

Abschlussbericht
Forschungsvorhaben AG-Turbo

TurboGruen

„Turbomaschinen für Energiespeicher und grüne Brennstoffe“

Förderkennzeichen 03EE5068B

Laufzeit des Vorhabens 01.07.2021 - 31.12.2024

Cornelia Rohn

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor

MTU Aero Engines AG
Dachauer Straße 665
80995 München

30.06.2025

Gefördert durch:



Bundesministerium
für Wirtschaft
und Energie

aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	3
2	Zusammenfassung	5
	A. Projektstrukturplan	5
	B. Balken/Meilensteinplan	6
	C. Erreichte Ergebnisse	7
	2.1.1 AP4 Expander und Verdichter für die Energiewende	7
3	Technische Darstellung der Arbeitspakete	9
	D. HAP4 Expander und Verdichter für die Energiewende	9
	3.1.1 AP4.3 Integrierte Bewertung der Verdichter Stabilität und Operabilität des Gesamtsystems Gasturbine	9
	3.1.1.1 AP4.3.2 Verdichter-Modellierung	9
	3.1.1.2 AP4.3.3 Simulation einer Gasturbinen-Regelung	18
	3.1.1.3 AP4.3.4 Automatische Erstellung von Delta-VSV-Kennfeldern	21
	3.1.2 AP4.5 Schnellansprechende Hochtemperatursensorik für Gasturbinenverdichter	26
	3.1.2.1 AP4.5 a PT100-Präzisionskammsonde	26
	3.1.2.2 AP 4.5b Kammsonde für transiente Druckmessung	32
	3.1.3 AP4.6 Modellierung Verschleiß bei dynamischer Belastung unter Berücksichtigung von Alitierungen	36
	3.1.3.1 AP4.6.2 Labortests Verschleiß	36
	3.1.3.2 AP 4.6.3 Erweiterung der Verschleißmodelle	40
	3.1.3.3 AP 4.6.4 Validierung	50
4	Literaturverzeichnis	56

1 Einleitung

Im Einklang mit den Zielsetzungen des 7. Energieforschungsprogramms griff das Verbundprojekt der AG Turbo „Turbomaschinen für Energiespeicher und grüne Brennstoffe - TurboGrün“ Arbeiten auf, die das geänderte Anforderungsprofil der Turbomaschinen in der Energiewende reflektieren. Die Absicht der massiven Ausweitung der erneuerbaren Energiewandlung basierend auf Wind und Sonne hat große Auswirkungen auf den bestehenden Kraftwerkspark, der an die volatile Natur der erneuerbaren Energieträger angepasst werden muss. Neben der im Energieforschungsgesetz angepeilten Energieeffizienz auf der Verbraucherseite können die von der Bundesregierung angestrebten Ziele nur erreicht werden, wenn auch Sektoren wie Verkehr, Haushalt und Industrie stärker elektrifiziert werden, um sie den erneuerbaren Energieträgern zugänglich zu machen.

Thermische Kraftwerke, darunter allen voran Gasturbinenkraftwerke, sollen dabei das Rückgrat der Versorgungssicherheit des neuen Energie-Mixes sein. Ihre besondere Bedeutung gewinnen sie bei der Erzeugung von „Power-on-demand“ während saisonal abhängiger Dunkelflauten in den Wintermonaten. Als gekoppelte Anlagen (GuD und KWK) zeichnen sie sich durch ihre hohen Brennstoffausnutzungsgrade für die Erzeugung von Strom und Wärme aus. Diese Aufgaben können jedoch nur erfüllt werden wenn, besonders unter dem volatilen Wechselspiel mit den erneuerbaren Energieträgern, ein stabiler Betrieb sichergestellt ist.

Die MTU-seitig im Rahmen des Verbundvorhabens TurboGrün bearbeiteten Arbeitspakete fokussierten auf eine Erhöhung der Betriebsflexibilität im Themenfeld ‚Expander und Verdichter für die Energiewende‘ (HAP4):

Es wurde ein Konzept für die Gesamtverdichter-Modellierung erarbeitet, um damit die Verdichter-Stabilität und Operabilität des Gesamtsystems Gasturbine genauer bewerten zu können; insb. bei schnellen Lastwechseln und tiefen Teillastpunkten (AP4.3).

Für eine verbesserte Auswertung von instationären Strömungen in Verdichtern, wurde eine schnellansprechende Hochtemperatursensorik für Gasturbinenverdichter entwickelt, bestehend aus einer Sensorik für eine präzise Temperaturmessung (AP4.5a) und für eine genaue Druckmessung bei stationären und insbesondere transienten Versuchsbedingungen (AP4.5b).

Zur Bewertung des betriebsabhängigen Verschleissverhaltens wurde für Turbinenbeschau-
felungen mit Deckbändern eine Modellierung des Verschleiß bei dynamischer Belastung
unter Berücksichtigung einer Aluminiumdiffusionsschicht (Aliterschicht) entwickelt und vali-
diert (AP4.6).

Auflistung der Arbeitspakete mit durchführenden Teilprojektleitern:

Hr. Dr. Antoon Pluijms und Dr. Johannes Junginger

AP4.3: Integrierte Bewertung der Verdichter Stabilität und Operabilität des Gesamtsystems
Gasturbine

Hr. Dr. Hr. Dr. Andreas Zeisberger

AP4.5 a Schnellansprechende Hochtemperatursensorik für Gasturbinenverdichter

Hr. Dr. Hr. Dr. Andreas Zeisberger

AP4.5 b: Schnellansprechende Hochtemperatursensorik für Gasturbinenverdichter - Kamm-
sonde für transiente Druckmessung

Hr. Dr. Hartung und Dr. Romain Mandard AP4.6:

Modellierung Verschleiß bei dynamischer Belastung unter Berücksichtigung
einer Aluminiumdiffusionsschicht

2 Zusammenfassung

A. Projektstrukturplan

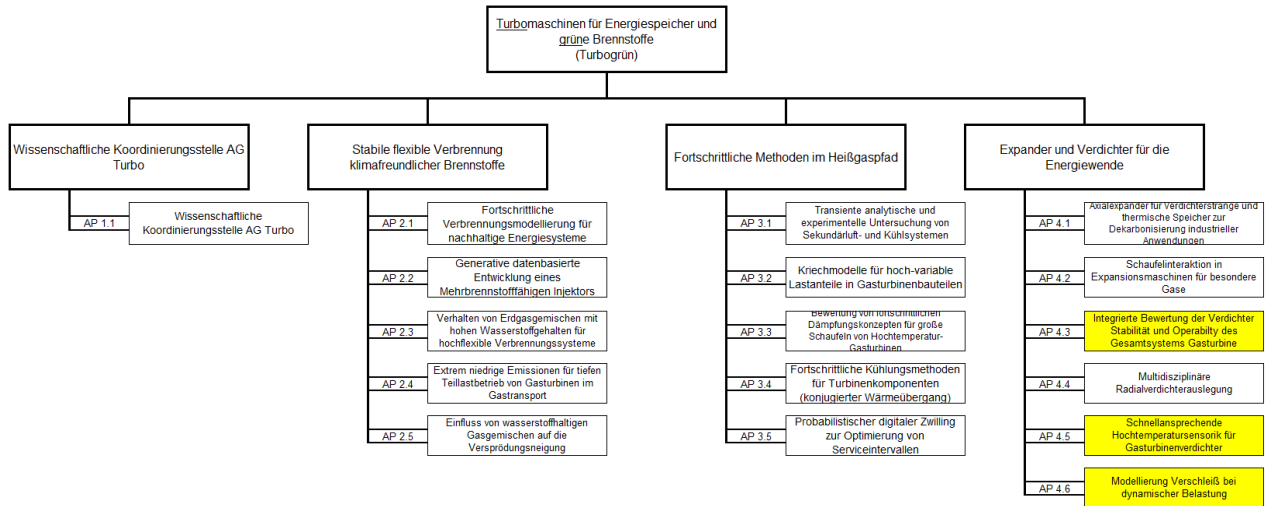


Abbildung 1: Projektstrukturplan

B. Balken/Meilensteinplan

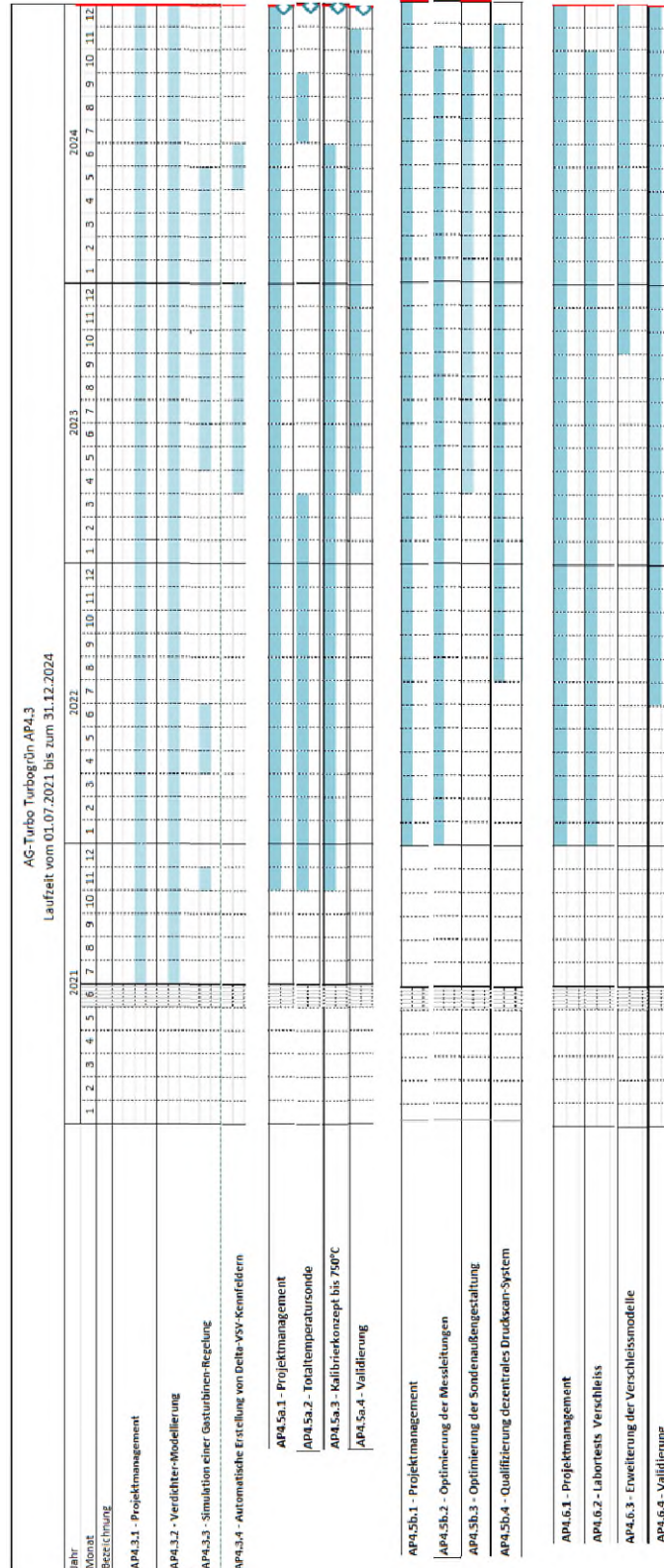


Abbildung 2: Zeitplan

C. Erreichte Ergebnisse

2.1.1 AP4 Expander und Verdichter für die Energiewende

2.1.1.1 Integrierte Bewertung der Verdichter Stabilität und Operability des Gesamtsystems Gasturbine (AP4.3)

Im AP4.3 konnten alle Projektziele innerhalb des vorgesehenen Förderzeitraums erreicht werden. Insbesondere das Konzept für ein Thermodynamisches Blockmodell lieferte gute Ergebnisse, welche durch eine Sensitivitätsstudie untermauert werden konnte (AP4.3.2). Die erfolgreiche Konzeptfindung für die automatische Erstellung von Delta-VSV-Kennfeldern (AP4.3.4) ermöglicht es, das Verdichter Blockmodell zusätzlich mit variabler Geometrie zu modellieren. Die Konzeptfindung der Regelung (AP4.3.3) ermöglicht es, Simulationen einer Gasturbine sowohl im „above-idle“ als auch im „sub-idle“ Betriebsbereich durchzuführen.

2.1.1.2 AP4.5 a Schnellansprechende Hochtemperatursensorik für Gasturbinenverdichter

Im Rahmen des Projekts wurde der Prototyp einer Strömungssonde mit Pt100-Sensorelementen gefertigt und die Einsatztauglichkeit zur Temperaturmessung in Einzeltests und in einem Versuchsverdichter nachgewiesen. Eine optimierte elektronische Schaltung zur genauen Messung bei erhöhten Temperaturen wurde ebenfalls entwickelt. Damit erreicht die Messtechnik die spezifizierte Messgenauigkeit von 0,2°C oder 0,1% vom Messwert.

2.1.1.3 AP4.5 b Kammsonde für transiente Druckmessung

Im Rahmen des Projekts wurde nachgewiesen, dass das transiente Strömungsverhalten über die Druckmessstellen in Strömungssonden mit ausreichender Genauigkeit simuliert werden kann. Die vorliegenden Berechnungsmodelle sind für die untersuchten Anwendungen gültig und entsprechende Vorgehensweisen zur Anwendung der Methoden liegen vor. Damit werden die Genauigkeitsziele von transienten und stationären Druckmessungen erreicht. Zusätzlich dazu zeigen neue Fertigungsmethoden das Potential, eine Verbesserung des Anströmverhaltens von Totaldrucksonden zu erreichen.

2.1.1.4 AP4.6 Modellierung Verschleiß bei dynamischer Belastung

Im Arbeitspaket AP4.6 wurden die experimentellen Arbeiten zum Reibverschleiß für alitierte (aluminiumdiffusionsbeschichtete) Reibpaarungen für zwei Temperaturbereiche - „low temperature“ (LT) und „high temperature“ (HT) – durchgeführt. Im Vergleich mit realen Schaufeln aus dem Feld wurde festgestellt, dass die Schädigungsmechanismen primär von Oxidation getrieben sind, im Labortest die Schädigung durch die Reibung generiert wird. Basierend auf den Erfahrungen im Service wurden empirische Modelle für Fortschreiten der Schädigungen an den Deckbändern von Laufstufen aus relevanten Werkstoffen mit und ohne Aliterschichten erarbeitet. Darüber hinaus wurde ein Workflow zu strukturmechanischen Bewertungen von allen signifikanten Zwischenzuständen der Einflüsse der fortschreitenden Schädigungen an den Deckbändern auf die Statik und Dynamik der Bauteile erarbeitet und jeder einzelne Schritt darin mit teilweise neuen Bewertungsanalysen verifiziert.

3 Technische Darstellung der Arbeitspakete

D. HAP4 Expander und Verdichter für die Energiewende

3.1.1 AP4.3 Integrierte Bewertung der Verdichter Stabilität und Operabilität des Gesamtsystems Gasturbine

Zur Übersichtlichkeit werden im Folgenden die Aufstellung der technischen Darstellung der Arbeitspakete in eben diese unterteilt. Auf eine Beschreibung des *AP4.3.1 Projekt Management* wird verzichtet, da dieses keine relevanten technischen Inhalte besitzt.

3.1.1.1 AP4.3.2 Verdichter-Modellierung

Ziel der Verdichter-Modellierung war die Erstellung eines diskretisierten thermodynamischen Verdichtermodells. Die Diskretisierung bezieht sich hierbei auf eine Unterteilung des Verdichters in Strömungsrichtung. Bei dieser Vorgehensweise wurden jeweils zwei bis drei Verdichterstufen zu ein Block zusammen gefasst. Somit konnte der gesamte Verdichter in drei Blöcken abgebildet werden. Mithilfe diesen Modells soll es möglich sein, eine Bewertung der Betriebsstabilität, unter Berücksichtigung alle physikalischen lokalen Effekten, während des transienten Betriebs durchzuführen.

Zur Erreichung des Meilensteins wurde u.a. ein Prozess erstellt, welcher glatte und physikalisch korrekte Blockkennfelder erzeugt (Abbildung 3).

Die Kernarbeiten dieses Prozesses sind in die folgende Unteraufgaben gegliedert:

- a. Ableiten von Blockkennfeldern
- b. Glätten von Kennfeldern
- c. Auffädeln der Blockkennfelder
- d. Skalieren der Blockkennfelder um durchgängige Gesamtkennfelder zu generieren

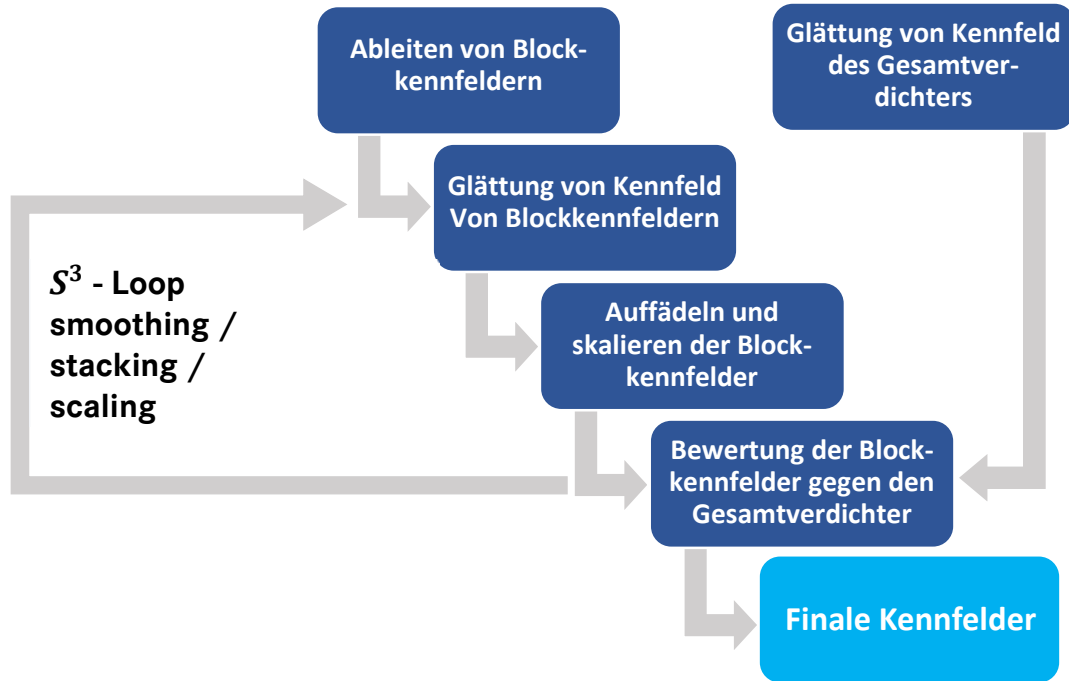


Abbildung 3: Prozesskette zur Erstellung von Blockkennfelder für diskretisiertes thermodynamisches Verdichtermodell

- a. Die Ableitung der Blockkennfelder für die weitere Verarbeitung hatte die Herausforderung, dass die Zwischenstufentemperaturen (T_{t252} und T_{t253}) zur Berechnung des Blockwirkungsgrads, ungenau sind (Abbildung 4).

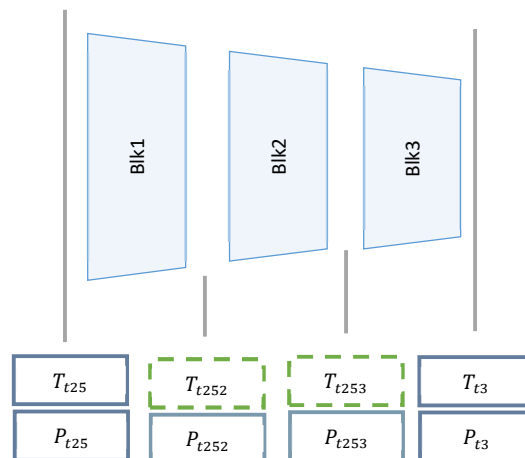


Abbildung 4: Schematische Darstellung des diskretisierten Verdichters mit Stationsbezeichnungen

Dies gilt hauptsächlich für Ergebnisse aus Messungen. Unter der Annahme, dass sowohl der Massenstrom, als auch Druck- und Temperaturwerte am Ein- und Austritt

des Verdichters vertrauenswürdig sind (T_{t25} , P_{t25} , T_{t3} und P_{t3}), wurde ein Konzept zur Korrektur der Temperatur zwischen den Stufen ausgearbeitet.

