

Optimierung des stationären Betriebsverhaltens von Zweiwellentriebwerken durch angepasste Leitradverstellung im Hochdruckverdichter

vorgelegt von
Dipl.-Ing.
Martin Bolemant

an der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
– Dr.-Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr. Andreas Bardenhagen
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dieter Peitsch
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Roland Fiola

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 14. Juli 2023

Berlin 2023

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Beschäftigung am Lehrstuhl für Luftfahrtantriebe der Technischen Universität Berlin sowie der Firma Rolls-Royce Deutschland Ltd. & Co. KG. Ich bin beiden Arbeitgebern für die Aufgeschlossenheit zur Durchführung dieser Forschungsarbeit sowie die stete Förderung und die Möglichkeit zur Veröffentlichung der Forschungsergebnisse sehr dankbar.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Professor Dr.-Ing. Dieter Peitsch, der die Durchführung der vorliegenden Arbeit ermöglichte, für das mir entgegengebrachte Vertrauen, die wertvollen Hinweise und seine uneingeschränkte Unterstützung. Herrn Professor Dr.-Ing. Roland Fiola danke ich für das Interesse, die sorgfältige Durchsicht dieser Arbeit sowie die Übernahme des Zweitgutachtens.

Herzlichster Dank gebührt Herrn Dr.-Ing. Matthias Weißschuh, meinem langjährigen Kollegen bei Rolls-Royce Deutschland. Der alltägliche Austausch und das freigiebige Teilen von Wissen aus seinem umfangreichen Erfahrungsschatz im Bereich der thermodynamischen Triebwerksmodellierung haben mir die Tür zur Welt der Triebwerksleistungsrechnung geöffnet. Einen weiteren expliziten Dank möchte ich meinem Arbeitskollegen von der TU Berlin Dr.-Ing. Dominik Wölki aussprechen, für den ständigen fachlichen und nichtfachlichen aber immer motivierenden Ideenaustausch sowie die äußerst unterhaltsamen und wertvollen Korrekturhinweise.

Den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Fachgebiets Luftfahrtantriebe der TU Berlin sowie den Mitarbeitern der Firma Rolls-Royce insbesondere aus der Abteilung Performance & Aerothermal Systems möchte ich für eine tolle Atmosphäre und die gute Zusammenarbeit über viele Jahre danken.

Herzlichster Dank gilt auch meiner Familie. Meine Frau Judit stand mir stets zur Seite, hat mir geholfen meine Gedanken zu ordnen und anstehende Aufgaben zu strukturieren und jederzeit Aufmunterungen zugesprochen, wenn es notwendig war. Meiner Mutter möchte ich für die immerwährende Unterstützung, die Erziehung zur Neugier, den Rückhalt und das Ermöglichen meiner fachlichen Ausbildung danken. Ohne Eure Unterstützung hätte diese Arbeit kaum erfolgreich zum Ende gebracht werden können. Vielen Dank!

Zusammenfassung

In modernen Fluggasturbinen werden zum Druckaufbau heutzutage vorrangig vielstufige Axialverdichter eingesetzt. Diese neigen unter zu hoher Androsselung zu Strömungsablösungen. Das Verlassen des stabilen Strömungsbereiches kann gravierende Folgen für die strukturelle Integrität des Verdichters und damit des gesamten Triebwerks haben. Durch den effektiven Einsatz von stabilisierenden Maßnahmen kann das Auftreten der kritischen Zustände vermieden werden. Als eine zuverlässige Maßnahme zur Strömungsstabilisierung haben sich variable Verdichterleitschaufeln etabliert. Sie korrigieren die Anströmung für den folgenden Rotor und helfen damit, Ablösung zu vermeiden. Neben dem stabilisierenden Einfluss auf die Strömung kann durch Anpassung der Verstellwinkel der variablen Leitschaufeln der Wirkungsgrad des Verdichters sowie die Güte des gesamten Triebwerkskreisprozesses beeinflusst werden. Die optimalen Leitschaufelverstellwinkel werden konventionell für den Verdichter im Einzelbetrieb hergeleitet. Durch den Einfluss der anderen Komponenten während des Triebwerksbetriebs kann das auf diesen Verstellwinkeln basierende Verstellgesetz ineffizient werden. Zudem können Variationen der Betriebsbedingungen, Änderungen der Fluideigenschaften oder des Triebwerkszustandes zu Abweichungen vom idealen Betriebsverhalten und damit ebenfalls zur ineffizienten Nutzung des Verstellgesetzes führen. Hingegen kann ein betriebspunktabhängiges Verstellgesetz zur Verbesserung des Triebwerksbetriebs beitragen. Die zur Herleitung eines optimalen Leitschaufelverstellgesetzes vorrangig betrachteten Zielvorgaben hoher Pumpgrenzabstand und hoher Wirkungsgrad führen keinesfalls zu einheitlichen Anforderungen an die Verstellwinkel der variablen Hochdruckverdichterleitschaufeln. Für bestimmte Betriebsbereiche führt ein Öffnen der Leitschaufeln zu einem höheren Wirkungsgrad, verursacht aber gleichzeitig eine Reduktion des Pumpgrenzabstandes und umgekehrt. Demnach muss ein Kompromiss zwischen den Zielvorgaben gefunden werden. Die notwendige Grundlage dafür ist eine möglichst genaue Kenntnis der Interaktion zwischen Verdichter und den übrigen Komponenten des Triebwerks.

Das Ziel dieser Arbeit ist, die komplexen Wechselwirkungen zwischen der Komponente Verdichter und dem Gesamtsystem Triebwerk am Beispiel der variablen Leitschaufelverstellung von Hochdruckverdichtern axialer Bauweise näher zu beleuchten, und die Notwendigkeit für ein betriebspunktabhängiges Leitschaufelverstellgesetz aufzuzeigen. Zu diesem Zweck wird eine automatisierte Prozesskopplung implementiert, welche Modelle für die Triebwerksleistungsrechnung und die Verdichtermittelschnittrechnung miteinander verbindet. Innerhalb des gekoppelten Modells liefert die Mittelschnittrechnung detaillierte Informationen über die Arbeitsweise der einzelnen Verdichterstufen unter den betriebsbedingten - durch die Leistungsrechnung bestimmten - thermodynamischen Randbedingungen. Es werden zwei unterschiedliche Methoden zur Kopplung von

Triebwerksleistungsrechnung und Verdichtermittelschnittrechnung vorgestellt, die im Rahmen dieser Arbeit entwickelt wurden. In der Substitutionsmethode wird das Kennfeld vollständig durch das Verdichtermittelschnittverfahren ersetzt. Die Substitutionsmethode ist vorrangig im Vorauslegungsprozess des Triebwerks anzuwenden. Im weiteren Verlauf des Entwicklungsprozesses ist die Hybridmethode zu präferieren. Die Hybridmethode nutzt ein auf Messdaten basierendes Kennfeld und appliziert Effekte von Geometrieänderungen aus der Mittelschnittrechnung.

Mit dem entwickelten numerischen Werkzeug können die Auswirkungen von Komponentänderungen auf das Gesamtsystem und umgekehrt besser analysiert und verstanden werden. Das gekoppelte Modell erlaubt sowohl die Bewertung der Effizienz als auch der Stabilität des Verdichters durch die Leitschaufelverstellung im Kontext des Gesamtsystems. Kompromisslösungen für unterschiedliche Anforderungen verschiedener Komponenten können besser gefunden werden. Ebenso lassen sich Verbesserungen des Triebwerksbetriebs für verschiedene Flugbedingungen und Triebwerkszustände herleiten. Das in der betriebspunktabhängigen Leitschaufelverstellung verborgene Verbesserungspotential wirkt sich dabei ausschließlich auf eine Anpassung der Triebwerksregelungsgesetze aus und kommt ohne Änderung von Bauteilen aus.

Die betriebspunktabhängige Anpassung der variablen Leitschaufelwinkel wird anhand des gekoppelten Modells über eine Optimierung mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten evolutionären Algorithmus realisiert. Die Ergebnisse dieser Optimierung werden ausführlich dargestellt und diskutiert. Es wird aufgezeigt, dass eine individuelle Ansteuerung der einzelnen Leitschaufelreihen im Vergleich zur konventionellen, mechanischen Kopplung Verbesserungspotential birgt. In Bereichen widersprüchlicher Anforderungen kann es sinnvoll sein, mittels Mehrzieloptimierung nach paretooptimalen Lösungsmengen zu suchen. Auf diese Weise kann eine Wichtung der Zielparameter im Anschluss an die Rechnung vorgenommen werden.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass der spezifische Brennstoffverbrauch als Maß für die Triebwerksgröße durch die Verstellung der variablen Leitschaufeln beeinflusst wird. Dabei sind die beiden größten Hebel der Verdichterwirkungsgrad und der Turbinenwirkungsgrad. Im Vergleich zur Verdichteroptimierung im Einzelbetrieb befindet sich das Optimum der Leitschaufelwinkel für den Betrieb im Triebwerk bei einer deutlich weiter geschlossenen Leitschaufelstellung. Damit wird neben der Prozessgröße auch der Pumpgrenzabstand signifikant verbessert. Weiterhin wird das Potential einer Anpassung der variablen Leitschaufeln an unterschiedliche Betriebsbedingungen untersucht. Es werden die Verbesserungsmöglichkeiten bei verschiedenen Umgebungsbedingungen, Zapfluftentnahme, Triebwerksverschlechterung und Wassereintritt betrachtet. Die Ergebnisse zeigen, dass Optimierungspotential für Zapfluftentnahme und flüssiges Wasser vorhanden ist. Hingegen zeigt eine Anpassung der Verstellwinkel an verschiedene Umgebungsbedingungen sowie den Triebwerkszustand nur wenig Möglichkeit zur Verbesserung.

Mit der vorliegenden Arbeit wird eine interdisziplinäre Herangehensweise zur Untersuchung von komplexen Problemstellungen durch die Kopplung adäquater Modelle hergeleitet. Die Arbeitsweise wird am Beispiel des Zusammenwirkens von Verdichter und Gesamtsystem Triebwerk demonstriert. Die Verwendbarkeit des gekoppelten Modells geht dabei weit über die untersuchte Fragestellung zur betriebspunktabhängigen Leitschaufelanpassung im Verdichter hinaus und kann in allen Phasen der Triebwerksentwicklung sowie während des weiteren Lebenszyklus gewinnbringend eingesetzt werden.

Abstract

In modern aircraft engines, multi-stage axial compressors are primarily used to build up pressure. Compressors have a tendency to flow separation when throttling becomes too high. Leaving the stable flow region can have serious impacts on the structural integrity of the compressor and thus the entire engine. The effective use of stabilizing measures can avoid the appearance of such critical conditions. Variable compressor guide vanes have established as a reliable flow stabilization measure. They correct the inflow for the following rotor and thus help to avoid flow separation. In addition to the stabilizing influence on the flow, adjusting the angle of the variable guide vanes can improve the efficiency of the compressor as well as of the entire engine. The pitch law for controlling the variable guide vanes is conventionally set up at a constant reference condition for the compressor in single operation mode. Due to the influence of the other components during engine operation, the pitch law found for the standalone compressor may become ineffective. In addition variations in operating conditions, changes in fluid properties or engine condition may require an adaption of the pitch law to the particular flight condition in order to improve engine operation. The targets of high surge margin and high efficiency can result in contradictory requirements for the guide vane pitch law. For certain operating ranges, opening the guide vanes leads to higher efficiency, but at the same time causes a reduction in the surge limit distance, and vice versa. A compromise between the objectives has to be found. This requires the most accurate knowledge possible of the interaction between the compressor and the overall system.

The aim of this work is to illustrate the complex interactions between the compressor component and the overall engine system, using the example of variable guide vane adjustment in axial high-pressure compressors. For this purpose, an automated process coupling is implemented, which combines models for engine performance calculation and compressor meanline with each other. This makes it possible to evaluate both the efficiency and the stability of the compressor, taking the overall system behaviour into account. By coupling the models, compromise solutions can be found more easily. The effects of the overall system on the component level can be analysed better and vice versa. Such an approach ultimately leads to an improvement in understanding and the the design result.

Two different methods for coupling engine performance calculation and compressor meanline calculation are presented. Both are developed within the scope of this work. In the substitution method, the compressor characteristic is replaced by the compressor meanline computation. The substitution method is primarily suitable for the preliminary engine design phase. At a later stage of the development process, the hybrid method is to be preferred. The hybrid method uses a map, that is based on measured data, and applies effects of geometry changes from the

meanline calculation to it. Within the coupled model, the meanline calculation provides detailed information about the operation of the individual compressor stages at current thermodynamic boundary conditions provided by the performance calculation. With the coupled tool, the effects of variable compressor guide vane variation can be analysed in the context of the overall system. Improvements in engine operation can be derived by adapting the variable guide vanes to different flight conditions and engine states. The potential for improvement lies solely in the adaptation of the guide vane pitch law and does not require any modification of the engine hardware.

The adaptation of the variable guide vane angles depending on the operating point conditions is realized on the basis of the coupled model. An evolutionary algorithm developed within the scope of this work is employed to optimize the variable guide vane settings with the objectives to retrieve high efficiency and high surge margin. The results of the optimization are presented and discussed in detail. It is shown that individual control of the individual guide vane rows has potential for improvement compared to conventional mechanical coupling. In areas of conflicting requirements regarding efficiency and surge margins, it makes sense to search for pareto-optimal solutions. Thus a weighting between two and more objective functions can be conducted after the calculation.

It can be observed, that specific fuel consumption as a measure of engine quality can be influenced by the adjustment of the variable guide vanes. The two biggest levers here are compressor efficiency and turbine efficiency. For operation in the engine at sea level ISA conditions the variable inlet guide vanes are closed further compared to compressor optimization in stand-alone operation. This significantly improves not only the process efficiency but also the surge margin. Furthermore, the potential of adjusting the variable guide vanes to different operating conditions is considered. The potential for improvement under different ambient conditions, bleed air extraction, engine deterioration and liquid water ingestion are investigated. As a result, there is optimization potential for bleed air extraction and liquid water. On the other hand, an adjustment of the adjustment law to different ambient conditions as well as the engine condition shows just little possibility for improvement. One reason for this may be the inaccurate modelling of the deterioration effects.

With this work an interdisciplinary approach for the investigation of complex problems in the field of aero engines by coupling adequate models is presented. The method is demonstrated on the interaction between the compressor and the overall engine system. The scope of the coupled model is not restricted to the investigated problem of operating point-dependent guide vane adaptation in the gas turbine compressor. It can be profitably applied in all phases of engine development and during the engine's further life cycle.

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	ix
Akronyme	xii
1 Einleitung	1
2 Einsatz variabler Leitschaufeln in vielstufigen Verdichtern axialer Bauweise	3
2.1 Grundlagen der Verdichteraerodynamik	3
2.1.1 Arbeitsumsetzung	3
2.1.2 Stufenkennfeld	4
2.1.3 Gesamtverdichterkennfeld	5
2.2 Kritische Verdichterzustände	8
2.2.1 Ursachen	8
2.2.2 Ausprägungen	10
2.2.3 Maßnahmen zur Vermeidung	11
2.3 Wirkungsweise von Sekundärluftentnahme	11
2.4 Wirkungsweise variabler Leitschaufeln	12
2.5 Bestimmung der optimalen Verstellwinkel	15
2.5.1 Optimierung der Verstellung der variablen Leitschaufeln mit Blick auf die Stufenleistung	16
2.5.2 Optimierung der Verstellung der variablen Leitschaufeln mit Blick auf die Verdichterleistung	17
2.5.3 Optimierung der Verstellung der variablen Leitschaufeln mit Blick auf die transiente Triebwerksleistung	19
2.6 Steuerung variabler Leitschaufeln	19
2.6.1 Mechanische Kopplung	19
2.6.2 Einfache Steuerung, Regelung und adaptive Regelung	20
2.6.3 Wahl des Steuerungsparameters	20
2.7 Berücksichtigung von Abweichungen vom Idealzustand	21
2.8 Zielstellung der Arbeit	22
2.9 Zusammenfassung	23
3 Modellierung	25
3.1 Grundlagen der Modellbildung	25
3.2 Thermodynamische Triebwerksmodellierung mittels Leistungsrechnung	27
3.2.1 Fluidmodellierung	28

3.2.2	Komponentenmodellierung	29
3.2.3	Modellzusammensetzung	30
3.2.4	Numerischer Lösungsalgorithmus	31
3.2.5	Modellvalidierung	31
3.2.6	Beschreibung des verwendeten Modells	32
3.3	Modellierung des Verdichters in der Leistungsrechnung	32
3.3.1	Mathematische Beschreibung	33
3.3.2	Modellierung des spezifischen Verdichterverhaltens über das Kennfeld	33
3.3.3	Aufbereitung des Verdichterkennfeldes für die Leistungsrechnung	34
3.3.4	Bestimmung des Betriebspunktes	35
3.3.5	Alternative Kennfeldformate	36
3.3.6	Berücksichtigung von Zwischenstufenwerten	37
3.3.7	Definition des Pumpgrenzverlaufs	39
3.3.8	Berücksichtigung von Sekundäreffekten	40
3.3.9	Berücksichtigung variabler Geometrien	44
3.4	Axialverdichtermodellierung anhand von Mittelschnittverfahren	48
3.4.1	Mathematische Beschreibung	48
3.4.2	Rechnungen im Auslegungsprozess (Design-Rechnung)	52
3.4.3	Berechnung des Betriebsverhaltens (Off-Design-Rechnung)	53
3.5	Zusammenfassung	53
4	Kopplung von Leistungs- und Verdichtermittelschnittrechnung	55
4.1	Grundlagen der Programmkopplung	55
4.1.1	Kopplungsstruktur	55
4.1.2	Automatisierungsgrad	56
4.1.3	Schnittstelle und Parameterübergabe	57
4.1.4	Prozesssteuerung	58
4.1.5	Lösung des numerischen Problems und Abbruchbedingung	59
4.1.6	Nachverfolgbarkeit - Datenprovenienz	60
4.2	Anwendung der Modellkopplung in der Triebwerksmodellierung	60
4.3	Umsetzung	61
4.3.1	Verwendete Programme	61
4.3.2	Technische Details der Schnittstelle und des Programmablaufs	61
4.3.3	Parameterübergabe	62
4.3.4	Kennfeldsubstitution	63
4.3.5	Notwendigkeit zur Weiterentwicklung der Kopplungsmethodik	64
4.3.6	Hybridmodellierung durch Δ -Applikation	64
4.3.7	Erweiterte Korrektur der Pumpgrenzverschiebung	70
4.4	Analyse des gekoppelten Modells	71
4.4.1	Allgemeine Verbesserungen der Modellierung durch die Kopplung	71
4.4.2	Untersuchung der Auswirkung von Komponentenänderungen auf das Sub-System Verdichter	72
4.4.3	Untersuchung der Auswirkung von Winkeländerungen der variablen Verdichterleitschaufeln auf das Gesamtsystem Triebwerk	73

4.5	Erweiterungen des Modells	74
4.5.1	Berücksichtigung von Alterungseffekten	75
4.5.2	Berücksichtigung von flüssigem Wasser	79
4.6	Zusammenfassung	82
5	Beschreibung des Optimierungsalgorithmus	85
5.1	Grundlagen der Optimierung	85
5.2	Auswahl eines geeigneten Optimierungsverfahrens	86
5.3	Beschreibung des implementierten Optimierungsverfahrens	87
5.3.1	Struktur	87
5.3.2	Ablauf	89
5.3.3	Einzielloptimierung	92
5.3.4	Mehrzielloptimierung	92
5.3.5	Validierung	92
5.3.6	Optimale Einstellungen für das zu untersuchende mathematische Problem	93
5.4	Zusammenfassung	94
6	Optimierung des Gesamtsystems Triebwerk durch Verstellung der variablen Verdichter-Leitschaufeln	95
6.1	Erkenntnisse aus dem Bereich der Gesamttriebwerksoptimierung durch Verbesserung einzelner Komponenten	95
6.2	Optimierung des Verdichterbetriebs durch Winkelanpassung der variablen Leitschaufeln	96
6.2.1	Voruntersuchungen	97
6.2.2	Optimierung bei konstanter reduzierter Drehzahl	100
6.2.3	Optimierung bei konstantem reduzierten Massenstrom	102
6.2.4	Berücksichtigung einer Nebenbedingung zur Einhaltung eines minimalen Pumpgrenzabstandes	104
6.2.5	Mehrzielloptimierung mit den Zielfunktionen Wirkungsgrad und Pumpgrenzabstand (Surge Margin) (PGA)	105
6.3	Optimierung des Triebwerksbetriebs durch Winkelanpassung der variablen Leitschaufeln	107
6.3.1	Voruntersuchungen	109
6.3.2	Der Bodenstandfall	113
6.3.3	Veränderung der Umgebungsbedingungen	114
6.3.4	Berücksichtigung von Zapfluftentnahme	115
6.3.5	Veränderung des Triebwerkszustandes	116
6.3.6	Veränderung der Fluideigenschaften: flüssiges Wasser	118
6.4	Zusammenfassung	119
7	Fazit und Ausblick	123

Abbildungsverzeichnis

2.1	Strömungsführung in einer Verdichterstufe	4
2.2	Verdichterstufenkennfeld in dimensionsloser Darstellung	5
2.3	Gesamtverdichterkennfeld als Darstellung reduzierter Kenngrößen	7
2.4	Betriebspunktverschiebung auf den Stufenkennlinien durch Drehzahlveränderung [52]	8
2.5	Auswirkung von Drosselgradänderung σ auf die Stufenabstimmung - eigene Abbildung nach [52]	9
2.6	Ausbildung einer rotierenden Ablösung	10
2.7	Auswirkung von Zwischenstufenabbläsung auf Stufenkennlinien	12
2.8	Auswirkung von Sekundärluftentnahme auf das Verdichterkennfeld	13
2.9	Mechanische Umsetzung variabler Leitschaufeln [64]	14
2.10	Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf die Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe	15
2.11	Auswirkung von Eintrittsleitschaufelverstellung auf Stufenkennlinien bei Vollast .	16
2.12	Auswirkung von Leitschaufelverstellung einer mittleren Verdichterstufe auf Stufenkennlinien bei Vollast	17
2.13	Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf das Gesamtverdichterkennfeld	18
2.14	Beispiel für ein Verstellgesetz eines Verdichters mit vier variablen Leitschaufeln .	21
3.1	Zusammenhang zwischen Modellgenauigkeit und -komplexität - eigene Darstellung nach [15]	26
3.2	Resultierende Abweichungen durch die Modellierung des Fluides als halbideales Gas im Vergleich zum Realgas [19]	29
3.3	Modellstruktur eines Einwellen-Turboluftstrahltriebwerks inklusive Angabe der Variablen und Zwangsbedingungen des zugehörigen Iterationsschemas	31
3.4	Schema des verwendeten Zweiwellen-Turbofantriebwerksmodells inklusive Stationsbezeichnungen	32
3.5	Schematische Darstellung eines Verdichterkennfeldes mit β -Linien	35
3.6	Beispiel für eine schlechte Stützstellenwahl zum Auslesen des Verdichterwirkungsgrades	36
3.7	Verlauf des Koeffizienten ω zur Bestimmung von Zwischenstufendrücken einer Verdichterstufe im vorderen Bereich	39
3.8	Methoden zur Bestimmung des Pumpgrenzabstandes	40
3.9	Verlauf des Verdichtermittelschnitts	48

3.10	Physikalische Beschreibung der Arbeitsweise einer Verdichterstufe [52]	49
4.1	Ablaufschema einer sequentiellen Prozesskopplung	56
4.2	Schematische Darstellung einer Prozesskopplung mittels Zooming	57
4.3	Ablaufschema einer indirekten Prozesskopplung	58
4.4	Ablaufschema einer direkten Prozesskopplung	58
4.5	Ablaufschema einer externen Prozesskopplung	59
4.6	Ablaufschema einer internen Prozesskopplung	59
4.7	Ablaufschema des herkömmlichen manuellen Kennfelderstellungsprozesses	65
4.8	Identifizierung des Kennfeldreferenzpunktes bei einer Kennfeldskalierung - eigene Darstellung nach [42]	66
4.9	Ablaufschema der Hybridmodellierung	68
4.10	Vergleich von Mittelschnittrechnung und analytischer Vorhersage des Druckverhältnisses entlang einer Drehzahllinie	70
4.11	Untersuchung des Einflusses von Sekundärluftentnahme bei ID auf Triebwerksleistungsparameter durch herkömmliche Modellierung und mit gekoppeltem Modell	72
4.12	Auswirkung von vergrößerter Hochdruckturbineneintrittskapazität auf die Stufenabstimmung im Hochdruckverdichter (High Pressure Compressor) (HDV)	73
4.13	Betrachtung verschiedener Szenarien bei Verstellung der variablen Leitschaufeln zur Analyse des mathematischen Problems	74
4.14	Auswirkungen asymmetrischer Erosion an der Schaufelvorderkante auf die Schaufelgeometrie - eigene Darstellung nach [48]	77
4.15	Auswirkung von Geometrievariationen aufgrund von Alterungseffekten auf das Verdichterkennfeld	78
4.16	Auswirkung von Alterungseffekten auf Gesamttriebwerksparameter	79
4.17	Veränderung der Verdichtergeometrie durch Wasserablagerung an den Schaufeln sowie dem Verdichtergehäuse - eigene Darstellung nach [71]	81
4.18	Auswirkung von Nassverdichtung auf Stufenkennlinien im hohen Leistungsbereich [71]	82
4.19	Auswirkung von Nassverdichtung auf Gesamttriebwerksparameter	83
5.1	Struktur des implementierten evolutionären Algorithmus (EvA)	88
5.2	Ablaufschema des implementierten evolutionären Algorithmus	89
5.3	Beispiel für die Entwicklung des Fitnesswertes über den Optimierungsverlauf . . .	92
5.4	Beispiel für die Darstellung einer Paretomenge für ein Optimierungsproblem mit zwei Zielfunktionen f_1 und f_2	93
6.1	Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf den Verdichterwirkungsgrad und den Pumpgrenzabstand bei MTO unter ISA Bodenstandsbedingungen	98
6.2	Auswirkung der Variation der variablen Leitschaufelwinkel auf den Verdichterwirkungsgrad bei konstanter reduzierter Drehzahl bzw. konstantem reduziertem Massenstrom	100
6.3	Optimierungsergebnisse für die Zielgröße Verdichterwirkungsgrad bei konstanter reduzierter Drehzahl für den Verdichter im Einzelbetrieb	101

6.4	Optimales Verstellgesetz bei konstanter reduzierter Drehzahl für den Verdichter im Einzelbetrieb	103
6.5	Optimierungsergebnisse für die Zielgröße Verdichterwirkungsgrad bei konstantem reduzierten Massenstrom und reduzierter Drehzahl für den Verdichter im Einzelbetrieb	104
6.6	Optimierungsergebnisse für die Zielgröße Verdichterwirkungsgrad bei konstantem reduzierten Massenstrom für den Verdichter im Einzelbetrieb unter Berücksichtigung der Nebenbedingung PGA_{min}	105
6.7	Ergebnisse einer Mehrzieloptimierung mit den Zielfunktionen maximaler Verdichterwirkungsgrad sowie maximaler Pumpgrenzabstand bei konstantem reduzierten Massenstrom für den Verdichter im Einzelbetrieb	107
6.8	Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf HDV und HDT Wirkungsgrade und den spezifischen Brennstoffverbrauch	110
6.9	Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf Gesamttriebwerksparameter	111
6.10	Optimierungsergebnisse für die Zielgröße minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch für das Gesamtsystem Triebwerk bei Bodenstand-Internationale Standardatmosphäre (International Standard Atmosphere) (ISA)-Bedingungen	113
6.11	Vergleich der optimalen Verstellgesetze für den wirkungsgradoptimierten Verdichter und das wirkungsgradoptimierte Triebwerk	114
6.12	Optimierungsergebnisse für die Zielgröße minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch unter Berücksichtigung von Zapfluftentnahme für das Gesamtsystem Triebwerk bei Bodenstand-ISA-Bedingungen	116
6.13	Ergebnisse einer Mehrzieloptimierung mit den Zielfunktionen minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch sowie maximaler Pumpgrenzabstand unter Berücksichtigung unterschiedlichen Zapfluftentnahmemengen für das Gesamtsystem Triebwerk bei Bodenstand-ISA-Bedingungen	117
6.14	Optimierungsergebnisse für die Zielgröße minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch unter Berücksichtigung von flüssigem Wasser für das Gesamtsystem Triebwerk bei Bodenstand-ISA-Bedingungen	119

Symbolverzeichnis

Griechische Symbole

α_S	[°]	Strömungswinkel
α_{VELS}	[°]	Verstellwinkel der variablen Eintrittsleitschaufelreihe
β	[-]	Hilfparameter zum Auslesen des Verdichter kennfeldes
χ	[-]	Korrekturfaktor
Δ	[-]	Differenz
η	[-]	Wirkungsgrad
γ	[-]	mathematischer Exponent
κ	[-]	Isentropenexponent
∇	[-]	auf einen Referenzwert bezogene Differenz
Ω	[-]	Fitnessfunktion
ω	[-]	dimensionsloser Zwischenstufendruck im Verdichter
Φ	[-]	Lieferzahl
Π	[-]	Verdichterdruckverhältnis
π	[-]	Kreiszahl
Ψ	[-]	Belastungszahl
ρ_h	[-]	Reaktionsgrad
σ	[-]	Drosselgrad
τ	[-]	dimensionslose Zwischenstufentemperatur im Verdichter

Lateinische Symbole

a	[-]	Gen des evolutionären Algorithmus
c	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Absolutgeschwindigkeit der Strömung
c_0	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Fluggeschwindigkeit
c_p	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$	spezifische Wärmekapazität
D	[m]	Durchmesser
D_f	[-]	Diffusionszahl
F	[N]	Schub
F_N	[N]	Triebwerksnettoschub

H	$[J]$	Enthalpie der Strömung
h	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	spezifische Enthalpie der Strömung
H_u	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	spezifischer Heizwert
i	$[^\circ]$	Inzidenz
L	$[-]$	Leistungsparameter
M	$[Nm]$	Drehmoment
\dot{m}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massenstrom
Ma	$[-]$	Machzahl
\dot{m}_B	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Brennstoffmassenstrom
\dot{m}_{red}	$\left[\frac{kg \cdot \sqrt{K}}{s \cdot Pa}\right]$	reduzierter Massenstrom
\dot{m}_W	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Massenstrom an flüssigem Wasser
\dot{m}_{ZL}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	Zapfluftmassenstrom
N	$[s^{-1}]$	Wellendrehzahl
N_H	$[s^{-1}]$	Hochdruckwellendrehzahl
N_{red}	$\left[\frac{1}{s \cdot \sqrt{K}}\right]$	reduzierte Wellendrehzahl
n_{St}	$[-]$	Anzahl an Stufen
P	$[Pa]$	Druck
P	$[-]$	Population des evolutionären Algorithmus
PW	$[W]$	Leistung
R	$\left[\frac{J}{kgK}\right]$	spezifische Gaskonstante
r	$[m]$	Radius
Re	$[-]$	Reynoldszahl
rh	$[-]$	relative Luftfeuchte
S	$\left[\frac{J}{K}\right]$	Entropie
T	$[K]$	Temperatur
V	$[m^3]$	Volumen
u	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufeln auf einem bestimmten Radius
w	$\left[\frac{m}{s}\right]$	Relativgeschwindigkeit der Strömung
w_{red}	$\left[\frac{J}{kg \cdot K}\right]$	reduzierte Arbeit
w_t	$\left[\frac{J}{kg}\right]$	spezifische Arbeit

X	$[-]$	Austauschrate
x	$[-]$	Individuum des evolutionären Algorithmus

Tiefstehende Indizees

1	Größe am Rotoreintritt
2	Größe am Rotoraustritt
aus	Größe am Austritt
ax	axial gerichtete Größe
ein	Größe am Eintritt
ges	Gesamtgröße
na	Größe am Schaufelfuß
is	isentrop
KF	Kennfeldgröße
max	maximaler Wert einer Größe
min	minimaler Wert einer Größe
nd	dimensionslose Größe
$pump$	Größe bei Pumpbedingung
ref	Referenzgröße
st	statische Größe
$sperr$	Größe bei Sperrbedingung
$stage$	Stufenkenngroße
t	Totalgröße
sp	Größe an der Schaufelspitze
u	umfangsgerichtete Größe

Akronyme

AL	Arbeitslinie (Working Line)
ALP	Auslegungspunkt (Design Point)
AP	Arbeitspunkt (Working Point)
API	Schnittstelle zur Programmierung von Anwendungen (Application Programming Interface)
DET	Durch Alterung hervorgerufene Verschlechterungseffekte (Deterioration)
DLL	Dynamische Bibliothek (Dynamic Link Library)
DoEfs	LUVVO V Forschungsvorhaben zur Analyse von Degradationsmechanismen in Triebwerken (Digitally Optimised Engineering for Services)
DoX	Statistische Versuchsplanung (Design of Experiment)
E-BREAK	Europäisches Vorhaben zur Erforschung von Schlüsseltechnologien zukünftiger Triebwerke (Engine Breakthrough Components and Subsystems)
EEC	Elektronische Triebwerkssteuerung (Electric Engine Controller)
EPR	Gesamttriebwerksdruckverhältnis $\frac{P_{050}}{P_{020}}$ (Engine Pressure Ratio)
EvA	Evolutionärer Algorithmus (Evolutionary Algorithm)
HDT	Hochdruckturbine (High Pressure Turbine)
HDV	Hochdruckverdichter (High Pressure Compressor)
ID	Leerlauf (Idle)
ISA	Internationale Standardatmosphäre (International Standard Atmosphere)

MSR	Mittelschnittrechnung (Meanline Computation)
MTO	Maximaler Startschub (Maximum Take-Off)
NDT	Niederdruckturbine (Low Pressure Turbine)
OR	Oberflächenrauigkeit (Surface Roughness)
PGA	Pumpgrenzabstand (Surge Margin)
RIT	Rotoreingangstemperatur (Rotor Inlet Temperature)
RRD	Rolls-Royce Deutschland
SE	Sekundäreffekte (Secondary Order Effects)
SFC	Spezifischer Brennstoffverbrauch (Specific Fuel Consumption) $\frac{\dot{m}_B}{F_N}$
VELS	Variable Eintrittsleitschaufel (Variable Inlet Stator Vane)
VLS	Variable Leitschaufel (Variable Stator)
WAR	Wasser-Luft-Verhältnis (Water to Air Ratio)

1 Einleitung

Moderne Gasturbinen - so wie sie heute zur Stromerzeugung oder Fortbewegung von Flugzeugen eingesetzt werden - zählen zu den komplexesten Maschinen, die der Mensch geschaffen hat. Der damit einhergehende Entwicklungsprozess ist stark interdisziplinär. Ingenieure aus nahezu jedem Fachgebiet der Ingenieurwissenschaften sind an der Entwicklung beteiligt. Auf Gesamtsystem- sowie auf Komponentenebene wird dabei versucht folgende Anforderungen bestmöglich umzusetzen:

- hohe Stabilität/Sicherheit,
- hohe Leistung,
- hohe Effizienz,
- geringes Gewicht,
- geringer Lärm,
- geringe Emissionen und
- hohe Lebensdauer.

Diese Anforderungen führen allerdings häufig zu Widersprüchen in der Auslegung. Beispielsweise stehen sich üblicherweise Leistung und Lebensdauer oder Effizienz und Betriebsstabilität gegenüber. Für das Gesamtkonzept muss demnach ein Kompromiss gefunden werden, der alle Anforderungen hinreichend erfüllt. Dafür ist eine möglichst genaue Kenntnis des Gesamtsystemverhaltens notwendig. Wird eine Komponente verändert, um eine bestimmte Anforderung zu verbessern, müssen die Auswirkungen auf andere Anforderungen bekannt oder prognostizierbar sein.

Zur Bestimmung der bestmöglichen Lösung werden konventionell Optimierungen durch numerische Simulationen an den einzelnen Komponenten durchgeführt. Anschließend werden die daraus resultierenden Veränderungen auf Gesamtsystemebene bewertet. Würden diese Studien an Prototypen durchgeführt, wäre die Entwicklung sehr langwierig. Aus diesem Grund ist der erste Teil der Triebwerksentwicklung - die Vorauslegung - ein mittlerweile rein im Numerischen stattfindender Prozess. Die aus der numerischen Komponentenauslegung und -optimierung gewonnenen Erkenntnisse werden in einem Modell zur Abbildung des gesamten Triebwerks - dem Leistungsrechnungsmodell - zusammengefasst. Zur Optimierung des Gesamtsystems werden die Komponenten in einem iterativen Vorgehen aufeinander abgestimmt. Die konventionelle, separate Betrachtung von Gesamtsystem auf der einen und Komponenten auf der anderen Seite ist

durch manuelle, voneinander isolierte Schritte geprägt. Der Entwicklungsprozess einer Gasturbine ist damit sehr aufwändig und erfordert einen hohen Einsatz an Zeit und Ressourcen. Durch Integration und Kopplung der einzelnen dabei verwendeten Modelle, kann dieser Ablauf automatisiert und die Resultate verbessert werden. Kompromisslösungen können auf allen Ebenen besser gefunden werden. Auswirkungen von Komponentenänderungen können auf Gesamtsystemebene besser analysiert werden.

Ziel dieser Arbeit ist es, die komplexen Wechselwirkungen zwischen der Einzelkomponente Hochdruckverdichter und dem Gesamtsystem Triebwerk am Beispiel der variablen Leitschaufelverstellung näher zu beleuchten. Neben seinem großen Einfluss auf die Effizienz des Triebwerks ist der Verdichter eine kritische Komponente hinsichtlich der Stabilität des Gesamtsystems. Die Vorhersage des sicheren Verdichterbetriebs ist für die Zertifizierung relevant. Die im Rahmen dieser Arbeit implementierte, automatisierte Prozesskopplung erlaubt sowohl die Bewertung der Effizienz als auch der Stabilität des Verdichters unter wechselseitiger Berücksichtigung des Gesamtsystems. Es wird eine Verbesserung des Triebwerksbetriebs durch die Anpassung der variablen Leitschaufelwinkel an verschiedene Flug- sowie Triebwerkszustände hergeleitet. Die optimale Leitschaufelverstellung wird über eine Optimierung bewerkstelligt. Mit dem entwickelten numerischen Werkzeug lässt sich somit eine für jede Flugbedingung optimierte Leitschaufelstellung finden.

Die vorliegende Arbeit gibt keine Handlungsanweisung zur Lösung eines konkreten technischen Problems. Stattdessen wird eine interdisziplinäre Herangehensweise zur Untersuchung von multidisziplinären Problemstellungen durch die Kopplung adäquater Modelle hergeleitet, und deren Arbeitsweise am Beispiel des Zusammenwirkens von Verdichter und Gesamtsystem Triebwerk demonstriert. Der Nutzen des gekoppelten Modells geht weit über die untersuchte Fragestellung hinaus. Es kann in allen Phasen der Triebwerksentwicklung sowie im weiteren Lebenszyklus gewinnbringend eingesetzt werden.

Zu Beginn der Arbeit wird in Kapitel 2 eine Übersicht über die aerodynamische Arbeitsweise von Hochdruckverdichtern axialer Bauweise in Flugtriebwerken gegeben. Im Fokus stehen dabei sicherheitskritische Zustände. Es werden übliche Maßnahmen vorgestellt, wie diese Zustände zur Wahrung des sicheren Betriebes vermieden werden. Insbesondere wird auf die Wirkungsweise von variablen Leitschaufeln zur Strömungsstabilisierung eingegangen und wie diese darüber hinaus zur Verbesserung des Fluggasturbinenwirkungsgrades beitragen können. Die Zielstellung für diese Arbeit wird formuliert: Es soll eine an die Flugbedingungen angepasste Leitschaufelverstellung gefunden werden, welche zum jederzeit optimalen Betrieb führt. Im nachfolgenden Kapitel 3 werden Grundlagen der Modellbildung im Bereich der thermodynamischen Triebwerksmodellierung und aerodynamischen Verdichtermodellierung zusammengetragen. Es wird aufgezeigt, welche Schwierigkeiten hinsichtlich der Fragestellung zur optimalen Leitschaufelverstellung für jedes einzelne dieser beiden Modelle bestehen. Eine Kopplung beider Modelle soll diese Schwierigkeiten überwinden. Ihre Implementierung ist in Kapitel 4 beschrieben. Neben der technischen Umsetzung einer Schnittstelle für den Datenaustausch wird die erstellte Prozesskette vorgestellt. Anschließend werden die Fähigkeiten des gekoppelten Modells zur Vorhersage der Auswirkungen der Leitschaufelverstellung auf das Gesamttriebwerk untersucht. Die Optimierung der Leitschaufelverstellung wird anhand des gekoppelten Modells mit dem im Rahmen dieser Arbeit implementierten, stochastischen Optimierungsverfahren durchgeführt. Der Algorithmus wird in Kapitel 5 vorgestellt. Die Optimierungsergebnisse werden in Kapitel 6 gezeigt und diskutiert.

2 Einsatz variabler Leitschaufeln in vielstufigen Verdichtern axialer Bauweise

In modernen Turbofantriebwerken werden für den Druckaufbau heutzutage vorrangig vielstufige Axialverdichter eingesetzt. Dabei kommt der Komponente Verdichter eine besondere Bedeutung zu. Seine Effizienz wirkt sich stark auf die Güte des Gesamtsystems aus. Zudem ist der Verdichter eine kritische Komponente hinsichtlich der Triebwerkssicherheit. Zur Gewährleistung des sicheren Triebwerksbetriebs, werden daher im Verdichter mechanisch variable sowie regelungstechnische Elemente eingesetzt. Mechanisch variable Elemente sind Zapfluftventile sowie variable Verdichterleitschaufeln. Durch den Einsatz dieser Elemente wird auch bei großen Variationen des Massenstromes \dot{m} der sichere Triebwerksbetrieb gewährleistet.

In diesem Kapitel wird zusammenfassend aufgezeigt

- wie Verdichter axialer Bauweise arbeiten,
- warum die Verwendung variabler Geometrien in Verdichtern notwendig ist,
- wie variable Geometrien auf die Strömung wirken,
- wie ein optimales Verstellgesetz für die Variable Leitschaufel (Variable Stator) (VLS) gefunden wird,
- warum eine Gesamtsystembetrachtung für die Bestimmung der optimalen Leitschaufelverstellwinkel notwendig ist,
- warum eine Betrachtung des Betriebszustandes des Triebwerks bei der Erstellung des optimalen Verstellgesetzes notwendig ist.

2.1 Grundlagen der Verdichteraerodynamik

2.1.1 Arbeitsumsetzung

In Axialverdichtern wird die notwendige Druckerhöhung über mehrere Stufen durchgeführt. Dabei besteht jede Stufe aus einer Laufschaufel- und einer sich daran anschließenden Leitschaufelreihe. Über die Laufschaufeln wird dem Fluid Energie zugeführt. Die Leitschaufeln lenken die Strömung in eine für die stromabliegende Stufe günstige Strömungsrichtung. In Abbildung 2.1 ist anhand von Geschwindigkeitsdreiecken beispielhaft die Strömungsführung in einer Axialverdichterstufe mit Hauptströmungsrichtung von links nach rechts aufgezeigt.

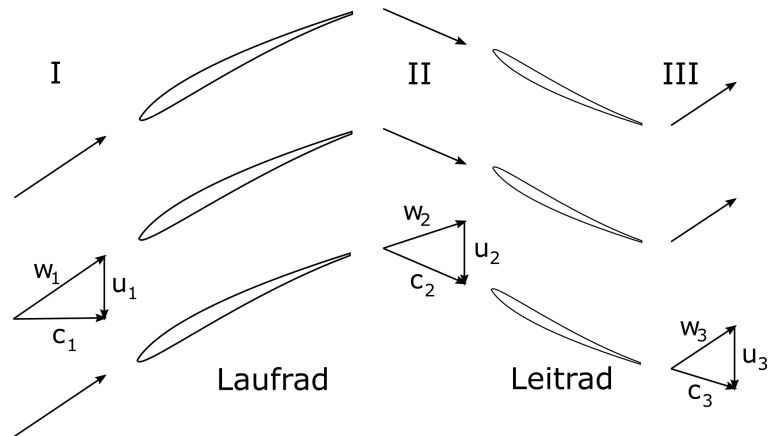


Abbildung 2.1: Strömungsführung in einer Verdichterstufe

Dabei sind:

- c - die Absolutgeschwindigkeit der Strömung
- w - die Relativgeschwindigkeit der Strömung
- u - die Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufeln

Gleichung 2.1 zeigt, wie die spezifische Arbeit einer Verdichterstufe durch die allgemeine Darstellungsform der Eulerschen Turbomaschinengleichung berechnet werden kann.

$$\Delta h = u_2 c_{u,2} - u_1 c_{u,1} \quad (2.1)$$

2.1.2 Stufenkennfeld

Wird für die Stufenbelastung eine dimensionslose Darstellung gesucht, ergibt sich für eine Axialverdichterstufe mit konstantem Radius aus Gleichung 2.1 die Belastungszahl Ψ .

$$\Psi = \frac{\Delta h}{u^2} = \frac{c_{u,2} - c_{u,1}}{u} \quad (2.2)$$

Die dimensionslose Größe für den Durchfluss - die sogenannte Lieferzahl Φ - lässt sich darstellen als

$$\Phi = \frac{c_{ax}}{u} \quad (2.3)$$

Für die folgenden Annahmen ergibt Ψ als Funktion von Φ nach [52] eine drehzahlunabhängige Darstellung, welche das Stufenkennfeld genannt wird - siehe Abbildung 2.2. Dabei gelten folgende Annahmen:

- inkompressible Strömung,
- geometrische Unveränderlichkeit,

- Vernachlässigung des Einflusses der Re ,
- vergleichbare Machzahlen Ma .

Das Stufenkennfeld beschreibt die Arbeitsweise einer spezifischen Verdichterstufe.

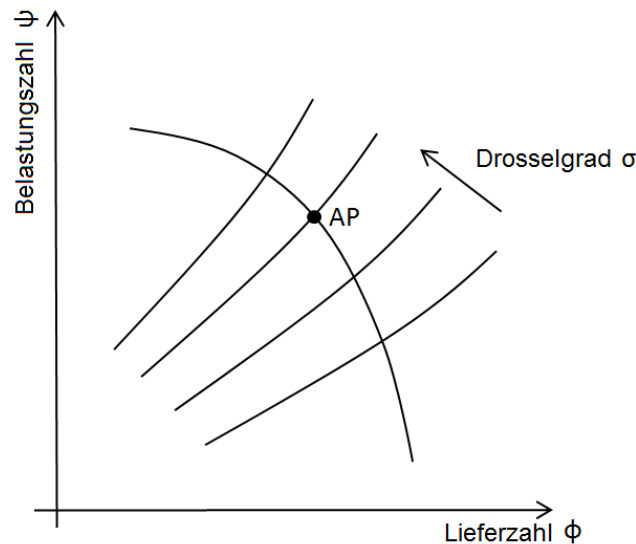


Abbildung 2.2: Verdichterstufenkennfeld in dimensionsloser Darstellung

Der Arbeitspunkt (Working Point) (AP) auf einer Drehzahllinie wird über den Drosselgrad σ bestimmt - siehe Abbildung 2.2. Ein niedriger Drosselgrad führt zu niedrigem Leistungsumsatz und hohem Durchfluss. Ein hoher Drosselgrad führt zu höherem Leistungsumsatz und geringem Durchfluss. Eine zu starke Drosselung kann zu einem kritischen Strömungszustand im Verdichter führen. Darauf wird im Kapitel 2.2 eingegangen.

2.1.3 Gesamtverdichter kennfeld

Um das Verdichterverhalten möglichst allgemeingültig zu formulieren, wird für die Beschreibung des spezifischen Betriebsverhaltens eine Darstellung in dimensionsloser Form verwendet. Auf diesem Wege können Zustände, die aeromechanisch ähnlich sind, hinsichtlich ihres Strömungszustandes miteinander verglichen werden. So berücksichtigen dimensionslose Größen den Betrieb bei unterschiedlichen Eintrittsbedingungen in den Verdichter. Die dimensionslosen Größen werden dabei über eine Machzahlähnlichkeit hergeleitet. Die beiden üblicherweise verwendeten Machzahlbeziehungen sind die axiale sowie umfangsgerichtete Machzahlähnlichkeit. Aus ihnen lassen sich der dimensionslose Massenstrom und die dimensionslose Drehzahl herleiten.

Die vollständig dimensionslose Darstellung des Massenstroms lautet

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{AP} \sqrt{\frac{R}{\kappa}} \quad (2.4)$$

Die vollständig dimensionslose Darstellung der Wellendrehzahl lautet

$$\frac{N}{\sqrt{T}} \frac{D}{\sqrt{\kappa R}} \quad (2.5)$$

Häufig werden statt der vollständig dimensionslosen Darstellungsform vereinfachend reduzierte Größen verwendet - im englischen Sprachgebrauch werden sie als quasi-dimensionslose Größen bezeichnet. In den Gleichungen 2.6 und 2.7 sind die reduzierten Formen des Massenstroms und der Drehzahl dargestellt, wie sie im Rahmen dieser Arbeit verwendet werden.

Die Definition des reduzierten Massenstroms lautet

$$\dot{m}_{red} = \frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P} \quad (2.6)$$

Die Definition der reduzierten Wellendrehzahl lautet

$$N_{red} = \frac{N}{\sqrt{T}} \quad (2.7)$$

Wie aus dem Vergleich von Gleichung 2.4 mit 2.6 bzw. 2.5 mit 2.7 erkennbar ist, fehlen den reduzierten Größen Informationen zu Stoff- und Geometrieeigenschaften. Dieser Vereinfachung liegt die Annahme zugrunde, dass sich Stoff- und Geometrieeigenschaften für ein bestimmtes luftatmendes Triebwerk mit fester Geometrie nur geringfügig verändern. Für Triebwerkssimulationen mit einem Anspruch auf hohe Genauigkeit - wie es beispielsweise für Industrieanwendungen der Fall ist - müssen jedoch auch diese kleinen Unterschiede berücksichtigt werden - siehe Kapitel .

In der allgemeinen Form eines Verdichter kennfeldes - wie in Abbildung 2.3 dargestellt - werden das Druckverhältnis und der isentrope Wirkungsgrad η_{is} über dem reduzierten Massenstrom für eine Schar von Linien konstanter reduzierter Drehzahlen aufgetragen. Häufig wird alternativ zur gezeigten Darstellung der Wirkungsgrad direkt in das Kennfeld integriert. Dies erzeugt Muschelkurven innerhalb des Kennfeldes. Der Auslegungspunkt befindet sich üblicherweise in der unmittelbaren Nähe des Wirkungsgradmaximums. Der in Abbildung 2.3 dargestellte funktionale Zusammenhang zwischen den reduzierten Größen beschreibt grundlegend das Betriebsverhalten eines Verdichters.

Abbildung 2.3 zeigt weiterhin den Verlauf der Pumpgrenze sowie der Sperrlinie. Der sichere Betriebsbereich wird zu hohen Verdichterdruckverhältnissen durch die Pumpgrenze begrenzt. Der maximale reduzierte Massenstrom des Verdichters ist mit der Sperrlinie festgelegt.

Nach [76] gelten für die Betrachtung des idealen dimensionslosen Verhaltens die folgenden Aussagen:

- Für eine unveränderliche Verdichtergeometrie ist das Verdichter kennfeld eindeutig festgelegt.
- Aufgrund der Machzahlähnlichkeit hat jeder Betriebspunkt im Kennfeld ein eindeutig festgelegtes Geschwindigkeitsdreieck.

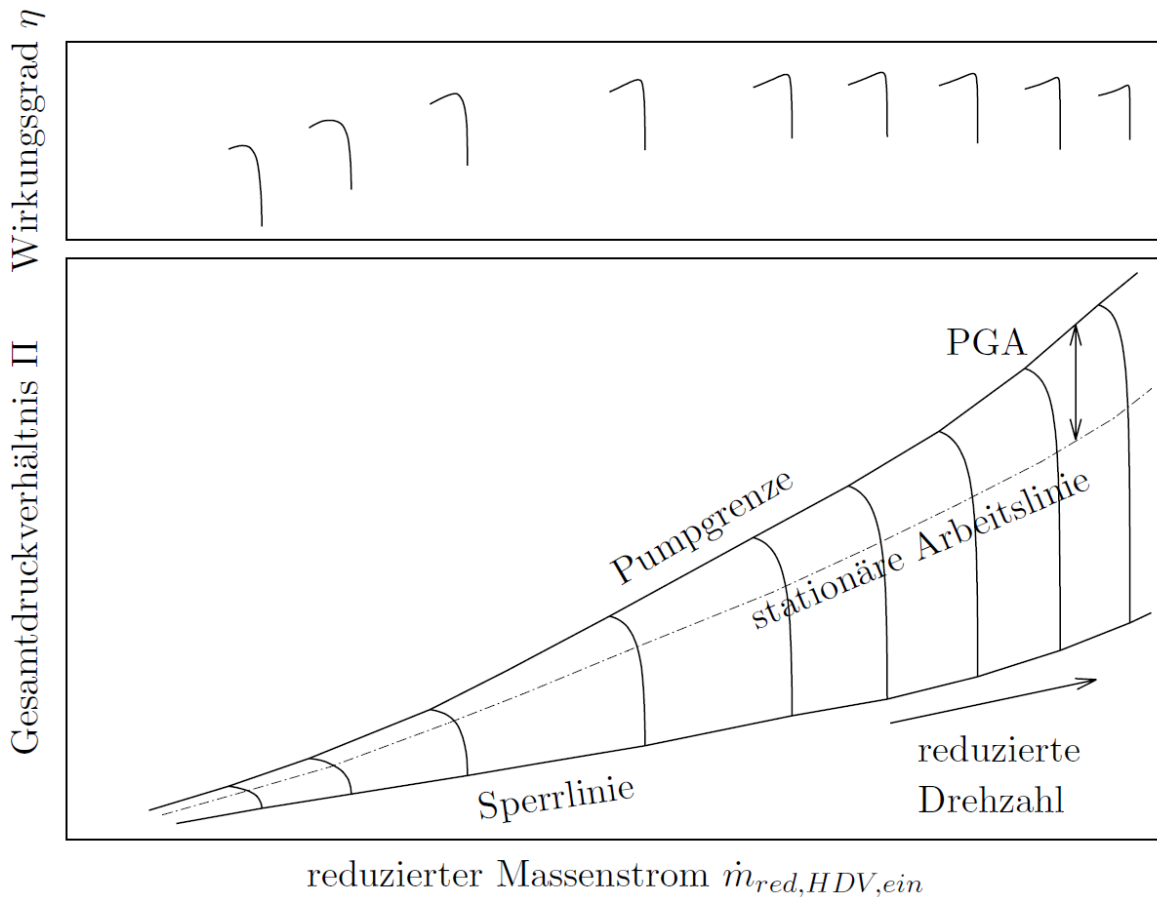


Abbildung 2.3: Gesamtverdichterkennfeld als Darstellung reduzierter Kenngrößen

- Der Arbeitspunkt im Kennfeld wird durch den Betrieb der umgebenden Komponenten vorgegeben.

Wie für eine einzelne Stufe ergibt sich auch für den gesamten Verdichter der Arbeitspunkt durch die Vorgabe eines Drosselgrades σ bei einer reduzierten Drehzahl. Hochdruckverdichter in Flugtriebwerken arbeiten üblicherweise zwischen Komponenten mit festen Geometrien. Damit operieren sie bei nahezu unveränderlichem Drosselgrad. Maßgeblich für dieses Verhalten ist die sich anschließende Turbine. Aus dieser Randbedingung ergibt sich die stationäre Arbeitslinie als die Summe aller Punkte gleichen Drosselgrades bei Veränderung der reduzierten Drehzahl. Durch variable Bauteile oder Abnutzungserscheinungen kann sich die Geometrie - insbesondere die Strömungsquerschnittsfläche - der den Drosselgrad bestimmenden Komponente verändern. Dies übt einen Einfluss auf die Lage der Arbeitslinie aus. So führt eine Verkleinerung der Kapazität der Hochdruckturbine, welche maßgeblich die Drosselung des Hochdruckverdichters bestimmt, durch Verblockungseffekte zu einem Anstieg der Hochdruckverdichterarbeitslinie.

2.2 Kritische Verdichterzustände

Kritische oder instabile Verdichterzustände beginnen mit dem lokalen Ablösen der Strömung von der Verdichterschaukel. Die Ursachen sowie die sich ergebenden Folgen werden nachfolgend zusammengefasst.

2.2.1 Ursachen

Zu starke Androsselung sowie schlechte Stufenabstimmung können im Teillastbetrieb die Anströmung einer Schaukelreihe so steil werden lassen, dass die Strömung der Schaukelkontur nicht mehr folgen kann und sie abreißt. Diese kritischen Zustände sind zu vermeiden, führen sie doch dazu, dass das gesamte Triebwerk nicht mehr effizient arbeitet und es sogar zum Triebwerksversagen kommen kann.

Schlechte Stufenabstimmung im Teillastbetrieb

In der folgenden Betrachtung werden repräsentativ jeweils nur eine Anfangs-, Mittel- und eine Endstufe berücksichtigt. Im Auslegungspunkt (Design Point) (ALP) seien alle Stufen aerodynamisch gleich belastet. Durch die Dichtezunahme über die Stufen muss sich der Kanal stromabwärts verengen.

Verringert sich ausgehend vom Auslegungspunkt die Drehzahl N , nimmt auch die Arbeitsumsetzung und damit das Druckverhältnis Π über den Verdichter ab. Damit sinkt auch das Dichteverhältnis $\frac{\rho_{aus}}{\rho_{ein}}$ über den Verdichter im Vergleich zum Auslegungspunkt. Wäre die Geometrie des Strömungskanal variabel, müsste sie sich in Strömungsrichtung weniger verjüngen.

