

Gefördert durch das



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Technologie

Abschlussbericht
Forschungsvorhaben FKZ: 0327715 A



COORETEC-TURBO

Verbundprojekt:
CO₂-Reduktions-Technologien

Vorhaben-Nr. 1.2.1

Beeinflussung der Spaltströmung durch Optimierung der Geometrie im Schaufelspitzenbereich

Zeitraum: 01.07.2006 – 30.06.2009

Projektleitung: Dr.-Ing. C. Cornelius (Siemens AG)

Bearbeiter: Georg Kröger (DLR)

Forschungsstelle: DLR Köln, Institut für Antriebstechnik

Industriepartner: Siemens AG

Autoren: G. Kröger, C. Cornelius, E. Nicke

Datum: Oktober 2009

Gefördert vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund
eines Beschlusses des Deutschen Bundestages

Förderkennzeichen: 0327715 A

Inhaltsverzeichnis

INHALTSVERZEICHNIS	2
NOMENKLATUR	4
ABBILDUNGSVERZEICHNIS	5
TABELLENVERZEICHNIS	7
KURZFASSUNG	8
1. EINLEITUNG	9
1.1 HINTERGRUND.....	9
1.2 MOTIVATION	9
1.3 AUFGABENSTELLUNG	10
1.4 VORGEHENSWEISE.....	11
1.5 ABLAUF DER ARBEITSSCHRITTE	12
2. VORARBEITEN	14
2.1 WAHL EINES GEEIGNETEN RECHENNETZES	14
2.2 DEFINITION DER NUMERISCHEN KONFIGURATION	19
2.3 2D-SCHNITTOPTIMIERUNG	21
2.3.1 <i>Einleitung</i>	21
2.3.2 <i>2D-Optimierung mit MISES und TRACE</i>	22
2.3.3 <i>Ergebnisse</i>	24
3. 3D-OPTIMIERUNG	26
3.1 VORGEHENSWEISE UND PARAMETRISIERUNG DER OPTIMIERUNG	26
3.2 AUTOOPTI UND DIE PROZESSKETTE.....	27
3.2.1 <i>AutoOpti</i>	28
3.2.2 <i>Die Prozesskette</i>	30
3.3 OPTIMIERUNG DER RINGRAUMGEOMETRIE.....	30
3.3.1 <i>Freie Parameter auf dem Ringraum und geometrische Restriktionen</i>	30
3.3.2 <i>Definition der Zielfunktionen</i>	33
3.3.3 <i>Optimierungsergebnis</i>	34
3.3.4 <i>Geometrie von Member 468</i>	35
3.3.5 <i>Aerodynamische Effekte</i>	36
3.3.6 <i>Teillastverhalten der optimierten Stufe</i>	41
3.3.7 <i>Variation der Spalthöhe</i>	42
3.3.8 <i>Variation der Gehäusekontur</i>	43
3.4 OPTIMIERUNG DER BLATTSPITZENPROFILIERUNG.....	45
3.4.1 <i>Freie Parameter und geometrische Restriktionen</i>	46
3.4.2 <i>Definition der Zielfunktion</i>	48
3.4.3 <i>Optimierungsergebnis</i>	48
3.4.4 <i>Geometrie von Member 5737</i>	50
3.4.5 <i>Aerodynamische Effekte</i>	52
3.4.6 <i>Teillastverhalten der optimierten Stufe</i>	56
3.4.7 <i>Variation der Spalthöhe</i>	57
3.5 OPTIMIERUNG DES GESAMTSYSTEMS	58
3.5.1 <i>Kombination der Einzellösungen</i>	58
3.5.2 <i>Automatisierte 3D-Optimierung</i>	62
3.5.3 <i>Optimierungsergebnis</i>	64
3.5.4 <i>Geometrie von Member 420</i>	66
3.5.5 <i>Aerodynamische Effekte</i>	69
3.5.6 <i>Teillastverhalten der optimierten Stufe</i>	73
4. GESAMTVERDICHTERDESIGN	74
4.1 NOTWENDIGKEIT UND VORGEHENSWEISE	74
4.2 DAS VERDICHTERMODELL	74
4.3 ERGEBNISSE.....	75

5. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	77
6. VERWERTUNG.....	80
LITERATURVERZEICHNIS.....	81

Nomenklatur

ABKÜRZUNGSVERZEICHNIS

CFD	Computational Fluid Dynamics
DLR	Deutsches Zentrum für Luft und Raumfahrt e.V.
HK	Hinterkante
HPA	High Performance Airfoil
High Re	High Reynolds Auflösung
Low Re	Low Reynolds Auflösung
THD	Transsonischer Verdichter der TU Darmstadt
VK	Vorderkante

STRÖMUNGSTECHNISCHE BEZEICHNUNGEN

p_t	Totaldruck	[Pa]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
V_1	Zuströmgeschwindigkeit	[m/s]
V_j	Strömungsgeschwindigkeit im Spalt	[m/s]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
\dot{m}_j	Spaltmassenstrom	[kg/s]
α_j	Winkel zwischen Hauptströmungsrichtung und Spaltmassenstrom	[°]
t	Spalthöhe	[m]

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Typische radiale Verlustverteilung hinter einem Verdichterrotor (links) und typische Spaltwirbeltopologie und Totaldruckverteilung and der Rotorhinterkante (rechts) ..	10
Abbildung 1-2: Ablauf der Arbeitsschritte.....	13
Abbildung 2-1: OCH-Topologie für die Vernetzung des THD 1	14
Abbildung 2-2: Radiale Verteilungen der absoluten Totaltemperatur am Rotoraustritt (oben, unten links) und des relativen Abströmwinkels (unten rechts).....	17
Abbildung 2-3: Darstellung der Konfiguration im S2-Schnitt.....	19
Abbildung 2-4: Rechennetz von Rotor 2 (rechts) und Spaltauflösung (links).....	20
Abbildung 2-5: Absolute Rotation des Strömungsfeldes (links) und Machzahlverteilung in einem Schnitt nahe der Blattspitze (rechts).....	22
Abbildung 2-6: Verlauf der umfangsgemittelten Stromlinien mit jeweils 1% Massenstrom ..	23
Abbildung 2-7: Rechengebiet der 2D-Optimierung, dargestellt im 3D-Raum	24
Abbildung 2-8: links: Vergleich zwischen der Originalprofilierung (blau) und der Profilierung aus der 2D-Optimierung mit TRACE (rot); rechts: Abbildung der 3D-Geometrien im Blattspitzenbereich.....	25
Abbildung 2-9: Vergleich der isentropen Machzahlverteilungen bei 72%, 97% und 99% des relativen Massenstroms	25
Abbildung 3-1: Rotor 2 mit Konstruktionsprofilen.....	27
Abbildung 3-2: Flussdiagramm von AutoOpti mit automatisierter Prozesskette	28
Abbildung 3-3: Lage der freien Optimierungsparameter auf der Gehäusekontur	31
Abbildung 3-4: Geometrische Restriktion für die freien Parameter	32
Abbildung 3-5: Reale und ideale normierte absolute Totaldruckverteilung am Rotoraustritt.	33
Abbildung 3-6: Datenbasis der Strakoptimierung.....	34
Abbildung 3-7: Geometrie von Member 468 im Meridianschnitt (links) und in 3D (rechts)..	35
Abbildung 3-8: Trajektorie des Spaltwirbelkerns und Konturen der Axialgeschwindigkeitsverteilung der Originalkonfiguration (links) und Member 468 (rechts)	36
Abbildung 3-9: Isentrope Machzahlverteilungen (rechts) und Massenstromdichte im Gehäusespalt (links).....	37
Abbildung 3-10: Umfangsgemittelte normalisierte statische Druckverteilung der	38
Abbildung 3-11: Strömungswinkel zwischen der Spaltströmung und der X-Achse	39
Abbildung 3-12: Entwicklung der Spaltwirbel, Originalkonfiguration links, Member 468 rechts, Isolinien der absoluten Wirbelstärke	39
Abbildung 3-13: Differenzwerte der Rotorwirkungsgrade (rechts) und der Statorverluste (links)	40
Abbildung 3-14: Leistungsdaten von Stufe 2.....	41
Abbildung 3-15: Stufenwirkungsgrade im Vergleich	42
Abbildung 3-16: Optimierte Gehäusekontur von Member 468	43
Abbildung 3-17: Fläche der normierten Rotorwirkungsgrade bei Variation der Gehäusekontur	44
Abbildung 3-18: 3D-Ansicht mit Konstruktionsprofilen von Rotor 2.....	45
Abbildung 3-19: Rotor 2 mit Vorder- und Hinterkantendefinition.....	46
Abbildung 3-20: Definition der idealen absoluten Totaldruckverteilung hinter Rotor 2 für die erste Zielfunktion	48
Abbildung 3-21: Datenbasis der Profilloptimierung.....	49
Abbildung 3-22: Originalprofilierung und Profilierung von Member 5737 im Vergleich	50
Abbildung 3-23: 3D-Ansicht der Schaufelgeometrie von Member 5737 mit Konstruktionsprofilen.....	51

Abbildung 3-24: Isentrope Machzahlverteilungen nahe der Blattspitze	52
Abbildung 3-25: Massenstromdichte im Spalt, Vergleich zwischen Member 5737 und der Originalkonfiguration	53
Abbildung 3-26: Blattspitzenprofile mit Spaltwirbelkernlinien	54
Abbildung 3-27: Entwicklung der Spaltwirbel, Originalkonfiguration links, Member 5737 rechts, Isolinien der absoluten Wirbelstärke	55
Abbildung 3-28: Radiale Verteilung als Differenz zwischen Member 5737 und der Originalkonfiguration, Wirkungsgrad Rotor 2 links, Verluste Stator 2 rechts	56
Abbildung 3-29: Vergleich der Wirkungsgrade von Member 5737 gegenüber der Ausgangskonfiguration bei angedrosseltem Betrieb	56
Abbildung 3-30: Stufenwirkungsgrade im Vergleich bei verschiedenen Spalthöhen	57
Abbildung 3-31: 3D-Ansicht der Schaufel KB0, vollständiges Blatt links, Zoom der Blattspitze rechts	59
Abbildung 3-32: Axiale Positionen der Gehäusekontur	60
Abbildung 3-33: Stufenwirkungsgrade aller relevanten Konfigurationen	60
Abbildung 3-34: Radiale Verteilungen der normierten Differenz des Totaldrucks (links) und der Differenz Axialgeschwindigkeit (rechts) hinter Rotor 2 für verschiedene Konfigurationen	61
Abbildung 3-35: Freie Variablen auf der Gehäuselinie	63
Abbildung 3-36: Lage der Konstruktionsprofile auf der Schaufel	64
Abbildung 3-37: Zielfunktionswerte der abschließenden 3D-Optimierung des Gesamtsystems	65
Abbildung 3-38: Umfangsgemittelte radiale Verteilung des absoluten Totaldrucks hinter Rotor 2	66
Abbildung 3-39: Ansicht der Schaufel und Ringraumgeometrie von Member 420 in der Meridionalansicht	67
Abbildung 3-40: Vergleich der Blattspitzenprofilierung zwischen der Ausgangsschaufel und Member 420	68
Abbildung 3-41: 3D-Ansichten von Member 420	68
Abbildung 3-42: Isentrope Machzahlverteilungen in einem blattspitzennahen Schnitt (links) und Massenstrom im Spalt (rechts)	69
Abbildung 3-43: Isentrope Machzahlverteilungen über relativer Sehnenlänge bei 90% relativem Massenstrom	69
Abbildung 3-44: Umfangsgemittelter normalisierter statische Druckverteilung der	70
Abbildung 3-45: Entwicklung der Spaltwirbel, Originalkonfiguration links, Member 420 rechts, Isolinien der absoluten Wirbelstärke	71
Abbildung 3-46: Differenzwerte der radialen Verteilungen der Rotorwirkungsgrade (rechts) und der Statorverluste (links)	72
Abbildung 3-47: Normierte Kennlinie von Stufe 2 bei 100% Drehzahl dargestellt als	73
Abbildung 4-1: Schematische Darstellung des Testverdichters	75
Abbildung 4-2: Stufenwirkungsgradgewinne durch Anwendung der optimierten Profilierung und Gehäusekontur	76

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Verwendete Rechnetze für die Netzvalidierung mit TRACE	15
Tabelle 2 - Verwendete Rechnetze für die Netzvalidierung mit CFX	15
Tabelle 3 - Integrale Werte für Konfiguration 1	15
Tabelle 4 - Integrale Werte für Konfiguration 5	15
Tabelle 5 - Integrale Werte für die mit TRACE gerechneten Konfigurationen.....	16
Tabelle 6 - Schematische Übersicht über die freigegebenen Parameter	24
Tabelle 7 - Freie Parameter mit Verschiebungsgrenzen	31
Tabelle 8 - Variationsmatrix für die Gehäusekontur.....	43
Tabelle 9 - Profileigenschaften mit Einfluss auf die Spaltströmung.....	47
Tabelle 10 - Eckdaten der Optimierungskonfigurationen im Vergleich	50
Tabelle 11 - Eckpunkte der verschiedenen Optimierungen im Vergleich	65

Kurzfassung

Ziel des Projektes ist es, durch eine Modifikation der Geometrie im Bereich der Schaufelspitze die ungünstigen Auswirkungen der unvermeidbaren Radialspaltströmung zu reduzieren. Dazu wird sowohl die Kontur des Gehäuses im Bereich der Rotorblattspitze als auch die Form des Schaufelblattes selbst optimiert. Es wird der im Institut für Antriebstechnik entwickelte automatisierte Optimierer eingesetzt, der durch das COOREF-T Vorhabens 1.1.1 (FKZ: 0327713B) mitfinanziert wurde [5]. Die in diesem Projekt durchgeführten Optimierungen basieren auf dreidimensionalen Mehrstufen-CFD-Berechnungen, da nur so eine realistische Erfassung der komplexen Strömungsvorgänge im Schaufelspitzenbereich gewährleistet ist.

Die Ergebnisse zeigen, dass durch eine verbesserte Profilierung im Blattspitzenbereich eine Stufenwirkungsgradverbesserung von ca. 0.2 % erreicht werden kann bei gleichzeitiger Verringerung der Blockage im Strömungskanal. Auch im Teillastbereich kann der Wirkungsgrad leicht gesteigert werden ohne den Pumpgrenzabstand zu verringern. Weiterhin konnte gezeigt werden, dass die Wirkungsgradverbesserung an der Blattspitze in einem weiten Bereich unabhängig von der Spalthöhe ist. Die verbesserte Blattspitzenprofilierung bietet die Möglichkeit des nachträglichen Aufwertens von bereits installierten Maschinen.

Auf der anderen Seite hat sich herausgestellt, dass sich bei unveränderter Profilierung der Blattspitze durch eine einfache rotationssymmetrische Konturierung der Gehäusewand eine Stufenwirkungsgradverbesserung von etwa 0.4% erreichen lässt. Durch Sensitivitätsstudien wurden im Laufe dieses Vorhabens die Einsatzmöglichkeiten von rotationssymmetrischen Gehäusewandkonturierungen bewertet. Auch im Off-Design können durch eine einfache Gehäusekonturierung leichte Wirkungsgradgewinne realisiert werden, ohne dass eine Änderung des Pumpgrenzabstands offenbar wird.

Das Zusammenspiel einer verbesserten Profilierung im Blattspitzenbereich und einer Gehäusekontur wurde sowohl als Kombination der beiden vorgestellten Einzelansätze betrachtet als auch in einer ganzheitlichen Optimierung der wichtigsten Freiheitsgrade des Blattspitze-Gehäuse-Systems untersucht. Durch die Kombination der Einzelansätze lassen sich Stufenwirkungsgradgewinne bis zu ca. 0.45 % erreichen. Das zielgerichtete gemeinsame Optimieren von Blattspitzenprofilierung und Gehäuse hingegen birgt ein Potential von ca. 0.8% Stufenwirkungsgradverbesserung für die betrachtete Siemens Verdichterstufe. Zum Abschluss des Projektes wurden die gefundenen Verbesserungen auf mehrere Stufen einer Siemens Testverdichterkonfiguration übertragen. Dies geschah vor allem mit dem Ziel, das Verbesserungspotential der optimierten Blattspitzengeometrie für einen kompletten Gasturbinenverdichter abzuschätzen und Designregeln zu finden. Die numerischen Ergebnisse zeigen Verbesserungen im Stufenwirkungsgrad für alle Stufen, auf die die Optimierungsergebnisse angewendet wurden. Die Steigerungen im Stufenwirkungsgrad lagen je nach relativer Radialspalthöhe zwischen 0.2% und 1.2%.

Die Ergebnisse dieser Arbeit leisten sowohl im Grundlagenbereich als auch bei der industriellen Anwendung einen wichtigen Beitrag für die Reduktion der Radialspaltverluste in axialen Turbomaschinen, was eine der Schlüsselaufgaben zukünftiger Turbomaschinenentwicklung ist. Insbesondere wurde in der vorliegenden Arbeit auf die Realisierbarkeit und die Produktnähe der Forschungsergebnisse bezüglich Fertigung und Kosten geachtet. Mit derart optimierten Komponenten der Gasturbine werden die Voraussetzungen geschaffen, Kraftwerke mit maximalem thermischen Wirkungsgrad und minimalem Schadstoffausstoß zu konzipieren.

1. Einleitung

1.1 Hintergrund

Innerhalb des Energiesektors kommt der Turbomaschine die zentrale Bedeutung bei der Wandlung von Primärenergie in Strom zu. Thermische und hydraulische Kraftwerke sowie Windkraftanlagen nutzen ausschließlich das Konzept der Turboarbeitsmaschine für die Wandlung von Primärenergie in Strom. In Deutschland wurden 2006 über 90 Prozent des Strombedarfs durch Kraftwerke gedeckt, die thermische Energie in Strom umwandeln. Energieeffizienzsteigerungen im Bereich der Stromerzeugung gehen somit mit Kraftwerken mit hohen Wirkungsgraden und niedrigem Schadstoffausstoß einher. Der Luftverkehr nutzt nahezu ausschließlich Antriebe auf Turbomaschinenbasis. An der Dominanz der Turbomaschinen in der Energieversorgung und im Luftverkehr wird sich aller Voraussicht nach auch mittelfristig nichts ändern.

Zentrale Ziele bei dem Entwurf moderner Gasturbinen sind die Absenkung des Brennstoffverbrauchs, der Herstellungs-, Entwicklungs- und Wartungskosten, sowie des Eigengewichtes und der Baulänge. Gleichzeitig wird eine Erhöhung der Turbineneintrittstemperatur und des Druckverhältnisses sowie der Komponentenwirkungsgrade angestrebt. Eine Erhöhung des Gesamtdruckverhältnisses kann - da eine Erhöhung der Stufenzahl möglichst vermieden werden soll - durch eine gesteigerte Belastung der einzelnen Stufen erreicht werden. Fortschritte im Bereich der stationären Gasturbinen können oft auch auf Flugtriebwerke angewendet werden.

Die aerodynamischen Verluste moderner, hoch belasteter Axialverdichter werden zu einem großen Teil durch die Strömung in den Randbereichen des Ringraums bestimmt. Insbesondere die Leckageströmung aufgrund von Radialspalten in der Beschaukelung beeinflusst erheblich die Effizienz und den Arbeitsbereich des Verdichters und damit der gesamten Gasturbine. Der Anteil dieser Spaltverluste kann durchaus mehr als 50% betragen, so dass mittels einer Reduktion dieser erheblichen Verluste eine signifikante Verbesserung des Gesamtverdichtereffizienzgrades und auch des Betriebsverhaltens bei Teillast erreicht werden kann.

1.2 Motivation

Den Forderungen nach maximalem thermischen Wirkungsgrad und minimalem Schadstoffausstoß bei Kraftwerken kann nur entsprochen werden, wenn sämtliche strömungsrelevanten Bauteile der Gasturbine eine sehr hohe aerodynamische Güte aufweisen. Dabei wird die aerodynamische Leistungsfähigkeit eines Axialverdichters nicht allein von der Güte der eigentlichen Beschaukelung sondern zu einem großen Teil von der unvermeidbaren Spaltströmung bestimmt. Konstruktionsbedingt lassen sich radiale Spalte, entweder an den Schaufelspitzen oder an den sog. Deckbändern, zwischen stehenden und rotierenden Bauteilen nicht vermeiden.

Moderne Axialverdichterbeschaukelungen haben eine sehr hohe aerodynamische Effizienz erreicht. Mit der Tendenz zu immer höheren Profilbelastungen, wie sie insbesondere auch bei den Siemens eigenen HPA-Bschaukelungen realisiert sind [1, 2, 3, 4], entsteht ein

zunehmender Anteil an den Gesamtverlusten in den von Leakage- und Sekundärströmungen dominierten, wandnahen Bereichen des Ringraums. Der Anteil kann abhängig von der Auslegung und Größe der Schaufel bzw. der Höhe des Radialspalts durchaus mehr als 50% erreichen. Die Abbildung. 1-1 (links) zeigt die typische radiale Verteilung des Verlustes einer Axialverdichter Laufschaufel. Auffällig ist der starke Anstieg der Verluste in dem oberen Teil des Kanals im Vergleich zu den relativ geringen Verlusten im Kernströmungsbereich. Die Abb. 1-1 (rechts) zeigt die wesentlichen Phänomene, die zu diesen hohen Verlusten im Bereich der Schaufelspitze führen. Aufgrund der Belastung im Spitzenbereich wird diese überströmt, es kommt zu einem Aufrollen der Strömung, dem sogenannten Spaltwirbel mit dessen negativen Auswirkungen auf das Strömungsfeld am Austritt der Reihe: Erhöhte Verluste und reduzierte Umlenkung in diesem Bereich und in dessen Folge sekundäre Verluste aufgrund einer ungünstigen Anströmung der stromab liegenden Schaufelreihe.

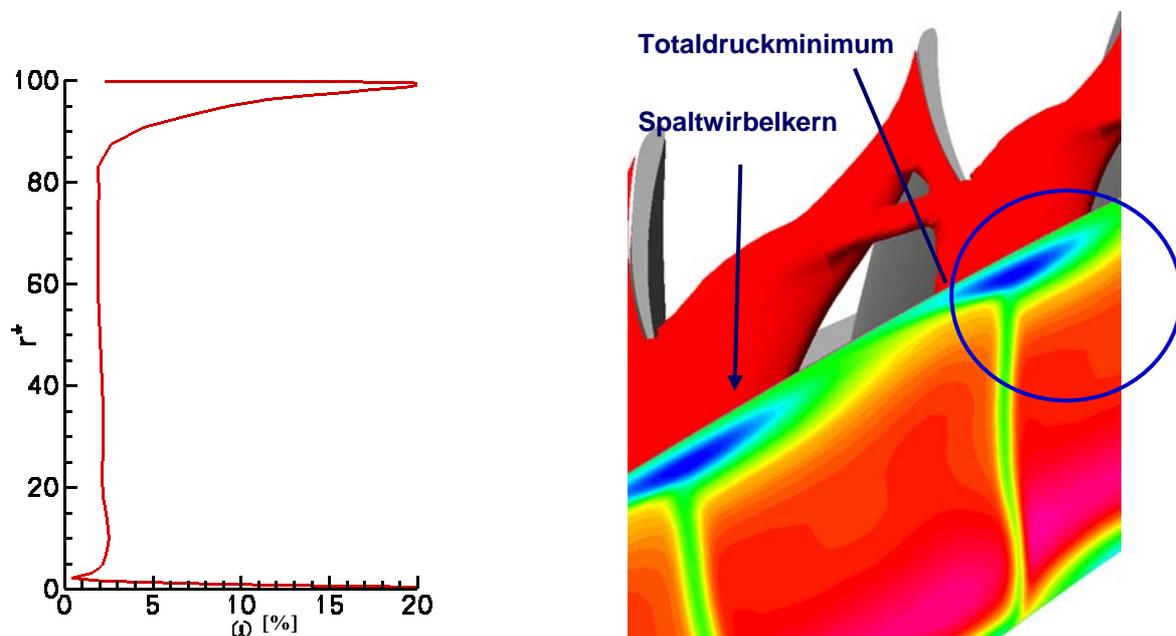


Abbildung 1-1: Typische radiale Verlustverteilung hinter einem Verdichterrotor (links) und typische Spaltwirbeltopologie und Totaldruckverteilung and der Rotorhinterkante (rechts)

1.3 Aufgabenstellung

Bisherige Ansätze zur Reduktion dieser Verluste beschränkten sich überwiegend auf die Anwendung konventioneller zweidimensionaler Profilierungsverfahren bzw. die nachträgliche Modifikation der Fädelungslinie. Mit dieser Vorgehensweise kann allerdings bei weitem nicht das volle Potential einer Verbesserung der Strömungsführung in diesem Bereich erreicht werden. Optimierungen der Strömung im Spaltbereich erfordern unbedingt die Berücksichtigung der vollständigen dreidimensionalen Strömungsphänomene. Diese Vorgehensweise liegt den Arbeiten dieses Projektes zugrunde und ist der wesentliche Unterschied zu bisherigen Arbeiten.

Im Rahmen dieses Vorhabens soll mit Hilfe von CFD-Simulationen die Leakageströmung im Schaufelspitzenbereich hinsichtlich ihrer Auswirkung auf Effizienz und Betriebsbereich der Verdichterbeschaufelung optimiert werden. Dabei soll sich die Untersuchung auf Laufschaufeln und freistehende Leitschaufeln beschränken. Die Betrachtung soll nach Sichtung der einschlägigen Literatur hauptsächlich neuentwickelte Optimierungsvorschläge umfassen. Dabei sind insbesondere die Belastungsverteilungen an den Schaufelspitzen und

Konturierungen des Ringraums von Interesse. Basierend auf den Ergebnissen sollen möglichst allgemeine Richtlinien zum Design der Schaufelspitzen und des Ringraums entwickelt werden.

Um die Vielzahl der geometrischen Parameter wie z.B. Profildicke, Staffelungswinkel oder Gehäuseverlauf nicht einzeln sondern kombiniert zu optimieren, soll überwiegend der im Institut für Antriebstechnik entwickelte automatisierte Optimierer eingesetzt werden, der durch das COOREF-T Vorhabens 1.1.1 (FKZ: 0327713B) mitfinanziert wurde [5]. Die Sensitivität einer optimalen Lösung hinsichtlich einzelner Geometrieparameter soll durch Parameterstudien geklärt werden. Obwohl der Fokus der Blattspitzenoptimierung auf einer Wirkungsgradsteigerung im aerodynamischen Auslegungspunkt der Maschine liegt, soll auch das Verhalten der verbesserten Beschaukelung im Teillastbereich untersucht werden, um eine anhaltend hohe Stabilität der Maschine zu gewährleisten.

Es ist wesentlich, dass die gewählten Konfigurationen neben den aerodynamischen Anforderungen ebenso strukturmechanische und fertigungstechnische Aspekte berücksichtigen.

Da die Untersuchungen ausschließlich auf CFD-Simulationen basieren sollten, wurde in einem ersten Arbeitsschritt die Eignung des verwendeten Berechnungsverfahrens (TRACE) zur Behandlung der betrachteten Problemstellung anhand eines dokumentierten Testfalls gezeigt. Insbesondere mussten Studien zur erforderlichen Netzqualität und Turbulenzmodellierung durchgeführt werden, um eine ausreichende Effizienz des CFD-Modells für die automatisierte Optimierung zu gewährleisten.

1.4 Vorgehensweise

Die Arbeiten zu diesem Projekt wurden im Auftrag der Siemens AG überwiegend am DLR in Köln, Institut für Antriebstechnik, durchgeführt. Im Rahmen des Projekts wurde das Programmpaket zur automatischen aerodynamischen Optimierung von Verdichterschaukeln verwendet [5], welches durch das COOREFF-T Vorhaben 1.1.1 (FKZ: 0327713B) mitfinanziert wurde. Modifikationen waren erforderlich hinsichtlich einer verbesserten Modellierung im Randbereich. Dazu wurde die Netzgenerierung im Spaltbereich verfeinert, den komplexeren Geometrien angepasst sowie die Erzeugung der Schaufelfußradien implementiert.

Grundsätzlich erfolgt die Beschränkung auf den Spitzenbereich der Schaufel, da davon ausgegangen wird, dass im Bereich der Kernströmung kein signifikantes Verbesserungspotential besteht. Zudem würde auch durch eine Veränderung des Schaufeldesigns im Kernströmungsbereich das Risiko eines Stufen-Mismatching und einer kritischen Änderung der Schaufelbelastung entstehen.

Bewusst wurden zunächst möglichst geringe Restriktionen für die Geometrieerzeugung vorgegeben, um so auch extreme Veränderungen und damit ausgeprägte physikalische Effekte zu erzeugen. Damit können die Auswirkungen bestimmter Modifikationen klarer erkannt und die aerodynamischen Wirkungen besser verstanden werden.

Alle numerischen Studien wurden auf der Basis eines zweistufigen Modellverdichters, der aus typischen Hochdruckverdichter-Stufen des Industriepartners Siemens Energy besteht, durchgeführt. Im Wesentlichen entsprechen die betrachteten zwei Stufen den Stufen 12 und 13 der Testverdichterkonfiguration [4]. Durch die Modellierung zweier Stufen ist

sichergestellt, dass das Modell auch bei einer Veränderung des betrachteten Betriebspunktes immer realistische Zuströmbedingungen für die zu optimierende Rotorschaukel der Stufe 13 liefert.

Da die Steigerung des Wirkungsgrades im Auslegungspunkt das Hauptziel der Optimierung war, wurde lediglich ein Betriebspunkt, nämlich der Auslegungspunkt, in der Optimierung angefahren. Aufgrund der Tatsache, dass die zu optimierende Schaufelreihe bezüglich der Pumpgrenze im Nabebereich und nicht im Gehäusebereich limitiert ist, wurde keine signifikante Änderung der Pumpgrenze durch die Optimierung erwartet. Nach der Beendigung der Optimierung wurden Kennlinien für die besten Kandidaten berechnet, um sicherzustellen, dass keine Verschlechterung im Off-Design auftritt.

Um allgemeine Aussagen über die strömungsphysikalischen Effekt treffen zu können, die zu einer Verbesserung des aerodynamischen Wirkungsgrades der betrachteten Stufe führen, wurde die Sensitivität der verbesserten Schaufelgeometrien hinsichtlich der Radialspaltgröße und der wichtigsten Geometrieänderungen überprüft. Außerdem wurden alle gefunden Schaufelverbesserungen mit einem sehr ähnlichen numerischen Setup bei Siemens Energy mit dem kommerziellen Berechnungsverfahren CFX nochmals überprüft.

Abschließendes Ziel des Projektes war die Übertragung der gefundenen geometrischen Verbesserungen auf Schaufeln gleichen Typs (HPA-Profilfamilie) jedoch unterschiedlicher Zuströmbedingungen und Radialspalthöhen. Diese allgemeingültigen Designregeln wurden numerisch anhand eines Gesamtverdichtermodells ähnlich zu der Testverdichterkonfiguration [4] validiert.

1.5 Ablauf der Arbeitsschritte

Die folgende Abbildung 2-1 verdeutlicht den Ablauf der Arbeitsschritte. Nach der Validierung und Auswahl einer geeigneten Rechennetauflösung (1) erfolgte die Festlegung der Optimierungskonfiguration (2). Auf die Ausführung einer traditionellen 2D-Optimierung im Schaufelspitzenbereich (3) erfolgte die Festlegung der ersten vollen 3D-Optimierungsparameter und die Auswahl die Zielfunktionen (4.1). Zunächst wurde als erste Optimierungsaufgabe eine einfache Gehäusekonturierung gewählt (4.2). Für die erste 3D-Optimierungskonfiguration wurden umfangreiche Parameterstudien durchgeführt. Nach der Abschätzung einer Verbesserung durch eine Gehäusekonturierung rückte die Optimierung der Profilierung im Blattspitzenbereich in den Vordergrund (4.3). Als nächster großer Arbeitsschritt wurde die gleichzeitige Optimierung der Profilierung im Blattspitzenbereich und der Gehäusekontur durchgeführt (4.4). Auch die Kombination der Einzelergebnisse aus separater Gehäuse- und Profiloptimierung wurde betrachtet. Abschließend wurden die gewonnen Erkenntnisse mit Hilfe von Designregeln auf mehrere Laufschaufelreihen in einem Gesamtverdichtermodell angewendet (5). Dies führte zur Abschätzung des Verbesserungspotentials für einen kompletten Gasturbinenverdichter. Der Vollständigkeit halber sei noch die Abschlussdokumentation (6) erwähnt.

Während die Netzauswahl (1), die Definition der numerischen Konfiguration (2) und die 2D-Schnittoptimierung (3) in Kapitel 2 zusammengefasst werden, werden alle Aktivitäten bezüglich der 3D-Optimierung (4) in Kapitel 3 erläutert. Die Übertragung der Ergebnisse auf ein Gesamtmaschinenmodell (5) folgt im Kapitel 4 und die Zusammenfassung der Ergebnisse beendet die Arbeit in Kapitel 5.

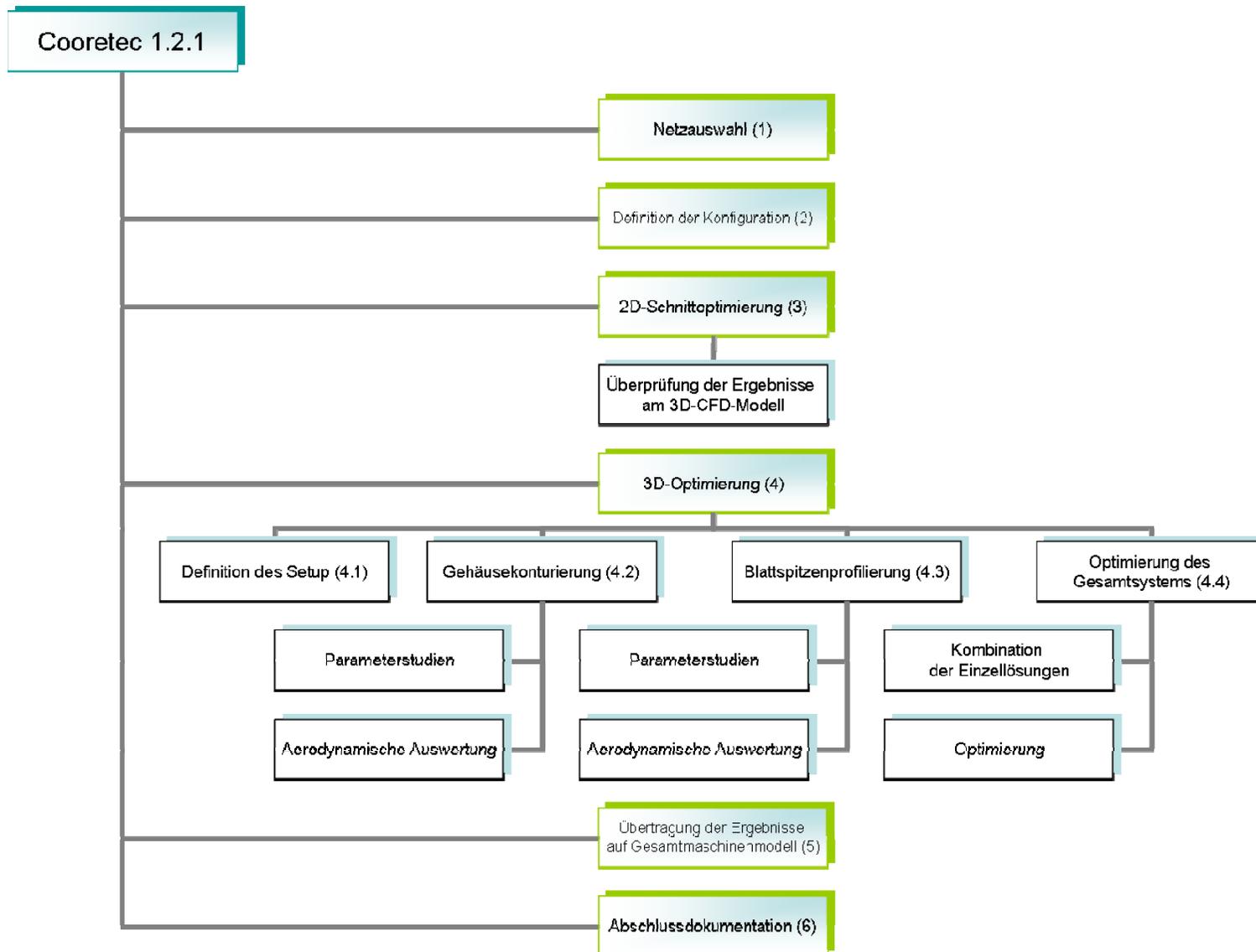


Abbildung 1-2: Ablauf der Arbeitsschritte

2. Vorarbeiten

2.1 Wahl eines geeigneten Rechnetzes

Da bei der Bearbeitung des Projektes auf eine automatisierte Prozesskette und Bewertung der neu gestalteten Verdichterschaufeln zurückgegriffen werden sollte, war die Auswahl eines geeigneten Rechnetzes mit adäquater Gitterauflösung ein wichtiger Arbeitspunkt zu Beginn des Projektes. Das Rechenetz hat auf die Dauer und die Genauigkeit der CFD-Rechnung einen erheblichen Einfluss. Niedrigere Netzauflösung bieten den Vorteil kurzer Rechenzeiten und somit eines schnellen Voranschreitens in der Optimierung. Dem gegenüber steht die Minimierung der Diskretisierungs- und Rundungsfehler der CFD-Rechnung durch eine hohe Netzauflösung sowie die Konsistenz der Optimierungsergebnisse. Um eine geeignete Rechenetzauflösung zu finden, wurde zu Beginn des Projektes eine Netzstudie durchgeführt. Es wurden verschiedene Rechenetzauflösungen in der Passage (S1-Schnitt) und in radialer Richtung (S2-Schnitt) getestet. Auch die Auflösung des Rotorspalts wurde variiert. Als Testverdichter diente hierfür der transsonische Verdichter der Technischen Universität Darmstadt (THD 1), Version 1. Die Rechnungen wurden im Designpunkt durchgeführt. Die Tabellen 1 und 2 zeigen eine Übersicht über die wichtigsten verwendeten Rechnetze beim DLR und bei Siemens. Die Rechnetze wurden mit dem DLR/CFD-Norway Vernetzer G3DMESH [8] erstellt. Es wurde eine übliche OCH-Topologie verwendet, wie in Abbildung 2-1 dargestellt.

