

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNGEN ZUM EINFLUSS DES DREHZAHVERHÄLTNISSSES AUF DIE STABILITÄTSGRENZE EINES ELEKTRISCH ANGETRIEBENEN GEGENLÄUFIGEN FANS

S. Hawner*, A. Hupfer*

* University of the federal armed forces of Germany Munich, Institute of Aeronautical Engineering,
Werner-Heisenberg-Weg 39, Neubiberg, Germany

Zusammenfassung

Die Nutzung individueller Elektromotoren für die Rotoren eines gegenläufigen Flugtriebwerks ermöglicht es, das Drehzahlverhältnis für den aktuellen Betriebspunkt zu optimieren. Es wird aufgezeigt, dass dadurch die aerodynamische Stabilitätsgrenze der Fanstufe deutlich zu stärker angedrosselten Zuständen verschoben und dadurch der mögliche Betriebsbereich erweitert werden kann. Dies wird auf eine Reduktion des Inzidenzwinkels am Eintritt des hinteren Rotors zurückgeführt. Basierend auf der Auswahl geeigneter Elektromotoren wird ein Thermalmanagement entworfen, das sich trotz Limitierungen hinsichtlich des Bauraums umsetzen lässt.

Keywords

Gegenläufige Fanstufe; Anpassung des Drehzahlverhältnisses, Propulsor

1. EINLEITUNG

Vor dem Hintergrund des sich beschleunigenden Klimawandels und eines bereits auf ca. 2,5 % gestiegenen Anteils der Luftfahrt an den weltweiten anthropogenen Emissionen werden zunehmend auch für diese Branche strengere Vorgaben erlassen. Ziel ist es, den Übergang zu einer nachhaltigeren Luftfahrt zu beschleunigen, etwa durch das Erreichen von Netto-Null- CO_2 -Emissionen bis 2050 gemäß Flightpath 2050. Für höhere Leistungsbereiche können erforderliche, disruptivere Ansätze in hybriden, beispielsweise wasserstoff-elektrischen Antriebskonzepten liegen. Batterieelektrische Antriebe scheinen hingegen aufgrund der geringen gravimetrischen Energiedichte von Batterien nur für Anwendungen denkbar, in denen die Reichweite entsprechend stark limitiert ist. [1-4]

In verschiedenen Projekten konnten bereits elektrische Antriebssysteme, basierend auf offenen Propellern, realisiert und untersucht werden. Im hiesigen Projekt *ELAPSED* (*Electrified Aircraft Propulsion – safe, efficient, digitally linked*) als Teil des *digitalization and technology research center dtec.bw* der Bundeswehr [5] soll jedoch der Fokus auf ein elektrisches Antriebssystem für hohe subsonische Flugmachzahlen außerhalb des klassischen Auslegungsbereichs offener Propeller gelegt werden. Um den erforderlichen hohen spezifischen Schub zu erreichen, wird der Propulsor, wie in Abb. 1 dargestellt, ummantelt. Durch den Einsatz eines gegenläufigen Rotorsystems soll die aerodynamische Effizienz bei gleichzeitig hohem Stufendruckverhältnis bereits im Designpunkt gesteigert werden. Mit der Integration von Elektromotoren lassen sich darüber hinaus weitere aerodynamische Potenziale erschließen, die sich aus der Kombination mit einer gegenläufigen Stufe ergeben.

Moderne Elektromotoren können sehr hohe Wirkungsgrade von über 90 %, je nach Maschinentyp sogar 95 %, erreichen [6, 7]. Zusätzlich kann gezeigt werden, dass im Gegensatz zur klassischen Gasturbine die Auslegungs- und Ausgangsleistung kein Haupteinflussfaktor auf die Effizienz des Elektromotors ist. Stattdessen können, wie

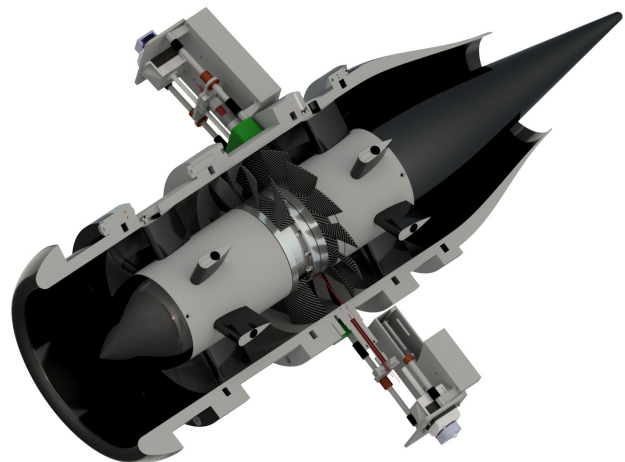


Abb. 1. Rendering des IPS mit verkürztem Einlauf, CFK-Beschaufelung und beiden Traversiereinheiten.

z.B. im Automobilbau bereits realisiert, an Stelle eines großen viele kleine Motoren eingesetzt und hohe Systemwirkungsgrade durch Architekturen verteilter Antriebe erreicht werden [8-10]. Dieser Ansatz kann auf das hier betrachtete gegenläufige System übertragen werden, indem jeder Rotor individuell angetrieben wird, sodass sich für den optimalen Betrieb ein weiterer Freiheitsgrad in Form des Drehzahlverhältnisses ergibt. In einer klassischen Gasturbine würde eine solche Freiheitsgrad-Erweiterung zu einem erheblichen Anstieg der mechanischen und konstruktiven Komplexität führen. Mittels zwei individueller Elektromotoren erscheint es hingegen möglich, den Off-Design-Betrieb deutlich effizienter zu gestalten und potenziell den möglichen Betriebsbereich durch eine Verschiebung der aerodynamischen Stabilitätsgrenze der Fanstufe zu erweitern. Bevor im weiteren Verlauf anhand experimenteller Ergebnisse das aerodynamische Optimierungspotential untersucht wird, soll zunächst betrachtet werden, wie sich Propulsor- und Elektromotordesign gegenseitig beeinflussen. Dabei werden auch die beson-

Tab. 1. Designpunkt-Spezifizierung des IPS. Iterativ bestimmte Werte sind kursiv gesetzt.

Parameter	Value	Unity
Druckverhältnis R_1 π_{R1}	1,11	—
Druckverhältnis R_2 π_{R2}	1,09	—
Druckverhältnis Einlauf π_E	0,997	—
Druckverhältnis Schubdüse π_D	0,995	—
is. Wirkungsgrad R_1 $\eta_{R1, is}$	0,838	—
is. Wirkungsgrad R_2 $\eta_{R2, is}$	0,806	—
Wellenleistung R_1 P_{R1}	13,5	kW
Wellenleistung R_2 P_{R2}	12,5	kW
Drehzahl R_1 n_{R1}	28500	rpm
Drehzahl R_2 n_{R2}	25410	rpm

deren Herausforderungen aufgezeigt, die sich aus der Anwendung von Elektromotoren in einem solch kompakten Antriebssystem ergeben, insbesondere hinsichtlich des Thermalmanagements.

2. PROPULSOR- UND ELEKTROMOTORDESIGN

Für die im hiesigen Projekt betrachteten Antriebe im Bereich von ca. 30 kW und hohem spezifischen Schub werden Fanschaufeln geringer Schaufelhöhe benötigt. Um empirische Formulierungen zu vermeiden, bspw. zur Bestimmung der Wirkungsgrade, die in der Regel eher für Schaufeln großer Schaufelhöhe Gültigkeit besitzen, wurde eine CFD-basierte und automatisierte Auslegungsmethodik entwickelt. Diese umfasst drei Schritte: die Propulsorberechnung auf Basis einer Spezifizierung der Betriebscharakteristik im gewünschten Designpunkt, die automatische Geometriegenerierung der Fanschaufeln sowie die ebenfalls automatisierte CFD-Simulation mit dieser Geometrie. Diese Schritte werden iterativ wiederholt, bis zunächst geschätzte und anschließend mittels CFD bestimmte Parameter, wie die genannten isentropen Wirkungsgrade, konvergieren. Die Methodik wurde zunächst in [11] anhand eines Propulsors mit klassischer Rotor-Stator-Stufe erprobt und in [12] auf das gegenläufige Innovative Propulsion System (IPS) übertragen. Da auch die in dieser Arbeit vorgestellten Untersuchungen auf dem IPS basieren (vgl. Abb. 1), wird dessen grundlegendes Design im Folgenden kurz erläutert. Die grundlegende Spezifizierung des Designpunkts ist in Tabelle 1 zusammengefasst, wobei iterativ ermittelte Parameter kursiv gesetzt sind. Der vordere Rotor wird von einer ungestörten Strömung aus der Umgebung beaufschlagt. Entsprechend ist kein Drall vorhanden, sodass sich ein absoluter Strömungswinkel $\alpha_{1,1}$ von 90° ergibt wie in Abbildung 2 gezeigt. Der hintere Rotor muss hingegen die durch den vorderen Rotor beeinflusste und mit Drall behaftete Abströmung aufnehmen. Die Auslegung erfolgte unter der Zielvorgabe, dass die Abströmung keinen Drall aufweist, $\alpha_{1,3} = 90^\circ$, und dass die Vorderkanten ohne Inzidenzwinkel i angeströmt werden. Aufgrund der endlichen Anzahl Schaufeln kommt es zu Minderumlenkungseffekten. Selbst wenn die Strömung jeweils tangential zur Skelettlinie der Profile abströmt, in Abbildung 2 gestrichelt dargestellt, weist die Strömung nach Vermischung mit den Stromlinien zwischen den Profilen einen größeren absoluten bzw. relativen Strömungswinkel auf. Als Ausgleich wird der Schaufelhinterkantenwinkel um $\Delta\beta_k$ angepasst. Auch dies kann typischerweise über empirische Formu-