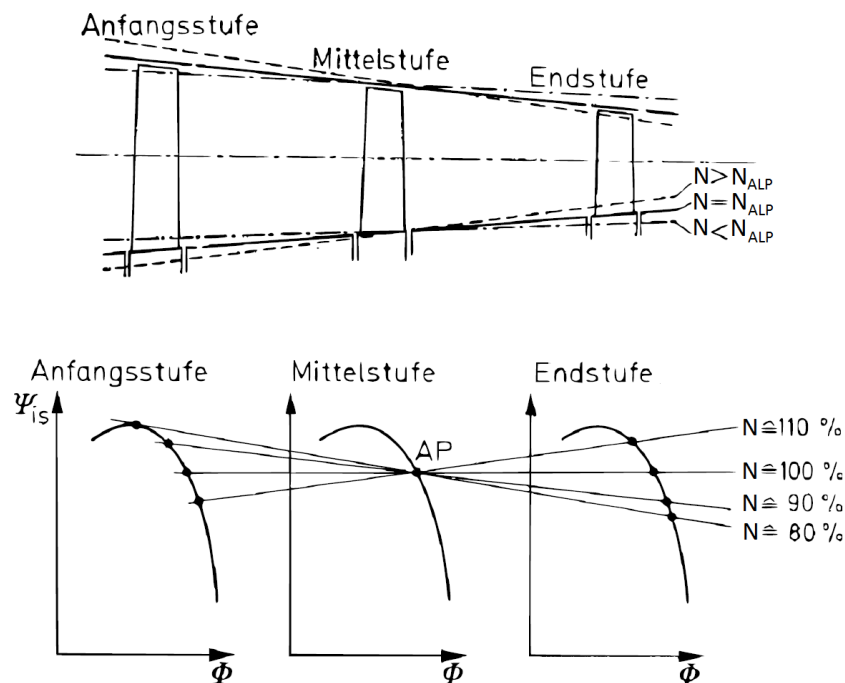


Abbildung 2.4: Betriebspunktverschiebung auf den Stufenkennlinien durch Drehzahlveränderung [52]

Da die Gehäusegeometrie unveränderlich ist, verschieben sich stattdessen die Betriebspunkte auf den Stufenkennlinien. Die Stufenabstimmung - das sogenannte Matching - verschiebt sich bei zunehmender Entfernung vom Auslegungspunkt. In den vorderen Stufen steigt für niedrige Lastbedingungen die Stufenbelastung verhältnismäßig an. In den hinteren Stufen sinkt sie.

Dieser Effekt limitiert den Einsatzbereich von Axialverdichtern. Wird die Drehzahl weiter reduziert, gerät der Verdichter in den kritischen Betriebsbereich, und es kann in den vorderen Stufen zur Strömungsablösung oder sogar zum Verdichterpumpen kommen.

Übermäßige Androsselung

Eine stromabwärts des Verdichters liegende engste Querschnittsfläche bestimmt den Drosselgrad σ des Verdichters. Wird ein Verdichter androsselt, wirkt sich diese Androsselung auf alle Stufen aus. Dies gilt umgekehrt auch bei einer Entdrosselung. Kleine Änderungen bezüglich des Arbeitsbereiches in den Anfangsstufen verstärken sich über die Stufen und führen zu großen Verschiebungen des Arbeitspunktes AP in den hinteren Stufen. Die hinteren Stufen durchlaufen demnach einen großen Bereich ihrer Kennlinie, während die vorderen Stufen bei einer Veränderung der Betriebsbedingung in der Regel nur einen kleinen Teil der Kennlinie abfahren.

Bei zunehmender Androsselung erreicht eine Verdichterstufe ihren kritischen Bereich. Die Strömung beginnt dann in dieser Stufe abzulösen. Welche Stufe von Ablösung betroffen ist, hängt vom Leistungsbereich, der Arbeitspunktverschiebung der einzelnen Stufen und auch von der Ablöseineigung - also der Lage des kritischen Bereiches auf der Stufenkennlinie - der jeweiligen Stufe ab. Diejenige Stufe, welche als erstes zur Ablösung neigt wird pumpauslösende Stufe (Surge Trigger) genannt.

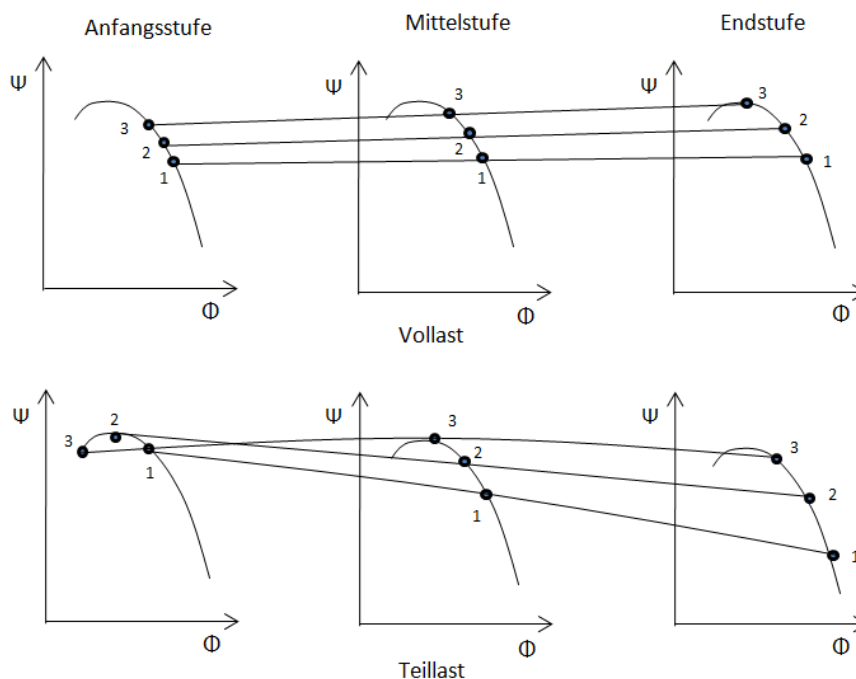


Abbildung 2.5: Auswirkung von Drosselgradänderung σ auf die Stufenabstimmung - eigene Abbildung nach [52]

Die Arbeitspunkte AP bewegen sich im Stufenkennfeld bei Androsselung auf der Drehzahllinie nach oben. Wie in Abbildung 2.5 zu erkennen ist, sind mit zunehmender Drosselung von Punkt 1 bis Punkt 3 bei Teillast eher die vorderen Stufen ablösegefährdet und bei Volllast eher die hinteren.

2.2.2 Ausprägungen

Das Ausmaß des Strömungsabrisses innerhalb eines Verdichters kann sehr unterschiedlich ausfallen. So kann es beispielsweise zu einem Teilabriss - einer sogenannten Rotierenden Ablösung - oder zum Verdichterpumpen kommen. Beim Pumpvorgang bricht die Strömung über den gesamten Verdichter zusammen.

Rotierende Ablösung

Das Phänomen der rotierenden Ablösung (rotating stall) ist in Abbildung 2.6 dargestellt. Der Vorgang beginnt mit einer druckseitig zu steilen Anströmung. Durch eine kleine Störung reißt die Strömung von der Schaufelsaugseite des Profils zwischen den Passagen A und B ab. Es ergibt sich in Passage B eine aerodynamische Verengung der effektiven Strömungsfläche. Dort wird die Anströmung noch steiler - die Inzidenz i_B ist größer als i_A . Die Verengung des Strömungskanals wirkt sich anschließend auf das benachbarte Schaufelprofil in Passage C aus. Dort beginnt ein ähnlicher Ablauf. Die auf diese Art entstehende Störung rotiert entgegen der Drehrichtung des Rotorgitters und wird als rotierende Ablösung bezeichnet.

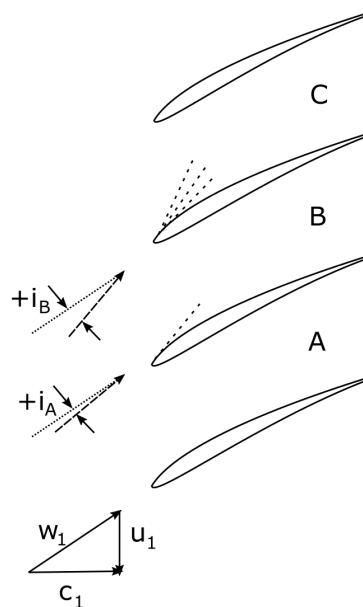


Abbildung 2.6: Ausbildung einer rotierenden Ablösung

Verdichterpumpen

Absolut zu vermeiden ist das Phänomen des Verdichterpumpens (surge). Dieses entsteht bei zu starker Androsselung des Verdichters über den Zustand der rotierenden Ablösung hinaus. Der Strömungsabriss über die Stufen wird so massiv, dass der Druckaufbau gegen den Druckgradienten nicht mehr umgesetzt werden kann. Die Strömung bricht über den gesamten Verdichter

zusammen und der zuvor aufgebaute Druck entlädt sich stoßartig stromaufwärts. Anschließend gesundet die Strömung kurzfristig wieder. Es baut sich erneut Druck über den Verdichter auf, der sich - sofern das auslösende Ereignis nicht korrigiert wurde - wiederum entgegen der eigentlichen Strömungsrichtung entlädt. Dieser Vorgang wiederholt sich periodisch und übt eine starke Belastung auf die Schaufeln aus. Das Verdichterpumpen kann zum Schaufelversagen führen und in der Folge zur Zerstörung des Verdichters. Daher gilt es, diesen kritischen Bereich zu vermeiden.

2.2.3 Maßnahmen zur Vermeidung

Die Maßnahmen zur Vermeidung von kritischen Verdichtierzuständen zielen auf einen allseits ausreichend großen Abstand der Arbeitslinie zur Pumpgrenze ab - siehe Abbildung 2.3. Der jeweilige Arbeitspunkt muss auch unter Berücksichtigung von Triebwerksvarianz, Alterungseffekten, ungünstigen Arbeitsbedingungen, Leistungsentnahme von der zugehörigen Welle oder raschen Manövern immer im sicheren Betriebsbereich liegen.

Im Auslegungspunkt des Verdichters sollte dabei per se ein gesundes Strömungsfeld vorliegen. Maßnahmen zur Vermeidung kritischer Verdichtierzustände müssen für den Betrieb abseits des Auslegungspunktes gefunden werden. Die Mittel zur Wahrung der Betriebssicherheit eines Triebwerks können prinzipiell unterschiedlicher Natur sein. Einerseits können regelungstechnische Vorgaben gemacht werden - z.B. Definition von Grenzwerten (Limits) - oder andererseits variable mechanische Elemente verwendet werden - z.B. Einbau variabler Bauteile.

Innerhalb des Verdichters werden mechanisch variable Elemente eingesetzt. Hierdurch kann der Betriebsbereich des Verdichters vergrößert werden. Umgesetzt werden diese mechanischen Variabilitäten in Form von

- Abblasen von Verdichterluft,
- variablen Leitschaufeln VLS oder
- Mehrwelligkeit - mehrere Verdichter auf Wellen mit unterschiedlicher Drehzahl N .

2.3 Wirkungsweise von Sekundärluftentnahme

Die Sekundärluftentnahme kann als eine Veränderung des Verdichterringraumes angesehen werden. Dabei entlastet die Zwischenstufenentnahme von Sekundärluft die stromauf liegenden Stufen. Durch das Abblasen werden die Stufen vor der Entnahmestelle entdrosselt. Sie werden bei höherem Massenstrom und damit niedrigerer Leistungsumsetzung betrieben. Abbildung 2.7 zeigt, dass die Stufenkennlinien in der Ψ - Φ -Darstellung bei Abblasung unverändert bleiben. Es verschiebt sich lediglich der Arbeitspunkt AP und damit die Stufenabstimmung im Verdichterverbund. So werden in dem Beispiel die vordere und die mittlere Stufe entlastet. Die Abblasestelle liegt hinter der Mittel- aber stromauf der Endstufe. Die Endstufe wird durch eine derartige Abblasung zusätzlich belastet.

Demnach ist die Methodik der Abblasung ein Verfahren, das bevorzugt im Teillastbereich Anwendung findet. Dort sind die vorderen Stufen durch starke Belastung ablösegefährdet, wohingegen die hinteren Stufen wenig belastet sind. Somit wirkt sich die Abblasung positiv sowohl auf den vorderen als auch den hinteren Teil des Verdichters aus.

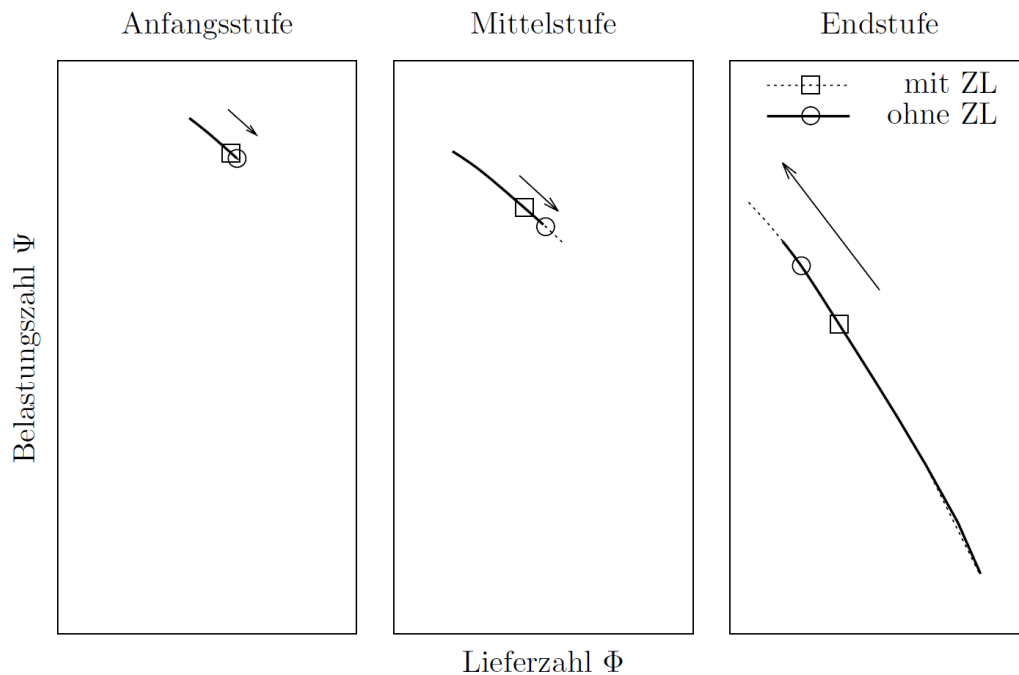


Abbildung 2.7: Auswirkung von Zwischenstufenabbläsung auf Stufenkennlinien

Die Auswirkungen von Abbläsung auf das Gesamtverdichter kennfeld sind in Abbildung 2.8 dargestellt. Es ist erkennbar, dass sich die Drehzahllinien in Richtung höherer reduzierter Eintrittsmassenströme verschieben. Das entspricht dem zuvor für die einzelnen Stufen beschriebenen Effekt, dass sich die Arbeitspunkte AP der stromauf der Entnahmestelle liegenden Stufen auf der jeweiligen Stufenkennlinie hin zu höheren Massenströmen bewegen. Je höher der extrahierte Abblasemassenstrom ist, desto größer sind die Auswirkungen auf das Verdichterkennfeld.

Mit dieser Variation der Drehzahlkurven in Richtung höherer reduzierter Eintrittsmassenströme im Gesamtverdichterkennfeld - also einer Verschiebung nach rechts - einher geht im Normalfall eine Verringerung der Pumpgrenze. Das Pumpdruckverhältnis kann sich theoretisch jedoch bei einer Drehzahl auch erhöhen. Das ist abhängig von der Stufenabstimmung und der Lage der pumpauslösenden Stufe.

Neben den aerodynamischen Vorteilen der Sekundärluftabbläsung gibt es auch einen entscheidenden Nachteil. Die bis zur Entnahmestelle verdichtete Luft steht nicht mehr für den Kreisprozess zur Verfügung. Die an dieser Luft verrichtete Verdichtungsarbeit geht demnach aus Sicht des Kreisprozesses verloren. Um den damit verbundenen Energieverlust zu reduzieren, wird die Abblaseluft üblicherweise in den Mantelstrom geleitet, um dort an der Schuberzeugung teilzunehmen. Das Bestreben ist gemeinhin, die Menge der Abblaseluft so gering wie möglich zu halten.

2.4 Wirkungsweise variabler Leitschaufeln

Durch den Einsatz von variablen Leitschaufeln kann eine Fehlanströmung der betroffenen Leit- sowie der sich anschließenden Laufschaufelreihe korrigiert und damit Ablösung verhindert werden

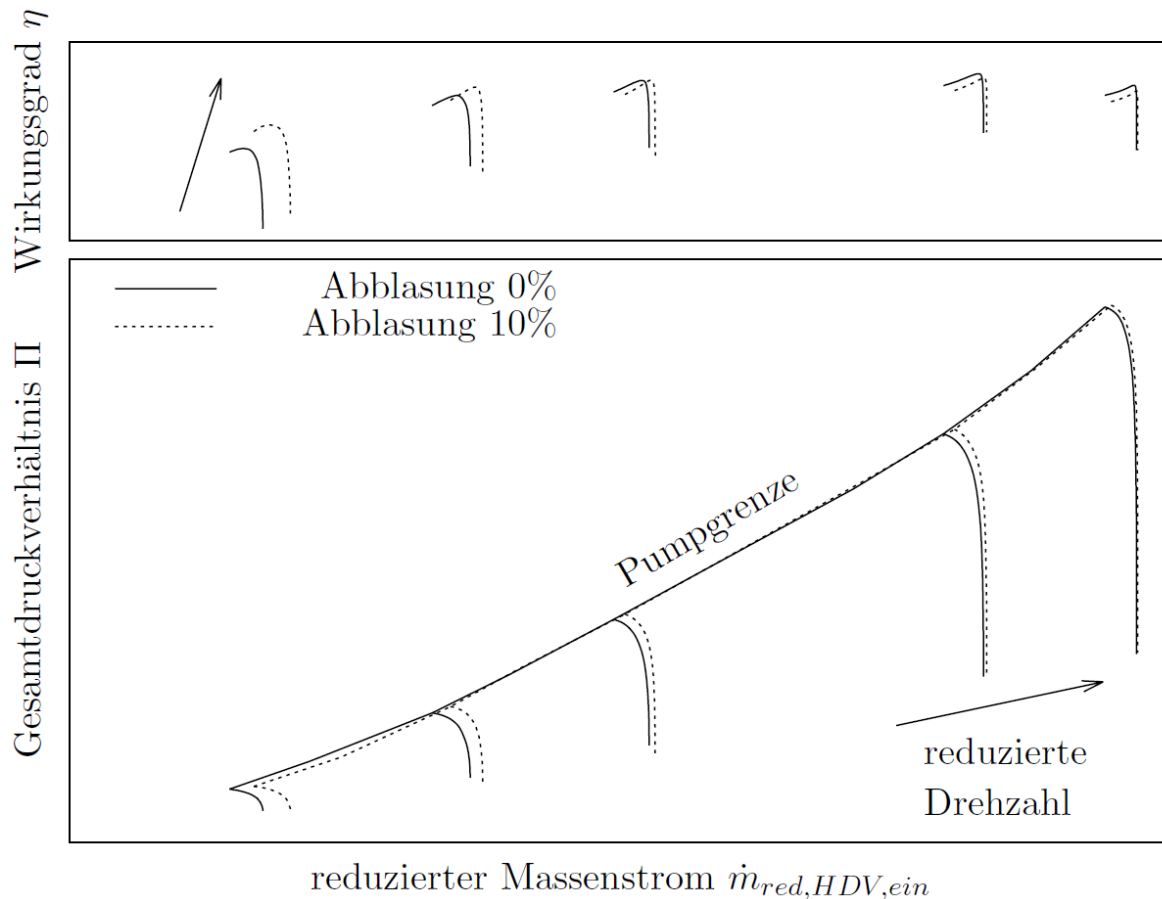


Abbildung 2.8: Auswirkung von Sekundärluftentnahme auf das Verdichterkennfeld

[67]. Die einzelnen Leitschaufeln einer Reihe sind wie in Abbildung 2.9 gezeigt über einen Ring miteinander verbunden.

Die Wirkungsweise von Leitschaufelverstellung ist in Abbildung 2.10 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Strömungswinkel einer Laufschaufelreihe beeinflusst werden kann. Durch eine geeignete Verstellung der vorangestellten Leitschaufeln kann die Anströmung der Laufschaufeln verbessert werden. Sie ist weniger steil. Dies geschieht zum einen durch die Umlenkung der Strömung. Zum anderen wird durch die Leitradverstellung der Querschnitt im Leitgitter verringert, was zu einer Reduktion des Massenstromes und damit der axialen Geschwindigkeit im nachfolgenden Laufgitter führt [35]. Abbildung 2.10 illustriert diesen Vorgang. Durch das Schließen der variablen Leitschaufeln wird hier die nachfolgende Laufschaufelreihe entlastet.

Die Verstellung einer einzelnen Leitschaufelreihe verschiebt ausschließlich die Stufenkennlinie der sich anschließenden Verdichterstufe. Alle anderen Kennlinien bleiben nahezu unverändert. Dennoch variiert durch die Leitschaufelverstellung einer Stufe die Stufenabstimmung im gesamten Verdichter - also die Arbeitspunkte der einzelnen Stufen. Die Abbildungen 2.11 und 2.12 zeigen den Einfluss der Winkelverstellung der ersten sowie einer mittleren Leitschaufelreihe auf Kennlinien und Arbeitspunkte AP von Eingangs-, Mittel- und Endstufe bei gleichbleibender Drehzahl und Drosselgrad.

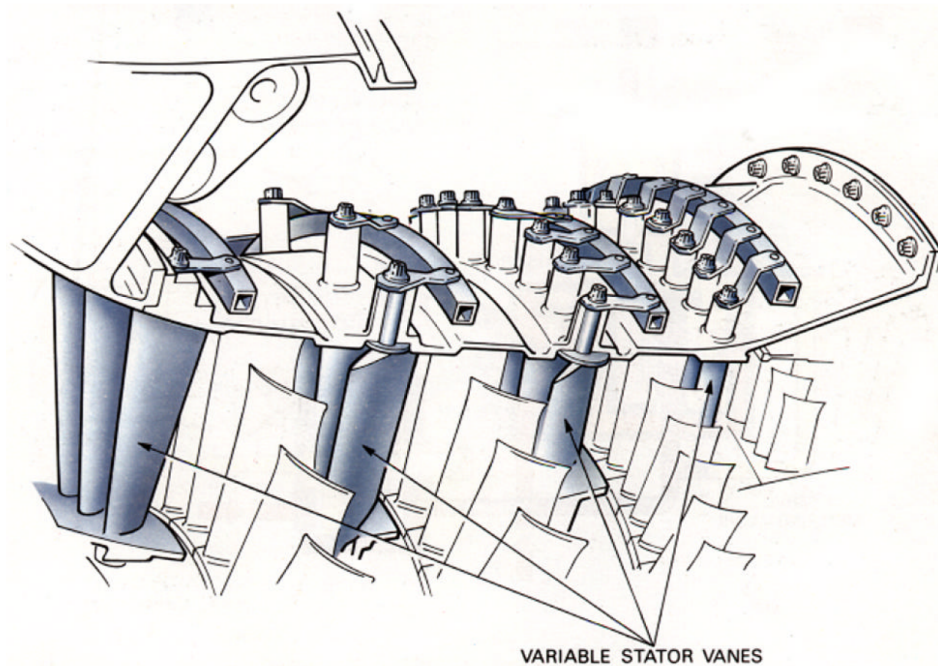


Abbildung 2.9: Mechanische Umsetzung variabler Leitschaufeln [64]

Neben der Vergrößerung des Arbeitsbereiches im Teillastbetrieb durch das Verhindern einer zu steilen Anströmung können variable Leitschaufeln nach Sinnette [67] ebenso eingesetzt werden, um durch die Variation des Anströmwinkels für Rotor und Stator eine optimale Anströmung zu finden, welche zu minimalen Strömungsverlusten führt. Das heißt, neben der Vermeidung von kritischen Strömungszuständen können variable Leitschaufeln auch eingesetzt werden, um unter den sich ständig wechselnden Betriebsbedingungen eine optimale Strömungsführung zu finden und damit einen optimalen Verdichterwirkungsgrad zu realisieren.

Casey untersucht in [17] die Auswirkung der Leitschaufelverstellung auf das Stufenkennfeld einer Stufe mit vorgelagerten variablen Leitschaufeln. Er zeigt auf, dass sich mit der Leitschaufelverstellung der Arbeitsbereich der nachfolgenden Stufe vergrößern lässt. Das Schließen der Leitschaufeln verschiebt die Drehzahlkurven im Stufenkennfeld in Richtung kleiner Lieferzahlen sowie kleiner Belastungszahlen - äquivalent zu Abbildungen 2.11 und 2.12. Der Verlauf des Stufenwirkungsgrades entlang einer Stufenkennlinie verändert sich infolge der Leitschaufelverstellung.

Abbildung 2.13 zeigt die Veränderung der Drehzahlkurven durch Leitschaufelverstellung auf das Gesamtverdichterkennfeld. Analog zu den Stufenkennfeldern ist ersichtlich, dass sich die Drehzahlkurven bei schließender Leitschaufelverstellung zu niedrigeren Massenströmen verschieben. Damit einher geht die Veränderung der Pumpgrenze. Effektiv sinkt die Pumpgrenze bei einer reduzierten Drehzahl, wenn vom optimalen Anströmwinkel abgewichen wird. Da sich die Drehzahlkurven jedoch hin zu niedrigeren Massenströmen verschieben, kann bei konstantem reduzierten Massenstrom eine zum Teil signifikante Pumpgrenzerhöhung festgestellt werden.

Abbildung 2.13 zeigt darüber hinaus, wie sich die Linie maximalen Wirkungsgrades durch die Leitschaufelverstellung verändert. Genau wie bei der Pumpgrenze, wird bei geschlossener Leitschaufelverstellung die Linie des maximalen Wirkungsgrades bei konstantem reduzierten Massenstrom

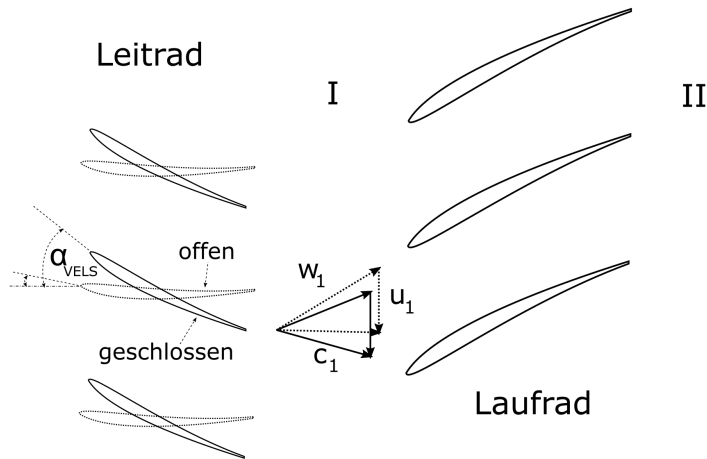


Abbildung 2.10: Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf die Geschwindigkeitsdreiecke einer Verdichterstufe

nach oben verschoben. Bei einer Leitschaufelöffnung tritt der entgegengesetzte Effekt ein. Die Erkenntnis, dass sich das Wirkungsgradmaximum durch die Verstellung der variablen Leitschaufeln verändern lässt, bringt die Möglichkeit mit sich, eine Optimierung der Leitschaufelverstellung durchzuführen, je nach aktueller Lage der Arbeitslinie.

Neben den unverkennbaren aerodynamischen Vorteilen bringen variable Leitschaufeln jedoch auch Nachteile mit sich. So steigt das Triebwerksgewicht durch die zusätzliche Verstellmechanik an. Zudem erhöht sich durch die steigende Anzahl der Bauteile auch die Anzahl potentieller Fehlerquellen. Weiterhin ergeben sich für die variablen Schaufeln größere Spalte, was zu erhöhten Strömungsverlusten führt. Insgesamt sollte demnach die Anzahl der variablen Schaufelreihen so groß wie nötig und so gering wie möglich sein. Nach [26] verfügen mehrstufige Axialverdichter mit mehr als fünf Stufen für jede zusätzliche Stufe über eine variable Leitschaufelreihe.

2.5 Bestimmung der optimalen Verstellwinkel

Um den Einsatz der verstellbaren Leitschaufeln möglichst effektiv zu gestalten, müssen die für den Betrieb optimalen Verstellwinkel gefunden und in einem entsprechenden Leitschaufelverstellgesetz zusammengefasst werden. Üblicherweise wird das Verstellgesetz für den Verdichter im Einzelbetrieb auf einem Verdichterprüfstand definiert. So werden vorrangig PGA und Wirkungsgrad η über ein optimal aufgesetztes Verstellgesetz maximiert. Der Effekt auf den PGA ist in Kapitel 2.4 beschrieben. Der Wirkungsgrad wird aus Sicht der einzelnen Stufen durch eine verbesserte Anströmung von Leit- und Laufrad erzielt, wodurch sich geringere Strömungsverluste ergeben. Wird das Kennfeld des Verdichters betrachtet, ergibt die Optimierung eine Verzerrung des Kennfeldes, so dass die Bereiche hoher Wirkungsgrade besser mit der Arbeitslinie überlagert werden - siehe Abbildung 2.13. Die gleichzeitige Maximierung beider Parameter führt in bestimmten Betriebsbereichen zu physikalischen Widersprüchen.

Die üblichen Fragen für eine Optimierung der verstellbaren Leitschaufeln sind nach Kiesow ([35]):

- Wie viele verstellbare Leitschaufelreihen sind notwendig?

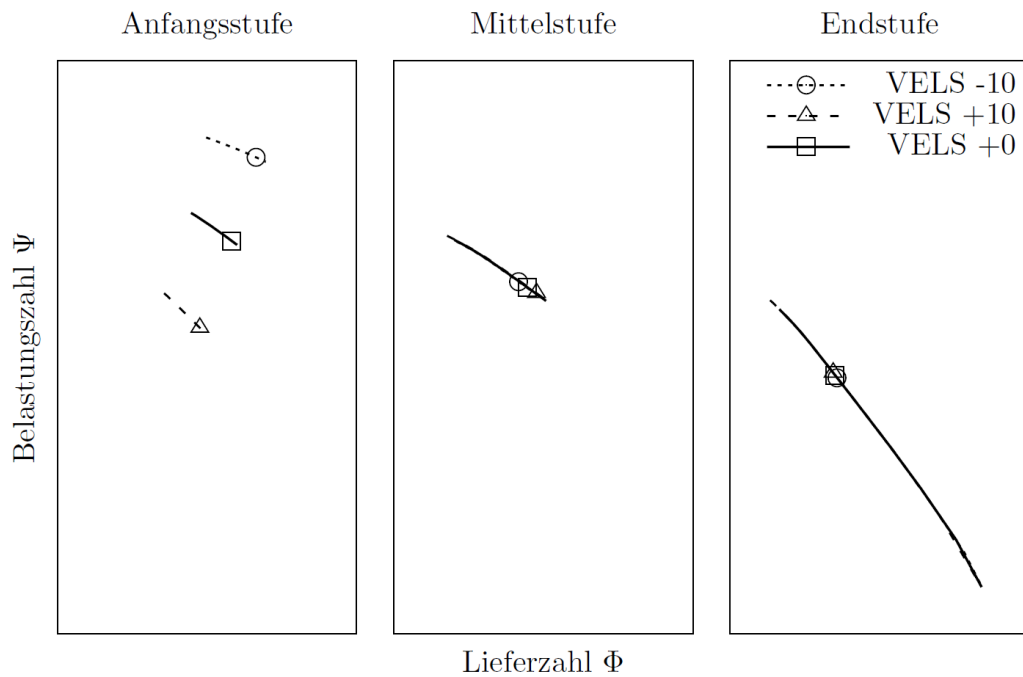


Abbildung 2.11: Auswirkung von Eintrittsleitschaufelverstellung auf Stufenkennlinien bei Vollast

- Wie groß muss der Verstellwinkel einer jeden Reihe sein?
- Wie ist das Verstellgesetz festzulegen?

2.5.1 Optimierung der Verstellung der variablen Leitschaufeln mit Blick auf die Stufenleistung

Benra führt in [7] eine Untersuchung zur optimalen Anströmung der Laufschaufeln durch. Dafür benutzt er die Möglichkeiten der Leitradwalstellung sowie der Wölbungsänderung für Leiträder. Eine Schlussfolgerung aus der Arbeit ist, dass die Leitradwalstellung der Wölbungsänderung vorzuziehen ist. Eine weitere Schlussfolgerung ergibt sich aus der Betrachtung der Wirkungsgradverbesserung. Liegt der Fokus allein auf der optimalen Anströmung der Laufradreihen, welche durch eine Verstellung der Leitschaufeln erzielt wird, übertreffen die dabei auftretenden Verluste in den Leiträdern die Strömungsverbesserung in den Laufrädern deutlich. Daher sollte für eine Optimierung immer eine Leistungsbewertung des gesamten Verdichters vorgenommen werden.

Kiesow untersucht in [35] für einen sechsstufigen Verdichter den Einfluss verstellbarer Leitschaufeln auf die einzelnen Stufencharakteristika. Dabei wird ersichtlich, dass durch eine zunehmende Anzahl an verstellbaren Leitschaufelreihen deutliche Wirkungsgradverbesserungen möglich sind. Kiesow zeigt weiterhin, wie der Arbeitsbereich einzelner Stufen durch die Leitradwalstellung vergrößert wird. Es werden die Auswirkungen verschiedener Verstellgesetze auf den Betrieb untersucht. Ihre Verwendung wird durch den jeweiligen Anwendungsfall definiert - z.B. Flugtriebwerk oder stationäre Gasturbine.

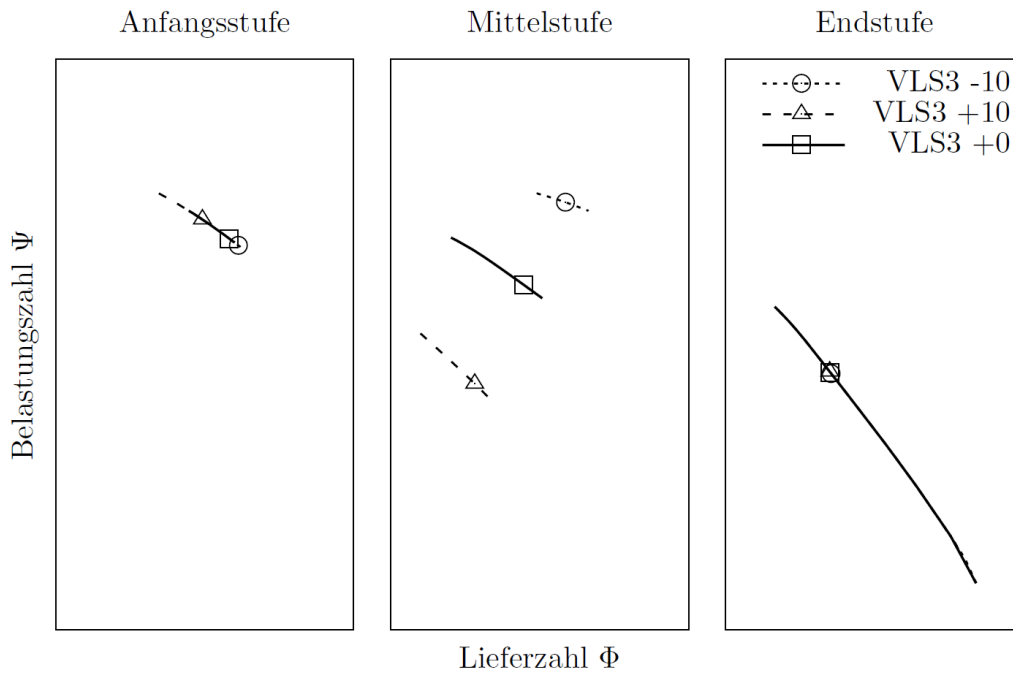


Abbildung 2.12: Auswirkung von Leitschaukelverstellung einer mittleren Verdichterstufe auf Stufenkennlinien bei Vollast

2.5.2 Optimierung der Verstellung der variablen Leitschaukeln mit Blick auf die Verdichterleistung

Seit der Entwicklung variabler Leitschaukeln in den 1950er Jahren wurde die Optimierung der Leitschaukelverstellung über Verdichtertests (Rig-Tests) realisiert. Nach Garberoglio [28] betreffen die Optimierungsziele vorrangig Leistungsanforderungen wie η , PGA, II oder Ausdehnung des Massenstrombereiches. Neben den Leistungsanforderungen werden in Tests zusätzlich mechanische Limitierungen berücksichtigt, welche durch Ablösung (Stall), Materialbeanspruchung (Stress) oder Vibrationen (Flutter) hervorgerufen werden. Garberoglio beschreibt das Vorgehen bei der Wahl eines Leistungsparameters als Optimierungsziel. Dabei müssen die jeweils anderen Leistungsparameter als Nebenbedingungen berücksichtigt werden. So wird z.B. bei der Optimierung des Wirkungsgrades η ein minimaler PGA als Nebenbedingung vorgegeben. Zur Unterstützung der Tests führt Garberoglio eine simultan zu den Tests ablaufende, modellbasierte Optimierung ein, um die Betriebspunkte für Test zielgerichteter auswählen zu können. Durch dieses Vorgehen kann die Anzahl an notwendigen Betriebspunkten und somit die Testzeit signifikant reduziert werden. Ein weiterer Vorteil von während des Tests simultan ablaufenden Rechnungen ist das unmittelbare Vorhandensein aller benötigten aerodynamischen Parameter. Unter diesen Voraussetzungen kann eine modellbasierte Optimierung mit Berücksichtigung von Nebenbedingungen im geschlossenen Steuerungskreislauf durchgeführt werden. Die Rechnungen haben zudem den Vorteil, dass sie ohne das Risiko auskommen, das Testvehikel bei kritischen Testbedingungen zu zerstören.

Ein ähnliches Verfahren stellt Kerney in [34] vor. Dieses ermöglicht es, die Anzahl der notwendigen Testdurchläufe und die damit verbundene Testzeit zu reduzieren. Kerney verwendet dafür die

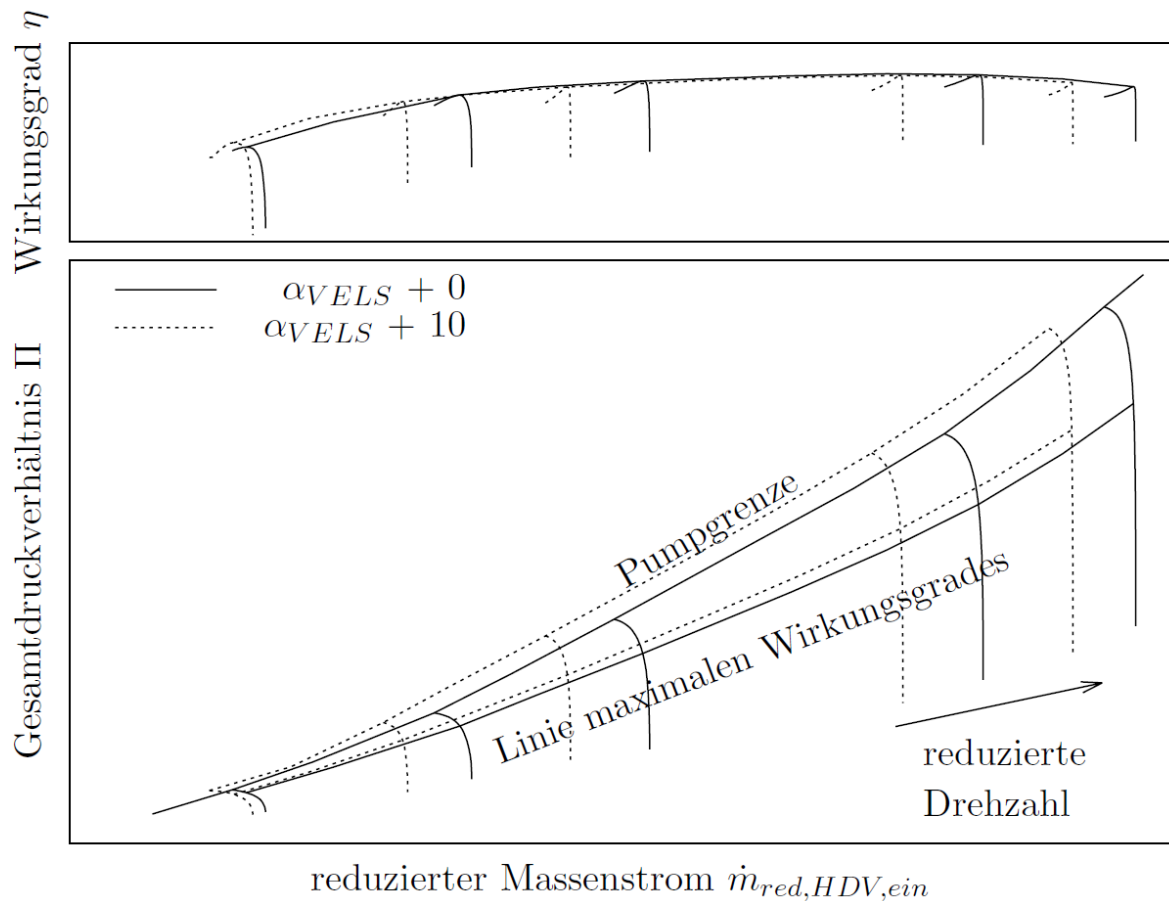


Abbildung 2.13: Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf das Gesamtverdichterkennfeld

Statistische Versuchsplanung (Design of Experiment) (DoX) mit einem modellbasierten Ansatz. Mittels Kombination von einzelnen - in der Anzahl deutlich reduzierten - Verdichtertests und angepasster Modellrechnung kann das Wirkungsgradmaximum des Verdichters effizienter ermittelt werden.

Sun und Elder [69] nutzen in ihrer numerischen Untersuchung ein Mittelschnittverfahren zur Optimierung des Verdichterbetriebs mit Blick auf den Wirkungsgrad abseits des Auslegungspunktes. Sie vergleichen für einen 7-stufigen axialen Triebwerksverdichter den Betrieb mit und ohne variable Leitschaufeln im Auslegungspunkt und bei Teillast. Dafür wird jeweils eine Optimierung für maximalen Verdichterwirkungsgrad sowie maximalen Pumpgrenzabstand durchgeführt. Im Teillastbereich ergibt sich eine maximale Wirkungsgradverbesserung von 2,7%.

Gallar beschreibt in [26] eine Optimierung der Leitschaufeln mit Hilfe eines genetischen Algorithmus. Dabei definiert er verschiedene numerische Werte für den minimalen PGA als Nebenbedingung. Gallar kommt zu dem Schluss, dass mit niedrigerem PGA, der Wirkungsgradgewinn für den Verdichter ansteigt. Es ergibt sich eine Verbesserung des Wirkungsgrades von bis zu 5% im niedrigen Teillastbereich. Im Auslegungspunkt gehen die Verbesserungen gegen Null. Im Auslegungspunkt sollte der Verdichter per se ohne Anpassung der variablen Leitschaufeln optimal betrieben werden.

2.5.3 Optimierung der Verstellung der variablen Leitschaufeln mit Blick auf die transiente Triebwerksleistung

Salchow untersucht in [65] den Einfluss der variablen Verdichtergeometrien - Leitschaufelverstellung und Abblasung - auf das Beschleunigungsverhalten des Triebwerks. Die drei Optimierungsziele minimale Beschleunigungszeit, maximaler PGA und minimale Rotoreingangstemperatur (Rotor Inlet Temperature) (RIT) stehen im Fokus. Es wird für jeden dieser Parameter eine Einzieloptimierung durchgeführt. Die jeweils anderen werden als Nebenbedingung berücksichtigt. Es können dabei deutliche Verbesserungen erzielt werden, wenn für die jeweils anderen beiden Parameter eine Verschlechterung zugelassen wird. Schlussendlich muss der Triebwerksentwickler hierfür einen Kompromiss finden. Da im transienten Betrieb die Arbeitslinie von der stationären Arbeitslinie abweicht, muss das Steuergesetz mehrdimensional aufgesetzt werden. Dafür wählt Salchow neben der Drehzahl der Hochdruckwelle N_H die Drehzahl der Niederdruckwelle N_L . Eine weitere interessante Feststellung ist, dass die transiente Optimierung keinesfalls einer vorab festgeschriebenen transienten Fahrlinie folgen sollte. Die optimale Fahrlinie ergibt sich aus:

- dem aktuellen Betriebspunkt,
- der Historie des Betriebspunktes - und der damit verbundenen aktuellen Drehzahlbeschleunigung \dot{N} -, sowie
- den gegebenen Freiheitsgraden - wie variable Geometrien und Brennstoffverbrauch.

Nur bei Betrachtung des Gesamtmanövers kann die global optimale Lösung gefunden werden.

2.6 Steuerung variabler Leitschaufeln

Sind die optimalen Verstellwinkel für die variablen Schaufelreihen bestimmt, muss eine mechanische sowie regelungstechnische Umsetzung gefunden werden, um die Leitschaufeln im Betrieb entsprechend der optimalen Verstellwinkel auszurichten.

2.6.1 Mechanische Kopplung

Um die Verstellmechanik zu vereinfachen, gibt es für variable Leitschaufeln üblicherweise nur einen einzelnen Aktuator. Alle weiteren variablen Leitradstufen sind über ein Getriebesystem mechanisch mit der ersten Stufe verbunden. Mit diesem Vorgehen können Kosten, Gewicht, Komplexität und Fehleranfälligkeit reduziert werden.

Eine Kopplung impliziert die Notwendigkeit einer linearen Beziehung zwischen den optimalen Verstellwinkeln der einzelnen Stufen. Hoppe hat dies in [30] untersucht. Er kommt zu dem Ergebnis, dass die Annahme der Linearität im Stellbereich von $-10^\circ < \Theta < 10^\circ$ eine gute Näherung darstellt. Für größere Verstellwinkel zeigt das optimale Verstellgesetz keinen linearen Zusammenhang mehr. Das volle Potential der Leitschaufelverstellung kann für diese Bereiche demnach nicht mit einem konstanten Übersetzungsverhältnis ausgeschöpft werden.

2.6.2 Einfache Steuerung, Regelung und adaptive Regelung

Die unterschiedlichen Arten der Steuerung sind in [61] aufgelistet. Die einfachste Variante ist dabei der offene Steuerungskreislauf (Open Loop Control). Die Steuerung wird über einen Regler und einen Aktuator realisiert.

Wird die Überwachung des aktuellen Systemzustands hinzugefügt, wird von einem geschlossenen Steuerungskreislauf (Closed Loop Control) oder von Regelung gesprochen. Für die Regelung ist neben Regler und Aktuator mindestens ein Sensor notwendig. Der Sensor überwacht die Komponente in Echtzeit und passt die Steuerungsgrößen an.

Die komplexeste Form der Steuerung ist ein adaptiver Steuerkreislauf (Adaptive Control). Hierfür wird eine Selbstjustierung abhängig von der aktuellen Bedingung vorgenommen. Die Kontrollaktion wird dabei für jede Betriebsbedingung optimiert.

Variable Leitschaufelsysteme werden bis heute über einen einfachen, offenen Steuerkreislauf gesteuert. Dafür wird ein Verstellgesetz definiert, das über einen oder mehrere repräsentative Parameter aufgetragen ist.

2.6.3 Wahl des Steuerungsparameters

Um die variablen Verdichterleitschaufeln optimal auszurichten, müssen die vorherrschenden Machzahlen bekannt sein. Diese sind jedoch nur schwer bestimmbar.

Bekannterweise werden Machzahlen durch äquivalente Größen ersetzt:

- reduzierter Massenstrom $\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}$ für die axiale Machzahl Ma_{ax} ,
- reduzierte Drehzahl $\frac{N}{\sqrt{T}}$ für die umfangsgerichtete Machzahl Ma_u .

Unter der Annahme einer konstanten stationären Arbeitslinie mit idealem reduzierten Triebwerksverhalten gilt:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{t, \text{ein}}}}{P_{t, \text{ein}}} = f\left(\frac{N}{\sqrt{T_{t, \text{ein}}}}\right) \quad (2.8)$$

Durch diesen Zusammenhang kann der Verstellwinkel als alleinige Funktion von der Drehzahl angegeben werden. Die reduzierte Drehzahl $\frac{N}{\sqrt{T_{t, \text{ein}}}}$ ist der vorrangig verwendete Parameter zur Steuerung variabler Verdichterleitschaufeln. Entlang der stationären Arbeitslinie ergibt sich damit ein eindeutiges Verstellgesetz für die optimale Ausrichtung der Verstellwinkel. Ein Beispiel für ein Verstellgesetz ist in Abbildung 2.14 dargestellt.

Weicht der Betrieb von der stationären Arbeitslinie ab, verändern sich die Geschwindigkeitsdreiecke und die Verstellung der Leitschaufeln wird ineffizient. Die Gründe für ein Abweichen der Arbeitslinie sind:

- Änderungen der Umgebungsbedingungen (Reynoldszahleinfluss Re , Machzahleinfluss Ma , etc.),
- transiente Arbeitslinienauslenkung,
- thermale Effekte nach transienten Vorgängen,

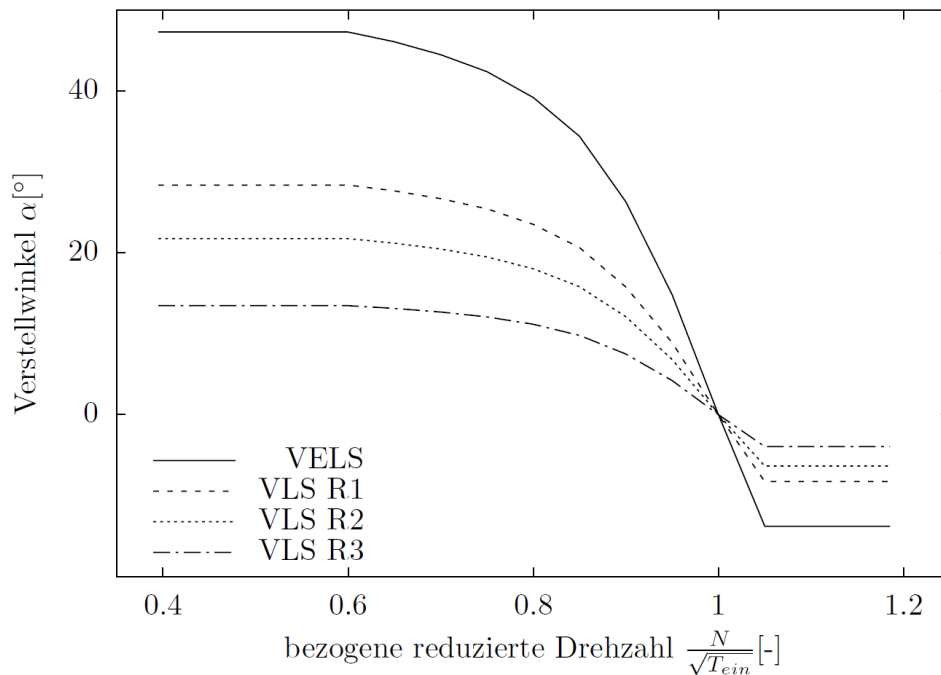


Abbildung 2.14: Beispiel für ein Verstellgesetz eines Verdichters mit vier variablen Leitschaufeln

- Abblasung,
- Leistungsentnahme und
- Durch Alterung hervorgerufene Verschlechterungseffekte (Deterioration) (DET).

Um dieses Problem zu adressieren, untersucht Babic in [2] verschiedene thermodynamische Triebwerksparameter wie reduzierter Massenstrom, Druckverhältnis und Drehzahl hinsichtlich ihrer Eignung zur Steuerung der variablen Leitschaufeln. Dabei werden Vor- und Nachteile dieser Parameter im Hinblick auf die Anforderungen Genauigkeit (bspw. bei Messfehlern), Verfügbarkeit (Geschwindigkeit der Messwertaufnahme der Sensoren) und Robustheit (bspw. bei Abweichungen von der nominalen Arbeitslinie) festgestellt. Babic schlussfolgert, dass eine robuste Lösung für das Steuerungsproblem unter Berücksichtigung von Abweichungen von der nominalen stationären Arbeitslinie nur gefunden werden kann, wenn von der Vereinfachung eines eindimensionalen Verstellgesetzes weggegangen wird. Ein mehrdimensionales Verstellgesetz könnte die tatsächlichen Strömungszustände (Machzahlen) am Eintritt des Verdichters besser vorhersagen.

2.7 Berücksichtigung von Abweichungen vom Idealzustand

Die Optimierung des Verstellgesetzes wird bis heute üblicherweise allein mit Blick auf die Komponente Verdichter durchgeführt. Allerdings ist es notwendig, diese Optimierung im Kontext des Systems Triebwerk durchzuführen, da die Änderung einer Komponente in einem solch komplexen System zu diversen Veränderungen auf Gesamtsystemebene führt. Umgekehrt haben auch Änderungen anderer Komponenten - insbesondere jener, die den Betriebspunkt des Verdichters direkt beeinflussen - unmittelbare Auswirkungen auf das optimale Verstellgesetz. Dieses müsste

bei jeder Designänderung dieser Komponenten mit angepasst werden. Zu jeder möglichen Lage der stationären Arbeitslinie existiert ein individuelles, optimales Steuergesetz. Weiterhin wird die Optimierung bei einer bestimmten Umgebungsbedingung durchgeführt. Abweichungen der Arbeitslinie durch Veränderung der Umgebungsbedingungen werden nicht berücksichtigt. Das volle Potential der Leitschaufelverstellung wird dann ausgeschöpft, wenn für verschiedene Umgebungsbedingungen jeweils optimale Verstellgesetze erstellt werden. Das optimale Verstellgesetz wird für den Neuzustand des Triebwerks durchgeführt. Alterungseinflüsse können einerseits die Lage der Arbeitslinie durch fortschreitende Abnutzung der angrenzenden Komponenten beeinflussen. Andererseits wird sich die Stufenabstimmung innerhalb des Verdichters verändern. Hier kann ein an den Zustand angepasstes Verstellgesetz zur Verbesserung der Stufenabstimmung beitragen. Zusammenfassend kann formuliert werden, dass die Verstellung der variablen Leitschaufeln bisher einem einzigen Verstellgesetz folgt, welches üblicherweise für den Alleinbetrieb bei bestimmten Umgebungsbedingungen erstellt wird. Zur Verbesserung des Betriebsverhaltens wird eine Erweiterung dieses Verstellgesetzes vorgeschlagen, dass die Umgebungsbedingungen und den Zustand des Triebwerks berücksichtigt. Dafür müssen die in Kapitel 2.5 aufgelisteten Fragen erweitert werden:

- Welchen Einfluss übt eine Leitschaufelverstellung im Verdichter auf das Gesamtsystem Triebwerk und andere Komponenten aus?
- Was sind die globalen Optimierungsparameter für das Gesamtsystem? Wie unterscheidet sich die gefundene Lösung vom lokalen Optimum für den Verdichter?
- Welche Veränderung des Leitschaufelverstellgesetzes ziehen Variationen in den Betriebsbedingungen (Umgebungsbedingungen sowie Triebwerkszustand) nach sich?
- Wie ist ein Verstellgesetz zu definieren, dass all diese Aspekte berücksichtigt?

2.8 Zielstellung der Arbeit

Die vorliegende Arbeit soll dazu beitragen, die zusammengetragenen Fragen zur Optimierung der Leitschaufelverstellung zu beantworten. Dazu wird das vom Autor entwickelte und im Folgenden vorgestellte Verfahren der Kopplung von Verdichtermittelschnitt- und Triebwerksleistungsrechnung herangezogen. Dieses ermöglicht die Bewertung der Auswirkungen von Veränderungen im Bereich des Verdichters auf das Gesamtsystem und umgekehrt. Verbunden mit einem Optimierungsalgorithmus kann eine optimale Anpassung des Leitschaufel-Verstellgesetzes für Axialverdichter an die jeweilige Betriebsbedingung vorgenommen werden.

Zur Evaluierung werden folgende Optimierungen durchgeführt:

- Betrachtung des Systems Verdichter
- Betrachtung des Systems Triebwerk
- Betrachtung des Systems Triebwerk bei veränderten Betriebsbedingungen
- Betrachtung des Systems Triebwerk bei verändertem Fluid
- Betrachtung des Systems Triebwerk bei verändertem Triebwerkszustand am Beispiel der Alterung

2.9 Zusammenfassung

Mehrstufige Axialverdichter neigen unter zu hoher Androsselung dazu, den stabilen Strömungsbereich durch das Auftreten von Strömungsablösung zu verlassen. Das kann gravierende Folgen für die strukturelle Integrität des Verdichters haben. Es gilt, diese kritischen Zustände zu vermeiden. Durch den effektiven Einsatz von stabilisierenden Maßnahmen kann der Arbeitsbereich eines Triebwerks im Teillastbereich deutlich vergrößert werden. Als eine zuverlässige Maßnahme zur Strömungsstabilisierung haben sich variable Leitschaufeln etabliert. Sie verbessern die Anströmung des folgenden Rotors und helfen Ablösung zu vermeiden.

Über ein optimal aufgesetztes Verstellgesetz haben variable Leitschaufeln neben dem Effekt der Strömungsstabilisierung einen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Verdichters und damit die Effizienz des gesamten Triebwerks. Das optimale Verstellgesetz wird dabei üblicherweise bei einer konstanten Referenzbedingung für den Verdichter im Einzelbetrieb hergeleitet. Durch das Zusammenspiel mit den anderen Komponenten im Triebwerk, Variation der Betriebsbedingungen, Änderungen der Fluideigenschaften oder des Triebwerkszustandes kann das Verstellgesetz für die variablen Leitschaufeln ineffektiv werden. Dies lässt weiteres, bisher ungenutztes Potential beim Einsatz von variablen Leitschaufeln erahnen. Im Rahmen dieser Arbeit werden daher entsprechende numerische Werkzeuge entwickelt, um dieses Potential zu bewerten.

3 Modellierung

In diesem Kapitel wird beschrieben, wie das thermodynamische Verhalten einer Gasturbine mit der Triebwerksleistungsrechnung modelliert wird. Durch seine langjährige Tätigkeit auf diesem Gebiet lässt der Autor in diesem Kapitel neben den aus Recherchen gewonnenen Erkenntnissen zum aktuellen Stand der Technik auch Erfahrungen eigener Untersuchungen mit einfließen.

Zu Beginn werden grundlegende Begriffe zur Modellierung erklärt. Anschließend wird ein Überblick über den Aufbau eines Triebwerksleistungsrechnungsmodells gegeben. Besonderes Augenmerk liegt auf der Modellierung des Verdichters. Es werden detailliert die physikalischen Effekte - Sekundäreffekte (Secondary Order Effects) (SE) - dargestellt, welche zu Abweichungen vom idealen Betriebsverhalten führen können. Der Fokus bei der Beschreibung dieser Effekte liegt auf deren Abbildung innerhalb eines Leistungsrechnungsmodells.

Bei der genaueren Betrachtung eines Leistungsrechnungsmodells wird offensichtlich, dass eine akkurate Beschreibung des Verdichterverhaltens die Verwendung eines höherwertigen Simulationsverfahrens notwendig macht. Daher wird das Verdichtermittelschnittverfahren als robustes Simulationsverfahren zur detaillierten Analyse des Verdichters ebenfalls beschrieben.

