

Ein neuer Seitenkanalverdichter mit
radialer Zuströmung —
Untersuchungen zur Energieübertragung
in Seitenkanalmaschinen

Von der Fakultät für Maschinenbau, Verfahrens- und Energietechnik
der Technischen Universität Bergakademie Freiberg

genehmigte

DISSERTATION

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

vorgelegt

von Dipl.-Ing. Boris Kossek
geboren am 02. 10. 1967 in Sindelfingen

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. em. Gerd Grabow, Freiberg
Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi, Karlsruhe
Dr.-Ing. Hans-Heinrich Henning, Wuppertal

Tag der Verleihung: 23. 07. 1999

Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand überwiegend während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fluidmechanik und Fluidenergie-maschinen der Technischen Universität Bergakademie Freiberg.

Besonders herzlich danke ich Herrn Prof. G. Grabow, der die treibende Kraft war, eigene Ideen hinterfragt und auch unkonventionelle Ansätze unterstützt hat. Die Umsetzung theoretischer Gedankenspielerien in verwertbare praktische Modelle zeichnet Prof. G. Grabow aus und hat mich bei meiner Arbeit schnell vorangebracht. Seine persönliche und fachliche Betreuung wird mir in besonderer Erinnerung bleiben. Herrn Prof. F. Obermeier danke ich für sein großes Interesse an meiner Arbeit und viele förderliche Diskussionen. Herrn Prof. M. Gabi und Herrn Dr. H.-H. Henning danke ich für die Übernahme der Korreferate. Auch Herrn Prof. D. Surek danke ich für sein Interesse an meiner Arbeit und für seine ins Detail gehenden kritischen Anmerkungen.

Bei allen Kollegen des Instituts bedanke ich mich sehr herzlich für die gute Zusammenarbeit. Ein ganz besonderer Dank gilt Herrn Dr. V. Weise, der diese Arbeit ermöglichte, ihre Durchführung zu jedem Zeitpunkt unterstützte und sich um alle finanziellen Belange sorgte. Herrn Dr. H. Chaves danke ich für seine zielführende Unterstützung zur Strömungssichtbarmachung. Ebenso danke ich Herrn Dr. I. Riehl und Herrn J. Beilke, die die CFD-Rechnungen ermöglichten.

Den angehörigen der Institutswerkstatt und der Meßtechnik danke ich für die sorgfältige und gewissenhafte Arbeit bei der Fertigung einzelner Bauteile und der Montage der gesamten Prüfstände. Hierbei gilt mein besonderer Dank Herrn D. Neuber, der mir bei Versuchsaufbauten und -durchführungen die sprichwörtliche rechte Hand war. Auch danke ich Herrn T. Hegewald, der die Versuchsdurchführung bei den PIV-Aufnahmen durch sein meßtechnisches und elektronisches Fachwissen schnell voranbrachte.

Besonderer Dank gebührt meiner lieben Frau für das große Verständnis und ihre Geduld, durch die sie wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen hat.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	iii
Formelzeichen	vi
1 Einleitung	1
2 Modelltheorien zur Energieübertragung in Seitenkanalmaschinen	5
2.1 Aufbau und Funktionsweise	5
2.2 Turbulenz- oder Mischungstheorie	6
2.3 Zirkulations- bzw. Stromfadentheorie	7
3 Strömungssichtbarmachung im SV mittels PIV	9
3.1 Particle-Image-Velocimetry (PIV)	9
3.1.1 Geschwindigkeitsmessung mittels PIV	9
3.1.2 Digitale Auswertung	10
3.2 Versuchsaufbau	12
3.2.1 Erzeugung des Lichtschnittes	12
3.2.2 Modellbeschreibung	15
3.2.3 Signalverarbeitung	18
3.3 Ergebnisse der zweidimensionalen Aufnahmen	20
3.4 Das dreidimensionale Strömungsfeld	24
4 Strömungsberechnung mittels CFD	33
5 SV mit radialer Zuströmung und einem Unterbrecher	38
5.1 Stand der Forschung	38
5.2 Versuchsaufbau	40
5.2.1 Meßkreislauf	40
5.2.2 Meßtechnik	41

5.2.3	Aufbau des Seitenkanalgebläses	43
5.3	Kennlinienmessungen	46
5.3.1	Zuströmwinkelvariation mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung	46
5.3.2	Einfluß von Systemdruck und Drehzahl	48
5.3.3	Querschnittserweiterung im Einlaß und Auslaß	51
5.3.4	Zuströmwinkelvariation mit kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung	54
5.3.5	Laufblad mit 45°-Fase	57
5.3.6	Verbesserte Strömungsführung auf der Saugseite	60
6	SV mit radialer Zuströmung und zwei Unterbrechern	62
6.1	Aufbau des Gebläses	62
6.2	Kennlinienmessungen	63
6.2.1	Zuströmwinkelvariation mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung	63
6.2.2	Zuströmwinkelvariation mit kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung	65
6.2.3	Diskussion des instabilen Kennlinienbereiches	69
6.2.4	Druckaufbau im Seitenkanal	73
6.2.5	Kennlinien bei diversen Drehzahlen	76
7	Zusammenfassung	80
	Anhang	83
	Literaturverzeichnis	89

Abbildungsverzeichnis

1.1	Erweitertes CORDIER-Diagramm nach GRABOW	2
2.1	Schematischer Aufbau von Seitenkanalverdichtern	5
2.2	Prinzip der Energieumsetzung nach der Zirkulationstheorie	7
3.1	Erzeugung des Lichtschnittes	13
3.2	Belichtung der zwei Einzelbilder zur PIV-Auswertung	14
3.3	Versuchsaufbau des Wassermodells	15
3.4	PIV in einer Seitenkanalpumpe	17
3.5	Steuerung der Beleuchtung	19
3.6	Signale der CCD-Kamera, des Signalgebers und der Steuereinheit	19
3.7	Zuordnung der TTL-Impulsausgabe	20
3.8	PIV-Auswertung in einer x-y-Ebene	21
3.9	Geschwindigkeitsvektoren 8 mm über der Schaufelkante	22
3.10	Das dreidimensionale Strömungsfeld	25
3.11	Struktur der Zirkulationsströmung	26
3.12	Vektorfeld in der x-z-Ebene bei $y = 44 \text{ mm}$	27
3.13	Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur x-y-Ebene in Höhe der Schaufeloberkanten	29
3.14	Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit im Seitenkanal	30
4.1	Geometrie und Gittertopologie des CFD-Modells	33
4.2	Geschwindigkeitsfeld in einer y-z-Ebene	34
4.3	Zirkulationsgeschwindigkeit 1 mm über der Schaufelkante	35
4.4	Zirkulationsgeschwindigkeit 8 mm über der Schaufelkante	36
5.1	Schematischer Aufbau eines Seitenkanalverdichters mit radialer Zu- strömung und einem Unterbrecher	38
5.2	Kennlinie einer Schädlingsbekämpfungspumpe	39
5.3	Prinzipieller Aufbau des Versuchskreislaufes	40
5.4	Bestimmung der Motorkennlinien incl. Frequenzumrichter	42

5.5	Das Laufrad	44
5.6	Saugseite mit zwei unterschiedlichen Seitenkanalquerschnittserweiterungen hinter dem Unterbrecher	45
5.7	Seitenkanaldeckel mit drehbarer Saugseite	46
5.8	Messungen am SV mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung	47
5.9	Maximaler Kupplungswirkungsgrad	48
5.10	Messungen am SV bei unterschiedlichen Systemdrücken	49
5.11	Abhängigkeit der Kennlinien von der Drehzahl nach BENDER	50
5.12	Kennlinienmessungen bei diversen Drehzahlen.	51
5.13	Messungen vor und nach der Querschnittserweiterung auf der Saugseite	52
5.14	Die 90°-Umlenkung im Auslaß wird zur effektiven Strömungsquerschnittserweiterung mit einem Radius versehen	52
5.15	Messungen vor und nach der Abrundung der 90°-Umlenkung auf der Druckseite	53
5.16	Messungen mit linearer bzw. kurzer SKE	54
5.17	Messungen am Seitenkanalverdichter mit kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung	55
5.18	Schematische Darstellung des stationären Wirbels zwischen Unterbrecher und Zuströmung	56
5.19	Maximaler Kupplungswirkungsgrad	57
5.20	45°-Fase an der Schaufelkante	58
5.21	Messungen mit und ohne 45°-Fase	58
5.22	Schematische Darstellung der Ablösegebiete beim Eintritt der Strömung in das Laufrad	59
5.23	Messungen vor und nach der verbesserten Strömungsführung durch eine zusätzliche Abrundung der 90°-Umlenkung in der Saugseite . . .	60
6.1	Schematischer Aufbau eines Seitenkanalverdichters mit radialer Zuströmung und zwei Unterbrechern	62

6.2	Messungen am SV mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung	64
6.3	Maximaler Kupplungswirkungsgrad	65
6.4	Messungen mit linearer bzw. kurzer SKE	66
6.5	Messungen am SV mit kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung	68
6.6	Maximaler Kupplungswirkungsgrad	69
6.7	Versuchsmodell mit radialer Zuströmung und zwei Unterbrechern . .	70
6.8	Kennlinie und Temperaturverlauf bei der Messung am SV mit zwei Unterbrechern und linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung	71
6.9	Kennlinie und Temperaturverlauf bei der Messung am SV mit zwei Unterbrechern und kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung	72
6.10	Prinzipielle Strömungsrichtung im SV mit zwei Unterbrechern im instabilen Kennlinienbereich	73
6.11	Druckmeßstellen im Seitenkanal	74
6.12	Druckaufbau im Seitenkanal	75
6.13	Messung bei $n = 2\,500\,min^{-1}$ incl. den Meßwerten aus dem Seitenkanal in dimensionsloser Darstellung	76
6.14	Messungen bei diversen Drehzahlen. Bei der Messung mit $n = 1\,320\,min^{-1}$ wurde ein Seitenkanalverdichter zusätzlich in den Kreislauf integriert, der die Druckverluste der Anlage überwindet. . .	77
6.15	Verteilung der Umfangsgeschwindigkeitskomponente c_K	79
7.1	Erweitertes CORDIER-Diagramm für Strömungs- und Verdrängermaschinen als Verdichter nach GRABOW; hier mit den Betriebspunkten der untersuchten Seitenkanalverdichter mit einem bzw. zwei Unterbrechern.	81

Formelzeichen

A	$[m^2]$	Fläche
D	$[m]$	Durchmesser
$\hat{D}$	$[m]$	gemittelter Durchmesser
D_m	$[m]$	mittlerer Laufraddurchmesser für Seitenkanalmaschinen (Laufraddurchmesser für Axial-, Diagonal-, Radialma- schinen – modifizierter Durchmesser für Umlaufkolben-, Verdrängermaschinen)
Eu	$[-]$	EULER-Zahl
F	$[-]$	Fouriertransformierte
F^{-1}	$[-]$	inverse Fouriertransformierte
I, J, K	$[-]$	Gitterstruktur
N	$[-]$	Anzahl
N_S	$[-]$	STOKES-Zahl
P	$[W]$	Leistung
Re	$[-]$	REYNOLDS-Zahl
S	$[-]$	Leistungsspektrum
$\dot{V}$	$[m^3/s]$	Volumenstrom
b_{Galvo}	$[m]$	Breite des Galvanometerspiegels
c	$[m/s]$	Geschwindigkeit
$\bar{c}$	$[m/s]$	mittlere Geschwindigkeit
f	$[s^{-1}]$	Frequenz der Schwankung
f	$[-]$	Funktion
$\dot{m}$	$[kg/s]$	Massestrom
n	$[s^{-1}]$	Drehzahl
p	$[N/m^2]$	Druck
r	$[m]$	Radius
s	$[-]$	Dichteverhältnis
t	$[s]$	Zeit
u	$[m/s]$	Laufradgeschwindigkeit
$\vec{u}$	$[m/s]$	Geschwindigkeitsvektor
$\hat{u}$	$[m/s]$	Komponenten der Schwankungsgeschwindigkeiten
u, w	$[m/s]$	Geschwindigkeitskomponenten in x-, bzw. y-Richtung
s_D	$[m]$	Schaufeldicke
$\vec{x}$	$[m]$	Ortsvektor eines Teilchens
x, y, z	$[m]$	Koordinaten
y_s	$[m^2/s^2]$	spezifische Arbeit; Enthalpieerhöhung des Fluids zwischen Saug- und Druckstutzen

z_S	$[-]$	Anzahl der Laufschaufeln
α	$[deg]$	Drehwinkel des Laufrades
β	$[deg]$	Schaufelwinkel, Strömungswinkel
δ	$[-]$	Durchmesserzahl
Δ	$[-]$	Differenz
ϵ_{Sp}	$[m]$	Spaltweite zwischen Laufrad und Unterbrecher
η	$[-]$	Amplitudenverhältnis der Schwankungsgeschwindigkeiten
η	$[-]$	Kupplungswirkungsgrad
ϑ	$[^{\circ}C]$	Temperatur
κ	$[-]$	Isentropenexponent
μ	$[-]$	Minderleistungszahl
ν	$[-]$	Radienverhältnis
ν	$[m^2/s]$	kinematische Viskosität
Π	$[-]$	Druckverhältnis zwischen Druck- und Saugstutzen
ϱ	$[kg/m^3]$	Dichte
σ	$[-]$	Schnellaufzahl
ϕ	$[-]$	Korrelationsfunktion
φ	$[-]$	Lieferzahl
φ_K	$[-]$	Lieferzahl für Seitenkanalmaschinen
ψ	$[-]$	Druckzahl
ω	$[s^{-1}]$	Winkelgeschwindigkeit (Drehrichtung)

Indizes

1	Erste Aufnahme
2	Zweite Aufnahme
1	Referenzstrombahn in das Laufrad
2	Referenzstrombahn bei Austritt aus dem Laufrad (entspricht dem Schaufelwinkel)
3	Referenzstrombahn kurz nach Austritt aus dem Laufrad
a	außen
D	Druckseite
D_m	auf D_m bezogen
F	Fluid
$Grenz$	Grenze bei angegebener Anforderung
i	innen
K	Kanal
$Laser$	Laser
m	Mittelwert
m	meridional

max	maximal
N	normiert
S	Saugseite
T	Tracerteilchen
th	theoretisch
$th \infty$	theoretisch bei schaufelkongruenter Strömung
u	in Umfangsrichtung
U	Unterbrecher
xy	Werte aus der x-y-Aufnahmeebene
yz	Werte aus der y-z-Aufnahmeebene
z	Zirkulationszentrum

Abkürzungen

BBO	Basset-Boussinesq-Oseen-Gleichung
CFD	Computational Fluid Dynamics
FFT	Fast Fourier Transformation
PIV	Particle-Image-Velocimetry
SV	Seitenkanalverdichter

1 Einleitung

Im Rahmen eines Forschungsprojektes sollte eine einstufige Strömungsmaschine für den Einsatz als Umwälzgebläse in axial durchströmten CO_2 -Hochleistungslasern entwickelt werden. Hierbei wurde besonders auf wirtschaftliche Interessen, wie geringer Energieverbrauch sowie einfacher und zuverlässiger Verdichteraufbau, Wert gelegt.

CO_2 -Laser mit schneller Gasströmung haben sich seit nahezu 10 Jahren als Werkzeugmaschine für unterschiedliche Anwendungen der Materialbearbeitung im industriellen Einsatz bewährt. Aktuelle Entwicklungen der Laserstrahlquelle zielen neben höheren Laserleistungen bei verbesserten Strahlqualitäten auf vereinfachte Handhabung, gesteigerte Wirkungsgrade und reduzierte Abmessungen. Hierbei liegt der Entwicklungsschwerpunkt bei industriell einsetzbaren Systemen im Leistungsbereich $> 10\text{ kW}$ mit schneller axialer Strömung.

Bei der Auslegung von CO_2 -Hochleistungslasern müssen die physikalischen Grundlagen zur Skalierung des Resonators und des Gaskreislaufes zur konvektiven Kühlung des aktiven Mediums berücksichtigt werden. Die Rahmenbedingungen bezüglich des Resonators und die Wechselwirkung mit dem Strömungssystem werden ausführlich von JAROSCH [20] behandelt. Die Optimierung der Gaskreisläufe hinsichtlich der Druckverluste gewinnt im Hinblick auf den Gesamtwirkungsgrad an Bedeutung (HABICH et al. [15]). Bisher wird die konvektive Kühlung des aktiven Mediums überwiegend mittels mehrstufiger Radialverdichter vorgenommen. In CO_2 -Hochleistungslasern liegt der durchgesetzte Volumenstrom so hoch, daß Verdrängermaschinen für die Gasumwälzung nicht mehr in Betracht kommen. Auch bei kleineren Laserleistungen werden kaum noch ROOTS-Gebläse eingesetzt, da sie keinen kontinuierlichen Volumenstrom gewährleisten und häufig durch undichte Lagerungen den Gaskreislauf verunreinigen.

Es zeichnet sich damit eine Tendenz ab, die bei der Weiterentwicklung von CO_2 -Hochleistungslasern zunehmend den Aspekt der Strömungsmaschine in den Vordergrund stellt. Hierbei sind die Entwicklung von geeigneten Umwälzgebläsen [19], von aerodynamischen Fenstern [23] oder strömungsgekühlten Doppelfenstern zur Strahlauskopplung ebenso zu nennen wie Überlegungen zur Energierückgewinnung innerhalb der Gasumwälzung durch Entspannungsturbinen [38] oder die optimierten Kühlkanäle zur Innenkühlung von Spiegeln für Hochleistungslaserstrahlung [20]. In diesem Zusammenhang sei auch die Arbeit von GRÜNEWALD [14] erwähnt, die die thermodynamischen Abläufe in CO_2 -Lasern gut beschreibt und einen ohne Gebläse auskommenden Gaskreislauf theoretisch vorstellt.

Die Strömungsmaschine soll zuverlässig, kompakt und kostengünstig arbeiten. Hierzu ist eine einstufige Maschine vorgesehen.

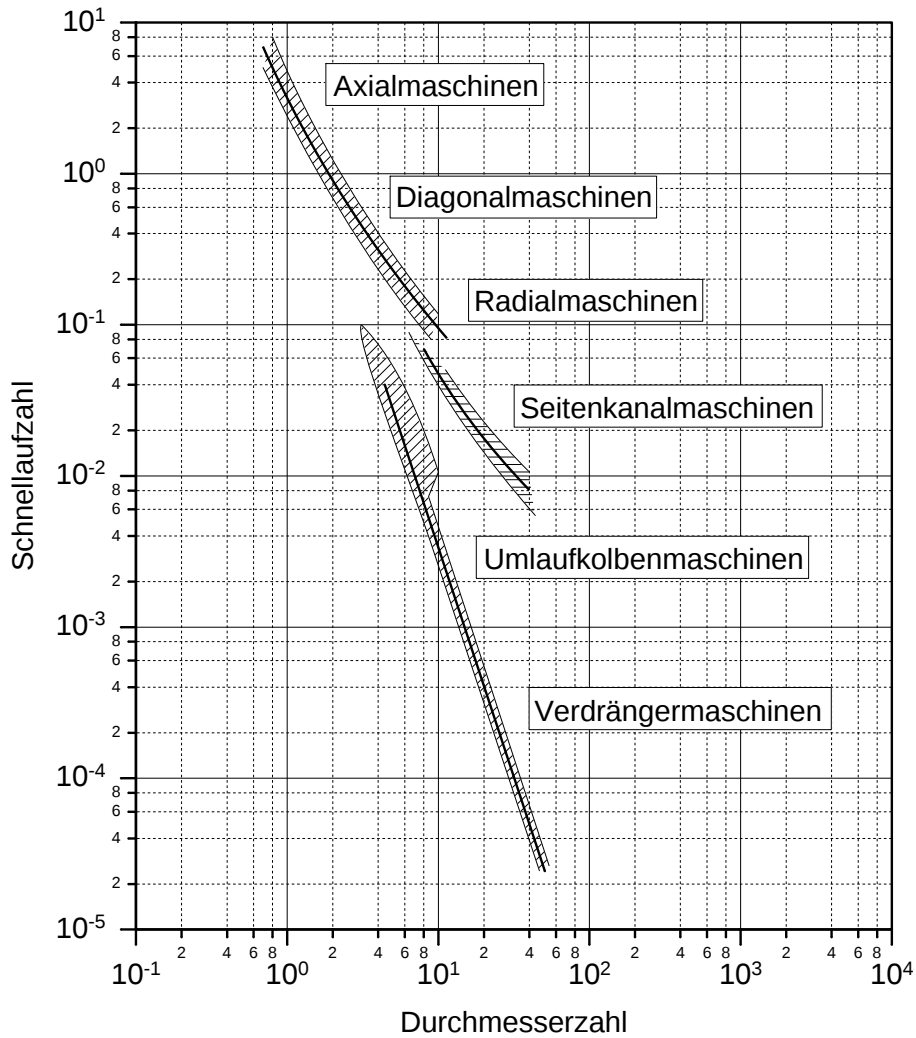


Abbildung 1.1: Erweitertes CORDIER-Diagramm für Strömungs- und Verdrängermaschinen als Verdichter nach GRABOW

Im CORDIER-Diagramm für Strömungs- und Verdrängermaschinen als Verdichter [13] sind einstufige, einflutige Maschinen unterschiedlicher Bauart, die im Betriebspunkt einen guten Wirkungsgrad zeigen, mit ihrem Optimalpunkt eingetragen. Das Diagramm dient zur ersten Auslegung einer Maschine, die den Anforderungen nach Volumenstrom und Druckverhältnis sowie Drehzahl oder charakteristische geometrische Größe D_m genügen soll. In der dimensionslosen Darstellung ist die Schnelllaufzahl über der Durchmesserzahl aufgetragen. Sie sind definiert zu:

$$\text{Schnelllaufzahl } \sigma = \frac{\varphi^{\frac{1}{2}}}{\psi^{\frac{3}{4}}} = (2^{\frac{1}{4}} \pi^{\frac{1}{2}}) n \frac{\dot{V}_S^{\frac{1}{2}}}{y_s^{\frac{3}{4}}} \quad (1.1)$$

$$\text{Durchmesserzahl } \delta = \frac{\psi^{\frac{1}{4}}}{\varphi^{\frac{1}{2}}} = \left(\frac{\pi^{\frac{1}{2}}}{2^{\frac{3}{4}}} \right) D_m \frac{y_s^{\frac{1}{4}}}{\dot{V}_S^{\frac{1}{2}}} \quad (1.2)$$

$$\text{mit } \varphi = \frac{\dot{V}_S}{A_{D_m} u_{D_m}} = \left(\frac{4}{\pi^2} \right) \frac{\dot{V}_S}{D_m^3 n} \quad (1.3)$$

$$\text{und } \psi = \frac{2 y}{u_{D_m}^2} = \left(\frac{2}{\pi^2} \right) \frac{y_s}{D_m^2 n^2} \quad (1.4)$$

Wobei der Durchmesser D_m dem Laufraddurchmesser bei Axial-, Diagonal- und Radialmaschinen und dem mittleren Laufraddurchmesser bei Seitenkanalmaschinen entspricht. Bei den Umlaufkolben- und Verdrängermaschinen werden modifizierte Durchmesser, wie sie von GRABOW [13] vorgestellt werden, bestimmt. Die mit diesem Bezugsdurchmesser gebildete Kreisfläche betrachtet FISTER [7] als fiktive Durchtrittsfläche des Volumenstromes, wodurch der Zusammenhang zwischen Baugröße und Volumenstrom, bzw. Massedurchsatz hergestellt wird.

