

Numerische und experimentelle Untersuchungen an Ventilatoren mit hoher Leistungsdichte

von
Toni Klemm



Karlsruhe 2005

Titelbild: Laufräder von Strömungsmaschinen
mit hoher Leistungsdichte

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften

an der Fakultät für Maschinenbau der
Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte Dissertation

von
Dipl.-Ing. Toni Klemm
aus Ettlingen

Tag der mündlichen Prüfung: 27.06.2005

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. M. Gabi
Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Th. Carolus

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Fachgebiet Strömungsmaschinen und wurde im Juni 2005 von der Fakultät für Maschinenbau der Universität Karlsruhe (TH) als Dissertation genehmigt.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi danke ich herzlich für die Anregung und die Betreuung dieser Arbeit. Herrn Prof. Dr.-Ing. Thomas Carolus danke ich für die Übernahme des Korreferates und für die kritische Durchsicht der Arbeit.

Die erfolgreiche Durchführung dieser Arbeit ist zu einem großen Teil, auch durch die von mir als überaus kollegial empfundene Arbeitsatmosphäre begründet. Aus diesem Grund schulde ich allen Kollegen und Mitarbeitern des Fachgebiets Strömungsmaschinen, für ihre hervorragende Unterstützung und die wertvollen Diskussionen, besonderen Dank. Ebenso danke ich allen Studenten, die durch ihre engagierte Mitarbeit viele Beiträge zu dieser Arbeit geleistet haben.

Als wichtigste Säule dieser Arbeit und im gesamten Leben richtet sich meine Dankbarkeit abschließend, aber nicht minder, an meine Frau Anne und Tochter Anni.

Karlsruhe, im September 2005
Toni Klemm

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	III
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise	3
2 Arbeitsweise von Strömungsmaschinen	5
2.1 Laufradströmung	5
2.2 Energieumsetzung in einer Strömungsmaschine	6
2.2.1 Allgemeine Grundlagen	6
2.2.2 Hauptgleichungen hydraulischer Arbeitsmaschinen	7
2.3 Ähnlichkeitsbeziehungen und Kennziffern	10
3 Strömungsmaschinen mit hoher Leistungsdichte	15
3.1 Allgemeines	15
3.2 Querstromventilator	16
3.3 Trommelläuferventilator	20
3.4 Durchströmturbine	24
3.5 Alternative Anwendungskonzepte	25
4 Experimentelle Untersuchungen - Prüfstandstechnik	27
4.1 Kammerprüfstand	27
4.2 Bestimmung integraler Betriebsgrößen	29
4.3 Bestimmung lokaler Geschwindigkeitsverteilungen	30
4.4 Fehlerbetrachtungen	33
5 Numerische Strömungsberechnung	35
5.1 Prinzip	35
5.2 Mathematische Modellbildung	35
5.3 Diskretisierung und Lösungsverfahren	39
5.4 Randbedingungen	42
5.5 Netzgenerierung	43
5.6 Fehlerarten - Eigenschaften numerischer Verfahren	44

6	Querstromventilatoren	47
6.1	Voruntersuchungen - Frei rotierende Schaufelwalze	47
6.1.1	Einleitung	47
6.1.2	Experimentelle Untersuchungen	47
6.1.3	Numerische Modellbildung	51
6.1.4	Untersuchungsergebnisse	53
6.2	Spaltungengehäuse (Sz1)	58
6.2.1	Einleitung	58
6.2.2	Experimentelle Untersuchungen	58
6.2.3	Numerische Modellbildung	60
6.2.4	Untersuchungsergebnisse	62
6.3	Keilzungengehäuse (Kz1)	73
6.3.1	Einleitung	73
6.3.2	Experimentelle Untersuchungen	74
6.3.3	Numerische Modellbildung	76
6.3.4	Untersuchungsergebnisse	77
6.4	Keilzungengehäuse (Kz2)	84
7	Trommelläuferventilatoren	89
7.1	Variante 1 (Var1)	89
7.1.1	Einleitung	89
7.1.2	Entwurf eines Spiralgehäuses	90
7.1.3	Experimentelle Untersuchungen	92
7.1.4	Numerische Modellbildung	94
7.1.5	Untersuchungsergebnisse	96
7.2	Variante 2 (Var2)	101
7.2.1	Einleitung	101
7.2.2	Numerische Modellbildung	102
7.2.3	Experimentelle Untersuchungen	105
7.2.4	Untersuchungsergebnisse	105
8	Durchströmturbine	111
8.1	Einleitung	111
8.2	Numerische und experimentelle Untersuchungen	112
8.3	Untersuchungsergebnisse	113
9	Zusammenfassung	115
	Literaturverzeichnis	119

Symbolverzeichnis

Symbole und Abkürzungen:

A	Querschnittsfläche
a	Schallgeschwindigkeit
b	Breite (räumliche Tiefe)
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy Zahl
c	Geschwindigkeit
D	Durchmesser
e	Prozentualer Fehler
F	Kraft
f	spezifische Volumenkraft
f	konvektiver oder diffusiver Fluss in Normalenrichtung
k	turbulente kinetische Energie
I	Impuls, Stromstärke
g	Erdbeschleunigung
L	Drehimpuls
l	Länge, turbulentes Längenmaß
M	Drehmoment
Ma	Machzahl
\dot{m}	Massenstrom
n	Normalenrichtung, Drehzahl
P	Leistung
P_k	Turbulenzproduktion
p	Druck
u, v, w	Geschwindigkeiten im x, y, z -Koordinatensystem
R	Krümmungsradius
r	Radius
r	Reaktionsgrad
Re	Reynoldszahl
S_Φ	Quellterm
s	Bogenlänge
Tu	Turbulenzgrad
t	Teilung, Zeit
U	elektrische Spannung
u	Umfangsgeschwindigkeit in einem rotierenden Bezugssystem
u_τ	Wandschubspannungsgeschwindigkeit

Symbolverzeichnis

V	Volumen
\dot{V}	Volumenstrom
w	Relativgeschwindigkeit in einem rotierenden Bezugssystem
X	Mittelwert einer allgemeinen Größe
x	Momentanwert einer allgemeinen Größe
x, y, z	räumliche Koordinaten
x'	Schwankungswert einer allgemeinen Größe
α	Winkel
β	Winkel
Γ	Diffusionskoeffizient
δ	Durchmesserzahl
δ_{ij}	Kronecker-Symbol
ε	Turbulente Dissipation
η	Wirkungsgrad
κ	Karmann Konstante
Λ	Leistungsdichte
λ	Leistungszahl
μ	Viskosität
μ_t	Wirbelviskosität
ν	kinematische Viskosität
ϱ	Dichte
σ	Laufzahl
Φ	Transportvariable
φ	Lieferzahl, Volumenzahl
ϕ	Polarwinkel
ς	Spiralenwinkel
τ	Spannungstensor
τ_W	Wandschubspannung
ψ	Druckzahl
ω	Winkelgeschwindigkeit

Indizes:

0	Referenz
1	Eintritt
2	Austritt
a	außen
d	dynamisch
E	Endwert
$elek$	elektrisch
erf	erforderlich
fa	frei ausblasend
i	inneren

i, j, k	Raumrichtungen
int	Integration
la	Laufrad
m	meridian
max	maximal
$mech$	mechanisch
P	Partikel
r	radial
S	Schaufel
sp	Spalt
st	statisch
t	total
U	Umgebung
u	Umfang
$Verl$	Verluste
vol	volumetrisch
W	Welle

Andere Zeichen:

- + mit Wandschubspannungsgeschwindigkeit normierte Größen
- Δ Differenz
- zeitlich gemittelt
- Vektorgroße

1 Einleitung

1.1 Problemstellung

Der Zwang zu niedrigen Produktionskosten und eingeschränktem Bauvolumen führt im Strömungsmaschinenbau zu Maschinen hoher Leistungsdichte, die durch kompakte Abmessungen und hohen Energieumsatz bei niedrigen spezifischen Drehzahlen charakterisiert werden. Daraus resultieren Laufradkonstruktionen, die eine im Verhältnis zum Durchmesser große Breite und Schaufelgitter mit großen Radienverhältnissen besitzen, wodurch sich eine charakteristische Trommel- oder Walzenform ergibt.

Im Ventilatorenbau führte dies zur Entwicklung von Trommelläufer- und Querstromventilatoren, welche sich im Vergleich zu konventionellen Radial- und Axialmaschinen durch hohe erreichbare Druckziffern und niedrige Geräuschpegel auszeichnen. Diese Konstruktionsweise bedingt jedoch einen relativ niedrigen Wirkungsgrad, sodass Wirtschaftlichkeitsbetrachtungen den Einsatz im Normalfall auf eine maximale Antriebsleistung bis etwa $10kW$ beschränken. Die Durchströmung dieser Ventilatoren ist sehr komplex und durch stark asymmetrische sowie gekoppelte Stromfelder in Laufrad und Gehäuse gekennzeichnet. Ein Vergleich der Betriebseigenschaften der unterschiedlichen Ventilatorarten zeigt Abbildung 1.1.

Aufgrund der besonderen aerodynamischen Eigenschaften dieser Ventilatoren sind konventionelle Auslegungsmethoden nur unter sehr starken Einschränkungen anwendbar. Daher wurde in einer Vielzahl von experimentellen Parameterstudien für verschiedene Gehäuse und Laufradformen die Einzelmaschine optimiert und einfache Regeln zur Gestaltung hergeleitet. Problematisch hierbei ist jedoch, wenn aufgrund von Bauraum- oder fertigungstechnischen Beschränkungen keine optimale Gehäuseform gewählt werden kann. Ein weiterer Problembereich ist die Wechselwirkung der Strömung zwischen Ventilator und Kanalsystem, die bisher nur unzureichend abgeschätzt werden konnte.

Auch im Bereich der hydraulischen Kraftmaschinen ist das Erzielen einer hohen Leistungsdichte eine notwendige Anforderung an Auslegung und Konstruktion. Der wirtschaftliche Betrieb von Wasserturbinen im Bereich niedriger Fallhöhen und/oder Durchflussmengen erfordert einen besonders effizienten Energieumsatz in der Strömungsmaschine. Diese Eigenschaft erfüllt die Durchströmturbine, welche vorwiegend im Leistungsbereich von $1...1500kW$ Anwendung findet. Das Energie übertragende Medium durchströmt im Gegensatz zu Ventilatoren dabei nur einen definierten Teilbereich des Rotors, wodurch Plansch-

1 Einleitung

verluste vermieden und die Auslegung erheblich vereinfacht wird. Für die Nutzung von Windkraft sind im Bereich der Durchströmturbine noch keine Anwendungsfälle bekannt, die jedoch im Hinblick auf eine Schonung der nicht regenerativen Energieressourcen sinnvoll sind. Die Nutzung als Windturbine bedingt die volle Beaufschlagung des Laufrades mit dem energieübertragenden Medium, wodurch sich in Analogie zu den Querstromventilatoren komplexe Anforderungen an die aerodynamische Auslegung ergeben.

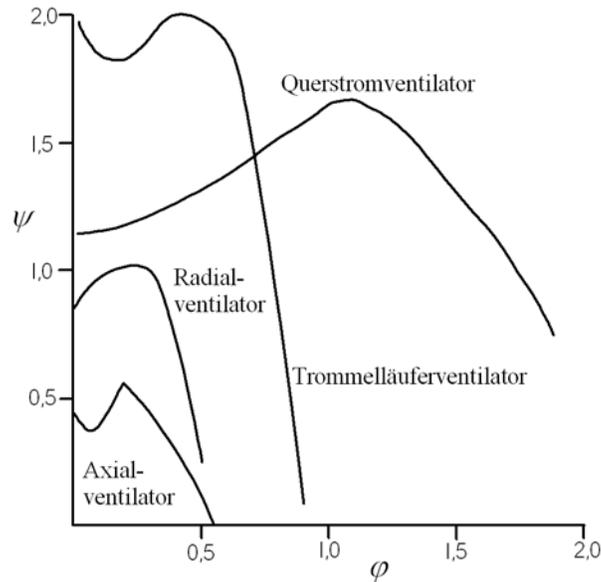


Abbildung 1.1: Betriebseigenschaften von Ventilatoren nach Osborne [48]

Zur Lösung der Auslegungsproblematik wird seit einigen Jahren der Ansatz der numerischen Strömungssimulation verfolgt. Aufgrund der Strömungseigenschaften und der Auslegung der Laufräder als Gleichdruckrad umfasst die Simulation das gesamte Laufrad und einen Großteil des Gehäuses, da die Umwandlung der kinetischen Energie der Strömung in Druckenergie erst in einem dem Laufrad nachgeschalteten Gehäuse bzw. Diffusor erfolgen kann. Die erforderliche instationäre Simulation der Laufraddrehung und eine erhebliche Anzahl an Rechenpunkten stellen dabei hohe Anforderungen an das Simulationsprogramm und die Rechnerkapazität.

In der Literatur finden sich zahlreiche Veröffentlichungen zur Simulation dieser Strömungsmaschinen. Eine praktische Anwendung dieser Simulationsergebnisse ist jedoch noch nicht möglich. Ursachen sind häufig geringe Mengen an Validierungsdaten, die Berechnung eines begrenzten Betriebsbereiches sowie teilweise zu hohe Abweichungen zwischen Experiment und Simulation bei komplexen und praxisnahen Geometrien.

1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Ziel dieser Arbeit ist es, einen Beitrag zur Reduzierung des Auslegungsaufwandes von Trommelläufer- und Querstromventilatoren zu leisten sowie die Möglichkeit der Anwendung einer Durchströmturbine als Windkraftanlage zu überprüfen. Zur Berechnung des Betriebsverhaltens wurde dazu das in der Industrie weit verbreitete Strömungssimulationsprogramm Star-CD eingesetzt. Anhand von Berechnungen unterschiedlicher Anwendungsfälle soll durch Herausstellen der Stärken und Schwächen der Simulation die numerische Strömungsberechnung als Werkzeug zur Auslegung und Entwicklung von Strömungsmaschinen dieser Bauweise nutzbar gemacht werden. Dies erfolgt in erster Linie durch die Simulation von Einzelmaschinen, mit dem späteren Ziel, die Auslegung eines Kanalsystems im Verbund mit der Strömungsmaschine durchführen zu können. Weiterhin stellt sich die Frage, inwieweit anhand numerisch durchgeführter geometrischer Parametervariationen eine Maschine optimiert werden kann.

Ausgangspunkt dieser Arbeit ist die Dissertation von S. Dornstetter [18]. Diese Untersuchungen zeigen insgesamt, dass es mit Hilfe eines kommerziellen numerischen Verfahrens möglich ist, die sehr komplexen Strömungseigenschaften und das Betriebsverhalten von Querstromventilatoren qualitativ und quantitativ richtig zu beschreiben. Es zeigt allerdings auch, dass insbesondere bei komplexen Geometrien derzeit noch erhebliche Abweichungen von den experimentell ermittelten Werten auftreten. Zur Weiterentwicklung dieses Verfahrens erfolgt als erster Schritt eine Überprüfung der Modellannahmen. Dazu wird das Modellgebiet auf eine frei rotierende Schaufelwalze reduziert und durch systematische Variation numerischer Parameter, wie Turbulenzmodell und Diskretisierung, der Einfluss auf die Strömungseigenschaften untersucht. Diese Ergebnisse werden mit parallel durchgeführten experimentellen Studien verglichen und auf entsprechende Eignung überprüft. Der dazu konzipierte Versuchsstand erlaubt die Erfassung integraler Betriebsgrößen zur Kennlinienbestimmung, Beurteilung der akustischen Eigenschaften sowie die Visualisierung der Strömung durch die PARTICLE IMAGE VELOCIMETRY. Anhand der erzielten Ergebnisse erfolgt die Auswahl der Parameter zur numerischen Berechnung von Laufrad- und Gehäuseströmung. Als Untersuchungsobjekte dienen zwei Keilzungengehäuse und ein Spaltzungengehäuse, die ebenso wie das verwendete Laufrad handelsüblichen Produkten entsprechen. Von besonderem Interesse in der Entwicklung von Querstromventilatoren ist der Einfluss der Gehäusegeometrie auf das Betriebsverhalten. Deshalb wird dieser Einfluss durch systematische Variation einzelner Gehäuseparameter an einer ausgewählten Geometrie untersucht. Zur Beurteilung der Ergebnisse dienen wiederum eigene experimentelle Ergebnisse und an der FH Heilbronn durchgeführte Untersuchungen [63].

In der Entwicklung von Komponenten zur Belüftung eines Fahrzeuginnenraums ist zur Beschleunigung des Entwicklungsprozesses insbesondere die Simulation von Trommelläuferventilatoren notwendig. Im frühen Entwicklungsprozess eines Lüftungssystems ist dabei die Vorhersage der Verluste und der genauen Verteilung der Strömung in die verschiedenen Austrittskanäle von besonderer Bedeutung. Deshalb ist es wichtig, die Geschwindigkeits-

1 Einleitung

und Druckverteilung im Kanalsystem zu kennen. Dies ist jedoch nur möglich, wenn der Ventilator im Verbund mit dem Kanalsystem simuliert wird. Für erste numerische Untersuchungen an Trommelläuferventilatoren wird deshalb für ein handelsübliches Laufrad ein einfaches Spiralgehäuse entworfen. Der entstandene Ventilator dient als Vergleichsbasis von experimentellen und numerischen Ergebnissen. Die Validierung der Strömungssimulationen erfolgt durch Vergleiche von integralen Betriebsgrößen und Messungen der Geschwindigkeitsverteilung im Gehäuse mittels der PIV-Messtechnik. Anhand dieser Untersuchungen soll die prinzipielle Möglichkeit der Simulation der Strömung in einem Trommelläuferventilator aufgezeigt werden, um anschließend einen Ventilator mit einem komplexen Gehäuse, wie er z. B. in einer Fahrzeugklimaanlage eingesetzt wird, zu berechnen.

Ziel der Anwendung einer Durchströmturbine als Windturbine ist die Nutzung von flachen aber breiten Luftströmungen, wie sie z. B. bei Auftriebsströmungen an Berghängen oder Gebäudewänden auftreten. Zur Abschätzung des Einsatzpotentials werden vergleichende experimentelle und numerische Untersuchungen an einem als Turbine eingesetzten Querstromventilator durchgeführt.

2 Arbeitsweise von Strömungsmaschinen

2.1 Laufradströmung

Zentrales Element einer Strömungsmaschine ist das beschaufelte und rotierende Laufrad, in dem einem Fluid Strömungsenergie zugeführt (Arbeitsmaschinen) oder entzogen (Kraftmaschine) wird. Die Leistungsübertragung ist mit einer Geschwindigkeits- und Druckänderung des Fluids verbunden.

Bei der Fluidbewegung im Laufrad muss je nach Bezugssystem zwischen der absoluten und relativen Strömung unterschieden werden. Relativ zum rotierenden Laufrad bewegen sich die Fluidteilchen auf Bahnkurven, die im Wesentlichen durch die Form der Schaufeln vorgegeben sind. Die Absolutbewegung resultiert aus der Überlagerung dieser Relativströmung mit der Laufradrotation.

Wird die Relativgeschwindigkeit des Fluids mit \vec{w} , seine Absolutgeschwindigkeit mit \vec{c} und die Umfangsgeschwindigkeit mit \vec{u} bezeichnet, so gilt die Vektorgleichung

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w}, \quad (2.1)$$

welche sich als Geschwindigkeitsplan darstellen lassen (Abb. 2.1).

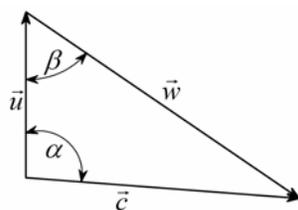


Abbildung 2.1: Geschwindigkeitsplan in einem rotierenden Bezugssystem

In Abbildung 2.2 ist im Relativsystem unter Annahme schaufelkonkruefter Strömung die Durchströmung des Schaufelkanals anhand einer Stromlinie dargestellt. Das Fluid tritt unter dem Winkel $\beta_1 = \beta_{S1}$ in den Schaufelkanal ein, wird umgelenkt und verlässt den Schaufelkanal mit dem Winkel $\beta_2 = \beta_{S2}$.

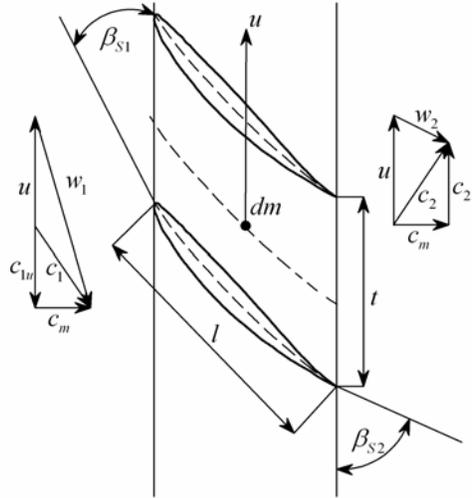


Abbildung 2.2: Durchströmung eines Schaufelkanals (Arbeitsmaschine)

Die Ausbildung der Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Auslass ist abhängig vom Einsatz als Arbeits- oder Kraftmaschine. Arbeitsmaschinen (Ventilatoren, Pumpen) führen dem Fluid Energie zu, sodass die Absolutgeschwindigkeit beschleunigt wird. Bei Kraftmaschinen (Turbinen) stellt sich dieser Effekt genau gegensätzlich dar.

2.2 Energieumsetzung in einer Strömungsmaschine

2.2.1 Allgemeine Grundlagen

Zur Beschreibung des Verhaltens eines strömenden Fluids dienen die strömungsmechanischen Grundgleichungen für Masse und Impuls, welche im Folgenden in vereinfachter Form anhand eines Stromfadens erläutert werden. Die Strömung wird dabei als reibungsfrei, adiabatisch, stationär und inkompressibel angenommen.

Die Erhaltungsgleichung der Masse für einen Stromfaden ergibt sich für einen bestimmten Querschnitt zu [67]:

$$\dot{m} = \rho c A = \text{konst.} \quad (2.2)$$

Für eine konstante Dichte wird daraus:

$$\dot{V} = c A. \quad (2.3)$$

Zur Bestimmung der Kräfte und Momente wird die Impuls- bzw. Drehimpulserhaltung eingesetzt (Gl. 2.4, 2.11).

$$\sum \vec{F}_a = \frac{d\vec{I}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho \vec{c} dV \quad (2.4)$$

2.2 Energieumsetzung in einer Strömungsmaschine

Aus dieser Gleichung ergibt sich durch Betrachtung des Kräftegleichgewichtes in Richtung des Stromfadens die EULERSCHE GLEICHUNG [67].

$$\frac{dc}{dt} = \frac{\partial c}{\partial t} + c \frac{\partial c}{\partial s} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial s} - g \frac{\partial z}{\partial s} \quad (2.5)$$

Die in der Strömungsmechanik bedeutende BERNOULLI GLEICHUNG folgt aus der Integration der EULERSCHEN GLEICHUNG (1 \rightarrow 2) längs eines Stromfadens. Diese lautet für reibungsfreie, inkompressibel und stationäre Strömungen folgendermaßen:

$$\frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} = 0. \quad (2.6)$$

Auf gekrümmten Stromfäden wirken in radialer Richtung ebenfalls Kräfte. Bei Vernachlässigung der Schwerkraft entsteht mit dem Kräftegleichgewicht senkrecht zum Stromfaden die RADIALE DRUCKGLEICHUNG (Gl. 2.7).

$$\frac{c^2}{R} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial n} \quad (2.7)$$

Diese Gleichung beschreibt das Kräftegleichgewicht zwischen der Zentrifugalkraft und dem Druckanstieg in radialer Richtung.

2.2.2 Hauptgleichungen hydraulischer Arbeitsmaschinen

In hydraulischen Strömungsmaschinen kann das Fluid näherungsweise als inkompressibel angesehen werden, da die Mach-Zahl Ma , gebildet mit der charakteristischen Geschwindigkeit c und der Schallgeschwindigkeit a des Fluids, klein ist.

$$Ma = \frac{c}{a} \quad (2.8)$$

Das Wirkprinzip von Strömungsmaschinen kann vereinfacht über die Strömung in einem Rohr mit einem sich stetig veränderndem Querschnitt erläutert werden (Abb. 2.3). Jedoch muss dabei beachtet werden, dass dem Fluid Energie zu- bzw. abgeführt wird. Die theoretisch übertragene Leistung (Gl. 2.9) ergibt sich durch das Produkt aus Massenstrom \dot{m} und spezifischer Stutzenarbeit Y_{th} . Die spezifische Stutzenarbeit ist ein Maß für die Änderung der spezifischen Energie E zwischen Ein- und Austritt der Strömungsmaschine. Die gesamte Energieänderung setzt sich dabei aus den Änderungen der einzelnen Energieanteile zusammen (Gl. 2.10). Für Strömungsarbeitsmaschinen ist es sinnvoll, die Energie möglichst in Form von Drucksteigerung umzusetzen, da die Überführung von Druck in Geschwindigkeit in Diffusoren nur mit merklichen Verlusten verbunden ist [4].

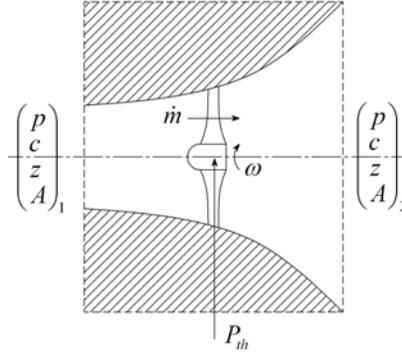


Abbildung 2.3: Wirkungsweise von hydraulischen Strömungsmaschinen

$$P_{th} = \dot{m} Y_{th} \quad (2.9)$$

$$Y_{th} = E_2 - E_1 = \frac{1}{2}(c_2^2 - c_1^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{p_2 - p_1}{\rho} \quad (2.10)$$

Zur Auslegung von Strömungsmaschinen ist es notwendig, die übertragene Leistung anhand der Schaufelform bzw. der Geschwindigkeitspläne zu bestimmen. Dazu dient die EULERSCHE HAUPTGLEICHUNG für Strömungsmaschinen. Unter Anwendung des Drehimpulssatzes (Gl. 2.11) auf den Kontrollraum eines Schaufelkanals lässt sich die übertragene Leistung durch das Laufrad herleiten [67][55].

Der Drehimpulssatz lautet: Die zeitliche Änderung des Drehimpulses ist gleich der Summe aller angreifenden äußeren Momente.

$$\sum \vec{M}_a = \frac{d\vec{L}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_V \rho(\vec{r} \times \vec{c}) dV \quad (2.11)$$

Da die Druckkräfte am Ein- und Austritt des Schaufelkanals sowie die Schwerkraft kein Moment geben, reduziert sich das äußere Moment M_a auf das Schaufelmoment M_S und somit der stationäre Drehimpulssatz zu:

$$\vec{M}_S = \int_A \rho(\vec{r} \times \vec{c}_u)(\vec{c} \vec{n}). \quad (2.12)$$

Die Auswertung des Integrals bei einer Arbeitsmaschine führt zu:

$$M_S = \dot{m}(r_2 c_{2u} - r_1 c_{1u}). \quad (2.13)$$

Mit dem Schaufelmoment M_S kann nun die über das Laufrad zu übertragende Leistung P_{th} bestimmt werden (Gl. 2.14).

$$P_{th} = M_S \omega \quad (2.14)$$

2.2 Energieumsetzung in einer Strömungsmaschine

Durch Einsetzen von Gleichung 2.13 in Gleichung 2.14 und $u = r \omega$ folgt:

$$P_{th} = \dot{m}(u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}). \quad (2.15)$$

Nach Substitution von P_{th} mit Gleichung 2.9 ergibt sich die EULERSCHE HAUPTGLEICHUNG für Strömungsmaschinen zu:

$$Y_{th} = u_2 c_{2u} - u_1 c_{1u}. \quad (2.16)$$

Durch Anwendung von Winkelbeziehungen in den Geschwindigkeitsplänen ist es möglich, die EULERSCHE HAUPTGLEICHUNG in Abhängigkeit von Strömungswinkeln darzustellen. Damit ergibt sich unter Verwendung von $c_{1u} = c_{1m} \operatorname{ctg} \alpha_1$ und $c_{2u} = u_2 - c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2$:

$$Y_{th} = u_2^2 - u_2 c_{2m} \operatorname{ctg} \beta_2 - u_1 c_{1m} \operatorname{ctg} \alpha_1. \quad (2.17)$$

Die Anwendung dieser Beziehung ermöglicht die Auslegung einer Strömungsmaschine durch die Abschätzung der spezifischen Stutzenarbeit in Abhängigkeit der Schaufelwinkel.

Eine weitere Schreibweise für die theoretische Stutzenarbeit lautet:

$$Y_{th} = \frac{1}{2}[(c_2^2 - c_1^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (u_2^2 - u_1^2)]. \quad (2.18)$$

In dieser Gleichung können die letzten beiden Glieder als die Differenz der statischen Druckenergie über das Laufrad interpretiert werden. Die Energiedifferenz aus den Komponenten der Absolutgeschwindigkeiten steht zunächst nur als Geschwindigkeitsenergie zur Verfügung und muss deshalb in Leitapparaten oder Diffusoren in Druckenergie umgewandelt werden. Dieser Vorgang ist jedoch mit Verlusten behaftet, sodass es erstrebenswert ist, diese Energiedifferenz möglichst klein zu halten. Eine Aussage zum Verhältnis der in statischen Druck umgesetzten Energie zum Gesamtenergieumsatz bietet der Reaktionsgrad (Gl. 2.19).

$$r = \frac{Y_{th\ st}}{Y_{th}} = \frac{\frac{1}{2}[(w_1^2 - w_2^2) + (u_2^2 - u_1^2)]}{Y_{th}} \quad (2.19)$$

Die theoretische spezifische Stutzenarbeit Y_{th} weicht von der tatsächlichen spezifischen Stutzenarbeit Y ab, da reale Strömungen reibungsbehaftet sind, und die Strömung nicht ideal der Schaufelkontur folgt. Die tatsächliche spezifische Stutzenarbeit Y einer Strömungsmaschine wird durch eine Vielzahl von Verlusten reduziert.

$$Y = \eta Y_{th} \quad (2.20)$$

Die Verluste werden über den Wirkungsgrad η der Strömungsmaschine berücksichtigt (Gl. 2.20). Dieser setzt sich aus dem inneren, volumetrischen und mechanischen Wirkungsgrad zusammen (Gl. 2.21).

$$\eta = \eta_i \eta_{vol} \eta_{mech} \quad (2.21)$$

2 Arbeitsweise von Strömungsmaschinen

Der innere Wirkungsgrad η_i umfasst alle inneren Verluste. Dazu zählen die Verluste, welche innerhalb der Maschine durch Reibung, Querschnitts- und Richtungsänderungen entstehen (hydraulische Verluste) sowie Verluste durch Reibung an den Außenwänden des Rades (Radseitenreibung) [49]. Im volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} werden die Leckverluste einer Maschine erfasst. Diese entstehen durch Rückströmungen vom Laufradein- zum Laufradaustritt und Undichtigkeiten an Spaltdichtungen. Mechanische Verluste durch Reibung in Lagern und Dichtungen werden durch den mechanischen Wirkungsgrad η_{mech} berücksichtigt.

Im speziellen Fall einer Arbeitsmaschine muss deshalb zur betrieblich geforderten spezifischen Stutzenarbeit Y_{erf} zusätzlich die Verlustarbeit Y_{Verl} an das Fluid übertragen werden.

$$Y = Y_{Verl} + Y_{erf} = (1 - \eta)Y_{th} + Y_{erf} \quad (2.22)$$

Zur optimalen Auslegung von Strömungsmaschinen ist es deshalb zielführend, diese Verluste durch Anwendung moderner Verfahren zu minimieren.

Werden alle Arbeitspunkte bei konstanter Drehzahl in einem $Y - \dot{V}$ -Diagramm aufgetragen ergibt sich die Drosselkurve der Strömungsmaschine (Abb. 2.4).

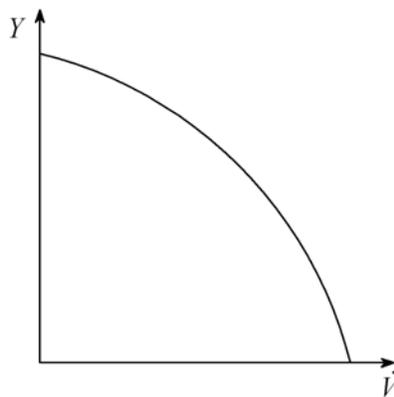


Abbildung 2.4: Kennlinie einer Strömungsmaschine

2.3 Ähnlichkeitsbeziehungen und Kennziffern

In der Entwicklung und Konstruktion von Strömungsmaschinen ist es häufig notwendig, die Betriebsdaten von Maschinen unterschiedlicher Abmessungen und Betriebsbedingungen zu vergleichen und zu beurteilen. Unumgänglich ist dies in der Baureihenentwicklung und bei der Durchführung von Modellversuchen.

Grundlage dieser Betrachtungen sind ähnlichkeitsmechanische Modellgesetze und Kennziffern, welche im folgenden kurz dargestellt und erläutert werden. Ausgangspunkt sind die

Beziehungen zwischen den Betriebsdaten unter der Annahme geometrischer, kinematischer und dynamischer Ähnlichkeit.

Geometrische Ähnlichkeit besteht, wenn die Abmessungen zweier Maschinen maßstäblichen Vergrößerungen oder Verkleinerungen entsprechen [60]. Dabei bleiben Längenverhältnisse und Geometriewinkel konstant. Die Strömungsverhältnisse in einer Maschine sind kinematisch ähnlich, wenn die Geschwindigkeitspläne geometrisch ähnlich sind. Dies wird durch konstante Winkel zwischen den Geschwindigkeiten erreicht. Zur Einhaltung dynamischer Ähnlichkeit müssen sich alle Kräfte ähnlich verhalten.

Die wichtigsten Ähnlichkeitsbeziehungen zwischen zwei geometrisch ähnlichen Strömungsmaschinen sind die Zusammenhänge von Volumenstrom, Stutzenarbeit und Leistung.

$$\text{A) } \frac{V_I}{V_{II}} = \frac{n_I}{n_{II}} \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^3 \quad \text{B) } \frac{Y_I}{Y_{II}} = \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^2 \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^2 \quad \text{C) } \frac{P_I}{P_{II}} = \left(\frac{n_I}{n_{II}} \right)^3 \left(\frac{D_I}{D_{II}} \right)^5 \quad (2.23)$$

Der Volumenstrom ändert sich demzufolge mit der dritten Potenz des Durchmessers und linear mit der Drehzahl. Im Gegensatz dazu ist die spezifische Stutzenarbeit quadratisch von Durchmesser und Drehzahl abhängig. Die Leistungen zweier geometrisch ähnlicher Strömungsmaschinen verhalten sich zueinander wie die fünfte Potenz der Abmessungen und die dritte Potenz der Drehzahlen.

Eine weitere Möglichkeit die Betriebsparameter ähnlicher Strömungsmaschinen zu vergleichen ist die Verwendung von Kennzahlen. Eine in der Strömungsmechanik wichtige Kennzahl ist die Reynoldszahl Re (Gl. 2.24).

$$Re = \frac{cl}{\nu} \quad (2.24)$$

Die Reynoldszahl bezeichnet das Verhältnis von Trägheitskräften zu Reibungskräften in einer Strömung anhand einer charakteristischen Geschwindigkeit c , einer charakteristischen Länge l und der Stoffgröße kinematische Zähigkeit ν .

Dimensionslose Kennzahlen können über eine Dimensionsanalyse ermittelt werden. Mit der Dimensionsanalyse wird eine Reduktion der unabhängigen Größen eines Systems durch die Betrachtung der physikalischen Dimensionen der einzelnen Größen erreicht. Wird ein Strömungsfeld durch eine Funktion von i Variablen beschrieben, welche j verschiedene Basisgrößen enthalten, so kann die Strömung nach dem Theorem von Buckingham als Funktion von $i - j$ dimensionslosen Größen beschrieben werden [55]. Die Basisgrößen sind hier Masse, Länge und Zeit.

Wird eine Dimensionsanalyse der Strömung im Laufrad einer Strömungsmaschine durchgeführt, werden z. B. die wichtigen dimensionslosen Kennzahlen für die Stutzenarbeit ψ

2 Arbeitsweise von Strömungsmaschinen

und den Volumenstrom φ ermittelt [26]. Eine weitere wichtige Kennzahl ist die aus ψ und φ abgeleitete Kennzahl für die Leistung:

$$\text{Druckzahl } \psi = \frac{2Y}{u^2} \quad (2.25)$$

$$\text{Volumenzahl } \varphi = \frac{\dot{V}}{uA} \quad (2.26)$$

$$\text{Leistungszahl } \lambda = \varphi\psi. \quad (2.27)$$

Die Bezugsgrößen sind hier Durchmesser und Umfangsgeschwindigkeit. Somit können Betriebswerte für unterschiedliche Drehzahlen und geometrisch ähnliche Laufräder verglichen werden. Für die Auslegung von Strömungsmaschinen kann es jedoch notwendig sein, verlangte Betriebswerte durch verschiedene Laufräder bei verschiedenen Drehzahlen zu erfüllen. Dazu stehen die ebenfalls aus ψ und φ abgeleiteten Kenngrößen δ und σ zur Verfügung. Diese Kennzahlen sind Vergleichswerte für Laufraddurchmesser und Drehzahl bezogen auf die Werte eines Vergleichsrades mit $\varphi = 1$ und $\psi = 1$ [19]:

$$\text{Laufzahl } \sigma = \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} \quad (2.28)$$

$$\text{Durchmesserzahl } \delta = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}}. \quad (2.29)$$

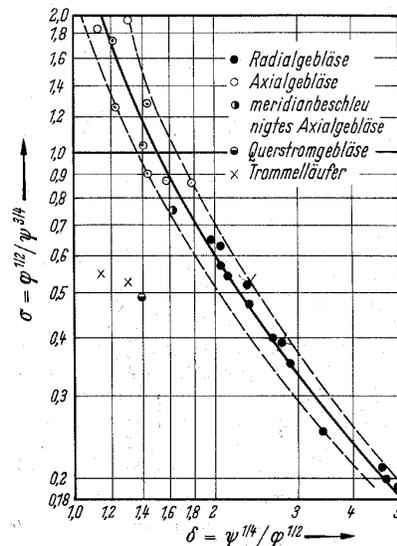


Abbildung 2.5: Cordier-Diagramm für Ventilatoren [19]

Von Cordier [13] wurden diese Kennzahlen für die jeweiligen Optimalpunkte einer Strömungsmaschine in einem doppelt-logarithmischem Diagramm aufgetragen (Abb. 2.5). Da-

bei entsteht ein hyperbelähnlicher Verlauf der unterschiedlichen Optimalpunkte. Die eingezeichneten Punkte zeigen eine deutliche Streuung, sodass vom sogenannten CORDIER-BAND gesprochen wird. Mit diesem Diagramm können Laufräder typisiert werden, da jeder Bereich des CORDIER-BANDES einem Laufradtyp entspricht. Es erfolgt von links nach rechts ein kontinuierlicher Übergang von axial über diagonal nach radial durchströmten Laufrädern. Durch Darstellung der Lauf- und Durchmesserzahl mit den Hauptbetriebsdaten kann die optimale Bauform eines Laufrades bei vorgegebenem Volumenstrom, Stutzenarbeit und Baugröße abgeschätzt werden:

$$\text{Laufzahl } \sigma = 2\pi^{\frac{1}{2}}n \frac{\dot{V}^{\frac{1}{2}}}{(2Y)^{\frac{3}{4}}} \quad (2.30)$$

$$\text{Durchmesserzahl } \delta = \pi^{\frac{1}{2}}D \frac{(2Y)^{\frac{1}{4}}}{2\dot{V}^{\frac{1}{2}}}. \quad (2.31)$$

Strömungsmaschinen mit trommelförmigen Laufrädern sind aufgrund des Einflusses der Radbreite nicht im Bereich des CORDIER-BANDES zu finden. Der Vergleich mit einer Radialmaschine ähnlicher Laufzahl zeigt, dass die Durchmesserzahl deutlich geringer ist. Aus diesem Grund kann bei gleichem Energieumsatz ein Trommelläufer- oder Querstromventilator deutlich kompakter gebaut werden, was durch die besonders hohe Leistungsdichte dieser Ventilortypen ermöglicht wird.

3 Strömungsmaschinen mit hoher Leistungsdichte

3.1 Allgemeines

Die Leistungsdichte Λ ist eine z. B. auf die Fläche, den Raum oder die Masse bezogene Maßeinheit zur Beschreibung der Leistungsfähigkeit von Energiewandlern, wie z. B. die Fozelle (W/m^2), der Verbrennungsmotor (W/m^3) und die Batterie (W/kg).

Eine Größe zur Charakterisierung der Leistungsdichte bei Strömungsmaschinen ist die Leistungszahl λ (Gl. 2.27). Typische Vertreter für Strömungsmaschinen mit hoher Leistungsdichte sind Trommelläufer- und Querstromventilatoren sowie die Durchströmturbine. Diese Maschinen sind im Vergleich zu konventionellen Axial- oder Radialmaschinen durch kompakte Abmessungen, den Betrieb mit geringer Drehzahl und einem daraus resultierenden geringen Geräuschniveau gekennzeichnet. Grund dafür sind hohe erreichbare Druckziffern bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten. Aufgrund der Bau- und Funktionsweise ist der Wirkungsgrad mit maximal 50% bei Ventilatoren und 80% bei der Durchströmturbine relativ niedrig. Dennoch finden diese Maschinen viele Anwendungsgebiete, da häufig nicht der maximale Wirkungsgrad, sondern Geräuscharmheit, spezifischer Kennlinienverlauf oder kompakte Abmessungen für die Auswahl maßgebend sind. Zur Verdeutlichung des besonderen Betriebsverhaltens dieser Strömungsmaschinen dient das aus dem CORDIER-DIAGRAMM abgeleitete Leistungszahldiagramm (Abb. 3.1). In diesem Diagramm ist die Leistungszahl für verschiedene Strömungsmaschinen bei bestem Wirkungsgrad über der Durchmesserzahl aufgetragen. Es ist deutlich erkennbar, dass die Leistungsziffern der Trommelläufer- und Querstromventilatoren oberhalb der Axial- und Radialmaschinen liegen. Für die Durchströmturbine konnten in der Literatur keine Werte für die Durchmesserzahl gefunden werden. Aufgrund der Funktionsweise kann man jedoch annehmen, dass die Leistungsziffern der Durchströmturbinen im Bereich der Trommelläufer- und Querstromventilatoren liegen. Ein weiteres Merkmal dieser Maschinen ist der geringe Reaktionsgrad (Gl. 2.19) von $r \approx 0$. Dies resultiert aus der typischen Bauart mit der Anordnung von Schaufeln geringer Sehnenlänge auf relativ großem Durchmesser und geringer bzw. nicht gegebener Verzögerung der Relativströmung. Dadurch kann bei der Durchströmung der Schaufelkanäle nur wenig bis gar kein statischer Druck auf- oder abgebaut werden. Bei Ventilatoren erfolgt die Umwandlung von dynamischen in statischen Druck im Spiralgehäuse.

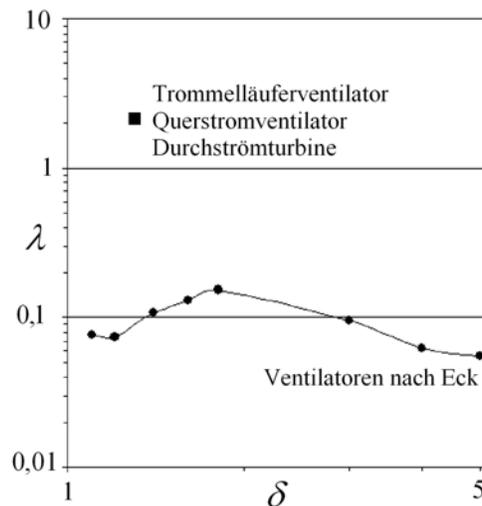


Abbildung 3.1: Leistungs-zifferdiagramm

Abbildung 3.2 zeigt den typischen Aufbau der Laufräder. Die Schaufelbreite ist im Verhältnis zum Laufraddurchmesser sehr groß, wodurch die typische Trommel- oder Walzenform entsteht. Zur kostengünstigen Fertigung bestehen die Schaufeln meistens aus kreisbogenförmigen Blechprofilen.



Abbildung 3.2: Typische Laufräder mit am Umfang angeordneten Schaufeln

3.2 Querstromventilator

Der Einsatz als Grubenlüfter zur Grubenbewetterung waren Ende des 19. Jahrhunderts erste Anwendungsgebiete des von P. Mortier 1892 patentierten Querstromgebläses. Aufgrund ihrer Geräusentwicklung sowie des schlechten Wirkungsgrades wurden sie allerdings bald durch Gebläse herkömmlicher Bauart ersetzt und gerieten lange Zeit in Vergessenheit. Erst Mitte der sechziger Jahre im 20. Jahrhundert begannen Konstrukteure in der Lüftungstechnik sich wieder für Querstromventilatoren zu interessieren, nachdem neuere Konstruktionen fähig waren, das Geräuschniveau der Querstromventilatoren zu reduzieren [19]. Heutzutage werden Querstromventilatoren in den Bereichen Raumklimatisierung, industrieller Kühlung und Trocknungsprozesse, aber auch in Haushalts- und Bürogeräten eingesetzt.

Querstromventilatoren nehmen aufgrund ihres Funktionsprinzips eine Sonderstellung unter den Ventilatoren ein. Im Gegensatz zu Radial- bzw. Axialventilatoren bildet sich in dieser Ventilatorbauart eine stark asymmetrische Strömung aus, weshalb klassische Methoden der Ventilatorauslegung nur bedingt anwendbar sind. Querstromventilatoren bestehen aus einem walzenförmigen, breiten Laufrad radialer Bauart mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln. Das Gehäuse setzt sich aus einem Einströmbereich, der Spiral- bzw. Rückwand, der Zunge und dem meist diffusorförmigen Ausströmbereich auf der Druckseite zusammen. Die Stirnseiten des Laufrades schließen mit zwei Endplatten und der Lagersitze ab. Die Laufschauflern werden meist unprofiliert ausgeführt, da aus dem Einsatz profilierter Schaufeln keine entscheidenden Verbesserungen im Betriebsverhalten resultieren, die den erhöhten Fertigungsaufwand rechtfertigen würden [8].



Abbildung 3.3: Konventioneller Querstromventilator [12]

Abbildung 3.3 zeigt einen konventionellen Querstromventilator mit auf der Laufradwalze erkennbaren Zwischensegmenten, die bei langen Schaufeln den Rotor und die Schaufeln stabilisieren. Charakteristisch für Querstromventilatoren ist eine zweimalige Durchströmung der Schaufelkanäle sowie die daraus resultierende Ausbildung eines zur Laufradachse parallelen Wirbelgebietes, welches die Saug- und Druckseite der Laufradströmung gegeneinander abgrenzt. Aufgrund des Wirbels, mit Strömungsumkehr innerhalb von ca. zwei Schaufelkanälen, stellt sich eine stark instationäre Durchströmung der Beschauflung ein (Abb. 3.4).

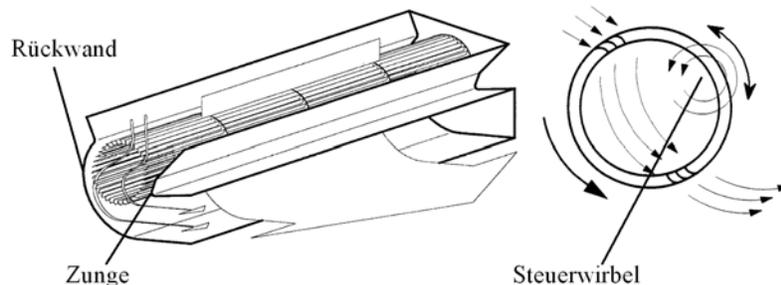


Abbildung 3.4: Prinzipielle Darstellung der Funktionsweise eines Querstromventilators [50][19]

3 Strömungsmaschinen mit hoher Leistungsdichte

Die Lage, Größe und Stärke des Wirbels ist vorwiegend von der Gehäusegeometrie und dem Drosselzustand abhängig [19].