3.1 Grundlagen der Modellbildung

Jedes Modell ist ein abstraktes Abbild des zu beschreibenden Systems. Dabei ähnelt das Modell dem abzubildenden System in bestimmten Attributen. In anderen ist es - bewusst oder unbewusst - vereinfacht dargestellt. Die Auswahl der im Modellierungsprozess abgebildeten Attribute sowie des Detailgrades sind dem Modellersteller überlassen. Dieser sollte sich zu jeder Zeit über den Zweck - also den Einsatzbereich des Modells - bewusst sein.

Während des Modellierungsprozesses muss der Modellersteller einen Kompromiss finden zwischen

- der Genauigkeit - das Modell sollte das abzubildende System so genau wie möglich abbilden
 - und
- der Komplexität - das Modell sollte verständlich und damit handhabbar sein.

Abbildung 3.1 zeigt den Zusammenhang zwischen Komplexität und Genauigkeit eines Modells. Es ist ersichtlich, dass sich mit steigender Komplexität der für die Erstellung notwendige Aufwand erhöht. Auch gilt: Nicht jedes Detail muss modelliert werden. Einige Modellmerkmale erhöhen die Komplexität, wirken sich jedoch nicht positiv auf die Modellgenauigkeit aus.

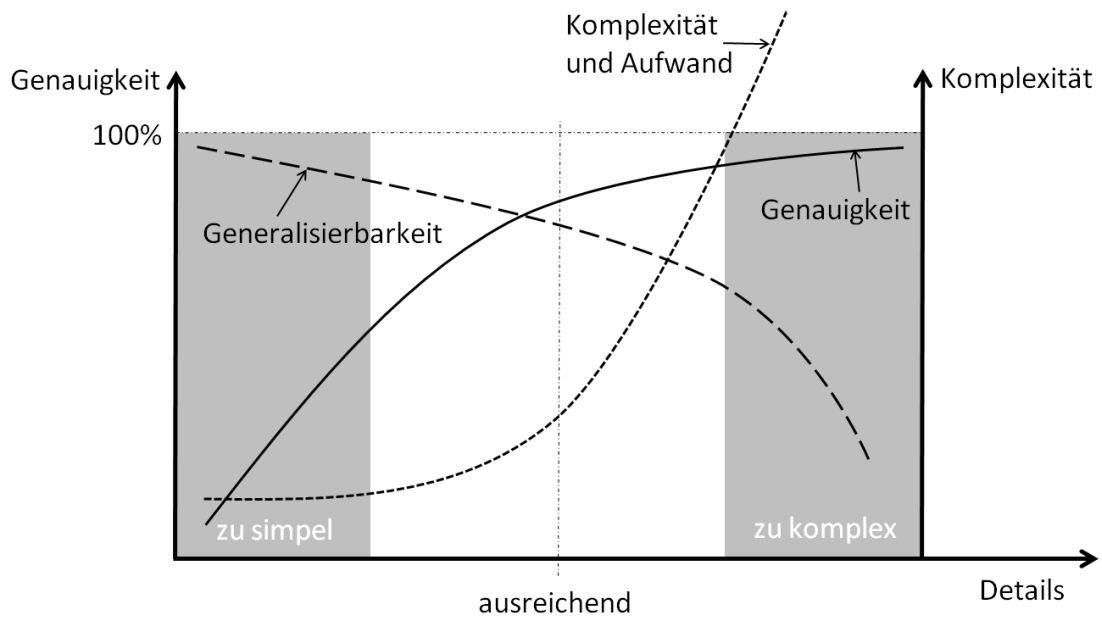


Abbildung 3.1: Zusammenhang zwischen Modellgenauigkeit und -komplexität - eigene Darstellung nach [15]

Ein weiterer wichtiger Faktor bei der Modellerstellung ist die geeignete Wahl der Werkzeuge. Diese können die Entwicklung des Modells vereinfachen, erschweren oder sogar beschränken. Sie sollten daher gut bedacht sein.

Nach der Fertigstellung eines Modells wird es anhand des abzubildenden Systems validiert. Mit dem derart validierten Modell können anschließend Änderungen am System vorhergesagt werden, ohne dass experimentelle Tests auf dem originalen System selbst durchgeführt werden müssen. Die Gründe für das Testen von Modellen anstelle des Originalsystems sind vielfältig. Tests auf dem abzubildenden System können

- aufwendig, zeitintensiv, teuer,
- unpraktisch - z.B. Umbau der unterschiedlichen Testkonfigurationen zu aufwendig -,
- unmöglich - z.B. Fehlertests, die potentiell zur Zerstörung des Gesamtsystems führen -

sein. Der Prozess der Modelloperation wird Simulation genannt [47].

Zusammenfassend sollte bei der Modellerstellung berücksichtigt werden, dass es das perfekte Modell nicht gibt. Die Realität ist zu komplex, um sie mit einem mathematischen Modell vollständig erfassen zu können. Die Validierung eines Modells kommt gewöhnlich ohne Testen des abzubildenden Systems nicht aus. Die Anzahl der erforderlichen Tests kann jedoch mit einer adäquaten Teststrategie erheblich reduziert werden.

3.2 Thermodynamische Triebwerksmodellierung mittels Leistungsrechnung

Gasturbinen-Leistungsrechnungsmodelle simulieren das Verhalten des Gesamtsystems Gasturbine über den Flugbereich für verschiedene Leistungsstufen. Das Leistungsrechnungsmodell ist eines der ersten Werkzeuge, die ein Triebwerkshersteller für die Triebwerksentwicklung erstellt - lange bevor das Triebwerk selbst gefertigt wird. Es begleitet den Triebwerksentwicklungsprozess unter ständiger Anpassung über den gesamten Entwicklungszeitraum und darüber hinaus. Dabei ist das Spektrum der Modellanwendungen sehr breit. Die Hauptanwendungsgebiete sind nach [62]

- die Bewertung des Potenzials neuer / neuartiger Gasturbinenzyklen - in der Vorauslegung,
- die Vorhersage des Betriebsverhaltens von Gasturbinen über den gesamten Betriebsbereich - während der Entwicklung,
- die Unterstützung von Triebwerkstests durch Vorhersage und Testdatenanalyse - für die Validierung und Zertifizierung,
- die Fehleranalyse und Lebensdauer- / Wartungsvorhersage - im Betrieb.

Die Modellbildung anhand der Leistungsrechnung besteht aus den folgenden vier Bausteinen:

- Thermodynamische Fluidmodellierung,
- Mathematische Beschreibung des allgemeinen thermodynamischen Komponentenverhaltens,
- Komponentencharakteristiken zur Beschreibung des spezifischen Komponentenverhaltens,
- Numerischer Lösungsalgorithmus.

Dabei ist die Vorhersage des Verhaltens des Gesamttriebwerks sowie der Leistung der Turbo-komponenten eine der Hauptaufgaben. Parameter wie Schub F bzw. Leistungsabgabe PW , Kraftstoffdurchfluss \dot{m}_B und Wellendrehzahlen N sind für den Leistungsrechnungsingenieur von primärem Interesse. Die Grundlage für eine präzise Leistungsvorhersage ist ein akkurates Simulationsmodell. In den Ursprüngen der Leistungsrechnung war die Komplexität des Modells häufig durch limitierte Rechenleistung auf relativ einfache Gleichungen beschränkt. Aufgrund der sich stetig erhöhenden Computerleistung wurden die Modelle in den vergangenen Jahren zunehmend detaillierter.

Der physikalische Prozess einer Gasturbine wird durch die Leistungsrechnung mittels mathematischer Beschreibung des thermodynamischen Komponentenverhaltens simuliert. Ein modernes, modulares Gasturbinenleistungsprogramm stellt dafür Module bereit, von denen je eines das mathematische Abbild einer Gasturbinenkomponente darstellt. Die Strömung wird dabei thermodynamisch vor und hinter jeder Gasturbinenkomponente - jedem Modul - ausgewertet.

Detaillierte Beschreibungen verschiedener moderner Leistungssimulationsprogramme finden sich in [41], [3], [22], [6].

3.2.1 Fluidmodellierung

Das Fluid, welches Triebwerke durchströmt, ist Luft - inklusive eines Anteils an Verbrennungsgasen stromab der Brennkammer. Eine akkurate Modellierung des Fluides ist dabei für die Modellgenauigkeit von hoher Relevanz. Walsh und Fletcher [76] geben den numerischen Rechenfehler auf Gesamttriebwerksparameter bei der Verwendung von konstanter spezifischer Wärmekapazität c_p und Isentropenexponenten κ mit bis zu 5% an. Um eine hohe Modellgenauigkeit zu erzielen, sollte eine akkurate Berechnung der Zustandsgrößen Enthalpie H und Entropie S benutzt werden [53].

Heutzutage umfassen Leistungssimulationsprogramme komplexe Gaseigenschaftsgleichungen, wie in [19] zusammengefasst. Als Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechengeschwindigkeit wird das Fluid Luft als thermisch perfektes Gas modelliert. D.h. die Eigenschaften spezifische Enthalpie h , spezifische Wärmekapazität c_p sowie Isentropenexponent κ werden als Funktion der Temperatur T , nicht aber des Drucks P modelliert.

Die kalorischen Zustandsgrößen sind für ein ideales Gas also eine Funktion der Temperatur T .

$$\frac{\delta h}{\delta T}_p = c_p(T) \quad (3.1)$$

Für einen isentropen Verdichtungsprozess gilt weiterhin

$$\ln(P_2) - \ln(P_1) = \Phi_1 - \Phi_2 \quad (3.2)$$

mit der Entropiefunktion:

$$\Phi(T) = \int_{T_{ref}}^T \frac{c_p(T)}{RT} dt \quad (3.3)$$

Die Berücksichtigung von Realgaseffekten erhöht darüber hinaus die Modellgenauigkeit. Die kalorischen Zustandsgrößen des Fluids sind für Realgasbetrachtungen eine Funktion von Temperatur T und Druck P . Abbildung 3.2 zeigt die Abweichungen von spezifischen Wärmekapazitäten zwischen der Berechnung mit idealem oder Realgasmodell. Bereiche, in denen der Unterschied mehr als 0,5% beträgt, sollten durch ein Realgasmodell abgebildet werden.

In [44] und [45] untersucht Kyprianidis verschiedene Thermofluidmodelle hinsichtlich ihrer Genauigkeit im Hinblick auf die Berechnung der Leistung von Gasturbinen. Dabei wird ausführlich auf Realgas- sowie Dissoziationseffekte eingegangen. Nichtberücksichtigte Dissoziationseffekte können demnach bei Prozesstemperaturen moderner Triebwerke um $2000K$ zu Abweichungen bis zu $20K$ führen. Bei allem Verbesserungspotential, welches die Thermofluidmodellierung in sich birgt, schlussfolgert Kyprianidis, dass die Detailtiefe in der Modellierung an den Einsatz des Modells angepasst werden sollte. Beinhalten beispielsweise die Komponentencharakteristiken der Modelle hohe Unsicherheiten oder ist über die Modellierung von Sekundäreffekten wenig bekannt, wird auch eine gesteigerte Genauigkeit der Fluidmodellierung die Gesamtqualität des Modells nicht verbessern.

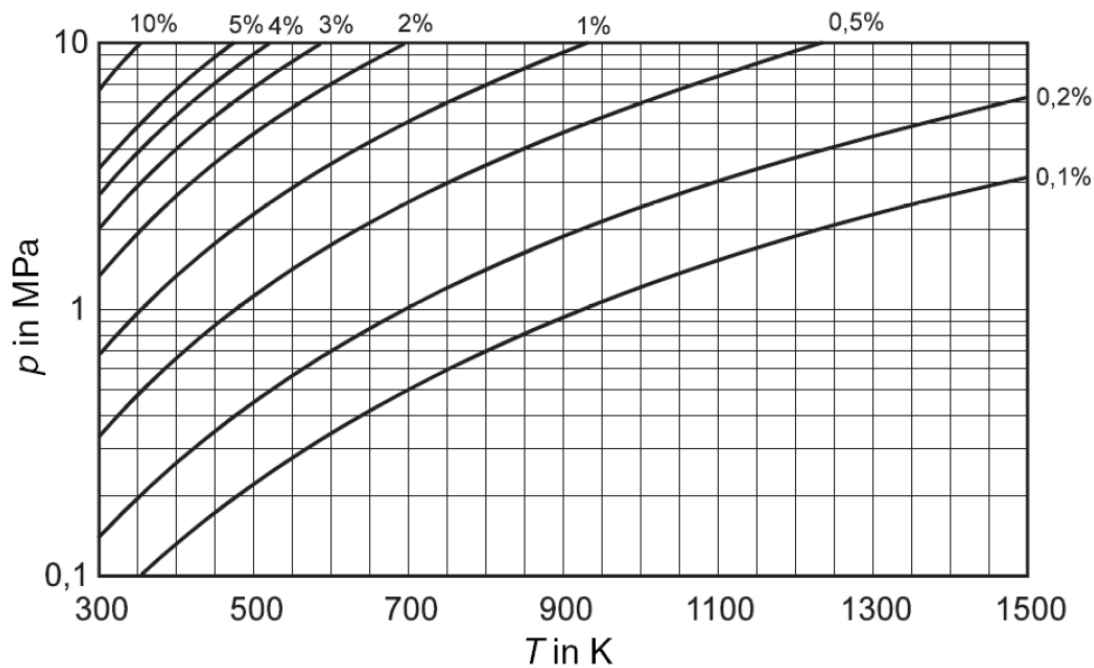


Abbildung 3.2: Resultierende Abweichungen durch die Modellierung des Fluides als halbideales Gas im Vergleich zum Realgas [19]

Eine gute Übersicht über den mathematischen Aufbau eines Fluidmodells liefert Therkorn in seiner Dissertation [72] über die Erstellung eines Leistungsrechnungsprogramms.

Innerhalb der Leistungsrechnung wird der Strömungszustand ausschließlich für diskrete Punkte ausgewertet. In diesen Punkten repräsentieren die für die Berechnung verwendeten thermodynamischen Zustandsvariablen den gemittelten Strömungszustand. Es ist dem Modellersteller überlassen, ob er eine Flächen- oder eine Massenstrommittelung durchführt.

3.2.2 Komponentenmodellierung

Jede Komponente einer Gasturbine wird über ein entsprechendes Leistungsrechnungsmodul abgebildet. Es existieren Module für

- Einlauf,
- Fan,
- Verdichter,
- Brennkammer,
- Turbine,
- Mischer,
- Düse und
- Welle.

Darüber hinaus werden in der Modulbibliothek des Leistungsrechnungsprogramms Module zur Modellierung von

- Druckverlusten,
- Wärmeübergängen,
- Sekundärluft,
- Getriebe,

etc. bereit gestellt.

Der allgemeine Komponentenbetrieb wird durch adäquate Zustandsänderungsgleichungen definiert, die das thermodynamische Verhalten beschreiben. Die Module des Leistungsrechnungsprogramms sind dabei so generisch wie möglich implementiert. Dies gewährleistet eine hohe Wiederverwendbarkeit. Beispielsweise sollte ein Verdichtermodul in der Lage sein einen einstufigen Verdichter ebenso zu berechnen wie einen 20-stufigen. Die thermodynamischen Gleichungen unterscheiden sich nicht, sondern nur die jeweiligen modellspezifischen Inputs - siehe Kapitel 3.3.2.

Das spezifische Verhalten der Komponenten wird in Form eines Kennfeldes bereitgestellt. Dieses Kennfeld beschreibt die spezifische Arbeitsweise der Komponente über die Beziehung von vollständig dimensionslosen oder reduzierten Komponentenparametern. Das durch das Kennfeld dargestellte Betriebsverhalten wird auch als Primäreffekt oder Effekt erster Ordnung bezeichnet. Zusätzliche Phänomene - sogenannte Sekundäreffekte - wie Reynoldszahleinflüsse oder Feuchtigkeitseffekte sollten nach [76] für eine akkurate Triebwerkssimulation als Abweichung vom idealen dimensionslosen Verhalten berücksichtigt werden. Die Komponentenkennfelder werden innerhalb einer Triebwerksentwicklungsfirma von der jeweiligen Fachabteilung erstellt und für die Leistungsrechnung zur Verfügung gestellt.

3.2.3 Modellzusammensetzung

Die Architektur des Gasturbinenmodells ergibt sich aus der Kombination seiner Module. Die Module sind in der Reihenfolge angeordnet, in der sie real durchströmt werden. Über sogenannte Stationen sind die Module miteinander verbunden. Die Stationen enthalten Informationen über den Fluidzustand am Ein- und Ausgang jedes Moduls - siehe Abbildung 3.3. Internationale Standards definieren die Nomenklatur für Stationen und Module [21], [20].

Für eine stationäre - also zeitunabhängige - Simulation gelten folgende Bedingungen:

- Leistungsbilanz für jede Welle,
- Massenkontinuität,
- Drehzahlgleichheit für Turbokomponenten auf einer Welle und
- statische Druckgleichheit an Mischflächen.

Aus diesen Anforderungen lassen sich mathematische Zwangsbedingungen formulieren, welche zusammengekommen ein System nichtlinearer Gleichungen bilden und numerisch gelöst werden.

3.2.4 Numerischer Lösungsalgorithmus

Abbildung 3.3 zeigt eine beispielhafte Modellstruktur eines Einwellen-Turbostrahltriebwerks einschließlich der für die Einhaltung der physikalischen Erhaltungssätze notwendigen Zwangsbedingungen. Diese Zwangsbedingungen ergeben mit einer gleichgroßen Anzahl an freien Modellvariablen, welche den Zwangsbedingungen physikalisch sinnvoll zugeordnet werden sollten, das sogenannte Iterationsschema.

Das aus den Zwangsbedingungen und Variablen entstehende System nichtlinearer Gleichungen wurde ursprünglich mittels verschachtelter Schleifen gelöst [76]. Mit zunehmender Komplexität der Modelle und der damit verbundenen steigenden Anzahl von Zwangsbedingungen wurde dieses Verfahren jedoch ineffizient und unübersichtlich. Daher ist der heute bevorzugt verwendete Algorithmus ein mehrdimensionaler Newton-Raphson-Algorithmus, welcher partielle Ableitungen verwendet, um das mathematische Problem zu lösen. Der Einsatz des Newton-Raphson-Algorithmus ermöglicht die Trennung von physikalischer Modellierung und numerischer Lösung. Dadurch wird die Modellierung beliebiger Triebwerkskonzepte [53] vereinfacht. Die Variablen werden vom Lösungsalgorithmus variiert bis alle Zwangsbedingungen eine vorgegebene Toleranz unterschreiten. Eine detaillierte Beschreibung der Funktionsweise des numerischen Lösungsalgorithmus in Leistungsrechnungsprogrammen wird in [5] gegeben.

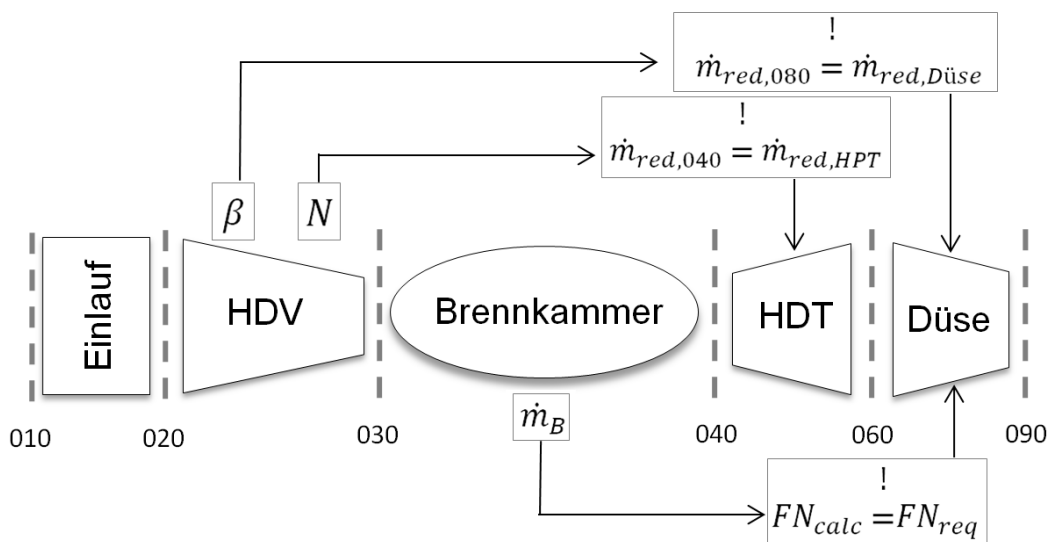


Abbildung 3.3: Modellstruktur eines Einwellen-Turbostrahltriebwerks inklusive Angabe der Variablen und Zwangsbedingungen des zugehörigen Iterationsschemas

3.2.5 Modellvalidierung

Zu Validierungszwecken wird ein Leistungsrechnungsmodell mit Testdaten verglichen. Das bevorzugte Werkzeug zur Testdatenanalyse ist heutzutage der modellbasierte Ansatz ANSYN - ANalysis by SYNthesis. Bei diesem Vorgehen wird die Diskrepanz zwischen Leistungsrechnungsmodell und Testdaten durch Verwendung geeigneter Modellskalierer χ automatisiert minimiert. Dadurch ermöglicht ANSYN die Modellvalidierung und -kalibrierung in einem Schritt [4].

3.2.6 Beschreibung des verwendeten Modells

Grundlage für die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ist ein Modell eines Turbofantriebwerks der BR700-Reihe der Firma Rolls-Royce Deutschland. Das Triebwerk ist zweiwellig. Auf der Niederdruckwelle wird der Fan von einer Niederdruckturbine angetrieben. Auf der Hochdruckwelle erzeugt ein zehnstufiger Hochdruckverdichter das für den Kreisprozess notwendige Druckverhältnis. Angetrieben wird der Hochdruckverdichter über die auf der selben Welle operierende Hochdruckturbine. Abbildung 3.4 zeigt das Schema des Triebwerksmodells inklusive Stationsbezeichnungen.

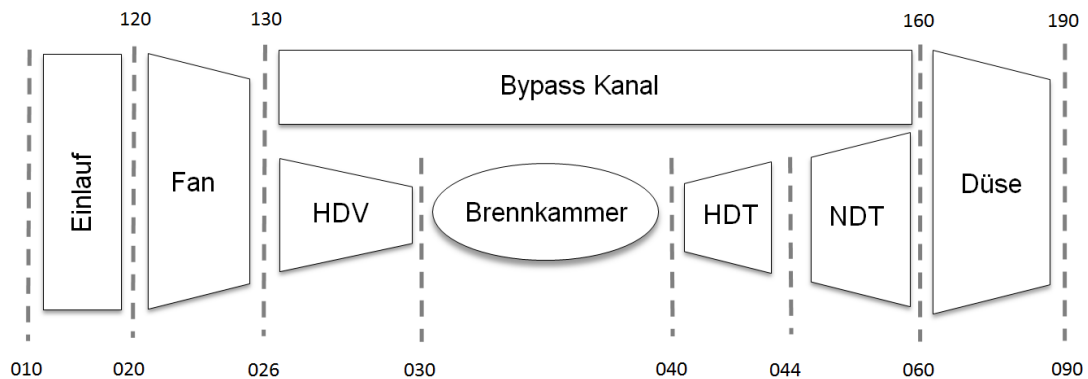


Abbildung 3.4: Schema des verwendeten Zweiwellen-Turbofantriebwerksmodells inklusive Stationsbezeichnungen

3.3 Modellierung des Verdichters in der Leistungsrechnung

Während des Entwicklungs- und Zertifizierungsprozesses von Flugtriebwerken ist der Nachweis der Verdichterstabilität von hoher Wichtigkeit. Für Leistungsrechnungsprogramme ergeben sich daraus gesteigerte Anforderungen an die Genauigkeit der Verdichtermodellierung. Eine detaillierte Übersicht über die Modellierung des Verdichters in einem Leistungsrechnungsprogramm inklusive der Beschreibung der Sekundäreffekte findet sich in [13].

Aufgrund seiner hohen Relevanz für die Triebwerksleistung, -effizienz sowie -sicherheit ist eine genaue Vorhersage der Verdichterarbeitsweise innerhalb der Leistungsrechnungssimulation wichtig. Wie jede andere Komponente eines modularen Leistungsrechnungsprogramms wird der Verdichter über ein spezielles Modul abgebildet. Innerhalb dieses Moduls werden die Zustandsänderungen des Fluides entsprechend denen eines realen Verdichters berechnet. Spezifische Verdichterdaten werden in Form des Verdichterkennfeldes bereitgestellt, um das Betriebsverhalten außerhalb des Auslegungspunktes vorherzusagen. Zusätzlich werden für eine akkurate Triebwerksvorhersage Sekundäreffekte und Geometrieänderungen berücksichtigt. Für die thermodynamische Analyse der Verdichterarbeitsweise mittels Leistungsrechnung sind Informationen zur Verdichtergeometrie - beispielsweise die Anzahl der Stufen - nicht relevant.

3.3.1 Mathematische Beschreibung

Die grundlegenden thermodynamischen Berechnungen eines Verdichters werden über die folgenden Zustandsgleichungen beschrieben. Üblicherweise sind das Druckverhältnis Π_{KF} , der isentrope Wirkungsgrad $\eta_{is,KF}$ sowie der reduzierte Massenstrom $\dot{m}_{red,KF}$ Größen, die aus dem Kennfeld abgelesen werden. Durch sie ist das spezifische Verdichterverhalten festgelegt. Die übrigen thermodynamischen Parameter können aus diesen Größen berechnet werden.

$$P_{t,aus} = \Pi_{KF} \cdot P_{t,ein} \quad (3.4)$$

$$T_{t,aus} = \frac{(\Pi_{KF}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1)}{\eta_{is,KF}} \cdot T_{t,ein} + T_{t,ein} \quad (3.5)$$

$$\dot{m}_{ein} = \left(\frac{\dot{m}_{ein} \sqrt{T_{t,ein}}}{P_{t,ein}} \right)_{KF} \cdot \frac{P_{t,ein}}{\sqrt{T_{t,ein}}} \quad (3.6)$$

$$w_t = \Delta h_t = c_p \cdot \Delta T_t \quad (3.7)$$

$$PW = \dot{m}_{ein} \cdot w_t = \dot{m}_{ein} \cdot \Delta h_t \quad (3.8)$$

Dabei sind

- c_p die spezifische Wärmekapazität des Fluids,
- h die spezifische Enthalpie,
- w_t die spezifische Arbeit,
- PW die über die Welle übertragene Leistung.

3.3.2 Modellierung des spezifischen Verdichterverhaltens über das Kennfeld

Das Verdichterkennfeld ist der Schlüssel für eine akkurate Triebwerksmodellierung mittels Leistungsrechnung [62]. Wie in Kapitel 2.1.3 beschrieben, stellt das Kennfeld das spezifische Verhalten des Verdichters in Form von reduzierten Größen dar. Üblicherweise werden die Größen Druckverhältnis, isentroper Wirkungsgrad und reduzierter Massenstrom zur Beschreibung verwendet. Alternative Darstellungsformen werden in Kapitel 3.3.5 diskutiert.

Ein Verdichterkennfeld wird bei einer festen Referenzbedingung der Umgebungsgrößen $T_{ref,ein}$, $P_{ref,ein}$, $rh_{ref,ein}$ erstellt. Als Referenzbedingung werden dabei die ISA-Bedingungen auf Meereshöhe unter Annahme der Verwendung trockener Luft gewählt.

Auch Sekundäreffekte haben einen Einfluss auf das Betriebsverhalten des Verdichters, beeinflussen dieses jedoch nur geringfügig. Diese Effekte können nicht über eine einfache Machzahlähnlichkeit dargestellt werden. Sekundäreffekte werden über zusätzliche Korrekturen modelliert - siehe Kapitel 3.3.8.

3.3.3 Aufbereitung des Verdichterkennfeldes für die Leistungsrechnung

In frühen Entwurfsphasen des Triebwerksentwicklungsprozesses resultiert das Kennfeld aus numerischen Verdichtersimulationsprogrammen höherer Ordnung: Mittelschnittverfahren, Stromlinienkrümmungsverfahren, 3D CFD Verfahren. Mit dem Vorhandensein von Hardware wird das Kennfeld aus Messungen des Verdichters im Einzelbetrieb erstellt. Für die Verwendung in der Leistungsrechnung müssen diese Daten durch Mittelung reduziert werden. Dabei ist es abhängig von der Philosophie des Triebwerksherstellers, ob eine Flächen- oder Massenstrommittelung Anwendung findet. Verdichterkennfelder sind Eigentum des jeweiligen Entwicklungsunternehmens. Sie werden selten veröffentlicht. Kurzke [41] bietet eine Sammlung öffentlicher Daten für eine Reihe von Axial- und Radialverdichtern.

Bevor das Verdichterkennfeld in einem Leistungsrechnungsprogramm verwendet werden kann, wird es üblicherweise geglättet, um den gradientenbasierten numerischen Lösungsalgorithmus des Leistungsrechnungsprogramms zu unterstützen. Ein Programm zur Durchführung der Glättung sowie Überprüfung der Datenkonsistenz ist SmoothC [43].

Eine weitere Herausforderung ist die Auswahl von unabhängigen Variablen, um das Verdichterkennfeld eindeutig auszulesen. Bei Betrachtung der allgemeinen Beschreibung eines Verdichterkennfelds in Abbildung 2.3 erscheint es auf den ersten Blick praktisch, das Druckverhältnis und den Wirkungsgrad unter Verwendung der reduzierten Drehzahl und des reduzierten Massenstroms abzulesen. Im oberen Drehzahlbereich, in dem die Drehzahllinien dazu neigen, vertikal zu verlaufen, ist ein eindeutiges Auslesen jedoch nicht möglich. Für eine bestimmte Kombination aus reduziertem Massenstrom und Drehzahl kann eine unendliche Anzahl von Kennfeldpunkten bestimmt werden. Die Vorgabe dieser beiden Parameter liefert demnach keine eindeutige Beschreibung.

Wenn alternativ das Druckverhältnis und die reduzierte Drehzahl zum Auslesen verwendet werden, tritt ein ähnliches Problem in niedrigen Drehzahlbereichen auf - dort, wo die Drehzahllinien horizontal verlaufen. Diese Beispiele zeigen, dass die unabhängigen Variablen zusätzlich nicht kollinear sein dürfen, um ein eindeutiges Auslesen zu gewährleisten. Jones untersuchte zu diesem Zweck in [33] eine Reihe physikalischer und nicht-physikalischer Parameter. Er kam zu dem Schluss, dass der beste Ansatz die Verwendung der reduzierten Drehzahl und einer Hilfskoordinate β ist - siehe Abbildung 3.5. Die Einführung einer solchen Hilfsvariable ist heutzutage ein übliches Vorgehen bei der Verwendung von Verdichterkennfeldern in Leistungsrechnungsprogrammen. Das Hinzufügen einer weiteren Variablen macht es erforderlich, das Kennfeld in drei Teilkennfelder zu zerlegen.

$$\Pi, \eta_{is}, \frac{\dot{m}_{ein} \cdot \sqrt{T_{t,ein}}}{P_{t,ein}} = f \left(\frac{N}{\sqrt{T_{t,ein}}}, \beta \right) \quad (3.9)$$

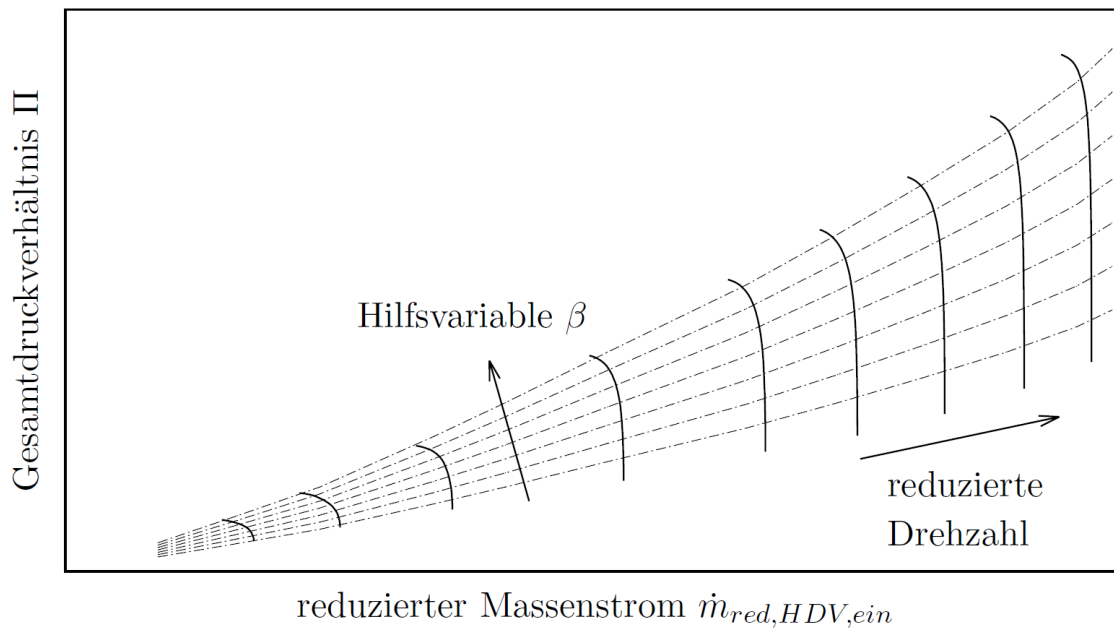


Abbildung 3.5: Schematische Darstellung eines Verdichterkennfeldes mit β -Linien

Es gibt einige Hürden bei der Definition von β -Linien für ein Verdichterkennfeld, die es zu überwinden gilt. Neben der Vermeidung der oben beschriebenen Kollinearität schlägt Kurzke vor, die β -Linien parallel zur Verbindungslinie der Wirkungsgradmaxima zu definieren. Dadurch können Interpolationsfehler reduziert werden [43]. Abbildung 3.6 illustriert dieses Problem. Hier wurden die Stützstellen schlecht gewählt. Das Wirkungsgrad-Maximum kann - zumindest bei Verwendung linearer Interpolation - nicht gefunden werden. Über den gesamten Wertebereich der Datenkurve gibt es Bereiche, in denen eine signifikante Abweichung vorliegt.

Abbildung 3.5 zeigt einen beispielhaften Verlauf von β -Linien in einem Verdichterkennfeld. Die Bereitstellung des Verdichterkennfeldes als Tabellen mit diskreten Stützstellen impliziert die Notwendigkeit zur Interpolation. Für die Interpolation von diskreten Daten stellt Akima [1] eine gute Methode vor. Bei dieser Methode werden Knicke an Stützstellen - wie bei linearer Interpolation - sowie nicht beabsichtigte Schwingungen - wie bei polynomialer Interpolation - weitestgehend vermieden.

Die Bedeutung der Auswahl der Stützstellenanzahl sowie des zu verwendenden Interpolationsverfahrens kann für eine präzise Vorhersage nicht genügend betont werden. Der Autor hat in [10] Untersuchungen durchgeführt, die aufzeigen, dass Interpolationsfehler schnell die Größenordnungen von Sekundäreffekten erreichen und übertreffen können. Natürlich muss auch berücksichtigt werden, dass die Wahl der Interpolationsmethode sowie der Knotenanzahl einen Einfluss auf die notwendige Rechenzeit ausübt.

3.3.4 Bestimmung des Betriebspunktes

Beim Betrieb einer Gasturbine wird der Verdichterbetriebspunkt durch die umgebenden Komponenten bestimmt. Für die Leistungssimulation gelten diese Bedingungen ebenso. Um die physi-

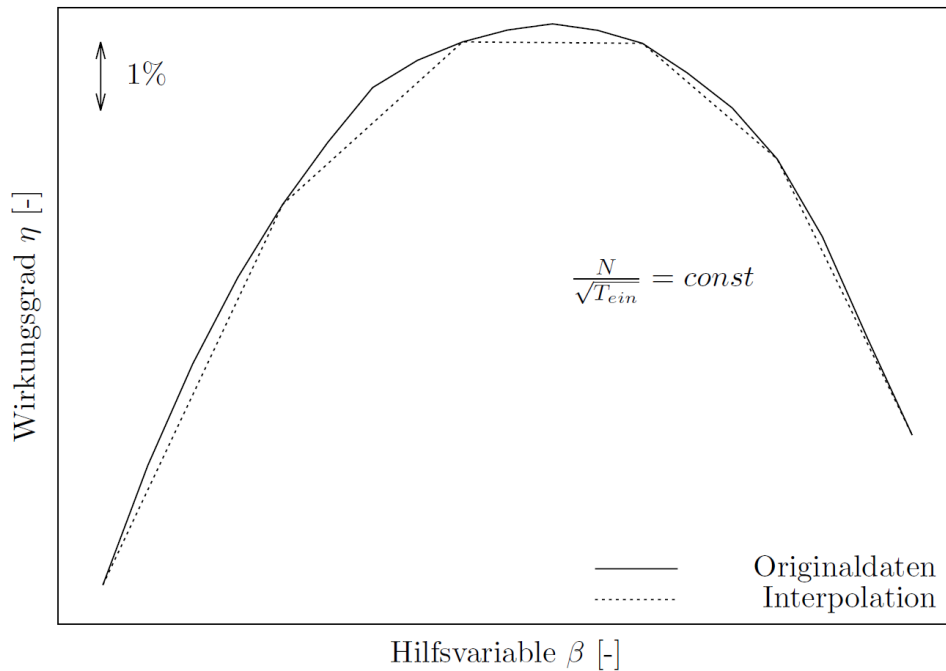


Abbildung 3.6: Beispiel für eine schlechte Stützstellenwahl zum Auslesen des Verdichterwirkungsgrades

kalischen Zustandsgleichungen zu erfüllen, müssen mehrere Zwangsbedingungen festgelegt werden.

Abbildung 3.3 zeigt die Zwangsbedingungen für ein simples, einwelliges Turboluftstrahltriebwerksmodell. Sind diese Zwangsbedingungen richtig aufgesetzt, ist dadurch der Betriebspunkt für den Verdichter festgelegt. Bei Verwendung eines Verdichterkennfelds wird der Betriebspunkt des Verdichters ermittelt, wenn

- der durch die Turbinenkennlinie vorhergesagte reduzierte Massenstrom mit dem reduzierten Massenstrom am Austritt der Brennkammer übereinstimmt und
- der in die Düse eintretende Massenstrom unter den vorherrschenden Betriebsbedingungen (Totaltemperatur und -druck) den Düsenhals passieren kann.

Außerdem müssen zur Vorhersage eines stationären Betriebspunkts das Wellenleistungsgleichgewicht sowie die Drehzahlgleichheit für Turbokomponenten auf einer Welle erfüllt sein.

3.3.5 Alternative Kennfeldformate

Die Darstellung des Kennfeldes ist nicht auf die in Gleichung 3.9 angegebenen Parameter Π , η_{is} , $\frac{\dot{m}_{ein}\sqrt{T_{t,ein}}}{P_{t,ein}}$ beschränkt. Anstelle des Druckverhältnisses kann beispielsweise auch die reduzierte Arbeit $w_{red} = \frac{\Delta h_t}{T_{ein}}$ als Kennfeldparameter definiert werden. Walsh und Fletcher [76] geben an, dass jede Kombination reduzierter Eingabeparameter geeignet ist, sofern Massenstrom, Druckverhältnis und Temperaturanstieg aus ihnen abgeleitet werden können. In den nachfolgenden Gleichungen 3.10 - 3.12 sind alternative Kennfelddarstellungsformen beschrieben.

reduzierte Arbeit - $w_{red} = \frac{\Delta h_t}{T_{t,ein}}$:

$$\frac{w_t}{T_{t,ein}}, \Pi, \frac{\dot{m}_{ein} \sqrt{T_{t,ein}}}{P_{t,ein}} = f \left(\frac{N}{\sqrt{T_{t,ein}}}, \beta \right) \quad (3.10)$$

reduziertes Drehmoment - $\frac{M}{P_{t,ein}}$:

$$\frac{M}{P_{t,ein}}, \Pi, \frac{\dot{m}_{ein} \sqrt{T_{t,ein}}}{P_{t,ein}} = f \left(\frac{N}{\sqrt{T_{t,ein}}}, \beta \right) \quad (3.11)$$

Belastungszahl - Ψ :

$$\Psi, \Psi_s = f \left(\phi_{aus}, \frac{N}{\sqrt{T_{t,ein}}} \right) \quad (3.12)$$

Die Darstellungsform des Kennfeldes hängt maßgeblich vom Anwendungsbereich des Modells ab. Beispielsweise weist bei extremen Teillastbedingungen wie Starten oder Windmilling, bei denen die Drehzahllinie Null erreicht wird, der Verlauf des isentropen Wirkungsgrades eine Polstelle auf. Daher ist für diesen Anwendungsbereich eine Darstellungsform, welche auf den Wirkungsgrad verzichtet zu präferieren. Nach [63] ist für eine derartige Simulation eine Darstellung mit reduziertem Drehmoment zu bevorzugen - Gleichung 3.11.

Das konsistente Wechseln oder gar Vergleichen von einer Kennfelddarstellungsform zu einer anderen kann zu Problemen führen. Der Autor hat folgende Erkenntnisse gesammelt [10]:

- Wird das aus nicht vollständig dimensionslosen Größen bestehende Kennfeld bei Eintrittsbedingungen ausgelesen, welche vom Referenzzustand abweichen, treten aufgrund der temperaturabhängigen kalorischen Fluideigenschaften Abweichungen innerhalb der reduzierten (nicht vollständig dimensionslosen!) Parameterkorrelation (z. B. w_{red} gegen Π) auf. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, dieses Problem zu lösen. Eine davon ist die Verwendung von dimensionslosen Größen anstelle von reduzierten Größen. Eine andere Möglichkeit ist die Anwendung von Fluidkorrekturen, ähnlich zu den in Kapitel 3.3.8.5 beschriebenen. Die Wahl der Methode hängt von den spezifischen Anforderungen und Gegebenheiten des Problems ab.
- Unterschiedliche Kennfelddarstellungen verursachen unterschiedliche numerische Interpolationsfehler. Je nach Problemstellung kann die Wahl der Kennfelddarstellung dabei helfen Interpolationsfehler zu minimieren.

3.3.6 Berücksichtigung von Zwischenstufenwerten

Die Modellierung des spezifischen Verhaltens wird über ein Kennfeld abgebildet, dass den gesamten Verdichter beschreibt. Informationen zur Stufenabstimmung sind dabei nicht enthalten. Die Stufenabstimmung variiert jedoch - wie in Kapitel 2.1 dargestellt - abhängig von der Laststufe sowie dem Drosselgrad.

Zur Modellierung der Stufenabstimmung innerhalb der Leistungsrechnung - z.B. für die detaillierte Modellierung von Sekundärluft - müssen demnach zusätzlich zum Kennfeld Informationen zu den Zwischenstufenwerten für die Temperatur und den Druck zum Modell hinzugefügt werden. Üblicherweise werden dabei die in der Verdichterströmung vorliegenden statischen Größen als Zustand für die Sekundärluft modelliert. Die Entnahme der Sekundärluft findet senkrecht zur Strömung statt. Der dynamische Anteil der Strömung kann daher nicht berücksichtigt werden. Es bleibt für die Sekundärluft der statische Anteil. Eine Variante der Definition der Zwischenstufenwerte verwendet die statischen Strömungsgrößen $(\cdot)_{st}$ an der jeweiligen Entnahmestelle in dimensionsloser Form:

dimensionslose Zwischenstufentemperatur $\tau_{stage,nd}$

$$\tau_{stage,nd} = \frac{T_{st,stage} - T_{t,ein}}{T_{t,aus} - T_{t,ein}} \quad (3.13)$$

dimensionsloser Zwischenstufendruck $\omega_{stage,nd}$

$$\omega_{stage,nd} = \frac{P_{st,stage} - P_{t,ein}}{P_{t,aus} - P_{t,ein}} \quad (3.14)$$

Die Zwischenstufenwerte werden herkömmlicherweise entlang der stationären Arbeitslinie (Working Line) (AL) bestimmt und dem Leistungsrechnungsmodell als Druck- und Temperaturkoeffizienten ω und τ in Tabellenform bereit gestellt. Dabei sind die Koeffizienten über dem Gesamtverdichterdruckverhältnisses Π aufgetragen.

$$\tau_{stage,nd}, \omega_{stage,nd} = f(\Pi) \quad (3.15)$$

Weicht nun beim Auslesen der Koeffizienten der tatsächliche Verdichterarbeitspunkt von der stationären AL ab, werden die Koeffizienten ω und τ für ein Gesamtverdichterdruckverhältnisses ausgelesen, welches bei der Erstellung der Koeffizienten eine abweichende Stufenabstimmung aufgewiesen hat. Wie stark diese Abweichung ist, hat der Autor im Rahmen dieser Arbeit unter Verwendung der Mittelschnittrechnung (Meanline Computation) (MSR) untersucht. Dafür wurde - ausgehend von vier verschiedenen Betriebspunkten entlang der stationären AL - jeweils der Verdichtermassenstrom unter Konstanthaltung des Verdichterdruckverhältnisses reduziert bzw. erhöht - siehe Abbildung 3.7 links. Auf der rechten Seite von Abbildung 3.7 sind für diese Linien konstanten Verdichterdruckverhältnisses bei den unterschiedlichen Druckniveaus 1 - 4 die Verläufe des Druckkoeffizienten ω für eine Anfangsstufe eines mehrstufigen Axialverdichters aufgetragen. Aus der Abbildung ist zu entnehmen, dass die für die Leistungsrechnung getroffene Annahme eines konstanten Druckkoeffizienten für die Bestimmung der Zwischenstufenwerte eine starke Vereinfachung darstellt. Die Ergebnisse der MSR zeigen, dass eine Variation der Arbeitslinie einen signifikanten Einfluss auf die Stufenabstimmung und damit die Druckkoeffizienten der Zwischenstufenwerte ausübt. Es ist darüber ersichtlich, dass die Variation des Druckkoeffizienten im niedrigen Lastbereich höher ist als im hohen Lastbereich. Für den Temperaturkoeffizienten gilt die Aussage in gleicher Weise. Der Einfluss des Zwischenstufendrucks auf die Gesamttreibwerksleistung ist relativ gering. Für Untersuchungen, in denen das Sekundärluftsystem detailliert untersucht werden soll muss die Annahme eines konstanten Druck- bzw. Temperaturkoeffizienten überdacht werden.

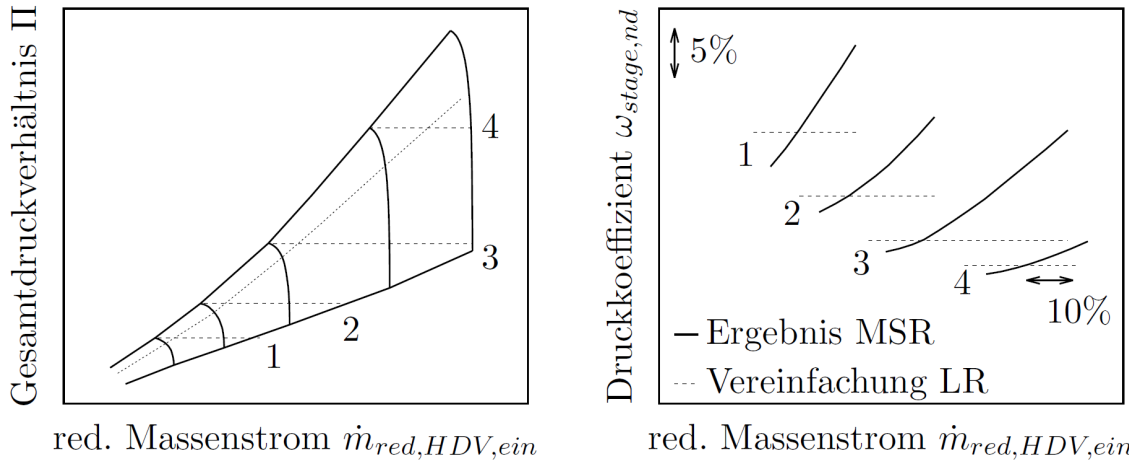


Abbildung 3.7: Verlauf des Koeffizienten ω zur Bestimmung von Zwischenstufendrücken einer Verdichterstufe im vorderen Bereich

3.3.7 Definition des Pumpgrenzverlaufs

Um den sicheren Betrieb ohne ein Erreichen der Pumpgrenze zu gewährleisten, sind Informationen zur Lage der Verdichterpumpgrenze unerlässlich. Üblicherweise wird das Pumpgrenzdruckverhältnis Π_{pump} als Funktion des reduzierten Massenstroms definiert [43].

$$\Pi_{pump} = f\left(\frac{\dot{m}_{ein}\sqrt{T_{t,ein}}}{P_{t,ein}}\right) \quad (3.16)$$

Etwas allgemeiner formuliert, gibt der Pumpgrenzabstand das Verhältnis des aktuellen Drosselgrades σ bis zum kritischen Strömungszustand an. Dabei ist das Druckverhältnis nur eine Möglichkeit, den Drosselgrad darzustellen. Alternativ kann der reduzierte Verdichteraustrittsmassenstrom $\frac{\dot{m}_{aus}\sqrt{T_{t,aus}}}{P_{t,aus}}$ verwendet werden.

Nach [28] kann der PGA auf verschiedene Arten bestimmt werden:

- entlang der Linie eines konstanten reduzierten Verdichtereintrittsmassenstroms ausgehend vom Betriebspunkt,
- entlang konstanter reduzierter Drehzahl ausgehend vom Betriebspunkt.

Abbildung 3.8 zeigt den Unterschied zwischen beiden Vorgehen. Es ist ersichtlich, dass die Definition des Abstandes bei konstantem Verdichtereintrittsmassenstrom als Drosselparameter das Verdichterdruckverhältnis notwendig macht. Hingegen eignet sich für den Abstand entlang der Drehzahllinien der reduzierte Verdichteraustrittsmassenstrom eher als Drosselparameter, da die Drehzahlkurven in der Nähe der Pumpgrenze dazu tendieren waagrecht zu verlaufen.

Darüber hinaus kann der Pumpgrenzabstand bezogen werden auf

- den Wert des Drosselparameters an der Pumpgrenze oder
- den Wert des Drosselparameters am aktuellen Betriebspunkt

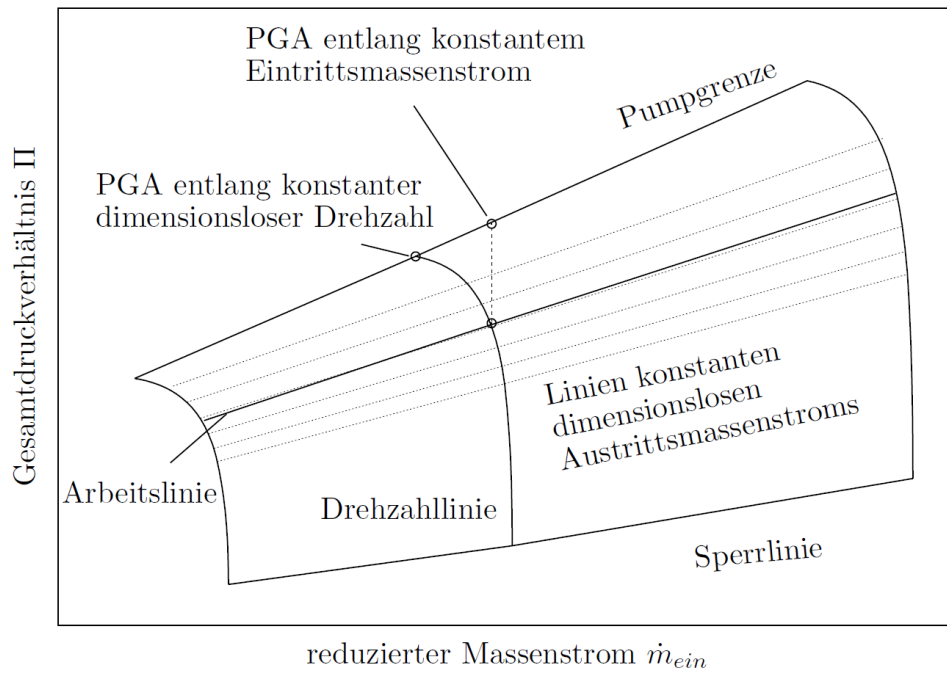


Abbildung 3.8: Methoden zur Bestimmung des Pumpgrenzabstandes

So lässt sich zusammenfassend in allgemeiner Form die Definition des Pumpgrenzabstandes einführen:

$$\Delta\sigma_{pump} = \left| \frac{\sigma_{pump} - \sigma_{AP}}{\sigma_{ref}} \right|_{L=const} \quad (3.17)$$

mit:

- σ - Drosselparameter - Π oder $\frac{\dot{m}_{aus}\sqrt{T_{aus}}}{P_{aus}}$
- L - Leistungsparameter - $\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}$ oder $\frac{N}{\sqrt{T}}$
- $(\cdot)_{ref}$ - Referenzgröße - $(\cdot)_{pump}$ oder $(\cdot)_{op}$

3.3.8 Berücksichtigung von Sekundäreffekten

Das Verdichterkennfeld beschreibt das ideale thermodynamische Verhalten des Verdichters - auch als Verhalten erster Ordnung bezeichnet - durch die Verwendung dimensionsloser bzw. reduzierter Größen. Phänomene, die zu einer Abweichung vom idealen dimensionslosen Komponenten- oder Triebwerksverhalten führen, werden als Sekundäreffekte oder Effekte zweiter Ordnung bezeichnet. Für eine akkurate Leistungsanalyse müssen diejenigen Sekundäreffekte mit signifikantem Einfluss auf das Triebwerksleistungsverhalten berücksichtigt werden. Nach [76] und [63] sind die im Verdichter zu berücksichtigenden Sekundäreffekte:

- Eintrittsstörungen,

- Betriebsbedingte Geometrieänderungen (Spitzenspaltvariationen, Schaufeltorsion),
- Reynoldszahleffekte,
- Fluideffekte,
- variable Geometrie und
- transiente Effekte.

Für eine vollständige und genaue Berechnung des Verdichterverhaltens ist eine Berücksichtigung von Sekundäreffekten notwendig. Zur Modellierung dieser Effekte sind detaillierte Komponentenkenntnisse erforderlich. Ein einfaches und in der Leistungsrechnung übliches Vorgehen zur Berücksichtigung dieser Effekte ist die Verwendung von Korrekturen in Form von Skalierern für bestimmte Leistungsparameter L . Skalierer werden meist als Funktion der Triebwerksleistung und eines Abstandes zu einer Referenzbedingung definiert - siehe Gleichung 3.18. Einige Korrekturen werden in Form von Skalierfaktoren χ definiert, andere als Skalierdelta Δ .

$$\chi = f(L, \Delta_{REF}) \quad (3.18)$$

Angewendet werden die Korrekturen wie in Gleichung 3.19 dargestellt:

$$L = L_{KF} \cdot \chi + \Delta \quad (3.19)$$

Ein alternatives aber unübliches Vorgehen wäre die Erstellung eines multidimensionalen Verdichterkennfeldes, welches die Sekundäreffekte enthält. Dabei müsste die Abweichung des jeweiligen Effekts von der Referenzbedingung als zusätzlicher Ausleseparameter des Kennfeldes definiert werden. Es ist ersichtlich, dass ein solches Vorgehen schon für eine geringe Anzahl an Korrekturen zu einer Anhäufung an Daten führen würde.

Zusätzlich zur Auswirkung auf das Verdichterarbeitsverhalten hat jeder Effekt einen Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze. Diese Verschiebung muss für eine Untersuchung des PGA ebenfalls berücksichtigt werden.

3.3.8.1 Eintrittsstörungen

Störungen der ins Triebwerk eintretenden Strömung können Schwankungen in Druck, Temperatur oder Drall hervorrufen. Diese Schwankungen haben einen Einfluss auf die Stabilität des Verdichters. Darüber hinaus wird die Verdichterleistung in Form einer Wirkungsgradreduktion beeinflusst. [40] beziffert den Effekt der Wirkungsgradreduktion mit 1% bis 5%. Um Eintrittsstörungen von Druck und Temperatur in Leistungsrechnungssimulationen zu berücksichtigen, schlägt Kurzke vor, ein Parallel-Verdichtermodell anzuwenden. Die beiden parallel angeordneten Verdichtermodule rechnen mit jeweils unterschiedlichen Eingangsdrücken oder -temperaturen. Die Betriebspunkte der beiden Verdichter werden durch die Vorgabe der statischen Druckgleichheit am Verdichteraustritt ermittelt.

3.3.8.2 Spitzenspalteffekte

Spitzenspalte ergeben sich zwischen den Enden der rotierenden Schaufeln und dem sie umgebenden Gehäuse. Ein gewisses Spaltmaß ist notwendig, um das Anstreifen der Rotoren am Geäuse zu verhindern. Durch variierende Umgebungsbedingungen sowie Leistungsänderungen können sich die Spalte jedoch ändern [24]. Im stationären Betrieb kann sich neben der Leistungsanforderung die Änderung der Umgebungstemperatur auf die Spitzenspalte auswirken - thermische Trägheit. Bei Lastwechselmanövern können die Spalte zusätzlich aufgrund von Zentrifugalkräften variieren.

Die Änderungen in den Spitzenspalten können einen erheblichen Einfluss auf die Leistung des Verdichters haben - hauptsächlich auf den Wirkungsgrad und den Pumpgrenzabstand. Die Auswirkung auf die Verdichterleistung ist in der Größenordnung vergleichbar mit dem Reynoldszahl-effekt. In der Modellierung werden Spitzenspalteffekte wie Korrekturen anderer Sekundäreffekte durch Vergleich zu einer Referenzbedingung berücksichtigt. Aufgrund unterschiedlicher Stufenbelastungen weichen die Spitzenspalte während transients Manöver vom stationären Zustand ab. Daher schlagen [51] und [77] vor, alternativ Zustandsraummodelle in Kombination mit einer stufenweisen Verdichtermodellierung zur Berücksichtigung des Spitzenspaltes in mehrstufigen Axialverdichtern zu verwenden.

3.3.8.3 Schaufeltorsionseffekte

Mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit variiert die Umfangsgeschwindigkeit von der Nabe bis zur Blattspitze. Aufgrund der dadurch entstehenden unterschiedlichen Fliehkräfte kann es zu Entwindung der Rotorblätter des Verdichters kommen. Die daraus resultierenden Leistungseffekte hängen eher von der mechanischen Drehzahl ab als von der reduzierten. Daher ändern sie die Beziehungen zwischen den dimensionslosen Größen. Schaufeltorsionseffekte sind vergleichbar mit einer radiusabhängigen Rotorblattverstellung. Die Effekte werden in die Triebwerksleistungsberechnung einbezogen, indem Skalierer für Massenstrom, Arbeit und Wirkungsgrad appliziert werden.