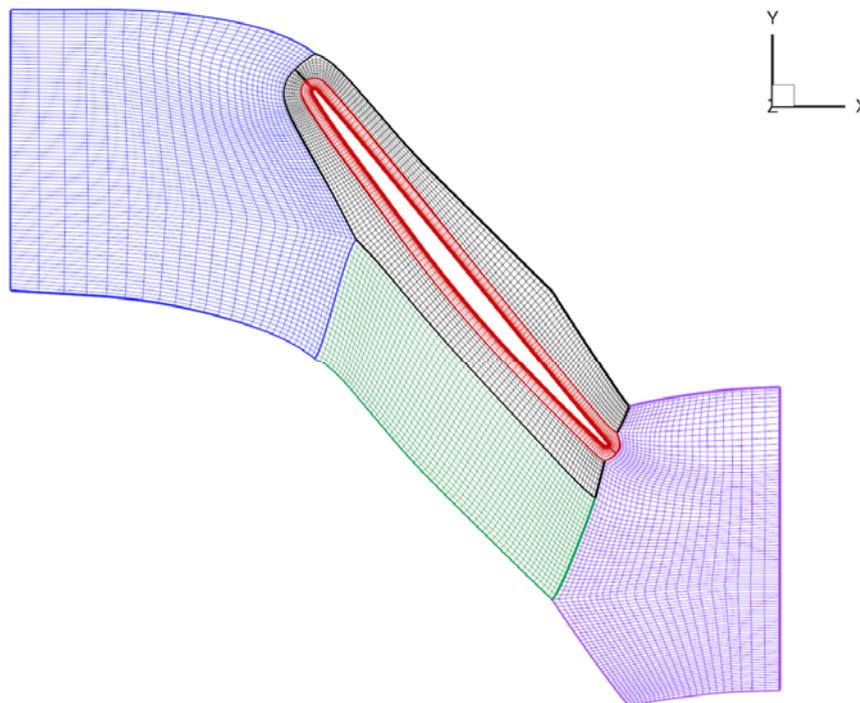


Abbildung 2-1: OCH-Topologie für die Vernetzung des THD 1

Um eine möglichst große Qualität der Rechenergebnisse sicher zu stellen, wurden identische Rechenetze mit unterschiedlichen Strömungslösern gerechnet und bewertet. Zum Einsatz kamen hierbei beim DLR der Strömungslöser TRACE Version 5.3 [6,7] und bei Siemens Energy CFX Version 11. Während TRACE ein $k-\omega$ Turbulenzmodell mit für Turbomaschinen üblichen Erweiterungen verwendet, wurde bei CFX ein SST Turbulenzmodell eingesetzt. Beide Rechenverfahren gingen von einer voll turbulenten Strömung aus.

Tabelle 1 - Verwendete Rechenetze für die Netzvalidierung mit TRACE

Konfiguration	K-Linien	K-Linien im Spalt	Knoten in der Passage	Gesamtknotenzahl	Auflösung auf der Schaufel	Auflösung an den Endbändern
1	45	7	~6.7K	~300K	High Re	High Re
2	45	7	~13.4K	~600K	Low Re	High Re
3	67	18	~12K	~800K	High Re	High Re
4	67	18	~13.5K	~900K	Low Re	High Re
5	133	37	~13.5K	~1800K	Low Re	Low Re

Tabelle 2 - Verwendete Rechenetze für die Netzvalidierung mit CFX

Konfiguration	K-Linien	K-Linien im Spalt	Knoten in der Passage	Gesamtknotenzahl	Auflösung auf der Schaufel	Auflösung an den Endbändern
1	45	7	~6.7K	~300K	High Re	High Re
5	133	37	~13.5K	~1800K	Low Re	Low Re

Die Ergebnisse der Netzstudie wurden sowohl anhand der 0-D gemittelten Kennzahlen bewertet als auch durch Abgleich der umfangsgemittelten radialen Verteilungen. In den folgenden Tabellen sind die 0-D Kennzahlen für alle Konfigurationen dargestellt.

Tabelle 3 - Integrale Werte für Konfiguration 1

Verfahren	Massenstrom [Kg/s]	Absolute Totaltemperatur am Rotorausritt [K]	Totaldruckverhältnis	Isentroper Wirkungsgrad
TRACE	15.84	330.55	1.530	0.888
CFX	15.58	330.69	1.533	0.883

Tabelle 4 - Integrale Werte für Konfiguration 5

Verfahren	Massenstrom [Kg/s]	Absolute Totaltemperatur am Rotorausritt [K]	Totaldruckverhältnis	Isentroper Wirkungsgrad
TRACE	15.95	330.83	1.540	0.891
CFX	15.90	330.80	1.544	0.897

Tabelle 5 - Integrale Werte für die mit TRACE gerechneten Konfigurationen

Konfiguration	Massenstrom [Kg/s]	Absolute Totaltemperatur am Rotoraustritt [K]	Totaldruck verhältnis	Isentroper Wirkungs- grad	Knoten- anzahl
1	15.84	330.55	1.530	0.888	~300K
2	15.88	331.01	1.54	0.886	~600K
3	15.85	330.60	1.536	0.886	~800K
4	15.81	331,00	1.54	0.884	~900K
5	15.95	330.83	1.540	0.891	~1800K

Der Vergleich der Kennzahlen zeigt, dass die Massenströme keine große Sensitivität gegenüber der Netzauflösung oder des Strömungslösers aufweisen. Lediglich bei grober Netzauflösung (Konfiguration 1) liefert die Rechnung mit CFX eine Abweichung nach unten um etwa 0.3 kg/s. Die gemittelten absoluten Totaltemperaturen stimmen gut überein. Auch hier sind die Unterschiede bei dem größten Netz (Konfiguration 1) am größten, bei dem die Rechnung mit TRACE eine um 0.3 K niedrigere Totaltemperatur am Rotoraustritt aufweist. Auch bei dem Totaldruckverhältnis und somit auch bei den isentropen Wirkungsgraden zeigen die Rechnungen mit der größten Netzauflösung die größten Diskrepanzen untereinander und gegenüber den anderen Netzauflösungen auf.

Für das vorliegende Teilvorhaben war es von besonderem Interesse sicher zu stellen, dass die Spaltströmung mit allen relevanten Effekten wie Wirbelbildung und Ausmischung adäquat aufgelöst wird, um konsistente Optimierungsergebnisse zu erhalten. Besonderes Augenmerk lag dabei auf der radialen absoluten Totaltemperaturverteilung am Austritt des Rotors. Die radiale Verteilung der absoluten Totaltemperatur am Rotoraustritt kann als Indikator für die Arbeitsumsetzung im Rotor angesehen werden. Außerdem liefert die Totaltemperaturverteilung auch Aussagen über die Ausmischungsvorgänge im Rotorspaltbereich. In der folgenden Abbildung 2-2 sind die absoluten Totaltemperaturen aller Konfigurationen am Rotoraustritt über die relative Kanalhöhe sowie der relative Abströmwinkel von Konfiguration 1 und 5 dargestellt.

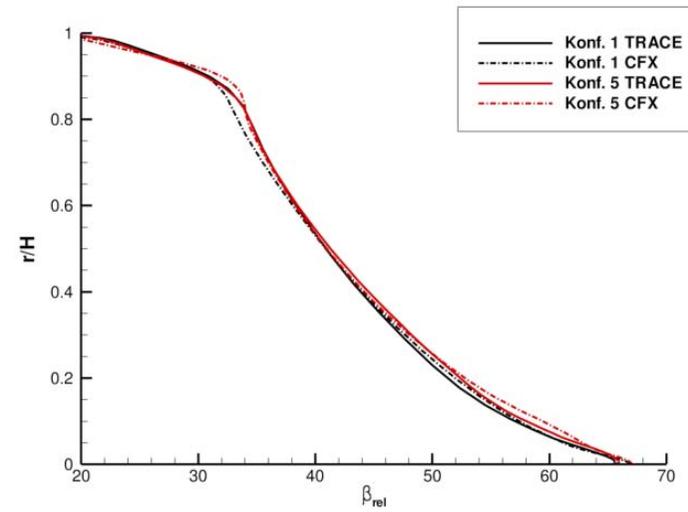
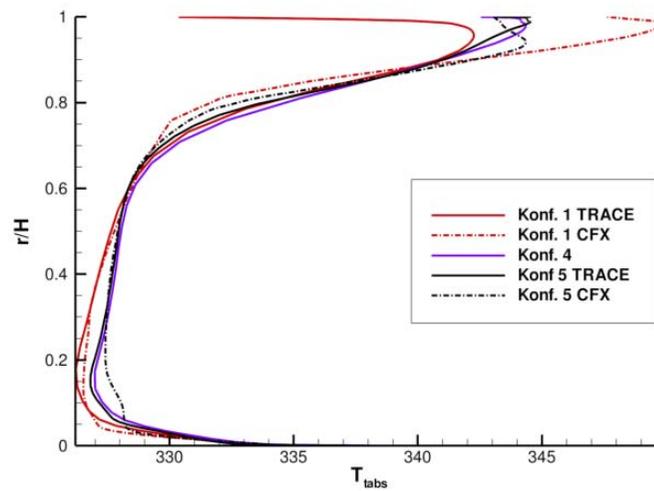
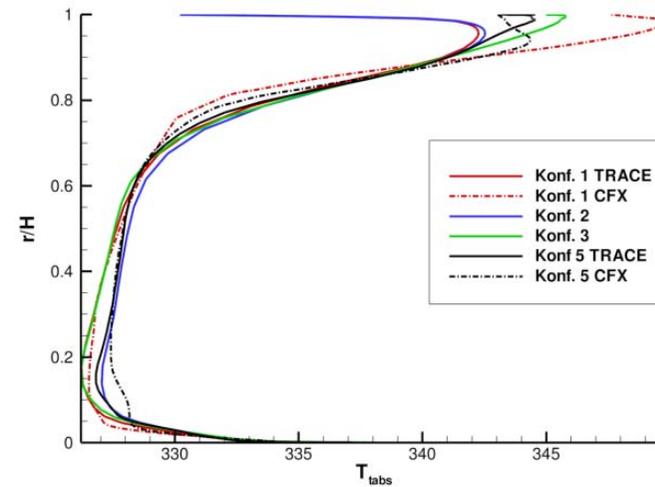
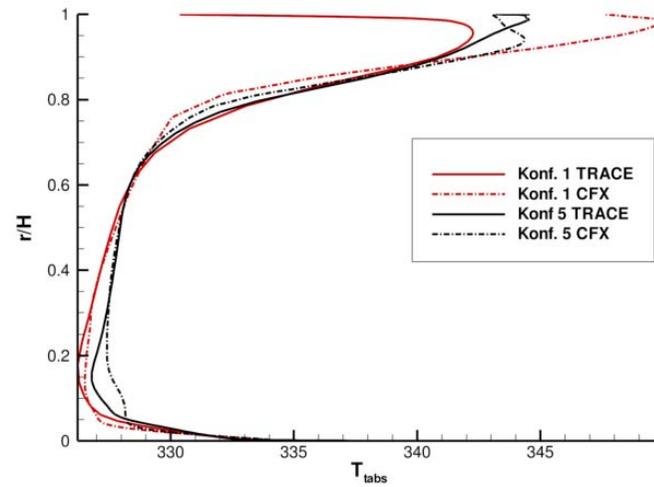


Abbildung 2-2: Radiale Verteilungen der absoluten Totaltemperatur am Rotoraustritt (oben, unten links) und des relativen Abströmwinkels (unten rechts)

In der Abbildung 2-2 oben links sind die Konfigurationen 1 und 5 im Vergleich zwischen TRACE und CFX aufgetragen. Zunächst fällt auf, dass die sehr fein aufgelöste Konfiguration 5 mit beiden Strömungslösern sehr ähnliche Resultate erzeugt. Dies gilt sowohl für die Kanalmitte als auch für die Randzonen. Die relativ grobe Konfiguration 1 hingegen weicht sowohl in der Kanalmitte als auch in den Randzonen von den Werten der feinen Konfiguration ab. Insbesondere im Bereich des Rotorspaltes weichen die Ergebnisse der groben Netze erheblich von denen der feinen Netze ab. Während TRACE eine zu niedrige Totaltemperatur in Wandnähe voraussagt, berechnet CFX die Wandnahe Strömung mit einer zu hohen Totaltemperatur. Dieses Verhalten findet man auch in den integralen Werten der Tabelle 4 wieder.

In der Abbildung 2-2 rechts oben werden nun die Ergebnisse der Konfigurationen 2 und 3 mit denen von 1 und 5 verglichen. Die Ergebnisse sind konsistent. Konfiguration 2 folgt im mittleren Kanalbereich der feinen Auflösung Konfiguration 5 und im Bereich des Rotorspaltes der groben Auflösung von Konfiguration 1. Dagegen verhält sich die numerisch berechnete Totaltemperatur von Konfiguration 3 genau andersherum. Trotz der unterschiedlichen Netzauflösung im Gehäusespalt sind dort die Ergebnisse der Konfigurationen 5 und 3 sehr ähnlich.

Als optimaler Kompromiss zwischen Rechenzeit und Genauigkeit kann Konfiguration 4 angesehen werden (Abbildung 2-2, unten links). Mit einer Low Reynolds Auflösung auf dem Blatt und 18 Netzpunkten im Gehäusespalt gibt sie die Ergebnisse der sehr fein aufgelösten Konfiguration 5 am besten wieder. Es sei noch erwähnt, dass die Kinematik nur unwesentliche Sensitivität bezüglich der Rechennetauflösung oder des Strömungslösers aufweist, wie in Abbildung 2-2 rechts unten mit Hilfe des relativen Abströmwinkels gezeigt wird.

2.2 Definition der numerischen Konfiguration

Wie bereits erwähnt, wurden sämtliche Rechnungen mit einem Zweistufen-Modell typischer Siemens Hochdruckverdichter-Stufen durchgeführt. Die verwendeten Stufen entsprechen im Wesentlichen den Stufen 12 und 13 aus der Testverdichterkonfiguration [4]. Die Konfiguration ist in der Abbildung 2-3 im S2-Schnitt dargestellt. Beide Statorreihen sind mit Nabenspalt ausgeführt. Der Einfachheit halber wird im Folgenden von Stufe 1 und 2 gesprochen.

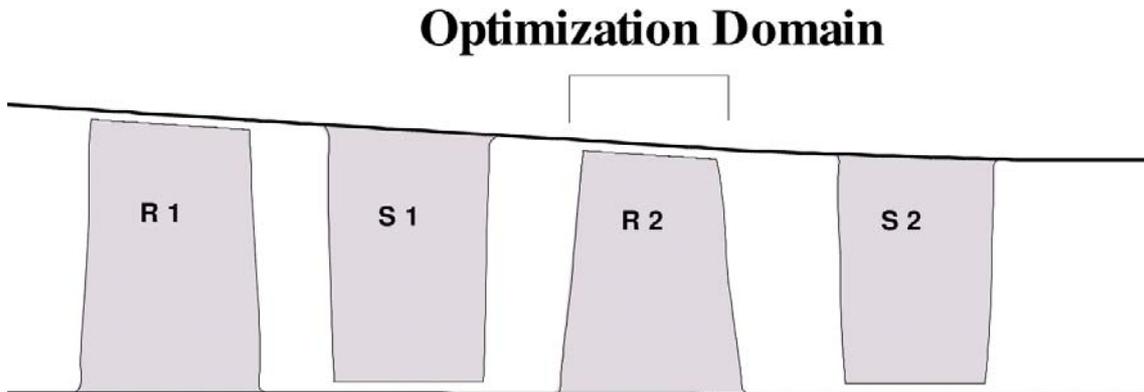


Abbildung 2-3: Darstellung der Konfiguration im S2-Schnitt

Die erste Stufe wurde während der verschiedenen Optimierungen nicht verändert. Trotzdem erfüllte sie die wichtige Funktion, die realistischen Zuströmbedingungen zu Stufe 2 zu generieren. Da durch Veränderungen an Rotor 2 auch stromauf relevante Strömungseffekte entstehen können wurde somit durch den Einsatz von Stufe 1 abgesichert, dass die Rückkopplungseffekte in der Optimierung angemessen berücksichtigt werden und nicht auf eine feste Randbedingung optimiert wurde. Die Darstellung des Abströmwinkels in Abbildung 2-2 rechts unten zeigt, dass die Netzauflösung im gewählten Bereich nur geringen Einfluss auf die Kinematik der Strömung hat. Daher wurde die erste Stufe relativ grob aufgelöst vernetzt, um Rechenzeit zu sparen. So wurden die Reihen der Stufe 1 mit 41 Netzlinien in radialer Richtung aufgelöst, wovon neun im Spalt platziert wurden. Dies führte zu einer Gesamtknotenzahl von etwa 425.000 Knoten pro Schaufelreihe von Stufe 1.

Im Gegensatz zu Stufe 1 stand bei Stufe 2 die Optimierung des Rotors 2 im Blattspitzenbereich im Vordergrund. Der zu optimierende Bereich ist schematisch auch in Abbildung 2-3 als „Optimization Domain“ gekennzeichnet. Deshalb wurde eine feine Netzauflösung, ähnlich der Konfiguration 4 aus Tabelle 1 gewählt. Sowohl der Rotor 2 als auch der Stator 2 wurden mit 81 Netzlinien in radialer Richtung aufgelöst, wovon jeweils 17 auf die Spalte entfielen. Die Gesamtknotenzahl beträgt damit etwa 850.000 Knoten pro Schaufelreihe von Stufe 2. Die Knotenanzahl für die numerische Konfiguration, bestehend aus Stufe 1 und 2, beläuft sich auf etwa 2.500.000 Knoten.

Alle Reihen wurden mit der DLR standard OCH-Topologie (siehe Abbildung 2-1) vernetzt. Hierbei kam der DLR/CFD-Norway Vernetzer G3DMESH [8] zum Einsatz. Abbildung 2-4 zeigt das Rechnernetz von Rotor 2 (links) und die verfeinerte Auflösung des Rechengbietes im Spaltbereich von Rotor 2 (rechts).

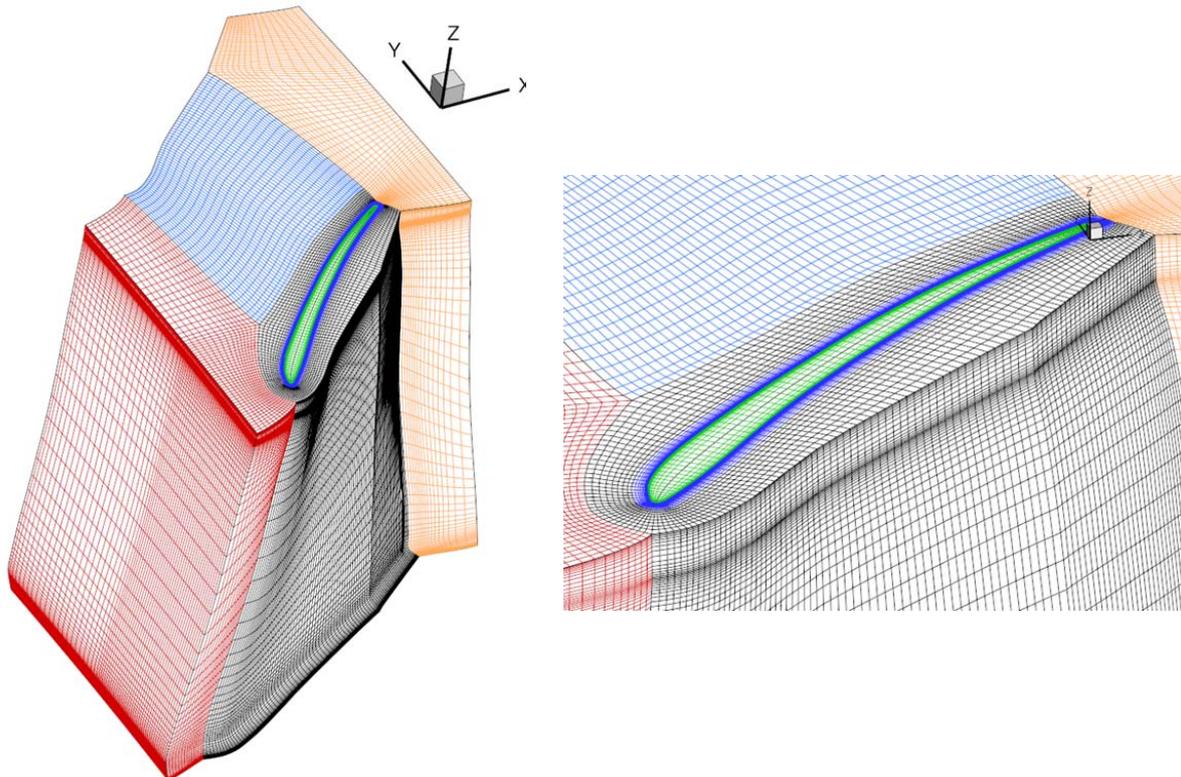


Abbildung 2-4: Rechennetz von Rotor 2 (links) und Spaltauflösung (rechts)

Da die Arbeiten hauptsächlich bei dem DLR Institut für Antriebstechnik durchgeführt wurde, kam für die Berechnung der Verdichterströmung das DLR eigene Berechnungsverfahren TRACE [6, 7] zum Einsatz. An wichtigen Meilensteinen wurden die Projektergebnisse bei Siemens mit dem kommerziellen Berechnungsverfahren CFX gegen gerechnet. Die Ergebnisse beider Verfahren wurden dann zur Qualitätssicherung verglichen.

Abschließend ist zu bemerken, dass sich die relativ aufwendige Rechennetzvalidierung und die sorgfältige Auswahl der numerischen Konfiguration während der gesamten Projektlaufzeit auszahlen. Alle Rechnungen wurden mit der gewählten Konfiguration durchgeführt. Inkonsistente Ergebnisse aufgrund von Rechennetzungenauigkeiten oder Randbedingungen traten nicht auf. Auch die bei wichtigen Projektmeilensteinen durchgeführten Vergleichsrechnungen bei Siemens zeigten immer sehr ähnliche und konsistente Ergebnisse.

2.3 2D-Schnittoptimierung

2.3.1 Einleitung

In der traditionellen Auslegung von Verdichter- und Turbinenbeschaufellungen spielt die Auslegung und Optimierung der Profilschnitte in der S1-Ebene (Blade to Blade Ebene) immer noch eine entscheidende Rolle. Klassisch wird versucht durch eine geeignete Formgebung eines aerodynamischen Profils auf einer Stromlinie, die gewünschte Druckverteilung auf Druck- und Saugseite des Profils zu erzeugen und so den Arbeitsumsatz des Profils in der 2D-Ebene festzulegen. Alternativ wird auch versucht, die Profilierung so zu gestalten, dass sich die entstehende Druckverteilung einer bereits bekannten, idealen Druckverteilung annähert (Inverses Design). Auch die in diesem Projekt verwendete Beschaufelung mit der Siemens HPA-Familie wurden mit Hilfe von 2D-Auslegungsverfahren entwickelt [1, 2, 3].

In den letzten Jahren ist man verstärkt auch dazu übergegangen, automatisierte Optimierungsalgorithmen mit 2D-Profildesignprogrammen zu koppeln [9].

Zu Beginn des Projektes stellte sich die Frage, ob auch mit einer 2D-Optimierung der Profilgeometrien im Blattspitzenbereich eine deutliche Verbesserung bezüglich des Wirkungsgrades zu erreichen ist. Vom theoretischen Standpunkt aus ist dies zu verneinen, da die angestrebte 2D-Optimierung in einem Profilschnitt nahe der Blattspitze angestrebt wurde, wo das Strömungsfeld eindeutig von dreidimensionalen Strömungseffekten bestimmt ist. Im Blattspitzenbereich sind hier vor allem die Einflüsse der Spaltströmung und der stehenden Gehäusewand zu nennen. Abbildung 2-5 (links) stellt die absolute Rotation des Strömungsfeldes in x-konstant-Ebenen dar. Es ist deutlich zu sehen, dass das Strömungsfeld durch die 3-dimensionale Struktur des Blattspitzenwirbels im Gehäusebereich dominiert wird.

Die 3D-Strömungseffekte beeinflussen die 2D-Profilauslegung im S1-Schnitt folgendermaßen:

- Durch die Blockagewirkung des Spaltwirbels ist die Rotationssymmetrie der Ebenen gleichen relativen Massenstroms im Blattspitzenbereich nicht mehr gegeben. Dadurch existiert die Stromlinie, welche die 2D Auslegung benötigt, im Sinne der Wu'schen Theorie nicht mehr.
- Die lokale Geschwindigkeitsverteilung im Blattspitzenbereich und damit die isentrope Machzahlverteilung auf dem Profil wird wesentlich durch den Spaltmassenstrom beeinflusst und unterscheidet sich deutlich von der isentropen Machzahlverteilung eines Profils in einem 2-dimensional dominierten Strömungsfeld. Dies gilt für die Profilschnitte, die etwa 1-2 Spalthöhen unter der Blattspitze liegen [10, 11, 12] und insbesondere für die Profilsaugseite. Abbildung 2-5 (rechts) zeigt den Einfluss des Spaltwirbels auf die Machzahlverteilung in einem S1-Schnitt nahe der Blattspitze.

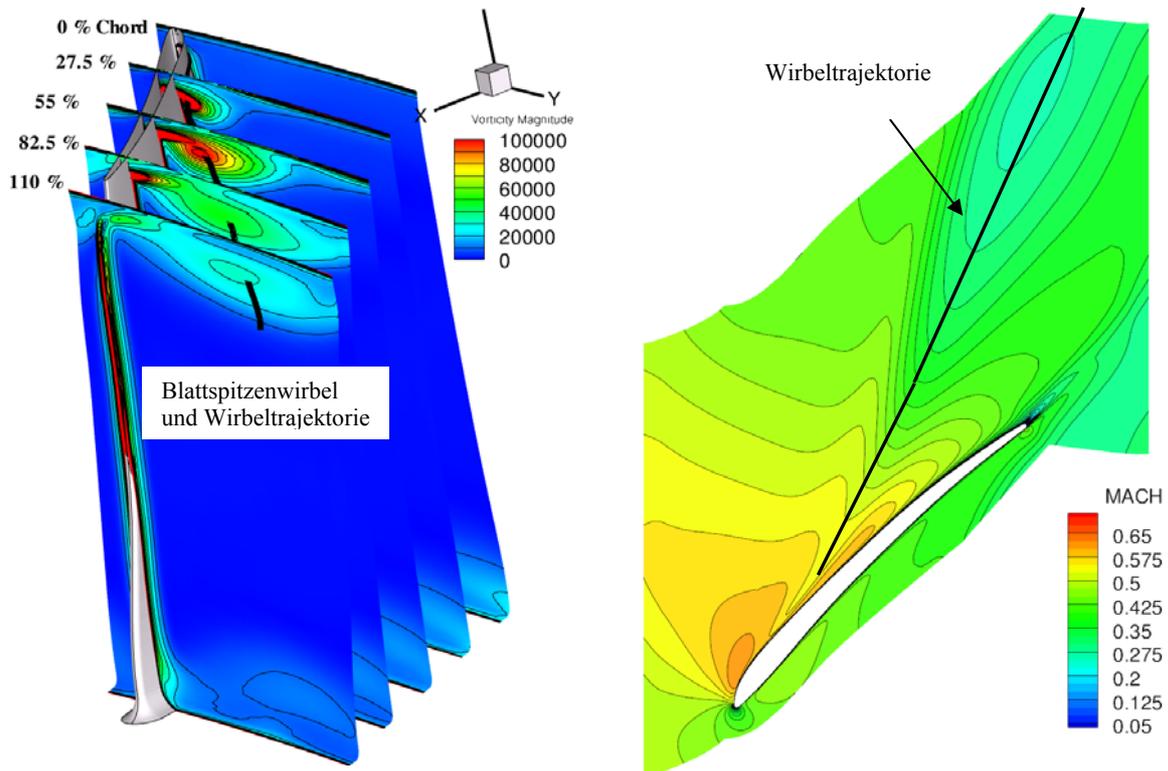


Abbildung 2-5: Absolute Rotation des Strömungsfeldes (links) und Machzahlverteilung in einem Schnitt nahe der Blattspitze (rechts)

2.3.2 2D-Optimierung mit MISES und TRACE

Um die Notwendigkeit der vollständig dreidimensionalen Analyse zu belegen, wurde sollte zu Projektbeginn eine Abschätzung getroffen werden, ob und wenn ja, in wie weit eine im Vergleich zur dreidimensionalen wesentlich weniger aufwendige zweidimensionale Optimierung der Profilschnitte im Blattspitzenbereich zum Erfolg führt.

Zunächst wurde eine einfache Optimierung eines gehäusenahen Profilschnittes mit dem 2D-Euler-Grenzschicht-Verfahren MISES [13] durchgeführt. Als Optimierungstool wurde wiederum AutoOpti [5] eingesetzt. Es wurde eine umfangsgemittelte Stromlinie aus der 3D-CFD-Rechnung der Originalkonfiguration verwendet. Die Optimierung führte nicht zum Erfolg und soll daher hier nicht weiter beachtet werden.

In einem zweiten Schritt wurde eine automatisierte Optimierung mit TRACE als Strömungslöser und AutoOpti als Optimierer verwendet. Die 2D-Rechnung mit TRACE wurden mit einer Zelle in radialer Richtung durchgeführt (zwei Linien in radialer Richtung). In der S1 Ebene wurde die Auflösung aus der 3D-Konfiguration verwendet. Die automatische Prozesskette entspricht der in den 3D-Optimierungen benutzte Prozesskette.

Der Vorteil einer 2D-TRACE-Rechnung gegenüber einem 2D-Euler-Grenzschicht-Verfahren wie MISES [13] ist, dass die Rechnung die Profilschnitte mehrerer Schaufelreihen beinhalten kann, so dass relevante Strömungseffekte von Profilschnitten benachbarter Schaufelreihen mitbetrachtet werden können [14].

In der vorliegenden Optimierung wurde ein Profilschnitt nahe der Blattspitze von Rotor 2 verwendet und ein Profilschnitt in der gleichen Stromröhre von Stator 2. Hierzu wurde eine umfangsgemittelte Stromröhre aus der 3D-CFD-Rechnung der Originalkonfiguration bei 97% des relativen Massenstroms verwendet. Die Stromröhre hatte eine Höhe, die 1 % Massenstrom entsprach. Der Verlauf der ausgewählten umfangsgemittelten Stromlinie ist in Abbildung 2-6 dargestellt. Die Wirkung der Blockage des Blattspitzenwirbels auf den Verlauf der Stromlinien ist ebenfalls zu sehen. Die Randbedingungen für die 2D-Rechnungen am Ein- und Austritt wurden ebenfalls aus der 3D-CFD-Rechnung der Originalkonfiguration übernommen.

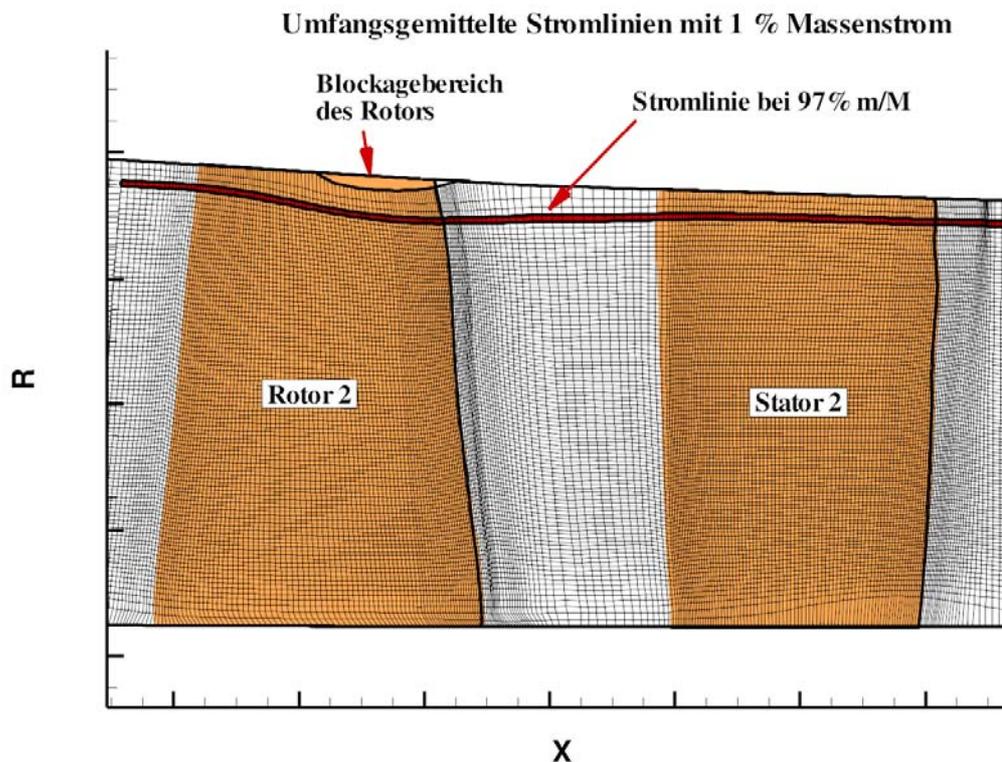


Abbildung 2-6: Verlauf der umfangsgemittelten Stromlinien mit jeweils 1% Massenstrom

Für einen besseren Überblick ist in Abbildung 2-7 das Rechenggebiet der 2D-Optimierung mit TRACE im 3D-Raum mit Schaufeln dargestellt. Die Rechenzeit für eine 2D-TRACE Rechnung lag bei etwa 5 Minuten auf einer Dual-Core-CPU. Es wurden insgesamt 5000 Konfigurationen als 2D-Rechnung evaluiert. Die Anzahl der freien Parameter lag bei 29. Es wurde die DLR-Standard-Schaufelparametrisierung verwendet [5]. Die Parameter wurden in weiten Grenzen freigegeben. Eine schematische Übersicht der freigegebenen Parameter findet sich in Tabelle 6. Als Zielfunktionen wurden die Profilverluste und das Totaldruckverhältnis der Profilschnitte definiert. Hierbei sollte das Totaldruckverhältnis möglichst maximiert werden, um so die Blockage im Blattspitzenbereich zu verringern.

Tabelle 6 - Schematische Übersicht über die freigegebenen Parameter

Rotor 2	Stator 2
Staffelungswinkel	Staffelungswinkel
VK-, HK-Winkel	
Verlauf Druckseite	
Verlauf Saugseite	
VK-Design	
HK-Design	

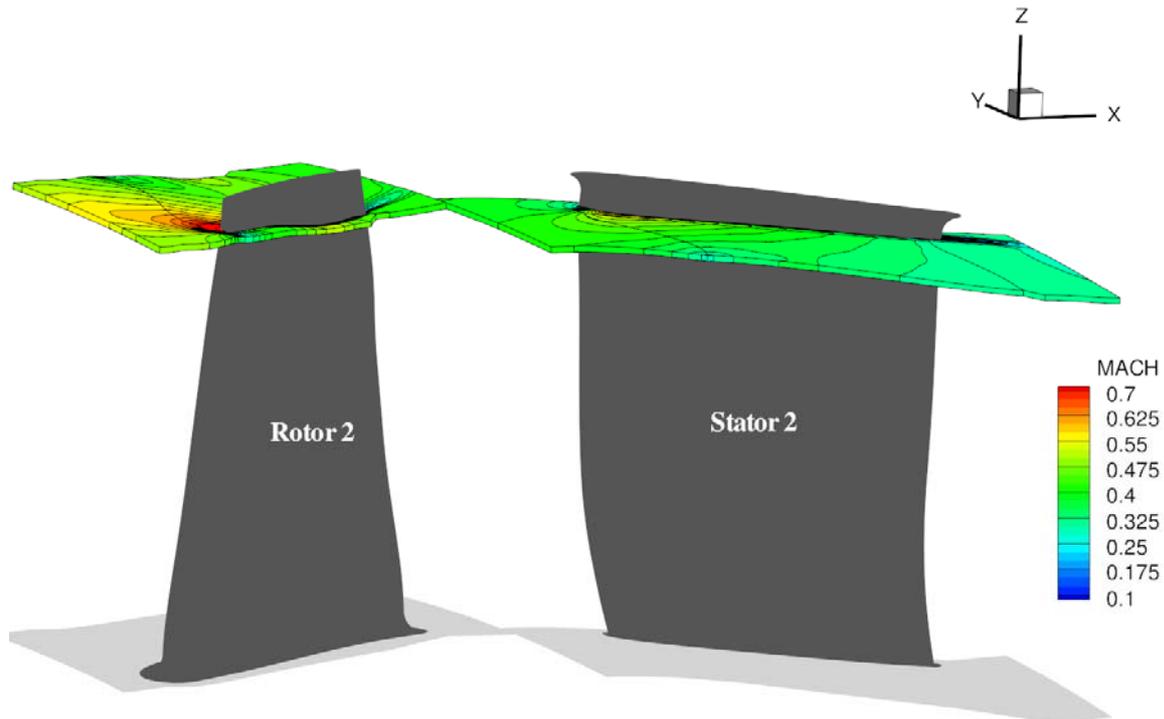


Abbildung 2-7: Rechengebiet der 2D-Optimierung, dargestellt im 3D-Raum

2.3.3 Ergebnisse

Im Folgenden werden die Ergebnisse des 2D-Optimierungsschritts mit TRACE kurz erörtert. Exemplarisch wird eine Konfiguration aus der 2D-Optimierung vorgestellt. Der neue optimierte 2D-Profilschnitt wurde in eine 3D-Schaufelgeometrie integriert (Abbildung 2-8, rechts) und anhand einer 3D-CFD-Rechnung mit der Originalkonfiguration verglichen

Die Änderungen in der Profilierung des gehäusenahen Rotorschnitts sind in Abbildung 2-8 (links) zu sehen. Die Originalprofilierung ist in blau dargestellt, das exemplarische Ergebnis aus der 2D-Optimierung mit TRACE in rot. Ein Vergleich der 3D-Geometrien im Blattspitzenbereich ist in Abbildung 2-8 rechts zu sehen. Die Optimierung führte zu einem dünneren Profil mit stärkerer Wölbung. Auch in der schwerpunktgefädelten 3D-Geometrie lässt sich die optimierte 2D-Profilierung deutlich wiedererkennen. Im Gegensatz zu der stark vorne belasteten original HPA-Profilierung, liegt die Hauptbelastung der optimierten Profilierung bei dem Punkt der maximalen Wölbung bei etwa 45% Sehnenlänge.

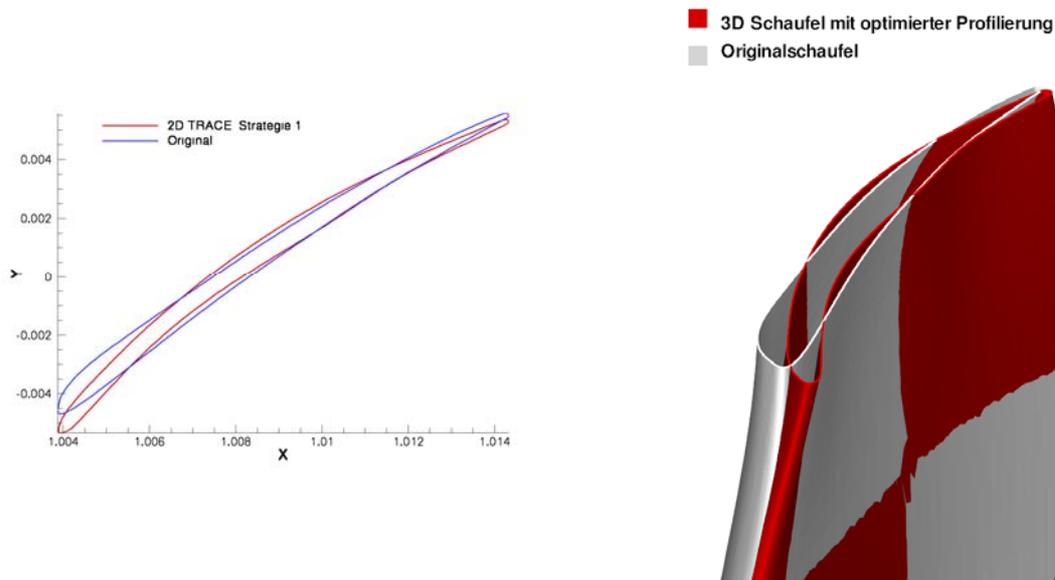


Abbildung 2-8: links: Vergleich zwischen der Originalprofilierung (blau) und der Profilierung aus der 2D-Optimierung mit TRACE (rot); rechts: Abbildung der 3D-Geometrien im Blattspitzenbereich

Das Ergebnis ist in Abbildung 2-9 dargestellt, die die isentrope Machzahlverteilung aus der 3D-Rechnung der Originalschaufel und der modifizierten Schaufel bei einem relativen Massenstrom von 72%, 97% und 99% vergleicht. Bei 72% relativem Massenstrom zeigen beide Schaufeln den für eine HPA-Profilierung typischen Machzahlverlauf eines sehr stark vorne belasteten Profils. Unterschiede sind kaum festzustellen. Bei 97% und 99% relativem Massenstrom ist bei der Originalschaufel die typische HPA-Machzahlverteilung nicht mehr zu erkennen, da hier die Machzahlverteilung auch durch den Spaltmassenstrom bestimmt wird. Die optimierte Profilierung trägt die Hauptlast an dem Punkt der maximalen Wölbung bei etwa 45% Sehnenlänge. Durch die Drehung der Vorderkante in Richtung der Zuströmung und die Reduzierung der Dicke im vorderen Profilbereich, nimmt die Profilbelastung an der Vorderkante deutlich ab.

