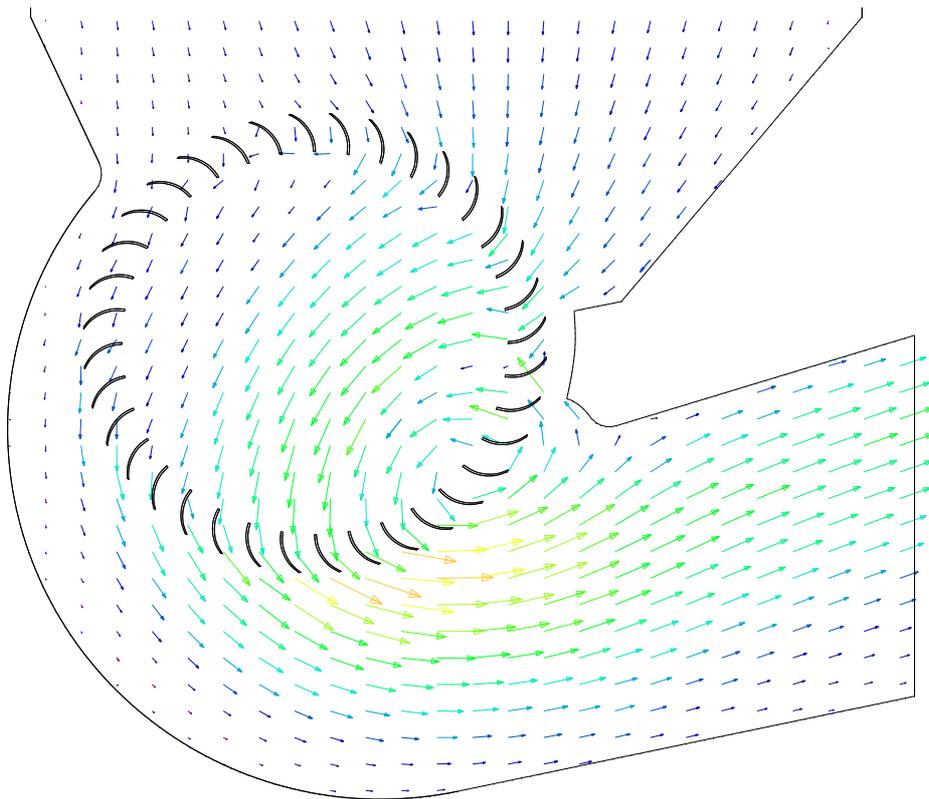


Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

von
Simon Dornstetter



Karlsruhe 2002

Titelbild: Numerische Simulation eines Querstromventilators,
Bereich Laufraddurchströmung,
bei großem Volumenstrom

Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

Zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der Ingenieurwissenschaften

an der Fakultät für Maschinenbau der
Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Simon Dornstetter
aus Karlsruhe

Tag der mündlichen Prüfung: 5. Februar 2002

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. M. Gabi

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. K.-O. Felsch

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Angestellter am Fachgebiet Strömungsmaschinen der Universität Karlsruhe (TH).

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Gabi für die Vorgabe der interessanten Fragestellung und die Ermöglichung dieser Arbeit, sowie meinem Kollegen Dr.-Ing. Şaban Çaglar für die kollegiale Hilfe und die Bereitschaft, seine umfangreichen Kenntnisse mit mir zu teilen. Herrn Prof. i. R. Dr.-Ing. Dr. h. c. Karl-Otto Felsch möchte ich herzlich für die bereitwillige Übernahme des Koreferats danken. Herrn Prof. i. R. Dipl.-Ing. W. Bohl möchte ich ebenfalls herzlich für die Überlassung von Studien- und Diplomarbeiten sowie Bildmaterial zum Thema Querstromventilatoren danken.

Mein Dank geht auch an alle Kollegen und Mitarbeiter des Fachgebiets Strömungsmaschinen, die durch Ihre Mithilfe und persönliche Unterstützung zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben. Besonders danken möchte ich dabei Frau Ursula Kölmel für Ihre fortwährende Unterstützung und Herrn Dipl.-Ing. Toni Klemm für die erfolgreiche Zusammenarbeit.

Dank schulde ich auch allen Studenten, die im Rahmen von Studien- oder Diplomarbeiten oder als wissenschaftliche Hilfskräfte zu dieser Arbeit beigetragen haben.

Ein Teil der hier vorgestellten Untersuchungen wurde von der Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik e.V. (FLT), einer Mitgliedsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF), im Rahmen eines Forschungsvorhabens unterstützt.

Meinen Eltern möchte ich für die bedingungslose Unterstützung während meines Studiums und für die moralische Unterstützung und das große Verständnis in allen meinen Lebensabschnitten danken.

Abschließend, aber nicht zuletzt möchte ich meiner Lebensgefährtin Adelheid Seebacher danken, die mich immer und besonders in schwierigen Phasen unterstützt und mir Mut zugesprochen hat.

Karlsruhe, im Juni 2002

Simon Dornstetter

Inhaltsverzeichnis

Symbolverzeichnis	III
1 Einleitung	1
1.1 Problemstellung	1
1.2 Literaturübersicht und Geschichte	3
1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise	5
2 Strömungsmechanische Grundlagen	7
2.1 Grundgleichungen	7
2.2 Grundlagen von Strömungsmaschinen	9
2.3 Grundlagen von Querstromventilatoren	11
2.3.1 Der instationäre Charakter der Schaufelkanalströmung	12
3 Numerisches Verfahren	13
3.1 Grundlagen der numerischen Modellierung	13
3.1.1 Turbulenzmodellierung	15
3.2 Numerische Modellierung von Querstromventilatoren	18
3.2.1 Geometrieerstellung	18
3.2.2 Randbedingungen	19
3.2.3 Modellierung der Laufraddrehung	20
3.2.4 numerische Diskretisierung	21
3.2.5 eigene Erweiterungen in STAR-CD	22
3.3 Fehlerabschätzung	23
3.3.1 Einfluss der Kompressibilität	24
3.3.2 Vernachlässigung der Wandreibung	24
3.3.3 Spaltverluste zwischen Rotor und Gehäuse	27
4 Experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren	29
4.1 Aufbau des Versuchsstands	29
4.2 Komponenten der integralen Messtechnik	31
4.2.1 Volumenstrommessung	31
4.2.2 Druckmessung	31
4.2.3 Drehmoment und Drehzahl	32
4.2.4 Hilfsventilator	32

Inhaltsverzeichnis

4.2.5	Drosseleinrichtung	33
4.2.6	Luftwerte	33
4.3	Grundlagen der Particle Image Velocimetry (PIV)	33
4.4	Eingesetzte Komponenten der PIV	35
4.4.1	Positionierung des PIV-Systems	35
4.5	Fehlerbetrachtung	37
5	Numerische Voruntersuchungen	39
5.1	Testfälle	39
5.1.1	Rückspringende Stufe $\frac{H}{h} = 6$	39
5.1.2	Kármánsche Wirbelstraße	43
5.2	Experimentelle Untersuchung von Tuckey, Holgate, Clayton	46
5.2.1	Modell des Berechnungsgebiets	47
5.2.2	Randbedingungen	48
5.2.3	Umfang und Ablauf der Berechnungen	49
5.2.4	Ergebnisse und Vergleich mit den experimentellen Daten	51
5.3	Einfluss der Kompressibilität	58
5.4	Fehlerbetrachtung	59
6	Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren	61
6.1	FLT-Laufrad	61
6.1.1	Kennlinie mit Hysterese	62
6.1.2	Verlustberücksichtigung	64
6.1.3	Vergleich Numerik - PIV-Messung	65
6.2	Einfluss der Reynolds-Zahl	65
6.3	FLT-Geometrie	69
6.3.1	Numerische Modellierung	70
6.3.2	Vergleich der Kennlinien <i>Var1</i>	71
6.3.3	Einfluss der Gehäuseparameter	73
6.3.4	Variation des Turbulenzmodells	79
6.3.5	Variation der Randbedingung am Einlass	80
6.3.6	Optimierung eines Ventilators	85
6.3.7	Verhalten bei kleinen Volumenströmen $\varphi < 0.5$	86
6.3.8	Analyse der Verlustanteile	90
6.4	Zukünftige Untersuchungen	91
7	Zusammenfassung	93
	Literaturverzeichnis	97

Symbolverzeichnis

Symbole und Abkürzungen:

Symbol	Bedeutung
α	Strömungswinkel
β	Schaufelwinkel
δ_{ij}	Kronecker-Symbol
η	Wirkungsgrad
ε	Turbulente Dissipationsrate
λ	Leistungsziffer
μ	dynamische Viskosität
ν	kinematische Viskosität
ρ, ϱ	Dichte
ϕ	Strömungsgröße (allgemein)
φ	Lieferzahl, Volumenstromzahl
ψ	Druckzahl
a	Schallgeschwindigkeit
b	Breite (räumliche Tiefe)
c	Geschwindigkeit
c_v	spezifische Wärmekapazität (bei konstantem Volumen)
g	Erdbeschleunigung
k	Turbulente kinetische Energie
l	Länge, turbulentes Längenmaß
n	Drehzahl
p	Druck
u, v, w	Geschwindigkeitskomponenten
x, y, z	räumliche Koordinaten
A	Querschnittsfläche
B	Breite (räumliche Tiefe)
D	Durchmesser
\dot{V}	Volumenstrom
CFL	Courant-Friedrichs-Lewy Zahl
L	Länge
N	Nabe
P	Leistung

Symbolverzeichnis

Re	Reynolds-Zahl
R_i	ideale Gaskonstante
Str	Strouhal-Zahl
U	Umfangsgeschwindigkeit
T_{ij}	Cauchy'scher Spannungstensor

Indizes:

Symbol	Bedeutung
1	Eintritt, innen
2	Austritt, außen
$s(C)$	Sehne (chord)
i,j,k	Raumrichtungen
s,st	statisch
fa	frei ausblasend
t,tot	total
h	hydraulisch

sonstige Zeichen:

Symbol	Bedeutung
Δx	Ortschrittweite
Δt	Zeitschrittweite

1 Einleitung

Erste Untersuchungen an Querstromventilatoren gehen auf Arbeiten Ende des 19. Jahrhunderts zurück. Damals sollten diese Ventilatoren zur Grubenbewetterung eingesetzt werden, wurden aber aufgrund ihrer Geräusentwicklung und ihres schlechten Wirkungsgrads durch herkömmliche Bauarten ersetzt. Immer wieder wurden Versuche unternommen, diese Eigenschaften zu verbessern, was in Einzelfällen auch gelang. Dennoch konnten aus diesen vielen Untersuchungen keine allgemein gültigen Richtlinien abgeleitet werden, um das Betriebsverhalten ähnlich zuverlässig wie bei radialen und axialen Bauarten auch bei Querstromventilatoren in der Auslegung voraus berechnen zu können. Die nachfolgenden Abschnitte der Einleitung behandeln zunächst eingehend die Problemstellung dieser Arbeit, es folgen eine Übersicht über die historische Entwicklung von Querstromventilatoren und die Schwerpunkte der Untersuchungen in den verschiedenen Abschnitten. Abschließend werden Zielsetzung und Vorgehensweise, wie sie in der vorliegenden Arbeit zum Einsatz kommen, kurz umschrieben.

1.1 Problemstellung

Querstromventilatoren nehmen im Ventilatorenbau hinsichtlich ihres Funktionsprinzips eine Sonderstellung ein. Aufgrund ihrer kompakten Baugröße, geringen Bautiefe, Variantenvielfalt in der Geometrie und Breite von Zu- und Abströmbereich, einer gleichmäßigen Verteilung der Strömungsgrößen über der Breite sowie ihres günstigen Geräuschverhaltens finden sie viele Anwendungen im Bereich der Lüftungs-, Klima- und Verfahrenstechnik. Den positiven Eigenschaften der Querstromventilatoren steht ihr, verglichen mit radialen oder axialen Bauformen, schlechter Wirkungsgrad gegenüber, der aber noch großes Verbesserungspotential besitzt. Abbildung 1.3 zeigt einen Vergleich der dimensionslosen Kennlinien eines Querstromventilators mit den Kennlinien von Radial- und Axialventilatoren unter Berücksichtigung der Re-Zahl [27].

Der Entwurf und die Auslegung von Ventilatoren mit „klassischen Methoden“ hat in der Industrie einen hohen Standard erreicht. So befasst sich die Produktentwicklung im wesentlichen mit der Verbesserung einzelner Eigenschaften von Ventilatoren, wie z.B. verbessertem Wirkungsgrad und geringerer Geräusentwicklung, bei sonst gleichbleibenden Betriebs-eigenschaften. Beim Entwurf und bei der Auslegung von Querstromventilatoren greifen die „klassischen Methoden“ in weiten Bereichen nicht. Grund hierfür ist das komplexe Durchströmungsbild eines Querstromventilators, welches durch einen Wirbel im Inneren

1 Einleitung

des Laufrades und die zweimalige Durchströmung der Beschaukelung durch die Hauptströmung charakterisiert wird. Abb. 1.1 zeigt beispielhaft die Durchströmung eines Querstromventilators, wie sie mit einem Laufrad in einem offenen Wasserkanal aufgenommen wurde.

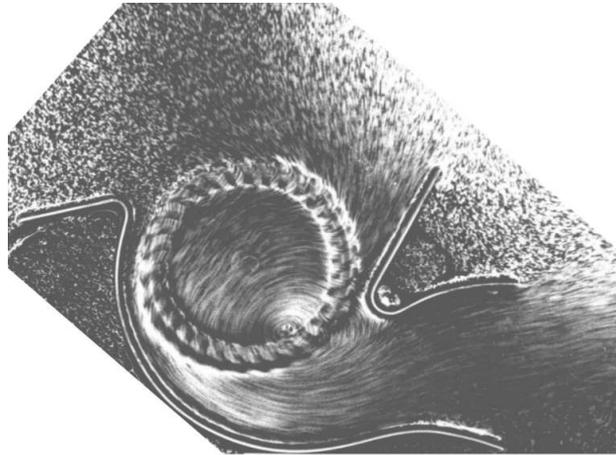


Abbildung 1.1: Strömung durch einen Querstromventilator, Aufnahme in einem Wassertrog [97]

Dieser Wirbel ist die Hauptursache, aufgrund derer die „klassischen Methoden“ der Ventilator-Auslegung nur bedingt angewandt werden können. Sein Zustandekommen wird durch die zweimalige Durchströmung der Schaufelkanäle, von außen ins Innere des Laufrades und wieder von innen nach außen, verursacht (siehe z.B. [24, 2]). Lage, Größe und Stärke der Wirbelzone werden durch die Gehäusegeometrie beeinflusst und sind zudem vom Drosselzustand abhängig. Hinzu kommt, dass das Laufrad als Gleichdruckrad angesehen werden kann und infolgedessen der Strömung im wesentlichen nur kinetische Energie zuführt, die erst im Austrittsdiffusor wieder in Druckenergie umgewandelt wird. Die Durchströmung des Querstromventilatorgehäuses ist in Abbildung 1.2 zu sehen.

Daher ist bei der Entwicklung von Querstromventilatoren die eigentliche Aufmerksamkeit der Gehäusegeometrie, mit ihrer Vielzahl von Parametern, zuzuwenden. Hinweise über den Einfluss der Gehäusegeometrie auf die dimensionslose Kennlinie sind z.B. bei [24, 2, 78, 54] zu finden. Die große Anzahl an möglichen Variationen der Gehäusegeometrie ist auch mitverantwortlich für das Fehlen von gesicherten Auslegungsverfahren für Querstromventilatoren. Das Zusammenwirken und die gegenseitige Beeinflussung der Parameter in Zusammenhang mit dem Betriebsverhalten sind bis dato lediglich in Teilbereichen oder für bestimmte Geometrien untersucht worden. Grund hierfür ist der Fertigungsaufwand zur Modellerstellung bei experimentellen Untersuchungen, der nur begrenzte Parametervariationen zulässt. Mit fortschreitender Entwicklung von Programmen zur Strömungssimulation ist hier die Möglichkeit gegeben, die kostenintensive experimentelle Parametervariation zur Optimierung von Querstromventilatoren durch Studien mit Hilfe von rechnergestützten Strömungssimulationen zu reduzieren. Schwerpunkte neuerer Forschungen befinden sich in Japan, China und den USA. Die Literaturrecherche zeigt, dass in Deutschland in den

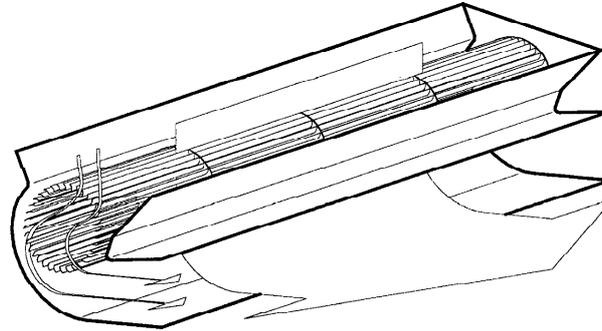


Abbildung 1.2: Durchströmung des Gehäuses eines Querstromventilators (Katalog Fa. Punker)

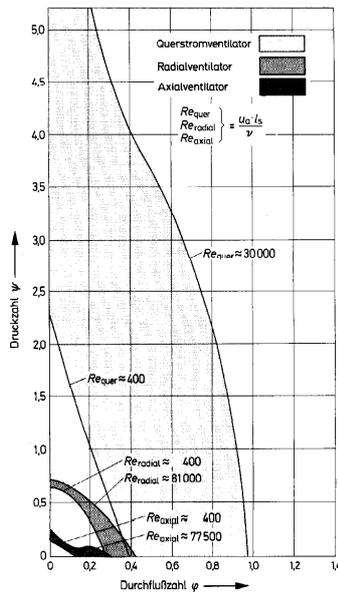


Abbildung 1.3: Dimensionslose Drosselkurve eines Querstromventilators im Vergleich mit den Drosselkurven von Radial- und Axialventilatoren, aus [27]

letzten 10 Jahren kaum mehr Forschungsergebnisse veröffentlicht wurden. Hier ist daher ein dringender Bedarf für die klein- und mittelständische Ventilatorindustrie an zeitgemäßer Forschung zu sehen, um weiterhin im internationalen Wettbewerb bestehen zu können.

1.2 Literaturübersicht und Geschichte

Die Strömung durch das Laufrad eines Querstromventilators wurde durch grundlegende Arbeiten theoretisch analytischer und experimenteller Natur untersucht. Die Funktion des Wirbelkerns als wesentlichem strömungsmechanischem Phänomen war ein Ergebnis dieser Untersuchungen [96]. Gebläseausführungen mit einem soliden Kern zur Strömungsführung

1 Einleitung

(Mortier-Gebläse [112]) wurden wegen schlechter Wirkungsgrade und starker Geräusche nicht weiterverfolgt. In Abbildung 1.4 sind Skizzen von Querstromgebläsen nach Mortier (1.4(a)) und Sprenger (1.4(b)) zu sehen. Ab den 60er Jahren treten Untersuchungen

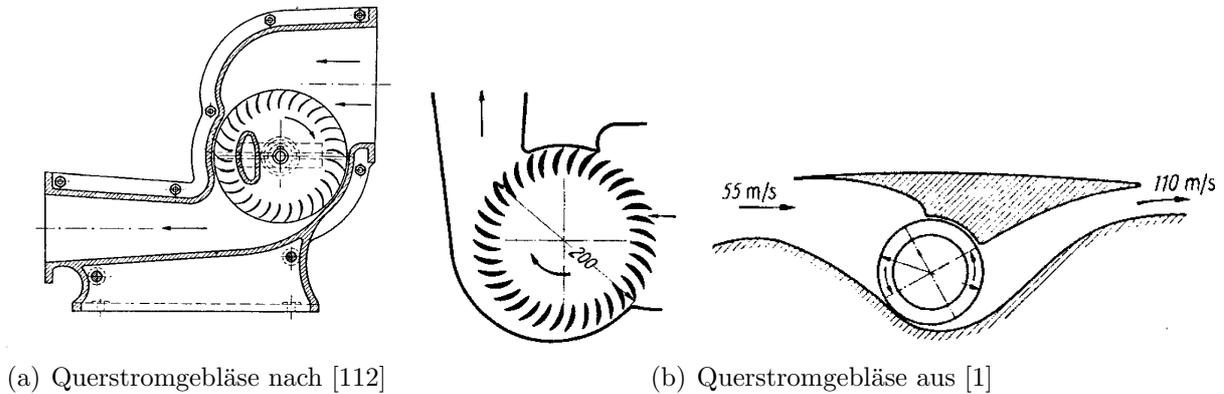


Abbildung 1.4: Querstromgebläse, Abbildungen aus [24]

in den Vordergrund, durch gestalterische Maßnahmen am Gehäuse die Kennlinie und den Wirkungsgrad zu verbessern [16, 24, 63, 2]. Auch grundlegende Untersuchungen über den Einfluss der Reynolds(Re)-Zahl auf das Betriebsverhalten [27, 82], oder Methoden zur Berechnung der Strömung in Querstromgebläsen [30, 47, 49, 50, 51] werden veröffentlicht. Diese Strömungsberechnungen beschränken sich immer auf die Durchströmung des Laufrades, die Einflüsse der Gehäusegeometrie bleiben unberücksichtigt. Neuere experimentelle Untersuchungen befassen sich wieder intensiver mit der Komplexität der Strömung in Querstromventilatoren und der gegenseitigen Beeinflussung der verschiedenen Strömungs- und Geometrieparameter. So werden in [78, 79] Einfluss von Re-Zahl und Durchmesser zur Entwicklung von Ähnlichkeitsgesetzen, die der Übertragbarkeit von an Modellen gewonnenen Kennliniengrößen (φ, ψ, η) dienen, experimentell untersucht. Hier wird deutlich, dass die in der Ventilatorentwicklung angewandten Ähnlichkeitsgesetze nicht uneingeschränkt auf Querstromventilatoren übertragen werden können. So sind die strömungsmechanischen Kennwerte z.B. vom tatsächlichen Laufraddurchmesser des Ventilators abhängig. In [14, 55] werden Ergebnisse experimenteller Untersuchungen vorgestellt, die sich mit Möglichkeiten zur Geräuschreduzierung bei Querstromventilatoren befassen. Chen et al. [14] untersuchen dabei im Detail den Einfluß der Zungengeometrie zwischen druck- und saugseitigem Bereich hinsichtlich Betriebsverhalten und Geräuschentwicklung. Bei [55] wird die Spaltweite zwischen Zunge und Laufrad variiert, verschiedene Zungenprofilierungen sowie zwei verschiedene Laufräder werden untersucht. Ein Verfahren zur numerischen Simulation von Querstromventilatoren wird z.B. bei [18] beschrieben. Diese und andere numerische Simulationen der Strömung innerhalb von Querstromventilatoren bedürfen der experimentellen Kalibrierung einzelner Parameter des zugrunde liegenden mathematischen Modells. Eine Übertragbarkeit dieser Modelle auf andere Geometrien und Strömungsbedingungen ohne erneute Kalibrierung ist daher nicht gegeben. Aufgrund der Kenntnis um die Komplexität der Strömung in Querstromventilatoren ist dies auch nicht zu erwarten.

Ziel muss daher sein, geschlossene numerische Verfahren zu entwickeln, die keine experimentell zu bestimmenden Parameter benötigen.

1.3 Zielsetzung und Vorgehensweise

Zur Reduzierung des Auslegungsaufwandes von Querstromventilatoren ist es wünschenswert, numerische Verfahren zur Verfügung zu haben, mit deren Hilfe der Einfluss wesentlicher Geometrieparameter untersucht werden kann. Insbesondere soll die Möglichkeit geschaffen werden, für eine vorgegebene Geometrie die Betriebscharakteristik zu berechnen sowie Kenntnis über das druckseitige Strömungsprofil zu erhalten, was für viele spezifische Einsatzgebiete von Querstromventilatoren von besonderer Bedeutung ist.

Das numerische Verfahren wird mit Hilfe eines kommerziellen CFD-Programms entwickelt. Mit dem numerischen Verfahren sollen Einfluss und Wechselwirkung von Gehäusegeometrieparametern auf das Betriebsverhalten von Querstromventilatoren untersucht werden. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sollen der Ableitung von Gestaltungsrichtlinien zur Erzielung stabiler Kennlinien, sowie der qualitativen Einflüsse wesentlicher Geometrieparameter auf das Betriebsverhalten und interessierender Strömungsgrößen, dienen.

Aus den Ergebnissen der aktuellen Literatur- und Patentrecherche wird eine umfassend experimentell untersuchte und dokumentierte Geometrie ausgewählt, deren Daten die Ausgangsbasis für die numerische Modellierung der Laufrad- und Gehäuseströmung bilden. Dieses Vorgehen ist notwendig, um von Beginn an gesicherte Daten zur Validierung der numerischen Simulation zur Verfügung zu haben.

Für die Strömungssimulationen wird das Programmpaket STAR-CD von Computational Dynamics (CD adapco group), mit integrierten Modulen für die Modellerstellung und Auswertung der Ergebnisse, eingesetzt. Bei den Strömungssimulationen wird von einer zweidimensionalen Strömung im Querstromventilator ausgegangen. In der Literatur beschränken sich experimentelle Untersuchungen zu Querstromventilatoren i.A. ebenfalls auf eine zweidimensionale Betrachtung der Strömung. Dreidimensionale Effekte treten erst bei sehr großen Breite- zu Durchmesserhältnissen des Laufrades auf. Von einer dreidimensionalen Betrachtung der Durchströmungsvorgänge wird aufgrund des abzusehenden Mehraufwandes für die Erstellung des numerischen Modells sowie der notwendigen Rechenkapazitäten abgesehen.

Die mathematische Modellierung und numerische Simulation gliedert sich in mehrere Schritte. Zunächst werden die Verfahren zur Simulation von Strömungen in rotierenden Systemen auf ihre Eignung für instationäre Laufradströmungen untersucht. Dazu wird ein vereinfachtes Modell der Beschaukelung entwickelt, bei dem von sehr dünnen Laufradschaufeln ausgegangen wird. Schaufeln realer Dicke werden erst in einem nachfolgenden Schritt modelliert. Dieses Modell reduziert in der Anfangsphase den Aufwand zur Rechengebietserstellung und den Rechenaufwand der Simulationen und wird in oben genannte Geometrie integriert.

Um die Möglichkeiten und Grenzen des CFD-Programmpakets zu ermitteln, wird an dieser Geometrie eine Studie der numerischen Parameter durchgeführt, deren Ergebnisse mit den Daten der experimentellen Untersuchung verglichen werden. Die Parameterstudie um-

1 Einleitung

fasst eine Analyse der Gitterdiskretisierung, der Diskretisierungsverfahren, sowie der Strömungsmodellierung instationärer turbulenter Strömungen. Begleitend werden an einfachen Testfällen aus der Numerik die Parameter überprüft.

Eigene experimentelle Untersuchungen sind notwendig, um das numerische Modell weiter zu verbessern und um den Einfluss der Vereinfachungen in der Modellierung getrennt von geometrischen Einflüssen untersuchen zu können. In der Literatur sind Untersuchungen, die auch quantitativ die Strömung beschreiben, nach momentanem Kenntnisstand nur unvollständig vorhanden, wesentliche Einflussgrößen werden nur teilweise genannt.

Deshalb wird ein Versuchsstand konzipiert und aufgebaut, der neben der Erfassung der integralen Strömungsgrößen zur Kennlinienbestimmung auch die Möglichkeit bietet, die Strömung in ausgewählten Gehäusebereichen zu visualisieren. Dazu wird ein Laseroptisches Messverfahren eingesetzt, das auf der Particle-Image-Velocimetry (PIV) basiert und die Erfassung der Geschwindigkeitskomponenten in einer Ebene ermöglicht.

An dem Versuchsstand wird zunächst eine einfache Gehäusegeometrie untersucht und mit den vorhandenen Daten aus der Strömungsberechnung verglichen. Hier soll bereits ein Vergleich der ebenen Geschwindigkeitsverteilung aus PIV-Messungen mit der berechneten Strömung gezogen werden.

Daran anschließend wird ein in der Industrie übliches Querstromventilatorgehäuse mit Ein- und Auslasskanal experimentell und numerisch untersucht. Experimentell sind die Ermittlung der Kennlinien und PIV-Messungen bei unterschiedlichen Drosselzuständen vorgesehen. Die experimentellen und numerischen Ergebnisse werden miteinander verglichen und diskutiert.

Abschließend werden numerisch Parameterstudien zum Einfluss ausgewählter Geometrieparameter durchgeführt. Nach Analyse des Betriebsverhaltens und der Durchströmung wird anhand der gewonnenen Erkenntnisse eine modifizierte Gehäusegeometrie entworfen und das Ergebnis der Berechnungen mit der Ausgangskonfiguration der Parameterstudie verglichen.

2 Strömungsmechanische Grundlagen

Für das Verständnis von numerischen Strömungsberechnungen und der Untersuchungen an Querstromventilatoren sind einige strömungsmechanische und strömungsmaschinenbezogene Grundlagen erforderlich, die in den nachfolgenden Abschnitten kurz behandelt werden.

2.1 Grundgleichungen

Die quantitative Beschreibung von Strömungen erfolgt durch die Größen Geschwindigkeit(svektor), Druck, Dichte und Temperatur. Zur vollständigen Beschreibung dieser 6 Größen stehen bei Annahme kontinuumsmechanischer Gesetzmäßigkeiten die Erhaltungssätze Kontinuität (Massenerhaltung), Kräftegleichgewicht (Impulssatz), Energiesatz und die Zustandsgleichung des Fluides (thermodynamische Verknüpfung von p , ρ , T) zur Verfügung.

Die Kontinuitätsgleichung (Massenerhaltung) sagt aus, dass für stationäre Strömungen die pro Zeiteinheit strömende Masse \dot{m} durch den Querschnitt A konstant ist, also

$$\dot{m} = \rho_1 c_1 A_1 = \rho_2 c_2 A_2 = \text{const},$$

sofern sich zwischen 1 und 2 keine Quellen oder Senken befinden. In differentieller Form für instationäre Strömungen kann diese auch geschrieben werden als:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial x_i} = 0$$

Der Impulssatz sagt aus, dass die zeitliche Änderung des Impulses eines Massenelements gleich der Resultierenden der äußeren Kräfte auf dieses Massenelement ist:

$$\frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial T_{ij}}{\partial x_j} + \rho f_i,$$

mit den Komponenten T_{ij} des Cauchy'schen Spannungstensors und den Komponenten der Volumenkräfte pro Masseneinheit f_i .

Der Energiesatz in differentieller Form lautet [72]:

$$\frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i e)}{\partial x_i} = T_{ij} \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{\partial h_i}{\partial x_i} + \rho q,$$

2 Strömungsmechanische Grundlagen

wobei q skalare Wärmequellen und h_i die Wärmestromvektoren pro Einheitsfläche sind. Als Zustandsgleichung des Fluides, zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen der Dichte ρ und dem Druck p , wird häufig die ideale Gasgleichung (bei $T = \text{const}$) verwendet:

$$\frac{dp}{\rho} = R_i T \frac{d\rho}{\rho},$$

mit der idealen Gaskonstante R_i und der Temperatur T .

Für die Beschreibung der Kräfte im Fluid wird für Luft von einem Newton'schen Fluid ausgegangen. Bei Newton'schen Fluiden ist die Schubspannung τ proportional zur Deformationsgeschwindigkeit $\frac{du}{dy}$. Newton'sche Fluide sind definiert als:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy}, \quad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

Der Proportionalitätsfaktor μ wird als dynamische Viskosität bezeichnet, ν ist die kinematische Viskosität.

Für die Einordnung von Strömungen werden häufig dimensionslose Kennzahlen verwendet [102]. In den nachfolgenden Untersuchungen sind die Strouhal-Zahl und die Reynolds-Zahl von Bedeutung. Die Strouhal-Zahl kennzeichnet instationäre Strömungsvorgänge und ist als Verhältnis aus einer (Lauf-)Länge l und dem Produkt aus einer Zeit t und der zugehörigen Geschwindigkeit c definiert [102]:

$$Str = \frac{l}{t \cdot c}$$

Für $Str \ll 1$ kann eine Strömung als stationär angesehen werden. Dies ist für die Schaukelkanaldurchströmung eines Querstromventilatorlaufrades nicht erfüllt.

Die Reynolds-Zahl kennzeichnet das Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskräften. Sie ist definiert als

$$Re = \frac{c \cdot l}{\nu},$$

also als Verhältnis des Produkts einer Geschwindigkeit und einer charakteristischen Länge bezogen auf die kinematische Zähigkeit des Fluids. Bei Umströmungsproblemen wird üblicherweise die Anströmgeschwindigkeit mit der Lauflänge multipliziert, als kritische Reynoldszahl findet sich in der Literatur häufig ein Wert von $Re_{krit} = 5 \cdot 10^5 - 10^6$.

Bei Durchströmungsproblemen (z.B. Rohrströmung) wird die mittlere Strömungsgeschwindigkeit mit dem Durchmesser multipliziert. Hier ist $Re_{krit} \simeq 2300$. Bei nicht kreisförmigen Querschnitten wird der hydraulische Durchmesser

$$D_h = \frac{4 \cdot A}{U},$$

gebildet aus dem durchströmten Querschnitt A und dem Umfang U , als charakteristische Länge verwendet.

2.2 Grundlagen von Strömungsmaschinen

In [6] werden Strömungsmaschinen wie folgt definiert. In Strömungsmaschinen

- wird von einem mit Schaufeln bestückten Läufer oder Rotor an ein kontinuierlich strömendes Fluid entweder Arbeit übertragen und ihm dadurch Energie zugeführt: an der Welle der angetriebenen Arbeitsmaschine ist mechanische Leistung aufzuwenden;
- oder es wird dem Fluid Energie entzogen und in mechanische Arbeit umgewandelt: die treibende Kraftmaschine gibt Leistung an der Welle ab.

Um Strömungsmaschinen gleicher Bauart, aber auch Maschinen gleicher Baugröße hinsichtlich ihrer Betriebsdaten besser vergleichen zu können, werden dimensionslose Kennzahlen definiert. Für die vorliegenden Untersuchungen sind vor allem drei Kennzahlen von Bedeutung. Die Druckzahl ψ , die Volumenzahl φ und die Leistungsziffer λ . Die Druckzahl ψ ist definiert als:

$$\psi = \frac{\Delta p}{\rho/2 \cdot U_2^2}$$

Sie setzt die Druckerhöhung des Ventilators ins Verhältnis mit dem Staudruck der Umfangsgeschwindigkeit U_2 . Bei der Druckerhöhung eines Ventilators unterscheidet man die Begriffe Totaldruckerhöhung (Gesamtdruckerhöhung) Δp_{tot} und Druckerhöhung Δp_{fa} (frei ausblausend). Beim Druck werden folgende Bezeichnungen unterschieden: Atmosphärendruck p_0 , statischer Druck p_{st} , dynamischer Druck $p_d = \rho/2 \cdot c^2$, mit c als Strömungsgeschwindigkeit und ρ als Dichte, und Totaldruck $p_t = p_{st} + p_d$. Die gleichen Begriffe werden auch für Druckdifferenzen Δp verwendet. Die verschiedenen Druckdifferenzen lassen sich je nach Einbausituation des Ventilators noch vereinfachen.

$$\begin{aligned}\Delta p_{tot} &= p_{t2} - p_{t1} \\ \Delta p_{fa} &= p_{st2} - p_{t1}\end{aligned}$$

Die Volumenzahl φ ist definiert als:

$$\varphi = \frac{\dot{V}}{U_2 \cdot A_D} \quad , \text{ mit } \quad A_D = \frac{\pi}{4} D_2^2$$

Hier wird der geförderte Volumenstrom auf die Umfangsgeschwindigkeit multipliziert mit einer fiktiven durchströmten Fläche des Laufrades bezogen.

Die laufradbezogene Volumenzahl φ_L berücksichtigt die tatsächlich durchströmte Austrittsfläche des Laufrades A_2 .

$$\varphi_L = \frac{\dot{V}}{U_2 \cdot A_2}$$

Der Zusammenhang zwischen φ und φ_L für radiale und axiale Strömungsmaschinen lautet:

$$\begin{aligned}\varphi &= \varphi_L \frac{4b_2}{D_2} \quad (\text{radial}) \\ \varphi &= \varphi_L (1 - \nu^2) \quad , \text{ mit } \quad \nu = \frac{D_N}{D_2} \quad (\text{axial})\end{aligned}$$

2 Strömungsmechanische Grundlagen

Bei radialen Maschinen wird die Austrittsbreite b_2 , bei axialen Maschinen das Nabenverhältnis ν eingesetzt. Die Volumenzahl für Querstromventilatoren wird häufig auch als

$$\varphi_L^* = \frac{\dot{V}}{U_2 \cdot D_2 \cdot b_2}$$

definiert. Hier wird der geförderte Volumenstrom auf die Umfangsgeschwindigkeit multipliziert mit der durchströmten Querschnittsfläche des Laufrades bezogen.

Die Strömungsleistung P des Fluids ist:

$$P = \Delta p_{tot} \dot{V}$$

Die an der Welle zugeführte Antriebsleistung P_W einer Arbeitsmaschine (Pumpe, Ventilator) ist:

$$P_W = \frac{\Delta p_{tot} \dot{V}}{\eta}$$

Im Falle einer Kraftmaschine (Turbine) ist die an der Welle nutzbare Leistung P_W als

$$P_W = \Delta p_{tot} \dot{V} \eta$$

definiert. Bei der Bestimmung des Wirkungsgrades η ist der dynamische Druckanteil im Austrittsquerschnitt zu berücksichtigen.

In gleicher Weise lässt sich mit den dimensionslosen Kenngrößen φ und ψ eine Leistungsziffer λ definieren, die für Arbeitsmaschinen

$$\lambda = \frac{\varphi \psi}{\eta}$$

lautet. Manchmal findet zur Beschreibung und Beurteilung des Strömungsverhaltens auch noch die Drosselzahl τ Verwendung, die als

$$\tau = \frac{\varphi^2}{\psi}$$

definiert ist, und das Verhältnis von dynamischen Druck zu statischem oder totalem Druck charakterisiert.

Die Schnelllaufzahl σ und die Durchmesserzahl δ werden häufig in Zusammenhang mit dem Cordier-Diagramm (Abb. 2.1) verwendet und sind definiert als:

$$\sigma = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad \delta = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}}$$

Im Cordier-Diagramm werden die Betriebspunkte von Strömungsmaschinen, die im Bereich besten Wirkungsgrades betrieben wurden, in einem σ - δ -Diagramm eingetragen. Bei der Bestimmung von σ und δ wird für alle Laufradtypen immer $\varphi = \dot{V}/(U_2 \cdot A_D)$ verwendet. Nach einer Untersuchung, die auf Cordier[19] zurück geht, ordnen sich diese Werte

2.3 Grundlagen von Querstromventilatoren

der verschiedenen Strömungsmaschinen in einem schmalen Kurvenband (Cordier-Band) an. Bei kleinen Durchmesserzahlen δ finden sich axiale Strömungsmaschinen, im mittleren Bereich halbaxiale bzw. diagonale und bei großen Durchmesserzahlen Strömungsmaschinen mit radialen Laufrädern. Querstromventilatoren und Trommelläufer sind im Bereich axialer Strömungsmaschinen zu finden, „unterhalb“ des Cordier-Bands für axiale und radiale Strömungsmaschinen. In Abb. 2.1 ist die Lage eines Querstromventilators im Cordier-Diagramm zu sehen. Das bedeutet, dass Querstromventilatoren bei gleicher Durchmesserzahl spezi-

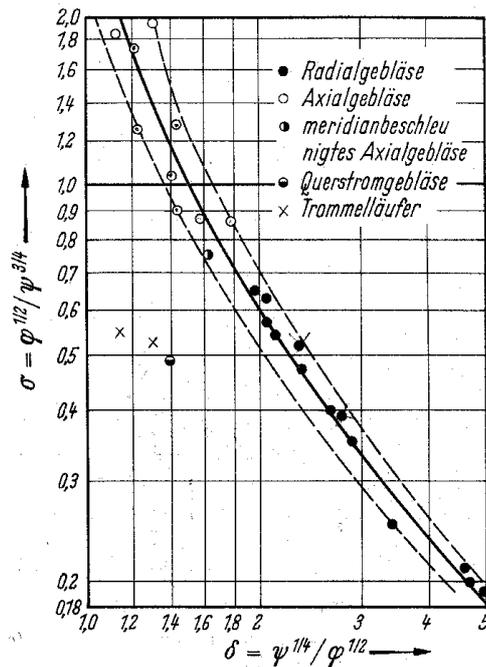


Abbildung 2.1: Cordier-Diagramm für Ventilatoren, aus [24]

fisch langsamer drehen bzw. bei gleicher Schnelllaufzahl spezifisch kleiner bauen, also eine höhere Leistungsdichte erzielen als radiale oder axiale Strömungsmaschinen.

2.3 Grundlagen von Querstromventilatoren

Bei Querstromventilatoren werden die charakteristischen Kennzahlen teilweise in abgewandelter Form definiert. Dies geschieht einerseits, um die geometrischen Einflussgrößen richtig wieder zu geben und andererseits, um den besonderen Strömungsverhältnissen bei Querstromventilatoren gerecht zu werden.

Die Reynolds-Zahl Re wird bei [87] wie folgt gebildet:

$$Re_C = \frac{U \cdot C}{\nu}$$

$$U = \pi \cdot D_2 \cdot n$$

$$C = \text{Sehnenlänge (Chord length)}$$

2 Strömungsmechanische Grundlagen

Eine weitere Definition für die Reynolds-Zahl bezieht als charakteristische Länge den Ausendurchmesser des Laufrades D_2 ein.

$$Re_{D_2} = \frac{U \cdot D_2}{\nu}$$

Somit ergeben sich unterschiedliche Größenordnungen von Reynolds-Zahlen, die für die Interpretation verschiedener Strömungsphänomene herangezogen werden können.