3.3.8.4 Reynoldszahleffekte

Die Reynoldszahl Re der Umgebung nimmt mit steigender Höhe und damit fallendem Umgebungsdruck ab. Unterhalb einer kritischen Reynoldszahl hat die Viskosität einen signifikanten Einfluss auf die Leistung einer Komponente. Dabei reduzieren wachsende Grenzschichten die Effizienz und den Massenstrom und verändern damit das ideale dimensionslose Verhalten der Komponenten. Ein Verdichterkennfeld wird bei einer Referenz-Reynoldszahl Re_{ref} erstellt. Bei davon abweichenden Reynoldszahlen werden Skalierer für Wirkungsgrad und Massenstrom appliziert. Die Skalierer χ werden angewendet, wie in Gleichung 3.18 gezeigt. Nach [39] kann die durch Reynoldszahländerung verursachte Effizienzänderung über eine exponentielle Funktion abgeschätzt werden.

3.3.8.5 Feuchte Luft

Das Vorhandensein von Wasser in der Luft wird als Luftfeuchte bezeichnet. Nach [76] ist die Annahme valide, dass feuchte Luft bis zu einer spezifischen Luftfeuchtigkeit von 10% als perfektes Gas betrachtet werden kann. Dennoch verändert der Wasseranteil die kalorischen Eigenschaften der Luft. Das Ignorieren dieses Effektes kann zu Fehlern von 2 – 3% bei der Ermittlung von Komponentenwirkungsgraden führen [9].

Durch die Stoffeigenschaften spezifische Gaskonstante R und Isentropenexponent κ werden die kalorischen Eigenschaften eines Fluides beschrieben. Für halbideale Gase hängen diese beiden Werte neben der Gaszusammensetzung von der Temperatur ab. Die Stoffeigenschaften sind dabei verschieden für trockene und feuchte Luft.

Die reduzierte und die vollständig dimensionslose Darstellung unterscheiden sich im Bezug auf die Verwendung der Stoffeigenschaften. Wie in den Gleichungen 2.6 und 2.7 ersichtlich, fehlen reduzierten Größen Informationen zu den Stoffeigenschaften spezifische Gaskonstante R und Isentropenexponent κ . Demnach müssen bei ihrer Verwendung Korrekturen vorgenommen werden. Diese ergeben sich aus dem Vergleich der vollständig dimensionslosen zur reduzierten Darstellungsform und werden als Verhältnis von trockener zu feuchter Luft definiert. Üblicherweise wird der trockene Zustand als Referenzbedingung verwendet.

Korrekturfaktor auf den reduzierten Massenstrom:

$$\chi_{hum,m} = \sqrt{\frac{R \cdot \kappa_{ref}}{R_{ref} \cdot \kappa}} \quad (3.20)$$

Korrekturfaktor auf die reduzierte Drehzahl:

$$\chi_{hum,N} = \sqrt{\frac{R_{ref} \cdot \kappa_{ref}}{R \cdot \kappa}} \quad (3.21)$$

Die im Rahmen dieser Arbeit verwendeten Kennfelder basieren ausschließlich auf reduzierten Parametern und müssen demnach bei abweichenden Fluideigenschaften korrigiert werden - z.B. beim Vorhandensein von Luftfeuchte.

3.3.8.6 Transiente Sekundäreffekte

Bei Lastwechselmanövern können Sekundäreffekte wie

- Wellenträgheit,
- Wärmeübergang und
- Volumenaufstau

auftreten.

Wellenträgheitseffekte führen zu einer Arbeitslinienauslenkung, haben jedoch keinen Effekt auf die dimensionslose Beziehung der Verdichterkenngößen. Die Beziehungen der Größen bleibt, wie durch das Kennfeld vorgegeben, bestehen. Eine detaillierte mathematische Beschreibung

zur Modellierung transienter Effekte in der Leistungsrechnung liefert Thomson in [73]. Peitsch beschreibt in [57] die Bedeutung einer akkuraten Modellierung transienter Effekte für das Design und die Verifikation des Kontrollsystems.

Für stationäre Betriebsbedingungen werden thermisch stabilisierte Fluid-Metalltemperaturen angenommen. Für transiente Berechnungen gilt diese Annahme nicht. Bei Lastwechselmanövern kommt es zu einer *Wärmeübertragung* zwischen dem Fluid und der überströmten Oberfläche. Die Relevanz dieses Effekts hängt von der Temperaturdifferenz zwischen Fluid und Metall, Materialmasse, Wärmeübergangskoeffizienten, Bauteilgeometrie und Manövergeschwindigkeit ab. Fiola untersucht in [24] die Auswirkungen dieser transienten Wärmeübergangseffekte auf die Leistung einer Gasturbine. Neben den Wärmeübergangseffekten werden die Auswirkungen von Spitzenspalteffekten sowie Variabilitäten im Bereich des Sekundärluftsystems analysiert.

Für einen kurzen Zeitraum kann der in den Verdichter eintretende Massenstrom \dot{m}_{ein} aufgrund des Effekts von Dichteänderungen von dem herausströmenden Massenstrom \dot{m}_{aus} abweichen. Dieses Phänomen wird als *Volumenaufstau* bezeichnet. Das Integral der ein- und austretenden Massenströme muss dabei über die gesamte Simulationszeit ausgeglichen sein. Es darf keine Massenstromquellen oder -senken geben. Maßgeblich für die Berechnung des Volumenaufstaus ist das Komponentenvolumen V . Walsh and Fletcher schlagen in [76] folgende Abschätzung vor:

$$\Delta \dot{m} = \dot{m}_{ein} - \dot{m}_{aus} = V \cdot \frac{\frac{dP}{dt}}{\left(1 + \frac{\kappa-1}{2} \cdot M^2\right)^{\frac{1}{\kappa-1}} \cdot R \cdot T} \quad (3.22)$$

3.3.9 Berücksichtigung variabler Geometrien

Bei Berücksichtigung variabler Geometrien wie Zapfluftentnahme oder Leitschaufelverstellung verliert die feste Beziehung zwischen den reduzierten Kenngrößen in der Kennfelddarstellung ihre Gültigkeit. Die reduzierten Parameter, über die das Kennfeld aufgetragen ist, verschieben sich zueinander. Dies muss zusätzlich in der Modellbildung berücksichtigt werden.

3.3.9.1 Sekundärluftentnahme

Zusätzlich zu seinem Hauptzweck - der Lieferung des notwendigen Druckniveaus - muss der Verdichter verschiedene Sekundärluftmassenströme für interne und externe Anwendungen bereitstellen. Diese Sekundärluftmassenströme werden dem Verdichter entnommen und je nach Verwendungszweck entweder stromab wieder zurück- oder über die Bilanzgrenzen des Triebwerks hinweg nach außen abgeführt.

Die Aufgaben interner Sekundärluft ist beispielsweise:

- Schaufelkühlung,
- Abdichtung des Turbinenringraumes gegen Heißgaseintritt,
- Lagerabdichtung,
- Ausgleich axialer Lasten, etc.

Externe Sekundärluftmassenströme werden entnommen zur:

- Verdichterstabilisierung,
- Enteisung,
- Kabinenbedruckung, etc.

Bei der Entnahme von Fluid aus dem Triebwerkskreisprozess muss das Gesetz der Massenerhaltung berücksichtigt werden. Der Massenstrom am Verdichterausgang muss um die Summe der entnommenen Sekundärluftmassenströme $\sum \dot{m}_{SL}$ reduziert werden.

$$\dot{m}_{aus} = \dot{m}_{ein} - \sum \dot{m}_{SL} \quad (3.23)$$

Weiterhin muss berücksichtigt werden, dass an dem Fluid, welches aus dem Verdichter entnommen wird, nicht die vollständige Verdichterarbeit von Verdichterein- bis -ausgang geleistet wird, sondern nur bis zur Entnahmestelle.

$$PW_{final} = PW_{KF} - \sum \dot{m}_{ZL}(h_{t,aus} - h_{t,ZL}) \quad (3.24)$$

Neben diesen beiden bei Sekundärluftentnahme notwendigen Korrekturen, verändert die Entnahme von Luft aus dem Verdichter die Beziehung der reduzierten Parameter und damit das Kennfeld. Abbildung 2.8 zeigt den Effekt von Sekundärluftentnahme auf das Verdichterkennfeld. Je höher die extrahierte Menge Abblaseluft, desto größer ist die horizontale Drehzahlverschiebung. Jede Verdichterstufe zieht eine individuelle Kennfeldveränderung nach sich.

Zur Vereinfachung beinhaltet das Basiskennfeld üblicherweise die Effekte der für interne Zwecke verwendeten Sekundärluftmassenströme. Diese werden in der Leistungsrechnung oftmals als konstanter Massenstromanteil bezogen auf den Verdichtereintritt modelliert. In der Realität ist die bezogene Sekundärluftentnahmemenge jedoch nicht konstant. Abhängig vom Druckverhältnis zwischen Quelle und Senke stellt sich eine individuelle Konstellation von Sekundärluftentnahme und -führung ein. Zusätzlich hängt die entnommene Sekundärluftmenge von der Varianz in der Triebwerksgeometrie ab. Unterschiedliche Betriebspunkte und Alterungszustände erzeugen demnach für die internen Sekundärluftströme eine Veränderung.

Der stufenindividuelle Einfluss der Sekundärluftentnahme sowie die Variationen der Entnahmemengen machen die Definition von multidimensionalen Kennfeldern notwendig. Für jede Stufe, von der Sekundärluft entnommen wird, muss die Anzahl der Ausleseparameter des Kennfeldes um eins erhöht werden.

Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, verändert die Sekundärluftentnahme maßgeblich die Stufenabstimmung innerhalb des Verdichters. Eine Möglichkeit zur Vorhersage der Zwischenstufentemperaturen, ist die Aufteilung des Verdichterkennfeldes in mehrere Teile. In [29] wird vorgeschlagen, den Verdichter in durch Zapfluftentnahmestellen getrennte Blöcke - jeweils bestehend aus mehreren Stufen - aufzuteilen. Für jeden dieser Blöcke wird ein eigenes Kennfeld erstellt. Werden diese Teilkennfelder in der üblichen Darstellungsform aufgetragen, müssen sie um den Ausleseparameter Stufeneintrittstemperatur $T_{st,ein}$ erweitert werden, da diese einen maßgeblichen Einfluss auf

die Beziehung der dimensionslosen Parameter zueinander ausübt ([77]). Dieses Vorgehen bringt die Notwendigkeit mit sich, die Anzahl der Kennfelddimensionen zu erhöhen.

3.3.9.2 Variable Leitschaufeln

Die Änderung des Winkels der variablen Eintrittsleitschaufeln α_{VELS} führt im Hinblick auf das Gesamtverdichterkennfeld wie in Kapitel 2.4 beschrieben vorrangig zu einer Verschiebung der Drehzahl-Massenstrom-Beziehung - siehe Abbildung 2.13.

Die Winkel α_{VELS} werden konventionell über der reduzierten Verdichterdrehzahl N_{red} aufgetragen - siehe Abbildung 2.14. Diese Kenngröße wird ebenso zum Auslesen des Verdichterkennfeldes verwendet. Daher kann das Verdichterkennfeld vereinfachend als eine Zusammensetzung aus Kennfeldern, die dem Steuergesetz folgen, angesehen werden. Innerhalb eines solchen Kennfeldes repräsentiert jede Drehzahllinie eine eindeutige Leitschaufelstellung [76].

Wird von der nominalen Leitschaufelstellung abgewichen, muss eine Kennfeldkorrektur durchgeführt werden. Dafür wurden in der Vergangenheit verschiedene Verfahren entwickelt, welche nachfolgend zusammengefasst werden.

Ein Ansatz ist die Verwendung von Skalierern für Wirkungsgrad η , Druckverhältnis Π und reduziertem Massenstrom \dot{m}_{red} . Die Skalierer können über der reduzierten Drehzahl und dem Verstellwinkel α_{VELS} aufgetragen sein. Die Definition der Skalierer setzt detailliertes Wissen über die Komponente voraus.

Kurzke schlägt in [38] eine empirische Korrekturmethode vor. Hierbei werden die Änderungen der Leistungsparameter als lineare oder quadratische Funktion des Leitschaufelverstellwinkels α_{VELS} angegeben.

$$\Delta \dot{m} = X_{\dot{m}} \alpha \quad (3.25)$$

$$\Delta(\Pi - 1) = X_{\Pi} \alpha \quad (3.26)$$

$$\Delta \eta = \eta_{KF} (1 - X_{\eta} \alpha^2) \quad (3.27)$$

Die Austauschraten $X_{\dot{m}}$, X_{Π} und X_{η} sind verdichterspezifisch und müssen aus Mess- oder Simulationsdaten höherwertiger Rechenverfahren gewonnen werden.

Eine weitere Möglichkeit zur vereinfachten Modellierung der Leitschaufelverstellung liefert Therkorn in [72]. Es wird ein analytischer Ansatz präsentiert. Dieser basiert auf der Annahme, dass der Verdichterausgangsvolumenstrom bei einer Leitschaufelverstellung konstant bleibt. Die Korrekturen werden über die Beziehung der dimensionslosen Größen zueinander aufgesetzt. Die Austauschraten X_{TK1} und X_{TK2} sind für den jeweiligen Verdichter individuell aus Mess- oder Simulationsdaten höherwertiger Rechenverfahren zu bestimmen.

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{t, \text{ein}}}}{P_{t, \text{ein}}} = X_{TK1} \Pi^{1 - \frac{R}{c_P}} \quad (3.28)$$

$$\Delta\eta = \eta_{KF}(1 + X_{TK2}|1 - X_{TK1}|)^2 \quad (3.29)$$

In [16] und [66] wird zur Modellierung der Leitschaukelverstellung ein Multi-Kennfeld-Ansatz gewählt. Hierbei wird der Leitschaukelverstellwinkel α_{VELS} als zusätzlicher Ausleseparameter für das Verdichter kennfeld verwendet. Die Informationen zur Pumpgrenzverschiebung werden ebenfalls berücksichtigt.

Um ein variables Leitschaukelssystem detailliert zu modellieren, wird in [62] vorgeschlagen, das Kennfelder um die Ausleseparameter der unabhängigen variablen Leitschaukelreihen zu verwenden. Mit diesem Vorgehen wird die Anzahl der üblichen Parameter zum Auslesen des Kennfeldes ($\frac{N}{\sqrt{T}}$ und $\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}$) um die Anzahl der variablen Leitschaukeln erhöht - für einen Verdichter mit vier Leitschaukelreihen ergeben sich sechs Kennfeldparameter. Die für eine hinreichend genaue Modellierung notwendige Auflösung impliziert damit die Notwendigkeit von einer sehr großen Menge an Datenpunkten - siehe Gleichung 3.30. Das führt zu langen Rechenzeiten und schwer nachvollziehbaren Lösungswegen. Der eigentliche Vorteil der Nutzung von Tabellen geht verloren. Zudem birgt eine Interpolation zwischen den Stützstellen nach wie vor Unsicherheiten.

$$n_{DP} = n_{\frac{N}{\sqrt{T_{t, \text{ein}}}}} \cdot n_{\beta} \cdot n_{\alpha_{VELSx}}^{n_{VELS}} \cdot n_{\dot{m}_{ZL,u}} \cdot n_{\dot{m}_{ZL,o}} \quad (3.30)$$

mit

- n_{DP} - Anzahl an Datenpunkten
- $n_{N_{red}}$ - Anzahl an Stützstellen für die reduzierte Drehzahl
- n_{β} - Anzahl an Stützstellen für den Hilfsparameter β
- $n_{\alpha_{VELSx}}$ - Anzahl an Stützstellen pro variabler Leitschaukelreihe
- n_{VELS} - Anzahl an variablen Leitschaukelreihen
- $n_{\dot{m}_{ZL,u/o}}$ - Anzahl an Stützstellen für die untere und obere Sekundärluftentnahme

Daher wird im Folgenden untersucht, ob statt multidimensionaler Tabellen das Verdichtermittelschnittverfahren als höherwertiges Simulationsverfahren eher geeignet ist, die Anforderungen an die Modellierung der Leitschaukelverstellung innerhalb der Leistungsrechnung zu erfüllen.

3.4 Axialverdichtermodellierung anhand von Mittelschnittverfahren

Als erster Schritt bei der Auslegung von Verdichtern wird häufig auf ein Mittelschnittverfahren zurückgegriffen. Diese 1D Rechenverfahren prognostizieren das Verdichterverhalten entlang des Verdichtermittelschnitts oder einer für den Mittelschnitt repräsentativen Stromlinie. Anwendung finden Mittelschnittverfahren neben dem Auslegungsprozess in der Vorhersage des Betriebsverhaltens. So wird das Verdichterkennfeld für den Einsatz in der Leistungsrechnung über das Mittelschnittverfahren erstellt.

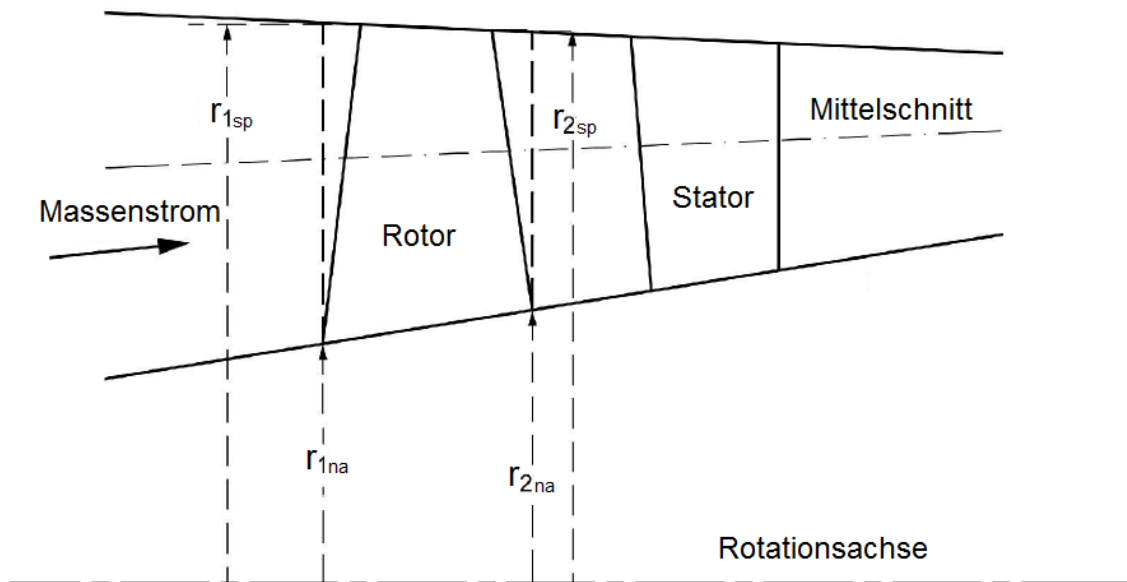


Abbildung 3.9: Verlauf des Verdichtermittelschnitts

Aufgrund der übersichtlichen Anzahl an Ein- und Ausgabeparametern liefern Mittelschnittverfahren einen guten Überblick über die grundlegenden Auslegungsparameter (Design-Rechnung) bzw. die Arbeitsweise des Verdichters (Off-Design-Rechnung). Beispielsweise kann neben globalen Größen wie Π oder η die Stufenabstimmung einfach ausgelesen werden. Die berechneten Ergebnisse sind einfach interpretierbar.

Mittelschnittverfahren sind weniger detailreich und meist weniger genau im Vergleich zu höherwertigen 2D oder 3D Rechenverfahren. Sie rechnen jedoch deutlich schneller und weisen eine deutlich höhere Konvergenzrate auf.

Es gibt eine Reihe von öffentlich zugänglichen Mittelschnittverfahren [68], [49], [74]. Sie unterscheiden sich vor allem in den für die Verluste und Pumpgrenzabschätzung verwendeten Korrelationen.

3.4.1 Mathematische Beschreibung

Die Berechnung von Mittelschnittverfahren wird stufenweise entlang des Mittelschnitts durchgeführt. Dabei werden die Zustandsänderungen des Fluids über aero- und thermodynamische

Berechnungen bestimmt. Diese werden im Folgenden ebenso wie die jeweiligen Modelle zur Verlustberechnung vorgestellt. Da die Verdichtermittelschnittrechnung sequentiell abläuft, ist unmittelbar ersichtlich, dass sich numerische Berechnungsfehler über stromabliegende Stufen potentiell vergrößern. Nach Gallar [27] sollten daher die Ergebnisse für jede Stufe - insbesondere der vorderen Stufen wie der Variable Eintrittsleitschaufel (Variable Inlet Stator Vane) (VELS) - mit größtmöglicher Genauigkeit bestimmt werden.

3.4.1.1 Aerodynamische Stufenberechnung

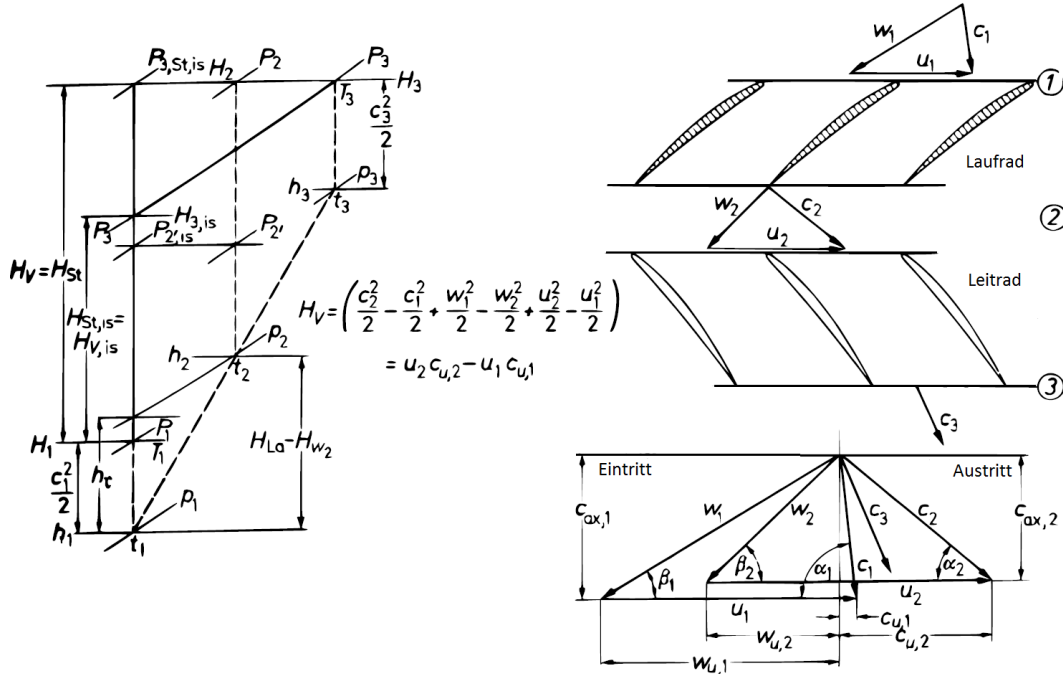


Abbildung 3.10: Physikalische Beschreibung der Arbeitsweise einer Verdichterstufe [52]

Die Berechnung in einer Verdichterstufe erfolgt wie exemplarisch in Abbildung 3.10 dargestellt. Zu beachten ist der Wechsel zwischen Absolut- zu Relativsystem beim Übergang vom Stator in den Rotor und umgekehrt. Die Arbeitsumsetzung im Rotor wird über die Eulersche Turbomaschinengleichung 2.1 berechnet.

3.4.1.2 Diffusionszahl D_f

Die Diffusionszahl D_f kann als limitierendes Stufenbelastungskriterium angesehen werden. Sie fungiert als Indikator für Ablösung. Darüber hinaus wird sie zur Bestimmung von Verlustkoeffizienten genutzt. In der einfachsten Form lässt sich die Diffusionszahl für ein Laufrad definieren als:

$$D_f = \frac{w_{max} - w_2}{w_{ref}} \quad (3.31)$$

mit:

- w_{max} - Maximalgeschwindigkeit auf der Schaufelsaugseite
- w_2 - mittlere Geschwindigkeit an der Schaufelhinterkante
- w_{ref} - Referenzgeschwindigkeit

Die Referenzgeschwindigkeit w_{ref} kann verschieden definiert sein. [14] verwendet die mittlere Geschwindigkeit an der Schaufelvorderkante. [23] hingegen bezieht die Diffusionszahl auf die Maximalgeschwindigkeit w_{max} .

Die Diffusionszahl stellt gemäß ihrer Definition die Höchstgeschwindigkeit auf der Saugseite in Relation zur mittleren Geschwindigkeit an der Schaufelhinterkante dar und ist damit ein Gradmesser für die Verzögerung auf der Saugseite. Übliche Werte für die Auslegung finden sich um 0,45 herum. Werte über 0,6 gelten als sicherheitskritisch.

Die am häufigsten verwendete Definition der Diffusionszahl für ein Laufrad ist:

$$D_f = 1 - \frac{w_2}{w_1} + \frac{\Delta w_u}{2w_1} \frac{t}{s} \quad (3.32)$$

mit:

- w_1 - mittlere Geschwindigkeit an der Schaufelvorderkante
- w_2 - mittlere Geschwindigkeit an der Schaufelhinterkante
- Δw_u - Änderung der Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung
- $\frac{t}{s}$ - Teilungsverhältnis

Hergeleitet wurde die Diffusionszahl erstmalig von Lieblein in [46]. Da sich die Geschwindigkeiten zunächst nur durch aufwendige Messkampagnen bestimmen ließen, führte Lieblein vereinfachende Abschätzungen ein. Mittlerweile existieren zahlreiche verschiedene Definitionen zur Abschätzung der Diffusionszahl.

3.4.1.3 Verluste

Eine gute Übersicht über Verlustkorrelationen zur Verwendung in Mittelschnittverfahren liefert [81]. Wright entwickelt empirische Verlust-Korrelationen als Funktion der Diffusionszahl. Über eine systematische Modifikation der Verdichtergeometrie hinaus, beinhalten die Korrelationen Effekte von Spitzenspaltvariationen sowie unterschiedlichem Aspect Ratio. Zudem werden die Korrelationen für verschiedene Machzahlen Ma aufgesetzt und beinhalten eine Reynoldszahl-korrektur. Das mit diesen Korrelationen entwickelte Mittelschnittverfahren zeigt sehr gute Übereinstimmung mit Testdaten von mehrstufigen Axialverdichtern. Zudem wird der Einfluss der variablen Leitschaufeln adäquat wiedergegeben.

Zu den in Mittelschnittverfahren berücksichtigten Verlusten zählen

- Profilverluste
- Wandreibungsverluste
- Spitzenspaltverluste

Jeder einzelne dieser Verluste reduziert die über die Eulergleichung berechnete ideale Arbeitsumsetzung.

3.4.1.4 Minderumlenkung

Als Minderumlenkung wird der Effekt bezeichnet, bei dem die Strömung nicht exakt dem Winkel an der Schaufelhinterkante folgt. Durch diese Ablenkung kann die Arbeitsumsetzung nicht im vollen Umfang geschehen. Zur Modellierung der Minderumlenkung gibt es empirische Modelle. Wright stellt in [81] eines vor.

3.4.1.5 Berücksichtigung von variablen Leitschaufeln

Mittelschnittverfahren sind in der Lage, den physikalischen Effekt von verstellbaren Leitschaufeln vorherzusagen. Umgesetzt wird dies über eine Änderung des geometrischen Anström- sowie Abströmwinkels - siehe Abbildung 2.10.

3.4.1.6 Berücksichtigung von Sekundärluftentnahme

Die Berücksichtigung der Sekundärluftentnahme geschieht über eine Massenbilanz. Die thermodynamischen Eigenschaften der Entnahmeluft entsprechen dabei den statischen Größen der Strömung an der Entnahmestelle nach einer radialen Korrektur.

3.4.1.7 Pumpgrenzbestimmung

Die Bestimmung des kritischen Betriebsbereiches ist bei der Entwicklung eines neuen Verdichters mit Unsicherheiten belegt. Auch detaillierte 3D CFD Programme können die exakte Lage der Pumpgrenze nicht zuverlässig vorhersagen. Die pumpauslösende Stufe und damit die Lage der Pumpgrenzlinie kann zuverlässig nur über Verdichter- bzw. Triebwerkstests bestimmt werden. Dennoch ist es notwendig, auf Abschätzungen bereits während der Verdichterauslegung zurückgreifen zu können, um den Verdichter mit ausreichend PGA zu betreiben.

Für die Vorhersage des sicherheitskritischen Bereiches gibt es verschiedene Abschätzungen. Ein weit verbreitetes Kriterium ist der Koch-Parameter [37]. Bei diesem wird der statische Druckkoeffizient einer Stufe ins Verhältnis zur maximalen statischen Druckerhöhung gestellt. Dieses Verhältnis ist ein guter Indikator für den Abstand zum kritischen Verdichterarbeitsbereich. Der Koch-Parameter ist ein mathematisch relativ einfach zu beschreibender Parameter, der beispielsweise Reynoldszahleffekte und Schaufelreihenabstände mit einbezieht. Daher eignet er sich gut zum Einsatz in Mittelschnittverfahren. Das für diese Arbeit verwendete Mittelschnittverfahren verfügt über die Pumpgrenzabschätzung nach Koch, beinhaltet darüber hinaus noch weitere empirische Abschätzungen.

3.4.2 Rechnungen im Auslegungsprozess (Design-Rechnung)

Dem Mittelschnittverfahren kommt bei der Verdichterauslegung eine besondere Rolle zu. Auf Grundlage dieses Verfahrens werden fundamentale Designentscheidungen getroffen. Werden Annahmen zu Beginn des Auslegungsprozesses schlecht gewählt, können sie später nur unter enormem Aufwand korrigiert werden. Dabei ist die Auslegung des Verdichters - genauso wie die des gesamten Triebwerks - mit vielen Kompromissen verbunden. Es müssen möglichst optimale Vorgaben für die zum Teil widersprüchlichen Anforderungen

- hoher Wirkungsgrad η
- niedrige Anzahl an Stufen n_{St}
- gutes Teillastverhalten
- hoher Pumpgrenzabstand PGA
- niedrige Austrittsmachzahl Ma_{aus}

gefunden werden.

Die folgenden Auslegungsparameter werden dem Mittelschnittverfahren üblicherweise vorgegeben:

- Eintrittsmassenstrom \dot{m} , -temperatur T und -druck P
- Stufenanzahl n_{St}
- Gesamtdruckverhältnis Π
- Drehzahl N
- Nabe-Spitze-Verhältnis der Schaufeln $\frac{r_{na}}{r_{sp}}$
- Stufenbelastung (Druckverhältnis) Π_{St}
- Stufenreaktionsgrade ρ_h
- Maximale Machzahlen der Schaufelspitzen $Ma_{max,sp}$
- Schaufeldickenverhältnis $\frac{d}{s}$
- Stufenaustrittswinkel

Die Geometrie des Verdichters ist demnach ein Ergebnis der Mittelschnittrechnung. Die Schaufelgeometrien - z.B. - Wölbung ergeben sich durch die Leistungsanforderungen auf Stufen- sowie Gesamtverdichterebene. Die Geometrie des Strömungskanals resultiert aus den im Designpunkt auftretenden Dichteänderungen.

3.4.3 Berechnung des Betriebsverhaltens (Off-Design-Rechnung)

In der Rechnung des Betriebsverhaltens abseits des Auslegungspunktes (Off-Design Rechnung) werden die folgenden Größen dem Mittelschnittverfahren vorgegeben:

- Eintrittsmassenstrom \dot{m} , -temperatur T und -druck P
- Verdichtergeometrie (Annulusgeometrie, Schaufelgeometrie)
- Drehzahl N
- Sekundärluftentnahme \dot{m}_{ZL}
- Verstellwinkel der variablen Leitschaufeln α_{VLS}

Bei der stufenweisen Berechnung mittels Euler-Gleichung werden zusätzlich Korrelationen für Verluste, Umlenkungen sowie Verblockung berücksichtigt. Dabei werden aero- sowie thermodynamische Größen für jede Stufe und den gesamten Verdichter bestimmt:

- Strömungsgeschwindigkeiten c und w
- Abströmwinkel α_S
- Drücke P
- Temperaturen T
- Massenströme \dot{m}
- Pumpbedingung Π_{pump}

3.5 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde die Gesamtsystemmodellierung des Triebwerk mittels Leistungsrechnung vorgestellt. Der Fokus lag auf der Modellierung des Verdichters, für den gängige Methoden zur Abbildung von Primär- und Sekundäreffekten zusammengetragen wurden. Es wurde gezeigt, dass für die im Rahmen dieser Arbeiten zu bearbeitende Aufgabenstellung der Verdichter innerhalb der Leistungsrechnung nicht auf konventionelle Weise - über ein Kennfeld - modelliert werden sollte. Für ein Kennfeld mit variabler Geometrie wäre eine nicht handhabbare Anzahl an Datenpunkten notwendig, um die zugehörigen Effekte mit einer hinreichenden Genauigkeit abzubilden.

Um die Detailtiefe im Bereich der Verdichtermodellierung zu erhöhen, wurde sich stattdessen dafür entschieden, auf ein Mittelschnittverfahren zurückzugreifen. Dieses ist in der Lage die Auswirkungen von Verstellungen variabler Geometrien vorherzusagen.

Im nachfolgenden Kapitel 4 wird beschrieben, wie die Mittelschnittrechnung für den Verdichter mittels Programmkopplung in die Leistungsrechnung integriert wird. Die Mittelschnittrechnung liefert detaillierte Informationen über die Arbeitsweise der einzelnen Verdichterstufen unter den betriebsbedingten thermodynamischen Randbedingungen. Zudem können die Auswirkungen von Änderungen auf Komponentenebene - z.B. Leitschaufelverstellung - im Kontext des Gesamtsystems analysiert werden. Ein weiterer Vorteil der Verwendung eines Mittelschnittverfahrens anstelle eines Kennfeldes ist, dass die Interpolation und die damit einhergehenden Ungenauigkeiten vermieden werden.

4 Kopplung von Leistungs- und Verdichtermittelschnittrechnung

Dieses Kapitel beschreibt das Vorgehen zur Kopplung der Leistungsrechnung mit dem Verdichtermittelschnittverfahren. Dafür wird zu Beginn eine Zusammenfassung über Grundlagen der Modellkopplung präsentiert. Nachfolgend wird ein Überblick über bisherige Arbeiten zur Modellkopplung im Bereich Leistungsrechnung und Verdichter gegeben. Der Autor stellt die Umsetzung der im Rahmen dieser Arbeit implementierten Kopplungsmethodiken vor - die Anwendungsbereiche werden skizziert. Abschließend werden erste Simulationsergebnisse verifiziert und diskutiert.

4.1 Grundlagen der Programmkopplung

Um Prozesse zu automatisieren, ist es heutzutage üblich, Programme oder Modelle miteinander zu verbinden. Dieses Vorgehen wird Kopplung genannt. Dabei werden Parameterwerte, die von einem Modell berechnet werden, an ein anderes zur weiteren Bearbeitung übergeben. Neben der signifikanten Reduzierung der Prozessdauer trägt die automatisierte Kopplung zur Senkung der Fehlerquote bei.

Im Folgenden werden systematisch die signifikanten Aspekte einer Modellkopplung untersucht.

4.1.1 Kopplungsstruktur

Sind die Programme hierarchisch gleichrangig und die Daten fließen von einem zum nächsten Programm, ist die Kopplung *sequentiell* - siehe Abbildung 4.1.

Ersetzt dagegen ein Programm bei einer Kopplung einen Teilschritt eines diesem übergeordneten Programms, wird die Kopplung *Zooming* genannt - siehe Abbildung 4.2. Durch Zooming können einerseits von Gesamtsystemebene aus Details des Teilmodells betrachtet werden, andererseits können die Auswirkungen von Variationen innerhalb eines Teilsystems auf Gesamtsystemebene untersucht werden.

In der Triebwerkssimulation wird das Gesamtsystem durch die Leistungsrechnung dargestellt. Prinzipiell ist die Triebwerksleistungsrechnung dabei selbst schon eine Kopplung der verschiedenen Komponenten. In der Leistungsrechnung wird das Zusammenwirken aller Komponenten simuliert. Das Abstraktionsniveau für die spezifischen Betriebsdaten der Komponenten, welche in Form von Kennfeldern bereit gestellt werden, ist auf dem obersten Level, bzw. der Detailgrad ist am niedrigsten - siehe Abbildung 4.2.

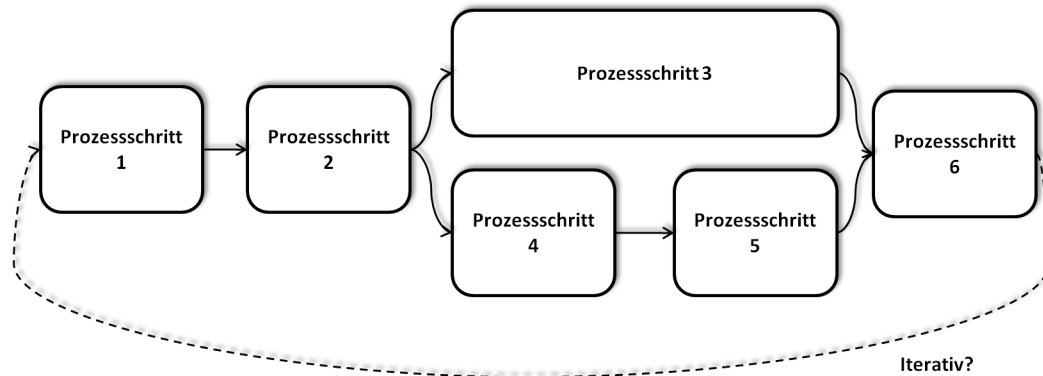


Abbildung 4.1: Ablaufschema einer sequentiellen Prozesskopplung

Soll nun der Informations- / Detailgrad einer Komponente erhöht werden, liegt es nahe, das zugrundeliegende Leistungsrechnungsmodul gegen eine höherwertigere Modellierung auszutauschen. Die Kopplung wird also in Form eines Zoomings umgesetzt. Dabei gibt es einige technische sowie mathematische Herausforderungen.

Nach Woelki [79] sind folgende Fragestellungen bei der Kopplung relevant:

- Wie hoch ist der Nutzen des durch die Kopplung gewonnenen Genauigkeitsgewinns?
- Inwieweit wird durch die Kopplung die Rechenzeit beeinflusst?
- Kann ein sauberes / automatisierbares Interface implementiert werden?

4.1.2 Automatisierungsgrad

Der Entwicklungsprozess eines Triebwerks läuft in mehreren Schritten (Design Iteration) ab. Jeder dieser Schritte besteht aus einer oder mehrerer Iterationsrunden zwischen den Fachabteilungen. Dabei liefert die Leistungsrechnung Werte, die als Randbedingungen für die einzelnen Komponentenabteilungen bereit gestellt werden. Die Fachabteilungen überprüfen und optimieren daraufhin ihre Komponente und führen ihre Ergebnisse in Form von Kennfeldern an die Leistungsrechnungsabteilung zurück. Dieses Vorgehen war in der Vergangenheit durch viele separate, manuelle Arbeitsschritte geprägt - z.B. auf Grund der Datenübergabe. Dieser Automatisierungsgrad wird nach Pachidis [56] als entkoppeltes Vorgehen (De-Coupled Approach) bezeichnet.

Dagegen beschreibt Pachidis das iterative Verfahren (Iterative Approach) als Vorgehen, bei welchem das jeweilige Komponentenkenfeld nach Berechnung des zugehörigen, höherwertigeren Simulationsprogramms automatisiert aktualisiert und an die Leistungsrechnung übergeben wird.

Als höchste Form der Automatisierung definiert Pachidis das voll integrierte Verfahren (Fully Integrated Approach). Hier wird das Auslesen des Kennfeldes in der Leistungsrechnung direkt durch die für den aktuellen Betriebspunkt berechneten Ergebnisse der höherwertigen Simulation ersetzt.

Die vorgestellten Abstufungen führen in der aufgeführten Reihenfolge zur Erhöhung der Modellierungsdetails. Jedoch sinkt möglicherweise die Robustheit. Höherwertigere Verfahren - für

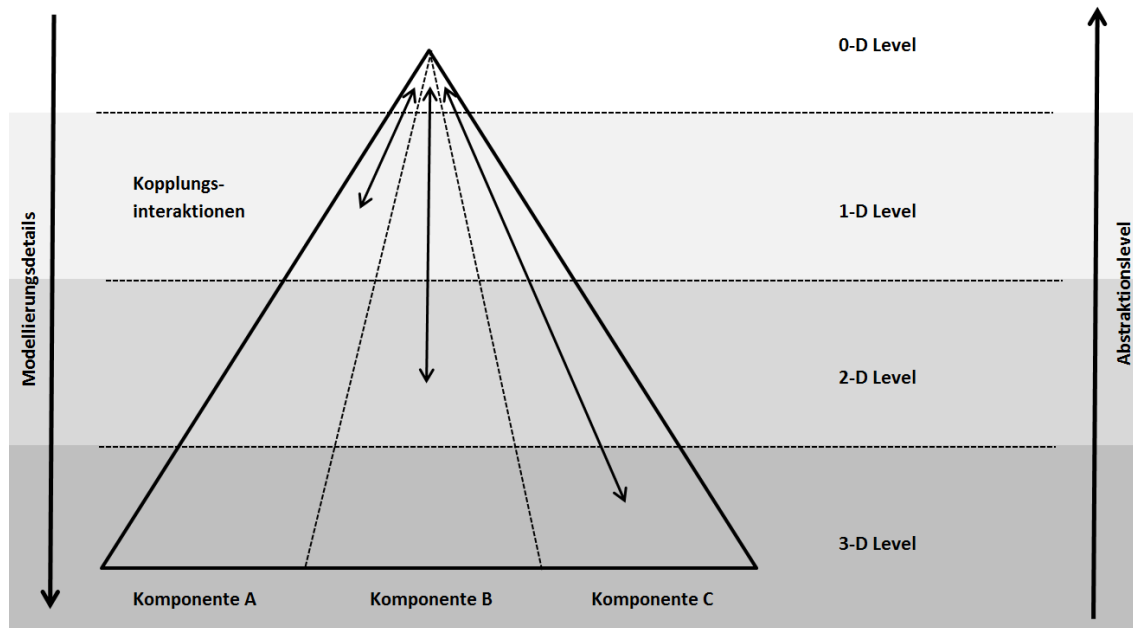


Abbildung 4.2: Schematische Darstellung einer Prozesskopplung mittels Zooming

Turbokomponenten schon ab 1D Mittelschnittrechnungen - weisen häufig numerische Konvergenzprobleme auf - besonders in tieferen Lastbereichen. Zudem ist die Konvergenz des Gesamtsystems nicht immer gegeben. Im De-Coupled Approach können bei Nicht-Konvergenz fehlerhafte Punkte durch manuelle Nacharbeit ausgeglichen werden. Für das iterative Verfahren lassen sich auch automatisiert Lösungen für einzelne nicht-konvergierte Punkte finden. Beim Fully Integrated Approach ist ein nicht-konvergierter Punkt hingegen problematisch. Wie soll die Prozesssteuerung mit einem nicht zur Verfügung stehenden Ergebnis weiter rechnen? Hierfür programmseitige Lösungen zu finden, ist wiederum aufwendig.

4.1.3 Schnittstelle und Parameterübergabe

Gut aufgesetzte Schnittstellen (Interfaces) sind der Schlüssel zum Erfolg einer Programmkopplung! Als Schnittstelle wird hierbei die Parameterübergabe von einem Programm zum anderen bezeichnet. Die Wichtigkeit der Schnittstellenimplementierung kann nicht genügend betont werden.

Schnittstellen müssen klar definiert sein. Sollte sich im Laufe der Zeit an einem der gekoppelten Modelle etwas verändern, sollten an der Ablaufsteuerung oder an der Schnittstelle selbst idealerweise keine Änderungen vorzunehmen sein.

Nach ihrer Art der Umsetzung können Schnittstellen in *direkt* und *indirekt* unterschieden werden.

Die Schnittstelle einer indirekten Kopplung verwendet für die Übergabe der Parameter von einem Programm zum anderen Ein- und Ausgabedateien (I/O) - siehe Abbildung 4.3. Die Programme werden als Batch-Prozess aufgerufen und abgearbeitet. Entsprechende Formatumwandler (Parser)

lesen die Ein- und Ausgabedateien. Die indirekte Kopplung ist aufwendig und fehleranfällig und sollte nach Möglichkeit vermieden werden.

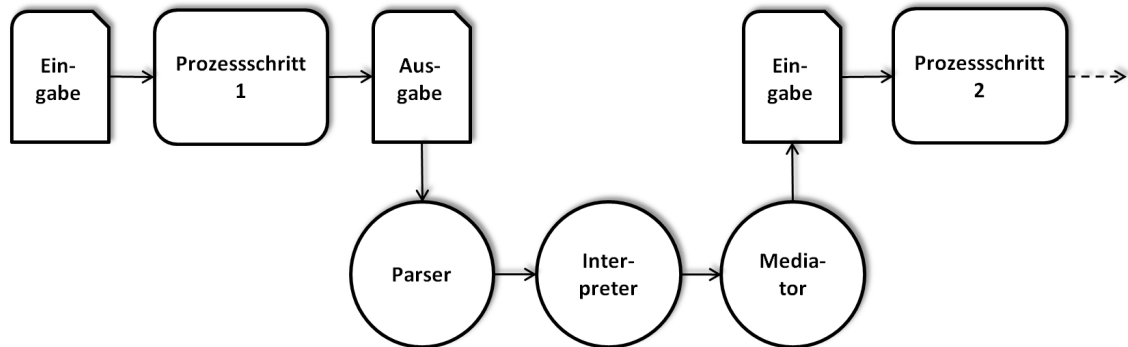


Abbildung 4.3: Ablaufschema einer indirekten Prozesskopplung

Bei einer Schnittstelle direkter Kopplung tauschen die Programme die Werte der Übergabeparameter über eine Schnittstelle zur Programmierung von Anwendungen (Application Programming Interface) (API) aus - siehe Abbildung 4.4. Über einen Mediator werden Parameter aus verschiedenen Prozessschritten miteinander identifiziert. Eine direkte Kopplung kann über eine Dynamische Bibliothek (Dynamic Link Library) (DLL)-Schnittstelle umgesetzt werden. Interfacefunktionen regeln beispielsweise

- die Übergabe von Ein- und Ausgabeparametern,
- die Steuerung des Programmablaufs und
- das Abrufen von Fehlermeldungen.

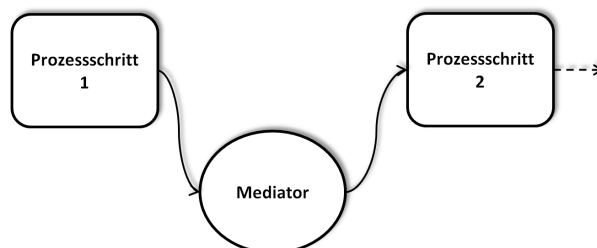


Abbildung 4.4: Ablaufschema einer direkten Prozesskopplung

4.1.4 Prozesssteuerung

Die Wahl der Prozesssteuerung bietet viele Möglichkeiten zur Flexibilisierung. Über ein Rahmenprogramm (Framework) kann der Datenaustausch der gekoppelten Modelle organisiert werden. Die Anzahl der gekoppelten Modelle ist beliebig und sollte flexibel erweiterbar sein. Ein gut aufgesetztes Framework bietet die Möglichkeit der Parallelisierung eines Prozesses oder einzelner Prozessschritte.

Weiterhin kann über ein Framework die Möglichkeit geschaffen werden, bei Bedarf Modelle auf einfache Art auszutauschen. Auch kann es für bestimmte Anwendungen ausreichend sein, für eine Aktualisierung des Gesamtmodells nur bestimmte Teilprozesse neu berechnen zu lassen. Andere können ihre Werte behalten.

Die Verwendung eines Frameworks eignet sich primär für größere Projekte mit mehreren gekoppelten Modellen. Abbildung 4.5 stellt den schematischen Ablauf dar.

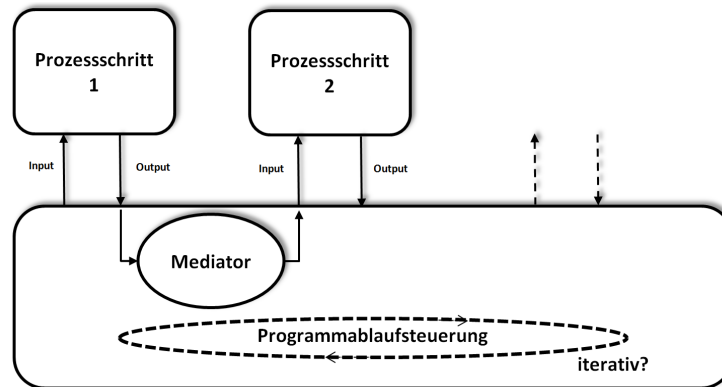


Abbildung 4.5: Ablaufschema einer externen Prozesskopplung

Für eine Kopplung von nur zwei Programmen kann eine interne Kopplung sinnvoll sein. Hier ruft eines der beiden Programme das andere auf und übernimmt die Aufgaben der Prozesssteuerung. Der Vorteil dieser Art der Kopplung ist eine effiziente, an das jeweilige Modell angepasste Umsetzung. Allerdings ist die interne Kopplung per se nicht so flexibel erweiterbar. Eine Umsetzung der internen Kopplung ist schematisch in Abbildung 4.6 dargestellt.

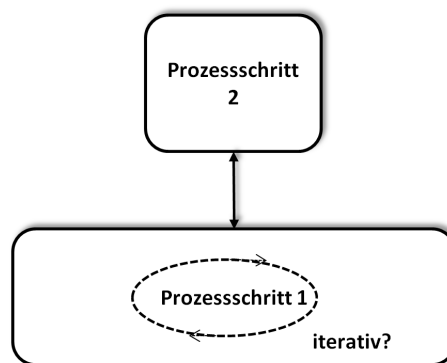


Abbildung 4.6: Ablaufschema einer internen Prozesskopplung

4.1.5 Lösung des numerischen Problems und Abbruchbedingung

Zur Lösung des übergeordneten numerischen Problems besteht die Möglichkeit, einen Lösungsalgorithmus einzubinden. Damit kann der Prozess stabil zur Konvergenz gebracht werden. Häufig liefert auch eine Fixpunktiteration hinreichend schnell und zuverlässig Ergebnisse.

Bei einem iterativen Vorgehen ist die Vorgabe eines Abbruchkriteriums notwendig. Das Abbruchkriterium für die gekoppelte Rechnung ist üblicherweise die Konvergenz des Gesamtmodells. Dabei muss die Konvergenz aller Submodelle nicht zwangsweise eine Konvergenz des Gesamtmodells nach sich ziehen. So kann beispielsweise das Gesamtmodell numerisch ins Schwingen geraten, obwohl die Einzelmodelle alle ordentlich konvergieren. Gleichwohl ist die Konvergenz der Einzelmodelle Voraussetzung für die Konvergenz des Gesamtmodells.

Es ist also notwendig, für jede Kopplung einen oder mehrere Konvergenz-Indikatoren zu bestimmen. Anhand dieser Indikatoren wird das Abbruchkriterium festgelegt.

4.1.6 Nachverfolgbarkeit - Datenprovenienz

Zur Nachverfolgung von Änderungen an einem gekoppelten Modell sowie an erzeugten Daten ist ein Provenienzmodell, wie von Reitenbach in [60] vorgestellt, bedeutsam. Durch die Verwendung einer derartigen Datenstruktur kann die Beziehung einer Eingangsgröße zu allen anderen Größen im Modell hergestellt werden und nachvollzogen werden. Dies kann insbesondere gewinnbringend eingesetzt werden für Frameworks zur multidisziplinären Kollaboration mit einer großen Anzahl an miteinander verknüpften Modellen.

Zudem stellt ein Provenienzmodell die Möglichkeit bereit, die Daten ausschließlich jener Teile des Modells zu identifizieren, auf die sich die vorgenommene Änderung auswirkt. Anschließend müssen nur diese Modellteile aktualisiert werden. Auf diese Weise kann gerade bei komplexen, aus einer Vielzahl von Teilmodellen bestehenden Modellen, die notwendige Rechenzeit reduziert werden. Es ist oftmals nicht notwendig, den kompletten Datensatz neu zu erzeugen.

4.2 Anwendung der Modellkopplung in der Triebwerksmodellierung

Die Kopplung von Leistungsrechnung mit höherwertigen und detaillierteren Komponentenmodellen wurde in den vergangenen Jahren bereits umgesetzt. Im Jahr 2000 wurde das Grundprinzip der Programmkopplung im Bereich der Triebwerksleistungsrechnung mittels Zooming von Follen in [25] durch die Kopplung einer 1D Simulation eingeführt. Follen demonstriert in dieser Anwendung den Einfluss von Änderungen der Spitzenspalte auf das Triebwerksgesamtsystem. In [55] gibt Pachidis einen Überblick über die Anwendbarkeit verschiedener Methoden zur Integration von höherwertigen 2D Modellierungsverfahren in die Gesamtsystemmodellierung der Leistungsrechnung - vergleiche Kapitel 4.1.2. Es wurden verschiedene Automatisierungsgrade unter anderem hinsichtlich Laufzeit und Stabilität untersucht. Claus beschreibt in [18] die Anwendung und Bewertung von Zooming mit Blick auf die Kopplung mehrerer Triebwerkskomponenten. Er zeigt unter anderem auf, wo Probleme existieren und an welcher Stelle sich Automatisierung lohnt, um Prozessabläufe zu beschleunigen und Fehler zu vermeiden.

Auch im Bereich der Verdichtermodellierung existieren bereits einige Publikationen. Reitenbach et al. beschreiben die Kopplung der Leistungsrechnung mit einer 2D-Verdichtermodellierung zur Untersuchung der Auswirkung von Geometrieviationen auf das Gesamtsystem - [59]. Koalias beschreibt in [36] die Integration eines Verdichtermittelschnittverfahrens in ein Leistungsrechnungsprogramm, um das Betriebsverhalten insbesondere in der Nähe der Sperrgrenze besser darzustellen.

Das primäre Ziel aller durchgeführten Arbeiten im Bereich der Kopplung höherwertiger Rechenverfahren mit der Leistungsrechnung war der Zugewinn von Modellierungsdetails der jeweiligen Komponenten. Darüber hinaus wurde eine verbesserte Abbildung der gegenseitigen Wechselwirkungen zwischen der Komponente und dem komplexen Gebilde Gasturbine angestrebt.

4.3 Umsetzung

Im Folgenden wird aufbauend auf den zuvor erarbeiteten Grundlagen zur Programmkopplung die im Rahmen dieser Arbeit umgesetzte Methodik beschrieben. Zunächst wird dabei die Implementierung mittels einfachen Ersetzens - Substitution - des Kennfeldes durch die Werte der Mittelschnittrechnung geschildert. Dieses Vorgehen wird im Folgenden die *Substitutionsmethode* genannt. Die Substitutionsmethode ist zu Beginn eines Triebwerksentwicklungsprojektes sinnvoll. Im Verlauf der Implementierung hat sich jedoch offenbart, dass eine einfache Substitution den bisherigen manuellen Prozess nicht adäquat abbildet. Daher wurde im Rahmen dieser Arbeit als weitere Kopplungsmethodik zwischen Leistungsrechnung und Verdichtermittelschnittrechnung die *Hybridmodellierung* entwickelt. Diese findet eine Lösung für die Anpassung der Ergebnisse aus dem Verdichtermittelschnittverfahren an Messwerte und verspricht damit eine höhere Genauigkeit im Hinblick auf das reale Triebwerksverhalten.

4.3.1 Verwendete Programme

Die Programmkopplung basiert auf den Programmen der Firma Rolls-Royce Deutschland (RRD).

- MARS - Bibliothek zur Erstellung von Leistungsrechnungsprogrammen und
- vu59 / vn86 - Verdichtermittelschnittprogramm

MARS ist ein in C++ geschriebenes, modulares Leistungsrechnungsprogramm, welches Funktionalitäten zur Design und Off-Design Berechnung bereit stellt. Modelle, die auf MARS basieren, verwenden zur Modellierung des Off-Design-Verhaltens Kennfelder der einzelnen Triebwerkskomponenten. Weiterhin können die in Kapitel 3.3.8 beschriebenen Sekundäreffekte berücksichtigt werden.

Das Mittelschnittverfahren vu59 / vn86 ist in FORTRAN programmiert. Es ermöglicht die 1D Berechnung der Strömungsparameter entlang der Verdichtermittellinie. Die Berechnung wird am Ein- und Austritt einer jeden Rotor- sowie Statorreihe durchgeführt. Die Basis der Berechnungen bildet die Euler-Turbomaschinengleichung - Gleichung 2.1. Die verwendeten Verlustkorrelationen sind in Kapitel 3.4.1.3 zusammengefasst und basieren zum großen Teil auf [81]. Das Mittelschnittverfahren ist in Form einer DLL bereitgestellt.

4.3.2 Technische Details der Schnittstelle und des Programmablaufs

Die Struktur der Kopplung ist in Form eines Komponentenzoomings - siehe Kapitel 4.1.1 - implementiert. Das übergeordnete Programm ist dabei die Leistungsrechnung. Das Mittelschnittverfahren vergrößert die Detailtiefe im Bereich der Verdichtermodellierung.

Der Aufbau der Schnittstelle zwischen den Programmen ist gemäß den Vorbetrachtungen in Kapitel 4.1 *direkt* durchgeführt - also ohne die Verwendung von Ein- und Ausgabedateien. Das

Mittelschnittverfahren ist über die vorhandene DLL-Schnittstelle mit dem Leistungsrechnungsprogramm verbunden. Die Funktionsaufrufe sind grob kategorisierbar in:

- Parameterübergabe - Leistungsrechnung zu Mittelschnittrechnung
- Programmaufruf - Mittelschnittrechnung
- Parameterübergabe - Mittelschnittrechnung zu Leistungsrechnung

Auf der Seite des Leistungsrechnungsprogramms ist das Gegenstück der Schnittstelle des Mittelschnittverfahrens implementiert, um dieses aufrufen zu können.

Der Aufruf des Mittelschnittverfahrens erfolgt aus dem Verdichtermodul der Leistungsrechnung. Die Kopplung ist demnach *intern* - siehe 4.1.4. Die Leistungsrechnung beinhaltet alle notwendigen Implementierungen zur Ablaufsteuerung der Mittelschnittrechnung. Diese wird dementsprechend als Teilrechnung der Leistungsrechnung aufgerufen. Die Ablaufsteuerung der Leistungsrechnung ändert sich durch die Integration nicht. Der Betriebspunkt des Verdichters bleibt durch den Betrieb der umgebenden Komponenten bestimmt. Deren Betriebspunktberechnung bleibt unverändert zur nominalen Leistungsrechnung.