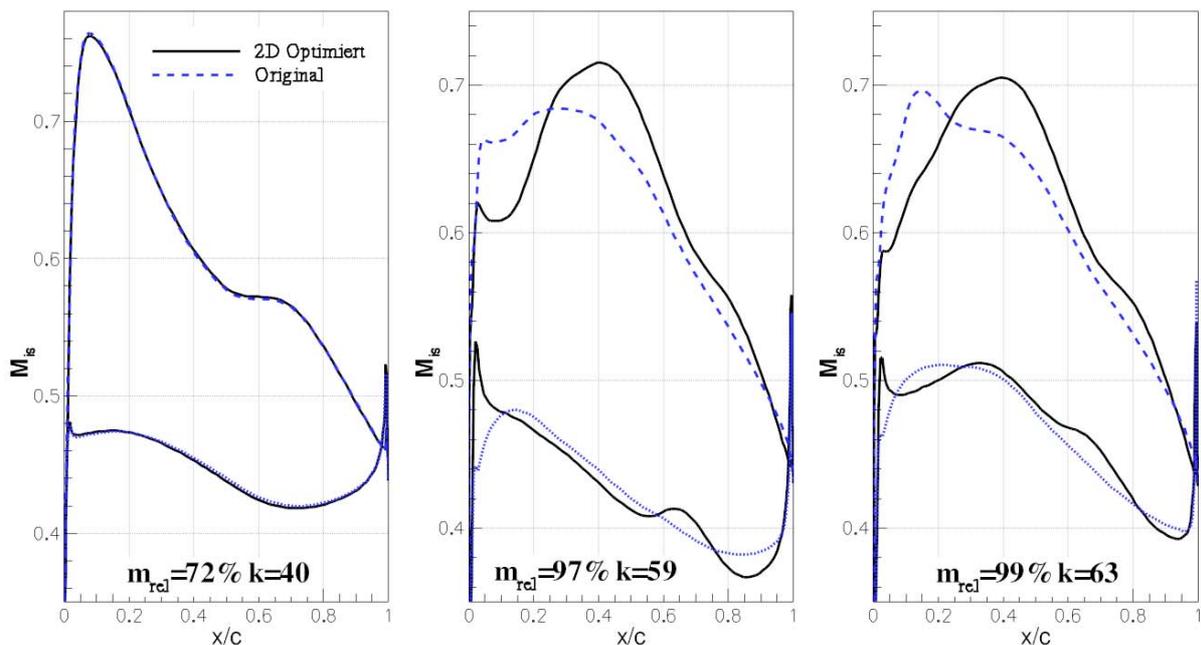


Abbildung 2-9: Vergleich der isentropen Machzahlverteilungen bei 72%, 97% und 99% des relativen Massenstroms

Insgesamt führte die 2D-Optimierung des Profils in Blattspitzennähe jedoch nicht zu einem erhöhten Wirkungsgrad der Stufe 2 im Auslegungspunkt (-0.1%), obwohl die Profilverluste innerhalb der 2D-Optimierung reduziert werden konnten und die Profilbelastung deutlich von der Vorderkante auf den mittleren Teil der Profilierung gebracht wurde. Somit konnten die Bedenken, die hinsichtlich einer 2D-Optimierung in einem Strömungsfeld, welches von 3D-Effekten dominiert wird, geäußert wurden, bestätigt werden. Die Hauptgründe hierfür können wie folgt zusammengefasst werden:

- Eine zweidimensionale Profilloptimierung in einer Stromfläche berücksichtigt nur die Profilverluste und nicht die Verluste durch die Spaltströmung.
- Die Rückkopplung zwischen Spaltströmung und der Belastungsverteilung an dem Blattspitzenprofil kann nicht wiedergegeben werden und die isentrope Machzahlverteilung des Blattspitzenprofils in einer zweidimensionalen Optimierung entspricht nicht derjenigen in einem dreidimensionalen Strömungsfeld, da die Spaltströmung insbesondere die Machzahl auf der Saugseite nahe der Blattspitze beeinflusst.
- Durch die Versperrung des Strömungskanals existiert keine umfangsgemittelte Stromlinie im Sinne der Wu'schen Theorie.
- Die Änderung der umfangsgemittelten Stromröhre durch eine Änderung der Profilbelastung bleibt unberücksichtigt.

3. 3D-Optimierung

3.1 Vorgehensweise und Parametrisierung der Optimierung

Die Ergebnisse aus Kapitel 2 zeigen, dass das Ziel, eine erhöhte Effizienz im Blattspitzenbereich einer Laufschaufel im Auslegungspunkt zu erreichen, komplex ist und kaum mit vereinfachten Annahmen oder einfachen Parametervariationen zu realisieren ist. Es empfiehlt sich also, zielgerichtet den möglichen geometrischen Parameterraum zu definieren und die möglichen Potentiale mit Hilfe von 3D-CFD-Rechnungen zu bestimmen.

Im Wesentlichen besteht die Definition der Geometrie einer Turbomaschine aus folgenden Komponenten:

- Meist achsensymmetrische Ringraumgeometrie
- Parametrisierte Profilgeometrie und Fädellinie

Die Größe des Parameterraums (Anzahl der feien Parameter) lässt prinzipiell eine Vielzahl von möglichen Herangehensweisen an das Problem der Blattspitzenoptimierung zu. Allerdings erscheint es aus mehreren Gründen sinnvoll, die Geometrie beschreibenden Parameter in die oben genannten funktionalen Gruppen einzuteilen.

Zum ersten erleichtern Parametergruppen ein strukturiertes Vorgehen mit klarer Abgrenzung von Ursache und Wirkung. Zum Zweiten kann einer Parametergruppe ein eindeutiges Verbesserungspotential zugeordnet werden. Letzteres ermöglicht es im späteren Maschinenauslegungsprozess, die vorhandenen Potentiale flexibel und unter Berücksichtigung der gegebenen Randbedingungen bestmöglich einzusetzen.

Wie in

Abbildung 1-2 dargestellt, wurde deshalb eine Aufteilung der 3D-Optimierungsschritte in drei Kategorien unternommen. Die erste Kategorie beschäftigte sich ausschließlich mit der Optimierung der Ringraumgeometrie. In der zweiten Kategorie erfolgte die Optimierung der Profilierung im Blattspitzenbereich. Zum Abschluss der Optimierungsphase stand die Optimierung des Gesamtsystems im Vordergrund, wobei sowohl die Kombination der Einzellösungen getestet und bewertet wurde, als auch eine volle 3D-Optimierung der Blattspitzenprofilierung und des Ringraums gleichzeitig durchgeführt wurde.

Da die Optimierungsaufgabe auf den Rotor 2 begrenzt war, wurden auch die Freigaben für den Ringraum auf diesen Bereich begrenzt (siehe Abbildung 2-3). Im zweiten Schritt lag der Fokus des Projektes alleine auf der Optimierung der Schaufelgeometrie im Blattspitzenbereich. Somit wurden für die Optimierung der Profilgeometrie im Blattspitzenbereich zunächst nur die obersten beiden Konstruktionsprofile von Rotor 2 freigegeben. Es wurden also nur die obersten 20% der Schaufel geändert. In der abschließenden Gesamtoptimierung wurde jedoch zusätzlich eine leichte Veränderung der Metallwinkel des dritten Konstruktionsprofils von oben zugelassen, um eine glatte Schaufelgeometrie zu erhalten. Die Konstruktionsprofile von Rotor 2 sind in Abbildung 3-1 dargestellt.

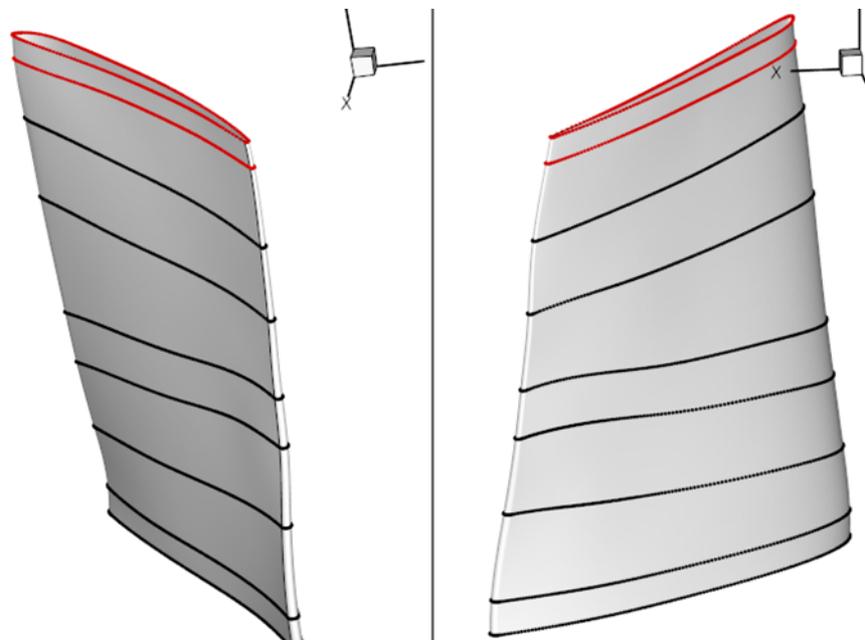


Abbildung 3-1: Rotor 2 mit Konstruktionsprofilen

3.2 AutoOpti und die Prozesskette

Bevor man die aerodynamische Verdichterauslegung mit einer Optimierungsstrategie zu einem automatisierten Auslegungstool verbinden kann, muss die benötigte Prozesskette einen Automatisierungsgrad erreichen, so dass im Prozessablauf auf jeglichen manuellen Eingriff verzichtet werden kann und für alle auftretenden Parametersätze konvergente Lösungen oder definierte Fehlermeldungen erzeugt werden.

Sowohl der genetische Optimierungsalgorithmus AutoOpti [5, 17] als auch die automatisierte Prozesskette wurde am DLR Institut für Antriebstechnik entwickelt. Auf die genaue Wirkungsweise einzelnen Werkzeuge innerhalb der Prozesskette soll an dieser Stelle nicht eingegangen werden. Hier sei auf [5, 17] verwiesen. Trotzdem werden AutoOpti und die

einzelnen Schritte der 3D-Optimierung im Folgenden vorgestellt. Hierzu ist das Flussdiagramm von AutoOpti in Abbildung 3-2 dargestellt.

3.2.1 AutoOpti

Bei AutoOpti handelt es sich um ein auf der Evolutionsstrategie basierendes, mittels MPI parallelisiertes und durch Metamodelle beschleunigtes Programmpaket zur Mehr-Ziel-Optimierung (Multi Objective) beliebiger Zielfunktionen unter Einhaltung von Nebenbedingungen. Bei der Entwicklung von AutoOpti wurde, im Hinblick auf die aerodynamische Optimierung, besonderer Wert darauf gelegt, numerisch kostspielige Zielfunktionen (deren Charakter i.A. unbekannt sind), die von vielen freien Parametern abhängen, optimieren zu können

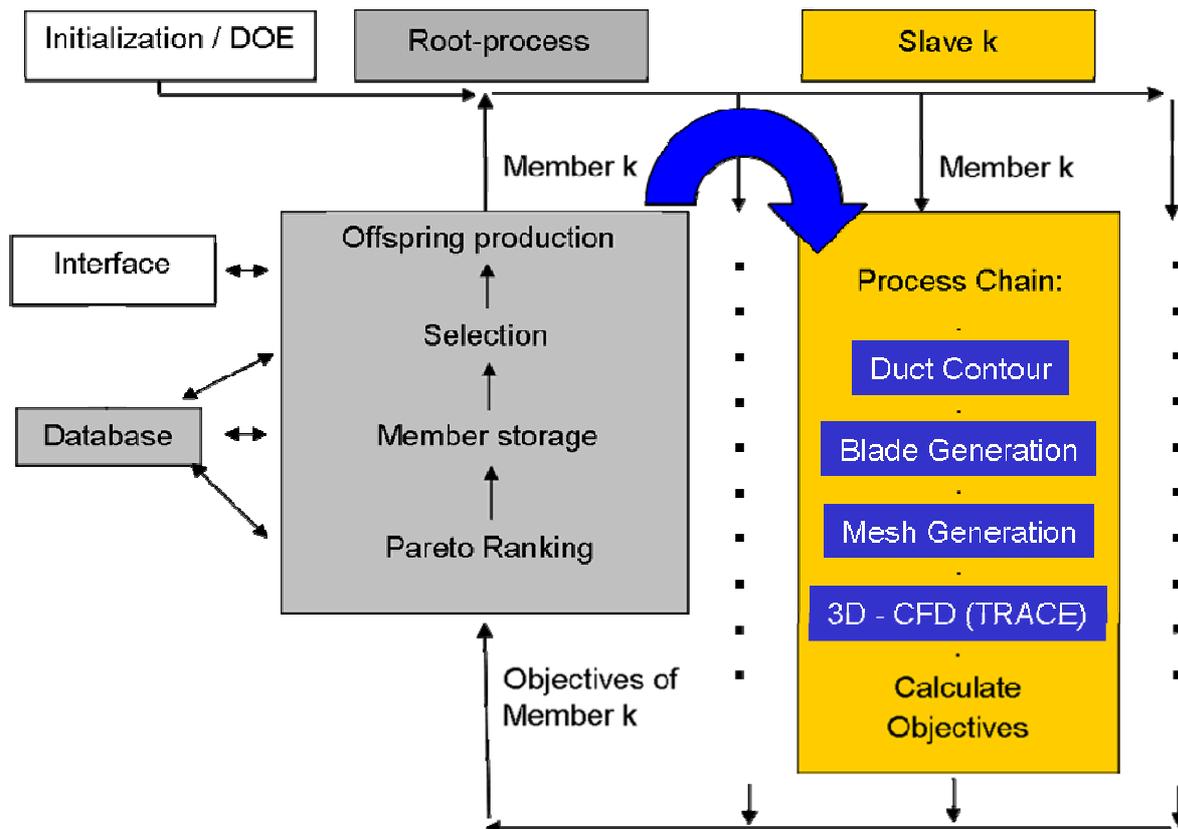


Abbildung 3-2: Flussdiagramm von AutoOpti mit automatisierter Prozesskette

Bei der aerodynamischen/strukturmechanischen Verdichterauslegung müssen teilweise konträre Ziele verfolgt und Kompromisse gefunden werden. Wenn diese unterschiedlichen Forderungen in einer Einzeloptimierung (SO Single-Objective) berücksichtigt werden sollen, müssen die einzelnen Kriterien gegeneinander gewichtet und zu einer einzigen Zielfunktion zusammengefasst werden. Die Gewichtung muss folglich vor dem Start der Optimierung erfolgen und legt die Suchrichtung im Zielfunktionsraum fest.

Der Ansatz der Mehr-Ziel-Optimierung (MO) bietet die Möglichkeit, mehrere Ziele gleichzeitig zu verfolgen. Nach dem Abschluss der Optimierung muss der/die verantwortlichen Designer aus der Menge aller optimalen Lösungen eine Konfiguration als Kompromiss auswählen. Evolutionäre Algorithmen gelten als besonders geeignet für MO-Optimierungen, da sie in der Lage sind das absolute Optimum zu finden und im Verlauf der Optimierung viele Parametersätze erzeugen und somit eine große Datenbasis für die

Bestimmung der Paretofront. Die Begriffe Dominanz, Paretorang und Paretofront sind in [5] definiert.

Der prinzipielle Aufbau von AutoOpti lässt sich am Besten an Hand des Flussdiagramms in Abbildung 3-2 erläutern. Die Aufgabe der Slave-Prozesse (orange) liegt in der Zielfunktionsauswertung und somit im Durchlaufen der automatisierten Prozesskette. Der Root-Prozess (grau hinterlegt) beinhaltet die eigentliche Optimierung. Er empfängt für jeden versendeten Satz freier Parameter der Optimierung vom Slave-Prozess (orange) die Zielfunktionswerte (fitness) und vom Benutzer definierten physikalischen Größen (flowparam) und somit einen bewerteten Member. Danach wird, im Abgleich mit der Datenbasis aller bewerteter Member, der Paretorang dieses neuen Members bestimmt und er wird mittels dieses Gütekriteriums in die Datenbasis einsortiert und abgespeichert. Abgespeichert werden alle physikalischen Parameter (flowparam), alle Zielfunktionswerte (fitness), der jeweilige Vererbungsoperator, der Paretorang, und die freien Parameter des Members. Im nächsten Schritt werden geeignete Member aus der Datenbank ausgewählt, die Eltern für ein neues Individuum werden können. Bei der Elternauswahl sind zwei Kriterien zu beachten:

- a) Je kleiner der Paretorang eines Members, desto größer die Wahrscheinlichkeit des Members als Elternteil selektiert zu werden.
- b) Keine Region der Paretofront sollte für die Elternauswahl bevorzugt werden, wenn dies nicht über spezielle Input-Parameter eingestellt wird.

Nun wird mittels einer Zufallszahl ein Vererbungsoperator gewählt, mit dem ein neuer Member erzeugt werden soll. Hierbei kann zwischen vier Operatoren gewählt werden, die mit unterschiedlichen Wahrscheinlichkeiten (gesteuert über Input-Parameter) für die Neuerzeugung eines Members herangezogen werden können:

- Differential Evolution [15]
- Mutation [16]
- Crossover [16]
- Gradient-Shot [15]

Die detaillierte Erläuterung der angegebenen Operatoren kann der Literatur entnommen werden. Der neu erzeugte Member wird dann wieder zur Zielfunktionsauswertung an den gleichen Slave-Prozess versendet, von dem der Root-Prozess den gerade abgespeicherten Member erhalten hat. Der Root-Prozess begibt sich dann wieder in die Ausgangssituation und wartet bis er von einem beliebigen Slave-Prozess den nächsten bewerteten Member empfängt. Dieser Zyklus wird dann so lange weiter geführt, bis ein Konvergenzkriterium erfüllt ist oder der Nutzer AutoOpti abbricht. Um die Evolutionsstrategie zu beschleunigen und um dem Designer die Möglichkeit zu geben eine Optimierung während der Laufzeit zu beeinflussen, wurde in AutoOpti der sog. Nebeneingang (Interface) implementiert. In diesen Nebeneingang kann der Nutzer (oder andere externe Programme) zur Laufzeit der Optimierung Datensätze freier Optimierungsparameter hinterlegen. Der Root-Prozess überprüft den Nebeneingang und überschreibt ggf. den mittels Vererbungsoperatoren erzeugten Member, bevor dieser verschickt wird. Man kann also die folgende „Vorfahrtsregel“ aufstellen: Nebeneingang vor Vererbung. In den Optimierungen dieses Projektes wurde der Nebeneingang ausschließlich dafür benutzt, AutoOpti mit beschleunigenden Metamodellen zu koppeln. Zur Funktionsweise und Anwendung dieser Metamodelle siehe auch [5, 17].

3.2.2 Die Prozesskette

Die automatisierte Auslegungsprozesskette wurde innerhalb des Slave-Prozesses (Abbildung 3-2, orange) in AutoOpti abgearbeitet. Für die Optimierung der Gehäusekontur, der Blattspitzenprofilierung und der Fädellinie waren, wie in Abbildung 3-2 dargestellt, fünf Prozesse notwendig:

- Die Erzeugung der Ringraumkontur
- Die Erzeugung der 3D-Schaufelgeometrie
- Die Erzeugung des CFD Rechenetzes
- Die Berechnung der Strömungslösung
- Auswertung der Zielfunktion

Die Erzeugung der Ringraumkontur und der 3D-Schaufelgeometrie erfolgt im Schaufelgenerator (Bladegenerator) des DLR Institut für Antriebstechnik. Der Schaufelgenerator ist ebenfalls in [5] beschrieben. Während die Ringraumkontur durch einfache Splines durch eine beliebige Punktmenge erzeugt wird, die den Naben- oder Gehäuseverlauf der Maschine festlegt, erfolgt die Erzeugung der Schaufelgeometrie in zwei Schritten:

- Der Profilierung
- Der Fädelung

Für die Schaufel wurden insgesamt neun Konstruktionsprofile verwendet, wie in Abbildung 3-1 zu sehen.

Die Generierung des 3D-CFD-Rechenetzes erfolgte nach den Vorgaben aus der Netzvalidierungsstudie mit G3DMESH [8], die Kapitel 2.1 geschildert ist. Es wurde in allen Optimierungen die gleiche Rechenetzauflösung aus Kapitel 2.1 verwendet. Die Berechnung der Strömungslösung erfolgt mit TRACE.

3.3 Optimierung der Ringraumgeometrie

In einem ersten Schritt wurde in diesem Projekt der Einfluss einer Variation des Gehäuseverlaufs auf das Betriebsverhalten der Stufe 2 untersucht. Zunächst wurden bei der Optimierung der Ringraumgeometrie nur wenige freie Optimierungsparameter eingesetzt. Dies hatte den Vorteil, dass eine ungefähre Abschätzung des Verbesserungspotentials durch eine optimierte Gehäusekontur relativ schnell erfolgen konnte. Außerdem konnte durch einen zügigen Optimierungsverlauf die Robustheit der Prozesskette und die Konsistenz der Ergebnisse schnell getestet werden. Da die Ergebnisse sehr vielversprechend waren, wurden im Anschluss an die Optimierung noch die Bewertung des Optimierungsergebnisses bezüglich des Teillastverhaltens und mehrere Parameterstudien durchgeführt. Die Ergebnisse der Ringraumoptimierung sind auch in [12] und [21] dargestellt.

3.3.1 Freie Parameter auf dem Ringraum und geometrische Restriktionen

Die Parametrisierung der Ringraumkontur erfolgte durch die Festlegung von Punkten auf der originalen Strakgeometrie, die in radialer Richtung (nach innen oder nach außen) in

vorgegebenen Grenzen als verschiebbar angesehen wurden. Die Auswahl der Punkte und der Verschiebungsgrenzen erfolgte generisch. Da HPA Profile aerodynamisch hauptsächlich im Bereich der Vorderkante belastet sind, wurden die Grenzen für die Verschiebung der Punkte in radialer Richtung an der Vorderkante am größten gewählt. Alle stromab liegenden Punkte erhielten kleinere Grenzen, um einen glatten Übergang zur Gehäusekontur des stromab liegenden Stators zu gewährleisten. Mit den insgesamt 6 freien Parametern (Radiale Verschiebung der Punkte) stellt dies insgesamt ein relativ einfaches Optimierungsproblem für einen genetischen Algorithmus dar. Tabelle 7 zeigt die freien Parameter mit ihren Verschiebungsgrenzen, die in Abhängigkeit der Spalthöhe t definiert sind.

Tabelle 7 - Freie Parameter mit Verschiebungsgrenzen

Punkt	Verschiebungsgrenze
1	$\pm 1 t$
2	$\pm \frac{2}{3} t$
3	$\pm \frac{1}{2} t$
4	$\pm \frac{1}{6} t$
5	$\pm \frac{1}{6} t$
6	$\pm \frac{1}{6} t$

In Abbildung 3-3 ist die Lage der freien Parameter auf der ursprünglichen Gehäusekontur zu sehen. Die Profilierung der Schaufel blieb unverändert. Die Schaufelspitzen folgten den Auslenkungen der Gehäusekontur in radialer Richtung so, dass die Spalthöhe während des gesamten Optimierungsvorgangs konstant blieb. Technisch wurde Schaufel zunächst so erzeugt, dass sie über die eigentliche Gehäuselinie hinausragte. Danach wurde die Schaufel in einem zweiten Schritt mit dem neu erzeugten Gehäuseverlauf geschnitten.

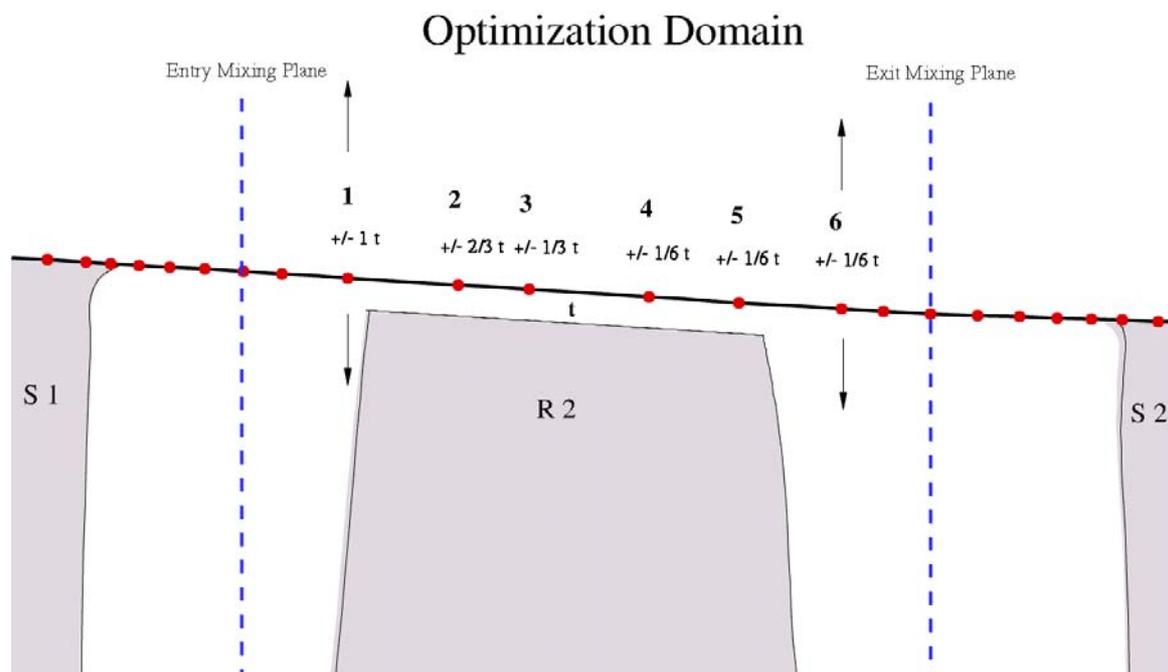


Abbildung 3-3: Lage der freien Optimierungsparameter auf der Gehäusekontur

Um extreme Gradienten im Gehäuseverlauf und somit auch im Blattspitzenverlauf in radialer Richtung zu verhindern, wurde eine zusätzliche geometrische Einschränkung für die freien Parameter eingeführt. Jeder Satz, bestehend aus drei freien Parametern hatte die folgende geometrische Restriktion zu erfüllen:

$$\frac{b}{c'} \leq 0.5$$

Abbildung 3-4 verdeutlicht den Zusammenhang. Die Größe b ist der Abstand zwischen dem Punkt 2 und der Geraden zwischen Punkt 1 und Punkt 3. Die Größe c' ist immer der kürzere Abstand aus einer Auswahl aus c und d:

$$c' = \min(c, d)$$

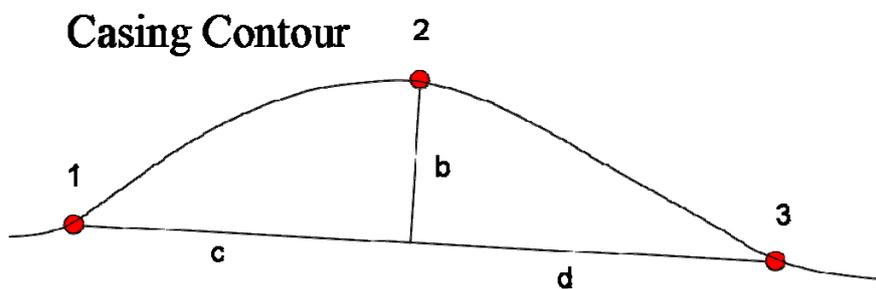


Abbildung 3-4: Geometrische Restriktion für die freien Parameter

3.3.2 Definition der Zielfunktionen

Es wurden zwei Zielfunktionen für die Optimierung vorgegeben. Als erstes Ziel wurde die Reduktion des Blockagebiets am Rotoraustritt definiert, welches in Abbildung 3-5 zu sehen ist. Hierzu wurde eine ideale Verteilung des Totaldrucks in den oberen 20% des Strömungskanals am Rotoraustritt angenommen und die Minimierung der Flächen zwischen der realen und der idealen Verteilung als Zielfunktion festgeschrieben. In Abbildung 3-5 ist die ideale normierte absolute Totaldruckverteilung am Rotoraustritt als schwarze Linie sichtbar, während die reale Verteilung rot markiert ist. Die Fläche, die diese beiden Begrenzungslinien einschließen, sollte minimiert werden. Dies ist gleichbedeutend mit einer Reduktion der Blockage und soll der Homogenisierung der Rotorab- bzw. der Statorzuströmung dienen.

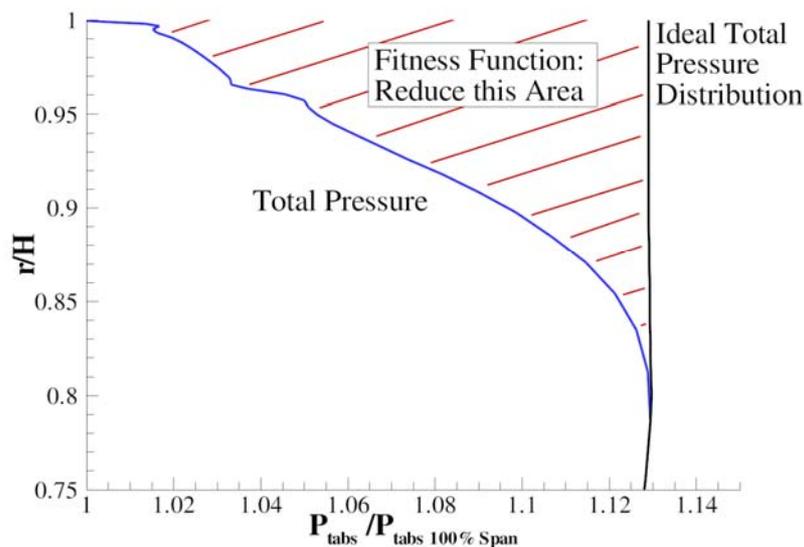


Abbildung 3-5: Reale und ideale normierte absolute Totaldruckverteilung am Rotoraustritt

Da die Reduktion der Spaltverluste Ziel des Vorhabens war, wurde als zweite Zielfunktion die Verringerung der Totaltemperatur am Austritt des Rotors definiert. Die Totaltemperatur am Rotoraustritt wurde dem Wirkungsgrad vorgezogen, um den Einfluss einer Mittlung auf Eintritts- und Austrittsebene auf die Zielfunktion möglichst gering zu halten. Zusammen mit der Forderung nach Erhöhung des Totaldrucks am Rotoraustritt (erste Zielfunktion) sollte so indirekt der Rotorwirkungsgrad beurteilt werden. Diese Vorgabe wurde im Verlauf der ersten Optimierung geändert, da die Minimierung der Totaltemperatur den ungewünschten Nebeneffekt hatte, dass der Arbeitsumsatz im Kernströmungsgebiet reduziert wurde. Für die weiteren Verlauf des Projektes wurde daher als zweite Zielfunktion der Stufenwirkungsgrad herangezogen.

3.3.3 Optimierungsergebnis

Die Gesamtrechenzeit betrug etwa zwei Wochen auf 22 Prozessoren und ist für eine 3D Optimierung als gering einzustufen. Beschleunigende Metamodelle wurden auf Grund der geringen Zahl der freien Parameter nicht eingesetzt. Es wurden insgesamt 267 konvergierte Member erzeugt, wobei jede einzelne Rechnung etwa 5h auf 2 CPUs benötigte. Die Datenbasis der Optimierung ist in Abbildung 3-6 dargestellt. Die Abszisse des Schaubilds bezeichnet die Abweichung von der idealen Totaldruckverteilung, während auf der Ordinate bewusst der Rotorwirkungsgrad aufgetragen ist.

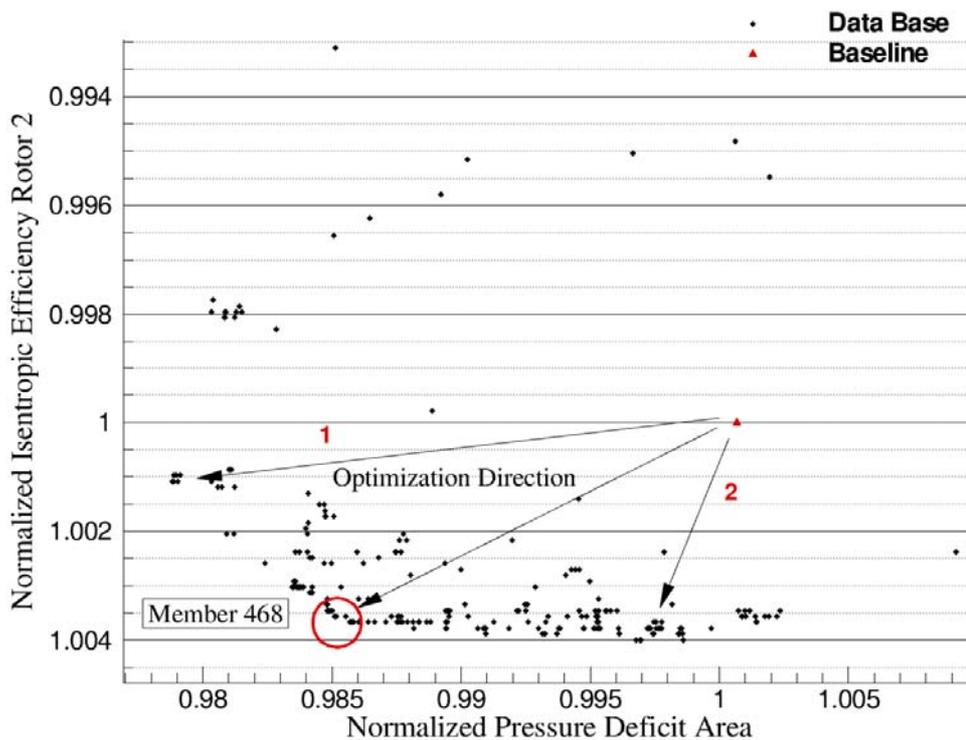


Abbildung 3-6: Datenbasis der Strakoptimierung

Die ersten Ergebnisse kann man wie folgt der Datenbasis entnehmen. Auf der rechten Seite der Datenbasis (Pfeil 2) erreichen die besten Konfigurationen eine Verbesserung im Wirkungsgrad um etwa 0.4 %. Diese Member zeigen jedoch keine wirkliche Verbesserung im Blockageverhalten. Dem Pfeil 1 folgend liegen aber auf der anderen Seite der Datenbasis einige Member, die eine beachtliche Reduktion der Blockage aufweisen jedoch nur eine Verbesserung im Wirkungsgrad von 0.1% realisieren. Trotzdem kann gesagt werden, dass eine Wirkungsgradverbesserung über die gesamte Bandbreite der Datenbasis durch einen optimierten Gehäuseverlauf erfolgt. Als repräsentativer Member mit dem besten Kompromiss zwischen reduzierter Blockage und verbessertem Wirkungsgrad wurde Member 468 für detaillierte Untersuchungen und weitere Studien ausgewählt. Im Vergleich zur Originalbeschauelung hat Member 468 (siehe Abbildung 3-6) einen um 0.35 % verbesserten Wirkungsgrad bei einer Abnahme der Blockage um etwa 1.5%. Alle Wirkungsgradgewinne, die nachfolgend präsentiert werden, wurden durch Rechenergebnisse seitens Siemens bestätigt.

3.3.4 Geometrie von Member 468

Der Gehäuseverlauf von Member 468 ist durch einen wellenförmigen Verlauf gekennzeichnet. Die maximale Amplitude der Welle tritt bei ca. 30% Sehnenlänge auf. Danach fällt der Gehäuseverlauf in Richtung Hinterkante nahezu linear ab. Etwa 10% Sehnenlänge nach der Hinterkante weist die Gehäusekontur eine weitere kleine Welle nach innen auf. Die Blattspitzengeometrie folgt entsprechend der Definition eines konstanten Radialspaltes dem Gehäuseverlauf. Die Geometrie von Member 468 ist in Abbildung 3-7 im Meridianschnitt (links) und in einer 3D-Ansicht (rechts) dargestellt.

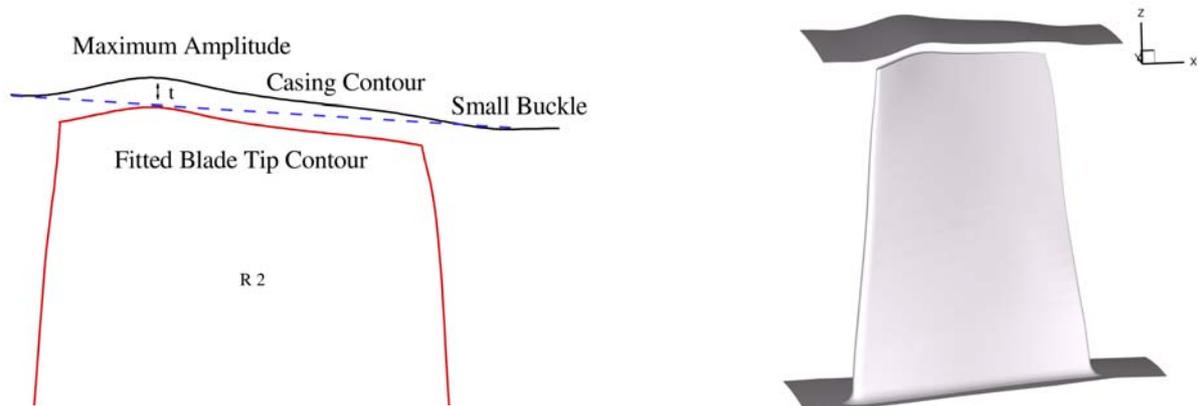


Abbildung 3-7: Geometrie von Member 468 im Meridianschnitt (links) und in 3D (rechts)

Es sollte an dieser Stelle erwähnt werden, dass der zweite und dritte freie Punkt auf der Gehäusekontur (Abbildung 3-3) bei der gegebenen Konfiguration 468 ihre maximale Auslenkung von $+2/3 t$ beziehungsweise $+1/3 t$ erreichten. Die vier anderen freien Variablen lagen nicht auf dem Rand ihres Definitionsbereichs. Man könnte nun geneigt sein, den Definitionsbereich für die freien Parameter 2 und 3 zu erweitern und so höhere Gradienten und größere Amplituden in der Gehäusekontur zu erlauben. Allerdings muss hier beachtet werden, dass alle mechanischen und konstruktiven Randbedingungen für eine vollständige Verdichterkonfiguration eingehalten werden müssen. Im Betrieb kann sich die axiale Position des Rotorblattes auf Grund des thermalen Verhaltens oder der dynamischen Wellenpositionierung um wenige Millimeter verändern. Deshalb ist es extrem wichtig, kleine Gradienten in der Gehäusekontur zu realisieren und den Definitionsbereich der freien Parameter umsichtig festzulegen. Zusätzlich wurde eine Analyse des transienten thermalen Verhaltens bei Siemens Energy durchgeführt, um zu garantieren, dass es in keinem Betriebspunkt zu einem Anlaufen des Rotorblattes am Gehäuse kommt.

