeichnis

2.1	Generelle Eingangsgrößen	16
2.2	Stufenspezifische Eingangsgrößen	17
3.1	Eingangsgrößen Kennfeldberechnung	37
3.2	Eingangsgrößen Drehzahllinien-Berechnung	54
3.3	Eingangsgrößen Betriebspunkt-Berechnung	55
4.1	Testfall: Allgemeine Eingangsgrößen	56
4.2	Testfall: Stufenspezifische Eingangsgrößen	57

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

Symbol	Bezeichnung
A	Fläche
a	Schallgeschwindigkeit
B	Greitzer B-Parameter
c	absolute Strömungsgeschwindigkeit
c_P	Druckanstiegskoeffizient
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
D	Diffusionsfaktor
d	Durchmesser
d_{max}	maximale Profildicke
\mathcal{F}_{ef}	effektiver dynamischer Druckfaktor
f_{Komp}	Machzahlkorrektur
g	Erdbeschleunigung
h	Enthalpie
h_S	Schaufelhöhe
i	Inzidenz
i_β	Anzahl der β -Hilfslinien
i_n	Anzahl der Drehzahllinien
i_S	Anzahl der Schaufeln
L	Länge
l	Abstand zwischen zwei Betriebspunkten
Ma	Machzahl
\dot{m}	Massenstrom
n	Drehzahl
p	Druck
R	Gaskonstante
R_h	Schaufelnabenradius
R_m	mittlerer Radius
R_t	Schaufelspitzenradius
s	Sehnenlänge

s	Schrittweite
T	Temperatur
t	Teilung
u	Umfangsgeschwindigkeit
V	Volumen
v	Strömungsgeschwindigkeit
w	relative Strömungsgeschwindigkeit
z	axiale Koordinate

Griechische Buchstaben

Symbol	Bezeichnung
α	absoluter Winkel
β	Hilfsgröße im Verdichter-Kennfeld
β	relativer Winkel
β_M	Metallwinkel
δ	Deviationswinkel (Minderumlenkung)
ϵ	Anstellwinkel
η	Wirkungsgrad
γ	Staffelungswinkel
κ	Isentropenexponent
ω	Profilverlustbeiwert
ω_H	Helmholtz-Frequenz
Π	Druckverhältnis
φ	Durchflusszahl
Ψ	Stokessche Stromfunktion
ψ	Druckzahl
ρ	Dichte
σ	Solidity
θ	Metallumlenkung

Indizes

Symbol	Bezeichnung
0	Startwert
1	Eintrittsgröße
2	Austrittsgröße
<i>ax</i>	axiale Komponente
<i>corr</i>	korrigierte reduzierte Größe
<i>D</i>	Größe im Design
<i>Initial</i>	initialer Wert
<i>is</i>	isentropische Größe
<i>Konv</i>	Konvergenter Wert
<i>m</i>	Meridiankomponente der Geschwindigkeit
<i>max</i>	maximaler Wert
<i>min</i>	minimaler Wert
<i>PG</i>	Wert an der Pumpgrenze
<i>p</i>	polytrophe Größe
<i>red</i>	reduzierte Größe
<i>ref</i>	Referenzwert
<i>rel, red</i>	relative korrigierte reduzierte Größe
<i>SG</i>	Wert an der Schluckgrenze
<i>t</i>	totale Größe
<i>u</i>	Komponente in Umfangsrichtung
<i>VL</i>	Größe des Vorleitrades

Kapitel 1

Einleitung

Im Rahmen dieser Arbeit wird das Betriebsverhalten von Axialverdichtern, deren Hauptanwendungsgebiete beispielsweise Flugzeugtriebwerke oder stationäre Gasturbinen sind, betrachtet. Dabei spielt das Betriebsverhalten der Axialverdichter eine zentrale Rolle, da dieses das Betriebsverhalten des Gesamtsystems beeinflusst. Kenntnis von dem genauen Betriebsverhalten von Axialverdichtern ist daher in vielen Fällen wünschenswert bzw. notwendig. Die Darstellung des Betriebsverhaltens über einen weiten Betriebsbereich erfolgt üblicherweise mit Hilfe von Verdichter-Kennfeldern. Diese geben klassischerweise den Zusammenhang zwischen Massenstrom, Drehzahl, Totaldruckverhältnis und dem isentropen Wirkungsgrad des Verdichters wieder. Aus ihnen lassen sich schnell und einfach Zusammenhänge zwischen den dargestellten Variablen herauslesen und es lässt sich somit eine Aussage über das Betriebsverhalten des Verdichters treffen. Kennfelder können experimentell oder wie im Rahmen dieser Arbeit analytisch ermittelt werden. Um den Betrieb des Verdichters außerhalb des gültigen Betriebsbereiches zu vermeiden, ist es wünschenswert, die Lage der Grenzen des Betriebsbereiches zu kennen. Bei abnehmendem Massenstrom beschränkt die Pumpgrenze den Betriebsbereich, bei zunehmendem Massenstrom die Schluckgrenze.

Ziel dieser Arbeit ist es, ein Verfahren zu implementieren, das automatisiert Kennfelder von Axialverdichtern, die zuvor mittels Meanline-Verfahren ausgelegt wurden, berechnet. Die Implementierung dieses Verfahrens erfolgt mithilfe der objektorientierten Programmiersprache C++. Im Rahmen der Kennfeldberechnung werden die einzelnen Drehzahllinien des Kennfeldes berechnet, wobei zunächst deren grundsätzliche Lage im Kennfeld zu ermitteln ist und anschließend die Betriebspunkte an der Pump- und Schluckgrenze bestimmt werden. Aus diesem Grund werden in dieser Arbeit geeignete Kriterien vorgestellt, die zur Abschätzung der Lage der Kennfeldgrenzen verwendet werden können. Neben der eigentlichen Kennfeldberechnung werden zwei weitere Programmmodule implementiert, welche dazu dienen, einzelne Drehzahllinien und einzelne Betriebspunkte zu berechnen.

Diese Arbeit wurde am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) am Institut für Antriebstechnik erstellt und das Verfahren zur Kennfeldberechnung soll zukünftig einen festen Bestandteil der Vorentwurfsumgebung GTlab darstellen. Die berechneten Verdichter-Kennfelder können anschließend beispielsweise im Rahmen von Triebwerksleistungsrechnungen verwendet werden.

Kapitel 2

Grundlagen

2.1 Axialverdichter

Da es Ziel dieser Arbeit ist, Kennfelder von Axialverdichtern zu berechnen, erfolgt an dieser Stelle eine allgemeine Beschreibung deren Aufbaues und Funktionsweise. Axialverdichter gehören zu den thermischen Turbomaschinen, welche dazu dienen, einem durchströmenden Fluid zwischen Ein- und Austritt Energie zuzuführen oder zu entziehen [5]. Turbomaschinen lassen sich in Turboarbeitsmaschinen und Turbokraftmaschinen unterteilen. Charakteristisch für Turboarbeitsmaschinen ist, dass sie dem durchströmenden Fluid Energie zuführen, während Turbokraftmaschinen dem Fluid Energie entziehen. Als Turbokraftmaschinen sind beispielsweise Turbinen zu nennen. Turboverdichter gehören hingegen zu den Turboarbeitsmaschinen. [5]

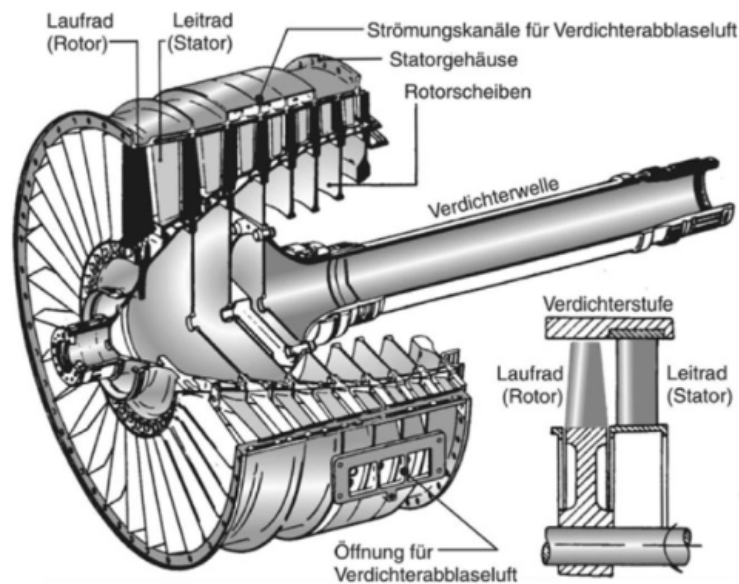


Abbildung 2.1: Aufbau Axialverdichter [5]

Die Aufgabe eines Turboverdichters besteht darin, angesaugte Luft zu verdichten. Dabei nimmt das Volumen ab, während der statische Druck erhöht wird. Diese Druckerhöhung

wird durch das Rotieren von Verdichterschaufeln ermöglicht, wodurch die Luft durch den Verdichter gepresst wird [5]. Turboverdichter können so aufgebaut sein, dass sie radial oder axial durchströmt werden. In dieser Arbeit werden ausschließlich Axialverdichter betrachtet, weshalb Radialverdichter an dieser Stelle vernachlässigt werden. Klassische Anwendungsbeispiele für Axialverdichter sind Flugzeugtriebwerke, stationäre Gasturbinen oder auch Verfahren zur Gasverflüssigung.

In Abbildung 2.1 ist der grundsätzliche Aufbau eines Axialverdichters zu sehen. Ein solcher Verdichter besteht aus einzelnen Schaufelreihen, welche hintereinander angeordnet sind und axial durchströmt werden. Sind die Schaufeln einer Schaufelreihe fest mit der rotierenden Nabe verbunden, werden sie als Rotoren (Laufräder) bezeichnet. Sind die Schaufeln hingegen fest mit dem Gehäuse verbunden, werden sie Statoren (Leiträder) genannt. Im Verdichter folgt auf eine Schaufelreihe von Rotoren jeweils eine Schaufelreihe von Statoren. Diese Kombination eines Rotors und eines Stators wird als Verdichterstufe bezeichnet. Oftmals befindet sich vor der ersten Stufe eines Verdichters ein zusätzliches Leitrad, das sogenannte Vorleitrad. Dieses dient dazu, eine optimale Anströmung für den ersten Rotor des Verdichters sicherzustellen.

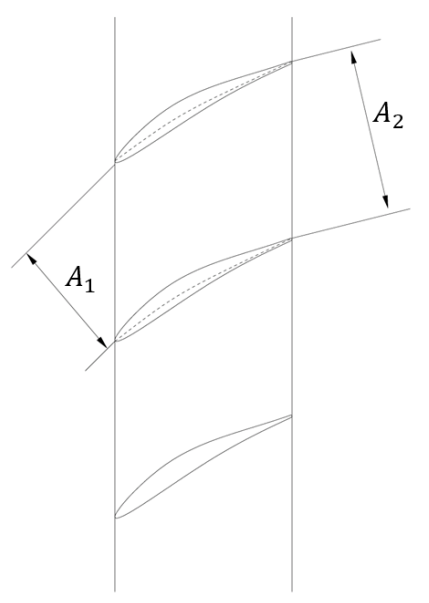


Abbildung 2.2: Verzögerungsgitter [14]

Damit im Verdichter die gewünschte Druckerhöhung umgesetzt werden kann, muss der Strömung Energie zugeführt werden. Dies erfolgt, indem die Rotoren der Strömung durch Drallerhöhung kinetische Energie zuführen. Aufgabe der Statoren ist es hingegen, den Drall aus der Strömung herauszunehmen, sodass der nachfolgende Rotor möglichst drallarm angeströmt wird. Die statische Druckerhöhung wird schließlich erreicht, indem die kinetische Energie, die der Strömung im Rotor zugeführt wird, in Druckenergie umgewandelt wird. Diese Energieumwandlung erfolgt sowohl im Rotor als

auch im Stator durch Verzögerung der Strömung, welche durch passende Anordnung der Schaufeln einer Schaufelreihe erzielt wird. Sind die Schaufeln einer Schaufelreihe so nebeneinander angeordnet, dass der Querschnitt des Schaufelgitters, das zwischen den Schaufeln entsteht, vom Schaufeleintritt zum -austritt größer wird, hat dies gewünschte Verzögerung der Strömung zur Folge. In Abbildung 2.2 ist dieser Zusammenhang anhand einer Rotor-Schaukelreihe dargestellt, wobei der Eintrittsquerschnitt A_1 kleiner als der Austrittsquerschnitt A_2 ist. Somit nimmt das Strömungsgitter zwischen den Schaufeln die geometrische Form eines Diffusors an, in dem die Geschwindigkeit der Strömung verringert wird. Aus diesem Grund wird das Schaufelgitter eines Verdichters auch als Verzögerungsgitter bezeichnet. Durch das Verzögern der Strömung wird schließlich die kinetische Energie der Strömung in statische Druckenergie umgewandelt.

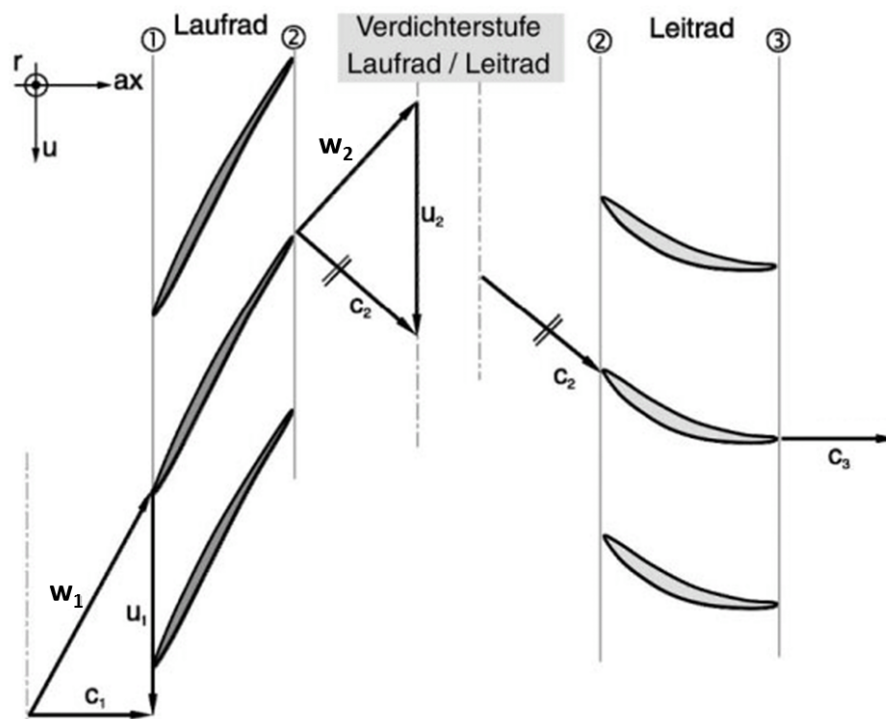


Abbildung 2.3: Geschwindigkeitsdreiecke Verdichterstufe [5]

In Abbildung 2.3 ist der Zusammenhang zwischen Rotor und Stator anhand der zugehörigen Geschwindigkeitsdreiecke abgebildet. Dabei stellt c die Absolutgeschwindigkeit der Strömung dar, w deren Relativgeschwindigkeit und u die Geschwindigkeit in Umfangsrichtung, welche von der Wellendrehzahl des Verdichters abhängt. Wie bereits erwähnt, wird im Rotor der Drall des strömenden Fluides erhöht. In Abbildung 2.3 ist dies daran zu erkennen, dass die Absolutgeschwindigkeit am Rotorausstritt c_2 im Gegensatz zu c_1 nicht in axialer Richtung verläuft, sondern auch eine Umfangskomponente hat. Im nachfolgenden Stator wird der Drall aus der Strömung herausgenommen,

weshalb das Fluid den Stator mit der Austrittsgeschwindigkeit c_3 weitestgehend axial verlässt.

Im Rahmen der Verdichterauslegung spielt die Charakteristik der Schaufelprofile eine große Rolle. Daher werden an dieser Stelle die charakteristischen Profilgrößen vorgestellt. In den Abbildungen 2.4 und 2.5 sind die notwendigen Profilgrößen am Beispiel eines Rotors unter Berücksichtigung der Relativgeschwindigkeiten w und der Relativwinkel β dargestellt. Für einen Stator gelten die gleichen Zusammenhänge, jedoch auf die Absolutgeschwindigkeiten c und Absolutwinkel α bezogen.

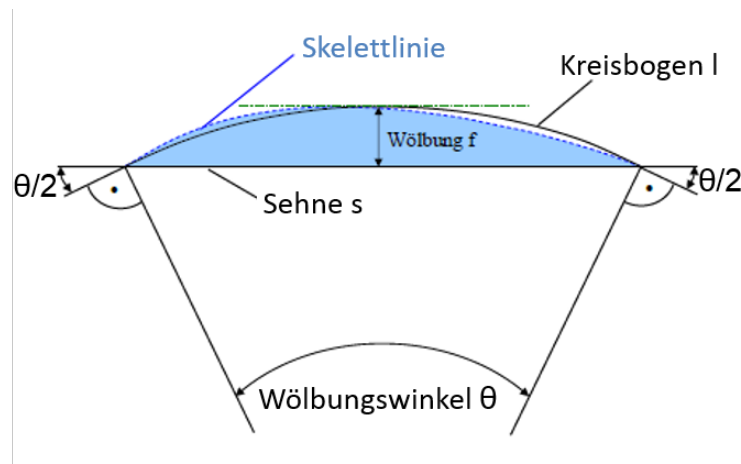


Abbildung 2.4: Geometrische Profilgrößen am Beispiel eines Rotors - Teil 1[7]

Die in Abbildung 2.4 dargestellten Größen definieren die grundlegenden Umlenkaufgaben des Profils, während sich die Positionierung des Profils aus den Zusammenhängen in Abbildung 2.5 ergibt. In Abbildung 2.4 ist ein Profil mit kreisbogenförmiger Skelettlinie dargestellt. Außerdem sind die Profilsehne mit der Sehnenlänge s sowie die Metallumlenkung θ , welche die Wölbung des Schaufelprofils beschreibt, zu sehen. In Abbildung 2.5 ist die Teilung t , welche dem Abstand zwischen zwei Profilen entspricht, dargestellt. Die Teilung t ist wie folgt definiert, wobei i_S der Anzahl der Schaufeln entspricht:

$$t = \frac{2\pi R_m}{i_S} \quad (2.1)$$

Außerdem sind der Anströmwinkel β_1 und der Abströmwinkel β_2 abgebildet. Diese stellen die Winkel zwischen dem jeweiligen Vektor der Relativgeschwindigkeit w und der axialen Strömungsrichtung dar. Die Winkel, die sich zwischen der Tangente an der Skelettlinie an der Vorder- bzw. Hinterkante und der axialen Strömungsrichtung ergeben, werden als Metallwinkel $\beta_{M,1}$ und $\beta_{M,2}$ bezeichnet. Sie stellen den Schaufeleintritts- und Schaufelaustrittswinkel dar. Einen Zusammenhang zwischen den Metallwinkeln liefert

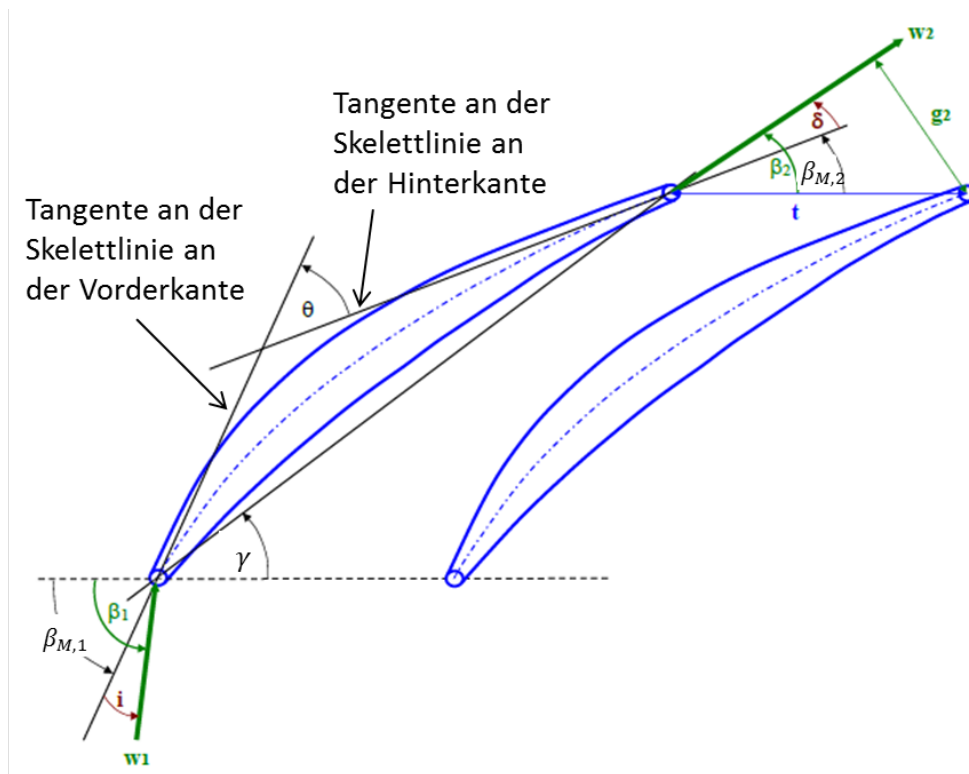


Abbildung 2.5: Geometrische Profilgrößen am Beispiel eines Rotors - Teil 2[7]

die Definition der Metallumlenkung θ [5]:

$$\theta = \beta_{M,1} - \beta_{M,2} \quad (2.2)$$

Der in Abbildung 2.5 dargestellte Stafflungswinkel γ entspricht dem Winkel, der sich zwischen der axialen Strömungsrichtung und der Profilschneide ergibt und ist ausschlaggebend für die Positionierung der Schaufelprofile. Die Inzidenz i beschreibt die Abweichung der realen Anströmung von der idealen Anströmung, bei der die geringsten Profilverluste auftreten. Mit wachsender und abnehmender Inzidenz nehmen Profilverluste zu, welche im Ernstfall zur Ablösung der Strömung führen können. Die Inzidenz ist folgendermaßen definiert [5]:

$$i = \beta_1 - \beta_{M,1} \quad (2.3)$$

Der Deviationswinkel δ stellt die Minderumlenkung der Strömung dar, die in Abhängigkeit der Teilung, des Stafflungswinkels und der Belastung der Schaufeln auftritt [15]. Die Minderumlenkung gibt die Abweichung des realen Abströmwinkels vom Metallwinkel am Austritt dar. Mit größer werdender positiver Inzidenz nimmt die Minderumlenkung zu und die Strömung folgt der Schaufelkontur somit weniger genau. Für den

Deviationswinkel bzw. die Minderumlenkung gilt [5]:

$$\delta = \beta_2 - \beta_{M,2} \quad (2.4)$$

Die hier definierten Größen werden im Folgenden für die Verdichterauslegung und im Rahmen der Kennfeldberechnung verwendet.

2.1.1 Verdichter-Kennfeld

Da im Rahmen dieser Arbeit Verdichter-Kennfelder berechnet werden, wird an dieser Stelle auf deren Aufbau und Verwendung eingegangen. In Verdichter-Kennfeldern ist das Betriebsverhalten des Verdichters über einen weiten Betriebsbereich hinterlegt. Dieser wird klassischerweise durch den Zusammenhang zwischen Druckverhältnis, Massenstrom, Drehzahl sowie isentropem Wirkungsgrad dargestellt. Aus Kennfeldern können schnell und einfach Zusammenhänge zwischen den genannten Parametern herausgelesen werden und Aussagen über das Betriebsverhalten der Komponente getroffen werden. Kennfelder können durch Messungen im Prüfstand oder durch numerische Berechnungen erzeugt werden. [19]

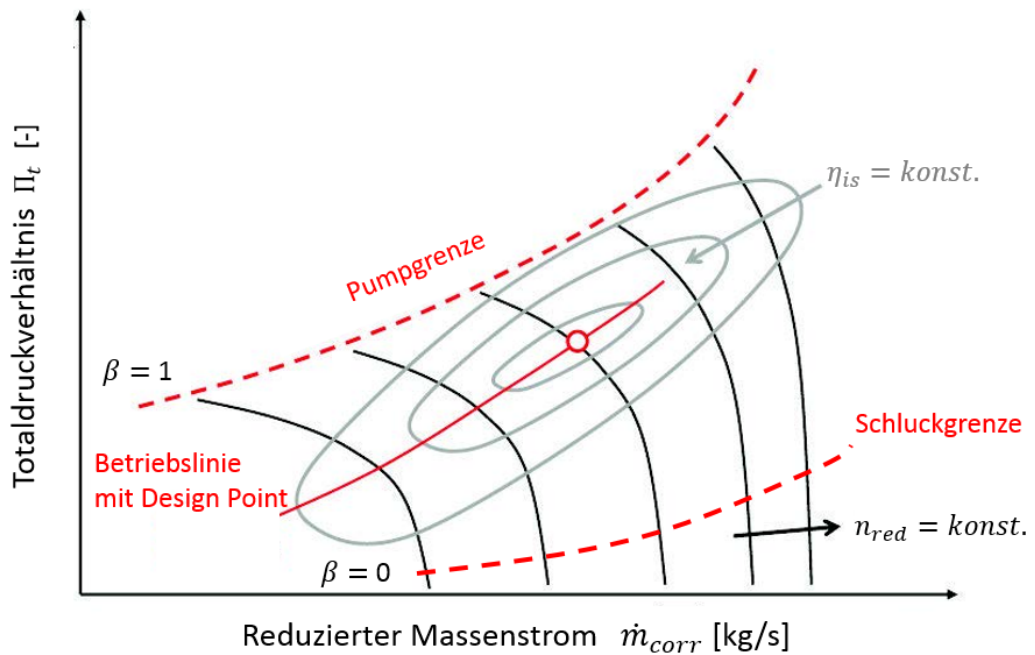


Abbildung 2.6: Verdichter-Kennfeld [26]

In Abbildung 2.6 ist ein beispielhaftes Verdichter-Kennfeld zu sehen. Während auf der Abszisse der korrigierte reduzierte Massenstrom \dot{m}_{corr} abgetragen ist, bildet die Ordi-

nate das Totaldruckverhältnis Π_t des Verdichters ab. Dieses ist gemäß Gleichung 2.5 definiert, wobei p_{t1} den Totaldruck am Verdichtereintritt und p_{t2} am Verdichteraustritt darstellt:

$$\Pi_t = \frac{p_{t2}}{p_{t1}} \quad (2.5)$$

Darüber hinaus sind im Kennfeld Linien konstanter reduzierter Drehzahl n_{red} und Linien konstanten isentropen Wirkungsgrades η_{is} dargestellt. Der isentrope Wirkungsgrad ist nach [14] folgendermaßen definiert:

$$\eta_{is} = \frac{h_{2,is} - h_1}{\Delta h_{ges}} \quad (2.6)$$

Dabei stellt h_1 die Eintrittsenthalpie, $h_{2,is}$ die ideale Austrittsenthalpie und Δh_{ges} die Enthalpieänderung des realen Prozesses dar.

Für hohe Druckverhältnisse wird der sichere Betriebsbereich durch die sogenannte Pumpgrenze beschränkt. Wird ein Verdichter angedrosselt, wobei der Durchfluss des Verdichters verringert wird, ist dies bei konstanter Drehzahl mit einer Zunahme des Druckverhältnisses verbunden. Im Kennfeld bedeutet dies eine Verschiebung des Betriebspunktes in Richtung der Pumpgrenze. Wird die Pumpgrenze überschritten, kommt es zu Rückströmungen im Verdichter.

