



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Moritz Burmester

Entwicklung fertigungsgerechter Hochleistungs-Rotorblätter für Kleinstwindkraftanlagen mittels DoE und genetischer Algorithmen

Moritz Burmester

**Entwicklung fertigungsgerechter
Hochleistungs-Rotorblätter
für Kleinstwindkraftanlagen
mittels DoE und genetischer Algorithmen**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Flugzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
CC4E der HAW Hamburg



Erstprüfer: Prof. Peter Dalhoff
Zweitprüfer : Prof: Dr. Detlef Schulze

Abgabedatum: 02.05.2024

Abstract

Title

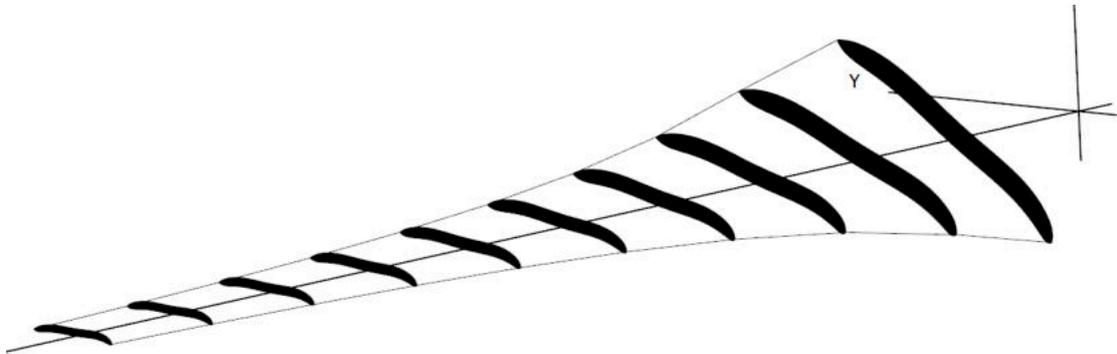
Developing manufacturable High-Performance Rotor Blades for Micro Wind Turbines using Multi Objective Genetic Algorithms

Keywords

Small-scale wind turbines, Aerodynamics, Low Reynolds numbers, Laminar separation bubbles, Simulation tools, QBlade, XFOIL, Optimization algorithms, Multi-objective genetic algorithm, Cambered plate profiles, Wind tunnel tests, Rotor blade manufacturing

Abstract

This work focuses on the development and analysis of a rotor blade for micro wind turbines, with a special emphasis on the aerodynamic challenges encountered at low Reynolds numbers. Through the use of simulation tools and an in-depth examination of aerodynamic principles, targeted design optimizations were proposed to enhance the efficiency and performance of the rotor blades. A key outcome is the development of an efficient and versatile simulation and optimization tool, applicable not only to wind turbines but also to a wide range of wing profiles in fluid dynamics. Additionally, a family of thin, curved plate profiles was developed, exhibiting promising aerodynamic properties and the potential for diverse technical applications. The practical applicability and effectiveness of the theoretical models and optimizations were validated through experimental wind tunnel tests. This work not only provides valuable insights into the aerodynamic design and manufacturing of rotor blades for micro wind turbines but also opens new avenues for the optimization of wing profiles in various areas of fluid dynamics.



Thema der Bachelorarbeit

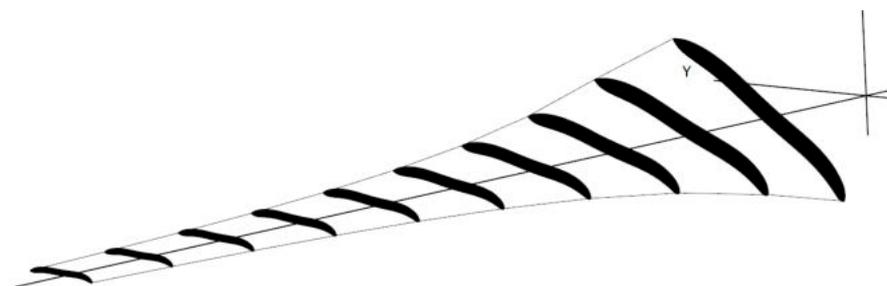
Entwicklung fertigungsgerechter Hochleistungs-Rotorblätter für Kleinstwindkraftanlagen mittels DoE und genetischer Algorithmen

Stichworte

Kleinstwindkraftanlagen, Aerodynamik, Kleine Reynoldszahlen, laminare Ablöseblasen, Simulationswerkzeuge, QBlade, XFOIL, Optimierungsalgorithmen, Multi-Objektiv-Genetischer Algorithmus, gebogene Plattenprofile, Windkanaltests, Rotorblattfertigung

Kurzzusammenfassung

Die vorliegende Arbeit widmet sich der Entwicklung und Analyse eines Rotorblattes für Kleinstwindkraftanlagen, mit einem speziellen Fokus auf die aerodynamischen Herausforderungen bei kleinen Reynoldszahlen. Durch den Einsatz von Simulationswerkzeugen und einer tiefgreifenden Untersuchung aerodynamischer Prinzipien wurden gezielte Designoptimierungen vorgeschlagen, um die Effizienz und Leistung der Rotorblätter zu steigern. Ein wesentliches Ergebnis ist die Entwicklung eines effizienten und flexibel einsetzbaren Simulations- und Optimierungswerkzeugs, das nicht nur auf Windenergieanlagen, sondern auch auf eine breite Palette von Flügelprofilen in der Fluidodynamik anwendbar ist. Darüber hinaus wurde eine Profilmfamilie dünn gebogener Platten entwickelt, die vielversprechende aerodynamische Eigenschaften aufweist und in vielfältigen technischen Anwendungen genutzt werden könnte. Innerhalb des Optimierungsprozesses kamen unterschiedliche Algorithmen zum Einsatz, darunter der Multi Objective Genetic Algorithm, der eine effektive Balance zwischen verschiedenen Optimierungszielen ermöglichte und die Vielfalt der Designkonfigurationen berücksichtigte. Die praktische Anwendbarkeit und die Leistungsfähigkeit der theoretischen Modelle und Optimierungen wurden durch experimentelle Tests im Windkanal bestätigt. Diese Arbeit liefert nicht nur wertvolle Einblicke in die aerodynamische Gestaltung und Fertigung von Rotorblättern für Kleinstwindkraftanlagen, sondern eröffnet auch neue Perspektiven für die Optimierung von Flügelprofilen in unterschiedlichen Bereichen der Fluidodynamik.



Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen von Herzen danken, die mich während der Erarbeitung meiner Bachelorarbeit unterstützt und begleitet haben.

Mein besonderer Dank gilt zunächst Abdullah Khisraw, der mich mit seiner tatkräftigen Hilfe bei der Realisierung der Versuche maßgeblich unterstützt hat. Auch Prof. Peter Dalhoff, mein Betreuer, möchte ich für seine engagierte Begleitung und Unterstützung während des gesamten Arbeitsprozesses danken.

Ebenso bin ich dem Windkanalteam, insbesondere Monika Riedel und Torsten Tubacki, für die gute Zusammenarbeit und Unterstützung sehr dankbar. Prof. Dr. Detlef Schulze danke ich für sein Engagement in der Lehre und die anschauliche Vermittlung aerodynamischer Grundlagen.

Meine Freunde Lukas Eisele und Grete Boskamp haben mich ebenfalls in vielfältiger Weise unterstützt - sei es durch fachliche Gespräche über Simulationen, Hilfe beim Verstehen technischer Details oder wertvolle Rückmeldungen zur wissenschaftlichen Qualität meiner Arbeit.

Nicht zuletzt bin ich meinen Eltern und meiner Partnerin Katja zu großem Dank verpflichtet. Sie haben mich in dieser herausfordernden Phase stets unterstützt und mir den Rücken freigehalten, wenn ich lange Zeit am Schreibtisch verbracht habe.

Diese Bachelorarbeit ist hoffentlich mein erster, wenn auch noch so bescheidener Schritt, um unserer Energie- und Klimakrise entgegenzuwirken. In Dankbarkeit für unseren Planeten und in Solidarität mit all jenen, die heute und morgen an einer lebenswerten Zukunft bauen, widme ich diese Arbeit der Gemeinschaft des Lebens auf der Erde.

Inhaltsverzeichnis

Abstract	ii
Danksagung	iv
Abbildungsverzeichnis	x
Tabellenverzeichnis	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Anforderungen und Randbedingungen	2
1.2 Vorarbeit und Probleme	3
1.3 Lösungsansatz	3
2 Theoretische Grundlagen	4
2.1 Aerodynamische Wirkweise des Rotors	4
2.2 Kennzahlen	5
2.2.1 Leistungsbeiwert von Windenergie rotoren	5
2.2.2 Schubbeiwert von Windenergie rotoren	5
2.2.3 Schnellaufzahl	6
2.3 Aerodynamik eines Rotorblattes	7
2.3.1 Grundbegriffe eines Profils	7
2.3.2 Kräfte und Kennzahlen eines Profils	8
2.4 Geometrie des Rotorblattes	9
2.5 Methoden der Rotorblattauslegung	11
2.5.1 Auslegung nach Betz und Schmitz	11
2.5.2 Simulation mittels diskreter Blattelemente	11
2.6 Besonderheiten sehr kleiner Rotoren	13
2.6.1 Einführung der Reynolds-Zahl	13
2.6.2 Geringe Reynolds-Zahl bei kleinen Rotoren	13
2.6.3 Fertigung kleiner Strukturen	13
3 Rotorblattdesign	15
3.1 Stand der Technik	15
3.2 Übersicht der Herangehensweise	17

3.3	Werkzeuge und deren Entwicklung	18
3.3.1	Verwendete Software	18
3.3.2	Grundstruktur des Werkzeuges	18
3.3.3	Blackbox-Simulationsmodell	19
3.3.4	Kopplung mit DAKOTA	24
3.4	Test des Systemverhaltens	27
3.4.1	Sensitivitätsstudie	27
3.4.2	Diskretisierungsstudie	28
3.4.3	Einfluss der Reynolds-Zahl	30
3.4.4	Einfluss der Profildicke	30
3.5	Profilentwicklung: Erste Iteration (LRCPF Serie)	33
3.5.1	Grundidee	33
3.5.2	EGO - Algorithmus	33
3.5.3	Lokale Verfeinerung mit APPS - Algorithmus	34
3.5.4	Detaillierte Betrachtung der Profile, Vergleich mit bekannten Profilen	35
3.5.5	Erster Rotorentwurf in QBlade (mit LRCPF Serie)	38
3.6	Profilentwicklung: Zweite Iteration (MOLRCPF Serie)	41
3.6.1	MOGA - Algorithmus	41
3.6.2	Durchführung der MOGA Optimierung	42
3.6.3	Bewertung der Konvergenz des MOGA - Algorithmus	42
3.6.4	Analyse des simulierten Systems	42
3.6.5	Zweiter Rotorentwurf in QBlade (mit MOLRCPF Serie)	45
3.6.6	Festigkeitsberechnung	45
3.7	Finales Blattdesign - MB_1	48
4	Fertigung	51
4.1	Fertigungsverfahren für (Klein-)serie	51
4.1.1	Vakuum-Tiefziehen	51
4.1.2	Laminieren über Positivform	51
4.1.3	Umformen	52
4.2	Fertigungsverfahren Prototyp	52
4.2.1	3D-Druck im FDM Verfahren	52
4.2.2	3D-Druck im SLA Verfahren	52
4.3	CAD-Modellierung Prototyp	53
4.3.1	Blattdesign	53
4.3.2	Blattaufnahme	53
5	Validierung durch Windkanalversuch	56
5.1	Versuchsaufbau	56
5.1.1	Rotoreinheit	56
5.1.2	Elektronische Steuerung	58
5.2	Versuchsdurchführung	59
5.2.1	Messwertaufnahme	59
5.2.2	Berechnung der relevanten Betriebsgrößen	59

5.2.3	Berechnung der tatsächlichen Rotorleistung	60
5.2.4	Probleme bei der Messwertaufnahme	61
5.3	Ergebnisse und Diskussion	63
5.3.1	Auffälligkeiten	63
5.3.2	Mögliche Fehlerquellen	64
5.4	Vergleich mit anderen Rotoren	66
6	Fazit	67
	Literatur	68
A	Profile und ihre Koordinatendefinition	71
B	Vergleich der Auftriebskurven	74
C	Vergleich der Lilienthalpolare	77
D	Gleitzahlvergleich	80
E	Baugruppenzeichnungen	83

Abbildungsverzeichnis

1.1	Modell einer Multirotor-Windenergieanlage der HAW	1
1.2	Explosionsdarstellung der Multirotor-Windenergieanlage der HAW	2
2.1	Kräfte am Rotorblatt resultieren in Drehmoment [7]	4
2.2	Exemplarische Darstellung des Leistungsbeiwertes c_P in Abhängigkeit der Schnelllaufzahl TSR bzw. λ , eigene Darstellung	6
2.3	Grundbegriffe bei aerodynamischen Profilen [9], S.130, modifiziert	7
2.4	Unterschiedliche Anströmbedingungen entlang des Rotorblattes [7]	10
2.5	Konventionelle Winkelunterscheidung [9]	10
2.6	Schematische Darstellung des Rotorabschnitts für die BEM-Simulation [7]	12
2.7	Laminare Ablöseblase bei umströmten Profil, [14], modifiziert	14
2.8	Größenverhältnisse: Blattspitzen des Rotorblattes nach Buchholz und Hahn [2], Bildquelle: [3].	14
3.1	SD7003 Profil, eigene Darstellung	15
3.2	S834 Profil, eigene Darstellung	15
3.3	WiRE Profil, [6]	16
3.4	Von Liu u. a. optimiertes Profil, [5]	16
3.5	Grobe Übersicht des Entwicklungsprozesses	17
3.6	Zusammenhang zwischen DAKOTA und dem darunterliegenden Simulationsmodell (BSM), [21], modifiziert	19
3.7	Aufgaben des Blackbox-Simulationsmodells	20
3.8	Punktdefinition einer unverformten Platte, eigene Darstellung	21
3.9	Einfluss der Bernsteinpolynome auf die Verformung der Platte. Verwendete Parameter: $A = 8 \times 10^{-2}$, $B = 8.2 \times 10^{-2}$, $C = 1.8 \times 10^{-2}$; $D = 2.4 \times 10^{-2}$, $E = 1.5 \times 10^{-2}$, $F = 2.2 \times 10^{-2}$ - eigene Darstellung.	22
3.10	Exemplarischer Vergleich der nutzbaren Anstellwinkel-Range zweier Profile bei $Re = 5 \times 10^4$. (Zackiger Kurvenverlauf deutet auf eine nicht vollständig konvergierte, jedoch beschränkt schwankende Lösung hin.) Eigene Darstellung	23
3.11	Workflow: Kopplung zwischen DAKOTA und dem Blackbox-Simulationsprogramm, eigene Darstellung	25
3.12	DAKOTA Workflow-Wrapper, eigene Darstellung	25

3.13 Exemplarisches DAKOTA Inputfile: Variation des Parameters t , eigene Darstellung	26
3.14 Scatter Plot Matrix der Sensitivitätsstudie. $A - D$: Geometrieparameter; t : relative Profildicke; $LERA$: (angepasster) Vorderkantenradius; $LERABLEND$: Übergangslänge von angepasstem VK-Radius zu restlichem Profil, bezogen auf Sehnenlänge. Eigene Darstellung	28
3.15 In Diskretisierungsstudie verwendetes Profil mit $t = 5\%$, eigene Darstellung	28
3.16 Einfluss der Auflösungsparameter auf die Ergebnisgrößen; gute Konvergenz der Lösungswerte ab $k = 5$ und $s = 0,0125$. Eigene Darstellung . . .	29
3.17 Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Ergebnisgrößen, eigene Darstellung . . .	31
3.18 Einfluss der Profildicke auf die Ergebnisgrößen, eigene Darstellung	32
3.19 Profildicke aus globaler Optimierung mit EGO(blau) und APPS(grün); bei $t = 10\%$ keine bessere Lösung gefunden, eigene Darstellung	34
3.20 Gleitzahlen: LRCPF Serie verglichen mit Profilen aus der Literatur, eigene Darstellung	35
3.21 Lilienthalpolare LRCPF Serie verglichen mit Profilen aus der Literatur, eigene Darstellung	36
3.22 Beispielhafte Darstellung des Umschlagpunktes über dem Anstellwinkel (MOLRCPF_7.5 Profil), eigene Darstellung	37
3.23 Grenzschichtdicke der LRCPF-Profilserie bei $Re = 40.000$ gemäß XFOIL-Simulationen, eigene Darstellung	39
3.24 Pareto-Front für die Optimierung mit $7,5\%$ Profildicke, eigene Darstellung	43
3.25 Geometrieparameter in Abhängigkeit von E_{eval} . Daten aus Optimierung mit $7,5\%$ Profildicke, eigene Darstellung	44
3.26 Maximale Spannungen des MB_1 Blattes, eigene Darstellung	47
3.27 Vergleich von ausgewähltem MOLRCPF_7.5 Profil mit LRCPF_7.5 aus erster Optimierung, eigene Darstellung	48
3.28 Gleitzahlen des MOLRCPF_7.5-Profiles bei verschiedenen Reynolds-Zahlen. Eigene Darstellung	48
3.29 Rotorblattentwurf in QBlade; Wurzelbereich noch nicht für Verbindung zur Nabe angepasst. Eigene Darstellung	49
3.30 Profiltiefen (rot) und Blattverwindung (blau) ϑ entlang des Blattradius. Eigene Darstellung	49
3.31 Leistungsbeiwerte des MB_1 Blattes bei unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten, eigene Darstellung	50
4.1 Geometriefehler bei Fertigung mit FDM Verfahren. Eigene Darstellung . . .	53
4.2 SLA-gedrucktes und bearbeitetes Rotorblatt. Eigene Darstellung	53
4.3 Profilschnitte des ausgearbeiteten Blattes, einschließlich Aufnahmeloch für Gewindestange und Pitcheinstellungs-Stab. Eigene Darstellung	54

4.4	Blattklemmung sowie Blattextensions-justierung bzw. Sicherung mittels Gewindestangen und Muttern. Leere Aussparungen dienen der Gewichtsreduktion. Die mittige Schraube dient der Befestigung der Nabenkappe (siehe Abb. 4.6). Das obere Klemmteil ist transparent dargestellt. Eigene Darstellung	54
4.5	Draufsicht Rotor mit MB_1 Blättern und Nabenkappe; Blattsektionen im Übergangsbereich nahe der Rotornabe verringern die effektiv genutzte Strömung im Rotorquerschnitt. Eigene Darstellung	55
4.6	Blattschlitze der Nabenkappe; ausgerichtet nach lokaler Strömungsrichtung, eigene Darstellung	55
5.1	Rotoreinheit befestigt am Rundstab der Kraftmesseinrichtung. Kraftschlüssige Verbindung mittels Klemmschrauben. Ebenfalls zu sehen ist die Kabelführung zum Aufnahmemaß. Eigene Darstellung	57
5.2	Viskoser Dämpfer zur Beseitigung von Schwingungen. Daneben als Alternative ein weiteres, Ölgefülltes Gefäß. Dieses höher viskose Dämpfungsmedium war jedoch nicht notwendig. Eigene Darstellung	57
5.3	Vereinfachtes Schaltbild der Lastregulierung und Energiemessung. Eigene Darstellung	58
5.4	Leistungsbeiwert c_P : Vergleich zwischen experimenteller Daten und BEM Simulation bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten. Eigene Darstellung	63
5.5	Schubbeiwert c_T : Vergleich zwischen experimenteller Daten und BEM Simulation bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten. Eigene Darstellung	65
A.1	LRCPF_5 Profil, eigene Darstellung	71
A.2	LRCPF_7.5 Profil, eigene Darstellung	71
A.3	LRCPF_10 Profil, eigene Darstellung	72
A.4	LRCPF_12.5 Profil, eigene Darstellung	72
A.5	MOLRCPF_7.5 Profil, eigene Darstellung	72
A.6	NREL_S834 Profil als Referenz, eigene Darstellung	73
A.7	SD7003 Profil als Referenz, eigene Darstellung	73
B.1	Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 20.000$, eigene Darstellung	74
B.2	Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 30.000$, eigene Darstellung	75
B.3	Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 40.000$, eigene Darstellung	75
B.4	Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 50.000$, eigene Darstellung	76
B.5	Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 60.000$, eigene Darstellung	76
C.1	Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 20.000$, eigene Darstellung	77
C.2	Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 30.000$, eigene Darstellung	78
C.3	Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 40.000$, eigene Darstellung	78
C.4	Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 50.000$, eigene Darstellung	79
C.5	Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 60.000$, eigene Darstellung	79
D.1	Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 20.000$, eigene Darstellung	80

D.2	Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 30.000$, eigene Darstellung	81
D.3	Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 40.000$, eigene Darstellung	81
D.4	Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 50.000$, eigene Darstellung	82
D.5	Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 60.000$, eigene Darstellung	82

Tabellenverzeichnis

1	Liste der mathematischen Symbole	xvi
5.1	Maximal erreichte Leistungsbeiwerte unterschiedlicher Rotoren aus der Literatur	66

Abkürzungsverzeichnis

BEM	Blatt Element Methode
BSM	Blackbox-Simulationsmodell
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFK	Kohlenstofffaser Verstärkter Kunststoff
DoE	Design of Experiments
EGO	Efficient Global Optimization
FDM	Fused Deposition Modeling
GFK	Glasfaser Verstärkter Kunststoff
HAWT	Horizontal Axis Wind Turbine
LHS	Latin Hypercube Sampling
LRCPF	Low Reynolds Curved Plate Foil
MOLRCPF	Multi Objective Low Reynolds Curved Plate Foil
MRS	Multi Rotor Wind Turbine System
MOGA	Multi Objective Genetic Algorithm
QOI	Quantity of Interest
SLA	Stereolithographie
TSR	Tip Speed Ratio
VAWT	Vertical Axis Wind Turbine
WEA	Windenergieanlage

Tabelle 1: Liste der mathematischen Symbole

Symbol	Beschreibung
A, B, C, D, E, F	Koeffizienten der Bernsteinpolynome für die Profilverformung
c	Sehnenlänge des Profils
c_0	Drehzahlunabhängiges Grundreibmoment
c_D	Widerstandsbeiwert
c_L	Auftriebsbeiwert
c_P	Leistungsbeiwert
c_T	Schubbeiwert
c_v	Steigungskoeffizient der Reibung
d	Profildicke
D	Widerstandskraft, Rotordurchmesser
E	Gleitzahl
E_{eval}	Gleitzahl gemittelt über α - und Re -Bereiche, Zielfunktion der Optimierungen
F_z	Zentrifugalkraft
g	Erdbeschleunigung
h	Höhe (einer Wassersäule)
I	Flächenträgheitsmoment, Strom
k	Anzahl der Koordinatenpunkte auf einem Viertelkreis der Vorderkante
L	Auftriebskraft
M_{Gen}	Generator Drehmoment
M_R	Reibungsdrehmoment
N_{Gen}	Generator Drehzahl
n	Drehzahl
p_∞	Atmosphärischer Druck
P	Elektrische Leistung
P_{true}	Tatsächliche Leistung des Rotors
$P_{V,R}$	Verlustleistung durch Anschlusswiderstand des Generators
$P_{V,Reib}$	Verlustleistung durch Reibungsdrehmoment
q	Dynamischer Druck
r_N	Nasenradius
Re	Reynoldszahl
R	Spezifische Gaskonstante für trockene Luft
α	Anstellwinkel
λ	Schnellaufzahl
λ_A	Auslegungsschnellaufzahl für Auslegung nach Schmitz
ρ	(Luft-)dichte
ρ_{wasser}	Dichte von Wasser
σ	Normalspannung im Material
s	Schrittweite zwischen Koordinatenpunkten auf dem Profil

Fortsetzung auf der nächsten Seite

Tabelle 1 – fortgesetzt von vorheriger Seite

Symbol	Beschreibung
T	Temperatur
TSR	Tip Speed Ratio, entspricht der Schnelllaufzahl
U	Spannung
ϑ	Blattverwindung entlang der Spannweite
ω	Winkelgeschwindigkeit
v	Windgeschwindigkeit

Kapitel 1

Einleitung

An der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg wurde im Rahmen des Forschungsprojektes X-Multirotor untersucht, ob in Zukunft Windenergieanlagen (WEA) mit mehreren Rotoren eine Alternative zu herkömmlichen WEA darstellen könnten. Dazu wurde unter anderem ein Modell im Labormaßstab entwickelt. Das Grundkonzept wird in Abb. 1.1 verdeutlicht.

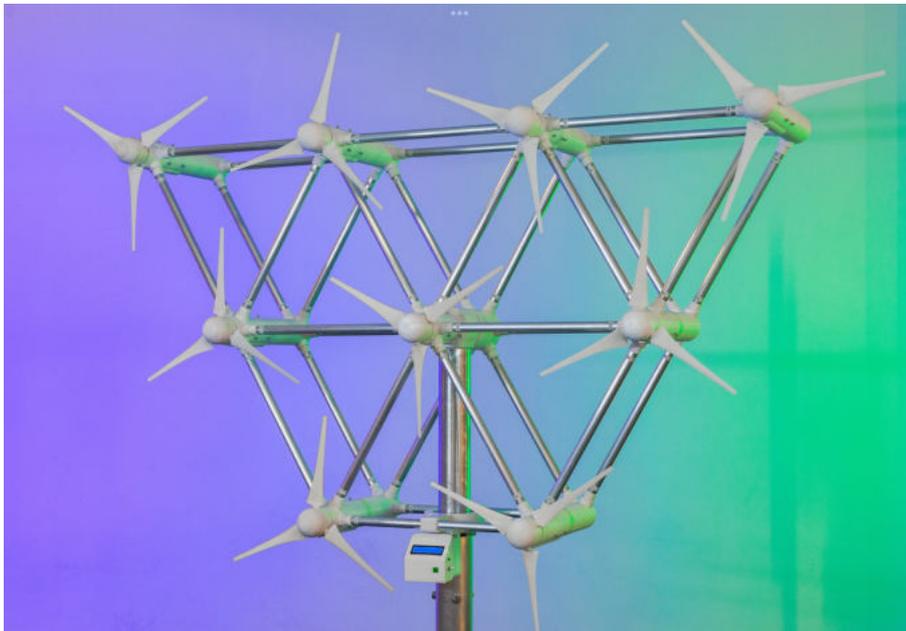


Abbildung 1.1: Modell einer Multirotor-Windenergieanlage der HAW

Multirotor-Windenergieanlagen bieten gegenüber konventionellen Anlagen signifikante Vorteile, insbesondere durch ihre reduzierte Masse. Das Square-Cube-Gesetz besagt: Mit zunehmender Größe eines Körpers wächst seine Masse schneller als seine Oberfläche. Daher führt die Verwendung mehrerer kleinerer Rotoren zu einer geringeren Gesamtmasse der Rotorblätter, was effizientere und kostengünstigere Konstruktionen ermöglicht [1]. Diese Reduktion ist besonders relevant, da Rotorblätter schwer recyclebar sind. Zusätzlich erhöht die Modularität durch unabhängige Rotoren die Zuverlässigkeit; bei einem Defekt muss möglicherweise nur der betroffene Rotor stillgelegt werden, was die Verfügbarkeit der Anlage verbessert. Die große Stückzahl der Rotorblätter in Multirotor-Systemen ermöglicht mehr Designiterationen bei geringeren Kosten für die Formenherstellung. Dieser Aspekt spiegelt das Prinzip der Economies of Scale (Skaleneffekte) wider, wonach die Stückkosten mit zunehmender Produktionsmenge sinken, was die Optimierung der Anlagen weiter erleichtert und zu wirtschaftlichen Vorteilen führt.

Um das Verhalten und die Steuerungsmöglichkeiten eines Multi-Rotor-Systems (MRS)

weiter zu untersuchen, soll ein Demonstrator im Labormaßstab genutzt werden. Dieser Demonstrator wurde bereits entwickelt und gebaut. Die Entwicklung der Rotorblätter (Rotordurchmesser 450mm) erwies sich aufgrund der ungewöhnlichen Betriebsbedingungen und Fertigungsschwierigkeiten allerdings als problematisch. Die aktuell verwendeten Rotorblätter zeigten in Windkanaltests nicht die erhoffte Leistung. Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, ein verbessertes Rotorblatt zu entwerfen und zu testen.

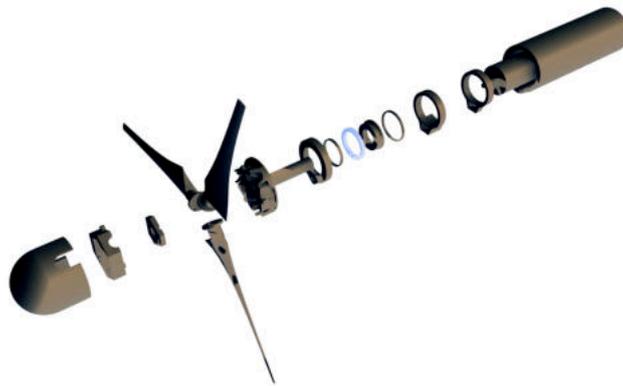


Abbildung 1.2: Explosionsdarstellung der Multirotor-Windenergieanlage der HAW

1.1 Anforderungen und Randbedingungen

Um mit dem bestehenden Demonstrator optimal funktionieren zu können, wurden in [2] einige Randbedingungen für den Betrieb der Rotorblätter festgelegt:

- Angestrebter Leistungsbeiwert: 0,3
- Art der Leistungsregelung: Pitch, Variation der elektrischen Last
- Schnelllaufzahl: 7
- Windbereich: 2-15 m/s
- Optimierung für 6-8 m/s
- Rotordurchmesser: 450 mm
- Generator Drehzahl: max. 5500 1/min
- Generator Drehmoment: opt. 130 mNm, max. 250 mNm

Die physische Schnittstelle zwischen Rotorblatt und Generator wird als Teil dieser Arbeit näher betrachtet und für die geplanten Tests angepasst.

Für die Erprobung des Multirotor-Demonstrators wird eine Vielzahl von Einzelrotoren mit entsprechend vielen Rotorblättern benötigt. Daher sollen die Rotorblätter möglichst einfach und günstig in einem Kleinserienprozess gefertigt werden können.

1.2 Vorarbeit und Probleme

Die bisherigen Bemühungen, ein geeignetes Rotorblatt zu finden, verteilen sich auf drei Masterprojekte: Zuerst wurde in Buchholz und Hahn [2] auf Basis aerodynamischer Profile aus Literaturquellen ein optimiertes Rotorblattdesign entwickelt. Für dieses Rotorblatt-design sollte in Stolla und Lindner [3] ein geeignetes Fertigungsverfahren gefunden und getestet werden. Aufgrund der sehr filigranen Geometrie (Profiltiefe ca. 10mm, Dicke < 1mm) scheiterten die Versuche, das Blatt herzustellen. Daraufhin entschieden die Projektverantwortlichen, ein geändertes Rotorblattdesign mit einem dickeren Profil im FDM Druckverfahren zu fertigen und zu testen. Die Tests wurden durch Loof [4] durchgeführt. Der beste ermittelte Leistungsbeiwert von $c_P = 0,17$ liegt unter den Erwartungen. Als Hauptursache vermutete das Team des CC4E die Auslegung der Rotorblätter. Dies ging aus Gesprächen mit Prof. Peter Dalhoff und der Aufgabenstellung hervor.

Buchholz und Hahn [2] fanden während der ersten Blattauslegung Anzeichen dafür, dass dünne gebogene Platten im relevanten Reynoldszahl-Bereich bessere Ergebnisse liefern könnten. Auch Liu u. a. [5] und Bastankhah und Porté-Agel [6] stützen diese Vermutung.

1.3 Lösungsansatz

Um ein besseres Blatt bei gleichzeitig verbesserter Herstellbarkeit zu entwerfen, werden Profile konstanter Dicke mit modifizierten Vorder- und Hinterkanten näher untersucht. Um die bestmögliche Form zu finden, soll eine Optimierungsstudie durchgeführt werden. Gemäß bewährten aerodynamischen Theorien zur Rotorblattauslegung sollen die optimale Blattverwindung und Profiltiefenverteilung für das optimierte Profil festgelegt werden. Das Ergebnis ist auf ausreichende Festigkeit zu prüfen, bevor es gefertigt und im Windkanal getestet werden soll.

Kapitel 2

Theoretische Grundlagen

2.1 Aerodynamische Wirkweise des Rotors

In der Welt der Windenergieerzeugung gibt es zwei grundlegende Bauformen von Windenergieanlagen: die Horizontalachsen-Windenergieanlagen (HAWTs) und die Vertikalachsen-Windenergieanlagen (VAWTs). Während Vertikalachsenanlagen bestimmte Vorteile in Bezug auf die Windrichtungsunabhängigkeit und die einfache Wartung aufweisen, haben sich Horizontalachsen-Windenergieanlagen als die effizientere und weit verbreitete Option erwiesen. Diese Effizienz rührt von ihrer Fähigkeit her, höhere Energiemengen aus dem Wind zu extrahieren, insbesondere bei starken und konstanten Windverhältnissen, wie sie häufig in Offshore-Umgebungen vorkommen. Aufgrund dieser Überlegenheit in Bezug auf die Energieausbeute und die technologische Reife konzentriert sich diese Arbeit ausschließlich auf die Betrachtung und Analyse von Horizontalachsen-Windenergieanlagen.

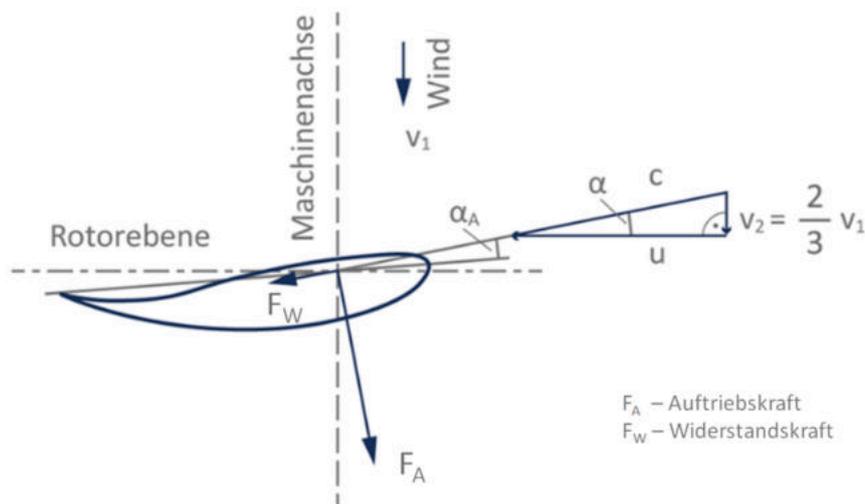


Abbildung 2.1: Kräfte am Rotorblatt resultieren in Drehmoment [7]

Das zugrundeliegende physikalische Prinzip von HAWTs ist das gleiche wie bei Flugzeugflügeln: der Auftrieb. Der Rotorblattquerschnitt ist so geformt, dass eine Differenz im Luftdruck zwischen der oberen und der unteren Seite des Rotorblattes entsteht, wenn Wind darüber strömt. Die Unterseite des Rotorblattes erfährt einen höheren Druck als die Oberseite, was zu einer Auftriebskraft führt, die das Rotorblatt nach oben bzw. in Drehrichtung des Rotors zieht. Eine vollständige Erklärung der Entstehung von Auftrieb findet der interessierte Leser in Anderson [8]. Die Kraftkomponente des Auftriebs F_A in die Drehrichtung erzeugt um die Drehachse des Rotors ein Drehmoment. Dem entgegen

wirkt die Komponente von F_W entgegen der Drehrichtung. Im normalen Betriebszustand überwiegt die Wirkung der Auftriebskräfte. Der Rotor dreht sich also und treibt den Generator an. Eine Veranschaulichung der Kräfte an einem Schnitt durch das Rotorblatt zeigt Abb. 2.1. Für die Strukturbelastung ist zudem entscheidend, welches Torsionsmoment die Strömung um die Längsachse des Blattes ausübt. Die entsprechende Momentenwirkung ist in Abb. 2.1 nicht eingetragen.

2.2 Kennzahlen

Im folgenden Abschnitt werden die für das Verständnis dieser Arbeit wichtigsten Kennzahlen für den Betrieb eines Rotors kurz erläutert. Für weitergehende Informationen sei auf Hau [9] verwiesen.

2.2.1 Leistungsbeiwert von Windenergie rotoren

Der Leistungsbeiwert c_P ist in der Aerodynamik von Horizontalachsenwindenergieanlagen (HAWAs) essentiell und quantifiziert das Verhältnis der nutzbaren mechanischen Leistung P einer Windturbine zur kinetischen Leistung des Windes P_{Wind} im Rotorquerschnitt. Die Formel für c_P ist gegeben durch

$$c_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho A v^3}, \quad (2.1)$$

wobei ρ die Luftdichte, A die Querschnittsfläche des Rotors und v die Windgeschwindigkeit darstellt. Der Betzsche Grenzwert setzt die theoretische Obergrenze für c_P auf maximal 59,3% fest, ausgedrückt als $c_{P,\text{max}} = \frac{16}{27}$. Dieser Grenzwert basiert auf der Annahme, dass der Wind hinter der Turbine eine Restgeschwindigkeit behält. Die von Betz aufgestellte Theorie wurde umfassend bestätigt und stellt einen wichtigen Grundpfeiler der Rotorphysik dar.

Real existierende Verlustquellen wie Profil- und induzierte Verluste beeinflussen die Effizienz des Rotors. Moderne Turbinendesigns zielen darauf ab, diese Verluste durch optimierte Rotorblattgeometrie zu minimieren, um diesem theoretischen Maximalwert möglichst nahezukommen.

2.2.2 Schubbeiwert von Windenergie rotoren

Der Schubbeiwert c_T ist eine weitere wichtige aerodynamische Kenngröße für Windenergie rotoren. Sie beschreibt das Verhältnis der Schubkraft F_T zur imaginären Kraft, die der dynamische Druck des Windes auf eine Fläche von der Größe des Rotorquerschnittes ausüben würde. Mathematisch lässt sich c_T definieren als

$$c_T = \frac{F_T}{\frac{1}{2}\rho A v^2}. \quad (2.2)$$

Dies ist die Kraftkomponente auf die Rotorblätter, die senkrecht zur Rotorebene steht. Ein hoher Schubbeiwert kann auf eine effektive Energieübertragung hinweisen, führt jedoch auch zu erhöhten mechanischen Belastungen der Turbinenstruktur. Die Auslegung zielt daher auf ein optimales Gleichgewicht zwischen Energieextraktion und struktureller Belastung ab. Im Kontext der Multirotor-Winkraftanlagen kommt dem Schubbeiwert eine weitere Bedeutung zu. Kontrollierte Schubkraftunterschiede zwischen den einzelnen Rotoren könnten für die Ausrichtung der gesamten Anlage entsprechend der Windrichtung genutzt werden.

2.2.3 Schnelllaufzahl

Die Schnelllaufzahl λ oder auch TSR für Tip Speed Ratio ist ein maßgeblicher Parameter in der Aerodynamik von Windenergieanlagen. Sie ist das Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit der Rotorblattspitze u zur Windgeschwindigkeit v_{Wind} mit der die Turbine angeströmt wird:

$$\lambda = \frac{u}{v_{Wind}} \quad (2.3)$$

Sowohl Leistungs- als auch Schubbeiwert des Rotors hängen von der Schnelllaufzahl ab. Exemplarisch ist eine solche Abhängigkeit in Abb. 2.2 dargestellt. Im Betrieb sollte die Drehzahl des Rotors so geregelt werden, dass die optimale Schnelllaufzahl für den maximalen Leistungsbeiwert erreicht wird. Der genaue Wert der optimalen Schnelllaufzahl hängt vor allem von der Anzahl der Rotorblätter und deren Design ab. Im Entwurfsprozess werden die Rotorblätter auf eine bestimmte Entwurfsschnelllaufzahl hin optimiert.

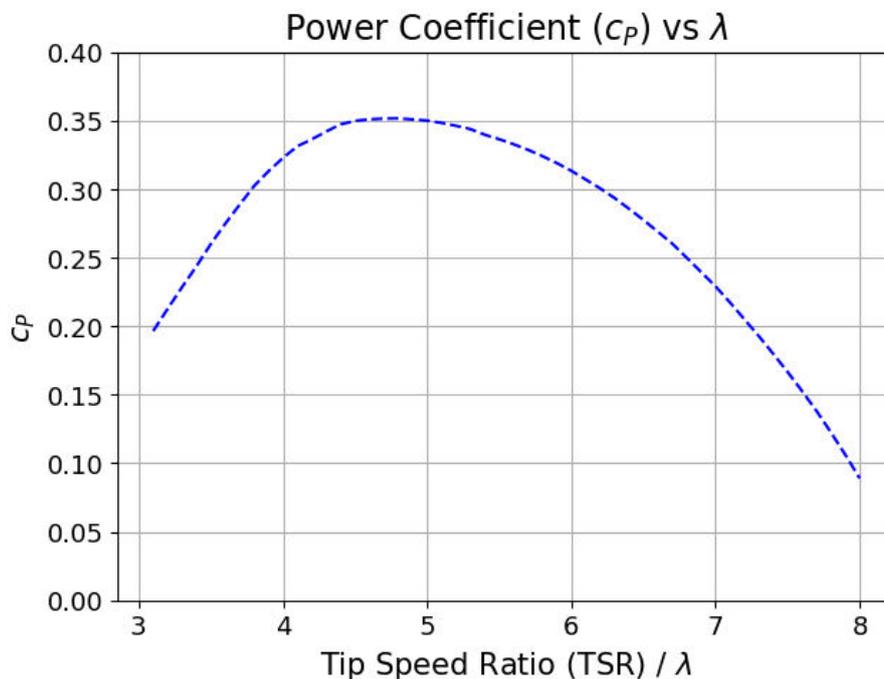


Abbildung 2.2: Exemplarische Darstellung des Leistungsbeiwertes c_p in Abhängigkeit der Schnelllaufzahl TSR bzw. λ , eigene Darstellung

2.3 Aerodynamik eines Rotorblattes

In diesem Abschnitt sollen die wichtigsten Grundlagen der Aerodynamik kurz angesprochen werden. Dabei geht es nur um die Begriffe, die für das Verständnis dieser Arbeit notwendig sind. Ausführlichere Informationen liefert zum Beispiel Anderson [8].

2.3.1 Grundbegriffe eines Profils

Aerodynamische Profile unterliegen Konventionen zur Beschreibung ihrer Formgebung. Die wichtigsten Begrifflichkeiten werden in Abb. 2.3 dargestellt.