4.3.3 Parameterübergabe

Über die implementierte Schnittstelle werden die erforderlichen Übergabeparameter zwischen Leistungsrechnung und Mittelschnittverfahren ausgetauscht. Zudem wird die Rechnung des Mittelschnittverfahrens über Schnittstellenfunktionen gesteuert. Die Definition der Verdichtergeometrie - siehe Kapitel 3.4.3 - wird dem Mittelschnittverfahren zum Zeitpunkt der Programminitialisierung bereitgestellt.

4.3.3.1 Übergabe der Randbedingungen an das Mittelschnittverfahren

Die betriebspunktabhängigen thermodynamischen Zustandsvariablen sowie die Stellungen der variablen Geometrien werden für jeden Aufruf des Verdichtermittelschnittverfahrens von der Leistungsrechnung als Randbedingungen übergeben. Für jeden einzelnen Simulationsaufruf des Verdichtermittelschnittverfahrens werden die folgenden Werte von der Leistungsrechnung bereitgestellt:

- Kennfeldreferenzbedingungen $T_{ref,ein}, P_{ref,ein}, rh_{ref,ein}$,
- reduzierte Drehzahl N_{red} ,
- reduzierter Verdichteraustrittsmassenstrom \dot{m}_{redaus} ,
- Anzahl, Positionen und Massenströme der Zapfluientnahme,
- Anzahl und Verstellwinkel der variablen Leitschaufeln.

Die reduzierte Verdichterrehzahl wird vorab unter Verwendung der Gleichungen 3.20 und 3.21 auf den Referenzzustand korrigiert.

Vor jeder Mittelschnittrechnung werden die Werte der Übergabeparameter verifiziert. Beispielsweise muss der Wert des Verdichteraustrittsmassenstroms - also die Lage des Arbeitspunktes auf der Drehzahllinie - zwischen dem Sperr- und Pumpbereich der aktuellen Drehzahllinie liegen. Auf

diesem Weg wird fortlaufend die Sinnhaftigkeit des Ergebnisses überprüft sowie die Robustheit des Prozesses erhöht.

4.3.3.2 Verwendung der Werte aus der Mittelschnittrechnung in der Leistungsrechnung

Nach der Rechnung des Mittelschnittverfahrens werden die Werte der berechneten Parameter an das Leistungsrechnungsprogramm übergeben. Die relevanten Rückgabeparameter der Mittelschnittrechnung an das Triebwerksmodell sind die Leistungswerte des HDV - z.B. Druckverhältnis Π und Wirkungsgrad η . Des Weiteren werden Informationen über die Lage der Pumpgrenze sowie den Pumpgrenzabstand PGA an das Leistungsrechnungsmodell weitergegeben. Zur Bestimmung der thermodynamischen Randbedingungen für die Sekundärluftentnahme, werden zusätzlich die Zwischenstufenwerte für Druck und Temperatur übergeben. Diese sind auf Schaufelfuß und -spitze korrigiert, je nach Lage der jeweilige Sekundärluftentnahmestelle.

4.3.4 Kennfeldsubstitution

Mit der *Substitutions*-Methode wird das Auslesen des Kennfelds direkt durch den Aufruf des Mittelverfahrens ersetzt - substituiert. Das Mittelschnittverfahren wird dabei für jeden Iterationsschritt der Leistungsrechnung aus dieser heraus aufgerufen.

4.3.4.1 Anpassung des Iterationsschemas innerhalb der Leistungsrechnung

Das Iterationsschema des Leistungsrechnungsmodells muss für die Integration der Mittelschnittrechnung nur unwesentlich angepasst werden. Wie in Kapitel 3.3.3 beschrieben werden üblicherweise für das Auslesen des Kennfeldes die Parameter reduzierte Drehzahl N_{red} und Hilfsvariable β verwendet. Da es in der Mittelschnittrechnung keinen Parameter β gibt, muss stattdessen ein Äquivalent dafür gefunden werden. Nach der Beschreibung von Jones in [33] ließe sich eine physikalische Bedeutung des Parameters β am ehesten im reduzierten Massenstrom am Austritt des Verdichters \dot{m}_{redaus} finden. Dies kann durch einen Vergleich der Abbildungen 3.5 und 3.8 bestätigt werden. Bei der Umsetzung der Kennfeldsubstitutionsmethode wurde dies berücksichtigt. Statt der Hilfsvariable β wird der Massenstrom am Verdichteraustritt in das Iterationsschema aufgenommen. Da die Linien konstanten Verdichteraustrittsmassenstroms $\frac{\dot{m}_{aus}\sqrt{T_{t,aus}}}{P_{t,aus}}$ genauso wie die der Hilfsvariable β nahezu senkrecht zu den Drehzahllinien verlaufen, definiert auch diese neue Parameterkombination den auszulesenden Verdichterarbeitspunkt eindeutig.

4.3.4.2 Korrekturen

Nach der Übergabe der Werte von der Mittelschnittrechnung werden die Korrekturen für die Sekundäreffekte angewendet - wie in 3.3.8 beschrieben. Die Korrekturen der Sekundäreffekte sind konventionell in folgendem Format aufgebaut:

$$L_{final} = L_{MSR} \cdot \chi L_{SE} + \Delta L_{SE} \quad (4.1)$$

4.3.5 Notwendigkeit zur Weiterentwicklung der Kopplungsmethodik

Das vollständige Ersetzen eines Kennfeldes mit der Mittelschnittrechnung - so wie mit der Substitutionsmethode in Kapitel 4.3.4 beschrieben - ist zu Beginn eines Triebwerksentwicklungsprojektes sinnvoll. Solange die Mittelschnittrechnung das beste Verständnis darstellt - also in der frühen Phase des Entwicklungsprozesses - kann diese als Ersatz für das Kennfeld verwendet werden. Sobald jedoch belastbarere Erkenntnisse hinsichtlich des Verdichterbetriebsverhaltens vorhanden sind - z.B. in Form von Testergebnissen -, als dies die Mittelschnittrechnung liefern kann, sollten diese genutzt werden.

Abbildung 4.7 zeigt den den bis dato manuell durchgeführten Prozess der Kennfelderstellung. Es ist ersichtlich, dass über die Daten der Mittelschnittrechnung hinausgehend, einige zusätzliche, korrigierende Teilschritte notwendig sind. An solchen manuellen Eingriffspunkten fließen Modifikationen des durchführenden Ingenieurs ein, welche auf Erfahrungen vorangegangener Entwicklungsprojekte sowie Testergebnissen basieren. Diese Arbeitsschritte sind nicht oder nur schwer automatisierbar.

Eine Alternative bestünde in der Angleichung des Mittelschnittverfahrens an Messwerte, um das Modell dem tatsächlichen Verdichterverhalten näher zu bringen. Dies ist jedoch mit einem hohen Aufwand verbunden. Zudem ist dieses Vorgehen nur selten vielversprechend und wird üblicherweise nicht durchgeführt.

Ein einfaches Vorgehen zur automatisierten Kombination der Ergebnisse aus dem Mittelschnittverfahren mit Testergebnissen konnte nicht gefunden werden. Dieser Umstand brachte die Notwendigkeit mit sich, die Kopplungsmethodik auf Grundlage der Substitutionsmethode zu erweitern. Es wurde mit der Hybridmethode eine Möglichkeit geschaffen, diese Problematik zu lösen. Über die Hybridmethode wird der Einfluss der manuellen/korrigierenden Prozessschritte berücksichtigt. Diese Option ist daher für Untersuchungen abseits des Auslegungspunktes und für spätere Phasen der Entwicklung zu präferieren.

4.3.6 Hybridmodellierung durch Δ -Applikation

Die Hybridmethode vereint die Genauigkeitsvorteile der Messdaten mit der Flexibilität des Mittelschnittverfahrens. Die Grundlage der Hybridmethode bildet ein aus Messdaten gewonnenes Verdichterkennfeld. Dieses beschreibt die Effekte erster Ordnung. Zur Beurteilung der Auswirkungen von Geometrieänderungen wird die Mittelschnittrechnung hinzugezogen. Die Mittelschnittrechnung wird zweimal durchgeführt:

- bei nominaler oder
- bei veränderter

Geometrie.

Dabei kann eine veränderte Geometrie sowohl die Verstellung der variablen Leitschaufeln als auch eine variable Entnahme von Sekundärluft bedeuten. Aus den beiden durchgeführten Mittelschnittrechnungen werden Δ auf die Leistungsparameter L , Zwischenstufenparameter und die Pumpgrenze bestimmt. Diese Δ werden anschließend zum Basiskennfeld hinzugerechnet. Der Prozess wird im Folgenden detailliert beschrieben und ist in Abbildung 4.9 zusammenfassend dargestellt.

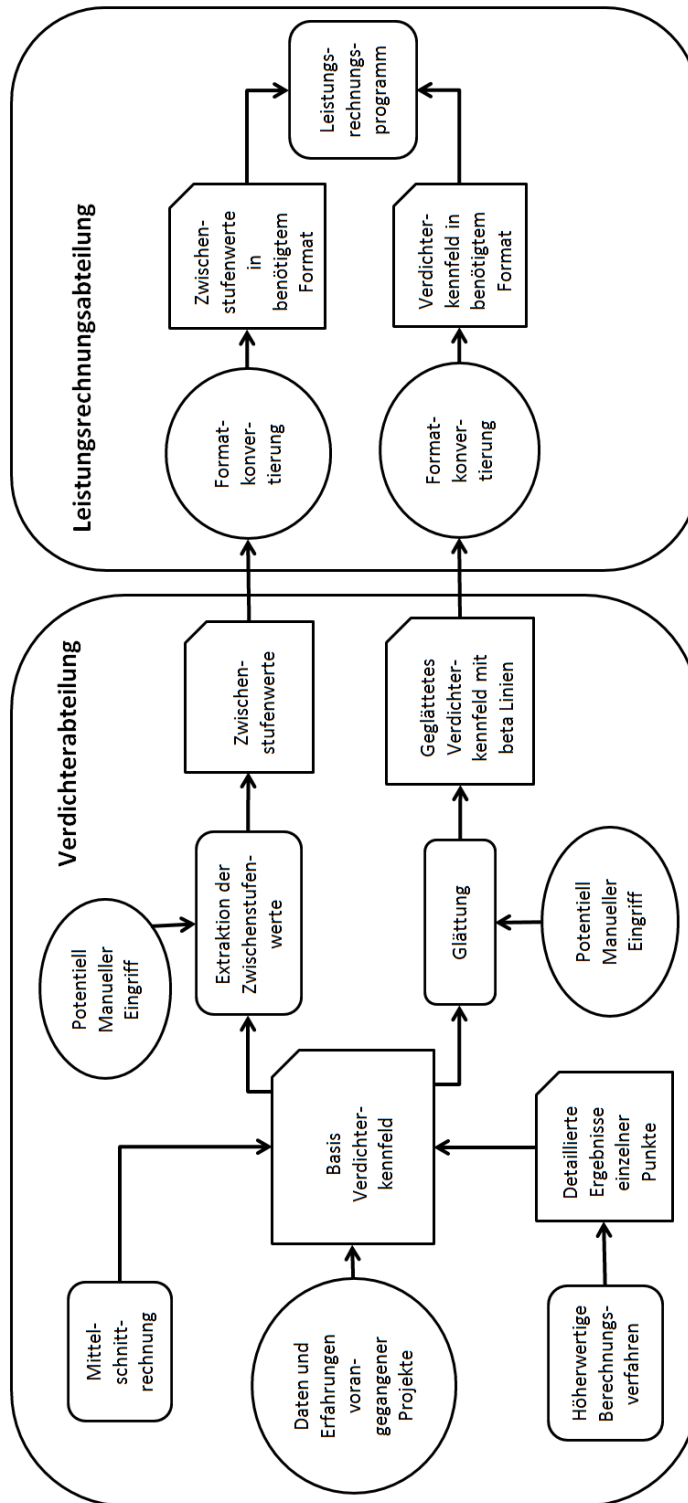


Abbildung 4.7: Ablaufschema des herkömmlichen manuellen Kennfelderstellungsprozesses

4.3.6.1 Identifizierung der Betriebspunkte in verschiedenen Kennfeldern

Die eigentliche Herausforderung bei der Erstellung der Δ für jede der beiden Mittelschnittrechnungen ist das Finden eines adäquaten Betriebspunktes. Im ersten Berechnungsschritt muss der Betriebspunkt für das Mittelschnittverfahren bei nominaler GeometrieEinstellung gefunden werden, welcher dem zuvor im Kennfeld ermittelten Arbeitspunkt entspricht. Der Betriebspunkt ist in der Regel nicht direkt übertragbar, da wie beschrieben das Ergebnis der Mittelschnittrechnung von dem auf Messdaten und Korrekturen basierenden Basiskennfeld abweichen kann. Somit stellt sich die Frage, wie diese Identifikation sinnvoll geschehen kann. Dabei entspricht die Problemstellung prinzipiell der Verdichterkennfeldskalierung in einer modellbasierten Messdatenanalyse (AnSyn). Abbildung 4.8 beschreibt diesen Prozess schematisch.

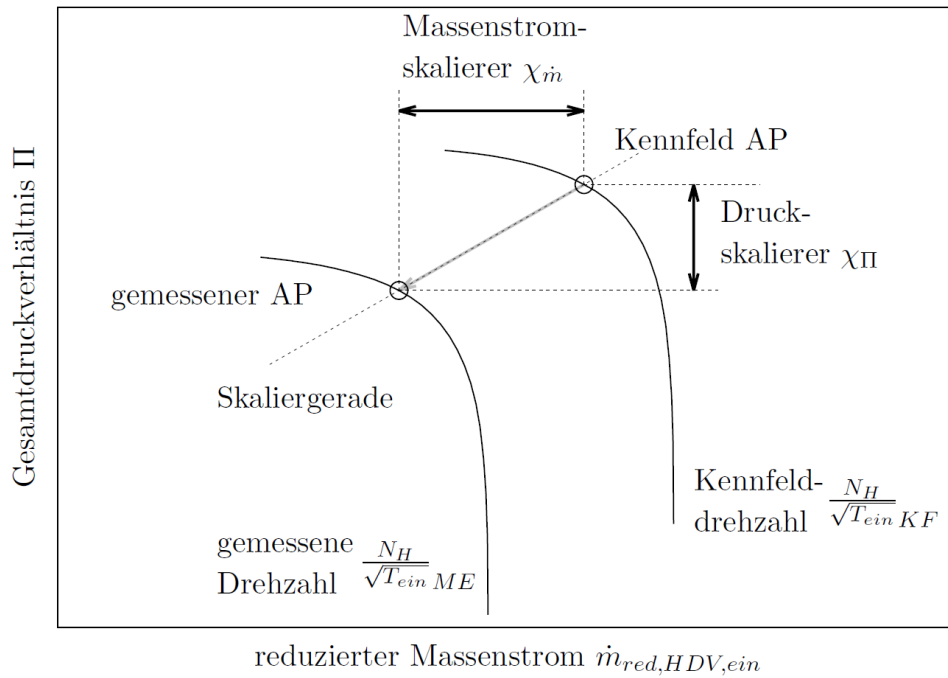


Abbildung 4.8: Identifizierung des Kennfeldreferenzpunktes bei einer Kennfeldskalierung - eigene Darstellung nach [42]

Die Identifikation der beiden Betriebspunkte geschieht über die Berücksichtigung einer Zwangsbedingung. Nach [42] gibt es verschiedene Möglichkeiten, diese Zwangsbedingungen zu definieren:

- entlang konstantem $\frac{\Delta h_t}{N^2}$
- entlang konstantem $\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}_{aus}$
- auf einer Parallele zur Linie der Wirkungsgradmaxima η_{max}

Der Autor selbst hat für diese Problemstellung in einer vorangegangenen Arbeit die Methode des kürzesten Abstandes zur korrespondierenden Drehzahllinie entwickelt. Diese erwies sich als robust und konnte zuverlässig für die modellbasierte Datenanalyse innerhalb der Firma Rolls-Royce eingesetzt werden.

Für die vorliegende Arbeit wurden verschiedene Methoden implementiert und gegeneinander abgewogen. Die Arbeitspunktidentifikation entlang eines konstanten reduzierten Verdichteraustrittsmassenstroms \dot{m}_{redaus} wurde zur weiteren Verwendung ausgewählt. Der reduzierte Verdichteraustrittsmassenstrom gibt entlang einer reduzierten Drehzahl den Drosselgrad σ wieder und entspricht zudem nahezu dem Verlauf der Arbeitslinie. Zur eindeutigen Identifikation des Betriebspunktes sind Drehzahl und Austrittsmassenstrom ausreichend. Mathematisch lassen sich daraus folgende Zwangsbedingungen formulieren:

$$\frac{N}{\sqrt{T}_{MSR}} = \frac{N}{\sqrt{T}_{KF}} \quad (4.2)$$

$$\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}_{aus,MSR} = \frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}_{aus,KF} \quad (4.3)$$

Das Iterationsschema der Leistungsrechnung kann damit zum Basisfall unverändert bleiben. Die Hilfsvariable β bekommt wie bei der Substitutionsmethode dabei wieder die physikalische Bedeutung des reduzierten Verdichteraustrittsmassenstromes zugewiesen.

4.3.6.2 Δ Berechnung

Die Leistungsparameter $\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}_{ein}, \frac{\Delta h_t}{T}, \eta\right)$ werden über die Vorgabe der Zwangsbedingungen aus dem Mittelschnittverfahren berechnet.

Die zweite Mittelschnittrechnung wird bei veränderter Verdichtergeometrie durchgeführt. Das Vorgehen ist wie beim ersten Schritt. Die Zwangsbedingungen bleiben bestehen und werden unverändert zur ersten Rechnung bei nominaler Geometrie auf die zweite Rechnung bei veränderter Geometrie angewendet.

Aus den Resultaten der beiden durchgeführten Mittelschnittrechnungen werden Δ der Leistungsparameter L , Zwischenstufenparameter und Pumpgrenze bestimmt. Diese Δ werden anschließend zum Basiskennfeld hinzugerechnet - siehe Gleichung 4.4.

$$L_{rig} = L_{KF} + \Delta L \quad (4.4)$$

Abbildung 4.9 illustriert den Prozess.

4.3.6.3 Korrekturen

Anschließend werden auf den Leistungsparameter L die Korrekturen durch Sekundäreffekte (SE) angewendet, wie in Kapitel 3.3.8 beschrieben. Eine Korrektur kann durch Skalierer in Form von Faktor und Delta aufgebaut sein, wie in Gleichung 4.5:

$$L_{final} = L_{rig} \cdot \chi L_{SE} + \Delta L_{SE} \quad (4.5)$$

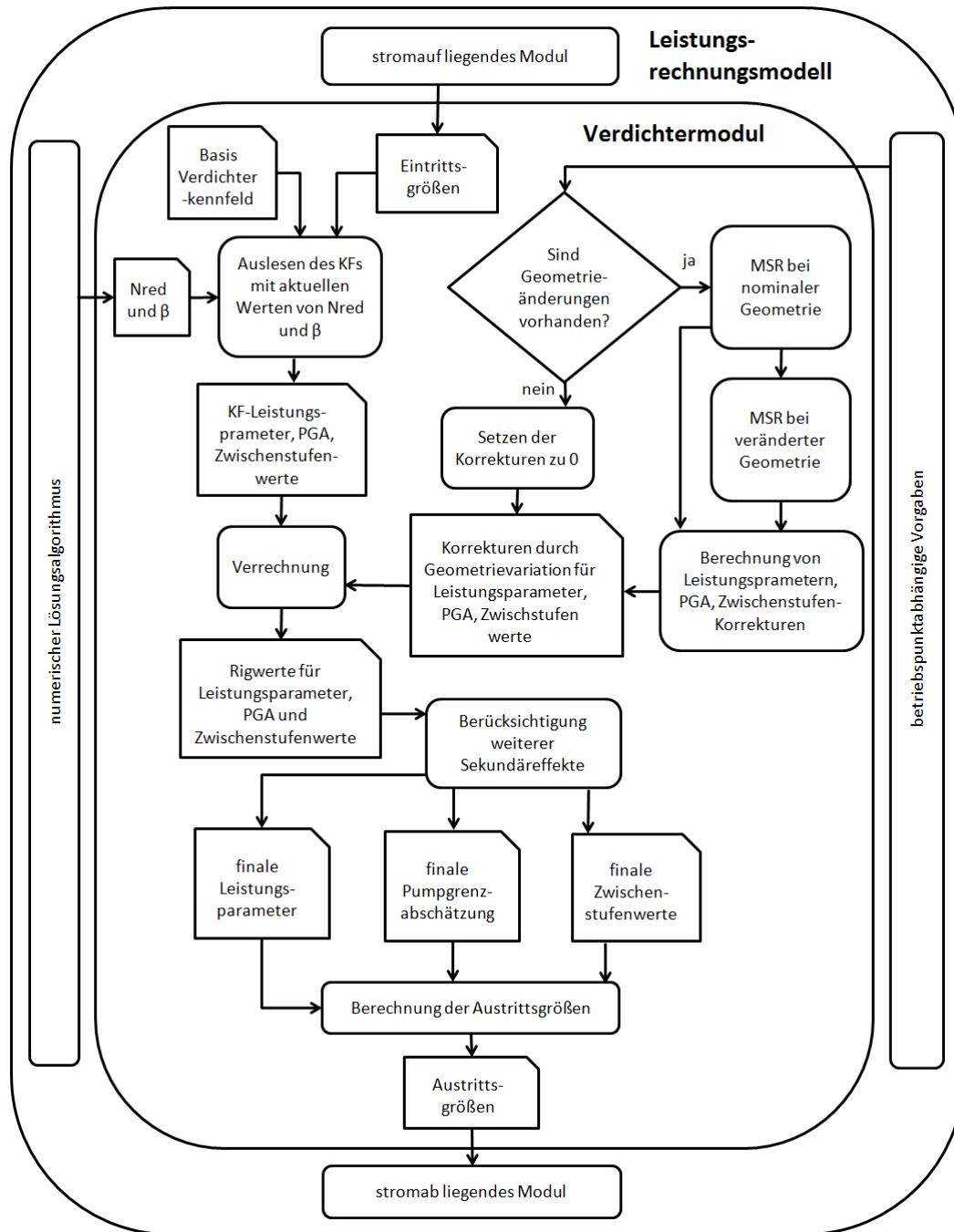


Abbildung 4.9: Ablaufschema der Hybridmodellierung

4.3.6.4 Analytische Beschreibung der Drehzahllinie zur Konvergenzverbesserung

Aufgrund des iterativen Charakters der Leistungsrechnung wird das Mittelschnittverfahren mehrfach während der Berechnung eines Betriebspunktes aufgerufen. Dabei kann es vorkommen, dass die Mittelschnittrechnung keine Lösung findet. Gründe dafür sind:

- das Mittelschnittverfahren konvergiert nicht oder
- der angefragte Arbeitspunkt liegt nicht auf der Drehzahllinie (z.B. Massenstrom zu hoch oder zu niedrig).

Um dennoch eine ausreichend gute Konvergenzrate für das gekoppelte Modell zu erreichen, wurde im Rahmen dieser Arbeit ein analytischer Ansatz - eine Korrelation - entwickelt, der die Berechnung der Leistungsparameter L eines Verdichters entlang einer Drehzahllinie auch bei Nichtkonvergenz des Mittelschnittverfahrens ermöglicht. Mit Hilfe dieser Korrelationen können die für den Programmfortlauf notwendigen Verdichterleistungsparameter berechnet werden, um so über eine potentielle Konvergenzlücke hinwegzuspringen. Neben der Verwendung zur Überbrückung von Konvergenzlücken werden mit der Korrelation Startwerte für iterative Aufrufe des Mittelschnittverfahrens bestimmt. Mit der Startwertbestimmung wird die Konvergenzrate erhöht sowie die Anzahl der notwendigen Iterationen reduziert. Die Korrelation hat die Form

$$L_{frac} = \cos \left(\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P_{ein,frac}} \cdot \frac{\pi}{2} \right)^{\gamma_L} \quad (4.6)$$

Dabei ist π die Kreiszahl.
Der Leistungsparameter L kann

- das Druckverhältnis Π ,
- die reduzierte Arbeit w_{red} oder
- der reduzierte Austrittsmassenstrom \dot{m}_{redaus} sein.

Der Index *frac* gibt an, dass der Wert von Parameter L bezogen ist auf die gesamte Länge der Drehzahllinie - siehe Gleichung 4.7. Über den bezogenen Wert L wird die Lage des Betriebspunktes auf der Drehzahllinie zwischen dem Ablöse- und dem Sperrbereich beschrieben.

$$L_{frac} = \frac{L - L_{sperr}}{L_{sperr} - L_{pump}} \quad (4.7)$$

Zur Bestimmung des Exponenten γ werden drei Betriebspunkte auf der Drehzahllinie berechnet:

- Sperrbedingung,
- Pumpgrenze und
- ein Betriebspunkt möglichst mittig zwischen Sperr- und Ablösebedingung.

Aus den Ergebnissen dieser drei Betriebspunkte wird anschließend der jeweilige Exponent bestimmt:

$$\gamma_L = \frac{\log(L_{frac})}{\log(\cos(\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P_{ein,frac}} \cdot \pi/2))} \quad (4.8)$$

Der Exponent muss für jeden vorherzusagenden Parameter separat bestimmt werden.

In Abbildung 4.10 ist ein Vergleich dargestellt für die Vorhersage des Druckverhältnisses Π entlang einer Drehzahllinie im Volllastbereich über den analytischen Ansatz (Gleichung 4.6) sowie

durch Simulation mit dem Mittelschnittverfahren. Es ist erkennbar, dass das Druckverhältnis über die Korrelation gut beschrieben werden kann. Ebenso gut kann die reduzierte Arbeit und der reduzierte Verdichteraustrittsmassenstrom über die Korrelation 4.6 berechnet werden. Die Qualität der Vorhersage ist für Teillastdrehzahlen ähnlich genau.

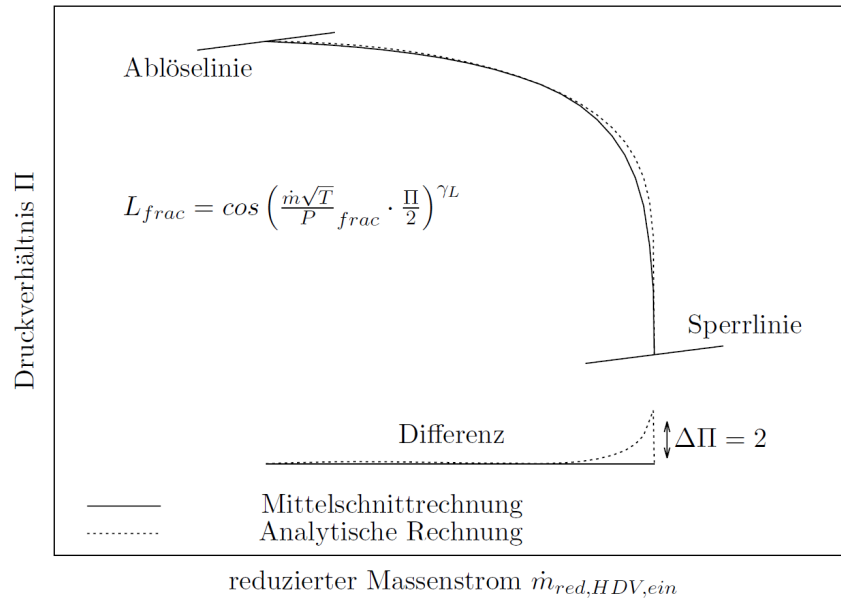


Abbildung 4.10: Vergleich von Mittelschnittrechnung und analytischer Vorhersage des Druckverhältnisses entlang einer Drehzahllinie

4.3.7 Erweiterte Korrektur der Pumpgrenzverschiebung

Die Vorhersage der Pumpgrenze geschieht wie in Kapitel 3.4.1.7 dargestellt über Korrekturen und ist nach [17] mit Unsicherheiten von bis zu 10% und mehr beaufschlagt.

Daher wurde im Rahmen dieser Arbeit eine Korrekturmöglichkeit basierend auf Messwerten geschaffen. Diese Korrekturmethode erlaubt es, die Pumpgrenzvorhersage aus dem Mittelschnittverfahren mit einem Δ zu korrigieren, das individuell über graphische Daten für die Verstellung jeder Stufe pro Drehzahl festgelegt werden kann.

Für den untersuchten Verdichter liegen aus Verdichtertests Daten zu Pumpgrenzuntersuchungen mit mechanisch-gekoppeltem variablen Leitschaufelsystem vor. Der Unterschied von Mittelschnittmodellvorhersage und den Messdaten wird über eine entsprechende Korrektur ausgeglichen und in das gekoppelte Modell integriert.

$$\Delta\Pi_{pump} = \sum_{i=0}^{i=n_{VLS}} \Delta\Pi_{pump,i} \cdot \chi_i \quad (4.9)$$

Dabei ist $\Delta\Pi_{pump,i}$ das stufenabhängige Pumpgrenzdelta

$$\Delta\Pi_{pump,i} = f\left(\frac{N_H}{\sqrt{T_{ein}}}, \alpha_{VLS,Ri}\right) \quad (4.10)$$

und χ_i ein stufenabhängige Korrekturfaktoren, welche verwendet werden können, sollten Messdaten zur Auswirkung der stufenweise Leitschaufelverstellung auf die Pumpgrenze vorliegen.

4.4 Analyse des gekoppelten Modells

Vor dem Beginn der Leitschaufel-Optimierung werden mit Hilfe des gekoppelten Gesamtsystemmodells Untersuchungen zur Wechselwirkung der beiden Modelle durchgeführt. Dieses Vorgehen dient einerseits der qualitativen Validierung des Systems; andererseits werden die im Nachfolgenden dargestellten Ergebnisse auf dieser Grundlage einfacher zu interpretieren sein.

Die Modellkopplung ist für ein modernes Rolls-Royce Zweiwellenturbofantriebwerk der BR700 Reihe durchgeführt. Das Triebwerk hat einen zehnstufigen HDV mit vier Reihen variabler Leitschaufeln, die mechanisch miteinander gekoppelt sind und über einen einzelnen Aktuator verstellt werden. Dieses Triebwerksmodell soll im Weiteren der Gegenstand der Untersuchungen sein.

4.4.1 Allgemeine Verbesserungen der Modellierung durch die Kopplung

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben wurde, ist jedes Modell ein Kompromiss einer Abwägung zwischen Genauigkeit und Komplexität. Das Leistungsrechnungsmodell weist - wie in Kapitel beschrieben - einen hohen Abstraktionsgrad auf. Es enthält eine Vielzahl an Vereinfachungen, da hohe Anforderung an die Rechengeschwindigkeit bestehen. Durch die Kopplung mit dem Verdichtermittelschnittverfahren entfallen einige dieser Vereinfachungen hinsichtlich der Modellierung des Verdichters.

In Kapitel 3.3.6 ist aufgezeigt, dass die Vereinfachung für die Vorhersage der Zwischenstufenwerte zu großen Unterschieden der Zustandsgrößen der Sekundärluft führen kann, sobald die Arbeitslinie von der nominalen Annahme abweicht.

Der Einfluss von Sekundärluftentnahme auf das Kennfeld ist in Kapitel 3.3.9.1 diskutiert. In der herkömmlichen Triebwerksleistungsrechnung wird dieser Effekt nicht berücksichtigt. Das ist beispielsweise für das verwendete Leistungsrechnungsmodell der Fall. Das gekoppelte Modell behebt diese Ungenauigkeit. Zur Darstellung der Unterschiede zwischen diesen beiden Modellierungsarten, wird für den ISA Bodenstandfall bei unterschiedlichen Leistungsanforderungen die zu entnehmende Sekundärluftmenge sukzessive erhöht. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind für einen bestimmten Teillastpunkt in Abbildung 4.11 dargestellt. Für das untersuchte Triebwerk ergeben sich im Bezug auf den Verdichterwirkungsgrad signifikante Unterschiede mit steigender Sekundärluftentnahme. Für das gekoppelte Modell verschiebt sich der Arbeitspunkt mit zunehmender Sekundärluftmenge in Bereiche höherer Verdichterwirkungsgrade. Dies ist für das herkömmliche Leistungsrechnungsmodell nicht der Fall. Durch den sich daraus ergebenden Unterschied auf den Kerntriebwerkswirkungsgrad, muss sich bei gleichbleibender Leistungsanforderung (konstantes Gesamttriebwerksdruckverhältnis $\frac{P_{050}}{P_{020}}$ (Engine Pressure Ratio) (EPR)) der Brennstoffmassenstrom \dot{m}_B und damit die Turbineneintrittstemperatur RIT erhöhen.

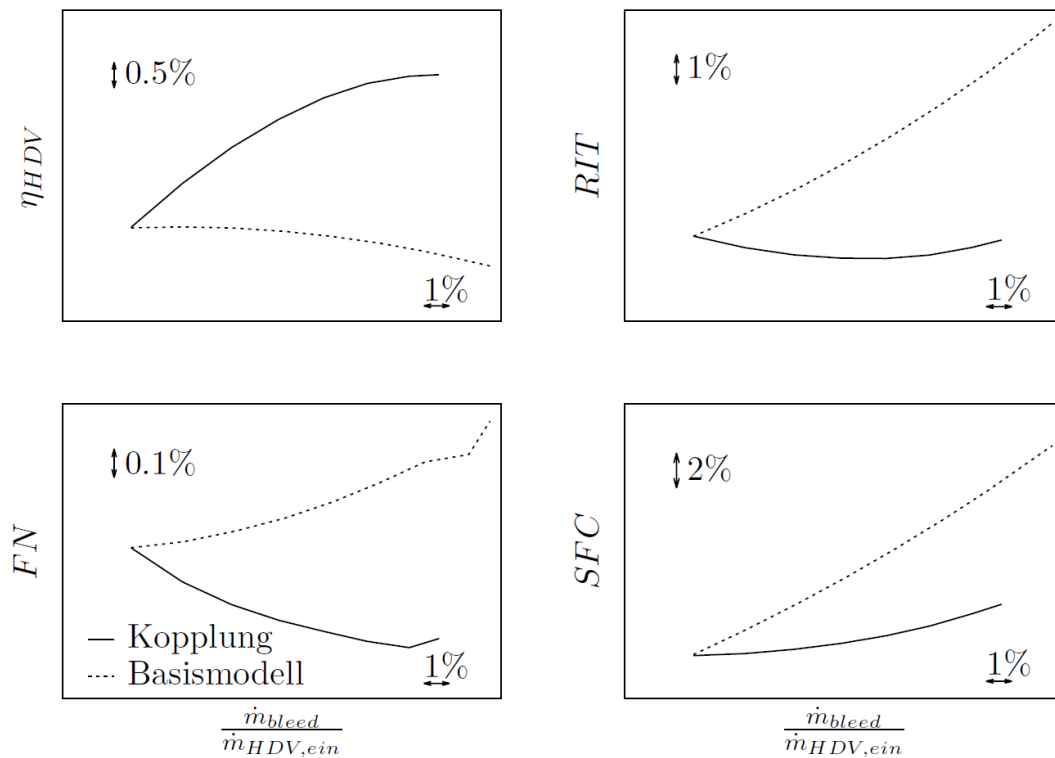


Abbildung 4.11: Untersuchung des Einflusses von Sekundärluftentnahme bei ID auf Triebwerksleistungsparameter durch herkömmliche Modellierung und mit gekoppeltem Modell

Die in Abbildung 4.11 dargestellten Ergebnisse sind nicht generalisierbar. In anderen Leistungsbereichen ebenso wie für andere Triebwerksmodelle werden sich die Resultate unterscheiden. Die Ergebnisse zeigen jedoch etwas Wichtiges auf: Der Einfluss einer ungenauen Modellierungsweise kann auf Triebwerksparameter einen derart großen Einfluss ausüben, dass die Größenordnung von Sekundäreffekten überschritten werden.

4.4.2 Untersuchung der Auswirkung von Komponentenänderungen auf das Subsystem Verdichter

Um zu demonstrieren, wie sich Änderungen des Gesamtsystems auf die Komponente Verdichter auswirken, wird mit dem gekoppelten Modell folgende Untersuchungen durchgeführt: Für den Bodenstandfall wird die Kapazität der Hochdruckturbinen (High Pressure Turbine) (HDT) verändert und der sich daraus ergebende Einfluss auf die Stufenabstimmung im Verdichter analysiert. Die Turbinenkapazität ist für diese Untersuchung um 2% erhöht, was zu einer ca. 1,5% niedrigeren Verdichterarbeitslinie führt. Eine Vergrößerung der Turbinenkapazität resultiert in Übereinstimmung mit der Theorie demnach in einer Entdrosselung. Die Ergebnisse dieses Vorgangs sind in Bezug auf die Stufenarbeitspunkte einer Anfangs-, Mittel- sowie Endstufe des Verdichters in Abbildung 4.12 dargestellt.

Das Ergebnis spiegelt die in Kapitel 2.2.1 hergeleiteten Grundlagen wider.

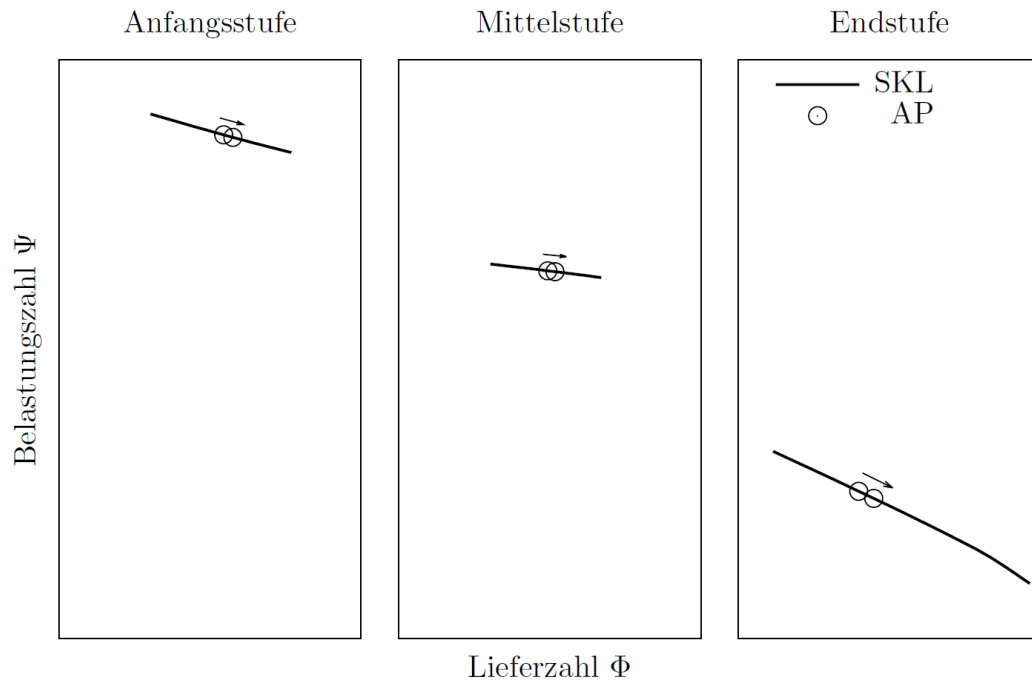


Abbildung 4.12: Auswirkung von vergrößerter Hochdruckturbineneintrittskapazität auf die Stufenabstimmung im HDV

4.4.3 Untersuchung der Auswirkung von Winkeländerungen der variablen Verdichterleitschaufeln auf das Gesamtsystem Triebwerk

Um die Auswirkungen von Geometrieänderungen innerhalb des Verdichters auf den Betrieb des Triebwerks vorherzusagen, wird die VELS von -15° bis $+15^\circ$ variiert unter Vorgabe verschiedener Winkel für die übrigen VLS R1-R3. Die verschiedenen Winkelkombinationen sind in Tabelle 4.1 dargestellt. Die vorgegebenen Szenarien sollen möglichst unterschiedliche Resultate erzeugen - ungeachtet dessen, ob die Verdichterarbeitsweise dadurch jeweils verbessert werden kann.

Abbildung 4.13 stellt die Ergebnisse mit Blick auf den spezifischen Brennstoffverbrauch dar. Der spezifische Brennstoffverbrauch dient dabei als Güte für den gesamten Gasturbinenprozess. Ein niedriger Wert spiegelt einen guten Kreisprozesswirkungsgrad wider. Es ist ersichtlich, dass jede

Tabelle 4.1: Winkelvorgabe für die variablen Leitschaufelreihen

Konfiguration	$\alpha_{VELS} [^\circ]$	$\alpha_{VLSR1} [^\circ]$	$\alpha_{VLSR2} [^\circ]$	$\alpha_{VLSR3} [^\circ]$
1	$[-15; +15]$	0	0	0
2	$[-15; +15]$	0	2,5	5
3	$[-15; +15]$	0	-2,5	-5
4	$[-15; +15]$	-5	-4	-3
5	$[-15; +15]$	5	4	3

der in Tabelle 4.1 aufgelisteten Konfigurationen über ein eigenes Minimum verfügt. Weiterhin kann aus Abbildung 4.13 entnommen werden, dass das zugrunde liegende mathematischen Problems hochgradig multimodal ist.

Für der Suche nach dem globalen Minimum, liegt es demnach nahe, das mathematische Problem mit einem Optimierungsverfahren zu lösen. Die Multimodalität schließt die Verwendung eines gradientenbasierten Optimierungsverfahrens aus. Der Autor hat sich daher für die Implementierung und Verwendung eines evolutionären Algorithmus entschieden. Derartige Optimierungsverfahren sind zur Lösung multimodaler mathematischer Probleme prädestiniert. Im folgenden Kapitel 5 wird die Implementierung des verwendeten Verfahrens beschrieben.

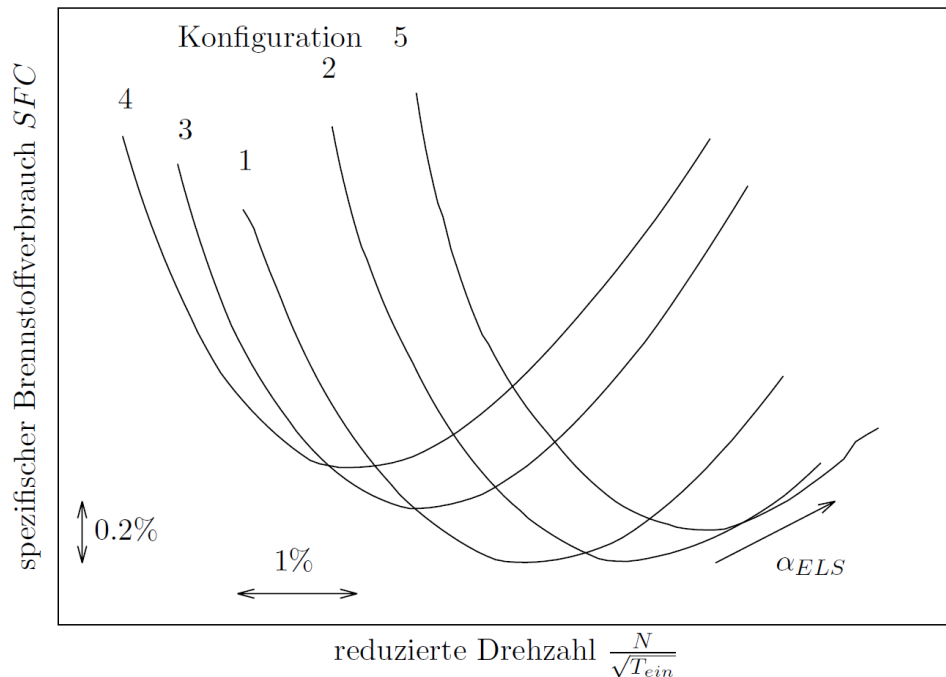


Abbildung 4.13: Betrachtung verschiedener Szenarien bei Verstellung der variablen Leitschaufeln zur Analyse des mathematischen Problems

4.5 Erweiterungen des Modells

Das gekoppelte Modell ist in der Lage, den Neuzustand des modellierten Triebwerks abzubilden. Alterungseffekte bedingen jedoch eine Abweichung des Triebwerksverhaltens vom Neuzustand. Durch Anpassungen des Modells können diese Einflüsse berücksichtigt werden, so dass in den nachfolgenden Untersuchungen - siehe Kapitel 6 - Aussagen zur Abweichung des Leitschaufelverstellgesetzes bei Veränderung des Triebwerkszustandes getätigt werden können.

Zusätzlich wird das Modell modifiziert, um das Einströmen von Wasser in flüssiger Phase in das Triebwerk berücksichtigen zu können. Auch hier wird im Anschluss untersucht, inwiefern eine Veränderung des Leitschaufelverstellgesetzes diese Einflüsse ausgleichen kann.

4.5.1 Berücksichtigung von Alterungseffekten

Mit der Inbetriebnahme eines Triebwerks verändert sich über dessen Lebensdauer das Betriebsverhalten. Grund dafür sind Verschlechterungs- bzw. Alterungseffekte DET (*deterioration*). Diese können unterteilt werden in allmählich voranschreitende Verschlechterung durch Triebwerksalterung und (meist) plötzlich auftretende Schädigungsmechanismen. Im Rahmen dieser Arbeit wird ausschließlich auf die durch Alterung hervorgerufenen Verschlechterungseffekte eingegangen.

Alterungsmechanismen verursachen geometrische Veränderungen der Komponenten, was wiederum abweichendes aerodynamisches Verhalten nach sich zieht. Syverud listet in [70] die folgenden Ursachen für sich durch Alterungseffekte ergebenden Leistungsveränderungen auf:

- Abrieb (*erosion*),
- Ablagerungen (*fouling*),
- Verstopfung von Kühlluftbohrungen und Dichtungen,
- Korrosion,
- Fremdkörpereinschlag.

Je nach Betriebsweise und Einsatzort des Triebwerks ergeben sich unterschiedliche Abnutzungserscheinungen. Die Einsatzregion und die jeweils vorherrschenden Bestandteile der Luft haben einen signifikanten Einfluss auf das Alterungsverhalten. Vogel führt in [75] eine Klassifizierung dieser Einflussgrößen durch.

Für Triebwerksbetreiber ist das Wissen um den Triebwerkszustand essentiell. Ihr Interesse ist es, Wartungszeiten präzise vorherzusagen und damit die Flottennutzung zu optimieren. Zu diesem Zweck werden in Forschungsvorhaben wie Europäisches Vorhaben zur Erforschung von Schlüsseltechnologien zukünftiger Triebwerke (Engine Breakthrough Components and Subsystems) (E-BREAK) und LUVVO V Forschungsvorhaben zur Analyse von Degradationsmechanismen in Triebwerken (Digitally Optimised Engineering for Services) (DoEfs) Einflussgrößen auf den Alterungsprozess untersucht, um präzisere Vorhersagen der sich verändernden Arbeitsweise des Triebwerks über den Alterungsprozess hinweg herzuleiten. Durch Anpassung der Triebwerks- / Komponentenmodelle können einerseits Auswirkungen von Alterung auf den Betrieb vorhergesagt werden. Andererseits können durch Überwachung bestimmter Indikatoren Wartungs- und Kostenpläne aufgestellt werden.

4.5.1.1 Adaption des Leistungsrechnungsmodells

Die Vorhersage von Alterungseffekten ist mit hohen Hürden verbunden. So nutzen sich beispielsweise die Schaufeln einer Reihe in einer Turbokomponente verschiedenartig ab. Da zudem alle Schaufeln individuelle Fertigungstoleranzen aufweisen, lassen sich Geometrieänderungen im Nachhinein nur schwer kategorisieren. Der Prozess der Triebwerkszustandsprognose beginnt demnach bei der Fertigung mittels Datenerfassung des jeweiligen Fertigungszustandes.

Der Alterungsprozess hat auf die Leistung der einzelnen Komponenten und damit auf das Gesamtsystem einen negativen Einfluss. Die Wirkungsgrade der Turbokomponenten sinken, da durch die Geometrieänderungen der Komponenten die Verluste ansteigen. Insgesamt wird der Wirkungsgrad des Gesamtsystems - als Kombination der Komponentenwirkungsgrade - ebenfalls reduziert.

Tabelle 4.2: Tendenzen für Verschlechterungseffekte durch Alterung auf Triebwerkskomponenten

Komponente	$\Delta\eta$	$\chi_{\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{p}}$	χ_w
Fan	↓	↓	↓
HDV	↓	↓	-
HDT	↓	↑	-
Niederdruckturbine (Low Pressure Turbine) (NDT)	↓	-	-

Die Durchsätze der Verdichterkomponenten - Fan und HDV - sind in der Regel vermindert mit der Alterung. Der reduzierte Massenstrom der HDT steigt dagegen an. Dies ist auf Materialabrieb oder Verstopfung von Kühlluftbohrungen zurück zu führen. Tabelle 4.2 fasst die Tendenzen für die einzelnen Komponenten zusammen. Ein "—" steht für uneindeutige oder vernachlässigbare Veränderungen.

Den Tendenzen entsprechend werden die Turbokomponenten des Leistungsrechnungsmodells mit Skalieren χ_{DET} beaufschlagt. Die konkreten Werte sind aus generalisierten Flottendaten gewonnen und Eigentum der Firma RRD. Aus diesem Grund können sie in dieser Arbeit nicht veröffentlicht werden.

4.5.1.2 Adaption des Verdichtermittelschnittmodells

In [70] untersucht Syverud qualitativ den Einfluss der Veränderung der Oberflächenrauigkeit (Surface Roughness) (OR) auf das Verdichterkennfeld, indem verschiedene Rauigkeiten vorgegeben werden. Mit zunehmender Rauigkeit sinken Wirkungsgrad und Durchsatz des Verdichters signifikant.

Das Forschungsvorhaben DoEfs beschäftigt sich mit der umfassenden Analyse von Verschlechterungseffekten zur verbesserten Vorhersage der Alterungseffekte. Aus diesem Projekt konnten nach Vermessung der Schaufelabnutzung Erkenntnisse über die Veränderung der Verdichtergeometrie abgeleitet werden. Folgende Geometrieänderungen konnten festgestellt werden:

- Schaufelverkürzung,
- Veränderung der Schaufelwölbungsrücklage,
- Veränderung der Schaufeldicke.

Abbildung 4.14 zeigt beispielhaft die Auswirkungen von druckseitig (links) bzw. saugseitig (rechts) dominanten Erosionseffekten auf die Schaufelgeometrie. Gut erkennbar ist die daraus resultierende Verschiebung der Wölbungslinie. Findet zusätzlich Abrieb an der Schaufelspitze statt, ergibt sich zusätzlich eine Verschiebung der Wölbungsrücklage.

In der Mittelschnittrechnung werden zur Nachbildung eines verschlechterten Verdichtermodells die Veränderungen auf diese drei Größen berücksichtigt. Da für die Veränderung der stufenweisen Oberflächenrauigkeit zur Zeit der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchung keine

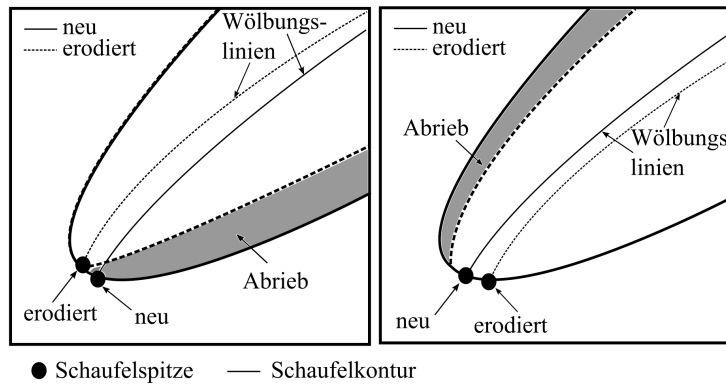


Abbildung 4.14: Auswirkungen asymmetrischer Erosion an der Schaufelvorderkante auf die Schaufelgeometrie - eigene Darstellung nach [48]

belastbaren Daten vorlagen, sind die Möglichkeiten des Mittelschnittmodells noch nicht vollständig ausgeschöpft. Um den Wirkungsgradeinfluss durch Veränderung der Oberflächenrauigkeit - sowie durch Veränderung von Spalten - dennoch zu berücksichtigen, werden für die durchzuführenden Untersuchungen Flottendaten für das Verdichterverhalten im Gesamten hinzugezogen. Diese werden abgeglichen mit Daten, welche aus Variationen des durch Geometrieveränderung angepassten Mittelschnittverfahrens gewonnen werden. Die übrigbleibenden Differenzen im Bezug auf reduzierten Massenstrom \dot{m}_{red} und Wirkungsgrad η werden der Oberflächenrauigkeit zugesprochen. Aus diesen Differenzen werden Skalierer $\chi_{\dot{m},OR}$ und $\Delta\eta_{OR}$ gebildet, welche in nachfolgenden Rechnungen auf die Ergebnisse der Mittelschnittrechnung mit Berücksichtigung von Geometrieveränderung durch Alterungseffekte angewendet werden. Für den Wirkungsgrad ergibt sich beispielhaft:

$$\eta_{DET} = \eta_{MSR,GEOM} + \Delta\eta_{OR} \quad (4.11)$$

Dabei sind:

- $\eta_{MSR,GEOM}$ - η inkl. Geometrieveränderung durch Alterung
- $\Delta\eta_{OR}$ - Wirkungsgraddegradation aufgrund von Oberflächenrauigkeit

Das sich durch die Berücksichtigung dieser Effekte ergebende Verdichterkennfeld ist in Abbildung 4.15 dargestellt. Es ist erkennbar, dass die Veränderung der Geometrie der vermessenen Verdichterschaukeln ebenso wie die von Syverud in [70] durchgeführten synthetischen Untersuchungen zu veränderter Oberflächenrauigkeit eine Verschiebung des Gesamtverdichterkennfeldes zu kleineren Wirkungsgraden und Massenströmen hervorrufen.

Der Einfluss der Verschlechterung auf die Verschiebung der Pumpgrenze ist derzeit unzureichend abgebildet. Weiterführende Untersuchungen im Rahmen des Projektes DoEfs werden weitere Erkenntnisse bringen.

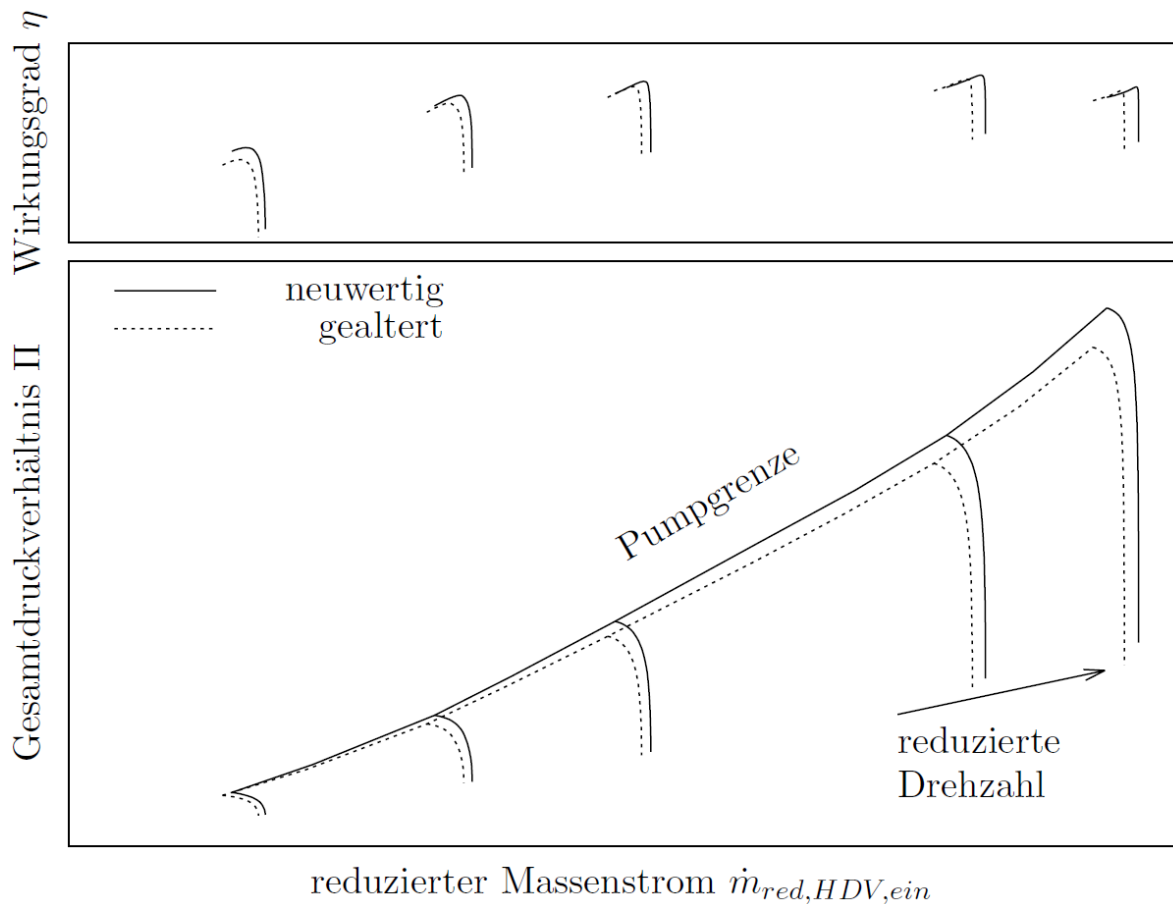


Abbildung 4.15: Auswirkung von Geometrievariationen aufgrund von Alterungseffekten auf das Verdichterkennfeld

4.5.1.3 Analyse des verschlechterten Modells

Mit dem für die Modellierung von Alterung veränderten Triebwerksmodell wurden Analysen durchgeführt und mit den Ergebnissen des Standardmodells ohne Alterungseffekte verglichen. Für die Analysen wurden die Turbokomponenten des Triebwerks entsprechend den in Tabelle 4.2 vorgegebenen Tendenzen mit Skalierern beaufschlagt. Die konkreten Zahlenwerte können aus Geheimhaltungsgründen nicht veröffentlicht werden.

Abbildung 4.16 zeigt den sich aus den Simulationsergebnissen ergebenden Unterschied im Verlauf der Triebwerksparameter F_N , Spezifischer Brennstoffverbrauch (Specific Fuel Consumption) $\frac{\dot{m}_B}{F_N}$ (SFC), RIT und N_H von gealterten Komponenten im Vergleich zum Modell ohne Verschlechterung aufgetragen über dem primären Triebwerksregelparameter EPR. Zur Orientierung sind in Abbildung 4.16 zusätzlich die Leistungslevel für Leerlauf (Idle) (ID) sowie Maximaler Startschub (Maximum Take-Off) (MTO) markiert. Die Schubabweichung zwischen der gealterten und der neuwertigen Triebwerkskonfiguration pendelt für das vorgegebene Alterungsszenario von 5000 Flugzyklen um 0%. Die Variationen in der Schubabweichung resultieren zum größten Teil aus numerischer Ungenauigkeit. Im mittleren Leistungsbereich beträgt die Schubabweichung bis zu 0,3% SFC steigt erwartungsgemäß an. Für das Leistungslevel MTO ergibt sich eine Erhöhung von

ca. 5%. Bei ID steigt der SFC um ca. 10%. Darauf haben die sich verringernenden Wirkungsgrade der Kernkomponenten den größten Anteil.