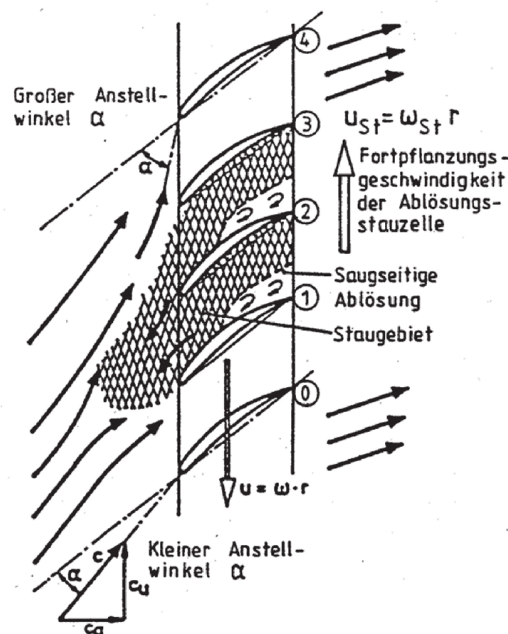


Abbildung 2.7: Rotierende Ablösung [14]

Bevor solche Rückströmungen auftreten, kommt es aufgrund von großen Anstellwinkeln zu Fehlanströmungen der Schaufeln und dadurch zu Ablösevorgängen auf der Saugseite der Schaufeln. Wie in Abbildung 2.7 zu sehen, wird die Strömung dabei

in Umfangsrichtung abgedrängt, weshalb diese Ablösevorgänge auch als Rotierende Ablösung bezeichnet werden. Diese Ablösevorgänge treten zunächst nur an einzelnen Schaufeln auf (Schaufeln 1 und 2 in Abbildung 2.7). Infolgedessen verkleinert sich der Strömungsquerschnitt der entsprechenden Schaufelkanäle und es entsteht das in Abbildung 2.7 dargestellte Staubegebiet. Dieses Staubegebiet ist Ursache für die Ablenkung der Strömung zu beiden Seiten in Umfangsrichtung. Während der Anstellwinkel der Schaufeln, die in Umfangsrichtung nach dem Staubegebiet folgen (Schaufeln 3 und 4 in Abbildung 2.7), durch diese Ablenkung größer wird, nimmt der Anstellwinkel der Schaufeln, die in Umfangsrichtung vor dem Staubegebiet liegen (Schaufeln 0 und 1 in Abbildung 2.7), hingegen ab. Dies hat zur Folge, dass an den nachfolgenden Schaufeln (Schaufeln 3 und 4) ebenfalls Rotierende Ablösung auftritt, während die vorherigen Schaufeln wieder ungestört angeströmt werden. Es entsteht somit eine Ablösezone, die sich entgegen der Rotor-Drehrichtung bewegt. [18]

Mit zunehmender Drosselung ist in immer mehr Stufen Rotierende Ablösung zu verzeichnen. Dabei stellen Ablösevorgänge an den vorderen Stufen keine so große Gefahr für die Verdichter-Stabilität dar wie Rotierende Ablösung an der letzten Stufe, was zum Zusammenbruch der Verdichterströmung führt. Infolgedessen kann im Verdichter nicht mehr die gewünschte Druckerhöhung umgesetzt werden. Da der Druck, der sich hinter dem Verdichter aufgebaut hat, nun größer als der erreichbare Austrittsdruck des Verdichters ist, treten im Verdichter Rückströmungen auf. Dabei entspannt die Luft in Richtung niedrigen Druckes und somit in Richtung des Verdichtereintritts. Ursache für diese Umkehrung der Strömungsrichtung ist die natürliche Strömungsrichtung, die von hohem zu niedrigerem Druck verläuft. Anschließend wird vom Verdichter erneut Luft angesaugt und verdichtet, bis die Verdichterströmung wieder zusammenbricht. Dieser Vorgang des abwechselnden Druckaufbaus und anschließenden Druckabbaus durch Rückströmungen im Verdichter wird als Verdichterpumpen bezeichnet und ist in jedem Falle zu vermeiden, da Pumpen zur Zerstörung des Verdichters führen kann. Aus diesem Grund sollte ein Verdichter nur im stabilen Betriebszustand betrieben werden, welcher sich im Kennfeld unterhalb der Pumpgrenze befindet. [5]

Eine weitere Einschränkung des Betriebsbereiches erfolgt durch die sogenannte Schluckgrenze. Wird ein Verdichter entdrosselt, wobei der durchströmende Massenstrom vergrößert wird, hat dies bei konstanter Drehzahl eine Verringerung des Druckverhältnisses zur Folge. Befindet sich der Betriebspunkt im Verdichter-Kennfeld schließlich auf der Schluckgrenze, ist der maximal mögliche Durchsatz des Verdichters erreicht. Dies liegt daran, dass der Verdichter nur so viel Masse durchsetzen kann, dass die Machzahl am engsten Querschnitt des Verdichters maximal Eins beträgt. [21]

Nähert sich ein Betriebspunkt bei konstanter Drehzahl der Pumpgrenze, so verläuft die zugehörige Drehzahllinie mit größer werdendem Druckverhältnis zunehmend horizontal (Abbildung 2.6). Im Bereich der Schluckgrenze folgt die Drehzahllinie hingegen verstärkt einer Vertikalen. In Bereichen horizontal und vertikal verlaufenden Drehzahllinien ist es nicht möglich, einen eindeutigen Betriebspunkt abzulesen, da sich bei konstanter Drehzahl für ein Druckverhältnis mehrere Massenstromwerte (Pumpgrenze) bzw. für einen Massenstrom mehrere Druckverhältniswerte (Schluckgrenze) ergeben. Soll beispielsweise das Totaldruckverhältnis unter Vorgabe einer Drehzahl und eines Massenstromes abgelesen werden, ergeben sich dafür in der Nähe der Schluckgrenze mehrere Druckverhältniswerte. Um dennoch das eindeutige Ablesen von Betriebspunkten zu ermöglichen, wird das Kennfeld um die Hilfsgröße β erweitert, welcher keine physikalische Bedeutung zukommt. Wie in Abbildung 2.6 zu sehen, verlaufen β -Hilfslinien üblicherweise parallel zu der Pumpgrenze und erreichen dort den Wert $\beta = 1$, an der Schluckgrenze gilt $\beta = 0$. [21]

Da die Messung eines Kennfeldes unter bestimmten Umgebungsbedingungen erfolgt, ist dieses Kennfeld nur für Betriebspunkte mit gleichen Umgebungsbedingungen gültig. Um ein Verdichter-Kennfeld jedoch auch für Betriebszustände mit anderen Umgebungsbedingungen verwenden zu können, wird die dimensionslose Darstellung von Kennfeldern genutzt. Dabei werden Drehzahl und Massenstrom durch reduzierte Größen ersetzt. Für diese Darstellung von Kennfeldern muss besonders die Machzahl beachtet werden, da sie sich in Abhängigkeit verschiedener Betriebszustände stark verändert. Die Umwandlung von Drehzahl und Massenstrom in reduzierte Größen basiert daher auf der Mach'schen Ähnlichkeit. Das Mach'sche Ähnlichkeitsgesetz besagt, dass zwei Betriebspunkte „a“ und „b“, die unter verschiedenen Umgebungsbedingungen eingestellt werden, dann ähnlich sind, wenn alle ihre Machzahlen identisch sind [5]. Dabei müssen sowohl die Machzahl in axialer Richtung als auch die Machzahl der Umfangsgeschwindigkeit für „a“ und „b“ gleich sein. Unter Verwendung der axialen Machzahl kann der reduzierte Massenstrom gebildet werden. [21]

Grundsätzlich ist die Machzahl als Verhältnis der Strömungsgeschwindigkeit c zur Schallgeschwindigkeit a definiert:

$$Ma = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa RT}} \quad (2.7)$$

Da die axiale Machzahl Ma_{ax} proportional zum Massenstrom

$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A \quad (2.8)$$

ist, wird diese verwendet, um den Massenstrom in eine reduzierte Größe zu überführen.

Für die axiale Machzahl gilt unter Berücksichtigung der Gleichung 2.7:

$$Ma_{ax} = \frac{c_{ax}}{\sqrt{\kappa RT}} = \frac{\dot{m}\sqrt{RT}}{A \cdot p \cdot \sqrt{\kappa}} \quad (2.9)$$

Ersetzt man die statische Temperatur und den statischen Druck aus Gleichung 2.9 näherungsweise durch ihre Totalgrößen

$$T = T_t \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{-1} \quad (2.10)$$

$$p = p_t \cdot \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma^2\right)^{-\frac{\kappa}{\kappa - 1}}, \quad (2.11)$$

ergibt sich für die axiale Machzahl:

$$Ma_{ax} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{A \cdot p_t} \sqrt{\frac{R}{\kappa}} \left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_{ax}^2\right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}} \quad (2.12)$$

Daraus erhält man den reduzierten Massenstrom, welcher von der axialen Machzahl Ma_{ax} und κ abhängt:

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{A \cdot p_t} = Ma_{ax} \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \cdot \frac{1}{\left(1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_{ax}^2\right)^{\frac{\kappa + 1}{2(\kappa - 1)}}} \quad (2.13)$$

Unter Berücksichtigung der Mach'schen Ähnlichkeit gilt für die Betriebspunkte „a“ und „b“:

$$Ma_{ax,a} = Ma_{ax,b} \quad (2.14)$$

Berücksichtigt man außerdem die geometrische Ähnlichkeit, welche besagt, dass die Geometrie des Verdichters in den beiden Betriebspunkten „a“ und „b“ gleich ist, ergibt sich für den reduzierten Massenstrom mit

$$A_a = A_b \quad (2.15)$$

und unter Annahme von konstanten Gaseigenschaften folgender Zusammenhang:

$$\dot{m}_{red,a} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{t,a}}}{p_{t,a}} = \dot{m}_{red,b} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_{t,b}}}{p_{t,b}} \quad (2.16)$$

Auf der Abszissenachse des Kennfeldes wird klassischerweise der Massenstrom am Verdichtereintritt aufgetragen:

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T_t}}{p_t} \quad (2.17)$$

Um dem Mach'schen Ähnlichkeitsgesetz zu genügen, muss neben der axialen Machzahl

auch die Machzahl der Umfangsgeschwindigkeit Ma_u zweier ähnlicher Betriebspunkte „a“ und „b“ identisch sein. Damit gilt:

$$Ma_{u,a} = Ma_{u,b} \quad (2.18)$$

Grundsätzlich ist die Machzahl der Umfangsgeschwindigkeit folgendermaßen definiert:

$$Ma_u = \frac{u}{\sqrt{\kappa RT}} = \frac{\pi dn}{\sqrt{\kappa RT}} \quad (2.19)$$

Verwendet man anstatt der statischen Temperatur die Totaltemperatur aus Gleichung 2.10, ergibt sich für die Machzahl der Umfangsgeschwindigkeit:

$$Ma_u = \frac{\pi dn}{\sqrt{\kappa RT_t}} \sqrt{1 + \frac{\kappa - 1}{2} Ma_u^2} \quad (2.20)$$

Unter Berücksichtigung der Mach'schen Ähnlichkeit aus Gleichung 2.18 gilt für die Betriebspunkte „a“ und „b“ mit gleicher Verdichtergeometrie und konstanten Gaseigenschaften:

$$\frac{n_a}{\sqrt{T_{ta}}} = \frac{n_b}{\sqrt{T_{tb}}} \quad (2.21)$$

Daraus erhält man für die reduzierte Drehzahl am Verdichtereintritt folgenden Zusammenhang:

$$n_{red} = \frac{n}{\sqrt{T_t}} \quad (2.22)$$

Um den reduzierten Massenstrom und die reduzierte Drehzahl in ihren üblichen Einheiten $[kg/s]$ respektive $[1/min]$ darzustellen, können diese auf Temperatur und Druck der internationalen Standardatmosphäre (ISA) bezogen werden und es ergeben sich folgende korrigierte reduzierte Größen:

$$\dot{m}_{corr} = \frac{\dot{m} \sqrt{T_t}}{\sqrt{288,15K}} \frac{1,01325bar}{p_t} \quad (2.23)$$

$$n_{corr} = \frac{n}{\sqrt{T_t}} \sqrt{288,15K} \quad (2.24)$$

2.1.2 Leitschaufelverstellung

In diesem Kapitel wird eine Methode vorgestellt, die dazu dient, Axialverdichter in einem möglichst weiten Betriebsbereich möglichst effizient betreiben zu können. Wie bereits im vorherigen Kapitel erwähnt, wird der Betriebsbereich eines Axialverdichters durch die Pump- und die Schluckgrenze beschränkt. Eine Möglichkeit zur Vergrößerung des Betriebsbereiches und zur Verbesserung des Wirkungsgrades liefern verstellbare Leitschaufeln, wobei insbesondere die Statoren der ersten Verdichterstufen verstellt

werden können, um bei verschiedenen Betriebszuständen eine möglichst optimale Anströmung der nachfolgenden Rotoren zu gewährleisten.

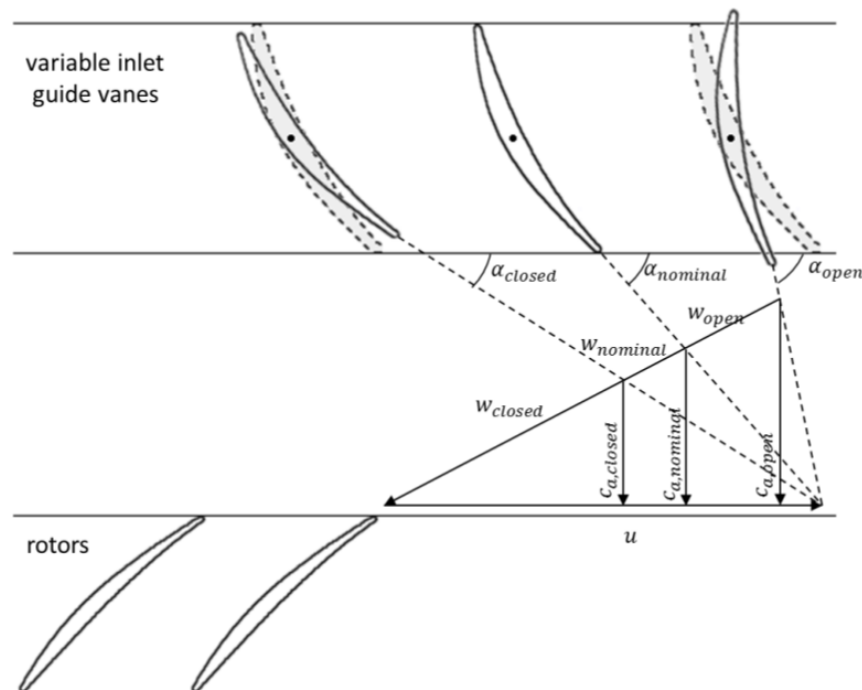


Abbildung 2.8: Einfluss der Leitschaufelverstellung auf die Anströmung der Rotoren[20]

Im Rahmen der Leitschaufelverstellung können die Statoren entweder geschlossen oder geöffnet werden, was über einen ringförmigen Hebelarm erfolgt, der mit den Schaufelreihen verbunden ist. Dadurch verändert sich der Staffelungswinkel der entsprechenden Statoren und somit auch deren Austrittswinkel α_2 .

In dieser Arbeit erfolgt die Leitschaufelverstellung in Abhängigkeit der Drehzahl. Bei kleinen Drehzahlen ist für eine ideale Anströmung der nachfolgenden Rotoren eine Schließung der Statoren nötig. Dies hat im Vergleich zur ursprünglichen Stellung der Statoren eine Verringerung des Austrittswinkels der Statoren (α_{closed}) sowie kleinere Relativ- und Axialgeschwindigkeiten (w_{closed} und $c_{a,closed}$) in der Anströmung der nachfolgenden Rotoren zur Folge (Abbildung 2.8). Bei großen Drehzahlen ist hingegen eine Öffnung der Statoren nötig, woraus ein größerer Austrittswinkel (α_{opened}) und größere Relativ- und Axialgeschwindigkeiten (w_{opened} und $c_{a,opened}$) folgen. [20]

2.2 Meanline-Verfahren

Da die Kennfeldberechnungen (Kapitel 3.1) dieser Arbeit für Axialverdichter durchgeführt werden, die zuvor mittels eines bereits bestehenden DLR internen Meanline-Verfahrens ausgelegt wurden, wird an dieser Stelle genauer auf dieses Verfahren einge-

gangen. Meanline-Verfahren stellen eine einfache und schnelle Möglichkeit zur Verdichterauslegung dar, da der Rechenaufwand im Vergleich zu Verfahren höheren Detailgrades, wie 2D-Throughflow oder 3D-CFD (Computational Fluid Dynamics), gering ist. Dies liegt daran, dass zur Berechnung lediglich die Strömungsdaten der mittleren Stromlinie verwendet werden [15].

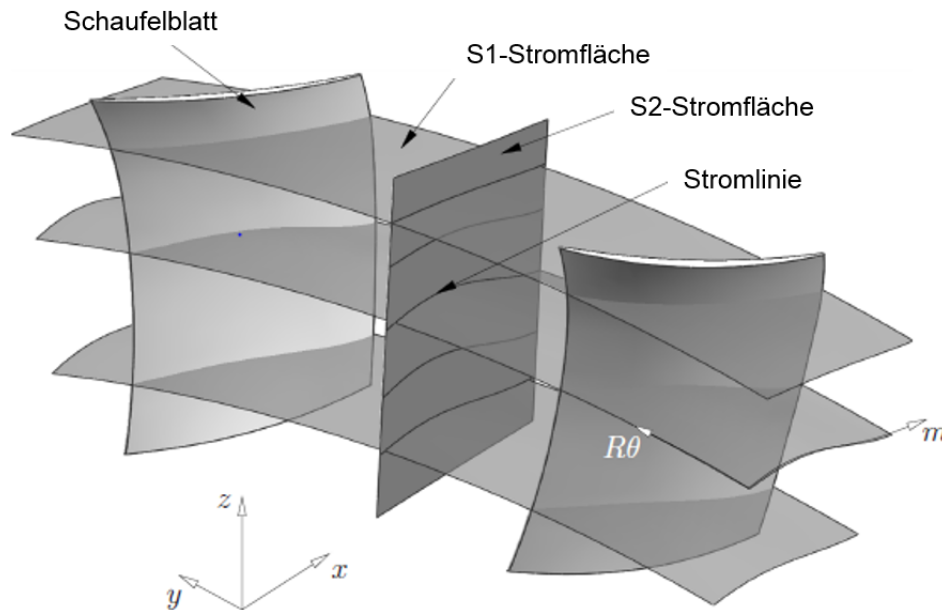


Abbildung 2.9: Strömungsfeld eines Verdichters [22]

Grundsätzlich lässt sich das Strömungsfeld eines Verdichters in zwei zweidimensionale Felder, wie in Abbildung 2.9 zu sehen, zerlegen. Die Stromflächen S2 verlaufen parallel zu den Schaufeln. In Abbildung 2.9 ist jedoch lediglich die in der Mitte des Strömungskanals liegende S2-Stromfläche dargestellt. In den S2-Stromflächen befinden sich einzelne Stromlinien. Durch Rotieren dieser Stromlinien um die Verdichterachse ergeben sich die Stromflächen S1. [22]

Bei der Berechnung mittels Meanline-Verfahren ist jedoch zu berücksichtigen, dass lediglich die in Abbildung 2.9 eingezeichnete Stromlinie, die in der radialen Mittelebene zwischen Nabe und Gehäuse (mittlere S1-Stromfläche) und in der Mitte des Strömungskanals (mittlere S2-Stromfläche) liegt, betrachtet wird. Ein solches Meanline-Verfahren zur Auslegung von Axialverdichtern wurde in der Abteilung Triebwerk am Institut für Antriebstechnik des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt implementiert und stellt die Grundlage der Kennfeldberechnung dieser Arbeit dar. An dieser Stelle werden die zu treffenden Eingangsgrößen und die Funktionsweise des implementierten Verfahrens näher erläutert.

Die Werte der Eingangsgrößen sind benutzerdefinierte Vorgaben, die der Verdichter im Designzustand (Auslegungszustand) erfüllen muss. Diese lassen sich in generelle Angaben zum Verdichteraufbau und zu den geforderten Leistungsparametern sowie in stufenspezifische Eingangsgrößen unterteilen. In Tabelle 2.1 sind alle generell zu treffenden Angaben aufgelistet. Zunächst sind die Anzahl der Stufen, der Massenstrom \dot{m} , das Totaldruckverhältnis Π_t und die Drehzahl n im Auslegungspunkt des Verdichters vorzugeben. Darüber hinaus sind vom Benutzer die Temperatur T_1 , der Druck p_1 und die Machzahl Ma_1 am Eintritt des Verdichters vorzugeben. Im Rahmen dieser Arbeit werden Kennfelder für Verdichter mit einem Leitrad vor dem ersten Rotor berechnet, wobei von einer axialen Zuströmung des Vorleitrades ausgegangen wird und der Austrittswinkel $\alpha_{VL,2}$ des Vorleitrades anzugeben ist. Außerdem ist vorab festzulegen, ob der mittlere Radius der Schaufeln R_m , der Schaufelnabradius (hub) R_h oder der Schaufelspitzenradius (tip) R_t konstant gehalten werden soll. Entweder ist der entsprechende Radius direkt anzugeben oder das Verhältnis von Schaufelnabradius zu Schaufelspitzenradius R_h/R_t festzulegen.

Designpunkt	Einheit
Anzahl der Stufen	
Massenstrom \dot{m}	kg/s
Totaldruckverhältnis Π_t	–
Drehzahl n	1/min
Verdichtereintritt	Einheit
Eintrittstemperatur T_1	K
Eintrittsdruck p_1	Pa
Eintrittsmachzahl Ma_1	–
Vorleitrad	Einheit
Austrittswinkel $\alpha_{VL,2}$	°
Verdichtergeometrie	
Auswahl des konstant zu haltenden Radius	
Wert des gewählten Radius oder R_h/R_t	

Tabelle 2.1: Generelle Eingangsgrößen

Die zu treffenden stufenspezifischen Angaben sind in Tabelle 2.2 angegeben und für alle Verdichterstufen festzulegen. Sowohl für den Rotor als auch den Stator der Stufe ist das Höhen-Seiten-Verhältnis, welches als Verhältnis der Schaufelhöhe h_S zur Sehnenlänge s definiert ist, anzugeben. Außerdem sind für Rotor und Stator die De-Haller-Zahl festzulegen, welche der Verzögerung im Schaufelgitter entspricht und somit das Verhältnis der Austrittsgeschwindigkeit zur Eintrittsgeschwindigkeit darstellt. Darüber hinaus sind für

Rotor und Stator der Diffusionsfaktor anzugeben, der folgendermaßen definiert ist:

$$D = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{\Delta w_u}{2\sigma w_1} \quad (2.25)$$

Wie in Gleichung 2.25 zu erkennen, stellt der Diffusionsfaktor die Kombination der De-Haller-Zahl (mittlerer Term) und der Belastung auf die Schaufeln, die aufgrund der Strömungsumlenkung entsteht (letzter Term), dar. Dabei wird die Solidity σ berücksichtigt, welche dem Verhältnis der Sehnenlänge s zur Teilung t entspricht. Des Weiteren ist die Veränderung des Querschnittes und des axialen Abstandes zwischen den einzelnen Schaufelreihen sowie der Austrittswinkel der Stufe und der relative Enthalpieanstieg innerhalb der Stufe festzulegen. Der Enthalpieanstieg einer Stufe geht mit der Druckerhöhung innerhalb der Stufe einher und beeinflusst nach Gleichung 2.6 den isentropen Wirkungsgrad.

Darüber hinaus kann für Rotor und Stator jeder Stufe ausgewählt werden, ob diese transsonisch durchströmt werden sollen oder nicht, was Einfluss auf die verwendeten Verlustkorrelationen hat. Für diese Korrelationen werden außerdem der Profilvereinfluss-Faktor und das Verhältnis der maximalen Profildicke d_{max} zur Sehnenlänge s von Rotor und Stator benötigt.

Stufenspezifische Eingangsgrößen	Einheit
Höhen-Seiten-Verhältnis Rotor & Stator	–
De-Haller-Zahl Rotor & Stator	–
Diffusionsfaktor Rotor & Stator	–
Querschnittsänderung zwischen Schaufelreihen	–
Axialabstandsänderung zwischen Schaufelreihen	–
Austrittswinkel der Stufe	°
relativer Enthalpieanstieg in Stufe	–
Transsonische Durchströmung Rotor & Stator	–
Profilvereinfluss-Faktor Rotor & Stator	–
d_{max}/s Rotor & Stator	–

Tabelle 2.2: Stufenspezifische Eingangsgrößen

Sind alle Eingangsgrößen definiert, kann mit der Auslegung des Verdichters begonnen werden. Grundsätzlich besteht das implementierte Meanline-Verfahren aus zwei ineinander verschachtelten Iterationen. Die äußere Iteration wird für den gesamten Verdichter durchgeführt, die innere für die einzelnen Schaufelreihen.

Im Rahmen der äußeren Iteration wird zunächst ein Wert des isentropen Verdichtereffizienzes geschätzt, woraus sich die Enthalpieänderung des gesamten Verdichters ergibt. Aus der Enthalpieänderung des Verdichters und der relativen Enthalpieänderung

einer Stufe folgt die absolute Enthalpieänderung, die der Rotor der Strömung zuführt. Anschließend werden alle Schaufelreihen des Verdichters in Abhängigkeit der ermittelten Enthalpieänderung der entsprechenden Stufe betrachtet. Dafür werden zunächst Größen am Eintritt der aktuellen Schaufelreihe wie statische Temperatur und Druck, Dichte, Machzahl, Geschwindigkeitskomponenten, Eintrittswinkel und Schaufelradien berechnet. Die Größen der ersten Schaufelreihe und somit des Vorleitrades werden dabei in Abhängigkeit der benutzerdefinierten Eingangsgrößen berechnet. Für die weiteren Schaufelreihen dienen die Austrittsgrößen der vorherigen Schaufel als Eintrittsgrößen. Anschließend wird in Abhängigkeit eines Iterationsparameters der Designzustand der aktuellen Schaufelreihe berechnet (Kapitel 2.2.1), wodurch die Geometrie der Schaufelreihe bestimmt wird. Dabei wird das Design des Rotors in Abhängigkeit eines polytropen Wirkungsgrades und das des Stators in Abhängigkeit eines Druckverlustes berechnet. Daraufhin werden die thermodynamischen Größen der Schaufelreihe ausgehend von dieser Geometrie im Off-Design nachgerechnet (Kapitel 2.2.2). Diese Berechnungen werden nicht mit konstanten Stoffgrößen sondern unter Berücksichtigung eines Realgasmodells durchgeführt. Um zu überprüfen, ob die Werte im Design und im Off-Design übereinstimmen, werden die Werte des Austrittsdruckes, die sich aus den beiden Berechnungen ergeben, verglichen. Design- und Off-Design-Rechnung einer Schaufelreihe werden so oft in Abhängigkeit des Iterationsparameters wiederholt, bis die beiden Austrittsdrücke identisch sind und die Schaufelreihe somit erfolgreich berechnet wurde. Ist die Berechnung aller Schaufelreihen des Verdichters abgeschlossen, liegt der Zustand des Verdichters vor, der sich auf Basis der im Design berechneten Geometrie aus den verwendeten Verlustkorrelationen ergibt. In diesem Zustand erreicht der Verdichter ein bestimmtes Druckverhältnis. Da dieses Druckverhältnis in Abhängigkeit eines geschätzten Wirkungsgrades berechnet wurde, wird es vermutlich nicht mit dem vom Benutzer festgelegten Druckverhältnis übereinstimmen. Aus diesem Grund wird anschließend ein neuer Wirkungsgrad geschätzt und in dessen Abhängigkeit der zugehörige Zustand des Verdichters berechnet. Diese Vorgehensweise wird sooft wiederholt, bis die Berechnung das vom Benutzer vorgegebene Druckverhältnis liefert und die Verdichterauslegung somit erfolgreich war.

2.2.1 Design

In diesem Kapitel wird die Design-Rechnung beschrieben, die in Abhängigkeit eines Iterationsparameters die Geometrie einer Schaufelreihe berechnet. Für Rotoren wird der polytrope Wirkungsgrad als Iterationsparameter verwendet, für Statoren das Totaldruckverhältnis. Grund dafür ist, dass für Statoren kein polytroper Wirkungsgrad ermittelt werden kann, da Statoren sich im Gegensatz zu Rotoren nicht drehen und somit keine Strömungsarbeit verrichtet wird.

Für den polytropen Wirkungsgrad η_p gilt [15]:

$$\eta_p = \frac{\ln \left(\frac{p_{t2}}{p_{t1}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{\ln \left(\frac{T_{t2}}{T_{t1}} \right)} \quad (2.26)$$

Neben dem Iterationsparameter werden zur Berechnung des Designzustandes die bereits ermittelten Größen am Schaufeleintritt verwendet. Im Rahmen der Design-Rechnung werden zunächst die Geschwindigkeitskomponenten und die Winkel am Austritt der Schaufel berechnet. Dafür werden die De-Haller-Zahl, die für Rotoren als das Verhältnis w_2/w_1 und für Statoren als c_2/c_1 definiert ist, und die Eulergleichung (Gleichung 2.27) verwendet, wobei a die Schaufelarbeit darstellt:

$$a = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1} \quad (2.27)$$

Außerdem werden die trigonometrischen Beziehungen, die aus den Geschwindigkeitsdreiecken folgen, verwendet. In Abbildung 2.10 sind beispielhaft die Geschwindigkeitsdreiecke eines Rotors abgebildet, wobei die mit „1“ versehenen Größen den Eintrittsgrößen und die mit „2“ gekennzeichneten Größen den Austrittsgrößen entsprechen.