Hierzu wurden die Wirkungsgradergebnisse aus der CFD-Simulation herangezogen und auf die Blockkennfelder übertragen. Über eine Skalierung des Wirkungsgrads des ersten Blocks wurde sichergestellt, dass die vertrauenswürdigen Austrittsbedingungen (T_{t3} , P_{t3}) des gesamten Verdichters eingehalten werden (Abbildung 5).

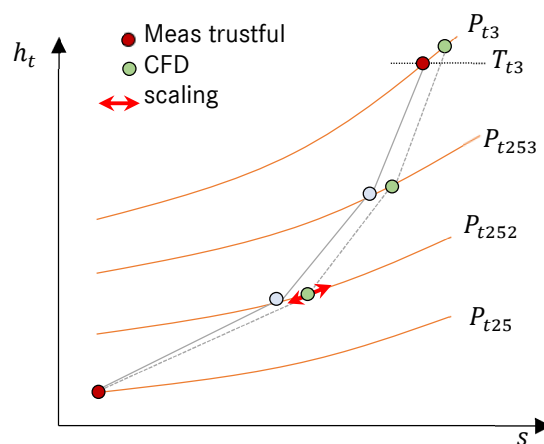


Abbildung 5: h-s-Diagramm zur Darstellung der CFD-Wirkungsgradskalierung für die Blockkennfelderstellung

- b. Ein besonderes Augenmerk wurde auf das Glätten der Kennfelder gelegt. Als Standard-Tool wurde in der Vergangenheit SmoothC¹ herangezogen. Diese Lösung war jedoch sehr zeitaufwendig, nicht reproduzierbar und nicht fähig automatisiert in die Prozesskette eingegliedert zu werden.

Diese Nachteile wurden durch die Programmierung und Implementierung der $\phi - \psi$ -backbone-Methode umgangen. Entwickelt wurde diese Methode in den 1980er Jahre von General Electrics und der NASA². Diese Methode bietet folgende Fähigkeiten:

¹ Copyright © GasTurb GmbH

² G. L. Converse and R. G. Giffin. Extended parametric representation of compressor fans and turbines. Volume 1 und Volume 2: CMGEN user's manual. Technical report, NASA and General Electric Company, 1984.

- Das **Glätten von Drehzahl**linien aus Rig-Versuchen oder CFD-Simulationen. Diese Fähigkeit der ϕ - ψ -Backbone Methode spielt eine zentrale Rolle und wird sowohl bei der Verdichter-Modellierung (AP4.3.2.1), als auch der automatischen Erstellung der Δ VSV- Kennfeldern (AP4.3.4) benötigt.
- Die **Interpolation von Stützstellen** auf Drehzahllinien, um hochaufgelöste Kennfelder zu erzeugen. Dies erhöht die numerische Stabilität bei der 1D-Simulation mit aufgefädelten Kennfeldern.
- Die positiven Eigenschaften, welche auf die numerischen Stabilität wirken, gelten in vergleichbarem Maß für die **Interpolation von Drehzahl**linien. Auch diese können mit der ϕ - ψ -Backbone Methode erzeugt werden (AP4.3.4).
- Die **Extrapolation von Stützstellen** von Drehzahllinien um eine mögliche fehlende Information im Bereich des Sperrens zu erhalten, aber vor allem um der Bereich zur Pumpgrenze nachbilden zu können (AP4.3.2 Verdichter-Modellierung).
- Eine weiter bedeutende Fähigkeit ist die **Extrapolation von Drehzahl**linien hin zu Überdrehzahlen und allem voran zum sub-idle Bereich. Auch diese Fähigkeit wird besonders im AP4.3.4 – „Automatische Erstellung von Delta-VSV-Kennfeldern“ benötigt.

All diese Fähigkeiten können gleichzeitig, reproduzierbar, mit sehr geringem zeitlichen und relativ geringen rechnerischen Aufwand abgerufen werden. Der Vorteil dieser Methode liegt in der Umwandlung der Informationen in den nicht dimensional Raum der Arbeitsziffer $\psi = \frac{\Delta h_t}{u^2}$, Druckziffer $\varepsilon = \psi_{is} = \frac{\Delta h_{t,is}}{u^2}$, Durchsatzziffer $\phi = \frac{c_{ax}}{u}$ und der Verlustdefinition $\zeta = \psi(1 - \eta)$, wobei η dem Isentropen Wirkungsgrad entspricht. In diesem Parameterraum kann ein mathematisch geeigneteres Fitting vorgenommen werden als im dimensionsbehafteten Raum. Daraus resultiert ein besseres Inter- und Extrapolieren der Kennfelddaten.

Abbildung 6 zeigt vier geglättete Drehzahllinien (blau), welche aus den originalen Drehzahllinien erzeugt wurden (schwarz). Dies originalen Kurven bestehen je aus sechs Stützstellen, welche in den geglätteten Kurven auf 50 erhöht wurden. Zudem wurden neun Drehzahllinien mit je 50 Stützstellen in das Kennfeld interpoliert. Die Begrenzung auf neun Kurven erfolgte nur aus Darstellungsgründen, theoretisch ist ein vielfaches der interpolierten Kurven möglich.

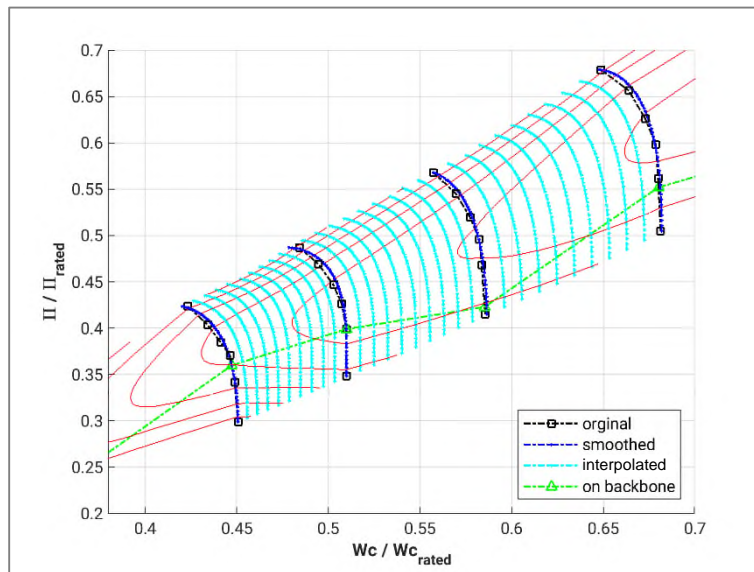


Abbildung 6: 50 interpolierte Stützstellen (blau und cyan-farben), sowie neun interpolierte Drehzahl-
linien (cyan-farben) erstellt aus den original Drehzahl-
linien mit sechs Stützstellen (schwarz)

Die geglätteten Kurven (blau) können, wie zuvor beschrieben, in Richtung der Pump-
grenze und darüber hinaus extrapoliert werden. Auch eine Extrapolation zur Sperr-
grenze liefert sinnvolle Ergebnisse (Abbildung 7).

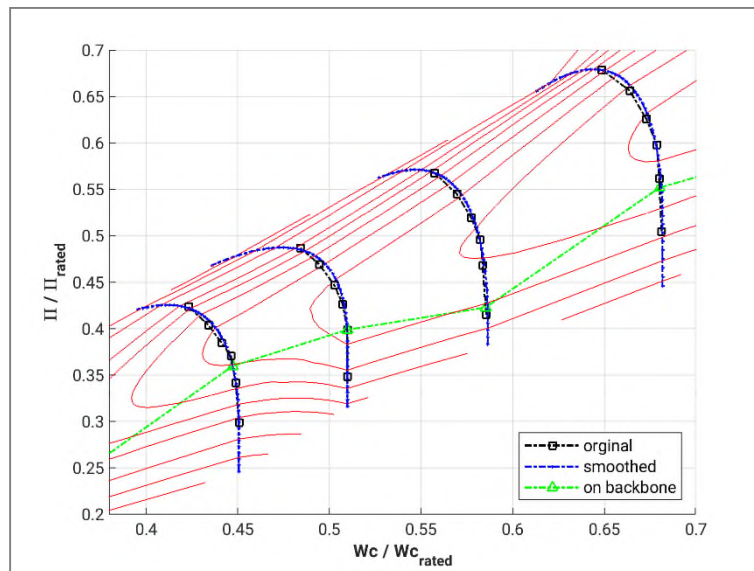


Abbildung 7: Extrapolation der Drehzahl-
linien in Richtung Sperr- und Pumpbereich (blau) erstellt aus den
original Drehzahl-
linien (schwarz).

Durch die erfolgreiche Umsetzung und Einbindung der Methode ist eine Fähigkeit
geschaffen physikalisch korrekte Blockkennfelder über Auffädung und Skalierung,
automatisiert zu erstellen und dies mit geringerem Zeitaufwand.

- c. Die Auffädlung, auch stacking genannt, erfolgte mit den drei Blockkennfelder (Abbildung 8). Zunächst wird das erste Blockkennfeld mit entsprechenden Eintrittsbedingungen (T_{t1} , P_{t1} und W_1) ausgelesen. Als Ergebnisse erhält man Austrittsbedingungen (T_{tOut1} , P_{tOut1}), welche wiederum als Eintrittsbedingungen für das zweite Blockkennfeld (T_{tIn2} , P_{tIn2}) dienen, etc. Am Ende werden die Austrittsbedingungen, unter Berücksichtigung aller Zapfluftentnahmen, von dritten Block (T_{tOut3} , P_{tOut3}) mit den Austrittsbedingungen des Gesamtkennfelds verglichen. Kommt es hierbei zu Überschreitungen von vorgegeben relativen Abweichungen erfolgt eine Skalierung von Druckverhältnis und Wirkungsgrad.

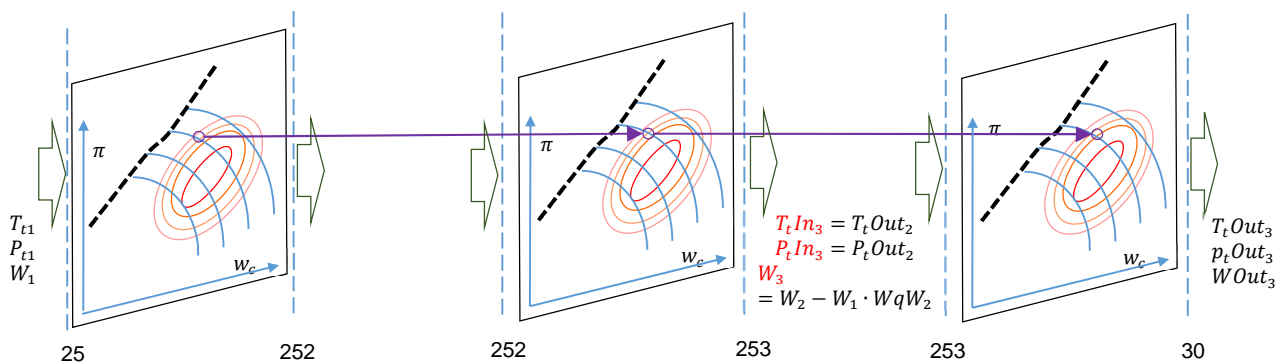


Abbildung 8: Thermodynamischer Stacking Prozess

- d. Bei der Skalierung wird darauf geachtet, dass die Kennfelder so wenig wie möglich manipuliert werden. Umgesetzt wird dies über eine geometrische Bewertung der Skalierergrößen. Dabei wird wie folgt vorgegangen. Ein und der selber Kennfeldpunkt wird sechs Mal simuliert bzw. berechnet (Abbildung 9, rechts). Bei den ersten drei Mal werden die Skalierer von zwei Kennfeldern konstant bei null gehalten und der dritte Skaliererwert wird so variiert, dass im Ergebnis die aufgefädelten Blöcke dem Gesamtkennfeld entsprechen. Anschließend werden die Skaliererwerte der drei Blöcke in drei Raumachsen aufgetragen, so dass sie eine Ebene E bilden (Abbildung 9, links). Über die Berechnung eines Normalenvektors \vec{n} können den Raumachsen Faktoren zugewiesen werden. Der kleinste Skaliererwert erhält somit den größten Faktor. Anschließend wird dieser faktorisierte Skaliererwert für diese Block festgehalten. Nun wird erneut zweimal der gleiche Kennfeldpunkt simuliert, dabei jeweils einen der

beiden noch nicht bestimmten Skalierer bei null gehalten und der andere freigegeben um die Austrittsbedingungen des Gesamtkennfelds zu treffen. Es wird erneut eine geometrische Bewertung durchgeführt, nun jedoch nur im zweidimensionalen Raum. Wenn der zweite faktorisierte Skalierer feststeht, wird ein letztes Mal simuliert um auch den letzten Blockskalierer zu bestimmen.

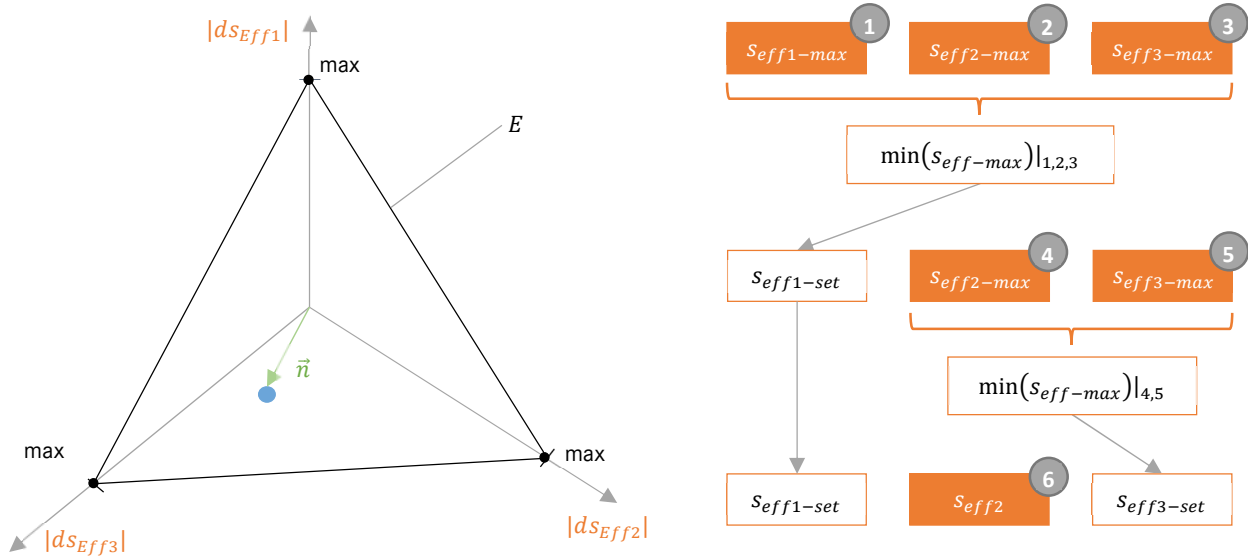


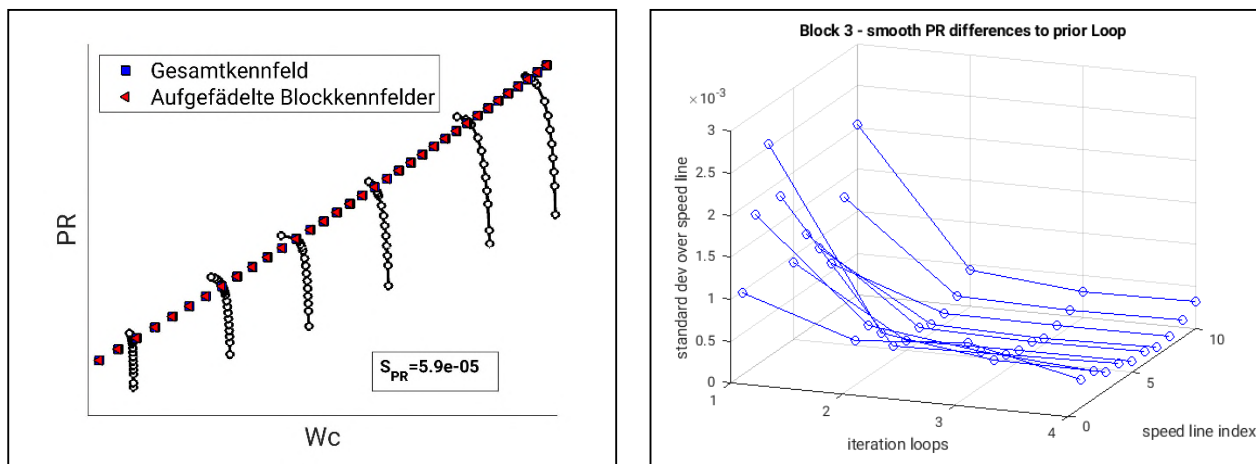
Abbildung 9: Skalierungsprozess der Blockkennfelder

Der Vorteil der faktorisierten Methode ist, dass immer der Block, welcher den geringsten Aufwand hat, das Gesamtkennfeldergebnisse zu treffen, den meisten Beitrag der Skalierung bekommt. Jedoch soll dieser nicht den gesamte Anteil der Skalierung erhalten. Was mit dieser Methode sichergestellt ist.

Das Glätten, Auffädeln und Skalieren (smoothing-stacking-scaling-Loop oder S^3 -Loop) wurde so oft wiederholt, bis die Skalierungsfaktoren sehr kleine Werte annahmen. Dies kann als Indiz gewertet werden, dass sich die aufgefädelten Blockkennfelder und das Gesamtkennfeld kaum unterscheiden.

Um die Qualität der erreichten Ergebnisse zu bewerten wurde im Arbeitspaket *AP4.3.2.4 - Sensitivitätsstudien zur numerischen Stabilität* untersucht, wie der *smoothing-stacking-scaling-loop* (S^3 -Loop) Einfluss auf die Qualität der Blockkennfelder nimmt.

Als ersten Ansatz zur Bewertung wurden verschiedene Simulationen durchgeführt und dabei die Kompressor-Modelle mit Gesamtkennfelder und aufgefädelten Blockkennfeldern verglichen. U.a. wurden Arbeitslinien gerechnet und die Differenzen der Ergebnisse beurteilt (Abbildung 10 a). Die Standardabweichung, z.B. für das Druckverhältnis, berechnet über die gesamte Arbeitslinie, lagen dabei typischerweise im einstelligen 10^{-5} -Bereich. Dies beweist die sehr hohe Übereinstimmung zwischen aufgefädelt Modell und Gesamtkennfeld Modell.

