

ENTWICKLUNG EINES CFD-AUSLEGUNGSTOOLS FÜR EIN GEGENLÄUFIGES, ELEKTRISCHES FANTRIEBWERK UND ANWENDUNG FÜR EINE PARAMETERSTUDIE IM DESIGNPUNKT

S. Hawner*, A. Hupfer*

* Universität der Bundeswehr München, Institut Aeronautical Engineering, Werner-Heisenberg-Weg 39, Neubiberg, Deutschland

Zusammenfassung

Elektrische Flugtriebwerke als disruptiver Technologieansatz stellen einen wichtigen Beitrag auf dem Weg zu einer emissionsfreien und klimaneutralen Luftfahrt dar. Ein Ansatz zur Erweiterung des Betriebsbereichs dieser Antriebe hinsichtlich Flughöhe und -geschwindigkeit ist der Einsatz einer Ummantelung; um den aufgrund hoher spezifischer Schübe niedrigen Vortriebswirkungsgrad zumindest teilweise zu kompensieren, können effiziente gegenläufige Rotoren eingesetzt werden. Für solche kleinen, elektrischen Propulsoren wird eine iterative Auslegungsmethodik entwickelt, die auf der direkten Einbindung von CFD-Simulationen anstelle von empirischen Formulierungen basiert. Es kann gezeigt werden, dass die inzwischen zur Verfügung stehende Rechenleistung ausreichend ist, um Propulsoren mit einem akzeptablen Zeitaufwand bei gleichzeitig ausreichender Genauigkeit anhand dieser Methodik auslegen zu können. Bereits nach wenigen Iterationen ist die Übereinstimmung von Auslegung und CFD-Simulation gut. Anhand einer exemplarischen Parameterstudie wird die Abhängigkeit der Propulsoreffizienz vom Teilungsverhältnis der Schaufeln im Design Punkt untersucht. Zur Vorbereitung zukünftiger experimenteller Validierungen wird außerdem ein Herstellungsverfahren für CFK-Schaukeln aufgezeigt.

Keywords

Gegenläufiges elektrisches Fantriebwerk; CFD-Auslegungstool

NOMENKLATUR

Formelzeichen

c	Geschwindigkeit
h	Flughöhe
i	Winkelanpassung Vorderkante
n	Drehzahl
p	prozentuale Abweichung
p	Druck
d	relative Profildicke
F	Schub
i	Schaukelanzahl
Ma	Machzahl
P	Leistung
s	Sehnenlänge
t	Teilung
α	absoluter Strömungswinkel
β	relativer Strömungswinkel
δ	Winkelanpassung Hinterkante
η	Wirkungsgrad
π	Totaldruckverhältnis

Indizes

is	isentrop
s	spezifisch
t	total
u	Umfangskomponente
0	ungestörte Anströmung
11	engster Querschnitt Einlauf
1.1, 12	Eintritt Fanstufe
1.2	Übergang Rotor 1 zu 2
1.3, 13	Austritt Fanstufe
9	Austritt Düse
Aus	Austritt (Rotor)
D	Düse

E	Einlauf
Ein	Eintritt (Rotor)
K	Konstruktion
N	Nabe
R	Rotor
S	Gehäuse
W	Welle

Abkürzungen

AS	axial spacing	m
TC	tip clearance	m

1. EINFÜHRUNG

Die Luftfahrt ist weltweit für 2,5% aller CO_2 -Emissionen verantwortlich; im Verkehrssektor lag ihr Anteil bereits 2017 bei 13,9%. Werden zusätzlich die *Nicht- CO_2* Effekte wie die Bildung von Kondensstreifen und -zirren einbezogen, ergibt sich ein dreifach höherer Anteil am Einfluss auf den anthropogenen Treibhauseffekt. Im Gegensatz zu anderen Verkehrsträgern steigt der absolute Kraftstoffverbrauch der Luftfahrt, im langjährigen Mittel ergibt sich eine Erhöhung um 3,4% pro Jahr [1, 2]. Daher rückte in den letzten Jahren auch die Luftfahrt verstärkt in den Fokus politischer Vorgaben zur Reduktion der Emissionen. Bereits 2011 wurde von der Europäischen Kommission anhand des *Flightpath 2050* die Vorgabe getroffen, das pro Passagier und Kilometer ausgestoßene CO_2 und NO_x um 75% bzw. 90% bis 2050 gegenüber einem Flugzeug mit Technologiestand 2000 zu senken [3]. Der aktuellere *Green Deal* der EU von 2019 verschärft diese Vorgaben, indem ab 2050 keine Netto-Treibhausgasemissionen im Verkehr mehr emittiert werden dürfen unter der Bedingung, dass maximal 10% kompensiert werden [4]. Bisherige inkrementelle Verbesserungen an bestehen-

der Flugtriebwerkstechnologie konnte deren Effizienz deutlich erhöhen mit einer daraus resultierenden Diskrepanz zwischen der geringeren Steigerung des absoluten Kraftstoffverbrauchs im Vergleich zur Erhöhung der Passagierzahlen von 5% pro Jahr [2]. Um die vorgegebenen Ziele aber erreichen zu können, ist eine Forschung an disruptiveren Technologien unabdingbar. Eine Möglichkeit in diesem Kontext stellt der in den letzten Jahren erkennbar gewordene Trend zur Elektrifizierung der Flugzeugantriebe und die Trennung von Leistungsbereitstellung und Vortriebserzeugung dar. Unabhängig von der Energiebereitstellung, beispielsweise einer Batterie oder einem Brennstoffzellenaggregat, ermöglicht dies den Einsatz mehrerer deutlich kleinerer Triebwerke statt der bisher weniger Großtriebwerke. Dadurch wiederum können weitere Potentiale wie der Einsatz von *Boundary Layer Ingestion* (BLI, Grenzschichtabsaugung) erschlossen werden, die in ihrer Gesamtheit die Nachteile möglicher Leistungsbereitstellungskomponenten elektrischer Antriebe (geringe gravimetrische und volumetrische Energiedichte von Batterien bzw. Wasserstoff) kompensieren können.

1.1. Ummantelte Triebwerke für hohe subsonische Flugmachzahlen

Bisherige Entwicklungen von elektrischen Vortriebskomponenten zielen insbesondere auf den Bereich batterieelektrischer Regionalflugzeuge und Flugzeuge der General Aviation [5]. Hierzu zählen unter anderem Entwicklungen von Pipistrel [6] oder die *Eviation Alice* [7] sowie die e-Motoren des Herstellers *MagniX* [8]. Deren grundsätzlicher Ansatz ist der Ersatz des Verbrennungsmotors durch einen E-Motor unter Beibehaltung der eigentlichen vortriebserzeugenden Komponente, dem offenen Propeller. Aufgrund von Festigkeitsgrenzen sowie Verdichtungsstößen an den Blattspitzen sind diese in ihrer Drehzahl begrenzt und damit auf einen Fluggeschwindigkeitsbereich von $Ma_0 = 0.65 \dots 0.8$ limitiert [9, 10]. Dieser Geschwindigkeitsbereich ist für die genannten Regionalflugzeuge in der Regel ausreichend. Sollen elektrische Antriebe aber auch in Flugzeugen größerer Reichweiten für hohe subsonische Flugmachzahlen eingeführt werden, muss aus wirtschaftlichen Gründen der mögliche Betriebsbereich hinsichtlich Flughöhe und -geschwindigkeit erweitert werden.

Ein möglicher Ansatz hierzu ist die Nutzung ummantelter Fantriebwerke. Der Schub F eines solchen Triebwerks berechnet sich aus der Differenz zwischen Austrittsgeschwindigkeit aus dem Triebwerk c_9 und der Fluggeschwindigkeit c_0 (s. Abb. 1) sowie dem durchgesetzten Massenstrom \dot{m} .

$$(1) \quad F = \dot{m} \cdot (c_9 - c_0)$$

unter der Annahme einer Entspannung auf p_0 am Austritt der Düse im Design Punkt. Dies ermöglicht eine Entkopplung von Flug- und Rotoreintrittsgeschwindigkeit durch das System aus Diffusor und Düse. Letztere erlaubt zusätzlich die Generierung eines hohen spezifischen Schubes F_s durch hohe Strahlaustrittsgeschwindigkeiten c_9 :

$$(2) \quad F_s = \frac{F}{\dot{m}} = c_9 - c_0$$

Grundsätzlich wirkt sich dieser Aspekt im unteren subsonischen Fluggeschwindigkeitsbereich durch die Verringerung des Vortriebswirkungsgrades nachteilig auf die Effizienz aus. Bei konstanter Triebwerkseingangsleistung P wird der erzielbare Schub F bei einer gegebenen Fluggeschwindigkeit

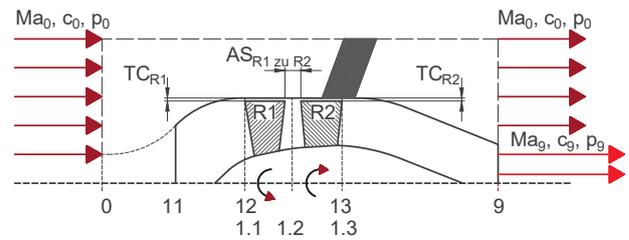


BILD 1. Schematische Darstellung des gegenläufigen, elektrischen Triebwerks unter Einbeziehung der Triebwerks- und Fanstufenebenen (obere und untere Zahlenreihe)

keit c_0 gemäß [11]

$$(3) \quad F = \frac{2 \cdot P}{c_9 + c_0}$$

bei einer Steigerung der Strahlaustrittsgeschwindigkeit c_9 und damit des spezifischen Schubes kleiner. Allerdings reduziert dies auch den durchgesetzten Massenstrom und damit die Größe des Triebwerks, die in der Regel durch das übergeordnete Flugzeugdesign limitiert ist. Soll ein Triebwerk auch in typischen Reiseflughöhen von $\approx 10 \text{ km}$ eingesetzt werden, muss außerdem die deutliche Abnahme der Luftdichte berücksichtigt werden. Würde der Schub hauptsächlich durch einen hohen Massenstrom generiert, nehmen beide mit der Flughöhe deutlich ab, da der durchgesetzte Volumenstrom nicht beliebig steuerbar ist. Im Gegensatz dazu kann die Strahlaustrittsgeschwindigkeit und der aus der Geschwindigkeitsdifferenz resultierende Impuls über die Flughöhe beibehalten werden. Zusätzlich reduziert eine Erhöhung des spezifischen Schubes aufgrund der Verringerung der Triebwerksgröße den Widerstand der Ummantelung. Da dieser quadratisch von der Fluggeschwindigkeit abhängig ist, ist dies insbesondere für hohe Fluggeschwindigkeiten vorteilhaft und kann die Reduktion des Vortriebwirkungsgrades zumindest teilweise kompensieren. Zusätzlich bietet die Ummantelung Vorteile hinsichtlich der Sicherheit im Fall eines Schaufelbruchs und zur Reduktion des Lärms.