Die Gestaltung des Austrittsbereiches eines Querstromventilators ist von besonderem Interesse, da das Laufrad als Gleichdruckrad angesehen werden kann, und damit der Strömung im Wesentlichen kinetische Energie zugeführt wird. Diese muss im Austrittsdiffusor wieder in Druckenergie umgewandelt werden. Aus diesen Gründen ist bei der Entwicklung von Querstromventilatoren der Gehäusegeometrie, mit ihrer Vielzahl von Parametern, ein besonderes Interesse entgegenzubringen.

Eine Übersicht aktueller Gehäuseformen zeigt Abbildung 3.5. Diese können nach ihrer Durchströmrichtung und der Zungenform unterschieden werden. Gehäuse 1 und 2 sind durch eine starke Umlenkung der Hauptströmung charakterisiert, wogegen bei Gehäuseform 3 nur eine geringe Umlenkung des Volumenstroms vorhanden ist. Die Betriebscharakteristiken sind in dem dazugehörigen Kennliniendiagramm dargestellt. Die Unterscheidung nach Zungenform erfolgt durch die Unterteilung in Keilzungen- und Spaltzungengehäuse. Spaltzungengehäuse verfügen im Bereich der Zunge einen Rezirkulationskanal. Dieser Kanal soll das Verhalten der Strömung bei mittleren und kleinen Volumenströmen stabilisieren [38].

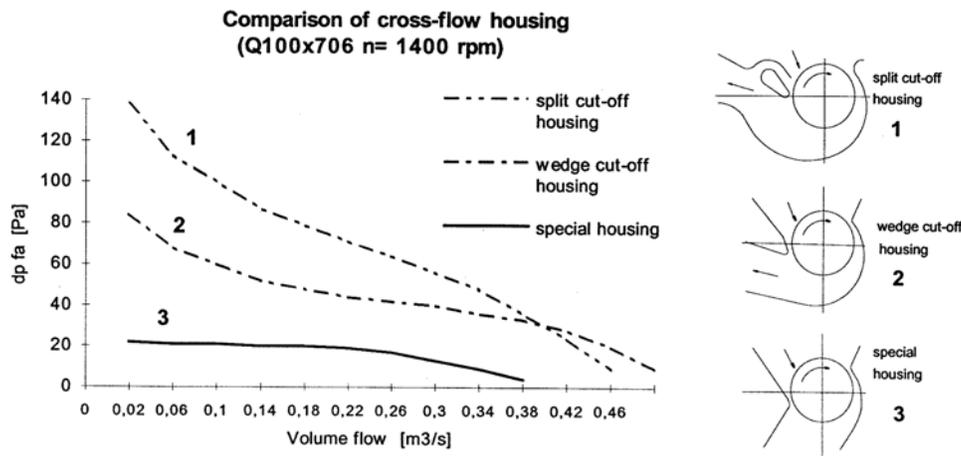


Abbildung 3.5: Aktuelle Gehäuseformen von Querstromventilatoren [50]

Bei niedrigen Volumenströmen erfolgt durch die definierte Rückströmung eine Stabilisierung der Wirbellage und somit eine definierte Trennung zwischen Saug- und Druckseite. Die Kennlinie besitzt dadurch einen steilen Verlauf. Bei hohen Volumenströmen dagegen ist die Spaltzunge ungünstig, da Verluste entlang des Rezirkulationskanals auftreten.

Zum weiteren Verständnis der Funktionsweise von Querstromventilatoren und deren Energieumsatz im Laufrad ist es notwendig, Kenntnisse über die Geschwindigkeitsverteilung im Schaufelgitter zu erhalten. Wichtig für die folgenden Betrachtungen ist die Tatsache, dass

das Strömungsfeld im Ventilator weitgehend als eben, d. h. unabhängig von der Laufradbreite, behandelt werden kann. Das heißt, alle Strömungsfelder in einer Ebene, die senkrecht zur Hauptströmungsrichtung liegen, gleichen einander [19]. Abbildung 3.6 zeigt qualitativ jeweils für das Ein- und Austrittsgitter, die Durchströmung des Rotors anhand der vier Geschwindigkeitsdreiecke. Der Eintritt ins Laufrad erfolgt in dieser Darstellung radial. Zudem wird ein Strömungsfall gewählt, bei dem die Meridiangeschwindigkeit c_m am Ein- sowie am Austritt konstant ist. D. h. die Ein- und Ausströmbereiche des Laufrades werden als gleich groß angenommen.

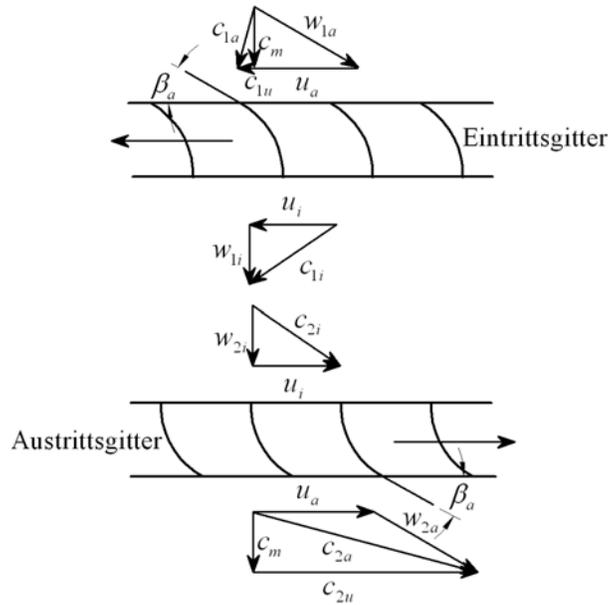


Abbildung 3.6: Darstellung der qualitativen Rotordurchströmung

Bei Querstromventilatoren befinden sich Laufradeintritt und Austritt der Strömung am gleichen Umfang. Es gilt: $u_1 = u_2 = u$. Zudem ist nach dem Impulssatz für den gesamten Energieumsatz lediglich der Ein- und Austritt relevant [19]. Somit ergibt sich für die EULERSCHE HAUPTGLEICHUNG (Gl. 2.16):

$$Y_{th} = u (c_{2u} - c_{1u}). \quad (3.1)$$

Zur Ermittlung des Energieumsatzes müssen daher nur die Geschwindigkeitsdreiecke am Ein- und Austritt des Rotors betrachtet werden. Da im Inneren des Rotors der Ein- und Austrittswinkel der Schaufeln gleich sind, können die Schaufeln des Ein- und Austrittsgitter zusammengelegt werden (Abb. 3.6). Damit kann die EULERSCHE HAUPTGLEICHUNG in Form von Gleichung 2.17 zur Auslegung von Querstromventilatoren angewendet werden. Es ergibt sich somit:

$$Y_{th} = u (u - c_m \operatorname{ctg} \beta_2 - c_m \operatorname{ctg} \alpha_1). \quad (3.2)$$

3 Strömungsmaschinen mit hoher Leistungsdichte

Die Bestimmung der Druckerhöhung kann jedoch nicht unabhängig von der Diffusorauslegung erfolgen, da das Laufrad als Gleichdruckrad arbeitet und die kinetische Strömungsenergie erst im Diffusor in statischen Druck umgewandelt werden kann. Ein weiteres Problem der Auslegung ist die ungleichmäßige Durchströmung des Schaufelgitters am Umfang, wodurch eine korrekte konventionelle Auslegung nahezu unmöglich wird. Konzepte zur theoretischen Auslegung von Querstromventilatoren wurden z. B. von Lajos, T. vorgeschlagen [41][42].

Aufgrund der besonderen Strömungsverhältnisse in einem Querstromventilator, mit einer nahezu linearen Abhängigkeit des Volumenstroms von der Breite des Läufers, wird die Volumenzahl mit der projizierten Fläche des Läufers gebildet.

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{u_2 D_2 b} \quad (3.3)$$

Querstromventilatoren weisen bei Reynoldszahlen unter $Re_{krit} = 10000 \div 20000$ eine Verschiebung der dimensionslosen Kennlinie zu niedrigen φ - ψ -Werten mit absinkender Reynoldszahl auf. Oberhalb von Re_{krit} ist die dimensionslose Kennlinie konstant [23]. Die Reynoldszahl für Querstromventilatoren wird mit der Schaufellänge l_S und der Umfangsgeschwindigkeit u_2 am Laufradaußendurchmesser gebildet (Gl. 3.4).

$$Re = \frac{u_2 l_S \rho}{\mu}. \quad (3.4)$$

Ursachen für die Kennlinienverschiebung sind nach Engelhardt [23] die Änderung der Schaufelanströmung, verbunden mit einer Verschlechterung der Energieübertragung sowie einer Abnahme der Turbulenz. Da die Betriebsbedingungen von Querstromventilatoren häufig im Reynoldszahl abhängigen Bereich liegen, wird die theoretische Auslegung, z. B. in der Entwicklung von Baureihen, erheblich erschwert. Von Dornstetter [18] wurde ein numerisches Modell zur Berechnung eines Querstromventilators entwickelt. Die Simulationen zeigen bereichsweise eine gute Übereinstimmung zwischen Experiment und Numerik, sind aber insbesondere bei komplexen Gehäusekonfigurationen noch nicht voll zufriedenstellend, sodass weiterer Optimierungsbedarf am Modell besteht. Aus diesem Grund müssen weitere Grundlagenuntersuchungen im numerischen Bereich durchgeführt werden.

3.3 Trommelläuferventilator

Ähnlich den Querstromventilatoren begann die technische Entwicklung von Trommelläuferventilatoren am Ende des 19. Jahrhunderts. Diese Ventilatoren werden aufgrund ihrer besonderen Eigenschaften in sehr großen Stückzahlen hergestellt und eingesetzt, wobei die Gestaltung und Berechnung von Trommelläuferventilatoren gegenüber Ventilatoren axialer und radialer Bauart deutliche Unterschiede aufweist.

Die vorwärtsgekrümmten Schaufeln werden im Allgemeinen aus Blech oder Kunststoff gefertigt, welche aus Kostengründen üblicherweise kreisbogenförmig ausgeführt sind. Die Schaufeln werden an den seitlichen Enden über Scheiben verbunden. Eine Seite ist durch die sogenannte Tragscheibe komplett geschlossen, wodurch sich die charakteristische Trommelgestalt ergibt. Zur mechanischen Stabilisierung der Schaufeln dient am anderen Ende die Deckscheibe. Das Laufrad selbst befindet sich in einem Spiralgehäuse mit axialer Ansaugung und radialem Austritt der Strömung (Abb. 3.7).



Abbildung 3.7: Konventioneller Trommelläuferventilator [2]

Die Strömung wird in den Schaufelkanälen sehr stark umgelenkt und beschleunigt. Die dem Fluid zugeführte kinetische Energie wird im Spiralgehäuse durch Verzögerung in Druckenergie umgewandelt. Dabei weist die Strömung einen stark dreidimensionalen und instationären Charakter auf. Die Strömungsphänomene sind durch Sekundärströmungen und Ablösungen gekennzeichnet. Die Sekundärströmungen entstehen durch die ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung über der Gehäusehöhe und der Krümmung der Strombahnen im Gehäuse. Ablösungen treten häufig an der Laufraddeckscheibe und im Austrittskanal auf. Die Ablösungen an der Deckscheibe sind teilweise so extrem, dass nach Roth [52] teilweise nur 40% der Laufradbreite voll beaufschlagt sind. Die Schaufeleintrittskante wird somit erheblich schräg angeströmt. Für Fragen der Auslegung bedeutet dies einen erheblichen Unsicherheitsfaktor in der Beachtung dieser Falschanströmung, da diese nur abgeschätzt werden kann. In Abbildung 3.8 sind die schematische Durchströmung und die Strömungsphänomene dargestellt. Im stark gedrosselten Strömungszustand stellt sich ein ähnliches Strömungsbild wie in einem Querstromventilator ein. Ein Teil des Förderstroms strömt im Bereich der Zunge wieder in das Laufrad ein. Daraus resultiert eine Stabilisierung der Strömung und ein weiterer Anstieg der Druckzahl. Diese Strömungsphänomene zeigen wiederum die Komplexität der Auslegung. In experimentellen Studien wurden deswegen Richtwerte zur Gestaltung ermittelt [52][19].

Aufgrund der sehr kurzen Schaufelkanäle ist ein Druckaufbau bei der Laufraddurchströ-

3 Strömungsmaschinen mit hoher Leistungsdichte

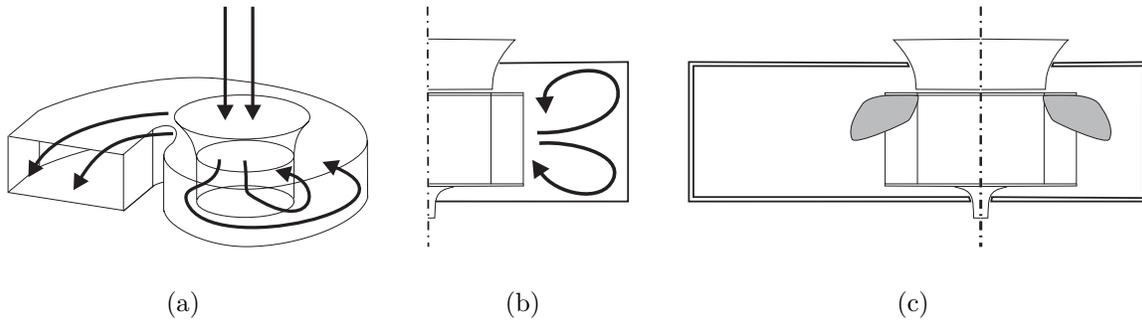


Abbildung 3.8: Prinzipielle Darstellung der Funktionsweise eines Trommelläuferventilators [5]
 (a) Strömungsverlauf, (b) Sekundärströmung, (c) Ablösung

mung praktisch nicht möglich. Untersuchungen zur Form des Schaufelkanals weisen strömungsbeschleunigende Gitter als ideal zur Erreichung hoher φ -Werte aus, da durch die Beschleunigung etwaige Eintrittsstörungen reduziert werden [19]. Nach Roth [52] liegen für ein Laufrad mit 35 – 40 Schaufeln die optimalen Schaufelwinkel bei $\beta_{S1} \approx 60^\circ$ und $\beta_{S2} \approx 150^\circ$. Zur Erzielung einer optimalen Druckrückgewinnung ist bei der Gestaltung des Gehäuses der Spiralwinkel ς von besonderem Einfluss. Bei Betrachtung einer das Laufrad reibungsfrei und schaufelkongruent verlassenden Stromlinie ist erkennbar, dass diese im Winkel α_2 zur Umfangskomponente c_{2u} steht (Abb. 3.9). Der Tangens des Winkels ergibt sich aus dem Verhältnis von c_m zu c_{2u} (Gl. 3.5).

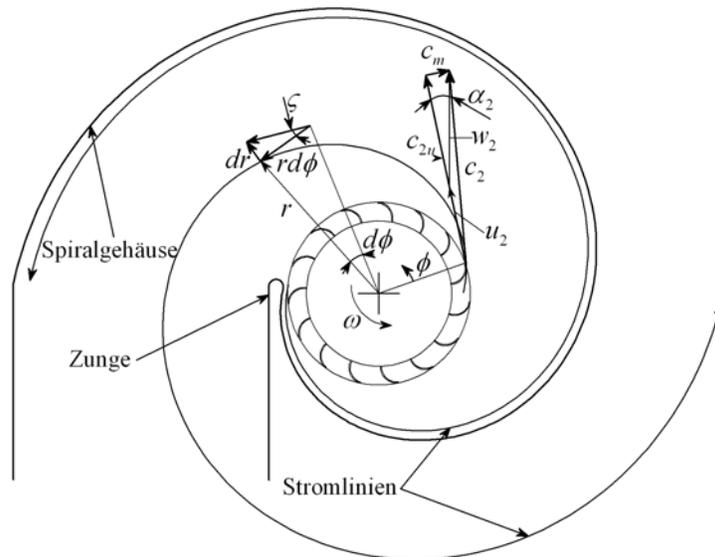


Abbildung 3.9: Strömungsverhältnisse am Schaufelaustritt und im Spiralgehäuse

$$\tan \alpha_2 = \frac{c_m}{c_{2u}} \quad (3.5)$$

Bei Annahme eines konstanten Dralls muss auch im Abstand r vom Laufradmittelpunkt gelten:

$$rc_u = \text{konst.} \quad (3.6)$$

Weiterhin gilt ebenso die Kontinuitätsgleichung für jeden um die Laufradachse gelegten Ringquerschnitt. Bei konstanter Gehäusebreite ergibt sich:

$$rc_m = \text{konst.} \quad (3.7)$$

Durch Substitution von c_m und c_u in Gleichung 3.5 ergibt sich, dass der Winkel der Stromlinie zur Umfangskomponente an jedem beliebigen Punkt auf dieser konstant ist. Zur optimalen Führung der Strömung erscheint es sinnvoll, die Gehäusewand entlang einer Stromlinie zu legen. Deshalb wird nun der Winkel α_2 in Abhängigkeit des geometrischen Verlaufes der Stromlinie ausgedrückt (Gl. 3.8).

$$\tan \varsigma = \frac{c_m}{c_{2u}} = \frac{dr}{rd\phi} \quad (3.8)$$

Nach Integration [19] folgt für den Verlauf der Stromlinie eine logarithmische Spirale (Gl. 3.9).

$$\frac{r}{r_2} = e^{\phi \tan \varsigma} \quad (3.9)$$

Für möglichst hohe Wirkungsgrade ergibt sich ein ς zwischen 5° und 9° . Diese Auslegung gilt für Gehäuse mit parallelen Seitenwänden. Zur optimalen Gestaltung des Gehäuses sollte die Gehäusebreite nicht größer sein als das 1, 2-fache der Laufradbreite [52].

Zum Vergleich von Kennlinien unter Berücksichtigung ähnlichkeitsmechanischer Eigenschaften ist bei Trommelläuferventilatoren eine auf die Austrittsoberfläche des Rotors bezogene radiale Volumenzahl maßgeblich (Gl. 3.10).

$$\varphi_r = \frac{\dot{V}}{u_2 \pi D_2 b} \quad (3.10)$$

Eine Reynoldszahl unabhängige Betrachtung der Betriebseigenschaften von der mit dem Durchmesser D_2 und der Umfangsgeschwindigkeit u_2 gebildeten Reynoldszahl Re_u ist ab $Re_u \geq 3 \cdot 10^5$ möglich [52].

Anhand dieser vorgestellten Richtwerte zur optimalen Auslegung eines Spiralgehäuses ist es möglich, einen in seinen Abmessungen nicht beschränkten Ventilator zu konstruieren. Problematisch sind Auslegungen für Ventilatoren mit beschränkter Baugröße und komplizierten Zu- und Abströmverhältnissen. An diesem Punkt setzen die numerischen Methoden

an. In der Literatur sind zur Simulation von Trommelläuferventilatoren verschiedene Veröffentlichungen zu finden. Jedoch werden in diesen teilweise starke Vereinfachungen zur Simulation des rotierenden Schaufelbereichs angenommen [34][35] oder die Untersuchungen erstrecken sich nicht über den gesamten Betriebsbereich [27][36]. Weiterhin stehen zur Validierung der Simulationsergebnisse nur wenige verwendbare experimentelle Daten zur Verfügung. Somit muss es Ziel sein, vergleichbare numerische und experimentelle Daten der Betriebseigenschaften eines Trommelläuferventilators zu erzeugen. Anhand dieser Ergebnisse soll somit in Zukunft die Auslegung von Trommelläuferventilatoren unter Anwendung numerischer Methoden vereinfacht werden.

3.4 Durchströmturbine

Bei der Durchströmturbine handelt es sich um eine im Jahre 1903 von A. G. M. Michel in Melbourne, Australien erfundene Wasserturbinenbauart. Jedoch war es Verdienst von D. Banki aus Budapest, der durch spezifische Verbesserungen, vor allem bei der Beaufschlagung, diese Maschine praktisch nutzbar machte. Die Durchströmturbine läuft im Gegensatz zum Querstromventilator nicht vollständig im Energie übertragenden Fluid, sondern wird nur teilweise beaufschlagt. Dies ist zur Vermeidung von Planschverlusten abseits des Hauptstromes notwendig. Die Zuführung des Wassers erfolgt im oberen Bereich des Schaufelkranzes durch einen Leitapparat. Der Wasserstrahl tritt am inneren Umfang des Schaufelkranzes aus, durchströmt den freien Raum im Inneren und durchströmt den Rotor ein zweites Mal, nun von innen nach außen. Die Durchströmturbine besitzt eine maximale Laufzahl von $\sigma \approx 0,9$, da bei höheren Drehzahlen der Strahl im Inneren der Radtrommel die Welle streifen würde [58].

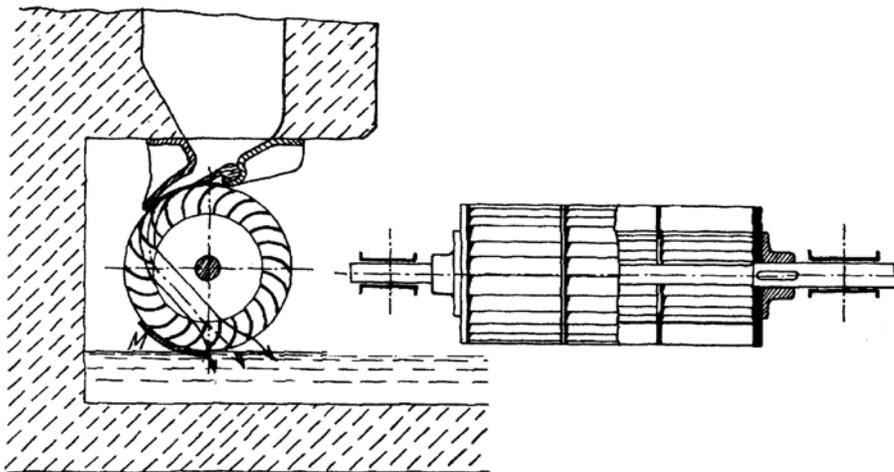


Abbildung 3.10: Schematische Darstellung einer Durchströmturbine [58]

Handelsübliche Durchströmturbinen erreichen einen maximalen Wirkungsgrad von $\eta = 0,86$ [47]. Der Vorteil von Durchströmturbinen ist der im Teillastbereich sehr günstige

flache Kennlinienverlauf, was den Wirkungsgrad stark unabhängig von der schwankenden Wasserführung eines Laufgewässers macht.

Die Auslegung der Schaufelform folgt analog der eines Querstromventilators, da Ein- und Austrittsschaufelgitter der Durchströmturbine als zwei hintereinander geschaltete Turbinenlaufräder betrachtet werden können. Daraus ergibt sich für $\beta_1 \approx 30$ und $\beta_2 = 90$.

Die Anwendung einer Durchströmturbine als Windrad ist noch nicht dokumentiert und soll in dieser Arbeit als neuer Anwendungsfall untersucht werden.

3.5 Alternative Anwendungskonzepte

Versuche der wirtschaftlichen Vermarktung des Querstromprinzips sind im Mixer-Konzept und im Fanwing-Konzept zu finden.

Mixer-Konzept

Ein einfacher möglicher Anwendungsfall einer Schaufelwalze findet sich in der Verfahrenstechnik als Mixer (Abb. 3.11(a)). Die Vorteile eines solchen Rührgerätes liegen in der starken Durchmischung, welche durch die zweifache Laufraddurchströmung bedingt ist. Das Gerät bietet außerdem den Vorteil, dass aufgrund seiner Länge auch sehr tiefe Gefäße optimal durchmischt werden können. Es ist zu beachten, dass bei zähen Medien erhebliche Kräfte auf die Schaufeln wirken können, sodass die mechanische Beanspruchung eines langen, eventuell am Fuße noch ungelagerten Rotors, über den Grenzen der maximalen Materialbelastbarkeit liegen können. Erste Untersuchungen sind bei Eck [20] dokumentiert.

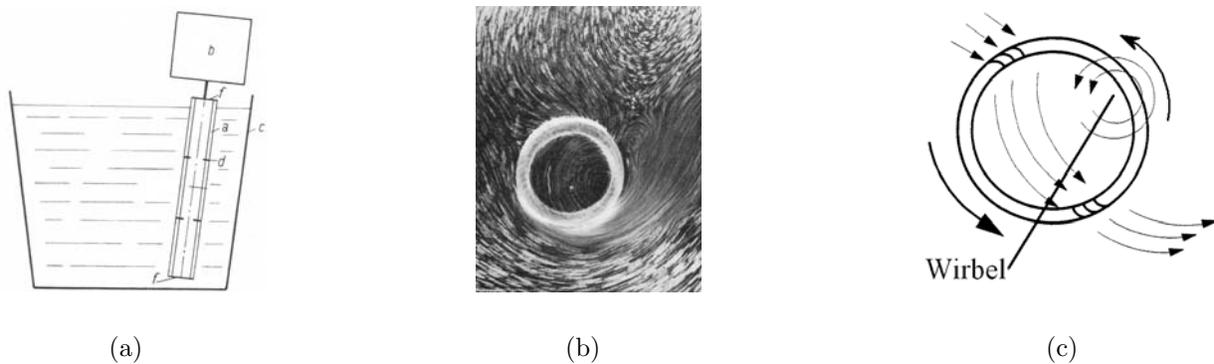


Abbildung 3.11: Mixer-Konzept [20]

Das Strömungsbild ist dabei durch einen am Umfang des Laufrades befindlichen Wirbel gekennzeichnet, der in Drehrichtung des Laufrades ebenfalls um die Rotationsachse des

3 Strömungsmaschinen mit hoher Leistungsdichte

Laufrades rotiert. Die dadurch bedingte ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung am Umfang ermöglicht eine Durchströmung des Laufrades (Abb. 3.11(b),(c)).

Fanwing-Konzept

Beim Fanwing-Konzept handelt es sich um einen Querstromrotor, welcher zum Antrieb von Fluggeräten eingesetzt wird. Durch einen zentral im Rumpf des Flugzeuges angeordneten Motor werden zwei auf den Oberseiten der Tragflächen angebrachte Querstromrotoren angetrieben. Diese erzeugen die notwendige Antriebsleistung. Die anströmende Luft wird mittels kleiner Steuerprofile vor dem Laufrad kontrolliert und in das Schaufelrad gelenkt. Die Luft durchströmt den Rotor und verlässt ihn oberhalb des Tragflügels wieder. Über die Lage des charakteristischen Wirbels kann nur spekuliert werden, dass dieser sich im unteren Bereich des Rotors befindet.

Das Konzept der englischen Firma Fanwing Ltd. steckt zur Zeit in der Entwicklungsphase. Neben experimentellen Daten aus Windkanälen und Testflügen mit ersten Modellflugzeugen gibt es bisher keine praktischen Anwendungsmöglichkeiten.

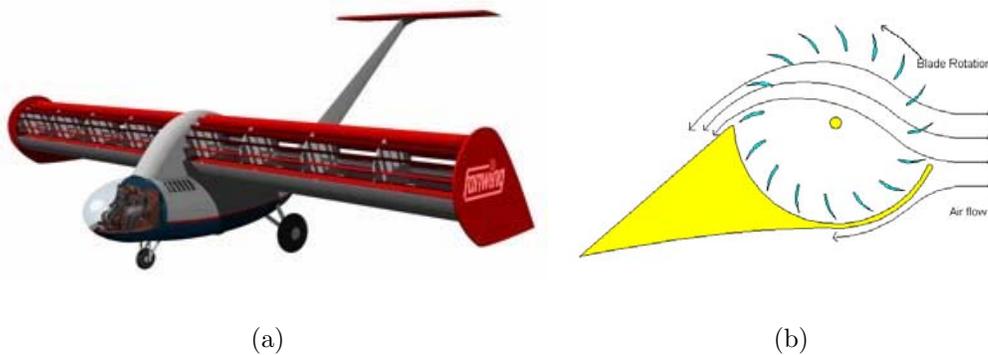


Abbildung 3.12: Fanwing-Konzept [24]

4 Experimentelle Untersuchungen - Prüfstandstechnik

4.1 Kammerprüfstand

Zur Leistungsmessung von Ventilatoren existieren nach DIN 24163 verschiedene Prüfstandskonzepte, die in der Entwicklung eingesetzt werden können. Die Prüfstände sollen eine drallfreie, gleichmäßige Zuströmung zum Prüfling und eine ungehinderte Abströmung im gesamten Betriebsbereich gewährleisten und damit reproduzierbare Einbau- und Betriebsverhältnisse schaffen. Die besten Voraussetzungen dazu bietet der saugseitige Kammerprüfstand, welcher wenn möglich zu bevorzugen ist. Den schematischen Aufbau und die Funktionsweise illustriert Abbildung 4.1.

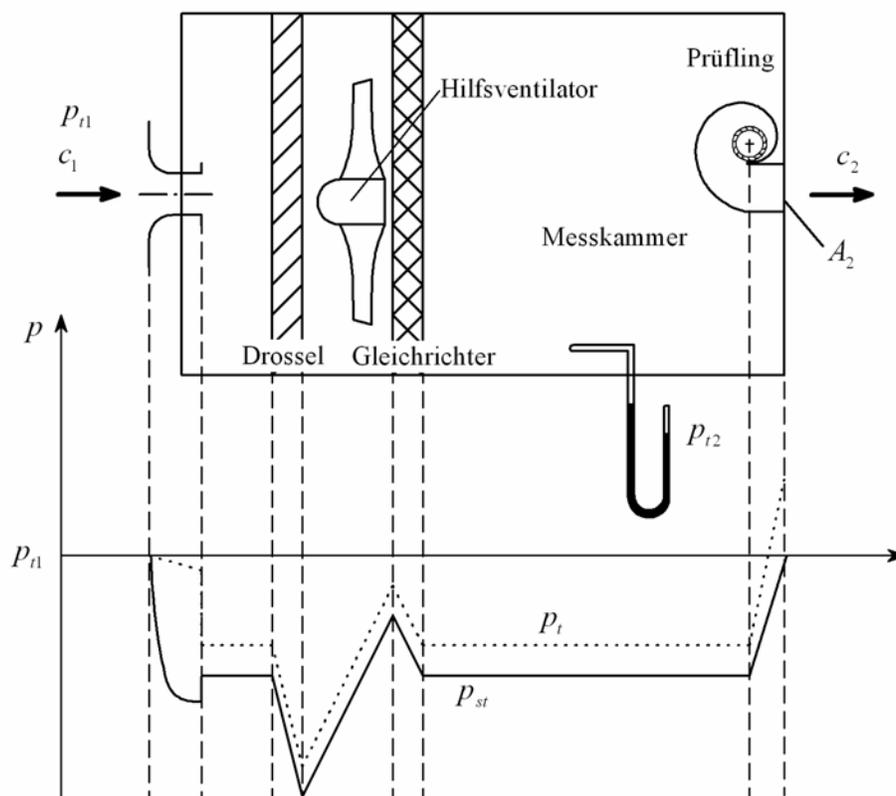


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau und Funktionsweise eines Kammerprüfstandes

Der Prüfstand besteht aus einer Messstrecke zur Bestimmung des Volumenstroms, einer Regeleinrichtung (Drossel, Hilfsventilator), der Messkammer und abschließend einer Flanscheinrichtung zur Montage der Prüflinge. Im Prüfbetrieb saugt der zu prüfende Ventilator aus der Messkammer an. Der daraus resultierende Volumenstrom wird am Eintritt in die Messkammer mit einer Messvorrichtung bestimmt. Zur Simulation des gesamten Betriebsbereiches eines Ventilators dient die Regeleinrichtung. Unter Verwendung einer verstellbaren Drosseleinrichtung können unterschiedliche Betriebszustände mit einem hohen Anlagenwiderstand simuliert werden. Der Hilfsventilator ermöglicht die Kompensation der Prüfstandsverluste, sodass auch Betriebspunkte mit hohen Volumenströmen erreichbar sind. Abbildung 4.2 zeigt die Veränderung der Anlagenkennlinie bei Einsatz von Drossel und Hilfsventilator.

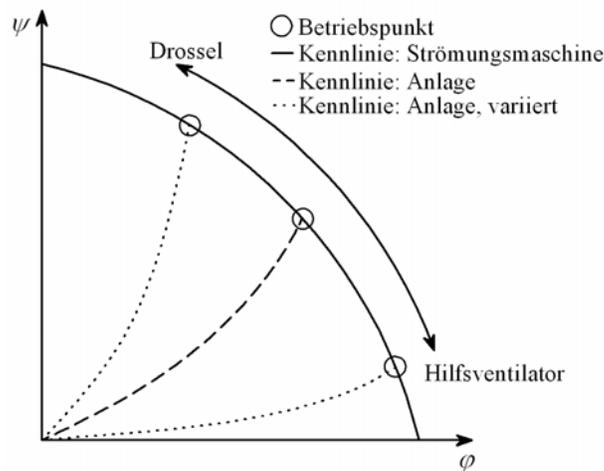


Abbildung 4.2: Veränderung der Anlagenkennlinie bei Einsatz von Drossel und Hilfsventilator

Die Druckerhöhung einer Arbeitsmaschine wird anhand dem totalen p_t oder frei ausblasendem p_{fa} Druck angegeben.

$$\text{Druckerhöhung frei ausblasend} \quad \Delta p_{fa} = p_{st2} - p_{t1} \quad (4.1)$$

$$\text{Druckerhöhung total} \quad \Delta p_t = \Delta p_{fa} + \frac{1}{2} \rho_2 \bar{c}_2^2 \quad (4.2)$$

$$\bar{c}_2 = \frac{\dot{V}}{A_2}$$

Weitere charakteristische Messgrößen zur Beschreibung des Betriebsverhaltens von Strömungsmaschinen sind die Drehzahl und die aufgenommene Leistung des Prüflings. Zur Darstellung der Messwerte anhand von Kennziffern ist weiterhin die Kenntnis der Zustandsgrößen wie Absolutdruck, Feuchte und Temperatur des Arbeitsmediums notwendig.

4.2 Bestimmung integraler Betriebsgrößen

Zur Bestimmung der Kennlinie eines Ventilators sind möglichst genaue Druckmessungen erforderlich. Die Totaldruckerhöhung des Ventilators wird mittels einer Messsonde in der Messkammer bestimmt. Der an der Messsonde anliegende Druck wird über geeignete Druckaufnehmer erfasst. Die Bestimmung des Volumenstroms erfolgt mit Messdüsen oder Blenden. Das Messprinzip einer Einlauf-Messdüse beruht auf der Messung der statischen Druckdifferenz im engsten Düsenquerschnitt und ruhender Umgebung außerhalb der Messkammer (Abb. 4.3). Anhand dieser Druckdifferenz kann der Volumenstrom bestimmt werden (Gl. 2.6).

$$c = \sqrt{2 \frac{p_0 - p}{\rho}} \quad (4.3)$$

Die Drehzahlerfassung erfolgt häufig auf der Basis von optoelektronischen oder magnetisch induktiven Messprinzipien. Die Sensoren werden direkt mit dem Antriebsstrang gekoppelt und liefern so pro Umdrehung eine definierte Anzahl von Impulsen. Diese Impulse werden in einer Auswerteeinheit über eine feste Zeitspanne aufsummiert und danach angezeigt.

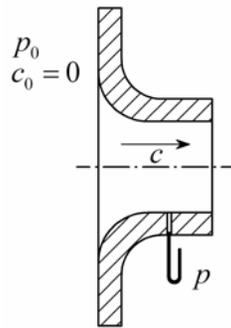


Abbildung 4.3: Messprinzip einer Volumenstrommessdüse

Die exakte Bestimmung der Leistung kann mit einer in der Antriebswelle integrierten Drehmomentmesswelle durchgeführt werden (Gl. 4.4).

$$P_{mech} = M\omega \quad (4.4)$$

Eine weitere Methode zur Leistungsbestimmung ist die Aufnahme der elektrischen Leistung des Antriebsmotors, wobei hier aber der Wirkungsgrad des Elektromotors bei unterschiedlichen Lastzuständen bekannt sein muss (Gl. 4.5).

$$P_{mech} = \eta_{elek}UI \quad (4.5)$$

4.3 Bestimmung lokaler Geschwindigkeitsverteilungen

In der modernen Ventilatorentechnik erlangt zunehmend auch die Simulation der Betriebs-eigenschaften eines Ventilators Bedeutung. In der Modellbildung problematisch zeigen sich hierbei besonders die Ventilatoren mit hoher Energiedichte. Dies resultiert aus dem komplexen Strömungsfeld und der hohen Schaufelanzahl. Zur Validierung dieser Simulationen werden deshalb genaue Kenntnisse der Geschwindigkeitsverteilung in der Strömungsmaschine erforderlich. Dabei haben sich besonders zwei optische und damit berührungslose Messverfahren bewährt. Das Punktmessverfahren LASER-DOPPLER-ANEMOMETRIE (LDA) [53] und das Feldmessverfahren PARTICLE-IMAGE-VELOCIMETRY (PIV) [51]. Beide Methoden bestimmen die Bewegung des Fluids anhand der Bewegung von in der Strömung vorhandenen Teilchen, welche als Streuzentren für das eingestrahelte Laserlicht dienen. Die LDA bestimmt die Geschwindigkeit unter Verwendung des Dopplereffektes durch die Ermittlung der Frequenzverschiebung zwischen der Frequenz des monochromatischen Laserlichtes und der vom bewegten Teilchen wahrgenommenen Lichtfrequenz [53]. Da in dieser Arbeit das PIV-Verfahren Anwendung findet, wird im Folgenden nur dieses näher erläutert. Die PIV erlaubt die Messung der momentanen Geschwindigkeitsverteilung in einem durch einen Laserlichtschnitt beleuchteten Gebietes. Die Bewegung der lichtstreuenden Partikel wird über die fotografische Aufnahme zweier in einem sehr kurzen Zeitabstand hintereinander belichteten Abbildungen des Strömungsfeldes bestimmt (Abb. 4.4).

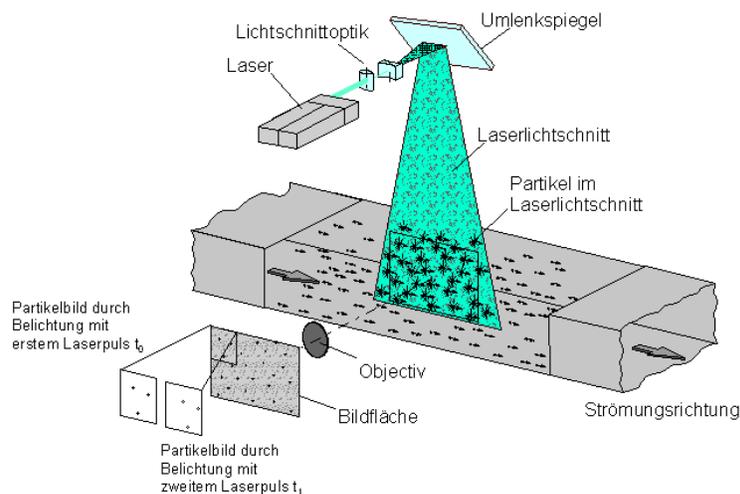


Abbildung 4.4: Messprinzip der Particle-Image-Velocimetry [22]

Anhand der Teilchenverschiebungen und des Zeitabstandes der beiden Aufnahmen kann die Geschwindigkeit berechnet werden. Aufgrund der hohen Teilchenkonzentration bei der PIV ist die Teilchenverschiebung jedoch größer als der Teilchenabstand untereinander, sodass eine eindeutige Auswertung bei Betrachtung einzelner Teilchen nicht durchgeführt werden kann (Abb. 4.5).

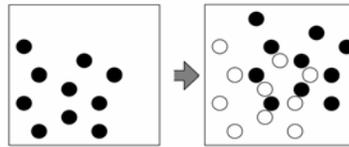


Abbildung 4.5: Teilchenbewegung

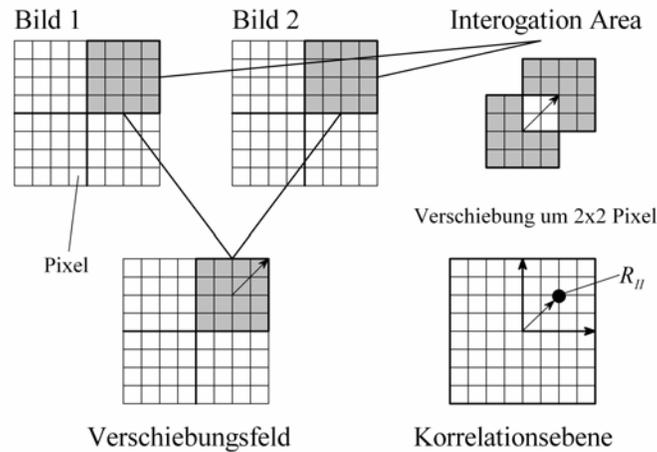


Abbildung 4.6: Abtasttechnik eines Interrogation Spots

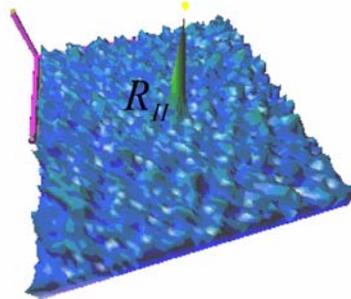


Abbildung 4.7: Korrelationsebene

Es ist deshalb notwendig, die Verschiebung durch die Analyse von Gruppen von Partikeln zu bestimmen. Dazu werden die Aufnahmen in kleine Abtastbereiche (Interrogation Spots) unterteilt und statistisch über Kreuzkorrelationstechniken ausgewertet. Mit Hilfe der Kreuzkorrelationsfunktion wird durch Verschiebung der korrespondierenden Interrogation Spots zueinander versucht, die beste Übereinstimmung im statistischen Sinne zu finden (Abb. 4.6). Als Variable dient dazu die aus den digitalen Bildern extrahierte Helligkeitsverteilung. Für jede angenommene Verschiebung ergibt sich ein Korrelationswert $R_{II}(x, y)$. Dadurch entsteht eine Korrelationsebene mit verschiedenen Spitzen (Peaks) (Abb. 4.7).

Aus hoher Übereinstimmung resultiert ein hoher Korrelationspeak R_{II} an dieser Position, womit die Teilchenverschiebung bestimmt ist, und die mittlere Geschwindigkeit in einem Auswertefenster bestimmt werden kann. Weitere und genauere Ausführungen zur Messtechnik mit PIV sind bei Raffel [51] beschrieben. Als Streuteilchen zur Sichtbarmachung der Strömung dienen alle Partikel, die ausreichend Laserlicht streuen und aufgrund ihrer geringen Größe und Trägheit möglichst instantan die Geschwindigkeitsänderung der Strömung wiedergeben. Das Teilchenfolgevermögen ist nie ideal, da Tracerteilchen eine endliche Ausdehnung besitzen, die Oberflächen zumeist starr sind und das Teilchenmedium nicht dem Strömungsmedium entspricht. Als Maß für das Teilchenfolgevermögen in einer Fluidströmung kann zum Beispiel die Setz- bzw. Endgeschwindigkeit c_E in ruhender Umgebung herangezogen werden. Diese ergibt sich aus dem Kräftegleichgewicht von Gewicht-, Auftriebs-, Widerstands-, und Trägheitskraft für ein ideal umströmtes Teilchen mit dem Radius r_P in ruhender Umgebung [54].

$$c_E = \frac{2}{9} \frac{\rho_P r_P^2}{\rho_U \nu_U} \left(1 - \frac{\rho_U}{\rho_P} \right) g \quad (4.6)$$

Die Setzgeschwindigkeit ist für einen praktischen Anwendungsfall somit nur über den Radius und das Medium des Partikels beeinflussbar. Die Geschwindigkeit des Teilchens für einen beliebigen Zeitpunkt t des Setzvorganges ergibt sich zu:

$$c_P = c_E \left[1 - \exp\left(-\frac{t}{\tau}\right) \right] \quad \tau = \frac{2}{9} \frac{\rho_P r_P^2}{\rho_U \nu_U}. \quad (4.7)$$

Für praktische Anwendungen mit der Forderung eines hohen Teilchenfolgevermögens folgt aus dieser Gleichung, dass die Endgeschwindigkeit und die momentane Geschwindigkeit möglichst nur kurzzeitig unterschiedliche Werte annehmen. Dies bedeutet: Teilchen mit einer kleinen Endgeschwindigkeit, die sich in kurzer Zeit dieser nähern, besitzen auch ein gutes Folgevermögen.

Diese Aussagen stehen im Gegensatz zur Forderung einer guten Lichtstreuung der Teilchen, da geringe Dichteunterschiede den Brechungsindex herabsetzen, und damit die optischen Eigenschaften verschlechtert werden. Aus diesem Grund ist die Auswahl der Tracerpartikel immer ein Kompromiss zwischen gutem Teilchenfolgevermögen und Sichtbarkeit der Teilchen. Die Partikelauswahl zur Messung von Geschwindigkeitsfeldern in Luft ist ungleich schwieriger als in Wasser. Aufgrund des geringeren Dichteunterschiedes von möglichen Tracerpartikeln zu Wasser können größere Partikel verwendet werden. Das ermöglicht eine bessere Sichtbarkeit und ein höheres Teilchenfolgevermögen. Für Messungen in Luft müssen die Teilchen besonders klein sein. Geeignet dafür sind Partikel aus Verbrennungsrauch oder durch Zerstäubung erzeugte sehr kleine Flüssigkeitströpfchen. Dadurch ergeben sich für Messungen in Luft geeignete Partikelgrößen von $1\mu m$ bis $20\mu m$.

4.4 Fehlerbetrachtungen

Bei der quantitativen Bestimmung von physikalischen Größen treten trotz der ständigen Weiterentwicklung von Messgeräten und Messverfahren unvermeidliche Fehler auf, weshalb die Durchführung von zum Messverfahren passenden Fehlerbetrachtungen notwendig sind. Erst diese ermöglichen die sinnvolle Beurteilung von Messergebnissen.

Der Messfehler wird im Allgemeinen als die Differenz zwischen Istwert und Sollwert definiert. Als relativer Fehler wird das Verhältnis des Messfehlers zum Sollwert oder zum Messbereichsendwert bezeichnet. Zur Erkennung dieser Messfehler müssen die Fehlerquellen bekannt sein. Deshalb werden Messfehler nach systematischen und zufälligen Fehlern unterschieden. Systematische Fehler sind bei genauer Wiederholung des Messvorganges stets gleich groß und können durch Korrekturen beseitigt werden (z. B. Nullabgleich). Zufällige Messfehler werden durch nicht erfassbare oder beeinflussbare Störungen in der Umwelt oder durch den Beobachter hervorgerufen. Dadurch streuen die Messergebnisse und müssen zur Bestimmung des Mittelwertes über statistische Verfahren ausgewertet werden [46].

Häufig wird eine physikalische Größe durch einen funktionalen Zusammenhang f von fehlerbehafteten Messgrößen x_i bestimmt. Zur Berechnung des Fehlers Δy_{max} der gesuchten Größe y dient die Fehlerfortpflanzung.

$$\Delta y_{max} = \sum_{i=1}^n \left| \frac{\partial f}{\partial x_i} \Delta x_i \right| \quad (4.8)$$

5 Numerische Strömungsberechnung

5.1 Prinzip

Zur Kostenreduzierung bei der Entwicklung von Strömungsmaschinen ist es notwendig, anhand von Auslegungsmethoden, die für einen definierten Anwendungsfall geeignetste Schaufelform zu bestimmen. Konventionelle Auslegungsmethoden für die Umströmung einer Schaufel setzen dabei Rotationssymmetrie von Druck- und Geschwindigkeitsfeld voraus. Die Anwendung dieser Methoden bei Trommelläufer- und Querstromventilatoren ist mit ihrem sehr komplexen Durchströmverhalten nur eingeschränkt möglich. Dies bedeutet, der gewünschte Betriebspunkt kann nur in grober Näherung angegeben werden.