Aus den Werten für Volumenstrom, Druckerhöhung und dem Schaufelmoment können für jeden berechneten Betriebspunkt die charakteristischen Größen Lieferzahl φ (*flow coefficient*), Druckzahl ψ (*pressure coefficient*) und Wirkungsgrad η (*efficiency*) berechnet werden. Um das Moment dimensionslos darzustellen, wird die Leistungsziffer λ verwendet. Die Kennzahlen und der Wirkungsgrad sind für Querstromventilatoren wie folgt definiert:

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{\dot{V}}{B \cdot D_2 \cdot U_2} \\ \psi_{st,d,tot} &= \frac{\Delta p_{st,d,tot}}{\frac{\rho}{2} U_2^2} \\ \Delta p_{tot} &= \Delta p_{st} + \Delta p_d \\ \eta &= \frac{\Delta p_{tot} \cdot \dot{V}}{M \cdot \omega} \\ \lambda &= \frac{\varphi \cdot \psi}{\eta} \\ &= \frac{\dot{V}}{B \cdot D_2 \cdot U_2} \cdot \frac{\Delta p}{\frac{\rho}{2} U_2^2} \cdot \frac{M \cdot \omega}{\Delta p \cdot \dot{V}} \\ &= \frac{M \cdot \omega}{\frac{\rho}{2} U_2^2 \cdot B \cdot D_2 \cdot U_2} \end{aligned}$$

2.3.1 Der instationäre Charakter der Schaufelkanalströmung

Eine Besonderheit der Querstromventilatoren stellt die ausgeprägte Instationarität der Schaufelkanalströmung dar, wie sie so bei anderen Strömungsmaschinen nicht auftritt. Wie eingangs schon erwähnt, ändert sich die Strömungsrichtung durch einen Schaufelkanal zweimal. Im Einlassbereich werden die Schaufelkanäle von aussen nach innen durchströmt, in der Nähe des Beginns der Rückwand vermindert sich die Durchströmung bis zum Stillstand. Dann beginnt die Durchströmung von innen nach aussen und nimmt bis in die Nähe des Steuerwirbels zu, um sich dann, durch den Wirbel, erneut umzukehren. Das bedeutet, dass bei einer Drehzahl von z.B. $1500/min$ für eine Laufraddrehung eine Zeit von $1/25s$ benötigt wird, in der sich die Strömung einmal hin und her bewegt. Für die eigentliche Schaufel-durchströmung bleibt damit höchstens $1/50s$. Wenn man berücksichtigt, dass nicht nur Einströmen oder Ausströmen, sondern auch ein Stillstand der Strömung erfolgt, reduziert sich dieser Wert je nach Drosselzustand auf etwa $1/75s \dots 1/100s$, da jeweils nur $1/3$ bis $1/4$ des Laufrades durchströmt wird.

3 Numerisches Verfahren

Als Grundlage der Berechnungen wird das Programmpaket STAR-CD von Computational Dynamics (CD adapco group) eingesetzt. STAR steht für Simulation of Turbulent flow in Arbitrary Regions. Dieses Programmpaket verfügt über integrierte sogenannte Pre- und Postprozessoren, die den Kern, das eigentliche Berechnungsprogramm umgeben und die Schnittstelle zur Datenübergabe darstellen. Das Berechnungsprogramm basiert auf den Finiten Volumen Methoden (FVM), manchmal auch Box-Methoden genannt, welche heute hauptsächlich für die numerische Lösung von Problemen der Strömungsmechanik eingesetzt werden [72]. Eine der wichtigsten Eigenschaften von FVM ist, dass die Erhaltungsprinzipien, die den mathematischen Modellen kontinuumsmechanischer Problemstellungen zugrunde liegen, per Definition auch für die diskretisierten Gleichungen erfüllt sind. Ausgangspunkt für eine Finite-Volumen-Diskretisierung ist die Zerlegung des Problemgebiets (in der Regel in Form eines Gitters) in eine endliche Anzahl von finiten Volumen (Kontrollvolumen), deren Vereinigung das ganze Problemgebiet überdeckt. Für jedes dieser Kontrollvolumen (KV) werden die Erhaltungsgleichungen in Integralform formuliert. In Abbildung 3.1 ist das Ablaufschema einer Berechnung von der Modellerstellung bis hin zur Auswertung dargestellt.

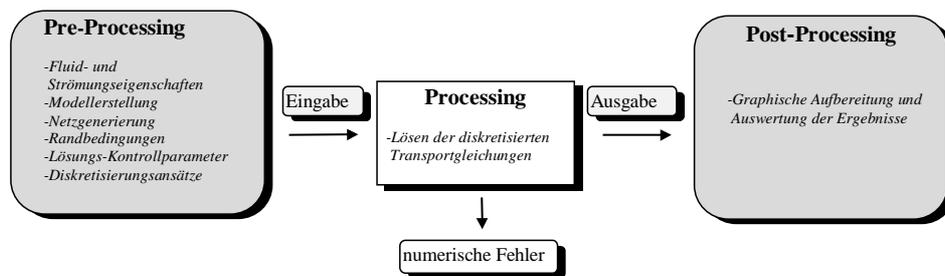


Abbildung 3.1: Ablaufschema einer Berechnung, mit Pre- und Postprocessing

3.1 Grundlagen der numerischen Modellierung

Bei der Anwendung numerischer Verfahren auf strömungsmechanische Probleme muss zunächst das Verhalten von Fluiden (Flüssigkeiten und Gase) charakterisiert werden. Im vorliegenden Fall wird von der Euler'schen Betrachtungsweise ausgegangen, die Fluide werden

3 Numerisches Verfahren

als Newton'sche Fluide, als linear-viskose isotrope Fluide angenommen. Newton'sche Fluide sind durch folgendes Materialgesetz für den Cauchy'schen Spannungstensor T_{ij} charakterisiert:

$$T_{ij} = \mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - p \delta_{ij}$$

mit der dynamischen Viskosität μ und dem Druck p . Die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und innere Energie lauten damit:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varrho}{\partial t} + \frac{\partial(\varrho v_i)}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial(\varrho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\varrho v_i v_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial v_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \varrho f_i \\ \frac{\partial(\varrho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\varrho v_i e)}{\partial x_i} &= \mu \left[\frac{\partial v_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_i} \right)^2 \right] - p \frac{\partial v_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \varrho q \end{aligned}$$

Die mittlere Gleichung ist die (kompressible) Navier-Stokes'sche Gleichung; häufig werden auch alle drei Gleichungen zusammen so bezeichnet. Das obige Gleichungssystem besteht aus 5 Gleichungen mit insgesamt 7 Unbekannten, den Geschwindigkeitsvektoren v , der Temperatur T , der Dichte ϱ , dem Druck p und der inneren Energie e . Zur Schließung des Gleichungssystems werden also zwei weitere Zustandsgleichungen $p = p(\varrho, T)$ und $e = e(\varrho, T)$ benötigt, welche die thermodynamischen Eigenschaften des Fluids definieren. In vielen Fällen kann das Fluid als ein ideales Gas angesehen werden, die innere Energie ist in diesem Fall nur eine Funktion der Temperatur, $e = e(T)$. Die thermische bzw. kalorische Zustandsgleichung lautet in diesem Fall:

$$\begin{aligned} p &= \varrho R T \\ e &= c_v T \end{aligned}$$

mit konstanter spezifischer Wärmekapazität c_v (bei konstantem Volumen).

In vielen Anwendungen und auch bei der Berechnung von Ventilatoren kann das Fluid näherungsweise als inkompressibel angesehen werden, wenn die Mach-Zahl, gebildet mit einer charakteristischen Geschwindigkeit \bar{v} des Problems und der Schallgeschwindigkeit a des Fluids

$$Ma = \frac{\bar{v}}{a}$$

kleiner als 0,3 ist. Daher werden die in den nachfolgenden Kapiteln beschriebenen numerischen Simulationen ebenfalls unter Annahme eines inkompressiblen Fluids durchgeführt.

Die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie inkompressibler Strömungen

lauten:

$$\begin{aligned}\frac{\partial v_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial(\rho v_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i v_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho f_i \\ \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v_i e)}{\partial x_i} &= \mu \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i} \right) + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\kappa \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \rho q\end{aligned}$$

Die Erhaltungsgleichungen müssen für die numerische Berechnung in geeigneter Weise diskretisiert werden. Eine gute Einführung in die Methodik zur Diskretisierung der Erhaltungsgleichung findet sich in [72, 29, 88].

3.1.1 Turbulenzmodellierung

Die Erhaltungsgleichungen gelten auch für turbulente Strömungen. In den meisten Fällen ist es aber nicht möglich, die turbulenten Schwankungen direkt aufzulösen. Um dennoch turbulente Strömungen berechnen zu können, werden Modelle verwendet, die den Einfluss der Turbulenz auf die Strömung berücksichtigen, ohne die turbulenten Strukturen auflösen zu müssen. Die Grundlage des in den nachfolgenden numerischen Untersuchungen verwendeten k - ε -Turbulenzmodells¹ ist die Annahme, dass für die Reynolds'schen Spannungen

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

gilt. μ_t bezeichnet die turbulente Viskosität. k ist die turbulente kinetische Energie und definiert als

$$k = \frac{1}{2} \overline{v'_i v'_i},$$

das gemittelte Produkt der Geschwindigkeitsschwankungen ist $\overline{v'_i v'_j}$. Die turbulente Intensität I , manchmal auch Turbulenzgrad Tu genannt,

$$I = \frac{u'}{\bar{U}}$$

ist das Verhältnis der turbulenten kleinskaligen Geschwindigkeitsschwankungen $v_{i,j}'$ im Verhältnis zur Geschwindigkeit \bar{U} der Hauptströmung. Damit kann die turbulente kinetische Energie geschätzt werden als

$$k = \frac{1}{2} I^2 \bar{U}^2.$$

Die turbulente Dissipationsrate im Gleichgewicht ist

$$\varepsilon \approx \frac{k^{3/2}}{l},$$

¹entwickelt Ende der 60er Jahre von Spalding und Launder

3 Numerisches Verfahren

mit l als Längemaßstab (lengthscale). Wenn l nicht aus Messungen bekannt ist, wird in der Literatur häufig ein Wert von $l = 0.1L$ als Abschätzung empfohlen, mit L als einer globalen strömungsbestimmenden Geometriegröße. Aus Ähnlichkeitsbetrachtungen kann man auf die turbulente Viskosität

$$\mu_t = C_\mu \rho l \sqrt{2k}$$

schließen, so dass für die turbulente Viskosität geschrieben werden kann:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon}$$

C_μ ist eine empirische Konstante, die aus experimentellen Untersuchungen nach der Entwicklung des Turbulenzmodells bestimmt werden musste. Die nachfolgenden Gleichungen stellen die inkompressiblen, turbulenten Erhaltungsgleichungen für Impuls, turbulente kinetische Energie und Dissipationsrate dar.

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial(\rho \bar{v}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \bar{v}_i \bar{v}_j \right] - (\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) &= -\frac{\partial \tilde{p}}{\partial x_i} + \rho f_i \\ \frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \bar{u}_j k \right] - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} &= G - \rho \varepsilon \\ \frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\rho \bar{u}_j \varepsilon \right] - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= C_{\varepsilon 1} G \frac{\varepsilon}{k} - C_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \end{aligned}$$

Hier sind σ_k , σ_ε , $C_{\varepsilon 1}$ und $C_{\varepsilon 2}$ weitere Konstanten, die aus experimentellen Untersuchungen ermittelt wurden. In Tabelle 3.1 sind die Werte des Standard- k - ε -Turbulenzmodells, wie sie in STAR-CD verwendet werden, aufgeführt. \tilde{p} ist definiert als $\tilde{p} = \bar{p} + 2k/3$. G bezeichnet die Produktionsrate der turbulenten kinetischen Energie, welche folgendermaßen definiert ist:

$$G = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j}$$

Damit erhält man ein System von partiellen Differentialgleichungen, welches nach den Unbekannten \tilde{p} , \bar{v}_i , k und ε gelöst werden muss. Die für die Entwicklung des k - ε -Modells

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

Tabelle 3.1: Konstanten des $k - \varepsilon$ -Turbulenzmodells in STAR-CD

getroffenen Annahmen gelten in hochturbulenten Strömungen mit isotroper Turbulenz. In Strömungen mit Ablösungen, über gekrümmten Oberflächen, in rotierenden Systemen ist die Voraussetzung isotroper Turbulenz nicht mehr gegeben. Dennoch wird es in der

3.1 Grundlagen der numerischen Modellierung

Praxis, insbesondere in kommerziellen Programmen zur Strömungsberechnung (und in den nachfolgenden Untersuchungen) auch für derartige Strömungsprobleme eingesetzt.

In unmittelbarer Wandnähe wird die Gleichung für ε nicht mehr gelöst. Unmittelbar an der Wand existiert eine dünne laminare Schicht, in der die Annahmen des Turbulenzmodells nicht mehr gelten. Eine Möglichkeit dieses Problem zu lösen, ist diese Schicht durch ein hinreichend feines Gitter aufzulösen und die Randbedingungen entsprechend zu wählen. Mit zunehmender Reynolds-Zahl muss aber dazu das wandnahe Gitter immer feiner werden. Durch eine Wandfunktion kann die laminare Strömung in Wandnähe überbrückt werden, da in einer vollturbulenten Strömung die Geschwindigkeit ausserhalb der laminaren Unterschicht logarithmisch anwächst.

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y^+ + B$$

Hier sind y^+ und u^+ normierte Größen für den Wandabstand δ bzw. die tangentielle Komponente der Geschwindigkeit \bar{v}_t und $B = 5.2$ eine Modellkonstante:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau \delta}{\mu} \quad , \quad u^+ = \frac{\bar{v}_t}{u_\tau} \quad , \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad ,$$

wobei u_τ die Wandschubspannungsgeschwindigkeit der Wandschubspannung τ_w ist. Unter Annahme nahezu paralleler Wandströmung kann die wandparallele Geschwindigkeitskomponente u_p und die Wandgeschwindigkeit u_w mit der Wandschubspannungsgeschwindigkeit u_τ in Beziehung gesetzt werden.

$$u_p - u_w = \frac{u_\tau}{\kappa} \ln(Ey^+)$$

Die Wandrauhigkeit wird für glatte Wände mit $E = 9.0$ angenommen, die Karman'sche Konstante ist $\kappa = 0.42$. Mit der Annahme, dass in der wandnächsten Zellschicht (Index_p) Produktion und Dissipation der turbulenten kinetischen Energie k_p im Gleichgewicht sind, können u_τ und y^+ bestimmt werden:

$$u_\tau = C_\mu^{1/4} \sqrt{k_p} \quad , \quad y^+ = \frac{\rho C_\mu^{1/4} \sqrt{k_p}}{\mu} \delta_p$$

Die Transportgleichung für die turbulente Dissipationsrate wird in der wandnächsten Zellschicht nicht gelöst, sondern wie folgt berechnet:

$$\varepsilon_p = \frac{C_\mu^{1/4} k_p^{3/2}}{\kappa \delta_p}$$

Der dimensionslose Wandabstand y^+ ist vom Abstand δ_p des Zellmittelpunkts der wandnächsten Zelle abhängig. In der Literatur finden sich unterschiedliche Angaben über den Gültigkeitsbereich von y^+ , üblicherweise wird ein Bereich von $30 < y^+ < 100 \div 500$ angegeben.

3.2 Numerische Modellierung von Querstromventilatoren

In den nachfolgenden Berechnungen wird die Strömung durch einen Querstromventilator als 2-dimensional, turbulent, instationär und inkompressibel (nur zu Vergleichsrechnungen kompressibel) angenommen. Diese Klassifizierung und ihre Berücksichtigung in der numerischen Simulation wird in Übereinstimmung mit zahlreichen Angaben aus der Literatur vorgenommen.

3.2.1 Geometrieerstellung

Unter Geometrieerstellung versteht man die Zerlegung des zu berechnenden Strömungsgebiets in eine endliche Anzahl von Teilgebieten, in denen dann die Werte der unbekanntenen Strömungsgrößen bestimmt werden sollen. Die diskreten Teilgebiete werden häufig in Form eines Gitters über das Lösungsgebiet verteilt, so dass die räumliche Diskretisierung auch als Gittergenerierung bezeichnet wird. Die Erzeugung des Berechnungsgitters ist der Teil einer Strömungsberechnung, der am meisten Zeit vom Benutzer erfordert, da neben der Festlegung des zu berechnenden Strömungsgebiets bei komplexen Geometrien auch eine sinnvolle Aufteilung des Berechnungsgitters vorgenommen werden muss. Hier ist aus Gründen der Berechnungszeit ein möglichst grob diskretisiertes Gitter anzustreben, welches aber dennoch fein genug ist, um geometrische Details und Strömungsphänomene (Wirbel, Rückströmungen, Gradienten) aufzulösen, sowie die Anforderungen der Randbedingungen zu erfüllen.

Für die Erzeugung der Berechnungsgitter wurde der in STAR-CD integrierte Pre- und Postprocessor *PROSTAR* verwendet. Die Erstellung der Gitter erfolgte im wesentlichen nach dem *Cell-Layer-Approach* (Rand-Modellierung), bei dem das Gitter ausgehend von einzelnen definierten Geometriepunkten durch Erzeugung weiterer Gitterpunkte, die dann zu Zellen verbunden werden, aufgebaut wird. Eine andere Technik ist die *Multi-Block-Mesh-generation* (Volumen-Modellierung), bei der das Berechnungsgebiet aus einfachen Geometriebereichen aufgebaut ist, die dann entsprechend den Anforderungen der Strömungsberechnung unterteilt werden. Zu Beginn der Geometrieerstellung steht die Erzeugung des Laufradbereiches und der unmittelbar angrenzenden Gitterbereiche, da diese für die in der instationären Berechnung stattfindende Gitterdrehung eine geordnete Knoten- zu Gitter-Zuordnung benötigen. Nach der Vernetzung des Laufradinnern wird der Bereich zwischen Laufrad und Gehäuse vernetzt. Als nächster Schritt erfolgt die Vernetzung gegebenenfalls zusätzlich notwendiger Ein- oder/und Ausströmbereiche, die nicht mehr zur eigentlichen Gehäusegeometrie gehören, die aber für das Erstellen der Randbedingungen notwendig sind. Die Gitterstruktur, die auf diese Art und Weise erzeugt wird, wird als unstrukturiertes Gitter bezeichnet, auch wenn die einzelnen Bereiche des Gitters durchaus blockartig strukturiert sind. Da STAR-CD sowohl unstrukturierte als auch strukturierte Gitter verarbeiten kann (und wahrscheinlich auch strukturierte nicht anders als unstrukturierte behandelt), hat man durch die Wahl eines unstrukturierten Gitters die Möglichkeit, auch komplexe Geometrien zu vernetzen, ohne die dafür notwendige Anzahl an Zellen (durch die Erfordernisse einer Blockstruktur) in die Höhe schnellen zu lassen. Genauere

3.2 Numerische Modellierung von Querstromventilatoren

Beschreibungen der verschiedenen Gittertypen und ihrer Mischformen lassen sich z.B. bei Schäfer [72] finden.

3.2.2 Randbedingungen

Für Querstromventilatoren kommen verschiedene Betriebsarten in Frage, wie sie schematisch in Abbildung 3.2 zu sehen sind. Der Ventilator kann saug- und druckseitig an ein Ka-

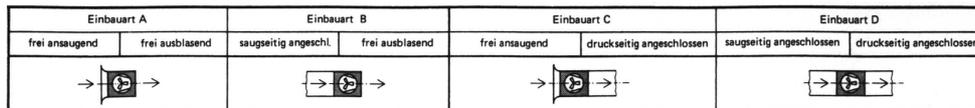


Abbildung 3.2: Einbauarten für Ventilatoren, aus [23]

nalsystem angeschlossen sein (Einbauart D), oder nur saug- oder druckseitig angeschlossen sein und auf der anderen Seite ins Freie ausblasen oder aus dem Freien ansaugen (Einbauarten B oder C), oder sowohl saugseitig aus dem Freien ansaugen als auch druckseitig ins Freie ausblasen (Einbauart A). Diese Betriebsarten sind bei der numerischen Modellierung zu berücksichtigen. Bei vergleichenden Berechnungen für experimentelle Untersuchungen muss auch möglichst genau die Umgebung berücksichtigt werden, oder durch vereinfachte (aber nicht verfälschende) Annahmen ersetzt werden. In der numerischen Simulation von Querstromventilatoren sind verschiedene Randbedingungen zu unterscheiden, die entsprechend dem Wissen über die Strömungsgrößen am jeweiligen Rand gewählt werden müssen. Dabei ist zu beachten, dass bestimmte Kombinationen von Randbedingungen an Einström- und Ausströmrändern nicht gewählt werden können, da sonst die der Berechnung zugrunde liegenden Gleichungen über- oder unterbestimmt sind. In den nachfolgenden Berechnungen werden je nach Strömungsproblem folgende Randbedingungen verwendet:

- Druckrandbedingung: An Ein- und Ausströmrändern können Druckrandbedingungen vorgegeben werden. Bei einer statischen Druckrandbedingung wird der statische Druck konstant gehalten. Bei einer Totaldruckrandbedingung verringert sich der statische Druck um den dynamischen Druck der Einströmung. Bei einer Auströmung reduziert sich eine Totaldruckrandbedingung zu einer statischen Druckrandbedingung.
- Einlassrandbedingung: Hier können Geschwindigkeitskomponenten in einem frei wählbaren Koordinatensystem vorgegeben werden.
- Auslassrandbedingung: Hier kann entweder ein Massenstrom vorgegeben werden, oder der Anteil des Massenstroms, der durch diesen Rand ausströmen soll.
- Symmetrierandbedingung: Für ebene Strömungsprobleme werden auf Symmetrieflächen der Geometrie Symmetrierandbedingungen angegeben, welche die Strömungsgrößen auf beiden Seiten gleichsetzen. Wenn die Geometrie 2-dimensional ist (nur

3 Numerisches Verfahren

eine Zellreihe in der dritten Raumrichtung), wird die Geschwindigkeitskomponente der dritten Raumrichtung gleich null gesetzt und nicht berechnet.

- Wandrandbedingung: An Wänden werden die Geschwindigkeiten gleich null gesetzt. Bei Verwendung eines Turbulenzmodells wird für die wandnächste Zellschicht eine Wandfunktion eingesetzt, die den Übergang von der Haftbedingung an der Wand zur turbulenten Strömung im Rechengebiet überbrückt und die Grenzschicht annähert.
- Schaufelwandbedingung: Für dünne Wände im Strömungsgebiet können sog. *baffles* definiert werden. Diese werden durch Zellen ohne Dicke repräsentiert, deren Oberfläche als undurchlässige Wand mit Haftbedingung angenommen wird, unter Berücksichtigung einer Wandfunktion im Falle turbulenter Strömung.

An den Rändern, an denen Ein- oder Ausströmen stattfindet, müssen bei Verwendung von Turbulenzmodellen zusätzlich noch turbulente Größen oder Verteilungen dieser Größen vorgegeben werden.

3.2.3 Modellierung der Laufraddrehung

Für die Berechnung von rotierenden und feststehenden Bereichen in einem Strömungsgebiet stehen in STAR-CD verschiedene Methoden zur Auswahl. Die einfachste, aber auch nur für einfache Probleme und grobe Annäherungen geeignete Methode ist, mit verschiedenen Bezugssystemen (*multiple frames of reference*) zu arbeiten. Hier werden die verschiedenen Gitterbereiche nicht bewegt, sondern in den Bestimmungsgleichungen der Strömungsgrößen Quellterme hinzugefügt, welche den Einfluss von Coriolis- und Zentrifugalkräften berücksichtigen. Dieses Verfahren eignet sich nur für Strömungen, bei denen sich sowohl im rotierenden als auch im feststehenden Bezugssystem ein stationärer Zustand einstellt.

Für instationäre Strömungsvorgänge, wie sie bei der Schaufelkanaldurchströmung von Querstromventilatoren auftreten, bieten sich zwei Verfahren an. Beim ersten Verfahren (*regular sliding interfaces*) wird in jedem Zeitschritt das Gitter am Übergangsbereich zwischen rotierendem und feststehendem System fest zugeordnet (direkte Adressierung). Dazu werden die Gitterzellen im Übergangsbereich bis zu einer bestimmten Rotation verzerrt, um die Drehung des Gitters zu ermöglichen. Bei zu großer Verzerrung des Gitters wird die Zellzuordnung im Übergangsbereich aufgehoben und durch eine Verdrehung und Neuverknüpfung um eine Zelle in Umfangsrichtung ersetzt. Dieses Verfahren benötigt eine 1:1-Zuordnung der Zellen im Übergangsbereich und für jeden Zeitschritt eine Definition, wie die Zellverknüpfung vorgenommen werden soll. Daher kann die Zeitschrittweite der instationären Berechnung erst nach erneutem Erzeugen der einzelnen Drehungsschritte angepasst werden. Das zweite Verfahren ist die ASI-Methode (*Arbitrary Sliding Interface*), welches in den nachfolgenden Berechnungen verwendet wird. Abbildung 3.3 zeigt schematisch den Ablauf der Gitterbewegung in einer instationären Berechnung nach der ASI-Methode. Der Vorteil dieses Verfahrens gegenüber Verfahren, die mit direkter Zelladressierung arbeiten, liegt in der Flexibilität bei der Wahl der Zeitschrittweite und dem möglichen Verknüpfen von Zellbereichen, die keine 1:1-Zuordnung an der Grenze zwischen bewegtem und feststehendem

3.2 Numerische Modellierung von Querstromventilatoren

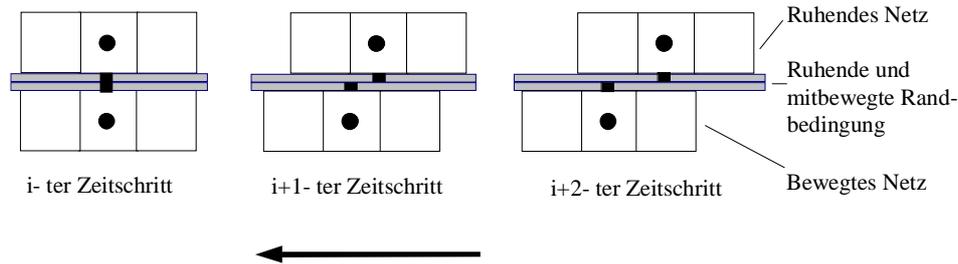


Abbildung 3.3: Verschiebung angrenzender Zellbereiche nach der ASI-Methode

Gitter erlauben. Die freie Wahl der Zeitschrittweite ermöglicht es, diese auch während der laufenden Berechnung an die Erfordernisse durch die Strömung anzupassen, ohne zuvor eine Anpassung der Gitterdefinition für die Drehung im sog. „Preprocessing“ vornehmen zu müssen. Der Nachteil dieses Verfahrens liegt in einem erhöhten Speicherbedarf während der Berechnung und einer geringfügig größeren Berechnungszeit als bei der direkten Zelladressierung.

3.2.4 numerische Diskretisierung

In STAR-CD stehen die gängigen Verfahren zur räumlichen und zeitlichen Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen zur Verfügung. Im Nachfolgenden soll kurz auf die hier in den numerischen Simulationen benutzten Verfahren eingegangen werden, ohne das gesamte Spektrum der Möglichkeiten darzulegen. Für die räumliche und zeitliche Diskretisierung werden nachfolgende Verfahren verwendet:

- Das UD-Verfahren (*Upwind-Differencing*) ist ein Verfahren 1.Ordnung, bei der die Strömungsgröße ϕ einer Zelle durch den Wert der stromaufwärts liegenden Zelle approximiert wird. Dieses Verfahren besitzt einen Interpolationsfehler 1. Ordnung und erzeugt insbesondere auf nicht der Strömung angepassten Gittern ein großes Maß an *numerischer Diffusion* [72].
- Das CD-Verfahren (*Central-Differencing*) besitzt einen Interpolationsfehler 2. Ordnung, nahezu unabhängig vom Rechengitter. Die Strömungsgröße ϕ wird aus den Werten der Nachbarzellen linear interpoliert.
- Das SFCD-Verfahren (*Self-Filtered-Central-Differencing*) bildet einen Mittelwert aus der UD- und der CD-Diskretisierung für die Strömungsgröße ϕ . Durch Gewichtungsfaktoren für die Anteile der UD- und CD-Lösung, abhängig vom Gradienten von ϕ , sollen unphysikalische Approximationen von ϕ vermieden werden.
- Das QUICK-Verfahren (*Quadratic Upstream Interpolation of Convective Kinematics*) ist ebenfalls eine UD-Approximation, allerdings höherer Ordnung. Die Strömungsgröße ϕ wird durch ein Polynom 2. Grades, welches als Stützstellen die Werte der zwei

3 Numerisches Verfahren

nächsten stromaufwärts liegenden Zellen und einer stromabwärts liegenden Zelle verwendet, angenähert.

- Der MARS-Ansatz (*Monotone Advection and Reconstruction Scheme*) ist ein „multidimensionaler“ Diskretisierungsansatz 2. Ordnung [21]. Der Ansatz gliedert sich in zwei Schritte. Zuerst werden mittels des TVD-Verfahrens (*Total Variation Diminishing*) die numerischen Oszillationen gedämpft. Im zweiten Schritt werden die nun rein advektiven Terme (diffusive Terme werden vernachlässigt) an den Kontrollraum-Flächen mittels eines Advektionsverfahrens approximiert. Der MARS-Ansatz ist sehr robust und führt auch bei stark verzerrten Netzen zu genauen Lösungen, verbunden mit höherem Rechenaufwand als bei den einfachen Verfahren 1. und 2. Ordnung.
- PISO-Algorithmus: Damit Massen- und Impulserhaltung gleichzeitig erfüllt werden, müssen Druckkorrekturgleichungen gelöst werden. Für instationäre Strömungen geschieht dies nach dem PISO-Algorithmus (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*). Dabei handelt es sich um ein implizites Zeitschrittverfahren, bei dem die gekoppelten diskretisierten Erhaltungs- und Turbulenzgleichungen in jedem Zeitschritt entkoppelt und damit iterativ gelöst werden. Bei inkompressiblen Strömungen kommt der Druck in der Kontinuitätsgleichung nicht vor, diese wird daher so modifiziert, dass eine Druckberechnung möglich ist. Die gewonnene Druckkorrekturgleichung korrigiert das Druckfeld so, dass die Geschwindigkeiten die Kontinuitätsgleichung erfüllen. Der PISO-Algorithmus ist dadurch gekennzeichnet, daß er gegenüber anderen Lösungsalgorithmen mehrere Druckkorrekturgleichungen aufweisen kann.

3.2.5 eigene Erweiterungen in STAR-CD

Der Benutzer hat in STAR-CD in begrenztem Maße die Möglichkeit, eigene Routinen zur Erweiterung der Strömungsberechnung und der Datenausgabe einzubinden. Mit diesen Routinen können vordefinierte Variablen ausgelesen, modifiziert und wieder übergeben werden. In den nachfolgenden Simulationen von Querstromventilatoren wurde hiervon in zwei Fällen Gebrauch gemacht. Im ersten Fall werden die Strömungsgeschwindigkeiten in der Zeitschrittweite berücksichtigt. Dies geschieht durch Anpassung der Zeitschrittweite an das Courant-Friedrich-Levy-*(CFL)*Kriterium. Die *CFL*-Zahl setzt die Zeitschrittweite Δt ins Verhältnis mit der lokalen Geschwindigkeit v und der lokalen Gitterweite Δx und charakterisiert das Verhältnis von Zeitschritt zu konvektivem Transport:

$$CFL = \frac{\Delta t}{\frac{\Delta x}{v}} = \frac{v \Delta t}{\Delta x}$$

Aus Stabilitätsgründen sollte $CFL \leq 1$ erfüllt sein. Physikalisch ausgedrückt, sollte die Zeitschrittweite so gewählt sein, dass die Information über eine Größe ϕ nicht weiter als bis zum nächsten Gitterpunkt vorankommt. In STAR-CD[20] wird als obere Grenze ein Wert von $CFL \leq 100$ angegeben. Da dieser Wert immer mit der lokalen Gitterfeinheit gemeinsam zu bewerten ist, kann bei recht feinen Gittern (die aus Gründen der Gittergenerierung

so fein gemacht werden mussten), dieser Wert noch akzeptiert werden. In Bereichen, in denen große Änderungen der Strömungsgrößen ϕ auftreten, ist eher die untere Grenze anzustreben. Diese Vorgehensweise ist hilfreich, wenn Unsicherheit besteht, ob die gewählte Zeitschrittweite ausreichend klein ist, um die relevanten Strömungsgrößen korrekt zu berechnen. Für die Berechnung der Kennlinie beinhaltet sie den Nachteil, dass entweder sehr viele Zeitschritte für einen *Loadstep* vorgesehen werden müssen, damit sich die Strömung auch sicher den geänderten Randbedingungen angepasst hat. Oder der Benutzer muss die für die Auswertung relevanten Strömungsbereiche während der Berechnung beobachten, und nach Erreichen eines konstanten Strömungszustands die Rechnung unterbrechen, um mit geänderten Randwerten weiterzurechnen.

Im zweiten Fall wurde durch die Definition sogenannter *Loadsteps* nach einer festgelegten Anzahl von Zeitschritten der Druck an der Auslassrandbedingung bzw. ein Druckverlust im Zuströmbereich oder Ausströmbereich variiert, um verschiedene Betriebspunkte zu simulieren. Durch Einfügen einer Zellreihe (*baffle-zone*) im Strömungsgebiet, in der ein Druckabfall in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit stattfindet, wird dem Betriebsverhalten des Ventilators eine einfache Anlagenkennlinie entgegengesetzt. Durch Variation der Parameter in der Druckabfallfunktion können so für verschiedene *Loadsteps* unterschiedliche Strömungswiderstände definiert werden. Dies hat gegenüber der Vorgehensweise, durch Druckvariationen an der Einlass- oder Auslassrandbedingung verschiedene Betriebszustände zu erzeugen, einen entscheidenden Vorteil. Die Ventilatordurchströmung passt sich der Anlagenkennlinie an und kann nicht durch eine (möglicherweise zu groß) gewählte Druckdifferenz dominiert werden. Die Druckabfallfunktion ist folgendermaßen definiert:

$$\Delta p = -\rho(\alpha|v_n| + \beta)v_n$$

Dabei ist v_n die Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur durchströmten Zelloberfläche, α und β sind Parameter, durch die der Benutzer den Druckabfall variieren kann.

3.3 Fehlerabschätzung

Bei den numerischen Berechnungen können verschiedene Fehler unterschieden werden. Eine Gruppe gehört zu den Fehlern, die durch Rundungs- und Abbruchfehler sowie durch die Linearisierung der Erhaltungsgleichungen zur Lösung der Gleichungssysteme verursacht werden. Eine weitere Gruppe entsteht durch physikalische Vereinfachungen der Strömungsberechnung. Dazu gehören die Inkompressibilität, die Isothermie und die Modellierung der turbulenten Strömungsvorgänge durch Turbulenzmodelle mit beschränkter Gültigkeit und Genauigkeit. Eine dritte Gruppe von Fehlern entsteht durch Vereinfachungen der Geometrie in der numerischen Berechnung. Hierzu gehört die Annahme einer 2-dimensionalen Strömung und die Vernachlässigung der Spalte zwischen Laufraddeckscheiben und Gehäusewänden. Die Fehler der ersten zwei Gruppen sind nur durch aufwendige Einzelberechnungen zu ermitteln, da ihre Wirkung und Richtung manchmal entgegengesetzt sein kann, so dass sie sich in der Summe aufheben. Die dritte Gruppe, die Vereinfachungen der geome-

3 Numerisches Verfahren

trischen Modellierung, lassen zumindest qualitativ und in Grenzen auch quantitativ eine Abschätzung ihrer Auswirkungen auf die Berechnungsergebnisse zu.

3.3.1 Einfluss der Kompressibilität

Bei Eck [24] (S.43f) wird eine Abschätzung über den Fehler gemacht, der durch Vernachlässigung der Kompressibilität bei Auslegung, Berechnung und Messungen entsteht. In dieser Abschätzung wird aus dem Zusammenhang für Schallgeschwindigkeit a , Druck p und Dichte ρ

$$a = \sqrt{\frac{dp}{d\rho}}$$

der Fehler bestimmt, der sich für Druck und Dichte bezogen auf den Staudruck einer Strömung ergibt. Wenn man diese Gleichung als Differenzengleichung auffasst, ergibt sich:

$$\begin{aligned} a &= \sqrt{\frac{\Delta p}{\Delta \rho}} \\ \Delta p &= \frac{\rho}{2} c^2 \\ \frac{\Delta \rho}{\rho} &= \frac{1}{2} \left(\frac{c}{a}\right)^2 \\ \Delta p &= \frac{\rho}{2} c^2 \left[1 + \frac{1}{4} \left(\frac{c}{a}\right)^2\right] \\ \frac{\Delta(\Delta p)}{\Delta p} &= \frac{1}{4} \left(\frac{c}{a}\right)^2 \end{aligned}$$

Bei einer Strömungsgeschwindigkeit $c = 50\text{m/s}$ liegt der Fehler in der Bestimmung der Leistung bei etwa 1.2%, der Fehler in der Druckbestimmung liegt bei etwa 0.6%.

3.3.2 Vernachlässigung der Wandreibung

Den Einfluss der Wandreibung in einer realen 3-dimensionalen Geometrie gegenüber einer 2-dimensional berechneten Durchströmung kann man zumindest näherungsweise berücksichtigen. Der Druckverlust infolge der Wandreibung lässt sich z.B. aus der Umströmung einer ebenen Platte und der daraus resultierenden Widerstandskraft bestimmen. Die Annahme, dass die Wandreibungverluste im Gehäuse eines Querstromventilators den Verlusten einer ebenen Plattenströmung entsprechen, ist aber sicherlich nur eine grobe Annäherung. Die realen Strömungsverhältnisse in Querstromventilatoren sind auch durch Wirbel und Ablösungen gekennzeichnet, deren Einfluss auf die Wandreibung mit dieser einfachen Annahme nicht entsprochen wird.

Die Widerstandskraft W der eben angeströmten Platte berechnet sich als:

$$W = C_w A \rho / 2 c^2$$

Für glatte Oberflächen kann nach Eck [24] $C_w \approx 0.004 \dots 0.0045$ gewählt werden. Diese Werte gelten nach [102] allerdings erst bei Reynolds-Zahlen $Re_l > 10^6$. Bei [24] wird als Erfahrungswert auch $C_w \approx 0.0055 \dots 0.006$ angegeben, dieser Wertebereich würde auch eher zu den aus den globalen Strömungsverhältnissen an der Wand berechenbaren Reynolds-Zahlen Re_l passen. Re_l ist hierbei die auf die Lauflänge l und Anströmgeschwindigkeit c bezogene Reynolds-Zahl für umströmte Oberflächen:

$$Re_l = \frac{c \cdot l}{\nu}$$

Die Verlustleistung, die durch diese Arbeit erzeugt wird, ist:

$$P_{Verl} = Wc$$

Eigentlich müsste für jedes Wandflächenelement dA die Widerstandskraft

$$dW = C_w dA \rho / 2c^2$$

bestimmt und dann über die gesamte Wandfläche integriert werden. Bei [24] wird anstelle der lokalen Geschwindigkeiten die mittlere Geschwindigkeit im Strömungsgebiet verwendet. In der numerischen Berechnung kann für jedes Wandelement ΔA auch die zugehörige Geschwindigkeit w und daraus ein lokaler Widerstandskraftanteil ΔW berechnet werden, so dass die tatsächliche Widerstandskraft aufgrund lokaler Geschwindigkeitsverteilungen berechnet werden kann. Die Verlustleistung P_{Verl} ist:

$$P_{Verl} = \int C_w \rho / 2c^2 c dA$$

In der Auswertung der numerischen Daten wird aus der Integration eine Aufsummation über der Wandfläche:

$$P_{Verl} = \sum C_w \rho / 2c^2 c \Delta A$$

Bei der Auswertung ist zu berücksichtigen, dass die Verluste von zwei Wänden bestimmt werden müssen, also kann die Verlustleistung geschrieben werden als:

$$P_{Verl} = \sum C_w \rho c^3 \Delta A$$

Diese Strömungsleistung lässt sich in einen Totaldruckverlust $\Delta p_{t,verl}$ umrechnen, aus

$$\Delta p_{t,verl} = \frac{P_{Verl}}{\dot{V}},$$

oder für die hier ausgeführten Berechnungen, in einen statischen Druckverlust $\Delta p_{st,verl}$ und in einen Verlust an gefördertem Volumenstrom \dot{V}_{verl} . Diese Umrechnung basiert auf der Annahme, dass der Reibungsverlust im Querstromventilator an den Wänden sowohl einen Einfluss auf den Volumenstrom als auch die Druckerhöhung hat. Diese Anteile sollten nach dem Einfluss der Geschwindigkeit c auf diese Größen berücksichtigt werden. Der

3 Numerisches Verfahren

dynamische Druck p_d ändert sich proportional zu c^2 und der Volumenstrom proportional zu c . Die Strömungsleistung P ändert sich also proportional zu c^3 .

$$\begin{aligned}
 P' &= P - P_{verl} \\
 \frac{P'}{P} &= \frac{\Delta p'_t}{\Delta p_t} \cdot \frac{\dot{V}'}{\dot{V}} \\
 \Delta p'_t &= \left(\frac{P'}{P}\right)^{2/3} \Delta p_t \\
 \dot{V}' &= \left(\frac{P'}{P}\right)^{1/3} \dot{V} \\
 P' &= \Delta p'_t \cdot \dot{V}' \\
 \Delta p_{t,verl} &= \Delta p_t - \Delta p'_t \\
 \Delta p_{st,verl} &\simeq \Delta p_{t,verl} \\
 \dot{V}_{verl} &= \dot{V} - \dot{V}'
 \end{aligned}$$

Die Änderung des Volumenstroms kann aus obigen Gleichungen direkt bestimmt werden, die Änderung des Totaldrucks wird der Einfachheit einer Änderung des statischen Druckes zugeordnet, obwohl man genau genommen zunächst die Änderung des dynamischen Druckes aus der Änderung des Volumenstroms bestimmen müsste, um dann die Änderung des statischen Druckes aus der Differenz $\Delta p_{t,verl} - \Delta p_{d,verl} = \Delta p_{st,verl}$ zu erhalten. Für kleine Änderungen im Volumenstrom ist es aber hinreichend genau, die Totaldruckänderung $\Delta p_{t,verl}$ direkt in eine Änderung des statischen Druckes $\Delta p_{st,verl}$ umzuwandeln, da der dynamische Druckanteil proportional dem Volumenstromquadrat ist und damit die Änderung des Druckes proportional der Änderung des Volumenstroms im Quadrat ist.