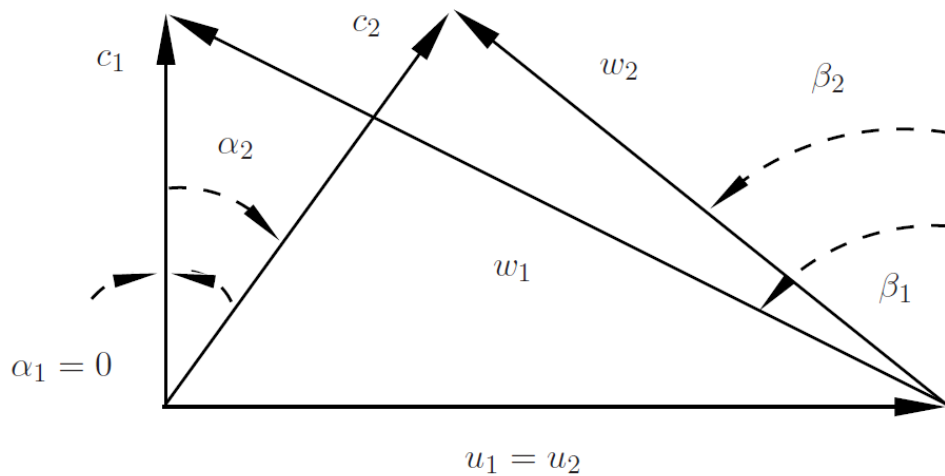


Abbildung 2.10: Geschwindigkeitsdreiecke eines Rotors [14]

Weiterhin erfolgt die Berechnung thermodynamischer Größen wie Temperatur und Druck am Schaufelaustritt, die als Eintrittsparameter der nächsten Schaufelreihe dienen. Darüber hinaus wird in der Design-Rechnung die Verdichtergeometrie festgelegt. Neben der Berechnung der Schaufelaustrittsradien werden dafür die Winkel des Schaufelprofils (Abbildungen 2.4 und 2.5) berechnet. Zunächst wird die Solidity σ bestimmt, welche als das Verhältnis der Sehnenlänge s zur Teilung t definiert ist. Da Sehnenlänge und Teilung jedoch nicht bekannt sind, ergibt sich die Solidity zunächst aus der Definition des Diffusionsfaktors D , dessen Wert vom Benutzer vorgegeben wurde. Für die

Solidity σ des Rotors folgt somit der Zusammenhang:

$$\sigma = \frac{\Delta w_u}{2 \cdot w_1 \cdot \left(D + \frac{w_2}{w_1} - 1\right)} \quad (2.28)$$

Dabei ist die De-Haller-Zahl (w_2/w_1) eine vom Benutzer vorgegebene Größe. Während sich die Solidity des Rotors aus den Relativgeschwindigkeiten ergibt, wird die Solidity des Stators über die Absolutgeschwindigkeiten Δc_u , c_1 sowie c_2 berechnet.

Um die Metallumlenkung θ , den Staffelungswinkel γ und die Metallwinkel $\beta_{M,1}$ sowie $\beta_{M,2}$ zu berechnen, sind zunächst die Inzidenz i und die Minderumlenkung δ zu bestimmen. Für die Berechnung der Minderumlenkung δ werden die reale Inzidenz i und die Referenz-Minderumlenkung δ_{ref} benötigt. Da der Verdichter im Designzustand einen möglichst guten Wirkungsgrad erzielen soll, entspricht die reale Inzidenz i an dieser Stelle der Referenz-Inzidenz i_{ref} , für welche die geringsten Profilverluste auftreten. Die Referenz-Inzidenz i_{ref} , die Referenz-Minderumlenkung δ_{ref} sowie die reale Minderumlenkung δ werden mit Hilfe von Korrelationen gemäß NASA SP-36 [12] ermittelt. Die Metallumlenkung wird schließlich unter Berücksichtigung der Gleichung, die sich durch Einsetzen der Gleichungen 2.3 und 2.4 in Gleichung 2.2 ergibt, ermittelt:

$$\theta = \beta_1 - i - \beta_2 + \delta \quad (2.29)$$

Liegt die Metallumlenkung vor, ergibt sich der Staffelungswinkel γ aus Gleichung 2.3 und

$$\gamma = \beta_{M,1} - \frac{\theta}{2}, \quad (2.30)$$

woraus

$$\gamma = \beta_1 - i_{ref} - \frac{\theta}{2} \quad (2.31)$$

folgt. Der Metallwinkel am Schaufeleintritt $\beta_{M,1}$ wird nach Gleichung 2.3 berechnet, der am Schaufelaustritt nach Gleichung 2.2. Die mittlere Schaufelhöhe h_S ergibt sich über die bereits berechneten Spitzen- und Nabenradien am Ein- und Austritt der Schaufel gemäß folgendem Zusammenhang:

$$h = \frac{R_{t,1} - R_{t,2}}{2} - \frac{R_{h,1} - R_{h,2}}{2} \quad (2.32)$$

Dividieren der Schaufelhöhe h_S durch das vorgegebene Höhen-Seiten-Verhältnis liefert die Sehnenlänge s . Die Profiltteilung t stellt schließlich das Verhältnis der Sehnenlänge s zur Solidity σ dar. Zuletzt wird die Anzahl der Schaufeln pro Schaufelreihe i_S gemäß folgendem Zusammenhang berechnet:

$$i_S = \frac{2\pi R_m}{t} \quad (2.33)$$

Nach der Berechnung all dieser Größen ist die Design-Rechnung abgeschlossen und die Geometrie der Schaufelreihe ist so bestimmt, dass alle benutzerdefinierten Angaben erfüllt sind.

2.2.2 Off-Design

Aufgabe der Off-Design-Rechnung ist es, ausgehend von den im Design berechneten geometrischen Größen die Thermo- und Aerodynamik der aktuellen Schaufelreihe nachzurechnen, wobei entsprechende Verlustkorrelationen verwendet werden. Als erster Schritt der Nachrechnung werden die Geschwindigkeitskomponenten sowie die thermodynamischen Größen am Eintritt der Schaufelreihe berechnet.

Im Gegensatz zur Design-Rechnung ist der Diffusionsfaktor im Off-Design nicht vorgegeben und muss somit berechnet werden. Der Diffusionsfaktor wird dabei iterativ bestimmt, indem zunächst ein Schätzwert verwendet wird, in dessen Abhängigkeit die Thermodynamik der Schaufelreihe nachgerechnet wird. Der korrekte Diffusionsfaktor liegt vor, sobald der Massenstrom, der sich in Abhängigkeit des geschätzten Diffusionsfaktors ergibt, mit dem vom Benutzer vorgegebenen Massenstrom im Designpunkt übereinstimmt.

Bei der Berechnung des totalen Austrittsdruckes sind im Off-Design Profilverluste zu berücksichtigen, während Sekundär- und Wandverluste hierbei nicht einbezogen werden. Der zu beachtende Profilverlustbeiwert ω ist folgendermaßen definiert [15]:

$$\omega = \frac{p_{t1} - p_{t2}}{\frac{\rho}{2} w_1^2} \quad (2.34)$$

Dabei stellt der Zähler den Totaldruckverlust im relativen Bezugssystem dar und der Nenner den dynamischen Druck der Gitterzuströmung [15].

Wie in Abbildung 2.11 zu sehen, ergeben sich die Profilverluste in Abhängigkeit der Inzidenz. Diese lässt sich in Abhängigkeit des Anströmwinkels β_1 und des Metallwinkels $\beta_{M,1}$ nach Gleichung 2.3 berechnen. Für den Fall, dass der zu berechnende Verdichter verstellbare Leitschaufeln besitzt (Kapitel 2.1.2), sind an dieser Stelle der Einfluss der Leitschaufelverstellung auf den Staffelungswinkel und somit auch die Metallwinkel zu berücksichtigen. Mit der Verdrehung der entsprechenden Leitschaufeln verändern sich deren Staffelungswinkel um $\Delta\gamma$. Diese Änderung ist auf die ursprünglichen Metallwinkel am Ein- und Austritt der verstellbaren Leitschaufeln zu addieren und es gilt somit:

$$\begin{aligned} \beta_{M,1,neu} &= \beta_{M,1} + \Delta\gamma \\ \beta_{M,2,neu} &= \beta_{M,2} + \Delta\gamma \end{aligned} \quad (2.35)$$

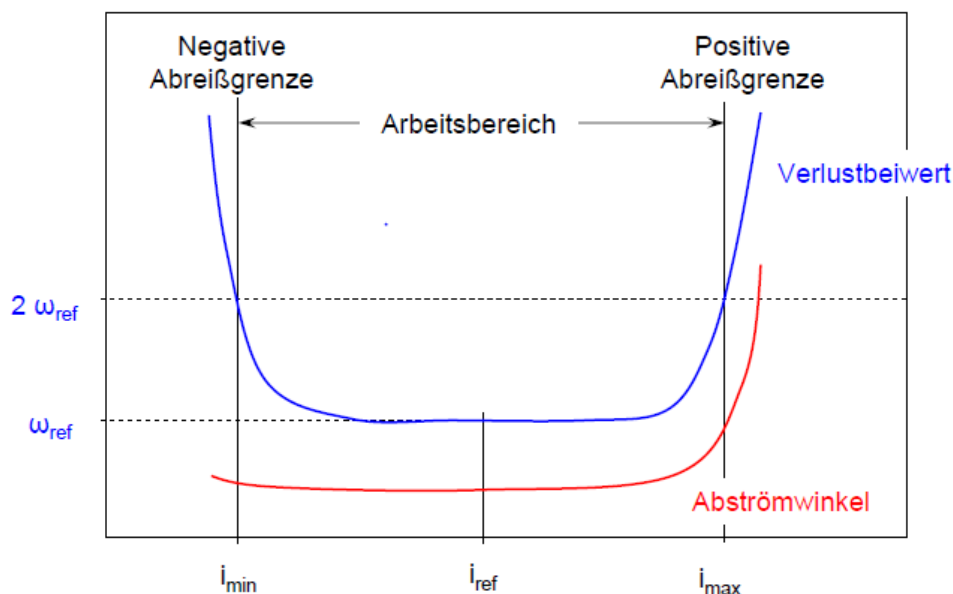


Abbildung 2.11: Profilverlust [17]

In Abhängigkeit der Metallwinkel wird anschließend die aktuelle Inzidenz i berechnet. Ist diese kleiner als die Referenz-Inzidenz i_{ref} , die der im Design ermittelten Referenz-Inzidenz entspricht, ergeben sich die aktuellen Profilverluste wie folgt:

$$\omega = \omega_{ref} + \omega_{ref} \left(\frac{i - i_{ref}}{i_{min} - i_{ref}} \right)^2 \quad (2.36)$$

Ist die aktuelle Inzidenz hingegen größer oder gleich der Referenz-Inzidenz, gilt:

$$\omega = \omega_{ref} + \omega_{ref} \left(\frac{i - i_{ref}}{i_{max} - i_{ref}} \right)^2 \quad (2.37)$$

Die aktuellen Profilverluste hängen somit von dem Referenz-Verlustbeiwert ω_{ref} , der dem Verlust bei Referenz-Inzidenz und damit dem minimalen Profilverlust entspricht, und der minimalen bzw. maximalen Inzidenz ab. Der Referenz-Verlustbeiwert ω_{ref} ergibt sich in Abhängigkeit der Solidity σ , des Austrittswinkels β_2 und eines von der Diffusionszahl D abhängigen Verlustparameters mithilfe von Korrelationen gemäß NASA SP-36 [12]. Die minimale und maximale Inzidenz stellen den minimal bzw. maximal möglichen Wert der Inzidenz dar, bevor die jeweilige Betriebsgrenze erreicht ist. Sowohl bei minimaler als auch maximaler Inzidenz entspricht der aktuelle Profilverlust dem Zweifachen des Referenz-Verlustbeiwertes (Abbildung 2.11). Auf die Berechnung der minimalen und maximalen Inzidenz wird im Rahmen der Stabilitätskriterien in Kapitel 2.3 eingegangen. Dabei wird die minimale Inzidenz (Gleichung 2.54) als Choke-Inzidenz und die maximale Inzidenz (Gleichung 2.42) als Stall-Inzidenz bezeichnet. Nachdem der aktuelle Profilverlust ω ermittelt wurde (Gleichungen 2.36 und 2.37),

wird der Austrittsdruck p_{t2} der Schaufelreihe unter Verwendung der Definition des Profilverlustbeiwertes (Gleichung 2.34) berechnet. Anschließend wird der Massenstrom am Austritt der Schaufelreihe berechnet. Solange dieser nicht mit dem vom Benutzer festgelegten Massenstrom übereinstimmt, wird die Off-Design-Rechnung erneut durchgeführt. Da diese Iteration in Abhängigkeit des Diffusionsfaktors durchgeführt wird, ist in diesem Fall ein neuer Wert des Diffusionsfaktors zu schätzen. Sobald der berechnete Massenstrom mit dem vorgegebenen übereinstimmt, war die Berechnung der aktuellen Schaufelreihe erfolgreich.

2.3 Stabilitätskriterien

Im Rahmen dieser Arbeit werden Kennfelder für Axialverdichter berechnet. Wie bereits in Kapitel 2.1.1 erwähnt, werden die Kennfelder von Axialverdichtern bei Drosselung für hohe Druckverhältnisse von der Pumpgrenze beschränkt. Die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld kann sowohl experimentell als auch analytisch ermittelt werden. Im Rahmen dieser Arbeit erfolgt die Ermittlung der Pumpgrenze analytisch, wobei auf geeignete Modelle zurückgegriffen wird. Zunächst werden Pumpgrenzkriterien vorgestellt, die in dieser Arbeit zur Ermittlung der Pumpgrenze verwendet werden können. Darüber hinaus wird auf Kriterien eingegangen, die sich grundsätzlich zur Ermittlung der Pumpgrenze eignen, im Rahmen dieser Arbeit jedoch aus verschiedenen Gründen unbrauchbar sind. Außerdem wird eine Methode zur Bestimmung der Schluckgrenze vorgestellt.

2.3.1 Stall-Inzidenz

Als Kriterium für das Eintreten des Verdichterpumpens wird an dieser Stelle auf die Stall-Inzidenz, welche die größte positive Inzidenz darstellt, eingegangen. Ist die Inzidenz in einem Betriebspunkt größer als die Stall-Inzidenz, wird davon ausgegangen, dass die Pumpgrenze der betreffenden Schaufelreihe überschritten und der Betriebspunkt deshalb außerhalb des gültigen Kennfeldbereiches liegt. An dieser Stelle werden zwei Vorgehensweisen zur Bestimmung der Stall-Inzidenz präsentiert, wobei für den sicheren Betrieb des Verdichters stets gelten muss:

$$i \stackrel{!}{<} i_{Stall} \quad (2.38)$$

Zunächst wird auf die Berechnungsmethode eingegangen, die Aungier in [2] präsentiert. Dabei wird der Stall-Anstellwinkel ϵ_{Stall} betrachtet, für den Aungier folgende Korrelation liefert:

$$\epsilon_{Stall} - \epsilon_D = 10,3 + \left[2,92 - \frac{\beta_{1,Stall}}{15,6} \right] \cdot \frac{\theta}{8,2} \quad (2.39)$$

In dieser Gleichung stellt ϵ_D den Anstellwinkel im Designzustand dar. Ein weiterer

Zusammenhang für den Stall-Anstellwinkel ϵ_{Stall} ergibt sich aus den Winkelbeziehungen in der Zuströmung einer Schaufel. Dabei stellt ϵ den Winkel dar, der sich zwischen dem Vektor der Relativgeschwindigkeit w_1 und der Verlängerung der Profilschne mit der Länge s befindet (Abbildung 2.12).

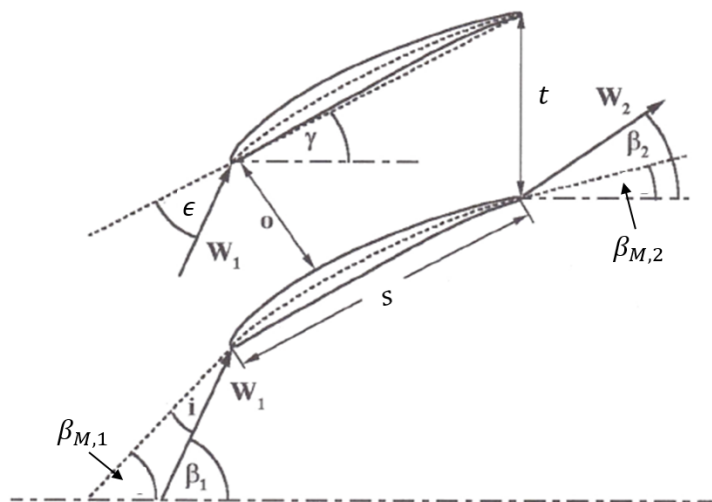


Abbildung 2.12: Definition des Anstellwinkels ϵ [2]

Für ϵ_{Stall} gilt demnach:

$$\epsilon_{Stall} = \beta_{1,Stall} - \gamma \quad (2.40)$$

Wird nun $\beta_{1,Stall}$ in den Gleichungen 2.39 und 2.40 durch den Zusammenhang für β_1 aus Gleichung 2.3 ersetzt und anschließend ϵ_{Stall} aus Gleichung 2.40 in die Korrelation von Aungier eingesetzt, ergibt sich Folgendes:

$$i_{Stall} + \beta_{M,1} - \gamma - \alpha_D = 10,3 + \left[2,92 - \frac{\beta_{M,1} + i_{Stall}}{15,6} \right] \cdot \frac{\theta}{8,2} \quad (2.41)$$

Aus diesem Zusammenhang lässt sich nun der Wert der Stall-Inzidenz i_{Stall} berechnen. Durch Vergleichen der aktuellen Inzidenz i mit der Stall-Inzidenz i_{Stall} kann eine Aussage darüber getroffen werden, ob der Verdichter im aktuellen Betriebspunkt sicher betrieben wird.

Eine weitere Vorgehensweise zur Bestimmung der Stall-Inzidenz beruht auf einem Zusammenhang für den sich die Stall-Inzidenz i_{Stall} in Abhängigkeit der Referenz-Inzidenz i_{ref} ergibt [8]:

$$i_{ref} - i_{Stall} = \left[10 + \frac{\theta(55 - \beta_{1,M})}{150} \right] \left(0,5 + 5 \cdot \frac{d_{max}}{s} \right) \cdot f_{komp} \quad (2.42)$$

Die Referenz-Inzidenz wird dabei mittels geeigneter Korrelationen bestimmt [12]. Der Quotient d_{max}/s stellt das Verhältnis der maximalen Profildicke zur Sehnenlänge dar

und gehört zu den geometrischen Größen, die vom Benutzer vorgegeben werden. f_{komp} stellt eine Machzahlkorrektur dar und ist folgendermaßen definiert [8]:

$$f_{komp} = 1 - 0,4 \cdot Ma_1^2 \quad (2.43)$$

Ma_1 entspricht dabei der relativen Machzahl am Eintritt des Rotors respektive der absoluten Machzahl am Eintritt des Stators.

Aus Gleichung 2.42 kann schließlich die Stall-Inzidenz berechnet werden, welche für einen sicheren Verdichter-Betrieb größer als die aktuelle Inzidenz, die sich aus Gleichung 2.3 ergibt, sein muss.

2.3.2 Kriterium nach de Haller

Ein weiteres Kriterium zur Bestimmung der Pumpgrenze ist das De-Haller-Kriterium. Dabei wird das Verhältnis der Austrittsgeschwindigkeit zur Eintrittsgeschwindigkeit einer Stufe betrachtet. Um Ablösevorgänge in einer Schaufelreihe zu vermeiden, darf dieses Verhältnis nicht kleiner als 0,7-0,75 werden. Hierbei wird nicht ein genauer Grenzwert, sondern ein Wertebereich angegeben, da in der Literatur verschiedene Werte zu finden sind. Während Cumpsty in [6] den Wert 0,75 angibt, liefern Bräunling in [5], Jeschke in [19] und Rick in [21] den Wert 0,7.

Für Rotoren ergibt sich das Verhältnis der Austrittsgeschwindigkeit zur Eintrittsgeschwindigkeit aus den Geschwindigkeiten im Relativsystem und es gilt:

$$\frac{w_2}{w_1} \stackrel{!}{>} 0,7 - 0,75 \quad (2.44)$$

Für Statoren werden hingegen die Geschwindigkeiten im Absolutsystem verwendet:

$$\frac{c_2}{c_1} \stackrel{!}{>} 0,7 - 0,75 \quad (2.45)$$

2.3.3 Diffusionsfaktor nach Lieblein

Lieblein liefert in [16] als Stabilitätskriterium den Diffusionsfaktor D . Dieser ist für Rotoren gemäß folgender Gleichung definiert:

$$D = \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right) + \frac{\Delta w_u}{2\sigma w_1} \quad (2.46)$$

Während sich der Diffusionsfaktor für Rotoren aus Geschwindigkeiten des Relativsystems ergibt, werden für Statoren die Absolutgeschwindigkeiten verwendet. Dabei stellt das Verhältnis w_2/w_1 die im vorherigen Kapitel beschriebene De-Haller-Zahl dar, während der hintere Term die Belastung auf die Schaufeln aufgrund der Strömungsumlenkung repräsentiert. Um sicherzustellen, dass im Verdichter keine Ablösevorgänge oder

gar Pumpvorgänge auftreten, sollte der Diffusionsfaktor D keine Werte größer als 0,55-0,6 annehmen, wobei der kritische Wert $D = 0,55$ die sicherere Variante darstellt. [15]

2.3.4 Maximum des statischen Druckverhältnisses

Ein weiteres Pumpgrenzkriterium stellt das Maximum des statischen Druckverhältnisses dar, welches ein DLR internes Kriterium der Abteilung „Fan und Verdichter“ ist. Das statische Druckverhältnis ist als

$$\Pi = \frac{p_2}{p_1} \quad (2.47)$$

definiert. Da es Aufgabe eines Verdichters ist, eine Druckerhöhung durchzuführen, ist es notwendig, dass die kinetische Energie, die der Strömung im Rotor zugeführt wird, in statischen Druck umgewandelt wird. Nimmt nun der statische Druck am Austritt des Verdichters bei zunehmender Drosselung nicht mehr zu, wird die eigentliche Aufgabe des Verdichters nicht erfüllt. Aus diesem Grund wird die Pumpgrenze hierbei so gewählt, dass sie dem Betriebspunkt, für den das statische Druckverhältnis bei kleinstmöglichem Massenstrom maximal ist, entspricht.

2.3.5 Verfahren von Koch

Ein weiteres Verfahren, um eine Aussage über die Lage der Pumpgrenze zu treffen, liefert Koch in [13]. Dabei wird die Tatsache genutzt, dass das Schaufelgitter einer Verdichterstufe analog zu einem zwei-dimensionalen Diffusor arbeitet, wobei in beiden die Strömung verzögert wird, während der statische Druck ansteigt. Der maximal mögliche Druckanstieg eines Diffusors hängt dabei von seiner Geometrie ab. Für genau ein Flächenverhältnis ist der maximal mögliche Druckanstieg des Diffusors erreicht.

Um eine Aussage über den maximal möglichen statischen Druckanstieg innerhalb einer Verdichterstufe treffen zu können, nutzt Koch den Druckanstiegskoeffizienten $c_{P,0}$ und für dessen Beschreibung die Diffusorkorrelation nach Sovran und Klomp für einen zwei-dimensionalen Diffusor (Abbildung 2.13) [23]. Der Druckanstiegskoeffizient des Verdichters ergibt sich dabei in Abhängigkeit des Verhältnisses von Diffusionslänge zum Austrittsquerschnitt.

Um die Streuung der Datenpunkte um die Kurve zu reduzieren, korrigiert Koch den Druckanstiegskoeffizienten $c_{P,0}$ um die Auswirkungen der Reynoldszahl (Re), des radialen Spaltes (Tip) sowie des Axialabstandes (Δz). Diese Korrekturparameter lassen sich mittels geeigneter Korrelationen berechnen [11]. Darüber hinaus führt Koch den „effektiven dynamischen Druckfaktor“ \mathcal{F}_{ef} ein, welcher nach den in [13] gelieferten Zusammenhängen berechnet werden kann.

Durch Korrektur des Druckanstiegskoeffizienten $c_{P,0}$ um die vier Korrekturparameter ergibt sich für den maximal möglichen statischen Druckanstieg einer Verdichterstufe:

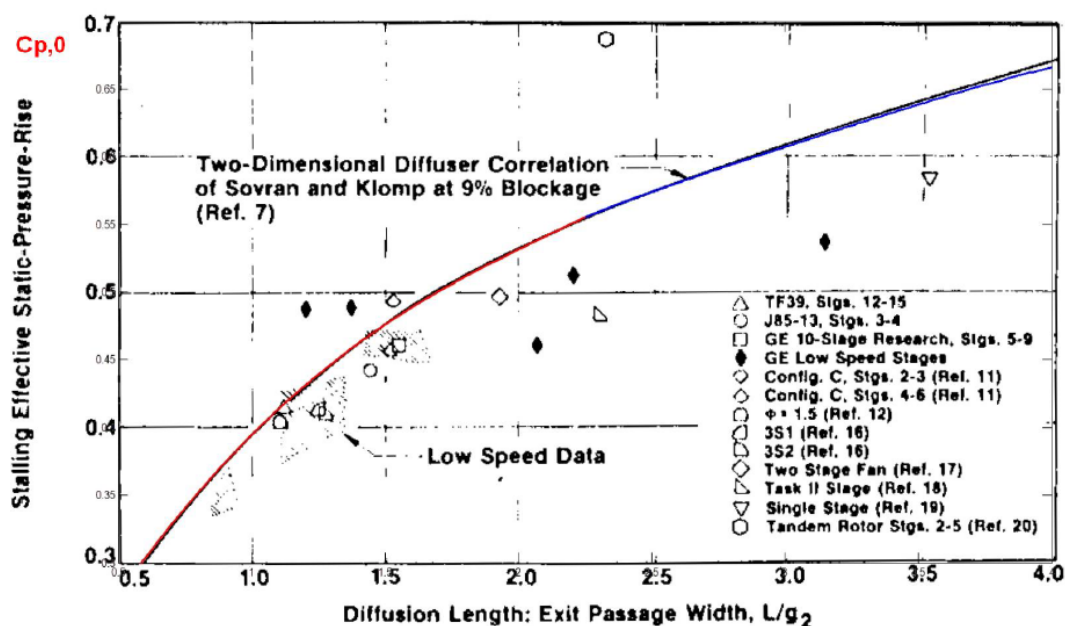


Abbildung 2.13: Diffusorkorrelation nach Sovran und Klomp [11]

$$c_{P,max} = c_{P,0} \cdot \mathcal{F}_{ef} \cdot \left(\frac{c_P}{c_{P,0}} \right)_{Re} \cdot \left(\frac{c_P}{c_{P,0}} \right)_{Tip} \cdot \left(\frac{c_P}{c_{P,0}} \right)_{\Delta z} \quad (2.48)$$

Der maximal Druckanstieg $c_{P,max}$ dient dahingehend als Stabilitätskriterium, dass der aktuelle statische Druckanstiegskoeffizient c_P einer Verdichterstufe den Wert des maximal möglichen statischen Druckanstiegs $c_{P,max}$ nicht überschreiten darf [11]. Der aktuelle statische Druckanstiegskoeffizient c_P ergibt sich gemäß folgendem Zusammenhang [13]:

$$c_P = \frac{c_p T_{stat,1} \left[\frac{p_2}{p_1} \frac{\kappa-1}{\kappa} - 1 \right] - \frac{u_2^2 - u_1^2}{2}}{\frac{w_1^2 - c_2^2}{2}} \quad (2.49)$$

In dieser Gleichung beschreibt κ den Isentropenexponenten und das im Zähler aufgeführte c_p die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck.

2.3.6 Greitzer B-Parameter

In [9] präsentiert Greitzer eine Methode, um eine Aussage darüber treffen zu können, ob ein Verdichter bei Überschreiten der Stabilitätsgrenze ins Pumpen gerät oder nur Rotierende Ablösung auftritt. Dafür ist nach Greitzer ein Modell zu betrachten, welches das gesamte Verdichtersystem einer Gasturbine berücksichtigt. Wie in Abbildung 2.14 zu sehen, wird dieses vereinfacht durch den Verdichter und das Volumen der nachfolgenden Brennkammer dargestellt. Verdichter und Brennkammer werden durch einen

Strömungskanal verbunden. Die Turbine wird durch eine Drossel abgebildet.

