

EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG DES
DYNAMISCHEN STRÖMUNGSABRISSES AN EINEM
ROTOR MIT AXIALER ZUSTRÖMUNG

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur
genehmigte Dissertation

von
Till Schwermer, M.Sc.

2018

1. Referent: Prof. Dr.-Ing. Markus Raffel
2. Referent: Prof. Dr.-Ing. Eike Stumpf

Tag der Promotion: 20. April 2018

Kurzfassung

Der dynamische Strömungsabriss (*Dynamic Stall*) am rücklaufenden Blatt des Hauptrotors schränkt die Flug envelope von modernen Helikoptern ein. Durch großflächige Strömungsablösungen verursacht er hohe strukturelle Lasten mit starken Hystereseffekten und beeinträchtigt die Steuerbarkeit. Mit analytischen und empirischen Modellen ist der *Dynamic Stall* nur schlecht vorhersagbar und wird im Hubschrauberentwurf wenig berücksichtigt. In dieser Dissertation wird ein Rotorteststand entwickelt, an dem der *Dynamic Stall* am Rotor vereinfacht und unter optimierten Randbedingungen untersucht werden kann. Er bietet eine gute optische Zugänglichkeit zur Anwendung berührungsloser Messverfahren. Der *Dynamic Stall* wird durch eine zyklische Rotorblattansteuerung erzielt. Bisher mussten Vorwärtsflugzustände am Rotor in sehr teuren Windkanalversuchen hergestellt werden, um den *Dynamic Stall* am Rotor zu untersuchen. Durch die Konstruktion des Teststandes werden darüber hinaus der Betrieb im Bodeneffekt und eine Rezirkulation des Rotornachlaufs vermieden.

Der Rotor besteht aus zwei negativ verwundenen Rotorblättern mit einer Streckung von 7.1 und einem Radius von 0.65 m. Er wird bei einer Drehfrequenz von 23.6 Hz betrieben, was bei 75 % Radius eine Machzahl von 0.21 und eine auf die Profiltiefe bezogene Reynoldszahl von 353 000 ergibt. Am Rotorblatt wird die Umströmung anhand von Strömungsvisualisierung mit *tufts*, instationären Oberflächendruckmessungen, Strömungsfeldmessungen mit der Particle Image Velocimetry (PIV) sowie der Differential Infrared Thermography (DIT) zur Ablösedetektion vermessen. Weiterhin wird die Blattspitzenauslenkung erfasst. Messungen werden an unterschiedlichen radialen Schnitten auf dem Rotorblatt und erstmalig für den gesamten Rotorumfang durchgeführt. Ein Telemetriesystem ermöglicht synchronisierte, instationäre Messungen im rotierenden System mit einer Signalbandbreite von 19 kHz.

Für eine zyklische Blattansteuerung mit einer Amplitude von 6.2° und einem mittleren Steuerwinkel von 16.9° bei 75 % Radius zeigen PIV-, DIT-, *tuft*- und Oberflächendruckdaten eine Strömungsablösung für die Hälfte des Rotorumfangs. Die stark dreidimensionale Ablösung wird bei 84 % Radius initiiert und breitet sich von dort zur

Blattspitze und -wurzel aus. Mehrere Ablösezellen, wie an schwingenden Profilen und Blattspitzen beobachtet, treten am Rotor nicht auf. An der Blattspitze und bei halber Spannweite tritt der *Dynamic Stall* schwächer und verzögert gegenüber 84 % Radius auf. Während der Ablösung spielen Zentrifugalkräfte eine dominante Rolle im Rezirkulationsgebiet. Dort kommt es zu hohen spannsweitigen Strömungsgeschwindigkeiten, die in Richtung Blattspitze linear zunehmen. Eine globale Einteilung des *Dynamic Stalls* in *Light Stall* oder *Deep Stall* kann aufgrund großer radialer Unterschiede im Ausmaß und im zeitlichen Verlauf des *Dynamic Stalls* nicht erfolgen. Durch die hohe Aperiodizität des *Dynamic Stalls* weisen Phasenmittelungen der PIV- und Druckdaten Abweichungen zu den instantanen Messwerten von bis zu 64 % auf.

Es werden dreidimensionale Strömungsphänomene aufgezeigt und mit dem nicht-rotierenden Fall sowie mit Ergebnissen aus numerischen Strömungssimulationen verglichen. Dies ermöglicht ein besseres Verständnis des Einflusses der Rotation auf den *Dynamic Stall*.

Stichwörter: Dynamischer Strömungsabriss, Rotor, Schweberversuch, Particle Image Velocimetry

Abstract

Dynamic Stall Experiments on a Rotor in Axial Inflow

Dynamic stall on the retreating main rotor blade limits the flight envelope of modern helicopters. High structural loads with hysteresis effects and handling quality issues are introduced due to extensive flow separation. It is difficult to predict dynamic stall by means of analytical and empirical methods. Therefore dynamic stall is not considered in detail during the helicopter rotor design process. In this thesis a test facility is developed to investigate dynamic stall on the rotor under improved boundary conditions. The improvements due to the design of the rotor test stand are: operation out of ground effect, the reduction of rotor wake recirculation and good optical access to apply non-intrusive measuring techniques. Dynamic stall is triggered by a cyclic variation of the blade pitch angle. Until now expensive wind tunnel test campaigns were necessary to simulate forward flight conditions in which dynamic stall occurs.

The rotor consists of two negatively twisted blades with a tip radius of 0.65 m and an aspect ratio of 7.1. It is operated at a rotational frequency of 23.6 Hz, leading to a Mach number of 0.21 and a chord based Reynolds number of 353 000, both at 75 % radius. The flow around the blades is analyzed by means of tuft flow visualizations, unsteady surface pressure measurements, particle image velocimetry (PIV) for flow field measurements and differential infrared thermography (DIT) to detect flow separation. In addition the blade tip deflection is measured. Optical measurements were taken at different radii, covering the whole blade revolution for the first time. A telemetry system enabled for synchronized and unsteady measurements in the rotating frame with a bandwidth of 19 kHz.

For a cyclic pitch case with an amplitude of 6.2° and a mean pitch angle of 16.9° at 75 % radius, PIV, DIT, tufts and surface pressure data show flow separation over one half of the blade revolution. The dynamic stall is observed to be strongly three-dimensional with the initial and strongest separation at 84 % radius from whence it spreads in in- and outboard direction. Multiple stall cells, as found on pitching airfoils and blade tips,

were not observed on the rotor. The separation behavior is delayed and weakened near the tip and at mid-span compared to 84 % radius. Centrifugal forces dominate the recirculating flow during separation with instantaneous outward flow velocities increasing linearly towards the tip. Furthermore a global classification of the dynamic stall, namely, *Light Stall* or *Deep Stall*, is not reasonable due to radial differences. Phase-averaging of the PIV and surface pressure data is found to lead to an underestimation of instantaneous peak values up to 64 % due to the strong aperiodicity of the dynamic stall.

In this study differing three-dimensional flow features compared to the non-rotating pitching blade tip are revealed and the results are compared with numerical flow simulations. A deeper insight in the role of rotation in dynamic stall is given.

Keywords: Dynamic stall, rotor, hover facility, particle image velocimetry

Vorwort

Diese Arbeit ist während meiner Zeit am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. (DLR) in der Abteilung Hubschrauber in Göttingen entstanden.

Zuerst möchte ich meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Markus Raffel für das Vertrauen in meine Arbeit und dafür, dass er mich stets mit Rat und Tat unterstützt hat, danken. Weiterhin gilt mein Dank Prof. Dr.-Ing. Eike Stumpf und Prof. Dr.-Ing. Peter Wriggers für die Erstellung des Zweitgutachtens sowie die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Viele Kollegen des DLR haben zum Gelingen meiner Arbeit beigetragen – zu viele, als dass ich sie alle namentlich nennen könnte. Ich möchte mich aber ganz herzlich bei allen bedanken, die mir hilfreich zur Seite standen. Vor allem danke ich den Kollegen der Abteilung Hubschrauber für die aufschlussreichen Diskussionen und die tatkräftige Unterstützung am RTG, die ich mehr als einmal in Anspruch genommen habe. Insbesondere gilt mein Dank Kai Richter und Tony Gardner, die diese Arbeit fachlich betreut haben. Ohne Markus Krebs' jahrelange umfangreiche Hilfe wäre der Aufbau des RTG undenkbar gewesen. Auch Benjamin Ewers hat mich mit seinen einfallsreichen messtechnischen Lösungen sehr unterstützt. Beiden einen großen Dank dafür.

Ein Dankeschön geht auch an die Kollegen vom Systemhaus Technik am DLR in Göttingen und Braunschweig, die an Konstruktion und Bau des RTG beteiligt waren. Den Doktoranden des Instituts möchte ich für die Hilfe bei kleineren und größeren Problemen sowie die fachlichen und fachfremden Diskussionen danken. Insbesondere möchte ich hier meine Bürokollegen Kurt Kaufmann, Christoph Merz und Andreas Goerttler nennen und mich zusätzlich für die ausgezeichnete Atmosphäre bedanken.

Abschließend gilt meiner Familie und meinen Freunden ein großes Dankeschön für die Unterstützung und den Rückhalt zu jeder Zeit. Ihr alle habt mir eine unvergessliche Zeit in Göttingen und Hamburg beschert. Mein größter Dank gilt Christin, die mir uneingeschränkt zur Seite stand – auch schwierige Momente mit mir durchgestanden und stets gute Laune verbreitet hat. Ein besonderer Dank für die schönen Jahre vor und während meiner Zeit in Göttingen geht an Dennis – *wir seh'n uns oben!*

Publikationen

Im Rahmen dieser Dissertation wurden folgende Artikel in Fachzeitschriften und Konferenzbänden veröffentlicht. Einige Abbildungen und Daten wurden, teilweise überarbeitet, aus diesen Artikeln übernommen.

- Schwermer, T., Gardner, A.D. & Raffel, M.: „A Novel Experiment to Understand the Dynamic Stall Phenomenon in Rotor Axial Flight“, *Journal of the American Helicopter Society* (Mai 2018: eingereicht und akzeptiert, derzeit im Revisionsprozess).
- Schwermer, T., Gardner, A.D. & Raffel, M.: „Dynamic Stall Experiments on a Rotor with High Cyclic Setting in Axial Inflow“, *73rd American Helicopter Society Annual Forum*, Fort Worth, USA, 09.–11. Mai 2017.
- Schwermer, T., Richter, K. & Raffel, M.: „Development of a Rotor Test Facility for the Investigation of Dynamic Stall“, In: *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics X*, (Herausgegeben von Dillmann, A., Heller, G., Krämer, E., Wagner, C. & Breitsamter, C.), Band 132 von *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*, S. 663–673, Springer International Publishing, 2016. doi:10.1007/978-3-319-27279-5_58
- Schwermer, T., Richter, K. & Raffel, M.: „Development of a Rotor Test Facility for the Investigation of Dynamic Stall“, *19. DGLR-Fachsymposium der STAB*, München, 04.–05. November 2014.
- Schwermer, T., Merz, C.B., Richter, K., Frieling, D. & Raffel, M.: „Differential Infrared Thermography for Transition Detection on Rotor Blades“, *17th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lissabon, Portugal, 07.–10. Juli 2014.

Die in folgenden Publikationen verwendeten Messdaten wurden im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten Messkampagne am RTG mit maßgeblicher Beteiligung durch den Autor gewonnen und ausgewertet. Einige Abbildungen wurden, teilweise überarbeitet, aus diesen Artikeln übernommen und entsprechend gekennzeichnet.

- Letzgus, J., Gardner, A.D., Schwermer, T., Keßler, M. & Krämer, E.: „Numerical Investigations of Dynamic Stall on a Rotor with Cyclic Pitch Control“, *43rd European Rotorcraft Forum*, Mailand, Italien, 12.–15. September 2017.
- Raffel, M., Gardner, A.D., Schwermer, T., Merz, C.B., Weiss, A., Braukmann, J.N. & Wolf, C.C.: „Rotating Blade Stall Maps Measured by Differential Infrared Thermography“, *AIAA Journal*, Band 55 (5), S. 1753–1756, 2017. doi:10.2514/1.J055452
- Weiss, A., Geisler, R., Schwermer, T., Yorita, D., Henne, U., Klein, C. & Raffel, M.: „Single-Shot Pressure-Sensitive Paint Lifetime Measurements on Fast Rotating Blades Using an Optimized Double-Shutter Technique“, *Experiments in Fluids*, Band 58 (9), 2017. doi:10.1007/s00348-017-2400-4

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	xiii
1 Einleitung	1
1.1 Der dynamische Strömungsabriss	4
1.2 Literatur und Stand der Technik	8
1.2.1 Frühe Arbeiten	9
1.2.2 <i>Dynamic Stall</i> an nickenden Profilen und Flügeln	12
1.2.3 <i>Dynamic Stall</i> im rotierenden System	14
1.3 Motivation	21
2 Entwicklung eines Prinzipexperiments	25
2.1 Der Rotorteststand	29
2.2 Design des Rotorkopfes	33
2.3 Design der Rotorblätter	34
2.4 Lastvorhersagen	35
2.4.1 Numerische Strömungssimulationen	36
2.4.2 Lastfälle	38
2.5 Festigkeitsnachweis	41
2.5.1 Berechnung	41
2.5.2 Zulassungsversuche: Experimentelle Nachweise	43
2.6 Betriebsgrenzen	47
2.6.1 Lastkriterien	47
2.6.2 Stabilitätskriterien	48
2.7 Betrieb des RTG	50

2.7.1	Tracking	51
2.7.2	Wartung	52
2.7.3	Optimierung	52
3	Experimentelle Methoden	57
3.1	Dynamische Strömungsablösung an Modellrotoren	57
3.2	Messtechnik im rotierenden System	58
3.2.1	Instrumentierung	58
3.2.2	Kalibration und Messgenauigkeit	65
3.2.3	Datenerfassung im rotierenden System	68
3.3	Messtechnik im stationären System	71
3.3.1	Particle Image Velocimetry	72
3.3.2	Strömungsvisualisierung mit <i>tufts</i>	80
3.3.3	Rotorblattverformung	81
3.4	Versuchsdurchführung	83
4	Experimentelle Ergebnisse und Diskussion	87
4.1	Kollektive Polare	88
4.2	<i>Dynamic Stall</i> im Schweberversuch?	90
4.3	Zeitliche Entwicklung	96
4.3.1	Strömungsfelder	96
4.3.2	Oberflächendrücke	98
4.4	Spannweite Phänomene	102
4.4.1	Klassifizierung des <i>Dynamic Stalls</i>	102
4.4.2	Spannweite Strömungskomponente	110
4.4.3	Zirkulation	116
4.5	Einfluss des mittleren Steuerwinkels	119
4.6	Laminar-turbulente Grenzschichttransition	122
4.7	Modelldeformation	124
5	Zusammenfassung und Ausblick	129

Literaturverzeichnis	133
Abbildungsverzeichnis	147
Tabellenverzeichnis	151
A Stoffwerte der Luft	153
Lebenslauf	159

Nomenklatur

Lateinische Formelzeichen

A'	N/m	Auftrieb pro Einheitsbreite (2D)
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
a_0		Fourier-Koeffizient (Mittelwert)
b	m	Spannweite, $b = 0.49$ m
C_S	-	Rotorschubbeiwert, $C_S = F_S / (\rho_\infty \pi R^2 (2\pi\Omega R)^2)$
c_S	-	lokaler Schubbeiwert, $c_S = F'_S(r) / (0.5\rho_\infty (2\pi\Omega r)^2 c)$
c	m	Profiltiefe, $c = 0.072$ m
c_m	-	lokaler Nickmomentenbeiwert am Profilschnitt
c_a	-	lokaler Auftriebsbeiwert am Profilschnitt
c_n	-	lokaler Normalkraftbeiwert am Profilschnitt
c_p	-	Druckbeiwert (Gl. 3.8)
d	m	Durchmesser
d_{LS}	m	Lichtschnittdicke
F_S	N	Rotorschub (orthogonal zu Rotorebene)
F_X, F_Y, F_Z	N	Kraft in X, Y, Z -Richtung (bezogen auf ein Rotorblatt)
f	Hz	Frequenz
f_n	Hz	Profilnickfrequenz
g	m/s	Erdbeschleunigung, $g = 9.81$ m/s
k	-	reduzierte Frequenz, $k = (\pi f_n c) / (2\pi\Omega r)$ für 1/rev Ansteuerung mit $f_n = \Omega$: $k(r) = c / (2r)$
M	-	Vergrößerung (optische Linsen)
Ma	-	Machzahl (Gl. 3.10)
M_W	Nm	Wellenbiegemoment
M_X, M_Y	Nm	Moment um die X, Y -Achse (bezogen auf ein Rotorblatt)
m	Pa/V	Sensitivität (Drucksensoren)
N_B	-	Anzahl der Rotorblätter
p	Pa	Druck

p_{atm}	Pa	atmosphärischer Umgebungsdruck
q_T	Pa	lokaler dynamischer Druck (fiktiver Druck, gebildet mit lokaler Rotationsgeschwindigkeit (Gl. 3.7): $q_T(r) = 2\rho(\pi\Omega r)^2$)
R	m	Radius, $R = 0.65$ m
Re_c	-	Reynoldszahl (bezogen auf die Profiltiefe c , Gl. 3.11)
r	m	radiale Koordinate
S	m ²	Flügelfläche
T	s	Periodendauer
t	s	Zeit
U_p	V	Ausgangsspannung der Drucksensoren
u	m/s	Geschwindigkeit
u_x, u_y, u_z	m/s	Geschwindigkeitskomponente in x, y, z -Richtung
V_{res}	m/s	resultierende lokale Rotorblattanströmgeschwindigkeit
V_R, V_T, V_N	m/s	radiale, tangentielle, normale Geschwindigkeitskomponente der Rotorblattanströmung
V_∞	m/s	Anströmgeschwindigkeit
X	m	Koordinate in Profiltiefenrichtung (globales Rotorblattsystem)
x	m	Koordinate in Profiltiefenrichtung (lokales Profilschnittsystem)
x'	m	Koordinate in Profiltiefenrichtung (Ursprung an Vorderkante)
Y	m	Koordinate in Spannweitenrichtung (globales Rotorblattsystem)
y	m	Koordinate in Spannweitenrichtung (lokales Profilschnittsystem)
Z	m	spannt rechtshändiges Koordinatensystem mit X und Y auf
z	m	spannt rechtshändiges Koordinatensystem mit x und y auf

Griechische Formelzeichen

α	°	(effektiver) Profilanstellwinkel
α_{max}	°	statischer Ablösewinkel
$\bar{\alpha}$	°	mittlerer Profilanstellwinkel
$\hat{\alpha}$	°	Profilanstellwinkelamplitude
Γ	m ² /s	Zirkulation
Δ		Differenz
δ	m	Dicke der Geschwindigkeitsgrenzschicht ($0.99 \cdot V_{\text{res}}$)
δ_ω	m	Scherschichtdicke (engl. <i>vorticity thickness</i>)
ε		Fehler
ζ	m	Verschiebung
$\dot{\zeta}$	m/s	Geschwindigkeit der Verschiebung
η	Pa · s	dynamische Viskosität

Θ	°	Steuerwinkel
Θ_{tw}	°	Verwindung
$\bar{\Theta}$	°	mittlerer Steuerwinkel
$\hat{\Theta}$	°	Steuerwinkelamplitude
θ	°	lokaler Einstellwinkel am Profilschnitt, $f(r, \psi)$
ϑ	°C	Temperatur
Λ	-	Streckungsverhältnis, $\Lambda = b/c_{avg} = b^2/S$
μ	-	Fortschrittsgrad, $\mu = V_{\infty}/(\Omega R)$
ρ_{∞}	kg/m ³	Luftdichte der Anströmung
σ		Standardabweichung
ς	-	Flächendichte (engl. <i>solidity</i>), $\varsigma = (c_{avg} N_B)/(\pi R)$
τ	s	Zeitkonstante
φ	%	relative Luftfeuchtigkeit
ϕ	°	induzierter Profilanstellwinkel, $\phi = \theta - \alpha$
ψ	°	Azimut (rumpf-/prüfstandsfest)
ω	1/s	Wirbelstärke (engl. <i>vorticity</i>)
Ω	Hz	Rotordrehfrequenz

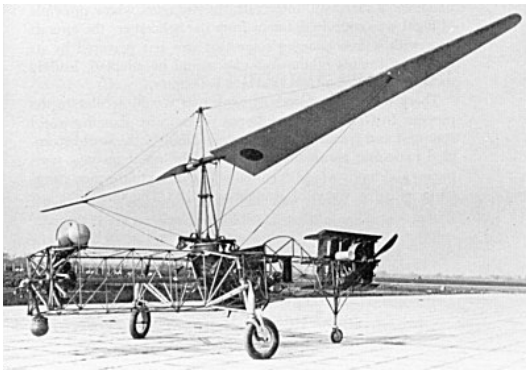
Indizes und Symbole

53, 75, ...	Bezogen auf einen spezifischen Radius, z. B. $r/R = 0.75$: Θ_{75}
avg	arithmetischer Mittelwert (engl. <i>average</i>)
bs	Blattspitze
dyn	dynamisch
f	Strömungsfluid
ll	Überlast (engl. <i>limit load</i>)
max	maximal
mess	Messposition
p	Partikel
red	reduziert
ref	Referenz
rel	relativ
sep	abgelöst
st	statisch
ul	Grenzlast (engl. <i>ultimate load</i>)
v	Wirbel (engl. <i>vortex</i>)
↑	im Aufschwung
↓	im Abschwung

Abkürzungen

2D, 3D	zwei-, dreidimensional
A/D	Analog/Digital (Messtechnik)
CFD	Computational Fluid Dynamics
DDES	Delayed Detached-Eddy Simulation
DEHS	Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat
DFG	Deutsche Forschungsgemeinschaft
DIT	Differential Infrared Thermographie
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DMS	Dehnungsmessstreifen
FEM	Finite Elemente Methode
GOAHEAD	Generation Of Advanced Helicopter Experimental Aerodynamic Database for CFD code validation
IRIG-B	Inter Range Instrumentation Group Timecode, Gruppe B
Laser	Light Amplification by Stimulated Emission of Radiation
LED	Lichtemittierende Diode (engl. <i>light-emitting diode</i>)
PIV	Particle Image Velocimetry
PSP	Pressure Sensitive Paint (drucksensitive Farbe)
rev	Umdrehung (engl. <i>revolution</i>)
RTG	Rotorteststand Göttingen
TTL	Transistor-Transistor-Logik
URANS	Unsteady Reynolds-Averaged-Navier-Stokes

1 Einleitung



(a)



(b)

Abbildung 1.1: In a) einer der ersten fliegenden Hubschrauber mit einem Haupt- und Heckrotor, entworfen von von Baumhaeur in den 1920er Jahren (mit freundlicher Genehmigung des Smithsonian National Air and Space Museum, NASM 77-721). In b) ein Westland Lynx Hubschrauber. In dieser modifizierten Version stellte er am 11.08.1986 den bis heute gültigen Geschwindigkeitsrekord für Hubschrauber mit konventionellem Design (Haupt- und Heckrotor) auf (Bild von Derek Heley).

Hubschrauber werden aufgrund ihrer besonderen Flugeigenschaften weltweit in unterschiedlichsten Einsatzgebieten verwendet. Die Fähigkeit, in der Luft zu schweben sowie senkrecht starten und landen zu können, macht sie einzigartig. Hubschrauber sind für Rettungseinsätze oder Transportaufgaben, zum Beispiel im unwegsamen Gelände wie in Gebirgen oder auf See, unersetzlich. Abbildung 1.1 zeigt zwei Generationen von Hubschraubern. Einer der ersten fliegenden Hubschrauber, der eine konventionelle Konfiguration mit Haupt- und Heckrotor verwendete, wurde in den 1920er Jahren von von Baumhaeur entworfen und ist in a) dargestellt. In b) ist der Westland Lynx Hubschrauber abgebildet, mit dem am 11.08.1986 der bis heute gültige Geschwindigkeitsrekord von 400.87 km/h für diese Konfiguration aufgestellt wurde. Sie war und ist auch heute noch die am weitesten verbreitete Hubschrauberkonfiguration [6]. Dabei wird mit dem Heckrotor das vom Hauptrotor eingebrachte Drehmoment kompensiert und der Hubschrauber um die Hochachse gesteuert. Der vom Heckrotor erzeugte Schub wird über den kollektiven Einstellwinkel seiner Rotorblätter variiert.

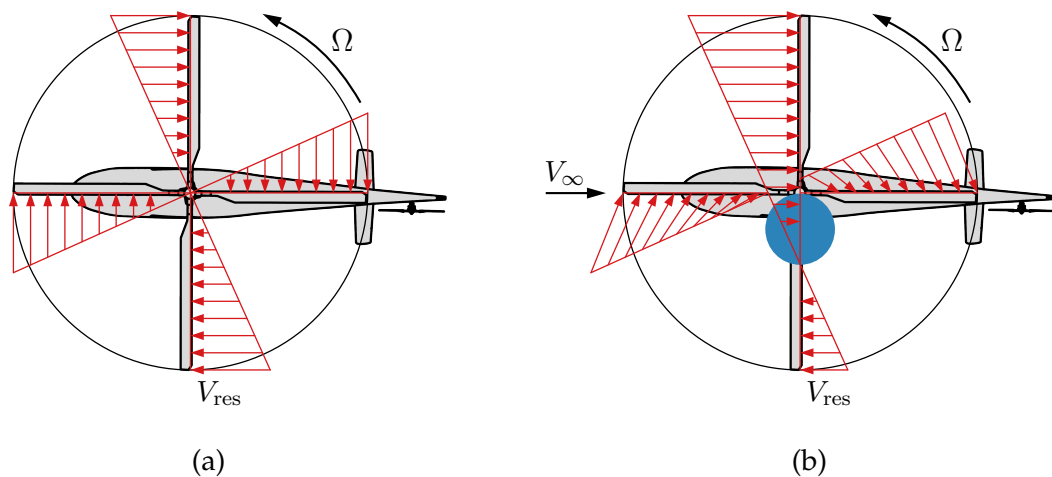


Abbildung 1.2: In a) lokale Anströmung der Rotorblätter im Schwebeflug. In b) lokale Anströmung bei einem Fortschrittsgrad von $\mu = 0.4$ als Überlagerung aus Rotations- und Vorwärtsgeschwindigkeit. In blau gekennzeichnet ist der Bereich lokaler Rückströmung am Blatt, der sich über die inneren 40 % Radius erstreckt.

Eine zyklische, das heißt über den Umlauf veränderliche, Einstellwinkelverstellung erfolgt nicht. Demgegenüber ist die Ansteuerung des Hauptrotors komplexer, da über die Taumelscheibe sowohl ein kollektiver als auch ein zyklischer Einstellwinkel der Rotorblätter vorgegeben wird. Warum letzterer notwendig ist, lässt sich anhand von Abb. 1.2 erklären. Geht man vereinfachend davon aus, dass die Profiltiefe sowie die Fluideigenschaften entlang des Rotorblattradiuses konstant sind, so ist der an einem zweidimensionalen Profilschnitt erzeugte Auftrieb nach Anderson [1] lediglich abhängig vom Auftriebsbeiwert und der lokalen Anströmgeschwindigkeit V_{res} :

$$A' \propto c_a V_{res}^2 . \quad (1.1)$$

Die Rotation des Hauptrotors um die Rotorachse führt zu einer linearen Verteilung der Anströmgeschwindigkeit in radialer Richtung, wobei die Geschwindigkeiten im Blattspitzenbereich höher als die im Wurzelbereich des Rotors sind. Der Nulldurchgang befindet sich auf der Rotorachse (Abb. 1.2 a)). Abbildung 1.2 b) zeigt den Fall eines reinen Vorwärtsflugs mit dem Fortschrittsgrad $\mu = 0.4$. Aus der Überlagerung der Rotations- mit der Vorwärtsgeschwindigkeit ergibt sich die dargestellte Geschwindigkeitsverteilung. Dabei sind in Umlaufrichtung veränderliche Anströmgeschwindigkeiten zu erkennen. Die lokale Anströmgeschwindigkeit auf der vorlaufenden Rotorseite ist erhöht, während es auf der rücklaufenden Rotorseite an den inneren 40 % des Rotorradiuses zu einer rückwärtigen Profilmströmung kommt. Wenn sich der Hubschrauber in einem stationären, sogenannten getrimmten, Flugzustand befindet, muss ein Kräfte- und Momentengleichgewicht herrschen. Wird vereinfachend ein isolierter

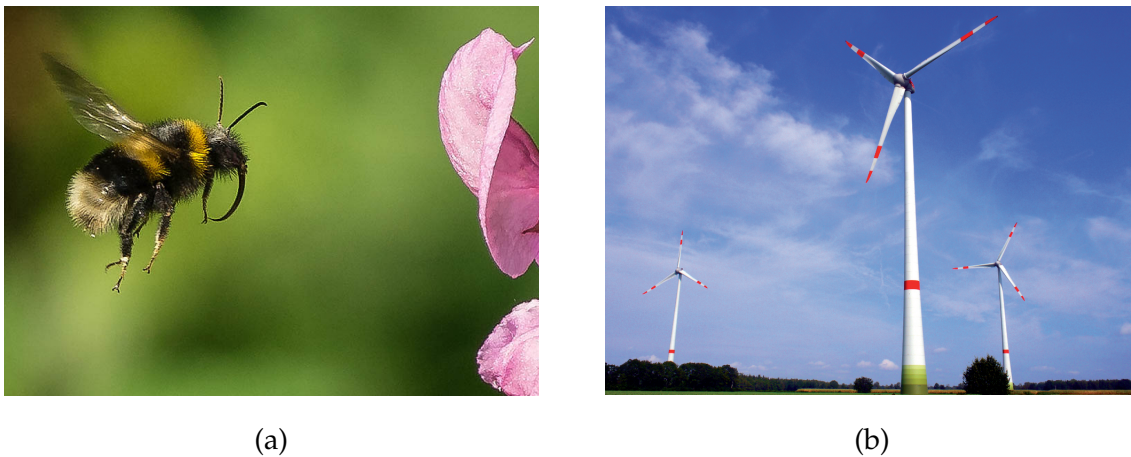


Abbildung 1.3: Beispiele für instationäre Aerodynamik. In a) der Insektenflug am Beispiel einer Hummel (Bild von Holger Lorenschat). In b) als Herausforderung an Windkraftanlagen.

Rotor betrachtet, ist dies im Schwebeflug gegeben, wenn der Rotorblatteinstellwinkel während des Umlaufes konstant ist. Im Vorwärtsflug variiert die lokale Anströmgeschwindigkeit (siehe Abb. 1.2b)), was nach Gl. 1.1 zu einem Auftriebsanstieg auf der vorlaufenden und einem Auftriebsabfall auf der rücklaufenden Rotorseite führen würde. Eine entsprechende Trimmung des Hubschraubers erfolgt durch eine Reduzierung des Einstellwinkels auf der vorlaufenden und eine Erhöhung des Einstellwinkels auf der rücklaufenden Rotorseite. Dies wird als zyklische Einstellwinkelverteilung bezeichnet. Durch die periodische Veränderung des Einstellwinkels, Rumpfeinflüsse und diverse aerodynamische Phänomene wie stoßinduzierte Vorderkantenablösung auf der vorlaufenden Seite oder Rotorblatt-Wirbel-Interaktionen treten am Rotorblatt instationäre Strömungseffekte wie beispielsweise der dynamische Strömungsabriss (engl. *Dynamic Stall*) auf. Dieses Phänomen ist nicht nur an Hubschrauberrotoren zu beobachten, sondern tritt sowohl in der Natur beispielsweise im Insektenflug [19, 120] (Abb. 1.3 a)), als auch bei anderen technischen Anwendungen wie Windkraftanlagen [104] (Abb. 1.3b)) und Turbinen auf. Dabei fallen die Reynoldszahlen, vor allem beim Insektenflug, um Größenordnungen geringer aus.

Der *Dynamic Stall* kann in einem geringen Maß innerhalb der Flug envelope eines Hubschraubers toleriert werden und tritt auch im regulären Betrieb auf. Der Grenzbereich hin zu einem unzulässigen Ausmaß des *Dynamic Stalls* kann jedoch sehr schmal sein [49] und die Auslegung des Flugbereichs eines Hubschraubers muss so gewählt werden, dass zum Beispiel Manöver auch noch im schnellen Vorwärtsflug möglich sind. Unterschiedliche Maßnahmen können diesen Grenzbereich verschieben. So wurde der Westland Lynx Hubschrauber mit speziell geformten Rotorblattspitzen ausgerüstet (siehe Abb. 1.1 b) und 1.9).

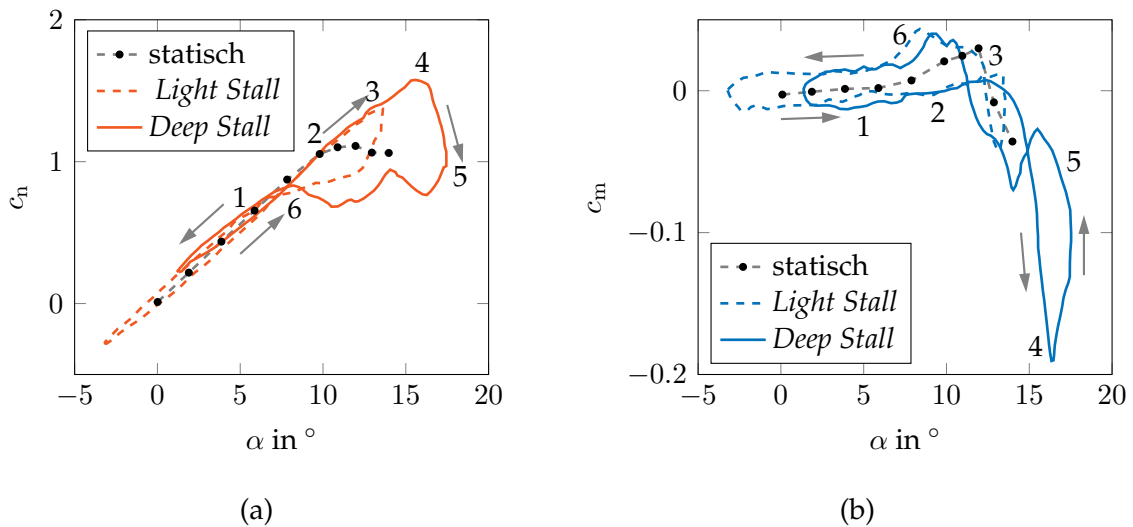


Abbildung 1.4: Darstellung des Normalkraftbeiwerts in a) und des Nickmomentenbeiwerts in b), jeweils über dem Anstellwinkel für eine statische Profilanströmung sowie für zwei schwingende Profile ($Ma = 0.38$, $Re = 3.5 \cdot 10^6$). Für die schwingenden Fälle bei einem *Light Stall*-Fall ($\alpha(t) = 5.2^\circ - 8.4^\circ \cos(2\pi f_n t)$) und einem *Deep Stall*-Fall ($\alpha(t) = 9.3^\circ - 8.1^\circ \cos(2\pi f_n t)$) jeweils mit $k = 0.075$. Nach Daten von Wood [125]. Ziffern markieren die in Abb. 1.5 skizzierten Strömungszustände.

Diese Dissertation soll einen Beitrag dazu leisten, ein tiefgründigeres Verständnis des Phänomens *Dynamic Stall* zu erlangen, um es letztendlich beeinflussen zu können und das Einsatzspektrum von Hubschraubern zu erweitern. Dazu wird im Folgenden auf den dynamischen Strömungsabriss eingegangen und im Anschluss der Stand der Technik erläutert.

1.1 Der dynamische Strömungsabriss

Worin sich der dynamische vom statischen Strömungsabriss hinsichtlich der aerodynamischen Lasten unterscheidet, zeigt Abb. 1.4. Darin sind in a) die Normalkraft- und in b) die Nickmomentenbeiwerte eines NACA 0012 Profils für statische und instationäre Strömungsbedingungen mit Daten von Wood [125] dargestellt.

Wird der Anstellwinkel des statisch angeströmten Profils langsam erhöht, so steigt der Normalkraftbeiwert linear über dem Anstellwinkel an, während das Nickmoment nur leicht steigt. Ab einem gewissen Punkt besitzt die Strömung reibungsbedingt nicht mehr genug Energie, um den positiven Druckgradienten entlang der Körperkontur zu überwinden, was zum Strömungsabriss führt. Dabei kommt es zum Einbruch der vom Profil erzeugten Normalkraft und des Nickmoments. Dieser Punkt kennzeichnet den statischen *stall*- oder Abrisswinkel α_{\max} .

Der *Dynamic Stall* ist charakterisiert durch eine – im Vergleich mit der stationären Profilanströmung – verspätete Ablösung. Der physikalische Mechanismus des *Dynamic Stalls* unterscheidet sich dabei grundlegend von dem des statischen Strömungsabrisses. Leishman [43] fasst die in der Literatur (u. a. [20, 55, 61]) beschriebenen Effekte, welche bei instationären Anströmbedingungen in einer Verzögerung der Ablösung resultieren, zu dreien wie folgt zusammen. Erstens sind der Auftrieb und der positive Druckgradient auf dem Profil in der Phase vollständig anliegender Strömung geringer im Vergleich zur statischen Anströmung bei gleichem Anstellwinkel. Dies wird durch die Instationarität der Strömung bedingt und durch ein Abschwimmen von Zirkulation im Nachlauf des Profils aufgrund der Variation des Anstellwinkels verursacht. Zweitens führt die Kinematik der Bewegung zu einer künstlichen Entwölbung des Profils und damit ebenfalls zu einer Reduzierung von Auftrieb und Druckgradienten. Drittens treten durch den positiven Druckgradienten getriebene, instationäre Effekte in der Grenzschicht auf, die eine Ablösung der Strömung verzögern. Dabei kommt es auf der Profilloberseite zu großflächigen Rückströmungen in Richtung Vorderkante, wobei weiterhin Auftrieb erzeugt wird, weil die Außenströmung größtenteils anliegt. Die durchgezogene Linien in Abb. 1.4 zeigen den Kraft- und Momentenverlauf für einen instationären Strömungsfall. Normalkraft und Auftrieb weichen im betrachteten Anstellwinkelbereich nur marginal von einander ab, charakteristische Punkte fallen zusammen [8] und gezogene Schlussfolgerungen sind auf den Auftrieb übertragbar. Die periodische Variation des Profilanstellwinkels führt bei einer dynamischen Strömungsablösung zu vier markanten Phänomenen: Neben der verzögerten Strömungsablösung werden höhere Normalkraftbeiwerte gegenüber dem statischen Fall erreicht. Mit dem Ablösen der Strömung geht ein hohes negatives Nickmoment einher. Weiterhin ist der Verlauf der aerodynamischen Lasten während einer Schwingungsperiode durch eine starke Hysterese geprägt. Zu Beginn einer Periode, während des Aufnickens, steigt die Normalkraft ungefähr linear mit dem Anstellwinkel an, wobei sie gegenüber dem Fall statischer Anströmung bei gleichem Anstellwinkel geringer ausfällt. Wie in Abb. 1.5 skizziert liegt die Strömung dabei vollständig an (1). Mit dem Überschreiten des statischen Stallwinkels (2) bildet sich auf der Saugseite des Profils von der Hinterkante eine Rückströmungen in der Grenzschicht aus und es kommt zu der bereits beschriebenen verzögerten Strömungsablösung. In der Scherschicht zwischen Rückströmung und anliegender Außenströmung bilden sich nach Mulleners und Raffel [68] kleinskalige Wirbel aus, die zunächst nur schwach miteinander interagieren. Mit fortschreitender Anstellwinkelerhöhung rollen sich diese Scherschichtwirbel an der Vorderkante zu einer großen wirbelartige Struktur, dem sogenannten *Dynamic Stall*-Wirbel, auf (3). Dabei sinkt im weiteren Verlauf das Nickmoment durch die

Verlagerung des Druckpunktes (3-4), während die Normalkraft weiter anwächst. Im Folgenden dominiert der *Dynamic Stall*-Wirbel das Strömungsgeschehen und erzeugt maximale Normalkraftbeiwerte (4), während er über das Profil in Richtung Hinterkante abschwimmt. Überhöhungen in der Normalkraft, beziehungsweise dem Auftrieb von 50 % gegenüber dem statischen Fall sind dabei keine Seltenheit. Der *Dynamic Stall*-Wirbel bewirkt nach der Überhöhung der Normalkraft auch ein Minimum im Nickmoment, wenn er sich über der Hinterkante befindet. Mit dem Abschwimmen des *Dynamic Stall*-Wirbels in den Nachlauf des Profils ist die Strömung vollständig abgelöst (5) und die Normalkraft erfährt einen Einbruch, während das Nickmoment wieder steigt. Bis zum Wiederanlegen der Strömung (6) zeigen die Beiwerte eine ausgeprägte Hysterese. Währenddessen können weitere wirbelartige Strukturen von der Profilloberfläche abschwimmen und Fluktuationen in den Beiwertsverläufen verursachen. Die Strömung legt erst bei Anstellwinkeln wieder an, die deutlich kleiner als der statische Stallwinkel sind. Neben der vorhergehenden massiven Ablösung verzögert die Abwärtsbewegung des Profils durch die damit verbundene kinematische Erhöhung der Profilwölbung das Wiederanlegen der Strömung.

Abbildung 1.4 zeigt mit gestrichelten und durchgezogenen Linien zwei Strömungsfälle, die sich durch den mittleren Anstellwinkel der Nickbewegung unterscheiden. Dies verursacht deutlich voneinander abweichende Verläufe der aerodynamischen Beiwerte. Für einen mittleren Anstellwinkel von $\bar{\alpha} = 5.2^\circ$ fallen gegenüber der durchgezogenen Linie der Einbruch im Verlauf der Normalkraft sowie die Hysterese geringer aus und auch das Nickmoment zeigt ein weniger markantes Minimum. Das *Dynamic Stall*-Phänomen kann in Abhängigkeit vom Ausmaß des abgelösten Gebiets über dem Profil in *Light Stall* und *Deep Stall* eingeteilt werden [56, 58]. Dabei entspricht die Ausdehnung der Ablösung in Profildickenrichtung im *Light Stall*-Fall in etwa der Profildicke. Für einen *Deep Stall*-Fall ist dieses Ausmaß mit ungefähr einer Profiltiefe deutlich größer. Weiterhin kennzeichnet einen *Deep Stall*-Fall, wie er in Abb. 1.4 durchgezogen dargestellt ist, im Gegensatz zum *Light Stall*-Fall eine weitgehende Unabhängigkeit von Anströmparametern und Profilgeometrie. Mulleners und Raffel [69] verweisen darauf, dass der physikalische Ablösemechanismus berücksichtigt werden muss und die Einteilung danach erfolgen sollte, ob der *Dynamic Stall*-Wirbel vor der oder durch die Umkehr der Anstellwinkelschwingung vom Profil abgelöst. Am Verlauf der in Abb. 1.4 durchgezogen dargestellten Beiwerte ist zu erkennen, dass der *Dynamic Stall*-Wirbel vor der Richtungsumkehr der Anstellwinkelschwingung vollständig abgelöst. Demgegenüber ist die Ablösung der Strömung beim gestrichelten *Light Stall*-Fall durch die Umkehr der Bewegung getrieben. Der maximale Anstellwinkel des Profils beeinflusst den Grad des *Dynamic Stalls* maßgeblich.

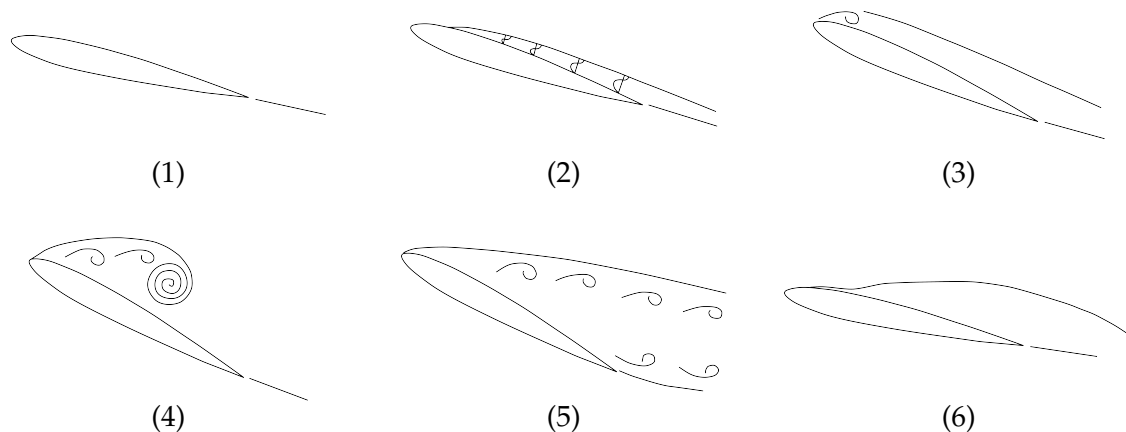


Abbildung 1.5: Schematische Darstellung charakteristischer Strömungszustände während des *Dynamic Stalls* nach Heine [29] und Carr et al. [12]. Die zugehörigen Punkte im Normalkraft- und Momentenverlauf sind in Abb. 1.4 mit den entsprechenden Ziffern gekennzeichnet.

Neben diesen beiden Zuständen, bei denen es zu einer großflächigen Strömungsablösung auf der Saugseite kommt, unterscheiden McCroskey et al. [58] noch zwei charakteristische Fälle dynamisch bewegter Profile. Liegt der maximale Anstellwinkel der Nickbewegung unter dem statischen Stallwinkel, so ist in den aerodynamischen Beiwerten lediglich eine Hysterese zu beobachten. Die Grenzschicht löst nicht ab und die Umströmung kann durch theoretische Ansätze der reibungsfreien Strömung beschrieben werden. Wird der mittlere Anstellwinkel soweit erhöht, dass der maximale Anstellwinkel den statischen Stallwinkel in geringem Maße übersteigt, so kommt es zu einer moderaten Strömungsablösung im Abschwung, welche von der Hinterkante ausgeht, jedoch nicht das gesamte Profil erfasst. Dieser Zustand beginnender Strömungsablösung wird als *stall onset* bezeichnet. Er ist charakterisiert durch den maximal erreichbaren Auftrieb, ohne dabei große Verluste in Nickmoment und Widerstand in Kauf nehmen zu müssen. Jedoch weist die Strömung in diesem schmalen Bereich eine hohe Sensibilität hinsichtlich der Anströmbedingungen auf [49].

Es wurde erläutert, welche Anströmbedingungen am Rotor zum Auftreten des dynamischen Strömungsabrisses – *Dynamic Stall* – führen. In Hinblick auf die Flugzustände des Hubschraubers sind dies in der Praxis in erster Linie zwei: Zum einen kommt es im schnellen Vorwärtsflug zum *Dynamic Stall*, da hier eine große Einstellwinkelamplitude über den Rotorblattumlauf notwendig ist, um die hohe Variabilität der lokalen Anströmgeschwindigkeit zu kompensieren. Zum anderen sind Manöver mit hohen Lasten, beispielsweise Abfangmanöver kritisch, da ein hoher mittlerer Einstellwinkel der Rotorblätter, welcher notwendig ist, um den benötigten Auftrieb zu erzeugen, zum dynamischen Strömungsabriss führen kann.

1.2 Literatur und Stand der Technik

Im Folgenden wird ein Überblick über den Stand der Technik und die Literatur zum *Dynamic Stall*-Phänomen gegeben. Dabei erfolgt eine Entwicklung von frühen Experimenten – auch an fliegenden Hubschraubern – über Ansätze mit vereinfachten Geometrien hin zu Untersuchungen am rotierenden System. Vorher wird eine kurze Übersicht zu Berechnungsverfahren gegeben. Zusammenfassungen der Arbeiten zum *Dynamic Stall* ab den 1970er Jahren bieten [10, 11, 57, 59]. Zu der Zeit wurde begonnen, das Phänomen des dynamischen Strömungsabrisses mit Hinblick auf die Hubschrauber-aerodynamik systematisch mit quantitativen Messtechniken zu untersuchen.

In der jüngeren Vergangenheit sind numerische Simulationen des *Dynamic Stalls* möglich geworden. Dabei werden sowohl vereinfachte Geometrien wie zwei- und dreidimensionale Profile [129], Blattspitzen [35, 111], isolierte Rotoren [45, 77] als auch Gesamtkonfigurationen [128] betrachtet. Darüber hinaus werden im Entwurfsprozess, beispielsweise von Hubschrauberherstellern semi-empirische Modelle (engl. *comprehensive codes*) angewandt, die sowohl Struktur- als auch Aerodynamikmodelle, zum Beispiel *Dynamic Stall*-Modelle wie das von Leishman und Beddoes [44], enthalten können. Mit steigender Komplexität werden auch Strömungssimulationen, die gegebenenfalls noch mit Methoden zur simultanen Strukturberechnung gekoppelt werden, zunehmend aufwändiger und können vor allem mit Hinblick auf Parametervariationen das Experiment nicht ersetzen. Vielmehr ergänzen sich Simulation und Experiment gegenseitig und ermöglichen in Kombination ein umfangreiches Verständnis der strömungsphysikalischen Phänomene.

Ein Beispiel dazu ist in Abb. 1.6 gegeben. Anhand unterschiedlicher Kriterien ist der *Dynamic Stall* auf der Rotorkreisscheibe eines UH-60A Rotors in Form von *stall maps*¹ visualisiert. In a) sind die Ergebnisse einer Strömungssimulation durch die Kopplung von CFD-Verfahren mit semi-empirischen Modellen für die Strukturmodellierung und die Trimmung des Rotors von Potsdam et al. [78] dargestellt. Graue Gebiete kennzeichnen dabei abgelöste Strömungen und farbige Linien den Auftriebseinbruch sowie Nickmomentenspitzen im *Dynamic Stall*-Zyklus. In b) ist der Mach-skalierte Nickmomentenbeiwert aus einem Windkanalversuch mit dem Rotor im Maßstab 1:1 dargestellt [71]. Auf der vorlaufenden Rotorseite kommt es um $\psi = 135^\circ$ zu stoßinduzierter Ablösung und im Bereich zwischen $220^\circ \leq \psi \leq 0^\circ$ zum *Dynamic Stall*. Derselbe Rotor wurde von Bousman [9] im Freiflug untersucht und ist in c) mit den schon bekannten Auswertekriterien dargestellt. Es zeigt sich, dass der zeitliche Ablauf des *Dynamic*

¹ In einer *stall map* werden abgelöste Bereiche über Azimut und Radius des Rotors visualisiert.

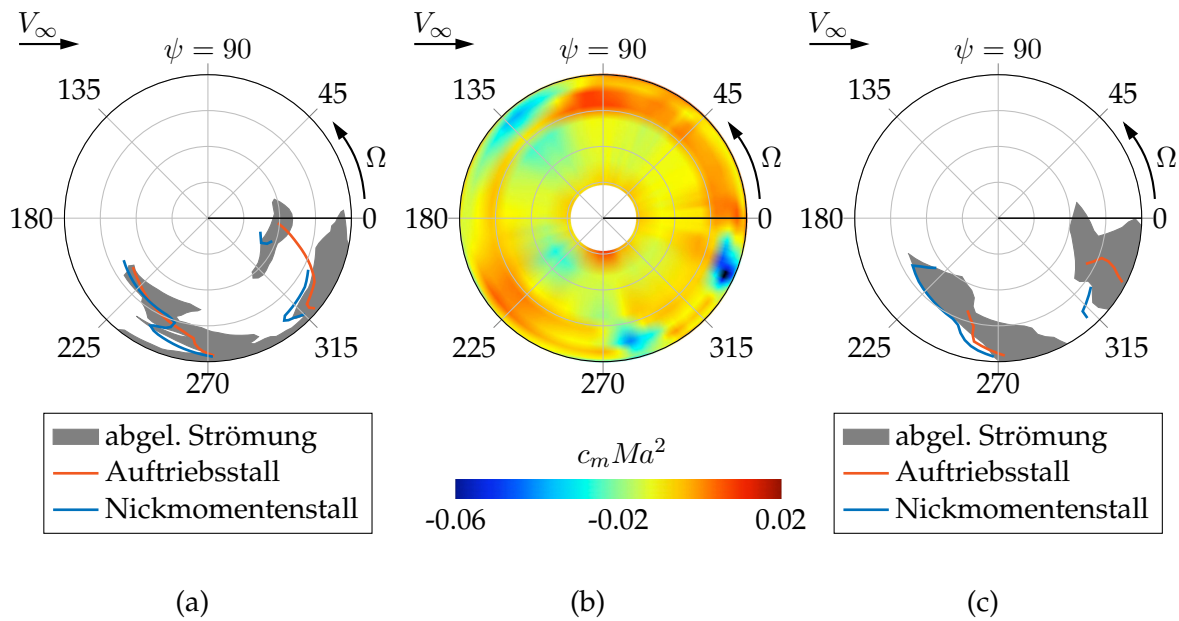


Abbildung 1.6: *Stall maps* aus der Literatur für einen UH-60A Rotor im Vorwärtsflug unter jeweils vergleichbaren *Dynamic Stall*-Bedingungen. Zuströmung von links nach rechts. In a) nach einer Strömungssimulation von Potsdam et al. [78]. In b) nach einem Windkanalversuch im Maßstab 1:1 von Norman et al. [71]. In c) aus Freiflugversuchen nach Bousman [9].

Stalls in der Simulation gegenüber den Windkanalversuchen etwas früher wiedergegeben wird, die grundsätzliche Struktur aber übereinstimmt. Noch besser ist die Übereinstimmung mit den Freiflugversuchen. Potsdam et al. [78] zeigen, dass die Strömungssimulation mittels CFD empirischen Modellen zur Strömungsmodellierung hinsichtlich der Vorhersagegüte überlegen ist, der Aufwand jedoch steigt. Alle drei Methoden haben ihre Daseinsberechtigung und jeweils eigene Vor- und Nachteile.

Einen Überblick über numerische Methoden in der Hubschrauber-aerodynamik und in diesem Bereich angesiedelte Arbeiten bieten Ekaterinaris und Platzer [18], Leishman [43], Strawn et al. [113] sowie Datta et al. [16].

1.2.1 Frühe Arbeiten

Mit der zunehmenden Verbreitung von Flugzeugen wurde auch die Aerodynamik intensiver betrachtet. Die ersten Untersuchungen an dynamisch angeströmten Profilen fanden in den frühen 1930er Jahren statt. Kramer [39] untersuchte das Verhalten von Tragflügeln bei einer plötzlichen Vergrößerung des Anstellwinkels durch eine vertikale Bö. Diese instationäre Anströmung wurde mittels eines Böengenerators im Windkanal vor dem zu vermessenden Flügel erzeugt. Die Veränderungen der vom Flügel erzeugten Normalkraft wurden mit einem piezoelektrischen Kraftaufnehmer gemessen. Kra-

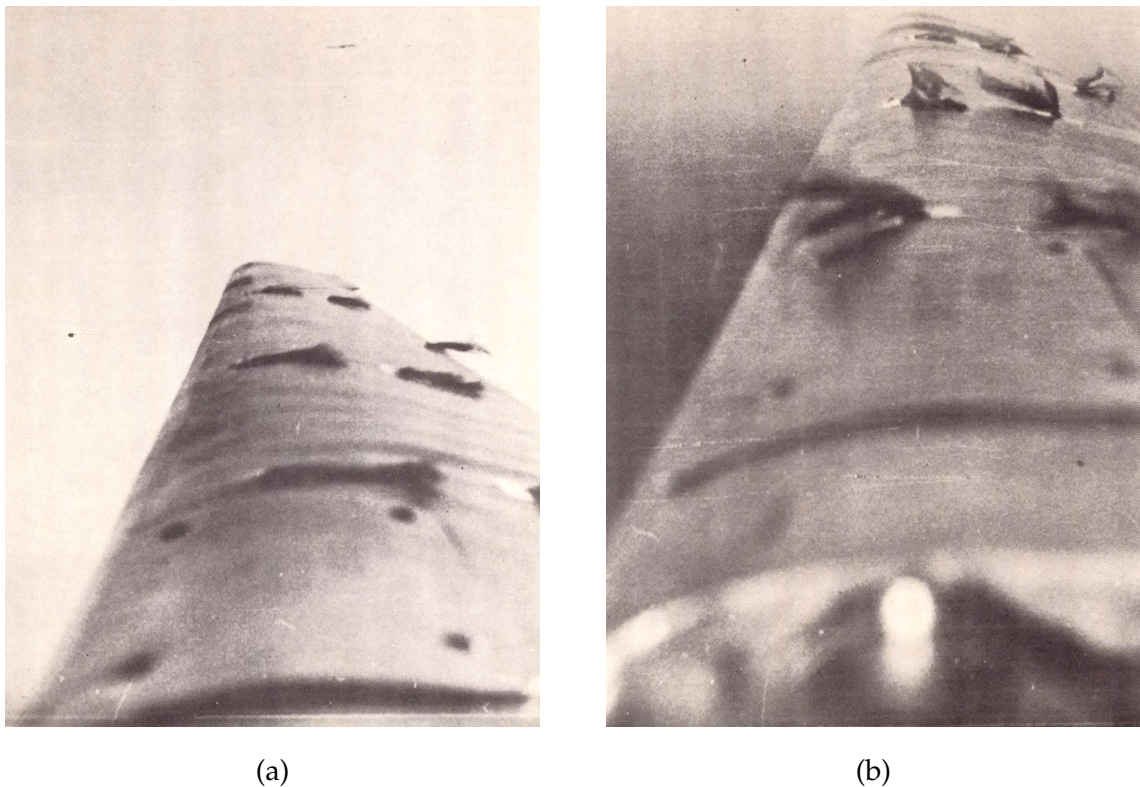


Abbildung 1.7: *Tuft*-Visualisierung am Kellett KD-1 Tragschrauber aus [3]. In a) auf der vorlaufenden Seite bei anliegender Strömung in b) auf der rücklaufenden Seite mit Ablösung.

mers Messungen zeigten, dass die maximale Normalkraft des Flügels mit wachsender Frequenz der Anstellwinkelvergrößerung ansteigt und die stationären Werte um bis zu 90 % übertroffen werden. Anwendung fanden die Ergebnisse von Kramers Forschung bei der Auslegung von Sicherheitsfaktoren, die im Entwurf von Flächenflugzeugen Lastspitzen durch vertikale Böen berücksichtigten. Obwohl nicht durch die Anwendung am Hubschrauber motiviert, zeigt diese Arbeit bereits, dass die instationären aerodynamischen Lasten für die Strukturauslegung kritisch sind und im Entwurf der Leichtbaustrukturen von Luftfahrzeugen Relevanz besitzen.

Ende der 1930er und in den 1940er Jahren fanden die ersten Untersuchungen zum Strömungsabriss an Rotoren statt. Sie wurden an einem Kellett KD-1 Tragschrauber von Bailey und Gustafson [3] sowie von Gustafson und Myers [26] an einem Hubschrauber durchgeführt. Zur Strömungsvisualisierung wurden in beiden Experimenten Fäden (engl. *tufts*) auf die Rotorblätter geklebt und diese mit einer auf dem Rotorkopf montierten, mitdrehenden Kamera gefilmt. Abbildung 1.7 a) zeigt das Rotorblatt bei anliegender Strömung auf der vorlaufenden Seite ($\psi = 45^\circ$) und in b) ist auf der rücklaufenden Seite bei $\psi = 215^\circ$ Strömungsablösung zu erkennen. So konnten in Abhängigkeit von der Rotordrehfrequenz und der Fluggeschwindigkeit Bereiche des

Rotorblattumlaufes identifiziert werden, die von einer dynamischen Strömungsablösung betroffen waren. Unter Berücksichtigung der technischen Möglichkeiten zu jener Zeit ist die Qualität der Ergebnisse bemerkenswert.

Bailey und Gustafson [3] beobachteten einen direkten Zusammenhang zwischen einem zunehmenden Fortschrittsgrad μ und der größeren Ausbreitung der Strömungsablösung in azimuthaler und radialer Richtung auf der rücklaufenden Rotorseite. Sie identifizierten großflächig auftretende Strömungsablösungen als wichtigen Einflussfaktor auf das Verhältnis von Auftrieb zu Widerstand und damit auf die Gleitzahl.

Das von Gustafson und Myers [26] durchgeführte Experiment an einem Hubschrauber beinhaltete drei Flugzustände während derer die Rotorblätter unterschiedliche Ausmaße von Strömungsablösung erfuhren. Im ersten Flugzustand mit nur geringer Ablösung an der Blattspitze auf der rücklaufenden Rotorseite wurde diese vom Piloten nicht durch Einbußen in der Leistung oder der Steuerbarkeit bemerkt. In geringem Maße ist das Auftreten einer instationären Strömungsablösung folglich zulässig. Der zweite Flugzustand war gekennzeichnet durch großflächigere Ablösung vor allem in radialer Richtung, wobei es möglich war, den Hubschrauber trotz größerer Einbußen in der Steuerbarkeit in einem konstanten Flugzustand zu halten. Eine Ausbreitung des abgelösten Gebiets auch über größere azimuthale Bereiche des Rotors kennzeichnet den dritten Flugzustand. Dieser war durch den Piloten nur für sehr kurze Zeit erreichbar. Der Anstellwinkel an der Blattspitze auf der rücklaufenden Seite überstieg dabei den statischen Stallwinkel um ca. 4° . Zusammenfassend machen Gustafson und Myers [26] den Strömungsabriss auf der rücklaufenden Rotorseite in Verbindung mit Kompressibilitätseffekten auf der vorlaufenden Rotorseite als wichtiges Hindernis bei der Entwicklung von Hochgeschwindigkeitshubschraubern aus. Sie geben abschließend Hinweise zur Designoptimierung, die auch heutzutage üblich sind und sich an vielen modernen Hubschraubern finden lassen: Fertigung der Rotorblätter mit einer hohen Konturtreue, um frühzeitige Ablösung zu verhindern, den Einsatz von Profilen mit einem hohen Ablöswinkel, einem geringen aerodynamischen Widerstand und moderaten Nickmomenten, das Einbringen einer geometrischen oder aerodynamischen Verwindung entlang des Rotorblattradiuses sowie eine Widerstandsoptimierung der Hubschrauberzelle.

Ende der 1950er Jahre zeigte Ludi [53] in Flugversuchen, dass die während des *Dynamic Stalls* auftretenden Nickmomentenspitzen den Flugbereich im schnellen Vorwärtsflug begrenzen und eine große Belastung der Steuermechanik durch Vibrationen und hohe periodische Lasten darstellen, sofern sie während der Konstruktionsphase nicht sorgfältig berücksichtigt werden.

Wenn sie auch sehr aufschlussreich waren, konnte mit diesen Experimenten noch kein detailliertes Bild der Strömung gewonnen oder die physikalischen Mechanismen erklärt werden, welche zum dynamischen Strömungsabriss führen.

1.2.2 *Dynamic Stall* an nickenden Profilen und Flügeln

Die frühen Untersuchungen konnten in den dynamischen Strömungsablösungen eine Ursache für die von Piloten beobachteten Leistungs- und Steuerbarkeitsgrenzen im schnellen Vorwärts- und Manöverflug finden. Im Folgenden wurde neben vergleichsweise wenigen Untersuchungen an fliegenden Hubschraubern und Rotormodellen, auf die im nächsten Abschnitt eingegangen wird, vom Ende der 1960er Jahre an eine Vielzahl von Experimenten an schwingenden Profilen und Flügeln mit endlicher Streckung durchgeführt, um die Komplexität der Versuche zu verringern. Weiterhin machte dies den Einsatz komplexerer Messtechniken in den Experimenten möglich und es konnten breitere Parameterbereiche untersucht werden – auch um empirische *Dynamic Stall*-Modelle zu entwickeln und zu verbessern [44, 115].

Ausgehend von dem Standpunkt, dass die auf stationärer Aerodynamik basierenden theoretischen Überlegungen und Modelle des *Dynamic Stalls* unzureichend sind, führte Liiva [47] umfangreiche Experimente an unterschiedlichen Profilen durch, um die Vorhersagegenauigkeit der aerodynamischen Lasten zu verbessern. Dabei deckte er einen großen Parameterraum ab. Es wurden realistische Mach- und Reynoldszahlen ($Ma \leq 0.6$, $Re_c \leq 6.6 \cdot 10^6$) sowie ein weiter Bereich unterschiedlicher Bewegungsparameter untersucht. Seine Ergebnisse verglich er mit Daten, die in Flugtests [79, 80] gewonnen wurden, und fand grundlegende Übereinstimmungen.

Ham und Garelick [27] führten an einem NACA 0012 Profil Experimente zum dynamischen Strömungsabriss durch, in denen sie den Anstellwinkel in linearen Rampen mit Geschwindigkeiten von 115 bis 1146 °/s erhöhten. Sie stellten einen Zusammenhang zwischen der Druckverteilung auf der Saugseite des Profils und der Bewegung von wirbelartigen Strukturen während der Ablösung her, konnten darauf aber nur aus den gemessenen Druckverteilungen schließen. Um die physikalischen Vorgänge vor der Ablösung und während des *Dynamic Stalls* besser zu verstehen, wurden im Folgenden in umfangreichen Messkampagnen Strömungsvisualisierungen, beispielsweise mittels Rauch, mit Messungen der Druckverteilung und Schubspannung auf der Profiloberfläche kombiniert. Die Experimente zeigten, wie vermutet, eine große wirbelartige Struktur, welche in direkter Weise mit der Änderung der Druckverteilung auf der Saugseite des Profils zusammenhängt [54]. Weiterhin konnten unterschiedliche

Mechanismen der Grenzschichtablösung identifiziert und kategorisiert werden, welche in erster Linie geometrieabhängig waren [12, 60]. Den Untersuchungen gemein waren zweierlei Schlussfolgerungen: Zum einen haben die Bewegungsform und die Profilgeometrie gegenüber der Anströmmach- und Reynoldszahl einen maßgeblichen Einfluss auf das *Dynamic Stall*-Verhalten eines Profils. Zum anderen werden in Zukunft detailliertere Informationen zum physikalischen Mechanismus des *Dynamic Stalls* und der Grenzschichteigenschaften vor der Ablösung benötigt, um den Ablöseprozess zu charakterisieren.

Bereits die ersten Flugexperimente [3, 26] zeigten eine ausgeprägte Dreidimensionalität der dynamischen Strömungsablösung. Die Geometrie der Blattspitze und folglich ihre Umströmung hat dabei Einfluss auf die Auftriebsverteilung des Rotorblattes und damit auch auf den *Dynamic Stall*. Der sich ausbildende Blattspitzenwirbel interagiert mit der Profilmströmung im Blattspitzenbereich, wo er die Strömungsablösung verzögert [13]. Es kann auch zu einer Interaktion mit nachfolgenden Blättern kommen. Folglich weicht die Charakteristik des *Dynamic Stalls* an einer Blattspitze von der an nickenden Profilen beobachteten ab [42, 50, 75, 105]. Mit Hinblick darauf wurden neue Windkanalmodelle entwickelt, um den Einfluss der Blattspitzenumströmung zu untersuchen. Das Ergebnis waren radial konstant angeströmte, einseitig eingespannte, endliche Flügel mit einer Blattspitze.