1.2. Effiziente gegenläufige Fantriebwerke

Um die Effizienz Nachteile ummantelter Triebwerke zumindest teilweise zu kompensieren, bieten sich Fanstufen an, die aus zwei gegenläufigen Rotoren $R1$ und $R2$ bestehen, wie in Abbildung 1 unter Einbeziehung der Triebwerks- und Fanstufenebenen dargestellt. Die Abbildung enthält zusätzlich bereits geometrische Parameter, wie den axialen Abstand der beiden Rotoren $AS_{R1 \text{ zu } R2}$ oder den Spalt zwischen Rotoren und Gehäuse TC (Tip Clearance), die im weiteren Verlauf diskutiert werden. Im Gegensatz zu einer herkömmlichen Stufe, bestehend aus Rotor und anschließendem Stator, ermöglicht dies die Aufteilung der am Fluid geleisteten Arbeit auf beide Rotoren und den Verzicht auf die Statoren, die ohne zusätzliche Arbeit zu leisten Verluste durch Wandreibung verursachen. Dadurch kann im Vergleich zur klassischen Rotor-Stator Stufe entweder bei einer höheren Stufeneffizienz dieselbe Arbeit am Fluid geleistet oder die geleistete Arbeit bei gleicher Effizienz erhöht werden. Während die Gegenläufigkeit in Gasturbinentriebwerken aufgrund der hohen Komplexität kaum Anwendung findet, ermöglichen Elektromotoren eine einfache Umsetzung. Durch die relativ freie Wahl der Drehzahl können neben einem effizienten Design Punkt auch hocheffiziente Off-Design Betriebspunkte ermöglicht werden durch die Wahl geeigneter, über den Schubbereich variierender Drehzahlverhältnisse. Ein solches Triebwerk

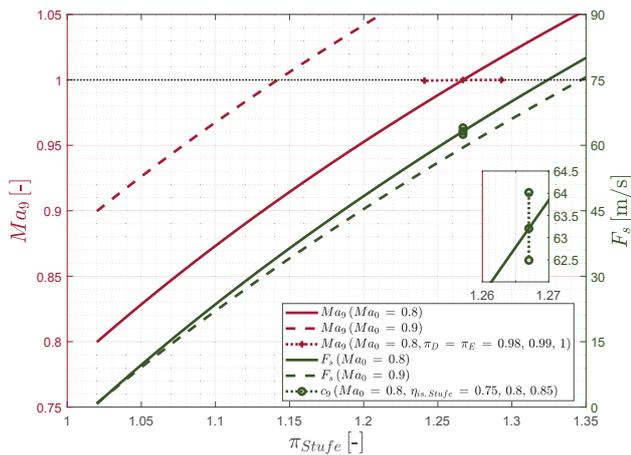


BILD 2. Düsenausstrittsmachzahl M_{a9} und spezifischer Schub F_s in Abhängigkeit des Stufendruckverhältnisses π_{Stufe} in einer Flughöhe von 10 km

soll innerhalb des *Zentrums für Digitalisierungs- und Technologieforschung der Bundeswehr* (dtec) im Projekt *Electric Aircraft Propulsion - safe, efficient, digitally linked* (ELAPSED) am Institut für *Aeronautical Engineering* der *Universität der Bundeswehr München* untersucht werden. Dabei liegt der Fokus auf der experimentellen Untersuchung von Maßnahmen zur Steigerung der Effizienz und der Umsetzung eines geeigneten Wärmemanagements unter der Voraussetzung, dass durch das Triebwerk der Einsatzbereich elektrischer Flugantriebe hinsichtlich Flughöhe und -geschwindigkeit erweitert werden kann.

In einem vorangegangenen Projekt konnte bereits das grundsätzliche Konzept eines elektrischen, gegenläufigen Fantriebwerks umgesetzt und validiert werden. Dabei wurden aber auch Herausforderungen bezüglich des Wärmemanagements kompakter Elektromotoren aufgeworfen und zunächst nur ein Stufentotaldruckverhältnis von $\pi_{Stufe} = 1,081$ realisiert, dieses allerdings bei einer für kleine Triebwerke hohen isentropen Stufenwirkungsgrad von 78,26% [12, 13]. Dieses soll nun zur Vergrößerung des Flugbereichs gesteigert, dabei aber eine ähnlich hohe Effizienz erreicht werden. Als grundsätzliche Vorgabe für das Projekt ist die maximale Ausgangsleistung der beiden die Elektromotoren versorgenden Netzteile zu jeweils 15 kW spezifiziert. Unter Einbeziehung von Leitungs-, Controller- und Motorverlusten kann daher eine effektive Wellenleistung von bis zu 14 kW je Rotor angenommen werden. Außerdem soll das Triebwerk für den Betrieb (im Design Punkt) in einer Flughöhe von 10 km ausgelegt werden. Da die Leistung im kW-Bereich im Vergleich zu tatsächlich in der Luftfahrt eingesetzten Triebwerken im Bereich einiger MW gering ist, wird als weitere Randbedingung die Skalierbarkeit und die Übertragbarkeit auf größere Triebwerke einbezogen.

Vor dem Hintergrund des bereits diskutierten spezifischen Schubes ist das Totaldruckverhältnis π_{Stufe} über die gesamte Fanstufe der wichtigste Auslegungsparameter. Unter der Annahme eines isentropen Wirkungsgrades von 80% über die Fanstufe, einer vollständigen Entspannung auf p_0 in der Düse, einer adiabaten Strömung im Triebwerk und Druckverhältnissen über Einlauf und Düse von $\pi_E = \pi_D = 0,99$ ergeben sich bei einer Variation von π_{Stufe} die in Abbildung 2 gezeigten Verläufe für die Austrittsmachzahl M_{a9} und den erzielten spezifischen Schub F_s für die beiden dargestellten Flugmachzahlen von $M_{a0} = 0,8$ und $M_{a0} = 0,9$. Durch eine Steigerung des Druckverhältnisses steigen Austrittsmachzahl und spezifischer Schub. Da in

diesem Projekt keine *Lavaldüse*, sondern eine konvergente Düse vorgesehen ist, ist die Austrittsmachzahl auf $M_{a9} \leq 1$ begrenzt. Ein entsprechend höheres Druckverhältnis würde zu einer ineffizienten, erheblichen Nachexpansion führen oder eine aufwändige Lavaldüse erfordern. Daher liegen die Maximalwerte für das Stufendruckverhältnis in einem Bereich von $1,16 < \pi < 1,27$, der aufgrund der gegenüber der Umgebung nur geringfügig erhöhten Temperatur des Austrittsstrahls im Vergleich zu herkömmlichen Gasturbinenriebwerken relativ niedrig liegt. Eine Variation der Druckverluste über Düse und Einlauf (punktierte rote Kurve in Abb. 2) zeigt auf, dass bei geringeren Verlusten über diese Komponenten eine Austrittsmachzahl von $M_{a9} = 1$ bereits bei einem kleineren Fanstufendruckverhältnis erreicht wird. Eine Erhöhung bzw. Verschlechterung des isentropen Wirkungsgrades hingegen (Vergrößerung in Abb. 2) bewirkt eine Steigerung bzw. Verringerung des spezifischen Schubes. Je höher die Reiseflugmachzahl, desto geringer das mögliche Fandruckverhältnis bis zum Erreichen von $M_{a9} = 1$. Um sowohl das Ziel einer möglichst hohen Reiseflugmachzahl M_{a0} zu erreichen, andererseits aber auch an der Realisierung hoher Fandruckverhältnissen forschen zu können, wird für diese Arbeit zunächst eine Auslegungsmachzahl von $M_{a0} = 0,85$ für die weiteren Betrachtungen gewählt. Um auch im Falle effizienterer Einläufe und Düsen als hier angenommen eine kritische Durchströmung im engsten Querschnitt der Düse zu vermeiden, wird das Druckverhältnis zu $\pi_{Stufe} = 1,14$ gesetzt.