Einstufige Radialverdichter erreichen nicht die im CO_2 -Laser notwendigen Druckverhältnisse von $\Pi = (1, 4 \dots 1, 7)$, mehrstufige Radialverdichter sind teuer. Wie im CORDIER-Diagramm erkennbar gibt es keinen direkt an die Radialverdichter anschließenden Maschinentyp. Zwischen den Radialverdichtern und den Seitenkanalverdichtern liegt eine kleine Lücke. Seitenkanalverdichter erreichen nur bei großen Abmessungen die geforderten Volumenströme. Umlaufkolbenmaschinen sind in ihren Abmaßen noch erheblich größer, so daß nach einem neuen Maschinentypen gesucht wird, der den Anforderungen im CO_2 -Lasergaskreislauf gerecht wird und somit die Lücke zwischen den Radialverdichtern und den Seitenkanalverdichtern schließt.

Dieser neue Maschinentyp wird die Art der Energieübertragung von Radialverdichtern und von Seitenkanalverdichtern kombinieren. Radialmaschinen sind weit verbreitet. Ihre Funktionsweise und Energieübertragung sind ausgiebig untersucht, so daß sich die Fachwelt überwiegend einig ist und im Rahmen dieser Arbeit keine weiteren Untersuchungen hierzu vorgenommen werden.

Die Entwicklung der Peripheral-Seitenkanalpumpe liegt ca. 70 Jahre zurück [12]. Veröffentlichte Ergebnisse liegen seit 1930 ([32], [34]) vor. Sie finden Anwendung im Pumpenbau unter der Bezeichnung Seitenkanalpumpe, Peripheralpumpe oder Wirbelpumpe und zur Förderung von Gasen als Seitenkanalverdichter oder -gebläse.

Die Vorzüge des Seitenkanalverdichters liegen in seiner Fähigkeit hohe Druckverhältnisse zu erzeugen, in der einfachen Herstellung und im wartungsarmen und zuverlässigen Betrieb. Von Nachteil ist der relativ schlechte Wirkungsgrad, er liegt meist unter 50%, und die, durch ihre Bauart bedingte, starke Geräuscentwicklung. Aufgrund der steilen und stabilen Kennlinie findet die Seitenkanalmaschine in der Energie-, Wasser- und Landwirtschaft, im Schiff- und Bergbau, in der Chemie und erdölverarbeitenden Industrie, sowie in Hauswasserversorgungsanlagen, in der Lebensmittelbranche, Polygraphie und Textilindustrie und schließlich zur Umwälzung von Gasen in der chemischen Verfahrenstechnik und in der Fertigungstechnik ver-

breitete Anwendung. Hierzu gehören auch CO_2 -Laseranlagen kleinerer Leistung in den USA.

Es herrscht leider noch immer Uneinigkeit in der Fachwelt über die Beschreibung der Energieübertragung vom Laufrad an das Fluid vor. So liegt ein Schwerpunkt der vorliegenden Arbeit in der Untersuchung der Energieübertragung in Seitenkanalmaschinen. Hierzu wird der Strömungsverlauf mit Hilfe der *Particle-Image-Velocimetry* (PIV) aufgenommen und die damit verbundene Energieübertragung vom Laufrad an das Fluid erläutert.

Im weiteren wird ein neues Gebläsekonzept auf Grundlage der Seitenkanalverdichter mit radialer Zuströmung vorgestellt, mit der Zielgabe einen Maschinentyp mit Arbeitsgebiet zwischen Radial- und Seitenkanalmaschinen zu erhalten.

2 Modelltheorien zur Energieübertragung in Seitenkanalmaschinen

2.1 Aufbau und Funktionsweise

Unter den Strömungsmaschinen haben die Seitenkanalverdichter eine geringe Verbreitung, so daß dieser Maschinentyp zunächst im Aufbau und in der Funktionsweise beschrieben wird.

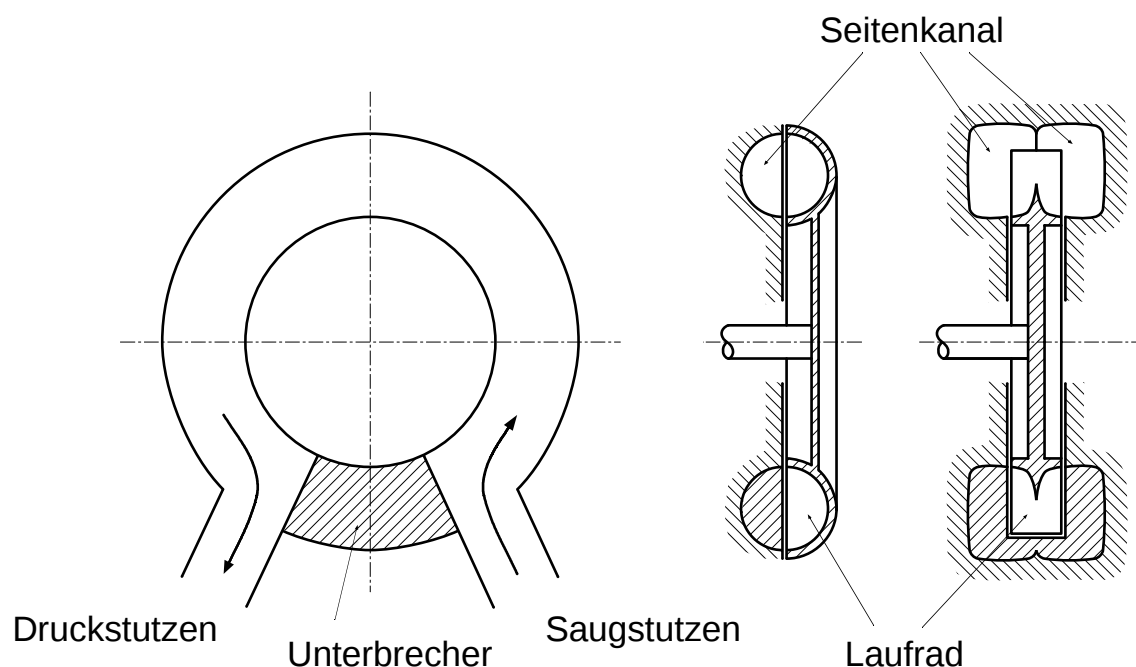


Abbildung 2.1: Schematischer Aufbau von Seitenkanalverdichtern in zwei typischen Ausführungen

In Abbildung 2.1 ist der prinzipielle Aufbau eines Seitenkanalverdichters dargestellt. Der Seitenkanal wird an einer Stelle des Umfangs durch einen Unterbrecher verschlossen, der Saug- und Druckstutzen voneinander trennt. Durch den Saugstutzen tritt das Strömungsmedium in den Seitenkanal ein. Auf dem Weg zum Druckstutzen wird dem Fluid durch ein LaufRad Energie zugeführt. Durch den Unterbrecher abgelenkt verläßt das Fluid am Druckstutzen die Maschine. Über die Art der Energiezufuhr existieren im Prinzip zwei Theorien. Das ist zum einen die Turbulenz- oder Mischungstheorie und zum anderen die Zirkulations- bzw. Stromfadentheorie.

2.2 Turbulenz- oder Mischungstheorie

Die Turbulenztheorie besagt, daß das Laufraddrehmoment durch turbulente Schubspannungen auf die Kanalströmung übertragen wird. In einer stark abstrahierenden Methode wird das Laufrad als eine sehr raue, bewegte Wand in einem Kanal betrachtet, die durch ihre Scherwirkung Impuls an das Medium im Kanal überträgt. Dabei werden die Sekundärströmungen, die durch die Zentrifugalwirkung des Fluids im Laufrad entstehen, vernachlässigt. IVERSEN [18] hat diese Theorie zunächst aufgestellt. Die Turbulenz hängt nur von dem Geschwindigkeitsgradienten der Umfangsgeschwindigkeit zwischen Laufrad und Kanalwand ab.

WEINIG [42] ging auch vom Schubspannungsansatz aus, hat aber erkannt, daß ein Austausch von Fördermedium zwischen Laufrad und Seitenkanal stattfindet. Zur Erläuterung des Massenaustausches legt WEINIG die Verdrängerwirkung der Schaufeln zugrunde, bei denen infolge der Drehung des Laufrades das Fluid vor einer Laufschaufel in den Seitenkanal verdrängt wird, wobei an der Rückseite der Schaufeln Wirbel entstehen, die ihrerseits die Strömung von dem Seitenkanal in das Laufrad zurückführen. Dieser Vorgang ist seiner Meinung nach der wichtigste Faktor für die Turbulenzbildung. Auch WEINIG läßt die Zentrifugalkräfte außer Acht.

SENOO [35][36][37] und PFLEIDERER [30] stellen einen Mischungswegansatz auf. Beide gehen von einer durch die zentrifugalen Kräfte beeinflussten Sekundärströmung aus. Diese Zirkulationsströmung hat nach Senoo den größten Einfluß auf die Turbulenz. Trotzdem er die Zirkulationsströmung als wesentlichen Faktor für die Drucksteigerung in der Pumpe anerkennt, verwendet er genau wie IVERSEN und WEINIG Ausdrücke für die turbulenten Schubspannungen zur Bestimmung der Kennliniencharakteristiken. Nach seiner Auffassung wird das Laufraddrehmoment durch einen Mischungsprozeß der Zirkulationsströmung mit der Durchflußströmung des Seitenkanals auf diese Kanalströmung übertragen. D.h., die Energieübertragung vom Laufrad an das Fluid der Durchflußströmung im Seitenkanal erfolgt nach SENOO nicht unmittelbar, sondern über den verlustbehafteten Mischungsvorgang zwischen Zirkulations- und Durchflußströmung. Beide Autoren gehen von einer zeitlich und räumlich konstanten Zirkulationsströmung aus, ohne eine Abhängigkeit von Volumenstrom und Druckaufbau zu zeigen.

In diese Richtung weiterführend spricht SUREK [41] von einer durch die erzwungene turbulente Wirbelströmung bedingten hohen turbulenten Wirbelzähigkeit der Strömung, welche einen Impulsstromtransport im Seitenkanal auslöst. Hierbei wird auch die Zirkulationsströmung erkannt, jedoch soll die Energieübertragung hauptsächlich durch die Turbulenz stattfinden.

Das ist der entscheidende Unterschied zwischen der Turbulenztheorie und der Strom-

fadentheorie. Diese setzt eine stabile Fluidbewegung zwischen Zirkulations- und Durchflußströmung voraus und legt dafür die Kreispumpentheorie zugrunde.

2.3 Zirkulations- bzw. Stromfadentheorie

Die von ENGELS [6] aufgestellte Zirkulationstheorie basiert auf der Vorstellung, daß das Strömungsmedium den Seitenkanalverdichter auf stromlinienförmigen Bahnen durchläuft. Dabei wird das Laufraddrehmoment durch die wirkenden Zentrifugalkräfte an das Fluid übertragen. Zwischen der durch das Laufrad durchgesetzten Strömung und dem Förderstrom findet ein Impulsaustausch statt, der den Druckanstieg im Seitenkanal zur Folge hat. Daß in einer Seitenkanalmaschine eine Zirkulationsströmung vorliegt, hat bereits SCHMIEDCHEN [34] mit in die Strömung gehaltenen Fähnchen nachgewiesen. ENGELS hat dies mit Sondenmessungen im Seitenkanal bestätigt und entwickelte die Berechnungsgrundlagen für Seitenkanalpumpen. Auch in einer neueren Arbeit von BENDER [3] wurde mit Hilfe von Strömungsfarbsversuchen das Vorhandensein einer Zirkulationsströmung nachgewiesen.

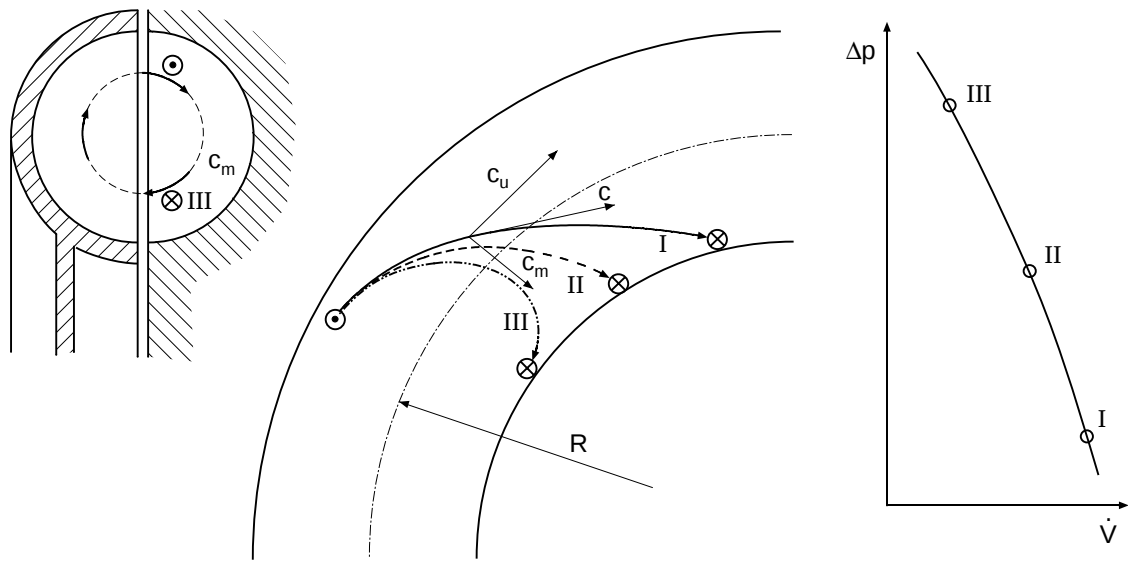


Abbildung 2.2: Prinzip der Energieumsetzung nach der Zirkulationstheorie

Auf der spiralförmigen Bahn des Fluids durchläuft es abwechselnd das Laufrad und den Seitenkanal. Im Laufrad wird es in Umfangsrichtung beschleunigt und im Seitenkanal wieder verzögert, wodurch sich in Umfangsrichtung ein Druckgradient einstellt. Dieser Mechanismus wird in Abbildung 2.2 verdeutlicht. Hier wird die spiralförmige Bahn eines Strömungsteilchens dargestellt. Die Verzögerung der Umfangsgeschwindigkeit c_u steht im Gleichgewicht mit dem Druckgradienten in Umfangsrichtung.

Das heißt, daß bei kleinem Druckgradienten (Fall I) die Verzögerung der Umfangsgeschwindigkeit kleiner, bei großem Druckgradienten (Fall III) entsprechend größer ist. Daraus ergibt sich, daß im Fall III das Laufrad öfter durchströmt wird als im Fall I, man spricht von einer „mehrstufigen“ Druckerhöhung. Aus Rechnungen und Messungen [9] ist bekannt, daß im Bereich des Laufradeintritts Rückströmungsgebiete auftreten können. Das bedeutet, daß eine extrem starke Verzögerung der Strömung vorliegt.

Seit 1940 wurde die Zirkulationstheorie immer wieder durch genauere Beschreibung der verlustbehafteten Vorgänge der Seitenkanalverdichter-Strömung erweitert, um diese berechnen zu können. Wichtige Arbeiten sind als erstes die von ENGELS [6], darauf aufbauend Arbeiten von WILSON, SANTALO, OELRICH [45] und GRABOW [11]. In differentieller Ausführung erarbeiteten zunächst PFAFF [29], später GABI [9] und BÖRNER [4] Berechnungsmodelle für Seitenkanalmaschinen. Alle diese Arbeiten sind auf inkompressible, stationäre und ausgebildete, manche noch zusätzlich auf laminare Strömung beschränkt.

Der immer noch vorhandene Disput über die Richtigkeit und Anwendbarkeit der Modelltheorien hat dazu geführt, die Strömung im praktischen Versuch sichtbar zu machen. Hierzu wird das Verfahren der *Particle-Image-Velocimetry* verwendet, die eine berührungslose Methode der Strömungsuntersuchung darstellt. Aus der Kenntnis der Bewegungsrichtung des Fluids ist dann ein Rückschluß auf die Energieübertragung möglich.

3 Strömungssichtbarmachung im SV mittels PIV

3.1 Particle-Image-Velocimetry (PIV)

3.1.1 Geschwindigkeitsmessung mittels PIV

Die Geschwindigkeitsmessung mittels PIV beruht auf einer Bestimmung der Geschwindigkeit über ihre grundlegende Definition, also über den zurückgelegten Weg $\Delta\vec{x}$ in einer bestimmten Zeit Δt :

$$\vec{u}(\vec{x}) = \frac{d\vec{x}}{dt} \approx \frac{\Delta\vec{x}}{\Delta t} \quad (3.1)$$

Bei der Anwendung des PIV-Verfahrens in einphasigen Strömungen werden der Strömung Teilchen, die sogenannten Tracer, zugegeben. Da über die Teilchengeschwindigkeit indirekt die Fluidgeschwindigkeit bestimmt wird, sollten diese Teilchen der Strömung schlupffrei folgen.

Die hier verwendeten Partikel haben die Bezeichnung „Fillite“, sind Keramik-Hohlkugeln und dienen üblicherweise als Füllstoff für Kunstharze. Die Partikelgröße liegt zwischen $D_T = (5 \dots 40) \mu m$ mit einem mittleren Durchmesser von $\bar{D}_T = 15 \mu m$. Für eine Bewertung des Teilchenfolgevermögens in reibungsbehafteten Strömungen können nach RUCK [33] verschiedene Kenngrößen herangezogen werden. Bei der hier vorliegenden Partikel-Fluid-Kombination wird das Folgevermögen anhand der maximalen Fluktuationsfrequenz beurteilt, bis zu der die Teilchen in der Lage sind, den turbulenten Schwankungsbewegungen zu folgen. Diese kann unter der Voraussetzung von kugelförmigen Teilchen aus der Lösung der Basset-Boussinesq-Oseen-Gleichung (BBO) in Abhängigkeit der Fluidviskosität ν_F , dem Teilchendurchmesser D_T , dem Teilchen-Fluid-Dichteverhältnis

$$s = \frac{\rho_T}{\rho_F} \quad (3.2)$$

und einem vorgegebenen Amplitudenverhältnis der Schwankungsgeschwindigkeiten

$$\eta = \left| \frac{\hat{u}_T}{\hat{u}_F} \right| \quad (3.3)$$

ermittelt werden. Bei dem vorliegenden Dichteverhältnis $s \approx 0,8$ und der Forderung nach einer 1%igen Genauigkeit in der Übereinstimmung der Amplituden von

Teilchen- und Fluidbewegung liefert die Lösung der BBO-Gleichung einen Zahlenwert für die dimensionslose STOKES-Zahl von $N_S \approx 6,5 \cdot 10^{-2}$, wobei N_S wie folgt definiert ist:

$$N_S = \sqrt{\frac{\nu_F}{2\pi f D_T^2}}. \quad (3.4)$$

Somit ergibt sich für den durchschnittlichen Teilchendurchmesser ($\bar{D}_T \approx 15 \mu m$) eine Grenzfrequenz für die turbulenten Schwankungsbewegungen von $f_{Grenz} \approx 170 kHz$ und für die größten Teilchen ($D_{Tmax} = 40 \mu m$) ein $f_{Grenz} \approx 23,5 kHz$. Da die Fluktuationsfrequenz turbulenter Strömungen in der Regel im Bereich von $f = (1 \dots 10) kHz$ liegen [17], kann bei den hier gewählten Tracern in Verbindung mit dem Strömungsmedium Wasser ein ideales Teilchenfolgevermögen zugrundegelegt werden.

Die Partikel in einer Strömung werden zu zwei kurz aufeinanderfolgenden Zeitpunkten in einem Laser-Lichtschnitt sichtbar gemacht. Die Zeitdifferenz zwischen den beiden Belichtungen beträgt hier $\Delta t = 1 ms$, das entspricht einem zurückgelegten Partikelweg von $\Delta \vec{x} = (0 \dots 450) \mu m$. Die Geschwindigkeitsinformation wird über dieses Zeitintervall gemittelt, wodurch auch kleine turbulente Schwankungen oberhalb $f > 1 kHz$ herausgemittelt werden. Das von den Partikeln während der Beleuchtung gestreute Licht wird über eine Beobachtungsoptik auf eine Bildebene abgebildet. In dieser Bildebene kann sich, wie in diesem Fall, ein CCD-Chip einer Videokamera oder auch ein Fotofilm befinden. Es handelt sich also um ein flächenhaftes Meßverfahren.

So läßt sich über die Verschiebung $\Delta \vec{x}$ eines Teilchens während der Zeit Δt dessen Geschwindigkeit $\vec{u}(\vec{x})$ an dieser Stelle in zwei Raumrichtungen bestimmen.

Untersuchungen einphasiger Strömungen mit Hilfe der *Particle-Image-Velocimetry* werden ausführlich von RUCK [33], KOMPENHANS und HÖCKER [22], ADRIAN [1] und HINSCH [16] dargelegt.

3.1.2 Digitale Auswertung

Die einzelnen PIV-Bilder enthalten die Informationen über die Verschiebung $\Delta \vec{x}$ der einzelnen Teilchen in der Zeit Δt . Aufgrund der hohen Teilchenzahldichte ist es nicht mehr möglich, einzelne zusammengehörige Teilchenpaare zu identifizieren. Daher wird ein statistisches Verfahren zur Bestimmung der Verschiebung der Teilchen verwendet. Zu diesem Zweck wird das PIV-Bild in kleine Abfragefenster unterteilt und für diese Abfragefenster wird die zweidimensionale Autokorrelationsfunktion dieses Fensters bestimmt. Die Koordinaten der Maxima der ersten Ordnung dieser

Funktion repräsentieren Richtung und Betrag des Verschiebungsvektors an dieser Stelle und somit den Geschwindigkeitsvektor im Strömungsfeld.

Damit die zweidimensionalen Autokorrelationsfunktionen repräsentative Resultate liefern, müssen sich idealerweise jeweils 12...15 Teilchenpaare innerhalb eines solchen Abfragefensters befinden (vergl. KEANE [21]). Die Größe eines Abfragefensters definiert neben den optischen Eigenschaften des Meßsystems die räumliche Auflösung des Verfahrens, dementsprechend sollte das Abfragefenster klein sein gegenüber den in der untersuchten Strömung auftretenden Strukturen. Außerdem wird davon ausgegangen, daß sich die Partikel innerhalb des Abfragefensters zwischen den beiden Belichtungen innerhalb der Lichtschnittebene gleichförmig bewegen.

Die zweidimensionale Autokorrelationsfunktion $\phi(\Delta x, \Delta y)$ wird durch

$$\phi(\Delta x, \Delta y) = \int_{x_1}^{x_2} \int_{y_1}^{y_2} f(x, y) f(x + \Delta x, y + \Delta y) dx dy \quad (3.5)$$

definiert, dabei sind Δx und Δy die Koordinaten, um die das Abfragefenster relativ zu sich selbst räumlich verschoben wird. Die Funktion $f(x, y)$ gibt die Helligkeitsverteilung innerhalb des Abfragefensters an.

Die Autokorrelationsfunktion $\phi(\Delta x, \Delta y)$ läßt sich auch unter Verwendung des WIENERSCHEN Satzes bestimmen. Dieser besagt (siehe z.B. MEYER und GUICKING [24]), daß das Leistungsspektrum $|S(f)|^2$ einer stationären Funktion $f(x, y)$ gleich der Fouriertransformierten $F(\phi(\Delta x, \Delta y))$ ihrer Autokorrelationsfunktion $\phi(\Delta x, \Delta y)$ ist. Damit läßt sich nun die Autokorrelationsfunktion wie folgt bestimmen:

$$\phi(\Delta x, \Delta y) = F^{-1}(|S(f)|^2), \quad (3.6)$$

hierbei bezeichnet F^{-1} die inverse Fouriertransformation.