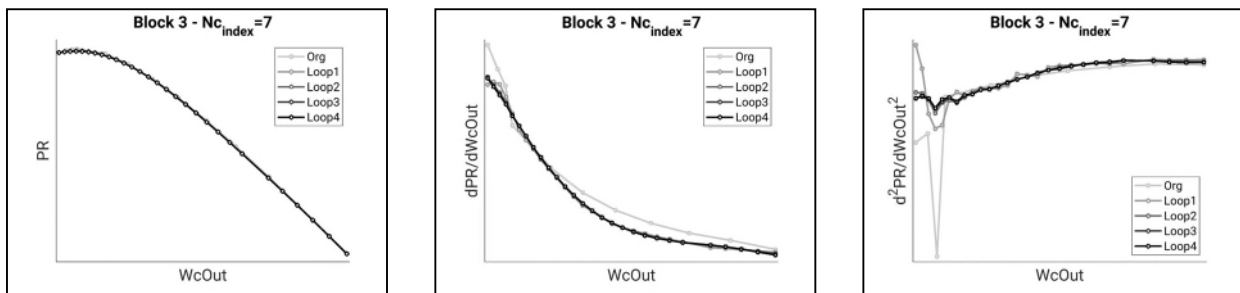


a) Vergleich von simulierter Arbeitslinie mit Blockkennfelder Modell (rot) und Gesamtkennfeld-Modell (blau).

b) Entwicklung der Standardabweichung des Druckverhältnisses für jede Drehzahlkurve über den S^3 -Loops (Beispiel Druckverhältnis Block 3)

Abbildung 10: Bewertung der S^3 -Loop Ergebnisse anhand von Simulationsergebnissen und Kennfeldänderungsverhalten während der Loops

Ferner wurde beim S^3 -Loop das Änderungsverhalten der Skalierungsergebnisse gegenüber der Ergebnisse eines vorherigen Loops betrachtet. Abbildung 10 b) zeigt dies anhand der Standardabweichung am Beispiel des Druckverhältnisses von Block 3. Mit jedem Loop verringerte sich die Standardabweichung für jede Drehzahlkurve und zeigt ein konvergierendes Verhalten. Ein weiteres Augenmerk bezüglich der numerischen Stabilität der Simulationen wurde auf die „Glattheit“ der erzeugten Kennfelder gelegt. Hierzu wurden die Verläufe von Druckverhältnis bzw. Wirkungsgrad über austrittskorrigiertem Massenstrom (PR bzw. Eta über Wc_{Out}) der verschiedenen Drehzahlkurven bewertet. Über die Bildung der ersten bzw. zweiten Ableitung dieser Kurven lässt sich qualitativ beurteilen, wie der S^3 -Loop die Glattheit und damit die Qualität der Kennfelder beeinflusst (Abbildung 11).



- a) Druckverhältnis PR über aus-
trittskorrigiertem Durchsatz
- b) 1. Ableitung von PR über aus-
trittskorrigiertem Durchsatz
- c) 2. Ableitung von PR über aus-
trittskorrigiertem Durchsatz

Abbildung 11: Bewertung der Kennfeldqualität anhand von 1. und 2. Ableitung des Druckverhältnisses über Durchsatz.

Über die Ableitungen lassen sich die Steigungen (Abbildung 11 b)) und die Schwankungen (Abbildung 11 c)) der Drehzahllinien bewerten. Umso kontinuierlicher der Verlauf der sehr sensitiven zweiten Ableitung umso höher ist die Qualität des Kennfelds und damit auch die numerische Stabilität einer Simulation mit diesem Kennfeld. Das Beispiel an Block 3 zeigt exemplarisch für alle Blöcke und Drehzahlen, dass durch den S^3 -Loop diese Eigenschaften mit jedem Loop deutlich verbessert.

Diese Ergebnisse unterstreichen zusätzlich den erfolgreichen Abschluss des AP4.3.2.

3.1.1.2 AP4.3.3 Simulation einer Gasturbinen-Regelung

In diesem AP wurde ein Konzept erarbeitet, wie ein Regelungsmodell ein thermodynamisches Gasturbinenmodell für realitätsnahe Betriebsweisen im above- und sub-idle Bereich regelt. Hierzu wurde mit Hilfe der Software Matlab-Simulink® ein Regelungsmodell aufgebaut und mit einem thermodynamischen Gasturbinenmodell gekoppelt. Schematisch ist dieser Aufbau in Abbildung 12 dargestellt. Neben der Regelstrecke (Thermodynamisches Gasturbinenmodell) und dem eigentlichen Regler, beinhaltet dieses Modell Verzögerungsglieder für Aktuatoren und Sensoren, Störgrößen wie Umgebungsbedingungen und separaten Modulen wie u.a. zur Führungsgrößenbestimmung aus der Leistungsanforderung oder Fehlergrößenberechnung aus Soll- und Ist-Werten.

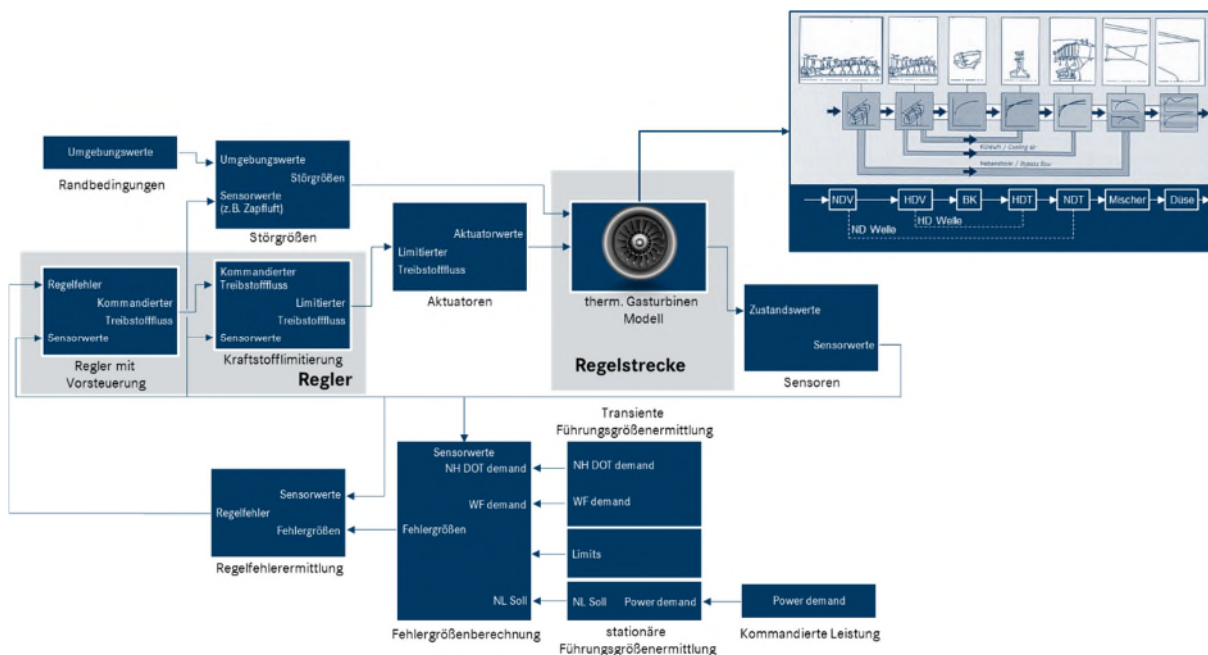


Abbildung 12: Schematischer Aufbau des Regelungsmodells wie dieser in Matlab-Simulink® umgesetzt ist.

Im Folgenden werden die Ergebnisse in die Bereiche above-idle und sub-idle controls unterteilt.

a) Above-idle controls Ergebnisse:

Die Ergebnisse eines above-idle Regelungsvorgangs sind in Abbildung 13 dargestellt. Alle Diagramme sind auf die in der Operation maximal und / oder minimal auftretenden Parameterwerte normiert. Der Zeitmaßstab ist durch die Zeitpunkte neuer Anforderungsevents ersetzt.

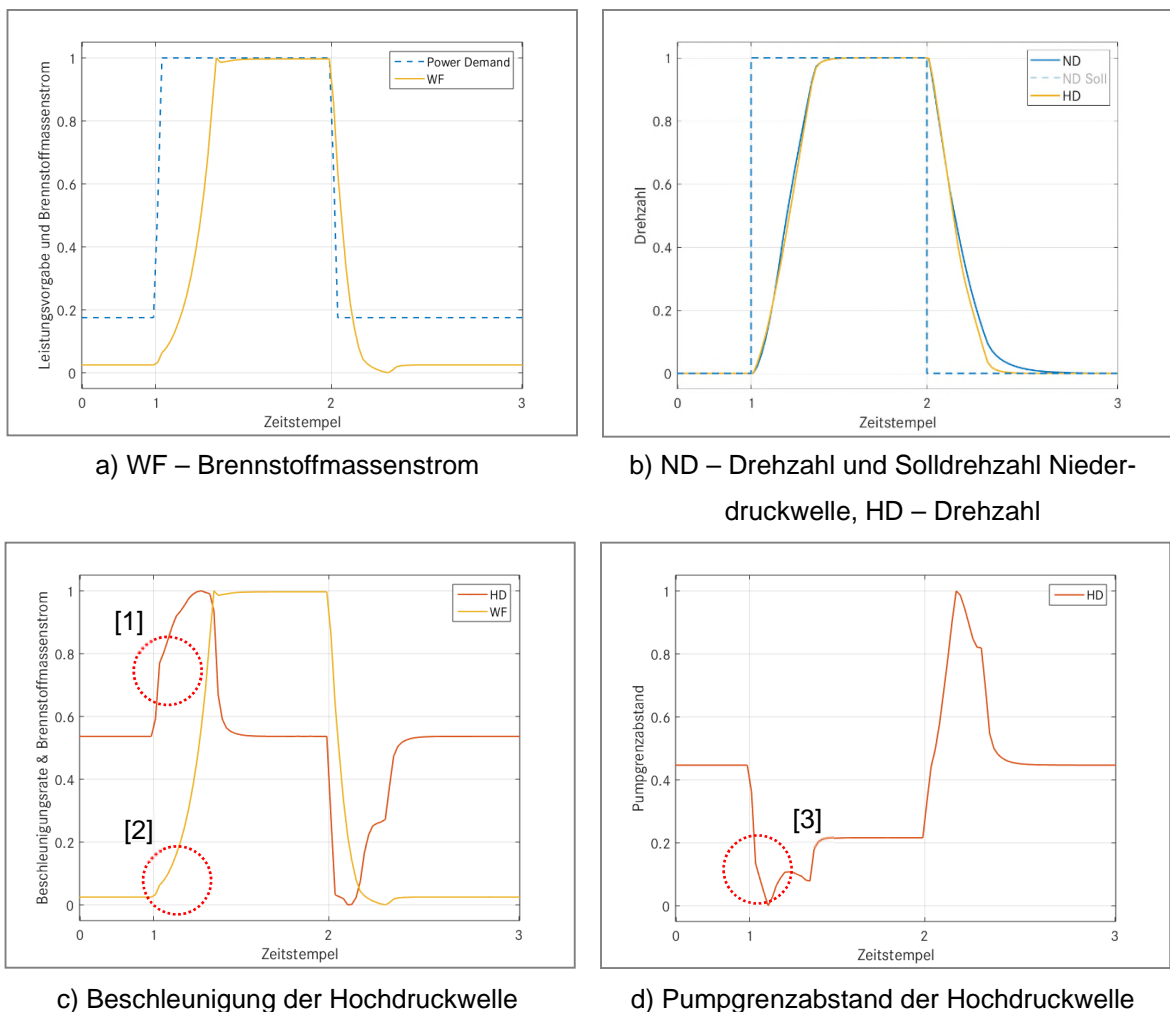


Abbildung 13: above-idle Betrieb: Abrupter Anstieg ($t=1$) und Abfall ($t=2$) der Leistungsanforderung (Power Demand)

Dieses Beispiel beinhaltet einen abrupten Anstieg der Leistungsanforderung von idle auf Nominalleistung bei $t=1$. Umgekehrt erfolgt ein abrupter Abfall der Leistungsanforderung bei $t=2$ zurück zu idle (a). Aus der neuen Leistungsanforderung ermittelt der Regler für die Führungsgröße (ND - Drehzahl Niederdruckwellen) einen Sollwert (b). Aus der Differenz des Soll und Ist-Wertes wird ein Brennstoffmassenstrom WF abgeleitet (c).

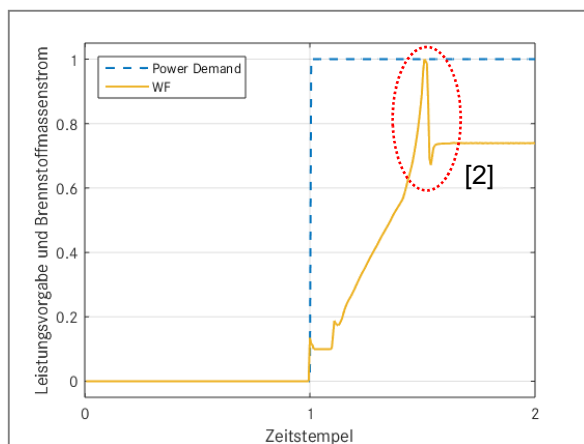
Nach Eintreten der Events der geänderten Leistungsanforderungen folgt eine Phase, in der der Regler einen stabilen Betriebspunkt herstellt. Dabei werden verschiedene Parameter wie u.a. Beschleunigungsraten der Wellen vom Regler analysiert und Anpassungen am Brennstoffmassenstrom vorgenommen.

Im vorliegenden Beispiel wird kurz nach $t=1$ eine starke Beschleunigung der Hochdruckwelle detektiert ([1] in c). Dieses Verhalten kann einen negativen Einfluss auf

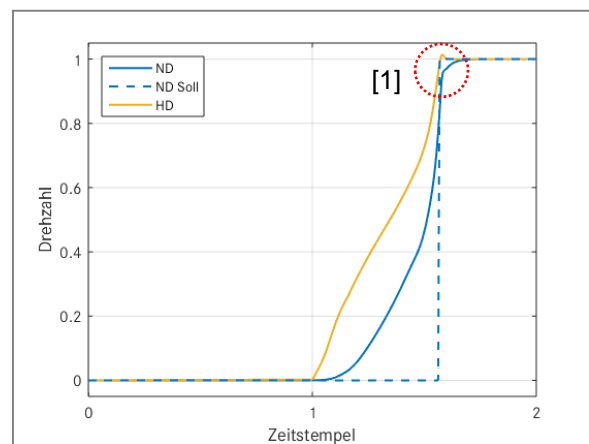
die Betriebsstabilität haben. Ein Indikator für eine bevorstehende Instabilität ist der Abstand des Betriebspunkts zur Pumpgrenze (rechts unten). Das Eingreifen des Reglers über einen angepassten Brennstoffmassenstrom ([2] in c)) schwächt den Anstieg der Beschleunigung und wirkt damit auch auf das Verhalten des Pumpgrenzabstands ein ([3] in d)).

b) Sub-idle controls Ergebnisse:

Für den sub-idle Bereich wird im Regelungsmodell als Führungsgröße die Hochdruckdrehzahl (HD) gewählt (Abbildung 14). Diese soll einen stabilen Betrieb sicherstellen. Wie im above-idle Beispiel wird eine abrupter Anstieg der Leistung gefordert (Zeitstempel=1), um die idle-Drehzahl zu erreichen. Auch in Abbildung 14 sind alle Diagramme auf die in der Operation maximal und / oder minimal auftretenden Parameterwerte normiert.



a) WF – Brennstoffmassenstrom



b) ND – Drehzahl Niederdruckwelle, HD – Drehzahl und Solldrehzahl Hochdruckwelle

Abbildung 14: sub-idle Betrieb: Anfahrvorgang der Gasturbine ab Zeitstempel=1 durch Leistungsanforderung (Power Demand)

Der Brennstoffmassenstrom wird während des Hochfahrvorgangs kontinuierlich angepasst. Hierfür sind verschiedenste Einflussgrößen (u.a. Limits, Demands, etc., vergleiche Abbildung 12) verantwortlich die in das Regelungsmodell implementiert sind.

Besonders deutlich wird die Anpassung bei Überschreitung des Solldrehzahl ([1] in b)). Der Brennstoffmassenstrom wird abrupt reduziert und auf ein Niveau eingestellt ([2] in a)), welcher die Solldrehzahl konstant hält.

Beide Beispiele zeigen das plausible Verhalten des Reglers zur Simulation von Leistungsanpassungen einer Gasturbine, sowohl im above-idle als auch im sub-idle Betriebsbereich.

3.1.1.3 AP4.3.4 Automatische Erstellung von Delta-VSV-Kennfeldern

Das Konzept der automatischen Erstellung von Kennfeldern für nicht-nominalen VSV Stellungen wurde auf Basis der $\phi - \psi$ -backbone Methode erstellt. Über zwei oder mehrere Sets von VSV Stellungen, aus CFD oder Messungen, lassen sich mit diesem Konzept automatisiert vollständige Kennfelder ableiten.

Es wird hier einführend der Ansatz $\phi - \psi$ -backbone Methode erklärt und weiter die analysierende sowie schließlich die synthetisierende Vorgehensweise beschrieben. Mit dem Vorkenntnis kann dann das Konzept zur Erstellung von Δ VSV Kennfeldern verstanden werden.

a) Ansatz der $\phi - \psi$ -backbone Methode

Die $\phi - \psi$ -backbone Methode findet im nicht-dimensionalen Raum statt und verwendet Arbeitsziffer ψ , Druckziffer ϵ , Durchsatzziffer ϕ und betrachtet für die Effizienzbewertung der Verdichtung die Verluste in der Form (Abbildung 15):

$$\zeta = \psi - \epsilon$$

1

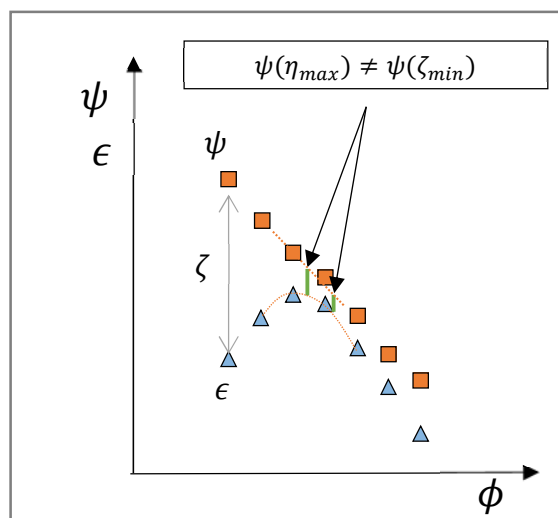


Abbildung 15: Stufencharakteristik eines Verdichters

Um eine dimensionslose Darstellung des Durchflusses (Formel 2) zu erhalten wird die sogenannte pseudo-Machzahl MN eingeführt. Diese stellt eine Verbindung zwischen einem korrigierten Durchsatz W_c auf der Drehzahllinie und dem korrigierten sperrenden Durchsatz $W_{c,crit}$ her. Da hierfür das Verhältnis $W_c/W_{c,crit}$ angenommen wird, müssen Fläche A und Eintrittswinkel α_1 nicht bekannt sein:

$$W_c = \left[A \cdot \cos \alpha_1 \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{R}} \cdot \frac{P_{t,ref}}{\sqrt{T_{t,ref}}} \right] \cdot MN \cdot \left[1 + \left(\frac{\kappa-1}{2} \right) \cdot MN^2 \right]^{-\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}} \quad 2$$

Über die Annahmen, dass die Gaseigenschaften für beide korrigierten Durchsätze gleich sind und $MN_{crit} = 1$ entspricht, kann auf die pseudo Machzahl MN geschlossen werden (Formel 3).

$$\frac{W_c}{W_{c,crit}} = \frac{MN \cdot \left[1 + \left(\frac{\kappa-1}{2} \right) \cdot MN^2 \right]^{-\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}}{\left[1 + \left(\frac{\kappa-1}{2} \right) \right]^{-\frac{\kappa+1}{2(\kappa-1)}}} \quad 3$$

b) Vorgehensweise „on-backbone“

Die Methode generiert zuerst einen „Backbone=Rückgrat“ über die Drehzahlen hinweg. Das Rückgrat besteht aus der Verbindungslinie der Werte an den Stellen der minimalen Verluste („minloss=ML“) (Abbildung 16).

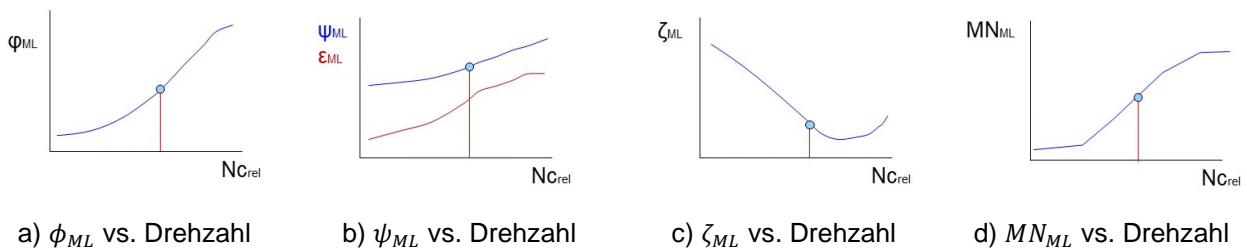


Abbildung 16: on-backbone Repräsentation

c) Vorgehensweise „off-backbone“

Im Modus „off-backbone“ werden für jede Drehzahl die Stützstellen links (LH) und rechts (RH) des ML-Punkts verarbeitet. Hierzu werden die Differenzen dieser Stützstellen zu den

Werten im ML-Punkte gebildet ($\Delta\zeta$ bzw. ΔMN) und über den Differenzen von ψ ($\Delta\psi_{ML,Sq} = \Delta\psi \cdot |\Delta\psi|$ bzw. $\Delta\psi_{ML}$) aufgetragen.