- Profiltiefe c (Länge der Sehne)
- Maximale Wölbung f
- Wölbungsrücklage x_f
- Maximale Profildicke d , als Durchmesser des größten Kreises auf der Skelettlinie
- Dickenrücklage x_d
- Nasenradius r_N
- Profilkordinaten $y_o(x)$ und $y_u(x)$ der Ober- bzw. Unterseite

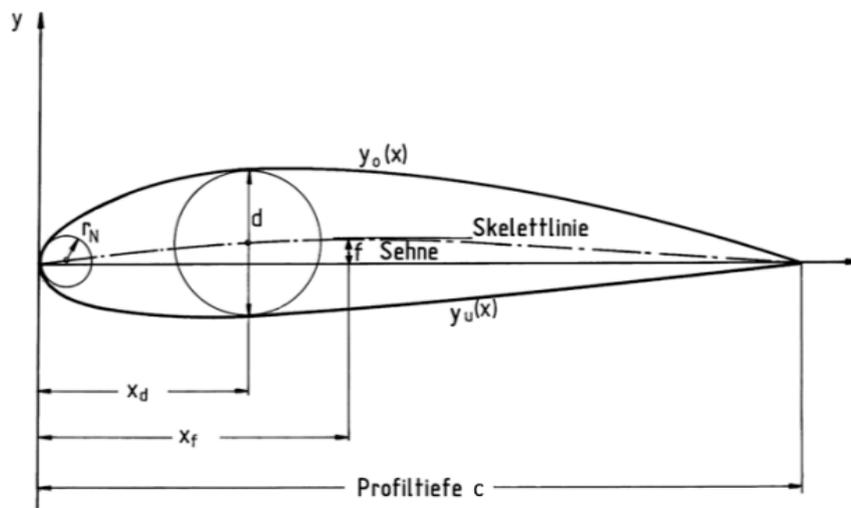


Abbildung 2.3: Grundbegriffe bei aerodynamischen Profilen [9], S.130, modifiziert

2.3.2 Kräfte und Kennzahlen eines Profils

In der Aerodynamik, insbesondere bei der Betrachtung von Windenergie rotorblättern, sind die Auftriebskraft L und die Widerstandskraft D zentral. Diese Kräfte werden jedoch oft nicht direkt verwendet, sondern durch dimensionslose Beiwerte dargestellt. Der Grund dafür liegt in der universellen Anwendbarkeit und Vergleichbarkeit dieser Beiwerte.

Der Auftriebsbeiwert c_l und der Widerstandsbeiwert c_d ermöglichen es, die Leistung eines Profils unabhängig von seiner Größe oder den spezifischen Strömungsbedingungen zu bewerten. Der Auftriebsbeiwert c_l für Profile ist definiert als

$$c_l = \frac{L'}{\frac{1}{2}\rho v^2 c}, \quad (2.4)$$

wobei L' die Auftriebskraft je Einheit Flügeltiefe, ρ die Luftdichte, v die Strömungsgeschwindigkeit und c die Sehnenlänge des Profils sind. Der Widerstandsbeiwert c_d wird analog dazu berechnet:

$$c_d = \frac{D'}{\frac{1}{2}\rho v^2 c} \quad (2.5)$$

An dieser Stelle sei erwähnt, dass sich die hier genannten Beziehungen auf einen zweidimensionalen Profilschnitt beziehen. Dimensionslos werden die Beiwerte erst nach Multiplikation mit einer endlichen Flügelspannweite (senkrecht zum Profilschnitt). Für weitere Informationen zur Unterscheidung von Profil- und Flügelauftriebsbeiwerten sei der Leser an Anderson [8] verwiesen.

Eine Veranschaulichung dieser Kräfte ist in Abb. 2.1 und Abb. 2.5 zu sehen. Dabei ist zu beachten, dass sich die Kräftewirkungen immer auf den aerodynamischen Anstellwinkel α des Profils, und nicht auf die allgemeine Windrichtung beziehen. Die Auftriebskraft steht senkrecht zur Anströmung, die Widerstandskraft wirkt in Anströmrichtung.

Die Gleitzahl, die die aerodynamische Effizienz des Profils angibt, wird als das Verhältnis von Auftriebs- zu Widerstandsbeiwert definiert durch

$$E = \frac{c_l}{c_d} = \frac{L}{D}. \quad (2.6)$$

Dieser Wert ist eine Funktion des Anstellwinkels des Profils. Die maximale Gleitzahl E_{max} bezieht sich auf den Anstellwinkel, bei dem der höchste Wert erreicht wird. Des Weiteren sind die Eigenschaften eines Profils im Allgemeinen von der Reynolds-Zahl sowie der Machzahl abhängig.

Eine hohe Gleitzahl bedeutet, dass das Profil effizient Auftrieb erzeugt, während der Widerstand gering bleibt. Bei Windenergie rotoren ist eine hohe Gleitzahl wichtig, da sie direkt die Menge an nutzbarer Energie beeinflusst, die aus dem Wind extrahiert werden kann. Die Optimierung des Profils zielt daher generell darauf ab, eine möglichst hohe Gleitzahl zu erreichen, um die Effizienz und Leistung der Windturbine zu maximieren.

2.4 Geometrie des Rotorblattes

Neben der Spannweite eines Rotorblattes selbst sind vor allem drei Eigenschaften für die Gestalt ausschlaggebend:

Profiltiefe Sowohl aerodynamische, als auch strukturelle und wirtschaftliche Aspekte bestimmen darüber, wie die Planform eines Blattes gestaltet ist. Insbesondere nahe der Rotornabe werden Profiltiefen gegenüber einer optimalen Auslegung oft reduziert, um Material zu sparen.

Verwindung Aufgrund der Drehbewegung des Rotors verändern sich die Windverhältnisse kontinuierlich entlang der Spannweite. (Siehe Abb. 2.4) Daher werden Rotorblätter so gebaut, dass ihr Blatteinstellwinkel ϑ entlang jedes Profilschnittes zu einem optimalen aerodynamischen Anstellwinkel α führt. Der Blatteinstellwinkel beschreibt dabei den Winkel zwischen Profilsehne und Rotorebene. Der aerodynamische Anstellwinkel beschreibt den Winkel zwischen lokaler Anströmung und der Profilsehne. Wird der Rotor außerhalb seines designgebenden Betriebspunktes betrieben, lässt sich bei modernen Anlagen meist das gesamte Rotorblatt drehen. Der damit erzeugte Pitchwinkel β addiert sich zum Einstellwinkel. Diese Möglichkeit wird z.B. genutzt, um die Struktur bei zu hohen Windgeschwindigkeiten zu entlasten [10].

Profile Je nachdem, unter welchen Bedingungen die Blattsektion angeströmt wird, können unterschiedliche Effekte einen Einfluss haben. Bei kleineren Anlagen und weit entfernt von den Blattspitzen werden Profile verwendet, die möglichst große Anteile laminarer Grenzschichten aufweisen. Dabei spielt auch die Toleranz gegenüber Verschmutzungen eine Rolle [11]. An den Blattspitzen großer Anlagen nähert man sich dem Bereich der transsonischen Strömungen. Die auftretenden kompressiblen Effekte führen zu anderen Profilformen [8]. In allen Fällen muss die Profildicke ausreichen, um den Biegespannungen standhalten zu können und günstig herstellbar zu sein. Im Bereich sehr kleiner Rotoren treten dagegen besondere Strömungseffekte auf, für die nur wenige Profile entwickelt wurden [2]. Eine nähere Betrachtung dieser Effekte befindet sich in Abschnitt 2.6: Besonderheiten sehr kleiner Rotoren.

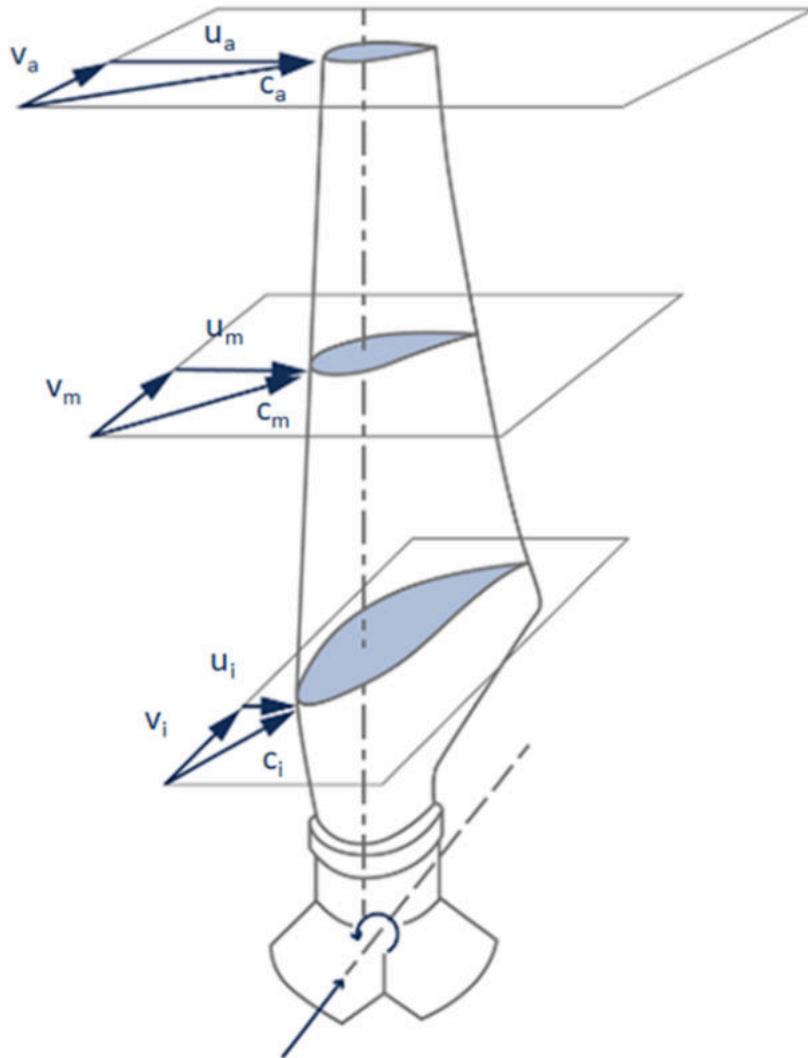


Abbildung 2.4: Unterschiedliche Anströmbedingungen entlang des Rotorblattes [7]

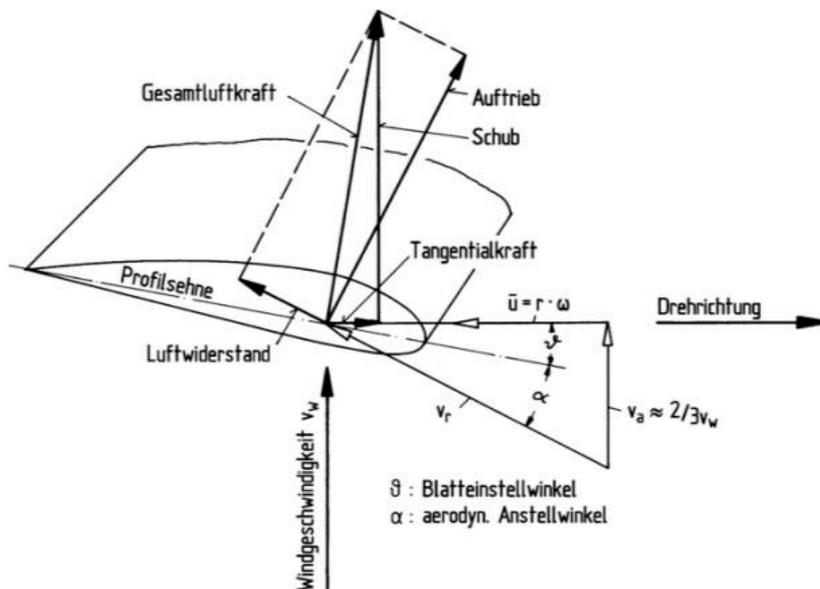


Abbildung 2.5: Konventionelle Winkelunterscheidung [9]

2.5 Methoden der Rotorblattauslegung

2.5.1 Auslegung nach Betz und Schmitz

Die am weitesten verbreitete Theorie der praktischen Rotorblattauslegung basiert auf den grundlegenden Arbeiten von Betz und Schmitz, die Anfang des 20. Jahrhunderts die Grenzen und Möglichkeiten der Windenergienutzung untersuchten. Betz legte mit seinen Theorien den Grundstein und lieferte Beziehungen für die optimale Flügeltiefenverteilung $c(r)$ sowie die Blattverwindung $\vartheta(r)$. Seine Theorie geht allerdings davon aus, dass sich die Luftströmung nach dem Rotor lediglich verlangsamt, aber nicht in seiner Richtung abgelenkt wird. Verluste durch den induzierten Widerstand bzw. Blattspitzenverluste sowie Profilwiderstand und Drallverluste vernachlässigt er. Schmitz erweiterte später diese Theorie, indem er zusätzlich Drallverluste in Betracht zog und so die Auslegung von Rotorblättern weiter verfeinerte.

Die optimale Flügeltiefe und die Verwindung eines Rotorblattes lässt sich nach der Theorie von Schmitz aus den folgenden Formeln ableiten:

$$c_{\text{opt,Schmitz}} = \frac{16\pi}{z \cdot c_A} \cdot r \cdot \sin^2 \left(\frac{1}{3} \arctan \left(\frac{1}{\lambda_A} \frac{R}{r} \right) \right) \quad (2.7)$$

$$\vartheta_{\text{opt,Schmitz}}(r) = \frac{2}{3} \arctan \left(\frac{1}{\lambda_A} \frac{R}{r} \right) - \alpha(\varepsilon_{\text{max}}, r) \quad (2.8)$$

wobei r der lokale Radius entlang der Rotorblattspannweite ist, z die Anzahl der Rotorblätter, c_A der Profilauftriebsbeiwert, λ_A die Auslegungsschnelllaufzahl bezogen auf die Rotorblattspitze und α der Anstellwinkel. c_A und α entsprechen sinnvollerweise dem optimalen Betriebszustand der verwendeten aerodynamischen Profile. Die Auslegungsschnelllaufzahl λ_A ist ein frei wählbarer Designparameter. Große dreiblättrige WEA erreichen ihre optimalen Leistungsbeiwerte üblicherweise bei Schnelllaufzahlen von $\lambda = 7 - 8$. An dieser Stelle sei erwähnt, dass λ_A sinnvollerweise in Abhängigkeit der Gleitzahl des verwendeten Profils gewählt werden sollte [9]. Näheres dazu in Abschnitt 3.5: Profilentwicklung: Erste Iteration (LRCPF Serie).

Die vorgestellten Formeln bilden die Grundlage für die iterative Entwicklung und das Design von Rotorblättern. Um das so entstandene Design näher zu untersuchen und zu validieren, können computergestützte Simulationen oder Windkanalversuche durchgeführt werden. Die am weitesten verbreitete Berechnungsmethode wird im folgenden Abschnitt vorgestellt.

2.5.2 Simulation mittels diskreter Blattelemente

Die Aufteilung der Rotorblätter in einzelne Elemente ermöglicht eine wenig rechenintensive Bestimmung der relevanten Kennzahlen. Anders als bei der Verwendung von CFD Simulationen können damit ganze Rotoren innerhalb weniger Sekunden berechnet werden. Die dabei verwendeten Theorien bauen aufeinander auf und werden häufig zusammen als BEM-Methode bezeichnet.

Blattelementmethode

Die Blattelementmethode teilt die Rotorblätter in mehrere kleine Elemente entlang der Spannweite auf und ermöglicht so die Berechnung von Kräften und Momenten auf je-

dem Abschnitt. Die Methode basiert auf der Annahme, dass jedes Blattelement die Strömung zwei-dimensional und unabhängig von den anderen Elementen erlebt. Die lokalen Strömungsbedingungen werden durch die Geometrie und die Betriebsbedingungen des Rotors bestimmt [12]. Die Aufteilung des Blattes in einzelne Streifen wird in Abb. 2.6 verdeutlicht, während die Bestimmung der unterschiedlichen Windverhältnisse entlang des Blattes in Abb. 2.4 veranschaulicht ist. Die Aufteilung in einzelne Elemente ermöglicht die Verwendung von zweidimensionalen Auftriebs-, Widerstands- und Momentenkoeffizienten zusammen mit der relativen Strömungsgeschwindigkeit, um die Kräfte auf das betreffende Blattelement zu bestimmen. Die Kräfte werden dann entlang der Spannweite des Blattes integriert, um den Gesamtschub sowie Drehmoment und Leistung zu bestimmen, die durch den Rotor erzeugt werden.

Blatt Element *Momentum* Methode

Die Blatt Element Momentum Theorie erweitert die grundlegende Blattelementmethode, indem sie Impulserhaltungsprinzipien einbezieht, um eine ganzheitliche Betrachtung der Strömungsverhältnisse am Rotor zu ermöglichen. Während die Blattelementmethode sich auf die lokale Analyse der aerodynamischen Kräfte an diskreten Blattelementen konzentriert, kombiniert die Blatt Element Momentum-Theorie diese lokale Betrachtung mit der globalen Wirkung des Rotors auf den Luftstrom auf Basis der Impulstheorie [12]. Um die Genauigkeit der Vorhersagen weiter zu steigern, werden in einigen Formulierungen der Blatt Element Momentum Theorie zusätzliche Korrekturen berücksichtigt. Diese Korrekturen adressieren spezifische dreidimensionale Effekte und Strömungsverluste, die in der rein zweidimensionalen Betrachtung nicht erfasst werden. Insbesondere der Prandtl'sche Blattspitzenverlustfaktor wird angewandt, um die realen Bedingungen der Wirbelbildung und deren Einfluss auf die Effizienz des Rotors in das Modell zu integrieren. So ermöglicht die BEM-Theorie, unter Einbeziehung dieser Korrekturen, eine realitätsnähere Simulation des Rotors, was zu einer verbesserten Auslegung und Bewertung von Windturbinen und anderen Rotorblattsystemen führt [13].

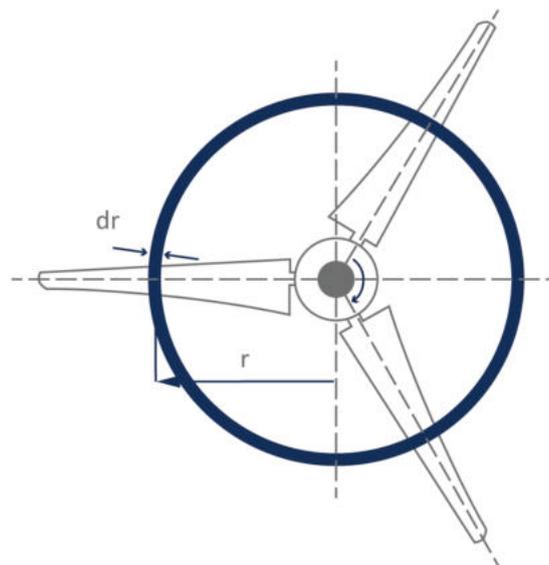


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung des Rotorabschnitts für die BEM-Simulation [7]

2.6 Besonderheiten sehr kleiner Rotoren

Vor dem Hintergrund der aerodynamischen Herausforderungen, die sehr kleine Rotoren mit sich bringen, ist ein grundlegendes Verständnis der Reynolds-Zahl unerlässlich, um die Strömungsverhältnisse und die daraus resultierenden aerodynamischen Eigenschaften zu erfassen.

2.6.1 Einführung der Reynolds-Zahl

Die Reynolds-Zahl (Re) ist eine dimensionslose Größe, die in der Strömungsmechanik verwendet wird, um das Verhältnis von Trägheitskräften zu viskosen Kräften in einer Flüssigkeit zu beschreiben. Sie ist definiert als

$$Re = \frac{\rho v L}{\mu} = \frac{v L}{\nu}, \quad (2.9)$$

wobei ρ die Dichte der Flüssigkeit, v die Geschwindigkeit der Strömung, L eine charakteristische Länge (oftmals die Profiltiefe), μ die dynamische Viskosität und ν die kinematische Viskosität der Flüssigkeit ist. Die Reynolds-Zahl dient als Indikator für das Strömungsverhalten; bei niedrigen Werten von Re dominiert laminare Strömung, bei hohen Werten turbulente Strömung. Der Übergang zwischen diesen Strömungsarten ist nicht abrupt und hängt von der Geometrie des Körpers sowie von der Rauheit der Oberfläche ab.

In der Aerodynamik kleiner Rotoren spielen geringe Reynolds-Zahlen eine zentrale Rolle, da die viskosen Kräfte im Verhältnis zu den Trägheitskräften signifikant sind, was die Strömungseigenschaften und somit die aerodynamische Effizienz beeinflusst. Dies erfordert spezielle Betrachtungen und Anpassungen im Design und in der Analyse solcher Systeme.

2.6.2 Geringe Reynolds-Zahl bei kleinen Rotoren

Wie in Abschnitt 2.3.2 erwähnt, hängen die Leistungswerte eines aerodynamischen Profils von der Reynolds-Zahl ab. (Die Machzahl kann bei $M < 0,3$ vernachlässigt werden. [8]) Der Rotor, um den es in dieser Arbeit geht, ist selbst für Klein-Windenergieanlagen sehr klein. Daher befinden sich die erwarteten Reynolds-Zahlen im Bereich von $Re \leq 5 \times 10^4$. In diesem Bereich spielen die viskosen Kräfte also eine deutlich größere Rolle als bei handelsüblichen WEA zur Energieerzeugung, wo die Reynolds-Zahlen sehr viel größer sind $Re = O(10^6)$ [9], [8]. Zur Orientierung: Der Laminar-Turbulente Umschlag bei einer angeströmten glatten Fläche liegt bei einer lokalen Reynolds-Zahl von $Re \approx 5 \times 10^5$. Die auftretenden Effekte sind also von laminaren Grenzschichten geprägt.

Herkömmliche, dicke Profile erreichen bei diesen Bedingungen keine hohen Gleitzahlen. Dass laminare Grenzschichten weniger gut den stark gekrümmten Konturen folgen können, macht sich dabei bemerkbar. Die Grenzschichten lösen sich von der Oberfläche ab. Wenn sich die Grenzschicht weiter hinten am Profil wieder anlegt, entsteht eine laminare Ablöseblase, (siehe Abb. 2.7). Schafft es die Strömung nicht, sich wieder anzulegen, entsteht ein laminarer Strömungsabriss. Dieser geht üblicherweise mit einem großen Widerstandsanstieg und Auftriebsverlust einher. Für weitere Informationen hinsichtlich Grenzschichtströmungen und ihren Eigenschaften sei der interessierte Leser an Anderson [8] verwiesen.

2.6.3 Fertigung kleiner Strukturen

Profile für kleine Reynolds-Zahlen sind üblicherweise sehr dünn. Das macht die Fertigung zu einer Herausforderung [3], [15]. Bei Profiltiefen von z.T. unter 10 mm und relativen

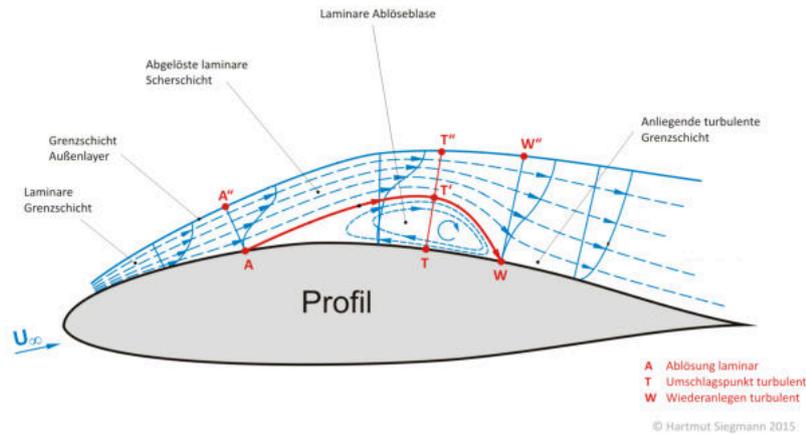


Abbildung 2.7: Laminare Ablöseblase bei umströmtem Profil, [14], modifiziert

Profildicken von unter 10% sind die üblichen Fertigungsverfahren für hohle Rotorblätter schwer oder gar nicht umsetzbar. Eine Einordnung der Größenverhältnisse liefert Abb. 2.8. Profile dieser Größe werden daher meist als Vollquerschnitte hergestellt. Aber auch dafür verwendete Verfahren wie 3D-Druck und Vakuumgießen sind in dieser Größe herausfordernd [2], [3]. Additive Verfahren benötigen z.T. Mindestdicken von Geometriefeatures, was die genaue Abbildung von Profilen erschwert. So muss etwa bei Profilhinterkanten eine Mindestdicke eingehalten werden, die einen erheblichen Einfluss auf die Aerodynamik haben könnte [3], [4]. FDM Verfahren erzeugen in der Oberfläche des Rotorblattes Spuren der einzelnen Druckschichten. Bei sehr kleinen Bauteilen können diese Ungenauigkeiten zu signifikanten Geometriefeatures werden. Eine Nacharbeit ist zwar prinzipiell möglich, bei solch kleinen Strukturen aber eher aufwändig. Zudem sind hinsichtlich der Wiederholgenauigkeit Probleme zu erwarten. In der Arbeit von Stolla und Lindner [3] wurde das verhältnismäßig teure SLA Verfahren genutzt, um mittels eines Positiv-Modells eine Vakuum-Gussform herzustellen. Das SLA Verfahren selbst produzierte gute Oberflächen, lässt sich aber für die Kleinserienherstellung schlecht skalieren. Das Abformen des Blatt-Prototypen scheiterte aufgrund der sehr schwierigen Handhabung der filigranen Strukturen [3].



Abbildung 2.8: Größenverhältnisse: Blattspitzen des Rotorblattes nach Buchholz und Hahn [2], Bildquelle: [3].

Die Fertigung bleibt daher eine zentrale Herausforderung. Diese Arbeit legt in den folgenden Abschnitten einen großen Wert auf möglichst einfache Handhabung und Fertigung. Die in Kapitel 3 entwickelten Profile mit weitestgehend konstanter Dicke sollen in dieser Hinsicht neue Möglichkeiten bieten und vereinfachen. Eine nähere Betrachtung dieser Möglichkeiten enthält Abschnitt 4.1: Fertigungsverfahren für (Klein-)serie.

Kapitel 3

Rotorblattdesign

3.1 Stand der Technik

Die meisten gewerblichen Anwendungen von Flügelprofilen liegen im Bereich hoher Reynolds-Zahlen. Für den Bereich sehr kleiner Reynolds-Zahlen $Re \leq 5 \times 10^4$ sind daher nur wenige Profile optimiert. Selig [16] liefert einen umfangreichen Katalog von Profildaten. Die enthaltenen Daten reichen jedoch häufig nicht in den benötigten, sehr niedrigen Re Bereich hinein. Schottler u. a. [17], die sich auf die Realisierung des Messsystems fokussierten, nutzten einen Rotor ($\varnothing = 58cm$) mit dem Profil SD7003, das auch Buchholz und Hahn [2] für ihre Auslegung nutzten. Aufgrund der schwierigen Fertigung und der Zielsetzung, eine größere Anzahl der Blätter herzustellen, versuchten Stolla und Lindner [3] dieses Blatt im Vakuumguss-Verfahren herzustellen. Aufgrund der Schwierigkeiten wurde das Vorhaben mit den dünnen SD7003 Profilen abgebrochen.

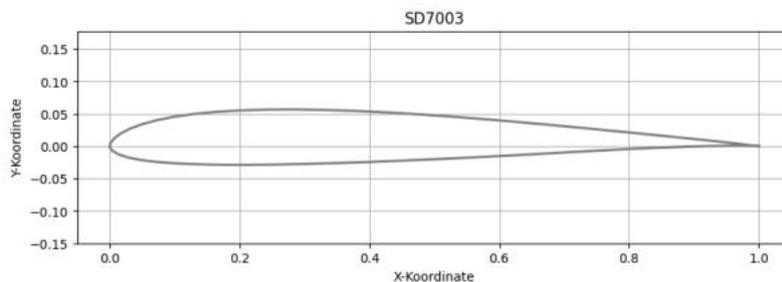


Abbildung 3.1: SD7003 Profil, eigene Darstellung

Um die Fertigung einfacher zu gestalten, nutzten *UMASS Minute Wind Report* [15] und Loof [4] das dickere S834 Profil. Die durch Loof gemessenen Daten zeigten jedoch keine zufriedenstellenden Leistungsbeiwerte. Bei sehr geringen Reynolds-Zahlen existiert nur ein schmaler Anstellwinkelbereich mit brauchbaren Gleitzahlen. (Detaillierte Graphen dazu sind in Anhang D zu finden.)

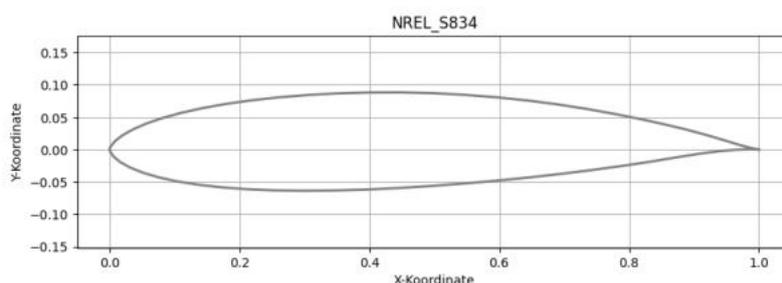


Abbildung 3.2: S834 Profil, eigene Darstellung

Einen anderen Ansatz wählten Bastankhah und Porté-Agel [6]. Sie verweisen auf die vielversprechenden Eigenschaften von dünnen gebogenen Platten. Für ihren Versuchsrotor ($\varnothing = 15\text{cm}$) nutzten sie das Profil einer leicht gebogenen, angespitzten dünnen Platte. Das Profil wurde in diesem Fall auf Basis von allgemeinen Erkenntnissen gestaltet und nicht weiter optimiert. Auch Buchholz und Hahn [2] erwähnen die vielversprechenden Eigenschaften dieses Profils, das sie im Rahmen ihrer Profilauswahl untersuchten. Aufgrund von Konvergenzproblemen in den von ihnen verwendeten XFOIL Simulationen wurde das Profil jedoch nicht weiter berücksichtigt.

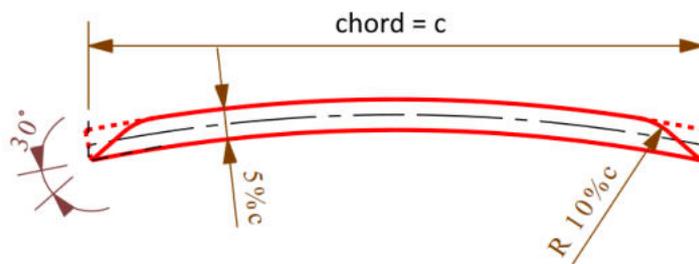


Abbildung 3.3: WiRE Profil, [6]

Liu u. a. [5] hingegen beschäftigten sich näher mit der Optimierung der gebogenen dünnen Platte für ihr Nano-Rotordesign ($\varnothing = 7,5\text{cm}$), $Re \approx 6 - 16 \times 10^4$). Sie nutzten Class-Shape Transformationen für die Erstellung von unterschiedlich gebogenen Profilen. Die Zielfunktionen der Optimierung wurden dem speziellen Anwendungsfall entsprechend formuliert. Für die Lösung des Optimierungsproblems nutzten sie einen Multi Objective Genetic Algorithm - kurz MOGA.

Die gebogenen Platten erscheinen sowohl hinsichtlich ihrer aerodynamischen Leistung, als auch hinsichtlich ggf. vereinfachter Fertigungsmöglichkeiten vielversprechend. In dieser Arbeit soll die Geometriefamilie der gebogenen Platten daher näher untersucht werden. Die Herangehensweise von Liu u. a. diente dabei als wichtige Inspiration.

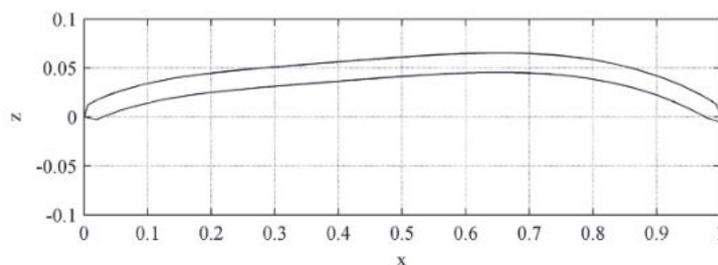


Abbildung 3.4: Von Liu u. a. optimiertes Profil, [5]

Ein weiterer Ansatz, um Flügel oder Rotoren für geringe Reynolds-Zahlen zu verbessern wird von Seyhan u. a. [18] und Huang u. a. [19] beschrieben. Beide Studien untersuchten die Effekte von "Tubercles", also Vorderkantenwölbungen, die von Buckelwalflüssen inspiriert sind. Die Ergebnisse sind vielversprechend. Da eine derartige Umsetzung innerhalb der vorliegenden Arbeit jedoch von größeren Unsicherheiten und erhöhtem Auslegungsaufwand geprägt wäre, wurde dieser Ansatz hier nicht weiter verfolgt.

Die folgenden Kapitel erklären, wie der Ansatz der gebogenen Platten in der Optimierungsstudie umgesetzt wurde.

3.2 Übersicht der Herangehensweise

Die Rechenleistung heutiger Desktop-Computer ermöglicht es, eine Vielzahl von Designvarianten mit einfachen Methoden zu simulieren. Der begrenzende Faktor ist dabei oft die Bedienung von grafischen Benutzeroberflächen. Soll eine große Zahl von Designs erstellt und untersucht werden, sind viele sich wiederholende Arbeitsschritte notwendig. Allerdings lässt sich diese Arbeit hervorragend automatisieren. Um ein geeignetes Profil für den Rotor zu finden, soll daher zunächst ein passendes Simulations- und Automatisierungswerkzeug entwickelt werden. Weiterhin ist eine Optimierung des Profils auf Basis definierter Kriterien notwendig, um seine Leistungsfähigkeit im Rotor zu optimieren.

Nachdem ein passendes Profil gefunden wurde, wird dieses auf Basis der in Abschnitt 2.5 erwähnten Methoden in ein Rotordesign überführt und simuliert. Bei Bedarf wird ein weiterer, angepasster Optimierungsanlauf für das Profil durchgeführt.

Sobald ein zufriedenstellendes Rotordesign gefunden wurde, wird dieses für die Fertigung und die folgenden Windkanalversuche aufbereitet. Mehr dazu in Kapitel 4: Fertigung.

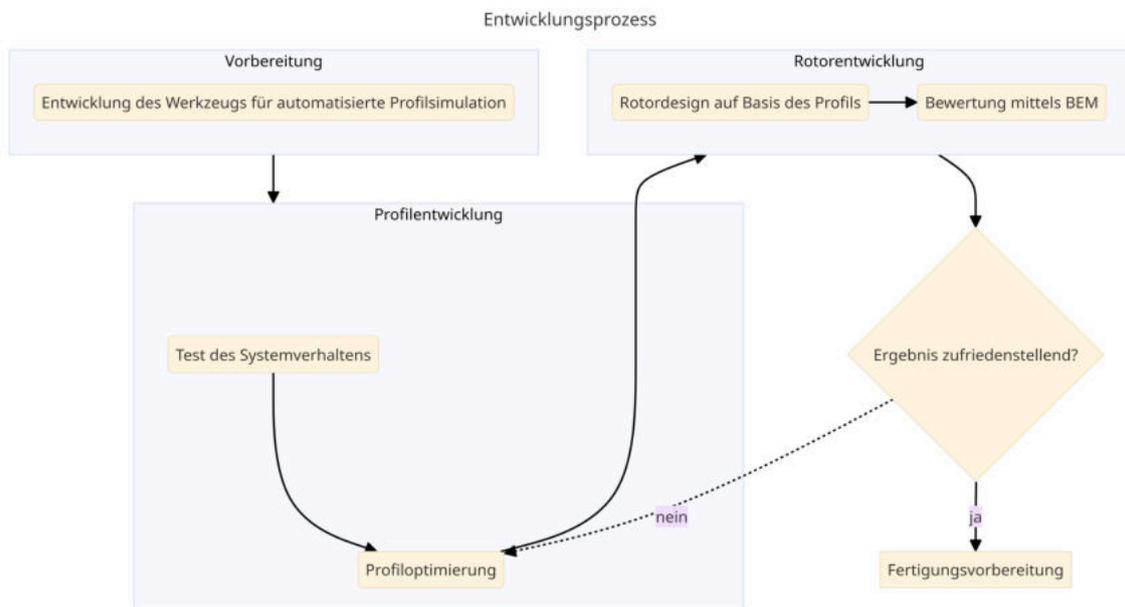


Abbildung 3.5: Grobe Übersicht des Entwicklungsprozesses

3.3 Werkzeuge und deren Entwicklung

3.3.1 Verwendete Software

Dieser Abschnitt gibt eine kurze Einführung in die (frei verfügbaren) Softwarepakete, die als Bausteine für das Werkzeug dienen.

XFOIL XFOIL ist ein leistungsfähiges Analysetool für fluiddynamische Profile. Es ist spezialisiert auf die effiziente Berechnung und Vorhersage von stationären Strömungseigenschaften ohne kompressible Effekte, was es zu einem wichtigen Instrument in der Rotorblattforschung und -entwicklung macht. Zentrale Funktionen von XFOIL sind die detaillierte Untersuchung der Grenzschichtverhältnisse und Druckverteilungen auf Profiloberflächen. Dies ermöglicht eine präzise Berechnung von aerodynamischen Parametern wie Auftriebs- und Widerstandsbeiwerten. XFOIL wurde weitreichend für die Simulation bei kleinen Reynolds-Zahlen validiert [5]. Da XFOIL ein Kommandozeilen-Werkzeug ist und sich leicht durch externe Scripte ansteuern lässt, ist es ideal für die vorliegende Arbeit geeignet.

Python In der vorliegenden Arbeit wird Python als Schlüsselwerkzeug für die Programmierung eigener Funktionen wie der Generierung von Profilgeometrien und die Automatisierung sowie Kopplung von Softwaretools wie XFOIL eingesetzt. Python zeichnet sich durch eine klare, leicht verständliche Syntax aus, die eine effiziente Entwicklung komplexer Algorithmen ermöglicht.

DAKOTA DAKOTA, ein Softwareprojekt des Sandia National Laboratory, ist ein Werkzeug für die Optimierung und Unsicherheitsquantifizierung in der Designforschung und Simulation. Die Stärke von DAKOTA liegt in seiner Fähigkeit, komplexe parametrische Analysen durchzuführen, die für Designexplorationen, Modellkalibrierungen, Risikoanalysen und die Quantifizierung von Unsicherheiten bei der Nutzung von Computermodellen unerlässlich sind. Das Toolkit bietet eine flexible und erweiterbare Schnittstelle zwischen Analysecodes und iterativen Systemanalysemethoden.

Die Software umfasst Algorithmen für die Optimierung sowohl mit gradientenbasierten als auch nicht-gradientenbasierten Methoden, Unsicherheitsquantifizierung und Sensitivitäts- und Varianzanalyse mit Design of Experiments und Parameterstudienmethoden. Diese Fähigkeiten können allein oder als Bestandteil komplexerer Strategien wie hybrider Optimierung, surrogatbasierter Optimierung oder Optimierung unter Unsicherheit verwendet werden.

DAKOTA ermöglicht es Ingenieuren und Wissenschaftlern, verbesserte oder optimale Designs zu erzielen und Sensitivität oder Unsicherheit mithilfe simulationsbasierter Modelle zu verstehen. Dies führt zu verbesserten Designs und Leistungen in frühen Designphasen, verringert die Abhängigkeit von physischen Prototypen und Tests, verkürzt Designzyklen und reduziert Produktentwicklungskosten [20].

3.3.2 Grundstruktur des Werkzeuges

Eine genaue Dokumentation des entwickelten Werkzeuges würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Der folgende Abschnitt soll aber eine grobe Übersicht darüber geben, wie das Tool grundsätzlich strukturiert ist. In den folgenden Abschnitten sollen der Aufbau und die zugrunde liegenden Überlegungen näher erläutert werden. Dabei wird ein "bottom-up-Ansatz gewählt. Es wird also erst von einer einzelnen Simulation eines einzelnen Profils ausgegangen. Schritt für Schritt wird dann deutlich, wie diese kleinen Bausteine in den größeren Kontext passen.

Für ein grundlegendes Verständnis ist es zunächst wichtig, den Begriff des Blackbox-Simulationsmodells (BSM) zu verstehen. Damit ist gemeint, dass ein Programm besteht, das eine Reihe von Eingabeparametern einliest, verarbeitet und sogenannte „Quantities of Interest“- kurz QOI ausgibt. Die Eingabeparameter umfassen vor allem die geometrische Definition eines zu testenden Profils. Auch unterschiedliche Betriebsbedingungen - also zum Beispiel die auftretenden *Re*-Zahlen - können als Eingabeparameter verwendet werden.

Die Verarbeitung besteht aus der Vorbereitung der Geometriedaten sowie Simulation mit XFOIL und Berechnung der QOIs aus den Simulationsergebnissen.

Die QOIs selbst können im einfachsten Fall zum Beispiel Auftrieb und Widerstand eines Profils sein. In den folgenden Abschnitten wird erläutert, welche darauf aufbauenden Größen berechnet werden. Es wird auch erklärt, wie und warum sie als Zielfunktionen für die Optimierung genutzt werden.

Das Blackbox- Simulationsmodell ist also dafür da, eine einzelne Designvariante zu testen und zu beurteilen. Durch eine Kopplung an DAKOTA kann dieses Blackboxmodell nun tausende Male ausgeführt werden; mit sich ständig ändernden Parametern. So können mit minimaler Nutzerinteraktion die Einflüsse einzelner Parameter untersucht werden. Wird ein Optimierungsalgorithmus genutzt, generiert DAKOTA aufgrund der zurückgegebenen QOIs neue Designvarianten, die mit der Zeit zu immer besseren Lösungen konvergieren.

In Abb. 3.6 ist die Kopplung zwischen DAKOTA und dem Simulationsmodell gezeigt.

