

BEWERTUNG VON VERDICHTERMODELLIERUNGEN MIT STUFENAUFBAUVERFAHREN IN DER TRIEBWERKSLEISTUNGSRECHNUNG

A. Weckend
FTI Engineering Network GmbH
Ludwig-Erhard-Ring 8
15827 Blankenfelde-Mahlow, Deutschland

K.-J. Schmidt
MTU Aero Engines GmbH
Dachauer Str. 665
80995 München, Deutschland

S. Staudacher, H. Heidkemper
Institut für Luftfahrtantriebe, Universität Stuttgart
Pfaffenwaldring 6
70569 Stuttgart, Deutschland

Zusammenfassung

Um die Simulation transienter Einflüsse im Verdichter eines Triebwerks zu verbessern, soll die Modellierung dieser Komponente ausgebaut und verfeinert werden. Diese Veröffentlichung vergleicht die herkömmliche Modellierung des Verdichters in Leistungsrechnungsprogrammen unter Verwendung eines Gesamtverdichterkennfelds mit einer erweiterten Modellierung über Stufenkennfelder. Dazu werden zwei verschiedene Methoden zur Gewinnung von Stufenkennfeldern präsentiert und die jeweils mögliche Verbesserung des Simulationsergebnisses aufgezeigt. Anschließend werden die Veränderungen des Triebwerkmodells und die zusätzliche Komplexität der Berechnung besprochen, die nötig sind um die Stufenkennfelder in die Simulation einzubinden.

Bei von der Kennfelderstellung abweichenden Betriebsbedingungen müssen die Kennfelder der einzelnen Triebwerkskomponenten korrigiert werden, um Einflüsse wie veränderte Eintrittsbedingungen zu berücksichtigen. Bei der Verwendung von Stufenkennfeldern müssen einige dieser Kennfeldkorrekturen abweichend zur Korrektur bei einer Gesamtverdichtermodellierung durchgeführt werden. Als Beispiel wird im Anschluss die Korrektur für abweichende Reynoldszahlen besprochen und die Ergebnisse bei abweichenden Eintrittsbedingungen gezeigt. Abschließend erfolgt eine Bewertung der Vorzüge und Nachteile der zwei untersuchten Verdichtermodellierungen mit Stufenaufbauverfahren und ein Vergleich mit der herkömmlichen Modellierung.

NOMENKLATUR

Variable		Indizes		Abkürzungen	
c	Strömungsge- schwindigkeit	$1, 2$	Ein-/Austritt	$0/1-D$	Null-/Eindimensional
H	Enthalpie	$1, 2, \dots$	Stufe 1, 2, ...	$abw.$	Abweichend
$\dot{m}$	Massestrom	aus	Verdichteraustritt	BK	Brennkammer
N	Drehzahl	ax	Axial	HDT	Hochdruckturbine
p	Druck	B	Zapfluft (Bleed)	HDV	Hochdruckverdichter
P	Leistung	i	Stufen-Index	Kor	Korrektur
Re	Reynoldszahl	lok	Lokal	$MOPS$	MOdular Perfor- mance Synthesis
T	Temperatur	n	Stufenanzahl	NDT	Niederdruckturbine
α	Strömungswinkel	red	Reduziert	$rel.$	Relativiert
β	Hilfsparameter zum Kennfeldlesen	SG	Stabilitätsgrenze	S	Stufe
φ	Durchsatzkennziffer	t	Total		
η	Wirkungsgrad	u	Umfangs-		
Π	Druckverhältnis	$()^*$	Referenz		
ψ	Leistungskennziffer	$()'$	Abweichende Be- dingung		

1. EINLEITUNG

Um den Treibstoffverbrauch von Flugzeugtriebwerken zu senken, ist es nötig die Wirkungsgrade der einzelnen Komponenten weiter zu erhöhen. Dies ist insbesondere für die Verdichter des Triebwerks schwierig, da hier die höchsten Wirkungsgrade häufig in der Nähe der Stabilitätsgrenze erreicht werden, wie in Abbildung 1 zu sehen ist. Dadurch ist die Auslegung eines Verdichters immer ein Kompromiss zwischen einem möglichst hohen Wirkungsgrad und einem ausreichenden Sicherheitsabstand zur Stabilitätsgrenze. Dabei muss ein Überschreiten der Stabilitätsgrenze unbedingt ausgeschlossen werden, da dies das Triebwerk mechanisch und thermisch hoch belastet.

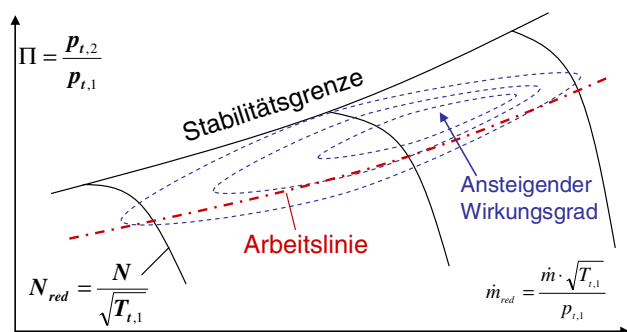


Abbildung 1: Verdichterkennfeld mit Arbeitslinie

Der benötigte Sicherheitsabstand zur Stabilitätsgrenze wird zu großen Teilen von transienten Effekte während Triebwerksmanövern vorgegeben. Während eines Manövers wird die Arbeitslinie durch die Wellenträgheit ausgelenkt, wie in Abbildung 2 gezeigt. Gleichzeitig sinkt die Stabilitätsgrenze des Verdichters durch lokalen Wärmetransfer zwischen Triebwerksstruktur und Fluid sowie durch die vergrößerten Spitzenspalte zwischen Rotoren und Gehäuse.

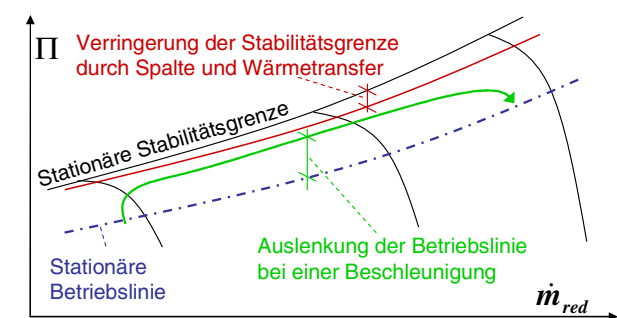


Abbildung 2: Transiente Einflüsse auf Arbeitslinie und Pumpgrenze eines Verdichters

Für die Zulassung eines Triebwerks muss nachgewiesen werden, dass alle Manöver im gesamten Triebwerksbetriebsbereich ohne Überschreiten der Pumpgrenze durchgeführt werden können. Dabei führt der zunehmende Kostendruck zusammen mit den verkürzten Entwicklungszeiten dazu, dass immer mehr zeit- und kostenintensive Triebwerkstest durch analytische Berechnungen unterstützt oder ersetzt werden müssen. Zusätzlich werden die Leistungsdaten des auszulegenden Flugtriebwerks und damit auch die Stabilitätsgrenze schon sehr früh im Entwicklungsprozess mit möglichst hoher Genauigkeit benö-

tigt, um teure Korrekturen des Triebwerksentwurfs in späten Phasen zu vermeiden.