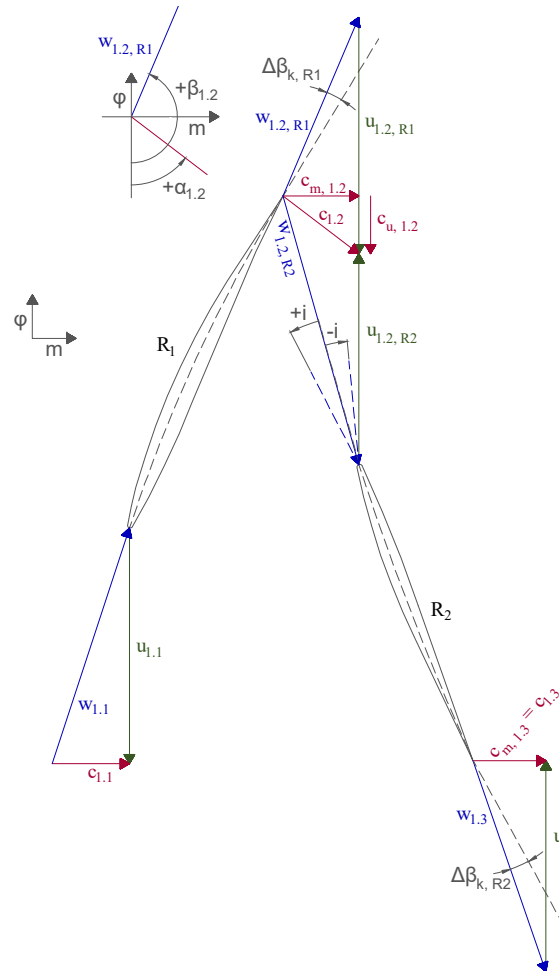


Abb. 2. Schaufelplan des IPS im Design Punkt und Meanline-Radius gemäß Auslegung. Exemplarisch sind der absolute und relative Strömungswinkel, α und β , an Pos. 1.2 eingetragen, können analog aber auch für die Pos. 1.1 und 1.3 bestimmt werden.

lierungen ermittelt werden, wird hier aber auch iterativ anhand der CFD-Simulationen individuell für verschiedene Radien gefunden und festgelegt, sodass die gewünschten Abströmwinkel $\alpha_{1,2}$ und $\alpha_{1,3}$ erreicht werden. Kommt es bspw. aufgrund von Androsselung zu einer Änderung der Meridiankomponente der Strömung, verändert sich die Einströmung in die Rotoren und ein Inzidenzwinkel entsteht. Dieser ist für die späteren Diskussionen beispielhaft für den zweiten Rotor sowohl in positive als auch negative Richtung mit eingezeichnet.

Mit dem Ziel einer hohen Effizienz über die Gesamtstufe wurde das angestrebte Gesamtdruckverhältnis von 1,21 aufgrund der unterschiedlichen Einströmbedingungen ungleich auf beide Rotoren verteilt. Der vordere Rotor weist entsprechend ein höheres Totaldruckverhältnis von $\pi_{R1} = 1,11$ auf, während für den hinteren $\pi_{R2} = 1,09$ gewählt wurde. Zusätzlich wurde für den hinteren Rotor eine höhere Schaufelanzahl gewählt. Wie erwartet, ergibt sich trotzdem ein höherer isentroper Wirkungsgrad $\eta_{R1, is}$ über den ersten Rotor. Die spezifizizierte Leistung der Rotoren im Designpunkt wurde durch die maximale elektrische Ausgangsleistung der genutzten Netzteile von 15,3 kW limitiert. Unter Berücksichtigung von Kabel- und Controllerverlusten wurde für den vorderen Rotor $P_{R1} = 13,5$ kW gewählt, woraus sich mit dem iterativ bestimmten isentropen Wirkungsgrad über den Rotor ein Massenstrom von 1,31 kg/s ergibt. Zusätzlich wurden die Totaldruckverluste über Einlauf und Düse sowie der isentrope Wirkungsgrad

und die Leistung des zweiten Rotors iterativ ermittelt. Weitere spezifizierte Designparameter, wie Teilungsverhältnisse oder relative Blattdicken, fließen ebenfalls in das Design-Tool ein. Wie ausführlich in [12] erläutert, wurde das in Abbildung 1 gezeigte finale Design zunächst mit kohlenstofffaserverstärkten Rotorschaukeln realisiert und experimentell untersucht. CFK-Schaukeln bieten zwar Vorteile im Hinblick auf den Leichtbau, gehen jedoch mit Formabweichungen aus der Fertigung und Einflüssen durch die Schaufel-Scheibe-Verbindungen sowie einer bislang unzureichenden Absicherung der Werkstoffkennwerte für strukturelle mechanische Verformungssimulationen im Betrieb einher. Eine experimentelle aerodynamische Validierung unterliegt damit größeren Unsicherheiten, sodass die Untersuchungen mit integral gefertigten Rotorstufen aus einer Aluminium-Knetlegierung EN AW-7050 durchgeführt wurden. Eine vorab durchgeführte FEM-Analyse zeigt, dass sich zum Beispiel der Schaufelspitzenspalz (tip clearance) selbst unter voller Drehzahl lediglich im Bereich weniger Hundertstel Millimeter verändert.

Innerhalb des aerodynamischen Designs lassen sich Drehzahl, Innenradius und axiale Strömungsmachzahl der Rotoren nicht beliebig zueinander wählen. Für das radiale Gleichgewicht wurde eine über den Radius konstante Enthalpiezufuhr festgelegt, wodurch die Umlenkung in der Nähe der Nabe am größten wird und daher dieser Bereich besonders anfällig für Ablösungen ist. Als zu überprüfendes Kriterium kann die Diffusionszahl D herangezogen werden, die insbesondere von der Umlenkung und der Verzögerung der Strömung abhängig ist. Vor allem im Bereich kleiner Radien sollte sichergestellt werden, dass Werte von 0,6 nicht überschritten werden, da ansonsten die Verluste stark ansteigen [13]. Zur Reduktion der Diffusionszahl bei gegebener spezifischer Arbeitszufuhr kann die axiale Strömungsgeschwindigkeit gesteigert oder entweder Nabendurchmesser oder Drehzahl zur Senkung der benötigten Umlenkung erhöht werden. Eine Erhöhung des Nabendurchmessers oder der axialen Strömungsgeschwindigkeit führt jedoch bei der hier fest vorgegebenen Antriebsleistung zu einer geringen Schaufelhöhe. Dadurch nimmt der Einfluss von 3D-Effekten zu, z.B. aufgrund der tip clearance, die die aerodynamische Effizienz der Schaukeln stark beeinträchtigen. Die Drehzahl wiederum kann auch nicht beliebig gesteigert werden, da dies die mechanische Belastung rotierender Bauteile erhöht. Für den hier betrachteten Anwendungsfall mit einer hohen spezifischen Arbeitszufuhr wurden als Kompromiss relativ niedrige axiale Machzahlen im Bereich von 0,2 sowie relative hohe Drehzahlen der Rotoren gewählt, um zu geringen Schaufelhöhen zu vermeiden. Dadurch ergaben sich akzeptable Diffusionszahlen von 0,2 bis 0,47 für den vorderen Rotor, die nur im Nabebereich unter 15 % radialer Höhe auf bis zu 0,56 ansteigen. Dies deutet, wie bereits erwähnt, auf ein erhöhtes Risiko für Strömungsablösungen im Nabebereich hin, was insbesondere bei starker Androsselung durch reduzierte Düsenquerschnitte von Bedeutung ist und daher im weiteren Verlauf anhand der Messdaten eingehend analysiert wird. Aufgrund des geringeren Druckverhältnisses ist die Ablösegefahr des hinteren Rotors weniger kritisch. Dessen Diffusionszahlen liegen im Bereich von 0,2 bis 0,4 und erreichen auch im Nabebereich nur maximal 0,46.

2.1. Elektromotordesign

Maßgeblich für das Erreichen der genannten hohen Motorwirkungsgrade ist der tatsächliche Betriebspunkt des

eingesetzten Elektromotors. Für einen möglichst effizienten Systembetrieb sollte der Motor daher spezifisch auf die Anwendung ausgelegt oder entsprechend ausgewählt werden. Im Folgenden wird eine grundlegende Bewertung geeigneter Maschinen- und Reglertypen vorgenommen. Darüber hinaus werden zentrale Freiheitsgrade und Spezifizierungen im Motordesign aufgezeigt, die eine an die hier diskutierte Anwendung angepasste Auslegung und Auswahl ermöglichen. Auf diese Weise können sowohl die experimentellen Untersuchungen zur flexiblen Anpassung des Drehzahlverhältnisses durchgeführt als auch ein effizienter Motorbetrieb über einen möglichst weiten Lastbereich sichergestellt werden. Aus der Motorauswahl und -charakteristik ergeben sich wiederum Herausforderungen, die ihrerseits einen direkten Einfluss auf das Design sowie die experimentellen Untersuchungen des IPS haben.

2.1.1. Motortyp

Für die grundsätzliche Auswahl geeigneter Elektromotoren für Luftfahrtanwendungen wird eine Orientierung an den Anforderungen des Automobilsektors als sinnvoll erachtet, da dessen Elektrifizierung bereits weit fortgeschritten ist. Als wesentliche Kriterien gelten ein hoher Wirkungsgrad, ein breiter nutzbarer Drehzahl- und Drehmomentbereich, eine hohe spezifische Leistung sowie eine ausgeprägte Fehlertoleranz. Darüber hinaus spielen auch wirtschaftliche Aspekte eine zentrale Rolle [14]. Gleichstrommaschinen benötigen einen Verschleiß und Reibung erhöhenden mechanischen Schleifkontakt, die sogenannte Bürste, die zusammen mit dem Kommutator mechanisch die Rotorwindungen umpolt. Dem gegenüber stehen die für mobile Anwendungen heute nahezu ausschließlich genutzten Wechselstrommaschinen, die grundsätzlich aufgrund des bürstenlosen Designs (eng. brushless) effizienter sind. Das hervorgerufene und zur Drehung des Rotors benötigte Magnetfeld wird bei diesem Maschinentyp gedreht, indem auf dem Stator sitzende Spulen, in der Gesamtheit auch Wicklung genannt, zeitlich nacheinander elektronisch angesteuert werden. Unabhängig davon, ob die Energiequelle Wechsel- oder Gleichstrom ist, werden solche elektrisch kommutierte Wechselstrommaschinen über einen leistungselektronischen Inverter gespeist. Dieser wird typischerweise als Electronic Speed Controller (ESC) oder Frequenzumrichter bezeichnet und erzeugt, aus einem DC-Zwischenkreis gespeist, dreiphasige Ströme variabler Amplitude und Frequenz. Die Magnetpole befinden sich in der Regel auf dem Rotor und können durch Erregerwicklung erzeugt werden. In diesem Fall läuft der Rotor dem Feld nach und es wird von einer Asynchronmaschine gesprochen. Werden die Pole hingegen durch Permanentmagnete erzeugt, läuft der Rotor synchron zum erzeugten Statorfeld - entsprechend wird von einem Permanentmagnet-Synchronmotor (PMSM) gesprochen. [6, 15]