Eine Korrektur der dimensionslosen Kennliniengrößen kann ebenfalls unter der Annahme erfolgen, dass sich die Wandreibungsverluste auf die Druckzahl ψ proportional c^2 und auf die Volumenzahl φ proportional c auswirken. Die korrigierte Werte ψ' und φ' berechnen sich als:

$$\begin{aligned}
 \psi' &= \left(\frac{P'}{P}\right)^{2/3} \psi \\
 \varphi' &= \left(\frac{P'}{P}\right)^{1/3} \varphi
 \end{aligned}$$

Eine vereinfachte Berücksichtigung der Strömungsverluste durch Wandreibung setzt die berechnete Verlustleistung P_{Verl} nur in Beziehung zu einem Abfall des Totaldrucks $\Delta p_{t,verl}$ und des statischen Drucks $\Delta p_{st,verl}$. Der Strömungsverlust hat bei dieser Annahme keinen Einfluss auf den Volumenstrom. Die Korrektur der Drücke und der Druckzahlen erfolgt

dann als:

$$\begin{aligned}
 P' &= P - P_{\text{verl}} \\
 \frac{P'}{P} &= \frac{\Delta p'_t}{\Delta p_t} \cdot \frac{\dot{V}}{\dot{V}} \\
 \Delta p'_t &= \left(\frac{P'}{P} \right) \Delta p_t \\
 \Delta p'_{st} &= \left(\frac{P'}{P} \right) \Delta p_{st} \\
 \Delta p_{t,\text{verl}} &= \Delta p_t - \Delta p'_t \\
 \Delta p_{st,\text{verl}} &= \Delta p_{st} - \Delta p'_{st} \\
 \psi' &= \left(\frac{P'}{P} \right) \psi
 \end{aligned}$$

Bei einer Berücksichtigung von Volumenstromverlusten durch Spalte, wie im nachfolgenden Kapitel beschrieben, werden Δp_t und ψ_t mit dem reduzierten Volumenstrom bestimmt, bevor eine Korrektur dieser Größen unter Berücksichtigung der Wandreibungsverluste erfolgt.

3.3.3 Spaltverluste zwischen Rotor und Gehäuse

Die Spaltverluste können z.B. durch die Annahme einer Spaltströmung angenähert werden. In der numerischen Modellierung wird die Gehäuseströmung 2-dimensional berechnet, ohne Berücksichtigung der Verluste durch eine Rücksströmung von der Druckseite des Laufrades auf die Saugseite. Die Verluste entstehen in der experimentellen Untersuchung durch Spalte zwischen Laufradendscheiben (Endronden) und Gehäusewand. Die Verlustströmung führt zu einem verringerten gemessenen Volumenstrom, da an der Messdüse nur der durch die Messstrecke geförderte Volumenstrom, nicht aber der vom Laufrad geförderte Volumenstrom bestimmt wird. In der Numerik treten diese Verluste nicht auf, hier treten nur die auch im Experiment vorhandenen Rückströmungen durch Spalte zwischen Rückwand bzw. Zunge und Laufrad auf. Die Berücksichtigung der Spaltströmungsverluste zwischen Rotorendscheiben und Gehäuse kann auf verschiedene Art und Weise realisiert werden. Eine Möglichkeit ist, die Strömung im Spalt durch eine Poiseuille-Strömung anzunähern. Für den Druckabfall Δp auf der Spalllänge l gilt nach [102]:

$$\begin{aligned}
 \Delta p &= \frac{\rho}{2} c_m^2 \frac{l}{2h} \frac{24}{Re} \\
 Re &= \frac{c_m 2h}{\nu}
 \end{aligned}$$

3 Numerisches Verfahren

Damit kann nach der mittleren Geschwindigkeit c_m im Spalt aufgelöst werden, und der Verlustvolumenstrom \dot{V}_{verl} bestimmt werden.

$$\begin{aligned}c_m &= \frac{\Delta p}{\rho/2} \frac{1}{24} \frac{1}{\nu} \frac{4h^2}{l} \\ \dot{V} &= c_m h l \\ \dot{V} &= \frac{\Delta p}{\rho/2} \frac{1}{24} \frac{1}{\nu} 4h^3\end{aligned}$$

Als Druckdifferenz wird entweder die Differenz der saugseitigen und druckseitigen Drücke am Laufrad eingesetzt, oder die statische Druckerhöhung Δp_{st} , h ist die Spalthöhe. Für l wird der Laufraddurchmesser D_2 eingesetzt, der Spaltlänge und Spaltdurchmesser repräsentiert.

Eine Überlagerung der Rotation der Deckscheibe mit der Spaltströmung ist grundsätzlich denkbar, auch könnte die tatsächliche Druckverteilung am Laufrad berücksichtigt werden. Die an dieser Stelle gemachten Verlustberechnungen sollen keine exakten Werte liefern, sondern die Größenordnung der Verluste abschätzen helfen, um experimentelle und numerische Daten besser miteinander vergleichen zu können.

4 Experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

Die in Kapitel 5 beschriebenen und bereits zu Beginn der Untersuchungen durchgeführten Berechnungen machen deutlich, dass es möglich ist, das Strömungsverhalten in einem Querstromventilator qualitativ gut und in Grenzen auch quantitativ richtig wiederzugeben. Um eine weitere Verbesserung des numerischen Verfahrens zu erreichen, ist es notwendig, zusätzliche Informationen aus Experimenten heranzuziehen. Da nur wenig experimentelle Daten in der Literatur vorhanden sind, müssen weitere exemplarische Untersuchungen mit Verfahren zur Strömungsvisualisierung herangezogen werden, um anhand von Detailuntersuchungen das numerische Verfahren zu optimieren. Dazu gehören insbesondere Auswertungen des Strömungsfeldes im Innern des Querstromventilators, sowie der außerhalb des Gehäuses liegenden Bereiche, um nicht nur integrale Größen wie Druck und Volumenstrom zur Bewertung heranziehen zu können, sondern auch um die Randbedingungen in der Numerik richtig anpassen zu können. Damit sollen auch die durch fehlende Seitenwandeffekte und die ebene Berechnung verursachten Fehler untersucht werden, um sie von den numerischen Fehlern der Strömungsberechnung zu unterscheiden. Somit können die Abweichungen zwischen Numerik und Experiment besser bewertet werden. Eine weitere wichtige Kenngröße, der Wirkungsgrad, kann bislang auch noch nicht bewertet werden, da den bereits vorhandenen Untersuchungen aus der Literatur keine bzw. nur unvollständige Angaben zu entnehmen sind. Deshalb wird im Rahmen dieser Untersuchungen ein Prüfstand aufgebaut, an dem mit einem laseroptischen Messverfahren (Particle-Image-Velocimetry - PIV) die Durchströmung von Querstromventilatoren untersucht und die Strömungsgeschwindigkeiten quantitativ erfasst werden können. Die Ergebnisse dieser experimentellen Untersuchungen werden mit den numerischen Resultaten für die Bewertung der Strömungsberechnungen herangezogen. Der Versuchsaufbau wird nachfolgend kurz beschrieben.

4.1 Aufbau des Versuchsstands

Auslegung, Aufbau und Erstinbetriebnahme des Versuchsstandes wurden zum Teil im Rahmen einer Studienarbeit [5] am Fachgebiet Strömungsmaschinen durchgeführt. In den nachfolgenden Abschnitten wird daher nur in kurzen Zügen auf die Komponenten der Versuchstechnik eingegangen, wie sie für die Erfassung und Bewertung der Ergebnisse und den Vergleich mit den numerischen Resultaten notwendig sind. Der Aufbau des Versuchsstandes

4 Experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

erfolgt in Anlehnung an DIN 24163 [23] für Ventilatoren, um möglichst praxisnahe Prüfbedingungen realisieren zu können. Abbildung 4.1 zeigt das Schema eines konventionellen

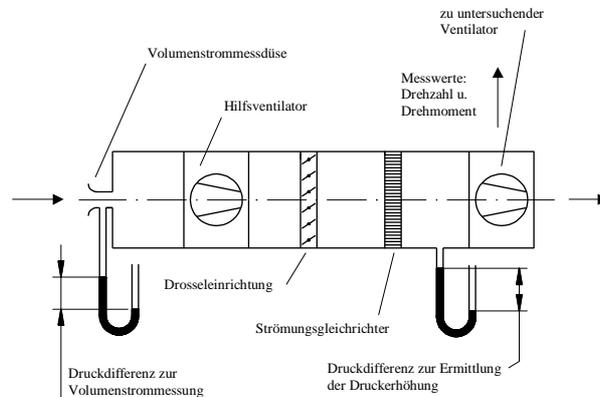


Abbildung 4.1: schematische Darstellung eines Ventilatorprüfstandes

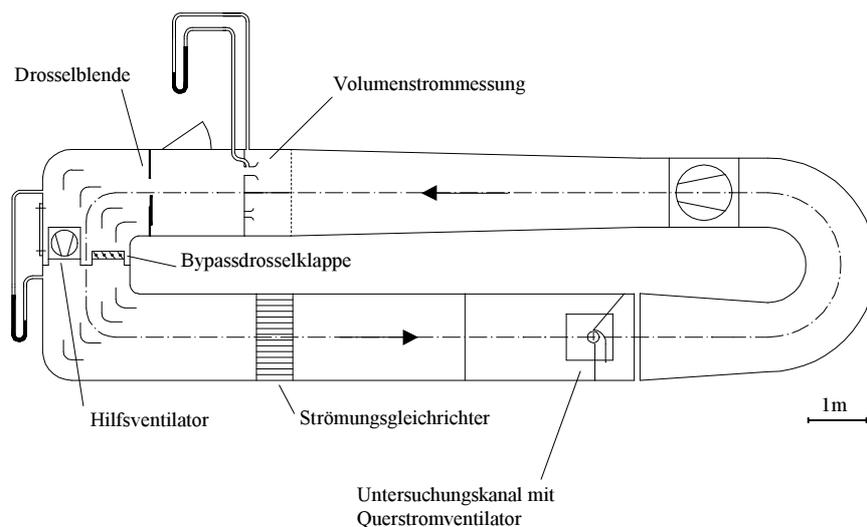


Abbildung 4.2: Ansicht von oben auf den gesamten Messkanal

saugseitigen Versuchsprüfstandes, Abbildung 4.2 die Ansicht von oben auf den realisierten Messkanal. Der Prüfstand ist als saugseitiger Aufbau konzipiert, alle Hilfsaggregate und Einrichtungen zur Ermittlung der integralen Strömungsgrößen befinden sich vor dem zu untersuchenden Ventilator, der am Ende der Meßstrecke ins Freie ausbläst.

Der Ventilator selbst kann zusammen mit der oberen Kanalwand angehoben werden, um eine leichte Zugänglichkeit zu den Gehäusekomponenten zu erreichen. Der untere Bereich der Kanalwand ist transparent aus Plexiglas gefertigt, um die optische Zugänglichkeit für die PIV-Messungen zu ermöglichen. So lassen sich durch Nebelblasung auch einfache

qualitative Strömungsbeobachtungen durchführen. In Abbildung 4.3 ist die Ansicht von unten auf einen Querstromventilator in einer einfachen Gehäusekonfiguration zu sehen.

4.2 Komponenten der integralen Messtechnik

Zur Bestimmung der Kennlinien von Ventilatoren werden neben der Messtechnik zur Erfassung der Strömungsgrößen auch Hilfsaggregate benötigt, die das Anfahren definierter Betriebspunkte ermöglichen. Für die Kennlinien werden Volumenstrom, statische Druckerhöhung, Temperatur, Dichte, Drehzahl und Antriebsleistung benötigt. Zur Erlangung definierter Betriebspunkte der Kennlinien wird eine Drosselvorrichtung und ein Hilfsventilator benötigt. Die einzelnen Komponenten zur Erfassung und Regelung werden nachfolgend beschrieben, der Einbauort ist Abbildung 4.2 zu entnehmen.

4.2.1 Volumenstrommessung

Die Volumenstrommessung erfolgt durch Messung des Druckabfalls in Einlaufdüsen, die sich am Anfang der Messstrecke befinden. Da für den untersuchten Volumenstrombereich keine genormten Düsen zur Verfügung stehen, wurden für den Versuchsstand Einlaufdüsen mit verschiedenen kleineren Durchmessern gefertigt und anschließend in einer Blendenmessstrecke kalibriert. Dadurch wurde sicher gestellt, dass die Messung mit diesen Düsen, auch wenn die verwendeten Durchmesser unterhalb des in DIN 24163 enthaltenen Bereichs liegen, in dem kalibrierten Bereich ausreichend genaue Ergebnisse liefert. Der Druckabfall an der Einlaufdüse mit Durchmesser D_D wird mit Betz-Projektionsmanometern oder wahlweise mit elektrischen Druckaufnehmern erfasst. Der Volumenstrom \dot{V} berechnet sich aus dem Druckabfall Δp_D an der Düse nach folgender Beziehung:

$$\dot{V} = \alpha \cdot \epsilon \cdot \frac{\pi}{4} D_D \sqrt{\frac{2\Delta p_D}{\rho}}$$

Das Produkt von Kontraktionszahl α und Expansionszahl ϵ wurde durch Kalibrierung der Einlaufdüsen in der Blendenmessstrecke ermittelt.

4.2.2 Druckmessung

Die Druckmessung erfolgt durch Wandanbohrungen. Diese sind je nach Prüfling an der Kanalwand, im Bereich der Zuströmung und im Auslasskanal angebracht. Die erfassten Drücke lassen die Bestimmung von Δp_{st} , Δp_{fa} und Δp_{tot} zu. Hier ist anzumerken, dass für die Bestimmung von $p_{tot,1}$, des Totaldrucks vor dem Ventilator, nur der Wanddruck berücksichtigt wurde. Der Fehler durch Vernachlässigung des dynamischen Druckanteils ist infolge der großen Querschnitte vor dem Ventilator und der daraus resultierenden geringen Geschwindigkeiten sehr klein, siehe Kap.4.5. Für die Druckmessungen werden ebenfalls Betz-Projektionsmanometer oder wahlweise elektrische Druckaufnehmer verwendet.

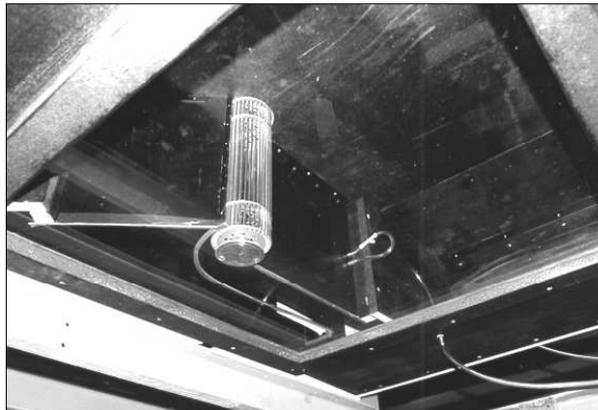


Abbildung 4.3: Blick von unten auf den Untersuchungskanal

In Abbildung 4.3 ein typisches Querstromlaufrad in einer einfachen Geometrie, wie sie auch experimentellen Untersuchungen verwendet wird, zu sehen.

4.2.3 Drehmoment und Drehzahl

Das Laufradmoment wird mit Hilfe einer Drehmomentmesswelle ermittelt. Die Messwelle besteht im wesentlichen aus einem Torsionsstab mit Dehnmessstreifen (DMS) an der Oberfläche. Die DMS ändern ihre Widerstandswerte bei einer Verdrehung des Torsionsstabes. Die Drehmomentmesswelle wird vor Einbau in den Versuchsstand statisch kalibriert. Um Fehler bei der Drehmomentenmessung infolge von Biegekräften auf die Messwelle zu vermeiden, wird diese über zwei Federlaschenkupplungen drehsteif, aber querkraftfrei in den Antriebsstrang des Ventilators integriert.

Die Drehzahlerfassung erfolgt auf optischem Weg. Auf der Antriebswelle ist eine Schlitzscheibe angebracht, die zwischen den Sensoren einer Lichtschranke rotiert. Die Impulse der Lichtschranke werden über eine Auswerteelektronik auf eine Anzeige ausgegeben.

Die Drehzahlregelung des Antriebsmotors erfolgt über einen Frequenzumrichter. Da hier keine Rückkopplung mit der Drehzahlerfassung erfolgt, muss die Drehzahl des Dreiphasen-Asynchronmotors lastabhängig korrigiert werden, um Reynolds-Zahl abhängige Einflüsse auf das Betriebsverhalten auszuschließen.

4.2.4 Hilfsventilator

Der Hilfsventilator ist für die Kompensation der in der Meßstrecke vor dem zu untersuchenden Ventilator liegenden Strömungswiderstände notwendig, um die gesamte Kennlinie des Ventilators, von Nullförderung bis hin zu maximalem Volumenstrom, zu erfassen. Darüberhinaus bietet der Hilfsventilator in Zusammenspiel mit der Drosseleinrichtung die Möglichkeit, gewünschte Betriebspunkte des Ventilators genau einzustellen. Der Hilfsventilator, ein zweiflutiger Radialventilator, ist zusammen mit der Bypass-Drosselklappe zwischen

4.3 Grundlagen der Particle Image Velocimetry (PIV)

der Drosselblende und dem Strömungsgleichrichter eingebaut. Die Bypass-Drosselklappe wird benötigt, um den Hilfsventilator bei minimalem Messvolumenstrom noch in dem vom Hersteller vorgegebenen Betriebsbereich betreiben zu können. Durch Regelung der Bypass-Drosselklappe wird ein Teil des zu fördernden Volumenstroms von der Druckseite des Hilfsventilators direkt auf die Saugseite zurückgeleitet. Die Stellung der Bypass-Drosselklappe kann im laufenden Betrieb verstellt werden. Die Regelung des Hilfsventilators erfolgt über einen Frequenzumrichter.

4.2.5 Drosseleinrichtung

Zur Drosselung des Volumenstroms bis zur Nullförderung ist eine Drosselblende zwischen Volumenstrommessdüse und Hilfsventilator eingebaut. Sie wird über eine Verstellspindel, angetrieben von einem Elektromotor, verstellt.

4.2.6 Luftwerte

Für die Auswertung der Messungen werden Temperatur und Luftdruck benötigt, um die Dichte der Luft im Ruhezustand zu bestimmen. Die Dichte ρ wird aus den Ruhewerten als

$$\rho = \frac{p}{R_i \cdot T}$$

bestimmt, mit der idealen Gaskonstante $R_i = 287 \text{ J/kgK}$, dem Luftdruck p und der Umgebungstemperatur T . Eine weitere Berücksichtigung von Dichteänderungen bei Durchströmen des Versuchskanals und des Ventilators findet nicht statt, da die auftretenden Geschwindigkeiten und Drücke bei den untersuchten Querstromventilatoren vergleichsweise gering sind.

4.3 Grundlagen der Particle Image Velocimetry (PIV)

Durch Erfassung der ebenen Geschwindigkeitsverteilung im Gehäuse des Ventilators sollen zusätzlich Daten für die Überprüfung der numerisch berechneten Durchströmung gewonnen werden. Dazu eignet sich besonders die Particle Image Velocimetry (PIV), ein laseroptisches Messverfahren zur schnellen und berührungslosen Erfassung von Strömungsfeldern. Die einzige Beeinflussung der Strömung erfolgt durch die Zugabe von Partikeln, die für die Sichtbarmachung der Strömung benötigt werden. In der zu untersuchenden Strömung wird eine Ebene aus Laserlicht aufgespannt. Eine CCD-Kamera erfasst durch Pulsen des Laserlichtschnitts zwei aufeinander folgende Momentaufnahmen der in der Strömung mitgeführten Partikel. Die einzelnen Partikel in den Momentaufnahmen weisen aufgrund der Strömung eine geschwindigkeitsproportionale Verschiebung auf. Da der zeitliche Abstand der Pulse bekannt ist, wird unter Berücksichtigung des Abbildungsmaßstabes aus der Partikelverschiebung die Strömungsgeschwindigkeit berechnet. Der Meßbereich ist durch Variation der Pulsabstände über einen weiten Geschwindigkeitsbereich einstellbar. In Abbildung 4.4 ist schematisch der Aufbau einer PIV-Messung dargestellt.

4 Experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

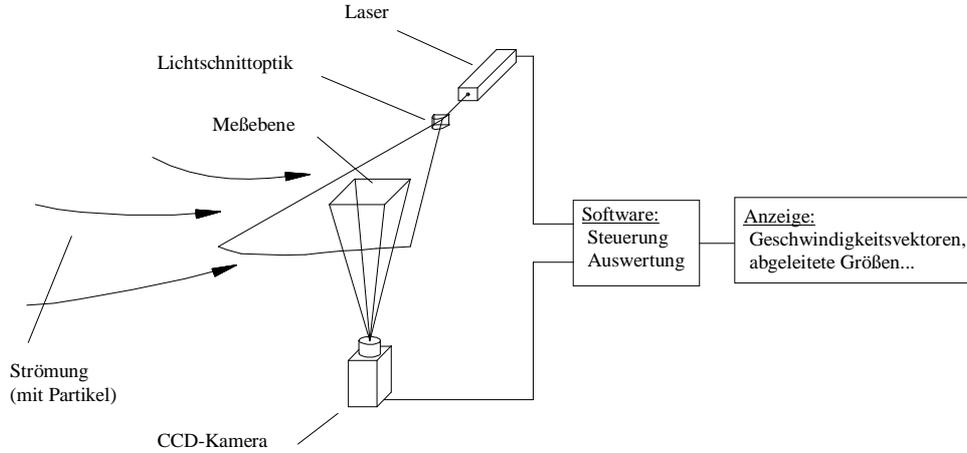


Abbildung 4.4: PIV-System-Komponenten (ohne Lichtarm)

Die Auswertung der Aufnahmen und die Bestimmung der Teilchenverschiebung erfolgt durch eine Kreuzkorrelation. Dazu werden in Teilgebieten der Aufnahme (*interrogation areas*) durch Fourier-Transformation die Kreuzkorrelationsfunktionen bestimmt. Aus den gewonnenen Wahrscheinlichkeitsverteilungen werden die Verschiebungen der Partikel von der ersten zur zweiten Aufnahme bestimmt. Für die Bewegung der Teilchen in der Strömung und deren anschließende Auswertung mittels der Kreuzkorrelation müssen nach [43] folgende Kriterien erfüllt sein:

$$\sqrt{u^2 + v^2} < 0,25 \frac{d_{int}}{M \cdot \Delta t} \quad (4.1)$$

$$w < 0,25 \frac{\Delta z_0}{\Delta t} \quad (4.2)$$

Für die Optimierung der Messergebnisse müssen in den Bildbereichen in Abhängigkeit von Partikelgröße, Bildgröße und Strömungsgeschwindigkeit bestimmte Kriterien erfüllt sein [43]:

$$10 \leq N_{p,int} \leq 20 \quad (4.3)$$

$$\frac{|\Delta \vec{u}|}{|\vec{u}|} < 0,2 \quad (4.4)$$

u, v sind die Geschwindigkeitskomponenten in der Ebene, d_{int} ist die Abmessung des Auswertebereichs, M ist der Maßstabsfaktor, $N_{p,int}$ ist die Anzahl der Partikel im Auswertebereich, w ist die Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur Ebene, Δz_0 ist die Dicke des Lichtschnittes, Δt ist das Zeitintervall zwischen den beiden Aufnahmen und $|\Delta \vec{u}|$ ist die Änderung des Geschwindigkeitsvektors im Auswertebereich. Durch Erfüllung von Gleichung 4.1 wird sichergestellt, dass ein Teilchen sich in beiden Aufnahmen innerhalb des gleichen Auswertebereichs (*interrogation area*) befindet. Durch Berücksichtigung von

Gleichung 4.2 können Partikelverluste durch Austritte aus der Lichtschnittebene (*out-of-plane-motion*) minimiert werden. Damit der gemittelte Strömungsvektor der realen Verschiebung entspricht, muss die Anzahl an Partikeln in jedem Auswertebereich ausreichend sein. Durch Gleichung 4.3 wird eine gute Anzahl angegeben. Gleichung 4.4 berücksichtigt die Partikelbeschleunigung während der Messung, die unterhalb der angegebenen Grenze sein muss, damit der Geschwindigkeitsvektor als konstant (unabhängig vom Zeitintervall) angesehen werden kann. Weiterführende Beschreibungen zur Particle-Image-Velocimetry finden sich z.B. in [70].

4.4 Eingesetzte Komponenten der PIV

Das Meßsystem ist PC-basiert, d.h. die Berechnung der Kreuzkorrelation wird auf dem PC-Prozessor durchgeführt. Somit wird eine kontinuierliche Steigerung der Auswertegeschwindigkeit durch die stetige Weiterentwicklung der PC-Technik möglich. Das PIV-Meßsystem besteht aus 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. 1600 mm

Lichtschnittoptik: Die Optik zur Lichtschnitterzeugung hat einen variablen Öffnungswinkel. Damit können auch großflächige Lichtschnitte aufgespannt werden, als Ebenen mit Öffnungswinkeln zwischen ca. 10° - 20° oder als parallele Lichtbänder bis 100 mm und 50 mm Breite

PIV-Synchronizer: Mittels des externen PIV-Synchronizers, der für die Synchronisation zwischen der Kamera und dem Puls laser zuständig ist, sind drehwinkelkorrelierte PIV-Messungen möglich

Framegrabber: Spezielle Messkarte zur Bilddatenerfassung (max 16 Bilder/s, frei triggerbar, Übertragung der Bilddaten mit Lichtwellenleiter, geringere Bildraten bis zu 140 Hz möglich)

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

4.4.1 Positionierung des PIV-Systems

Für die Untersuchung von Querstromventilatoren ist das saug- und druckseite Geschwindigkeitsprofil von besonderem Interesse. In Abbildung 4.5 ist der Aufbau für eine druckseitige Messung dargestellt, in Abbildung 4.6 der Aufbau einer saugseitigen Messung. Eine Messung des gesamten Gehäusebereichs in einem Messaufbau lässt sich nicht realisieren, da

4 Experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

das Laufrad immer einen Teil des Gebiets abschatten wird. Die Auswertebereiche sollten auch eine Größe von 30x30 cm nicht überschreiten, da die Auflösung und Genauigkeit der Geschwindigkeitsverteilung mit der Größe des Bereichs abnimmt.

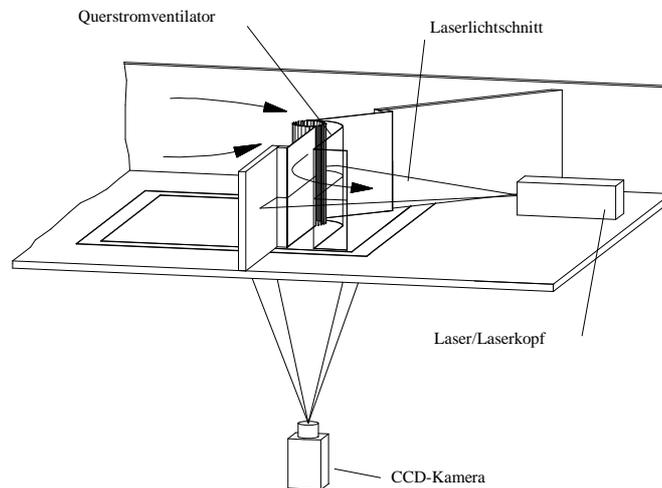


Abbildung 4.5: PIV-Messaufbau im Auslassbereich des Querstromventilators

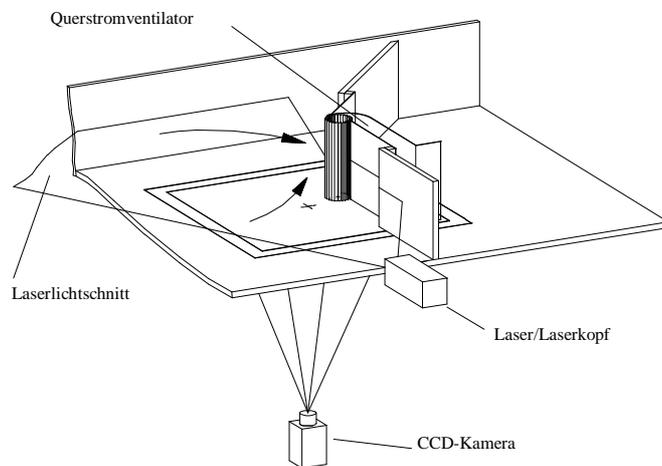


Abbildung 4.6: PIV-Messaufbau im Einlassbereich des Querstromventilators

Es wäre auch wünschenswert den Laufradbereich genauer untersuchen zu können. Dies lässt sich aber nur mit hohem experimentellen Aufwand und unter Vereinfachung der Laufradgeometrie erreichen. Für die Zugänglichkeit des Laserlichtschnitts ins Laufradinnere sind am Laufrad einschneidende konstruktive Änderungen notwendig.

4.5 Fehlerbetrachtung

Die Messung physikalischer Größen ist nur mit einer endlichen Genauigkeit möglich, d.h. eine Messung liefert einen Näherungswert, der je nach Qualität der Messtechnik und der Messwerte mehr oder weniger genau den wahren Wert der zu messenden Größe repräsentiert. Bei der weiteren Verarbeitung der Messwerte hat die Qualität des Ortes der Bestimmung ebenfalls einen Einfluss auf die Genauigkeit der Auswertung.

Auf die Genauigkeit der Messungen durch messtechnisch bedingte Toleranzen soll an dieser Stelle nicht genauer eingegangen werden. Die Messtechnik zur Erfassung von Drücken und Temperatur weist Toleranzen auf, die deutlich kleiner sind als die normalen Schwankungen der gemessenen Größen während ihrer Erfassung.

Die Erfassung der Drehzahl stellte zu Beginn der experimentellen Untersuchungen ein Problem dar, da zunächst die Genauigkeit der eingesetzten Messtechnik einen Fehler von $\pm 1\%$ aufwies. Durch die Umrechnung der absoluten Messwerte in dimensionslose Größen werden aber auch diese Fehler durch die Schwankungen der in die Kennzahlen eingehenden Messwerte wieder vernachlässigbar. Die Drehmomentenerfassung konnte in den nachfolgend beschriebenen Untersuchungen nicht zufriedenstellend ausgewertet werden, da die Empfindlichkeit der Messtechnik anfangs nicht ausreichend war, um die übertragenen geringen Momente aufzulösen.

Der Fehler in der Messung der Druckerhöhung vor dem Ventilator ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit im Messkanal. Durch Vernachlässigung des dynamischen Druckanteils (da nur der Wanddruck vor dem Ventilator gemessen wird) ist der gemessene Druck geringfügig kleiner als der Totaldruck der Strömung vor dem Ventilator. Die verwendeten Betz-Projektionsmanometer lassen Genauigkeiten in der Messung von $\pm 1N/m^2$, entsprechend ungefähr $\pm 0.1mmWS$ zu. Daraus lässt sich ableiten, dass für Strömungsgeschwindigkeiten $c \leq 1.2m/s$ der vernachlässigte dynamische Druckanteil kleiner als die Ablesegenauigkeit ist. Dies ist in diesem Bereich für alle gemessenen Betriebszustände erfüllt.

4 Experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

5 Numerische Voruntersuchungen

Da zu Beginn der Untersuchungen nur wenig Erfahrungen über das Programmpaket STAR-CD vorlagen, wurde anhand von einfachen Testfällen der Einfluss der Parameter, mit denen der Benutzer die Berechnung beeinflussen kann, untersucht. Hier bieten sich einige einfache Testfälle aus der Literatur an, die auf gut dokumentierten experimentellen Untersuchungen basieren und die auch für die Validierung anderer CFD-Berechnungen herangezogen wurden. Darüber hinaus wird anhand einer gut dokumentierten experimentellen Untersuchung eines Querstromventilators die Strömungsberechnung in gekoppelten rotierenden und feststehenden Gitterbereichen untersucht. Das Ziel dieser Voruntersuchungen ist, die Möglichkeiten der numerischen Modellierung von Querstromventilatoren kennenzulernen und ihren Einfluss auf Genauigkeit, Robustheit und Schnelligkeit im Berechnungsablauf zu bewerten.

5.1 Testfälle

Zu den einfachen Testfällen, die auch in der Literatur gerne zu Vergleichsrechnungen herangezogen werden, da sie eingehend experimentell untersucht wurden und geometrisch leicht zu modellieren sind, gehören die turbulente Strömung über eine rückspringende Stufe und die laminare Umströmung eines Zylindrischen Stabes, hinter dem sich eine *Kármánsche Wirbelstraße* bildet. Der Fall der rückspringenden Stufe eignet sich besonders für Parametervariationen, die den Einfluss der Gitterdiskretisierung und der Turbulenzmodellierung untersuchen. Anhand der Berechnung der *Kármánsche Wirbelstraße* kann die Wiedergabe instationärer Strömungsphänomene ohne verfälschende Einflüsse der Turbulenzmodellierung untersucht werden.

5.1.1 Rückspringende Stufe $\frac{H}{h} = 6$

Als Testfall zur Validierung der vorhandenen Turbulenzmodelle und Diskretisierungsverfahren (siehe Kap.3) in STAR-CD wird eine Untersuchung ausgewählt, die den Einfluss der numerischen Modellierung auf die genaue Wiedergabe der Strömung in Ablösegebieten berücksichtigt. Dieser Testfall wurde ausgewählt, da auch die Durchströmung eines Querstromventilators mit Ablösungen behaftet ist, welche möglichst genau wiedergegeben werden sollen. Das Strömungsproblem wird durch die abgelöste Strömung über eine rückspringende Stufe charakterisiert, das Verhältnis der Kanalhöhen hinter der Stufe zu vor

5 Numerische Voruntersuchungen

der Stufe ist $H/h=6$, die Reynoldszahl beträgt $Re = 5050$. Anders als z.B. bei [102] wird hier ([66]) die Reynolds-Zahl wie folgt definiert: $Re = \frac{u_0 \cdot h}{\nu}$. h ist hier die Kanalhöhe des Zuströmkanals, u_0 die mittlere Geschwindigkeit im Zuströmkanal und ν die kinematische Viskosität des Fluids. Abbildung 5.1 zeigt die Geometrie. Um eine ausgebildete Rohrströmung zu erreichen, wird die Einlasskanallänge $l = 20h$ gewählt, was nach [102] als ausreichend für turbulente Strömungen angegeben wird. Bei [102] wird $\frac{l}{h} \sim 20 - 30$ angegeben, je nachdem, wie genau das Strömungsprofil erfasst wird. Die Einlaufänge wird als im wesentlichen unabhängig von der Reynoldszahl angesehen.

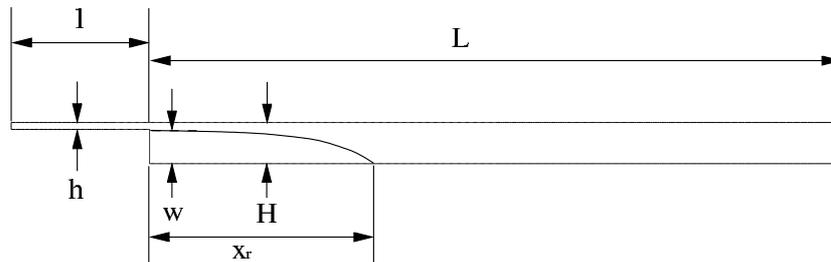


Abbildung 5.1: Geometrie des Stufenproblems $H/h = 6$

5.1.1.1 Grundlagen der numerischen Modellierung

In der vorliegenden Untersuchung [66] wurde ein Gitter mit 17300 Zellen für die Berechnungen verwendet. In den nachfolgenden Untersuchungen werden unterschiedlich fein diskretisierte Gitter verwendet, die sich in der Anzahl der Zellen, nicht aber in der Platzierung der Randbedingungen unterscheiden. Abbildung 5.2 zeigt das Gitter mit der größten Auflösung, unter Bezeichnung der verschiedenen Randbedingungen.

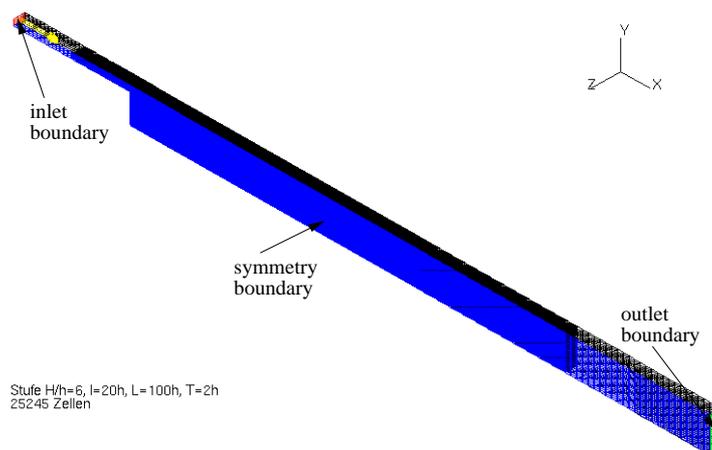


Abbildung 5.2: Gitter und Randbedingungen des Stufenproblems $H/h = 6$, 25245 Zellen

5.1.1.2 Einfluss der Turbulenzmodellierung

In der Literaturstelle [66] wurden die Strömungsberechnungen eines modifizierten k - ω -Turbulenz-Modells mit zwei anderen Turbulenzmodellen, dem AKN - k - ε -Modell¹ und dem LRN - k - ω -Modell² mit der experimentell ermittelten Wiederanlegelänge einer Strömung über eine rückwärts springende Stufe verglichen. Wie Tabelle 5.1 zeigt, hat die Modellierung der turbulenten Größen einen erheblichen Einfluss auf die exakte Wiedergabe einer Strömung mit Ablösungen. Hierbei ist zu berücksichtigen, dass zumindest das AKN -

Literaturangaben aus [66]			
Vergleich der Wiederanlegelänge x_r/w			
Messwert	AKN $k - \varepsilon$	LRN $k - \omega$	mod. $k - \omega$
6,12	6,6	8,24	6,4
Abweichung [%]	7,8	34,6	4,6

Tabelle 5.1: Vergleich der Wiederanlegelängen der Strömung über eine Rückwärtsspringende Stufe $H/h = 6$

Turbulenzmodell eigentlich nur für vollturbulente Strömungen ohne Ablösung Gültigkeit besitzt, die beiden anderen Modelle enthalten Anpassungen an Bereiche laminarer Strömung. Um die Fähigkeiten der Standard-Turbulenzmodelle und ihrer Variationen, wie sie in STAR-CD zur Verfügung stehen, zu untersuchen, werden eine Reihe von Berechnungen durchgeführt. In Tabelle 5.2 sind die Ergebnisse der Untersuchungen mit Angabe des verwendeten Gitters und der verwendeten Diskretisierungsverfahren aufgeführt. In einem weiteren Schritt wird der Einfluss der Randwerte für die turbulenten Größen untersucht. Hier stehen die feste Vorgabe der Turbulenten Intensität und eines Längenmaßstabs als Randwerte oder eine Null-Gradienten-Bedingung zur Verfügung.

Der Einfluss der Randwerte für die turbulenten Größen hat einen sehr geringen Einfluss auf Wiederanlegelänge x_r im vorliegenden Fall. Dies deckt sich auch mit Aussagen aus [72], wonach sich bei einer ausreichenden Einlaufstrecke der Strömung Ungenauigkeiten in der Vorgabe der turbulenten Größen nicht allzu bemerkbar machen. In den Gleichungen für k und ε dominieren häufig die Quellterme, so dass die Produktionsrate stromabwärts vergleichsweise gross ist und dadurch der Einfluss der Einströmwerte gering wird.

Eine gute Wiedergabe der Wiederanlegelänge wird bereits mit dem Standard- k - ε -Turbulenzmodell erzielt, wie auch mit den k - ε -RNG- und k - ε -LowRe-Turbulenzmodellen. Mit den anderen Turbulenzmodellen werden deutlich schlechtere Werte der Wiederanlegelänge berechnet. Für die meisten der nachfolgenden Untersuchungen an Querstromventilatoren wird daher das Standard- k - ε -Turbulenzmodell verwendet, da die Verwendung der erweiterten Turbulenzmodelle mit höherem zeitlichen Berechnungsaufwand verbunden ist.

¹Abe-Kondoh-Nagano- k - ε -Modell (1994)

²Wilcox Low-Reynolds-Number- k - ω -Modell (1994)

5 Numerische Voruntersuchungen

5.1.1.3 Einfluss der Diskretisierungsverfahren

Der Einfluss der unterschiedlichen Diskretisierungsverfahren wird nachfolgend untersucht. In Anlehnung an die vorliegende Untersuchung wird das QUICK-Verfahren für die konvektiven Terme und ein hybrides upwind/central-differencing-Verfahren, das SFCD-Verfahren für die Modellierung der turbulenten Größen untersucht. In weiteren Rechnungen werden auch die Standard-Einstellungen (upwind-differencing für konvektive und turbulente Größen, central-differencing für den Druck) verwendet, sowie das MARS-Verfahren für konvektive und turbulente Größen untersucht. In Tabelle 5.2 ist das Ergebnis der verschiedenen Berechnungen aufgeführt.

Variation von Diskretisierung und Turbulenzmodellierung				
Vergleich der Wiederanlegelänge x_r/w				Abweichung
Gitterzellen	Turb. Modell	Diskretisierung	x_r/w	[%]
17300	mod. $k-\omega$ [66]	Quick/SFCD/CD	6,4	4,6
3875	$k-\varepsilon$	UD/UD/SFCD	6,76	10,4
3875	$k-\varepsilon$ -RNG	UD/UD/SFCD	6,76	10,4
3875	$k-\varepsilon$ -Chen	UD/UD/SFCD	7,64	24,8
3875	$k-\varepsilon$ -RNG	MARS/MARS/CD	6,72	9,8
10530	$k-\varepsilon$	UD/UD/CD	6,22	1,6
10530	$k-\varepsilon$	SFCD/UD/CD	6,28	2,6
10530	$k-\varepsilon$	Quick/SFCD/CD	6,53	6,7
10530	$k-\varepsilon$	MARS/MARS/CD	6,53	6,7
10530	$k-\varepsilon$ -LowRe	MARS/MARS/CD	6,88	12,4
25245	$k-\varepsilon$ -Cub.	MARS/MARS/CD	7,50	22,5
25245	$k-\varepsilon$ -Quad.	MARS/MARS/CD	7,47	22,1
25245	$k-\varepsilon$ -RNG	MARS/MARS/CD	6,83	11,6
25245	$k-\varepsilon$ -RNG	Quick/SFCD/CD	6,46	5,6
25245	$k-\varepsilon$ -LowRe	Quick/SFCD/CD	6,86	12,1
25245	$k-\varepsilon$	MARS/MARS/CD	6,43	5,1

Tabelle 5.2: Einfluss von Diskretisierungsparametern und Turbulenzmodellierung auf die Wiederanlegelänge

Hier lässt sich keine genaue Zuordnung der Verfahren in Bezug auf die Genauigkeit feststellen. Das UD-Verfahren ist vergleichsweise gut, obwohl es in der Literatur als sehr ungenaues Verfahren eingestuft wird. QUICK- und MARS-Verfahren sind gleichermaßen geeignet, wobei das MARS-Verfahren kürzere Rechenzeiten aufweist und in [21] als das „robustere“ Verfahren eingestuft wird, das auch in komplexen Strömungen schneller konvergierende Lösungen bringt.