Dieser Zusammenhang wird bei der praktischen Umsetzung der Auswertung von PIV-Messungen verwendet, da die für Rechner verfügbaren Verfahren zur Bestimmung der Fouriertransformierten einer Funktion sehr viel schneller sind als die direkte Bestimmung der Autokorrelationsfunktion. Die Abhängigkeit der Bearbeitungszeit dieser sogenannten *Fast Fourier Transformation* (FFT) von der Anzahl N von Daten ist $N \log N$, wohingegen im Falle der direkten Bestimmung der Autokorrelationsfunktion diese Zeit mit N^2 zunimmt.

Das Maximum nullter Ordnung enthält keine Information über die Verschiebung der Teilchenpaare innerhalb des Abfragefensters; es ist ein Maß für die Selbstähnlichkeit des Fensters. Die beiden punktsymmetrisch zum nullten Maximum liegenden lokalen

Maxima geben die gesuchte Verschiebung der Teilchenbilder in der Zeit Δt zwischen den beiden Belichtungen an.

Das Vorhandensein zweier lokaler Maxima verbietet eine eindeutige Bestimmung des Vorzeichens des Geschwindigkeitsvektors; diese Erscheinung wird als Richtungs-zweideutigkeit bezeichnet. Die eindeutige Zuordnung läßt sich durch die Belichtung auf zwei Einzelbilder herstellen. Bei diesem Verfahren werden zwei Einzelbilder für die FFT übereinandergelegt, die Richtungs-zuordnung erfolgt durch die zeitliche Zuordnung der beiden Einzelbilder.

3.2 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau besteht aus der Lichtschnitterzeugung mit Hilfe eines Argon-Krypton-Lasers, dem Ablenkspiegel und Linsen, dem Versuchsmodell aus Plexiglas, der CCD-Kamera, einem Rechner zur Bilderfassung und einer Steuereinheit zur Einstellung des Zeitpunktes, der Dauer und des Abstandes zwischen den beiden Belichtungen im Zusammenspiel mit der Kamerasteuerung.

3.2.1 Erzeugung des Lichtschnittes

Die Lichtquelle besteht aus einem Argon-Krypton-Laser mit einer Laserleistung von $P_{\text{Laser}} = 70 \text{ mW}$. Dieser Laser kann nicht gepulst betrieben werden, d.h. mit diesem Laser ist die Belichtungsdauer und der Belichtungszeitpunkt nicht steuerbar. Da der eingebaute Shutter in der verwendeten CCD-Kamera nicht in der Lage ist ein Bild am Ende zu belichten und das darauffolgende am Bildanfang, muß die Beleuchtung entsprechend gesteuert werden. Hierzu wird der Laserstrahl von einem schnell auslenkbaren, leichten Spiegel (aus einem Galvanometer) reflektiert und somit der Lichtweg gesteuert.

Anstatt einen Laserlichtschnitt über das gesamte Beobachtungsfenster während der Belichtungszeit zu legen, wurde hier der Laserstrahl zweimal durch das Beobachtungsfenster hindurch ausgelenkt. Das bedeutet zwar, daß ein kleiner Zeitverzug innerhalb eines Bildes von der Belichtung am einen Ende bis zum anderen Ende auftritt, doch ist dieser im Verhältnis zur Zeitdifferenz zwischen den beiden Einzelbildern vernachlässigbar.

Die Auslenkung des Laserstrahls wird in Abbildung 3.1 dargestellt. Der Laserstrahl wird zunächst durch eine Linse auf den Galvanometerspiegel gebündelt. Der Laserstrahl hat vor der Linse einen Durchmesser von $D_{\text{Laser}} = 1 \text{ mm}$, der Spiegel hat nur etwa eine Breite von $b_{\text{Galvo}} = 2/3 \text{ mm}$. Der Übersichtlichkeit wegen sind diese

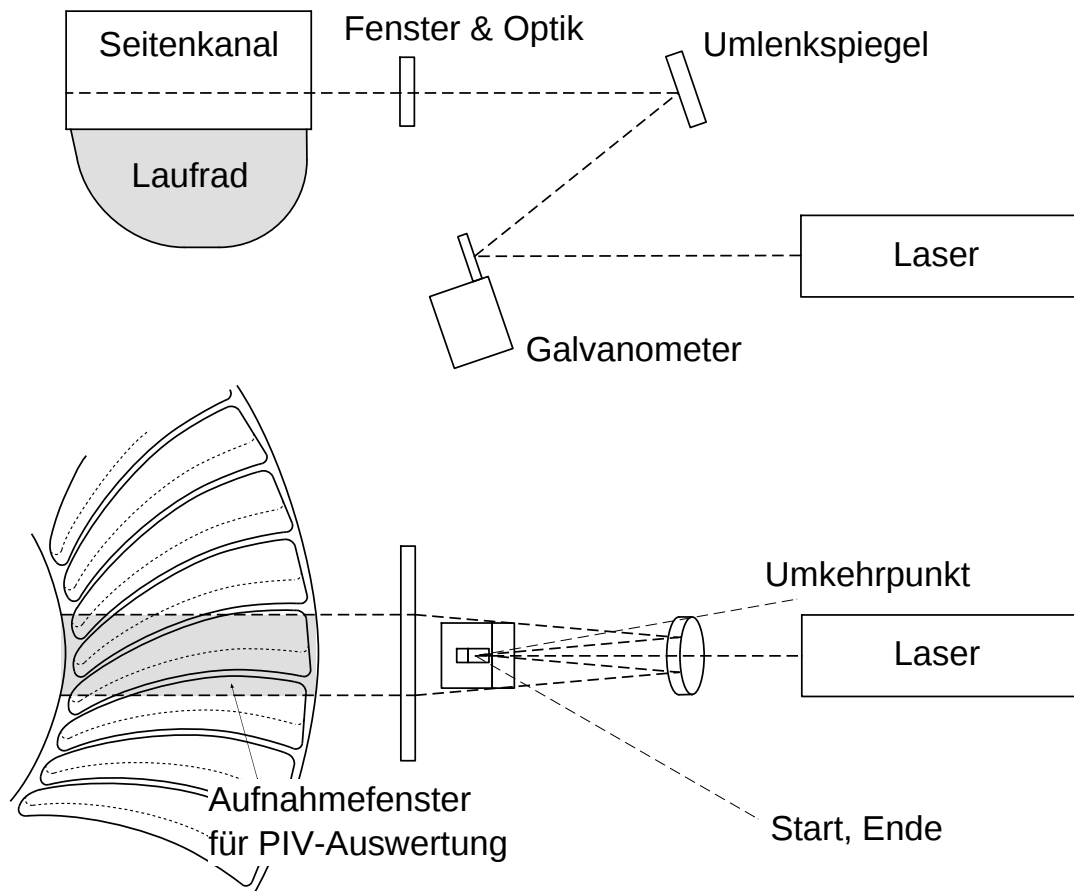


Abbildung 3.1: Prinzipskizze zur Erzeugung des Lichtschnittes mit Hilfe eines Dauerstrichlasers, einem Galvanometerspiegel für die schnelle Auslenkung, einem weiteren Umlenkspiegel, Belichtungsfenster und weiteren Optiken

Optiken nicht mit dargestellt. In einem weiteren Spiegel wird der Strahl in die Beleuchtungsebene abgelenkt. Ein optisches Fenster und eine weitere Linse erzeugen einen parallelen Strahl durch das Aufnahmefenster für die PIV-Auswertung. In einem Winkel von 90° zur Beleuchtungsebene nimmt eine CCD-Kamera das Streulicht der Tracerteilchen auf.

Der Galvanometerspiegel hat einen Arbeitswinkel von 40° . Die Zeit für den Hinweg beträgt $t_{hin} = 50 \mu s$, für den Rückweg wird eine Zeit von nur noch $t_{rück} = 20 \mu s$ benötigt. Da die Streulichtintensität der Teilchen proportional zu den Zeiten ist, wäre die zweite Belichtung deutlich schwächer. Für die PIV-Auswertung ist dies nicht akzeptabel. Die beiden zur Korrelation anstehenden Bilder müssen mit etwa der gleichen Intensität belichtet sein. Dies führt dazu, daß die Belichtung auf einem Auswertungsbild eigentlich eine Doppelbelichtung mit zeitlicher Verzögerung wurde. Der zeitliche Verlauf der Belichtung ist in Abbildung 3.2 dargestellt.

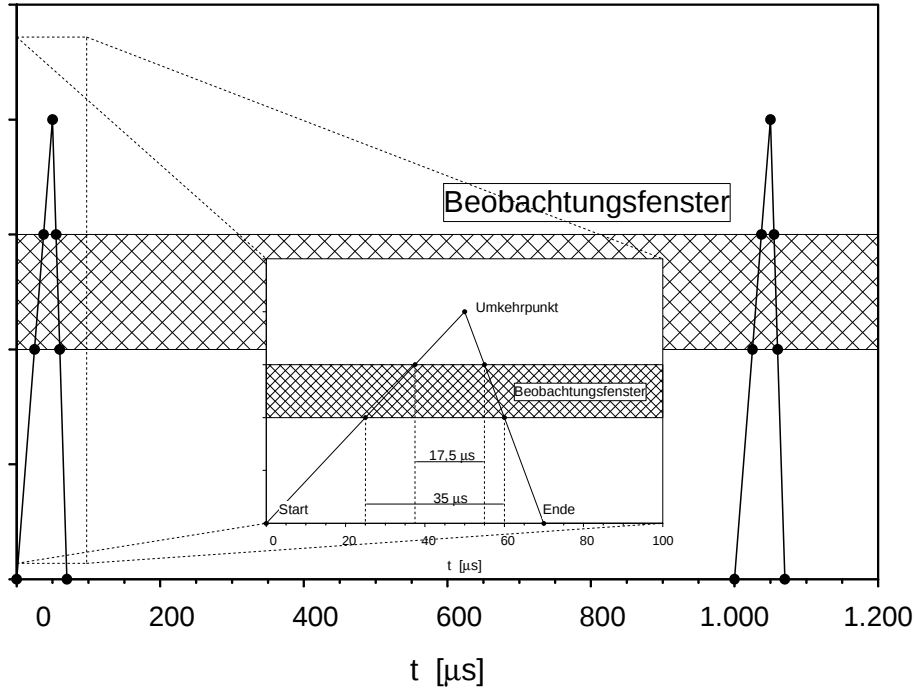


Abbildung 3.2: Belichtung der zwei Einzelbilder zur PIV-Auswertung

In diesem Diagramm ist der zeitliche Verlauf der Belichtung der zwei Einzelbilder zur PIV-Auswertung mit seiner Zuordnung zum Ort zu sehen. Die längste Belichtungszeit auf einem Bild beträgt $\Delta t = 35 \mu\text{s}$. Der Zeitabstand zwischen dem ersten und dem zweiten Bild beträgt $\Delta t = 1 \text{ ms}$. Die Unschärfe im einzelnen Bild liegt demnach unter 3,5 %. Bei maximal gemessener Geschwindigkeit entspricht der weiteste zurückgelegte Partikelweg im Einzelbild einer Strecke von $\Delta \vec{x} = 15,75 \mu\text{m}$. Da die durchschnittliche Tracerteilchengröße bei $D_T = 15 \mu\text{m}$ liegt, ist die Unschärfe auf dem einzelnen Bild praktisch nicht sichtbar.

Neben der theoretischen Auflösung durch die Bewegung der Teilchen ergibt sich bei Verwendung einer CCD-Kamera mit einer Auflösung von 660×495 Pixeln ein weiterer Verlust in der Strömungsinformationserfassung.

Bei den Aufnahmen in den x-y-Schnittebenen hat das Bild eine Auflösung von $113 \mu\text{m}/\text{Pixel}$. Der mittlere zurückgelegte Weg innerhalb der Belichtungen auf den zwei Auswertebildern liegt bei $\Delta \vec{x} = 2 \text{ mm}$. Das entspricht auf den Bildern einem Abstand von 17,7 Pixeln. Befindet sich das Streulicht des Teilchens im Übergang von einem Pixel auf ein benachbartes, so wird das von der Auswertung durch die Intensitätsverteilung berücksichtigt, man spricht von einer „Subpixelauflösung“. Ist dies nicht der Fall, so gibt es zwei Extremwerte über das reale Vorkommen der Belichtung.

Es sei in der PIV-Auswertung ein Abstand der Belichtung von 18 Pixeln angenommen, das entspricht einem Abstand von $\Delta \vec{x} = 2\,034\,\mu m$. Läge das Teilchen im ersten Pixel am Anfang und im achtzehnten am Ende, so entspricht dies bei einer Teilchengröße von $15\,\mu m$ einem Abstand von $\Delta \vec{x}_{max} = 2\,132\,\mu m$. Es läge also ein Fehler von 4,8 % vor. (In der anderen Richtung: $\Delta \vec{x}_{min} = 1\,936\,\mu m$, gleicher Fehler). Da die Auswertung nicht von einem einzigen Partikelpaar, sondern von ca. 15 Partikelpaaren gleichzeitig für die Bestimmung eines Geschwindigkeitsvektors vorgenommen wird, ist der oben berechnete mögliche Fehler äußerst unwahrscheinlich. Es muß aber betont werden, daß der Fehler trotz statistischer Verbesserung durch Auswertung mehrerer Partikelpaare im Bereich sehr kleiner Geschwindigkeiten größer wird. Die Erfassung der Strömung mit einer Kamera besserer Auflösung ist für weitere Untersuchungen in dieser Richtung anzustreben.

3.2.2 Modellbeschreibung

Die Beobachtung der Strömung im Seitenkanal eines Seitenkanalverdichters ist äußerst schwierig. Die Luftströmung ist sehr schnell, „trägheitsfreie“ und sehr kleine Partikel sind praktisch nicht realisierbar. Das sind Gründe, die dazu geführt haben, eine ähnliche Maschine mit Wasser zu betreiben.

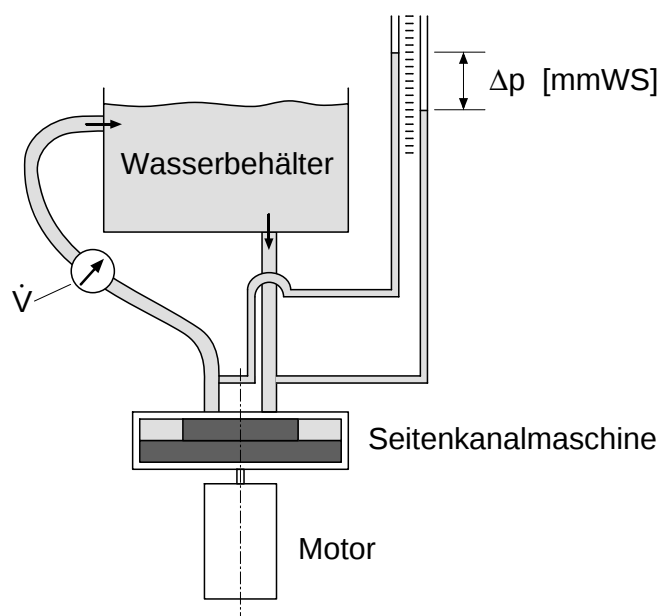


Abbildung 3.3: Versuchsaufbau des Wassermodells

In Abbildung 3.3 ist der prinzipielle Versuchsaufbau dargestellt. Das Bild zeigt eine Vorläuferversion der letztlich zur PIV-Auswertung benutzten Maschine. Diese ist

auch von den Seiten her optisch zugänglich, aber so eingeengt mit der Meßapparatur zugebaut, daß keine gut erkennbare Aufnahme der Versuchsmaschine möglich war.

Die PIV-Aufnahmen wurden bei Laufraddrehzahlen von $n = 35 \text{ min}^{-1}$ gemacht. Bei dieser Drehzahl war die Auswertung der PIV-Aufnahmen im Zusammenhang mit den Möglichkeiten der CCD-Kamera am besten.

Ähnlichkeitsbetrachtungen zeigen, daß bei gleichgroßem Wassermodell zum Originalgebläse die Ähnlichkeit nach EULER ($Eu = \frac{p}{\rho c^2}$) gewährleistet werden kann. Die REYNOLDS-Zahl ist definiert zu

$$Re = \frac{c D}{\nu} . \quad (3.7)$$

Bei gleichen Abmessungen von Original und Modell und bei ähnlicher Strömungsbildung, die bei REYNOLDS-Zahl-Ähnlichkeit erwartet werden kann, ist das Verhältnis der Drehzahlen gleich dem Verhältnis der kinematischen Zähigkeiten:

$$\frac{n_{Original}}{n_{Modell}} = \frac{\nu_{Original}}{\nu_{Modell}} . \quad (3.8)$$

Hieraus ergibt sich ein Verhältnis zwischen Luft unter Normalbedingungen und Wasser von:

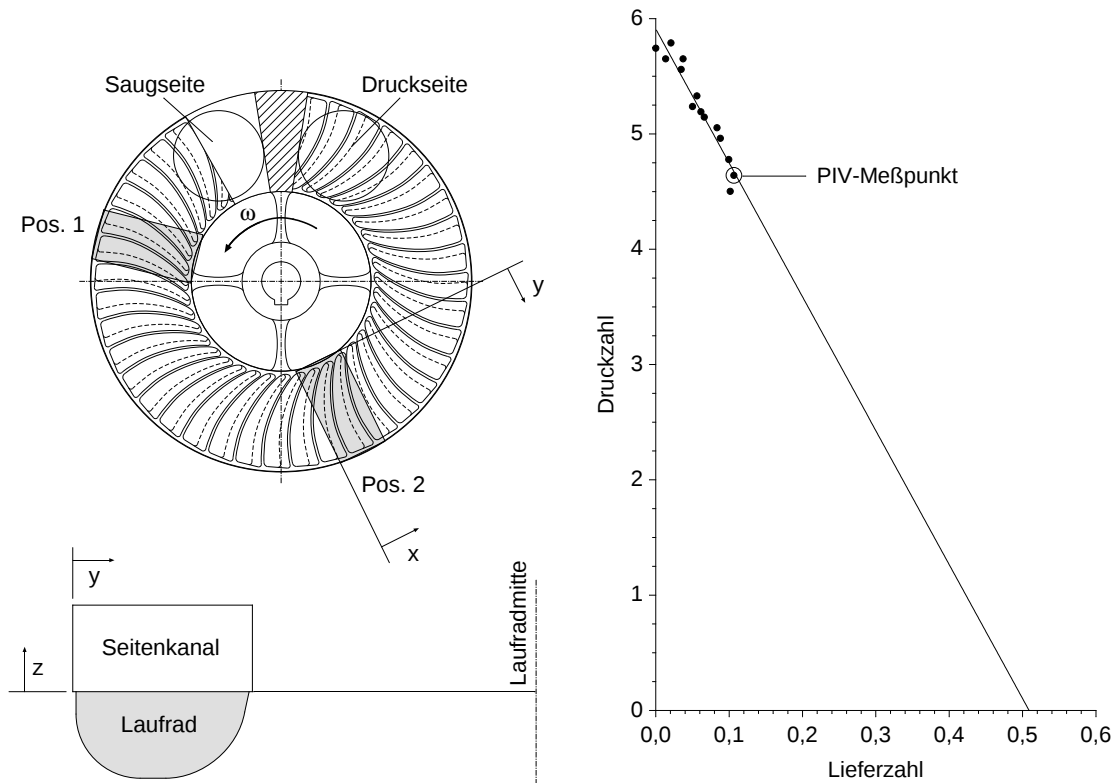
$$\frac{n_{Original}}{n_{Modell}} = 15,3 . \quad (3.9)$$

Im untersuchten Fall bedeutet das, daß im Wasserversuch die Strömung eines Seitenkanalverdichters im Luftbetrieb bei einer Drehzahl von $n \approx 540 \text{ min}^{-1}$ ähnlich abgebildet wird.

Im Original wird der Verdichter mit $n = 2850 \text{ min}^{-1}$ betrieben. Die REYNOLDS-Zahl-Ähnlichkeit ist demnach nicht gewährleistet. Nimmt man den Kanaldurchmesser $D_K = 56 \text{ mm}$ und die mittlere Laufradumfangsgeschwindigkeit zur Bestimmung der REYNOLDS-Zahl heran,

$$Re = \frac{u_m D_K}{\nu} \quad (3.10)$$

so liegt diese im Original bei $Re_{Original} = 128\,000$. Im Wassermodell wird anstatt des Kanaldurchmessers der äquivalente Durchmesser des Strömungskanals zur Bestimmung der REYNOLDS-Zahl herangezogen. Hieraus ergibt sich $Re_{Modell} = 32\,300$. In beiden Fällen kann von einer vollständig turbulenten Strömung ausgegangen werden, so daß prinzipiell die Strömung im Wasserversuch der im Original ähnlich sein sollte.



(a) Schematischer Aufbau der Seitenkanalpumpe mit den Aufnahmepositionen für PIV

(b) Dimensionslose Kennlinie der Seitenkanalpumpe mit linearer Interpolation der gesamten Kennlinie

Abbildung 3.4: PIV in einer Seitenkanalpumpe

Das Laufrad der für die PIV-Betrachtungen aufgebauten Maschine wurde aus einem handelsüblichen Seitenkanalverdichter mit gutem Wirkungsgrad und hoher Drucksteigerung entnommen. Dieses Laufrad besitzt 40 räumlich gekrümmte Laufschaufeln. Der im Originalverdichter halbkreisförmige Seitenkanalquerschnitt konnte wegen fehlender finanzieller Mittel und wegen der schwierigen optischen Zugänglichkeit nicht realisiert werden. Stattdessen wurde ein rechteckiger Seitenkanalquerschnitt verwendet, dessen Außenwandungen aus Plexiglas bestehen, wodurch die Strömung im Seitenkanal optisch zugänglich ist. In Abbildung 3.4(a) ist der prinzipielle Aufbau dargestellt. Zusätzlich sind die beiden Aufnahmepositionen eingetragen, in denen PIV-Auswertungen vorgenommen wurden.

Das mögliche Aufnahmevervolumen von $(x, y, z) = (26 \text{ mm}, 54 \text{ mm}, 26 \text{ mm})$ wurde in x - y -Ebenen und x - z -Ebenen im Abstand von je 2 mm für das zweidimensionale PIV-Verfahren zerlegt. In jeder Ebene fanden 50 Doppelbelichtungen zur PIV-Auswertung statt. Da diese Belichtungen von der Kamera gesteuert wurden, befinden sich die Laufschaufeln immer an einem anderen Ort im Aufnahme Fenster.

Durch die 50 Aufnahmen ist es trotzdem möglich, dieselbe Position der Laufschaufel mindestens in einer Aufnahme zu erhalten. Instationäre Vorgänge, die mit der Schaufelstellung korrelieren können somit festgestellt und wiedergegeben werden.

Die Kennlinie der Seitenkanalpumpe ist in Abbildung 3.4(b) in dimensionsloser Form dargestellt. Hierbei sind

$$\text{Lieferzahl} \quad \varphi_K = \frac{c_K}{u_m} = \frac{\dot{V}_S}{A_K \pi D_m n} \quad (3.11)$$

$$\text{Druckzahl} \quad \psi = \frac{y_s}{\frac{1}{2}u_m^2} = \frac{\frac{\Delta p}{\rho}}{\frac{1}{2}(\pi D_m n)^2} \quad (3.12)$$

Die dimensionslose Kennlinie erlaubt einen Vergleich zwischen Original und Modell. Im Original liegt ein für Seitenkanalverdichter typischer linearer Kennlinienverlauf vor, der die Ordinate bei $\psi_{Original} \approx 35$ und die Abszisse bei $\varphi_{KOriginal} \approx 0,8$ schneidet. Abbildung 3.4(b) zeigt die Kennlinie des Wassermodells. Die im Vergleich zum Originalverdichter geringe Druckzahl ($\psi_{Modell} = 5,8$) und Lieferzahl ($\varphi_{KModell} = 0,51$) liegt zum einen in dem strömungsungünstigen rechteckigen Seitenkanalquerschnitt begründet, zum anderen ist der Einlaß- und Auslaßbereich inklusive Unterbrecher nicht originalgetreu nachgebaut.

