

# VALIDIERUNG EINES PERFORMANCEMODELLS FÜR EIN TURBOFANTRIEBWERK IM TIEFEN TEILLASTBEREICH

R. Köhli, S. Staudacher  
Universität Stuttgart, Institut für Luftfahrtantriebe  
Pfaffenwaldring 6, 70569 Stuttgart

H. Schulte, K.-J. Schmidt  
MTU Aero Engines GmbH & Co. KG  
Dachauer Straße 665, 80995 München

## ZUSAMMENFASSUNG

In der vorliegenden Arbeit wird die Validierung eines Performancemodells im tiefen Teillastbereich vorgestellt. Die Validierung erfolgt dabei mittels des gleichen ANSYN-Analyseschemas, mit dem das Leistungsverhalten des Triebwerks auch im oberen Lastbereich analysiert wird. Allerdings ist hierbei ein zusätzlicher Kalibrierungsschritt notwendig, da die Charakteristiken der Turbomaschinen im Teillastbereich zunächst unbekannt sind und anhand von Triebwerkstestdaten analysiert werden müssen.

Neben den Turbomaschinenkennfeldern müssen vor allem auch die Luftmengen im sekundären Luftsystem an die im Teillastbetrieb geänderten Verhältnisse angepasst werden. Die Modellierung von Mischer und Düse ist ebenfalls problematisch, da keine der gängigen und im oberen Lastbereich eingesetzten Modellierungen die Strömungsverhältnisse im Sub-Idle genau beschreibt.

Das validierte Performancemodell zeigt eine sehr gute Übereinstimmung mit Testdaten, was durch einen Vergleich der im Windmilling auftretenden Niederdruck- und Hochdruckwellendrehzahlen nachgewiesen wird.

Ein Vergleich des Einflusses, den die einzelnen Turbo-komponenten auf das Windmillingverhalten des Triebwerks haben, zeigt, dass vor allem die Gesamtgrößen wie z.B. der Widerstand oder der Gesamtdurchsatz primär durch den Fan bestimmt werden, wohingegen die anderen Komponenten in erster Linie den Betriebspunkt der Hochdruckwelle festlegen.

## NOMENKLATUR

### Formelzeichen

$A$	[m <sup>2</sup> ]	Querschnittsfläche
$c$	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
$c_D$	[-]	Flächenbeiwert
$c_p$	[J/kgK]	Spezifische Wärmekapazität
$F$	[N]	Schub
$h$	[J/kg]	Spezifische Totalenthalpie
$k$	[-]	Konstante
$\dot{m}$	[kg/s]	Massenstrom
$M$	[Nm]	Drehmoment
$P$	[N/m <sup>2</sup> ]	Totaldruck
$R$	[J/kgK]	Spezifische Gaskonstante
$T$	[K]	Totaltemperatur
$u$	[m/s]	Mittlere Umfangsgeschwindigkeit

## Griechische Symbole

$\varphi$	[-]	Volumenzahl, $c_{ax}/u$
$\eta$	[-]	Wirkungsgrad (isentrop)
$\mu$	[-]	Nebenstromverhältnis
$\pi$	[-]	Druckverhältnis
$\psi$	[-]	Druckzahl, $\Delta h/u^2$

## Abkürzungen

$n_{red}$	Reduzierte Drehzahl, $n/\sqrt{RT}$
$\dot{m}_{red}$	Reduzierter Massenstrom, $\dot{m}\sqrt{RT}/PA$
$\Delta h_{red}$	Reduzierte spezifische Arbeit, $\Delta h/RT$

## Indices

0	Umgebung
9	Düse
ax	axial
is	isentrop
N	netto
T	Turbine
V	Verdichter

## 1. EINLEITUNG

Bei der Entwicklung moderner Turboflugtriebwerke werden zur Kostenreduktion immer kürzere Entwicklungszeiten angestrebt. Das Ziel dabei ist, durch den Einsatz geeigneter Rechenverfahren das Betriebsverhalten sowohl einzelner Komponenten, wie z.B. Verdichter und Turbinen, als auch das Verhalten des Gesamttriebwerks möglichst genau vorherzusagen. Dadurch kann auf zeit- und kostenintensive Versuche weitgehend verzichtet werden, so dass diese im Idealfall nur noch zum experimentellen Nachweis der zuvor berechneten Leistungswerte dienen.

Im Fall der Gesamttriebwerksleistung werden zur Berechnung sog. Leistungsberechnungsverfahren eingesetzt, die das Leistungsverhalten des Gesamttriebwerks aus einer Synthese der Betriebscharakteristika seiner einzelnen Komponenten ermitteln. Die heute im Einsatz befindlichen Verfahren erlauben das stationäre und instationäre Betriebsverhalten des Triebwerks zu berechnen, wobei die Genauigkeit der verwendeten Berechnungsmodelle durch einen Abgleich mit Triebwerkstestdaten sichergestellt wird.

Bei der Berechnung der Triebwerksleistung steht in der Regel der Betriebsbereich zwischen Leerlauf und Vollast im Vordergrund des Interesses, da in diesem Bereich die Garantiepunkte liegen, die gegenüber dem Flugzeughersteller abgegeben werden.

Bedingt durch die sich stetig verkürzenden Entwicklungszeiten müssen jedoch vom Triebwerkshersteller bereits frühzeitig auch Aussagen zum Betriebsverhalten unterhalb von Leerlauf, dem sog. Sub-Idle Bereich, getroffen werden. So werden z.B. Aussagen zum Widerstand des Triebwerks im Windmillingbetrieb, also bei abgeschalteter Brennkammer, wie auch zu den dann maximal möglichen Leistungs- und Luftentnahmen erwartet. Aber auch in einem späteren Stadium der Triebwerksentwicklung sind Fragestellungen zum Sub-Idle Betriebsverhalten relevant. Mit Hilfe eines Sub-Idle Performancemodells kann z.B. die Wiederezündfähigkeit eines Triebwerks untersucht werden, oder auch eine Optimierung der Verstellgesetze für Bleed, VSV, Kraftstoffzufuhr, etc. vorgenommen werden, ohne aufwändige Testkampagnen durchführen zu müssen.

Genau wie im oberen Lastbereich müssen auch im Sub-Idle Bereich die eingesetzten Rechenmodelle anhand von Testdaten validiert werden. In [5] wurde für ein Zweistromtriebwerk mit kleinem Nebenstromverhältnis beschrieben, wie die Validierung eines Performancemodells im Sub-Idle durchgeführt werden kann. Diese Methode wird nun auf ein modernes Turbofantriebwerk mit Strahlmischung und einem Nebenstromverhältnis von ca. 5 übertragen (Schema in BILD 1), wobei die sich gegenüber [5] ergebenden Unterschiede im Folgenden beschrieben werden.

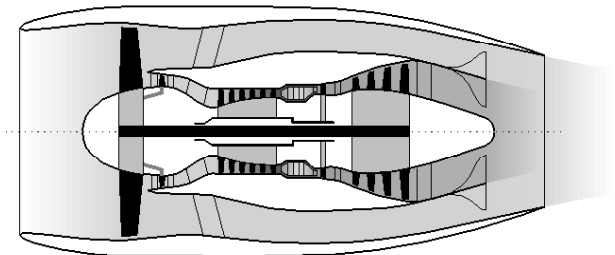


BILD 1. Schema des untersuchten Zweiwellen-Zweistromtriebwerks

## 2. VORGEHENSWEISE

Die Validierung eines Performancemodells erfolgt in der Regel durch Analyserechnungen, bei denen das berechnete Leistungsverhalten des Triebwerks mit gemessenen Leistungswerten verglichen wird (Schema in BILD 2).