5.1.1.4 Einfluss der Gitterdiskretisierung

Zu Beginn der Untersuchungen werden mit den Standard-Vorgaben der Diskretisierungsverfahren unterschiedliche Gitterdiskretisierungen untersucht. In der vorliegenden Untersuchung [66] wurde ein Gitter mit 17300 Zellen für die Berechnungen verwendet. Daher werden für die hier durchgeführten Berechnungen insgesamt drei Gitter untersucht, bei denen aber nicht alle Varianten der Turbulenz-Modellierung und Diskretisierung berücksichtigt sind. In Tabelle 5.2 ist das Ergebnis dieser Untersuchungen zu sehen.

Hier zeigt sich zunächst eine Verbesserung der berechneten Werte mit Verfeinerung des Gitters von 3875 auf 10530 Zellen. Eine weitere Verfeinerung führt zu eher schlechteren Werten, nur für das Standard- k - ε -Turbulenzmodell kann noch eine leichte Verbesserung festgestellt werden. Da die Genauigkeit der Lösung mit der Gitterfeinheit zunimmt und das Gitter mit 25245 Zellen deutlich feiner als das in der Literaturangabe verwendete Gitter mit 17300 Zellen ist, wird hier von einer ausreichend gitterunabhängigen Lösung ausgegangen.

5.1.2 Kármánsche Wirbelstraße

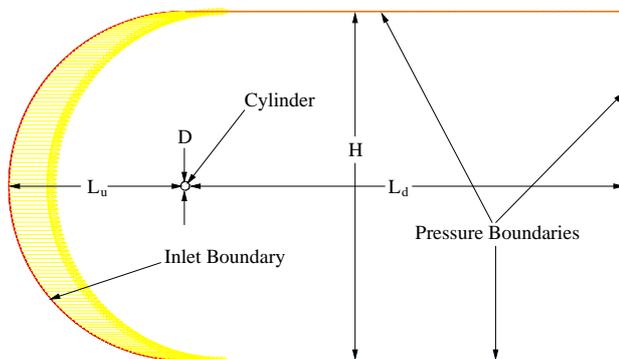
Wenn ein Draht oder ein zylindrischer Stab umströmt wird, lösen sich unter bestimmten Voraussetzungen periodische Wirbel von dem Zylinder ab. Die Wirbel ordnen sich in Form einer *Kármánschen Wirbelstraße* an. Diese Erscheinung tritt z.B. auch an Freileitungen auf, hier werden die durch die Wirbelablösungen verursachten Druckschwankungen als „Summen“ wahrgenommen. In der Literatur finden sich z.B. in [76] und [28] Beschreibungen dieses Phänomen und seiner charakterisierenden Größen. Es zeigte sich, dass die Strouhal-Zahl, welche als dimensionslose Größe den Zusammenhang zwischen einer Zeitskala, einer Geschwindigkeit und einer charakteristischen Länge herstellt, zunächst mit zunehmender Reynoldszahl ansteigt, dann aber in einem weiten Reynolds-Zahl-Bereich für dieses Wirbelablösephänomen konstant ist. Die Ablösefrequenz f ist dabei proportional zur Anströmgeschwindigkeit U und umgekehrt proportional zum Durchmesser D des Zylinders. Die Strouhal-Zahl

$$Str = \frac{f \cdot D}{U}$$

liegt für $1000 < Re < 10000$ im Bereich von $Str = 0.18 \dots 0.22$. Dieser instationäre Vorgang der Wirbelablösung tritt bei stationären Anströmbedingungen auf. Durch die Berechnung dieses Strömungsproblems wird untersucht, ob das im vorangegangenen Kapitel favorisierte MARS-Diskretisierungsverfahren auch für den Fall der instationären Strömungsberechnung eine gute Wiedergabe der charakteristischen Strömungsphänomene liefert. Hier ist anzumerken, dass durch die laminare Strömungsberechnung der Einfluss einer Turbulenzmodellierung wegfällt. Daher ist dieser Testfall besonders geeignet, die Genauigkeit der Wiedergabe instationärer Strömungsvorgänge, wie sie auch bei der Schaufelkanaldurchströmung von Querstromventilatoren auftreten, zu überprüfen, ohne möglicherweise verfälschende Einflüsse der Turbulenzmodellierung. Die Ausbildung der periodisch ablösenden Strömung stellt auch eine Herausforderung an die numerische Diskretisierung der Transportgleichun-

5 Numerische Voruntersuchungen

gen dar. Im Falle grosser numerischer Diffusion (z.B. *Upwind-Differencing* 1. Ordnung) bildet sich eine derartige Wirbelstruktur nicht aus oder lässt sich nur durch Störungen der Anströmung anfachen. Auch klingt die Wirbelstruktur hinter dem Zylinder schnell wieder ab und die Strouhal-Zahl wird deutlich größer berechnet.



Zylinder, D=5mm, U=3m/s
Re=998.6
53248Cells

Geometrie	
D	5 mm
L_u/D	20
L_d/D	50
H/D	40
Strömung	
U	3 m/s
ρ	1,205 Kg/m ³
μ	1,81·10 ⁻⁵ Ns/m ²
Re	999

Abbildung 5.3: Randbedingungen der Zylinderumströmung

Tabelle 5.3: Parameter der Zylinderumströmung

In Tabelle 5.3 sind die Geometrie- und Strömungsparameter des Problems beschrieben, in Abbildung 5.3 sind die Randbedingungen zu sehen. Abbildung 5.4 zeigt den Verlauf der

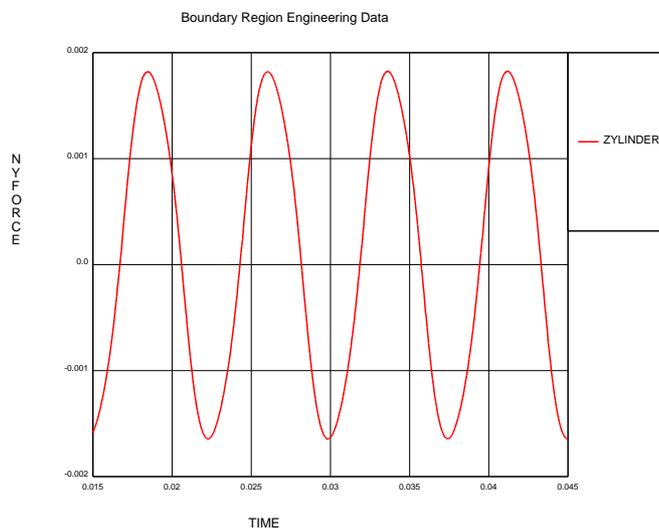


Abbildung 5.4: Verlauf der Normalkraft in y-Richtung über der Zeit bei der Zylinderumströmung

Normalkraft (*NYFORCE*) senkrecht zur Anströmung, aus welchem die Ablösefrequenz bestimmt werden kann. Hier ist deutlich die Periodizität der Ablösungen zu erkennen, die bereits kurze Zeit nach Beginn der Berechnungen auftreten. Diese Ablösefrequenz ist

auch zugleich die Frequenz, die man als akustisches Geräusch wahrnimmt [28]. In Tabelle 5.4 sind ausgewählte Ergebnisse der Parametervariation zu sehen. Wie Eingangs schon erwähnt, bildet sich trotz geringer Zeitschrittweite bei Auswahl eines diffusiven Diskretisierungsverfahrens keine Kármánsche Wirbelstraße aus. Daher wird das MARS-Verfahren mit dem QUICK-Verfahren verglichen, das MARS-Verfahren wird zusätzlich noch mit verschiedenen Zeitschrittweiten kombiniert. In Abbildung 5.5 ist die Geschwindigkeitsverteilung

Zylinderumströmung, Strouhal-Zahl			
Diskretisierung		Frequenz	Strouhal
u, v	Δt	<i>NYFORCE</i>	-Zahl
MARS	$25 \cdot 10^{-5} s$	108	0,180
MARS	$5 \cdot 10^{-5} s$	132	0,220
QUICK	$5 \cdot 10^{-5} s$	134	0,223

Tabelle 5.4: Vergleich der Strouhal-Zahl bei der Zylinderumströmung und verschiedenen Diskretisierungen

hinter dem Zylinder bei ausgebildeter Wirbelstruktur zu sehen. Die einzelnen Wirbelgebiete werden von der Hauptströmung stromabwärts konvektiert und vermischen sich dabei zunehmend mit der Hauptströmung. Diese Wirbeldiffusion ist mit zunehmender Reynolds-Zahl stärker ausgeprägt, in der untersuchten Konfiguration lösen sich die Wirbel etwa 13 Durchmesser stromabwärts vom Zylinder auf.

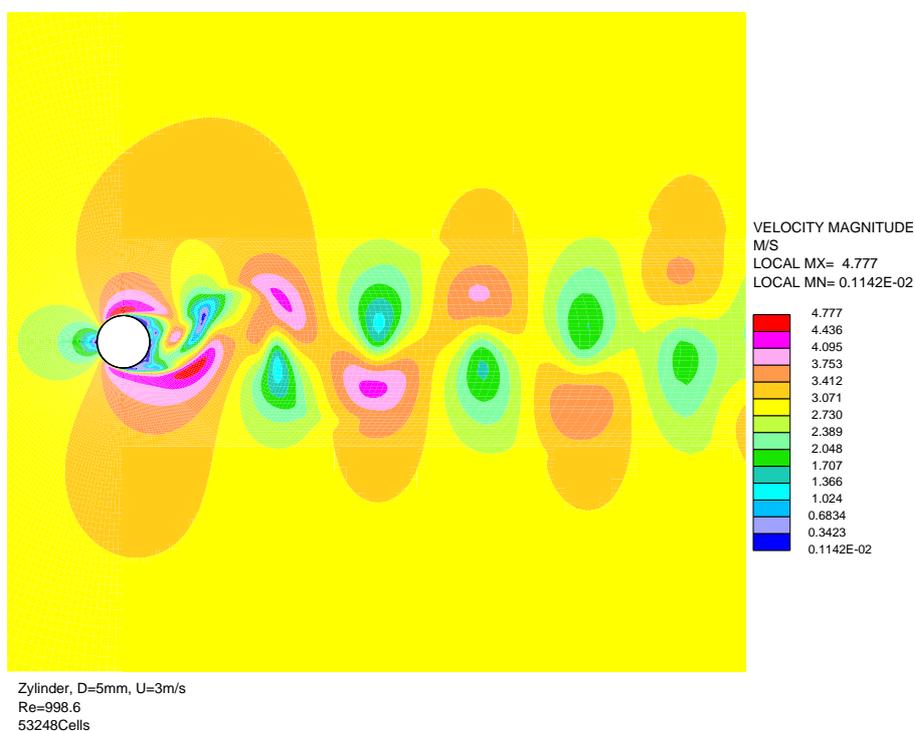


Abbildung 5.5: Geschwindigkeitsverteilung im Nachlauf des Zylinders

5.2 Experimentelle Untersuchung von Tuckey, Holgate, Clayton

Eine eingehende Analyse der Literaturrecherche über Querstromventilatoren lieferte nur wenige experimentelle Untersuchungen, die so umfassend dokumentiert waren, dass eine vergleichende numerische Simulation sinnvoll erscheint. Um numerische Berechnungen mit bereits vorhandenen experimentellen Daten vergleichen zu können, benötigt man möglichst genaue technische Zeichnungen unter Angabe aller notwendigen geometrischen Größen und Betriebsparameter, sowie die Beschreibung des Versuchsstands mit Angabe der Stellen, an denen die Betriebsgrößen ermittelt worden sind. Dies ist insbesondere bei Untersuchungen notwendig, die nicht in Anlehnung an DIN 24163 aufgebaut sind. Daher kann auch die Ermittlung der Kennliniengrößen von der üblichen Vorgehensweise abweichen, was manchmal aus praktischen Erwägungen notwendig ist.

Grundlage der ersten numerischen Simulationen von Querstromventilatoren im Rahmen dieser Arbeit sind experimentelle Untersuchungen von Holgate[39] und Tuckey[87]. In der Untersuchung von Holgate wurde die Übertragbarkeit von Ergebnissen geometrisch ähnlicher Querstromventilatoren untersucht, welche die für die nachfolgenden Untersuchungen von Tuckey zugrunde gelegt wurden. Bei Tuckey wurden Betriebsverhalten und Aerodynamik des Grossmodells eingehend untersucht. Dieser Querstromventilator war als Gebläse für einen Windkanal konzipiert worden, mit der Aufgabe, einen Volumenstrom von $10\text{m}^3/\text{s}$ liefern zu können. Aus der vorhergehenden Untersuchung[39] wurde als Betriebspunkt im Optimum $\varphi = 0.6$ ermittelt, und eine maximale statische Druckerhöhung von $\psi_s = 2.2$, bei noch ausreichend geringen Pulsationen in Druck und Geschwindigkeit. Dies führte zu Gebläse- und Betriebsparametern, die in Tabelle 5.5 zu sehen sind; die Bezeichnungen beziehen sich auf Abbildung 5.6.

In den experimentellen Untersuchungen diente Luft unter Laboratmosphäre als Fördermedium. Da keine genaueren Angaben zu Temperatur, Luftdruck und relativer Luftfeuchte vorlagen, wurde in den numerischen Berechnungen mit den Standardwerten für Luft unter Normalbedingungen (N.B.) gearbeitet, siehe Tabelle 5.6. In der Auswertung werden

Temperatur	20°C	kinematische Viskosität ν	$1,502 \cdot 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$
Dichte	$1,205 \text{kg}/\text{m}^3$	dynamische Viskosität μ	$1,810 \cdot 10^{-5} \text{Ns}/\text{m}^2$

Tabelle 5.6: Standardwerte in STAR-CD für Luft unter Normalbedingungen

die Betriebskenngrößen in dimensionsloser Weise aufgetragen, wodurch die Abweichung in den Umgebungsbedingungen und der Einfluss auf die dimensionsbehafteten Messgrößen ausgeglichen wird. Auch wenn Querstromventilatoren eine starke Abhängigkeit der Betriebskenngrößen von der Reynoldszahl zeigen, dürften die aus unterschiedlichen Umgebungsbedingungen gewonnenen Daten bei den möglichen Schwankungen der Luftwerte nur gering beeinflusst sein³.

³Die Schwankungen der Viskosität können einen geringen Einfluss auf die berechnete Reynoldszahl haben.

Falls diese im Experiment nicht genau bestimmt wurde, sondern Standardwerte verwendet wurden, ergeben sich geringe Abweichungen von der tatsächlichen Reynolds-Zahl

5.2 Experimentelle Untersuchung von Tuckey, Holgate, Clayton

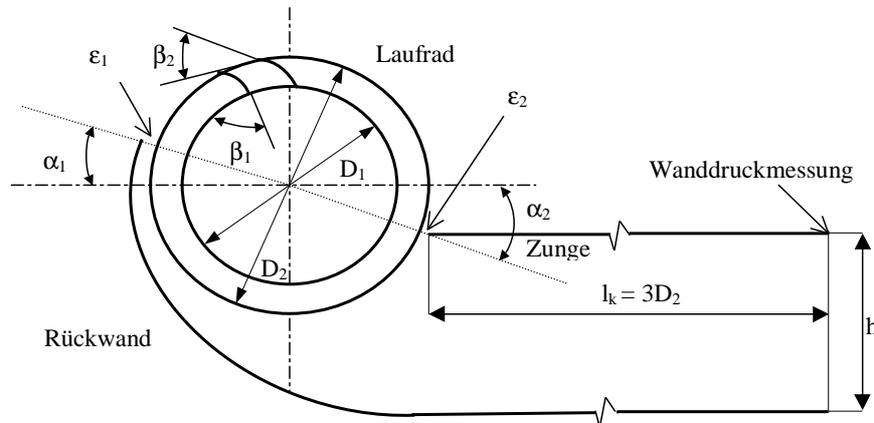


Abbildung 5.6: Geometrie des Querstromventilators aus [87]

Laufrad		Gehäuse	
Durchmesser D_2	0,625 m	Spalt ϵ_1/D_2	0,05
Breite B	1 m	Spalt ϵ_2/D_2	0,04
Verhältnis D_1/D_2	0,78	Rückwand	
Schaufelwinkel	$\beta_1 = 90^\circ$	Umschlingung	$\alpha_1 = 20^\circ$
Schaufelwinkel	$\beta_2 = 26^\circ$	Kontur	log. Spirale
Schaufelzahl N	24	Zunge	$\alpha_2 = 36^\circ$
Sehnenlänge S	0,084m	Kanalhöhe h	0,48 m
Schaufelprofil	Kreisbogen	Kanallänge l_k	1,875 m
Betriebsparameter			
Drehzahl n	400 1/min	Medium	Luft (N.B.)
Lieferzahl φ	0,2 ... 0,9	Re_S	73200
Druckzahl ψ_s	2,2 ... 1,6	Re_D	544660

Tabelle 5.5: Parameter des Querstromventilators aus [87]

5.2.1 Modell des Berechnungsgebiets

Das numerische Berechnungsgebiet bildet die untersuchte experimentelle Geometrie in allen wesentlichen Details ab. Die Länge des Auslasskanals entspricht der Länge vom Anfang der Gehäusezunge bis zu den Bohrungen für die Wanddruckmessung der untersuchten Geometrie. Die Druckmessungen an dieser Stelle wurden in der Untersuchung [87] für die Berechnung der statischen Druckzahl ψ_s verwendet. Die Volumenzahl φ wurde aus Geschwindigkeitswerten bestimmt, die weiter stromabwärts gemessen wurden. Die den Geschwindigkeitswerten zugehörigen Volumenströme waren zuvor durch eine kalibrierte Messung bestimmt worden. In der Strömungsrechnung wird die statische Druckerhöhung Δp_{st} aus der Druckdifferenz von Einlass- und Auslassdruckrandbedingung bestimmt. Der Volumenstrom wird aus einer Mittelung der Geschwindigkeitswerte normal zum Ausströmrand bestimmt. Das Berechnungsgebiet besteht aus drei Teilgebieten, die in Abbildung 5.7 zu sehen sind:

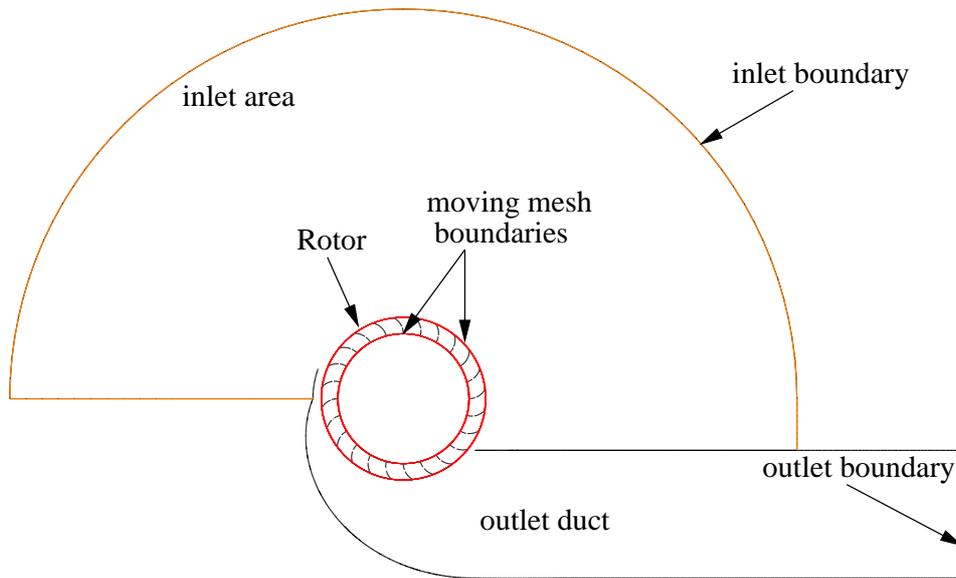


Abbildung 5.7: Gitterbereiche des numerischen Modells

- dem Einströmgebiet (*inlet area*), bestehend aus einem feststehenden Gitterbereich vom Einströmrand (*inlet boundary*) bis zum rotierenden Gitterbereich der Beschau felung (*moving mesh boundary*), sowie dem feststehenden Gitterbereich des Auslasskanals (*outlet duct*) von der Beschau felung bis zur Auslassrandbedingung (*outlet boundary*)
- dem rotierenden Gitterbereich der Beschau felung, bestehend aus 24 vorwärts gekrümmten identischen Schaufeln infinitesimaler Dicke, sog. *baffles* mit Haftbedingung an der Oberfläche
- dem feststehenden Bereich im Laufradinnern, bei dem in der Gittererzeugung besonderer Wert auf eine möglichst gleichmäßige Zellgröße gelegt werden muss, um der unbekanntenen und sich ändernden Strömungsstruktur zu genügen.

Der Übergang von Laufrad zu Gehäuse wird mit der sog. *Arbitrary-Sliding-Interface* (ASI)-Methode simuliert (siehe Kap. 3.2.3), bei der eine direkte Übergabe der Strömungsgrößen zwischen rotierenden und feststehenden Bereichen stattfindet.

5.2.2 Randbedingungen

Als Randbedingungen wurden unterschiedliche Kombinationen untersucht. Bei den nachfolgend beschriebenen Rechnungen werden folgende Randbedingungen an den Geometrierändern verwendet:

- Einströmrand: Das Einströmen aus der Umgebung wird durch eine Druckrandbedingung mit konstantem Totaldruck simuliert. Der statische Druck kann sich ent-

5.2 Experimentelle Untersuchung von Tuckey, Holgate, Clayton

sprechend dem dynamischen Druck der Einströmung ändern, so dass in der Summe der Totaldruck konstant bleibt. Weil Volumenstrom und Geschwindigkeitsfeld zu Beginn der Berechnung nicht bekannt sind und sich bei verschiedenen Drosselzuständen auch ändern, kann hier keine Einlassrandbedingung mit vorgegebenen Geschwindigkeitskomponenten verwendet werden. Da aufgrund der Reynolds-Zahlen von einer turbulenten Strömung ausgegangen wird, werden für die turbulenten Größen k und ε gradientenfreie Verteilungen (*zero gradient*) vorgegeben.

- Auslassrandbedingung: Am Auslassrand wird eine Druckrandbedingung mit konstantem statischen Druck angebracht. Dies entspricht dem experimentellen Aufbau, da an dieser Stelle der statische Druck erfasst wurde, und keine anderen Strömungsgrößen bekannt sind. Auslassrandbedingungen mit vorgegebenem Massenstrom führten zu divergierenden Berechnungen. Eine Auslassrandbedingung, die nur eine Ausströmbedingung ohne weitere Vorgabe von Strömungsgrößen beinhaltet, würde das Gleichungssystem, in Verbindung mit einer Druckrandbedingung am Einlass, unbestimmt lassen.
- Wandrandbedingung: An den Wänden (Rückwand und Zunge) wird eine Wandfunktion verwendet, die den Übergang von der Haftbedingung an der Wand zur turbulenten Strömung im Rechengbiet überbrückt und die Grenzschicht annähert.
- Schaufelwandbedingung: Als Schaufeln werden sog. *baffles* verwendet, Zellen ohne Dicke, deren Oberfläche als undurchlässige Wand mit Haftbedingung angenommen wird, unter Berücksichtigung der Wandfunktion.
- Symmetrierandbedingung: Da die Strömung in Querstromventilatoren in der Literatur als im wesentlichen 2-dimensional angenommen wird, wird diese Annahme auch im numerischen Modell übernommen. Dazu werden auf beiden Seiten der 2-dimensionalen Geometrie Symmetrierandbedingungen angegeben, die keine Geschwindigkeiten normal zur Symmetrieebene zulassen, so dass 3-dimensionale Effekte entlang der Rotorachse im Strömungsgebiet keine Berücksichtigung finden.

5.2.3 Umfang und Ablauf der Berechnungen

An dem numerischen Modell werden verschiedene Konfigurationen untersucht. Es werden drei unterschiedliche Berechnungsgitter verwendet, ein „grob“ diskretisiertes (*grob*), ein global verfeinertes (*fein*) und ein lokal verfeinertes (*opt.*) Gitter, um den Einfluss der Gitterfeinheit auf die Berechnungsgenauigkeit zu erfassen. Verschiedene Diskretisierungsverfahren werden untersucht, wovon einige zu divergierenden oder oszillierenden Lösungen, andere infolge großer numerischer Diffusion zu starken Abweichungen der numerischen von den experimentellen Ergebnissen führen. Die meisten Berechnungen werden mit Diskretisierungsverfahren 2. Ordnung für die Geschwindigkeitskomponenten (CD bzw. MARS) und 1. Ordnung für die turbulenten Größen (UD) durchgeführt.

5 Numerische Voruntersuchungen

Verfahren höherer Ordnung (QUICK) führten in den untersuchten Konfigurationen zu instabilen Berechnungsverläufen.

5.2.3.1 Instationäre Berechnung

Die Berechnungen der unterschiedlichen Konfigurationen werden jeweils ohne Druckdifferenz zwischen Einströmrand und Auslass und ohne Vorgabe des Geschwindigkeitsfeldes initialisiert. Die Rotation des bewegten Gitters erfolgt vom ersten Berechnungsschritt an, die Gitterdrehung erfolgt entsprechend der vorgegebenen Drehzahl aus dem Experiment ($U=400/\text{min}$) und der gewählten Zeitschrittweite Δt der instationären Berechnung. Als charakteristische Größe, um einen sinnvollen Wert für die Zeitschrittweite Δt abzuschätzen, kann die Courant-Zahl CFL (siehe Kap. 3.2.5), gebildet mit der Umfangsgeschwindigkeit U_2 und der Gitterweite Δx am Umfang, herangezogen werden. Um die Kennlinie des Querstromventilators zu berechnen, wird zunächst der Druck am Auslass gleich Null gesetzt, was einem Ausströmen ins Freie entspricht. Dies ist notwendig, um zunächst ein vollständig entwickeltes Strömungsfeld zu erhalten, da sonst bei einer Druckerhöhung am Auslass die Durchströmung des Querstromventilators nicht mehr von der Druckerhöhung im Ventilator, sondern durch die außen aufgeprägte Druckdifferenz der Randbedingungen bestimmt wird. Nach einigen Umdrehungen (etwa 8-12) des Laufradbereiches kann dann stufenweise der Druck am Auslass angehoben werden, um den Volumenstrom, in Abhängigkeit von der Druckerhöhung, zu ermitteln. Dazu müssen auf den unterschiedlichen Druckstufen (*Loadsteps*, s. Kap. 3.2.5) immer wieder mehrere Umdrehungen gerechnet werden (etwa 3-5), bis sich das Strömungsfeld den geänderten Randbedingungen angepasst hat. Die Strömungsgrößen am Ende dieser Berechnungsschritte (*Loadstep*) werden zur Bestimmung des Volumenstroms und der Druckerhöhung, siehe Abbildung 5.8, verwendet.

Die in Kap. 6 durchgeführten Berechnungen haben zur Vereinfachung der Berechnung verschiedener Betriebspunkte eine Druckverlustzone im Auslass- bzw. Einlasskanal implementiert, mit der durch Variation von Parametern Anlagenkennlinien vorgegeben werden können.

5.2.3.2 Turbulenzmodellierung

Isotrope und anisotrope Turbulenzmodelle für große Reynolds-Zahlen, wie sie in STAR-CD implementiert sind, werden untersucht. In den Turbulenzmodellen für große Reynoldszahlen werden die Gleichungen der turbulenten kinetischen Energie k und der turbulenten Dissipationsrate ε in der Hauptströmung in Verbindung mit einem algebraischen Wandgesetz für die Strömung in der Grenzschicht gelöst. Sogenannte „low-Re“-Turbulenzmodelle, wie sie auch in STAR-CD implementiert sind, benötigen durch die zusätzlich notwendige Feindiskretisierung in Wandnähe einen erheblich größeren Aufwand bei der Geometrieerstellung wie auch an Berechnungszeit, und wurden hier nicht untersucht. Zu Beginn der Untersuchungen konnten diese Turbulenzmodelle auch nicht in der zur Verfügung stehenden Version von STAR-CD in Kombination mit der ASI-Methode eingesetzt werden.

5.2.3.3 Diskretisierung des Rechengebiets

Die zeitlichen und räumlichen Diskretisierungsparameter der verschiedenen Gitter, die bei den numerischen Untersuchungen verwendet werden, sind in Tabelle 5.7 aufgeführt. Alle Berechnungen werden mit CD-UD-Diskretisierungsverfahren für die Strömungs- und Turbulenzgrößen durchgeführt, nur bei Gitter *opt.* werden die Strömungsgrößen zusätzlich mit einer MARS-MARS-Kombination berechnet.

Die Diskretisierung in der Zeit der instationären Berechnung erfolgt mit dem PISO-Algorithmus [20, 21] unter Verwendung eines impliziten Zeitschrittverfahrens (*fully-implicit-scheme*) mit den in STAR-CD vorgegebenen Standardwerten.

5.2.4 Ergebnisse und Vergleich mit den experimentellen Daten

Abbildung 5.8 zeigt die Ergebnisse der numerischen Berechnungen verglichen mit der experimentellen Kennlinie des Querstromventilators. Die durchgezogene Linie ohne Symbole stellt die experimentelle Grundlage dar, die anderen Linien stellen die Ergebnisse der verschiedenen Konfigurationen dar, die Symbole kennzeichnen die berechneten Punkte.

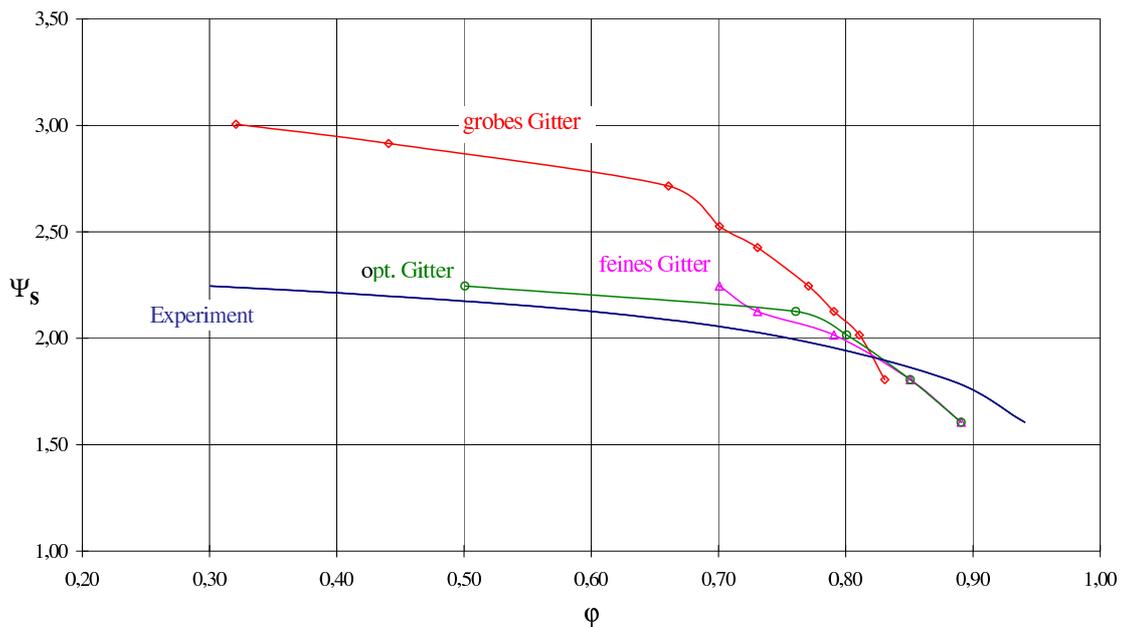


Abbildung 5.8: Kennlinienvergleich, Einfluss der Gitterdiskretisierung

In den nachfolgenden Abschnitten wird auf die verschiedenen Einflussgrößen und deren Auswirkung in den Berechnungen eingegangen.

5.2.4.1 Einfluss der Turbulenzmodellierung

Ein Einfluss der hier untersuchten Turbulenzmodelle auf die Berechnungsergebnisse kann nicht festgestellt werden. Eine bessere Übereinstimmung der Ergebnisse wäre möglicherwei-

5 Numerische Voruntersuchungen

Gitter Typ	Zellvolumen				Fernfeld f	Zeitschritt Δt
	ruhend	bewegt	Umfang	gesamt		
grob	24.175	9.216	384	33.391	1,8 D_2	$0.375 \cdot 10^{-3} s$
fein	77.887	36.864	768	114.751	1,8 D_2	$0.15 \cdot 10^{-3} s$
opt.	36.979	13.440	480	50.419	2,4 D_2	$0.3 \cdot 10^{-3} s$

Tabelle 5.7: Diskretisierungsparameter der Berechnungen in Abb.5.8, Zellvolumen, Fernfeldabstand f des Einlassbereichs und Zeitschrittweite

se mit einem „low-Re“-Turbulenzmodell erzielt worden, da die Strömungsgeschwindigkeiten im Schaufelbereich infolge der Strömungsumkehr in den einzelnen Schaufelkanälen beim Durchströmen des Laufrades stark variieren und hier das Standard- k - ε -Turbulenzmodell ausserhalb seines Gültigkeitsbereiches angewandt wird.

5.2.4.2 Einfluss der Größe des Einströmgebiets

Die Ausdehnung des Rechengebietes im Einlassbereich beeinflusst die Strömung in diesem Bereich und auch die Zuströmung in das Laufrad. Berechnungen mit unterschiedlichen Ausdehnungen haben gezeigt, dass für die untersuchte Geometrie, bei der die Zuströmung aus dem Freien erfolgt, ein Bereich, der etwa zwei mal so groß wie der Laufraddurchmesser ist, als ausreichend angesehen werden kann, um eine Beeinflussung der Strömung durch die Einlassrandbedingung auszuschließen.

5.2.4.3 Einfluss der numerischen Diskretisierung

Die numerische Diskretisierung des Berechnungsgebiets hat einen großen Einfluß auf das Ergebnis der Berechnungen. Die ersten Berechnungen (*grob*) werden auf einem relativ groben Gitter durchgeführt, hier ist sowohl die globale als auch die lokale Diskretisierung zu gering. Eine globale Verfeinerung (*fein*) bringt eine deutliche Verbesserung der Ergebnisse, allerdings verbunden mit einem enormen Anstieg der Rechenzeit. Eine lokale Netzverfeinerung (*opt.*) der wandnahen Bereiche mit lokalen Übergeschwindigkeiten führt zu ähnlich guten Ergebnissen wie auf dem sehr feinem Gitter (*fein*), bei geringfügig erhöhter Rechenzeit gegenüber dem groben Gitter (*grob*). Die Optimierung wird durch Anpassung des dimensionslosen Wandabstandes y^+ durchgeführt. Dieser wird durch die lokale Verfeinerung reduziert und an allen Wänden des Berechnungsgebiets in seinen Gültigkeitsbereich gebracht. Die beste Übereinstimmung mit den experimentellen Daten wird auf dem lokal verfeinerten Gitter (*opt.*), in Kombination mit dem „MARS“-Diskretisierungsverfahren für die Geschwindigkeits- und Turbulenzgrößen, erzielt.

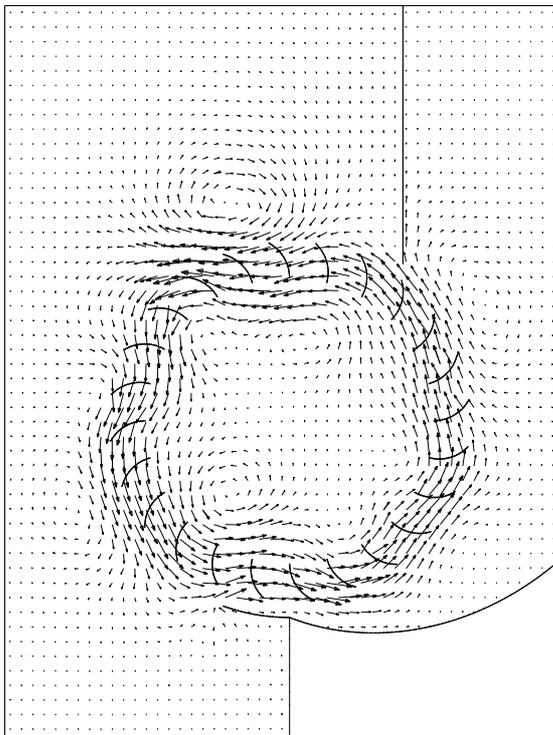
5.2.4.4 Anlaufvorgang

In den nachfolgenden Abschnitten soll noch auf das Entstehen der Durchströmung im Querstromventilator und die Ausbildung und Lage der charakteristischen Strömungswirbel, welche die Durchströmung steuern und beeinflussen, eingegangen werden.

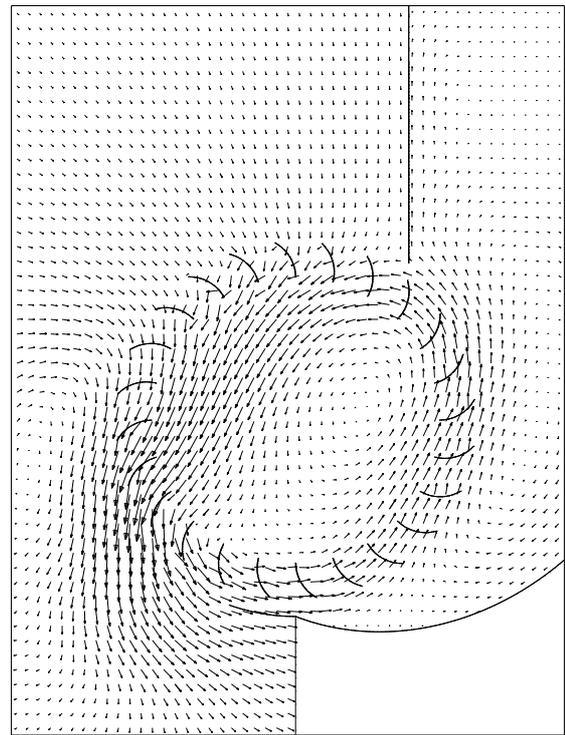
5.2 Experimentelle Untersuchung von Tuckey, Holgate, Clayton

Abbildung 5.9 zeigt die Entstehung des druckseitigen, exzentrischen Wirbelgebiets, des sogenannten Steuerwirbels. Anhand Abbildung 5.9(a) wird deutlich, dass sich bereits nach einer Laufradumdrehung einzelne kleine Wirbelgebiete außerhalb und innerhalb der Beschaukelung erkennen lassen. Dabei rotieren die äußeren Wirbel entgegen und die inneren Wirbel in Richtung der Laufraddrehung, wobei die Luft in den Schaufelkanälen der Laufradrotation folgt. Nach einer weiteren Umdrehung entsteht aus den kleinen Wirbeln ein großer Einzelwirbel in Laufradrichtung, der nahezu das gesamte Laufrad einschließt (Abbildung 5.9(b)). Das Zentrum des exzentrischen Einzelwirbels liegt innerhalb des Laufrades nahe der Zungenwand. Das Geschwindigkeitsfeld des Wirbels ist inhomogen, ein Großteil der Luft in den Schaufelkanälen folgt noch der Laufradrotation. Die aus der Umgebung angesaugte Luft bewirkt jedoch, dass die in den Schaufelkanälen mitgeführte Luft aus der Druckseite in das Laufradinnere verdrängt wird. Der verdrängte Luftstrom ist zu groß, um vom Laufrad mitgeführt zu werden, und tritt oberhalb der Rückwand strahlförmig aus. In Abbildung 5.9(c) hat der Wirbel nach 3 Umdrehungen seine charakteristische Lage erreicht. Gegenüber Abbildung 5.9(b) hat sich die Exzentrizität bezüglich der Drehachse des Laufrades und die Stärke des Wirbels weiter erhöht. Das Wirbelzentrum hat sich zur Innenkante des Laufrades auf die Druckseite zwischen Rück- und Zungenwand hin verschoben. Weiterhin ist erkennbar, dass der Wirbel eine nahezu konzentrische Gestalt angenommen hat. Die aus der Umgebung oberhalb der Zungenwand angesaugte Luft wird im Inneren des Laufrades stark umgelenkt und strömt, aufgrund eines äußeren Wirbelgebietes, wieder oberhalb aus dem Laufrad aus. Lediglich ein Viertel der Luft folgt noch der Laufradrotation. Diese relativ geringe Luftmenge wird in den Auslasskanal gefördert. Der Ventilator fördert nun einen geringen Luftstrom von ca. $0.08\text{m}^3/\text{s}$. Innerhalb einer weiteren Umdrehung steigt der Förderstrom auf $0.28\text{m}^3/\text{s}$ an. Abbildung 5.9(d) zeigt, dass der druckseitige Wirbel seine Lage und Gestalt nur noch geringfügig verändert. Die Luft in den Schaufelkanälen folgt hier kaum noch der Laufradrotation. Der saugseitige Wirbel am äußeren Laufradrand ist nicht mehr vorhanden, die Luft strömt nun annähernd quer durch das Laufradinnere und wird durch den Wirbel durch das Laufrad hindurch in den Austrittskanal gefördert. Als Folge liegt das Wirbelzentrum hier nahezu inmitten der Laufradschaufeln und ist gegenüber Abbildung 5.9(c) in Richtung Zungenwand gewandert. Das Wirbelgebiet nimmt die Form einer Ellipse an, deren gedachte Hauptachse parallel zur Zungenwand liegt, und ist etwas kleiner als in Abbildung 5.9(c). Dadurch wird der effektive Strömungsquerschnitt zwischen Wirbel und Rückwand größer, was zu der bereits angesprochenen Erhöhung des geförderten Volumenstromes führt.