Übereinstimmend wurde beobachtet, dass die Reduktion des effektiven Anstellwinkels durch den Blattspitzenwirbel die Entstehung und Ausbreitung des *Dynamic Stall*-Wirbels hemmt. Dieser Effekt verstärkt sich vor allem in der Nähe der Blattspitze. Die Konvektionsgeschwindigkeit des *Dynamic Stall*-Wirbels in der Nähe der Blattspitze ist deutlich reduziert. Mit größer werdendem Abstand von der Blattspitze wird eine mit dem zweidimensionalen Fall vergleichbare Konvektionsgeschwindigkeit beobachtet [51]. Durch die unterschiedlichen Konvektionsgeschwindigkeiten des *Dynamic Stall*-Wirbels in radialer Richtung entsteht eine Struktur, die dem griechischen Buchstaben Ω ähnelt und daher als Omega-Wirbel bezeichnet wird. Schreck und Helin [105] haben diese Strömung an einer schwingenden Blattspitze im Wasserkanal mit Farbstoff visualisiert (siehe Abb. 1.8 a)). Das in b) dargestellte Ergebnis numerischer Strömungssimulationen dieses Testfalls von Spentzos et al. [111, 112] bestätigt dies.

Der Verlauf der aerodynamischen Lasten in größerem Abstand von der Blattspitze wurde, wenn auch mit geringerem maximalen Auftrieb, als qualitativ ähnlich zu Messungen an zweidimensionalen Profilen beschrieben [13, 42]. Die Geometrie der Blattspitze selbst hat nach Lorber [48] vor allem direkt an der Blattspitze einen Einfluss auf die maximalen aerodynamischen Lasten. Für Testfälle ohne Schiebewinkel ist vor dem

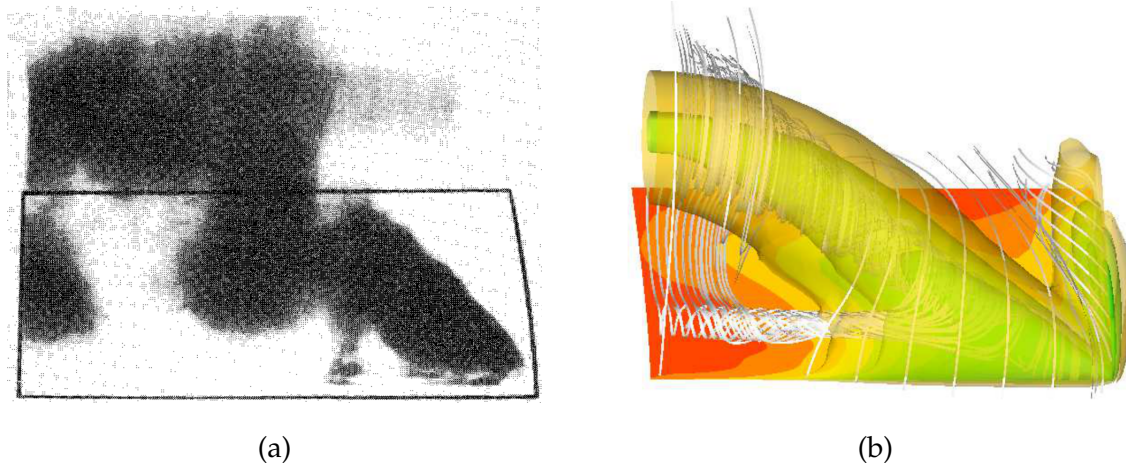


Abbildung 1.8: Visualisierung der Strömungsablösung an einer schwingenden Blattspitze. In a) ein experimentelles Ergebnis aus dem Wasserkanal aus [105] und in b) nach Strömungssimulationen des gleichen Testfalls aus [112].

Einsetzen von *Dynamic Stall*, im Gegensatz zum rotierenden System, keine ausgeprägte radiale Strömungskomponente zu beobachten. Kaufmann et al. [34] zeigten allerdings, dass während des *Dynamic Stalls* stark dreidimensionale Strömungen quer zur Hauptströmungsrichtung in der Größenordnung der Anströmgeschwindigkeit auftreten. Ihre Simulationen basieren auf dem Experiment an einer schwingenden Blattspitze, welches am DLR durchgeführt wurde [66, 67]. In der Analyse der für diese Arbeit gewonnenen Messergebnisse am Rotor werden Vergleiche mit dieser schwingenden Blattspitze angestellt, um den Einfluss der Rotation auf den *Dynamic Stall* zu untersuchen.

1.2.3 *Dynamic Stall* im rotierenden System

Über die frühen Arbeiten in den 1940er und 1950er Jahren hinaus wurden ab den späten 1960er Jahren weitere Experimente an Rotoren durchgeführt. Diese lassen sich in Freiflugversuche, Windkanalversuche mit Rotoren in Vorwärtsflugkonfiguration sowie Schweberversuche unterscheiden. Bei letzteren werden die Rotoren unter schwebeflügelähnlichen Bedingungen (engl. *hover*) betrieben. Meist finden diese Versuche in geschlossenen Räumen in Bodennähe, in sogenannten *hover chambers* statt. Dies bringt zwei Nachteile mit sich: Zum einen wird der Rotor in der Regel im Bodeneffekt betrieben und zum anderen kommt es zur Rezirkulation und zum Wiedereinströmen des Rotornachlaufes in den Rotor, sofern der Raum nicht sehr groß ist. Die mit Abstand meisten Versuche wurden in Windkanälen durchgeführt, da Freiflugversuche extrem aufwändig sind.

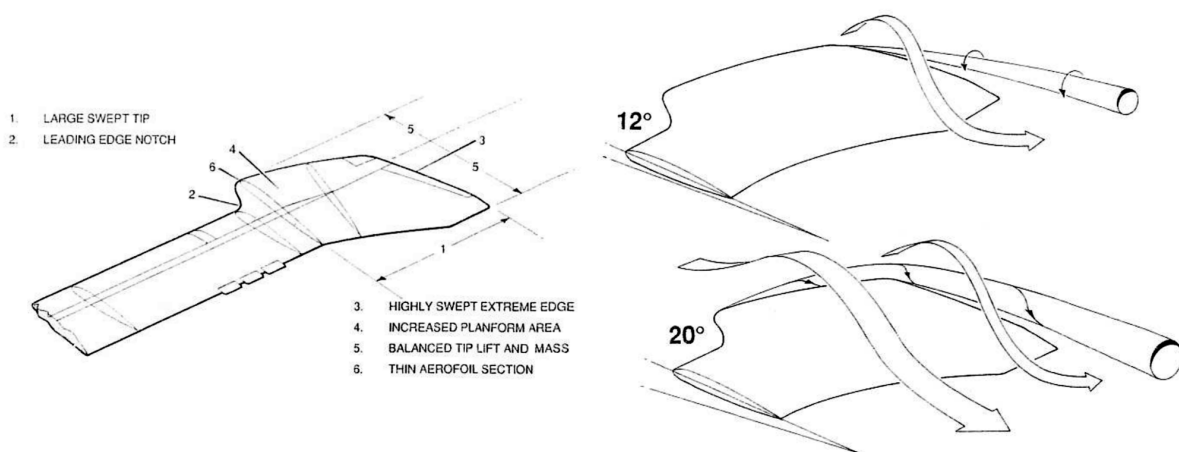


Abbildung 1.9: Blattspitzengeometrie des Westland Lynx BERP Rotors mit schematischer Darstellung der Strömung aus [74].

Freiflugversuche Harris und Pruyn [28] analysierten im Jahr 1968 Messdaten aus einem Flugversuch am mit Drucksensoren instrumentierten hinteren Rotor eines Boeing Vertol CH-47A. Sie machen die elastische Verwindung des Rotorblattes auf der rücklaufenden Seite für den Auftriebseinbruch verantwortlich und zeigen Unterschiede zwischen Messungen an Modellen und den Freiflugversuchen. Diese führen sie auf unterschiedliche Steifigkeiten der Rotorblätter zurück. Sie folgern, dass zumindest der Auftriebseinbruch verhindert werden könnte, wenn die Steuermechanik und Rotorblätter ausreichend steif ausgelegt werden.

Dass die Flugeigenschaften eines Hubschraubers im schnellen Vorwärtsflug durch Veränderungen an der Rotorblattgeometrie maßgeblich verbessert werden können, wurde durch den Westland Lynx Hubschrauber gezeigt. Ausgerüstet mit dem sogenannten BERP Rotor (*British Experimental Rotor Programme*), stellte er mit 400,87 km/h den bis heute bestehenden Geschwindigkeitsrekord für konventionelle Hubschrauberkonfigurationen mit einem Haupt- und Heckrotor auf. Die Besonderheit des BERP Rotors besteht in der in Abb. 1.9 dargestellten Blattspitzengeometrie. Der Übergang vom Rotorblatt zur Blattspitze verhindert nach Perry [74] eine Ausbreitung der auf dem Blatt entstehenden Strömungsablösung auf die Blattspitze. Dort sorgt der Blattspitzenwirbel für eine Verkleinerung des effektiven Anstellwinkels, weswegen die Strömung auch bei hohen geometrischen Anstellwinkeln anliegt. Dies wurde später von Komerath et al. [37] bei der Untersuchung der BERP Blattspitze ohne und mit Rotation in einem Schweberversuch bestätigt. Sie zeigen weiterhin, dass das Auftreten einer spannungweitigen Strömung in Richtung Blattspitze den *Dynamic Stall* verzögert. Weitere Auswertungen des Westland Lynx Freifluges durch Isaacs und Harrison [31] kon-

zentrierten sich auf die Untersuchung von Strömungsablösungen am rücklaufenden Blatt, Interaktion von Struktur und Aerodynamik während des Stalls und die Überprüfung der Designauslegung. Dazu wurden die Signale von Drucksensoren ausgewertet, welche in einem Rotorblatt verbaut waren. Sie machen Blattspitzenwirbel voriger Rotorblätter für den *Dynamic Stall* verantwortlich. Wirbel, die nah am Rotorblatt verlaufen, verursachen eine lokale Erhöhung des effektiven Anstellwinkels und initiieren dadurch den *Dynamic Stall*. Ist die Ablösung ausreichend stark, kommt es zum Aufschwingen der Torsionsbewegung des Rotorblattes und es werden weitere Wirbelablösungen beobachtet.

In den Jahren 1993 und 1994 wurden umfangreiche Flugversuche an einem Sikorsky UH-60A Black Hawk Hubschrauber durchgeführt [40]. Der Hubschrauber war unter anderem mit Drucksensoren in einem der Rotorblätter ausgerüstet. Bousman [9] hat sich bei der Auswertung dieser Versuche auf Flugmanöver konzentriert, die hinsichtlich des *Dynamic Stalls* kritisch sind. Anhand von *stall maps* wird ersichtlich, dass der *Dynamic Stall* ein stark dreidimensionales Phänomen ist, welches vorwiegend außen am Rotor auftritt und sich über weite Azimutbereiche erstreckt (siehe Abb. 1.6). Während der *Dynamic Stall*-Wirbel an einer radialen Position bereits abschwimmt, ist er unter Umständen einige Profiltiefen weiter außen oder innen am Rotor erst in der Entstehungsphase. Weit innen am Rotor liegende Bereiche der Strömungsablösung treten vorwiegend über dem vorderen Teil der Zelle auf. Dort wird durch die Umströmung der Zelle, der effektive Anstellwinkel am Rotor erhöht. Die dortige Ablösung kann als Initiator fungieren und sich auf der rücklaufenden Rotorseite in Richtung Blattspitze ausbreiten. Im Gegensatz zu Isaacs und Harrison [31] führt Bousman [9] das Auftreten des *Dynamic Stalls* in Teilen auch auf eine Torsionsbewegung des Rotorblattes zurück und beobachtet das Abschwimmen von bis zu drei wirbelartigen Strukturen hintereinander während des *Dynamic Stall*-Zyklus. Zwischen diesen Wirbelablösungen findet nicht notwendigerweise ein Wiederanlegen statt. Wie auch in Abb. 1.4 gezeigt, beobachtet er, dass das minimale Nickmoment vor dem Auftriebseinbruch erreicht wird und beschreibt den *Dynamic Stall*-Prozess als vergleichbar mit dem an zweidimensionalen, nickenden Profilen. Bousman beobachtet trans- und supersonische Strömungen auf dem Profil bei der Entstehung des *Dynamic Stalls* nahe der Vorderkante und vermutet eine Interaktion beider Phänomene.

Windkanal- und Schweberversuche Um den Aufwand zu verringern, spezielle Messtechniken einzusetzen und vor allem auch umfassendere Parametervariationen zu ermöglichen, werden Hubschrauberrotoren in Windkanal- und Schweberversuchen un-

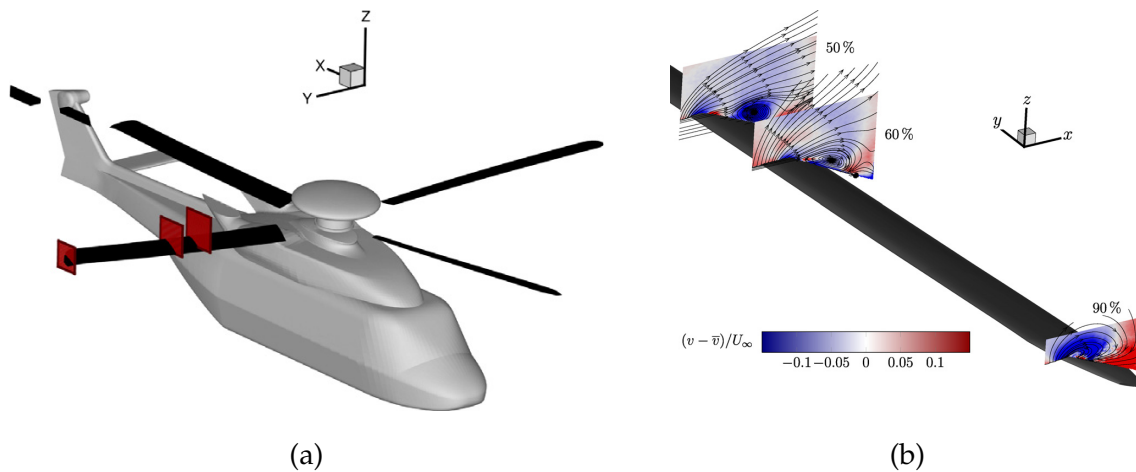


Abbildung 1.10: PIV-Messungen des *Dynamic Stalls* am rücklaufenden Rotorblatt in der GOAHEAD Messkampagne aus [70]. In a) PIV-Messebenen bei $r/R = \{0.5, 0.6, 0.9\}$. In b) Ergebnis der PIV-Messung mit farbiger Darstellung der normierten spannungseitigen Geschwindigkeitskomponente.

tersucht. Weiterhin können Flugzustände außerhalb der regulären Flugenvelope untersucht werden.

Motiviert durch eine mangelnde Vorhersagegüte des *Dynamic Stalls* auf Basis von Daten, welche an nickenden Profilen gesammelt wurden, führten McCroskey und Fisher Experimente an einem Ch-47C Modell Rotor im Windkanal durch [63] und instrumentierten ein Rotorblatt mit Druck- und Heißfilmsensoren. McCroskey [62] zeigte auf Basis dieser Daten zwar eine generelle Übereinstimmung mit Profildaten, betont aber, dass Fragen zu dreidimensionalen Einflüssen und den strömungsphysikalischen Vorgängen während der Ablösung offen bleiben.

Weitere Windkanalversuche mit Hinblick auf den *Dynamic Stall* fanden erst wieder in den 2000er Jahren statt. Mit der multinationalen Messkampagne des GOAHEAD² Projekts [73] wurde 2008 mit hohem Aufwand eine experimentelle Datenbasis erzeugt, die in erster Linie der Validierung von Strömungslösern dienen sollte. Der Einsatz des Mach-skalierten Rotors ($R = 2.1$ m) mit Rumpf in einem Windkanal ermöglichte die Verwendung diverser Messtechniken: Kraft- und Momentenmessungen, Heißfilm- sowie stationäre und instationäre Druckmessungen im Rumpf und in den Rotorblättern, Visualisierung der Oberflächenströmung am Rumpf, Verformung der Rotorblätter, Infrarot Thermographie am Rumpf sowie Strömungsfeldmessungen mit der Particle Image Velocimetry (PIV) an Rotorblättern, Rumpf und Leitwerk. Vor allem letztere sind für die Untersuchung des *Dynamic Stalls* am rücklaufenden Rotorblatt wertvoll. Trotz einer großen Testmatrix und Einschränkungen in der optischen Zugänglichkeit

² Generation Of Advanced Helicopter Experimental Aerodynamic Database for CFD code validation

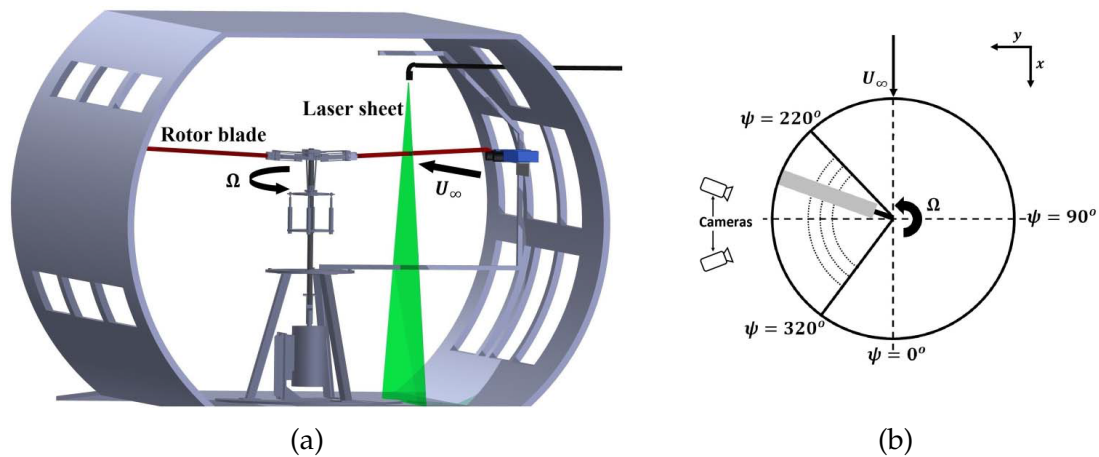


Abbildung 1.11: Rotorteststand im Windkanal zur Untersuchung von Vorwärtsflugkonfigurationen am Georgia Institute of Technology aus [89].

fanden PIV-Messungen unter *Dynamic Stall*-Bedingungen am rücklaufenden Blatt an drei spannweiten und einer azimuthalen Position statt, die in Abb. 1.10 a) am Rotor dargestellt sind. Mulleners et al. [70] haben gezeigt, dass der *Dynamic Stall*-Wirbel am Rotor im Vergleich zu nickenden Profilen nah an der Profiloberfläche verbleibt, was sie stabilisierenden Effekten des spannweiten Geschwindigkeitsgradienten durch Rotationskräfte und dreidimensionalen Einflüssen zuschreiben. Sie beobachten, die Tendenz, dass radiale Geschwindigkeitskomponenten zur Blattspitze hin abnehmen und der Wirbelkern, wie in Abb. 1.10 b) zu erkennen, kleiner wird. Ersteres scheint paradox, da die Zentrifugalbeschleunigung mit größerem Abstand von der Drehachse steigt. Auch neuere Experimente beobachten dies, liefern dafür aber keine Erklärung [90].

Am Georgia Institute of Technology finden seit 2006 Versuche zur dynamischen Strömungsablösung an Rotoren statt. Dazu existiert der in Abb. 1.11 a) abgebildete Rotorteststand, welcher anfangs in einer Schwebeflugkonfiguration betrieben wurde und seit 2009/2010 in einem Windkanal in Vorwärtsflugkonfiguration bei unterschiedlichen Fortschrittsgraden betrieben wird. Die unverwundenen Rotorblätter bestehen aus NACA 0012 und NACA 0013 Profilen, haben eine Profiltiefe von $c = 0.178$ m, einen Blattspitzenradius von $R = 0.889$ m und ein Streckungsverhältnis von $\Lambda = 3.5$. Die Rotorebene befindet sich 0.9 Rotordurchmesser über dem Boden. Die Strömung wird mittels PIV untersucht.

Yang et al. [127] und DiOttavio et al. [17] haben den dynamischen Strömungsabriss in Schwebeflugversuchen untersucht, welcher durch eine zyklische Versperrung der Zuströmung provoziert wurde. Eine Platte in Form eines Kreissektors erstreckt sich über 60° Azimut. Durch die Versperrung der Rotorzuströmung in diesem Bereich erhöht sich der effektive Profilanstellwinkel lokal so stark, dass es zu einem dynamischen

Strömungsabriss kommt. Beide zeigen diskrete Strukturen, beziehungsweise Zellen in der Ablösung. Darüber hinaus werden – wie auch in den GOAHEAD Messdaten – hohe radiale, nach außen gerichtete Strömungskomponenten gefunden, deren Stärke zur Blattspitze hin abnimmt [17].

Versuche an Vorwärtsflugkonfiguration wurden in den Folgejahren von Raghav und Komerath [89, 90, 91, 93] durchgeführt. Diese bestätigten die von Yang et al. [127] und DiOttavio et al. [17] beschriebenen Phänomene und konnten darüber hinaus weitere strömungsphysikalische Vorgänge beschreiben: PIV-Messungen entlang der Rotorblattspannweite bei einem Azimut von $\psi = 270^\circ$ zeigen eine stark dreidimensionale Ablöselinie. Im Bereich der Blattwurzel liegt sie an der Vorderkante und ist an der Blattspitze durch den Einfluss des Blattspitzenwirbels in Richtung Hinterkante verschoben. Sie weist zwischen diesen beiden Stellen keinen homogenen Verlauf auf, vielmehr ist sie durch miteinander interagierende, wirbelartige Strukturen in der Ablösung beeinflusst. Diese entstehen in der Scherschicht der wandnahen radialen Strömung und treten nicht phasenstarr auf. Der Einfluss der Zentrifugalkraft nimmt in der abgelösten Strömung deutlich zu [93], allerdings treten die maximalen spannweitigen Geschwindigkeiten nicht im Wirbelkern sondern leicht darunter auf [90]. Auch in diesen Versuchen wurde beobachtet, dass der *Dynamic Stall*-Wirbel im rotierenden System gegenüber dem nickenden Profil nah an der Oberfläche verbleibt und in Profiltiefenrichtung gestreckt wird. Er wird in Richtung Blattspitze zunehmend instationärer. Raghav und Komerath [91] zeigen darüber hinaus, dass eine Phasenmittelung die Stärke einzelner Ablöseereignisse um bis zu 60 % unterschätzt. Dies hat zwei Gründe: Einzelne Ablöseereignisse unterscheiden sich in ihrer Stärke und in ihrer zeitlichen Position im Zyklus, was in einer einfachen Phasenmittelung nicht berücksichtigt wird. Einzelne Strömungsfelder zeigen im Gegensatz zu einem großen *Dynamic Stall*-Wirbel wie er in phasengemittelten Feldern gefunden wird, zusätzliche sekundäre Wirbelstrukturen. Im Bereich der Blattspitze verursacht der Blattspitzenwirbel eine Verzögerung der Ablösung, welche in der Folge bei größeren Azimutwinkeln als $\psi = 270^\circ$ auftritt. Es besteht eine starke Abhängigkeit des *Dynamic Stalls* von Radius und Azimut. In neueren Versuchen [89] mit PIV-Messungen konnte, wie in Abb. 1.11 b) dargestellt, ein größerer Azimutbereich ($220^\circ \leq \psi \leq 320^\circ$) untersucht werden. Es wurde das Wiederanlegen der Strömung von der Hinterkante beobachtet, während die Strömung nahe der Profilverkante noch abgelöst war. Auch bei diesem Prozess spielen radiale Strömungen eine maßgebliche Rolle. Das Wiederanlegen ist noch nicht in Gänze verstanden.

Ein Ansatz, um die Ausbreitung von Trans- und Überschallgebieten am vorlaufenden Rotorblatt von schnell fliegenden Hubschraubern und den damit einhergehenden Wi-

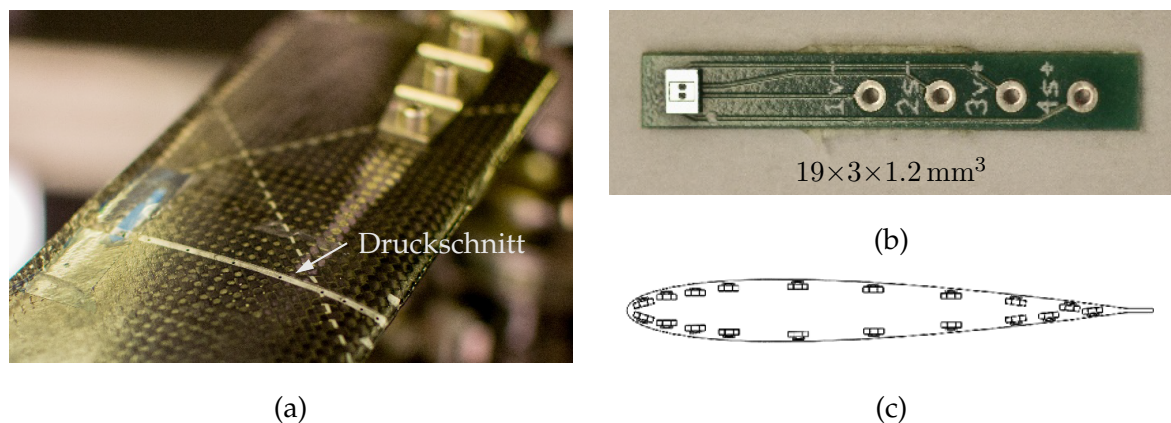


Abbildung 1.12: Rotorblatteinstrumentierung am Rotorteststand der Universität von Maryland aus [4]. In a) Druckschnitt bei $r/R = 0.3$, in b) Endevo 40931 Drucksensor und in c) Sensoranordnung im Profilschnitt.

derstandsanstieg zu verringern, ist die Reduktion der Rotationsgeschwindigkeit des Hauptrotors (engl. *slowed rotor*). Dabei werden hohe Fortschrittsgrade μ erreicht und es kommt am rücklaufenden Rotorblatt zu einer rückwärtigen Profilanströmung entlang der gesamten Spannweite ($\mu \geq 1.0$).

In Ergänzung der Flugversuche [40] wurde der Sikorsky UH-60A Black Hawk Hauptrotor im Maßstab 1:1 im Windkanal vermessen, um Flugzustände außerhalb der Flug-envelope zu untersuchen und eine bessere Kontrolle der Randbedingungen und Steuerparameter zu erreichen [71]. Darüber hinaus ermöglichte das Experiment PIV-Messungen und die Anwendung der Background Oriented Schlieren Methode (BOS), um Dichtegradienten im Strömungsfeld zu visualisieren. Mit diesem Experiment wurde ein Datensatz zur Validierung von Vorhersageketten geschaffen. Eine Auswertung dieser Versuche wurde von Datta et al. [15] veröffentlicht. Sie zeigt, dass durch den hohen Fortschrittsgrad am Rotor signifikant größere dynamische Lasten auftreten können, wobei der gesamte Rotorschub kein zuverlässiges Indiz mehr für die lokalen Lasten darstellt.

An der Universität von Maryland werden Modellrotoren im Windkanal bei hohen Fortschrittsgraden untersucht. Der Fokus liegt hierbei weniger auf der Aerodynamik, sondern auf der Aeromechanik und der Erzeugung von Validierungsdaten für Vorhersageprogramme. Aus diesem Grund soll hier nur kurz auf die Versuche eingegangen werden. Interessant ist hierbei in erster Linie, dass es sich bei dem vierblättrigen Modellrotor ($R = 0.85 \text{ m}$) neben dem RTG um den einzigen Rotor mit verwundenen Blättern dieser Größenordnung handelt, in den instationäre Drucksensoren implementiert wurden. Anfangs waren diese wegen des Fokus auf die Strömungsablösung, wie in Abb. 1.12 a) abgebildet, im rückwärts angeströmten, inneren Bereich des Rotors in ei-

nem Profilschnitt bei $r/R = 0.3$ integriert [4]. Dabei wurden Endevco Miniaturdrucksensoren auf Platinen geklebt, mit denen eine relativ hohe Sensordiskretisierung des Profilschnittes erreicht werden konnte (siehe Abb. 1.12 b) und c)). In aktuellen Experimenten wurden in einem zweiten Rotorblatt weitere Sensoren bei $r/R = 0.86$ verbaut. Dabei hat sich auch gezeigt, wie herausfordernd eine Integration von Drucksensoren in Rotorblätter ist, die nur eine kleine Bauhöhe und -tiefe bereit stellen. Da Sensoren dieser Größe nur geringe mechanische Belastungen ertragen können, ist es keine Seltenheit, dass während der Versuchsdurchführung die Hälfte der Sensoren ausfällt [119]. Mit den Zentrifugallasten steigt das Risiko von Defekten dabei, je weiter außen am Rotor die Drucksensoren verbaut werden.

1.3 Motivation

Der *Dynamic Stall* stellt in vielerlei Hinsicht ein Problem für den Betrieb eines Hubschraubers dar. Vor allem führen der hohe Auftrieb und das minimale Nickmoment zu Biege- und Torsionsbelastungen im Rotorblatt und zu einer starken Beanspruchung der Steuerstangen. Aufgrund der Instationarität der Lasten sind diese unter Umständen kritisch für die Betriebsfestigkeit der Struktur und können in ungünstigen Fällen zum Aufschwingen der Struktur und zu einer Interaktion von Struktur und Aerodynamik, dem sogenannten Flattern, führen. Neben einem erhöhten Leistungsbedarf, welcher durch den hohen aerodynamischen Widerstand während des *Dynamic Stalls* hervorgerufen wird, beeinträchtigt die mangelnde Steuerbarkeit das Flugverhalten des Hubschraubers. Diese Probleme wurden bereits früh von Gustafson und Myers [26] sowie von Ludi [53] im Flugversuch identifiziert.

Ein besseres Verständnis der physikalischen Vorgänge während eines Rotorblattumlaufes, in dem der *Dynamic Stall* auftritt, ist erforderlich, um Risiken enger einzugrenzen und gegebenenfalls positive Aspekte wie den erhöhten Auftrieb zu nutzen. Darüber hinaus ist dieses Wissen essentiell für die Entwicklung wirkungsvoller Maßnahmen zur Beeinflussung des *Dynamic Stalls*, wie zum Beispiel passive oder aktive Klappen, Wirbelgeneratoren, Plasmaaktuatoren, Absaugen und Ausblasen von Luft, aktives Verwinden der Rotorblätter, Einzelblattansteuerung und höherharmonische Ansteuerung der Rotorblätter. Bislang werden kritische Flugzustände größtenteils aus der Flugenvelope des Hubschraubers ausgegrenzt. Dies wird aufgrund der steigenden Leistungsanforderungen zunehmend schwieriger [10]. Weiterhin ist die Abbildung des *Dynamic Stalls* mit empirischen und analytischen Modellen meist nicht universell. Die Modelle sind auf spezielle Fälle angepasst oder benötigen viele empirische Faktoren,

welche in aufwändigen Windkanalmesskampagnen bestimmt und validiert werden müssen.

Qualitative und quantitative Untersuchungen des *Dynamic Stalls* waren in den vergangenen Jahrzehnten sehr umfangreich und wurden mit großem Aufwand betrieben. Dennoch besitzt der von Carr [11] Ende der 1980er Jahre formulierte Hinweis, dass das Verständnis des Einflusses von dreidimensionalen und rotatorischen Effekten vertieft werden muss, nach wie vor Gültigkeit. Nach Bousman [7] ist es auch heutzutage noch nicht möglich, auf Experimente zu Gunsten von Strömungsberechnungen zu verzichten, und es müssen einfache und günstigere Wege gefunden werden, Messdaten in Windkanalexperimenten zu generieren. Aufgrund der Unterschiede des dynamischen Strömungsabrisses an zweidimensionalen Profilen gegenüber dem an Rotoren sind dabei Untersuchungen im rotierenden System unabdingbar. Wie in Abs. 1.2.3 beschrieben, werden Strömungsphänomene wie radiale Geschwindigkeitskomponenten und die Entstehung des *Dynamic Stalls* verstärkt in der jüngeren Vergangenheit untersucht und doch sind ihre Mechanismen nicht vollständig verstanden.

Um einen weiteren Schritt in diese Richtung zu gehen, wurden ein Rotorteststand aufgebaut und aerodynamische Experimente daran durchgeführt. Insbesondere der synchronisierte Einsatz von instationärer Druckmesstechnik in den Rotorblättern und die optische Vermessung des Geschwindigkeitsfeldes am Rotorblatt mittels Particle Image Velocimetry (PIV) ermöglicht dabei eine detaillierte und systematische Untersuchung des *Dynamic Stalls*. In der Kombination wurden diese Messtechniken, soweit dem Autor bekannt, nur in der ausgesprochen aufwändigen GOAHEAD Messkampagne [73] eingesetzt. Bedingt durch die Vorwärtsflugkonfiguration und Einschränkungen der optischen Zugänglichkeit konnten jedoch nur die drei, in Abb. 1.10 dargestellten, radialen Profilschnitte an einer azimuthalen Position vermessen werden. Mulleners et al. [70] fassen zusammen, dass eine Untersuchung des *Dynamic Stalls* im Schweberversuch mit einer Vermessung des vollen Azimuts wünschenswert wäre. Insbesondere, da der *Dynamic Stall*-Wirbel zwar an einer azimuthalen Position visualisiert werden konnte, nicht jedoch über weitere Bereiche des Rotorumlaufes. Raghav und Komerath [91] zeigten eine starke Abhängigkeit der Ablöseereignisse vom Azimut und untersuchten, dadurch motiviert, den *Dynamic Stall* an unterschiedlichen Azimutpositionen [89]. Dies wurde aufgrund der Vorwärtsflugkonfiguration des Rotors durch mehrere Umbauten des PIV-Aufbaus realisiert, was in dieser Arbeit aufgrund des damit einhergehenden hohen Aufwandes vermieden werden soll.

Aus dieser Motivation heraus ergeben sich drei Fragestellungen:

Ist es möglich, den Dynamic Stall an einem Mach-skalierten Modellrotor im Schweberversuch außerhalb des Bodeneffekts zu erzeugen?

Kann dieser mit weniger Aufwand als in komplexen Windkanalmesskampagnen hoch aufgelöst über den gesamten Azimut mit instationärer Druckmesstechnik in den Rotorblättern und optischen Messmethoden untersucht werden?

Wie sieht der Dynamic Stall an einem endlichen, rotierenden Rotorblatt aus und welchen Einfluss haben dreidimensionale und rotatorische Effekte?

2 Entwicklung eines Prinzipexperiments

Um den am Ende des vorigen Kapitels formulierten Fragestellungen nachzugehen, wurde der Rotorteststand Göttingen (RTG) entwickelt und aufgebaut. Dabei wurde vier wesentlichen Anforderungen Rechnung getragen:

1. die Vermeidung eines Betriebs im Bodeneffekt,
2. die Bereitstellung einer definierten Zuströmung ohne eine Rezirkulation des Rotornachlaufes,
3. das Erreichen einer uneingeschränkten optischen Zugänglichkeit mit der Möglichkeit einer Vermessung des gesamten Rotorazimuts an einer räumlichen Position und
4. ein kostengünstiger Betrieb verglichen mit Experimenten an Vorwärtsflugkonfigurationen in großen Windkanälen.

In den folgenden Abschnitten werden der Aufbau des Rotorteststandes sowie das Design des Rotorkopfes und der Rotorblätter erläutert. Der Auslegungs- und Entwicklungsprozess wird, mit den gegebenen Anforderungen durch die bestehenden Komponenten sowie die zu erfüllenden Leistungsparameter, dargestellt.

Die konstruktive Gestaltung des Versuchsstandes sowie des Rotorkopfes wurde durch das KBM Konstruktionsbüro Müller GmbH unterstützt. Die Festigkeitsanalyse mit der Finite Elemente Methode (FEM) und einer Analyse der Betriebsfestigkeit (auch Schwingfestigkeit, engl. *fatigue analysis*) auf Basis bereitgestellter Lastfälle sowie der erste Zugversuch als Teil des experimentellen Festigkeitsnachweises wurden von der Leichtwerk AG durchgeführt. Weiterhin erfolgte das Laminieren und Verkleben der Halbschalen der Rotorblätter durch die Leichtwerk AG. Die Fertigung des Rotorkopfes sowie die Instrumentierung und Fräsarbeiten an den Rotorblättern wurde von den

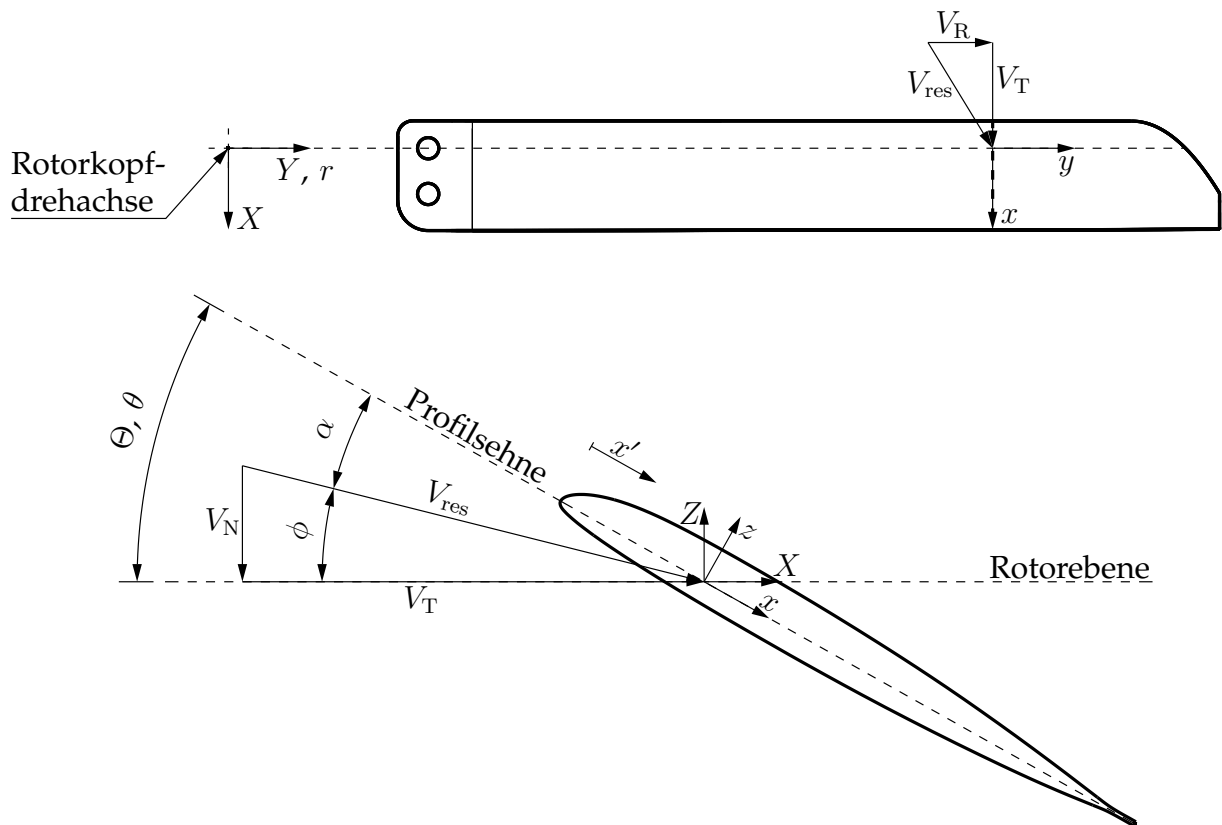


Abbildung 2.1: Koordinatensysteme, geometrische Größen und Geschwindigkeitskomponenten der Anströmung am Rotorblatt.

Werkstätten im DLR Systemhaus Technik durchgeführt. Im Rahmen des DFG Projekts *Untersuchung der dreidimensionalen dynamischen Strömungsablösung an Rotorblättern* mit dem Institut für Aerodynamik und Gasdynamik der Universität Stuttgart wurden dort dreidimensionale numerische Strömungsberechnungen angestellt [45, 46], welche im Folgenden zu Vergleichen heran gezogen werden.

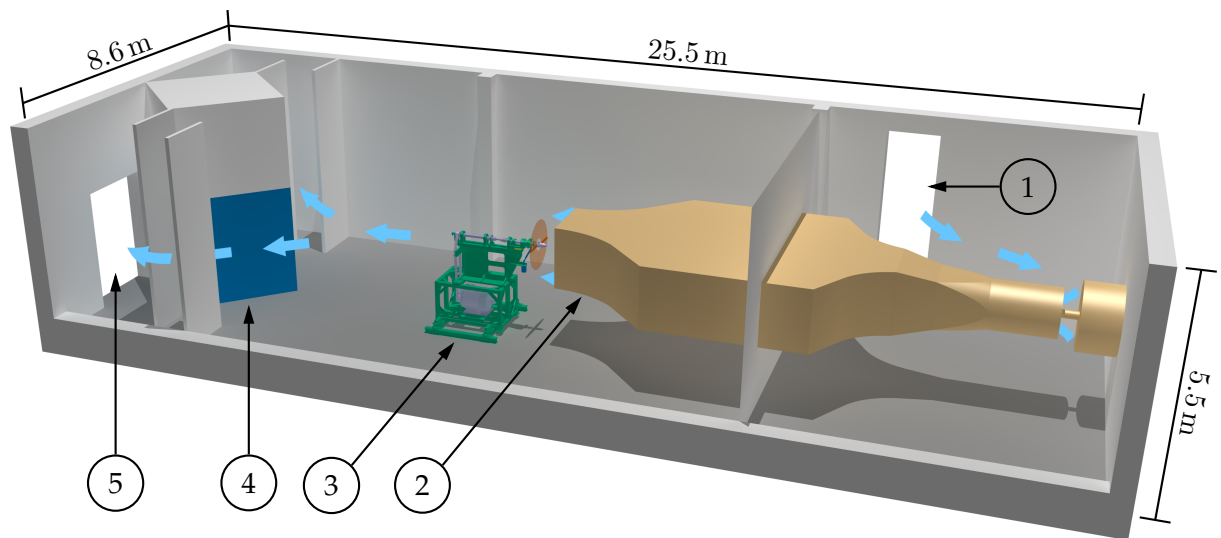
Ein Vergleich mit experimentellen Daten, welche an einer nickenden Blattspitze [67] gewonnen wurden, soll bei der Interpretation der Ergebnisse helfen. Während der Auslegung des Experiments wurde darauf Wert gelegt, das Rotorblatt so zu gestalten, dass beide Geometrien eine hohe Ähnlichkeit aufweisen und strömungsmechanische Erkenntnisse sinnvoll verglichen werden können.

Koordinatensysteme und Variablen der Rotorblattanströmung

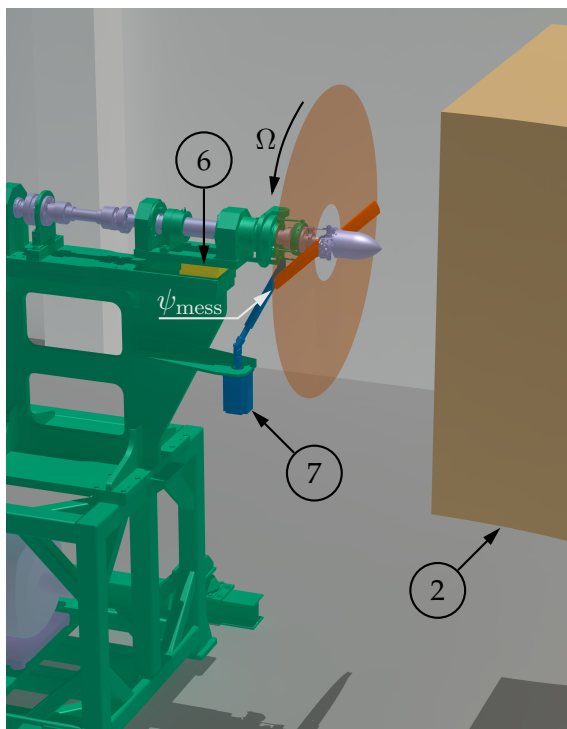
In diesem Abschnitt soll kurz auf die zweidimensionale Profilanströmung sowie die Anströmung am Rotor und die dabei relevanten Koordinatensysteme und Variablen eingegangen werden, deren Bedeutung und Unterscheidung besonders wichtig sind.

Das Rotorblattkoordinatensystem, welches mit großen Buchstaben X , Y und Z bezeichnet wird, hat seinen Ursprung auf der Drehachse der Rotornabe in der Rotorebene. Dies ist in Abb. 2.1 dargestellt. Bei der Betrachtung von Profilschnitten am Rotorblatt wird das lokale Koordinatensystem mit kleinen Buchstaben x , y und z bezeichnet. Es hat seinen Ursprung im $c/4$ -Punkt und die x -Koordinate zeigt auf der Profelsehne in Richtung Hinterkante. Es wird von einem ideal steifen Rotorblatt ausgegangen und vernachlässigt, dass die von den beiden Koordinatensystemen aufgespannten Ebenen durch die Verformung des Rotorblattes nicht mehr parallel zueinander orientiert sind. Hinsichtlich der Winkel wird ebenfalls zwischen einer dreidimensionalen Rotorblatt- und einer zweidimensionalen Profilbetrachtungen unterschieden. In zweidimensionalen Strömungssimulationen, wie sie zur Auslegung getätigt wurden, entspricht der effektive Profilanstellwinkel dem geometrischen Profilanstellwinkel und wird mit α gekennzeichnet. Wird zwischen mehreren zweidimensionalen Simulationen an Profilschnitten bei unterschiedlichen Radien interpoliert und werden beispielsweise die Kräfte an diesem „zusammengesetzten Rotorblatt“ diskutiert, wird ebenfalls der effektive Profilanstellwinkel α verwendet, da die Basis dieser Daten zweidimensionale Strömungssimulationen sind. Dagegen unterscheiden sich in der Rotor-aerodynamik aufgrund der axialen Durchströmung des Rotors der geometrische und der effektive Profilanstellwinkel an einem radialen Profilschnitt. Diese Situation ist in Abb. 2.1 dargestellt. In der Draufsicht, der X - Y -Ebene, setzt sich die lokale Profilanströmung V_{res} aus der radialen Geschwindigkeitskomponente in Y -Richtung V_R und der tangentialen Geschwindigkeitskomponente in X -Richtung V_T zusammen. In der X - Z -Ebene tritt die axiale Durchströmung des Rotors in Z -Richtung V_N in Erscheinung. Sie definiert mit V_T den induzierten Anstellwinkel ϕ , welcher vom Einstellwinkel θ abgezogen den effektiven Anstellwinkel am Profilschnitt ergibt: $\alpha = \theta - \phi$.

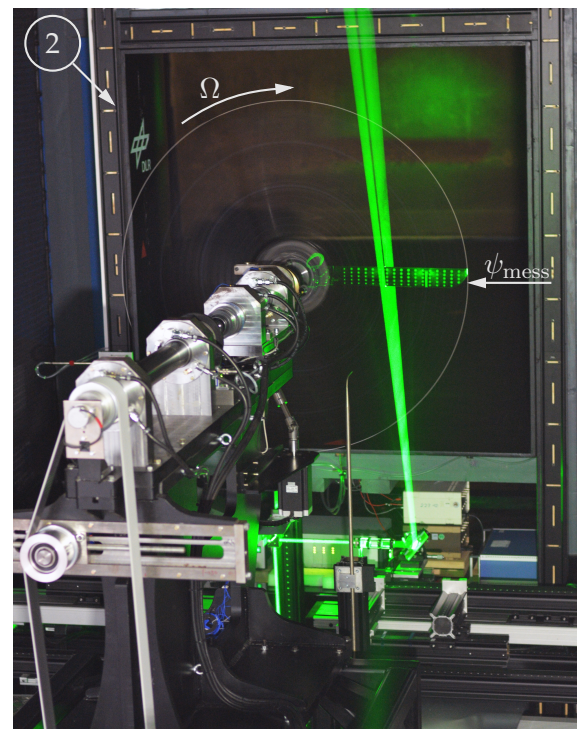
Der Einstellwinkel ist ein Winkel, welcher sich vom Steuerwinkel Θ ableiten lässt. Letzterer ergibt sich aus der Ansteuerung des Rotorblattes an der Wurzel. Werden dabei lokal die Verwindung und Verformung des Rotorblattes berücksichtigt, erhält man den Einstellwinkel θ . Er entspricht dem Winkel, den man im Betrieb an einer bestimmten radialen und azimuthalen Position gegen die Rotorebene messen würde und ist eine Funktion von Radius und Azimut. Die in azimuthaler und radialer Richtung variable axiale Durchströmung des Rotors V_N und damit auch der induzierte Anstellwinkel können im Experiment in den meisten Fällen nicht zuverlässig bestimmt werden. Aus diesem Grund wird in der Rotor-aerodynamik häufig nur der geometrische Steuerwinkel Θ angegeben. Dieser Winkel kann auch auf bestimmte radiale Positionen, beispielsweise 75 % Rotorradius bezogen werden. Er wird dazu um die theoretische geometri-



(a)



(b)



(c)

Abbildung 2.2: Überblick über den Rotorteststand in Göttingen in a). In b) vergrößerte Ansicht des Rotors mit Rotorkreisscheibe und dem Rotor in Messposition ψ_{mess} . In c) ein Bild während der Messung mit Blickrichtung von hinten auf den Rotor (3), aus Sicht der Messwarte (4). Sichtbar ist die Druckseite eines, in Messposition vom Laser beleuchteten, Rotorblattes. Von unten wird der Lichtschnitt für PIV Messungen aufgespannt. Aufgrund der lokalen kurzen Beleuchtung durch einen Laser und einer langen Belichtungszeit der Kamera, ist nur das Rotorblatt in der Messposition zu erkennen. Das zweite, gegenüber im Schatten liegende Rotorblatt ist nicht sichtbar. Abbildungen überarbeitet aus Schwermer et al. [107, 108].

sche Verwindung des Rotorblattes zwischen der Wurzel und dieser Position korrigiert und mit Θ_{75} bezeichnet. Gleiches gilt für den Winkel α , wenn Rotorblattdaten diskutiert werden, welche auf zusammengesetzten zweidimensionalen Profildaten basieren.

Bei Winkelschwingungen wird zwischen dem zyklischen Anteil, also der Winkelamplitude ($\hat{\alpha}$ und $\hat{\Theta}$) und dem kollektiven Anteil, also dem mittleren Winkel ($\bar{\alpha}$ und $\bar{\Theta}$) unterschieden. Am Rotor in Vorwärtsflugkonfiguration wird bei der Angabe der zyklischen Ansteuerung oftmals zwischen Sinus- und Kosinusanteil, beziehungsweise Längs- und Quersteuerwinkel unterschieden, was bei einem Schweberversuch aufgrund der symmetrischen axialen Zuströmung nicht sinnvoll ist.

Entsprechend der Unterteilung in Profil- und Rotorgrößen wird zwischen der Profilnickfrequenz f und der Rotordrehfrequenz Ω unterschieden. Letztere entspricht für alle untersuchten Fälle auch der angesteuerten Rotorblattnickfrequenz, weswegen diese nicht mit einer gesonderten Variablen gekennzeichnet ist.

2.1 Der Rotorteststand

In Abb. 2.2 ist ein Überblick des RTG dargestellt. Der Rotor (3) wird von einem drehzahlgesteuerten, permanenterrregten Synchronmotor mit einer Leistung von 74 kW angetrieben. Das Motor-Drehmoment wird über einen Riemenantrieb mit einem Übersetzungsverhältnis von zwei auf den Rotor übertragen. Die Antriebswelle und Rotor-kopfkomponenten sind auf einen Nennbetrieb bei maximal $\Omega = 50$ Hz ausgelegt. Der Rotorteststand ist in einen bestehenden Eiffel-Windkanal integriert, welcher eine definierte, langsame Zuströmung bereit stellt. Die Abmessungen der quadratischen Düse des Windkanals (2) von $1.6 \times 1.6 \text{ m}^2$ begrenzen den sinnvollen Blattspitzenradius des Rotors auf $R = 0.65$ m. Der Abstand zwischen Rotor- und Düsenaustrittsebene beträgt $1R$. Ziel ist es, Mach-skalierte Hubschrauberrotoren zu betreiben, was eine maximale Blattspitzenmachzahl von $Ma_{bs} = 0.6$ erfordert, woraus sich mit dem maximalen Blattspitzenradius die Betriebsdrehfrequenz von $\Omega = 50$ Hz ergibt. Der Eintritts- und der Düsenbereich des Windkanals werden durch eine Wand getrennt, um Rezirkulationen zu vermeiden. Die Zuluft wird durch eine Öffnung in der Außenwand (1) angesogen und tritt durch die Düse als Anströmung für den Rotor wieder aus. Die Abströmung des Rotors passiert die Messkabine (4) auf beiden Seiten und tritt durch einen labyrinthförmigen Auslass (5) ins Freie. Durch diesen Aufbau werden Rezirkulationen vermieden und verhindert, dass die Rotorblätter mit turbulenten Strukturen oder Wirbeln interagieren, die vom Rotor abschwimmen. Der außergewöhnlich gestaltete Auslass der Halle ist notwendig, um eine ausreichende Sicherheit für Außenstehende

zu gewährleisten, während laserbasierte Messtechniken zum Einsatz kommen. Durch ihn kann kein direktes Laserlicht ins Freie gelangen.

In Abb. 2.2 b) ist zu erkennen, dass die Rotorebene orthogonal zur Anströmung steht. Die Wahl dieser Konfiguration ist darin begründet, dass ein Betrieb des Rotors im Bodeneffekt vermieden, eine Rezirkulation des Rotornachlaufs verhindert und der Rotationseinfluss auf den *Dynamic Stall* isoliert untersucht werden soll. In dieser Konfiguration kann der dynamische Strömungsabriss auf zwei Arten provoziert werden: Erstens mittels einer teilweisen Versperrung der Zu- oder Abströmung des Rotors [17, 127] und zweitens durch die Vorgabe einer periodischen Steuerwinkelschwingung der Rotorblätter. Beide Methoden erzeugen eine periodische Variation des effektiven Rotorblattanstellwinkels und provozieren bei der Wahl geeigneter Parameter eine instationäre Strömungsablösung. Eine Diskussion dieser Methoden erfolgt in Abs. 3.1.

Die Kraftmessung erfolgt mit einem Quarzkristall 6-Komponenten-Dynamometer Typ 9257B (siehe Abb. 2.2 b): (6), gelb) der Firma Kistler, welches nach dem piezoelektrischen Messprinzip funktioniert. Die damit verbundene hohe Eigenfrequenz der Piezowaage ist erforderlich, um zum Beispiel die von einer Unwucht verursachten dynamischen Lastwechsel aufzulösen. Eine ausführlichere Erläuterung erfolgt in Abs. 3.3. Damit die Messung nicht durch Kräfte aus dem Antriebssystem verfälscht wird, ist der vordere, rotorseitige Wellenteil durch eine Gelenkwelle mit Schubgelenk in axialer Richtung und zwei Kardangelenke von der Antriebsseite getrennt. Mit einem Drehmoment-Messflansch T40B der Firma HBM kann sowohl der Widerstand des Rotors gemessen werden als auch eine Überwachung des Zustandes der Wellenlagerung während der Messung erfolgen.

Der Aufbau und die Kalibrierung eines optischen Systems zur Strömungsfeldmessung mittels PIV ist mit einem hohen Aufwand verbunden. Das Messfenster (engl. *field of view*) befindet sich an einer Position im Raum und besitzt von der gewünschten Auflösung abhängige, feste äußere Abmessungen. In Abb. 2.2 c) ist ein Foto abgebildet, welches während des Laserbetriebs aufgenommen wurde. Der grüne Laserstrahl und -schnitt sind zu erkennen. Sie treffen bei der halben Spannweite auf das Rotorblatt. Die Kameras (nicht im Bild) sind so ausgerichtet, dass sich das Messfenster über die Rotorblattsaußenseite in Profiltiefenrichtung erstreckt. Häufige Umbauten, um die Strömung an anderen Positionen zu vermessen sind sehr zeitaufwändig und deswegen im Messbetrieb nicht realisierbar. Alle Messsysteme, die nicht im rotierenden System installiert sind, vermessen den Rotor an der Messposition ψ_{mess} , welche in den unteren beiden Bildern dargestellt ist.

Um die Vermessung der Strömung an unterschiedlichen azimuthalen Positionen zu er-

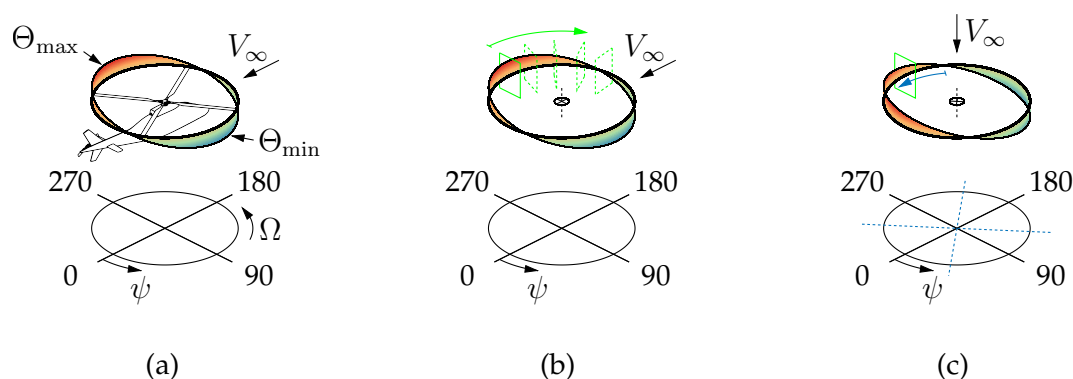


Abbildung 2.3: Skizze der Steuerwinkelverteilung am Rotor und zwei Methoden, um den gesamten Azimut mit PIV zu vermessen. In a) im Vorwärtsflug. In b) Darstellung mehrerer PIV Messfenster (grün), um den gesamten Azimut zu vermessen. In c) Darstellung eines stationären PIV Messfensters mit Rotieren der Taumelscheibe und dadurch der Steuerwinkelverteilung an diesem Messfenster vorbei. Möglich ist dies durch die ausschließlich axiale Durchströmung im Schweberversuch. Aus Schwermer et al. [107].

leichtern, beinhaltet der Rotorteststand eine bauliche Besonderheit, die an fliegenden Hubschraubern nicht zu finden ist. Der in blau dargestellte Schrittmotor mit Gestänge (7) rotiert über ein Schneckenrad den äußeren, stationären Teil der Taumelscheibe. Diese Konstruktion ermöglicht ein Durchfahren der Einstellwinkelverteilung an einer azimutalen Position des Rotorlaufes, zum Beispiel der Messposition. Ein Particle Image Velocimetry (PIV) System beispielsweise kann somit an einer azimutalen Position des Rotorlaufes aufgebaut und kalibriert werden. Das Verschieben und neu kalibrieren für Messungen an unterschiedlichen azimutalen Positionen entfällt. Das Prinzip dieser Methode ist in Abb. 2.3 veranschaulicht. Auf der linken Seite ist ein Hubschrauber in Vorwärtsflugkonfiguration mit der entsprechenden Steuerwinkelverteilung skizziert. In der Mitte ist diese Situation vereinfacht dargestellt und es ist in grün als durchgezogene Linie ein PIV Messfenster bei $\psi = 270^\circ$ skizziert. Um an diesem Rotor in Vorwärtsflugkonfiguration nun verschiedene azimutale Positionen zu erfassen, muss das Messfenster entlang des Azimuts verschoben werden (grün, gestrichelt). Durch die Anordnung des RTG als Schweberversuch wird der Rotor ausschließlich mit der axialen Geschwindigkeit V_∞ angeströmt und nicht mit einer tangentialen Komponente aufgrund einer Vorwärtsflugkonfiguration. Dadurch ist es möglich, das Messfenster an einer Position zu belassen, die Steuerwinkelverteilung durch das stationäre Messfenster zu bewegen und diese so kontinuierlich zu vermessen. Die Rotationsgeschwindigkeit des äußeren, stationären Teils der Taumelscheibe ist dabei um den Faktor 1500 bis 8400 geringer als die des Rotors, weswegen von einer quasistatischen Bewegung ausgegangen werden kann, die keinen Einfluss auf die Rotor(aero)dynamik hat.

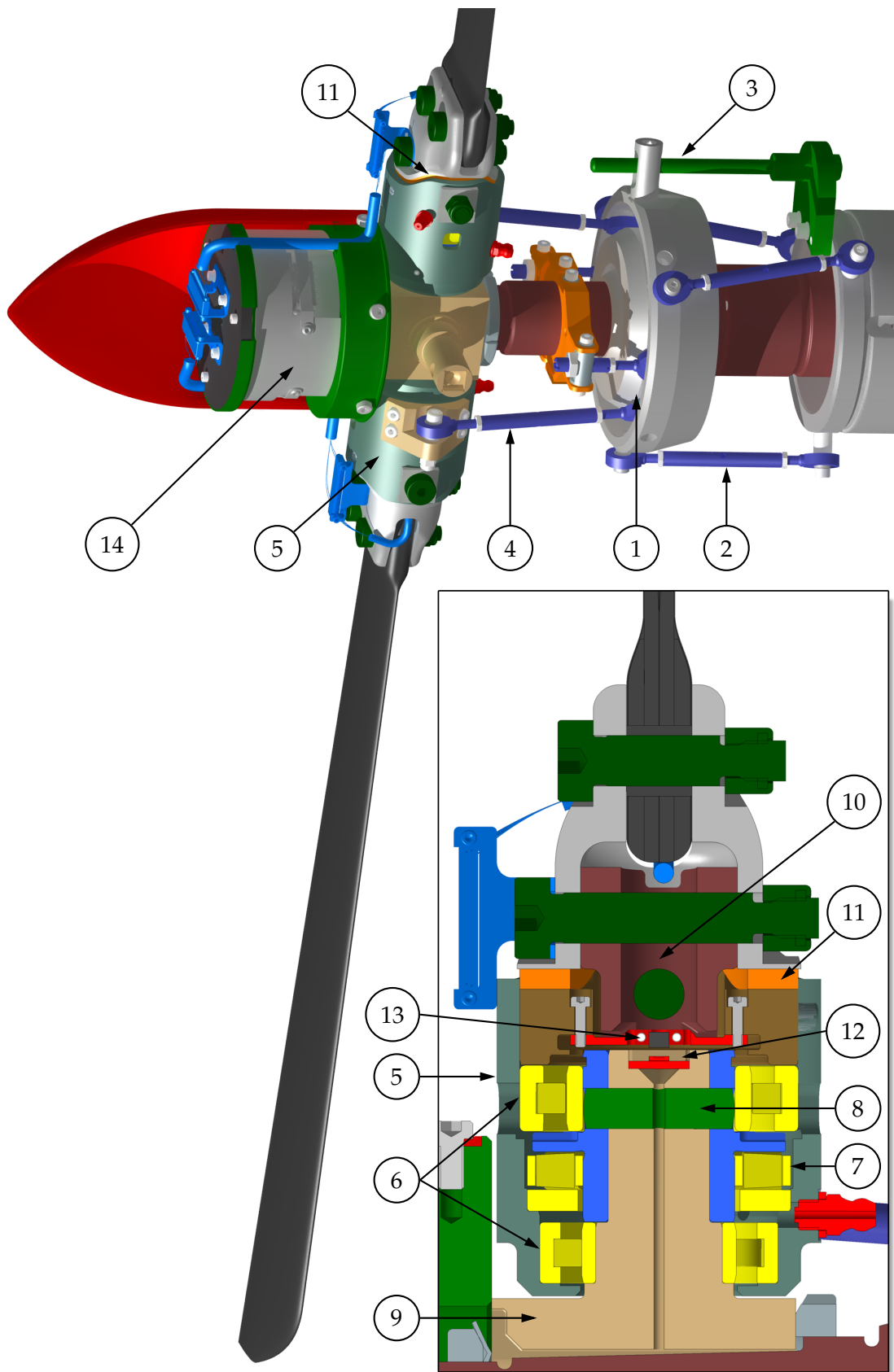


Abbildung 2.4: Rotorkopf und Schnittansicht des Blattanschlusses. Aus Schwermer et al. [108].

2.2 Design des Rotorkopfes

Der Rotorkopf ist für aerodynamische Versuche an zwei- oder vierblättrigen, Machskalierten Rotoren ausgelegt. Die Versuche, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden, fanden an der zweiblättrigen Konfiguration statt. Das Design des Rotorkopfes ist in Abb. 2.4 dargestellt. Aufgrund des durch die Versuchsanlage begrenzten Rotordurchmessers muss das Design des Rotorkopfes kompakt sein und einen möglichst großen radialen Bereich ungestörter Anströmung am Rotorblatt ermöglichen. Dieser kompakte Entwurf muss dennoch in der Lage sein, vor allem die hohen radial gerichteten Trägheitskräfte aufzunehmen und ist hohen instationären Lasten, verursacht durch den dynamischen Strömungsabriss, ausgesetzt. Diese periodischen Lastwechsel wirken sich auf die Dauerfestigkeit der Bauteile aus und machen die Definition und Durchführung von Inspektionsintervallen erforderlich.

Das in Abb. 2.4 dargestellte Design des Rotorkopfes beinhaltet eine voll funktionsfähige Taumelscheibe (1) mit der kollektive und zyklische Einstellwinkel sowie eine Kombination aus beiden eingestellt werden können. Der Fußpunkt der feststehenden Steuerstangen (2) ist in axialer Richtung auf der Prüfstandswelle verschiebbar. Somit kann der kollektive Einstellwinkel der Rotorblätter bei gleichbleibendem zyklischen Einstellwinkel verändert werden, ohne Einstellungen an den feststehenden Steuerstangen vornehmen zu müssen. Der in Abs. 2.1 beschriebene Schrittmotor treibt ein Schneckenrad an, welches koaxial auf der Prüfstandswelle montiert ist und mit dem Fußpunkt der feststehenden Steuerstangen (2) sowie der Verdrehsicherung (3) verbunden ist. Der innere, rotierende Teil der Taumelscheibe ist über die rotierenden Steuerstangen (4) mit den Ansteuerhebeln und dem Lagergehäuse (5) der Blattaufnahme verbunden.