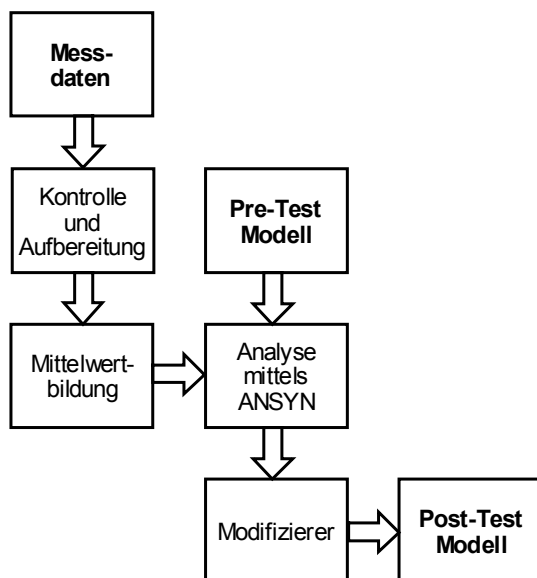


BILD 2. Modellbasierte Analyse mit ANSYN

Am Anfang der Analyse stehen die während des Versuchs aufgenommenen Messdaten und das sog. 'Pre-Test Modell', welches das erwartete Leistungsverhalten des Triebwerks wiedergibt. Die Messdaten werden zunächst auf Plausibilität überprüft und gegebenenfalls aufbereitet, bevor daraus für jede Ebene repräsentative Mittelwerte gebildet werden.

Diese Mittelwerte werden mit den Ergebnissen des Pre-Test Modells in der Analyserechnung verglichen, wobei hier die modellbasierte Analyse ANSYN (ANalysis by SYNthesis) verwendet wird. Der Unterschied zwischen gemessenem und berechnetem Betriebsverhalten wird dabei für jede Triebwerkskomponente durch 'Modifizierer' (Skalierer oder Deltas) beschrieben. Integriert man diese Modifizierer in das Pre-Test Modell, entsteht das validierte 'Post-Test Modell', welches das Betriebsverhalten des getesteten Triebwerks mit hoher Genauigkeit beschreibt.

Das gleiche Vorgehen kann auch bei der Validierung des Performancemodells im Sub-Idle Bereich verwendet werden, wobei hier ein zusätzlicher Kalibrierungsschritt notwendig ist. Anders als im oberen Lastbereich sind nämlich die Charakteristiken der Turbokomponenten im Teillastbereich zunächst unbekannt und müssen, z.B. durch eine Extrapolation, abgeschätzt werden.

Obwohl derartige Extrapolationen grundsätzlich die richtigen Tendenzen liefern, ist die sich dabei ergebende Genauigkeit in der Regel geringer als bei Modellen im oberen Lastbereich. Daher werden zunächst, wie in der Prozesskette in BILD 3 schematisch dargestellt, ein bis zwei Sub-Idle Messpunkte verwendet, um das Betriebsverhalten der Turbokomponenten zu analysieren und die extrapolierten Kennfelder zu überprüfen. Die sich bei dieser ersten Analyserechnung ergebenden Modifizierer werden dazu in die Kennfelder integriert, wodurch die zuvor durchgeführte Extrapolation kalibriert wird. Erst danach steht ein geeignetes Pre-Test Modell zur Verfügung, das in einem zweiten Analyseschritt anhand aller zur Verfügung stehenden Sub-Idle Messpunkte validiert werden kann.

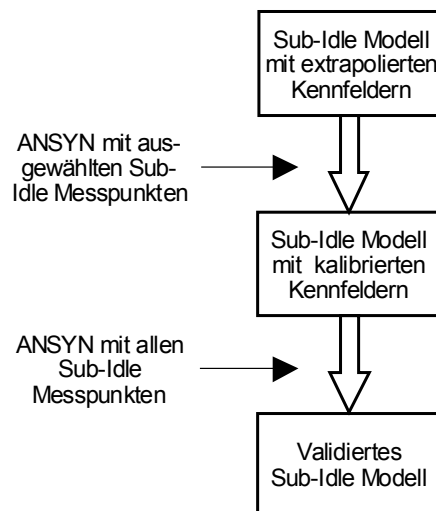


BILD 3. Vorgehen zur Validierung im Sub-Idle Bereich

## 3. KALIBRIERUNG DES TRIEBWERKSMODELLS

Ausgangspunkt für die hier beschriebenen Untersuchungen war ein existierendes Performancemodell des untersuchten Triebwerks, welches im oberen Lastbereich bereits anhand von Testdaten validiert wurde.

In einem ersten Schritt wurde dieses Modell extrapoliert, und anschließend durch Analyserechnungen des Gesamttriebwerks mittels zweier Messpunkte kalibriert. Dabei war das Verhalten der Turbokomponenten von besonderer Bedeutung.

### 3.1. Extrapolation der Turbokomponentenkennfelder

Die Kennfelder der Turbokomponenten werden im Regelfall zunächst rechnerisch ermittelt bzw. durch Skalieren existierender Kennfelder gewonnen, und erst im Laufe der Triebwerksentwicklung durch Rig-Tests verifiziert. Dabei wird jedoch meist nur der obere Lastbereich vermessen, da dieser die Garantiepunkte des Triebwerks enthält. Verifizierte Kennfelder liegen somit im Regelfall nur für den Drehzahlbereich oberhalb Leerlauf vor.

Um aber Leistungsrechnungen mit auf den Komponentencharakteristiken basierenden Leistungsberechnungsprogrammen auch bei niedrigeren Drehzahlen durchführen zu können, ist es notwendig, die Kennfelder für diesen Betriebsbereich zu erweitern, d.h. im Allgemeinen zu extrapolieren.

Das Verhalten einer Turbokomponente lässt sich unter Ausnutzung der Machschen Ähnlichkeitstheorie durch vier Ähnlichkeitsparameter beschreiben. Dazu werden meist die reduzierte Drehzahl  $n_{red}$ , der reduzierte Massenstrom  $\dot{m}_{red}$  sowie zwei der drei Parameter Wirkungsgrad  $\eta$ , Druckverhältnis  $\pi$  und reduzierte spezifische Arbeit  $\Delta h_{red}$  verwendet.

Zwei der letztgenannten Parametern legen dabei den dritten fest, so dass dieser sich rechnerisch ermitteln lässt. Unter Annahme eines konstanten  $c_p$  kann dies z.B. über die Gleichungen

$$(1) \quad \frac{\Delta h_{is}}{RT} = \frac{c_p \Delta T_{is}}{RT} = \frac{c_p}{R} (\pi^{R/c_p} - 1)$$

und

$$(2) \quad \begin{cases} \eta_V = \frac{\Delta h_{is,V}}{\Delta h} & \text{(Verdichter)} \\ \eta_T = \frac{\Delta h}{\Delta h_{is,T}} & \text{(Turbinen)} \end{cases}$$

erfolgen.

Kennfelddarstellungen, die auf diesen Parametern basieren, sind gut geeignet, das Verhalten einer Turbokomponente anschaulich zu beschreiben, lassen sich aber aufgrund fehlender analytischer Beziehungen nur schwer extrapolieren. Daher empfiehlt es sich für die Extrapolation der Turbomaschinenkennfelder, auf einen neuen Satz von Kennfeldparametern überzugehen ([2],[3],[4],[6]).