3.3.5 Aerodynamische Effekte

Die Dominanz des Members 468 gegenüber der Originalkonfiguration ist letztlich auf ein günstigeres oder weniger verlustreiches Verhalten der Strömung im Blattspitzenbereich zurückzuführen. Die entscheidenden Effekte werden in diesem Kapitel erläutert.

Das aerodynamische Verhalten der Originalkonfiguration wird an der äußeren Endwand klar von den Eigenschaften der Spaltströmung dominiert. Diese Tatsache ist nicht verwunderlich, da der Rotor eine relativ große Spalthöhe besitzt. Im Falle der Originalkonfiguration ist ein großer Spaltwirbel auf der Saugseite des Rotorblattes im gehäusenahen Bereich zu sehen. Der Spaltwirbel entwickelt sich entlang der Profildsehne, was starke Verluste und eine große Verblockung des Strömungsgebietes bis zu einer relativen Blatthöhe von 85% erzeugt (Abbildung 3-5). Abbildung 3-8 zeigt die Trajektorie des Spaltwirbelkerns und die resultierende Verringerung der Axialgeschwindigkeit im Bereich des Spaltwirbels. Es wurde die Methode von Jeong und Hussain [18] zur Erkennung der Spaltwirbeltrajektorien verwendet.

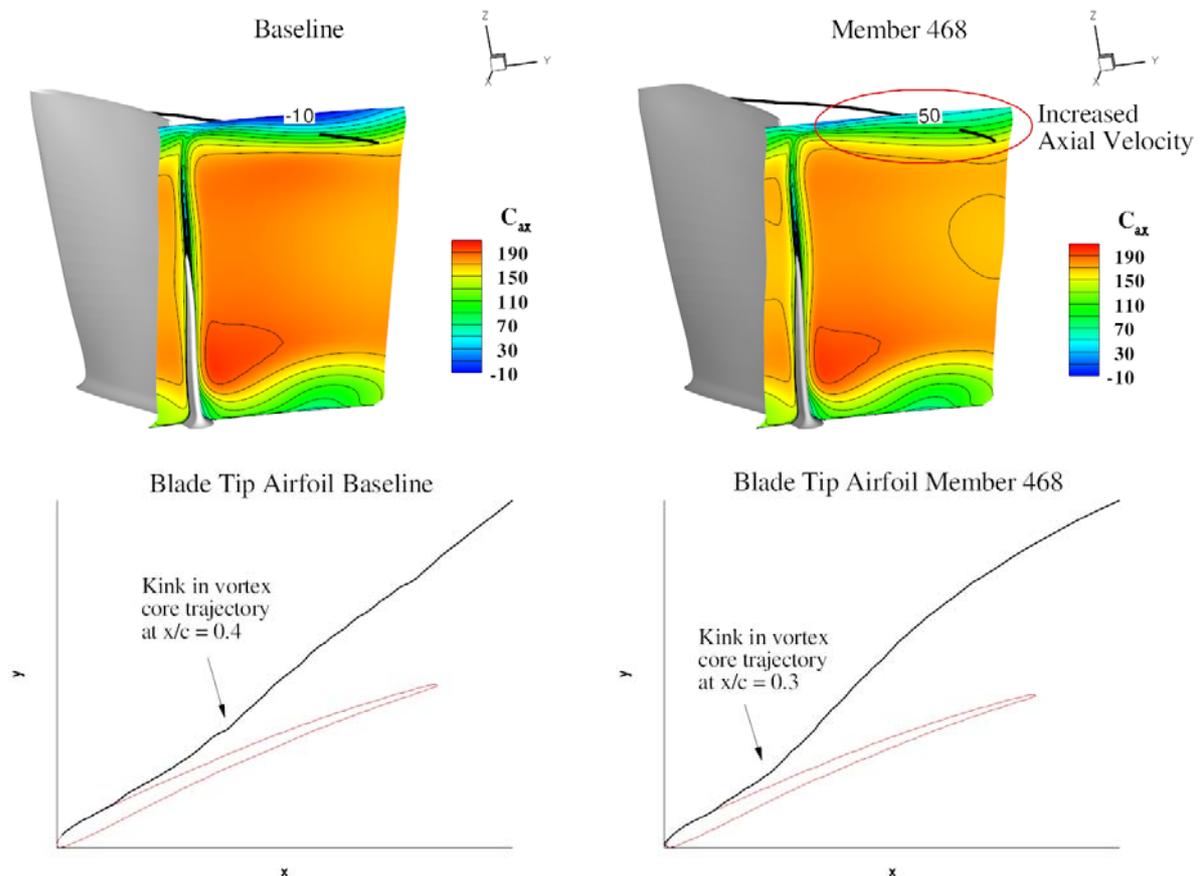


Abbildung 3-8: Trajektorie des Spaltwirbelkerns und Konturen der Axialgeschwindigkeitsverteilung der Originalkonfiguration (links) und Member 468 (rechts)

In guter Übereinstimmung mit den Ergebnissen von Yoon, Song und Shin [19] besitzt die Bewegungslinie des Spaltwirbelkerns der Originalkonfiguration einen kleinen Knick bei etwa 40% Sehnenlänge. Der Knick in der Spaltwirbelkernlinie von Member 468 erfolgt verglichen mit der Originalkonfiguration viel stärker und weiter stromauf. Als erstes Ergebnis bleibt festzuhalten, dass der Spaltwirbel durch die optimierte Gehäusekontur früher und stärker von der Saugseite des Rotorblattes gelöst wird. Außerdem zeigt die

Axialgeschwindigkeitsverteilung von Member 468 nicht nur eine deutlich erhöhte Axialgeschwindigkeit nahe der Gehäusewand und entsprechend auch eine insgesamt kleiner Blockage.

Um die aerodynamischen Unterschiede zwischen der Originalkonfiguration und Member 468 näher zu ergründen, sind in Abbildung 3-9 die relativen isentrope Machzahlverteilungen des jeweiligen Profilschnitts eine Spalthöhe unter der Blattspitze dargestellt. Zusätzlich ist noch die typische isentrope Machzahlverteilung eines HPA-Profiles im Mittelschnitt einer Schaufel in Abbildung 3-9 (links) enthalten [1, 2, 3]. Weder der gehäusenaher Profilschnitt der Originalkonfiguration noch der von Member 468 zeigen die typische Lastverteilung eines HPA-Profiles. Dies ist, wie bereits erwähnt, der Tatsache geschuldet, dass die isentropen Machzahlverteilung von Blattspitzenschnitten (insbesondere auf der Saugseite) im Bereich 1-2 Spalthöhen unter der Blattspitze von der Spaltströmung dominiert werden [10, 11]. Mit anderen Worten kann man sagen, dass die isentropen Machzahlverteilungen nahe der Blattspitze das Verhalten des Spaltmassenstroms widerspiegeln. Denn obwohl Member 468 und die Originalkonfiguration die gleiche Blattspitzenprofilierung verwenden, gibt es merkbare Unterschiede bei dem Verhalten der jeweiligen Spaltmassenströme und somit auch bei den isentropen Machzahlverteilungen.

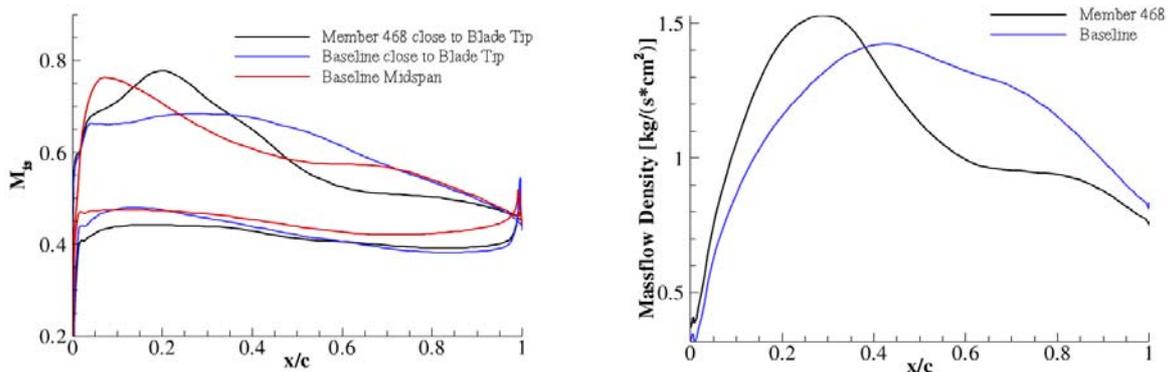


Abbildung 3-9: Isentrope Machzahlverteilungen (rechts) und Massenstromdichte im Gehäusespalt (links)

In Abbildung 3-9 (rechts) wird die Massenstromdichte $[\text{kg}/(\text{s}\cdot\text{cm}^2)]$ der Spaltströmung beschrieben. Auch wenn sich der integrale Spaltmassenstrom nur wenig ändert, ist doch die Verteilung der Massenstromdichte über die Sehne sehr unterschiedlich. Vergleich zur Originalkonfiguration verringert sich der Spaltmassenstrom um etwa 2,5 %. Der von Storer und Cumpsty [11] definierte Druckverlustkoeffizient

$$\frac{\Delta p_t}{0,5\rho V_1^2} = \frac{\dot{m}_j}{\dot{m}} \left[1 + \left(\frac{V_j}{V_1} \right)^2 - \frac{V_j}{V_1} \cos(\alpha_j) \right] \quad (3-1)$$

sinkt von 0,1636 auf 0,143.

Im Fall der Originalkonfiguration steigt die Massenstromdichte bis zu 40% Sehnenlänge an und fällt dann wieder ab. Die optimierte Konfiguration hingegen zeigt einen Anstieg mit einem wesentlich stärkeren Gradienten bis zu etwa 30% Sehnenlänge. Danach fällt die Massenstromdichte auf etwas 2/3 des maximalen Wertes bei etwa 50% Sehnenlänge ab.

Weiteren Aufschluss über die aerodynamischen Effekte, die zu einem verbesserten Betriebsverhalten führen, kann man aus Abbildung 3-10 ableiten.

Abbildung 3-10 stellt die dimensionslose umfangsgemittelte statische Druckverteilung der

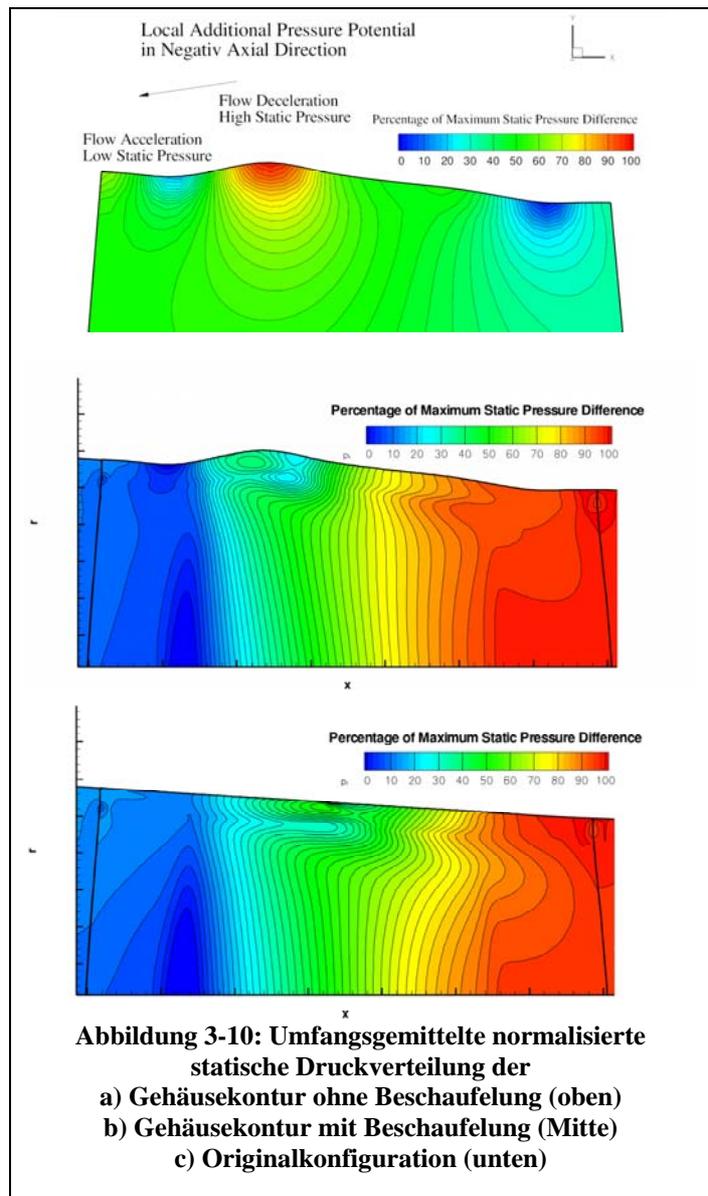
- a) Gehäusekontur ohne Beschau felung (oben)
- b) Gehäusekontur mit Beschau felung (Mitte)
- c) Originalkonfiguration (unten)

dar.

Man kann deutlich erkennen, dass in Abbildung 3-10 a) die konvexe Gehäusekontur die Strömung kurz vor der Vorderkante lokal beschleunigt, wohingegen der konkave Teil zu einer Verzögerung nahe des Gehäuses führt.

Auf diese Weise wird ein lokales Druckpotential in negativer x-Richtung in das Strömungsfeld eingeführt. Eine Überlagerung des statischen Druckfeldes in Abbildung 3-10 a) mit der aus Abbildung 3-10 c) ergibt qualitativ ein statische Druckverteilung ähnlich zu der der Konfiguration 468, die in Abbildung 3-10 b) dargestellt ist.

Während die Originalkonfiguration ein breites Gebiet niedrigen Drucks in meridionaler Richtung zeigt, ist dieses Druckdefizitgebiet von Member 468 auf das Gebiet der maximalen Amplitude der Gehäusekontur begrenzt.



Eine weitere kleine Ergänzung sei an dieser Stelle erwähnt. Das zusätzliche Druckpotential ist über den gesamten Umfang des Schaufelkranzes eingeführt worden, während möglich Änderungen an der Profilierung des Schaufelblattes nur einen lokalen Effekt auf der Schaufel zur Folge hätten. Deshalb wird als Folge des zusätzlichen Druckpotentials die Strömung nahe dem Gehäuse und insbesondere die Strömung mit niedrigem Impuls verzögert, was zu einer scheinbaren höheren Belastung der Profile im vorderen Bereich führt (Vergleiche Druckdifferenz zwischen SS und DS - Abbildung 3-9 (links)).

Als Zeugnis hierfür mag der Vergleich der Strömungswinkel zwischen der Spaltströmung und der axialen Koordinate gelten. Die Strömungswinkel beider Vergleichskandidaten sind in Abbildung 3-11 dargestellt. Die Winkel sind über der relativen Sehnenlänge an der Blattspitze aufgetragen.

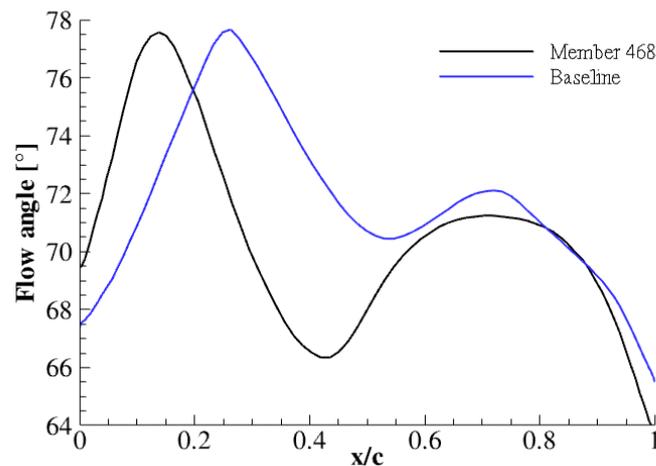


Abbildung 3-11: Strömungswinkel zwischen der Spaltströmung und der X-Achse

Der Strömungswinkel in den ersten 20% Sehnenlänge wächst um etwa 5° auf Grund der Gehäusekonturierung, was gleichbedeutend mit einem Anstieg des Spaltmassenstroms ist. In dem Bereich zwischen 20% und 60% Sehnenlänge sinkt der Strömungswinkel durch die Gehäusekonturierung um bis zu 8° und in Folge dessen sinkt der Spaltmassenstrom.

Der schnelle Anstieg des Spaltmassenstroms in den ersten 20% Sehnenlänge und der hohe statische Druck bei ca. 30% Sehnenlänge drücken den Spaltwirbel weg von der Saugseite des Rotorblatts. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 3-12 zu sehen. Die Wirbelstärke wird hierbei ausgedrückt als absolute Rotation des Strömungsfeldes.

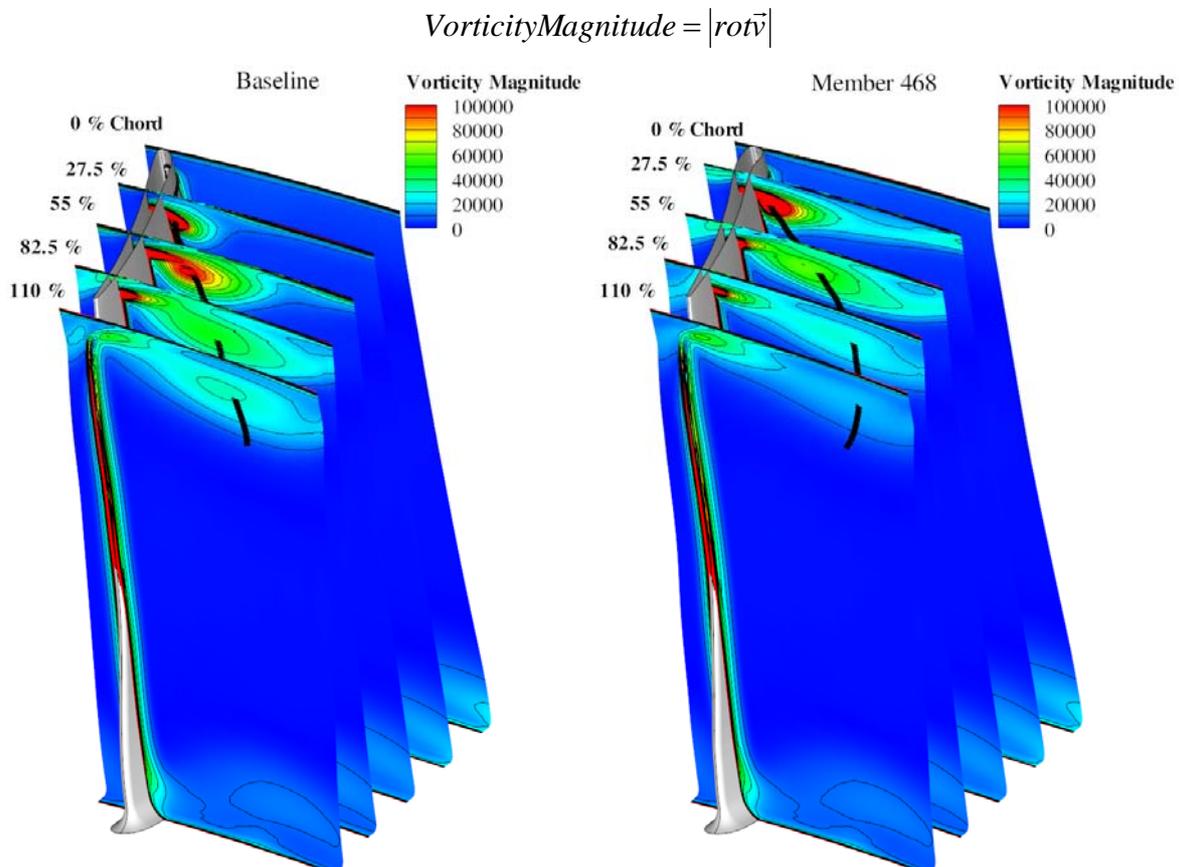


Abbildung 3-12: Entwicklung der Spaltwirbel, Originalkonfiguration links, Member 468 rechts, Isolinien der absoluten Wirbelstärke

Man kann erkennen, dass der Spaltwirbel in den ersten 30% Sehnenlänge bei der optimierten Konfiguration größer ist. Aber während sich der Spaltwirbel der Originalkonfiguration entlang der Profilschne bis zu etwa 70% Sehnenlänge entwickelt und stärker wird, zeigt der Spaltwirbel von Member 468 schon bei 55% Sehnenlänge eine deutlich verringerte Stärke. Folglich ist die Wirbelstärke in der optimierten Konfiguration an der Hinterkante der Schaufel niedriger als bei der Originalkonfiguration und die Gesamtverluste werden reduziert.

Die Verbesserungen in dem aerodynamischen Verhalten der Stufe 2 lassen sich auch in den normierten, umfangsgemittelten radialen Verteilungen der Differenzen der Rotorwirkungsgrade und der Statorverluste zwischen Member 468 und der Originalkonfiguration wiederfinden, die in Abbildung 3-13 gezeigt werden.

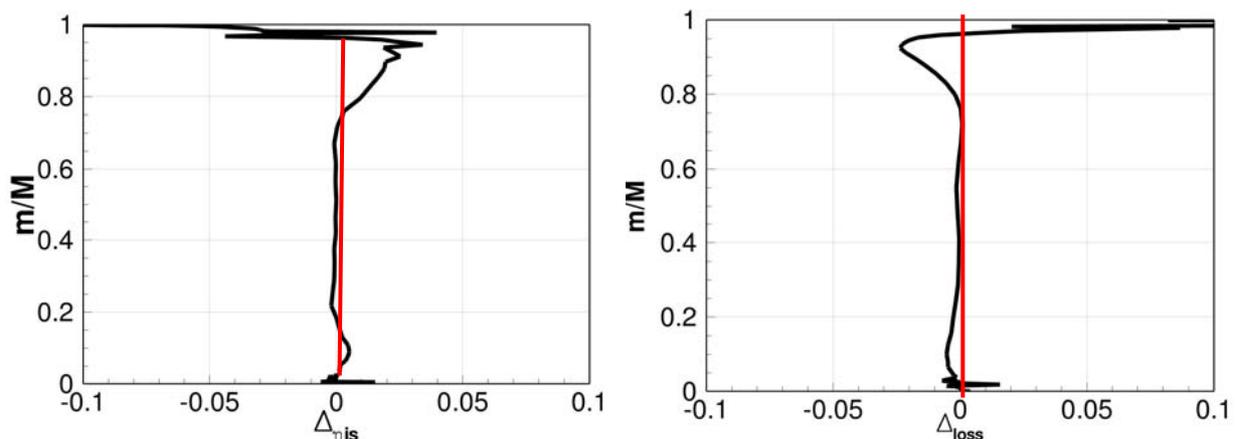


Abbildung 3-13: Differenzwerte der Rotorwirkungsgrade (rechts) und der Statorverluste (links)

Der Rotorwirkungsgrad profitiert hauptsächlich in den oberen 20% des relativen Massenstroms von der reduzierten Wirbelstärke. Dies bestätigt die bereits diskutierten Ergebnisse. Ein interessantes Ergebnis lässt sich auch in der radialen Verteilung der Statorverlustdifferenz wiederfinden. Der Stator der Stufe 2 erfährt durch die erhöhte Axialgeschwindigkeit (niedrigere Minderumlenkung des Rotors) im Gehäusebereich (Abbildung 3-8) einen besseren Zuströmwinkel, so dass ebenfalls die Statorverluste in dem Bereich der letzten 20% des relativen Massenstroms vermindert werden.

Als wichtige Erkenntnis aus der Gehäuseoptimierung lässt sich insgesamt ableiten, dass für die Spaltverluste neben den traditionell bekannten Faktoren Spalthöhe, Schaufelbelastung und Blattspitzenprofilierung eben auch der lokale Gehäuseverlauf oder die lokale Druckverteilung eine entscheidende Rolle spielt.

3.3.6 Teillastverhalten der optimierten Stufe

Obwohl der Fokus dieses Teilvorhabens eindeutig auf einer Wirkungsgradsteigerung der Hochdruckstufe im Auslegungspunkt lag, galt es dennoch auch die Teillaststabilität der optimierten Stufe nachzuweisen.

Zu diesem Zweck wurde das Teillastverhalten der optimierten Stufe (Member 468) mit der Originalkonfiguration in verschiedenen Betriebspunkten verglichen. Es wurden ein entdrosselter Betriebspunkt mit 1.3% geringerem Austrittsdruck und 2 angedrosselte Betriebspunkte mit 1.8% und 3.7% höherem Gegendruck neben dem Auslegungspunkt bewertet. Abbildung 3-14 zeigt die Entwicklung der normierten Leistungsziffer und die normierte Wirkungsgraddifferenz.

Im Auslegungspunkt hat die optimierte Stufe eine leicht niedrigere Leistungszahl und leicht höhere Lieferzahl gegenüber der Originalkonfiguration, was mit dem erhöhten Wirkungsgrad und mit der niedrigeren Blockage des Strömungsfeldes erklärt werden kann. Der Stufenwirkungsgrad steigt im Auslegungspunkt um etwa 0.35 %.

Bei einem Gegendruck von 101.8% ist der Wirkungsgradgewinn mit 0.25% etwas kleiner als im Auslegungspunkt. Im Gegensatz zum Auslegungspunkt jedoch, ist nun die Stufenbelastung von Member 468 etwas höher als bei der ursprünglichen Variante.

Bei 103,7 % nominellem Gegendruck fällt der Wirkungsgradgewinn auf 0.1%. In diesem Betriebspunkt arbeiten die Stufen bereits nahe der numerischen Stabilitätsgrenze.

In dem entdrosselten Betriebspunkt steigt der Wirkungsgradgewinn auf 0.55% an. Allerdings ist hierbei zu beachten, dass die verglichenen Konfigurationen nicht im exakt gleichen Betriebspunkt arbeiten, da sich die Stufenlastverteilung zwischen Stufe 1 und 2 bei Member 468 leicht gegenüber der Originalkonfiguration geändert hat.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die Gehäusekonturierung keine negativen Auswirkungen auf das Teillastverhalten der optimierten Stufe hat. Während im angedrosselten Zustand immer noch kleine Wirkungsgradgewinne verbucht werden können, zeigt die optimierte Stufe im Vergleich ein sogar noch günstigeres Verhalten im entdrosselten Zustand.

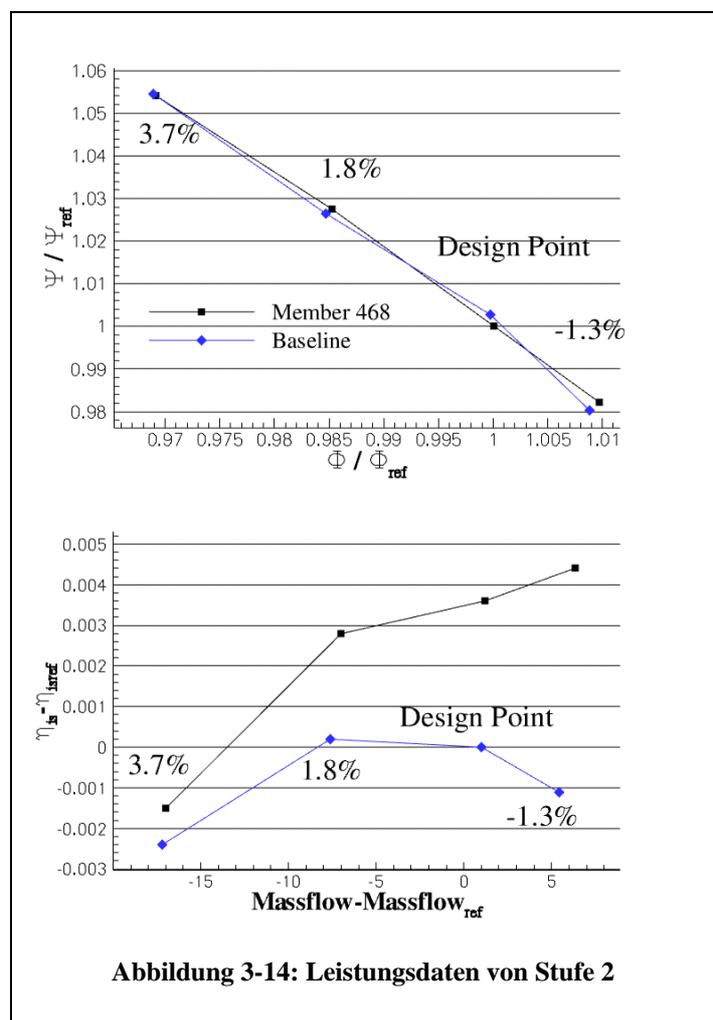


Abbildung 3-14: Leistungsdaten von Stufe 2

3.3.7 Variation der Spalthöhe

Die Höhe des Spaltes hat mit Sicherheit den größten Einfluss auf Gestalt und Verhalten des Spaltwirbels. So lassen sich die Spaltverluste deutlich reduzieren, indem man einfach eine geringe Spalthöhe wählt. In den meisten Fällen ist dies jedoch aufgrund konstruktiver und anlagenspezifischer Randbedingungen nicht möglich.

Für die Optimierungskonfiguration wurde gerade eine Schaufel mit großen Spaltmaßen gewählt, um Effekte besser studieren zu können und um überhaupt Effekte bezüglich des Wirkungsgrads in einem relevanten Bereich erzeugen zu können. Wie in Kapitel 3.3 erläutert wurde, lässt sich für die gegebene Schaufel eine Wirkungsgradsteigerung der Stufe um etwa 0.35% durch eine Gehäusekonturierung realisieren.

Da Ziel des Vorhabens unter anderem aber die Ableitung von Designregeln aus dem Optimierungsergebnis war, sollte zunächst untersucht werden, ob bei Variation der Spalthöhe und Konstanz der Gehäuseform überhaupt noch positive Effekte hinsichtlich des Wirkungsgrads zu erzielen sind. Es wurden Spalthöhen von 50% bis 120% der nominalen Spalthöhe in einer Kadenz von 10% untersucht. Als Referenzlösung diente hierbei jeweils die Originalkonfiguration mit glattem Gehäuse. Die Spalthöhe ist hier als „TC Height“ gekennzeichnet.

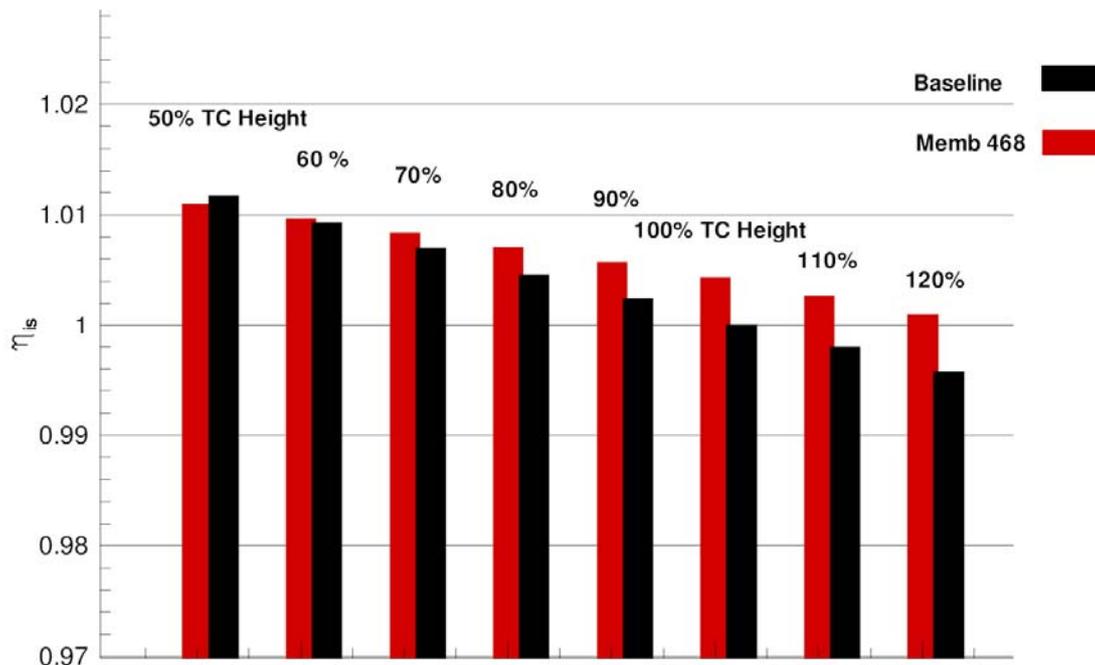


Abbildung 3-15: Stufenwirkungsgrade im Vergleich

Abbildung 3-15 stellt die Ergebnisse der Rechnungen der optimierten Konfigurationen direkt den jeweiligen Referenzen gegenüber. Aufgetragen sind die Stufenwirkungsgrade für die unterschiedlichen Spalthöhen. Ausgehend von der Konfiguration mit 100% Spalthöhe bleibt festzuhalten, dass mit größeren Spalthöhen der Wirkungsgradgewinn der optimierten

Konfiguration auf ca. 0.5% zunimmt. Auf der anderen Seite geht jedoch der positive Effekt der Gehäusekonturierung mit kleineren Spaltmaßen zurück. Bei Spaltgrößen von 60% relativ zur Ausgangskonfiguration verschlechtert die Gehäusekonturierung sogar den Wirkungsgrad. Bezogen auf 100% Spalthöhe erbringt die Gehäusekonturierung einen äquivalenten Wirkungsgradvorteil wie eine um 20% verringerte Spalthöhe.

3.3.8 Variation der Gehäusekontur

Aus dem Ergebnis der Spaltvariation in Kapitel 3.3.7 wird ersichtlich, dass die angegebene Gehäusekontur aus der Optimierung mit abnehmenden Spalthöhen nur zu einem geringen Anstieg oder gar zu einer Verschlechterung der Wirkungsgrade führt. Die Vermutung liegt nahe, dass bei kleineren oder größeren Spaltgrößen ebenfalls eine Skalierung der maximalen Ausdehnung der Gehäusewelle zu besseren Ergebnissen führt. Zu diesem Zweck wurden in einem zweiten Variationsschritt die Wellenhöhen bei verschiedenen Spalthöhen untersucht. Abbildung 3-16 zeigt noch einmal die optimierte Gehäusekontur.

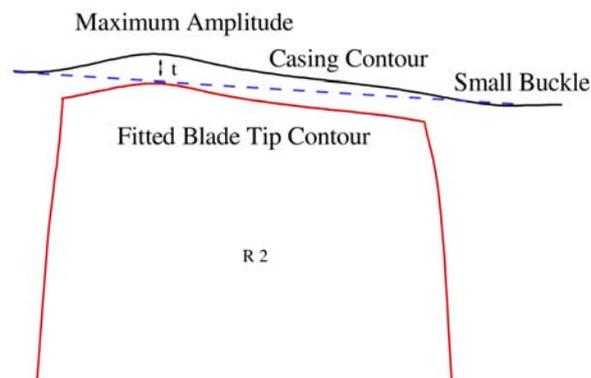


Abbildung 3-16: Optimierte Gehäusekontur von Member 468

So wurde bei Spalthöhen von 50%, 80%, 100% und 120% der Originalspalthöhe die Wellenform mit 0%, 25%, 50%, 75%, 100% und 125% der optimierten Wellenform skaliert. Tabelle 4 gibt einen Überblick über alle Variation. Mit „X“ gekennzeichnete Konfigurationen wurden gerechnet.

Tabelle 8 - Variationsmatrix für die Gehäusekontur

Spalthöhe [%]/ Wellenhöhe [%]	0 / Original Gehäuseverlauf	25	50	75	100	125
50	X	X	X	X	X	X
60	X				X	
70	X				X	
80	X	X	X	X	X	X
90	X				X	
100 (Original Spalthöhe)	X	X	X	X	X (Member 468)	X
110	X				X	
120	X	X	X	X	X	X

Abbildung 3-17 zeigt die Ergebnisse der Variation der Gehäusekontur über der prozentualen Spalt- und Wellenhöhe. Auf der Z-Achse sind die normierten Rotorwirkungsgrade aufgetragen. Zu beachten ist, dass die Rechnungen mit 0% Wellenhöhe dem Originalgehäuseverlauf bei verschiedenen Spalthöhen entsprechen. Wie nicht anders zu erwarten sinkt der Wirkungsgrad mit wachsenden Spaltmaßen. Weiterhin ist zu erkennen, dass man für kleine Spalthöhen (50%) zunächst mit wachsender Wellenhöhe kleine Verbesserungen im Wirkungsgrad erreichen kann oder zumindest keine Einbußen gegenüber der Originalkonfiguration erhält. Die aufgetragene Fläche lässt für kleine Spalthöhen ein deutliches Maximum erkennen, welches bei etwa 50% der nominalen Wellenhöhe liegt. Danach fällt der Wirkungsgrad mit wachsender Wellenhöhe deutlich ab. Das bedeutet, dass auch bei halber Spalthöhe mit einer optimalen Wellenhöhe eine Wirkungsgradsteigerung im Vergleich zum konischen Gehäuse erreicht werden kann. Die Spalthöhe ist hier als „TC Height“ und die Wellenhöhe als „Wave Height“ gekennzeichnet.