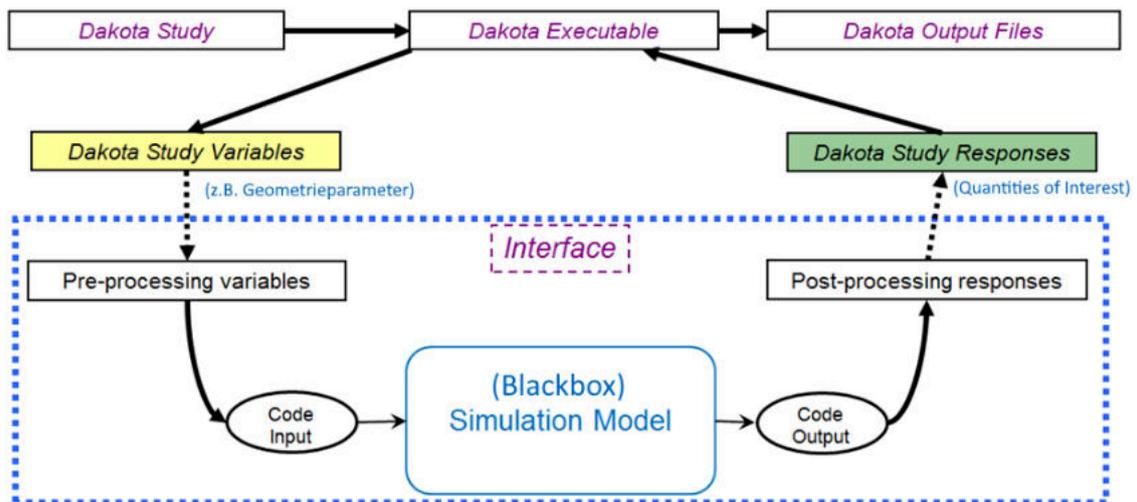


Abbildung 3.6: Zusammenhang zwischen DAKOTA und dem darunterliegenden Simulationsmodell (BSM), [21], modifiziert

3.3.3 Blackbox-Simulationsmodell

Nun soll die Umsetzung der implementierten Lösung näher erläutert werden. Einen Überblick über alle Aufgaben, die das Modell ausführt, gibt Abb. 3.7. Die Grafik dient auch als Leitfaden durch den folgenden Abschnitt. Die einzelnen Schritte werden durch Python-Skripte durchgeführt und gesteuert.

Profilgenerierung

XFOIL benötigt für seine Simulationen die Definition eines Profils in Form von Koordinaten. Dafür werden Punkte in der Ebene des Profils definiert, die in mathematisch positiver Reihenfolge sortiert sind. Beginnend an der Hinterkante listet eine Datei dann erst die Punkte

Aufgaben innerhalb des Blackbox - Simulationsmodells

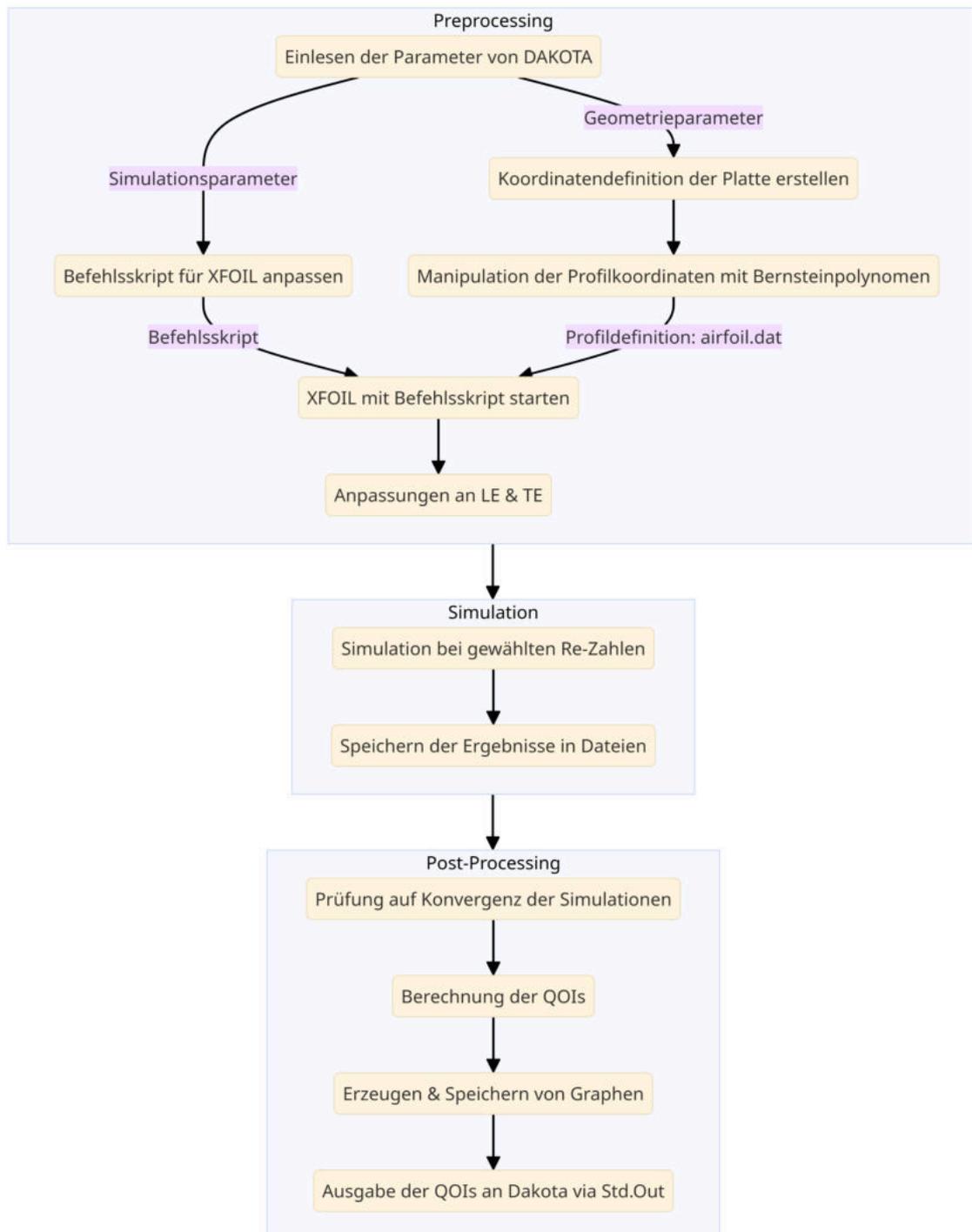


Abbildung 3.7: Aufgaben des Blackbox-Simulationsmodells

der Profilerseite auf und läuft dann an der Unterseite wieder zurück. Die Generierung einer solchen Datei verläuft hier in zwei Schritten:

Koordinaten einer Platte Zunächst wird die Punktereihe einer unverformten Platte erzeugt. Die Hinterkante ist dabei offen; vorne geht die Form mit einem Radius von Ober- zu Unterseite über. Die entstandene Platte in Koordinatendefinition ist in Abb. 3.8 zu sehen.

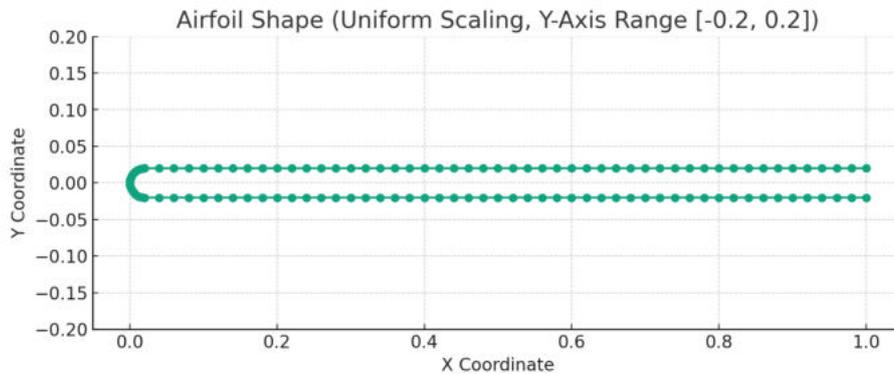


Abbildung 3.8: Punktedefinition einer unverformten Platte, eigene Darstellung

Verformung der Platte Um geeignete Designvarianten zu erstellen, wurden Bernsteinpolynome siebten Grades genutzt. Diese Funktionen werden auch in der Definition von Splines verwendet und ermöglichen gleichmäßige Anpassungen von Linien, ohne degenerierte Formen zu produzieren. Konkret wurde eine Auswahl dieser Funktionen mit entsprechenden Koeffizienten für eine Linearkombination als Funktion von X (der Profilhöhe) addiert. Die Funktionswerte wurden für jeden Punkt entsprechend seiner X-Koordinate ausgewertet und zu der betreffenden Y-Koordinate hinzuaddiert. Durch Anpassung der Koeffizienten bekommen die einzelnen Funktionsanteile unterschiedlich starke Gewichtungen, was zu unterschiedlichen Formen führt.

Abb. 3.9 zeigt die Skelettlinie $q(x)$ eines verformten Profils. Die Einflüsse der einzelnen, skalierten Polynome auf diese Linearkombination sind ebenfalls dargestellt. Jeweils das erste und letzte Polynom der Bernsteinpolynome eines jeweiligen Grades wurden nicht verwendet, da sich mit ihrer Nutzung eine Verschiebung von Vorder- und Hinterkante ergeben würde. An dieser Stelle sei erwähnt, dass in ersten Versuchen die Polynome fünften Grades aus Abb. 3.9 verwendet wurden. Später wurden die Möglichkeiten der Variation erweitert, indem der Grad der Polynome auf sieben erhöht wurde, was zu weiteren implementierten Polynomen führt. Letztendlich wurde eine Gruppe von sechs Polynomen für die Geometrieoptimierung genutzt:

$$b1(x) = 7x(1 - x)^6$$

$$b2(x) = 21x^2(1 - x)^5$$

$$b3(x) = 35x^3(1 - x)^4$$

$$b4(x) = 35x^4(1 - x)^3$$

$$b5(x) = 21x^5(1 - x)^2$$

$$b6(x) = 7x^6(1 - x)$$

Die verwendete Linearkombination ist wie folgt definiert:

$$q(x) = A \cdot b1(x) + B \cdot b2(x) + C \cdot b3(x) + D \cdot b4(x) + E \cdot b5(x) + F \cdot b6(x)$$

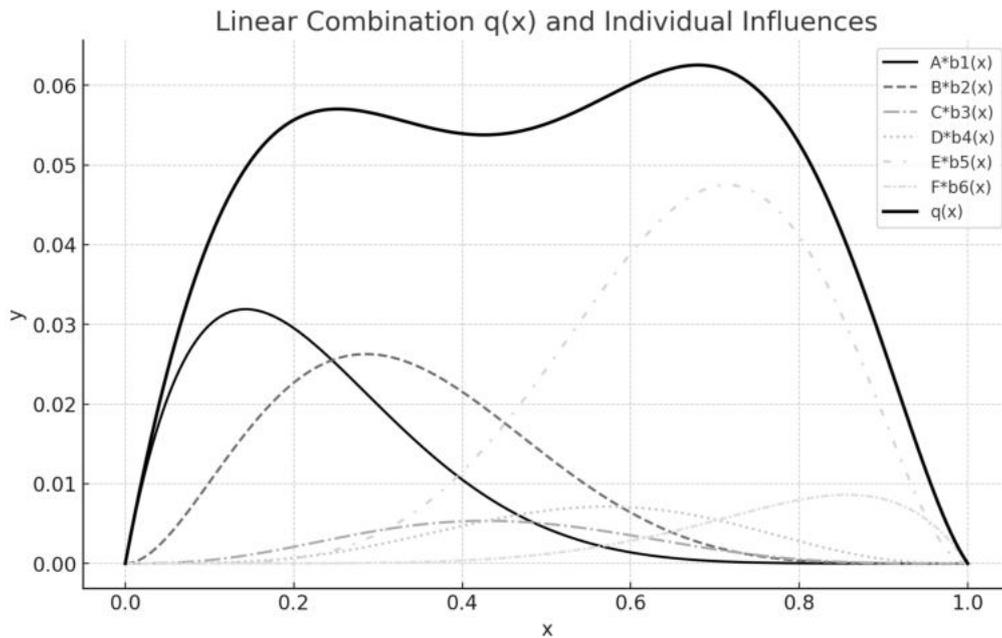


Abbildung 3.9: Einfluss der Bernsteinpolynome auf die Verformung der Platte. Verwendete Parameter: $A = 8 \times 10^{-2}$, $B = 8.2 \times 10^{-2}$, $C = 1.8 \times 10^{-2}$; $D = 2.4 \times 10^{-2}$, $E = 1.5 \times 10^{-2}$, $F = 2.2 \times 10^{-2}$ - eigene Darstellung.

Simulation in XFOIL

XFOIL wird über einen Kommandozeilenbefehl gestartet, der direkt ein Skript mit Befehlen enthält. Die in diesem Skript enthaltenen Befehle entsprechen der Syntax, die auch in der manuellen Bedienung des Programms verwendet werden. Bevor die Simulationen für die gewünschten Reynolds-Zahlen durchgeführt werden, werden noch leichte Anpassungen an der Geometrie der Vorder- und Hinterkanten des Profils durchgeführt. XFOIL liefert Funktionen um den Vorderkantenradius und die Dicke der Hinterkante anzupassen. Diese Features haben einen starken Einfluss auf das Konvergenzverhalten des Solvers und werden daher entsprechend angepasst. Als weitere Maßnahme wird das Profil zuerst bei einer zu hohen Reynolds-Zahl $Re = 1 \times 10^6$ und 0° Anstellwinkel simuliert, da somit meist eine gut konvergierte Anfangslösung besteht. Die weiteren Einstellungen entsprechen denen, die auch Buchholz und Hahn [2] verwendeten. Von diesem Anfangszustand aus werden dann jeweils die Simulationen bei den geforderten Re -Zahlen für die spezifizierte Anstellwinkel-Range durchgeführt. An dieser Stelle sei erwähnt, dass XFOIL auf Panelmethoden basiert, aber Methoden zur Berücksichtigung von Grenzschichten enthält. Bis zum Strömungsabriss kann das Verhalten der Grenzschichten so realitätsnah abgebildet werden [5].

Für die Untersuchung des Systemverhaltens wurde jeweils nur eine Reynolds-Zahl von $Re = 30.000$ simuliert. So ließen sich die untersuchten Parametervariationen unmittelbar in den Ergebnissen widerspiegeln. Für die Optimierungen hingegen wurde jedes Profil bei drei Reynolds-Zahlen untersucht. Damit sollte verhindert werden, dass ein "Punkt-Design" entsteht, das seine optimierte Leistung nur in einem schmalen Betriebsbereich liefert. Die Ergebnisse der Simulationen werden in Textdateien abgespeichert. Sie enthalten für jeden Anstellwinkel die dazugehörigen Werte für Auftriebs- Widerstands- und Momentenbeiwerte. Dazu liefert XFOIL unter anderem auch X-Koordinaten des laminar-turbulenten Übergangs an Profiler- und Unterseite. Im nächsten Schritt werden diese Werte ausgelesen und für die weitere Verwendung aufbereitet.

Post-Processing

Konvergenzcheck Das Postprocessing der Daten aus XFOIL besteht grundsätzlich aus vier Aufgaben: Zuerst werden die gespeicherten Daten gelesen und auf Konvergenz geprüft. Nur wenn genug Datenpunkte für die dazugehörigen Anstellwinkel in den Ergebnisdateien vorhanden sind, wird die entsprechende Simulation weiter berücksichtigt.

Berechnung der QOIs und Aufbau der Optimierungsfunktion Wenn die Daten verwertbar sind, werden die Quantities of Interest berechnet, die ggf. auch die Optimierungsfunktionen darstellen. Zuerst wird für jeden Anstellwinkel die Gleitzahl bestimmt. Danach wird der Anstellwinkel mit der größten Gleitzahl identifiziert. Hier liegt also der optimale Betriebspunkt des Profils. Der Wert dieser Gleitzahl ist als Bewertungskriterium allerdings nur bedingt geeignet. Die Untersuchung des E834 Profils, das im vorangegangenen Windkanalversuch getestet wurde, zeigte ein ausgeprägtes Maximum der Gleitzahl. Wenn sich der Anstellwinkel aber nur leicht verändert, bricht die Effizienz des Profils stark ein. Um ein solches Verhalten zu vermeiden, wurde eine weitere Bewertungsgröße eingeführt: E_{eval} beschreibt die durchschnittliche Gleitzahl in einem 4° breitem Intervall um den Anstellwinkel der maximalen Gleitzahl. Das Intervall der berücksichtigten Anstellwinkel wurde dabei symmetrisch um den Anstellwinkel $\alpha(E_{max})$ gewählt. Dies steht im Gegensatz zu der Möglichkeit, direkt das Intervall mit dem größten durchschnittlichen E -Wert zu suchen. Durch diese Wahl wird ein gleichmäßiger Verlauf der Gleitzahl über dem Anstellwinkel gefördert. Andernfalls könnte nahe des optimalen Anstellwinkels $\alpha(E_{max})$ ein starker Einbruch der Gleitzahl liegen, ohne dass dies negativ in die Bewertung einfließt.

Vorangegangene Versuche von Loof [4] haben gezeigt, dass eine genaue Einstellung des Pitchwinkels schwierig sein kann. Die optimierten Profile sollen durch die aufwändigere Bewertung ein möglichst gutmütiges Verhalten hinsichtlich Anstellwinkelfehlern erhalten. Abb. 3.10 zeigt das deutlich weniger ausgeprägte Maximum eines dementsprechend optimierten Designkandidaten.

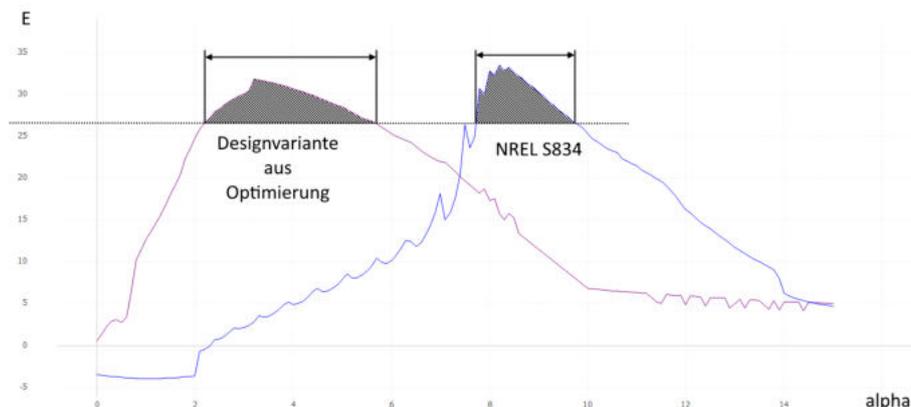


Abbildung 3.10: Exemplarischer Vergleich der nutzbaren Anstellwinkel-Ränge zweier Profile bei $Re = 5 \times 10^4$. (Zackiger Kurvenverlauf deutet auf eine nicht vollständig konvergierte, jedoch beschränkt schwankende Lösung hin.) Eigene Darstellung

Die oben erläuterte Bewertung mittels E_{eval} wurde für die Optimierungen zusätzlich über drei Reynolds-Zahlen $30k$, $40k$, $50k$ gemittelt, damit das Design auch über einen größeren Bereich von Windgeschwindigkeiten funktioniert.

Als zusätzliche Größe wurde der Auftriebsbeiwert bei optimaler Gleitzahl $c_A(E_{max})$ im Zuge des Postprocessings bestimmt. Diese Größe wird vor allem im zweiten Optimierungsanlauf wichtig werden. Es sind außerdem statistische Größen zur Beurteilung der Unterschiede zwischen verschiedenen Re berechnet worden. Um nicht den Blick für das

Wesentliche zu verlieren, seien diese Werte und deren Einfluss auf die Optimierungsprozesse hier nur am Rande erwähnt.

Sobald im Ablauf des Blackbox-Simulationsmodells alle Berechnungen durchgeführt wurden, generieren Python-Skripte eine Reihe von Grafiken:

- Visualisierung des simulierten Profils
- Polarplot: $c_L(c_D)$

Zusätzlich als Funktion des Anstellwinkels:

- Position des Laminar-Turbulenten Umschlags $X_{tr,top}$ auf der Profiloberseite
- Position des Laminar-Turbulenten Umschlags $X_{tr,bottom}$ auf der Profilunterseite
- Widerstandsbeiwert c_D
- Auftriebsbeiwert c_L
- Momentenbeiwert c_M
- Gleitzahl E

Diese Graphen wurden jeweils für alle simulierten Reynolds-Zahlen erzeugt. Durch diese Maßnahme lassen sich die Profilgeometrie und die Plausibilität der Ergebnisse schnell und einfach näher untersuchen.

Ausgabe der Ergebnisse an DAKOTA Das BSM schreibt die zuvor berechneten Ergebnisgrößen sowie die benötigte Ausführungszeit nun in die Standardausgabe 'stdout'. Damit ist der Simulationsdurchgang abgeschlossen.

Ausführung des Simulationsmodells Die Nutzung des BSM ist letztendlich sehr einfach: Aus Sicht des Nutzers reicht es, die gewünschten Parameter in die betreffende Konfigurationsdatei zu schreiben und das Programm mit einem Befehl zu starten. Alle Schritte laufen dann vollkommen automatisch ab. Fehlerquellen wurden durch ausgiebige Tests identifiziert und behoben, wodurch ein sehr robustes Berechnungswerkzeug entstanden ist. Wie hilfreich dieses Werkzeug wirklich sein kann, wird aber erst im folgenden Abschnitt deutlich.

3.3.4 Kopplung mit DAKOTA

Damit die Ausführung des Blackbox-Modells nicht jedes Mal manuell gestartet werden muss, wird es an das DAKOTA Projekt gekoppelt. (Überblick siehe Abb. 3.6) Diese Software übernimmt dann entsprechend benutzerdefinierter Studien die Generierung der Parameter sowie die Ausführung des BSM und die Sammlung der Ergebnisse. Die Kopplung wird im Rahmen dieser Arbeit mit sogenannten „Next Gen Workflows“ realisiert, für die DAKOTA eine Reihe von Konfigurationstools liefert. Nähere Informationen dazu sind in der Dokumentation zu finden [21]. Ohne an dieser Stelle näher auf die Konfiguration eingehen zu können, sei in Abb. 3.11 die Umsetzung im grafischen Editor von DAKOTA gezeigt. Die gespeicherte Konfiguration wird allgemein auch als „Dakota Workflow“ bezeichnet.

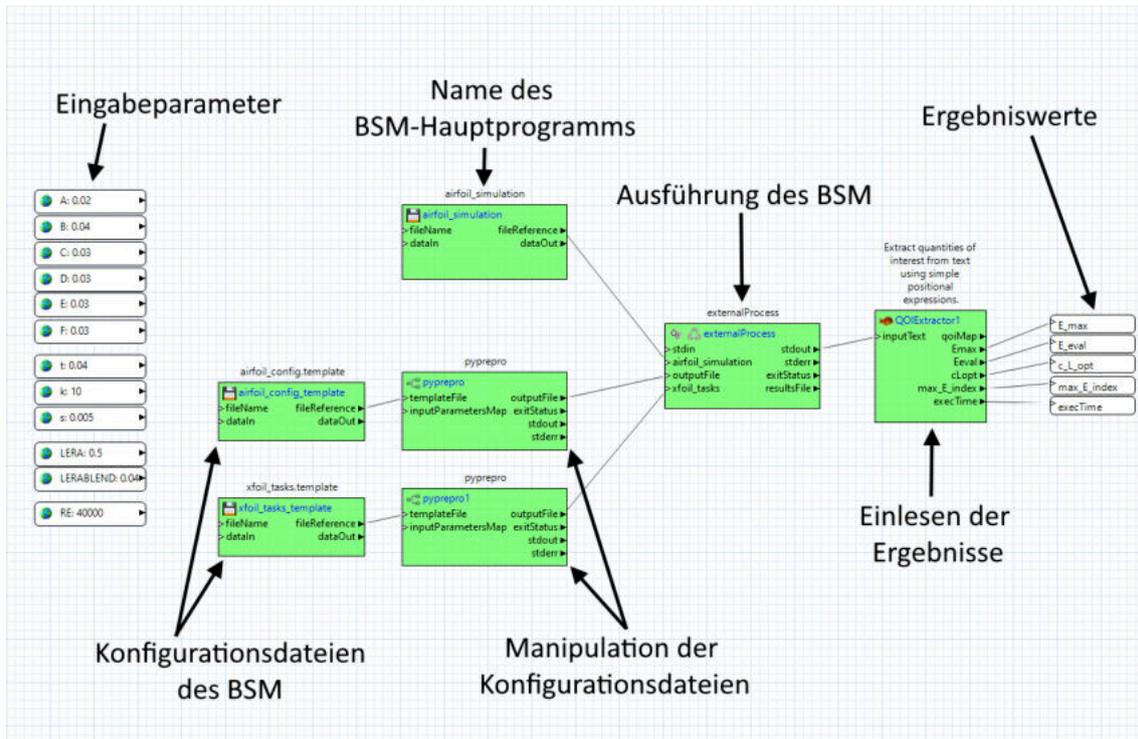


Abbildung 3.11: Workflow: Kopplung zwischen DAKOTA und dem Blackbox-Simulationsprogramm, eigene Darstellung

Durchführung von Studien mit DAKOTA Sobald die Schnittstelle zwischen DAKOTA und dem BSM konfiguriert ist, können die geplanten Studien durchgeführt werden. Abb. 3.12 zeigt die Ebene, auf der nun gearbeitet wird: Das Programm DAKOTA bekommt nun die Information, welcher Workflow ausgeführt werden soll (siehe Abschnitt 3.3.4). Außerdem wird für jede Studie ein Input-file festgelegt. Input-files enthalten Informationen darüber, welche verfügbaren Parameter mit welcher Methode untersucht werden sollen. Abb. 3.13 zeigt ein solches Input-file und die wichtigsten Einträge. Detaillierte Informationen über die Struktur der Datei und die verfügbaren Optionen liefert die DAKOTA Dokumentation [22]. Wird DAKOTA mit der gezeigten Konfiguration ausgeführt, führt es den referenzierten Workflow, also im Endeffekt das BSM so (und so oft) aus, wie es im Input-file definiert ist.

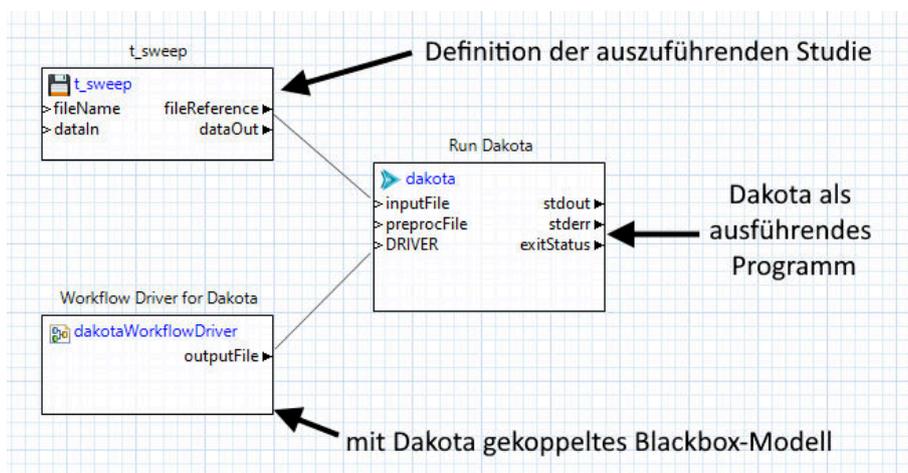


Abbildung 3.12: DAKOTA Workflow-Wrapper, eigene Darstellung

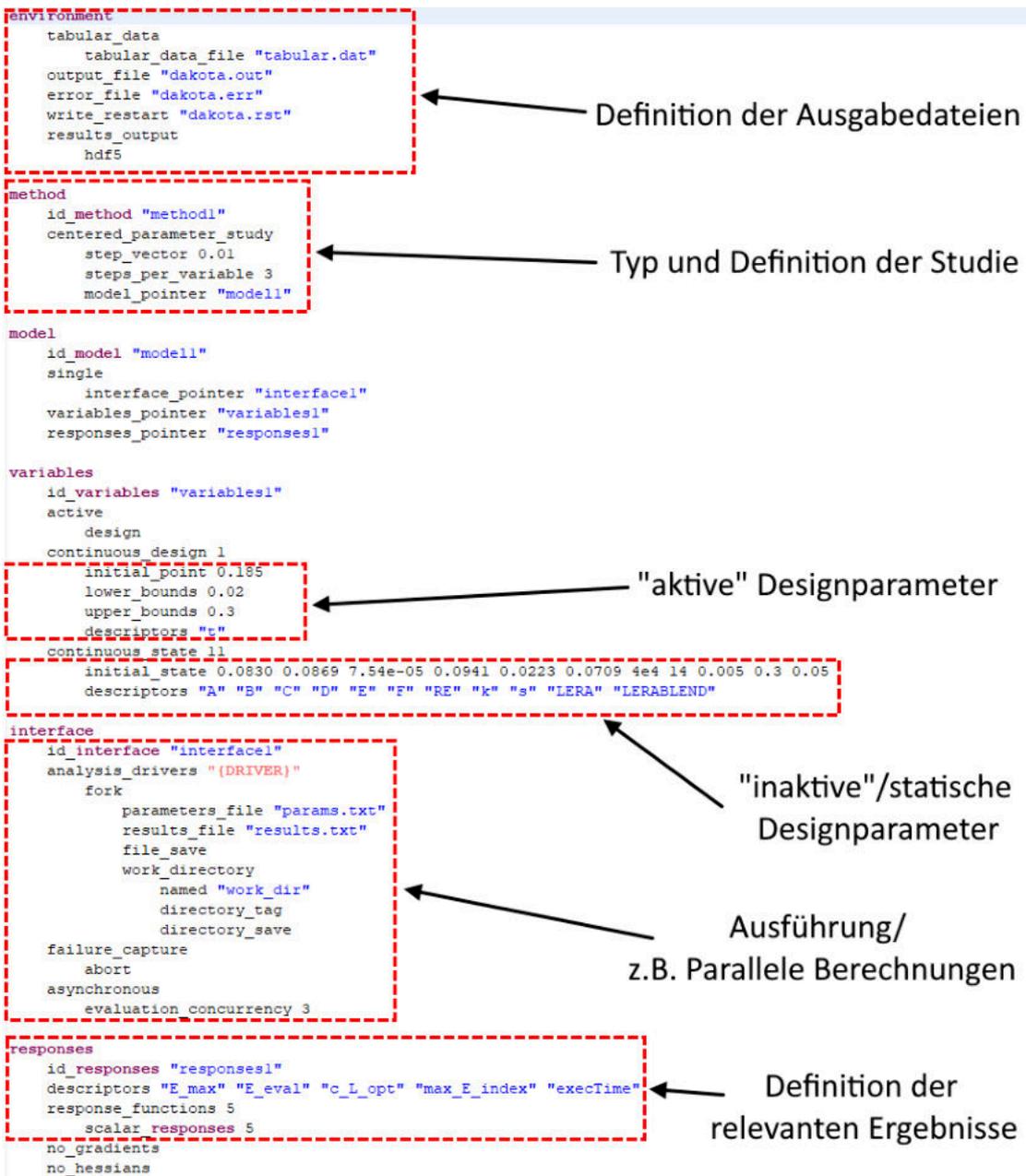


Abbildung 3.13: Exemplarisches DAKOTA Inputfile: Variation des Parameters t, eigene Darstellung

3.4 Test des Systemverhaltens

Da bisher wenig über das Verhalten von dünnen gebogenen Platten als Profile bekannt ist, soll der Parameterraum systematisch erforscht werden. Dazu wird eine Sensitivitätsstudie der einzelnen Parameter durchgeführt. Diese wird mit der genauesten geometrischen Diskretisierung durchgeführt, die XFOIL verarbeiten kann. Die Geometrieerstellung wurde also so eingestellt, dass die Anzahl der Koordinaten, die die Form vorgeben, nahe dem von XFOIL erlaubten Maximum ist.

Anschließend soll mit einem ersten geeigneten Kandidaten aus der Sensitivitätsstudie die benötigte Anzahl von Koordinatenpunkten gefunden werden. Einerseits soll sichergestellt werden, dass die maximale Diskretisierung überhaupt für eine davon unabhängige Lösung ausreicht. Andererseits könnte die Rechenzeit verringert werden, wenn auch eine geringere Auflösung ausreicht.

Um die verwendeten Profile besser zu verstehen, sollen auch der Einfluss einer veränderlichen Reynolds-Zahl sowie von unterschiedlichen Profildicken bei sonst gleichbleibenden Einstellungen bestimmt werden.

In den folgenden Abschnitten werden diese Studien näher beschrieben.

3.4.1 Sensitivitätsstudie

Um eine grundsätzliche Idee aller beteiligten Parameter des Simulationsmodells zu erhalten, wurde zunächst eine Sensitivitätsstudie durchgeführt. Dafür wurden 200 Designvarianten mittels Latin Hypercube Sampling erstellt und simuliert. Dabei werden alle Parameter gleichzeitig variiert. Der Vorteil von LHS gegenüber einer Zufallsverteilung der Variablen liegt in seiner homogeneren Verteilung der Varianten über den gesamten Parameterraum [23]. Im Gegensatz zu linearen Parameterstudien, bei denen immer nur ein einzelner Parameter verändert wird, lässt sich das Systemverhalten so mit deutlich weniger Simulationen untersuchen.

Die Auswertung der Ergebnisse ist dagegen nicht ganz so einfach. Um den Zusammenhang zwischen einem Eingabeparameter und einer Ergebnisgröße zu verstehen, müssen Trends gesucht werden. Da alle weiteren Eingabeparameter ebenfalls veränderlich sind, muss also das Signal aus der Datenmenge herausgefiltert werden.

Die Simulationen wurden bei einer Reynolds-Zahl von $Re = 4 \times 10^4$ durchgeführt. Diese Wahl basiert auf der von Buchholz und Hahn [2] systematisch abgeschätzten, erwarteten Reynolds-Zahl im Betrieb des Rotors. Der Satz von verwendeten Parametern entspricht der einfachen Geometriemanipulation mit nur vier Bernsteinpolynomen (Skalierungs-Koeffizienten A, B, C, D), der Profildicke t , sowie zwei Parametern, die die Anpassung der Profilvorderkante betreffen: $LERA$ & $LERABLEND$. Abb. 3.14 zeigt einen Scatter-Plot der Ergebnisse. Relevant sind vor allem die Zeilen E_{max} und E_{eval} . Die interessantesten Erkenntnisse aus dieser Untersuchung sind die folgenden:

- Die Einschränkung des Parameterraumes erscheint zu strikt zu sein. (siehe z.B. $E_{max}(A)$)
- Vor allem die Krümmung nahe der Profilvorderkante hat einen starken Einfluss auf die aerodynamische Effizienz. (siehe z.B. $E_{max}(A)$)
- Eine reduzierte Profildicke verbessert scheinbar vor allem die Resilienz gegenüber Anstellwinkelfehlern. (Vergleiche $E_{max}(t)$ mit $E_{eval}(t)$)

Darüber hinaus ist vor allem zu erkennen, dass eine stärkere Profilkrümmung ($A-D$ größer) zu höheren Auftriebsbeiwerten $c_{L,opt}$ bei maximaler Gleitzahl E_{max} führen. Die Abhängigkeit zwischen $c_{L,opt}$ und $LERA$ wird als nicht entscheidend angesehen. Der Wert wurde anschließend für ein möglichst gutes Konvergenzverhalten der Simulationen auf

$LERA = 0,3$ festgelegt. Als Schlussfolgerung dieser Untersuchung wurden zusätzlich zwei weitere Bernsteinpolynome zur Geometriemanipulation hinzugefügt, um die Gestalt der Profilverderrkante besser beeinflussen zu können. Hinweis: Insgesamt wurden hier, wie auch bei den folgenden Studien, weitere Durchgänge mit unterschiedlichen Einstellungen durchgeführt. Da eine Erwähnung jeder einzelnen Iteration den Umfang dieser Arbeit sprengen würden, werden nur die wichtigsten Aspekte präsentiert.

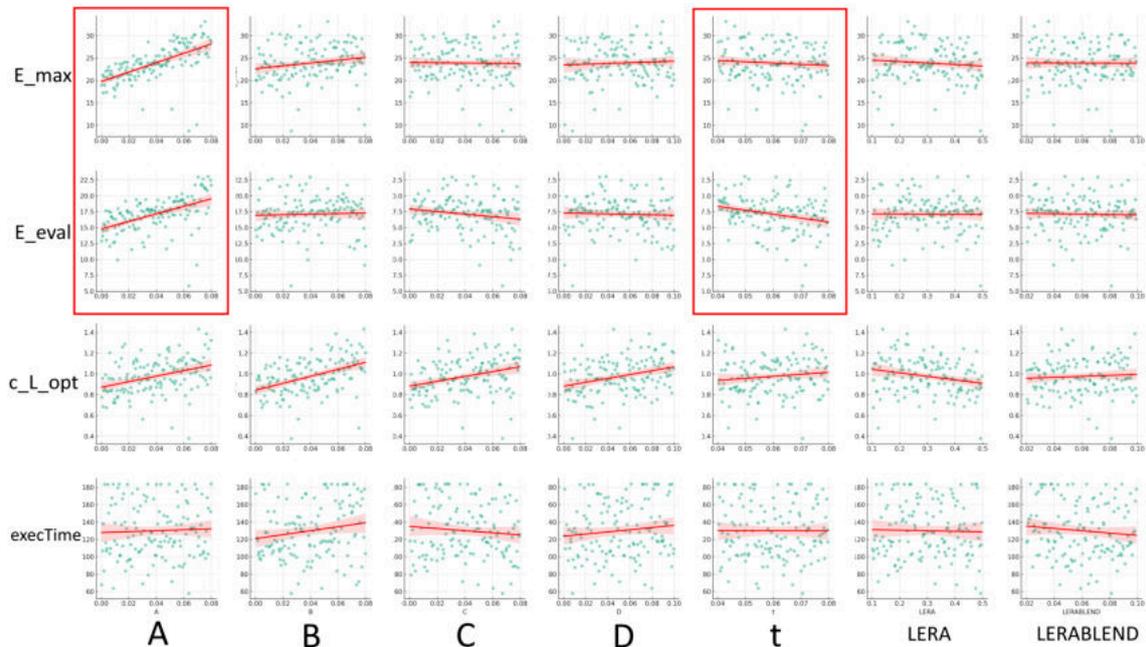


Abbildung 3.14: Scatter Plot Matrix der Sensitivitätsstudie. $A - D$: Geometrieparameter; t : relative Profildicke; $LERA$: (angepasster) Vorderkantenradius; $LERABLEND$: Übergangslänge von angepasstem VK-Radius zu restlichem Profil, bezogen auf Sehnenlänge. Eigene Darstellung

3.4.2 Diskretisierungsstudie

Aus der vorangegangenen Untersuchung wurde eine Designvariante mit guten Leistungswerten (Siehe Abb. 3.15) ausgewählt, um daran den Einfluss der Geometrie-Diskretisierung näher zu betrachten. Daher wurde die Auflösung in gleichmäßigen Schritten verändert und die Ergebnisse verglichen. Die beiden dabei verwendeten Parameter sind:

- s : Der x-Abstand zwischen zwei Koordinatenpunkten auf Ober- und Unterseite.
- k : Die Anzahl von Koordinatenpunkten auf einem Viertelkreisabschnitt des Vorderkantenradius.

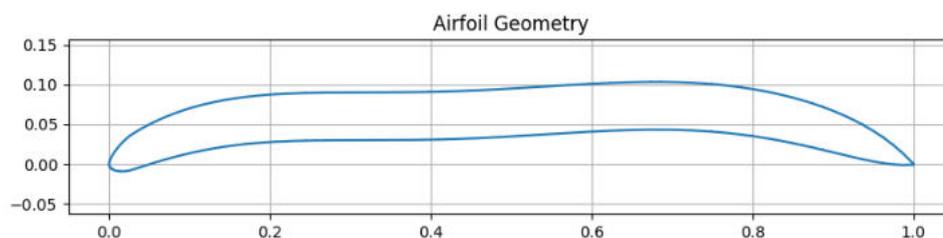


Abbildung 3.15: In Diskretisierungsstudie verwendetes Profil mit $t = 5\%$, eigene Darstellung

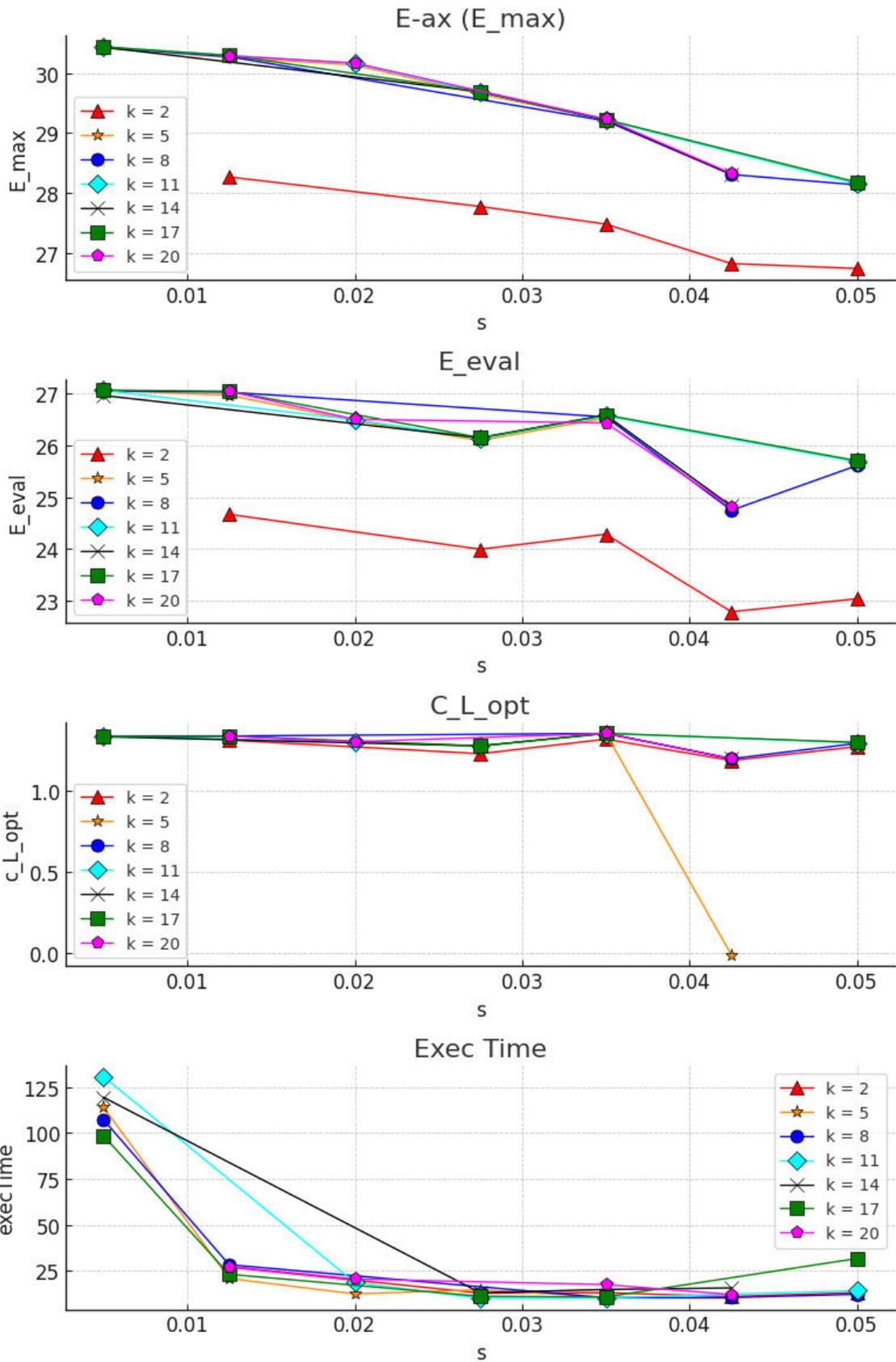


Abbildung 3.16: Einfluss der Auflösungsparameter auf die Ergebnisgrößen; gute Konvergenz der Lösungswerte ab $k = 5$ und $s = 0,0125$. Eigene Darstellung

In Abb. 3.16 ist ersichtlich, dass vor allem die wichtigen Werte E_{max} und E_{eval} schon vor Erreichen der höchstmöglichen Auflösung konvergieren. Für die folgenden Berechnungen wurde daher eine Auflösung von $s = 0.0125$ und $k = 10$ gewählt. Die Berechnungszeit wurde dadurch erheblich verringert, was bei hunderten oder tausenden Durchgängen in der späteren Optimierung nicht zu vernachlässigen ist.