Die für das Projekt vorgesehenen experimentellen Validierungen werden ermöglicht, indem möglichst viele Triebwerkskomponenten am Institut gefertigt werden. Dadurch können die Kosten und der zeitliche Aufwand begrenzt werden. Da die Fluidtemperaturen aufgrund des moderaten Druckverhältnisses gering sind, bietet sich der Einsatz von Triebwerksschaufeln aus *Kohlenstoffaser-verstärktem Kunststoff* (CFK) an, das bereits seit einigen Jahren ein gängiger Werkstoff in der Industrie zur Fertigung der Fanschaufeln ist. Aufgrund ihres im Vergleich zu metallischen Schaufeln geringen Gewichts ermöglichen sie die Ausnutzung des Vorteils der geringen Latenzzeiten von Elektromotoren, wodurch Drehzahl und damit der Schub schnell verändert werden können. Außerdem können Schaufeln aus CFK schnell am Institut gefertigt werden. Der Mehraufwand zur Entwicklung eines entsprechenden Fertigungsverfahrens ermöglicht außerdem die Forschung an weiteren Konzepten, wie dem Einsatz integrierter Sensoren zur Erfassung der Schaufeldehnung im Betrieb oder innovativer Spaltheilungskonzepte zur Effizienzsteigerung.

1.3. Auswahl Auslegungsmethodik

Unter der Voraussetzung der bereits diskutierten Projektziele soll ein möglichst akkurates Auslegungsverfahren für ein elektrisch betriebenes Triebwerk mit gegenläufig Rotoren ausgewählt werden, damit ein solches für die Erforschung neuartiger Ansätze ausgelegt werden kann. Gängige Ansätze beruhen zumeist auf der Implementierung von *Meanline-* oder *Throughflow-Verfahren* wie dem *Stromlinienkrümmungsverfahren* [14]. Diese basieren wiederum auf empirisch gefundenen Modellen und Formulierungen, z.B. der *Carterschen Deviationsregel* [15], anhand derer die Minderumlenkung der eigenen Konfiguration in Abhängigkeit des Staffelungswinkels, der Profilsehnenlänge und der Teilung abgeschätzt werden kann. Diese Modelle bieten in der Regel keine vollumfänglichen Parametrisierungen, sondern beinhalten nur die

Abhängigkeit von einigen wenigen, ausgewählten Parametern. Sie sind zusätzlich in ihrem Wertebereich begrenzt und auf die den experimentellen Untersuchungen zugrunde liegenden Bedingungen, in diesem Fall z.B. auf Profile mit einer maximalen relativen Dicke von 10%, limitiert. Weitere signifikante Abhängigkeiten wie die Stromröhrenkontraktion können jedoch durch zusätzliche, ebenfalls empirisch zu findende Korrekturterme eingebracht werden [14].

Daraus ergeben sich drei wesentliche Nachteile dieser Verfahren: Die Begrenzung des erlaubten Wertebereichs der Eingangsparameter, ein großer Implementierungsaufwand und eine starke Abhängigkeit von der Güte der verwendeten Modelle. Insbesondere bei einer genaueren Betrachtung des hiesigen Projektziels erscheint insbesondere letzterer Punkt nachteilig. Bislang haben hauptsächlich Schaufeln großer Streckung Anwendung gefunden. Vor dem Hintergrund der bereits diskutierten Ansätze, z.B. zu Distributed Propulsion, liegt im hiesigen Projekt der Fokus auf der Auslegung eines kleinen elektrischen Triebwerks mit Schaufeln geringer Streckung, bei denen 3D-Effekte dominieren. Aufgrund der geringen radialen Streckung ist z.B. der relative, radiale Einflussbereich des Schaufelrandwirbels, hervorgerufen durch den Spalt zwischen Schaufel und Gehäuse, größer als bei Schaufeln großer Streckung. Dadurch stoßen bislang verwendete empirische Formulierungen an Grenzen. Während das grundsätzliche Design validiert werden konnte, wurde in einem Vorgängerprojekt bereits aufgezeigt, dass es zu Abweichungen von bis zu $\approx 5 - 10\%$ im erreichten Fandruckverhältnis und isentropen Wirkungsgrad zwischen Throughflow-Auslegung und CFD-Nachrechnung kommen kann. Außerdem traten trotz des relativ geringen Gesamtdruckverhältnisses von 1,081 nicht unerhebliche Drallverluste durch das Vorhandensein einer Umfangskomponente in der Abströmung aufgrund von ungenauen Prädiktionen der Minderumlenkung auf [13, 16]. Der wesentliche Vorteil dieser bisherigen Methodik ist der geringe zeitliche Aufwand, da nur eine CFD-Nachrechnung erfolgen muss.

Neuere Ansätze binden daher vermehrt CFD-Verfahren nicht nur zur Nachrechnung des gefundenen Designs und dessen Off-Design Performance, sondern direkt in die Designfindung mit ein [14]. Aufgrund der großen Anzahl an zu optimierenden Parametern und der hohen Komplexität und des daraus resultierenden großen Berechnungsaufwands werden CFD-Verfahren zur Triebwerksauslegung, zumindest in frei verfügbaren Anwendungen, bislang nur für die Optimierung einer sehr limitierten Anzahl an Designparametern oder für die Simulation einzelner Subkomponenten des Gesamttriebwerks eingesetzt [14, 17]. Im Vergleich zu herkömmlichen Gasturbinenriebwerken mit einer Vielzahl an Verdichter- und Turbinenstufen ist die Anzahl an zu optimierenden Parametern des hiesigen, auszulegenden elektrischen Triebwerks relativ gering. Außerdem konnte die an der Universität der Bundeswehr verfügbare Rechenleistung in den letzten Jahren in Form eines Hochleistungs-Clusters deutlich gesteigert werden. Zusätzlich wurden beispielsweise in [Banjac und Petrovic, Joly et al (2012)] und [Schmitz 2020] Ansätze zur Einbindung von CFD-Verfahren und darauf aufbauender Optimierungsverfahren beschrieben, die jedoch weiterhin auf der aufwändigen Implementierung von Throughflow-Verfahren basieren [14]. Um dies zu umgehen wird im Folgenden aufgezeigt, wie ein Auslegungsansatz anhand eines iterativen Verfahrens implementiert wurde, der aus einer Meanline-Berechnung, einem anschließenden radialen Gleichgewicht und einer detaillierten CFD-Berechnung und

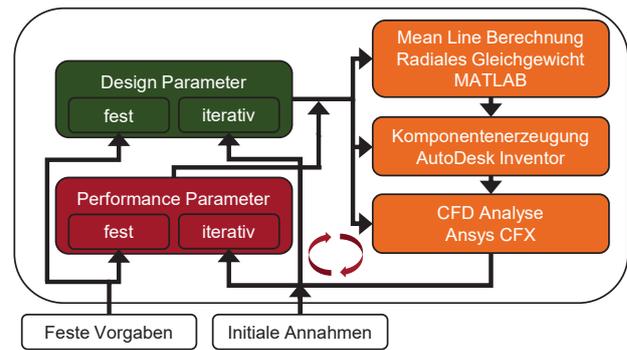


BILD 3. Aufbau der Auslegungsmethodik

Rückkopplung der CFD-Ergebnisse besteht. Da die implementierten Zusammenhänge nicht wie die diskutierten empirischen Formulierungen in ihrem Eingangswertebereich beschränkt sind, ermöglicht diese Eigenentwicklung der Auslegungsmethodik einen deutlich größeren Spielraum für Skalierungen. Außerdem erlaubt die Eigenentwicklung eine direkte Integration von weiteren Funktionalitäten wie die direkte Ableitung von Schaufelnegativen, die für eine CFK-Schäufelfertigung notwendig ist. Insgesamt ergeben sich damit zwei wesentliche Fragestellungen:

- Kann durch die Einbindung einer detaillierten CFD-Analyse in ein iteratives Triebwerksauslegungsverfahren die aufwändige Implementierung von empirischen Throughflow-Verfahren vermieden werden, um z.B. deren Design-Einschränkungen aufgrund der den Verfahren zugrunde liegenden empirischen Formulierungen und Korrekturen zu umgehen?
- Erreicht ein solches Verfahren eine für das Projekt ausreichende Genauigkeit in der Triebwerksauslegung unter der Voraussetzung eines vertretbaren Zeit- und Berechnungsaufwands?

2. METHODEN

Die Funktionsweise des implementierten Ansatzes wird anhand einer ersten, exemplarischen Auslegung eines Referenztriebwerks im folgenden Abschnitt 2.1 und einer darauf aufbauenden Parameterstudie in Abschnitt 3 aufgezeigt. In darauf aufbauenden Arbeiten soll dieses Tool experimentell validiert und für detaillierte Parameterstudien gegenläufiger Fantriebwerke genutzt werden. Außerdem bildet es die Grundlage für weitere, im Projekt angesiedelte Studien wie die bereits diskutierten Untersuchungen zur Spalthaltung.

2.1. Numerisches Setup der CFD-basierten Auslegungsmethodik

Der grundsätzliche Aufbau der Auslegungsmethodik, dargestellt in Abbildung 3, gliedert sich in die folgenden drei Abschnitte, die iterativ wiederholt werden:

- Berechnung der Triebwerks-Geometrie anhand einer Meanline Auslegung und eines radialen Gleichgewichts mithilfe des kommerziellen Softwarepakets *MATLAB*
- Umsetzung der berechneten Geometrien in Volumenkörper im CAD-Programm *AutoDesk Inventor*
- Numerische Simulation mithilfe des CFD-Solvers *Ansys CFX*.