Die in Abb. 2.4 dargestellte Schnittansicht zeigt den Aufbau der Rotorblattaufnahme. Diese besteht aus einem äußeren Lagergehäuse (5), welches durch zwei Radiallager (6) und ein Axiallager (7) gelagert ist. Das Axiallager überträgt die axial wirkenden Lasten über einen Klemmring in den inneren Bolzen (8) und in die Rotorkopfnahe (9). Das Rotorblatt ist mittels eines Kardangelenks (10) an das Lagergehäuse angeschlossen. Dies ermöglicht eine Schlag- und Schwenkbewegung des Rotorblattes. Beide Freiheitsgrade können mit einem scheibenförmigen Dämpfungselement (11) bedämpft werden. Die Werkstoffwahl für das Dämpfungselement ist ausschlaggebend für die dynamischen Eigenschaften des Rotorblattes. Wird ein Werkstoff mit einer ausreichend hohen Druckfestigkeit verwendet, kann das Kardangelenk blockiert und das Rotorblatt steif angeschlossen werden. Dies wurde in den hier durchgeführten Experimenten durch

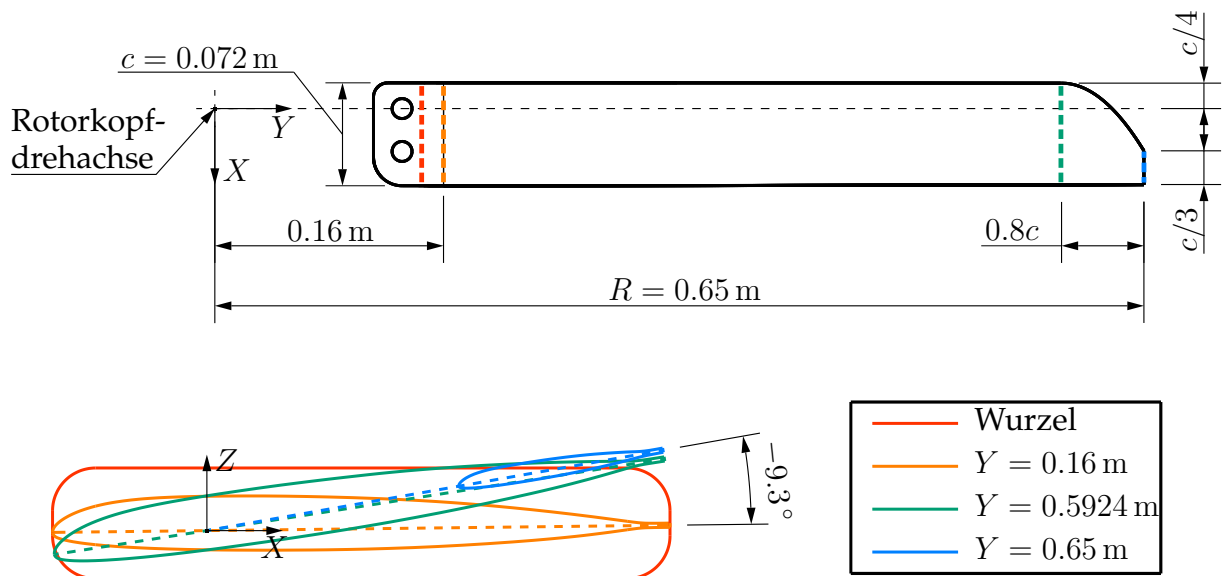


Abbildung 2.5: Zeichnung des Rotorblattes mit wichtigen Maßen und einer Ansicht von vier Profilschnitten zur Veranschaulichung der Verwindung entlang der Spannweite. Verwindung von -9.3° gemessen zwischen $Y = 0.16 \text{ m}$ (orange) und $Y = 0.65 \text{ m}$ (blau).

ein Scheibenelement aus Aluminium gewährleistet. Die festigkeitsrelevanten Rotorkopfkomponenten sind vorwiegend aus Vergütungs- und Einsatzstahl gefertigt.

Der Wurzelsteuerwinkel der Rotorblätter wird während des Betriebs von einem iC-MA Winkelencoder der Firma iC-Haus GmbH (12) gemessen, vor dem ein Samarium-Cobalt Magnetzylinder (13) montiert ist, der mit dem Rotorblatt rotiert. Mit den vier einzelnen Hall-Sensoren des Winkelencoders kann das gedrehte Magnetfeld des Magnets vermessen und über eine Kalibrierung daraus die Drehwinkeländerung berechnet werden. Um die Daten dieses und anderer Sensoren im rotierenden System zu erfassen und mit einer Datenerfassung im stationären System zu speichern, kommt ein Telemetriesystem (14) zum Einsatz. Das modular aufgebaute System besteht aus drei Sendern mit jeweils zehn Kanälen und ist im Rotorkopf verbaut. Eine nähere Beschreibung des Systems findet sich in Abs. 3.2.3.

2.3 Design der Rotorblätter

Die Rotorblätter sind für die Untersuchung des dynamischen Strömungsabrisses an modernen Hubschrauberrotoren ausgelegt. Die gewonnenen Ergebnisse sollen mit Experimenten an einer schwingenden Blattspitze mit ähnlicher Geometrie [67] verglichen werden. Für das Rotorblatt wird mit dem DSA-9A Profil eine moderne, industrierelevante Profilkontur verwendet. Das Rotorblatt besitzt eine Profiltiefe von $c = 72 \text{ mm}$ und eine Spannweite von $b = 490 \text{ mm}$ (siehe Abb. 2.5). Daraus ergibt sich ein Stre-

ckungsverhältnis von $\Lambda = 7.1$ bei einem Rotorradius von $R = 650$ mm. Die Blattspitzenkontur mit einer parabolischen Vorderkante basiert auf der SPP8 Blattspitze [118], welche beispielsweise am Rotorblatt des heute noch verbreitet im Einsatz befindlichen AS332 Super Puma MK II eingesetzt wird und in ähnlicher Geometrie auch am H135-Rotor der Firma Airbus Helicopters Verwendung findet. Mit Hinblick auf einen vereinfachten Einsatz unter Laborbedingungen am Rotorteststand wird auf die negative V-Stellung verzichtet. Um der unter Rotation zur Blattspitze hin zunehmenden Anströmmachzahl Rechnung zu tragen, kommt im Bereich $0.25 \leq r/R \leq 1$ eine lineare negative geometrische Verwindung von $\Theta_{tw} = -9.3^\circ$ um die $c/4$ -Linie zum Einsatz. Die Verwindung an drei radialen Positionen ist in der Schnittansicht in Abb. 2.5 dargestellt. An realen Hubschraubern liegt die Größe der Verwindung bis auf wenige Ausnahmen in einem vergleichbaren Bereich von $-8^\circ/R \leq \Theta_{tw} \leq -15^\circ/R$ [43]. Neben der Vergleichbarkeit mit realen Rotoren sorgt die Verwindung der Rotorblätter im Experiment dafür, dass der Punkt der ersten Strömungsablösung von der Blattspitze in Richtung Blattmitte verschoben wird, wo er unter Realbedingungen auftritt.

Als Werkstoff kommt kohlefaserverstärkter Kunststoff zum Einsatz. Diese Bauweise erlaubt auch das Einbringen von Bohrungen und Taschen für die Instrumentierung. In der Fertigung wurden aus den Gewebelagen und dem Laminierharz MGS L 135 (Fa. HEXION) zunächst zwei Halbschalen im Handlaminierverfahren hergestellt. In diese Halbschalen wurde ein Kernmaterial aus Rohacell Schaum geklebt und ein bis zur Blattspitze durchgehender Holm aus Epoxydharz gegossen. Der Aufbau von Schaumkern und Holm erfolgte über die Trennebene der Halbschalen hinaus. Letztere wurde nach dem Aushärten auf einer computergesteuerten Fräsmaschine zusammen mit den Taschen und Bohrungen für die Sensoren und Kabel gefräst (siehe Abb. 3.2). Nach der Instrumentierung erfolgte das Verkleben der beiden Halbschalen sowie das Besäumen der Wurzel, Hinterkante und Blattspitze auf einer Fräsmaschine. Das Rotorblatt wurde mit zwei Passschrauben formschlüssig mit dem Rotorkopf verbunden. Zu diesem Zweck wurden zwei Passhülsen in die aufgedickte Rotorblattwurzel geklebt.

2.4 Lastvorhersagen

Zu Beginn der Entwurfsphase wurde der Betriebsbereich des Rotorteststandes definiert. Wie erwähnt führt die Forderung nach einem Mach-skalierten Rotor zu einer maximalen Betriebsdrehfrequenz von $\Omega = 50$ Hz. Weiterhin soll durch die Vorgabe eines zyklischen Einstellwinkels des Rotorblattes das Auftreten einer dynamischen Strömungsablösung provoziert werden. Als Datenbasis für die Festigkeitsanalyse wurden,

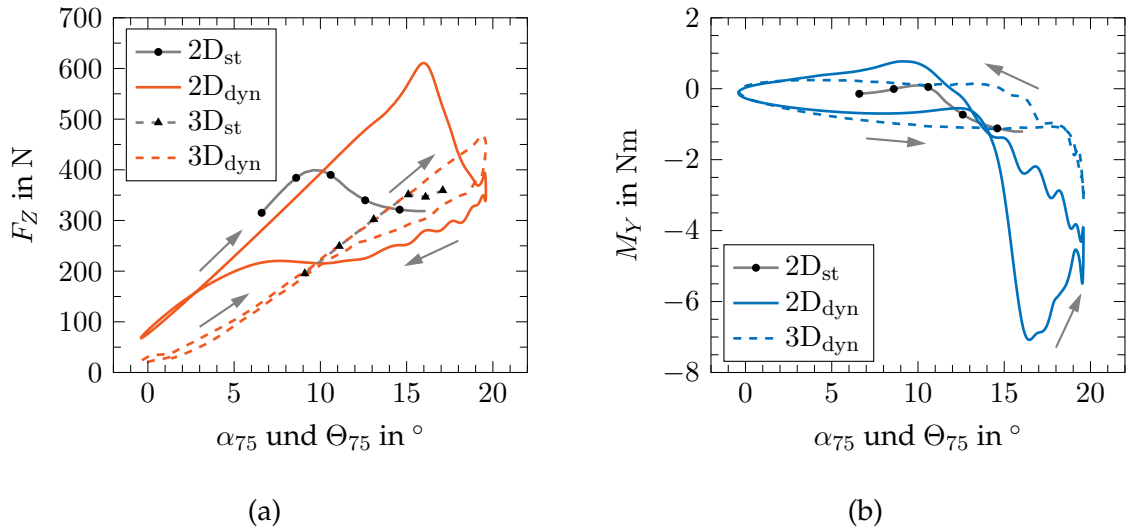


Abbildung 2.6: Rotorblattschub F_Z und -nickmoment M_Y für eine Periode mit einer Amplitude von $\hat{\alpha} = \hat{\Theta} = 10.0^\circ$ und einem mittleren Anstell-/Steuerwinkel von $\bar{\alpha}_{75} = \bar{\Theta}_{75} = 10.0^\circ$ bei einer Nick-, beziehungsweise Drehfrequenz von 50 Hz sowie für statische Bedingungen ($Ma_{75} = 0.45$, $Re_{c,75} = 7.5 \cdot 10^5$). Durchgezogene Linien stellen Werte des gesamten Rotorblattes basierend auf 2D-Schnittlasten, zwischen denen linear interpoliert wurde, dar und sind über dem Anstellwinkel α_{75} aufgetragen. Gestrichelte Linien stellen Werte aus 3D-Simulationen eines isolierten Rotors dar und sind über dem Steuerwinkel Θ_{75} aufgetragen (3D statische Daten aus [38], 3D dynamische Daten aus [46]).

auf dem Betriebsbereich basierend, Lastfälle definiert und aerodynamische Daten des Rotorblattes mittels numerischer Strömungsberechnung (CFD) generiert.

2.4.1 Numerische Strömungssimulationen

Dreidimensionale, instationäre CFD-Berechnungen mit zwei rotierenden Blättern erwiesen sich aufgrund ihrer Komplexität als zu aufwändig im Entwurfsprozess. Deswegen wurden zweidimensionale instationäre CFD-Berechnungen an fünf radialen Schnitten des Rotorblattes zur Abschätzung der aerodynamischen Lasten durchgeführt: $r/R = \{0.33, 0.46, 0.58, 0.73, 0.82\}$. Um die Kräfte und Momente für ein gesamtes Rotorblatt abzuschätzen, wurde zwischen diesen Schnitten linear interpoliert und davon ausgegangen, dass die aerodynamischen Lasten an der Blattspitze sowie der Blattwurzel auf null abfallen. Dreidimensionale Strömungsphänomene wie radiale Strömungen und die Umströmung der Rotorblattspitze und -wurzel reduzieren in der Regel die aerodynamischen Kräfte und Momente [13, 24, 42]. Das gewählte Vorgehen ist deswegen konservativ und im Rahmen der Festigkeitsanalyse zulässig, da es die aerodynamischen Lasten überschätzt. Dies gilt sowohl für statische Strömungsbedingungen, als auch für Fälle, bei denen das Rotorblatt einer Anstellwinkelschwingung

unterliegt, welche zu einem dynamischen Strömungsabriss führt. Dies bestätigt der in Abb. 2.6 gezeigte Vergleich, der beiden für die Auslegung relevanten Größen Rotorblattschub und Nickmoment. Mit durchgezogenen Linien sind aus 2D-Schnitten integrierte Lasten, wie sie für die Festigkeitsauslegung verwendet wurden, dargestellt. Die Ergebnisse einer 3D-CFD-Berechnung eines isolierten Rotors mit der RTG-Geometrie ohne Windkanaldüse und Anströmung in axialer Richtung sind als gestrichelte Linien aufgetragen. Letztere Simulationen wurden im Rahmen des DFG Projekts *Untersuchung der dreidimensionalen dynamischen Strömungsablösung an Rotorblättern* am Institut für Aerodynamik und Gasdynamik (IAG) der Universität Stuttgart durchgeführt¹. Dazu wurde der instationäre Reynolds-Averaged-Navier-Stokes (URANS) Strömungslöser des FLOWer-Codes [81] eingesetzt, welcher als Finite-Volumen Verfahren mit blockstrukturierten Rechengittern arbeitet. Dieser Code wurde ursprünglich am DLR entwickelt, jedoch am IAG wesentlich weiterentwickelt. Statische Schübe sind als graue Linien mit Symbolen abgebildet. Der dynamische Strömungsabriss erweist sich in der 3D-Simulation als wesentlich schwächer mit einem um 23 % kleineren maximalen Schub und einer um 56 % geringeren Nickmomentenspitze. Davon abgesehen zeigen die Kraft- und Momentenverläufe beider Simulationsfälle die für den *Dynamic Stall* typische Hysterese und im Schub kann gegenüber dem statischen Fall ein Übersteigen des dynamischen Schubs mit einer Verzögerung der Strömungsablösung beobachtet werden. Mit einem geringen zeitlichen Versatz folgt das minimale Nickmoment dem Schubmaximum, wenn der *Dynamic Stall*-Wirbel die Hinterkante erreicht. Bei der 3D-Betrachtung legt sich die Strömung auf der Hälfte des Abschwunges und damit deutlich früher wieder an als in 2D-Simulation. Hier erfolgt das Wiederanlegen bei $\Theta_{75} = 3^\circ \downarrow$.

Aufgrund der axialen Durchströmung des Rotors sind die in Abb. 2.6 dargestellten Lasten im Falle der 3D-Rotorsimulation geringer, wenn sie über dem Steuerwinkel und nicht über dem effektiven Anstellwinkel aufgetragen werden. Im Versuchsbetrieb wird der Steuerwinkel eingestellt und gemessen. Der induzierte und somit auch der effektive Anstellwinkel sind unbekannt. Die Ergebnisse, die aus der Last- und Festigkeitsanalyse abgeleitet werden, beziehen sich jedoch auf den effektiven Anstellwinkel. Für $\Theta \leq \alpha$ ist der Betrieb sicher. Die Größe des induzierten Anstellwinkels ϕ kann im laufenden Messbetrieb nicht bestimmt werden und somit ist auch die sichere Marge unbekannt, in deren Rahmen der Steuerwinkel größer gewählt werden kann als der effektive Anstellwinkel.

¹ Die dreidimensionalen Rotorsimulationen wurden knapp zwei Jahre nach der Lastauslegung durchgeführt und konnten daher nicht mit einbezogen werden.

CFD-Berechnungen zeigen, dass die maximalen aerodynamischen Lasten bei der maximalen Betriebsdrehfrequenz zu erwarten sind. Weiterhin treten gegenüber einer statischen Anströmung während des *Deep Stalls* maximale Lastspitzen in Auftrieb und Widerstand sowie dem Nickmoment auf [58]. Dies führt dazu, dass ein solcher Strömungsfall in Kombination mit der maximalen Betriebsdrehfrequenz als maßgeblich für die Festigkeitsauslegung der Rotorblätter betrachtet wurde. Wie in Abb. 2.6 zu erkennen führt eine Anstellwinkelschwingung mit einer Amplitude von $\hat{\alpha} = 10.0^\circ$ um den statischen Ablösewinkel $\bar{\alpha}_{75} = \alpha_{\max,75} = 9.6^\circ$ zu einem *Deep Stall*-Fall. Da dieser Betriebszustand als Grundlage für die Festigkeitsauslegung dient, stellt er hinsichtlich der aerodynamischen Lasten das im Betrieb des RTG zulässige Maximum dar.

Die numerische Strömungsberechnung erfolgte mit dem URANS-Strömungslöser des DLR-TAU-Codes [106]. Dabei wurden Einstellungen nach Richter [99] verwendet, um eine hinreichende Qualität der Simulationen zu gewährleisten. Es wurde das Eingleichungsturbulenzmodell nach Spalart und Allmaras [110] verwendet. Eine Nickschwingungsperiode der instationären Berechnungen wurde mit 2000 Zeitschritten diskretisiert, wovon jeder Zeitschritt mit 400 inneren Iterationen aufgelöst wurde. Der Verlauf der aerodynamischen Kennwerte Auftrieb, Widerstand und Nickmoment war nach vier Schwingungsperioden ausreichend konvergiert. Das Strömungsfeld wurde durch ein hybrides Rechengitter mit 125 000 Punkten diskretisiert und mit der Software CENTAUR erstellt. In wandnormaler Richtung wurde die Grenzschicht um das Profil mit 60 prismatischen Zellen aufgelöst.

2.4.2 Lastfälle

Aus den aerodynamischen Lasten, die sich aus der numerischen Strömungsberechnung ergaben, wurden die in Tab. 2.1 aufgeführten Lastfälle abgeleitet. Dabei führen unterschiedliche Positionen im Schwingungszyklus zu unterschiedlichen Maximalbelastungen am Rotorkopf und den Rotorblättern. Diese Lastfälle wurden während der Festigkeitsauslegung mit der FEM betrachtet. Hinzu kommen drei Lastfälle, welche für die Analyse der Betriebsfestigkeit (engl. *fatigue analysis*) benötigt wurden. Diese war aufgrund der periodischen Lastwechsel erforderlich, die beim Betrieb mit einem zyklischen Blatteinstellwinkel auftreten, und ermöglichte eine Abschätzung der Materialermüdung und damit der Lebensdauer der Bauteile. Dazu wurden aus den Lastfallpaaren die Mittel- und Ausschlagsspannung berechnet.

Das maximale Rotorblattbiegemoment M_X tritt simultan mit dem maximalen Rotorblattschub F_Z bei einem Anstellwinkel von $\alpha_{75} = 15.9^\circ \uparrow$ auf (siehe Abb. 2.6). Dieser

Tabelle 2.1: Abgeleitete Lastfälle, basierend auf den in Abs. 2.4.1 beschriebenen und in Abb. 2.6 dargestellten Simulationsergebnissen.

Lastfall	Beschreibung
LF1	Maximales Rotorblattbiegemoment M_X
LF1-f	Minimales Rotorblattbiegemoment M_X , zur Analyse der Betriebsfestigkeit mit LF1
LF2	Maximales Biegemoment an der Rotorkopfwelle M_W
LF2-f	Minimales Biegemoment an der Rotorkopfwelle M_W , zur Analyse der Betriebsfestigkeit mit LF2
LF3	Maximale Steuerstangenkräfte (minimales Rotorblattnickmoment M_Y)
LF3-f	Minimale Steuerstangenkräfte (maximales Rotorblattnickmoment M_Y), zur Analyse der Betriebsfestigkeit LF3
LF4	Maximaler Rotorschub F_S und maximaler Rotorblattwiderstand F_X
LF5	Maximale Zentrifugallasten (mit $F_S = 0.2 \text{ N}$), 130 % Überlastversuch bei $\Omega_{11} = 65 \text{ Hz}$
LF6-v	Experimenteller Nachweis im Zugversuch mit $F_{Y,11} = 11.4 \text{ kN}$ (Überlast/ <i>Limit Load</i>) und $F_{Y,ul} = 17.1 \text{ kN}$ (Grenzlast/ <i>Ultimate Load</i>).

Punkt und die entsprechenden Lasten definieren den Lastfall LF1. Da die Größe des Rotorblattbiegemoments periodisch variiert, ist eine Betrachtung der Betriebsfestigkeit erforderlich. Dazu wird zusätzlich der Lastfall LF1-f bei einem Anstellwinkel von $\alpha_{75} = -0.4^\circ$ am unteren Wendepunkt der Bewegung eingeführt. Bei diesem Anstellwinkel tritt das minimale Rotorblattbiegemoment auf und mit dieser Lastamplitude kann eine Analyse der Betriebsfestigkeit durchgeführt werden.

Die Lastfälle LF2 und LF2-f sind in gleicher Weise dimensionierend für die Rotorkopfwelle. Hier ergibt sich das resultierende Biegemoment aus der Überlagerung der aerodynamischen Lasten der beiden gegenüber liegenden Rotorblätter, es ist in Abb. 2.7 dargestellt. Das resultierende Biegemoment an der Rotorkopfwelle ist mit dem Anstellwinkel der Rotorblätter über einer Rotorumdrehung in Form einer Periode T dargestellt. Bei $t/T = 0.36$ tritt das Maximum auf und dieser Punkt wird als Lastfall LF2 definiert. Dieses Moment unterliegt ebenfalls periodischen Schwankungen, weswegen eine Analyse der Betriebsfestigkeit erforderlich ist. Die maximale Lastamplitude ergibt sich mit dem minimalen Biegemoment bei $t/T = 0.86$ und definiert den Lastfall LF2-f. Das Rotorblattnickmoment M_Y , welches während der dynamischen Strömungsablösung negative Lastspitzen aufweist, ist dimensionierend für die Steuerstangen, welche an der Rotorblattaufnahme angreifen (siehe Abb. 2.4 (4)). Wie in Abb. 2.6 zu erkennen, wird das minimale Nickmoment M_Y bei $\alpha_{75} = 16.5^\circ \uparrow$ erreicht. Aus diesem Punkt

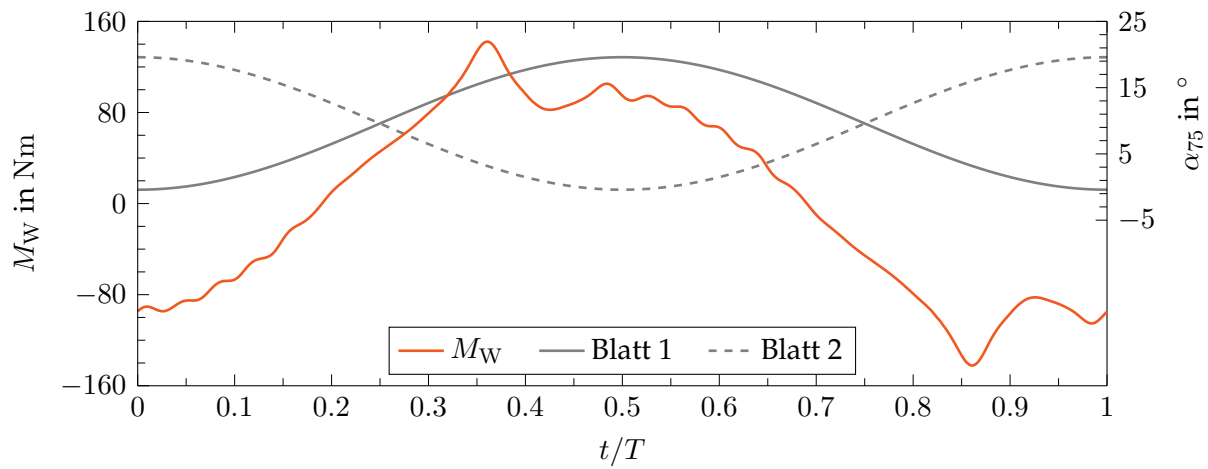


Abbildung 2.7: Resultierendes Biegemoment an der Rotorkopfswelle M_W aufgrund Überlagerung aerodynamischer Lasten der beiden Rotorblätter ($\alpha_{75, \text{Blatt1}}(t) = 9.6^\circ - 10.0^\circ \cos(2\pi f_n t)$ mit $f_n = 50 \text{ Hz}$).

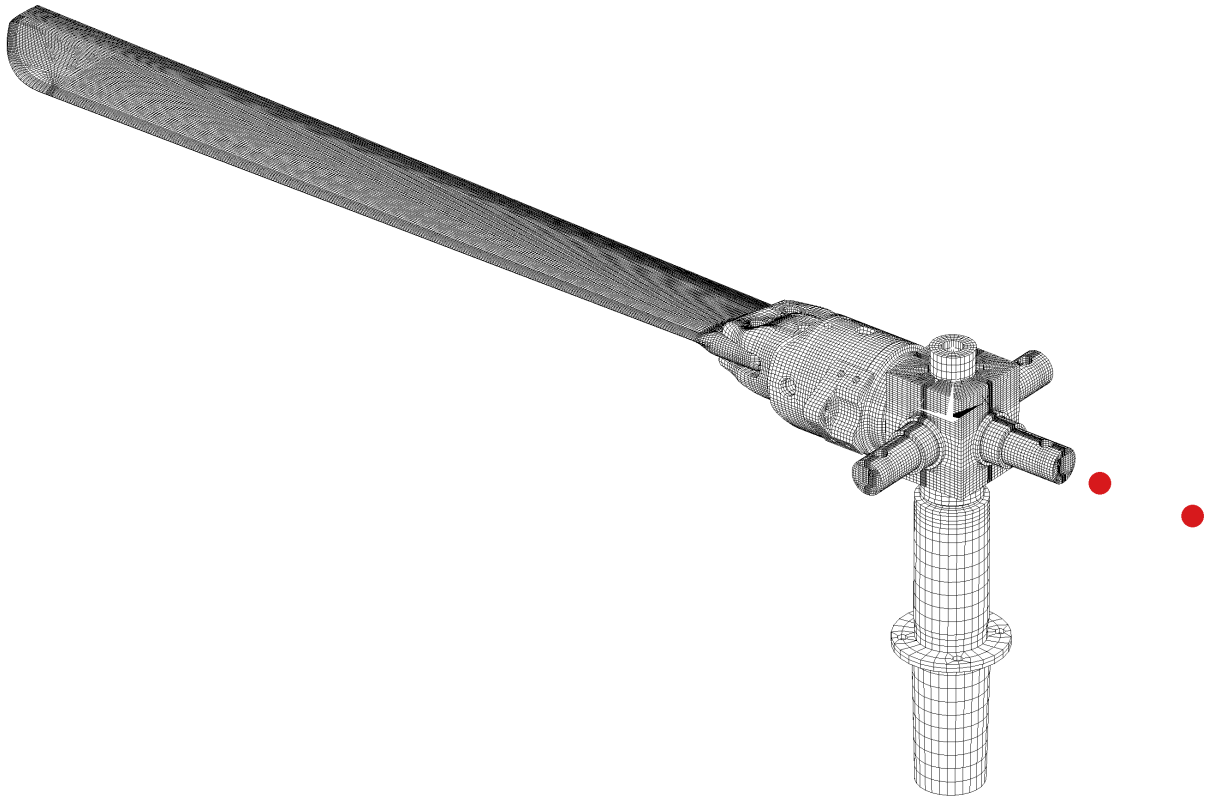


Abbildung 2.8: Diskretisierte Rotorkopf- und Rotorblattgeometrie für die FEM-Analyse aus [32]. Rote Punkte markieren die Elemente, an denen die Trägheitslasten und die aerodynamischen Lasten des zweiten Rotorblattes angreifen.

ergeben sich die Lasten für den Lastfall LF3. Für die Beurteilung der Betriebsfestigkeit wird mit dem Lastfall LF3 der Lastfall LF3-f verwendet. Dieser leitet sich aus dem Punkt des maximalen Nickmoments M_Y bei $\alpha_{75} = 9.1^\circ \downarrow$ ab.

Der Lastfall LF4 gibt einen statischen Betriebspunkt bei maximalem Rotorblattschub und damit den maximalen Gesamtschub wieder. Damit einher geht der maximale aerodynamische Widerstand am Rotorblatt.

Das Abschätzen der Materialkennwerte und die Modellierung in einem FEM-Modell bei der Verwendung von Faserverbundwerkstoffen sind komplexer und mit größeren Unsicherheiten verbunden als bei Metallwerkstoffen. Um dem Rechnung zu tragen und um den Überlastversuch am fertigen Versuchsstand abzusichern, wurde mit einem Zugversuch ein experimenteller Nachweis der Festigkeit der Faserverbundstruktur des Rotorblattes erbracht (siehe Abs. 2.5.2) und der Lastfall LF6-v definiert. Der zweite Nachweis erfolgte im Rahmen der Inbetriebnahme des RTG durch einen Überlastversuch (*Limit Load*) bei 130 % der Betriebsdrehzahl $\Omega_{11} = 65$ Hz und wurde in der Festigkeitsanalyse mit Lastfall LF5 nachgewiesen.

2.5 Festigkeitsnachweis

Der Festigkeitsnachweis erfolgte in zwei Schritten: Zum einen mittels Finite Elemente Analyse, bei der das numerische Verfahren der Finite Elemente Methode (FEM) zum Einsatz kam. Zum anderen erfolgten experimentelle Festigkeitsnachweise der Bauteile am Rotor und im Zugversuch. Die Ergebnisse dieser beiden Untersuchungen bilden die Grundlage für die Beurteilung des zulässigen Betriebsbereichs, welche in Abs. 2.6 dargestellt ist.

2.5.1 Berechnung

Die FEM nutzt – vergleichbar mit der CFD – eine diskretisierte Geometrie, wie sie in Abb. 2.8 dargestellt ist. Die Bauteile wurden weitestgehend mit einem strukturierten Gitter aufgelöst, welches aus 980 000 Knoten bestand. Um den Rechenaufwand und das Rechenmodell möglichst klein zu halten, beinhaltete es nur ein Rotorblatt, die wesentlichen Bauteile der Rotorblattaufnahme sowie die Rotorkopfnabe und -welle. Das zweite Rotorblatt wurde durch zwei Elemente idealisiert, an denen die Trägheitslasten sowie die aerodynamischen Lasten angreifen. Die statischen, geometrisch nicht-linearen Festigkeitsberechnungen wurden von der Leichtwerk AG mit dem Programm

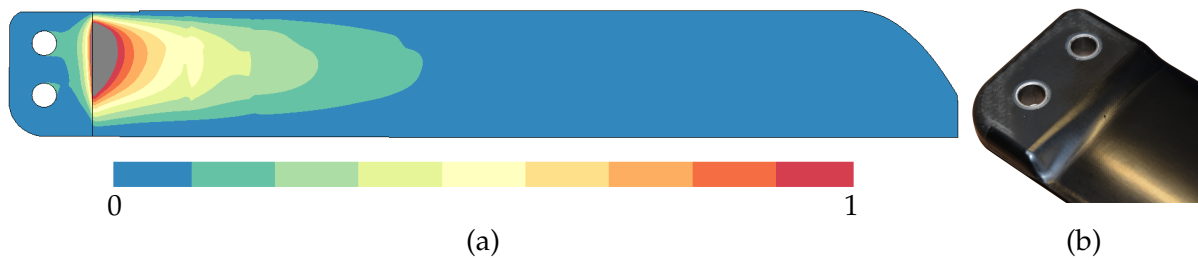


Abbildung 2.9: Ergebnis der Lastfälle LF2/LF2-f aus [32] in a). Farblich dargestellt ist der zyklische Auslastungsgrad der zweiten Lage des Gewebes in der Oberseite des Rotorblattes. Grau eingefärbt sind Werte größer eins. In b) Übergangsbereich zwischen Profilkontur und Rotorblattwurzel.

ANSYS durchgeführt. Zur Vernetzung der Geometrie wurde dort das Programm Altair HyperMesh V11 verwendet. Die Ergebnisse der Festigkeitsanalyse sind Auslastungsgrade der Bauteile. Diese wurden für die in Tab. 2.1 aufgeführten Lastfälle LF1 bis LF4 mit einem Sicherheitsfaktor von zwei beaufschlagt. Für die Lastfälle LF5 und LF6-v, welche lediglich für die Zulassungsversuche verwendet wurden, wurde ein Sicherheitsfaktor von 1.5 verwendet. Ein Bauteil erfüllt die Festigkeitsberechnungen, wenn der statische und der zyklische Auslastungsgrad kleiner als eins sind. Statische Auslastungsgrade ergeben sich aus der statischen Festigkeitsberechnung und zyklische Auslastungsgrade sind das Ergebnis der Betrachtung der Betriebsfestigkeit.

Die Metallkomponenten sowie die Schraub- und Bolzenverbindungen erfüllen alle Festigkeitsanforderungen. Die Faserverbundstruktur des Rotorblattes wurde auf Faserbruch und Zwischenfaserbruch untersucht und liegt hinsichtlich des Faserbruchkriteriums für einige Lastfälle oberhalb des zulässigen Auslastungsgrades. Dies gilt sowohl für den statischen als auch für den zyklischen Auslastungsgrad. In Abb. 2.9 a) ist ein solches Ergebnis für den zyklischen Auslastungsgrad des Gewebes in der Oberseite des Rotorblattes der Lastfälle LF2 und LF2-f beispielhaft gezeigt. Farblich dargestellt ist der zyklische Auslastungsgrad im zulässigen Bereich von null bis eins. Werte größer als eins sind in grau eingefärbt und markieren Stellen, an denen der zulässige zyklische Auslastungsgrad überschritten wird und damit die Betriebsfestigkeit nicht gegeben ist. Es ist zu erkennen, dass dies im Wurzelbereich des Rotorblattes am Übergang der aufgedickten Rotorblattaufnahme zur aerodynamischen Kontur der Fall ist (siehe Abb. 2.9 b)). Dieser Bereich mit maximalen Auslastungsgraden von 1.85 entsteht durch eine zu hohe Druckbeanspruchung aufgrund von Biegelasten. Dabei sind gegenläufige Effekte wie das rückstellende Moment durch das verformte Rotorblatt sowie die Vorspannung durch die Zentrifugalkraft bereits berücksichtigt. Da dieser Übergangsbereich an der Wurzel aufgrund des geometriebedingten Steifigkeitssprunges eine kritische Stelle ist, wurden hier schon in der Auslegung Verstärkungslagen einge-

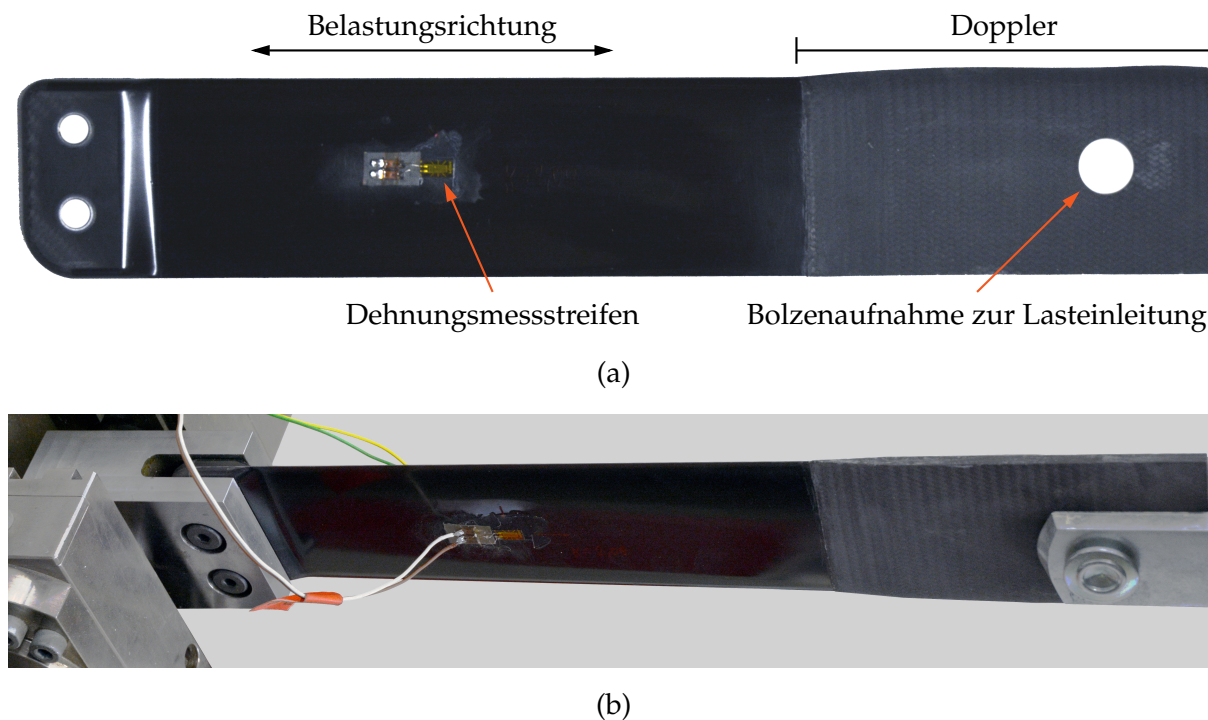


Abbildung 2.10: Für den Zugversuch vorbereitetes Rotorblatt mit Dehnungsmessstreifen und Doppler in a). In die Prüfmaschine eingespanntes Rotorblatt in b).

plant. Ein weiteres Verstärken wäre hier nur durch ein Aufdicken des Profils möglich gewesen. Um einen möglichst großen Bereich aerodynamisch wirksamer Geometrie aufrecht zu erhalten, wurde darauf verzichtet und stattdessen der Betriebsbereich, wie in Abs. 2.6 beschrieben, eingegrenzt.

2.5.2 Zulassungsversuche: Experimentelle Nachweise

Der experimentelle Nachweis der Festigkeitsauslegung erfolgte in zwei Stufen. Zum einen durch einen quasistatischen Zugversuch (LF6-v) und zum anderen durch einen Überlastversuch am Rotorteststand (LF5). Im Anschluss wurde der RTG für den Regelbetrieb freigegeben.

Zugversuch auf einer Prüfmaschine (LF6-v)

Das erste gefertigte Rotorblatt diente ausschließlich dem Zugversuch auf einer Prüfmaschine. Der Versuchsaufbau ist in Abb. 2.10 dargestellt mit dem vorbereiteten Rotorblatt in a) sowie dem in die Prüfmaschine eingespannten Rotorblatt in b). Es wurde eine Spannbacke gefertigt, in der das Rotorblatt mit zwei Passschrauben befestigt werden konnte. Um die Kräfte an der Blattspitze über einen Bolzen einzuleiten, wurde der

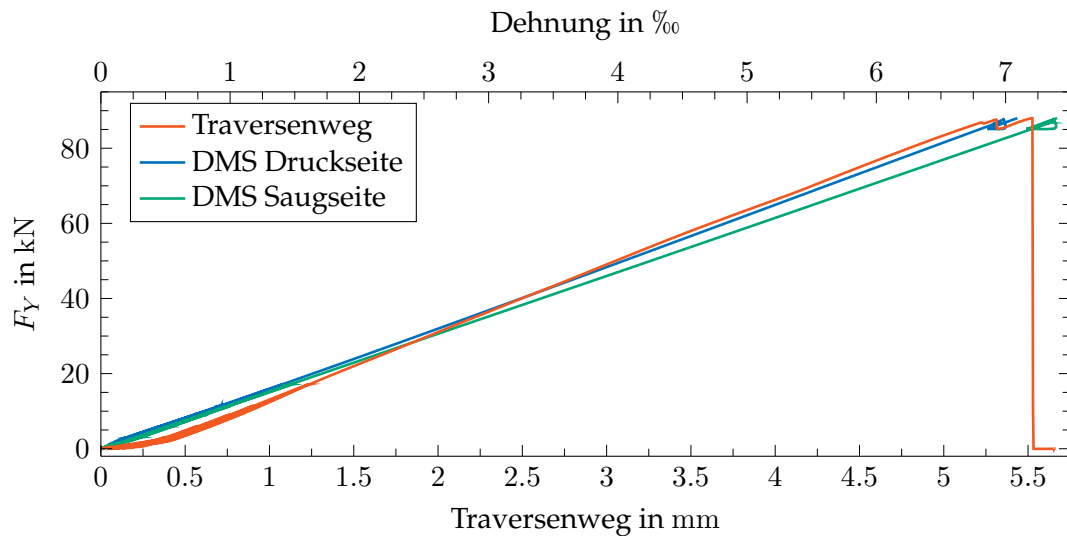


Abbildung 2.11: Ergebnisse des Zugversuchs bis zum Strukturversagen (Daten von Moritz Schmidt, SHN-ENG BS, DLR). In Abhängigkeit der Zugkraft sind der Traversenweg der Prüfmaschine sowie die Dehnung dargestellt. Letztere wurden mittels DMS (siehe Abb. 2.10) auf der Saug- und Druckseite des Rotorblattes gemessen. Die Struktur versagte bei $F_Y = 88$ kN.

parabolische Randbogen des Rotorblattes entfernt und ein Doppler mit quasiisotropem Lagenaufbau auf das Rotorblatt laminiert (jeweils rechts in Abb. 2.10). Dieser ermöglichte das Einleiten der Zugkräfte und verhinderte dabei ein Versagen des Blattes durch Spannungsspitzen direkt am Bolzen. Der Aufbau wurde inklusive Doppler mittels einer FEM-Analyse numerisch nachgerechnet, um im Anschluss Messergebnisse der auf Ober- und Unterseite aufgeklebten Dehnungsmessstreifen mit Simulationsergebnissen zu vergleichen. Dies gibt Aufschluss über die Qualität und Vergleichbarkeit von Modell und gefertigtem Rotorblatt.

Im Versuch wurde das Rotorblatt zunächst mit $F_{Y,II} = 11.4$ kN (entspricht F_Y bei *Limit Load* $\Omega_{II} = 65$ Hz) belastet. Anschließend erfolgte die Belastung bis zur Grenzlast $F_{Y,ul} = 17.1$ kN (*Ultimate Load* = $1.5 \cdot$ *Limit Load*). Beide Lastniveaus wurden für drei Sekunden gehalten und die Dehnungen der Ober- und Unterseite mit jeweils einem Dehnungsmessstreifen (DMS) gemessen. Das Rotorblatt ertrug die Lasten ohne Beschädigungen. Die gemessenen Dehnungen bei Grenzlast lagen mit 1.35 ‰ auf der Saugseite und 1.34 ‰ auf der Druckseite nur gering unter den Ergebnissen der FEM-Analyse mit 1.43 ‰ auf der Saugseite und 1.37 ‰ auf der Druckseite. Folglich konnte von einer korrekten Modellierung der Struktur ausgegangen werden und die Rotorblätter wurden für die Inbetriebnahme am RTG freigegeben.

Parallel zur ersten in dieser Arbeit präsentierten Messkampagne am Zweiblattrotor wurden am DLR im Rahmen des Projekts FASTrescue weitere Rotorblätter durch das

Systemhaus Technik gefertigt, um den RTG zukünftig auf einen Vierblattrotor aufzurüsten. Eins dieser komplett am DLR gefertigten Blätter wurde aufgrund der Umstellung des Fertigungsbetriebes ebenfalls einem Zugversuch im DLR Institut für Faserverbundeleichtbau und Adaptronik unterzogen, welcher von Moritz Schmidt (Systemhaus Technik, DLR Braunschweig) in Anlehnung an den ersten Zugversuch ausgelegt und vorbereitet wurde. In diesem Versuch wurde das Rotorblatt mit Haltestufen bei $F_{Y,II}$ und $F_{Y,III}$ bis zum Versagen der Struktur belastet. Das entsprechende Kraft-Weg- sowie Dehnungs-Weg-Diagramm ist in Abb. 2.11 dargestellt. Das Rotorblatt wurde ebenfalls mit den in Abb. 2.10 dargestellten DMS instrumentiert, welche einen linearen Dehnungsverlauf mit zunehmender Zugkraft aufweisen. Bei Grenzlast werden Dehnungen von 1.47 ‰ auf der Saugseite und 1.41 ‰ auf der Druckseite gemessen. Damit liegen die Dehnungen geringfügig über denen des ersten Zugversuches und den Ergebnissen der FEM-Analyse. Dies ist damit zu erklären, dass vier Gewebelagen mit hochfesten an Stelle von hochmodulen Fasern gebaut wurden. Dies führt zu einer etwas höheren Festigkeit bei leicht reduzierter Steifigkeit. Weiterhin ist stets mit geringen Abweichungen aufgrund von Ungenauigkeiten in der Instrumentierung und Versuchsdurchführung zu rechnen. Bei diesem zweiten Versuch konnte auch die Maximallast ermittelt werden, die das Rotorblatt ertrug. Sie übertraf die Grenzlast um mehr als das Fünffache und lag bei $F_Y = 88 \text{ kN}$.

Überlastversuch am Rotor (LF5) und Wuchten

Der Überlastversuch bei einer Drehfrequenz $\Omega_{II} = 65 \text{ Hz}$ diente dazu, den Entwurf und die gefertigten Bauteile des RTG unter kontrollierten Bedingungen mit erhöhten Sicherheitsmaßnahmen zu prüfen und für den Regelbetrieb zuzulassen. Mit diesem Versuch sollten beispielsweise kritische und trotz Prüfung unentdeckte Material- oder Fertigungsfehler in Bauteilen ausgeschlossen werden. Für diesen Versuch wurde lediglich ein kollektiver und kein zyklischer Steuerwinkel eingestellt. Ersterer wurde mit $\Theta_{75} = 1^\circ$ so gewählt, dass am Rotor kein Gesamtschub generiert wurde. Der Windkanal wurde mit einer Zuströmung von $V_\infty = 11.3 \text{ m/s}$ betrieben, um mit dem Abschwimmen der am Rotor entstehenden Wirbel dafür zu sorgen, dass dieser ruhiger lief, und es nicht zu einer Rotorblatt-Wirbel Interaktion kommen zu lassen.

Der Ablauf des Überlastversuches entsprach bis zur Nenndrehfrequenz von $\Omega = 50 \text{ Hz}$ dem Standardvorgehen nach der Wartung und Montage des Rotorkopfes und beinhaltete im Wesentlichen das Wuchten des Rotors. In einem iterativen Vorgehen wurde der Rotor gewuchtet und sowohl die Position als auch die Masse der Wuchtgewichte optimiert, während die Drehfrequenz schrittweise erhöht wurde. Die Piezo-Waage diente

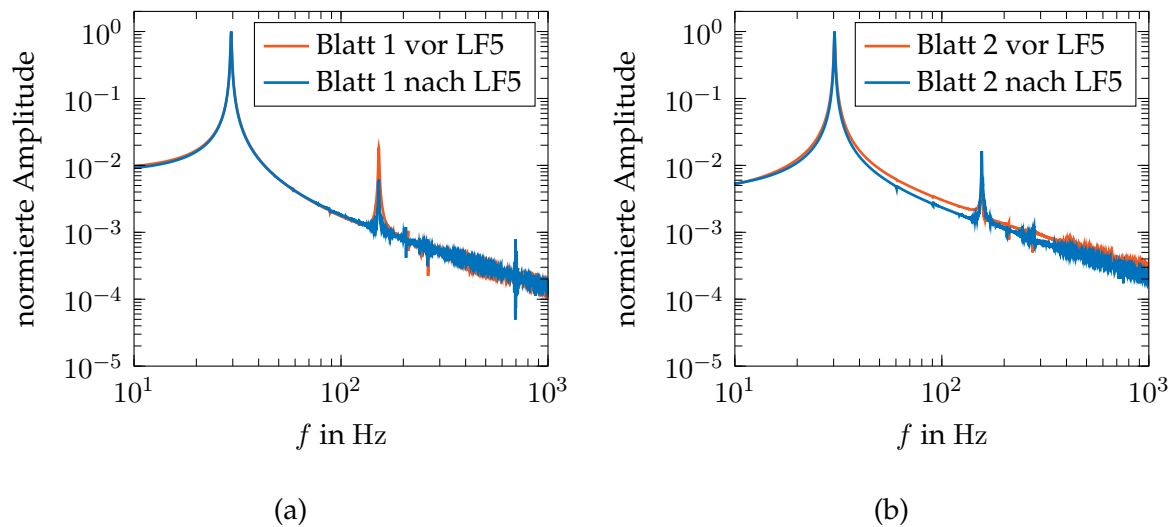


Abbildung 2.12: Darstellung des normierten einseitigen Amplitudenspektrums (normiert mit der maximalen Amplitude) der freien Schwingung der fest eingespannten Rotorblätter nach Auslenkung. In a) für Rotorblatt eins und in b) für Rotorblatt zwei. Jeweils vor und nach dem Überlastversuch LF5.

der Überwachung und Bewertung der Unwucht während des Wuchtens. Zur Befestigung am Rotor stehen Gewinde in den Rotorblattaufnahmen zur Verfügung, die mit einer Schraube und unterschiedlich schweren Unterlegscheiben versehen werden können (siehe Abb. 2.16 (1)).

Wichtig ist eine Überprüfung der Anlage während des Betriebes und danach. Zur Absicherung des Überlastversuchs wurde der Rotor nach jeder schrittweisen Erhöhung der Drehfrequenz visuell auf Schäden überprüft. Insbesondere bei Faserverbundstrukturen sind Schäden oftmals nicht von außen sichtbar. Aus diesem Grund wurde vor und nach dem Überlastversuch eine Eigenfrequenzanalyse der Rotorblätter durchgeführt und beide verglichen. Ein deutlicher Abfall der ersten Eigenfrequenzen kann auf innere Schäden im Rotorblatt hinweisen. Dazu wurden die Rotorblätter ausgebaut und mit einer Spannbacke in einer festen und möglichst steifen Einspannung befestigt. An der Blattspitze wurde ein Beschleunigungssensor angebracht und das Blatt mit dem Finger ausgelenkt und frei schwingen gelassen. Diese Schwingung wurde mit dem Beschleunigungsaufnehmer an der Blattspitze gemessen und im Anschluss das Frequenzspektrum analysiert. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist für beide Rotorblätter als normiertes einseitiges Amplitudenspektrum in Abb. 2.12 dargestellt.

Die Amplitudenspektren zeigen jeweils die erste und zweite Eigenfrequenz. Eigenformen höherer Ordnung können mit diesem einfachen Versuchsaufbau nicht zuverlässig identifiziert werden. Die Eigenfrequenzanalyse zeigt sehr gute Übereinstimmungen vor und nach dem Überlastversuch. Geringe Abweichungen zwischen den Rotorblät-

tern können sich durch Fertigungstoleranzen ergeben. Unterschiede zwischen zwei Schwingversuchen treten beispielsweise durch geringfügig andere Lagerungen auf. Über die Schadensanalyse der Rotorblätter hinaus zeigte eine Sichtprüfung der Anlage lediglich eine verbogene Steckerhalterung, welche nicht festigkeitsrelevant ist. Der RTG wurde somit für den Regelbetrieb freigegeben.

2.6 Betriebsgrenzen

Der Betrieb des Rotors unterliegt bestimmten Einschränkungen des Betriebsbereichs, welche als Ergebnis des Festigkeitsnachweises und einer Stabilitätsanalyse definiert wurden. Das Überschreiten dieser Grenzen kann ein Versagen des Rotors durch zu hohe Lasten oder durch ein instabiles Verhalten zur Folge haben. Sie werden in diesem Abschnitt dargestellt und erläutert.

2.6.1 Lastkriterien

Wie in der Erläuterung zu Abb. 2.9 dargestellt, zeigte die Festigkeitsanalyse, dass der zulässige Auslastungsgrad am Rotorblatt teilweise überschritten wird. In der Folge musste eine Einschränkung des Betriebsbereichs vorgenommen werden. Da sich die aerodynamischen Lasten und das rückstellende Biegemoment stark nichtlinear hinsichtlich der Nickschwingungsparameter verhalten, wurden zur Definition der Betriebsgrenzen neun weitere numerische Strömungssimulationen durchgeführt. Dieser ausgedehnte Parameterraum beinhaltete neben Nickfrequenzen von 33.3 Hz bis 50 Hz auch eine zusätzliche Nickbewegung: $\alpha_{75}(t) = 14.6^\circ - 5.0^\circ \cos(2\pi f_n t)$. Die Ergebnisse der Auswertung dieser aerodynamischen Daten finden sich in dem in Abb. 2.13 dargestellten Betriebsgrenzendiagramm. Der Rotorteststand kann bis zu einer Drehfrequenz von 33.3 Hz bei der maximal zulässigen Anstellwinkelamplitude von $\hat{\alpha} = 10.0^\circ$ mit einem mittleren effektiven Anstellwinkel von $\bar{\alpha}_{75} = 9.6^\circ$ betrieben werden. Höhere mittlere effektive Anstellwinkel sind möglich, wenn die Anstellwinkelamplitude gemäß dem Betriebsgrenzendiagramm linear reduziert wird. In blau dargestellt sind die zulässigen Betriebspunkte bei Drehfrequenzen kleiner als 41.6 Hz und in grün bei Drehfrequenzen kleiner als 50 Hz.

Am Rotor kommt es stets zu einer Durchströmung der Rotorebene und zu dreidimensionalen Strömungseffekten, welche – wie in Abb. 2.6 gezeigt – die tatsächlichen Lasten reduzieren. Dies bedeutet, dass die in Abb. 2.13 dargestellten Grenzen als sehr konservativ zu bewerten sind und im Betrieb des Rotorteststandes in gewissem Ma-

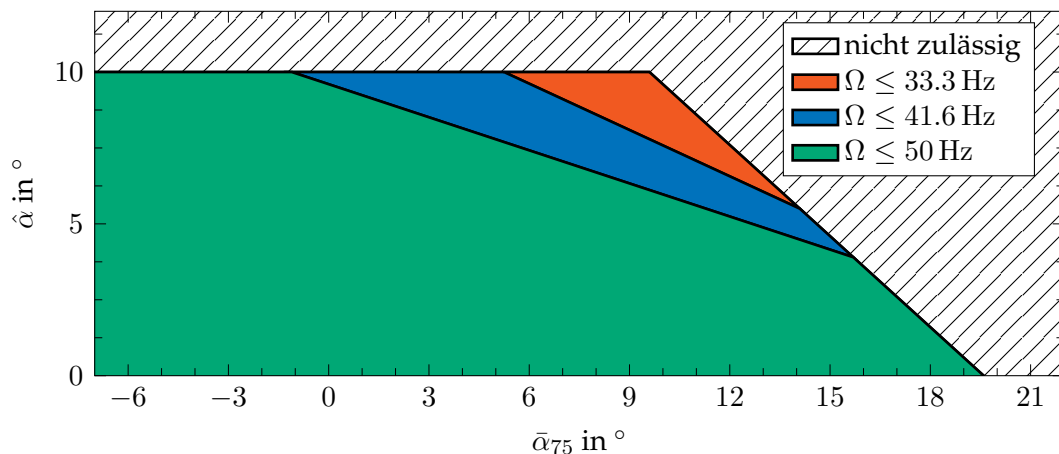


Abbildung 2.13: Betriebsgrenzen des RTG in Abhängigkeit der effektiven Anstellwinkel $\bar{\alpha}_{75}$ und $\hat{\alpha}$ (Daten aus [32]).

ße überschritten werden dürfen. Die Größe dieser Marge, die sich vorrangig aus dem induzierten Anstellwinkel ergibt, ist jedoch unbekannt.

2.6.2 Stabilitätskriterien

Jedes Rotorsystem besitzt Eigenfrequenzen, deren Kenntnis für einen sicheren Betrieb wichtig ist. Wird das System mit einer solchen Frequenz angeregt, schwingt es in der jeweiligen Eigenform und weist dabei hohe Amplituden und eine geringe Dämpfung auf. Dieses auch als Resonanz bezeichnete Phänomen ist deswegen kritisch, weil es durch die großen Bewegungsamplituden zu Schäden an der Struktur kommen kann. Aus diesem Grund wurde das Institut für Aeroelastik des DLR in Göttingen mit einer Stabilitätsanalyse des RTG auf Basis von Experimenten am Unterbau und mit Struktursimulationen des Rotorsystems beauftragt [2]. Diese beinhaltete eine Bewertung der dynamischen Bodenresonanz und aeroelastischen Stabilität des Systems.

Zur Bodenresonanz kommt es durch eine Wechselwirkung der Rotoraufhängung, also dem Unterbau des RTG, und dem Rotorsystem. Es fanden zwei Standschwingversuche statt, bei denen der Unterbau mit Beschleunigungssensoren instrumentiert und extern angeregt wurde. In der Auswertung der gewonnenen Daten wurden jeweils zwei laterale und vertikale Eigenformen der Nabenbewegung identifiziert. Diese Eigenschaften des elastischen Unterbaus wurden modelliert und an das Mehrkörpersimulationsmodell des Rotorsystems angebunden. Dieses Modell ermöglicht die Berücksichtigung von Versteifungseffekten und gyroskopischen Kopplungseffekten. Es beinhaltet elastische Rotorblätter sowie die Schwenk- und Schlaggelenke, wobei die Gelenke wie im Experiment festgesetzt wurden. Für die Implementierung der Rotor-

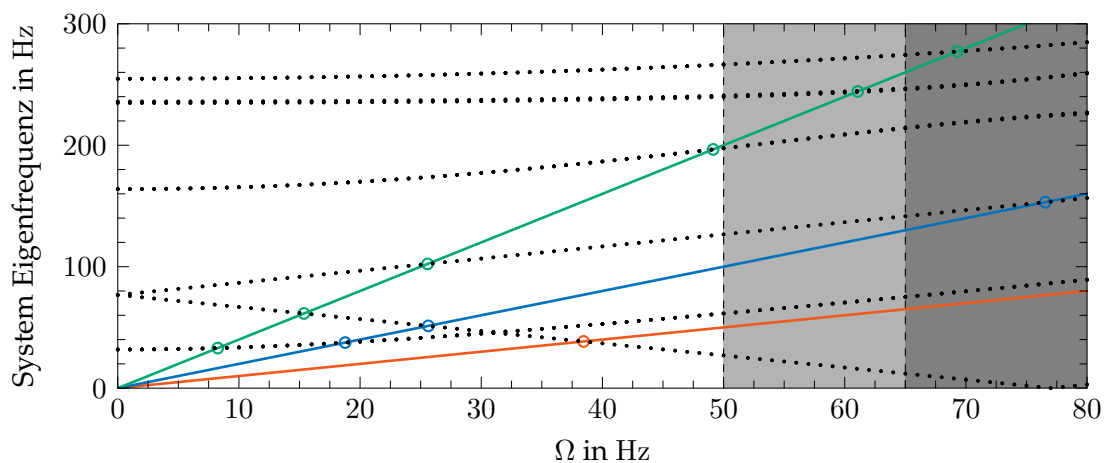


Abbildung 2.14: Frequenzverlauf aus der Bodenresonanzanalyse für den gelenklosen Rotor mit der lateralen Unterbaueigenform F1A (Daten aus [2]). Die Rotorharmonischen $1/\text{rev}$, $2/\text{rev}$ und $4/\text{rev}$ sind farblich eingezeichnet, sowie die Schnittpunkte mit den Eigenfrequenzen markiert.

blätter wurde das in Abb. 2.8 abgebildete FEM-Modell verwendet und die Anzahl der Knoten reduziert, um den Rechenaufwand zu verringern. Die aeroelastische Untersuchung deckt kritische Interaktionen von Aerodynamik und Struktur auf. Wie schon bei der Festigkeitsauslegung, dienen bei der aeroelastischen Bewertung Profildaten aus numerischen Strömungssimulationen entlang des Rotorblattradiuses als Basis für die Modellierung der Luftkräfte.

Hinsichtlich der Bodenresonanz ergeben die Auswertungen der Simulationen Eigenfrequenz- und Dämpfungsverläufe, jeweils für die vier Eigenformen des Unterbaus. Die Eigenfrequenzverläufe einer Unterbaueigenform sind exemplarisch in Abb. 2.14 abgebildet. Daraus lassen sich zweierlei Schlüsse ableiten: Einerseits stellen die mit Kreisen gekennzeichneten Schnittpunkte der Eigenfrequenzverläufe mit den Rotorharmonischen kritische Betriebspunkte dar, da bei einer Anregung der Eigenformen in diesem Bereich verstärkt Vibrationen auftreten können. An diesen Punkten regt die Rotation selbst die entsprechenden Eigenformen an und es wird Antriebsenergie in die Systemschwingung geleitet. Bei einem Zweiblattrotor sind insbesondere die ersten beiden Rotorharmonischen zu beachten, welche mit $1/\text{rev}$ und $2/\text{rev}$ bezeichnet werden (von engl. *revolution*). Die Anregung mit der ersten Rotorharmonischen erfolgt in erster Linie aus Unwuchten im Rotorsystem, die Anregung mit der zweiten Rotorharmonischen resultiert aus aerodynamischen Phänomenen. Darüber hinaus sind auch Kopplungen zwischen Eigenformen, wie beispielsweise bei $\Omega = 31$ Hz zwischen der ersten Schlagmode und dem sogenannten *backward whirl mode* zu beobachten. Bei letzterem kommt es zu einer umlaufenden translatorischen Auslenkung in der Rotorebene. Im Falle der Bodenresonanzanalyse sind sämtliche Eigenformen positiv gedämpft.

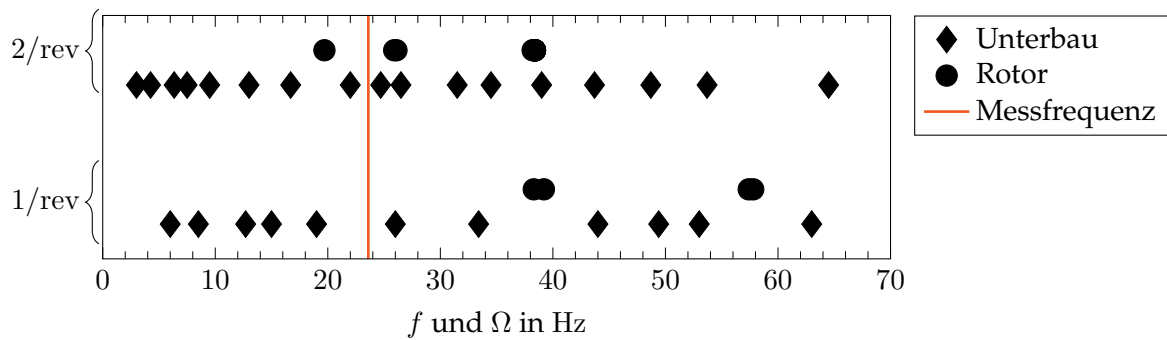


Abbildung 2.15: Schnittpunkte der Eigenfrequenzverläufe von Unterbau und Zweiblattrotor (Rotorkopf und -blätter) mit den Anregungen aus der ersten (1/rev) und zweiten (2/rev) Rotorharmonischen (Daten aus [2]).

Aus den Schnittpunkten der Eigenfrequenzverläufe aller Testfälle mit den ersten beiden Rotorharmonischen abgeleitete kritische Betriebsfrequenzen sind in Abb. 2.15 aufgetragen. Die Eigenfrequenzen des Unterbaus basieren auf den Standschwingversuchen. Wenn auch der Betrieb im Bereich einer Anregung der Struktur nicht zwangsläufig zum Versagen führt, so können unerwünscht starke Vibrationen auftreten, die die Qualität der Messergebnisse beeinträchtigen. Ein kontinuierliches Hochfahren des Rotors bis zur Betriebsdrehfrequenz, bei dem die kritischen Drehfrequenzen schnell durchlaufen werden, ist erforderlich.

Für die aeroelastische Analyse wird zusätzlich ein Aerodynamikmodell implementiert, um Strömungs-Struktur-Interaktionen zu berücksichtigen. Ansonsten liefert sie als Ergebnis Eigenfrequenz- und Dämpfungsverläufe, die in gleicher Weise interpretiert werden können, wie es schon für die Bodenresonanzuntersuchung erläutert wurde. Es zeigt sich ein stabiles Verhalten des Rotors mit festgesetzten Schwenk- und Schlaggelenken hinsichtlich des Flatterns. Für den Fall, dass das Schwenkgelenk beweglich gestaltet wird, ist eine Entdämpfung zu beobachten. Während des Betriebs erfolgt eine kontinuierliche Überwachung der Struktur durch Beschleunigungssensoren, welche die laterale und vertikale Nabenbewegung erfassen. Des Weiteren wird die Schlagamplitude durch Dehnungsmessstreifen auf den Rotorblättern kontrolliert.

2.7 Betrieb des RTG

Auch wenn der RTG für den Messbetrieb freigegeben wurde, müssen beim Betrieb Aspekte wie das Tracking und die Wartung beachtet werden. Weiterhin ergibt sich vor allem zu Beginn der Betriebszeit neuer Anlagen Optimierungspotential, das nur im Messbetrieb erkannt werden kann. Im Folgenden wird darauf kurz eingegangen.

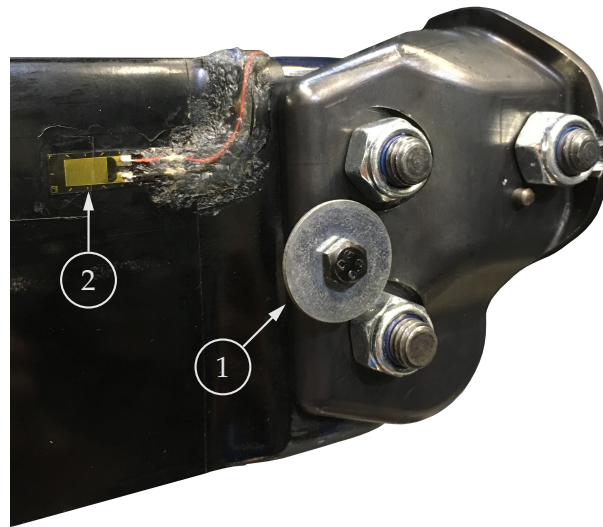


Abbildung 2.16: Foto der Rotorblattwurzel mit Blattanschluss. Zu erkennen sind Unterlegscheiben als Gewicht zum Wuchten (1) des Rotors sowie der parallel zu Vorderkante ausgerichtete Dehnungsmessstreifen (2) auf der Druckseite.