Um die Bewertung der transienten Effekte auf die Triebwerksstabilität zu verbessern und damit frühzeitig Daten zur Verfügung stellen zu können, soll die Modellierung des Hochdruckverdichters im MTU-eigenen Leistungsrechnungsprogramm MOPS verfeinert werden. Dazu soll das Verhalten des Hochdruckverdichters nicht mehr mit einem einzigen Kennfeld beschrieben werden, sondern über die Auffädung seiner einzelnen Stufen. Dadurch ist es möglich, die Einflüsse lokaler transienter Effekte – wie dem Wärmestrom zwischen Fluid und Struktur – besser zu beschreiben.

2. VERBESSERTER VERDICHTERMODELLIERUNG DURCH STUFENKENNFELDER

2.1 Leistungsrechnung

Leistungsrechnungsprogramme beschreiben das Triebwerksverhalten, indem sie die einzelnen Komponenten des Triebwerks über Erhaltungsgleichungen für Masse und Energie verbinden. Dabei wird das Triebwerk entlang des Gaspfads berechnet. Einige der Verknüpfungen müssen iterativ bestimmt werden, da zum Berechnungszeitpunkt der Komponente die nötigen Daten noch nicht zur Verfügung stehen. Ein Beispiel hierfür ist der Verdichterbetriebspunkt, der von der später berechneten Turbine bestimmt wird. Das Verhalten der einzelnen Komponenten wird im Leistungsrechnungsprogramm durch Charakteristiken beschrieben, wie in Abbildung 3 zu sehen ist. Für den Verdichter ist dies das Verdichterkennfeld, in dem der Druckaufbau und der Wirkungsgrad des Verdichters über dem reduzierten Massestrom und der reduzierten Drehzahl aufgetragen sind, wie es in Abbildung 1 dargestellt ist.

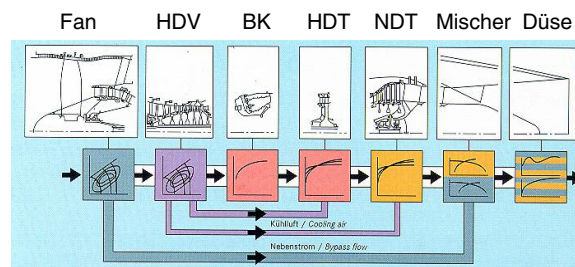


Abbildung 3: Modellierung eines Triebwerks in der Leistungsrechnung [11]

Im Verdichterkennfeld sind alle Zustandsänderungen, die das Fluid auf dem Weg durch den Verdichter durchläuft, so enthalten, wie sie bei der Kennfelderstellung geherrscht haben. Die Qualität des Kennfelds hängt somit von der Herkunft der Daten, die zu seiner Erstellung verwendet werden, ab. Wenn das Kennfeld aus Messdaten gewonnen wurde, enthält es alle auftretenden Effekte wie Ablösungen oder Verwirbelungen. Die einzige nötige Näherung ist die Mittelung der Fluidzustände am Ein- und Austritt des Verdichters auf eine repräsentative Mittelschnittsstromlinie. Dies ist der Darstellung im 0-dimensionalen Leistungsrechnungsprogramm geschuldet, das keine Variationen der Fluidzustände in radialer oder Umfangsrichtung zwischen den Komponenten berücksichtigt.

Das heißt, dass das Kennfeld das Verhalten des Verdichters genau beschreibt, solange die das Verdichterverhalten bestimmenden Einflussgrößen gleich sind wie bei der Erstellung des Kennfelds. Einflussgrößen sind unter anderem die Stellung der variablen Statoren am Verdichtereintritt, Zapfluftentnahmen zwischen den Verdichterstufen, die Reynoldszahl bei veränderten Eintrittsbedingungen und die Schaufelspitzenpalte der Rotoren. Sobald die Einflussgrößen variieren, werden eigentlich neue Kennfelder benötigt. Um den Aufwand bei der Vielzahl an Einflüssen klein zu halten, werden veränderte Einflussgrößen üblicherweise über Kennfeldkorrekturen erfasst [5].

Die Beschreibung des Verhaltens mit einem einzigen Verdichterkennfeld und den Korrekturen, die beispielsweise bei den Schaufelspitzenpalten mit über den Verdichter gemittelten Werten durchgeführt werden, ist bei stationärem Betrieb des Triebwerks exakt möglich und so genau wie die verwendeten Daten zur Kennfelderstellung und das verwendete Verfahren zur Kennfeldkorrektur. Dies ist möglich, weil die Struktur- und Fluidtemperaturen im Verdichter konstant sind und ihr Verhältnis zueinander an jedem Kennfeldpunkt festgelegt ist.

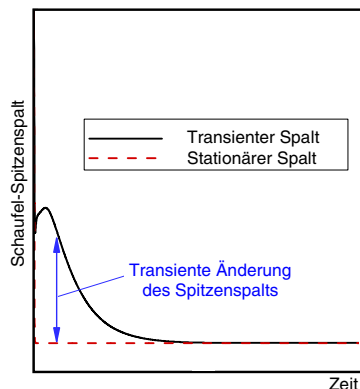


Abbildung 4: Spaltverlauf bei einer Beschleunigung

Bei einer Beschleunigung oder anderen transienten Manövern des Triebwerks gilt dies nicht mehr. Bei einer Beschleunigung erwärmt sich das Fluid schnell, während die Struktur erst langsam über Wärmeübergang und Wärmeleitung aufgeheizt wird. Aufgrund der unterschiedlichen Aufheizgeschwindigkeiten ergeben sich abweichende Dehnungen der Bauteile und damit abweichende Schaufelspitzenpalte (Abbildung 4). Dabei weichen die Palte von den stationären Werten am jeweiligen Kennfeldpunkt ab und die Palte der einzelnen Stufen ändern sich nicht mehr analog zueinander wie im stationären Fall. Deshalb ist die Korrektur über einen gemittelten Spalt nur schwer möglich, weil der Einfluss des Palts der ersten Verdichterstufe völlig anders sein kann als der der letzten Stufe, wodurch einzelne Stufen angedrosselt oder entdrosselt werden können. Dies führt zu einer veränderten Abstimmung der Verdichterstufen, die im Kennfeld nicht abgebildet und über Korrekturen nur schwer zu erfassen ist.