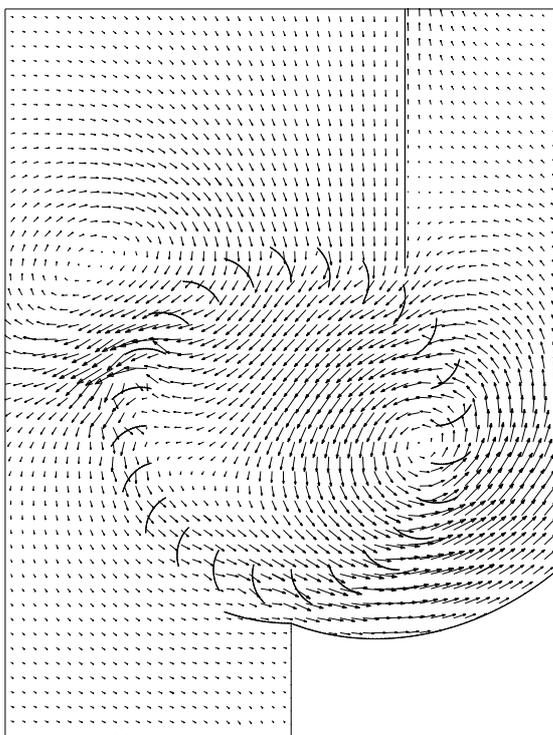
5 Numerische Voruntersuchungen



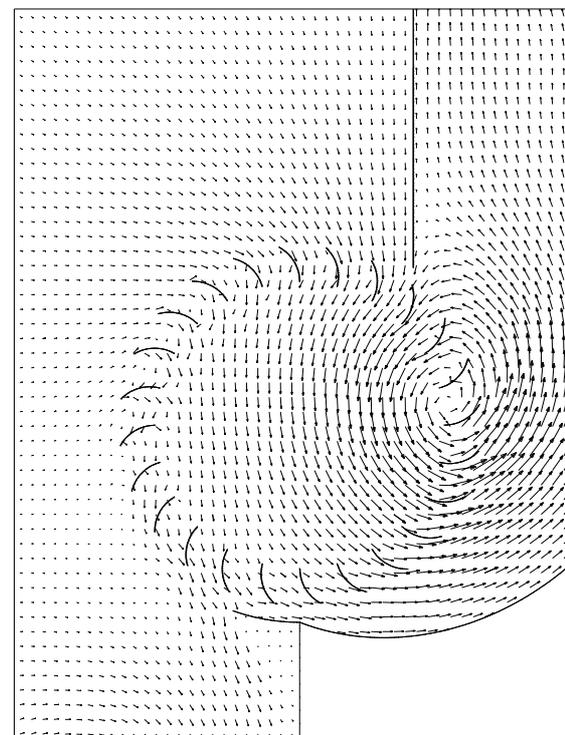
(a) 1. Umdrehung



(b) 2. Umdrehung



(c) 3. Umdrehung

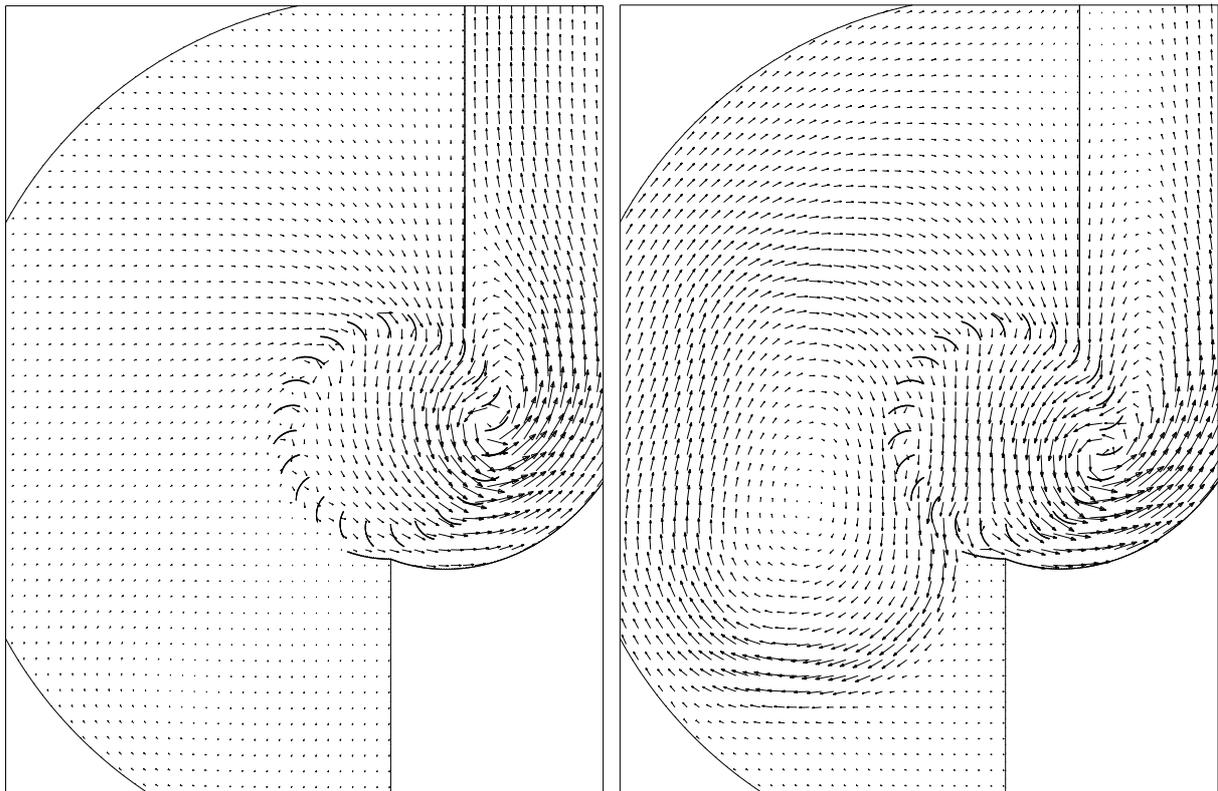


(d) 4. Umdrehung

Abbildung 5.9: Anlaufvorgang 1.-4. Umdrehung

5.2.4.5 Entstehung des Gegenwirbels

Abbildung 5.10 zeigt das Entstehen des für diese Geometrie charakteristischen Gegenwirbels im Einlassbereich. Der druckseitige Wirbel hat sich bezüglich seiner Lage und Gestalt stabilisiert. Nach 6 Umdrehungen ist der Volumenstrom auf ca. $0.4 \text{ m}^3/\text{s}$ angestiegen, die aus der Umgebung angesaugte Luft wird vollständig durch das Laufrad in den Auslasskanal gefördert (Abbildung 5.10(a)). In den folgenden Laufradumdrehungen wächst die saugseitige Anströmung weiter an. Der Steuerwirbel verlagert das Zentrum in Richtung Rückwand und wandert dabei entlang des Laufradumfanges, die Exzentrizität bleibt erhalten. Der Querschnitt zwischen Wirbel und Zunge erhöht sich, und damit auch die Rückströmung ins Laufradinnere. Dabei kommt es zu einer Umkehrung der Strömung in der Mitte des Kanals. Die stärkere Rückströmung verdrängt die angesaugte Luft, was zu einer starken strahlförmigen Ausströmung in die Umgebung oberhalb der Rückwand führt. Dadurch bildet sich ein saugseitiger, stark deformierter Gegenwirbel aus (Abbildung 5.10(b)). Der druckseitige Wirbel ist nun deutlich in Richtung Rückwand gewandert, unter Beibehaltung seiner Exzentrizität. Als Folge der Verlagerung des Wirbelgebiets und der Bildung des Gegenwirbels verringert sich die Schluckfähigkeit des Ventilators, der Volumenstrom fällt auf etwa $0.22 \text{ m}^3/\text{s}$ ab.



(a) 6. Umdrehung

(b) 18. Umdrehung

Abbildung 5.10: Ausbildung des Gegenwirbels

5 Numerische Voruntersuchungen

5.2.4.6 Vergleich ausgewählter Drosselzustände

Nach Erreichen eines ausgebildeten Strömungszustandes wird der Druck am Auslass schrittweise erhöht, um verschiedene Betriebspunkte zu berechnen. Je nach Betriebspunkt ändert sich dabei das Strömungsbild, wie es auch bei [87] in den experimentellen Untersuchungen beschrieben wurde.

In Abbildung 5.11 ist die Wechselwirkung zwischen den beiden Wirbeln und die Durchströmung des Laufradbereiches schematisch dargestellt. Die linke Abbildung (a) beschreibt den Strömungszustand bei schwacher, Abbildung (b) bei mittlerer und Abbildung (c) bei starker Drosselung des Querstromventilators. Bei schwacher Drosselung ist die Übereinstimmung der Lage des Steuerwirbels gut, bei mittlerer und starker Drosselung liegt der Steuerwirbel in der Numerik näher an der Rückwand als in der experimentellen Untersuchung. Die Lage des Gegenwirbels im Ansaugbereich wird ebenfalls gut wiedergegeben, wenn auch die Ausdehnung im Experiment etwas größer beschrieben wird. Die Durchströmung wird durch die Lage der Wirbel zueinander bestimmt, daher ist hier eine geringe Abweichung zwischen Numerik und Experiment festzustellen. Insgesamt ist eine gute Übereinstimmung des Strömungsverhaltens mit den bei [87] gemachten Beobachtungen festzustellen.

In Abbildung 5.12 sind die Strömungsbilder dreier ausgewählter Betriebspunkte zu sehen, anhand derer die charakteristischen Veränderungen der Durchströmung bei unterschiedlichen Drosselzuständen erläutert werden.

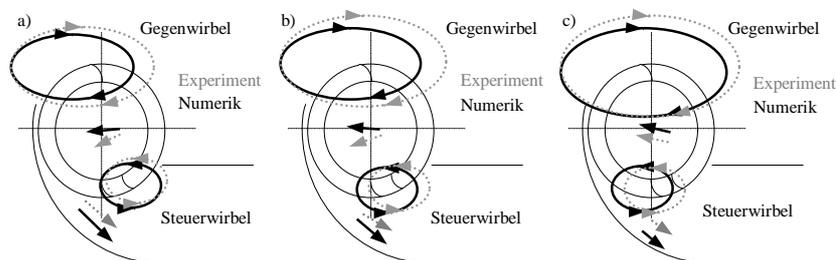
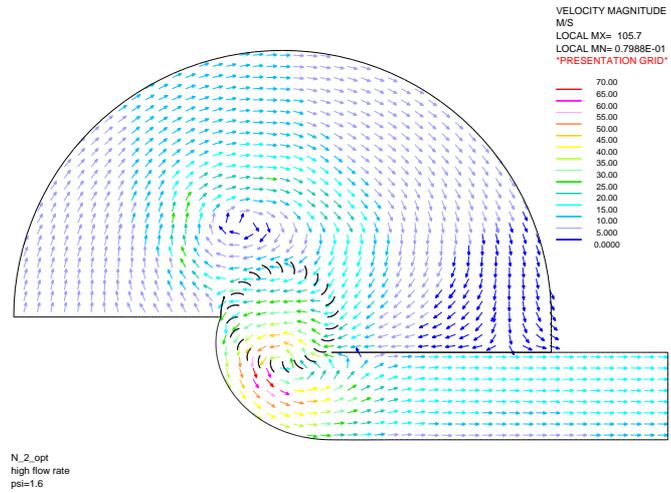


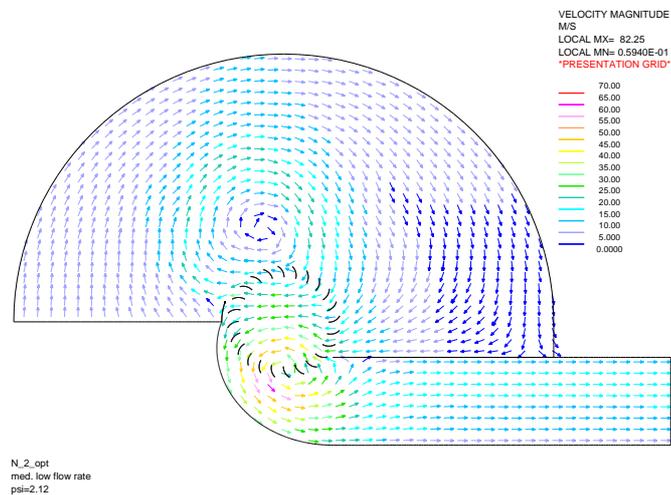
Abbildung 5.11: Schematische Darstellung der Wirbelbewegungen und Durchströmung, Vergleich Numerik und Experimentelle Untersuchung

Die Bilder 5.12(a) bis 5.12(c) zeigen die Geschwindigkeitsverteilungen der numerischen Kennlinie bei $\psi = 1.6$, $\psi = 2.12$ und $\psi = 2.24$. Die Geschwindigkeiten sind hier nur farblich zu unterscheiden, da bei einer geschwindigkeitsproportionalen Pfeillänge die nachfolgend beschriebenen Veränderungen des Strömungsbildes nicht aufgelöst würden. Deutlich zu erkennen ist die Verlagerung des Steuerwirbels im Ventilator mit zunehmender Drosselung. Bei geringer Druckerhöhung ist der Wirbel im Laufradbereich nahe der Zunge und wandert mit zunehmender Druckerhöhung im Schaufelbereich im Uhrzeigersinn in Richtung Rückwand. Dadurch wird der für die Ausströmung in den Auslasskanal zur Verfügung stehende Querschnitt zunehmend verkleinert. Gleichzeitig wächst der Steuerwirbel in Umfangsrichtung, und die maximalen Geschwindigkeiten an der Wirbelperipherie sinken. Der Gegen-

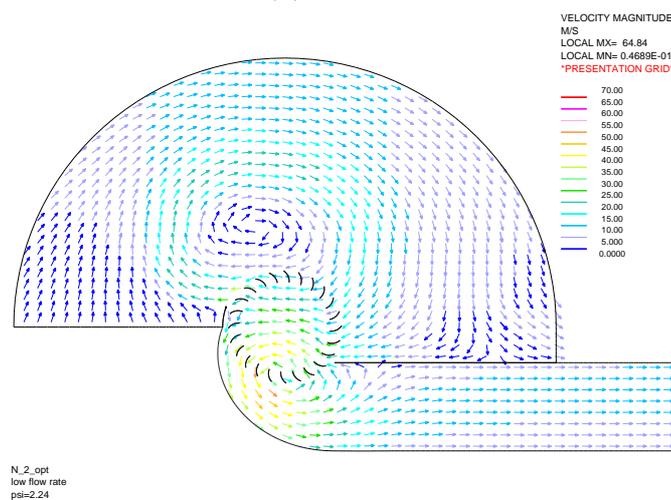
5.2 Experimentelle Untersuchung von Tuckey, Holgate, Clayton



(a) $\psi = 1.6$



(b) $\psi = 2.12$



(c) $\psi = 2.24$

Abbildung 5.12: Wirbellage bei drei Druckerhöhungen

5 Numerische Voruntersuchungen

wirbel im Einlassbereich nimmt mit zunehmender Drosselung an Umfang und an Stärke zu, die Geschwindigkeiten im Wirbel werden größer. Bei niedriger Druckerhöhung ist der Wirbel oberhalb des Laufrades näher an der Rückwand und verlagert sich mit zunehmender Drosselung mittig über das Laufrad. Deutlich zu erkennen ist hier auch die zunehmende Ausströmung aus dem Laufrad direkt oberhalb der Zunge in waagerechter Richtung. Diese bei [87] als „jet“ bezeichnete Strömung wird mit zunehmender Drosselung stärker. Ein Teil der Strömung, der bereits vom Laufrad angesaugt wurde, wird direkt wieder in den Ansaugbereich zurück gefördert und ist somit für die Verstärkung des Gegenwirbels mit verantwortlich. Der für die eigentliche Durchströmung zur Verfügung stehende Bereich des Laufrads im Ansaugbereich, nahe der Zunge, wird durch die Vergrößerung des Gegenwirbels vermindert. In Abbildung 5.13 ist die Bezeichnung der einzelnen Strömungsbereiche nochmals schematisch dargestellt, wie sie auch bei [87] als charakteristische Strömungsmerkmale beschrieben wurden. Insgesamt kann festgestellt werden, dass neben dem Betriebsverhalten des Querstromventilators auch die Details der Strömung durch einen Querstromventilator gut wiedergegeben werden.

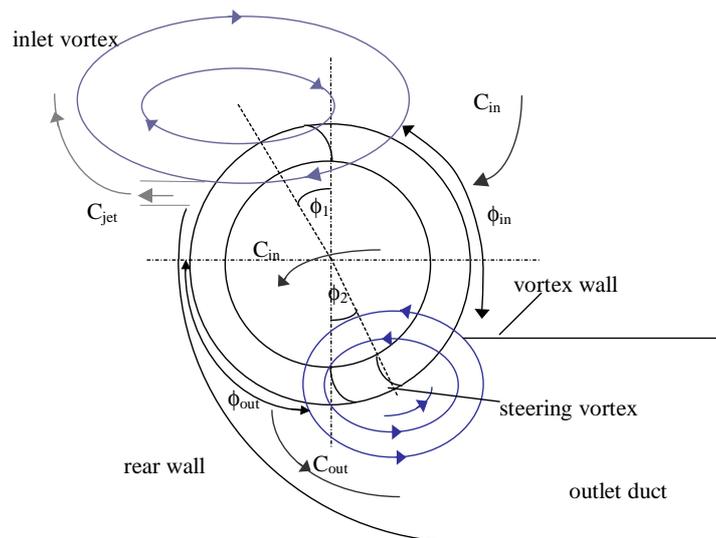


Abbildung 5.13: Schematische Darstellung der Strömungsbereiche und Wirbel eines Querstromventilators

5.3 Einfluss der Kompressibilität

Der Einfluss der Kompressibilität wird anhand der in Abschnitt 6.1 beschriebenen Konfiguration untersucht. Als Zustandsgleichung für den Zusammenhang zwischen Dichte und Druck wird die ideale Gasgleichung verwendet. Ein Vergleich inkompressibler und kompressibler Berechnungen ist in Abbildung 5.14 zu sehen.

Hier liegen Kennlinie und Wirkungsgrad der kompressiblen Berechnung (*lr980c*) etwas oberhalb der inkompressiblen (*lr980*) Berechnung. Die Abweichungen in den Druckerhö-

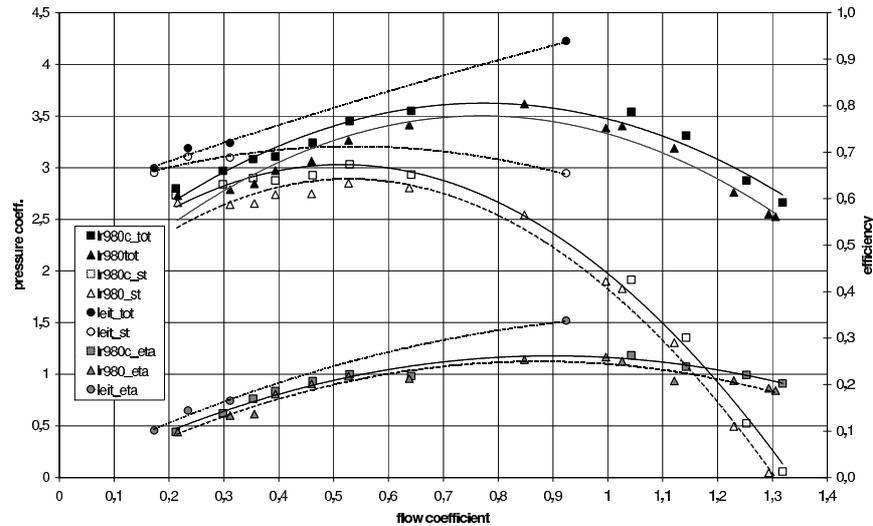


Abbildung 5.14: Vergleich der inkompressiblen und kompressiblen Berechnung

nungen liegen bei $\sim 3\%$, die Leistung wird $\sim 7\%$ zu hoch berechnet.

Da diese Abweichung eher gering ist und der zeitliche Rechenaufwand einer kompressiblen Berechnung durch Lösen zusätzlicher Gleichungen sowie einer notwendigen Reduktion der Zeitschrittweite (s.[72]) erheblich ansteigt, wird in den nachfolgenden Berechnungen auch weiterhin inkompressibel gerechnet. Die numerisch bestimmten Kennlinien im Vergleich mit experimentellen Ergebnissen werden bislang eher zu groß berechnet, daher ist auch keine qualitative Verbesserung der Genauigkeit zu erwarten.

5.4 Fehlerbetrachtung

Die Auswertungen der Betriebspunkte bei den instationären Berechnungen von Querstromventilatoren unterliegen Schwankungen, wie sie auch in experimentellen Untersuchungen auftreten können. Zur Ermittlung eines Betriebspunktes werden die Randbedingungen modifiziert und die Berechnungen mit den modifizierten Randbedingungen fortgeführt, bis sich über mehrere Umdrehungen die für die Auswertung benötigten Werte nicht mehr ändern oder um einen mittleren Wert schwanken. Diese mittleren Werte werden der Bestimmung der Betriebspunkte zugrunde gelegt. Da für die Darstellung der Kennlinien nur eine diskrete Anzahl von Betriebspunkten berechnet wird, sind diese in den Diagrammen durch Trendlinien zwischen den einzelnen Punkten angenähert, der genaue Verlauf zwischen den berechneten Betriebspunkten könnte nur durch weitere zu berechnende Werte besser aufgelöst werden. Auf eine Betrachtung der Fehler in der numerischen Berechnung durch Diskretisierung und Approximation der Bestimmungsgleichungen soll in der vorliegenden Arbeit nicht vertiefend eingegangen werden, dazu finden sich in der Literatur, z.B. in [29, 72] umfangreiche Ausführungen.

5 Numerische Voruntersuchungen

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

In den nachfolgenden Abschnitten werden die Ergebnisse aus den numerischen Berechnungen und experimentellen Untersuchungen dargestellt und bewertet. Ein Teil der Ergebnisse numerischer Berechnungen wurde bereits in Kapitel 5 diskutiert. In diesem Kapitel werden Untersuchungen behandelt, die während und nach Fertigstellung des Versuchskanals durchgeführt wurden und daher teilweise für einen direkten Vergleich eigener experimenteller und numerischer Ergebnisse genutzt werden können.

6.1 FLT-Laufrad

Als Eingangsuntersuchung und zur Eignungsprüfung des Versuchskanals wird ein Laufrad aus der Serienfertigung in einer der in Kapitel 5.2 beschriebenen, geometrisch ähnlichen Gehäusegeometrie untersucht. Das verwendete Laufrad hat einen Aussendurchmesser $D_2 \simeq 100\text{mm}$. Diese Geometrie wird in der Numerik mit den gleichen Parametern für die Spaltweiten und die Rückwandkontur aus Kapitel 5.2 nachgebildet. Das für die Berechnungen verwendete Gitter muss an die veränderten Strömungsbedingungen, zur Einhaltung der Randbedingungen der Turbulenzmodellierung, angepasst und neu erstellt werden. Daher werden hier auch für die Rückwand und die Zunge reale Wandstärken berücksichtigt. Der Schaufelbereich wird mit den Schaufelndicken des Serienlaufrades nachgebildet. Für das verwendete Laufrad ist die Reynoldszahl Re_C bei einer Drehzahl $n_1 = 750/\text{min}$ bzw. $n_2 = 1500/\text{min}$ und einer Sehnenlänge $C = 13\text{mm}$ unter Annahme von Luft bei Normalbedingungen:

$$Re_{C_1} \simeq 3300 \quad \text{bzw.} \quad Re_{C_2} \simeq 6600$$

Zur Beschleunigung und Stabilisierung des Berechnungsablaufs wird die in Kap 3.2.5 beschriebene Druckverlustzone (*baffle-zone*) vor der Druckrandbedingung am Auslass verwendet. Die Diskretisierung und Approximation der Geschwindigkeitskomponenten und der Turbulenzgrößen erfolgt mit dem MARS-Verfahren. Die Turbulenzgrößen werden mit dem Standard- k - ε -Turbulenzmodell bestimmt, sofern nicht anders angegeben.

Für die experimentellen Untersuchungen wird eine Rückwand aus Plexiglas hergestellt, um PIV-Untersuchungen in den Gehäusebereichen, die das Laufrad umgeben, zu ermöglichen. Hier zeigt sich, dass bei der Formgebung der Rückwand durch Erwärmen des Plexiglas auf einer Negativform und dem anschliessenden Abkühlen die Masshaltigkeit nicht vollständig

gewahrt werden kann. In Abbildung 6.1 sind Konturverläufe und Parameter der untersuchten Gehäusegeometrie zu sehen. Die Abweichungen der Gehäusekontur und die Lage des

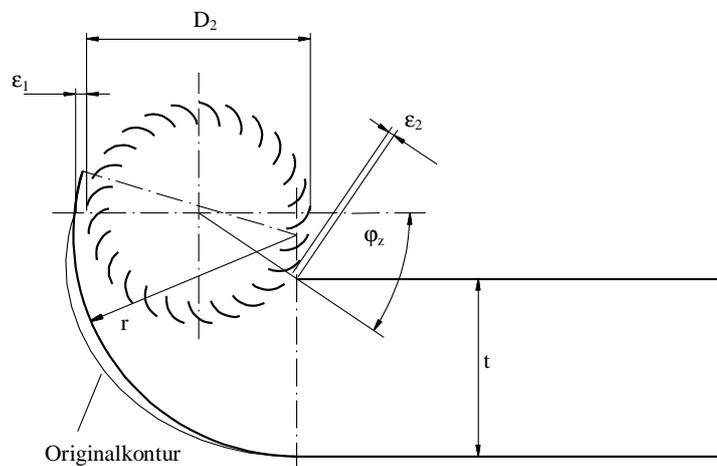


Abbildung 6.1: Geometrie LR980, numerische (Original) und experimentelle Gehäusekontur

Laufgrades im Gehäuse, die im Experiment nicht exakt eingehalten werden kann, haben sicherlich einen Einfluss auf die Kennlinienverläufe, so dass die Ergebnisse aus Numerik und Experiment nicht in allen Bereichen miteinander vergleichbar sind.

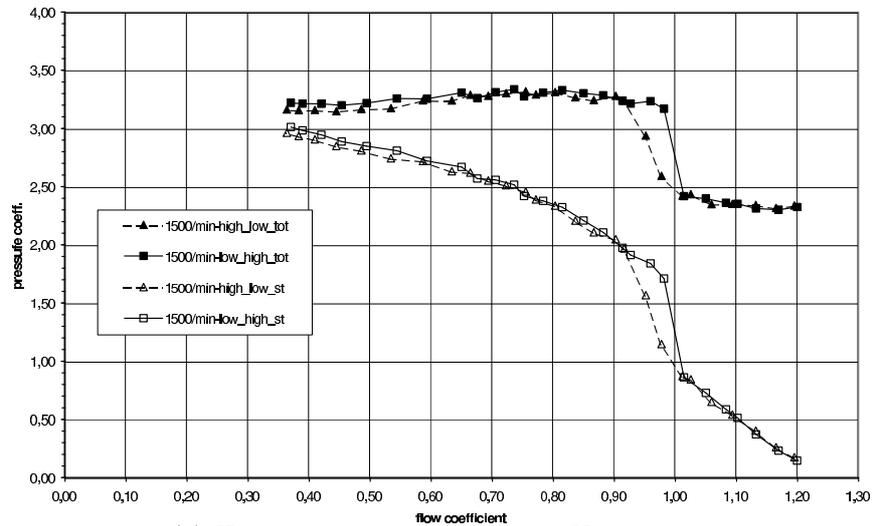
6.1.1 Kennlinie mit Hysterese

In den experimentellen Untersuchungen werden neben der Ausgangskonfiguration auch vier weitere Konfigurationen untersucht. Dabei wurden einfach zu variierende Parameter geändert, wie die Lage der Zunge, die zungen- und rückwandseitige Spaltweite und die Form der Zunge. Zusätzlich wurde noch die Drehzahl, in den Grenzen der Messtechnik und der Betriebsfestigkeit, variiert.

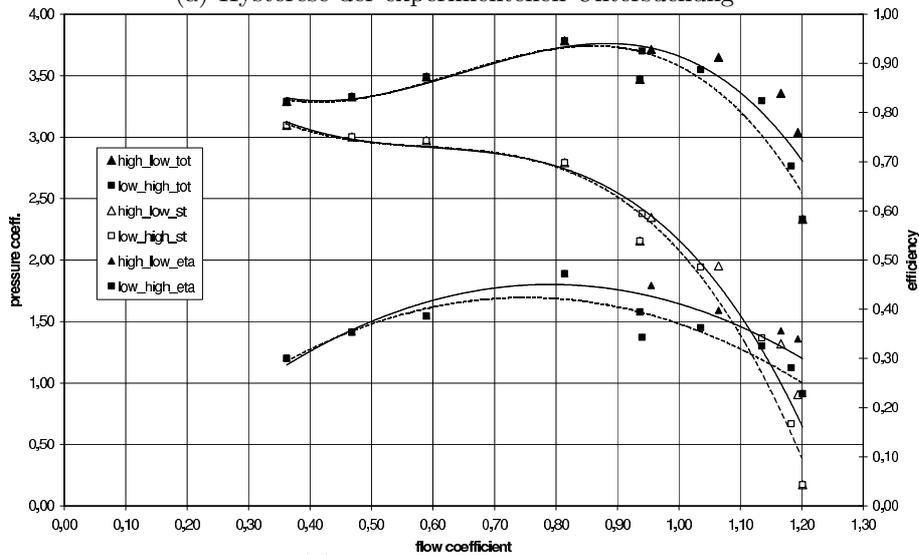
Ein gemeinsames Merkmal der Kennlinien ist das Vorhandensein einer Hysterese in der Kennlinie bei relativ hohem Volumenstrom. Die Hysteresen in den Kennlinien dieser Gehäusekonfigurationen weisen alle einen qualitativ gleichen Verlauf auf. Bei zunehmender Drosselung bleibt die Kennlinie zunächst auf niedrigerem Druckniveau, bis sie dann sprunghaft auf ein höheres Druckniveau wechselt. Beim Erfassen der Kennlinien von niedrigen zu hohen Volumenströmen gehend, bleibt die Kennlinie länger auf hohem Druckniveau, bis der Druck dann sprunghaft auf das untere Druckniveau abfällt. In Abbildung 6.2(a) sind die Kennlinien einer untersuchten Konfiguration zu sehen, *high_low* steht für die Kennlinien, die durch Drosselung ausgehend von maximalem Volumenstrom erhalten werden, *_st,_tot* steht für statischen bzw. Total-Druckverlauf.

Bei Engelhardt[27] gibt es einen Hinweis auf Hystereseerscheinungen an Tragflügeln. Auch wenn diese nicht direkt auf die Strömung in Querstromventilatoren übertragbar sind, lassen sich hier Erklärungsansätze für dieses Phänomen, den Kennlinienverlauf betreffend, finden.

Die Reynolds-Zahl der Relativgeschwindigkeit in der Beschauflung fällt mit zunehmender Drosselung. Ein verzögerter turbulent-laminarer Umschlag der Strömung bei Drosselung des Ventilators führt möglicherweise zu einem plötzlichen Anstieg der Druckerhöhung in der Beschauflung. Weitere Gründe für die Hysterese sind möglicherweise 3-dimensionale



(a) Hysterese der experimentellen Untersuchung



(b) Numerische Kennlinien

Abbildung 6.2: Experimentelle Kennlinien mit Hysterese und numerische berechnete Kennlinien

Wirbelstrukturen oder auch *rotating-stall*-Strömungen. Dieses Phänomen wird nur in den experimentellen Untersuchungen gefunden, in den numerischen Berechnungen kann die Hysterese in der Kennlinie nicht erfasst werden. Das für diese Rechnungen verwendete Standard- $k-\varepsilon$ -Turbulenzmodell ist auch nicht in der Lage, ein Umschlagen der Strömung zwischen laminar und turbulent korrekt wiederzugeben (siehe Abschnitt 3.1.1).

6.1.2 Verlustberücksichtigung

In Abbildung 6.3 ist der direkte Vergleich zwischen den experimentellen Daten und den numerisch berechneten Kennlinien zu sehen, num_st, tot bezeichnet die statische bzw. totale Druckerhöhung. Die numerischen Kennlinien liegen nach rechts oben gegenüber den experimentellen verschoben, also zu größerem Volumenstrom und größerer Druckerhöhung. Diese Verschiebung wird sicherlich auch durch die Vereinfachungen der zweidimensionalen

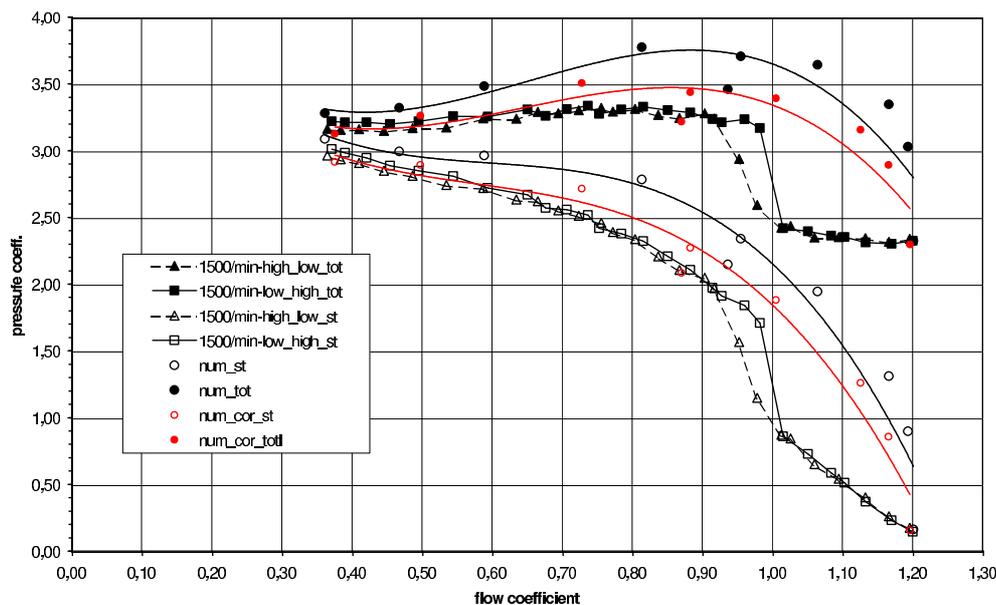


Abbildung 6.3: Vergleich der experimentellen und numerischen Kennlinien, mit Berücksichtigung der Verlustanteile

Strömungsberechnung verursacht, bei der sowohl die Reibungseinflüsse der Seitenwände als auch die Spaltströmung zwischen Laufrad und Seitenwänden nicht berücksichtigt werden. Anders als in der vorhergehenden Untersuchung (Kap.5.2) kann hier der Anteil der Wandreibung im Zuströmungsbereich nicht mehr vernachlässigt werden, da der experimentelle Aufbau in diesem Bereich ebenfalls ein geschlossener Kanal ist. Die Verlustanteile aus der Wandreibung werden, wie in Abschnitt 3.3.2 beschrieben, bestimmt. Der Volumenstrom wird entsprechend der Abschätzung aus Abschnitt 3.3.3 korrigiert, die Kennlinie des statischen Druckes (num_cor_st) wird so berechnet. In der Kennlinie des Totaldrucks (num_cor_totl) wird sowohl der Volumenstrom als auch der dynamische Druckanteil korrigiert, der mit vermindertem Volumenstrom ebenfalls zurückgeht.

Nicht berücksichtigt werden hier die Verluste und die Minderung des Volumenstroms durch das Laufrad, das im Experiment einen etwa 5% kleineren durchströmten Querschnitt hat. Die zusätzlichen Verluste entstehen durch die für die Festigkeit des Laufrades notwendigen Zwischenronden und Endronden, die als gebogene Bleche ausgeführt sind. Die Verringerung des durchströmten Querschnitts wird durch die Dicke dieser Rondon verursacht, sowie durch den Spalt zwischen Laufrad und Plexiglaswand an der unteren Lageraufnahme. Durch

diesen Spalt wird das Laufrad leicht nach oben im Kanal angehoben, so dass das obere Ende des Laufrades in der oberen Abdeckplatte versenkt werden muss.

6.1.3 Vergleich Numerik - PIV-Messung

Ein Vergleich des numerischen Geschwindigkeitsfeldes mit einer ausgewerteten PIV-Aufnahme ist in Abb.6.4 zu sehen. Die Aufnahme (Abb.6.4(a)) entstand bei fast frei ausblendem Betrieb des Ventilators ($\varphi = 1.1$), die Strömungsrechnung (Abb.6.4(b)) zeigt einen vergleichbaren Betriebspunkt. In der PIV-Aufnahme ist der Laufradbereich und die unmittelbare Umgebung ausgeblendet. Die Geschwindigkeitsfelder zeigen eine gute Übereinstimmung der Geschwindigkeitsverteilung und -größe. Die maximalen Geschwindigkeiten sind in der Numerik größer, was sowohl von dem in diesem Bereich höher berechneten Volumenstrom als auch von den Algorithmen für die Auswertung der PIV-Messungen (Mittelung und Interpolation) herrühren kann. Möglicherweise hat auch die unterschiedliche Rückwandkontur einen Einfluss und führt zu geringeren Geschwindigkeiten im wandnahen Bereich der experimentellen Geometrie. Die bläulichen Linien am linken Rand der PIV-Aufnahme wurden durch Reflexionen des Laserlichtschnitts am Gehäuse verursacht. Diese Reflexionen, die auch in der unmittelbaren Laufradumgebung eine Auswertung verhindern, führen zu lokalen Überbelichtungen der Aufnahme, welche die Partikelbewegung überlagern.

Sowohl in der PIV-Aufnahme als auch in der numerischen Darstellung zu erkennen ist die Rückströmung an der Zunge (links), zusammen mit dem Ablösegebiet in diesem Bereich. In der numerischen Darstellung ist der Steuerwirbel deutlich zu erkennen, der für die Laufraddurchströmung verantwortlich ist. Das Zentrum des Wirbels liegt etwa 35° entgegen der Laufraddrehung von der Zunge entfernt in der Laufradbeschaufelung.

6.2 Einfluss der Reynolds-Zahl

In verschiedenen Literaturstellen wird darauf hingewiesen, dass unterhalb einer auf die Sehnenlänge C bezogenen Reynolds-Zahl $Re_C = U_2 \cdot C/\nu$ das Betriebsverhalten des Querstromventilators sich mit der Größe der Reynolds-Zahl ändert. Die Reynolds-Zahl wird hier mit einer auf den Laufradumfang bezogenen Geschwindigkeit gebildet, lokal unterliegt die Reynolds-Zahl infolge unterschiedlicher Strömungsgeschwindigkeiten starken Schwankungen. Das reale Strömungsverhalten ist also komplexer und müsste daher noch mehr Größen berücksichtigen, um zu einem von einer Kennzahl unabhängigen Betriebsverhalten zu gelangen.

Bei Holgate[39] wurde vorgeschlagen, eine auf die Strömung bezogene Reynolds-Zahl $Re' = \varphi \cdot Re$ zu benutzen, um das Strömungsverhalten besser zu charakterisieren. Dadurch würde sich Re' bei unterschiedlichen Drosselzuständen ändern und somit auch die tatsächliche Strömungsgeschwindigkeit in der dimensionslosen Kennzahl berücksichtigt. Bei [39] gelingt es, für die Bereiche $\varphi \leq 0,5$ und $\varphi \geq 0,5$ eine Grenze für eine Reynolds-Zahl-Abhängigkeit zu definieren. Für den Bereich kleiner Volumenströme wird als Mindestwert

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

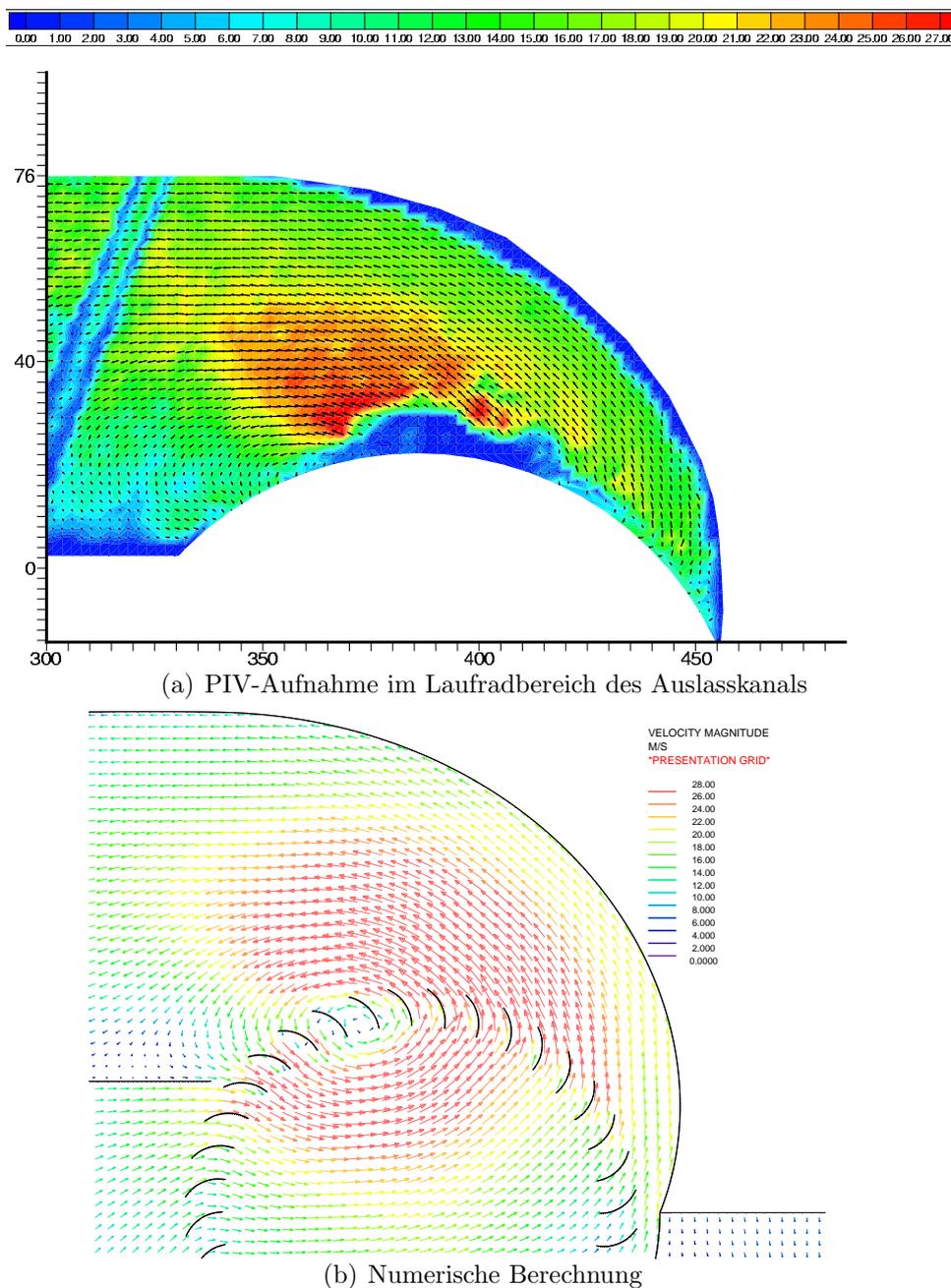


Abbildung 6.4: Vergleich des Strömungszustands aus PIV und Numerik, frei ausblasend, Laufradbereich des Auslasskanals

$\varphi \cdot Re = Re' \geq 10^3$, für den Bereich größerer Volumenströme $\varphi > 0.5$ wird $Re \geq \varphi \cdot 10^4$ angegeben. Daraus wird der Schluss gezogen, dass erst für $Re_C > 10^4$ eine Unabhängigkeit der Kennlinien erreicht wird.