2.7.1 Tracking

Auch wenn der Rotor, wie in Abs. 2.5.2 beschrieben, gewuchtet ist, müssen noch zwei Voraussetzungen erfüllt sein, damit sich die beiden Rotorblätter im Versuch gleich verhalten. Erstens muss die interne und externe Geometrie der Blätter im Rahmen der Fertigungstoleranzen gleich sein, um gleiche aerodynamische Lasten und Reaktionen auf diese zu erzeugen. Dazu wurden im nicht instrumentierten Rotorblatt ebenfalls sämtliche Taschen für Sensoren und Kabelführungen gefräst und sogenannte Dummysensoren und -kabel installiert. Die zweite Voraussetzung betrifft den Betrieb, bei dem gleiche Steuerwinkel angesteuert werden müssen. Die Schwingungsamplitude ist, wenn man von unterschiedlichem Spiel in der jeweiligen Rotorkopfmechanik absieht, durch das Prinzip der Taumelscheibe für beide Rotorblätter gleich. Abhängig davon, wie die jeweiligen Steuerstangen an den Rotorblättern eingestellt sind, kann der mittlere Steuerwinkel abweichen. In dieser Messkampagne wurde eine Abweichung des mittleren Steuerwinkels von $\Delta\bar{\Theta} = 0.08^\circ$ und der Amplitude von $\Delta\hat{\Theta} = 0.04^\circ$ gemessen, was innerhalb der Einstell- und Messgenauigkeit liegt. Davon ausgehend sollten im Versuch die gleichen Lasten an den beiden Rotorblättern auftreten, aus denen ähnliche Verformungen resultieren. Zum einen wurde mit der Blattspitzenkamera der Spurlauf der Rotorblätter kontrolliert, zum anderen wurden Linear-Dehnungsmessstreifen (DMS) vom Typ 6/700 LY41 der Firma HBM an der Rotorblattwurzel installiert, wie in Abb. 2.16 (2) abgebildet. Diese wurden auf der Druck- und der Saugseite jeweils bei $x'/c = 0.25$ und $r/R = 0.27$ auf das Rotorblatt geklebt. Bei gleicher Position auf den

beiden Rotorblättern konnten sowohl qualitativ gleiche Dehnungsverläufe über der Periode gemessen werden, als auch übereinstimmende Mittel- und Extremwerte. Um dennoch zu verhindern, dass Unterschiede Einfluss auf die Qualität der Messdaten haben, wurden sowohl alle optischen Messungen als auch die Druckmessungen immer am selben Rotorblatt durchgeführt.

2.7.2 Wartung

Für einen sicheren Betrieb des RTG ist es erforderlich, regelmäßige Wartungsintervalle einzuhalten. Diese beziehen sich in erster Linie auf Rotorkopf und -blätter, da dort die komplexe Mechanik und hohe Lasten dazu führen können, dass unentdeckte Schäden ein Versagen der Komponenten verursachen. Nichts desto trotz ist bei der Sichtinspektion von Rotorkopf und -blättern auch die gesamte Anlagenstruktur auf sichtbare Schäden wie zum Beispiel Risse zu untersuchen und die gleichbleibende Funktionstüchtigkeit aller beweglichen Bauteile zu überprüfen. Diese Sichtinspektion erfolgt zu Beginn jedes Messtages und alle fünf Betriebsstunden. Neben der regelmäßigen Sichtinspektion ist alle 50 Betriebsstunden eine umfangreiche Wartung durchzuführen. Dabei muss der Rotorkopf vollständig zerlegt werden und jedes Bauteil auf Schäden und Spiel überprüft werden. Die Rotorkopflager sind zu erneuern. Neben der äußeren Sichtprüfung der Rotorblätter ist eine Eigenfrequenzmessung durchzuführen (siehe Abs. 2.5.2, LF5). Ein deutlicher Abfall der Eigenfrequenzen kann auf innere Schäden hindeuten. Wenn nach den ersten Messkampagnen ausreichend Erfahrung im Betrieb gesammelt wurde, kann dieses Intervall schrittweise auf 200 Stunden vergrößert werden. Das Intervall der Sichtinspektion ändert sich dadurch nicht [32].

2.7.3 Optimierung

Im Rahmen der Inbetriebnahme des RTG und der ersten Messkampagne war es notwendig, die Lagerung der Prüfstandswelle und der Rotorblätter zu überarbeiten, da es hier trotz korrekter Konstruktionsweise zu einer hohen Wärmeentwicklung kam.

Wellenlagerung

Die Rotorwelle ist in einen vorderen, rotorseitigen, und in einen hinteren, riemenseitigen, Abschnitt unterteilt. Beide Wellenabschnitte sind mit jeweils einem Fest- und einem Loslager gelagert. Darin waren zu Beginn auf Lebensdauer geschmierte Pendelkugellager verbaut. Diese verfügten über eine Ölfüllung und beidseitig angebrach-

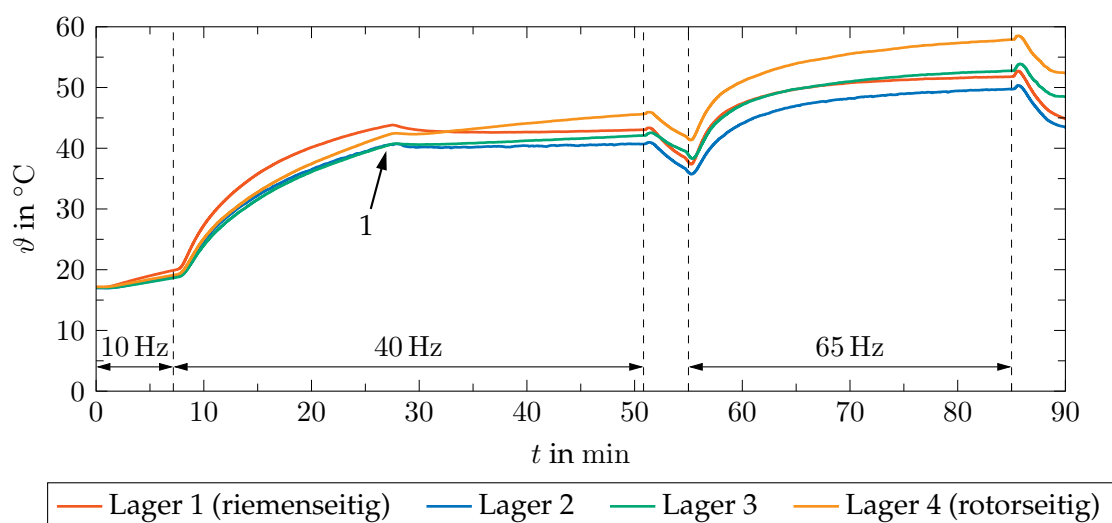


Abbildung 2.17: Lagertemperaturen während Testlauf bei unterschiedlichen Drehfrequenzen. (1): Erhöhung des Wasserdurchflusses im Ölkühler.

te Simmerringe aus Acrylnitril-Butadien-Kautschuk. Während erster Testläufe wurde bemerkt, dass die Lagertemperaturen auch bei moderaten Drehzahlen schnell anstiegen. Schließlich erlitt ein Lager einen Totalschaden durch Fressen. Als mögliche Ursache für die hohe Wärmeentwicklung wurden die Simmerringe ausgemacht. Grob abgeschätzt ergibt sich eine Reibleistung von 250 W pro Simmerring [21], welche für die Wärmeentwicklung an der am Innenring liegenden Dichtfläche verantwortlich ist. Hinzu kommt, dass der Außenring des Lagers durch den Luftstrom des Rotors effektiver gekühlt wird als der Innenring. Durch die Temperaturdifferenz verringert sich die radiale Lagerluft, was ab einer Temperaturdifferenz von 20 °C kritisch werden kann.

Die Lagerung wurde unter Veränderung von drei wesentlichen Punkten neu gestaltet:

1. Verwendung ölgeschmierter Lager ohne Simmerring. Die Simmerringe zum Abdichten der Lagerböcke wurden nicht direkt am Lager verbaut, sodass die Reibwärme nicht direkt am Lager entsteht.
2. Verwendung von Lagern mit 61 % mehr Lagerluft.
3. Ausbau eines Ölkreislaufs mit Ölpumpe und Wasserkühler für eine kontinuierliche Ölspülung bei der warmes Öl aus dem Lagerinneren abgeführt und gekühltes Öl zugeführt wird. Damit bleibt die Temperaturdifferenz zwischen Innen- und Außenring niedrig.

In Abb. 2.17 ist der Verlauf der Lagertemperaturen nach dem Umbau dargestellt. Bei einer Erhöhung der Drehfrequenz ist eine exponentielle Annäherung an eine Endtem-

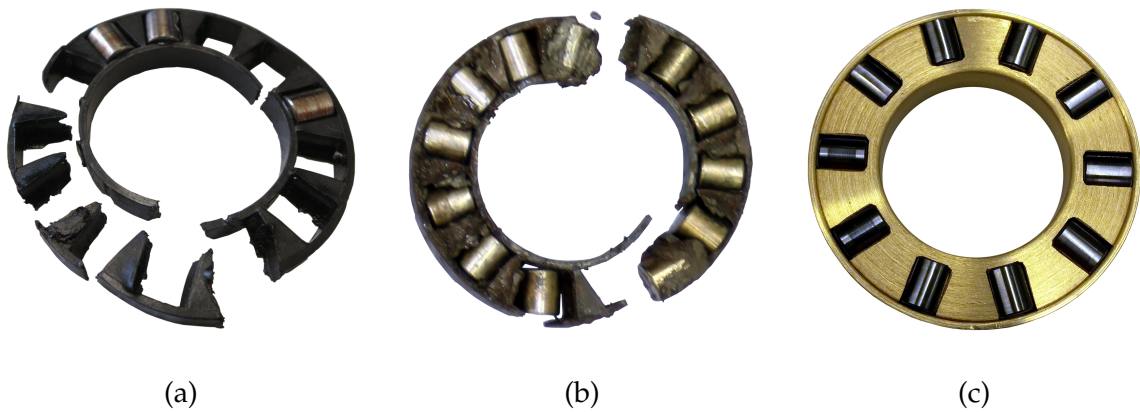


Abbildung 2.18: In a) zerstörtes Axiallager aus dem RTG-Rotorkopf (siehe (7) in Abb. 2.4). In b) baugleiches Lager aus einem Rotorkopf des Kipprotor Versuchsträgers, welcher im Rahmen des NICETRIP Projekts im Niedergeschwindigkeitswindkanal DNW-LLF vermessen wurde (aus [103]). In c) neues Lagerkonzept mit Messingkäfig.

peratur zu beobachten. Mit einer Erhöhung des Wasserdurchflusses (1) durch den Ölkühler konnte bei $\Omega = 40$ Hz abgesehen von Lager 4 ein konstantes Temperaturniveau erreicht werden. Das rotorseitige Lager weist eine stärkere Erwärmung auf, da es im Nachlauf der Taumelscheiben-Rotationsmechanik verbaut ist und somit die erzwungene konvektive Kühlung durch die Abströmung des Rotors geringer ausfällt. Bei Rotorstillstand funktioniert die Lagerkühlung durch die Ölspülung sehr gut, wie im Bereich $51 \text{ min} \leq t \leq 55 \text{ min}$ zu beobachten ist. Sollte die Maximaltemperatur im Betrieb erreicht werden, können die Lager in kurzen Messpausen effektiv gekühlt werden. Dimensionierend hinsichtlich der Lagertemperatur ist die Rotorspule des induktiven Schleifrings zur Datenübertragung der Telemetrie in das stationäre System. Die Spulen sind mit einem Kunstharz vergossen, welches eine Maximaltemperatur von 85°C erlaubt. Neben der Wärmeentwicklung durch Verluste bei der Daten- und Stromübertragung wird die Spule auch durch den Wärmeeintrag in die Rotorwelle aufgrund von Lagerreibung erwärmt.

Rotorblattlager

Das Axiallager der Rotorblattlagerung besteht aus Zylinderrollen, welche in einem Kunststoffkäfig aus glasfaserverstärktem Polyamid 66 gehalten werden. Es hat sich herausgestellt, dass dieser Käfig bei einer periodischen Steuerwinkelschwingung sehr stark belastet wird und versagen kann. Das Schadensbild, welches am RTG entstanden ist, ist in Abb. 2.18 a) dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die einzelnen Kammern, welche die Zylinderrollen mit etwas Spiel halten, gebrochen sind. Die Betriebstemperatur lag im zulässigen Bereich und ein temperaturbedingtes Versagen ist unwahrscheinlich.

Die Seitenwände der einzelnen Kammern waren den Kräften nicht gewachsen, die auf sie wirken, wenn die Zylinderrollen an den Umkehrpunkten der periodischen Bewegung an die Seitenwände der Kammern schlagen. Dies führte zu einem Abscheren der Seitenwände vom Innenring des Käfigs. In der Folge drehten sich einige Zylinderrollen um 90° und führten durch die erhöhte Reibung zu einem Temperaturanstieg im Betrieb auf über 70°C . Dies ist kritisch, weil es durch die Wärmeleitung im Rotorkopf auch zu einer Erwärmung des Rotorblattfußes über die zulässige Temperatur des Harzsystems ($\vartheta_{\max} = 72^\circ\text{C}$) hinaus kommt.

Ein sehr ähnliches Schadensbild trat an einem Kipprotor Versuchsträger auf, welcher im Rahmen des NICETRIP² Projekts im DNW-LLF³ getestet wurde [103]. Die beiden Kipprotoren des Modells waren mit je einer Taumelscheibe ausgerüstet und in der Rotorblattlagerung wurde ein baugleiches Axiallager verwendet. Diese versagten bei der Ansteuerung der Rotorblätter mit einer zyklischen Nickbewegung auf ähnliche Weise (siehe Abb. 2.18 b)). In der Folge wurde in den Experimenten auf eine periodische Blattwinkelverstellung verzichtet.

Folgende alternative Konzepte wurden am RTG getestet:

1. Einsatz von Nadellagern mit Metallkäfig, um die bewegte Masse der Zylinderrollen zu reduzieren. Die Reibung dieser Lager war um ein Vielfaches höher und die zulässige Maximaltemperatur des Harzsystems wurde überschritten.
2. Fertigung eines Messingkäfigs (siehe Abb. 2.18 c)). Im Betrieb kam es zu einer Spanbildung und in Folge dessen zu einem Anstieg der Reibkräfte.
3. Die Verwendung von Axialkugellagern mit Metallkäfig. Diese waren ohne Umkonstruktion nicht sinnvoll in den bestehenden Bauraum zu integrieren.

Da bis dato kein funktionierendes Konzept gefunden werden konnte, werden unter der Maßgabe einer besonders sorgfältigen Schmierung weiterhin Zylinderrollenlager mit Kunststoffkäfig verwendet und bestimmte Betriebspunkte nicht angefahren. Potential bieten zukünftig Keramiklager, deren leichte Wälzkörper und geringere Reibung Verbesserungen versprechen. Jedoch sind diese wesentlich anfälliger hinsichtlich Vibrationen.

² Novel Innovative Competitive Effective Tilt Rotor Integrated Project

³ Großer Niedergeschwindigkeitswindkanal der Deutsch-Niederländischen Windkanäle

3 Experimentelle Methoden

Für die Untersuchung des *Dynamic Stalls* am Rotor des RTG wurden unterschiedliche Techniken und Methoden eingesetzt, deren Aufbau, Funktion und Einschränkungen in diesem Kapitel erläutert werden. Dazu wird zwischen Messtechnik im drehenden Rotorsystem, wie zum Beispiel Drucksensoren, und Messtechnik im stationären Laborsystem, wie zum Beispiel PIV, unterschieden. Darüber hinaus werden die Versuchsdurchführung sowie Größen und Kennzahlen, die aus den Messdaten abgeleitet wurden, erläutert. Die Auswertung und Analyse der Messdaten erfolgte vorwiegend mit dem Programm MATLAB der Firma MathWorks.

3.1 Dynamische Strömungsablösung an Modellrotoren

Um der ersten in der Motivation formulierten Fragestellung gerecht zu werden, ist es erforderlich, den *Dynamic Stall* am Rotor des RTG im Schweberversuch zu provozieren. Dazu muss der effektive Anstellwinkel am Rotorblatt über einen Rotorumlauf in einem Maße variiert werden, dass es zum *Dynamic Stall* kommt.

Yang et al. [127] und DiOttavio et al. [17] haben gezeigt, dass es durch eine zyklische Versperrung der Rotorzuströmung mit einer Platte in Form eines Kreisabschnittes von 60° Azimut zu einem dynamischen Strömungsabriss am Rotor kommt. Durch die Verringerung der axialen Durchströmung V_N im Nachlauf der Platte bei gleich bleibender Tangentialkomponente V_T (siehe Abb. 2.1) kommt es zu einer plötzlichen Erhöhung des effektiven Anstellwinkels α und dadurch zum Ablösen der Strömung. Am Rand der Platte löst eine Scherschicht ab, mit der das Rotorblatt interagiert. Durch die Stauwirkung einer Platte im Nachlauf des Rotors würde es zu einer Verringerung der Durchströmung ohne eine Interaktion der Rotorblätter mit der Scherschicht kommen. Als weitere Methode, um den effektiven Anstellwinkel lokal zu beeinflussen, sind geschlitzte Rohre denkbar, welche im Nachlauf positioniert werden und aus denen Luft entgegen der Abströmung des Rotors ausgeblasen wird.

Die zuvor erwähnten Methoden führen zum Strömungsabriss, dieser ist jedoch nicht vergleichbar mit dem *Dynamic Stall*, wie er am Hubschrauber auftritt. Aus diesem Grund wurde der RTG mit einer Taumelscheibe ausgerüstet, um den *Dynamic Stall* über die zyklische Variation des Steuerwinkels zu provozieren. Dieses Vorgehen am Rotor im Schwebeversuch vernachlässigt zwar die ungleichmäßige Zuströmung durch den Vorwärtsflug, bietet seitens der Anwendbarkeit optischer Messtechniken aber große Vorteile. Es ist nach Kenntnis des Autors einmalig.

3.2 Messtechnik im rotierenden System

Die Integration von Messtechnik im rotierenden System ist in vielerlei Hinsicht herausfordernd. Es müssen Konzepte erarbeitet werden, wie Sensoren, Hardware zur Datenerfassung und -verarbeitung sowie die Daten- und Energieübertragung in den bestehenden Bauraum integriert werden können. Dabei sind neben der Baugröße auch die Belastungen durch die Zentrifugalkraft und Vibrationen zu berücksichtigen. Der Rotorkopf wurde mit Hall-Sensoren zur Erfassung des Wurzelanstellwinkels ausgerüstet. Während der Fertigung wurden Temperatursensoren sowie in einem Rotorblatt auch Drucksensoren zur Messung der instationären Oberflächendrücke verbaut.

3.2.1 Instrumentierung

In der Literatur findet sich – abgesehen von den in der Einleitung beschriebenen aufwändigen Messkampagnen wie GOAHEAD – lediglich ein Modellrotor mit ähnlichem Durchmesser in dessen Rotorblättern instationäre Drucksensoren integriert sind. Betrieben wird er an der Universität von Maryland in schneller Vorwärtsflugkonfiguration in einem Windkanal. Wang et al. [119] verbauten und testeten 2015 insgesamt 34 Drucksensoren in zwei Schnitten. Aufgrund der hohen mechanischen Belastungen, vor allem am äußeren Druckschnitt bei $r/R = 0.86$, fielen während der Messkampagne über die Hälfte der Drucksensoren aus. Dies veranschaulicht die Herausforderungen, welche auch am RTG auftraten.

Aufgrund der geringen Profiltiefe und der damit verbundenen geringen Dicke von maximal 6.5 mm ist eine Instrumentierung des Rotorblattes herausfordernd. Zur Erfassung von instationären Oberflächendrücken kommen piezoresistive Drucksensoren LQ-062 der Firma Kulite mit einem Messbereich von $\Delta p = \pm 70$ kPa zum Einsatz. Die flache Bauform dieser Sensoren ermöglicht auch im Nasenbereich des Rotorblattes eine Integration nahe der Oberfläche. Die Sensoren bestehen aus einer Silikon-

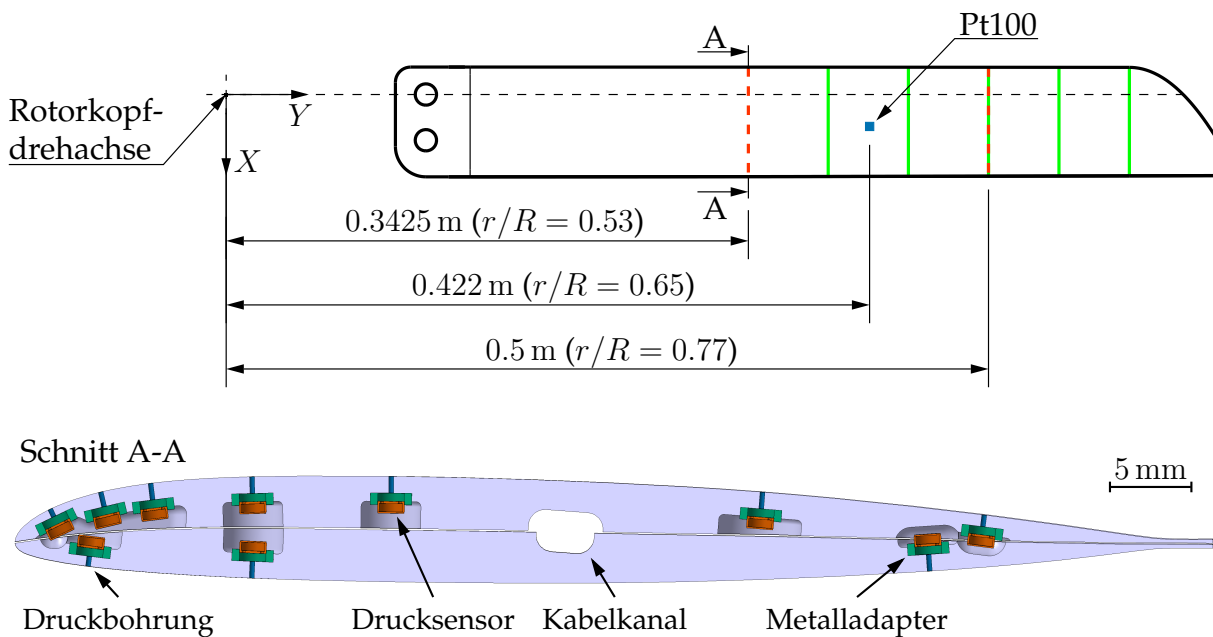


Abbildung 3.1: Draufsicht auf das Rotorblatt mit radialen Positionen der Drucksensoren als rote gestrichelte Linien sowie den PIV-Messpositionen bei $r/R = \{0.91, 0.84, 0.77, 0.69, 0.61\}$ in grün. Unten eine Schnittdarstellung A-A durch die wurzelseitigen Sensoren. Drucksensoren sind in rot, aufgesetzte Adapter in grün und Druckbohrung in blau dargestellt. Überarbeitet aus Schwermer et al. [108].

membran in die piezoresistive Dehnungselemente eindiffundiert sind und die durch einen äußeren Druck verformt wird. Die Dehnungselemente sind zu einer Wheatstone'schen Messbrücke verschaltet. Auf der Rückseite der Membran befindet sich ein geschlossener Hohlraum, in dem ein definierter Referenzdruck von $p_{ref} = 80.5 \text{ kPa}$ eingestellt ist. Der Messbereich und der Referenzdruck wurden auf Basis von den zur Auslegung durchgeführten zweidimensionalen instationären Strömungssimulationen für eine Nick-/Drehfrequenz von 50 Hz ausgewählt. Dabei ergibt sich der Messbereich aus der Differenz von maximalem und minimalem Druck sowie der Referenzdruck aus dem Mittelwert der Extremwerte. Um Erkenntnisse über spannweitige Strömungsphänomene zu erlangen, wurden die Drucksensoren in zwei radialen Schnitten bei $r/R = 0.53$ und $r/R = 0.77$ verbaut, wie in Abb. 3.1 dargestellt. Die maximal zulässige, statische Beschleunigung der Drucksensoren beträgt $9.8 \cdot 10^4 \text{ m/s}^2$. Der äußere Druckschnitt konnte nicht weiter in Richtung Blattspitze positioniert werden, da sonst die auf die Sensoren wirkende Beschleunigung während des Überlastversuchs das zulässige Maximum überschritten hätte. Aus Kostengründen wurde auf unterschiedliche Spezifikationen des Messbereichs für die äußeren und inneren Sensoren verzichtet.

Die Sensoren müssen möglichst dicht unter der Oberfläche positioniert werden, um eine geringe Dämpfung des Drucksignals sicher zu stellen. Ein größeres Volumen zwi-

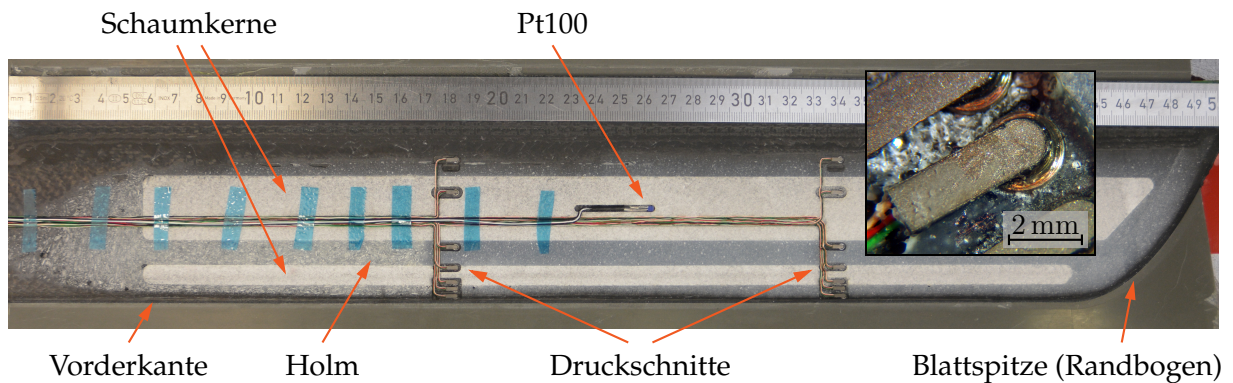


Abbildung 3.2: Foto der instrumentierten saugseitigen Halbschale in der Laminierform vor dem Verkleben. Es sind die beiden Druckschnitte und ein Pt100 Temperatursensor zu erkennen sowie eine Mikroskopaufnahme eines eingeklebten Drucksensors. Das Stahlmaß ist mit dem Nullpunkt bei $r = 160$ mm angelegt.

schen Sensormembran und Rotorblattoberfläche führt stets zu einer Erhöhung der Dämpfung des Drucksignals und senkt die Grenzfrequenz. Deswegen wurden die Sensoren in Metalladapter mit geringer Bauhöhe geklebt, welche eine Verbindung zur Druckbohrung ($d = 0.3$ mm) an der Oberfläche herstellen. So konnte gewährleistet werden, dass die Grenzfrequenz des Drucksignals nicht unterhalb der Signalbandbreite des Telemetriesystems lag. Die in Abb. 3.2 abgebildete Mikroskopaufnahme verdeutlicht die Größenverhältnisse der verbauten Drucksensoren. Weiterhin ist der ringförmige Metalladapter zu erkennen, in den der Drucksensor geklebt wurde.

Die Anzahl der Drucksensoren wurde durch zwei Faktoren begrenzt. Zum einen limitierten die Abmessungen der Drucksensoren die erreichbare Diskretisierung in Profiltiefenrichtung. Dies veranschaulicht der in Abb. 3.1 dargestellte Schnitt A-A. Er zeigt außerdem, dass die Auflösung im Vorderkantenbereich trotz der kleinen Abmessungen von $1.6 \times 4.7 \times 0.8$ mm³ gering ist. Zum anderen wurde die Gesamtmenge an Drucksensoren durch den für die Verkabelung zur Verfügung stehenden Bauraum vorgegeben. Für die Verkabelung der Sensoren wurden Litzen mit einem Durchmesser von $d = 0.1$ mm verwendet. Dies erlaubte den Einbau von 20 Sensoren, ohne die Struktur des Rotorblattes durch den Kabelkanal unzulässig stark zu schwächen. Wie in Abb. 3.2 dargestellt, wurden die Kabel in einen zentralen Kanal verlegt und an der Rotorblattwurzel zwischen den Passhülsen aus dem Rotorblatt geführt. Weiterhin ist der Aufbau des Rotorblattes, bestehend aus zwei Rohacell Schaumkernen und dem Holm aus Epoxidharz zu erkennen. Die Rotorblätter bestehen aus je einer Ober- und Unterschale, die nach dem Instrumentieren flächig verklebt wurden. Dazu wurden Aussparungen für die Drucksensoren und die Kabel sowie die Trennebene der beiden Halbschalen vor der Instrumentierung auf einer computergesteuerten Fräsmaschine präzise bearbeitet.

Die Instrumentierung wurde bei 20 geplanten mit 22 zur Verfügung stehenden Drucksensoren begonnen. Während des Einbaus wurden die Sensoren mit einer Messanlage ständig überwacht und regelmäßig auf ihre Funktion geprüft. Als Schwachpunkt stellten sich die Zuleitungen zu den Sensoren heraus. Während des Einbaus und des Verklebens der beiden Halbschalen kam es zu Kabelbrüchen, sodass zu Beginn der Messung noch insgesamt 14 Sensoren (fünf am inneren Schnitt und neun am äußeren Schnitt) funktionierten. Ein weiterer Sensor am inneren Schnitt funktionierte während der Messungen nur bei Messpunkten ohne zyklischen Steuerwinkel. Darüber hinaus blieben die restlichen Drucksensoren während der gesamten Messkampagne funktionstüchtig. Für die Messpunkte mit zyklischem Steuerwinkel standen Sensoren an folgenden Positionen zur Verfügung: Am inneren Schnitt auf der Oberseite bei $x'/c = \{0.11, 0.19, 0.62\}$ und auf der Unterseite bei $x'/c = 0.76$. Am äußeren Schnitt auf der Oberseite bei $x'/c = \{0.03, 0.11, 0.19, 0.31, 0.62, 0.81\}$ und auf der Unterseite bei $x'/c = \{0.06, 0.20, 0.76\}$.

Einige experimentelle Methoden, wie beispielsweise thermographische Verfahren, erfordern ein aktives Heizen der Modelloberfläche. Dabei kann die zulässige Maximaltemperatur des Epoxydharzes überschritten werden. Zur Überwachung dieser Temperatur während des Experiments ist je ein Pt100 Temperatursensor auf der Ober- und Unterseite des Rotorblattes an einer radialen Position von $r/R = 0.65$ verbaut.

Diskretisierungsfehler

Der lokale Schubbeiwert ist eine wichtige Größe beim Vergleich von experimentellen und numerischen Daten. Die im vorigen Abschnitt beschriebenen Herausforderungen bei der Instrumentierung von Druckschnitten führten dazu, dass die zur Erfassung sämtlicher Details der Druckverteilung nötige Sensordichte im Nasenbereich des Profilschnittes nicht erreicht werden konnte. Wang et al. [119] kamen zu dem Fazit, dass bei einer vergleichbaren Anzahl an Drucksensoren eine Integration der aerodynamischen Schnittlasten mit einem großen Diskretisierungsfehler behaftet und nicht sinnvoll sein kann. Um dies bewerten zu können, wurden Simulationen mit dem DLR-TAU-URANS-Strömungslöser an zwei isolierten Rotorblättern in einem Fernfeld mit einem Radius von 1000 Rotorblattspannweiten durchgeführt [45]. Dabei kam das Spalart-Allmaras Turbulenzmodell zum Einsatz. Das unstrukturierte Rechengitter wurde mit dem Gittergenerator CENTAUR nach Vorgaben von Kaufmann et al. [35] für schwingende Blattspitzen unter *Dynamic Stall*-Bedingungen erzeugt. Dies führte zu einer Gittergröße von $31 \cdot 10^6$ Punkten. Die Simulation wurde für elf Rotorumdrehungen mit einem Zeitschritt von 100 Schritten pro Umdrehung gestartet und anschließend

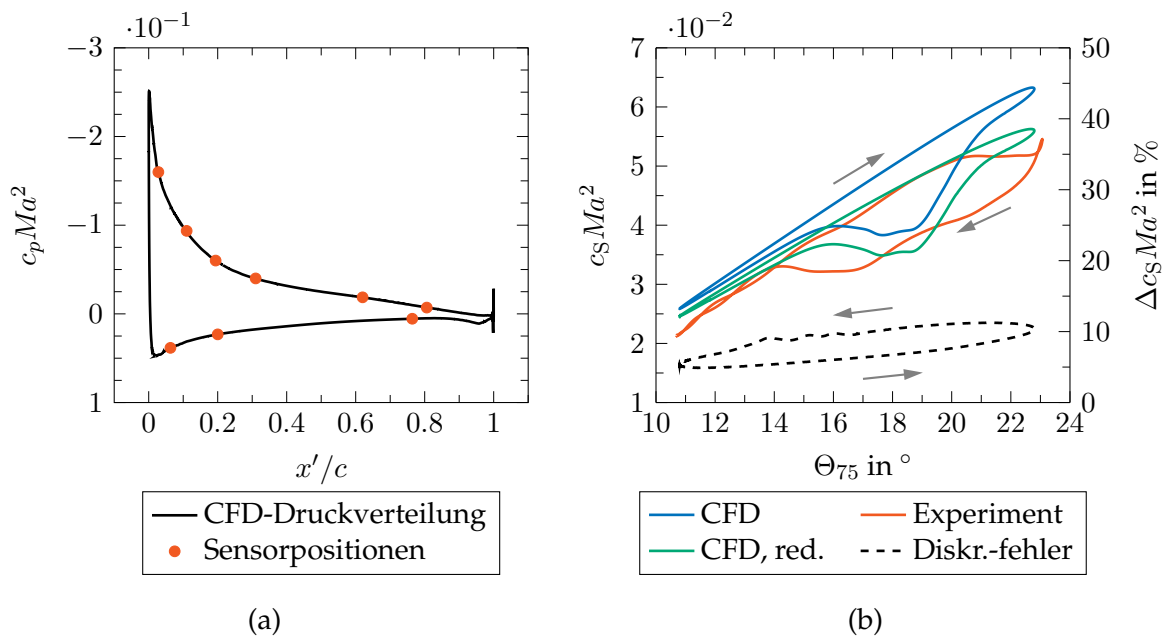


Abbildung 3.3: In a) Druckverteilung bei $r/R = 0.77$ und $\Theta_{75} = 19.1^\circ$ aus einer 3D instationären CFD-Simulation. Punkte markieren die intakten Drucksensoren. In b) integrierter lokaler Schubbeiwert für die volle Gitterauflösung (blau) und mit einer auf die Sensorpositionen reduzierten Auflösung (grün). Der Diskretisierungsfehler in % ist gestrichelt dargestellt. In rot sind entsprechende experimentelle Daten abgebildet. CFD-Daten aus [45].

mit einem feineren Zeitschritt von 1800 Schritten pro Periode für sechs Umdrehungen fortgeführt. In jedem Zeitschritt wurden 800 innere Iterationen durchgeführt. Es wurde ein Schwingungsfall bei $\Theta_{75}(t) = 16.8^\circ - 6.0^\circ \cos(2\pi\Omega t)$ mit $\Omega = 23.6$ Hz und einer axialen Zuströmung von $V_\infty = 2.5$ m/s untersucht. Diese Versuchsbedingungen ähneln sehr stark den in dieser Arbeit hauptsächlich vorgestellten Bedingungen des Testfalls D1.

Abbildung 3.3 a) zeigt eine mittels CFD berechnete Druckverteilung bei 77% Radius am aufnickenden Rotorblatt bei anliegender Strömung und einem hohen Steuerwinkel. Rote Punkte markieren die Positionen der intakten Drucksensoren am äußeren Profilschnitt. Es ist zu erkennen, dass nicht jedes Detail, wie beispielsweise die Saugspitze, wiedergegeben werden kann. Insbesondere im Nasenbereich wurden die Sensoren so angeordnet, dass die Diskretisierung so fein ist, wie es der Bauraum zulässt. Abgesehen von der Saugspitze werden die Charakteristika der Druckverteilung trotz weniger Sensoren erfasst. Um den Diskretisierungsfehler bewerten zu können, wurden die für eine Periode berechneten Druckverteilungen mit der vollen Gitterauflösung integriert und der Schubbeiwert in Abb. 3.3 b) dargestellt. Weiterhin wurden die numerischen Daten auf die neun Drucksensorpositionen reduziert und ebenfalls integriert. Damit werden die experimentellen Gegebenheiten nachgebildet. Die Diffe-

renz dieser beiden Graphen, der Diskretisierungsfehler, ist als gestrichelte Linie dargestellt. Er beträgt zwischen 5 % und 11 %, wobei der Fehler während der Strömungsablösung beim Abnicken maximal wird. Der Vergleich des Schubbeiwerts basierend auf den reduzierten CFD-Daten und den gemessenen Oberflächendrücken zeigt bei mittleren Steuerwinkeln und anliegender Strömung eine gute Übereinstimmung. Bei kleinen Steuerwinkeln weist die Strömung einen nicht vernachlässigbaren Anteil laminarer Grenzschicht auf, welcher durch die voll-turbulente Simulation nicht wiedergegeben werden kann. Bei hohen Steuerwinkeln spielt die Wahl des Turbulenzmodells eine wichtige Rolle, um die Ablösung korrekt wiederzugeben. Für diese Studie wurde allerdings auf eine Validierung des Turbulenzmodells verzichtet. Die qualitative Übereinstimmung der Daten zeigt, dass ein Vergleich von Messdaten und reduzierten Simulationsergebnissen sinnvoll sein kann, auch wenn der integrale Schub einen nicht vernachlässigbaren Diskretisierungsfehler aufweist.

Beispieldaten

Neben dem Vergleich mit Simulationsdaten liefern die Drucksensoren Informationen über den Strömungszustand an den entsprechenden Positionen. In Abb. 3.4 ist beispielhaft das über 8389 Umdrehungen phasengemittelte Drucksignal sowie dessen Standardabweichung für einen einzelnen Messpunkt mit zyklischer Steuerwinkelverstellung ($\bar{\Theta}_{75} = 16.9^\circ$ und $\hat{\Theta} = 6.2^\circ$) dargestellt. Der maximale Steuerwinkel wird bei $t/T = 0.5$ erreicht.

Im Verlauf der Standardabweichung zeigen sich vier lokale Maxima. Die äußeren beiden bei $t/T = 0.14$ und 0.91 markieren die Zeitpunkte, an denen der laminar-turbulente Grenzschichtumschlag über dem Sensor stattfindet. Abhängig vom Steuerwinkel wandert die Transitionsposition auf dem Profil zwischen Vorder- und Hinterkante. Dabei unterliegt sie nach Gardner und Richter [23] auch bei nominell konstanten Anströmparametern einer geringen Wanderung in Profiltiefenrichtung. In der Standardabweichung von phasengemittelten Oberflächendrücken spiegelt sich dieses Verhalten in einem erhöhten Wert an der Transitionsposition wieder – sofern dort ein Drucksensor verbaut ist. In der Literatur wird beschrieben, dass die Grenzschichttransition mit einem lokalen Druckanstieg einher geht [30, 76]. Somit ist die Grenzschichttransition auch im Verlauf des Druckbeiwertes sichtbar, wie in Abb. 3.4 zu erkennen. Weiterhin kann anhand der Standardabweichung des Drucksignals zwischen abgelöster und anliegender Strömung unterschieden werden. Die abgelöste Strömung sorgt durch ihren turbulenten und stochastischen Charakter für eine erhöhte Standardabweichung. Insbesondere die transitionelle Phase zwischen anliegender Strömung und vollständiger

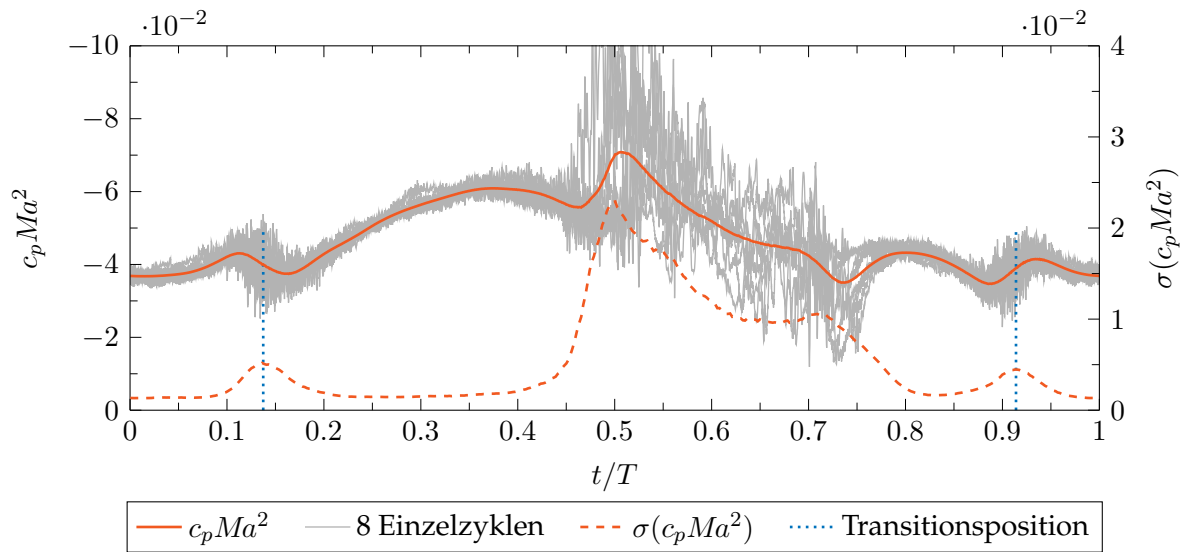


Abbildung 3.4: Mach-skaliertes Druckbeiwert als Phasenmittel und acht beliebige Einzelzyklen sowie Standardabweichung auf der Rotorblattsaußenseite bei $x'/c = 0.19$ und $r/R = 0.77$ für $\Theta_{75}(t) = 16.9^\circ - 6.2^\circ \cos(2\pi\Omega t)$ mit $\Omega = 23.6$ Hz.

Ablösung führt durch das oberflächennahe Abschwimmen kleinskaliger Strukturen zu einem starken Anstieg der Druckfluktuationen. Im Beispiel ist dies ab $t/T = 0.4$ zu beobachten. In der vollständig abgelösten Strömung bildet sich ein Rezirkulationsgebiet aus, in dem die Druckfluktuationen abnehmen. Dies ist in einem Rückgang der Standardabweichung ab $t/T = 0.5$ zu beobachten. Der Wiederanlegeprozess ab $t/T = 0.7$ zeichnet sich ebenfalls durch einen Anstieg der Druckschwankungen und ein lokales Maximum aus. Bei $t/T = 0.77$ liegt die Strömung wieder an.

Die stochastische Natur der ablösenden und abgelösten Strömung spiegelt sich, wie bereits gezeigt, in einem Anstieg der Standardabweichung der Drucksignals wieder. Unterliegen Extremwerte Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen, so werden sie durch die Phasenmittelung zu einem signifikant reduziert, zum anderen erfolgt auch eine Verbreiterung der Extrema in zeitlicher Richtung. Dieses Phänomen wurde in der Vergangenheit bereits mehrfach bei der Auswertung experimenteller [33, 94] und numerischer Daten [45] des *Dynamic Stalls* untersucht. In Abb. 3.4 sind acht beliebige Einzelzyklen in grau eingezeichnet. Es ist zu erkennen, dass es zu der beschriebenen Unterschätzung der Extremwerte kommt und dass der Verlauf der Einzelzyklen vor allem während der Strömungsablösung stark von einander abweicht. Eine Möglichkeit kurze, periodisch wiederkehrende Ereignisse mit hohen Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen im Mittel besser zu repräsentieren, bietet die Methode, die Zeitpunkte lokaler Extrema in den Einzelzyklen zu detektieren. Beim Mitteln können die Zeitachsen der einzelnen Perioden dann korrigiert werden (engl. *conditional averaging*). Diese,

beispielsweise von Kaufmann et al. [33] angewendete, Methode bedingt jedoch, dass die Extrema in den Einzelzyklen deutlich ausgeprägt sind, um sie zuverlässig automatisiert zu detektieren.

3.2.2 Kalibration und Messgenauigkeit

Druckmesstechnik

Für Druckmessungen mit hoher Genauigkeit muss die gesamte Messkette, bestehend aus Sensor, A/D-Wandlung, Signalkonditionierung und -übertragung sowie Datenspeicherung kalibriert werden. Dies geschieht, indem ein definierter Druck aufgeprägt wird. Da die Drucksensoren keinen Druckschlauch zur Referenzseite der Membran besitzen, über den üblicherweise der Kalibrierdruck aufgeprägt wird, muss der Druck von außen aufgebracht werden. Während der Sikorsky UH-60A Freiflug- und Windkanalversuche wurden die Drucksensoren mit einem Folienschlauch kalibriert, der das Rotorblatt luftdicht umschloss und evakuiert wurde [40, 71]. So konnten definierte negative Drücke aufgeprägt werden und individuelle Sensitivitäten für die Drucksensoren bestimmt werden. Diese Methode eignet sich nicht zum Aufprägen positiver Drücke. Um den gesamten Druckbereich zu kalibrieren, wurden für den RTG zwei Halbschalen aus Kunststoff gefräst, die den Bereich des Rotorblattes umschließen, in dem die Drucksensoren verbaut sind. Beide Halbschalen wurden mit schnell härtendem Silikon abgedichtet und konnten auch am montierten Rotorblatt angebracht werden. Mit einer Pumpe kann in der entstehenden Kammer um das Rotorblatt ein definierter Druck eingestellt werden und die Drucksensoren können so kalibriert werden. Eine vergleichbare Lösung fanden auch Lal et al. [41] für Experimente an einem Rotor mit 2.6 m Durchmesser.

Innerhalb des Messbereichs besitzen die Drucksensoren eine lineare Abhängigkeit der Ausgangsspannung U_p von der Druckdifferenz Δp . Mit dem definierten Referenzdruck hinter der Membran p_{ref} , der temperaturabhängigen Sensitivität $m(T)$ und dem temperatur- und zeitabhängigen Nullpunkt $p_0(T, t)$ ergibt sich folgende Geradengleichung:

$$\Delta p = p - p_{\text{ref}} = m(T)U_p + p_0(T, t) \quad . \quad (3.1)$$

Die Drucksensoren sind von -20°C bis $+50^\circ\text{C}$ temperaturkompensiert. In diesem Bereich beträgt die maximale Änderung der Sensitivität $\pm 1\%/55.6^\circ\text{C}$ und die maximale Nullpunktdrift $\pm 700\text{ Pa}/55.6^\circ\text{C}$.

Vor jeder Messung wurden der Windkanal und der Rotor für 30 Minuten bei Betriebsdrehzahl laufen gelassen, um dafür zu sorgen, dass alle Bauteile die Außentemperatur annehmen und während eines Messpunktes keine nennenswerten Temperaturänderungen auftreten. Anschließend wurde bei stehendem Windkanal und Rotor eine Nullpunktmessung durchgeführt und der Mittelwert dieser Messung zur Nullpunkt-kompensation der Drucksensoren verwendet.

Es wurden Kalibrierungen bei unterschiedlichen Temperaturen durchgeführt, bei denen es im relevanten Temperaturbereich von 7°C bis 15°C zu einer maximalen Abweichung der Sensitivität von $\pm 0.16\%$ um den Mittelwert kam. Dies entspricht auf den Nennmessbereich bezogen einer Unsicherheit von $\pm 0.07c_p$ am inneren und von $\pm 0.03c_p$ am äußeren Druckschnitt. Auf den tatsächlichen während der Experimente an den beiden Schnitten gemessenen maximalen Differenzdruck bezogen ergibt sich eine Unsicherheit von $\pm 0.005c_p$ am inneren und von $\pm 0.007c_p$ am äußeren Druckschnitt.

Um diese Unsicherheit zu bewerten, kann das Rauschlevel der Sensoren herangezogen werden. Es setzt sich aus den einzelnen Rauschanteilen in der gesamten Messkette vom Sensor bis zur Datenspeicherung zusammen. Als Maß wurde die Standardabweichung des Drucksensorsignals in unterschiedlichen Nullpunktmessungen gewählt. Sie betrug im Mittel $2 \cdot \sigma(\Delta p) = 90 \text{ Pa}$ und war während der gesamten Messkampagne konstant. In c_p ausgedrückt bedeutet dies am inneren Druckschnitt $2 \cdot \sigma(c_p) = 0.06$ und am äußeren Druckschnitt $2 \cdot \sigma(c_p) = 0.03$. Da die Unsicherheit aufgrund der temperaturabhängigen Änderung der Sensitivität der Sensoren im relevanten Druck- und Temperaturbereich um eine Größenordnung kleiner als das Rauschlevel ist, wurde auf eine Berücksichtigung der Temperatur verzichtet und eine mittlere Sensitivität für jeden Sensor berechnet.

In einem nickenden Rotorblatt unterliegen die Sensoren zum einen der Beschleunigung aufgrund der Rotation, welche bei der hier gewählten Einbaurichtung tangential zur Sensormembran wirkt. Zum anderen erfahren die Sensoren eine normal zur Membran gerichtete Beschleunigung aufgrund der Nickbewegung. Durch die Beschleunigungen kommt es zu einer Verformung der Membran, welche nicht aerodynamischen Ursprungs ist und somit die Messergebnisse verfälscht. Laut Datenblatt besitzen die verbauten Sensoren in normaler Richtung eine maximale Sensitivität von 0.7 Pa/g und in tangentialer Richtung von 0.098 Pa/g . Im ersten Fall ist der Sensor mit dem größten Abstand von der Nickachse ($c/4$) dimensionierend und im zweiten Fall die Sensoren mit dem größten Abstand von der Rotorachse. Bei einer Drehfrequenz von 23.6 Hz und einer Steuerwinkelamplitude von 6.2° ergeben sich potentielle Messfehler von maximal 6.8 Pa (normal bei $x'/c = 0.81$) sowie 109.9 Pa (tangential bei $r/R = 0.77$) und

75.2 Pa (tangential bei $r/R = 0.53$). Der Messfehler in normaler Richtung ist vernachlässigbar. In tangentialer Richtung ergibt sich ein potentieller Messfehler von $0.05c_p$ am inneren Schnitt und von $0.03c_p$ am äußeren Schnitt. Da eine tatsächliche Untersuchung des Messfehlers durch äußere Beschleunigungen sehr aufwendig ist [25] und die Werte nach Datenblatt vergleichbar mit dem Rauschlevel sind, wurde auf eine Berücksichtigung verzichtet.

Steuerwinkel

Zur Messung des Wurzelsteuerwinkels wurde ein iC-MA Winkelencoder der Firma iC-Haus GmbH verwendet. Dieser $4 \times 4 \text{ mm}^2$ große SMD-Chip¹ besteht aus vier einzelnen Hall-Sensoren. Deren Signalausgänge sind so kombiniert und über einen Spannungsteiler so verschaltet, dass eine vollständige 360° Umdrehung des Magneten ein sinusförmiges Signal mit einer Amplitude von 76.9 mV erzeugt und damit den Signaleingang des Telemetriesystems optimal ausnutzt. Die Winkelmessung ist sowohl mit einem systematischen Fehler aus der Kalibrierung als auch mit einem zufälligen Fehler aufgrund des Sensorrauschens behaftet. Zur Kalibration wurde eine Schablone gefertigt, indem die Profilkontur in einen Aluminiumblock gefräst wurde, der das Rotorblatt formschlüssig umschließt und über eine definierte Auflagefläche verfügt. Dort wurde ein Inklinometer Clinotronic PLUS der Firma Wyler (Genauigkeit: $\pm 0.02^\circ$) angelegt und der Winkel der Profelsehne während der Kalibrierung gemessen. Diese wurden in 1° Schritten für den gesamten Steuerwinkelbereich durchgeführt und aus den einzelnen Punkten mit einem Polynom dritten Grades eine Kalibrierfunktion bestimmt. Die Abweichungen der gemessenen Winkel von der Kalibrierfunktion sind kleiner als $\pm 0.06^\circ$. Da der Bauraum sehr beschränkt war, musste zu Gunsten sehr kleiner Abmessungen ein höheres Rauschniveau der Sensoren in Kauf genommen werden. Statische Winkelmessungen ergeben ein normalverteiltes Rauschen mit einer Standardabweichung von 0.1° .

Die händische Einstellung der Steuerstangen und Spiel in der Rotorkopfmechanik, das sich erst bei Rotation setzt, schränken die Genauigkeit, mit der zyklische und kollektive Steuerwinkel eingestellt werden können, ein. Dies führte dazu, dass bei der in Abs. 4.1 diskutierten Polare des kollektiven Steuerwinkels eine mittlere Restamplitude von $\hat{\Theta} = 0.07^\circ$ vorhanden war. Konservativ kann davon ausgegangen werden, dass die Steuerwinkel mit einer Genauigkeit von $\pm 0.1^\circ$ eingestellt werden können, solange keine Aktuatorik verbaut ist, die eine Einstellung der Steuerstangen im Betrieb erlaubt.

¹ oberflächenmontiertes Bauelement (engl. *surface-mount device*)

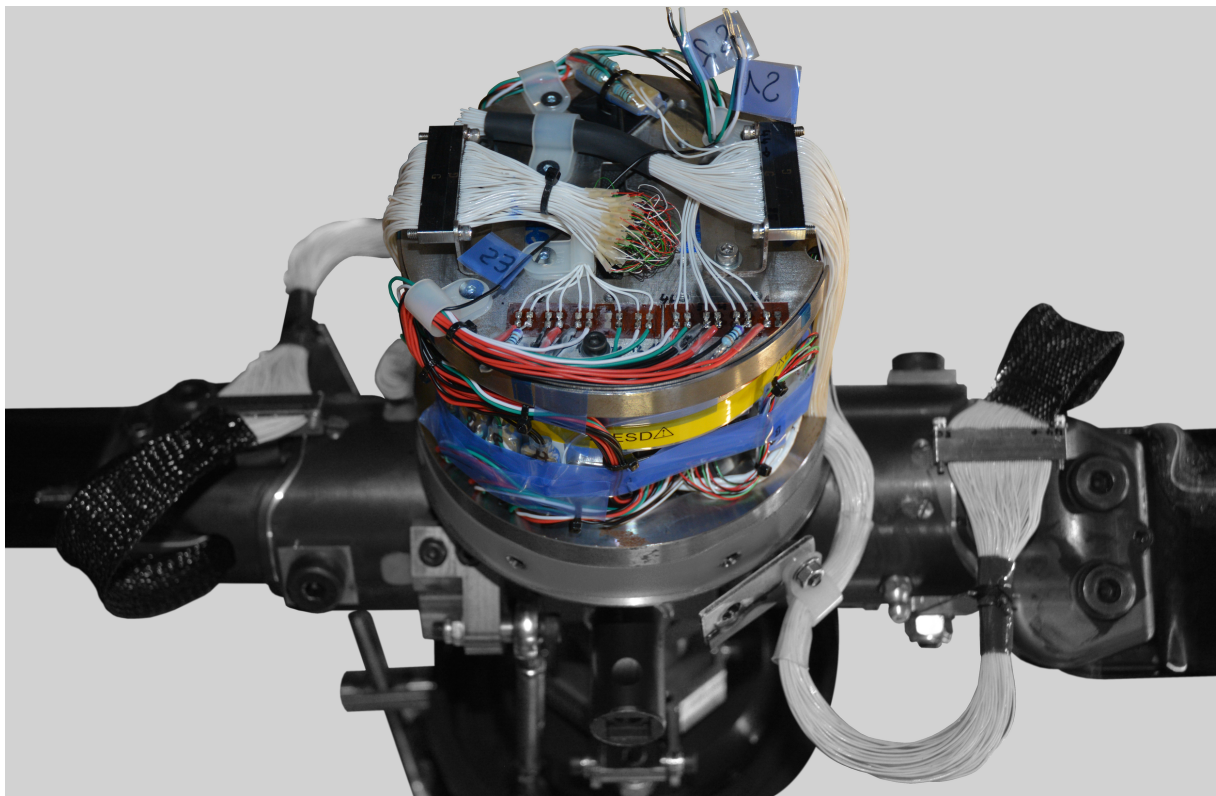


Abbildung 3.5: Rotierender Teil des Telemetriesystems auf dem Rotorkopf ohne Spinner.

3.2.3 Datenerfassung im rotierenden System

Die Datenerfassung der Sensoren im rotierenden System erfolgt mittels eines Messsystems der Telemetrie Elektronik GmbH, welches auf Basis eines vorher definierten Anforderungskataloges ausgewählt und auf die Bedürfnisse am RTG angepasst wurde. Entscheidende Punkte waren dabei die Anzahl und Bandbreite der Signalkanäle, die Eignung für Kulite Drucksensoren, die Möglichkeit der Synchronisation mit anderen Messsystemen, die kontaktlose Übertragung von Energie und Daten zwischen stationärem und rotierendem System sowie der verfügbare Bauraum. Das Telemetriesystem setzt sich aus einem stationären und einem auf dem Rotorkopf montierten rotierenden Teil (siehe Abb. 3.5) zusammen. Die Sensorleitungen aus beiden Rotorblättern werden unter den Spinner geführt, welcher als aerodynamische Verkleidung des Telemetriesystems fungiert. Da in den Rotorblättern lediglich Bauraum für die Sensoren und Verkabelung ist, müssen alle zusätzlich notwendigen Schaltungen im Rotorkopf untergebracht werden. Hier befinden sich deswegen die Temperaturkompensationsmodule der Drucksensoren sowie kleinere Schaltungen mit Vorwiderständen oder Festwiderständen als Ergänzung in Wheatstone'schen Brückenschaltungen. Anschließend werden die Sensorkabel auf die Eingangskanäle der Telemetrie verteilt. Das System

besteht aus drei Sendereinheiten mit jeweils zehn analogen Kanälen für eine maximale Eingangsspannung von ± 78.13 mV. Die einzelnen Kanäle werden mit einer Frequenz von 54 kHz und einer Auflösung von 24 bit simultan von jeweils einem A/D-Wandler abgetastet. Im Betrieb können über eine grafische Benutzeroberfläche ein individueller Nullpunktgleich und ein Verstärkungsfaktor eingestellt werden. Die digitalisierten Daten müssen anschließend in den stationären Teil des Systems übertragen werden.

Die Datenübertragung kann per Funk oder über unterschiedliche, auch kontaktlose, Schleifringkonzepte erfolgen. Die Verwendung von Schleifringen bietet den Vorteil, dass ebenfalls eine Stromversorgung der rotierenden Bauteile möglich ist, was den dauerhaften Messbetrieb gegenüber Lösungen mit wechselbaren Energiespeichern im drehenden System wesentlich erleichtert. Am RTG fiel die Wahl auf ein kontaktloses, zwischen den vorderen beiden Lagern der Prüfstandswelle montiertes, induktiv arbeitendes System, das in Abb. 3.6 c) abgebildet ist. Das wartungs- und verschleißfreie System besteht aus einer Rotor- und Statorspule, die mit einem Luftspalt von 2 mm koaxial ausgerichtet sind. Der Aufbau ähnelt einem klassischen Schleifring, weswegen er auch als *induktiver Schleifring* bezeichnet wird. Mit je zwei Induktionsspulen werden sowohl die Energie ins rotierende als auch die Daten ins stationäre System übertragen sowie das System mit Steuerbefehlen versorgt. Die Daten werden im stationären System aufbereitet (z. B. Antialiasing Filter) und über ein User Datagram Protocol (UDP) mit einer Frequenz von 107.52 kHz bei einer Signalbandbreite von 19 kHz und 14 bit in der RTG-Netzwerkumgebung bereit gestellt. Aufgrund der hohen Datenrate von 6720 Frames zu je 16 vollständigen Datensätzen pro Sekunde wird ein verbindungsloses Protokoll verwendet und die Rohdaten mit einem in LabView geschriebenen Programm direkt auf einem Computer gespeichert. Darüber hinaus stellt das LabView Programm einen reduzierten Datenstrom für andere Systeme mit geringerer Bandbreite bereit, um eine Visualisierung und Überwachung der Sensoren im Messbetrieb zu ermöglichen.

Der Einsatz mehrerer unabhängiger Messsysteme (z. B. Telemetrie und stationäre Datenerfassung) erfordert eine Synchronisation der Systeme. Am RTG wird dies durch ein globales IRIG-B-Referenzzeitsignal realisiert. Vereinfacht dargestellt generiert jedes unabhängige Messsystem mit Hilfe eines Quarzoszillators einen Zeitstempel, welcher mit dem Referenzzeitsignal synchronisiert und jedem aufgenommenen Datenpunkt zugeordnet wird. Dabei erfolgt die Zuordnung von Daten und Zeitsignal an unbekannter Stelle in der Datenverarbeitung zwischen Aufnahme des analogen Messsignals und der Ausgabe des Messwertes. Daraus können sich unterschiedliche Verarbeitungszeiten und somit trotz Referenzzeitsignal ein zeitlicher Versatz zwischen den Systemen ergeben. In einem Versuch wurden die internen Verarbeitungszeiten der Te-

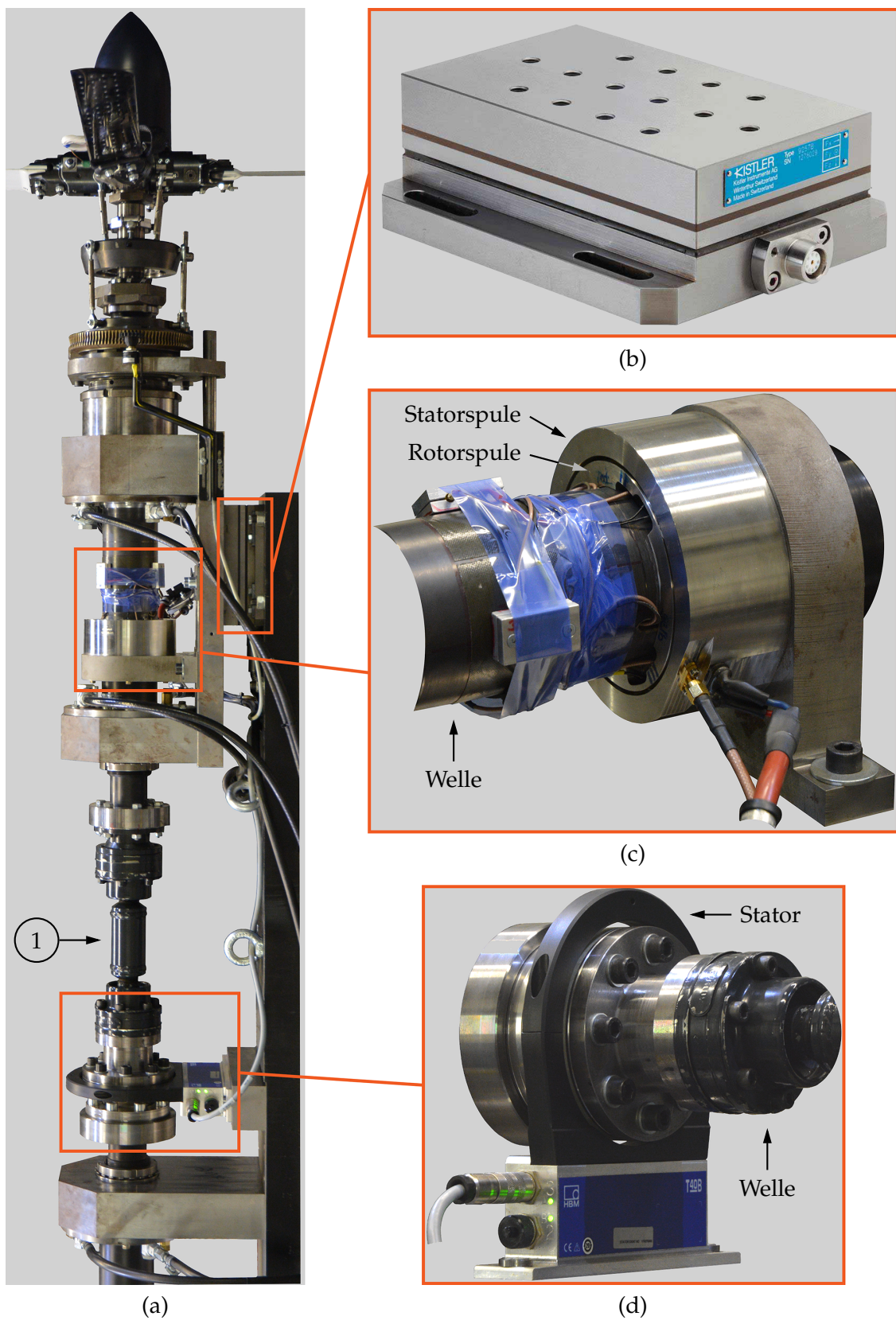


Abbildung 3.6: Übersicht der vorderen Rotorwelle in a). Mit Detailansichten der Piezo-Waage aus [36] in b), des induktiven Schleifrings in c) und des Drehmoment-Messflansches in d).

lemetrie und der stationären Datenerfassung relativ zu einander bestimmt. Dazu wurde mit einem Frequenzgenerator weißes Rauschen generiert, das Signal aufgeteilt und an jeweils einen Eingangskanal der beiden Messsysteme angeschlossen. Mittels einer eindimensionalen Kreuzkorrelation wurde anschließend der zeitliche Versatz der beiden Systeme zu $\Delta t = 332.2857 \text{ ms}$ bestimmt und die Messdaten entsprechend korrigiert. Um festzustellen, ob dieser Versatz als konstant über die Messung angenommen werden kann, wurde die Messung im Anschluss an die darauf folgende Messkampagne ca. drei Monate später wiederholt und eine Abweichung von $3.2 \mu\text{s}$ festgestellt. Diese Abweichung ist in Bezug auf die Abtastrate des Telemetriesystems vernachlässigbar und es kann ein konstanter zeitlicher Versatz angenommen werden.

3.3 Messtechnik im stationären System

Die optischen Messtechniken im stationären System dienten der Erfassung des Strömungsfeldes am Rotorblatt mit der Particle Image Velocimetry (PIV), der Rotorblattverformung sowie der Strömungsvisualisierung auf der Rotorblattsaugseite. Die zentrale Datenerfassung der nicht-optischen Messtechniken erfolgte durch eine Dewetron Messanlage mit 24 bit A/D-Wandlern vom Typ DEWE-ORION-1624-200. Dieses System wurde mit einer Abtastfrequenz von 50 kHz betrieben, wobei quasistatische Messgrößen zur Bestimmung der Umgebungsbedingungen mit einer reduzierten Datenrate von 11 Hz aufgezeichnet wurden. Zu letzteren zählen die Luftfeuchtigkeit, der barometrische Luftdruck, statische Drücke in der Vorkammer und die Strömungstemperatur. Sie wurden über die Dauer eines Messpunktes gemittelt. Um eine zeitliche Zuordnung der optischen Messsysteme zu ermöglichen, wurden TTL-Statussignale (Transistor-Transistor-Logik) der Kameras, die Triggersignale des Lasers sowie das Ausgangssignal einer Photodiode aufgezeichnet. Ein Inkrementalencoder auf der Rotorwelle erzeugte je ein phasenstarrs $1/\text{rev}$ und $1000/\text{rev}$ TTL-Signal. Nach einer Verknüpfung mit dem IRIG-B-Zeitstempel wurde das $1/\text{rev}$ TTL-Signal als Referenz für die Phasemittelung der Messdaten aus dem rotierenden System verwendet, da dort kein Winkelencoder auf der Rotorwelle zur Verfügung stand.