Der Spalt zwischen Laufrad und Unterbrecher kann bis zu $\epsilon_{Sp} = 1 \text{ mm}$ sein. Zusätzlich ist der Unterbrecher kürzer als im Original. Das sind Gründe, die die Dichtwirkung des Unterbrechers zwischen Druckseite und Saugseite herabsetzen, wodurch im Modell geringere Druckzahlen erreicht werden.

Der Einlaß und der Auslaß sind rechtwinklig auf dem Seitenkanal angebracht. Hierdurch befinden sich scharfe Kanten in der 90°-Umlenkung der Zu- und Abströmung. Es liegt eine Querschnittsverengung durch ablösende Strömung vor. Der durchsetzbare Volumenstrom wird hierdurch reduziert.

Die großen Verluste im Wasserkreislauf ließen nur einen kleinen Bereich zur Kennlinienbestimmung zu.

3.2.3 Signalverarbeitung

Wie bereits erwähnt, konnte die CCD-Kamera nicht im Shutter-Betrieb eingesetzt werden. So mußte die Kamera im normalen Video-Mode mit Vollbildaufnahme betrieben werden. Der Wechsel zwischen zwei Vollbildern wird erfaßt und ein TTL-Signal zur Steuerung der Beleuchtung wird ausgegeben.

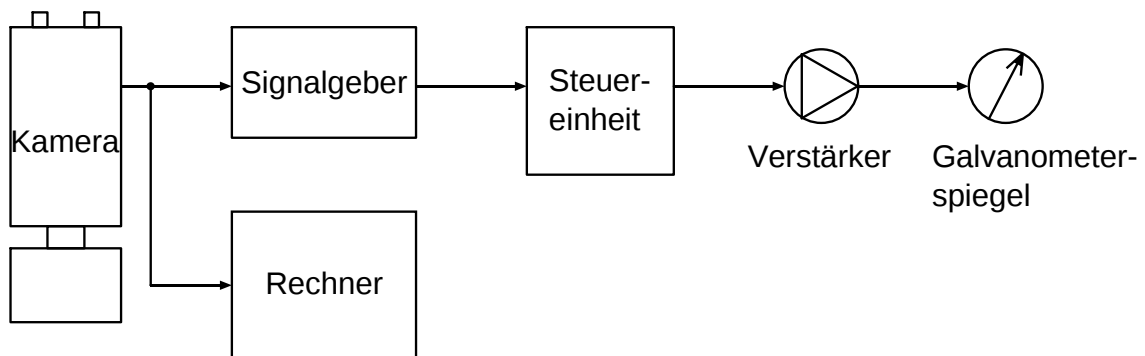


Abbildung 3.5: Steuerung der Beleuchtung durch das Bildwechselsignal der Kamera. Der auf den Galvanometerspiegel fokussierte Laserstrahl wird von diesem zweimal durch das Aufnahmefenster hindurch abgelenkt.

Abbildung 3.5 zeigt den Weg der Steuerung. Das TTL-Signal wird in eine programmierbare Steuereinheit gegeben, die nach den eingestellten Zeiten im Wechsel die steigende und die fallende TTL-Flanke an einen Verstärker ausgibt. Der Verstärker gibt sein Signal an den Auslenkmechanismus des Galvanometerspiegels weiter. Dieser führt die in Abbildung 3.2 dargestellte Bewegung aus.

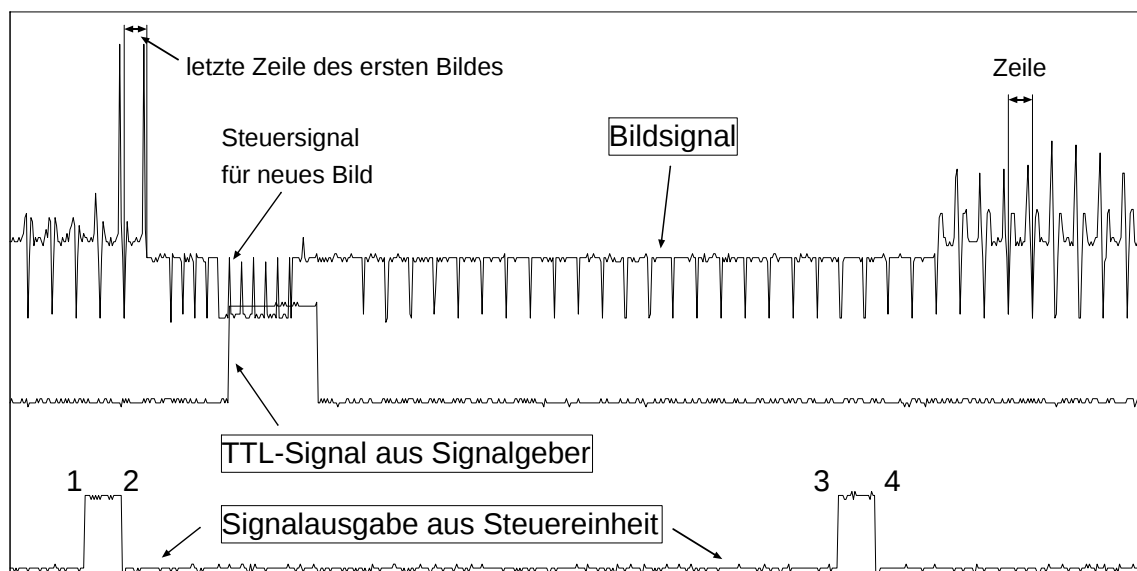


Abbildung 3.6: Signale aus der CCD-Kamera, dem Signalgeber und der Steuereinheit mit einem Oszilloskop aufgenommen. Der Signalgeber erfährt den Bildwechsel und gibt ein TTL-Signal aus. Mit diesem Signal wird das Programm der Steuereinheit gestartet. 33 ms nach diesem TTL-Signal wird der Punkt 1 der Signalausgabe der Steuereinheit erreicht.

In Abbildung 3.6 sind das Bildsignal und das abgeleitete TTL-Signal aus dem Signalgeber dargestellt, die von einem Speicheroszilloskop aufgenommen wurden. Man erkennt die einzelnen Zeilen der Datenübertragung, die dazwischen liegenden Synchronisationssignale, die Signalkonvention für Vollbilder nach dem letzten Signal bis zum Steuersignal für ein neues Bild und darauf die Signalübergabe für das folgende Bild.

Das TTL-Signal, das den Bildwechsel anzeigt, gibt der Steuereinheit den Startimpuls, nach dem das Programm abläuft. In der Beschreibung des Versuchsaufbaus ist bereits erläutert, daß der Zeitabstand der Beleuchtungen eine Millisekunde beträgt. Damit diese Beleuchtungen zwei Einzelbilder belichten, erfolgte die TTL-Impulsausgabe nach Abbildung 3.7.

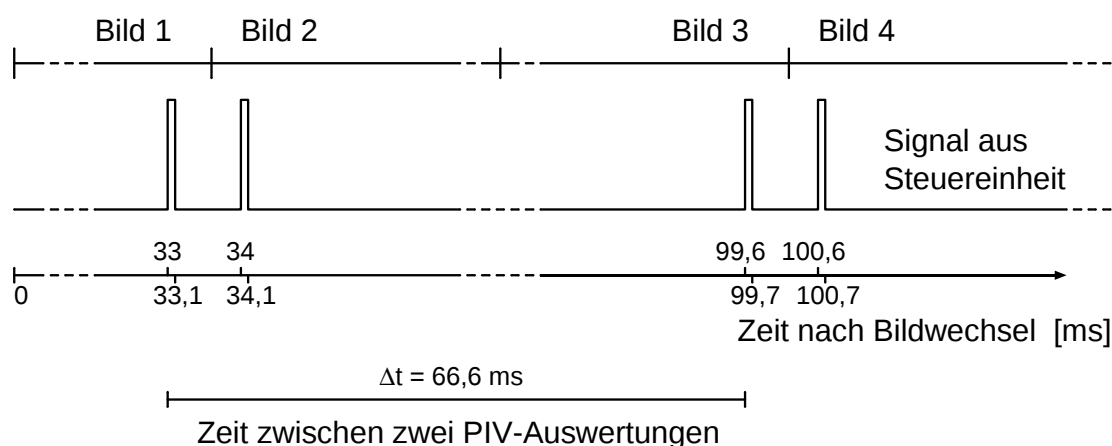
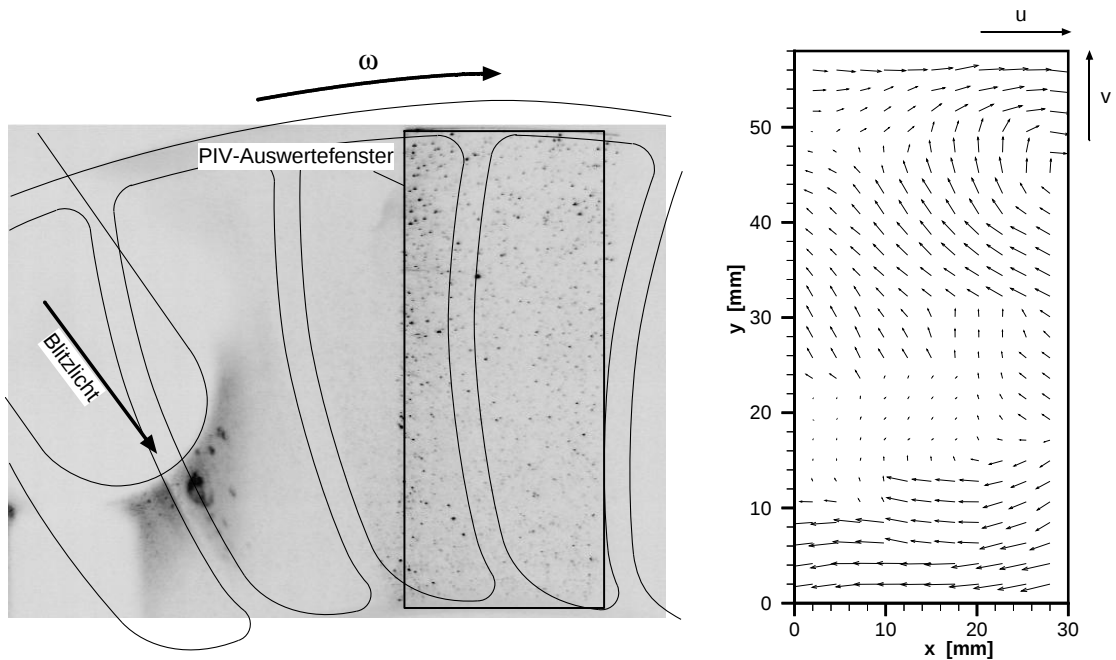


Abbildung 3.7: Zuordnung der TTL-Impulsausgabe nach Freigabe durch das Bildwechselsignal für die Galvanometerspiegelsteuerung zu den Einzelbildern.

Aus dieser Abbildung erkennt man auch den zeitlichen Abstand zwischen zwei PIV-Auswertungen; er beträgt $\Delta t = 66,6 \text{ ms}$.

3.3 Ergebnisse der zweidimensionalen Aufnahmen

Die Aufnahmen, die zur PIV-Auswertung herangezogen werden, sehen in der x-y-Ebene alle prinzipiell wie das in Abbildung 3.8(a) gezeigte aus. Hierbei ist nur ein Teil des Gesichtsfeldes der Kamera durch den Laserlichtschnitt beleuchtet. In einem anderen Bereich wird zur selben Zeit mit einer Blitzlampe die Schaufelstellung bei der Aufnahme festgehalten. Durch die Anzahl von 50 PIV-Aufnahmen bei statistisch verteilter Laufschaufelstellung ist es möglich, die Schaufelstellung in praktisch jeder gewünschten Position zu erhalten.



(a) Eine der beiden zur PIV-Auswertung verwendeten Bilder. Dieser Lichtschnitt liegt in der x-y-Ebene auf der Höhe $z = 8 \text{ mm}$. Der Lichtschnitt überstreicht nur einen Teil des Gesichtsfeldes der Kamera; weiter links wird gleichzeitig mit der Beleuchtung durch den Laser mit einer Blitzlampe die Schaufelstellung zum Belichtungszeitpunkt festgehalten.

(b) PIV-Auswertung des Bildes 3.8(a) mit dem dazugehörigen zweiten Bild. Die Vektorlänge entspricht der relativen Geschwindigkeit.

Abbildung 3.8: PIV-Auswertung in einer x-y-Ebene

Abbildung 3.8(b) zeigt die PIV-Auswertung des Bildes 3.8(a) mit dem dazugehörigen zweiten Bild. Die Länge der dargestellten Vektoren entspricht der Verschiebung des Auswertefensters, also der Geschwindigkeit der Partikel und der Strömung an dieser Stelle.

Aus Abbildung 3.8(b) kann man erkennen, daß am Außendurchmesser ($y = 56 \text{ mm}$) die Vektoren in x-Richtung, am Innendurchmesser in entgegengesetzter Richtung zeigen. Bei einer theoretisch angenommenen Zirkulationsströmung zur Energieübertragung würde sich das Gleiche ergeben. Da sich in allen Auswerte-Ebenen von der Schaufeloberkante bis zur Mitte der Höhe des Kanals die Ergebnisse der PIV-Auswertung prinzipiell gleich sehen, kann hieraus das Vorhandensein einer Zirkulationsströmung festgehalten werden.

Unter der Voraussetzung, daß die Energie vom Laufrad an das Fluid allein durch turbulente Schubspannungen übertragen wird, Fliehkräfte auf das Fluid nicht wirken, könnte die hier sichtbar gemachte Strömungsstruktur nicht erklärt werden. Es läge vielmehr eine gleichmäßige Strömung in Laufradrichtung vor, mit einem dem

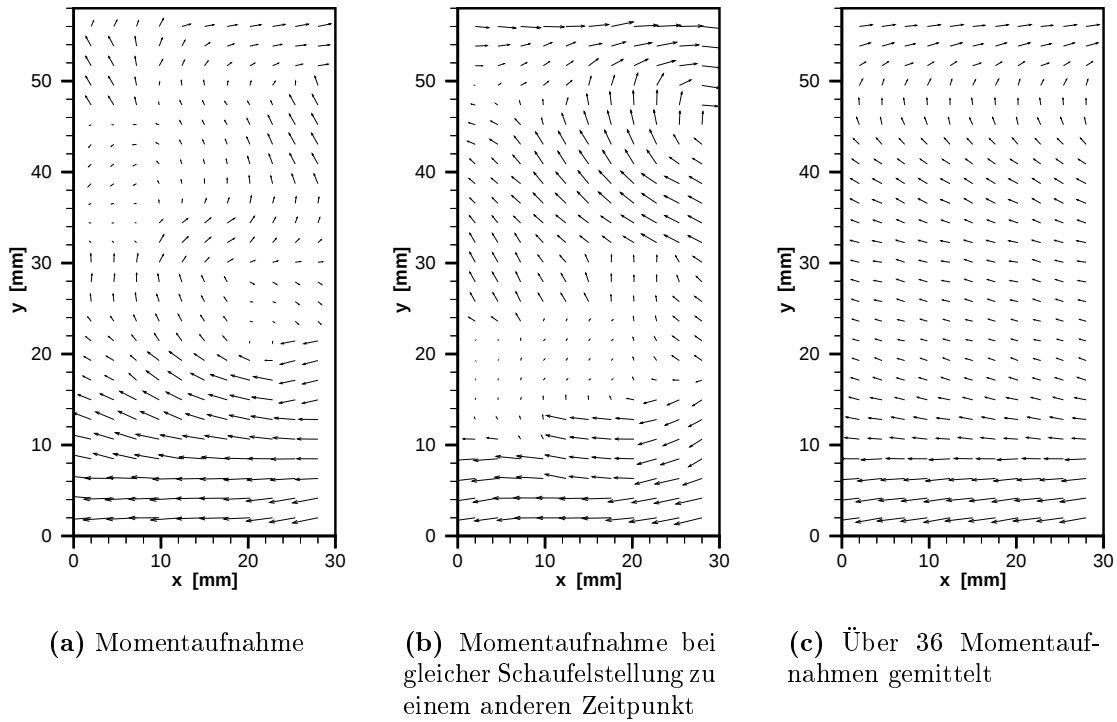


Abbildung 3.9: Geschwindigkeitsvektoren in einer x-y-Ebene 8 mm über der Schaufelkante.

Kennlinienpunkt entsprechenden Schlupf zwischen Kanal- und Laufradgeschwindigkeit. Dem überlagert liegen statistische Schwankungen in der Strömung. Statistische Schwankungen sind im gesamten beobachteten Strömungsfeld vorhanden. Es zeigt sich also, daß auch durch turbulente Schubspannungen Energie übertragen wird. In welchen Größenordnungen welcher Energietransportmechanismus auftritt, ob der eine oder andere gar vernachlässigbar ist, zeigen folgende Untersuchungen.

Instationäre Vorgänge, die die Schaufelfrequenz wiedergeben, sind nicht sichtbar. Im ersten Lichtschnitt oberhalb der Schaufelkante ist mit gutem Willen die Verdrängerwirkung der Laufschaufeln zu erkennen, doch ist dies nicht sicher nachweisbar. In weiteren Ebenen sind schaufelkongruente Strömungsstrukturen nicht erkennbar.

Da keine schaufelkongruenten Strömungsstrukturen erkennbar sind, ist in Abbildung 3.9(c) eine Mittelung über 36 PIV-Auswertungen in der x-y-Ebene bei $z = 8 \text{ mm}$ über der Schaufelkante dargestellt. In den Abbildungen 3.9(a) und 3.9(b) sind zwei Momentaufnahmen der Strömung in dieser Ebene ausgewertet.

Am Außen- und am Innendurchmesser ist die Strömung sehr stabil, es treten kaum Störungen auf. Im mittleren Aufnahmebereich treten deutlich Schwankungen auf. D.h., daß im Bereich der energiereichen Zirkulationsströmung diese stabilisierend wirkt. Im Bereich niedriger Energie, nahe des Zirkulationszentrums, treten dagegen Störungen deutlich auf.

Im Bereich des Zirkulationszentrums kann man kleine Wirbel erkennen, die zeitlich und örtlich unregelmäßig auftreten. Es kann keine Übereinstimmung mit der Schauelfrequenz festgestellt werden. Das Auftreten dieser Wirbel kann gut mit bloßem Auge beobachtet werden. Die Lage dieser kleinen Wirbel wird von der Zirkulationsströmung beeinflusst, so daß sich ein solcher Wirbel um das Zirkulationszentrum dreht. Diese Beobachtungen wurden auch durch Aufnahmen mit einer High-Speed-Kamera mit 1 000 Bildern pro Sekunde gemacht [43]. Hierbei wurden kleine Luftbläschen in die Wasserströmung eingebracht und deren Verhalten beobachtet. Wiederum war deutlich die Zirkulationsströmung zu sehen. Zusätzlich sah man aber auch die hier diskutierten Wirbel nahe des Zirkulationszentrums. Die Anzahl dieser Wirbel liegt bei ca. 10...15 auf dem Umfang verteilt. Die Anzahl der Laufschaufeln liegt bei $z_s = 40$. Die Geschwindigkeit, mit der sich diese Wirbel fortbewegen, liegt im Bereich der Kanalströmungsgeschwindigkeit im Zirkulationszentrum. Sie ist langsamer als die mittlere Geschwindigkeit (siehe Kapitel 3.4). Im stark gedrosselten Zustand laufen diese Wirbel gegen die Laufraddrehrichtung. Sie werden vom Druckgradienten im Kanal angetrieben.

Neueste Untersuchungen zur Seitenkanalströmung von WEISE [44] weisen theoretisch das Auftreten der Rückströmung im Zirkulationszentrum nach. So kommt es zwischen der Rückströmung und der in Laufraddrehrichtung gerichteten Strömung zu großen Geschwindigkeitsgradienten, die das Auftreten dieser kleinen beobachteten Wirbel nahe des Zirkulationszentrums begründen.

Der rechteckige Seitenkanalquerschnitt hat zur Folge, daß am Innendurchmesser im vom Laufrad entfernten Bereich wenig Strömungsenergie durch die Zirkulationsströmung übertragen wird. Dieser Bereich kann aus Sicht der Zirkulationsströmung als Totwassergebiet betrachtet werden. Der Druckgradient in Umfangsrichtung führt dort demnach zu Rückströmungen. Das ist ein Effekt, der im halbkreisförmigen Seitenkanalquerschnitt in dieser Form nicht auftritt, wie CFD-Rechnungen von BEILKE [2] gezeigt haben.

Die zweidimensionalen PIV-Auswertungen bieten bereits einen guten Einblick in die Strömungsstrukturen innerhalb der Seitenkanalmaschine. Nachteilig ist, daß sehr viele Auswertungen parallel betrachtet werden müssen, damit man in der Lage ist, sich das Strömungsfeld räumlich vorzustellen. Dieses komplexe gedankliche Zusammenstellen der Vektoren mit ihrer räumlichen Zuordnung bei gleichzeitigem Herausfiltern der turbulenten Schwankungen kann dem Leser nicht zugemutet werden. Zudem würde sich der Anhang durch die Darstellung einer Vielzahl von PIV-Auswertungen unnötig aufblähen.

Auch kann man leicht durch bereits vorhandene Vorstellungen zur Strömung in die Irre geleitet werden. Um diesen Fehler auszuschließen, wurde der sehr zeitintensive

Weg gewählt, die zweidimensionalen Ergebnisse zu einem dreidimensionalen Vektorfeld aufzubauen.

3.4 Das dreidimensionale Strömungsfeld

Durch die Aufnahme von 50 Bildpaaren ist es möglich, das Laufrad in einer definierten Stellung mindestens einmal festgehalten zu haben. So können PIV-Auswertungen aus jeder Belichtungsebene zu einem dreidimensionalen Vektorfeld zusammengesetzt werden, wobei die Schaufelstellung immer die gleiche ist. Da die Aufnahmen zu unterschiedlichen Zeiten aufgenommen sind, können hierdurch zwar schaufelkongruente Strömungsstrukturen wiedergegeben werden, turbulente und nicht-schaufelkongruente Strukturen sind aber nicht sichtbar. Das dem Vektorfeld zugrundeliegende Gitter hat die Größe von $(I, J, K) = (14, 28, 14)$ Gitterpunkten. An diesen Gitterpunkten treffen sich die Vektoren der zwei Aufnahmeebenen.

Die Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung, von der in jedem Gitterpunkt aus den zwei Aufnahmeebenen zwei Daten vorliegen, wird über das arithmetische Mittel $u_{xy,yz} = \frac{1}{2}(u_{xy} + u_{yz})$ gebildet. So erhält man den dreidimensionalen Vektor $(u_{xy,yz}, v_{xy}, w_{yz})$ an jedem Gitterpunkt. Das Ergebnis dieses Vektorfeldes ist noch von den turbulenten Störungen überlagert, die zu unterschiedlichen Zeiten festgehalten sind. So zeigt die Strömung zwar schon die in Abbildung 3.10 dargestellte Form, ist aber noch durch kleine Querbewegungen der Stromlinien nicht so klar erkennbar.

Durch die große Anzahl der insgesamt 42 Ebenen und der über das dreidimensionale Vektorfeld vorgenommenen Glättungsfunktion ist man in der Lage, die turbulenten Schwankungen und auch die kleinen nicht schaufelkongruenten Wirbel herauszufiltern. Der verwendete Glättungsalgorithmus ist ein „Smooth“-Befehl, der üblicherweise eingesetzt wird, um Rauschen zu reduzieren oder Diskontinuitäten der Datenstruktur zu korrigieren. Das nach dieser Glättungsfunktion erhaltene Vektorfeld wird durch einige Vektoren in den Abbildungen 3.10 und 3.11 dargestellt. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind nur wenige Vektoren dargestellt.