Im Jahr 1995 wurde von Tanaka et. al. ([79, 78] ebenfalls der Einfluss der Re -Zahl auf das

Betriebsverhalten eingehend untersucht. Hier wurden anhand von Drehzahl- und Durchmesservariation eine Reihe von Kennlinien erfasst und systematisch ausgewertet. Um aus den verschiedenen Kennlinien zu einer universell gültigen Kennlinie zu kommen, wurden sowohl φ als auch ψ auf eine von der Reynolds-Zahl abhängige Größe bezogen.

$$\varphi_r = \frac{\varphi_1}{(Re_C)_1^{n_1}} = \frac{\varphi_2}{(Re_C)_2^{n_1}}$$

$$\psi_r = \frac{\psi_1}{(Re_C)_1^{n_2}} = \frac{\psi_2}{(Re_C)_2^{n_2}}$$

Die Koeffizienten wurden bei gleichen Drosselzuständen, aber unterschiedlichen Drehzahlen nach folgenden Gleichungen bestimmt:

$$n_1 = \frac{\ln(\varphi_1/\varphi_2)}{\ln((Re_C)_1/(Re_C)_2)}$$

$$n_2 = n_\psi = \frac{\ln(\psi_1/\psi_2)}{\ln((Re_C)_1/(Re_C)_2)}$$

In einer nachfolgenden Untersuchung wurde der Durchmesser des Laufrades zur Variation der Reynolds-Zahl verändert. Hier zeigte sich, dass n_1 fast linear von D_2 abhängig und n_2 nahezu unabhängig von D_2 ist. Die Werte für n_1 und n_2 werden bei [79] wie folgt angegeben:

$$n_1 = 1.02 \cdot D_2 \quad (\text{mit } D_2 \text{ in Metern})$$

$$n_2 = 0.173$$

Mit den obigen Gleichungen werden die Konstanten n_1 und n_2 aus dem Vergleich zweier numerisch berechneter Kennlinien bestimmt. Dazu wird bei gleicher Ausgangsgeometrie die Drehzahl um den Faktor 2 verändert. Das Diagramm in Abbildung 6.5(a) zeigt die berechneten Kennlinien.

Die Quadrate repräsentieren den Fall der höheren Reynolds-Zahl, die Druckzahlkurven beziehen sich auf die linke Achse, der totale Wirkungsgrad ist entsprechend der rechten Achse aufgetragen. Die Konstanten werden wie bei [78] bei gleichen Anlagenparametern ermittelt. Dadurch ergeben sich die in Tabelle 6.1 gezeigten Werte für die Parameter n_φ , $n_{\psi,st}$ und $n_{\psi,tot}$. Das Diagramm in Abbildung 6.5(b) zeigt den Verlauf der korrigierten

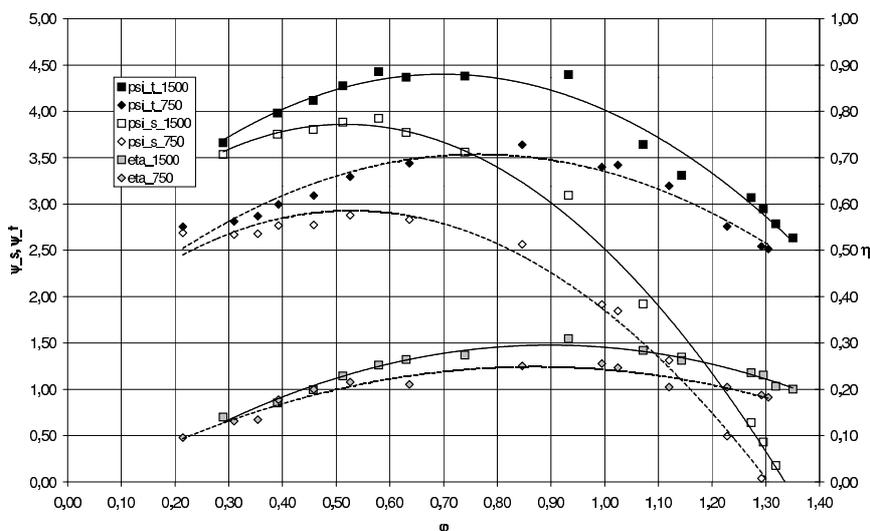
Parameter der red. KL				Re_C
n_1	n_φ	$n_{\psi,st}$	$n_{\psi,tot}$	
0,220	0,022	0,456	0,322	3300
				6600

Tabelle 6.1: Parameter und Re-Zahlen zur Reduktion des Re-Einflusses

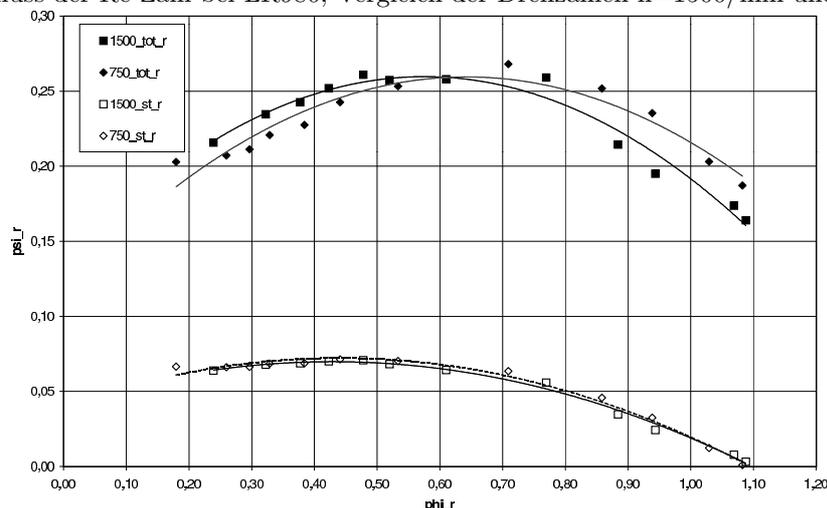
Kenngrößen φ_r , $\psi_{st,r}$ und $\psi_{tot,r}$. Bei der Bestimmung von n_φ wird der Laufraddurchmesser D_2 durch

$$n_\varphi = n_1 \cdot D_2$$

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren



(a) Einfluss der Re-Zahl bei LR980, Vergleich der Drehzahlen $n=1500/\text{min}$ und $n=750/\text{min}$



(b) Re-Zahl reduzierte Kennlinienverläufe

Abbildung 6.5: Einfluss der Reynoldszahl und auf Reynoldszahl bezogene Kennlinien

berücksichtigt. Dadurch läßt sich eine sehr gute Übereinstimmung der Verläufe der statischen Druckzahlen erreichen. Die Verläufe der dynamischen Druckzahlen liegen im mittleren Bereich gut übereinander. Zu hohen oder niedrigen Durchflußwerten gehend, wird die Übereinstimmung schlechter. Die gute Übereinstimmung der statischen Druckzahlen läßt den Schluss zu, dass bei [79] möglicherweise die Gleichung zur endgültigen Bestimmung von n_1 unvollständig angegeben wurde. Mit den bei [79] ermittelten Werten für n_1, n_2 wurde keine verbesserte Übereinstimmung erzielt, so dass davon ausgegangen werden muss, dass diese Umrechnung nur bei geometrisch ähnlichen Laufrad- und Gehäusekonfigurationen möglich ist, und auch erst nachdem anhand von zwei oder mehreren Konfigurationen unterschiedlicher Reynoldszahl die Parameter n_1, n_2 bestimmt worden sind.

Eine Begründung für die kontinuierliche Verschiebung der Kennlinien zu kleineren Druck- und Volumenstromzahlen mit fallender Reynolds-Zahl lässt sich bei [27] finden. Als Grund sind dort die Hystereserscheinungen an Tragflügeln genannt, die durch eine Verschlechterung der Auftriebsbeiwerte bei laminarer Anströmung sowie durch eine ausgeprägte Hysterese des Verlaufs des Auftriebsbeiwerts im Bereich laminar-turbulenter Umschlags gekennzeichnet sind. Ein wesentlicher Grund für den Abfall der Strömungsleistung zu kleinen Re -Zahlen hin dürfte also in den zunehmenden Anteilen laminarer (Schaufeldurch-)Strömung zu finden sein, was durch die stark instationäre Schaufeldurchströmung mit zweimaliger Strömungsumkehr noch begünstigt wird. Die Instationarität dürfte auch der Grund für die deutlich ausgeprägte Abhängigkeit von der Re -Zahl sein, die in dieser ausgeprägten Form bei anderen Strömungsmaschinen nicht beobachtet wird.

In [54] wird angemerkt, dass die Wirbelgröße einen Einfluß auf das Betriebsverhalten hat. So ist bei ähnlichen Re -Zahlen der Steuerwirbel bei einem größeren Laufrad im Verhältnis zum Laufraddurchmesser kleiner als bei einem kleineren Laufraddurchmesser. Da der Wirbel nicht nur eine Transportfunktion hat, sondern auch eine Versperrung des durchströmten Querschnitts darstellt, liegt die Kennlinie des größeren Ventilators oberhalb der des kleineren Ventilators. Sowohl Druck- als auch Lieferzahl steigen an. Die kritische Reynolds-Zahl, oberhalb derer sich der Verlauf der dimensionslosen Kenngrößen nicht mehr ändert, wird dort als abhängig von der Gehäusegeometrie gesehen. Dazu wurden Rückwandkonturen untersucht, die einen kleinen, mittleren und großen Auslassbereich unmittelbar hinter dem Laufrad bildeten. Für den kleinen Ausblasbereich (vergleichbar mit der in Kap.5 untersuchten Geometrie) lag die kritische Reynolds-Zahl bei etwa $Re_{krit} \approx 4000 - 5000$. Beim mittelgroßen Ausblasbereich war $Re_{krit} \approx 6000 - 7000$, bei sehr großem Ausblasbereich war $Re_{krit} \approx 15000$. Dies lässt sich durch die Ausbildung einer vollturbulenten Strömung im Auslassbereich erklären, die beim kleinen Ausblasbereich früher als bei größeren erreicht wird.

Diese Erkenntnisse stehen ebenfalls in guter Übereinstimmung mit den hier erzielten Ergebnissen. Die Kennlinien unterschiedlicher Re -Zahlen nähern sich mit zunehmender Durchflusszahl φ an, die Strömungsgeschwindigkeiten im Auslasskanal und auch das Geschwindigkeitsprofil über dem Querschnitt lässt den Rückschluss auf eine vollturbulente Strömung zu. Grundsätzlich ist anzumerken, dass eine Umrechnung der Kennlinien bei geometrisch ähnlichen Querstromventilatoren mit unterschiedlichen Reynolds-Zahlen Re_C nur dann sinnvoll ist, wenn eine (oder beide) Reynolds-Zahlen unterhalb der für diesen Fall kritischen Reynolds-Zahl Re_{krit} liegt (liegen).

6.3 FLT-Geometrie

In diesem und den nachfolgenden Abschnitten werden ausgewählte Ergebnisse eines Forschungsprojektes, das von der FLT unterstützt wird, präsentiert. Das Forschungsprojekt befasst sich mit der Untersuchung des Einflusses der Geometrieparameter einer vorgegebenen Gehäusekontur auf das Betriebsverhalten des Querstromventilators. In Abb. 6.6 ist die untersuchte Laufrad-Gehäusekombination *Var1* mit den zugehörigen Geometrieparametern

dargestellt. Als Laufrad wird das in Kap. 6.1 bereits beschriebene Serienlaufrad eingesetzt.

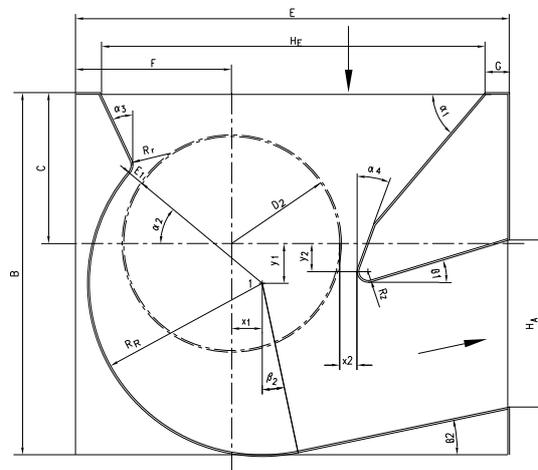


Abbildung 6.6: Geometrische Beziehungen zur Beschreibung der Gehäusekonfigurationen Var1-4

Spaltweiten	
Zungenabstand x_2/D_2	0,07
Zungenabstand y_2/D_2	0,13
Zungenradius R_z/D_2	0,05
Zungenwinkel α_1	50°
Rückwandwinkel α_2	40°
Rückwandspalt ε_1/D_2	0,06
Auslasskanal β_1	17°
Auslasskanal β_2	12°

Tabelle 6.2: Geometrieparameter der Konfiguration Var1

Die Geometrieparameter des Gehäuses aus Abb. 6.6 für die Ausgangskonfiguration *Var1* sind in Tabelle 6.2 zu sehen.

6.3.1 Numerische Modellierung

Die Laufraddrehung wird wie in den vorangegangenen Berechnungen mit der ASI-Methode durchgeführt. Hier wird mit einer konstanten Zeitschrittweite gerechnet. Diese wird ausreichend klein gewählt, um die instationäre Schaufeldurchströmung aufzulösen. In den Konfigurationen *Var1* bis *Var4* und *Var1-z* wird am Einlassrand und am Rand des Auslassbereichs eine Druckrandbedingung vorgegeben. Am Einlassrand wird Totaldruck (=Umgebungsdruck weit vor dem Ventilator), am Auslassrand statischer Druck (= Umgebungsdruck) eingesetzt. Die einzelnen zu berechnenden Betriebspunkte werden durch Variation

der Parameter für die Druckabfallzone (*baffle-zone*, siehe Kap. 3.2.5) eingestellt. In der Konfiguration *Var1-k* entfällt die Druckabfallzone. Hier werden die Betriebspunkte durch schrittweise Absenkung des Druckes am Einlasrand berechnet, wie in Kap. 5.2 bereits ausführlich beschrieben. Die Lage der Randbedingungen ist in Abbildung 6.7 zu sehen, Abbildung 6.8 zeigt die Gesamtansicht der Konfiguration *Var1*.

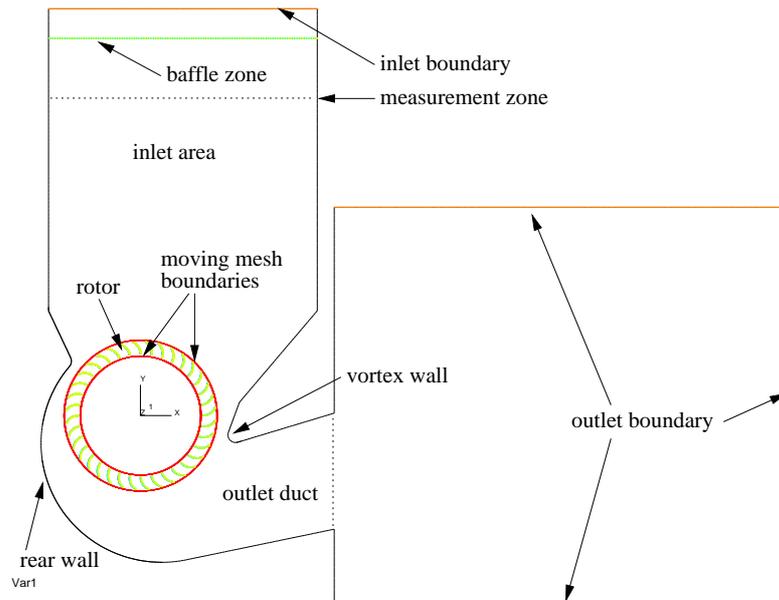


Abbildung 6.7: Randbedingungen bei den FLT-Geometrien, mit FLT-Laufrad

Die Diskretisierung und Approximation der Geschwindigkeitskomponenten und der Turbulenzgrößen erfolgt mit dem MARS-Verfahren. Die Turbulenzgrößen werden mit dem Standard- k - ε -Turbulenzmodell bestimmt, sofern nicht anders angegeben.

6.3.2 Vergleich der Kennlinien *Var1*

Der Vergleich der Kennlinien aus Experiment und Numerik der Geometrie *Var1* ist in Abbildung 6.9 zu sehen. Die numerische Kennlinie wurde mit dem Low- Re - k - ε -Turbulenzmodell berechnet, unter Berücksichtigung der Wandreibungs- und Spaltströmungsverluste, wie in Kap. 3.3 beschrieben. Die Kennlinienverläufe zeigen im Bereich maximalen Wirkungsgrads eine gute Übereinstimmung. Mit zunehmendem Volumenstrom liegen die berechneten Kennlinien oberhalb der experimentellen. Die Abweichungen bei großen Volumenströmen dürften, wie in Abschnitt 6.1.2 bereits ausgeführt, in den Vereinfachungen durch die zweidimensionale Strömungsberechnung und in der Verringerung des durchströmten Querschnitts des Laufrads im Experiment zu finden sein. Die Abweichung der Totaldruckverläufe wird durch die Berücksichtigung des dynamischen Drucks am Austritt verstärkt,

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

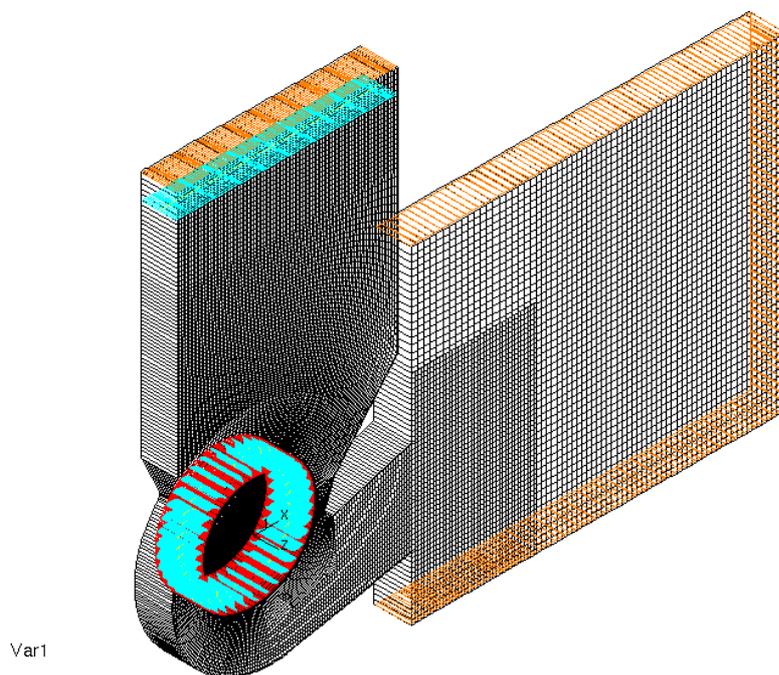


Abbildung 6.8: ISO-Ansicht der Geometrie *Var1* mit Randbedingungen (ohne Symmetrie-RB)

da der dynamische Druck proportional zu \dot{V}^2 ist. Auf die Wiedergabe der Kennlinien bei kleinen Volumenströmen wird in Abschnitt 6.3.7 genauer eingegangen.

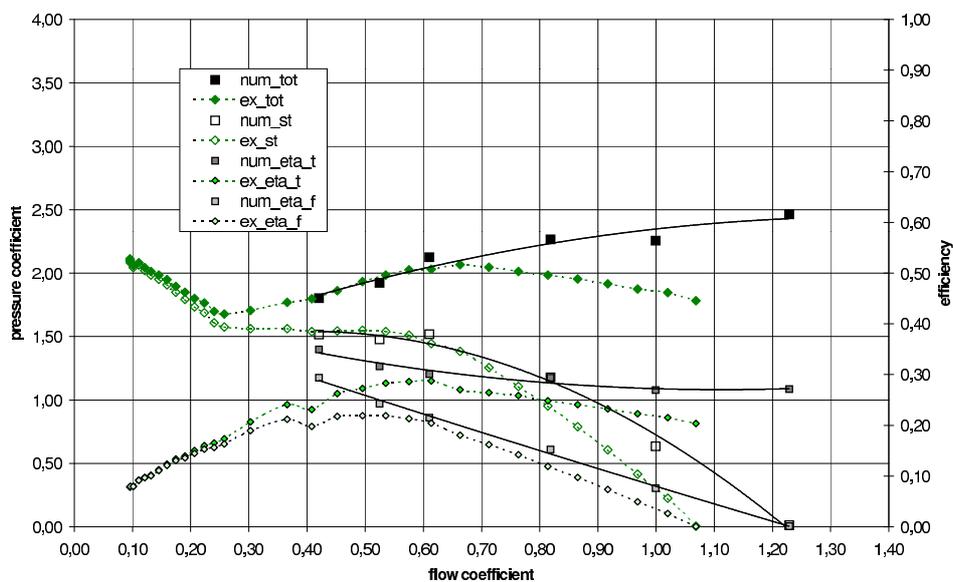


Abbildung 6.9: Vergleich der numerisch und experimentell ermittelten Kennlinien der Ausgangskonfiguration *Var1*

Ein Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung aus einer PIV-Aufnahme mit der Berechnung ist in Abbildung 6.10 zu sehen. Die PIV-Aufnahme (Abb.6.10(a)) wurde bei reduzierter Drehzahl $n = 1000/min$, aber gleicher Lieferzahl $\varphi = 0.9$ aufgenommen. Deshalb sind die absoluten Geschwindigkeiten beider Abbildungen unterschiedlich, die qualitative Verteilung der Geschwindigkeiten stimmt aber gut überein. Auf den Bildern zu erkennen ist eine Ablenkung der Strömung zur zungenseitigen Wand im Einlasskanal, sowie eine Beschleunigung der Strömung in diesem Bereich. An der Rückwandseite im Einlasskanal geht die Geschwindigkeit in der Nähe des Laufrades stark zurück. Der Bereich maximaler Geschwindigkeiten am Austritt aus dem Laufrad wird ebenfalls gut wiedergegeben. In der Nähe der Zunge im Auslasskanal ist eine Rückströmung in den Einlasskanal zu erkennen, die durch den Wirbel und den Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse verursacht wird. In der Numerik ist die Strömung im Auslasskanal eher an der zungenseitigen Wand ausgerichtet, was möglicherweise durch die unterschiedlichen Absolutgeschwindigkeiten verursacht wird.

6.3.3 Einfluss der Gehäuseparameter

Ausgehend von der vorgegebenen Konfiguration *Var1* werden im numerischen Modell die Winkel des Auslasskanals variiert. Hier wird zunächst nur β_2 (*Var2*) reduziert, dann β_1 und β_2 (*Var3*). In einer weiteren Modifikation wird der Abstand der Zungenkontur zum Laufrad, ausgehend von der ursprünglichen Konfiguration, verringert und zusätzlich die Länge des Einlasskanals reduziert (*Var4*). In einer anderen Konfiguration wird nur die Randbedingung am Einlass variiert (*Var1-k*). Abschließend wird nach Analyse der Strömung in den verschiedenen Variationen eine geänderte Zungengeometrie untersucht, mit dem Ziel, eine verbesserte Strömungsleistung des Ventilators zu erreichen (*Var1-z*). In Tabelle 6.3 sind die wesentlichen Parameter der verschiedenen Konfigurationen dargestellt.

Parameter	<i>Var1</i>	<i>Var2</i>	<i>Var3</i>	<i>Var4</i>	<i>Var1-z</i>
Zungenabstand x_2/D_2	0,07	0,07	0,07	0,04	0,06
Zungenabstand y_2/D_2	0,13	0,13	0,13	0,12	/
Auslasskanal β_1	17°	17°	8°	17°	17°
Auslasskanal β_2	12°	0°	0°	12°	12°

Tabelle 6.3: Geometrieparameter der Konfigurationen *Var1-Var4* und *Var1-z*

Der Vergleich der Kennlinien *Var2* mit der Ausgangskonfiguration *Var1* in Abbildung 6.11 zeigt einen deutlichen Abfall im berechneten Totaldruck und Wirkungsgrad. Der statische Druck ist ebenfalls geringer, wenn auch weniger stark ausgeprägt. Der deutliche Rückgang des Totaldrucks und des Wirkungsgrads ist auch auf den vergrößerten Auslassquerschnitt zurückzuführen, da hier die mittleren Geschwindigkeiten bei gleichem Volumenstrom geringer sein müssen. Der Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung bei mittelgroßem Volumenstrom (*Var2*, Abb.6.15(c) und *Var1*, Abb.6.20(a)) macht deutlich, dass der vergrößerte

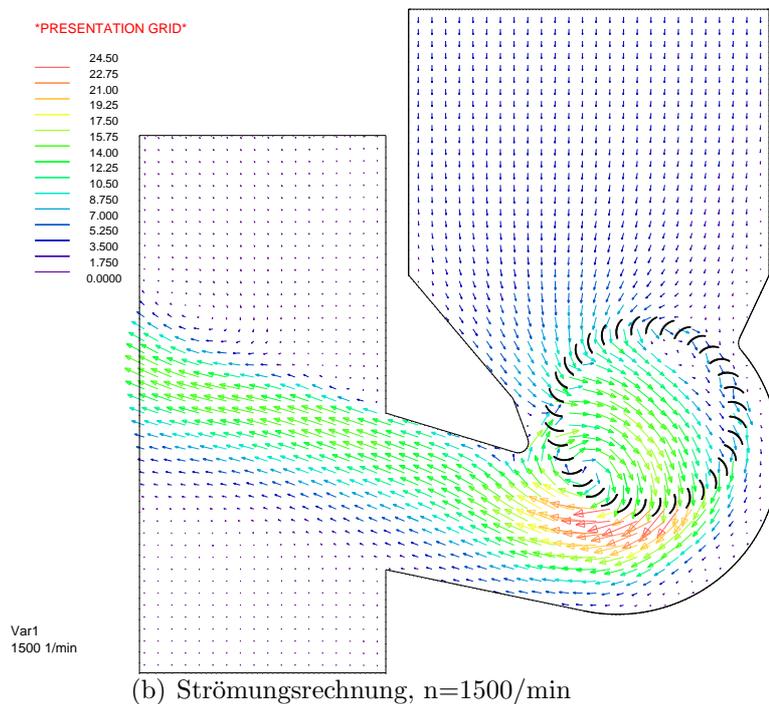
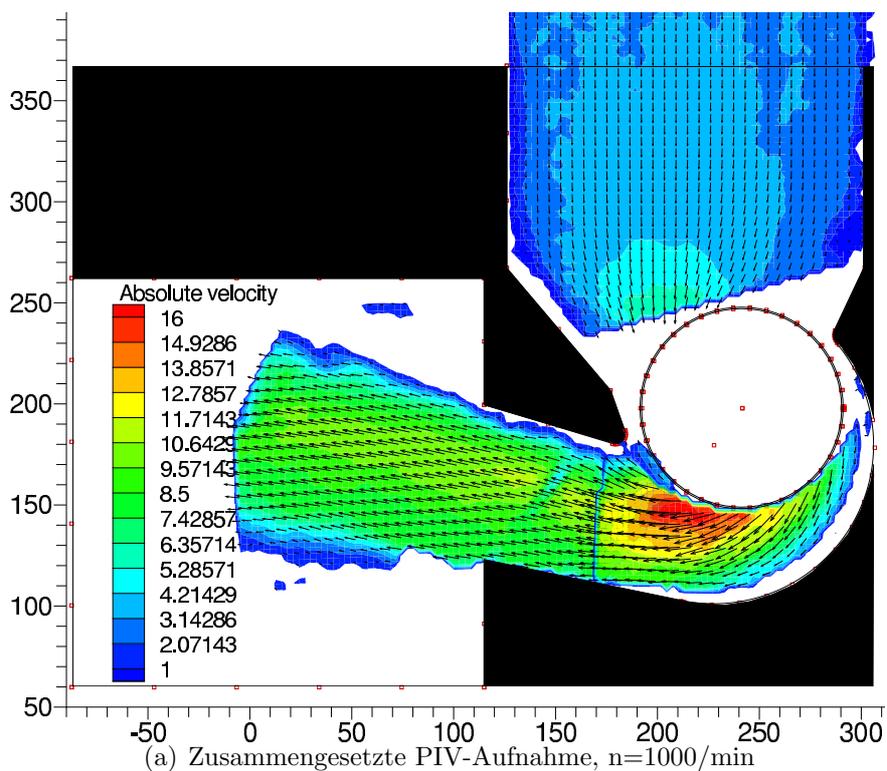


Abbildung 6.10: Vergleich der Strömungsbilder aus PIV ($n=1000/\text{min}$) und Numerik ($n=1500/\text{min}$), Geometrie *Var1*, $\varphi = 0.9$

Öffnungswinkel von *Var2* sich ungünstig auf die Geschwindigkeitsverteilung im Auslasskanal auswirkt. Die Strömung legt sich an der zungenseitigen Wand an, der Rückwandbereich wird nur teilweise und am Ende des Auslasskanals gar nicht mehr durchströmt.

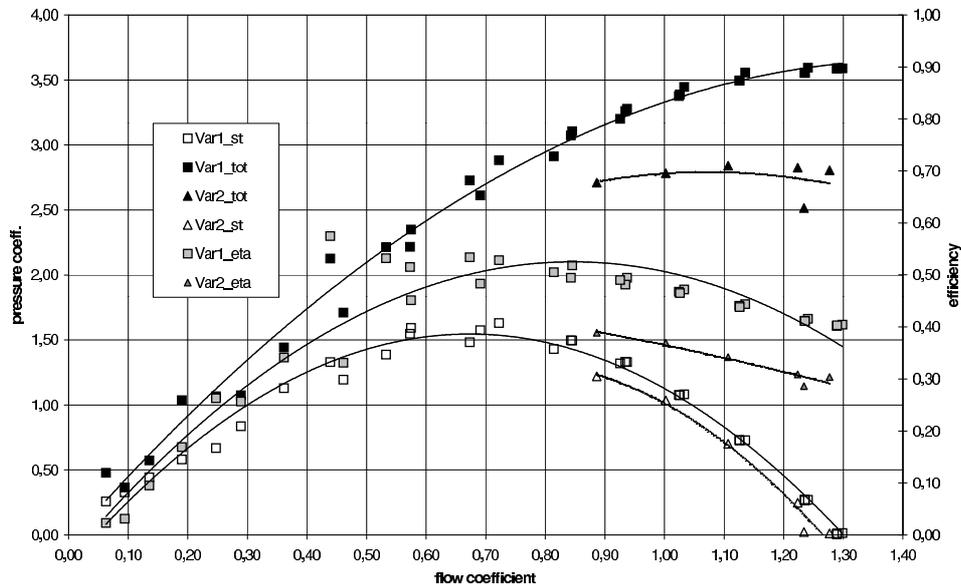


Abbildung 6.11: Vergleich der numerischen Kennlinien, Ausgangskonfiguration *Var1* und Auslassvariation *Var2*

Der Vergleich der Kennlinien *Var3* mit der Ausgangskonfiguration *Var1* in Abb.6.12 zeigt ebenfalls einen deutlichen Abfall der berechneten Kennlinien. Der statische Druck fällt hier stärker als bei *Var2* ab. Der Vergleich der Geschwindigkeitsverteilung bei mittel-großem Volumenstrom (*Var3*, Abb.6.15(d) und *Var1*, Abb.6.20(a)) zeigt, dass auch hier der Rückwandbereich des Auslasskanals nur teilweise durchströmt wird und die Strömung am Auslass nicht mehr anliegt. In der Nähe der Zunge ist im Auslasskanal von *Var3* ein Ablösebereich zu erkennen, der durch die stärkere Umlenkung der Strömung infolge des veränderten Winkels β_2 hervorgerufen wird. Die ungünstige Umlenkung in Verbindung mit der Auslasskanalströmung dürften hier die Ursache für den Abfall der Kennlinien sein.

In Konfiguration *Var4* ist gegenüber der Ausgangskonfiguration nur der horizontale Abstand zwischen Zunge und Laufrad verringert worden. Der Vergleich der Kennlinien *Var4* und *Var1* in Abbildung 6.13 zeigt deutlich unterschiedliche Verläufe. Im Bereich mittlerer Volumenströme $0.4 < \varphi < 0.9$ liegen die Kennlinien von *Var4* oberhalb, bei großen Volumenströmen $\varphi > 1.0$ unterhalb der Kennlinien der Ausgangskonfiguration. Die Geschwindigkeitsverteilung bei mittlerem Volumenstrom (*Var4*, Abb.6.15(b) und *Var1*, Abb.6.15(a)) zeigt eine geringere Rückströmung zwischen Laufrad und Zunge für *Var4*, der saugseitige Eintritt in das Laufrad erfolgt mit geringerer Umlenkung an der Zungenwand.

Bei großen Volumenströmen wird die Strömung auf der Saugseite weiter in den Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse gezogen, bevor der Eintritt in das Laufrad erfolgt (*Var4*, Abb.6.16(b) und *Var1*, Abb.6.16(a)). Die Strömungsgeschwindigkeiten sind in diesem Be-

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

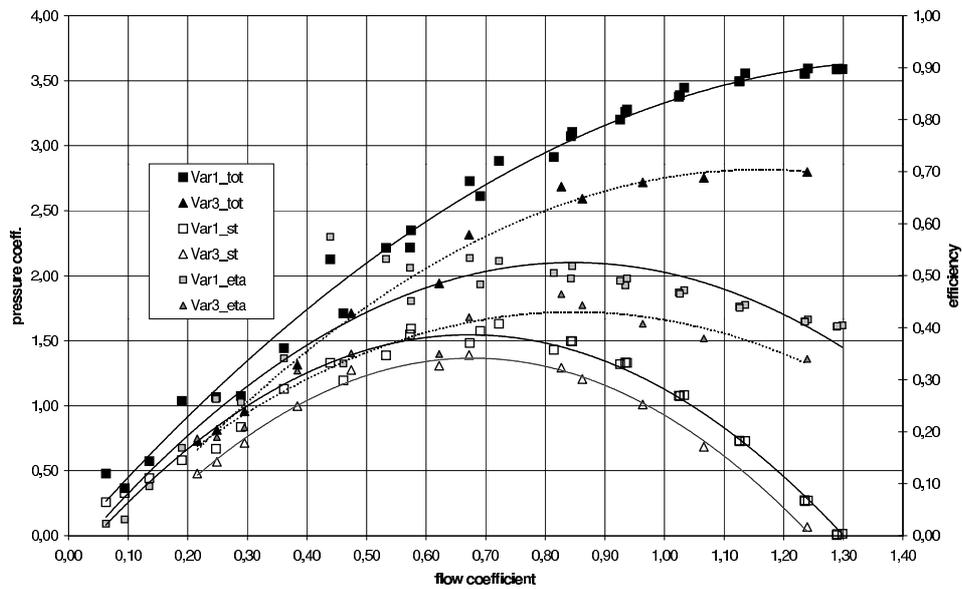


Abbildung 6.12: Vergleich der numerischen Kennlinien, Ausgangskonfiguration *Var1* und Auslassvariation *Var3*

reich deutlich höher. Die Laufraddurchströmung wird durch den tieferen Eintritt sehr inhomogen, mit hohen Geschwindigkeiten in der Nähe der Zunge und sehr geringen Geschwindigkeiten zur Rückwand hin. Die inhomogene Strömung, verbunden mit der größeren Strömungsumlenkung im Laufrad, dürfte hier für den Abfall der Strömungsleistung verantwortlich sein.

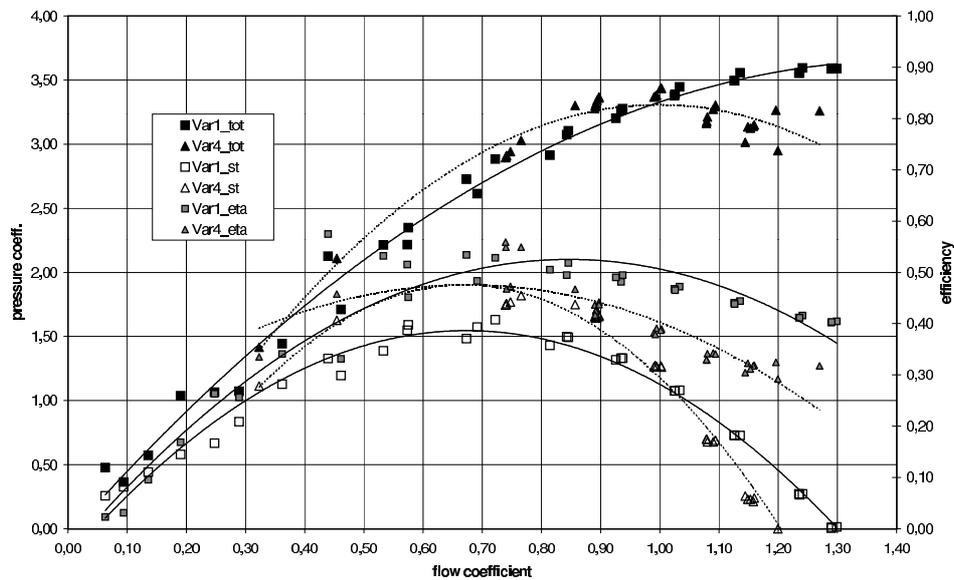


Abbildung 6.13: Vergleich der numerischen Kennlinien, Ausgangskonfiguration *Var1* und Zungenvariation *Var4*

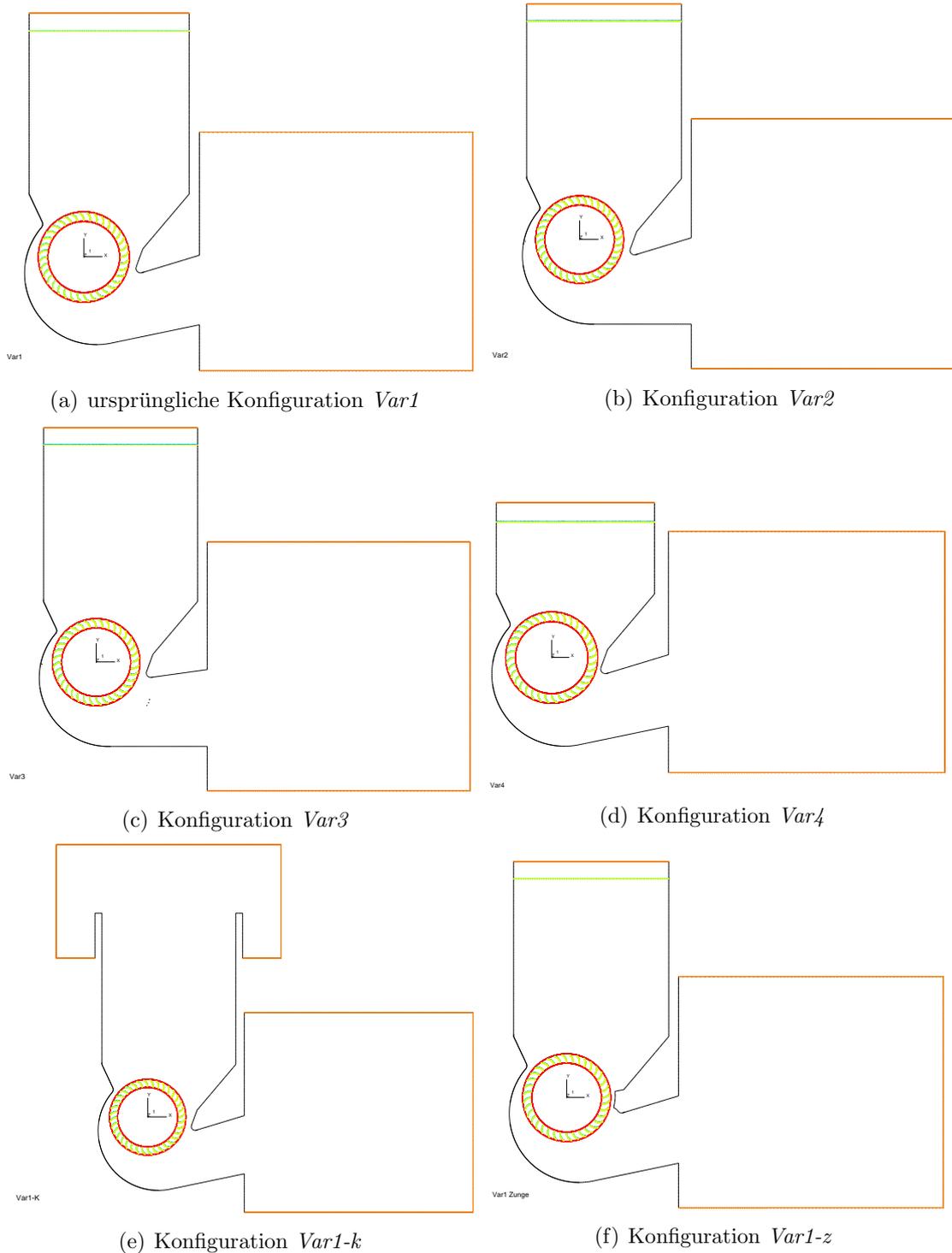


Abbildung 6.14: Konfiguration *Var1* bis *Var4*, *Var1-k* und *Var1-z*

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

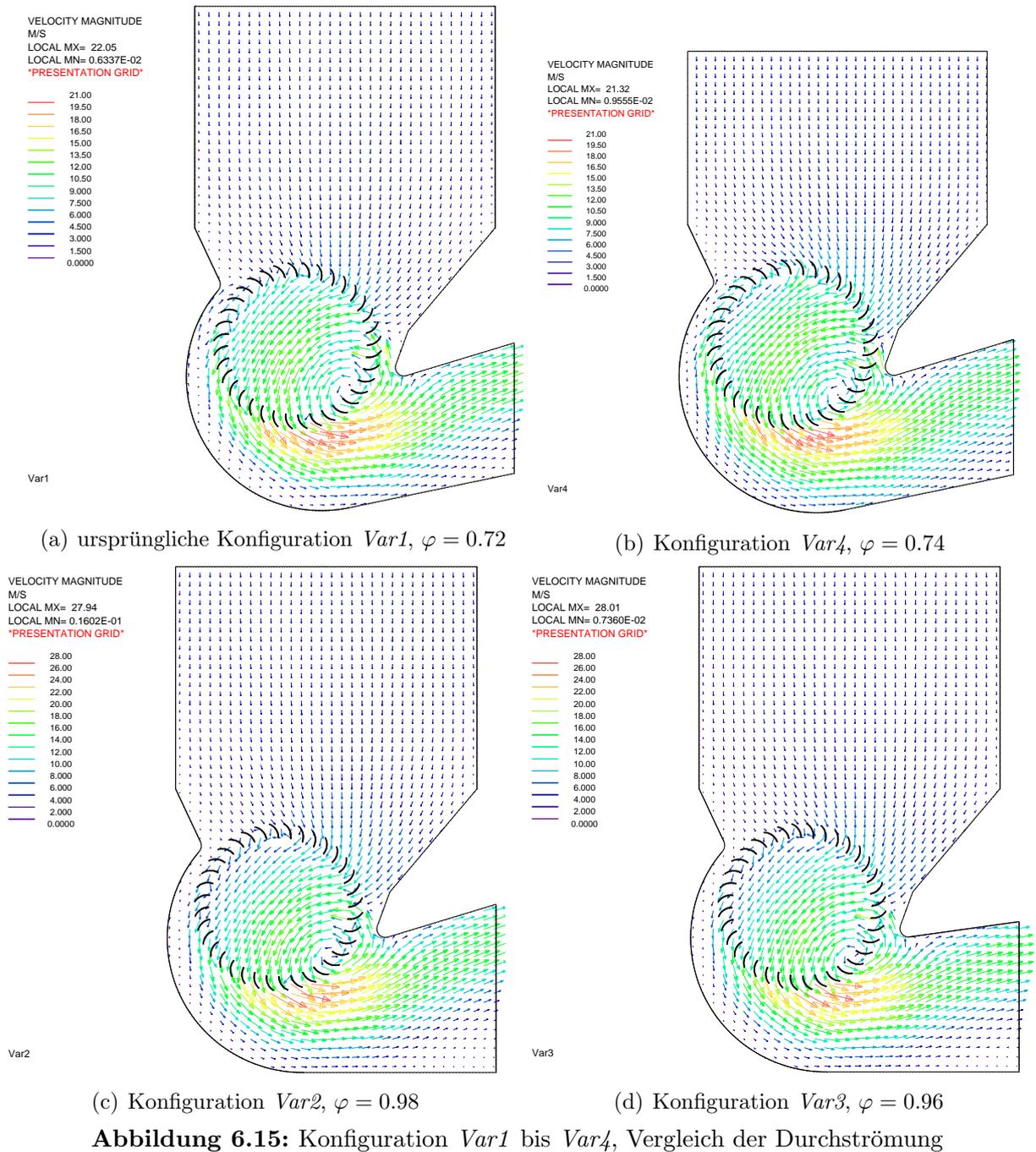


Abbildung 6.15: Konfiguration *Var1* bis *Var4*, Vergleich der Durchströmung

Weitere Auswertungen haben ergeben, dass die Drücke im Auslassquerschnitt meist deutlich über dem Umgebungsdruck liegen. Dieser Druckanteil geht verloren, könnte aber durch den Anschluss an einen geeigneten Diffusor zumindest teilweise noch zurückgewonnen werden und somit zu einem besseren Wirkungsgrad des Ventilators führen.