Die durch den Anwender zu setzenden Eingangsparameter in die Geometrieberechnung lassen sich in vier verschiedene Kategorien einordnen: *feste* und *iterative Performance Parameter* sowie *feste* und *iterative Design Parameter*. Erstere Gruppe umfasst beispielsweise die gewünschten

Parameter	Wert	Einheit	Kategorie
h	10.000	m	fest
Ma_0	0,85	–	fest
$P_{W,R1}$	14.000	W	fest
n_{R1}	20.000	min^{-1}	fest
π_{R1}	1,075	–	fest
π_{R2}	1,0605	–	fest
$Ma_{1,1}$	0,3	–	fest
$Ma_{1,2}$	0,35	–	fest
$r_{N, Fan 2}$	0,07	m	fest
η_{R1}	85,3	–	iterativ
η_{R2}	82,2	–	iterativ

TAB 1. Feste und iterative Performance Parameter der exemplarischen Triebwerksauslegung

Stufendruckverhältnisse der Rotoren π_{R1} und π_{R2} sowie Angaben zur Flughöhe und -machzahl im Design Punkt des Triebwerks. Die zunächst unbekanntesten, iterativen Performance Parameter können für den ersten Schritt anhand empirischer Methoden oder Erfahrungswerten aus vorherigen Auslegungen gefunden werden. Diese Parameter umfassen Druckverluste über Einlauf und Düse, dargestellt als Druckverhältnisse $\pi < 1$, und isentrope Verdichtungswirkungsgrade η über die beiden Rotoren. Die Design Parameter bilden Vorgaben zur Geometrie des Triebwerks ab, beispielsweise Teilungsverhältnisse und relative Dicken der Rotorschaukelprofile. Auf diesen Eingaben basierend wird das Triebwerk ausgelegt und mit CFD nachgerechnet. Die berechneten Größen der iterativen Performance Parameter können direkt aus der CFD-Simulation in die nächste Auslegungssiteration übernommen werden. Zusätzlich müssen aber auch z.B. Minderumlenkungs- und Ablöseeffekte betrachtet werden (z.B. durch radiale Untersuchungen der Entropieproduktion), um Design Parameter (beispielsweise Winkelübertreibungen) iterativ so anzupassen, dass die festen Performance Parameter erreicht werden.

Tabelle 1 gibt eine Übersicht über die wichtigsten festen und iterativen Performance Parameter. Das zu Beginn ausgewählte Gesamtdruckverhältnis von 1,14 wird über die beiden Rotoren aufgeteilt in $\pi_{R1} = 1,075$ und $\pi_{R2} = 1,0605$. Zunächst erfolgt die iterative Anwendung der Auslegungsmethodik auf die Auslegung der beiden Rotoren, das Gesamttriebwerk wird hingegen nur zur Überprüfung der Simulationsdauer einmal berechnet. Eine Anwendung der iterativen Auslegung des gesamten Triebwerks erfolgt hingegen in späteren Arbeiten. Daher enthält Tabelle 1 keine Angaben zu den iterativ zu findenden Druckverlusten über Einlauf und Düse, da diese hier zunächst konstant gehalten wurden. Während die festen Performance Parameter auch für alle anderen Triebwerke der Parameter Variation des Abschnitts 3 identisch genutzt werden, sind in der Tabelle nur die finalen iterativen Wirkungsgrade der Rotoren des Referenztriebwerks aufgeführt. Die finalen Wirkungsgrade der Varianten werden hingegen im Abschnitt 3 diskutiert. Basierend auf den unter anderem in Tabelle 1 zusammengefassten Performance Parametern werden anhand eines *Meanline Verfahrens* die Drücke und Temperaturen sowohl statisch als auch total sowie die daraus resultierende Dichte und Machzahl in den verschiedenen Triebwerksebenen berechnet. Umgebungsdrücke und -temperaturen ergeben sich gemäß der *ICAO Standard Atmosphäre* [18] aus der gewählten Flughöhe h ; die totalen Größen können anschließend unter Einbeziehung der Flugmachzahl Ma_0 des Design Punkts berechnet werden. Aus

der vorgegebenen Drehzahl n_{R1} und dem gewünschten Druckverhältnis π_{R1} ¹ wird die erforderliche Umlenkung in Umfangsrichtung $\Delta c_{u,R1,ML}$ auf der Meanline anhand der *Eulerschen Turbinengleichung* für den ersten Rotor berechnet. Der zweite Rotor wird hingegen so ausgelegt, dass der Betrag der Umlenkung identisch zum ersten Rotor ist $|\Delta c_{u,R2,ML}| = |\Delta c_{u,R1,ML}|$. Durch diesen Ansatz werden Drallverluste vermieden, da so in der Abströmung der zweiten Fanstufe keine Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung vorhanden ist. Durch die Vorgabe des gewünschten Druckverhältnisses über den zweiten Rotor π_{R2} ergibt sich daraus für den zweiten Rotor die erforderliche Drehzahl n_{R2} . Aus der vorgegebenen Wellenleistung $P_{W,R1}$, dem Druckverhältnis π_{R1} und dem isentropen Wirkungsgrad η_{R1} kann außerdem der durchgesetzte Massenstrom \dot{m}_{TW} des Rotor 1 berechnet werden, der für alle Triebwerksebenen identisch ist. Der Radius der Meanline wird indirekt durch die Vorgabe des Radius der Nabe, abgekürzt H (Hub), am Eintritt des zweiten Rotors $r_{R2,Hub}$ vorgegeben (maßgeblich von den Durchmessern der verwendeten Elektromotoren abhängig) und hängt zusätzlich vom berechneten Massenstrom und gewählten Ein- und Austrittsmachzahlen in die Rotoren ab. Außerdem wird der Außenradius des ersten Rotors identisch zu dem des zweiten gesetzt.

Rekapitulierend zu den obigen Ausführungen der möglichen Auslegungsansätze ergibt sich an dieser Stelle, dass beispielsweise die Eintrittsmachzahlen in die Rotoren $Ma_{R1,E}$ und $Ma_{R2,E}$ im Betrieb oder in der CFD-Simulation von den ursprünglich gesetzten Werten abweichen können, wenn die Auslegung nicht iterativ und stattdessen anhand von empirischen Ansätzen erfolgt. Dadurch sind die dann ermittelten Ergebnisse wie Rotorwirkungsgrade verschiedener, zu vergleichender Designs, die sich beispielsweise in Designparametern wie dem Teilungsverhältnis eines Rotors unterscheiden, nicht direkt vergleichbar. Stattdessen müsste in diesem Fall unterschieden werden zwischen Effekten, die tatsächlich durch die Designänderung hervorgerufen werden, und Effekten, die sich aus den je nach Design unterschiedlich großen Abweichung von den Machzahlvorgaben ergeben. Entsprechend aufwändiger ist es, Aussagen zu den Vor- und Nachteilen von Designänderungen zu treffen. Außerdem ergibt sich aufgrund der ggf. auftretenden Abweichung im Druckverhältnis ein veränderter Massenstrom und damit insgesamt eine andere Wellenleistungen als vorgegeben. Dadurch ergäbe sich auch ein anderer Motorlastpunkt als vorgesehen, sodass die Wellenleistung bei der gegebenen Drehzahl vom Motor eventuell nicht bereitgestellt werden kann und dieser verlangsamt.

Anschließend werden durch das Aufstellen von radialen Gleichgewichten für die Position 1.2 nach dem ersten sowie 1.3 nach dem zweiten Rotor die Umfangsgeschwindigkeiten $c_u(r)$ für alle radialen Ebenen der Rotoren ermittelt [11]:

$$(4) \quad \begin{aligned} c_{u,1,2}(r) &= c_{u,1,1}(r) + a_{R1} \cdot r_{R1}^{b_{R1}} \\ c_{u,1,3}(r) &= c_{u,1,2}(r) + a_{R2} \cdot r_{R2}^{b_{R2}} \end{aligned}$$

Für die exemplarische Auslegung werden die Exponenten zu $b_{R1} = b_{R2} = -1$ gesetzt. Dies entspricht dem *Potentialwirbelgesetz* und damit einer über den Radius konstanten spezifischen Arbeit am Fluid. Dies führt aber

¹Drehzahl, Druckverhältnis und Eintrittsmachzahl müssen vor Beginn der eigentlichen iterativen Auslegung so gewählt werden, dass die resultierenden Enthalpiekenngröße Ψ und Durchflussgröße Φ zumindest im Mittenschnitt kleiner ≈ 0.35 bzw. ≈ 0.55 sind, um Ablösungen an den Schaufeln zu vermeiden [9, 11].

Parameter	Wert	Einheit	Art
$t/s(r_N)$	0,68	—	fest
$t/s(r_{ML})$	0,8	—	fest
$t/s(r_S)$	0,92	—	fest
$d_{max}/s_{R1\&2}(r_N)$	0,1	—	fest
$d_{max}/s_{R1\&2}(r_S)$	0,04	—	fest
$i_{Blades, Rotor 1}$	17	—	fest
$i_{Blades, Rotor 2}$	15	—	fest
$AS_{R1\ zu\ R2}$	0,035	m	fest
TC_{R1}, TC_{R2}	0,5	mm	fest
$\delta_{R1,N}; \delta_{R2,N}$	6,75; -6,5	deg	iterativ
$\delta_{R1,ML}; \delta_{R2,ML}$	4,5; -4,5	deg	iterativ
$\delta_{R1,S}; \delta_{R2,S}$	3,85; -2	deg	iterativ
$i_{R1,N}; i_{R2,N}$	0; -1	deg	iterativ
$i_{R1,ML}; i_{R2,ML}$	0; -1	deg	iterativ
$i_{R1,S}; i_{R2,S}$	0; -1	deg	iterativ

TAB 2. Feste und iterative Design Parameter der exemplarischen Triebwerksauslegung

zur Notwendigkeit einer großen Umlenkung am Schaufelfuß, sodass andere Ansätze wie z.B. der *Festkörperwirbel* mit $n = 1$ oder eine konstante Umfangsgeschwindigkeit über den Radius mit $n = 0$ für zukünftige Auslegungen in Betracht gezogen werden sollten. Die Faktoren a_{R1} und a_{R2} ergeben sich aus den Berechnungen der Meanline $\Delta_{cu,R1,ML}$ und $\Delta_{cu,R2,ML}$. Da sich entsprechend des radialen Gleichgewichts nicht nur die Umfangs-, sondern auch die Meridiangeschwindigkeiten in Abhängigkeit des Radius ergeben, können nun die absoluten und relativen Strömungswinkel $\beta(r)$ und $\alpha(r)$ jeweils für den Ein- und Austritt aus den beiden Rotoren ermittelt werden.