Zu diesem Zweck werden als neue Parameter Druckzahl  $\psi$ , isentrope Druckzahl  $\psi_{is}$  und Volumenzahl  $\varphi$  verwendet. Die Volumenzahl ersetzt dabei den Massenstromparameter, während die Druckzahl ein Maß für die spezifische Arbeit ist. Mit dem Zusammenhang zwischen isentroper spezifischer Arbeit und Druckverhältnis nach Gl. (1) ersetzt die isentrope Druckzahl schließlich das Druckverhältnis. Aus Druckzahl  $\psi$  und isentroper Druckzahl  $\psi_{is}$  wiederum folgt der isentrope Wirkungsgrad. Somit verbleibt von den bisherigen Parametern einzig die reduzierte Drehzahl auch nach dem Übergang zur  $\varphi, \psi$ -Darstellung.

Um den Verlauf einer Drehzahllinie (d.h. einer Linie konstanter reduzierter Drehzahl) beurteilen zu können, kann nun von den Ergebnissen der inkompressiblen Theorie Gebrauch gemacht werden. Vor allem bei niedrigeren Drehzahlen, und damit auch niedrigeren Durchsätzen, werden die Strömungsmachzahlen genügend klein, um eine inkompressible Rechnung zu rechtfertigen.

In diesem Fall folgt für den Zusammenhang zwischen Druck- und Volumenzahl nach [1], unter Annahme annähernd konstanter Abströmwinkel, die Beziehung

$$(3) \quad \psi = \pm(1 - k\varphi)$$

mit konstantem  $k$  (+ bei Verdichtern, - bei Turbinen).

Dies führt zu mehreren Annahmen über die Verläufe der Drehzahlkurven in verschiedenen Darstellungen unter Annahme inkompressibler Strömung, welche im Folgenden kurz zusammengefasst werden:

- Die Zusammenhänge zwischen Volumenzahl  $\varphi$ , Druckzahl  $\psi$  und auch isentroper Druckzahl  $\psi_{is}$  werden unabhängig von der Drehzahl.
- In sämtlichen Darstellungen einer dieser Größen mit einer weiteren als Parameter über  $n_{red}$ , müssen sich somit für  $n \rightarrow 0$  horizontale Tangenten ergeben.
- In der  $\varphi, \psi$ -Darstellung liegen die Drehzahlkurven für  $n \rightarrow 0$  immer mehr aufeinander und werden mit Beginn der Inkompressibilität schließlich nach Gl. (3) zu einer Geraden.
- Generell fallen die Linien konstanter Drehzahlparameter für kleine  $n_{red}$  in sämtlichen Darstellungen von  $\varphi$ ,  $\psi$  oder  $\psi_{is}$  nahe zusammen bzw. aufeinander.

Besonders hilfreich sind dabei die in [2] eingeführten und auf den Leistungsparametern  $\varphi$ ,  $\psi$  und  $\psi_{is}$  basierenden Darstellungsparameter

$$(4) \quad \frac{\Delta P}{P(\dot{m}\sqrt{RT}/pA)^2} \sim \frac{\psi_{is}}{\varphi^2}$$

$$(5) \quad \frac{M}{P(\dot{m}\sqrt{RT}/pA)^2 A^{1.5}} \sim \frac{\psi}{\varphi},$$

welche bei inkompressibler Strömung in Darstellungen über  $1/\varphi$  für  $n \rightarrow 0$  im Gegensatz zu reinen  $\varphi, \psi$ -Darstellungen endliche Werte annehmen.

#### 3.1.1. Ergebnisse am Beispiel der Niederdruckturbinen

Für die meisten der Turbokomponenten lassen sich die Kennfelder mit diesen Ansätzen gut und relativ zuverlässig extrapolieren, wie in BILD 4 am Beispiel des Niederdruckturbinenkennfeldes zu erkennen ist.

Die Extrapolation des Kennfeldes führte bereits zu guten Ergebnissen, lediglich die Steigung der sich im inkompressiblen Bereich (also bei kleinen Drehzahlparametern und bei kleinen Durchsätzen und damit kleinen Volumenzahlen) ergebenden Geraden wurde etwas zu steil angenommen.

Durch Kalibrierung des Kennfeldes mittels zweier Kalibrierungsmesspunkte (in BILD 4 dargestellt durch die beiden Kreuze) wurde das rein extrapolierte Kennfeld dem realen Verhalten der Komponente so angepasst, dass die physikalischen Zusammenhänge der inkompressiblen Theorie nach wie vor erfüllt sind.

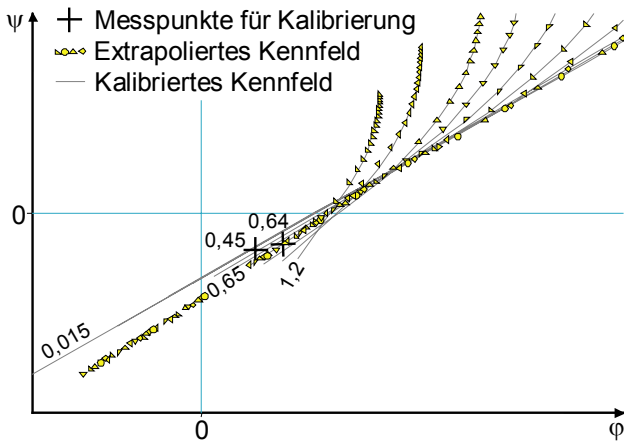


BILD 4. Linien konstanter Drehzahlparameter in der  $\varphi, \psi$ -Darstellung des extrapolierten NDT-Kennfeldes vor und nach der Kalibrierung mittels der beiden eingezeichneten Messpunkte

Dabei zeigte sich auch, dass das Zusammenfallen der Drehzahllinien zu einer gemeinsamen Geraden bei der Extrapolation zu früh angesetzt wurde, und die Linien konstanter Drehzahlparameter oberhalb von 45% des Auslegungswertes selbst bei kleinen Durchsätzen nicht dazugehören. Das kalibrierte Kennfeld weist daher im Vergleich zum rein extrapolierten für kleine Volumenzahlen eine deutliche Fächerung auf.

Die erzielten Ergebnisse der übrigen Kennfelder waren dabei qualitativ mit denen der Niederdruckturbine vergleichbar. Lediglich bei der Kalibrierung des Niederdruckverdichterkennfeldes zeigten sich größere Abweichungen, worauf im nächsten Abschnitt näher eingegangen wird.

### 3.1.2. Besonderheiten bei der Extrapolation des Niederdruckverdichters (innerer Fan und Booster)

Bei der Modellierung des Fans wird unterschieden zwischen äußerem und innerem Fan, wobei der äußere Fan die Zustandsänderungen des in den Nebenstromkanal strömenden Fluids beschreibt. Der innere Fan wird gemeinsam mit dem auf der Niederdruckwelle folgenden Booster-Verdichter als Niederdruckverdichter modelliert (BILD 5).