Der Unterschied in der Eintrittstemperatur des Turbinenrotors RIT liegt bei maximal 90K. Durch den Abfall der Komponentenwirkungsgrade muss mehr Treibstoff für die Bereitstellung der geforderten Leistung zur Verfügung gestellt werden.

Der PGA sinkt um ca. 5%. Dabei wird diese Reduktion durch einen 3%-igen Anstieg der Arbeitslinie sowie einer Reduktion der Pumpgrenze um ca. 2% hervorgerufen.

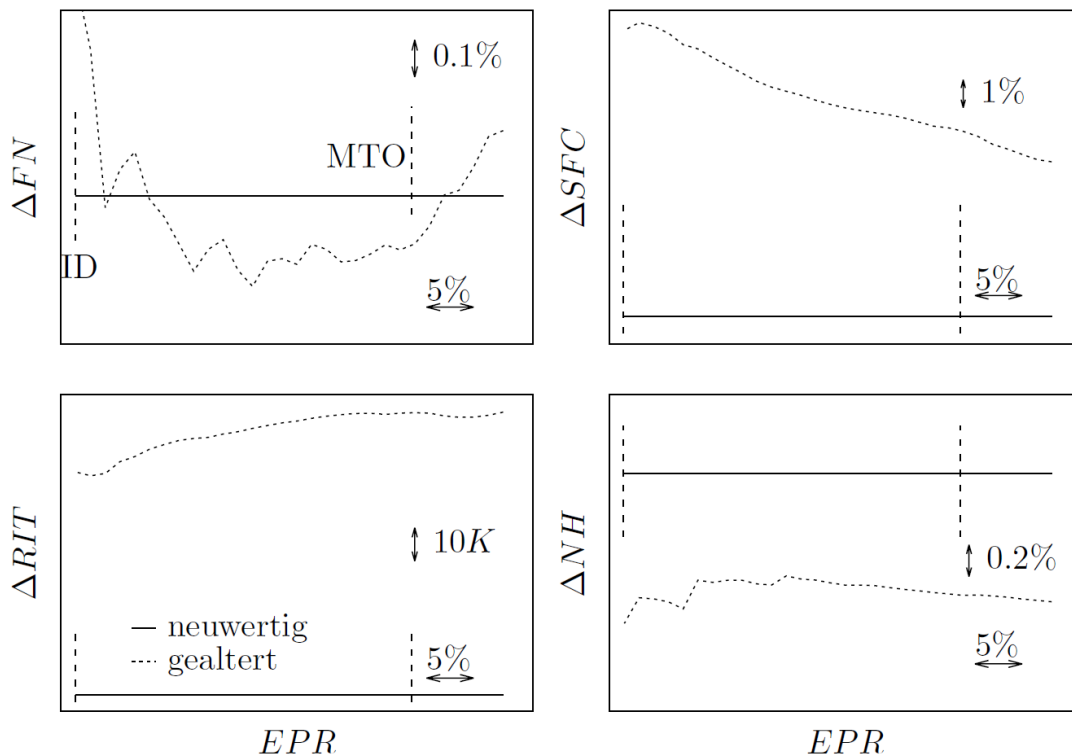


Abbildung 4.16: Auswirkung von Alterungseffekten auf Gesamttriebwerksparameter

4.5.2 Berücksichtigung von flüssigem Wasser

Tritt flüssiges Wasser - z.B. in Form von Regentropfen - in ein Triebwerk ein, kommt es vor allem im Verdichtersegment zu aero-thermodynamischen Veränderungen. Es kann angenommen werden, dass die Wassertropfen über den Verdichtungsprozess vollständig verdampfen. In den folgenden Komponenten liegt demnach ein Luft-Wasser-Gemisch mit hohem Wasserdampfanteil vor. Je höher der Anteil an flüssigem Wasser ist, desto größer sind die sich daraus ergebenden Effekte. Neben der Wassermenge hat die am Verdichtereintritt vorliegende Tropfengröße einen Einfluss auf die Filmbildung - Benetzung der Schaufel- und Gehäuseoberfläche - und den Verdampfungsvorgang. Kleinere Tropfen verdampfen schneller als große. Die Tropfengröße sowie die eintretende Wassermenge werden bei Regenbedingungen maßgeblich durch den stromauf des Verdichters liegenden Fan bestimmt. Der Fan zerteilt die eintretenden Wassertropfen und führt durch Zentrifugaleffekte einen großen Teil der Wassermenge in den Nebenstromkanal [12].

Obermüller beschreibt in [54] die Auswirkungen auf den Verdichterbetrieb durch das Vorhandensein von flüssigem Wasser:

- Im Vergleich zum Trockenluftbetrieb verringert sich die Verdichteraustrittstemperatur aufgrund der erforderlichen Verdampfungsenthalpie.
- Der reduzierte Eintrittsmassenstrom steigt bei konstanter reduzierter Drehzahl an.
- Die aerodynamische Leistung des Verdichters kann abhängig von der Größe der Tröpfchen negativ beeinflusst werden.

4.5.2.1 Adaption des Leistungsrechnungsmodells

Der Umfang der notwendigen Anpassungen am Leistungsrechnungsmodell ist gering. In der Implementierung der Modellkopplung wird das - in der Mittelschnittrechnung berechnete - am Verdichteraustritt vorliegende Wasser-Luft-Verhältnis (Water to Air Ratio) (WAR) inklusive aller übrigen thermodynamischen Stoffgrößen an die nachfolgenden Module übergeben. Der hohe Anteil an Luftfeuchte wird in den stromab des Verdichters liegenden Modulen im Leistungsrechnungsprogramm durch die Anwendung von Luftfeuchtekorrekturen - siehe Kapitel 3.3.8.5 - berücksichtigt.

4.5.2.2 Adaption des Verdichtermittelschnittmodells

Die Analyse der Einflüsse einer flüssigen Wasserphase auf die thermodynamischen Fluideigenschaften sowie auf die Aerodynamik der Verdichterstufen beschreibt Tasdelen in [71]. Dazu erweitert er ein Mittelschnittverfahren um die folgenden Berechnungen:

- Variation der Profilgeometrie durch Filmbildung auf den Schaufeln - siehe Abbildung ,
- Variation der Gehäusegeometrie durch Filmbildung auf dem Gehäuse - und damit einhergehende Veränderung der Spitzenspalte,

sowie die thermodynamischen Einflüsse auf die Fluideigenschaften:

- Änderung der Gaszusammensetzung durch stetige Verdampfung,
- Berücksichtigung der Verdampfungsenthalpie.

Das im Rahmen dieser Arbeit verwendete Verdichtermittelschnittprogramm beinhaltet das von Tasdelen entwickelte Verfahren zur Berücksichtigung von flüssigem Wasser am Eintritt des Verdichters.

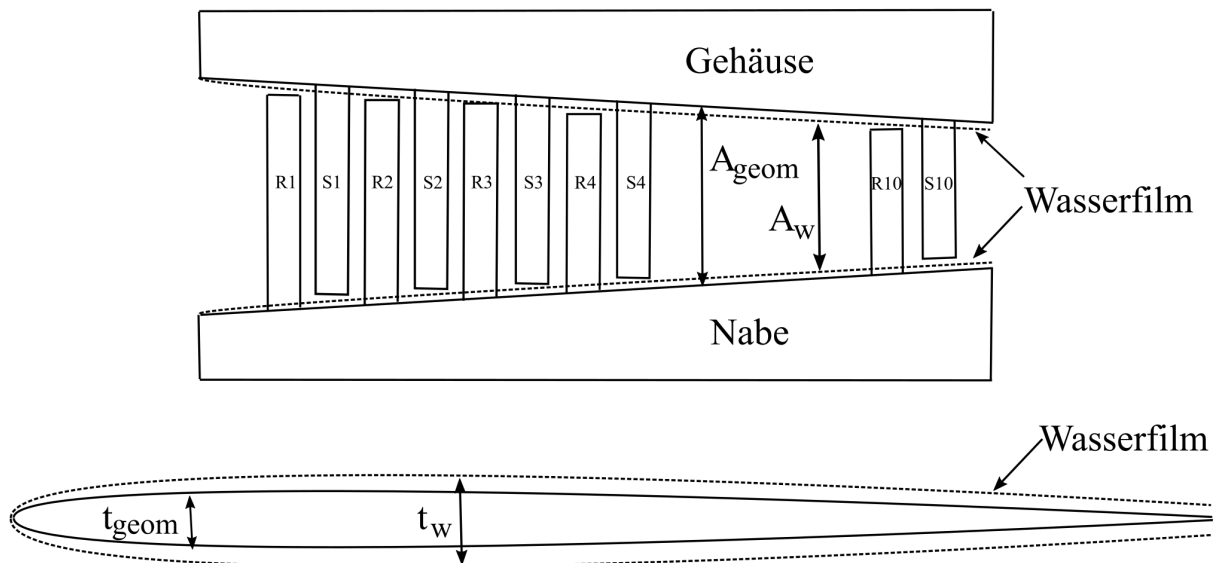


Abbildung 4.17: Veränderung der Verdichter-Geometrie durch Wasserablagerung an den Schaufeln sowie dem Verdichtergehäuse - eigene Darstellung nach [71]

4.5.2.3 Analyse des Modells mit flüssigem Wasser

Durch die Analyse der Auswirkungen der aero-thermodynamischen Effekte gelangt Tasdelen zu einem Überblick über den Einfluss des Wassers auf die Stufenabstimmung in einem mehrstufigen Axialverdichter. Er vergleicht diese mit dem Betrieb bei trockenen Bedingungen. Die Belastung der vorderen Stufen wird durch das Verdampfen von Wasser reduziert. Die hinteren Stufen werden höher belastet. Im Teillastbetrieb ist durch das Einspritzen von Wasser demnach ein stabilisierender Effekt zu erwarten. In hohen Lastbereichen kehrt sich dieser Effekt durch die stärkere Belastung der hinteren Stufen um. Abbildung 4.18 zeigt den durch Verdampfungseffekte entstehenden Einfluss auf Stufenkennlinien für einen Lastpunkt im hohen Lastbereich.

Streng genommen - und wie von Tasdelen beschrieben - verschiebt sich durch die Verdampfung von Wasser nicht die Kennlinie, sondern durch den hohen Anteil von Wasser ändern sich die Fluideigenschaften und damit die Skalierung der Kennfeldachsen.

Abbildung 4.19 zeigt den Verlauf einiger Triebwerksparameter für das gekoppelte Triebwerksmodell mit Berücksichtigung von flüssigem Wasser im Vergleich zur trockenen Modellrechnung. Der spezifische Brennstoffverbrauch SFC steigt an. Bei Teillast ID erhöht sich der SFC mit Wasserbeladung $\dot{m}_W = 1\%$ im Vergleich zur trockenen Rechnung um über 3%. Ein Wasseranteil von $\dot{m}_W = 2\%$ resultiert in knapp 5% SFC Anstieg. Der höhere Brennstoffverbrauch ist bedingt durch eine höhere Wärmekapazität des in die Brennkammer eintretenden Fluides - resultierend aus der Wasseraufladung - und der niedrigeren Brennkammereintrittstemperatur. Diese reduziert sich bei Bodenstandbedingungen zwischen ID und MTO um 25K bis 45K verglichen mit dem trockenen Referenzzustand.

Der Pumpgrenzabstand PGA sinkt um bis zu 1,5% bzw. 3% je nach Wasseranteil. Wie von Tasdelen beschrieben, verändert sich die Stufenabstimmung im Verdichter durch das Vorhandensein von Wasser in flüssiger Phase. Verdampfung, Spitzenspaltänderung, Profilaufdünnung, etc.

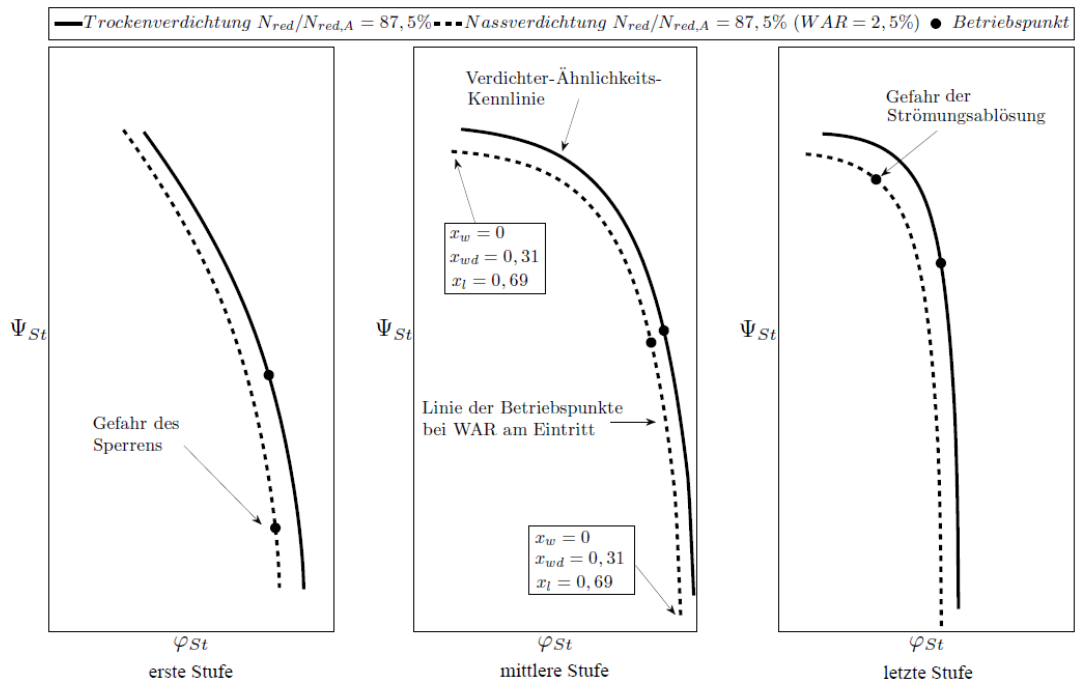


Abbildung 4.18: Auswirkung von Nassverdichtung auf Stufenkennlinien im hohen Leistungsbereich [71]

üben einen Einfluss auf die stufenspezifische Ablöseneigung aus. Wird die pumpauslösende Stufe entlastet, ergibt sich gewöhnlich eine Erhöhung des PGAs. Zudem besteht die Möglichkeit, dass sich die pumpauslösende Stufe verschiebt hin zu einer nun mehr belasteten Stufe. Die eingangs vorliegende Stufenabstimmung innerhalb des Verdichters hat dabei entscheidenden Anteil daran, welchen Einfluss das Störelement Wasser auf den PGA hat.

4.6 Zusammenfassung

Das vorangegangene Kapitel beschreibt die Verknüpfung der Modellierung des Gesamtsystems Triebwerk mittels Leistungsrechnung mit der für den Verdichter detaillierten Mittelschnittrechnung. Die Umsetzung der Programmkopplung kann dabei folgendermaßen zusammengefasst werden:

- direkter Datenaustausch - Daten werden über eine angepasste Schnittstelle, nicht über Textdateien ausgetauscht,
- interne Kopplung - Das Leistungsrechnungsverfahren steuert den Ablauf. Es gibt kein externes Framework für die Prozesssteuerung,
- Komponentenzooming - Das Mittelschnittverfahren wird als Teil der Leistungsrechnung aufgefasst und liefert für die Verdichter detaillierte Informationen,
- vollständige Integration - Der Prozess ist voll automatisiert. Es sind keine manuellen Zwischenschritte notwendig.

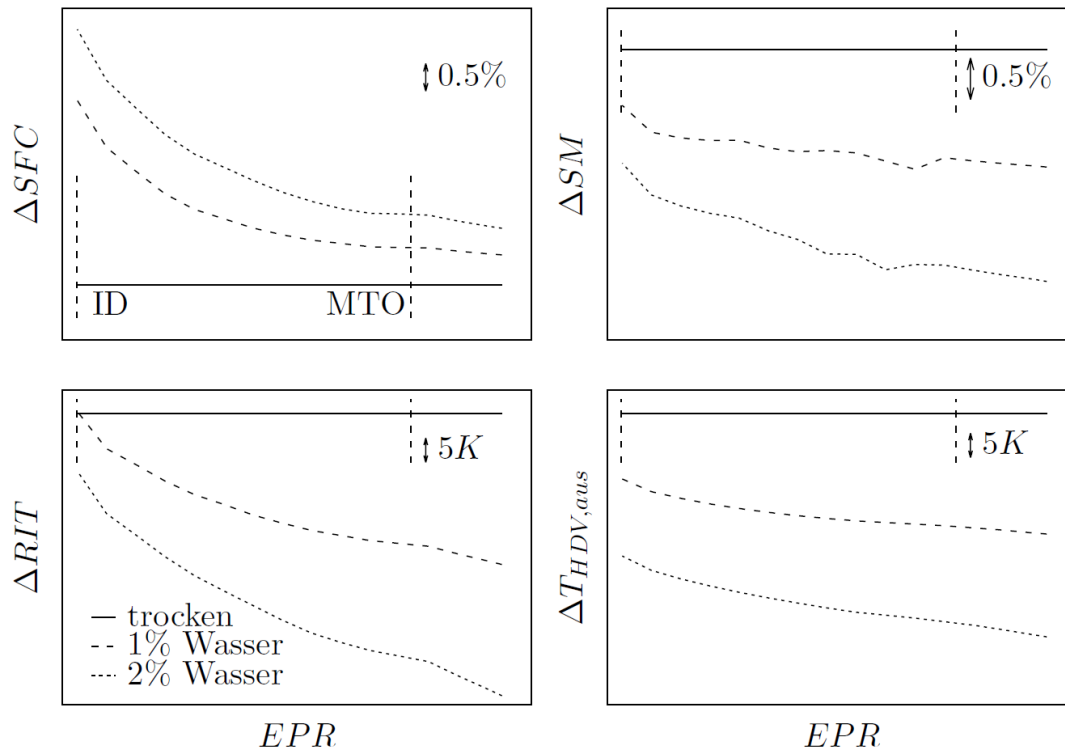


Abbildung 4.19: Auswirkung von Nassverdichtung auf Gesamttriebwerksparameter

Für die automatisierte Verknüpfung der Mittelschnittrechnung mit dem Verdichtermodul des Leistungsrechnungsprogramms wurden zwei unterschiedliche Methoden entwickelt. In der Substitutionsmethode wird das Kennfeld vollständig durch das Verdichtermittelschnittverfahren ersetzt. Der Anwendungsbereich der Substitutionsmethode liegt bevorzugt in der Phase der Vorauslegung. Im weiteren Verlauf des Entwicklungsprozesses eignet sich die Hybridmethode. Die Hybridmethode nutzt das Kennfeld als Basis und appliziert die mit der Mittelschnittrechnung errechneten Effekte von Geometrieänderungen.

Durch die über diese Programmkopplung zustandekommende Prozessautomatisierung ergeben sich folgende Vorteile hinsichtlich der Modellierung:

- Detaillierte Informationen aus der Verdichtermittelschnittrechnung sind für die Leistungsrechnung verfügbar. Dadurch können für die Leistungsrechnung notwendige Vereinfachungen entfallen.
- Die Auswirkungen geometrischer Änderungen im Bereich des Verdichters auf das Gesamtsystem Triebwerk können untersucht werden.
- Die Auswirkungen von Veränderungen anderer Triebwerkskomponenten auf das Verdichterverhalten können detailliert untersucht werden.

Die Anwendung des gekoppelten Modells ist nicht auf eine Optimierung der variablen Leitschau-felstellung beschränkt. Der Nutzen ist vielfältig und kann im gesamten Entwicklungsprozess gewinnbringend eingesetzt werden.

Das gekoppelte Modell wurde erweitert, um Effekte berücksichtigen zu können, welche durch Triebwerksalterung sowie den Eintritt von flüssigem Wasser in den Verdichter hervorgerufen werden. Beide Zustände wirken sich ungünstig auf die Strömungsführung und damit auf den Wirkungsgrad und die Pumpgrenze aus. In Kapitel 6 wird untersucht, ob eine Anpassung des Verstellgesetzes für die variablen Verdichterleitschaufeln den Einfluss dieser negativen Effekte ausgleichen kann.

5 Beschreibung des Optimierungsalgorithmus

In diesem Kapitel wird der im Rahmen dieser Arbeit entwickelte evolutionäre Algorithmus Evolutionärer Algorithmus (Evolutionary Algorithm) (EvA) vorgestellt. Dafür werden einleitend Grundlagen der Optimierung diskutiert. Anschließend werden notwendige Voraussetzungen sowie die Herangehensweise zur Durchführung einer technischen Optimierung beschrieben.

5.1 Grundlagen der Optimierung

Das Ziel einer Optimierung ist, die nach ausgewählten Kriterien bestmögliche Lösung für ein mathematisch formuliertes Problem zu finden. Dabei werden die Werte für alle identifizierten Einflussgrößen derart bestimmt, dass gemessen an den Beurteilungskriterien ein optimaler Entwurf gefunden werden kann [53].

Um bei der Optimierung dem tatsächlichen Bestwert nahe zu kommen, müssen folgende Fragen bedacht werden:

- Welche Einflussgrößen (Optimierungsvariablen) beeinflussen das Optimum?
- Welche Bewertungskriterien (Zielfunktionen) ergeben sich aus den Anforderungen?
- Welche Nebenbedingungen müssen berücksichtigt werden?
- Wie gut ist die Qualität des zu verwendenden Modells? Bildet das Modell alle notwendigen Zusammenhänge ab?
- Welcher Optimierungsalgorithmus eignet sich für das zugrunde liegende mathematische Modell?

Eine Optimierung wird üblicherweise an einem *Modell* durchgeführt. Dieses muss vorab erstellt werden (siehe Kapitel 3.1), so dass es das abzubildende, reale Objekt bestmöglich repräsentiert. Gerade hinsichtlich der ausgewählten Einflussgrößen, welche über die Optimierung variiert werden sollen, muss das Modell eine akzeptable Genauigkeit aufweisen.

Der Wertebereich der *Optimierungsvariablen* sollte so festgelegt sein, dass der Parameterraum hinreichend aufgespannt wird. Bei ungünstiger Auswahl der Wertebereiche besteht die Möglichkeit, dass das globale Optimum außerhalb des abgesuchten Parameterraumes liegt, und die gefundene Lösung damit nicht das Optimum darstellt. Initial durchgeführte Sensitivitätsstudien helfen dabei, den Wertebereich der Optimierungsvariablen sinnvoll festzulegen.

Anhand der *Zielfunktion* wird die Güte eines Lösungsvorschlages bewertet. Dafür ist es notwendig, vorab festzulegen, welche Bewertungskriterien für die Zielfunktion verwendet werden sollen.

Diese Festlegung muss mit Blick auf die Fragestellung geschehen, ob eine Optimierung der ausgewählten Zielfunktion (Zielparameter) tatsächlich das bestmögliche Ergebnis liefert. Es kann zudem sinnvoll sein, mehrere Zielfunktionen zu definieren. Gibt es mehrere Zielfunktionen mit widersprüchlicher Wirkungsweise muss entweder vorab eine Wichtung zwischen diesen festgelegt oder nach einer paretooptimalen Menge gesucht werden. Im letzteren Fall kann die Wichtung zwischen den Zielfunktionen im Nachgang vorgenommen werden.

Neben der Auswahl der Optimierungsvariablen müssen die *Randbedingungen* festgelegt werden.

Für bestimmte Problemstellungen ist es zweckmäßig, zusätzlich zu den Zielfunktionen auch *Nebenbedingungen* zu definieren. So können bereits während des Optimierungsvorgangs weniger vielversprechende Lösungen aussortiert werden. Der Einfluss der Nebenbedingungen kann unterschiedlicher Natur sein. Sie können als Ausschlusskriterium wirken oder einen - i.A. negativen - Einfluss (Penalty) auf die Zielfunktion einer Lösung ausüben.

Die Anzahl und Bandbreite an numerischen *Optimierungsalgorithmen* zur Bestimmung lokaler oder globaler Optima ist groß. Für einfache Problemstellungen kann eine Optimierung beispielsweise mittels Parametervariation durchgeführt werden. Je komplexer sich jedoch das Optimierungsproblem darstellt, desto unpraktikabler wird dieses Vorgehen. Beispiele für Verfahren zur Optimierung sind:

- Simplex-Verfahren,
- Gradientenverfahren,
- Schwarmoptimierungen,
- stochastische Verfahren,
- evolutionäre Algorithmen.

Die Auswahl des zu verwendenden Verfahrens ist eng mit der Klassifizierung der zugrundeliegenden mathematischen Problemstellung verknüpft. Dabei bringt jedes dieser Optimierungsverfahren Vor- und Nachteile mit sich. Für jedes spezifische Problem eignet sich ein Verfahren besser als ein anderes. Eines sollte bei jeder Optimierung, welche auf komplexe mathematische Modellen angewendet wird, bedacht werden: Selbst bei größtmöglicher Sorgfalt - beispielsweise bei der Erstellung des zugrunde liegenden mathematischen Modells - bleibt die gefundene Lösung immer eine Abschätzung. Allein durch die Abweichung von Modell zu Realität, welche unweigerlich besteht, ergeben sich Ungenauigkeiten hinsichtlich des Optimierungsergebnisses.

5.2 Auswahl eines geeigneten Optimierungsverfahrens

Für die in dieser Arbeit verwendeten numerischen Modelle kommen analytische Verfahren zur Bestimmung des Optimums nicht in Frage. Die Zusammenhänge zwischen Optimierungsvariablen und Zielfunktionen sind zu komplex, um sie analytisch zu beschreiben. Zudem zögen selbst kleinste Modelländerungen einen Neuaufbau einer analytischen Beziehung nach sich.

Das mathematische Problem der Optimierungsaufgabe ist hochgradig multimodal. Das heißt, es existieren mehrere lokale Optima. Für derartige Problemstellungen sind Gradientenverfahren als Optimierungsverfahren ungeeignet. Die Wahrscheinlichkeit mit Gradientenverfahren das globale

Optimum zu finden, ist sehr gering. Das Optimierungsergebnis hängt stark vom gewählten Startpunkt ab und endet mit hoher Wahrscheinlichkeit in einem lokalen Optimum. Der Autor hat sich dafür entschieden ein stochastisches, evolutionäres Verfahren zu nutzen - einen evolutionären Algorithmus. Während des Optimierungsprozesses verändert ein EvA die Optimierungsvariablen zufällig aber zielgerichtet unter Berücksichtigung der vorgegebenen Zielfunktionen und eventueller Nebenbedingungen. Die Lösungssuche geschieht durch Imitation von Ausleseverfahren der Natur. Die angewendeten Operationen sind dabei namentlich

- *Selektion*,
- *Mutation* und
- *Rekombination*.

Durch Identifizierung und Eliminierung von schlechten Ergebnissen sowie Priorisierung und Modifizierung von guten Ergebnissen steuert der Algorithmus die Suche nach der optimalen Lösung. EvA sind sehr erfolgreich bei der Suche nach globalen Optima von multimodalen, mathematischen Problemen. Zudem sind sie äußerst robust. EvA können zudem eingesetzt werden, wenn die Zielfunktion nicht stetig differenzierbar ist - also beispielsweise Sprungstellen aufweist. Auch bei Konvergenzproblemen des Modells können evolutionäre Algorithmen angewendet werden. Im Allgemeinen benötigt die Anwendung eines EvA wenig Kenntnis über das zu untersuchende Modell. Allerdings wird der hohe Erfolg beim Finden des globalen Maximums mit einem - zum Teil deutlichen - Zuwachs an Rechenzeit erkaufte.

5.3 Beschreibung des implementierten Optimierungsverfahrens

Der nachfolgend beschriebene EvA wurde vom Autor während seiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet Luftfahrtantriebe der TU Berlin implementiert. Eine detaillierte Beschreibung findet sich in [11]. Der Algorithmus kann mit zwei verschiedenen Zielstellungen angewendet werden:

- Suche nach der optimalen Lösung des zu untersuchenden Modells unter Berücksichtigung genau einer Zielfunktion,
- Bestimmung einer paretooptimalen Lösungsmenge des zu untersuchenden Modells als Ergebnis einer multikriteriellen Problemstellung mit mehreren Zielfunktionen, die sich widersprechen können.

Die Implementierung der Programmschnittstelle zum Aufruf des mathematischen Modells ist generisch und kann schnell und flexibel an verschiedenste Problemstellungen angepasst werden. Dabei sollten die nachfolgend vorgestellten Eingabemöglichkeiten dem Problem entsprechend angepasst sein.

5.3.1 Struktur

Abbildung 5.1 stellt den Aufbau des implementierten EvA dar.

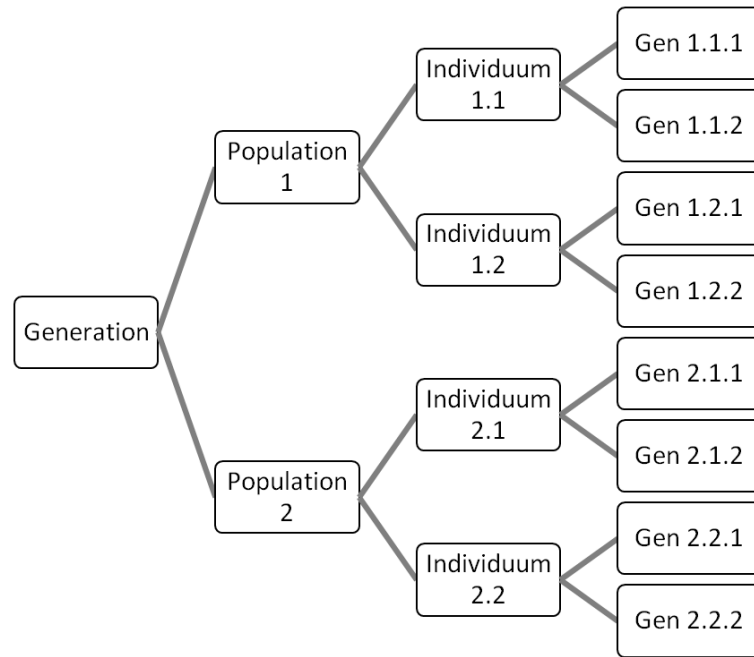


Abbildung 5.1: Struktur des implementierten evolutionären Algorithmus (EvA)

5.3.1.1 Gene

Die unterste Ebene bilden die Optimierungsvariablen. Sie werden im Algorithmus *Gene* genannt. Ihre Werte werden während der Suche/Optimierung fortlaufend durch die Operationen des EvA (Selektion, Mutation, Rekombination) verändert. Jedes Gen a_j hat einen nutzerdefinierten Wertebereich - siehe Gleichung 5.1.

$$a_j \in [a_{j,min}, a_{j,max}] \quad (5.1)$$

5.3.1.2 Individuen

Ein *Individuum* repräsentiert eine einzelne Lösung. Alle Individuen x_i eines Optimierungsprozesses enthalten exakt die gleiche Anzahl an Genen. Dabei ist die Anzahl der Gene eines Individuums bestimmt durch die Anzahl der dem mathematischen Problem zugrundeliegenden Optimierungsvariablen - siehe Gleichung 5.2. Während der Optimierung wird diese Anzahl konstant gehalten.

$$x_i = \{a_{i,1}, a_{i,2}, \dots, a_{i,j}\} \quad (5.2)$$

Jedes Individuum erhält eine Bewertung anhand eines ihm zugewiesenen *Fitnesswertes* Ω_i - siehe Kapitel 5.3.2.2.

5.3.1.3 Population

Eine *Population* P beinhaltet eine beliebige, nutzerdefinierte Menge an gleichzeitig existierenden Lösungen (Individuen). Für den implementierten Algorithmus ist die Menge der Individuen pro Population konstant.

$$P = \{x_1, x_2, \dots, x_i\} \quad (5.3)$$

Durch die Anzahl an Individuen einer Population wird die Lösungsvielfalt während eines Prozessschrittes festgelegt. Aus dieser Perspektive erscheint es günstig, große Populationen zu definieren. Da der EvA jedoch hinsichtlich der Rechenzeit sehr aufwendig ist, steigt mit der Anzahl der Individuen einer Population auch die Rechendauer. Je nach Komplexität des zu untersuchenden Modells sollte daher eine an das Problem angepasste Populationsgröße festgelegt werden.

5.3.1.4 Generation

Eine *Generation* enthält die Menge aller zu einem Zeitpunkt parallel existierenden Lösungen (Individuen). Dabei kann die Anzahl aller Lösungen einer Generation in mehrere Populationen unterteilt werden. Die Interaktion - siehe 5.3.2.3 - der Individuen verschiedener Populationen kann unterschiedlich geregelt sein:

- Sie dürfen populationsübergreifend miteinander interagieren.
- Sie dürfen nicht populationsübergreifend miteinander interagieren.

Der implementierte Algorithmus stellt beide Varianten zur Verfügung. Für eine Optimierung mit verschiedenen Zielfunktionen kann ein Verbot der Interaktion sinnvoll sein. Zudem kann über die Verwendung mehrerer Populationen in einer Generation die Rechnungen parallelisiert werden.

5.3.2 Ablauf

Der Ablauf der Arbeitsweise des implementierten EvA ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Im Folgenden werden die einzelnen Prozessschritte näher erläutert.

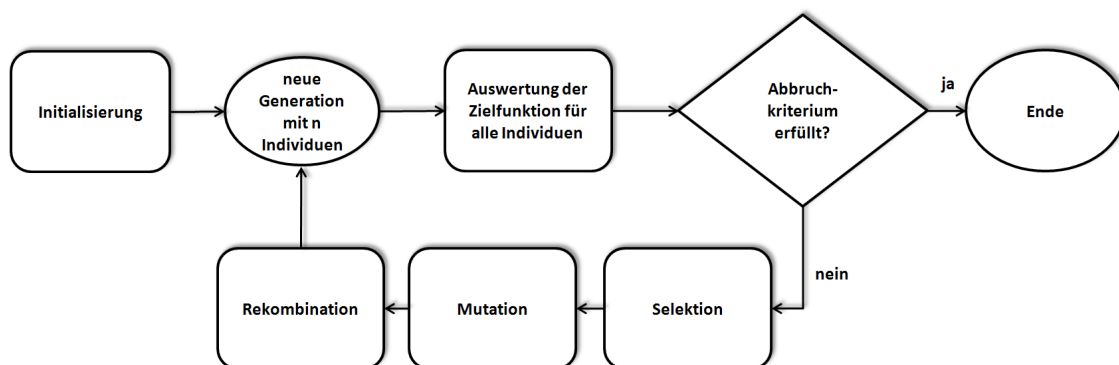


Abbildung 5.2: Ablaufschema des implementierten evolutionären Algorithmus

5.3.2.1 Festlegung der Startgeneration

Zu Beginn der Rechnung muss eine erste Generation erschaffen werden. Idealerweise sollten die Individuen derart im Parameterraum verteilt sein, dass sie diesen möglichst gut abdecken. Ein effektives Vorgehen dafür ist beispielsweise das Latin Hypercube Verfahren [58].

5.3.2.2 Bewertung der Ergebnislüte anhand der Fitnessfunktion

Zur Bestimmung der Güte eines Individuums ist die Definition einer oder mehrerer Zielfunktionen notwendig. Sie ergibt sich aus der mathematischen Problemstellung des zu untersuchenden Modells. Der Wert der Zielfunktion wird als *Fitness* Ω eines Individuums x_i bezeichnet und unter Berücksichtigung der vorgegebenen Werte der Optimierungsvariablen (Gene) berechnet.

$$\Omega_i = f(x_i) \quad (5.4)$$

Während des Prozessschrittes Selektion dient der Fitnesswert Ω als Auswahlkriterium für die Übernahme in die nachfolgende Generation. Individuen mit hohem Fitnesswert (gute Lösungen) haben eine hohe Wahrscheinlichkeit, im Verlauf der Rechnung fortzubestehen.

Für Einzielloptimierungen gibt es genau eine Zielfunktion, deren Wert über den Optimierungsprozess maximiert wird – siehe Kapitel 5.3.3.

Gibt es mehrere Zielfunktionen, kann vor dem Start der Optimierung ein Wichtungsfaktor vorgegeben werden, welcher das Verhältnis zwischen den Zielfunktionen festlegt. So kann das mathematische Problem auch in diesem Fall auf eine Einzielloptimierung reduziert werden. Der Wichtungsfaktor muss vorab fixiert werden. Alternativ kann für ein mathematisches Problem mit mehreren Zielfunktionen eine Paretooptimierung durchgeführt werden. Ein derartiges Vorgehen erlaubt das Ermitteln der Wichtung nach der Optimierung anhand der Optimierungsergebnisse – siehe Kapitel 5.3.4.

5.3.2.3 Operationen

Nachfolgend werden zusammenfassend die Operationen des EvA dargestellt.

Selektion Die Operation Selektion steuert die Auswahl der Individuen bei der Erstellung einer neuen Generation. Dabei wird zunächst eine neue Generation $n + 1$ erstellt, welche dieselbe Anzahl an Populationen aufweist wie die Vorgängergeneration n . Die neuen Populationen sind zunächst leer. Mit Hilfe des ausgewählten Selektionsverfahrens werden so viele Individuen der Vorgänger-Generation n ausgewählt und in die neue Generation $n + 1$ übernommen, bis exakt so viele Individuen in Generation $n + 1$ vorhanden sind wie in Generation n . Individuen mit einer hohen Fitness haben bei der Selektion eine höhere Wahrscheinlichkeit übernommen zu werden, als Individuen mit kleinem Fitnesswert.

Rekombination Die Operation Rekombination (Cross-Over) wird auf jeweils zwei Elemente der neuen Generation $n + 1$ angewendet. Hier werden Individuen auf zufällige Art und Weise miteinander kombiniert.

Mutation Bei der Operation Mutation werden die Werte der Gene eines Individuums der neuen Generation $n + 1$ zufällig in den gültigen Grenzen seines Wertebereichs verändert. Mit Hilfe der Mutation wird dementsprechend der Lösungsraum unsystematisch, randomisiert abgesucht.

5.3.2.4 Elite

Um zu garantieren, dass die besten Lösungen durch Anwendungen der Operationen Selektion, Rekombination und Mutation nicht verloren gehen, kann eine sogenannte Elite definiert werden. Dies ist eine nutzerdefinierte Anzahl an Individuen, die unverändert von einer Generation n in die Nachfolgeneration $n + 1$ übernommen wird. Dabei werden die Individuen mit den höchsten Fitnesswerten ausgewählt. Individuen, die als Elite in die neue Generation $n + 1$ übernommen werden, können zusätzlich als Grundlage für bessere Lösungen verwendet werden.

Das Berücksichtigen einer Elite garantiert einerseits das Fortbestehen der besten Individuen, schränkt jedoch andererseits die Agilität des Algorithmus ein. Die Anzahl der Elite-Elemente sollte daher nicht zu hoch gewählt werden.

5.3.2.5 Dämpfung

Um den Algorithmus zur Konvergenz zu bringen - d.h. alle Individuen einer Generation weisen den gleichen Fitnesswert auf -, muss die Wirksamkeit der Operation Mutation verringert werden. In der Phase der Dämpfung wird das Mutationsintervall aller Gene daher sukzessive bis auf 0 reduziert. Auf diese Art wird ein sensibleres Abtasten um den Bereich der bisher gefundenen Lösungen erreicht.

5.3.2.6 Abbruchkriterium

Der Algorithmus verfügt über folgende Abbruchkriterien:

- Der Algorithmus beendet die Optimierung bei Erreichen der Konvergenz. Als Konvergenz wird der Zustand bezeichnet, für den alle Individuen einer Generation den selben Fitnesswert aufweisen.
- Der Algorithmus beendet die Berechnung bei Erreichen eines vorgegebenen Fitnesswertes.
- Der Algorithmus beendet die Berechnung bei Erreichen einer maximalen Anzahl an Generationen.

Dabei beendet dasjenige Abbruchkriterium die Rechnung, welches als erstes erreicht wird.

An dieser Stelle soll erwähnt werden, dass eine Konvergenz des Algorithmus nicht zwangsläufig zum Finden des Optimums führen muss.

Abbildung 5.3 zeigt schematisch den Ablauf eines Optimierungsvorgangs anhand der Entwicklung des Fitnesswertes über die Anzahl der Generationen.

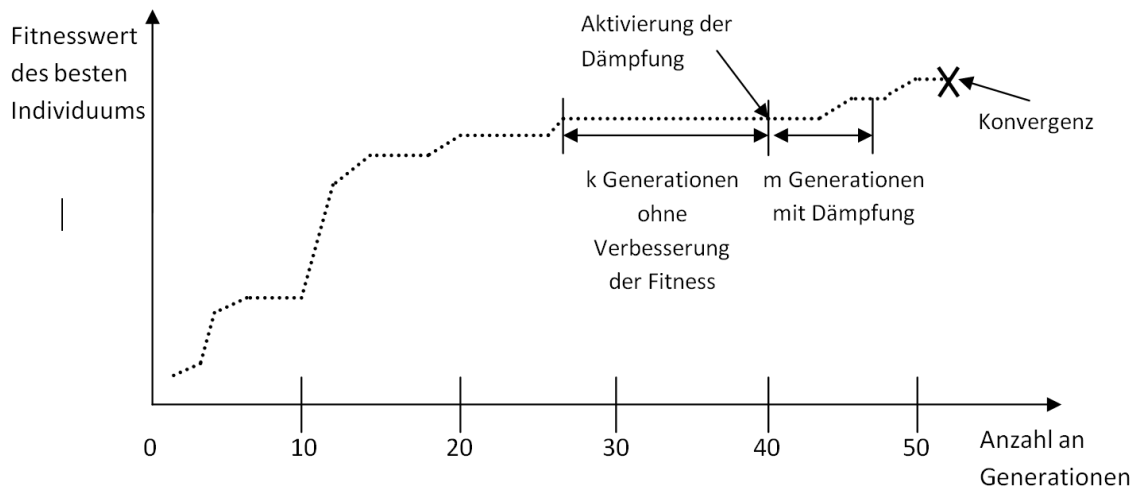


Abbildung 5.3: Beispiel für die Entwicklung des Fitnesswertes über den Optimierungsverlauf

5.3.3 Einzieloptimierung

Eine Einzieloptimierung wird bei der Suche nach einem globalen Optimum durchgeführt, welches sich über genau eine Zielfunktion eindeutig beschreiben lässt. Dabei wird der Fitnesswert der Lösungen (Individuum) über alle Generationen durch Variation der Gene maximiert.

5.3.4 Mehrzieloptimierung

Eine Optimierung im Sinne von V. Pareto ist folgendermaßen definiert [78]:

Eine Situation wird als Pareto-effizient oder Pareto-optimal charakterisiert, falls es nicht möglich ist, (mindestens) ein Individuum besser zu stellen, ohne ein anderes Individuum schlechter zu stellen.

Die Bestimmung einer Paretomenge ist immer dann sinnvoll, wenn ein Optimierungsproblem mit mehreren Zielfunktionen vorliegt (multikriterielle Problemstellung) und eine Wichtung zwischen diesen a priori nicht möglich ist. Durch die Berechnung einer Paretomenge werden die Zusammenhänge der optimal verlaufenden Zielfunktionswerte aufgezeigt. Eine jede Lösung der Paretomenge stellt somit einen Kompromiss zwischen den Zielfunktionen dar. Der Optimierer hat durch die Berechnung der paretooptimalen Lösungen die Möglichkeit, die Wichtung zwischen den Zielfunktionen a posteriori vorzunehmen. In den häufigsten Fällen wird nämlich nach genau einer Kompromisslösung gesucht.

Abbildung 5.4 zeigt beispielhaft das Ergebnis einer Paretooptimierung. Die dargestellte Paretomenge repräsentiert die Menge aller Lösungen, für die die Zielfunktionen f_1 und f_2 maximal sind.

5.3.5 Validierung

Der implementierte Algorithmus wurde anhand einer Reihe von Testfunktionen - wie beispielsweise definiert in [50] - erfolgreich validiert. Die dabei verwendeten Funktionen sind hochgradig

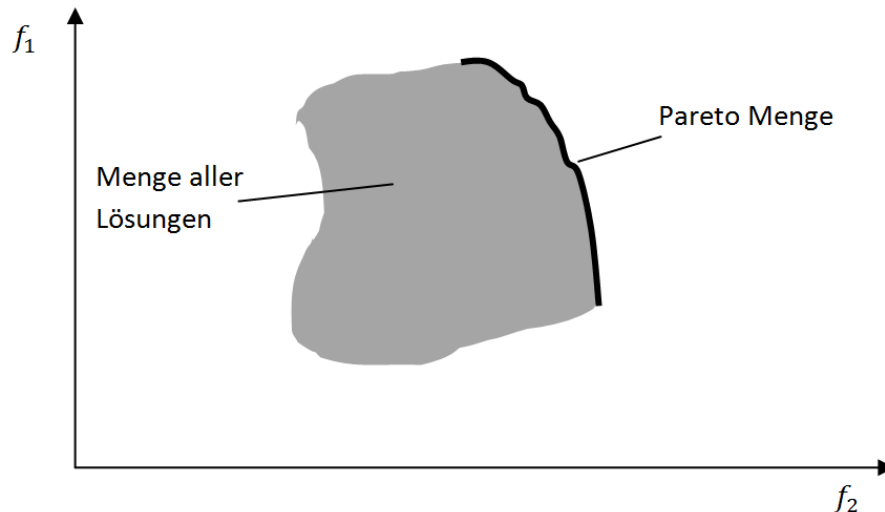


Abbildung 5.4: Beispiel für die Darstellung einer Paretomenge für ein Optimierungsproblem mit zwei Zielfunktionen f_1 und f_2

multimodal. Die Validierung hat ergeben, dass der implementierte evolutionäre Algorithmus zuverlässig in der Lage ist, die globalen Extrema aller Testfunktionen zu bestimmen.

Die Funktionstüchtigkeit im Bezug auf Mehrzieloptimierungsprobleme wurde an Testfunktionen erprobt, wie unter anderem definiert in [8]. Die Validierung hat ergeben, dass der implementierte evolutionäre Algorithmus zuverlässig in der Lage ist, die Paretomengen der Testfunktionen zu bestimmen.

5.3.6 Optimale Einstellungen für das zu untersuchende mathematische Problem

Die in diesem Kapitel vorgestellten Optionen zur Steuerung des implementierten Algorithmus - die sogenannten Hyperparameter - bedürfen einer spezifischen Anpassung an das jeweilige mathematische Problem. Zu diesem Zweck hat der Autor Testrechnungen durchgeführt und die Eingaben für die Hyperparameter schrittweise variiert. Das Ziel dieser Untersuchungen war die Effizienz des Algorithmus im Bezug auf die Rechendauer zu steigern, ohne das Ergebnis zu beeinflussen. Es ergaben sich folgende optimale Werte für die Hyperparameter:

- Generationsgröße - 4 Populationen
- Populationsgröße - 60 Individuen pro Population
- Gene und ihre Wertebereiche - Ein Gen repräsentiert den Verstellwinkel einer variablen Leitschaukelreihe. Der jeweilige Wertebereich ist $\pm 15^\circ$ ausgehend vom nominalen Verstellwinkel.
- Startgeneration - Verwendung der Option Latin Hypercube Sampling
- Selektion - Verwendung der Option Glücksradverfahren

- Rekombination - Verwendung der Option Gen für Gen mit 40% der Individuen und 50% der Gene pro Individuum
- Mutation - Verwendung der Option Gaussverteilung um den letzten Funktionswerte mit 40% der Individuen und 50% der Gene pro Individuum
- Elite - 3 Individuen pro Generation
- Dämpfung - Aktivierung nach 15 Generationen mit gleichbleibender maximaler Fitness; Dämpfung wird für 15 Generationen durchgeführt
- Abbruchkriterium - Erreichen von Konvergenz oder einer maximalen Generationenanzahl von 1000

5.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurde untersucht, welche Art von Algorithmus sich für das zugrunde liegende mathematischen Optimierungsproblem eignet: Dabei wurde herausgearbeitet, dass stochastischen Verfahren der Vorzug zu geben ist. Es wurde sich speziell für einen evolutionären Algorithmus entschieden. Der implementierte EvA wurde im Anschluss vorgestellt. Analysen anhand von Testfunktionen ergaben, dass der EvA zuverlässig in der Lage ist, Extremstellen ausfindig zu machen.

6 Optimierung des Gesamtsystems Triebwerk durch Verstellung der variablen Verdichter-Leitschaufeln

In diesem Kapitel wird die Optimierung des Gesamtsystems Triebwerk durch Anpassung der Verstellung der variablen Hochdruckverdichterleitschaufeln beschrieben. Die Untersuchungen werden unter Berücksichtigung der zu Beginn der Arbeit zusammengetragenen technischen Fragestellungen durchgeführt - siehe Kapitel 2.8. Zu Beginn wird eine Übersicht über bereits durchgeführte Forschungsarbeiten zum Thema Optimierungen am Gesamtsystem Triebwerk gegeben. Anschließend werden die im Rahmen dieser Arbeit erzielten Optimierungsergebnisse für den Verdichter allein (maximaler Verdichterwirkungsgrad) und das Gesamtsystem Triebwerk (minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch) vorgestellt und miteinander verglichen. Die Optimierung des Gesamtsystems wird darüber hinaus bei variierenden Betriebsbedingungen durchgeführt, um Rückschlüsse auf eine betriebspunktabhängige Anpassung des Verstellgesetzes zu ziehen.

6.1 Erkenntnisse aus dem Bereich der Gesamttriebwerksoptimierung durch Verbesserung einzelner Komponenten

In den Ingenieurwissenschaften hat sich zur Findung von bestmöglichen Lösungen das Verfahren der numerischen Optimierung etabliert. Gerade im Bereich Triebwerksentwicklung ist das Vorgehen auf Grund der vorhandenen Komplexität adäquat. Auf Gesamtsystem- sowie auf Komponentenebene werden mathematische Optimierungen anhand von Modellen durchgeführt.

Horn wirft in [31] einen Blick auf die Voraussetzungen für intelligente Triebwerkssteuerung und äußert dort, dass zur Optimierung des Gesamtsystems Triebwerk eine umfassende Kenntnis des Triebwerks notwendig ist. Optimierung einzelner Komponenten sollten immer im Kontext des Gesamtsystems betrachtet werden. Es sollte untersucht werden, ob durch die Veränderung einer Komponente Nachteile für andere Komponenten zu erwarten sind: Verbesserungen müssen möglichen Nachteilen gegenüber gestellt werden.

So untersucht Horn in [32] den Einfluss aktiver Strömungskontrolle durch Einblasung an der Schaufelspitze vor dem ersten Rotor des HDV mit Blick auf das Gesamtsystem Triebwerk. Für diese Untersuchung wird ein Zooming im Bereich des HDV durchgeführt. Durch die Maßnahme der Einblasung verschiebt sich die pumpauslösende Stufe, was zu einer signifikanten Verbesserung des PGA über den gesamten Leistungsbereich des untersuchten Triebwerks führt. Gleichzeitig wird im stationären Betrieb der thermische Wirkungsgrad durch die Wiedereinspeisung bereits

komprimierter Luft reduziert. Im transienten Betrieb ergibt sich eine höhere RIT für Beschleunigungsmanöver, was zu einer Reduktion der Lebensdauer der Bauteile im Turbinenbereich führt. Die verbesserte Operabilität wird demnach für diesen Fall mit Effizienz und Lebensdauerreduktion erkauft.

Woelki stellt in [80] ein gekoppeltes Modell von Leistungsrechnung und Sekundärluftmodellierung zum Zweck der Verbesserung des Gesamtsystems Triebwerk durch eine flexible Anpassung des internen Sekundärluftsystems vor. Erweitert wurde diese Kopplung durch ein Modell zur Bestimmung der Schaufeltemperatur sowie ein weiteres Modell zur Korrektur des Turbinenwirkungsgrades als Folge der Veränderung von Kühlluftückführung. Für diese mathematische Problemstellung ergeben sich nach Woelki durch die Festlegung der Zielfunktionen widersprüchliche Anforderungen - hier an das Sekundärluftsystem. So stehen sich Effizienzsteigerung - durch Reduktion der Sekundärluftmenge - und Lebensdauerverbesserung - durch Erhöhung des Sekundärluftverbrauchs - gegenüber. Woelki führt in dieser Arbeit Parameterstudien durch, um die Wirkungsweise auf die Zielfunktionen aufzuzeigen. Das Optimum ist ein Kompromiss, der vom Triebwerkshersteller getroffen werden muss.

Die dargestellten Beispiele zeigen auf, dass die Optimierung des komplexen Systems Triebwerk auf einen Kompromiss hinausläuft. Die Verbesserung eines Attributs zieht häufig eine Verschlechterung in einem anderen Bereich nach sich. Daher ist es notwendig, sich vorab über die durch die Variation hervorgerufenen Effekte einen Überblick zu verschaffen.

Eine Mehrzieloptimierung im Sinne einer Paretooptimierung ist hilfreich, um vorab unbekannte Zusammenhänge offen zu legen. So können aus den Optimierungsergebnissen Erkenntnisse über den optimalen Verlauf aller Zielfunktionen gewonnen und daraus eine sinnvolle Wichtung zwischen diesen bestimmt werden.

6.2 Optimierung des Verdichterbetriebs durch Winkelanpassung der variablen Leitschaufeln

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse der Rechnungen für ein optimales Leitschaufelverstellgesetz bei ausschließlicher Betrachtung des Verdichters dargestellt. Anschließend wird im darauf folgenden Kapitel der Vergleich zur Optimierung des Gesamtsystems Triebwerk gezogen.

Das untersuchte Verdichtermodell bildet einen zehnstufigen Axialverdichter eines zweiwelligen Turbofantriebwerks der BR700-Reihe der Firma Rolls-Royce Deutschland ab. Der Verdichter verfügt über vier verstellbare Leitschaufelreihen. Für den Verdichter existiert ein nominales Verstellgesetz, welches im Folgenden hin und wieder zu Vergleichszwecken herangezogen wird - siehe Gleichung 6.1.

$$\alpha_{VLSR1} = 0,6 \cdot \alpha_{VELS} \quad \alpha_{VLSR2} = 0,45 \cdot \alpha_{VELS} \quad \alpha_{VLSR3} = 0,3 \cdot \alpha_{VELS} \quad (6.1)$$

Zur Optimierung wird der zuvor vorgestellte EvA verwendet.

Das Leitschaufelverstellgesetz des Axialverdichters wird entlang einer Arbeitslinie optimiert. Um für den Einzelbetrieb des Verdichters den Drosselgrad σ pro Drehzahl N festzulegen, mussten

bei der Untersuchung des Verdichters Annahmen hinsichtlich der Arbeitslinie getroffen werden. In der vorliegenden Arbeit wird die Arbeitslinie aus dem zugrundeliegenden Leistungsrechnungsmodell gewonnen und tabellarisch als Funktion $\Pi = f\left(\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}\right)$ bereitgestellt. Zunächst wird ohne Berücksichtigung von Abblaseluft gerechnet.

Als Optimierungsziel für alle in diesem Abschnitt vorgestellten Ergebnisse wird **Maximierung des Verdichterwirkungsgrades** η_{HDV} gewählt.

In allen durchgeführten Untersuchungen werden folgende Vorgaben für die allgemeine Form der Definition für den Pumpgrenzabstand 3.17 verwendet:

- Der Leistungsparameter ist $\frac{N_H}{\sqrt{T_{ein}}}$. Der Pumpgrenzabstand wird also entlang einer Linie konstanter reduzierter Drehzahl berechnet.
- Der Drosselparameter ist $\dot{m}_{red,aus}$. Entlang der Linie reduzierter Drehzahl wird der Abstand zwischen Arbeitspunkt und Pumpgrenze in Einheiten des reduzierten Austrittsmassenstroms bemessen.
- Die Referenzgröße ist $\dot{m}_{red,aus,pump}$. Der Abstand zwischen Pumpgrenze und Arbeitspunkt wird in Relation zum Pumpgrenzpunkt gesetzt.

Es ergibt sich demnach:

$$PGA = \left| \frac{\dot{m}_{red,aus,pump} - \dot{m}_{red,aus,op}}{\dot{m}_{red,aus,pump}} \right| \frac{N_H}{T_{ein}} \quad (6.2)$$

6.2.1 Voruntersuchungen

Zur einfacheren Analyse und Interpretation der nachfolgenden Optimierungsergebnisse werden a priori Rechnungen durchgeführt, die einen grundlegenden Einblick in die Wirkungsweise der Leitschaufelverstellung im Bezug auf das Verdichterverhalten geben. Dafür wird der Verdichter im Einzelbetrieb untersucht. In einer ersten Untersuchung wird herausgearbeitet, wie sich die Leitschaufelverstellung auf den Wirkungsgrad und den PGA auswirkt. Die zweite Untersuchung zeigt, wie sich die Analyseergebnisse unterscheiden im Hinblick auf die Wahl des während der Optimierung konstant zu haltenden Leistungsparameters. Hier wird zwischen einer Leitschaufelvariation bei konstantem reduzierten Massenstrom und bei konstanter reduzierter Drehzahl unterschieden.

6.2.1.1 Auswirkung auf Wirkungsgrad und PGA

Für Bodenstandbedingungen bei ISA-Temperatur werden für ein Leistungslevel entsprechend MTO die variablen Leitschaufeln variiert. Die variablen Leitschaufeln - Reihe 1 bis 4 - sind für diese Untersuchung auf herkömmliche Weise über ein konstantes Übersetzungsverhältnis miteinander verbunden. Der Verstellwinkel der variablen Eintrittsleitschaufelreihe bewegt sich in den Grenzen:

$$\alpha_{VELS} \in [-10^\circ; +15^\circ] \quad (6.3)$$

Abbildung 6.1 zeigt die auf die Werte bei $\alpha_{VELS} = 0^\circ$ Auslenkung bezogenen Ergebnisse für die Änderungen des Wirkungsgrades sowie des Pumpgrenzabstandes. Dabei ist die bezogene Änderung des Wirkungsgrades berechnet als:

$$\nabla \eta = \frac{\eta_{+\alpha} - \eta_{\alpha=0}}{\eta_{\alpha=0}} \quad (6.4)$$

Die Berechnung von ∇PGA ist äquivalent. Wie in Kapitel 2.4 beschrieben, weist der Verdichterwirkungsgrad ein Maximum über der Veränderung des variablen Leitschaufelwinkels α_{VELS} auf. Der PGA steigt mit zunehmendem Leitschaufelverstellwinkel an.