Die Auslegung der Schaufelprofile der einzelnen radiale Ebenen basiert auf der in [19] gefundenen Approximationsfunktion für die Standarddickenverteilung der *NACA 65er* Serie, einer Kreisbogenskellelinie und der berechneten Winkel β . Der *Leading Edge* Radius wird gemäß der in [20] veröffentlichten Ergebnisse zu Effizienzuntersuchungen dieser Profillfamilie gesetzt. Hier gehen weitere Vorgaben ein, die den Design Parametern zugeordnet werden und in Tabelle 2 zusammengefasst sind. Dies umfasst einerseits feste Parameter wie Teilungsverhältnisse $t/s(r)$, die jeweils an den drei radialen Position Nabe, Meanline und Shroud individuell, für diese Arbeit aber zunächst identisch für beide Rotoren gesetzt werden. Aufgrund der erhöhten Strömungsumlenkung am Schaufelfuß wird dort ein um 15% verringertes Teilungsverhältnis gewählt. Am äußeren Schaufelradius wird hingegen ein größeres Verhältnis gewählt, da dort die Umlenkung deutlich kleiner ist und sich eine verringerte Schaufelsehnenlänge durch eine Reduzierung der Oberfläche begünstigend auf den Wirkungsgrad auswirkt. Außerdem sind in den Design Parametern relative Profildicken $d_{max}/s(r)$ enthalten, bezogen auf die Profilschne, oder die jeweilige Schaufelanzahl i_{Blades} der beiden Rotoren. Letztere sollten idealerweise als Primzahlen, zumindest aber ungleich für die beiden Rotoren gewählt werden, um Resonanz- und daraus folgende Vibrationseffekte und Schädigungen zu vermeiden [11]. Andererseits enthalten aber auch die Design Parameter iterativ zu bestimmende Größen, von denen in Tabelle 2 nur die Werte der Referenzauslegung enthalten sind. Wie bereits diskutiert kann es z.B. zu Minderumlenkungen kommen, sodass das gewünschte Druckverhältnis nicht erreicht wird und die Strömung am

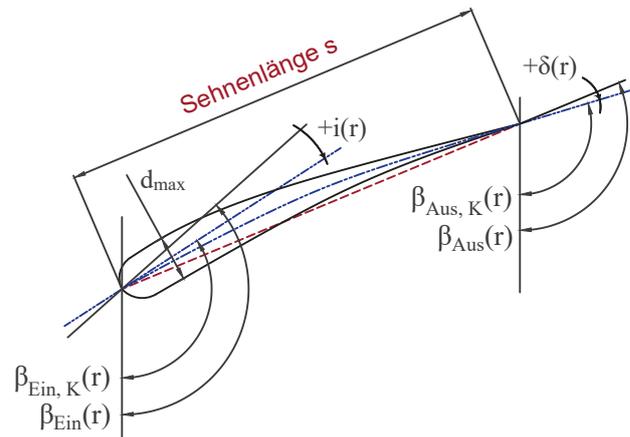


BILD 4. Schematische Darstellung der Schaufelprofilwinkel am Beispiel des ersten Rotors

Eintritt in den zweiten Rotor einen Inzidenzwinkel aufweist. Dies kann wiederum zu Ablöseeffekten und damit zu erheblichen Wirkungsgradverminderungen am zweiten Rotor führen. Durch Vorgabe von Winkelkorrekturen $\delta(r)$ des Hinterkanten- sowie $i(r)$ des Vorderkantenwinkels können diese Minderumlenkungseffekte kompensiert werden. Die tatsächlichen Konstruktionswinkel der Schaufeln $\beta_K(r)$ sind entsprechend um die iterativ zu findenden Winkel $\delta(r)$ bzw. $i(r)$ größer oder kleiner als die durch das radiale Gleichgewicht berechneten Strömungswinkel wie in Abbildung 4 dargestellt.

Zusätzlich umfassen die Design Parameter Größen, die nicht direkt die Geometrie der Schaufeln beeinflussen und nicht iterativ in die Auslegung eingehen. Hierin enthalten sind z.B. Vorgaben zum radialen Spalt zwischen Schaufeln und Gehäuse TC_{R1} und TC_{R2} sowie der axiale Abstand der beiden Rotoren $AS_{R1\ zu\ R2}$. Für die exemplarische Auslegung und Parametervariation wird sich zunächst an den Ergebnissen orientiert, dass dieser in Abhängigkeit der Drehzahlen zu 0.5...0.7 (bezogen auf die Sehnenlänge im Mittenschnitt) bzw. 0.19 (bezogen auf den Außendurchmesser) hinsichtlich eines möglichst effizienten Druckaufbaus und zur Lärmreduzierung gewählt werden sollte, wie in [21, 22] und [23] aufgezeigt. Schließlich werden die einzelnen radialen Profile in ihrem jeweiligen Schwerpunkt radial übereinander angeordnet und ergeben das 3D-Schaufelprofil.

Die berechneten Geometrien werden in *AutoDesk Inventor* automatisiert in Volumenkörper umgesetzt. Dies beinhaltet sowohl die Erzeugung der Rotorschaufeln als auch die Komponenten des restlichen Triebwerks wie Gehäuse-Strukturen oder die Düse. Da im Projekt Untersuchungen am Kerntriebwerk in Form der beiden gegenläufigen Rotoren oder dessen Kühlung im Vordergrund stehen, finden zwei bewährte Einlaufgeometrien Anwendung. Für spätere Experimente im Höhenprüfstand oder Standfalluntersuchungen wird ein Normeinlauf nach *ISO 5167* verwendet. Wird hingegen das Verhalten im Windkanal betrachtet oder das Triebwerk in CFD simuliert, wird ein *NACA-1-Series* Einlauf verwendet. Dessen Parameter können anhand der *Stanhope-Korrelation* zur Vermeidung von Ablösungen auf der Außenkontur [24] und anhand experimenteller Ergebnisse in [25] zum Abschätzen des maximalen Öffnungswinkels, ohne dass es zu Ablösungen an der Innenkontur kommt, gefunden werden. Startwerte für den iterativ zu findenden Druckverlust über diesen Einlauftyp in Abhängigkeit von Ma_0 finden sich unter anderem in [10, 11].