Aufgrund höherer realisierbarer Wirkungsgrade und Leistungsdichten ist ein genereller Wechsel von den Asynchronmaschinen hin zu Synchronmaschinen mit permanent erregten Magneten im Automobilsektor beobachtbar [14]. Trotz der höheren Kosten dominieren in der Leistungstechnik inzwischen aufgrund ihres hohen Wirkungsgrades im Bereich von 92 bis 97 % und der hohen gravi- sowie volumetrischen Leistungsdichten die PMSM-Maschinen gegenüber den bisher weit verbreiteten Asynchronmotoren, deren Wirkungsgrad typischerweise zwischen 75 bis 92 % liegt [6, 7]. Eine Untergruppe der PMSM-Maschinen bilden die bürstenlosen Gleichstrommotoren (BLDC), die auch als

elektronisch kommutierte Gleichstrommaschine bezeichnet und zu den Wechselstrommaschinen gezählt werden. Sie werden überwiegend im Modellflugzeugbau eingesetzt, wurden aber ursprünglich auch im Elektroautomobilbau verwendet. Wie später diskutiert sind diese Maschinen kostengünstiger, weisen aber geringfügig niedrigere Wirkungsgrade und etwas unstetigere Momentenverläufe auf. [16]

Für die Anwendung im gegenläufigen System mit einem hohen spezifischen Schub sind eine hohe volumetrische Leistungsdichte für den Einbau im Nabenbereich und eine geringe Wärmeentwicklung durch einen hohen Wirkungsgrad entscheidend, da die Wärmeabfuhr insbesondere in einer Fluganwendung aufwändig ist. Grundsätzlich geeignet erscheinen also auch hier wie im Automobilsektor die PMSM-Systeme. Soll ein kostengünstigeres System realisiert werden, bei dem Spitzenlasten lediglich kurzzeitig abgerufen werden, erweisen sich hinsichtlich der Ausgangsleistung vergleichbare BLDC-Systeme als vorteilhafter. Kurzzeitig erhöhte Wärmeentwicklungen könnten durch die Wärmekapazität des Systems gepuffert werden. Für den Teststandsbetrieb eignen sich diese Systeme jedoch nicht, da hier hohe Lasten kontinuierlich erbracht werden müssen, um detaillierte aerodynamische Messungen zu ermöglichen.

2.1.2. Funktionsweise und Effizienz

Die drei Spulen von PMSM-Maschinen sind um jeweils 120° versetzt auf dem Stator verbaut; der Rotor besitzt eine definierte Anzahl an Magnetpolpaaren, jeweils bestehend aus einem Nord- und einem Südpol. Unter Last entsteht ein Phasenwinkel, auch Lastwinkel genannt, zwischen dem Rotor- und dem Statorfeld. Je größer das geforderte Drehmoment, desto größer wird dieser Winkel. Solange der Regler aber die Phasen zum richtigen Zeitpunkt mit Spannung beaufschlagt, bleibt der Rotor synchron zur Ansteuerung. Selbst ohne äußere Last verursacht z.B. die Lagerreibung ein kleines Gegenmoment, das ebenfalls einen minimalen Lastwinkel erzeugt. Daher muss die aktuelle Rotorlage entweder sensorlos geschätzt oder mithilfe eines Lagegebers, z.B. Hall-Sensoren oder Encoder, erfasst werden, damit der Controller die Phasen im richtigen Moment ansteuern kann. Wird eine Spannung U_S an eine Statorspule eines Motors angelegt, fließt der Strom I_S , der zusammen mit dem Magnetfeld des Rotors ein Drehmoment erzeugt. Einerseits hängt der fließende Strom vom ohmschen Widerstands R_S der Spule ab. Andererseits wird durch die Bewegung des Motorrotors gegenüber der Spule wiederum eine Spannung induziert, die trotzdem als elektromotorische Kraft E_b bezeichnet wird (EMK, engl. back electromotive force, EMF). Diese ist proportional zur Winkelgeschwindigkeit ω des Rotors und zum magnetischen Fluss Φ , der u.a. von der Flussdichte der Rotor-Magnete sowie von der wirksamen Luftspaltfläche A abhängt [15]:

$$(1) \quad E_b \propto \Phi \cdot \omega.$$

Insgesamt gilt

$$(2) \quad U_S = E_b + I_S \cdot R_S + L_S \cdot \frac{dI_S}{dt}$$

wobei L_S die Induktivität der Spule beschreibt. Die induzierte Spannung E_b wirkt der angelegten Spannung U_S entgegen und steigt mit zunehmender Drehzahl des Rotors. Bei einer verteilten Statorwicklung, deren Spulen mehrere Nuten überspannen, ergibt sich ein annähernd sinusförmiger

Verlauf der induzierten Spannung. Konzentrierte Spulenwicklungen erzeugen hingegen - in Kombination mit entsprechend ausgelegter Rotoren - eher trapezförmige Verläufe der induzierten Spannung und werden typischerweise eher für BLDC-Systeme genutzt. Dem trapezförmigen Verlauf entsprechend werden solche Maschinen mittels 120° -Blockkommutation (Six Step) betrieben, umgesetzt durch Pulsweitenmodulation (PWM). [15]

Im Gegensatz wird zur Erzeugung der sinusförmigen Verläufe eine feldorientierte Regelung (FOC) benötigt, welche die erforderlichen Sollspannungen bzw. Sollströme berechnet. Zur Umsetzung dieser Sollgrößen in reale Schaltsignale für die Leistungshalbleiter kommt üblicherweise die Raumvektormodulation (engl. space vector modulation, SVPWM) oder ein vergleichbares Modulationsverfahren zum Einsatz. [6, 15] Durch den sinusförmigen Verlauf stellt sich ein etwas gleichmäßigerer Drehmomentverlauf und geringere Oberströme ein. Dadurch ist der Wirkungsgrad im Vergleich zu BLDC-Maschinen in der Regel leicht höher und entsprechend die Erwärmung der Maschine geringer [17]. Aufgrund der Ansteuerung mittels FOC ist die Komplexität eines solchen Systems jedoch höher [15].

Unter vereinfachender Betrachtung stationärer Zustände bestimmt die Differenz $U_S - E_b$ die Stromstärke I_S , das erzeugte Drehmoment M_S ist proportional zu dieser [15]:

$$(3) \quad M_S \propto N \cdot I_S \cdot l.$$

Dabei stellt die Windungszahl N einen der zentralen Parameter bei der Motorkonfiguration dar. Sie beschreibt, aus wie vielen Windungen jede Spule besteht, der Draht also jeweils in Schleife gelegt wird. Die Länge des Motors l stellt neben der Anzahl an Windungen einen weiteren Design-Freiheitsgrad des Motors dar. Zusätzlich hängt das Drehmoment vom oben bereits erwähnten sogenannten Lastwinkel ab, also vom Phasenwinkel zwischen Rotor- und Statorfeld, der mit steigender Last zunimmt. Ist das von außen aufgebrachte Lastmoment zusammen mit dem durch Reibung im Motor erzeugte Moment kleiner als das vom Motor erzeugte Moment, beschleunigt der Rotor, bis sich über die erhöhte Drehzahl die EMK, gemäß obiger Formel (1), und I_S so weit anpassen, dass das erzeugte Drehmoment der Last entspricht. Steigt bei konstant angelegter Spannung U_S die äußere Last, verlangsamt der Motor aufgrund der Momentendifferenz. Durch die verringerte Drehzahl sinkt wiederum die induzierte Spannung E_b , sodass der Strom I_S und damit das erzeugte Moment steigen - bis ein neues Gleichgewicht erreicht ist. [15]

Je geringer der ohmsche Wicklungswiderstand R_S ist, desto größer wird bei erhöhter Spannungsdifferenz $U_S - E_b$, hervorgerufen durch ein angestiegenes äußeres Moment, die Stromstärke I_S und damit auch das erzeugte Moment. Entsprechend nimmt die Drehzahl bei steigender Last weniger stark ab, je geringer der Wicklungswiderstand R_S ist. Ein solcher Motor wird als drehzahlsteif bezeichnet, da sich dessen Drehzahl n bei Laständerungen nur geringfügig verändert. Vereinfacht lässt sich dieser Zusammenhang über die kV -Zahl des Motors darstellen [17]:

$$(4) \quad n = kV \cdot (U_S - I_S \cdot R_S).$$

Hierbei ist kV eine motorspezifische Konstante, welche die Leerlaufdrehzahl pro Volt angibt (z.B. in $U/min/V$), jedoch aufgrund von Reibung im Motor nie ganz erreicht werden kann. Hergestellt wird der Zusammenhang zwischen effektiver Spannung an der Spule und stationär erreichter Drehzahl, wobei die Spannung an alle Spulen des Motors

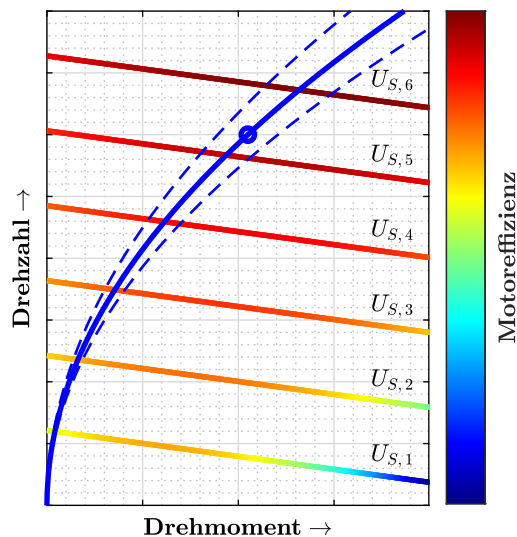


Abb. 3. Stark vereinfachter qualitativer Zusammenhang zwischen Motordrehmoment/-effizienz und -drehzahl in Abhängigkeit von sechs exemplarischen effektiven Spannungen $U_{S,1}$ bis $U_{S,6}$, orientiert an exemplarischen Motorkennfeldern ausgeführter Maschinen in [15, 18]. Zusätzliche Darstellung der Drehzahl-Drehmoment Charakteristik des Propulsorrotors in blau mit Designpunkt als Kreis, ohne Bezug zur Effizienzindizierung.

zeitlich versetzt angelegt wird und entsprechend auch von der effektiven Wicklungsspannung gesprochen wird. Es kann gezeigt werden, dass die kV -Zahl abhängig vom Kehrwert der Windungszahl ist. Je mehr Windungen verbaut sind, desto langsamer dreht der Motor bei einer gegebenen Spannung. Umgekehrt steigt mit der Windungszahl aber das erzeugbare Moment M_S entsprechend obiger Gleichung (3). Die hier diskutierten Elektromotoren können in Innen- und Außenläufer unterschieden werden, je nachdem, ob der Rotor des Motors innerhalb oder außerhalb des Stators verbaut ist. Während mit Außenläufern aufgrund des typischerweise größeren Radius eher kleinere Drehzahlen bei höheren Drehmomenten realisiert werden können, lässt sich dieses Verhältnis mit Innenläufern umkehren, die tendenziell höhere kV -Zahlen aufweisen.