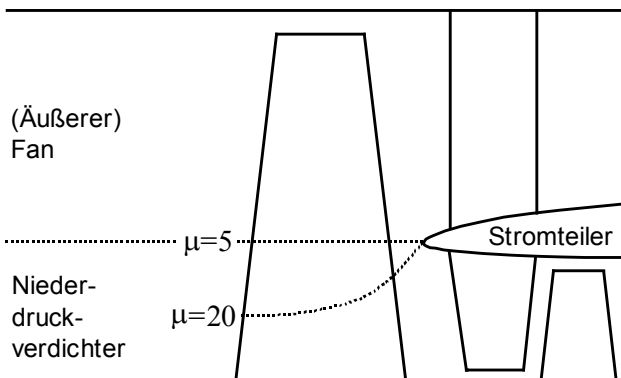


BILD 5. Trennstromlinie zwischen äußerem Fan und Niederdruckverdichter bei unterschiedlichem Nebenstromverhältnis

Beim Betrieb im Windmilling zeigte sich beim Niederdruckverdichter eine besonders deutliche Abweichung der Kalibrierpunkte vom extrapolierten Kennfeld (BILD 6).

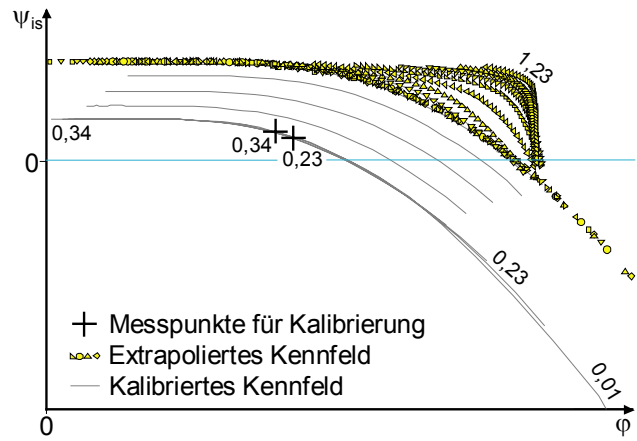


BILD 6. Linien konstanter Drehzahlparameter in der  $\varphi, \psi_{is}$ -Darstellung des extrapolierten NDV-Kennfeldes vor und nach der Kalibrierung mittels der beiden eingezeichneten Messpunkte

Die gemessenen Windmilling-Betriebspunkte liegen bei deutlich kleineren Werten von  $\psi_{is}$  bzw.  $\varphi$  und damit kleineren Druckverhältnissen bzw. Durchsätzen.

Ursache dafür ist das im Windmilling aufgrund der fehlenden Brennstoffzufuhr zum Kerntriebwerk stark erhöhte Nebenstromverhältnis, wodurch sich die Trennstromlinie zwischen Außen- und Innenstrom erheblich verschiebt: Während sich im Normalbetrieb Nebenstromverhältnisse von  $\mu \approx 5$  ergeben, liegen diese im Windmilling bei ca. 20. Dadurch verschiebt sich die Trennstromlinie hin zu kleineren Radien (BILD 5). Dabei nimmt die Stromröhre des Kernstroms aufgrund der festen Geometrie des Stromteilers einen stark divergenten Verlauf an, was zu Ablösungen, Verwirbelungen und damit hohen Druckverlusten führt, wodurch das Gesamtdruckverhältnis des Niederdruckverdichters und damit nach Gleichung (1) auch die isentrope Druckzahl reduziert wird. Zudem verringert sich mit der Eintrittsfläche, die dem inneren Fan zugeordnet wird, auch dessen Durchsatz.

Die Auswirkungen der veränderlichen Trennstromlinie auf den äußeren Fan dagegen sind nahezu vernachlässigbar, da hier die Stromröhre einen konvergenten Verlauf annimmt, was zu keinen wesentlich geänderten Druckverlusten führt.

Prinzipiell müsste daher für jedes Nebenstromverhältnis ein eigenes Kennfeld verwendet, bzw. zwischen Kennfeldern, die für verschiedene Nebenstromverhältnisse erstellt wurden, interpoliert werden. Dazu wären jedoch Testdaten mit systematischer Variation des Nebenstromverhältnisses notwendig, welche bei dem hier untersuchten Triebwerk auch im oberen Lastbereich nicht vorlagen.

Aus diesem Grund wurde die Variation des Nebenstromverhältnisses in das Kennfeld des Niederdruckverdichters integriert. Dazu wurde das Kennfeld im Betriebsbereich oberhalb von Leerlauf belassen wie bisher, während die Linien konstanter Drehzahlparameter für Werte unter 34% des Auslegungswertes unter Annahme inkompressibler Strömung den Verlauf annahmen, der sich für das im Windmilling vorliegende, sehr konstante Nebenstromverhältnis von ca. 20 ergibt.

Zwischen diesen Bereichen wurde ein Übergangsbereich eingeführt, um einen numerisch robusten Übergang zu ermöglichen (siehe BILD 6).

## 3.2. Modellierung des sekundären Luftsystems

Ähnlich wie das Nebenstromverhältnis, steigt im Windmilling auch der Anteil der Sekundärluftströmungen z.T. stark an. In den folgenden beiden Abschnitten werden die besonders deutlichen Änderungen der Booster Exit Bleed Strömung und der Hochdruckturbinenkühlluft, die sich bei den Analysen ergaben, aufgezeigt.

### 3.2.1. Booster Exit Bleed

Die Handling-Bleed Menge des Niederdruckverdichters, die direkt nach der Komponente entnommen und dem Bypasskanal zugeführt wird, wurde im oberen Lastbereich durch Vorgabe einer konstanten relativen Entnahmemenge von ca. 20% bei geöffnetem Bleed modelliert, was gut mit Testdaten überein stimmt. Zusätzlich lässt sich die Bleedmenge auch rechnerisch aus der Druckdifferenz zwischen Entnahme- und Zufuhrstelle sowie der zur Verfügung stehenden Querschnittsfläche ermitteln. Im oberen Lastbereich ergaben sich dabei nur geringe Unterschiede zwischen der berechneten Bleedmenge und der konstanten Vorgabe von 20%.

Im Windmilling unterschieden sich die Ergebnisse der beiden Ansätze jedoch erheblich. Die rechnerisch aus den Druckdifferenzen ermittelte Entnahmemenge lag bei bis zu 70%. Höhere Bleedentnahmen bedeuten, dass bei gleichbleibendem Kerndurchsatz der Durchsatz durch den Niederdruckverdichter ansteigt. Bei den Analysen zeigte sich, dass die analysierten Niederdruckverdichter-Durchsätze unter Verwendung der rechnerischen Bleedmengen-Bestimmung deutlich näher an den Kennfeldwerten lagen.

Erklären lässt sich der Anstieg der relativen Bleedmenge damit, dass sich im Windmilling die relativen Mengen der Kühlluft- und Bleedströme z.T. deutlich erhöhen. Denn während der Niederdruckverdichter noch durch den Fan angetrieben wird und damit die Luft „ansaugt“, drosselt der enge Hochdruckteil den Kernstrom und sorgt dafür, dass der größte Teil der Luft über die Handling-Bleed Öffnung in den Bypasskanal strömt. Aus diesem Grunde wurde für die weiteren Rechnungen die Bleedmenge rechnerisch über die Druckdifferenzen bestimmt.

Der große Anteil des Handling-Bleed Massenstroms im Niederdruckverdichter führt dazu, dass, bei einem Bypassverhältnis von ca. 20 nach dem Fan-Rotor, nach dem Niederdruckverdichter nur noch ca. 1/60 des Gesamtdurchsatzes den Weg durch den eigentlichen Triebwerkskern wählt, so dass das tatsächliche Nebenstromverhältnis bei etwa 50 – 60 liegt.