Mit den numerischen Methoden ist es seit geraumer Zeit möglich, das Strömungsverhalten in der gesamten Maschine zu simulieren. An erster Stelle des Simulationsprozesses steht dabei das Eingrenzen der Problematik durch eine bestmögliche Beschreibung. Das Strömungsgebiet der realen Geometrie wird durch Beschränkungen auf die wesentlichen strömungsmechanischen Merkmale idealisiert und das daraus entstehende Rechengebiet in eine Anzahl endlicher Abschnitte unterteilt. An diesen werden die für das Problem maßgebenden, das System beschreibenden mathematischen Grundgleichungen mittels Rechner gelöst. Da es sich um Approximationen handelt, ist auch hier die Genauigkeit eingeschränkt. Zur Validierung dieser Verfahren sind deshalb in Grundsatzuntersuchungen Vergleiche mit experimentellen Referenzuntersuchungen notwendig. Bei akzeptabler Übereinstimmung beider Ergebnisse ist es möglich, durch z. B. numerische Parameterstudien mit dem entwickelten Simulationsmodell den Entwicklungsprozess zu beschleunigen. In der Industrie werden dazu in der Regel kommerzielle Programmpakete eingesetzt.

5.2 Mathematische Modellbildung

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen ermöglichen die vereinfachte Betrachtung einer inkompressiblen, reibungsbehafteten, isothermen und einphasigen Strömung. Die physikalische Beschreibung dieser Strömung erfolgt durch die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls.

$$\frac{\partial c_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5.1)$$

$$\frac{\partial c_i}{\partial t} + c_j \frac{\partial c_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} \underbrace{\mu \left[\frac{\partial c_j}{\partial x_i} + \frac{\partial c_i}{\partial x_j} \right]}_{\tau_{ij}} \quad (5.2)$$

Die Durchströmung von Strömungsmaschinen ist meistens turbulent. Die Turbulenz wird durch die oben genannten Erhaltungsgleichungen vollständig abgebildet. Die dabei notwendige hohe zeitliche und räumliche Auflösung der Strömung beschränkt deren Anwendung auf wenige Forschungsaufgaben, da trotz der stetig wachsenden Rechnerkapazitäten ein immenser Zeitaufwand für die Berechnungen erforderlich ist. Deshalb sind für praktische Anwendungen Vereinfachungen vorzunehmen, die die Turbulenz durch geeignete Modelle abbilden.

Turbulenzmodellierung

Der Ansatz zur Vereinfachung der Turbulenzdarstellung beruht auf der Aufspaltung der momentanen Größen x in einen statistischen X und einen schwankenden Anteil x' .

$$x = X + x' \quad (5.3)$$

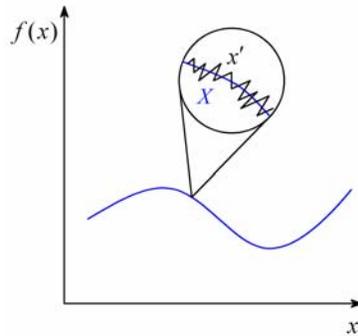


Abbildung 5.1: Modellierung einer momentanen Größe

Nach dem Einsetzen dieses Ansatzes in die Erhaltungsgleichungen ergeben sich die Reynolds gemittelten Gleichungen.

$$\frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (5.4)$$

$$\frac{\partial \bar{c}_i}{\partial t} + \bar{c}_j \frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} = f_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho c'_j c'_i}) \quad (5.5)$$

Die Formulierung der Massenerhaltung enthält nun nur noch zeitlich statistisch gemittelte Werte, wogegen in den Impulsgleichungen neue unbekannte Terme vorhanden sind. Diese sogenannten Reynoldsspannungen entsprechen physikalischen Spannungen, haben jedoch nichts mit Reibungseffekten zu tun, sondern beschreiben den Querimpulsaustausch. Diese scheinbaren Spannungen sind in technisch relevanten Strömungen gegenüber den viskosen Spannungen nicht vernachlässigbar. Zur approximativen Abbildung dieser Terme dienen die unterschiedlichen Turbulenzmodelle.

Häufig werden Modelle auf Basis des Wirbelviskositätsansatzes eingesetzt. Dieser ergibt sich analog dem Newtonschen Reibungsgesetz $\tau = \mu \frac{dc_1}{dx_2}$ zu:

$$\overline{\rho c'_j c'_i} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{c}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{c}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}. \quad (5.6)$$

μ_t ist hier jedoch keine Stoffgröße, sondern hängt von der Turbulenzstruktur ab und wird als turbulente Wirbelviskosität bezeichnet. k ist die kinetische Energie der turbulenten Schwankungsbewegung mit

$$k = \frac{1}{2} \overline{c'_i c'_i}. \quad (5.7)$$

Dieser Term ist notwendig, da sonst aufgrund der Kontinuität die Summe der Normalspannungen Null annehmen würde [62]. Das Gleichungssystem ist durch die neuen Unbekannten μ_t und k jedoch immer noch nicht geschlossen. Aus diesem Grund müssen weitere Annahmen für diese Werte getroffen werden. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wird das $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell eingesetzt. Die grundsätzlichen Modellzusammenhänge werden im Folgenden kurz zusammengefasst.

μ_t wird bei diesem Modell nun in Beziehung zu k und einer weiteren physikalischen Größe, der Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie ε , gesetzt.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \varepsilon \approx \frac{k^{3/2}}{l} \quad (5.8)$$

Das turbulente Längenmaß l ist ein Maß für die Größe der Wirbel in der turbulenten Strömung. C_μ ist für viele Strömungen eine Konstante. Zur Bestimmung der lokalen Verteilung von μ_t in der Strömung dienen die Transportgleichungen für k und ε .

$$\frac{\partial (\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{c}_j k)}{\partial x_j} = P_k - \rho \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (5.9)$$

$$\frac{\partial (\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{c}_j \varepsilon)}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} P_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \quad (5.10)$$

In diesen Gleichungen treten neue Konstanten auf, die ebenso wie C_μ experimentell bestimmt werden müssen. Die vorgeschlagenen Standardwerte wurden in möglichst einfachen

und gut vermessenen Strömungen bestimmt. Die im verwendeten CFD-Programmpaket hinterlegten Werte sind in Tabelle 5.1 dargestellt.

C_μ	σ_k	σ_ε	$C_{\varepsilon 1}$	$C_{\varepsilon 2}$
0,09	1,0	1,33	1,44	1,92

Tabelle 5.1: Konstanten des $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells

Das hier beschriebene, sogenannte Standard $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell ist nur für Gebiete mit hoher Produktion von turbulenter kinetischer Energie gültig. Für Berechnungen darf sich daher der erste Rechenpunkt nicht im viskos beeinflussten Bereich der Wandgrenzschicht befinden, sondern erst in Bereichen, in denen turbulente Effekte dominierend sind. Zur Behandlung der wandnahen Gebiete existieren zwei Möglichkeiten.

Für Strömungen mit einem geringen Einfluss der viskosen Unterschicht erfolgt keine rechnerische Auflösung der Strömung im Bereich der unteren Wandgrenzschicht, sondern eine Annäherung durch das logarithmische Wandgesetz gemäß Gleichung 5.11. Vorteil dieses sogenannten High-Reynolds-Modell ist die geringe benötigte Zellanzahl in Wandnähe, da die großen Gradienten der Strömungsgrößen in diesem Bereich nicht aufgelöst werden müssen. Im Bereich nahe der Wand wächst nach Gleichung 5.11 außerhalb der viskosen Unterschicht die Geschwindigkeit logarithmisch an [57].

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + C^+ \tag{5.11}$$

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u_\tau}, \quad y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu}, \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\bar{\tau}_W}{\rho}}$$

y^+ und u^+ sind dimensionslose Größen für den Wandabstand und die tangentielle Geschwindigkeit. u_τ ist die Wandschubspannungsgeschwindigkeit. C^+ und κ sind aus Messungen gewonnene Konstanten und ergeben sich zu:

$$C^+ = 5,0 \tag{5.12}$$

$$\kappa = 0,41. \tag{5.13}$$

Der logarithmische Bereich der Wandgrenzschicht erstreckt sich etwa im Bereich $30 \leq y^+ \leq 300$. Für Rechnungen mit Verwendung der Wandfunktion muss darauf geachtet werden, dass die Mittelpunkte der wandnächsten Kontrollvolumen in diesem Bereich liegen. Strömungen, in denen die Bedingung der logarithmischen Wandfunktion nicht angewendet werden können, sind instationäre Strömungen, Strömungen mit Ablösungen sowie Strömungen in denen die viskosen Effekte der laminaren Unterschicht nicht vernachlässigbar sind. Der Einfluss der Grenzschicht muss hierbei durch starke Gitterverfeinerung im wandnahen Bereich abgebildet werden, wodurch das wandnächste Kontrollvolumen im Bereich der viskosen Unterschicht liegen muss ($y^+ \leq 1$). Dieser und der Bereich der logarithmischen

Wandgrenzschicht sollte mindestens 15 Zellschichten beinhalten [14]. Zur Beachtung der viskosen Effekte werden beim sogenannten Low-Reynolds $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell Dämpfungsfunktionen angewendet, die im unteren Bereich der Grenzschicht die Reynoldsspannungen reduzieren, sodass die Reibungseffekte dominieren. Dabei werden die Konstanten C_μ , $C_{\varepsilon 1}$ und $C_{\varepsilon 2}$ mit den Dämpfungsfunktionen f_μ , f_1 und f_2 multipliziert [66]. Die typische Zellverteilung an der Wand ist für beide Modelle in Abbildung 5.2 dargestellt.

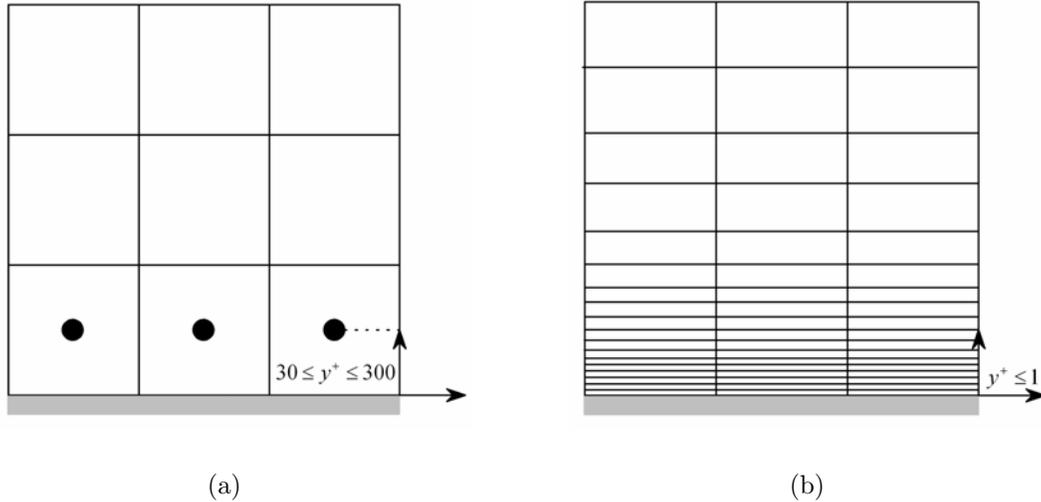


Abbildung 5.2: Zellverteilung an der Wand für (a) High- und (b) Low-Reynolds-Modellierung

Das $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell ist der De-facto Standard in der Industrie und liefert dabei gute Ergebnisse für viele industrielle Anwendungen. Dennoch weist die Formulierung zahlreiche Detailschwächen auf [21]. Dies sind zum Beispiel eine zu geringe Ablösetendenz der Strömung und Turbulenzüberproduktion in Staupunkten. Weiterhin ist keine Abhängigkeit von Stromlinienkrümmung und Systemrotation vorhanden. Zur Beachtung dieser Effekte existieren sogenannte quadratische und kubische Erweiterungen des $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells, die die Beziehung des Wirbelviskositätsansatzes nach Gleichung 5.6 um nicht lineare Terme zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Reynoldsspannungen und Scherung sowie um Komponenten zur Beschreibung der Rotation erweitern [16]. Das komplexere Gleichungssystem erfordert zum Erhalt einer konvergierten Lösung höhere Anforderungen an das Diskretisierungsschema als auch höhere Rechenzeiten. Deshalb ist der Einsatz dieser Modelle eher wenig verbreitet.

5.3 Diskretisierung und Lösungsalgorithmen

Die Diskretisierung bildet den Übergang von einem kontinuierlichen Gebiet in Raum und Zeit in eine endliche Anzahl von Teilgebieten. Diese Gebiete stellen diskrete Rechenpunkte

dar, an denen die numerischen Werte der unbekanntenen Variablen bestimmt werden. Zur Diskretisierung eines Problemgebietes existieren verschiedene Ansätze. Die Bekanntesten sind die Finite Differenzen Methode (FDM), Finite Elemente Methode (FEM) und die Finite Volumen Methode (FVM). Das in dieser Arbeit verwendete Programmpaket basiert auf der FVM. Dabei wird das Rechengebiet in kleine Einzelvolumina eingeteilt. Jedes Element wird durch einen Punkt im Zentrum sowie durch die das Volumen einschließenden Oberflächen beschrieben. Für jedes entstandene Kontrollvolumen werden die Erhaltungsgleichungen in Integralform formuliert. Zur besseren Übersicht werden die Gleichungen (Gl. 5.1 und Gl. 5.2) in Form einer allgemeinen Transportgleichung aufgestellt und in einen von links nach rechts zeitabhängigen Term, einen Konvektions-, einen Diffusions- und einen Quellterm unterteilt.

$$\int_V \frac{\partial \Phi}{\partial t} dV + \int_V c_j \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} dV = \frac{1}{\varrho} \int_V S_\Phi dV + \frac{1}{\varrho} \int_V \Gamma \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x_j^2} dV \quad (5.14)$$

Dabei ist Φ die Transportvariable, Γ der Diffusionskoeffizient und S_Φ der Quellterm. Die Anwendung des Gausschen Integralsatzes auf die konvektiven und diffusiven Terme führt die Volumenintegrale in Flächenintegrale über.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \Phi dV + \int_A n c_j \Phi dA = \frac{1}{\varrho} \int_V S_\Phi dV + \frac{1}{\varrho} \int_A n \Gamma \frac{\partial \Phi}{\partial x_j} dA \quad (5.15)$$

Die Aufstellung der netto Flussbilanz über ein Kontrollvolumen erfolgt durch die Aufspaltung der Oberflächenintegrale in die Summe der Oberflächenintegrale an den Seiten $A_K = e, w, n, s$ eines Kontrollvolumens.

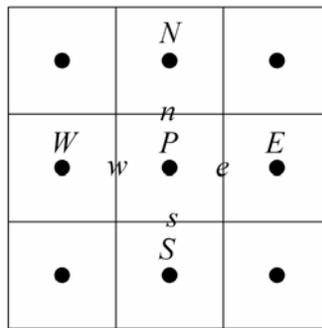


Abbildung 5.3: Bezeichnungen an einem Kontrollvolumen

$$\int_A f dA = \sum_k \int_{A_k} f dA_k \quad (5.16)$$

Darin ist f jeweils die Normalkomponente der konvektiven und diffusiven Flüsse durch die jeweilige Kontrollvolumenfläche. Da die Verteilung der Größe f auf den Kontrollvolumenrändern nicht bekannt ist, muss f approximiert werden. Die Anwendung der Mittelpunkts-

regel ermöglicht die Approximation des Wertes von f durch den Wert im Mittelpunkt der Kontrollvolumenseite.

$$\int_{A_e} f dA \approx f_e A_e \quad (5.17)$$

Die Quellterme in der allgemeinen Transportgleichung erfordern eine Integration über das Volumen der Zelle. Hierfür wird wiederum die Mittelpunktsregel angewendet und der Quellterm mit dem Wert im Kontrollvolumenzentrum approximiert.

$$\int_V S_\Phi dV \approx S_{\Phi_P} V_P \quad (5.18)$$

Die Approximation des zeitabhängigen Terms ergibt sich zu:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \Phi dV \approx \frac{\Phi_P^{n+1} - \Phi_P^n}{\Delta t_n} V_P. \quad (5.19)$$

Die Strömungsgrößen an den Rändern sind ebenfalls unbekannt und müssen daher aus den Werten in den angrenzenden Zellmittelpunkten interpoliert werden. Ein einfaches Verfahren zur Approximation des konvektiven Flusses ist das Upwind-Verfahren. Φ_e wird dabei durch den Wert im stromauf liegenden Zellmittelpunkt (je nach Richtung also Φ_E oder Φ_P) approximiert. Zur Diskretisierung des Diffusionsterms wird häufig ein Zentraldifferenzschema angewendet (Gl. 5.20). Die Approximation des Gradienten an der Fläche erfolgt durch eine lineare Interpolation der zwei benachbarten Zellmittelpunktwerte E und P . Zur Erhöhung der Genauigkeit der Simulationen existieren weitere Approximationsverfahren [25].

$$\left(\frac{\partial \Phi}{\partial x} \right)_e = \frac{\Phi_E - \Phi_P}{x_E - x_P} \quad (5.20)$$

Wie in Gleichung 5.19 zur Approximation des zeitabhängigen Terms ersichtlich, sind in der Bilanzgleichung für ein Kontrollvolumen die Werte von Φ_P für zwei Zeitschritte im Abstand von Δt vorhanden. Zur zeitlichen Diskretisierung wird aufgrund der Robustheit häufig ein implizites Verfahren angewendet. Dabei stehen auf beiden Seiten der Gleichung 5.21 Werte für die neue unbekannte Zeitebene. Zur Berechnung jeder neuen Zeitebene ist damit die Lösung eines Gleichungssystems notwendig.

$$\frac{\partial \Phi(n+1)}{\partial t} \approx \frac{\Phi_P^{n+1} - \Phi_P^n}{\Delta t_n} \quad (5.21)$$

Zur Abschätzung der erlaubten Zeitschrittgröße wird die CFL-Zahl (Courant-Friedrichs-Lewy) herangezogen (Gl. 5.22), welche sich über die lokale Strömungsgeschwindigkeit c den Gitterabstand Δx und die Zeitschrittweite Δt definiert.

$$CFL = \frac{c \Delta t}{\Delta x} \quad (5.22)$$

Die CFL-Zahl sollte idealer Weise den Wert 1 nicht überschreiten, damit die Informationen über den konvektiven und diffusiven Transport von Φ pro Zeitschritt nicht weiter als bis zum nächsten Gitterpunkt vorankommen. Jedoch zeigt die Erfahrung, dass auch CFL-Zahlen bis 100 ohne erkennbaren Einfluss auf die Berechnung erreicht werden können.

Nach der Diskretisierung in Raum und Zeit erhält man ein gekoppeltes Gleichungssystem in dem die Variablen der Geschwindigkeit und des Druckes gleichzeitig die Kontinuitäts- und die Impulsgleichungen erfüllen müssen, wobei der Druck nicht explizit in der Massenerhaltung auftritt. Aus diesem Grund werden Verfahren angewendet, die durch Anwendung einer Druckkorrekturgleichung das Druck- und Geschwindigkeitsfeld korrigieren, damit die ermittelten Geschwindigkeiten auch die Kontinuitätsgleichung erfüllen. Ein für instationäre Berechnungen verwendetes Druckkorrekturverfahren ist der PISO-Algorithmus [15].

Durch die Druckkorrektur kann das Gleichungssystem nun entkoppelt gelöst werden. Zur Lösung stehen zwei Gruppen von Verfahren zur Verfügung. Direkte Verfahren, z. B. Gauss-Elimination, bieten den Vorteil, dass sie durch einmalige Anwendung eines Algorithmuses die exakte Lösung des Gleichungssystems ermitteln. Es wird jedoch eine sehr große Rechenleistung benötigt, sodass diese Verfahren in praktischen Anwendungen kaum verwendet werden. Deshalb werden größtenteils iterative Methoden bevorzugt, bei denen durch mehrmalige Anwendung einer bestimmten Iterationsvorschrift die approximative Lösung des Gleichungssystems sukzessive verbessert wird.

Im Bereich der iterativen Verfahren stehen neben einfachen Verfahren, wie dem Jacobi-Verfahren oder dem Gauss-Seidel-Verfahren, die Methode der konjugierten Gradienten und Mehrgitterverfahren zur Verfügung. Der wesentliche Vorteil der Mehrgitterverfahren besteht in der schnellen Konvergenz der Lösung. Die Grundidee ist dabei die Reduzierung der Problemgröße durch eine Vergrößerung des Rechnernetzes. Der Lösungszyklus beginnt mit der Berechnung der ersten Näherungslösung auf dem feinsten Gitter. Die in dieser Lösung auftretenden numerischen Fehler werden auf das jeweils nächst gröbere Gitter übertragen und dort geglättet. Die erhaltenen Korrekturen werden danach bis auf die erste Näherungslösung übertragen und so die korrekte Lösung bestimmt. Eine ausführliche Beschreibung dieses Verfahrens ist bei Ferziger und Peric [25] enthalten.

5.4 Randbedingungen

Das die Strömung beschreibende Gleichungssystem besteht aus partiellen Differentialgleichungen zweiter Ordnung. Die eindeutige Lösung dieser Gleichungen ist nur unter Vorgabe von Rand- und Anfangsbedingungen möglich. Es wird generell zwischen zwei Arten von Randbedingungen unterschieden: Die Dirichlet-Bedingung für die Vorgabe der Funktionswerte der abhängigen Variablen und die Neumann-Bedingung für die Vorgabe des Gradienten der abhängigen Variable. Randbedingungen müssen vor allem an den das Strömungsgebiet begrenzenden Bereichen vorgegeben werden.

Am Eintrittsrand erfolgt meist eine Vorgabe von Druck und Geschwindigkeit durch die Dirichlet-Bedingung. Die Angabe der turbulenten Größen bereitet häufig Schwierigkeiten, da die Werte für die turbulente kinetische Energie und die Dissipation der Wirbel häufig nicht genau bekannt sind. Abschätzungen für k ergeben sich z. B. aus der Messung des Turbulenzgrades. Diese Werte sind über die Gleichung 5.23 verknüpft. Die Dissipation kann über Gleichung 5.8 mit dem turbulenten Längenmaß abgeschätzt werden. Dieses wird häufig mit $1/10$ des hydraulischen Durchmessers angenommen. Allerdings sollten diese Werte im Zweifel eher niedrig angesetzt werden.

$$k = \frac{3}{2} Tu_i^2 \bar{c}_i \quad (5.23)$$

An Austrittsrändern liegen meist wenig Informationen über die Strömung vor. Deshalb wird häufig angenommen, dass die Änderungen der abhängigen Variablen in Strömungsrichtung klein sind. Bei bekannten Druckverhältnissen am Austrittsrand ist auch die direkte Vorgabe des Druckes sinnvoll.

Zur Verringerung der Größe des Rechengitters und damit des Rechenaufwandes werden Symmetrierandbedingungen angewendet. An Symmetrierändern sind die Normalgradienten der abhängigen Variablen und die Normalgeschwindigkeit Null.

An festen undurchlässigen Wänden gilt die Haftbedingung, d. h. die Geschwindigkeitskomponenten in Wandnormalenrichtung als auch tangential relativ zur Wand werden zu Null. Die numerische Implementierung der Wandrandbedingung erfolgt in den Impulsgleichungen über die Vorgabe der Wandschubspannung.

5.5 Netzgenerierung

Ausgangspunkt für die Netzgenerierung komplexer Geometrien ist das CAD-Modell. Dies besteht aus einem Gerüst von Flächen und Linien anhand derer das Innenvolumen, teils automatisch, teils manuell per Skriptsprache, durch Zellen ausgefüllt wird. Die gebräuchlichste Zellform ist der Hexaeder. Die Netze sind oft blockstrukturiert und damit aus mehreren strukturierten Gitterbereichen zusammengesetzt, um die Anpassung des Netzes an komplizierte Geometrien zu vereinfachen. Die Gitterpunkte müssen so angeordnet sein, dass Lösungsfehler minimiert werden. Zum Erreichen dieses Ziels muss das Netz in Gebieten hoher Gradienten der Transportgrößen verfeinert werden. Es ist jedoch nicht möglich, optimale Netze nach diesem Kriterium vor einer Rechnung zu erzeugen. Deshalb ist zur Erzeugung des Netzes strömungstechnisches Verständnis notwendig, weil durch eine Abschätzung des Strömungsverlaufes vor der eigentlichen Simulation der Entwurf eines ersten akzeptablen Gitters möglich wird. Der Einfluss des Netzes auf das Simulationsergebnis wird häufig durch Netzunabhängigkeitsstudien untersucht, bei denen die Strömungsergebnisse auf unterschiedlich feinen Netzen verglichen werden. Ein Ergebnis ist netzunabhängig,

wenn trotz weiterer Gitterverfeinerung sich das Strömungsergebnis nicht mehr ändert.

Weitere Kriterien zur Netzoptimierung sind:

- Winkel zwischen Gitterlinien maximal 20° bis 30°
- Zelllängenverhältnis benachbarter Zellen im Bereich 2
- Verhältnis Länge zu Breite der Zelle maximal Faktor 100
- Ausrichtung der Zellberandung in Richtung der Stromlinien.

Bei den hier untersuchten Strömungsmaschinen ist die Simulation eines rotierenden Gitterbereiches notwendig. Das kann durch die ASI-Methode erfolgen, welche ein definiertes Übereinandergleiten zweier Netzteile ermöglicht [15]. Die Kontaktflächen sind als spezielle Oberflächen definiert, sodass keine unverbundenen Netzbereiche entstehen. Die ASI-Methode bietet die Möglichkeit, Zeitschrittgröße und Gleitgeschwindigkeit unabhängig voneinander festzulegen, da keine Adressierung zwischen den Gitterpunkten notwendig ist.

5.6 Fehlerarten - Eigenschaften numerischer Verfahren

Die Lösungen der diskretisierten Erhaltungsgleichungen entsprechen stets nur Näherungslösungen. In diesen Lösungen sind unterschiedliche Fehlerarten vorhanden, die sich aufgrund des numerischen Prinzips nicht vermeiden lassen. Vielmehr ist es die Aufgabe des Ingenieurs durch seine Fachkompetenz in der Auswahl des Problemgebietes, der Diskretisierung und der Modellannahmen diese Fehler auf ein akzeptables Maß zu reduzieren. Grundsätzlich enthalten numerische Lösungen 3 verschiedene Fehlerarten [25].

- Modellfehler
Modellfehler entstehen aufgrund einer ungenauen Beschreibung der Strömungszustände durch die angewandten Strömungsgleichungen sowie durch Abweichungen im Bereich Geometrieerstellung und der verwendeten Randbedingungen.
- Diskretisierungsfehler
Die Differenz zwischen der exakten Lösung der Erhaltungsgleichungen und der Lösung der diskretisierten Form des Gleichungssystems ist als Diskretisierungsfehler definiert. Dieser ist in erster Linie abhängig von der Anzahl und Verteilung diskreter Gitterpunkte sowie vom verwendeten Diskretisierungsschema. Die Annäherung des kontinuierlichen Funktionsverlaufes in Form einer Treppenfunktion ist nicht exakt möglich. Die Genauigkeit kann nur über eine höhere Netzauflösung oder einer höherwertigen Diskretisierungsmethode erhöht werden.
- Konvergenzfehler
Der Konvergenzfehler definiert die Differenz zwischen der iterativen und der exakten Lösung der diskretisierten Gleichungen.

Als Konvergenz wird die Möglichkeit einer numerischen Methode bezeichnet, bei immer feiner werdendem Gitter die stetige Annäherung an die exakte Lösung der Differentialgleichungen zu erhalten. Die theoretische Bestimmung der Konvergenz einer numerischen Methode ist sehr komplex. Aus diesem Grund kann bei linearen Problemen zur Aussage über die Konvergenz einer Lösung der Satz von Lax angewendet werden, nachdem ein stabiles und konsistentes Verfahren auch konvergent ist. Stabilität bedeutet die Abschwächung eines vorhandenen Fehlers durch den Lösungsalgorithmus mit Zunahme von Iterations- bzw. Zeitschritten. Ein Diskretisierungsmethode ist konsistent, wenn die diskretisierten Gleichungen beim Übergang $\Delta x, \Delta y \rightarrow 0$ in die ursprünglichen Differentialgleichungen übergehen [56].

6 Querstromventilatoren

6.1 Voruntersuchungen - Frei rotierende Schaufelwalze

6.1.1 Einleitung

Ausführliche von Dornstetter [18] durchgeführte numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren zeigen die Möglichkeit, mit Hilfe eines kommerziellen Programmpakets die Betriebseigenschaften von Querstromventilatoren zu simulieren. Bei der untersuchten einfachen Geometrievariante wird eine gute Übereinstimmung von Experiment und Numerik erhalten, jedoch weichen die Ergebnisse von Simulation und Experiment bei einer komplexen Gehäusegeometrie teils erheblich voneinander ab. Dies zeigt, dass mit Zunahme der Komplexität der zu untersuchenden Gehäusegeometrie die Anforderungen an das Simulationswerkzeug steigen. Diese speziellen Anforderungen sollen anhand der in diesem Kapitel durchgeführten Voruntersuchungen herausgefunden werden.

Zur Reduzierung von Einflussparametern wird deshalb das Problemgebiet durch Entfernen des Gehäuses verkleinert. Dadurch entsteht eine frei rotierende Schaufelwalze, deren Strömungseigenschaften im Folgenden auf den Einfluss numerischer Randbedingungen untersucht werden. Im Einzelnen sind dies Variationen des Turbulenzmodells, unterschiedliche Diskretisierung des Laufradbereiches sowie eine Untersuchung zum Einfluss der 3-Dimensionalität der Durchströmung. Zur Validierung der Simulationsergebnisse werden experimentelle Untersuchungen durchgeführt.

Das verwendete handelsübliche Laufrad besitzt die in Abbildung 6.1 dargestellten Eigenschaften.

6.1.2 Experimentelle Untersuchungen

Für die Untersuchungen an einer in Luft bei Umgebungsbedingungen frei rotierenden Schaufelwalze wurde ein Versuchsstand konstruiert. Das Grundgerüst besteht aus verschraubten Aluminiumprofilen, die eine flexible Versuchsanordnungen gewährleisten. Das Traggerüst ist Aufnahme für den vertikal angeordneten Antriebsstrang, die Schaufelwalze und die Messtechnik (Abb. 6.4(b)). Als Antrieb dient ein Asynchronmotor dessen Drehzahl über einen Frequenzumrichter regelbar ist. Zur Bestimmung der Motorleistung dient eine im Antriebsstrang integrierte Drehmomentmesswelle mit einem maximalen Messbereich von 1 Nm.

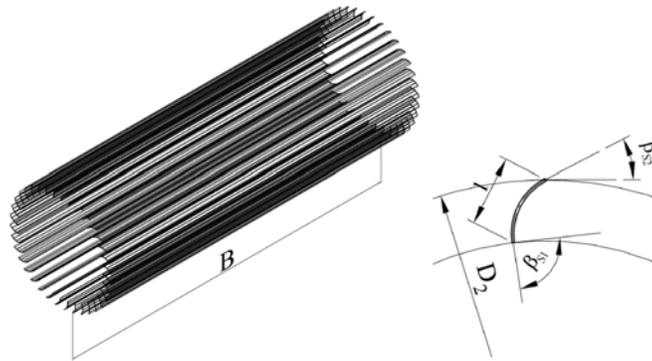


Abbildung 6.1: Geometrieparameter des Laufrades

Durchmesser D_2	0,0985m
Breite B	0,3m
Verhältnis D_1/D_2	0,82
Schaufelwinkel β_{S1}	88°
Schaufelwinkel β_{S2}	27°
Schaufelzahl N	36
Sehnenlänge l	0,01m
Schaufeldicke	$\approx 0,4\text{mm}$
Schaufelprofil	Kreisbogen $r = 8,6\text{mm}$

Tabelle 6.1: Parameter des Laufrades

Zur Visualisierung der Strömungsphänomene dient ein PIV-Messsystem mit folgenden Komponenten:

Laser: Als Lichtquelle dient ein gepulster Nd:YAG Laser mit 25mJ/Puls

Lichtarm: Der Lichtarm erlaubt sowohl die Übertragung des Laserlichtes an schlecht zugängliche Stellen als auch eine einfache Positionierung des Lichtschnittes in einem Arbeitsbereich von ca. 1600mm

Lichtschnittoptik: Die Optik zur Lichtschnittzeugung besitzt einen variablen Öffnungswinkel und ermöglicht die Einstellung der Lichtschnittdicke über die Fokussierung des Lasers.

PIV-Synchronizer: Der externe PIV-Synchronizer ist für die Synchronisation zwischen der Kamera und dem Laser zuständig. Über einen Triggereingang ist die Synchronisation durch externe Ereignisse möglich.

Framegrabber: Spezielle Messkarte zur Bilddatenerfassung, Übertragung der Bilddaten mit Lichtwellenleiter

Kamera: lichtempfindliche 12-Bit CCD-Kamera mit einem minimalen Frameabstand von $200ns$ (1280x1024 Pixel, 12 Bit Auflösung)

Datenerfassung/Auswertung: PC mit Framegrabberkarte, Software zur Datenerfassung und Auswertung

Zum erfolgreichen Einsatz der PIV-Messtechnik ist es notwendig, der Strömung Partikel zuzuführen, anhand deren Bewegung die Strömungsgeschwindigkeiten ermittelt werden. Die Genauigkeit der Messung ist abhängig vom Folgevermögen der Teilchen. Abbildung 6.2 zeigt in Abhängigkeit des Teilchendurchmessers die Fähigkeit von Öltröpfchen, Fluidschwankungen bestimmter Frequenz zu folgen, welche zur Strömungsvisualisierung eingesetzt werden sollen.

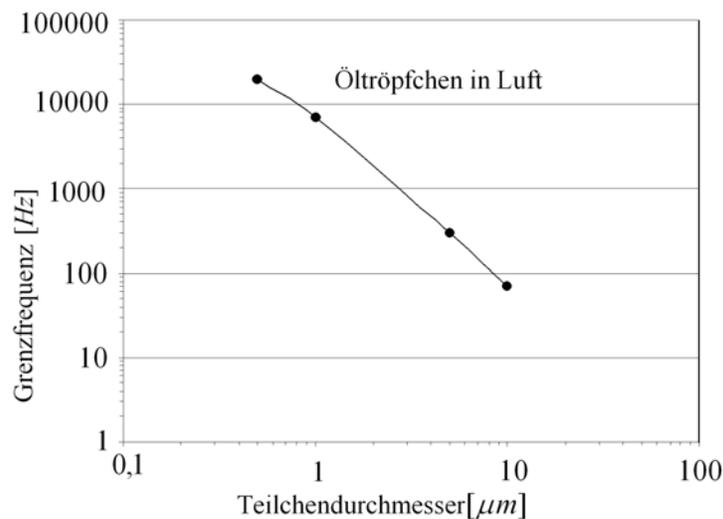
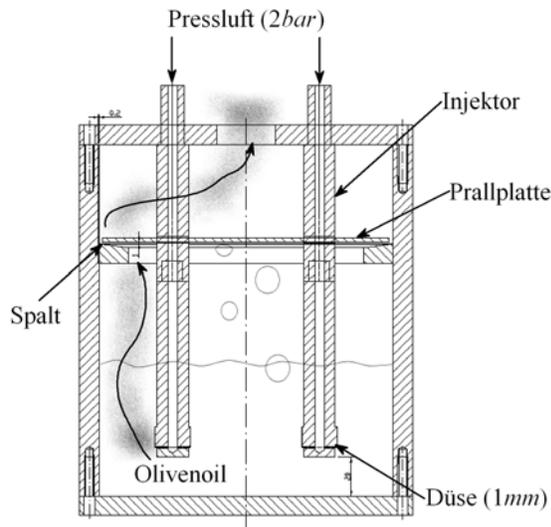


Abbildung 6.2: Folgevermögen von Öltröpfchen in Luft [54]

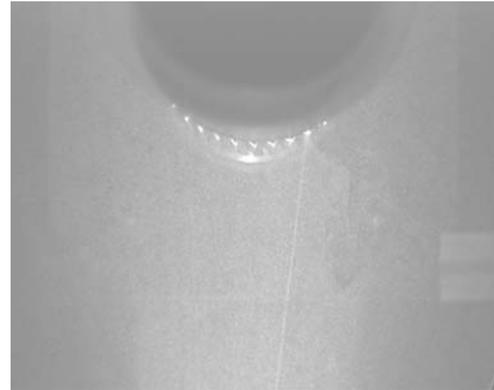
Zur Abschätzung des maximalen Teilchendurchmessers dient in erster Näherung die Drehzahl des Laufrades. Damit ist sichergestellt, dass die verwendeten Teilchen der Umfangsgeschwindigkeit der Strömung korrekt folgen. Für $n = 1000 \text{ 1/min}$ ergibt sich eine Drehfrequenz von $f = 16,6 \text{ 1/min}$. Da im charakteristischen Wirbel die auftretenden Kräfte unbekannt sind, aber höher als die durch die Rotation des Laufrades bewirkten Kräfte sein können, wird der maximale Teilchendurchmesser der Öltröpfchen auf $10\mu m$ festgelegt. Zur Zerstäubung des Öls dient ein Partikelgenerator, dessen Konstruktionsweise sich auf Untersuchungen zur Erzeugung von Öltröpfchen definierter Größe stützt [32]. In Abbildung 6.3(a) ist die prinzipielle Funktionsweise des verwendeten Partikelgenerators dargestellt. Luft wird mit hoher Geschwindigkeit durch mehrere Düsen in das verwendete Öl eingebracht. Dabei wird das Öl durch auftretende Scherkräfte zerstäubt, und in Form von feinem

6 Querstromventilatoren

Nebel mit dem Luftvolumenstrom zur Austrittsöffnung gefördert. Große Tropfen werden durch die Prallplatte am Austritt gehindert.



(a)



(b)

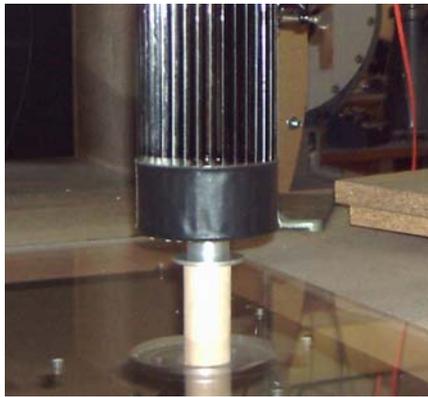
Abbildung 6.3: Funktionsweise des verwendeten Partikelgenerators (a), Verteilung der Seedingpartikel (b)

Die gleichmäßige Zuführung der Teilchen in das Strömungsgebiet erfolgt durch ein Rohr mit mehreren Austrittsöffnungen, welches an einem Aluminiumprofil in Höhe des Laufrades angebracht ist. Zur Bestimmung des Geschwindigkeitsfeldes werden PIV-Messungen in der Mitte des Laufrades senkrecht zur Rotationsachse und parallel zur Rotationsachse durchgeführt. Abbildung 6.3(b) zeigt die Einzelaufnahme des zu untersuchenden Strömungsgebietes senkrecht zur Rotationsachse. Darin sind das Laufrad und die Verteilung der Seedingpartikel erkennbar.

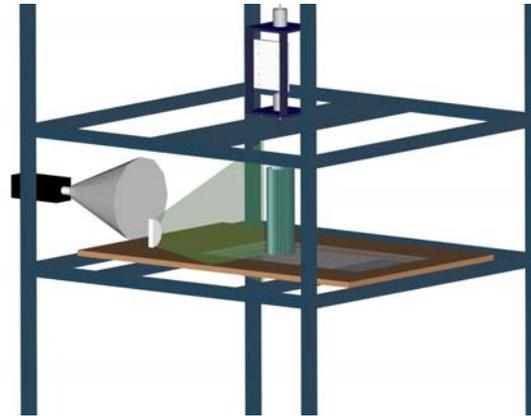
Das Strömungsfeld einer frei rotierenden Schaufelwalze ist nach Kapitel 3.5 durch einen im Bereich der Laufschaufeln in Drehrichtung mitbewegten Wirbel gekennzeichnet. Zur Charakterisierung der Strömungseigenschaften wird die Umlaufgeschwindigkeit des Wirbels über eine Frequenzanalyse der akustischen Störungen im Strömungsfeld durch ein im geringen Abstand vom Laufrad positioniertes Mikrophon gemessen. Die dadurch entstandene Störung des Strömungsfeldes muss aufgrund Ermangelung alternativer Messverfahren akzeptiert werden. Der daraus resultierende Fehler in der Bestimmung der Umlauffrequenz kann aufgrund der starken Ausdehnung des Strömungsprofils in Richtung der Rotationsachse vernachlässigt werden.

Das verwendete Laufrad besitzt zur mechanischen Stabilisierung sogenannte Zwischenronden. Zur Reduzierung dieses Einflusses werden die Bereiche außerhalb der Rondon abgeklebt und durch den Einsatz einer geschlossenen Scheibe eine Strömung in den abgetrennten Bereich im Inneren des Rotors verhindert (Abb. 6.4(a)).

Die Bestimmung der Geschwindigkeitskomponenten wird in der Strömungsebene des Wirbels und senkrecht dazu durchgeführt. Abbildung 6.4(b) zeigt die Versuchsanordnung des PIV-Messsystems in der Ebene parallel zur Laufradachse.



(a)



(b)

Abbildung 6.4: Experimentelle Versuchsanordnung

6.1.3 Numerische Modellbildung

Die Simulation einer in Luft (Tab. 6.2) frei rotierenden Schaufelwalze erfordert als ersten Schritt die Festlegung der Größe des Rechengebietes. Es muss sichergestellt sein, dass der Einfluss, der das Rechengebiet begrenzenden Randbedingungen, auf das Strömungsverhalten im Laufrad möglichst gering ist. Dies wird durch die Wahl eines Rechengitters mit dem 10-fachen Durchmesser des Laufrades und die Festlegung eines konstanten statischen Druckes am Umfang erreicht. Zur Reduzierung des Rechenaufwandes erfolgt die Simulation nur einer Strömungsebene in der Mitte des Laufrades. Dies wird durch eine 2-D Simulation unter Anwendung von Symmetrierandbedingungen in Richtung der Rotationsachse erreicht. Die Diskretisierung in die dritte Raumrichtung besteht aus einer Zellreihe mit einer Höhe von 3 mm . Die Simulation der Drehbewegung von 1000 U/min erfolgt durch die vollständige instationäre Gitterbewegung des Laufrades mittels der ASI-Methode (Kap. 5).

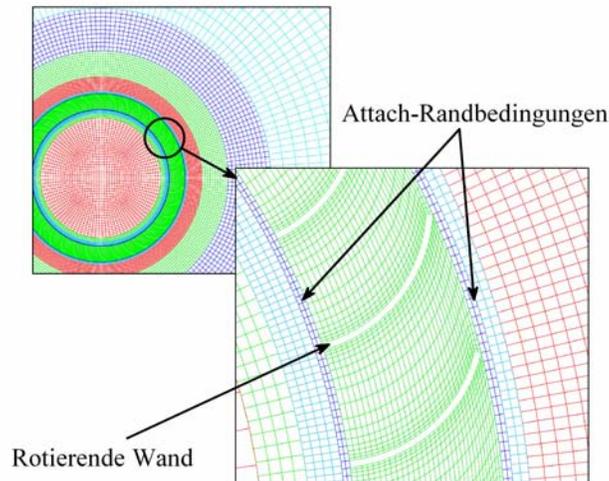


Abbildung 6.5: Numerisches 2-D Modell G1 (43000 Zellen)

Temperatur	$20^{\circ}C$	Umgebungsdruck p	$100000Pa$
Dichte	$1,205 kg/m^3$	dynamische Viskosität μ	$1,810 \cdot 10^{-5} Ns/m^2$

Tabelle 6.2: Standardwerte für Luft unter Normalbedingungen

Jede Kontaktfläche ist durch 576 am Umfang verteilte Zellen diskretisiert. Die zur Rechnung verwendete Zeitschrittweite bestimmt sich aus der Umfangsgeschwindigkeit und der Zellgröße im Bereich der Kontaktflächen bei einer CFL -Zahl = 1 zu $\Delta t = 9.5175e - 05s$. In Anbetracht der dabei zu erwartenden Strömungsgeschwindigkeiten kann von turbulent inkompressiblen Strömungsverhalten ausgegangen werden. Die Diskretisierung erfolgt durch das von Dornstetter erfolgreich angewandte MARS-Schema [15] unter Anwendung des PISO-Algorithmus.

Ein Ziel dieser Untersuchung ist das Erkennen des Einflusses des Turbulenzmodells auf die Strömungseigenschaften eines rotierenden Schaufelgitters mit umlaufendem Wirbel. Aus diesem Grund werden drei verschiedene Turbulenzmodelle eingesetzt. Dies sind im einzelnen die weit verbreiteten linearen High- und Low-Reynolds $k - \varepsilon$ -Modelle sowie ein kubisches Low-Reynolds $k - \varepsilon$ -Modell, welches speziell für Wirbelströmungen, Strömungen mit Rezirkulation und Staupunktströmungen geeignet ist [16].

Fluideigenschaften	inkompressibel, turbulent
Druckkorrektur	PISO-Algorithmus
Räumliche Diskretisierungsmethode	MARS-Schema
Zeitliche Diskretisierungsmethode	implizit
Gitterbewegung	ASI-Methode

Tabelle 6.3: Eigenschaften des numerischen Lösungsverfahrens

Die Strömungsergebnisse sind insbesondere von der Diskretisierung und Auflösung der Wandgrenzschicht abhängig. Zur Untersuchung der Gitterabhängigkeit der Lösung wird deshalb nach Auswahl eines geeigneten Turbulenzmodells der Laufradbereich stark verfeinert und eine erneute Berechnung durchgeführt (Abb. 6.6).

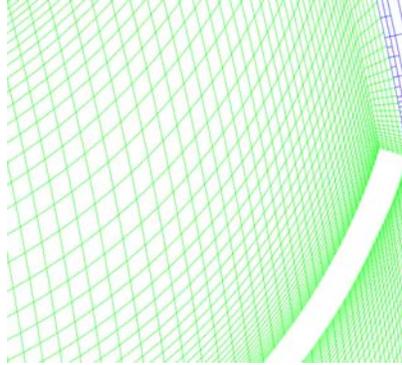


Abbildung 6.6: Verfeinerte Auflösung des Schaufelbereiches G2 (175000 Zellen)

Abbildung 6.7 zeigt das numerische 3-D Modell einer Rotorlängshälfte. Die Simulation der Schaufelwalze mit diesem Modell soll den Einfluss der 3-Dimensionalität auf die Strömungsstrukturen prüfen. Zur Reduzierung des Rechenaufwandes wird die Berechnung nur mit der groben Diskretisierung des Laufrades und dem High-Reynolds $k-\varepsilon$ -Turbulenzmodell durchgeführt. Weiterhin wird nur eine Hälfte der Schaufelwalze berechnet. Die Diskretisierung in Richtung der Rotationsachse erfolgt durch 15 Zellreihen.

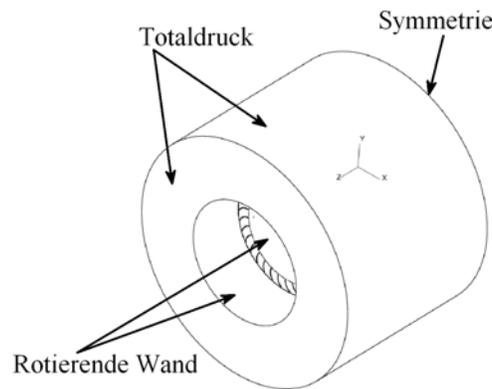


Abbildung 6.7: Numerisches 3-D Modell (436000 Zellen)

6.1.4 Untersuchungsergebnisse

Das Hauptinteresse der durchgeführten Untersuchungen liegt in der Bestimmung eines geeigneten Turbulenzmodells zur Beschreibung der Strömung einer rotierenden Schaufelwalze. Als Auswahlkriterium wird dazu die Umlauffrequenz des sich ausbildenden Wirbels

herangezogen. Die akustischen Messungen ergeben dabei eine Frequenz von $\sim 1,5 \text{ Hz}$ (Abb. 6.8(b)). Die Festlegung auf diese Frequenz ist aufgrund wenig ausgeprägter Spitzen in der Werteverteilung über das Frequenzspektrum nur möglich, da die Frequenz des umlaufenden Wirbels durch Hören und Fühlen erfassbar ist und so den Auswertebereich des Frequenzspektrums sehr stark verkleinert.