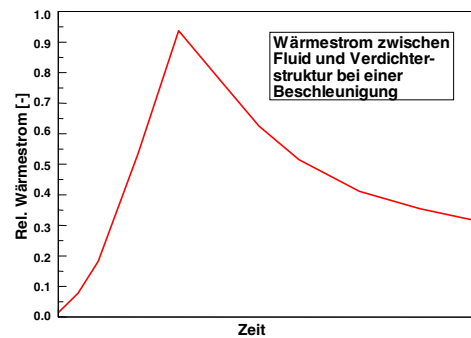


Abbildung 5: Wärmestrom bei einer Beschleunigung (Der eckige Verlauf entsteht durch die zeitliche Diskretisierung)

Zusätzlich kommt es durch den Wärmeentzug (Abbildung 5) während einer Beschleunigung zu einer Verzögerung der Strömung im Vergleich zum stationären Fall. Die Verzögerung der Strömung nimmt über den Verdichter zu, so dass sie die Abstimmung der Verdichterstufen ändert. Zum einen hat dieser Effekt einen Einfluss auf den Wirkungsgrad der Verdichtung. Dieser lässt sich näherungsweise für eine Gesamtverdichtermodellierung durch das Modell von Bauerfeind [1] beschreiben. Zum anderen hat die veränderte Stufenabstimmung einen großen Einfluss auf die Pumpgrenze, da hochbelastete Stufen entweder weiter belastet, bei anderen Lastfällen aber auch entlastet werden können (siehe Abbildung 6). Dieser Einfluss lässt sich bei einem GesamtverdichtermodeLL nur schwer darstellen, da die Belastung der Einzelstufen nicht aufgelöst wird. Versuche einer Näherungslösung wurden von MacCullum [8] und Larjoola [6] unternommen.

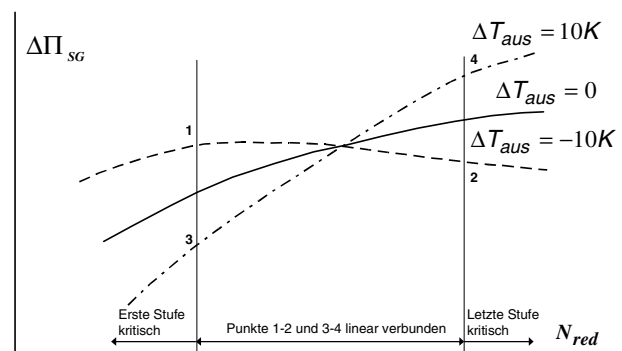


Abbildung 6: Einfluss des Wärmeübergangs auf die Pumpgrenze abhängig vom Lastfall nach Larjoola [6]

2.2 Stufenmodellierung

Sowohl der transiente Spalt- als auch der Wärmeübergangseinfluss lassen sich besser bewerten, wenn das Verhalten der einzelnen Verdichterstufen aufgelöst wird und der Verdichter durch das Zusammenspiel der Einzelstufen modelliert wird. Dabei werden die einzelnen Verdichterstufen wie unabhängige Komponenten modelliert und nur über die konstante Drehzahl des Verdichters und die Massenerhaltung gekoppelt, wie in Abbildung 7 für ein Turbojettriebwerk dargestellt. Die veränderte Stufenabstimmung durch lokale Palte und Wärmeströme wird durch eine Veränderung der Austrittsbedingungen der jeweiligen Stufe und die dadurch veränderten Eintrittsbedingungen der nächsten Stufe vorgegeben.

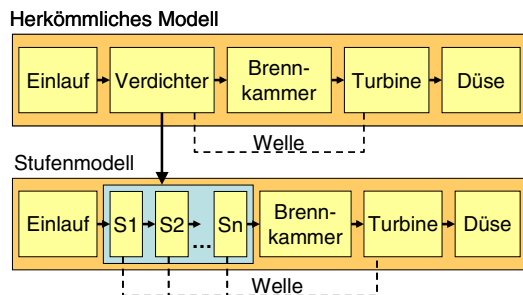


Abbildung 7: Umstellung eines Turbojet-Modells auf die Einzelstufenmodellierung

Zusätzlich zu den beiden oben genannten Effekten lässt sich hiermit auch der Einfluss einer Zapfluftentnahme zwischen den Verdichterstufen realistischer simulieren. Bei einer Gesamtverdichtermodellierung muss der relative Enthalpieanstieg bis zur jeweiligen Entnahmestelle angegeben werden. Dies kann aber nur für den Auslegungspunkt oder bei der Vorgabe einer Tabelle für die Betriebslinie exakt getan werden, weil sich der Enthalpieanstieg der vorderen Stufen bezogen auf den Gesamtenthalpieanstieg des Verdichters mit dem Lastfall des Triebwerks ändert (siehe Abbildung 8). Bei einer Einzelstufenmodellierung lässt sich jetzt der Entnahmepunkt exakt definieren, so dass die Enthalpieerhöhung automatisch richtig berechnet wird.

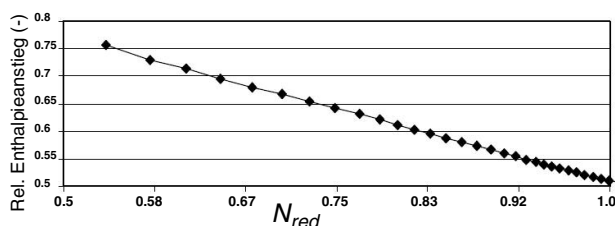


Abbildung 8: Enthalpieanstieg bis zur Zapfluftentnahmestelle, bezogen auf den Gesamtenthalpieanstieg an der Arbeitslinie

Zusätzlich ändert sich die Stufenabstimmung, sobald ein von der Kennfelderzeugung abweichender Massestrom entnommen wird. Dadurch ändert sich der Betriebspunkt der Stufen vor der Entnahmestelle, während er bei den hinteren Stufen näherungsweise konstant bleibt. Bei der Gesamtverdichtermodellierung muss diese Abstimmungsänderung durch eine Kennfeldkorrektur eingerechnet werden. Die Einzelstufenmodellierung kann die Verschiebung der Betriebspunkte direkt simulieren. Hierfür wird nur die Massebilanz über die Zapfluftentnahme benötigt [12].