### 3.2.2. Hochdruckturbinenkühlluft

Die Analyse des Kernstromdurchsatzes erfolgte unter Verwendung der Kapazität des Hochdruckverdichters, wodurch die Hochdruckturbinenkapazität analysiert werden konnte. Weiterführende Erläuterungen zur Problematik der Kernstromdurchsatz-Analyse im Windmilling sind in [5] ausführlich dargestellt.

Bei den Analysen der zur Verfügung stehenden Windmillingbetriebspunkte zeigte sich, dass die Durchsatzparameter am Eintritt in die Hochdruckturbinen um den Faktor 1,3 – 1,4 über dem Kennfeldwert lagen, d.h. der Durchsatz aus dem Hochdruckturbinen-Kennfeld deutlich zu klein war.

Als Begründung für die großen Skalierer können unter Annahme korrekter Analysen des Kerndurchsatzes mehrere Möglichkeiten in Betracht gezogen werden:

- 1) Das Kennfeld der Hochdruckturbinen ist falsch und weicht um den Skalierfaktor vom realen Verhalten der Komponente ab.
- 2) Das Kennfeld entspricht dem Verhalten der Komponente, die Modellierung der Kühlluftströme dagegen weicht von den tatsächlichen Werten ab.
- 3) Sowohl Kennfeld als auch Kühlluftmodellierung entsprechen nicht genau den tatsächlichen Verhältnissen.

Die Modellierung der Kühlluftströme hat einen entscheidenden Einfluss auf den Durchsatzparameter der Hochdruckturbinen. Sind die Kühlluftströme, die vor der Hochdruckturbinen entnommen und erst nach der Engfläche des Eintrittsleitgitters wieder zugeführt werden, zu gering modelliert, so ergibt sich am Eintritt der Hochdruckturbinen ein zu großer Durchsatzparameter und damit ein Durchsatzskalierfaktor  $> 1$ .

Das Kennfeld der Hochdruckturbinen lag bis zu sehr kleinen Drehzahlen vor, und musste daher nur wenig extrapoliert werden. Die mit der Extrapolation verbundenen Unsicherheiten des Kennfeldes können somit als eher gering eingestuft werden. Als Ursache für die analysierten Abweichungen wurde daher die Kühlluftmodellierung angenommen.

Die Problematik ist nun, dass für die Kühlluftströme keine Messungen vorliegen, weshalb für die Modellierung im Windmilling zunächst die selben relativen (d.h. auf den Eintrittsdurchsatz der Entnahmeebene bezogenen) Entnahmemengen verwendet wurden.

Um die analysierten Durchsatzparameter mit den Kennfeldwerten in Einklang zu bringen, wurden die Kühlluftströme, die direkt vor der Brennkammer entnommen und noch in der Hochdruckturbinen zur Schaufelkühlung zugeführt werden, variiert. Dabei handelte es sich auch um die mit Abstand größten Kühlluftströme (ca. 10 mal größer als die übrigen Kühlluftströme), weshalb die Auswirkungen der restlichen Kühlluftströme vernachlässigbar sind und diese daher auch nicht verändert wurden.

Solange aber nur die Kühlluftströme verändert werden, die nach dem Hochdruckverdichter entnommen und noch vor der Niederdruckturbinen wieder zugeführt werden, ändert sich für alle übrigen Komponenten außer der Hochdruckturbinen nichts. Neben dem Durchsatzskalierfaktor der Hochdruckturbinen wird sich lediglich noch der Modifizierer der spezifischen Arbeit der Hochdruckturbinen aufgrund der verrichteten Arbeit der Kühlluftströme leicht verändern, was jedoch auf das Betriebsverhalten des Triebwerks einen nur sehr geringen Einfluss hat.

Übereinstimmung zwischen Analyse und Kennfeld ergab sich, als die relativen Kühlluftmengen der variierten Kühlluftströme in etwa verdoppelt wurden. Ursache für den Anstieg der relativen Kühlluftmengen ist, ebenso wie für das im Windmilling stark erhöhte Nebenstromverhältnis oder den Anstieg des Booster Exit Bleeds, die fehlende Energiezufuhr im Kerntriebwerk, weshalb größere Anteile der Hauptströmung die Strömungswiderstände der Turbo-Komponenten meiden und den Weg durch das Sekundärluftsystem wählen.

Die sich ergebende Verdopplung der relativen Kühlluftmengen scheint dabei, verglichen mit der noch deutlicheren Erhöhung des Nebenstromverhältnisses oder des Booster Exit Bleed Anteils, als eher gering und daher durchaus möglich.

### 3.3. Modellierung von Mischer und Düse

Neben dem Sekundärluftsystem ist auch die Modellierung von Mischer und Düse als problematisch anzusehen. Die Analysen ergaben, dass der Flächenbeiwert der Düse, welcher das Verhältnis der aufgrund von Grenzschichteffekten und Strahlkontraktion effektiv nutzbaren zur geometrischen Fläche beschreibt, zwar im Bereich von 1 liegt. Bei niedrigen Düsendruckverhältnissen muss er aber, um den gemessenen Durchsatz zu gewährleisten, Werte bis zu 1,04 annehmen (BILD 7). Dies bedeutet, dass die effektive Düsenfläche größer wird als die geometrische, was physikalisch nicht möglich ist.

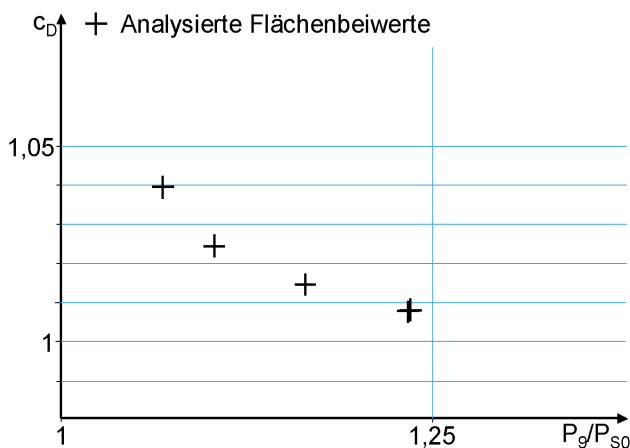


BILD 7. Analysierte Flächenbeiwerte über dem Düsendruckverhältnis

Die sich bei der Analyse ergebenden Werte für den Flächenbeiwert verlaufen bei kleiner werdenden Düsendruckverhältnissen stetig ansteigend, so dass Messungenauigkeiten als Ursache eher ausgeschlossen werden können. Daher muss von einer systematischen Abweichung der Modellierung von der Realität ausgegangen werden.

Um das Verhalten von Mischer und Düse in einem Performancemodell abzubilden, werden die beiden folgenden gängigen Modelle verwendet:

- 1) Dreistrommodell: Bei diesem Modell wird unterschieden zwischen einem ungemischten Bypassstrom, einem ungemischten Kernstrom sowie einem vollständig gemischten Strom, der aus Teilen von Bypass- und Kernstrom besteht. Die Verhältnisse der drei Ströme werden über einen Mischungswirkungsgrad festgelegt. Jeder der drei Teilströme wird dann getrennt entsprechend seinem Düsendruckverhältnis in der Düse entspannt, wozu als Randbedingung die Summe der für die einzelnen Teilströme benötigten Flächen der Gesamtdüsenfläche entsprechen muss.
- 2) Einstrommodell: Bypass- und Kernstrom werden als vollständig gemischt angenommen. Das sich unter Berücksichtigung des sich daraus ergebenden Druckverlustes ergebende Düsendruckverhältnis wird dazu verwendet, den Gesamtmassenstrom durch die Düsenfläche durchzusetzen.