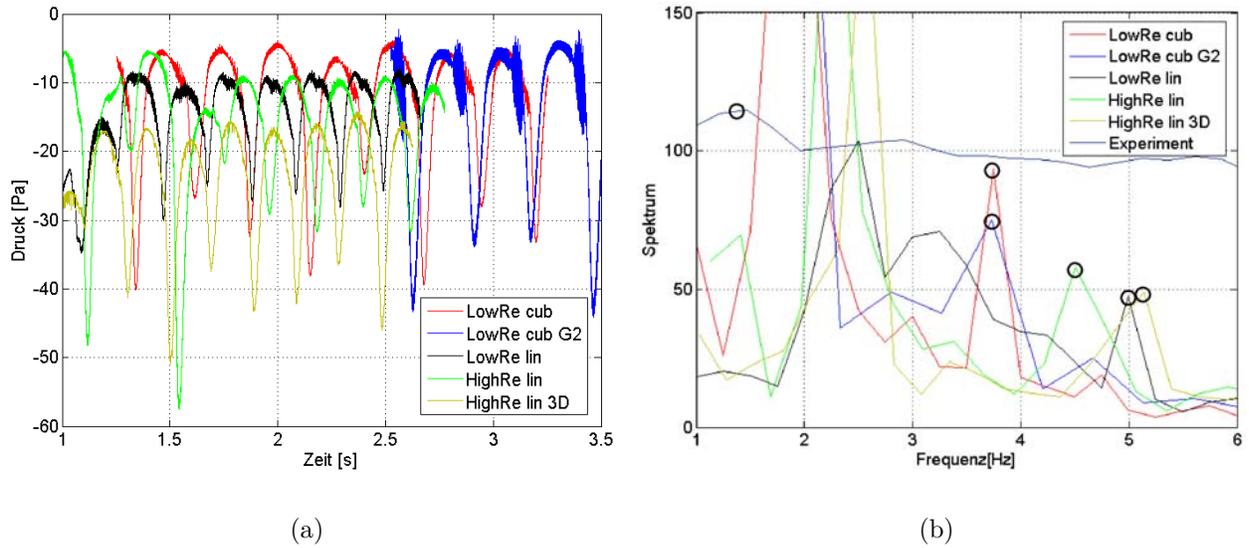


Abbildung 6.8: Zeitlicher Druckverlauf und Wirbelumlauffrequenz

Zur Ermittlung der numerisch simulierten Wirbelumlauffrequenz werden die zeitlich schwankenden Druckwerte für eine Zelle im Einflussbereich des Wirbels für jeden Zeitschritt erfasst. Die Druckspitzen sind dabei für die verschiedenen Simulationen sowie für jeden einzelnen Fall im zeitlichen Verlauf nicht konstant. Der zeitliche Druckverlauf für die verschiedenen Untersuchungen sind in Abbildung 6.8(a) dargestellt, anhand dieser die ungefähre Abschätzung der Umlauffrequenz möglich ist. Zur genauen Analyse werden die dargestellten zeitlichen Verläufe mit Hilfe einer FFT-Analyse in den Frequenzraum überführt, und die einzelnen Umlauffrequenzen bestimmt. Sämtliche numerischen Ergebnisse liegen dabei oberhalb der experimentell bestimmten Frequenzen. Die besten Ergebnisse liefern Rechnungen unter Anwendung des kubischen Low-Reynolds $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells. In Abbildung 6.9 ist die Geschwindigkeits- (a) und Druckverteilung (b) für das Schaufelgitter G1 zum Zeitpunkt t dargestellt. Das Strömungsbild zeigt den erwarteten Wirbel. Die Strömungsgeschwindigkeiten im Wirbel sind jedoch nicht gleichmäßig verteilt, sondern es entsteht ein Strahl mit erhöhter Austrittsgeschwindigkeit analog zu den Untersuchungen von Eck [20]. Dies bedeutet aufgrund der Massenerhaltung einen am Laufradumfang gegenüber dem Einströmbereich größeren Austrittsbereich. Dieses Verhalten verursacht die in Abbildung 6.9(b) sichtbare unsymmetrische Druckverteilung aufgrund der unterschiedlichen Verteilung von Zentrifugalkräften um den Bereich des Wirbelmittelpunktes. Dieser ist durch

relative Drücke unterhalb von $-100 Pa$ gekennzeichnet.

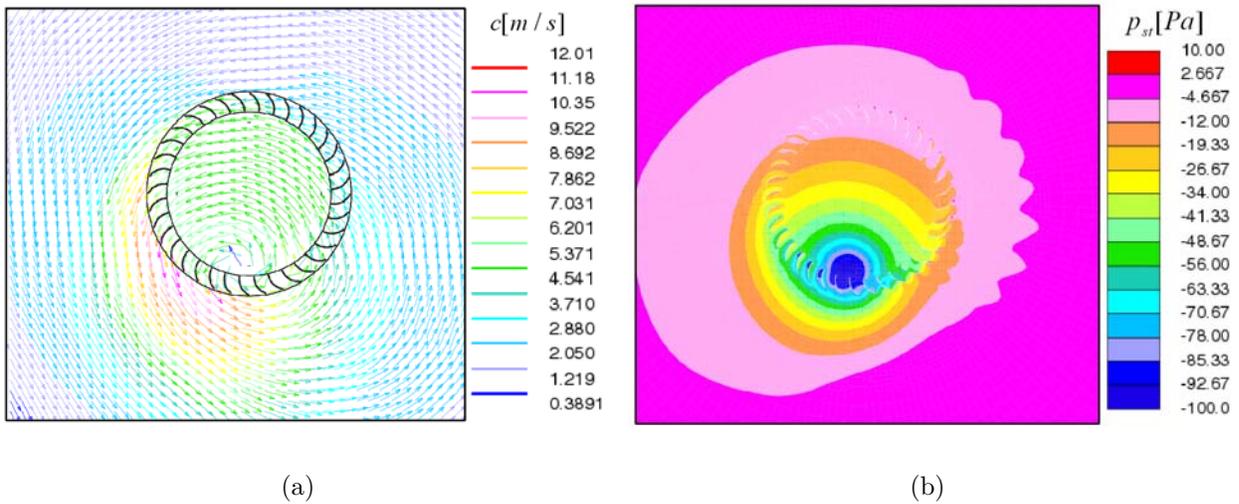


Abbildung 6.9: Strömungsbild einer frei rotierenden Schaufelwalze (Simulation Low-Re G1 cub)

In Abbildung 6.10 ist der Unterschied in der Verteilung der turbulenten kinetischen Energie bei Anwendung des linearen und kubischen $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells dargestellt. Die Simulation mit dem kubischen $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell ist durch höhere Werte der turbulenten kinetischen Energie gekennzeichnet, welche die Ursache für die geringere Wirbelumlauffrequenz ist, da dadurch die zur Bewegung des Wirbels notwendige Energie verringert wird.

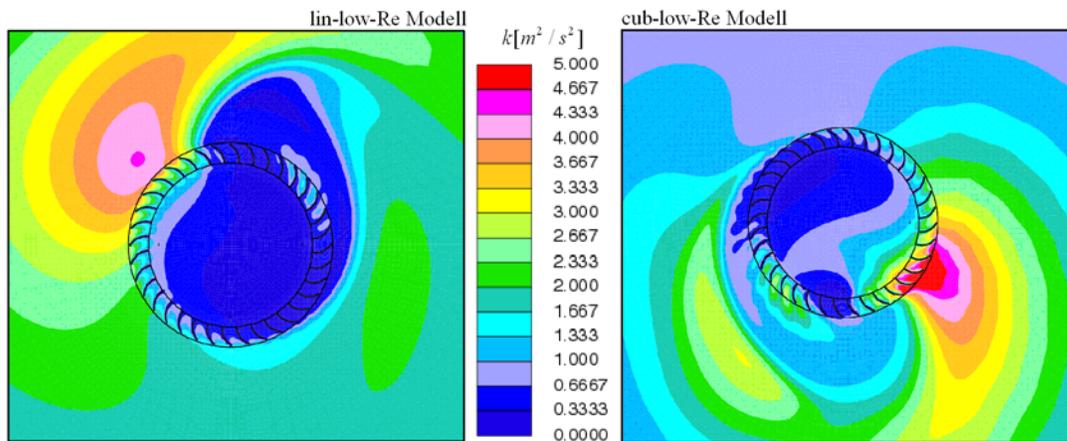


Abbildung 6.10: Verteilung der turbulenten kinetischen Energie bei unterschiedlichen Turbulenzmodellen (G1)

Zur Untersuchung des Einflusses der numerischen Auflösung der Wandgrenzschicht auf die Wirbelumlauffrequenz wird die Zellanzahl im rotierenden Gitterbereich deutlich erhöht

(Abb. 6.6). In Abbildung 6.11 sind die y^+ -Werte an den Laufschaufeln von Gitter G1 und Gitter G2 dargestellt. Durch die feinere Auflösung werden bei Gitter G2 die für die Low-Reynolds Modellierung idealen y^+ -Werte im Bereich zwischen 0 und 1 an der Wand erreicht. Ein Einfluss auf die Wirbelumlauf Frequenz ist nicht erkennbar. Diese ist identisch mit der Frequenz von Gitter G1 und liegt bei $3,75Hz$ (Abb. 6.8).

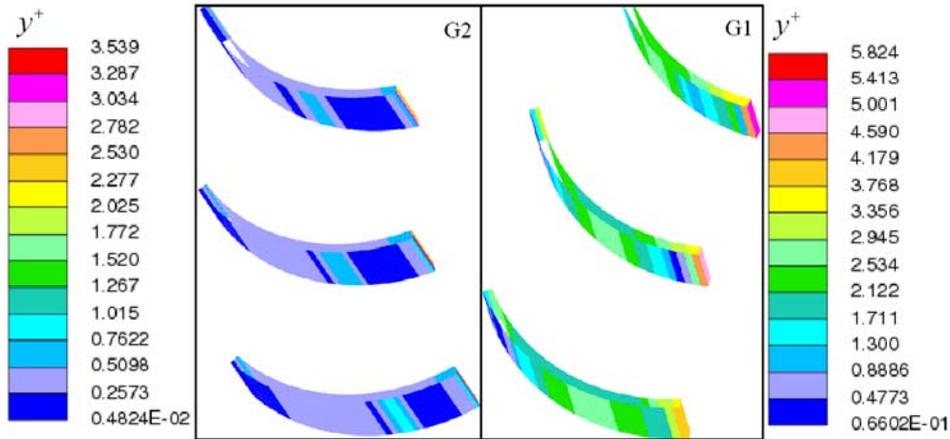


Abbildung 6.11: y^+ -Verteilung bei unterschiedlicher Diskretisierung des Laufradbereiches

Dies zeigt, der beste Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenaufwand wird mit dem kubischen $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell und dem Gitter G1 erreicht. Ein Vergleich mit den experimentell ermittelten Strömungsbildern zeigt Abbildung 6.12.

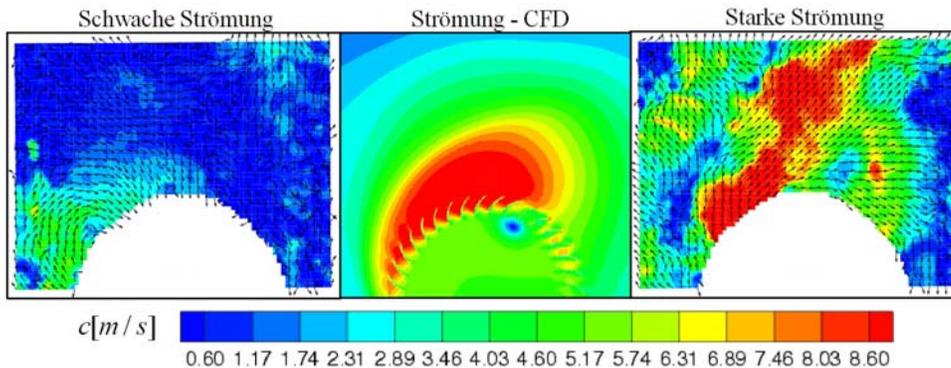


Abbildung 6.12: Numerisches (Low-Re G1 cub) und experimentelle Geschwindigkeitsfelder

Die experimentellen Messergebnisse zeigen eine stark unterschiedliche Ausbildung des umlaufenden Wirbels, was anhand der Darstellung eines schwach und eines stark ausgebildeten Strömungsfeldes sichtbar wird (Abb. 6.12). Das aus den PIV-Messungen ermittelte Strömungsfeld ergibt sich hier nicht wie üblich aus einer Mittelung von mehreren Einzelmessungen, sondern entspricht der Auswertung eines Doppelbildes. Der Grund ist die

fehlende Triggerung der Lasermessung durch ein Ereignis, was den Umlauf des Wirbels charakterisiert. Im Vergleich zu den Simulationsergebnissen ist das Strömungsfeld deutlich turbulenter und dynamischer. Dies ist an der stark unterschiedlichen Ausbildung des umlaufenden Wirbels zu verschiedenen Zeitpunkten sichtbar. Grund dafür ist die fehlende Simulation der turbulenten Schwankungsbewegungen, welche über das Turbulenzmodell nur simuliert werden. Damit ist eine Aussage über die Genauigkeit der numerischen Ergebnisse anhand eines Vergleiches der berechneten und gemessenen Strömungsfelder nicht möglich und kann somit nur, wie oben durchgeführt, über die Wirbelumlauffrequenz durchgeführt werden. Die Ausbildung des Wirbels ändert sich im zeitlich berechneten Verlauf nur sehr gering, was anhand der quasi periodischen Druckverläufe in Abbildung 6.8(a) sichtbar ist.

Zur Untersuchung des relativ großen Fehlers in der Bestimmung der Wirbelumlauffrequenz wird der Einfluss der Annahme der 2-Dimensionalität geprüft. In Abbildung 6.13 ist eine Momentaufnahme des Strömungsfeldes in einer Ebene parallel zur Rotationsachse dargestellt. Darin sind deutliche 3-D Strukturen erkennbar, welche die Wirbelbewegung beeinflussen.

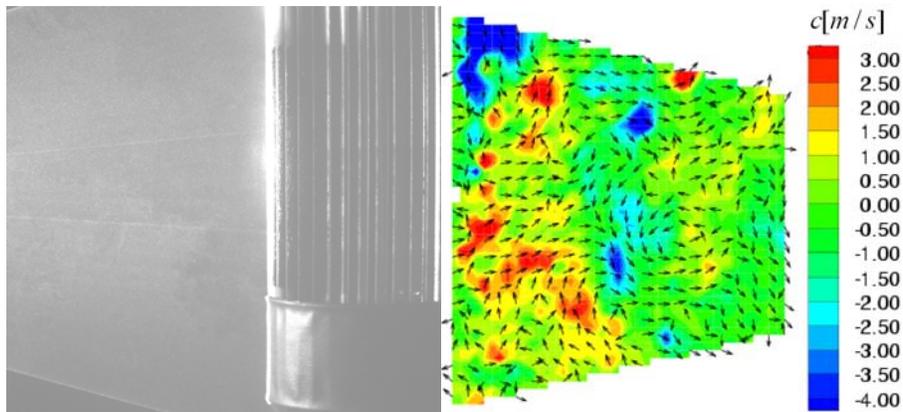


Abbildung 6.13: Momentaufnahme der Strömungsverhältnisse (Rotationsachse)

Die numerische 3-D Simulation wird aus Kapazitätsgründen nur für das lineare High-Reynolds $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell durchgeführt. Dabei tritt eine Änderung gegenüber dem 2-D Fall in Richtung einer höheren Wirbelumlauffrequenz auf (Abb. 6.8(b)). Die erzielten Ergebnisse lassen jedoch keine neuen Erkenntnisse zur Verbesserung der Simulation von Querstromventilatoren erwarten, sodass auf weitere Untersuchungen verzichtet wird.

Abschließend bleibt festzuhalten, dass für die korrekte Simulation eines Querstromventilators und die genaue Wiedergabe des charakteristischen Steuerwirbels die Anwendung eines kubischen $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells zielführend ist. Weiterhin ist erkennbar, dass eine extrem feine Auflösung der Schaufelkanäle nur sehr geringe Einflüsse auf das Strömungsfeld ausübt.

6.2 Spaltungengehäuse (Sz1)

6.2.1 Einleitung

Nach Interpretation der numerischen und experimentellen Kennlinien des von Dornstetter verwendeten Keilzungengehäuses zeigten sich insbesondere im instabilen Kennlinienbereich Schwierigkeiten in der numerischen Simulation, die von einem starken Abfallen der Kennlinie gekennzeichnet sind. Aus diesem Grund wird hier zunächst eine Gehäusekonfiguration untersucht, die ein stabileres Kennlinienverhalten aufweist. Ein Gehäusotyp, der diese Bedingungen erfüllt, besitzt eine Spaltung, die die Lage des Steuerwirbels und damit auch das Kennlinienverhalten stabilisiert. Im Rahmen von Untersuchungen zum Einfluss der Schaufelform und der Gehäusegeometrie auf das Betriebsverhalten von Querstromventilatoren an der FH Heilbronn [8] wurde auch ein Spaltungengehäuse untersucht. Es handelt sich dabei um ein handelsübliches Spaltungengehäuse für einen Laufraddurchmesser von 100 mm . Unter den Variationen der Schaufelform befindet sich auch die in Abbildung 6.1 dargestellte Schaufelform, welche ebenfalls für die Untersuchungen an der frei rotierenden Schaufelwalze verwendet wurde. Einziger Unterschied ist die mit $B = 706\text{ mm}$ größere Breite. Damit ist es möglich, für numerische Untersuchungen an einem Spaltungengehäuse die Geometrie und Ergebnisse dieser Arbeit als Ausgangspunkt zur numerischen Modellerstellung und zur Validierung der Simulationsergebnisse zu verwenden. Die Geometrie und die Maße sind in Abbildung 6.14 und Tabelle 6.4 dargestellt.

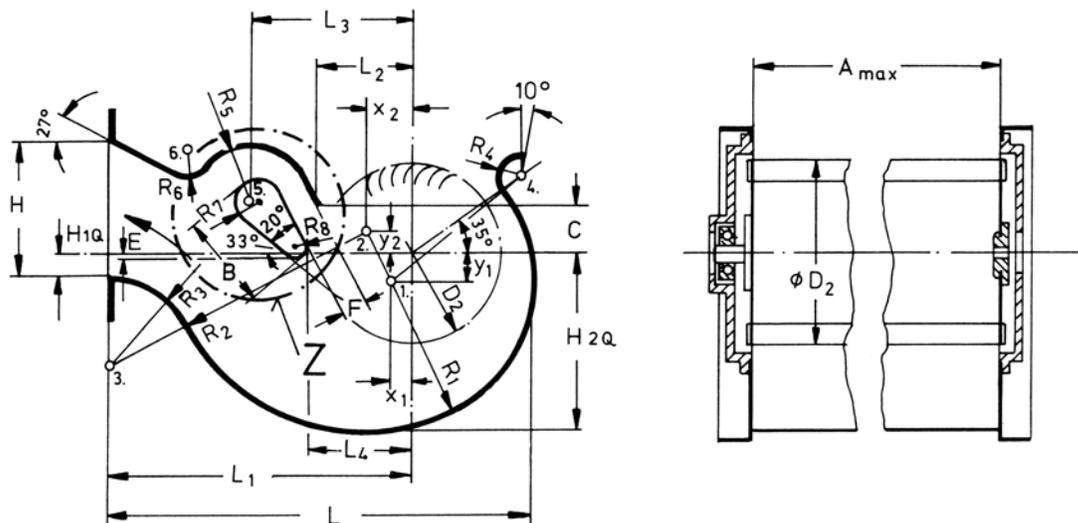


Abbildung 6.14: Abmessungen des Spaltungengehäuses (Sz1) [50]

6.2.2 Experimentelle Untersuchungen

Die Messungen der integralen Betriebsgrößen erfolgten im Rahmen der Diplomarbeit von Brosi [8] an einem saugseitigen Ventilatorprüfstand nach DIN 24163. Zur Gewährleistung

D_2	A_{max}	x_1	x_2	y_1	y_2	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6	R_7
98,5	1200	12,6	26,4	16,4	12	80,6	112,2	51,6	13,8	31,5	16,4	12,6
R_8	B	C	E	F	L	L_1	L_2	L_3	L_4	H	H_{1Q}	H_{2Q}
6,3	55,4	27,6	2,5	15	239,9	171,9	54	89,3	57	75,5	11,5	100,2

Tabelle 6.4: Parameter des Gehäuses (Sz1) in [mm] [50]

störungsfreier Messungen wurde der Abstand zur Stirnseite der Prüfkammer anhand einer aus Holz gefertigten Adapterplatte vergrößert (Abb. 6.15).

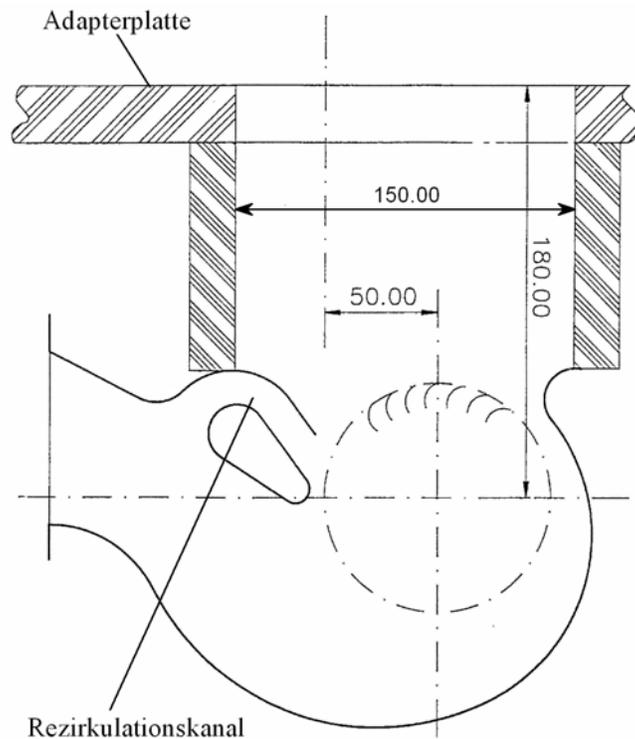


Abbildung 6.15: Ventilator mit Adapterplatte [8]

Zur Bestimmung der Betriebscharakteristiken stand keine Drehzahlregelung des Antriebsmotors zur Verfügung, sodass die Drehzahl in Abhängigkeit der Leistungsaufnahme des Ventilators zwischen $n = 1450 \text{ U/min}$ und $n = 1350 \text{ U/min}$ variiert. Die Antriebsleistung des Motors wurde über die Aufnahme der elektrischen Leistung des Motors und den Wirkungsgrad des Motors ermittelt. In Abbildung 6.16 sind die Betriebscharakteristiken des untersuchten Spaltzungegehäuses dargestellt.

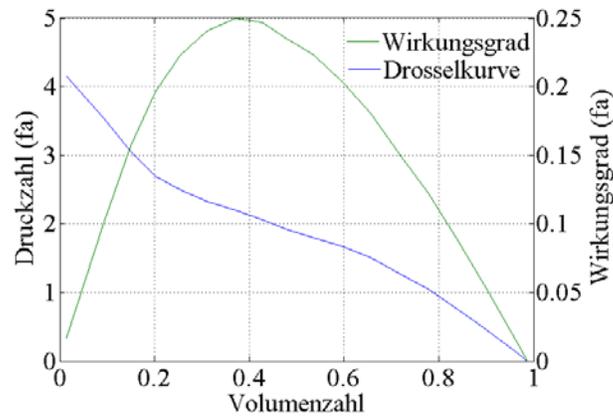


Abbildung 6.16: Betriebscharakteristiken (Sz1), $n \approx 1400 \text{ U/min}$

6.2.3 Numerische Modellbildung

6.2.3.1 Modelldarstellung und Randbedingungen

Die näherungsweise ebenen Strömungsverhältnisse in einem Querstromventilator ermöglichen die Reduzierung des Rechengebietes auf ein zweidimensionales numerisches Modell. Ausgangspunkt der Erstellung des Rechengitters sind die Konturlinien des CAD-Modells, die den Innenbereich des Gehäuses begrenzen. Zur Beachtung der experimentellen Randbedingungen muss die verwendete Adapterplatte und ein begrenzter Bereich der Umgebung nach dem Gehäuseaustritt ebenfalls modelliert werden. Die Modellierung des Laufradbereiches entspricht der Diskretisierung im Modell der frei rotierenden Schaufelwalze mit Gitter G1.

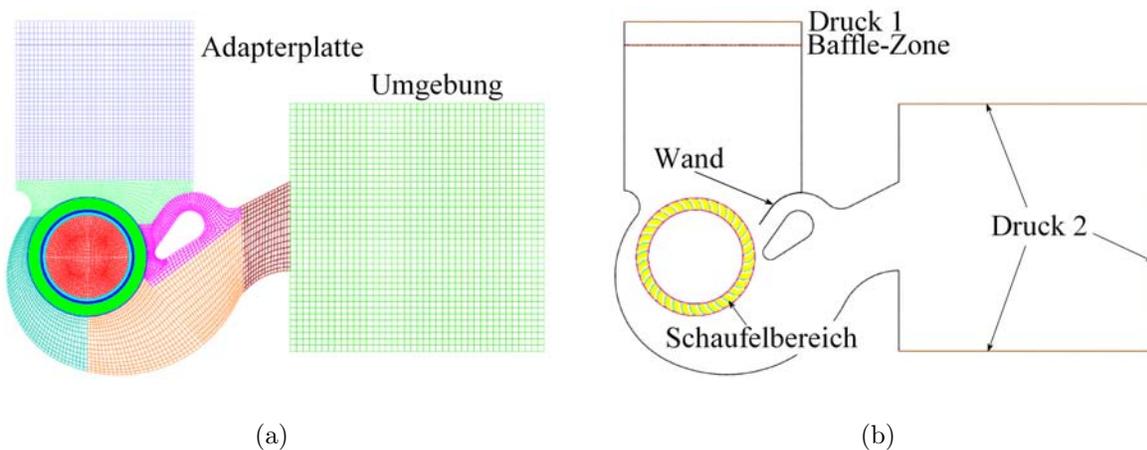


Abbildung 6.17: Numerisches Modell (Sz1)

Die fehlende Drehzahlregelung im Experiment bedingt eine Variation der Drehzahl. Diese Variation kann aufgrund des geringen Einflusses auf die dimensionslosen Kennzahlen der Betriebscharakteristik vernachlässigt werden. Die simulierte Drehzahl ergibt sich aus dem Mittelwert der Drehzahl im Experiment zu $n = 1400 \text{ U/min}$. Damit ergibt sich eine Zeitschrittweite nach dem Kriterium von $CFL = 1$ am äußeren Umfang des rotierenden Netzbereiches, gebildet mit der Umfangsgeschwindigkeit, von $\Delta t = 7,551e - 05s$.

Die Festlegung der Randbedingungen am Ein- und Austritt des Simulationsgebietes erfolgt in Übereinstimmung mit den experimentellen Voraussetzungen. Damit ergibt sich am Eintritt ein konstanter Totaldruck und am Austritt ein konstanter statischer Druck. Die turbulenten Werte werden über eine Null-Gradienten Randbedingung aus dem Strömungsfeld extrahiert. Die Variation der Betriebsbedingungen zur Bestimmung der Kennlinie wird durch die Anwendung einer Zone variablen Druckabfalls (Baffle-Zone) realisiert. Dazu werden im Eintrittskanal der Adapterplatte über die gesamte Breite eine Zellreihe vom Typ BAFFLE erzeugt. Der Durchströmwiderstand dieser Zellen kann über die Porösität der Zellen durch die Änderung der Parameter α und β in Gleichung 6.1 variiert werden.

$$\Delta p = -\rho(\alpha \cdot |c_n| + \beta)c_n \quad (6.1)$$

Damit ist es möglich durch eine saugseitige Drosselung die verschiedenen Betriebszustände einzustellen. Die Ermittlung der Betriebszustände erfolgt über die Bestimmung von totalem Druck und Volumenstrom in der Zellreihe nach der Baffle-Zone durch Mittelung dieser Werte über den Kanalquerschnitt.

6.2.3.2 Gitterstruktur und Turbulenzmodellierung

Die numerische Simulation von Querstromventilatoren erfordert als ersten Schritt ein systematisches Vorgehen zum Erhalt von Aussagen über den Einfluss der Gitterdiskretisierung und des gewählten Turbulenzmodells. Um systematische Fehler bei der Modellerstellung auszuschließen, werden erste Berechnungen stets mit relativ geringen numerischen Anforderungen an das Simulationsprogramm durchgeführt, damit in möglichst kurzer Zeit Simulationsergebnisse entstehen, die tendenziell die Richtigkeit des Strömungsbildes und der Betriebseigenschaften aufzeigen. In den nächsten Schritten können dann die numerischen Anforderungen erhöht und die Lösung sukzessive verbessert werden.

Erste einfache Simulationen am Spaltungengehäuse werden mit einem aus ungefähr 34000 Zellen bestehenden groben Gitter G1 durchgeführt. Die Größe der Zellen an der Wand erfordern den Einsatz eines High-Reynolds Turbulenzmodells. Zur besseren Auflösung der Effekte der Wandgrenzschicht wird das Gitter G1 in zwei Schritten (G2, G3) zur Verwendung eines Low-Reynolds Turbulenzmodells angepasst (Abb. 6.18, Tab. 6.5). Weiterhin werden Gebiete hoher Strömungsgradienten systematisch verfeinert. Analog zu den Untersuchungen an einer frei rotierenden Schaufelwalze wird das $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell in linearer und kubischer Formulierung eingesetzt (Tab. 6.5).

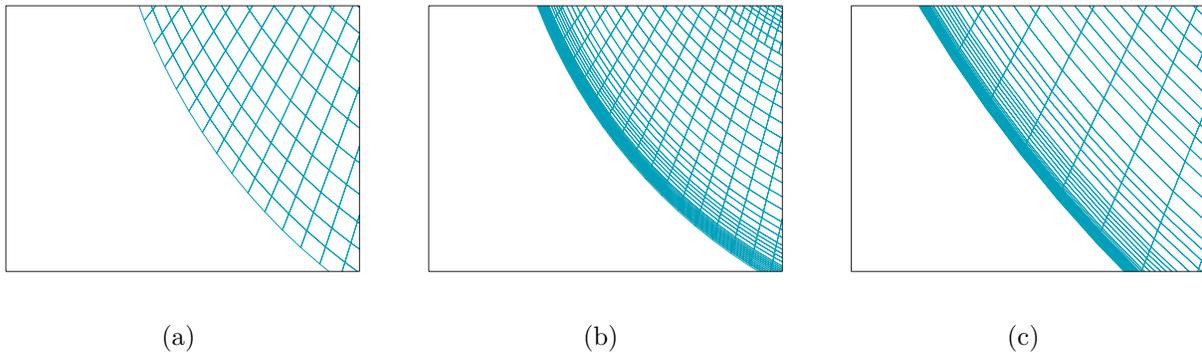


Abbildung 6.18: Unterschiedliche Diskretisierung der Wandgrenzschicht (a) G1, (b) G2, (c) G3 (Sz1)

	G1	G2	G3
$k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell	lin. High-Reynolds	lin. Low-Reynolds	lin. und kub. Low-Reynolds
Zellanzahl	34000	44000	58000

Tabelle 6.5: Variation des Turbulenzmodells und Zellanzahl (Sz1)

6.2.4 Untersuchungsergebnisse

6.2.4.1 Überprüfung der y^+ -Werte an der Wand

Bei der Verwendung von Turbulenzmodellen ist die korrekte Anwendung der Wandrandbedingung und somit die Gitterdiskretisierung im Wandbereich zum Erhalt optimaler Simulationsergebnisse besonders wichtig. Aus diesem Grund werden in diesem Abschnitt die unterschiedlichen Gitter auf ihre Eignung zur Anwendung der High- und Low-Reynolds Turbulenzmodellierung überprüft.

Wie in Kapitel 5 beschrieben wird bei Simulation mit dem High-Reynolds Turbulenzmodell der untere Teil der Grenzschicht über das logarithmische Wandgesetz bestimmt. Dies erfordert im Bereich der Wand y^+ -Werte zwischen 50 – 300. In Abbildung 6.20 (a) sind die y^+ -Werte für das Gitter G1 mit Anwendung des High-Reynolds $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells bei maximalen Volumenstrom dargestellt. Es ist erkennbar, dass in einem weiten Bereich die geforderten Werte erreicht werden, es ist jedoch auch ersichtlich, dass gerade im Bereich des rotierenden Schaufelbereichs die Werte zu niedrig sind. Da eine noch gröbere Netzgenerierung des Laufradbereiches, und somit auch die Einhaltung des Kriteriums von $y^+ = 30 \dots 300$ eine starke Verschlechterung der räumlichen Diskretisierung zur Folge hat kann dieses Modell zur Simulation des Spaltzungengehäuses nur mit starken Einschränkungen in der Genauigkeit angewendet werden.

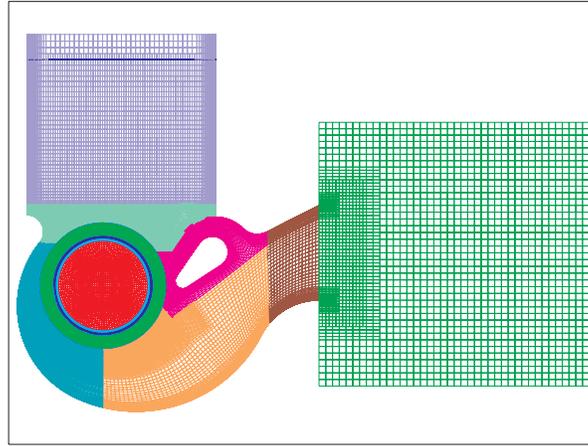


Abbildung 6.19: Optimiertes Gitter G3 (Sz1)

Aufgrund dieser Ergebnisse wird ausgehend von Gitter G1 die Zellanzahl im Bereich der Wand sowie in Gebieten starker Strömungsgradienten erhöht, mit dem Ziel der Anwendung des Low-Reynolds $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells. Die Low-Reynolds Formulierung erfordert y^+ -Werte im Bereich von 1, da die gesamte Grenzschicht berechnet wird. Dieses Ziel wird mit Gitter G2, wie in Abbildung 6.20(b) ersichtlich noch nicht erreicht. Aus diesem Grund wird für Gitter G3 der Wandbereich weiter verfeinert, sodass in fast allen Gebieten y^+ -Werte im Bereich von 1 vorhanden sind (Abb. 6.20(c)). Des Weiteren werden Gebiete hoher Strömungsgradienten nochmals verfeinert, mit dem Ziel, ein optimiertes Gitter für genaue und gitterunabhängige Rechenergebnisse zu erhalten. Hohe Gradienten treten insbesondere im Bereich der Spaltzunge, der Rückwand und am Laufradaustritt auf. Diese Gebiete sind in Abbildung 6.19 durch eine hohe Verdichtung der Gitterzellen erkennbar.

6.2.4.2 Kennlinien

In Abbildung 6.22(a) sind die Kennlinien der numerischen Simulation im Vergleich zum experimentellen Verlauf aufgetragen. Die Bestimmung des Betriebspunktes erfolgt nach dem Einschwingen des Lösungsvorganges durch Mittelung der teilweise zeitlich leicht schwankenden Größen von Druck, Geschwindigkeit und Drehmoment (Abb. 6.21).

Anhand der Kennlinienverläufe ist erkennbar, dass mit steigenden Anforderungen an das Simulationsprogramm und die Rechnerleistung die Übereinstimmung von Experiment und Numerik zunimmt. Im Bereich hoher Volumenzahlen ist für alle Variationen eine gute Übereinstimmung der Kennlinien vorhanden, die ab $\varphi \leq 0,75$ zunehmend höhere Differenzen aufweist. Für Rechnungen auf den Gittern G2 und G3 werden diese Differenzen im Kennlinienverlauf ab $\varphi \leq 0,4$ wieder geringer. Die insgesamt beste Übereinstimmung wird mit Anwendung des kubischen $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells auf Gitter G3 erhalten.

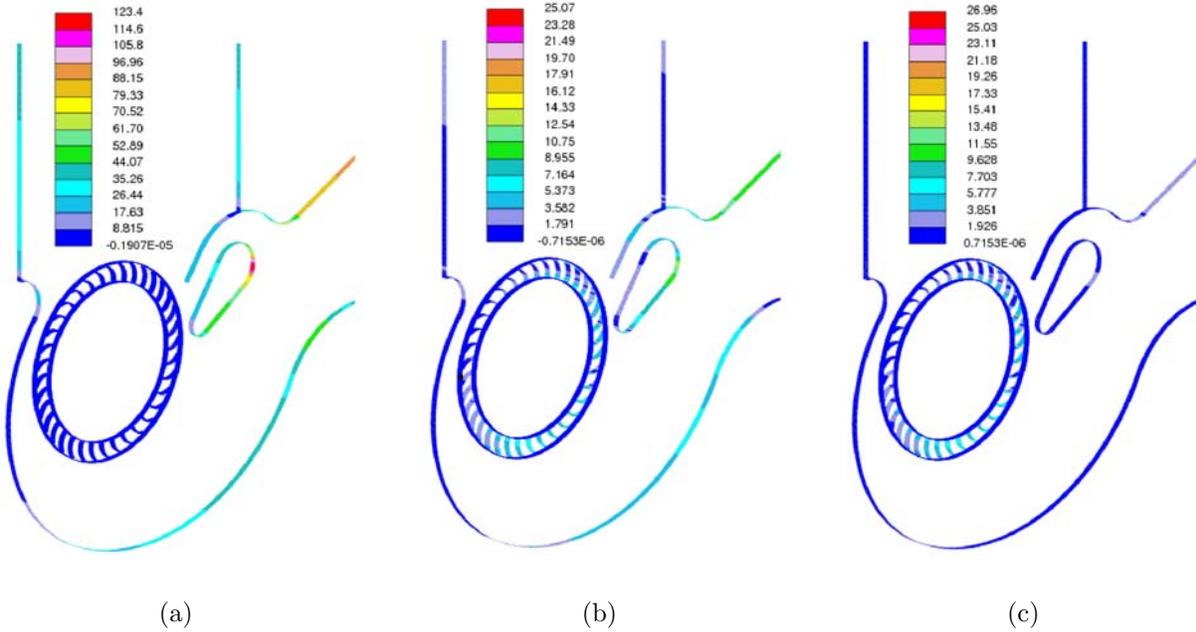


Abbildung 6.20: y^+ -Werte bei jeweils maximalem Volumenstrom (a) G1, (b) G2, (c) G3 (Sz1)

Der Verlauf des Wirkungsgrades (Abb. 6.22) zeigt für Volumenzahlen $\varphi > 0,6$ eine gute Übereinstimmung von Experiment und Numerik. Im Bereich geringerer Volumenströme sind die Abweichungen jedoch zum Teil erheblich. Der Vergleich der berechneten Wirkungsgradlinien zeigt die Tendenz der besseren Übereinstimmung zwischen Experiment und Numerik mit zunehmenden Simulationsanforderungen nicht. Vielmehr ist erkennbar, dass die Wirkungsgradmaxima zwar unterschiedlich sind, aber immer bei etwa dem gleichen Volumenstrom auftreten. Zur Analyse der Wirkungsgradabweichungen werden die zur Berechnung des Wirkungsgrades (Gl. 6.2) notwendigen Terme einzeln über der Volumenzahl aufgetragen.

$$\eta = \frac{\Delta p \dot{V}}{M_W \omega} \quad (6.2)$$

Abbildung 6.23(a) zeigt den Vergleich zwischen der im Experiment und der Numerik durch die Schaufeln auf das Strömungsmedium übertragenen Strömungsleistung $\Delta p \dot{V}$. Die Simulationsergebnisse weisen darin konstant etwas geringere Werte auf, sodass die Abweichung im Wirkungsgrad dadurch nicht erklärbar ist. Die Betrachtung der auf die Welle übertragenen Leistung $M_W \omega$ (Abb. 6.23(b)) weist für Volumenzahlen $\varphi > 0,55$ in der Numerik höhere Werte und für $\varphi \leq 0,55$ niedrigere Werte auf. Dieses Verhalten führt im Vergleich zum Experiment für $\varphi > 0,55$ zu kleineren und für $\varphi \leq 0,55$ größeren Wirkungsgraden in der Numerik, wobei sich der Einfluss bei niedrigen Volumenströmen verstärkt, da die

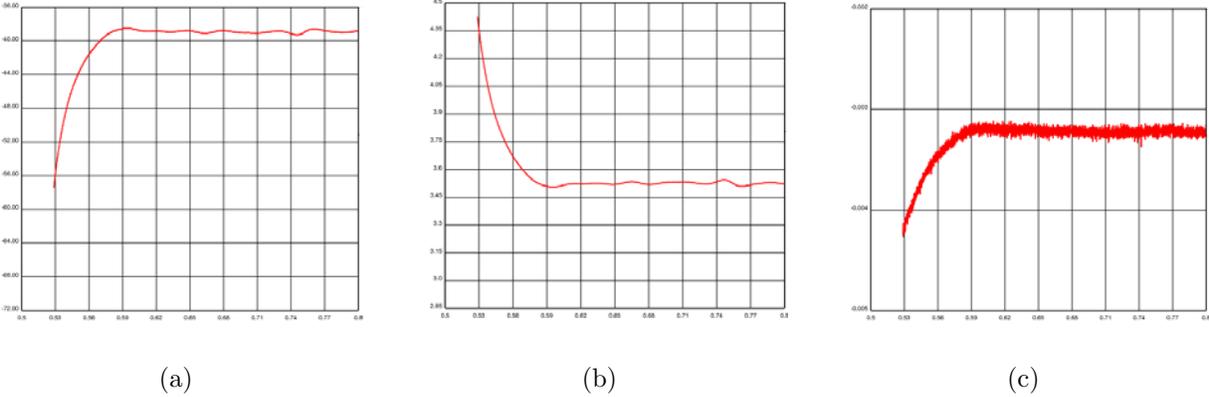


Abbildung 6.21: Zeitlich gemittelter Verlauf des Druckes [Pa] (a) und der Geschwindigkeit [m/s] (b) in der Messebene des Eintrittskanals, Drehmoment [Nm] (c)

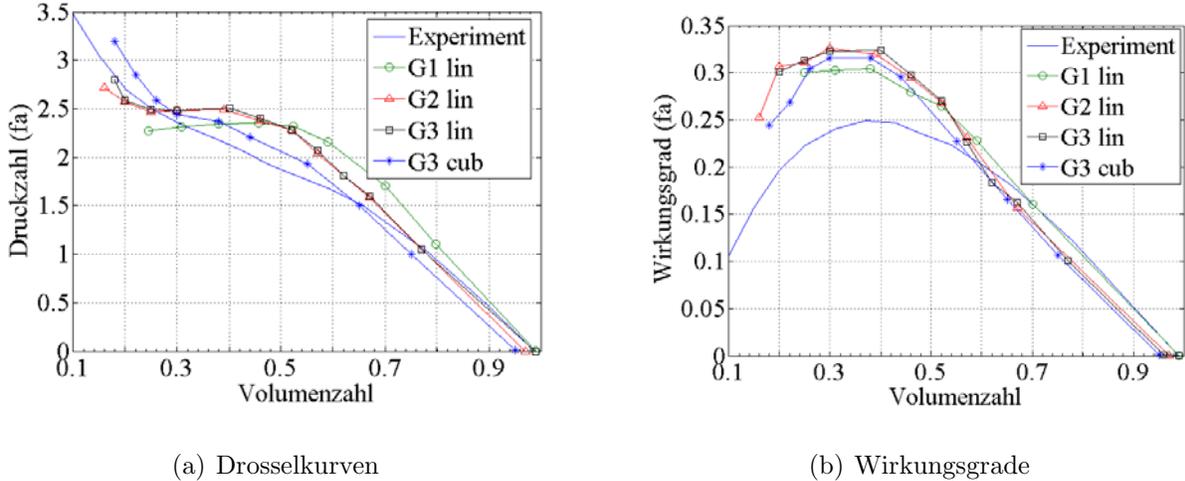
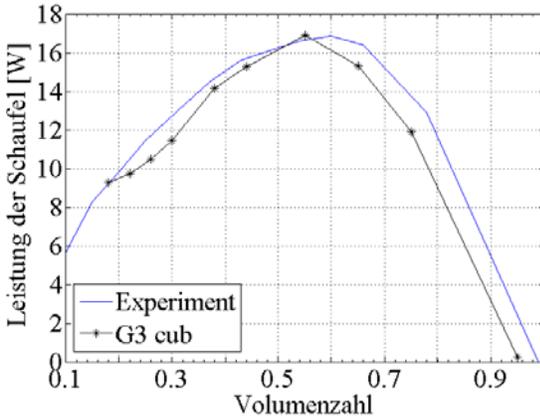
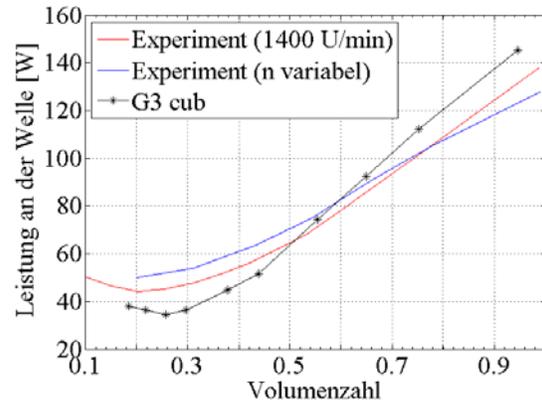


Abbildung 6.22: Kennlinie $\varphi - \psi_{fa}$ und Wirkungsgrad $\varphi - \eta_{fa}$ für Sz1

numerisch ermittelte Strömungs- und Wellenleistung jeweils unterhalb der experimentellen Werte liegen. Abschließend bleibt zu klären, ob die im Experiment nicht konstante Drehzahl des Laufrades einen Einfluss auf die Abweichungen im Wirkungsgrad besitzt. Dazu wird über die Ähnlichkeitsbedingung $P \sim n^3$ die im Experiment bestimmte Leistung auf eine angenommene Drehzahl von $n = 1400 \text{ U/min}$ umgerechnet. Dadurch reduziert sich die Abweichung im Verlauf der Wellenleistung zwischen Experiment und Numerik (Abb. 6.23(b)). Somit ist gezeigt, dass die nicht konstante Drehzahl in den experimentellen Untersuchungen einen Einfluss auf den Verlauf des Wirkungsgrades besitzt. Der Einfluss auf den Verlauf der Druckzahl ist gering, da diese auf die Umfangsgeschwindigkeit normiert



(a) Schaufelleistungen



(b) Wellenleistungen

Abbildung 6.23: $\varphi - P_S$ (a), $\varphi - P_W$ (b)

ist. Exemplarisch durchgeführte Rechnungen mit dem aus Abschnitt 6.1 bekannten sehr fein diskretisierten Laufradbereich zeigen keine Änderungen im Verlauf der Kennlinien.