Da ein dreidimensionales Vektorfeld nur schlecht erfaßt werden kann, wurden mit Hilfe eines kommerziellen Programmes Stromlinien eingefügt. Diese Stromlinien sind auf Grundlage des geglätteten Vektorfeldes berechnet, geben also die momentane Strömung bei dieser Schaufelstellung wieder (siehe Abbildung 3.10). Der Abstand der Punkte ist ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit; bei stroboskopischer Belichtung von Teilchenbewegungen erhielte man ein solches Bild. Die auf den Stromlinien angebrachten Pfeile geben nur die Richtung der Strömung an.

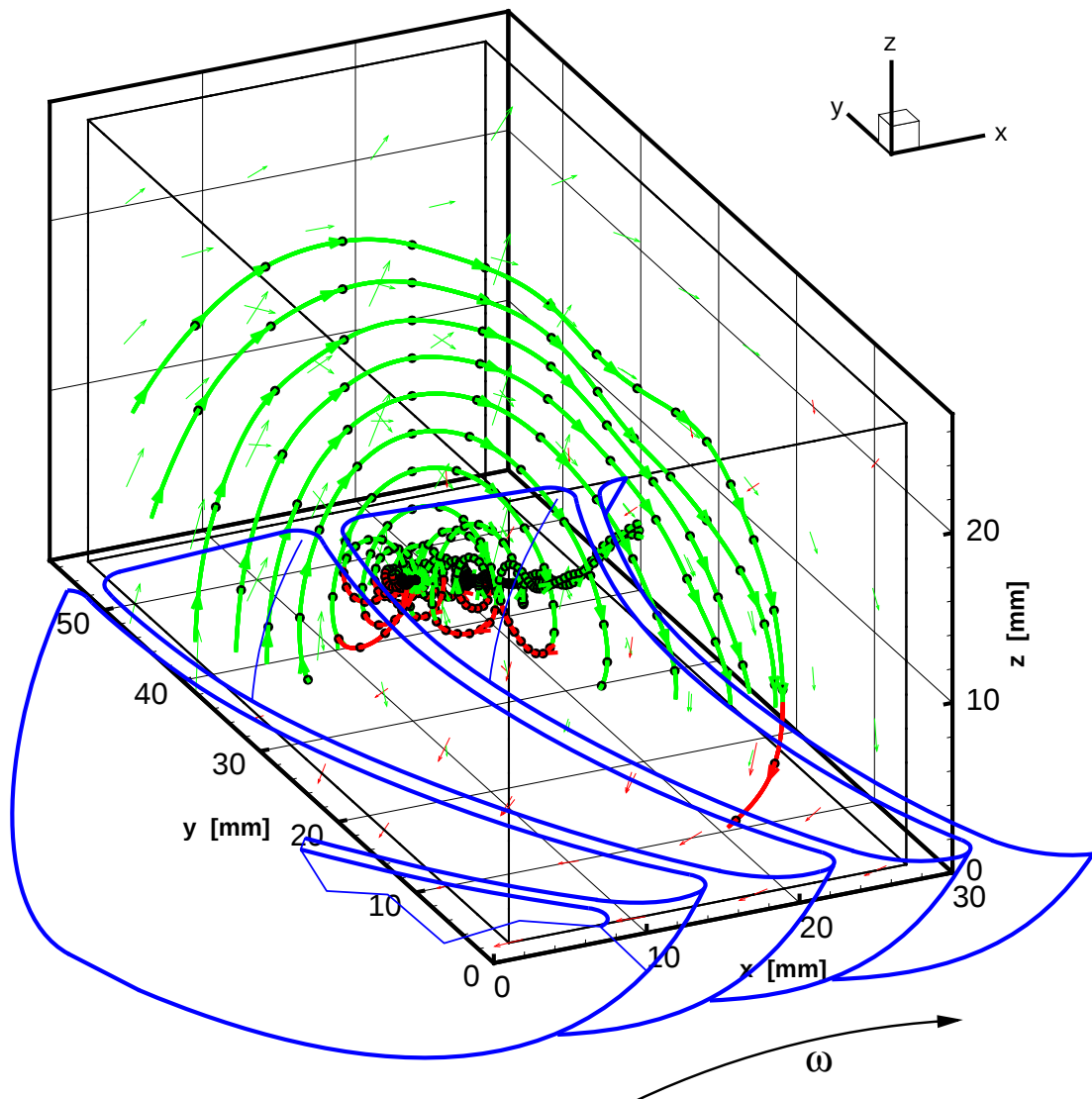


Abbildung 3.10: Das dreidimensionale Strömungsfeld mit Stromlinien und Lauf-
radstellung bei $\varphi_K = 0,106$, $\psi = 4,64$ und $n = 35 \text{ min}^{-1}$. Die
grünen Stromlinien zeigen eine Strömung in Laufradrichtung an;
im roten Bereich liegt eine absolute Rückströmung vor.

Nach der Berechnung des Vektorfeldes und vieler Versuche die Strömung darzu-
stellen, hat sich wiederum gezeigt, daß die Schaufelstellung aus dem erhaltenen
Strömungsfeld allein nicht bestimmbar ist. Schaufelkongruente Strömungsstruktu-
ren in Schaufelnähe, die eigentlich erwartet wurden, sind offensichtlich nicht oder
nur in einem so schmalen Band vorhanden, daß sie in der vorliegenden Auflösung
untergehen.

Aus den Abbildungen 3.10 und 3.11 kann man deutlich eine Zirkulationsströmung
erkennen. Das Zentrum liegt bei $y \approx 35 \text{ mm}$ und $z \approx 5 \text{ mm}$. Bereits dadurch, daß

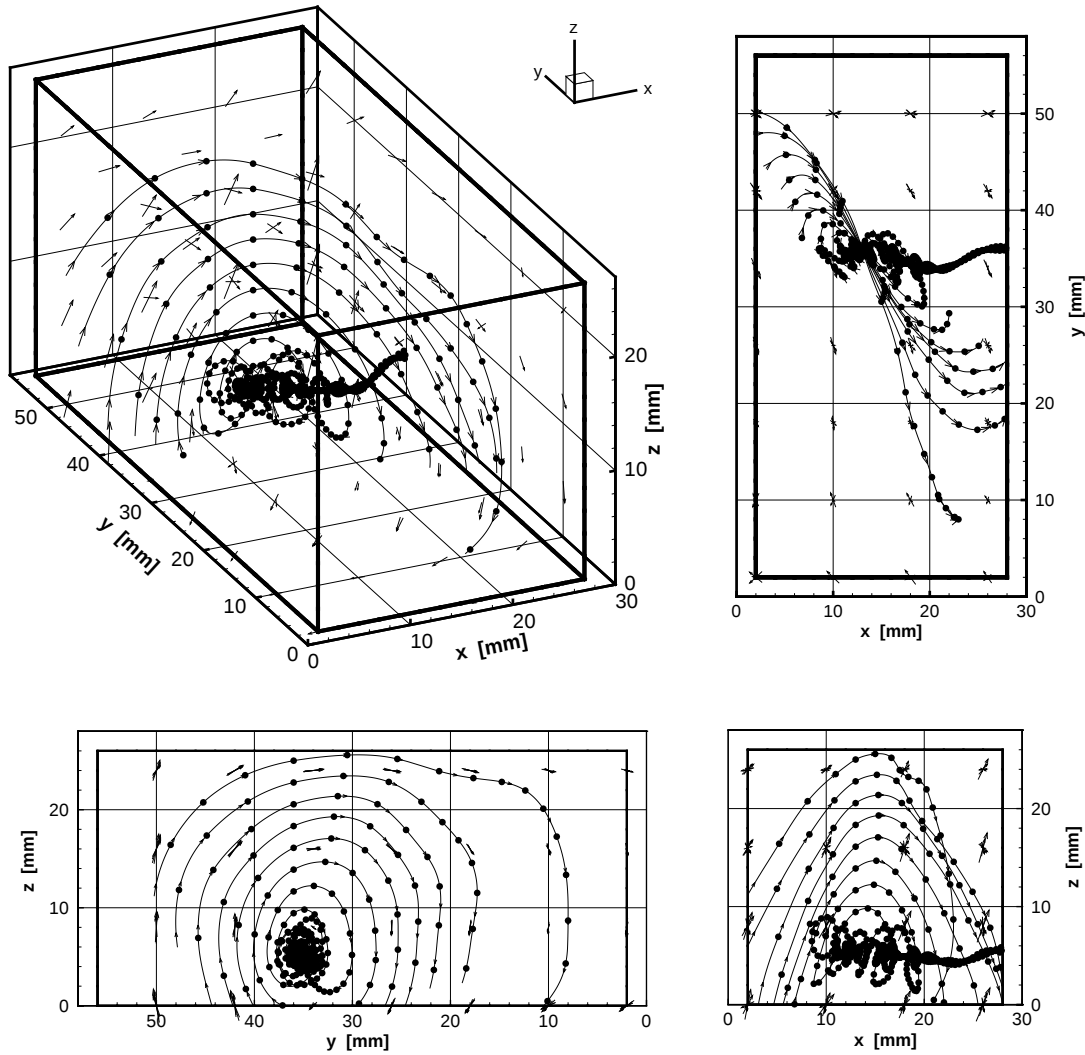


Abbildung 3.11: Dargestellt ist die projizierte Struktur der Zirkulationsströmung in einem dreidimensionalen Feld. Die Stromlinien sind mit zeitlich äquidistanten Punkten versehen.

sich das Zentrum nicht auf Höhe der Schaufelkante befindet, liegen die eindimensionalen Theorien zur Beschreibung der Zirkulationsströmung nicht richtig. Nach den Theorien liegt für $r_a = 145 \text{ mm}$ und $r_i = 89 \text{ mm}$ das Zirkulationszentrum bei:

$$r_z = \sqrt{\frac{r_a^2 + r_i^2}{2}} = 120 \text{ mm} . \quad (3.13)$$

Es liegt also bei $y_z = 31 \text{ mm}$. Gegenüber diesem Wert ist das dargestellte Zirkulationszentrum um ca. 4 mm weiter Richtung Außenradius verschoben.

In Abbildung 3.12 ist ein zweidimensionales Vektorfeld der x-z-Ebene bei $y = 44 \text{ mm}$ dargestellt. Diese Ebene soll für die Stromfadentheorie als Referenzebene bei der Ausströmung aus dem Laufrad gelten. Aus der Abbildung 3.11 kann man erkennen,

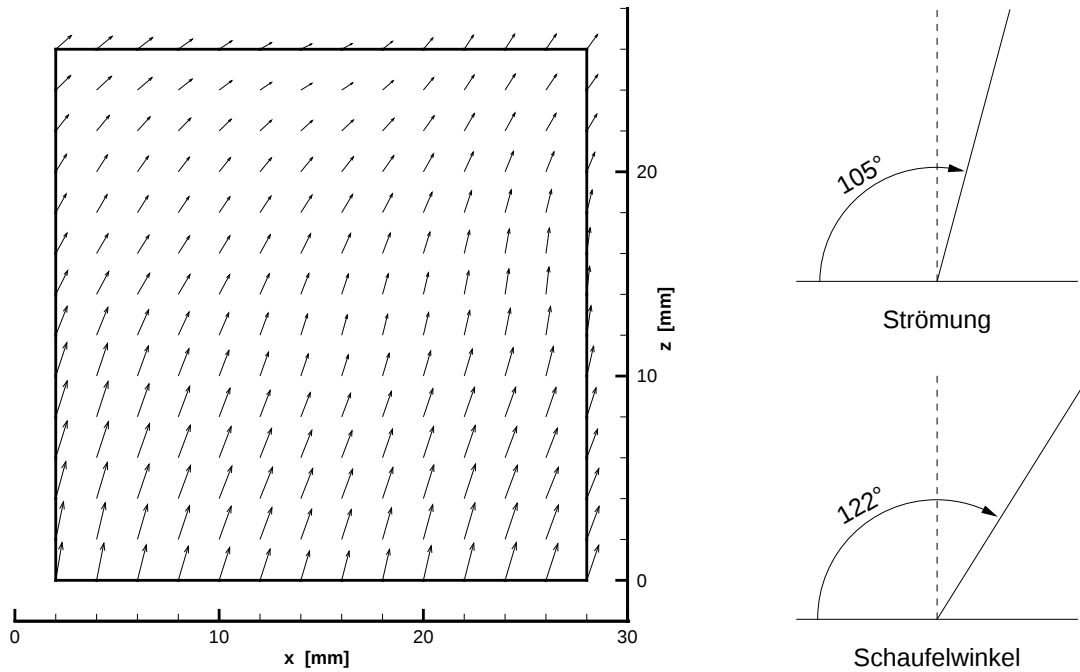


Abbildung 3.12: Vektorfeld in der x-z-Ebene bei $y = 44 \text{ mm}$. Der Strömungswinkel ist hier gut ablesbar.

daß die bei $y = 44 \text{ mm}$ beginnende Stromlinie dem Stromfaden in der eindimensionalen Theorie entsprechend dem energetischen Mittel der Geschwindigkeiten am besten widerspiegelt. Bei dieser Auswahl haben subjektive Einflüsse mitentschieden, da eine energetisch mittlere Stromlinie nicht exakt ermittelt werden kann. Bei linearer Geschwindigkeitsverteilung läge die Bahn bei $y_2 = y_z + 0,645(y_a - y_z)$. Ebenso müßte der Abstand in z-Richtung eingehalten werden ($z_2 = z_z + 0,645(z_a - z_z)$). Aus der Stromliniendarstellung in der y-z-Ebene ist leicht ersichtlich, daß keine Stromlinie der Forderung aus der Stromfadentheorie entspricht. Auch eine lineare Geschwindigkeitsverteilung liegt nicht vor, so mußte hier eine Stromlinie als Referenz definiert werden. Diese beginnt bei $y(z = 0) = 44 \text{ mm}$.

Aus Abbildung 3.12 kann leicht die Minderleistungszahl bestimmt werden. Der Strömungswinkel liegt bei $\beta_3 \approx 105^\circ$. Der Schaufelwinkel an dieser Stelle beträgt $\beta_2 = 122^\circ$.

Die innere Minderleistungszahl für die Energieübertragung in Seitenkanalverdichtern nach der Stromfadentheorie ist definiert zu:

$$\mu = \frac{y_{th}}{y_{th\infty}} \quad (3.14)$$

mit $y_{th} = u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}$ und $c_{u1} = u_1 - c_m \cot \beta_1$. Setzt man Zahlenwerte aus den

Messungen ein, so folgt:

$$\begin{aligned}
 u_2 &= \pi \, 0,266 \, m \cdot 35/60 \, s^{-1} = 0,49 \, m/s \\
 u_1 &= \pi \, 0,224 \, m \cdot 35/60 \, s^{-1} = 0,41 \, m/s \\
 \text{aus Abb. 3.13} \quad c_{m2} &= 0,34 \, m/s \\
 \text{aus Abb. 3.13} \quad c_{m1} &= 0,17 \, m/s \\
 \beta_2 &= 122^\circ \\
 \beta_1 &= 62^\circ \\
 \text{aus Abb. 3.12} \quad \beta_3 &= 105^\circ \\
 c_{u2} &= u_2 - c_{m2} \cot \beta_2 = 0,70 \, m/s \\
 c_{u1} &= u_1 - c_{m1} \cot \beta_1 = 0,32 \, m/s \\
 c_{u3} &= u_2 - c_{m2} \cot \beta_3 = 0,58 \, m/s \\
 \mu &= \frac{u_2 c_{u3} - u_1 c_{u1}}{u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}} = \frac{0,15}{0,21} \quad (3.15) \\
 \mu &= 0,72 .
 \end{aligned}$$

Eine Minderleistungszahl von $\mu = 0,7$ scheint zunächst sehr klein, doch paßt sie sehr gut in die Stromfadentheorie. In dieser Theorie ist ein Beiwert, der die Verluste durch die Turbulenz beschreibt. Durch die kleinere Minderleistungszahl folgt nun, daß die Turbulenzverluste nicht die bisher angenommene Größenordnung einnehmen.

In Abbildung 3.13 ist die Geschwindigkeitskomponente die senkrecht zur x-y-Ebene liegt, was in der Stromfadentheorie der Zirkulationsgeschwindigkeitskomponente entspricht, in Höhe der Laufschaufelkanten dargestellt. Bereits aus der Skalierung kann man erkennen, daß die Geschwindigkeitskomponente beim Austritt aus den Laufschaufeln deutlich größer ist als beim Wiedereintritt. Schon aus Kontinuitätsgründen muß das Zirkulationszentrum in Richtung Außendurchmesser verschoben sein. Damit ist eindeutig widerlegt, daß die Zirkulationsgeschwindigkeit entlang eines Stromfadens konstant bleibt. Auch in dieser Hinsicht muß die Stromfadentheorie neu überarbeitet werden. Ansatzweise kann man davon ausgehen, daß die Zirkulationsgeschwindigkeitskomponente im Laufschaufelaustritt um den Faktor 2 größer ist, als im Wiedereintritt. Dieses Ergebnis belegen auch CFD-Rechnungen an Seitenkanalverdichtern mit halbkreisförmigem Seitenkanalquerschnitt [2].

In Abbildung 3.14 ist die Verteilung der Umfangsgeschwindigkeitskomponente im Seitenkanal dargestellt. Hierbei wurde eine Mittelwertbildung der 14 u-Vektorkomponenten in x-Richtung vorgenommen. Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit beträgt $c_K = 0,043 \, m/s$, das entspricht einem Volumenstrom von

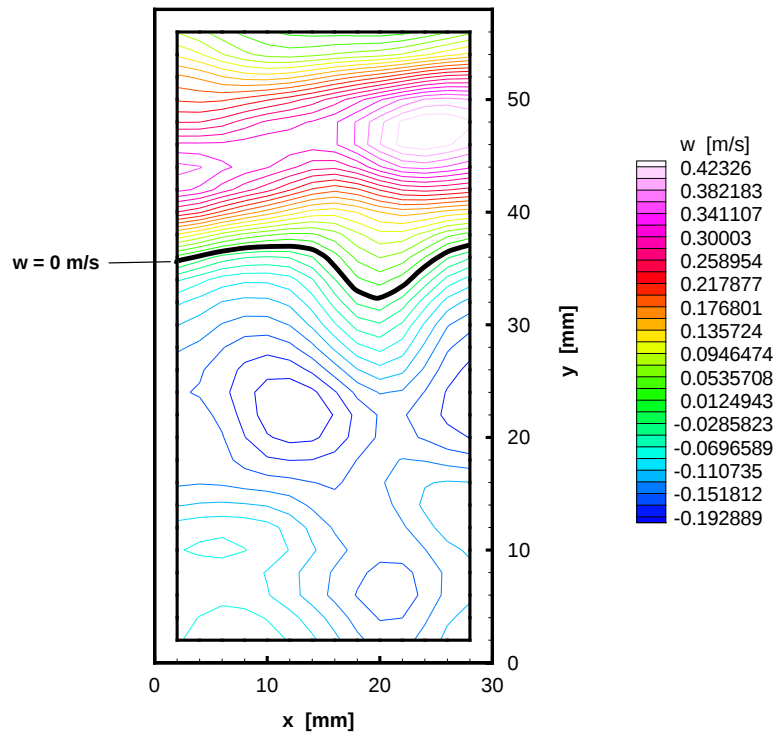


Abbildung 3.13: Geschwindigkeitskomponente senkrecht zur x - y -Ebene auf der Höhe $z = 0 \text{ mm}$ ($w \simeq c_m$). Zur besseren Darstellung des Überganges der Strömung in das, bzw. aus dem Laufrad wurde die Linie $c_m = 0 \text{ m/s}$ hervorgehoben.

$\dot{V} = 235 \text{ l/h}$. In dieser Darstellung kann man deutlich erkennen, daß die Umfangsgeschwindigkeitskomponente direkt beim Laufradaustritt am größten ist. Stellt man sich die Zirkulationsgeschwindigkeit überlagert vor, insbesondere die für die Stromfadentheorie als Referenz definierte Strombahn, die bei $y = 44 \text{ mm}$ aus der Schaufelebene austritt und bei $y = 23 \text{ mm}$ wieder in diese eintritt, so kann man an der Umfangsgeschwindigkeitsverteilung hier jeweils die größte positive Geschwindigkeit ablesen. D. h., daß in diesem Bereich die Strömungsenergie am größten ist und die Strömung am besten gegen den Druckanstieg im Seitenkanal ankommt. Es zeigt sich hieraus ganz deutlich, daß die Zirkulationsströmung hauptsächlich für die Energieübertragung vom Laufrad an das Fluid verantwortlich ist.

An den Ecken des rechteckigen Kanalquerschnitts, in den die Zirkulationsströmung nicht vordringen kann, geht die Umfangsgeschwindigkeit deutlich zurück. Hier sind in erster Linie die turbulenten Schubspannungen für die Energieübertragung verantwortlich. Am Innendurchmesser kommt es zu einer absoluten Rückströmung. Hier folgt die Strömung dem Druckgefälle. Die starke Rückströmung beim Wiedereintritt der Strömung in das Laufrad am Innendurchmesser ist durch die konstruktive

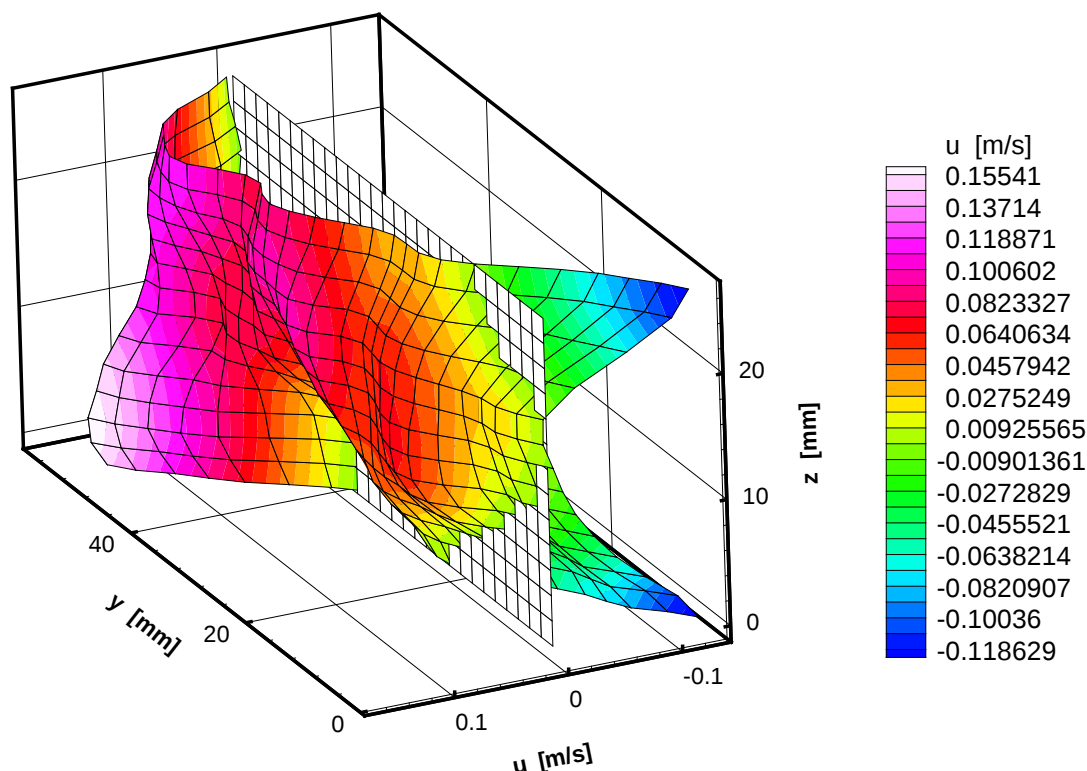


Abbildung 3.14: Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit im Seitenkanal ($u \simeq c_K$)

Ausführung des Laufrades erklärbar. Das gegossene Laufrad hat hier eine deutliche Querschnittsverengung, wodurch die Zirkulationsströmung nur sehr abgeschwächt in diesen Bereich vordringt.