Die Dreistrommodellierung ist im Windmilling die realistischere der beiden Möglichkeiten, da bei den extrem hohen Nebenstromverhältnissen kaum von einer vollständigen Mischung ausgegangen werden kann. Im Windmilling liegt jedoch, bedingt durch die hohen Druckverluste im Kernstrom, der Druck nach der Niederdruckturbine meist unter dem statischen Umgebungsdruck, so dass sich für

diesen Teilstrom Düsendruckverhältnisse  $<1$  ergeben. Damit kann für diesen Teilstrom keine sinnvolle Fläche bestimmt, und das oben genannte Flächenkriterium nicht ausgewertet werden. Die Dreistrommodellierung kann daher im Windmilling nicht angewandt werden.

Somit konnte für die Analysen im Windmilling lediglich die Einstrommodellierung verwendet werden. Die dabei angenommene vollständige Mischung findet jedoch in der Realität nicht statt, was dazu führt, dass die Druckverluste des Modells, welche die vollständigen Mischungsdruckverluste beinhalten, zu groß sind. Dadurch wird der Totaldruck in der Düse zu gering, und die für den gegebenen Durchsatz benötigte Fläche somit zu groß. Dies erklärt die analysierten Flächenbeiwerte  $>1$ . Damit gibt es kein geeignetes gängiges Modell, um das Verhalten von Mischer und Düse im Windmilling korrekt zu beschreiben.

Diese Problematik ist charakteristisch für Triebwerke mit großem Nebenstromverhältnis. Bei Triebwerken mit kleineren Nebenstromverhältnissen ist im Windmilling eine bessere Mischung von Bypass- und Kernstrom möglich, so dass die Fehler bei Annahme einer vollständigen Mischung weniger ins Gewicht fallen, was auch durch die Untersuchungen in [5] bestätigt wurde.

### 4. VALIDIERUNG DES TRIEBWERKSMODELLS IM SUB-IDLE BEREICH

Um die vorgenommene Kalibrierung der Kennfelder und des Modells bewerten zu können, wurden zunächst die sich bei den Analysen ergebenden Modifizierer betrachtet. Die hierbei erzielten Ergebnisse entsprachen qualitativ den im oberen Lastbereich erzielten Werten, und sind mit den in [5] dargestellten Ergebnissen vergleichbar.

Zudem wurden Syntheserechnungen im Windmilling für variierende Aufstaudruckverhältnisse durchgeführt, und die Ergebnisse in Darstellungen der Nieder- und Hochdruckwellen-Drehzahlparameter über dem Aufstaudruckverhältnis zusammen mit den Messpunkten aufgezeigt. Dabei ist zu beachten, dass sich die Messpunkte lediglich durch den Flugzustand unterscheiden, Leistungs- oder Bleedentnahmen fanden nicht statt.

Um den Einfluss der Reynoldszahl mit zu untersuchen, wurden die Syntheserechnungen für zwei verschiedene Flughöhen durchgeführt: für 3000m und 9000m.

Die Ergebnisse sind in BILD 8 und BILD 9 dargestellt, und es fällt auf, dass der Verlauf des Niederdruckwellen-Drehzahlparameters vom kalibrierten Synthesemodell sehr gut beschrieben wird (BILD 8). Ein Einfluss der Flughöhe und damit der Reynoldszahl ist dabei nicht zu erkennen, zeigt sich aber auch nicht in den Testdaten.

Auch der Verlauf der Hochdruckwellendrehzahl wird vom kalibrierten Modell gut wiedergegeben (siehe BILD 9). Dabei zeigt sich im Verlauf des Hochdruckwellen-Drehzahlparameters über dem Aufstaudruckverhältnis für verschiedene Flughöhen und damit Reynoldszahlen ein geringer Unterschied.

Ursache dafür ist, dass die Verlustleistung der Hochdruckwelle im Windmilling in der gleichen Größenordnung liegt wie die Wellenleistung, und die Reynoldszahleffekte somit das Verhältnis von Wellenleistung zu Verlustleistung signifikant beeinflussen. Bei der Niederdruckwelle hingegen beträgt die Verlustleistung nur einen Bruchteil der Wellenleistung, so dass sich geringe Veränderungen des Betriebspunktes kaum auswirken.

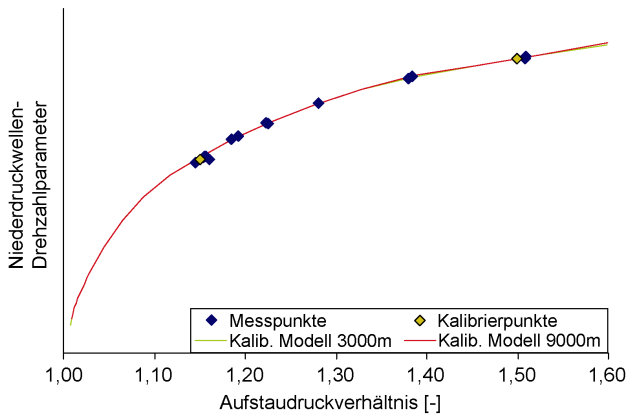


BILD 8. Verläufe des Niederdruckwellen-Drehzahlparameters über dem Aufstaudruckverhältnis

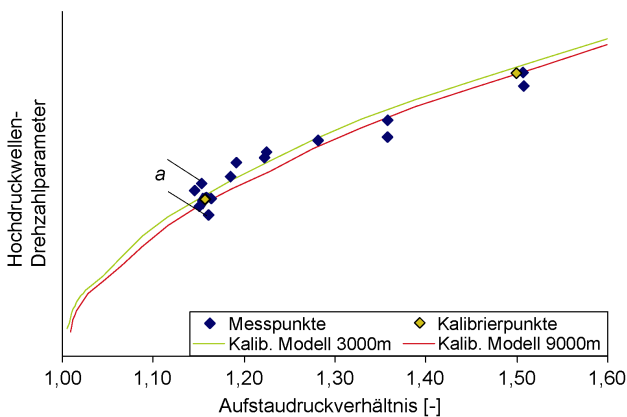


BILD 9. Verläufe des Hochdruckwellen-Drehzahlparameters über dem Aufstaudruckverhältnis

Die Hochdruckwellen-Drehzahlparameter der Messpunkte weisen aber auch Schwankungen auf, die nicht durch den Einfluss der Reynoldszahleffekte erklärt werden können. So wurden die beiden in BILD 9 mit den Linien zu a markierten Messpunkte bei nahezu identischen Randbedingungen aufgenommen: Die Aufstaudruckverhältnisse liegen bei ca. 1,15, die Reynoldszahlindizes bei 0,84 und Leistungs- oder Druckluftentnahmen finden nicht statt. Daher müssten sich für beide Betriebspunkte nahezu die selben Triebwerksparameter einstellen, was für die Niederdruckwellendrehzahl auch erreicht wird. Die Hochdruckwellen-Drehzahlparameter der beiden Punkte unterscheiden sich jedoch um ca. 2,5% der Auslegungsdrehzahl der Hochdruckwelle, was in BILD 9 dem Abstand der beiden Markierungslinien bei a entspricht.