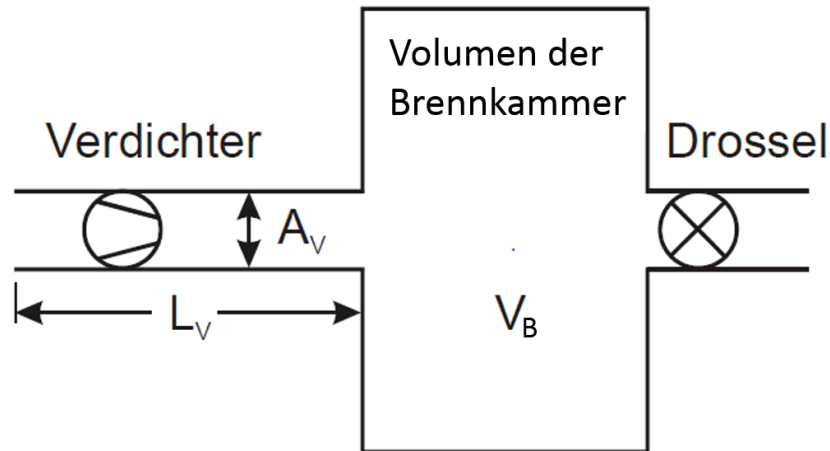


Abbildung 2.14: Verdichtersystem [25]

Um anhand dieses Modells eine Aussage über das Eintreten von Rotierender Ablösung und Verdichterpumpen treffen zu können, wird der dimensionslose B-Parameter betrachtet. Dieser wird gemäß folgendem Zusammenhang definiert:

$$B = \frac{u}{2\omega_H L_V} \quad (2.50)$$

Dabei stellt u die mittlere Rotorgeschwindigkeit und L_V die effektive Länge des Strömungskanals auf der Verdichterseite dar. Die Helmholtz-Frequenz ω_H entspricht der Eigenfrequenz des Strömungskanal-Brennkammer-Systems und ist als

$$\omega_H = a \sqrt{\frac{A_V}{L_V V_B}} \quad (2.51)$$

definiert, wobei a die Schallgeschwindigkeit, A_V die Querschnittsfläche des Strömungskanals auf der Verdichterseite und V_B das Volumen der Brennkammer darstellt.

Ob der Verdichter bei Erreichen der Stabilitätsgrenze pumpt oder lediglich Rotierende Ablösung auftritt, hängt von dem kritischen Wert des B-Parameters ab. Greitzer ermittelte den theoretischen Wert $B_{krit} = 0,7$ und experimentell ergab sich der Wert $B_{krit} = 0,8$. Da für B-Parameter größer dem kritischen Wert von Verdichterpumpen ausgegangen werden kann, sollte der niedrigere der beiden Werte ($B_{krit} = 0,7$) als kritisch angesehen werden. Ist der aktuelle B-Parameter größer als der kritische Wert, wird das Verdichter-Brennkammer-System zu Schwingungen angeregt und es tritt Verdichterpumpen auf. Bei Werten des B-Parameters kleiner als B_{krit} ist dies hingegen nicht der Fall und bei Erreichen der Stabilitätsgrenze tritt somit lediglich Rotierende Ablösung auf. [6]

2.3.7 Methode der radialen Stufenelemente nach Traupel

Die in [24] vorgestellte Methode der radialen Stufenelemente nach Traupel liefert eine weitere Möglichkeit, um eine Aussage über die Lage der Pumpgrenze zu treffen. Dabei wird eine Axialverdichterstufe als Ganzes betrachtet und in radialer Richtung in einzelne Elemente zerlegt. Dafür wird die Stokessche Stromfunktion Ψ , welche den Anteil des Massenstromes bis zu einer Stromlinie am gesamten Massenstrom kennzeichnet, verwendet. Die Stokessche Stromfunktion nimmt grundsätzlich Werte zwischen $\Psi = 0$ an der Nabe und $\Psi = 1$ am Gehäuse an. Da wandnahe Stufenelemente nicht berücksichtigt werden, erfolgt hierbei lediglich die Betrachtung der Stufenelemente $0,1 \leq \Psi \leq 0,9$. Wird für die einzelnen Stufenelemente der Enthalpieanstieg, der in der gesamten Stufe erreicht wird, in Abhängigkeit des Durchflusses betrachtet, ergibt sich der in Abbildung 2.15 dargestellte Zusammenhang. Darin ist die Abhängigkeit der Druckzahl ψ

$$\psi = \frac{2y}{u_2^2} \quad (2.52)$$

von der Durchflusszahl φ

$$\varphi = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad (2.53)$$

abgebildet [14]. Es ist zu erkennen, dass die Druckzahl ψ für jedes Stufenelement bei

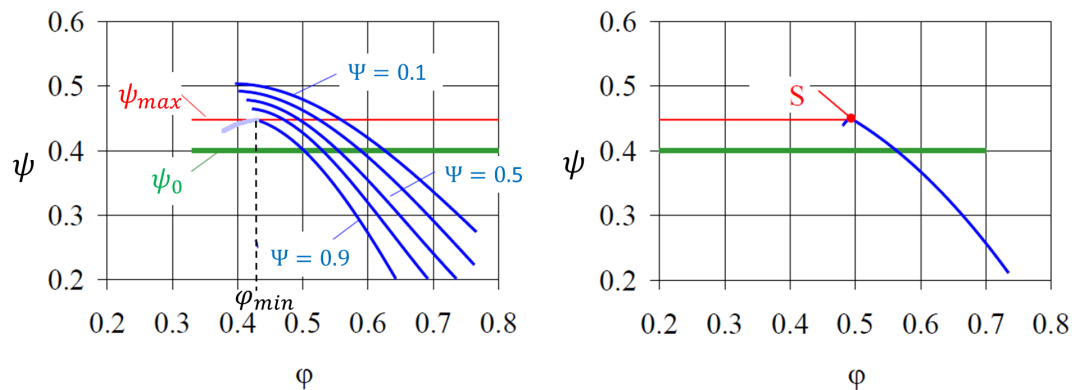


Abbildung 2.15: Kennlinien der Stufenelemente und der gesamten Stufe [7]

einer bestimmten Durchflusszahl φ maximal wird. Für eines der Stufenelemente liegt dieses Maximum am niedrigsten. Dieses Element wird als kritisches Stufenelement bezeichnet. Im dargestellten Beispiel ist dies das äußerste Element $\Psi = 0,9$, wobei der zugehörige maximale Druckzahlwert bei $\psi_{max} = 0,45$ liegt. Nach Traupel ist das Stufenelement mit dem niedrigsten Maximum am häufigsten das äußerste Element, da bei Fehlanströmungen außen die größten Verluste auftreten.

Die kleinste maximale Druckzahl $\psi_{max} = 0,45$ ist schließlich ausschlaggebend für die Stabilität der gesamten Stufe und stellt somit auch deren maximale Druckzahl dar

(rechts in Abbildung 2.15). Im kritischen Stufenelement darf die Durchflusszahl φ_{min} , bei der sich die maximale Druckzahl ψ_{max} ergibt, nicht unterschritten werden, da die Druckzahlen in den anderen Stufenelementen ansonsten größer werden als die maximal erlaubte Druckzahl ψ_{max} im kritischen Stufenelement. Dies würde zum Zusammenbruch der Strömung führen. [7]

2.3.8 Choke-Inzidenz

An dieser Stelle wird auf ein Kriterium eingegangen, anhand dessen die Lage der Schluckgrenze bestimmt werden kann. Im Gegensatz zu Kapitel 2.3.1 wird hier nicht die maximale sondern die minimale Inzidenz, die sogenannte Choke-Inzidenz, betrachtet. Ist die Inzidenz in einem Betriebspunkt größer als die Choke-Inzidenz, wird davon ausgegangen, dass sich der Betriebspunkt im Kennfeld oberhalb der Schluckgrenze und somit im gültigen Kennfeldbereich befindet. Ist die aktuelle Inzidenz hingegen kleiner als die Choke-Inzidenz, wird angenommen, dass der Betriebspunkt im Kennfeld unterhalb der Schluckgrenze liegt. Die Choke-Inzidenz ergibt sich gemäß folgender Gleichung nach [8]:

$$i_{ref} - i_{Choke} = \left[10 - \frac{\theta (\beta_{1,M} - 20)}{560} \right] \left(0,5 + 5 \cdot \frac{d_{max}}{s} \right) \cdot f_{komp} \quad (2.54)$$

Für die Machzahlkorrektur f_{komp} gilt der Zusammenhang aus Gleichung 2.43.

2.3.9 Auswahl geeigneter Kriterien

Nachfolgend wird erläutert, aus welchen Gründen sich einige der vorgestellten Kriterien im Rahmen dieser Arbeit zur Ermittlung der Pumpgrenze eignen und weshalb andere ungeeignet sind. Die Stall-Inzidenz (Kapitel 2.3.1), das Kriterium nach de Haller (Kapitel 2.3.2), der Diffusionsfaktor (Kapitel 2.3.3) und das Maximum des statischen Druckverhältnisses (Kapitel 2.3.4) stellen hierbei geeignete Pumpgrenzkriterien dar. Für die Berechnung dieser Kriterien reichen die Werte im Mittelschnitt aus, weshalb alle notwendigen Größen vorliegen und anhand dieser Kriterien eine Aussage über die Lage der Pumpgrenze getroffen werden kann. Zur Bestimmung der Stall-Inzidenz wird dabei die zweite der vorgestellten Methoden genutzt. Grund dafür ist, dass die Berechnung der maximalen Inzidenz gemäß Gleichung 2.42 bereits im Meanline-Verfahren implementiert ist, weshalb im Rahmen der Kennfeldberechnung darauf zurückgegriffen werden kann.

Das Verfahren von Koch 2.3.5 ist grundsätzlich geeignet, um die Stabilitätsgrenze von Verdichtern, die mittels Meanline-Verfahren ausgelegt wurden, zu bestimmen. Im Rahmen dieser Arbeit ist die Anwendung des Verfahrens jedoch nicht möglich, da bei der implementierten Verdichterauslegung kein radialer Spalt zwischen Schaufeln und Gehäuse berücksichtigt wird. Somit besteht keine Möglichkeit, den Druckanstiegskoef-

fizienten $c_{P,0}$ um den Einfluss des radialen Spaltes zu korrigieren und das Verfahren von Koch wird deshalb unbrauchbar.

Die Problematik bei der Betrachtung des Greitzer B-Parameters (Kapitel 2.3.6) besteht darin, dass zu dessen Berechnung Informationen über Bauteile, die sich beispielsweise in einer Gasturbine hinter dem Verdichter befinden, vorliegen müssen. Deshalb ist an dieser Stelle nicht nur der Verdichter selbst, sondern beispielsweise zusätzlich das Brennkammervolumen zu berücksichtigen. Da im Rahmen dieser Arbeit jedoch ausschließlich Verdichter betrachtet werden, stellt der Greitzer B-Parameter kein geeignetes Stabilitätskriterium dar.

Auch die Methode der radialen Stufenelemente nach Traupel (Kapitel 2.3.7) eignet sich im Rahmen dieser Arbeit nicht als geeignetes Pumpgrenzkriterium, da dabei Verdichterstufen in einzelne Stufenelemente in radialer Richtung zerlegt werden und somit mehrere Stromlinien betrachtet werden. Im Rahmen dieser Arbeit liegen jedoch ausschließlich die Strömungsdaten der mittleren Stromlinie vor.

Als Schluckgrenzkriterium wurde die Choke-Inzidenz (Kapitel 2.3.8) vorgestellt. Da deren Berechnung bereits im Meanline-Verfahren implementiert ist, kann darauf zurückgegriffen werden und als Kriterium für die Lage der Schluckgrenze verwendet werden.

2.4 Akima-Interpolation

In diesem Kapitel wird die Akima-Interpolation nach [1] vorgestellt, die im Rahmen der Kennfeldberechnung benötigt wird und dazu dient, zwischen einzelnen Punkten einer Funktion zu interpolieren. Im Rahmen der Akima-Interpolation wird ein Spline berechnet, der sich aus mehreren Polynomen dritten Grades zusammensetzt. Akima fordert dabei zweimalige stetige Differenzierbarkeit der Polynome und lediglich einmalige stetige Differenzierbarkeit des Splines.

Zur Berechnung eines Splines werden $n \geq 2$ Stützpunkte (x_i, y_i) entlang der zu interpolierenden Funktion $f \in [a, b]$ benötigt. Die Stützstellen x_i müssen dabei monoton angeordnet sein, weshalb

$$a = x_0 < x_1 < \dots < x_n = b \quad (2.55)$$

gilt. Für die Stützwerte y_i gilt:

$$y_i = f(x_i) \quad (2.56)$$

Der Verlauf der Teilintervalle, die zwischen den Stützpunkten entstehen, wird durch Polynome dritten Grades, den sogenannten Splinefunktionen, beschrieben:

$$S(x) \equiv S_i(x) = a_i + b_i(x - x_i) + c_i(x - x_i)^2 + d_i(x - x_i)^3, \quad (2.57)$$

$$x \in [x_i, x_{i+1}], \quad i = 0 \dots n - 1$$

Für die Berechnung der Koeffizienten der Splinefunktion sind zunächst vier Bedingungen aufzustellen. Die erste Bedingung und somit auch der Koeffizient a_i ergeben sich durch Einsetzen von x_i in Gleichung 2.57:

$$S_i(x_i) = a_i = y_i \quad (2.58)$$

Die zweite Bedingung steht im Zusammenhang mit der Intervall-Länge h_i , welche den Abstand zwischen den Stützstellen x_i und x_{i+1} darstellt. Für die Intervall-Länge h_i gilt:

$$h_i = x_{i+1} - x_i > 0 \quad (2.59)$$

Durch Einsetzen von x_{i+1} in S_i folgt die zweite Bedingung in Abhängigkeit der Intervall-Länge h_i :

$$S_i(x_{i+1}) = y_i + b_i h_i + c_i h_i^2 + d_i h_i^3 = y_{i+1} \quad (2.60)$$

Zum Aufstellen der letzten beiden Bedingungen wird die Steigung der Splinefunktion benötigt. Diese ist folgendermaßen definiert:

$$S'_i(x) = b_i + 2c_i(x - x_i) + 3d_i(x - x_i)^2 \quad (2.61)$$

Die dritte Bedingung folgt daraus, dass $S'_i(x)$ an der Stelle x_i der Steigung t_i entsprechen soll, woraus sich der Koeffizient b_i ergibt:

$$S'_i(x_i) = b_i = t_i \quad (2.62)$$

Die letzte der vier Bedingungen folgt aus der Steigung der Splinefunktion an der Stützstelle x_{i+1} , die der Steigung t_{i+1} entsprechen soll:

$$S'_i(x_{i+1}) = t_i + 2c_i h_i + 3d_i h_i^2 = t_{i+1} \quad (2.63)$$

Um nun die Koeffizienten c_i und d_i zu bestimmen, wird die Steigung m_i der Sehne zwischen den zwei Punkten P_i und P_{i+1} verwendet. Für m_i gilt:

$$m_i = \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i} = \frac{y_{i+1} - y_i}{h_i} \quad (2.64)$$

Aus der Steigung m_i sowie der zweiten und der letzten Bedingung (Gleichungen 2.60 und 2.63) folgt das Gleichungssystem:

$$\begin{aligned} c_i h_i + d_i h_i^2 &= m_i - t_i \\ 2c_i h_i + 3d_i h_i^2 &= t_{i+1} - t_i \end{aligned} \quad (2.65)$$

Für die Koeffizienten c_i und d_i ergibt sich daraus:

$$\begin{aligned} c_i &= \frac{1}{h_i}(3m_i - 2t_i - t_{i+1}) \\ d_i &= \frac{1}{h_i^2}(t_i + t_{i+1} - 2m_i) \end{aligned} \quad (2.66)$$

Für deren Berechnung ist es nötig, zunächst die Steigungen t_i und t_{i+1} zu ermitteln. Die Steigung t_i im Punkt P_i ergibt sich unter Berücksichtigung der benachbarten Punkte P_{i-2} , P_{i-1} , P_{i+1} und P_{i+2} gemäß der Steigungsformel:

$$t_i = \frac{|m_i - m_{i+1}|m_{i-1} + |m_{i-2} - m_{i-1}|m_i}{|m_i - m_{i+1}| + |m_{i-2} - m_{i-1}|} \quad (2.67)$$

Die Steigungsformel gemäß Gleichung 2.67 kann für die Steigungen t_0 , t_1 , t_{n-1} und t_n nur dann angewendet werden, wenn die zusätzlichen Sehnensteigungen m_{-2} , m_{-1} , m_n und m_{n+1} bekannt sind. Je nachdem ob die Splinefunktion S periodisch ist oder nicht, ergeben sich für diese Sehnensteigungen andere Zusammenhänge. Dabei ist S periodisch, falls $y_n = y_0$ gilt. Die Periode p entspricht in diesem Fall $p = b - a = x_n - x_0$. Für die zusätzlichen Sehnensteigungen gilt im periodischen Fall:

$$\begin{aligned} m_{-2} &= m_{n-2} \\ m_{-1} &= m_{n-1} \\ m_n &= m_0 \\ m_{n+1} &= m_1 \end{aligned} \quad (2.68)$$

Unter Berücksichtigung dieser Zusammenhänge liefert Gleichung 2.67 für eine periodische Splinefunktion $t_0 = t_n$. Ist S hingegen nicht periodisch, gilt für die zusätzlichen Sehnensteigungen:

$$\begin{aligned} m_{-2} &= 3m_0 - 2m_1 \\ m_{-1} &= 2m_0 - m_1 \\ m_n &= 2m_{n-1} - m_{n-2} \\ m_{n+1} &= 3m_{n-1} - 2m_{n-2} \end{aligned} \quad (2.69)$$

Durch Einsetzen der zusätzlichen Sehnensteigungen in die Steigungsformel in Gleichung 2.67 ergeben sich nach Gleichung 2.66 die Koeffizienten c_i und d_i der Steigungen t_0 , t_1 , t_{n-1} und t_n .

Nachfolgend werden einige Sonderfälle bezüglich der Steigungsformel in Gleichung 2.67 beleuchtet. Verschwindet der Nenner in dieser Gleichung nicht, sind zwei solcher Sonderfälle zu betrachten. Falls die Punkte P_{i-2} , P_{i-1} und P_i auf derselben Geraden liegen, gilt $m_{i-2} = m_{i-1}$, woraus die Steigung $t_i = m_{i-1}$ folgt. Liegen hingegen die Punkte P_i ,

P_{i+1} und P_{i+2} auf derselben Geraden, gilt $m_i = m_{i+1}$, woraus sich die Steigung $t_i = m_i$ ergibt.

Wenn der Nenner der Steigungsformel jedoch verschwindet und $m_{i-1} \neq m_i$ gilt, entstehen zeichnerische Ecken, da die Punkte P_{i-2}, P_{i-1}, P_i und P_i, P_{i+1}, P_{i+2} auf Geraden verschiedener Steigung liegen. Diese Ecken stellen unstetige Stellen des Splines dar. Zwar forderte Akima für Splines stetige Differenzierbarkeit, jedoch wird hierbei auf diese verzichtet, um die Darstellung von Ecken zu ermöglichen. Dabei muss die Anzahl der Stützpunkte mindestens vier betragen. In Abbildung 2.16 ist beispielhaft ein periodischer Spline mit unstetigen Stellen zu sehen, wobei sich diese in den Punkten $(x_1, y_1), (x_3, y_3)$ und (x_5, y_5) befinden.

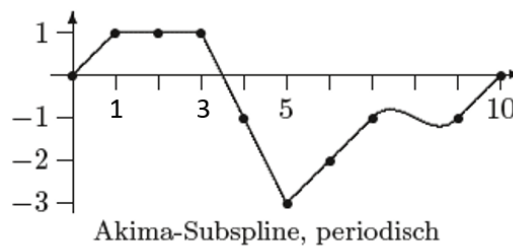


Abbildung 2.16: Periodische Splinefunktion [10]

Nach erfolgreicher Interpolation zwischen den gegebenen Stützpunkten liefert der berechnete Spline für gegebene Werte einer Laufvariablen u den zugehörigen x - und y -Wert. Die Laufvariable u kann dabei Werte zwischen $u = 0$ und $u = 1$ annehmen. [10]

2.5 Gas Turbine Laboratory

Die Kennfeldberechnungen dieser Arbeit werden mit Gas Turbine Laboratory (GTlab) durchgeführt. GTlab ist eine interaktive Simulations- und Vorentwurfsumgebung für Gasturbinen und Flugtriebwerke, die am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt im Institut für Antriebstechnik entwickelt wird. GTlab besteht aus den drei Modulen GTlab-Performance, GTlab-Sketchpad und GTlab-PreDesign.

2.5.1 Performance

Das Modul GTlab-Performance, vgl. [4], wird verwendet, um das thermodynamische Verhalten von Triebwerken und Gasturbinen möglichst realistisch abzubilden. Dabei kann sowohl deren stationäres als auch transientes Verhalten betrachtet werden, wobei stets die Betrachtung des Gesamtsystems „Triebwerk“ im Vordergrund steht. GTlab-Performance ist modular aufgebaut, was bedeutet, dass jede Komponente eines Trieb-

werkes oder einer Gasturbine einem eigenständigen Berechnungsmodul entspricht. Hierdurch ist es möglich, jede beliebige Gasturbinenkonfiguration mit Hilfe von GTlab abzubilden. Hinter jedem dieser Module liegen komponentenspezifische thermodynamische Berechnungsmodelle.

Mit GTlab-Performance kann das thermodynamische Verhalten eines Triebwerkes sowohl in dessen Auslegungspunkt als auch in davon abweichenden Betriebspunkten berechnet werden. Für die Berechnung von Betriebspunkten abweichend vom Auslegungspunkt werden Kennfelder der einzelnen Komponenten, so auch der Verdichter, benötigt. Somit können die im Rahmen dieser Arbeit erzeugten Verdichter-Kennfelder anschließend unter anderem in der Performance-Rechnung verwendet werden.

2.5.2 Sketchpad

Die Verdichterauslegung mittels Meanline-Verfahren und auch die Kennfeldberechnung dieser Arbeit werden mit dem GTlab-Modul Sketchpad ausgeführt. Während in GTlab-Performance lediglich das thermodynamische Verhalten eines Triebwerkes betrachtet wird, dient das Modul GTlab-Sketchpad zur Berechnung erster Konzeptentwürfe eines Triebwerkes. Es stellt damit die Schnittstelle zwischen GTlab-Performance und GTlab-PreDesign dar. Um initiale Geometrien des Triebwerkes zu berechnen, werden schnelle und einfache Berechnungsprinzipien genutzt. Diese Berechnungen erfolgen auf Grundlage der von GTlab-Performance gelieferten thermodynamischen Daten verbunden mit möglichst wenigen zusätzlichen Eingabewerten. Die berechneten Geometrien dienen anschließend als Eingangsgrößen für GTlab-PreDesign. Dank der grafischen Oberfläche kann der Anwender einzelne geometrische Größen verändern und deren Einfluss auf die Gesamtgeometrie beurteilen. [3]

2.5.3 PreDesign

Ein weiteres GTlab-Modul ist GTlab-PreDesign, welches dazu dient, künftige Triebwerke auf Vorentwurfsniveau zu entwerfen. Mit GTlab-PreDesign können im Vergleich zu GTlab-Sketchpad höherwertige Berechnungen durchgeführt werden. Dafür können Tools beliebiger Detailstufen wie 1D-Meanline, 2D-Throughflow oder 3D-CFD über eine einheitliche Schnittstelle angebunden werden, um alle Komponenten eines Triebwerkes auf Vorentwurfsniveau auszulegen. Außerdem besteht die Möglichkeit, die generierten Entwürfe im Rahmen der Performance auf Gesamtsystemebene zu betrachten. [20]

Kapitel 3

Programmmodule

In diesem Kapitel wird auf das implementierte Verfahren zur Kennfeldberechnung von Axialverdichtern eingegangen. Außerdem werden zwei weitere Programmmodule vorgestellt, die die Berechnung einzelner Drehzahllinien sowie einzelner Betriebspunkte ermöglichen. Die genannten Programmmodule werden mithilfe der objektorientierten Programmiersprache C++ implementiert.

Die Berechnungen werden für einen Axialverdichter, der zuvor mittels Meanline-Verfahren (Kapitel 2.2) ausgelegt wurde, durchgeführt. Dafür wird ein Modell des Axialverdichters benötigt. Um ein solches Modell zu erzeugen, wird im implementierten Meanline-Programmmodul die Möglichkeit geschaffen, nach erfolgreicher Auslegung des Verdichters berechnete thermodynamische und geometrische Größen im zentralen Datenmodell der Vorentwurfsumgebung GTlab abzulegen. Im Rahmen der Kennfeld-, Drehzahllinien- und Betriebspunkt-Berechnung wird auf diese Größen des Datenmodells zurückgegriffen und daraus die Geometrie des Verdichters rekonstruiert. Dafür werden aus dem Datenmodell die Anzahl der Schaufeln pro Schaufelreihe, der mittlere Radius R_m , der Schaufelnabradius R_h und der Schaufelspitzenradius R_t sowie Informationen zu den einzelnen Schaufelprofilen eingelesen. Darüber hinaus sind vor Durchführung der Kennfeld-, Drehzahllinien- und Betriebspunkt-Berechnung jeweils die Eintrittstemperatur T_1 und der Eintrittsdruck p_1 des Verdichters anzugeben.

3.1 Kennfeld-Modul

In diesem Kapitel wird das implementierte Verfahren zur Berechnung von Kennfeldern beschrieben. Vor Durchführung der Kennfeldberechnung sind vom Benutzer einige Eingangsgrößen zu definieren (Tabelle 3.1). Dafür sind eine mechanische Referenz-Drehzahl n_{ref} und eine Referenz-Temperatur T_{ref} anzugeben. Diese werden zur Berechnung der einzelnen mechanischen Drehzahlwerte benötigt und stellen als Referenzwerte die Größen im Designpunkt des Verdichters dar. Darüber hinaus ist das zu berechnende Kennfeld zu charakterisieren. Dafür sind eine minimale und eine maximale relative reduzierte Drehzahl ($n_{rel,red,min}$ und $n_{rel,red,max}$), die beide auf ISA-Bedingungen bezogen sind, anzugeben. Nachfolgend werden diese korrigierten reduzierten Größen lediglich als

reduzierte Größen bezeichnet. Neben der Anzahl der Drehzahllinien i_n ist die Anzahl der β -Hilfslinien i_β , aus denen das Kennfeld bestehen soll, vorzugeben. Außerdem ist vom Benutzer festzulegen, welche Kriterien zur Bestimmung der Pump- und Schluckgrenze verwendet werden sollen. Auf die zu wählenden Möglichkeiten wird an entsprechender Stelle eingegangen.

Grundlegende Angaben	
Verdichtergeometrie	
Eintrittsgrößen Verdichter	Einheit
Eintrittstemperatur T_1	K
Eintrittsdruck p_1	Pa
Referenz-Parameter	Einheit
Referenz-Temperatur T_{ref}	K
Referenz-Drehzahl n_{ref}	1/min
Kennfeld-Parameter	Einheit
Anzahl Drehzahllinien i_n	–
Minimale relative reduzierte Drehzahl $n_{rel,red,min}$	–
Maximale relative reduzierte Drehzahl $n_{rel,red,max}$	–
Anzahl β -Hilfslinien i_β	–

Tabelle 3.1: Eingangsgrößen Kennfeldberechnung

Im Rahmen der Kennfeldberechnung werden wiederholt einzelne Betriebspunkte des Verdichters berechnet. Diese Berechnungen werden nicht mit konstanten Stoffgrößen, sondern unter Berücksichtigung eines Realgasmodells durchgeführt und basieren auf der im Meanline-Verfahren implementierten Off-Design-Rechnung (Kapitel 2.2.2). Um einen Betriebspunkt zu berechnen, wird die Off-Design-Rechnung für jede Schaufelreihe des Verdichters durchgeführt und anschließend sowohl das totale als auch das statische Druckverhältnis sowie der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters ermittelt. Während das Totaldruckverhältnis (Gleichung 2.5) und der isentrope Wirkungsgrad (Gleichung 2.6) die Lage des Betriebspunktes im Kennfeld beschreiben, wird das statische Druckverhältnis im Rahmen der Stabilitätsprüfung des Verdichters benötigt. Das statische Druckverhältnis stellt das Verhältnis des statischen Austrittsdruckes zum statischen Eintrittsdruck des Verdichters dar (Gleichung 2.47).