3.4.3 Einfluss der Reynolds-Zahl

Allgemein ist bekannt, dass sich die erreichbaren Gleitzahlen bei Reduzierung der Reynolds-Zahl verschlechtern. Um zu sehen, wie sich eins der hier untersuchten Profile verhält, wurde analog zur Diskretisierungsstudie nun die Reynolds-Zahl variiert.

In Abb. 3.17 ist erkennbar, dass die erreichbare Gleitzahl E_{max} sowie E_{eval} gleichmäßig bis etwa $Re = 25.000$ abfallen. Unter diesem Wert bricht die aerodynamische Leistungsfähigkeit stark ein. Entsprechend der erwarteten Reynolds-Zahl von $Re = 40.000$ sollte dieser Einbruch für den Rotor keine Relevanz haben. Die Ursache für den Einbruch der Leistungsfähigkeit ist nicht näher bekannt. Möglicherweise schafft es die Strömung auf der Profilerseite ab einer bestimmten Reynolds-Zahl nicht mehr, sich wieder anzulegen. So könnte der Übergang von laminarer Ablöseblase zu laminarer Strömungablösung eine Erklärung darstellen. Eine nähere Untersuchung der Grenzschichtdicken aus XFOIL könnte zusätzliche Erkenntnisse bringen, wurde jedoch aus zeitlichen Gründen nicht weiter verfolgt.

Es kann allerdings nicht ausgeschlossen werden, dass sich dieser Einbruch bei anderen Geometrikandidaten verschiebt. Daher werden die Optimierungen später nicht nur mit einer, sondern mit drei berücksichtigten Reynolds-Zahlen durchgeführt. Indem der gesamte erwartete Bereich von Reynolds-Zahlen abgedeckt wird, soll eine einbrechende Leistung im späteren Betrieb verhindert werden.

3.4.4 Einfluss der Profildicke

Je nachdem, wie die Rotorblätter letztendlich in Kleinserie gefertigt werden, kann es sein, dass die gleiche Profilkrümmung mit unterschiedlichen Profildicken gefertigt wird. (Mehr dazu in Abschnitt 4.1) Daher könnte es interessant sein, näher zu beleuchten, welchen Einfluss dies auf die Aerodynamik hat. In einer weiteren Untersuchung wurde für das auch zuvor verwendete Profil die Profildicke variiert. Das Ergebnis ist in Abb. 3.18 zu sehen. Die wichtigen Kenngrößen E_{max} und E_{eval} sinken stetig mit steigender Dicke. Wird das Profil dünner als in seiner Grundform ausgeführt, lässt sich die Leistung dagegen steigern. Es könnte also durchaus Sinn ergeben, in der späteren Fertigung die Profildicke zu minimieren. Das macht auch Materialien mit höheren Festigkeitswerten interessant.

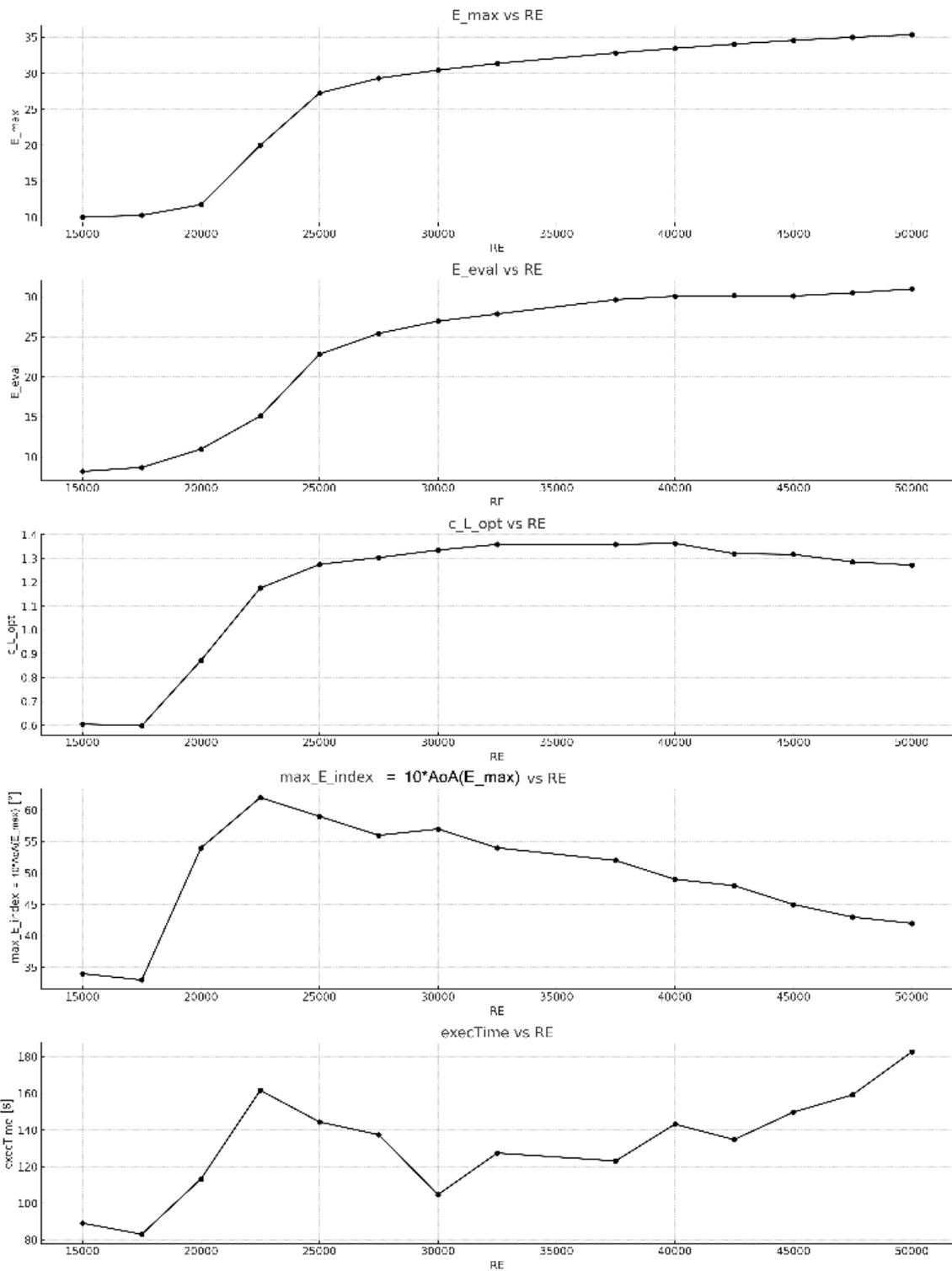


Abbildung 3.17: Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Ergebnisgrößen, eigene Darstellung

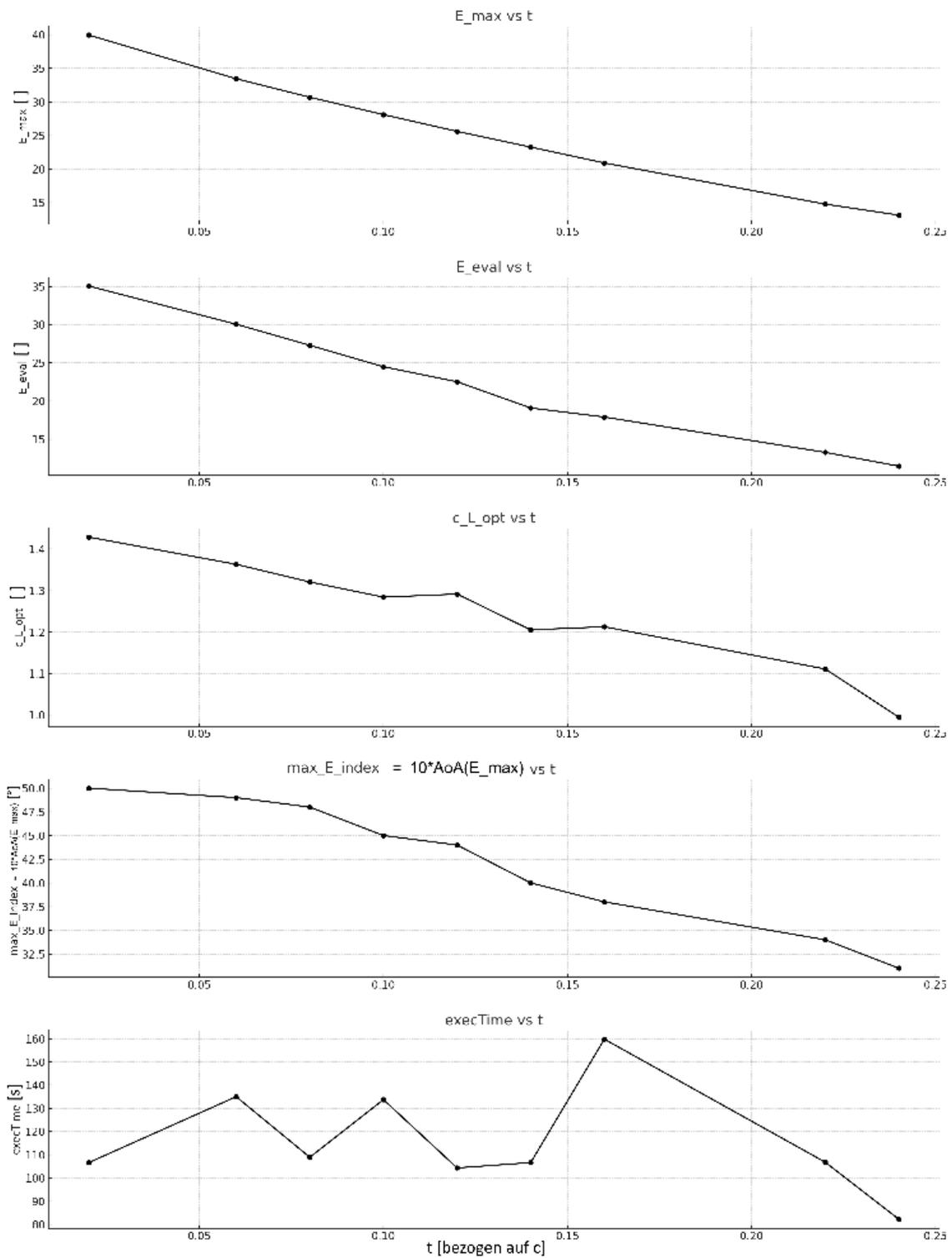


Abbildung 3.18: Einfluss der Profildicke auf die Ergebnisgrößen, eigene Darstellung

3.5 Profilentwicklung: Erste Iteration (LRCPF Serie)

3.5.1 Grundidee

Rotorblattprofile sollten in erster Linie eine hohe Gleitzahl aufweisen[9]. Die entsprechend formulierte Zielfunktion E_{eval} wurde in Abschnitt 3.3.3 beschrieben. Diese allgemeine Forderung soll als Ausgangspunkt der Optimierung dienen. Im Folgenden werden der verwendete Algorithmus und die Überprüfung des Ergebnisses vorgestellt.

3.5.2 EGO - Algorithmus

Lokale vs. Globale Optimierung Die einfachste und schnellste Art, eine Funktion zu optimieren, bieten lokale Optimierungsverfahren. Sie hängen allerdings vom Startpunkt der Optimierung ab. Sind im Lösungsraum lokale Extremwerte vorhanden, könnte fälschlicherweise nur ein suboptimales Ergebnis gefunden werden. Entweder kann die Optimierung nun mit unterschiedlichen Startpunkten durchgeführt werden, oder man verwendet globale Optimierungsalgorithmen. Dazu gehören zum Beispiel genetische Algorithmen oder auch der sogenannte EGO Algorithmus. Der Name steht für "Efficient Global Optimization" und verrät seinen Hauptvorteil gegenüber genetischen Algorithmen. Der Algorithmus konvergiert in vielen Fällen schneller als seine Alternativen[24].

Funktionsweise Als Grundlage der Optimierung generiert DAKOTA mit dem LHS Verfahren eine Reihe von Designvariationen. Sie bilden die Grundlage, mit deren Simulationsergebnissen ein Surrogatmodell aufgebaut wird. Indem der Algorithmus neue Parameter in das Surrogatmodell einsetzt, kann er aber nicht nur die dort erwarteten Funktionswerte bestimmen. Durch die Verwendung eines "Gaußschen Prozess Modells" als Surrogat kann auch bestimmt werden, welche Unsicherheit der erwartete Wert aufweist. Der Algorithmus wählt dann strategisch neue Parameterkombinationen für weitere Iterationen des BSM aus. Dabei wägt er ab zwischen der Verbesserung in bekanntermaßen guten Bereichen und der Erkundung neuer möglicher Optima. Jedes mal wenn ein neuer Datenpunkt durch das BSM berechnet ist, wird das Surrogatmodell angepasst und eine neue Variante generiert, die eine bessere Lösung darstellen könnte. Sobald die erwartete Verbesserung der Zielfunktion klein genug ist, stoppt der Algorithmus. Andere Abbruchkriterien wie die maximale Anzahl von Iterationen sind ebenfalls möglich.

Ergebnis Als Ergebnisdatei gibt DAKOTA eine tabellarische Übersicht über alle verwendeten Parameter und die dazugehörigen Lösungswerte. Die Optimierung wurde für vier verschiedene Profildicken durchgeführt, da noch nicht bekannt ist, wie die Gestalt der Blätter entsprechend der Auslegung nach Schmitz (Abschnitt 2.5.1) später aussehen wird. Für die relativen Profildicken 5%; 7,5%; 10% und 12,5% wurden jeweils die drei Designs mit den besten E_{eval} -Werten näher untersucht. Zusätzlich zu E_{eval} wurden dabei auch die vom BLM ausgegebenen statistischen Größen untersucht. Konkret geht es dabei um die Varianz der Ergebnisse bei unterschiedlichen Reynolds-Zahlen. Vor allem E_{eval} und der optimale Anstellwinkel $\alpha(E_{max})$ sollten möglichst unabhängig von der Reynolds-Zahl sein. So soll der Rotor möglichst robust bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten funktionieren. Die resultierende Profildicke ist in Abb. 3.19 durch die blauen Linien dargestellt.

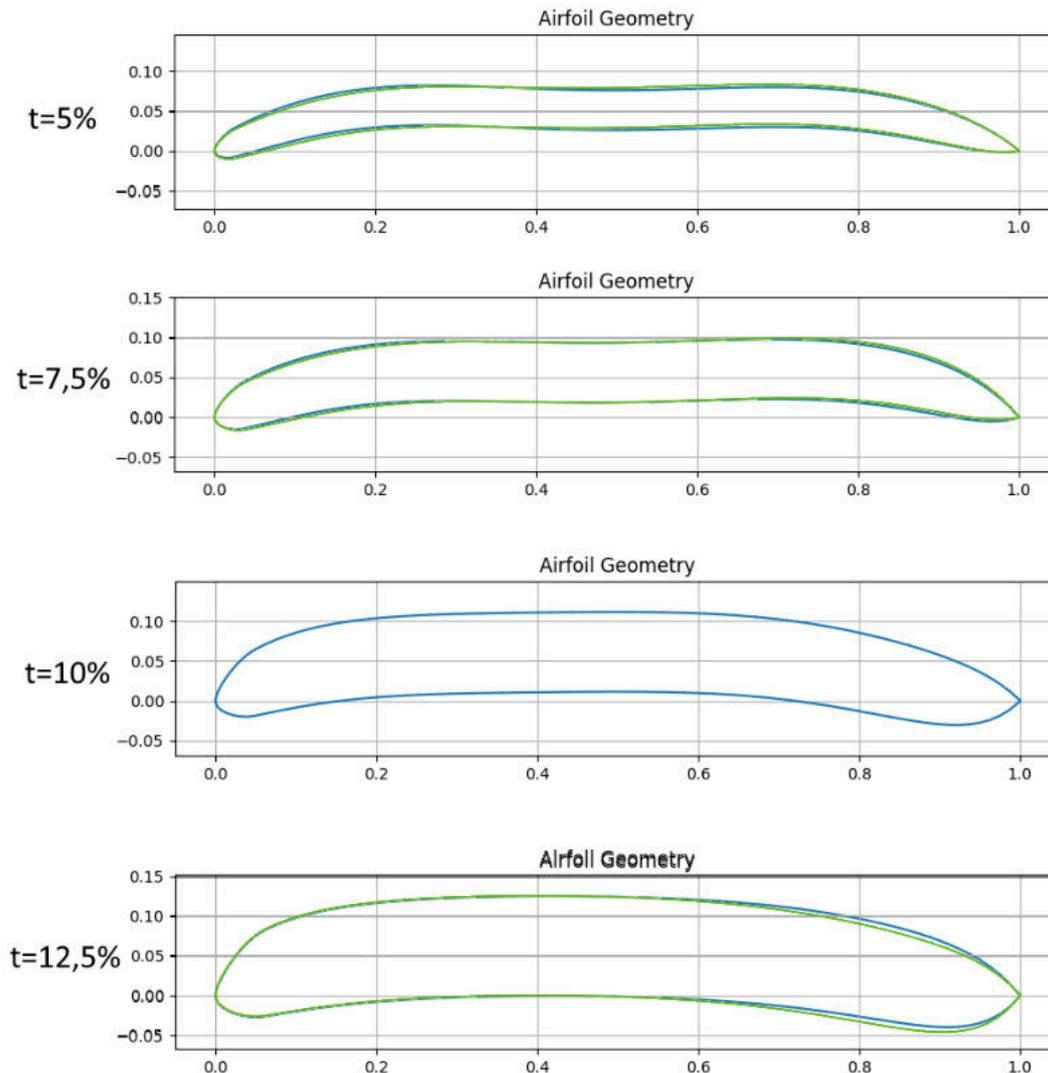


Abbildung 3.19: Profilfamilie aus globaler Optimierung mit EGO(blau) und APPS(grün); bei $t = 10\%$ keine bessere Lösung gefunden, eigene Darstellung

3.5.3 Lokale Verfeinerung mit APPS - Algorithmus

Um die beste global gefundene Lösung in möglichst kurzer Zeit noch besser lokal konvergieren lassen zu können, wurde im Anschluss der "Asynchronous Parallel Pattern Search" - kurz APPS - Algorithmus verwendet. Anders als zum Beispiel einfache newtonsche Optimierungsverfahren ist diese Umsetzung robuster gegenüber nicht konvergierten Simulationen. Dieser Algorithmus generiert ausgehend von der Anfangslösung aus der globalen Optimierung Variationen, bei denen sich jede Variante in genau einem Wert unterscheidet. Wird eine bessere Lösung gefunden, gilt diese fortan als neuer Ausgangskandidat. Wird keine bessere Lösung gefunden, passt der Algorithmus die Schrittweite der Parameterveränderung an. In der asynchronen Formulierung werden durchgehend neue Designvarianten erstellt, ohne dabei auf die vollständigen Ergebnisse der vorangehenden Gruppe zu warten. So wird ein Mehrkernprozessor jederzeit nahezu vollständig ausgelastet, was die Berechnung beschleunigt. Sobald eins der Abbruchkriterien wie die gewünschte Konvergenz erreicht sind, stoppt die Optimierung. An dieser Stelle sei erwähnt, dass bei diesem Projekt die benötigte Konvergenzzeit nur auf Basis der einzelnen Iterationen geschätzt werden konnte. Um in der gegebenen Zeit möglichst optimale Lösungen zu finden, wurde

daher eine Begrenzung der möglichen Iterationen festgelegt. Optimierungsrechnungen wurden dabei zu großen Teilen nachts durchgeführt, um die Daten tagsüber analysieren und die Methoden weiterentwickeln zu können.

Ergebnis Die lokal verbesserten Lösungen zeigt Abb. 3.19 als grüne Linien. Für das Profil mit 10% relativer Dicke konnte keine bessere Lösung als die aus der globalen Optimierung gefunden werden. Auch die anderen Varianten unterscheiden sich nur geringfügig von der anfänglichen Lösung. Die Verbesserung der Zielfunktion E_{eval} liegt im kleinen einstelligen Prozentbereich. Zur einfacheren Identifikation wird diese Profildfamilie folgend auch LRCPF (Low Reynolds Curved Plate Foils) genannt.

3.5.4 Detaillierte Betrachtung der Profile, Vergleich mit bekannten Profilen

Die im ersten Optimierungsdurchgang entwickelten Profile werden für eine erste Einordnung mit bekannten Profilen verglichen. Um den Vergleich übersichtlich zu halten, werden hier nur aerodynamische Eigenschaften bei $Re = 40.000$ gezeigt. Die Charakteristik ist aber durchaus auf andere Reynolds-Zahlen übertragbar. Verglichen werden die vier neu entwickelten Profile mit dem NREL_S834, das in der Arbeit von Loof [4] sowie *UMASS Minute Wind Report* [15] genutzt wurde. Außerdem wird das von Buchholz und Hahn [2] für den Rotorentwurf gewählte SD7003 Profil hinzugezogen, das fertigungstechnisch nicht umgesetzt werden konnte. Bei diesem Vergleich ist zu beachten, dass beide Vergleichsprofile eine spitz zulaufende Hinterkante haben, die in der Realität vor allem im erwarteten Größenmaßstab ebenfalls nicht herstellbar sind. Die reale Leistung dieser Profile muss daher mit Vorsicht betrachtet werden.

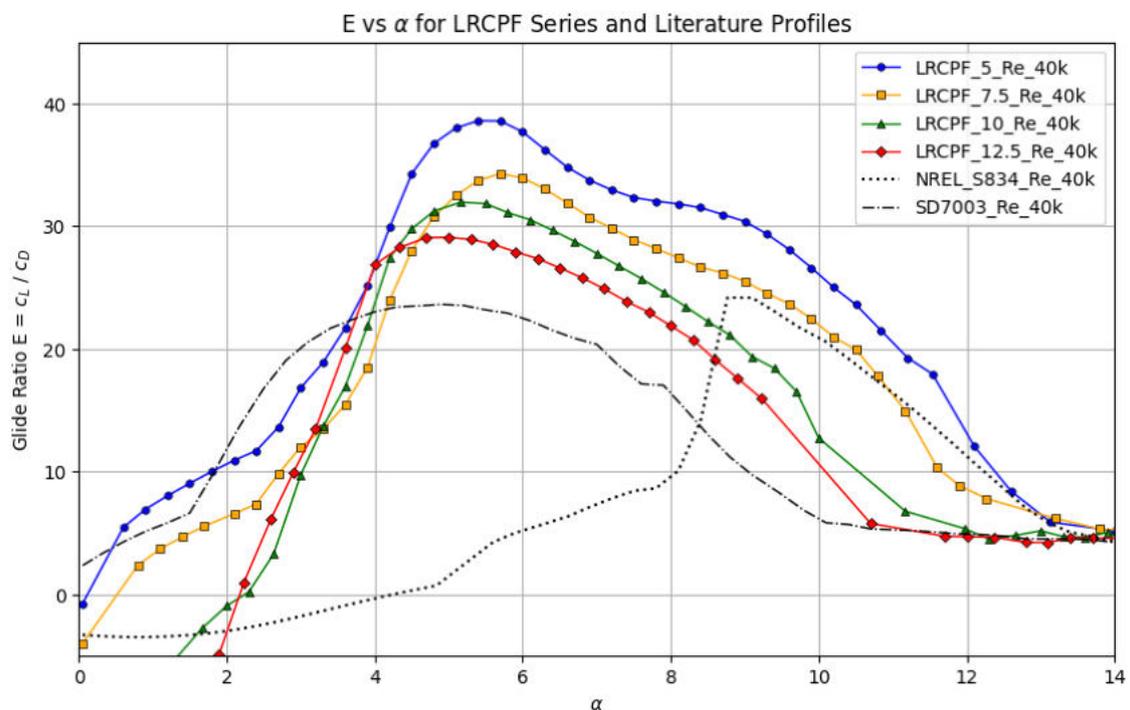


Abbildung 3.20: Gleitzahlen: LRCPF Serie verglichen mit Profilen aus der Literatur, eigene Darstellung

In Abb. 3.20 fällt auf, dass selbst das Profil mit 12,5% Dicke eine höhere maximale Gleitzahl E_{max} als beide Vergleichsprofile aufweist. Gegenüber dem NREL_S834 ist der α -Bereich hoher Gleitzahlen außerdem breiter. Abb. 3.21 und die Graphen in Anhang C zeigen, dass auch die erreichten Auftriebsbeiwerte deutlich höher ausfallen. Diese hohen

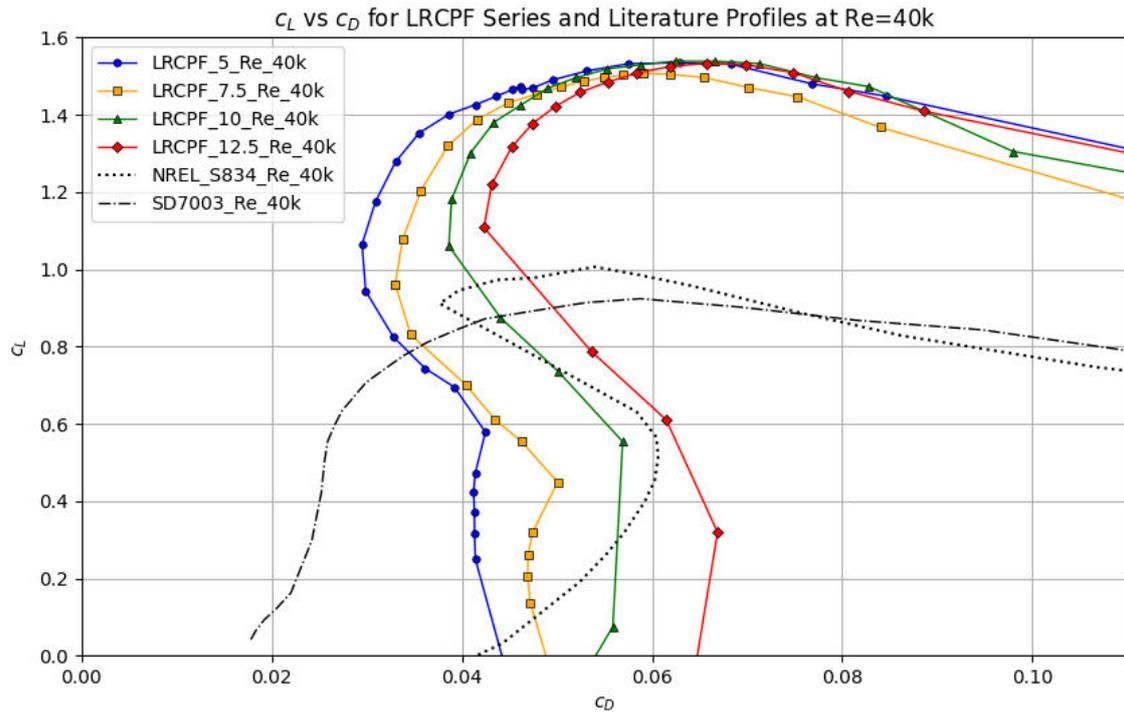


Abbildung 3.21: Lilienthalpolare LRCPF Serie verglichen mit Profilen aus der Literatur, eigene Darstellung

c_L -Werte sind zwar selten, Selig [16] enthält jedoch vereinzelt auch Profile mit höheren Werten. Obwohl so hohe Werte in der Rotorblattentwicklung üblicherweise gewünscht sind [9], könnte diese Eigenschaft im Rahmen des vorliegenden Projektes zu Schwierigkeiten führen. Auf diesen Aspekt wird weiter unten in diesem Kapitel genauer eingegangen.

Die Visualisierung der Grenzschichten in Abb. 3.23 zeigt eine auffällige Charakteristik. Die Krümmung der Profile ist besonders nahe der Vorder- und Hinterkanten stark ausgeprägt, während die mittleren Bereiche z.T. sogar eine gegenläufige Krümmung aufweisen. Auf der Oberseite entsteht in diesem mittleren Bereich vermutlich eine laminare Ablöseblase, die sich weiter hinten wieder anlegt. Diese Vermutung wird auch durch die hier nicht gezeigten Druckkoeffizientenverläufe entlang der Oberflächen gestützt. Anstatt die Entstehung einer solchen Blase um jeden Preis zu verhindern, scheint das hier betrachtete System diese Strömungseffekte also in die Aerodynamik mit einzubeziehen. Aus Sicht der freien Strömung sorgt die laminare Ablöseblase zu einer künstlichen Verdickung des Profils. Damit stellt sich das System so ein, dass effektiv eine komplexere Geometrie als die einer gekrümmten Platte entsteht. Da die Blase an ihrer Unterseite (also an der Profiloberfläche) eine Rückströmung erzeugt, wirken die Reibungskräfte hier entgegen der Anströmrichtung. Dieser Bereich erzeugt also einen negativen Widerstand. Dies könnte erklären, warum dünne gekrümmte Platten sich bei sehr niedrigen Reynolds-Zahlen als vorteilhaft herausgestellt haben.

Interessant ist in diesem Zusammenhang auch die Betrachtung der von XFOIL berechneten Laminar-Turbulenten Umschlagpunkte. Am Beispiel des Profils LRCPF_5 wird in Abb. 3.22 deutlich, dass der Umschlagpunkt der Oberseite im Bereich der laminaren Ablöseblase liegt. Gerade bei den Anstellwinkeln maximaler Gleitzahl tritt diese Eigenschaft auf. Dies könnte ein Hinweis auf laminares Ablöseflattern sein. Demzufolge sollte die Ablöseblase (siehe Abb. 3.23) nicht als statischer Zustand, sondern als eine zeitgemittelte Lösung verstanden werden. XFOIL liefert aufgrund seiner einfachen Formulierung keine Informationen über transiente Effekte.

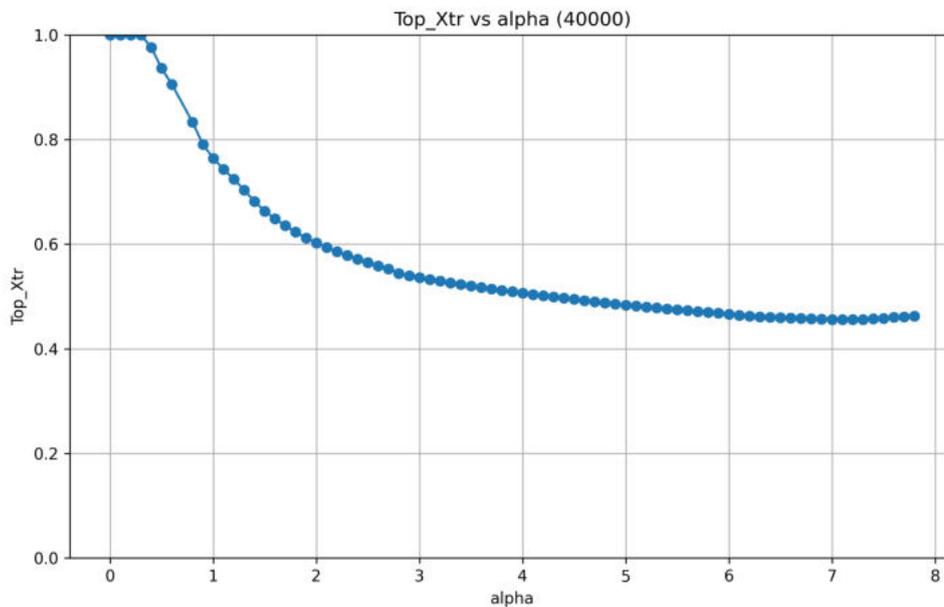


Abbildung 3.22: Beispielhafte Darstellung des Umschlagpunktes über dem Anstellwinkel (MOLRCPF_7.5 Profil), eigene Darstellung

Die Oszillation der Strömung könnte zu aeroelastischen Effekten und harmonischen Schwingungen führen. Laut Poirel, Métivier und Dumas [25] sind die Oszillationen im Frequenzbereich von $\omega \leq 25Hz$ zu erwarten. Als Sicherheitsmaßnahme sind die Eigenfrequenzen der Rotorblätter nachfolgend zu kontrollieren.

Ein weiteres auffälliges Merkmal der Umströmung betrifft die hinteren Abschnitte des jeweiligen Querschnitts. Je geringer die Reynolds-Zahl ist, desto eher reißt die Strömung im Allgemeinen endgültig von der Profilloberfläche ab. Die Dicke der gekrümmten Platten bleibt im hinteren Bereich verglichen mit herkömmlichen dünnen Profilen wie dem SD7003 recht dick. Möglicherweise erlaubt diese Eigenschaft der Strömung, sich nach der laminaren Ablöseblase bei $c = 0,5 - 0,75$ wieder anzulegen. Durch den großen Abstand zur Profilunterseite und der späten Krümmung nach unten wird trotzdem eine große Zirkulation - also eine starke Auftriebskraft hervorgerufen. Außerdem sorgt die Profilform dafür, dass die Flächennormale auf der Oberseite - und damit die Wirkungsrichtung der Auftriebskraft relativ weit nach vorne gerichtet ist. Dass die Strömung vor Erreichen der Hinterkante bei der vergleichsweise stumpfen Anspitzung zwangsläufig abreißt, scheint bzgl. der Gleitzahl einen lohnenden Kompromiss darzustellen.

Weiteres Optimierungspotenzial der Profile Eine weitere Untersuchung der Profile mit noch weiteren Bernsteinpolynomen für die Geometriemanipulation könnte weitere Erkenntnisse bringen. Wie stark oder abrupt die Krümmung an Vorder- und Hinterkante verläuft, könnte die Ausbildung der laminaren Ablöseblase beeinflussen. Ob etwa die Ausbildung einer kontrollierten, dickeren Ablöseblase die Reibungseffekte weiter verringern könnte, wäre durch weitere Studien ggf. herauszufinden. Wenn die Konvergenzprobleme von XFOIL durch scharfe Vorderkanten [2] umgangen oder behoben werden können, stellt sich auch dort die Frage, wie unterschiedliche Ausprägungen die Strömung beeinflussen. Wenn das Profil nicht mehr durch eine konstante Dicke eingeschränkt ist, könnte unter bestimmten Umständen auch die Druck-Seite des Profils für die Ausbildung einer laminaren Ablöseblase geeignet sein. Eine mit weiteren geometrischen Freiheiten optimierte Profilform könnte neue, bessere Profile für geringe Reynolds-Zahlen hervorbringen. Das in

dieser Arbeit entwickelte Simulationswerkzeug könnte durch Anpassungen dahingehend genutzt werden.

Um die Eignung der LRCPF Familie für das vorliegende Projekt besser zu beurteilen, soll mit ihnen als Nächstes ein Rotorblattentwurf erstellt werden.

3.5.5 Erster Rotorentwurf in QBlade (mit LRCPF Serie)

QBlade QBlade ist eine Software, die für die Entwicklung und Analyse von Windturbinen und Propellern konzipiert wurde. Sie wird kostenfrei unter der Academic Public License zur Verfügung gestellt. Die Software enthält umfangreiche Funktionen zur aerodynamischen und strukturellen Simulation innerhalb einer grafischen Benutzeroberfläche. Sie ermöglicht es, auf Basis aerodynamischer Profile Rotorblattprofile nach Betz und Schmitz zu entwerfen. (Siehe Abschnitt 2.5.1) Die Eigenschaften der Profile selbst können entweder in Form von Polardaten importiert, oder mit der integrierten XFOIL-Funktionalität direkt in QBlade berechnet werden. Um die Leistungsfähigkeit eines Rotorblattentwurfes zu beurteilen, können BEM Simulationen gemäß Abschnitt 2.5.2 durchgeführt werden. Darüber hinaus enthält die Software auch Möglichkeiten zur statischen und dynamischen Untersuchung der Struktur sowie Geräuschsimulationen.

Blattentwurf nach Schmitz Um die Eignung der LRCPF Profile für das Rotorblatt zu beurteilen, wurden mehrere Konfigurationen mit allen Dickenvarianten generiert. Testweise wurden auch Blätter entworfen, die entlang der Spannweite unterschiedliche Profile nutzen. Alle Designs wurden weitergehend mittels BEM Methoden simuliert. QBlade erlaubt eine detaillierte Analyse der Simulation. Die bei allen Varianten nach Schmitz bestimmten Profiltiefen fallen allerdings so gering aus, dass drei Probleme entstehen:

- Die voraussichtlich im Betrieb erreichten Reynolds-Zahlen sind niedriger als erwartet. (Die charakteristische Länge, die hier der Profiltiefe entspricht, geht als Faktor in die Reynolds-Zahl ein.) Erfahrungsgemäß verschlechtert sich die Leistung bei geringeren Reynolds-Zahlen.
- Andererseits sollten die erreichten Reynolds-Zahlen auch im optimierten Re -Bereich liegen. Hier werden die Profile aber nicht in einem Bereich genutzt, für den sie optimiert wurden, was die Leistung beeinträchtigt.
- Die sehr geringen Profiltiefen werden in der Herstellung Probleme erzeugen. An den Flügelspitzen erreichen die Flügeltiefen weniger als 10mm . Auch die absolute Profildicke sinkt entsprechend. Gerade die Kleinserienfertigung dürfte dadurch schwierig werden.

Als Korrekturversuch wurden auch weitere Designs mit geringerer Auslegungsschnelllaufzahl λ_A generiert. Entsprechend der Gleitzahlen, die geringer als bei großen WEA ausfallen, ist ohnehin eine bessere Leistung bei $\lambda < 7$ zu erwarten Hau [9]. Die Profiltiefen wachsen bei geringeren Auslegungsschnelllaufzahlen, wodurch auch die Reynolds-Zahl und die aerodynamische Leistung steigen. Dem entgegen steht die Verringerung der Rotationsgeschwindigkeit die die Reynolds-Zahl verringert. Insgesamt scheint eine Reduzierung der Auslegungsschnelllaufzahl jedoch einen positiven Einfluss auf die Leistungsfähigkeit der Blätter zu haben.

Da die Versuchsanlage die Eigenschaften großer Anlagen möglichst gut nachstellen soll, ist eine hohe Schnelllaufzahl als Nebenbedingung für den Rotor zu verstehen. Unter Berücksichtigung dieser Forderung erreichen die Blatttiefen noch keine zufriedenstellenden Werte.

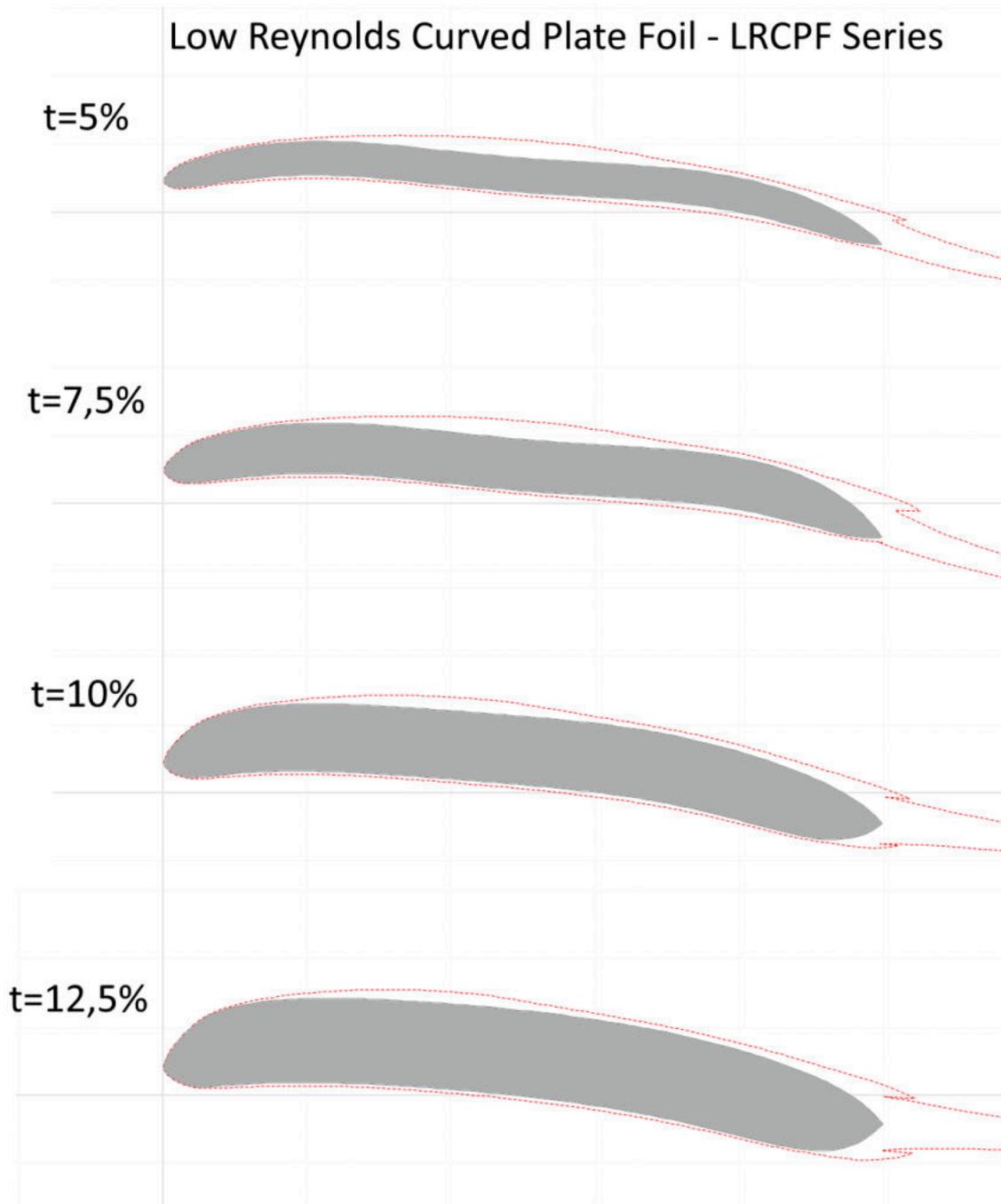


Abbildung 3.23: Grenzschichtdicke der LRCPF-Profilserie bei $Re = 40.000$ gemäß XFOIL-Simulationen, eigene Darstellung

Weiteres Optimierungspotenzial des Rotors Eine Möglichkeit zur Optimierung der Profiltiefen wird bei Betrachtung der Gleichung (2.7) und Abb. 3.21 erkenntlich. Der Auftriebsbeiwert c_A geht antiproportional in die Berechnung von c ein. Ein hoher Auftriebsbeiwert, der üblicherweise sogar gewünscht ist, verringert also die Profiltiefe. Die Profile der LRCPF Serie haben allerdings durchweg hohe Auftriebsbeiwerte im Bereich guter Gleitzahlen. Die Blätter werden also sehr schmal, was im besonderen Fall dieser Rotorblattauslegung die oben genannten Probleme hervorruft. Wünschenswert wäre daher ein geringer Auftriebsbeiwert.