Bereits aus der Abbildung 3.10 ist zu entnehmen, daß die Strömungsgeschwindigkeiten im Zirkulationszentrum gering sind und daß es zum Teil zu absoluter Rückströmung kommt (rot dargestellt). Auch die Abbildung 3.14 stellt deutlich dar, daß im Zirkulationszentrum die Umfangsgeschwindigkeitskomponente gegen die Laufradrichtung gerichtet ist. Da sich dieses Rückströmungsgebiet im Zentrum der Zirkulationsströmung befindet, wird es nur durch turbulenten Quertransport mit Energie versorgt. Das Auftreten dieser Rückströmung und der damit praktisch verbundenen Wirbelstrukturen wurde durch Modelluntersuchungen zur Seitenkanalströmung unter Beachtung experimenteller Daten von WEISE [44] vorgestellt.

Aus Abbildung 3.14 wird leicht ersichtlich, daß die Energieübertragung nach der Turbulenztheorie bei den hier untersuchten Betriebsparametern keine entscheidende Rolle spielen kann. Die Rückströmung im Bereich des Zirkulationszentrums wäre nicht zu erklären. Auch die Umfangsgeschwindigkeitsverteilung vom Innendurch-

messer bis zum Zirkulationszentrum, die mit dem Abstand vom Laufrad zunimmt, kann nicht ohne Sekundärströmung zustande kommen. Insbesondere die Umfangsgeschwindigkeit im Zirkulationszentrum zeigt, daß die Energieübertragung durch turbulente Schubspannungen sogar vernachlässigbar klein ist.

Aus den gezeigten Aufnahmen der Strömung folgt auch, daß ein rechteckiger Seitenkanalquerschnitt eine ungünstige Form darstellt. Empirische Ergebnisse zeigen, daß der halbkeisförmige Seitenkanalquerschnitt deutlich besser ist als ein rechteckiger. Leichte Abweichungen von der halbkreisförmigen Form sind hierbei aber nicht berücksichtigt. In dieser Richtung sind weitere Untersuchungen erforderlich. Beispielsweise existieren zweiflutige Seitenkanalverdichter, die mit einem Laufrad innerhalb eines doppelten Ovals arbeiten (vergl. Abb. 2.1) und auch hervorragende Wirkungsgrade erzielen. So ist denkbar, daß der Wirkungsgrad anzuheben ist, indem die Zirkulationsströmung nicht ständig beschleunigt und verzögert wird, sondern mit konstanter Geschwindigkeit erfolgt. Dies ist durch entsprechende Anpassung der Geometrie von Laufrad und Seitenkanal zu erreichen.

Erstmals wurden PIV-Auswertungen von Strömungsbildern in einer Seitenkanalmaschine zu einem dreidimensionalen Vektorfeld zusammengesetzt. Diese Auswertungen der Strömung haben gezeigt, daß die Strömung im Seitenkanal von zwei Merkmalen bestimmt wird:

- zum einen liegt eine großräumige Zirkulationsströmung vor, die für den Impulsaustausch zwischen Laufrad und Strömung hauptverantwortlich ist;
- zum anderen befinden sich innerhalb dieser Zirkulationsströmung kleine Wirbelstrukturen, die unabhängig von der Schaufelstellung auftreten und mit der Rückströmung im Zirkulationszentrum korrelieren.

Diesen Strukturen sind zusätzlich turbulente Querbewegungen überlagert. Die turbulenten Schubspannungen übertragen vor allem nahe des Zirkulationszentrums, im Bereich kleiner Zirkulationsgeschwindigkeiten, Energie vom Laufrad an das Fluid. Dieser Energiebetrag ist jedoch so niedrig, daß die Rückströmung infolge des Druckgradienten über den Umfang trotzdem in diesem Bereich zuerst einsetzt.

Demnach trifft prinzipiell das Modell der Stromfadentheorie im untersuchten Betriebspunkt zu. Sie muß aber in einigen Punkten erweitert und modifiziert werden. Das betrifft im einzelnen den Wert der Minderleistungszahl, hiermit gekoppelt die Turbulenzverluste und die Zirkulationsgeschwindigkeitsverteilung. Die Verteilung der Zirkulationsgeschwindigkeit ist von der Querschnittsverteilung im Seitenkanal und im Laufrad abhängig. Aussagen, die von den Messungen am rechteckigen Seitenkanalquerschnitt gemacht wurden, können prinzipiell auf einen halbkeisförmigen angewandt werden. Hierzu wurden eigene Strömungsberechnungen mittels CFD

an der Modellgeometrie mit denen an Originalgeometrien, die von BEILKE [2] und NENNEMANN [26] vorgestellt wurden, verglichen.

4 Strömungsberechnung mittels CFD

Die Strömung in Seitenkanalverdichtern durch eine numerische Lösung der Bewegungsgleichungen vorherzubestimmen, damit die komplexen Strömungsstrukturen zu verstehen, um gezielt Verbesserungen vorzunehmen, ist bereits seit langem erklärtes Ziel. Pionierarbeiten dazu wurden von GABI [9] und BÖRNER [4] geleistet. Dabei wurden spezielle Codes für die Beschreibung vereinfachter Konfigurationen von Seitenkanalverdichtern entwickelt und wertvolle Ergebnisse erhalten. Es war aber nicht möglich, mit diesen Verfahren variable Geometrien und reale Strömungseigenschaften (Turbulenzmodelle) einzubeziehen. Erst jahrelange Arbeit vieler engagierter Mathematiker, Programmierer und Ingenieure ist es zu verdanken, daß inzwischen kommerzielle CFD-Codes für universelle Strömungsprobleme einsetzbar sind. Diese Entwicklung ging mit der zunehmend leistungsfähiger werdenden Hardware einher.

Einen kompletten Seitenkanalverdichter mit Einlaß- und Auslaßgeometrie hat BEILKE mit einem kommerziellen Code berechnet und in [2] vorgestellt. Die hierbei gewonnenen Erkenntnisse, eine komplette Strömungsmaschine zu Vernetzen und auf-

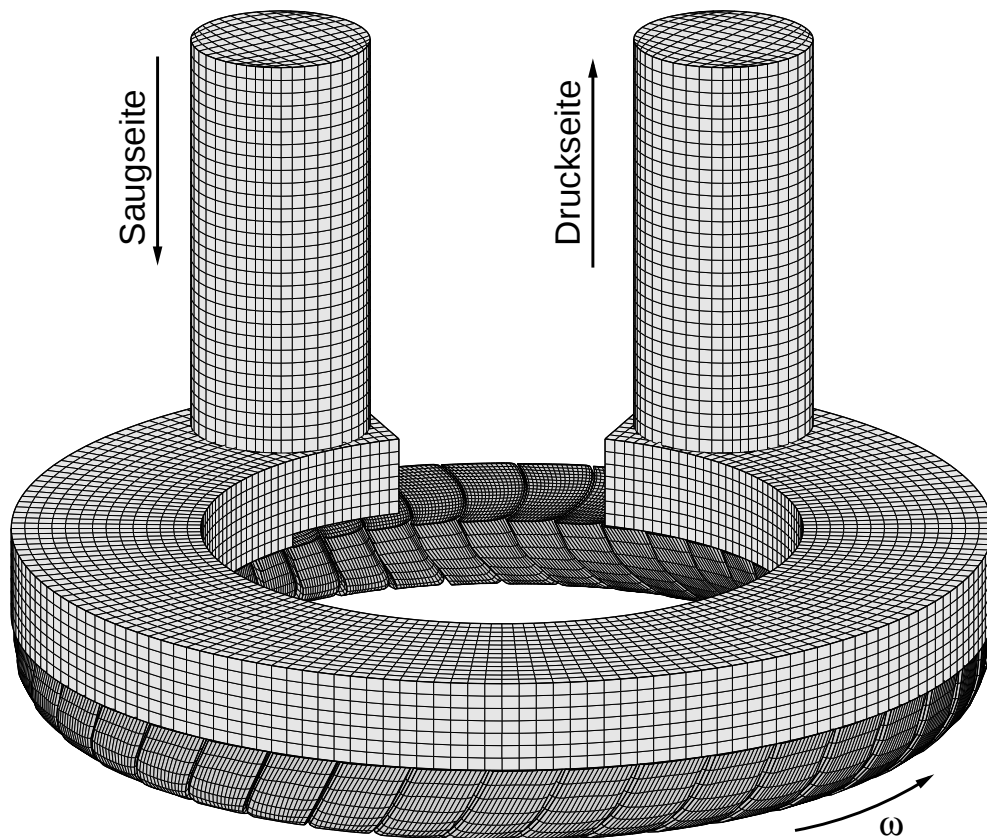


Abbildung 4.1: Geometrie und Gittertopologie des CFD-Modells

einander abgleitende Zellen in einer instationären Rechnung aufzusetzen, sind auch in diese Strömungsberechnung mit eingeflossen.

Abbildung 4.1 stellt die Geometrie des Modells dar, das auch zu den PIV-Untersuchungen herangezogen wurde. Zusätzlich ist die Gittertopologie erkennbar. Die 40 Laufschaufeln sind fein vernetzt, da hier große Druck- und Geschwindigkeitsgradienten auftreten. Die Gitterstruktur des Seitenkanals, sowie Ein- und Auslaß ist etwas gröber. Dieses Netz ergab 168 000 Zellen, womit der zur Verfügung stehende Rechner bis zu seiner Leistungsgrenze gefordert ist. Durch das inkompressible Fluidverhalten und dem damit verbundenen schlechten Lösungsverhalten der instationären Rechnung, mußten sehr kleine Zeitschritte gewählt werden. Dies führt dazu, daß die Rechenzeiten stark ansteigen. Aus Zeit- und Kostengründen wurde die Rechnung bei noch nicht gesichertem stabilen Lösungsverhalten abgebrochen und ausgewertet. Neueste Untersuchungen von NENNEMANN [26] zeigen, daß gesicherte Aussagen bei der instationären Rechnung erst nach ca. drei berechneten Laufradumdrehungen getroffen werden können. Im vorliegenden Fall wurde die Rechnung bereits nach einer sechstel Laufradumdrehung abgebrochen, so daß die Strömung zwar qualitativ gut wiedergegeben wird, sie aber quantitativ noch Schwankungen unterworfen ist.

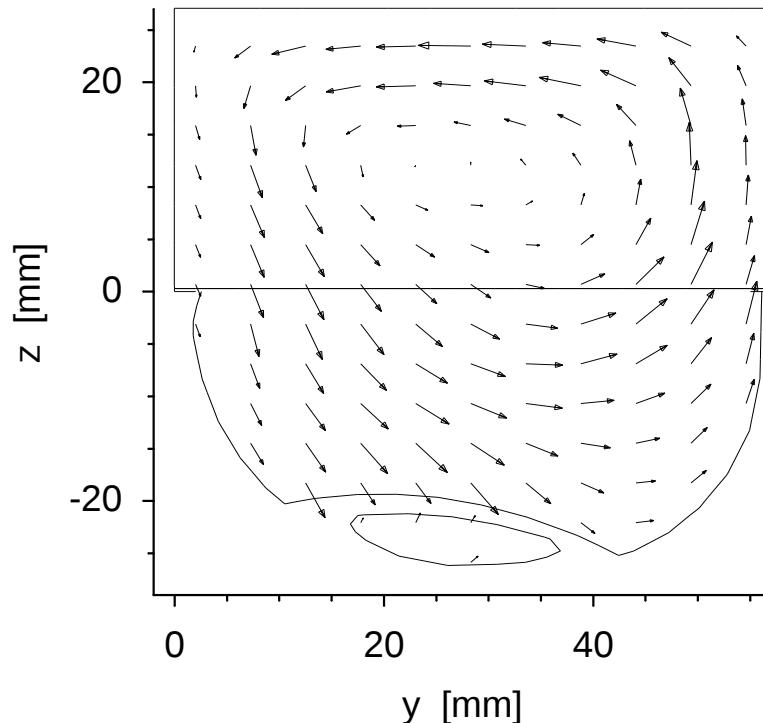


Abbildung 4.2: Geschwindigkeitsfeld in einer y-z-Ebene 170° hinter Saugseite. Die räumliche Krümmung des Laufrades führt dazu, daß bei einem zum Seitenkanal senkrechten Schnitt immer eine Laufschaufel geschnitten wird (hier im unteren Bereich).

Zur Darstellung der Zirkulationsgeschwindigkeit sind in Abbildung 4.2 die Vektoren in einer y-z-Ebene aufgetragen. Die Länge der Vektoren spiegelt die an diesem Ort vorherrschenden Betrag der Geschwindigkeit wider. Die räumliche Krümmung der Laufschaufeln hat zur Folge, daß in einer solchen Ansicht immer eine Schaufel geschnitten wird. Aus dieser Abbildung ist wiederum deutlich erkennbar, daß eine Zirkulationsströmung vorliegt und daß das Zirkulationszentrum oberhalb der Schaufelebene liegt.

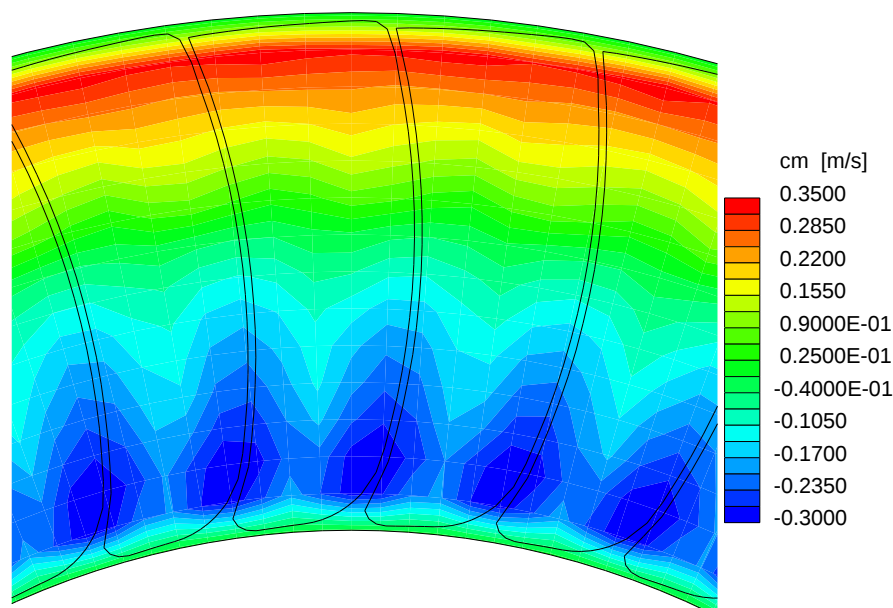


Abbildung 4.3: Zirkulationsgeschwindigkeitskomponente 1 mm über der Schaufelkante

Abbildung 4.3 stellt die Geschwindigkeitskomponente senkrecht zum Seitenkanal, was in der Zirkulationstheorie der Zirkulationsgeschwindigkeitskomponente entspricht, unmittelbar oberhalb der Laufschaufelkanten dar. Zur Übersichtlichkeit ist die Schaufelstellung dieser Momentaufnahme der instationären Strömung mit angedeutet. Es zeigt sich zwischen Zirkulationszentrum und Außendurchmesser bis auf die Grenzschicht eine annähernd lineare Zunahme der Geschwindigkeit. Dieses Verhalten ist in Richtung Innendurchmesser nicht genauso zu beobachten. In der Nähe der Laufschaufeln wird die Strömung praktisch angesaugt, weswegen es hier zu einer besonders starken Strömung in Richtung Laufrad kommt. Hierin zeigt sich der Einfluß der Laufschaufeln auch entgegen der Strömungsrichtung.

In der Abbildung 4.4 ist erneut die Zirkulationsgeschwindigkeitskomponente dargestellt. In diesem Fall bei $z = 8\text{ mm}$ über der Schaufelkante, also dort, wo das Zirkulationszentrum aus den PIV-Auswertungen erkannt wurde. Daß sich die Zirkulationsströmung über den Umfang kaum ändert ist hier anschaulich dargestellt. Nach dem Anfachen der Zirkulationsströmung hinter dem Unterbrecher auf der Saugseite

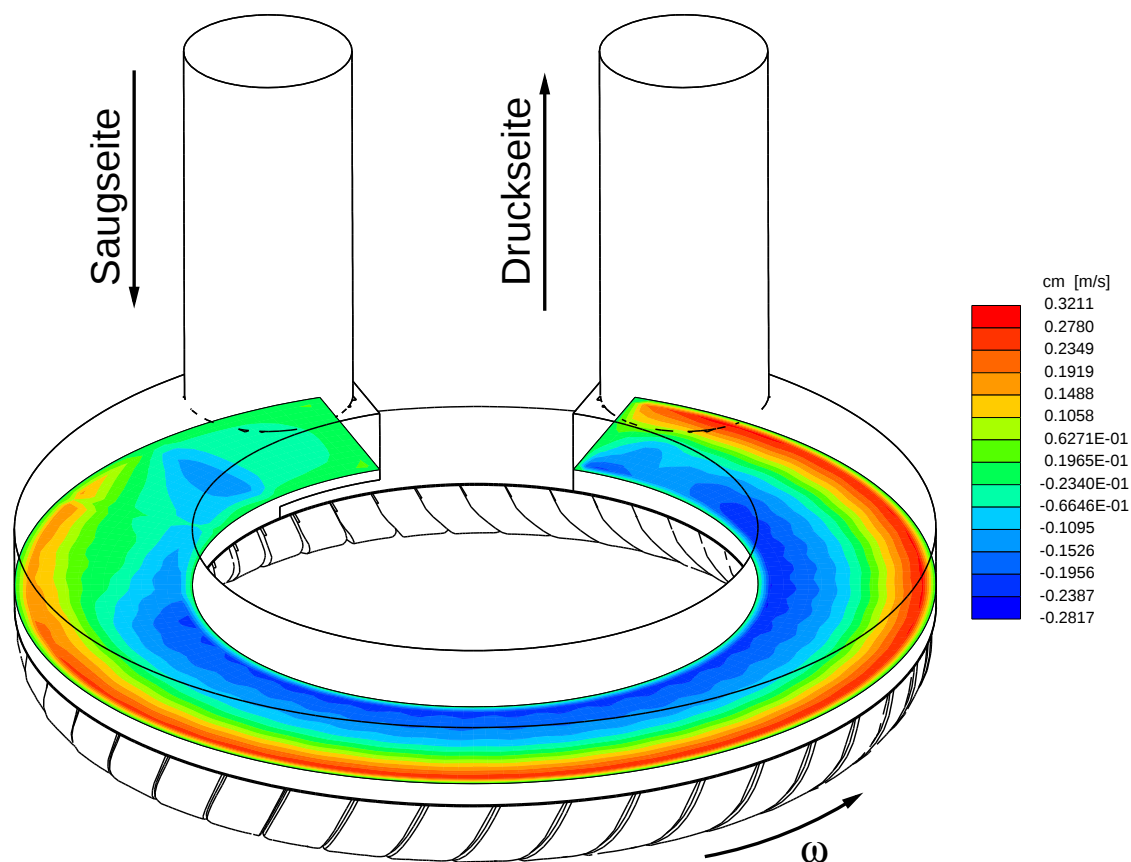


Abbildung 4.4: Zirkulationsgeschwindigkeitskomponente 8 mm über der Schaufelkante incl. Geometrie

bleibt die dann aufgebaute Strömungsstruktur bis kurz vor den Unterbrecher auf der Druckseite stabil erhalten. 8 mm über den Schaufelkanten kann man praktisch keine schaufelkongruente Strömungsstrukturen erkennen.

Die Ergebnisse aus den Strömungsberechnungen mittels CFD und aus den PIV-Auswertungen stimmen prinzipiell miteinander überein. Der Strömungsberechnung müßte ein feiner strukturiertes Rechengitter zugrundegelegt werden, was hier aus Rechnerkapazitätsgründen nicht möglich war. Auch sollten in der Rechnung deutlich mehr Zeitschritte betrachtet werden, damit man sich sicher nicht mehr im Startbereich der instationären Rechnung befindet. Trotz dieser Einschränkungen kann man bereits erkennen, daß die Rechnung die tatsächlich vorkommende Strömung gut wiedergibt. Weiter hat sie den Vorteil, daß das gesamte Strömungsfeld beobachtet werden kann und daß alle relevanten Größen an jedem Ort zu jeder Zeit zur Verfügung stehen.

Aus den Möglichkeiten zur Strömungssichtbarmachung in einer Seitenkanalmaschine hat sich gezeigt, daß eine großräumige und stabile Zirkulationsströmung vorliegt, die für die Energieübertragung zwischen Laufrad und Strömung hauptverantwortlich

ist. Nachdem sich diese kurz nach der Saugseite aufgebaut hat, bleibt sie bis zur Druckseite ohne große Änderung erhalten.

Weitere Untersuchungen, vor allem durch den Einsatz von CFD, können die vorhandene eindimensionale Zirkulationstheorie besser mit der real vorliegenden Strömung in Einklang bringen. Die eindimensionale Theorie wird weiterhin für die Neuauslegung einer Seitenkanalmaschine und für Parameterstudien eingesetzt werden, da hierfür die bisher verfügbaren CFD-Codes in Verbindung mit der Rechentechnik noch zu zeitaufwendig und teuer sind.

5 SV mit radialer Zuströmung und einem Unterbrecher

5.1 Stand der Forschung

Der innen zugeströmte Seitenkanalverdichter soll zum einen Verluste, die durch die sonst übliche 90°-Umlenkung auf der Saugseite entstehen, vermeiden. Zum anderen soll die Energie der Zuströmung direkt zum Aufbau der Zirkulationsströmung genutzt werden.

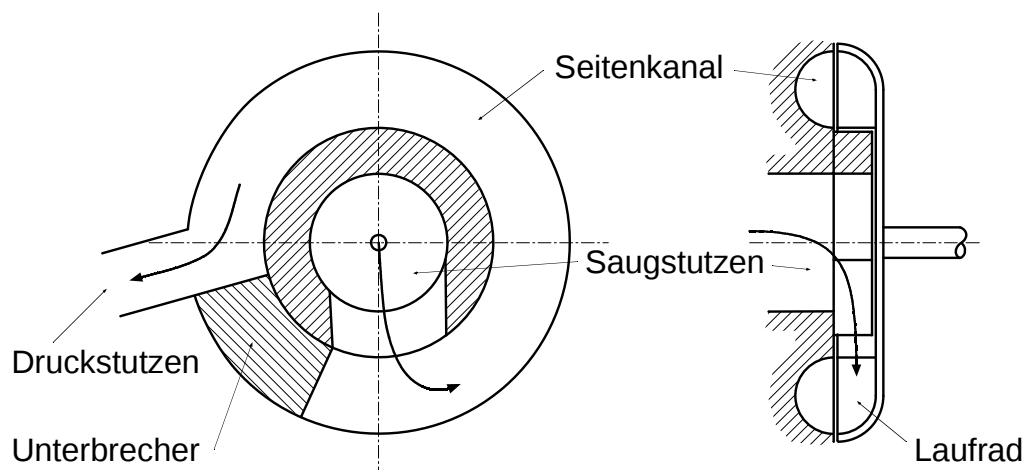


Abbildung 5.1: Schematischer Aufbau eines Seitenkanalverdichters mit radialer Zuströmung und einem Unterbrecher

Abbildung 5.1 zeigt den schematischen Aufbau eines radial zugeströmten Seitenkanalverdichters. Die Zuströmung verläuft zunächst axial und wird dann auf der Saugseite in die radiale Richtung umgelenkt. Wie bei einem Radialverdichter erfolgt die Zuströmung zum Laufrad im Bereich der saugseitigen Öffnung. Die Strömungsenergie und die im Laufrad aufgeprägten Zentripetalkräfte führen dazu, daß sich sofort eine Zirkulationsströmung einstellt.