Insgesamt ergeben sich daraus für den Motor charakteristische Drehzahl-/Drehmoment-Kennlinien $n = f(M)$ [15]. Wie oben erläutert erfordert eine höhere Drehzahl eine höhere Spannung U_S . Da jedoch die Versorgungsspannung U_C – etwa durch Batterie oder, wie im vorliegenden Aufbau, durch ein Netzteil – konstant ist, regelt der Controller den effektiven Spannungswert an der Spule U_S über den zeitlichen Mittelwert. Dies erfolgt durch PWM oder SVPWM, bei der die Phasenspannungen mithilfe der Transistoren des Controllers in hoher Frequenz ein- und ausgeschaltet werden. [15] In Abhängigkeit der effektiven Spannung U_S ergibt sich eine Kurvenschar und entsprechend ein Drehzahl-Drehmoment-Kennfeld. Wie in Abbildung 3 qualitativ anhand der exemplarischen, mit $U_{S,1}$ bis $U_{S,6}$ gekennzeichneten Kurven dargestellt, gibt jede dieser Kurven vereinfacht den Zusammenhang zwischen Drehmoment und Drehzahl bei einer bestimmten effektiven Spannung wieder – je höher diese ist, desto höher ist die Drehzahl. Im hier betrachteten Anwendungsfall stellen die Triebwerksrotoren einen zusätzlichen Zusammenhang zwischen Drehzahl und benötigtem Drehmoment dar – beispielsweise im Fall von Rotor 1 $M_{R1} = f(n_{R1})$. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 3 qualitativ als blaue Rotorkennlinie dargestellt. Die gestrichelten blauen Kurven

zeigen – ebenfalls qualitativ – einen möglichen Bereich, in dem sich die Betriebslinie des Rotors in Abhängigkeit weiterer Parameter verschieben kann. Dies können z.B. die aktuellen Luftdichte oder das Drehzahlverhältnis sein. Auch eine höhere Lufttemperatur erfordert eine höhere mechanische Drehzahl, um eine gleichbleibende aerodynamische (korrigierte) Drehzahl sicherzustellen. Um einen gewünschten Betriebspunkt innerhalb dieses Feldes zu erreichen, muss der Controller die effektive Spannung so einstellen, dass der Betriebspunkt auf der entsprechenden Motorkennlinie liegt. Nur dann stimmt das vom Motor erzeugte Moment mit dem vom Rotor geforderten Moment überein, und ein stationärer Betrieb ist möglich. Um in allen Lastbereichen ein ausreichendes Beschleunigungsvermögen sicherzustellen, darf der Betriebspunkt maximaler Drehzahl nicht auf der obersten Motorkennlinie liegen, die bei maximal möglicher effektiver Spannung erreicht wird (Kurve $U_{S,6}$ in Abb. 3). Nur wenn eine gewisse Differenz zwischen induzierter Gegenspannung und effektiver Spannung eingestellt werden kann, kann ein ausreichendes Beschleunigungsvermögen des Motors sichergestellt werden. Entsprechend müssen der Design Punkt des Propulsors, in Abb. 3 qualitativ als Kreis mit eingezeichnet, und das Motordesign, also insbesondere Windungszahl, Motorlänge und das Spannungsniveau der DC-Controllerversorgung U_C , relativ zueinander gewählt werden. Dazu muss beachtet werden, dass der gesamte elektrische Antriebsstrang vom Netzteil bis zur Motorwicklung Spannungsverluste generiert. Ohmsche Verluste in Leitungen, Steckverbindern oder Controller-Bauteilen führen bei hoher Last zu merklicher Reduktion der maximal möglichen effektiven Spannung am Motor. Insbesondere die Zuleitungskabel sollten daher ausreichend dimensioniert sein, auch wenn dies dem Leichtbauprinzip in Fluganwendungen entgegensteht. Kabel sollten zudem möglichst kurz gehalten werden. Ein Kompromiss ist notwendig, wenn z.B. der Controller aus thermischen oder konstruktiven Gründen nicht unmittelbar in der Nähe des Motors untergebracht werden kann. Die Ausgangsspannung am Netzteil bzw. Batteriesystem muss daher ausreichend hoch gewählt werden, um trotz der Verluste entlang der Kette am Motor eine gewünschte Wicklungsspannung bereitstellen zu können. Zu beachten ist in diesem Kontext insbesondere der Skineneffekt, der bei hochfrequenter PWM-Ansteuerung durch Selbstinduktion die effektive Querschnittsfläche der Leitungen reduziert und somit deren Widerstand erhöht. Um diesen Effekt zu minimieren, sollten Litzenleitungen mit vielen parallel geführten Einzeldrähten verwendet werden [19, 20]. Bezogen auf die Versorgungskette bis zum DC-Zwischenkreis des Controllers verringert ein höheres Spannungsniveau die ohmschen Verluste. Die Effizienz des Motors ändert sich hingegen kaum, da sich die Reduktion der Stromstärke durch die dann notwendige Erhöhung der Windungszahl und Reduktion der Drahtdicke ausgleichen [15]. Allerdings steigen mit höheren Betriebsspannungen auch die Anforderungen an Isolation und elektrische Durchschlagsfestigkeit. In hochfliegenden Anwendungen wird diese Problematik verschärft, da die Durchschlagsfestigkeit der Luft gemäß Paschen-Gesetz durch den abnehmenden Luftdruck zusätzlich sinkt.

Wie in Abb. 3 dargestellt, variiert die Motoreffizienz entlang der Kennlinien. Sowohl in Richtung kleiner als auch großer Drehmomente sinkt die Effizienz und erreicht dazwischen ein Maximum. Insbesondere im hohen Lastbereich sollte sichergestellt werden, dass auch bei abweichenden

Betriebsbedingungen die Rotorkennlinie im hohen Effizienzbereich liegt. Durch Überdimensionierung des Motors kann dessen Effizienz weiter gesteigert werden [15, 21], dies muss jedoch für Fluganwendungen hinsichtlich Gewicht und Volumen auf Gesamtsystemebene evaluiert werden. Trotz des typischerweise großen Bereichs hoher Effizienz muss das Kennfeld genau bekannt sein. Nur dann können Rückschlüsse auf die Rotoreffizienz gezogen werden und somit eine Vergleichbarkeit zu den mit CFD ermittelten Werten hergestellt werden. Im vorliegenden Fall muss die Gesamteffizienz des Systems aus Controller und Motor separat vermessen werden, sodass ein Zusammenhang zwischen Effizienz, Drehzahl und Drehmoment und somit zur messbaren Eingangsleistung in den Controller hergestellt werden kann. Alternativ könnte über eine Drehmomentenmessung an der Welle die mechanisch nutzbare Leistung gemessen und darüber die elektrische Verlustleistung bestimmt werden. Die Integration einer solchen Messung lässt sich mit den gegebenen Anforderungen hinsichtlich Kompaktheit an das Gesamttriebwerk jedoch nicht umsetzen.

2.2. Thermalmanagement

Durch die oben beschriebenen ohmschen Verluste erwärmen sich die verbauten Leitungen, wobei die temperaturkritischen Komponenten des Motors die Spulen selbst sind. Deren zulässige Betriebstemperatur ist durch die Isolierstoffklasse der die Windungen gegeneinander isolierenden Lacks begrenzt, die eine Lebensdauereinstufung ermöglicht und typischerweise der Klasse H (180°C) entspricht. Bei Temperaturen über 180°C reduziert sich die Lebensdauer deutlich, ab 250°C kann der Lack zu versagen beginnen [22]. Grob abschätzend halbiert oder verdoppelt sich die Lebensdauer mit einer Zu- bzw. Abnahme der Temperatur um 10°C im kontinuierlichen Betrieb [15]. Einfluss auf die Temperaturentwicklung in der Wicklung hat die Wahl des grundsätzlichen Wickeltyps. Diese kann eisen- und damit nutzenlos sein. Bei diesem Prinzip umschließen die drei Spulen jeweils den Rotor, wodurch relativ große Wickelköpfe vorne und hinten am Motor entstehen. Diese tragen nicht zur Kraftwirkung bei und erhöhen den ohmschen Widerstand. Außerdem kann diese Art von Wickelkopf nur durch einen Luftstrom durch den Motor gekühlt werden. Dieses Prinzip erfordert aufgrund der größeren Fertigungstoleranzen einen größeren Luftspalt zwischen Rotor und Stator. Dem gegenüber steht das Prinzip, in dem die Wicklungen auf längs entlang der Statorinnenseite laufenden Nuten gewickelt werden. Dieser Wicklungstyp führt zu deutlich kleinere Wicklungsköpfen und erlaubt geringere Fertigungstoleranzen, sodass der Luftspalt kleiner sein kann und damit die Induktion bzw. Flussdichte größer wird. Der mögliche Effizienzgewinn wird aber wiederum durch eine Kraftwirkung zwischen den Nuten und den Magneten des Rotors kompensiert, das sogenannte Rastmoment (engl. cogging-torque), die in einem leicht schwankenden Drehmoment resultiert (engl. Torque-Ripple). [15]

Zur Wärmeabfuhr werden auch in mobilen Anwendungen trotz der Zunahme an Komplexität und des höheren Gewichts Flüssigkühlungen eingesetzt. Umgesetzt werden Wassermäntel um den Stator, direkte Slot- oder Kanalkühlungen sowie Ölkühlung bis hin zu Öl-Sprüh-Konzepten, weil sie deutlich höhere Wärmeflüsse erlauben [23, 24]. Zusätzlich wird in offenen Motorbauarten auf der Motorwelle ein Fan verbaut, der das Motorinnere durch einen Luftstrom kühlt. Dies erfordert jedoch einen freien Einbau des Motors

mit Zugang zu Frischluftzufuhr an den entsprechenden Ein- und Auslässen. Ebenfalls verwendet werden Kühlrippen auf der Motorausenseite, insbesondere in großindustriellen Anwendungen. [15]

Länger anhaltende Hot-Spot-Temperaturen oberhalb der Isolierstoffklasse sollten vermieden werden. Kurzfristige hohe Motorleistungen, bei denen die Wärme nicht mehr vollständig vom Kühlsystem abgeführt werden kann, können im Bereich weniger Minuten erbracht werden, begrenzt durch die Wärmekapazität des Systems. Während dies im Modellbau üblich ist, erscheinen Messkampagnen oder ein Einsatz in Fluganwendungen so nicht realisierbar. Insbesondere für Luftfahrtanwendungen wird an höher temperaturfesten Isolationssystemen für höhere Betriebstemperaturen geforscht. Perspektivisch erscheint eine kleinere Auslegung der Kühlsysteme zumindest technisch möglich, wenn auch abhängig von der Zertifizierbarkeit, da es nicht für nur kurz auftretende Spitzenlast, wie in der Luftfahrt üblich, ausgelegt sein müsste. [22]

3. EXPERIMENTELLES SETUP

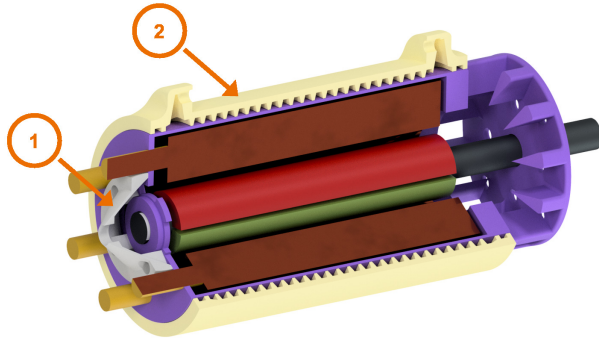
Im Detail wurde das experimentelle Setup bereits in [11] und [12] beschrieben. Daher wird im Folgenden nur auf Aspekte eingegangen, die bislang nicht erläutert worden sind und für die folgenden Diskussionen Relevanz haben oder sich geändert haben.