Die Piezo-Waage wurde, wie in Abb. 3.6 a) und b) dargestellt, unter den vorderen beiden Lagerböcken der Rotorwelle montiert und durch eine Gelenkwelle (1) vom Rest des Versuchsstandes entkoppelt. Es kam ein Quarzkristall 6-Komponenten-Dynamometer Typ 9257B der Firma Kistler zum Einsatz, mit dem die drei orthogonalen Kraftkomponenten sowie die entsprechenden drei Momente gemessen werden konnten. Beim piezoelektrischen Messprinzip der Waage erzeugen vier vorgespannte Kraftauf-

nehmer, die aus Quarzkristallplatten bestehen, abhängig von der äußeren angreifenden Last Ladungen. Diese werden mit acht einzelnen Ladungsverstärkern (Kistler, Typ 5011) in von handelsüblichen Datenerfassungen messbare Spannungssignale gewandelt. Das Messprinzip und die hohe Eigenfrequenz der Waage ermöglichen es, sehr kleine dynamische Kräfte bei einem hohen Kraftniveau zu messen. Aus diesem Grund ist die Piezo-Waage sehr gut zum Wuchten des Rotors und zur Überwachung der Anlage während des Betriebs geeignet. Darüber hinaus wird sie verwendet, um die quasi-statische Schubkraft des Rotors zu messen. Das Wellendrehmoment wurde mit dem in Abb. 3.6 d) dargestellten Drehmoment-Messflansch T40B (HBM) gemessen und diente lediglich zur Überwachung im Betrieb. Das Wellendrehmoment wird mit DMS gemessen, die im Messflansch verbaut sind. Die Spannungs- und Signalübertragung erfolgt induktiv über eine Statorspule, die als schwarzer Ring um die Welle erkennbar ist.

Die Messdaten aus dem rotierenden System wurden über den reduzierten Datenstrom in der Dewetron Messanlage visualisiert und zum Beispiel zur Temperatur- und Steuerwinkelüberwachung verwendet. Auf die optischen Messtechniken wird in den folgenden Abschnitten detaillierter eingegangen.

3.3.1 Particle Image Velocimetry

Um die Strömung vor allem über der Saugseite des Rotorblattes zu vermessen, wurde die Particle Image Velocimetry (PIV) eingesetzt. Dieses berührungslose, optische Verfahren eignet sich, um in einem Strömungsfeld die instantanen Geschwindigkeiten quantitativ zu bestimmen. Neben der kurzen Erläuterung dieser Methode im Folgenden ist in Raffel et al. [87] eine umfassende und detaillierte Beschreibung zu finden.

Der zu vermessenden Strömung werden Partikel (engl. *seeding*) zugesetzt, welche der Strömung nach Möglichkeit schlupffrei folgen. Mit einem Laser werden sie von zwei Lichtpulsen mit kurzem zeitlichen Abstand beleuchtet. Das Licht wird zu einer dünnen Ebene, dem sogenannten Lichtschnitt, aufgespannt. Die beleuchteten Partikel werden mit einer Kamera in einem kurzen zeitlichen Abstand zweimal aufgenommen. In den zwei einzelbelichteten Bildern werden die Verschiebungen der Partikel über eine Kreuzkorrelation bestimmt. Dazu werden die Bilder in Auswertebereiche unterteilt, welche sich auch überlappen können. Für jeden dieser Bereiche wird über die Korrelation der mittlere Partikelversatz bestimmt, wobei davon ausgegangen wird, dass die Bereiche so klein gewählt sind, dass sich die Partikel homogen bewegen. Mit der Kenntnis der Separationszeit zwischen den Lichtpulsen und einer räumlichen Kalibrierung lässt sich der Geschwindigkeitsvektor in der Ebene bestimmen. Bei Strömungs-

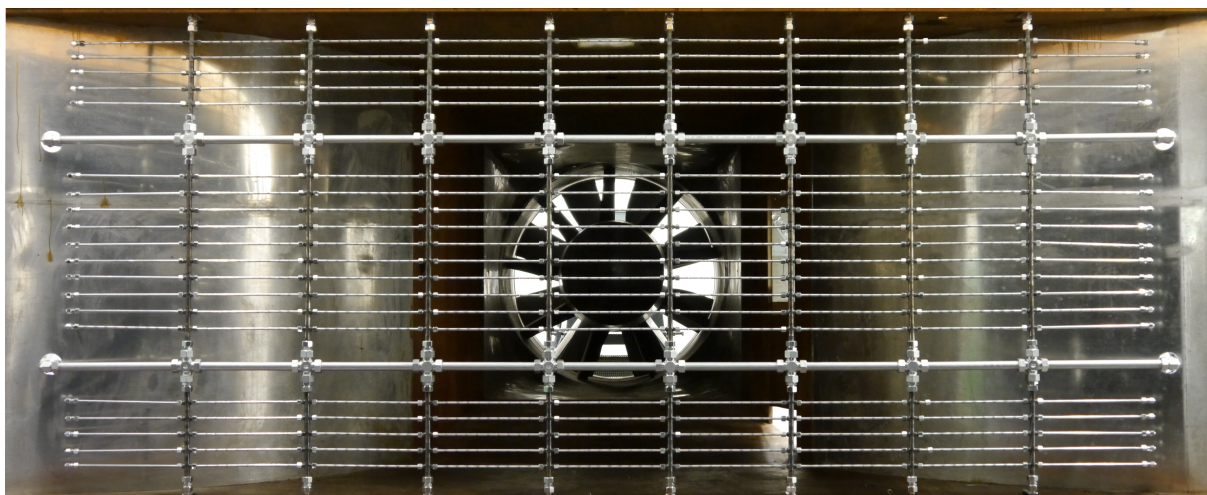


Abbildung 3.7: Rechen zur Verteilung der Partikel mit Blickrichtung von der Düse in Richtung Windkanalgebläse.

feldern mit großen Geschwindigkeitskomponenten normal zur Lichtschnittebene wird diese dritte Komponente bei planarer PIV als Projektion in der Ebene dargestellt. Um alle drei Geschwindigkeitskomponenten zu berechnen, kommt stereoskopische PIV zum Einsatz. Bei dieser Methode werden die Partikel im selben Strömungsfeld mit zwei Kameras aus unterschiedlichen Richtungen aufgenommen. Dadurch kann mit Hilfe einer Kalibrierung beider Kameras auch die dritte Geschwindigkeitskomponente berechnet werden.

Da beim *Dynamic Stall* am Rotor ein stark dreidimensionales Strömungsfeld mit einer signifikanten Geschwindigkeitskomponente normal zur Lichtschnittebene zu erwarten war, wurde ein stereoskopischer Kameraaufbau (2D-3C) verwendet. Die Partikel aus Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat (DEHS) wurden mit zwei druckluftbetriebenen *seeding* Generatoren (PIVTEC, PIVpart45) erzeugt. Die Generatoren bestehen aus jeweils 45 individuellen Laskin-Düsen, welche ein Aerosol bestehend aus polydispersen Tröpfchen mit einem mittleren Durchmesser der q_3 -Dichteverteilung von $0.8 \dots 1 \mu\text{m}$ [83, 87] erzeugen. In einem Zyklonabscheider wurden die meisten der größeren Partikel abgeschieden, um Partikel mit einer möglichst einheitlichen Größe zu erhalten. Es ist eine große Herausforderung, in einem Eiffel-Windkanal eine homogene Partikelverteilung in der Messstrecke zu erhalten, da die Partikel nicht rezirkulieren und dabei verteilt werden. Daher wurden sie mit einem Rechen in der Vorkammer verteilt (siehe Abb. 3.7). Er besteht aus Rohren mit hunderten kleinen Bohrungen aus denen die Partikel austreten. Der PIV-Messaufbau ist in Abb. 3.8 dargestellt. Die Beleuchtung der Partikel erfolgte mit einem Continuum Surelite III PIV-Laser, bestehend aus zwei Resonatoren, mit einer Energie von 380 mJ pro Puls bei einer Wellenlänge von 532 nm

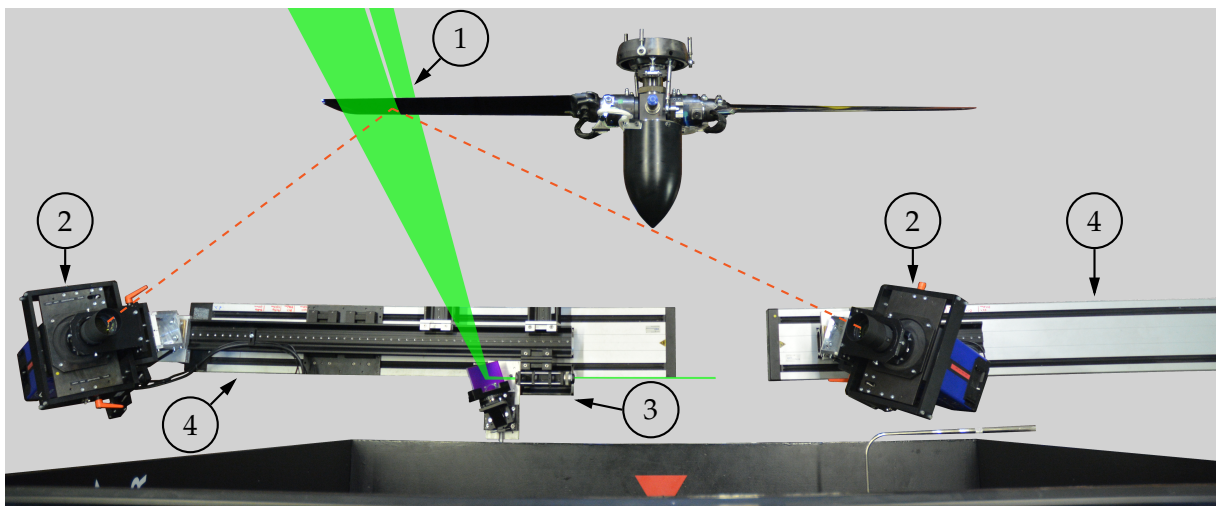


Abbildung 3.8: PIV-Aufbau mit Kameras und Laseroptik auf Traversen sowie skizziertem Laserlichtschnitt.

und einer Nennfrequenz von 10 Hz. Es wurde ein normal zur Vorderkante orientierter Lichtschnitt in der X - Z -Ebene aufgespannt (1), der in erster Linie das Strömungsfeld auf der Saugseite des Rotorblattes beleuchtet (siehe auch Abb. 2.2 c)). Um den erwarteten hohen radialen Geschwindigkeiten Rechnung zu tragen, wurde eine kurze Separationszeit zwischen den Laserpulsen von $\Delta t = 5 \mu\text{s}$ gewählt. Als Kameras kamen zwei pco.dimax (2) mit 12 bit CMOS Sensor und einer räumlichen Auflösung von $2016 \times 2016 \text{ Pixel}^2$ im Doppelbildmodus zum Einsatz. Die Objektive mit einer Brennweite von 180 mm ergaben ein Messfeld von 195 mm in Profiltiefenrichtung mit einer Ausdehnung von 160 mm normal zur Profillehne. Um die Lichtschnittebene trotz des Kamerawinkels von 39° scharf auf der Sensorebene abzubilden, wurden die Kameras in Scheimpfluganordnung aufgebaut [87]. Sowohl die Kameras mit Scheimpflugadaptern und Objektiven als auch die Linsenoptik (3) zum Aufspannen des Lichtschnittes wurden auf computergesteuerten Lineartraversen (4) montiert (siehe Abb. 3.8), um unterschiedliche Messebenen in radialer Richtung anfahren zu können. Die angefahrenen Messebenen bei $r/R = \{0.91, 0.84, 0.77, 0.69, 0.61\}$ sind in Abb. 3.1 als grüne Linien relativ zum Rotorblatt eingezeichnet. Mit einer Frequenz von 7.87 Hz wurden 2796 Aufnahmen pro Steuerwinkelzyklus aufgenommen (siehe Methode der Taumelscheibenrotation in Abb. 2.3 c)).

Bereiche der Partikelrohbilder, in denen das Rotorblatt den dahinter liegenden Lichtschnitt verdeckte, es zu Abschattungen des Laserlichts oder zu Überbelichtungen durch Streulicht kam, wurden vor der Auswertung maskiert. Da die Rotorblattoberfläche das Laserlicht stärker streut als die Partikel, waren diese nahe der Oberfläche nicht sichtbar. Stattdessen verlief an der Oberfläche ein dünner Streifen der überbelichtet war.

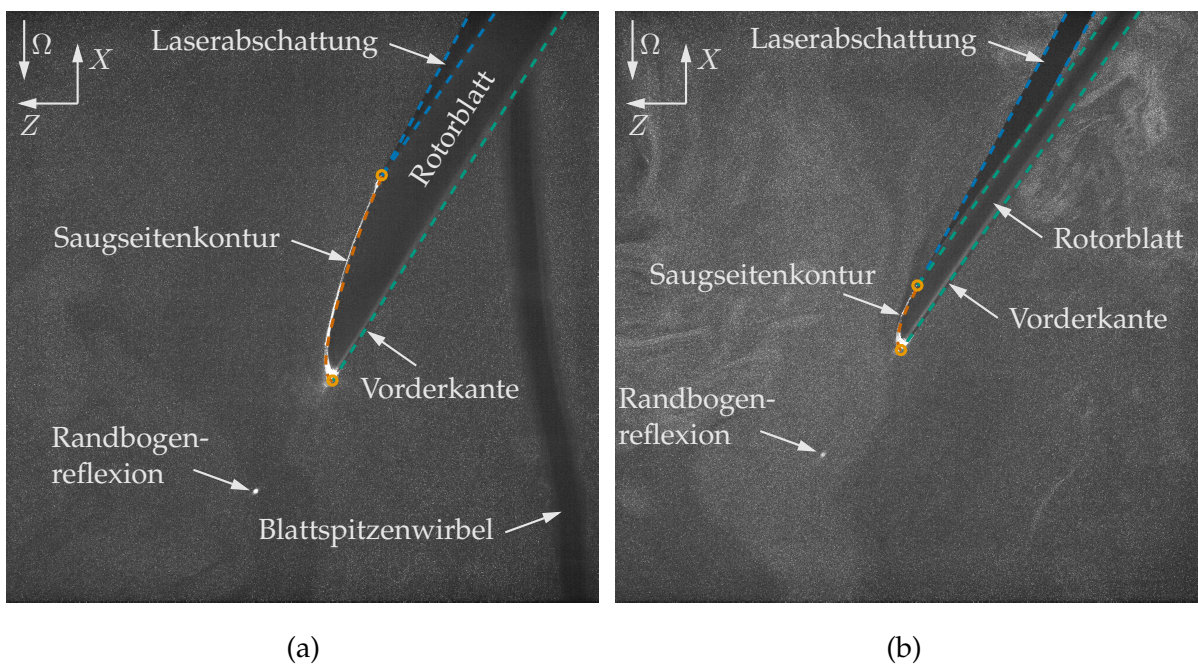


Abbildung 3.9: Maskierung von PIV-Partikelroh Bildern bei $r/R = 0.84$. Aus Sicht der rechten Kamera in Abb. 3.8, mit der Reflexion am Randbogen hinter der Lichtschnittebene. In a) für einen niedrigen und in b) für einen hohen Einstellwinkel.

Dadurch bedingte Fehlkorrelationen können über diesen Bereich hinaus einen Einfluss in das Strömungsfeld hinein haben. Weiterhin diente die Maskierung auch dazu, die Profilkontur zu detektieren und damit das lokale Profilkordinatensystem zu definieren. Dies war erforderlich, da die Schlag- und Schwenkbewegung sowie die Torsion des Rotorblattes es im Betrieb unmöglich machten, anhand der Ruheposition und des Wurzelanstellwinkels auf das lokale Profilkordinatensystem zu schließen. Weiterhin konnte die Bewegung nicht aus vorigen Bildern extrapoliert werden, da jedes Bild in einem anderen Zyklus aufgenommen wurde und vor allem während der Ablösung hohe Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen auftraten.

In Abb. 3.9 ist die Maskierung für zwei unterschiedliche Einstellwinkel aus der Perspektive einer Kamera dargestellt. Die Blickrichtung war dabei vom Rotorkopf in Richtung Blattspitze, so dass der Reflexionspunkt am Randbogen hinter der Lichtschnittebene lag. Bei der Maskierung der Rohbilder wurde die Profilkontur der Saugseite anhand der Laserlichtstreuung an der Oberfläche mit einem Schwellwert gefunden. Während die Profilverkante in jedem Bild detektierbar war, variierte der sichtbare Anteil der Saugseite mit dem lokalen Einstellwinkel. Deswegen wurde zuerst der Vorderkantenpunkt der Profilkontur gesucht (unterer orangefarbener Kreis) und anschließend die Kontur der Saugseite um diesen Punkt auf die Lichtstreuung an der Oberfläche rotiert. Das Rotorblatt zwischen Lichtschnittebene und Rotorkopf ist als unscharfes

Objekt sichtbar (grün gestrichelt) und verdeckt Teile des Partikelbildes. Weiterhin ist der durch das Blatt verursachte Laser-Schatten zu erkennen (blau gestrichelt). An dem dargestellten Schnitt wird bei niedrigen Einstellwinkeln der Blattspitzenwirbel des vorigen Rotorblattes längs geschnitten. Aufgrund der Rotation des Wirbels werden die dichteren Partikel nach außen getragen und im Wirbelkern entsteht ein partikelfreier Raum (engl. *particle void*). Er ist in Abb. 3.9 a) als vertikal verlaufender dunkler Bereich zu erkennen. Bei höheren Einstellwinkeln in b) nimmt die Abwindgeschwindigkeit zu und der Blattspitzenwirbel konvektiert schneller stromab, weswegen er nicht mehr sichtbar ist. Weiterhin ist ein Großteil der Saugseite abgeschattet. Diese sehr unterschiedlichen Bildinhalte erschweren eine automatisierte Maskenerzeugung erheblich. Die Methode konnte mit dem Programm MATLAB halbautomatisiert und auf die 70 000 Rohbilder dieser Messkampagne angewendet werden. Mit der entsprechenden Kamerakalibrierung konnte die Profilkontur dann aus dem rohen Kamerakoordinatensystem in das Lichtschnittkoordinatensystem transformiert werden und diente anschließend dazu, alle Vektorfelder auf einen profilstrengen Nullpunkt und -anstellwinkel zu verschieben, beziehungsweise zu rotieren.

Die Auswertung der Rohbilder mittels einer Kreuzkorrelation erfolgte mit der kommerziellen Software DaVis 8.2.2 der Firma LaVision. Dazu wurde ein iteratives Mehrgitterverfahren verwendet, um den Partikelverlust in der Lichtschnittebene zu verringern. Bei den ersten beiden Iterationen betrug die Fenstergröße $64 \times 64 \text{ Pixel}^2$ mit einer Überlappung von 50 %. Anschließend erfolgten drei weitere Iterationen mit einer runden Gewichtungsfunktion und einer Fenstergröße von $24 \times 24 \text{ Pixel}^2$ mit einer Überlappung von 75 %. Dies führte zu einem finalen Vektorabstand von $0.47 \text{ mm} \hat{=} 0.0065c$. Für die Aufbereitung der Rohdaten wurde ein Mediantest angewendet.

Messgenauigkeit

Allgemeingültige und experimentübergreifende Aussagen über die Genauigkeit von PIV sind schwer zu treffen, da sie von vielen individuellen Faktoren abhängen. Eine Übersicht zu diesem Thema bieten Raffel et al. [87].

Fehlerhafte Vektoren im Strömungsfeld lassen sich in der Regel nicht vollständig vermeiden. Aus diesem Grund wurde ein Mediantest auf die berechneten Vektorfelder angewendet, um fehlerhafte Vektoren zu detektieren. Diese wurden nach Möglichkeit anhand der sekundären Korrelationsmaxima ersetzt. Für den Fall, dass dies nicht möglich war, wurden sie durch Interpolation basierend auf den Nachbarvektoren berechnet, was auf weniger als 0.1 % der Vektoren im Strömungsfeld zutraf. Um von Beginn

an qualitativ hochwertige Rohbilder zu erzeugen, wurde der Messaufbau sorgfältig nach Raffel et al. [87] ausgelegt. Der Gesamtmessfehler setzt sich aus dem systematischen Fehler (engl. *bias error*) und der Messunsicherheit (engl. *random error*) zusammen.

Systematischer Fehler Der systematische Fehler resultiert unter anderem aus dem sogenannten *peak locking* Effekt, welcher durch eine zu kleine Abbildung der Partikel auf dem Kamerachip entstehen kann. Dies wurde für die in dieser Arbeit gezeigten Ergebnisse stichprobenartig anhand von Histogrammen der Partikelversätze überprüft und es wurden keine Hinweise für das Auftreten von *peak locking* gefunden. Der Partikeldurchmesser betrug ≈ 2 Pixel.

Die beiden Oszillatoren des Lasersystems, die die beiden Laserpulse erzeugen, können unterschiedliche Verzögerungszeiten aufweisen. Der Abstand zwischen den beiden Laserpulsen wurde mit einer schnellen Photodiode und einem Oszilloskop kontrolliert. Es ergab sich eine um $50 \text{ ns} \pm 14 \text{ ns}$ längere Verzögerungszeit nach Signaleingang für den zweiten Laserpuls. Die zur Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten verwendete Separationszeit wurde um diesen Unterschied korrigiert. Darüber hinaus kommt es zu Jitter und Verzögerungszeiten im LaVision *High-Speed Controller* der zur zeitlichen Kamera- und Lasersteuerung verwendet wurde. Der Jitter ist vernachlässigbar und beträgt $< 1 \text{ ns}$. Die Verzögerungszeit von $\pm 5 \text{ ns}$ nach Eingang eines externen Triggersignals wirkt sich lediglich auf die azimutale Rotorposition aus und ist in der gegebenen Größenordnung ebenfalls vernachlässigbar klein.

Das Unvermögen der Partikel, der Strömung zu folgen, kann einen systematischen Fehleranteil darstellen. Dabei kommt es insbesondere in Bereichen hoher Geschwindigkeitsgradienten zu einem Schlupf der Partikel gegenüber der Fluidströmung (engl. *particle lag*). Die Bewertung des *particle lag* basiert auf dem Verhältnis der charakteristischen Zeitkonstante der Partikel in der Strömung und der charakteristischen Zeitkonstante der Fluidströmung selber [100]. Diese Untersuchung geschieht im Folgenden nach Merz [67], dessen Analyse darauf beruht, dass die größten Gradienten, die aufgelöst werden, in der Scherschicht zwischen der Außenströmung und dem Rezirkulationsgebiet während der Strömungsablösung auftreten. Die Grenzschicht am Rotorblatt kann in diesem Experiment nicht mittels PIV vermessen werden. Die Streuung des Laserlichtschnitts an der Modelloberfläche führt zu einer Überbelichtung und damit zu einem Datenverlust im wandnahen Bereich, der die Grenzschicht einschließt. Wird das von Birch und Eggers [5, Gl. 3] gegebene Geschwindigkeitsprofil² der Scher-

² Die hier verwendeten Koordinaten und Geschwindigkeiten sind nicht zu verwechseln mit den Feldgrößen, die im Rest der Arbeit und bei der Bewertung der Messunsicherheit verwendet werden.

schicht entlang der orthogonalen Koordinate y abgeleitet, erhält man den maximalen Geschwindigkeitsgradienten in der Mitte der Scherschicht ($y = 0$) zu

$$\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{\max} = \frac{\sigma(U_1 - U_2)}{x\sqrt{\pi}}, \quad (3.2)$$

mit x als Abstand zum Beginn der Scherschicht und der Konstante $\sigma = 11$ für $Ma < 1$ [5]. Analog zu Merz [67] wird der Bereich $0.99U_2 < u < 0.99U_1$ als Dicke der Scherschicht definiert mit den Geschwindigkeiten $U_1 = 150$ m/s und $U_2 = 0$ m/s auf beiden Seiten der Scherschicht. Weiterhin gilt der Extremfall einer Scherschichtdicke, die genau der Seitenlänge eines Auswertefensters entspricht. Dabei ist die Anzahl der Partikel, die von einem hohen Geschwindigkeitsgradienten betroffen sind, maximal. Bei einer geringeren Scherschichtdicke sind weniger Partikel von hohen Gradienten betroffen und bei einer höheren Dicke nimmt der Geschwindigkeitsgradient über dem Auswertefenster ab. Mit $(\sigma y)/x = 1.65$ als Argument der Fehlerfunktion aus [5, Gl. 3] folgt $x = 6.23$ mm. Die charakteristische Zeitkonstante der Strömung τ_f ergibt sich nach Samimy und Lele [100] zu

$$\tau_f = \frac{10\delta_\omega}{U_1 - U_2} = 6.7 \cdot 10^{-5} \text{ s}, \quad (3.3)$$

mit der *vorticity thickness* δ_ω

$$\delta_\omega = \frac{U_1 - U_2}{\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{\max}}. \quad (3.4)$$

Samimy und Lele [100] definieren die charakteristische Zeitkonstante eines Partikels in der Strömung τ_p . Mit dem Partikeldurchmesser $d_p = 1$ μm , der Dichte des Partikelfluids DEHS von $\rho_p = 915$ kg/m³ und der dynamischen Viskosität des Strömungsfluids von $\eta = 17.99 \cdot 10^{-6}$ Pa \cdot s ergibt sie sich zu

$$\tau_p = \frac{d_p^2 \rho_p}{18\eta} = 2.83 \cdot 10^{-6} \text{ s}. \quad (3.5)$$

Als Verhältnis der beiden charakteristischen Zeitkonstanten ergibt sich $\tau = \tau_p/\tau_f = 0.04$. Samimy und Leles [100] Untersuchung des Folgeverhaltens von Partikeln in einer Scherschicht bei unterschiedlichen Parametern hat gezeigt, dass sich ein sehr gutes Folgeverhalten der Partikel in der Strömung für $\tau < 0.05$ ergibt. Auf Basis dieser Feststellung und der Tatsache, dass die Geschwindigkeiten U_1 und U_2 sehr konservativ gewählt wurden, ergibt sich die Schlussfolgerung, dass die Partikel der Strömung ausreichend genau folgen.

Tabelle 3.1: Parameter für Berechnung der PIV-Messunsicherheit nach Gl. 3.6 (Raffel et al. [88]).

Parameter	„bester Fall“	„schlechtester Fall“
$u_{y,\max}$	50 m/s	100 m/s
$\left(\sqrt{u_x^2 + u_z^2}\right)_{\max}$	150 m/s	100 m/s
d_{LS}	3 mm	2.5 mm
M	1/7.8	1/7.8
ε_d (nach [101, 102])	0.05 Pixel · 11 μm /Pixel	0.1 Pixel · 11 μm /Pixel
$\varepsilon_{xz,\text{rel}}$	0.14 %	1.02 %
$\varepsilon_{y,\text{rel}}$	0.20 %	1.46 %

Messunsicherheit Die Mindestpartikelanzahl von vier pro Fenster legt die kleinste sinnvolle Fenstergröße fest. Weiterhin müssen in beiden Belichtungen gleiche Partikelpaare identifizierbar sein. Deswegen sollten sie sich zwischen den beiden Laserpulsen um nicht mehr als 1/3 der Fenstergröße in der Lichtschnittebene bewegen (bei einem Mehrgitterverfahren gilt dies nur für die erste Iteration). Bei hohen Geschwindigkeitskomponenten quer zum Lichtschnitt können Partikel diesen zwischen den beiden Laserpulsen verlassen (engl. *out-of-plane loss*). Es ist sicherzustellen, dass sich die Partikel um maximal 1/3 bis 1/4 der Lichtschnittdicke bewegen. Diese Bedingungen nach Raffel et al. [87] wurden in diesen Experimenten erfüllt. Mit der Separationszeit von $\Delta t = 5 \mu\text{s}$ ergibt sich eine maximale Bewegung quer zur Lichtschnittebene von 20 % der minimalen Lichtschnittdicke von $d_{LS} = 2.5 \text{ mm}$.

Der Fehler bei der Berechnung der Verschiebung ε_d wurde von Scarano und Riethmüller [101, 102] untersucht. Für einen Aufbau, bei dem keine signifikante Anzahl von Partikelpaaren quer zum Lichtschnitt verloren geht, kann die relative Messunsicherheit der Geschwindigkeitskomponenten in der Lichtschnittebene nach Raffel et al. [88] mit Gl. 3.6 abgeschätzt werden.

$$\varepsilon_{xz,\text{rel}} = \frac{u_{y,\max}}{\left(\sqrt{u_x^2 + u_z^2}\right)_{\max}} \cdot \frac{3}{d_{LS}M} \cdot \varepsilon_d \quad (3.6)$$

Sie geben den Fehler einer einfachen Kreuzkorrelation mit 0.1 Pixel an und verweisen darauf, dass dieser sich für Mehrgitterverfahren mit diskreter Fensterverschiebung auf 0.05 Pixel halbieren lässt. Die weiteren Parameter sind in Tab. 3.1 gegeben. Die Messunsicherheit der Geschwindigkeitskomponente quer zur Lichtschnittebene $\varepsilon_{y,\text{rel}}$ ist ungefähr um den Faktor $\sqrt{2}$ höher [88].

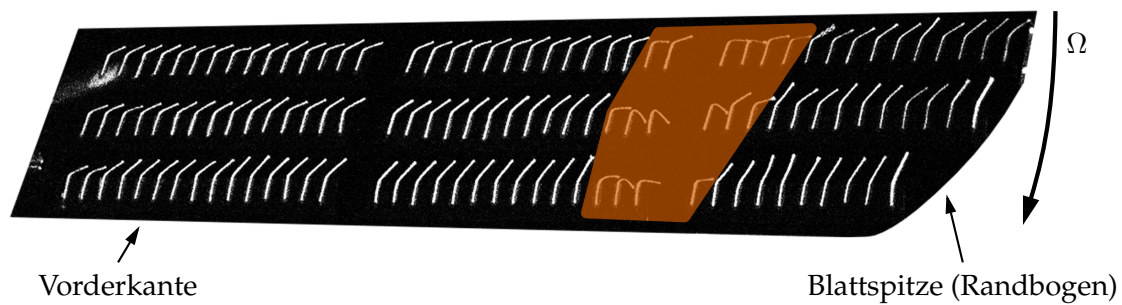


Abbildung 3.10: Beispielbild der Strömungsvisualisierung mittels *tufts*. Links außerhalb des Bildes befindet sich der Rotorkopf, rechts die Blattspitze. Das Rotorblatt rotiert im Uhrzeigersinn. Rot markiert ist der abgelöste Bereich. Steuerwinkel $\Theta_{75} = 15.7^\circ \downarrow$ mit Bewegung $\Theta_{75}(t) = 16.8^\circ - 5.8^\circ \cos(2\pi\Omega t)$ und $\Omega = 23.6$ Hz.

3.3.2 Strömungsvisualisierung mit *tufts*

Die Strömungsvisualisierung mit *tufts* bietet die Möglichkeit, auf einfache Art und Weise eine Vorstellung von den Strömungsvorgängen zu erlangen. Die *tufts* bestehen aus einem Faden mit einem Durchmesser von $d = 0.4$ mm, der auf die Rotorblattsaugseite geklebt wird. Das frei bewegliche Ende richtet sich nach der lokalen Strömungsrichtung aus. Zu beachten ist bei der Anwendung am Rotor die Beeinflussung der *tufts* nicht nur durch die Luftströmung, sondern auch durch die Zentrifugalbeschleunigung. Aufgrund der hohen Bewegungsgeschwindigkeit des Rotorblattes, vor allem nahe der Blattspitze, musste eine Belichtungszeit von $5 \mu\text{s}$ gewählt werden. Ein IL-106X Illuminator der Firma HARDsoft wurde mit einem Strom von 160 A betrieben und mit einer Pulsbreite von $6.5 \mu\text{s}$ getriggert, um in dieser kurzen Zeitspanne eine ausreichende Beleuchtung der *tufts* zu gewährleisten. Für die Aufnahmen wurde eine pco Sensicam qe CCD Kamera verwendet. Die maximale Auflösung von $1376 \times 1040 \text{ Pixel}^2$ wurde zu Gunsten der Speicherkapazität auf $1344 \times 384 \text{ Pixel}^2$ reduziert. Um die Saugseite des Rotorblattes aufzunehmen, musste die Kamera mit einem schrägen Blickwinkel seitlich neben der Düse installiert werden. Eine dennoch über die gesamte Spannweite scharfe Abbildung wurde mit einem Scheimpflugadapter gewährleistet.

Anhand der Beispielaufnahme in Abb. 3.10 ist zu erkennen, dass die *tufts* in drei Reihen auf der Rotorblattsaugseite mit transparentem Klebeband aufgeklebt wurden. Bei dem dargestellten Steuerwinkel während des Abnickens liegt die Strömung schon wieder größtenteils an und ist nur noch im rot markierten Bereich abgelöst, wo die *tufts* in rein spannweitischer Richtung oder entgegen der Hauptströmungsrichtung ausgerichtet sind. Solch eine Interpretation dieser Aufnahmen lässt nur den Schluss zu, ob die Strömung abgelöst ist oder nicht. Vergleichbare Bilder und Schlüsse wurden von Yamauchi et al. [126] an einem Bell XV-15 Kipprotor gemacht.

Darüber hinaus beeinflussen die Fäden die Umströmung. Sie können als Wirbelgeneratoren wirken, deren abschwimmende Wirbel einen stabilisierenden oder destabilisierenden Einfluss auf die Umströmung haben können. Ein Vergleich von auf der Strömungsvisualisierung mittels *tufts* basierenden Daten und der Analyse von Drucksensordaten findet in Abs. 4.2 statt.

3.3.3 Rotorblattverformung

Im Betrieb werden die Rotorblätter unter Last verformt. Beispielsweise für die Auswahl geeigneter Simulationsstrategien, aber auch, um den Einfluss der Bewegung auf die Umströmung zu beurteilen, ist die Kenntnis der Verformung interessant. Dabei kommt es sowohl zu translatorischen Bewegungen normal (Schlagen) und parallel (Schwenken) zur Profில்sehne, als auch zu einer Torsion des Rotorblattes. Da die Rotorblätter fest eingespannt und die Kardangelenke blockiert waren, waren abgesehen von geringem mechanischen Spiel lediglich elastische Verformungen des Rotorblattes zu erwarten. Um die auftretenden Verformungen an der Blattspitze zu messen, wurden zwei retroreflektierende Marker mit einem Durchmesser von $d = 1.5 \text{ mm}$ auf die Blattspitze geklebt. Die Marker wurden mit einer pco Sensicam qe CCD Kamera mit einem 12 bit A/D-Wandler aufgenommen. Die volle Auflösung wurde zu Gunsten der Speicherkapazität auf $352 \times 448 \text{ Pixel}^2$ reduziert und die Marker mit jeweils $\approx 12 \text{ Pixel}$ aufgelöst. Die Kamera wurde senkrecht auf die Blattspitze ausgerichtet, wenn sich das Rotorblatt in der Messposition befand. Um trotz der hohen Blattspitzengeschwindigkeit von 96.4 m/s Aufnahmen ohne Bewegungsunschärfe zu erzielen, musste eine kurze Belichtungszeit von $5 \mu\text{s}$ gewählt werden. Die ausreichende Belichtung der Aufnahme wurde mit einem IL-106X Illuminator der Firma HARDsoft gewährleistet. Dieser arbeitet mit einer Hochleistungs-LED, die im Pulsbetrieb mit einem Strom von 160 A betrieben und mit einer Pulsbreite von $8 \mu\text{s}$ getriggert wurde. Die Kamera wurde zusammen mit der LED zwischen den beiden Laserlichtpulsen der PIV-Messung ausgelöst. Bei den beobachteten Verformungen betrug der Fehler aus der 2D-Annahme aufgrund der Verwendung nur einer Kamera $< 0.05 \text{ mm}$.

Die grundlegende Umsetzung der Kalibrierung und Auswertung erfolgte im Rahmen der Arbeit von Pacha [72]. Die Kalibrier- und Auswertekette wurde in MATLAB halbautomatisiert implementiert. Für die Auswertung wurden die Aufnahmen der retroreflektierenden Marker mit einem Schwellwert binarisiert, gefiltert und der jeweilige Flächenschwerpunkt der Marker bestimmt. Zur Kalibrierung des Systems wurde ein Schachbrettmuster verwendet, welches in der Blattspitzenebene positioniert wur-

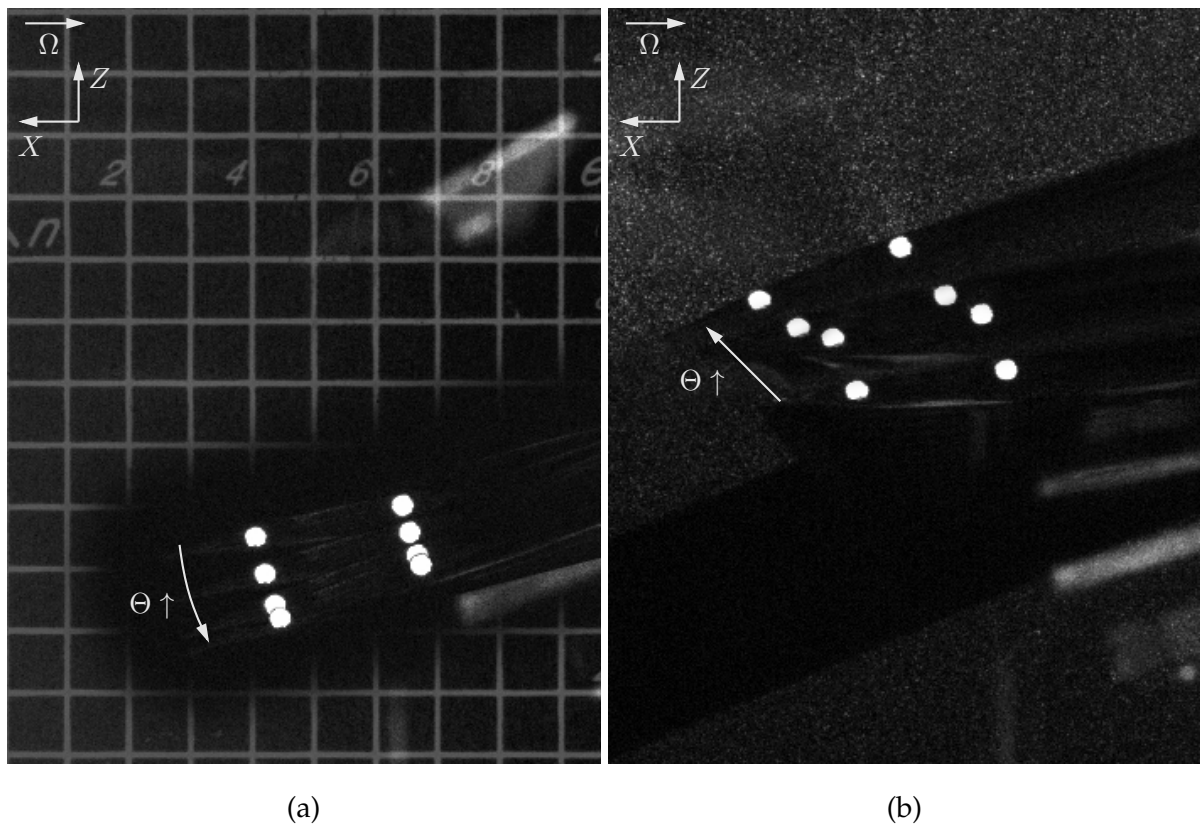


Abbildung 3.11: Aufnahmen der Blattspitzenkamera im Aufschwung. Mehrere übereinander gelegte Kalibrieraufnahmen bei stehendem Rotor mit Kalibriermuster im Hintergrund (5 mm Raster) in a). Mehrere übereinander gelegte Messaufnahmen bei drehendem Rotor mit Verformung des Rotorblattes durch aerodynamische Lasten.

de. Daraus ergab sich sowohl der Maßstab als auch die Winkelreferenz der Messbilder. Für die Berechnung von Einstellwinkel sowie Schlag- und Schwenkbewegung aus den Messbildern musste der Drehpunkt des Rotorblattes bestimmt werden. Dazu wurden bei stehendem Rotor Kalibrieraufnahmen gemacht, während am Rotorblatt durch Rotation der Taumelscheibe ein vollständiger Steuerwinkelzyklus angesteuert wurde. Die Rotorwelle war dabei blockiert und das Rotorblatt verblieb in der Messposition. Durch die fehlende Belastung und damit auch Verformung ergab sich aus den Kalibrieraufnahmen theoretisch ein gemeinsamer Rotationspunkt als Projektion der $c/4$ -Linie auf die Bildebene. Tatsächlich erhielt man durch Spiel in der Rotorkopfmechanik eine Punktwolke ($d \approx 0.4 \text{ mm}$), aus der über ein gewichtetes Mittel ein Drehpunkt bestimmt wurde. War die relative Position dieses Drehpunktes zu den Markern bekannt, konnte in den Messbildern die Verschiebung (Schlag-/Schwenkbewegung) des Drehpunktes und die Rotation um diesen Punkt (Einstellwinkel) bestimmt werden. Während der Kalibrieraufnahmen wurde der Wurzelsteuerwinkel über den Hall-Sensor gemessen. Der Blattspitzeneinstellwinkel wurde um den Offset zum Wurzelsteuerwinkel

korrigiert. Mit korrigiertem Offset wiesen beide Systeme für den Kalibrierzyklus eine maximale Abweichung von $\pm 0.07^\circ$ auf. Im Laborversuch wurde eine Genauigkeit in der Größenordnung der Messgenauigkeit des auch in diesen Experimenten zur Kalibrierung verwendeten Inklinometers von $\leq 0.02^\circ$ erreicht [72].

In Abb. 3.11 sind Aufnahmen der Blattspitzenkamera dargestellt. Die Hinterkante befindet sich jeweils links der Marker, die Vorderkante rechts und die Saugseite liegt im Bild oben. Abbildung a) zeigt bei stehendem Rotor vier Kalibrieraufnahmen während des Aufnickens und eine rein rotatorische Bewegung. Bei drehendem Rotor in b) ist während des Aufnickens zusätzlich zur Rotation auch eine translatorische Auslenkung nach oben durch das Schlagen des Rotorblattes zu beobachten. Die Kameraausrichtung ist unverändert zwischen Kalibrier- und Messbild.

3.4 Versuchsdurchführung

Bei der Wahl der Betriebsdrehzahl mussten die Erkenntnisse der Stabilitätsanalyse berücksichtigt werden. Diese schränken die zur Verfügung stehenden Rotordrehzahlen ein. Weiterhin sollte eine realistische Machzahl gewählt werden, bei der es am realen Hubschrauberrotor auf der rücklaufenden Seite zum *Dynamic Stall* kommt. Der Rotor wurde bei einer Drehfrequenz von $\Omega = 23.6$ Hz betrieben, was eine mittlere Machzahl von $Ma_{75} = 0.21$ sowie eine auf die Profiltiefe bezogene mittlere Reynoldszahl von $Re_{c,75} = 353\,000$ ergab. Mach- und Reynoldszahl unterliegen im Experiment Schwankungen, welche auf die wechselnden Wetterlagen zurückzuführen sind und maximal $\Delta Ma = 0.2\%$, beziehungsweise $\Delta Re_c = 1\%$ betragen. Bei Untersuchungen an schwingenden Profilen und Blattspitzen ist die reduzierte Frequenz $k = (\pi f_n c)/V_\infty$ ein wichtiger Parameter. Am Rotor mit einer 1/rev Ansteuerung der Taumelscheibe ist die reduzierte Frequenz unabhängig vom Betriebspunkt des Rotors und ist bei gleich bleibender Rotorblattgeometrie lediglich abhängig von der radialen Position: $k = c/(2r)$.

Die Anströmgeschwindigkeit des Windkanals hat einen maßgeblichen Einfluss auf die normale Geschwindigkeitskomponente der Rotorblattanströmung und damit auf den effektiven Anstellwinkel am Rotorblatt (siehe Abb. 2.1). Eine Erhöhung der Zuströmgeschwindigkeit führt zu einer Verringerung des effektiven Anstellwinkels. Da der Steuerwinkel aufgrund mechanischer Einschränkungen nicht beliebig groß eingestellt werden konnte ($\Theta_{75,\max} \approx 25^\circ$), musste die Zuströmgeschwindigkeit so gewählt werden, dass es bei der gegebenen Drehzahl und möglichen Steuerwinkelschwingung zum *Dynamic Stall* am Rotor kommt. Diese Überlegung führte zu einer Anströmgeschwindigkeit von $V_\infty = 2.2$ m/s.

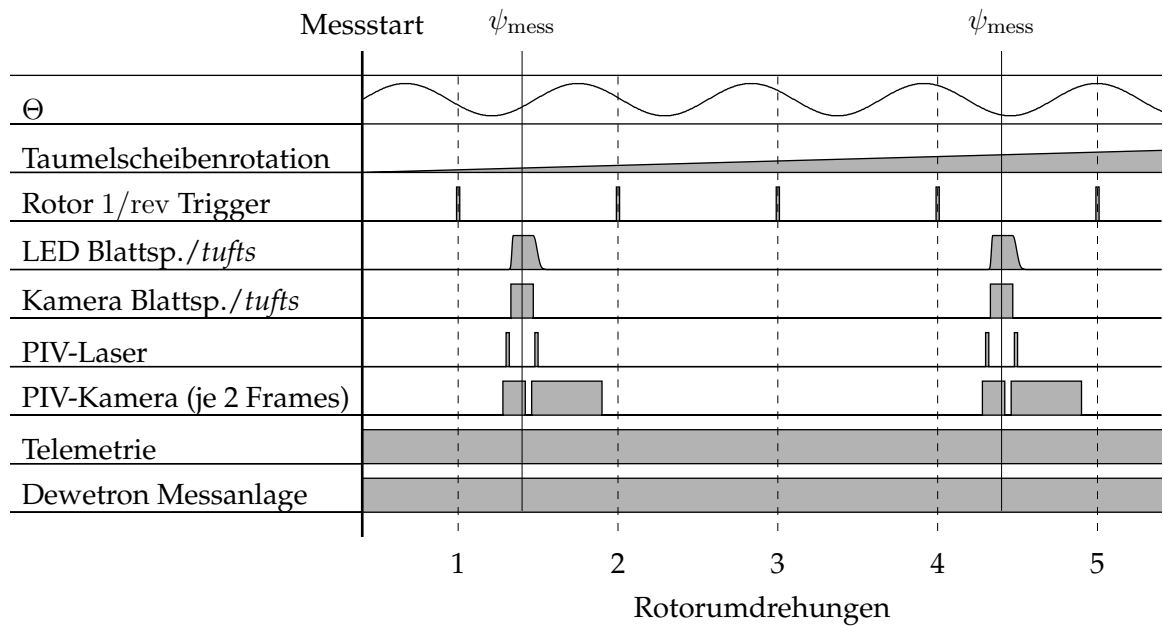


Abbildung 3.12: Qualitativer zeitlicher Ablauf einer Messung. Die Abszissenachse ist nicht maßstabsgetreu dargestellt, insbesondere Kamera- sowie LED- und Laser-Auslösezeiten liegen in der Größenordnung von μs .

Da der RTG mit Umgebungsluft betrieben wird, werden die Versuchsbedingungen durch die Wetterlage beeinflusst. In Göttingen ist im Extremfall mit Lufttemperaturen von $-20.2^\circ\text{C} \leq \vartheta \leq 36.9^\circ\text{C}$, einem Luftdruck von $964.5 \text{ hPa} \leq p_{\text{atm}} \leq 1046.4 \text{ hPa}$ und einer relativen Luftfeuchtigkeit im Bereich von $15\% \leq \varphi \leq 100\%$ zu rechnen [117, Messwerte 2001-2017]. Die Maxima und Minima der mittleren Tageswerte fallen moderater aus, jedoch kommt es auch ohne Extremwetterlagen zu Temperaturschwankungen während des Tages, zum Beispiel zwischen Morgen und Mittag. Die höchste mittlere Tagesschwankung der Temperatur beträgt 10.8 K [117]. Einzelne Messpunkte müssen, ob gemessen im Winter oder Sommer, beziehungsweise morgens oder mittags, trotz der variierenden Umgebungsbedingungen vergleichbar sein. Dies bezieht sich ebenfalls auf Strömungssimulationen. Dazu werden Ähnlichkeitszahlen wie Mach- und Reynoldszahl bestimmt sowie Beiwerte verglichen. Der Einfluss der Umgebungsbedingungen wurde in Anlehnung an die präsentierten Wetterdaten mit den Werten $\Delta\vartheta = 35^\circ\text{C}$, $\Delta p_{\text{atm}} = 80 \text{ hPa}$ und $\Delta\varphi = 85\%$ untersucht. Die Dichte fließt in die Berechnung der Beiwerte und der Reynoldszahl ein. Sie wird durch Temperatur und Luftdruck um bis zu 16% beeinflusst. Der Einfluss der Luftfeuchtigkeit ist mit 0.5% relativ gering. Die spezifische Wärmekapazität beeinflusst über den Isentropenexponent die Berechnung der Schallgeschwindigkeit und damit die Machzahl. Jedoch beträgt der Temperatureinfluss durch die Wurzelbildung (siehe Gl. A.11) lediglich 0.1% .

Die dynamische Viskosität des Fluids hat einen Einfluss auf die Reynoldszahl. Die Druckabhängigkeit ist vernachlässigbar, jedoch beeinflussen Temperatur und relative Feuchtigkeit die Viskosität um 9 %. Dabei ist der Feuchteinfluss geringer als der Temperatureinfluss. Relative Feuchte und Temperatur der Anströmung wurden mit einem kombinierten Hygro- und Thermometer PCMini52 der Firma Michell Instruments gemessen. Der atmosphärische Luftdruck in der Rotorhalle wurde mit einer Druckdose (setra, Modell 270) sowie einem piezoresistiven Sensor der Firma Thies CLIMA bestimmt und der Mittelwert berechnet. Die Berechnung der erläuterten Stoffwerte, die nicht direkt gemessen wurden, ist im Anhang in A dargestellt.

Vor jedem Messpunkt wurde mit beiden Datenerfassungssystemen eine zehnstündige Nullmessung bei stehendem Rotor und ohne Windkanalanströmung gemacht. Diese diente der Korrektur des Nulloffsets von Sensoren wie zum Beispiel Drucksensoren oder der Piezo-Waage. Im Anschluss wurden zuerst der Windkanal und anschließend der Rotor kontrolliert auf Betriebsdrehzahl gefahren. Die Messung wurde begonnen, wenn die Anströmparameter konstant blieben und der fehlerfreie Betrieb sicher gestellt war. Der qualitative zeitliche Ablauf einer Messung ist in Abb. 3.12 dargestellt. Der Phasenabstand zwischen dem 1/rev Triggersignal und der Auslösung der optischen Messsysteme wurde so gewählt, dass sich das Rotorblatt zwischen den beiden Laserpulsen bei ψ_{mess} befindet. Ein Messpunkt für den insgesamt 2796 Aufnahmen mit den optischen Systemen gemacht wurden (bei jeder dritten Umdrehung) dauerte knapp sechs Minuten. Der stationäre äußere Teil der Taumelscheibe wurde in dieser Zeit um 360° rotiert, sodass mit den optischen Systemen an der Messposition genau ein vollständiger Steuerwinkelzyklus erfasst werden konnte. Währenddessen wurden die elektronischen Messsignale im rotierenden und stationären System kontinuierlich aufgezeichnet. Im Anschluss benötigte die Speicherung der Daten aus flüchtigen Speichern knappe zehn Minuten, sodass gleiche Messpunkte ohne Umbauten wie die Traversierung des PIV-Systems in einem 15-minütigen Intervall aufgenommen werden konnten. Die produzierte Rohdatenmenge der Messkampagne belief sich auf ≈ 30 TB.

Druckbeiwert Wird in dieser Arbeit der Druckbeiwert c_p angegeben, so ist die gemessene Druckdifferenz Δp auf den dynamischen Druck q_T bezogen. Dies ist ein fiktiver Druck, welcher nach Gl. 3.7 mit der lokalen Rotationsgeschwindigkeit gebildet wird:

$$q_T = 2\rho_\infty(\pi\Omega r)^2 . \quad (3.7)$$

Da die axiale Durchströmung des Rotors V_N und damit auch die lokale Profilanströmung V_{res} nicht zuverlässig bestimmt werden können, werden diese Größen nicht bei

der Berechnung des dynamischen Druckes berücksichtigt. Verdeutlichen soll dies der Index T (Tangential-/Rotationsgeschwindigkeit). Damit berechnet sich der Druckbeiwert nach Gl. 3.8:

$$c_p = \frac{\Delta p}{q_T} = \frac{\Delta p}{2\rho_\infty(\pi\Omega r)^2} \quad (3.8)$$

Im rotierenden System ist es zum Vergleich unterschiedlicher radialer Positionen sinnvoll, den Druckbeiwert mit der quadrierten lokalen Machzahl zu skalieren. Dadurch wird der Druckbeiwert unabhängig vom radialen Einfluss der lokalen Anströmgeschwindigkeit und somit in spannweitischer Richtung vergleichbar:

$$c_p Ma^2 = \frac{2\Delta p}{\rho_\infty a^2} \quad (3.9)$$

Dimensionslose Kennzahlen Wie der Druckbeiwert werden auch die dimensionslosen Kennzahlen Machzahl (Gl. 3.10) und Reynoldszahl (Gl. 3.11) mit der lokalen Rotationsgeschwindigkeit an der jeweiligen radialen Position gebildet.

$$Ma = \frac{V_T}{a} = \frac{2\pi\Omega r}{a} \quad (3.10)$$

$$Re_c = \frac{\rho c V_T}{\eta} = \frac{\rho c 2\pi\Omega r}{\eta} \quad (3.11)$$

4 Experimentelle Ergebnisse und Diskussion

Tabelle 4.1: Parameter der untersuchten Testfälle.

Testfall	Ω	$\bar{\Theta}_{75}$	$\hat{\Theta}$
D1	23.6 Hz	16.9°	6.2°
D2	23.6 Hz	15.3°	6.0°
D3	23.6 Hz	8.1°	6.1°

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Auswertung experimentell gesammelter Daten dargestellt und diskutiert. Dabei wird im Wesentlichen der in Tab. 4.1 aufgeführte Testfall D1 mit zyklischer Steuerwinkelsteuerung diskutiert. Weitere Auswertungen werden bei gleicher Drehfrequenz für die Schwingungsfälle D2 und D3 gezeigt. Sofern nicht anders angegeben, beginnen alle Abbildungen, bei denen die dimensionslose Zeit t/T auf der Abszisse aufgetragen ist, mit dem minimalen Steuerwinkel bei $t/T = 0$ und folgen der Bewegungsgleichung $\Theta(t) = \bar{\Theta} - \hat{\Theta} \cos(2\pi\Omega t)$.

An die Betrachtung einer Schubpolare ohne zyklische Ansteuerung schließt sich im Hauptteil dieses Kapitels die Untersuchung des dreidimensionalen dynamischen Strömungsabrisses anhand von Strömungsvisualisierungen, Druckmessungen an der Rotorblattoberfläche, Strömungsfeldmessungen mittels PIV und Verformungsmessungen an. Die Abbildungen 4.1, 4.3, 4.5, 4.6, 4.11, 4.22, 4.23 und 4.24 wurden, teilweise überarbeitet, aus Schwermer et al. [107] übernommen.

Um auf die dritte Fragestellung der Motivation – den Einfluss von dreidimensionalen und rotatorischen Effekten – einzugehen, werden Vergleiche mit einem Experiment an einer schwingenden Blattspitze von Merz [67] gezogen. Deswegen wurde beim Entwurf der Rotorblätter des RTG eine geometrische Ähnlichkeit, zum Beispiel der Blattspitze angestrebt und mit dem DSA-9A Profil die gleiche Profilkontur verwendet. Das Rotorblatt wurde mit einer entlang der Spannweite konstanten Geschwindigkeit von

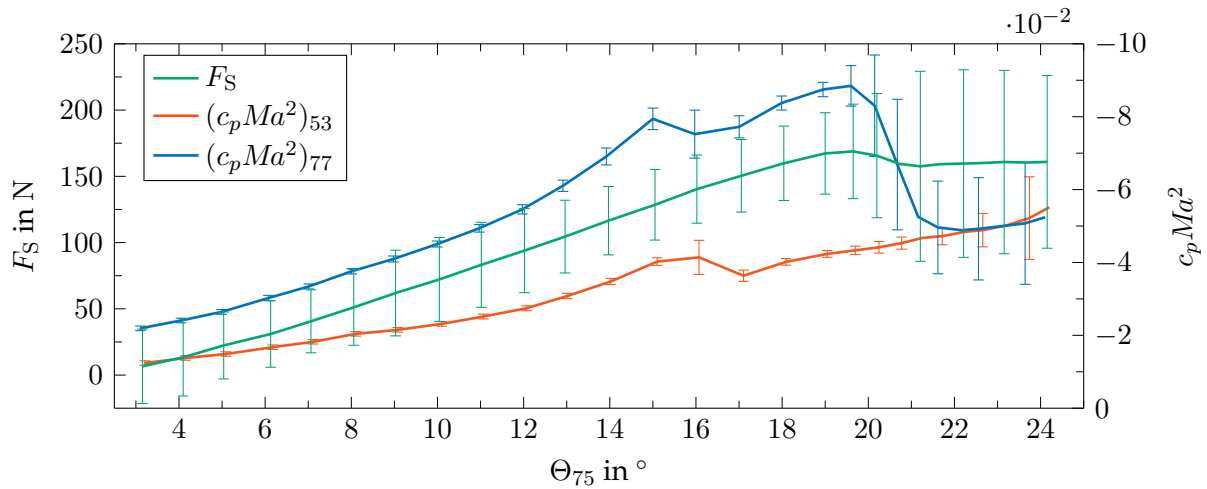


Abbildung 4.1: Polare des kollektiven Steuerwinkels, ohne zyklische Ansteuerung. Dargestellt sind der Rotorschub F_S , sowie Mach-skalierte Druckbeiwerte auf der Rotorblattsaugseite bei $x'/c = 0.11$ am inneren und äußeren Schnitt. Fehlerbalken: $\pm\sigma$.

$V_\infty = 55 \text{ m/s}$ angeströmt. Dies entspricht einer Machzahl von $0.15 \leq Ma \leq 0.16$ und einer Reynoldszahl von $8 \cdot 10^5 \leq Re_c \leq 9.5 \cdot 10^5$ bei einer Profiltiefe von $c = 0.27 \text{ m}$. Neben statischen Steuerwinkeln wurde in erster Linie ein dynamischer Testfall mit einem mittleren Steuerwinkel von $\bar{\Theta} = 9^\circ$, einer Amplitude von $\hat{\Theta} = 6^\circ$ und einer reduzierten Frequenz von $k = 0.05$ untersucht, der hier zu Vergleichen herangezogen wird.

4.1 Kollektive Polare

Zur Charakterisierung des Rotors wurde vor den Versuchen mit zyklischer Ansteuerung eine Polare mit kollektivem Steuerwinkel untersucht, deren Ergebnisse im Folgenden erläutert werden. Dazu sind in Abb. 4.1 der Rotorschub sowie je ein Drucksensorsignal an den beiden Druckschnitten über dem Steuerwinkel aufgetragen. Der größte einstellbare Steuerwinkel wird durch die Rotorkopfmechanik begrenzt. Es zeigt sich ein lineares Ansteigen des vom Rotor produzierten Schubes mit dem Steuerwinkel bis $\Theta_{75} = 19^\circ$. Der maximale Schub von 169 N wird bei einem Steuerwinkel von $\Theta_{75} = 19.6^\circ$ erreicht. Dies entspricht einer maximalen spezifischen Rotorblattbelastung (engl. *blade-loading coefficient*) von $C_S/\zeta = 0.16$. Nach Leishman [43] kommt es bei Werten > 0.14 zu Strömungsablösung, wobei aber vor allem bei skalierten Rotoren auch Reynoldszahleffekte eine Rolle spielen. Nach dem Überschreiten des maximalen Schubes stellt sich ein konstantes Niveau von $F_S = 160 \text{ N}$ ein. Hier ist zu beobachten, dass sich die mit Fehlerbalken dargestellte Standardabweichung gegenüber dem anliegenden Bereich bei kleineren Steuerwinkeln verdoppelt.

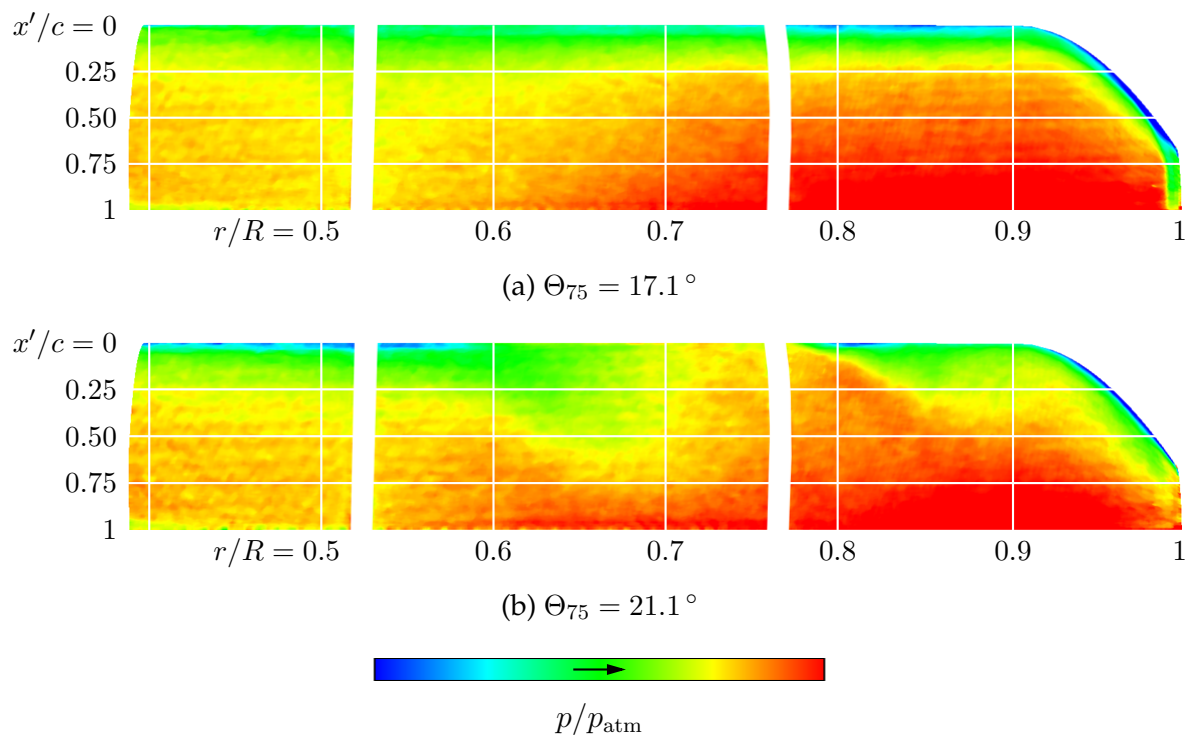


Abbildung 4.2: Qualitative Druckverteilung auf der Saugseite aus Messungen mit drucksensitiver Farbe (PSP). In a) bei einem statischen Steuerwinkel von $\Theta_{75} = 17.1^\circ$ und in b) bei $\Theta_{75} = 21.1^\circ$. Die Druckschnitte bei 53 % und 77 % Radius sind maskiert.¹

Auch bei kleinen Steuerwinkeln ist eine mittlere Standardabweichung des Schubes von $\sigma(F_S) = 28 \text{ N}$ zu beobachten. Dieser hohe Wert ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass eine Piezo-Waage zur Messung der Rotorkopflasten verwendet wird. Diese eignet sich gut zum Messen von dynamischen Lasten, wie es beispielsweise beim Wuchten des Rotors erforderlich ist. Zum Messen (quasi-)statischer Kräfte wie dem Rotorschub ist dieses Messprinzip weniger gut geeignet, da auch Trägheitskräfte aufgrund von Vibrationen erfasst werden. Eine Trennung von aerodynamisch und mechanisch verursachten Wechsellasten ist nicht möglich. Es zeigt sich jedoch, dass die Strömungsablösung am Rotorblatt die Wechsellasten deutlich erhöht. Die Standardabweichung der Drucksensoren, die vornehmlich aerodynamische Effekte messen, zeigt im Bereich anliegender Strömung erwartungsgemäß niedrige Werte. Die beiden lokalen Maxima mit gleichzeitig erhöhter Standardabweichung, welche sich im Verlauf der Drucksignale um $\Theta_{75} = 16^\circ$ zeigen, sind auf den laminar-turbulenten Grenzschichtumschlag zurückzuführen, der in Abs. 4.6 besprochen wird.

¹ Die Daten wurden im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten Messkampagne am RTG mit maßgeblicher Beteiligung des Autors gewonnen und ausgewertet. Abbildungen überarbeitet aus [122].

Auffällig ist das moderate Ablöseverhalten des Rotors und ein konstanter Rotorschub über den Ablösepunkt hinaus. Ein Vergleich der beiden Druckschnitte zeigt die Ursache in einem unterschiedlichen Druckverlauf auf der Rotorblattsaugseite. Während die Saugspitze bei 77 % Rotorradius mit dem Schubmaximum einbricht, ist dies am inneren Schnitt nicht zu beobachten. Dort sinkt der Mach-skalierte Druckbeiwert mit steigendem Steuerwinkel weiter und es wird lokal weiterhin Schub generiert. Dies zeigt, dass die Strömung auch beim maximal einstellbaren Steuerwinkel nicht vollständig vom Rotorblatt ablöst. Allerdings steigt im Zuge dessen die Standardabweichung des Drucksignals für $\Theta_{75} > 21.2^\circ$, was für eine zunehmende Instationarität der Strömung spricht. Strömungsvisualisierungen mit *tufts* bestätigen dies und zeigen, dass die Strömung im Bereich $0.25 < r/R < 0.5$ noch teilweise anliegt. Auch der Vergleich mit den qualitativen Druckverteilungen auf der Saugseite in Abb. 4.2 zeigt dies. Vor allem wird in b) der Unterschied zwischen den beiden Druckschnitten deutlich. Während die Saugspitze am äußeren Druckschnitt bereits eingebrochen ist, so existiert bei 53 % Radius noch ein Bereich niedrigen Drucks an der Vorderkante. Weiterhin sind bei diesem Steuerwinkel spannweitige Druckgradienten zu beobachten.

4.2 *Dynamic Stall* im Schweberversuch?