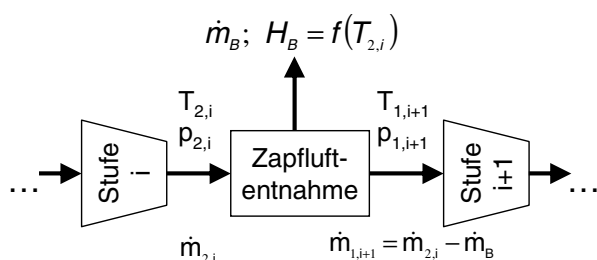


Abbildung 9: Verbesserte Berechnung der Zapfluftentnahme durch eine Stufenmodellierung

In der Literatur finden sich mehrere Ansätze zur Verschaltung von Einzelstufenkennfeldern zur Berechnung des Gesamtverdichterverhaltens. Die ersten Versuche ab den 50er und 60er Jahren dienten dazu, aus bekannten Stufen- oder Gitterkennfeldern das sich ergebende Gesamtverdichterkennfeld zu berechnen (unter anderem [13, 14, 15]). Bei diesen Stufenaufbauverfahren wird dann für Berechnungen bei abweichenden Betriebsbedingungen das Gesamtkennfeld benutzt. Somit verbessern diese nicht die Vorhersagegenauigkeit bei transienter Rechnung oder abweichenden Betriebsbedingungen.

In den 80ern versuchte Larjoola [6] das Verdichterverhalten über Einzelblöcke darzustellen, die mehrere Stufen zusammenfassen und zwischen denen Wärme und Zapfluft entzogen werden kann. Dabei musste er aber ein Gesamtverdichterkennfeld auf die Einzelblöcke aufteilen, so dass die Ergebnisse mit Unsicherheiten behaftet sind. Zusätzlich wurde die Stabilitätsgrenze des Gesamtverdichters benutzt, so dass der Einfluss lokaler Effekte auf die Stabilität über Korrelationen bestimmt werden musste.

Kurze Zeit später fing eine Gruppe des Arnolds Engineering Development Centers um Davis und Garrad [3, 4] an, den Verdichter mit einem 1D-Mittelschnittverfahren zu modellieren, um abweichende transiente und dynamische Bedingungen zu simulieren. Ziel war hauptsächlich die Untersuchung des Verhaltens nach überschreiten der Verdichterstabilitätsgrenze. Das Modell wurde über die Jahre ausgebaut und um eine 1D-Simulation des restlichen Triebwerks sowie des Einlaufs erweitert. Zusätzlich wurden später transiente Effekte wie ein Wärmeübergang im Verdichter implementiert.

In den letzten Jahren gab es Versuche über Stufenkennfelder und Stufenaufbauverfahren auf Fehlerfälle im Verdichter zu schließen (unter anderem [7, 9]). Diese Verfahren gleichen im Vorgehen den Stufenaufbauverfahren zur Kennfelderstellung, nur gewinnen sie aus einem Gesamtkennfeld Stufenkennfelder, um Abweichungen im Stufenverhalten zu detektieren. Diese Modelle behandeln ebenfalls nur stationäre Betriebspunkte und betrachten transiente Einflüsse nicht weiter.

3. EINBINDUNG DER STUFENKENNFELDER IN DIE LEISTUNGSRECHNUNG

Prinzipiell existieren zwei Möglichkeiten Stufenkennfelder für die Gesamtverdichtersimulation zu erzeugen:

- Getrennte Erzeugung der einzelnen Stufenkennfelder bei festen Eintrittsbedingungen.

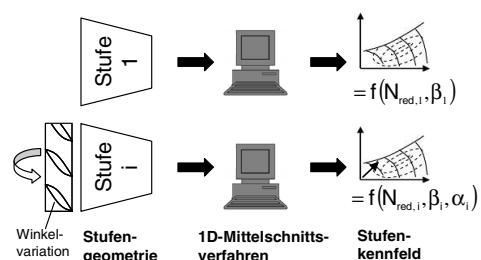


Abbildung 10: Getrennte Erzeugung der Stufenkennfelder mit einem Mittelschnittverfahren

- Gemeinsame Erzeugung der Stufenkennfelder während der Berechnung des Verdichterkennfelds.

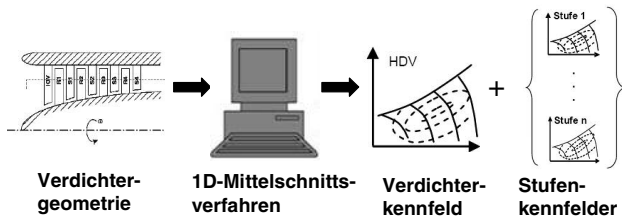


Abbildung 11: Gemeinsame Erzeugung der Stufenkennfelder mit einem Mittelschnittverfahren

Die Stufenkennfelder können entweder mit einem aerodynamischen Kennfeldrechenprogramm erzeugt oder aus Messdaten abgeleitet werden. Für die Berechnungen in dieser Arbeit werden zur Validierung Stufenkennfelder verwendet, die mit einem Mittelschnittverfahren erzeugt wurden. Eine genauere Beschreibung des Verhaltens erlauben aber gemessene Kennfelder, da hier alle in der Stufe auftretenden Effekte im Kennfeld enthalten sind. Hierbei können für die gemeinsame Stufenkennfelderzeugung die Messdaten von Verdichterprüfständen verwendet werden. Für die getrennte Stufenkennfelderzeugung müssen die einzelnen Stufen getrennt vermessen werden.

3.1 Referenzbedingungen

Bei der getrennten Erzeugung der Stufenkennfelder werden die Eintrittsbedingungen (Druck p_t^* , Temperatur T_t^*) in die jeweilige Stufe konstant gehalten. Demgegenüber variieren beim Betrieb der Stufen im Gesamtverbund die Eintrittsbedingungen abhängig vom Arbeitspunkt der vorhergehenden Stufen, selbst wenn die Eintrittsbedingungen in den Verdichter konstant bleiben. Diese Abweichung der Eintrittsbedingungen zwischen Kennfelderzeugung und Betrieb hat Auswirkungen auf alle Kennfeldkorrekturen, die temperatur- oder druckabhängig sind (Abbildung 12). Zu nennen sind hier vor allem die Korrekturen aufgrund abweichender Reynolds-Zahlen, Isentropenexponenten oder Gaskonstanten. Durch den großen Betrag der Abweichungen sind diese Korrekturen für die Rechnung mit getrennt erzeugten Stufenkennfeldern sehr wichtig.