3.1. Motorauswahl und Thermalmanagement

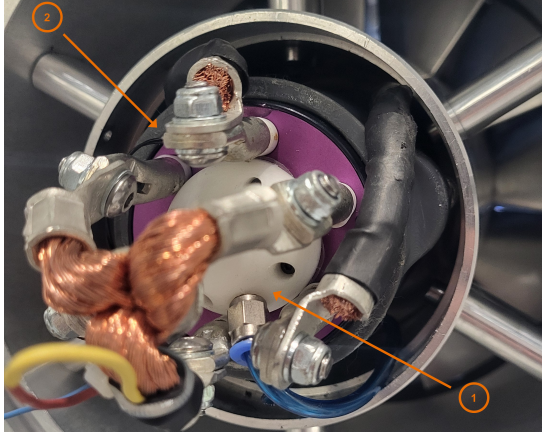
Basierend auf der vorangegangenen Diskussion sowie Hardware- und Sicherheitsanforderungen wurde als DC-Ausgangsspannung der Netzteile 60 V gewählt. Mit Verlusten in den Zuleitungskabeln und im Controller wird geschätzt, dass die maximal nutzbare effektive Wicklungsspannung 58 V beträgt. Da der Projektfokus auf der aerodynamischen Auslegung und Untersuchung des gegenläufigen Rotorsystems liegt, wurde zur Vermeidung der Entwicklungs- und Erprobungszeit eines neuen Motors ein bereits erprobter zugekauft. Um die benötigten hohen Drehzahlen erreichen zu können, wurde ein Innenläufer gewählt, der in Sternschaltung eine kV -Zahl von ca. 606 U/min/V aufweist. Als Leerlaufdrehzahl ergeben sich so 35 krpm . Damit sollte eine ausreichende Überdimensionierung zum gewählten aerodynamischen Design Punkt vorhanden sein. Zusätzlich sind so bei einem späteren Wechsel auf Dreiecksschaltung höhere Drehzahlen möglich. Zwischen Rotor und Motor kann aufgrund des minimalen Bauraums kein Drehmomentensensor verbaut werden. Da auch bislang kein Kennfeld von Motor und Controller erstellt werden konnte, muss dieses für spätere Arbeiten und Veröffentlichungen vermessen werden, um strömungsmechanische Wirkungsgrade der Rotoren bestimmen zu können.

Der Stator weist eine verteilte Wicklung auf, sodass eine FOC basierte Ansteuerung umgesetzt wird. Zur Überwachung wurden Temperatursensoren am Wicklungskopf, am Motorgehäuse und an den Zuleitungen verbaut. Bei Bedarf werden die Messungen unterbrochen, sodass sich das System abkühlen kann.

Aufgrund des minimalen Einbauraums im Nabenbereich der Rotorstufe entfallen Möglichkeiten zur Kühlung mittels äußerer Kühlrippen. Zusätzlich wird der Motor vor bzw. hinter dem jeweiligen Rotor in einer Glocke eingebaut, die vollständig gegen die Hauptströmung des Propulsors abgedichtet ist und keinen direkten Zugang zur Umgebungsluft hat. Da der Fokus auf der Aerodynamik der gegenläufigen Stufe liegt, sollten Nebeneffekte ausgeschlossen werden.



(a) Rendering und Schnittansicht des genutzten Innenläufers mit Kühlmantel (Kreis 2) und Druckluftzufuhr (Kreis 1).



(b) Eingebauter Motor des vorderen Rotors mit derselben Indizierung wie in Abb. 4a.

Abb. 4. Kühlsystem der verbauten Elektromotoren

Entsprechend wurde keine der Hauptströmung entnommene Luftströmung durch den Motor vorgesehen und sind daher auch weder konstruktiv noch in der vorangegangenen CFD berücksichtigt. Da der Wicklungstyp des Motors jedoch nutzlos ist, kann durch das Motorinnere aufgrund des tendenziell etwas größeren Luftspalts zwischen Rotor und Stator ein Luftmassenstrom geführt werden. Durch die Aufhängung der Motorglocken wurden daher Druckluft führende Schläuche gelegt, die am Motorende in einer 3D-gedruckten Aufnahme enden und so eine Luftzufuhr durch den Motor ermöglichen. In Abb. 4a sind der Motor und die Druckluftzufuhr (Kreis 1) als Rendering dargestellt. Abbildung 4b zeigt den Motor des vorderen Rotors mit Kühlsystem im eingebauten Zustand im Triebwerk. Am vorderen Motorende ist zusätzlich ein Lüfterrad auf der Welle montiert. Die Abluft wird durch Bohrungen in den Aufhängungen radial aus dem Gesamtsystem herausgeführt. Obwohl bspw. in [23] aufgezeigt wurde, dass Kühlmäntel weniger effektiv sind als z.B. direkt in die Statornuten integrierte Kühlkanäle, wird hier zunächst ein Kühlmantel umgesetzt, da ein Motor mit integrierter Kühlung nicht verfügbar war. Diese Kühlung wurde mittels einem 3D-gedruckten Zylinder mit einer innenliegenden spiralförmigen Wasserleitung umgesetzt (Kreis 2 in Abbildungen 4a und 4b). Ein externer Wasserkühler versorgt diese mit heruntergekühltem Wasser; die Schläuche werden ebenfalls durch die bereits genannten Aufhängungen geführt.

3.2. Prüfstands- und Propulsoraufbau

Wie in [12] ist das Hauptziel die experimentelle Vermessung von Kennfeldern in Form des Totaldruckverhältnisses über den ersten Rotor und die gesamte Stufe gegenüber der Um-

gebung, $\pi_{R_1,0}$ und $\pi_{R_2,0}$, sowie über den zweiten Rotor, π_{R_2} , in Abhängigkeit des korrigierten Massenstroms $\dot{m}_{korrr.}$ und der korrigierten Drehzahl $n_{korrr.}$. Diese werden mit der Temperatur und dem Druck einer Referenzbedingung, T_{ref} und p_{ref} , sowie der aktuellen Temperatur- und Druckbedingung während der Messungen T_t und p_t gebildet:

$$(5) \quad n_{korrr.} = n \cdot \sqrt{\frac{T_{ref}}{T_t}}$$

$$(6) \quad \dot{m}_{korrr.} = \dot{m} \cdot \sqrt{\frac{T_t}{T_{ref}}} \cdot \frac{p_{ref}}{p_t}$$

Radiale Totaldruckprofile werden hinter beiden Rotoren mittels radialer Traversiereinheiten und darin verbauten, kalibrierten 5-Loch-Sonden gemessen. Die Profile bestehen aus 19 radialen Messpositionen mit erhöhter Auflösung im wandnahen Bereich, die anschließend flächengemittelt werden, um den Betriebspunkt im Kennfeld darzustellen. Als weiterer Freiheitsgrad für die Messungen wird das im Versuch tatsächlich eingestellte Drehzahlverhältnis λ_V eingeführt

$$(7) \quad \lambda_V = \frac{n_{korrr.,R_2}}{n_{korrr.,R_1}} = \frac{n_{R_2}}{n_{R_1}} = \lambda_D \cdot \lambda$$

mit

$$(8) \quad \lambda_D = \frac{n_{R_2,D}}{n_{R_1,D}} = 0.892$$

Während λ_D das Drehzahlverhältnis aus dem ursprünglichen Design gemäß Tabelle 1 repräsentiert, stellt λ die aktuelle Anpassung des Drehzahlverhältnisses dar. Wird im Folgenden von einer Drosselkurve bei bspw. 60 % korrigierter Drehzahl gesprochen, bezieht sich dies auf den ersten Rotor und dessen Designdrehzahl, während die Drehzahl des zweiten in Abhängigkeit des Drehzahlverhältnisses davon abweichen kann. Nur bei einer gewählten Anpassung von $\lambda = 1$ dreht auch dieser Rotor mit 60 % von dessen Design-Drehzahl.

Im Gegensatz zu den manuell austauschbaren, 3D-gedruckten Schubdüsen, die für die ersten Messungen am gegenläufigen System in [12] genutzt worden sind, wurde nun eine Verstelldüse für die Messungen genutzt. Diese erlaubt eine deutlich feinere Auflösung der Drosselkurven. Während der innere Konus feststeht, kann der äußere verfahren werden, sodass sich der Düsenquerschnitt ändert. Durch die Verwendung von Stepper-Motoren wird sichergestellt, dass die jeweilige Position reproduzierbar ist. Jedoch gibt es, aufgrund von Fertigungstoleranzen, Unterschiede zwischen den mit der Verstelldüse angefahrenen Düsenquerschnitten und denen, die mit den festen Düsen eingestellt werden können. Trotzdem werden im folgenden auch die mit der Verstelldüse genutzten Düsenquerschnitte relativ zur Designdüse mit 100 % Düsenöffnung bezeichnet, bspw. 90 %. Zusätzlich kann aber auch weiterhin der verstellbare Teil durch einen festen äußeren Düsenkonus ersetzt werden, um definierte Düsenöffnungen, z.B. für künftige Vergleiche zur CFD, zu gewährleisten.

4. ERGEBNISSE DER DREHZAHLVARIATION

Im Folgenden sollen Auswirkungen einer Variation des Drehzahlverhältnisses auf die Stufenperformance diskutiert werden. Eine Quantifizierung sowie eine genauere Diskussion der auftretenden Strömungsphänomene soll jedoch erst in späteren Arbeiten im Vergleich zur CFD erfolgen.