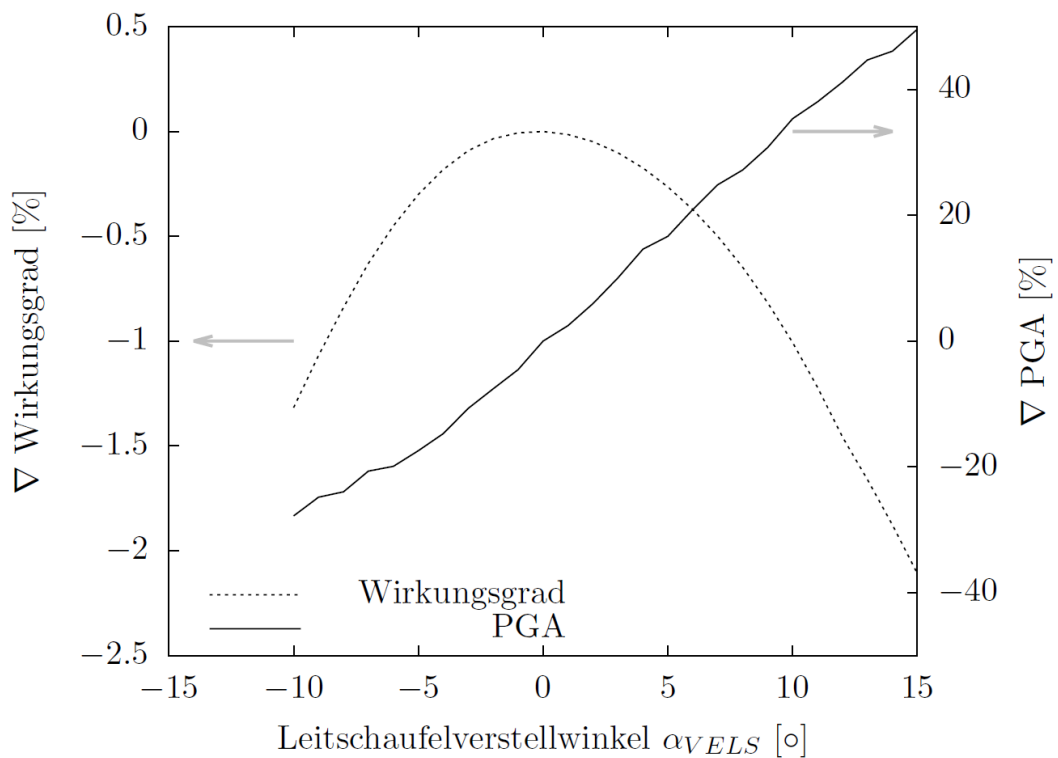


Abbildung 6.1: Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf den Verdichterwirkungsgrad und den Pumpgrenzabstand bei MTO unter ISA Bodenstandsbedingungen

6.2.1.2 Wahl des konstanten Leistungsparameters

Wie in Kapitel 3.3.4 beschrieben, ergibt sich der Arbeitspunkt AP des Verdichters eindeutig über die Festlegung des Drosselgrades σ und der reduzierten Drehzahl N_{red} . Durch die Verwendung von variablen Leitschaufeln kommt dabei ein weiterer Freiheitsgrad hinzu. Es ergibt sich eine weitere Dimension.

Benra weist in [7] darauf hin, dass sich für jede gewählte Kombination an Freiheitsgraden und Zwangsbedingungen für die Bestimmung des Arbeitspunktes aus den Größen Π , $\dot{m}_{red, ein}$ und $\frac{N}{\sqrt{T_{ein}}}$ jeweils verschiedene Wirkungsgradmaxima ergeben. Diese Erkenntnis ist relevant bei der Betrachtung der Art des Verdichterbetriebs. Eine stationäre Gasturbine wird häufig auf eine konstante mechanische Drehzahl geregelt, wohingegen sich der Betriebspunkt für einen Triebwerksverdichter je nach angefragtem Leistungslevel entlang der Arbeitslinie einstellt. Es liegt demnach nahe einen derart betriebenen Verdichter bei konstanter reduzierter Drehzahl hinsichtlich des Wirkungsgrades zu optimieren.

Die Aussage von Benra wird im Folgenden näher untersucht. Das Verhältnis von Druckverhältnis Π zu reduziertem Eintrittsmassenstrom \dot{m}_{red} steht für das verwendete Modell mit der Lage der Arbeitslinie fest: Das Druckverhältnis ist eine Funktion des reduzierten Massenstroms.

$$\Pi = f(\dot{m}_{red}) \quad (6.5)$$

Für die Studie wird ausgehend von stationären Betriebspunkten unterschiedlichen Leistungslevels der Verstellwinkel der variablen Eintrittsleitschaufelreihe α_{VELS} entsprechend Gleichung 6.3 variiert. Die folgenden Leitschaufelreihen sind nach wie vor über ein feststehendes Übersetzungsverhältnis miteinander verbunden. Die Rechnungen werden durchgeführt für jeweils:

- fünf äquidistant zwischen ID und MTO angeordneten Werten der reduzierten Drehzahl N_{red} sowie
- fünf äquidistant zwischen ID und MTO angeordneten Werten des reduzierten Massenstroms \dot{m}_{red} .

In Abbildung 6.2 sind die Ergebnisse dargestellt. Im oberen Teil der Abbildung 6.2 ist erkennbar, dass durch die Veränderung der Leitschaufelwinkel bei konstanter reduzierter Drehzahl, der Massenstrom stark variiert. Es kann geschlossen werden:

Werden die Leitschaufel geschlossen (steigende Winkel), sinkt bei einem Wert konstanter reduzierter Drehzahl der reduzierte Massenstrom.

$$\alpha_{VELS} \uparrow \Rightarrow \dot{m}_{red} \downarrow \quad \left| \frac{N}{\sqrt{T_{ein}}} = const \right. \quad (6.6)$$

Im unteren Teil der Abbildung 6.2 sind die Auswirkungen der Leitschaufelwinkel bei konstantem reduzierten Massenstrom dargestellt. Es ist ersichtlich, dass in diesem Fall die Drehzahl stark variiert.

Werden die Leitschaufeln geschlossen (steigende Winkel), steigt bei einem Wert konstanten reduzierten Massenstroms die reduzierte Drehzahl.

$$\alpha_{VELS} \uparrow \Rightarrow \frac{N}{\sqrt{T_{ein}}} \uparrow \quad \left| \dot{m}_{red} = const \right. \quad (6.7)$$

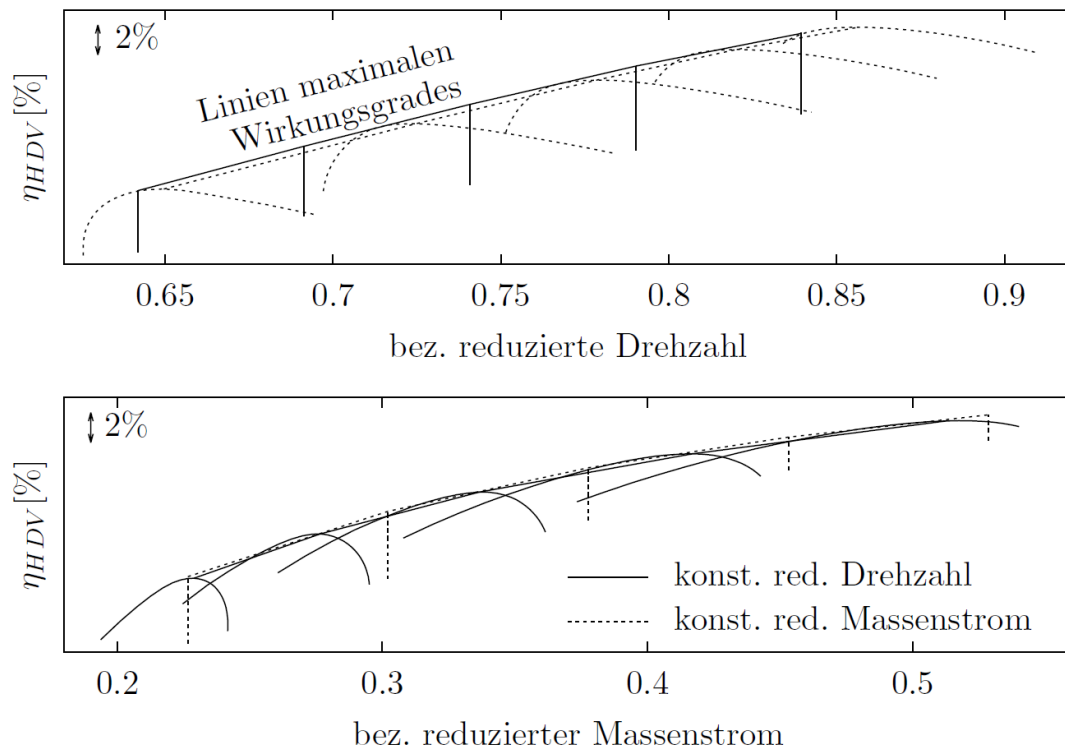


Abbildung 6.2: Auswirkung der Variation der variablen Leitschaufelwinkel auf den Verdichterwirkungsgrad bei konstanter reduzierter Drehzahl bzw. konstantem reduziertem Massenstrom

Die weitaus interessantere Erkenntnis dieser Studie kann jedoch aus der Betrachtung der Wirkungsgradkurven entnommen werden. Abbildung 6.2 zeigt den Verlauf der Linien des maximalen Wirkungsgrades. Die Differenzen zwischen den Linien maximalen Wirkungsgrades unterscheiden sich für die beiden unterschiedlichen Szenarien in den Vorzeichen. Im oberen Teil der Abbildung sind die Ergebnisse über der reduzierten Drehzahl aufgetragen. Hier liegt das Wirkungsgradmaximum für die Variationen bei konstanter Drehzahl über dem Maximum bei konstantem Massenstrom. Im unteren Teil ist es genau umgekehrt. Der jeweils vorgegebene Leistungsparameter - konstante reduzierte Drehzahl bzw. reduzierter Massenstrom - erlaubt demnach nur das Finden einer bestimmten Lösung. Andere Lösungen werden aufgrund der jeweiligen Zwangsbedingung ausgeschlossen. Es muss demnach für eine Optimierung der variablen Leitschaufelwinkel mit dem Ziel der Wirkungsgradverbesserung der Anwendungsfall berücksichtigt werden.

6.2.2 Optimierung bei konstanter reduzierter Drehzahl

Für diskrete Werte reduzierter Drehzahlen vom Teillast- bis zum Volllastbereich wird das Wirkungsgradmaximum des Verdichters gesucht.

Dabei werden folgende drei Szenarien betrachtet:

1. Es wird ausschließlich der Verstellwinkel für die Eintrittsleitschaufelreihe α_{VELS} vorgegeben. Alle anderen Leitschaufelreihen folgen dem nominalen Übersetzungsverhältnis - siehe Gleichung 6.1. Dieses Szenario dient als Basis für den Vergleich mit den folgenden Szenarien 2. und 3.

2. Es werden der Verstellwinkel für die Eintrittsleitschaufelreihe α_{VELS} sowie der Winkel für die erste Leitschaufelreihe α_{VLSR1} vorgegeben. Die Verstellwinkel der Leitschaufelreihen zwei und drei folgen dem nominalen Übersetzungsverhältnis zur ersten Leitschaufelreihe - siehe Gleichung 6.8.

$$\alpha_{VLSR2} = 0,75 \cdot \alpha_{VLSR1} \quad \alpha_{VLSR3} = 0,5 \cdot \alpha_{VLSR1} \quad (6.8)$$

3. Es werden die Verstellwinkel aller variablen Leitschaufeln individuell vorgegeben. Es gibt keine funktionalen Abhängigkeiten untereinander.

Die Wertebereiche für die einzelnen Leitschaufelverstellwinkel liegen dabei im Intervall $[-15^\circ, +15^\circ]$ um den ursprünglich nominalen Verstellwinkel.

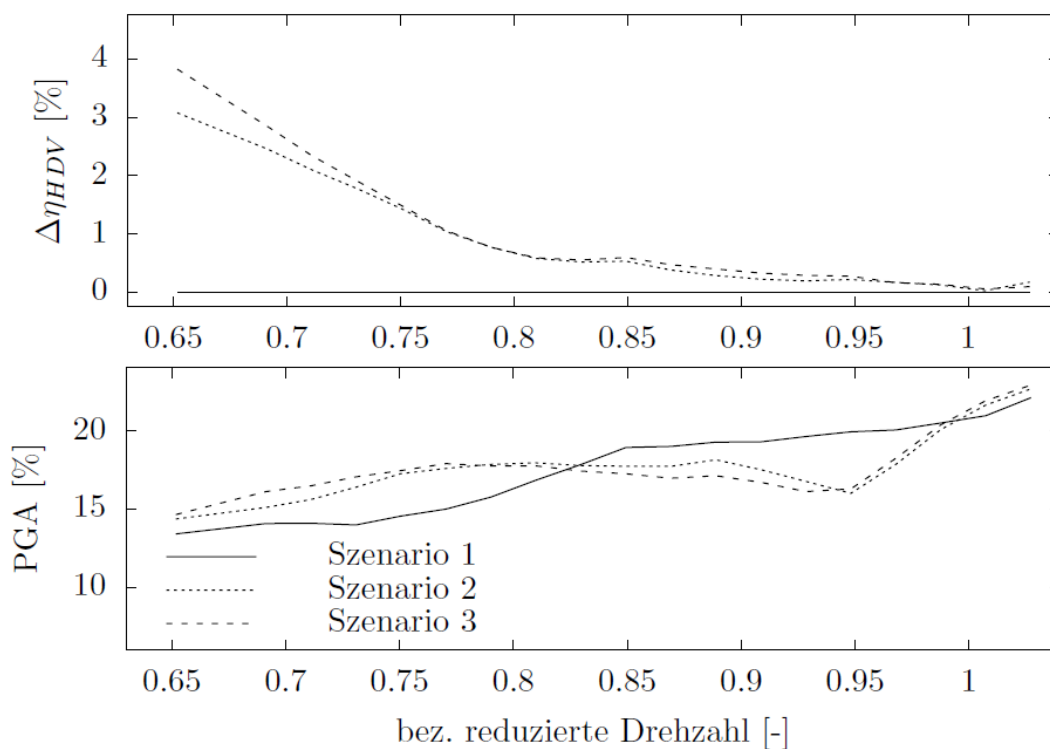


Abbildung 6.3: Optimierungsergebnisse für die Zielgröße Verdichterwirkungsgrad bei konstanter reduzierter Drehzahl für den Verdichter im Einzelbetrieb

Gegenüber Szenario 1. werden für die Szenarien 2. und 3. Wirkungsgradverbesserungen erwartet. Es ergeben sich jedoch auch Nachteile in einer potentiellen Umsetzung. Für Szenario 2. sind zwei Aktuatoren notwendig - für Szenario 3. sogar vier. Die Mechanik sowie die Regelung werden durch die erhöhte Anzahl an Aktuatoren komplexer, wodurch auch die Fehleranfälligkeit ansteigt.

Abbildung 6.3 zeigt die Ergebnisse dieser drei Optimierungsläufe. Im oberen Teil der Abbildung ist der Wirkungsgradgewinn von Szenario 2. und 3. - zwei bzw. vier Aktuatoren - gegenüber Szenario 1. - ein Aktuator - dargestellt. Der Verdichterwirkungsgrad kann durch eine individuelle Leitschaufelsteuerung im Vergleich zum mechanisch vollständig gekoppelten System - Szenario 1.

- signifikant verbessert werden. Im Teillastbereich sind bis zu 4 % Steigerung möglich. Im unteren Teil von Abbildung 6.3 wird der Verlauf des Pumpgrenzabstandes für die drei wirkungsgradoptimierten Verstellgesetze gezeigt. Es ist ersichtlich, dass - durch den Fokus der Optimierung auf den Verdichterwirkungsgrad - der Pumpgrenzabstand im mittleren Leistungsbereich um bis zu 4 % abnimmt.

Zwischen den Ergebnissen der Szenarien 2 und 3 sind nur geringe Unterschiede erkennbar. Die individuelle Ansteuerung aller einzelnen Leitschaufelreihen resultiert im Vergleich zu Szenario 2 in lediglich geringfügig höheren Werten für den Verdichterwirkungsgrad. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass eine Entkopplung von Eintrittsleitgitter und den restlichen variablen Leitschaufeln eine gute Möglichkeit zur Steigerung des Verdichterwirkungsgrades bietet bei gleichzeitig überschaubarer Steigerung der mechanischen Komplexität. Im Rahmen dieser Arbeit wurden weitere Optimierungen mit individuellem Verstellwinkel für sechs und acht variable Leitschaufelreihen durchgeführt. Der Wirkungsgradgewinn war im Vergleich zu vier variablen Leitschaufelreihen vernachlässigbar. Für alle folgenden Untersuchungen wird die Optimierung daher an vier Leitschaufelreihen durchgeführt. Dieses Vorgehen bietet größtmögliche Flexibilität in der anschließenden Verwendung. Aus den Optimierungsergebnissen für vier Leitschaufeln kann ein Verstellgesetz für einen, zwei oder vier Aktuatoren abgeleitet werden.

Die resultierenden Verstellgesetze sind in Abbildung 6.4 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die VELs für einen großen Teil des Leistungsbereiches weiter geschlossen werden, wohingegen die übrigen variablen Leitschaufeln gerade im Teillastbereich eher geöffnet werden. Demnach scheint für die aktuellen Umgebungsbedingungen der Schlüssel zum Erfolg in der Anpassung des Übersetzungsverhältnisses zwischen VELs und VLS R1 zu liegen.

6.2.3 Optimierung bei konstantem reduzierten Massenstrom

Wie in Kapitel 6.2.1 ausgeführt, ergeben sich unterschiedliche Resultate, abhängig von der Wahl des konstant zu haltenden Parameters. Die bisher erzeugten und in Kapitel 6.2.2 dargestellten Ergebnisse wurden bei jeweils konstanter reduzierter Drehzahl N_{red} errechnet. In diesem Abschnitt wird ausgewertet, wie sich eine Optimierung bei konstantem reduziertem Massenstrom $\frac{\dot{m}\sqrt{T}}{P}$ auswirkt. Dabei wird die Optimierung für vier variable Leitschaufelreihen durchgeführt. In Übereinstimmung mit den in Kapitel 6.2.1 getätigten Vorüberlegungen ist auch für eine Optimierung aller vier variablen Leitschaufelreihen der Wirkungsgrad desjenigen Optimierungsparameters höher, über dem er aufgetragen ist. Der Wirkungsgradunterschied ist jeweils ca. 0,3%.

Im realen Betrieb wird das untersuchte Triebwerk nach EPR geregelt. Bei einem konstanten EPR-Wert ergibt sich ein festgelegter thermodynamischer Zustand, d.h. reduzierte Größen wie Massenströme, Druck- oder Temperaturverhältnisse sind nahezu konstant. Ziel der durchgeführten Optimierung ist es, für einen festgelegten thermodynamischen Zustand das Effizienzmaximum zu finden. Die nachfolgenden Optimierungen werden aus diesem Grund bei konstantem reduzierten Massenstrom durchgeführt. Die reduzierte Drehzahl unterliegt hingegen einer großen Variation bei einer Veränderung der variablen Leitschaufelwinkel.

Abbildung 6.5 zeigt die Ergebnisse für den Wirkungsgrad η_{HDV} sowie den PGA der beiden unterschiedlichen Optimierungsvorgänge - jeweils aufgetragen über dem reduzierten Massenstrom. Zusätzlich ist zum Vergleich der Kurvenverlauf bei einem nominalen gekoppelten Verstellgesetz eingezeichnet.

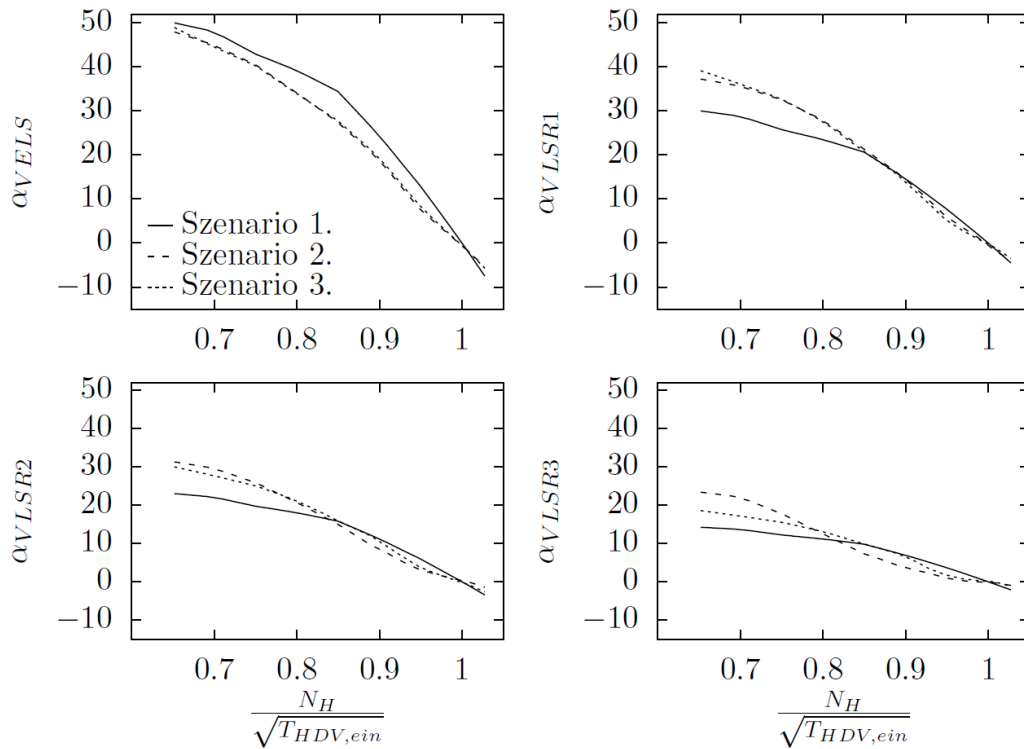


Abbildung 6.4: Optimales Verstellgesetz bei konstanter reduzierter Drehzahl für den Verdichter im Einzelbetrieb

Im oberen Teil von Abbildung 6.5 ist erkennbar, dass die Optimierung bei konstantem reduzierten Massenstrom einen über den gesamten Arbeitsbereich höheren Wirkungsgrad erzeugt. Der Unterschied ist relativ konstant bei 0,2 bis 0,3 %. Im oberen Leistungsbereich - beginnend bei MTO - beginnen beide Verläufe leicht zu divergieren. Der Unterschied wächst auf ca. 1 % an.

Der PGA des Optimierungslaufes bei konstantem Massenstrom liegt zwischen Leerlauf ID und ca. 90 % MTO um 5% über den Ergebnissen bei konstanter Drehzahl. Bei darüber liegenden Leistungsleveln dreht sich dieses Verhältnis um. Es ist erkennbar, dass beide Optimierungsläufe in weiten Bereichen unterhalb des nominalen Verstellgesetzes liegen. Im folgenden Abschnitt wird daher die Optimierung mit der Zwangsbedingung gerechnet, dass der PGA mindestens so groß sein muss, wie der des nominalen Verstellgesetzes.

Das sich ergebende durchflussoptimierte Verstellgesetz ist im Vergleich zur drehzahloptimierten Variante für alle Leitschaufeln um ca. 2° weiter geschlossen. Oberhalb des Leistungsbereiches von ungefähr 90 % MTO-Leistung werden die Leitschaufeln im Vergleich zur drehzahloptimierten Variante weiter geschlossen. Dies bewirkt den in Abbildung 6.5 aufgezeigten Rückgang des PGA.

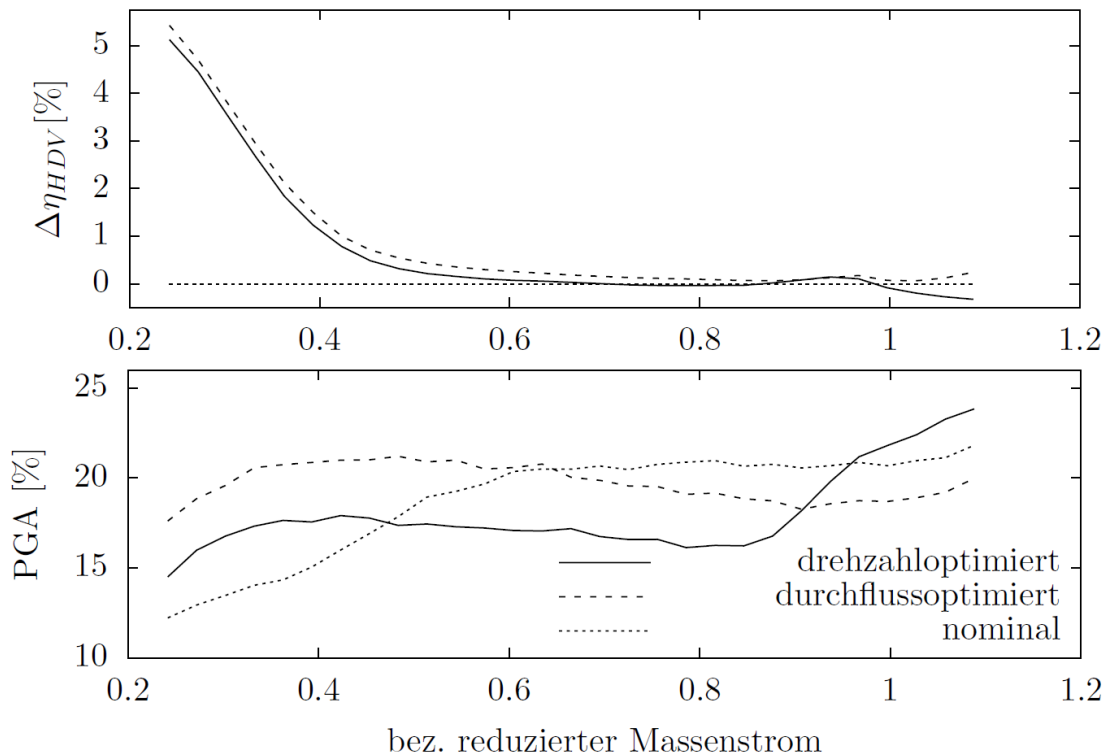


Abbildung 6.5: Optimierungsergebnisse für die Zielgröße Verdichterwirkungsgrad bei konstantem reduzierten Massenstrom und reduzierter Drehzahl für den Verdichter im Einzelbetrieb

6.2.4 Berücksichtigung einer Nebenbedingung zur Einhaltung eines minimalen Pumpgrenzabstandes

Wie in Abbildung 6.5 zu erkennen ist, kann das Optimierungsziel **finde den maximalen Verdichterwirkungsgrad** eine Reduktion des PGA nach sich ziehen. Um dies zu vermeiden, besteht die Möglichkeit, dem Optimierungsalgorithmus eine Nebenbedingung vorzugeben. Um eine Nebenbedingung für den PGA sinnvoll zu formulieren, gibt es folgende Möglichkeiten:

1. Vorgabe eines konstanten Wertes für den minimalen Pumpgrenzabstand PGA_{min} ,
2. Vorgabe einer Funktion für den minimalen Pumpgrenzabstand PGA_{min} .

Dabei gilt:

$$PGA \geq PGA_{min} \quad (6.9)$$

Für die nachfolgende Optimierung wird der minimale Pumpgrenzabstand als Funktion des Leistungslevels definiert. Die Funktionswerte für PGA_{min} sind dabei so aufgesetzt, dass sie den Wert aus dem nominalen Verstellgesetz nicht unterschreiten. Die Funktion entspricht also der im unteren Teil von Abbildung 6.5 dargestellten grauen Kurve. Es ist erkennbar, dass sich an dem neuen Verstellgesetz mit Berücksichtigung dieser Nebenbedingung im Teillastbereich bis zum Schnittpunkt von der Kurven für Wirkungsgradoptimierung bei konstantem Massenstrom und

der Kurve für das nominale Verstellgesetz nichts ändert. Für die Lastbereiche oberhalb dieses Schnittpunktes ändert sich das Verstellgesetz.

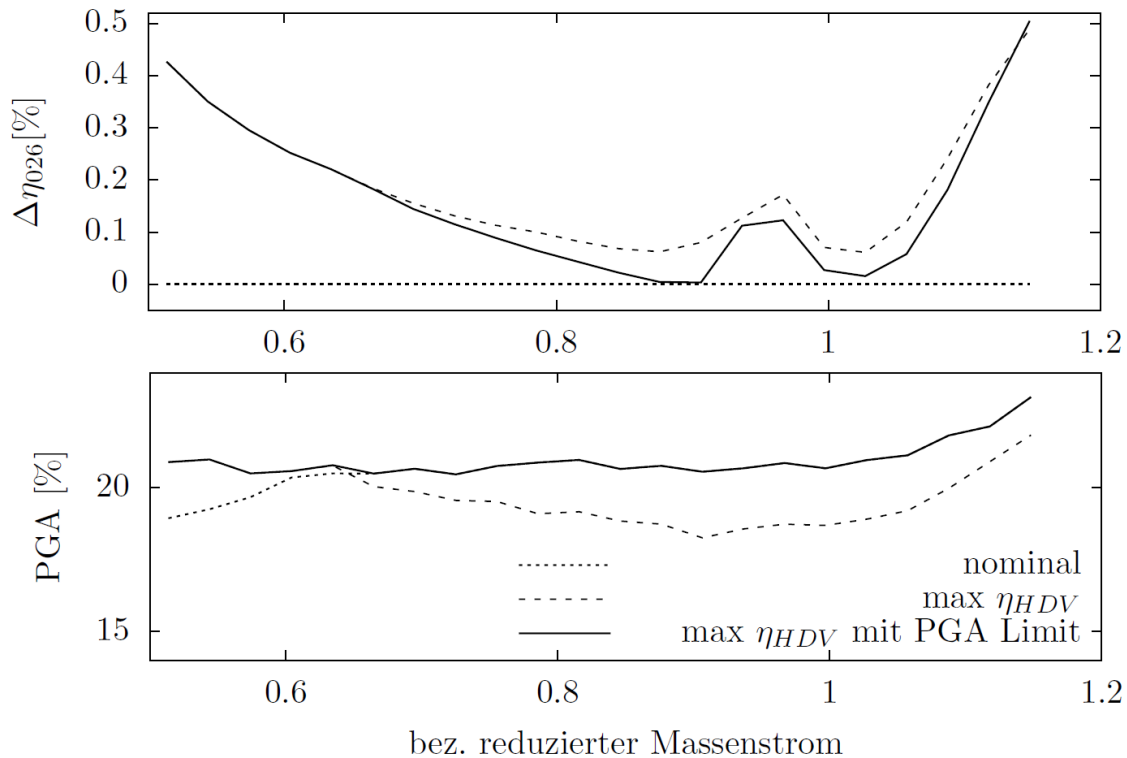


Abbildung 6.6: Optimierungsergebnisse für die Zielgröße Verdichterwirkungsgrad bei konstantem reduzierten Massenstrom für den Verdichter im Einzelbetrieb unter Berücksichtigung der Nebenbedingung PGA_{min}

Abbildung 6.6 zeigt die Ergebnisse der Optimierung mit Berücksichtigung des minimalen PGA als Nebenbedingung. Im unteren Teil der Abbildung ist ersichtlich, dass der PGA der Optimierung mit Berücksichtigung der PGA Nebenbedingung immer größer oder gleich dem Wert des nominalen Verstellgesetzes ist, wie durch die Vorgabe der Nebenbedingung erwünscht.

Im oberen Teil von Abbildung 6.6 ist die Achsenskalierung derart gewählt, dass die Unterschiede im relevanten Bereich stärker sichtbar werden. Für den Wirkungsgrad ergibt sich mit der Nebenbedingung für den PGA eine Reduktion gegenüber den Ergebnissen der Optimierung ohne die Berücksichtigung einer solchen Nebenbedingung. Der Wirkungsgradverlauf bleibt in jedem Fall höher als der des nominalen Verstellgesetzes. Die höchsten Gewinne können im niedrigen Teillast- sowie im sehr hohen Lastbetrieb erzielt werden.

6.2.5 Mehrzieloptimierung mit den Zielfunktionen Wirkungsgrad und PGA

Steht a priori nicht fest, wie hoch der Wert der Nebenbedingung - in diesem Fall des PGAs - sein soll, kann eine Mehrzieloptimierung im Sinne einer Paretooptimierung durchgeführt werden. Diese erlaubt es, aus einer Kurvenschar von Ergebnissen a posteriori das präferierte Ergebnis auszuwählen.

Mit dem beschriebenen Optimierungsalgorithmus wird zu diesem Zweck eine Paretooptimierung durchgeführt. Dabei werden die folgenden beiden Zielfunktionen vorgegeben:

- maximaler Verdichterwirkungsgrad,
- maximaler PGA.

Diese Mehrzieloptimierung wird bei Bodenstandbedingungen und ISA-Temperatur für drei verschiedene Leistungslevel durch Variation der vier variablen Leitschaufelreihen durchgeführt. Die Ergebnisse der Optimierung sind in Abbildung 6.7 dargestellt.

Jeder graue Datenpunkt in Abbildung 6.7 kennzeichnet eine Lösung unter Vorgabe einer bestimmten Kombination der vier variablen Leitschaufelwinkel. Dabei sind die Datenpunkte unterschieden in Volllast (Dreiecke), mittlerer Leistungsbereich (Kreise), niedrige Teillast (Vierecke). Die jeweilige Paretomenge ist schwarz gekennzeichnet. Die Paretomengen zeigen den Verlauf des maximal erreichbaren Wirkungsgrades bei einem bestimmten PGA oder den maximalen PGA bei einem bestimmten Wirkungsgrad. Die Werte für den Wirkungsgrad sind auf den maximalen Wirkungsgrad bei Volllast bezogen.

$$\eta_{HDV,bez} = \frac{\eta_{HDV}}{\eta_{HDV,MTO,max}} \quad (6.10)$$

Aus dem Verlauf der Paretomengen lässt sich erkennen, dass sich die beiden Zielfunktionen PGA und η_{HDV} beim Schließen der Leitschaufelverstellwinkel über das Maximum des Wirkungsgrades hinaus widersprüchlich verhalten. Während der PGA steigt, sinkt η_{HDV} . Es muss demnach ein Kompromiss für die finale Lösung gefunden werden.

Folgende Erkenntnisse können aus Abbildung 6.7 entnommen werden:

- Der maximale Wirkungsgrad ist abhängig vom Leistungslevel. Für hohe Leistungslevel ergeben sich hohe Wirkungsgrade - bei niedrigen Leistungsleveln ergeben sich niedrigere Wirkungsgrade.
- Der Wirkungsgrad verfügt über ein Maximum pro Leistungslevel, welches durch optimale Anpassung der Leitschaufelwinkel erreicht werden kann.
- Der PGA steigt mit zunehmendem Verstellwinkel α_{VELS} .
- Je niedriger der Leistungsbereich, desto höher ist der Wert des PGA für den maximalen Wirkungsgrad. Dies ist ein Resultat der höheren Leitschaufelverstellwinkel im niedrigen Leistungsbereich.

Zudem sind in Abbildung 6.7 exemplarisch einige Linien konstanten PGAs eingezeichnet. Ist bei der Auslegung des Verdichters der notwendige PGA bekannt, kann aus den Ergebnissen der Paretooptimierung direkt der dabei zu erzielende Wirkungsgrad sowie die zugehörige optimale Schaufelverstellung ausgelesen werden. Hierbei sollte beachtet werden, dass das Festlegen eines PGAs unterhalb (links) des Wirkungsgradmaximums nicht sinnvoll wäre - siehe Abbildung 6.7. Bei einem derartigen Vorgehen würden sowohl Wirkungsgrad als auch PGA verschenkt. Beispielsweise läge ein minimales PGA-Limit von 15° unterhalb der Wirkungsgradmaxima für die

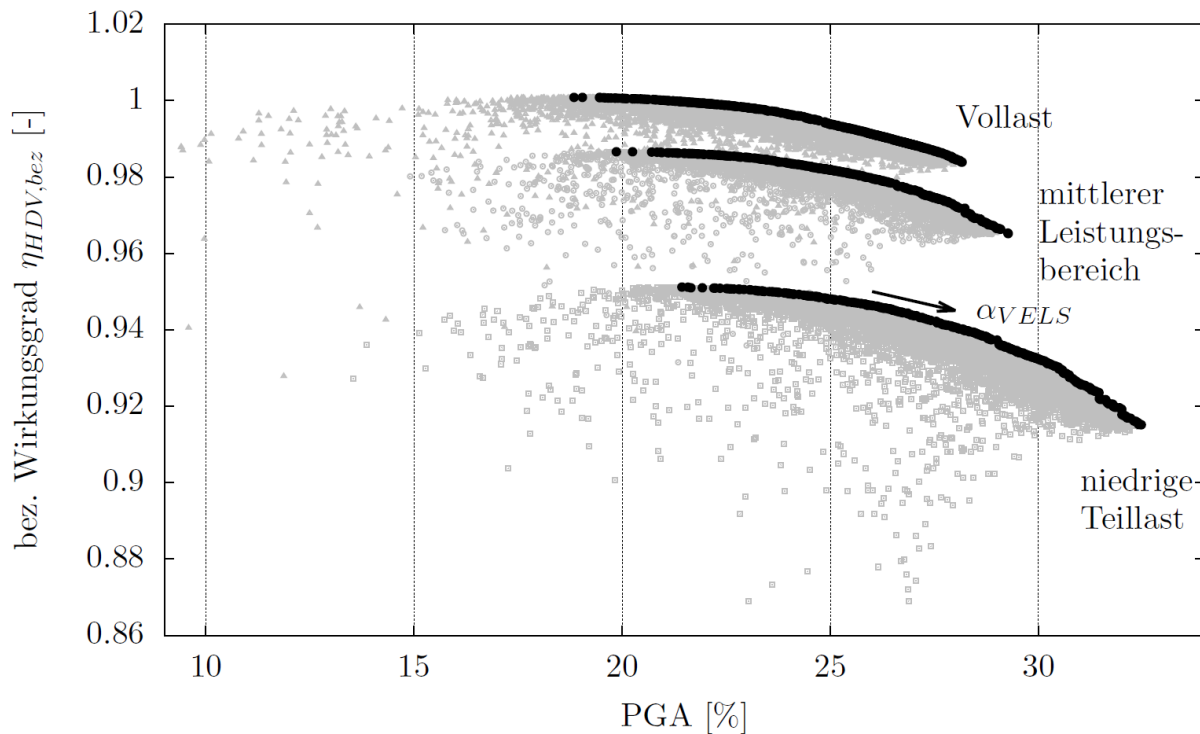


Abbildung 6.7: Ergebnisse einer Mehrzieloptimierung mit den Zielfunktionen maximaler Verdichterwirkungsgrad sowie maximaler Pumpgrenzabstand bei konstantem reduzierten Massenstrom für den Verdichter im Einzelbetrieb

drei untersuchten Leistungsbereiche. Für ein solches Szenario wäre es sinnvoll, direkt auf die Wirkungsgradmaxima zuzugreifen.

6.3 Optimierung des Triebwerksbetriebs durch Winkelanpassung der variablen Leitschaufeln

Die Optimierung der Komponente Verdichter allein führt nicht zum Bestpunkt des Gesamtsystems. Gründe dafür sind:

- Der für die Optimierung angenommene Drosselgrad σ (Arbeitslinie) ist abgeschätzt. Weicht er vom tatsächlichen Drosselgrad ab, ist das gefundene Verstellgesetz für den Betrieb im Triebwerk nicht optimal.
- Der Drosselgrad σ erfährt durch die Verstellung der variablen Leitschaufeln und die sich daraus ergebenden Wirkungsgradvariationen in Verdichter und Turbine eine Veränderung. Diese Veränderung kann im Einzelbetrieb nicht berücksichtigt werden. Dadurch ist das im Einzelbetrieb gefundene Verstellgesetz für den Betrieb im Gesamtsystem Triebwerk nicht optimal.
- Die Güte des Systems Gasturbine ergibt sich für einen vorgegebenen thermodynamischen Zyklus hauptsächlich aus dem Zusammenspiel – speziell den Wirkungsgraden – der einzelnen Komponenten. Dabei führt eine isolierte Optimierung einer einzelnen Komponenten

te ohne Berücksichtigung aller anderen in der Regel nicht zum globalen Optimum des Gesamtsystems. Zieht beispielsweise die Optimierung einer Komponente eine gravierende Verschlechterung in anderen Bereichen nach sich, wird auf diesem Wege nicht das Wirkungsgradmaximum des Gesamtsystems gefunden. Unter diesem Gesichtspunkt verursacht die Verstellung der variablen Leitschaufeln eine Verschiebung der Arbeitspunkte AP aller Komponenten des Triebwerks (Re-Matching). Aus diesem Grund muss die Optimierung des Leitschaufelverstellgesetzes auf Gesamtsystemebene betrachtet werden und nicht durch isolierte Untersuchung der Einzelkomponente Verdichter.

Daher ist es sinnvoll, die Optimierung unter Berücksichtigung aller Komponenten im Triebwerk durchzuführen.

Die Optimierung im Gesamtsystem führt dabei per se nicht zu einem allgemeingültigen Verstellgesetz. Wird die Optimierung im Gesamtsystem durchgeführt, ist der Betrieb entlang der stationären Arbeitslinie bei der vorherrschenden Umgebungsbedingung optimal. Die Optimierung wird für genau diesen Triebwerkszustand und den vorliegenden Drosselgrad durchgeführt. Verändert sich eine dieser Randbedingungen durch Änderungen der Umgebungsbedingungen oder Abnutzungserscheinungen, wird auch das derart gewonnene Verstellgesetz ineffektiv. Im Nachfolgenden wird daher untersucht, welche abweichenden Betriebsbedingungen eine Anpassung des Leitschaufelwinkels notwendig machen. Das finale Verstellgesetz sollte derartige Anpassungen berücksichtigen.

Als Indikator für die Güte des Gasturbinenprozesses wird im Folgenden der spezifische Brennstoffverbrauch SFC verwendet. Dieser steht im Zusammenhang mit dem Gesamttriebwerkswirkungsgrad η_{ges} und kann als dessen Äquivalent verwendet werden - [14]:

$$SFC = \frac{c_0}{\eta_{ges} \cdot H_u} \quad (6.11)$$

Als Optimierungsziel ergibt sich somit:

Minimiere den spezifischen Brennstoffverbrauch.

Dabei wird als Kontrollparameter das Triebwerksdruckverhältnis EPR konstant gehalten. EPR ist der für die untersuchte Triebwerksfamilie übliche Kontrollparameter. Auf diese Art kann für ein Triebwerk mit bestehendem Rating abgeschätzt werden, wie sich die Änderungen der Leitschaufelverstellung auf andere Triebwerksparameter auswirken.

$$EPR = \frac{P_{050}}{P_{020}} \quad (6.12)$$

Im Folgenden wird das durch die Optimierung des Verdichters im Einzelbetrieb gewonnene Verstellgesetz als nominales Verstellgesetz zu Vergleichszwecken verwendet.

6.3.1 Voruntersuchungen

Zur einfacheren Analyse und Interpretation der Optimierungsergebnisse werden a priori Rechnungen durchgeführt, die einen grundlegenden Einblick in die Wirkungsweise der Leitschaufelverstellung im Bezug auf das Gesamttriebwerksverhalten geben. Dafür wird zuerst untersucht, wie sich die Leitschaufelverstellung auf die Komponentenwirkungsgrade auswirkt. In einer zweiten Untersuchung wird ein Blick auf kritische Triebwerksparameter geworfen und die Frage gestellt, ob die Leitschaufelverstellung dazu führen kann, dass sicherheitskritische Grenzwerte überschritten werden.

6.3.1.1 Unterschied zwischen optimaler Verdichterarbeitsweise und optimaler Arbeitsweise der Gasturbine

Für einen Punkt im Teillastbetrieb unter ISA-Bodenstandbedingungen wird eine Variation der Leitschaufeln mit feststehendem Übersetzungsverhältnis zwischen den variablen Leitschaufelreihen gerechnet. Dabei wird als Leistungslevel das zu Teillast äquivalente Triebwerksdruckverhältnis EPR_{ID} konstant halten. Die Ergebnisse dieser Untersuchung sind für die Parameter

- Hochdruckverdichterwirkungsgrad η_{HDV} ,
- Hochdruckturbinenwirkungsgrad η_{HDT} ,
- spezifischer Brennstoffverbrauch $\frac{\dot{m}_B}{F_N}$

in Abbildung 6.8 dargestellt. Die Unterschiede in den Arbeitspunkten AP der anderen Turbokomponenten sind gegenüber den resultierenden Änderungen in HDV und HDT vernachlässigbar.

Abbildung 6.8 zeigt, dass der spezifische Brennstoffverbrauch $\frac{\dot{m}_B}{F_N}$, welcher ein Äquivalent zum Gesamtwirkungsgrad darstellt, sein Optimum in Form eines Minimums bei einer signifikant unterschiedlichen Leitschaufelverstellung aufweist, als zur Erreichung des Optimums für den Verdichterbetrieb notwendig wäre. Das Optimum liegt für den Testfall bei ca. 8° weiter geschlossenen Leitschaufeln. Die Ursache dafür findet sich vorrangig in dem mit zunehmendem Verstellwinkel kontinuierlich ansteigenden Turbinenwirkungsgrad. Bei höheren positiven Verstellwinkeln überwiegt wiederum die Verschlechterung des Hochdruckverdichterwirkungsgrades und der spezifische Brennstoffverbrauch steigt wieder an.

Das in Abbildung 6.8 dargestellte Beispiel unterstreicht die in Kapitel 6.1 angesprochene Notwendigkeit, die Optimierung einzelner Komponenten im Allgemeinen und der variablen Verdichterleitschaufeln im Besonderen im Kontext des Gesamtsystems durchzuführen. Bei der Optimierung einer komplexen Maschine wie einer Gasturbine findet sich das Optimum immer als Zusammenspiel aller Komponenten. Wie das Beispiel zeigt, muss das Optimum nicht zwangsweise an der selben Stelle liegen, wie das der zu optimierenden Komponente.

6.3.1.2 Berücksichtigung von Parameterlimitierung

Zur qualitativen Analyse der Wirkungsweise einer Geometrieveränderung im Verdichter auf das Gesamtsystem, werden drei Arbeitslinien für den Bodenstandfall gerechnet und miteinander verglichen:

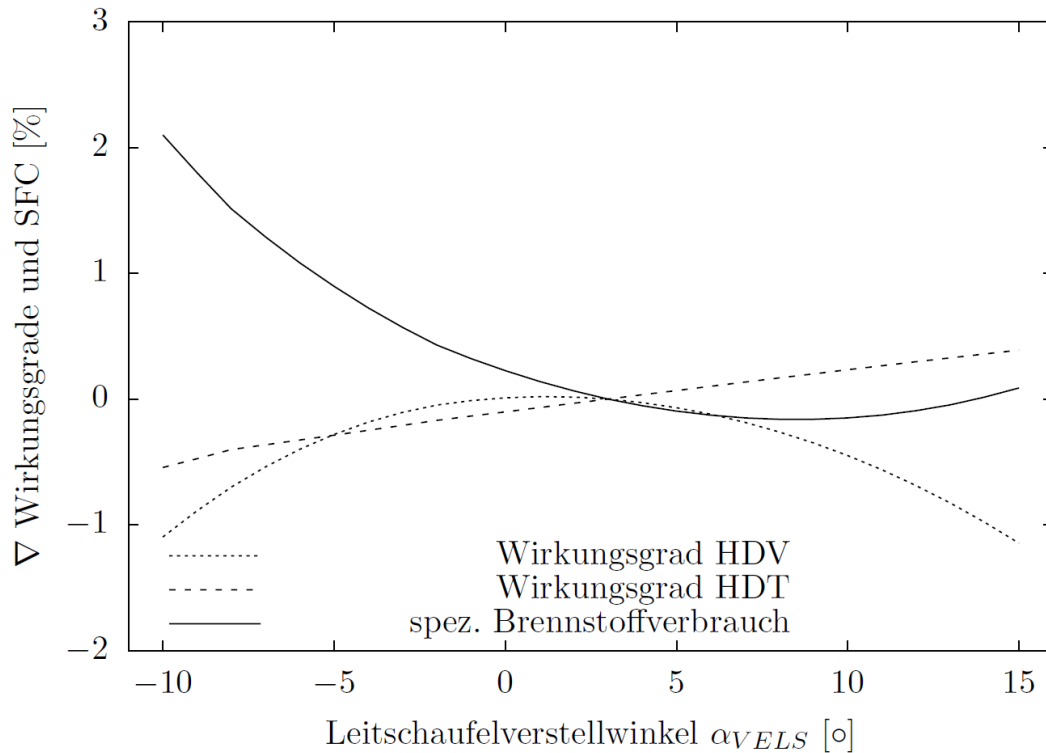


Abbildung 6.8: Auswirkung von Leitschaukelverstellung auf HDV und HDT Wirkungsgrade und den spezifischen Brennstoffverbrauch

- ohne Geometrievariation,
- Versatz des gesamten Leitschaukelverstellgesetzes um 10° ,
- Versatz des Eintrittsleitgitters um 10° ; alle anderen Leitschaukeln folgen dem ursprünglichen Verstellgesetz.

In Abbildung 6.9 sind die Ergebnisse dieser Untersuchung aufgezeigt. Zu den Verläufen der Ergebniskurven sind in den Abbildungen die Leistungslevel ID sowie MTO markiert. Das gekoppelte Modell weist im niedrigen Teillastbereich Konvergenzprobleme auf, die vorrangig durch die MSR hervorgerufen werden. Daher erstrecken sich die Ergebniskurven zum Teil nicht bis zum Leerlauf.

Prinzipiell bewegen sich die Verläufe der Ergebniskurven für die Verstellung aller vier Leitschaukeln bzw. nur des Eintrittsleitgitters in dieselbe Richtung - jedoch unterschiedlich stark ausgeprägt. Qualitativ stimmen die aufgezeigten Rechenergebnisse gut mit den in Kapitel 2.4 hergeleiteten theoretischen Grundlagen überein. Auf den Verdichterwirkungsgrad ergibt sich für die durchgeführte Beispielstudie kein nennenswert positiver Effekt. Die Untersuchung zeigt jedoch, dass der Verdichterwirkungsgrad - ebenso wie der SFC als Indikator für die Güte des Gesamtprozesses - durchaus durch das Verstellen der Leitschaukeln beeinflussbar ist. Im folgenden Unterkapitel wird mit Hilfe des Optimierungsalgorithmus EvA diejenige Leitschaukelverstellung gesucht, welche unter Berücksichtigung der folgenden Nebenbedingungen den minimalen SFC erzeugt.

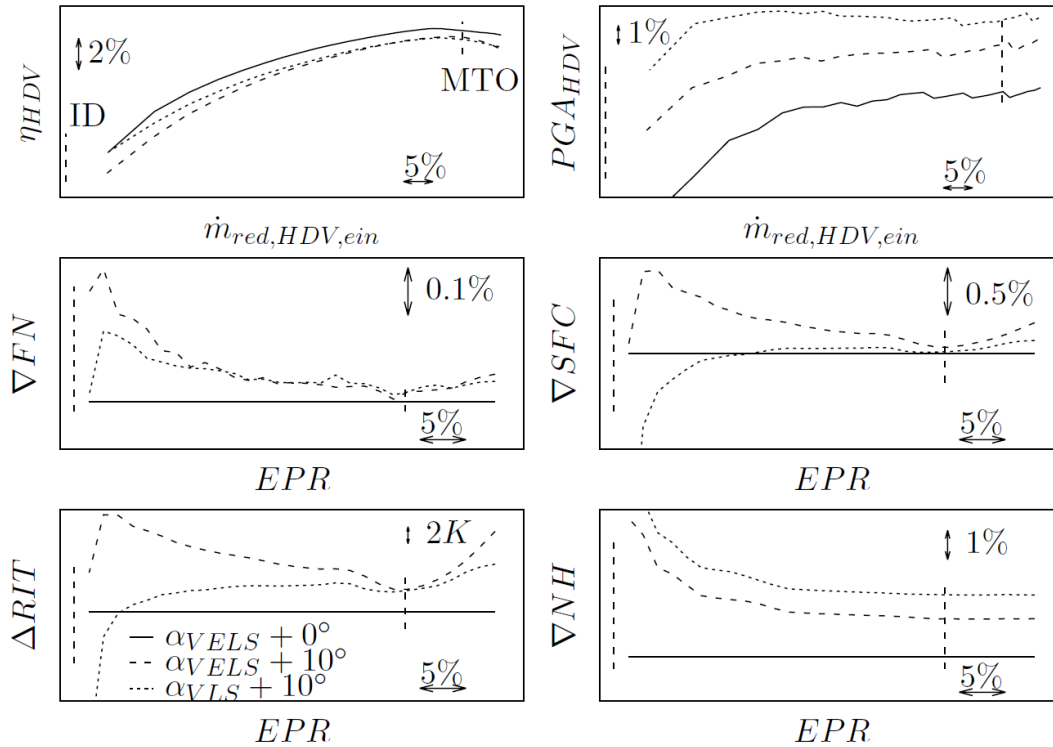


Abbildung 6.9: Auswirkung von Leitschaufelverstellung auf Gesamtriebwerksparameter

Ein Verstellen der Leitschaufeln in Richtung positiver Verstellwinkel schließt die Leitschaufeln. Die Strömungsfläche im Leitgitter wird reduziert, wodurch sich - wie in Kapitel 6.2.1.2 beschrieben - vorrangig das Massenstrom-Drehzahl-Verhältnis verändert. Die Beziehungen der übrigen reduzierten Triebwerksparameter zueinander werden durch die Leitradwalstellung nur in geringem Maße beeinflusst. Es ist beispielsweise erkennbar, dass sich das Schub-EPR-Verhältnis geringfügig verändert. Das Triebwerksdruckverhältnis EPR ist dabei ein wichtiger Parameter zur Abschätzung des Schubes. Da der vom Triebwerk bereitgestellte Schub F_N während des Fluges nicht direkt gemessen werden kann, wird stattdessen ein Äquivalenzparameter observiert, der gut mit dem Schub korrelieren. Für das untersuchte Triebwerk ist dieser Äquivalenzparameter das Gesamtriebwerksdruckverhältnis. Die Ergebnisse in Abbildung 6.9 zeigen, dass die Verstellung der variablen Leitschaufeln das Verhältnis zwischen Nettoschub F_N und Gesamtdruckverhältnis EPR beeinflusst. Die Auswirkungen auf den Schub F_N liegen für das untersuchte Triebwerk im Bodenstandfall unterhalb von $+0,3\%$ bei der untersuchten Leitschaufelverstellung um 10° . Durch die mit der Leitschaufelverstellung einhergehenden leichten Verschiebungen der Arbeitspunkte der einzelnen Komponenten, variieren auch Gesamtriebwerksparameter wie das Bypass-Verhältnis. Dies wiederum bewirkt eine Veränderung des Verhältnisses anderer Triebwerksparameter zueinander - also beispielsweise von Schub-EPR. In welcher Weise die Leitschaufelverstellung das Schub-EPR-Verhältnis beeinflusst, ist vom jeweiligen Betriebspunkt abhängig - unter anderem vom Leistungslevel sowie der aktuellen Leitschaufelstellung. Ein Sinken des Schubwertes bei einem bestimmten EPR bedeutet nicht zwangsweise, dass der spezifische Brennstoffverbrauch SFC ansteigt. Nur wenn gleichzeitig der Brennstoffmassenstrom erhöht wird oder konstant bleibt, steigt der spezifische Brennstoffverbrauch. Würde bei einer Veränderung des Verstellgesetzes der

Schub F_N sinken und bei knapp ausgelegtem Rating die Schubgarantie nicht erreicht werden, müsste ggf. das Rating angepasst werden. Für eine Optimierung der variablen Leitschaufelwinkel lässt sich daher im Bezug auf den Schub die folgende Nebenbedingung aufstellen:

$$F_N \geq F_{N,min} \quad (6.13)$$

Bei der Verstellung der Leitschaufeln muss darüber hinaus beachtet werden, dass die Hochdruckwellendrehzahl N_H ein kritischer Triebwerksparameter ist und aus Gründen der mechanischen Integrität einen durch das Design vorgegebenen Maximalwert nicht überschreiten darf. Die durch die Veränderung des Leitschaufelverstellgesetzes hervorgerufene Drehzahländerung muss analysiert und ggf. begrenzt werden. Für eine Optimierung der Verstellwinkel sollte die folgende Nebenbedingung Berücksichtigung finden:

$$N_H \leq N_{H,max} \quad (6.14)$$

Die in Abbildung 6.9 dargestellten Ergebnisse zeigen weiterhin die Beeinflussung des Gesamttriebwerksparameters Rotoreintrittstemperatur der Hochdruckturbine RIT. Die Rotoreintrittstemperatur RIT stellt eine weitere kritische Größe des Triebwerks dar. Ein Überschreiten der vorgegebenen Maximaltemperatur kann zu sofortigen Schäden im Turbinenbereich oder einer Lebensdauerreduzierung führen. Für eine Optimierung sollte zur Einhaltung der RIT-Grenzen die folgende Nebenbedingung benutzt werden:

$$RIT \leq RIT_{max} \quad (6.15)$$

Das Schließen des Eintrittsleitgitters um 10° bewirkt zudem eine Erhöhung des Pumpgrenzabstandes um 2% bzw. 3,5%. Diese Ergebnisse spiegeln die in Kapitel 2.4 vorgestellte Wirkungsweise der variablen Leitschaufeln wider. Würde die Optimierung des spezifischen Brennstoffverbrauchs ein Schließen der Leitschaufeln notwendig machen, wäre das Resultat ein Malus hinsichtlich des Pumpgrenzabstandes. Der Pumpgrenzabstand PGA darf für den sicheren Betrieb jedoch einen bestimmten Mindestwert nicht unterschreiten. Daher wird für den PGA die folgende Nebenbedingung definiert:

$$PGA \geq PGA_{min} \quad (6.16)$$

Die jeweiligen Zahlenwerte für die Nebenbedingungen sind triebwerksspezifisch und ergeben sich für N_H sowie RIT aus den sogenannten Redline-Werten, welche das zertifizierte Maximum des stationären Betriebs markieren. Der minimale PGA resultiert aus den Pumpgrenzabstandsanalyse (surge margin stackup). Der jeweilige Mindestwert für F_N ergibt sich aus den vereinbarten Schubgarantien.

6.3.2 Der Bodenstandfall

Für den Bodenstandfall wird bei ISA-Umgebungsbedingungen der Betrieb des Triebwerks entlang einer Arbeitslinie bei jeweils konstantem Triebwerksdruckverhältnis EPR optimiert. Dabei wird durch Variation der ersten vier Leitschaufelreihen eine Minimierung des spezifischen Brennstoffverbrauchs SFC angestrebt.