Hier sind also noch Untersuchungen denkbar, die durch Parametervariationen eine geeignete Auslasskanallänge bestimmen, bei der zumindest der statische Druckanteil weitgehend

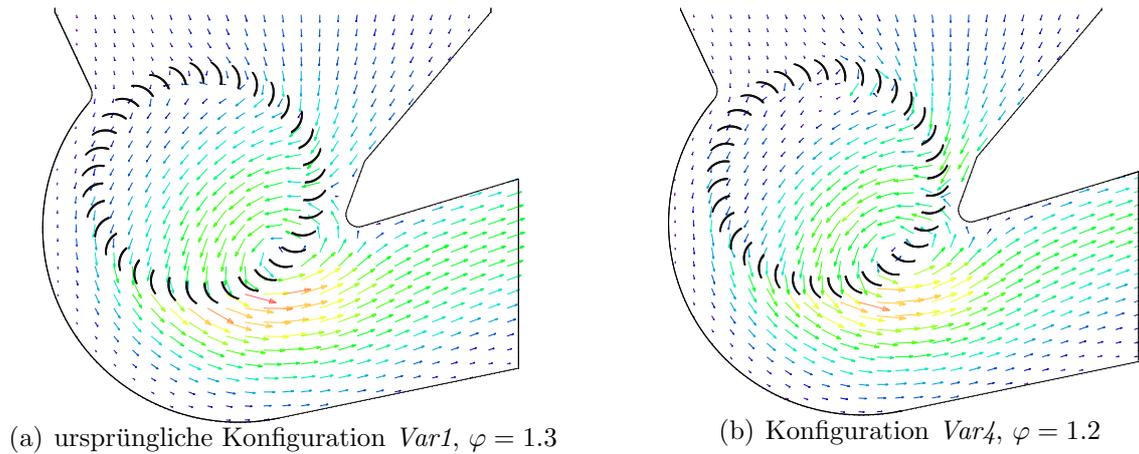


Abbildung 6.16: Vergleich der Laufraddurchströmung *Var1* und *Var4*, $\varphi > 1.2$

abgebaut und der dynamische Druckanteil durch eine Vergleichmäßigung des Geschwindigkeitsprofils am Auslass besser genutzt würde.

6.3.4 Variation des Turbulenzmodells

Da sich bei den Konfigurationen *Var1* bis *Var4* für $\varphi < 0.6$ bereits ein Abfall der statischen Druckerhöhung zeigt, wird der Einfluss der Turbulenzmodellierung gesondert untersucht. Das Standard- k - ε -Turbulenzmodell gibt möglicherweise die bei starker Drosselung verstärkt auftretenden Ablösungen und Bereiche laminarer Durchströmung unzureichend wieder. In [66] (und auch an anderer Stelle) wird darauf hingewiesen, dass das k - ε -Modell zu hohe Werte für die turbulente Viskosität bestimmt. Dies wird durch Überschätzen der turbulenten Längen-Skalen verursacht, insbesondere in Strömungen mit in Strömungsrichtung ansteigenden Druckgradienten. Um den Einfluss zu untersuchen, wird anstelle des Standard- k - ε -Turbulenzmodell das Low-Re- k - ε -Turbulenzmodell eingesetzt. Das Berechnungsgitter wird nicht angepasst, auch wenn die Diskretisierung in Gehäusewandnähe nicht in allen Bereichen optimal ist. Das Low-Re-Turbulenzmodell ist schon länger in STAR-CD implementiert, konnte aber bislang nicht für Berechnungen eingesetzt werden, die auf die ASI-Methode zur Gitterdrehung zurückgreifen.

In Abbildung 6.17 ist der Vergleich der Turbulenzmodellierung in ihrem Einfluss auf die Kennlinien dargestellt. Deutlich zu erkennen ist ein Abfallen der Kennlinien bei Volumenströmen $\varphi > 0.5$. In diesem Bereich liegen die Kennlinien 5% unter den Ergebnissen der Berechnungen mit dem Standard-Turbulenzmodell. Bei kleinen Volumenströmen $\varphi < 0.5$ liegen die Kennlinien zunehmend über den Ergebnissen des Standard-Turbulenzmodells. Das Low-Re- k - ε -Turbulenzmodell dürfte aber aufgrund der geänderten Wandfunktion besser die Strömung wiedergeben, da hier zwischen voll-turbulenter und laminarer Strömung bei der Berechnung der wandnahen Strömung unterschieden wird.

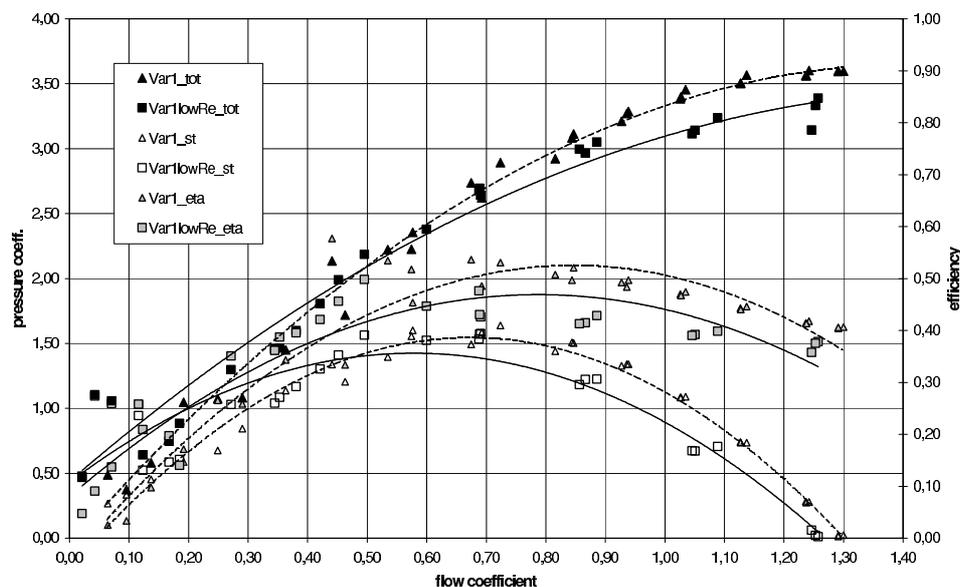


Abbildung 6.17: Vergleich der numerischen Kennlinien, Standard- und Low-Re- k - ε -Turbulenzmodell

6.3.5 Variation der Randbedingung am Einlass

Die ersten experimentellen Untersuchungen der Konfiguration *Var1* sind mit einem etwa 30cm langen Kanal, der vor dem eigentlichen Gehäuse angeschlossen ist, durchgeführt worden. Untersuchungen mit Raucheinblasung zeigen, dass die Strömung nicht an den Kanalwänden anliegt, sondern strahlartig in der Mitte des Kanals liegt. Hier machen sich fehlende Abrundungen am Kanalanschluss bemerkbar, so dass trotz der Länge des Kanals ein Wiederanlegen der Strömung an die Kanalwände vor dem Ventilator unterbleibt. Um diesen Einfluss, der in den bislang durchgeführten Berechnungen unberücksichtigt ist, zu simulieren, wird die Druckrandbedingung am Einlass und die Druckabfallzone entfernt und durch ein vergrößertes Einströmgebiet ersetzt. Die Einströmzone berücksichtigt die Dicke der Kanalwände im Experiment und deren Kanten am Einlass. Die Kennlinie wird hier durch eine schrittweise Absenkung des Totaldruckes an den Rändern der Einströmzone berechnet, und kann nicht mehr, wie in den vorangegangenen Untersuchungen zum Geometrieinfluss, durch eine Variation der Druckabfallbedingung erreicht werden. Diese Änderung der Vorgehensweise birgt das Problem in sich, dass bei einer zu großen Druckabsenkung an der Einströmzone die Druckdifferenz zwischen Einlass- und Auslassrandbedingung, wie bereits in Kapitel 5 beschrieben, die Durchströmung dominiert und der Ventilator rückwärts durchströmt wird. Daher muss hier mit sehr kleinen Schritten in der Druckabsenkung gearbeitet werden, was einen deutlich höheren Zeitaufwand für die Berechnungen bedeutet.

Abbildung 6.18 zeigt den Vergleich der berechneten Kennlinien der Ausgangskonfiguration *Var1* mit der in der Zuströmung geänderten Konfiguration *Var1-k* ($k=Kanal$). Hier ist ein deutlicher Abfall der Kennlinien gegenüber der Ausgangskonfiguration zu erkennen. Dieser Abfall wird durch die zusätzlichen Verluste als Folge der Einschnürung der Strö-

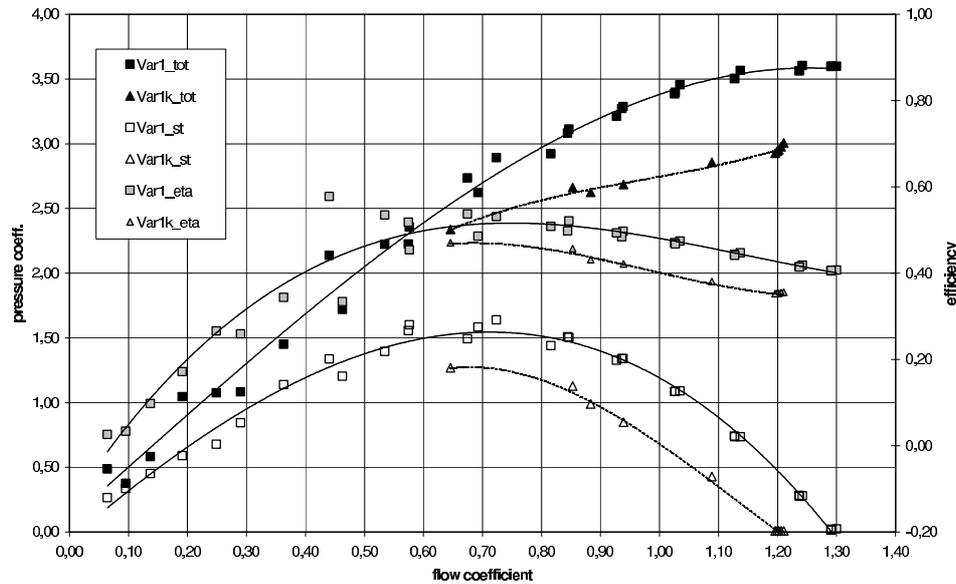
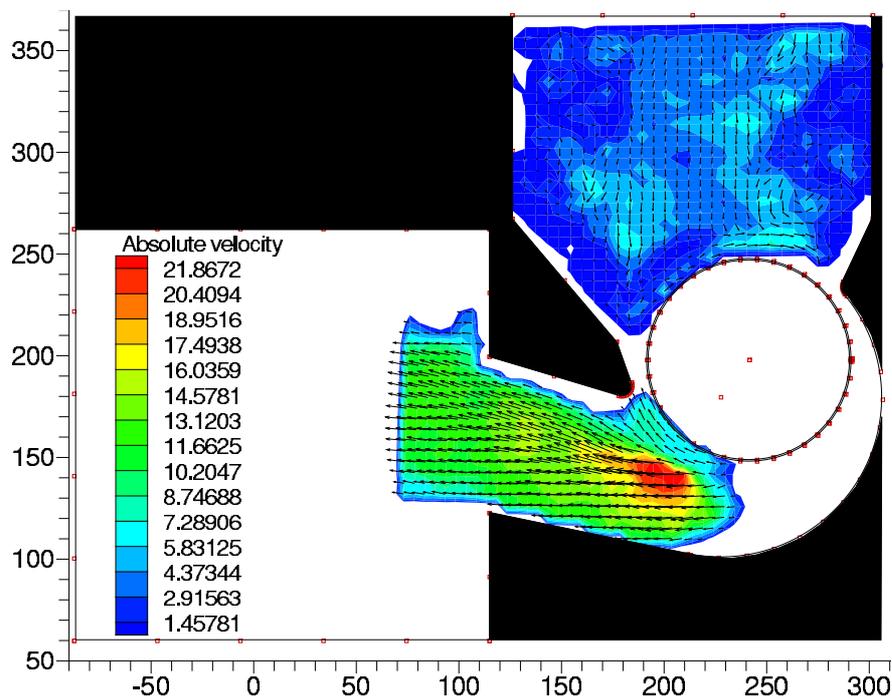


Abbildung 6.18: Vergleich der numerischen Kennlinien, Ausgangskonfiguration *Var1* und Einströmvariation *Var1-k*

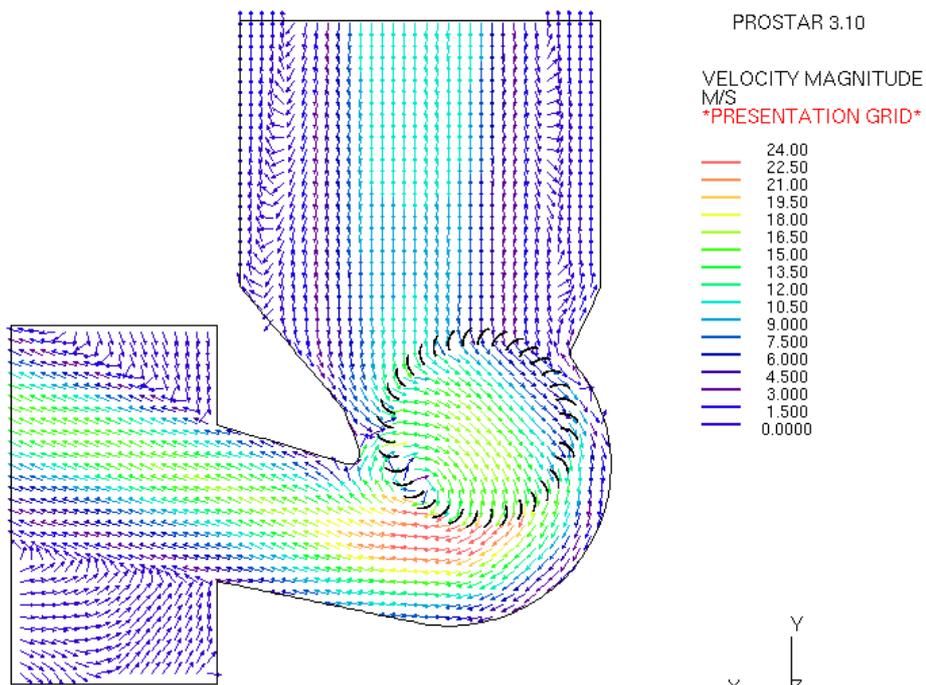
mung im Einlasskanal verursacht. In Abbildung 6.19(b) ist die Geschwindigkeitsverteilung als Vektordarstellung der numerischen Berechnung zu sehen, bei großem Volumenstrom (zur Verdeutlichung werden die Vektoren hier mit konstanter Länge dargestellt). Die eingesenürte Strömung im Einlasskanal ist gut zu erkennen. An beiden Wänden bildet sich ein großes Ablösegebiet mit Rückströmung aus, das sich bis zum Laufrad erstreckt. Abbildung 6.19(a) ist eine zusammengesetzte PIV-Aufnahme der Strömung im Ventilator. Die Kontraktion des Strahles ist hier nicht zu erkennen. Dies wird möglicherweise durch recht große Strömungsgeschwindigkeiten senkrecht zur Lichtschnittebene verursacht, die verhindern, dass sich die Strömungspartikel zur Sichtbarmachung auf beiden Aufnahmen wiederfinden lassen. Beim Durchtritt durch das Laufrad findet eine Reduzierung dieser Querkomponente statt, die zu einer deutlich verbesserten Auswertung der PIV-Aufnahmen auf der Druckseite im Auslasskanal führt. Hier wird die Lage und die Größe des Bereiches maximaler Geschwindigkeit gut wiedergegeben, auch die Rückströmung von der Druckseite zur Saugseite entlang der Zunge ist deutlich zu erkennen.

Ein Vergleich der berechneten Durchströmung soll nochmals an zwei ausgewählten Betriebspunkten erfolgen. In Abb.6.20 sind die Geschwindigkeitsverteilungen bei großem Volumenstrom $\varphi > 0.92$, in Abb.6.21 bei mittlerem Volumenstrom $\varphi \sim 0.65$ zu sehen. In beiden Betriebspunkten ist zu erkennen, dass die Zuströmung bei *Var1-k* mit deutlich höherer Geschwindigkeit in das Laufrad eintritt, und der Bereich, in dem die Zuströmung erfolgt, etwas kleiner ist. Dadurch wird die Energieübertragung vom Laufrad auf die Strömung deutlich schlechter und die damit verbundene Druckerhöhung geringer. Bei großem Volumenstrom ist zusätzlich eine Rückströmung von Auslass- zu Einlassbereich im Bereich der Rückwand feststellbar, der bei der Ausgangskonfiguration *Var1* praktisch nicht auftritt. Das Geschwindigkeitsprofil im Austritt unterscheidet sich dagegen kaum.

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

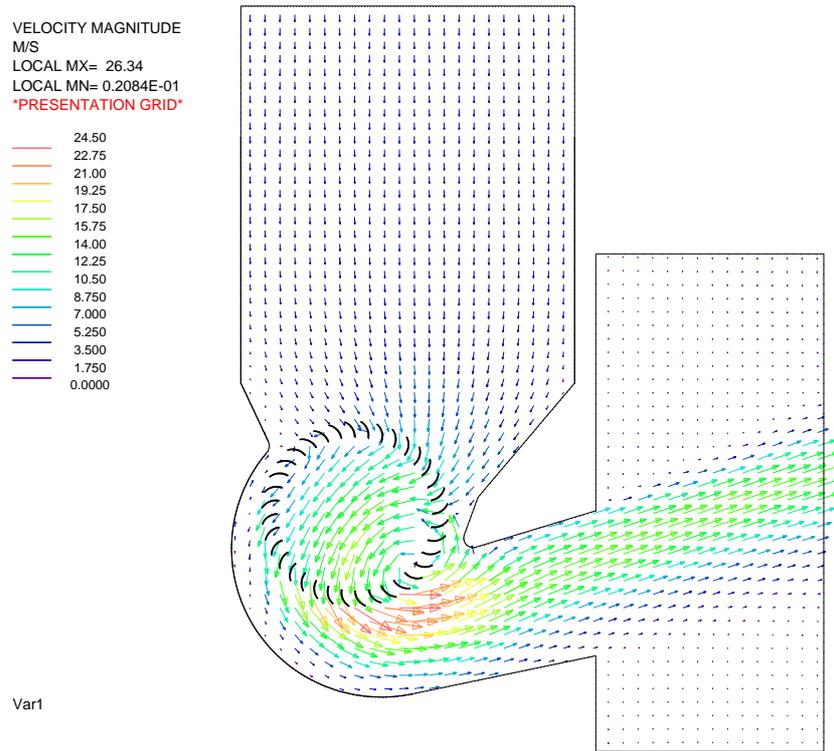


(a) Zusammengesetzte PIV-Aufnahme der Strömung

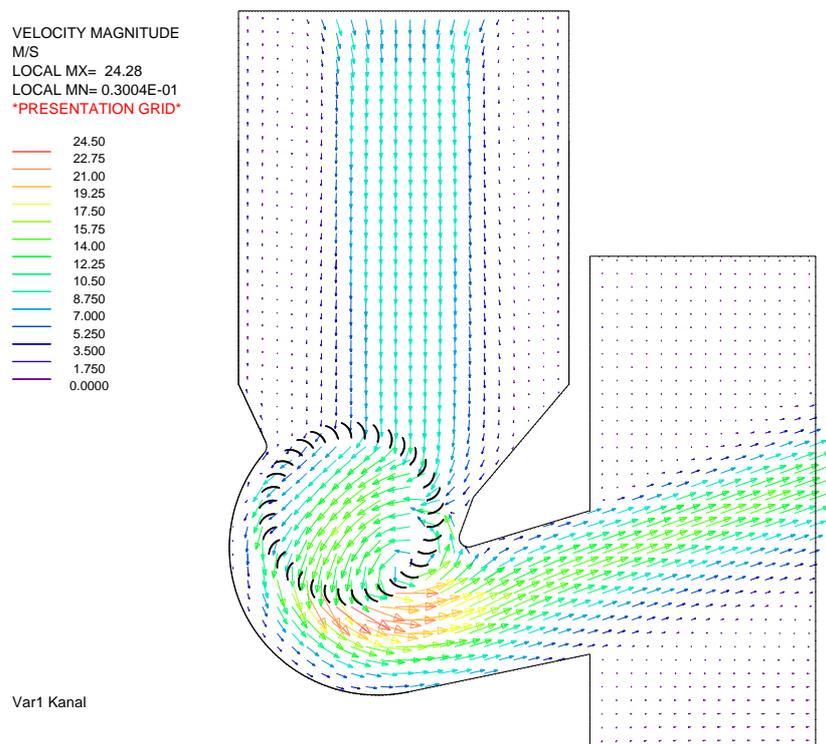


(b) Strömungsrechnung (Vektoren konstanter Länge)

Abbildung 6.19: Vergleich der Strömungsbilder aus PIV und Numerik, Geometrie *Var1*, $n=1500/\text{min}$, $\psi = 0.42$



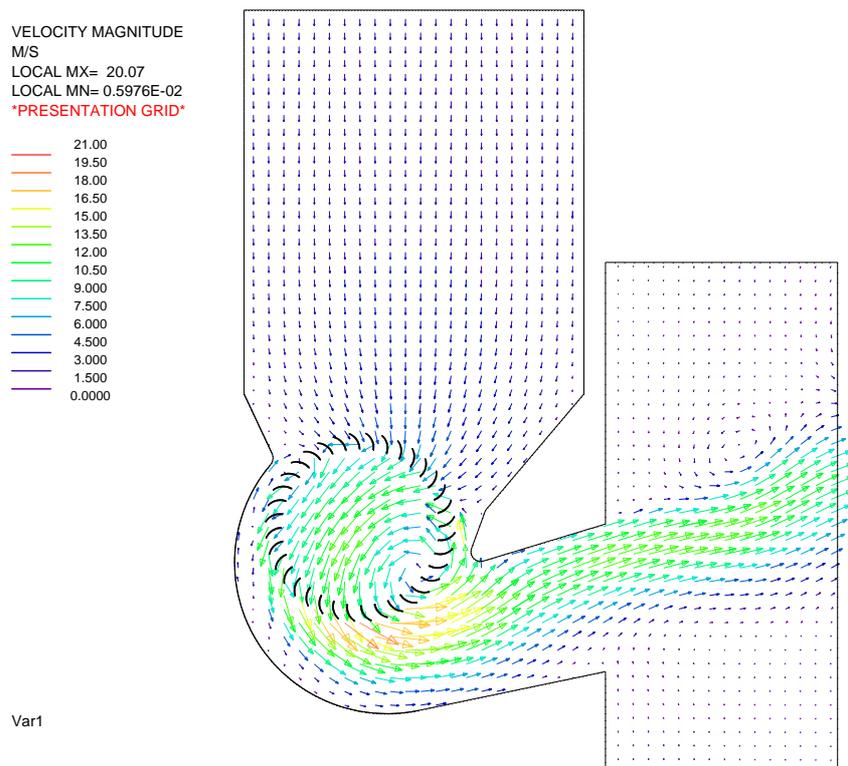
(a) Konfiguration *Var1*, $\varphi = 0.93$, $\psi = 1.33$



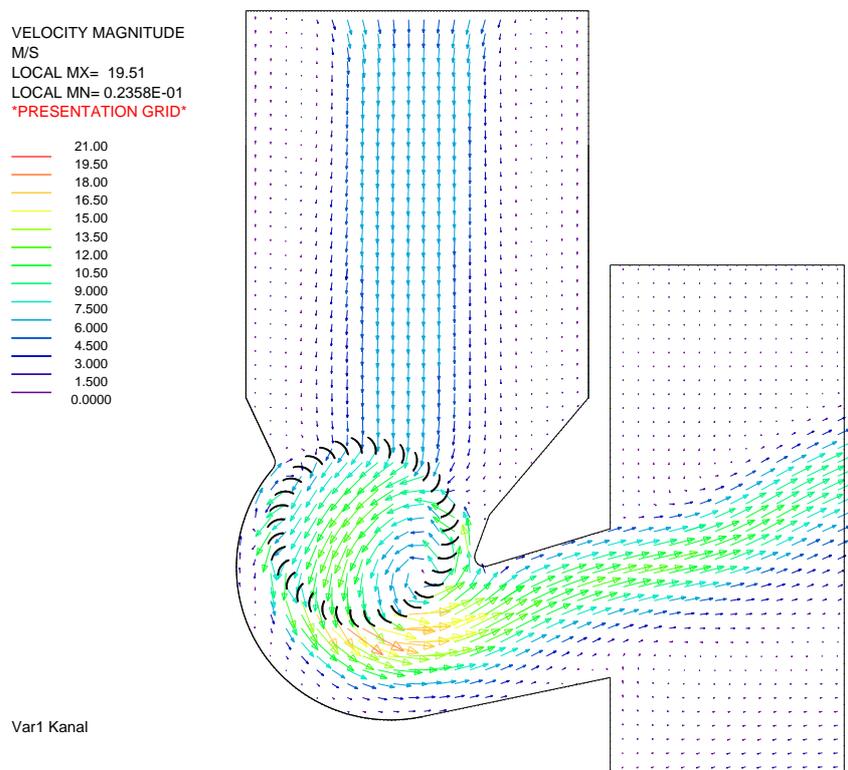
(b) Konfiguration *Var1-k*, $\varphi = 0.94$, $\psi = 0.84$

Abbildung 6.20: *Var1* und *Var1-k*, Vergleich der Durchströmung bei großem Volumenstrom

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren



(a) Konfiguration *Var1*, $\varphi = 0.67$, $\psi = 1.48$



(b) Konfiguration *Var1-k*, $\varphi = 0.64$, $\psi = 1.26$

Abbildung 6.21: *Var1* und *Var1-k*, Vergleich der Durchströmung bei mittlerem Volumenstrom

6.3.6 Optimierung eines Ventilators

Die Strömungsuntersuchungen der vorangegangenen Berechnungen zeigen, dass es zu einer Rückströmung auf der Zungenseite bei zunehmender Drosselung des Ventilators kommt. Diese Rückströmung lässt sich durch Verringerung der Spaltweiten eindämmen. Aus experimentellen Untersuchungen ist bekannt, dass mit Verkleinerung der Spaltweite die Schallabstrahlung ansteigt und die Druckpulsationen zunehmen. Bei der nachfolgenden Geometrie *Var1-z* wird daher der Versuch unternommen, bei moderaten Spaltweiten auf der Zungenseite durch Änderung der Zungengeometrie die Rückströmungen zu verhindern. Aus der Analyse der Berechnungen von Geometrien mit keilförmiger Zunge (*Var1-4*) ergibt sich die Vorstellung, den Wirbel auf der Druckseite durch Strömungsumlenkung wieder stärker auf das Laufrad auszurichten, und somit eine Umströmung der Zunge von Druck- zu Saugseite zu verhindern. Die Ansichten der Zungengeometrien sind in Abbildung 6.22 zu sehen.

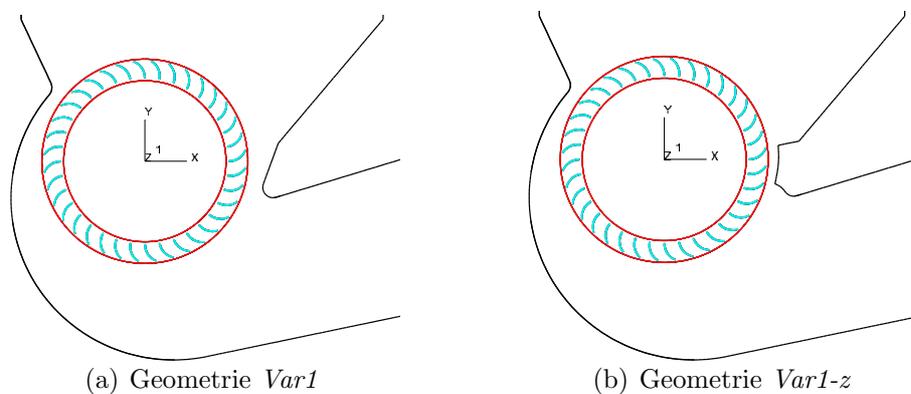


Abbildung 6.22: Vergleich der Zungengeometrien *Var1* und *Var1-z*

Der Vergleich der Kennlinien von *Var1* und *Var1-z* ist in Abb.6.25 zu sehen. Bei großem Volumenstrom $\varphi > 0.8$ fallen die Kennlinien der Konfiguration *Var1-z* zunehmend gegenüber den Kennlinien von *Var1* ab. Anders als bei der Konfiguration *Var4* ist hier die Ursache in einer zu frühen Unterbrechung der Zuströmung auf der Saugseite zu finden. Ein Vergleich der Strömung im Laufradbereich für diesen Betriebsbereich ist in Abbildung 6.23 (*Var1*, Abb.6.23(a) und *Var1-z*, Abb.6.23(b)) zu sehen. Die Zunge versperrt durch ihre Form einen Teil des Zuströmbereichs auf der Saugseite, zusätzlich wird die Strömung an der Zunge vor Eintritt in das Laufrad nochmals umgelenkt.

Bei Volumenströmen $\varphi < 0.8$ liegen die Kennlinien von *Var1-z* zunehmend über den Kennlinien von *Var1*. Der bei den Konfigurationen *Var1* bis *Var4* auftretende Abfall der Kennlinien für $\varphi < 0.5$ findet nicht statt (bzw. nur im Wirkungsgradverlauf). In Abb.6.24 sind die Geschwindigkeitsverteilungen für den Betriebspunkt maximaler statischer Druckerhöhung von *Var1* (Abb.6.24(a)) zu sehen, im Vergleich mit dem bei gleichen Druckabfallparametern bestimmten Betriebspunkt von *Var1-z* (Abb.6.24(b)). Hier wirkt die Zunge von *Var1-z* wie ein Strömungsunterbrecher, der ein Zurückströmen entlang der Zunge von Druck- nach Saugseite verhindert. Gleichzeitig wird die Strömung von der unteren Kante der Zunge besser in das Laufrad zurück geleitet, wodurch die Lage des Steuerwirbels stabilisiert wird.

Bei *Var1* ist deutlich ein Zurückströmen zu erkennen, der Spalt zwischen Laufrad und Zunge wirkt wie eine Düse. Die Strömung tritt erst weiter oberhalb zusammen mit der Zuströmung aus dem Ansaugbereich wieder in das Laufrad ein. Mit der geänderten Zun-

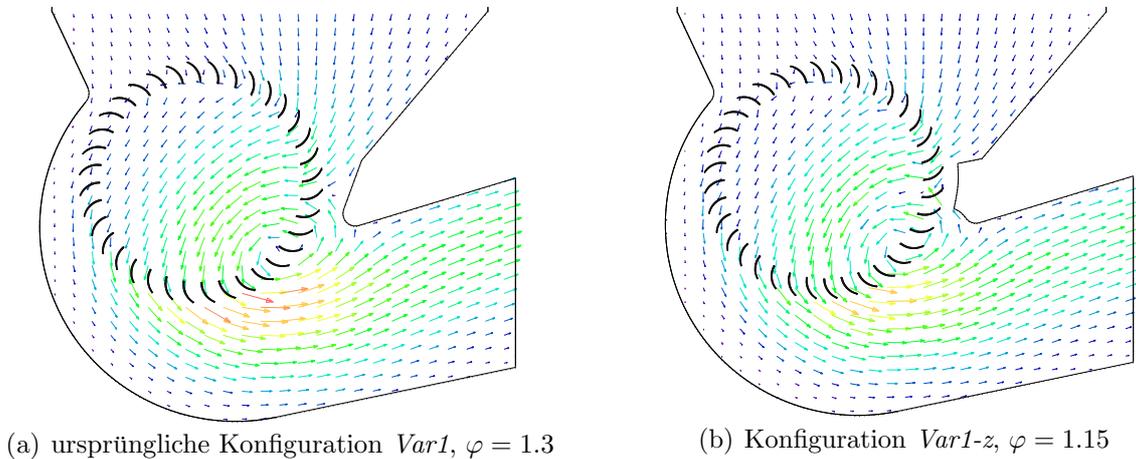


Abbildung 6.23: Vergleich der Laufraddurchströmung *Var1* und *Var1-z*, $\varphi > 1.15$

gengeometrie wird neben der höheren Druckzahl bei kleinen Volumenströmen auch eine Stabilisierung der Durchströmung in diesem Bereich erzielt. Die Konfiguration *Var1-z* erreicht im Bereich maximalen Wirkungsgrades $\sigma \sim 0.45$ bei $\delta \sim 1.6$ und liegt damit nahe den bei [24] für einen sehr guten Querstromventilator angegebenen Werten. In Abb. 6.26(b) ist die Durchströmung für $\varphi = 0.3$ zu sehen. Auch hier ist deutlich die Unterbrechung und Rückführung der Strömung an der Zunge zu erkennen. Der Steuerwirbel hat sich etwas entgegen der Drehrichtung in den Innenbereich des Laufrades verschoben.

6.3.7 Verhalten bei kleinen Volumenströmen $\varphi < 0.5$

Für die Berechnungen bei kleinen Volumenströmen wird die Randbedingung am Einlass geändert. Die vorangegangenen Untersuchungen zeigen für die Konfigurationen *Var1-4* bei Volumenströmen $\varphi < 0.5$ ein Zusammenbrechen der Strömung. Der statische Druck vor dem Ventilator nimmt sehr rasch ab. Die Analyse der Strömung vor dem Ventilator im Einlasskanal zeigt ein großes Wirbelgebiet, die Strömung zirkuliert entgegen der Laufraddrehung. Ein Teil des Fluids wird auf der Zungenseite der Kanalwand in den Ventilator gesaugt, der Hauptteil strömt auf der Rückwandseite des Kanals wieder nach oben. Da sich das Wirbelgebiet auch in den Bereich der Druckabfallzone erstreckt, bis hin zum Einlassrand, wird hier mit einer geänderten Randbedingung am Einlass gerechnet, um einen möglichen Einfluss der Druckabfallzone auszuschließen. Dazu wird die Druckabfallzone aus der Geometrie entfernt und anstelle der Druckrandbedingung am Einlass eine Einlassrandbedingung gewählt. Diese Einlassrandbedingung gibt eine feste Einströmgeschwindigkeit vor, die schrittweise reduziert wird, ausgehend von dem Bereich der maximalen Druckerhöhung $\varphi \approx 0.6$. Als unterster Wert wird $\varphi \approx 0.05$ berechnet. Es zeigt sich, dass auch mit der geänderten Einlassrandbedingung die Druckerhöhung für $\varphi < 0.5$ des Ventilators starken

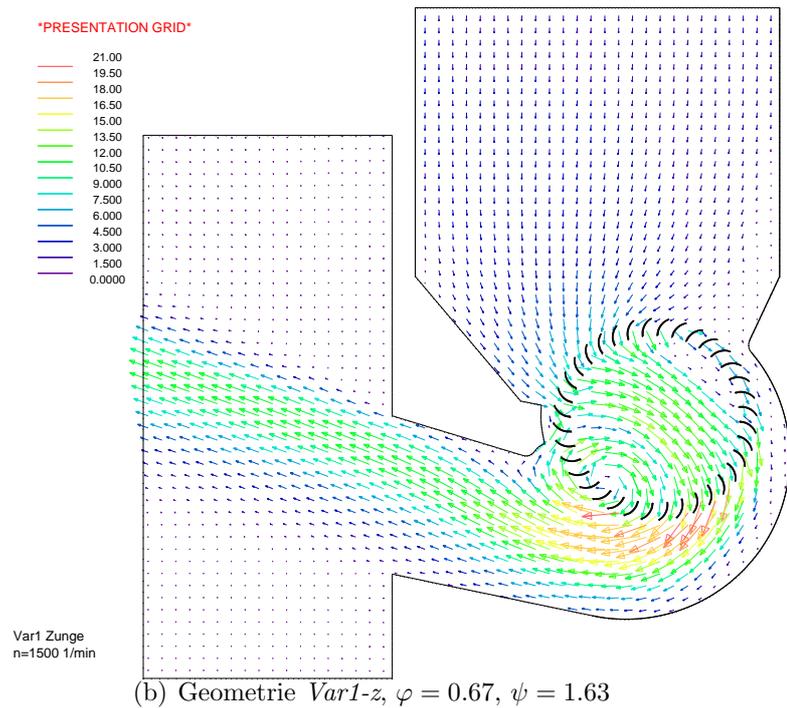
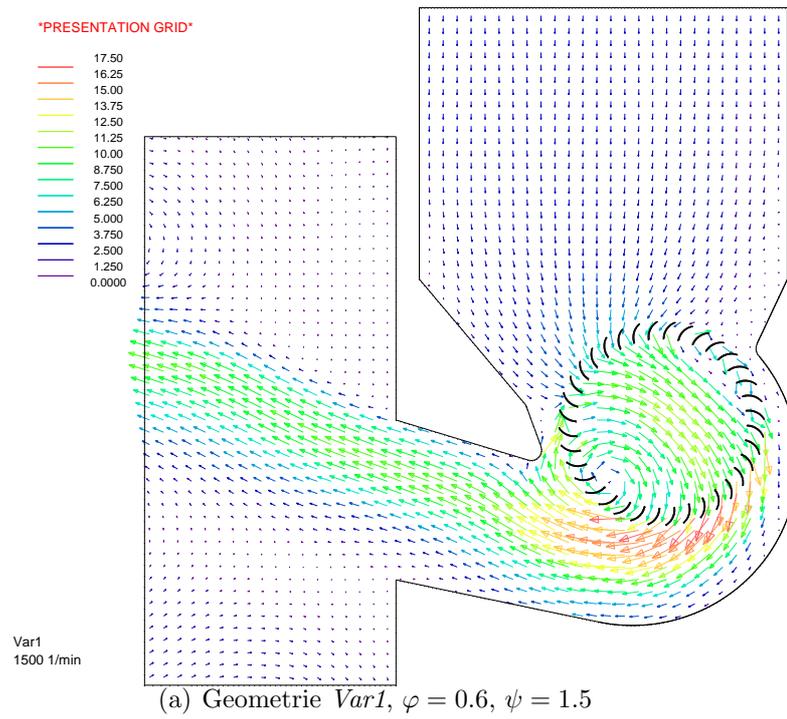


Abbildung 6.24: Vergleich der Strömungsbilder der Geometrien *Var1* und *Var1-z* aus der Numerik ($n=1500/\text{min}$), $\varphi \approx 0.65$

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

Schwankungen unterworfen ist, so dass die berechneten Werte der Druckerhöhung bzw. der Druckzahl als Mittelwerte mit großer Streuung zu sehen sind. Diese Schwankungen nehmen mit zunehmender Drosselung zu. Ab $\varphi < 0.2$ werden auch Druckwerte $p > 0$ am Einlass berechnet, was durch eine Umkehr der Strömung am Einlassrand verursacht wird.