Die Betriebspunkt-Berechnungen erfolgen in Abhängigkeit der mechanischen Drehzahl, des Massenstromes, der Eintrittstemperatur, des Eintrittsdruckes sowie des Zuströmwinkels der Schaufelreihe. Dabei entsprechen Eintrittstemperatur und -druck des Vorleitrades den vom Benutzer vorgegebenen Werten. Die Zuströmung des Vorleitrades wird als axial angenommen. Die Eintrittsgrößen jeder weiteren Schaufelreihe entspre-

chen jeweils den Austrittsgrößen der vorherigen Schaufelreihe. Während die Drehzahlwerte unter Berücksichtigung der Eingangsgrößen berechnet werden können, stellt der Massenstrom eine unbekannte Größe dar. Grund dafür ist, dass die Lage der Drehzahllinien im Kennfeld zunächst nicht bekannt ist. Um diese nun zu ermitteln, werden wiederholt Betriebspunkte in Abhängigkeit der Drehzahl und variierender Massenstromwerte berechnet, was das Totaldruckverhältnis in diesem Betriebspunkt und somit die Lage des Betriebspunktes im Kennfeld liefert.

Wie bereits in Kapitel 2.1.1 erwähnt, besteht ein Verdichter-Kennfeld aus mehreren Drehzahllinien, welche im Rahmen der Kennfeldberechnung in Abhängigkeit ihrer mechanischen Drehzahl zu berechnen sind. Da diese mechanischen Drehzahlen n_j vom Benutzer nicht explizit angegeben werden, sind sie vorab zu ermitteln. Dafür werden zunächst alle relativen reduzierten Drehzahlwerte $n_{rel,red,j}$ berechnet. Der Abstand zwischen diesen Drehzahlwerten ergibt sich aus der Anzahl der Drehzahllinien i_n , der minimalen relativen reduzierten Drehzahl $n_{rel,red,min}$ und der maximalen relativen reduzierten Drehzahl $n_{rel,red,max}$ gemäß folgendem Zusammenhang:

$$\Delta n_{rel,red} = \frac{n_{rel,red,max} - n_{rel,red,min}}{i_n - 1} \quad (3.1)$$

Addiert man $\Delta n_{rel,red}$ vom minimalen Wert $n_{rel,red,min}$ ausgehend auf, ergeben sich die relativen reduzierten Drehzahlwerte $n_{rel,red,j}$ mit $j = 1, \dots, i_n$:

$$n_{rel,red,j} = n_{rel,red,min} + (j - 1) \cdot \Delta n_{rel,red} \quad (3.2)$$

Um nun den Anteil der relativen reduzierten Drehzahlen an der Referenz-Drehzahl n_{ref} zu ermitteln, muss letztere ebenfalls in eine reduzierte Größe umgerechnet werden. Dies erfolgt gemäß Gleichung 2.24 unter Berücksichtigung der Referenz-Temperatur T_{ref} und liefert die reduzierte Referenz-Drehzahl $n_{red,ref}$.

Durch Multiplikation der jeweiligen relativen reduzierten Drehzahl $n_{rel,red,j}$ mit der reduzierten Referenz-Drehzahl $n_{red,ref}$ ergeben sich die Werte der mechanischen reduzierten Drehzahl $n_{red,j}$:

$$n_{red,j} = n_{rel,red,j} \cdot n_{red,ref} \quad (3.3)$$

Die mechanischen Drehzahlwerte n_j ergeben sich schließlich gemäß Gleichung 2.24, unter Berücksichtigung der relativen reduzierten Drehzahlwerte $n_{red,j}$ und der Eintrittstemperatur des Verdichters T_1 . In Abhängigkeit der mechanischen Drehzahlwerte werden anschließend die zugehörigen Drehzahllinien berechnet. Eine Drehzahllinie wird durch ihre relative reduzierte Drehzahl, ihre mechanische Drehzahl und durch die auf der Drehzahllinie liegenden Betriebspunkte charakterisiert. Ein solcher Betriebspunkt

beinhaltet alle notwendigen Informationen, um ihn im Kennfeld einzutragen. Diese umfassen den Massenstrom, das Totaldruckverhältnis, die mechanische und die relative reduzierte Drehzahl sowie den isentropen Wirkungsgrad.

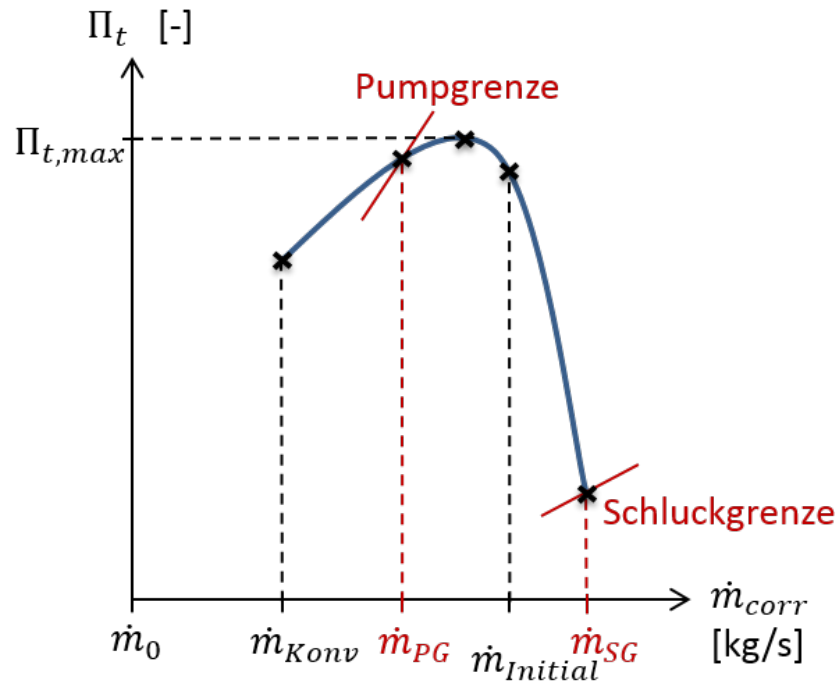


Abbildung 3.1: Berechnung einer Drehzahllinie

Zu Beginn der Drehzahllinien-Berechnung ist die grundsätzliche Lage der Drehzahllinie im Kennfeld unbekannt, weshalb diese als erstes zu bestimmen ist. Da die implementierte Off-Design-Rechnung (Kapitel 2.2.2) auch bei kleinen Massenströmen konvergiert, wird zunächst ausgehend von einem Start-Massenstrom (\dot{m}_0 in Abbildung 3.1) der kleinste Massenstrom, in dessen Abhängigkeit die Betriebspunkt-Berechnung konvergiert, gesucht (\dot{m}_{Konv} in Abbildung 3.1). Somit wurde ein erster auf der Drehzahllinie liegender Betriebspunkt berechnet, der aufgrund seines verhältnismäßig kleinen Massenstromes jedoch nicht als physikalisch sinnvoll angesehen wird. Deshalb wird daraufhin ein physikalisch sinnvoller Betriebspunkt der Drehzahllinie ermittelt, welcher sich im Kennfeld rechts vom Maximum des Totaldruckverhältnisses befindet. Dieser Betriebspunkt wird auch als initialer Betriebspunkt ($\dot{m}_{Initial}$ in Abbildung 3.1) bezeichnet, da davon ausgehend die Grenzen der Drehzahllinie ermittelt werden. Die Grenzen des Kennfeldes und somit auch einer Drehzahllinie werden durch die Pumpgrenze (\dot{m}_{PG}) und Schluckgrenze (\dot{m}_{SG}) dargestellt. Nachfolgend wird auf die Vorgehensweise zur Bestimmung der genannten Betriebspunkte mit den zugehörigen Massenstromwerten eingegangen. Die Ermittlung des konvergenten Massenstromes \dot{m}_{Konv} erfolgt ausgehend vom Startmassenstrom $\dot{m}_0 = 0$ kg/s. Konvergiert die Betriebspunkt-Berechnung

in Abhängigkeit des Startmassenstromes nicht, wird dieser um 0,1 kg/s erhöht und erneut ein Betriebspunkt berechnet. Der Massenstrom wird sooft um 0,1 kg/s erhöht, bis die zugehörige Betriebspunkt-Berechnung schließlich konvergiert. Der Massenstrom in diesem Betriebspunkt stellt den konvergenten Massenstrom \dot{m}_{Konv} dar.

Ausgehend vom ersten konvergenten Betriebspunkt wird der initiale Betriebspunkt nach dem in Abbildung 3.2 dargestellten Ablauf ermittelt. Um sicherzustellen, dass dieser einem physikalisch sinnvollen Betriebspunkt entspricht, wird zunächst an das Ende der Drehzahllinie mit maximalem Massenstrom gerechnet und davon ausgehend in Richtung des Maximums des Totaldruckverhältnisses. Dafür wird der konvergente Massenstrom \dot{m}_{Konv} wiederholt um die Schrittweite $s_0 = 2,5$ kg/s erhöht und in dessen Abhängigkeit ein Betriebspunkt berechnet. Für jeden konvergenten Betriebspunkt wird der zugehörige Massenstrom und das Totaldruckverhältnis in einer Liste zwischengespeichert. Der Massenstrom wird solange schrittweise vergrößert, bis die zugehörige Betriebspunkt-Berechnung nicht mehr konvergiert. Es wird davon ausgegangen, dass der Massenstrom in diesem Fall größer als der maximal mögliche Durchsatz des Verdichters ist. Konvergiert die Betriebspunkt-Berechnung nicht mehr, wird die aktuelle Schrittweite um 70% verringert und der letzte konvergente Massenstrom um diese erhöht. In dessen Abhängigkeit wird erneut eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Diese Betriebspunkt-Berechnungen in Abhängigkeit verschiedener Massenstromwerte werden sooft wiederholt, bis die Schrittweite schließlich kleiner als die minimale Schrittweite $s_{min} = 10^{-4}$ kg/s ist und das Ende der Drehzahllinie mit maximalem Massenstrom somit erreicht ist. Anschließend werden die zuvor gespeicherten Werte des Druckverhältnisses in Abhängigkeit des zugehörigen Massenstromes betrachtet. Ausgehend vom maximalen Massenstrom werden die Werte des Totaldruckverhältnisses zweier aufeinander folgender Massenstromwerte verglichen. Als initialer Massenstrom dient schließlich der kleinste gespeicherte Massenstrom, für den das Totaldruckverhältnis im Vergleich zum vorherigen größeren Massenstrom noch angestiegen ist. Der Massenstrom im initialen Betriebspunkt ist somit größer als der Massenstrom im Maximum des Totaldruckverhältnisses.

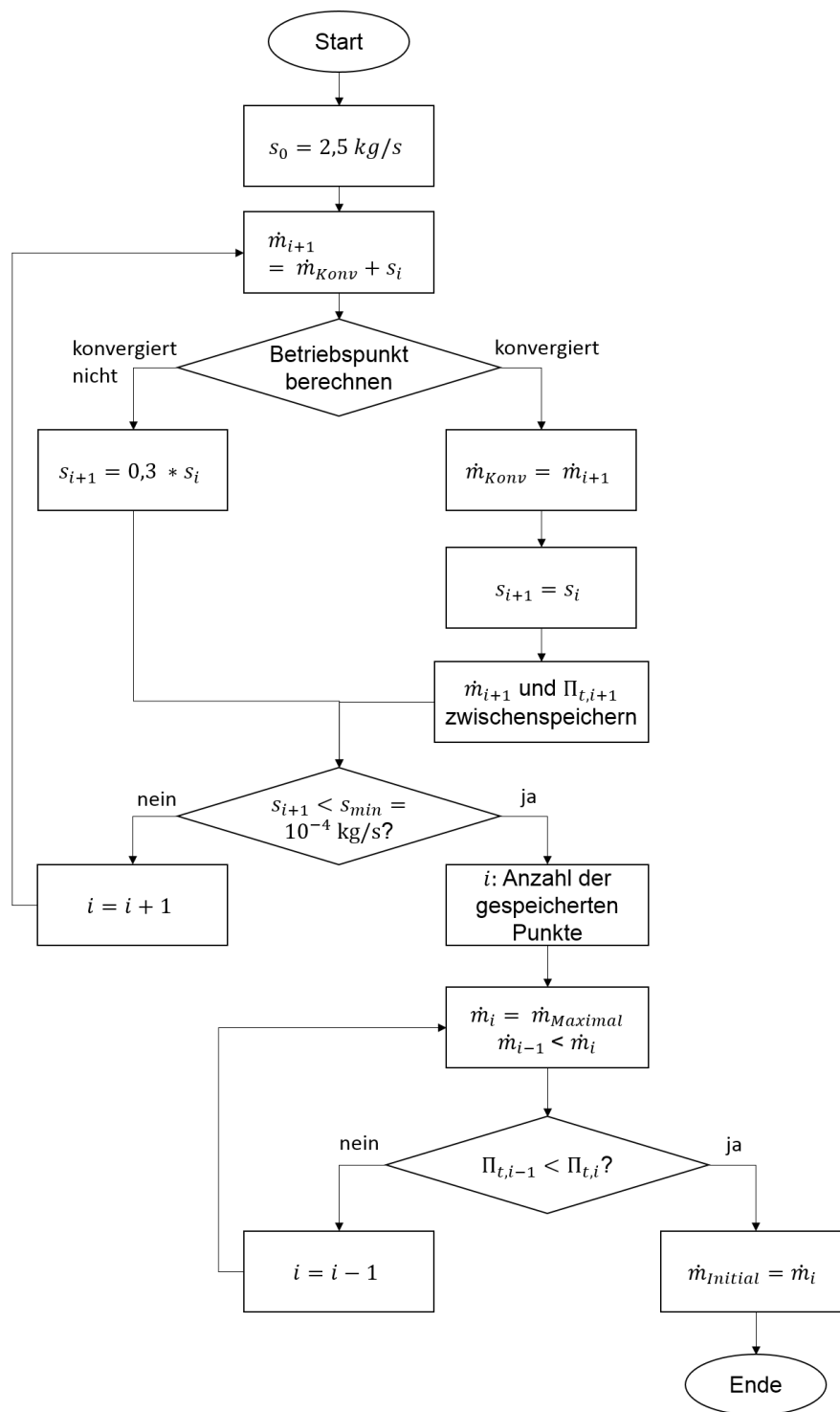


Abbildung 3.2: Ermittlung des initialen Betriebspunktes

3.1.1 Schluckgrenze

Ausgehend vom initialen Betriebspunkt wird der Betriebspunkt an der Schluckgrenze mit dem Massenstrom \dot{m}_{SG} ermittelt. Dabei obliegt es dem Benutzer, ob die Schluckgrenze unter Berücksichtigung des Konvergenzverhaltens der Betriebspunkt-Berechnungen oder unter Berücksichtigung der Choke-Inzidenz (Kapitel 2.3.8) ermittelt werden soll.

Zunächst wird der Fall beleuchtet, dass die Schluckgrenze in Abhängigkeit des Konvergenzverhaltens der Berechnung bestimmt werden soll. Dabei ist zu berücksichtigen, dass die Betriebspunkt-Berechnungen des Verdichters nur konvergieren, falls der Massenstrom kleiner als der maximal mögliche Durchsatz des Verdichters ist. Dies liegt daran, dass der Verdichter nur so viel Masse durchsetzen kann, dass die Machzahl am engsten Querschnitt des Verdichters maximal Eins beträgt. Der Betriebspunkt an der Schluckgrenze stellt deshalb den Betriebspunkt mit dem maximalen Massenstrom \dot{m}_{SG} , in dessen Abhängigkeit die Betriebspunkt-Berechnung noch konvergiert, dar. Die Ermittlung dieses Betriebspunktes erfolgt ausgehend vom initialen Betriebspunkt nach dem in Abbildung 3.3 veranschaulichten Ablauf, wobei die Choke-Inzidenz an dieser Stelle nicht berücksichtigt wird. Da die Ermittlung des initialen Betriebspunktes voraussetzte, dass dieser einen konvergenten Betriebspunkt darstellt, wird davon ausgegangen, dass der initiale Massenstrom $\dot{m}_{Initial}$ kleiner als der zu ermittelnde Massenstrom an der Schluckgrenze ist. Um nun die Schluckgrenze zu bestimmen, wird der initiale Massenstrom als Startmassenstrom \dot{m}_0 verwendet. Für die Start-Schrittweite gilt $s_0 = 0,1 \cdot \dot{m}_{Initial}$. Nun wird der Start-Massenstrom wiederholt um diese Schrittweite erhöht und in dessen Abhängigkeit eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Für konvergierende Berechnungen wird der entsprechende Betriebspunkt in der Drehzahllinie gespeichert. Konvergiert die Berechnung nicht mehr, wird die aktuelle Schrittweite um 70% reduziert. Anschließend wird der zuletzt konvergente Massenstrom um diese verringerte Schrittweite erhöht und erneut eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Diese Vorgehensweise wird sooft wiederholt, bis die Schrittweite schließlich kleiner als die minimale Schrittweite $s_{min} = 10^{-5}$ kg/s ist und der Betriebspunkt an der Schluckgrenze somit hinreichend genau ermittelt wurde. Der in der Drehzahllinie gespeicherte Betriebspunkt mit dem größten Massenstrom stellt nun den Betriebspunkt an der Schluckgrenze dar.

Nachfolgend wird der Fall beleuchtet, dass die Schluckgrenze unter Berücksichtigung der Choke-Inzidenz (Kapitel 2.3.8) ermittelt werden soll. Der Betriebspunkt an der Schluckgrenze stellt dabei den Betriebspunkt mit dem maximalen Massenstrom dar, für den die Inzidenz größer als die Choke-Inzidenz ist. Um diesen Betriebspunkt zu ermitteln, ist es nötig, dass die zugehörige Betriebspunkt-Berechnung konvergiert und der

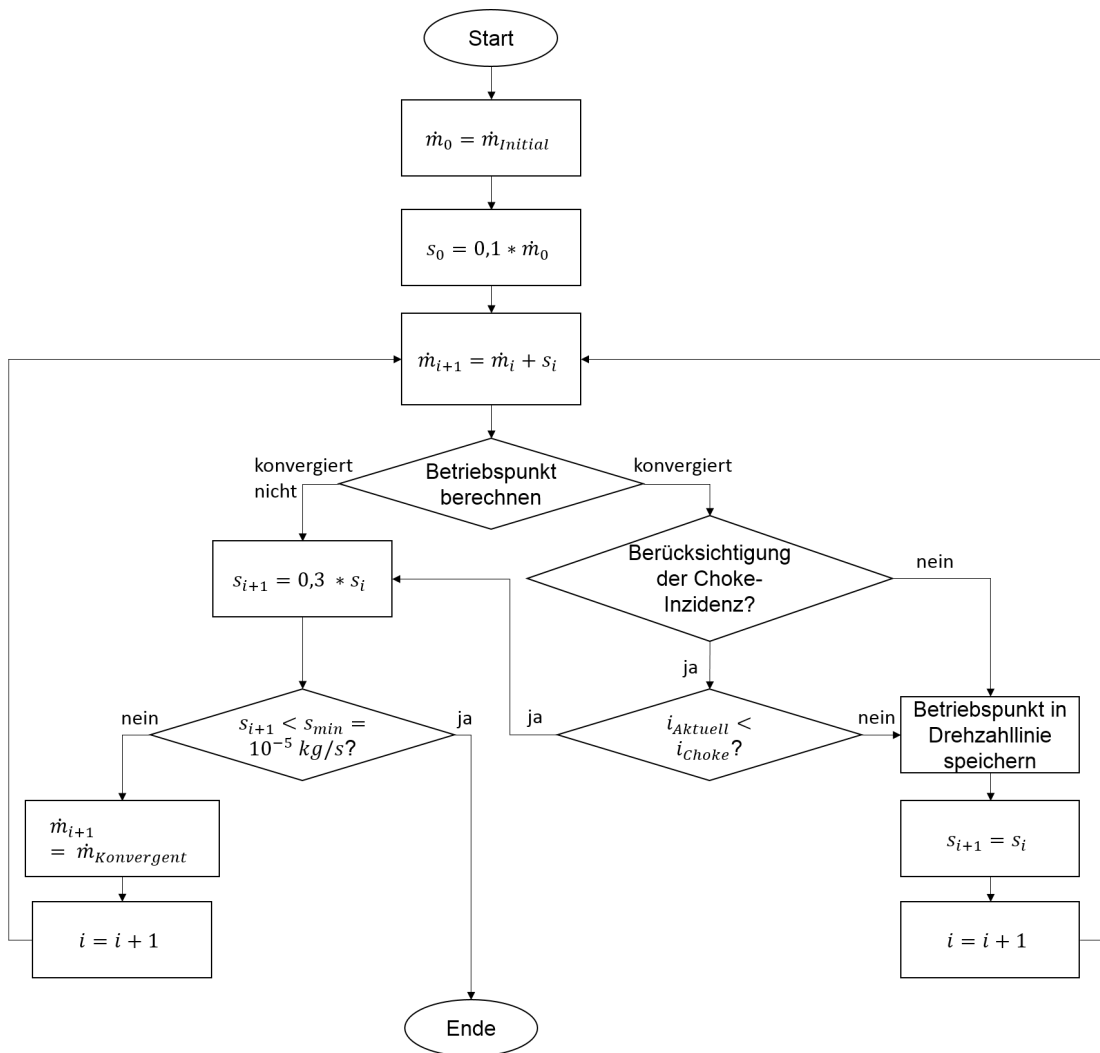


Abbildung 3.3: Ermittlung der Schluckgrenze

Massenstrom somit kleiner oder gleich dem maximal möglichen Durchsatz des Verdichters ist. Im Rahmen der Schluckgrenzermittlung unter Berücksichtigung der Choke-Inzidenz sind zwei Fälle zu unterscheiden. In der Regel ist die Inzidenz im initialen Betriebspunkt größer als die Choke-Inzidenz und es wird deshalb angenommen, dass der initiale Betriebspunkt oberhalb der Schluckgrenze im gültigen Kennfeldbereich liegt (links in Abbildung 3.4). Es kann jedoch auch der Fall auftreten, dass der initiale Betriebspunkt eine Inzidenz aufweist, die die Choke-Inzidenz unterschreitet. In diesem Fall wird davon ausgegangen, dass sich die Schluckgrenze in der Nähe des Maximums des Totaldruckverhältnisses befindet und der initiale Betriebspunkt außerhalb des gültigen Kennfeldbereiches liegt (rechts in Abbildung 3.4). Nachfolgend wird zunächst der Fall eines im Kennfeld liegenden initialen Betriebspunktes betrachtet und anschließend die Vorgehensweise bei einem initialen Betriebspunkt außerhalb des gültigen Kennfeldes.

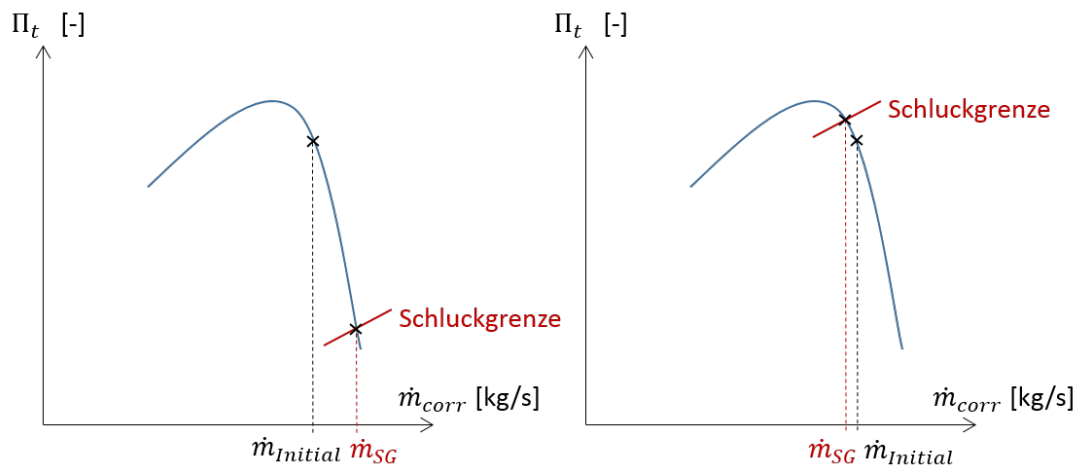


Abbildung 3.4: Lage des initialen Betriebspunktes

Wird von einem oberhalb der Schluckgrenze liegenden initialen Betriebspunkt ausgegangen (links in Abbildung 3.4), ist die Vorgehensweise grundsätzlich die gleiche wie im zuvor geschilderten Fall, bei dem die Schluckgrenze durch das Konvergenzverhalten der Betriebspunkt-Berechnungen bestimmt wurde. Deshalb erfolgt die Ermittlung der Schluckgrenze ebenfalls nach dem in Abbildung 3.3 dargestellten Ablauf, wobei hierbei die Choke-Inzidenz zu berücksichtigen ist. Deshalb wird in jedem konvergenten Betriebspunkt zusätzlich überprüft, ob die aktuelle Inzidenz $i_{Aktuell}$ größer oder kleiner als die Choke-Inzidenz i_{Choke} ist. Für den Fall, dass die Inzidenz im berechneten Betriebspunkt größer als die Choke-Inzidenz ist, wird angenommen, dass die Schluckgrenze noch nicht erreicht ist. Bei einer aktuellen Inzidenz kleiner der Choke-Inzidenz wird hingegen davon ausgegangen, dass die Schluckgrenze und somit der gültige Kennfeldbereich überschritten wurde.

Nachfolgend wird der Fall betrachtet, dass von einem initialen Betriebspunkt unterhalb der Schluckgrenze und somit außerhalb des gültigen Kennfeldbereiches ausgegangen wird (rechts in Abbildung 3.4). In Abbildung 3.5 ist die hierbei verwendete Vorgehensweise zur Ermittlung der Schluckgrenze dargestellt. Da die Berechnung des initialen Betriebspunktes konvergierte, müssen die nachfolgenden Betriebspunkt-Berechnungen mit kleineren Massenstromwerten ebenfalls konvergieren. Sollte eine der Berechnungen dennoch nicht konvergieren, deutet dies auf einen Fehler in den bisherigen Berechnungen hin und die Drehzahl-Berechnung wird abgebrochen.

Um nun die Schluckgrenze zu ermitteln, wird zunächst der initiale Massenstrom um die Start-Schrittweite $s_0 = 0,1 \cdot \dot{m}_{Initial}$ verringert und der zugehörige Betriebspunkt berechnet. Konvergiert die Berechnung, wird überprüft, ob die aktuelle Inzidenz $i_{Aktuell}$ kleiner als die Choke-Inzidenz i_{Choke} ist. Falls ja, wird davon ausgegangen, dass der

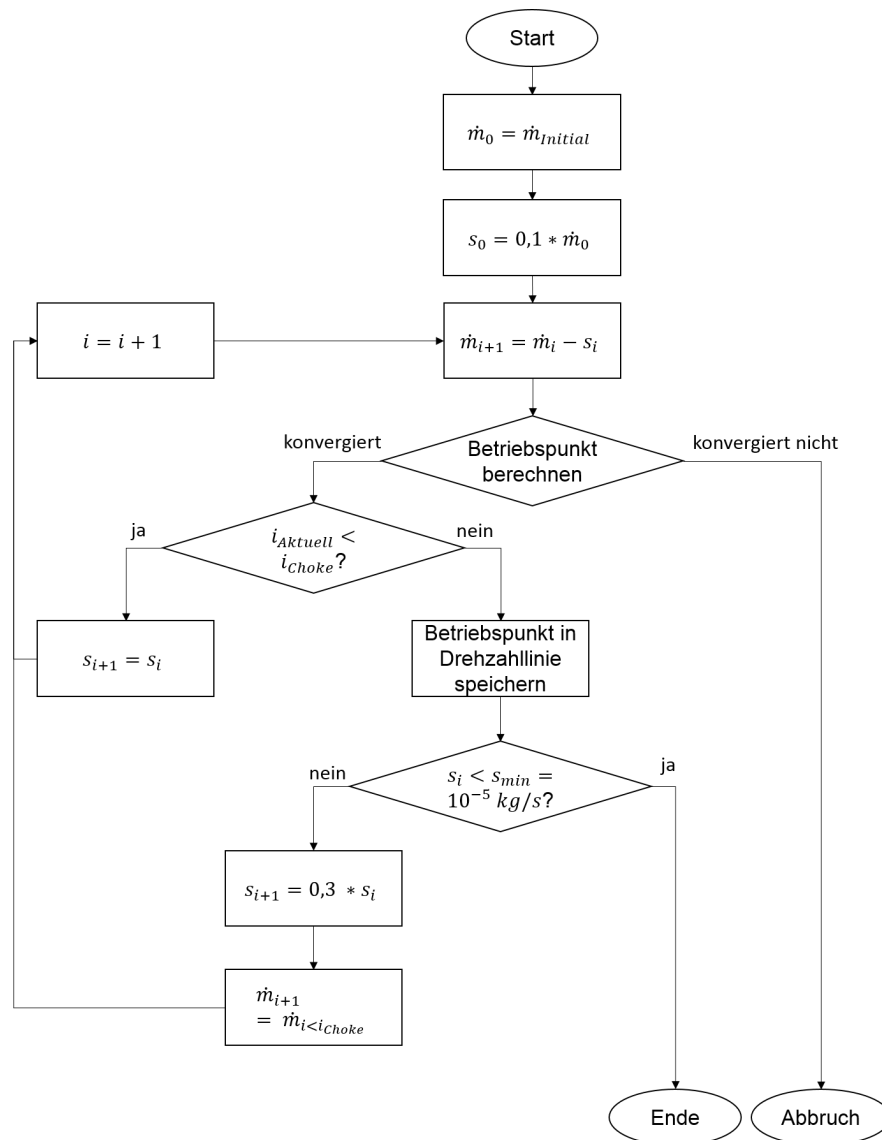


Abbildung 3.5: Ermittlung der Schluckgrenze mit der Annahme $\dot{m}_{Initial} > \dot{m}_{SG}$

berechnete Betriebspunkt unterhalb der Schluckgrenze liegt. Deshalb wird der aktuelle Massenstrom erneut um die gleiche Schrittweite wie zuvor verringert. Ist die aktuelle Inzidenz hingegen größer als die Choke-Inzidenz, wird angenommen, dass der berechnete Betriebspunkt im gültigen Kennfeld liegt und wird deshalb in der Drehzahllinie gespeichert. Um die Schluckgrenze genau zu bestimmen, wird anschließend die aktuelle Schrittweite um 70% verringert und der letzte Massenstrom, dessen Betriebspunkt außerhalb des gültigen Bereiches lag, um diese Schrittweite verkleinert. Daraufhin wird erneut eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Dies wird sooft wiederholt, bis schließlich die minimale Schrittweite $s_{min} = 10^{-5}$ unterschritten wird und der Betriebspunkt an der Schluckgrenze somit hinreichend genau ermittelt wurde. Auch hierbei

stellt der in der Drehzahllinie gespeicherte Betriebspunkt mit dem größten Massenstrom den Betriebspunkt an der Schluckgrenze dar.