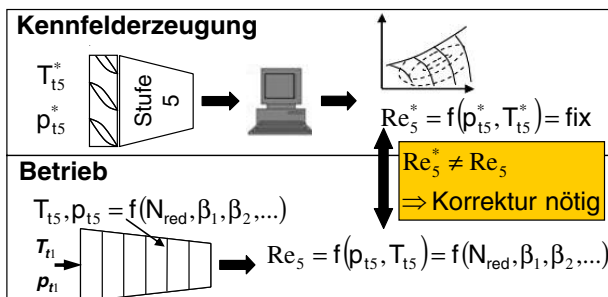


Abbildung 12: Notwendigkeit der Korrekturen für veränderte Reynoldszahlen am Eintritt der fünften Stufe (getrennte Kennfelderzeugung)

Bei der gemeinsamen Erzeugung der Stufenkennfelder im Verbund wird diese Variation der Eintrittsbedingungen direkt mit eingerechnet, so dass die Abweichungen der

Eintrittsbedingungen zwischen der Kennfelderzeugung und dem Betrieb im Verdichterverbund kleiner sind. Gleichzeitig müssen aber neben den Kennfeldern für Massestrom, Wirkungsgrad und Druckverhältnis noch zwei weitere Tabellen hinterlegt werden, die die Referenztemperaturen und -drücke für jeden Kennfeldpunkt beinhalten, um die oben genannten Korrekturen durchführen zu können. Das heißt für jede Stufe werden fünf Kennfelder benötigt, wie in Abbildung 13 zu sehen ist. β ist dabei eine Hilfsgröße zur eindeutigeren Darstellung der Kennfelder (mehr dazu bei Kurzke [5]).

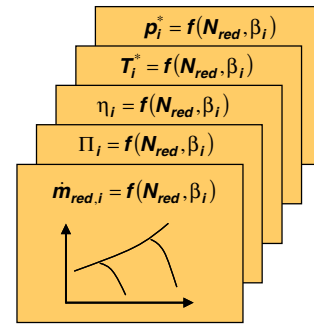


Abbildung 13: Benötigte Kennfelder für eine Stufe bei gemeinsamer Erzeugung der Kennfelder

Gleichzeitig können die Referenzbedingungen nur für Betriebspunkte bestimmt werden, die für alle Stufen des Verdichters verträglich sind. Sobald eine der Verdichterstufen sperrt, können somit auch von anderen Stufen keine Daten bei größeren Masseströmen bestimmt werden. Im Betrieb kann es dazu kommen, dass sich die Abstimmung der Stufen durch Zapfluftentnahme, transiente Wärmeströme oder eine Verstellung des Vorleitrads so verändert, dass eine der Stufen in einem Bereich betrieben wird, der bei Referenzbedingungen nicht möglich war. Dann müssen die Referenzbedingungen extrapoliert werden, wodurch die Unsicherheit im Ergebnis ansteigt.

3.2 Drehzahlparameter

Gleichzeitig hat die gemeinsame Erzeugung der Stufenkennfelder eine Auswirkung auf die Interpretation der Drehzahlkurven im Kennfeld. Da sich die Eintrittstemperatur bei der Kennfelderzeugung je nach Betriebspunkt ändert, stellen sich bei allen Stufen außer der ersten keine konstanten reduzierten Drehzahlen $N_{red,i}$ ein, selbst wenn die Drehzahl und die Eintrittsbedingungen in den Verdichter konstant gehalten werden.

$$N_{red,i} = \frac{N}{\sqrt{T_{t,1,i}}} \quad (1)$$

Eine Lösung dieses Problems ist es, die Kennfelder aller Stufen über einem Drehzahlparameter aufzutragen, der mit der Verdichtereintrittstemperatur gebildet wird. Dadurch wird die Interpretation des Drehzahlparameters erschwert, da er nicht mehr direkt mit der Umfangsmachzahl zusammenhängt. In Abbildung 14 wird die Variation der mit der lokalen Eintrittstemperatur gebildeten reduzierten Drehzahl der fünften von sechs Stufen über dem Kennfeld dargestellt. Wie zu sehen ändert sich die lokale reduzierte Drehzahl auch bei konstant gehaltenem, mit der

Verdichtereintrittstemperatur gebildetem Drehzahlparameter.

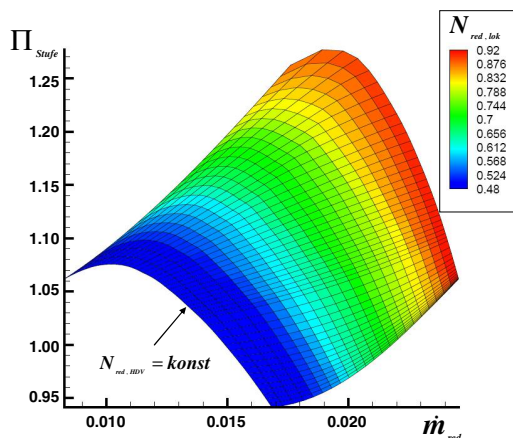


Abbildung 14: Variation der lokalen reduzierten Drehzahl der 5. Stufe

Bei der getrennten Erzeugung der Stufenkennfelder ergeben sich diese Probleme mit dem Drehzahlparameter nicht, da die Eintrittsbedingung in die Stufe und die Drehzahl bei der Bestimmung einer Drehzahllinie konstant bleiben. Somit ist hier der Drehzahlparameter direkt proportional zur Umfangsmachzahl.

Neben der Darstellung des Druckverhältnisses über der reduzierten Drehzahl und dem reduzierten Massestrom existiert auch noch die Möglichkeit, die Leistungskennziffer Ψ der Stufe über der Durchsatzkennziffer ϕ aufzutragen (mehr Informationen zu den Ähnlichkeitskenngrößen bei Cumpsty [2]). Diese Darstellung hat den Vorteil drehzahlunabhängig zu sein, wodurch die oben genannten Probleme verschwinden würden. Die Drehzahlunabhängigkeit gilt aber nur solange Kompressibilitätseffekte und Einflüsse der Reynoldszahl vernachlässigbar sind. Bei modernen Hochdruckverdichtern mit Druckverhältnissen deutlich über zehn ist dies nicht mehr der Fall, so dass auch die $\phi - \Psi$ -Darstellung einen zusätzlichen Drehzahlparameter benötigt.