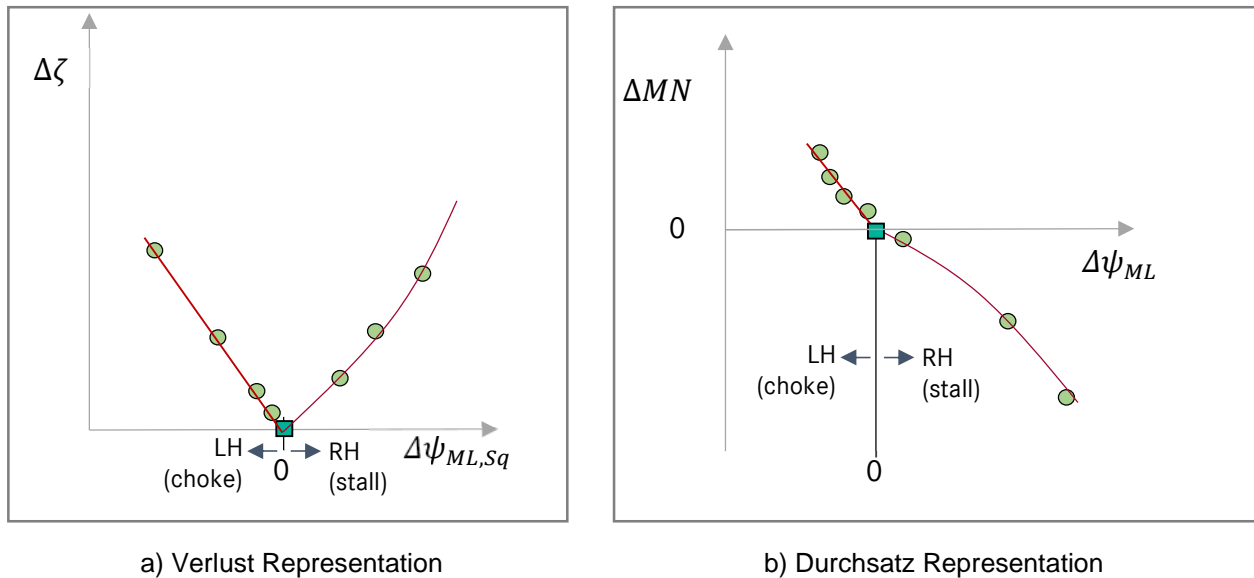


Abbildung 17: off-backbone Repräsentation

In diesen Darstellungen (on- und off-backbone) ist nun das gesamte Kennfeld dimensionslos abgelegt. Vorteile sind u.a. dass in dieser Darstellung eine Inter- und Extrapolationen sowohl entlang einer Drehzahllinie als auch ganz Drehzahllinien physikalisch und auch numerisch besser vorgenommen werden können. Zudem wird automatisch eine Glättung des Kennfelds durch diverse Fitting-Verfahren durchgeführt. Anschließend können dieser Werte wieder in den Dimensionsbehafteten Raum (Wc, PR, η) rückgerechnet werden.

d) Konzept für die Δ VSV Kennfeld Erstellung

In der Regel werden Δ VSV Kennfelder (Δ variable Stator-Vane Kennfelder) mit weniger Drehzahllinien als das Kennfeld mit nominaler VSV-Stellung erstellt. Zur Erreichung der Projektziele ist es jedoch notwendig, Kennfelder mit einer besonders hohen Auflösung, d.h. mit ausreichender Anzahl an Drehzahllinien und Stützstellen, für die transienten Simulationen zur Verfügung zu haben. Mit Hilfe der $\phi - \psi$ -backbone Methode lassen sich die fehlenden Drehzahllinien wie folgt erzeugen:

1. Vorgehensweise „on-backbone“

Die on-backbone Parameter von nominaler und nicht nominaler Leitschaufelstellung werden ins Verhältnis zueinander gesetzt.

- $\frac{\varphi_{ML,\Delta VSV}}{\varphi_{ML}}$
- $\frac{\psi_{ML,\Delta VSV}}{\psi_{ML}}$
- $\frac{\zeta_{ML,\Delta VSV}}{\zeta_{ML}}$
- $\frac{MN_{ML,\Delta VSV}}{MN_{ML}}$

Daraus können die Werte der nicht bekannten Drehzahlen aus dem ΔVSV Bereich inter- bzw. extrapoliert werden. Hier gezeigt am Beispiel für den Durchsatzkoeffizienten ϕ_{ML} (Abbildung 18).

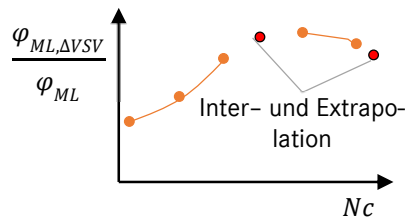


Abbildung 18: Beispiel für inter- und extrapolierte on-backbone Stützstellen für die ΔVSV -Kennfelderstellung

2. Vorgehensweise „off-backbone“

Wie bei der normalen Anwendung der $\phi - \psi$ -backbone Methode werden für den off-backbone Bereich die $\Delta \zeta_{\Delta VSV}$ und $\Delta MN_{\Delta VSV}$ Werte gebildet. Anschließend werden diese Werte erneut auf die nominalen bezogen.

- $\frac{\Delta \zeta_{\Delta VSV}(\Delta \psi_{ML,Sq}, Nc)}{\Delta \zeta(\Delta \psi_{ML,Sq}, Nc)}$
- $\Delta MN_{\Delta VSV}(\Delta \psi_{ML}, Nc) - \Delta MN(\Delta \psi_{ML,Sq}, Nc)$

Wie bei den on-backbone Parametern können die Werte der nicht bekannten Drehzahlen aus dem ΔVSV Bereich nun inter- bzw. extrapoliert werden.

Abbildung 19 zeigt die Anwendung dieses Konzept an einem ΔVSV -Kennfeld. Dem originalen Kennfeld (rote Rauten und rote Wirkungsgradkonturen) wurden alle Drehzahlen, bis auf

die mit „available“ markierten Drehzahlen, entfernt. Dies emuliert das bei Verdichter Versuchsdurchführung, aus Kostengründen gängige Vorhaben, nur wenige Drehzahllinien mit ΔVSV zu vermessen. Die gelb dargestellten Quadrate zeigen die Ergebnisse der wieder hergestellten Drehzahllinien. Zudem sind die Wirkungsgradkonturen des neuen Kennfelds in schwarz.

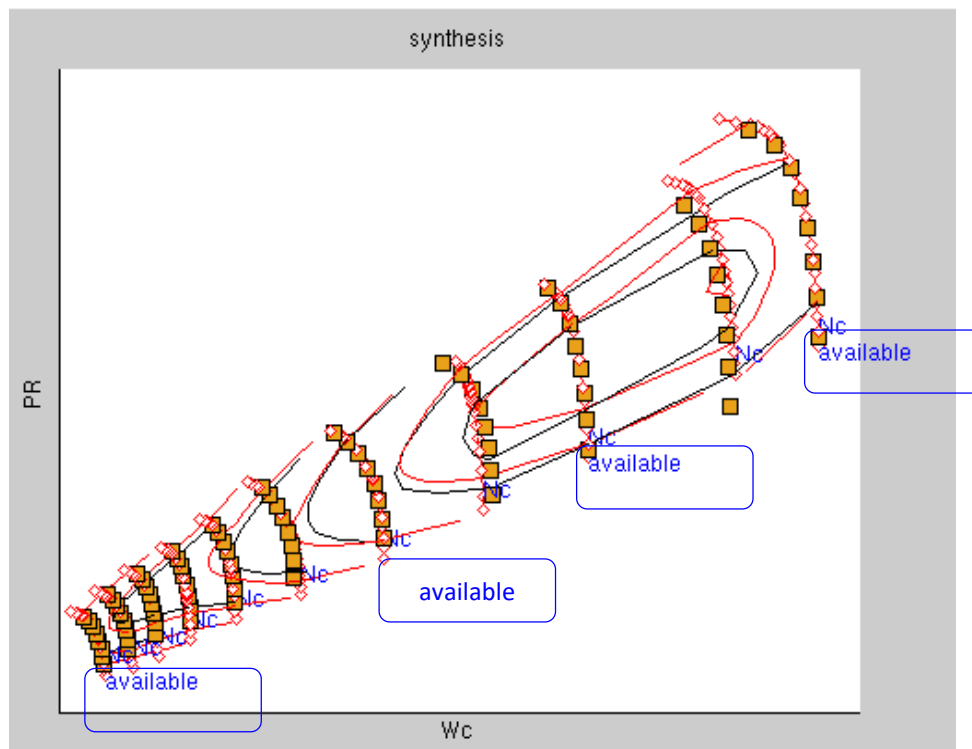


Abbildung 19: Anwendung des Konzepts zur Erstellung von fehlenden Drehzahllinien von ΔVSV -Kennfeldern

Die Ergebnisse zeigen eine gute Übereinstimmung mit den zuvor entfernten Drehzahllinien. Position und Verlauf weisen eine physikalisch und plausibles Verhalten auf. Mit diesem Ansatz wurde ein Konzept für die automatische Erstellung von Delta-VSV-Kennfeldern entwickelt.

3.1.2 AP4.5 Schnellansprechende Hochtemperatursensorik für Gasturbinenverdichter

3.1.2.1 AP4.5 a PT100-Präzisionskammsonde

Im Rahmen des Projekts wurde eine umfassende Marktrecherche hinsichtlich verfügbarer Temperatursensoren durchgeführt und bzgl. Baugröße, Temperaturbereich und Messgenauigkeit bewertet. Kleine Sensorelemente mit den Abmessungen 1,7 x 1,25 x 0,8 mm sind bis zu einer Einsatztemperatur von 550 °C als kostengünstige Massenware problemlos beschaffbar (siehe Abbildung 20). Verschiedene Hersteller bieten größere Sensoren für höhere Temperaturen an, gewählt wurde ein Sensor mit den Abmessungen von 2,3 x 1,9 x 1,0 mm für Temperaturen bis 750 °C an, was den Projektzielen entspricht.



Abbildung 20: PT100 - Sensoren

Alle bisher untersuchten Sensoren basieren auf strukturierten Platin-Schichten auf einem Aluminiumoxidsubstrat. Der Nominalwiderstand variiert zwischen 100 Ω und 10.000 Ω . Höhere Widerstände führen in der Regel zu einer höheren Messgenauigkeit, die Sensoren reagieren aber empfindlicher auf Fehlerinflüsse. Gewählt wurden daher Sensoren mit einer Nennwiderstand von 100 Ω .

Im Arbeitspaket AP4.5a.2 zum Sondenkonzept wurden Konstruktionsvorschläge erarbeitet, um die Geometrie einer Messstelle zur kombinierten Totaltemperatur- und Druckmessung zu bewerten. Im Gegensatz zu bewährten, zylindrischen Thermoelementen sind für die flachen Platinwiderstandssensoren unterschiedliche Orientierungen zur Strömung denkbar. Durch einen Erprobungstest in einem Freistrahlpfprüfstand wurde die ideale Anordnung bestimmt (Abbildung 21).

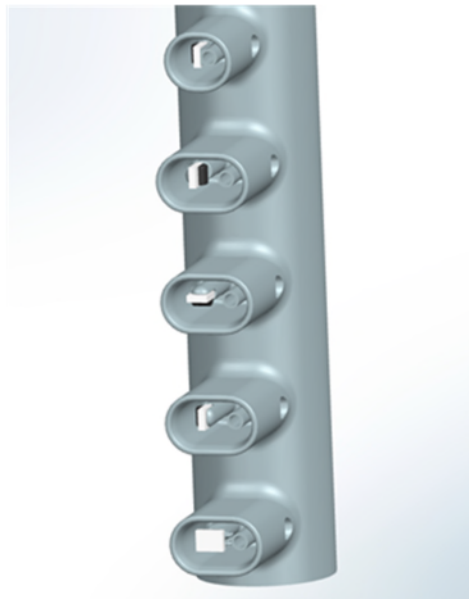


Abbildung 21: Sensoranordnungen

Zum Anschließen der Sensoren konnten trotz intensiver Marktrecherche keine geeigneten 4-Leiter-Metallmantelkabel beschafft werden. Diese sind entweder zu dick oder zu wenig robust und benötigen mehr Platz als ein Paar 2-Leiter-Kabel, die in verschiedenen Ausführungen und Durchmessern zwischen 0,8 und 1,0 mm problemlos verfügbar sind. Basierend auf den definierten Querschnitten wurde eine Standardsonde für die Messung mit Widerstandssensoren angepasst.

Im Arbeitspaket 4.5a.3 wurde ein Kalibrierkonzept bis 750°C festgelegt und mit Hilfe von Driftuntersuchungen die mögliche Messgenauigkeit bestimmt. Während bis zu einer Temperatur von 550°C eine normale Kalibrierung in Flüssigkeitsbädern mit hoher Genauigkeit verfügbar ist, kann bei höheren Temperaturen eine Kalibrierung nur mit großen Unsicherheiten in Luft erfolgen. Einzige Ausnahme wäre eine Aluminium-Fixpunktzelle bei 660 °C. Da aber in diesem Temperaturbereich keine besonders hohe Messgenauigkeit erforderlich ist, genügt vorerst oberhalb von 550°C eine Extrapolation der gemessenen Werte. Auch die IST-Temperaturskala ist durch Fixpunkte definiert ist, die durch Platin-Widerstandselemente interpoliert werden, so dass die Extrapolation unter Verwendung der bekannten standardisierten Kennlinie zuverlässige Ergebnisse liefert.

Bei Kalibriermessungen mit Sensoren zum oben beschriebenen Sondenkonzept fiel auf, dass zunächst oberhalb von ca. 350°C keine zuverlässigen Messungen mit der geforderten Genauigkeit mehr möglich waren. Ursache hierfür der mit der Einsatztemperatur sinkende Kabelisolationswiderstand der verwendeten Metallmantelkabel (Abbildung 22). EN 60751 fordert Werte zwischen 500kΩ und 100MΩ, was mit diesen Kabeln nicht realisierbar ist.

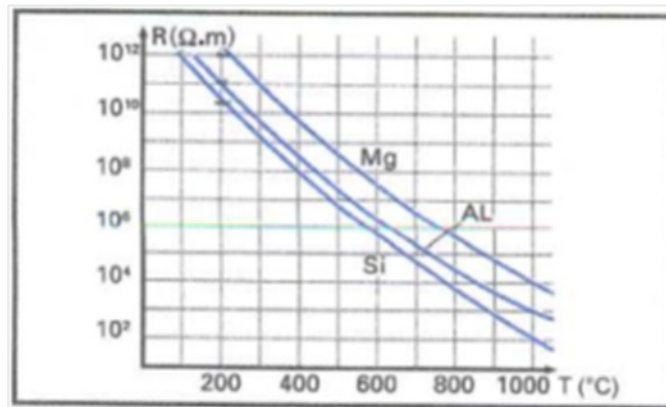


Abbildung 22: Isolierwiderstand für ein Kabel von 1 Meter Länge [Thermocoax, 2017]

Es wurde eine Kompensationsmethode entwickelt, die diesen Fehler zum großen Teil beseitigt. Die Abbildung 23 zeigt Messdaten einer Testschaltung mit einem unrealistisch niedrigen Isolationswiderstand von nur 5kΩ bei nominal 748,35°C.

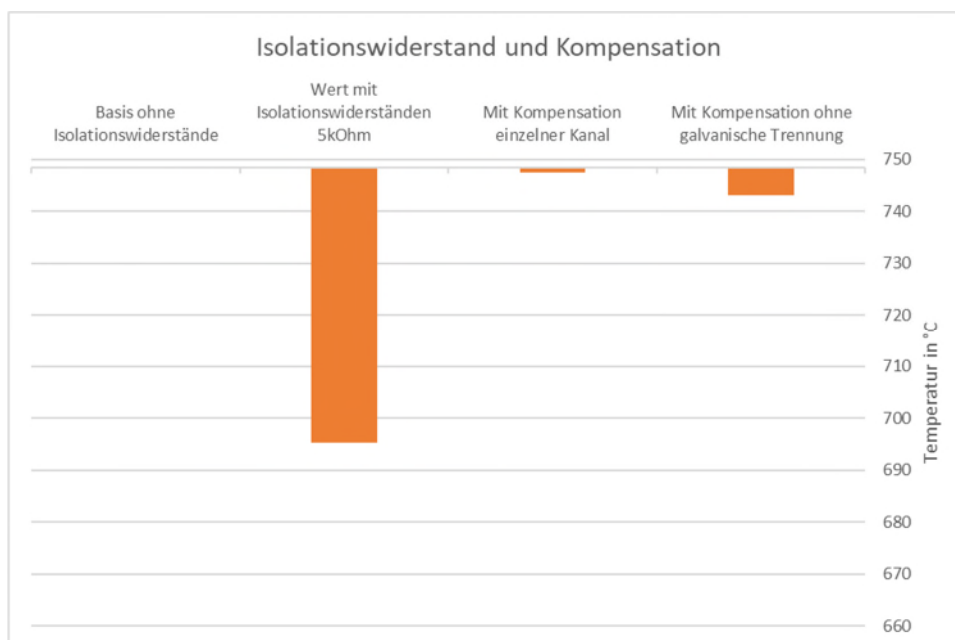


Abbildung 23: Temperaturmessung mit simuliertem Isolationswiderstand von 5kΩ

Durch diesen Einfluss reduziert sich der angezeigte Messwert um über 7% auf nicht verwertbare 695°C. Die Kompensation beschränkt diesen Fehler auf etwa 0,1%. Messtechnische Einschränkungen und das Übersprechen nicht galvanisch getrennter Kanäle in gebräuchlichen Datenerfassungssystemen erhöhen den Restfehler auf hier etwa 0,7%, was ausreicht, um in Zukunft auch bei hohen Temperaturen bis 750°C zuverlässig zu messen.

Zur Untersuchung des Driftverhaltens wurden Sensoren unterschiedlicher Typen (bis 600°C und bis 750°C) bei Maximaltemperatur im Ofen gealtert (Zyklen und Haltezeiten) um einen längerdauernden Betrieb in einem Verdichterversuch zu simulieren. Anschließend wurde eine DKD-Kalibrierung neuer und gealterter Sensoren durchgeführt und mit Kalibrierungen vor diesem Temperaturtest verglichen. Die nachweisbare Drift blieb in allen Fällen unter 0,2°C.

Für die Validierung und Tests in AP4.5a.4 wurde eine Testsonde gefertigt (siehe Abbildung 24) und dynamische Kalibrierungen im Bereich von Mach 0,2 bis 0,9 bei variierender Anströmrichtung durchgeführt. Die Sonde zeigte dabei ein typisches Verhalten und ausgezeichnete Recovery-Niveaus, was die Validität des Sondenkonzepts bestätigte.