In einer zweiten Optimierungsstudie sollen Profile entwickelt werden, die den Anforderungen besser entsprechen.

3.6 Profilentwicklung: Zweite Iteration (MOLRCPF Serie)

In der zweiten Optimierungsstudie sollen Profile gefunden werden, die ihre besten Eigenschaften bei möglichst geringen Auftriebsbeiwerten erreichen. So sollen in einer Auslegung nach Schmitz größere Profiltiefen erreicht werden, was aerodynamische Performance und Herstellbarkeit verbessern sollte. Da mit c_A eine weitere Zielfunktion hinzukommt, muss die Herangehensweise angepasst werden. Ein möglicher Weg dafür ist die Anpassung der Zielfunktion. Dabei könnte etwa der Quotient aus E_{eval} und c_A gebildet werden. Die Quotienten könnten zudem mit Korrekturtermen angepasst werden, um die bestmögliche Lösung zu finden. Dieses Vorgehen erfordert jedoch voraussichtlich mehrere Iterationen, da das Systemverhalten und somit die erwarteten Ergebnisse nicht hinreichend bekannt sind. Ein anderer Ansatz verschiebt die notwendige Arbeit eher vom Anwender auf die Berechnungshardware und erlaubt detailliertere Einblicke in das Systemverhalten: Die Multi Objective Optimierung.

Multi Objective Optimierung Anstatt eine einzige Designvariante mit dem besten E_{eval} -Wert zu finden, ist das Ergebnis von Multi Objective Optimierungen eine sogenannte Pareto-Front. Sie enthält die Menge an Lösungen, die einen optimalen Kompromiss aus zwei Zielfunktionen darstellt. (Bei mehreren Zielfunktionen können auch mehrdimensionale Pareto-Fronten entstehen.) Der Nutzer hat daher *nach* der Optimierungsstudie die Freiheit, die Prioritäten der unterschiedlichen Zielfunktionen abzuwägen. Auf diese Art können mehrere, konkurrierende Zielfunktionen effizient berücksichtigt werden. Im Falle dieser Arbeit können so unterschiedliche Kombinationen von E_{max} und $c_A(E_{max})$ in QBlade zu Blattentwürfen verarbeitet und bewertet werden.

3.6.1 MOGA - Algorithmus

Grundlagen und Konzept

Der Multi-Objective Genetic Algorithm (MOGA) ist eine Erweiterung der genetischen Algorithmen (GA), die speziell für die Lösung von Optimierungsproblemen mit mehreren Zielfunktionen entwickelt wurde. Das Konzept basiert auf den Prinzipien der natürlichen Evolution, wie Selektion, Kreuzung und Mutation, um über Generationen hinweg optimale oder nahezu optimale Lösungen für komplexe Probleme zu finden.

Grundprinzipien

Der MOGA-Algorithmus beginnt mit einer Population mittels LHS generierter Lösungskandidaten, die jeweils als Individuen betrachtet werden. Jedes Individuum repräsentiert eine mögliche Lösung des Optimierungsproblems und wird durch einen Satz von Parametern (Genotyp) charakterisiert. Die Leistung jedes Individuums wird durch seine Fitness bewertet, die auf den Werten der Zielfunktionen basiert.

Schritte des MOGA-Algorithmus

1. **Initialisierung:** Erzeugung einer Anfangspopulation von Lösungskandidaten.
2. **Bewertung:** Berechnung der Fitness jedes Individuums basierend auf den Zielfunktionen des Problems.
3. **Selektion:** Auswahl von Individuen für die Fortpflanzung basierend auf ihrer Fitness, wobei Individuen mit höherer Fitness eine größere Chance haben, ausgewählt zu werden.

4. **Kreuzung (Crossover):** Kombination der Genotypen zweier Elternindividuen, um Nachkommen zu erzeugen, die Merkmale beider Elternteile aufweisen.
5. **Mutation:** Zufällige Änderung der Genotypen von Nachkommen, um genetische Vielfalt in der Population zu fördern und lokale Optima zu vermeiden.
6. **Elitenselektion:** Sicherstellung, dass die besten Individuen einer Generation in die nächste Generation übernommen werden, um kontinuierliche Verbesserungen zu gewährleisten.
7. **Terminierung:** Der Algorithmus wiederholt die Schritte 2 bis 6 über mehrere Generationen. Das Verfahren endet, wenn ein Abbruchkriterium erfüllt ist, beispielsweise eine maximale Anzahl von Generationen oder eine ausreichend gute Lösung.

3.6.2 Durchführung der MOGA Optimierung

Da DAKOTA die Verwendung eines MOGA -Algorithmus unterstützt, lassen sich die Input-Skripte entsprechend anpassen. Die Laufzeit einer Optimierung vergrößert sich im Vergleich zu Single Objective Algorithmen deutlich. Da trotzdem für mehrere Profildicken Profile gefunden werden sollen und die Projektlaufzeit sehr begrenzt war, wurden die Optimierungen nach einer Limitierung von 1000 Individuen gestoppt, was typischerweise ca. 9 Generationen entsprach.

3.6.3 Bewertung der Konvergenz des MOGA - Algorithmus

Um zu beurteilen, wie gut der Algorithmus konvergiert ist, kann ein Scatterplot der Ergebnisse betrachtet werden. (Siehe Abb. 3.24) Die Pareto-Front sieht noch leicht zerklüftet aus, was auf unvollständige Konvergenz hinweist. Es ist also zu erwarten, dass es noch bessere Lösungen gibt, die mit größeren zeitlichen Ressourcen gefunden werden könnten.

Es kann trotzdem davon ausgegangen werden, dass die Lösungen hinreichend konvergiert sind, um nützliche Lösungen zu liefern.

3.6.4 Analyse des simulierten Systems

Die Pareto-Front weist auf eine lineare Abhängigkeit der beiden Zielfunktionswerte bei pareto-optimalen Designs hin. Um diese Abhängigkeit zu beschreiben, wurde eine Regressionsgerade durch den relevanten Teil der Pareto-Front definiert. Die Abhängigkeit kann wie folgt geschrieben werden:

$$c_{L,opt} = 0.04 \cdot E_{eval} + 0.08 \quad (3.1)$$

Bei nachfolgenden Arbeiten könnte diese Abhängigkeit als Surrogatmodell für die Vor-dimensionierung von Rotoren mit gekrümmten Platten dienen.

In Abb. 3.25 wurden die geometrischen Parameter der pareto-optimalen Lösungen über der primären Zielfunktionen E_{eval} aufgetragen. (Aufgrund des linearen Zusammenhangs mit $c_{L,opt}$ kann auf eine analoge Abhängigkeit zu dieser Zielfunktion geschlossen werden.) Dabei fällt auf, dass vor allem die Parameter A , C , D und F klare Trends zeigen. Diese Parameter entsprechen den Krümmungen an Vorder- und Hinterkante, sowie die Mitte. Die Übergangsbereiche (B und E) erscheinen weniger stark konvergiert, was auf einen geringeren Einfluss auf die Lösung hinweist. Bei E fällt jedoch auf, dass mehrere Werte am oberen Limit liegen. Möglicherweise wurden durch die Beschränkungen noch bessere Designs ausgeschlossen.

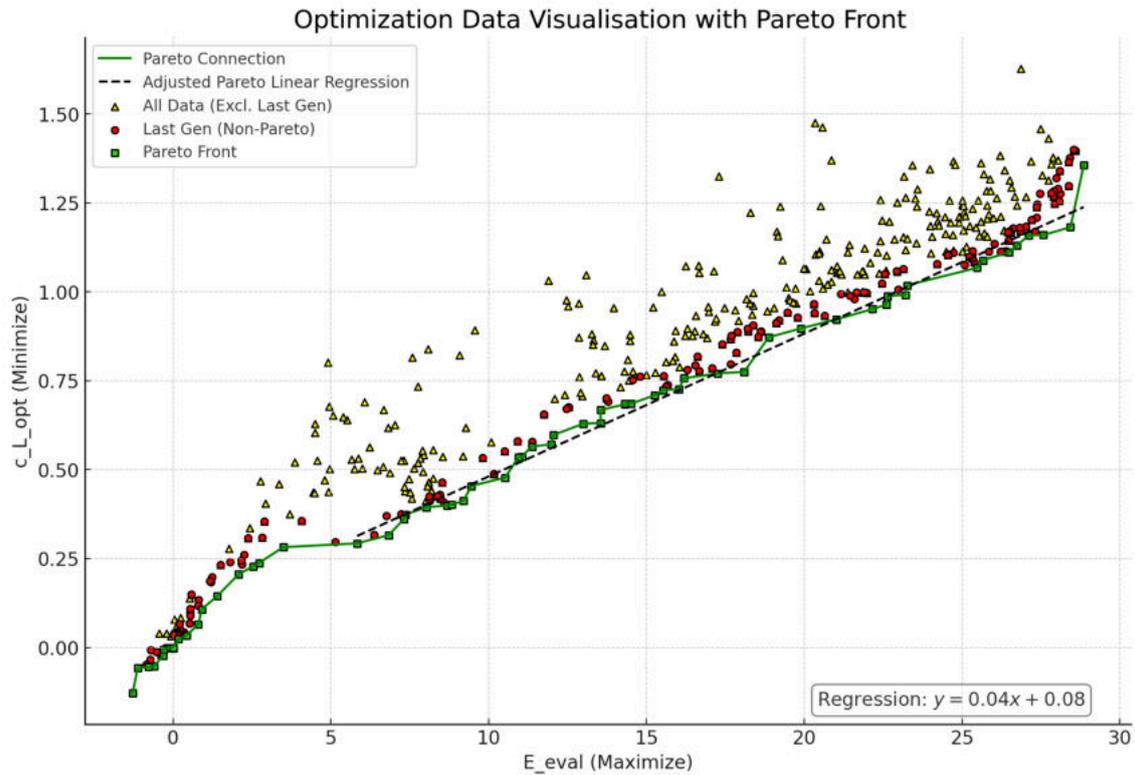


Abbildung 3.24: Pareto-Front für die Optimierung mit 7,5% Profildicke, eigene Darstellung

Weiterhin fällt auf, dass die Krümmung in der Mitte (C, D) im Bereich von $E_{eval} \approx 20$ gegen 0 geht. Für die geometrischen Parameter wurde erwartet, dass Werte unter 0 keine sinnvollen Individuen hervorbringen würden. Deshalb wurden auch Werte unter 0 vom Parameterraum ausgeschlossen. Diese Annahme erscheint für bestimmte Bedingungen fehlerhaft zu sein. Konkret kann geschlossen werden, dass eine angepasste Studie in diesem Bereich wahrscheinlich zu besseren Lösungen führen könnte. Noch niedrigere Werte für C und D würden die negative Krümmung im Bereich von $c = 0,5$ verstärken, was eine dickere laminare Ablöseblase fördert. Die Vermutung bzgl. dickerer laminarer Ablöseblasen aus Abschnitt 3.5.4 wird durch diese Erkenntnis gestützt.

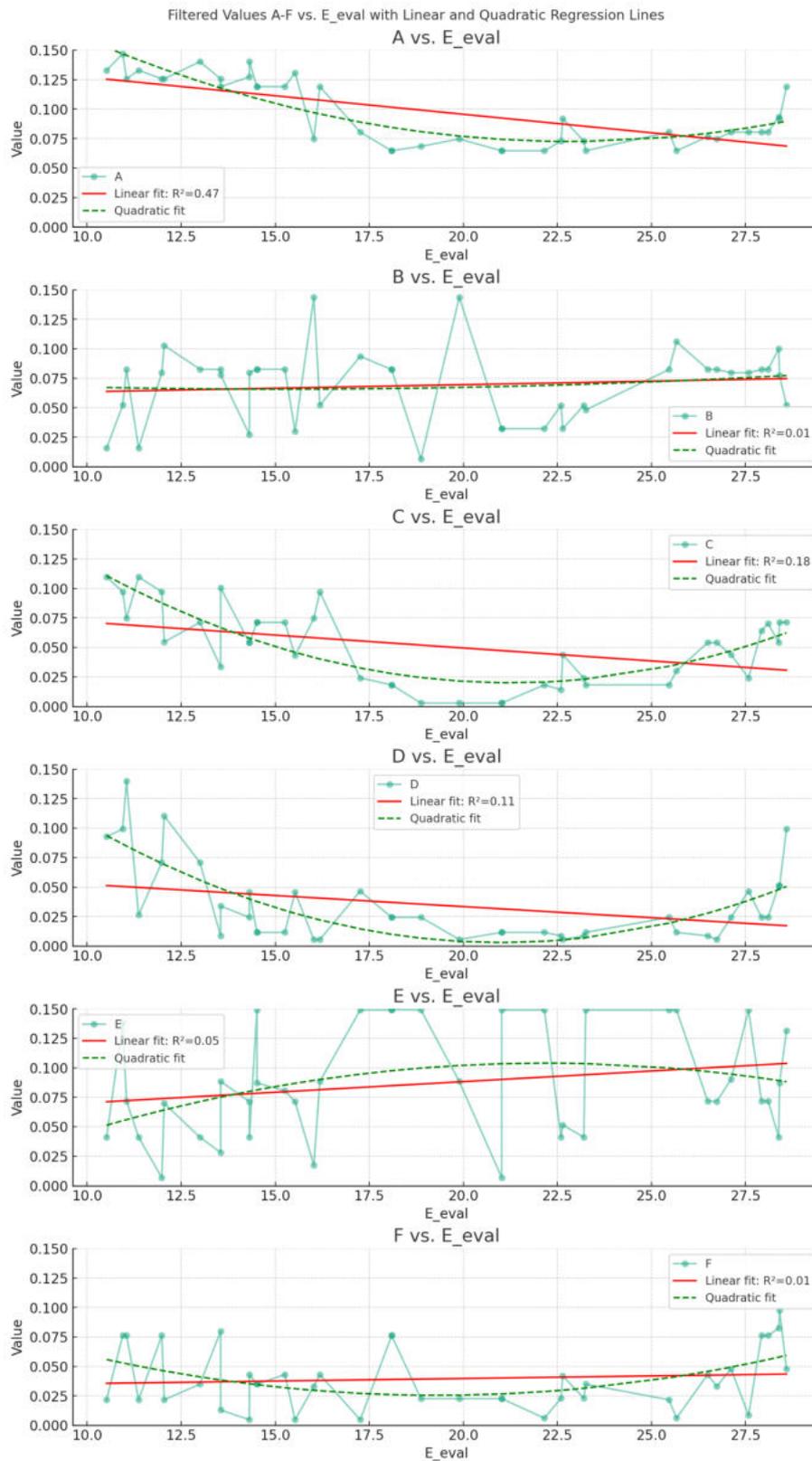


Abbildung 3.25: Geometrieparameter in Abhängigkeit von E_{eval} . Daten aus Optimierung mit 7,5% Profildicke, eigene Darstellung

3.6.5 Zweiter Rotorentwurf in QBlade (mit MOLRCPF Serie)

Um ein Individuum der Pareto-Front für eine weitere Untersuchung auszuwählen, wurden die optimalen Auftriebsbeiwerte der Profile NREL_S834 und SD7003 als Orientierung genommen. Zuerst wurde aus den Lösungen für $t = 7,5\%$ das *Individuum 989* mit $c_{L,opt} = 0,897$ und $E_{eval} = 19,89$ (über $Re = 30.000 - 50.000$ gemittelt) gewählt. Während die nach Schmitz ausgelegten Profiltiefen zufriedenstellend waren, litt die aerodynamische Leistung deutlich unter der niedrigen Gleitzahl. In einem zweiten Durchgang wurde *Individuum 363* mit einer höheren Gleitzahl ($E_{eval} = 25,47$ und $c_{L,opt} = 1,07$) gewählt. Ein Blatt, das mit einer Schnelllaufzahl von $\lambda_A = 5$ ausgelegt wurde, erreichte hinreichend gute Leistungsbeiwerte in den BEM Simulationen. Auch die Herstellbarkeit wurde bei einer Profiltiefe an der Blattspitze von $c_T = 15mm$ als realistisch eingestuft. Die beim Auslegungspunkt einer Windgeschwindigkeit von $v_W = 7m/s$ erreichte Reynolds-Zahl (entlang der gesamten Spannweite) liegt mit ca. $Re = 30.000$ am unteren Ende des Optimierungsbereiches.

An dieser Stelle sei postuliert, dass der optimale Kompromiss zwischen $c_{L,opt}$ und E_{eval} von den Gradienten $\frac{dE_{eval}}{dRe}$ und $\frac{dE_{eval}}{dc_{L,opt}}$ abhängt. Dieser Zusammenhang könnte in einer weiteren Optimierung des Rotors berücksichtigt werden. Der Entwurf soll als Nächstes hinsichtlich seiner Festigkeit überprüft werden.

3.6.6 Festigkeitsberechnung

QBlade selbst bietet integrierte Funktionen zu Festigkeitsberechnung. Dabei wird der vorher definierte Blattentwurf mit den Kräften aus der BEM Simulation belastet und die resultierenden Spannungen bestimmt. Da das von QBlade angewendete Verfahren nicht hinreichend dokumentiert ist, wurde darüber hinaus eine eigene Festigkeitsberechnung mittels Tabellenkalkulation durchgeführt. Dabei wurden gemäß der in [2] ermittelten Kräfte nur die dominanten Krafteinflüsse von Biegespannungen durch Schubkräfte sowie Zentrifugalkräfte betrachtet. Insbesondere die Zentrifugalkräfte sind hier von besonderem Interesse, da nicht sicher bestimmt werden konnte, ob QBlade diese berücksichtigt. Da kleine Rotoren mit erheblich höheren Drehzahlen als ihre großen Verwandten arbeiten, könnte eine Vernachlässigung gefährliche Folgen haben.

Für die Tabellenkalkulation wurden die größten elementweisen Schubkräfte aus den BEM Simulationen genutzt. Ihre Wirkung, sowie die Massenkräfte durch die Rotation wurden stufenweise integriert und auf ein einfaches strukturelles Ersatzmodell aufgebracht. Das strukturelle Modell basiert auf der konservativen Annahme, dass alle Blattprofile einem einfachen, unverdrehten Rechteckquerschnitt mit entsprechenden Maßen für Profiltiefe und -dicke entsprechen. (Der kreisrunde Blattaufnahmequerschnitt an der Wurzel wurde als solcher berücksichtigt.) Die erwartungsgemäß höheren Flächenträgheitsmomente durch Profilwölbung und Verwindung wurden hier vernachlässigt.

Berechnung der Biegespannungen Für die Ermittlung der Biegespannungen in den Rotorblättern wurde auf die klassische Balkentheorie zurückgegriffen. Gemäß dieser Theorie ergibt sich die Biegespannung σ in einem Querschnitt durch die Beziehung

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot z,$$

wobei M das Biegemoment, I das Flächenträgheitsmoment des Querschnitts und z den Abstand von der neutralen Achse zum Punkt, an dem die Spannung ermittelt wird, darstellt. Das Flächenträgheitsmoment I für einen Rechteckquerschnitt, welcher die vereinfachte Annahme für die Struktur der Rotorblätter bildet, berechnet sich mit der Formel

$$I = \frac{bh^3}{12},$$

wobei b die Breite und h die Höhe des Querschnitts bezeichnen. Für die Berechnung des Flächenträgheitsmoments I eines runden Querschnitts, wie es für die Blattwurzel eines Rotorblattes relevant ist, verwendet man die Formel:

$$I = \frac{\pi d^4}{64}$$

Hierbei ist d der Durchmesser des runden Querschnitts. Diese Ergänzung ermöglicht die Analyse der Biegespannungen sowohl für die Hauptabschnitte des Rotorblattes mit rechteckigem Querschnitt als auch für die Blattwurzel mit rundem Querschnitt.

Normalspannungen durch Zentrifugalkräfte Die Berechnung der aus Zentrifugalkräften resultierenden Spannungen basiert auf der Annahme, dass jedes Element des Rotorblattes als Massenpunkt betrachtet wird, der sich mit einer gleichförmigen Rotationsbewegung um die Rotationsachse bewegt. Die Zentrifugalkraft F_z auf einen Massenpunkt wird berechnet mit

$$F_z = m \cdot r \cdot \omega^2,$$

wobei m die Masse des Punktes, r den Abstand des Massenpunktes von der Rotationsachse und ω die Winkelgeschwindigkeit darstellen. Diese Kraft wirkt radial nach außen und verursacht eine Normalspannung im Rotorblatt. Die daraus resultierende Normalspannung σ lässt sich durch folgende Beziehung bestimmen:

$$\sigma = \frac{F_z}{A}$$

Dabei ist A die Querschnittsfläche des Rotorblattes. Weitere Informationen zu den hier angewendeten Verfahren sind in Gross u. a. [26] zu finden.

Diese Gleichungen bilden die Grundlage zur Berechnung der Schnittkräfte an zehn gleichmäßig verteilten Stützpunkten entlang der Blattspannweite. Die einzelnen Lasten auf jedes Blattelement wurden dafür entsprechend integriert. Mit dem genannten Verfahren konnten innerhalb kurzer Zeit die auftretenden maximalen Spannungen näherungsweise bestimmt werden. Die auftretenden Spannungen wurden mit den Werkstoffkennwerten des für die Prototypen verwendeten SLA-Druckharzes verglichen [27]. Während die Berechnungen in QBlade deutlich höhere Reserven voraussagen, ergibt sich mit der Tabellenkalkulation eine Sicherheit von $S = 3,9$. Abb. 3.26 zeigt die Spannungsverläufe entlang der Spannweite.

Eigenfrequenzen

Nach Angabe des E-Moduls des Rotorblattmaterials liefert QBlade im Rahmen einer Modalanalyse die Werte der Eigenfrequenzen des Blattes. Die niedrigste ermittelte Eigenfrequenz des MB_1 Blattes aus SLA Kunststoff liegt im Bereich von $\omega_1 \approx 400\text{Hz}$. Die erwarteten Anregungsfrequenzen durch laminares Ablösungsflattern liegen im Bereich von $\omega \leq 25\text{Hz}$ [25]. Daher ist vorerst nicht mit relevanten Effekten zu rechnen. Aus Sicherheitsgründen soll aber insbesondere in der Auslegung der Blatt-Nabenverbindung auf ein konservatives Design geachtet werden.

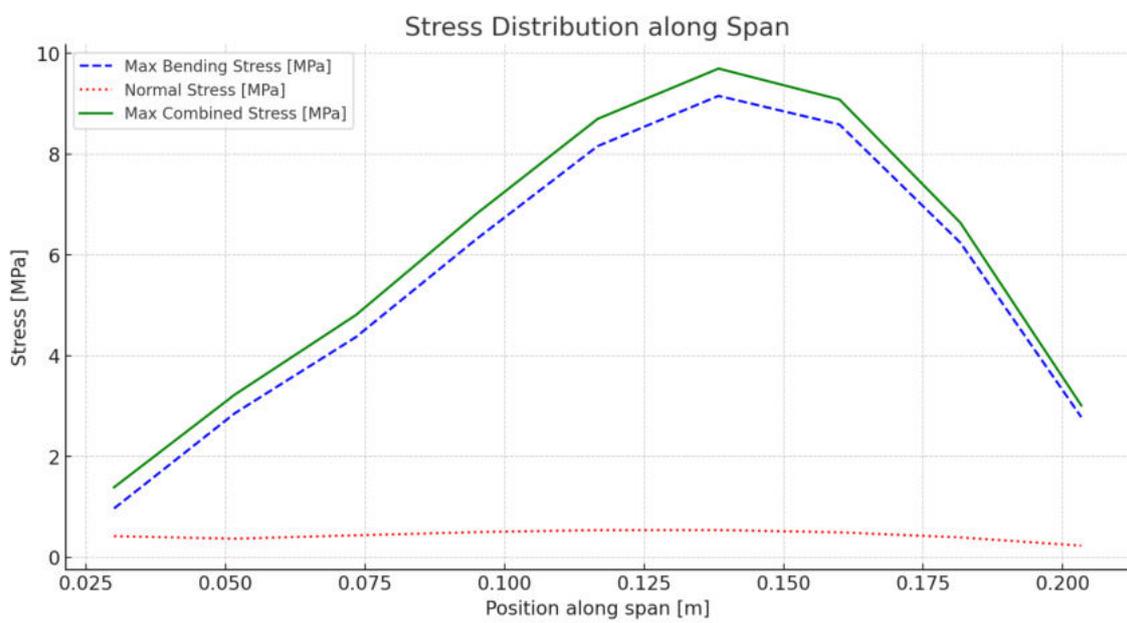


Abbildung 3.26: Maximale Spannungen des MB_1 Blattes, eigene Darstellung

3.7 Finales Blattdesign - MB_1

Nachdem die Festigkeit als ausreichend eingestuft wurde, soll nun der finale Blattentwurf abschließend dargestellt werden.

Verwendetes Profil Abb. 3.27 zeigt das verwendete *MOLRCPF_7.5*-Profil. Es fällt auf, dass die Profilwölbung im Vergleich mit dem zuvor optimierten Profil mit gleicher Profildicke weiter nach vorne gewandert ist.

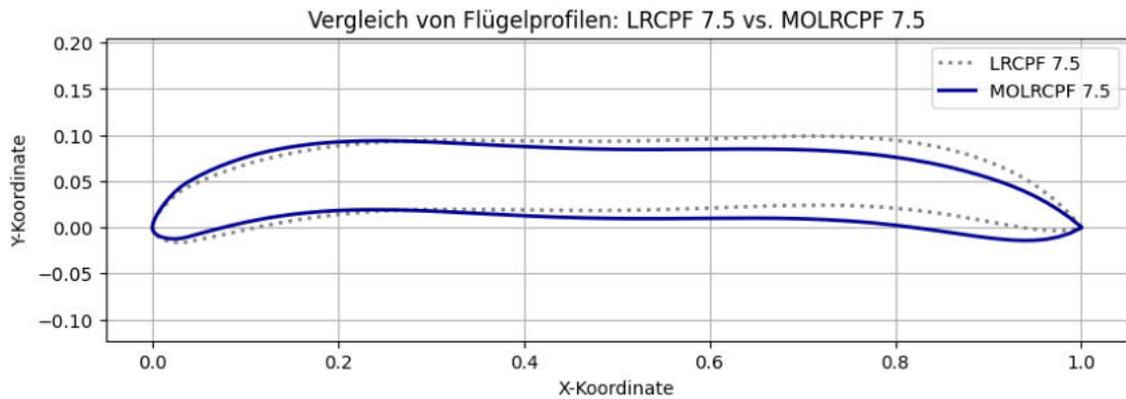


Abbildung 3.27: Vergleich von ausgewähltem *MOLRCPF_7.5* Profil mit *LRCPF_7.5* aus erster Optimierung, eigene Darstellung

Die aerodynamische Leistung des Profils zeigt Abb. 3.28. Die Bereiche bester Gleitzahlen E_{max} liegen nah beieinander. Die entsprechenden Anstellwinkel $\alpha(E_{max})$ liegen zwischen 3° und 4° . Ab einer Reynolds-Zahl von $Re = 30.000$ scheint die Gleitzahl dabei außerdem recht stabil zu sein. Dies ist ein wichtiges Qualitätsmerkmal und unterscheidet das hier entwickelte Profil von den Vergleichsprofilen aus der Literatur. Näheres dazu in Anhang D.

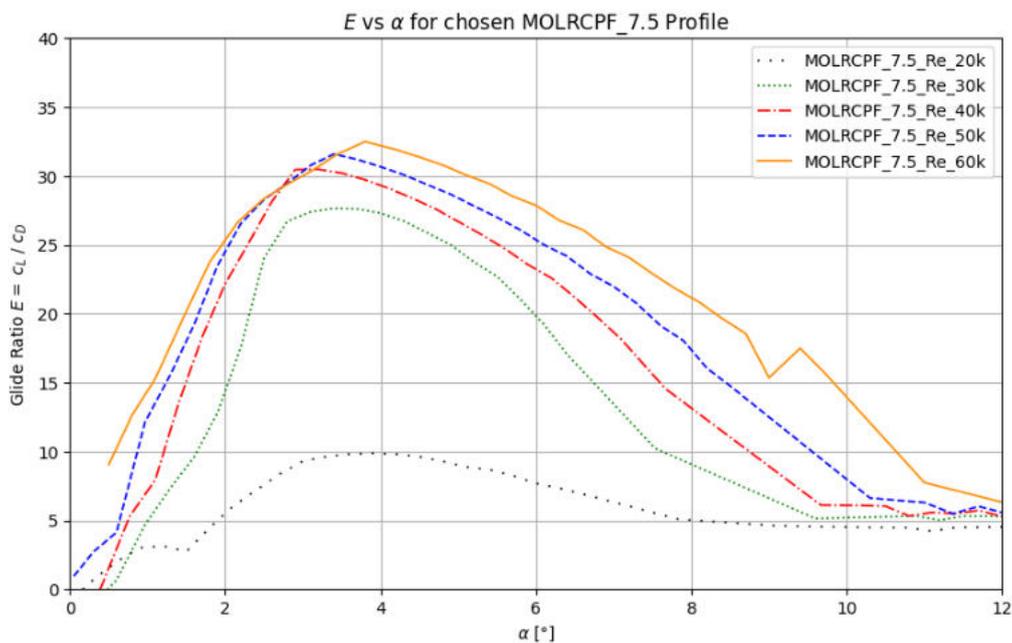


Abbildung 3.28: Gleitzahlen des *MOLRCPF_7.5*-Profils bei verschiedenen Reynolds-Zahlen. Eigene Darstellung

Verwendetes Blattdesign nach Schmitz Das aus dem Profil für eine Auslegungsschnelllaufzahl von $\lambda_A = 5$ generierte Blattdesign ist in Abb. 3.29 dargestellt. Die dazugehörigen Verläufe von Blattverwindung ϑ und Profiltiefe c zeigt Abb. 3.30. An dieser Stelle sei darauf hingewiesen, dass die Profiltiefe im Wurzelbereich für den Prototypen reduziert wird. Im Bereich von $r \approx 60\text{mm}$ bis an die Rotornabe wird das Blatt vom aerodynamischen Profil zu einem kreisrunden Querschnitt übergehen.

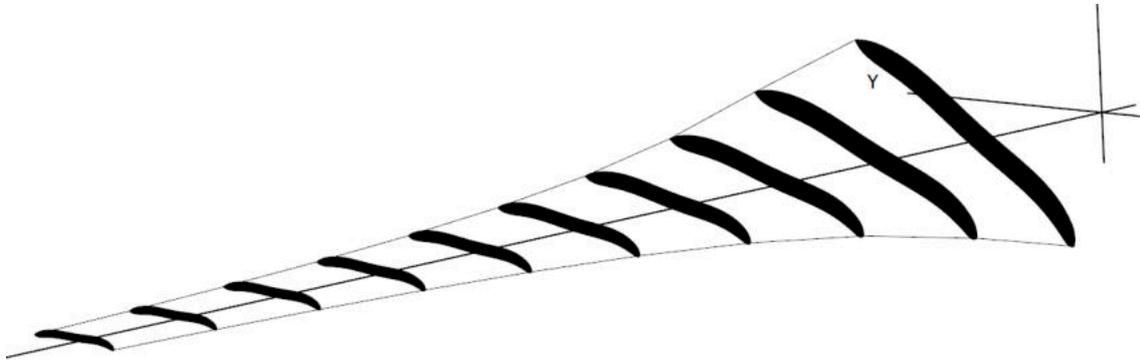


Abbildung 3.29: Rotorblattentwurf in QBlade; Wurzelbereich noch nicht für Verbindung zur Nabe angepasst. Eigene Darstellung

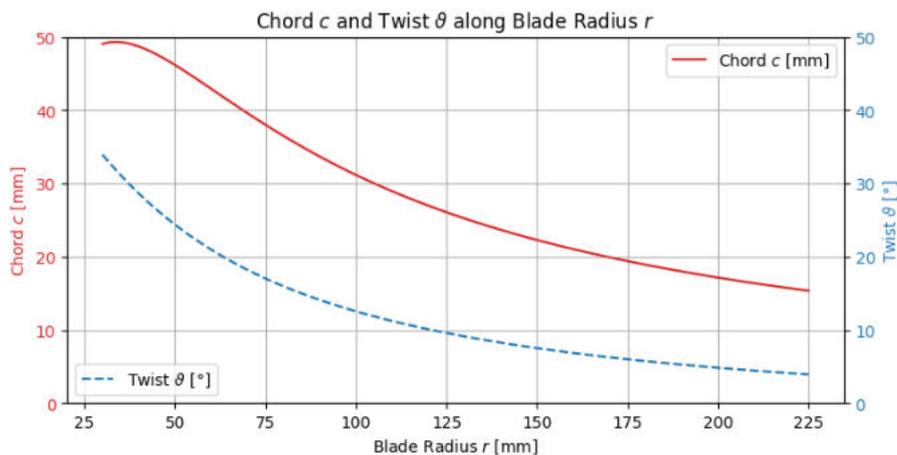


Abbildung 3.30: Profiltiefen (rot) und Blattverwindung (blau) ϑ entlang des Blattradius. Eigene Darstellung

Abb. 3.31 zeigt die Leistungsbeiwerte gemäß der im QBlade durchgeführten BEM-Simulationen. Um möglichst aussagekräftige Daten zu bekommen, wurden die Simulationen mehrfach durchgeführt, bis für jede Windgeschwindigkeit die passenden Polardiagramme hinterlegt waren. Da die Reynolds-Zahl nach wie vor einen signifikanten Einfluss auf die aerodynamische Leistung hat, können nur so verwertbare Daten erwartet werden. Eine Schwierigkeit liegt darin, dass die Reynolds-Zahl stark von der Schnelllaufzahl abhängt. Daher wurden die Re -spezifischen Polardiagramme entsprechend der Auslegungsschnelllaufzahl von $\lambda_A = 5$ gewählt. Die Leistungsbeiwerte für abweichende Betriebspunkte sind entsprechend mit Vorsicht zu betrachten. Die verwendeten Polardiagramme sind in der Legende vermerkt.

Der hier vorgestellte Blattentwurf erreicht laut Simulationen die mit $c_P \geq 0,3$ geforderte Leistung über einer Windgeschwindigkeit von 6 m/s. Dabei sei erwähnt, dass es sich hierbei um einen konservativen Entwurf handelt, der in großen Teilen über sehr große Festigkeitsreserven verfügt und besonders auf die einfache Fertigung hin ausgerichtet ist. Mit dünneren Profilen und ggf. etwas verringerten Profiltiefen dürften noch leistungsfähigere Rotoren möglich sein. In dieser Hinsicht werden die in Kapitel 4 Fertigung behandelten Fertigungsverfahren interessant.

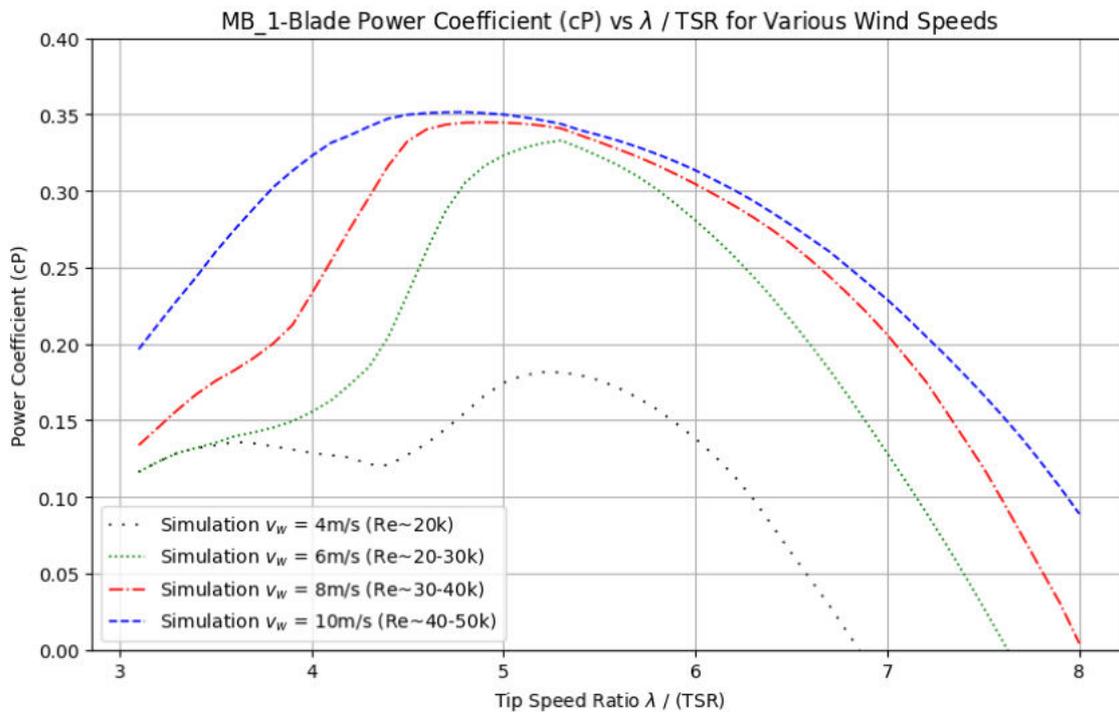


Abbildung 3.31: Leistungsbeiwerte des MB_1 Blattes bei unterschiedlichen Windgeschwindigkeiten, eigene Darstellung

Kapitel 4

Fertigung

4.1 Fertigungsverfahren für (Klein-)serie

Eine grundlegende Motivation für die Entwicklung von Profilen aus gekrümmten Platten war die Ermöglichung einfacherer Fertigungsverfahren für die (Klein-)serie. Die hier umrissenen Fertigungsverfahren könnten auch über den Multirotor-Versuchsstand des CC4E hinaus genutzt werden. Die Kombination von hoher Leistungsfähigkeit und einfacher Herstellung könnte für unterschiedliche Bereiche interessant sein. Kleinwindkraftanlagen, Drohnenpropeller, Flügel für kleine UAVs oder Ventilatoren und Lüfter etwa in Klimaanlage oder Wärmepumpen könnten von den neu entwickelten Profilen profitieren. Einige mögliche Fertigungsverfahren sollen in den folgenden Abschnitten vorgestellt werden.

4.1.1 Vakuum-Tiefziehen

Eine günstige Fertigungsmöglichkeit könnte das Vakuum-Tiefziehen bieten. Dabei wird eine thermoplastische Platte erwärmt und mittels Vakuum auf eine Positivform gezogen [28]. Sobald der Thermoplast erstarrt ist, kann die so verformte Platte besäumt werden. Dabei wäre im Falle der Rotorblätter auf eine sorgfältige Nacharbeit der Blattvorder- und Hinterkanten zu achten. In einem weiteren Arbeitsschritt wäre ein geeignetes Verbindungselement zur Rotornabe an der Blattwurzel anzukleben. Dafür wären geeignete Positionierungshilfen zu entwerfen. Eine gewisse Unsicherheit besteht bzgl. der unterschiedlichen relativen Profildicken entlang der Blattspannweite. Da die Plattendicke in erster Linie als konstant angenommen werden kann, die Profiltiefe sich jedoch ändert, resultieren unterschiedliche relative Profildicken. In Abschnitt 3.4.4 wurde jedoch gezeigt, dass ein gutmütiges Verhalten bzgl. veränderlicher Profildicken zu erwarten ist.

4.1.2 Laminieren über Positivform

Analog zum Vakuumtiefziehen ließe sich das Blatt auch über einer Positivform laminieren. Aufgrund der hohen Festigkeiten der zur Verfügung stehenden Werkstoffe könnten hierdurch besonders dünne und damit erwartungsgemäß leistungsfähigere Rotorblätter hergestellt werden. Da der Laminataufbau entlang der Spannweite variiert werden kann, ergeben sich außerdem weitere Freiheiten in der genauen Gestaltung. Im Gegensatz zur herkömmlichen Herstellung mit zwei Formhälften entfällt hier ein großer Teil der Komplexität. Aufgrund der sehr kleinen Bauteilabmessung könnte eine große Anzahl von Profilrohlingen auf einer einzigen Form mit mehreren Blattformen nebeneinander hergestellt werden. Um eine möglichst makellose Unterdruck-Seite des Blattes zu erhalten, sollte diese Seite auf der Form aufliegen. Um die offene Seite auf Antrieb möglichst glatt zu bekommen, könnte sich das Vakuumpress- oder Vakuuminfusionsverfahren ohne Einsatz

von Abreißgewebe und Fließhilfen anbieten. Aufgrund der kurzen Fließwege kann angenommen werden, dass ein niedrigviskoses Epoxidharz auch ohne weitere Maßnahmen das gesamte Blatt tränken kann. Die Oberseite wäre durch die darauf liegende Vakuumfolie entsprechend glatt. Geometriefehler durch ungleichmäßige Harzgehalte im Laminat könnten durch dieses Verfahren ebenfalls ausgeschlossen werden. Wird eine Form für die gleichzeitige Fertigung mehrerer Blätter genutzt, relativiert sich der Mehraufwand des Vakuumverfahrens deutlich.

Die weiteren Schritte des Besäumens sowie die Anbringung einer Verbindung zur Rotorblattnabe entsprechen dem Vorgehen für das Vakuum-Tiefziehen. Um eine nachträgliche Warmhärtung der Faserverbundteile zu umgehen, sollte ein entsprechendes Harz gewählt werden. GFK/CFK-Lamine erreichen auch mit kalthärtenden Harzen leicht die benötigten Festigkeiten. Das hier empfohlene Vorgehen basiert auf den Erfahrungen des Autors in der Verarbeitung von Faserverbundwerkstoffen.