In diesem Abschnitt soll einleitend für die Ergebnisse mit zyklischer Ansteuerung auf die erste Fragestellung der Motivation „*Ist es möglich, den Dynamic Stall an einem Mach-skalierten Modellrotor im Schweberversuch außerhalb des Bodeneffekts zu erzeugen?*“ eingegangen werden. Für eine dem D1-Fall sehr ähnliche Steuerwinkelschwingung wurden Aufnahmen der Strömungsvisualisierung mittels *tufts* gemacht. Die in Abs. 3.3.2 beschriebene Auswertung von 500 Bildern, welche eine Schwingungsperiode abdecken, ermöglicht die Darstellung in einer *stall map*. Diese ist in Abb. 4.3 abgebildet. Die farbliche Kodierung entspricht dem Anteil abgelöster Profiltiefe, enthält aber nicht die Information, wo die Ablösung in Profiltiefenrichtung auftritt. Auf Basis der drei Reihen *tufts* ist eine Einteilung in Drittel der Profiltiefe möglich (siehe Abb. 3.10). Es zeigt sich, dass es während der halben Rotorumdrehung zur Strömungsablösung über große Bereiche des Blattes kommt. Sie beginnt im äußeren Drittel um 80 % Radius bei $t/T = 0.37$. Von dort aus breitet sich die Ablösung in Richtung Rotorkopf aus. In diesem äußeren Bereich hält der Zustand vollständiger Strömungsablösung am längsten an. Im Inneren zwischen 30 % und 65 % Radius ist der Bereich vollständig abgelöster Strömung auf 90° Rotorazimut beschränkt. Aufgebrochene kleinere Strukturen während des Wiederanlegeprozesses weisen auf eine ausgeprägtere Instationarität gegen-

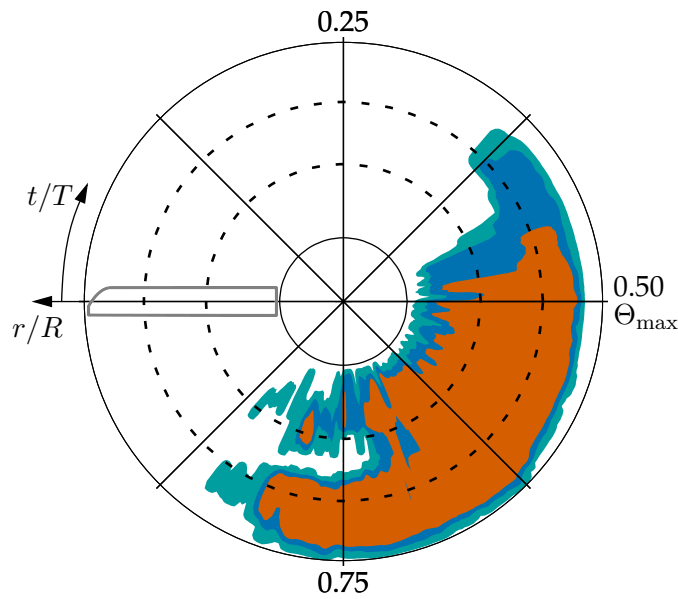


Abbildung 4.3: *Stall map* aus Auswertung der *tufts* mit gestrichelter Markierung der beiden Druckschnitte. Farbkodiert dargestellt ist der Anteil der Profiltiefe, an dem die Strömung abgelöst ist. ■ : $0 < c_{\text{sep}} \leq 1/3$, ■ : $1/3 < c_{\text{sep}} \leq 2/3$, ■ : $2/3 < c_{\text{sep}} \leq 1$. D1-ähnlicher Testfall: $\Theta_{75}(t) = 16.8^\circ - 5.8^\circ \cos(2\pi\Omega t)$ mit $\Omega = 23.6$ Hz.

über dem Wiederanlegen im äußeren Bereich hin. Eine interessante Beobachtung zeigt sich an der Blattspitze, wo der Blattspitzenwirbel stabilisierend wirkt und für eine Verzögerung der Ablösung bis $t/T = 0.62$ sorgt.

Die aufgeklebten *tufts* beeinflussen die Umströmung des Rotorblattes. Dies wurde bei unterschiedlichen Strömungsbedingungen untersucht und von Crowder [14] zusammengefasst. Jedoch lassen sich keine allgemeingültigen Aussagen treffen, da die Einflussfaktoren, wie Grenzschichteigenschaften, äußere wirkende Kräfte und Beschaffenheit der *tufts* vielfältig sind.

Während der in dieser Arbeit vorgestellten Messkampagne wurden *Differential Infrared Thermographie* (DIT) Messungen für den Testfall D1 durchgeführt. Bei DIT handelt es sich um eine berührungslose Methode zur Detektion von Transition und Strömungsablösung, die auf der Infrarotthermographie beruht [22, 109]. Der Messaufbau ist in Abb. 4.4 a) skizziert. Das Rotorblatt wird mit Halogenstrahlern geheizt und die Verwendung eines rotierenden Spiegels ermöglicht eine wesentlich längere Belichtungszeit ohne Bewegungsunschärfe [85]. Die Standardabweichung der Differenzinfrarotbilder wurde entsprechend Abb. 4.4 b) mit gleitenden Auswertefenstern analysiert und daraus die in c) dargestellte *stall map* erstellt. Dabei wird ab Überschreiten eines Schwellwerts der Standardabweichung des DIT-Signals von Strömungsablösung ausgegangen (dunkelgrauer Bereich). Es ergeben sich vergleichbare Ergebnisse zu Abb. 4.3.

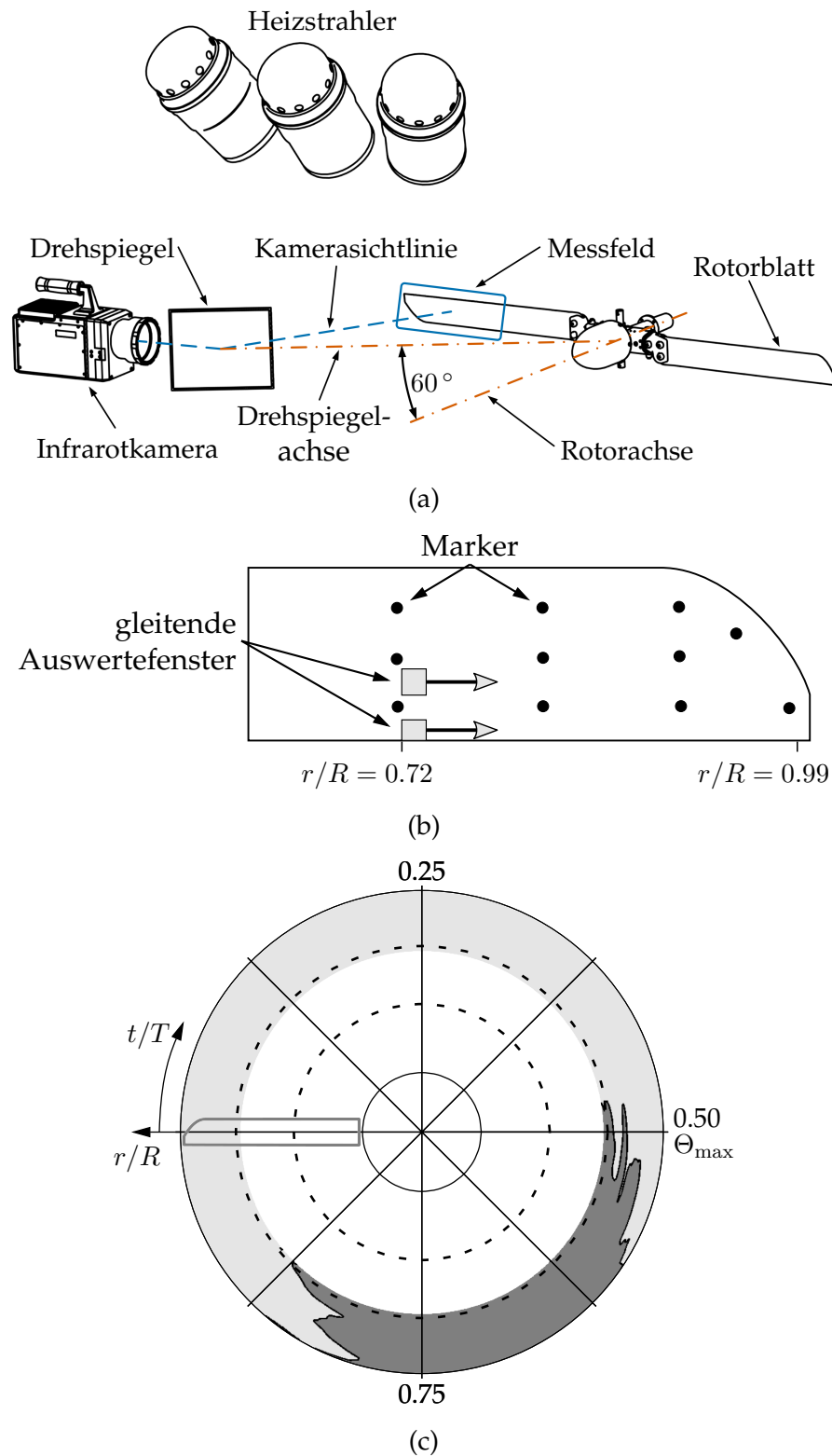


Abbildung 4.4: DIT-Messung zur Ablösedetektion für den D1-Fall. Messaufbau in a), Auswerteprinzip mit gleitender Fensterung in b) sowie in c) die Darstellung der Ergebnisse in einer *stall map* mit \square : $\sigma_{\text{DIT}} < \sigma_{\text{Schwellwert}}$ und \blacksquare : $\sigma_{\text{DIT}} \geq \sigma_{\text{Schwellwert}}$.²

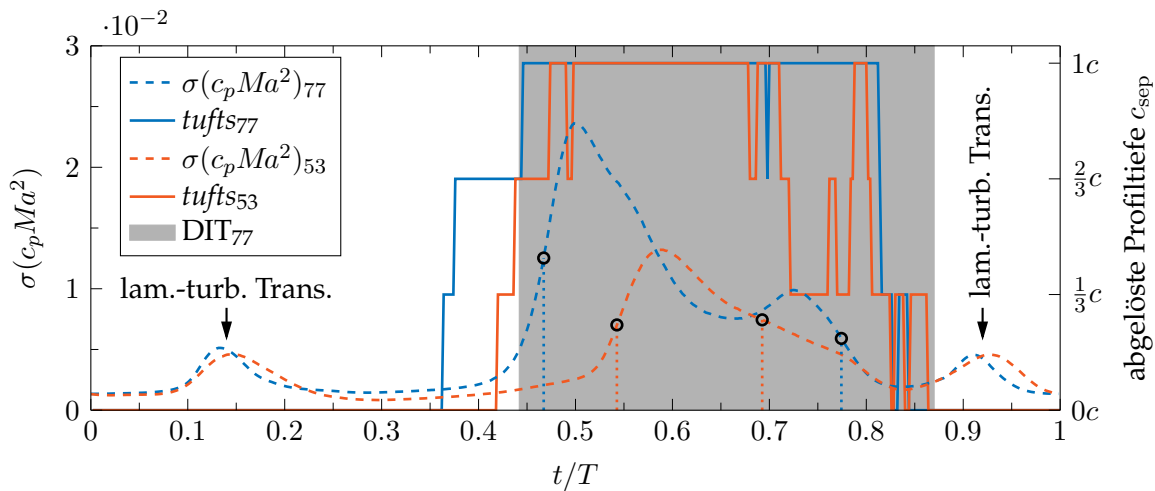


Abbildung 4.5: Vergleich der Standardabweichung des Mach-skalierten Druckbeiwerts bei $x'/c = 0.19$ mit *tuft*-Daten, die für beide Druckschnittpositionen aus der in Abb. 4.3 dargestellten *stall map* extrahiert wurden. Ablöse- und Wiederanlegepunkte aus Druckdaten sind mit senkrechten gepunkteten Linien gekennzeichnet. In grau sind mit DIT gewonnene Daten eingezeichnet (vgl. Abb. 4.4 c)).

Die Zusammenführung der Messergebnisse bei 77% Radius ist in Abb. 4.5 dargestellt. Die an den radialen Positionen der beiden Druckschnitte aus der *tuft stall map* extrahierten Daten sind als durchgezogene Linien dargestellt. Für je einen Drucksensor bei $x'/c = 0.11$ ist die Standardabweichung des Mach-skalierten Drucksignals an den beiden Druckschnitten als gestrichelte Linie aufgetragen. Das Abschwimmen kleiner turbulenter Strukturen, die während des Beginns der Ablösung entstehen, ist ein stochastischer Prozess und variiert von Zyklus zu Zyklus. Dies führt zu einem Anstieg der Standardabweichung des Drucksignals, wie in Abb. 4.5 ab $t/T = 0.4$ zu beobachten. Sind das Ablösen und Wiederanlegen der Strömung zeitlich ausreichend separiert, kommt es vor allem in der Nähe der Vorderkante zu einem lokalen Minimum, da die Druckschwankungen im Rezirkulationsgebiet zurück gehen. Während des Wiederanlegens nehmen diese wieder zu und es zeigt sich ein erneutes Anwachsen der Standardabweichung bis diese bei anliegender Strömung wieder auf ein konstant niedriges Niveau fällt. Der Zeitpunkt, zu dem die Ablösung über den Sensor wandert, wurde dort definiert, wo die Standardabweichung des Drucksignals gerade den Mittelwert zwischen lokalem Minimum und Maximum erreicht. Dies ist in Abb. 4.5 jeweils mit einer senkrechten gepunkteten Linie gekennzeichnet. Gardner et al. [22] haben gezeigt, dass die Standardabweichung des lokalen Drucksignals im Falle von Strömungsablösung steigt. Der Ablösezeitpunkt wurde von ihnen mit DIT-Ergebnissen verglichen

² Die Daten wurden im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten Messkampagne am RTG mit maßgeblicher Beteiligung des Autors gewonnen und ausgewertet. Abbildungen überarbeitet aus [82].

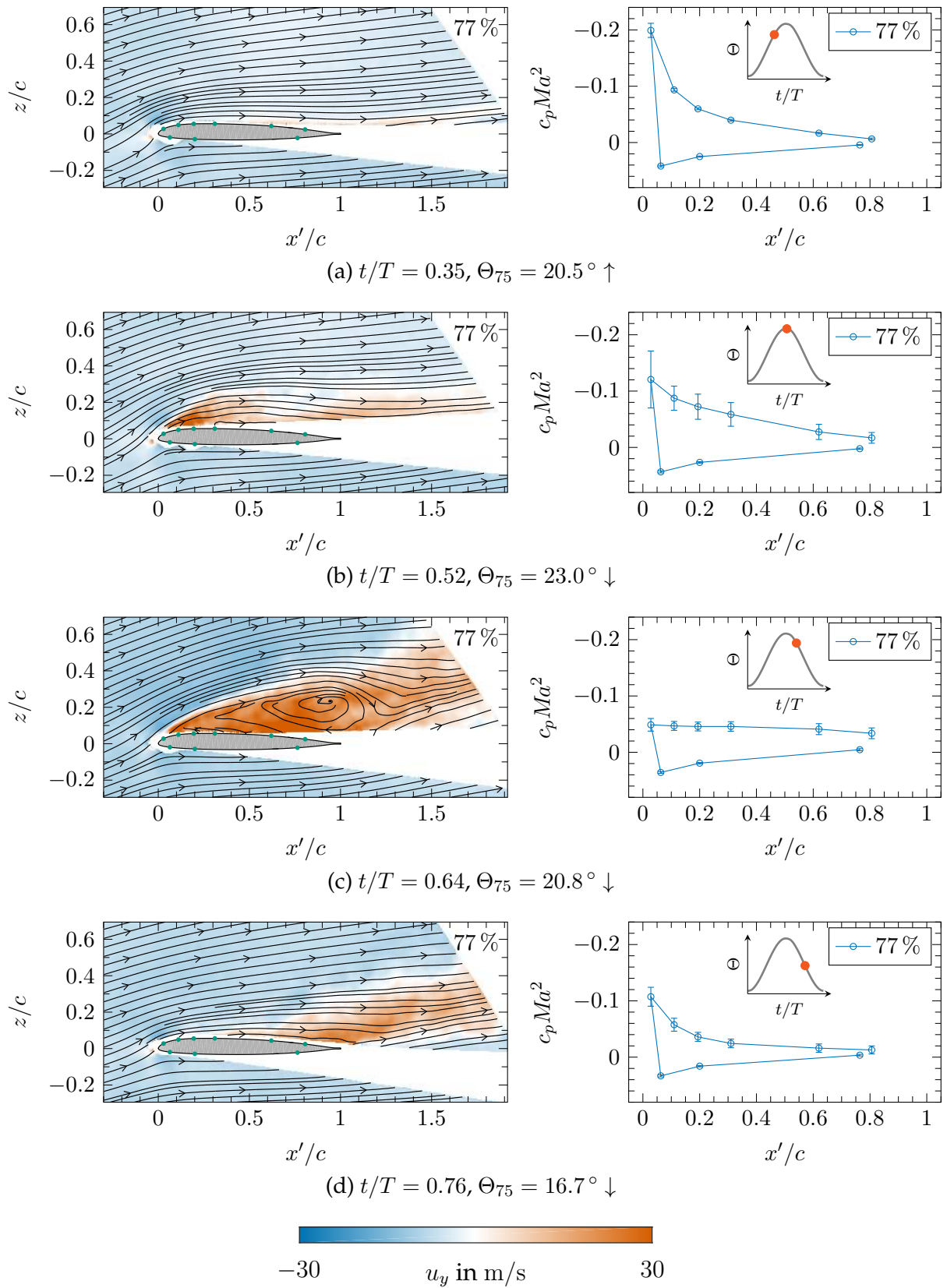


Abbildung 4.6: Strömungsfelder für vier Phasenlagen mit korrespondierenden Druckverteilungen, beides bei $r/R = 0.77$. Fehlerbalken: $\pm\sigma(c_p Ma^2)$. D1-Fall.

und zeigte eine sehr gute Übereinstimmung, was das hier verwendete Kriterium legitimiert. Neben der Strömungsablösung ist bei $t/T = 0.14$ und $t/T = 0.91$ der laminar-turbulente Grenzschichtumschlag durch eine erhöhte Standardabweichung [23] zu erkennen. Letzterer kann in der Auswertung der *tufts* nicht detektiert werden. Der grau hinterlegte Bereich zeigt Daten, die bei 77 % Radius aus der in Abb. 4.4 c) dargestellten *stall map* extrahiert wurden. Auf die Unterschiede zwischen DIT- und Drucksignal wird im Folgenden eingegangen.

Beim Beginn der Strömungsablösung zeigen sich sowohl radiale Unterschiede als auch Abweichungen zwischen den Messtechniken. Die Ablösung wird in der *tuft*-Visualisierung stets früher im Zyklus detektiert und hält länger an. Dies geschieht kontraintuitiv trotz der um 0.4° geringeren Steuerwinkelamplitude im Fall der Strömungsvisualisierung mit *tufts*. Sowohl die Drucksensoranalyse als auch die Strömungsvisualisierung geben die Trends gleich wieder: die Ablösung tritt am äußeren Schnitt zuerst auf und der Zustand voll abgelöster Strömung hält dort länger an. Der Wiederanlegeprozess beginnt zuerst bei 53 % Radius. Mittels DIT gewonnene Messergebnisse zeigen hinsichtlich des Ablösebeginns mit $\Delta t/T = 0.025$ kleinere Unterschiede zur Druckanalyse gegenüber der Abweichung beim Wiederanlegen von $\Delta t/T = 0.096$. Diese Diskrepanzen stehen im Gegensatz zu der von Gardner et al. [22] gezeigten Übereinstimmung am schwingenden Profil. Hierbei ist zu beachten, dass die messtechnischen Rahmenbedingungen bei Experimenten am Rotor deutlich komplexer sind. Unter Berücksichtigung der unterschiedlichen Voraussetzungen ist die hier gezeigte Übereinstimmung der drei Messtechniken gut.

Zusammenfassend betrachtet kann die in Abb. 4.3 abgebildete *stall map* nur bedingt eine detailgetreue Vorstellung der Strömungszustände des Rotorblattes ohne aufgeklebte Fäden vermitteln. Sie hilft jedoch bei der Identifikation interessanter Parameter im Experiment und kann die Auswertung anderer Messdaten mit Blick auf die Plausibilität der Ergebnisse unterstützen. Weiterhin zeigt sich der Vorteil der berührungslosen DIT-Methode sowie der Drucksensorinstrumentierung, deren Strömungsbeeinflussung deutlich geringer anzusehen ist als die der *tufts*. Im folgenden Abschnitt werden neben Druckmessungen auch PIV-Ergebnisse diskutiert, die eine weitere Möglichkeit der berührungslosen Untersuchung von Strömungsphänomenen darstellen.

4.3 Zeitliche Entwicklung

4.3.1 Strömungsfelder

An fünf radialen Profilschnitten bei $r/R = \{0.91, 0.84, 0.77, 0.69, 0.61\}$ wurden berührungslose PIV-Messungen durchgeführt. Dabei ermöglicht das Design des RTG eine Vermessung des gesamten Azimuts an einer räumlichen Position. Gemittelte Strömungsfelder basieren auf einer Phasenmittelung aus fünf Perioden. Darüber hinaus wurde ein gleitender Mittelwert in azimuthaler Richtung mit einer Fenstergröße von fünf Bildern angewandt, was $\Delta t/T = 0.18\%$, beziehungsweise $\Delta\psi = 0.64^\circ$ entspricht. Auf die Geschwindigkeitskomponenten in der PIV-Ebene u_x und u_z wurde im Zuge der Auswertung die lokale Rotationsgeschwindigkeit $V_T(r)$ unter Berücksichtigung des lokalen Einstellwinkels addiert (nicht gesondert gekennzeichnet).

Abbildung 4.6 zeigt Strömungsfelder bei 77% Radius zu unterschiedlichen Zeitpunkten im Zyklus. Farblich dargestellt ist die radiale Geschwindigkeitskomponente u_y mit positiven Werten in Richtung Blattspitze zeigend. Stromlinien in der Ebene basieren auf den Geschwindigkeitskomponenten u_x und u_z . Die korrespondierenden Oberflächendruckverteilungen am äußeren Druckschnitt sind rechts daneben abgebildet. Die Druckdaten wurden über $\approx 176\,000$ Rotorumdrehungen phasengemittelt und Fehlerbalken geben die Standardabweichung an. Die dargestellten Zeitpunkte wurden anhand von charakteristischen Punkten der Druckverteilungen ausgewählt.

Zum Zeitpunkt $t/T = 0.35$ (Abb. 4.6 a)) wird am Vorderkantensensor die maximale Saugspitze erreicht. Ihre Position in Profiltiefenrichtung variiert von Zyklus zu Zyklus, was zu einer erhöhten Standardabweichung des vordersten Sensors gegenüber stromab gelegenen Druckmesspositionen führt. Das Strömungsfeld zeigt im aufgelösten Bereich keine Anzeichen von Ablösung auf der Saugseite.

Nach der Bewegungsumkehr bei $t/T = 0.52$ (Abb. 4.6 b)) wird die maximale Standardabweichung am Vorderkantensensor erreicht. Die stromab gelegenen Sensoren zeigen ebenfalls erhöhte Standardabweichungen gegenüber Abb. 4.6 a). Die Saugspitze ist zu diesem Zeitpunkt signifikant reduziert, jedoch noch nicht vollständig eingebrochen. Das Strömungsfeld zeigt im PIV-Feld bis $t/T = 0.53$ noch kein Rezirkulationsgebiet, allerdings sind auf der Saugseite Strömungskomponenten senkrecht zur Profiloberfläche zu beobachten. Abbildungen 4.7 a) und c) zeigen nicht gemittelte einzelne Strömungsfelder zum gleichen Zeitpunkt, ebenfalls bei 77% Radius. Hier ist oberflächennah das Abschwimmen kleinskaliger Strukturen mit einer vertikalen Ausdehnung kleiner als eine Profildicke zu erkennen. Diese weisen hohe Gradienten in der spannungswitigen Ge-

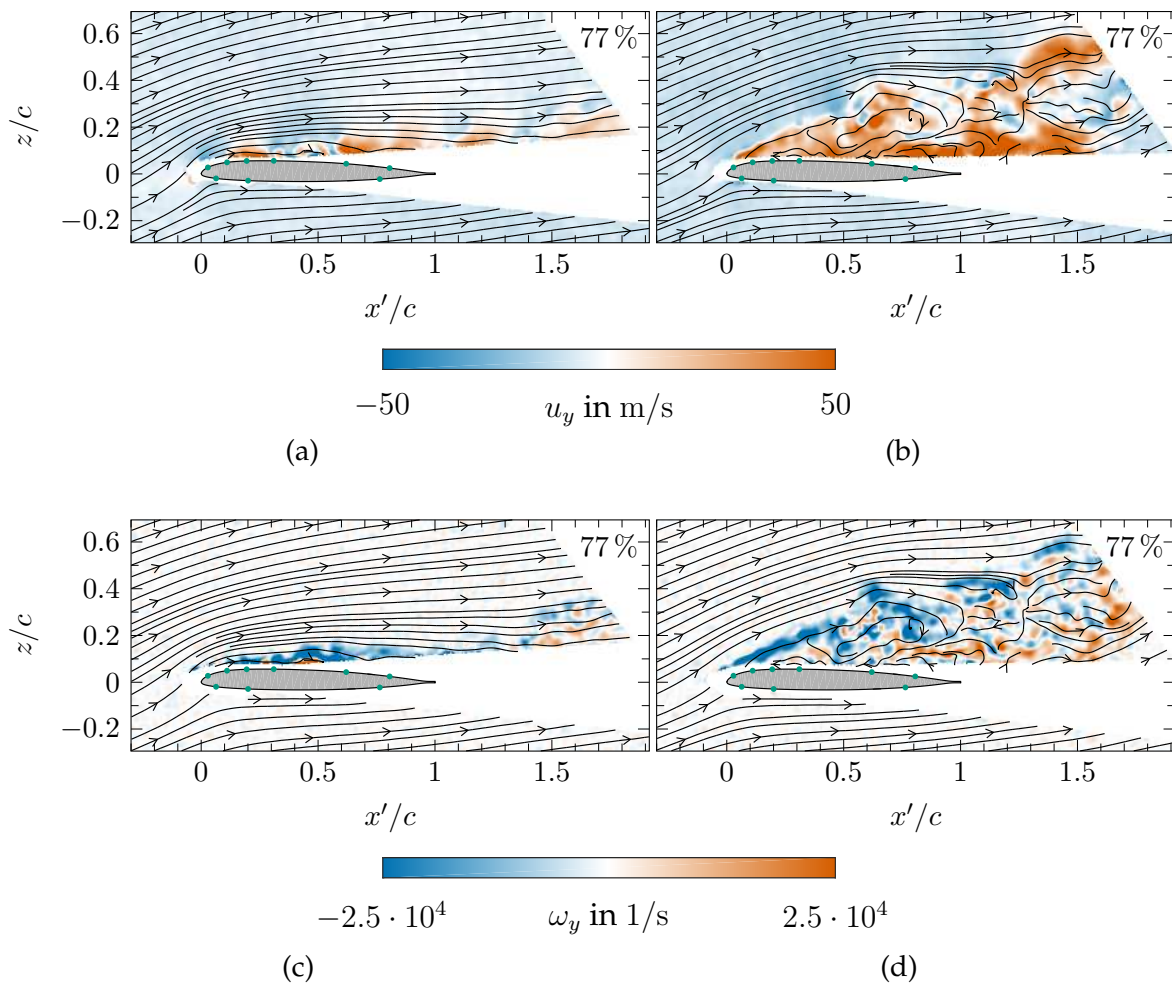


Abbildung 4.7: Instantane PIV-Strömungsfelder bei $r/R = 0.77$ und $t/T = 0.52$ links in a) und c) sowie bei gleichem Radius und $t/T = 0.64$ rechts in b) und d). In a) und b) ist die radiale Geschwindigkeitskomponente u_y dargestellt und in c) und d) die Wirbelstärke ω_y . D1-Fall.

schwindigkeitskomponente und der Wirbelstärke auf. Sie sorgen für die beobachtete erhöhte Standardabweichung des Drucksignals auf der Saugseite. Im Phasenmittel stellt sich eine Strömungskomponente in Richtung Blattspitze ein.

Mit der maximalen Größe des Rezirkulationsgebietes von $0.3c$ bei $t/T = 0.64$ geht der maximale Druck am Vorderkantensensor einher (Abb. 4.6 c)). Die Druckverteilung auf der Profilsaugseite weist eine flache Charakteristik auf. Die Strömung im Rezirkulationsgebiet ist durch geringere Fluktuationen gekennzeichnet, was sich in einem Rückgang der Standardabweichung des Drucksignals widerspiegelt. Dies zeigt sich auch in Abb. 4.7 b) und d) anhand des Rückgangs oberflächennaher, kleinskaliger Strukturen mit hohen Gradienten. Weiterhin weist die abgelöste Strömung im Phasenmittel eine radiale Strömungskomponente von bis $u_y \approx 40$ m/s in Richtung Blattspitze auf. Die Analyse einzelner nicht gemittelter Vektorfelder wie dem in Abb. 4.7 b) offenbart radia-

le Strömungskomponenten bis $u_y \approx 89 \text{ m/s}$. Auch hier zeigt sich die Reduzierung von Maxima im Phasenmittel deutlich, wie schon anhand von Druckdaten in Abb. 3.4 dargestellt. Darüber hinaus ist zu erkennen, dass der im Phasenmittel sichtbare *Dynamic Stall*-Wirbel in Einzelbildern nicht in der Ausprägung sichtbar ist, da das instantane Strömungsfeld aus wesentlich kleineren turbulenten Strukturen besteht.

Im in Abb. 4.6 d) dargestellten Wiederanlegeprozess kommt es zur Erholung der Saugspitze, während sich die Strömung von der Vorder- zur Hinterkante anlegt. Sämtliche Strömungsfelder weisen außerhalb von Ablöse- und Nachlaufgebieten eine in Richtung Rotorkopf gerichtete radiale Strömungskomponente auf, was der Strahlkontraktion des Rotors zuzuschreiben ist.

4.3.2 Oberflächendrücke

Die im vorigen Abschnitt dargestellte Strömungsvisualisierung hat gezeigt, dass es für den Testfall D1 über weite azimuthale und radiale Bereiche des Rotorlaufes zu Strömungsablösung kommt. Im Folgenden wird dies anhand von gemessenen Oberflächendrücken untersucht. In Abb. 4.8 sind über 176 000 Perioden phasengemittelte Oberflächendrücke und in Abb. 4.10 die Standardabweichung des Drucksignals dargestellt. Verglichen werden jeweils der innere mit dem äußeren Druckschnitt auf der Rotorblattsaugseite bei $x'/c = \{(0.03), 0.11, 0.19, (0.31), 0.62, (0.81)\}$.

Der Druckbeiwert an den Sensorpositionen im vorderen Drittel des Rotorblattes zeigt am äußeren Schnitt während des Aufnicksens einen stetigen Druckabfall. Die maximale Saugspitze mit entsprechendem Druckminimum wird am vordersten Sensor bei $t/T = 0.35$ erreicht. Während die Saugspitze bereits kleiner wird, erreichen die stromab gelegenen Sensoren das Druckminimum 5 % später in der Phase bei $t/T = 0.4$. Die stromauf wandernde oberflächennahe Rückströmung verursacht zunächst einen langsamen Druckanstieg. Diese Druckzunahme wird beschleunigt, sobald der im Phasenmittel sichtbare *Dynamic Stall*-Wirbel über den jeweiligen Sensor abgeschwommen ist. Kurz vorher macht sich das Abschwimmen des Wirbels über die Sensorpositionen durch einen kurzzeitigen lokalen Druckabfall bemerkbar. Durch die Konvektion des Wirbelsystems von der Vorder- zur Hinterkante kommt es zu der Situation, dass der Druck im Bereich der Vorderkante bereits steil ansteigt (ab $t/T = 0.47$), während das Druckminimum bei 31 % Profiltiefe erst bei $t/T = 0.53$ erreicht wird. Dies führt zu den typischen negativen Nickmomentenspitzen während des *Dynamic Stalls*.

Im voll abgelösten Zustand ist der Druckgradient entlang dem vorderen Drittel der Profiltiefe am äußeren Schnitt null, was typisch für eine vollständig abgelöste Strö-

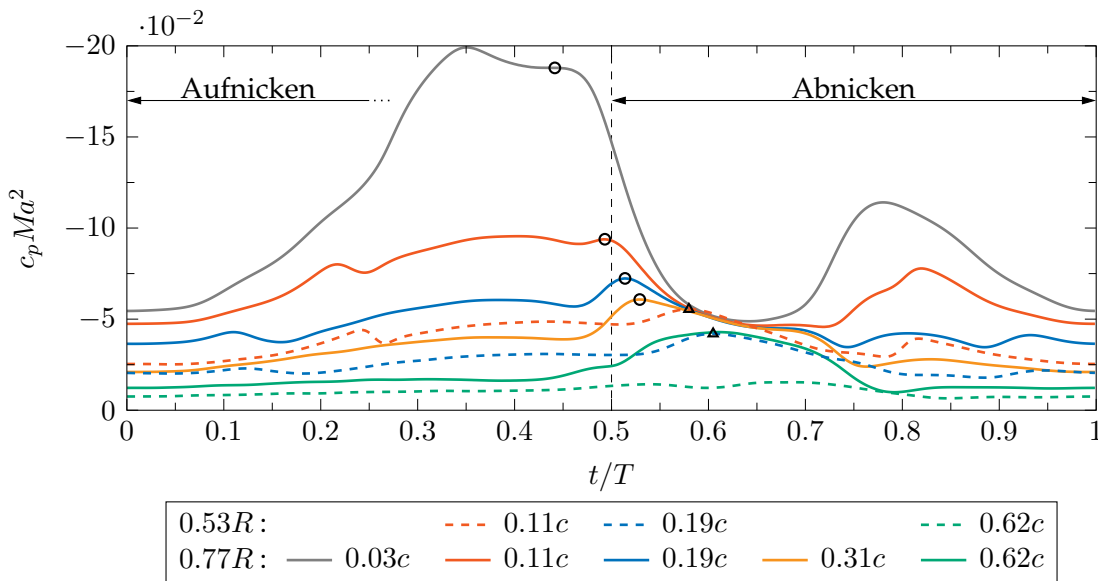


Abbildung 4.8: Mit der Machzahl skaliertes Druckbeiwert am inneren Schnitt bei 53 % (gestrichelt) und äußeren Schnitt bei 77 % Radius (durchgezogen) für den D1-Fall. Angabe der Sensorposition in der Legende ab Vorderkante (x').

mung ist. Der Wiederanlegeprozess beginnt am vordersten Sensor bei $t/T = 0.7$ und verläuft von dort in Richtung Hinterkante. Die Strömungsablösung bringt am äußeren Schnitt eine ausgeprägte Hysterese mit sich. Am inneren Druckschnitt ergibt sich ein abweichendes Bild mit einer weniger stark ausgeprägten Hysterese. Weiterhin ist zu beobachten, dass das Druckminimum erst nach der Bewegungsumkehr auftritt, was die anhand der *stall map* in Abb. 4.3 gemachte Beobachtung stützt, dass sich die Strömungsablösung vom äußeren Schnitt in Richtung Rotorkopf ausbreitet. In wie weit es bei der Umströmung ohne *tufts* am inneren Schnitt überhaupt zur Strömungsablösung mit ausgeprägtem Rezirkulationsgebiet kommt, ist fraglich. Lediglich um $t/T \approx 0.7$ ist das Ausbleiben eines starken positiven Druckgradienten in Profiltiefenrichtung zu beobachten, was für eine abgelöste Strömung sprechen würde. Damit ergibt sich im dynamischen Verhalten der gleiche Trend wie in der Analyse der kollektiven Polare. Auch dort zeigte sich am inneren Druckschnitt lediglich eine schwache Ablösung.

Das in den phasengemittelten Druckdaten sichtbare Abschwimmen des *Dynamic Stall*-Wirbels über den äußeren Sensorpositionen ist in Abb. 4.8 mit Kreisen an den Druckverläufen markiert, an denen sie identifizierbar sind (Dreiecke für 53 % Radius). Damit lässt sich die Konvektionsgeschwindigkeit u_v abschätzen, welche von $u_v = 0.04 \cdot V_{T,77}$ am vordersten Sensor linear auf $0.17 \cdot V_{T,77}$ bei 31 % Profiltiefe zunimmt. Das Abschwimmen am inneren Schnitt erfolgt mit vergleichbarer Geschwindigkeit. An der von Merz [67] untersuchten Blattspitze mit gleichem Profil und ähnlicher Geometrie

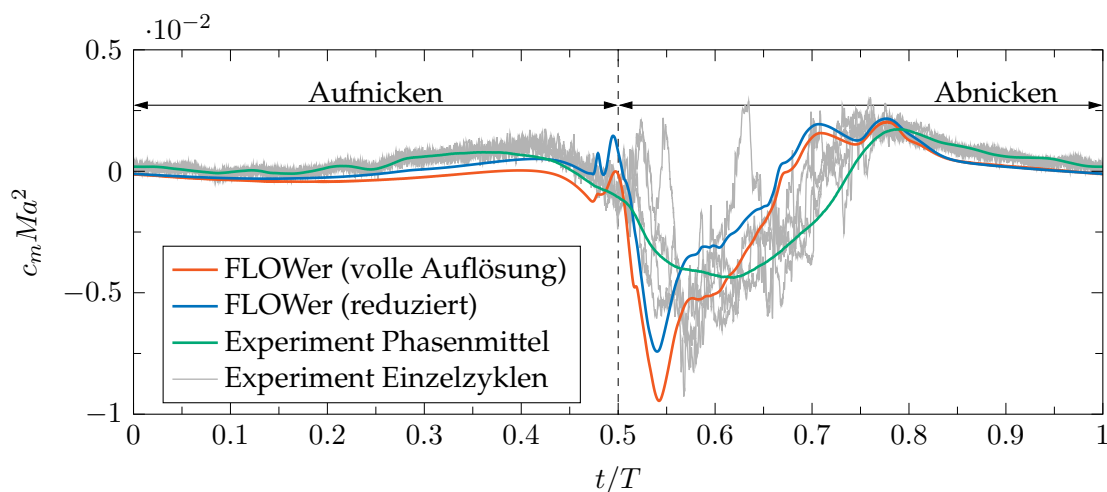


Abbildung 4.9: Vergleich von experimentellen Daten und Ergebnissen der URANS-Simulation mit FLOWer am äußeren Druckschnitt bei $r/R = 0.77$ für den D1-Fall. Die Integration des Momentenbeiwerts aus den CFD-Daten erfolgt auf Basis der vollen Auflösung sowie mit einer auf die Sensorpositionen reduzierten Auflösung. CFD-Daten aus [45].³

kommt es zwar auch zu einer Beschleunigung der Konvektionsgeschwindigkeit, jedoch liegt diese mit $0.22 \leq u_v/V_\infty \leq 0.39$ grundsätzlich höher. Am schwingenden Profil wurden von McCroskey et al. [60] Geschwindigkeiten von $1/3$ bis $1/2$ der Anströmgeschwindigkeit gemessen. Dies lässt die Schlussfolgerung zu, dass es insbesondere am endlichen rotierenden Rotorblatt zu einer Reduzierung der Konvektionsgeschwindigkeit kommt.

Die zeitliche Entwicklung des *Dynamic Stalls* hängt nach McCroskey et al. [60] von der reduzierten Frequenz ab. Je kleiner die reduzierte Frequenz, desto früher löst die Strömung ab und es kommt zu den charakteristischen Auftriebs- und Nickmomentenspitzen. Am Rotor im Schweberversuch hängt für eine $1/\text{rev}$ Ansteuerung die reduzierte Frequenz nach $k(r) = c/(2r)$ vom Radius ab und nimmt zur Blattspitze hin ab. Entsprechend passt die hier gemachte Beobachtung einer früheren Ablösung am äußeren Schnitt zu dem in [60] beschriebenen Einfluss der reduzierten Frequenz.

Ungeachtet der groben Sensordiskretisierung ist der Nickmomentenverlauf für phasengemittelte Daten und vier beliebige Einzelzyklen in Abb. 4.9 dargestellt. Im Zustand abgelöster Strömung unterliegen die Einzelzyklen großen Schwankungen und die Extremwerte übertreffen das Phasenmittel deutlich. Die CFD-Daten aus [45] zeigen, dass die Diskretisierung bei anliegender Strömung einen geringen Einfluss hat. Die Nickmomentenspitze fällt in der Simulation einerseits wesentlich schärfer aus als

³ Die Messdaten wurden im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten Messkampagne am RTG durch den Autor gewonnen und ausgewertet.

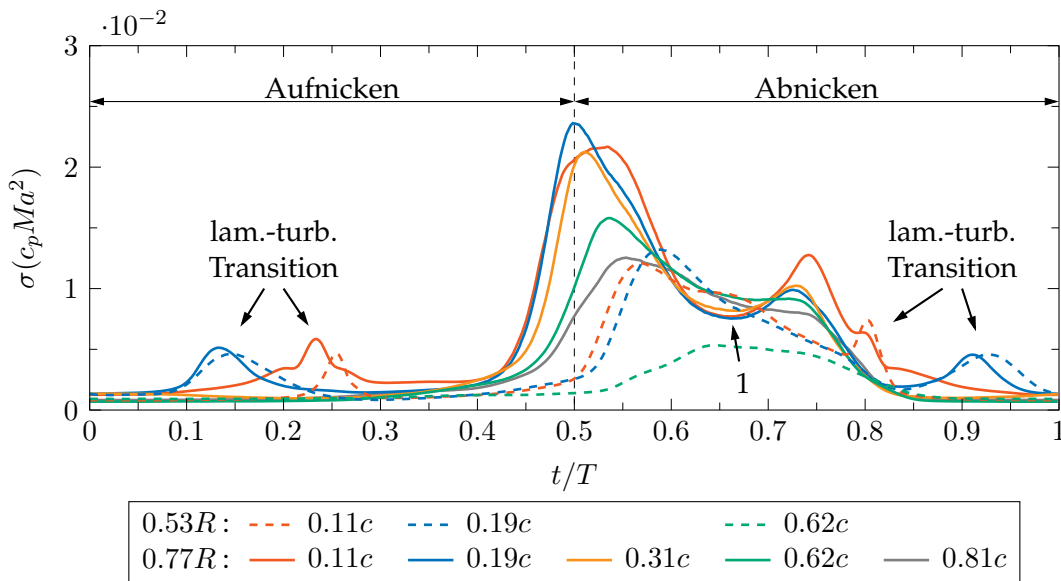


Abbildung 4.10: Standardabweichung des mit der Machzahl skalierten Druckbeiwerts am inneren Schnitt bei 53 % (gestrichelt) und äußeren Schnitt bei 77 % Radius (durchgezogen) für den D1-Fall. Angabe der Sensorposition in der Legende ab Vorderkante (x').

das experimentelle Phasenmittel. Die Einzelzyklen zeigen vergleichbare Nickmomentenspitzen. Zum anderen zeigt sich auch, dass die grobe Diskretisierung zu einer Unterschätzung des Minimums um 21 % führt.

Spannweite Unterschiede sind auch anhand der in Abb. 4.10 dargestellten Standardabweichung des Drucksignals zu beobachten. Am äußeren Druckschnitt (durchgezogene Linien) kommt es zu einem starken Anstieg der Druckschwankungen in der Wirbelbildungsphase ab $t/T = 0.4$. In der vorderen Profilhälfte sinken diese im Zustand voll abgelöster Strömung auf ein lokales Minimum (1) im Bereich $0.6 \leq t/T \leq 0.7$. Mit dem Einsetzen des Wiederanlegeprozesses ab $t/T = 0.7$ steigt die Standardabweichung des Drucksignals wieder. Hier macht sich insbesondere bemerkbar, dass der Prozess des Wiederanlegens nicht jedes Mal identisch abläuft und sich von Periode zu Periode unterscheidet. Dies führt zu einer großen Variabilität des instationären Drucksignals und somit zu einer höheren Standardabweichung im Phasenmittel, verglichen mit dem voll abgelösten Zustand. Das Verhalten eines Rückganges der Druckschwankungen in der vollständig abgelösten Strömung zeigt sich nur auf der vorderen Profilhälfte. Die hinteren Sensoren bei $x'/c = \{0.62, 0.81\}$ zeigen das mit (1) markierte lokale Minimum nicht. Dieses Phänomen wurde ebenfalls am schwingenden Profil beobachtet [52] und damit in Verbindung gebracht, dass der turbulente Profilmachlauf und durch die Ablösung verursachte kleinskalige Störungen ein breitbandigeres Spektrum erzeugen. Außerdem hebt sich der *Dynamic Stall*-Wirbel während des Abschwimmens

vom Profil ab und erzeugt so in Richtung Hinterkante einen weniger konzentrierten Fußabdruck auf der Oberfläche.

Während es am äußeren Druckschnitt schon vor der Bewegungsumkehr zu einem deutlichen Anwachsen der Druckschwankungen kommt, geschieht dies am inneren Druckschnitt erst verzögert mit der Bewegungsumkehr. Weiterhin ist hier das lokale Minimum im Verlauf der Standardabweichung in der vorderen Profilhälfte nicht zu beobachten. Den maximalen Druckschwankungen in der Wirbelbildungsphase ab $t/T = 0.5$ folgt ein steter Abfall. An der schwingenden Blattspitze wurde gezeigt, dass für einen *Deep Stall*-Fall besagtes lokales Minimum in der Standardabweichung zu beobachten ist, wohingegen ein *Light Stall*-Fall lediglich ein globales Maximum während der Ablösung hervorruft [67]. Am Rotor sind abhängig von der radialen Position beide Fälle zu beobachten. Dies spricht dafür, dass eine globale Einteilung des *Dynamic Stalls* für das rotierende Rotorblatt nicht möglich ist.

Neben der Strömungsablösung ist die laminar-turbulente Grenzschichttransition sowohl im Druck- als auch im Standardabweichungsverlauf im Bereich $0.8 \leq t/T \leq 0.3$ sichtbar. Der direkte Vergleich der beiden Druckschnitte offenbart eine Transitionslinie, die entlang der Spannweite nicht parallel zur Vorderkante verläuft. Eine detaillierte Analyse mit Parametervariation erfolgt in Abs. 4.6.

4.4 Spannweitige Phänomene

Im Folgenden soll auf die dritte Fragestellung der Motivation „*Wie sieht der Dynamic Stall an einem endlichen, rotierenden Rotorblatt aus und welchen Einfluss haben dreidimensionale und rotatorische Effekte?*“ eingegangen werden. Dazu werden eine genauere Analyse der in Abs. 4.2 dargestellten Strömungsphänomene mit Hinblick auf die spannweitigen Unterschiede erfolgen und Vergleiche mit der nicht-rotierenden schwingenden Blattspitze angestellt. Es werden in erster Linie Ergebnisse der Strömungsfeldmessungen mittels PIV analysiert.

4.4.1 Klassifizierung des *Dynamic Stalls*

In Abs. 4.3.2 wurde bereits gezeigt, dass die Entwicklung der Druckschwankungen über dem Zyklus am äußeren Schnitt bei 77% Radius für einen *Deep Stall*-Fall und am inneren Schnitt bei 53% Radius für einen *Light Stall*-Fall sprechen. Dies widerspricht der Unterscheidung zwischen *Light Stall* und *Deep Stall* nach Mulleners und

Raffel [69]. Demnach handelt es sich bei dem untersuchten D1-Schwingungsfall um einen *Light Stall*-Fall, da sich das Rezirkulationsgebiet auch am äußeren Schnitt vor der Bewegungsumkehr nicht vollständig ausgebildet hat. Weiterhin besteht die Definition von McCroskey und Pucci [56], die dem *Light Stall* ein Rezirkulationsgebiet mit der vertikalen Ausdehnung von einer Profildicke und dem *Deep Stall* die vertikale Ausdehnung einer Profiltiefe zuordnen. Im hier gezeigten Fall entspricht die vertikale Ausdehnung mit $0.2c$ bis $0.4c$ nicht eindeutig einem der beiden Kriterien. Es sei darauf hingewiesen, dass beide Arbeiten auf Basis von Profilmessungen entstanden sind und die Kriterien nicht notwendigerweise auf den *Dynamic Stall* an Blattspitzen und Rotoren übertragbar sein müssen.

Strömungsfeld

Um die Anwendbarkeit der erwähnten Kriterien näher zu untersuchen und spannungswichtige Unterschiede aufzuzeigen, sind in Abb. 4.11 Strömungsfelder an fünf radialen Positionen zum Zeitpunkt $t/T = 0.64$ dargestellt. Zu diesem Zeitpunkt nimmt die Ausdehnung des Rezirkulationsgebietes an allen Profilschnitten ihren Maximalwert an. Zur besseren Vergleichbarkeit ist die farblich dargestellte radiale Geschwindigkeitskomponente u_y mit der lokalen Tangentialgeschwindigkeit des jeweiligen Profilschnittes $V_T(r)$ normiert.

Die Strömungsfelder zeigen spannungswichtige Unterschiede bezüglich der abgelösten Strömung. Am Übergang zum Randbogen bei 91 % Radius ist der Einfluss der Blattspitze sichtbar: Das Rezirkulationsgebiet verbleibt näher an der Profilsaugseite und schließt mit der Hinterkante ab. Dies haben auch Merz et al. [66] an einer schwingenden Blattspitze mit der gleichen Profil- und Randbogengeometrie beobachtet. Sie folgern, dass die Zirkulation von der Druck- zur Saugseite um die Blattspitze das Rezirkulationsgebiet näher an die Oberfläche zwingt. Dieser Einfluss ist am äußersten Profilschnitt auch anhand der spannungswichtigen Strömungskomponente unter dem Rotorblatt im Bereich $-0.3 \leq x'/c \leq 1.7$ und $-0.3 \leq z/c \leq 0$ zu beobachten. Während sich hier an den weiter innen gelegenen Profilschnitten stets eine Strömung in Richtung Rotorkopf einstellt (blaue Einfärbung), ist sie im Zuge des Einflusses der Blattspitzenumströmung am äußersten Schnitt null (weiß). Die größte vertikale Ausdehnung des Rezirkulationsgebietes tritt bei 84 % Radius auf und erreicht zum dargestellten Zeitpunkt ihr Maximum mit einer Höhe von $0.4c$ über dem Profil. Mit kleiner werdendem Radius nimmt auch die Größe des Rezirkulationsgebietes ab. Dieses weist bei 69 % Radius eine vertikale Ausdehnung von einer Profildicke auf und schließt vor dem Erreichen der Hinterkante ab. An der innersten spannungswichtigen Position zeigt sich eine weitere Verkleinerung des

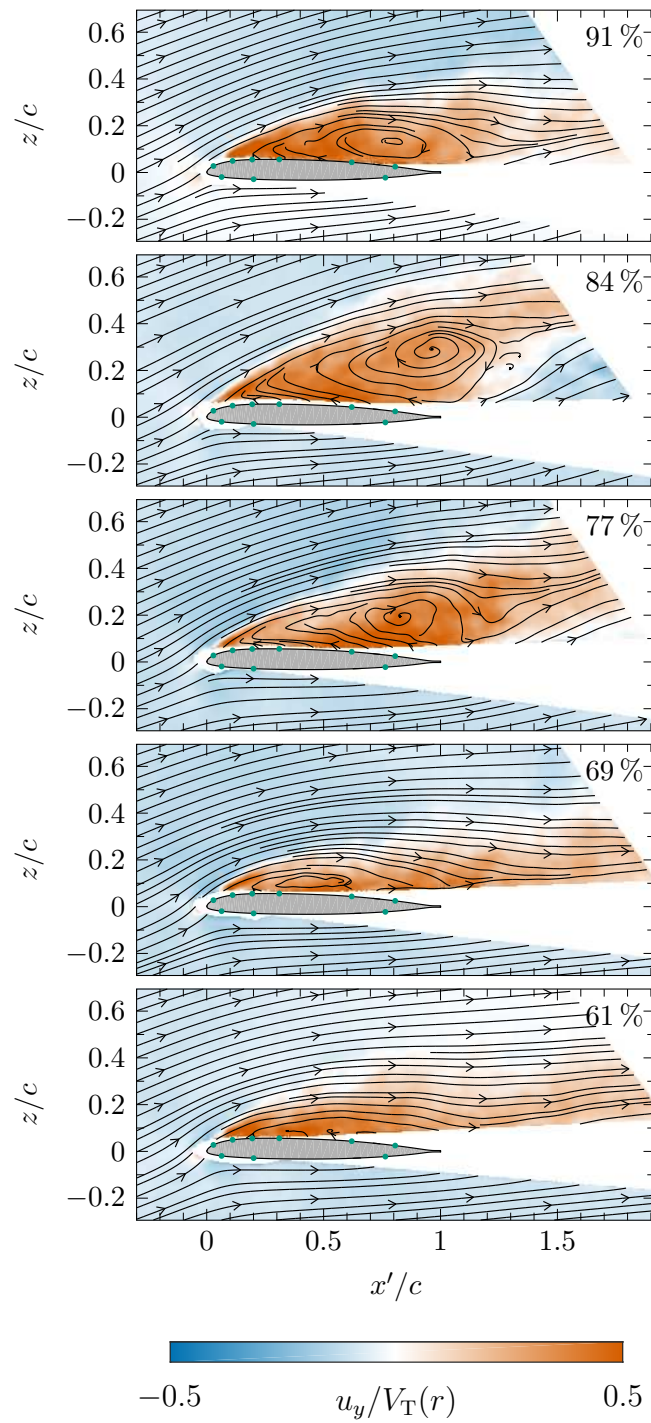


Abbildung 4.11: Strömungsfelder bei $t/T = 0.64$ und $\Theta_{75} = 20.7^\circ$ an fünf radialen Positionen: $r/R = \{0.91, 0.84, 0.77, 0.69, 0.61\}$ (von oben nach unten). D1-Fall.

Gebiets rezirkulierender Strömung. Im Vergleich mit den äußeren radialen Positionen weist die spannweite Strömungskomponente trotz des verkleinerten Rezirkulationsgebietes einen vergleichbaren Betrag auf. Diese Strömung in Richtung Blattspitze wird nach Untersuchungen an Hubschraubermodellen in Vorwärtsflugkonfiguration dafür verantwortlich gemacht, dass die Ablösung, beziehungsweise der in phasengemittelten Daten sichtbare *Dynamic Stall*-Wirbel, näher an der Oberfläche verbleibt [70, 90, 91]. Die detaillierte Analyse dieser Strömung erfolgt in Abs. 4.4.2.

Die vorgestellten Ergebnisse zeigen, dass eine Einteilung des *Dynamic Stalls* am Rotor anhand der Größe des Rezirkulationsgebietes nicht sinnvoll ist. Zu groß sind die spannweiten Unterschiede, als dass eine gesamt gültige Kategorisierung am Rotorblatt möglich wäre.

Ablösepositionen

Eine detailliertere Analyse hinsichtlich der Charakterisierung des *Dynamic Stalls* am Rotor und ein Vergleich mit der von Merz [67] untersuchten Blattspitze erfolgt anhand der Position der Strömungsablösung. In der Literatur werden unterschiedliche Kriterien zur Detektion des Ablösepunktes angewandt. Eine gängige Methode ist die Bewertung der oberflächennahen Strömungsvektoren. Dazu werden die tangentielle und die normale Geschwindigkeitskomponente entlang einer Linie parallel zur Saugseite berechnet. Für ein schwingendes Profil wurde von Heine [29] Ablösung detektiert, wenn drei aufeinander folgende Vektoren eine tangentielle Strömungskomponente entgegen der Hauptströmungsrichtung aufwiesen. Als Kriterium für die Anwendung an einem Rotor wählte Raghav [92] einen plötzlichen Anstieg in der oberflächennormalen Strömungskomponente. Merz [67] kombinierte diese beiden Kriterien und definierte die Bedingung, dass am Ablösepunkt die tangentielle Geschwindigkeitskomponente kleiner ist als die Vektorsumme aus normaler und spannweitungskomponente. Um einen Vergleich mit den Ergebnissen der Blattspitzenmessung zu erleichtern, wird letzteres Kriterium auch hier angewendet. Dazu werden die Geschwindigkeitsvektoren in einem dünnen Streifen mit 1 mm Abstand von der Oberfläche und mit einer Dicke von 1.2 mm extrahiert und in wandnormaler Richtung gemittelt. Ablösung wird am vordersten Punkt in Profiltiefenrichtung detektiert, wenn das Kriterium an vier aufeinander folgenden Punkten zutrifft. Der Abstand zwischen Profiloberfläche und Auswertebereich ist notwendig, damit fehlerhafte Geschwindigkeitsvektoren im Bereich der Laserlichtreflexion nahe der Oberfläche keinen Einfluss auf das Ergebnis haben. Dadurch wird die wandnahe Strömung nicht erfasst und Ablösung tendenziell etwas zu weit stromab detektiert.

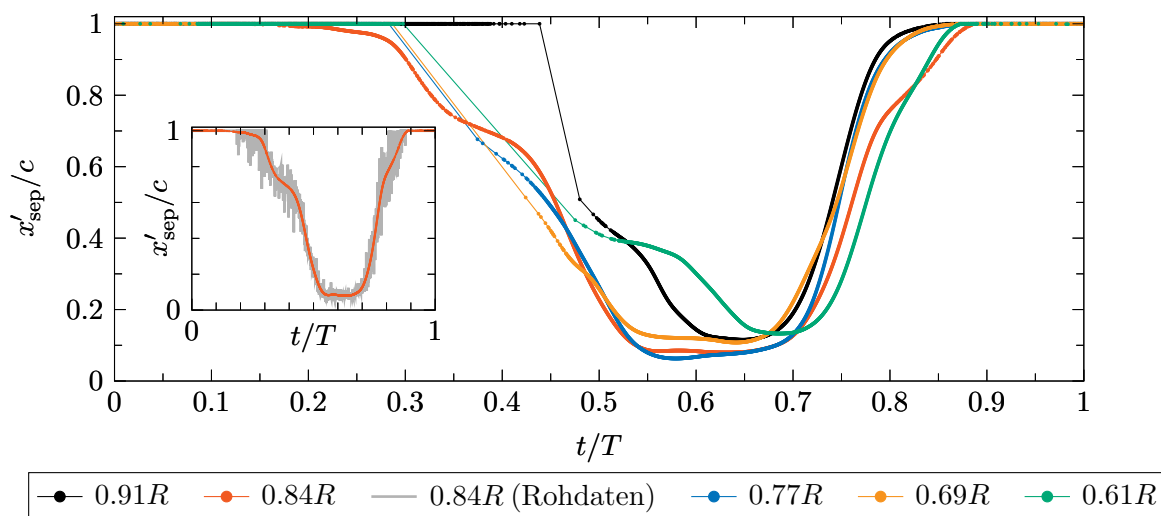


Abbildung 4.12: In PIV-Strömungsfeldern detektierte und geglättete Ablösepositionen. Nicht geglättete Ursprungsdaten im kleinen Graph in grau hinterlegt für 84 % Radius. D1-Fall.

Abbildung 4.12 stellt die Ablöseposition in Profiltiefenrichtung entlang einer Periode für fünf radiale Schnittpositionen dar. Im Verlauf der Graphen entstehen Lücken, weil Teile der hinteren Modelloberfläche während der Periode abgeschattet werden, wie beispielsweise in Abb. 4.11 zu erkennen. Die Abschattung erreicht ihr Maximum beim höchsten Steuerwinkel und nimmt aufgrund der linearen Verwindung zur Blattspitze hin ab. Die Bestimmung der Ablöseposition erfolgt auf instantanen Strömungsfeldern und wird dann über fünf Perioden phasengemittelt. Da es zu großen Schwankungen der Ablöseposition kommt, werden die Daten aus Gründen der Übersichtlichkeit geglättet dargestellt. Für 84 % Radius sind die nicht geglätteten Daten in einem separaten Graph in grau hinterlegt. Es zeigt sich, dass höhere Schwankungen, insbesondere in den Bereichen wandernder Ablösung, zwischen $0.2 \leq t/T \leq 0.45$ sowie $0.7 \leq t/T \leq 0.9$ auftreten, wobei sie im Wiederanlegeprozess maximal werden. Liegt die Ablösung konstant an der Vorderkante zwischen 8 % und 13 % Profiltiefe oder an der Hinterkante, so treten deutlich geringere Schwankungen auf. Dies kann so auch auf die anderen Schnittpositionen übertragen werden. Dasselbe wurde an der schwingenden Blattspitze von Merz [67] beobachtet. Auch an nickenden Profilen kommt es zu großen Zyklus-zu-Zyklus-Schwankungen, wobei die Strömung an der Vorderkante abwechselnd anliegt und ablöst [60]. Im Bereich $0.87 \leq t/T \leq 0.2$ liegt die Strömung an allen Schnittpositionen vollständig an. Der Ablöseprozess wird bei 84 % Radius initiiert. Ab einer Phasenlage von 45 % können an den drei mittleren Schnitten Daten aus den PIV-Strömungsfeldern extrahiert werden und es ergibt sich ein übereinstimmendes Bild: Die Wanderung der Ablöseposition von der Hinterkante zum vordersten Punkt ist nach der Bewegungsumkehr bei 55 % Phase abgeschlossen. An der äußers-

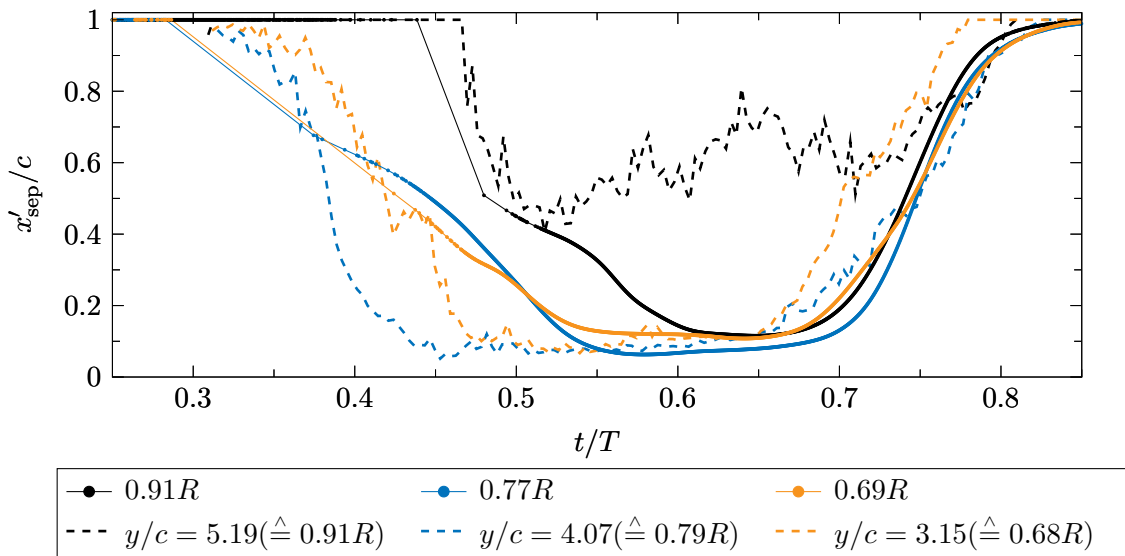


Abbildung 4.13: Vergleich der Ablösepositionen aus PIV-Strömungsfeldern für den D1-Fall. Gestrichelt sind Daten der schwingenden Blattspitze von Merz [67] abgebildet. Ergebnisse für vergleichbare Positionen sind in gleichen Farben dargestellt.

ten Schnittposition am Beginn des Randbogens zeigt sich demgegenüber eine spätere Stromaufwanderung der Ablösung mit einem Phasenversatz von 7%. Im Bereich des Randbogens wirkt sich der Blattspitzenwirbel stabilisierend auf die Strömung aus, indem seine induzierte Abwärtsgeschwindigkeit eine Reduktion des lokalen effektiven Anstellwinkels bewirkt. Neben diesen Blattspitzeneffekten zeigen sich am innersten Schnitt noch deutlichere spannweite Unterschiede. Hier liegt die Ablösung lediglich für 5% der Phase an der vordersten Position, welche erst erreicht wird, während an den weiter außen gelegenen Schnitten bereits der Wiederanlegeprozess beginnt. Gegenüber den großen zeitlichen Unterschieden im Ablöseprozess entlang der Spannweite zeigt sich im Wiederanlegeprozess eine wesentlich geringere zeitliche Streuung. Auch die experimentelle Untersuchung der schwingenden Blattspitze von Merz [67] zeigt dieses Verhalten.

Abbildung 4.13 zeigt einen Vergleich der Ablösepositionen mit den gestrichelt dargestellten Daten der schwingenden Blattspitze. Ähnliche Positionen sind in gleichen Farben aufgetragen. Die Schnittpositionen an der schwingenden Blattspitze wurden anhand des Abstands des Schnittes von der Blattspitze normiert mit der Profiltiefe in die korrespondierende radiale Schnittpositionen am Rotor umgerechnet. Letztere ist in der Legende jeweils neben der Originalposition aus [67] angegeben. Der Beginn der Stromaufwanderung der Ablösung sowie das Ende ihrer Stromabwanderung zeigen eine zeitliche Übereinstimmung in beiden Experimenten. Weiterhin stimmen die maximal stromauf gelegenen Ablösepositionen an den inneren beiden Schnitten überein.

Am äußersten Schnitt bei 91 % Radius sind der verzögerte Beginn der Stromaufwanderung sowie die Geschwindigkeit dieser Bewegung in Übereinstimmung, allerdings liegt die Ablösung an der Blattspitze nie weiter stromauf als $x'_{\text{sep}}/c = 0.45$. Am Rotor findet – mit zeitlichen Unterschieden – an allen Schnitten eine Wanderung des Ablösepunktes bis an die Vorderkante statt. Weitere Unterschiede zwischen Rotor und Blattspitze ergeben sich in der mit Profiltiefe und Periodendauer normierten Geschwindigkeit dieser Stromaufwanderung an den inneren beiden Schnitten: Am Rotor beträgt diese 53 % der Wanderungsgeschwindigkeit der Blattspitze. Dem gegenüber erfolgt die Stromabwanderung am äußeren Schnitt an schwingender Blattspitze und Rotor mit vergleichbarer normierter Geschwindigkeit. Am Rotor entspricht Letztere an allen Schnitten $\approx 14.6 \text{ m/s}$, beziehungsweise 17 % bis 29 % der lokalen Rotationsgeschwindigkeit. In Untersuchungen am nickenden Profil erfolgte das Wiederanlegen von der Vorderkante aus mit 25 % bis 35 % der Anströmgeschwindigkeit [60]. Bei der Bewertung der Unterschiede zwischen Rotor- und Blattspitzenexperiment sei noch darauf hingewiesen, dass zwar die Amplitude der Nickbewegung in guter Übereinstimmung ist, der mittlere effektive Anstellwinkel an den jeweiligen Profilschnitten jedoch unbekannt ist. Auch daraus können sich Unterschiede, zum Beispiel in der Weite der Stromaufbewegung, ergeben.