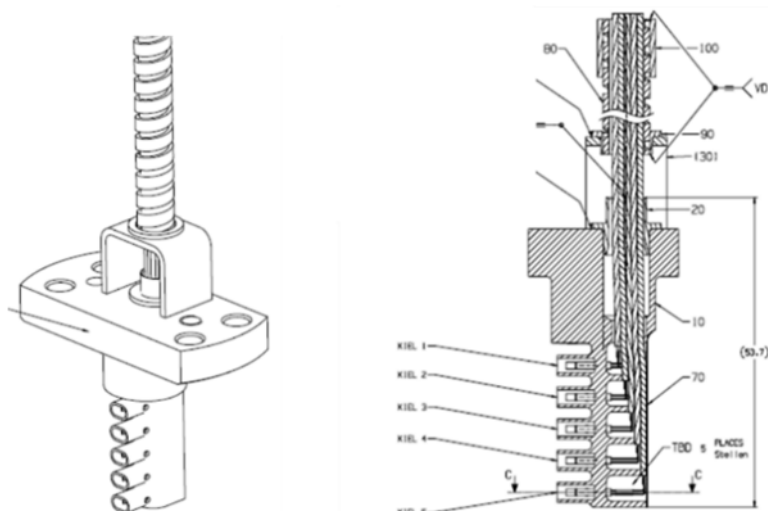


Abbildung 24: Kammsonde für Validierungstests mit Pt100-Sensoren und Thermoelementen

Abbildung 25 zeigt die typische Abhängigkeit der Temperaturmessung vom Anströmwinkel bei einfachen, geraden Doppelkielen zur gleichzeitigen Messung von Totaltemperatur und

Totaldruck. Die Messungen im Verdichter zeigten eine hohe Übereinstimmung der gemessenen Werte mit den ebenfalls in der Sonde eingebauten Thermoelementen und einer nachfolgenden Sondenebene. Die Abweichungen waren deutlich geringer als mit den spezifizierten Genauigkeiten zulässig gewesen wäre.

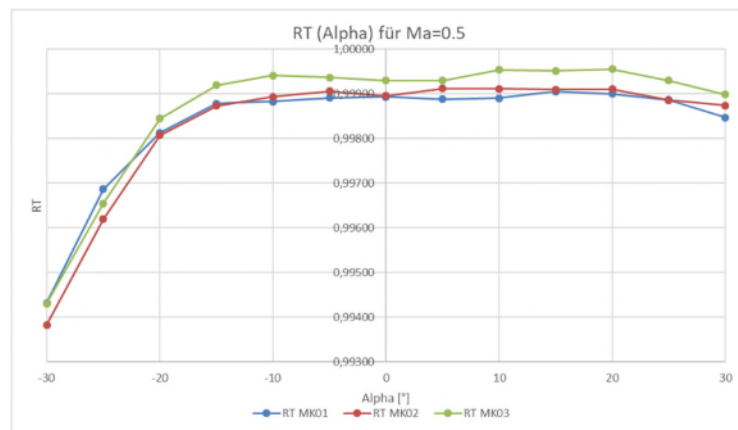


Abbildung 25: Winkelabhängigkeit der Totaltemperatur mit verschiedenen Sensorkonfigurationen

Die Abbildung 26 zeigt die verwendete Sonde.



Abbildung 26: Kammsonde für Validierungstests mit Pt100-Sensoren und Thermoelementen

Abschließend wurde diese Sonde im Austrittsbereich eines Versuchsverdichters eingebaut und die erfassten Messdaten mit anderen Temperaturmessungen verglichen. Die Ergebnisse entsprachen dabei den Erwartungen und bestätigten die Ziele des Technologiepro-

jekts. In Abbildung 27 ist die Vergleichsmessung eines Temperaturprofils der zuvor dargestellten Sonde abgebildet. Die in der Sonde verbauten Thermoelemente und Pt100-Sensoren zeigen dabei im Rahmen der Kalibrierungsgenauigkeit passende Werte an.

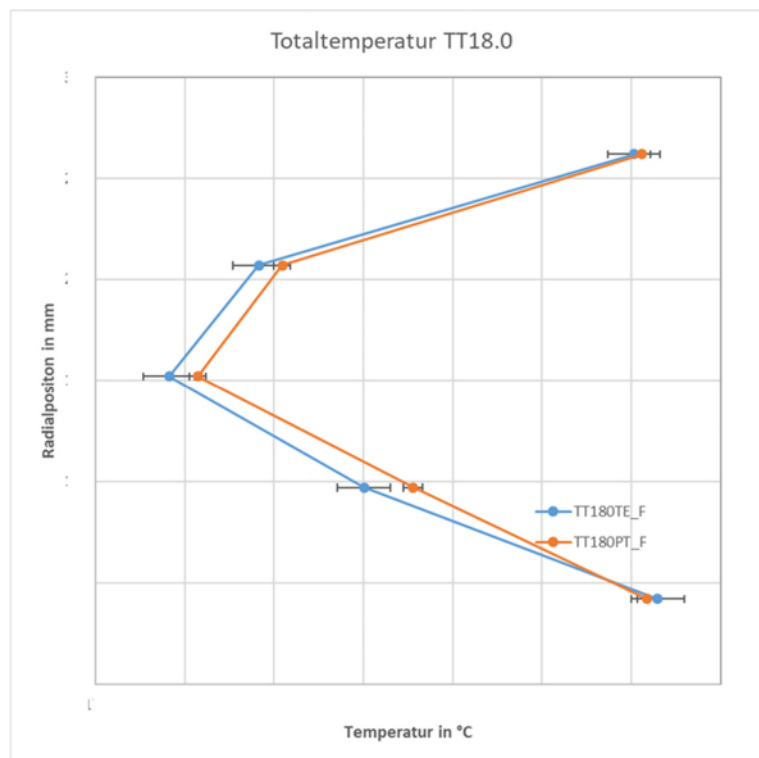


Abbildung 27: Gemessenes Temperaturprofil mit Thermoelementen (blau) und Pt100 (orange)

Die Untersuchungen in Arbeitspaket AP4.5a.2 zu dezentralen DAQ-Architekturen wurde in Zusammenarbeit mit dem Fraunhofer Institut IMS in Duisburg durchgeführt. Die ersten Erkenntnisse zeigen, dass die intensive Entwicklung von Hochtemperaturelektronik, die in den letzten Jahren durch die Ölförderindustrie vorangetrieben wurde, erheblich abgeflaut ist. Statt einer Weiterentwicklung ist eher eine Marktberreinigung eingetreten, was die Verfügbarkeit robuster, thermisch höher belastbarer Bauteile erheblich beeinträchtigt. Bei Konzepten für eine dezentrale Messwerterfassung wird bauteilseitig primär auf verfügbare Technologien zurückgegriffen werden müssen und damit entsprechenden Limitierungen hinsichtlich der Positionierung bei der Gasturbine.

3.1.2.2 AP 4.5b Kammsonde für transiente Druckmessung

In der ersten Projektphase wurde das Ziel verfolgt, eine Spezifikation für die Eigenschaften von transienten Drucksonden zu erstellen. Die Analyse vergangener und geplanter Anwendungen ergab, dass eine hohe Variabilität der Sonden erforderlich ist, um zukünftige Anforderungen zu erfüllen. Der Fokus sollte daher auf der Beurteilungsfähigkeit für neue Konzepte liegen, anstatt sich auf wenige festgelegte Konzepte zu beschränken.

Für instationäre und transiente Messungen sind kurze Ansprechzeiten von zentraler Bedeutung. In den Arbeitspaketen AP 4.5b.3 und AP 4.5b.4 erfolgten Testmessungen zur Bestimmung der Ansprechzeiten und Analyse des Gesamtsystemverhaltens. Vorhandene Berechnungsmethoden zum transienten Verhalten von Druckmesssystemen wurden validiert. Dabei wurde eine Druckleitung in Abschnitte definierter Länge, Querschnittsfläche und Volumen zerlegt und die Übertragungsfunktion numerisch berechnet (siehe Abbildung 28).

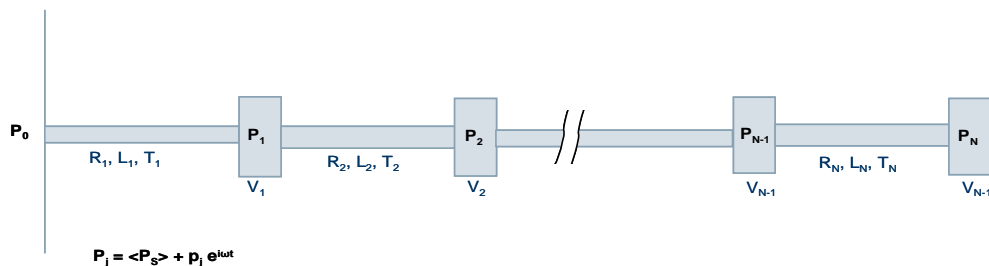


Abbildung 28 : Systemdarstellung für transiente Druckübertragung

Dabei zeigte sich, dass bestimmte Parameter, wie die Resonanzfrequenzen, zunächst nicht ausreichend abgebildet werden konnten, während andere, wie die Totzeit, gut vorhergesagt wurden. Die bekannten Berechnungsmethoden wurden daher plausibilisiert, um auch Fertigungsungenauigkeiten ausreichend zu berücksichtigen. In einer experimentellen Untersuchung (siehe Abbildung 29) wurde eine Vielzahl von Messungen mit unterschiedlichen Leitungsquerschnitten, -längen und -krümmungen durchgeführt. Damit konnten alle Berechnungsergebnisse validiert werden und es wurde nachgewiesen, dass die in Drucksonden üblicherweise verwendeten Leitungen hinsichtlich des dynamischen Verhaltens zuverlässig simuliert werden können.

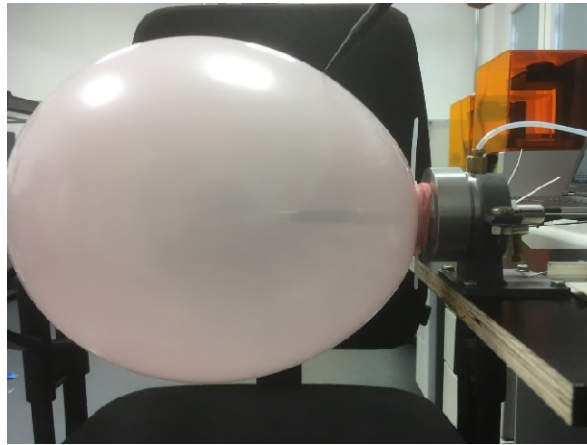


Abbildung 29 : Versuchsaufbau mit Ballon zur Erzeugung einer plötzlichen Druckänderung.

Zusätzlich wurden Experimente an realen Sonden durchgeführt, um das Zeitverhalten verschiedener Leitungsverlegungen zu bewerten. Eine Miniaturkammsonde mit einer Zeitkonstante von ca. 4 ms wurde erfolgreich getestet (siehe Abbildung 30). Für miniaturisierte Mehrlochsonden wurde eine theoretische Unsicherheitsanalyse erstellt, die zeigt, dass bereits minimale Schwankungen im Radius die Zeitkonstante erheblich beeinflussen können.

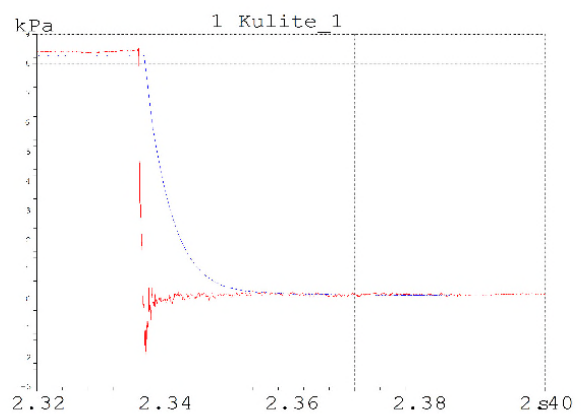
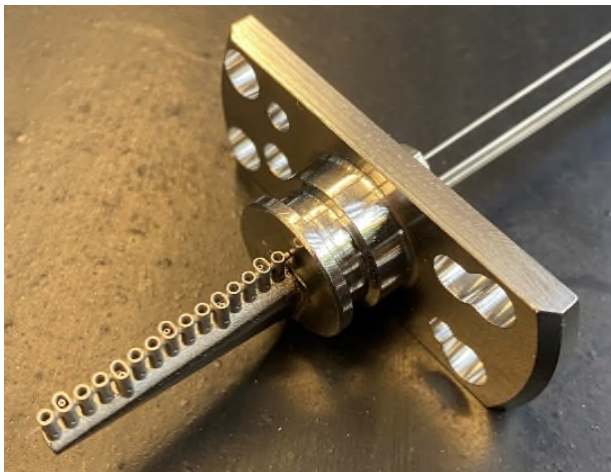


Abbildung 30 : Kombinierte Druck- und Temperaturkammsonde in miniaturisierter Ausführung und typisches transientes Verhalten einer ausgewählten Messstelle

Des Weiteren ist in der Abbildung 31 der validierte Auslegungsprozess zur Definition des Leitungskonzepts abgebildet.

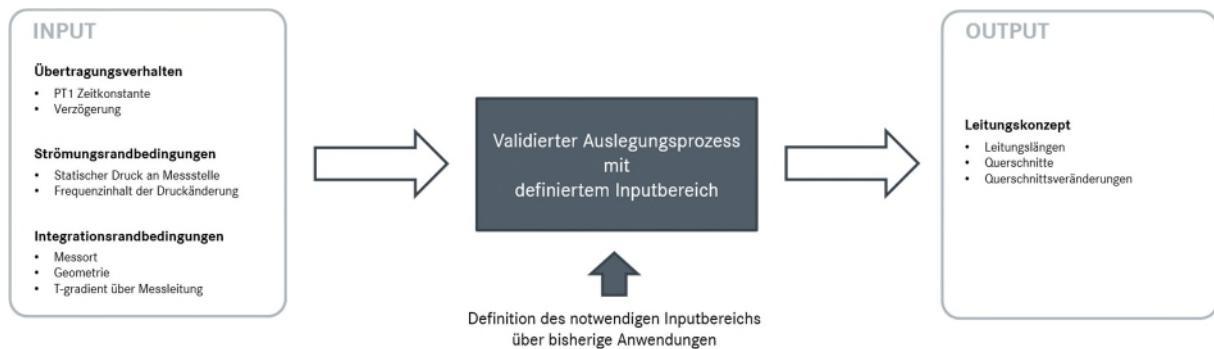


Abbildung 31: Validierter Auslegungsprozess zur Definition des Leitungskonzepts

Im Arbeitspaket zur Qualifizierung dezentraler Druckscan-Systeme (AP4.5b.4) wurde eine Marktrecherche durchgeführt. Die Genauigkeit höherwertiger Geräte liegt bei 0,05 %, wobei Unterschiede in der Funktionalität und Größe bestehen (siehe Abbildung 32). Für Turbomaschinen sind größere Geräte mit geeigneten Funktionen erforderlich, während kleinere Geräte für Windkanalmessungen nicht optimal sind.



Abbildung 32 : Auswahl von Druckscannern: links Gerät mit zusätzlichen Anschlüssen für Referenz und Spülung, rechts (annähernd maßstäblich) ein miniaturisiertes Gerät ohne diese Funktionen

Die Optimierung der Sondaußengestaltung zeigte, dass 3D-Druckverfahren entscheidend sind, um komplexe Geometrien effizient herzustellen. Drei Konzepte wurden entwi-

ckelt: ein herkömmlicher Sondenkörper, eine komplett 3D-gedruckte Sonde und ein Hybridkonzept (Abbildung 33)

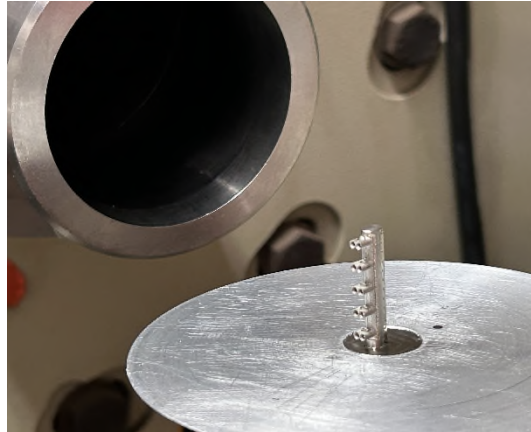


Abbildung 33 : Das zuvor ausgewählte Sondenkonzept wurde für eine Testsonde umgesetzt und diese Sonde im Freistral getestet.

Die Testergebnisse zeigen, dass durch eine geeignete Gestaltung sowohl die Anforderungen an eine transiente Messung, wie auch an die Unempfindlichkeit bei Abweichungen des Anströmwinkels gegenüber der Auslegung erfüllt werden. Durch eine entsprechende Gestaltung wird nicht nur der aerodynamische Widerstand minimiert, sondern auch der Winkelbereich der Druckmessung von derzeit etwa 10-15° auf Werte bis zu 25° erweitert. Die Temperaturmessung mit einer derartigen Sonde lässt zwar auch Anströmungen im Bereich von mindestens $\pm 20^\circ$ zu, ist aber aktuell noch zu ungleichmäßig, um sinnvoll kalibriert zu werden.

Insgesamt wurde ein valider Auslegungsprozess für transiente Drucksonden entwickelt, der sowohl die technischen Anforderungen als auch die Herausforderungen durch Fertigungsungenauigkeiten berücksichtigt und die Anforderungen an die Messgenauigkeit erfüllt. Eine aerodynamische Optimierung von Kammsonden ist prinzipiell zielführend, benötigt aber noch zukünftige Untersuchungen zu Kombisonden, die auch eine zuverlässige Temperaturmessung beinhalten.

3.1.3 AP4.6 Modellierung Verschleiß bei dynamischer Belastung unter Berücksichtigung von Alitierungen

Das Arbeitspaket wurde zusammen mit dem Field Support der relevanten Gasturbinenprogramme durchgeführt, mit der Möglichkeit auf Beschaulungen mit entsprechenden Betriebszyklen zurückzugreifen und diese analysieren zu können.

3.1.3.1 AP4.6.2 Labortests Verschleiß

Testvorbereitung

Während der Testvorbereitung wurden die Rohmaterialien als Slabs (dicke Platten) beschafft und daraus die Standardproben gefertigt. Bei der Probenfertigung wurde die Einkristall-Struktur berücksichtigt, sodass die Kontaktflächen der Proben die gleiche Orientierung in Bezug auf die Einkristall-Erstarrungsrichtung wie an den Schaufeln haben. Die zu beschichteten Proben wurden nach interner Norm alitiert. Zur Testvorbereitung zählte auch die Definition der Prüfmatrix. Die Prüftemperaturen wurden ausgewählt, um die relevanten Betriebspunkte nachzubilden. Reibamplitude, Frequenz und Zyklenzahl wurden ausgewählt, um so nah wie möglich an den realen Gasturbinenbedingungen zu testen.

Testdurchführung und Ergebnisse

Die Hauptergebnisse der Reibtestkampagne und ergänzt um die Ergebnisse aus den bisher abgeschlossenen Vorhaben sind in der Abbildung 34 und Abbildung 35 zusammengefasst.

Das Verschleiß-Diagramm bestätigt die Ergebnisse aus dem Vorprojekt für die unbeschichtete Paarung im erweiterten Bereich der Reibenergie. Dabei sind die Ergebnisse eindeutig in zwei Mechanismen zu trennen. Bei Raumtemperatur bis 300°C ist der Verschleiß abrasiver Natur und die Proben weisen einen deutlichen Materialabtrag auf. Die negative Volumenänderung (Materialverlust) korreliert mit der Reibenergie (linearer Trend), was die Ableitung einer Abtragsrate zum Zweck der Validierung (siehe AP4.6.4) ermöglicht. Im Hochtemperaturbereich ist die Reibung hingegen adhäsiver Natur; es wird Materialübertrag zwischen den Proben beobachtet wobei der Materialverlust in Summe (für die Probenpaarung) nahe Null bleibt. Dieses Verhalten kann mit dem klassischen Ansatz einer Abtragsrate nicht modelliert werden.

Für die beidseitig alitierten Werkstoffpaarungen im Niedrigtemperaturbereich liegen die Verschleißvolumina in einem ähnlichen Bereich wie für die unbeschichteten Proben, mit abrasivem Verschleiß. Einseitig beschichtete Paarungen wurden in diesem Temperaturbereich nicht getestet. Im Hochtemperaturbereich verschleißen die alitierten Paarungen (ein- und beidseitig) durch Adhäsion. Allerdings ist ein Unterschied zwischen 800 und 1000°C festzustellen: bei 800°C bleibt der Materialabtrag nahe Null (mit Übertrag der unbeschichteten Probe auf die alitierte Probe) während ein nennenswerter Abtrag bei 1000°C zu erkennen ist (beidseitig).