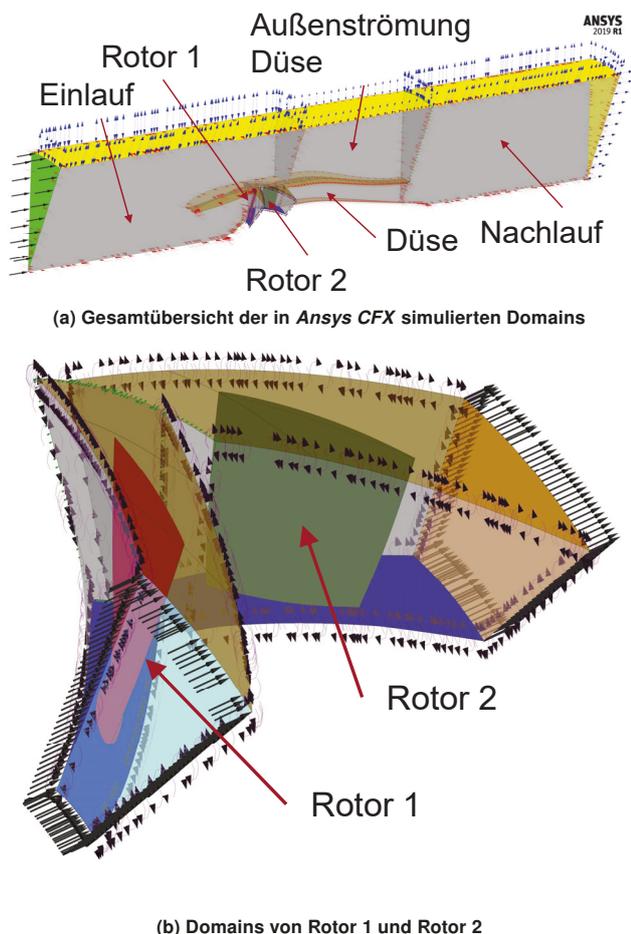


BILD 5. CFX Domains

Aus den erzeugten Volumenkörpern werden die Negative des Strömungskanals gebildet, die wiederum die Domains in ANSYS CFX bilden. Da die Abweichung zwischen den Simulationsergebnissen eines vollständigen Strömungskanals (360°) und einer einzelnen Schaufel-Passage gering sind, wie z.B. in [12] gezeigt, wird hier letzterer Ansatz zur Reduzierung der Simulationsdauer verfolgt. Wie in Abbildung 5a dargestellt, besteht die berücksichtigte Passage aus vier stationären Domains für Einlass, Düse, Nachlauf und äußere Düsenströmung sowie zwei rotierenden Domains für die beiden Rotoren, die jeweils eine Schaufel enthalten. Da hier zunächst nur die beiden Rotoren iterativ ausgelegt werden, werden deren Domains separat in Abbildung 5b gezeigt. Der Querschnitt aller Domains wird jeweils als Kreisabschnitt anhand der Schaufelanzahl des ersten Rotors gebildet; nur die Domain des zweiten Rotors wird entsprechend der Anzahl an Schaufeln dieses Rotors gebildet. Als Symmetriebedingung in Umfangsrichtung wird rotatorische Periodizität genutzt, dargestellt durch rote und lilafarbene Pfeile. Die einzelnen Domains sind mit dem *Mixing Plane* Ansatz unter Berücksichtigung eines konstanten totalen Drucks und unter Angabe der jeweiligen *Pitch Angle* gemäß der Schaufelanzahlen miteinander verbunden. Die Eintrittsbedingungen in den als *Inlet* modellierten Eintritt in die Passage, in Abbildung 5a grün dargestellt, sind durch Totaltemperatur $T_{t,0}$ und Fluidgeschwindigkeit normal zu dieser Fläche gemäß Flughöhe und -machzahl gegeben. Der sich gleichfalls aus der Flughöhe ergebende statische Druck p_0 bildet die Randbedingung auf den als *Opening* modellierten radialen Randflächen und dem eigentlichen Austritt der Nachlaufdomain (gelb). Entsprechend der z.B. in [26] dargestellten Ergebnisse sollte für die Nachlaufdo-

main eine Länge entsprechend der Austrittsgeschwindigkeit gewählt werden. Für das in jener Veröffentlichung untersuchte Gasturbinentriebwerk ergab sich ein sehr hoher Geschwindigkeitsunterschied zur Umgebung, sodass eine Länge und ein Radius dieser Domain gewählt wurden, die dem siebenfachen bzw. 1,5-fachen Außendurchmesser der Düse entspricht. Da im Falle des elektrischen Triebwerks aber nur eine geringe Geschwindigkeitsdifferenz zur Umgebung vorliegt, hat sich anhand eines Vergleichs verschiedener Nachlaufdomainlängen gezeigt, dass eine dem dreifachen Düsenaußendurchmesser entsprechende Länge ausreichend ist. Der Eintritt in die Außenströmung der Düse ist als *Inlet* anhand einer Vorgabe der normal zur Fläche stehenden Fluidgeschwindigkeit entsprechend der Flugmachzahl definiert (orange). Da zunächst für die Betrachtung des iterativen Verhaltens nur die beiden gekoppelten Domains der Rotoren simuliert werden, werden für diese Eintrittstotaltemperatur und -totaldruck gemäß des zunächst konstant gehaltenen Totaldruckverlustes über den Einlauf vorgegeben (hellblaue Fläche in Abb. 5b). Zusätzlich wird der statische Druck gemäß der Meanline-Berechnung am Austritt dieser beiden Domains definiert (Fläche in orange).

Um die Aufweitung der Stromröhre vor dem Eintritt in den Einlauf zu berücksichtigen, befindet sich die Eintrittsfläche in diesen in einer Distanz zum engsten Querschnitt des Einlaufs, die dem zweifachen Außendurchmesser der Rotoren entspricht. Sowohl alle stillstehenden Oberflächen des Triebwerks (in braun), als auch alle rotierenden (in blau) sowie die beiden Schaufeln (rot und grün) sind als adiabate Oberflächen anhand des *No Slip Wall* Ansatzes definiert, um Wandreibungseffekte einzubeziehen. Die beiden Naben der Rotoren sind als sich mitdrehende, die beiden Ummantlungen als im übergeordneten Koordinatensystem stehende Oberflächen (*contra-rotating walls*) definiert. Neben den bereits genannten Randbedingungen von Temperatur und Druck auf Ein- und Austrittsflächen sowie der berechneten Geometrie werden als einzige weitere Randbedingungen die Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Domains von Rotor 1 und 2, dargestellt in Abbildung 5b, gemäß der oben vorgegebenen bzw. berechneten Drehzahlen n_{R1} und n_{R2} gesetzt.

Zur Netzgenerierung werden auf allen Triebwerksoberflächen *Prismenschichten (Inflation Layer)* so erstellt, dass sich anhand der Dicke der ersten Schicht ein normalisierter Wandabstand y^+ der zweiten Schicht von kleiner 4 ergibt. Dadurch wird sichergestellt, dass Randschicht-Effekte ausreichend genau abgebildet werden. Zusätzlich wird das Netz auf allen Oberflächen verfeinert. Turbulenzen werden mit dem *Shear Stress Transport* Ansatz (SST) modelliert und eine *steady state* Lösung anhand der in CFX implementierten *Reynolds-averaged Navier Stokes Equations* (RANS) gefunden. Als Abbruchkriterium wird das Erreichen von *Residuen* kleiner $1e-6$ genutzt.

Anhand einer Netzkonvergenzstudie wird der Einfluss der Größe der allgemeinen Netzelemente sowie der Elementgröße auf den Verfeinerungen auf den Triebwerks-oberflächen untersucht, indem beide Größen anhand des selben Faktors variiert werden. Die Dicke der ersten Prismenschicht wird hingegen konstant zu $0,025\text{ mm}$ gesetzt, da diese u.a. durch Strömungsgeschwindigkeit und Rotordurchmesser gemäß der y^+ -Vorgabe gegeben ist und für alle Simulationen ausreichend klein ist. Zur Vermeidung von Effekten durch gegenseitige Beeinflussung wird für die Netzkonvergenzstudie der erste Rotor separat simuliert; dadurch ergibt sich im feinsten Netz eine Gesamtanzahl

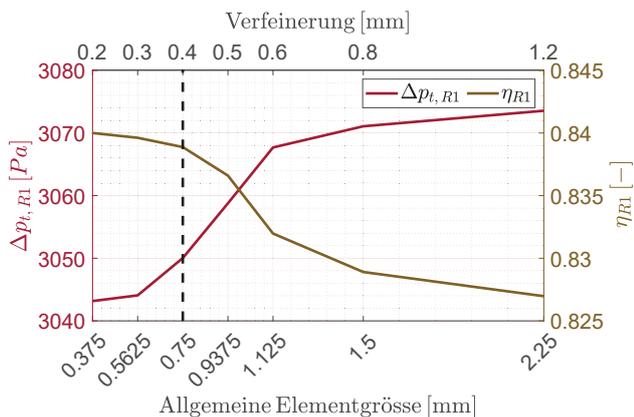


BILD 6. Abhängigkeit der Simulationsergebnisse von der allgemeinen Netzelementgröße (unten) und derer auf Verfeinerungen (oben)

an Volumenelementen von $\approx 16.3 mio.$, im größten Netz $2.2 mio.$ (\approx kubisch von der allg. Elementgröße abhängig). Wie in Abbildung 6 dargestellt nähern sich sowohl die Totaldruckerhöhung $\Delta p_{t,R1}$ als auch der isentrope Wirkungsgrad η_{R1} asymptotisch einem Grenzwert an bei einer Verringerung der Elementgröße. Aufgrund der Zunahme der erforderlichen Rechenleistung und -dauer wird als Kompromiss eine allgemeine Größe von $0,75 mm$ und eine Elementgröße auf Verfeinerungen von $0,4 mm$ gewählt, resultierend in $\approx 7.2 mio.$ Volumenelementen für den ersten Rotor. Dadurch kann ein Ergebnis mit einer Abweichung von $\approx 0,25\%$ gegenüber dem feinsten hier untersuchten Netz bzw. dem vermuteten Grenzwert erreicht und die Berechnungsdauer für das gesamte Triebwerk mit allen Domains ($\approx 30..40 mio.$ Volumenelemente) bis zum Erreichen des Abbruchkriteriums bei unter einem Tag gehalten werden. Die Auswahl geeigneter Elementgrößen muss jedoch nochmals im Kontext der experimentellen Validierung betrachtet werden.

Während der iterativen Auslegung werden in einem ersten Schritt die Ergebnisse der einzelnen Simulationen der Iterationen I anhand der sich über den normierten Radius ergebenden Abweichungen vom jeweiligen Sollwert des Totaldrucks und des Abströmwinkels nach den beiden Rotoren ausgewertet. Im linken Teil der Abbildung 7 ist erstere Abweichung, p_{pt} , anhand von vier exemplarischen Iterationen der Referenztriebwerksauslegung dargestellt.