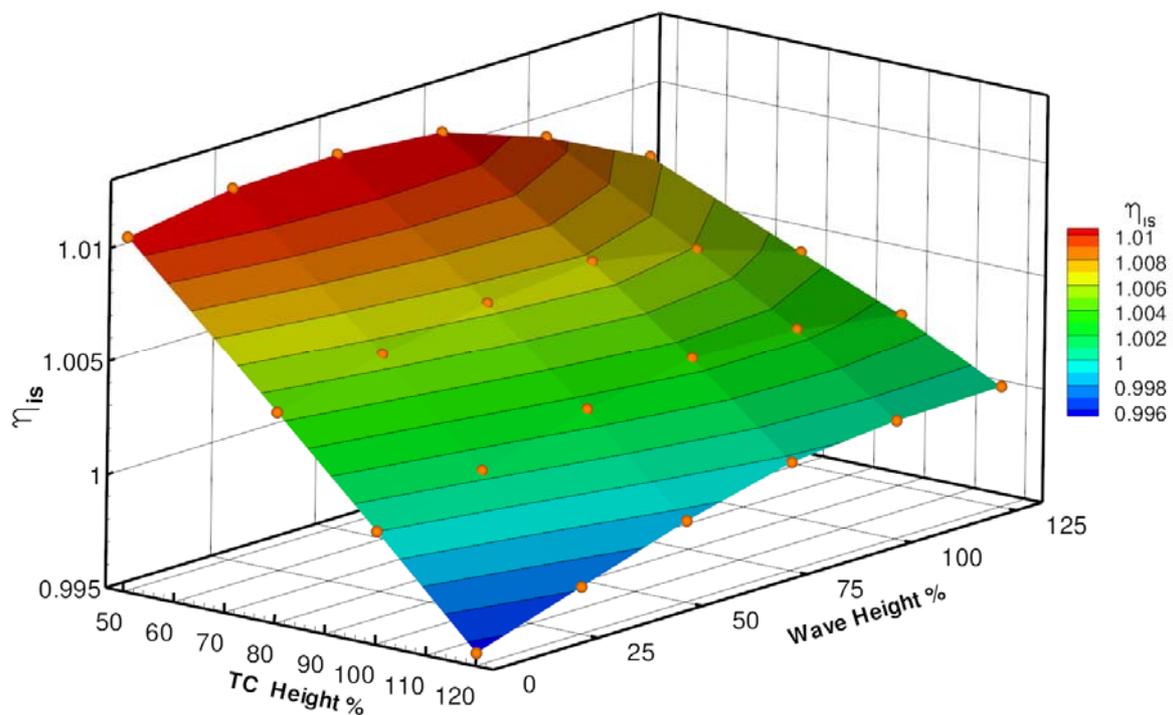


Abbildung 3-17: Fläche der normierten Rotorwirkungsgrade bei Variation der Gehäusekontur

Für größere Spalthöhen ist das Maximum im Wirkungsgrad zu größeren Wellenausdehnungen verschoben, so dass zunächst ein grober Zusammenhang zwischen Wellenhöhe und Spalthöhe bestätigt werden kann. Für große Radialspalte mit großen Wellenhöhen lässt sich ein Plus im Wirkungsgrad von ca. 0.5 % feststellen. Auch hier gibt es ein Maximum im erreichbaren Wirkungsgrad, wie die Kurve der Wirkungsgrade bei 120% Spalthöhe zeigt.

3.4 Optimierung der Blattspitzenprofilierung

In modernen Gasturbinenverdichtern werden dreidimensional gestaltete Beschaukelungen für Rotoren und Statoren eingesetzt. Die Profilgeometrien sind in Spannweitenrichtung unter der Annahme einer quasi zweidimensionalen Strömung für die Zuströmrandbedingungen und die Umlenkungsaufgabe ausgelegt. Um der komplexen dreidimensionalen Strömung Rechnung zu tragen und eine hohe aerodynamische Güte der Beschaukelung zu erreichen, werden die Schaufeln teilweise auch lokal an besondere dreidimensionale Strömungsphänomene angepasst. Dies ist bisher in dem Hochdruckteil von Gasturbinen relativ unüblich. Insbesondere werden bei dem heutigen Stand der Technik keine Maßnahmen bezüglich der Profilierung der Schaufeln getroffen, welche die Spaltströmung über dem Rotorblatt, dämpft oder teilweise unterdrückt.

Abbildung 3-18 zeigt Rotor 2 als typisches Beispiel einer Hochdruckstufe eines Axialverdichters ohne Anpassung der Profilierung im Blattspitzenbereich. Die Schaufel besitzt einen aus typischen 2D-ausgelegten Profilen gefädelten Aufbau. Die aerodynamischen Profile sind bezüglich ihrer Dicke, Länge und Staffelung auf die Strömungsaufgabe ausgelegt. Besondere Profilierungsmaßnahmen (Krümmungsverteilung, lokale Profiländerungen) bei dem Blattspitzenprofil zur Verringerung der verlustreichen Spaltströmung werden aber, wie in Abbildung 3-18 erkennbar, nicht ergriffen.

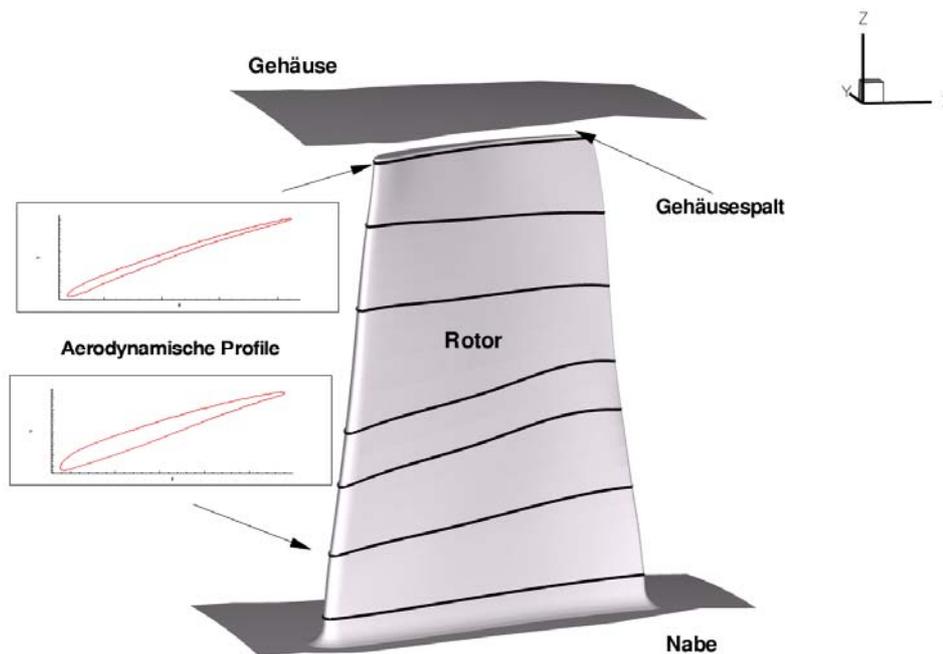


Abbildung 3-18: 3D-Ansicht mit Konstruktionsprofilen von Rotor 2

Im zweiten Optimierungsschritt wurde deshalb der Einfluss einer Optimierung der Blattspitzenprofilierung auf das Betriebsverhalten der Stufe 2 untersucht. Während bei der Ringraumoptimierung eine Abschätzung des vorhandenen Potentials im Vordergrund stand und somit die Anzahl der freien Parameter auf das Mindestmass reduziert wurde, galt es bei der Optimierung der Profilierung zunächst herauszufinden, welche Kombinationen der Profilparametrisierung überhaupt einen entscheidenden Einfluss auf die Spaltverluste haben. Deshalb wurde bei diesem Arbeitsgang eine weit größere Anzahl von freien Parametern definiert. Dies ist selbstverständlich auch der Tatsache geschuldet, dass die Parametrisierung

eines aerodynamischen Profils deutlich komplexer ist als die eines Ringraumverlaufs. Siehe hierzu auch Voss [5]. Allerdings ist bezüglich einer industriellen Anwendung die reine Optimierung der Blattspitzenprofilierung sehr attraktiv, da bei einer möglichen Aufwertung von Maschinen älteren technischen Standards, nur die Schaufelsätze getauscht werden müssten (Retrofit).

Da die Ergebnisse vielversprechend waren, wurden im Anschluss an die Optimierung noch die Bewertung des Optimierungsergebnisses bezüglich des Teillastverhaltens und eine Parameterstudie zur Spalthöhensensitivität durchgeführt.

3.4.1 Freie Parameter und geometrische Restriktionen

Wie in Kapitel 3.1 bereits diskutiert, wurden für die Optimierung der Blattspitzenprofilierung nur die beiden obersten Konstruktionsprofile ausgewählt (siehe Abbildung 3-1 und Abbildung 3-18). Für die Optimierung der Blattspitzenprofilierung kommen zwei Klassen von Parametern zum Einsatz. Die erste Klasse definiert die Profilform. Die zweite die Fädellinie der Konstruktionsprofile.

Die Fädellinie beschreibt eine gedachte Linie, auf der die Konstruktionsprofile nach einem bestimmten Gesetz aufgefädelt werden. Die üblichen Fädelgesetze können aus Voss [5] entnommen werden. Die Fädelerung der Konstruktionsprofile von Rotor 2 wurde über den Verlauf der Vorder- und Hinterkante in X, R-Koordinaten festgelegt. Die Umfangskoordinate im zylindrischen Koordinatensystem (Θ -Koordinate) ist hierbei natürlich noch frei wählbar. Der Vorteil dieser Fädelerung liegt in der einfachen Parametrisierung des Fädelgesetzes, was den Einsatz der automatisierten Optimierung vereinfacht. In Abbildung 3-19 sind die parametrisierte Vorder- (VK) und Hinterkantenlinien (HK) von Rotor 2 dargestellt. Durch einfaches Verschieben der drei letzten Punkte der VK in negativer X-Richtung wurde in der Optimierung eine Vorwärtspfeilung zugelassen.

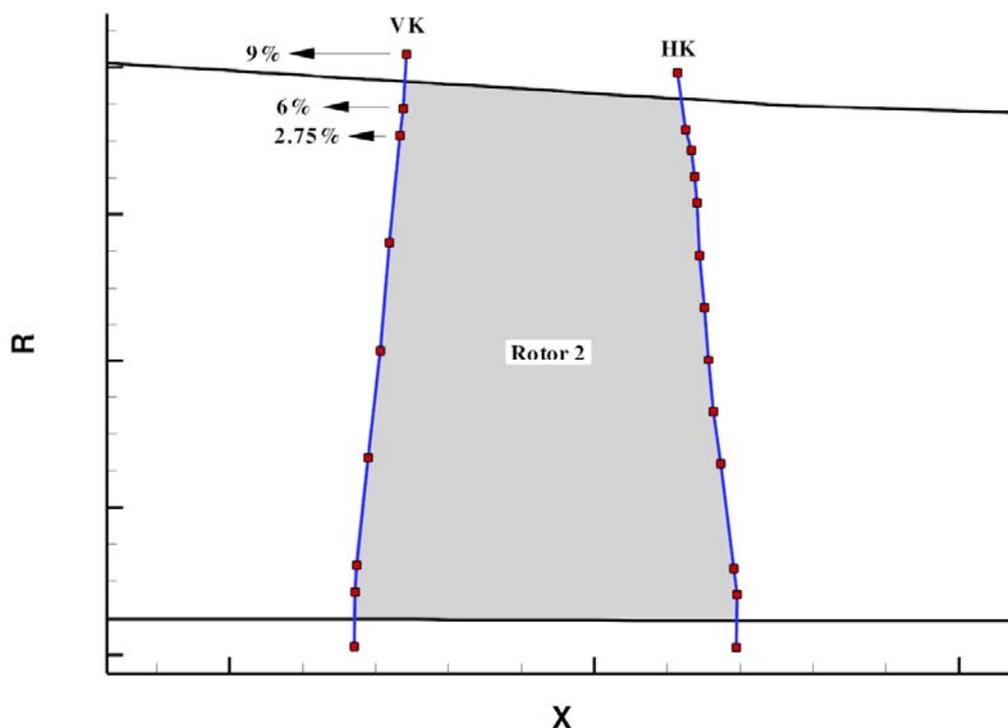


Abbildung 3-19: Rotor 2 mit Vorder- und Hinterkantendefinition

Die Prozentzahlen bezeichnen die geometrischen Restriktionen für die maximal mögliche Verschiebung in negativer X-Richtung, wobei die Bezugsgröße die absolute Länge der Vorderkantenlinie ist. Neben den drei freien Parametern für die Position der Vorderkantenlinie wurde eine Umfangsverschiebung (Θ -Koordinate) der beiden freien Konstruktionsprofile (Abbildung 3-1) zugelassen, so dass sich die Freiheitsgrade der Fädellinie auf insgesamt fünf summierten. In Richtung der Θ -Koordinate war sowohl eine positive als auch eine negative Verschiebung erlaubt.

Die Freiheitsgrade für die Profilierung der beiden freigegebenen Konstruktionsprofile (Abbildung 3-1) sind an die Parametrisierung 2 der DLR-Schaufelerzeugungssoftware gekoppelt [5, S. 24 ff.]. Die freigegebenen Parameter werden an dieser Stelle nicht im Einzelnen besprochen, da die gewählte Parametrisierung der Forschungsstelle sich von denen anderer Forschungseinrichtungen oder Firmen unterscheidet. Es ist sinnvoller, sich der bekannten Fachsprache zu bedienen. Der Literatur [10,11] und Kapitel 3.3 folgend, sind die Verluste im Blattspitzenbereich hauptsächlich abhängig von:

- Der Gesamtbelastung der Schaufel
- Der Spalthöhe
- Den Profileigenschaften im Blattspitzenbereich
- Dem Gehäuseverlauf (Druckverteilung am Gehäuse)

Die geometrischen Profileigenschaften, von denen ein merklicher Einfluss auf die Spaltströmung erwartet wird, sind in Tabelle 9 zusammengefasst. Die Gesamtbelastung der Schaufel, der Gehäuseverlauf und die Spalthöhe blieben nach Vorgabe unverändert. Die Freigaben wurden so gestaltet, dass sich die Profileigenschaften aus Tabelle 9 mit möglichst großer Freiheit entwickeln konnten, ohne dass fertigungstechnisch oder mechanisch unsinnige Schaufelgeometrien entstanden. Insgesamt wurden für beide Profile 34 freie Parameter eingesetzt, so dass sich die Gesamtzahl der freien Parameter auf 39 belief.

Tabelle 9 - Profileigenschaften mit Einfluss auf die Spaltströmung

Profileigenschaften mit Einfluss auf die Spaltströmung
Form der Vorderkante
Profilwölbungsverlauf
Wölbungsrücklage
Profildickenverlauf
Dickenrücklage
Staffelungswinkel
Vorderkantenwinkel
Hinterkantenwinkel

Im Allgemeinen wurde erwartet, dass eine Profilierung an der Blattspitze günstig im Sinne niedriger Spaltverluste sei, wenn die Hauptlast eher im hinteren Teil des Profils getragen würde, da so im vorderen, entlasteten Teil des Profils das Potential zur Bildung des Spaltwirbels verringert würde.

3.4.2 Definition der Zielfunktion

Durch Änderung der Blattspitzenprofilierung und somit der Änderung der Profildruckverteilung, entsteht zwangsläufig eine Änderung des Totaldrucks an der Rotorhinterkante und eine Änderung des radialen Massenstromprofils. Da die Gesamtbelastung der Schaufel und die Totaldruckverteilung am Austritt von Rotor 2 in den unteren 80% der Schaufelhöhe nicht geändert werden sollte, musste die erste Zielfunktion gegenüber der reinen Optimierung des Gehäuseverlaufs (Kapitel 3.3) angepasst werden. Als neue Zielfunktion wurde die Abweichung des umfangsgemittelten, absoluten Totaldrucks an der Rotoraustrittsebene von einer idealen Totaldruckverteilung definiert, wie in Abbildung 3-20 zu sehen. Dabei wurde als ideale Totaldruckverteilung in den unteren 80% der Schaufelhöhe die Totaldruckverteilung der Originalkonfiguration angenommen und in den restlichen 20% das bereits in Kapitel 3.1 verwendete Blockprofil. Somit wurde erreicht, dass sich keine Änderung der radialen Lastverteilung des Rotors während der Optimierung einstellte. Als zweite Zielfunktion wurde der Stufenwirkungsgrad von Stufe 2 verwendet.

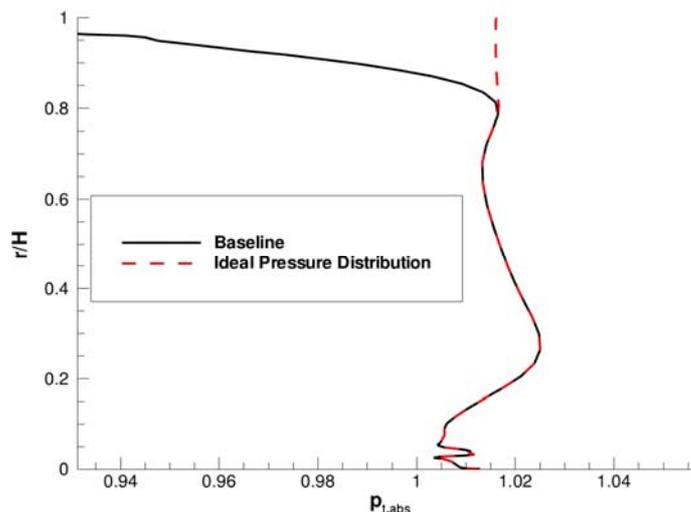


Abbildung 3-20: Definition der idealen absoluten Totaldruckverteilung hinter Rotor 2 für die erste Zielfunktion

3.4.3 Optimierungsergebnis

Die Optimierung der Profilierung im Blattspitzenbereich war mit 39 freien Parametern deutlich aufwendiger, als die Optimierung des Ringraums. Die Optimierungsdauer betrug ca. 6 Wochen auf durchschnittlich 60 eingesetzten CPU-Recheneinheiten. Als beschleunigende Metamodelle wurden Kriging und Neuronale Netze eingesetzt [5, 17]. Es wurden insgesamt etwa 1500 Konfigurationen durchgerechnet.

Die Zielfunktionswerte der Datenbasis sind in Abbildung 3-21 dargestellt. Zur besseren Übersicht sind die Member mit Paretorang 1 als blaue Kreise und die Originalkonfiguration als rotes Dreieck hervorgehoben. Die Abszisse des Schaubilds bezeichnet die Abweichung von der idealen Totaldruckverteilung, während auf der Ordinate der Stufenwirkungsgrad von Stufe 2 aufgetragen ist.

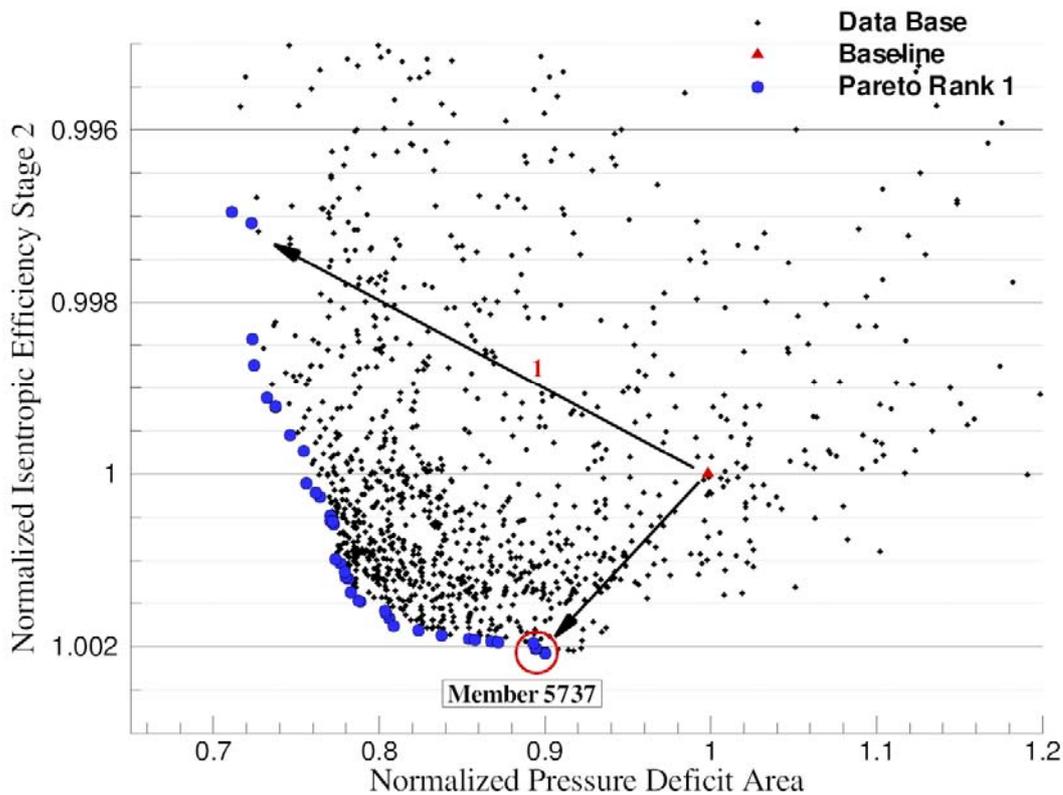


Abbildung 3-21: Datenbasis der Profilloptimierung

Aus der Darstellung der Zielfunktionen in Abbildung 3-21 können folgende Schlussfolgerungen gezogen werden. Durch die Änderung im Blattspitzenbereich kann das normierte Blockagegebiet deutlich reduziert werden (Pfeil 1). Allerdings ist dies mit Stufenwirkungsgradverlusten im relevanten Bereich verbunden. Diese Lösungen sind also nicht von Interesse. Es sei nochmals darauf hingewiesen, dass bei dieser Optimierung die gesamte radiale Totaldruckverteilung hinter dem Rotor 2 in die erste Zielfunktion eingeht, wie in Abbildung 3-20 dargestellt. Auf der anderen Seite lässt sich durch eine optimierte Blattspitzenprofilierung ein Stufenwirkungsgradgewinn von ca. 0.2% verbuchen bei mäßiger Reduktion des Blockagegebiets. Als Referenz für alle nachfolgenden Untersuchungen wurde Member 5737 ausgewählt.

Interessant ist an dieser Stelle auch der Vergleich zwischen der Optimierung der Blattspitzenprofilierung und der Ringraumoptimierung aus Kapitel 3.3. Stellt man die beiden Optimierungsstrategien bezüglich der Zielfunktionen einander gegenüber, kann man einige Rückschlüsse hinsichtlich der Verbesserungspotentiale ziehen. Trotz der niedrigen Anzahl von sechs freien Parametern bei der Ringraumoptimierung und der generischen Wahl der Position und der geometrischen Restriktionen dieser freien Parameter konnte mit etwa einem Sechstel des Aufwandes (267 gegenüber ca. 1500 gerechnete Konfigurationen) nahezu der doppelte Wirkungsgradgewinn gegenüber der Profilloptimierung erreicht werden (0.4% gegenüber 0.2%). Auf der anderen Seite wird aber deutlich, dass die Profilierung einen deutlich größeren Einfluss hat auf die Verblockung des Strömungskanals hat als der Gehäuseverlauf. Die physikalischen Gründe hierfür werden in Kapitel 3.4.5 erläutert. Anhand dieser groben Abschätzung scheint eine Kombination der beiden Optimierungsstrategien vielversprechend. Tabelle 10 stellt die wichtigsten Eckpunkte der beiden Optimierungsstrategien zusammen.

Tabelle 10 - Eckdaten der Optimierungskonfigurationen im Vergleich

Merkmals	Gehäuseoptimierung	Profilloptimierung
Freie Parameter	6	39
Geometrische Restriktionen	Eng	Weit
Gerechnete Konfigurationen	267	~1500
Ersatzmodelleinsatz	Nein	Ja
Wirkungsgradverbesserung (Stufe)	bis 0.4 %	Bis 0.2%
Potential zur Reduktion der Blockage	Niedrig	Mittel

3.4.4 Geometrie von Member 5737

Eine Reduktion der oben erwähnten Verluste im Blattspitzenbereich von Rotor 2 wurde durch eine spezielle Formgebung des Blattspitzenprofils der Laufschaufel erreicht. Die Blattspitzengeometrie verändert sich derart, dass bei gleich bleibender Spalthöhe die durch die Spaltströmung verursachten aerodynamischen Verluste reduziert werden. Zunächst wird auf die Unterschiede in Profilierung eingegangen und danach die 3D-Schaufelgeometrie betrachtet. Die Profilierung der Blattspitze zeichnet sich durch folgende Eigenschaften aus, die in Abbildung 3-22 dargestellt sind.

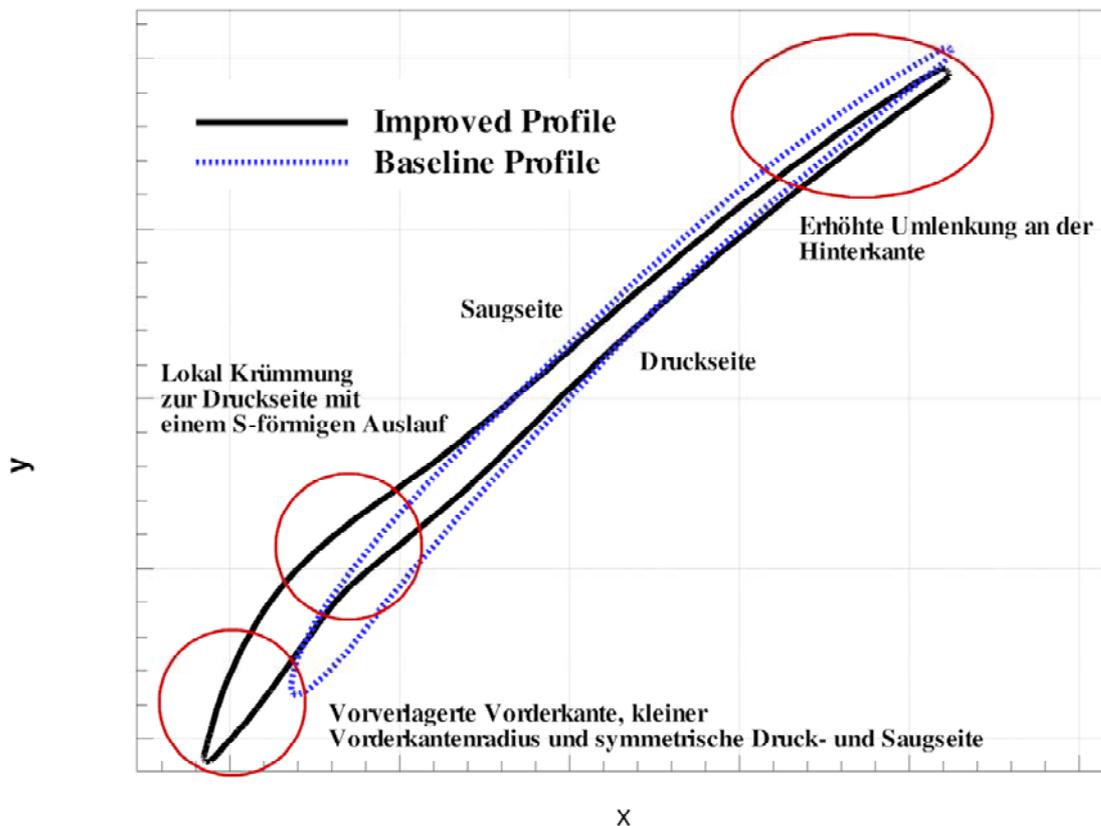


Abbildung 3-22: Originalprofilierung und Profilierung von Member 5737 im Vergleich

Die Unterschiede zwischen der konventionell und der verbesserten Profilierung sind deutlich zu erkennen und erstrecken sich über die gesamte Sehnenlänge. Um einen besseren Überblick zu bekommen wird die neue Schaufel in Abbildung 3-23 noch einmal in einer 3D-Ansicht dargestellt.

Die Vorderkante des neuen Profils ist dabei durch eine Verlängerung des Profils nach vorne (in Sehnenrichtung) der ursprünglichen Vorderkante vorgelagert. Außerdem ist das Profil in den ersten etwa 10% Sehnenlänge nahezu symmetrisch gestaltet. Der Vorderkantenmetallwinkel nimmt zu. Als Ausgleich dieser Entlastung an der Vorderkante ist das Profil an der Hinterkante mit einer erhöhten Wölbung ausgestattet, wie in Abbildung 3-22 und Abbildung 3-23 zu sehen. Die erhöhte Wölbung führt zu einer größeren Arbeitsumsetzung in den hinteren 40 % der Schaufel, so dass insgesamt die Belastung der Schaufel nach hinten verlagert wird.

Neben dem Forward Sweep und der Lastverschiebung in Richtung der Schaufelhinterkante ist als dritter großer Unterschied zwischen den Blattspitzenprofilierungen eine große lokale Krümmung mit S-förmigem Verlauf des Profils bei ca. 30% Sehnenlänge zu nennen. Dieser große lokale Krümmungsgradient führt wie später belegt zu einer starken Anstieg der Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite an der Blattspitze.

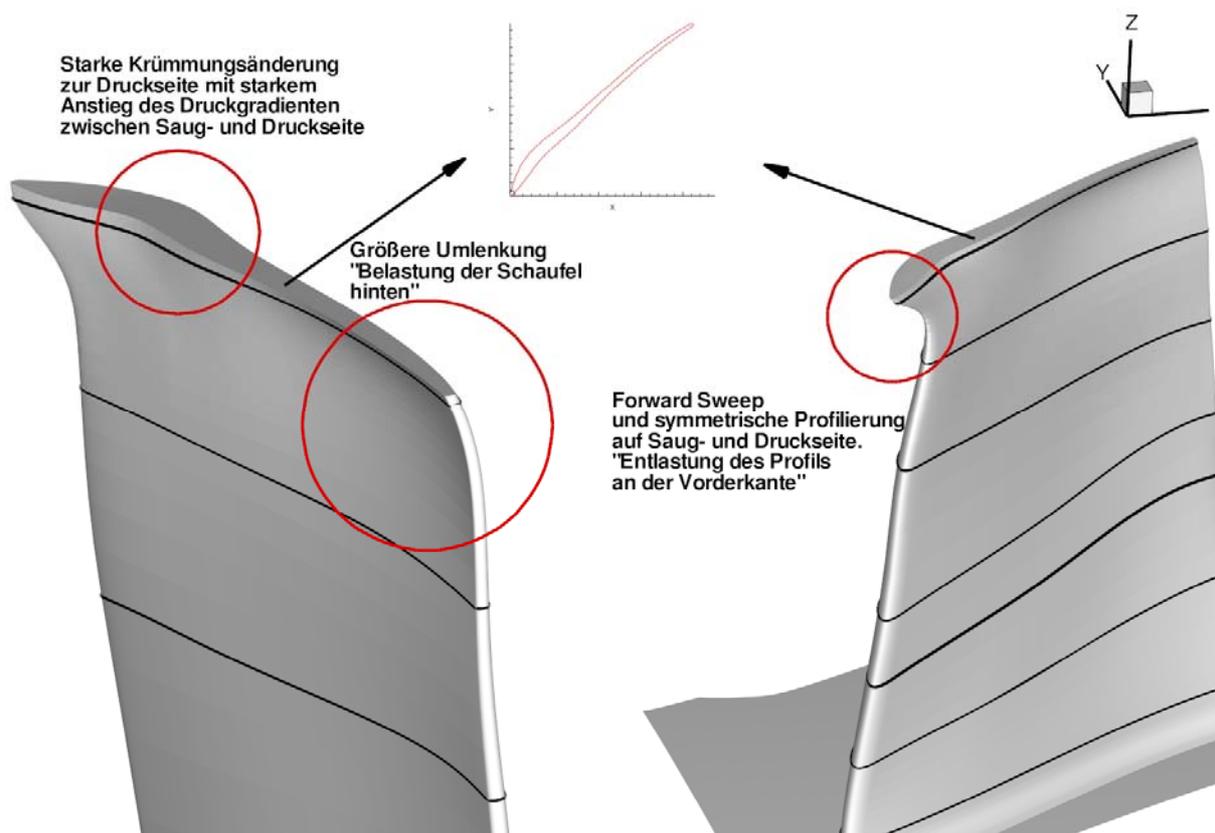


Abbildung 3-23: 3D-Ansicht der Schaufelgeometrie von Member 5737 mit Konstruktionsprofilen

Es bleibt zu erwähnen, dass sich die in Kapitel 3.4.1 geäußerten Erwartungen hinsichtlich der Lastverteilung der optimierten Profilierung insgesamt erfüllt haben, da die Blattspitzenprofilierung von Member 5737 die Hauptlast im hinteren Teil der Schaufel trägt und die Vorderkante entlastet ist.

3.4.5 Aerodynamische Effekte

Während bei der Ringraumoptimierung aerodynamische Effekte im Vordergrund standen, die über die ganze Blattspalte ihre Wirkung entfalten, kommen nun bei der Profilloptimierung die Effekte zur Geltung, die durch die Druckverteilung auf dem Schaufelblatt bestimmt werden. Mit Blick auf die vier Haupteinflussfaktoren der Spaltströmung (siehe Kapitel 3.4.1) kann insbesondere das Potential einer verbesserten Blattspitzenprofilierung gegenüber einer Gehäuseverlaufsänderung oder einer verringerten Spaltgröße bewertet werden.

Die Änderung einer Profilgeometrie hat die Änderung der Druckverteilung im S1-Schnitt zur Folge. Die Machzahlverteilung auf dem neuen Profil ist der Schlüssel zur aerodynamischen Bewertung der neuen Konfiguration. Die isentropen Profilmachzahlverteilungen des optimierten Schnitts und des Originalprofils eine halbe Spalthöhe unter der Blattspitze wird in Abbildung 3-24 gezeigt. Auch sei darauf hingewiesen, dass vor allem die saugseitige isentrope Machzahlverteilung wieder stark durch den Spaltmassenstrom geprägt ist. Da aber bei dieser Optimierung nur die Profilierung angefasst wurde, beeinflussen sich Spaltmassenstrom und isentrope Machzahlverteilung gegenseitig.

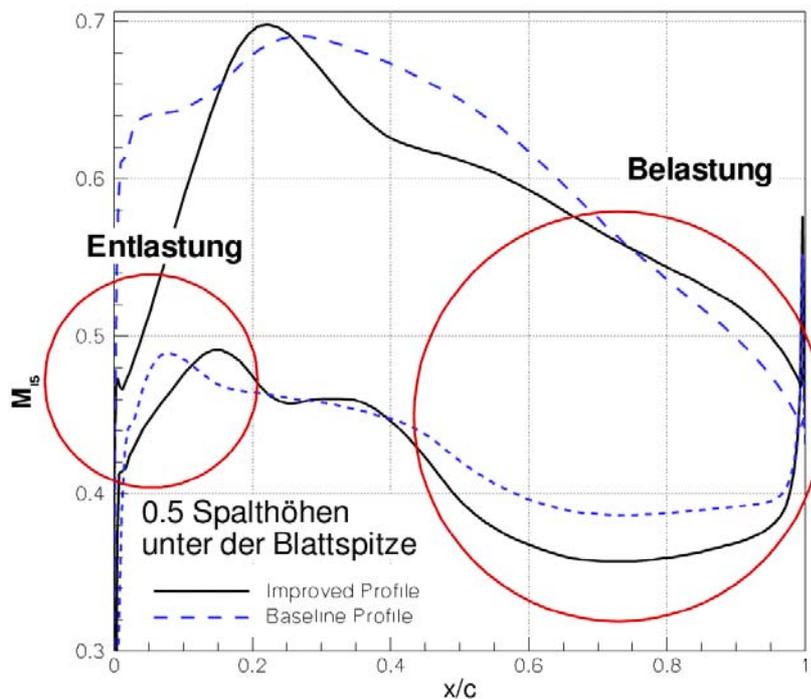


Abbildung 3-24: Isentrope Machzahlverteilungen nahe der Blattspitze

Durch das Eindrehen der Vorderkante und deren symmetrischen Verlauf wird das Profil an der Vorderkante deutlich entlastet. Die Symmetrie der Vorderkante erkennt man auch daran, dass in den ersten 10% der Sehnenlänge nur geringe Unterschiede in der Geschwindigkeit auf Druck- und Saugseite zu sehen sind. Daraus folgt, dass aus der lokalen Geschwindigkeitsverteilung um die Vorderkante kein Druckpotential entsteht. Da das Druckpotential zwischen Druck- und Saugseite im Vorderkantenbereich als Ursache für das Entstehen des Spaltwirbels und somit als eine Ursache für die Spaltverluste angesehen wird, erwirkt hier die Entlastung der Vorderkante eine Abschwächung und ein verzögertes Auftreten des Spaltwirbels.

Wie bereits im letzten Abschnitt geschildert, wird durch die erhöhte Umlenkung der Profilierung von Member 5737 in den letzten 40% der Sehnenlänge die aerodynamische Last des Profils nach hinten verschoben. Die erhöhte Belastung im hinteren Profilbereich ist in der isentropen Machzahlverteilung in Abbildung 3-24 gut zu erkennen. Beachtenswert ist hier auch der Vergleich der isentropen Machzahlverteilung aus der 3D-Optimierung in Abbildung 3-24 mit der isentropen Machzahlverteilung an der Blattspitze, die aus der 2D-Optimierung resultiert (Abbildung 2-9). Während die 2D-Optimierung versucht die Profilverluste zu verringern und die Hauptlast in die Profilmitte legt, wurde in der 3D-Optimierung der direkte Einfluss der Spaltströmung berücksichtigt. So wird die Kombination aus den hier klar dominierenden Spaltverlusten und den an dieser Stelle untergeordneten Profilverlusten minimiert. Als Beleg hierfür soll der in Formel 3-1 definierte Druckverlustkoeffizient gelten, der für die Ausgangskonfiguration mit 0.163 beziffert wurde. Dieser außerordentlich hohe Wert, der aufgrund der großen Spalthöhe entsteht, bietet zweifelsohne mehr Verbesserungspotential als der 2D-Profilverlustwert, der in einem für die HPA-Profile typischen Bereich liegt.

Weiterhin soll nun auf die starke Änderung der Krümmung zwischen 20% und 30 % relativer Sehnenlänge eingegangen werden. Es ist deutlich zu sehen, dass im Bereich des Druckseitenknicks ein starker Anstieg der Machzahldifferenz und somit des Druckpotentials zwischen Saug- und Druckseite entsteht. In Abbildung 3-25 ist die Massenstromdichte [$\text{kg} / (\text{s} \cdot \text{cm}^2)$] im Spalt über der relativen Sehnenlänge aufgetragen. Diese Massenstromdichte beschreibt den Massenstrom, der orthogonal zur Profelsehne durch den Rotorspalt strömt, bezogen auf die betrachtete lokale Fläche (Netzauflösung). Man kann einen klaren Zusammenhang zwischen dem Anstieg des Druckpotentials und dem Anstieg der Massenstromdichte im Spalt erkennen. Die Massenstromdichte im Spalt erreicht außerdem ihr globales Maximum kurz nach dem beschriebenen Knick. Das globale Maximum der Massenstromdichte für das verbesserte Profil liegt höher als im konventionellen Fall. Der Abfall der Massenstromdichte im Spalt nach ihrem Maximum ist ebenfalls größer als bei der konventionellen Profilierung.