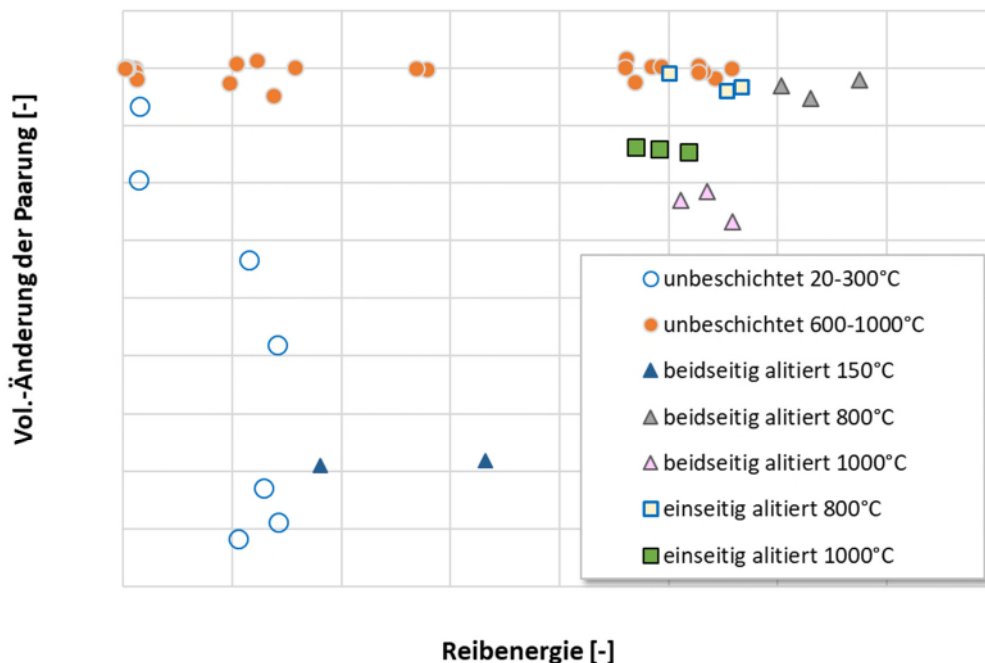


Abbildung 34: Darstellung der Volumenänderung der Probenpaarung über der Reibenergie für die Paarung SC2000-SC2000 in unterschiedlichen Beschichtungszustände (ein Versuch pro Punkt).

Im Arbeitspaket AP4.6.3 (Weiterentwicklung Bewertungsmethodik) bzw. im entsprechenden Workflow werden Reibkoeffizienten benötigt. Der Reibkoeffizient ist definiert als der Quotient von Reibkraft (in Richtung der Relativbewegung) durch Normalkraft (in Richtung der Normalen zur Oberfläche). Die Normalkraft wird vom Prüfstand über den Versuchsablauf konstant gehalten. Die Reibkraft ist die entsprechende Reaktion des Systems; sie wird von

einem Kraftsensor aufgenommen und anhand eines energie-basierten Modells ausgewertet [1].

Der Verlauf des Reibkoeffizienten ist aus der Abbildung 35 zu entnehmen und zeigt eine gute Korrelation zum Verschleißvolumen bzw. zu den identifizierten Verschleißmechanismen. Der abrasive Verschleiß bei niedrigen Temperaturen ist mit einem relativ hohen Reibkoeffizienten verbunden. Im Hochtemperaturbereich sind die Reibkoeffizienten um ca. 50% niedriger und liegen – in Anbetracht der Streuung – im gleichen Bereich für unbeschichtete, einseitige und beidseitige Paarungen. Einzeltests wurden mit kleineren Reibamplituden durchgeführt, mit dem Ziel, die simulierte Relativbewegung am Deckband besser anzunähern. Dies stellte eine Herausforderung bezüglich der Teststabilität dar. Nach einer Anpassung der Probengeometrie konnten stabile Versuche durchgeführt und ausgewertet werden. Die Auswertung dieser Einzelversuche zeigt, dass in diesem Amplitudenbereich der Reibkoeffizient nicht beeinflusst wird.

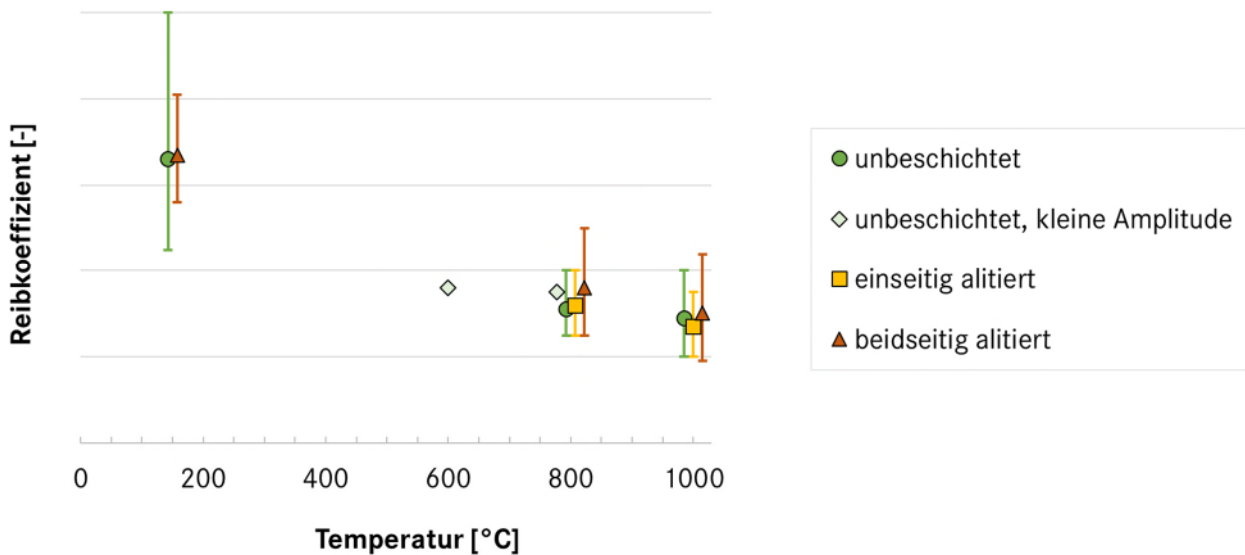


Abbildung 35: Darstellung des ermittelten Reibkoeffizienten über der Temperatur für die Paarung SC2000-SC2000 in unterschiedlichen Beschichtungszustände (typische Werte und Streuung).

Die Reibverschleißtests im Labor bilden keine Turbinenatmosphäre mit Abgasen aus der Brennkammer nach, sondern laufen bei Temperatur in normalen Luftbedingungen. Es wurde festgestellt, dass die Schaufelkontaktflächen aus dem Feld und das Material in Oberflächennähe primär oxidiert sind. Dabei wurde keine nennenswerte Adhäsion bzw. Materialübertrag festgestellt. Infolgedessen bilden die Verschleißergebnisse den realen Fall nicht dar.

Was die Anwendung der Reibkoeffizienten anbelangt wurde folgender Ansatz verfolgt. Nach der Modellvorstellung des drei-Körper-Kontakts [2-4] wird die Reibung durch den Scherwiderstand im Kontakt bzw. durch die Viskosität des dritten Körpers bestimmt. In dem Fall sind die obersten Mikrometer unter der Oberfläche relevant. Unter den Annahmen, dass erstens die Versuche unter betriebsrelevanten Prüfparametern (Werkstoffe, Temperatur, Kontaktdruck, Amplitude, Reibenergie) durchgeführt werden und dass zweitens die generierte oberste Oxidschicht zwischen Laborproben und Gasturbinenschaufeln vergleichbar ist (Mikrostruktur, Chemie), kann die Reibung aus den Labortests als valid für den Gasturbinenfall betrachtet werden. Die erste Annahme gilt aufgrund der Versuchsdefinition. Um die zweite Annahme zu bestätigen, wurden Nachuntersuchungen von Probenschliffen (anhand REM) getätigt. In Abbildung 36 ist der Vergleich Proben von Gasturbine im Betrieb zu Laborproben für den unbeschichteten SC2000 Werkstoff dargestellt. In beiden Fällen ist die oberste Lage (oberhalb der gelb gestrichelten Linie) reich an Kobalt und verarmt an Chrom und Aluminium. Die gleiche Analyse von alitierten Schaufeln und Proben zeigte in beiden Fällen eine chemisch homogene oberste Oxidschicht, mit quantitativ vergleichbaren Elementverteilungen (Al, Cr, Co, Ni). Im Vergleich zum unbeschichtetem Werkstoff wurde keine Kobalt-Anreicherung gemessen.

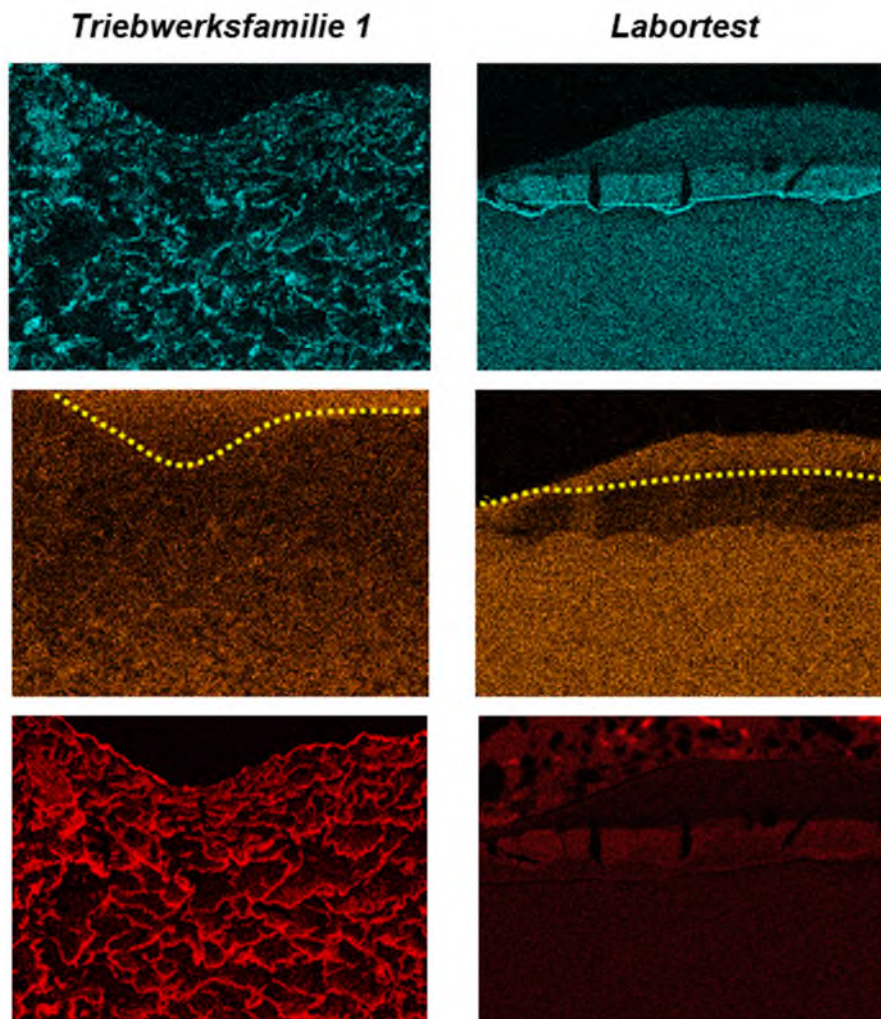


Abbildung 36: SC2000 unbeschichtet. Vergleich Schlifflinien aus Gasturbinenschaufel (links) und Laborproben nach Frettingversuch im Hochtemperaturbereich (rechts). REM-EDX Mappings der Elemente Nickel (oben), Chrom (Mitte) und Kobalt (unten). Je höher die Farbintensität, desto höher die Konzentration der jeweiligen Elemente.

3.1.3.2 AP 4.6.3 Erweiterung der Verschleißmodelle

Erweiterung der Reibverschleißmodelle

Das Verständnis zu den Verschleißerscheinungen an den Deckbändern der Niederdruckturbinenlaufschauflern aus drei analysierten einkristallinen Werkstoffen, mit und ohne Aluminiumdiffusionsschicht hat sich dank intensiver Zusammenarbeit mit dem Field Support von MTU Aero Engines deutlich verbessert und teilweise signifikant verändert. In der Abbildung 37 sind die charakteristischen Abbildungen von drei signifikanten Verschleißzwischenzuständen dargestellt.

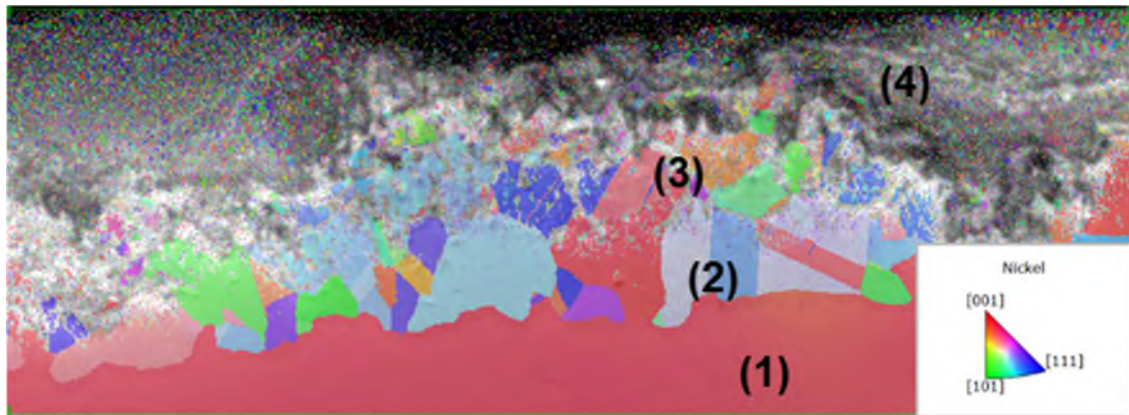


Abbildung 38: Schädigungsdarstellung an den analysierten Deckbändern (1) Einkristall (unbeschädigt), (2) Einlagige Schicht von rekristallisierten und nicht oxidierten Körnern, (3) Mehrlagige Schicht von rekristallisierten Körnern mit Korngrenzenoxidation, (4) Oxidaufwuchs

Nach der Feststellung, dass es sich bei den zu analysierenden Bauteilen und Randbedingungen nicht um klassische Materialabtrag bzw. Materialübertrag sondern um oxidationsbasierte Schädigungen in die Tiefen bzw. Anwuchs von Oxiden handelt, wurde im Projekt untersucht, ob diese Schädigung ähnlich wie abrasiver und adhäsiver Reibverschleiß mit der in den Kontakten dissipierten Energie korreliert. Nach der Feststellung, dass es nicht der Fall ist, wurden empirische Modelle basierend auf der Service Erfahrungen erstellt und durch Übereinstimmung dieser Modelle bei zwei Triebwerksfamilien verifiziert. Es ist nämlich gelungen, die Schädigungstiefen durch die Umrechnung über die Temperatur anhand von Oxidationsmodellen für dieselben Kontaktpaarungen, eingesetzt bei mehreren Gasturbinen, auf eine graphische Darstellung zu bringen. In der Abbildung 41 ist so eine gemeinsame Darstellung für die Kontaktpaarung SC2000-SC2000 ohne Alitierung exemplarisch dargestellt.

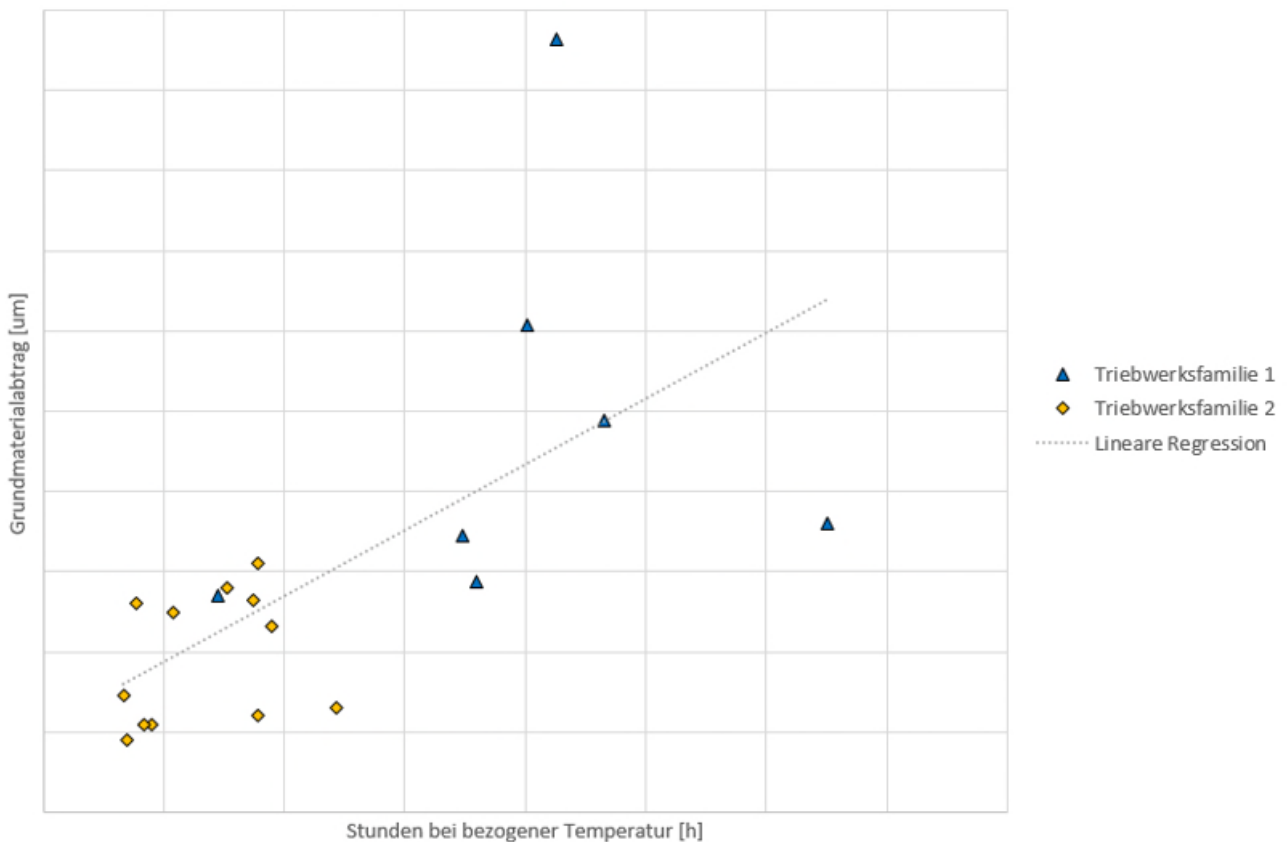


Abbildung 39: Verallgemeinerte Darstellung der Schädigung für die Paarung SC2000-SC2000 an zwei Gasturbinen.

Dabei wurde festgestellt, dass die Schädigungstiefen für dieselben Kontaktpaarungen sehr gut miteinander korrelieren (lineare Regression, siehe Abbildung 39) und im Wesentlichen nur von der Servicezeit abhängig sind. Die Unterschiede in den Kontaktparametern wie Kontaktdruck oder Kontaktfläche sind dabei nicht signifikant. Diese Korrelation gilt bis zu den signifikanten Ausbrüchen von Oxiden in den Kontaktflächen bzw. Veränderung der Kontaktkinematik infolge Oxidangriffen auf die ursprünglich kontaktfreie Flächen.

Weiterentwicklung Bewertungsmethodik Kontaktpaarungen 1-3 sowie Aliterschicht

Zu den wesentlichen Erkenntnissen im Projekt gehört, dass:

- 1) Für die analysierten Kontaktpaarungen und Randbedingungen es sich weder um einen abrasiven noch um einen adhäsiven Verschleiß handelt, sondern um eine spezielle Art der Oxidation, auch „Fretting-Korrosion“ genannt. Die Auswirkungen sind weder Mate-

rialabtrag noch Materialübertrag, sondern mehr-schichtige oxidationsartige Schädigungen in die Materialtiefe (siehe AP4.6.2), welche durch die Kontakteinwirkungen und/oder Thermoschocks teilweise ausbrechen können.