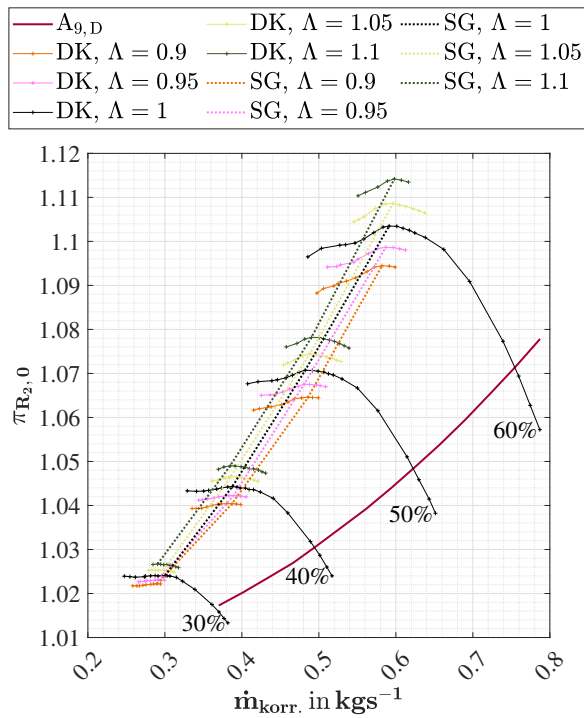


Abb. 5. Experimentell ermitteltes Kennfeld des IPS mit der Auslegungsbetriebslinie in dunkelrot (D) sowie den jeweiligen Drosselkurven (DK) und Stabilitätsgrenzen (SG) in Abhängigkeit der Anpassung des Drehzahlverhältnisses Λ .

Erst wenn alle Drehzahlen vollständig vermessen worden sind und, wie oben erläutert, notwendige Vermessungen der Motor- und Controllereffizienz durchgeführt wurden, wird eine detaillierte Diskussion möglich.

Um grundlegend zu prüfen, ob ein Potential vorhanden ist und dieses mit der verwendeten Messtechnik erfasst werden kann, wurden Drosselkurven des Propulsors bei vier korrigierten Drehzahlen bis 60 % der Auslegungsdrehzahl vermessen. Zusätzlich wurde jeweils das Drehzahlverhältnis sowohl um 5 % und 10 % erhöht als auch reduziert. Das resultierende Kennfeld über die Gesamtstufe ist in Abbildung 5 dargestellt. Außerdem wurde die Design-Betriebslinie mit der festen Designdüse vermessen, gekennzeichnet durch $A_{9,D}$ und feiner aufgelöst mit 2,5 % Schritten bei der Drehzahländerung. In schwarz sind die Drosselkurven mit dem Design-Drehzahlverhältnis dargestellt, die sowohl im entdrosselten Zustand bis zu 130 % Querschnittsfläche, bezogen auf die Designdüse, als auch im instabilen Bereich bis zu 55 % Querschnittsfläche vermessen wurden. Im Gegensatz dazu wurden die Drosselkurven mit verändertem Drehzahlverhältnis nur im Bereich der Stabilitätsgrenze von 60 % bis 72,5 % Düsenöffnung vermessen. In diesem Bereich erfolgte eine feinere Auflösung der Düsenöffnungen mit 1,25 % Schritten, während im entdrosselten Zustand benachbarte Betriebspunkte einen Unterschied von 10 % in der Düsenöffnung aufweisen. Dadurch konnten die Betriebspunkte des jeweils höchsten Druckaufbaus ausreichend genau bestimmt werden, um die Lage der Stabilitätsgrenze in Abhängigkeit des Drehzahlverhältnisses darstellen zu können.

Grundsätzlich lassen sich die für axiale Turbomaschinen typischen Drosselkurven erkennen. Mit zunehmender Androsselung flacht die Drosselkurve ab, bis nach dem Betriebspunkt des höchsten Druckaufbaus nicht nur der Massenstrom, sondern auch der Druckaufbau absinkt. Auch wenn mit steigender Drehzahl dieses Absinken

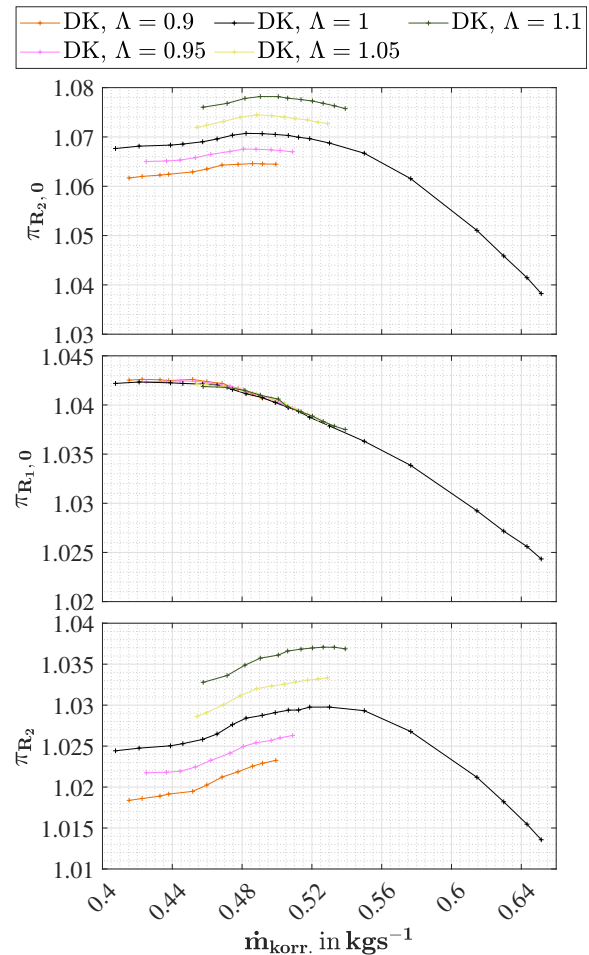


Abb. 6. Experimentell ermittelte Drosselkurven des IPS (DK) in Abhängigkeit der Anpassung des Drehzahlverhältnisses Λ bei 50 % korrigierter Drehzahl über die Gesamtstufe, oben, über den ersten Rotor, Mitte, und nur über den hinteren Rotor, unten.

ausgeprägter wird, ist der Übergang vom stabilen in den instabilen Bereich eher stetig und nicht abrupt.

Durch eine Erhöhung des Drehzahlverhältnisses verschiebt sich die Stabilitätsgrenze zu kleineren Düsenquerschnitten. Im gegensätzlichen Fall, also einer verringerten Drehzahl des hinteren Rotors, kehrt sich dieses Verhalten um und die Stabilitätsgrenze wird bereits bei größeren Düsenquerschnitten erreicht. Entsprechend kann durch eine Anpassung des Drehzahlverhältnisses bei Androsselung der Abstand des ausgelegten Betriebspunktes (mit Düse und Drehzahlverhältnis gemäß Auslegung) zur Stabilitätsgrenze vergrößert werden. Eine genauere Analyse wird anhand der in Abbildung 6 dargestellten Drosselkurven bei 50 % Drehzahl über die Gesamtstufe sowie separat über den vorderen und hinteren Rotor möglich. Da sich die Drehzahl des vorderen Rotors bei einer Variation des Drehzahlverhältnisses nicht ändert, befinden sich dessen Betriebspunkte mit minimalen Verschiebungen im Bereich der Messunsicherheit immer auf derselben Drosselkurve (Abb. 6 Mitte). Je langsamer der hintere Rotor dreht, $\lambda = 0,95$ und $\lambda = 0,9$, desto stärker wird dadurch der vordere Rotor belastet bzw. androsselt. Dadurch verschiebt sich ein düsenspezifischer Betriebspunkt auf der Drosselkurve des vorderen Rotors in Richtung höherer Druckverhältnisse. Bei den hier betrachteten Androsselungen flacht dessen Drosselkurve jedoch nur ab und es bildet sich ein Plateau aus. Im Gegensatz dazu kommt es beim hinteren Rotor zu einer deutlichen Reduktion des Totaldruckverhältnisses mit zunehmender Androsselung,

sodass sich ein instabiler Bereich ergibt (Abb. 6 unten). Aufgrund der Drehzahländerung verschieben sich die düsenspezifischen Betriebspunkte im Kennfeld des hinteren Rotors bei einer Veränderung des Drehzahlverhältnisses auf andere Drosselkurven. Je größer das Drehzahlverhältnis wird, desto kleiner wird der Düsenquerschnitt, bei der diese verschiedenen Drosselkurven den Punkt des höchsten Druckaufbaus erreichen. Diese Verschiebung ist für die Lage der Drosselkurve der Gesamtstufe maßgeblich.

Die unterschiedliche Charakteristik der Drosselkurven bei Androsselung, also das Erreichen eines Plateaus im Falle des vorderen Rotors gegenüber der stärker ausgeprägten Reduktion der Druckerhöhung des hinteren Rotors, kann anhand der radialen Totaldruckprofile nachvollzogen werden. Diese sind in Abbildung 7 ebenfalls bei 50 % Drehzahl dargestellt und wurden mit dem Design Drehzahlverhältnis vermessen. Sie stellen jedoch zur Verbesserung der Übersichtlichkeit nur eine Auswahl der tatsächlich für die in Abbildung 5 gezeigten Drosselkurven vermessenen Betriebspunkte dar. Es wird zunächst grundlegend deutlich, dass das Niveau der Totaldruckerhöhung des vorderen Rotors höher ist als das des hinteren, jeweils links bzw. rechts dargestellt. Dies entspricht der in Tabelle 1 zusammengefassten ursprünglichen Propulsorspezifizierung. Die gemessenen Totaldruckprofile lassen sich anhand der beobachtbaren Charakteristiken in drei Bereiche gliedern: den mittleren radialen Bereich, den Nabebereich und den durch die tip clearance beeinflussten äußeren Bereich. In jedem zeigt sich ein unterschiedliches Verhalten über die Stufe, sodass die Strömungscharakteristik im Folgenden differenziert betrachtet wird.

Das Druckverhältnis des vorderen Rotors steigt im mittleren radialen Bereich mit zunehmender Androsselung bis zu 60 %-Düsenöffnung, erst beim Wechsel zu 55 %-Düsenöffnung steigt es nicht mehr weiter. Im Nabebereich geschieht dies bereits bei der 75 %-Düse, bei weiterer Androsselung sinkt das Druckverhältnis sogar. Je geringer die radiale Höhe ist, desto größer ist die Düse, bei der der Umschlagpunkt in den instabilen Bereich auftritt. Aufgrund der gezeigten reduzierten Düsenauswahl kann die tatsächliche Düsenposition entsprechend abweichen.