6.2.4.3 Analyse der Strömungsgrößen in Abhängigkeit der Volumenzahl bei Gitter G3 cub

Zur Erläuterung und Analyse der Strömungsphänomene in einem Querstromventilator mit Spaltungengehäuse werden für drei charakteristische Betriebspunkte die Geschwindigkeitsverteilungen für den Fall Gitter G3 cub dargestellt. Als Betriebspunkte werden die Maximalwerte für Volumenstrom, Wirkungsgrad und Druckerhöhung ausgewählt.

Die Durchströmung der Gehäusevariante Sz1 ist bei maximalem Volumenstrom durch eine gleichmäßige Laufradzuströmung gekennzeichnet. Das Fluid wird nach dem Durchströmen der ersten Schaufelreihe in Richtung Gehäuserückwand umgelenkt. Aufgrund der nochmals starken Umlenkung in der zweiten Schaufelreihe mit Tendenz zur Rückströmung ins Laufrad entsteht im Bereich des Schaufelgitters ein in seiner Lage stationärer Steuerwirbel, dessen Zentrum durch niedrige Geschwindigkeitswerte gekennzeichnet ist. Die Laufradauströmung ist entlang des Schaufelgitters nicht konstant, sondern im Bereich des Steuerwirbels durch erhöhte Geschwindigkeitskomponenten gekennzeichnet. Im Weiteren teilt sich die Strömung in Ausströmung und Strömung in den Rezirkulationskanal auf. Nach dem Austritt der Strömung aus dem Rezirkulationskanals vereinigt sich diese mit der Strömung des Steuerwirbels, was aufgrund der vorhandenen Strömungsrichtung zur Vermeidung von Rückströmung in den Eintrittsbereich führt. Der Bereich der Spaltzunge ist durch mehrere Staupunkte charakterisiert, welche durch die verschiedenen Strömungsaufteilungen entstehen.

Für den Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad ist im Eintritt zum Ventilator auf der Rückwandseite ein Wirbel vorhanden. Dieser sogenannte Gegenwirbel entsteht aufgrund des Druckunterschiedes zwischen Saug- und Druckseite des Ventilators, was zu Ausgleichsströmungen in Richtung Saugseite im Bereich der Rückwand führt. Das zuströmende Medium im Einlasskanal verzögert diese Bewegung und bedingt dadurch die Umlenkung in Richtung Laufrad, weshalb in letzter Konsequenz der Gegenwirbel entsteht. Der geänderte Betriebspunkt führt zu einer stärkeren Umlenkung der Strömung durch die erste Schaufelreihe, wodurch sich die Position des Steuerwirbels ändert. Diese verschiebt sich entlang des Schaufelgitters in Richtung Rückwand. Die Gebiete hoher Laufradaustrittsgeschwindigkeiten verschieben sich dadurch ebenfalls in Richtung Rückwand sind aber gegenüber dem Betriebspunkt mit maximalem Volumenstrom weiter über das Laufrad ausgedehnt.

Die maximale Druckerhöhung kann in der Simulation nicht bei Null Volumenstrom erreicht werden, da ab $\varphi < 0,18$ der Gegenwirbel die Baffle-Zone erreicht und somit durch die sehr kleinen Geschwindigkeiten senkrecht dazu einen weiteren Druckabfall nach Gleichung 6.1 verhindert. Die immer stärker Ausdehnung des Gegenwirbels verursacht eine Verengung des Zuströmkanals, sodass nur noch im Bereich von ungefähr einem viertel des Rotorumfanges Einströmung stattfindet. Die Umlenkung der Absolutströmung zur Zuströmrichtung beträgt nach der ersten Schaufelreihe ca. 90° , was zu einer weiteren Verlagerung des Steuerwirbels in Richtung Rückwand führt. Die Strömung im Auslasskanal ist durch ein Rückströmgebiet charakterisiert, wodurch der effektive Austrittsquerschnitt reduziert ist.

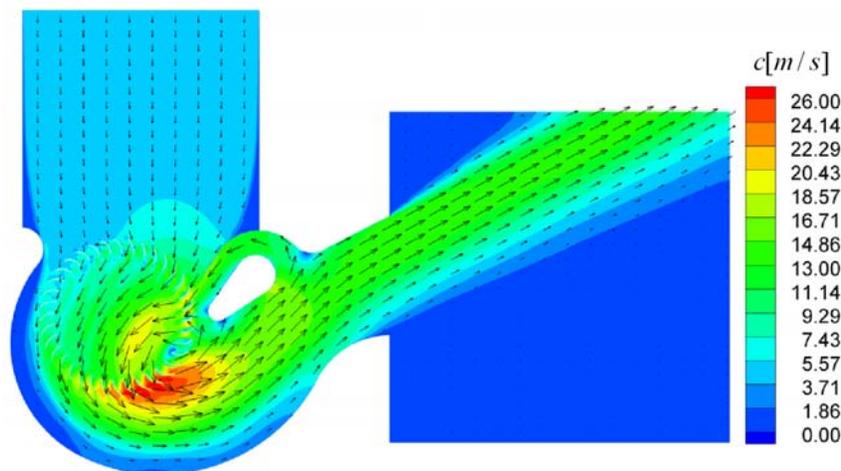


Abbildung 6.24: Geschwindigkeitsverteilung bei $\varphi = 0,95$ für Gitter G3 cub

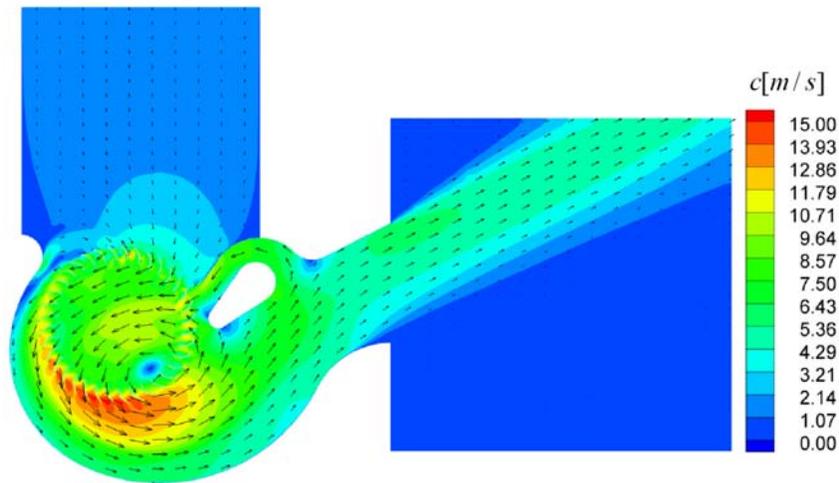


Abbildung 6.25: Geschwindigkeitsverteilung bei $\varphi = 0,38$ für Gitter G3 cub

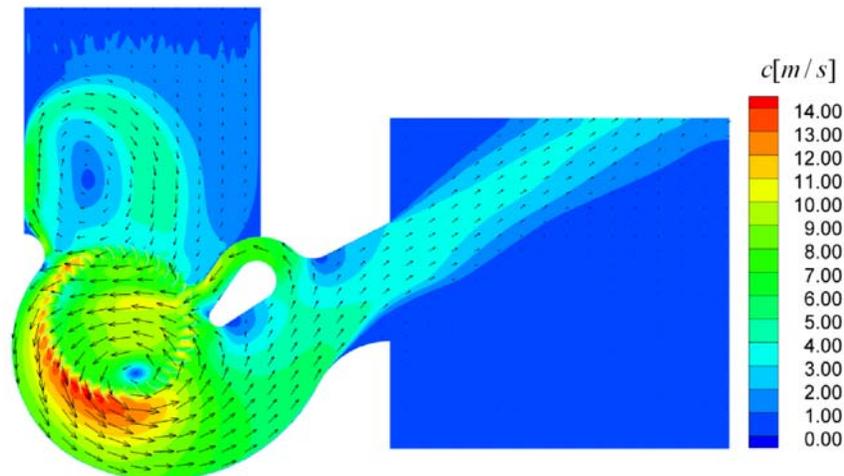


Abbildung 6.26: Geschwindigkeitsverteilung bei $\varphi = 0,21$ für Gitter G3 cub

6.2.4.4 Vergleich einer einfachen konventionellen Auslegungsmethode mit den Simulationsergebnissen für maximalen Wirkungsgrad

Die Durchsetzung neuer Auslegungsmethoden in der Produktentwicklung hängt entscheidend von den erzielbaren Verbesserungen gegenüber etablierten Methoden ab. Deshalb werden in diesem Kapitel eine vereinfachte konventionelle Methode und die Auslegung unter Anwendung der numerischen Simulation miteinander verglichen.

Der Auslegungspunkt von Strömungsmaschinen ist üblicherweise der Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad. Für eine vereinfachte konventionelle Auslegungsmethode wird

deshalb, der aus den numerischen Untersuchungen erhaltene Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad als Vergleich herangezogen. Dieser befindet sich bei $\varphi = 0,38$ mit einem Volumenstrom von $\dot{V} = 0,19 \text{ m}^3/\text{s}$. Nach Kapitel 3.2 ist für die Laufraddurchströmung der Impulssatz nur für den Rotorein- und austritt maßgebend, sodass Ein- und Austrittsgitter zusammengelegt werden können und über die EULERSCHE HAUPTGLEICHUNG in trigonometrischer Form nach Gleichung 2.17 der Energieumsatz bestimmt werden kann. Folgende weitere Annahmen werden getroffen:

$$\begin{aligned} u_1 &= u_2 \\ c_{1m} &= c_{2m} \\ \alpha_1 &= 90^\circ. \end{aligned}$$

Damit ergibt sich die Gleichung für die theoretische Druckerhöhung mit den Schaufelwinkeln aus Abbildung 6.1 zu:

$$\Delta p_{th} = \rho(u^2 - u c_m \text{ctg}(180^\circ - \beta_2)). \quad (6.3)$$

Die Meridiankomponente der Geschwindigkeit ergibt sich nach Gleichung 6.4 zu $c_m = 2,73 \text{ m/s}$ sowie die Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaußendurchmesser für $n = 1400 \text{ U/min}$ zu $u = 7,22 \text{ m/s}$.

$$\dot{V} = D_2 \cdot B \cdot c_m \quad (6.4)$$

Nach dem Einsetzen dieser Werte in Gleichung 6.3 erhält man für die theoretische Druckerhöhung:

$$\Delta p_{th} = 122,77 \text{ Pa}.$$

Eine Gegenüberstellung der experimentellen Werte und nach den zwei verschiedenen Auslegungsmethoden bestimmten Werten sind in Tabelle 6.6 für eine Volumenzahl von $\varphi \approx 0,38$ dargestellt.

	$\Delta p_t \cdot \dot{V} [W]$	ψ_t	η_t
Experiment	15,9	2,42	0,27
Numerik	15,6	2,6	0,35
Konventionell	23,3	3,9	1

Tabelle 6.6: Vergleich zwischen zwei Auslegungsmethoden und Experiment

Der Vergleich zeigt eine deutlich schlechtere Vorhersage der Betriebsbedingungen unter Anwendung der konventionellen Auslegungsmethode. Jedoch muss erwähnt werden, dass bis auf den Wirkungsgrad in Verbindung mit den durchgeführten Vereinfachungen die quantitativen Abweichungen in einem vertretbaren Rahmen liegen. Problematisch wird

die Vorhersage von Betriebsbedingungen jenseits des maximalen Wirkungsgrades, wenn die Strömung der Schaufelkontur nur noch bedingt folgt und somit die Strömungswinkel unbekannt sind. Hier hat die numerische Simulation ihren entscheidenden Vorteil, der es ermöglicht für unterschiedliche Volumenströme das Betriebsverhalten zu bestimmen.

Mit der numerischen Simulation ist es möglich die Bereiche des Schaufelgitters zu bestimmen, indem der Energieumsatz stattfindet und damit einen besseren Einblick in das Strömungsverhalten im Laufrad zu ermöglichen. Dazu ist in Abbildung 6.27 die Verteilung der Absolutgeschwindigkeit in Umfangsrichtung c_u und des Strömungswinkels β dargestellt.

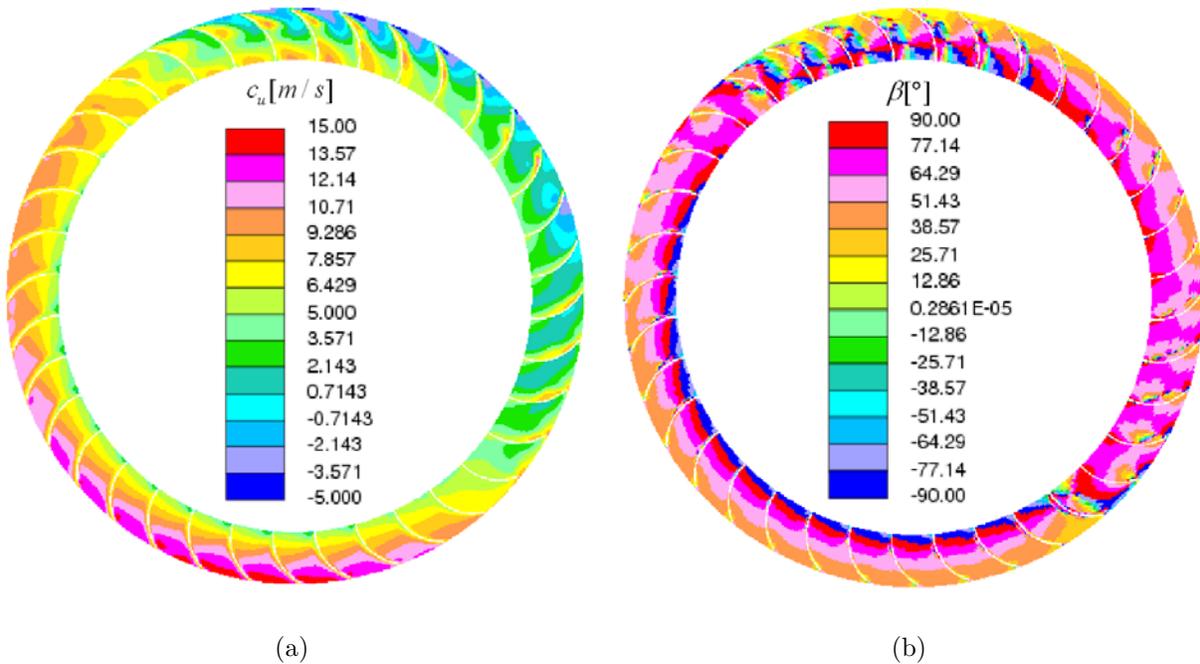


Abbildung 6.27: Verteilung von c_u (a) und β (b) in den Schaufelkanälen (G3 cub)

Anhand der c_u -Verteilung kann sehr einfach die Änderung der c_u -Komponente zwischen Gitterein- und austritt abgeschätzt und so der Energieumsatz bestimmt werden. Es ist erkennbar, dass für den Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad in weiten Bereichen ein positiver Energieumsatz stattfindet. Ausnahmen bilden der Bereich des Steuerwirbels und der Eintrittsbereich in das Laufrad in der Nähe des Gegenwirbels, wo nur geringe Differenzen von c_u auftreten. Aufgrund der geringen Abweichungen von Schaufelwinkel und Strömungswinkel am Schaufelkanalein- bzw. austritt sowie der relativ gleichmäßigen Verteilung des Energieumsatzes im gesamten Schaufelgitter wird weiterhin die Erklärung für die gute Voraussagefähigkeit des Betriebspunktes mit der einfachen konventionellen Auslegungsmethode geliefert. Dies bestätigt aber auch, dass für Abweichungen von diesem Betriebspunkt die praktische Anwendbarkeit der einfachen konventionellen Methode nur

sehr beschränkt aussagefähig ist.

6.2.4.5 Vergleich zwischen Gitter G1 und G3

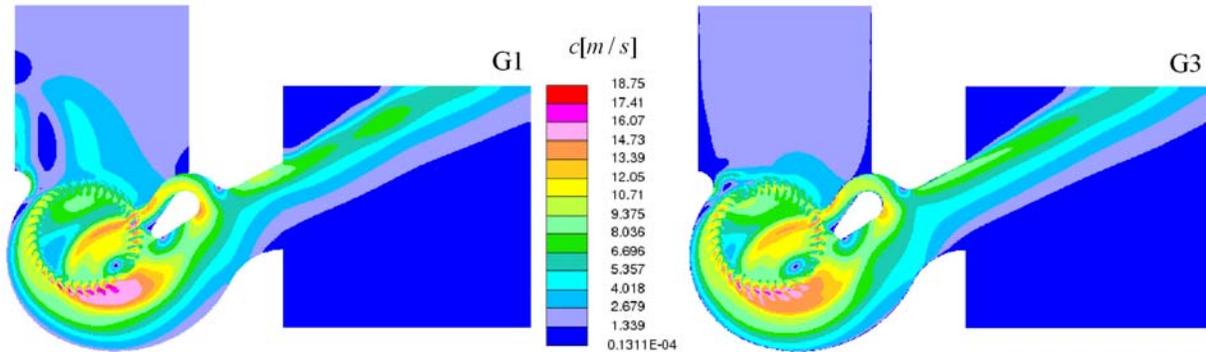


Abbildung 6.28: Geschwindigkeitsverteilung bei $\varphi = 0,38$ für Gitter G3 im Vergleich zu G1

Zur Untersuchung des Einflusses der mit und ohne Wandfunktion durchgeführten Turbulenzmodellierung auf das Kennlinien und Strömungsverhalten dienen die Simulationen mit dem für das High-Reynolds Turbulenzmodell angepassten Gitter G1 und dem für das Low-Reynolds Turbulenzmodell angepassten Gitter G3. Zum Vergleich beider Modelle dient der Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad. Dieser wird bei beiden Modellen für $\varphi \approx 0,38$ erreicht. Die Druckzahl ist für Gitter G1 jedoch niedriger. Abbildung 6.28 zeigt den Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung. Es ist erkennbar, dass die Dimension des Gegenwirbels bei Gitter G1 deutlich größer ist. Ein weiterer Unterschied sind die bei Gitter G1 höheren Laufradaustrittsgeschwindigkeiten, die durch einen über den Rotoraustritt stark ungleichmäßig verteilten Volumenstrom bedingt sind. Ursache ist ein im Gegensatz zu G3 größeres Gebiet niedriger Geschwindigkeiten im Rotorinneren, welches sich kurz vor dem Eintritt in die zweite Schaufelreihe befindet, und so die gleichmäßige Durchströmung behindert. Dieses Gebiet entsteht aufgrund einer ungünstigen Anströmung der Schaufeln, wodurch eine effektive Durchströmung des Schaufelkanals verhindert wird. Daraus resultieren höhere Laufradaustrittsgeschwindigkeiten mit erhöhtem Drall in Umfangsrichtung, was im Gegensatz zu Gitter G3 im Rückwandbereich zu niedrigeren Geschwindigkeiten führt. Diese Erkenntnisse zeigen, dass für Berechnungen des Strömungsverhaltens trotz relativ geringer Unterschiede im Kennlinienverlauf zwischen G1 und G2 unbedingt die numerisch anforderungsvollere Methode zu verwenden ist, da sonst das Strömungsbild zu stark verfälscht ist. Dies gilt insbesondere für weiterführende Simulationen in Verbindung mit der Modellierung von Anlagenkomponenten.

6.2.4.6 Vergleich zwischen Gitter G3 und G3 cub

Anhand des Vergleiches zwischen Gitter G3 und G3 cub soll für den Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad der Einfluss der kubischen Formulierung der turbulenten Viskosität

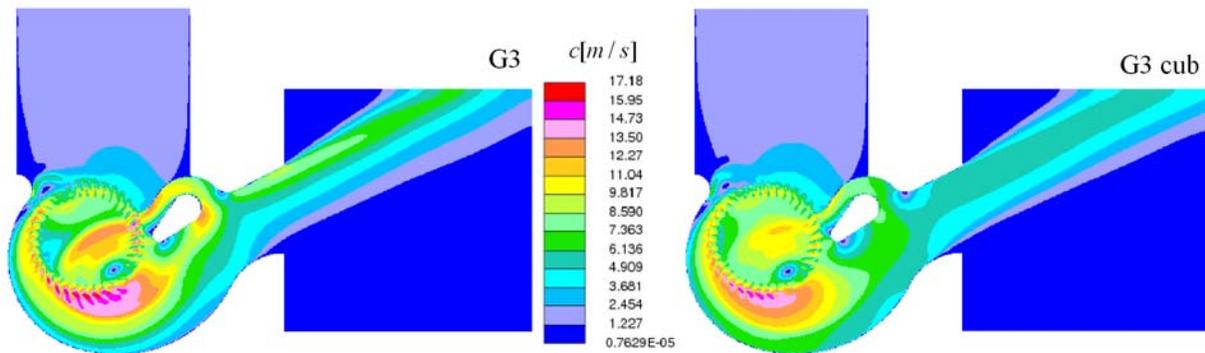


Abbildung 6.29: Geschwindigkeitsverteilung bei $\varphi = 0,38$ für Gitter G3 cub im Vergleich zu G3

auf Strömungs- und Kennlinienverhalten diskutiert werden (Abb. 6.29). Dieser bewirkt für die Berechnungen mit Gitter G3 cub eine niedrigere Druckzahl und einen geringeren Wirkungsgrad. Die Auswirkungen auf das Strömungsbild im Einlasskanal sind sehr gering. In beiden Fällen ist ein kleiner Gegenwirbel ausgebildet. Unterschiede finden sich insbesondere in der Durchströmung des Laufrades und des Gehäuses im Bereich der Rückwand. Die Strömung im Inneren des Rotors ist für G3 cub deutlich gleichmäßiger. Dies ist am Fehlen des Gebietes sehr niedriger Geschwindigkeiten am Inneren des Austrittsgitters sowie deutlich niedrigerer Geschwindigkeiten oberhalb des Steuerwirbels erkennbar. Bei Betrachtung der Druckverteilungen (Abb. 6.30) sind bei G3 cub höhere Drücke im Wirbelkern vorhanden, welche in Verbindung mit der radialen Druckgleichung (Gl. 2.7), die geringeren Geschwindigkeiten verursachen. Die gleichmäßigere Durchströmung des Schaufelgitters bei Gitter G3 cub reduziert den Drall am Schaufelaustritt, sodass die Strömung mehr in Richtung Rückwand tendiert, weshalb dort höhere Geschwindigkeiten als bei G3 auftreten. Dadurch wird auch die Tendenz der Strömung in Richtung Rezirkulationskanal zu strömen beeinflusst, welcher bei G3 cub deutlich weniger durchströmt ist. Dies ist durch die geringeren Geschwindigkeiten erkennbar.

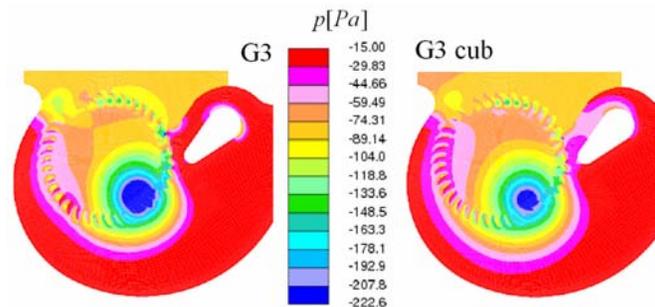


Abbildung 6.30: Druckverteilung bei $\varphi = 0,38$ für Gitter G3 cub im Vergleich zu G3

6.3 Keilzungengehäuse (Kz1)

6.3.1 Einleitung

Nach der erfolgreichen Anwendung der numerischen Simulation des Betriebsverhaltens eines Querstromventilators mit Spaltzungengehäuse wird das entwickelte numerische Verfahren auf das von Dornstetter [18] verwendete Keilzungengehäuse angewendet und die Ergebnisse mittels experimentellen Untersuchungen validiert. Die Geometrie und die Maße sind in Abbildung 6.31 und Tabelle 6.7 dargestellt. Als Laufrad steht das in Abschnitt 6.1 vorgestellte Laufrad zur Verfügung, wodurch die Breite des Gehäuses auf $B = 300\text{mm}$ festgelegt ist.

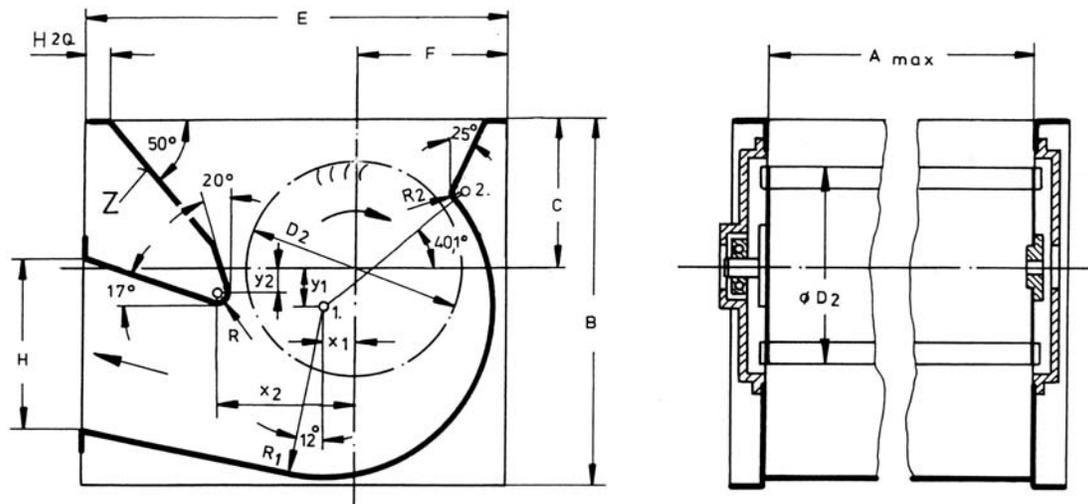


Abbildung 6.31: Abmessungen des Keilzungengehäuses (Kz1_1) [50]

D_2	A_{max}	x_1	x_2	y_1	y_2	R_1	R_2	R	B	C	E	F	H	H_{2Q}
98,5	1200	13,9	62,2	18,3	12,8	78,9	5,6	5	166,6	69,4	197,8	71,1	76,9	11,1

Tabelle 6.7: Parameter des Gehäuses (Kz1_1) in [mm] [50]

Die Gestaltung des Gehäuses eines Querstromventilators ist von besonderem Interesse, da das Laufrad als Gleichdruckrad angesehen werden kann, und damit der Strömung im wesentlichen kinetische Energie zuführt. Diese muss im Austrittsdiffusor wieder in Druckenergie umgewandelt werden. Aus diesen Gründen ist bei der Entwicklung von Querstromventilatoren der Gehäusegeometrie, mit ihrer Vielzahl von Parametern, die eigentliche Aufmerksamkeit zuzuwenden. Experimentelle Parameterstudien erfordern aber einen großen Aufwand, weshalb systematische Studien über das Zusammenwirken und die gegenseitige Beeinflussung der einzelnen Parameter nur in Teilbereichen oder für bestimmte Geometrien existieren. Die fortschreitende Entwicklung von Programmen zur Strömungssimulation

bietet hier die Möglichkeit zeit- und kostenintensive experimentelle Parametervariationen zur Optimierung von Querstromventilatoren durch Studien mit Hilfe von rechnergestützten Simulationen zu reduzieren.

Einen möglichen Ausgangspunkt zur Überprüfung der Fähigkeit numerischer Strömungssimulationsprogramme den Einfluss der Gehäusegeometrie auf das Betriebsverhalten zu bestimmen, bietet Gehäusevariante Kz1_1. Diese Gehäuseform ist durch einfache geometrische Zusammenhänge bestimmt, was für Parameterstudien zum Einfluss der Gehäusegeometrie auf das Betriebsverhalten vorteilhaft ist. Deshalb werden aus der Variante Kz1_1 drei weitere Gehäusevarianten abgeleitet, die anschließend numerisch und experimentell untersucht werden. Abbildung 6.32 zeigt die verschiedenen Gehäuseformen, wobei jeweils, ausgehend von Variante Kz1_1, nur ein Gehäusebereich variiert wurde.

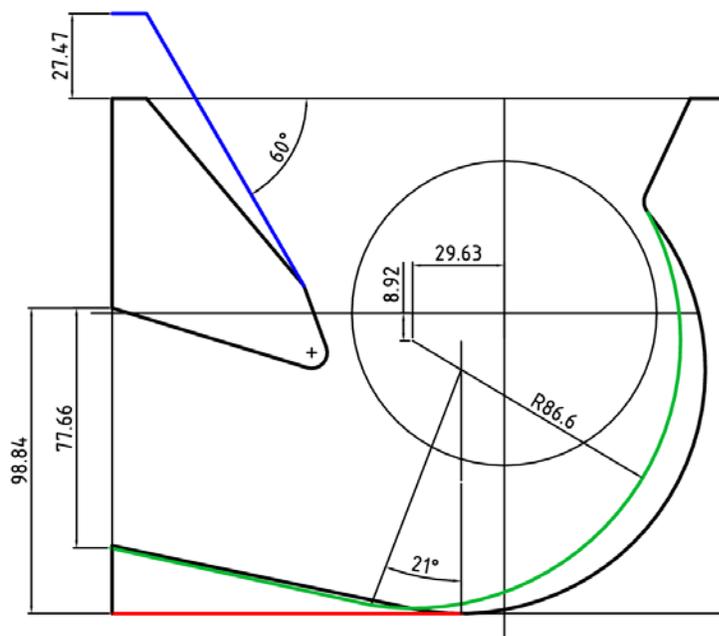


Abbildung 6.32: Geometrievarianten von Kz1

Kz1_1	schwarz
Kz1_2	rot
Kz1_3	grün
Kz1_4	blau

Tabelle 6.8: Bezeichnungen

6.3.2 Experimentelle Untersuchungen

Für die Untersuchungen am Keilzungengehäuse Kz1 wurde ein geeigneter Prüfstand konzipiert, der es erlaubt sowohl die globalen Betriebsgrößen, wie Volumenstrom, Druckerhöhung und Antriebsmoment, als auch das Strömungsfeld im Gehäuse mittels PIV-Messtechnik zu ermitteln. Eine Prinzipskizze des Untersuchungsaufbaus ist in Abbildung 6.33(a) dargestellt. Es sind darin die Volumenstrommessdüse, die Drosselblende und der Hilfsventilator erkennbar, welche zur Einstellung definierter Betriebspunkte dienen. Der Antrieb des Querstromventilators erfolgt mit einem frequenzgesteuerten Drehstrommotor, welcher

ein sehr genaues Einstellen der Ventilator Drehzahl ermöglicht. Im Antriebsstrang befinden sich eine Drehmomentenmesswelle mit einem maximalen Messbereich von $1Nm$ und eine Rutschkupplung zum Schutz der Messwelle gegen Überlast. Einen Überblick über die Einbausituation des Querstromventilators bietet Abb. 6.33(b). Es ist darin das Gehäuse mit dem Zugang für die Lasermesstechnik dargestellt. Dieser besteht aus einer dünnen Plexiglasscheibe, welche der Form der Rückwandkontur angepasst ist. Der optische Zugang in den Einströmkanal ist ebenfalls über eine Plexiglasscheibe gewährleistet. Zur Erfassung des Strömungsfeldes im gesamten Ventilator ist es notwendig den Laserlichtschnitt an 3 verschiedenen Positionen im Gehäuse zu positionieren. Ähnliche Betriebszustände werden durch Einstellen des Betriebspunktes nach den für Querstromventilatoren angepassten Kennziffern Lieferzahl φ und Druckziffer ψ_{fa} gewährleistet.

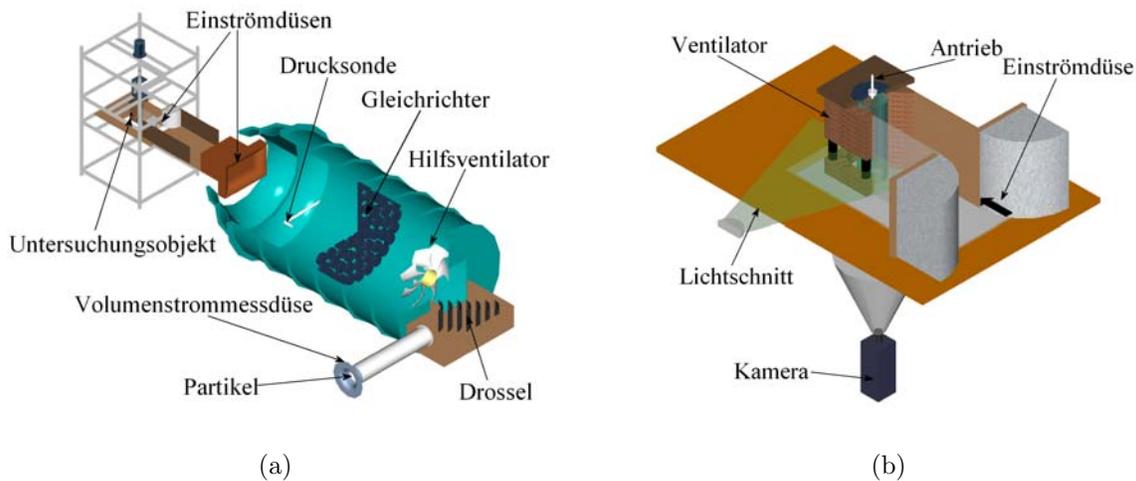


Abbildung 6.33: (a) Ventilatorprüfstand (b) PIV-Messanordnung

Zur Betriebsdatenerfassung des Ventilators kommt ein rechnergestütztes Messwerterfassungssystem zum Einsatz. Damit werden die analogen Werte der Drehmomentenmesswelle und der zur Druckerfassung eingesetzten Druckmessdosen ausgelesen. Diese Daten werden sofort in die entsprechenden Kennzahlen umgerechnet, sodass die Einstellung ähnlicher Betriebszustände für die Lasermessungen in allen drei Messbereichen des Ventilatorgehäuses möglich ist. Dies ist notwendig, da zwischen den Messungen der einzelnen Messbereiche sich der thermodynamische Zustand der Luft geringfügig ändern kann. Die Einteilung der Messbereiche erfolgt in den Einströmbereich, den Bereich der Rückwandkontur mit Laufradaustritt und den Austrittskanal mit teilweiser Aufnahme des Laufradaustritts. Das hier verwendete PIV-System entspricht dem in Abschnitt 6.1.2 vorgestellten System.

In der numerischen Modellbildung ist die Vorgabe von Strömungsgrößen am Eintritt notwendig. Für eine optimale Vorgabe dieser Bedingungen erfolgt die Zuströmung des Ventilators über einen $30cm$ langen Kanal sowie einer Einströmdüse in den Einströmkanal (Abb.

6.33(b)). Diese garantieren eine definierte Zuströmung, welche für eine Übereinstimmung mit dem im numerischen Modell vorgegebenen Strömungsverhältnissen am Eintrittsrand notwendig ist. Aufgrund sicherheitstechnischer Maßnahmen wird die Drehzahl auf relativ niedrige 1000 U/min festgelegt.

6.3.3 Numerische Modellbildung

Die räumliche als auch zeitliche Diskretisierung erfolgt hier nach den bei der Modellbildung des Spaltzungengehäuses gewonnenen Erfahrungen. Aufgrund der Übereinstimmung des Laufrades kann dabei der diskretisierte Laufradbereich und die Modellierung der Attach-Randbedingungen direkt übernommen werden. Den Ausgangspunkt der räumlichen Diskretisierung der verschiedenen Gehäuseformen bildet Variante Kz1_1. Das generierte Gitter ist in den wandnahen Bereichen, in Übereinstimmung mit der für das Low-Reynolds Turbulenzmodell notwendigen Auflösung der Wandgrenzschicht, sehr fein diskretisiert.

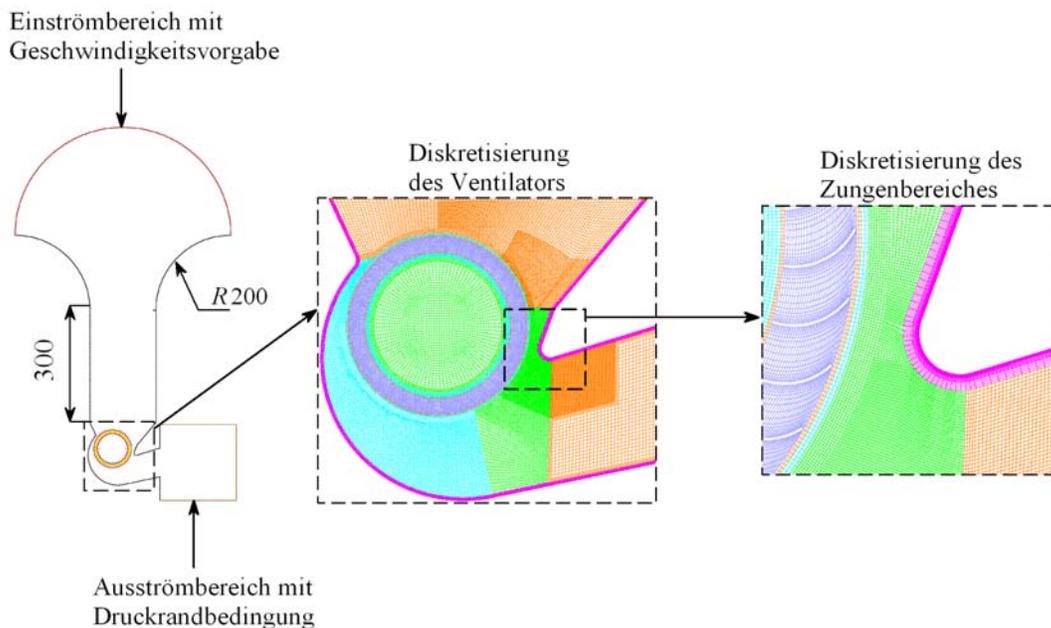


Abbildung 6.34: Numerisches Modell Kz1_1 (≈ 105000 Zellen)

Für eine von den Vorgaben am Eintrittsrand möglichst unabhängigen Lösung erfolgt die vollständige Diskretisierung der Einströmdüse und des Einlasskanals. Als Eintrittsrandbedingung, und somit auch zur Einstellung des gewünschten Betriebspunktes, dient hier die Vorgabe der Geschwindigkeit. Der Grund sind physikalisch inkorrekte Lösungen für einzelne Zellen im Bereich der Baffle-Zone. Diese sind durch Totaldrücke oberhalb des Umgebungsdruckes gekennzeichnet. Ursache sind vermutlich Ungenauigkeiten im Programmcode, welche bei niedrigen Geschwindigkeiten im Bereich der Baffle zu diesen Fehlern führen. Die gegenüber Variante Sz1 niedrigeren Geschwindigkeiten im Einlasskanal resultieren aus der niedrigeren Drehzahl des Laufrades. Für die Modellerstellung der weiteren Varianten

wird lediglich der betroffene Gitterbereich geändert. Einen Überblick über das numerische Modell ist in Abbildung 6.34 dargestellt. Die numerische Berechnung des Strömungsfeldes erfolgt wie bei Variante Sz1 mit den Fluideigenschaften und den numerischen Lösungsverfahren nach den Tabellen 6.2 und 6.3. Als Turbulenzmodell dient die kubische Version des Low-Reynolds $k - \varepsilon$ -Modells, welches sich in den Untersuchungen von Variante Sz1 am geeignetsten zur Berechnung von Querstromventilatoren erwiesen hat.

6.3.4 Untersuchungsergebnisse

6.3.4.1 Variante Kz1_1

Im Folgenden soll zunächst für Variante Kz1_1 das numerisch und experimentell ermittelte Betriebsverhalten miteinander verglichen und analysiert werden. Dazu sind der Verlauf der Drosselkurve und des Wirkungsgrades in Abbildung 6.35(a) aufgetragen. Gegenüber Variante Sz1 sind hier die Abweichungen deutlich größer. Zur Untersuchung der Abweichungen des Wirkungsgradverlaufes werden die zur Berechnung des Wirkungsgrades benötigten Terme nach Gleichung 6.2 in Abbildung 6.35(b) aufgetragen. Es ist erkennbar, dass beide Terme in etwa gleichem Maße einen Einfluss auf die zwischen Numerik und Experiment unterschiedlichen Wirkungsgradverläufe haben. Im Gegensatz zu Variante Sz1 erfolgt hier die Bestimmung der Wellenleistung genauer. Dies resultiert aus der direkten Bestimmung des Drehmomentes über eine Drehmomentenmesswelle.

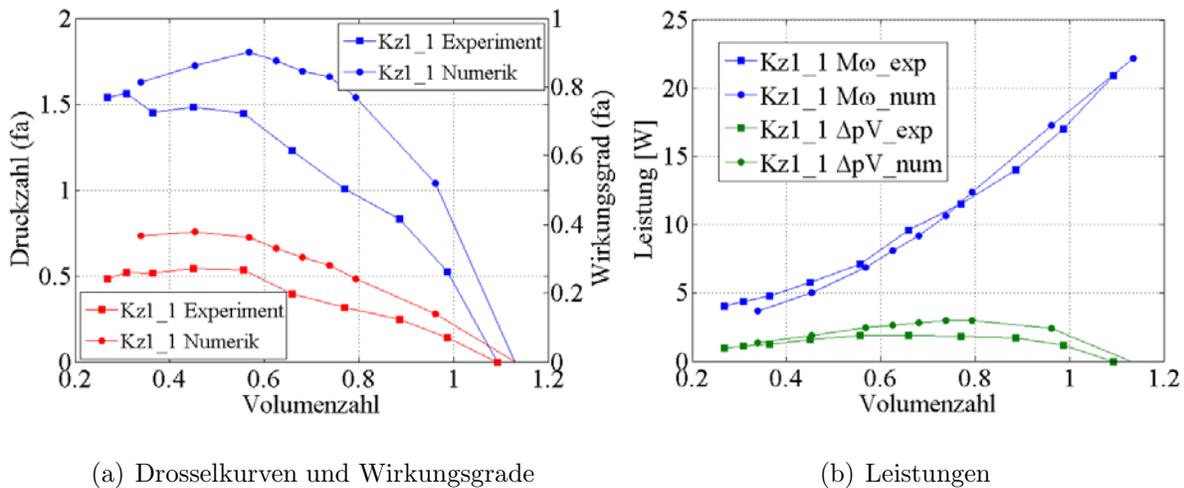


Abbildung 6.35: Vergleich zwischen Experiment und Simulation der Variante Kz1_1 (a) $\varphi - \psi_{fa}$ und $\varphi - \eta_{fa}$ (b) $M\omega$ und $\Delta p_{fa} \dot{V}$

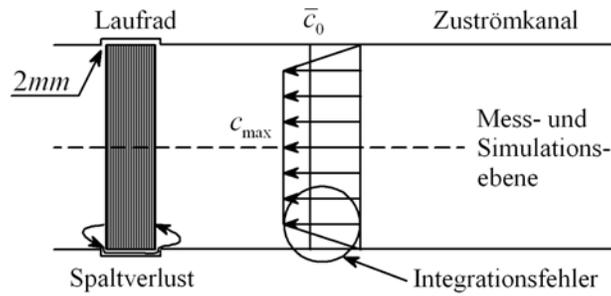


Abbildung 6.36: Systematische Fehler in der Ermittlung des Volumenstroms

Aufgrund des ähnlichen Verlaufes der Drosselkurven werden diese auf Fehler in der Ermittlung des Volumenstroms untersucht. Ziel ist das Erreichen eines nahezu deckungsgleichen Verlaufes beider Drosselkurven durch seitliches Verschieben. Zur Erläuterung der auftretenden Fehler dient Abbildung 6.36. Im Wesentlichen existieren zwei verschiedene Fehler. Der erste Fehler entsteht durch einen Spaltvolumenstrom \dot{V}_{sp} , der den gemessenen Volumenstrom \dot{V} nach dem Zusammenhang:

$$\dot{V}_{la} = \dot{V} + \dot{V}_{sp}$$

auf die tatsächliche Fördermenge des Laufrades erhöht. Der Spaltvolumenstrom kann über:

$$\dot{V}_{sp} = c_{sp} \cdot A_{sp}$$

abgeschätzt werden. Die maximale Geschwindigkeit im Spalt c_{sp} ergibt sich dabei nach der BERNOULLI GLEICHUNG 2.6 zu:

$$c_{sp} = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

Damit kann der Fehler durch den Spaltvolumenstrom e_{sp} bestimmt werden.

$$e_{sp} = \frac{\dot{V}_{sp}}{\dot{V}_{la}}$$

Ein weiterer Fehler resultiert aus der ungleichmäßigen Geschwindigkeitsverteilung im Kanal. Dieser Fehler wirkt sich bei der Bestimmung der numerischen Kennlinie aus. Der Volumenstrom wird, unter Annahme eines konstanten Verlaufes der Geschwindigkeit über die Kanalbreite, durch Integration der berechneten Geschwindigkeitswerte \bar{c} in der Rechenebene bestimmt. Diese sind mit der maximalen Geschwindigkeit c_{max} im Kanal vergleichbar. Aufgrund des im Kanal vorhandenen Geschwindigkeitsprofils ist somit der numerische Volumenstrom zu hoch bestimmt. Das real vorhandene Geschwindigkeitsprofil ist nur sehr schwer abzuschätzen. Deshalb wird dieser Fehler, aufgrund des Fehlens von Spaltströmungen bei $\Delta p = 0$, aus den jeweils maximalen Volumenströmen mit den daraus ermittelten Geschwindigkeiten im Einlasskanal bestimmt. Der Fehler durch Integration der Geschwindigkeiten e_{int} ergibt sich damit zu:

$$e_{int} = \frac{\bar{c} - \bar{c}_0}{\bar{c}}$$

In Tabelle 6.9 sind diese beiden Fehler für $\varphi = 0,66$ dargestellt. Es ist festzustellen, da diese die jeweils maximal möglichen Fehler darstellen, dass damit nur eine geringe Annäherung der Kennlinien erfolgt.

e_{int}	e_{sp}
0,037	0,036

Tabelle 6.9: Fehler im Volumenstrom bei $\varphi = 0,66$

Zur Suche weiterer Fehlerquellen dient der Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Strömungsbilder. Der Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung bei hohem Volumenstrom zeigt dabei eine gute Übereinstimmung (Abb. 6.37). Differenzen treten im Bereich der Rückwand auf, da in der Simulation die Strömung in diesem Bereich näher an der Wand anliegt. Der Strömung steht dadurch ein größeres Gebiet zum Verlassen des Laufrades zur Verfügung, weshalb die maximalen Geschwindigkeitskomponenten dort niedriger ausgeprägt sind. Eine mögliche Ursache dieses Verhaltens kann eine zu geringe Vorhersage des Impulses am Schaufelkanalausstritt in Drehrichtung des Laufrades sein, was wiederum durch eine zu geringe Umlenkung der Strömung im Rotorinneren verursacht wird.