4.1.3 Umformen

Für die Anwendung in größeren Serien könnten Flügel oder Rotorblätter aus Metallblechen umgeformt werden. Die Herstellungstechniken sind zudem gut bekannt und bei Bedarf auf industrielle Maßstäbe skalierbar. Höhere Festigkeiten von Metallwerkstoffen erlauben die Nutzung dünnerer Profile, wodurch die aerodynamische Effizienz weiter gesteigert werden könnte. Darüber hinaus könnte die Bearbeitung der Vorder- und Hinterkanten an Relevanz verlieren, da die entsprechenden Geometriefeatures mit sinkender Profildicke ebenfalls schrumpfen. Je dünner das Blech ist, desto näher ist es daher ohnehin an der Reinform einer gebogenen Platte. Welchen Einfluss die Kantenbearbeitung tatsächlich hat, sollte allerdings noch weiter untersucht werden.

4.2 Fertigungsverfahren Prototyp

Um die Leistung des Rotorblattes innerhalb der gegebenen Zeit zu validieren, werden Verfahren aus dem Bereich des Rapid Prototyping verwendet. Mittels zweier 3D- Druckverfahren unterschiedlicher Qualität wurden Prototypen für die Windkanalversuche hergestellt:

4.2.1 3D-Druck im FDM Verfahren

Das Fused Deposition Modeling ist wohl bekannteste Drucktechnik. Das Verfahren ist vor allem günstig, zeichnet sich jedoch durch unebene Oberflächen aus. Daher werden die FDM-gedruckten Blätter im Rahmen dieser Arbeit genutzt, um den Einfluss der Oberfläche besser zu verstehen. Die Unebenheiten und Geometriefehler eines FDM gedruckten Blattes zeigt exemplarisch Abb. 4.1. Das Blatt wurde in PLA-Kunststoff auf einem Prusa i3 MK3 gefertigt. Um die tatsächliche Leistungsfähigkeit des Entwurfes zu bestimmen, wird ein hochwertigeres Verfahren genutzt. Die FDM-gedruckten Blätter sollen im Rahmen dieser Arbeit lediglich Aufschluss über die erwartbaren Leistungseinbußen bei günstigerer Fertigung geben.

4.2.2 3D-Druck im SLA Verfahren

Da im Rahmen dieser Arbeit die Validierung des grundsätzlichen Blattdesigns durchgeführt werden soll, wurden die dafür benötigten Blätter im hochwertigen SLA Verfahren gedruckt. Zusätzlich wurden die Blätter in mehreren Durchgängen mit Filler besprüht und glatt geschliffen. So soll sichergestellt werden, dass geometrische Fehler und raue Oberflächen möglichst wenig Einfluss auf die Messergebnisse haben. Abb. 4.2 zeigt eins der

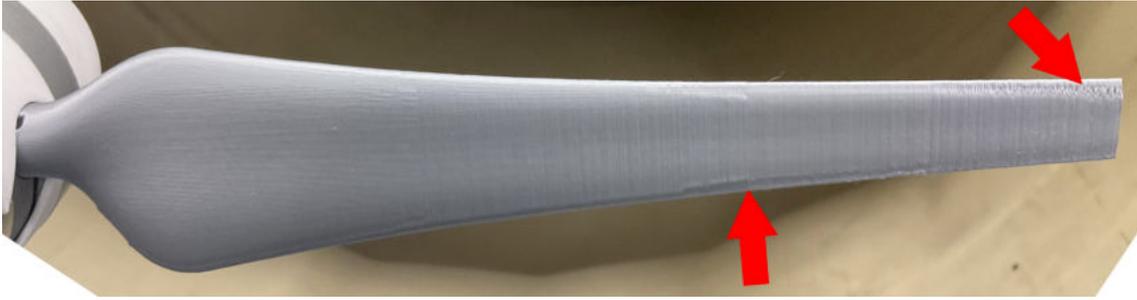


Abbildung 4.1: Geometriefehler bei Fertigung mit FDM Verfahren. Eigene Darstellung

fertig vorbereiteten Rotorblätter.

Die hier gezeigten Bilder greifen der CAD-Modellierung der zu druckenden Geometrie voraus. Sie dienen hier nur als Veranschaulichung der erreichbaren Qualitäten. Im Projektverlauf ist es notwendig, zuerst das Verfahren auszuwählen, um die Detailgestaltung der Blätter fertigungsgerecht durchführen zu können.

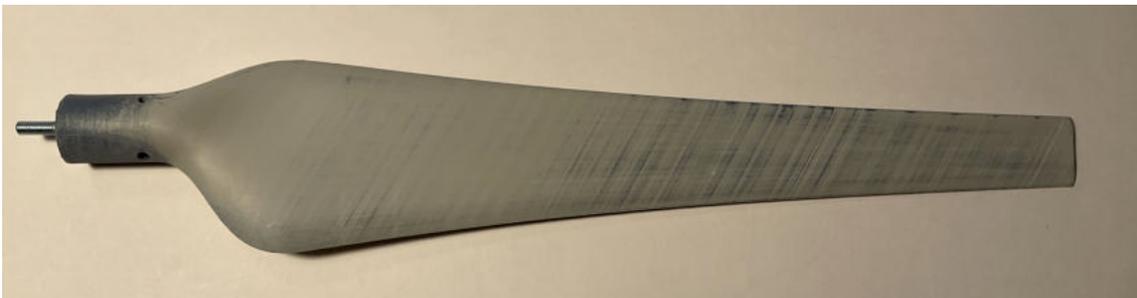


Abbildung 4.2: SLA-gedrucktes und bearbeitetes Rotorblatt. Eigene Darstellung

4.3 CAD-Modellierung Prototyp

4.3.1 Blattdesign

Die Geometrie des aerodynamisch wirksamen äußeren Rotorblattes wurde mithilfe einer CPACS-Definition erstellt [29]. QBlade kann Geometrien nur als STL Dateien exportieren. Für die weitere Arbeit sind netzbasierte CAD-Dateien jedoch hinderlich. Daher muss das Blatt in der Regel auf Basis der Profile sowie Profiltiefen- und Verwindung neu aufgebaut werden. Herkömmliche CAD Systeme wie das verwendete Programm Inventor Professional 2024 bieten dafür alle notwendigen Funktionen. Da alle Profilschnitte einzeln in der grafischen Benutzeroberfläche definiert werden müssten, wäre dieser Weg jedoch zeitaufwändig. Diese vielen sich wiederholenden Arbeitsschritte lassen sich mit CPACS und TiGL umgehen. Die CPACS-Definition enthält die geometrische Definition aller Profilschnitte in einer XML-Datei. TiGL kann diese Definition lesen und z.B. eine STEP Datei exportieren. Mit dieser STEP Datei kann in Inventor weiter gearbeitet werden, um den Nabenanschluss hinzuzufügen. Das fertige Geometrie zeigt Abb. 4.3.

4.3.2 Blattaufnahme

Die bestehende Testvorrichtung verfügt über einen spiel-behafteten Pitch-mechanismus, der als mögliche Quelle von Messfehlern angesehen wird. Um verlässliche Messwerte zu

generieren, wurde daher ein neuer, fester Klemmechanismus entworfen. Die Rotorblätter werden durch eingeklebte Gewindestangen und Muttern radial ausgerichtet, um ggf. vorhandene Unwuchten auszugleichen. Die Einstellung des Pitchwinkels erfolgt über einen 2mm dicken Stab, der in ein dafür vorgesehenes Loch in der Blattwurzel gesteckt wird. Sobald das Blatt richtig ausgerichtet ist, wird es an seinem runden Wurzelquerschnitt geklemmt und der Stab wird entfernt. Die Gewindestange bzw. die darauf befindliche Mutter dienen nun nur noch als zusätzliche Sicherung.

Abb. 4.4 bis Abb. 4.6 zeigen den fertig modellierten Rotor inklusive Klemmechanismus und passend dazu konstruierter Nabenkappe. In Anhang E befinden sich zusätzlich die entsprechenden Zusammenbauzeichnungen.

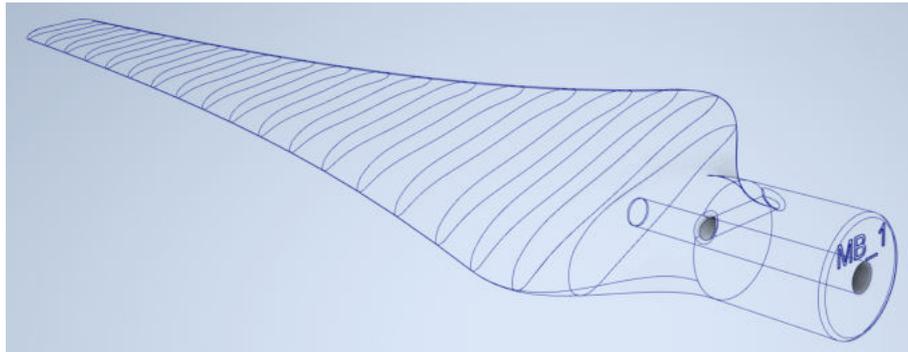


Abbildung 4.3: Profilschnitte des ausgearbeiteten Blattes, einschließlich Aufnahme Loch für Gewindestange und Pitcheinstellungs-Stab. Eigene Darstellung

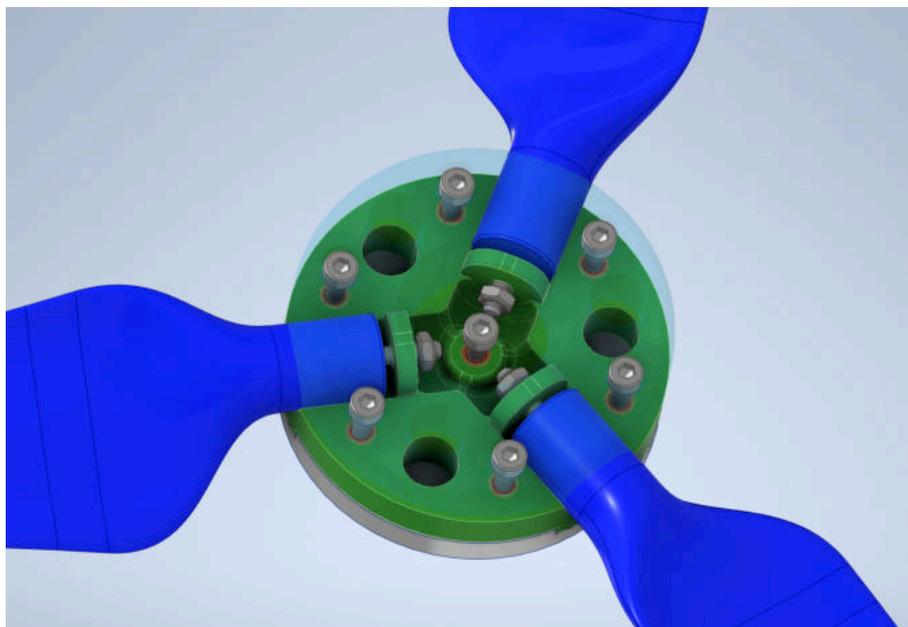


Abbildung 4.4: Blattklemmung sowie Blattextensions-justierung bzw. Sicherung mittels Gewindestangen und Muttern. Leere Aussparungen dienen der Gewichtsreduktion. Die mittige Schraube dient der Befestigung der Nabenkappe (siehe Abb. 4.6). Das obere Klemmteil ist transparent dargestellt. Eigene Darstellung

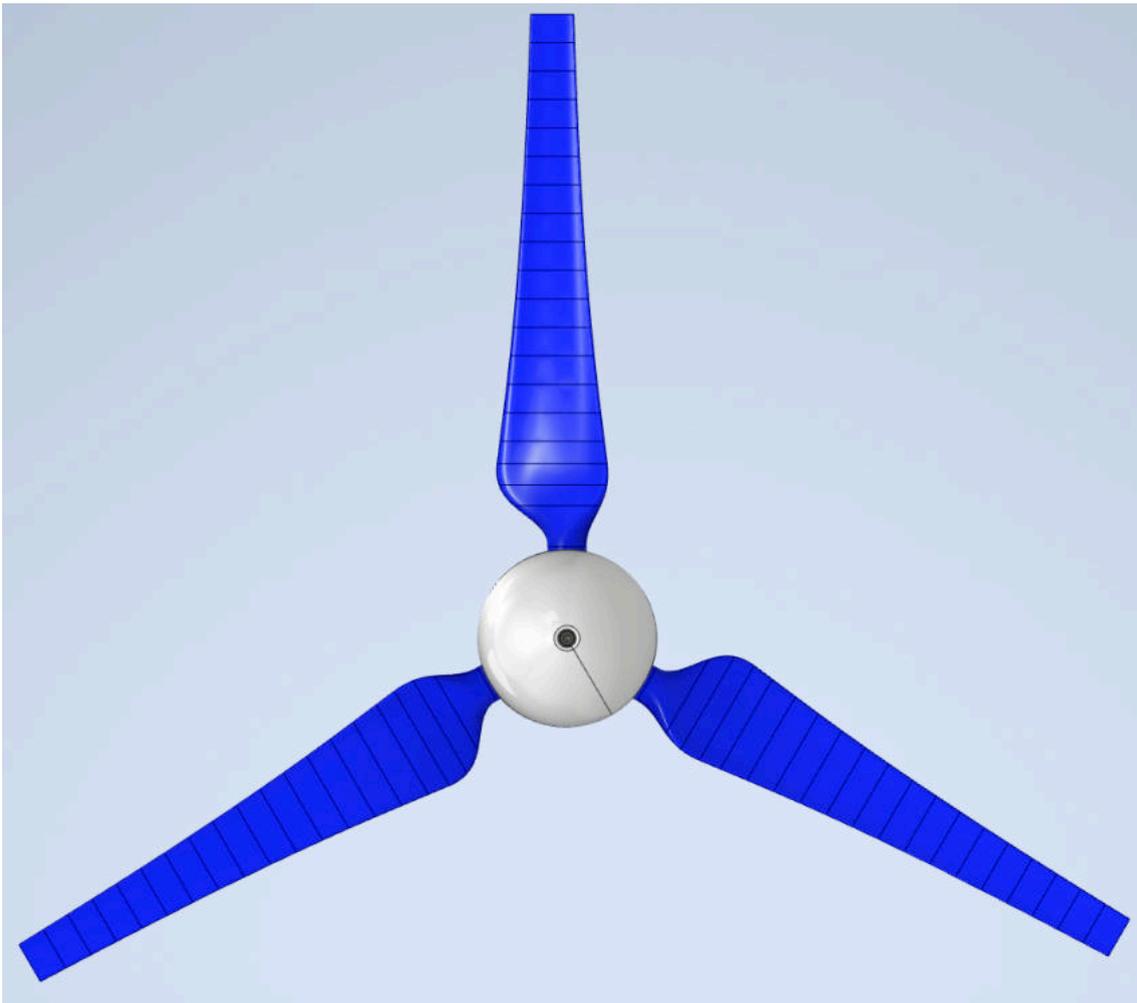


Abbildung 4.5: Draufsicht Rotor mit MB_1 Blättern und Nabenkappe; Blattsektionen im Übergangsbereich nahe der Rotornabe verringern die effektiv genutzte Strömung im Rotorquerschnitt. Eigene Darstellung

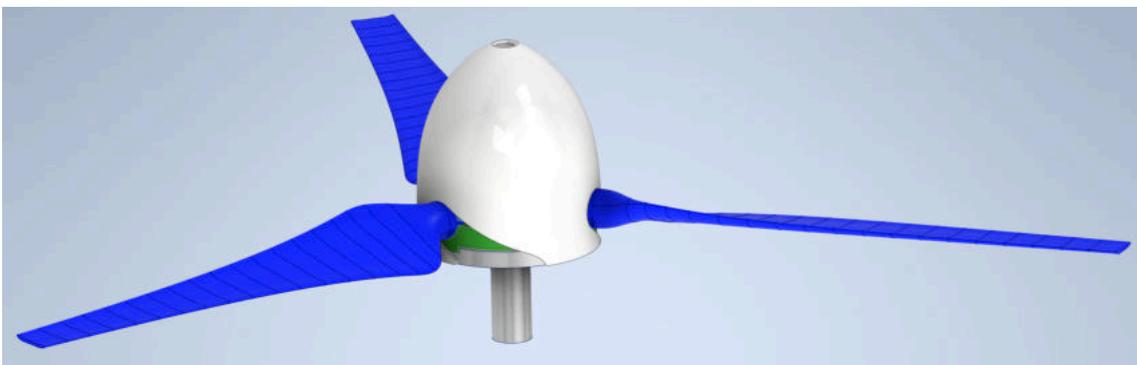


Abbildung 4.6: Blattschlitze der Nabenkappe; ausgerichtet nach lokaler Strömungsrichtung, eigene Darstellung

Kapitel 5

Validierung durch Windkanalversuch

Die Validierung wird im großen Windkanal der HAW Hamburg durchgeführt. Es handelt sich dabei um einen Windkanal Göttinger Bauart mit einem Auslassdurchmesser von 1m. Die Messstrecke ist offen.

5.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau besteht grundsätzlich aus zwei Komponenten:

- Die Rotoreinheit, die im Windkanal an einer Kraftmesseinrichtung befestigt ist.
- Das Elektronische Mess- und Steuersystem

Da die Entwicklung des Mess-Setups nicht im Fokus dieser Arbeit steht, sei an dieser Stelle nur grob auf die grundsätzliche Funktion des Systems eingegangen.

5.1.1 Rotoreinheit

Die oben beschriebene Kombination aus Rotorblättern und Nabe wird direkt auf die Welle des *Faulhaber 3890H048CR-2016* DC-Motors montiert, der als Generator genutzt wird. Dieser Generator sitzt zusammen mit einem Teil der Messelektronik in einem zylindrischen Rohr. Dieses Rohr ist gleichzeitig als Adapter zum 16 mm dicken Stahl-Rundstab vorgesehen, der die Aufnahme der Kraftmesseinrichtung darstellt.

Die Kabel wurden hinter der Rotoreinheit zu einem Aufnahmemaß geföhrt. Um die Kraftmessungen möglichst wenig zu beeinflussen, wurde hierbei auf einen geschwungenen Kabelverlauf geachtet. So kann der Kabelstrang den Verschiebungen infolge der Krafteinwirkungen folgen, ohne selbst signifikante Reaktionskräfte zu erzeugen.

Erste Versuche zeigten, dass sich das System im Betrieb in vertikaler Richtung aufschwingt. Um die Schwingungen zu dämpfen, wurde ein viskoser Dämpfer installiert. Ein 300g schweres Gewicht wurde dazu mit einem Faden an die Rotoreinheit gehängt. Das Gewicht hängt in einem wassergefüllten Gefäß, dessen Durchmesser nur wenig größer als der des Gewichts ist. Dieses Dämpfungssystem war äußerst schnell installiert und beseitigte die Schwingungen über den gesamten Drehzahlbereich effektiv.



Abbildung 5.1: Rotoreinheit befestigt am Rundstab der Kraftmesseinrichtung. Kraftschlüssige Verbindung mittels Klemmschrauben. Ebenfalls zu sehen ist die Kabelführung zum Aufnahmemaß. Eigene Darstellung



Abbildung 5.2: Viskoser Dämpfer zur Beseitigung von Schwingungen. Daneben als Alternative ein weiteres, Ölgefülltes Gefäß. Dieses höher viskose Dämpfungsmedium war jedoch nicht notwendig. Eigene Darstellung

5.1.2 Elektronische Steuerung

Die zentrale Aufgabe der Rotorsteuerung für den vorliegenden Versuch besteht in der Variation der elektrischen Last aus Sicht des Generators. Eine variable Last erzeugt unterschiedliche Drehmomente, gegen die der Rotor Arbeit verrichten muss. Im Versuch soll diese Steuerung genutzt werden, um die Schnelllaufzahl des Rotors einstellen können, da diese neben der Windgeschwindigkeit die wichtigste Variable für den Betrieb des Rotors darstellt. Die durch den Rotor verrichtete Arbeit wird durch Strom- und Spannungsmessung direkt am bzw. parallel zum Generator gemessen.

Die Funktion des Schaltkreises sei an dieser Stelle anhand des Versuchsablaufes erklärt: Im Grundzustand der Schaltung ist der Transistor $Q1$ offen. Die elektrische Last besteht also nur aus dem Lastwiderstand $R1$, über den der gesamte Strom fließt. Für diesen Versuch ist gezielt ein hoher Widerstand gewählt worden. Der resultierende Stromfluss sowie die entnommene Leistung und das erzeugte Bremsmoment am Generator sind gering. Der Rotor dreht sich daher sehr schnell, was einer hohen Schnelllaufzahl entspricht. Um eine geringere Schnelllaufzahl einzustellen, wird nun am Gate des Transistors $Q1$ eine Pulsweiten-modulierte Spannung angelegt. Dadurch wird der Transistor durchlässig. Es entsteht aus Sicht des Generators also ein Kurzschluss, was die elektrische Last und das Bremsmoment erhöht. Je größer das Tastverhältnis des Transistors ist, desto mehr Zeit verbringt die Schaltung im bremsenden Kurzschluss-Zustand. Wenn das Tastverhältnis schrittweise erhöht wird, verringert sich dementsprechend die Schnelllaufzahl des Rotors. Auf diese Weise wird der Rotor gesteuert, um die entsprechenden Leistungswerte messen zu können.

Diese Erklärung des Grundprinzips vernachlässigt andere, wichtige Teile der Schaltung bewusst. Außerdem ist auf Sicherheitsmaßnahmen zu achten, da die Schaltung ohne angeschlossenen Lastwiderstand sehr große Spannungen erzeugen kann. (Die Kombination von parallel geschaltetem Transistor $Q1$ und in Reihe geschalteter Induktivität wird auch in Boost Konvertern verwendet.) Des Weiteren sollte der Lastwiderstand nicht zu groß gewählt werden, da sonst ein zu großes Tastverhältnis des Transistors zu stark erwärmten Leitern im Kurzschlusskreis führen könnte.

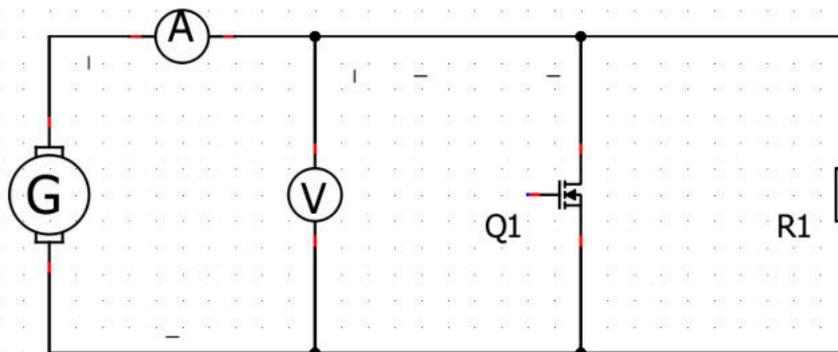


Abbildung 5.3: Vereinfachtes Schaltbild der Lastregulierung und Energiemessung. Eigene Darstellung

5.2 Versuchsdurchführung

5.2.1 Messwertaufnahme

Das Verfahren der Messwertaufnahme besteht grundsätzlich aus zwei Schritten:

1. Messung der Schubkräfte auf das Rotorsystem ohne Blätter bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten. Da nur die Gesamtkräfte auf das System gemessen werden kann, muss dieser parasitäre Schubanteil, der nicht durch die Rotorblätter selbst entsteht, vom jeweiligen Messwert subtrahiert werden.
2. Messung der Schubkräfte und der umgewandelten elektrischen Leistung beim Betrieb des Rotors unter verschiedenen Betriebsbedingungen. Variiert werden die Windgeschwindigkeit sowie die Schnelllaufzahl. (Regulierung mittels oben beschriebener Änderung der elektrischen Last)

Jede Messwertaufnahme folgt dabei dem folgenden Schema. Alle dabei genannten Messwerte werden in eine Tabellenkalkulation eingetragen, die daraus automatisch relevante Größen berechnet.

1. Temperatur T im Windkanal ablesen (Einschwingen der Temperatur bei Beginn der Messungen beachten)
2. Atmosphärischen Druck p_∞ messen
3. Für gewünschte Windgeschwindigkeit benötigten dynamischen Druck (Höhe Wassersäule) aus Tabellenkalkulation ablesen. (Formel siehe unten)
4. Windkanal auf gewünschte Geschwindigkeit einstellen (Der mittels Prandtl-Sonde gemessener dynamischer Druck wird auf Betz-Manometer angezeigt. Die Einstellung erfolgt über die Antriebsdrehzahl des Windkanalantriebs.)
5. Rotorsystem auf gewünschte Drehzahl einstellen. (Entsprechend der benötigten Schnelllaufzahl für den gewünschten Betriebspunkt; die Drehzahl wird am Generator gemessen und vom Steuersystem angezeigt.)
6. Windgeschwindigkeit kontrollieren und ggf. nachregeln. (Das Rotorsystem bremst den Luftstrom in Abhängigkeit der entnommenen Energie.)
7. Strom, Spannung, gemessene Drehzahl und Kräfte notieren.
8. Verfahren für nächste Schnelllaufzahl bzw. nächste Windgeschwindigkeit wiederholen.

An dieser Stelle sei darauf erwähnt, dass vorab Testreihen zur Bestätigung des erwarteten Systemverhaltens durchgeführt wurden. So wurde etwa bestätigt, dass die Größe des Lastwiderstandes keinen signifikanten Einfluss auf die Messergebnisse hat. Außerdem wurde untersucht, wie sensibel das System auf abweichende Windgeschwindigkeiten reagiert. Als Folge wurde bei allen Versuchen penibel auf die korrekte Einstellung geachtet.

5.2.2 Berechnung der relevanten Betriebsgrößen

Berechnung des dynamischen Druckes

Der dynamische Druck q in einem strömenden Gas kann als Funktion der Temperatur T , des statischen Drucks p_∞ und der Strömungsgeschwindigkeit v formuliert werden. Die ideale Gasgleichung $\rho = \frac{p_\infty}{RT}$ verbindet die Dichte ρ des Gases mit dem statischen Druck

p_∞ und der Temperatur T , wobei R die spezifische Gaskonstante für trockene Luft darstellt (ungefähr $287 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$). Durch Einsetzen dieser Beziehung in die Formel für den dynamischen Druck

$$q = \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (5.1)$$

erhält man die Ausdrucksweise für den dynamischen Druck in Abhängigkeit von p_∞ , T und v als

$$q = \frac{1}{2} \left(\frac{p_\infty}{RT} \right) v^2. \quad (5.2)$$

Hierbei bezeichnet q den dynamischen Druck in Pascal (Pa), p_∞ den statischen Druck ebenfalls in Pascal (Pa), T die Temperatur in Kelvin (K) und v die Strömungsgeschwindigkeit in Metern pro Sekunde (m/s).

Die Höhe h einer Wassersäule, die einem dynamischen Druck q entspricht, wird dann durch

$$h = \frac{q}{\rho_{\text{Wasser}} \cdot g} \quad (5.3)$$

bestimmt.

Berechnung der Drehzahl aus geforderter Schnelllaufzahl

Die Drehzahl n eines Windturbinenrotors, basierend auf einer geforderten Schnelllaufzahl λ und unter Berücksichtigung des Rotordurchmessers D , kann durch die Beziehung

$$n = \frac{\lambda \cdot v}{\pi \cdot D} \quad (5.4)$$

bestimmt werden.

5.2.3 Berechnung der tatsächlichen Rotorleistung

Der Versuchsaufbau kann nicht ohne Weiteres die tatsächliche Leistung des Rotors liefern. Wird nur die in elektrische Energie umgewandelte und gemessene Leistung berücksichtigt, bleiben alle Verluste des Versuchsaufbaus unberücksichtigt. Diese Verlustleistung ist mit dem gegebenen System nicht technisch nutzbar. Um die Leistung der Rotorblätter mit den simulierten Werten vergleichen zu können, müssen die Verluste jedoch einbezogen werden. Ein ggf. effizienter gestaltetes Rotorsystem könnte diese Leistung auch nutzbar machen. Die im Folgenden beschriebenen Verluste beziehen sich auf die Herstellerangaben aus dem Datenblatt des Faulhaber 3890H048CR bei 22°C und Nennspannung. Weitere Einflüsse durch Temperaturveränderungen sowie evtl. vorhandene Wirbelstrom- und Hystereseverluste werden im Rahmen dieser Validierung nicht berücksichtigt. Genauere Kenntnisse bzgl. des Generator-Wirkungsgrades könnten abweichende Ergebnisse liefern.

Berechnung der elektrischen Leistung

Die elektrische Leistung P kann aus dem Produkt von Strom I und Spannung U berechnet werden durch die Beziehung

$$P = I \cdot U. \quad (5.5)$$

Bestimmung der Verlustleistung durch Reibungsdrehmoment

Die Verlustleistung $P_{V,\text{Reib}}$ resultiert aus dem Reibungsdrehmoment M_R eines Motors und ist eine Funktion der Drehzahl n . Die Verlustleistung aufgrund der Reibung wird beschrieben durch

$$P_{V,\text{Reib}} = M_R(n) \cdot 2\pi n, \quad (5.6)$$

wobei das Reibungsdrehmoment $M_R(n)$ eine lineare Funktion der Drehzahl ist

$$M_R(n) = c_0 + c_v \cdot n. \quad (5.7)$$

In dieser Gleichung ist c_0 das drehzahlunabhängige Grundreibmoment und c_v quantifiziert die Zunahme des Reibungsdrehmoments mit steigender Drehzahl. Setzt man $M_R(n)$ in die obige Gleichung für $P_{V,Reib}$ ein, ergibt sich

$$P_{V,Reib}(n) = (c_0 + c_v \cdot n) \cdot 2\pi n. \quad (5.8)$$

Diese Beziehung zeigt, dass die Verlustleistung nicht direkt proportional zur Drehzahl ist, da das Reibungsdrehmoment selbst eine lineare Funktion der Drehzahl ist.

Die Werte für das Grundreibmoment $c_0 = 2,5 \text{ mNm}$ und den Steigungskoeffizienten der Reibung $c_v = 1,5 \times 10^{-3} \text{ mNm/rpm}$ basieren auf Daten, die in der technischen Abstimmung mit dem Generatorhersteller bereitgestellt wurden. Diese reflektieren die während der Qualitätsprüfungen des Herstellers ermittelten Messwerte.

Verlustleistung durch den Anschlusswiderstand des Generators

Die Verlustleistung $P_{V,R}$ durch den Anschlusswiderstand R des Generators, in Abhängigkeit vom durchfließenden Strom I , wird berechnet durch die Beziehung

$$P_{V,R} = I^2 \cdot R. \quad (5.9)$$

Bestimmung der tatsächlichen Leistung des Rotors

Die tatsächliche Leistung P_{true} des Rotors ergibt sich aus der Summe der gemessenen elektrischen Leistung P_{el} und den beiden Hauptarten von Verlustleistungen: den Verlusten durch Reibungsdrehmoment $P_{V,Reib}$ und den Verlusten durch den Anschlusswiderstand des Generators $P_{V,R}$. Die vollständige Beziehung lautet

$$P_{true} = P_{el} + P_{V,Reib} + P_{V,R}. \quad (5.10)$$

Dieser Ansatz ermöglicht eine Bewertung der Gesamtleistung des Rotors unter Einbeziehung der oben genannten Verlustquellen.

5.2.4 Probleme bei der Messwertaufnahme

Probleme des Mess-Setups

Grundsätzlich hat sich das Messsystem als gut geeignet herausgestellt. Bei den Versuchen haben sich jedoch auch seine Limitierungen gezeigt. Um weitere Verbesserungen einbringen zu können, sollen die Lehren hier kurz erwähnt werden.

Überhitzung des Generators Bei höheren Windgeschwindigkeiten wird durch den Generator eine erhebliche Verlustleistung in Wärme umgewandelt. Die Generatoreinhausung aus PLA-Kunststoff isoliert die verbauten Komponenten zudem gut. Somit mussten die Messungen mehrfach unterbrochen werden, damit keine Schäden auftreten. Da der Elektrische Widerstand von Leitern im Allgemeinen steigt, sind auch weitere Verluste zu erwarten. Da nicht ohne Weiteres die Kerntemperatur des Generators gemessen werden kann, lassen sich diese Verluste zudem nur schwer quantifizieren. In einer nächsten Designiteration sollten daher ausreichende Lüftungsöffnungen zur Kühlung berücksichtigt werden.

Limitierung der messbaren Drehzahlen Ab einer Drehzahl von $n \approx 2600$ 1/min zeigte die Drehzahlanzeige unplausible Werte und für z.T. ein, was einen Neustart des gesamten Systems erforderte. Für weitere Versuche empfiehlt sich daher eine umfassende Validierung und ggf. Überarbeitung dieses Bereiches.

Im Zuge der hier durchgeführten Rotorblattuntersuchung konnten aufgrund der oben genannten Probleme nicht alle geplanten Betriebspunkte untersucht werden. Gerade die Bereiche hoher Windgeschwindigkeiten sowie Schnelllaufzahlen mussten daher eingeschränkt werden. Andere Datenpunkte im Bereich geringer Schnelllaufzahlen konnten aus anderen Gründen nicht vermessen werden, wie im folgenden Abschnitt erläutert wird.

Pitch-Mechanismus Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine feste Einspannung der Blätter genutzt, da das vorhandene System zur Pitcheinstellung keine hinreichend genaue Justierung ermöglichte. Das System wird zum Zeitpunkt dieses Schreibens bereits überarbeitet. Zukünftige Messungen könnten daher weitere Erkenntnisse liefern, die für die Steuerung von Multirotorsystemen relevant sind.

Problematisches Verhalten des Rotorsystems

Instabiles Drehzahlverhalten Bei Schnelllaufzahlen von $\lambda \leq 4$ wurde z.T. ein instabiles Drehzahlverhalten beobachtet. Die vorgesehene Steuerung, bei der ein Mensch die Lasteinstellung vornimmt, ermöglichte es nicht, die Drehzahlen zufriedenstellend zu stabilisieren. Somit fehlen auch hier einige Datenpunkte. Der aerodynamische Anstellwinkel der Rotorblätter steigt bei geringeren Schnelllaufzahlen. Es liegt daher die Vermutung nahe, dass in diesem Bereich ein Strömungsabriss vorkommt. Die Drehzahl bricht daher schlagartig ein. Wird der Rotor mit einer geringeren elektrischen Last wieder beschleunigt, geschieht dies ab einem bestimmten Punkt schlagartig. Dies könnte auf ein plötzliches Wiederanlegen der Strömung hindeuten. Eine elektronische Regelung der elektrischen Last könnte diesen kritischen Bereich stabilisieren. Eine solche Verbesserung könnte auch weitere Tests beschleunigen und ggf. sogar teilautomatisieren.

5.3 Ergebnisse und Diskussion

Die Messergebnisse zeigen in Bezug auf das allgemeine Verhalten eine gute Übereinstimmung. Der Bereich optimaler Schnelllaufzahlen liegt erwartungsgemäß in der Nähe der Auslegungsschnelllaufzahl von $\lambda_A = 5$. Wie erwartet erreichen die Referenzmessungen mit FDM-gedruckten Blättern darüber hinaus nicht die Leistungen der hochwertigeren SLA-Blätter.

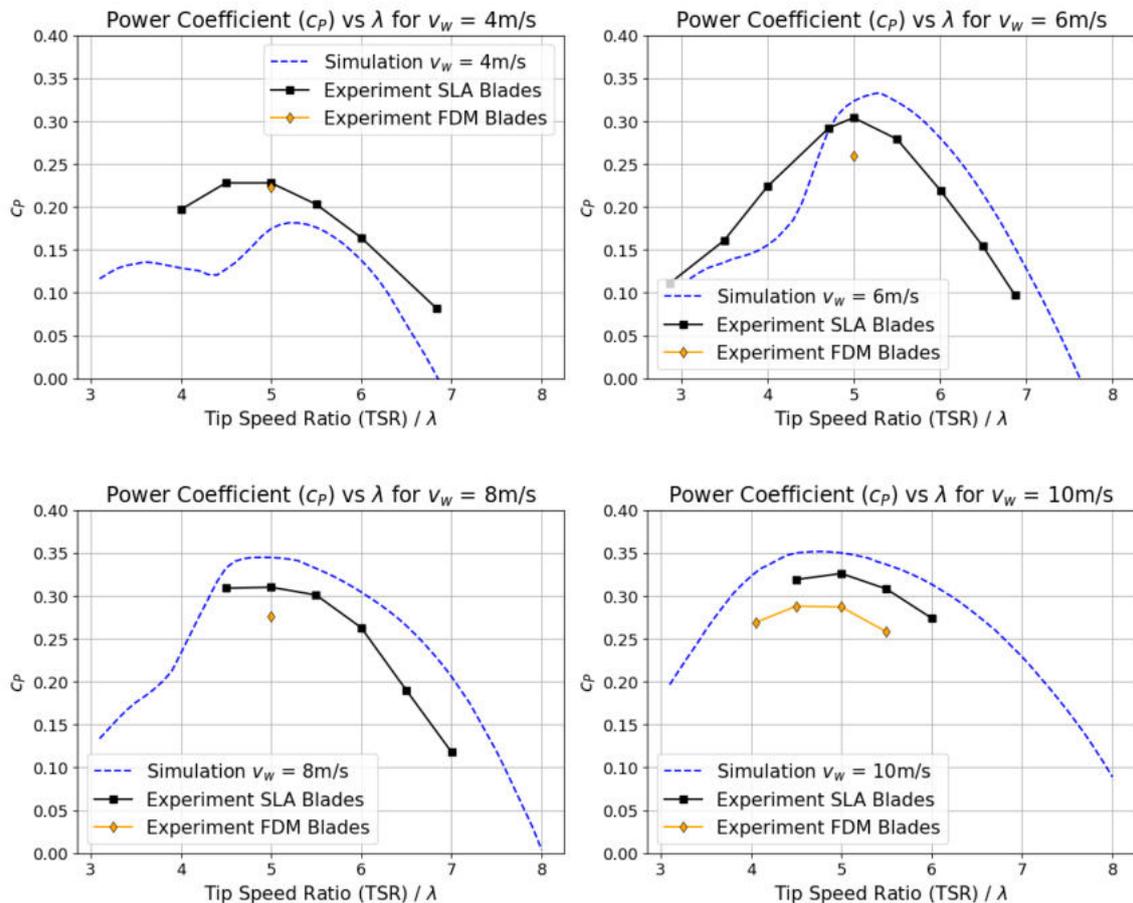


Abbildung 5.4: Leistungsbeiwert c_p : Vergleich zwischen experimenteller Daten und BEM Simulation bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten. Eigene Darstellung

5.3.1 Auffälligkeiten

Überraschend sind vor allem zwei Aspekte:

- Die Leistungsbeiwerte bei $v_w = 4\text{ m/s}$ übersteigen die mittels BEM-Simulation ermittelten Werte (siehe Abb. 5.4). Die erreichbaren Gleitzahlen des verwendeten Profils reagieren sehr sensibel im hier vorherrschenden Reynoldszahlbereich von $Re = 20.000$. (Siehe dazu auch Abb. 3.28.) Die Abweichungen der simulierten Daten erscheinen damit weniger überraschend.

An dieser Stelle sei erwähnt, dass zur Überprüfung auch das in Schottler u. a. [17] verwendete Verfahren zur Leitungsbestimmung über die Stromkonstante k_I genutzt wurde ($P = \frac{I}{k_I} \cdot (2\pi \cdot n)$). Die damit ermittelten Ergebnisse zeigen bei 4 m/s eine bessere Übereinstimmung mit den simulierten Daten. Die besten Leistungsbeiwerte der höheren Windgeschwindigkeiten stimmen bei beiden Verfahren gut überein. Die hier

dargestellten Daten nutzen das weiter oben beschriebene Verfahren. Aus messtechnischen Gründen wären einzelne Datenpunkte sonst nicht bestimmbar. Zudem ist nicht bekannt, ob die Leistungsbestimmung mittels Stromkonstante bei geringen Drehzahlen zuverlässige Werte liefert, da das Reibungsdrehmoment des Generators zwar eine lineare, jedoch keine proportionale Funktion darstellt. Ob der einfache Proportionalitätsfaktor k_I dieses Verhalten korrekt abbildet, ist nicht bekannt.

- Der unstetige Verlauf des Schubbeiwertes bei $v_W = 6\text{ m/s}$ und $\lambda = 3,5 - 4$ widerspricht den Erwartungen (siehe Abb. 5.5). Hier könnte das oben genannte instabile Verhalten ausschlaggebend sein. Die im Rahmen des Versuchs automatisch über 10s aufgezeichneten Schubkraftwerte stützen diese Hypothese. Ein weiter automatisiertes und elektronisch geregeltes Messsystem könnte zuverlässigere Daten fördern.

5.3.2 Mögliche Fehlerquellen

Ab $v_W = 6$ erreicht der Rotor nicht mehr die maximalen Leistungsbeiwerte aus den Simulationen. Da die Gleitzahlen in diesem Bereich keinen großen Sprüngen mehr unterworfen sind, ist von anderen Einflüssen auszugehen.

Unberücksichtigte Widerstände Ein auffälliger Unterschied zwischen simuliertem und realem Rotor sind die Nabe sowie die Blattwurzelbereiche. Zwar berücksichtigt die Simulation, dass die aerodynamisch profilierten Blattsektionen nicht direkt an der Nabe beginnen, Widerstände werden jedoch nicht mit eingerechnet. Dies betrifft sowohl die Luftreibung an der Nabenkappe, als auch den Widerstand durch die Kreisrund profilierten Blattwurzelbereiche.

Dreidimensionale Effekte durch Laminare Ablöseblase Ebenfalls unberücksichtigt ist ein dreidimensionaler Strömungseffekt, der die hier genutzten Profile ganz besonders betrifft. Die laminare Ablöseblase auf der Saugseite des Profils könnte eine Art Tunnel hervorrufen, durch den Luft von der Wurzel in Richtung Blattspitze gezogen wird. Die Luft, die temporär innerhalb dieser Blase gefangen ist, erfährt aus Sicht des Rotors eine Zentrifugalbeschleunigung. Daraus resultiert eine Drallwirkung, die in den BEM Simulationen möglicherweise nicht korrekt berücksichtigt wird. Diese Hypothese könnte z.B. mittels CFD-Simulationen näher untersucht werden. Da dieser Effekt bei starren, nicht rotierenden Flügeln entfällt, sind dort möglicherweise noch bessere Leistungen erzielbar. Für die Nutzung in Rotoren könnte allerdings auch die Nutzung von Grenzschichtzäunen nahe der Nabe Abhilfe schaffen. Wenn keine Luft aus den Wurzelbereichen angesogen werden kann, reduziert sich der Drallwiderstand möglicherweise. Ggf. könnte eine Blockierung dieser Luftströmung sogar zu einem ausgeprägterem Unterdruck an der Saugseite führen, der größere Auftriebsbeiwerte und Gleitzahlen ermöglicht.