3.3 Strömungswinkelvariation am Stufeneintritt

Neben Stufeneintrittstemperatur und -druck hängt auch der Strömungswinkel am Stufeneintritt vom Betriebspunkt der vorherigen Stufe ab. Gleichzeitig ist die Stufencharakteristik eine Funktion des Eintrittswinkels in die Stufe. Bei der gemeinsamen Erzeugung der Stufenkennfelder wird dieser Einfluss direkt bei der Kennfelderzeugung mitberücksichtigt und ist implizit im Kennfeld enthalten, da der Eintrittswinkel in jede Stufe bei der Kennfelderzeugung von der vorherigen vorgegeben wird.

Bei der getrennten Erzeugung der Stufenkennfelder muss dieser Effekt mit berücksichtigt werden. Somit müssen die Stufenkennfelder mit dem Eintrittswinkel in die Stufe als zusätzlichem Parameter bestimmt werden. Bei der Berechnung der Stufenkennfelder kann dies durch ein vorgeschaltetes Eintrittsleitgitter geschehen, das die Strömung verlustfrei umlenkt (vergleiche Abbildung 10). Die Erzeugung von Stufenkennfeldern bei einer großen Anzahl unterschiedlicher Zuströmwinkel aus Messungen

wird hingegen sehr aufwändig. Zusätzlich muss ein Kennfeld für den Abströmwinkel der Stufe erzeugt werden, um bei der Berechnung im Verdichterverbund den Eintrittswinkel in die nächste Stufe bestimmen zu können. Die benötigten Kennfelder für jede Stufe bei getrennter Erzeugung der Stufenkennfelder sind in Abbildung 15 dargestellt.

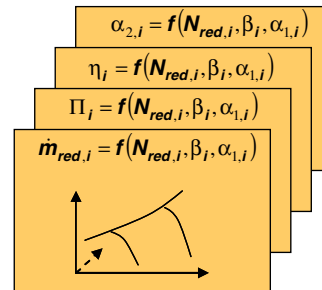


Abbildung 15: Benötigte Kennfelder bei getrennter Erzeugung der Stufenkennfelder

Die Verwendung des Eintrittswinkels als zusätzlichen Kennfeldparameter vereinfacht allerdings die Berechnung bei abweichenden Betriebsbedingungen. So müssen die Stufenkennfelder bei veränderten Leitschaufelstellungen nicht weiter korrigiert werden, solange der Zuströmwinkelbereich des Kennfelds nicht überschritten wird. Auch eine Änderung des Zuströmwinkels α durch Zapfluentnahmen zwischen den Stufen lässt sich mit diesem Vorgehen simulieren. Zu der Zuströmwinkeländerung kann es kommen, wenn durch die Art der Luftentnahme zwar die Axialgeschwindigkeit c_{ax} sinkt, der Drall aber erhalten bleibt. Beispielhaft ist dies in Abbildung 16 zu sehen. Zur Korrektur dieser Effekte bei der gemeinsamen Erzeugung der Stufenkennfelder müssten diese ebenfalls den Eintrittswinkel als zusätzlichen Kennfeldparameter erhalten. Die Abweichungen des Eintrittswinkels aufgrund einer veränderten Zapfluentnahme sollten aber im Allgemeinen gering sein, da sich je nach Ausführung der Entnahme auch die Umfangskomponente der Strömungsgeschwindigkeit c_u mit der Zapfluentmenge ändert.

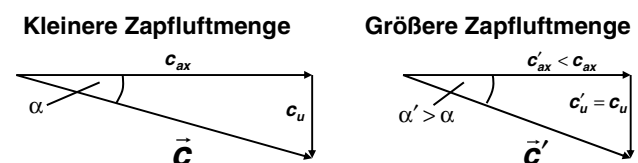


Abbildung 16: Mögliche Veränderung des Strömungswinkels in der folgenden Stufe bei einer veränderten Zapfluentnahme

3.4 Numerische Integration

Die Integration der Stufenkennfelder in das Leistungsrechnungsprogramm stellt keine großen Herausforderungen an den Anwender. Der Aufwand bei der Modellerzeugung steigt etwas, da die Vorgaben für den Verdichter jetzt für jede einzelne Stufe gemacht werden müssen. Zusätzlich benötigt jede einzelne Stufe die Kennfelder, die ihr Verhalten beschreiben, und zusätzlich, je nach Art der Kennfelderzeugung, noch die Tabellen mit den Referenzbedingungen für Eintrittstemperatur und -druck beziehungsweise das Kennfeld für den Austrittswinkel aus der Stufe.

Das globale Iterationsschema der Leistungsrechnung wird für jede Verdichterstufe um eine Iteration vergrößert, da der Betriebspunkt der Stufe auf der Drehzahllinie iterativ bestimmt werden muss. Der Drehzahlparameter der Stufe und der Eintrittswinkel bei einer Berechnung mit getrennt erzeugten Stufenkennfeldern sind bei der Berechnung jeder Stufe schon aus der Berechnung der vorigen Stufe bekannt und müssen nicht iteriert werden. Die Werte für die erste Verdichterstufe werden genauso iteriert wie bei der Gesamtverdichtermodellierung. Zu beachten ist, dass sich die Verdichterleistung bei beiden Stufenmodellierungen erst durch die Summierung der Leistungsbedarfe der einzelnen Stufen ergibt.

3.5 Ergebnisvergleich der verschiedenen Modelle

Die Rechengenauigkeit bei der Nachrechnung des Betriebspunkts, an dem die Kennfelder erzeugt wurden, ist bei einer Stufenmodellierung theoretisch kleiner, da sich numerische Ungenauigkeiten und Interpolationsfehler beim Auslesen der Stufenkennfelder aufaddieren können. Um auszuschließen, dass diese Effekte einen nennenswerten Einfluss auf das Ergebnis haben, werden die Kennfelder aus dem Mittelschnittverfahren in ein Kerntriebwerksmodell bestehend aus Einlauf, Verdichter, Brennkammer, Turbine und Düse integriert. Der untersuchte Verdichter hat ein Druckverhältnis von fünf. Mit jedem der Modelle wird eine Betriebslinie berechnet, um die Abweichungen zwischen dem Gesamtverdichter- und den Stufenmodellen zu bestimmen. Wie in Abbildung 17 zu sehen ist sind die Abweichungen zwischen allen Modellen sehr klein, wobei die Ergebnisse mit getrennt erzeugten Stufenkennfeldern vor allem im Teillastbereich deutlich stärker abweichen. Diese Abweichungen resultieren vor allem aus den abweichenden Eintrittsbedingungen in den hinteren Stufen. Darauf wird im folgenden Abschnitt genauer eingegangen. Die Ergebnisse für die gemeinsam erzeugten Stufenkennfelder weichen hingegen nur sehr wenig von der Gesamtverdichtermodellierung ab, wodurch die Berechnung mit Stufenkennfeldern validiert ist.