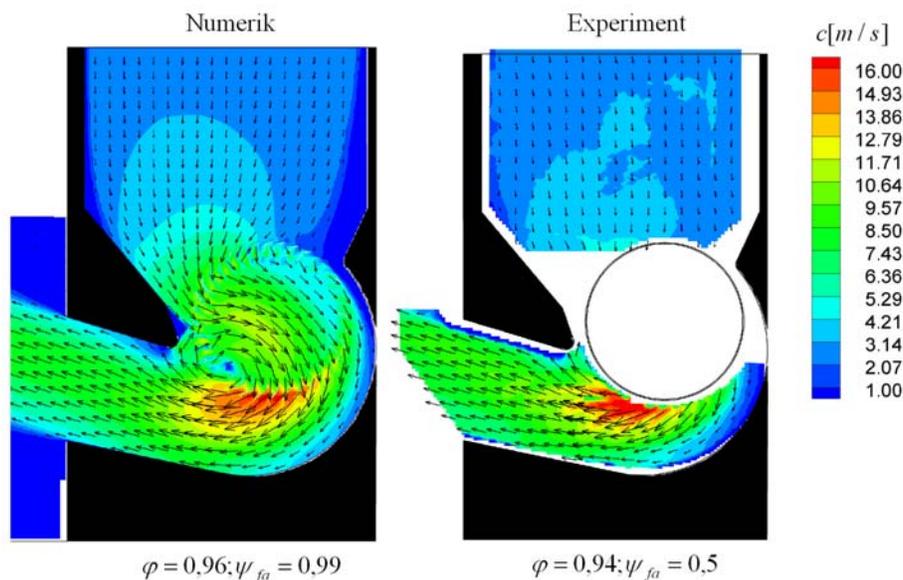


Abbildung 6.37: Vergleich Strömungsbilder Kz1_1 $\varphi \approx 0,95$

Der numerische Kennlinienverlauf fällt für Volumenzahlen $\varphi < 0,6$ ab, und stimmt somit tendenziell nicht mehr mit den Messungen überein. Der Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung bei $\varphi \approx 0,37$ zeigt somit auch teilweise unterschiedliche Strömungsverläufe. Dies sind insbesondere die Verteilung der Geschwindigkeitskomponenten im Auslasskanal

und der höchsten Laufradaustrittsgeschwindigkeiten am Rotorumfang (Abb. 6.38). In der Simulation ist dieses Gebiet weiter am Umfang verteilt und in Richtung Saugseite ausgedehnt. Dadurch ist ein intensiverer Energieumsatz im Schaufelkanal möglich, was der Grund für die in der Numerik höheren erreichbaren Druckziffern im Bereich $\varphi > 0,34$ ist. Im Auslasskanal zeigen die Messungen eine Verlagerung hoher Geschwindigkeiten in den rückwandseitigen Bereich, wogegen der simulierte Strömungsverlauf sich nach dem Staupunkt im Kanal wieder in Richtung zugenseitiger Wand orientiert. Dadurch ist die Geschwindigkeitsverteilung insgesamt gleichmäßiger.

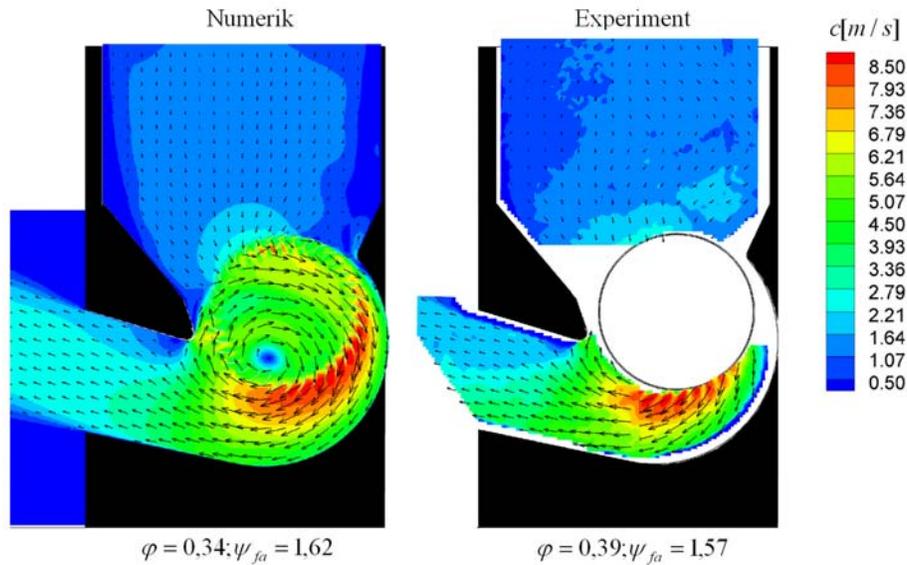


Abbildung 6.38: Vergleich Strömungsbilder Kz1_1 $\varphi \approx 0,37$

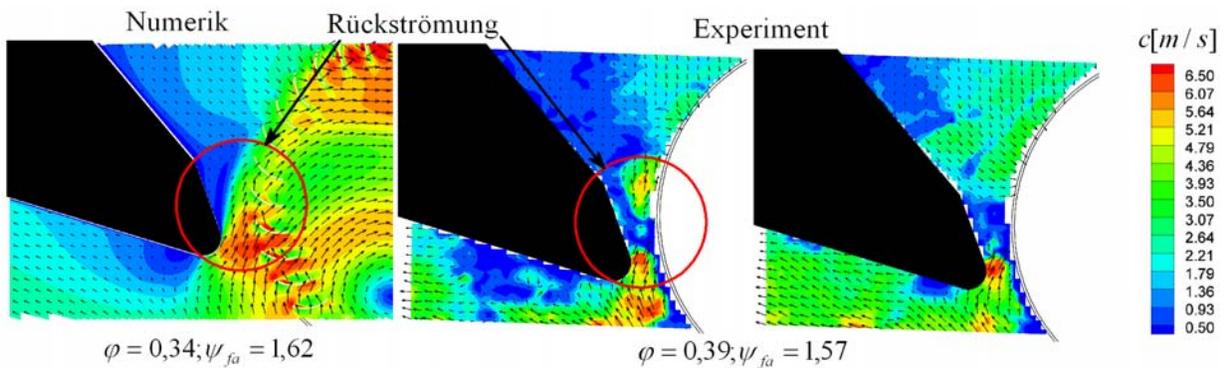


Abbildung 6.39: Vergleich Strömungsbilder im Bereich der Zunge Kz1_1 $\varphi \approx 0,37$

Der Grund für das Abfallen der Kennlinie ist aber im Bereich der Zunge zu finden, indem die Abtrennung zwischen Saug- und Druckseite durch zwei zusammenlaufende Strömungsstrukturen erfolgt. Bei Variante Sz1 tritt dieses Verhalten nicht auf, da die Strömung im

Bereich der Zunge besser geführt ist, was eine Rückströmung erschwert. Abbildung 6.39 zeigt einen größeren Ausschnitt dieses Bereiches. Darin ist erkennbar, dass sich die Abtrennung zwischen Saug- und Druckseite bei den numerischen Berechnungen in den Saugraum verschiebt. Dies reduziert den Energieumsatz im Rotor, weshalb die Kennlinie absinkt. Die Messungen zeigen im Spalt zwischen Zunge und Laufrad ein sehr instabiles Strömungsverhalten. Rückströmung in den Saugraum tritt dabei nur teilweise auf, was in der Summe zu einer weiteren Druckerhöhung in den Messungen führt.

6.3.4.2 Varianten Kz1_2, Kz1_3, Kz1_4

In diesem Abschnitt erfolgt die Untersuchung der Fähigkeiten des Berechnungsprogramms das Strömungsverhalten auch nach Änderungen an der Gehäusegeometrie korrekt wiederzugeben. Dazu wird das Betriebsverhalten der Gehäusevarianten Kz1_2, Kz1_3, Kz1_4 experimentell und numerisch untersucht.

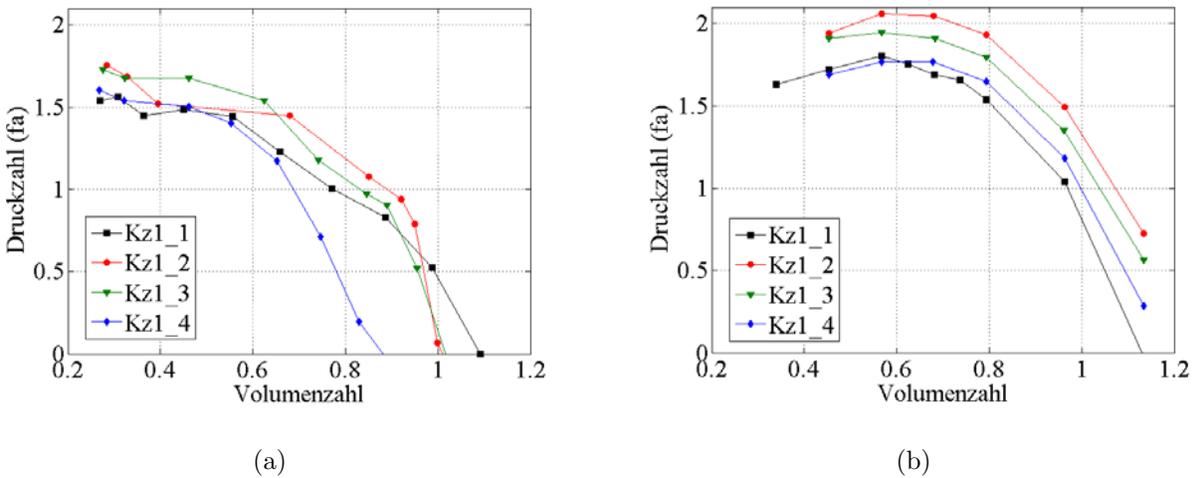


Abbildung 6.40: Vergleich der Drosselkurven (a) Numerik (b) Experiment

In Abbildung 6.40 sind die numerisch und experimentell ermittelten Kennlinienverläufe im Vergleich zu Variante Kz1_1 dargestellt. Es ist erkennbar, dass die simulierten Kennlinienverläufe nur teilweise das reale Betriebsverhalten wiedergeben. Eine gute Übereinstimmung ist in der Simulation der Varianten Kz1_2 und Kz1_3 im Bereich $0,7 \leq \varphi \leq 0,9$ vorhanden. Die Lage der Kennlinien entspricht denen des Experimentes, mit $\psi_{Kz1_1} < \psi_{Kz1_3} < \psi_{Kz1_2}$. Im Bereich $\varphi \leq 0,7$ zeigt die Simulation weiterhin höhere Druckziffern für ψ_{Kz1_2} , was jedoch im Experiment nicht nachvollziehbar ist. Hier verläuft die Kennlinie von Kz1_2 unterhalb von Kz1_3. Dieser Verlauf wird in der Simulation erst für Volumenzahlen $\varphi \leq 0,5$ tendenziell erkennbar, da dort der Kennlinienverlauf für Variante Kz1_2 abfällt. Der größte Unterschied zwischen Experiment und Numerik tritt jedoch für Volumenzahlen $\varphi > 0,9$ auf. Die Messergebnisse sind dabei durch ein plötzliches starkes Abfallen der Kennlinie cha-

rakterisiert. Das Strömungsverhalten ist in diesem Bereich durch Druckschwankungen und stark instationäre Strömungszustände gekennzeichnet. Diese resultieren aus einer instabilen Lage des Steuerwirbels, welcher teilweise sogar den inneren Teil des Rotors verlässt und aus dem Ventilator konvektiert wird. Ein Momentanbild der Geschwindigkeitsverteilung an diesem Übergangspunkt ist für Variante Kz1_2 und Kz1_3 in Abbildung 6.41 dargestellt.

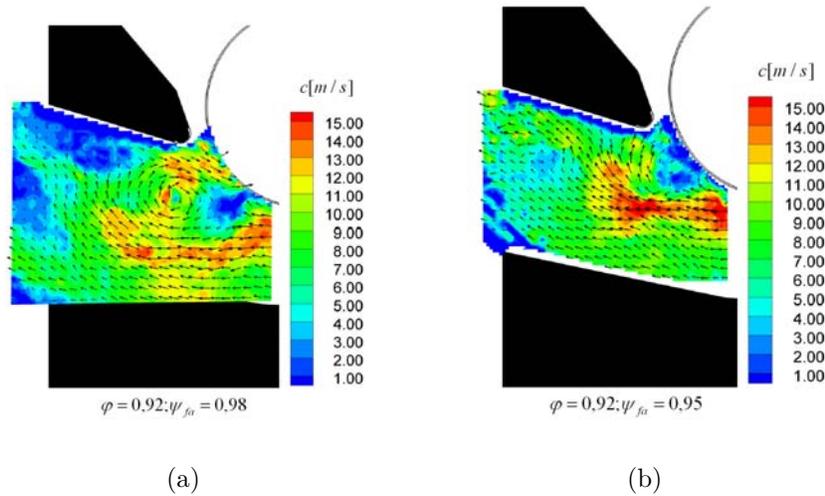


Abbildung 6.41: Instabile Strömungszustände mit Wirbelkonvektion (a) Kz1_2 (b) Kz1_3

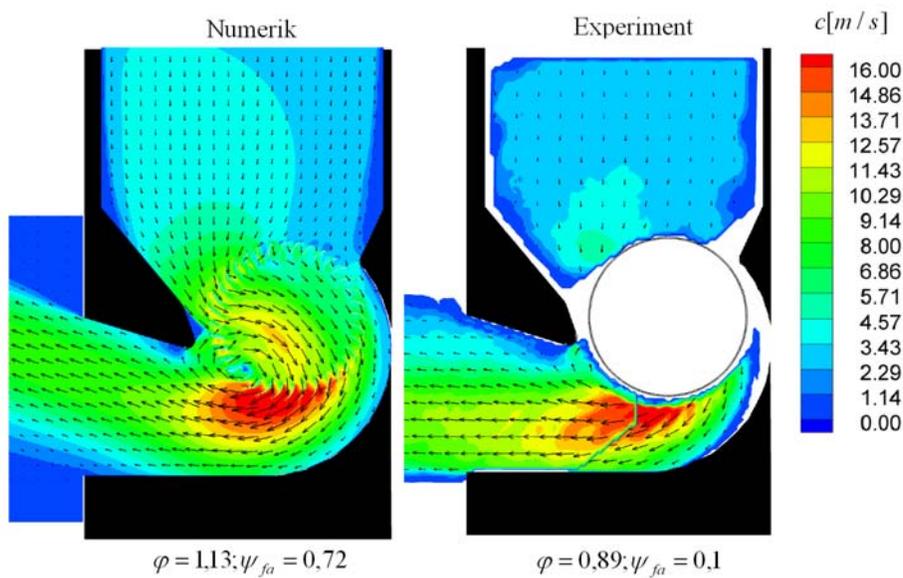


Abbildung 6.42: Vergleich der Strömungsbilder Kz1_2

Bei weiterer Erhöhung des Volumenstroms wird das Strömungsverhalten wieder stabiler. Der Vergleich zwischen Numerik und Experiment bei hohem Volumenstrom zeigt, die aufgrund der unterschiedlichen Kennlinienverläufe erwarteten, Unterschiede im Strömungsbild. Für Variante Kz1_2 zeigen sich die Unterschiede insbesondere im Auslasskanal. In der PIV-Messung liegt die Strömung an der rückwandseitigen Wand des Auslasskanals an, wogegen in der Simulation die Strömung eher in Richtung zungenseitiger Auslasskanalwand tendiert (Abb. 6.42). Die Unterschiede der Strömungsbilder sind bei Variante Kz1_3 eher im Bereich der Wirbelposition zu finden, welche für das numerische Ergebnis weiter in Richtung Rückwand liegt. Wie auch bei Variante Kz1_1 kann hier angenommen werden, dass die numerisch erreichbaren höheren Druckziffern durch einen effizienteren Energieumsatz in den Schaufelkanälen erzielt wird.

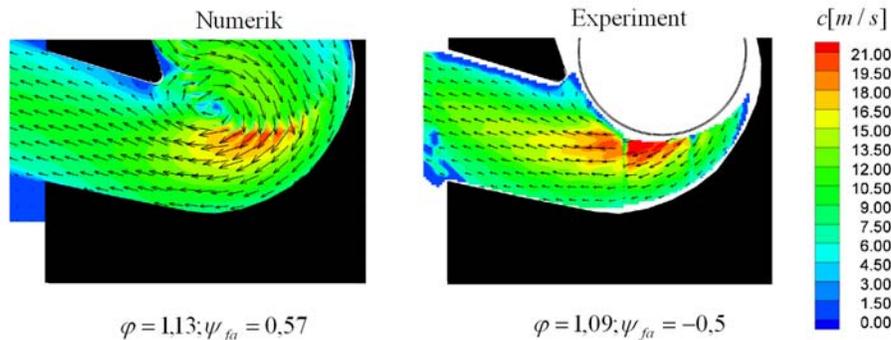


Abbildung 6.43: Vergleich der Strömungsbilder Kz1_3

Veränderungen im Strömungsverhalten durch eine Änderung der zungenseitigen Gehäusekontur werden im Bereich $0,4 \leq \varphi \leq 0,7$ in der Simulation gut wiedergegeben. Für größere Volumenströme ist keine Übereinstimmung mehr vorhanden, da die Kennlinie in diesem Fall schon bei $\varphi = 0,7$ stark abfällt. Aufgrund fehlender Aussicht auf neue Erkenntnisse durch einen Vergleich der numerischen und experimentellen Strömungsverhältnisse wird auf die Durchführung von PIV-Messungen verzichtet.

Abschließend ist die Frage zu klären, weshalb die numerische Simulation das Betriebsverhalten für die verschiedenen Gehäusevarianten so unterschiedlich genau wiedergibt. Die PIV-Messungen und die berechnete Geschwindigkeitsverteilung zeigen, dass Instabilitäten im Strömungsverhalten durch eine nicht eindeutig definierte Lage des Steuerwirbels hervorgerufen werden. Dies erschließt sich aus der Konvektion des Steuerwirbels im Auslasskanal. Auslösende Faktoren der plötzlichen Änderung im Strömungsverhalten sind auf mögliche 3-d Effekte sowie Ablösungen in Schaufelkanälen durch ungünstige Anströmbedingungen zurückzuführen. Weitere Faktoren zur Verschiebung des Wirbels aus seiner Position im Inneren des Laufrades mit anschließendem Transport in Richtung Auslass können kleine Störungen in der Rotation des Rotors, wie z. B. Unwucht, Schaufelschwingungen und Verformung der Profile durch Fliehkräfte sein.

Zum Verständnis, wieso gerade Variante Kz1_1 gute Simulationsergebnisse liefert, ist zu erwähnen, dass diese Gehäusegeometrie durch eine Vielzahl experimenteller Untersuchungen auf ihr Strömungs- und Betriebsverhalten optimiert wurde. Dies sind gute Voraussetzungen für die numerische Simulation, weil schwierig erfassbare Strömungsbedingungen, wie Ablösungen und Instabilitäten, minimiert sind. Die Ergebnisse zeigen deshalb, dass eine numerische Optimierung der Gehäusegeometrie nur in Teilbereichen die erwarteten Ergebnisse liefert, und insbesondere an den Rändern des Betriebsbereiches Abweichungen auftreten können. Dies zeigt, dass in der Entwicklung von Querstromventilatoren experimentelle Untersuchungen weiterhin notwendig sind. Die numerische Simulation kann hier zum Aufzeigen von Tendenzen im Betriebsverhalten, die durch Änderungen in der Gehäusegestaltung auftreten, verwendet werden. Die Tendenzen müssen jedoch durch experimentelle Untersuchungen bestätigt und gegebenenfalls das Gehäuse zum Erzielen stabiler Betriebsbedingungen weiter optimiert werden. Inwieweit die numerischen Ergebnisse durch Anwendung komplexerer numerischer Methoden, wie z. B. Large Eddy Simulation, verbessert werden können, müssen weitere Grundlagenuntersuchungen zeigen. Selbst bei besseren Ergebnissen dieser Simulationen bleibt der Einsatz in der industriellen Anwendung fraglich, da aufgrund des hohen Rechenaufwandes dieser nicht praktikabel ist.

6.4 Keilzungegehäuse (Kz2)

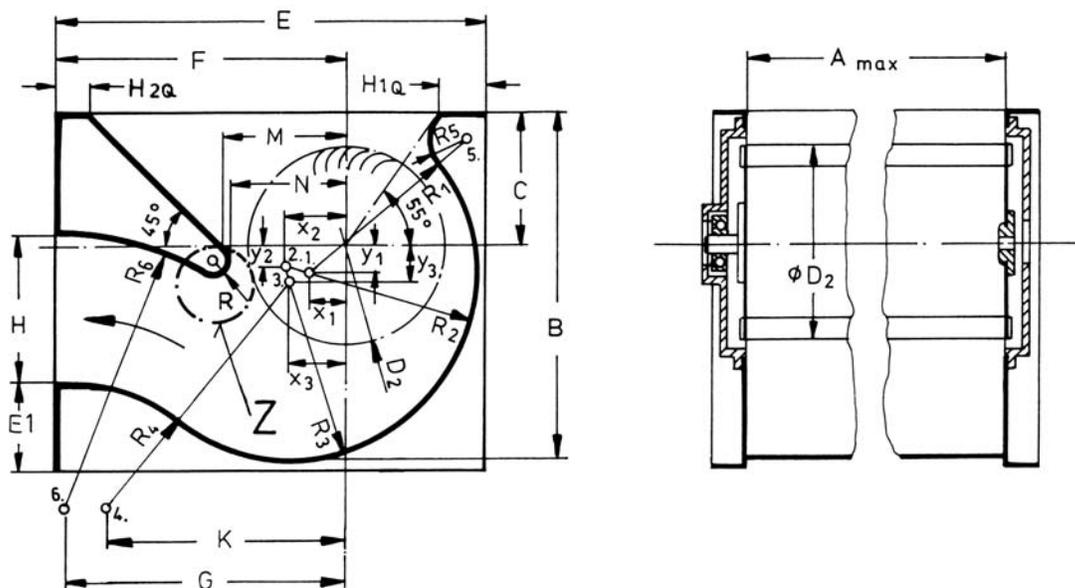


Abbildung 6.44: Abmessungen des Keilzungegehäuses (Kz2) [50]

Die Untersuchungen in diesem Kapitel sollen die Ergebnisse aus Abschnitt 6.3 bestätigen. Deshalb wird ein weiteres Keilzungegehäuse (Abb. 6.44) numerisch modelliert und

das Strömungs- und Betriebsverhalten berechnet. Die experimentellen Ergebnisse dazu liefern wiederum an der Fachhochschule Heilbronn durchgeführte Untersuchungen [8]. Das verwendete Laufrad entspricht den Abmessungen aus Abschnitt 6.2, sodass die Laufraddiskretisierung und die Art der Drehung des Gitters direkt übernommen wird. Da die Drehzahl in den experimentellen Untersuchungen ebenfalls im Bereich von $n = 1350 \text{ U/min}$ bis $n = 1450 \text{ U/min}$ variiert, kann auch die Zeitschrittweite von $\Delta t = 7,551e - 05s$ bei einer konstant gehaltenen Drehzahl von $n = 1400 \text{ U/min}$ in der numerischen Simulation übernommen werden.

D_2	A_{max}	x_1	x_2	x_3	y_1	y_2	y_3	R_1	R_2	R_3	R_4	R_5	R_6
98,5	1200	18,7	33	28,1	14,4	10,5	18,7	84,6	99,4	89,8	81,3	18,7	147,5
R	B	C	E	F	N	M	K	G	E_1	H	H_{1Q}	H_{2Q}	
8,7	174,7	66,2	213	145	59,2	62,5	135,1	145	40	75,6	21,7	16,3	

Tabelle 6.10: Parameter des Gehäuses (Kz2) in [mm] [50]

Die Diskretisierung des Gitters erfolgt für die kubische Formulierung des Low-Reynolds $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells unter Beachtung der zur Befestigung am Versuchsstand notwendigen Adapterplatte (Abb. 6.45(b)). Somit beträgt die Zellanzahl ca. 100000 (Abb. 6.45(a)). Die Wahl der Randbedingungen, die Bestimmung der Kennlinie sowie das numerische Lösungsverfahren ist identisch mit den Simulationen der Gehäusegeometrie Sz1 in Abschnitt 6.2 (Abb. 6.45(b)).

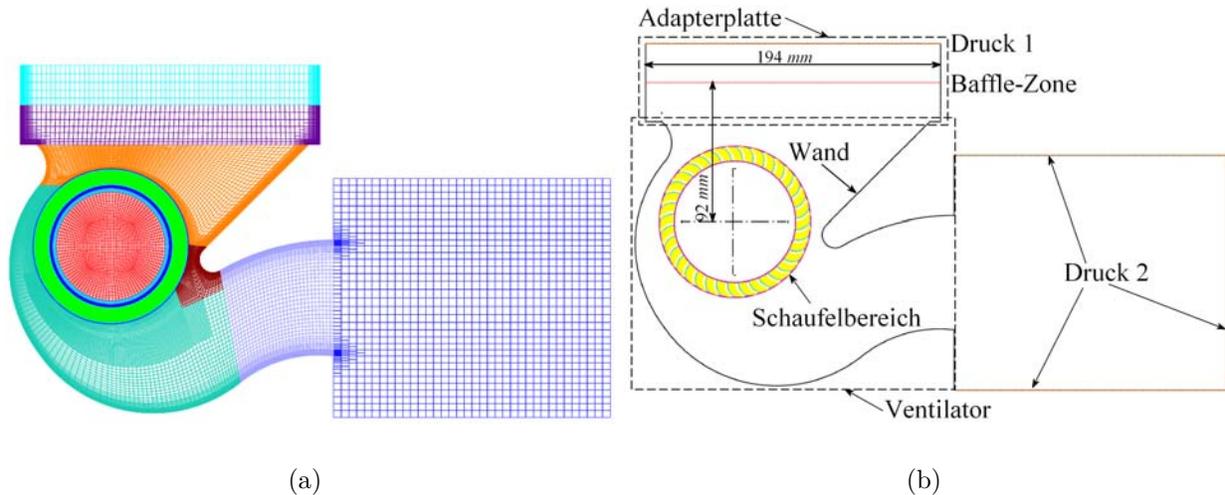


Abbildung 6.45: Abbildung numerisches Modell (Kz2)

Die für das Keilzungegehäuse Kz2 durchgeführten Rechnungen zeigen im ermittelten Kennlinienverlauf ein ähnliches Verhalten wie die Variante Kz1, was gegenüber dem experimentellen Verlauf durch höhere Druckziffern und ein Abfallen der Kennlinie bei Volumen-

zahlen von $\varphi < 0,5$ geprägt ist. Der Verlauf des Wirkungsgrades zeigt die selbe Tendenz wie bei Variante Sz1. Diese ist durch eine gute Übereinstimmung des Wirkungsgrades bei hohen Volumenströmen und ein Ansteigen der Differenz zwischen Experiment und Numerik für $\varphi < 0,65$ gekennzeichnet.

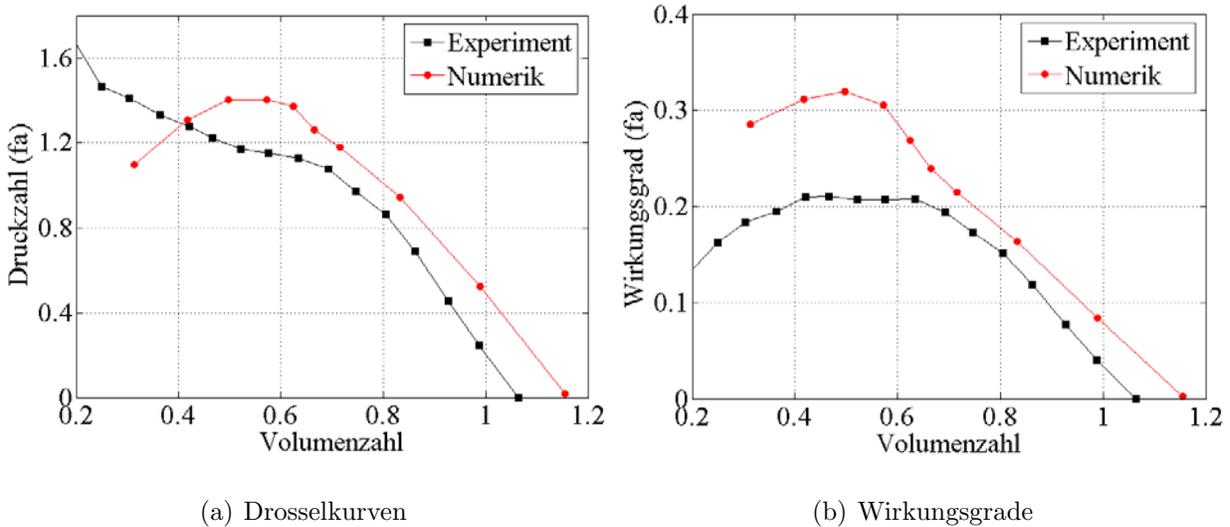


Abbildung 6.46: Kennlinie $\varphi - \psi_{fa}$ und Wirkungsgrad $\varphi - \eta_{fa}$ für Kz2

Das numerisch berechnete Strömungsfeld ist für den Betriebspunkt mit maximalem Wirkungsgrad in Abbildung 6.47 dargestellt. Das Strömungsfeld ist dabei im Bereich der oberen Rückwandkontur durch einen ausgebildeten Wirbel gekennzeichnet, welcher durch die Tendenz zur Rückströmung in den Saugraum entsteht. Weiterhin ist wie auch bei Variante Kz1 im Bereich der Zunge eine starke Druckausgleichsströmung vorhanden. Bei weiterer Abnahme des Volumenstroms reduziert sich der mögliche Eintrittsbereich in das Laufrad stark, und der Energieumsatz im Laufrad nimmt ab. Die Reduzierung des Energieumsatzes resultiert aus einem größeren Bereich am Laufradumfang, welcher durch Mitdrall gekennzeichnet ist. Dies ist in Abbildung 6.48(a) deutlich erkennbar. Dieses Verhalten ist bei Variante Sz1 deutlich vermindert, da durch den Rezirkulationskanal die Strömung in Richtung entgegen der Saugseite geführt wird. Diese Führung erhöht weiterhin den Energieumsatz im Laufrad, welcher durch eine verminderte Strömung in Umfangsrichtung verursacht wird. Dies begründet auch die insgesamt höheren erreichbaren Druckziffern und das stabilere Betriebsverhalten des Spaltzungengehäuses gegenüber dem Keilzungengehäuse.

Nach der Untersuchung des Keilzungengehäuses Kz2 ist abschließend festzustellen, dass die Simulation von Querstromventilatoren mit Keilzungengehäuse, insbesondere im Bereich der Zunge, Schwierigkeiten in der Strömungssimulation aufweisen. Diese äußern sich in Kennlinienverläufen oberhalb denen der Experimente für $\varphi > 0,6$ und einem Abfallen

der Kennlinie für $\varphi < 0,5$. Ursache ist die stationäre Position der Trennung zwischen Saug- und Druckseite im Zungenbereich. Die PIV-Messungen in diesem Bereich zeigen im Experiment jedoch stark schwankende Strömungszustände. Diese reduzieren die Druckerhöhung für $\varphi > 0,6$, da die gleichmäßige Durchströmung der Schaufelkanäle behindert wird. In Folge dessen vermindert sich der Energieumsatz im Laufrad. Für $\varphi < 0,5$ stellt sich in den Rechnungen eine stabile Rückströmung in den Saugbereich ein, die den Energieumsatz im Laufrad reduziert. Im Experiment verhindern Schwankungen das Einstellen eines solchen Strömungsverlaufes, wodurch die Druckzahl mit Reduzierung des Volumenstroms weiter ansteigen kann (Abb. 6.39).

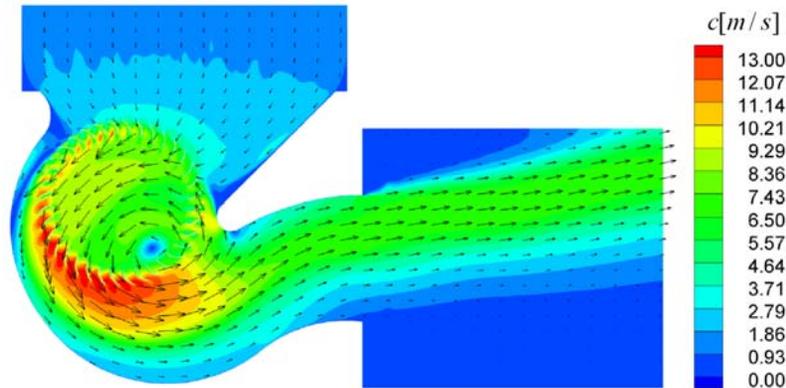


Abbildung 6.47: Geschwindigkeitsverteilung bei $\varphi = 0,5$

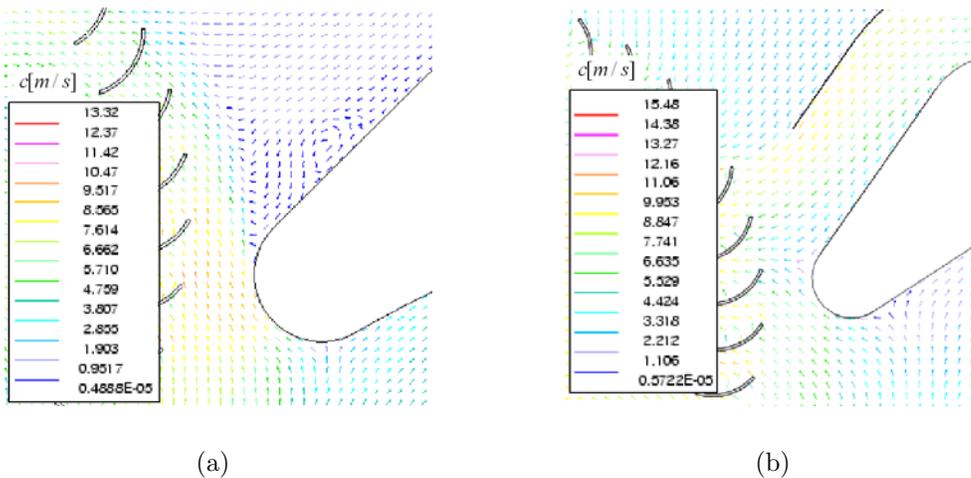


Abbildung 6.48: Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Zunge (a) Kz2 $\varphi = 0,3$, (b) Sz1 $\varphi = 0,26$

7 Trommelläuferventilatoren

7.1 Variante 1 (Var1)

7.1.1 Einleitung

Trommelläuferventilatoren werden heutzutage in Bereichen eingesetzt, in denen ihre vorteilhaften Merkmale wie kompakte Bauweise, günstige Herstellkosten und gute akustische Eigenschaften gegenüber dem verhältnismäßig niedrigen Wirkungsgrad ein wichtigeres Auswahlkriterium darstellen.

Der für Ventilatoren zur Verfügung stehende Bauraum ist häufig beschränkt, sodass die für Spiralgehäuse entwickelten Auslegungsmethoden nicht anwendbar sind [19]. Die Anwendung numerischer Methoden verspricht hier schon in der frühen Entwicklungsphase eine schnelle und einfache Möglichkeit der Abschätzung unterschiedlicher Betriebszustände. Damit ist es möglich den finanziellen und zeitlichen Aufwand experimenteller Untersuchungen deutlich zu vermindern.

Die Entwicklung numerischer Verfahren und Modelle für die Simulation von Trommelläuferventilatoren mit komplexer Gehäuse- und Laufradgeometrie erfordert zunächst die Durchführung von Studien an vereinfachten Modellen zur Erschaffung einer grundlegenden Wissensbasis über Verfahren zur Modellerstellung und numerischer Einflussfaktoren. Deshalb werden in diesem Abschnitt für ein einfaches Trommelläufergebläse vergleichende numerische und experimentelle Untersuchungen durchgeführt.

Das verwendete handelsübliche Laufrad besitzt die in Abbildung 7.1 dargestellten Geometrieparameter.

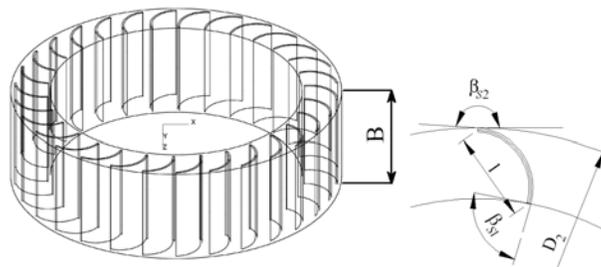


Abbildung 7.1: Geometrieparameter des Laufrades

Durchmesser D_2	0,107 m
Breite B	0,04 m
Verhältnis D_1/D_2	0,79
Schaufelwinkel β_{S1}	85°
Schaufelwinkel β_{S2}	176°
Schaufelzahl N	30
Sehnenlänge l	0,014 m
Schaufeldicke	$\approx 0,6$ mm
Schaufelprofil	Kreisbogen $r = 9$ mm
Deckscheibe D_2	0,107 m
Deckscheibe D_1/D_2	0,79
Deckscheibe Dicke	1 mm

Tabelle 7.1: Parameter des Laufrades

7.1.2 Entwurf eines Spiralgehäuses

Für das in Abbildung 7.1 dargestellte Laufrad wird nachfolgend eine für die Durchführung von PIV-Messungen im Gehäuse geeignete Gehäuseform ermittelt. Da für moderne Trommelläuferventilatoren durchaus eine Volumenzahl von $\varphi_r = 1$ erreichbar ist, erfolgt die Bestimmung der Spiralform mit dem daraus resultierenden Volumenstrom bei einer Drehzahl von $n = 1000$ U/min. Die Spiralform wird nach Gleichung 3.9 mit der Meridionalantriebskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Laufradaustritt c_{2m} bestimmt, welche über den Zusammenhang nach Gleichung 7.1 mit Hilfe der Laufradzuströmungsgeschwindigkeit c_{0m} aus dem Volumenstrom ermittelt wird. Es ergibt sich $c_{2m} \approx 5$ m/s

$$\dot{V} = \varphi_r u_2 \frac{\pi}{4} D_2^2 = c_{2m} \pi D_2 b = c_{0m} \frac{\pi}{4} D_1^2 \quad (7.1)$$

Der für die Ermittlung der Spiralform weiterhin notwendige Wert der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit c_{2u} kann nur sehr grob abgeschätzt werden, da die Strömung am Schaufelaustritt der Schaufelkontur nicht folgt. Eine von Eck [19] durchgeführte Abschätzung des realen Austrittswinkels der Strömung ergibt für Werte von $\psi = 3$ und $\varphi_r = 1$ eine Verkleinerung von β_2 gegenüber dem Schaufelwinkel um ca. 27°. Unter Annahme einer näherungsweise Übereinstimmung mit der hier verwendeten Schaufelform kann somit anhand des Geschwindigkeitsplanes (Abb. 7.2) c_{2u} näherungsweise angegeben werden. Mit den Gleichungen 7.2 und 7.3 ergibt sich: $c_{2u} \approx 14$ m/s.

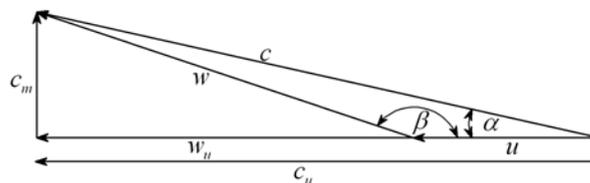


Abbildung 7.2: Geschwindigkeitsdreieck am Laufradaustritt

$$\tan(180^\circ - \beta_2) = \frac{c_{2m}}{w_{2u}} \quad (7.2)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u_2 \quad (7.3)$$

Die daraus für das vorhandene Laufrad mit einem Umschlingungswinkel von $\phi = 360^\circ$ und einem Abstand des Startpunktes der Spirale vom Laufradmittelpunkt von 60 mm folgende Spiralförmigkeit ist in Abbildung 7.3(a) dargestellt. Die Abmessungen eines Gehäuses mit einem Spiralwinkel von $\zeta = 19,8^\circ$ würden sehr groß ausfallen, sodass die vorgestellte Abschätzung des Spiralwinkels nicht anwendbar ist. Aus diesem Grund wird der Spiralwinkel auf $11,3^\circ$ verkleinert, bei dem in der Arbeit von Roth [52] gute Betriebseigenschaften nachgewiesen wurden. Daraus ergibt sich die in Abbildung 7.3(b) dargestellte Spiralförmigkeit. Dieses Auslegungssproblem zeigt die Komplexität der theoretischen Auslegung eines auf das Laufrad abgestimmten Spiralgehäuses von einem Trommelläuferventilator und die Notwendigkeit der Verbesserung der Auslegungsmethoden unter Anwendung numerischer Verfahren.

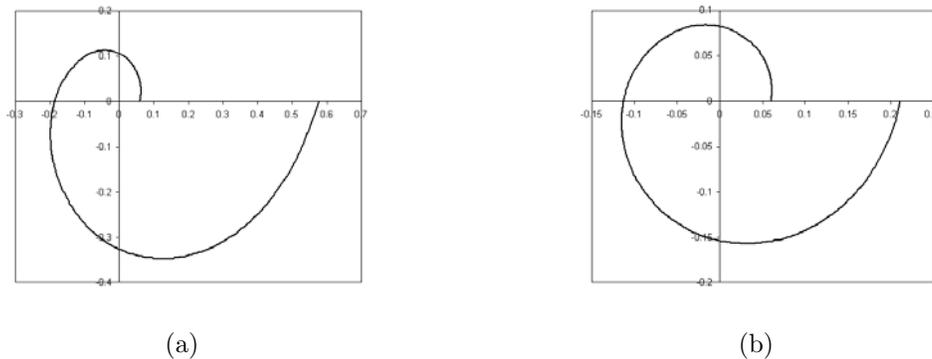


Abbildung 7.3: Spiralförmigkeit nach theoretischer Auslegung $\zeta = 19,8^\circ$ (a), angepasste Spiralförmigkeit $\zeta = 11,3^\circ$ (b)

Zur Bestimmung der weiteren Gehäusemerkmale dienen als Anhaltspunkte die von Roth [52] vorgeschlagenen Werte für ein optimales Betriebsverhalten des Gebläses. Zur Gewährleistung einer definierten Anströmung des Laufrades erfolgt die Zuströmung in das Gehäuse über ein kreisförmiges Rohr. Abbildung 7.4 zeigt die Geometrieparameter des zu untersuchenden Ventilatorgehäuses.

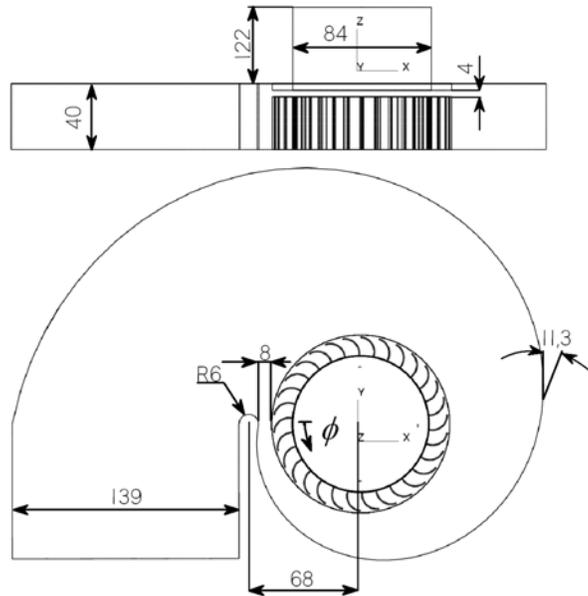


Abbildung 7.4: Geometrieparameter des Gehäuses

7.1.3 Experimentelle Untersuchungen

Die Durchführung experimenteller Untersuchungen dient zur Validierung der numerischen Simulationsergebnisse. Dazu stehen der in den Abschnitten 6.1.2 und 6.3.2 vorgestellte Versuchsstand und die PIV-Messtechnik zur Verfügung. Für eine gleichmäßige Anströmung der Gebläseeinheit wird an die Drosselkammer ein aus Holz gefertigter Luftsammelkasten angeflanscht, der eine gleichmäßige Zuströmung in das Eintrittsrohr und somit auch in das Laufrad gewährleistet. Zur Durchführung von PIV-Messungen muss der optische Zugang in das Gehäuse gewährleistet sein, welcher durch eine Konstruktion zweier senkrecht zueinander stehenden transparenten Gehäusewände realisiert wird. Die Spiralwand und die Unterseite des Gehäuses werden deshalb aus Plexiglas gefertigt, um die Erzeugung eines Laserlichtschnittes in der Spiralebene zu ermöglichen. Die kostengünstigste Möglichkeit besteht in der Gestaltung der Spiralkontur durch einen dünnen Plexiglasstreifen, der durch Biegung die Spiralförmigkeit abbilden kann. Die seitliche Führung der Plexiglasspirale erfolgt mit einer formschlüssigen Steckverbindung durch eine in der Kontur der Spirale in die Ober- und Unterseite des Gehäuses gefräßte Nut (Abb. 7.5(a)). Der optische Zugang der Kamera in das Gehäuse wird über einen zur Unterseite um 45° geneigten Spiegel realisiert. Die Messanordnung zeigt Abbildung 7.5(b). Zur Untersuchung von Sekundärströmungseffekten kann durch die Spiralwand eine Laserlichtschnittebene senkrecht zur Hauptströmungsrichtung aufgespannt, und mit einer um 90° dazu versetzten Kamera aufgenommen werden.

Abbildung 7.6 zeigt beispielhaft das Ergebnis einer PIV-Messung in der Mittelebene des Spiralgehäuses. Darin ist die ermittelte Geschwindigkeitsverteilung eines aufgenommenen Doppelbildes für einen Teilbereich des Spiralgehäuses erkennbar. Das für einen Bereich ge-

zeigte Peak Signal der Kreuzkorrelation zeigt ein gutes Signal zu Rausch Verhältnis und somit die hohe Qualität der Messergebnisse. Zur Erfassung des Strömungsfeldes im gesamten Ventilator ist es notwendig, den Laserlichtschnitt an mehreren Positionen im Gehäuse zu positionieren.

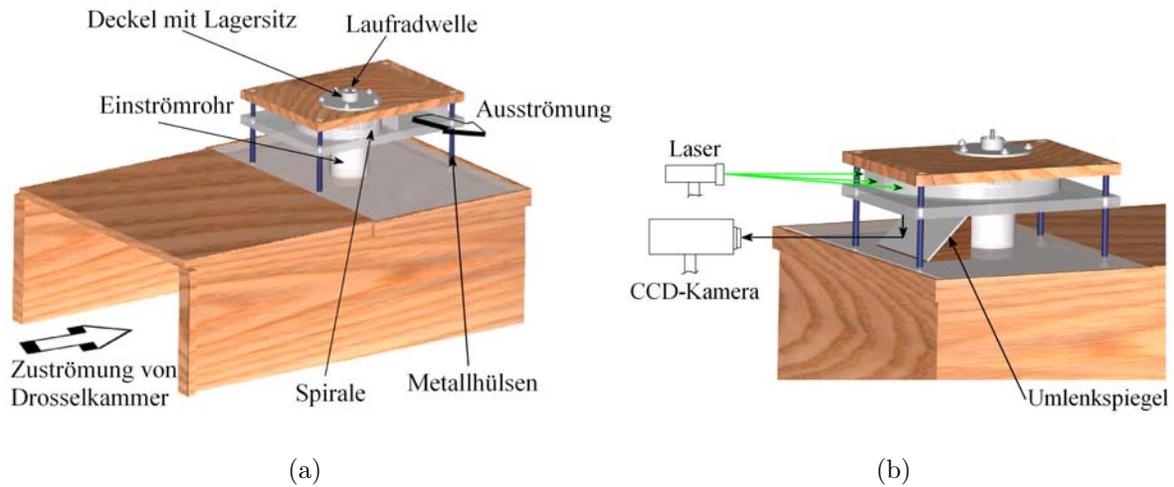


Abbildung 7.5: Einbausituation Gebläse (a), PIV-Messung mit Umlenkspiegel [29] (b)

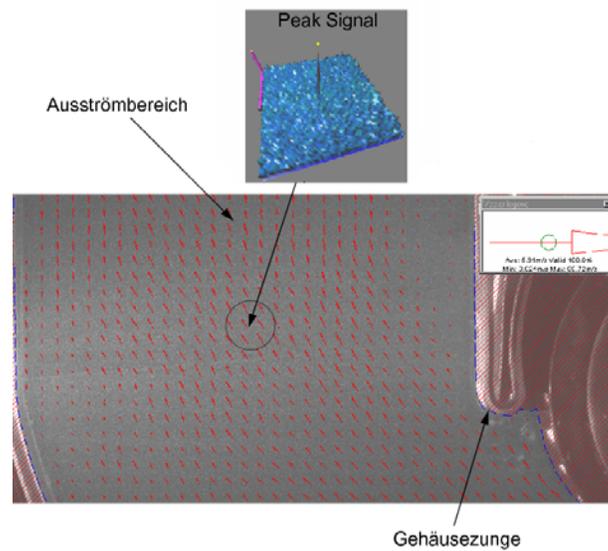


Abbildung 7.6: Ergebnisse einer PIV-Messung im Spiralgehäuse

7.1.4 Numerische Modellbildung

Bei der numerischen Modellbildung stand die Begrenzung der Zellanzahl auf ca. 300000 im Vordergrund. Dies ist zur Beschränkung des Rechenaufwandes notwendig und soll zeigen, wie genau die Simulation des Betriebsverhaltens eines Trommelläuferventilators mit dieser als minimal anzusehenden Zellanzahl möglich ist. Als Kompromiss in der Verteilung der Zellanzahl fiel die Wahl auf ein relativ feines Gitter in der Spiral- oder Hauptströmungsebene und eine nur grobe Diskretisierung senkrecht dazu. Ausgangspunkt der Diskretisierung sind die zweidimensionalen Konturlinien des Spiralgehäuses und die Konturen der Schaufeln. Die Optimierung der Zellverteilung im Spiralgehäuse, bezüglich einer möglichst genauen Wiedergabe der Strömungsphänomene, erfolgt durch eine feinere Diskretisierung von Gebieten mit hohen zu erwartenden Strömungsgradienten (Abb. 7.7(a),(b)). Dies sind insbesondere wandnahe Gebiete und Bereiche entlang des Laufradaustritts der Strömung. Damit beträgt die Zellanzahl im Spiralgehäuse ca. 36000. Die Diskretisierung des Laufrades erfolgt generell feiner, da hier besonders starke Strömungsgradienten vorliegen (Abb. 7.7(c)). Die Zellanzahl in diesem Bereich beträgt ca. 190000. Die Anzahl der Zellen in z -Richtung ist im Laufradbereich 8 und über das gesamte Gehäuse 10, wobei die Höhen der Zellen identisch sind, und im Spaltbereich zwischen Laufrad und Gehäuse lediglich eine Zellreihe vorhanden ist. Die Modellierung des Einströmrohres und dem Zellbereich zur Simulation der Umgebungsbedingungen nach dem Gebläseaustritt erfolgt wiederum sehr grob. Die Gesamtzellanzahl beträgt somit ca. 325000.