- 2) Diese Schädigung lässt sich durch die vereinheitlichte Darstellung über die Temperatur und Dauer für jeweilige Paarungen darstellen (siehe AP4.6.3), jedoch lediglich bis zu den partiellen Ausbrüchen. Somit konnte kein werkstofftechnisches Modell zum Fortschreiten von Verschleiß entwickelt werden.

Stattdessen wurde im Arbeitspaket 4.6.3 eine Bewertungsmethodik entwickelt, die es nun ermöglicht, jeden Zwischenstand in der Entwicklung von Verschleiß an den Außendeckbändern aus den drei untersuchten einkristallinen Werkstoffen, beschichtet mit einer Alitierschicht oder nicht beschichtet, zu analysieren. Es wurde festgestellt, dass diese Bewertungsmethodik sich für die analysierten Kontaktpaarungen lediglich durch die Änderungen der Kontakte, zum Beispiel bei Oxid-Anwuchs bzw. Oxid-Ausbrüche sowie Modellierung der einzelnen Reib- und/oder Stoßkontakte unterscheidet.

Die entwickelte Methodik wurde in einem Workflow zusammengefasst (Abbildung 40) zusammenfassend dargestellt und wird nun im Einzelnen erklärt.

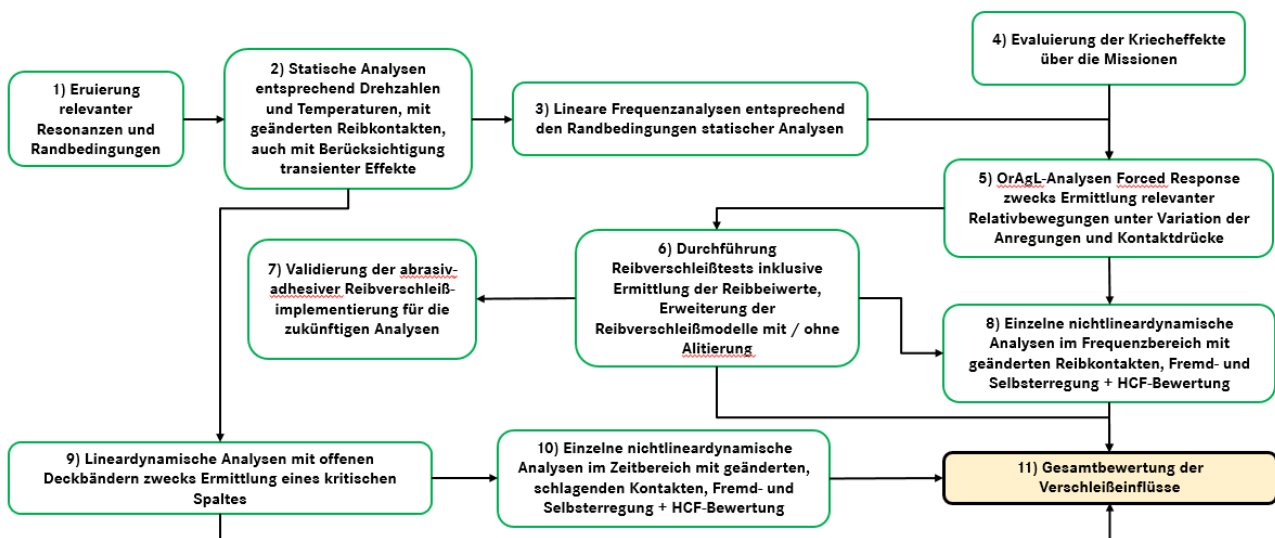


Abbildung 40: Workflow Bewertung der Verschleißeinflüsse

- 1) Eruiung relevanter Resonanzen und Randbedingungen erfolgt basierend auf den Ergebnissen der Stresstest vor der Zulassung. Ausschlaggebend dafür sind folgende Parameter: Dauer der Verweilung in der jeweiligen Resonanz während einer Mission, Beweglichkeit an den Reibkontakten, Temperatur. Die zusammenfassende Darstellung dazu liefert ein Campbell-Diagramm, exemplarisch dargestellt in der Abbildung 41.

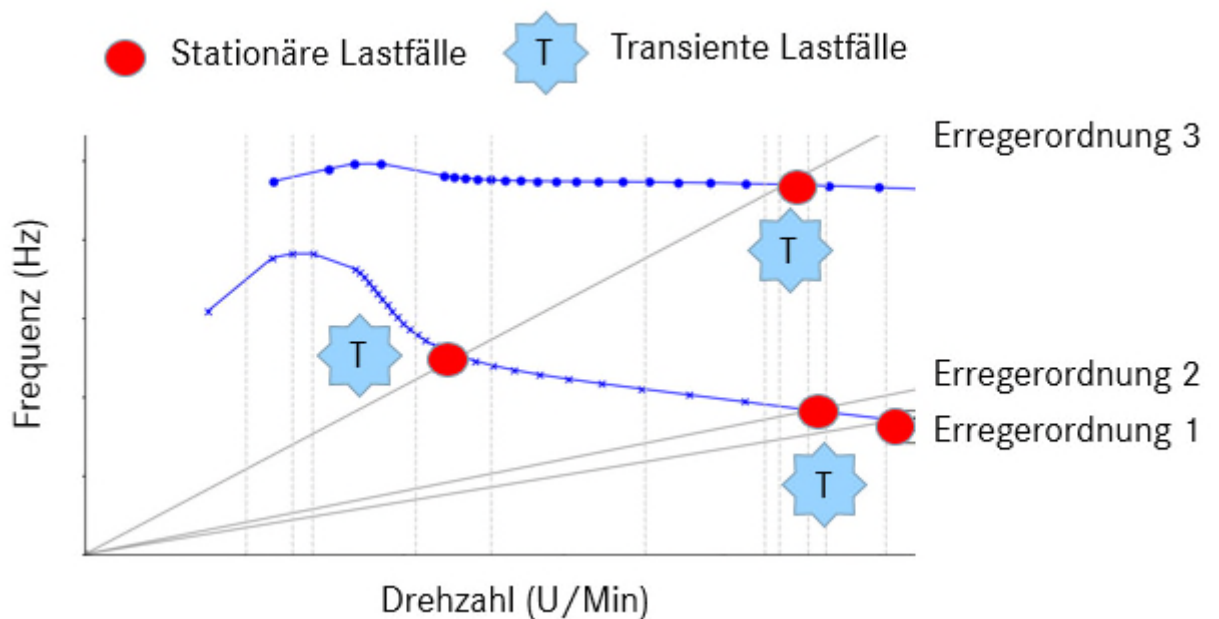


Abbildung 41: Exemplarisches Campbell-diagramm mit unterschiedlichen Lastfällen.

- 2) Statische Analysen werden für die im Punkt 1) ermittelten Resonanzen zu den relevanten Randbedingungen durchgeführt, dazu gehört auch die Berücksichtigung der transienten Effekte, unter anderem deren Einfluss auf die Temperaturverteilungen. Eine beispielhafte Darstellung der Deckbandpositionen im Vergleich kalt und unter relevanter statischer Lasten wurde in der Abbildung 42 festgehalten. Ein Weiterer wichtiger Punkt dabei ist die Berücksichtigung (falls relevant) der Schädigungsausbreitung auf die ursprünglich kontaktfreien Flächen (schematische Darstellung siehe Abbildung 43).

Grün: kalte Geometrie
Blau: heiße Gas-Last, Fliehkraft

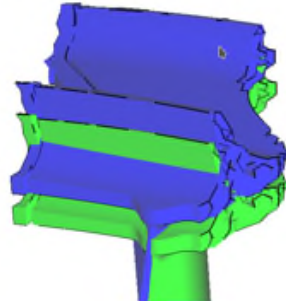


Abbildung 42: Eine vergleichende Darstellung der Deckbandpositionen kalt und unter relevanten Lasten.

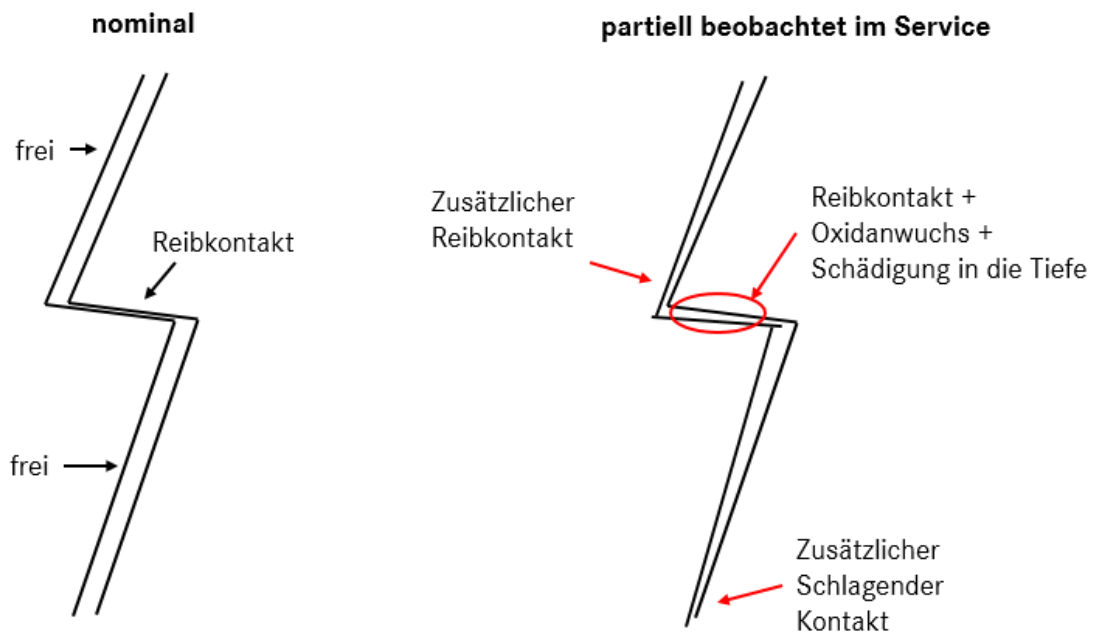


Abbildung 43: Schematische Darstellung der Veränderung der statischen Gleichgewichtslagen und der Kontaktkinematik bei fortschreitender Schädigung an den Deckbändern.

- 3) Lineare Frequenzanalysen entsprechend den Randbedingungen statischer Analysen beinhalten neben den Drehzahlen und Temperaturen auch die in den statischen Analysen ermittelten Gleichgewichtslagen. Für die dabei ermittelten Frequenzen und Schwingungsformen liegen bereits die aeroelastischen Forced Response Analysen vor.
- 4) Evaluierung der Kriecheffekte erfolgt entsprechend den Auslegungs- und Missionsdaten, sowie Erfahrungen aus dem Service und kann die Kontaktdrücke sowie

eventuell auch Frequenzen und Schwingungsformen beeinflussen. Falls letztere signifikant sind, müssen statische Analysen, lineare Frequenzanalysen und Forced Response Analysen gegebenenfalls wiederholt werden.

- 5) Die ersten nichtlinear-dynamischen Analysen pro Resonanzfall stellen einen Hilfspunkt dar: zum einen, werden hierbei die Charakteristiken der Kontakt-Kinematik (Stick-Slip-Separation Anteile in den Kontakten) festgestellt, zum anderen die Energiedissipationen pro Kontaktstelle über eine Mission ermittelt – um die Signifikanz bei der Gesamtverschleißbewertung zu eruieren - sowie um die Parameter für die Verschleißtests im Labor (Punkt 6, AP4.6.2) zu gewinnen. Eine exemplarische Darstellung der Haften-Gleiten-Separation-Anteile an einer Kontaktstelle über einen Schwingungszyklus und Drehzahl befindet sich in der Abbildung 44. Zur Charakterisierung werden derartige Bewertungen für alle relevanten Resonanzen herangezogen.

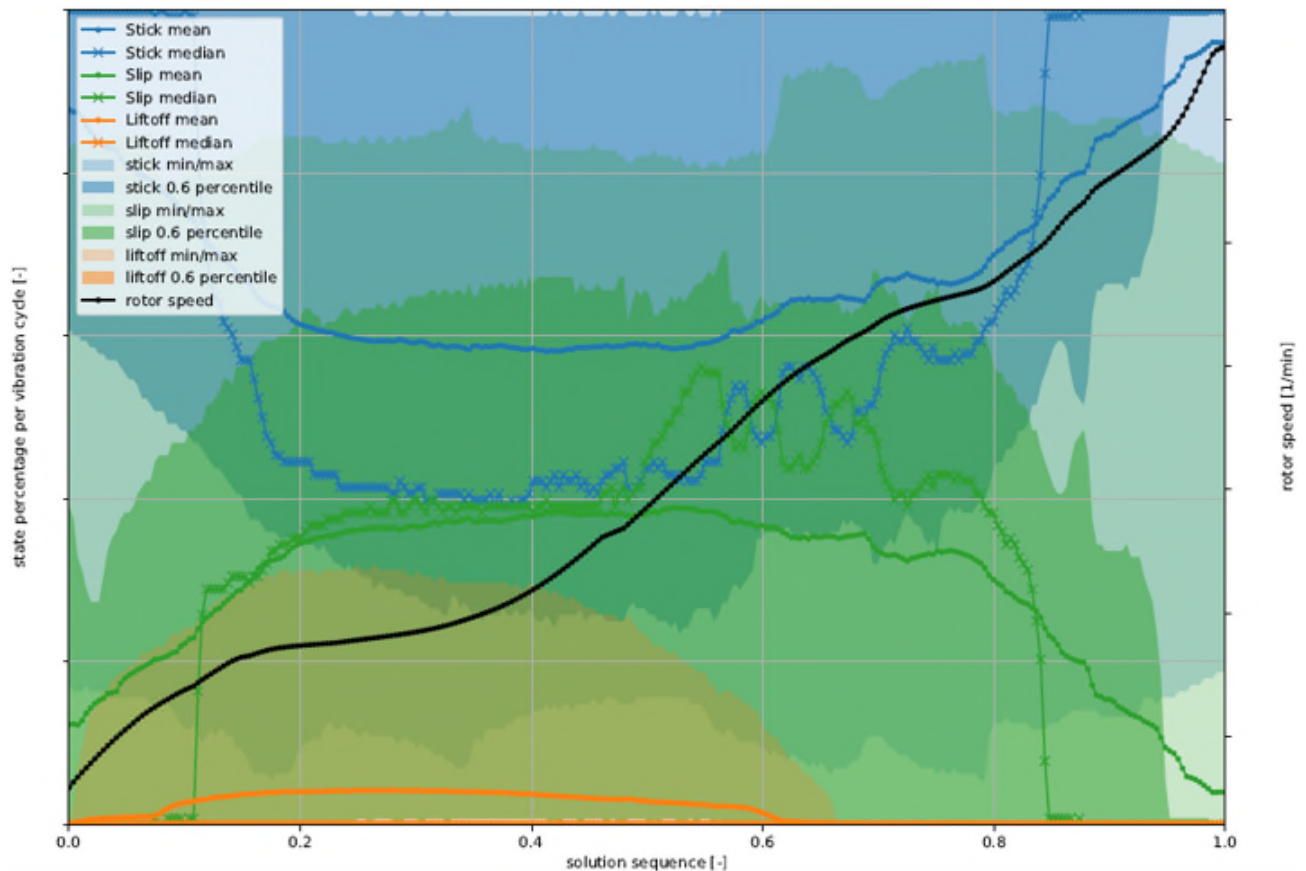


Abbildung 44: Eine exemplarische Darstellung der Kinematik von einem Kontakt über eine Resonanz als Gleiten-Haften-Separation-Anteile über einen Schwingungszyklus und Drehzahl.

In der Abbildung 45 ist ein Beispiel der Energiedissipationsermittlung pro Resonanz und Mission dargestellt. Zunächst wird die Zeit in einer Resonanz während einer Mission mithilfe von Monte-Carlo Simulationen ermittelt, dann eine typische Energiedissipation direkt in der Resonanz, ermittelt durch eine nichtlinear-dynamische Simulation. Anschließend werden beide Graphen mit entsprechenden Skalierungen und Aufsummieren zusammengebracht.

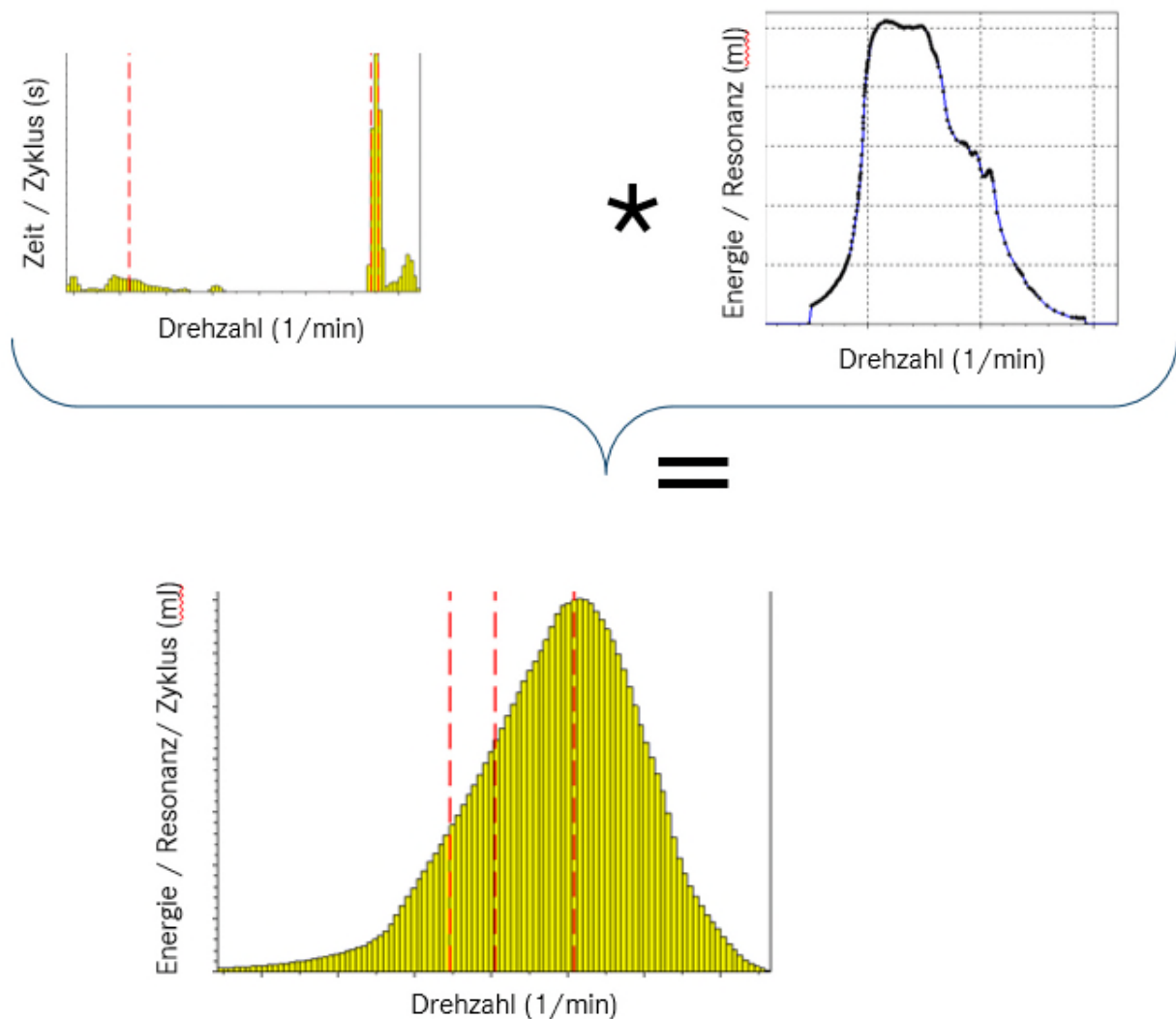


Abbildung 45: Beispielhafte Ermittlung der Energiedissipation pro Resonanz und Mission.

- 6) Durchführung Reibverschleißtests inklusive Ermittlung der Reibbeiwerte, Erweiterung der Reibverschleißmodelle mit / ohne Alitierung stellt Inhalt des AP 4.6.2 dar.
- 7) Validierung der abrasiv-adhesiver Reibverschleiß-Implementierung für die zukünftigen Analysen stellt den Inhalt des AP 4.6.4 dar und wird in diesem Bericht im Abschnitt G beschrieben.