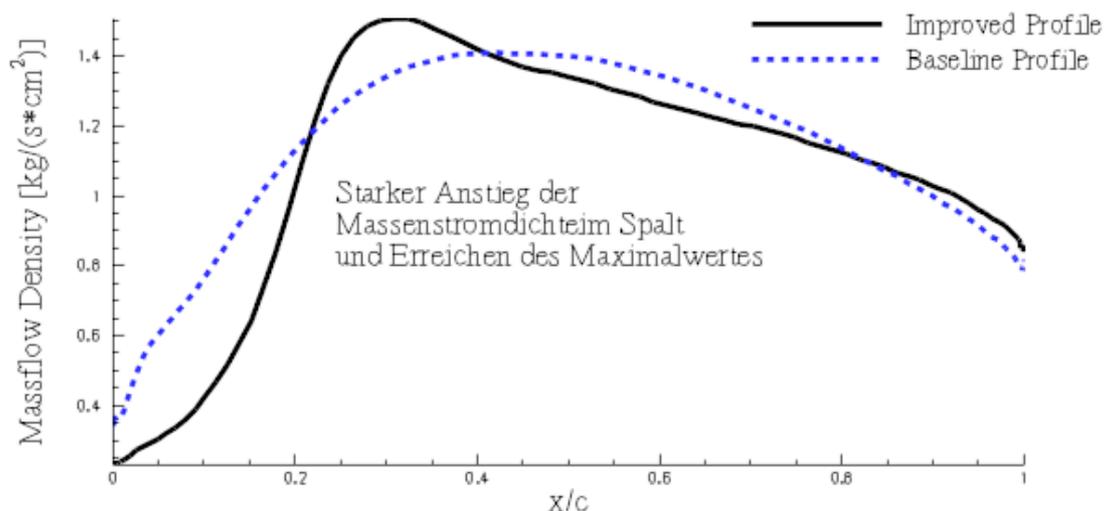


Abbildung 3-25: Massenstromdichte im Spalt, Vergleich zwischen Member 5737 und der Originalkonfiguration

In Abbildung 3-26 ist die Topologie der Spaltwirbeltrajektorien für die beiden Profile dargestellt. In Bezug auf die Vorderkante entsteht der Spaltwirbel bei dem verbesserten Profil etwa bei gleicher Lauflänge und knickt von der Profilsaugseite mit einem größeren Winkel ab als bei der konventionellen Profilierung. Das frühe Abknicken des Spaltwirbels fällt mit dem

starken Anstieg der Massenstromdicht zu ihrem Maximum und dem darauf folgenden Absinken desselben zusammen. Der größere Scherwinkel ist den größeren Gradienten sowohl beim Anstieg als auch beim Abfall der Massenstromdichte geschuldet. Dadurch dringt der Spaltwirbel, ähnlich wie bei Strakoptimierung, unter einem steileren Winkel in die Passage ein, so dass am Austritt der Passage die Intensität des Spaltwirbels und die Blockage entsprechend reduziert sind.

Es bleibt zu erwähnen, dass auf Grund der Vorwärtspfeilung der Laufschaufel kein radialer Druckgradient auf die Vorderkante der Blattspitze wirken kann, so dass es aus der radialen Druckverteilung nicht zu einem Potential zwischen Druck- und Saugseite kommen kann.

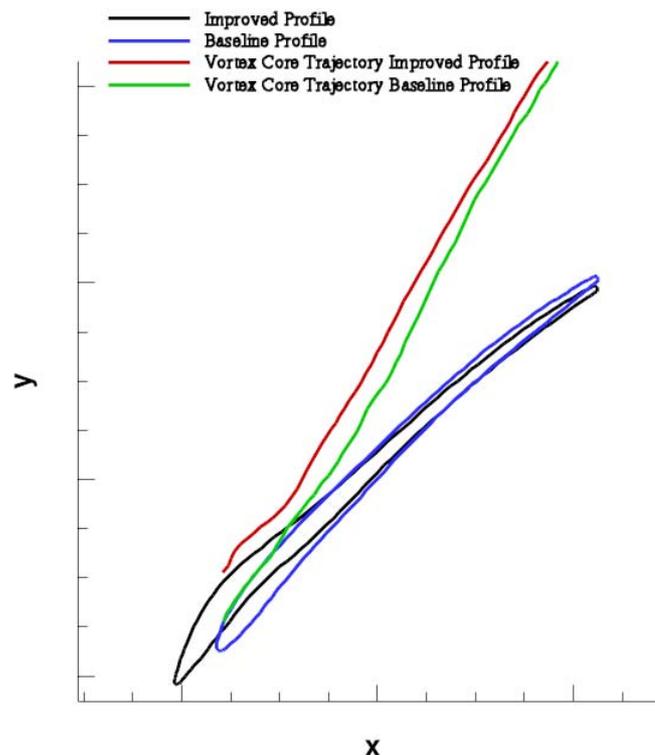


Abbildung 3-26: Blattspitzenprofile mit Spaltwirbelkernlinien

Die erzielte Verbesserung im Wirkungsgrad der Beschaukelung, die bei etwa 0.2 % isentroper Wirkungsgrad anzusetzen ist, lässt sich abschließend wie folgt erklären. Durch die Entlastung des Blattspitzenprofils im Vorderkantenbereich wird die Bildung des Spaltwirbels verzögert. Anschließend folgt in dem Bereich des saugseitigen Knicks ein starker Anstieg des Spaltmassenstroms, der den Spaltwirbel antreibt und von der Saugseite des Profils wegtreibt. Zu einer ähnlichen Interpretation kommen Yoon, Song und Shin [19], die bei dem Auftreten von großen Spaltmassenströmen von abknickenden Wirbellinien berichten.

In der Zone nach dem saugseitigen Knick fällt die Massenstromdichte im Spalt wesentlich stärker ab als bei der konventionellen Profilierung. Die Spaltwirbellinie knickt an diesem Punkt mit einem höheren Winkel von der Saugseite ab als dies bei dem Originalprofil der Fall ist und läuft fortan mit einem größeren Abstand von der Saugseite weg als bei der konventionellen Profilierung. Durch diesen größeren Abstand zur Saugseite kann der Spaltwirbel weniger Masse in sich aufnehmen, die in den hinteren 60% der Sehnenlänge durch den Gehäusespalt strömt und verursacht somit weniger Verluste und eine geringere Verblockung des Strömungsfeldes. Um trotz der Entlastung des Profils im vorderen Bereich der Sehne noch eine hohe Arbeitsumsetzung zu erreichen, wird die Belastung durch eine höhere Wölbung des Profils in den hinteren 40 % der Schaufel erhöht. In Abbildung 3-27

wird wiederum die Wirbelstärke der Originalkonfiguration und des Members 5737 im Vergleich gezeigt. Die Unterschiede zwischen der Wirbelintensität der beiden Konfigurationen ist zwar kleiner als bei dem entsprechenden Vergleich in Kapitel 3.3.5, aber dennoch gut wahrnehmbar.

An dieser Stelle ist ein Vergleich der aerodynamischen Wirkungsweise der optimierten Blattspitzenprofilierung mit der der Gehäusekonturierung angebracht. Während durch die Gehäusekontur ein zusätzliches Druckpotential über die gesamte Blattspassage eingeführt wird, muss ein positiver Effekt auf den Spaltwirbel durch eine optimierte Profilierung alleine durch die Profildruckverteilung auf der Schaufel erzeugt werden. Die Profildruckverteilung der Blattspitzenprofile ist aber, wie schon mehrfach erwähnt, insbesondere auf der Saugseite nicht unabhängig von dem Spaltmassenstrom, so dass sich eine komplexe Rückkopplung ergibt. Vor diesem Hintergrund mag es verständlich werden, dass es mit deutlich weniger Aufwand gelungen ist, eine größere Wirkungsgradverbesserung mit einem optimierten Gehäuseverlauf zu erzielen, da eine über den Schaufelkranzumfang gesehene globale Größe optimiert wurde, während die Profildruckverteilung an der Schaufelspitze relativ lokale Auswirkungen hat.

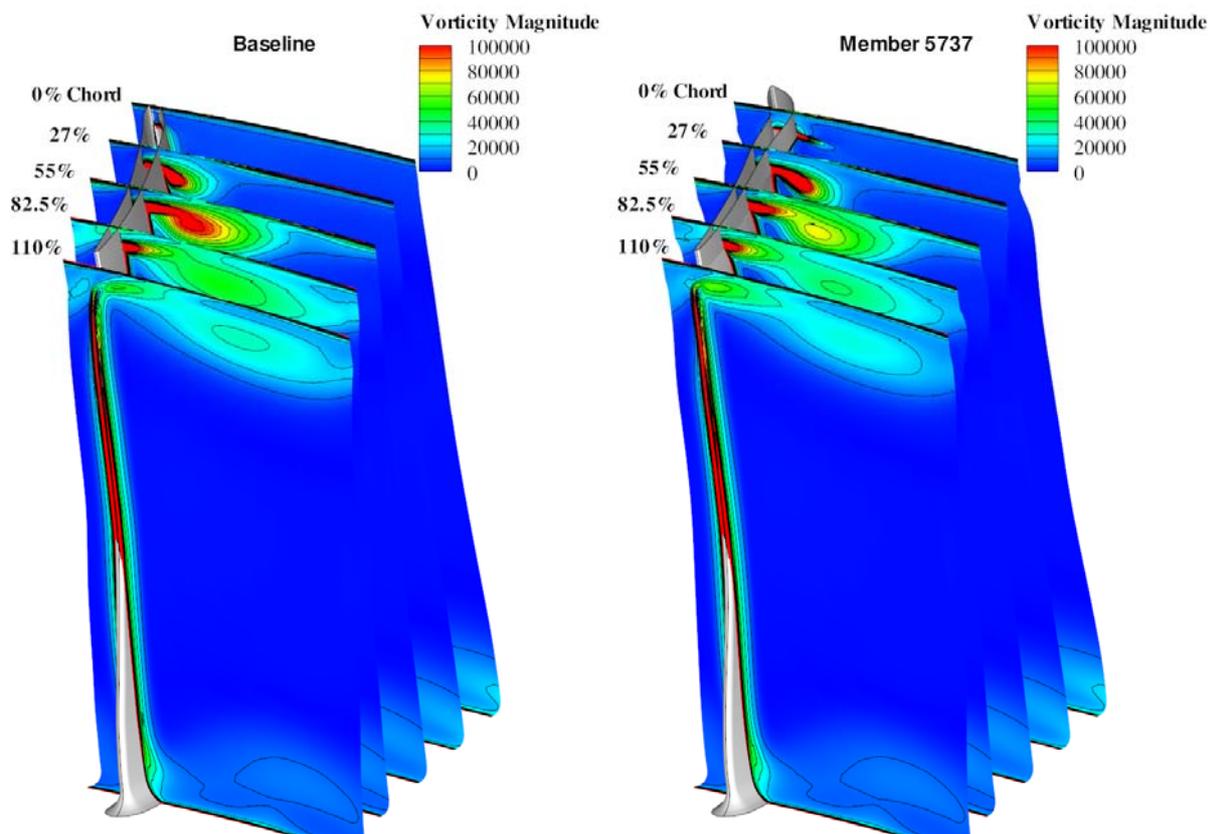


Abbildung 3-27: Entwicklung der Spaltwirbel, Originalkonfiguration links, Member 5737 rechts, Isolinien der absoluten Wirbelstärke

Zum Abschluss der Diskussion über die aerodynamischen Effekte werden in Abbildung 3-28 die umfangsgemittelten radialen Verteilungen des Rotorwirkungsgrads und der Statorverluste präsentiert. Dargestellt ist jeweils die Differenz zwischen Member 5737 und der Originalkonfiguration. Der Wirkungsgrad des Rotors 2 steigt im Gehäusebereich an. Allerdings sind zwischen 75% und 90% relativen Massenstroms kleinere Einbussen auf Grund von radialen Massenstromumverteilungseffekten festzustellen. Ähnlich wie bei der Gehäusekonturierung profitiert der Stator 2 von den verbesserten Zuströmbedingungen. Die Statorverlustreduktion ist allerdings deutlich kleiner. Dennoch bleibt festzuhalten, dass die durchaus vorhandene Änderung der radialen Massenstromverteilung keine negativen Auswirkungen auf Stator 2 hat.

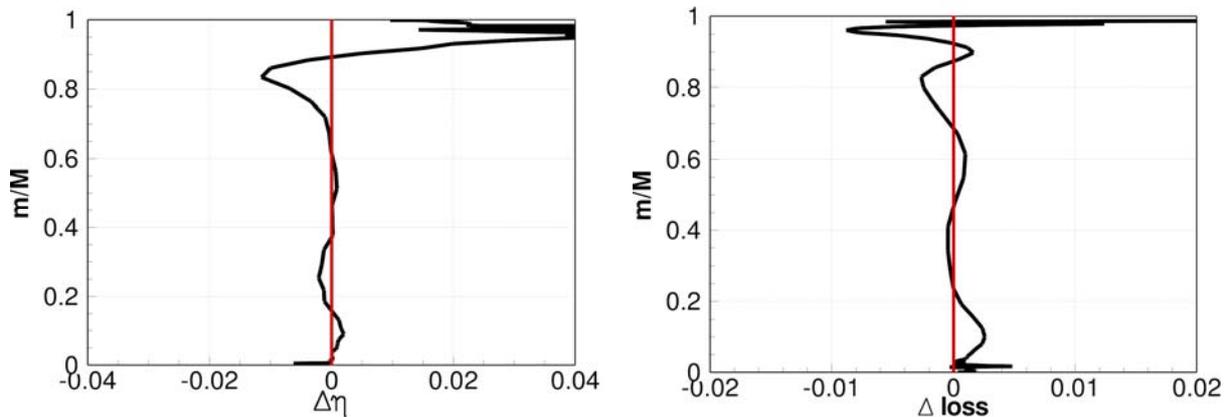


Abbildung 3-28: Radiale Verteilung als Differenz zwischen Member 5737 und der Originalkonfiguration, Wirkungsgrad Rotor 2 links, Verluste Stator 2 rechts

3.4.6 Teillastverhalten der optimierten Stufe

Auch für den Member 5737 stellt sich die Frage, ob die im Designpunkt realisierten Verbesserungen ebenfalls nahe der Pumpgrenze zu Verbesserungen führen oder ob sich ein Stabilitätsverlust einstellt. Ebenso wie bei der Gehäuseoptimierung wurden deshalb zwei androsselte Betriebspunkte, die bei 1.85 % bzw. 3.7% höherem Gegendruck lagen, zur Bewertung der Stabilität nahe der Pumpgrenze herangezogen. Auf den entdrosselten Betriebspunkt wurde bei der Beurteilung der Teillastfähigkeit verzichtet, da insgesamt die Änderungen relativ klein waren.

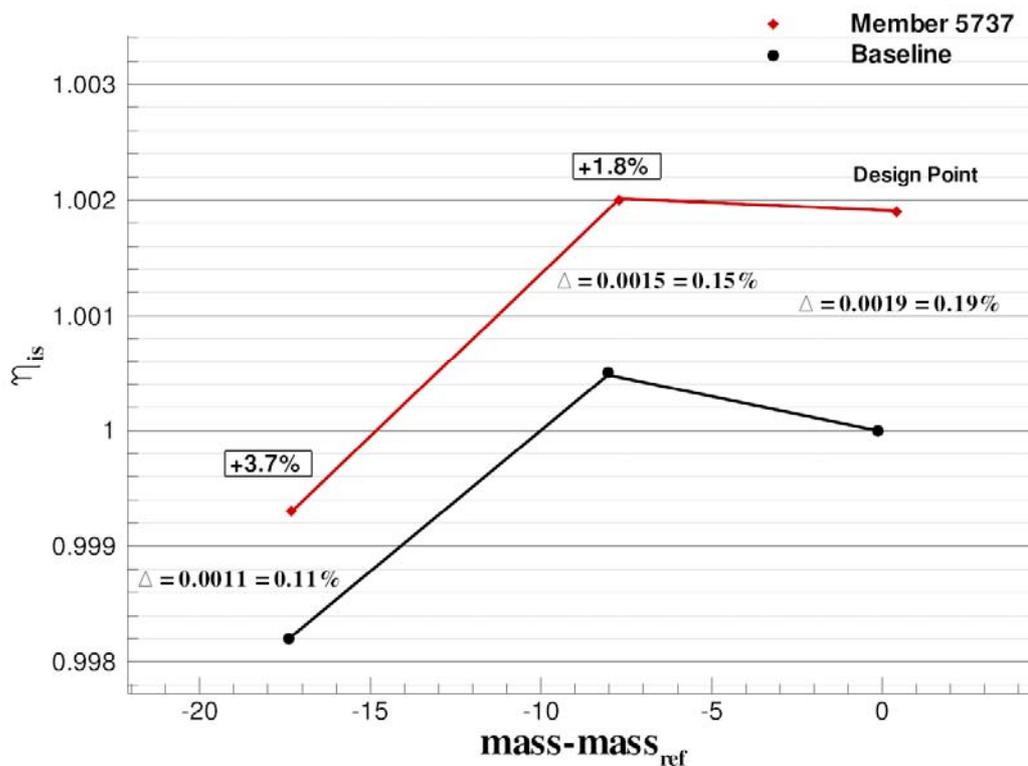


Abbildung 3-29: Vergleich der Wirkungsgrade von Member 5737 gegenüber der Ausgangskonfiguration bei androsseltem Betrieb

Für alle gerechneten Betriebspunkte ist der normierte Wirkungsgrad über dem normierten Massenstrom in Abbildung 3-29 aufgetragen. Als Folge der ersten Zielfunktion (Totaldruck am Rotoraustritt) sind die Massenstromunterschiede zwischen den Konfigurationen bei gleichen Betriebspunkten vernachlässigbar. Im Auslegungspunkt liegt der Vorteil von Member 5737 gegenüber der generischen Testverdichterkonfiguration wie schon diskutiert bei 0.19 %. Der Stufenwirkungsgradgewinn fällt in Richtung der Pumpgrenze leicht bis auf 0.1% bei 3.7% (0.15% bei 1.8%) erhöhtem Gegendruck. Trotzdem gelang somit der numerische Nachweis, dass Member 5737 auch nahe der Pumpgrenze besser ist als die Ausgangskonfiguration. Zusätzlich lassen CFD-Rechnungen keine Verschlechterung des Pumpgrenzabstandes erwarten.

3.4.7 Variation der Spalthöhe

Auch für die Schaufel mit der optimierten Blattspitzengeometrie ist es von Interesse, den Einfluss der Spalthöhe auf die Verbesserung des Wirkungsgrades zu quantifizieren. Hierzu wurden mit Member 5737 Rechnungen mit verschiedenen Spalthöhen unternommen. Die Spalthöhen lagen bei 25%, 50%, 80%, 100% und 120% der nominellen Spalthöhe. Die normierten Stufenwirkungsgrade sind für die verschiedenen Spalthöhen in Abbildung 3-30 dargestellt.

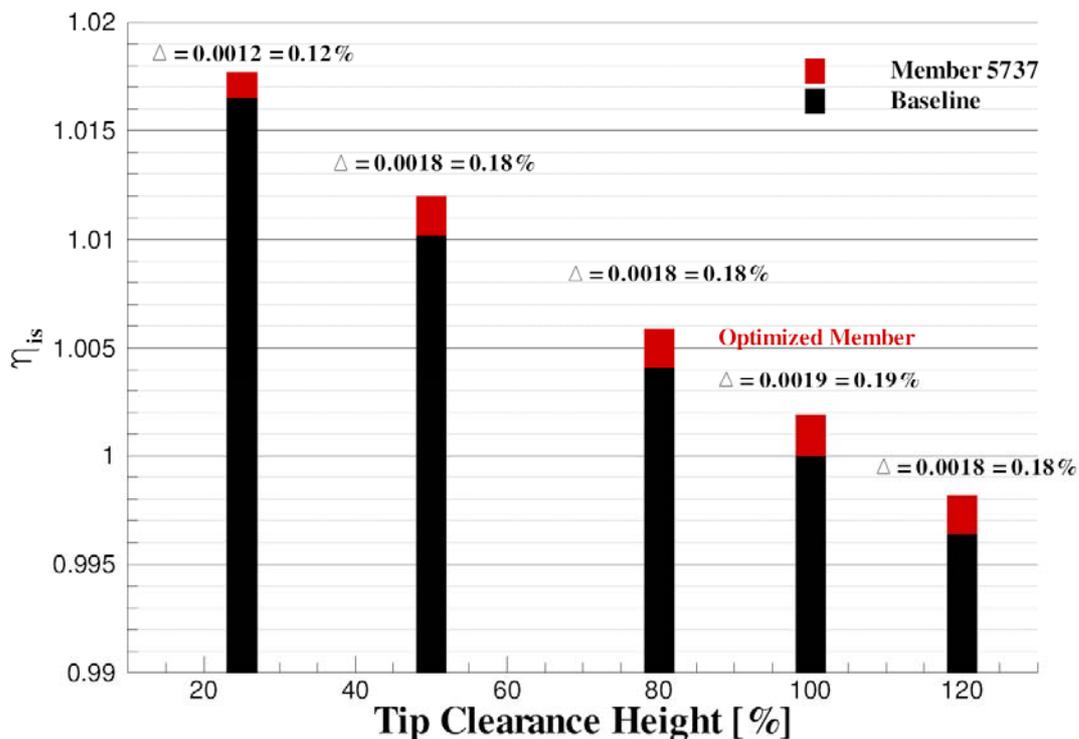


Abbildung 3-30: Stufenwirkungsgrade im Vergleich bei verschiedenen Spalthöhen

Besonders hervorzuheben ist, dass der Gewinn im Stufenwirkungsgrad über eine große Bandbreite von Spalthöhen gleich bleibt. Zwischen nominellen Spalthöhen von 50% bis 120% sind keine Unterschiede in der Wirkungsgradverbesserung festzustellen. Erst bei einer sehr geringen Spalthöhe von 25% Nominalspalthöhe fällt der Wirkungsgradgewinn auf rund 0.1%. Dieses Ergebnis ist insbesondere deshalb interessant, da die verbesserte Profilierung für Stufen mit verschiedenen Spalthöhen angewendet werden kann.

3.5 Optimierung des Gesamtsystems

In den bisherigen Kapiteln wurde die Strategie verfolgt, die Verbesserungspotentiale einzelner Parametrisierungsgruppen, nämlich das des Ringraums und das der Profilgestaltung, abzuschätzen. Dies geschah insbesondere mit dem Ziel, verschiedene Ansätze zu einer Verringerung der Spaltverluste und Blockage im Strömungskanal zu erforschen und die verantwortlichen aerodynamischen Effekte zu isolieren. Dies ist gelungen und es konnten wichtige Erkenntnisse zur Wirkungsweise der beiden Parametergruppen gewonnen werden. Vor der Betrachtung des Gesamtsystems ist es sinnvoll die Hauptaussagen der vorangegangenen Kapitel schlagwortartig zu resümieren:

- traditionelle 2D-Profiloptimierungen werden ohne zusätzliche Annahmen bei Optimierungsaufgaben bezüglich der Spaltströmung versagen, da sie weder die Ursache noch die Wirkung der dominanten 3D Effekte (hier die Spaltströmung) berücksichtigen.
- die Optimierung des Ringraums über der Laufschaufel kann einen substantiellen Beitrag zur Verbesserung des isentropen Wirkungsgrads der betrachteten Stufen leisten, allerdings ist das Potential zur Blockagereduktion begrenzt.
- durch die Optimierung der Blattspitzenprofilierung kann die Druckverteilung im Blattspitzenbereich stark geändert werden. Daher muss darauf geachtet werden, dass keine schlecht abgestimmte Stufeninteraktion entsteht. Das Potential zur direkten Verbesserung des isentropen Wirkungsgrads ist geringer.

In dem nun folgenden Kapitel wird nun die Strategie verfolgt, gleichzeitig den Ringraum und die Blattspitzenprofilierung so zu gestalten, dass sich die positiven Effekte aus beiden Einzelstrategien überlagern. Zunächst wird die einfache Kombination des Ringraums von Member 468 (Kapitel 3.3) mit der Blattspitze von Member 5737 (Kapitel 3.4) betrachtet und schließlich die automatisierte 3D-Optimierung für das Gesamtsystem vorgestellt.

3.5.1 Kombination der Einzellösungen

Da die Ringraumkontur und die Schaufelprofilierung unabhängig voneinander parametrisiert sind, konnte die Kombination der Einzellösungen ohne großen Aufwand im Blatterzeugungsprozess stattfinden. Allerdings stellte sich die Frage, wo die axiale Position der maximalen Wellenamplitude bestmöglich zu platzieren ist, da durch die Vorwärtspfeilung von Member 5737 die Position der Profilvorderkante an der Blattspitze in negativer axialer Richtung verschoben wurde. In einem ersten Ansatz wurde die Position der maximalen Wellenerhebung so gewählt, dass der axiale Abstand zwischen der Schaufelvorderkante und dem Wellenmaximum in etwa den gleichen Wert besaß wie Member 468. Abbildung 3-31 stellt die neu entstandene Schaufel in einer 3D-Ansicht dar. Die Schaufel wird fortan mit KB0 bezeichnet, wobei KB für „Kombination“ steht und „0“ die axiale Ausgangsposition der Gehäusekontur bezeichnet. Die Bezeichnung der Schaufel ist deshalb so gewählt, da im nachfolgend eine Variation der axialen Position der Gehäusewelle diskutiert wird.

In Abbildung 3-31 sind beide Ansätze aus den Einzellösungen gut zu erkennen. Die markante Blattspitzenprofilierung ist ebenso erhalten geblieben wie radiale Auslenkung der Schaufelgeometrie. Auffällig ist, dass bei der KB0-Schaufel die Position des Saugseitenknicks von Member 5737 ziemlich genau mit der maximalen radialen Erhebung von Member 468 zusammenfällt. Das bedeutet, dass der Bereich der größten Gradienten bezüglich der Spaltströmung zusammenfallen, denn die optimierte Profilierung von Member 5737 erzeugt an dieser Stelle die größte Druckdifferenz zwischen Druck- und Saugseite des Profils, während Member 468 an der Stelle der maximalen Wellenamplitude den größten Druckgradienten in axialer Richtung erzeugt.

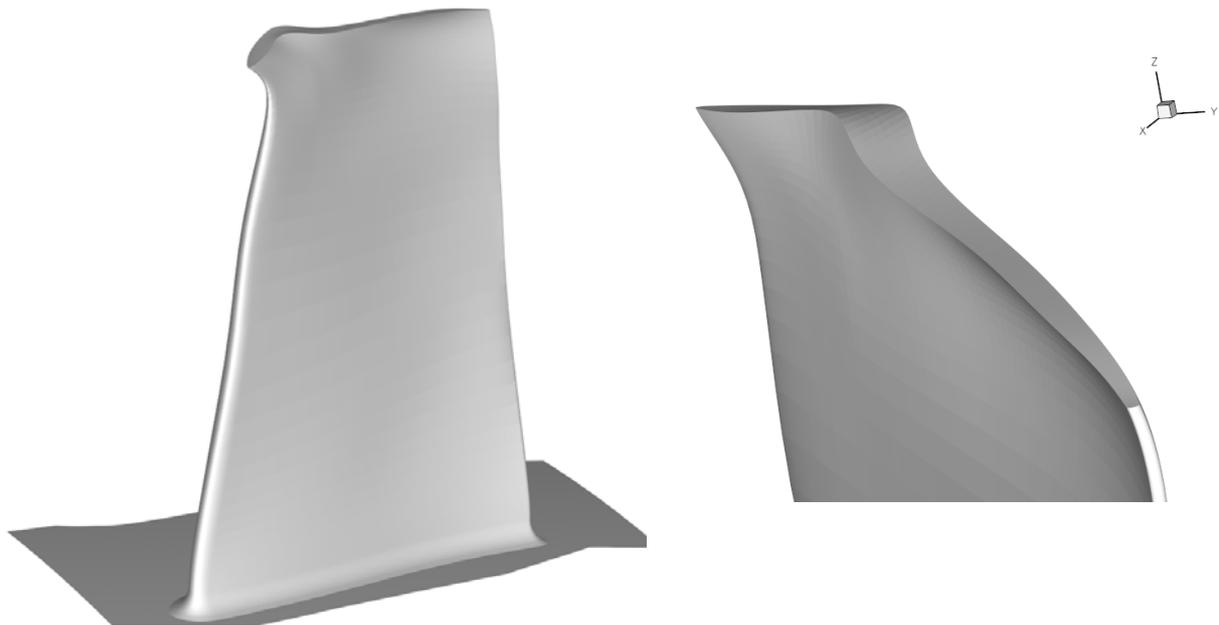


Abbildung 3-31: 3D-Ansicht der Schaufel KB0, vollständiges Blatt links, Zoom der Blattspitze rechts

Da die KB0 Schaufel aus einer einfachen Skalierungsüberlegung folgte, drängte sich die Variation der axialen Gehäusewellenposition als Parameterstudie auf. Daher wurden weitere drei axiale Positionen der optimierten Gehäusekontur getestet. Abbildung 3-32 zeigt schematisch die Veränderungen in der Gehäusekontur bei den verschiedenen axialen Positionen. Der Verlauf der Originalringraumkontur ist schwarz dargestellt, die Position der Gehäusewelle, die der Schaufel-Ringraum-Kombination KB0 entspricht, in rot. Zusätzlich wurden zwei Schaufel-Ringraum-Kombinationen erzeugt, bei denen die Gehäusewelle in positiver axialer Richtung verschoben wurde (blau und braun). Diese Konfigurationen werden fortan mit KB1 und KB2 bezeichnet. Die Konfigurationsbezeichnung KB1- (grün) steht für eine in negativer axialer Richtung verschobene Gehäusewelle. Zur besseren Orientierung ist in Abbildung 3-32 zusätzlich noch der Rotor 2 in der Version KB0 dargestellt. Zur Erinnerung sei nochmals auf die konstante Spalt Höhe bei allen Konfigurationen hingewiesen.

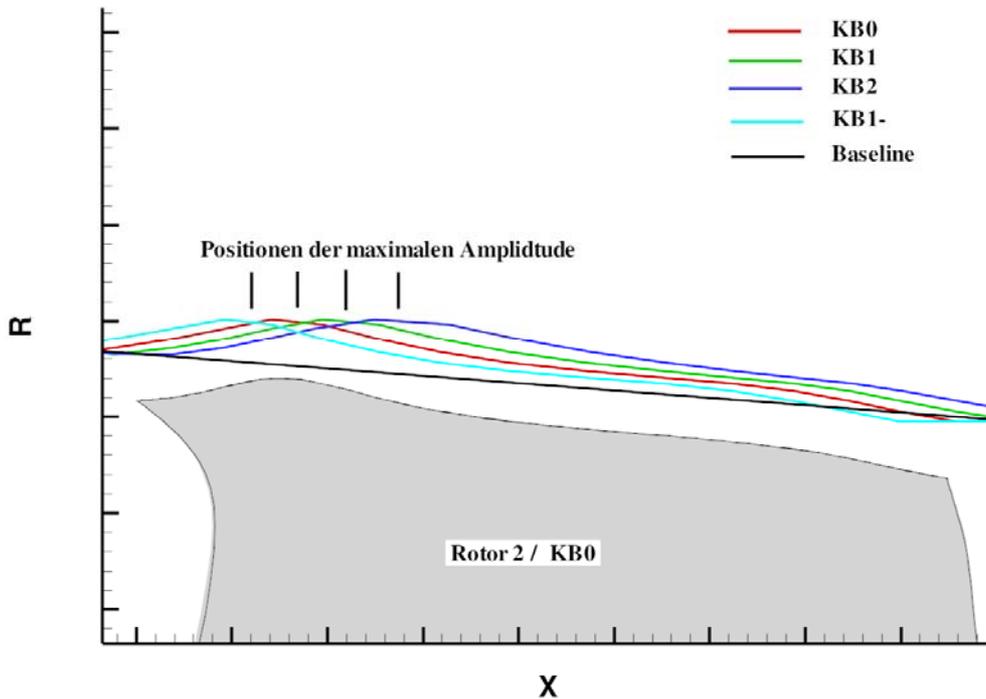


Abbildung 3-32: Axiale Positionen der Gehäusekontur

Die Auswirkung der Überlagerung des Wellen- und des Profileffekts bezüglich des Stufenwirkungsgrads sind in Abbildung 3-33 dargestellt. Die X-Koordinate wurde hierbei qualitativ aufgetragen und als „Position“ bezeichnet. Die Farben korrespondieren mit Abbildung 3-32. Um einen Überblick über alle relevanten Konfigurationen zu bekommen, sind auch die normierten Wirkungsgrade von Member 468, Member 5737 und der Ausgangskonfiguration in Abbildung 3-33 einbezogen. Der Übersichtlichkeit wegen wurden die letztgenannten Konfigurationen auf die Position von KB0 gelegt. Die Stufenwirkungsgrade sämtlicher Konfigurationen wurden auf den der Ausgangskonfiguration normiert.

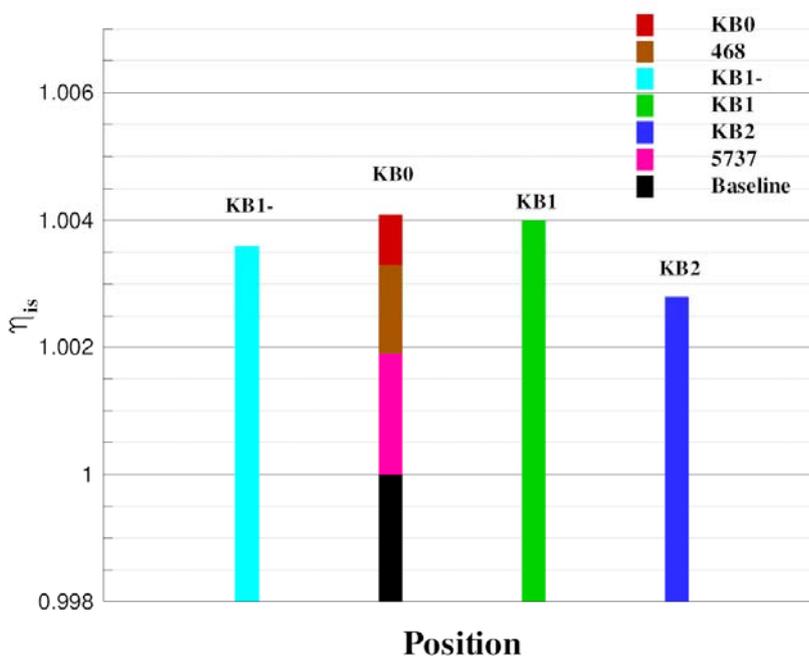


Abbildung 3-33: Stufenwirkungsgrade aller relevanten Konfigurationen

Die Ergebnisse der Kombination aus optimierter Endwandkontur und Profilierung sind folgendermaßen zu beurteilen. Der Stufenwirkungsgrad hängt von der axialen Position der Gehäusewelle ab und hat sein Optimum in etwa bei der Position von KB0 oder kurz danach. Insofern war der Ansatz erfolgreich, die maximale radiale Auslenkung der Gehäusewelle im gleichen Abstand zur Vorderkante zu positionieren wie bei Member 468. Für alle anderen getesteten axialen Positionen ist der Wirkungsgrad geringer als bei KB0, wobei der Unterschied zwischen KB0 und KB1 marginal ist. Des Weiteren haben die Kombinationen KB1-, KB0 und KB1 einen besseren Stufenwirkungsgrad als Member 468, was bedeutet, dass eine Kombination von optimierter Profilierung und Gehäusekontur eine zusätzliche Verbesserung im Wirkungsgrad erbringen kann. Lediglich für die weit nach hinten geschobene Wellenposition (KB2) fällt der Wirkungsgrad unter den von Member 468. Das Wirkungsgradpotential bei einer einfachen Kombination kann somit auf 0.4%-0.45% Stufenwirkungsgrad beziffert werden.

Um die Versperrung des Strömungskanals durch den Spaltwirbel bei verschiedenen Konfigurationen zu beurteilen eignet sich eine Auswertung der umfangsgemittelten radialen Verteilungen des absoluten Totaldrucks und der Axialgeschwindigkeit nach Rotor 2. Hierzu sind in Abbildung 3-34 die normierte Differenz des absoluten Totaldrucks (links) und die Differenz der Axialgeschwindigkeit zwischen KB0, Member 468, Member 5737 und der Ausgangskonfiguration über dem relativen Massenstrom aufgetragen. Die Farben korrespondieren mit Abbildung 3-33. Die Unterschiede in der Definition der ersten Zielfunktion (Totaldruckverteilung am Austritt von Rotor 2) zwischen Member 468 und Member 5737 sind klar ersichtlich. Während die Differenz Totaldruckverteilung von Member 468 und der Ausgangskonfiguration recht deutliche Abweichungen bezüglich der Nulllinie in den unteren 80% relativen Massenstroms aufweist, sorgte die veränderte Zielfunktion bei Member 5737 für eine nahe unveränderte Verteilung in diesem Bereich. Allerdings erzeugt Member 468 im Gegensatz zu Member 5737 auch einen wesentlich höheren Totaldruck im gehäusenahen Bereich.

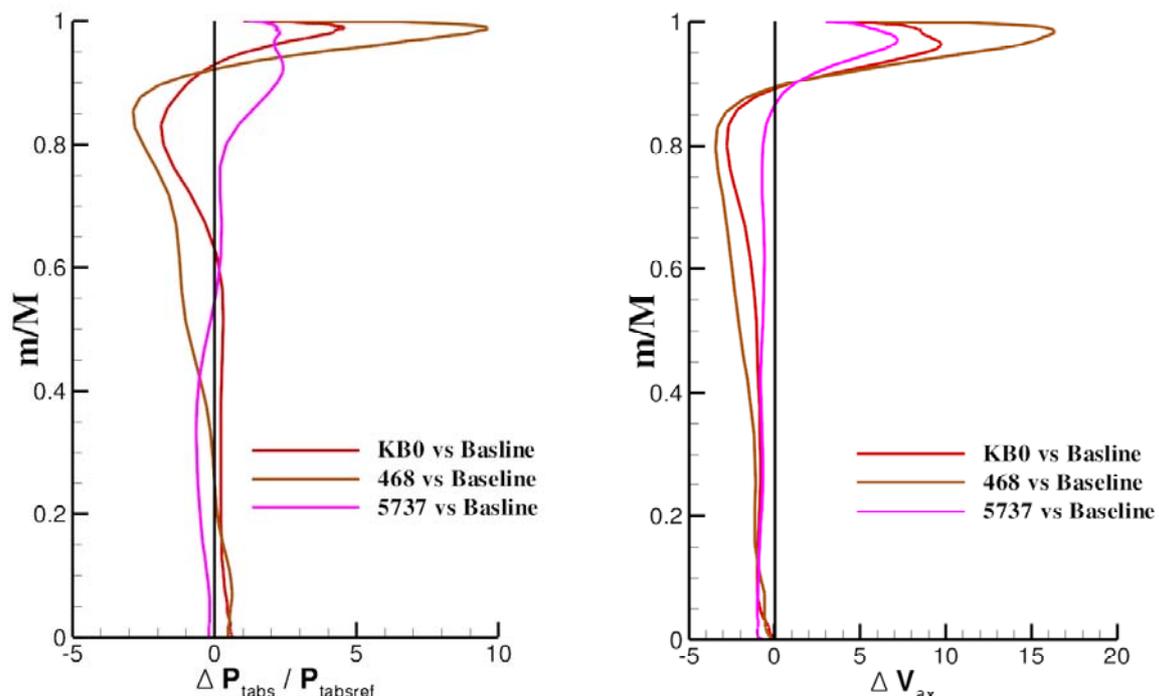


Abbildung 3-34: Radiale Verteilungen der normierten Differenz des Totaldrucks (links) und der Differenz Axialgeschwindigkeit (rechts) hinter Rotor 2 für verschiedene Konfigurationen

Die Erhöhung des Totaldrucks in Gehäusenähe zieht in diesem Bereich eine Erhöhung des Massenstroms und somit der Axialgeschwindigkeit nach sich, wie in Abbildung 3-34 rechts dargestellt. Da sich aber die globalen Randbedingungen nicht geändert haben, führt dieser Prozess zu einer Änderung der radialen Massenstromverteilung hin zu größeren Massenströmen im Gehäusebereich. Um die Kontinuitätsgleichung zu erfüllen, entstehen quasi als Ausgleich Gebiete mit niedrigerer Axialgeschwindigkeit und kleinerem Totaldruckaufbau. Die Hauptbereiche dieser Gebiete liegen zwischen 60% und 80% des relativen Massenstroms. Die Differenzen sowohl bei Totaldruckverteilung als auch bei der Axialgeschwindigkeit nehmen in Richtung Nabe ab, da hier keine geometrischen Änderungen vorliegen. Interessant ist vor allem auch, dass die kombinierte Schaufel KB0 tatsächlich auch die kombinierten Eigenschaften (Totaldruck und Axialgeschwindigkeit) von Member 468 und 5737 besitzt. Sowohl bei der Totaldruckdifferenz als auch bei der Axialgeschwindigkeitsdifferenz liegt die Schaufel KB0 über weite Bereiche zwischen den Werten von Member 468 und 5737.