Ein Vergleich der aus PIV-Vektorfeldern abgeleiteten Ablösepositionen mit der eingangs vorgestellten Strömungsvisualisierung durch *tufts* sowie dem Oberflächendruck ist in Abb. 4.14 dargestellt. Dabei ist jeweils der Bereich der Rotorkreisscheibe eingetragen, in dem die Strömung über mindestens $2/3$ der Profiltiefe abgelöst ist. Für die *tufts* entspricht dies dem in Abb. 4.3 rot dargestellten Bereich. Aus Abb. 4.12 sind die Bereiche extrahiert, in denen die PIV-Ablöseposition zwischen der Vorderkante und $1/3$ der Profiltiefe liegt, und als blaue Kreissegmente eingetragen. Weiterhin ist für einen Drucksensor bei 77 % Radius und $x'/c = 0.31$ der Teil der Periode als gestrichelte Linie eingetragen, in dem die Ablösung stromauf der Sensorposition liegt. Dazu wurde das in Abs. 4.2 beschriebene Kriterium angewandt, bei dem die über den Sensor wandernde Ablösung dort detektiert wird, wo die Standardabweichung des Drucksignals gerade den Mittelwert zwischen lokalem Minimum und Maximum erreicht. Am inneren Druckschnitt existiert kein intakter Sensor an dieser Position.

Die Beeinflussung der *tufts* auf die Strömungsablösung am Rotorblatt bestätigt sich anhand von Abb. 4.14. Die berührungslose Bestimmung der Ablöseposition mittels PIV ergibt ein früheres Wiederanlegen der Strömung: Während bei 75 % Phase der abgelöste Bereich auf unter $2/3$ der Profiltiefe gesunken ist, so zeigt die Auswertung der *tufts* dies 6 % später in der Phase. Während des Aufnickens ist der Umstand weniger

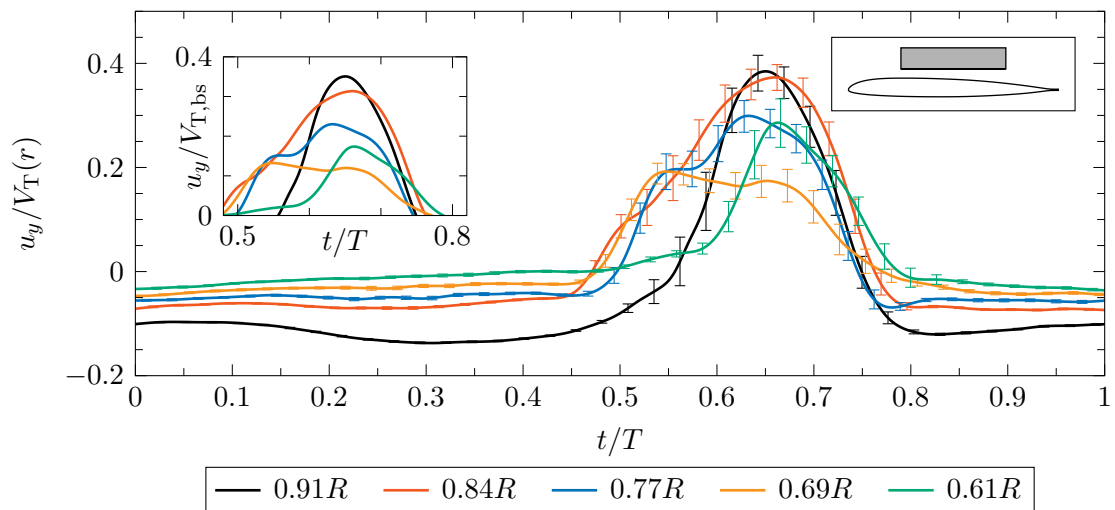


Abbildung 4.15: Im grau eingezeichneten Auswertebereich gemittelte, spannweite Strömungskomponente. Normiert mit der lokalen Rotationsgeschwindigkeit sowie im kleinen Graph mit der Blattspitzengeschwindigkeit. Fehlerbalken: $\pm\sigma/3$. D1-Fall.

4.4.2 Spannweite Strömungskomponente

Am verwundenen Rotorblatt tragen nach Thanner und Yaggy [114] vier Faktoren zu spannweiten Strömungen bei. Dies ist zum einen die rotatorische Bewegung des Rotorblattes, welche durch die Zentrifugalkraft zu einer Beschleunigung des wandnahen Fluides in der Grenzschicht in Richtung Blattspitze führt (engl. *centrifugal pumping*). Des Weiteren haben die Verwindung und damit die Verteilung des effektiven Anstellwinkels sowie die Machzahl Variation entlang der Spannweite einen radialen Druckgradienten zur Folge. Außerdem sorgt die Strahlkontraktion für eine zum Rotormittelpunkt gerichtete Strömungskomponente. Als vierter Punkt ist der Blattspitzenwirbel zu nennen, der an einem endlichen Flügel oder Rotorblatt entsteht und für eine nach innen gerichtete Strömungskomponente verantwortlich ist. Letzgus et al. [45] haben in einer numerischen Strömungsberechnung des RTG gezeigt, dass es in Teilen der anliegenden Grenzschicht sowie den abgelösten Gebieten zu einer zur Blattspitze gerichteten Strömung kommt. Die Analyse der Strömungsfelder in den Abschnitten 4.3 und 4.4.1 hat hohe spannweite Strömungskomponenten im Rezirkulationsgebiet gezeigt. Abbildung 4.15 zeigt die radiale Strömungsgeschwindigkeit an den fünf PIV-Schnitten, wobei negative Werte eine Strömung in Richtung Rotorkopf und positive Werte eine Strömung in Richtung Blattspitze bedeuten. Dazu wurde die radiale Komponente der Geschwindigkeit für jedes instantane Vektorfeld in dem grau markierten Auswertebereich über dem Profil gemittelt. Fehlerbalken geben die Standardabweichung der Phasenmittelung über fünf Rotorumdrehungen und nicht die Variabilität inner-

halb des Auswertebereichs an. Letzterer erstreckt sich über $0.25 \leq x'/c \leq 0.75$ sowie $0.1 \leq z/c \leq 0.2$ und wurde so positioniert, dass er an allen radialen Positionen vollständig im Rezirkulationsgebiet liegt und nicht von Abschattungen betroffen ist. Der Übersichtlichkeit halber sind die Mittelwerte für die Darstellung geglättet worden.

Bei anliegender Strömung kommt es an allen Schnitten aufgrund der Strahlkontraktion zu Geschwindigkeiten in Richtung Rotormittelpunkt. Im Bereich $0.61 \leq r/R \leq 0.84$ und $0.8 \leq t/T \leq 0.45$ lässt sich für die normierte radiale Geschwindigkeitskomponente der lineare Zusammenhang $u_y/V_T(r) = -0.21r + 0.111$ ableiten. Dabei sind die Geschwindigkeiten an den jeweiligen Schnittpositionen nahezu konstant über der Zeit und nehmen erwartungsgemäß in Richtung Rotormittelpunkt ab. Am äußersten Schnitt treten nicht-lineare Effekte in Erscheinung. Es kommt zu einer Überlagerung des Randwirbeleinflusses und der spannweitigen Geschwindigkeit aus der Strahlkontraktion. Hier ist im anliegenden Fall eine überproportional hohe Geschwindigkeit in Richtung Rotorkopf zu beobachten, deren Verlauf nicht konstant ist. Durch den stärker werdenden Blattspitzenwirbel beschleunigt die Strömung während des Aufnicksens bis $t/T = 0.3$ in Richtung Rotorkopf. Ab $t/T = 0.4$ wird die nach innen gerichtete Strömungsgeschwindigkeit kleiner und schlägt schließlich in die bereits beobachtete Strömung in Richtung Blattspitze um. Während des Beginns der Strömungsablösung bei 55 % Phase zeigen sich interessante spannweitige Effekte. Die Ablösung wird um 84 % Radius initiiert, was zu einem stetigen Anstieg der spannweitigen Strömung im Auswertebereich führt. Das sich hier lokal ausbildende Gebiet abgelöster Strömung stellt ein Hindernis für die freie Rotorblatsumströmung dar und sorgt für eine Verdrängung. Am äußersten Schnitt ist diese Beschleunigung in Richtung Blattspitze an einem Knick im Verlauf von u_y bei $t/T = 0.55$ zu erkennen. Zeitgleich kommt es zu einem Anstieg der Standardabweichung, was eine erhöhte Variabilität der Vorgänge von Zyklus zu Zyklus zeigt. An den weiter innen gelegenen Schnittpositionen bei 77 % und 69 % Radius führt die Verdrängung zu einer zeitweisen Unterbrechung der nach außen gerichteten Beschleunigung. Hat sich die Ablösung bis 77 % Radius nach innen ausgebreitet steigt an diesem PIV-Schnitt die spannweitige Geschwindigkeit wieder. Weiterhin wird Fluid der freien Umströmung verdrängt, weswegen es zu einem steten Abfall der spannweitigen Strömungskomponente bei 69 % Radius kommt. Erst mit der vollständigen Ausbildung des Rezirkulationsgebietes auch an dieser Position zeigt u_y bei $t/T = 0.65$ ein lokales Maximum. Der innerste PIV-Schnitt ist nicht von den Verdrängungseffekten betroffen. Mit dem zeitlich eng beieinander liegenden Wiederanlegen an allen Schnittpositionen geht ein nahezu zeitgleicher Rückgang der Strömung in Richtung Blattspitze einher. Zeitliche Unterschiede im Vergleich mit den Ablösepositionen (siehe Abb. 4.12) ergeben sich aus der Wahl unterschiedlicher Auswertebereiche.

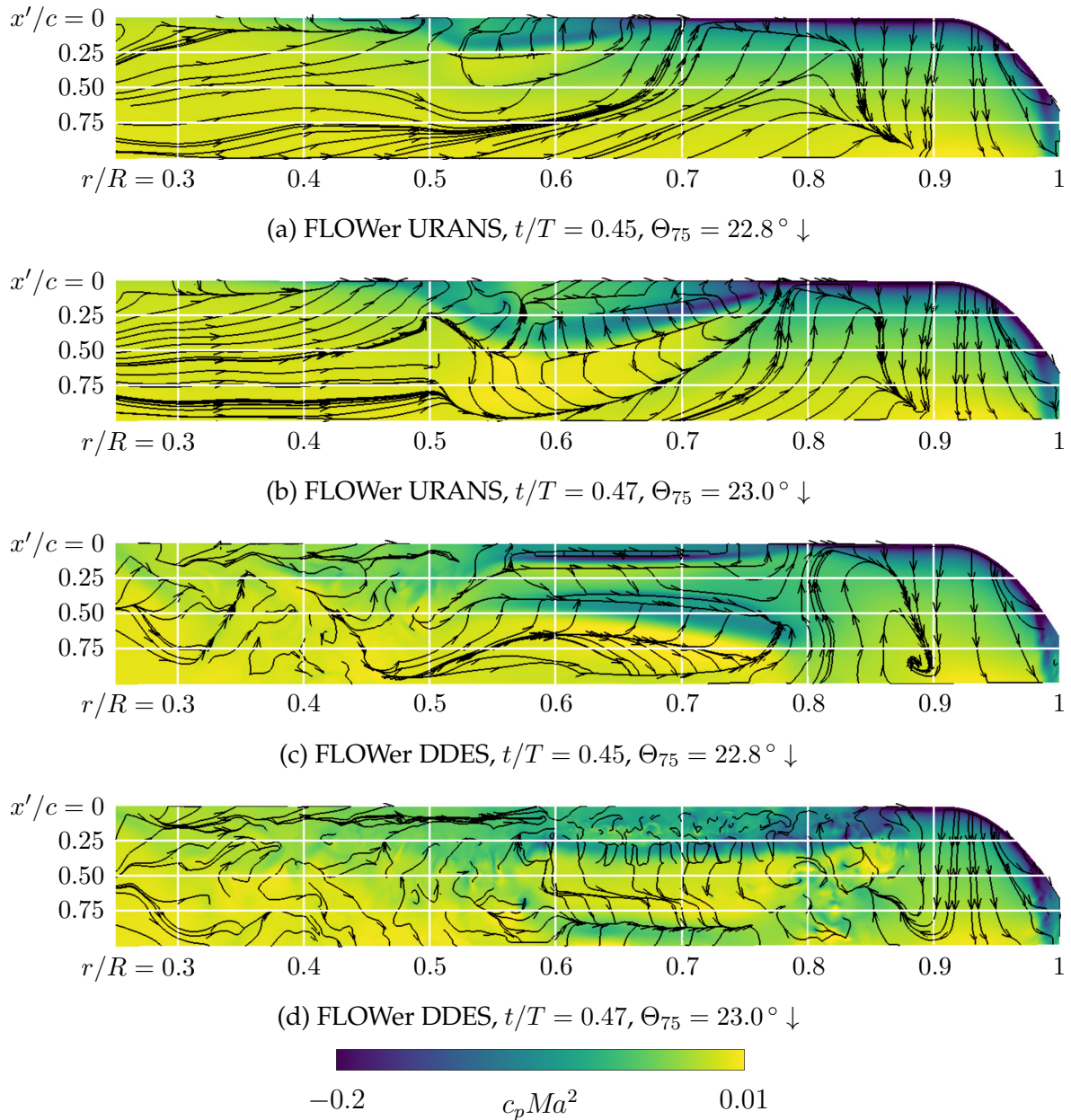


Abbildung 4.16: Visualisierung des Oberflächendruckbeiwertes und der Stromlinien auf der Rotorblattsaugseite für den D1-Fall zu zwei Zeitpunkten im Zyklus (a&c sowie b&d). Basierend auf FLOWer-Simulationen mit dem DDES- sowie dem URANS-Strömungslöser. Abbildungen überarbeitet aus [45].

Im Phasenmittel und durch die Mittelung im Auswertefenster werden die auftretenden spannwitigen Geschwindigkeiten unterschätzt. Die instantanen Strömungsfelder (siehe Abb. 4.7) zeigen, dass in Scherschichten und dem Rezirkulationsgebiet kleinskalige Strukturen auftreten, die lokal für hohe Geschwindigkeitsgradienten im Feld verantwortlich sind. Die Analyse von PIV-Einzelbildern zeigt an allen radialen Positionen maximal auftretende spannwitige Geschwindigkeiten von $u_{y,\max}/V_T(r) \approx 1.1$. Die maximalen absoluten radialen Geschwindigkeiten skalieren wie die Zentrifugalbeschleunigung linear mit der radialen Position r .

Für einen Vergleich mit der Literatur sind in dem kleinen Graph in Abb. 4.15 die mit der Blattspitzengeschwindigkeit normierten radialen Strömungskomponenten dargestellt. Dabei zeigt sich, dass die maximal auftretende Geschwindigkeit mit kleiner werdendem Radius abnimmt. Ausgehend von der Annahme, dass die Zentrifugalkraft in der abgelösten Strömung eine dominante Rolle spielt, ergibt diese Beobachtung Sinn. Eine Ausnahme bildet der Schnitt bei 69 % Radius, wo die niedrigsten Geschwindigkeiten auftreten. Dies ist den bereits erläuterten Verdrängungseffekten zuzuschreiben. Folglich ist eine Kombination aus rotatorischen und aerodynamischen Effekten zu beobachten. Mulleners et al. [70] beobachten im Widerspruch mit den hier gezeigten Daten eine Verringerung der maximalen spannwitigen Strömungsgeschwindigkeit mit steigendem Radius. Bei der Bewertung ist allerdings zu beachten, dass es sich um eine Vorwärtsflugkonfiguration handelt. Weiterhin existieren nur drei Messebenen, da bei den Experimenten im Rahmen des GOAHEAD Projekts durch eine eingeschränkte optische Zugänglichkeit PIV-Ebenen nur bei 50 %, 60 % und 90 % Radius vermessen werden konnten. Weitere Messungen an einer Vorwärtsflugkonfiguration wurden von Raghav und Komerath [90] analysiert. Hier zeigt sich eine Verringerung der radialen Strömungskomponente in Richtung Blattspitze zwar im Kern des *Dynamic Stall*-Wirbels, nicht aber nahe der Rotorblattoberfläche. Die Größenordnung der normierten radialen Geschwindigkeit stimmt dort mit den Ergebnissen des RTG überein. In beiden Vergleichsexperimenten wurde die Messebene bei $\psi \approx 270^\circ$ positioniert, um Querströmungseffekte bei der Untersuchung gering zu halten. Jedoch spielt die Querströmung bei der Entwicklung der Umströmung vor der Messebene eine Rolle. Vergleiche sind aus diesem Grund vorsichtig zu bewerten. Der Einfluss der Vorwärtsflugkonfiguration kann aufgrund der Datenlage nicht bewertet werden.

Die zunächst lokal beschränkte initiale Ablösung an einer spannwitigen Position sowie die durch abgelöste Strömung verursachte Verdrängung der freien Umströmung sind keine auf die Rotor aerodynamik beschränkten Phänomene. Für den statischen Strömungsabriss an endlichen Flügeln wurden in Untersuchungen von Winkelmann

und Barlow [124] zellenartig aufgeteilte Ablösestrukturen (engl. *stall cells*) beobachtet, deren Anzahl vom Streckungsverhältnis des Flügels abhing. Daraus leiteten Weihs und Katz [121] ein einfaches Modell zur Abschätzung der Anzahl individueller Zellen in Abhängigkeit des Streckungsverhältnisses ab. In umfangreichen Studien an schwingenden Profilen und Blattspitzen wurde dieses Phänomen unter *Dynamic Stall*-Bedingungen erstmals von Piziali [75] untersucht. In neueren Experimenten haben Le Pape et al. [42] das Auftreten einer *stall cell* an einer schwingenden Blattspitze mit dem modernen OA209 Hubschrauberprofil beobachtet. Schließlich zeigten Merz et al. [66] und in zugehörigen numerischen Simulationen auch Kaufmann et al. [33] das Auftreten von *stall cells* an der schwingenden Blattspitze von Merz [67]. Allen Untersuchungen ist gemein, dass bei Streckungsverhältnissen von $\Lambda \leq 3$ eine Ablösezelle zu beobachten ist und im Bereich $5 \leq \Lambda \leq 9$ zwei *stall cells* auftreten. Insbesondere die numerischen Untersuchungen sind wertvoll, um die experimentellen Ergebnisse an wenigen Stützstellen zu einem gesamten Bild zu formen. Die in der Simulation ablösenden Wirbelstrukturen weisen die Form des griechischen Buchstabens Ω auf, weswegen von Ω -Wirbeln gesprochen wird. Rechts und links neben dem Initiationspunkt der Ablösung bilden sich spannwitige Geschwindigkeiten in der Größenordnung der Anströmgeschwindigkeit aus. Untersuchungen an Rotoren im Vorwärtsflug weisen in der Regel einen Initiationspunkt der Ablösung und nicht mehrere Zellen auf [9, 71, 78, 95], weswegen hier nicht von *stall cells* gesprochen wird. Vergleiche der üblichen Vorwärtsflugkonfiguration mit der RTG-Konfiguration sind schwierig. Auch wenn in den hier vorgestellten Messergebnissen am RTG das Auftreten von Ω -Wirbeln mangels zeitlich und spannwitig hoch aufgelöster PIV-Messungen nicht direkt nachgewiesen werden kann, so sind die Auswirkungen an benachbarten Schnittpositionen sichtbar. Ergebnisse aus numerischen Strömungssimulationen von Letzgus et al. [45] zu dem hier vorgestellten Testfall D1 sind in Abb. 4.16 abgebildet. Dabei wurden zwei unterschiedliche Modellierungen verglichen: die Delayed Detached-Eddy Simulation (DDES) sowie der URANS-Strömungslöser des FLOWer-Codes. Beide Simulationen zeigen das Auftreten einer Ω -förmigen Ablösezelle, wie es anhand der Messergebnisse bereits vermutet wurde. Jedoch unterscheidet sich die spannwitige Position, sowohl zwischen den beiden CFD-Lösungen als auch zum Experiment. Bei letzterem entsteht die Ablösezelle um 84 % Radius, während dies bei der DDES-Lösung um 70 % Radius geschieht. Im Fall der URANS-Lösung liegt der Initiationspunkt noch weiter innen bei 55 % Radius. Offensichtlich hängt die spannwitige Position von der Modellierung der Strömung ab. Weiterhin hat die Zuströmung einen Einfluss auf die Verteilung des effektiven Anstellwinkels entlang der Spannweite. Aus diesen Gründen sind quantitative Vergleiche auch mit dem Experiment vorsichtig zu bewerten. Jedoch zeigt sich, dass im rotie-

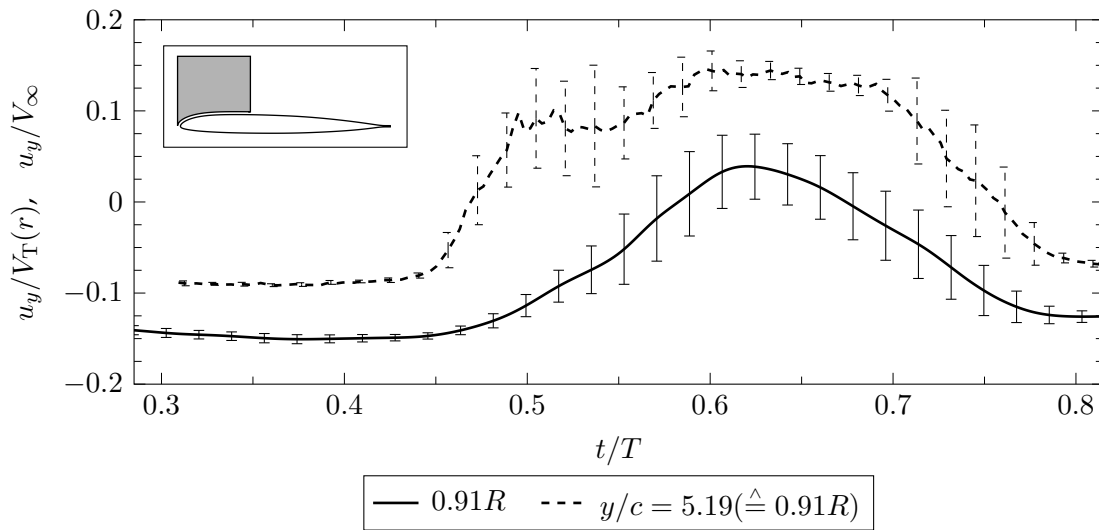


Abbildung 4.17: Im grau eingezeichneten Auswertebereich gemittelte, spannwitige Strömungskomponente. Normiert mit der lokalen Rotations- beziehungsweise Anströmgeschwindigkeit. Gestrichelt sind Daten der schwingenden Blattspitze von Merz [67] abgebildet. Fehlerbalken: $\pm\sigma$.

renden Fall trotz der hohen Streckung von $\Lambda = 7.1$ gegenüber dem nicht-rotierenden System nur eine Ablösezone auftritt.

Der direkte quantitative Vergleich mit der schwingenden Blattspitze ist in Abb. 4.17 dargestellt. Der Auswertebereich ist an die von Merz [67] gewählten Abmessungen angepasst und deckt in Profiltiefenrichtung den Bereich $0 \leq x'/c \leq 1/3$ ab. Die obere Grenze liegt bei $z = c/3$. Um die Daten nicht durch fehlerhafte Geschwindigkeitsvektoren im Streulichtbereich nahe der Profilloberfläche zu verfälschen, schließt der Bereich unten mit der um ein Offset von 1 mm verschobenen Profilkontur ab. Eine Vergleichbarkeit ist durch die Normierung mit der Windkanalgeschwindigkeit, beziehungsweise am Rotor mit der lokalen Rotationsgeschwindigkeit gegeben. Für diese Auswertung existieren lediglich bei 91 % Radius vergleichbare Schnittpositionen. Die Ergebnisse weisen einen qualitativ gleichen Verlauf auf. Allerdings sind die auftretenden spannwitigen Geschwindigkeiten am Rotor stets geringer. Bei anliegender Strömung kommt es in beiden Fällen zu einer deutlichen Strömung in Richtung Blattwurzel, welche während der Ablösung in eine Strömung nach außen in Richtung Blattspitze umschlägt. In beiden Fällen ist die Standardabweichung vor allem in den Übergangsbereichen sehr hoch, was eine Interpretation erschwert. Über die hier gezeigten Ergebnisse hinaus wird im qualitativen Vergleich beider Konfigurationen der Einfluss der Rotation deutlich. An der schwingenden Blattspitze fällt durch das Fehlen rotatorischer Kräfte der Effekt der Strömungsverdrängung stärker aus, wodurch es an den beiden PIV-Schnitten die links und rechts des Initiationspunktes der Ablösung lie-

gen, zu spannwitigen Strömungen mit unterschiedlichem Vorzeichen kommt. Demgegenüber konnte am Rotor gezeigt werden, dass es lediglich zu einer Verlangsamung der nach außen gerichteten Strömung durch die Verdrängung der freien Umströmung kommt.

4.4.3 Zirkulation

Um die Größe der sich während des *Dynamic Stalls* an der Vorderkante akkumulierenden Wirbelstärke zu bewerten und spannwitige Unterschiede zu untersuchen, wurde die Zirkulation in dem in Abb. 4.18 skizzierten Auswertebereich berechnet. Für einen Vergleich mit der schwingenden Blattspitze entspricht Letzterer dem von Merz [67] definierten Bereich, der sich um jeweils $c/3$ in normaler und tangentialer Richtung über dem vorderen Bereich des Rotorblattes erstreckt und bereits für den Vergleich der spannwitigen Geschwindigkeitskomponente herangezogen wurde. In diesem Bereich wird die Zirkulation nach Anderson [1] mit dem Satz von Stokes durch Integration der Wirbelstärke berechnet:

$$\Gamma = - \iint \omega_y dx dz \quad . \quad (4.1)$$

Analog zur Analyse der spannwitigen Geschwindigkeitskomponente wurde die Zirkulation in PIV-Einzelbildern berechnet, anschließend über fünf Rotorumdrehungen phasengemittelt und zu Gunsten einer übersichtlichen Darstellung geglättet. In Abb. 4.18 ist die mit der Profiltiefe und der lokalen Rotationsgeschwindigkeit normierte Zirkulation dargestellt. Am stromab gelegenen Ende des Auswertebereichs bei $x' = c/3$ kann die Dicke der Geschwindigkeitsgrenzschicht mit dem Modell der ebenen Platte zu $\delta \approx 1$ mm abgeschätzt werden. Dies beinhaltet die konservativen Annahmen einer voll turbulenten Grenzschicht, der Position am innersten Schnitt und somit der niedrigsten Anströmgeschwindigkeit sowie der Lauflänge bei einem hohen Anstellwinkel. Damit befindet sich die Grenzschicht im 1 mm dicken und nicht berücksichtigten, weil durch Reflexionen mit fehlerhaften Geschwindigkeitsvektoren belegten, Bereich nahe der Oberfläche. Dies hat bei anliegender Strömung eine Zirkulation der freien Profilmströmung von nahezu null zur Folge. Ab $t/T = 0.45$ steigt die normierte Zirkulation an den drei Schnittpositionen bei 84 %, 77 % und 69 % Radius gleichzeitig an. Dieser gleichzeitige Anstieg stimmt qualitativ sehr gut mit den detektierten Ablösepositionen in Abb. 4.12 überein, aus denen eine zeitlich sehr eng beieinander liegende Stromaufwanderung der Ablöseposition vor allem im vorderen Drittel des Profils zu beobachten ist. Der Anstieg der Zirkulation resultiert dabei aus der stromauf wandernden Scherschicht zwischen Außenströmung und oberflächennaher Rückströmung. Die Instatio-

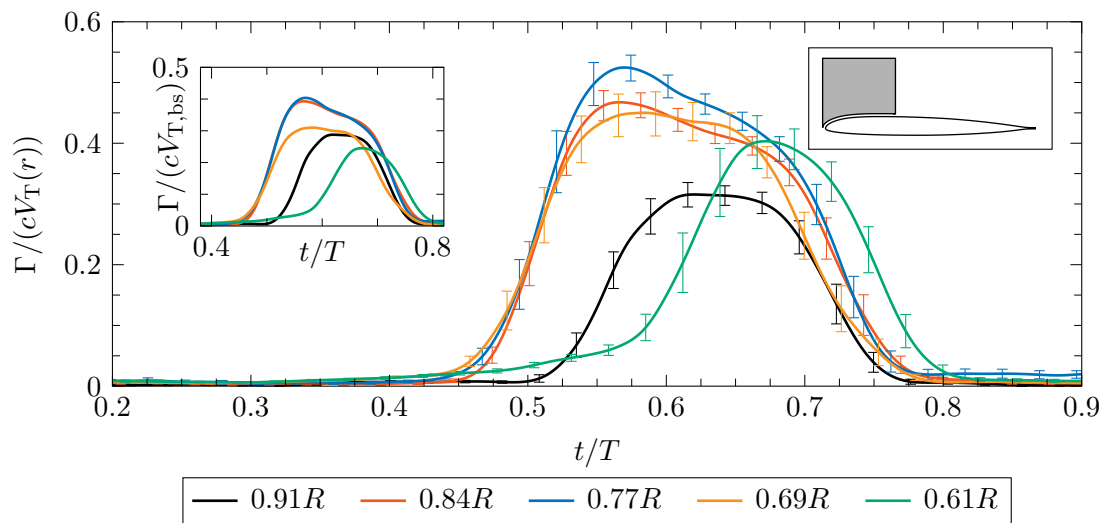


Abbildung 4.18: Im grau eingezeichneten Auswertebereich berechnete Zirkulation. Normiert mit der Profiltiefe und der lokalen Rotationsgeschwindigkeit sowie im kleinen Graph mit der Blattspitzengeschwindigkeit. Fehlerbalken: $\pm\sigma/3$. D1-Fall.

narität dieser Scherschicht spiegelt sich im Anstieg der Standardabweichung wider. Die maximale Wirbelstärke im Auswertebereich wird erreicht, wenn sich der im Phasenmittel erkennbare *Dynamic Stall*-Wirbel ausgebildet hat und in Richtung Hinterkante abschwimmt. In der Folge verhindert die Scherschicht zwischen freier Umströmung und Rezirkulationsgebiet einen schnellen Abfall der Zirkulation. Da sich das Rotorblatt bereits im Abschwung befindet, verläuft die Scherschicht mit kleiner werdendem Steuerwinkel immer flacher über dem Rotorblatt, das Rezirkulationsgebiet wird kleiner und es kommt zu einem stetigen Absinken der Zirkulation. Je ausgeprägter das Rezirkulationsgebiet ausfällt, desto prägnanter ist auch das Maximum mit anschließendem langsamen Abfall. Dies ist für die radialen Positionen 84 % und 77 % sichtbar. Mit dem Beginn des Wiederanlegeprozesses an der Vorderkante fällt ab $t/T = 0.67$ auch die Zirkulation stärker ab.

Am Übergang zum Randbogen bei 91 % Radius ist die verzögerte Strömungsablösung auch anhand der Zirkulation zu erkennen. Ein Anwachsen der aufsummierten Wirbelstärke ist hier ab $t/T = 0.5$ zu beobachten. Das ausgeprägte Maximum, welches vor allem bei 84 % und 77 % Radius sichtbar ist, fehlt hier. An der innersten Schnittposition ist ab $t/T = 0.45$ ein geringes lineares Anwachsen der Zirkulation bei konstant niedriger Standardabweichung sichtbar. Mit dem starken Anwachsen der Steigung ab $t/T = 0.57$ geht auch ein Anstieg der Standardabweichung einher. Das Maximum wird erreicht, wenn die im Auswertebereich vorhandene Wirbelstärke an den übrigen Schnitten bereits stark abnimmt. Dies lässt vermuten, dass die Scherschicht nicht ausreichend Zeit hat, sich von der Profiloberfläche abzulösen, bevor der Wiederanlege-

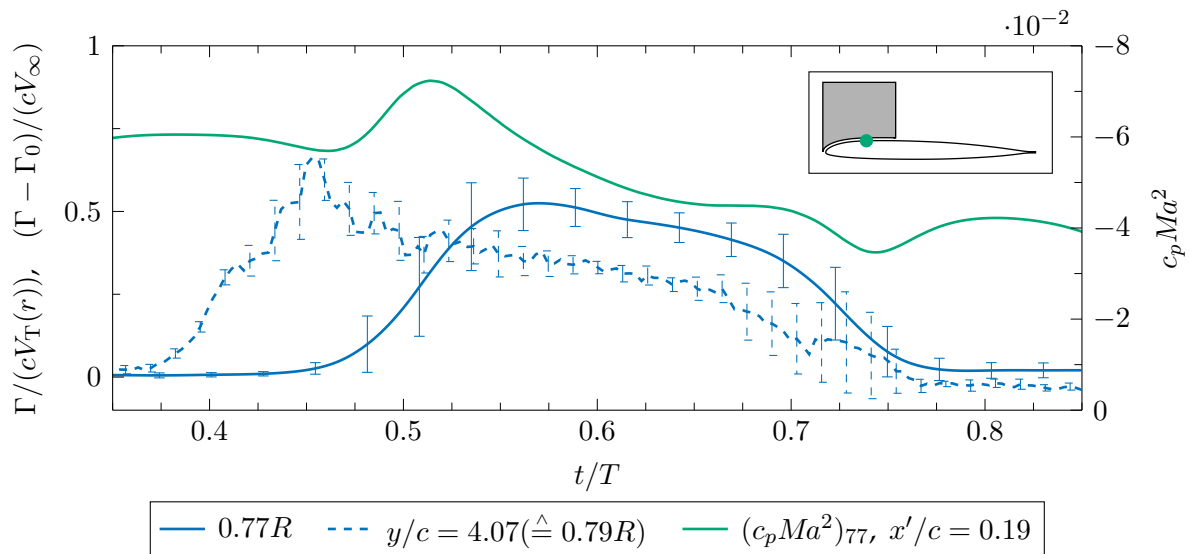


Abbildung 4.19: Im grau eingezeichneten Auswertebereich berechnete normierte Zirkulation für den D1-Fall. Gestrichelt sind Daten der schwingenden Blattspitze von Merz et al. [66] abgebildet. Fehlerbalken: $\pm\sigma$. In grün ist der zugehörige Druckverlauf am selben Schnitt bei $x'/c = 0.19$ abgebildet (Punkt in Skizze).

prozess beginnt. Eine Visualisierung der Wirbelstärke im Strömungsfeld bestätigt dies. Hier ist ab $t/T = 0.45$ eine langsam aufdickende Scherschicht auf der Saugseite zu beobachten, welche jedoch nicht wie an den anderen Schnittpositionen unmittelbar bis zur Vorderkante wandert und sich dort von der Profilloberfläche abhebt. Dies geschieht verzögert ab $t/T = 0.57$ und in Folge dessen ist lediglich ein schmales Maximum der Zirkulation zu beobachten, bevor die Strömung wieder anlegt. Dieses Phänomen wurde von Merz [67] auch beobachtet, allerdings am Beginn des Randbogens in der Nähe der Blattspitze.

Der kleine Graph in Abb. 4.18 zeigt die mit der Blattspitzengeschwindigkeit normierte Zirkulation und ermöglicht damit einen Vergleich der jeweiligen absoluten Zirkulation. Bemerkenswert ist der nahezu identische Kurvenverlauf an den beiden Schnittpositionen bei 84% und 77% Radius. Hier stimmen sowohl der qualitative Verlauf überein als auch die aufsummierte Wirbelstärke. Dies spricht für einen sehr ähnlichen Mechanismus bei der Entstehung des *Dynamic Stalls* im Nasenbereich des Rotorblattes. Diese Erkenntnis ist deswegen interessant, weil Maßnahmen der Strömungskontrolle an dieser Stelle besonders effektiv sind und sich dabei die Frage stellt, inwieweit identische Maßnahmen entlang der Spannweite verwendet werden können. Mit größerem Abstand vom Initiationspunkt der Ablösung nimmt bei 91% und 69% Radius der Maximalwert der absoluten Zirkulation ab. Bei 61% Radius wiederum ist sie am geringsten.

In Abb. 4.19 ist der Vergleich zwischen dem lokalen Oberflächendruck bei 19% Profiltiefe und der Zirkulation am äußeren Druckschnitt dargestellt. Weiterhin sind Daten der vergleichbaren Schnittposition an der schwingenden Blattspitze aus [66] abgebildet. Während die im Auswertebereich aufsummierte Wirbelstärke ab $t/T = 0.45$ zunimmt, erreicht der Oberflächendruck zu diesem Zeitpunkt ein lokales Maximum. Der Trend des Druckanstieges wird gestoppt, wenn sich aus der stromauf gewanderten Scherschicht der im Phasenmittel sichtbare *Dynamic Stall*-Wirbel gebildet hat. Dies spiegelt sich im Anstieg der Zirkulation wider. Schwimmt der Wirbel in Richtung Hinterkante ab, ist dessen Fußabdruck als minimaler Druck bei $t/T = 0.52$ sichtbar. Diese Interpretation wird so auch von Merz et al. [66] gestützt, die aufgrund von Daten mit einem höheren Signal-Rausch-Verhältnis im nicht rotierenden System detailliertere Auswertungen des Druckverlaufes anstellen konnten. Diese Übereinstimmung zeigt, dass der Mechanismus der Entwicklung der Ablösung zumindest lokal zwischen schwingender Blattspitze und Rotor vergleichbar ist. Der direkte Vergleich mit den Daten der schwingenden Blattspitze in Abb. 4.19 zeigt, dass die Größenordnung der normierten Zirkulation übereinstimmt. Auch das Wiederanlegen der Strömung geschieht zur gleichen Zeit im Zyklus. Eine mögliche Ursache für das um $\approx 7\%$ spätere Anwachsen der akkumulierten Wirbelstärke im Zyklus kann in einem unterschiedlichen lokalen effektiven Anstellwinkel begründet sein.

Auch nach der in diesem Abschnitt untersuchten Entstehung des *Dynamic Stalls* anhand der Auswertung der Zirkulation zeigt sich, dass es auf der betrachteten äußeren Hälfte des Rotorblattradiuses nicht zur Ausbildung mehrerer *stall cells* kommt.

4.5 Einfluss des mittleren Steuerwinkels

In Abs. 4.3.2 wurde die zeitliche Entwicklung der Oberflächendrücke an den beiden Druckschnitten untersucht. Dabei zeigte sich ein sehr unterschiedliches Verhalten hinsichtlich des *Dynamic Stalls*. Neben dem gezeigten Einfluss der radialen Position hat der mittlere Steuerwinkel einen Einfluss auf das Ausmaß der Strömungsablösung, da dies wesentlich vom maximalen Steuerwinkel im Zyklus abhängt [59]. In Abb. 4.20 und 4.21 ist der Oberflächendruckverlauf am äußeren Druckschnitt auf der Saugseite für die drei Schwingungsfälle D1, D2 und D3 dargestellt. Die drei Fälle unterscheiden sich abgesehen von minimalen Abweichungen der Steuerwinkelamplitude durch den mittleren Steuerwinkel: D1 $\bar{\Theta}_{75} = 16.9^\circ$, D2 $\bar{\Theta}_{75} = 15.3^\circ$ und D3 $\bar{\Theta}_{75} = 8.1^\circ$.

Bei anliegender Strömung ergeben sich im Vergleich von D1 mit D2 in Abb. 4.20 an den hinteren vier Sensoren ($x'/c = \{0.11, 0.19, 0.31, 0.62\}$) Oberflächendrücke mit gerin-

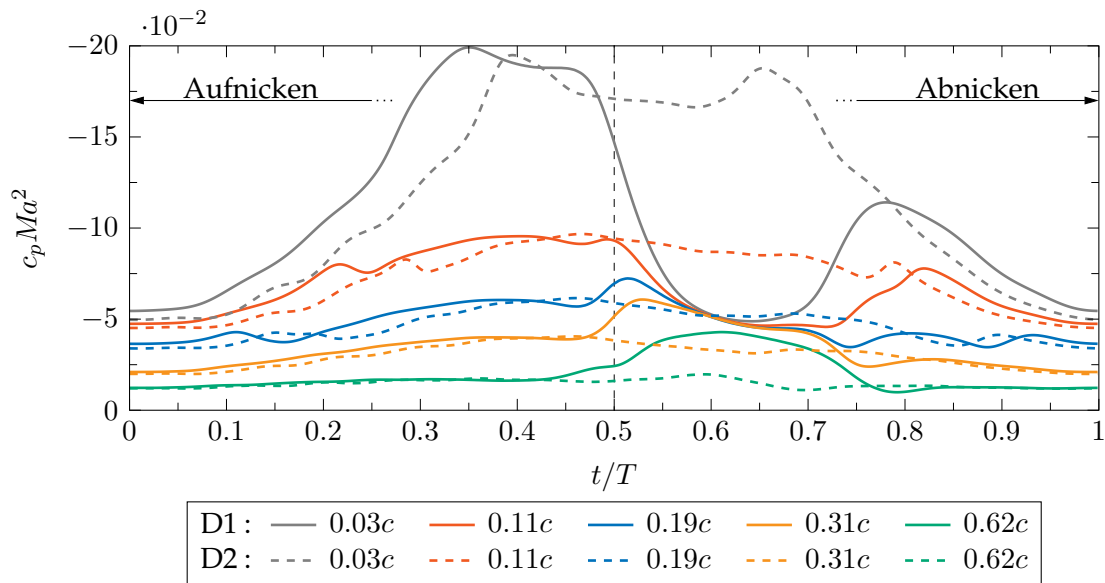


Abbildung 4.20: Darstellung des Mach-skalierten Druckbeiwerts am äußeren Druckschnitt bei $r/R = 0.77$. Vergleich der Testfälle D1 ($\bar{\Theta}_{75} = 16.9^\circ$) und D2 ($\bar{\Theta}_{75} = 15.3^\circ$). Angabe der Sensorposition in der Legende ab Vorderkante (x').

geren qualitativen und quantitativen Abweichungen. Unterschiede treten, abgesehen von der Strömungsablösung im Fall D1, durch die Wanderung der Grenzschichttransition über die Sensorpositionen bei $x'/c = \{0.11, 0.19\}$ auf. Eine detailliertere Analyse des laminar-turbulenten Grenzschichtumschlages erfolgt in Abs. 4.6.

Mit dem höheren mittleren Steuerwinkel im Fall D1 ergibt sich bis zum Abschwimmen des phasengemittelten *Dynamic Stall*-Wirbels bei $t/T = 0.44$ ein qualitativ übereinstimmender Verlauf am vordersten Sensor. Von dort an ist die Strömung durch den ausgeprägten Ablöseprozess des *Dynamic Stalls* charakterisiert. Bereits der um 1.6° geringere mittlere Steuerwinkel führt zu großen Unterschieden im Druckverlauf auf der Saugseite. Im gesamten Schwingungszyklus ist für D2 ein positiver Druckgradient in Strömungsrichtung vorhanden. Dagegen zeigt sich im Fall D1 um $t/T = 0.6$ die für eine abgelöste Strömung typische flache Druckverteilung auf der Saugseite. Anhand der Daten ist nicht eindeutig zu klären, ob es im Fall D2 nur zu einer leichten Strömungsablösung ohne Ausbildung eines starken phasengemittelten *Dynamic Stall*-Wirbels kommt, oder ob keine Ablösung auftritt. Der in Abb. 4.21 dargestellte Vergleich soll helfen, diese Frage zu erörtern.

Der Testfall D3, bei dem die Strömung im gesamten Zyklus anliegt, hat einen um $\Delta\bar{\Theta}_{75} = 7.2^\circ$ deutlich reduzierten mittleren Steuerwinkel gegenüber dem Fall D2. Da die Strömungsablösung mit der Ausbildung eines Rezirkulationsgebietes an der Hinterkante initiiert wird, ist an Stelle des Sensors bei $x'/c = 0.31$ der hinterste Sensor

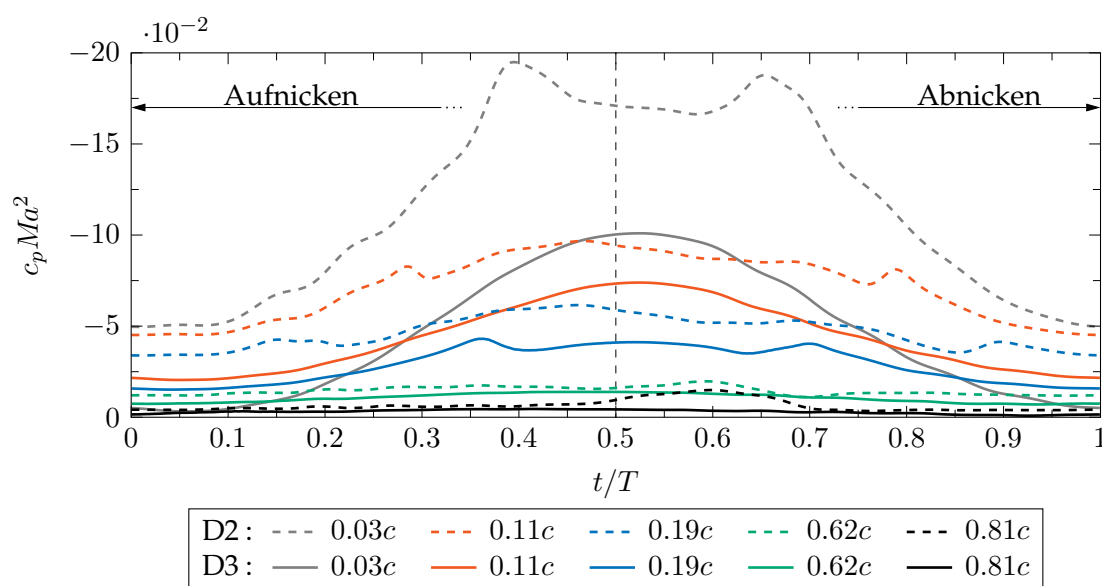


Abbildung 4.21: Darstellung des Mach-skalierten Druckbeiwerts am äußeren Druckschnitt bei $r/R = 0.77$. Vergleich der Testfälle D2 ($\bar{\Theta}_{75} = 15.3^\circ$) und D3 ($\bar{\Theta}_{75} = 8.1^\circ$). Angabe der Sensorposition in der Legende ab Vorderkante (x').

bei $x'/c = 0.81$ in schwarz aufgetragen. Ein direkter Vergleich der Fälle D2 und D3 anhand der hinteren beiden Sensoren ($x'/c = \{0.62, 0.81\}$) zeigt für den Fall D2 einen Druckabfall nach der Bewegungsumkehr mit dem Minimum bei $t/T = 0.59$. Im Fall D3 ist der Druckverlauf hingegen über den gesamten Zyklus nahezu konstant. Dies ist ein Indiz für ein Rezirkulationsgebiet geringen Ausmaßes an der Hinterkante im Fall D2. Das Ausmaß des lokalen Druckabfalls nimmt in Richtung Vorderkante ab, was für eine lokale Begrenzung der Rezirkulation spricht. Weiterhin ist zu beobachten, dass sich die Drehrichtung der Hystereseschleife umkehrt. Der Fall D3 weist das Druckminimum an den vorderen Sensorpositionen ($x'/c = \{0.03, 0.11, 0.19\}$) nach der Bewegungsumkehr, der Fall D2 weist das Druckminimum davor auf. Nach McCroskeys [59] Untersuchung unterschiedlicher mittlerer Anstellwinkel am nickenden Profil tritt dieses Verhalten beim Übergang einer Nickschwingung mit anliegender Strömung zu einer Nickschwingung mit beginnender Strömungsablösung auf. In diesem transitionellen Bereich des Falls D2 haben geringe Variationen der Bewegungsparameter, der Zuströmung oder kleine Störungen einen starken Einfluss auf das aerodynamische Verhalten. Der Einfluss kleiner Variationen des mittleren Steuerwinkels ($\Delta\bar{\Theta} = 0.5^\circ$) mit einem sich ausbildenden Rezirkulationsgebiet an der Hinterkante wurde von Merz [67] ebenfalls an der schwingenden Blattspitze beobachtet. Im Fall D3 werden im Bereich $0.78 \leq t/T \leq 0.28$ am äußeren Druckschnitt effektive Anstellwinkel erreicht, bei denen die Saugspitze nicht mehr vor dem vordersten Sensor liegt, sondern stromab wandert und sich zwischen 3% und 11% Profiltiefe befindet.

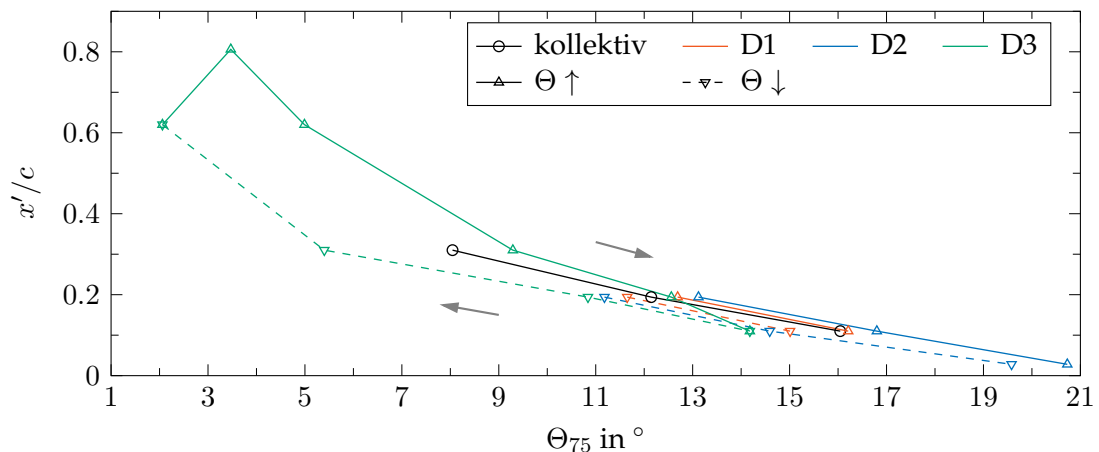


Abbildung 4.22: Positionen des laminar-turbulenten Grenzschichtumschlags bei $r/R = 0.77$ für vier Fälle: kollektive Polare ($\hat{\Theta} \leq 0.07^\circ$) und zyklische Ansteuerung der Testfälle D1, D2 sowie D3.

4.6 Laminar-turbulente Grenzschichttransition

Der Ort des laminar-turbulenten Grenzschichtumschlages erlangt zunehmend Bedeutung bei der Entwicklung von Hubschrauberrotorblättern, da die turbulente Grenzschicht einen höheren Reibungs- und Druckwiderstand verursacht als die laminare. Darüber hinaus ist der Grenzschichtzustand während der Entwicklung der Ablösung von Interesse. An nickenden Blattspitzen weist die Transitionslage eine signifikante Hysterese auf, die wesentlich kleiner ausfällt je näher sie an der Vorderkante liegt [49]. Die Transitionslage am Rotor weist spannenweite Unterschiede auf und wird im realen Einsatz durch Verschmutzungen und Oberflächendefekte beeinflusst. Dies wurde mit optischen Methoden sowohl am RTG [84, 123] als auch in anderen Schweberversuchen an Testständen [97] und am realen Hubschraubern untersucht [98]. Methoden, welche eine Instrumentierung des Rotorblattes erfordern, wie zum Beispiel Hitzdraht- oder Heißfilmmessungen [49, 64, 86], haben den Nachteil eines hohen messtechnischen Aufwandes und einer geringen räumlichen Auflösung. Die im Folgenden präsentierte Methode der Transitionslagenbestimmung auf Basis von Drucksensoren bringt die zuletzt genannten Nachteile zwar generell mit sich, hat in diesem Fall jedoch den Vorteil, dass das Rotorblatt ohnehin mit Drucksensoren instrumentiert war. Die Methode der Transitionsdetektion anhand von Drucksensordaten wurde in Abs. 3.2.1 (Abb. 3.4) vorgestellt.

Für die Saugseite bei $r/R = 0.77$ ist in Abb. 4.22 die Position der laminar-turbulenten Grenzschichttransition in Profiltiefenrichtung über dem Steuerwinkel aufgetragen. Abgebildet sind die kollektive Polare sowie die Testfälle mit einer zyklischen Steuerwin-

kelverstellung D1 ($\bar{\Theta}_{75} = 16.9^\circ$, $\hat{\Theta} = 6.2^\circ$), D2 ($\bar{\Theta}_{75} = 15.3^\circ$, $\hat{\Theta} = 6.0^\circ$) und D3 ($\bar{\Theta}_{75} = 8.1^\circ$, $\hat{\Theta} = 6.1^\circ$). Bei Letzteren beiden kommt es am Rotorblatt lediglich zu einer oberflächennahen Rückströmung ohne Ablösen wirbelartiger Strukturen von der Vorderkante (D2), beziehungsweise zum Ausbleiben jeglicher Ablöse- oder Rückströmungserscheinungen (D3). Lediglich an den Symbolpositionen, dort wo ein Drucksensor installiert ist, liegen Daten vor. Die verbindenden Linien dienen dem besseren Verständnis. Durchgezogene Linien mit nach oben zeigenden Symbolen markieren den Aufschwung, gestrichelte Linien mit nach unten zeigenden Symbolen markieren den Abschwung.

Für die kollektive Polare zeigt die Transitionslage eine Wanderung über 20 % der Profiltiefe auf der Saugseite. Der Drucksensor bei $x'/c = 0.62$ weist bei den kleinsten Steuerwinkeln einen Anstieg der Druckschwankungen auf, was darauf hindeutet, dass sich die Transitionslage dieser Sensorposition nähert. Ein deutliches Maximum kann für $\Theta_{75} \geq 3.2^\circ$ jedoch nicht beobachtet werden und ist für kleinere Steuerwinkel zu erwarten. Die dargestellten Fälle mit zyklischer Steuerwinkelverstellung weisen stets eine Hysterese gegenüber der kollektiven Polare auf. Unterschiedliche Druckverteilungen während des Auf- und Abnicks führen zu unterschiedlichen Transitionslagen bei gleichem Steuerwinkel und ergeben so die sichtbare Hysterese. Dies geschieht aufgrund der durch die Kinematik der Modellbewegung verursachte künstlichen Entwölbung beim Aufnicken, welche zu einer Transition bei einem höheren Steuerwinkel im Vergleich zum Abnicken führt. Übereinstimmend mit Experimenten an einer dynamisch angeströmten Blattspitze von Lorber und Carta [49] zeigt sich die maximale Hysterese um 30 % Profiltiefe mit einem Ausmaß von 3.9° zwischen Auf- und Abschwung. In Richtung Vorder- und Hinterkante nimmt die Hysterese ab. Für den D1-Fall fällt sie trotz des größeren mittleren Steuerwinkels kleiner aus, als für den D2-Fall. Der D1-Fall weist die geringste Transitionswanderung auf. Aufgrund des hohen mittleren Steuerwinkels, wird der Sensor bei 31 % Profiltiefe im Zyklus nicht erreicht und die Stromaufwanderung der Transition zu 3 % Profiltiefe wird durch die einsetzende Strömungsablösung verhindert. Der um 1.6° geringere mittlere Steuerwinkel des D2-Falls führt zwar nicht zu einer detektierbar größeren Stromabwanderung, jedoch erreicht die Transitionsposition den vordersten Drucksensor aufgrund der ausbleibenden Strömungsablösung an dieser spannweitigen Position.

Für den Schwingungsfall D3 mit wesentlich geringerem mittleren Steuerwinkel kann die vollständige Transitionswanderung auf dem Profil beobachtet werden. Wie von Lorber und Carta [49] beschrieben, ist die Hysterese größer je weiter die Transitionslage auf dem Profil in Richtung Hinterkante wandert. Dies wurde ebenfalls an einem ni-

ckenden DSA-9A Profil beobachtet [96]. Gegenüber der kollektiven Polare ist eine Verschiebung der Hysteresekurve zu kleineren Steuerwinkeln zu beobachten. Die Wanderung der Transitionslage erstreckt sich über 70 % der Profiltiefe auf der Saugseite. An der vordersten und hintersten Transitionsposition wird die jeweilige Sensorposition lediglich erreicht und nicht passiert. Dies führt im Verlauf der Standardabweichung des Drucksignals jeweils zu einem einzelnen Maximum.

Am inneren Druckschnitt bei 53 % Radius (hier nicht gezeigt) ergibt sich für die Fälle D1 und D2 eine größere Hysterese, da die Transitionslage am inneren Schnitt stets der am äußeren Schnitt nacheilt: Beim Aufnicken liegt die Transition am inneren Schnitt hinter der Transition am äußeren Schnitt und beim Abnicken davor. Abgesehen davon ergibt sich am inneren Schnitt ein sehr vergleichbares Bild der Transitionswanderung.

4.7 Modelldeformation

Die elastische Verformung der Rotorblätter ist von Interesse um geeignete Simulationsstrategien für numerische Strömungsberechnungen zu wählen. Moderne Verfahren können neben einem Strömungslöser auch einen Strukturlöser, ähnlich dem einer FEM-Analyse, beinhalten. Über das implementierte Strukturmodell und die in der Strömungssimulation berechneten Kräfte auf die Struktur kann die Verformung der Geometrie berücksichtigt werden. So wird die tatsächliche verformte Geometrie betrachtet, vorausgesetzt Struktur- und Strömungslöser sowie Struktur- und Strömungsmodell sind geeignet, die im Experiment auftretenden Phänomene korrekt wiederzugeben. Da diese Strategie mit zusätzlichem Rechenaufwand verbunden ist und die Verformungen im Experiment häufig klein sind, wird in der Regel auf eine Strukturmodellierung zu Gunsten geringer Simulationskosten verzichtet. Um diese Entscheidung treffen zu können, ist es notwendig, die auftretenden Verformungen zu kennen. Mit der in Abs. 3.3.3 beschriebenen Methode der Blattspitzenkamera wurde die Auslenkung der Rotorblattspitze vermessen.

In Abb. 4.23 ist der Vergleich von Steuer- und Einstellwinkel dargestellt. Der Steuerwinkel wird an der Wurzel mittels des Hall-Sensors bestimmt und der Einstellwinkel ($\Theta + \text{Verformung}$) über die Blattspitzenmarker. Beide Winkel werden durch eine Korrektur mit der theoretischen Verwindung auf 75 % Radius referenziert. Eine Differenz zwischen diesen beiden Messwerten wäre neben der Messungenauigkeit zum Beispiel auf eine Torsion des Rotorblattes durch das Propellermoment zurückzuführen. Durch die hohe Torsionssteifigkeit der Rotorblätter ergeben sich nur kleine Unterschiede von $\theta_{75} - \Theta_{75} < 0.55^\circ$ und in Abb. 4.23 zeigt sich eine sehr geringe positive Torsion. Auch

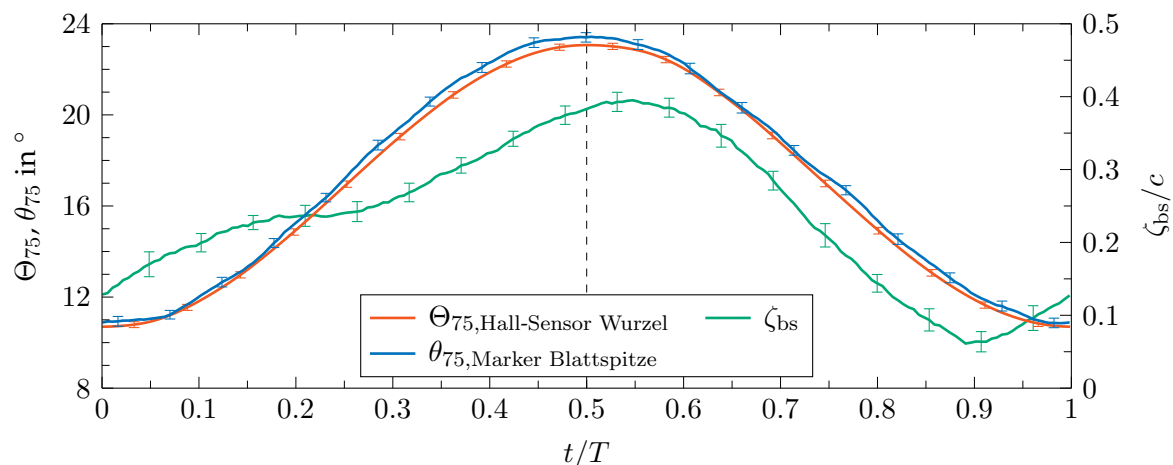


Abbildung 4.23: Blattspitzenauslenkung ζ_{bs} sowie Vergleich des Wurzel-Steuerwinkels anhand des Hall-Sensors und des Einstellwinkels an der Blattspitze. Fehlerbalken: $\pm\sigma$. D1-Fall.

ein nennenswerter Phasenversatz ist nicht zu beobachten, da die Dämpfung aus der Aerodynamik gering ist und die $1/\text{rev}$ Ansteuerung deutlich unter der ersten Torsionseigenfrequenz ($\approx 11/\text{rev}$) liegt. Die fehlende Torsionsverformung der Rotorblätter trägt zu der sehr guten Übereinstimmung zwischen experimentellen Ergebnissen und denen aus starren Strömungssimulationen bei [45].

In grün ist die Blattspitzenauslenkung ζ_{bs} dargestellt, wobei der Nullpunkt der statischen Blattspitzenposition dem nicht-rotierenden Zustand entspricht. Da die Schlag- und Schwenkgelenke während der Versuche blockiert waren und das Rotorblatt in Schwenkrichtung um Größenordnungen steifer ist als in Schlagrichtung, setzt sich die Auslenkung in erster Linie aus der Schlagbewegung zusammen. Für einen gelenklosen Rotor würde man eine deutliche Phasennacheilung der Auslenkung gegenüber dem Phasengang der Steuerwinkelschwingung erwarten, insbesondere wenn die erste Schlageigenform mit $\approx 1.4/\text{rev}$ nah an der Ansteuerfrequenz liegt. Dies ist für die dargestellte Auslenkung nicht zu beobachten. Vielmehr taucht das Minimum in der Phase 10% vor dem Steuerwinkelminimum auf. Weiterhin ist ein Wendepunkt während des Aufnicksens zu beobachten. Die im Zyklus auftretende Ablösung sorgt für ein breitbandiges Erregerfrequenzspektrum, weswegen nicht nur die erste Schlageigenform angeregt wird, sondern mehrere Eigenformen. Die Überlagerung dieser Eigenformen mit ihren jeweiligen Amplituden- und Phasengängen ergibt das beobachtete Bild. Insbesondere wenn der maximale Auftrieb am Rotorblatt deutlich vor dem maximalen Steuerwinkel auftritt, kann es zu einem negativen Phasenversatz wie dem hier beobachteten kommen. Theoretisch kann dieser negative Phasenversatz größer sein als die eigentlich typische Phasennacheilung der Schlagbewegung. Da die maximale

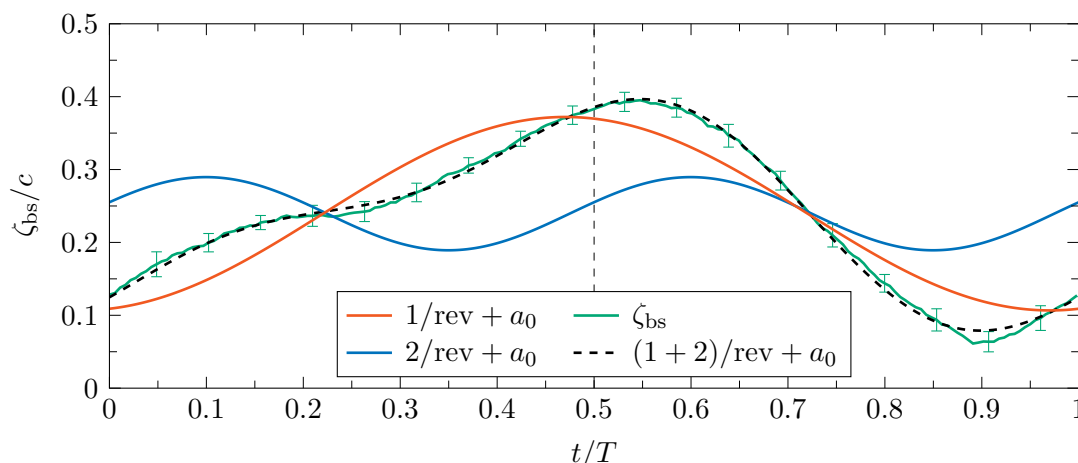


Abbildung 4.24: Erste und zweite Harmonische einer Fourier-Analyse der Blattspitzenauslenkung. Fehlerbalken: $\pm\sigma$. D1-Fall.

Saugspitze des vordersten Drucksensors am äußeren Schnitt bei $t/T = 0.35$ auftritt (siehe Abb. 4.8), ist dies ein Indiz für das beobachtete Verhalten und das beschriebene Szenario ist durchaus denkbar.

Eine detailliertere Analyse des Zusammenspiels der breitbandig angeregten Vielzahl von individuellen Eigenformen würde eine Verformungsmessung an mehreren radialen Schnitten erfordern. Jedoch kann, wie bereits erwähnt, davon ausgegangen werden, dass in der $1/\text{rev}$ Bewegungsform in erster Linie die erste Schlageigenform angeregt wird, da ihre Eigenfrequenz sehr dicht bei der Ansteuerfrequenz liegt. Ausgehend von dieser Annahme wurde eine Fourier-Zerlegung der Blattspitzenauslenkung durchgeführt. In Abb. 4.24 sind die gemessene Auslenkung, die ersten beiden Harmonischen sowie als gestrichelte Linie die Summe der ersten beiden Harmonischen dargestellt. Es zeigt sich, dass ein wesentlicher Anteil der Blattspitzenauslenkung mit der Summe der ersten beiden Harmonischen $(1+2)/\text{rev}$ wiederzugeben ist. Harmonische höherer Ordnung spielen eine deutlich untergeordnete Rolle. Weiterhin ist zu erkennen, dass der negative Phasenversatz der ersten Harmonischen, auf -3% gesunken ist und sich in Richtung der theoretisch erwarteten Phasennacheilung der Schlagbewegung bewegt. Ein wesentlicher Anteil des negativen Phasenversatzes ist der zweiten Harmonischen zuzuschreiben. In Verbindung mit dem negativen Phasenversatz, der durch ein frühes Auftriebsmaximum im Zyklus verursacht werden kann, ergibt sich hier ein schlüssiges Bild.