Aeroelastische Effekte Die BEM-Simulationen gehen davon aus, dass die Blattgeometrie sich aufgrund der wirkenden Kräfte nicht verformt. Aufgrund der konservativ gestalteten Blätter wurde angenommen, dass dies auch in der Realität vernachlässigt werden kann. Ob diese Annahme stimmt, kann jedoch nicht ohne eine genauere Betrachtung sichergestellt werden. Daher könnte etwa eine vorhandene Torsion des Blattes um seine Längsachse einen negativen Einfluss auf die gemessene Leistungsfähigkeit haben.

Verluste an den Blattspitzen Obwohl die sogenannten „Blattspitzenverluste“ in der Simulation durch den Prantlschen Blattspitzen-Verlustfaktor berücksichtigt wurden, ist könn-

te das abrupte Ende des Blattes die Leistung durch komplexere dreidimensionale Strömungseffekte beeinträchtigen. Rotorblätter großer WEA verwenden daher Blätter mit aufwändiger gestalteten Blattspitzen. Eine solche Anpassung könnte die Leistung zusätzlich steigern.

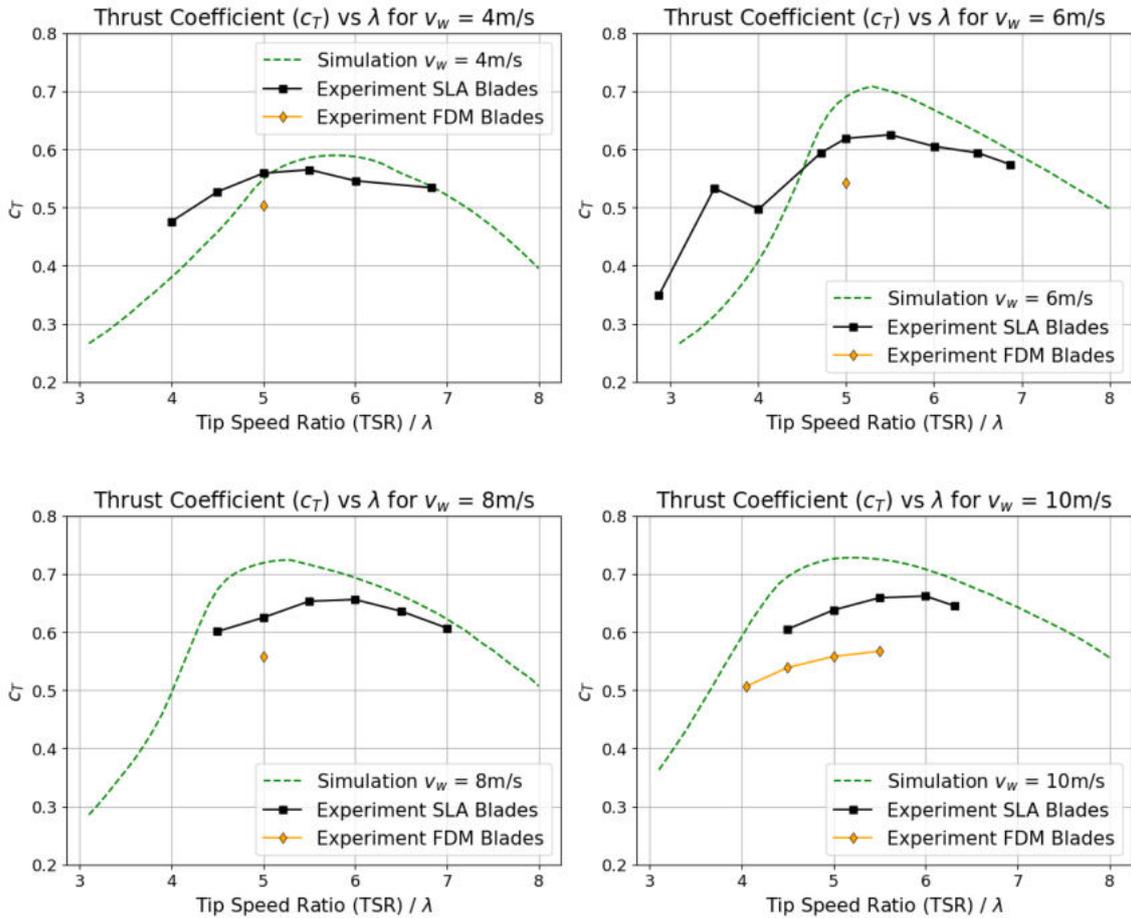


Abbildung 5.5: Schubbeiwert c_T : Vergleich zwischen experimenteller Daten und BEM Simulation bei verschiedenen Windgeschwindigkeiten. Eigene Darstellung

5.4 Vergleich mit anderen Rotoren

Ein Vergleich mit anderen Rotordesigns aus der Literatur ist schwierig. Einerseits gibt es sehr wenig veröffentlichte Messergebnisse zu Rotoren des hier verwendeten Durchmessers. Andererseits liefert eine reine Betrachtung des Leistungsbeiwertes kein vollständiges Bild.

Die MB_1 Rotorblätter sind aufgrund der späteren Versuchsziele auf eine relativ hohe Schnelllaufzahl ausgelegt. Entsprechend der Profilleitzahlen ist bei niedrigeren Auslegungsschnelllaufzahlen eine noch etwas höhere Leistung zu erwarten. Probeweise durchgeführte BEM Simulationen bestätigen diese Annahme.

Ein zentrales Ziel für die MB_1 Blätter war die einfach skalierbare Fertigung für kleine bis mittlere Stückzahlen. Der hier getestete Rotor arbeitet zudem mit recht konservativen, dicken Profilen.

Um die Leistung des Entwurfes trotzdem grob einordnen zu können, sind in der folgenden Tabelle die erreichten Leistungsbeiwerte unterschiedlicher Literaturquellen dargestellt:

Rotordurchmesser [m]	Leistungsbeiwert $c_{P,max}$	Quelle
0.15	0.4	Bastankhah und Porté-Agel [6]
0.45	0.17	Loof [4]
0.45	0.29	<i>MB_1-Blade, low fidelity PLA</i>
0.45	0.33	<i>MB_1-Blade, high fidelity SLA</i>
0.58	0.28	Schottler u. a. [17]
0.7	0.47	Huang u. a. [19]

Tabelle 5.1: Maximal erreichte Leistungsbeiwerte unterschiedlicher Rotoren aus der Literatur

Kapitel 6

Fazit

In der vorliegenden Arbeit wurde das Ziel verfolgt, ein Rotorblatt speziell für den Multirotor-Demonstrator des CC4E zu entwickeln und zu untersuchen, wobei ein besonderes Augenmerk auf die aerodynamischen Herausforderungen bei kleinen Reynolds-Zahlen gerichtet war. Der Einsatz von Simulationswerkzeugen ermöglichte es, ein vertieftes Verständnis für die Gestaltung und Optimierung von Rotorblättern bei sehr kleinen Reynolds-Zahlen zu entwickeln und dabei gezielte Designverbesserungen vorzuschlagen.

Eines der Ergebnisse dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Simulations- und Optimierungswerkzeugs, das durch die Anwendung auf einem handelsüblichen Computer seine Effizienz und Praktikabilität unter Beweis stellte. Dieses Werkzeug ermöglicht nicht nur die Analyse von Rotorblättern für Windenergieanlagen, sondern auch die Optimierung einer Vielzahl von Flügelprofilen mit komplizierten Zielfunktionen. Dieses Werkzeug kann leicht angepasst werden und ist anwendbar in unterschiedlichen Bereichen der Fluidodynamik, darunter Drohnenpropeller, Flugzeugflügel sowie nicht kavitierende Foils, Ruder und Kiele für Rennyachten.

Ein wichtiger Aspekt der Arbeit war die Betrachtung und Beschreibung möglicher Fertigungsverfahren für die vorgeschlagenen Rotorblätter. Obwohl eine tiefergehende Analyse einzelner Fertigungstechniken außerhalb des Umfangs dieser Arbeit lag, trug die Auseinandersetzung mit verschiedenen Herstellungsverfahren dazu bei, wertvolle Einblicke in das Zusammenspiel von Design, aerodynamischer Effizienz und herstellungstechnischer Umsetzbarkeit zu gewinnen.

Besonders hervorzuheben ist die Untersuchung der dünn gebogenen Platten und die Entwicklung einer darauf basierenden Profildfamilie. Diese Profildfamilie wurde mit dem vorgestellten Optimierungswerkzeug entwickelt und zeigte Eigenschaften, die für unterschiedliche technische Anwendungen interessant sein könnten. Eine weitere Validierung der Profileigenschaften könnte durch CFD-Simulationen und Windkanaltests erfolgen. Auch die Gestaltung von Profilver- und Hinterkanten kann dabei näher untersucht werden. Diese Arbeit könnte die Adoption der Profile in technischen Anwendungen fördern. Die Forschungsarbeit am CC4E könnte somit einen weiteren Beitrag zu einer energieeffizienteren Zukunft leisten.

Die Validierung der theoretischen Modelle und der vorgeschlagenen Optimierungen der Rotorblätter erfolgte durch experimentelle Tests im Windkanal. Diese bestätigten die Effektivität der Designanpassungen und untermauerten die Anwendbarkeit der entwickelten Profile in der Praxis. Die Versuche lieferten darüber hinaus weitere Vorschläge zur Verbesserung des Rotor-Messsystems selbst. Der aktuelle Stand bietet somit eine solide Grundlage für die weitere Erforschung von Multirotorsystemen am CC4E.

Literatur

- [1] Peter Jamieson und Michael Branney. „Multi-Rotors; A Solution to 20 MW and Beyond?“ In: *Energy Procedia*. Selected papers from Deep Sea Offshore Wind R&D Conference, Trondheim, Norway, 19-20 January 2012 24 (Jan. 2012), S. 52–59. ISSN: 1876-6102. DOI: 10.1016/j.egypro.2012.06.086. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1876610212011265> (besucht am 22.01.2024).
- [2] Aljoscha Buchholz und Felix Hahn. *Erarbeitung eines Rotorblattdesigns für eine Windenergieanlage im Labormaßstab und die Gegenüberstellung geeigneter Fertigungsverfahren*. 2020.
- [3] Pauline Celine Stolla und Jan Niklas Lindner. *Konstruktion und Fertigung von Rotorblättern für ein Windenergieanlagen-Labormodell*. 2020.
- [4] Sebastian Loof. *Windkanaluntersuchungen einer Kleinstwindenergieanlage und Abgleich mit Simulationsergebnissen*. März 2023.
- [5] Zhen Liu u. a. „Optimization of Nano-Rotor Blade Airfoil Using Controlled Elitist NSGA-II“. en. In: *International Journal of Micro Air Vehicles* 6.1 (März 2014), S. 29–42. ISSN: 1756-8293. DOI: 10.1260/1756-8293.6.1.29. URL: <https://doi.org/10.1260/1756-8293.6.1.29> (besucht am 22.11.2023).
- [6] Majid Bastankhah und Fernando Porté-Agel. „A New Miniature Wind Turbine for Wind Tunnel Experiments. Part I: Design and Performance“. en. In: *Energies* 10.7 (Juli 2017), S. 908. ISSN: 1996-1073. DOI: 10.3390/en10070908. URL: <https://www.mdpi.com/1996-1073/10/7/908> (besucht am 18.11.2023).
- [7] *Aerodynamik von Windenergieanlagen*. URL: <https://www.wind-energie.de/themen/anlagentechnik/funktionsweise/aerodynamik/> (besucht am 24.01.2024).
- [8] John David Anderson. *Fundamentals of aerodynamics*. eng. Sixth edition. McGraw-Hill series in aeronautical and aerospace engineering. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2017. ISBN: 978-1-259-25134-4.
- [9] Erich Hau. „Physikalische Grundlagen der Windenergieumwandlung“. de. In: *Windkraftanlagen: Grundlagen. Technik. Einsatz. Wirtschaftlichkeit*. Hrsg. von Erich Hau. Berlin, Heidelberg: Springer, 2016, S. 85–94. ISBN: 978-3-662-53154-9. DOI: 10.1007/978-3-662-53154-9_4. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-662-53154-9_4 (besucht am 24.11.2023).
- [10] Erich Hau. „Rotorblätter“. de. In: *Windkraftanlagen: Grundlagen. Technik. Einsatz. Wirtschaftlichkeit*. Hrsg. von Erich Hau. Berlin, Heidelberg: Springer, 2016, S. 291–330. ISBN: 978-3-662-53154-9. DOI: 10.1007/978-3-662-53154-9_8. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-662-53154-9_8 (besucht am 24.11.2023).
- [11] Erich Hau. „Bauformen von Windkraftanlagen“. de. In: *Windkraftanlagen: Grundlagen. Technik. Einsatz. Wirtschaftlichkeit*. Hrsg. von Erich Hau. Berlin, Heidelberg: Springer, 2016, S. 67–83. ISBN: 978-3-662-53154-9. DOI: 10.1007/978-3-662-53154-9_3. URL: https://doi.org/10.1007/978-3-662-53154-9_3 (besucht am 24.11.2023).

- [12] Emmanuel Branlard. *Wind Turbine Aerodynamics and Vorticity-Based Methods: Fundamentals and Recent Applications*. en. Bd. 7. Research Topics in Wind Energy. Cham: Springer International Publishing, 2017. ISBN: 978-3-319-55163-0. DOI: 10.1007/978-3-319-55164-7. URL: <http://link.springer.com/10.1007/978-3-319-55164-7> (besucht am 24. 01. 2024).
- [13] *Blade Element Momentum Method*. URL: <https://docs.qblade.org/src/theory/aerodynamics/bem/bem.html> (besucht am 24. 01. 2024).
- [14] Hartmut Siegmann. *laminare-abloeseblase_schnitt_siegmann_2015_hd.gif (GIF-Grafik, 1920 × 1080 Pixel)*. URL: https://www.aerodesign.de/aero/picture/laminare-abloeseblase_schnitt_siegmann_2015_hd.gif (besucht am 30. 01. 2024).
- [15] *UMASS Minute Wind Report*. 2017.
- [16] M. Selig. „Summary of low speed airfoil data“. In: 1995. URL: <https://www.semanticscholar.org/paper/Summary-of-low-speed-airfoil-data-Selig/685778c29f77da0d6216251baf9f0e8ce64ff78b> (besucht am 23. 11. 2023).
- [17] J. Schottler u. a. „Design and implementation of a controllable model wind turbine for experimental studies“. en. In: *Journal of Physics: Conference Series* 753.7 (Sep. 2016), S. 072030. ISSN: 1742-6596. DOI: 10.1088/1742-6596/753/7/072030. URL: <https://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/753/7/072030> (besucht am 18. 11. 2023).
- [18] Mehmet Seyhan u. a. „The effect of leading-edge tubercle on a tapered swept-back SD7032 airfoil at a low Reynolds number“. In: *Ocean Engineering* 266 (Dez. 2022), S. 112794. ISSN: 0029-8018. DOI: 10.1016/j.oceaneng.2022.112794. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0029801822020777> (besucht am 24. 11. 2023).
- [19] Chang-Chi Huang u. a. „Optimal design of protuberant blades for small variable-speed horizontal axis wind turbine-experiments and simulations“. In: *Energy* 115 (Nov. 2016), S. 1156–1167. ISSN: 0360-5442. DOI: 10.1016/j.energy.2016.09.100. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216313706> (besucht am 24. 11. 2023).
- [20] *Dakota Website*. en-US. Nov. 2023. URL: <https://dakota.sandia.gov/> (besucht am 31. 01. 2024).
- [21] *Coupling Dakota to a Simulation — dakota 6.19.0 documentation*. URL: <https://snl-dakota.github.io/docs/6.19.0/users/usingdakota/introduction/couplingtosimulations.html> (besucht am 31. 01. 2024).
- [22] *Using Dakota GUI — dakota 6.19.0 documentation*. URL: <https://snl-dakota.github.io/docs/6.19.0/users/usingdakotagui/usingdakotagui.html#editing-dakota-input-files> (besucht am 02. 02. 2024).
- [23] *Uncertainty Quantification — dakota documentation*. URL: <https://snl-dakota.github.io/docs/6.18.0/users/usingdakota/studytypes/uq.html> (besucht am 02. 02. 2024).
- [24] *Efficient Global Optimization — dakota 6.19.0 documentation*. URL: <https://snl-dakota.github.io/docs/6.19.0/users/usingdakota/theory/surrogatebasedglobaloptimization.html> (besucht am 05. 02. 2024).
- [25] D. Poirel, V. Métivier und G. Dumas. „Computational aeroelastic simulations of self-sustained pitch oscillations of a NACA0012 at transitional Reynolds numbers“. In: *Journal of Fluids and Structures* 27.8 (Nov. 2011), S. 1262–1277. ISSN: 0889-9746. DOI: 10.1016/j.jfluidstructs.2011.05.009. URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0889974611001198> (besucht am 12. 02. 2024).

- [26] Dietmar Gross u. a. *Technische Mechanik 2*. de. Berlin, Heidelberg: Springer, 2017. ISBN: 978-3-662-53678-0. DOI: 10.1007/978-3-662-53679-7. URL: <http://link.springer.com/10.1007/978-3-662-53679-7> (besucht am 05.03.2024).
- [27] *Industrial Grey, ABS-like*. de-DE. URL: <https://xometry.eu/de/materials/extreme-grey-polypropylene/> (besucht am 12.02.2024).
- [28] *Eine Einführung in das Vakuumformverfahren*. de. URL: <https://formlabs.com/de/blog/einfuehrung-in-das-vakuumformverfahren/> (besucht am 12.02.2024).
- [29] Marko Alder u. a. „RECENT ADVANCES IN ESTABLISHING A COMMON LANGUAGE FOR AIRCRAFT DESIGN WITH CPACS“. en. In: ()

Anhang A

Profile und ihre Koordinatendefinition

Im folgenden Abschnitt sind die Profile der LRCPF Familie, das im getesteten Rotorblatt verwendete MOLRCPF_7.5 sowie die Referenzprofile aus der Literatur dargestellt. Da die genauen Koordinatendefinitionen hier nicht sinnvoll dargestellt werden können, werden die entsprechenden Dateien bei der Abgabe der Arbeit digital mitgeliefert.

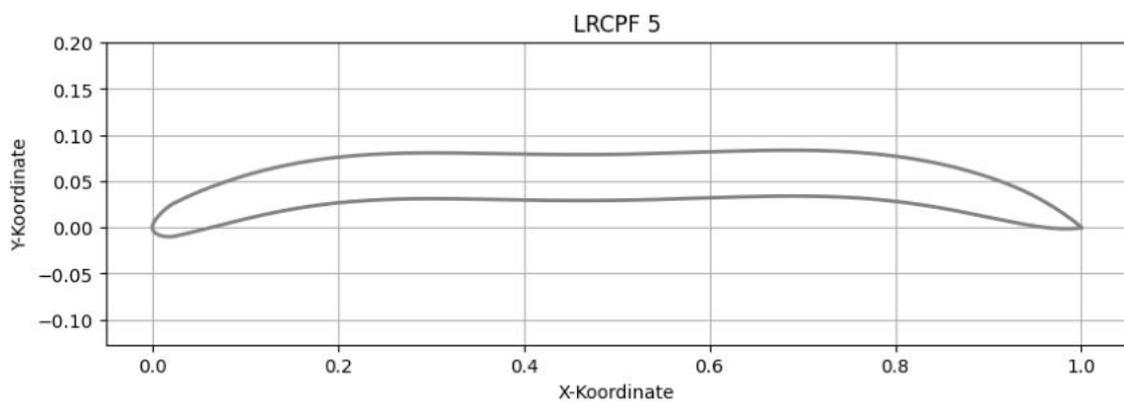


Abbildung A.1: LRCPF_5 Profil, eigene Darstellung

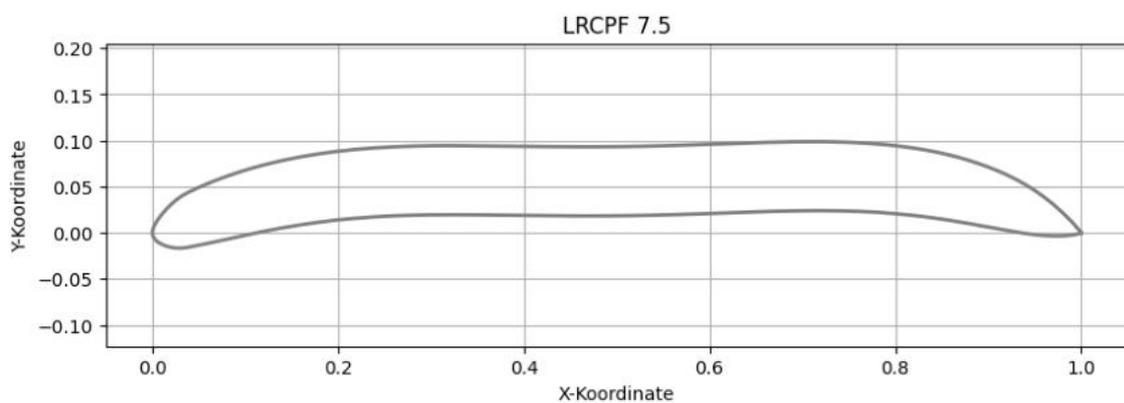


Abbildung A.2: LRCPF_7.5 Profil, eigene Darstellung

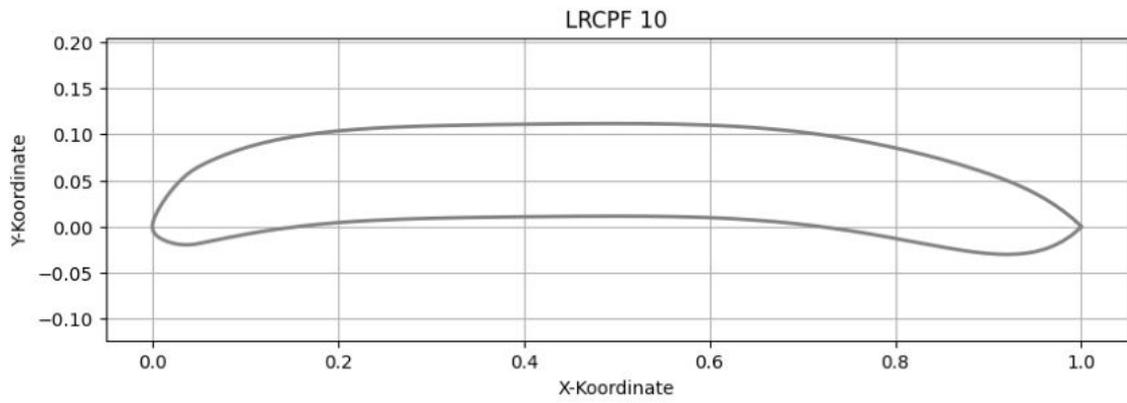


Abbildung A.3: LRCPF_10 Profil, eigene Darstellung

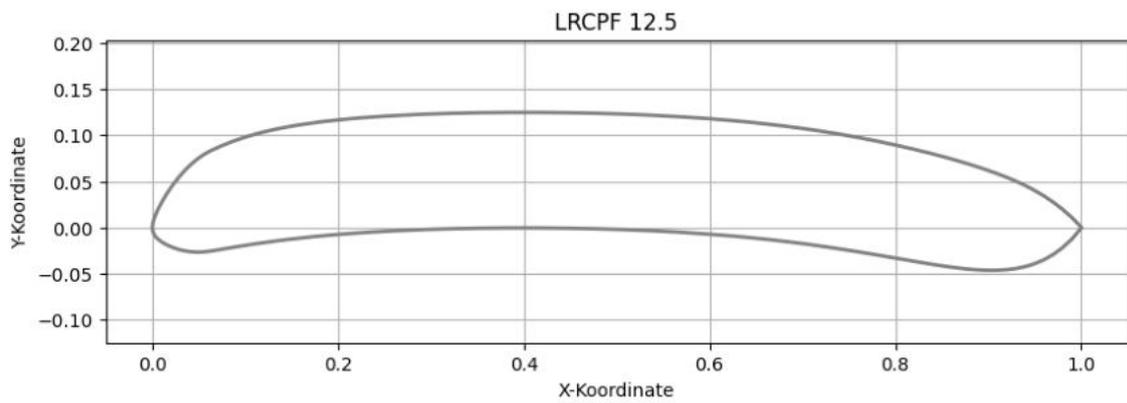


Abbildung A.4: LRCPF_12.5 Profil, eigene Darstellung

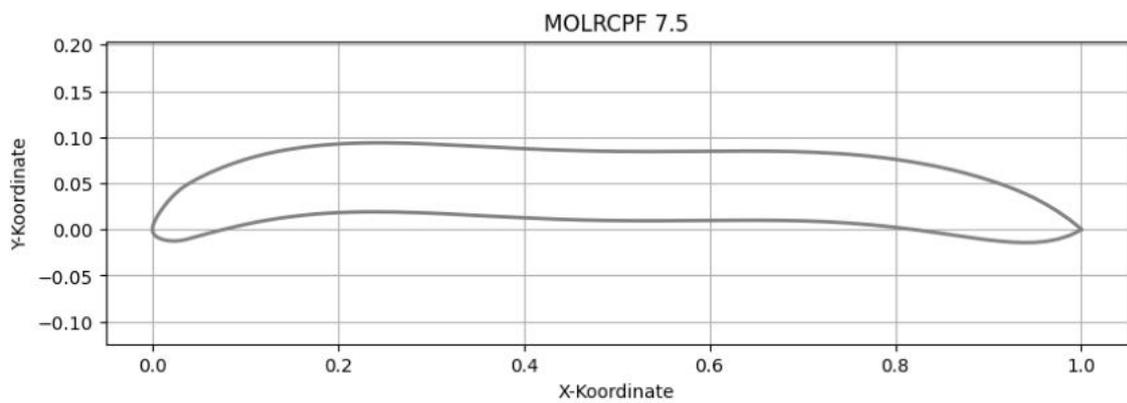


Abbildung A.5: MOLRCPF_7.5 Profil, eigene Darstellung

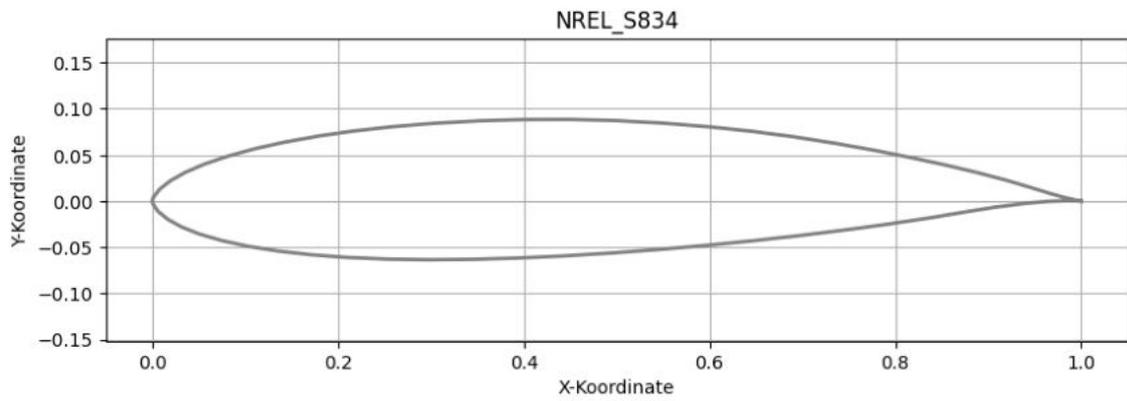


Abbildung A.6: NREL_S834 Profil als Referenz, eigene Darstellung

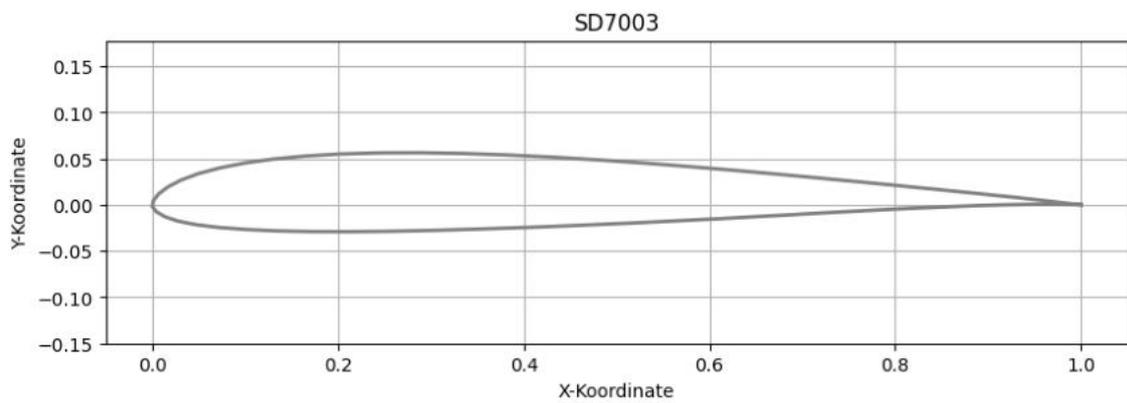


Abbildung A.7: SD7003 Profil als Referenz, eigene Darstellung

Anhang B

Vergleich der Auftriebskurven

Die folgenden Graphen zeigen alle entwickelten Profile im Vergleich mit den Referenzprofilen aus der Literatur bei allen betrachteten Reynoldszahlen. Sprunghafte Kurvenverläufe deuten auf Konvergenzschwierigkeiten hin.

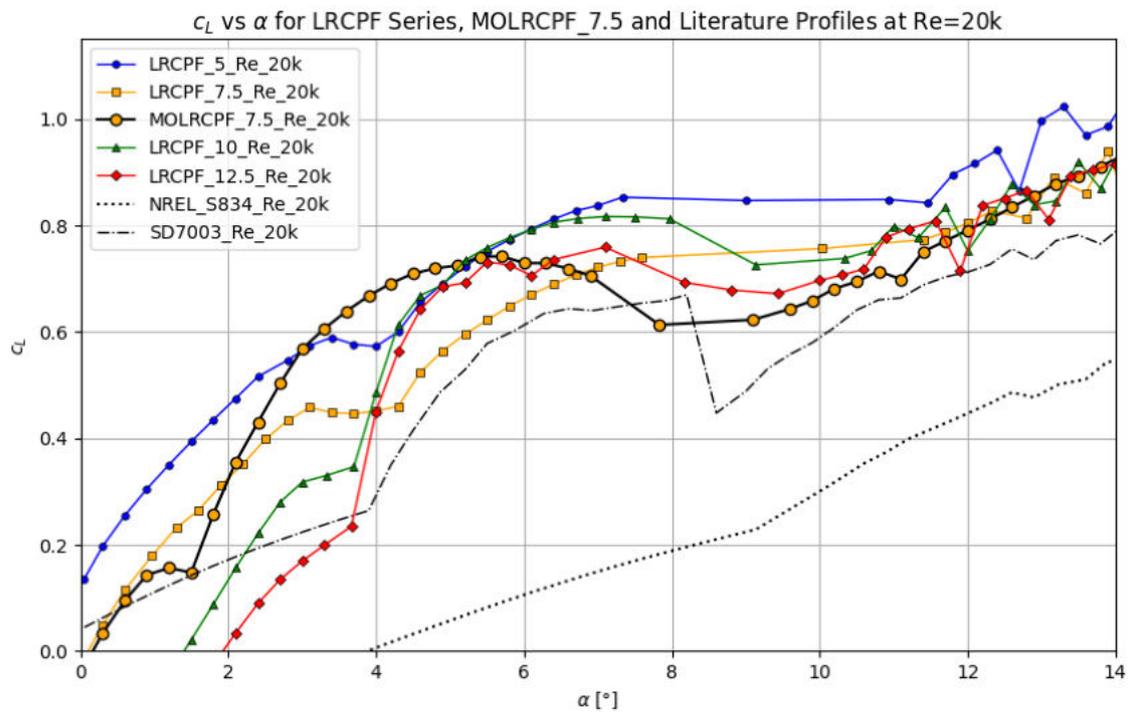


Abbildung B.1: Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 20.000$, eigene Darstellung

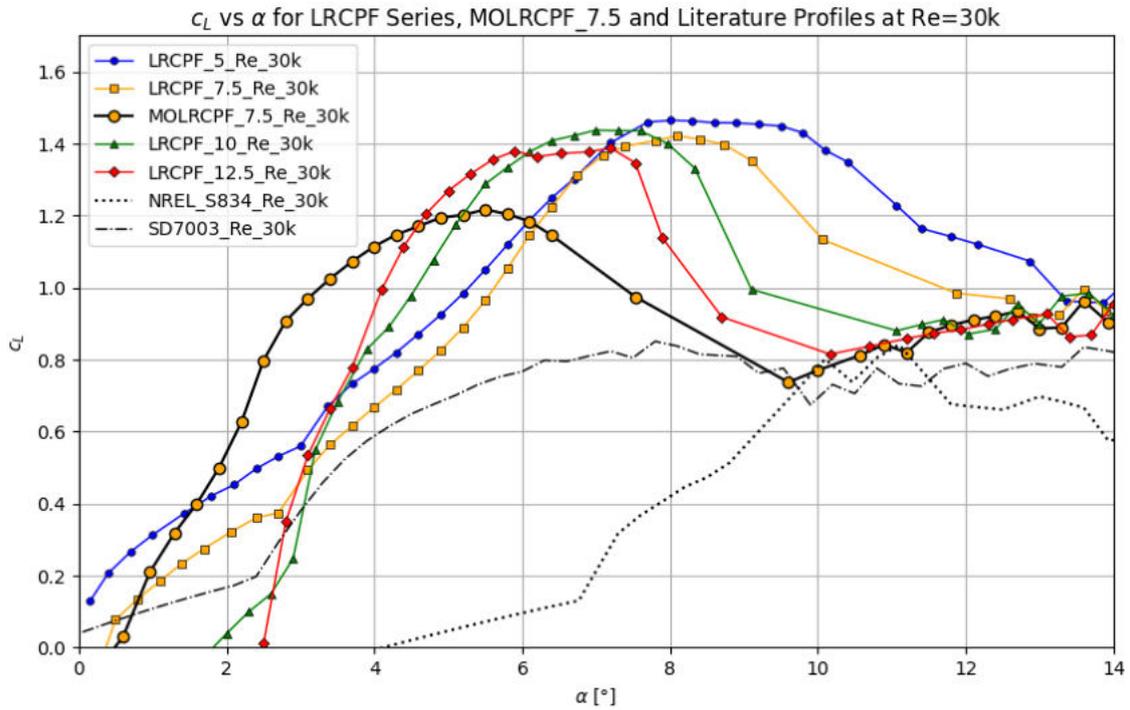


Abbildung B.2: Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 30.000$, eigene Darstellung

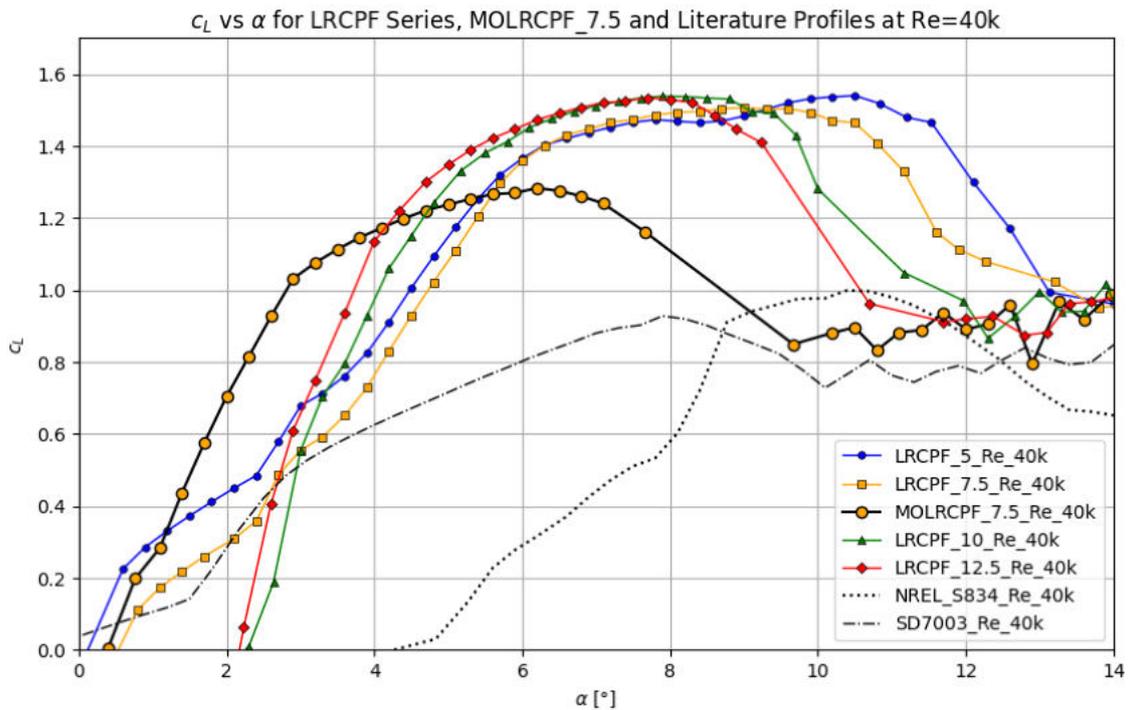


Abbildung B.3: Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 40.000$, eigene Darstellung

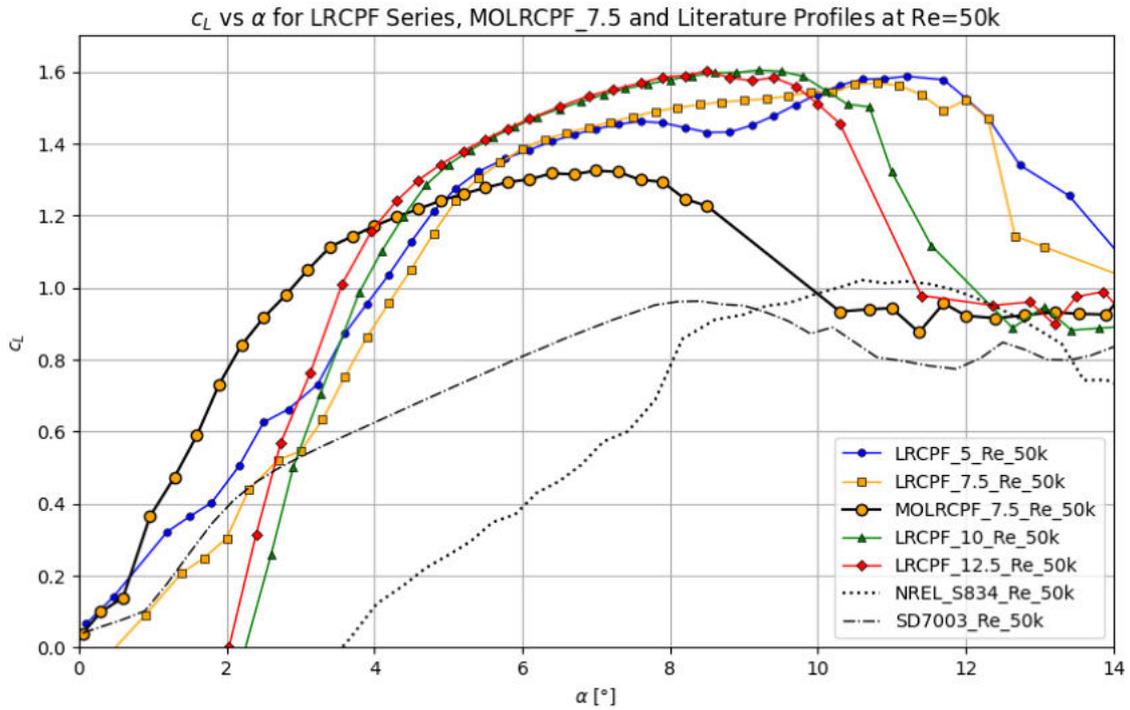


Abbildung B.4: Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 50.000$, eigene Darstellung

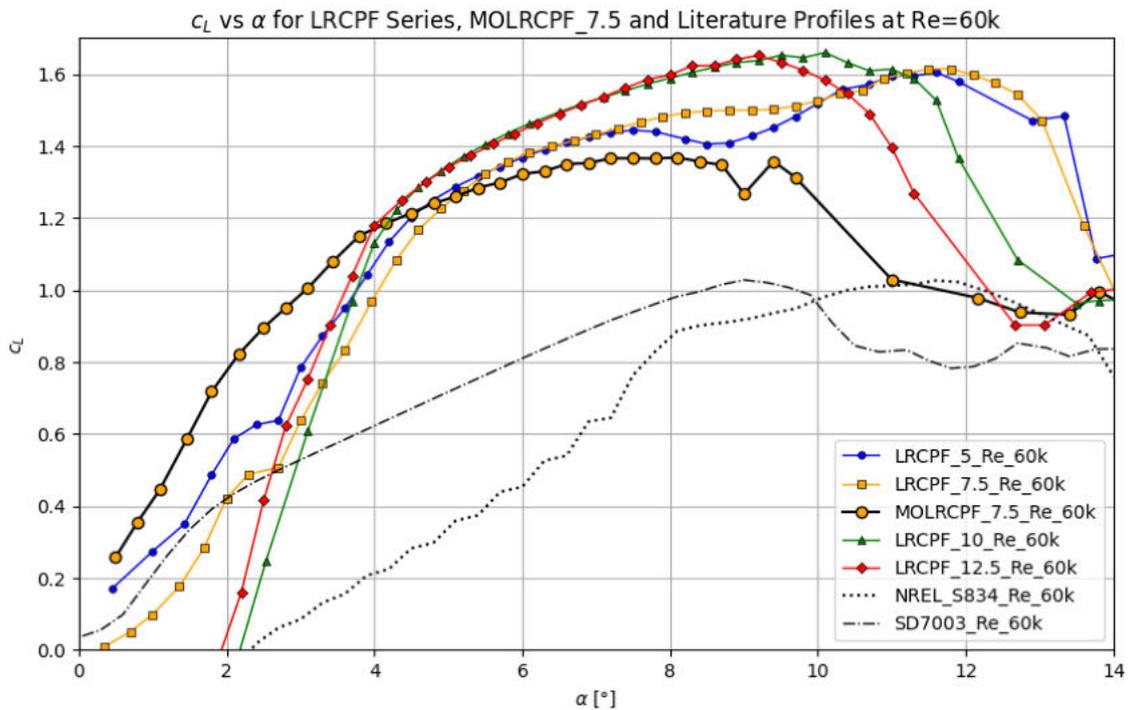


Abbildung B.5: Vergleich der Auftriebskurven bei $Re = 60.000$, eigene Darstellung

Anhang C

Vergleich der Lilienthalpolare

Die folgenden Graphen zeigen alle entwickelten Profile im Vergleich mit den Referenzprofilen aus der Literatur bei allen betrachteten Reynoldszahlen. Sprunghafte Kurvenverläufe deuten auf Konvergenzschwierigkeiten hin.