Nach dem Eintritt in den ersten Rotor scheinen die starke Umlenkung im Nabebereich sowie der dortige hohe Diffusionsfaktor zu erheblichen Strömungsverlusten zu führen. Diese bewirken eine deutliche Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit, die bei zunehmender Androsselung bis hin zu lokalen Strömungsablösungen reicht, was dem beobachteten Rückgang des Totaldruckaufbaus im Nabebereich verursacht. Infolge der Ablösung am vorderen Rotor wird auch dessen Umlenkung geringer als durch das Profil vorgegeben. Gleichzeitig sinkt die Axialgeschwindigkeit aufgrund des verringerten Druckaufbaus deutlich, sodass der absolute Strömungswinkel α nach dem ersten Rotor sinkt. Dies ist in Abbildung 8 erkennbar, wobei sich die Winkeländerungen auf die in Abbildung 2 eingeführten Definition beziehen. Dadurch trifft die Strömung jedoch auch mit einem hohen negativen Inzidenzwinkel auf den zweiten Rotor auf. Die Entwicklung des Inzidenzwinkels an drei radialen Positionen ist in Abhängigkeit von der aktuellen Drosselstellung in Abbildung 9 dargestellt. Durch die steigende Fehlanströmung steigen Umlenkung und Diffusionsfaktor auch über den hinteren Rotor, wodurch dieser ebenfalls stark ablösegefährdet ist. Aufgrund der hohen Inzidenzwinkel am Eintritt des hinteren Rotors im Nabebereich bei kleinen Düsenquerschnitten kommt es vermutlich zu Ablösungen auf

dessen Saugseite. Da die Strömung an beiden Rotoren bei starker Androsselung abgelöst zu haben scheint, kommt es zu einer deutlichen Reduktion der axialen Strömungskomponente. Entsprechend resultieren sehr hohe absolute Strömungswinkel am Stufenaustritt des zweiten Rotors. Dass hier trotzdem ein hohes Totaldruckverhältnis über den hinteren Rotor gemessen werden kann muss anhand von späteren CFD-Simulationen bewertet werden.

Da die beschriebene Reduktion des Totaldruckverhältnisses über den vorderen Rotor nur im Nabebereich auftritt, dominiert sie den Verlauf von dessen Drosselkurve bei Androsselung nicht. Stattdessen bildet sich wie oben aufgezeigt ein Plateau aus, das der beschriebenen Entwicklung im mittleren radialen Bereich entspricht. In diesem Bereich richtet der hintere Rotor die drallbehaftete Abströmung des ersten Rotors bei großen Düsen wieder axial aus wie in Abbildung 8 ersichtlich wird. Jedoch erreicht der hintere Rotor in diesem Bereich im Gegensatz zum Nabebereich bereits bei 75 %-, teilweise bei 80 %-Düsenquerschnitt die höchsten Totaldruckverhältnisse. Wird weiter angedrosselt, verringert sich dessen Druckverhältnis deutlich. Vermutlich kann auch dies auf den ansteigenden Inzidenzwinkel in diesem Bereich zurückgeführt werden, da dieser ab 80 %-Düsenquerschnitt eine Größenordnung erreicht, in der die Verluste typischerweise merklich ansteigen. Da das Niveau des Inzidenzwinkels im mittleren radialen Bereich jedoch niedriger als im Nabebereich ist und die Strömung am vorderen Rotor nicht abgelöst zu haben scheint, liegt auch bei starker Androsselung noch eine solch große Axialkomponente in der Strömung vor, dass sich geringere absolute Strömungswinkel ausbilden.

Bei beiden Rotoren scheint der von der tip clearance beeinflusste Bereich bereits bei ca. 80 % radialer Höhe zu beginnen. Dies entspricht den vorherigen Annahmen, dass das Verhalten der hier betrachteten Schaufeln geringer Schaufelhöhe generell stark von 3D-Effekten beeinflusst ist. Vermutlich aufgrund von durch den Spalt hervorgerufenen Wirbeln liegt der Inzidenzwinkel der Einstromung des hinteren Rotors in diesem Bereich bereits bei großen Düsen in einem sehr hohen Bereich, sodass der Rotor die Strömung nicht wieder axial ausrichten kann. Entsprechend sinkt das Totaldruckverhältnis des hinteren Rotors in diesem Bereich bereits ab 80 %-Düsenquerschnitt, während es im Fall des ersten Rotors bis zur engsten Düse ansteigt. Entsprechend der oben diskutierten Auslegung ist der vordere Rotor im äußeren Bereich am geringsten belastet und kann daher im äußersten radialen Bereich stark angedrosselt werden, ohne dass die Strömung ablöst. Während im Nabebereich die Strömung also bei geringen Düsenquerschnitten vermutlich an beiden Rotoren abgelöst hat, scheint es im mittleren und äußersten radialen Bereich nur zu einer Ablösung am hinteren Rotor zu kommen - im äußersten Bereich wiederum so stark, dass ein Restdrall in der Strömung verbleibt, der der Drehrichtung des vorderen Rotors entspricht.

Wie aus Abbildung 9 hervorgeht, kann durch eine Erhöhung des Drehzahlverhältnisses die Fehlanströmung betragsmäßig reduziert werden. Im mittleren und nabennahen Bereich kann bei einer Steigerung des Verhältnisses, $\lambda = 1.1$, der Inzidenzwinkel um 1° bis 3° reduziert werden. Dies könnte schließlich bewirken, dass sich die lokale Stabilitätsgrenze hin zu kleineren Düsendurchmessern verschiebt. Im unteren Teil von Abbildung 9 wird dies anhand des Totaldruckverhältnisses über den hinteren Rotor erkennbar.

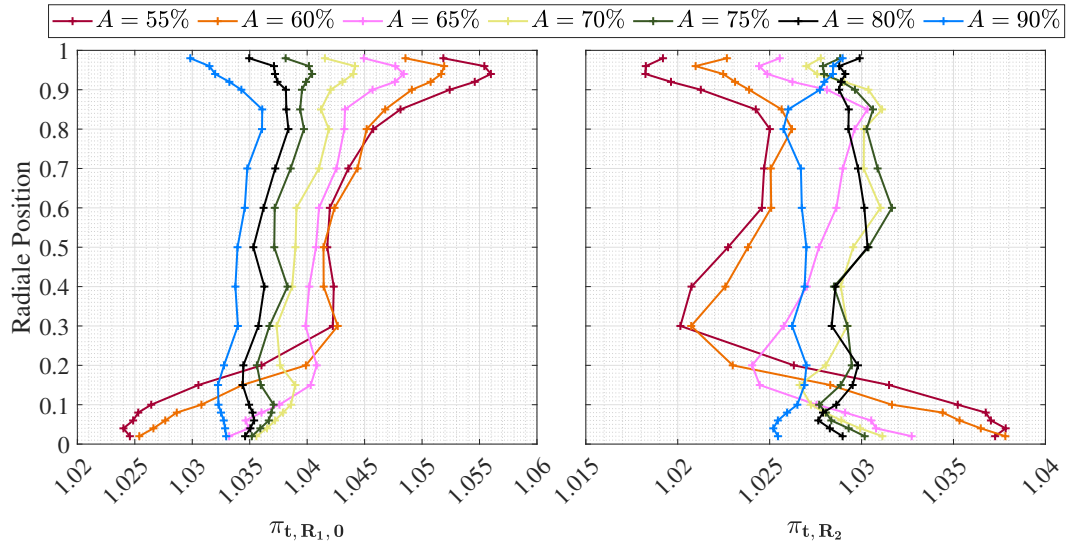


Abb. 7. Radialer Verlauf des lokalen Totaldruckverhältnisses über den ersten Rotor, links, sowie über den zweiten Rotor, rechts, bei 50 % korrigierter Drehzahl und dem Designdrehzahlverhältnis für 7 ausgewählte Düsenstellungen.

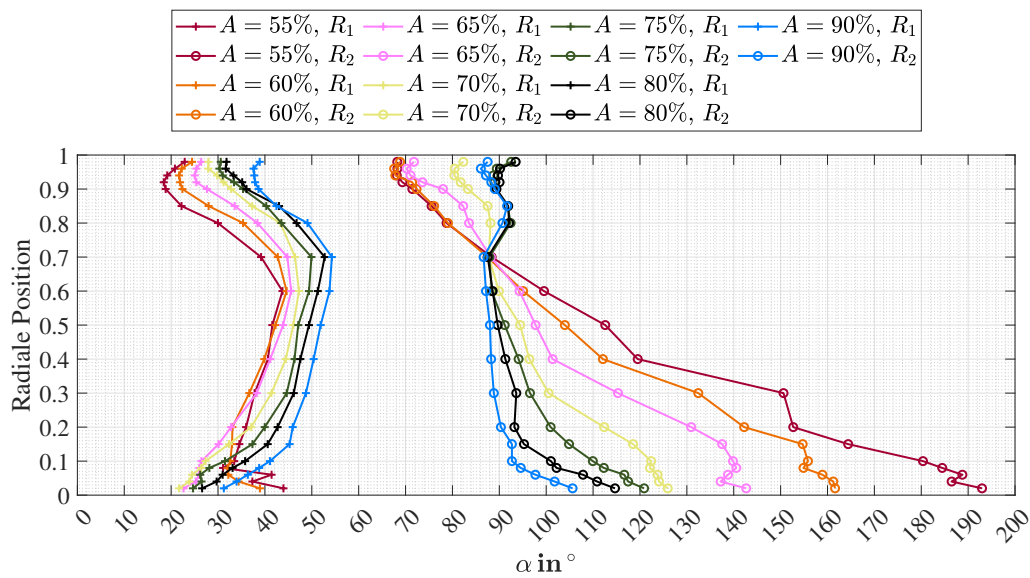


Abb. 8. Radialer Verlauf des lokalen, absoluten Strömungswinkels α hinter den beiden Rotoren bei 50 % korrigierter Drehzahl und dem Designdrehzahlverhältnis bei 7 ausgewählten Düsenstellungen.