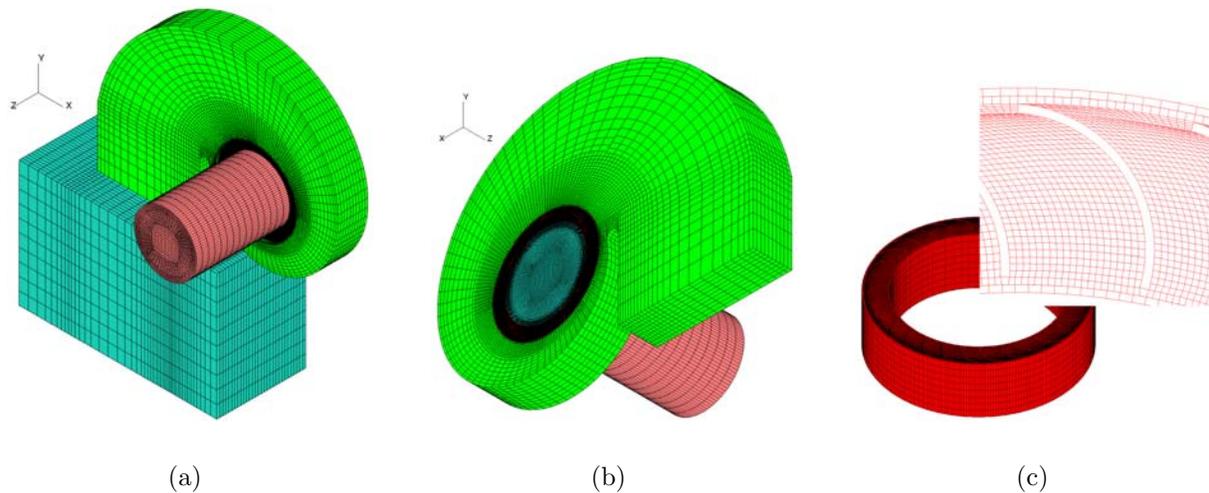


Abbildung 7.7: Diskretisierung (Var1): (a) Gesamtmodell, (b) Ansicht von unten, (c) Laufradbereich

Zur Simulation des rotierenden Gitterbereiches wird der Schaufelbereich über spezielle Randbedingungen (Attach) vom übrigen Gitterbereich abgetrennt. Die Kontaktflächen am

inneren und äußeren Ring des Schaufelbereiches sind mit 300 Zellen am Außen- und 315 Zellen am Innendurchmesser diskretisiert, woraus eine Gesamtanzahl von 4920 Kontaktflächen resultiert (Abb. 7.8(b)). Die Simulation aller weiteren rotierenden Teile geschieht zusätzlich zu den Schaufeloberflächen durch die Adaptierung einer rotierenden Wandrandbedingung. Dazu zählen die vordere Deckscheibe und die Tragscheibe (Abb. 7.8(c)), welche eine infinitesimal kleine Dicke aufweisen. Die Bestimmung der Zeitschrittweite erfolgt mit der Umfangsgeschwindigkeit und der Gitterweite am äußeren Laufradbereich unter der Bedingung $CFL = 1$. Für eine Drehzahl von $n = 1000 U/min$ ergibt sich die Zeitschrittweite somit zu: $\Delta t = 0,00019s$. Zur Variation der Betriebsbedingungen wird im Einströmrohr eine Zellreihe mit variablem Druckwiderstand eingefügt (Baffle-Zone). Über die Vorgabe des Druckabfalles nach Gleichung 6.1 stellt sich somit ein dazu passender Betriebspunkt ein. Für dieses Verfahren ist die Vorgabe des Druckes am Ein- und Austritt des Strömungsgebietes notwendig (Abb. 7.8(a)). Die Bestimmung der Betriebspunkte erfolgt durch Mittelung der Druck- und Geschwindigkeitswerte in der Zellebene nach der Baffle-Zone. Die turbulenten Werte an diesen Rändern werden über die Null-Gradienten Randbedingungen direkt aus dem Strömungsfeld interpoliert. Aufgrund der Zellgrößen an der Wand wird als Turbulenzmodell das High-Reynolds $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodell angewendet. Die numerische Berechnung des Strömungsfeldes erfolgt mit den Fluideigenschaften nach Tabelle 6.2 und den numerischen Lösungsverfahren nach Tabelle 6.3.

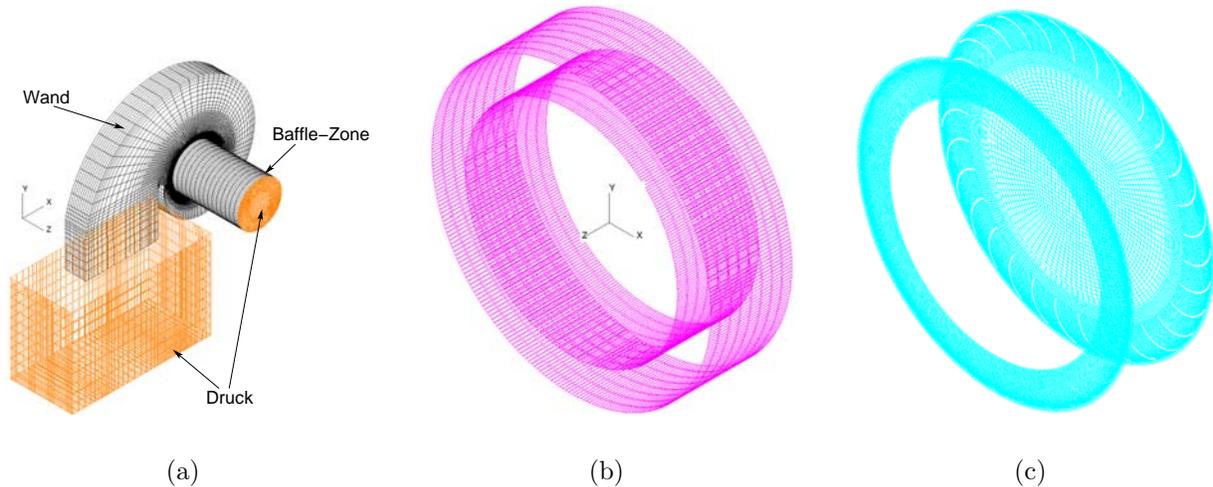


Abbildung 7.8: Randbedingungen (Var1): (a) Modellbegrenzung, (b) Attach-Randbedingungen, (c) Rotierende Wand

7.1.5 Untersuchungsergebnisse

Abbildung 7.9 zeigt im Vergleich die experimentell und numerisch ermittelten Kennlinien der Druckzahl und des Wirkungsgrades. Für Volumenzahlen zwischen $\varphi_r = 0,35 - 0,5$ ist eine sehr gute Übereinstimmung der erreichten Druckzahlen im Experiment und der Simulation erkennbar. Der sich für kleinere Volumenzahlen anschließende Übergang in einen sehr weiten Bereich instabilen Betriebsverhaltens kann in der Berechnung nur quantitativ genau wiedergegeben werden. Bei Volumenzahlen unterhalb $\varphi_r = 0,15$ stellt sich keine quasistationäre Lösung mehr ein. Die Lösung ist dabei durch Druckschwankungen im Bereich von $4Pa$ gekennzeichnet. Die Abweichungen im Verlauf des Wirkungsgrades sind prozentual stärker ausgeprägt. Diese resultieren aus einer Kombination der fehlerbehafteten Berechnung des von der Welle übertragenen Drehmomentes und der Strömungsleistung, wie in Abbildung 7.10 erkennbar. Eine Ursache für die Abweichung des Drehmomentes an der Welle ist die nicht Beachtung der Radseitenreibung in der Simulation, welche zwischen Gehäuse und hinterer Deckscheibe im Experiment auftritt. Es ist jedoch auch erkennbar, dass der berechnete und experimentell bestimmte maximale Wirkungsgrad fast identische Volumenzahlen aufweist ($\varphi_r \approx 0,28$).

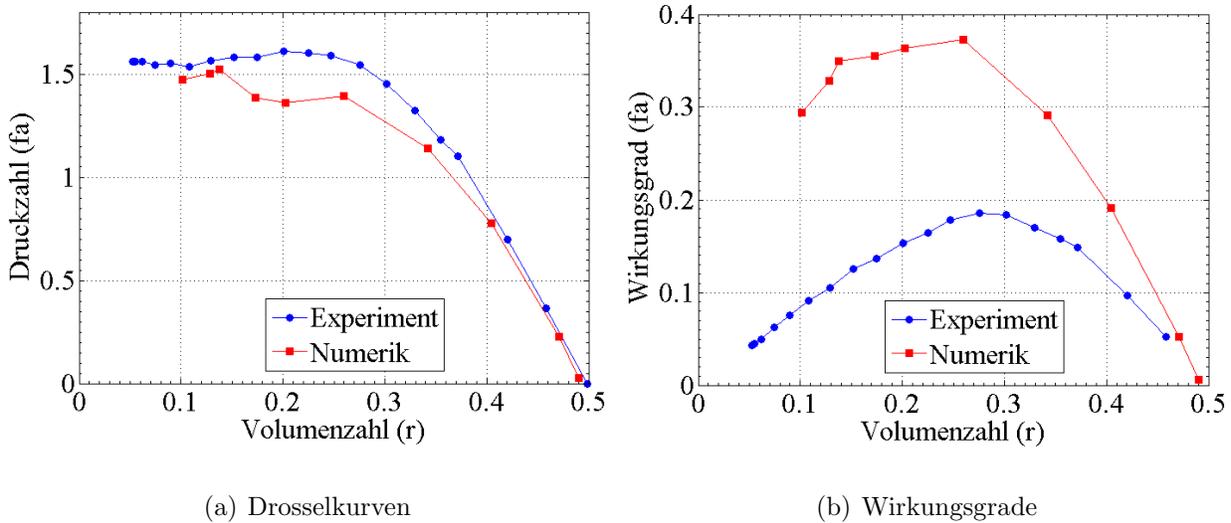


Abbildung 7.9: Kennlinie $\varphi_r - \psi_{fa}$ und Wirkungsgrad $\varphi_r - \eta_{fa}$ für Var1

Zur Analyse der Abweichungen im Kennlinienverlauf werden die Strömungsbilder aus der PIV-Messung und der Simulation bei maximalem Wirkungsgrad und Volumenstrom miteinander verglichen. Dafür dienen jeweils Messebenen in der Mitte des Gehäuses in Hauptströmungsrichtung (*HSE*) (Abb. 7.11(a)) und in einer Austrittskanalebene (*AKE*), 6 cm vom Auslass entfernt (Abb. 7.11(c)). Die Positionsangaben erfolgen, ausgehend von der Rückseite des Gehäuses (Tragscheibe), für die Hauptströmungsebene anteilmäßig an der gesamten Gehäusebreite. Die Bezeichnung der Sekundärströmungsebenen (*SSE*) wird an-

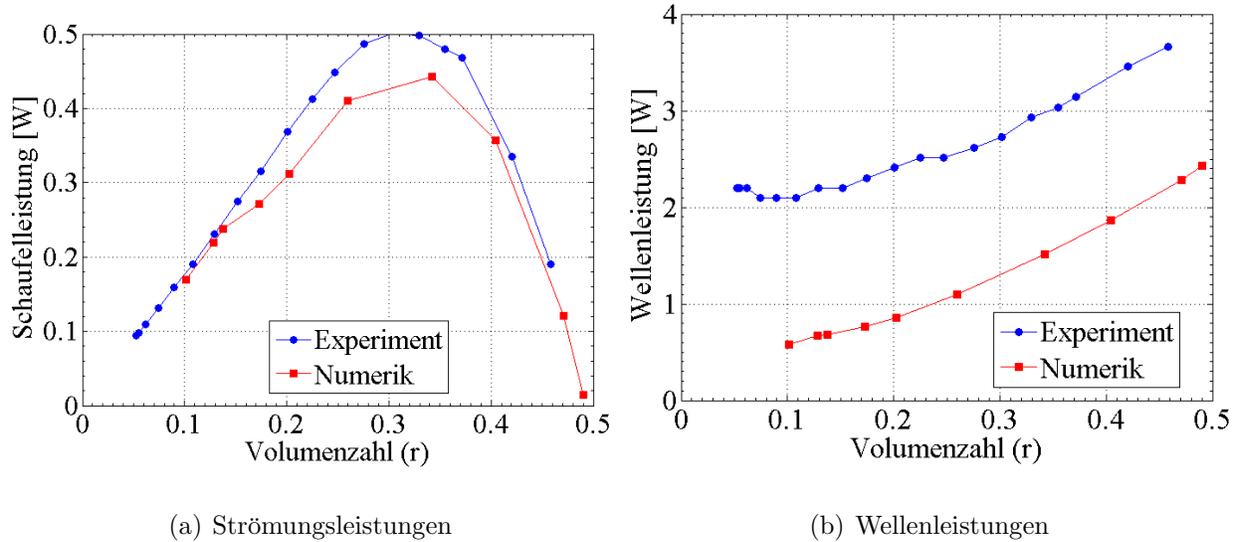


Abbildung 7.10: Vergleich der Strömungsleistung ($\Delta p \dot{V}$) (a), Wellenleistung ($M_W \omega$) (b)

teilsmäßig am Laufradumfang entgegen dem Uhrzeigersinn bestimmt (Abb. 7.11(b)).

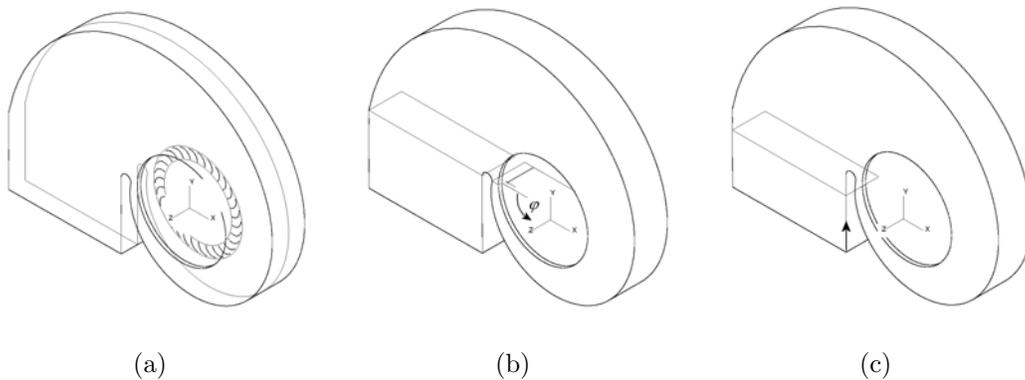


Abbildung 7.11: Definition von Strömungsebenen (a) Hauptströmungsebene ($HSE = 0,5$) (b) Sekundärströmungsebene ($SSE = 0$) (c) Austrittskanalebene ($AKE = 60 \text{ mm}$)

Abbildung 7.12 zeigt den Vergleich der Strömungsfelder für maximalen Volumenstrom. Die Strömungsfelder zeigen dabei eine gute Übereinstimmung in Betrag und Richtung der Geschwindigkeit. Eine Abweichung zwischen gemessenem und berechnetem Strömungsfeld tritt im Bereich der hier dargestellten oberen Spiralwand auf. In der Simulation sind dort die Geschwindigkeiten geringer als in der Messung, woraus höhere Geschwindigkeiten im daran

anschließenden inneren Bereich des Gehäuses resultieren. In der PIV-Messung treten teilweise Reflexionen und Störungen durch Objekte im Hintergrund der Aufnahmebilder auf, welche nicht vermeidbar sind und die Auswertung der Strömungsdaten in diesen Bereichen verfälschen. Diese Gebiete sind durch starke Gradienten in der Geschwindigkeitsverteilung erkennbar und durch sehr niedrige Geschwindigkeiten gekennzeichnet.

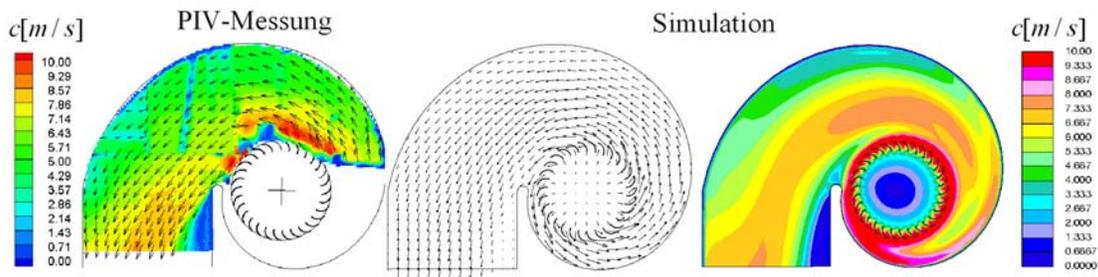


Abbildung 7.12: Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung im Querschnitt $HSE = 0,5$ bei $\varphi_r \approx 0,5$

Der Vergleich der gemessenen Strömungsbilder mit den Simulationsdaten bei maximalem Wirkungsgrad zeigt ebenso wie der Vergleich der integralen Messgrößen eine insgesamt höhere Abweichung (Abb. 7.13). In der Simulation ist ab dem oberen Bereich der Spiralwand in Richtung Auslass die Geschwindigkeit erheblich niedriger ausgebildet. Weiterhin ist im Gegensatz zu den Messungen eine starke Ablösung der Strömung im Austrittskanal erkennbar. Diese reduziert den effektiven Austrittsquerschnitt, was in Verbindung mit dem dadurch erhöhten Austrittswiderstand der Strömung zu einem niedrigeren Kennlinienverlauf führt. Es ist anzunehmen, dass dieses Verhalten auf eine zu geringe räumliche Diskretisierung des Zungenbereiches zurückzuführen ist.

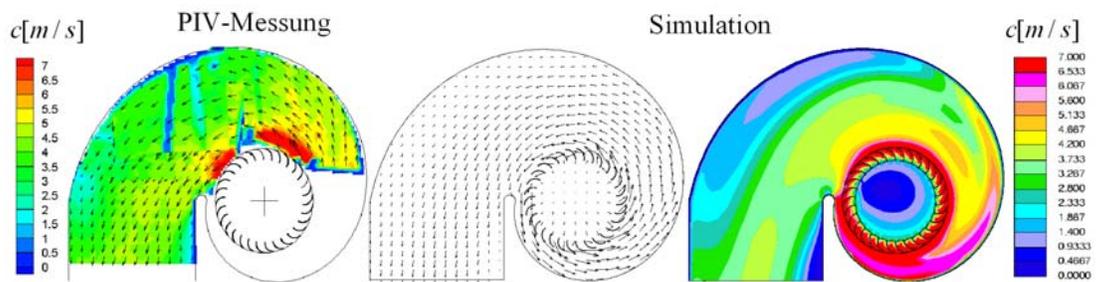


Abbildung 7.13: Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung im Querschnitt $HSE = 0,5$ bei $\varphi_r \approx 0,28$

Abbildung 7.14 zeigt den Vergleich zwischen Messung und Simulation in einer Ebene im Austrittskanal. Die PIV-Messung in dieser Ebene ist ungleich schwieriger als in Hauptströmungsrichtung, da hier die Partikel einer starken Bewegung senkrecht zur Messebene unterliegen, welche die Messung beeinflussen und verfälschen können. Dennoch war es möglich aussagefähige PIV-Messungen durchzuführen. Der Vergleich zwischen Rechnung und

Messung zeigt eine akzeptable Übereinstimmung, wobei die Messung ein deutlich komplexeres Strömungsverhalten mit mehreren Wirbeln aufweist. In der Simulation ist nur ein Wirbel ausgebildet, welcher dem von der Rückseite des Gehäuses ausgehenden Hauptwirbel in der Messung entspricht. Ursache der Abweichungen im Strömungsbild ist vermutlich eine nicht ausreichende Diskretisierung des Austrittskanals und kann nur durch Rechnungen mit feinerer Auflösung der Strömungsstrukturen überprüft werden.

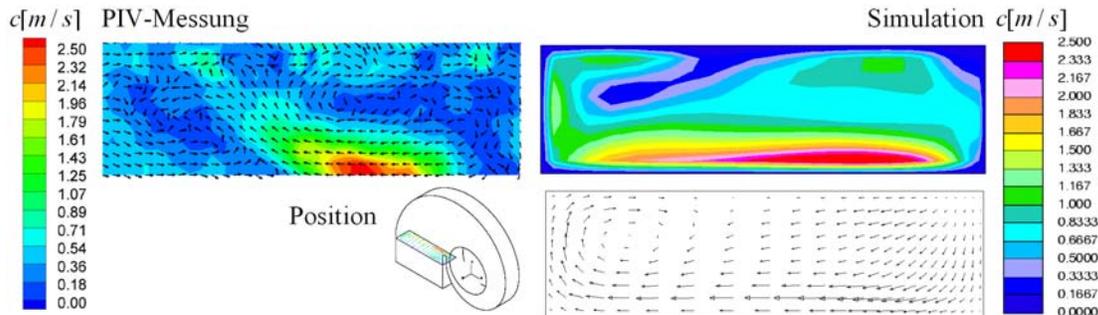


Abbildung 7.14: Geschwindigkeitsverteilung der Sekundärströmung im Austrittskanal $AKE = 60\text{mm}$ ($\varphi_r = 0,28$)

Die gute Übereinstimmung des Strömungsfeldes zwischen Simulation und PIV-Messung erlaubt die weitere Analyse des berechneten Strömungsfeldes im Gehäuse und im Laufrad. Abbildung 7.15 zeigt die Sekundärströmung in Ebene $SSE = 0,25$ und $SSE = 0,75$. Im Spiralgehäuse ist darin ein ausgebildeter Wirbel erkennbar, der sich über die gesamte Spirale bis in den Auslass erstreckt. Die Rotationsrichtung des Wirbels resultiert aus der Umlenkung der auf die Rückwand des Gehäuses treffenden Strömung, da die Richtungskomponente der Zuströmung in den Schaufelkanälen teilweise erhalten bleibt.

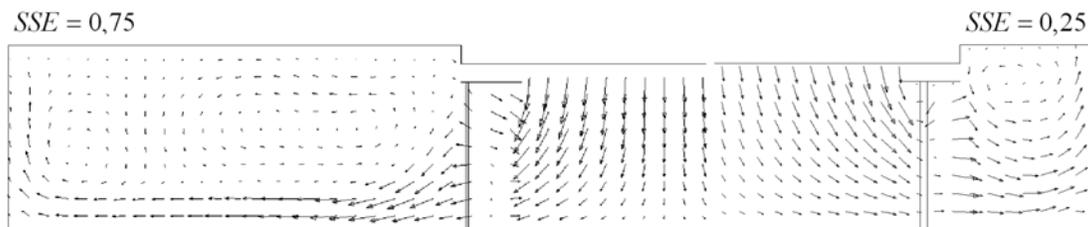


Abbildung 7.15: Geschwindigkeitsverteilung für Ebenen in der Rotationsachse ($\varphi_r = 0,28$)

In Abbildung 7.15 ist weiterhin erkennbar, dass die Strömung im Bereich der Deckscheibe ablöst und sich ein weiterer Wirbel ausbildet. Die Strömung in den Schaufelkanälen weist damit ab ca. $HSE = 0,5$ Strömungskomponenten entgegen der Zuströmung auf. Dies ist in Abbildung 7.16(b) anhand der Verteilung der w -Komponenten der Geschwindigkeit erkennbar. Die Richtung der Zuströmung ist dabei durch negative Geschwindigkeitskomponenten gekennzeichnet. Die Geschwindigkeitsverteilung im Laufrad in der Hauptströmungsebene weist eine stark schaufelinkongruente Strömung auf, die durch Strömungsablösung am

Schaufelkanaleintritt verursacht wird (Abb. 7.16(a)). Die Ausbildung des Wirbels ist nicht gleichmäßig über den Umfang verteilt, sondern dessen Abmaße steigen mit dem Umschlingungswinkel ϕ an. Dies ist das Ergebnis des sehr frühen Druckanstieges im Spiralgehäuse, wodurch die Ausströmung aus dem Laufrad behindert wird (Abb. 7.16(c)). Im Bereich der Zunge führt der Druckanstieg zur Ausbildung einer starken Rückströmung in das Spiralgehäuse.

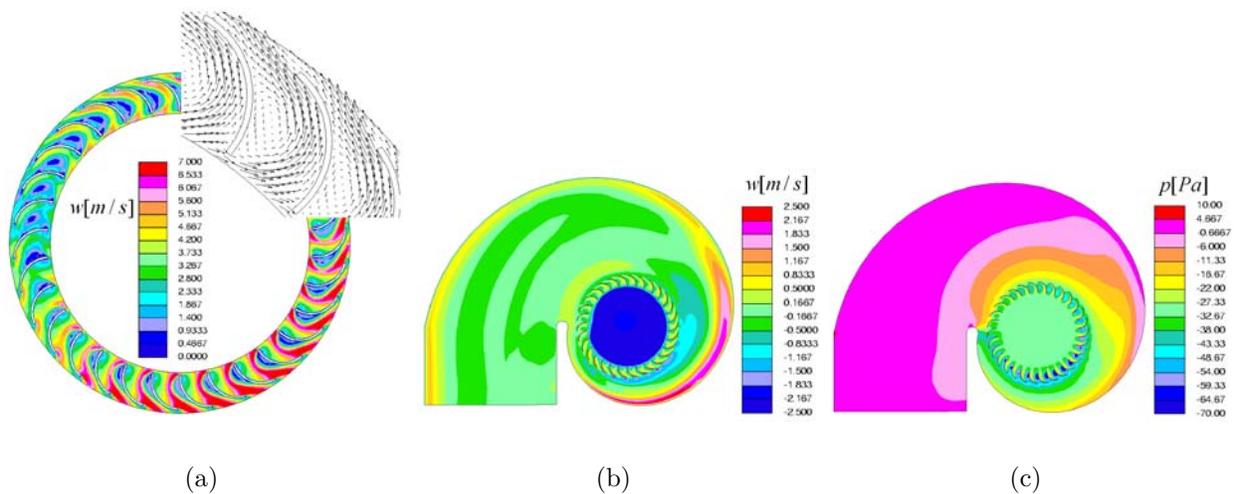


Abbildung 7.16: (a) Relativgeschwindigkeit $\varphi_r = 0,28$ ($HSE = 0,5$) (b) Geschwindigkeit in z-Richtung $\varphi_r = 0,28$ ($HSE = 0,75$) (c) Druckverteilung $\varphi_r = 0,28$ ($HSE = 0,5$)

Abschließend soll noch kurz auf die Verteilung der zur Auslegung eines Spiralgehäuses angenommenen Bedingungen mit $r \cdot c_m = konst.$ und $r \cdot c_u = konst.$ eingegangen werden. Es ist erkennbar, dass entlang eines Ringquerschnittes um das Laufrad der Volumenstrom nicht konstant ist (Abb. 7.17(a)). Weiterhin ist sichtbar, dass keine gleichmäßige Verteilung des Dralles im Spiralgehäuse vorliegt (Abb. 7.17(b)). Diese lässt ebenso wie die Druckverteilung, auf eine nicht optimale Gestaltung des Spiralgehäuses schließen. Dies wird durch die Darstellung des Winkels α zwischen c und c_u im Spiralgehäuse verdeutlicht. Die Strömungsverlauf folgt hier nur in Teilgebieten dem durch die Spirale vorgegebenen Winkel im Farbbereich zwischen $10,5^\circ$ und $13,5^\circ$. Teilweise ist der Strömungswinkel sogar negativ, was einer Meridianströmung c_m in Richtung des Laufrades entspricht. Durch die eingehende Betrachtung dieser Größen ist es möglich, den Strömungsverlauf sukzessive zu verbessern, indem durch gestalterische Maßnahmen das Spiralgehäuse und der Austrittsbereich den Strömungsverhältnissen angepasst werden.

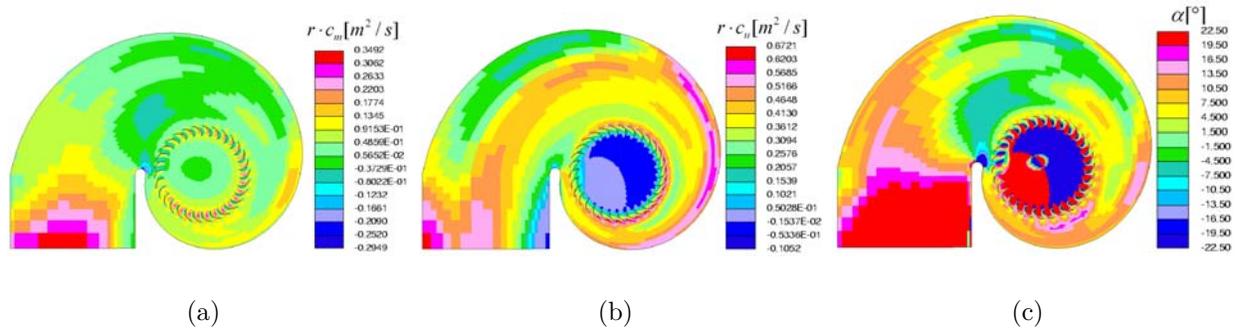


Abbildung 7.17: $\varphi_r = 0, 28$: (a) $r \cdot c_m$ ($HSE = 0, 5$) (b) $r \cdot c_u$ ($HSE = 0, 5$) (c) $\arctan \alpha = \frac{c_m}{c_u}$ ($HSE = 0, 5$)

7.2 Variante 2 (Var2)

7.2.1 Einleitung

Das Gebläse ist eine der Hauptkomponenten einer Fahrzeugklimaanlage. Der Entwicklungsstand dieses Bauteils befindet sich heute bereits auf recht hohem Niveau. Aufgrund der in der Regel beengten und schwierigen Einbauverhältnisse können die Gebläse jedoch nicht optimal betrieben werden, was zu schlechten Wirkungsgraden, hoher Leistungsaufnahme und ungünstigem Geräuschverhalten führt. Die numerische Simulation bietet Möglichkeiten die Strömungsverhältnisse in und um das Gebläse besser zu analysieren und zu verstehen, womit sich die Chance eröffnet, das Gesamtsystem in Zukunft weiter zu verbessern.

In diesem Kapitel sollen mit Hilfe einer CFD-Simulation die Strömungsverhältnisse in Laufrad und Gehäuse und das Betriebsverhalten des Gebläses einer Fahrzeugklimaanlage simuliert und analysiert werden. Das untersuchte Gebläse ist in Abbildung 7.18 dargestellt.

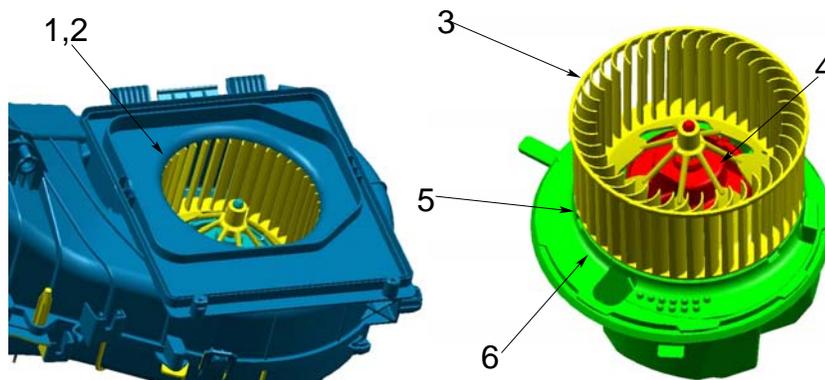


Abbildung 7.18: Gebläse einer handelsüblichen Fahrzeugklimaanlage [61]

Variante 2 weist insbesondere im Laufradbereich zu Variante 1 erhebliche Unterschiede auf. Diese resultieren aus der Anordnung des Antriebsmotors, der bei Variante 2 im Laufrad integriert ist, wodurch im Inneren des Laufrades eine Versperrung in Form eines Kegels entsteht. Dieser Kegel besitzt zur Kühlung des Motors Öffnungen, welche die Durchströmung des Laufrades beeinflussen. Das gesamte Laufrad besteht aus gegossenem Kunststoff, wobei zur mechanischen Stabilisierung der Laufschaufeln diese über einen Ring am Umfang D_2 zusätzlich fixiert sind. Die Abmessungen des Laufrades sind in Tabelle 7.2 zusammengefasst.

Durchmesser D_2	0,1448 m
Breite B	0,069 m
Verhältnis D_1/D_2	0,79
Schaufelzahl N	41
Schaufeldicke	$\approx 1,1$ mm

Tabelle 7.2: Parameter des Laufrades (Var2)

7.2.2 Numerische Modellbildung

Die Komplexität des Gebläses erfordert für diese Simulation die Reduzierung des dreidimensionalen Modells auf die wesentlichsten Einflussparameter, damit die Zellanzahl die vorhandenen Rechnerkapazitäten für eine zeitnahe Lösung nicht übersteigt. Dies bedeutet in erster Linie die Vernachlässigung von fertigungstechnisch bedingten Radien an Flächenübergängen sowie die im Folgenden genannten Geometrievereinfachungen, welche anhand der Nummerierung in Abbildung 7.18 dargestellt sind.

1. Einströmdurchmesser $< D_1$
2. Wegfall Eintrittsdüse
3. Wegfall des Ringes zur mechanischen Stabilisierung der Schaufeln
4. Keine Öffnungen zur Belüftung des Motors
5. Wegfall des Spaltes zwischen hinterer Deckscheibe und Gehäuse
6. Keine Ausformung des Gehäuses beim Übergang vom Laufraddurchmesser zum Spiralgehäuse

Abbildung 7.19 zeigt die Geometrieparameter des Gehäusemodells mit dem zur Vorgabe von definierten numerischen Eintrittsrandbedingungen notwendigen Einströmkanal.

Ausgangspunkt für die Erzeugung des Rechengitters sind die den Fluidraum begrenzenden Flächen und Splines des CAD-Modells. Die Begrenzung der Zellanzahl bedingt entlang der Rotationsachse eine nur sehr grobe Diskretisierung. Der Bereich der Gehäuseströmung ist

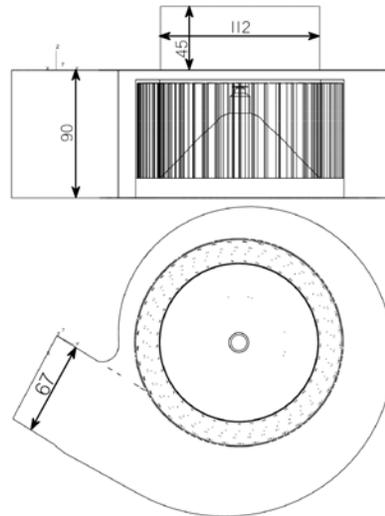


Abbildung 7.19: Geometrieparameter des numerischen Gehäusemodells

mit 14 und der Bereich des Laufrades mit 10 Zellebenen diskretisiert (Abb. 7.20(b),(c)). Zur Beachtung der experimentellen Randbedingungen wird wiederum ein Teil des Umgebungsbereiches nach dem Gehäuseaustritt modelliert (Abb. 7.20(a)). Daraus resultiert eine Gesamtzellanzahl von 720000.

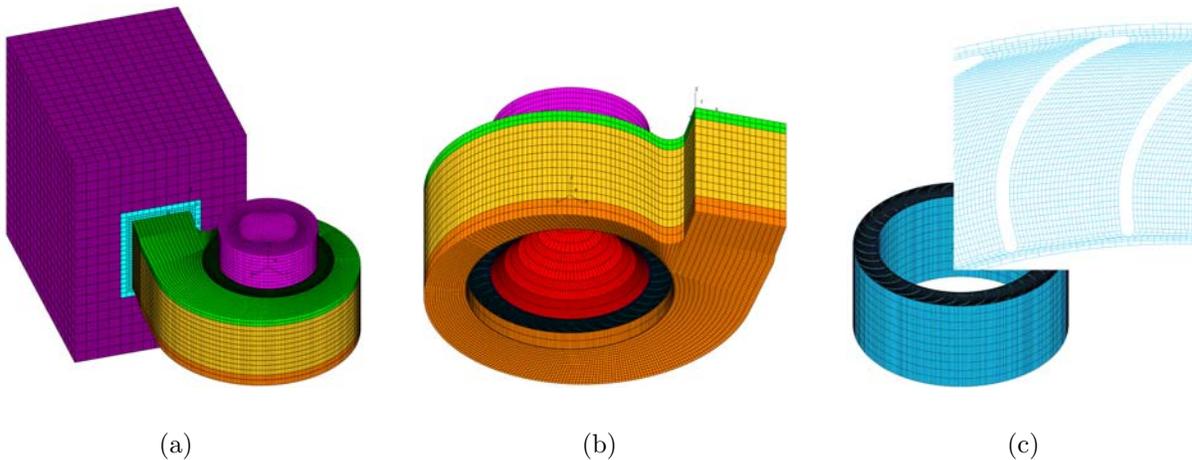


Abbildung 7.20: Diskretisierung (Var2): (a) Gesamtmodell, (b) Ansicht von unten, (c) Laufradbereich

Zur Modellierung des rotierenden Gitterbereiches ist aufgrund des Fehlens einer vorderen Deckscheibe diesem Bereich des Laufrades ebenfalls eine Attach-Randbedingung zuzuweisen (Abb. 7.21(b)). Die Kontaktflächen des rotierenden Gitterbereiches setzen sich in einer

Zellebene aus 451 Zellen am Außendurchmesser und 369 Zellen am Innendurchmesser zusammen. Dies ergibt mit den 23124 Zellen an der Stirnseite des Laufrades eine Gesamtzahl von ca. 31000 Kontaktflächen zur Modellierung der Laufraddrehung. Die Beachtung der Rotation des inneren Bereiches des Laufrades sowie der hinteren Deckscheibe erfolgt zusätzlich zu den Schaufeloberflächen durch Zuweisung der Bedingung einer rotierenden Wand (Abb. 7.21(c)). Aufgrund der hohen Zellanzahl ist eine Anwendung von $CFL = 1$ gebildet mit der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaußendurchmesser nicht möglich. Deshalb wird hier die Zeitschrittweite mit der Rotation des Laufrades um eine Schaufelkanalbreite bestimmt. Die Zeitschrittweite wird mit dieser Bedingung für eine Drehzahl des Laufrades von $n = 1000 \text{ U/min}$ zu $\Delta t = 0,0015 \text{ s}$ festgelegt.

Die Variation der Betriebsbedingungen erfolgt durch Vorgabe unterschiedlicher Geschwindigkeiten am Einströmrand bei konstantem Umgebungsdruck am Austritt (Abb. 7.21(a)), wobei für Luft die Eigenschaften unter Normalbedingungen gelten (Tab. 6.2). Damit kann nach Ende des Einschwingvorganges die Ermittlung des Betriebspunktes mit dem sich am Eintritt einstellenden Totaldruck durchgeführt werden.

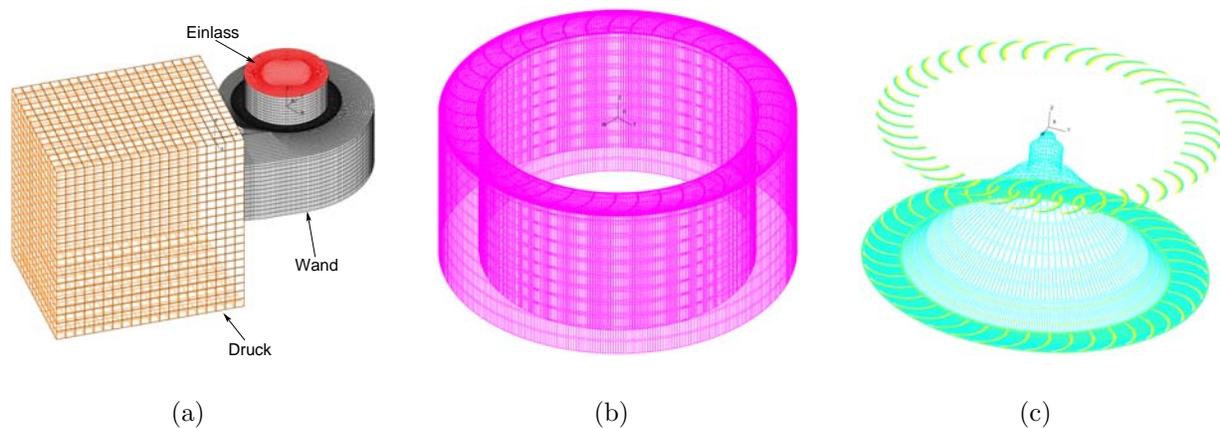


Abbildung 7.21: Randbedingungen (Var2): (a) Modellbegrenzung, (b) Attach-Randbedingungen, (c) Rotierende Wand

Aufgrund der geringen Zellanzahl und die damit verbundene grobe Diskretisierung in Wandnähe wird für die Modellierung der Turbulenz das lineare High-Reynolds $k - \epsilon$ -Turbulenzmodell angewendet. Die Anwendung einer Einströmrandbedingung erfordert die Vorgabe turbulenter Größen am Rand. Dies geschieht über den Turbulenzgrad Tu und die turbulente Längenskala l . Diese Werte sind jedoch nicht bekannt und müssen abgeschätzt werden. Als Anfangswerte dienen $Tu = 0,05$ und $l = 0,01$ [14]. Die Turbulenzwerte am Austrittsrand werden aus dem Strömungsfeld über eine Null-Gradienten Bedingung bestimmt. Für die numerische Berechnung der Strömung und der Gitterdrehung werden die in Tabelle 6.3 angegebenen Eigenschaften des numerischen Lösungsverfahrens angewendet.

7.2.3 Experimentelle Untersuchungen

Zur Validierung der numerischen Simulation werden an einem druckseitigen Ventilatorprüfstand die Betriebseigenschaften ermittelt. Der Ventilator wird dazu soweit wie möglich dem numerischen Modell angepasst. Im Bereich der Einströmung erfolgt die Montage eines Zuströmrohres mit einer Länge von 45 mm und einem Durchmesser von 127 mm . Zur Untersuchung des Einflusses der Motorbelüftung werden die Kennlinien für offene Belüftung und geschlossene Belüftung bestimmt. Die Konfigurationen der zwei Versuchsanordnungen zeigt Abbildung 7.22.



Abbildung 7.22: Experimentelle Versuchsanordnung (a) ohne Motorkühlung oMK (b) mit Motorkühlung mMK

7.2.4 Untersuchungsergebnisse

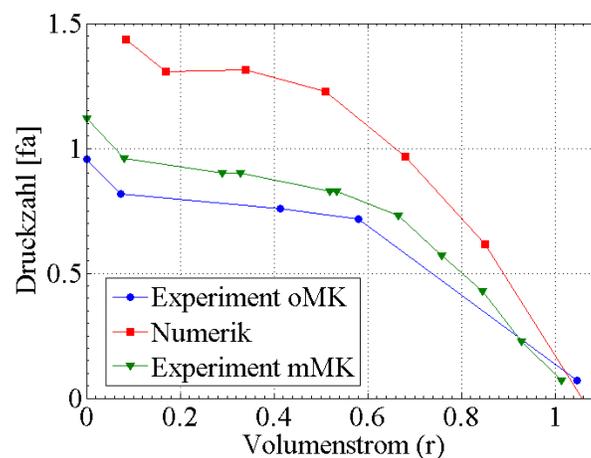


Abbildung 7.23: Kennlinienvergleich $\varphi_r - \psi_{fa}$

In Abbildung 7.23 ist die numerische Kennlinie im Vergleich zu den experimentellen Kennlinien mit Motorkühlung (mMK) und ohne Motorkühlung (oMK) dargestellt. Der unterschiedliche Verlauf der experimentellen Kennlinien zeigt, dass der Einfluss der offenen oder geschlossenen Motorabdeckung nicht vernachlässigbar ist. Mit Motorkühlung werden höhere maximale Druckwerte, aber niedrigere maximale Volumenströme erreicht. Der Vergleich mit der berechneten Kennlinie zeigt für den maximalen Volumenstrom eine gute Übereinstimmung, jedoch weichen die Kennlinien mit Reduzierung des Volumenstroms erheblich voneinander ab. Die Ursachen sind in den durchgeführten Geometrievereinfachungen, der groben Diskretisierung und der Anwendung des einfachen linearen High-Reynolds $k - \epsilon$ -Turbulenzmodells zu finden. In weiteren Untersuchungen muss deshalb das numerische Modell sowie die geometrische Abbildung von Geometriedetails verbessert werden, um die physikalischen Effekte korrekt wiederzugeben. Die erhaltenen Ergebnisse ermöglichen dennoch eine Untersuchung des Strömungsverhaltens im Ventilator. Dafür werden für einen Betriebspunkt nahe des maximalen Wirkungsgrades ($\varphi_r \approx 0,5$) folgende Strömungsparameter untersucht:

- Geschwindigkeits- und Druckverteilung in Ebenen senkrecht zur Rotationsachse
- Sekundärströmungsverteilung in Ebenen in der Rotationsachse
- Verteilung von c_u und w in den Schaufelkanälen.