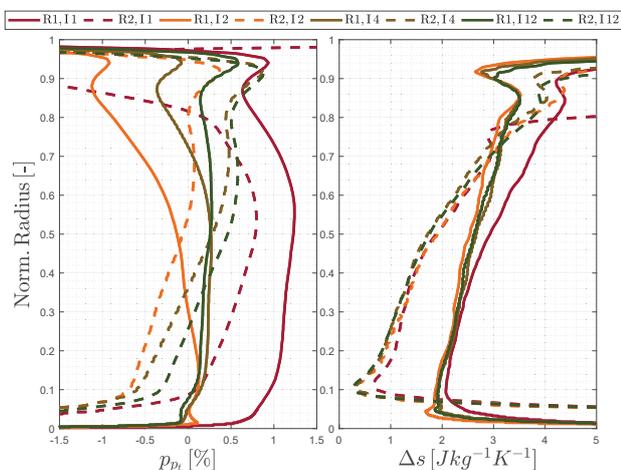


BILD 7. Entwicklung der prozentualen Abweichung p_{pt} des Totaldrucks jeweils nach den Rotoren (links) sowie die Entropieproduktion Δs über die beiden Rotoren durch Anpassung der iterativen Performance- und Design Parameter

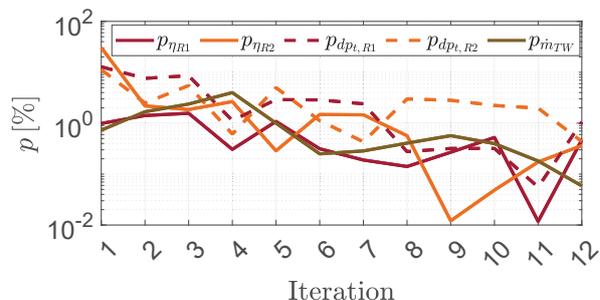


BILD 8. Iterative Entwicklung des Betrags der prozentualen Abweichungen p zwischen CDF-Ergebnissen und Eingangsparametern in die jeweilige Triebwerksauslegung

Zur Minimierung der Abweichungen werden die Design Parameter wie die Winkelkorrekturen δ und i iterativ und individuell an den einzelnen radialen Positionen angepasst. Damit einhergehend erfolgt eine Betrachtung der Entropieproduktion Δs über beide Rotoren, dargestellt im rechten Teil der Abbildung 7, um gegebenenfalls Ablöseerscheinungen erkennen und diesen entgegenwirken zu können. Simultan erfolgt außerdem eine Anpassung der iterativen Performance Parameter durch direkte Übernahme der berechneten isentropen Wirkungsgrade in die jeweils nächste Iteration. Dadurch und durch die gezielte Anpassung der Design Parameter verringern sich die Abweichungen zwischen den simulierten und ursprünglich für die jeweiligen, aus der vorherigen Iteration übernommenen iterativen Performance Parametern. Aufgrund der Vielzahl an iterativen Parametern und deren komplexer gegenseitiger Beeinflussung kommt es im Verlauf der Auslegung zu zwischenzeitlichen Zunahmen einzelner Abweichungen p . Außerdem können die Abweichungen nicht an allen radialen Positionen ähnlich minimiert werden. Beispielsweise ist die Entropieproduktion aufgrund des bereits diskutierten Schaufelspitzenspalts in diesem Bereich deutlich erhöht. Daher kann in diesem Bereich auch durch eine weitere Anpassung der entsprechenden Design Parameter δ_s und i_s das Ergebnis nicht beliebig verbessert werden. Stattdessen wird durch eine leicht positive Abweichung im mittleren Radiusbereich sichergestellt, dass die festen Performance Parameter wie die jeweiligen Druckverhältnisse über die Rotoren erreicht werden. In Abbildung 8 ist die resultierende Entwicklung der Abweichungen der iterativen Performance Parametern einerseits und der zu erreichenden festen Performance Parameter (in Form der Abweichung der Totaldruckerhöhung $p_{dp_{t}}$) sowie des resultierenden Massenstroms dargestellt. Die iterative Anpassung wird fortgesetzt, bis der Betrag der Abweichung der iterativen und festen Performance Parameter kleiner als eine vorab definierte Abweichungsgrenze p_{max} ist. Für die exemplarischen Auslegungen der beiden Rotoren dieser Veröffentlichungen wird zunächst eine grobe Grenze von $p_{max} = 1\%$ gewählt, sodass eine Anzahl von 12 Iterationen zum Unterschreiten dieser Grenze ausreicht. Die finalen Werte der iterativen Parameter sind in Tabelle 1 und 2 zusammengefasst.

2.2. Umsetzung CFK-Schaufeln

Wie bereits diskutiert ist das Ziel des Projekts nicht nur die numerische Auslegung neuer Antriebskonzepte, sondern auch deren experimentelle Validierung. Daher wurde am Institut bereits ein Fertigungsverfahren für CFK-Schaufeln entwickelt. Im Folgenden wird kurz darauf eingegangen, da die Schaufelfertigung eng mit der im vorherigen Ab-



(a) Schaufel-Negativformen zur CFK-Fertigung mit blauen Trennmittelrückständen und deutlichen Abnutzungsspuren aufgrund mehrfacher Nutzung



(b) Fan-Schaukel aus CFK (Institut für Aeronautical Engineering)

BILD 9. CFK Schaufelfertigung

schnitt erläuterten Auslegungsmethodik verknüpft ist. In deren zweitem Schritt, der Umsetzung der berechneten Triebwerksgometrie in Volumenkörper in AutoDesk Inventor, werden zusätzlich Negative der Schaufelgeometrien erzeugt und daraus eine Fertigungsform für die CFK-Fertigung erstellt. Diese Form wiederum besteht aus drei Teilen, wie in Abbildung 9a dargestellt. In allen radialen Schnitten wird anhand einer Tangente an der Skelettlinie an Vorder- und Hinterkante das Negativ der Schaufel in Saug- und Druckseite aufgeteilt. Abgeschlossen wird die Form durch einen Deckel am Schaufelfuß. Um die Schaufeln kostengünstig und mit geringem zeitlichen Aufwand am Institut fertigen zu können, wurde neben der eigentlichen Fertigung der Schaufeln aus CFK das *Stereolithografie* (SLA) 3D-Druck Verfahren zur Herstellung der Negative gewählt. Dieses bietet im Gegensatz zu der deutlich kostengünstigeren Alternative des *Fused Deposition Modeling* (FDM) Druckverfahrens eine erheblich bessere Oberflächengüte und widerstandsfähigere, chemische beständige Materialien. Letzteres ist insbesondere aufgrund des für

Parameter	Variante 1	Variante 2	Variante 3
$t/s(r_N)$	0,595	0,765	0,85
$t/s(r_{ML})$	0,7	0,9	1
$t/s(r_S)$	0,805	1,035	1,15
η_{R1}	83,5%	86,1	86,8
η_{R2}	79,9%	83,4	84,4
$\delta_{R1,N}; \delta_{R2,N}$	6,75; -6,5	6,75; -6,5	6,75; -6,5
$\delta_{R1,ML}; \delta_{R2,ML}$	4,5; -4,5	4,5; -4,5	4,5; -4,5
$\delta_{R1,S}; \delta_{R2,S}$	4,15; -3,4	3,6; -0,5	3,65; 0
$i_{R1,N}; i_{R2,N}$	0; -1	0; -1	0; -1
$i_{R1,ML}; i_{R2,ML}$	0; -1	0; -1	0; -1
$i_{R1,S}; i_{R2,S}$	0; -1	0; -1	0; -1

TAB 3. Variation der Teilungsverhältnisse (oben) und resultierende iterative Performance und Design Parameter der drei Designvarianten (unten)

die CFK-Fertigung notwendigen Einsatzes von Trennmitteln sowie zur Steigerung der Wiederverwendbarkeit der Formen vorteilhaft. In verschiedenen Versuchen zur Herstellbarkeit hat sich das Handlaminieren als vorteilhaft und qualitativ ausreichend für die Ziele des Projekts erwiesen. Die einzelnen einzulegenden CFK-Lagen werden entsprechend ihrer Dicke im ausgehärteten Zustand und der Profildicke entlang der Skelettlinie ebenfalls direkt aus der erstellten Geometrie abgeleitet. Zusätzlich wird im Schaufelfußbereich mit Einlegern aus CFK-Vlies gearbeitet. In zukünftigen Arbeiten wird dieses Verfahren im Kontext detaillierter FEM-Berechnungen, Materialtests an Prüfmaschinen und im Rahmen der Validierung der Auslegungsmethodik erläutert. Eine der bereits erfolgreich am Institut gefertigten Schaufeln ist in Abbildung 9b dargestellt.

3. EXEMPLARISCHE PARAMETERVARIATION

Neben der exemplarischen Referenz aus Abschnitt 2.1 werden drei weitere Varianten ausgelegt, indem die iterative Auslegungsmethodik für die beiden Rotoren angewandt wird. Die Varianten unterscheiden sich in ihrem Teilungsverhältnis der Rotoren, welches jedoch erneut jeweils für die beiden Schaufeln identisch ist und wie in der Referenzvariante um $\pm 15\%$ über den Radius angepasst wird wie in Tabelle 3 zusammengefasst. Der grundsätzliche iterative Ansatz hat in allen untersuchten Varianten das Erreichen der zu Beginn in Tabelle 1 definierten festen Performance Parameter ermöglicht. Es zeigt sich, dass die vier Varianten unterschiedlich starke Anpassungen der iterativen Design Parameter erfordern, die sich jedoch in dieser Untersuchung nur in der notwendigen Anpassung des Hinterkantenwinkels am äußeren Radius $\delta_{R1,S}$ und $\delta_{R2,S}$ unterscheiden. Wird in zukünftigen Arbeiten die Grenze der erlaubten Abweichungen p niedriger gesetzt, ist zu erwarten, dass sich auch in den anderen radialen Positionen Abweichungen zwischen den Varianten ergeben. Grundsätzlich lässt sich aber bereits hier erkennen, dass mit steigendem Teilungsverhältnis geringere Anpassungen notwendig sind, um das definierte Druckverhältnis zu erreichen. Außerdem lassen sich, wie in Abbildung 10 gezeigt, durch eine Erhöhung der Teilungsverhältnisse die isentropen Wirkungsgrade der Rotoren steigern. Der gefundene Verlauf der Wirkungsgrade lässt die Vermutung zu, dass eine weitere Anpassung der Teilungsverhältnisse die Effizienzen steigern und es ein Optimum geben könnte. Eine genauere Analyse hinsichtlich des Einflusses

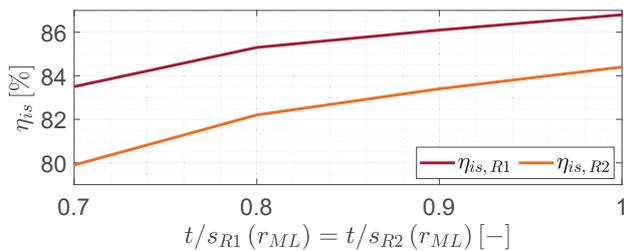


BILD 10. Resultierende isentrope Rotorwirkungsgrade der vier untersuchten Varianten gemäß Tabelle 3

ses der Einflussparameter und der zugrunde liegenden strömungsmechanischen Mechanismen erfolgt in späteren Arbeiten, da hier zunächst die generelle Anwendbarkeit der Auslegungsmethodik im Vordergrund steht.