Man erkennt, daß in der Zuströmung weiterhin eine 90°-Umlenkung vorhanden ist. Diese kann jedoch in größerem Strömungsquerschnitt, also bei kleineren Strömungsgeschwindigkeiten realisiert werden. Zudem kann man in der Umlenkung eine Querschnittsverengung vorsehen, so daß es nicht zu Strömungsablösungen kommt. Die Verluste in dieser Umlenkung werden somit klein gehalten.

Am Druckstutzen wird die Strömung, wie bei normalen Seitenkanalverdichtern, mit Hilfe des Unterbrechers im Kanal ausgekoppelt.

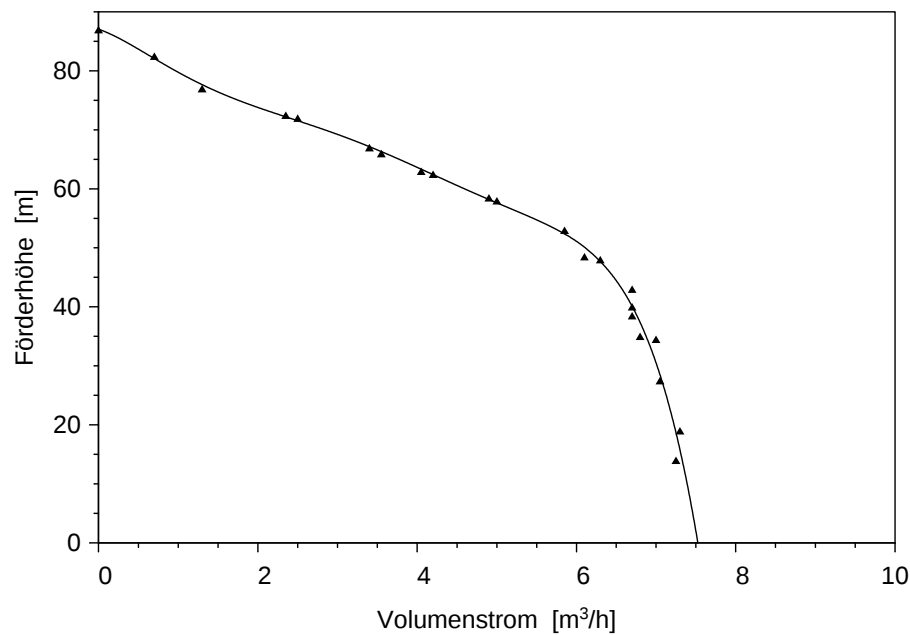


Abbildung 5.2: Kennlinie einer Schädlingsbekämpfungspumpe mit radialer Zuströmung und Peripheralrad ($D_a = 130 \text{ mm}$, $n = 3\,000 \text{ min}^{-1}$)

In einer Veröffentlichung von GRABOW [10] aus dem Jahre 1966 wird eine Schädlingsbekämpfungspumpe mit dem hier beschriebenen Aufbau vorgestellt. Ihre Kennlinie ist in Abbildung 5.2 dargestellt. Die erreichten Druckzahlen lagen unter $\psi = 5$; der maximale Wirkungsgrad wird mit $\eta_{max} = 27,5\%$ angegeben. Im Betrieb mit Wasser kommt es bei Drehzahlen oberhalb $n = 2\,500 \text{ min}^{-1}$ zur Kavitation auf der Saugseite. Der Volumenstrom wird durch Querschnittseinengung auf der Saugseite begrenzt, so daß die Kennlinie ab einem bestimmten Volumenstrom plötzlich abknickt und nicht mehr den sonst üblichen seitenkanalverdichtertypischen linearen Verlauf hat.

Eine weitere Veröffentlichung, die sich mit einer radial zugeströmten Seitenkanalmaschine befaßt, ist eine Patentschrift [5] mit dem Offenlegungstag vom 04. Juni 1998. Hierbei liegt ebenfalls nur ein Unterbrecher im Seitenkanal vor. Das Patent bezieht sich auf ein besonders geformtes Leitblech im Seitenkanal im Bereich der Zuströmung, mit dem zusätzlich die Zirkulation und damit die Drucksteigerung frühzeitig aufgebaut werden soll.

5.2 Versuchsaufbau

5.2.1 Meßkreislauf

Der Versuchsstand zur Ermittlung der Strömungsmaschinenkennlinien ist im wesentlichen ein geschlossener Meßkreislauf, in dem ein Gaskühler zur Energieauskopplung eingebunden ist. Um die Druckverluste klein zu halten und trotzdem genaue Volumenstrommessungen zu gewährleisten, ist der Strömungskreislauf mit zwei unterschiedlich großen Drosselwegen ausgestattet. Der an der Strömungsmaschine angekoppelte Rohrdurchmesser beträgt $D_N = 100\text{ mm}$. Die beiden Meßstrecken für die Volumenstrombestimmung haben die Durchmesser $D_N = 100\text{ mm}$ und $D_N = 65\text{ mm}$ und sind beide mit Flachschiebern zur Drosselung bestückt.

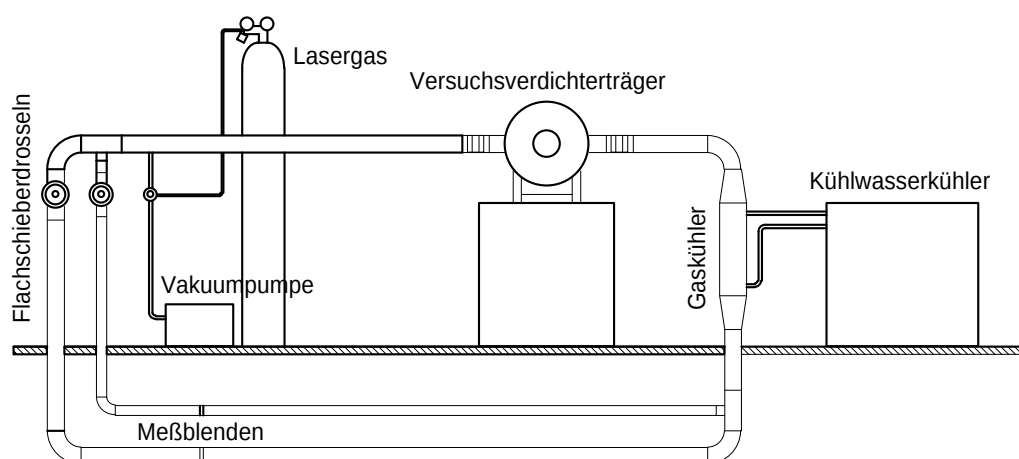


Abbildung 5.3: Prinzipieller Aufbau des Versuchskreislaufes

Der geschlossene Kreislauf ist mit einer Vakuumpumpe verbunden und kann mit einem in Lasergaskreisläufen typischen Lasergas ($He : N_2 : CO_2 = 82 : 13,5 : 4,5$) gefüllt werden. Messungen mit diesem Lasergas werden in dieser Arbeit nicht vorgestellt. In dimensionsloser Darstellung sind praktisch keine Einflüsse der Gaszusammensetzung auf die Kennlinie zu beobachten, dies wird auch in der Studienarbeit von FRANKE [8] nachgewiesen.

Entsprechend den Leistungsmöglichkeiten mit dem eingesetzten Motor und Frequenzumrichter kann der Druck im System angepaßt werden, so daß die Leistungsaufnahme möglichst groß und der mit der Leistungsmessung verbundene Fehler klein wird.

Die in das Gas eingebrachte Energie im Verdichter muß in einem geschlossenen Kreislauf wieder entnommen werden. Dies wird durch einen modular aufgebauten Gaskühler realisiert. Das erwärmte Kühlwasser kann bei kürzeren Messungen und

bei Messungen mit wenig Energieauskopplung in zwei großen Wasserbehältern gepuffert werden (diese sind zur Übersichtlichkeit nicht mit dargestellt). Erhöht sich die Temperatur auf über $\vartheta = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$, so schaltet sich zusätzlich der Kühlwasserkühler ein, der bis zur Umgebungstemperatur kühlen kann.

5.2.2 Meßtechnik

Der Volumenstrom wird mit Hilfe zweier Meßblenden bestimmt. Das nach DIN 1952 genormte Meßverfahren, wobei hier Meßblenden mit Eck-Druckentnahmen gewählt wurden, ermöglicht die Massenstrommessung mit einer Unsicherheit von 0,6 %. Der Differenzdruck an den Blenden wird mit Differenzdruckaufnehmern gemessen, die einen maximalen Meßbereich bis $\Delta p = 25\text{ mbar}$ haben. Der dabei auftretende Fehler liegt nach Herstellerangaben bei $\pm 0,15\text{ }%$. Der nach der Norm bestimmte maximale Fehler in der Volumenstrombestimmung liegt demnach bei 0,637 %.

Die Systemdrücke und auch die saugseitigen und druckseitigen Drücke bestimmen Absolutdruckaufnehmer, die für verschiedene Meßbereiche ausgelegt sind. Diese Druckaufnehmer sind mit Fehlern von 0,2 % angegeben. Vor jeder Messung werden die Druckaufnehmer untereinander abgeglichen, so daß im ruhenden Strömungskreislauf an jeder Meßstelle der identische Druck angezeigt wird. Der durch Differenzbildung der druckseitigen und saugseitigen Messung auftretende Fehler ist demnach sehr viel kleiner, als der durch die absoluten Fehler theoretisch mögliche. Er beträgt in diesem Fall 0,4 %.

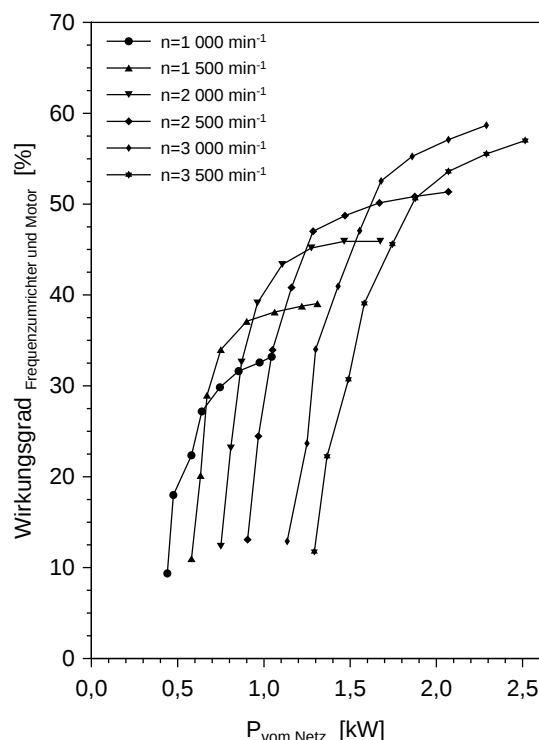
Die Leistungsmessung erfolgt durch die dreiphasige Erfassung der Strom- und Spannungswerte mit einem Meßumformer für Wirk- und Blindleistung. Dieser mißt die Leistung, die vom Frequenzumrichter aufgenommen wird. Die vom Anbieter angegebene Meßungenauigkeit liegt bei maximal 0,5 %.

Die vom Motor aufgenommene Leistung kann mit den uns zur Verfügung stehenden Mitteln nicht gemessen werden. Damit man trotzdem einen Zusammenhang zwischen aufgenommener Leistung vom Netz und abgegebener Leistung an das Laufrad bekommt, ist die abgegebene Leistung mit Hilfe einer Seilbremse bestimmt worden.

Abbildung 5.4(a) zeigt den Versuchsaufbau zur Motorkennlinienbestimmung. Hierbei wurde Wert auf eine einfache Meßmethode gelegt, da sich so, neben den unvermeidbaren Meßungenauigkeiten, keine weiteren Fehler einschleichen können. Das Laufrad wird durch eine Bremsstrommel ersetzt. An einem provisorisch aufgebauten Galgen wird eine Federkraftwaage mit einem Hanfseil befestigt. Das Seil wird einmal um die Stahlbremsstrommel gelegt und am unteren Ende mit wechselnden Gewichten behangen. Die Drehzahl wird optisch mit einer Lichtschranke aufgenom-



(a) Motor- und Frequenzumrichter-Kennlinienmessung mit Hilfe einer Bremstrommel (statt des Laufrades), eines Seiles, einer Federkraftwaage und diversen Gewichten



(b) Wirkungsgradkennlinien von Motor und Frequenzumrichter in Abhängigkeit von der Drehzahl und der abgegebenen Leistung

Abbildung 5.4: Bestimmung der Motorkennlinien incl. Frequenzumrichter durch eine Seilbremse

men. Aus Drehzahl und Kraft am Umfang der Trommel kann leicht die abgegebene Leistung bestimmt werden.

Die gemessenen Wirkungsgradkennlinien sind in Abbildung 5.4(b) aufgetragen. Der durchweg schlechte Wirkungsgrad von Motor und Frequenzumrichter liegt in der Motorwicklung begründet. Der Motor ist für eine Antriebsfrequenz von $f = 500 \text{ Hz}$ und eine Nennleistung von $P = 30 \text{ kW}$ ausgelegt. Eigene Untersuchungen mit Wirkungsgradbestimmung gingen lediglich bis zu $n = 3500 \text{ min}^{-1}$ und ca. $P = 2,5 \text{ kW}$. Der Motor arbeitet also weit außerhalb seines Auslegungsbereiches, weswegen sein Wirkungsgrad entsprechend niedrig liegt.

Der Ablesefehler an der Federkraftwaage liegt bei ca. 25 g . Bei einer minimalen Meßgröße von 500 g entspricht das einem Fehler von max. 5% . Das Gewicht des Seiles und der angebrachten Gewichte ist so genau bestimmt, daß dieser Fehler in dem Ablesefehler an der Federkraftwaage untergeht. Somit wird die abgegebene Leistung ebenfalls mit der Genauigkeit von 5% bestimmt.

Das Verhältnis zwischen abgegebener und vom Netz aufgenommener Leistung enthält einen Fehler von max. 5,02 %. Aus dem Fehlerfortpflanzungsgesetz erfolgt die Wirkungsgradmessung, zu der erneut die vom Netz aufgenommene Leistung gemessen wird, mit einem Fehler von max. 5,05 %. Man erkennt, daß der Fehler, der bei der Bestimmung der Wirkungsgradkennlinien von Motor und Frequenzumrichter gemacht wird, der entscheidende Fehler für die Wirkungsgradbestimmung ist. Hier sollten eigentlich direkte Methoden zur Bestimmung der Leistungsaufnahme des Laufrades angewendet werden, z.B. mit Hilfe einer Drehmomentenmeßwelle. Der hierzu notwendige Aufbau war mit den zur Verfügung stehenden Mitteln nicht möglich.

Die in dieser Arbeit vorgestellten Kupplungswirkungsgrade sind untereinander sehr gut vergleichbar, sollten aber in ihrem absoluten Wert mit der hier vorgenommenen Fehlerabschätzung betrachtet werden.

5.2.3 Aufbau des Seitenkanalgebläses

Der prinzipielle Aufbau des untersuchten Seitenkanalgebläses ist in Abbildung 5.1 bereits dargestellt. Der Seitenkanal besitzt einen halbkreisförmigen Seitenkanalquerschnitt mit dem Kanaldurchmesser $D_K = 80 \text{ mm}$. Der Unterbrecher im Kanal überdeckt einen Winkel von 45° . Das ist im Vergleich zu üblichen Seitenkanalmaschinen wenig. Da die Zielsetzung ein relativ hoher Volumenstrom ist und nicht ein hoher Druckaufbau, zudem derselbe Unterbrecher auch mit zwei Druckstutzen über den Umfang genutzt werden sollte, ergab sich diese Lösung als möglicher Kompromiß zwischen Dichtwirkung und Kürze.

Der Druckstutzen verläuft im Winkel von 90° zum Seitenkanal. Das hatte ebenfalls konstruktive Gründe. Mit demselben Gehäuse wurden verschiedene Strömungsmaschinenkonzepte untersucht, wobei nicht in jedem Fall eine tangential zum Seitenkanal geführte Ausströmung optimal ist. So hat man sich für die einfachste Fertigungsvariante entschieden. Dies bedeutet allerdings, daß im Druckstutzen relativ hohe Strömungsverluste auftreten, die den Wirkungsgrad der Maschine negativ beeinflussen.

Das untersuchte Laufrad ist mit seiner Geometrie in der Abbildung 5.5 dargestellt. Der Außendurchmesser beträgt $D_a = 350 \text{ mm}$. Mit einem Radienverhältnis von $\nu = \frac{r_i}{r_a} = 0,543$ zielt dieser Seitenkanalverdichter auf hohe Volumenströme. Die zur Zeit auf dem Markt angebotenen Seitenkanalverdichter haben meist Radienverhältnisse oberhalb von $\nu = 0,7$, um besonders hohe Drücke bei kleinen Volumenströmen zu erreichen. Diese Maschinen arbeiten vor allem in den Bereichen der ROOTS-Kolbengebläse und stellen dort eine kostengünstige Alternative dar. Das hier

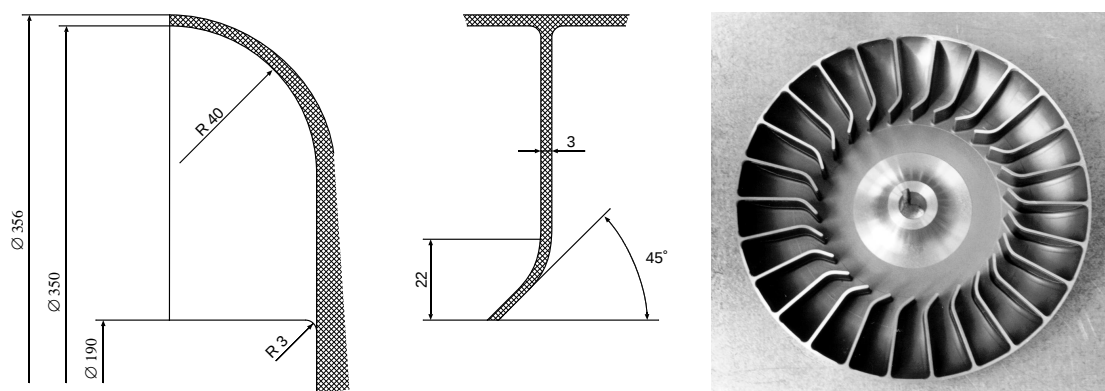


Abbildung 5.5: Das Laufrad

untersuchte Gebläse soll einen hohen Volumenstrom zur Verfügung stellen. Mit dem kleinen Radienverhältnis sind ebenfalls relativ wenige Laufschaufeln verbunden. Das untersuchte Laufrad hat $z_s = 26$ senkrecht stehende Laufschaufeln. Die Schaufeln sind auf der Innenseite um 45° vorgestellt, um die Stoßverluste bei der saugseitigen Zuströmung zu minimieren.

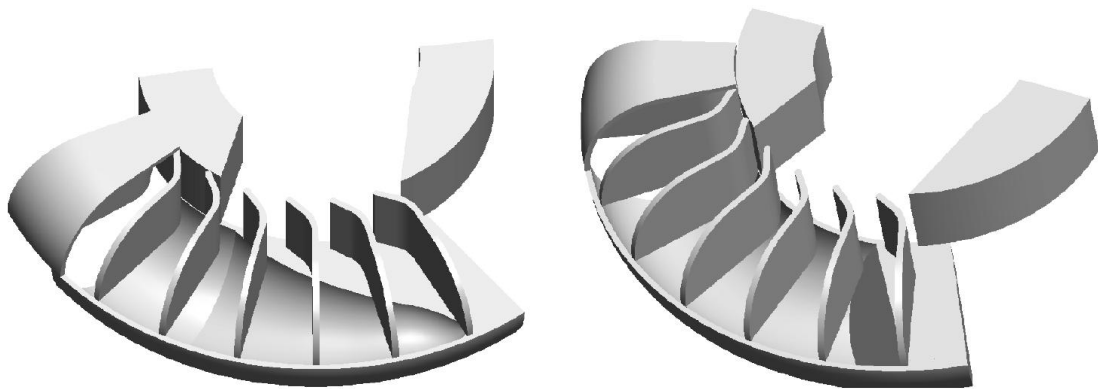
Der Zuströmbereich kann in diskreten Winkelschritten von $7,9^\circ$ verdreht werden, wodurch sich hinter dem Unterbrecher unterschiedliche Strömungs- und Entspannungszustände einstellen.

Durch die radiale Zuströmung und der Vorgabe einfacher Fertigung hat sich ein nicht seitenkanaltypischer Strömungsraum ergeben. Der halbkreisförmige Seitenkanalquerschnitt steht dem hier nicht halbkreisförmigen Laufschaufelquerschnitt gegenüber. Da die Zirkulationsströmung für die Energieübertragung entscheidend ist, sie in den nicht halbkreisförmigen Bereich aber nicht vordringt, wird dieser Bereich kaum zur Energieübertragung beitragen. Weiterhin wird hierdurch mehr Volumen als nötig unter dem Unterbrecher von der Druckseite zur Saugseite hin transportiert.

Das sind Voraussetzungen, die nicht höchste Wirkungsgrade erwarten lassen. Prinzipiell liegen hier aber auch noch mögliche Potentiale das Gebläse zu verbessern.

Während der Untersuchungen wurden Änderungen an Laufrad, Einlaß- sowie Auslaßgestaltung vorgenommen. Das in Abbildung 5.5 abgebildete Laufrad wurde nach ersten Messungen mit einer 45° -Fase auf der Rückseite der oberen Schaufelkante versehen. Hierdurch konnte der Druckaufbau erhöht werden.

Untersucht wurden zwei unterschiedliche Erweiterungen des Seitenkanalquerschnitts hinter dem Unterbrecher. Eine hat eine lineare Querschnittserweiterung über den gesamten Bereich der Zuströmung. Diese Form wurde gewählt um eine möglichst lineare Verteilung der Strömungsgeschwindigkeit in der Saugseite zu erreichen. Dar-



(a) lineare Seitenkanalquerschnittserweiterung im Bereich der Zuströmung

(b) kurze Seitenkanalquerschnittserweiterung

Abbildung 5.6: Saugseite mit zwei unterschiedlichen Seitenkanalquerschnittserweiterungen hinter dem Unterbrecher. Die Verstellung des Zuströmbereiches liegt bei 0° .

gestellt ist diese Version in Abb. 5.6(a). In der Abb. 5.6(b) ist die Realisierung einer nur relativ kurzen Erweiterung hinter dem Unterbrecher dargestellt. Diese hat sich aus der Auswertung der Messungen am vorherigen Modell ergeben. In diesen Abbildungen sind ebenfalls einige Laufschaufeln und der Zuströmbereich dargestellt.

5.3 Kennlinienmessungen

5.3.1 Zuströmwinkelvariation mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung

Erste Vorstellungen zur Zuströmung auf der Saugseite führten zu dem Ergebnis, daß man am besten eine lineare Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Zuströmung realisieren sollte. Hierdurch wird der höchste erreichbare Wirkungsgrad erwartet. Das erste Ergebnis war nicht besonders gut, so daß die Saugseite in diskreten Winkelschritten von $7,9^\circ$ verdreht wurde, um den Einfluß der Erweiterung zu studieren.