Für diese Rechnungen wird auch das in STAR-CD implementierte Low-Re- k - ε -Turbulenzmodell verwendet. Ein Vergleich mit dem Standard- k - ε -Turbulenzmodell (siehe Kap.6.3.4) zeigt nur geringen Einfluss auf die Kennlinien bei Volumenzahlen $\varphi < 0.6$. Die Rechenzeit mit diesem erweiterten Turbulenzmodell steigt um etwa 5% an. Ein Vergleich mit

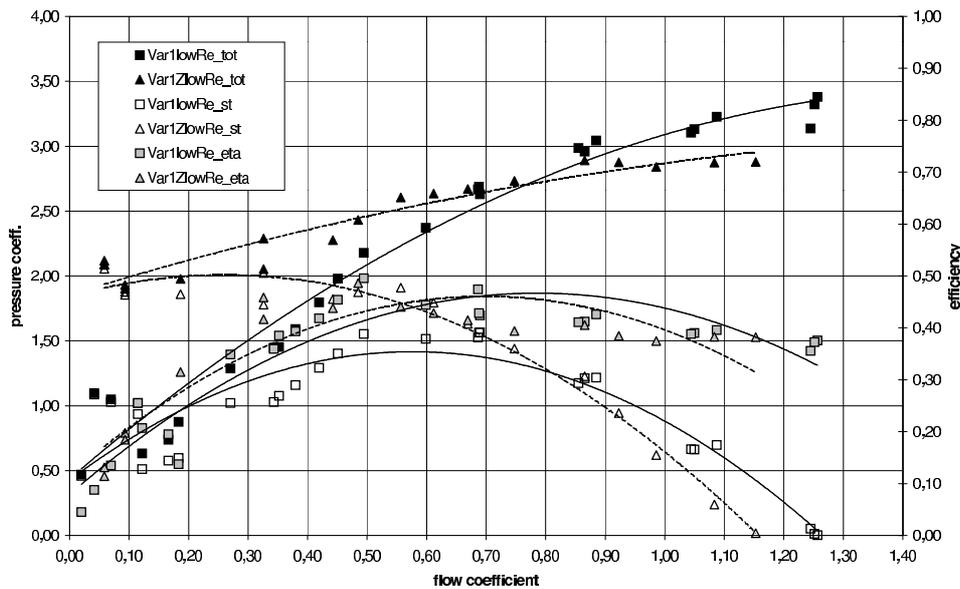


Abbildung 6.25: Vergleich der Kennlinien der Geometrien *Var1* und *Var1-z*, mit geänderter Einlassrandbedingung ab $\varphi < 0.5$

experimentellen Ergebnissen ist nur für die Geometrie *Var1* möglich. Hier zeigt sich für $\varphi < 0.5$ ebenfalls ein Schwanken des Druckes bei konstantem Volumenstrom, allerdings mit deutlich geringerer Amplitude. Der Kennlinienverlauf fällt auch nicht ab, sondern bleibt auf gleichbleibendem Niveau. Akustisch ist in dem Bereich $0.2 < \varphi < 0.5$ ein pulsierendes Geräusch wahrzunehmen, der Volumenstrom am Auslass ist auch nicht gleichmäßig, sondern ebenfalls pulsierend. Das Pulsieren der Strömung läßt sich mit der eingesetzten Meßtechnik nicht erfassen. Der Abstand zwischen Ventilator und Volumenstrommessdüse beträgt mehrere Meter, zusammen mit den großen Querschnitten des Messkanals vor dem Ventilator werden diese Pulsationen so stark gedämpft, dass sie nicht bis zu Messdüse zurückwirken können. Bei einer stabileren Durchströmung, wie für Geometrie *Var1-z* berechnet, entsteht bei kleinen Volumenzahlen $\varphi < 0.4$ ein stabiles Wirbelgebiet im Einlassbereich. Dieses Wirbelgebiet wird auch in der experimentellen Untersuchung durch PIV-Aufnahmen an der Konfiguration *Var1* bestätigt. Abbildung 6.26 ist ein qualitativer Vergleich der Durchströmung bei $\varphi \approx 0.25$ dieser unterschiedlichen Geometrien. In

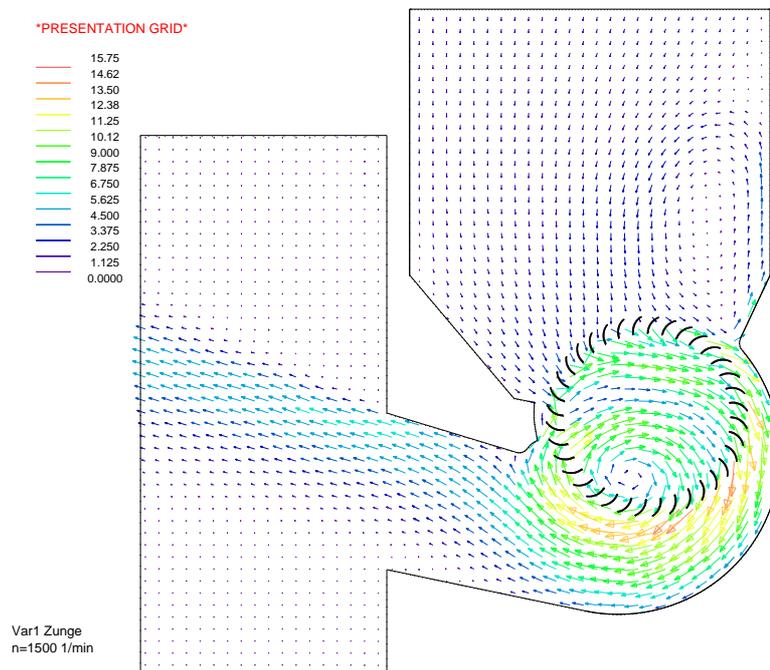
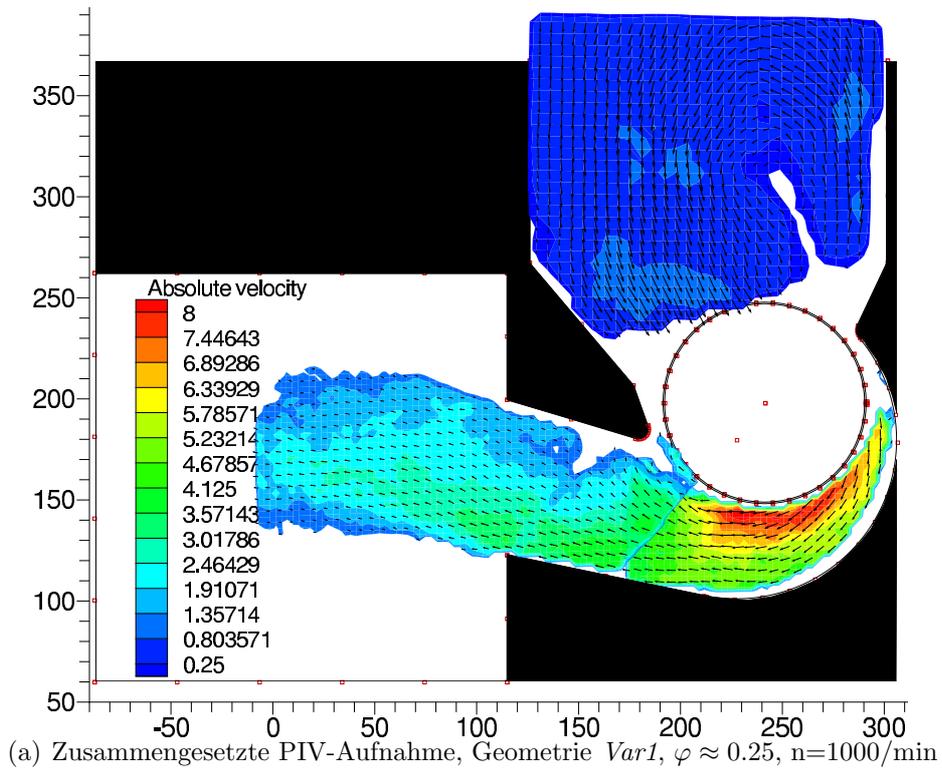


Abbildung 6.26: Vergleich der Strömungsbilder aus PIV ($n=1000/\text{min}$) und Numerik ($n=1500/\text{min}$), Geometrie *Var1* und *Var1-z*, $\varphi = 0.25$

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

der PIV-Aufnahme (Abb.6.26(a)) ist an der Rückwandseite des Einlasskanals eine aufsteigende Strömung zu sehen, die mit der Zuströmung ein Wirbelgebiet bildet. In dem berechneten Geschwindigkeitsfeld (Abb.6.26(b)) ist zu erkennen, dass dieser Wirbel von der Laufraddrehung angetrieben wird. Der Wirbel ist vergleichbar mit dem in Abschnitt 5.2.4.5 beschriebenen Sekundärwirbel eines aus dem freien ansaugenden Querstromventilators. Sowohl in der PIV-Aufnahme als in der Berechnung zu finden ist eine sehr weit die Rückwand hochreichende Ausströmung aus dem Laufrad in den Auslassbereich. Bei geringer Drosselung ist dieser Bereich deutlich weniger durchströmt. Die Verschiebung der Auströmung wird durch den Steuerwirbel im Laufrad verursacht, der an Umfang zugenommen hat und von der Zunge weg in Richtung Laufradinnenbereich gewandert ist. Dadurch wird untere Teil der Beschauflung versperrt und die Durchströmung des Laufrades von Saug- nach Druckseite erfolgt in fast waagerechter Richtung.

6.3.8 Analyse der Verlustanteile

Die Bestimmung der Wandreibungsverluste, wie in Kap.3.3.2 beschrieben lässt auch eine qualitative Beurteilung der Durchströmung bei unterschiedlichen Drosselzuständen zu. In Tabelle 6.4 sind die berechneten Wandreibungsverluste P_{Verl} in Bezug zur Strömungsleistung P_{SM} für Betriebspunkte (BP) mit abnehmender Lieferzahl eingetragen. Die Betriebspunkte sind durch gleiche Parameter der Druckverlustzone gekennzeichnet, also bei gleichen Anlagenkennlinien für die unterschiedlichen Konfigurationen ermittelt worden. Die Verluste sind zusätzlich unterteilt in den Gehäusebereich ohne Laufrad, den Laufradbereich und den Gesamtverlust im Ventilator. Bei geringem Anlagenwiderstand (BP 1-3)

	Wandreibungsverluste in % von P_{SM}					
	Gesamt		Gehäuse		Laufrad	
BP	$Var1$	$Var1-z$	$Var1$	$Var1-z$	$Var1$	$Var1-z$
1	2,42	2,27	1,97	1,83	0,45	0,44
2	2,14	2,12	1,72	1,68	0,42	0,44
3	1,66	1,69	1,29	1,29	0,37	0,40
4	1,41	1,39	1,07	1,04	0,34	0,35
5	1,63	1,11	1,23	0,85	0,41	0,26
6	3,85	0,97	2,31	0,73	1,54	0,24

Tabelle 6.4: Bestimmung der Wandreibungsverluste an 6 ausgewählten Betriebspunkten in Bezug zur Strömungsleistung für die Geometrien $Var1$ und $Var1-z$

nehmen die Strömungsverluste als Folge der zurückgehenden Volumenströme ab. Während bei $Var1-z$ sich dieser Trend mit zunehmender Drosselung fortsetzt, steigen die Verluste bei $Var1$ von BP 4-6 wieder an. BP 4 repräsentiert dabei in beiden Fällen den Bereich besten Wirkungsgrades bei $\varphi \approx 0.68$. Die Zunahme der Verluste bei $Var1$ von BP 4-6 hängt mit der zunehmend schwankenden Druck- und Geschwindigkeitsverteilung im Ansaugkanal zusammen, die sich auch in den Laufradbereich fortpflanzt.

6.4 Zukünftige Untersuchungen

Mit der Weiterentwicklung der Rechenleistung ist auch eine Erweiterung der numerischen Berechnungen auf genauere Turbulenzmodelle und auch dreidimensionale Geometrien denkbar.

Die Turbulenzmodellierung hat einen großen Einfluss auf die Genauigkeit der Strömungsgrößen bei laminar-turbulenten Strömungen mit Ablösungen. Die starken Druckschwankungen bei niedrigen Volumenströmen der Konfigurationen *Var1-4* lassen sich dadurch nicht erklären, wenn auch ein Einfluss nicht auszuschliessen ist.

Eine dreidimensionale Strömungsrechnung könnte den Einfluss der dreidimensionalen Struktur der Strömung auf die Druckschwankungen untersuchen helfen. Möglicherweise werden die Druckschwankungen gedämpft, wenn der Wirbel im Einlassbereich durch die Querkomponenten der Strömung abgeschwächt oder gänzlich unterdrückt wird.

Um das Betriebsverhalten bei kleinen Volumenströmen auch mit einer zweidimensionalen Berechnung erfassen zu können, ist denkbar durch Einbringen dissipativer Terme die Oszillationen zu dämpfen. Hier könnte z.B. für die Diskretisierung der konvektiven Terme (Geschwindigkeitskomponenten und Turbulenzgrößen) auf ein Verfahren niedriger Ordnung zurückgegriffen werden, wie das UD-Verfahren. Dieses Verfahren bringt aufgrund der mathematischen Formulierung (siehe Kap. 3) bereits einen Anteil an numerischer Dissipation in die Strömungsrechnung. Das Verwenden eines Diskretisierungsverfahrens niedrigerer Ordnung oder anderer Dissipationsterme beeinflusst die Genauigkeit der Strömungsrechnung. Dieser Einfluss muss dann gegebenenfalls untersucht werden.

In Bezug auf die Optimierung von Querstromventilatoren ist denkbar, den Einsatz von Leitvorrichtungen im Einlassbereich vorzusehen (z.B. gerade dünne Bleche), um die Entstehung des Gegenwirbels in diesem Bereich zu verhindern oder abzuschwächen. Der Gegenwirbel benötigt einen Anteil der Strömungsleistung, um sich aufrecht zu erhalten. Ein Abschwächen oder Verhindern des Gegenwirbels könnte sich dann positiv auswirken, wenn die zusätzlichen Strömungsverluste durch die Einbauten geringer ausfallen als die durch Verminderung des Wirbels verringerte Antriebsleistung.

Ein großes Potential zur Verbesserung der Strömungsleistung und Verminderung der Verluste ist in der Optimierung der Kontur der Rückwand zu sehen. Hier ist eine bessere Strömungsführung anzustreben und die Vermeidung von Ablösungen. Durch die Wanderbewegung des Wirbels bei unterschiedlichen Drosselzuständen, die in allen untersuchten Geometrien auftrat, ist hier eine Optimierung nur für einen schmalen Bereich der Kennlinie möglich, da je nach Drosselzustand unterschiedliche Konturen notwendig sind.

Bei den experimentellen Untersuchungen sind noch Verbesserungen am Versuchsstand möglich. So muss der Querstromventilator mit einem Spalt zur unteren Kanalwand betrieben werden, wodurch Sekundärströmungen entstehen können, welche die Hauptströmung ungünstig beeinflussen und numerisch nicht erfasst werden können. Zusätzlich verringert der Spalt den für die Laufraddurchströmung zu Verfügung stehenden Querschnitt, da das Laufrad in der oberen Kanalwand versenkt werden muss. Möglicherweise wird dadurch auch die Qualität der PIV-Messungen ungünstig beeinflusst. Die asymmetrischen Randbedingungen erzeugen möglicherweise zusätzliche Querströmungen, die dazu führen können, dass die

6 Numerische und experimentelle Untersuchungen an Querstromventilatoren

mitgeführten Strömungspartikel bereits während der Messung aus der Lichtschnittebene wandern.

Eine verbesserte Ausleuchtung des Gehäuses z.B. durch Spiegelsysteme könnte auch die momentan noch durch Abschattung nicht auswertbaren Bereiche verringern.

7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die Möglichkeiten der numerischen Simulation von Querstromventilatoren mit einem kommerziellen Programmpaket zur Strömungsberechnung untersucht. Der Entwurf und die Auslegung von Ventilatoren mit herkömmlichen Methoden hat in der Industrie einen hohen Standard erreicht. Bei Querstromventilatoren greifen diese Methoden jedoch in weiten Bereichen nicht. Grund hierfür ist die komplexe Durchströmung eines Querstromventilators, welche durch einen Wirbel im Inneren des Laufrades und die zweimalige Durchströmung der Beschaukelung durch die Hauptströmung charakterisiert wird. Lage, Größe und Stärke der Wirbelzone werden durch die Gehäusegeometrie beeinflusst und sind auch vom Drosselzustand abhängig. Daher ist bei der Entwicklung von Querstromventilatoren der Gehäusegeometrie, mit ihrer Vielzahl von Parametern, die eigentliche Aufmerksamkeit zuzuwenden. Mit fortschreitender Entwicklung von Programmen zur Strömungssimulation ergibt sich hier die Möglichkeit, kostenintensive experimentelle Parametervariationen zur Optimierung von Querstromventilatoren durch Studien mit Hilfe von rechnergestützten Strömungssimulationen (CFD) zu reduzieren.

Um die Möglichkeiten und Grenzen des CFD-Programmpakets besser beurteilen zu können, wird anhand einer gut dokumentierten experimentellen Untersuchung aus der Literatur eine Studie der numerischen Parameter durchgeführt, deren Ergebnisse mit den Daten der experimentellen Untersuchung verglichen werden. Die Parameterstudie umfasst eine Analyse der Gitterdiskretisierung, der Diskretisierungsverfahren, sowie der Strömungsmodellierung instationärer turbulenter Strömungen. Begleitend werden an einfachen Testfällen aus der Numerik die Parameter überprüft. Hier zeigt sich bereits eine qualitativ gute Wiedergabe des komplexen Strömungsbilds in Querstromventilatoren: Lage, Größe und Bewegung der strömungsbestimmenden Wirbel verhalten sich entsprechend den Angaben aus der Literatur. Der Verlauf der berechneten Kennlinie stimmt ebenfalls gut überein. Die Laufraddrehung wird mit einem „Sliding-Interface“ simuliert, bei dem das Gitter des rotierenden Laufradbereichs im feststehenden Gitter des Gehäuses bewegt wird. Die Strömungsgrößen werden direkt an den Grenzflächen übergeben und nicht am Laufradumfang gemittelt. Die Zeitschrittweite der instationären Berechnung muss dabei so gewählt werden, dass die stark instationäre Schaufelkanalströmung genau aufgelöst wird, ohne den (zeitlich sehr großen) Rechenaufwand unnötig zu erhöhen. Ein guter Wert liegt bei 1° Laufraddrehung pro Zeitschritt. Der Einströmbereich bei aus dem Freien ansaugenden Querstromventilatoren muss mindestens um das Zweifache des Laufraddurchmessers vor dem Laufrad ausgedehnt werden. Andernfalls haben die Randbedingungen einen Einfluss auf die Ausbildung der Strömung vor und im Querstromventilator.

7 Zusammenfassung

Eigene experimentelle Untersuchungen sind notwendig, um das numerische Modell weiter zu verbessern, und um den Einfluss der Vereinfachungen in der Modellierung (Annahme einer zweidimensionalen, inkompressiblen und vollturbulenten Strömung) getrennt von geometrischen Einflüssen untersuchen zu können. In der Literatur sind Untersuchungen, die auch quantitativ die Strömung beschreiben, nur unvollständig vorhanden, wesentliche Einflussgrößen werden nicht genannt.

Deshalb wird ein Versuchsstand konzipiert und aufgebaut, der neben der Erfassung der integralen Strömungsgrößen zur Kennlinienbestimmung die Möglichkeit bietet, die Strömung in ausgewählten Gehäusebereichen zu visualisieren. Dazu wird ein Laseroptisches Messverfahren eingesetzt, das auf der Particle-Image-Velocimetry (PIV) basiert und die Erfassung der Geschwindigkeitskomponenten in einer Ebene ermöglicht. Das numerische Modell wird um die Möglichkeiten erweitert, einfache Anlagenkennlinien als Randbedingung vorzugeben, sowie die Zeitschrittweite der instationären Berechnung flexibel an die Strömungsverhältnisse anzupassen.

An dem Versuchsstand wird zunächst eine einfache Gehäusegeometrie untersucht und mit den vorhandenen Daten aus der Strömungsberechnung verglichen. Hier wird auch ein Vergleich der ebenen Geschwindigkeitsverteilung aus PIV-Messungen mit der berechneten Strömung gezogen. Mit dieser Gehäusegeometrie wird auch der Einfluss der Reynolds-Zahl auf die Kennlinienverläufe untersucht. Aus der Literatur ist bekannt, dass sich die Kennlinien unterhalb einer kritischen Reynoldszahl verschieben und bei kleineren Reynoldszahlen ein Abfall der Kennlinien auftritt. Aus den Ergebnissen wird ein Verfahren zur Umrechnung der Kennlinien, die in diesem Bereich liegen, entwickelt und diskutiert. Weitere Methoden zur Abschätzung der Verluste durch Spalte und Wandreibung, welche in der zweidimensionalen Berechnung keine Berücksichtigung finden, werden vorgestellt und diskutiert.

Anschließend wird ein in der Industrie übliches Querstromventilatorgehäuse mit Ein- und Auslasskanal experimentell und numerisch untersucht. Experimentell werden sowohl die Kennlinien ermittelt als auch PIV-Messungen bei unterschiedlichen Drosselzuständen durchgeführt. Hier zeigt sich eine gute Wiedergabe der Strömungsgrößen bei mittleren bis großen Volumenströmen.

Bei kleinen Volumenströmen werden in den experimentellen Untersuchungen Druck- und Geschwindigkeitspulsationen festgestellt, die numerisch nicht mehr korrekt wiedergegeben werden. Mit abnehmendem Volumenstrom tritt ein zunehmender Abfall der numerischen gegenüber den experimentellen Kennlinien auf. Der Einfluss der Turbulenzmodellierung und der Einlassrandbedingung wird durch eine Parametervariation überprüft und diskutiert.

An dem Querstromventilatorgehäuse wird numerisch eine Parameterstudie durchgeführt, die den Einfluss der Lage der Zunge und des Öffnungswinkels des Auslasskanals untersucht. Nach Analyse der Kennlinienverläufe und lokaler Geschwindigkeitsverteilungen der unterschiedlichen Konfigurationen wird aus den gewonnenen Erkenntnissen ein modifizierter Zungenbereich entworfen und das Ergebnis der Berechnungen mit der Ausgangskonfiguration der Parameterstudie verglichen. Hier zeigt sich bei nahezu unverändertem Kennlinienverlauf für Lieferzahlen $\varphi > 0.6$ ein deutlich verbesserter Kennlinienverlauf im Bereich mittlerer bis kleiner Lieferzahlen $\varphi < 0.6$.

Die im Rahmen dieser Arbeit erzielten Ergebnisse ermöglichen die numerische Simulation von Querstromventilatoren und die Wiedergabe der für eine Auslegung und Optimierung notwendigen Strömungsgrößen. Dadurch kann für eine vorgegebene Geometrie die Betriebscharakteristik berechnet, sowie das druckseitige Strömungsprofil analysiert werden, was für viele spezifische Einsatzgebiete der Querstromventilatoren von besonderer Bedeutung ist. Somit steht ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem der Anteil kostenintensiver experimenteller Parametervariationen zur Optimierung von Querstromventilatoren durch Studien mit Hilfe von rechnergestützten Strömungssimulationen reduziert werden kann.

Mit der Weiterentwicklung der Rechnerleistung ist auch eine Erweiterung der numerischen Berechnungen auf genauere Turbulenzmodelle und auch dreidimensionale Geometrien denkbar. In zukünftigen Untersuchungen könnten durch dreidimensionale Strömungsrechnungen an Querstromventilatoren die bislang nicht berücksichtigten Verluste bestimmt werden. Sinnvoll erscheint auch die Verwendung erweiterter Turbulenzmodelle, die den Übergang zwischen laminaren und turbulenten Strömungen und Strömungsablösungen besser wiedergeben.

Die PIV-Messungen lassen bereits eine Erfassung der ebenen Geschwindigkeitsverteilung in weiten Bereichen des Gehäuses zu. Um Bereiche, die durch Abschattungen des Laufrads entstehen, visualisieren zu können, sind Spiegelsysteme denkbar, welche diese Bereiche durch Reflexion der Lichtschnittebene beleuchten. Eine Visualisierung im Laufradinnern ist ebenfalls anzustreben, um die Lage des Steuerwirbels und die Laufraddurchströmung untersuchen zu können.

Ein Teil der hier durchgeführten Arbeiten wird von der Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik e.V. (FLT), einer Mitgliedsvereinigung der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF), im Rahmen eines Forschungsvorhabens unterstützt.

7 Zusammenfassung

Literaturverzeichnis

Bücher, Buchbeiträge, Veröffentlichungen

- [1] Ackeret, J.: Probleme des Flugzeugantriebes in Gegenwart und Zukunft *Schweizerische Bauzeitung*, Band 112 (1938)
- [2] 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)
- [3] Balmer, Thomas R.: Transverse-flow blowers provide flow-shape *Design News* (1966)
- [4] Beitz, W. & Küttner, K.-H.: DUBBEL *Taschenbuch für den Maschinenbau*, 17. Auflage, Springer-Verlag (1990)
- [5] Bohnstedt, Thore: Entwicklung und Anpassung eines Versuchsstandes zur Untersuchung von Querstromventilatoren *Studienarbeit Nr. 1651*, Fachgebiet Strömungsmaschinen, Universität Karlsruhe(TH) (2000)
- [6] Beitz, W.; Grote, K.-H. (Hrsg.): DUBBEL *Taschenbuch für den Maschinenbau*, Springer-Verlag, Berlin (1999)
- [7] Bert, P. F. & Pesiani, M. & Combes, J. F. & Kueny, J.L.: Unsteady flow calculation in a cross-flow fan using a finite element method *International Gas Turbine and Aeroengine Congress & Exhibition (ASME 96-GT-443)*, Birmingham (1996)
- [8] Bohl, Willi: *Strömungsmaschinen*, 6. Auflage, Vogel-Verlag (1994)
- [9] Bush, E. H.: Tangential fan air curtains *Heating and ventilating engineering*, (1967)
- [10] Bush, E. H.: Tangential fans - past, present and future *Engineers digest* (1968)
- [11] Bush, E. H.: Cross flow fan *Conference on fan technology and practice*, London (1972)
- [12] Chen, Cichang: Unsteady flow analysis in a cross-flow fan with casing *Chinese journal of mechanical engineering*, Vol. 8, No. 3 (1995)
- [13] Chen, Cichang: Internal flow in cross-flow fan for air conditioner *Chinese journal of mechanical engineering*, Vol. 8, No. 2 (1995)

Literaturverzeichnis

- [14] Chen, Ping-Hei & Lee, Da-Sheng: Effect of tongue shape on the performance curve and the acoustic noise of cross-flow fan *Chinese journal of mechanical engineering*, Volume 16 (1995)
- [15] Clayton, B. R.: A review and appraisal of cross-flow fans *The building services engineer*, Volume 42 (1975)
- [16] Coester, Robert: Theoretische und experimentelle Untersuchungen an Querstromgebläsen *Promotionsarbeit*, ETH Zürich (1959)
- [17] Coester, Robert: Bemerkungen zur Theorie der Querstromgebläse *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 12 (1961)
- [18] Combes, J. F.; Marie, L.: Numerical modelling of the flow in a cross-flow fan *Fluid machinery (ASME)*, Volume 195 (1994)
- [19] Cordier: Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen *BWK*, 337 (1953)
- [20] Computational Dynamics: *USER GUIDE, STAR-CD Version 3.10*, Computational Dynamics Limited (1994)
- [21] Computational Dynamics: *Methodology, STAR-CD Version 3.10*, Computational Dynamics Limited (1994)
- [22] de Fries, Jan R.: 66 Jahre Querstromventilator *VDI-Berichte*, Band 38 (1959)
- [23] DIN Deutsches Institut für Normung e.V.: DIN 24163, Ventilatoren *Leistungsmessung, Normkennlinien (Band 1); Leistungsmessung, Normprüfstände (Band 2); Leistungsmessung an Kleinventilatoren, Normprüfstände (Band 3)*, Deutsches Institut für Normung (1985)
- [24] Eck, Bruno: *Ventilatoren*, 5. Auflage, Springer-Verlag (1972)
- [25] Eck, Bruno: Neues Gerät zum Umrühren von Flüssigkeiten *Chemie-Ing.-Technik*, Nr. 4 (1959)
- [26] Eck, Bruno: Das Schwingschaufelrad, ein neues Schaufelrad für Gebläse und Pumpen *Chemie-Ing.-Technik*, Nr. 2 (1960)
- [27] Engelhardt, Wolfgang: Experimentelle Untersuchungen an Querstromgebläsen bei veränderlichen Reynolds-Zahlen *Dissertation*, TU Karlsruhe (1967)
- [28] Etkin, B., Korbacher, K., Keefe, R.T.: Acoustic Radiation from a Stationary Cylinder in a Fluid Stream *Journal of the acoustic society of America*, Vol. 29, No. 1, (1957)
- [29] Ferziger, J. H.; Perić, M: *Computational Methods for Fluid Dynamics*, 2nd Edt., Springer-Verlag, Berlin (1999)

- [30] Fratzscher, W.: Zur Berechnung von Querstromgebläsen, TH Magdeburg (1968)
- [31] Fukano, Tohru & Chen, Cichang & Hara, Yoshinori: A numerical analysis of flow in a cross-flow fan *Numerical simulations in turbomachinery (ASME)*, Volume 227 (1995)
- [32] Gillhaus, H.: Das Querstromgebläse im Industrieofenbau *Gas Wärme International*, Band 25 (1976)
- [33] Glucksman, Dov: Cross-flow-blower *Thesis for the degree of master of science*, Haifa (1962)
- [34] Gunton, M. C. & Holgate, M. J.: A twin-rotor cross-flow fan *Journal mechanical engineering science* (1978)
- [35] Hartwig, K.: Geräuschverminderung an belüfteten Geräten *Feinwerktechnik & Meßtechnik*, Nr. 92 (1984)
- [36] Hartwig, Lothar: Über den Einsatz von Querstromlüftern zur Mantelkühlung von Haushaltsherden *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 29 (1978)
- [37] Heinkel KG: Entwicklungstendenzen im Querstromgebläsebau *Schweizer Maschinenmarkt*, Nr. 6 (1969)
- [38] n.n.: HEVAC 1968 in London *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Bericht im Heft Nr. 19 (1968)
- [39] Holgate, M. J. & Haines, P.: Scaling of cross flow fans - an experimental comparison, *Conference on scaling for performance prediction in rotodynamic machines*, University of Stirling, (1977)
- [40] Hylla, Joachim J.: Leitfaden für Q-Auslegung & Q-Optimierung *FH Heilbronn* (1997)
- [41] Ikegami, Hiroshi & Murata, Susumu: A study of cross flow fan *Technology report of Osaka University*, Volume 16 (1966)
- [42] Ilberg, H. & Sadeh, W. Z.: Flow theory and performance of tangential fans *The institution of mechanical engineers*, London (1966)
- [43] 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)
- [44] Kitagawa, K. & Tatsuke, H. & Tsujimoto, Y. & Yoshida, Y.: A numerical simulation of cross flow fan *Mechanical engineering*, Osaka
- [45] Laasko, H.: Querstromventilatoren mit Druckkennwerten $\psi > 4$ *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 12 (1957)

Literaturverzeichnis

- [46] Laing, Lund N.: Die Tangentialmaschine, München (1959)
- [47] Lajos, T. & Preszler, L.: Zur Theorie des Querstromgebläses *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 24 (1973)
- [48] Lajos, T. & Preszler, L.: Tangential fan design *Engineering materials and design* (1965)
- [49] Lajos, T. & Szlivka, F. & Hoffmann, A.: Mathematical interpretation of flow pattern in the impeller of the tangential fan *Dept. of fluid mechanics*, Budapest (1977)
- [50] Lajos, T. & Szlivka, F.: A simplified method for dimensioning of cross flow fans *Proceedings of the 7th conference on fluid machinery*, Budapest (1983)
- [51] Lajos, T. & Preszler, L.: Calculative method for sizing the tangential flow fan *Proceedings of the 4th conference on fluid machinery*, Budapest (1972)
- [52] Lajos, T.: Investigation of the flow characteristics in the impeller of the tangential fan *Proceedings of the 5th conference on fluid machinery*, Budapest (1975)
- [53] Lajos, T. & Preszler, L.: Experiments for the development of the tangential flow fan *Proceedings of the 4th conference on fluid machinery*, Budapest (1972)
- [54] 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)
- [55] Lee, Da-Sheng: Noise reduction of a cross-flow fan *Chinese journal of mechanical engineering*, Volume 20 (1997)
- [56] Linke, Wolfgang: Antriebsarten und Drehzahländerungen bei Ventilatoren *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 33 (1982)
- [57] n.n.: Leistungsstarke Querstromgebläse für industrielle Anwendungen *Maschinenmarkt*, Würzburg (1978)
- [58] Mazur, Joseph & Singh, Trilochan: Effects of speed, blade end conditons and measurement probes on performance of a cross flow fan *The american society of mechanical engineers*, New York (1987)
- [59] Mazur, Joseph & Singh, Trilochan: Momentum exchanges and energy transfers in cross flow fans *The american society of mechanical engineers*, New York (1987)
- [60] Meißner, Günter: Geräuschoptimierung eines Querstromgebläses *Feinwerktechnik & Meßtechnik* (1986)
- [61] Merz, Kenneth A.: Transverse-flow fan *Product engineering* (1963)

- [62] Moore, A.: The tangential fan *Conference on fan technology and practice*, London (1972)
- [63] Murata, Susumu & Nishihara, Kazuyoshi: An experimental study of cross flow fan *Bulletin of the JSME*, Volume 19 (1976)
- [64] Murata, Susumu & Ogawa, Toru & Shimizu, Isamu & Nishihara, Kazuyoshi & Kinoshita, Kanjiro: A study of cross flow fan with inner guide apparatus *Bulletin of the JSME*, Volume 21 (1978)
- [65] Payne, Peter R.: Peripheral fans for GEM *Aircraft*, Volume 2 (1965)
- [66] Peng, Shia-Hui, Davidson, Lars; Holmberg, Sture: A modified Low-Reynolds-Number k - ω -Model for Recirculating Flows *Journal of Fluids Engineering*, ASME, Volume 119 (1997)
- [67] Pielke, Rüdiger: Ventilatoren - und was man darüber wissen sollte *Die Kälte und Klimatechnik* Nr. 4 (1978)
- [68] Porter, A. M. & Markland, E.: A study of the cross flow fan *Journal mechanical engineering science*, Volume 12 (1970)
- [69] Poulsen, S. C.: Producing tangential-flow fan heaters *Machinery* (1965)
- [70] Raffel, M.; Willert, C.; Kompenhans, J.: *Particle Image Velocimetry*, Springer-Verlag, Berlin (1998)
- [71] Reinders, H.: Das Querstromgebläse - ein Problem der Lüfertechnik *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 7 (1956)
- [72] Schäfer, Michael: *Numerik im Maschinenbau*, Springer-Verlag, Berlin (1999)
- [73] Schartmann, Herbert: Klimaanlageanlagen mit Quellluft-Ventilator-konvektoren *Heizung-Lüftung-Haustechnik*, Nr. 47 (1996)
- [74] Sharp, Peter E. M.: Tangential fans *Design*, No. 169, London (1963)
- [75] Sigloch, Herbert: Strömungsmaschinen: *Grundlagen und Anwendungen*, 2. Auflage, Hanser-Verlag (1993)
- [76] Spurk, Joseph H.: *Dimensionsanalyse in der Strömungslehre*, Springer-Verlag, Berlin (1992)
- [77] Stacharska-Targosz J.: Numerical simulation of the flow field in a cross flow fan, *Akademie-Verlag* (1992)
- [78] Tanaka, Shuji & Murata, Susumu: Scale effects in cross flow fans (Effects on Fan Dimensions on Performance Curves), *JSME International Journal*, Volume 37, No. 4 (1994)

Literaturverzeichnis

- [79] Tanaka, Shuji & Murata, Susumu: Scale effects in cross flow fans (Effects on Fan Dimensions on Flow Details and the Universal Representation of Performances), *JSME International Journal*, Volume 38, No. 3 (1995)
- [80] n.n.: Querstromgebläse mit Kapillarkeilzunge, *Technica*, Ausgabe 23 (1976)
- [81] Torii, Osamu & Ide, Masaharu & Tojo, Chiaki: A study of cross flow fan with swinging vanes *Bulletin of the university of Osaka prefecture*, Series A (1970)
- [82] Tramposch, H.: Cross-flow fan *American society of mechanical engineers*, New York (1964)
- [83] Tramposch, H.: Water table for fluid-flow analysis *Journal of basic engineering* (1964)
- [84] Tschorbadjiski, I.: Anwendungsmöglichkeiten des Querstromgebläses zur Mahltrocknung *Aufbereitungs-Technik*, Nr.1 (1980)
- [85] Tsurusaki, Hiromu & Shimizu, Hirofumi & Tsujimoto, Yoshinobu & Yoshida, Yoshiki & Kitagawa, Koichi: Study of cross-flow-fan internal flow by flow visualisation *JSME International Journal Series B*, Volume 39 (1996)
- [86] Tsurusaki, Hiromu & Tsujimoto, Yoshinobu & Yoshida, Yoshiki & Kitagawa, Koichi: Visualisation measurement and numerical analysis of internal flow in cross- flow fan *Journal of fluids engineering*, Volume 119 (1997)
- [87] Tuckey, P. R. & Holgate, M. J. & Clayton, B. R.: Performance and aerodynamics of a cross flow fan *International conference on fan design & applications*, Guildford (1982)
- [88] Versteeg, H.K., Malalasekera, W.: *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*, Longman Scientific & Technical, Essex (1995)
- [89] Vogler, Dieter: Neue Querstromgebläse mit einstellbarer Druck-Durchsatz-Charakteristik und besonders wirtschaftlicher Herstellung *Klima-Technik*, Nr. 6/65 (1965)
- [90] v. Hofe, Rüdiger & Thien, Gerhard E.: Querstromlüfter in sinnvoller Anwendung bei Fahrzeug-Kühlsystemen *Automobiltechnische Zeitschrift* (1992)
- [91] v. Hofe, Rüdiger & Thien, Gerhard E.: Weitere Untersuchungen an geräuscharmen Kühlsystemen für Fahrzeugmotoren *Automobiltechnische Zeitschrift* (1987)
- [92] v. Hofe, Rüdiger & Thien, Gerhard E.: Radial- und Querstromlüfter als Alternative zum Axiallüfter für geräuscharme Kühlsysteme von Fahrzeugmotoren *Automobiltechnische Zeitschrift* (1985)
- [93] v. Hofe, Rüdiger & Thien, Gerhard E.: Radial- und Querstromlüfter *Forschungsberichte FVV*, Heft 329 (1983)

- [94] v. Hofe, Rüdiger & Thien, Gerhard E.: Radial- und Querstromlüfter II *Forschungsberichte FVV*, Heft 377 (1986)
- [95] v. Hofe, Rüdiger & Thien, Gerhard E.: Querstromlüfter *Forschungsberichte FVV*, Heft 486 (1991)
- [96] v. Ihring, A.: *Die Gebläse*, 2. Auflage (1903)
- [97] Waldmann, Ulrich: Strömungstechnische Untersuchungen an Querstromventilatoren im hydraulischen Trog *Diplomarbeit*, Fachhochschule Heilbronn (1994)
- [98] Whitney, Clarence E.: Transverse flow improves air movement *Design engineering*, (1966)
- [99] Winkler, Leonhard: Akustische Untersuchungen an Querstromgebläsen *Diplomarbeit*, TU Karlsruhe (1981)
- [100] Yamafuji, Kazuo: Studies on the flow of cross-flow impellers *Bulletin of the JSME*, Volume 18 (1975)
- [101] Zenker, Kurt: Das hochstabile Querstromgebläse *Maschinenmarkt*, Würzburg (1965)
- [102] Zierrep, Jürgen: *Grundzüge der Strömungslehre*, 3. überarb. Auflage, G. Braun, Karlsruhe (1987)

Patentschriften

- [103] Bannas, Nicole & Kucharczyk, Eckhard: Querstromlüfter *Europäische Patentanmeldung* Nr. EP 0 701 063 A1 (1996)
- [104] Hauser, Günther: Querstromgebläse
Europäische Patentanmeldung Nr. DE 3434638 A1 (1986)
- [105] Hauser, Günther: Querstromgebläse
Europäische Patentanmeldung Nr. DE 3434639 A1 (1986)
- [106] Hopfensperger, Reinhold: Querstromlüfter
Europäische Patentanmeldung, Nr.0 166 158 (1985)
- [107] Hopfensperger, Reinhold: Querstromlüfter
Offenlegungsschrift Nr. DE 3418160 A1 (1985)
- [108] Hopfensperger, Reinhold: Querstromlüfter
Offenlegungsschrift Nr. DE 3326651 A1 (1985)
- [109] Hopfensperger, Reinhold: Querstromlüfter mit in den Randzonen erhöhter Luftaustrittsgeschwindigkeit *Offenlegungsschrift*, Nr. DE 3326650 A1 (1985)

Literaturverzeichnis

- [110] Kato, T. & Matsuda, K.: Once through blower *Japanese Patent office*, Publ.-Nr. 02277996 A (1990)
- [111] Keller, Bruno & Engelhardt, Wolfgang: Querstromlüfter *Offenlegungsschrift*, Nr. DE 2414610 (1975)
- [112] Mortier, Paul: *Patentschrift DRP 146464* (1892)
- [113] Nawa, M. & Sugawara, N. & Takahashi, Y.: Flow direction controlling device *Japanese Patent office*, Publ.-Nr. 57108494 A (1982)
- [114] Saito, S. & Matsuda, C. & Taniguchi, M. & Misawa, Y.: Crossflow fan *Japanese Patent office*, Publ.-Nr. 03179196 A (1991)
- [115] Shin, M. & Nakasumi, E.: Cross flow blower device *Japanese Patent office*, Publ.-Nr. 01313697 A (1989)
- [116] Täschner, Klaus: Querstromlüfter *Offenlegungsschrift*, Nr. DE 3406368 A1 (1985)
- [117] Takada, Y. & Sekine, Y. & Fujita, H. & Kashiwazaki, S. & Uneyama, Y.: Crossflow fan *Japanese Patent office*, Publ.-Nr. 01167494 A (1989)
- [118] Tamura, Kiyoshi: Cross flow fan *Japanese Patent office*, Publ.-Nr. 05001693 A (1993)
- [119] Tanaka, Hideshi: Cross flow fan device *Japanese Patent office*, Publ.-Nr. 05195981 A (1993)
- [120] Tanimura, Y. & Endo, M. & Sakuma, Y. & Okada, T. & Yuyama, H.: Blower of through flow type *Japanese Patent office*, Publ.-Nr. 61055395 A (1986)
- [121] Zinser, Rudolf: Querstromgebläse *Offenlegungsschrift*, Nr. DE 2630889 (1978)