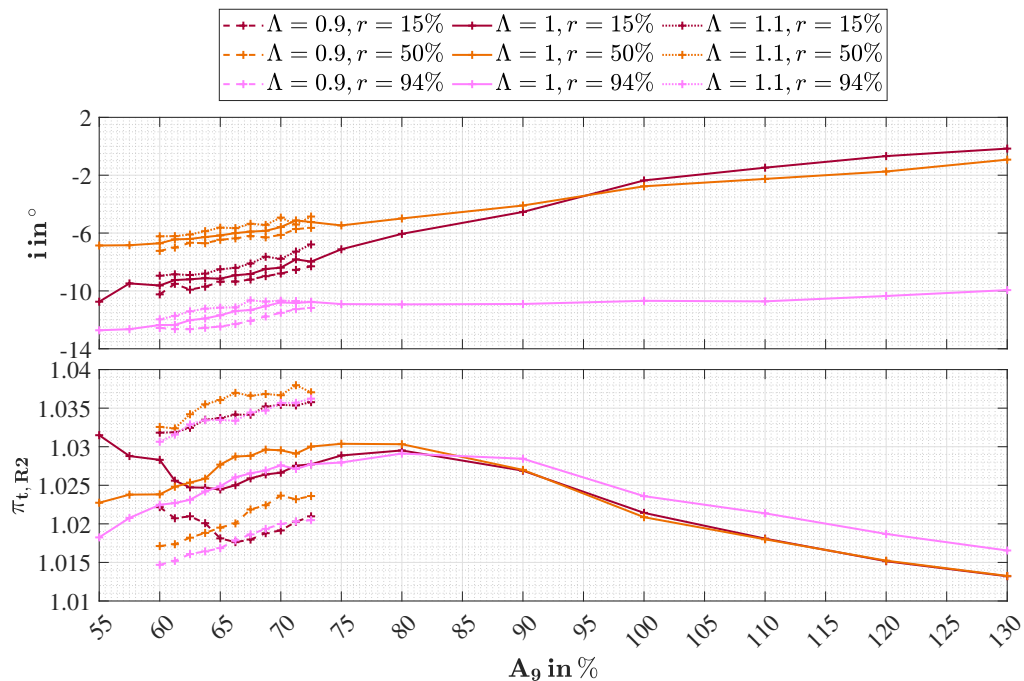


Abb. 9. Verlauf des Inzidenzwinkels i , oben, und des Totaldruckverhältnisses $\pi_{R_2,1}$ unten, über alle vermessenen Düsenstellungen an drei ausgewählten radialen Positionen bei 50 % korrigierter Drehzahl und drei Drehzahlverhältnissen.

Insbesondere im mittleren radialen Bereich scheint sich der Betriebspunkt des höchsten Totaldruckverhältnisses mit steigendem Drehzahlverhältnis entsprechend obiger Beobachtungen im Rahmen der Kennfelddiskussion zu kleineren Düsenquerschnitten zu verschieben.

5. ZUSAMMENFASSUNG

Es konnte gezeigt werden, dass die Lage der Stabilitätsgrenze insbesondere durch die Charakteristik des hinteren Rotors der gegenläufigen Stufe dominiert wird. Der Betriebsbereich der Stufe kann hinsichtlich angedrosselter Zustände durch eine Anpassung des Drehzahlverhältnisses erweitert werden. Vermutlich aufgrund einer betragsmäßigen Verringerung des Inzidenzwinkels verschiebt sich die Stabilitätsgrenze mit zunehmenden Drehzahlverhältnissen hin zu stärker angedrosselten Betriebspunkten. Die bisherigen Untersuchungen haben bereits klare Trends aufgezeigt und wertvolle Erkenntnisse geliefert. Für eine umfassendere Bewertung der Optimierungspotenziale ist jedoch eine Vermessung des vollständigen Kennfeldes, mindestens bis zur Design-Drehzahl, erforderlich. Darüber hinaus empfiehlt sich die Aufnahme vollständiger Drosselkurven auch bei angepassten Drehzahlverhältnissen und ausgewählten exemplarischen Betriebspunkten, da sich die Drosselkurven des hinteren Rotors nachweislich deutlich zu anderen Düsenstellungen verschieben. Außerdem erscheint es sinnvoll, das Untersuchungsfeld durch Messungen bei höheren Drehzahlanpassungen zu erweitern, um mögliche Limitierungen aufzuzeigen. Ferner konnte gezeigt werden, dass die Effizienz von Controller und Motor maßgeblich von deren Auslegung und dem jeweiligen Betriebspunkt abhängt. Eine genaue Kenntnis des Kennfeldes ist daher Voraussetzung für belastbare Rückschlüsse auf die Rotoreffizienzen, was in einer nachfolgenden Arbeit untersucht werden soll. Schließlich lassen sich die beschriebenen Fehlanströmungsphänomene erst durch die Einbeziehung validierter CFD-Simulationen im Detail analysieren und diskutieren.

6. DANKSAGUNG

Diese Veröffentlichung wird durch das Projekt *Electric Aircraft Propulsion - safe, efficient, digitally linked (ELAPSED)* innerhalb von *dtec.bw - Zentrum für Digitalisierungs- und Technologieforschung der Bundeswehr* gefördert.



Literatur

- [1] H.-O. Pörtner, M. T. D.C. Roberts, E.S. Poloczanska, A. K. Mintenbeck, M. Alegría, and M. Craig et al. Climate change 2022: Impacts, adaptation, and vulnerability. contribution of working group ii to the sixth assessment report of the intergovernmental panel on climate change. <https://www.ipcc.ch/report/ar6/wg2/>, 2022. Intergovernmental Panel on Climate Change.
- [2] International Energy Agency. Global energy review 2020. <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2020>, 2020. Accessed 20th of September 2023.
- [3] Royal Netherlands Aerospace Centre (NLR) and SEO Amsterdam Economics. Destination 2050: a route to net zero european aviation. <https://www.destination2050.eu/>, 2021. Accessed 18th of September 2023.
- [4] Publications Office of the European Union. Communication from the commission to the european parliament, the european council, the council, the european economic and social committee and the committee of the regions. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1576150542719&uri=COM%3A2019%3A640%3AFIN>, 2019.
- [5] Universitaet der Bundeswehr Muenchen. Forschungsprojekt elapsed. <https://www.unibw.de/elapsed>. Accessed 10th of September 2023.
- [6] Karolis Dambrauskas, Jonas Vanagas, Tomas Zimnickas, Artūras Kalvaitis, and Mindaugas Azubalis. A method for efficiency determination of permanent magnet synchronous motor. *Energies*, 13(4), 2020. ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en13041004.
- [7] Emmanuel Kinoti, Thapelo C. Mosetlthe, and Ade-dayo A. Yusuff. Multi-criteria analysis of electric vehicle motor technologies: A review. *World Electric Vehicle Journal*, 15(12), 2024. ISSN: 2032-6653. DOI: 10.3390/wevj15120541.
- [8] Liang Li, Litao Dai, Shuangxia Niu, Weinong Fu, and K. T. Chau. Critical review of direct-drive in-wheel motors in electric vehicles. *Energies*, 18(6), 2025. ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en18061521.
- [9] Junnian Wang, Zhenhao Zhang, Dachang Guo, Jiantu Ni, Changyang Guan, and Tianhui Zheng. Torque vectoring and multi-mode driving of electric vehicles with a novel dual-motor coupling electric drive system. *Automotive Innovation*, 7, 03 2024. DOI: 10.1007/s42154-023-00280-x.
- [10] Eduardo Louback, Atriya Biswas, Fabricio Machado, and Ali Emadi. A review of the design process of energy management systems for dual-motor battery electric vehicles. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 193:114293, 2024. ISSN: 1364-0321. DOI: 10.1016/j.rser.2024.114293.
- [11] Sebastian Hawner, Lukas Rduch, Henry Baumhöfener, and Andreas Hupfer. Development of carbon composite blades within the context of the experimental validation of a cfd-based design tool for contra-rotating, electric fan engines. *Aerospace*, 11(7), 2024. ISSN: 2226-4310. DOI: 10.3390/aerospace11070527.
- [12] Sebastian Hawner and Andreas Hupfer. Experimental design validation of an electric, ducted, and contra-rotating fan engine. *ISABE 2024*, 2024.
- [13] Seymour Lieblein, Francis C. Schwenk, and R. Broderick. Diffusion factor for estimating losses and limiting blade loadings in axial-flow-compressor blade elements. In *NACA-RM-E53D01*, 1953.
- [14] Emmanuel Agamloh, Annette von Jouanne, and Alexandre Yokochi. An overview of electric machine trends in modern electric vehicles. *Machines*, 8(2), 2020. ISSN: 2075-1702. DOI: 10.3390/machines8020020.

- [15] Martin Doppelbauer. *Synchronous Machines*, pages 247–260. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2024. ISBN: 978-3-658-45482-1. DOI: [10.1007/978-3-658-45482-1](https://doi.org/10.1007/978-3-658-45482-1).
- [16] Ion Boldea, Lucian N. Tutelea, Leila Parsa, and David Dorrell. Automotive electric propulsion systems with reduced or no permanent magnets: An overview. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 61(10):5696–5711, 2014. DOI: [10.1109/TIE.2014.2301754](https://doi.org/10.1109/TIE.2014.2301754).
- [17] Duane Hanselman. *Brushless Permanent Magnet Motor Design*, pages 67–201. Magna Physics Publishing, 01 2003. ISBN: 1-881855-15-5.
- [18] Annette Mai, Xinjun Liu, Bernhard Wagner, and Maximilian Hofmann. Current harmonics minimization of permanent magnet synchronous machine based on iterative learning control and neural networks. *Machines*, 11, 07 2023. DOI: [10.3390/machines11080784](https://doi.org/10.3390/machines11080784).
- [19] S. Iwasaki, Rajesh Deodhar, Yong Liu, Adam Pride, Z.Q. Zhu, and J.J. Bremner. Influence of pwm on the proximity loss in permanent-magnet brushless ac machines. *Industry Applications, IEEE Transactions on*, 45:1359 – 1367, 09 2009. DOI: [10.1109/TIA.2009.2023488](https://doi.org/10.1109/TIA.2009.2023488).
- [20] Ahmed Selema, Kotb B. Tawfiq, Mohamed N. Ibrahim, and Peter Sergeant. Winding loss suppression in inverter-fed traction motors via hybrid coil materials and configurations. *Applied Sciences*, 13(20), 2023. ISSN: 2076-3417. DOI: [10.3390/app132011429](https://doi.org/10.3390/app132011429).
- [21] Moritz Künzler, Robin Pflüger, Robert Lehmann, and Quentin Werner. Dimensioning of a permanent magnet synchronous machine for electric vehicles according to performance and integration requirements. *Automotive and Engine Technology*, 7, 06 2022. DOI: [10.1007/s41104-021-00097-y](https://doi.org/10.1007/s41104-021-00097-y).
- [22] Kavul Tshiloz, Alexander Charles Smith, Paul Michael Tuohy, and Tom Feehally. Investigation of wire insulation for high-temperature motor windings. *The Journal of Engineering*, 2019(17):4442–4445, 2019. DOI: [10.1049/joe.2018.8113](https://doi.org/10.1049/joe.2018.8113).
- [23] Joonbum Park, Kyoungseok Han, Hong-Soon Choi, and Il Seouk Park. Cooling and dynamic performance of electric vehicle traction motor adopting direct slot cooling method. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 147:106970, 2023. ISSN: 0735-1933. DOI: [10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106970](https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2023.106970).
- [24] Zabdur Rehman and Kwanjae Seong. Three-d numerical thermal analysis of electric motor with cooling jacket. *Energies*, 11(1), 2018. ISSN: 1996-1073. DOI: [10.3390/en11010092](https://doi.org/10.3390/en11010092).