Diese Unterschiede in der Hochdruckwellendrehzahl lassen sich nur durch Messungenauigkeiten oder veränderte Rahmenbedingungen erklären. An der Hochdruckwelle hängen Hilfsaggregate, wie z.B. Kraftstoffpumpen, die selbst im abgeschalteten Zustand eine gewisse Leerlaufleistung erfordern. Bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen treten dann, z.B. aufgrund von Viskositätsunterschieden der Schmierstoffe, Abweichungen der Verlustleistungen auf, die sich in der Hochdruckwellendrehzahl bemerkbar machen. Um die Unterschiede in der Hochdruckwellendrehzahl zwischen den beiden in BILD 9 mit a gekennzeichneten Messpunkten durch geänderte Verlustleistungen zu erklären, müsste diese um ca.  $\pm 50\%$  schwanken, was in etwa 300W Verlustleistung entspricht.

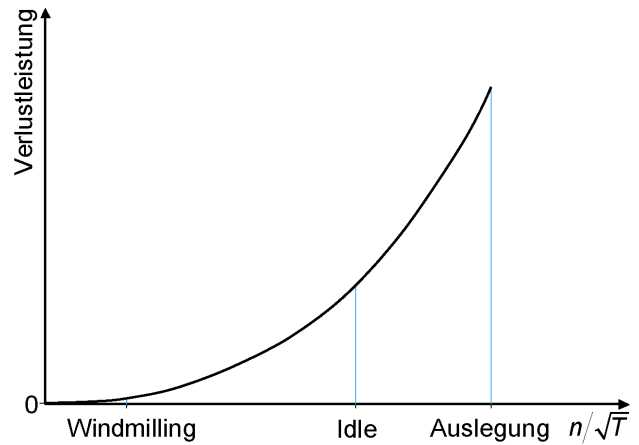


BILD 10. Verlustleistungen der Hochdruckwelle über dem Hochdruckwellen-Drehzahlparameter

Um die Größe der Verlustleistungen einschätzen zu können, ist in BILD 10 der Verlauf der Hochdruckwellen-Verlustleistungen über dem Hochdruckwellen-Drehzahlparameter qualitativ dargestellt. Die Verlustleistungen im oberen Lastbereich können dabei als gut bekannt angenommen werden, unterhalb von Leerlauf wurde der Verlauf der Verlustleistungen dagegen extrapoliert. Die Verluste im Windmilling liegen bei ca. 2% der Verluste bei Auslegungsdrehzahl. Schwankungen der Verlustleistungen von 50% im Windmilling sind somit durchaus möglich.

Die veränderlichen Verlustleistungen können in einem Synthesemodell nur dann berücksichtigt werden, wenn die Verlustleistungen der einzelnen Hilfsaggregate, Lagerungen und Verbraucher für jeden Betriebspunkt und alle Umgebungsbedingungen bekannt sind. Dies ist jedoch für den oberen Lastbereich mit befeuerter Brennkammer weniger von Interesse, weshalb hierauf häufig verzichtet wird, und lediglich die Gesamtverlustleistung in Abhängigkeit von einem Parameter (z.B. der Drehzahl) vorgegeben wird.

Daher ist bei der Hochdruckwellendrehzahl mit einem Unsicherheitsbereich von mindestens 2,5% der Auslegungsdrehzahl zu rechnen. Die Ergebnisse der Syntheserechnungen mit dem kalibrierten Modell liegen für alle Testpunkte innerhalb dieses Bereichs, so dass eine noch bessere Kalibrierung des Modells aufgrund der Schwankungen in den Messdaten prinzipiell nicht möglich ist.

Insgesamt zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen dem kalibrierten Modell und dem realen Windmillingverhalten des Triebwerks.

## 5. EINFLUSS DER TURBOKOMPONENTEN AUF DAS WINDMILLINGVERHALTEN

Um die Einflüsse der einzelnen Turbokomponenten auf das Verhalten des Gesamttriebwerks zu untersuchen, wurden zunächst für die beiden zur Kalibrierung verwendeten Betriebspunkte durch Syntheserechnungen mit dem bereits kalibrierten Modell sogenannte Einflussmatrizen bestimmt.

Dies bedeutet, dass ausgehend vom kalibrierten Modell nacheinander Skalierfaktoren auf einzelne Kennfeldgrößen um jeweils 1% erhöht, und die daraus resultierenden Abweichungen in einigen charakteristischen Triebwerksgrößen bestimmt wurden. Aus diesen Werten, also den prozentualen Änderungen der charakteristischen Trieb-

werksgrößen bei 1-prozentiger Änderung der einzelnen Kennfeldgrößen, setzt sich dann die Einflussmatrix zusammen, welche in BILD 11 für einen Betriebspunkt in ca. 9000m Höhe mit einem Aufstaudruckverhältnis von 1,5 graphisch dargestellt ist.

Als charakteristische Triebwerksgrößen kommen die Drehzahlen von Nieder- und Hochdruckwelle, der Gesamtdurchsatz, das Nebenstromverhältnis und der Nettoschub zum Einsatz. Dabei ist zu beachten, dass das Triebwerk im Windmilling Widerstand erzeugt, der Nettoschub also negativ ist.

Für jede Turbokomponente werden der Reihe nach von links nach rechts die Einflüsse von Skalierfaktoren für Durchsatz, Druckverhältnis und spezifische Arbeit gezeigt, dargestellt durch Balken in den Farben der einzelnen untersuchten Triebwerksgrößen.

Die in BILD 11 dargestellten Einflüsse sind dabei charakteristisch für einen weiten Einsatzbereich. Bei niedrigen Aufstaudruckverhältnissen oder Flughöhen ergeben sich sowohl qualitativ als auch quantitativ ähnliche Einflussmatrizen, was dafür spricht, dass die aus diesen Matrizen abgeleiteten Erkenntnisse für einen weiten Betriebsbereich des untersuchten Triebwerks gelten.

Aus der Einflussmatrix geht hervor, dass die Gesamtriebwerks-Parameter wie Durchsatz, Niederdruckwellendrehzahl und Schub nahezu ausschließlich vom Fan und dessen Durchsatzcharakteristik beeinflusst werden. Die Begründung hierfür liegt erneut im extrem hohen Nebenstromverhältnis bei Windmillingbetrieb.

Dadurch wird der Fan zu der das gesamte Triebwerksverhalten am stärksten beeinflussenden Komponente im Windmilling. Der Fan wird durch das Aufstaudruckverhältnis angetrieben, arbeitet also bei Druckverhältnissen deutlich <1 und gibt Leistung ab. Die Temperaturänderungen über den Fan sind im Windmilling zwar sehr gering (im Bereich weniger Kelvin), führen aber durch das hohe Nebenstromverhältnis und dem damit verbundenen hohen

Durchsatz zu relativ hohen Leistungen auf der Niederdruckwelle im Vergleich zur Hochdruckwelle.

Daher bestimmt der Fan über seine Leistungscharakteristik zu einem wesentlichen Anteil das Betriebsverhalten der beiden anderen Niederdruckkomponenten Niederdruckverdichter und Niederdruckturbine, und über die Aufladung des Kernstroms durch den Niederdruckverdichter auch das Betriebsverhalten der Hochdruckkomponenten. Lediglich die Parameter der Kernströmung, wie Hochdruckwellendrehzahl oder Kerndurchsatz, und damit das Nebenstromverhältnis, werden auch von den Kernkomponenten bestimmt.

Sofern nur die Gesamtriebwerks-Parameter von Interesse sind, wäre es somit ausreichend, lediglich das Windmillingverhalten des Fans besonders genau zu modellieren. Sollen jedoch auch Parameter der Kernströmung betrachtet werden, z.B. um die Wiederzündfähigkeit der Brennkammer zu untersuchen, können die Kernkomponenten nicht vernachlässigt werden.