4. DISKUSSION UND AUSBLICK

Zurückkommend auf die in Kapitel 1.3 aufgeworfenen Fragestellungen konnte gezeigt werden, dass für den Anwendungsfall dieses Projekts die direkte Einbindung von CFD-Analysemethoden in Form einer iterativen Auslegungsmethodik die aufwändige Implementierung von empirischen Formulierungen ersetzen kann. Aufgrund der geringen Baugröße des Triebwerks und den daher dominierenden 3D-Effekten kann dieses Verfahren sogar Vorteile gegenüber herkömmlichen, empirischen Verfahren bieten. Im Vergleich zum Vorgängerprojekt konnten die Abweichungen zwischen Auslegung und CFD-Nachrechnung bereits von $\approx 5 - 10\%$ auf unter 1% reduziert werden; eine weitere Verringerung wäre durch eine Erhöhung der Iterationen ebenfalls möglich gewesen. Eine ähnliche Abweichung von $< 10\%$ ist anhand des Verfahrens bereits mit ungefähr zwei Iterationen und damit dem nur doppelten zeitlichen Aufwand erreichbar. Grundsätzlich ermöglicht der geringe Berechnungsaufwand die Anwendung des Verfahrens für Parameterstudien und Designoptimierungen im Fall des hier betrachteten Triebwerkaufbaus. Da dieses nur zwei Stufen besitzt, ist die Anzahl an iterativ zu findenden Parametern überschaubar und händisch anpassbar. Eine Anwendbarkeit für komplexere Triebwerke erfordert aber die Einbindung automatisierter Optimierungsfunktionen. Obwohl in dieser Arbeit noch keine Optimierung der Triebwerksgeometrie im Vordergrund stand, konnte durch die Anwendung der Auslegungsmethodik für eine exemplarische Parameterstudie trotz einer deutlichen Steigerung des Gesamtdruckverhältnisses von 1,081 auf 1,14 eine ähnliche Effizienz von 73,3% in der besten betrachteten Variante wie im vorhergehenden Projekt erreicht werden. In einer späteren Arbeit wird daher diese Auslegungsmethodik für detaillierte Studien und Designoptimierungen herangezogen, um nicht nur den Einfluss des Teilungsverhältnisses, sondern auch weiterer Einflussfaktoren wie den Schaufelabstand zu untersuchen. Außerdem wird die Methodik in diesem Zuge experimentell validiert und innovative Konzepte zum Wärmemanagement untersucht. Die dazu notwendige kostengünstige und schnelle Fertigung der Triebwerkskomponenten konnte bereits in Form der CFK-Schaufeln ermöglicht werden durch die direkte Einbettung der dazu notwendigen Verfahren in die Auslegungsmethodik. Dadurch wird neben numerischen Analysen auch die experimentelle Untersuchung unterschiedlicher Einflussparametern möglich.

5. 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] B. A. Adu-Gyamfi and C. Good. Electric aviation: A review of concepts and enabling technologies. *Transportation Engineering*, 9:100134, 2022. ISSN: 2666-691X. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.treng.2022.100134>.
- [2] D. Scholz. Argumente zum Umweltschutz in der Luftfahrt, 2022. DOI: [10.48441/4427.511](https://doi.org/10.48441/4427.511), <http://hdl.handle.net/20.500.12738/13190>.
- [3] Europäische Kommission, Generaldirektion Mobilität und Verkehr, and Generaldirektion Forschung und Innovation. *Flightpath 2050: Europe's vision for aviation. Maintaining global leadership and serving society's needs*. Publications Office, 2011. DOI: [doi/10.2777/50266](https://doi.org/10.2777/50266).
- [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, 2019. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?qid=1576150542719&uri=COM%3A2019%3A640%3AFIN>.
- [5] A.R. Gnadt, R.L. Speth, J.S. Sabnis, and S. R. H. Barrett. Technical and environmental assessment of all-electric 180-passenger commercial aircraft. *Progress in Aerospace Science*, 105:1–30, 2019. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.paerosci.2018.11.002>.
- [6] Pipistrel. Alpha electro - pipistrel aircraft. accessed: 18.08.2022. <https://www.pipistrel-aircraft.com/products/light-sport-microlight/alpha-electro/>.
- [7] Eviation. Eviation alice all-electric airplane. accessed: 17.08.2022. <https://www.eviation.co/aircraft/#Alice>.
- [8] Harbour Air Seaplanes. Harbour air, magnix and h55 partner for the world's first certified all electric commercial airplane. accessed: 18.08.2022. <https://harbourair.com/harbour-air-magnix-and-h55-partner-for-the-worlds-first-certified-all-electric-commercial-airplane/>.
- [9] C.C. Rossow, K. Wolf, and P. Horst. *Handbuch der Luftfahrzeugtechnik*. Hanser Fachbuchverlag, Jan. 2014. ISBN: 3446423419.
- [10] A. Urlaub. *Flugtriebwerke: Grundlagen, Systeme, Komponenten*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2 edition, 1995. DOI: [10.1007/978-3-642-78386-9](https://doi.org/10.1007/978-3-642-78386-9).
- [11] W. J. G. Bräunling. *Flugzeugtriebwerke - Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer Science & Business Media, Berlin Heidelberg, 3. aufl. 2009 edition, 2009.
- [12] T. Ebus, M. Dietz, and A. Hupfer. Experimental and numerical studies on small contra-rotating electrical ducted fan engines. *CEAS Aeronaut*, 12:559–571, 2021. DOI: <https://doi.org/10.1007/s13272-021-00517-7>.

- [13] T. Ebus and M. Dietz. *Small electrically powered contra-rotating turbo fan engines for high-speed aircraft application*. 2020. DOI: [10.2514/6.2020-1617](https://doi.org/10.2514/6.2020-1617).
- [14] M. Schnös. Eine Auslegungsmethodik für mehrstufige Axialverdichter auf Basis einer Profildatenbank. Technical report, Ruhr-Universität Bochum, August 2020.
- [15] A. D. S. Carter. *The Low Speed Performance of Related Aerofoils in Cascade*. Aeronautical Research Council. Ministry of Supply, National Gas Turbine Establishment, 1950.
- [16] G. G. Jr. Adkins and L. H. Jr. Smith. Spanwise Mixing in Axial-Flow Turbomachines. *Journal of Engineering for Power*, 104(1):97–110, 01 1982. ISSN: 0022-0825. DOI: [10.1115/1.3227271](https://doi.org/10.1115/1.3227271).
- [17] C. Klein, S. Reitenbach, D. Schoenweitz, and F. Wolters. A Fully Coupled Approach for the Integration of 3D-CFD Component Simulation in Overall Engine Performance Analysis. Volume 1: Aircraft Engine; Fans and Blowers; Marine; Honors and Awards, 06 2017. V001T01A014. DOI: [10.1115/GT2017-63591](https://doi.org/10.1115/GT2017-63591).
- [18] International Civil Aviation Organization (ICAO). *Manual of the icao standard atmosphere, extended to 80 kilometres (262 500 feet)*. 1993.
- [19] N. Scholz. *Aerodynamik der Schaufelgitter*. Verlag G. Braun, 1 edition, 1965.
- [20] I. H. Abbott, V. Doenhoff, E. Albert, and L. Stivers. Summary of airfoil data, report no. 824. *National Advisory Committee for Aeronautics*, 1945.
- [21] C. Mistry and A. M. Pradeep. Effect of variation in axial spacing and rotor speed combinations on the performance of a high aspect ratio contra-rotating axial fan stage. *Journal of Power and Energy*, 2012.
- [22] C. S. Mistry and A. M. Pradeep. Design and performance analysis of a low speed, high aspect ratio contra rotating fan stage. *The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and the 3rd Fluid Power Technology Exhibition*, 2011.
- [23] Y. Lei, Y. Ji, and C. Wang. Effects of axial spacing between counter rotors on performance and on flow field of a counter rotating fan. *International Journal of Micro Air Vehicles*, 2011.
- [24] F. W. Stanhope. The performance of naca-1-series intakes. *Rolls-Royce Power Plant Research Report IAR 85002*, 1968.
- [25] G. Sovran and E. D. Klomp. Experimentally determined optimum geometries for rectilinear diffusors with rectangular, conical or annular cross sections. *Fluid Mechanics of Internal Flow*, pages 272–319, 1967.
- [26] D. Thirumurthy, G. Blaisdell, A. Lyrantzis, and J. Sullivan. Preliminary design and computational analysis of an ejector nozzle with chevrons. 01 2011. ISBN: 978-1-60086-950-1. DOI: [10.2514/6.2011-918](https://doi.org/10.2514/6.2011-918).