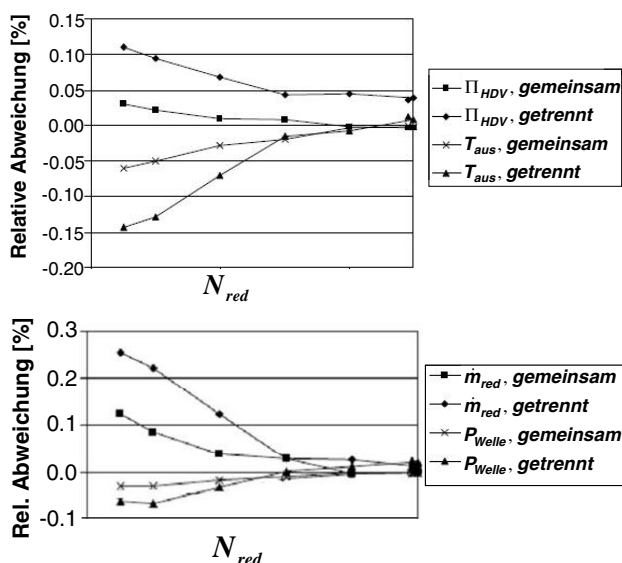


Abbildung 17: Abweichung zwischen gemeinsam und getrennt erzeugten Stufenmodellen und dem Gesamtverdichtermodell an der Arbeitslinie

4. KORREKTUREN BEI VERÄNDERTEN LAST-ZUSTÄNDEN

Wie in Abbildung 17 zu sehen ist, weichen die Ergebnisse der Stufenmodellierung mit getrennt erzeugten Stufenkennfeldern weiter von den Ergebnissen der Gesamtverdichtermodellierung ab als die Ergebnisse mit gemeinsam erzeugten Stufenkennfeldern. Hauptsächlich lässt sich dies auf die konstanten Eintrittsbedingungen während der Kennfelderzeugung zurückführen. Bei einem vom Auslegungspunkt abweichenden Betrieb des Verdichters kommt es dadurch zu einer Diskrepanz zwischen den Bedingungen, bei denen das Kennfeld erzeugt wurde, und den aktuellen Betriebsbedingungen, wodurch sich die Reynoldszahl ändert. Bei einer sinkenden Reynoldszahl steigen die Reibungsverluste im Verdichter an. Gleichzeitig sinkt die Fähigkeit der Gitter die Strömung umzulenken. Mehr Informationen zum Reynoldseinfluss auf das Verdichterverhalten finden sich bei Schäffler [10].

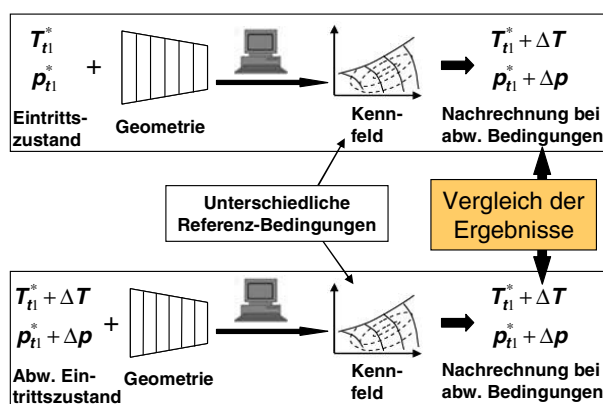


Abbildung 18: Validierung der Reynoldskorrektur

Um diesen Einfluss auszugleichen müssen die Stufenkennfelder der hinteren Stufen korrigiert werden. Da der untersuchte Verdichter nur ein geringes Druckverhältnis aufweist und sich damit die Reynoldszahl nur in einem sehr kleinen Bereich ändert, wird die Validität der Korrektur bei Stufenkennfeldern für abweichende Eintrittsbedingungen in den Verdichter gezeigt. Dafür werden zwei Sätze Kennfelder erstellt und zwar zum einen bei Standarteintrittsbedingungen und zum anderen bei veränderten Eintrittsbedingungen, wie in Abbildung 18 zu sehen ist.

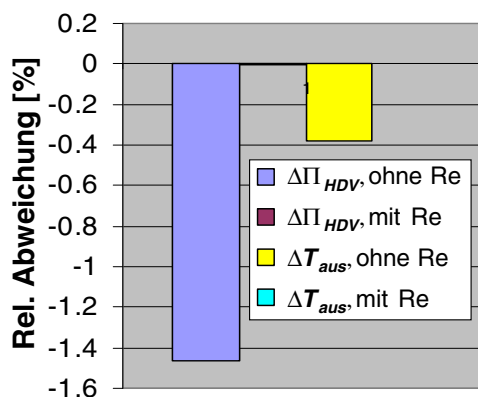


Abbildung 19: Abweichung des Stufenmodells (getrennt erzeugte Kennfelder) bei abweichenden Eintrittsbedingungen mit und ohne Reynoldskorrektur

Zuletzt wird der Betriebspunkt des Kerntriebwerks bei dem gleichen abweichenden Eintrittsdruck unter Benutzung des Standardkennfelds einmal ohne Reynoldskorrektur und einmal mit Reynoldskorrektur bestimmt und mit dem exakten Kennfeld verglichen. Wie in Abbildung 19 zu erkennen ist, gehen die Abweichungen durch die Anwendung der Reynoldskorrektur sehr deutlich zurück.

5. FAZIT

Es wurden zwei verschiedene Arten präsentiert, Stufenkennfelder für die Leistungsrechnung zu erstellen. Im Vergleich zur konventionellen Gesamtverdichtermodellierung fallen gemeinsame Vor- und Nachteile auf, die in Tabelle 1 zusammengefasst sind.