3.1.2 Pumpgrenze

Wurde die Schluckgrenze erfolgreich ermittelt, wird anschließend der Betriebspunkt an der Pumpgrenze mit dem Massenstrom \dot{m}_{PG} ermittelt. Dabei obliegt es dem Benutzer, ob und welche Pumpgrenzkriterien im Rahmen der Pumpgrenzermittlung berücksichtigt werden sollen. Zur Verfügung stehen die in Kapitel 2.3.1, Kapitel 2.3.2, Kapitel 2.3.3 und Kapitel 2.3.4 beschriebenen Kriterien. Wählt der Benutzer keines der Kriterien aus, wird der Betriebspunkt an der Pumpgrenze so bestimmt, dass er dem Betriebspunkt im Maximum des Totaldruckverhältnisses des Verdichters entspricht. Zwar ist dies kein erprobtes Pumpgrenzkriterium, jedoch wird so die Möglichkeit geschaffen, auch ohne explizite Angabe von Kriterien ein Kennfeld zu berechnen.

Zunächst wird der Fall betrachtet, dass der Benutzer keine Kriterien auswählt und die Pumpgrenze deshalb dem Maximum des Totaldruckverhältnisses entspricht. In Abbildung 3.6 ist die dabei verwendete Vorgehensweise dargestellt. Dabei dient der kleinste in der Drehzahllinie gespeicherte Massenstrom als Startmassenstrom \dot{m}_0 , da dieser der Pumpgrenze am nächsten liegt. Es wird davon ausgegangen, dass dieser Massenstrom größer als der im gesuchten Maximum des Totaldruckverhältnisses ist. In Abhängigkeit des Startmassenstromes wird zunächst eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Da in der Drehzahllinie zuvor lediglich konvergente Betriebspunkte gespeichert wurden, muss diese Rechnung ebenfalls konvergieren. Ist dem nicht so, deutet dies auf einen Fehler in den bisherigen Berechnungen hin und die Drehzahllinien-Berechnung wird abgebrochen. Nach erfolgreicher Betriebspunkt-Berechnung in Abhängigkeit des Startmassenstromes \dot{m}_0 wird dieser um die Start-Schrittweite $s_0 = 0,1 \cdot \dot{m}_{Initial}$ verkleinert und die zugehörige Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Konvergiert die Betriebspunkt-Berechnung und ist das Totaldruckverhältnis im berechneten Betriebspunkt größer als das im gespeicherten Betriebspunkt mit dem kleinsten Massenstrom, wird davon ausgegangen, dass die Pumpgrenze noch nicht erreicht und der aktuelle Massenstrom größer als der Massenstrom im Maximum des Totaldruckverhältnisses ist. Aus diesem Grund wird dieser Betriebspunkt in der Drehzahllinie gespeichert und stellt den neuen Betriebspunkt mit dem kleinsten Massenstrom dar. Anschließend wird der aktuelle Massenstrom um die gleiche Schrittweite wie zuvor verringert und in dessen Abhängigkeit erneut eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Konvergiert diese Berechnung nicht oder ist das Totaldruckverhältnis in diesem Betriebspunkt kleiner als das im gespeicherten Betriebspunkt mit dem kleinsten Massenstrom, wird angenommen, dass die Pumpgrenze überschritten wurde und der aktuelle Massenstrom somit kleiner als der Massenstrom im Maximum des Totaldruckverhältnisses ist.

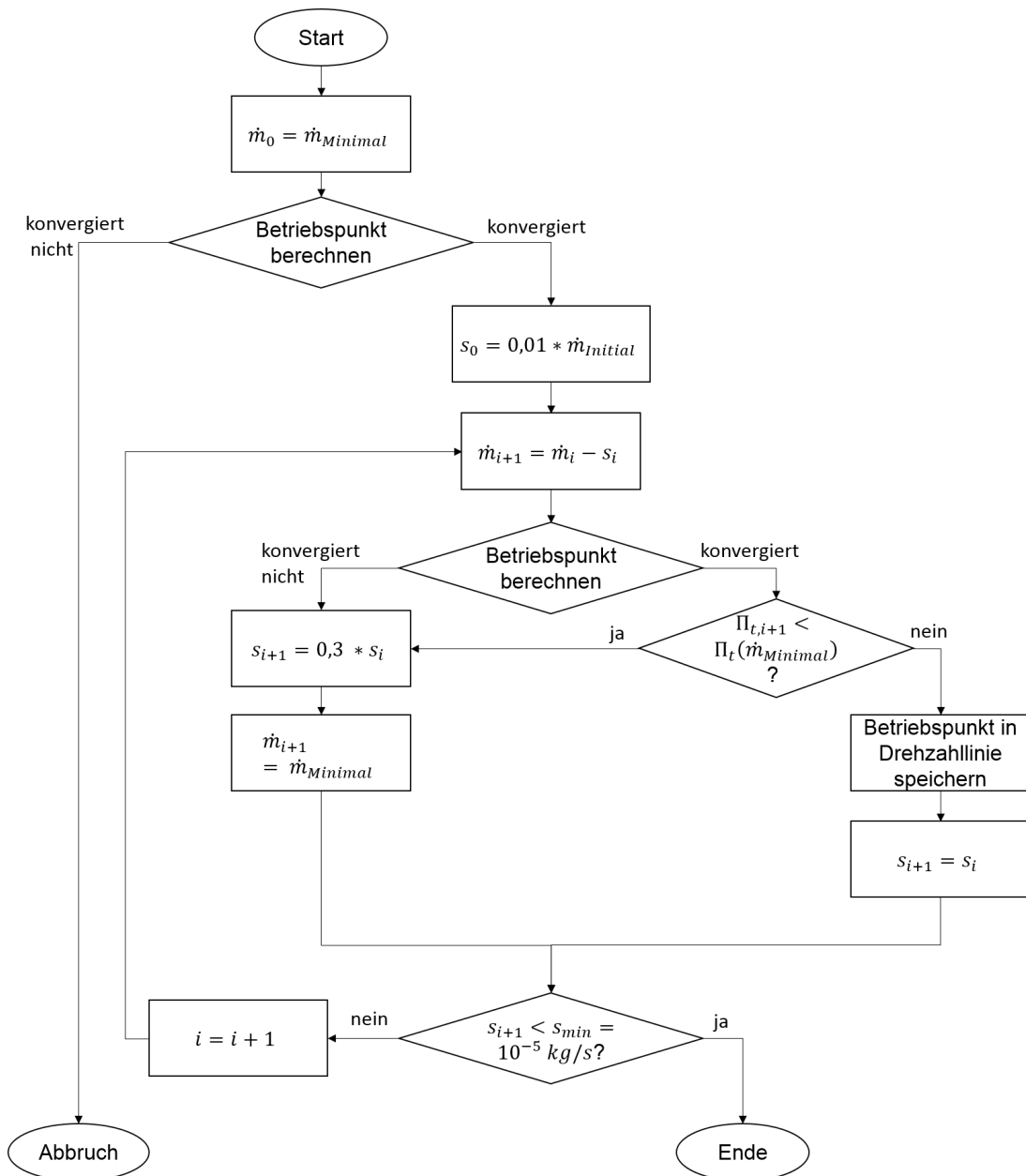


Abbildung 3.6: Pumpgrenze: Maximum des Totaldruckverhältnisses

Aus diesem Grund wird die aktuelle Schrittweite um 70% verringert und der kleinste in der Drehzahllinie gespeicherte Massenstrom um diese Schrittweite verkleinert. In Abhängigkeit des verringerten Massenstromes wird die nächste Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Solange die aktuelle Schrittweite größer als die minimale Schrittweite $s_{min} = 10^{-5} \text{ kg/s}$ ist, wird dieser Ablauf wiederholt. Ist die aktuelle Schrittweite schließlich kleiner als die minimale, wurde der Betriebspunkt am Maximum des Totaldruckverhältnisses und somit an der Pumpgrenze hinreichend genau bestimmt. Der Betriebspunkt an der Pumpgrenze entspricht nun dem in der Drehzahllinie gespeicher-

ten Betriebspunkt mit dem kleinsten Massenstrom.

Im folgenden wird die Vorgehensweise bei expliziter Angabe von Pumpgrenzkriterien betrachtet. Dabei wird wiederholt überprüft, ob im aktuellen Betriebspunkt von Verdichterpumpen auszugehen ist oder nicht. Im Rahmen dieser Überprüfung werden nacheinander alle vom Benutzer ausgewählten Kriterien betrachtet. Deutet eines der Kriterien auf Verdichterpumpen hin, wird davon ausgegangen, dass die Pumpgrenze erreicht ist und die anderen Kriterien werden deshalb nicht weiter berücksichtigt. Dabei ist zu beachten, dass der Grenzwert der De-Haller-Zahl vom Benutzer frei eingestellt werden kann, da in der Literatur kein eindeutiger Wert angegeben ist. Die Ermittlung der Pumpgrenze unter Berücksichtigung expliziter Kriterien erfolgt nach dem in Abbildung 3.7 dargestellten Ablauf. Dabei wird zunächst in Abhängigkeit des kleinsten gespeicherten Massenstromes, der den Startmassenstrom \dot{m}_0 darstellt, ein Betriebspunkt berechnet. Da in der Drehzahllinie lediglich konvergente Betriebspunkte gespeichert werden, muss diese Berechnung ebenfalls konvergieren. Ist dem nicht so, deutet dies auf einen Fehler in den bisherigen Berechnungen hin und die Drehzahllinien-Berechnung wird abgebrochen. Im Fall einer erfolgreichen Betriebspunkt-Berechnung wird anschließend überprüft, ob eines der Kriterien auf Verdichterpumpen im berechneten Start-Betriebspunkt schließen lässt. Nachfolgend wird zunächst der Fall beleuchtet, dass im Start-Betriebspunkt von Verdichterpumpen auszugehen ist und anschließend die Vorgehensweise bei einem sicheren Verdichter-Betrieb im Start-Betriebspunkt erläutert.

Deutet eines der Pumpgrenzkriterien im Start-Betriebspunkt auf Verdichterpumpen hin, wird davon ausgegangen, dass der Startmassenstrom \dot{m}_0 kleiner als der zu ermittelnde Massenstrom an der Pumpgrenze \dot{m}_{PG} ist. Daher wird der Startmassenstrom um die Schrittweite $s_0 = 0,01 \cdot (\dot{m}_{SG} - \dot{m}_0)$ vergrößert und davon ausgehend eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Im Falle einer konvergierenden Betriebspunkt-Berechnung folgt anschließend eine Überprüfung auf Verdichterpumpen. Deutet diese im berechneten Betriebspunkt auf Verdichterpumpen hin, wird angenommen, dass der aktuelle Massenstrom weiterhin kleiner als der gesuchte Pumpgrenzmassenstrom ist. Deshalb wird der aktuelle Massenstrom um die gleiche Schrittweite wie zuvor erhöht und ausgehend davon der nächste Betriebspunkt berechnet. Ergibt sich daraus ein Massenstrom, der so groß ist, dass die Berechnung nicht konvergiert, wird die aktuelle Schrittweite um 70% verringert und der letzte Massenstrom, für den die Berechnung konvergierte, um diese erhöht. In dessen Abhängigkeit wird erneut eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Solange die Betriebspunkt-Berechnung nicht konvergiert oder im berechneten Betriebspunkt von Verdichterpumpen auszugehen ist, wird diese Vorgehensweise wiederholt.

Um nun den Betriebspunkt an der Pumpgrenze möglichst genau zu bestimmen, wird der

aktuelle Massenstrom um die aktuelle Schrittweite verringert und in dessen Abhängigkeit der nächste Betriebspunkt berechnet. Konvergiert diese Berechnung und deuten die Pumpgrenzkriterien in diesem Betriebspunkt nicht auf Verdichterpumpen hin, wird der Betriebspunkt in der Drehzahllinie gespeichert. Anschließend wird der aktuelle Massenstrom erneut um die gleiche Schrittweite wie zuvor verringert und wird in dessen Abhängigkeit eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Falls diese Berechnung nicht konvergiert oder in diesem Betriebspunkt von Verdichterpumpen auszugehen ist, wird die aktuelle Schrittweite um 70% verringert und der Massenstrom des letzten konvergenten und sicheren Betriebspunktes um diese verringerte Schrittweite verkleinert. Anschließend wird erneut eine Betriebspunkt-Berechnung durchgeführt. Diese Vorgehensweise wird sooft wiederholt, bis die aktuelle Schrittweite schließlich kleiner als die minimale Schrittweite $s_{min} = 10^{-5}$ kg/s ist und der Betriebspunkt an der Pumpgrenze somit hinreichend genau ermittelt wurde. Der Betriebspunkt an der Pumpgrenze stellt nun den in der Drehzahllinie gespeicherten Betriebspunkt mit dem kleinsten Massenstrom dar.

Wie bereits erwähnt ist zu Beginn der Pumpgrenzermittlung zu unterscheiden, ob im Start-Betriebspunkt von Verdichterpumpen auszugehen ist oder nicht. Im vorherigen Abschnitt wurde die Vorgehensweise im Fall eines pumpenden Start-Betriebspunktes erläutert. Nun wird auf die Vorgehensweise eingegangen, falls die Pumpgrenzkriterien im Start-Betriebspunkt nicht auf Verdichterpumpen hindeuten. Dabei wird angenommen, dass der Startmassenstrom, der dem kleinsten gespeicherten Massenstrom entspricht, größer als der zu ermittelnde Pumpgrenzmassenstrom ist. Deshalb wird dieser direkt um die Schrittweite $s_0 = 0,05 \cdot \dot{m}_0$ verringert. Nun wird die im vorherigen Abschnitt beschriebene Methode zur genauen Ermittlung der Pumpgrenze (vgl. Abbildung 3.7) sooft angewandt, bis die aktuelle Schrittweite schließlich kleiner als die minimale Schrittweite $s_{min} = 10^{-5}$ kg/s ist und der Betriebspunkt an der Pumpgrenze somit hinreichend genau ermittelt wurde. Der gespeicherte Betriebspunkt mit dem kleinsten Massenstrom entspricht auch hierbei dem Betriebspunkt an der Pumpgrenze.

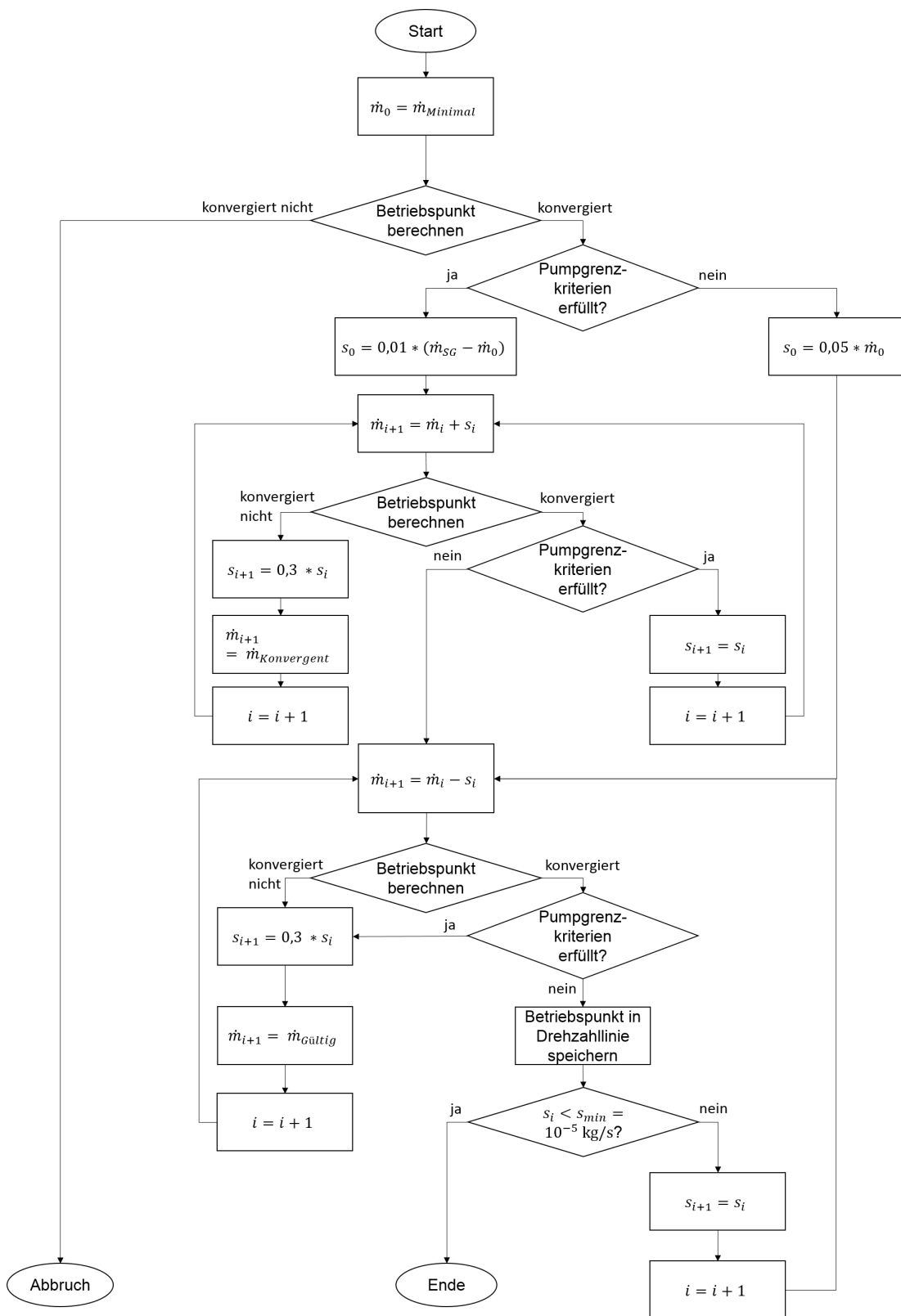


Abbildung 3.7: Pumpgrenzkriterium: Ausgewählte Kriterien

Für den Fall, dass die Schluckgrenze zuvor unter Berücksichtigung der Choke-Inzidenz ermittelt wurde, ist nach erfolgreicher Pumpgrenzermittlung zu überprüfen, ob die Inzidenz im Betriebspunkt an der Pumpgrenze die Choke-Inzidenz unterschreitet. Ist dem so, wird davon ausgegangen, dass der Massenstrom an der Pumpgrenze größer als der Massenstrom an der Schluckgrenze ist und die Pumpgrenze somit unterhalb der Schluckgrenze liegt. Die Drehzahllinie konnte deshalb nicht erfolgreich berechnet werden. Da dieser Fall keinen Sinn ergibt, sollte er grundsätzlich niemals auftreten. Der Vollständigkeit halber und da sich dies aus der implementierten Berechnung dennoch ergeben könnte, wird an dieser Stelle eine entsprechende Überprüfung durchgeführt.

3.1.3 Betriebspunkte des Kennfeldes

Um nun aus den einzelnen Drehzahllinien ein Kennfeld zu erzeugen, ist es notwendig, dass mindestens zwei Drehzahllinien erfolgreich berechnet wurden. Die Drehzahllinien, deren Berechnung nicht erfolgreich war, werden im weiteren Verlauf nicht berücksichtigt und stellen somit auch keinen Bestandteil des Kennfeldes dar.

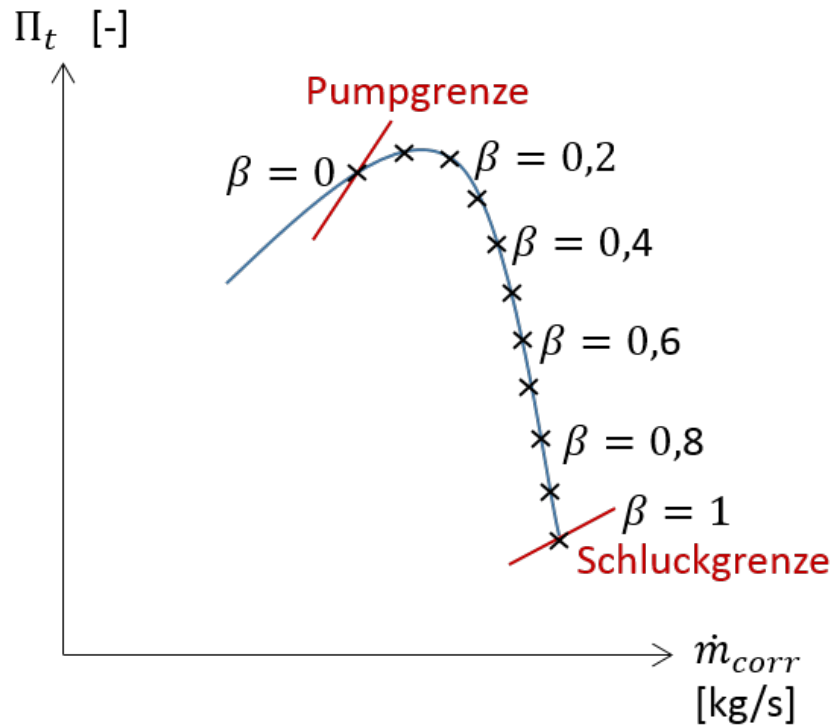
Da das Ablesen von Betriebspunkten im Kennfeld in Abhängigkeit der Drehzahl und der Hilfsgröße β (Kapitel 2.1.1) erfolgt, ist es notwendig, einen Zusammenhang zwischen diesen Größen herzustellen. Die β -Werte verteilen sich, wie in Abbildung 3.8 zu sehen, gleichmäßig zwischen der Pumpgrenze ($\beta = 0$) und der Schluckgrenze ($\beta = 1$) einer Drehzahllinie. Durch Verbinden aller Betriebspunkte mit gleichem β -Wert bei unterschiedlichen Drehzahlwerten entstehen β -Hilfslinien. Der Abstand zwischen den β -Hilfslinien ergibt sich aus der vom Benutzer vorgegebenen Anzahl der β -Hilfslinien i_β :

$$\Delta\beta = \frac{1}{i_\beta - 1} \quad (3.4)$$

Für die einzelnen β -Wert ergibt sich mit $j = 1, \dots, i_\beta$:

$$\beta_j = (j - 1) \cdot \Delta\beta \quad (3.5)$$

Um nun ein Kennfeld zu erzeugen, werden die Betriebspunkte an den Schnittpunkten zwischen Drehzahl- und β -Linien benötigt (Abbildung 3.8). Die Drehzahllinien werden aktuell jedoch durch die Betriebspunkte, die während der Drehzahllinien-Berechnung gespeichert wurden, beschrieben. Diese entsprechen nicht den erforderlichen Betriebspunkten in Abhängigkeit von β . Daher ist es notwendig, den Massenstrom in Abhängigkeit eines Drehzahl- β -Wertepaares ermitteln zu können und für diesen Massenstrom eine Betriebspunkt-Berechnung durchzuführen. Dafür wird für jede Drehzahllinie zwischen den in ihr gespeicherten Betriebspunkten interpoliert. Dies erfolgt mithilfe der in Kapitel 2.4 beschriebenen Akima-Interpolation, wobei sich die Stützpunkte aus dem Massenstrom und dem Druckverhältnis der Betriebspunkte ergeben. Um die Akima-

Abbildung 3.8: Verteilung der β -Werte über eine Drehzahllinie

Interpolation auf Basis möglichst gleichmäßig verteilter Stützpunkte durchzuführen und unstetige Stellen, die als zeichnerische Ecken abgebildet werden, zu vermeiden, wird der Abstand zwischen den gespeicherten Betriebspunkten der Drehzahllinie zunächst minimiert.

In Abbildung 3.9 ist dies beispielhaft anhand der Betriebspunkte BP_1 und BP_2 dargestellt. Der absolute Abstand l zwischen den beiden Betriebspunkten ist gleich der Länge des Vektors zwischen ihnen und es gilt:

$$l = \sqrt{(\dot{m}_2^2 - \dot{m}_1^2) + (\Pi_{t,2}^2 - \Pi_{t,1}^2)} \quad (3.6)$$

Ist dieser Abstand l größer als der maximal erlaubte Abstand $l_{max} = 0,1$, wird zwischen den Betriebspunkten BP_1 und BP_2 ein weiterer Betriebspunkt $BP_{1,2}$ berechnet. Diese Berechnung erfolgt in Abhängigkeit des Massenstromes $\dot{m}_{1,2}$, der mittig zwischen den beiden benachbarten Betriebspunkten liegt:

$$\dot{m}_{1,2} = 0,5 \cdot (\dot{m}_2 - \dot{m}_1) \quad (3.7)$$

Nach erfolgreicher Betriebspunkt-Berechnung wird der Betriebspunkt $BP_{1,2}$ in der Drehzahllinie gespeichert. So lange der Abstand zwischen zwei benachbarten Betriebspunkten größer als der maximal erlaubte ist, werden zusätzliche Betriebspunkte be-

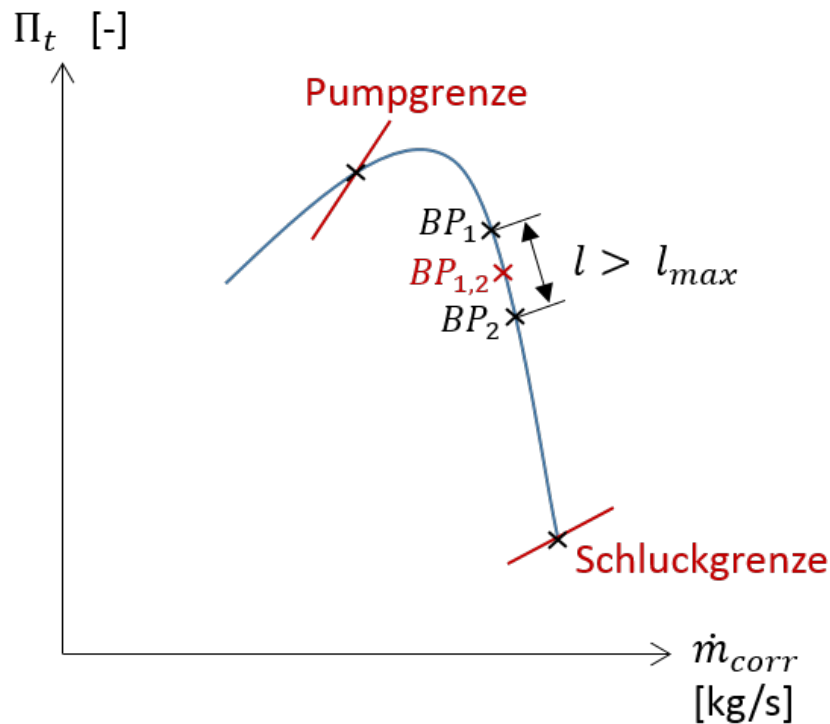


Abbildung 3.9: Abstand zwischen zwei Betriebspunkten

rechnet und der Abstand somit minimiert.