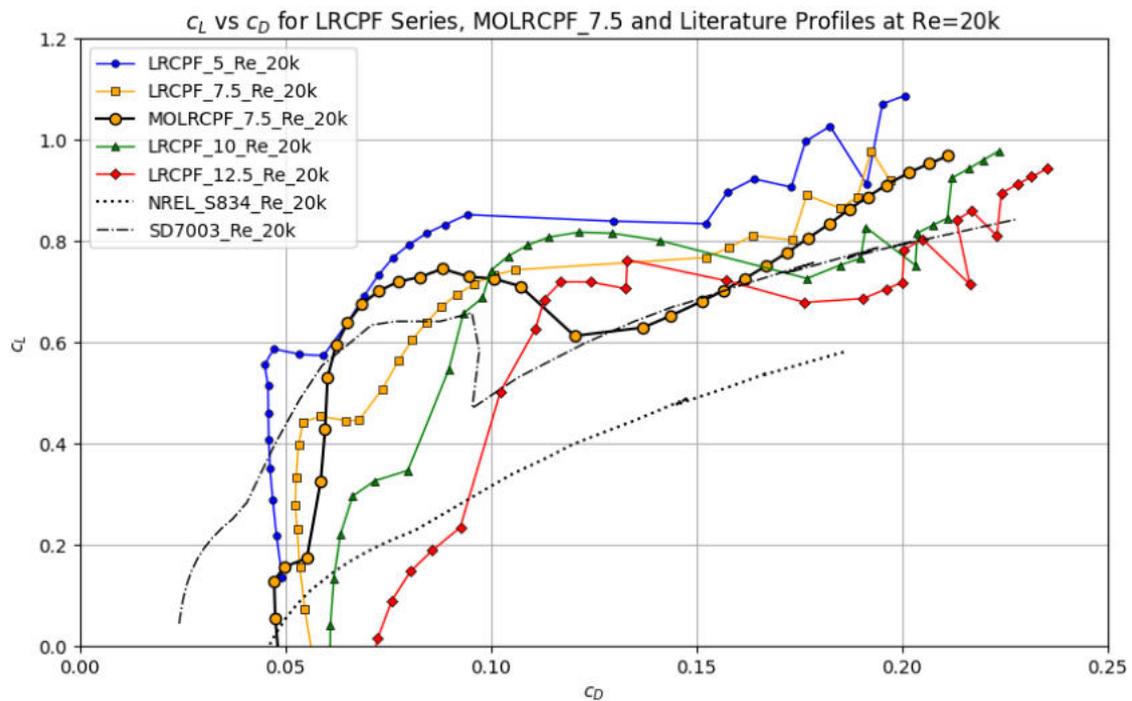


Abbildung C.1: Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 20.000$, eigene Darstellung

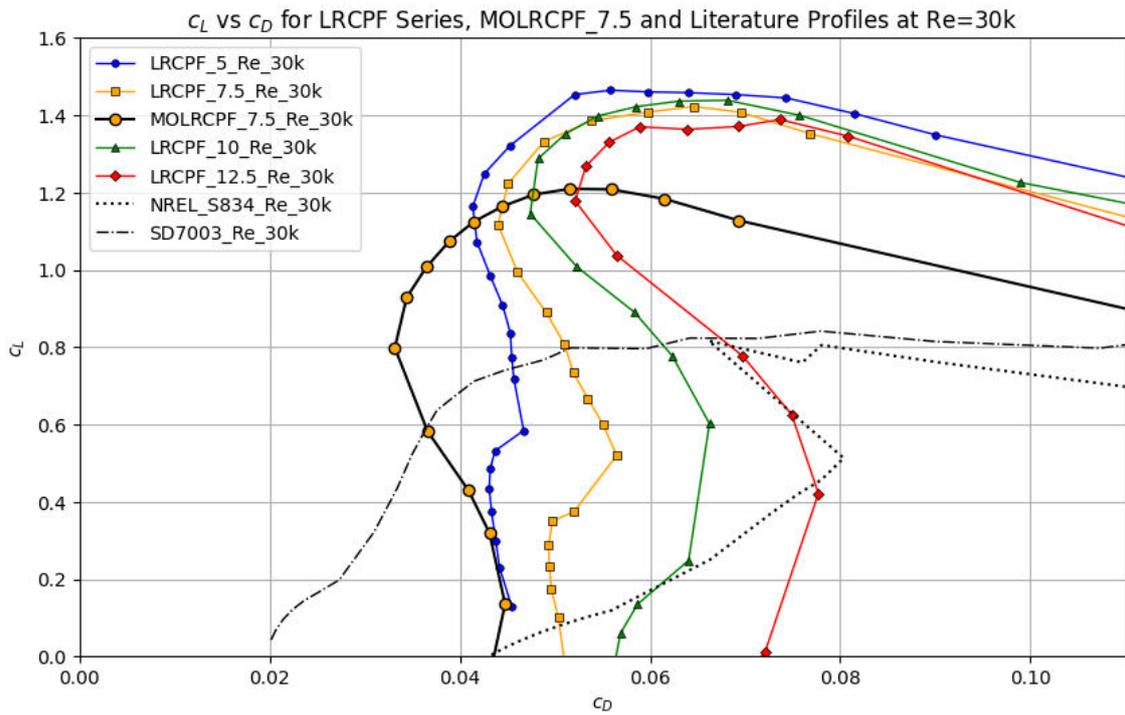


Abbildung C.2: Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 30.000$, eigene Darstellung

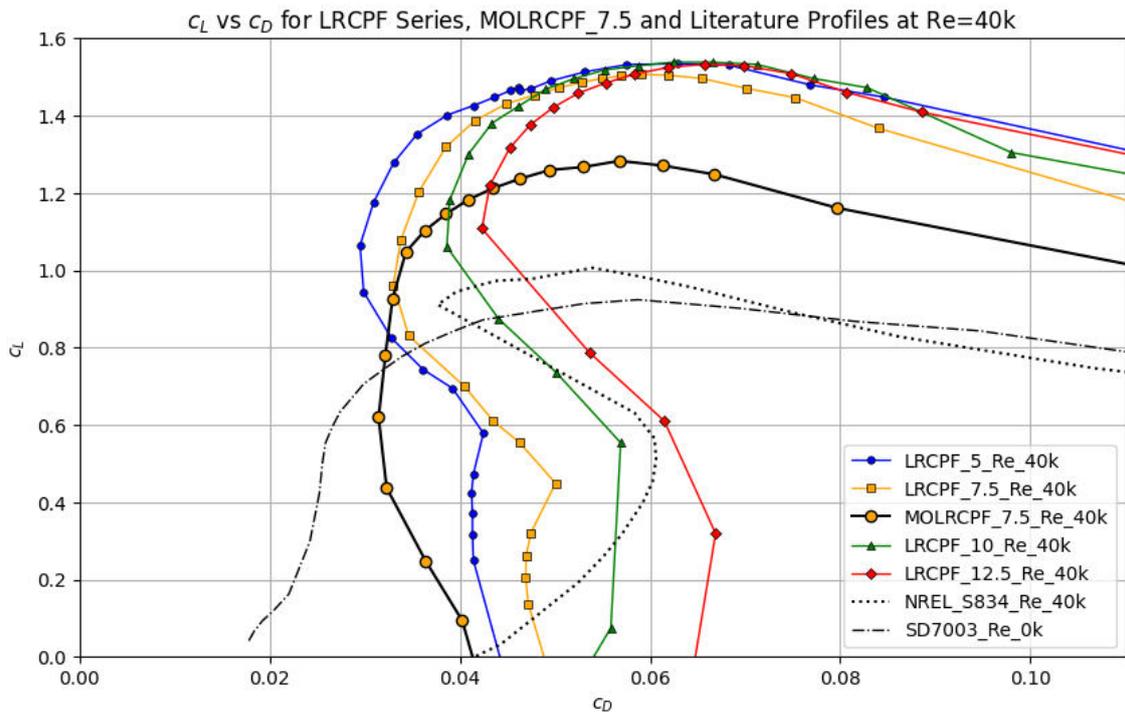


Abbildung C.3: Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 40.000$, eigene Darstellung

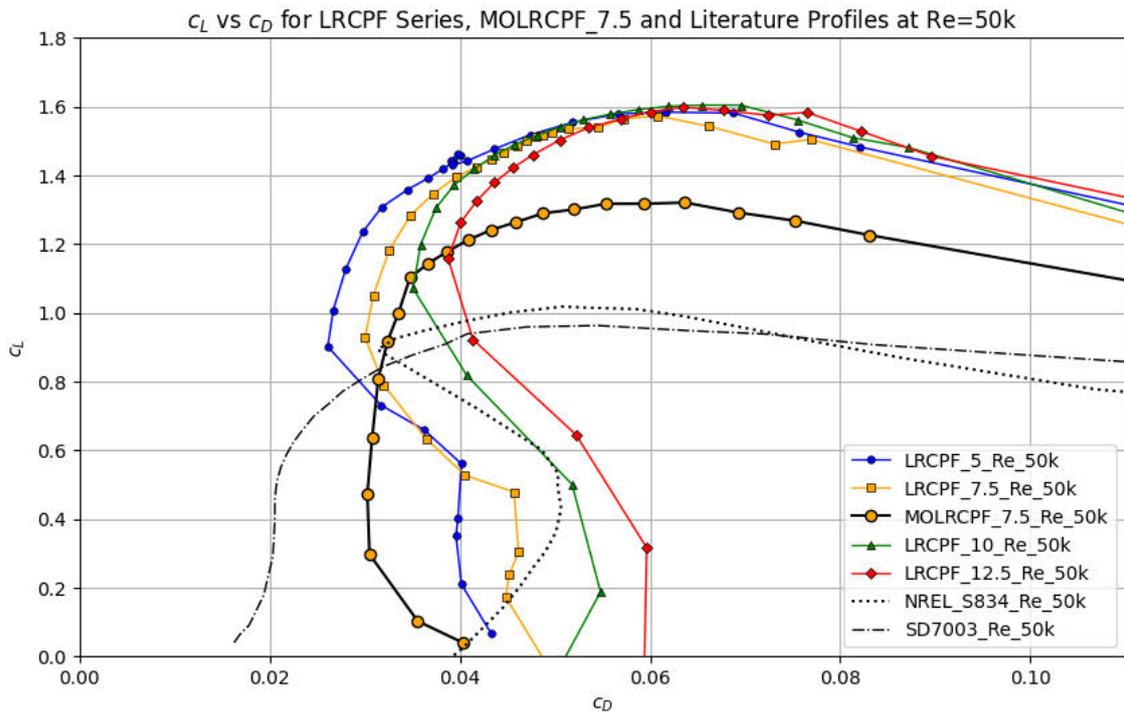


Abbildung C.4: Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 50.000$, eigene Darstellung

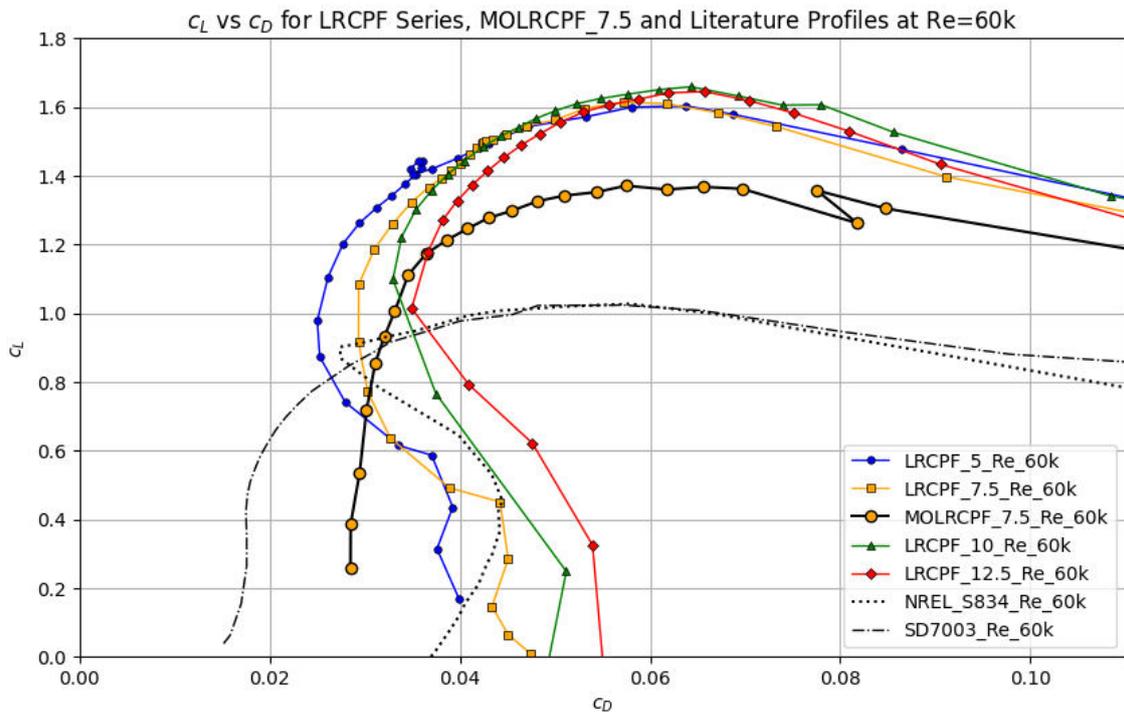


Abbildung C.5: Vergleich der Lilienthalpolare bei $Re = 60.000$, eigene Darstellung

Anhang D

Gleitzahlvergleich

Die folgenden Graphen zeigen alle entwickelten Profile im Vergleich mit den Referenzprofilen aus der Literatur bei allen betrachteten Reynoldszahlen. Sprunghafte Kurvenverläufe deuten auf Konvergenzschwierigkeiten hin.

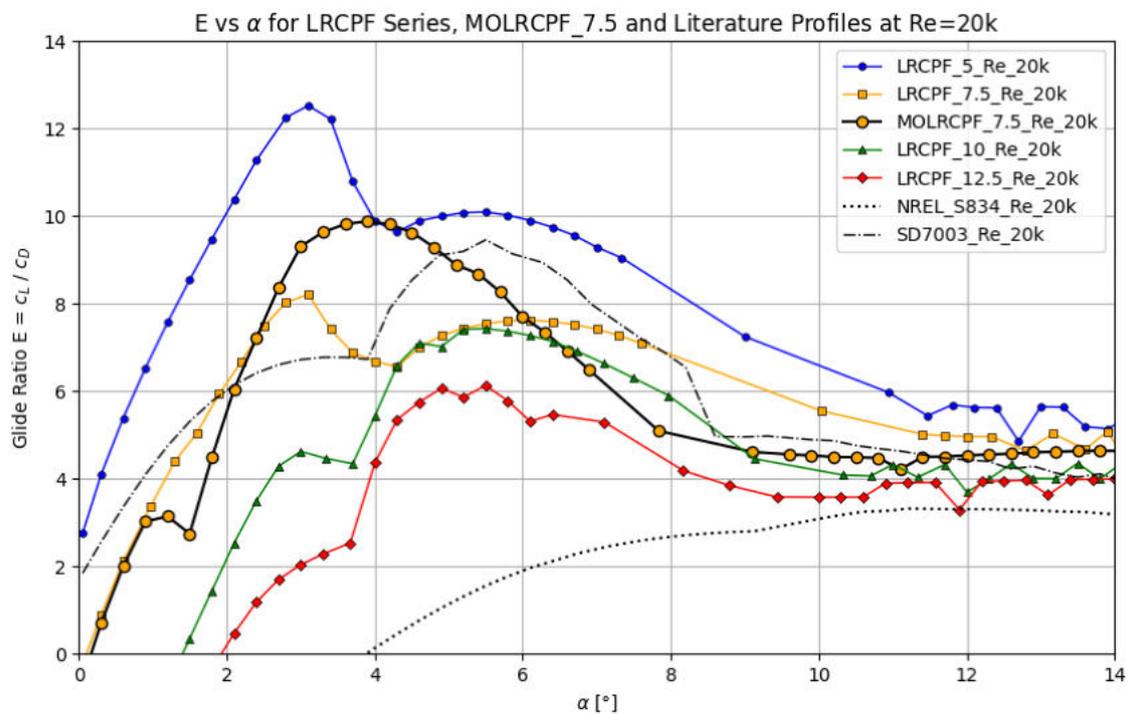


Abbildung D.1: Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 20.000$, eigene Darstellung

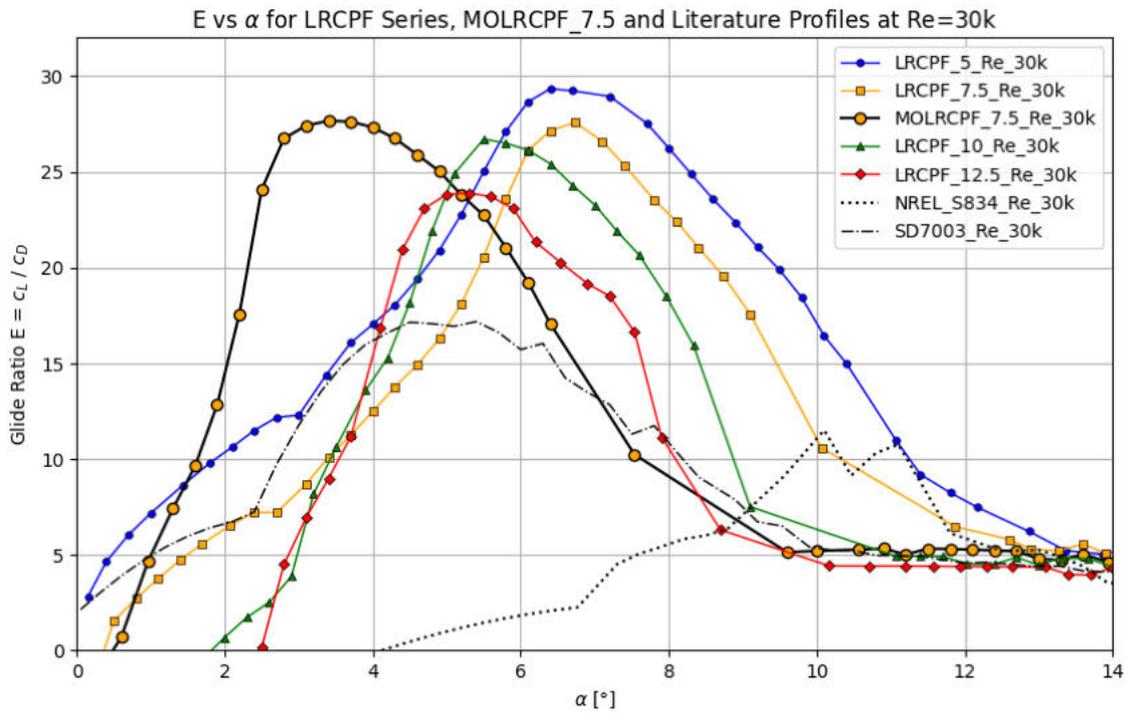


Abbildung D.2: Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 30.000$, eigene Darstellung

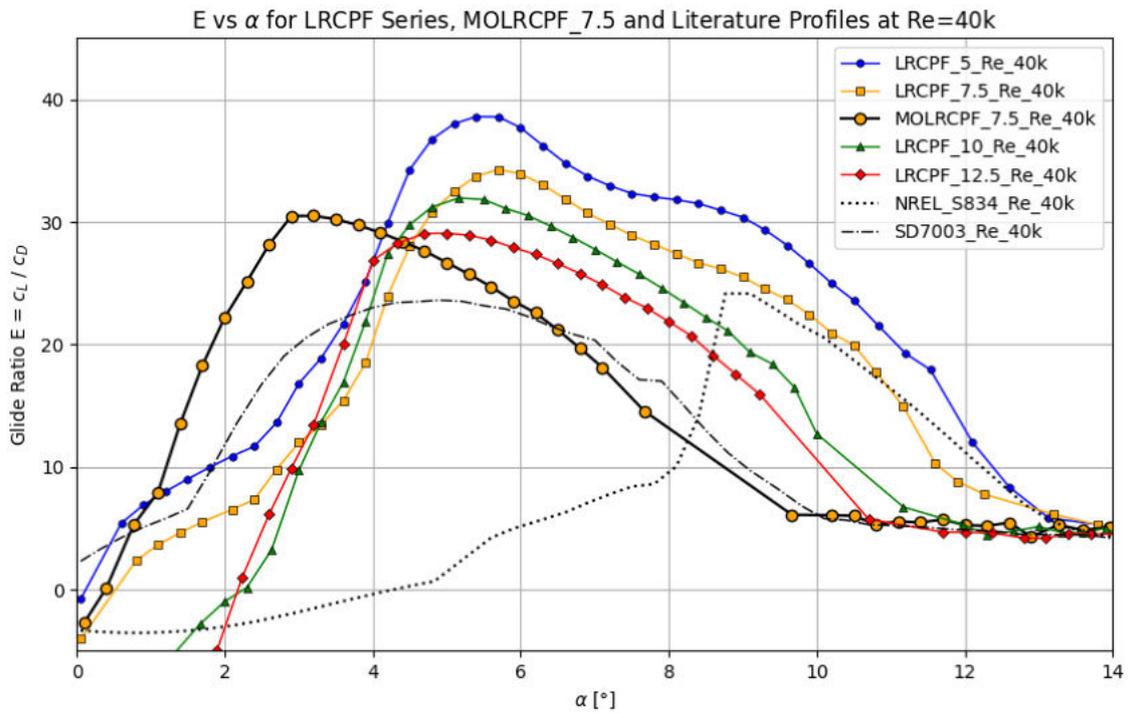


Abbildung D.3: Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 40.000$, eigene Darstellung

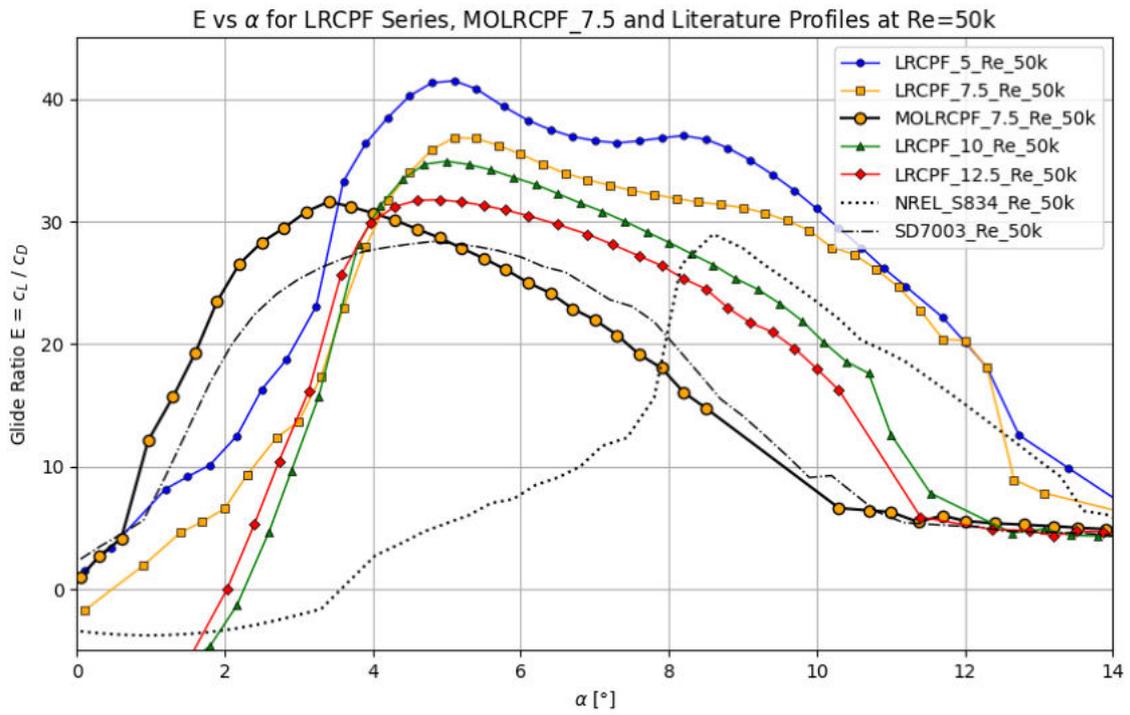


Abbildung D.4: Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 50.000$, eigene Darstellung

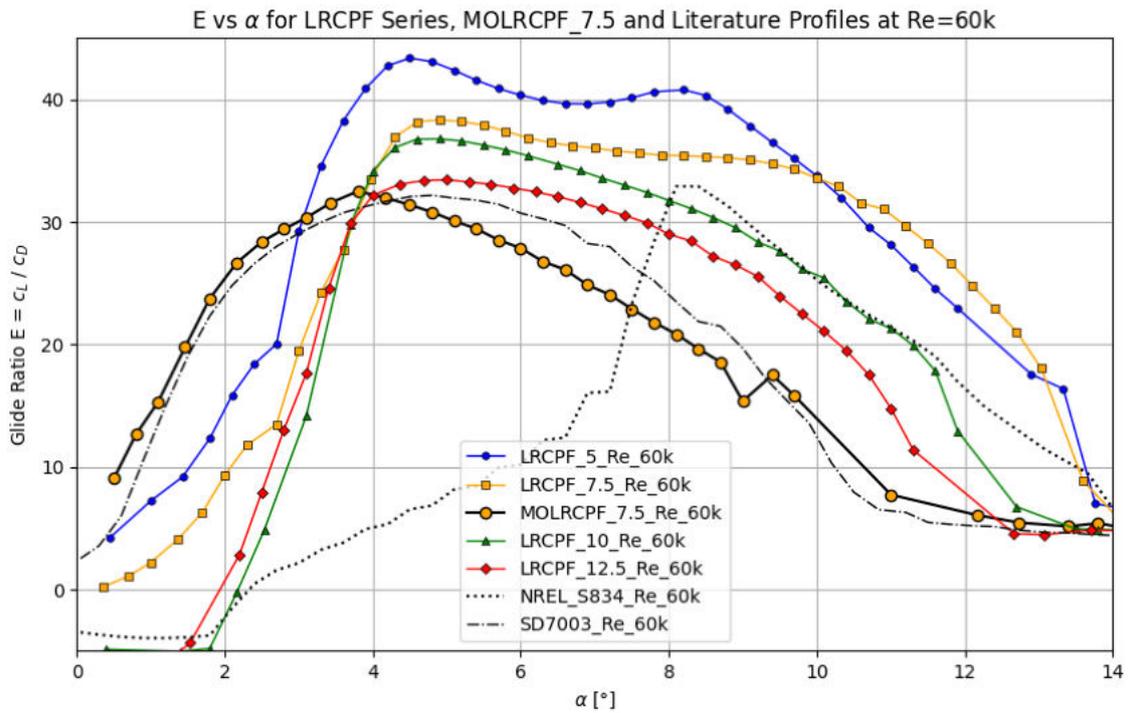
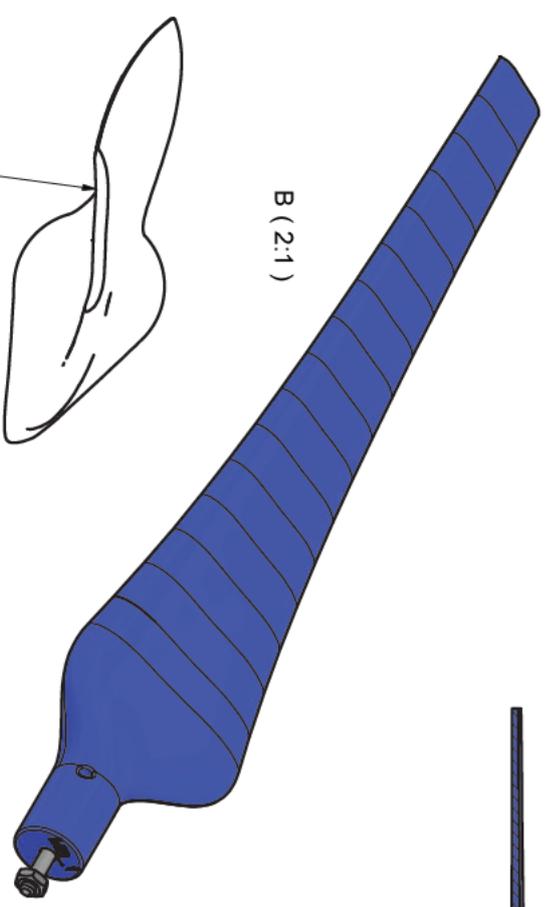
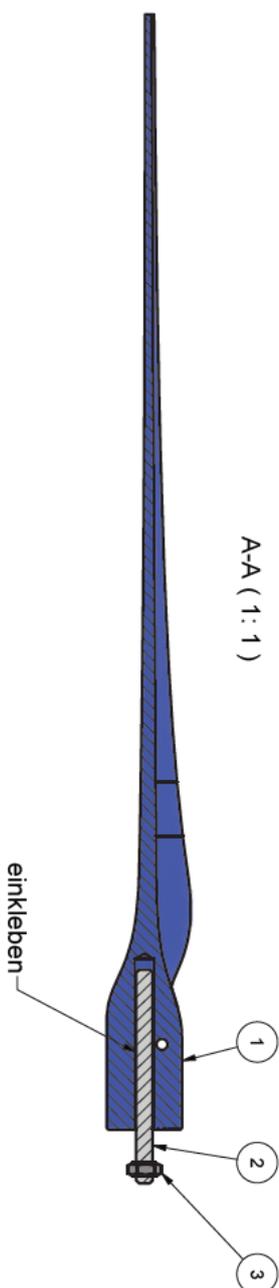
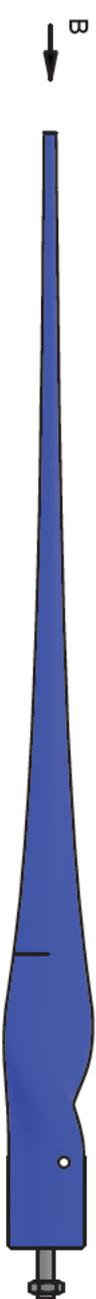
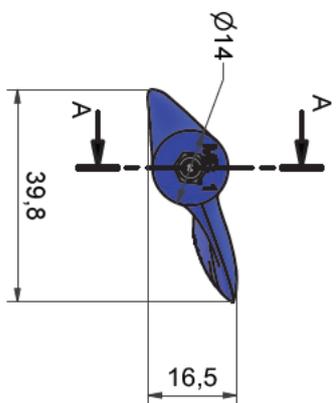
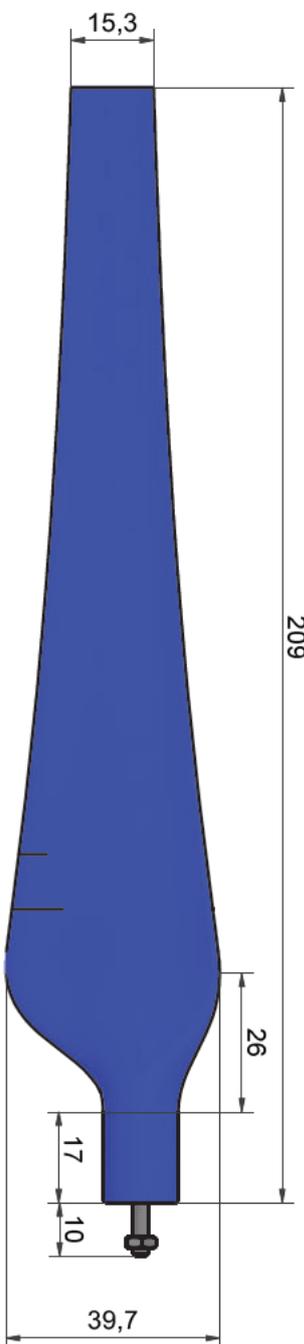


Abbildung D.5: Vergleich der Gleitzahlen bei $Re = 60.000$, eigene Darstellung

Anhang E

Baugruppenzeichnungen

Die folgenden Seiten enthalten die Zusammenbauzeichnungen für Rotorblatt und Nabe mit fester Klemmung.



$t_{min} = 1,15 \text{ mm}$

1	1	Rotorblatt	MB_1_blade	SLA	0,015 kg		
2	1	Gewindestange	DIN 975 - M3	st	0,000 kg	M3 x 40	
3	1	Sechskantmutter	DIN 934 - M3	st	0,000 kg		
4	1		MB_1_Qblade_reference	Geneitsch	0,000 kg		
Pos.	Mge	Bezeichnung	Sachnr./Bez.	Werkst.	Masse	Bemerkung	

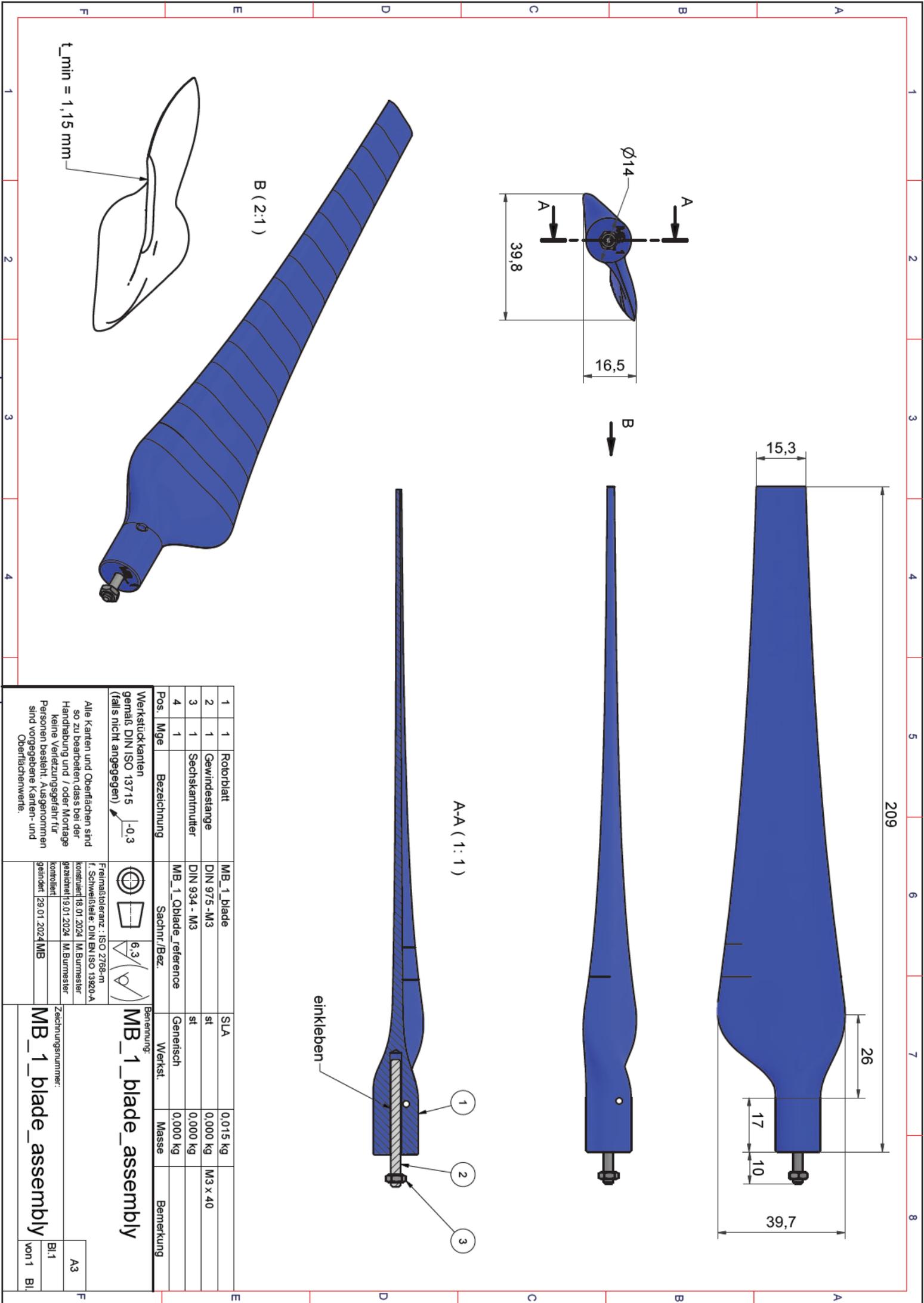
Werkstückkanten gemäß DIN ISO 13715 (falls nicht angegeben) $-0,3$

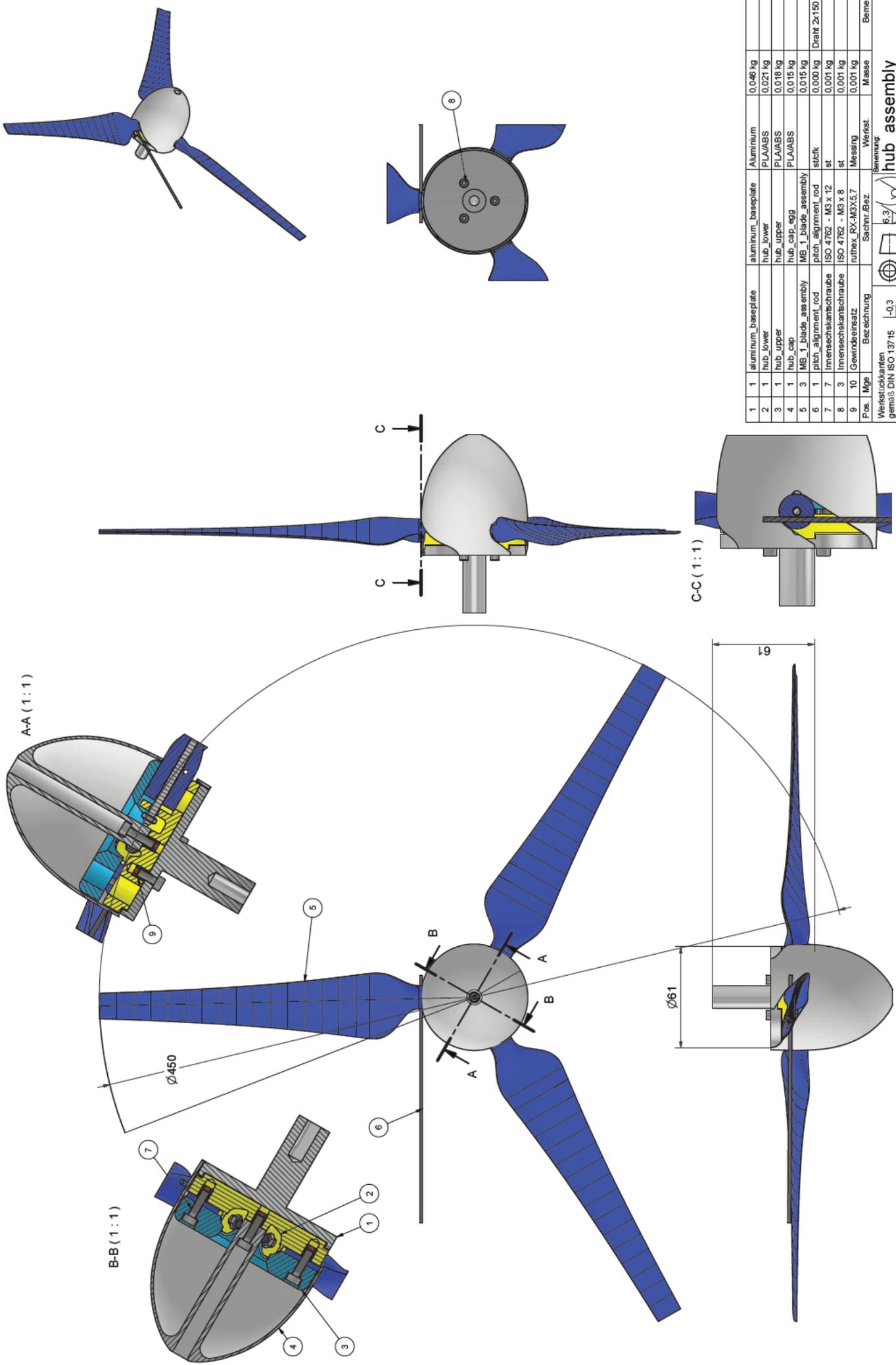
Freinadtoleranz: ISO 2768-m
 f. Schweißteile: DIN EN ISO 13920-A
 konstruiert: 18.01.2024 IM Burmester
 gezeichnet: 19.01.2024 IM Burmester

Alle Kanten und Oberflächen sind so zu bearbeiten, dass bei der Handhabung und / oder Montage keine Verletzungsgefahr für Personen besteht. Ausgenommen sind vorgegebene Kanten- und Oberflächenwerte.

Zeichnungsnummer:
MB_1_blade_assembly

Bl.1
 von 1 Bl.





Pos.	Menge	Bezeichnung	Werkst.	Masse	Bemerkung
1	1	aluminum_baseplate	Aluminium	0,046 kg	
2	1	hub_lower	PLA/ABS	0,021 kg	
3	1	hub_upper	PLA/ABS	0,018 kg	
4	1	hub_cap	PLA/ABS	0,015 kg	
5	3	MB_T_blade_assembly	MB_T_blade_assembly	0,019 kg	
6	1	pitch_alignment_rod	stck	0,000 kg	Dratht 2x150
7	7	innensechskantschraube	ISO 4762 - M3 x 12	0,001 kg	
8	3	innensechskantschraube	ISO 4762 - M3 x 8	0,001 kg	
9	10	Gewindeersatz	luthex_RX-M3x5,7	0,001 kg	
Benennung			Werkst.	Masse	Bemerkung
Werkstückkanten gemäß DIN ISO 13715 (falls nicht angegeben)			Sachtr. Bez.		
Alle Kanten und Oberflächen sind so zu bearbeiten, dass bei der Handhabung und / oder Montage keine scharfen Kanten entstehen. Personen besteht Augen- und sind vorgegebene Kanten- und Oberflächenwerte.					
Fertige Oberflächen: ISO 2768-m F. Schweißnähte: DIN EN ISO 1800-A Genauigkeit: ISO 1202: M Burmeister Genauigkeit: ISO 1202: M Burmeister Genauigkeit: ISO 1202: M Burmeister					
Zeichnungsnummer: hub_assembly					
Blatt: von 1 Bl.					