Korrektur transienter Einflüsse	
Transiente Spaltänderung der Stufen	+
Transiente Wärmeströme zwischen den Stufen	+
Korrekturen stationärer Einflüsse	
Enthalpieanstieg der Zapfluftentnahme	+
Kennfeldkorrektur für abweichende Zapfluftmengen	+
Kennfeldkorrektur für abweichende Stellung variabler Statoren	+
Numerik und Integration	
Aufwand der Modellerstellung	-
Rechenzeit (durch zusätzliche Iterationen)	-
Rechengenauigkeit bei der Nachrechnung des Kennfelds	o

+: besser, o: keine Änderung, -: schlechter

Tabelle 1: Vorteile der Stufenmodellierung im Vergleich zur Gesamtverdichtermodellierung

Zu sehen ist, dass die Stufenkennfeldmodellierung zusätzlich zur verbesserten Bestimmung von transienten Einflüssen auf das Verdichterverhalten auch nötige Korrekturen für stationäre Abweichungen vom Auslegungspunkt besser bestimmen kann. Beide Vorteile werden mit einer aufwändigeren Modellierung des Verdichters erkauft, da für jede Stufe eigene Kennfelder benötigt werden. Für die hinteren Stufen werden je nach Stufenmodellierung pro Stufe sogar ein oder zwei Kennfelder mehr benötigt als für den Gesamtverdichter. Zusätzlich steigt die Rechenzeit für die Simulation leicht an, da das Iterationschema pro Stufe um eine Gleichung erweitert wird. Aufgrund des erhöhten Aufwands wird sich die Stufenmodellierung nur rentieren, wenn die transienten Einflüsse für das Simulationsergebnis von entscheidender Bedeutung sind.

In Tabelle 2 sind die Vor- und Nachteile der getrennt erzeugten Stufenkennfelder im Vergleich zu den gemeinsam erzeugten dargestellt. Zusammengefasst lässt sich sagen, dass die Verwendung getrennt erzeugter Stufenkennfelder mit dem Eintrittswinkel als zusätzlichem Kennfeldparameter die Korrektur für Drallabweichungen aufgrund variabler Statoren und der Zapfluftentnahme erleichtert. Die festgehaltenen Eintrittsbedingungen erleichtern die Rechnung bei weit abweichenden „unmöglichen“ Betriebsbedingungen und die Interpretation der Drehzahlparameter. Gleichzeitig werden dadurch große Abweichungen zwischen den Referenzbedingungen bei der Kennfelderzeugung und

den echten Betriebsbedingungen hervorgerufen, so dass die Genauigkeit der Ergebnisse sinkt.

Korrekturen stationärer Einflüsse	
Dralländerung aufgrund Zapfluft	+
Kennfeldkorrektur für abweichende Stellung variabler Statoren	+
Abweichung der Referenzbedingung zu Betriebsbedingungen	-
Interpretation der Drehzahlparameter	+
Numerik und Integration	
Anzahl Kennfelder und Kennfeldparameter	o
Referenzbedingungen bei „unmöglichen“ Betriebsbedingungen	+
Rechengenauigkeit	-
Erzeugung der Stufenkennfelder	
Numerische Erzeugung	-
Erzeugung aus Testdaten	-

+: besser, o: keine Änderung, -: schlechter

Tabelle 2: Vergleich der Modellierung mit getrennt erzeugten Stufenkennfeldern zu den gemeinsam erzeugten

Am problematischsten ist aber die fehlende Möglichkeit die getrennten Stufenkennfelder aus einem gemeinsamen Verdichterprüfstandtest zu gewinnen. Die getrennte Vermessung würde eine erhebliche Änderung des Vorgehens bei der Verdichterauslegung und –validierung und einen erheblichen Mehraufwand bedeuten. Deshalb werden die gemeinsam erzeugten Stufenkennfelder für die weitere Untersuchung empfohlen.

DANKSAGUNG

Die Autoren danken MTU Aero Engines GmbH und dem Institut für Luftfahrtantriebe (ILA) der Universität Stuttgart für die Erlaubnis die hier vorgestellten Ergebnisse veröffentlichten zu dürfen.

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Bauerfeind, K.: „Die exakte Bestimmung des Übertragungsverhaltens von Turboluftstrahltriebwerken unter Berücksichtigung des instationären Verhaltens seiner Komponenten“. Dissertation. Fakultät für Maschinenwesen. Technische Universität München. München. 1968.
- [2] Cumpsty, N.A.: „Compressor Aerodynamics“. Longman Scientific & Technical, Longman Group UK Limited, Essex. ISBN: 0-582-01364-X. 1989.
- [3] Davis, M.; O'Brien, W.: „A Stage-by-Stage Post-Stall Compression System Modeling Technique“. AIAA-87-2088. 1987.
- [4] Garrard, D.; Davis, M.; Hale, A.; Chalk, J.; Savelle, S.: „Analysis of Gas Turbine Engine Operability with the Aerodynamic Turbine Engine Code“. ISABE 97-7034. 1997.
- [5] Kurzke, J.: „Calculation of Installation Effects within Performance Computer Programs“. AGARD-LS-183. 1992.
- [6] Larjola, J.: „Transient Simulation of Gas Turbines Including the Effects of Heat Capacity of the Solid Parts“. Dissertation. Laboratory of Aerodynamics. Helsinki University of Technology. Otaniemi. 1982.
- [7] Mathioudakis, K.; Stamatis, A.: „Compressor Fault Identification from Overall Performance Data Based on Adaptive Stage Stacking“. ASME 92-GT-28. 1992.

- [8] MacCullum, N.R.L.: „Thermal Influences in Gas Turbine Transients – Effects of Changes in Compressor Characteristics“. ASME 79-GT-143. 1979.
- [9] Procacci, R.; Rispoli, F.: „Off Design Performance Evaluation of Deteriorated Variable Geometry Axial Flow Compressors“. ASME 95-CTP-35. 1995.
- [10] Schäfler, A.: „Experimental and Analytical Investigation of the Effects of Reynolds Number and Blade Surface Roughness on Multistage Axial Flow Compressor“. ASME79-GT-2. 1979.
- [11] Schmidt, K.-J., MTU-interne Unterlagen für Vortrag an der Technischen Universität München. München. November 2007.
- [12] Staudacher, S.; Berns, W.; Ye, H.: „Modeling Multistage Compressors by Several Split Compressors“. ISA-BE-2003-1019. 2003.
- [13] Stone, A.: „Effects of Characteristics and Matching on Axial-Flow-Compressor Performance“. Transactions of the ASME, Paper No. 57-A-139. 1958.
- [14] Stott, C.S.: „Estimation and Analysis of Axial Flow Compressor Performance by a Method of Stage Stacking“. G.T.C.C. Aerodynamics Sub-Comitee Report No. 445. Bristol. 1962.
- [15] Willon, R.G.; Seldner, K.: „Multistage Compressor Simulation Applied to the Prediction of Axial Flow Instabilities“. NASA TM X-1880. Lewis Research Center, Cleveland, Ohio. 1969.