Anschließend wird mittels Akima-Interpolation (Kapitel 2.4) zwischen den Stützpunkten interpoliert, wobei der Massenstrom den x -Wert und das Totaldruckverhältnis den y -Wert eines Stützpunktes darstellt. Nach erfolgreicher Interpolation jeder Drehzahllinie liefern die berechneten Funktionen den Massenstrom und das Totaldruckverhältnis in Abhängigkeit eines gegebenen Drehzahl-Laufvariablen-Wertepaares. Als Laufvariable kann an dieser Stelle die β -Hilfsgröße verwendet werden, da sich die β -Werte gleichmäßig über die Drehzahllinie verteilen und β wie die in Kapitel 2.4 erwähnte Laufvariable Werte zwischen $\beta = 0$ und $\beta = 1$ annimmt. Der Akima-Spline liefert nun für jede Drehzahllinie in Abhängigkeit aller β -Werte die Massenstromwerte, in deren Abhängigkeit anschließend die zugehörigen Betriebspunkte berechnet werden. Da diese Betriebspunkte zwischen der Pumpgrenze und der Schluckgrenze der jeweiligen Drehzahllinie liegen, müssen die Berechnungen in jedem Fall konvergieren. Falls nicht, wird die Kennfeldberechnung abgebrochen. Nach erfolgreicher Berechnung eines Betriebspunktes wird dieser in einer Liste gespeichert, die alle Betriebspunkte des Kennfeldes in Abhängigkeit der Drehzahl und des β -Wertes enthält. Wurden für jede Drehzahllinie in Abhängigkeit aller β -Werte die entsprechenden Betriebspunkte berechnet und gespeichert, ist die eigentliche Kennfeldberechnung abgeschlossen.

3.1.4 Ausgabe des Kennfeldes

Das berechnete Kennfeld wird anschließend in Form von Tabellen ausgegeben, die mit Hilfe von GTab eingelesen und grafisch dargestellt werden können. Diese zweidimensionalen Tabellen werden für den Massenstrom, das Totaldruckverhältnis und den isentropen Wirkungsgrad angelegt und enthalten in Abhängigkeit der β -Hilfsgröße und der relativen Drehzahl die Werte der Variablen in den Betriebspunkten des Kennfeldes. Eine weitere Tabelle enthält für alle Drehzahllinien in Abhängigkeit des Massenstromes an der Pumpgrenze den Wert des Totaldruckverhältnisses an der Pumpgrenze.

Wie in Kapitel 2.1.1 erwähnt, werden Kennfelder üblicherweise in dimensionsloser Form dargestellt, um sie für Betriebszustände mit unterschiedlichen Umgebungsbedingungen verwenden zu können. Aus diesem Grund werden sowohl die Drehzahl als auch der Massenstrom als korrigierte reduzierte Größen angegeben. Während die relative korrigierte reduzierte Drehzahl in den Betriebspunkten des Kennfeldes bereits bekannt ist, wird der Massenstrom unter Berücksichtigung der Eintrittstemperatur T_1 und des Eintrittsdrucks p_1 gemäß Gleichung 2.23 in eine korrigierte reduzierte Größe umgerechnet.

3.2 Drehzahllinien-Modul

Nachfolgend wird ein Programm-Modul vorgestellt, das implementiert wurde, um neben kompletten Kennfeldern einzelne Drehzahllinien zu berechnen. Vor Durchführung der Berechnung sind auch hierbei Eingangsgrößen festzulegen (Tabelle 3.2). Dabei ist die zu berechnende Drehzahllinie zu definieren, wofür eine Referenz-Drehzahl n_{ref} und eine relative Drehzahl n_{rel} , die zur Berechnung der mechanischen Drehzahl benötigt werden, anzugeben sind. Die Referenz-Drehzahl sollte auch hierbei der Drehzahl im Designpunkt des Verdichters entsprechen. Anders als im Rahmen der Kennfeldberechnung wird die relative Drehzahl in diesem Modul nicht als korrigierte reduzierte Drehzahl angegeben. Grund dafür ist, dass die zu berechnende Drehzahllinie nicht Bestandteil eines Kennfeldes ist und deshalb keine reduzierten Größen benötigt werden.

Grundlegende Angaben	
Verdichtergeometrie	
Eintrittsgrößen Verdichter	Einheit
Eintrittstemperatur T_1	K
Eintrittsdruck p_1	Pa
Drehzahllinien-Parameter	Einheit
Referenz-Drehzahl n_{ref}	1/min
Relative Drehzahl n_{rel}	–

Tabelle 3.2: Eingangsgrößen Drehzahllinien-Berechnung

Der mechanische Drehzahlwert der zu berechnenden Drehzahllinie ergibt sich aus der Referenz-Drehzahl n_{ref} und der relativen Drehzahl n_{rel} gemäß folgendem Ausdruck:

$$n = n_{rel} \cdot n_{ref} \quad (3.8)$$

Die Berechnung der Drehzahllinie erfolgt auf gleiche Weise wie im Rahmen der Kennfeldberechnung (Kapitel 3.1). Dabei wird zunächst der konvergente und der initiale Betriebspunkt ermittelt und davon ausgehend der Betriebspunkt an der Schluckgrenze. Anschließend wird der Betriebspunkt an der Pumpgrenze bestimmt. Damit die Drehzahllinie nach erfolgreicher Berechnung aus möglichst gleich verteilten, nah beieinander liegenden Betriebspunkten besteht, werden auch hierbei sooft zusätzliche Betriebspunkte berechnet, bis der Abstand zwischen benachbarten Betriebspunkten maximal $l_{max} = 0,1$ beträgt.

3.3 Betriebspunkt-Modul

An dieser Stelle wird auf das Programm-Modul eingegangen, welches dazu dient, einzelne Betriebspunkte des Verdichters zu berechnen. Die dafür festzulegenden Eingangsgrößen sind in Tabelle 3.3 dargestellt.

Grundlegende Angaben	
Verdichtergeometrie	
Eintrittsgrößen Verdichter	Einheit
Eintrittstemperatur T_1	K
Eintrittsdruck p_1	Pa
Betriebspunkt-Parameter	Einheit
Referenz-Drehzahl n_{ref}	1/min
Relative Drehzahl n_{rel}	–
Massenstrom \dot{m}	kg/s

Tabelle 3.3: Eingangsgrößen Betriebspunkt-Berechnung

Im Rahmen der Eingangsgrößen ist der zu berechnende Betriebspunkt zu charakterisieren, indem der Massenstrom \dot{m} und die Drehzahl n im zu berechnenden Betriebspunkt anzugeben sind. Die Drehzahl n ergibt sich wie im Drehzahllinien-Modul aus der Referenz-Drehzahl n_{ref} und der relativen Drehzahl n_{rel} gemäß Gleichung 3.8. Die Berechnung eines Betriebspunktes erfolgt nach der in Kapitel 3.1 beschriebenen Vorgehensweise in Abhängigkeit der Drehzahl n und des vorgegebenen Massenstromes \dot{m} und liefert das Totaldruckverhältnis Π_t und den isentropen Wirkungsgrad η_{is} in diesem Betriebspunkt.

Kapitel 4

Auswertung

In diesem Kapitel wird die Funktionsfähigkeit des implementierten Verfahrens zur Berechnung von Kennfeldern demonstriert. Dafür wird der Testfall eines dreistufigen Axialverdichters betrachtet. Dieser wird mittels DLR internem Meanline-Verfahren (Kapitel 2.2) ausgelegt. Die Auslegung des zu testenden Verdichters basiert auf den allgemeinen und stufenspezifischen Eingangsgrößen, die in den Tabellen 4.1 und 4.2 aufgelistet sind.

Designpunkt	Wert	Einheit
Anzahl der Stufen	3	–
Massenstrom \dot{m}	17,90	kg/s
Totaldruckverhältnis Π_t	2,35	–
Drehzahl n	7365	1/min
Verdichtereintritt	Wert	Einheit
Eintrittstemperatur T_1	281	K
Eintrittsdruck p_1	47290	Pa
Eintrittsmachzahl Ma_1	0.37	–
Vorleitrad	Wert	Einheit
Austrittswinkel $\alpha_{VL,2}$	12	°
Verdichtergeometrie	Wert	Einheit
Schaufelnabenradius zu Schaufelspitzenradius R_h/R_t	0,703	–

Tabelle 4.1: Testfall: Allgemeine Eingangsgrößen

Um die Funktionsfähigkeit der implementierten Kennfeldberechnung zu demonstrieren, werden für den ausgelegten Verdichter in Abhängigkeit der verschiedenen Pump- und Schluckgrenzkriterien Kennfelder berechnet. Zunächst wird das Kennfeld betrachtet, dessen Grenzen sich ohne Verwendung expliziter Pump- bzw. Schluckgrenzkriterien ergeben. Die Pumpgrenze entspricht somit dem Maximum des Totaldruckverhältnisses und die Schluckgrenze ergibt sich aus dem Konvergenzverhalten der Betriebspunkt-

Parameter	Einheit	Stufe 1	Stufe 2	Stufe 3
Höhen-Seiten-Verhältnis Rotor	–	1,6	1,8	1,8
Höhen-Seiten-Verhältnis Stator	–	2	2	2
De-Haller-Zahl Rotor	–	0,7	0,7	0,7
De-Haller-Zahl Stator	–	0,75	0,72	0,72
Diffusionsfaktor Rotor	–	0,45	0,45	0,45
Diffusionsfaktor Stator	–	0,45	0,45	0,45
Querschnittsänderung zwischen Schaufelreihen	–	0,98	0,98	0,98
Axialabstand zwischen Schaufelreihen	–	0,2	0,2	0,2
Austrittswinkel	°	15	20	20
Relativer Enthalpieanstieg	–	0,33	0,33	0,33
Transsonische Durchströmung Rotor	–	ja	ja	nein
Transsonische Durchströmung Stator	–	nein	nein	nein
Profilformeinfluss-Faktor Rotor	–	1	1	1
Profilformeinfluss-Faktor Stator	–	1	1	1
Maximale Profildicke zur Sehnenlänge Rotor	–	0,06	0,06	0,06
Maximale Profildicke zur Sehnenlänge Stator	–	0,06	0,06	0,06

Tabelle 4.2: Testfall: Stufenspezifische Eingangsgrößen

Berechnung. Das berechnete Kennfeld wird anschließend mithilfe von GTlab grafisch dargestellt, was Abbildung 4.1 liefert. Dabei ist auf der Abszisse der korrigierte reduzierte Massenstrom \dot{m}_{corr} abgetragen, während die Ordinate das Totaldruckverhältnis Π_t abbildet. Dieses Kennfeld und auch die weiteren Kennfelder dieses Kapitels bestehen jeweils aus 11 Drehzahllinien, wobei für die minimale Drehzahl $n_{rel,red,min} = 0,7$ und für die maximale Drehzahl $n_{rel,red,max} = 1,2$ gilt. Der Abstand zwischen den Drehzahllinien ist somit $\Delta n_{rel,red} = 0,05$. Neben den Drehzahllinien sind in Abbildung 4.1 Linien konstanten isentropen Wirkungsgrades dargestellt.

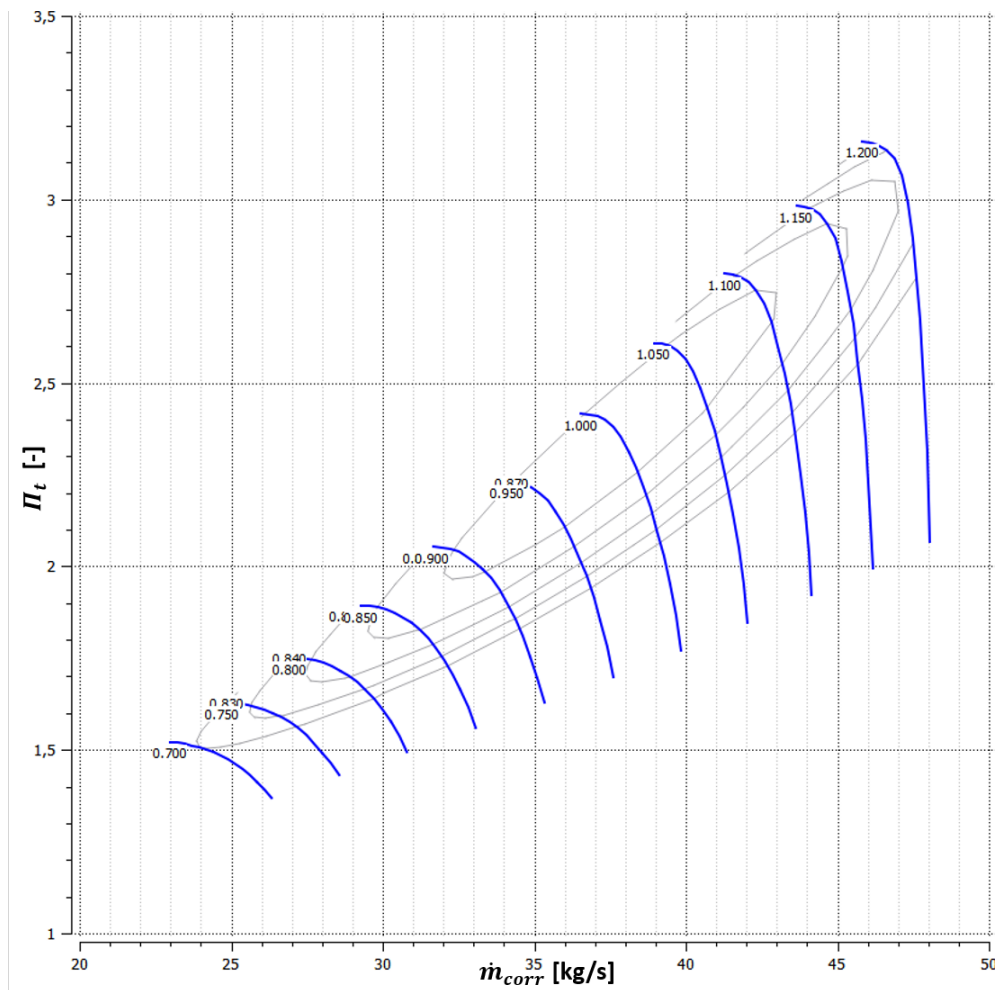


Abbildung 4.1: Verdichter-Kennfeld ohne explizite Kriterien

In Abbildung 4.2 ist grundsätzlich das gleiche Kennfeld wie in Abbildung 4.1 dargestellt, wobei hier neben den Drehzahlkurven nicht der Wirkungsgrad, sondern die β -Hilfslinien und die Kennfeldgrenzen eingezeichnet sind. Die grafische Darstellung der Kennfeldgrenzen ergibt sich aus der Verbindung aller Betriebspunkte an der jeweiligen Grenze. Die β -Hilfslinien unterteilen die einzelnen Drehzahlkurven zwischen der Pump- und der Schluckgrenze in gleich große Bereiche. Aufgrund der unterschiedlichen Achsenskalierung in Abbildung 4.2 sind diese gleich großen Bereiche jedoch nicht als solche zu erkennen. In den nachfolgenden Kennfeldern wird zugunsten der Übersicht auf die Darstellung der β -Hilfslinien und der Kennfeldgrenzen verzichtet und lediglich Linien konstanter Drehzahl und konstanten Wirkungsgrades abgebildet.

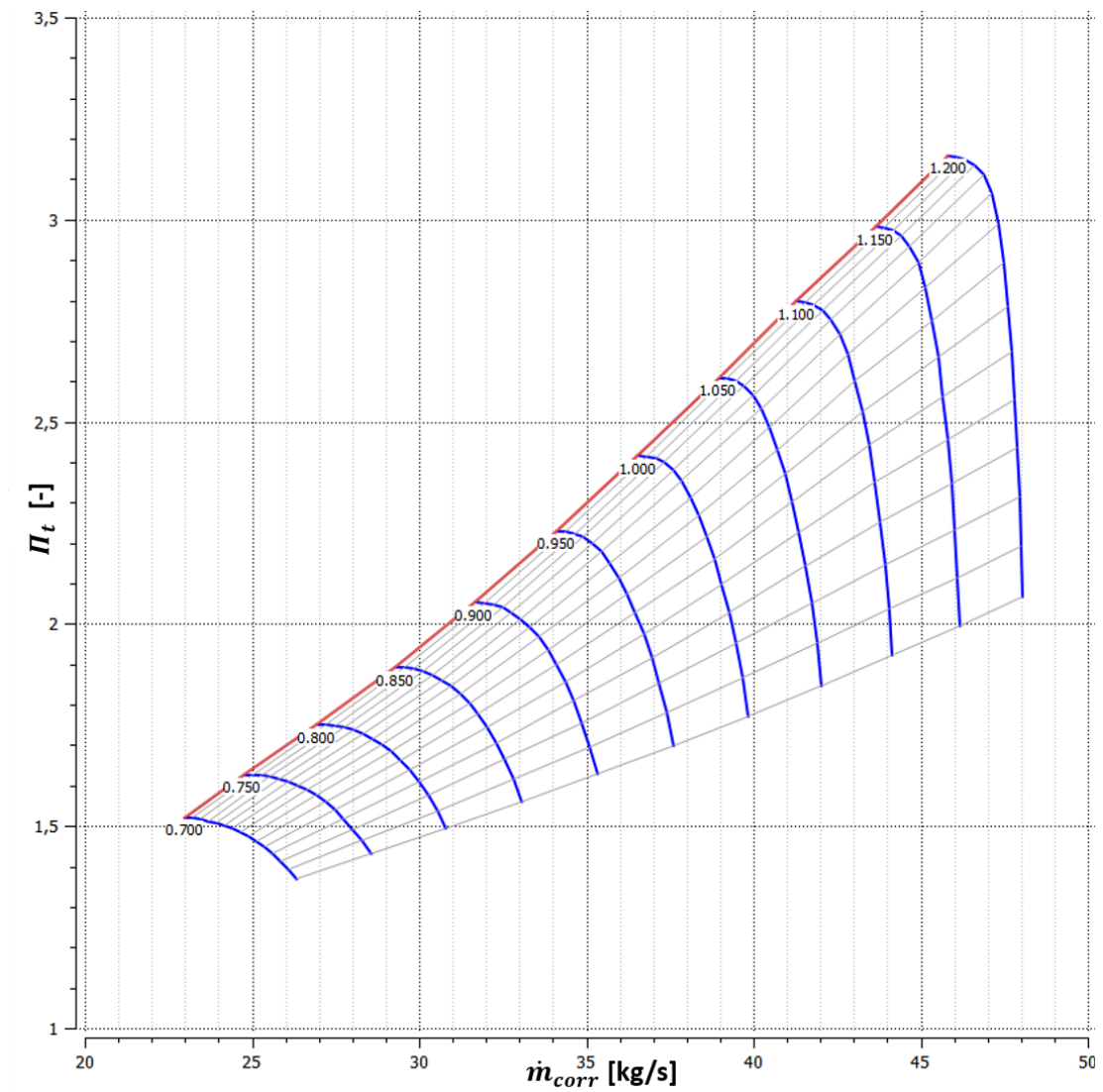


Abbildung 4.2: Verdichter-Kennfeld mit β -Hilfslinien

Im Folgenden wird der Einfluss der angewandten Pump- und Schluckgrenzkriterien auf die Lage der Kennfeldgrenzen untersucht. Zunächst wird die Wirkung der Choke-Inzidenz auf die Lage der Schluckgrenze betrachtet. Die Pumpgrenze wird hierbei ohne Verwendung expliziter Kriterien bestimmt und entspricht somit dem Maximum des Totaldruckverhältnisses. Das sich ergebende Kennfeld ist in Abbildung 4.3 dargestellt und wird mit dem Kennfeld, dessen Grenzen ohne Verwendung expliziter Pump- und Schluckgrenzkriterien bestimmt wurden (Abbildung 4.1), verglichen. Da die Pumpgrenze in beiden Kennfeldern dem Maximum des Totaldruckverhältnisses entspricht, ist deren Lage im Kennfeld die gleiche. Die Lage der Schluckgrenze in Abbildung 4.3 hat sich im Vergleich zum Kennfeld in Abbildung 4.1 jedoch verändert. Während die Schluckgrenze der 100%-Drehzahllinie in Abbildung 4.1 beispielsweise bei $\dot{m}_{SG} \approx 40$ kg/s und

$\Pi_{t,SG} \approx 1,8$ liegt, befindet sie sich in Abbildung 4.3 bei $\dot{m}_{SG} \approx 39 \text{ kg/s}$ und $\Pi_{t,SG} \approx 2,1$. Unter Berücksichtigung der Choke-Inzidenz verschiebt sich die Schluckgrenze im Kennfeld somit in Richtung kleinerer Massenströme und größerer Druckverhältnisse. Zwar würden Betriebspunkt-Berechnungen bis zu einem Massenstrom von $\dot{m} \approx 40 \text{ kg/s}$ konvergieren, jedoch ist die Inzidenz in diesen Betriebspunkten kleiner als die Choke-Inzidenz, weshalb davon ausgegangen wird, dass die Schluckgrenze überschritten ist.

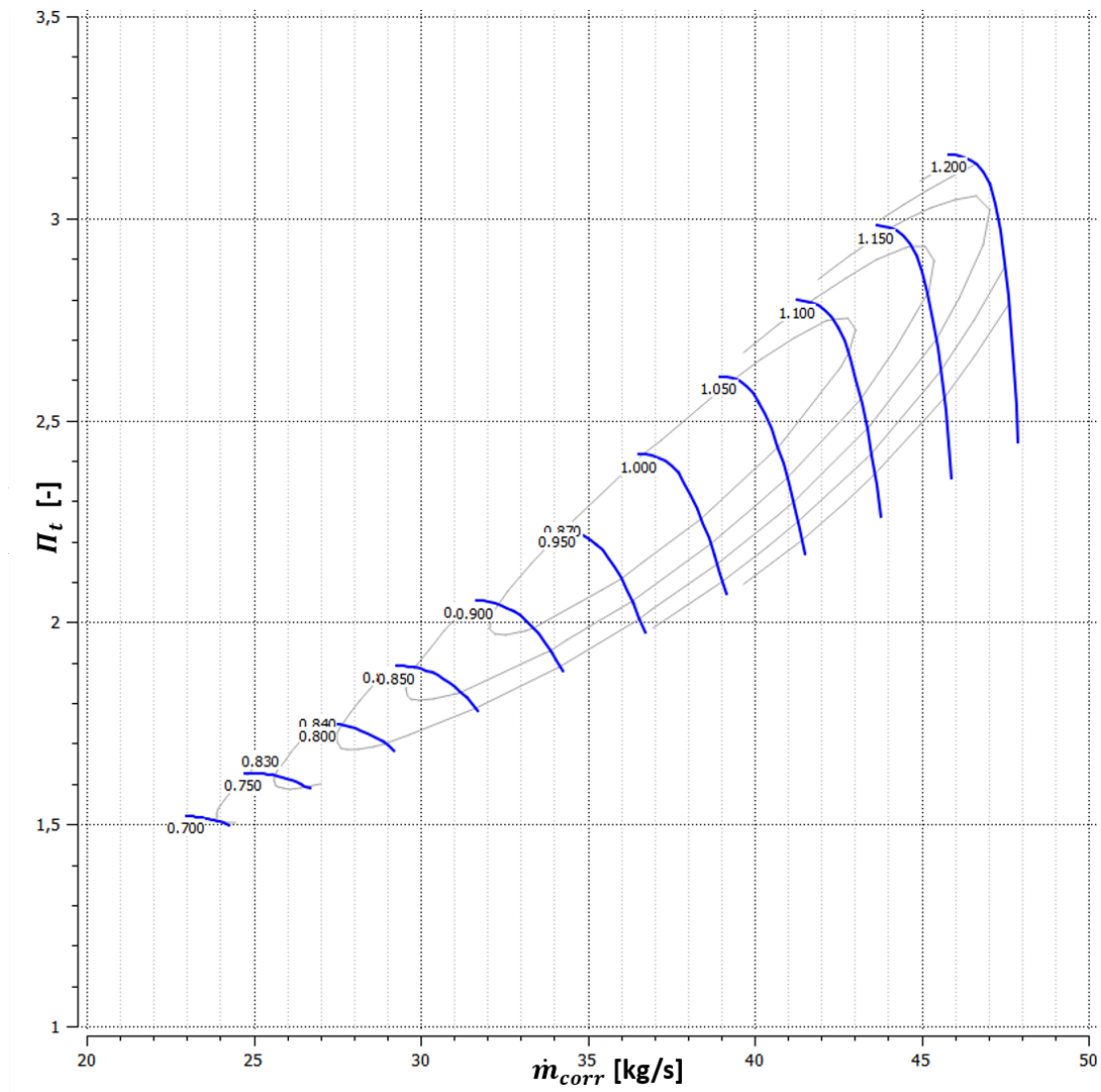


Abbildung 4.3: Schluckgrenzkriterium: Choke-Inzidenz

Nachfolgend wird der Einfluss der zur Verfügung stehenden Pumpgrenzkriterien auf die Lage der Pumpgrenze betrachtet. Dafür werden Kennfelder berechnet, deren Pumpgrenze unter Berücksichtigung des jeweiligen Verfahrens ermittelt wird und deren Schluckgrenze sich aus der Choke-Inzidenz ergibt. Diese Kennfelder werden jeweils mit dem Kennfeld in Abbildung 4.3 verglichen. Dieses dient als Referenz-Kennfeld, da dessen

Pumpgrenze ohne Verwendung expliziter Kriterien ermittelt wurde und somit dem Maximum des Totaldruckverhältnisses entspricht. Zunächst wird das Kennfeld betrachtet, dessen Pumpgrenze unter Berücksichtigung der Stall-Inzidenz bestimmt wird (Abbildung 4.4).

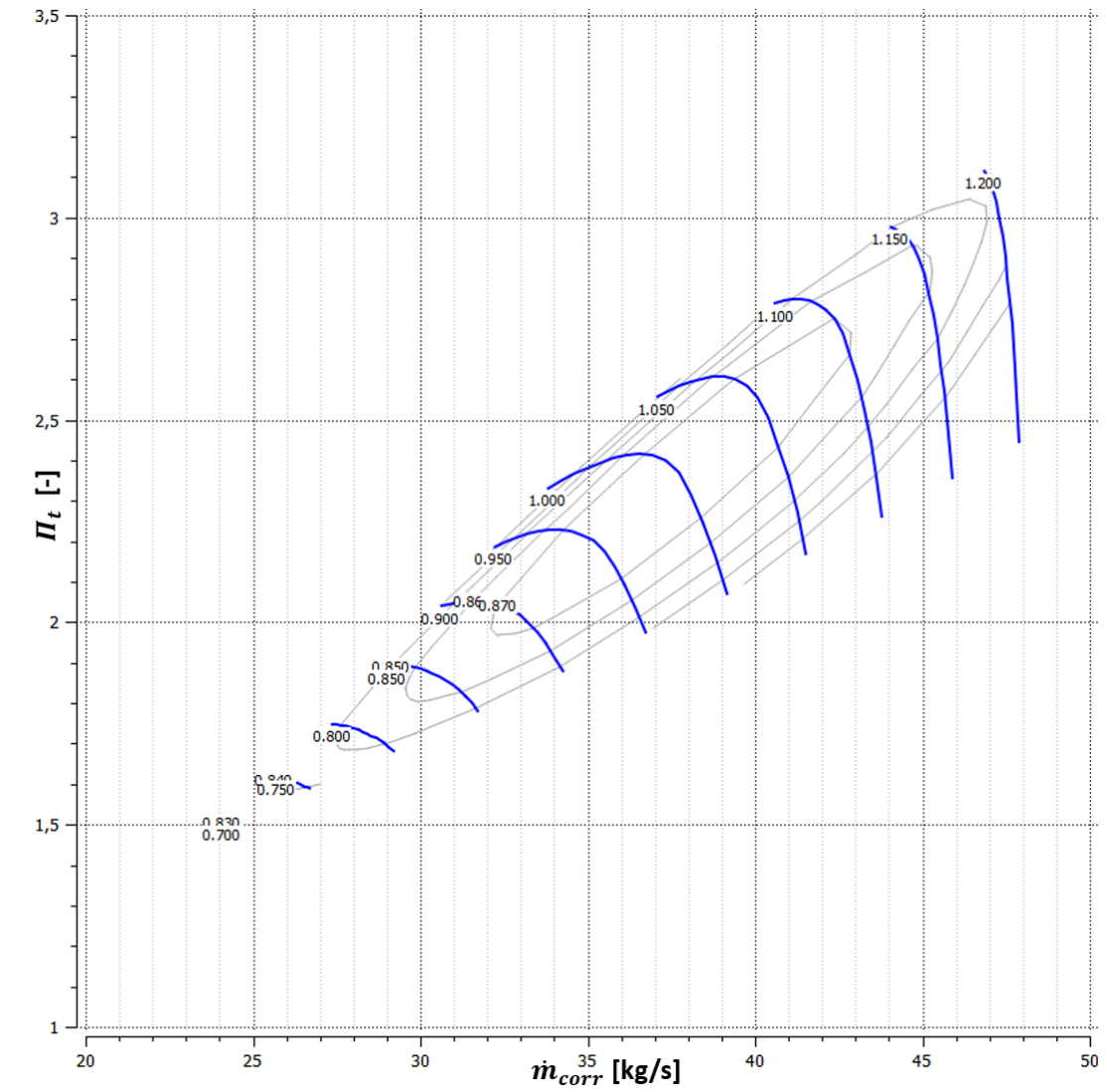


Abbildung 4.4: Pumpgrenzkriterium: Stall-Inzidenz

Hierbei lässt sich erkennen, dass die Pumpgrenze an den Drehzahllinien $0,9 \leq n \leq 1,1$ im Gegensatz zum Referenz-Kennfeld (Abbildung 4.3) über das Maximum des Totaldruckverhältnisses hinaus in Richtung kleinerer Massenströme verschoben ist. An den Drehzahllinien $n < 0,9$ und $n > 1,1$ verschiebt sich die Pumpgrenze im Vergleich zum Referenz-Kennfeld hingegen in Richtung größerer Massenströme. Das Maximum des Totaldruckverhältnisses dieser Drehzahllinien befindet sich somit außerhalb des gültigen Kennfeldbereiches.