Aufgrund der durch die Schlagbewegung induzierten Geschwindigkeit kommt es zu einer Beeinflussung des effektiven Anstellwinkels. Eine positive Schlagbewegung in Richtung Saugseite führt zu einer Verkleinerung und eine negative Schlagbewegung

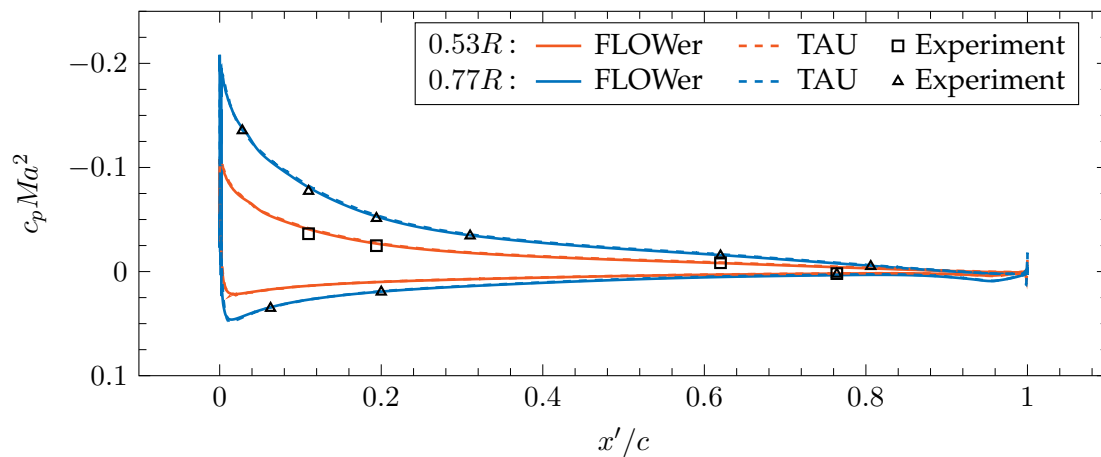


Abbildung 4.25: Vergleich von experimentellen Oberflächendrücken sowie Ergebnissen der URANS Simulation mit FLOWer und mit TAU für einen rein kollektiven Steuerwinkel von $\Theta_{75} = 17.1^\circ$. CFD-Daten aus [45].⁴

in Richtung der Druckseite führt zu einer Vergrößerung des effektiven Anstellwinkels. Anhand der gemessenen Schlagbewegung ergibt sich eine Schlaggeschwindigkeit von $-2.5 \text{ m/s} \leq \dot{\zeta}_{\text{bs}} \leq 1.4 \text{ m/s}$. Dies führt an der Blattspitze zu einer maximalen Beeinflussung des effektiven Anstellwinkels von -0.9° bei $t/T = \{0.03, 0.42\}$ sowie 1.4° bei $t/T = 0.73$. Damit liegen die Extremwerte zum einen im Bereich der Entstehung des *Dynamic Stalls*, beziehungsweise während der Stromaufwanderung der oberflächennahen Rückströmung. Zum anderen stimmen sie zeitlich mit dem Wiederanlegen überein. In den beiden transitionellen Phasen des Zyklusses, der Entwicklung der Strömungsablösung sowie dem Wiederanlegen wurde bereits eine hohe Instationarität der Strömung gezeigt. Außerdem reagiert die Strömung dann deutlich sensibler auf Änderungen der Randbedingungen [59]. Ausgehend von dem vereinfachten Modell des Rotorblattes als einseitig fest eingespanntem Balken, der auf Biegung beansprucht wird, nimmt der Schlageinfluss auf den effektiven Anstellwinkel in Richtung Rotorkopf ab. In der Diskussion zur Sensordiskretisierung mit Abb. 3.3b) wurde anhand des lokalen Schubbeiwertes gezeigt, dass voll-turbulente Simulationen bei kleinen Steuerwinkeln Abweichungen zum Experiment aufweisen, da lange laminare Lauflängen nicht wiedergegeben werden können. Bei hohen Steuerwinkeln hat das Turbulenzmodell einen wesentlichen Einfluss auf die beginnende Ablösung. Auch für den FLOWer-Code wurde dieses Verhalten von Letzgus et al. [45] bestätigt. Die Punkte maximaler Beeinflussung des effektiven Anstellwinkels durch die zyklische Blattspitzenauslenkung ($t/T = \{0.03, 0.42, 0.73\}$) liegen in genau den Bereichen, in denen die Model-

⁴ Die Messdaten wurden im Rahmen der in dieser Arbeit vorgestellten Messkampagne am RTG durch den Autor gewonnen und ausgewertet.

lierung Schwächen aufweist. Hier sind in der Folge auch die größten Abweichungen zu beobachten. Bei moderaten Steuerwinkeln mit anliegender Strömung zeigt sich dagegen eine bessere Übereinstimmung der CFD-Ergebnisse mit dem Experiment. Die bessere Modellierung der Strömung (kürzere laminare Lauflängen und kleinerer Einfluss des Turbulenzmodells) sowie eine geringere verformungsbedingte Beeinflussung des effektiven Anstellwinkels von $< 0.5^\circ$ führen zu einer besseren Vergleichbarkeit der Ergebnisse.

In Abb. 4.25 ist für einen Steuerwinkel der kollektiven Polare ohne zyklische Ansteuerung der Vergleich zwischen den CFD-Codes TAU und FLOWer sowie dem Experiment dargestellt. Bei $\Theta_{75} = 17.1^\circ$ handelt es sich um einen hohen Steuerwinkel, jedoch mit anliegender Strömung. Trotz einer Blattspitzenauslenkung von $0.26c$ zeigt sich hier eine sehr gute Übereinstimmung an beiden Druckschnitten. Dabei ist zu beachten, dass es, im Gegensatz zu den Testfällen mit zyklischer Ansteuerung, zu einer konstanten Auslenkung entlang des Zyklusses kommt. Dadurch ergibt sich die Schlaggeschwindigkeit zu null und es kommt zu keiner Beeinflussung des effektiven Anstellwinkels. Daraus kann geschlossen werden, dass die reine Verformung des Rotorblattes keinen nennenswerten Einfluss auf die Simulationsergebnisse hat und der Aufwand einer Struktursimulation nicht gerechtfertigt ist.

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die vorliegende Arbeit behandelt den dreidimensionalen dynamischen Strömungsabriss – *Dynamic Stall* – an einem axial angeströmten Rotor mit zyklischer Verstellung des Steuerwinkels. Sie gliedert sich in die Entwicklung des Rotorteststandes Göttingen (RTG), die Durchführung aerodynamischer Versuche und die Analyse der Ergebnisse.

Die Entwicklung war von vier Anforderungen geprägt, die in das Design des RTG einfließen: die Vermeidung eines Betriebs im Bodeneffekt, die Bereitstellung einer definierten Zuströmung ohne eine Rezirkulation des Rotornachlaufes, das Erreichen einer uneingeschränkten optischen Zugänglichkeit mit der Möglichkeit einer Vermessung des gesamten Rotorazimuts an einer räumlichen Position und ein kostengünstiger Betrieb verglichen mit Experimenten an Vorwärtsflugkonfigurationen in großen Windkanälen. Diese Anforderungen wurden durch die horizontale Rotorachse, den Betrieb in einem Eiffel-Windkanal sowie eine Rotationsmechanik der Taumelscheibe erfüllt.

Die beiden negativ verwundenen Rotorblätter verfügten über eine moderne Blattspitzengeometrie und die DSA-9A Profilkontur. Der Rotor wurde bei einer Drehfrequenz von $\Omega = 23.6$ Hz betrieben, was zu einer Reynoldszahl von $Re_{c,75} = 353\,000$ und einer Machzahl von $Ma_{75} = 0.21$ führte. Die Rotorblattumströmung wurde mit unterschiedlichen Messtechniken untersucht. Dazu zählten in erster Linie die Messung instationärer Oberflächendrücke am Rotorblatt und Strömungsfeldmessungen mit der Particle Image Velocimetry (PIV). Weiterhin wurden Kraftmessungen, Strömungsvisualisierungen mit *tufts*, Messungen der Rotorblattverformung sowie die Infrarotthermographie angewendet.

Die Beantwortung der eingangs formulierten Fragestellungen sowie die Ergebnisse der aerodynamischen Untersuchungen lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1. Es ist möglich, den *Dynamic Stall* im Schwebeversuch durch eine zyklische Verstellung des Steuerwinkels zu erzeugen. Eine Steuerwinkelschwingung mit einem mittleren Winkel von $\bar{\Theta}_{75} = 16.9^\circ$ und einer Amplitude von $\hat{\Theta} = 6.2^\circ$ führt zu einer Ablösung über weite Bereiche der Rotorkreisscheibe.

2. Erstmals konnte die Rotorblatsumströmung unter *Dynamic Stall*-Bedingungen über den gesamten Azimut vermessen werden. Optische Messmethoden wurden ohne Umbauten des Messsystems mit einer azimutalen Winkelauflösung von $\Delta\psi = 0.13^\circ$ eingesetzt. Zum Vergleich standen synchronisierte, instationäre Messergebnisse des Oberflächendruckes an zwei Profilschnitten in einem Rotorblatt zur Verfügung.
3. Die kollektive Polare zeigt beim statischen Strömungsabriss am Rotorblatt spannweitige Unterschiede. Während die Strömung bei 77 % Radius ablöst, ist bei 53 % Radius noch eine Saugspitze an der Vorderkante vorhanden.
4. Für eine zyklische Ansteuerung zeigen die Strömungsvisualisierungen mit *tufts* spannweitige Unterschiede im Beginn der Ablösung mit einem Initiationspunkt um 80 % Radius. Der Vergleich mit Druckmessungen, PIV-Daten und den Ergebnissen der Infrarotthermographie offenbart eine Strömungsbeeinflussung der *tufts* hin zu einer stärkeren Ablösung.
5. Im Phasenmittel der PIV-Bilder ist ein einzelner *Dynamic Stall*-Wirbel zu beobachten. Instantane Strömungsfelder zeigen dagegen kleinskalige Strukturen. Die Phasenmittelung weist große Abweichungen gegenüber den instantanen Messwerten auf. Im phasengemittelten Strömungsfeld liegen die spannweitigen Geschwindigkeiten 64 % unter denen aus instantanen Feldern. Druckmessungen zeigen ein ähnliches Verhalten.
6. Bei anliegender Strömung tritt durch die Strahlkontraktion auf der Saugseite eine Strömung zum Rotorkopf auf. Bei 91 % Radius kommt es zu nicht-linearen Effekten und einer Überhöhung dieser Strömungsgeschwindigkeit durch den Einfluss des Randwirbels. Im Rezirkulationsgebiet dominiert die Zentrifugalkraft und es treten im Phasenmittel nach außen gerichtete, spannweitige Geschwindigkeiten bis 40 % (instantan bis 110 %) der lokalen Rotationsgeschwindigkeit auf.
7. Während an nickenden Profilen und Blattspitzen mehrere Ablösezellen zu beobachten sind, ist dies am Rotor nicht der Fall. Es gibt einen Initiationspunkt, von dem aus sich die Ablösung in spannweiterer Richtung ausbreitet. Übereinstimmend ist die gleiche Struktur der Ablösezelle in Form eines Ω -förmigen Wirbelsystems. Dabei zeigt sich auch am Rotor, dass die Ablösezelle eine Versperrung verursacht, deren Verdrängungswirkung an den benachbarten Schnittebenen zu beobachten ist.

8. Die Strömung löst bei 84 % Radius zuerst ab und das Rezirkulationsgebiet erreicht hier seine größte vertikale Ausdehnung von $0.4c$. Am innersten Profilschnitt bei 61 % Radius erreicht die Ablösung die Vorderkante 10 % später in der Phase. Hier zeigt sich eine verzögerte Stromaufwanderung der oberflächennahen Rückströmung mit anschließender schwächerer Ablösung. Der Blattspitzenwirbel reduziert den effektiven Anstellwinkel bei 91 % Radius, was zu einer späteren Ablösung mit kleinerem Rezirkulationsgebiet führt.
9. Die spannweitigen Unterschiede im Ausmaß des *Dynamic Stalls* am Rotor machen eine globale Klassifizierung als *Light Stall* oder *Deep Stall* nach üblichen Kriterien nicht möglich.
10. Die maximale Auslenkung der Rotorblattspitze bei zyklischer Ansteuerung beträgt $0.4c$. Die Torsion beträgt $< 0.55^\circ$. Aus der periodischen Schlagbewegung resultiert an der Blattspitze eine Beeinflussung des effektiven Anstellwinkels von maximal 1.4° während des Wiederanlegens. Für die kollektive Polare zeigt sich bei statischen Blattspitzenauslenkungen eine sehr gute Übereinstimmung mit Strömungssimulationen und keine Notwendigkeit einer Strukturmodellierung.

Die Erkenntnisse der ersten Messkampagne hinsichtlich der aerodynamischen Ergebnisse am neu entwickelten Rotorteststand haben gezeigt, dass er geeignet ist, Messungen an skalierten Hubschrauberrotoren durchzuführen. Insbesondere die Anwendung optischer Messtechniken in Verbindung mit der Rotationsmechanik der Taumelscheibe hat sich als sehr effektiv herausgestellt. Demgegenüber hat sich die Instrumentierung des Rotorblattes als große Herausforderung mit Optimierungspotential erwiesen. Die Analyse der Standardabweichung des Drucksignals hat gezeigt, dass wertvolle Ergebnisse auch mit geringem Aufwand und wenigen Sensoren zu erlangen sind. Dahingehend wäre zukünftig eine Verteilung einzelner Sensoren entlang der Spannweite sehr interessant, um die radiale Position von Ablösung und Grenzschichttransition feiner aufgelöst zu untersuchen. Hinsichtlich des Betriebs ist eine Überarbeitung der axialen Rotorblattlagerung wünschenswert, um sämtliche Betriebspunkte mit zyklischer Ansteuerung anfahren zu können.

Der gewonnene experimentelle Datensatz wurde bereits erfolgreich zum Vergleich mit Strömungssimulationen herangezogen. Hier können in Zukunft weitere umfangreiche Validierungen von Simulationsstrategien und -modellen erfolgen. Dafür ist es sinnvoll, Messergebnisse für einen breiteren Parameterraum vor allem hinsichtlich Drehfrequenz, mittlerem Steuerwinkel und Nickamplitude zu erzeugen.

Literaturverzeichnis

- [1] Anderson, J.D., Jr.: „Fundamentals of Aerodynamics“, McGraw-Hill Higher Education, 4. Auflage, 2007.
- [2] Arnold, J. & Waitz, S.: „Stabilitätsanalyse für Rotorteststand Göttingen (RTG)“, Institutsbericht, Institut für Aeroelastik, DLR e.V., IB 232-2015 C 06, 2016.
- [3] Bailey, F.J., Jr. & Gustafson, F.B.: „Observations in Flight of the Region of Stalled Flow over the Blades of an Autogiro Rotor“, Technischer Bericht, NACA, NACA-TN-741, 1939.
- [4] Berry, B. & Chopra, I.: „Slowed Rotor Wind Tunnel Testing of an Instrumented Rotor at High Advance Ratio“, *40th European Rotorcraft Forum*, Southampton, England, 02.–05. September 2014. doi:20.500.11881/3463
- [5] Birch, S.F. & Eggers, J.M.: „A Critical Review of the Experimental Data for Developed Free Turbulent Shear Layers“, *Free Turbulent Shear Flows, Volume 1: Conference Proceedings*, NASA-SP-321, S. 11–40, 1972.
- [6] Bittner, W.: „Flugmechanik der Hubschrauber: Technologie, das flugdynamische System Hubschrauber, Flugstabilitäten, Steuerbarkeit“, Springer Vieweg, 4. Auflage, 2014.
- [7] Bousman, W.G.: „Rotorcraft Airloads Measurements – Extraordinary Costs, Extraordinary Benefits“, Technischer Bericht, NASA, NASA-TP–2014-218374, 2014.
- [8] Bousman, W.G.: „Airfoil Dynamic Stall and Rotorcraft Maneuverability“, Technischer Bericht, NASA, NASA-TM-2000-209601, 2000.
- [9] Bousman, W.G.: „A Qualitative Examination of Dynamic Stall from Flight Test Data“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 43 (4), S. 279–295, 1998. doi:10.4050/JAHS.43.279

-
- [10] Carr, L.W. & McCroskey, W.J.: „A Review of Recent Advances in Computational and Experimental Analysis of Dynamic Stall“, *IUTAM Symposium On Fluid Dynamics of High Angle of Attack*, Tokio, Japan, 13.–17. September 1992.
- [11] Carr, L.W.: „Progress in Analysis and Prediction of Dynamic Stall“, *Journal of Aircraft*, Band 25 (1), S. 06–17, 1988. doi:10.2514/3.45534
- [12] Carr, L.W., McCroskey, W.J. & McAlister, K.W.: „Analysis of the Development of Dynamic Stall Based on Oscillating Airfoil Experiments“, Technischer Bericht, NASA, NASA-TN-D-8382, 1977.
- [13] Coton, F.N. & Galbraith, R.A.McD.: „An Examination of Dynamic Stall on an Oscillating Rectangular Wing“, *21st AIAA Applied Aerodynamics Conference*, Orlando, USA, 23.–26. Juni 2003. doi:10.2514/6.2003-3675
- [14] Crowder, J.P.: „Tufts“, In: *Handbook of Flow Visualization*, (Herausgegeben von Yang, W.-J.), S. 125–175, Hemisphere Publishing Corporation, 1989.
- [15] Datta, A., Yeo, H.P & Norman, T.R.: „Experimental Investigation and Fundamental Understanding of a Full-Scale Slowed Rotor at High Advance Ratios“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 58 (2), 2013. doi:10.4050/JAHS.58.022004
- [16] Datta, A., Nixon, M. & Chopra, I.: „Review of Rotor Loads Prediction with the Emergence of Rotorcraft CFD“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 52 (4), S. 287–317, 2007. doi:10.4050/JAHS.52.287
- [17] DiOttavio, J., Watson, K., Cormey, J., Komerath, N. & Kondor, S.: „Discrete Structures in the Radial Flow Over a Rotor Blade in Dynamic Stall“, *26th AIAA Applied Aerodynamics Conference*, Honolulu, USA, 18.–21. August 2008. doi:10.2514/6.2008-7344
- [18] Ekaterinaris, J.A. & Platzer, M.F.: „Computational Prediction of Airfoil Dynamic Stall“, *Progress in Aerospace Sciences*, Band 33 (11), S. 759–846, 1998. doi:10.1016/S0376-0421(97)00012-2
- [19] Ellington, C.P., Van den Berg, C., Willmott, A.P. & Thomas, A.L.R.: „Leading-Edge Vortices in Insect Flight“, *Nature*, Band 384 (6610), S. 626–630, 1996. doi:10.1038/384626a0
- [20] Ericsson, L.E. & Reding, J.P.: „Dynamic Stall of Helicopter Blades“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 17 (1), S. 11–19, 1972. doi:10.4050/JAHS.17.11

-
- [21] Freudenberg Sealing Technologies GmbH (Hrsg.): „Technisches Handbuch, Ausgabe 1“, Freudenberg Sealing Technologies GmbH, Höhnerweg 2–4, 69469 Weinheim, Deutschland, 2015.
- [22] Gardner, A.D., Wolf, C.C. & Raffel, M.: „A New Method of Dynamic and Static Stall Detection Using Infrared Thermography“, *Experiments in Fluids*, Band 57 (9), 2016. doi:10.1007/s00348-016-2235-4
- [23] Gardner, A.D. & Richter, K.: „Boundary Layer Transition Determination for Periodic and Static Flows Using Phase-Averaged Pressure Data“, *Experiments in Fluids*, Band 56 (6), 2015. doi:10.1007/s00348-015-1992-9
- [24] Gardner, A.D. & Richter, K.: „Influence of Rotation on Dynamic Stall“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 58 (3), 2013. doi:10.4050/JAHS.58.032001
- [25] Grizzle, A., Hrishikeshavan, V., Saxena, A. & Chopra, I.: „Characterization of Endevco Piezoresistive Sensors for Blade Pressure Measurements“, *73rd American Helicopter Society Annual Forum*, Fort Worth, USA, 09.–11. Mai 2017.
- [26] Gustafson, F.B. & Myers, G.J., Jr.: „Stalling of Helicopter Blades“, Technischer Bericht, NACA, NACA-TR-840, 1946.
- [27] Ham, N.D. & Garelick, M.S.: „Dynamic Stall Considerations in Helicopter Rotors“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 13 (2), S. 49–55, 1968. doi:10.4050/JAHS.13.49
- [28] Harris, F.D. & Pruyn, R.R.: „Blade Stall – Half Fact, Half Fiction“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 13 (2), S. 27–48, 1968. doi:10.4050/JAHS.13.27
- [29] Heine, B.: „Passive Beeinflussung von Dynamic Stall durch Störgeneratoren“, Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2012.
- [30] Hodson, H.P. & Howell, R.J.: „The Role of Transition in High-Lift Low-Pressure Turbines for Aeroengines“, *Progress in Aerospace Sciences*, Band 41 (6), S. 419–454, 2005. doi:10.1016/j.paerosci.2005.08.001
- [31] Isaacs, N.C.G. & Harrison, R.J.: „Identification of Retreating Blade Stall Mechanisms Using Flight Test Pressure Measurements“, *45th American Helicopter Society Annual Forum*, Boston, USA, 22.–24. Mai 1989.
- [32] Kage, F. & Weerts, U.: „Festigkeitsanalyse von Rotorblatt und -kopf des Rotorversuchsstandes des DLR - Institut für Aerodynamik und Strömungstechnik in

- Göttingen“, Technischer Bericht, Leichtwerk AG, CR-DLRRT01-0590-001 A.02, 2015.
- [33] Kaufmann, K., Merz, C.B. & Gardner, A.D.: „Dynamic Stall Simulations on a Pitching Finite Wing“, *Journal of Aircraft*, Band 54 (4), S. 1303–1316, 2017. doi:10.2514/1.C034020
- [34] Kaufmann, K., Gardner, A.D. & Costes, M.: „Comparison Between Two-Dimensional and Three-Dimensional Dynamic Stall“, In: *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics X*, (Herausgegeben von Dillmann, A., Heller, G., Krämer, E., Wagner, C. & Breitsamter, C.), Band 132 von *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*, S. 315–325, Springer International Publishing, 2016. doi:10.1007/978-3-319-27279-5_28
- [35] Kaufmann, K., Costes, M., Richez, F., Gardner, A.D. & Le Pape, A.: „Numerical Investigation of Three-Dimensional Static and Dynamic Stall on a Finite Wing“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 60 (3), 2015. doi:10.4050/JAHS.60.032004
- [36] Kistler Instrumente AG (Hrsg.): „Betriebsanleitung Quarzkristall-3-Komponenten-Dynamometer Typ 9257B“, Kistler Instrumente AG, Eulachstrasse 22, 8408 Winterthur, Schweiz, 2015.
- [37] Komerath, N., Liou, S.-G. & Hyun, J.-S.: „Flowfield of a Swept Blade Tip at High Pitch Angles“, *29th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Reno, USA, 07.–10. Januar 1991. doi:10.2514/6.1991-704
- [38] Kozłowski, D.: „CFD-Untersuchung der Einflüsse verschiedener Testparameter auf dynamische Strömungsablösung (Dynamic Stall) am Rotorblatt“, Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 2016.
- [39] Kramer, M.: „Die Zunahme des Maximalauftriebes von Tragflügeln bei plötzlicher Anstellwinkelvergrößerung (Böeneneffekt)“, *Zeitschrift für Flugtechnik und Motorluftschiffahrt*, Band 23 (7), S. 185–189, 1932.
- [40] Kufeld, R., Balough, D.L., Cross, J.L., Stuebaker, K.F., Jennison, C.D. & Bousman, W.G.: „Flight Testing the UH-60A Airloads Aircraft“, *50th American Helicopter Society Annual Forum*, Washington, D.C., USA, 11.–13. Mai 1994.
- [41] Lal, M.K., Liou, S.G., Pierce, G.A. & Komerath, N.: „Measurement Around a Rotor Blade Excited in Pitch, Part 2: Unsteady Surface Pressure“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 39 (2), 1994. doi:10.4050/JAHS.39.13

- [42] Le Pape, A., Pailhas, G., David, F. & Deluc, J.-M.: „Extensive Wind Tunnel Measurements of Dynamic Stall Phenomenon for the OA209 Airfoil Including 3D Effects“, *33rd European Rotorcraft Forum*, Kasan, Russland, 11.–13. September 2007. doi:20.500.11881/204
- [43] Leishman, J.G.: „Principles of Helicopter Aerodynamics“, Cambridge University Press, 2. Auflage, 2006.
- [44] Leishman, J.G. & Beddoes, T.S.: „A Semi-Empirical Model for Dynamic Stall“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 34 (3), S. 3–17, 1989. doi:10.4050/JAHS.34.3
- [45] Letzgus, J., Gardner, A.D., Schwermer, T., Keßler, M. & Krämer, E.: „Numerical Investigations of Dynamic Stall on a Rotor with Cyclic Pitch Control“, *43rd European Rotorcraft Forum*, Mailand, Italien, 12.–15. September 2017.
- [46] Letzgus, J., Keßler, M. & Krämer, E.: „CFD-Simulation of Three-Dimensional Dynamic Stall on a Rotor with Cyclic Pitch Control“, *41st European Rotorcraft Forum*, München, 01.–04. September 2015.
- [47] Liiva, J.: „Unsteady aerodynamic and stall effects on helicopter rotor blade airfoil sections“, *Journal of Aircraft*, Band 6 (1), S. 46–51, 1969. doi:10.2514/3.44000
- [48] Lorber, P.F.: „Tip Vortex, Stall Vortex, and Separation Observations on Pitching Three-Dimensional Wings“, *23rd AIAA Fluid Dynamics, Plasma Dynamics and Lasers Conference*, Orlando, USA, 06.–09. Juli 1993. doi:10.2514/6.1993-2972
- [49] Lorber, P.F. & Carta, F.O.: „Unsteady Transition Measurements on a Pitching Three-Dimensional Wing“, *5th Symposium on Numerical and Physical Aspects of Aerodynamic Flows*, Long Beach, USA, 13.–15. Januar 1992.
- [50] Lorber, P.F., Carta, F.O. & Covino, A.F., Jr.: „An Oscillating Three-Dimensional Wing Experiment: Compressibility, Sweep, Rate, Waveform, and Geometry Effects on Unsteady Separation and Dynamic Stall“, Technischer Bericht, United Technologies Research Center, R92-958325-6, 1992.
- [51] Lorber, P.F., Covino, A.F., Jr. & Carta, F.O.: „Dynamic Stall Experiments on a Swept Three-Dimensional Wing in Compressible Flow“, *22nd AIAA Fluid Dynamics, Plasma Dynamics and Lasers Conference*, Honolulu, USA, 24.–26. Juni 1991. doi:10.2514/6.1991-1795

-
- [52] Lorber, P.F. & Carta, F.O.: „Airfoil Dynamic Stall at Constant Pitch Rate and High Reynolds Number“, *Journal of Aircraft*, Band 25 (6), S. 548–556, 1988. doi:10.2514/3.45621
- [53] Ludi, L.H.: „Flight Investigation of Effects of Selected Operating Conditions on the Bending and Torsional Moments Encountered by a Helicopter Rotor Blade“, Technischer Bericht, NACA, NACA-TN-4254, 1958.
- [54] Martin, J.M., Empey, R.W., McCroskey, W.J. & Caradonna, F.X.: „An Experimental Analysis of Dynamic Stall on an Oscillating Airfoil“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 19 (1), S. 26–32, 1974. doi:10.4050/JAHS.19.26
- [55] McAlister, K.W. & Carr: „Water Tunnel Visualizations of Dynamic Stall“, *Journal of Fluids Engineering*, Band 101 (3), S. 376–380, 1979. doi:10.1115/1.3448981
- [56] McCroskey, W.J. & Pucci, S.L.: „Viscous-Inviscid Interaction on Oscillating Airfoils in Subsonic Flow“, *AIAA Journal*, Band 20 (2), S. 167–174, 1982. doi:10.2514/3.51063
- [57] McCroskey, W.J.: „Unsteady Airfoils“, *Annual Review of Fluid Mechanics*, Band 14 (1), S. 285–311, 1981. doi:10.1146/annurev.fl.14.010182.001441
- [58] McCroskey, W.J., McAlister, K.W., Carr, L.W., Pucci, S.L., Lambert, O. & Indergrand, R.F.: „Dynamic Stall on Advanced Airfoil Sections“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 26 (3), S. 40–50, 1981. doi:10.4050/JAHS.26.40
- [59] McCroskey, W.J.: „The Phenomenon of Dynamic Stall“, Technischer Bericht, NASA, NASA-TM-81264, 1981.
- [60] McCroskey, W.J., Carr, L.W. & McAlister, K.W.: „Dynamic Stall Experiments on Oscillating Airfoils“, *AIAA Journal*, Band 14 (1), S. 57–63, 1976. doi:10.2514/3.61332
- [61] McCroskey, W.J.: „Inviscid Flowfield of an Unsteady Airfoil“, *AIAA Journal*, Band 11 (8), S. 1130–1137, 1973. doi:10.2514/3.50558
- [62] McCroskey, W.J.: „Dynamic Stall of Airfoils and Helicopter Rotors“, Technischer Bericht, AGARD, AGARD-R-595, 1972.
- [63] McCroskey, W.J. & Fisher, R.K.: „Detailed Aerodynamic Measurements on a Model Rotor in the Blade Stall Regime“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 17 (1), S. 20–30, 1972. doi:10.4050/JAHS.17.20

-
- [64] McCroskey, W.J.: „Measurements of Boundary Layer Transition, Separation and Streamline Direction on Rotating Blades“, Technischer Bericht, NASA, NASA-TN-D-6321, 1971.
- [65] Meinert, J.: „Technische Thermodynamik / Energielehre“, Formelsammlung, Technische Universität Dresden, Band 3, 8. Auflage, 2009.
- [66] Merz, C.B., Wolf, C.C., Richter, K., Kaufmann, K., Mielke, A. & Raffel, M.: „Spanwise Differences in Static and Dynamic Stall on a Pitching Rotor Blade Tip Model“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 62 (1), 2017. doi:10.4050/JAHS.62.012002
- [67] Merz, C.B.: „Der dreidimensionale dynamische Strömungsabriss an einer schwingenden Rotorblattspitze“, Dissertation, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2016.
- [68] Mulleners, K. & Raffel, M.: „Dynamic Stall Development“, *Experiments in Fluids*, Band 54 (2), 2013. doi:10.1007/s00348-013-1469-7
- [69] Mulleners, K. & Raffel, M.: „The Onset of Dynamic Stall Revisited“, *Experiments in Fluids*, Band 52 (3), S. 779–793, 2012. doi:10.1007/s00348-011-1118-y
- [70] Mulleners, K., Kindler, K. & Raffel, M.: „Dynamic Stall on a Fully Equipped Helicopter Model“, *Aerospace Science and Technology*, Band 19 (1), S. 72–76, 2012. doi:10.1016/j.ast.2011.03.013
- [71] Norman, T.R., Shinoda, P., Peterson, R. & Datta, A.: „Full-Scale Wind Tunnel Test of the UH-60A Airloads Rotor“, *67th American Helicopter Society Annual Forum*, Virginia Beach, USA, 03.–05. Mai 2011.
- [72] Pacha, L.L.: „Optische Bestimmung der Position von Rotorblattspitzen“, Bachelorthesis, Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover, 2014.
- [73] Pahlke, K.G.: „The GOAHEAD Project“, *33rd European Rotorcraft Forum*, Kasan, Russland, 11.–13. September 2007. doi:20.500.11881/213
- [74] Perry, F.J.: „The Aerodynamics of the Helicopter World Speed Record“, *43rd American Helicopter Society Annual Forum*, St. Louis, USA, 18.–20. Mai 1987.
- [75] Piziali, R.A.: „2-D and 3-D Oscillating Wing Aerodynamics for a Range of Angles of Attack Including Stall“, Technischer Bericht, NASA, NASA-TM-4632, 1994.

-
- [76] Popov, A.V., Botez, R.M. & Labib, M.: „Transition Point Detection from the Surface Pressure Distribution for Controller Design“, *Journal of Aircraft*, Band 45 (1), S. 23–28, 2008. doi:10.2514/1.31488
- [77] Potsdam, M., Datta, A. & Jayaraman, B.: „Computational Investigation and Fundamental Understanding of a Slowed UH-60A Rotor at High Advance Ratios“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 61 (2), 2016. doi:10.4050/JAHS.61.022002
- [78] Potsdam, M., Yeo, H. & Johnson, W.: „Rotor Airloads Prediction Using Loose Aerodynamic/Structural Coupling“, *Journal of Aircraft*, Band 43 (3), S. 732–742, 2006. doi:10.2514/1.14006
- [79] Pruyn, R.R.: „In-Flight Measurement of Rotor Blade Airloads, Bending Moments and Motions, Together with Rotorshaft Loads and Fuselage Vibration, on a Tandem Rotor Helicopter. Volume V: Investigation of Blade Stall Conditions“, Technischer Bericht, U.S. Army Aviation Materiel Laboratories, 67-9E, 1968.
- [80] Pruyn, R.R.: „In-Flight Measurement of Rotor Blade Airloads, Bending Moments and Motions, Together with Rotorshaft Loads and Fuselage Vibration, on a Tandem Rotor Helicopter. Volume IV: Summary and Evaluation of Results“, Technischer Bericht, U.S. Army Aviation Materiel Laboratories, 67-9D, 1967.
- [81] Raddatz, J. & Fassbender, J.K.: „Block Structured Navier-Stokes Solver FLOWer“, In: *MEGAFLOW – Numerical Flow Simulation for Aircraft Design*, (Herausgegeben von Kroll, N. & Fassbender, J.K.), Band 89 von *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*, S. 27–44, Springer Berlin Heidelberg, 2005. doi:10.1007/3-540-32382-1_2
- [82] Raffel, M., Gardner, A.D., Schwermer, T., Merz, C.B., Weiss, A., Braukmann, J.N. & Wolf, C.C.: „Rotating Blade Stall Maps Measured by Differential Infrared Thermography“, *AIAA Journal*, Band 55 (5), S. 1753–1756, 2017. doi:10.2514/1.J055452
- [83] Raffel, M.: „User Manual – Aerosol Generator PivPart45 series“, PIVTEC – GmbH, Stauffenberggring 21, 37075 Göttingen, Deutschland, 2017.
- [84] Raffel, M., Merz, C.B., Schwermer, T. & Richter, K.: „Differential Infrared Thermography for Boundary Layer Transition Detection on Pitching Rotor Blade Models“, *Experiments in Fluids*, Band 56 (2), 2015. doi:10.1007/s00348-015-1905-y

-
- [85] Raffel, M. & Heineck, J.T.: „Mirror-Based Image Derotation for Aerodynamic Rotor Measurements“, *AIAA Journal*, Band 52 (6), S. 1337–1341, 2014. doi:10.2514/1.J052836
- [86] Raffel, M., De Gregorio, F., de Groot, K., Schneider, O., Sheng, W., Gilbertini, G. & Seraudie, A.: „On the Generation of a Helicopter Aerodynamic Database“, *The Aeronautical Journal*, Band 115 (1164), S. 103–112, 2011. doi:10.1017/S0001924000005492
- [87] Raffel, M., Willert, C., Wereley, S. & Kompenhans, J.: „Particle Image Velocimetry – A Practical Guide“, Springer, 2. Auflage, 2007.
- [88] Raffel, M., Richard, H., Ehrenfried, K., Van der Wall, B., Burley, C., Beaumier, P., McAlister, K.W. & Pengel, K.: „Recording and Evaluation Methods of PIV Investigations on a Helicopter Rotor Model“, *Experiments in Fluids*, Band 36 (1), S. 146–156, 2004. doi:10.1007/s00348-003-0689-7
- [89] Raghav, V. & Komerath, N.: „Dynamic Stall Life Cycle on a Rotating Blade in Steady Forward Flight“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 60 (3), 2015. doi:10.4050/JAHS.60.032007
- [90] Raghav, V. & Komerath, N.: „Advance Ratio Effects on the Flow Structure and Unsteadiness of the Dynamic-Stall Vortex of a Rotating Blade in Steady Forward Flight“, *Physics of Fluids*, Band 27 (2), 2015. doi:10.1063/1.4906803
- [91] Raghav, V. & Komerath, N.: „Velocity Measurements on a Retreating Blade in Dynamic Stall“, *Experiments in Fluids*, Band 55 (2), 2014. doi:10.1007/s00348-014-1669-9
- [92] Raghav, V.: „Radial Flow Effects on a Retreating Rotor Blade“, Dissertation, Georgia Institute of Technology, 2014.
- [93] Raghav, V. & Komerath, N.: „An Exploration of Radial Flow on a Rotating Blade in Retreating Blade Stall“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 58 (2), 2013. doi:10.4050/JAHS.58.022005
- [94] Ramasamy, M., Wilson, J.S., McCroskey, W.J. & Martin, P.B.: „Measured Characteristics of Cycle-To-Cycle Variations in Dynamic Stall“, *American Helicopter Society Technical Meeting on Aeromechanics Design for Vertical Lift*, San Francisco, USA, 20.–22. Januar 2016.

-
- [95] Richez, F. & Ortun, B.: „Numerical Investigation of the Flow Separation on a Helicopter Rotor in Dynamic Stall Configuration“, *42nd European Rotorcraft Forum*, Lille, Frankreich, 05.–08. September 2016.
- [96] Richter, K., Wolf, C.C., Gardner, A.D. & Merz, C.B.: „Detection of Unsteady Boundary Layer Transition Using Three Experimental Methods“, *54th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, San Diego, USA, 04.–08. Januar 2016. doi:10.2514/6.2016-1072
- [97] Richter, K., Schülein, E., Ewers, B., Raddatz, J. & Klein, A.: „Boundary Layer Transition Characteristics of a Full-Scale Helicopter Rotor in Hover“, *72nd American Helicopter Society Annual Forum*, West Palm Beach, USA, 17.–19. Mai 2016.
- [98] Richter, K. & Schülein, E.: „Boundary-Layer Transition Measurements on Hovering Helicopter Rotors by Infrared Thermography“, *Experiments in Fluids*, Band 55 (7), 2014. doi:10.1007/s00348-014-1755-z
- [99] Richter, K., Le Pape, A., Knopp, T., Costes, M., Gleize, V. & Gardner, A.D.: „Improved Two-Dimensional Dynamic Stall Prediction with Structured and Hybrid Numerical Methods“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 56 (4), 2011. doi:10.4050/JAHS.56.042007
- [100] Samimy, M. & Lele, S.K.: „Motion of Particles with Inertia in a Compressible Free Shear Layer“, *Physics of Fluids A: Fluid Dynamics*, Band 3 (8), S. 1915–1923, 1991. doi:10.1063/1.857921
- [101] Scarano, F.: „Iterative Image Deformation Methods in PIV“, *Measurement Science and Technology*, Band 13 (1), 2002.
- [102] Scarano, F. & Riethmuller, M.L.: „Advances in Iterative Multigrid PIV Image Processing“, *Experiments in Fluids*, Band 29 (1), S. 51–60, 2000. doi:10.1007/s003480070007
- [103] Schneider, O., Przybilla, M., Brehl, E., Mainz, H., Govers, Y., Ragazzi, A. & Maisano, G.: „Preparation and Execution of the NICETRIP Low- and High-Speed Wind Tunnel Tests“, *CEAS Aeronautical Journal*, Band 7 (2), S. 167–184, 2016. doi:10.1007/s13272-016-0192-5
- [104] Schreck, S.J., Robinson, M.C., Hand, M.M. & Simms, D.A.: „Blade Dynamic Stall Vortex Kinematics for a Horizontal Axis Wind Turbine in Yawed Conditions“, *Journal of Solar Energy Engineering*, Band 123 (4), S. 272–281, 2001. doi:10.1115/1.1408307

- [105] Schreck, S.J. & Helin, H.E.: „Unsteady Vortex Dynamics and Surface Pressure Topologies on a Finite Pitching Wing“, *Journal of Aircraft*, Band 31 (4), S. 899–907, 1994. doi:10.2514/3.46577
- [106] Schwamborn, D., Gardner, A.D., von Geyr, H., Krumbein, A., Lüdeke, H. & Stürmer, A.: „Development of the TAU-Code for Aerospace Applications“, *50th NAL International Conference on Aerospace Science and Technology*, Bangalore, Indien, 26.–28. Juni 2008.
- [107] Schwermer, T., Gardner, A.D. & Raffel, M.: „Dynamic Stall Experiments on a Rotor with High Cyclic Setting in Axial Inflow“, *73rd American Helicopter Society Annual Forum*, Fort Worth, USA, 09.–11. Mai 2017.
- [108] Schwermer, T., Richter, K. & Raffel, M.: „Development of a Rotor Test Facility for the Investigation of Dynamic Stall“, In: *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics X*, (Herausgegeben von Dillmann, A., Heller, G., Krämer, E., Wagner, C. & Breitsamter, C.), Band 132 von *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*, S. 663–673, Springer International Publishing, 2016. doi:10.1007/978-3-319-27279-5_58
- [109] Schwermer, T., Merz, C.B., Richter, K., Frieling, D. & Raffel, M.: „Differential Infrared Thermography for Transition Detection on Rotor Blades“, *17th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lissabon, Portugal, 07.–10. Juli 2014.
- [110] Spalart, P.R. & Allmaras, S.R.: „A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows“, *30th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit*, Reno, USA, 06.–09. Januar 1992. doi:10.2514/6.1992-439
- [111] Spentzos, A., Barakos, G.N., Badcock, K.J., Richards, B.E., Wernert, P., Schreck, S.J. & Raffel, M.: „Investigation of Three-Dimensional Dynamic Stall Using Computational Fluid Dynamics“, *AIAA Journal*, Band 43 (5), S. 1023–1033, 2005. doi:10.2514/1.8830
- [112] Spentzos, A., Barakos, G.N., Badcock, K.J., Richards, B.E., Wernert, P., Schreck, S.J. & Raffel, M.: „CFD Investigation of 2D and 3D Dynamic Stall“, *4th Decennial American Helicopter Society Specialists' Conference on Aeromechanics*, San Francisco, USA, 21.–23. Januar 2004.

-
- [113] Strawn, R.C., Caradonna, F.X. & Duque, E.P.N.: „30 Years of Rotorcraft Computational Fluid Dynamics Research and Development“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 51 (1), S. 5–21, 2006. doi:10.4050/1.3092875
- [114] Thanner, W.H. & Yaggy, P.F.: „Experimental Boundary Layer Study on Hovering Rotors“, *Journal of the American Helicopter Society*, Band 11 (3), S. 22–37, 1966. doi:10.4050/JAHS.11.22
- [115] Tran, C.T. & Petot, D.: „Semi-Empirical Model for the Dynamic Stall of Airfoils in View of the Application to the Calculation of Responses of a Helicopter Blade in Forward Flight“, *Vertica*, Band 5 (1), S. 35–53, 1981.
- [116] Verein Deutscher Ingenieure e.V. (Hrsg.): „VDI-Wärmeatlas“, Springer Vieweg, 11. Auflage, 2013.
- [117] Vohl, A.: „Klima: Extremwerte“, <http://www.wetterstation-goettingen.de/extremwerte.html> – Online Ressource, Abruf: 10. August 2017.
- [118] Vuillet, A., Allongue, M., Philippe, J.J. & Desopper, A.: „Performance and Aerodynamic Development of the Super Puma MK II Main Rotor with New SPP8 Blade Tip Design“, *15th European Rotorcraft Forum*, Amsterdam, Niederlande, 12.–15. September 1989.
- [119] Wang, X., Saxena, A. & Chopra, I.: „Measurement and Validation of a Mach-Scale Rotor Performance and Loads at High Advance Ratios“, *72nd American Helicopter Society Annual Forum*, West Palm Beach, USA, 17.–19. Mai 2016.
- [120] Wang, Z.J.: „Dissecting Insect Flight“, *Annual Review of Fluid Mechanics*, Band 37 (1), S. 183–210, 2005. doi:10.1146/annurev.fluid.36.050802.121940
- [121] Weihs, D. & Katz, J.: „Cellular Patterns in Poststall Flow over Unswept Wings“, *AIAA Journal*, Band 21 (12), S. 1757–1759, 1983. doi:10.2514/3.8321
- [122] Weiss, A., Geisler, R., Schwermer, T., Yorita, D., Henne, U., Klein, C. & Raffel M.: „Single-Shot Pressure-Sensitive Paint Lifetime Measurements on Fast Rotating Blades using an Optimized Double-Shutter Technique“, *Experiments in Fluids*, Band 58 (9), 2017. doi:10.1007/s00348-017-2400-4
- [123] Weiss, A., Gardner, A.D. & Klein, C.: „Boundary-Layer Transition Measurements on Mach-Scaled Helicopter Rotor Blades in Climb“, *17th ONERA-DLR Aerospace Symposium*, Aussois, Frankreich, 07.–09. Juni 2017.

-
- [124] Winkelman, A.E. & Barlow J.B.: „Flowfield Model for a Rectangular Planform Wing beyond Stall“, *AIAA Journal*, Band 18 (8), S. 1006–1008, 1980. doi:10.2514/3.50846
- [125] Wood, M.E.: „Results of Oscillatory Pitch and Ramp Tests on the NACA 0012 Blade Section“, Technischer Bericht, Aircraft Research Association, ARA Memo 220, 1979.
- [126] Yamauchi, G.K., Wadcock, A.J. & Heineck, J.T.: „Surface Flow Visualization on a Hovering Tiltrotor Blade“, *American Helicopter Society Technical Specialists' Meeting for Rotorcraft Acoustics and Aerodynamics*, Williamsburg, USA, 1997.
- [127] Yang, J., Ganesh, B. & Komerath, N.: „Radial Flow Measurements Downstream of Forced Dynamic Separation on a Rotor Blade“, *36th AIAA Fluid Dynamics Conference and Exhibit*, San Francisco, USA, 05.–08. Juni 2006. doi:10.2514/6.2006-3377
- [128] Yeo, H. & Potsdam, M.: „Rotor Structural Loads Analysis Using Coupled Computational Fluid Dynamics/Computational Structural Dynamics“, *Journal of Aircraft*, Band 53 (1), S. 87–105, 2016. doi:10.2514/1.C033194
- [129] Zanotti, A., Nilifard, R., Gibertini, G., Guardone, A. & Quaranta, G.: „Assessment of 2D/3D Numerical Modeling for Deep Dynamic Stall Experiments“, *Journal of Fluids and Structures*, Band 51, S. 97–115, 2014. doi:10.1016/j.jfluidstructs.2014.08.004

Abbildungsverzeichnis

1.1	Historischer und moderner Hubschrauber	1
1.2	Lokale Anströmgeschwindigkeit am Rotorblatt	2
1.3	Weitere Beispiele für instationäre Aerodynamik	3
1.4	Statische und dynamische Kraft- und Momentenbeiwerte	4
1.5	Strömungszustände während des <i>Dynamic Stalls</i>	7
1.6	<i>Stall maps</i> für einen UH-60A Rotor im Vorwärtsflug	9
1.7	<i>Tuft</i> -Visualisierung am Kellett KD-1 Tragschrauber	10
1.8	Strömungsablösung an einer schwingenden Blattspitze	14
1.9	Blattspitze des Westland Lynx BERP Rotors	15
1.10	PIV-Aufbau in der GOAHEAD Messkampagne	17
1.11	Rotorteststand am Georgia Institute of Technology	18
1.12	Rotorblattinstrumentierung an der Universität von Maryland	20
2.1	Koordinatendefinition am Rotorblatt	26
2.2	Überblick über den Rotorteststand in Göttingen	28
2.3	Methoden zur Anwendung von PIV am Rotor	31
2.4	Rotorkopf und Schnittansicht des Blattanschlusses	32
2.5	Zeichnung des Rotorblattes	34
2.6	Rotorblattschub und -nickmoment für Auslegung des RTG	36
2.7	Resultierendes Biegemoment an der Rotorkopfwelle	40
2.8	Diskretisierte Rotorkopf- und Rotorblattgeometrie für FEM-Analyse	40
2.9	Ergebnis der Lastfälle LF2/LF2-f	42
2.10	Zugversuch des Rotorblattes	43

2.11	Ergebnisse des Zugversuchs bis zum Strukturversagen	44
2.12	Amplitudenspektrum vor und nach dem Überlastversuch LF5	46
2.13	Betriebsgrenzen des RTG	48
2.14	Frequenzverlauf einer Bodenresonanzanalyse	49
2.15	Schnittpunkte der Eigenfrequenzverläufe von Unterbau und Rotor	50
2.16	Foto der Rotorblattwurzel mit Blattanschluss	51
2.17	Lagertemperaturen während eines Testlaufs	53
2.18	Zerstörtes Axiallager des Rotorblattlagerung	54
3.1	Positionierung der Sensoren im Rotorblatt	59
3.2	Foto der instrumentierten saugseitigen Rotorblatthalbschale	60
3.3	Diskretisierungsfehler durch Sensorauflösung	62
3.4	Beispieldaten des Mach-skalierten Druckbeiwerts	64
3.5	Rotierender Teil des Telemetriesystems	68
3.6	Übersicht der vorderen Rotorwelle und Messtechnik	70
3.7	Rechen zur Verteilung der Partikel	73
3.8	PIV-Aufbau am RTG	74
3.9	Maskierung von PIV-Partikelroh Bildern	75
3.10	Beispielbild der Strömungsvisualisierung mit <i>tufts</i>	80
3.11	Beispielaufnahmen der Blattspitzenkamera	82
3.12	Qualitativer zeitlicher Ablauf einer Messung	84
4.1	Polare des kollektiven Steuerwinkels ohne zyklische Ansteuerung	88
4.2	Qualitative Druckverteilung auf der Saugseite aus PSP-Messungen	89
4.3	<i>Stall map</i> aus Auswertung der <i>tufts</i>	91
4.4	DIT-Messung und Ergebnisse zur Ablösedetektion	92
4.5	Vergleich des Druckbeiwerts mit <i>tuft</i> - und DIT-Daten	93
4.6	Strömungsfelder für vier Phasenlagen mit Druckverteilungen	94
4.7	Instantane PIV-Strömungsfelder bei $r/R = 0.77$ und $t/T = 0.52$	97
4.8	Mit der Machzahl skaliertes Druckbeiwert für den D1-Fall	99
4.9	Nickmomentenbeiwert aus experimentellen und CFD-Daten	100

4.10	Standardabweichung des mit der Machzahl skalierten Druckbeiwerts . . .	101
4.11	Strömungsfelder an fünf radialen Positionen	104
4.12	In PIV-Strömungsfeldern detektierte und geglättete Ablösepositionen . .	106
4.13	Vergleich der Ablösepositionen für Rotor und Blattspitze	107
4.14	Vergleich der Ablösepositionen nach PIV, <i>tufts</i> und Druckmessungen . .	109
4.15	Spannweitige Strömungskomponente am Rotor	110
4.16	Oberflächendruck und Stromlinien auf der Rotorblattsaugseite	112
4.17	Spannweitige Geschwindigkeiten an Rotor und Blattspitze	115
4.18	Zirkulation aus PIV-Daten am Rotor	117
4.19	Vergleich der Zirkulation aus PIV-Daten an Rotor und Blattspitze	118
4.20	Druckbeiwert am äußeren Druckschnitt für die Testfälle D1 und D2 . . .	120
4.21	Druckbeiwert am äußeren Druckschnitt für die Testfälle D2 und D3 . . .	121
4.22	Laminar-turbulente Transition bei $r/R = 0.77$ für vier Fälle	122
4.23	Blattspitzenauslenkung	125
4.24	Fourier-Analyse der Blattspitzenauslenkung	126
4.25	Vergleich des Druckbeiwerts aus experimentellen und CFD-Daten	127

Tabellenverzeichnis

2.1	Aus Simulationsergebnissen abgeleitete Lastfälle	39
3.1	Parameter für Berechnung der PIV-Messunsicherheit	79
4.1	Parameter der untersuchten Testfälle	87

A Stoffwerte der Luft

Wie in Abs. 3.4 beschrieben, werden die Stoffwerte der Luft, die nicht direkt gemessen werden, berechnet. Mit diesen Umgebungsparametern lassen sich anschließend Ähnlichkeitszahlen und Beiwerte bestimmen. Das verwendete Formelwerk mit Koeffizienten wurde aus dem VDI-Wärmeatlas [116] und einer Formelsammlung der Technischen Thermodynamik [65] übernommen. Der Übersichtlichkeit halber wurden die ausschließlich in diesem Abschnitt verwendeten Formelzeichen nicht in der Nomenklatur am Anfang der Arbeit aufgeführt, sondern werden nachfolgend im Text erläutert. Es werden Indizes für feuchte Luft (fL), trockene Luft (L) sowie Wasser, beziehungsweise Wasserdampf (W) verwendet. Temperaturen werden in Kelvin angegeben.

Luftzusammensetzung

Der Sättigungsdampfdruck p_s ergibt sich mit der Wagner-Gleichung, dem Druck $p_{k,W}$ und der Temperatur $\vartheta_{k,W}$ des kritischen Punktes sowie den Koeffizienten A bis D für Wasser zu

$$p_s = p_k \cdot \exp \left(\frac{\vartheta_k}{\vartheta} \left(A \left(1 - \frac{\vartheta}{\vartheta_k} \right) + B \left(1 - \frac{\vartheta}{\vartheta_k} \right)^{1.5} + C \left(1 - \frac{\vartheta}{\vartheta_k} \right)^{2.5} + D \left(1 - \frac{\vartheta}{\vartheta_k} \right)^5 \right) \right) . \quad (\text{A.1})$$

Mit

$$\vartheta_{k,W} = 647.096 \text{ K} ,$$

$$p_{k,W} = 220.64 \cdot 10^5 \text{ Pa} ,$$

$$A_W = -7.86975 ,$$

$$B_W = 1.90561 ,$$

$$C_W = -2.30891 \text{ und}$$

$$D_W = -2.06472 \text{ .}$$

Die Feuchtebeladung x (in $\text{kg}_{\text{Wasser}}/\text{kg}_{\text{Luft}}$) und die jeweiligen Massenanteile ξ ergeben sich mit $R_W = 461.526 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ und $R_L = 287.12 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ zu

$$x = \frac{\xi_W}{\xi_L} = \frac{R_L}{R_W} \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{p_{\text{atm}} - \varphi \cdot p_s} \text{ ,} \quad (\text{A.2})$$

$$\xi_W = \frac{x}{1 + x} \text{ und} \quad (\text{A.3})$$

$$\xi_L = 1 - \xi_W \text{ .} \quad (\text{A.4})$$

Dichte

Die Dichte der ungesättigten, beziehungsweise gesättigten feuchten Luft ρ ergibt sich zu

$$\rho_{\text{fL}} = \frac{p_{\text{atm}}}{R_L \cdot \vartheta} \cdot \frac{1 + x}{1 + \frac{R_W}{R_L} \cdot x} \text{ .} \quad (\text{A.5})$$

Spezifische Gaskonstante

Die spezifische Gaskonstante R der feuchten Luft ergibt sich nach

$$R_{\text{Gemisch}} = \sum_{i=1}^k \xi_i R_i \text{ zu} \quad (\text{A.6})$$

$$R_{\text{fL}} = \xi_W \cdot R_W + (1 - \xi_W) R_L \text{ .} \quad (\text{A.7})$$

Isentropenexponent

Die spezifische isobare Wärmekapazität c_p der feuchten Luft ergibt sich zu

$$c_{p,\text{fL}} = \xi_W \cdot c_{p,W} + (1 - \xi_W) c_{p,L} \text{ .} \quad (\text{A.8})$$

Dabei wird die spezifische isobare Wärmekapazität der trockenen Luft $c_{p,L}$ mit der

spezifischen Gaskonstanten $R = R_L = 287.12 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ und den Koeffizienten für trockene Luft A_L bis G_L nach Gl. A.9 berechnet:

$$c_p = R \cdot \left(B + (C - B) \left(\frac{\vartheta}{A + \vartheta} \right)^2 \cdot \left(1 - \frac{A}{A + \vartheta} \left(D + E \frac{\vartheta}{A + \vartheta} + F \left(\frac{\vartheta}{A + \vartheta} \right)^2 + G \left(\frac{\vartheta}{A + \vartheta} \right)^3 \right) \right) \right) , \quad (\text{A.9})$$

$$A_L = 2548.9320 ,$$

$$B_L = 3.5248 ,$$

$$C_L = -0.6366 ,$$

$$D_L = -3.4281 ,$$

$$E_L = 49.8238 ,$$

$$F_L = -120.3466 \text{ und}$$

$$G_L = 98.8658 .$$

Die spezifische isobare Wärmekapazität von Wasserdampf $c_{p,W}$ ergibt sich ebenfalls nach Gl. A.9, jedoch mit $R = R_W = 461.526 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$ sowie den Koeffizienten für Wasserdampf A_W bis G_W :

$$A_W = 706.3032 ,$$

$$B_W = 5.1703 ,$$

$$C_W = -6.0865 ,$$

$$D_W = -6.6011 ,$$

$$E_W = 36.2723 ,$$

$$F_W = -63.0965 \text{ und}$$

$$G_W = 46.2085 .$$

Die spezifische isobare Wärmekapazität der Einzelstoffe nach Gl. A.9 ist lediglich von der Temperatur abhängig. Der Isentropenexponent κ ergibt sich anschließend über das

Verhältnis der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p und der spezifischen isochoren Wärmekapazität c_V wie folgt:

$$\kappa_{fL} = \frac{c_{p,fL}}{c_{V,fL}} = \frac{c_{p,fL}}{c_{p,fL} - R_{fL}} . \quad (\text{A.10})$$

Schallgeschwindigkeit

Die Schallgeschwindigkeit a ergibt sich zu

$$a = \sqrt{\kappa_{fL} \cdot R_{fL} \cdot \vartheta} . \quad (\text{A.11})$$

Dynamische Viskosität

Die dynamische Viskosität mit Berücksichtigung der Luftfeuchtigkeit wird mit dem jeweiligen Volumenanteil Φ nach Gl. A.12 berechnet:

$$\eta_{fL} = \Phi_L \eta_L + \Phi_W \eta_W , \quad (\text{A.12})$$

mit dem Volumenanteil des Wasserdampfes

$$\Phi_W = \frac{x}{\frac{R_L}{R_W} + x} \quad (\text{A.13})$$

und dem Volumenanteil der trockenen Luft

$$\Phi_L = 1 - \Phi_W . \quad (\text{A.14})$$

Die dynamischen Viskositäten für trockene Luft und Wasserdampf ergeben sich zu

$$\eta = A + B \cdot \vartheta + C \cdot \vartheta^2 + D \cdot \vartheta^3 + E \cdot \vartheta^4 , \quad (\text{A.15})$$

wobei für trockene Luft die Koeffizienten

$$A_L = -0.01702 \cdot 10^{-5} ,$$

$$B_L = 0.79965 \cdot 10^{-7} ,$$

$$C_L = -0.72183 \cdot 10^{-10} ,$$

$$D_L = 0.04960 \cdot 10^{-12} \text{ und}$$

$$E_L = -0.01388 \cdot 10^{-15} ,$$

gelten. Für gasförmiges Wasser gelten die Koeffizienten

$$A_W = 0.64966 \cdot 10^{-5} ,$$

$$B_W = -0.15102 \cdot 10^{-7} ,$$

$$C_W = 1.15935 \cdot 10^{-10} ,$$

$$D_W = -0.10080 \cdot 10^{-12} \text{ und}$$

$$E_W = 0.03100 \cdot 10^{-15} .$$

Für Vergleiche mit numerischen Strömungssimulationen, die mit dem DLR-TAU Code durchgeführt wurden, wurde die dynamische Viskosität analog zur Implementierung in TAU nach dem Gesetz von Sutherland berechnet, auch wenn dabei die Druckabhängigkeit und der Einfluss der Luftfeuchtigkeit vernachlässigt werden:

$$\eta = \eta_0 \left(\frac{\vartheta}{\vartheta_0} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{\vartheta_0 + C}{\vartheta + C} . \quad (\text{A.16})$$

Mit

$$C = 110.4 \text{ K} ,$$

$$\vartheta_0 = 273 \text{ K} \text{ und}$$

$$\eta_0 = 1.716 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s} .$$

Lebenslauf

Till Schwermer

geboren am 06.03.1987 in Hamburg

Wissenschaftlicher Werdegang

- | | |
|-------------------|--|
| 01/2012 – 12/2017 | Wissenschaftlicher Mitarbeiter in der Abteilung Hubschrauber des Instituts für Aerodynamik und Strömungstechnik am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt in Göttingen |
| 04/2011 – 12/2011 | Masterthesis bei der Volkswagen AG in der Entwicklung Aerodynamik zum Thema „Detached-Eddy-Simulationen für die Fahrzeug-Außen aerodynamik: Experimentelle Untersuchungen und Zeitreihen-Analysen zur Validierung“ |
| 09/2009 – 03/2010 | Bachelorthesis in der Abteilung Technische Strömungen des Instituts für Aerodynamik und Strömungstechnik am Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt in Göttingen zum Thema „Experimentelle Untersuchung von zylindrischen Wirbelgeneratoren am quer angeströmten Kreiszyylinder“ |

Hochschulausbildung

- | | |
|-------------------|---|
| 03/2012 – 04/2018 | Promotion an der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover zum Thema „Experimentelle Untersuchung des dynamischen Strömungsabrisses an einem Rotor mit axialer Zuströmung“ |
| 03/2010 – 01/2012 | Masterstudium (M.Sc.) Flugzeugbau an der Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg |
| 09/2006 – 04/2010 | Bachelorstudium (B.Eng.) Flugzeugbau an der Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg |
| 08/1997 – 06/2006 | Gymnasium Othmarschen in Hamburg |

Sprachen

Deutsch

Englisch

Sämtliche Publikationen (chronologisch)

- Wolf, C.C., Braukmann, J.N., Stauber, W., Schwermer, T. & Raffel, M., „The Tip-Vortex System of a Four-Bladed Rotor in Dynamic Stall Conditions“, *74th American Helicopter Society Annual Forum*, Phoenix, USA, 14.–17. Mai 2018.
- Schwermer, T., Gardner, A.D. & Raffel, M.: „A Novel Experiment to Understand the Dynamic Stall Phenomenon in Rotor Axial Flight“, *Journal of the American Helicopter Society* (Mai 2018: eingereicht und akzeptiert, derzeit im Revisionsprozess).
- Letzgus, J., Gardner, A.D., Schwermer, T., Keßler, M. & Krämer, E.: „Numerical Investigations of Dynamic Stall on a Rotor with Cyclic Pitch Control“, *Journal of the American Helicopter Society* (Mai 2018: eingereicht und akzeptiert für Publikation).
- Weiss, A., Gardner, A.D., Schwermer, T., Klein, C. & Raffel, M.: „On the Effect of Rotational Forces on Rotor Blade Boundary-Layer Transition“, *56th AIAA Aerospace Sciences Meeting*, Kissimmee, USA, 08. – 12. Januar 2018. doi:10.2514/6.2018-0309
- Braukmann, J.N., Schwermer, T. & Wolf, C.C.: „Investigation of Young Blade-Tip Vortices at a Rotor Test Facility using Stereoscopic PIV“, *Fachtagung Experimentelle Strömungsmechanik*, Karlsruhe, 05.–07. September 2017.
- Goerttler, A., Braukmann, J.N., Schwermer, T., Gardner, A.D. & Raffel, M.: „Tip-Vortex Investigation on a Rotating and Pitching Rotor Blade“, *43rd European Rotorcraft Forum*, Mailand, Italien, 12.–15. September 2017.
- Letzgus, J., Gardner, A.D., Schwermer, T., Keßler, M. & Krämer, E.: „Numerical Investigations of Dynamic Stall on a Rotor with Cyclic Pitch Control“, *43rd European Rotorcraft Forum*, Mailand, Italien, 12.–15. September 2017.
- Raffel, M., Gardner, A.D., Schwermer, T., Merz, C.B., Weiss, A., Braukmann, J.N. & Wolf, C.C.: „Rotating Blade Stall Maps Measured by Differential Infrared Thermography“, *AIAA Journal*, Band 55 (5), S. 1753–1756, 2017. doi:10.2514/1.J055452
- Schwermer, T., Gardner, A.D. & Raffel, M.: „Dynamic Stall Experiments on a Rotor with High Cyclic Setting in Axial Inflow“, *73rd American Helicopter Society Annual Forum*, Fort Worth, USA, 09.–11. Mai 2017.
- Weiss, A., Geisler, R., Schwermer, T., Yorita, D., Henne, U., Klein, C. & Raffel, M.: „Single-Shot Pressure-Sensitive Paint Lifetime Measurements on Fast Rotating Blades Using an Optimized Double-Shutter Technique“, *Experiments in Fluids*, Band 58 (9), 2017. doi:10.1007/s00348-017-2400-4

- Raffel, T., Gardner, A.D., Schwermer, T., Merz, C.B., Weiss, A., Braukmann, J.N., Wolf, C.C. & Ewers, B.: „Differential Infrared Thermography (DIT) for Dynamic Stall Detection“, *18th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lissabon, Portugal, 04.–07. Juli 2016.
- Schwermer, T., Richter, K. & Raffel, M.: „Development of a Rotor Test Facility for the Investigation of Dynamic Stall“, In: *New Results in Numerical and Experimental Fluid Mechanics X*, (Herausgegeben von Dillmann, A., Heller, G., Krämer, E., Wagner, C. & Breitsamter, C.), Band 132 von *Notes on Numerical Fluid Mechanics and Multidisciplinary Design*, S. 663–673, Springer International Publishing, 2016. doi:10.1007/978-3-319-27279-5_58
- Raffel, M., Merz, C.B., Schwermer, T. & Richter, K.: „Differential Infrared Thermography for Boundary Layer Transition Detection on Pitching Rotor Blade Models“, *Experiments in Fluids*, Band 56 (2), 2015. doi:10.1007/s00348-015-1905-y
- Schwermer, T., Richter, K. & Raffel, M.: „Development of a Rotor Test Facility for the Investigation of Dynamic Stall“, *19. DGLR-Fachsymposium der STAB*, München, 04.–05. November 2014.
- Schwermer, T., Merz, C.B., Richter, K., Frieling, D. & Raffel, M.: „Differential Infrared Thermography for Transition Detection on Rotor Blades“, *17th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lissabon, Portugal, 07.–10. Juli 2014.
- Raffel, M., Merz, C.B., Bauknecht, A. & Schwermer, T.: „High-Speed PIV, Deformation and BOS Measurements for Rotor Aerodynamics“ *AFDAR Workshop on Application of advanced flow diagnostics to aeronautics*, Braunschweig, 06.–07. Februar 2013.
- Schwermer, T.: „Detached-Eddy-Simulationen für die Fahrzeug-Außenaerodynamik: Experimentelle Untersuchungen und Zeitreihen-Analysen zur Validierung“, Masterthesis, Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg, 2011.
- Heine, B., Schwermer, T. & Raffel, M.: „The Effect of Vortex Generators on the Flow Around a Circular Cylinder“, *15th International Symposium on Application of Laser Techniques to Fluid Mechanics*, Lissabon, Portugal, 05.–08. Juli 2010.
- Schwermer, T.: „Experimentelle Untersuchung von zylindrischen Wirbelgeneratoren am quer angeströmten Kreiszyylinder“, Bachelorthesis, Hochschule für angewandte Wissenschaften Hamburg, 2010.