Auffallend ist dabei, dass im Windmilling im Gegensatz zum oberen Lastbereich nicht die Hochdruckturbine, sondern der Hochdruckverdichter den Kernstrom und damit das Nebenstromverhältnis maßgeblich bestimmt.

Dies lässt sich damit erklären, dass aufgrund des geringen Druckverhältnisses des Hochdruckverdichters die Massenstromparameter am Austritt des Hochdruckverdichters weniger stark absinken als am Eintritt in die Komponente. Für die Hochdruckturbine gilt zwar ähnliches wie für den Hochdruckverdichteraustritt, allerdings verstärkt hier das verringerte Temperaturniveau die Abnahme des Massenstromparameters.

Dadurch nimmt der Massenstromparameter und damit die Machzahl im engsten Querschnitt der Hochdruckturbine im Vergleich zum Hochdruckverdichteraustritt ab, wodurch der Einfluss der Durchsatzcharakteristik der Hochdruckturbine auf den Kerndurchsatz im Vergleich zum Hochdruckverdichter zurück geht.

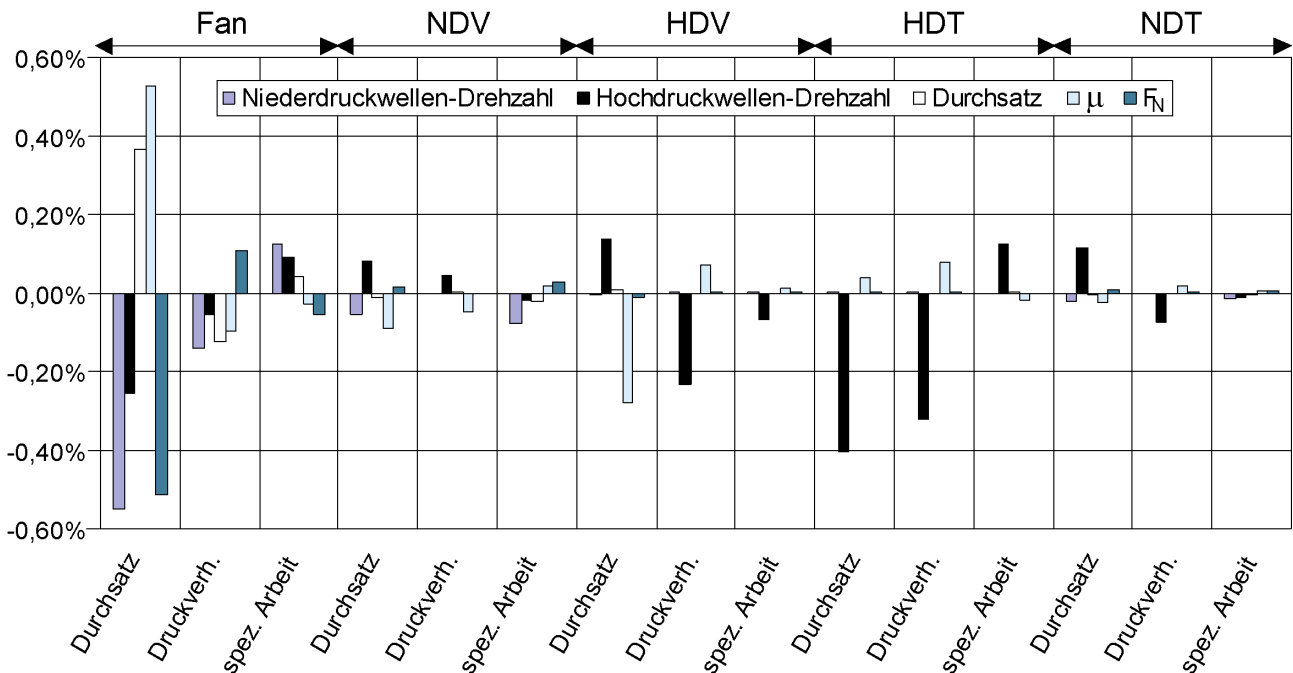


BILD 11. Einfluss der einzelnen Kennfeldskalierfaktoren auf das Verhalten im Windmilling bei einem Betriebspunkt mit Flughöhe 9000m und Aufstaudruckverhältnis 1,5

## 6. SCHLUSSFOLGERUNGEN

Die durchgeführten Untersuchungen haben gezeigt, dass ein Performancemodell für ein Turbofantriebwerk auch im tiefen Teillastbereich anhand von Messdaten validiert werden kann, und dessen Genauigkeit mit der im oberen Lastbereich vergleichbar ist.

Die Extrapolation der Turbomaschinenkennfelder liefert bereits recht gute Aussagen über deren Teillastverhalten. Lediglich beim Niederdruckverdichter führt das im Windmillingbetrieb stark erhöhte Nebenstromverhältnis zu größeren Abweichungen, da ein variables Nebenstromverhältnis bei der Extrapolation nicht berücksichtigt werden kann. Auch die Modellierung von Mischer und Düse ist bei dem hier untersuchten Triebwerkstyp problematisch, da die im Sub-Idle auftretenden Strömungsvorgänge durch keinen gängigen und im oberen Lastbereich verwendeten Modellierungsansatz beschrieben werden können.

Ein Vergleich des Einflusses, den die einzelnen Turbo-Komponenten auf das Leistungsverhalten im Sub-Idle haben, zeigt, dass Overall-Parameter wie Schub oder Gesamtdurchsatz in erster Linie vom Betriebsverhalten des Fans bestimmt werden. Die anderen Turbomaschinen beeinflussen primär den Betriebspunkt der Hochdruckwelle, der aber im Windmilling kaum Auswirkungen auf die Gesamtgrößen hat. Das Wiederzündverhalten der Brennkammer sowie die maximale Leistungs- und Bleedluftentnahme hängen jedoch auch vom Betriebspunkt der Hochdruckwelle ab, so dass genaue Modellierungen aller Turbokomponenten auch im Teillastbetrieb erforderlich sind.

## LITERATURSTELLEN

- [1] W. Braig. *Turbomaschinen 2*. Universität Stuttgart, Institut für Luftfahrtantriebe, 1994. Vorlesungsmanuskript.
- [2] W. Braig. *Extrapolation von Verdichterkennfeldern für die Drehzahllinie Null und für hohe Austrittsvolumenzahlen bei niedrigen Drehzahlen unter Nutzung der inkompressiblen Ähnlichkeit*. Universität Stuttgart, Institut für Luftfahrtantriebe, 1999. Interner Bericht ILA-99 B 04.
- [3] R. Köhli. *Erweiterung und Validierung eines Synthesemodells eines zivilen Turbofantriebwerks für den tiefen Teillastbereich*. Universität Stuttgart, Institut für Luftfahrtantriebe, 2003. Diplomarbeit.
- [4] C. Riegler, M. Bauer und J. Kurzke. *Some Aspects of Modelling Compressor Behavior in Gas Turbine Performance Calculations*. ASME 2000-GT-38223. 2000.
- [5] C. Riegler, M. Bauer und H. Schulte. *Validation of a Mixed Flow Turbofan Performance Model in the Sub-Idle Operating Range*. ASME GT2003-38223. 2003.
- [6] D. Therkorn und W. Braig. *Turbinenkennfelderstellung für kleine Arbeiten und Drehzahlen*. Z. Flugwiss. Weltraumforsch., 18:140-144, 1994.