Als nächstes wird der Einfluss des De-Haller-Kriteriums auf die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld betrachtet (Abbildung 4.5), wobei der Grenzwert der De-Haller-Zahl als 0,65 eingestellt ist.

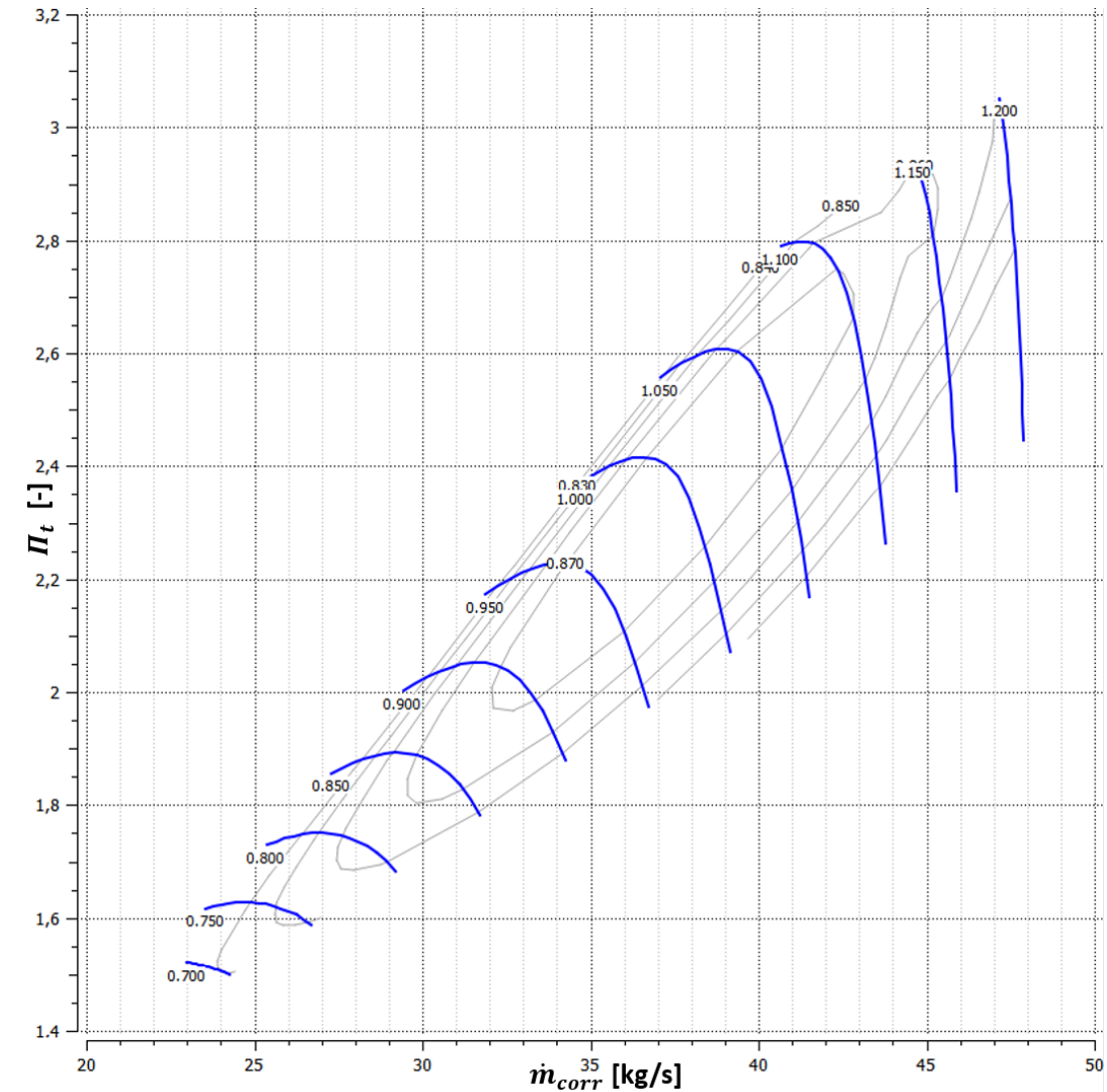


Abbildung 4.5: Pumpgrenzkriterium: De-Haller-Kriterium

Durch Vergleichen dieses Kennfeldes mit dem Referenz-Kennfeld (Abbildung 4.3) wird deutlich, dass sich auch bei Berücksichtigung des De-Haller-Kriteriums die Pumpgrenze an einigen Drehzahllinien über das Maximum des Totaldruckverhältnisses hinaus in Richtung kleinerer Massenströme verschiebt. Dies ist für die Drehzahllinien $n \leq 1,1$ der Fall, während die Pumpgrenze an den Drehzahllinien $n > 1,1$ im Vergleich zum Referenz-Kennfeld in Richtung größerer Massenströme verschoben ist.

Wird die Pumpgrenze unter Berücksichtigung des Diffusionsfaktors ermittelt, ergibt sich das in Abbildung 4.6 dargestellte Kennfeld. Darin lässt sich erkennen, dass sich die Pumpgrenze unter Berücksichtigung des Diffusionsfaktors ebenfalls in Richtung kleinerer Massenströme verschiebt. Die Pumpgrenze befindet sich in diesem Fall jedoch bei deutlich niedrigeren Massenstrom- und Druckverhältniswerten als unter Berücksichtigung der Stall-Inzidenz (Abbildung 4.4) und des De-Haller-Kriteriums (Abbildung 4.5).

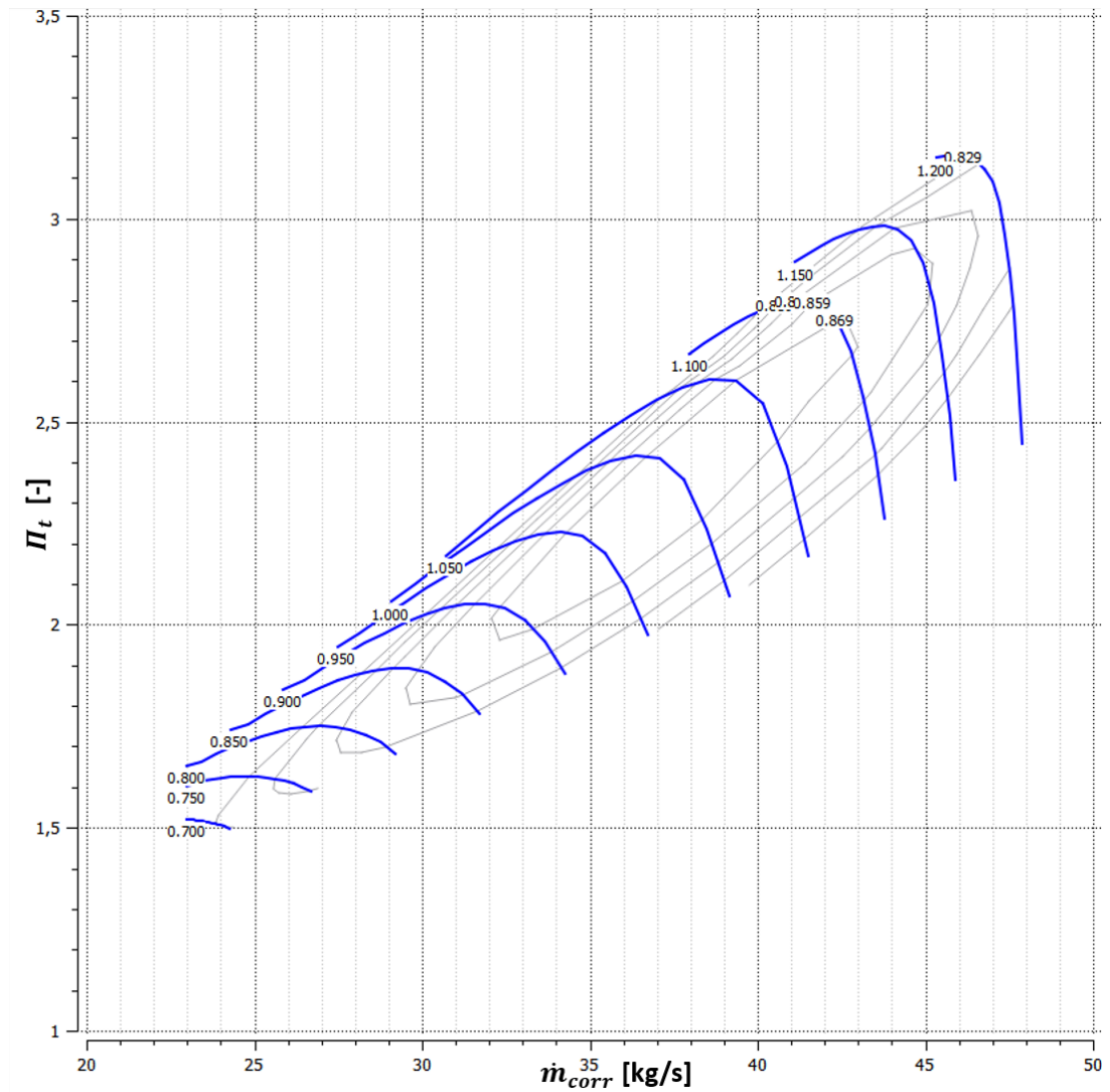


Abbildung 4.6: Pumpgrenzkriterium: Diffusionsfaktor

In Abbildung 4.7 ist das Kennfeld dargestellt, dass sich ergibt, wenn die Pumpgrenze an den Drehzahllinien dem Maximum des statischen Druckverhältnisses entspricht. Dabei fällt auf, dass sich das Maximum des statischen Druckverhältnisses bei einem kleineren Massenstrom als das Maximum des Totaldruckverhältnisses ergibt. Dies be-

deutet, dass der statische Druck mit abnehmendem Massenstrom auch dann noch weiter ansteigt, wenn der Totaldruck aufgrund der verringerten Strömungsgeschwindigkeit bereits abfällt.

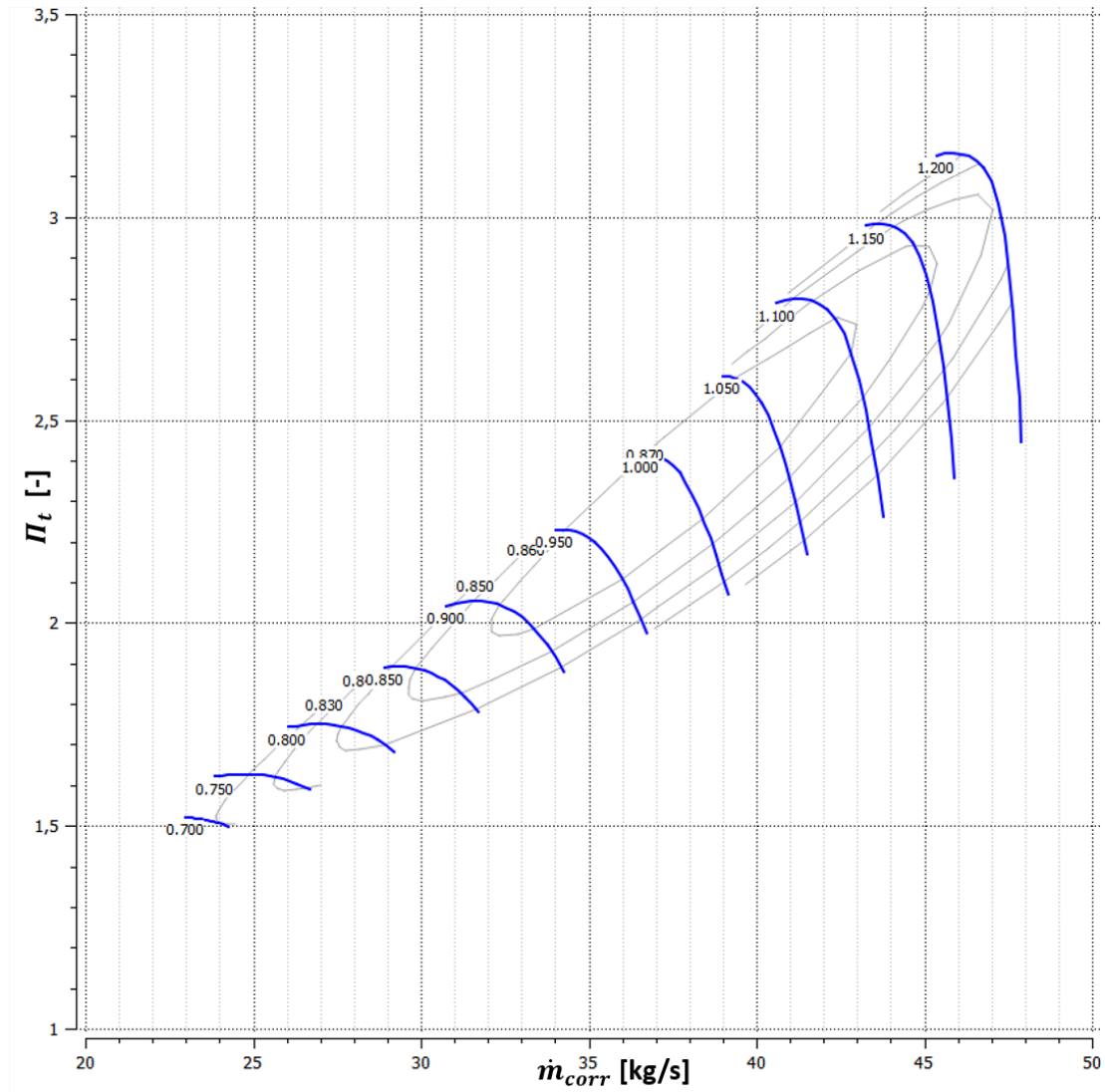


Abbildung 4.7: Pumpgrenzkriterium: Maximum des statischen Druckverhältnisses

Je mehr der Pumpgrenzkriterien bei der Ermittlung der Pumpgrenze berücksichtigt werden, umso genauer kann die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld abgeschätzt werden. Daher wird an dieser Stelle ein Kennfeld berechnet, dessen Pumpgrenze unter Berücksichtigung aller zur Verfügung stehenden Pumpgrenzkriterien ermittelt wird (Abbildung 4.8). Der Vergleich mit den vorherigen Kennfeldern (Abbildungen 4.4 bis 4.7) zeigt, dass je nach Drehzahl andere Kriterien für die Lage der Pumpgrenze ausschlaggebend sind. Während die Drehzahlreihen $0,7 \leq n \leq 0,8$ in Richtung abnehmender Massenströme durch die Stall-Inzidenz begrenzt werden, entspricht die Pump-

grenze an den Drehzahllinien $0,85 \leq n \leq 1,1$ dem Maximum des statischen Druckverhältnisses. Die Pumpgrenze an den Drehzahllinien $n = 1,15$ und $n = 1,2$ wird durch das De-Haller-Kriterium begrenzt. Der Diffusionsfaktor begrenzt bei Berücksichtigung aller Kriterien hingegen keine der Drehzahllinien. Wie in Abbildung 4.6 zu sehen, liegt das daran, dass die in Abhängigkeit des Diffusionsfaktors ermittelte Pumpgrenze bei verhältnismäßig niedrigen Massenstromwerten liegt. Bevor der Diffusionsfaktor also auf Verdichterpumpen hindeutet, ist die Pumpgrenze laut einem der anderen Kriterien bereits erreicht.

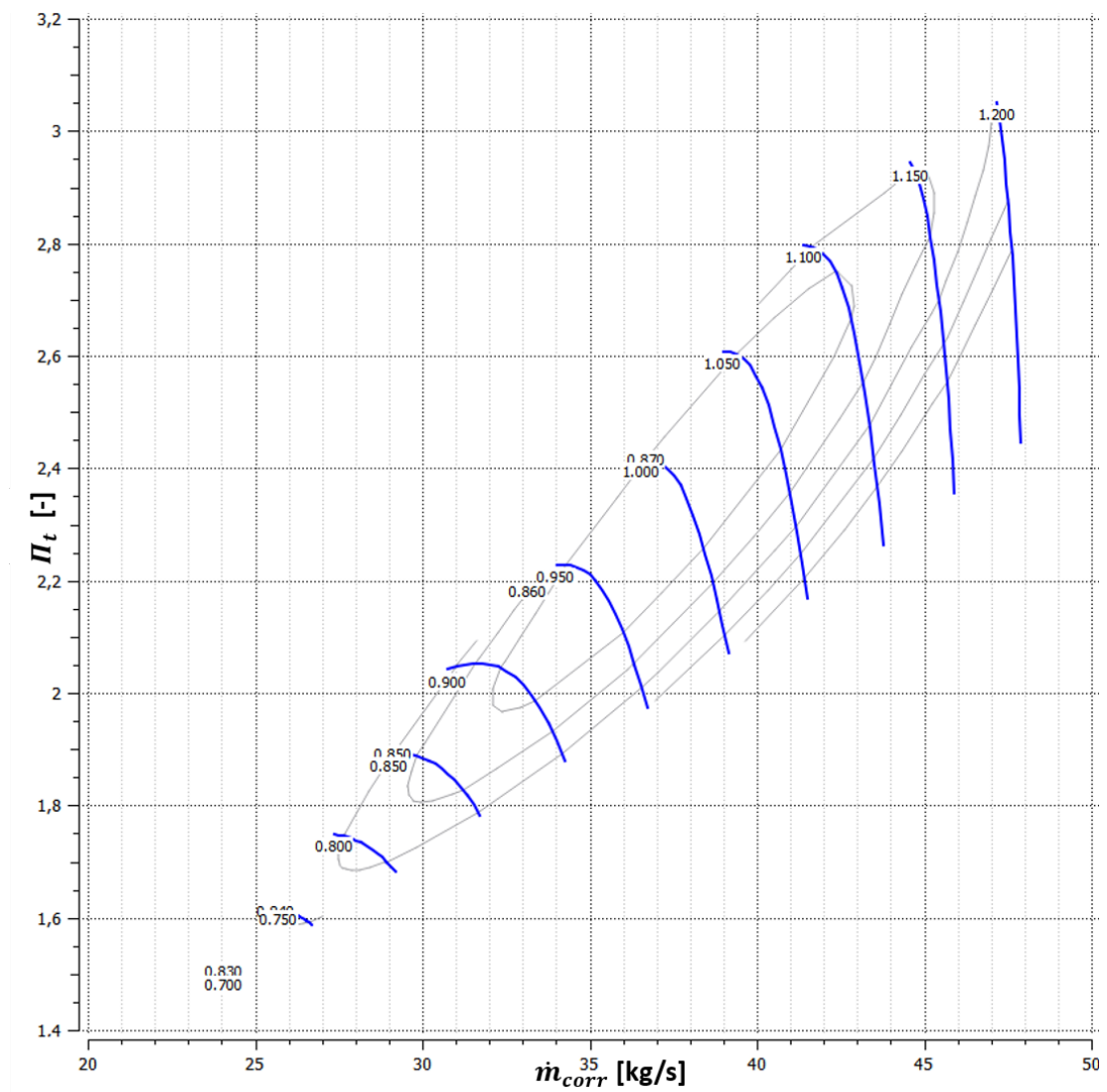


Abbildung 4.8: Pumpgrenzkriterium: Alle Kriterien

Kapitel 5

Zusammenfassung und Ausblick

Ziel dieser Arbeit war es, ein Verfahren zu implementieren, das automatisiert Kennfeldberechnungen durchführt. Dafür wurden die einzelnen Drehzahllinien des Kennfeldes berechnet. Da die generelle Lage der Drehzahllinien im Kennfeld zunächst unklar war, wurde eine Möglichkeit geschaffen, diese zu ermitteln und davon ausgehend die Schluckgrenze und anschließend die Pumpgrenze zu bestimmen. Dabei konnte der Benutzer vorgeben, ob und wie viele Pump- und Schluckgrenzkriterien berücksichtigt werden sollten. Im Rahmen der Schluckgrenzermittlung wurde unterschieden, ob lediglich das Konvergenzverhalten der Betriebspunkt-Berechnungen oder zusätzlich die Choke-Inzidenz zu berücksichtigen waren. Falls im Rahmen der Pumpgrenzermittlung keine entsprechenden Kriterien angegeben wurden, entsprach die Pumpgrenze an den Drehzahllinien jeweils dem Maximum des Totaldruckverhältnisses. Andernfalls ergab sich die Lage der Pumpgrenze aus den gegebenen Kriterien. Nach erfolgreicher Drehzahllinien-Berechnung wurde die Möglichkeit geschaffen, Betriebspunkte in Abhängigkeit der Drehzahl und der β -Hilfsgröße zu berechnen. Das berechnete Kennfeld wurde anschließend in für GTlab passende Datenstrukturen aufbereitet, sodass eine grafische Auswertung erfolgen konnte.

Das implementierte Verfahren wird zukünftig am Institut für Antriebstechnik für Kennfeldberechnungen von Axialverdichtern genutzt und stellt einen festen Bestandteil des Programmsystems GTlab dar. Die berechneten Kennfelder können anschließend beispielsweise im GTlab Performance-Modul genutzt werden, um im Rahmen der Triebwerksleistungsrechnung Betriebspunkte abweichend vom Auslegungspunkt zu berechnen. Die hier berechneten Kennfelder können außerdem für Vergleiche mit gemessenen Kennfeldern genutzt werden. Dadurch lässt sich neben der Qualität der Kennfeldberechnung vor allem die Qualität des implementierten Meanline-Verfahrens beurteilen. Dafür müsste der Verdichter, für den das Kennfeld gemessen wurde, mithilfe des implementierten Meanline-Verfahrens nachgerechnet werden und die im Rahmen dieser Arbeit implementierte Kennfeldberechnung durchgeführt werden. Dabei ist jedoch zu berücksichtigen, dass die Ergebnisse insbesondere von den im Meanline-Verfahren verwendeten Korrelationen abhängen werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das Verfahren zur Berechnung von Verdichter-Kennfeldern erfolgreich implementiert werden konnte und deshalb zukünftig in verschiedenen Anwendungsgebieten eingesetzt werden kann.

Literatur

- [1] Hiroshi Akima. *A New Method of Interpolation and Smooth Curve Fitting Based on Local Procedures*. Techn. Ber. Journal of the Association for Computing Machinery, 1970.
- [2] Ronald H. Aungier. *Axial-Flow Compressors*. The American Society of Mechanical Engineers, 2003.
- [3] R.-G. Becker u. a. *An Integrated Method for Propulsion System Conceptual Design*. Techn. Ber. NLR-TP-2012-257. ASME GT2015-43251, 2015.
- [4] R.-G. Becker u. a. *Development of a Gas Turbine Performance Code and its Application to Preliminary Engine Design*. Techn. Ber. DGLRK 2011, 27.-29. Sept, Bremen, Germany, 2011.
- [5] Willy J. G. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke - Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer-Verlag, 2009.
- [6] N.A. Cumpsty. *Compressor Aerodynamics*. Longman Scientific & Technical, 1989.
- [7] Axel Ebert. „Analyse und Bewertung verschiedener Pumpgrenzkriterien für vielstufige Verdichter“. Diplomarbeit. Technische Universität Dresden, 1992.
- [8] James C. Emery u. a. *Systematic Two-Dimensional Cascade Tests of NACA 65-Series Compressor Blades at Low Speeds*. Techn. Ber. National Advisory Committee for Aeronautics, United States, 1958.
- [9] E.M.Greitzer. *Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model*. Techn. Ber. Trans ASME Journal of Engineering for Power, 1976.
- [10] Gisela Engeln-Müllges, Klaus Niederdrenk und Reinhard Wodicka. *Numerik-Algorithmen*. 10., überarbeitete und erweiterte Auflage. Springer-Verlag, 2011.
- [11] Alexander Goehrke. „Entwicklung und Implementierung von Verlust- und Pumpgrenzvorhersagemodellen für ein Verdichter-Mittelschnitt-Berechnungsverfahren“. Masterarbeit. Technische Universität Berlin, 2015.
- [12] Irving A. Johnsen und Robert O. Bullock. *Aerodynamic Design of Axial-Flow Compressors*. Techn. Ber. NASA-SP-36. National Aeronautics und Space Administration, Washington, D.C., 1965.

-
- [13] C. C. Koch. *Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages*. Techn. Ber. 1981.
- [14] Prof. Dr. Martin Lawerenz. *Turbomaschinen Teil 1, Aerothermodynamische Grundlagen - Unterlagen zur Vorlesung*. Fachgebiet Strömungsmaschinen der Universität Kassel, 2015.
- [15] Christof Lechner. *Stationäre Gasturbinen*. 2., neu bearbeitete Auflage. Springer-Verlag, 2010.
- [16] Seymour Lieblein, Francis C. Schwenk und Robert L. Broderick. *Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements*. Techn. Ber. National Advisory Committee for Aeronautics, 1953.
- [17] Reinhard Mönig. *Auslegung von Triebwerksverdichtern*. Techn. Ber. Ruhr-Universität Bochum.
- [18] Carl Pfeleiderer und Hartwig Petermann. *Strömungsmaschinen*. 7., unveränderte Auflage. Springer-Verlag, 2005.
- [19] P. Jeschke. *Luftfahrtantriebe I und II - Manuskript zur Vorlesung*. Institut für Strahlantriebe und Turboarbeitsmaschinen der RWTH Aachen, 2012.
- [20] S. Reitenbach u. a. *Optimization of Compressor Variable Geometry Settings Using Multi-Fidelity Simulation*. Techn. Ber. ASME GT2015-42832, 2015.
- [21] Hans Rick. *Gasturbinen und Flugantriebe - Grundlagen, Betriebsverhalten und Simulation*. Springer-Verlag, 2013.
- [22] Lars Falk Yves Sommer. „Geometrieparametrisierung für die aerodynamische Optimierung von Verdichterschaufelsektionen unter besonderer Berücksichtigung der Krümmung“. Diss. BTU Cottbus, 2011.
- [23] G. Sovran und E.D. Klomp. *Experimentally Determined Optimum Geometries for Rectilinear Diffusers with Rectangular, Conical or Annular Cross Section, Fluid Mechanics of Internal Flow*. Elsevier Publishing, 1967.
- [24] Professor Dr.-Ing Walter Traupel. *Thermische Turbomaschinen, Zweiter Band, Geänderte Betriebsbedingungen, Regelung, Mechanische Probleme, Temperaturprobleme*. Springer-Verlag, 1982.
- [25] Hans-Günter Uhlmann. „Früherkennung aerodynamischer Verdichterstabilitäten mittels Wavelet-Transformationsregeln“. Diss. Technische Universität München, 2003.
- [26] Prof. Dr.-Ing. habil. Stefan aus der Wiesche. *Dampf- und Gasturbinen - Vorlesungsskript*. Fachbereich Maschinenbau der Fachhochschule Münster, 2013.