3.5.2 Automatisierte 3D-Optimierung

Aus allen diskutierten Ergebnissen und Erfahrungen der vorangegangenen Kapitel ließ sich ableiten, dass sich durch eine gemeinsame Optimierung von Blattspitzenprofilierung und Gehäuseverlauf weitere Verbesserungspotentiale erschließen lassen. Daher war zum Abschluss der Optimierungsphase des Teilvorhabens eine Optimierung des Gesamtsystems vorgesehen. Dabei sollten alle Erfahrungen aus den Optimierungen der einzelnen Parametergruppen einfließen.

Als Zielfunktion wurden hier weiterhin der isentrope Stufenwirkungsgrad und die bei der Profilloptimierung verwendete Variante der Blockagereduktion verwendet. Als Ausgangspunkt für die Optimierung des Gesamtsystems diente weiterhin die Originalkonfiguration aus Kapitel 2.2. Als einziger Betriebspunkt für die Optimierung wurde wie in den beiden vorherigen Fällen der Auslegungspunkt gewählt.

Aus den Erfahrungen der reinen Ringraumoptimierung ließ sich schließen, dass durch die Verfeinerung der Auflösung der Ringraumkontur und die Verbreiterung des Gültigkeitsbereichs dieser freien Variablen ein zusätzliches Verbesserungspotential entstehen könnte. Zur Erinnerung sei darauf hingewiesen, dass die freien Parameter Nummer zwei und drei (Abbildung 3-3) in der reinen Ringraumoptimierung an ihre obere Grenze liefen.

Deshalb wurde bei der Optimierung des Gesamtsystems sowohl die Anzahl der freien Parameter auf dem Ringraum erhöht als auch die obere Grenze des Definitionsbereichs. Die Positionierung der frei radial verschiebbaren Punkte auf der Ringraumkontur ist in Abbildung 3-35 dargestellt. Es wurden 12 freie Punkte gewählt. Der erste freie Punkt lag vor der Vorderkante der Schaufel, der letzte in axialer Richtung hinter der Hinterkante. Die Punkte wurden über die Weglänge des Ringraums immer im gleichen Abstand gesetzt. Die obere Grenze der radialen Auslenkung wurde auf 1.25 t für alle Punkte erweitert. Da die untere Grenze in der reinen Ringraumoptimierung nicht angelaufen wurde, wurde die untere Grenze in der Gesamtsystemoptimierung auf -0.5 t festgelegt. Um weiterhin den mechanischen und konstruktiven Randbedingungen Rechnung zu tragen, blieb die Geometrische Restriktion aus Kapitel 3.3.1 weiterhin gültig (Abbildung 3-4). Damit wurden die Wellengradienten im akzeptablen Bereich gehalten.

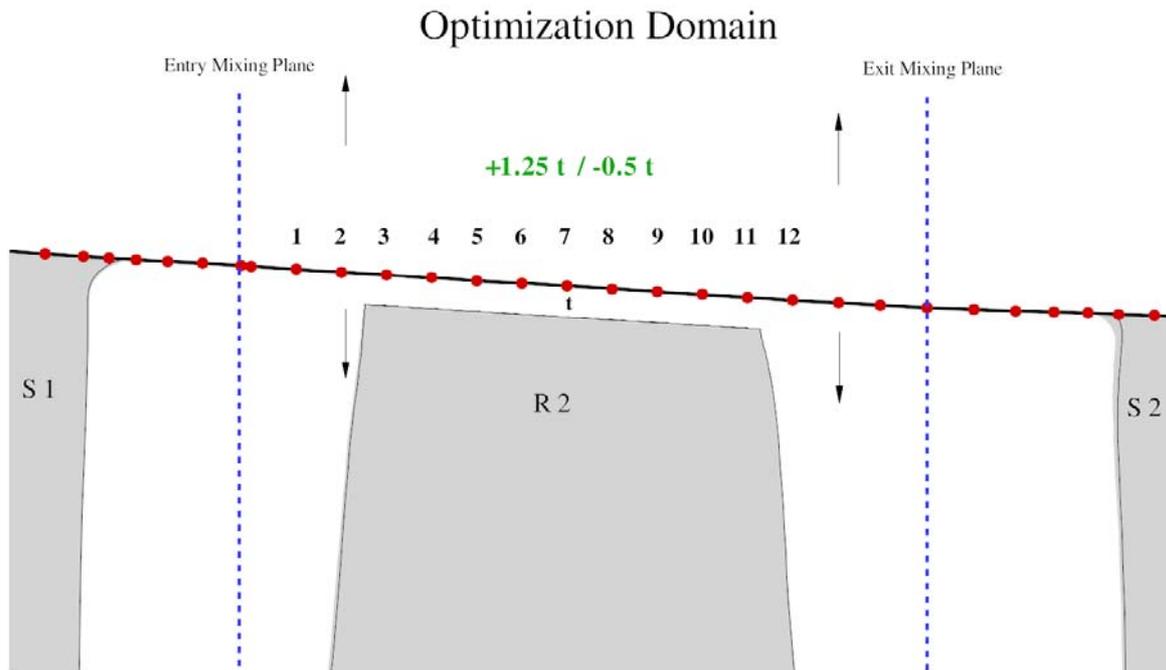


Abbildung 3-35: Freie Variablen auf der Gehäuselinie

Bei der Wahl der freien Parameter der Blattspitzenprofilierung wurden einige Änderungen gegenüber der reinen Profilloptimierung aus Kapitel 3.4 eingebracht. Dies geschah vor allem aus zwei Gründen. Erstens wurden in der reinen Profilloptimierung einige Parameter identifiziert, die nur einen kleinen oder gar keinen Beitrag zur Verbesserung leisteten. Bei diesen Parametern handelte es sich hauptsächlich um die Formgebungsparameter an Vorder- und Hinterkante. Zum zweiten war eine geringe Anzahl von freien Variablen erwünscht, um den Aufwand der Optimierung (Anzahl der gerechneten Member bis zur Konvergenz der Optimierung) zu begrenzen und um die aerodynamischen Effekte besser einzelnen Geometrieparametern zuordnen zu können.

Die Parametrisierung der Fädellinie blieb mit fünf freien Parametern unverändert. Allerdings wurden die Freigaben der Vorderkantenlinie (Abbildung 3-19) so verändert, dass die freigegebenen Punkte von oben nach unten 10%, 4.85% und 3% der relativen Höhe nach vorne verschoben werden konnte. Die zwei Freiheitsgrade in Umfangsrichtung blieben unverändert.

Die Freiheitsgrade der Profilierung wurden im Vergleich zu der reinen Profilloptimierung ein wenig eingeschränkt. Vor allem im Bereich der Vorderkantengestaltung und der Dickenverteilungen wurden einige nicht wirksame Parameter eingespart, so dass für die Profilierung der beiden obersten Konstruktionsprofile (Abbildung 3-36) jeweils neun freie Parameter aufgewendet wurden. Allerdings wurden in diesem Optimierungsschritt auch bei dem dritten Konstruktionsprofil die drei Metallwinkel freigegeben. Dies geschah im Wesentlichen, um einer zu starken Änderung der radialen Massenstromverteilung entgegenzuwirken. Außerdem schien eine Freigabe der Metallwinkel in diesem Bereich sinnvoll, um einen möglichst glatten Übergang von der optimierten Profilierung im Blattspitzenbereich zu der Ausgangsprofilierung in der übrigen Schaufel zu gewährleisten. Die Lage der Konstruktionsprofile auf der Originalschaufel ist in Abbildung 3-36 dargestellt. Insgesamt beinhaltete die Optimierung 38 freie Variablen. Im Vergleich zur reinen Profilloptimierung wurde also mit einem im mathematischen Sinne ähnlich großen Parameterraum gearbeitet.



Abbildung 3-36: Lage der Konstruktionsprofile auf der Schaufel

3.5.3 Optimierungsergebnis

Zunächst werden in diesem Kapitel in bereits gewohnter Weise die allgemeinen Aussagen abgeleitet, um dann wieder einen repräsentativen Member der Optimierung detailliert zu betrachten.

Die abschließende 3D-Optimierung lief auf durchschnittlich 70 Prozessoren etwa 6 Wochen und wurde in mehrer Schritten betrieben. Nach jedem Schritt wurden die Datenkonsistenz und der Optimierungserfolg bewertet. Nach Bedarf wurden nach jedem Schritt einige Parametergrenzen der Profilierung angepasst oder unwirksame Parameter gestrichen. Die Parameterkonfiguration aus Kapitel 3.5.2 stellt die letzte Stufe der Optimierung dar. Die jeweils besten Member aus einer vorherigen Optimierungsstufe wurden in die nächste mit den jeweiligen Parameteranpassungen übernommen und natürlich neu bewertet. Insgesamt wurden etwa 1800 Member gerechnet, in der letzten Stufe etwa 600. Als beschleunigende Ersatzmodelle kamen sowohl Kriging als auch neuronale Netze zum Einsatz. Siehe auch Voss [5, 17].

Abbildung 3-37 zeigt als Ergebnisse der letzten Optimierungsstufe die Zielfunktionswerte der Datenbasis. Auf der Y-Achse ist der isentrope Stufenwirkungsgrad aufgetragen, auf der X-Achse das Maß für die Blockage. Es fällt auf, dass bei der Optimierung des Gesamtsystems eine Reduktion des Blockagegebiets um ca. 50% bei einem Wirkungsgradgewinn von ca. 0.5% möglich ist (Pfeil 1). Da aber der Fokus des Projektes auf einer Wirkungsgradsteigerung im Auslegungspunkt lag, ist die interessanteste Konfiguration diejenige, welche quasi den maximalen Wirkungsgradgewinn bei möglichst großer Blockagereduktion realisiert. Deshalb wurde Member 420 als repräsentative Konfiguration für weitere Untersuchungen ausgewählt. Member 420 weist einen Stufenwirkungsgradgewinn von ca. 0.80% bei einer Reduktion von 30% bei der ersten Zielfunktion. Die besten Member bezüglich des Wirkungsgrades liegen bei etwa 0.85%, allerdings bei deutlich niedrigerer Blockagereduktion.

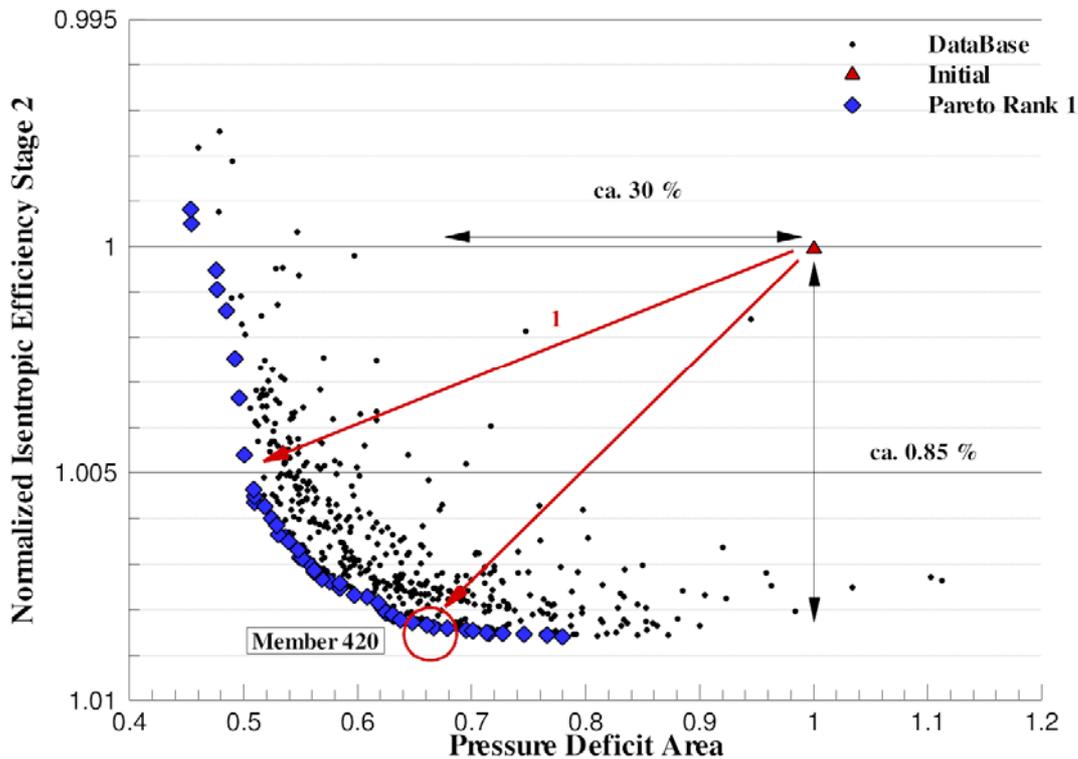


Abbildung 3-37: Zielfunktionswerte der abschließenden 3D-Optimierung des Gesamtsystems

Bemerkenswert ist, dass es mit etwa der gleichen Anzahl von freien Parametern und etwa dem gleichen Aufwand (gerechnete Member) wie bei der reinen Profilloptimierung gelang, ein deutliches besseres Resultat zu erzielen. Beim Stufenwirkungsgrad konnte die Verbesserung gegenüber der Kombination der Einzellösungen bei deutlich geringerer Blockage nahezu verdoppelt werden. Die relative geringe Anzahl von freien Parametern und die schrittweise Nachjustierung der Profilierungsparameter sicherte hierbei ein zielstrebiges und zügiges Voranschreiten der Optimierung. Tabelle 11 stellt die wichtigsten Eckpunkte der einzelnen Optimierungen zusammen. Es wird ersichtlich, dass sich bei der Optimierung des Gesamtsystems die Einzeleffekte nicht nur addieren, sondern gerade die optimale Kombination aus Profilierung und Gehäusekontur in der Lage ist, die Spaltverluste einzudämmen.

Tabelle 11 - Eckpunkte der verschiedenen Optimierungen im Vergleich

Merkmal	Nur Gehäuse	Nur Profilierung	Gesamtsystem
Freie Parameter	6	39	38
Geometrische Restriktionen	Eng	Weit	Mittel und schrittweise nachjustiert
Gerechnete Konfigurationen	267	~1500	~1800
Ersatzmodelleinsatz	Nein	Ja	Ja
Wirkungsgradverbesserung (Stufe)	~0.35 %	~0.2%	~0.8
Potential zur Reduktion der Blockage	Niedrig	Mittel	Hoch

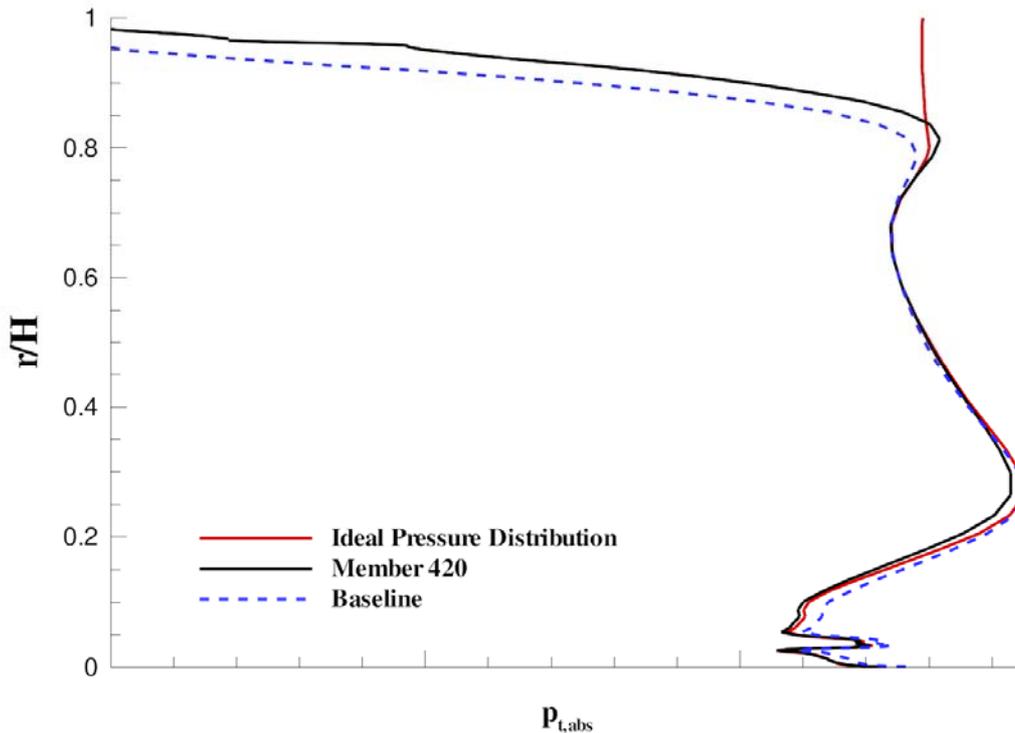


Abbildung 3-38: Umfangsgemittelte radiale Verteilung des absoluten Totaldrucks hinter Rotor 2

Zum Abschluss des Kapitels soll noch auf die umfangsgemittelte radiale absolute Totaldruckverteilung hinter Rotor 2 in Abbildung 3-38 hingewiesen werden. Der Totaldruck von der Ausgangsschaufel ist blau gestrichelt dargestellt. Die Totaldruckverteilung von Member 420 wird durch die schwarze Linie repräsentiert. Zur Übersicht ist in Abbildung 3-38 auch noch die ideale Totaldruckverteilung der Zielfunktion eingetragen. Während es auf den unteren 80% der relativen Blatthöhe nahezu keine Unterschiede in der Totaldruckverteilung zwischen Member 420 und der Ausgangskonfiguration gibt, ist eine deutliche Erhöhung des absoluten Totaldrucks in den oberen 20% der relativen Höhe zu erkennen, was gleich bedeutend mit einer Verringerung der Versperrung des Strömungsfeldes in diesem Bereich ist.

3.5.4 Geometrie von Member 420

Nach der ersten Einordnung der Optimierungsergebnisse sollen nun die Unterschiede bezüglich der Geometrie zwischen Member 420 und der Originalkonfiguration herausgearbeitet werden. Bedeutende Unterschiede sind bei der Ringraumgeometrie und der Blattspitzenprofilierung entstanden. Die Fädellinie wies insgesamt keine großen Änderungen gegenüber der Ausgangsschaufel auf.

In Anlehnung an Abbildung 3-35 ist die Ringraumgeometrie und Rotor 2 von Member 420 im Meridionalschnitt in Abbildung 3-39 dargestellt. Zur besseren Orientierung sind in der Darstellung auch noch der Ausgangsringraumverlauf in blau mit der dazugehörigen Punkteauflösung aus Abbildung 3-35 eingetragen.

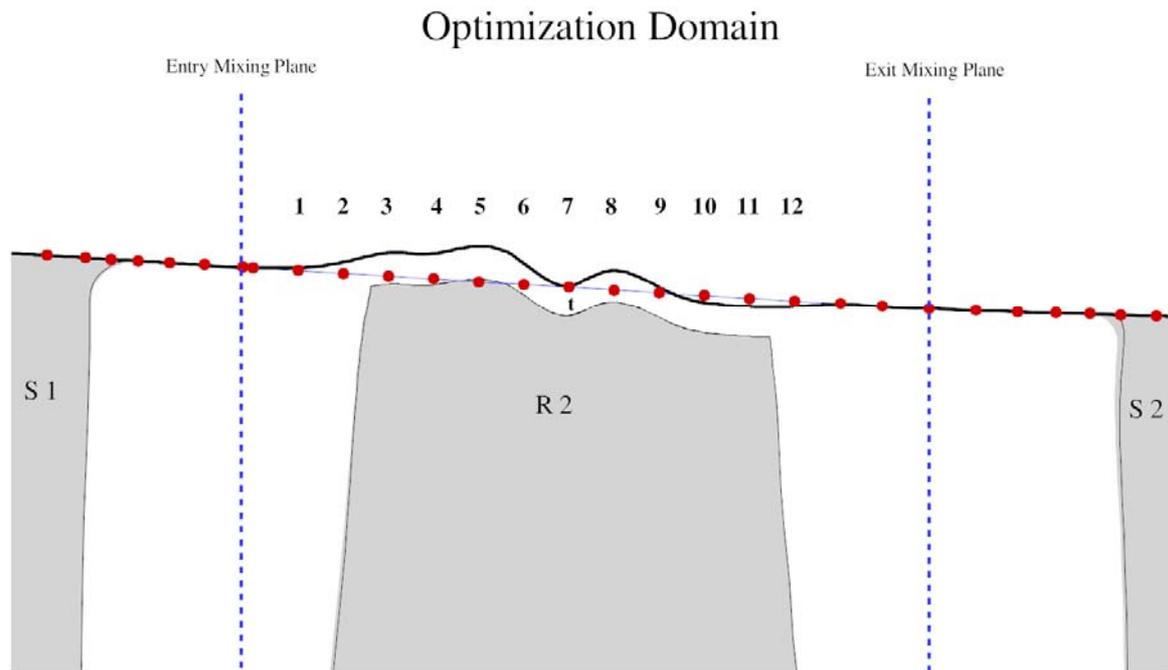


Abbildung 3-39: Ansicht der Schaufel und Ringraumgeometrie von Member 420 in der Meridionalansicht

Man erkennt gut, dass die Vorkantenkontur der Rotorschaukel 2 im X, R-Koordinatensystem keine großen Änderungen gegenüber der Originalbeschaukelungen aufweist. Die Ringraumkontur und somit auch die radiale Kontur der Schaufelspitze sind von einem wellenartigen Verlauf geprägt. Die erste positive radiale Verschiebung erfolgt kurz vor der Vorderkante von Rotor 2 im Bereich des 2. frei verschiebbaren Punktes. Zwischen den Punkten 3 und 4 ist der Verlauf der Ringraumkontur nahezu linear, um dann bei Punkt 5 die maximale Auslenkung zu erreichen. Am Punkt 5 wird auch die obere Grenze der Parameterdefinition erreicht. Das Abklingen der ersten Welle erfolgt dann im Bereich der Punkte 6 und 7. Punkt 7 bildet ein lokales Minimum und damit den Ausgangspunkt für eine neuerliche Erhebung, die sich etwa bis zum Punkt 9 erstreckt und bei Punkt 8 ihre maximale Amplitude erreicht. Zwischen den Punkten 10 und 12 ist noch ein leichtes Tal zu erkennen. Anzumerken ist außerdem, dass trotz des komplexen wellenartigen Verlaufes der Gehäusekontur die lokalen Gradienten der Auslenkungen durch die Anwendung der geometrischen Restriktion aus Kapitel 3.3.1 im akzeptablen Bereich blieben.

Im Vergleich zu Member 468 der reinen Ringraumoptimierung aus Kapitel 3.3 fällt vor allem der deutlich komplexere Verlauf des Ringraums ins Auge. Dies ist sicherlich der im Vergleich doppelt so großen Anzahl an freien Variablen und dem erweiterten Definitionsbereich der freien Variablen geschuldet. Allerdings gibt es auch Gemeinsamkeiten, welche die vorherige Aussage unterstützt. Der Ort der Maximalen Auslenkung des Wellenverlaufs nämlich liegt sowohl bei Member 468 als auch Member 420 bei etwa 30% axialer Profillänge, wie gut in Abbildung 3-16 und Abbildung 3-39 zu erkennen. Die zweite Welle, die bei Member 420 ihr Maximum bei Punkt 8 hat, ist zwar bei Member 468 nicht vorhanden, wurde jedoch auch bei anderen Members der Datenbasis in Kapitel 3.3.3 (Abbildung 3-6) in Ansätzen gefunden.

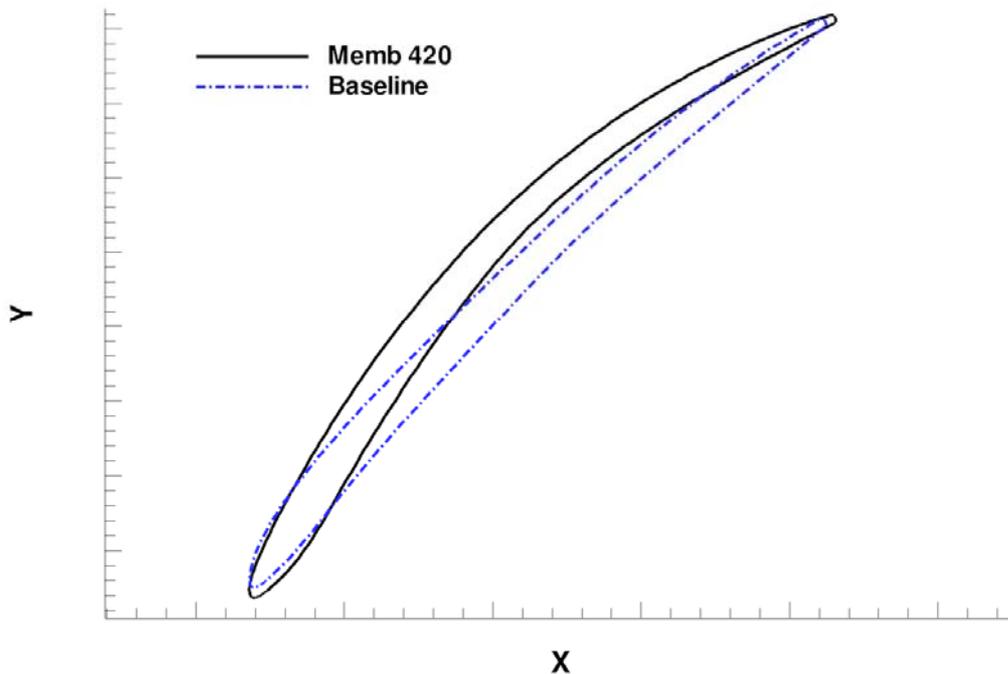


Abbildung 3-40: Vergleich der Blattspitzenprofilierung zwischen der Ausgangsschaufel und Member 420

Zur Beurteilung der Unterschiede bezüglich der Profilierung, sind die Blattspitzenprofile der Originalschaufel und von Member 420 in kartesischen Koordinaten in Abbildung 3-40 dargestellt. Vorab sollen zwei Kommentare das Verständnis erleichtern. Erstens wurde in dieser Optimierungsphase bei der Definition der Parametergrenzen besonders auf die mechanischen und fertigungsbedingten Randbedingung geachtet und zweitens wurden bei der Blattspitzenparametrisierung einige weniger wirkungsvolle Parameter eingespart, wie in Kapitel 3.5.2 ausgeführt. Dies führte dazu, dass die Blattspitzenprofilierung von Member 420 bezüglich der Vorderkantenengeometrie und der Dickenverteilung dem Ausgangsprofil ähnelt. Allerdings differiert der Wölbungsverlauf der Profilierungen stark. Member 420 besitzt eine deutlich stärkere Wölbung, die die Hauptbelastung der Schaufel in Richtung Hinterkante verschiebt. Außerdem ist die Vorderkante von Member 420 in Richtung der Zuströmung gedreht. Abschließend zeigt Abbildung 3-41 eine Darstellung der Blattspitze von Member 420 in zwei 3D-Ansichten.

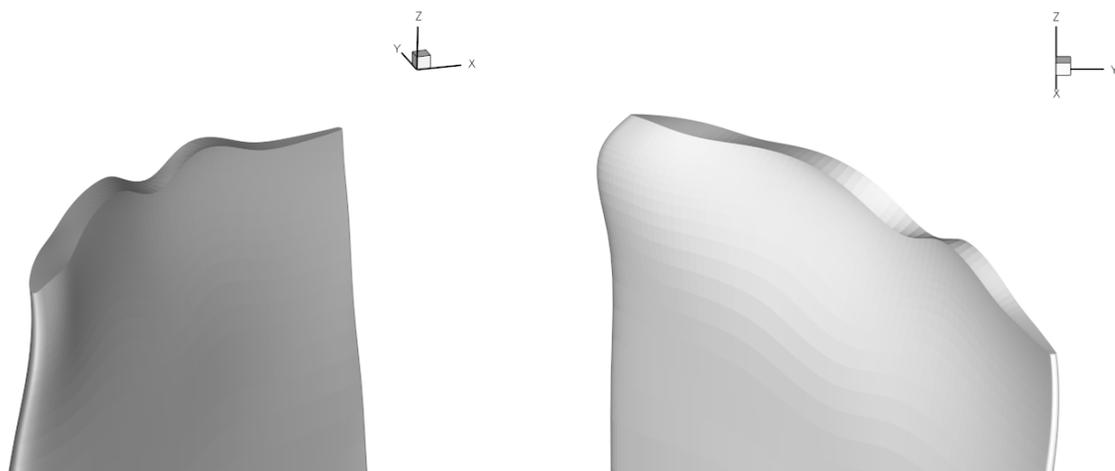


Abbildung 3-41: 3D-Ansichten von Member 420

3.5.5 Aerodynamische Effekte

An dieser Stelle erfolgt in analoger Weise die aerodynamische Auswertung von Member 420 und insbesondere der Vergleich mit der Ausgangskonfiguration und Member 468 aus der reinen Ringraumoptimierung. In Abbildung 3-42 sind die isentropen Machzahlverteilungen von Member 420 und der Ausgangskonfiguration in einem blattspitzennahen Schnitt dargestellt (links). Außerdem werden die Verteilungen der Massenstromdichten im Spalt über der relativen Sehnenlänge für beide Konfigurationen gezeigt.

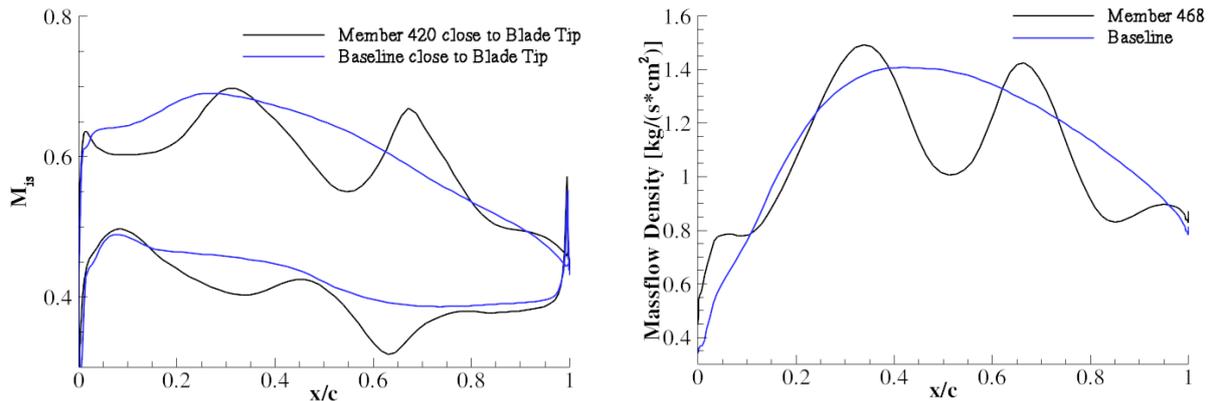


Abbildung 3-42: Isentrope Machzahlverteilungen in einem blattspitzennahen Schnitt (links) und Massenstrom im Spalt (rechts)

Einmal mehr ist zu sehen, dass die isentropen Machzahlverteilung eines Profils knapp unter der Blattspitze nicht mit der im 2D zu erwartenden Profilmachzahlverteilung übereinstimmt. Der wellige Gehäuseverlauf von Member 420 führt aufgrund der statischen Druckänderungen am Gehäuse zu einer markanten ebenfalls wellenförmigen Machzahlverteilung bei den Blattspitzenprofilen. Die Größenordnung der Zuströmmachzahl stimmt zwar mit der der Originalbeschaufelung überein, lokal wird jedoch die isentrope Machzahlverteilung von Member 420 durch den Spaltmassenstrom bestimmt. Der Zusammenhang erschließt sich aus der Darstellung des Spaltmassenstroms über der relativen Sehnenlänge in Abbildung 3-42 rechts. Wie bereits in der reinen Strakoptimierung in Kapitel 3.3 folgt der Spaltmassenstrom dem statischen Druckverlauf, der durch den wellenförmigen Ringraumverlauf entsteht.

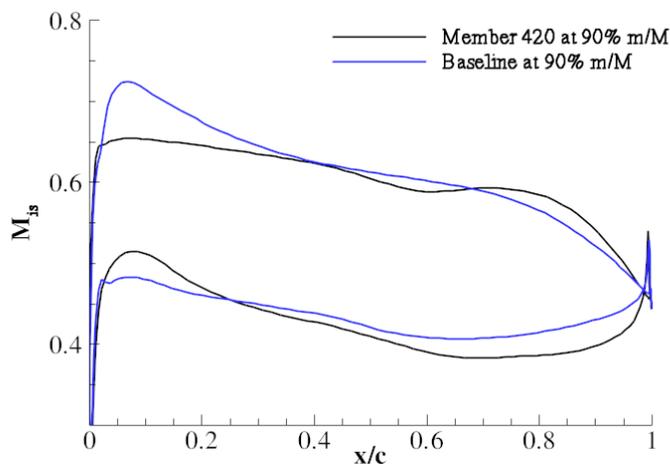


Abbildung 3-43: Isentrope Machzahlverteilungen über relativer Sehnenlänge bei 90% relativem Massenstrom

Eine klassische Auswertung der Profilmachzahlverteilung im Blattspitzenbereich ist somit nicht mehr möglich aber auch nicht sinnvoll. Dennoch lässt sich die starke Profilwölbung im Blattspitzenbereich von Member 420 (Abbildung 3-40) anhand der Profilmachzahlverteilung bei 90% relativem Massenstrom erkennen. Diese ist zusammen mit der Profilmachzahlverteilung der Ausgangskonfiguration in Abbildung 3-43 dargestellt. Die Profilbelastung von Member 420 ist im hinteren Teil stärker als bei der Originalprofilierung. Des Weiteren bewirkt die Drehung der Profilverderrkante in Richtung der Zuströmung, dass die Belastung im vorderen Teil des Profils abnimmt. Auch hier bestätigt sich der erwartete globale Trend, die Profilbelastung im Blattspitzenbereich stärker nach hinten zu verlagern. Es sei jedoch daran erinnert, dass das dargestellte Profil in Abbildung 3-40 natürlich nicht exakt mit dem Profil bei einer radialen Höhe übereinstimmt, die einem relativen Massenstrom von 90% entspricht.

Zur weiteren Auswertung der Schaufelaerodynamik zeigt Abbildung 3-44 die normierten umfangsgemittelten statischen Druckverteilungen von Member 420 (oben), Member 468 (reine Ringraumoptimierung, Mitte) und der Ausgangskonfiguration (unten) in der meridionalen Ebene.

Die Wirkungsweise der neuen komplexeren Gehäusekontur von Member 420 ist die gleiche wie bei der einfachen Gehäusewelle von Member 468 aus der reinen Ringraumoptimierung, wie in Kapitel 3.3.5 beschrieben.

Bei Member 420 ist der statische Druckanstieg am Gehäuse bei der ersten Wellenformation mit der ersten aufschwingenden Welle und der darauf folgenden maximalen Amplitude besonders groß (roter Kreis). Dadurch wird die Ausdehnung des Gebietes mit kleinem statischen Druck, welches ein Maß für den Spaltwirbel gegenüber Member 468 nochmals deutlich verringert.

Bei der zweiten Wellenerhebung folgt dann ein weiterer jedoch geringerer Druckanstieg nahe dem Gehäuse. Diese zweite Welle führt zur Minderung der Auswirkung eines zweiten Spaltwirbels, der später beschrieben wird.

Besonders bemerkenswert bei diesem Vergleich ist jedoch, dass in dem umfangsgemittelten statischen Druckfeld von Member 420 an der

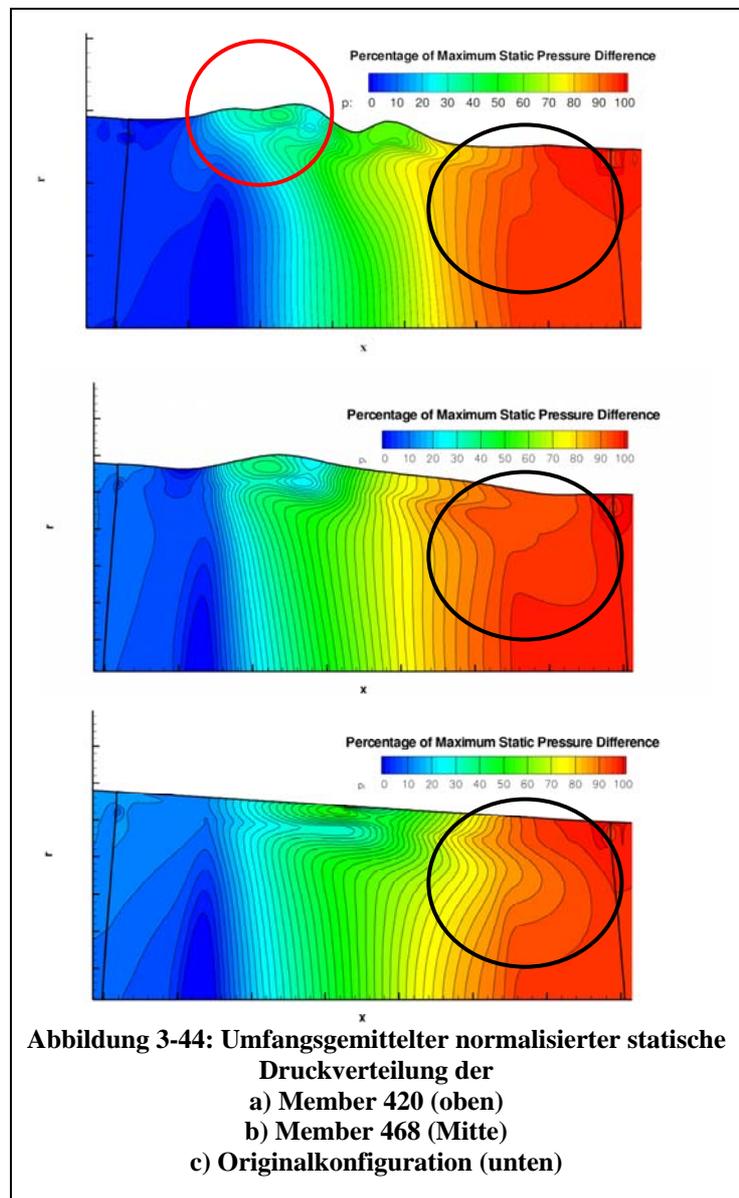


Abbildung 3-44: Umfangsgemittelte normalisierte statische Druckverteilung der
a) Member 420 (oben)
b) Member 468 (Mitte)
c) Originalkonfiguration (unten)

gedachten Schaufelhinterkante kaum Störungen festzustellen sind (schwarze Kreise). Während sowohl bei der Ausgangskonfiguration als auch bei der einfachen Gehäusewelle statische Druckstörungen im Bereich von 10%-15% der Skala im Abströmbereich der Schaufel auftreten, verläuft der Druckaufbau mit der komplexeren Gehäusewelle nahezu ungestört. Die Druckstörungen treten als Folge des starken Spaltwirbels bei der Ausgangskonfiguration und Member 468 auf. Bei dem komplexeren Gehäuseverlauf von Member 420 in Kombination mit der optimierten Profilierung wird der Einfluss des Spaltwirbels als Folge des starken Druckanstiegs am Gehäuse bei der ersten Wellenformtion deutlich reduziert. Die Darstellung der absoluten Rotation im 3D-Strömungsfeld in Abbildung 3-45 bestätigt die zuvor getroffenen Aussagen. Im Gegensatz zur Ausgangskonfiguration links im Bild entfernt sich der Spaltwirbel bei Member 420 sehr schnell von der Saugseite der Schaufel und verschwindet. Zwar entsteht noch ein zweiter kleiner Spaltwirbel, aber dieser wird durch die zweite Gehäusewelle ebenfalls von der Saugseite des Blattes abgedrängt und in der Entwicklung gestört. In Folge dessen zeigt das Strömungsfeld von Member 420 bei 110% Sehnenlänge eine geringere Rotation als die Originalbeschaufelung. Diese Aussage ist ebenfalls konsistent mit den niedrigeren Totaldruckverlusten von Member 420 in Gehäusenähe, wie bereits in Abbildung 3-38 gezeigt.