- 8) Nachdem die Punkte 1) bis 6) des Workflows durchgeführt wurden liegen ausreichende Informationen vor, um einen beliebigen Zwischenpunkt aus dem Service, bei dem die Deckbänder noch nicht schlagen, zu bewerten. Dazu werden einzelne nichtlineardynamische Analysen im Frequenzbereich mit entsprechend dem Datenpunkt geänderten Reibkontakten, Fremd- und gegebenenfalls auch Selbsterregung durchgeführt. Basierend darauf erfolgt die HCF-Bewertung und werden anschließend die für das einzelnes Bauteil, eine einzelne Laufstufe oder einen Teil der fliegenden Flotte die Entscheidungen über den weiteren Betrieb getroffen.
- 9) Eine separate Situation kann sich einstellen, wenn die Deckbänder von Niederdruckturbinenlaufschaufeln aufgrund von Verschleiß (ausgebrochene Oxide), Kriecheffekte und anderen Alterungsprozessen nicht mehr im dauerhaften Kontakt sind, sondern bei einigen Randbedingungen (Drehzahlen, Resonanzen, Schwingungsformen) aufeinander schlagen. Diese Situation wird in den Punkten 9) und 10) des Workflows analysiert. Zunächst werden als Punkt 9) die lineardynamischen Analysen mit offenen Deckbändern zwecks Ermittlung eines kritischen Spaltes durchgeführt. Dies ist die Ermittlung von einem Worst-Case Fall, wo der Spalt eventuell so groß ist, dass die Deckbänder nicht mehr aufeinander schlagen. Zusätzlich werden in diesem Punkt bei Bedarf auch nichtlinear-dynamische Analysen mit verbliebenen Reibkontakten (Fuß-Scheibe, eventuell Schaufel-Dämpfer) und basierend darauf die HCF-Bewertung durchgeführt.
- 10) Im letzten Punkt wird der Fall untersucht, wo die Deckbänder weder geschlossen noch völlig frei sind, sondern es zumindest teilweise zu den schlagenden Kontakten kommt. In diesem Fall bedarf es nichtlinear-dynamischen Simulationen im Zeitbereich, weil bei schlagender Dynamik ein Großteil der möglichen Lösungen nicht mehr periodisch ist. Die, im Vorgängerprojekt ECOFLEX-Turbo, Vorhaben-Nr. 4.1.13 "Modellierung Verschleiß bei dynamischer Belastung, Part D Effiziente Methoden für die Schwingungsanalyse bei unzeitigem Kontakt" [FKZ 03ET7091E] entwickelte innovative Kontaktmodellierung für die schlagende Dynamik wurde in das Tool NOSTIA implementiert und für die Bewertungen sowie numerische Validierung im AP 4.6.4 angewandt.

3.1.3.3 AP 4.6.4 Validierung

Validierung der Reibverschleißmodelle

Obwohl für die Randbedingungen an den Deckbändern von relevanten Niederdruckturbinenlaufschaukeln, wie es sich im Projekt herausgestellt hat, nicht relevant (da für die untersuchte Bauteilgruppe kein abrasiver/abhesiver Reibverschleiß nachweisbar war), wurde entschieden, ein energetisch basiertes Reibverschleißmodell im Rahmen von diesem Arbeitspaket wie geplant in einem Laboraufbau mit signifikantem dynamischen Verhalten zu validieren, da dieses für andere Bauteilgruppen von Relevanz sein kann. Im Vorprojekt ECOFLEX-Turbo, Vorhaben-Nr. 4.1.13 "Modellierung Verschleiß bei dynamischer Belastung", Part A „Modellierung Verschleiß bei dynamischer Belastung - Empirische Entwicklung physikalisch basierter Abtragsmodelle“ [FKZ 03ET7090C] wurde ein vorhandener Prüfstand mit der Möglichkeit, Verschleiß unter dynamischem Verhalten zu generieren, auf die Tests mit Reibkontakten modifiziert (Abbildung 46).

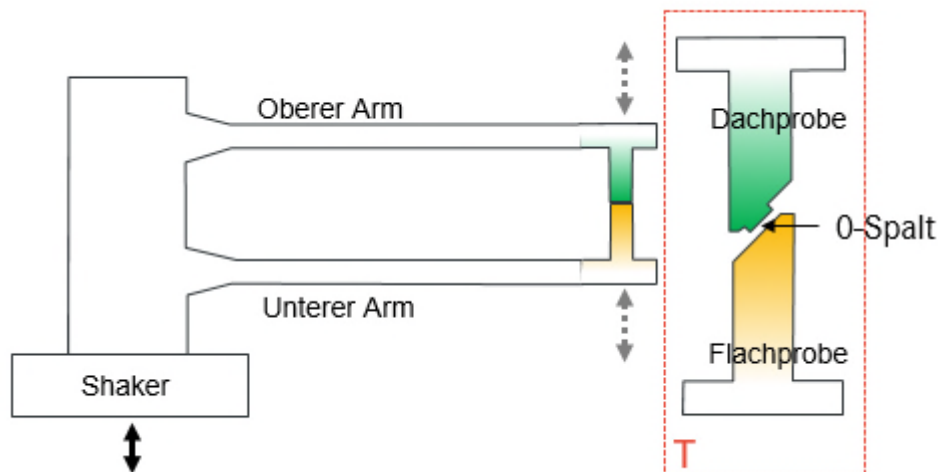


Abbildung 46: Schematische Abbildung des Labor-Tests mit signifikantem dynamischen Verhalten zur Generierung von reibungsinduziertem Verschleiß

Im Arbeitspaket AP4.6.2. wurden für eine der Paarungen unter resonanten Randbedingungen und Raumtemperatur zwei Reibverschleißtests (außerhalb und nahe einer der Resonanzen) durchgeführt und in beiden Fällen einen ausreichenden abrasiven Verschleiß erreicht. Aus der Dynamik und Validierungssicht ist der Verschleiß nahe der Resonanz relevant. In der Abbildung 47 sind die Vermessungen der verschlissenen Probe aus dem Test

nahe Resonanz den Modellierungen im nichtlinear-dynamischen Tool OrAgL gegenüber gestellt: 1) Kontaktdruckverteilung gemessen vor dem Verschleißtest, 2) Kontaktdruckverteilung modelliert vor dem Verschleißtest, 3) Optische Vermessung der Probe nach dem Verschleißtest, 4) Kontaktdruck vermessen nach dem Verschleißtest, 5) Kontaktdruck modelliert nach dem Verschleißtest.

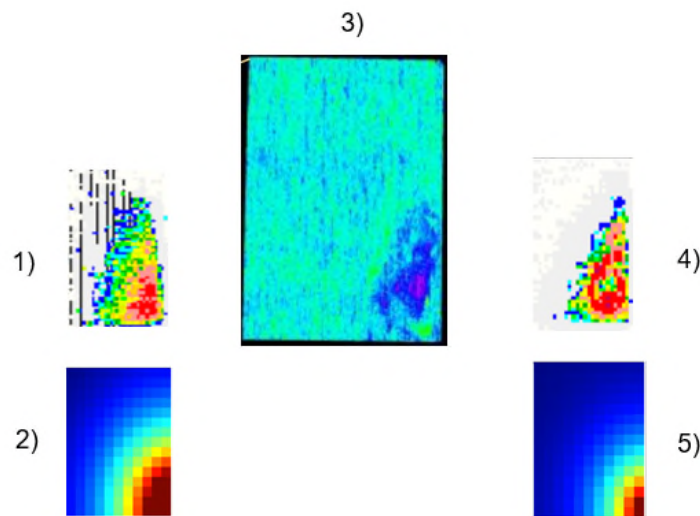


Abbildung 47: Vermessungen und Modellierungen einer der Kontaktflächen vor und nach dem Verschleißtest

Die unregelmäßige Verschleißbildung ist der nicht perfekten Probenausrichtung geschuldet. Auch wenn es direkt geplant war, bildet es doch eher die Realität ab: an den Deckbändern gibt es aufgrund Fertigungsabweichungen und Kontaktverstimmung selten perfekte Kontakt- bzw. Verschleißbilder. Bei den Tests wurde darüber hinaus festgestellt, dass bis zu einem gewissen Wert vom Materialverlust dieser linear zunimmt, dann kommt es zu einer neuen Kontaktsituation mit Abfall von Kontaktkraft (Abbildung 48). Mit einem Modellierungssatz lässt sich zunächst die erste Steigung simulieren (Abbildung 49). Aufgrund der schlagartigen Kontaktsituationsänderung muss diese extra abgebildet werden. Bei der Simulation gibt es eine Unsicherheit hinsichtlich experimentell energetisch basierter Abtragskonstante, welche noch statistisch abgesichert werden muss. Aus diesem Grund erfolgt die Darstellung normiert über diesen Parameter.

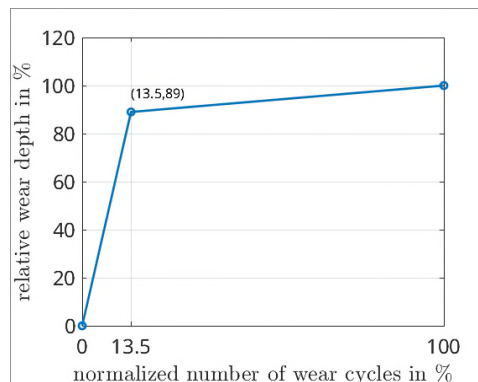


Abbildung 48: Verlauf des Materialabtrages im Verschleißtest.

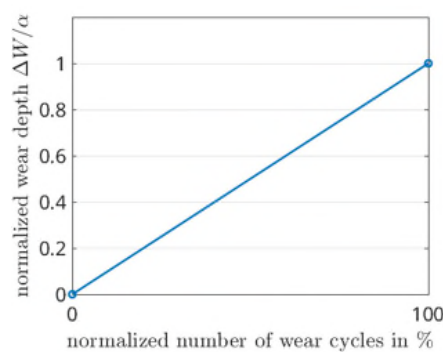


Abbildung 49: Simulation Materialabtrag.

Validierung schlagende Dynamik

Die im selben Vorgängerprojekt ECOFLEX-Turbo 4.1.13 validierte Kontaktformulierung und Berechnungsmethodik wurde im AP4.6.2 für die Analysen der Beschaukelungen mit schlagenden Kontakten erweitert, final implementiert und an relevanten Kontaktpaaren numerisch validiert. Zum einen wurden schlagende Kontakte in einfacheren Modellen, die mit derselben Kontaktformulierung wie im Tool NOSTIA in vorliegenden Projekt implementiert wurden, auch mit dem Finite Elemente Tool CalculiX simuliert, wo dieselbe Kontaktformulierung im Rahmen von ECOFLEX-Turbo, Teilvorhaben: InnoTurbinE, AP2.3a „Dynamische Kontaktrechnung in der Auslegung und Kontaktmodellierung mit Mikroschlupf“ FKZ 03EE5040B implementiert und validiert wurde. Nach der Übereinstimmung der Ergebnisse konnten die schlagenden Kontakte an den Deckbändern von realen Schaufeln simuliert werden. In der Abbildung 50 ist eine im Zeitbereich simulierte Resonanzdurchfahrt im Vergleich zur Analyse mit demselben Modell im Frequenzbereich dargestellt. Geplottet sind Schwingungsverläufe an den gleichen charakteristischen Knoten von vier benachbarten Deckbän-

dern und die zyklisch symmetrisch gerechnete im Frequenzbereich gerechnete Schwingung. Da im Frequenzbereich nur periodische Schwingungen analysiert werden können und die schlagende Dynamik sehr häufig zu nichtperiodischen Schwingungen führt, sind hierbei wie erwartet deutlich Unterschiede zwischen diesen Ansätzen aufgetreten. Somit wurde erneut bewiesen, dass bei schlagenden Kontakten im Zeitbereich simuliert werden muss.

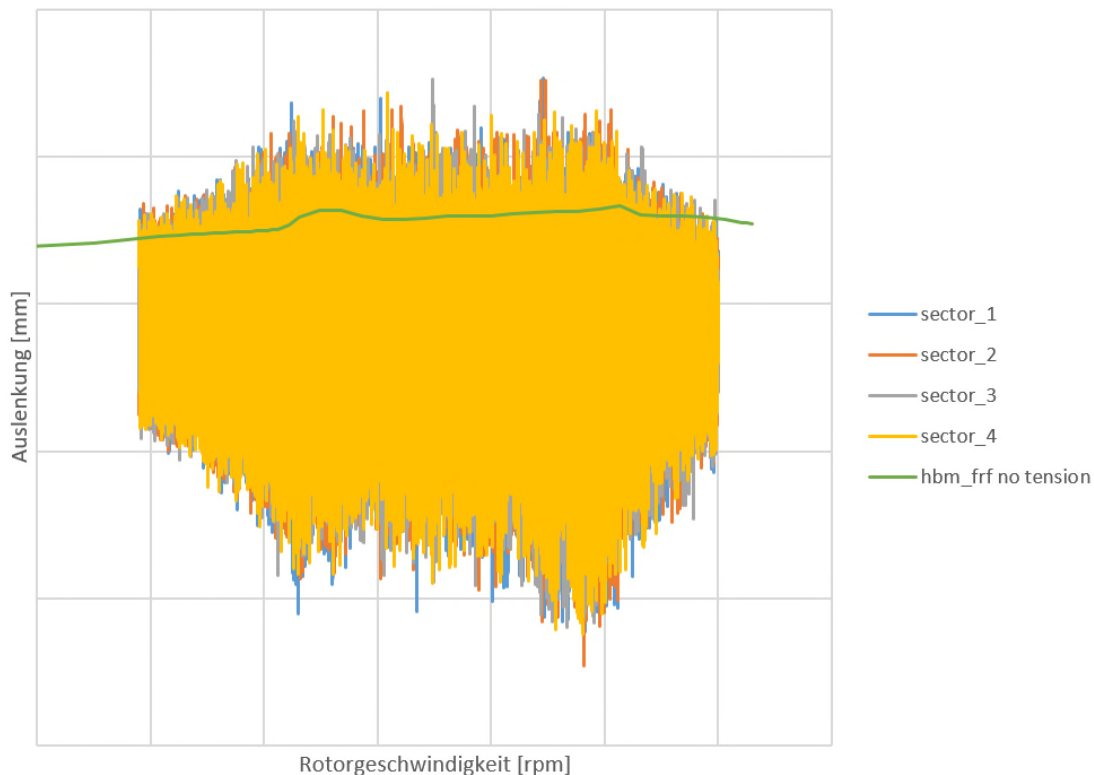


Abbildung 50: Simulationen im Zeit- und Frequenzbereich (grüne Kurve) einer Resonanzdurchfahrt von einer Niederdruckturbionenlaufstufe mit schlagenden Deckbändern.

In der Abbildung 50 wurden die Resonanzdurchfahrtszeit und die Kreisfrequenz der Frequenzbereichslösung zur selben Größe „Rotorgeschwindigkeit“ umgerechnet, um die gemeinsame Darstellung zu ermöglichen. Die Darstellung der normalen Kontaktkraft in einem Abschnitt der Simulation im Zeitbereich in der Abbildung 51 sowie der Kontaktkinematik der Kontaktknoten in der Abbildung 52 weisen die Stoßkontakte nach: in der Abbildung 51 sind impulsartige Kraftverläufe, in der Abbildung 52 vollständiges Separieren aller Kontaktknoten, dies ist in einem der relevanten Bereichen als Beispiel eingekreist.

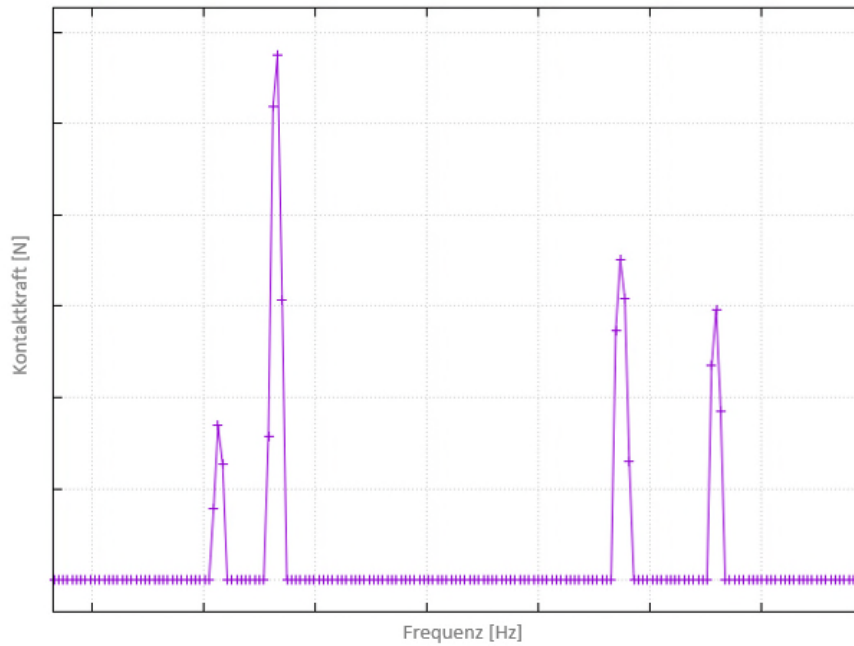


Abbildung 51: Normale Kontaktkraft an einem der Kontaktknoten, Abschnitt aus einer Simulation im Zeitbereich mit Umrechnung der Zeit auf die Drehfrequenz.

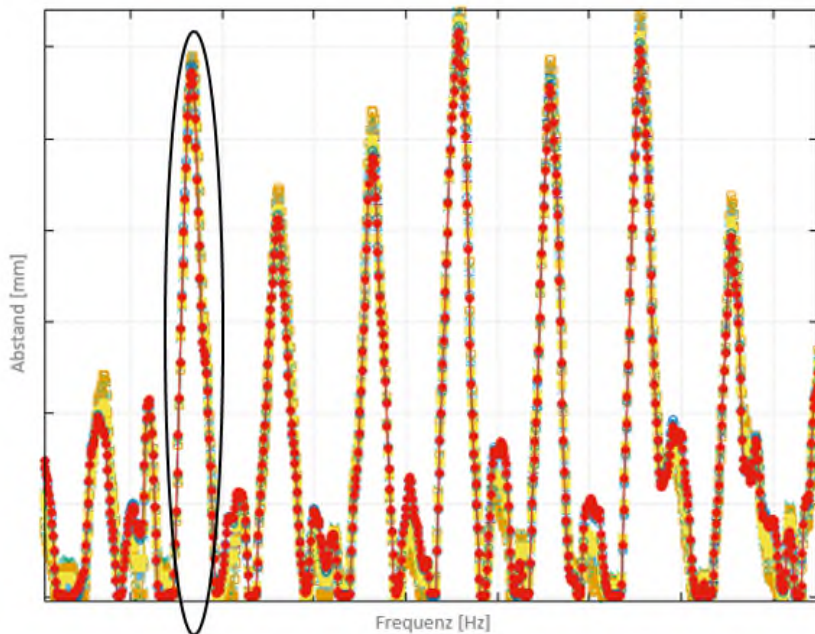


Abbildung 52: Kinematik aller Kontaktknoten einer Deckbandkontaktpaarung, Abschnitt aus einer Simulation im Zeitbereich mit Umrechnung der Zeit auf die Drehfrequenz.

MTU ist damit in der Lage schlagende Kontakte zu bewerten (z.B. an den Außendeckbändern von den NDT –Laufschaufeln), welche sich auch als Folge von fortgeschrittenem Verschleiß bilden.

4 Literaturverzeichnis

- [1] S. Fouvry et al, An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts, *Wear* 255 (2003)
- [2] F.P. Bowden: A review of the friction of solids, *Wear* 1, 1958
- [3] Godet, The third-body approach: A mechanical view of wear, *Wear* 100, 1984
- [4] Berthier, Third-Body Reality - Consequences and Use of the Third-Body Concept to Solve Friction and Wear Problems, *Wear-materials, mechanisms and practice*, 2005
- [5] Thermocoax: Temperature Measurements Solutions. Which thermocouple to choose from. Product brochure, 2017