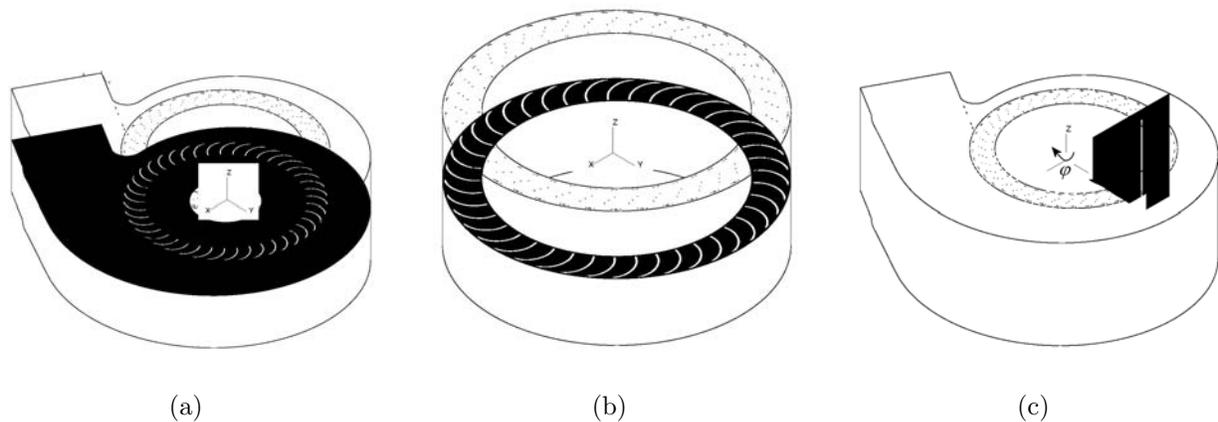


Abbildung 7.24: Definition von Strömungsebenen (a) Hauptströmungsebene ($HSE = 0,5$) (b) Sekundärströmungsebene ($SSE = 0,5$) (c) Laufradebene ($LAE = 0$)

Abbildung 7.24 zeigt die Lage der untersuchten Strömungsebenen im Gehäuse und im Laufradbereich. Die Positionsangaben der Ebenen senkrecht zur Rotationsachse entsprechen, ausgehend von der Gehäuserückseite, dem Anteil an der Gesamthöhe. Die Ebenen in der

Rotationsachse werden anteilig zum Gesamtumfang angegeben. Die Untersuchung der Geschwindigkeitsverteilung in den Gehäuseebenen $HSE = 0,25; 0,5$ und $0,75$ zeigt für die Ebene $0,5$ die höchsten Geschwindigkeiten im Spiralgehäuse, verbunden mit ausgeprägter Rückströmung im Bereich der Zunge (Abb. 7.25). Zur Untersuchung dieses Phänomens wird in Abbildung 7.26 die Strömung senkrecht zur Hauptströmungsrichtung im Spiralgehäuse an zwei Positionen dargestellt. Darin ist die Ausbildung eines Wirbelsystems erkennbar, dass sich über die gesamte Länge des Spiralgehäuses erstreckt. Das Wirbelsystem besteht aus zwei gegenläufigen Wirbeln, welche sich in Ebene $HSE = 0,5$ des Gehäuses vereinigen. Diese Überlagern sich mit der Hauptströmungsrichtung und führen so zur Ausbildung hoher Geschwindigkeiten in Gehäuseebene $HSE = 0,5$. Die Ausbildung des Wirbelsystems ist auch in der Darstellung der Strömungskomponenten senkrecht zur Rotationsebene sichtbar (Abb. 7.27). An der Gehäusewand der Spirale und am Außendurchmesser des Laufrades sind für die Ebenen $HSE = 0,25$ und $HSE = 0,75$ gegenläufige Geschwindigkeiten vorhanden, wogegen in Ebene $HSE = 0,5$ die w -Komponente der Geschwindigkeit in diesen Bereichen deutlich schwächer ausgeprägt ist.

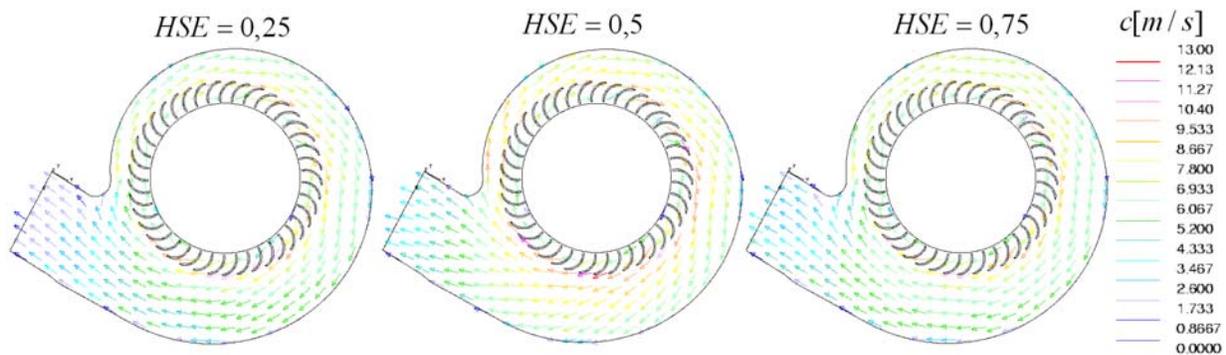


Abbildung 7.25: Geschwindigkeitsverteilung für Ebenen senkrecht zur Rotationsachse ($\varphi_r = 0,5$)

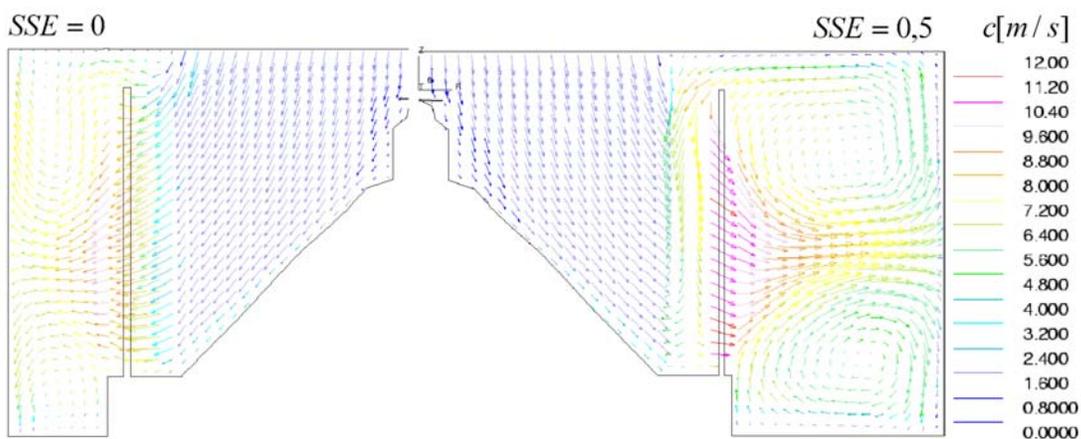


Abbildung 7.26: Geschwindigkeitsverteilung für Ebenen in der Rotationsachse ($\varphi_r = 0,5$)

Von Interesse ist ebenfalls die Strömung im Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse. In Abbildung 7.28 ist die Geschwindigkeitsverteilung in der Mitte zwischen Laufrad und Gehäuse dargestellt. Darin ist eine starke Rückströmung im Bereich der Zunge vorhanden, aber nur eine geringe Tendenz in der Beeinflussung der Zuströmung. Somit kann angenommen werden, dass bei Modellierung der in der realen Geometrie vorhandenen Einströmdüse, mit besserer Abtrennung zwischen Gehäuseströmung und Zuströmung, das Strömungsfeld nur geringfügig variiert.

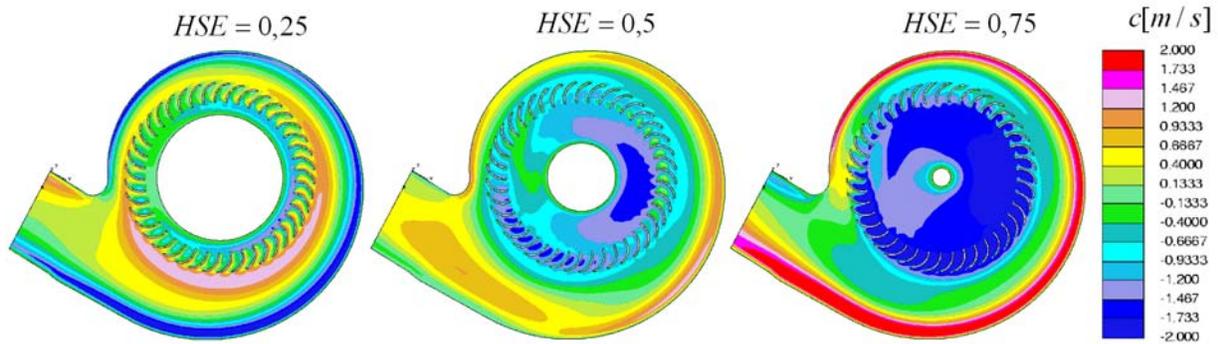


Abbildung 7.27: Geschwindigkeitsverteilung in z -Richtung ($\varphi_r = 0,5$)

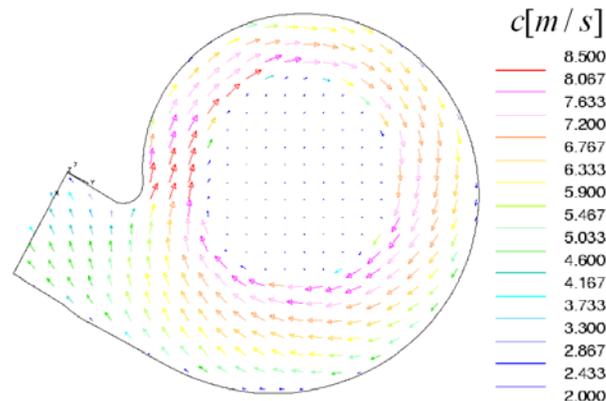


Abbildung 7.28: Geschwindigkeitsverteilung in Spaltebene ($\varphi_r = 0,5$)

Die Darstellung der Relativgeschwindigkeiten im Laufrad zeigt die fast tangentialen Anströmung der Schaufelkante am Eintrittsbereich (Abb. 7.29(a)). Aus dieser Falschanströmung resultiert ein Wirbel im Schaufelkanal, der die Durchströmung des Schaufelgitters behindert. Nach dem Wirbel stellt sich eine Strömung ein, die grundsätzlich der Schaufelkontur folgt. Die Ausbildung des Wirbels in den Schaufelkanälen ist nicht gleichmäßig ausgeprägt. Es ist erkennbar, dass sich die Schaufeldurchströmung mit Zunahme der Öffnung der Spirale verschlechtert. Dies resultiert aus einem zu klein gewählten Spiralwinkel, verbunden mit einem zu geringen Austrittsquerschnitt des Gehäuses. Dadurch genügt die Strömung in der Spirale nicht mehr der Bedingung $r \cdot c_m = konst.$, sodass der durchgesetzte Volumenstrom

in einem angenommenen Ringquerschnitt ansteigt (Abb. 7.30). Die hohe Meridiangeschwindigkeit führt an der Spiralgehäusewand aufgrund der Verzögerung zu einem Druckanstieg, welcher der Strömung aus dem Laufrad entgegenwirkt. Diese Druckzunahme am Laufradaustritt ist in Abbildung 7.30, anhand der stärker als die Spirale gekrümmten Isolinien sehr gut erkennbar.

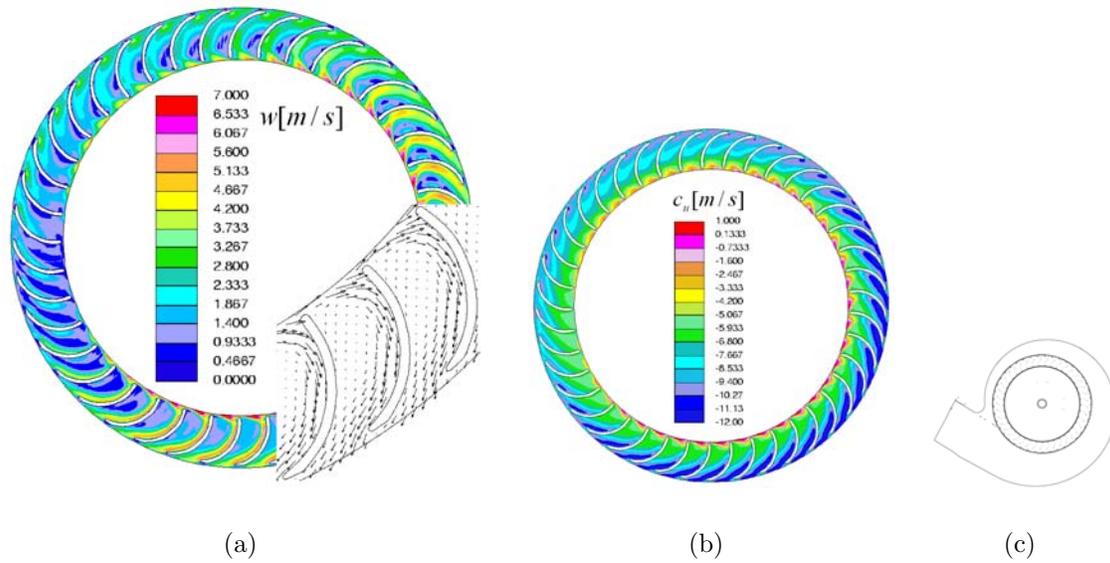


Abbildung 7.29: Verteilung von w (a) und c_u (b) in den Schaufelkanälen $LAE = 0,5$ ($\varphi_r = 0,5$) (c) Lage

Die extreme Anströmung der Schaufeleintrittskante ist auch in der Verteilung von c_u erkennbar (Abb. 7.29(b)). Da die Änderung von c_u zwischen Schaufelkanalein- und austritt nach Gleichung 2.16 ein Maß für den Energieumsatz darstellt, führt dies zu einem hohen Energieeintrag in die Strömung. Die Verteilung des Energieübertrages vom Laufrad auf die Strömung ist nicht gleichmäßig über das Laufrad verteilt. Es ist erkennbar, dass der Energieumsatz im Bereich zwischen 0° und 270° besonders intensiv ist. Da für die Leistung jedoch der Massenstrom notwendig ist, kann das Δc_u zwischen Ein- und Austritt der mit einem Wirbel versperrten Schaufelkanäle nur beschränkt in Leistung umgesetzt werden.

Mit diesem Einblick in die Strömungsverhältnisse des Gebläses eines Fahrzeugklimasystems ist es möglich das System Trommelläuferventilator besser zu verstehen, und so die Entwicklungszeit zukünftiger Modelle zu verkürzen.

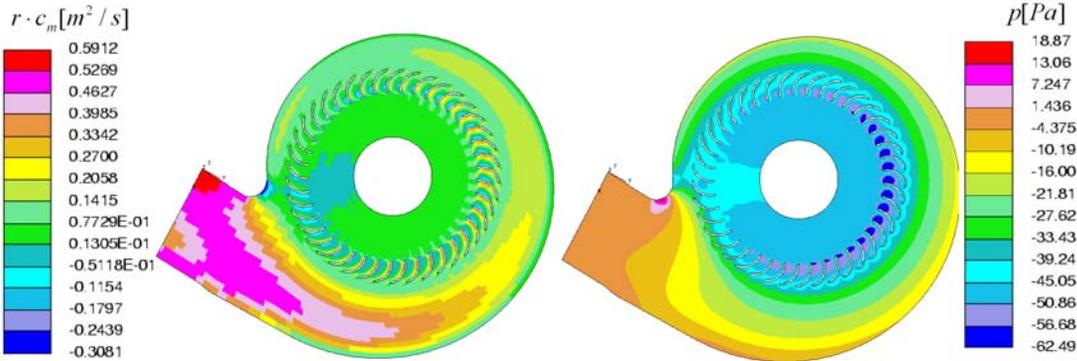


Abbildung 7.30: $r \cdot c_m$ und Druckverteilung in Ebene $HSE = 0,5$ ($\varphi_r = 0,5$)

8 Durchströmturbine

8.1 Einleitung

In diesem Kapitel wird eine Studie zum Einsatz einer Durchströmturbine als Windturbine durchgeführt. Ziel dieser Art Windturbine ist aufgrund ihres Funktionsprinzips die Ausnutzung von breiten aber flachen Luftströmungen, wie sie z. B. an Berghängen und in Tälern durch Erwärmung oder Abkühlung bodennaher Luftschichten entstehen. Einsatzgebiete erstrecken sich weiterhin auf die Nutzung von Auftriebsströmungen an aufgeheizten Gebäudefassaden sowie auf die Nutzung von Strömungen in Tunnelsystemen. Die aus der mechanischen Energie des Windes entnommene Leistung kann z. B. in Kombination mit einer Photovoltaikanlage zur Entlastung der Batterie bei ungünstigen Lichtverhältnissen dienen. Genaue Ausführungen zum wirtschaftlich und energetisch sinnvollen Einsatz würden über den Umfang dieser Arbeit hinausgehen, sodass hier nur prinzipielle Überlegungen durchgeführt werden.

Aufgrund der Gemeinsamkeiten in der Durchströmung zwischen Querstromventilator und Durchströmturbine sowie der Auslegung des Schaufelgitters als Gleichdruckrad dient als Untersuchungsobjekt ein Querstromventilator. Dieser wird als Turbine betrieben, indem die Durchströmung entgegengesetzt zur Betriebsart des Ventilators durch eine Anströmung des Laufrades eingeleitet wird (Abb. 8.1). Für eine theoretische Auslegung dieser Durchströmturbine ist es möglich den umgekehrten Geschwindigkeitsplan des entsprechenden Ventilators zu übernehmen, womit die mögliche Leistungsabgabe der Turbine der Leistungsaufnahme des Ventilators entspricht.

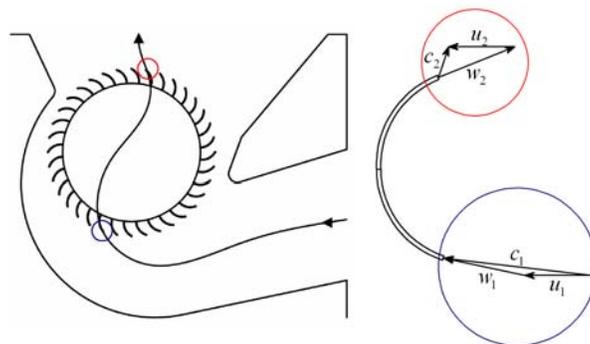


Abbildung 8.1: Prinzip einer Durchströmturbine (umgekehrte Durchströmung eines Querstromventilators)

Das Ziel dieser Studie ist die Untersuchung des sich einstellenden Strömungsbildes für den theoretischen Betriebspunkt ohne Leistungsabgabe an der Welle $M_W = 0$. Zur Visualisierung der Laufradinnenströmung wird eine numerische Simulation der Strömung bei vorgegebener Drehzahl des Laufrades durchgeführt. Die Vorgabe eines Momentes an den Schaufeln entgegen der Drehrichtung ist nicht möglich, sodass das auftretende Moment an den Schaufeln über den Volumenstrom reguliert werden muss. Zur Validierung der Simulationsergebnisse wird ein entsprechendes Experiment durchgeführt, indem die Strömungsvisualisierung mittels PIV-Messungen erfolgt. Für diese Untersuchungen steht der aus dem Abschnitt 6.3 bekannte Querstromventilator (Kz1_1) zur Verfügung.

8.2 Numerische und experimentelle Untersuchungen

Für die experimentellen Untersuchungen findet der in Abschnitt 6.3 vorgestellte Versuchstand Verwendung. Dazu wird die Position des Querstromventilators um 90° gedreht, sodass das Laufrad nun entgegengesetzt angeströmt wird. Um Ablösungen zu vermeiden erfolgt die Einströmung in das Gehäuse über eine Düse. Der Hilfsventilator des Ventilatorversuchsstandes dient in dieser Konfiguration zur Erzeugung der Strömung. An der Welle darf keine Leistungsabgabe erfolgen, weshalb zum Ausgleich der Lagereibungsverluste ein Antriebsmotor unterstützend zugeschaltet wird. Zur Untersuchung der Strömungsverhältnisse werden in der Mittelebene des Austrittskanals PIV-Messungen durchgeführt. Der Defekt eines Lasers kurz vor Abschluss dieser Arbeit machte die angedachten Messungen im Eintrittskanal unmöglich.

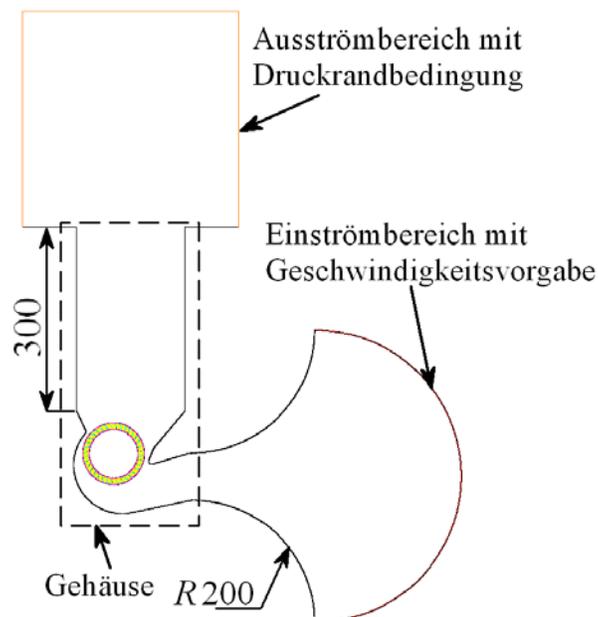


Abbildung 8.2: Numerisches Modell der Durchströmturbine

Die Simulation des Strömungsverhaltens der Durchströmturbine erfolgt ausgehend von Variante Kz1_1. Dazu wird dieses Modell im Ein- und Austrittsbereich modifiziert, und die Rotationsrichtung des Laufrades geändert. Das numerische Modell ist in Abbildung 8.2 dargestellt. Die Einstellung des korrekten Betriebszustandes erfolgt durch Variaton der Einströmung in das Gehäuse, bis das Drehmoment an den Schaufeln bei $n = 1000 U/min$ $M_W \approx 0 Nm$ beträgt.

8.3 Untersuchungsergebnisse

Aufgrund der Untersuchungsbedingungen ist das entscheidende Kriterium zur Beurteilung der Simulationsergebnisse der für die Rotation des Laufrades mit $n = 1000U/min$ benötigte Volumenstrom. Die ermittelten Volumenströme ergeben sich zu:

	Simulation	Messung
$\dot{V}[m^3/s]$	0,1	0,18.

Es ist erkennbar, dass die Simulation den Volumenstrom nur ungenügend genau wiedergibt. Zur Analyse dieses Fehlers werden die Strömungsbilder im Auslasskanal von Messung und Simulation miteinander verglichen (Abb. 8.3). Diese zeigen ein sehr ungünstiges Strömungsverhalten, welches durch ein Gebiet sehr geringer Geschwindigkeiten in der Mitte des Kanals geprägt ist. Dieses entsteht aufgrund des nur in einem Teilbereich durchströmten Rotors und der starken Verlustströmung zwischen Zunge und Laufrad. Dadurch bilden sich zwei Strömungsgebiete mit hohen Geschwindigkeiten entlang der Kanalwand aus, wodurch sich eine Rückströmung in Richtung Laufrad einstellt. Diese Rückströmung ist im Experiment deutlich stärker ausgeprägt, was zu einem höheren Energiebedarf zum Antrieb des Laufrades mit $n = 1000U/min$ führt. Der daraus resultierende höhere Volumenstrom führt zu höheren Geschwindigkeiten im Kanal, welche wiederum die Reibungsverluste ansteigen lassen. Dadurch wird der Energiebedarf nochmals gesteigert, wodurch der große Fehler in der numerischen Bestimmung des Volumenstroms erklärbar ist.

Diese Untersuchungen zeigen die Fähigkeit der numerischen Simulation das Strömungsverhalten einer Durchströmturbine qualitativ genau zu bestimmen. Somit ist es möglich mit Hilfe der numerischen Simulation ein geeignetes Gehäuse einer Durchströmturbine zu entwerfen, welches sich durch einen bestmöglichen Energieumsatz auszeichnet. Abbildung 8.4 zeigt eine mögliche Anordnung der Gehäusekomponenten um das Laufrad, mit dem der Energieumsatz verbessert wird. Ziel muss dabei in erster Linie sein, den Verlustvolumenstrom zwischen Zunge und Laufrad sowie die Größe des Steuerwirbels zu reduzieren. Inwieweit dies praktisch möglich ist, müssen weiterführende Untersuchungen klären.

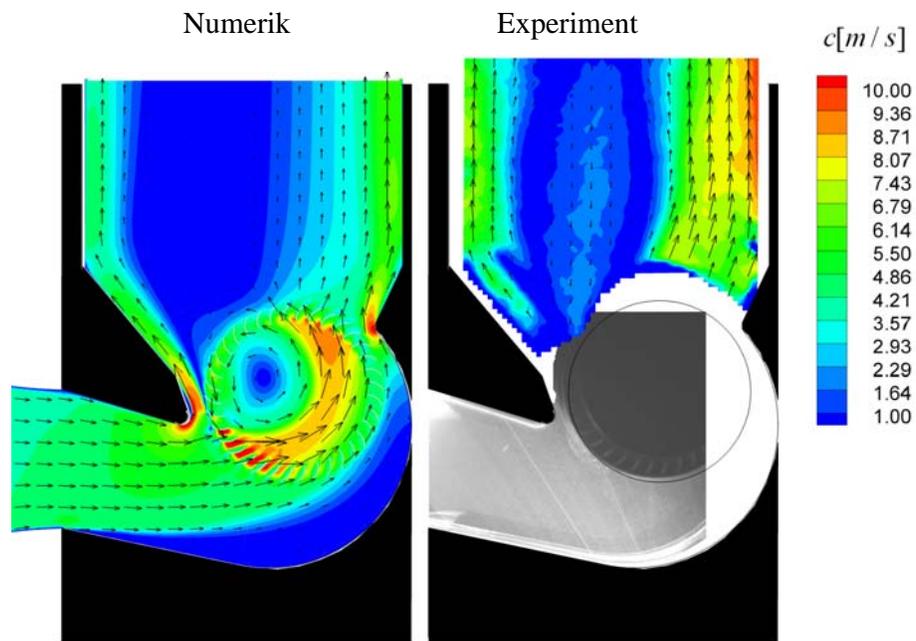


Abbildung 8.3: Vergleich des numerisch und experimentell ermittelten Strömungsbildes

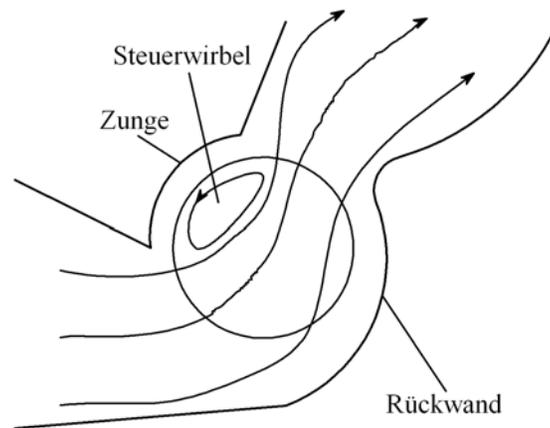


Abbildung 8.4: Konzept einer Durchströmturbine mit verbessertem Energieumsatz

9 Zusammenfassung

Die besonderen aerodynamischen Eigenschaften von Strömungsmaschinen mit hoher Leistungsdichte sind der Grund für die bedingte Fähigkeit von konventionellen Auslegungsmethoden das Betriebsverhalten zu bestimmen. Dies sind insbesondere die komplexen, asymmetrischen und stark gekoppelten Stromfelder in Laufrad und Gehäuse. Aus diesem Grund erfolgte die Optimierung der Einzelmaschine anhand von kostenintensiven experimentellen Parameterstudien für verschiedene Gehäuse und Laufradformen, weshalb die in dieser Arbeit durchgeführten numerischen Untersuchungen dazu dienten, den Auslegungsaufwand dieser Maschinen zu reduzieren. Unter Anwendung eines kommerziellen Programmpaketes wurde dabei der gesamte Strömungsverlauf für unterschiedliche Betriebszustände in Laufrad und Gehäuse simuliert und das Betriebsverhalten bestimmt. Als Untersuchungsobjekte wurden im Bereich der Strömungsarbeitsmaschinen typische Vertreter von Querstrom- und Trommelläuferventilatoren ausgewählt sowie im Bereich der Kraftmaschinen die erste Versuchsvariante einer Durchströmturbine für ein gasförmiges Medium untersucht. Zur Beurteilung des berechneten Betriebsverhaltens und der Strömungseigenschaften dienten in der Literatur dokumentierte experimentelle Parameterstudien [8] sowie eigene experimentelle Untersuchungen. Der konzipierte Versuchsstand ermöglichte neben der Bestimmung integraler Betriebsgrößen auch die Visualisierung der Strömung im Gehäuse durch Anwendung der Particle-Image-Velocimetry (PIV).

Die komplexe Durchströmung eines Querstromventilators, und deren maßgebliche Beeinflussung durch die Gehäuseform, erforderte als Voruntersuchung die Simulation einer frei rotierenden Schaufelwalze. Angestrebtes Ziel war dabei, eine geeignete numerische Behandlung des rotierenden Schaufelgitters herauszuarbeiten. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen zeigten, dass für die korrekte Simulation des Betriebsverhaltens eines Querstromventilators die Anwendung eines kubischen Low-Reynolds $k - \epsilon$ -Turbulenzmodells zielführend ist. Weiterhin war feststellbar, dass eine extrem feine Auflösung der Schaufelkanäle nur sehr geringe Einflüsse auf das Strömungsfeld ausübt.

Die numerische Berechnung des Betriebsverhaltens von Querstromventilatoren erfolgte an drei verschiedenen Gehäusetypen. In den Untersuchungen zeigte sich, dass unter Anwendung eines kubischen Low-Reynolds $k - \epsilon$ -Turbulenzmodells, eine zum Teil sehr gute Übereinstimmung des numerisch und experimentell ermittelten Kennlinienverlaufes erzielt wird. Dies gilt insbesondere für das untersuchte Spaltungengehäuse (Sz1), welches durch besonders stabile Betriebseigenschaften charakterisiert ist. Die Berechnung des Betriebsverhaltens von Keilzungengehäusen (Kz1_1, Kz2) weisen jedoch für niedrige und mittlere Volumenzahlen Abweichungen zum experimentell ermittelten Kennlinienverlauf auf. Der

Verlauf der Drosselkurven ist dabei für Volumenzahlen im Bereich $\varphi < 0,6$ durch ein Abfallen gekennzeichnet. Die Ursache ist ein in der Realität ungleichmäßig schwankendes Strömungsverhalten im Bereich der Zunge, welches die numerische Simulation nicht korrekt erfasst. Bei Querstromventilatoren erfolgt in diesem Bereich die Trennung zwischen Saug- und Druckseite durch zwei sich vermischende Luftstrahlen, was tendenziell eine Rückströmung in den Saugraum begünstigt. Bei Gehäusevarianten mit Keilzunge bildet sich in der numerischen Simulation, im Gegensatz zu dem realen Strömungsverlauf, eine konstante Rückströmung aus. Diese vermindert den Energieeintrag in die Strömung und verursacht so ein Abfallen der Kennlinie für Volumenzahlen $\varphi < 0,6$. Die Tendenz zur Ausbildung dieser Rückströmung ist bei Variante Sz1 deutlich vermindert, da durch den Rezirkulationskanal die Strömung in Richtung entgegen der Saugseite geführt wird. Weiterhin ist durch diese Führung der Strömung und die definierte Abtrennung zwischen Saug- und Druckseite des Ventilators das gegenüber Keilzungengehäusen stabilere Kennlinienverhalten erklärbar. Variante Kz1_1 diene als Ausgangspunkt zur Überprüfung der Fähigkeit numerischer Strömungssimulationsprogramme den Einfluss der Gehäusegeometrie auf das Betriebsverhalten zu bestimmen. Die Parameterstudien zum Einfluss der Gehäusegeometrie auf das Betriebsverhalten werden durch die vorteilhafte Gehäuseform begünstigt, da diese durch einfache geometrische Zusammenhänge gekennzeichnet ist. Deshalb wurden von der Ausgangsvariante drei weitere Gehäusevarianten abgeleitet (Kz1_2, Kz1_3, Kz1_4), die anschließend numerisch und experimentell untersucht wurden. In den Untersuchungen zum Einfluss der rückwandseitigen Gehäusekontur (Kz1_2, Kz1_3) ist erkennbar, dass die simulierten Kennlinienverläufe nur teilweise das reale Betriebsverhalten wiedergeben. Besonders hohe Abweichungen sind im Volumenzahlbereich $\varphi > 0,9$ vorhanden. Die experimentell ermittelten Drosselkurven sind in diesem Bereich durch einen sehr steilen Bereich charakterisiert, welcher in den numerischen Simulationen nicht auftritt. Das plötzliche Abfallen des Kennlinienverlaufes wird durch instabile Strömungszustände im Bereich $\varphi \approx 0,9$ hervorgerufen, wodurch sich bei weiterer Erhöhung des Volumenstroms das Strömungsverhalten verschlechtert. Veränderungen im Strömungsverhalten durch eine Änderung der zungenseitigen Gehäusekontur (Kz1_4) werden in der Simulation nicht korrekt wiedergegeben. Das Betriebsverhalten ist hier sehr instabil, sodass die Kennlinie durch Mittelung der Druckschwankungen erhalten wurde, und so in ihrer Aussagefähigkeit eingeschränkt ist. Die unterschiedlich erfolgreichen Simulationsergebnisse sind auf das stark von Umgebungs- und Randbedingungen beeinflussbare Strömungsverhalten von Querstromventilatoren zurückzuführen. Diese Einflussfaktoren werden in der Modellbildung nur unzureichend erfasst. Anhand der durchgeführten PIV-Messungen konnte gezeigt werden, dass Instabilitäten im Strömungsverhalten durch eine nicht eindeutig definierte Lage des Steuerwirbels hervorgerufen werden. Diese Ergebnisse zeigen, dass gute Simulationsergebnisse über einen weiten Betriebsbereich nur mit dem experimentell optimierten Gehäuse (Kz1_1) möglich sind, indem das Auftreten von Ablösungen und Instabilitäten während der Durchströmung minimiert ist. In der beispielhaften Anwendung der numerischen Simulation zur Optimierung eines Querstromventilators (Kz1_2, Kz1_3, Kz1_4) kann dies zu numerischen Simulationsergebnissen führen, die nur in Teilbereichen die realen Ergebnisse liefern. Dabei können insbesondere an den Rändern des Betriebsbereiches Abweichungen auftreten.

Diese Untersuchungen belegen, dass in der Entwicklung von Querstromventilatoren experimentelle Untersuchungen weiterhin notwendig sind. Es ist jedoch möglich, anhand der durch die numerische Simulation erhaltenen Tendenzen im Betriebsverhalten, eine geeignete Vorauswahl der Gehäuseform zu ermitteln. Diese muss jedoch durch experimentelle Untersuchungen bestätigt und gegebenenfalls das Gehäuse zur Erzielung stabiler Betriebsbedingungen weiter optimiert werden. In nachfolgenden Untersuchungen muss überprüft werden, wie genau Simulationen das Betriebsverhalten eines Querstromventilators wiedergeben, welche in Wechselwirkung mit den spezifischen Einbauverhältnissen in einem Kanalsystem stehen.

Die numerische Berechnung des Betriebsverhaltens eines seriennahen Trommelläuferventilators einer Fahrzeugklimaanlage (Var2) erforderte zunächst die Durchführung einer Studie an einem einfachen Trommelläufergebläse (Var1), welche zur Erschaffung einer grundlegenden Wissensbasis über Verfahren zur Modellerstellung und numerischer Einflussfaktoren diente. Dazu wurde für ein vorhandenes Laufrad ein Spiralgehäuse konstruiert, welches den Bedingungen guter optischer Zugänglichkeit und einfacher Adaption der PIV-Messtechnik genügen musste. Zur industriellen Anwendung des Simulationsverfahrens stand zum Erzielen zeitnaher Simulationsergebnisse die Beschränkung des Rechenaufwandes im Vordergrund. Aufgrund der daraus resultierenden Zellgrößen an der Wand wird zur Turbulenzmodellierung ein lineares High-Reynolds $k - \epsilon$ -Turbulenzmodell eingesetzt.

Die Simulationsergebnisse von Var1 weisen für Volumenzahlen zwischen $\varphi_r = 0,35 - 0,5$ eine sehr gute Übereinstimmung der Strömungsverhältnisse im Spiralgehäuse und der Drosselkurve mit den gemessenen Werten auf. Abweichungen von etwa 10% im Verlauf der Drosselkurve treten im sich für kleinere Volumenzahlen anschließenden instabilen Betriebsbereich auf. Diese Abweichungen zeigen sich auch im Vergleich der Strömungsverhältnisse wobei diese insbesondere im Auslasskanal und im oberen Bereich des Spiralgehäuses auftreten. In der Simulation des seriennahen Trommelläuferventilators einer Fahrzeugklimaanlage konnten im Bereich des maximalen Volumenstroms eine quantitative Übereinstimmung im Kennlinienverlauf erzielt werden. Mit Reduzierung des Volumenstroms weisen die Ergebnisse jedoch nur noch eine qualitative Übereinstimmung auf. Die Ursachen sind in einer unzureichenden Wiedergabe der Strömungsverluste zu finden, die z. B. durch eine unzureichende Auflösung von Geometriedetails, einer groben räumlichen Diskretisierung sowie der Anwendung des einfachen linearen High-Reynolds $k - \epsilon$ -Turbulenzmodells verursacht werden.

Die hier durchgeführten Untersuchungen zeigen somit die Möglichkeit mit einem kommerziellen Programmpaket die Verteilung von Strömungsgrößen im Spiralgehäuse und im Laufrad eines Trommelläuferventilators zu bestimmen. Damit wird es möglich, den Strömungsverlauf besser zu verstehen. Zur Verkürzung der Entwicklungszeit zukünftiger Gebläse muss jedoch in weiteren Untersuchungen erforscht werden, inwieweit die für industrielle Anwendungen notwendige Vorhersage von Tendenzen im Betriebsverhalten, welche durch

Änderung einzelner Geometrieparameter des Ventilators entstehen, mit den hier getroffenen vereinfachten Modellannahmen korrekt wiedergegeben werden.

Die Untersuchung eines umgekehrt durchströmten Querstromventilators hat gezeigt, dass das Konzept der Anwendung einer Durchströmturbine als Windrad prinzipiell möglich ist. Für einen optimalen Energieumsatz im Laufrad ist es jedoch notwendig das Gehäuse zu optimieren. Aufgrund der qualitativen Übereinstimmung des berechneten und gemessenen Strömungsbildes im umgekehrt durchströmten Querstromventilator, ist es möglich durch Anwendung der numerischen Simulation ein geeignetes Gehäuse zu entwerfen, und dieses anschließend auf seine Einsatzfähigkeit als Windturbine zu überprüfen.

Literaturverzeichnis

Bücher, Buchbeiträge, Veröffentlichungen

- [1] Allen, D. J.: The effect of rotor and casing design on cross-flow fan performance *International Conference on Fan Design & Applications*, Guilford, England, September 7-9 (1982)
- [2] Air Deviser Industrial Co., Ltd: <http://www.air-dvs.com.tw>
- [3] Beitz, W. & Küttner, K.-H.: DUBBEL *Taschenbuch für den Maschinenbau*, 17. Auflage, Springer-Verlag (1990)
- [4] Betz, A.: *Einführung in die Theorie der Strömungsmaschinen*, Verlag G. Braun, Karlsruhe (1959)
- [5] Benamira, S.: Numerische Berechnung des Betriebsverhaltens eines Trommelläuferventilators mit STAR-CD *Diplomarbeit*, Fachgebiet Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe(TH) (2004)
- [6] Bohnstedt, Thore: Entwicklung und Anpassung eines Versuchsstandes zur Untersuchung von Querstromventilatoren *Studienarbeit Nr. 1651*, Fachgebiet Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe(TH) (2000)
- [7] Bohl, W.: *Strömungsmaschinen 1*, 7. Auflage, Vogel-Verlag (1998)
- [8] Brosi, M.: Untersuchungen an Querstromventilatoren, *Diplomarbeit*, Fachhochschule Heilbronn (1993)
- [9] Chen, P. & Soundra-Nayagam M. & Bolton, A. N. & Simpson, H. C.: Unstable Flow in Centrifugal Fans *Transaction of the ASME*, Vol. 118 (1996)
- [10] Coester, Robert: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Querstromgebläsen *Promotionsarbeit*, ETH Zürich (1959)
- [11] Coester, Robert: Bemerkungen zur Theorie der Querstromgebläse *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 12 (1961)
- [12] Cooler Master Co., Ltd: <http://www.coolermaster.com> (2005)

- [13] Cordier: Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen *BWK*, 337 (1953)
- [14] Computational Dynamics: *USER GUIDE, STAR-CD Version 3.20*, Computational Dynamics Limited (2004)
- [15] Computational Dynamics: *Methodology, STAR-CD Version 3.20*, Computational Dynamics Limited (2004)
- [16] Craft, J. T., Launder E., Suga K.: Development and application of a cubic eddy-viscosity model of turbulence, *Int. J. Heat and Fluid Flow* 17: 108 - 115 (1996)
- [17] de Fries, Jan R.: 66 Jahre Querstromventilator *VDI-Berichte*, Band 38 (1959)
- [18] Dornstetter, S.: Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren *Dissertation*, TU Karlsruhe (2002)
- [19] Eck, B.: *Ventilatoren*, 5. Auflage, Springer-Verlag (1972)
- [20] Eck, Bruno: Neues Gerät zum Umrühren von Flüssigkeiten *Chemie-Ing.-Technik*, Nr. 4 (1959)
- [21] Casey M., Wintergerste T.: *Best Practice Guidelines*, Ver. 1.0, Fluid Dynamics Laboratory, Sulzer Innotec (2000)
- [22] Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt: *Particle-Image-Velocimetry*, <http://www.dlr.de>, (2004)
- [23] Engelhardt, Wolfgang: Experimentelle Untersuchungen an Querstromgebläsen bei veränderlichen Reynolds-Zahlen *Dissertation*, TU Karlsruhe (1967)
- [24] Fanwing Ltd: *Fanwing-Konzept*, <http://www.fanwing.com>, (2004)
- [25] Ferziger, J. H.; Perić, M.: *Computational Methods for Fluid Dynamics*, 2nd Edt., Springer-Verlag, Berlin (1999)
- [26] Fister, W.: *Fluidenergiemaschinen - Band 1*, Springer-Verlag, Berlin; Heidelberg; New York; Tokio (1984)
- [27] Gronier, P. & Gilotte, P.: Airflow Simulation of an Automotive Blower for a HVAC Unit *Int. Congress and Exposition*, Detroit, Michigan (1996)
- [28] Heinkel KG: Entwicklungstendenzen im Querstromgebläsebau *Schweizer Maschinenmarkt*, Nr. 6 (1969)
- [29] Herrigel, F.: Konstruktive Umsetzung des Spiralgehäuses eines Trommelläuferventilators zur laseroptischen Geschwindigkeitsmessung, *Studienarbeit*, Universität Karlsruhe (TH) (2005)

- [30] Hylla, Joachim J.: Leitfaden für Q-Auslegung & Q-Optimierung *FH Heilbronn* (1997)
- [31] Jeon, W-H: A numerical study on the effects of design parameters on the performance and noise of a centrifugal fan, *Journal of Sound and Vibration*, Band 265, Heft 1, London (2003)
- [32] Kähler, C. J. & Sammler, B. & Kompenhans, J.: Generation and control of tracer particles for optical flow investigations in air, *Experiments in Fluids*, No. 33, p. 736-742 (2002)
- [33] Keane, R.D. & Adrian, R.J.: Optimisation of particle image velocimeters, Part 1: Double pulsed Systems, *Measurement Science and Technology*, Vol 1, No. 11, p. 1202-1215, (1990)
- [34] Kim, K. Y. & Seo, S. J.: Design Optimization of Turbomachinery Using Three-Dimensional Navier-Stokes Analysis, *The 7th Asian International Conference on Fluid Machinery*, Fukuoka, Japan (2003)
- [35] Seo, S-J & Kim, K-Y & Kang, S-H: Calculations of three-dimensional viscous flow in a multiblade centrifugal fan by modelling blade forces, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers -A*, Band 217, Heft 3, (2003)
- [36] Kind, R. J.: Prediction of the Flow Behavior and Performance of Squirrel-Cage Centrifugal Fans Operating at Medium and High Flow Rates *Journal of Fluid Engineering*, Vol. 119 (1997)
- [37] Kresse, M.: Entwurf und Verifikation eines 2D-CFD-Rechenmodells als Entwicklungswerkzeug für gesicherte Axialventilatorbeschaufelungen, *Diplomarbeit*, Universität Karlsruhe (TH) (2004)
- [38] Lajos, T. & Preszler, L.: Zur Theorie des Querstromgebläses *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 24 (1973)
- [39] Lajos, T. & Preszler, L.: Tangential fan design *Engineering materials and design* (1965)
- [40] Lajos, T. & Szlivka, F. & Hoffmann, A.: Mathematical interpretation of flow pattern in the impeller of the tangential fan *Dept. of fluid mechanics*, Budapest (1977)
- [41] Lajos, T. & Szlivka, F.: A simplified method for dimensioning of cross flow fans *Proceedings of the 7th conference on fluid machinery*, Budapest (1983)
- [42] Lajos, T. & Preszler, L.: Calculative method for sizing the tangential flow fan *Proceedings of the 4th conference on fluid machinery*, Budapest (1972)
- [43] Lazzarotto, L. & Lazzaretto, A. & Martegani, A. D. & Macor, A.: On Cross-Flow Fan Similarity: Effects of Casing Shape *Journal of fluids engineering*, Volume 123 (2001)

- [44] Lin, S-C & Huang, C-L: An integrated experimental and numerical study of forward-curved centrifugal fan *Experimental Thermal and Fluid Science*, Band 26, New York (2002)
- [45] Linde, M.: Numerische Simulation einer frei-laufenden Schaufelwalze, *Studienarbeit*, Universität Karlsruhe (TH) (2003)
- [46] Mesch F.: *Messtechnisches Praktikum*, Bibliografisches Institut, Mannheim; Wien; Zürich (1970)
- [47] Ossberger GmbH, *Ossberger-Turbine*, <http://www.ossberger.de>, (2004)
- [48] Osborne, W. C.: *Fans*, 2nd Edition, Pergamon-Press, Oxford 1977
- [49] Pfeleiderer, C.: *Strömungsmaschinen*, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin; Göttingen; Heidelberg (1957)
- [50] Katalog Firma Punker GmbH & CO
- [51] Raffel, M.; Willert, C.; Kompenhans, J.: *Particle Image Velocimetry*, Springer-Verlag, Berlin (1998)
- [52] Roth, H. W.: Optimierung von Trommelläuferventilatoren *Dissertation*, TU Karlsruhe (1981)
- [53] Ruck, B.: *Laser-Doppler-Anemometrie*, AT-Fachverlag GmbH, Stuttgart (1987)
- [54] Ruck, B.: *Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik*, AT-Fachverlag GmbH, Stuttgart (1990)
- [55] Schade, H.; Kunz, E.: *Strömungslehre*, 2. Auflage, Walter de Gruyter, Berlin; New York (1989)
- [56] Schäfer, Michael: *Numerik im Maschinenbau*, Springer-Verlag, Berlin (1999)
- [57] Schlichting, H., Gersten, K.: *Grenzschicht-Theorie*, 9., völlig neu bearb. und erw. Auflage, Springer-Verlag, Berlin; Heidelberg (1997)
- [58] Sonnek, E.: *Durchströmturbine*, Springer-Verlag, Berlin (1923)
- [59] Zayani, M.: Numerische Berechnung eines Querstromventilators mit Spaltzungengehäuse, *Studienarbeit*, Universität Karlsruhe (TH) (2004)
- [60] Troskolański, A. T., Lazarkiewicz S.: *Kreiselpumpen*, Birkhäuser Verlag, Basel; Stuttgart (1976)
- [61] Valeo Klimasysteme GmbH

- [62] Versteeg, H.K., Malalasekera, W.: *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Longman Scientific & Technical, Essex (1995)
- [63] Waldmann, Ulrich: Strömungstechnische Untersuchungen an Querstromventilatoren im hydraulischen Trog *Diplomarbeit*, Fachhochschule Heilbronn (1994)
- [64] Westerweel, J.: Fundamentals fo digital particle image velocimetry *Meas. Sci. Technol.* 8, 1379 - 1392 (1997)
- [65] *Wikipedia, die freie Enzyklopädie*, www.wikipedia.de
- [66] Wilcox, D. C.: *Turbulence Modelling for CFD*, 2. korr. Auflage, DCW Industries, Inc. (1994)
- [67] Zierep, Jürgen: *Grundzüge der Strömungslehre*, 3. überarb. Auflage, G. Braun, Karlsruhe (1987)