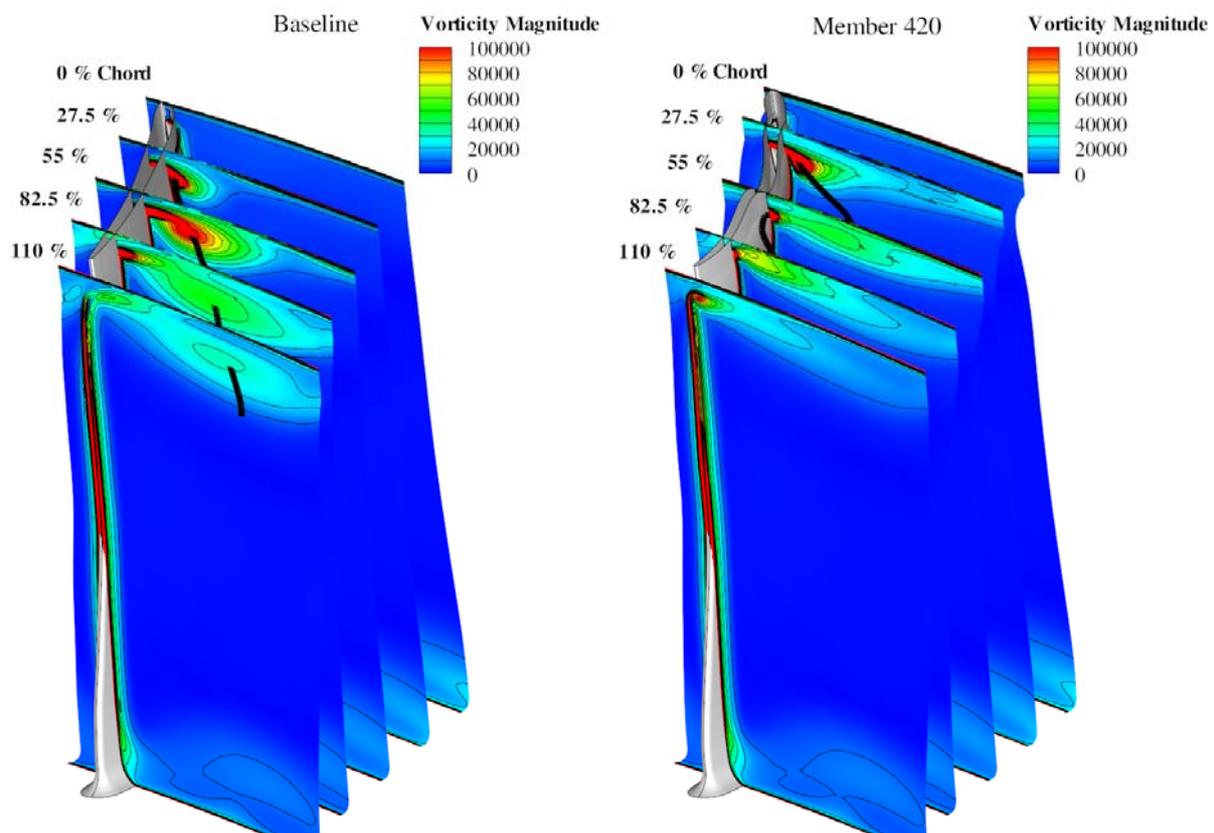


Abbildung 3-45: Entwicklung der Spaltwirbel, Originalkonfiguration links, Member 420 rechts, Isolinien der absoluten Wirbelstärke

Die Verkleinerung des Verlustgebietes zeigt sich außer bei den Zielfunktionen auch in dem in Formel 3-1 definierten Druckverlustkoeffizient. Dieser fällt von einem Wert von 0.1636 bei der Ausgangsbeschaufelung auf 0.136 bei Member 420.

Zum Abschluss der aerodynamischen Auswertung des finalen Optimierungsschritts sollen die wichtigsten umfangsgemittelten radialen Verteilungen betrachtet werden. In Abbildung 3-38 wurde bereits die Totaldruckverteilung hinter Rotor 2 dargestellt und ausgewertet. Abbildung 3-46 zeigt nun die Differenzen (Member 420 vs. Ausgangskonfiguration) des

umfangsgemittelten isentropen Wirkungsgrads von Rotor 2 und der umfangsgemittelten Verluste von Stator 2. Die radiale Verteilung des Rotorwirkungsgrads zeigt, dass der Wirkungsgradgewinn wie gewünscht im gehäusenahen Bereich erzielt wird. In Übereinstimmung mit den vorherigen Ausführungen wird auch deutlich, dass der Wirkungsgradgewinn stärker ausfällt als bei der ausschließlichen Ringraumoptimierung (Abbildung 3-13) und bei der ausschließlichen Profilloptimierung (Abbildung 3-28). Der Stator 2 profitiert im Bereich zwischen 80% und 95% des relativen Massenstroms von den verbesserten Zuströmbedingungen. Allerdings entstehen durch die radiale Massenstromumverteilung auch kleinere zusätzliche Statorverluste im nabennahen Bereich. Dies konnte trotz der geringen Totaldruckänderung im Nabebereich am Rotoraustritt (2. Zielfunktion) nicht verhindert werden. Allerdings bestünde die Möglichkeit, die nabennahe Statorprofilierung leicht anzupassen, um die zusätzlichen Verluste zu reduzieren. Es bleibt zu erwähnen, dass bei Gegenrechnungen im Hause Siemens mit dem Strömungslöser CFX, Version 11, nahezu identische Ergebnisse erzielt wurden.

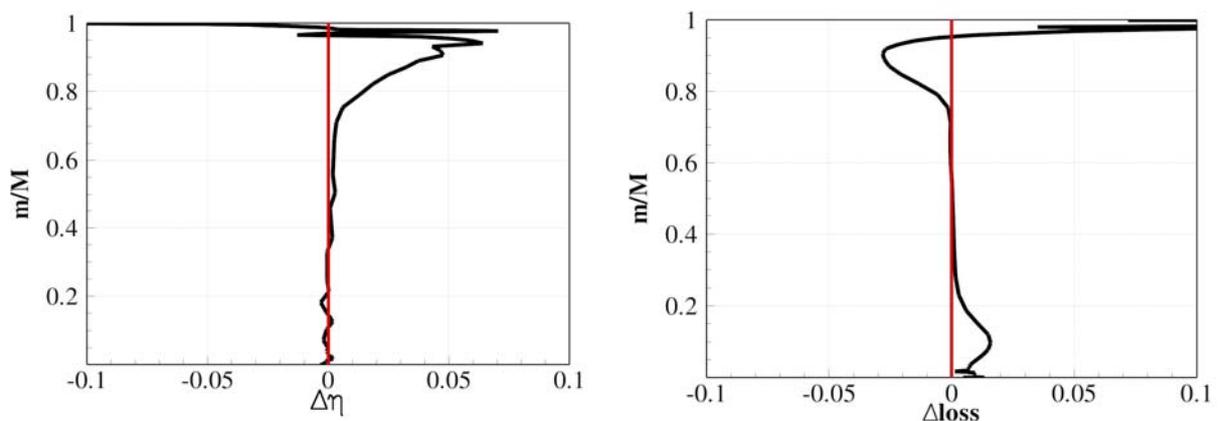


Abbildung 3-46: Differenzwerte der radialen Verteilungen der Rotorwirkungsgrade (rechts) und der Statorverluste (links)

3.5.6 Teillastverhalten der optimierten Stufe

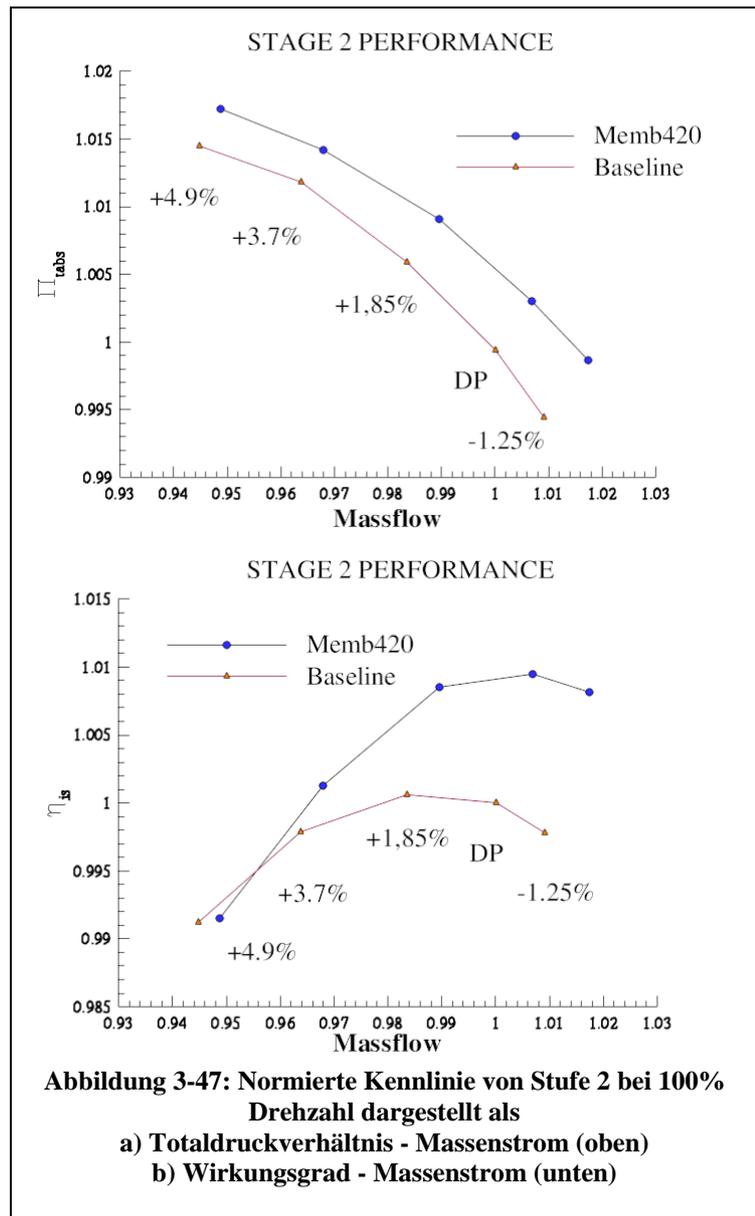
In den vorangegangenen Kapiteln wurde das Ergebnis der Optimierung des Gesamtsystems im Auslegungspunkt diskutiert und ausgewertet. Um die Analyse des Optimierungsergebnisses abzuschließen wurde anhand des repräsentativen Members 420 auch das Teillastverhalten der optimierten Stufe 2 untersucht. Dies war insbesondere notwendig, um sicherzustellen, dass die optimierte Konfiguration keinen kleineren Pumpgrenzabstand als die Ausgangssituation aufweist.

Zu diesem Zweck wurde Member 420 in drei Schritten numerisch angedrosselt. Die Austrittsdrücke wurden hierbei schrittweise auf 101.85 %, 103.7% und 104.9% des Drucks im Auslegungspunkt gesteigert. Zusätzlich wurde ein entdrosselter Punkt bei 98.75% nominellen Drucks gerechnet. Alle Rechnungen wurden bei 100% Drehzahl durchgeführt. Abbildung 3-47 stellt die Kennlinien der 2. Stufe von Member 420 und der Ausgangskonfiguration dar.

Oben im Bild findet sich die Auftragung des normierten Totaldruckverhältnisses der Stufe über dem normierten Massenstrom, während unten der normierte Wirkungsgrad über dem normierten Massenstrom aufgetragen ist. Die optimierte Stufe zeigt in jedem Betriebspunkt einen leicht höheren Massenstrom und dazu passend ein leicht höheres Totaldruckverhältnis.

Der Wirkungsgrad der optimierten Stufe ist insbesondere in den Betriebspunkten nahe dem Auslegungspunkt deutlich besser als die Originalstufe. Bei dem entdrosselten Betriebspunkt mit 98.75% Gegendruck erreicht die Verbesserung einen Wert von etwa 1%.

Im Auslegungspunkt wird der bereits genannte Wert von ca. 0.8 % Wirkungsgradverbesserung erreicht. Als Folge der Optimierung läuft hier die Stufe bei maximalem Wirkungsgrad. Zur Pumpgrenze hin nimmt die Verbesserung zwar stetig ab, aber selbst bei knapp 5% höherem Gegendruck wird bei einem größeren Massenstrom ein in etwa gleicher Wirkungsgrad erreicht, was auf eine eher größere Stabilität hindeutet. Die Wirkungsgrad-Massenstrom-Kennlinie von Member 420 ist somit insgesamt breiter und verläuft steiler als die der Originalstufe.



4. Gesamtverdichterdesign

4.1 Notwendigkeit und Vorgehensweise

Die in Kapitel 3 beschriebenen Optimierungen eines typischen subsonischen Hochdruckrotors eines modernen Gasturbinenverdichters hat gezeigt, dass bezüglich der Radialspaltverluste noch ein erhebliches Potenzial zur Verbesserung des Gesamtverdichterwirkungsgrads besteht. Immerhin konnte eine Stufenwirkungsgradverbesserung von bis zu 0.8 % nachgewiesen werden.

Um nun das Potenzial bezüglich einer Steigerung des Gesamtverdichterwirkungsgrades abzuschätzen und erste Designrichtlinien zu überprüfen, wurde die optimierte Gehäusekontur und die optimierte Profilierung der Referenzkonfiguration 420 auf mehrere Stufen eines numerischen Gesamtverdichtermodells übertragen. Als weiteren Grund für den Einsatz der optimierten Stufe in einem Gesamtverdichtermodell ist die Überprüfung der Konsistenz der Optimierungsergebnisse zu nennen. Zwar wurde die numerische Konfiguration für die Optimierung sorgfältig ausgewählt (siehe Kapitel 2) und mögliche strömungstechnische Rückkopplungseffekte durch die Vorschaltung von Stufe 1 in der Optimierung berücksichtigt, aber letztlich muss die tatsächliche Stufenverbesserung nur im Gesamtmaschinenverband bewertet werden, da nur so die Akkumulation korrekt erfasst wird. Deshalb erfüllte die Gesamtmaschinennachrechnung auch den Zweck der Qualitätssicherung.

Zu diesem Zweck wurde zunächst ein passender Verdichter ausgewählt. Da mit der Vernetzungsstrategie wie in Kapitel 2 beschrieben eine gute Erfahrungsgrundlage bestand, wurde die Vernetzungsstrategie auf die gesamte Maschine angewendet. Die optimierte Gehäusekontur und die optimierte Profilierung wurde auf einige der Hochdruckstufen übertragen. Als Vergleichspunkt zwischen der Originalmaschine und der optimierten Maschine wurde der aerodynamische Designpunkt ausgewählt.

4.2 Das Verdichtermodell

Ohne die Details des ausgewählten Verdichtermodells darzustellen, erfolgt an dieser Stelle ein Überblick über die numerische Konfiguration. Der ausgewählte Verdichter entspricht im Wesentlichen dem Testverdichter aus AG Turbo II, Teilvorhaben 1.2.12 A, Förderkennzeichen 0327090/L [4] und besteht aus 13 Stufen mit Eintritts- und Austrittsleitrad. Auf die Rotoren der Stufen 8-13 wurden die geometrischen Änderungen übertragen, die bei der Optimierung ermittelt und in Kapitel 3.5 beschrieben wurden. Es ist zu beachten, dass die Radialspalte der Rotoren 8-13 selbstverständlich nicht die gleiche Höhe besitzen.

Um alle notwendigen fluidmechanischen Effekte in den Radialspalten aufzulösen und um die Konsistenz der numerischen Ergebnisse zu gewährleisten wurde für den gesamten Verdichter die aus Kapitel 2 bekannte Netzauflösung für die gesamte Maschine realisiert. D.h. es wurden 81 Netzlinien in radialer Richtung benutzt, was zu einer Gesamtknotenzahl von etwa 24.5 Mio. Netzknoten führte. Eine Darstellung des Verdichters findet sich in Abbildung 4-1. Die Simulation des Verdichters in dieser Konfiguration wurde mit TRACE durchgeführt.

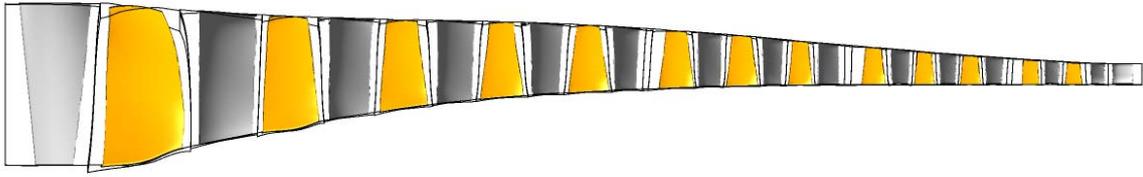


Abbildung 4-1: Schematische Darstellung des Testverdichters

Hauptaugenmerk bei der numerischen Simulation des gesamten Verdichters lag auf der Genauigkeit der Lösung. Deshalb wurden neben der sehr feinen Netzauflösung noch folgende weitere Details in die Simulation eingeschlossen:

- Auflösung der Halbspalte
- Entnahmestellen für Zapfluft
- Fillets bei Rotoren und Statoren
- Wellenrotation unter freistehenden Statoren
- Eintritts- und Austrittsrandbedingungen aus Messungen
- Reale Gasmischung
- Einsatz des Realgasmoduls, aus AG-Turbo II Teilvorhaben 4.5.3 [20], Förderkennzeichen 0327090/E

4.3 Ergebnisse

Aufgrund der industriellen Bedeutung der vorgestellten Ergebnisse kann an dieser Stelle keine detaillierte aerodynamische Auswertung der Ergebnisse erfolgen. Nichtsdestotrotz sollen einige qualitative Hinweise auf die Ergebnisse gegeben werden. Alle Stufen des Verdichters, die mit der optimierten Gehäusewelle und Profilierung ausgestattet wurden verzeichneten Wirkungsgradgewinne in unterschiedlicher Höhe. Die Wirkungsgradgewinne der optimierten Stufen im Gesamtverdichterverband gegenüber den Originalstufen sind in Abbildung 4-2 dargestellt. Während bei den vorderen Stufen mit den etwas kleineren Radialspalthöhen Stufenwirkungsgradgewinne von etwa 0.2% erzielt werden, steigert sich dieser Wert sukzessive bis zur letzten Stufe, in der im Gesamtmaschinenverband ein Wirkungsgradgewinn von 1.2% erreicht wird. Es bleibt anzumerken, dass alle Optimierungen aus Kapitel 3 für die Stufe 13 durchgeführt wurden, so dass bei dieser auch die größten Gewinne zu erwarten waren. Allerdings übersteigt die Wirkungsgradsteigerung der Stufe 13 im Maschinenverband mit 1.2 % den Wert aus der Optimierung (~0.8%) deutlich. Dies ist dadurch zu erklären, dass die Stufe 13 im Maschinenverband bereits von den verbesserten Zuströmbedingungen der ebenfalls optimierten vorangehenden Stufen profitiert. Für den gesamten Verdichter summierte sich der Wirkungsgradgewinn auf 0.3 % isentropen Wirkungsgrads.

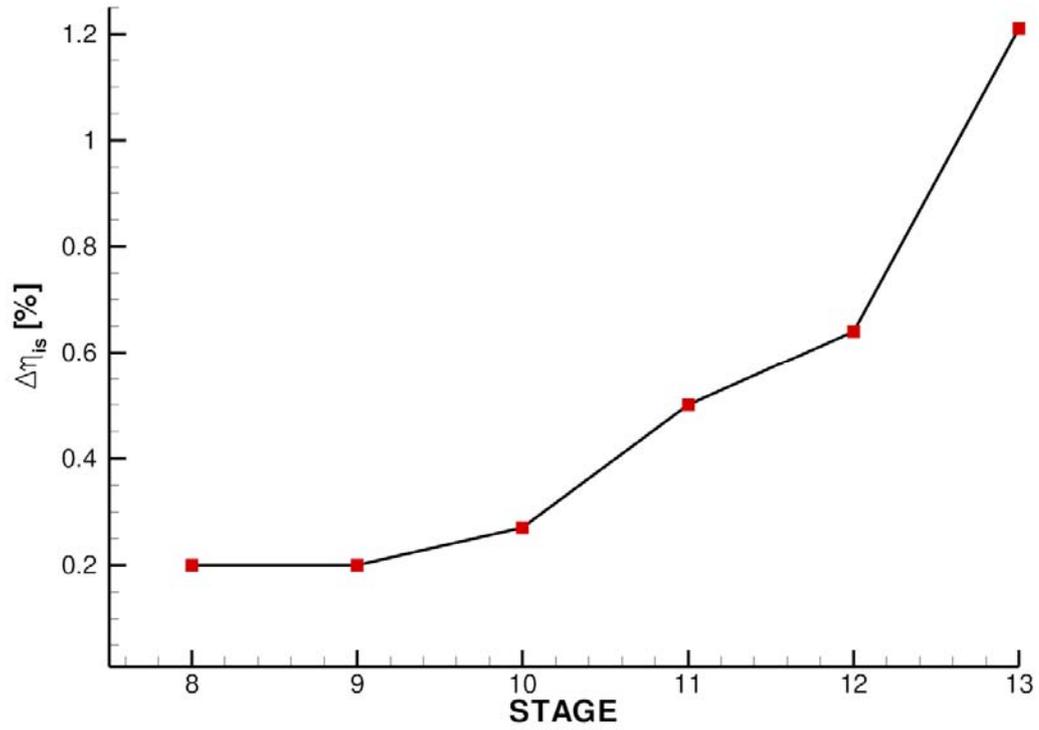


Abbildung 4-2: Stufenwirkungsgradgewinne durch Anwendung der optimierten Profilierung und Gehäusekontur

5. Zusammenfassung und Ausblick

In den vorangegangenen Kapiteln wurden detailliert die Erkenntnisse aus diesem Teilvorhaben vorgestellt, die zu einer Verringerung der durch die Spaltströmung induzierten Verluste im Strömungsfeld von Hochdruckverdichterroten beitragen können. Mit der Reduktion der Spaltverlust ging auch immer eine niedrigere Blockage im Strömungsfeld und somit eine kleinere Minderumlenkung an der Blattspitze einher. Im Allgemeinen konnte die auf den Rotor folgende Statorbeschaukelung von den verbesserten Zuströmbedingungen profitieren und wies ebenfalls im gehäusenahen Bereich geringere Strömungsverluste aus. Die Projektorganisation zeichnete sich dabei durch ein konsequentes, sukzessives Vorgehen aus, um einerseits die aerodynamischen Effekte, die zu den Verbesserungen führten, einzeln zu isolieren und andererseits, um konsistente Forschungsergebnisse zu erzielen.

So wurden in einem ersten Schritt die eingesetzten CFD-Verfahren und Rechenetze aufwendig validiert. Dies geschah vor allem, um einen optimalen Kompromiss zwischen der Auflösung aller relevanten Strömungsphänomene im Radialspalt und den Rechnerressourcen zu realisieren. Die ausgewählte numerische Konfiguration wurde für alle CFD-Rechnungen unverändert im Projekt eingesetzt und lieferte stets konsistente Ergebnisse.

Zu Beginn der eigentlichen Blattspitzenoptimierung wurde versucht, gleichzeitig die Profilierung der Rotors und des nachfolgenden Stators im Blattspitzenbereich im 2D-Raum auf geringere Verluste zu optimieren (Kapitel 2.3). Dies führte nicht zum Erfolg, da

- durch die Blockagewirkung des Spaltwirbels die Rotationssymmetrie der Ebenen gleichen relativen Massenstroms im Blattspitzenbereich nicht mehr gegeben ist
- die isentrope Machzahlverteilung auf einem Profil im Blattspitzenbereich auch wesentlich durch den Spaltmassenstrom beeinflusst wird und sich deutlich von der isentropen Machzahlverteilung eines Profils in einem zwei dimensional dominierten Strömungsfeld unterscheidet
- da der Einfluss und die Veränderung der Spaltströmung innerhalb der Optimierung unberücksichtigt bleibt.

Daraus folgt, dass zur Verringerung der Spaltverluste ein Schaufeldesign bzw. eine Geometrieoptimierungen unter Berücksichtigung der 3D-Strömung erforderlich ist. Zur Einschätzung des Verbesserungspotentials einzelner Parametergruppen wurde zunächst der Einfluss einer umfangssymmetrischen Gehäusekonturierung auf die Spaltverluste durch eine 3D-Optimierung ergründet (Kapitel 3.3). Danach wurden die Auswirkungen und das Potential einer 3D-Optimierung der Blattspitzenprofilierung untersucht (Kapitel 3.4). Schließlich wurde die Synthese aus verbesserter Blattspitzenprofilierung und optimierter Gehäusekontur gebildet. Hierbei wurde sowohl die Kombination der Einzellösungen untersucht als auch eine 3D-Optimierung des Rotor-Gehäuse-Systems durchgeführt (Kapitel 3.5). Bei allen Optimierungen wurde auf die mechanischen, konstruktiven und betriebsbedingten Randbedingungen von Siemens Energy Rücksicht genommen, so dass die Ergebnisse unmittelbar der Anwendung und Verwertung zugänglich sind.

Durch alleinige Optimierung der Ringraumkontur (Kapitel 3.3) konnten Stufenwirkungsgradverbesserungen von etwa 0.35 % mit einer relativ einfachen Gehäusekontur erzielt werden. Die Verblockung des Strömungsfeldes im Blattspitzenbereich konnte leicht reduziert werden. Der Einfluss der Spalthöhe und der maximalen Amplitude der

Gehäusekontur wurde detailliert untersucht und ausgewertet. Die Hauptaussagen dieser Parameterstudien sind:

- Das Verbesserungspotential steigt mit wachsender Spalthöhe und verringert sich mit sinkenden Spaltgrößen.
- Bei relativ größeren Spalten sollten große Wellenamplituden realisiert werden, bei kleinen Spalthöhen sind kleine Wellen sinnvoll.

Die Verbesserungen werden durch die aerodynamische Auswirkung der optimierten Gehäusekontur hervorgerufen. Durch die lokale Verzögerung der axialen Strömung im Gehäusebereich, wird ein Druckpotential erzeugt, das den Spaltwirbel günstig beeinflusst, so die Mischungsverluste verringert werden. Auch im Teillastbereich zeigte die optimierte Konfiguration Vorteile gegenüber der Originalbeschauelung. Die Ergebnisse sind auch in [12] und [21] dargestellt.

Die Optimierung der Blattspitzenprofilierung zeigte, dass ein Verbesserungspotential von etwa 0.2% Stufenwirkungsgrad besteht. Allerdings hat die Blattspitzenprofilierung einen stärkeren Einfluss auf die Strömungsfeldversperrung. Die Verbesserungen werden im Wesentlichen durch eine veränderte Belastungsverteilung des Blattspitzenprofils und durch eine charakteristische Ausführung der Profilsaugseite erreicht. Eine Profillastverteilung mit entlasteter Vorderkante und Hauptlast auf den letzten 40% Sehnenlänge stellte sich als günstig heraus. Die Profilsaugseite sollte so gestaltet werden, dass sich der Spaltwirbel schnell mit möglichst großem Winkel von der Profilsaugseite löst. Die Variation der Spalthöhe ergab, dass die Steigerung des Stufenwirkungsgrades durch eine optimierte Blattspitzenprofilierung über einen weiten Bereich von Spalthöhen konstant ist. Nur bei sehr kleinen Spalten sank die Verbesserung auf ~0.1% Stufenwirkungsgrad ab. Auch die Teillaststabilität ist gewährleistet.

Durch die Kombination der optimierten Blattspitzenprofilierung mit der optimierten Gehäusekontur konnte ein Stufenwirkungsgradgewinn von ca. 0.45% erzielt werden. Die axiale Position der Gehäusekontur wurde als wesentlicher Parameter für eine maximale Wirkungsgradausbeute identifiziert.

Zum Abschluss des Optimierungsteils dieses Teilvorhabens wurde eine Optimierung des vollständigen Rotor-Gehäuse-Systems durchgeführt. Die Erfahrungen aus den Optimierungen der einzelnen Parametergruppen wurden in die Abschlussoptimierung übernommen. Es wurde eine komplexere Gehäusekontur zugelassen und einige Restriktionen hinsichtlich der Profilierung eingeführt. Mit dem gegebenen Optimierungsaufbau wurde ein Stufenwirkungsgradgewinn von bis zu 0.85% bei einer Reduktion der Blockage von bis zu 30% erreicht. Hauptverantwortlich für diese Verbesserungen sind die Effekte der komplexen welligen Gehäusekontur im Zusammenspiel mit der optimierten Blattspitzenprofilierung. Auch im Teillastbereich können teilweise große Wirkungsgradgewinne realisiert werden.

Zur Abschätzung des Verbesserungspotentials des optimierten Rotor-Gehäuse-Systems (Kapitel 3.5) und zur Überprüfung möglicher Designregeln wurden die hinteren sechs Stufen einer kompletten Siemens Testverdichterkonfiguration mit den Neuerungen bestückt und numerisch bewertet (Kapitel 4). Alle Stufen mit dem optimierten Design zeigten Wirkungsgradverbesserungen im Bereich zwischen 0.2% und 1.2%. Die Wirkungsgradsteigerungen hängen dabei von der Spalthöhe und der Position der Stufen im Gesamtverdichterverband ab. Insbesondere die hinteren Stufen profitieren nämlich bereits von den verbesserten Zuströmbedingungen, die von den ihnen vorgelagerten Stufen generiert werden.

Die Ergebnisse dieses Teilvorhabens demonstrieren das große Potential, welches die Randzonenoptimierung von Rotoren in Gasturbinenverdichtern birgt. Es konnten sowohl wichtige Erkenntnisse im Bereich der Grundlagenforschung über die Beeinflussung der Spaltströmung gewonnen werden, als auch industriell einsetzbare Lösungen und Designrichtlinien zur Minderung der Spaltverluste bei Verdichterroten erarbeitet werden. Somit konnte mit diesem Teilvorhaben ein wichtiger Beitrag zur Steigerung des Wirkungsgrades moderner Gasturbinenverdichter geleistet werden. Damit sind die Voraussetzung geschaffen worden, um die Energieeffizienz der Stromerzeugung und des Luftverkehrs zu erhöhen und die noch auf lange Sicht unerlässlichen CO₂-Emissionen zu reduzieren.

Da sich dieses Teilvorhaben vorrangig mit der Minderung der Spaltverluste bei subsonischen Rotoren in Hochdruckstufen stationärer Gasturbinen beschäftigte, sollten sich zukünftige Forschungsvorhaben mit der Randzonenoptimierung von Rotoren transsonischer Frontstufen und frei stehender Leitschaufeln beschäftigen. Hier wird noch ein beträchtliches Verbesserungspotential vermutet. Im Bereich der subsonischen Hochdruckstufen wäre eine Optimierung der Randzonen mit gleichzeitiger Anpassung der Lastverteilung im Stufenverband wünschenswert, da sich durch die geringeren Spaltverluste neue Optionen für eine Stufenlastverteilung ergeben. Mit dieser Arbeit wurde eine Methodik entwickelt und angewendet, die sich auf die genannten Bereiche leicht anwenden lässt. Dabei sollten neue Verbesserungen der Arbeitswerkzeuge und Verfahren sowie das hier gesammelte Wissen zu Erweiterungen des Designparameterraums und besseren Ausschöpfung des Verbesserungspotentials führen.

6. Verwertung

Die Möglichkeit, den Wirkungsgrad und Arbeitsbereich des Verdichters und damit der gesamten Gasturbine zu verbessern hat für Siemens Energy eine große Bedeutung. Da Verbesserungen des Designs, die sich aus diesem Projekt ergeben, auch kurz- bzw. mittelfristig über Serviceprojekte in bereits installierten Maschinen zur Anwendung kommen können, ergibt sich die Möglichkeit, relativ direkt den technologischen Fortschritt mit einem entsprechend starken wirtschaftlichen Einfluss zu nutzen. Langfristig wird sich ein Beitrag zur Erreichung eines Wettbewerbsvorteils im globalen Gasturbinenmarkt ergeben. Im Rahmen dieses Projekts wurde das in den Voruntersuchungen gezeigte, große Potential von Maßnahmen zur Beeinflussung der Spaltströmungen bestätigt. Siemens Energy wird daher die Ergebnisse zur Verbesserung des Verdichterdesigns kurzfristig einzusetzen. Erste numerische Untersuchungen der im Rahmen dieses Projektes erarbeiteten Designregeln zur Konturierung des Gehäuses sind bereits bei Siemens Energy erfolgreich durchgeführt worden. Weiterhin ist die Implementierung der automatischen Optimierung nahezu abgeschlossen. Im Rahmen des COORETEC-FlexComp Programms werden die Erkenntnisse dieses Projektes zunächst genutzt, um eine effiziente Verdichterbeschaufelung mit vergrößertem Arbeitsbereich auszulegen und zu testen. Die vollständige, auch experimentelle Validierung dieser neuen Technologie wird ca. 3-5 Jahre erfordern. Bei einer durchschnittlichen Entwicklungszeit von 2-3 Jahren wird die Umsetzung der Ergebnisse in neue Produkte bzw. Produktverbesserungen ab Ende 2015 verfügbar sein, so dass mit einer konkreten Ergebnisverwertung im industriellen Kraftwerksbetrieb ab 2016 zu rechnen sein wird.

Literaturverzeichnis

- [1] Köller, U., Entwicklung einer fortschrittlichen Profilsystematik für stationäre Gasturbinen, DLR-FB 1999-20, 1999
- [2] Köller, U., Mönig, R., Küsters, B., Schreiber, H. A., Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines - Part I: Design and Optimization. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 122, (2000), pp. 397-405
- [3] Küsters, B., Schreiber, H., A., Köller, U., Mönig, R., Development of Advanced Compressor Airfoils for Heavy-Duty Gas Turbines - Part II: Experimental and Theoretical Analysis. ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 122, (2000), pp. 406-415
- [4] Mertens, B.: Auslegung eines Testverdichters mit HPA-Beschaufelung und Durchführung von Sondenmessungen in den Stufen 5, 8 und 13. Abschlussbericht zum AG-Turbo II Teilvorhaben 1.2.12 A des Verbundprojektes für ein CO₂-armes Kraftwerk, Förderkennzeichen 0327090/L, 2005
- [5] Voss, C.: Automatische Optimierung von Verdichterschaufeln. Abschlussbericht zum AG-Turbo COOREFF-T Teilvorhaben 1.1.1 des Verbundprojektes „CO₂-Reduktion durch Effizienz“
- [6] Nürnberger, D., Implizite Zeitintegration für die Simulation von Turbomaschinenströmungen. Dissertation. Fakultät für Maschinenbau der Ruhr-Universität Bochum. Auch ISRN DLR-FB-2004-27
- [7] Kügeler, E., Numerisches Verfahren zur genauen Analyse der Kühleffektivität filmgekühlter Turbinenschaufeln, Dissertation. Fakultät für Maschinenbau der Ruhr-Universität Bochum. Auch ISRN DLR
- [8] Weber, A., 3D Structured Grids for Multistage Turbomachinery Applications Based on G3DMESH Version 3.3, DLR-IB-325-04-07.
- [9] Voss, C., Aulich, M., Kaplan, B., Nicke, E., Automated multiobjective optimisation in axial compressor blade design. ASME Turbo Expo 2006, Barcelona, Spain GT2006-90420
- [10] Storer, J. A., Cumpsty, N. A., Tip Leakage Flow in Axial Compressors, ASME J. Turbomachinery, Vol. 113, 1993, pp 252-259
- [11] Storer, J. A., Cumpsty, N. A., An Approximate Analysis and Prediction Method for Tip Clearance Loss in Axial Compressors, ASME J. Turbomachinery, Vol. 116 , 1994, pp 648-656
- [12] Kröger, G., Cornelius, C., Nicke, E., Rotor Casing Contouring in High Pressure Stages of Heavy Duty Gas Turbine Compressors With Large Tip Clearance Heights, ASME Turbo Expo 2009, Orlando, USA, GT2009-59626.
- [13] Drela, M., Youngren, H., A User's Guide to MISES 2.53, MIT Computational Aerospace Science Laboratory, 1998

- [14] Holwa, A., Kröger, G., Nicke, E., Clemen, C., Herzog S., Optimization of the Struts in a Bypass Duct of a Civil Aircraft Engine to Minimize the Circumferential Pressure Variation, ISABE 2009, Montreal, Canada, ISABE-2009-1152
- [15] Becker, K., Lawerenz, M., Abschlussbericht zum COOREFF-T Vorhaben 1.1.2; Automatische Optimierung von Verdichterschaufeln, Förderkennzeichen 0327720
- [16] Ahmed, R., Auslegung vielstufiger Axialverdichter mit parallelen Evolutionsstrategien und neuronalen Netzen, 2005, Bd. Reihe 7, Nr. 469. VDI Verlag.
- [17] Siller, U., Voss, C., Nicke, E.; Automated Multidisciplinary Optimization of a Transonic Axial Compressor, AIAA 2009, Orlando, USA, Paper: AIAA-2009-0863.
- [18] Jeong, J., Hussain, F., On the Identification of Vortex, Journal of Fluid Mechanics, Vol. 285, 1995, pp 69-94
- [19] Yoon, Y. S., Song, S.J., Shin, H-W., Influence of Flow Coefficient, Stagger Angle, and Tip Clearance an Tip Vortex in Axial Compressors. ASME Journal of Fluids Engineering, Vol. 128, 2006, pp. 1274-1280
- [20] Fakhari, K., Zachcial, A., Fluiddynamische Interaktionsmodelle für Kraftwerkskomponenten, Abschlussbericht zum AG-Turbo II Teilvorhaben 4.5.3 des Verbundprojektes für ein CO₂-armes Kraftwerk, Förderkennzeichen 0327090/E, 2004
- [21] Cornelius, C., Kröger, G.: Beeinflussung der Spaltströmung durch Optimierung der Geometrie im Schaufelspitzenbereich, 11. AG-Turbo Statusseminar, Tagungsband, 2008, Köln-Porz, Germany, S. 1.2.1-1 - 1.2.1-21