Abbildung 6.10 stellt die Ergebnisse für den spezifischen Brennstoffverbrauch SFC und den PGA im Vergleich zur Optimierung des Verdichters im Einzelbetrieb dar. Die Ergebnisse sind über dem auf MTO bezogenen EPR-Wert aufgetragen. Der spezifische Brennstoffverbrauch kann durch die angepasste Leitschaufelverstellung um ca. 0,2% verbessert werden. Im Teillastbereich sind sogar bis zu 1,5% Verbesserung möglich. Das weitere Schließen der variablen Leitschaufeln wirkt sich zusätzlich positiv auf den Pumpgrenzabstand aus. Der PGA kann nahezu über den gesamten EPR-Bereich um ca. 5% erhöht werden.

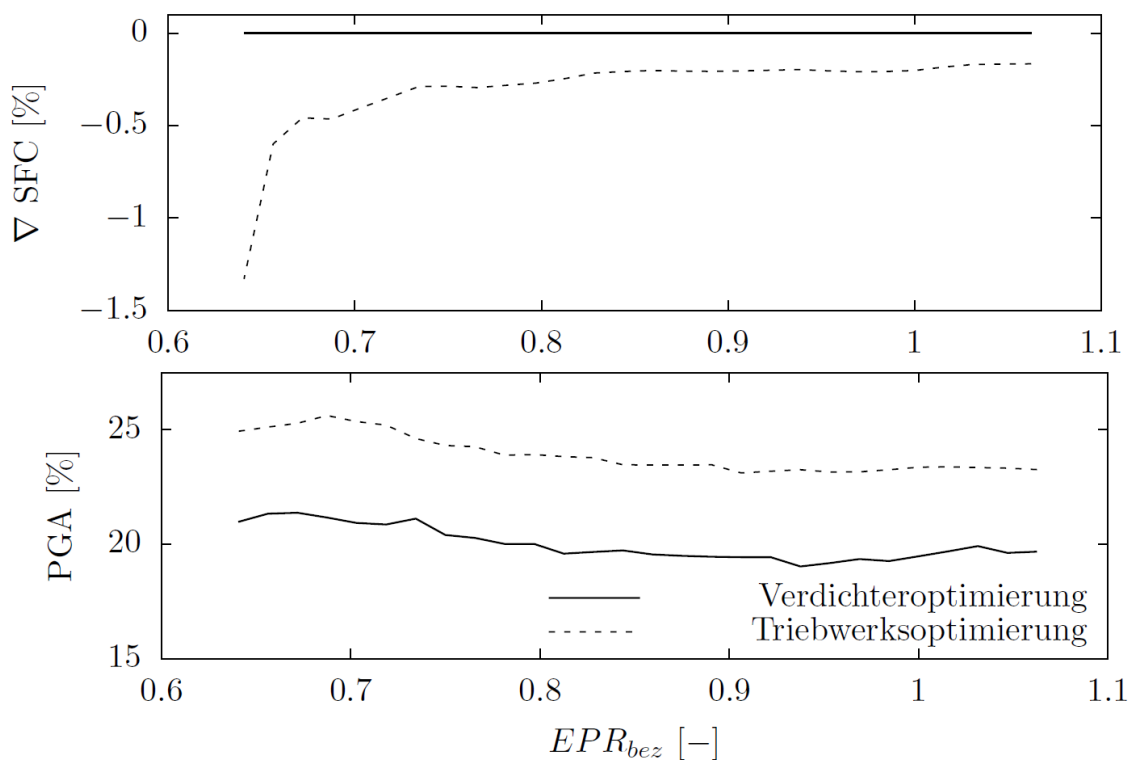


Abbildung 6.10: Optimierungsergebnisse für die Zielgröße minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch für das Gesamtsystem Triebwerk bei Bodenstand-ISA-Bedingungen

Das sich ergebende Verstellgesetz ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Der maximale Triebwerkswirkungsgrad ergibt sich bei einer weiter geschlossenen Leitschaufelstellung verglichen mit der Leitschaufelstellung für das Optimum des Verdichters im Einzelbetrieb. Wie in Kapitel 6.3.1.1 beschrieben, ruft das Schließen der variablen Leitschaufeln eine Erhöhung der Hochdruckwellendrehzahl hervor. Für die HDT geht eine Erhöhung der Drehzahl mit einer Wirkungsgradsteigerung einher. Abbildung 6.8 zeigt, dass das Maximum für den Verdichterwirkungsgrad relativ breit - d.h. der Winkelbereich mit gutem η_{HDV} groß - ist. Zusammen ergibt sich aus den Verläufen des HDV und HDT Wirkungsgrades, dass das Optimum für den Gesamtprozess zu höheren -

weiter geschlossenen Verstellwinkeln führt. Der Vergleich des sich ergebenden Verstellgesetzes mit dem aus der Verdichteroptimierung gewonnenen ist in Abbildung 6.11 dargestellt. Dabei ist die reduzierte Drehzahl auf den Wert bei MTO bezogen.

$$\frac{N_H}{\sqrt{T_{ein\ bez}}} = \frac{N_H}{\sqrt{T_{ein}}} / \frac{N_H}{\sqrt{T_{ein\ MTO}}} \quad (6.17)$$

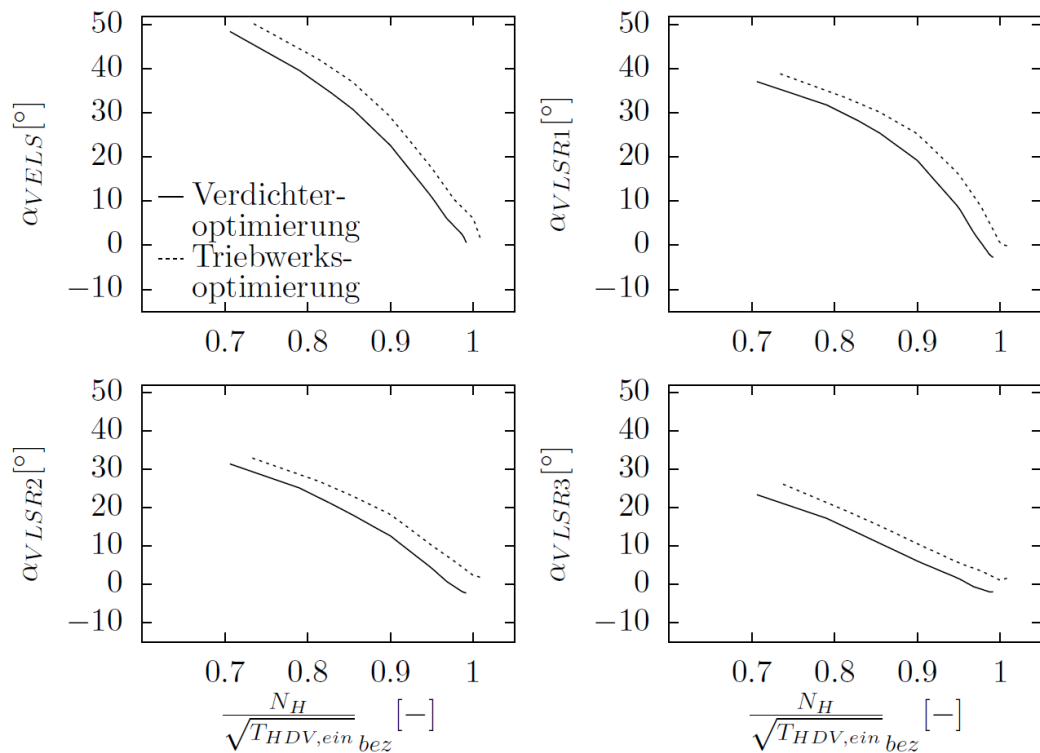


Abbildung 6.11: Vergleich der optimalen Verstellgesetze für den wirkungsgradoptimierten Verdichter und das wirkungsgradoptimierte Triebwerk

6.3.3 Veränderung der Umgebungsbedingungen

Um zu überprüfen, wie sich eine Veränderung von Umgebungsbedingungen auf das optimale Verstellgesetz auswirkt, werden zwei Optimierungen durchgeführt. Dabei wird wie in den vorangegangenen Untersuchungen der spezifische Brennstoffverbrauch SFC entlang der Arbeitslinie für jeweils konstante Triebwerksdruckverhältnisse minimiert. Die Umgebungsbedingungen werden dabei wie folgt verändert:

- bei Bodenstandbedingungen ISA +30 K,
- bei Reiseflugbedingungen.

Für beide Optimierungen ergaben sich nur geringe Verbesserungen in Bezug auf den spezifischen Brennstoffverbrauch im Vergleich zu den Ergebnissen der Optimierung bei Standard-ISA-Bodenstandbedingungen. Die Verbesserungen lagen im Bereich von ca. 0,05% bis 0,1%. Das optimierte Verstellgesetz bei Bodenstandbedingungen ISA +30 K ist um ca. 2° geöffnet. D.h. der Verstellwinkel der VELS lag 2° unter dem Optimum der Referenzbedingung. Durch diese Veränderung ging der Pumpgrenzabstand um ca. 1% zurück.

Die Optimierung der Verstellwinkel bei Reiseflugbedingungen führte über den gesamten Leistungsbereich zu SFC-Verbesserungen unterhalb von 0,1%. Das sich ergebende Verstellgesetz zeigt um ca. 2° weiter geschlossene Verstellwinkel im Vergleich zur Referenzbedingung. Durch diese Veränderung vergrößerte sich der Pumpgrenzabstand um ca. 1%. Da für den Reiseflug sowohl SFC als auch PGA positiv beeinflusst werden können, muss hierfür abgeschätzt werden, ob ein höhenabhängiges Verstellgesetz den Aufwand der zusätzlichen Komplexität bei gleichzeitig überschaubarem Ertrag rechtfertigt.

6.3.4 Berücksichtigung von Zapfluftentnahme

Als Vergleichsbasis für das Szenario mit Zapfluftentnahme wird der ISA-Bodenstandfall bei MTO-Leistungslevel gerechnet. Die Zapfluft wird

- von der vorderen Zapfluftentnahmestelle entnommen,
- als konstanter Zapfluftmassenstrom $\dot{m}_{ZL} = const$ über die gesamte Arbeitslinie definiert,
- als Kabinendruckluft entnommen - demnach ohne Rückführung in den Triebwerkszyklus.

Wie in Kapitel 2.3 beschrieben, steigt durch Zapfluftentnahme der Massenstrom durch die stromauf der Entnahmestellen liegenden Stufen. Daraus kann die Erwartung abgeleitet werden, dass für eine verbesserte Durchströmung der vorderen Verdichterstufen die variablen Leitschaufeln geöffnet werden müssen. Die Ergebnisse der Optimierung bestätigen diese Erwartung. Das Eintrittsleitrad wird um ungefähr 4° bei niedriger Teillast und um ca. 2° bei MTO-Bedingungen weiter geöffnet.

Die beiden in Abbildung 6.12 dargestellten Arbeitslinien zeigen die Ergebnisse für den SFC und PGA bei ISA-Bodenstandsbedingungen mit und ohne Zapfluftentnahme. Dabei zeigt die schwarze Kurve die Ergebnisse für das Verstellgesetz, welches für den Betrieb ohne Zapfluftentnahme optimiert wurde. Durch die gestrichelte Kurve sind die Ergebnisse des bei Zapfluftentnahme optimierten Verstellgesetzes dargestellt.

Der Wirkungsgrad des Hochdruckverdichters η_{HDV} steigt durch das Öffnen der VLS stärker an, als der Hochdruckturbinenwirkungsgrad η_{HDT} durch die Abnahme der Hochdruckwellendrehzahl N_H abfällt. Dadurch ergibt sich insgesamt eine Steigerung des Triebwerkswirkungsgrades. Im niedrigen Teillastbereich kann der SFC um ca. 0,4% reduziert werden. Bei Volllast ist der SFC ca. 0,1% niedriger.

Der Pumpgrenzabstand PGA wird durch die Entnahme von Zapfluft erhöht. Der Grund dafür ist das aus der Zapfluftentnahme resultierende Absenken der Arbeitslinie - siehe Kapitel 2.3. Für die entnommene Zapfluftmenge erhöht sich der PGA um mehr als 5%. Durch das Öffnen der variablen Leitschaufeln für das bei Zapfluftentnahme optimierte Verstellgesetz verringert sich - wie in Abbildung 6.12 gezeigt - der PGA im Teillastbereich um bis zu 4%. Im Ergebnis kann

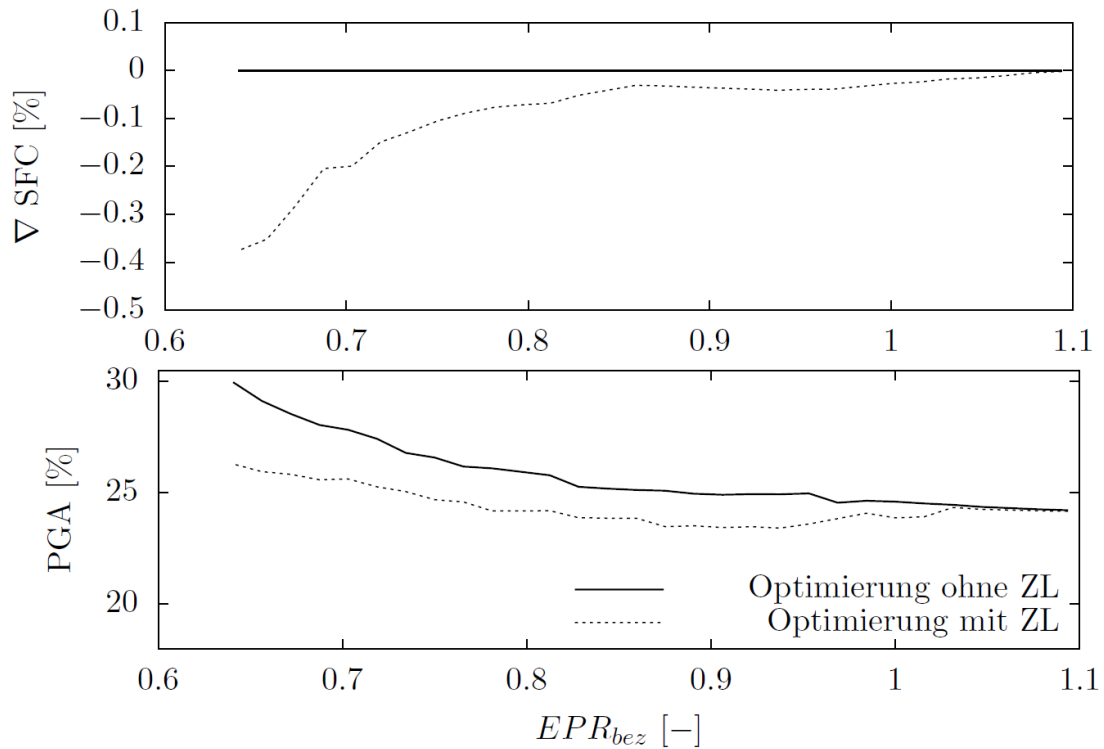


Abbildung 6.12: Optimierungsergebnisse für die Zielgröße minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch unter Berücksichtigung von Zapfluentnahme für das Gesamtsystem Triebwerk bei Bodenstand-ISA-Bedingungen

demnach ein um ca. 1% erhöhter PGA gegenüber dem Wert für den nominalen Betrieb ohne Zapfluentnahme beobachtet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden weitere Untersuchungen mit unterschiedlicher Zapfluentmenge \dot{m}_{ZL} durchgeführt. Abbildung 6.13 zeigt die paretooptimalen Ergebnismengen für den Bodenstandfall im Teillastbetrieb. Die SFC optimalen Punkte finden sich mit steigender Zapfluentnahmemenge bei zunehmend geschlossenen Leitschaufelverstellung.

Eine Analyse der in Abbildung 6.13 dargestellten Ergebnisse wirft die Frage auf, warum der Leitschaufelverstellung nicht prinzipiell Vorrang gegenüber der ebenfalls zur Verdichterstabilität beitragenden Abblasung eingeräumt wird. Mit Blick auf die Triebwerkseffizienz ist diese Frage einfach zu beantworten. Dort liegen die Vorteile eindeutig auf Seiten der variablen Leitschaufeln. Allerdings hat Abblasung ihre Vorteile hinsichtlich Schnelligkeit und Zuverlässigkeit. Bei schnellen Manövern muss das System unmittelbar reagieren können. Zudem sind die Mechanismen zur Abblasung weniger komplex und als Folge weniger fehleranfällig als variable Leitschaufeln.

6.3.5 Veränderung des Triebwerkszustandes

Wie in Kapitel 4.5.1 beschrieben, zeigt das Triebwerksmodell, das Alterungseffekte berücksichtigt, große Abweichungen zum nominalen Modell. Über eine Optimierung der variablen Leitschaufeln

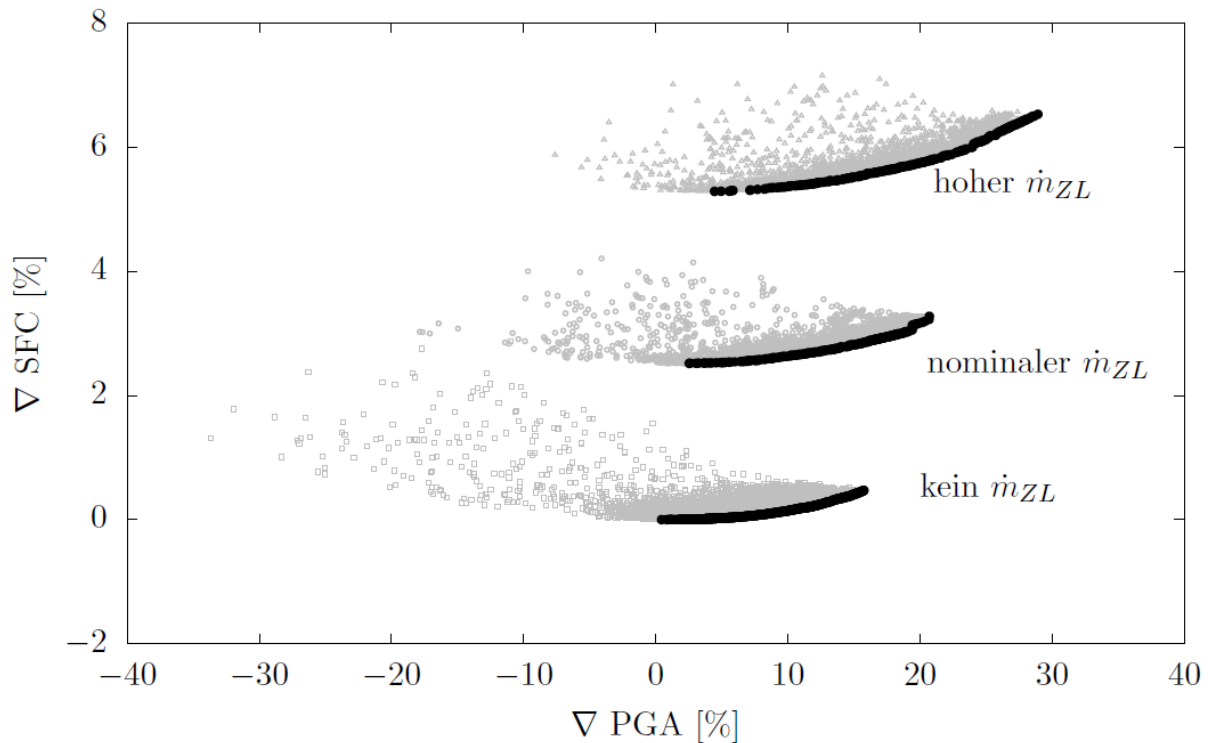


Abbildung 6.13: Ergebnisse einer Mehrzieloptimierung mit den Zielfunktionen minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch sowie maximaler Pumpgrenzabstand unter Berücksichtigung unterschiedlichen Zapfluftentnahmemengen für das Gesamtsystem Triebwerk bei Bodenstand-ISA-Bedingungen

wird anhand des Alterungsmodells untersucht, inwiefern die durch Alterung hervorgerufenen Effekte ausgeglichen werden können. Das Optimierungsziel ist der minimale SFC.

Für die vorgegebene Verschlechterung - für genaue Zahlenwerte siehe Kapitel 4.5.1 - wurden in der Optimierung Verstellwinkel für die Eintrittsleitschaufeln ermittelt, die um maximal $2,5^\circ$ hin zu einer weiter geschlossenen Stellung abweichen. Der spezifische Brennstoffverbrauch kann dadurch zwischen Teil- und Volllast von $0,03\%$ bis $0,1\%$ verringert werden. Der Pumpgrenzabstand erhöht sich um maximal 1% . Aufgrund der Geringfügigkeit der Auswirkungen wird auf das Zeigen einer Abbildung verzichtet.

Die erzielten Optimierungsergebnisse implizieren für den untersuchten Fall der Verschlechterung keine unmittelbare Notwendigkeit für eine Anpassung des Leitschaufelverstellgesetzes über die Lebensdauer. Es sei jedoch an dieser Stelle noch einmal darauf hingewiesen, dass das verwendete Modell Potential zur Verbesserung birgt:

- Die Veränderung der Oberflächenrauigkeit im Verdichter wird - wie in Kapitel 4.5.1 beschrieben - durch die Anwendung konstanter Skalierer im Anschluss an die Mittelschnittrechnung zu den Verdichterleistungsparametern berücksichtigt. Auf Grundlage zukünftiger Forschungsergebnisse sollten Rauigkeitseffekte in der Mittelschnittrechnung durch Anpassung der Schaufelverluste genauer abgebildet werden können.

- Die auf das Leistungsrechnungsmodell angewendeten Verschlechterungseffekte sind in Form von konstanten Skalierern χ_{DET} hinterlegt. Die Verschlechterungseffekte sollten hingegen als Funktion des Leistungslevels definiert werden.
- Die Umgebungsbedingungen sowie die Betriebsweise haben Einfluss auf die Art der Bauteilabnutzung. Verschiedene Flugzyklen ziehen unterschiedliche Verschlechterungsmerkmale nach sich. Die im verwendeten Modell implementierten Verschlechterungseffekte basieren auf einem generalisierten Verschlechterungsmodell. Spezifische Abnutzungsprofile können zu abweichendem Verhalten führen.

Der PGA des Modells unter Berücksichtigung von Alterung verringert sich im Vergleich zum nominalen Modell um 5 – 6%. Dieser Verlust an Sicherheitsabstand wird üblicherweise während des Triebwerksentwicklungsprozesses bei der Pumpgrenzabstandsanalyse (surge margin stackup) berücksichtigt, sodass auch für ein gealtertes Triebwerk der sichere Betrieb gewährleistet wird. Der PGA-Verlust muss daher nicht korrigiert werden. Würde die durch die Verschlechterung hervorgerufene Reduktion des PGAs dennoch - z.B. durch die Vorgabe einer Nebenbedingung - ausgeglichen, müsste die variable Eintrittsleitschaufelreihe bei MTO um ca. 15° geschlossen werden. Dies hätte eine SFC-Erhöhung von 1,5 – 2% - zusätzlich zur ohnehin bestehenden Verschlechterung - zur Folge.

6.3.6 Veränderung der Fluideigenschaften: flüssiges Wasser

Flüssiges Wasser bewirkt, wie in Kapitel 4.5.2 dargestellt, innerhalb des Verdichters eine Veränderung in der Stufenabstimmung. Diese Veränderung kann sich auf den Wirkungsgrad η_{HDV} und den Pumpgrenzabstand PGA auswirken. Ausschlaggebend dafür ist unter anderem der Ausgangszustand des jeweiligen Betriebspunktes mit trockener Luft.

Zur Feststellung, ob eine angepasste variable Leitschaufelverstellung für den Betrieb mit flüssigem Wasser zu einem verbesserten Betriebsverhalten führen kann, wird für eine ein- und zweiprozentige Wasserbeladung eine Optimierung am gekoppelten Modell durchgeführt. Als Optimierungsziel ist der SFC festgelegt.

Abbildung 6.14 zeigt die Ergebnisse. Die dargestellten Unterschiede sind dabei auf den zugehörigen Referenzzustand bei trockener Luft bezogen. Die optimalen Winkel für die variable Eintrittsleitschaufelreihe α_{VELS} befinden sich für eine Wasserbeladung von $\dot{m}_W = 1\%$ bei ca. 2° und bei einer Wasserbeladung von $\dot{m}_W = 2\%$ bei ca. 4° geöffneter Stellung ausgehend von den optimalen Verstellwinkeln des trockenen Referenzzustandes.

Durch die veränderte Leitschaufelstellung kann der Wirkungsgrad des Verdichters um ca. 1% erhöht werden. Der Turbinenwirkungsgrad fällt durch die Leitschaufelverstellung um ca. 0,1% leicht ab. Insgesamt ergibt sich durch die weitere Öffnung eine SFC Reduktion um 0,1% für die niedrige und 0,2% für die hohe Wasserbeladung. Aus den gewonnenen Ergebnissen lässt sich schlussfolgern, dass sich mit steigendem Wasseranteil das Potential zur Korrektur durch die Leitschaufelverstellung erhöht.

Der PGA wird durch das Vorhandensein von flüssigem Wasser negativ beeinflusst wie in Abbildung 4.19 zu erkennen ist. Bei der Optimierung mit dem Ziel, den minimalen SFC zu erreichen,

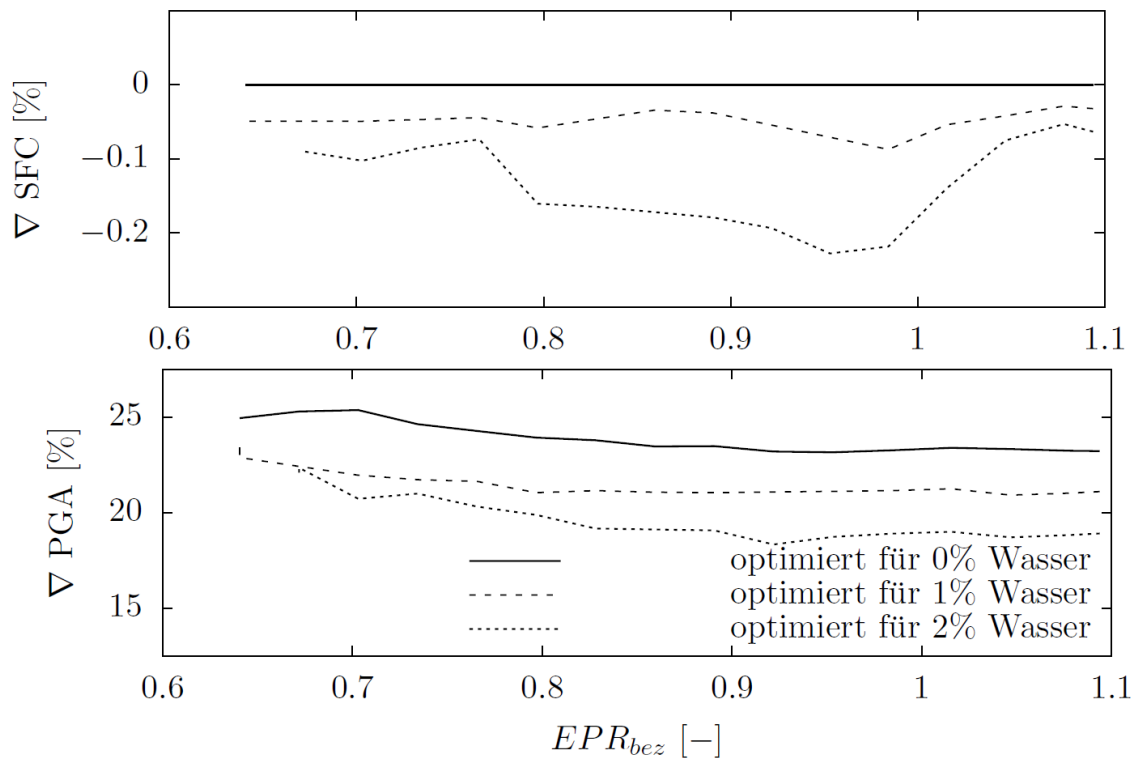


Abbildung 6.14: Optimierungsergebnisse für die Zielgröße minimaler spezifischer Brennstoffverbrauch unter Berücksichtigung von flüssigem Wasser für das Gesamtsystem Triebwerk bei Bodenstand-ISA-Bedingungen

geht jedoch durch das Öffnen der variablen Leitschaufeln zusätzlich PGA verloren. Der Pumpgrenzabstand des Referenz-Ausgangszustandes mit trockener Luft bestimmt dabei, inwiefern eine weitere Reduktion des PGAs akzeptierbar ist.

Ist nicht das SFC-Minimum, sondern das Einhalten eines minimalen PGAs das Ziel, müssen die variablen Leitschaufeln weiter geschlossen werden. Eine weitere Rechnung mit dem Optimierungsziel minimaler PGA zeigt, dass zum Erreichen des PGAs des trockenen Referenzzustands die variablen Leitschaufeln um bis zu 1,5% für die niedrige und ca. 3% für die hohe Wasserbelastung geschlossen werden müssen. Der SFC würde sich dabei um maximal 0,23% bzw. 0,5% erhöhen.

6.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden die zu Beginn dieser Arbeit zusammengetragenen Fragestellungen - siehe Kapitel 2.8 - hinsichtlich einer betriebspunktabhängigen Anpassung der Leitschaufelverstellung in Axialverdichtern anhand von numerischen Simulationen untersucht. Unter Verwendung des in Kapitel 5 vorgestellten Algorithmus wurden Optimierungen mit dem gekoppelten Modell - siehe Kapitel 4 - durchgeführt, um diese Fragestellungen zu beantworten.

Folgende allgemeine Schlüsse lassen sich aus den Ergebnissen der Optimierung ziehen:

- Die Wahl der Variablen sowie ihre Wertebereiche sollten vorab sorgfältig durchdacht werden.
- Mehrzieloptimierungen benötigen in der Regel mehr Rechenzeit. Liefern diese jedoch als Ergebnisse eine Paretomenge, ermöglicht dies eine a posteriori Wichtung zwischen den Zielfunktionen.

Aus der Analyse der Optimierungsergebnisse des Verdichters im Einzelbetrieb können folgende Rückschlüsse gezogen werden:

- Der Pumpgrenzabstand steigt mit zunehmend geschlossener Leitschaukelverstellung.
- Für den Verdichterwirkungsgrad existiert bei einer bestimmten Leitschaukelstellung ein Optimum - siehe Abbildung 6.1.
- Für Verstellwinkel kleiner als die für das Verdichtermaximum steigen der Verdichterwirkungsgrad und der Pumpgrenzabstand mit steigenden Leitschaukelwinkeln an. Werden die variablen Leitschaukeln vom Wirkungsgradmaximum ausgehend weiter geschlossen, verhalten sich Verdichterwirkungsgrad und Pumpgrenzabstand gegenläufig - siehe Abbildung 6.7.
- Das optimale Leitschaukelverstellgesetz ist davon abhängig, bei welchem Leistungsparameter die Optimierung durchgeführt wird - siehe Abbildung 6.2. Es ergeben sich unterschiedliche Verstellgesetze und damit Resultate für Optimierungen bei konstantem reduziertem Massenstrom \dot{m}_{red} bzw. konstanter reduzierter Drehzahl N_{red} .
- Für den Einzelbetrieb des Verdichters ergibt sich hinsichtlich des Verdichterwirkungsgrades η_{HDV} eine signifikante Verbesserung durch ein für jede Stufe individuell aufgesetztes Verstellgesetz im Vergleich zum konventionellen mechanisch gekoppelten System. Durch die mechanische Entkoppelung der VELs von den übrigen variablen Leitschaukeln kann ein ähnlich guter Wirkungsgradgewinn erzielt werden wie für die separate Ansteuerung jeder einzelnen Stufe - siehe Abbildung 6.3.

Die Betrachtung der Optimierungsergebnisse des Gesamtsystems Triebwerk führt zu folgenden Erkenntnissen:

- Der spezifische Brennstoffverbrauch SFC als Maß für die Triebwerksgüte wird durch die Verstellung der variablen Leitschaukeln beeinflusst. Dabei sind die beiden größten Hebel der direkte Einfluss auf den Verdichterwirkungsgrad sowie die sich durch die resultierende Drehzahlveränderung ergebende Variation des Turbinenwirkungsgrades.
- Es ergeben sich im Vergleich zur Verdichteroptimierung im Einzelbetrieb für den Bodenstandfall bei ISA-Bedingungen deutlich größere Verstellwinkel. Die variablen Eintrittsleitschaukeln werden um $\alpha_{VELS} \approx 7^\circ$ weiter geschlossen. Damit wird neben dem Triebwerkswirkungsgrad auch der PGA deutlich verbessert um ca. 5%. Der spezifische Brennstoffverbrauch kann im Vergleich zum optimierten Verstellgesetz bei Einzelbetrieb über den gesamten Leistungsbereich verbessert werden. Gerade im Teillastbereich ergeben sich signifikante Verbesserungsmöglichkeiten von über 1%.

- Das Verbesserungspotential durch variierende Umgebungsbedingungen wurde für den Bodenstandfall bei ISA +30 K sowie Reiseflugbedingungen untersucht. Für diese beiden Bedingungen ergaben sich lediglich kleine Verbesserung des Wirkungsgrades von maximal 0,1%.
- Die Entnahme von Zapfluft beeinflusst die Abstimmung der Stufenarbeitspunkte innerhalb des Verdichters und wirkt sich negativ auf die Güte des Gasturbinenkreisprozesses aus. Durch Öffnen der variablen Leitschaufeln kann der SFC um bis zu 0,4% verringert werden. Der PGA wird durch Zapfluftentnahme erhöht, und durch das Öffnen der variablen Leitschaufeln verringert. Er liegt jedoch auch mit angepasstem Verstellgesetz über dem nominalen Wert.
- Die durch Alterung hervorgerufenen Effekte können das Triebwerksverhalten signifikant verändern. Eine Optimierung mit dem Triebwerksmodell, welches Alterungseffekte berücksichtigt, ergab nur minimales Verbesserungspotential durch Leitschaufelverstellung hinsichtlich des SFCs.
- Tritt flüssiges Wasser in das Triebwerk ein, führt dies zu signifikanten Veränderungen des aero- und thermodynamischen Verhaltens des Verdichters sowie des gesamten Triebwerks. Mit steigender Wassermenge erhöhen sich auch die Störeffekte. Über eine Anpassung der variablen Leitschaufeln können die Auswirkungen dieser Effekte reduziert werden. Der SFC kann um ca. 0,1% reduziert werden bei 1% Wasserbeladung am Eintritt in den Verdichter. Mit steigender Wassermenge steigt auch das Korrekturpotential der variablen Leitschaufeln.

7 Fazit und Ausblick

Zur Steigerung des Detailgrades der Verdichtermodellierung innerhalb der Triebwerksleistungsrechnung wurde in dieser Arbeit ein Leistungsrechnungsmodell mit einem 1D Mittelschnittverfahren gekoppelt. Das Mittelschnittverfahren erweitert dabei die Modellierung der Verdichterkomponente innerhalb der Leistungsrechnung. Durch diese Kopplung findet für den Verdichter ein Übergang von einer datengetriebenen Kennfeldmodellierung zu einer physikalischen Modellierung der Strömungseffekte statt.

Es wurden zwei unterschiedliche Methoden zur Kopplung von Triebwerksleistungsrechnung und Verdichtermittelschnittrechnung entwickelt. In der Substitutionsmethode ersetzt das Verdichtermittelschnittverfahren das Kennfeld vollständig. Die Anwendung der Substitutionsmethode liegt im Triebwerksentwicklungsprozess vorrangig in der Phase der Vorauslegung. Im weiteren Verlauf des Entwicklungsprozesses eignet sich die Hybridmethode. Die Grundlage der Hybridmethode bildet ein - üblicherweise auf Messdaten basierendes - Kennfeld. Effekte von Geometrieänderungen im Bereich des Verdichters werden über die Mittelschnittrechnung berechnet. Dieses Vorgehen erlaubt die Kombination von validierten - aber in ihrer Anzahl limitierten - Testdaten mit der flexiblen physikalischen - auf beliebige Betriebsbedingungen anwendbaren - Modellierung durch das Mittelschnittverfahren. Innerhalb des gekoppelten Modells liefert die Mittelschnittrechnung detaillierte Informationen über die Arbeitsweise der einzelnen Verdichterstufen. Die betriebsbedingten, thermodynamischen Randbedingungen werden durch die Leistungsrechnung vorgegeben.

Das vorgestellte Verfahren ist speziell für die Anbindung des Verdichtersmoduls an die Leistungsrechnung ausgelegt. Es ist dabei generisch hinsichtlich des Triebwerks- sowie des Verdichteraufbaus. Die Anwendung des gekoppelten Modells ist nicht allein auf die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Untersuchung zur Optimierung der variablen Leitschaufelstellung beschränkt. Der Nutzen ist vielfältig und kann im gesamten Entwicklungsprozess gewinnbringend eingesetzt werden:

- Detaillierte Informationen aus der Verdichtermittelschnittrechnung sind für die Leistungsrechnung verfügbar. Dadurch können konventionelle Vereinfachungen in der Leistungsrechnung entfallen.
- Die Auswirkungen geometrischer Änderungen im Bereich des Verdichters auf den Betrieb des Triebwerks können untersucht werden.
- Die Auswirkungen von Veränderungen anderer Triebwerkskomponenten auf das Verdichterverhalten können detailliert untersucht werden.

All diese Vorteile tragen zum verbesserten Verständnis der Arbeitsweise des Verdichters im Verbund mit den anderen Triebwerkskomponenten bei.

Der automatisierte Datenaustausch zwischen der Leistungsrechnung und der Mittelschnittrechnung für den Verdichter eröffnet die Möglichkeit, Designänderungen auf Triebwerksebene schnell zu bewerten. Die Zeit für manuelle Datenübertragung - wie sie im konventionellen Entwicklungsprozess erfolgt - entfällt. Dadurch kann der Fokus auf die technische Entwicklungsarbeit am Triebwerk gelegt werden. Erst durch den zielgerichteten Einsatz des gekoppelten Modells wird eine effiziente Analyse des Gesamtsystems möglich.

Das gekoppelte Modell wurde dazu verwendet, die Verstellung der variablen Leitschaukelreihen im Hochdruckverdichter eines Zweiwellentriebwerks im Kontext des Gesamtsystems betriebspunktabhängig zu optimieren. Die betriebspunktabhängige Anpassung der variablen Leitschaukelwinkel wurde dabei mit dem im Rahmen dieser Arbeit entwickelten, evolutionären Algorithmus realisiert. Als Optimierungsziel wurde die Minimierung des spezifischen Brennstoffverbrauchs mit dem Nebenziel eines maximalen Pumpgrenzabstandes angestrebt. Es wurde aufgezeigt, dass die separate Optimierung des Wirkungsgrades der Komponente Verdichter nicht zum Wirkungsgradmaximum des Gesamtsystems Triebwerk führt. Das Optimum des Gesamtsystems kann nur durch eine Optimierung, die das gesamte Triebwerk betrachtet, gefunden werden.

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass der spezifische Brennstoffverbrauch durch die Verstellung der variablen Leitschaukeln beeinflusst wird. Dabei haben die Veränderungen des Verdichterwirkungsgrades sowie des Turbinenwirkungsgrades den größten Einfluss auf den SFC. Im Vergleich zur Verdichteroptimierung im Einzelbetrieb ergeben sich für den Betrieb im Triebwerk im Bodenstandfall bei ISA-Bedingungen um ca. 7° größere Verstellwinkel. Dabei verbessert sich der Triebwerkswirkungsgrad im niederen Teillastbereich um ca. 1,5% und bei MTO um ca. 0,2%. Ebenso steigt der Pumpgrenzabstand bei weiter geschlossenen Leitschaukeln - hier um 4 bis 5%.

Für unterschiedliche Flugbedingungen und Triebwerkszustände wurde untersucht, inwiefern eine betriebspunktabhängige Anpassung der variablen Leitschaukeln zur Verbesserung des Betriebsverhaltens beitragen kann. Bei Zapfluftentnahme ergibt sich durch Öffnen der verstellbaren Leitschaukeln eine SFC-Reduktion von bis zu 0,4% im niederen Teillastbereich. Eine Anpassung der variablen Leitschaukelwinkel beim Vorhandensein von flüssigem Wasser bewirkt ein Verbesserungspotential von 0,1% SFC für jedes 1% Wasserbeladung der in den Verdichter einströmenden Luft. Die Veränderung der Umgebungsbedingungen sowie des Triebwerkszustandes zeigen hingegen nur wenig Möglichkeit zur Effizienzverbesserung.

Die Simulationsergebnisse zeigen, dass eine individuelle Ansteuerung der einzelnen Leitschaukelreihen im Vergleich zur konventionellen mechanischen Kopplung aller Leitschaukelreihen Verbesserungspotential birgt. Die Umsetzung einer individuellen Leitschaukelverstellung erhöht jedoch die Komplexität des Verstellmechanismus und damit dessen Fehleranfälligkeit. Als guter Kompromiss zwischen effizienter Leitschaukelverstellung und vertretbarer Komplexität wird eine Steuerung vorgeschlagen, welche die variable Eintrittsleitschaukelreihe separat von den übrigen mechanisch miteinander verbundenen Leitschaukelreihen steuert.

Zukünftige Arbeiten können die gewonnenen Erkenntnisse sowie die entwickelte Methodik aufgreifen, um zu untersuchen, wie aus den optimalen Verstellwinkeln für verschiedene Flugzustände ein für die gesamte Flugenvelope gültiges, betriebspunktabhängiges Steuergesetz erstellt und in die Elektronische Triebwerkssteuerung (Electric Engine Controller) (EEC) integriert werden kann.

Voraussetzung für ein derartiges Steuergesetz ist eine umfassende Untersuchung mittels Parametervariation über

- die Flugenvelope,
- verschiedene Leistungslevel,
- unterschiedliche Zapfluftentnahmemengen,
- verschiedene Grade der Triebwerksalterung,
- unterschiedliche Wassermengen sowie
- weitere potentielle Einflussmöglichkeiten,
- betriebswirtschaftliche Beurteilung des Einsparpotentials durch eine Flugmissionsanalyse unter Berücksichtigung einer Gewichtserhöhung durch zusätzlich benötigte Bauteile für mehrere Aktuatoren.

Der derart gewonnene Datensatz kann über eine Parameteridentifikation analysiert werden, um eine eindeutige Identifizierung der jeweils vorliegenden Einflussfaktoren vorzunehmen. Die Fragestellung ist dabei: Wie kann der aktuelle Flugzustand mit den im regulären Triebwerksbetrieb vorhandenen Messgrößen präzise vorhergesagt werden? Beispielsweise kann die eintretende Wassermenge - so wie der jeweilige Alterungszustand - im Betrieb nicht direkt gemessen werden. Die Datenanalyse zur Vorhersage des aktuellen Betriebszustandes ist ein eigenständiges Forschungsthema und findet daher nur als Ausblick Erwähnung. Durch die eindeutige Bestimmung des aktuellen Flugzustandes, kann das betriebspunktabhängige Leitschaukelverstellgesetz letztendlich zielgerichtet angewendet werden.

Eine Integration der Steuergesetze in die EEC kann auf konventionellem Weg in Form von Tabellen umgesetzt werden. Alternativ kann die Verwendung von selbstlernenden Algorithmen wie neuronalen Netzen untersucht werden. Selbstlernende Algorithmen haben den Vorteil, dass sie im Gegensatz zu konventionellen Tabellenform eine hohe Anzahl an Einflussgrößen verarbeiten können. Allerdings ist der Entscheidungsfindungsprozess insbesondere bei neuronalen Netzen und für komplexe Netzarchitekturen schwer nachvollziehbar. Für den Zertifizierungsprozess ist eine klar nachvollziehbare Entscheidungsfindung hingegen Voraussetzung. Als weitere Steigerungsform der adaptiven Triebwerkssteuerung kann ein modellbasiertes Kontrollsystem ins Auge gefasst werden. Der Schlüssel zu einem intelligenten Triebwerk ist die Kenntnis des aktuellen Betriebsstatus. Die Optimierung der variablen Leitschaukeln kann in einem derartigen Setup online im Betrieb durchgeführt werden und das Triebwerk sich somit quasi selbstständig über intelligente Steuerung zum optimalen Zustand bringen.

Wie anhand des Anwendungsfalls der variablen Leitschaukelverstellung im Bereich des Hochdruckverdichters aufgezeigt, führt die Methodik zur Kopplung des Leistungsrechnungsmodells mit detaillierten Komponentenmodellen durch den Zugewinn an Informationen in der Vorhersage des Betriebsverhaltens zu einer signifikanten Verbesserung des gesamten Auslegungsprozesses. Ein zukünftiger Ausbau des Kopplungsmodells durch Anbindung weiterer höherwertiger Modelle z.B. für die Turbinen, oder das Sekundärluftsystem kann die Vorteile der Prozessautomatisierung zusätzlich steigern.

Literatur

- [1] H. Akima. "A new Method of Interpolation and Smooth Curve Fitting Based on Local Procedures". In: *J.ACM vol. 17 no 4*. GT2007-27620. 1970.
- [2] G. M. Babic und L. A. Urban. "Engine Vane Control". In: *ASME - Gas Turbine Conference and Products Show, Cleveland*. 69-GT-14. 1969.
- [3] A. Bala, V. Sethi, E. Lo Gatto, V. Pachidis und P. Pilidis. "PROOSIS – A Collaborative Venture for Gas Turbine Performance Simulation using an Object Oriented Programming Schema". In: *Cranfield University*. 2007.
- [4] M. Bauer. "Modulares Leistungsberechnungsverfahren zur automatisierten modellbasierten Leistungsanalyse von Gasturbinen". Diss. Universität Stuttgart, 2005.
- [5] R. Becker, M. Bolemant und D. Peitsch. "An automated process to create start values for gas turbine performance simulations using neural networks and evolutionary algorithms". In: *IGTC 2015*. IGTC-107. 2015.
- [6] R. Becker, F. Wolters, M. Nauroz und T. Otten. "Development of a gas turbine performance code and its application to preliminary engine design". In: *DLRK 2011*. 2011-241485. 2011.
- [7] F. Benra, R. Foitzik und K. Grahl. "Variable Gittergeometrien in vielstufigen Axialverdichtern". In: *VDI Berichte Nr 487*. 1983.
- [8] T. Binh. *A Multiobjective Evolutionary Algorithm. The Case Study*. Techn. Ber. Institute for Automation und Communication Barleben, Germany, 1999.
- [9] J. Bird und W. Grabe. "Humidity Effects on Gas Turbine Performance". In: *ASME Turbo Expo 1991*. 91-GT-329. 1991.
- [10] M. Bolemant. *Analysis of different compressor map presentation styles*. Techn. Ber. EDNS 01000411686/001. RRD, 2018.
- [11] M. Bolemant. *Dokumentation des Evolutionären Algorithmus EvA*. Techn. Ber. FG Luftfahrtantriebe TU Berlin, 2016.
- [12] M. Bolemant. *Implementation of Physics Based Condensation Correction into the BR725 MARS Performance Model*. Techn. Ber. TR2147/12-ISS01. RRD, 2013.
- [13] M. Bolemant und D. Peitsch. "An alternative Compressor Modelling Method within Gas Turbine Performance Simulations". In: *DLRK 2014*. DLRK 2014-340047. 2014.
- [14] W. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke*. 2004.
- [15] S. Bretschneider. "Knowledge-Based Preliminary Design of Aero-Engine-Gas-Generators". Diss. Universität Stuttgart, 2011.

- [16] C. Bringhenti, J. R. Barbosa und J. T. Tomita. "Gas Turbine Transients with Controlled Variable Geometry". In: *ASME Turbo Expo 2012*. GT2012-69836. 2012.
- [17] M. Casey und O. Hugentobler. "The prediction of the performance of an axial compressor stage with variable stagger stator vanes". In: *VDI Berichte Nr 706*. 1988.
- [18] R. W. Claus, T. Lavelle, S. Townsend und M. Turner. "Coupled Component Full Engine Simulation of a Gas Turbine Engine". In: *AIAA Joint Propulsion Conference*. AIAA 2009-5017. 2009.
- [19] ASME Air Properties Committee. "Thermo-chemical Properties of Working gases used in Gas Turbine Applications". In: *STP/TS-012-1*. 2012.
- [20] SAE Performance Interface Committee. "Aircraft Propulsion System Performance Station Designation and Nomenclature". In: *SAE AS755-D*. 2004.
- [21] SAE Performance Interface Committee. "Gas Turbine Engine Steady State and Transient Performance Presentation for Digital Computer Programs". In: *SAE AS681-H*. 2011.
- [22] NPSS Consortium. "NPSS User Guide". In: 2010.
- [23] N. A. Cumpsty. *Compressor Aerodynamics*. 2004.
- [24] R. Fiola. "Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von Gasturbinen unter besonderer Berücksichtigung von Sekundäreffekten". Diss. Universität München, 1993.
- [25] G. Follen und M. auBuchon. *Numerical Zooming between a NPSS Engine System Simulation and a one-dimensional High Compressor Analysis Code*. Techn. Ber. NASA/TM-2000-209913. NASA, 2000.
- [26] L. Gallar, V. Pachidis und P. Pilidis. "Compressor Variable Geometry Schedule Optimisation Using Genetic Algorithms". In: *ASME Turbo Expo 2009, Orlando*. GT2009-60049. 2009.
- [27] L. Gallar, V. Pachidis und R. Singh. "Compressor IGV Off-Design Performance and Loss Modelling". In: *ISABE 2009*. ISABE-2009-1221. 2009.
- [28] J. E. Garberoglio, J. O. Song und W. L. Boudreaux. "Optimization of Compressor Vane and Bleed Settings". In: *ASME 82-GT-81*. 1982.
- [29] Y. Haiwen, W. Berns und S. Staudacher. "Modelling Multistage Compressores by Several Split Compressors". In: *ISABE 2003*. 2003.
- [30] H. Hoppe. "Die Leitradverstellung in Axialverdichtern". In: *Jahrbuch WGLR*. 1962.
- [31] W. Horn, S. Ardey, F. Grauer, K.-J. Schmidt und S. Staudacher. "Opportunities and Challenges for More Intelligent Gas Turbine Engines". In: *DLRK 2008*. DLRK 2008-81265. 2008.
- [32] W. Horn, K.-J. Schmidt und S. Staudacher. "Effects of Compressor Tip Injection on Aircraft Engine Performance Stability". In: *ASME - Journal of Turbomachinery*. Vol. 131 / 031011-1. 2009.
- [33] G. Jones, P. Pilidis und B. Curnock. "Compressor Characteristics in Gas Turbine Performance Modelling". In: *ASME Turbo Expo 2001*. 2001-GT-0384. 2001.
- [34] P. Kerney. "Vane Optimization for Maximum Efficiency Using Design of Experiments". In: *AIAA/SAE/ASME/ASEE 29th Joint Propulsion Conference, Monterey*. AIAA-93-1867. 1993.
- [35] H.-J. Kiesow. "Leitschaufelverstellung bei mehrstufigen Axialverdichtern". Diss. Universität Hannover, 1984.

- [36] I. Koalias, A. Alexiou, N. Aretakis und K. Mathioudakis. "Axial Compressor Mean-Line Analysis: Choking Modelling and Fully-Coupled Integration in Engine Performance Simulations". In: *International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power* 2021, 6, 4. 2021.
- [37] C. C. Koch. "Stalling Pressure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages". In: Bd. 103. 1981.
- [38] J. Kurzke. "About Simplifications in Gas Turbine Performance Calculations". In: *ASME Turbo Expo 2007*. GT2007-27620. 2007.
- [39] J. Kurzke. "Calculation of Installation Effects within Performance Computer Programs". In: *AGARD-LS-183*. 1992.
- [40] J. Kurzke. "Effects of Inlet Flow Distortion on the Performance of Aircraft Gas Turbines". In: *ASME Turbo Expo 2006*. GT2006-90419. 2006.
- [41] J. Kurzke. *GasTurb 11, Design and Off-Design Performance of Gas Turbines*. 2007.
- [42] J. Kurzke. "Model Based Gas Turbine Parameter Corrections". In: *ASME Turbo Expo 2003*. GT2003-38234. 2003.
- [43] J. Kurzke. *Smooth C 8.0, Preparing Compressor Maps for Gas Turbine Performance Modeling*. 2002.
- [44] K. G. Kyprianidis, V. Sethi, S. O. T. Ogaji, P. Pilidis. R. Singh und A. I. Kalfas. "Thermo-Fluid modeling for Gas Turbines – Part I". In: *ASME Turbo Expo 2009*. GT2009-60092. 2009.
- [45] K. G. Kyprianidis, V. Sethi, S. O. T. Ogaji, P. Pilidis. R. Singh und A. I. Kalfas. "Thermo-Fluid modeling for Gas Turbines – Part I". In: *ASME Turbo Expo 2009*. GT2009-60101. 2009.
- [46] S. Lieblein, F. C. Schwenk und R. L. Broderick. *Stalling Presure Rise Capability of Axial Flow Compressor Stages*. Techn. Ber. Naca RM E53D01. National Advisory Comittee for Aeronautics, 1953.
- [47] A. Maria. "Introduction to modeling and simulation". In: *Proceedings of the 1997 Winter Simulation Conference*. 1997.
- [48] J. Marx, J. Städing, G. Reitz und J. Friedrichs. "Investigation and analysis of deterioration in high pressure compressors due to operation". In: *CEAS Aeronaut J.* s13272-014-0118-z. 2014.
- [49] J. D. Matthingly. *COMPR User Guide*. 2004.
- [50] S. Mishra. "Some new Test Functions for Global Optimization and Performance of Repulsive Particle Swarm Method". In: *MPRA*. 2718. 2007.
- [51] C. Moll. "Kennwertermittlung und Systemanalyse des thermomechanischen Verhaltens von Turbomaschinenkomponenten". Diss. Universität Stuttgart, 2006.
- [52] H. G. Münzberg. *Flugantriebe*. 1972.
- [53] H. G. Münzberg und J. Kurzke. *Gasturbinen – Betriebsverhalten und Optimierung*. 1977.
- [54] M. Obermüller, K.-J. Schmidt, H. Schulte und D. Peitsch. "Some Aspects on Wet Compression – Physical Effects and Modeling Strategies used in Engine Performance Tools". In: *DLRK 2012*. 281210. 2012.

- [55] V. Pachidis, P. Pilidis, J. Texeira und I. Templelexis. "A comparison of Component Zooming Simulation Strategies using Streamline Curvature". In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 221(1). 2007.
- [56] V. A. Pachidis. "Gas Turbine Advanced Performance Simulation". In: *Dissertation*. 2006.
- [57] D. Peitsch. "Modelling the Transient Behaviour of Jet Engines". In: *ASME Turbo Expo 2000*. 2000- GT-575. 2000.
- [58] W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling und B. P. Flannery. *Numerical Recipes - The Art of Scientific Computing*. 2007.
- [59] S. Reitenbach, M. Schnös, R.-G. Becker und T. Otten. "Optimization of Compressor Variable Geometry Settings using Multi-Fidelity Simulations". In: *ASME Turbo Expo 2015*. GT2015-42832. 2015.
- [60] S. Reitenbach, M. Vieweg, C. Hollmann und R. Becker. "Usage of Data Provenance Models in Collaborative Multidisciplinary Aero-Engine Design". In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. ASME 142(10). 2020.
- [61] Research und Technology Organisation. "More Intelligent Gas Turbine Engines". In: *RTO TR-AVT-128*. 2009.
- [62] Research und Technology Organisation. "Performance Prediction and Simulation of Gas Turbine Engine Operation for Aircraft, Marine, Vehicular and Power Generation". In: *RTO TR-AVT-036*. 2007.
- [63] C. Riegler, M. Bauer und J. Kurzke. "Some Aspects of Modeling Compressor Behavior in Gas Turbine Performance Calculations". In: *ASME Turbo Expo 2000*. 2000-GT-574. 2000.
- [64] Rolls-Royce. *The Jet Engine*. 1996.
- [65] K. Salchow. "Verbesserung des instationären Betriebsverhaltens von Turboflugtriebwerken durch Leitgitterverstellung und Abblasung im Verdichter". Diss. Universität Stuttgart, 2001.
- [66] K. Salchow, T. Gietl und U. Wenger. "Compressor Bleed and Vane Optimisation for Gas Turbine Transients". In: *International Symposium on Rotating Machinery (ISROMAC-8)*. 2000.
- [67] J. T. Sinnette. "Extension of useful operating range of axial-flow compressors by use of adjustable Stator rows". In: *Journal of Aeronautical Sciences*. 1947.
- [68] R. J. Steinke. *STGSTK A Computer Code for Predicting Multistage Axial-flow Compressor Performance by a Meanline Stage-Stacking Method*. Techn. Ber. NASA TP2020. NASA, 1982.
- [69] J. Sun und R. L. Elder. "Numerical optimization of stator vane settings in multistage axial-flow compressors". In: *Proc Instn Mech Engrs Vol 212 Part A*. A00398 IMechE 1998. 1998.
- [70] E. Syverud. "Axial Compressor Performance Deterioration and Recovery through Online Washing". Diss. Universität Trondheim, 2007.
- [71] V. Tasdelen. "Untersuchung zur Auswirkung von Wasser in flüssiger Phase auf das Betriebsverhalten modernen Turboluftstrahltriebwerke". Diss. Universität Stuttgart, 2016.
- [72] D. Therkorn. "Fortschrittliches Leistungs – Berechnungsverfahren für luftatmende Turbotriebwerke". Diss. Universität Stuttgart, 1992.

- [73] B. Thomson. "Basic Transient Effects of Aero Gas Turbines". In: *NATO AGARD Conference Proceedings NO 151*. 1975.
- [74] J. T. Tomita. "Numerical Simulation of Axial Flow Compressors". Diss. Instituto Tecnológico de Aeronautica Sao Paulo, 2003.
- [75] H. Vogel, A. Kando, H. Schulte und S. Staudacher. "Klassifikation von Einflussfaktoren auf das Alterungsverhalten von Serientriebwerken unter Verwendung von Flugdaten". In: *DLRK 2015*. DLRK 2015-370074. 2015.
- [76] P. Walsh und P. Fletcher. *Gas Turbine Performance*. 2004.
- [77] A. Weckend, H. Schulte, K.-J. Schmidt und S. Staudacher. "Multistage Compressor Model for Transient Performance Simulation". In: *ASME Turbo Expo 2008*. GT2008-51159. 2008.
- [78] H. Wiese. *Kooperative Spieltheorie*. 2005.
- [79] D. Woelki und D. Peitsch. "A Framework for Applied Component Zooming in Gas Turbines". In: *DLRK 2019*. DLRK 2019-490174. 2019.
- [80] D. Woelki und D. Peitsch. "Modeling and Potentials of Flexible Secondary Air Systems Regarding Mission Fuel Burn Reduction and Blade Creep Life". In: *ISABE 2019*. ISABE-2019-24435. 2019.
- [81] P. Wright und D. C. Miller. "An improved compressor performance prediction model". In: *IMechE*. C423/028. 1991.