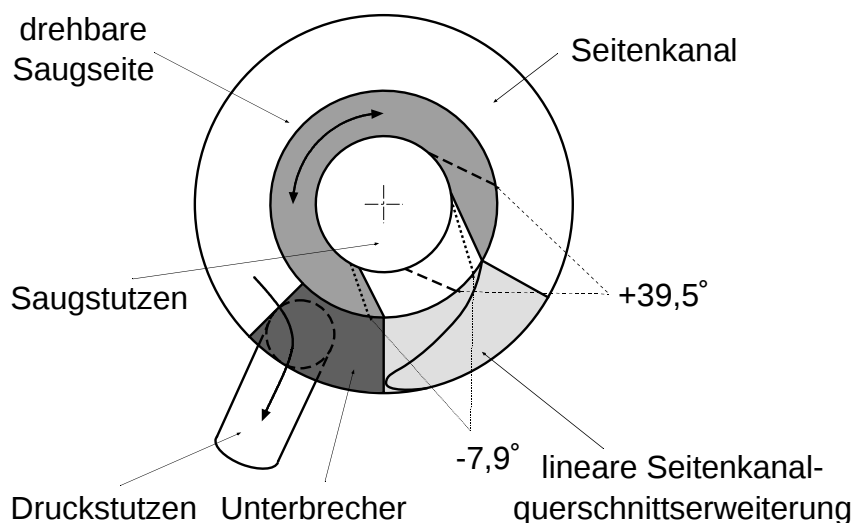


Abbildung 5.7: Seitenkanaldeckel mit drehbarer Saugseite, linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung im Bereich der Zuströmung bei Verdrehwinkel 0° , Unterbrecher und Druckstutzen. Zusätzlich sind die beiden extremen Verdrehwinkel $-7,9^\circ$ und $39,5^\circ$ angedeutet.

In Abbildung 5.7 ist die lineare Seitenkanalquerschnittserweiterung (siehe auch Abb. 5.6(a)), sowie die Verstellung der Saugseite dargestellt. Die ursprüngliche Stellung der Saugseite zum Unterbrecher wird mit dem Verstellwinkel 0° bezeichnet.

In Abbildung 5.8 sind die Kennlinienmessungen bei unterschiedlichen Verstellwinkeln in der Zuströmung dargestellt. Zur Übersichtlichkeit sind nur drei Kennlinien durch eine Polynomregression vierter Ordnung eingezeichnet. Meßpunkte sind alle vorhanden, so kann man bei Bedarf die weiteren Kennlinien einzeichnen. Hier ist die dimensionsbehaftete Darstellung gewählt, so daß noch einige weitere Angaben notwendig sind. Die Messungen wurden mit Luft im Normzustand und bei einer Drehzahl von $n = 3\,000\,min^{-1}$ durchgeführt. Neben den beiden extremen Saugsei-

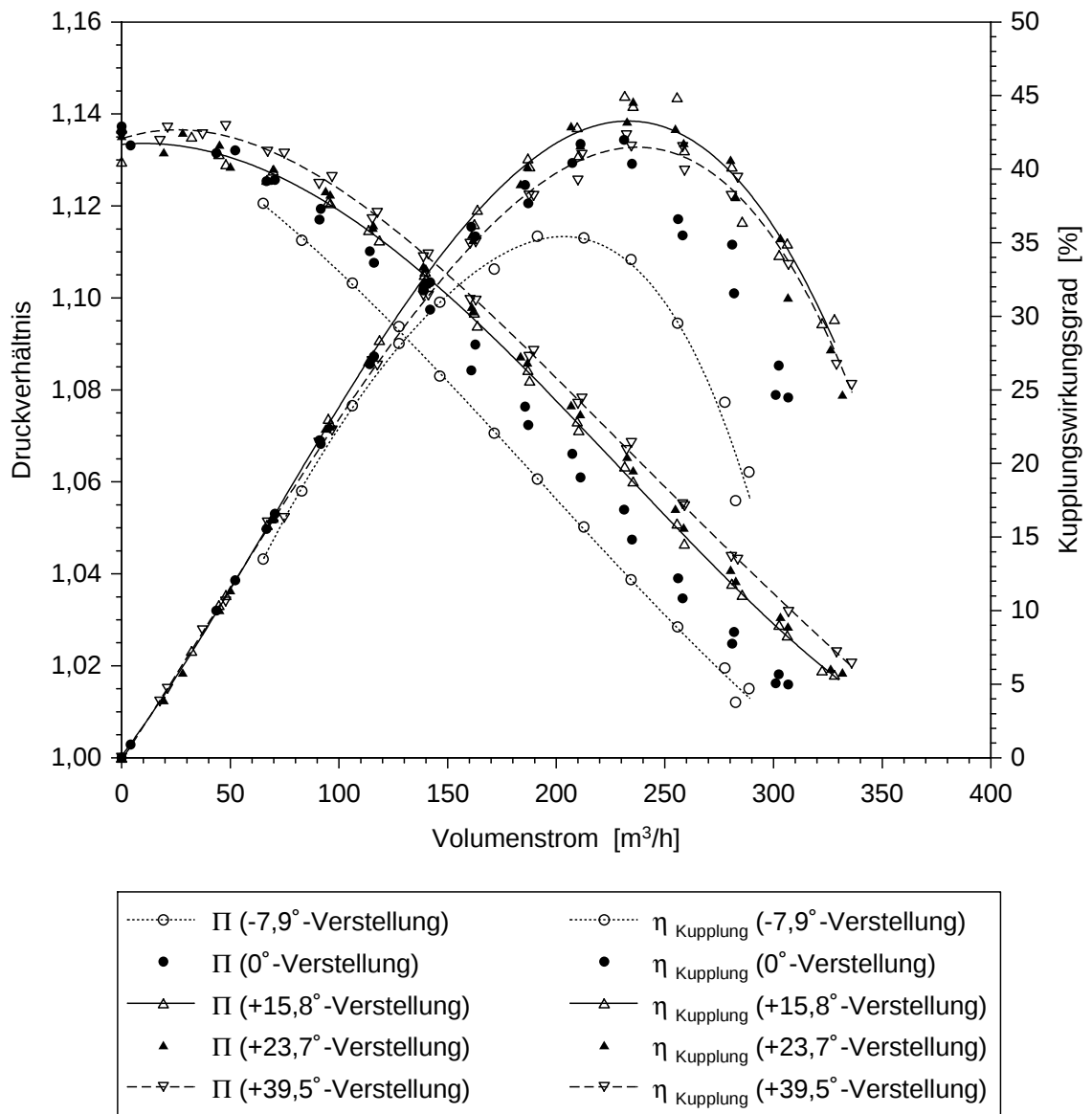


Abbildung 5.8: Messungen am SV mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung

tenverstellungen ($-7,9^\circ$ und $+39,5^\circ$) ist noch die Kennlinie mit dem besten Wirkungsgrad, bei $+15,8^\circ$ eingezeichnet.

Von der negativen bis zur maximalen Saugseitenverstellung steigt der Druckaufbau wie auch der Volumenstrom an. Insbesondere bei kleiner Drosselung nimmt der Volumenstrom erheblich zu. Hieraus folgt, daß die lineare Seitenkanalquerschnittserweiterung für die Strömung wie eine Drossel wirkt. Der Kanalquerschnitt muß also schneller voll geöffnet werden. In einem weiteren Versuch wird also eine sehr viel kürzere Seitenkanalquerschnittserweiterung untersucht.

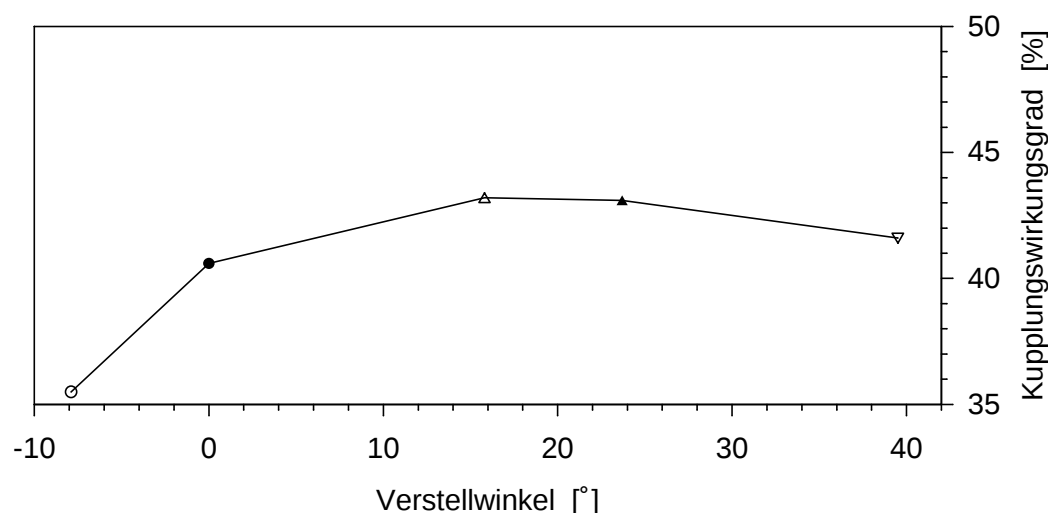


Abbildung 5.9: Maximaler Kupplungswirkungsgrad bei den untersuchten Verstellwinkeln

Neben der Kennlinienbetrachtung ist besonders der Wirkungsgradverlauf im Verhältnis zur Saugseitenverstellung interessant. Die Abbildung 5.9 zeigt den Verlauf des maximalen Kupplungswirkungsgrades in Abhängigkeit vom Verstellwinkel der Saugseite. Es zeigt sich, daß der beste Wirkungsgrad nicht bei der Originalausrichtung, sondern bei einem Verstellwinkel von ca. 20° liegt. Im Bereich der Zuströmung liegt also fast keine Seitenkanalerweiterung mehr vor. Der Auslegungsgedanke nach linearer Geschwindigkeitsverteilung in der Zuströmung und dem damit verbundenen besten Wirkungsgrad war also nicht richtig. So folgt auch aus den Wirkungsgradbetrachtungen die Forderung nach einer deutlich verkürzten Seitenkanalquerschnittserweiterung.

Mit der linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung wurden auch Messungen mit radialer Zuströmung und zwei Unterbrechern über den Umfang gemacht. Die Ergebnisse waren im Vergleich zu den Messungen mit einem Unterbrecher so schlecht, daß, noch bevor die Querschnittserweiterung modifiziert wurde, mehrere Änderungen zur Druckverlustminderung im Ein- und Auslaß vorgenommen wurden. Des weiteren ist zu untersuchen, wie sich Systemdruck und Drehzahl auf die Kennlinien auswirken.

5.3.2 Einfluß von Systemdruck und Drehzahl

Die Messungen werden in einem geschlossenen Kreislauf vorgenommen. Die Einstellung des Systemdruckes im Kreislauf erfolgt mittels Vakuumpumpe oder Druckluftanlage. Da die steile Kennlinie des Verdichters eine ebenso steile Leistungskennlinie

nach sich zieht, wird je nach benötigter Leistung der Systemdruck angepaßt, damit der angeschlossene Frequenzumrichter über den gesamten Kennlinienbereich genug Leistung zur Verfügung stellen kann. Wie in Kapitel 5.2.2 dargelegt, ist für eine genaue Wirkungsgradbestimmung eine möglichst hohe Leistungsaufnahme wichtig. Das führt dazu, daß speziell bei unterschiedlichen Drehzahlen, der Systemdruck variiert wird.

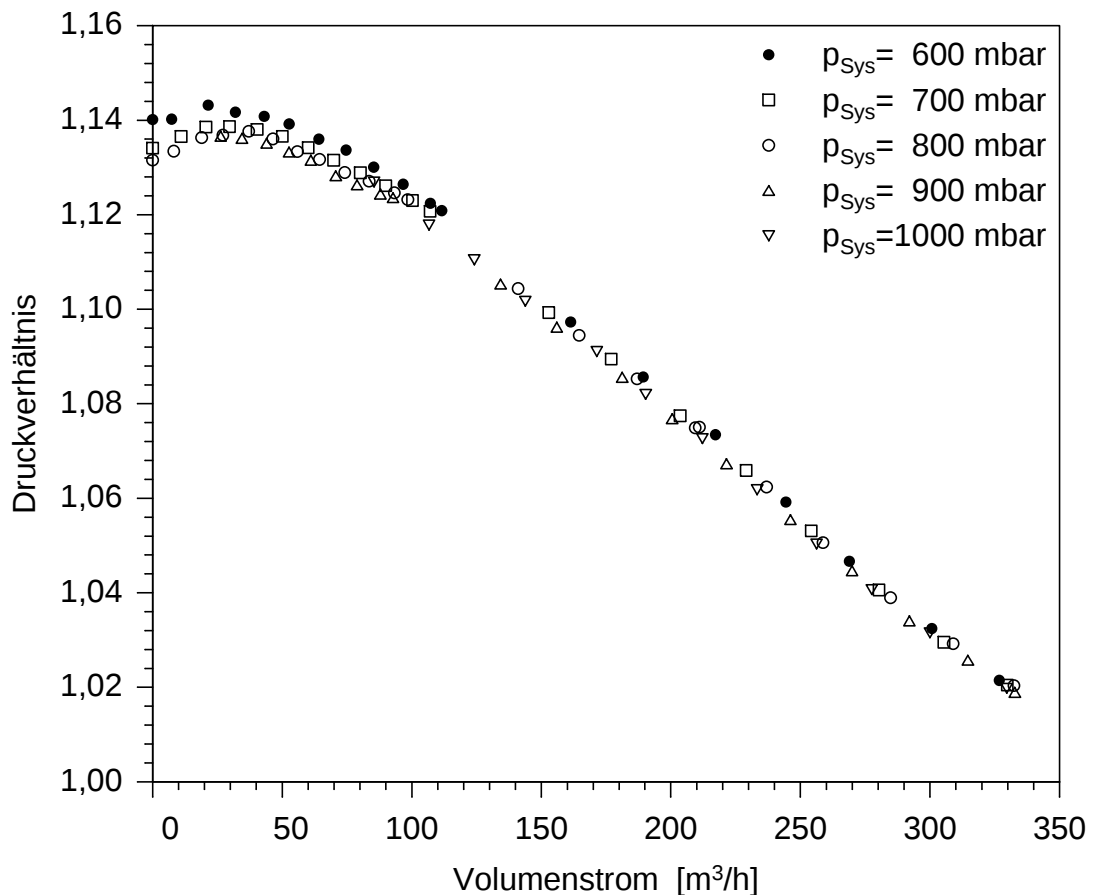


Abbildung 5.10: Messungen am SV bei unterschiedlichen Systemdrücken im Meßkreislauf.

Daß der Systemdruck keinen entscheidenden Einfluß auf die Kennlinie hat, kann man deutlich der Abbildung 5.10 entnehmen. Die bei den Systemdrücken von $p_{Sys} = 600 \dots 1000 \text{ mbar}$ aufgenommenen Kennlinien liegen im Bereich der Meßgenauigkeit aufeinander. Somit ist gezeigt, daß innerhalb des untersuchten Systemdruckbereiches kein meßbarer Einfluß auf die Kennlinie vorliegt.

Im Gegensatz zur Abhängigkeit bei kleinen Dichteänderungen ist die Abhängigkeit von der Drehzahl nachgewiesen. Die von BENDER [3] festgestellte Abhängigkeit zeigt Abbildung 5.11.

Eigene Messungen bei diversen Drehzahlen (s. Abb. 5.12) zeigen ebenfalls ein

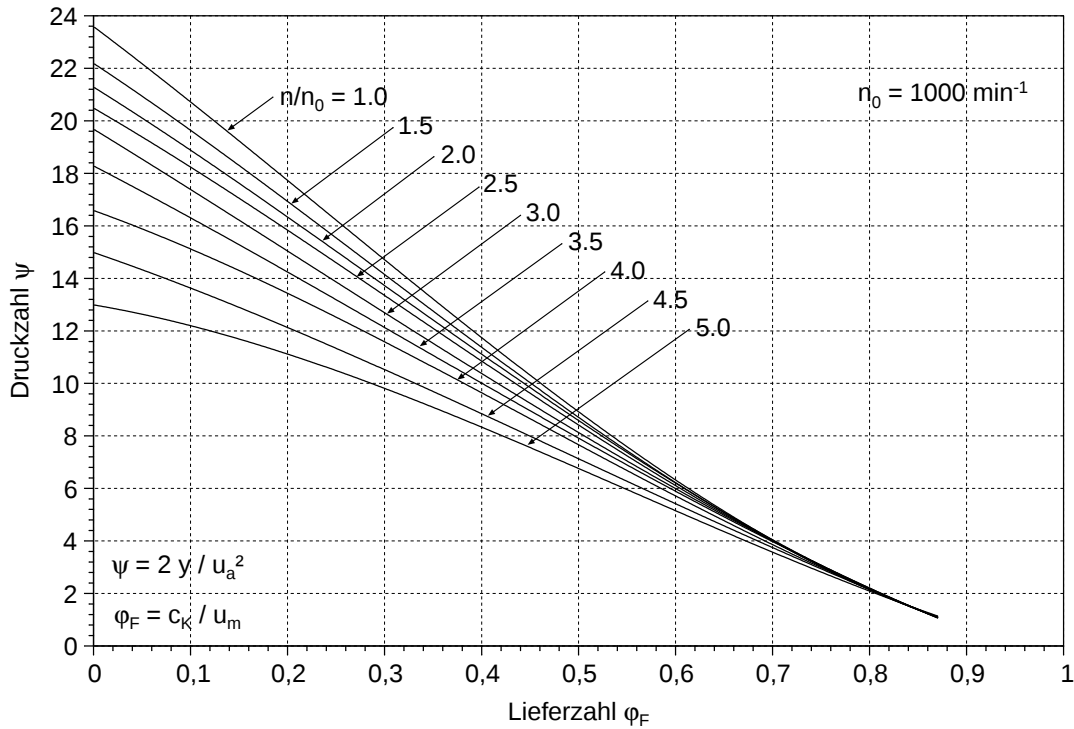


Abbildung 5.11: Abhängigkeit der Kennlinien von der Drehzahl nach BENDER

Abflachen der dimensionslos betrachteten Kennlinien. BENDER stellt einen fast linearen Verlauf der Kennlinien und ein fast lineares Abflachen der Kennlinien fest. Die hier untersuchte Sonderform eines Seitenkanalgebläses zeigt zwischen $n = 1000 \dots 3000 \text{ min}^{-1}$ bei höherer Lieferzahl ebenfalls kaum Abweichungen, im voll gedrosselten Zustand aber auch ein deutliches Zurückbleiben der Druckzahl.

Es zeigt sich also, daß bei Seitenkanalverdichtern eine lineare Abhängigkeit des Volumenstroms von der Drehzahl vorliegt, der Druckaufbau aber nicht die strömungsmaschinentypische quadratische Abhängigkeit von der Drehzahl hat, sondern etwas niedriger liegt. Dieses Verhalten ist vor allem an einem Bauteil festzumachen, das in den klassischen Strömungsmaschinen nicht vorhanden ist, dem Unterbrecher.

Der Unterbrecher trennt den Druckstutzen vom Saugstutzen im Bereich des Seitenkanals. Die Laufschaufeln ihrerseits transportieren einen Unterbrechermassestrom von der Druckseite zur Saugseite. Im Falle eines Seitenkanalverdichters, der ein kompressibles Medium fördert, sind die Laufschaufelkammern druckseitig mit komprimiertem Fluid gefüllt. Bei optimaler Unterbrecherwirkung öffnen sich die Laufschaufelkammern auf der Saugseite mit dem druckseitigen Druck. Es folgt eine spontane Entspannung auf den saugseitigen Druck bei gleichzeitiger Expansion des Fluides in den Seitenkanal. Untersuchungen zum maximal möglichen Druckverhältnis in Abhängigkeit vom Unterbrechermassestrom liegen bereits von BENDER [3], später auch von SUREK [39] [40] vor.

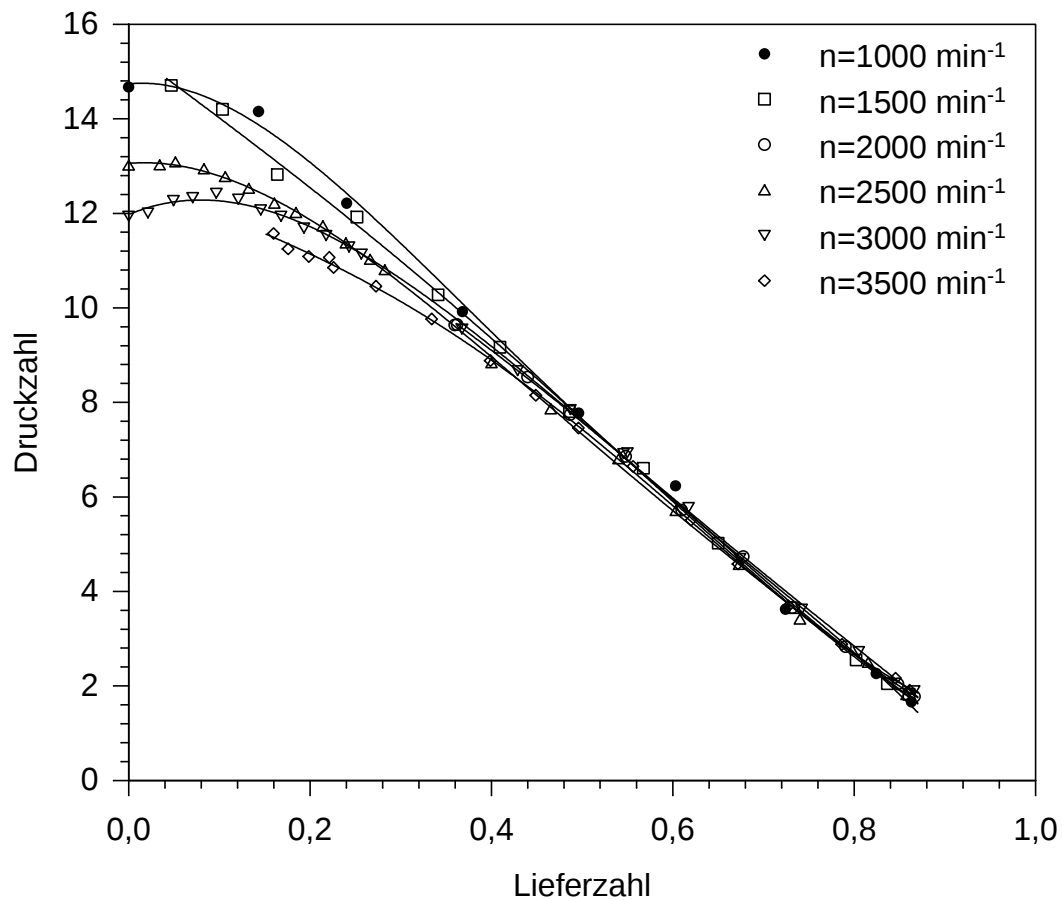


Abbildung 5.12: Kennlinienmessungen bei diversen Drehzahlen.

Messungen, die in vergleichende Untersuchungen einbezogen werden, dürfen bei unterschiedlichem Systemdruck (sofern das Fluid noch in erster Näherung als inkompressibel betrachtet werden kann), nicht aber bei unterschiedlichen Drehzahlen aufgenommen werden.

5.3.3 Querschnittserweiterung im Einlaß und Auslaß

In der ersten Version des Versuchsverdichters liegt auf der Saugseite eine Querschnittseinschnürung vor. Der Strömungsquerschnitt auf der Saugseite liegt bei $A_{\text{Einlaß}} = 30,4 \text{ cm}^2$. Das ist prinzipiell schon ein um 21 % größerer Querschnitt als im Seitenkanal, er ließ sich aber ohne großen Aufwand auf $A_{\text{Einlaß}} = 38 \text{ cm}^2$ erweitern.

Die Kennlinien- und Wirkungsgradverläufe vor und nach der Querschnittserweiterung sind in Abbildung 5.13 dargestellt. Die Messungen wurden mit einer Laufraddrehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und Luft im Normzustand aufgenommen. Deutlich kann man erkennen, daß sich die Erweiterung auf der Saugseite praktisch nicht

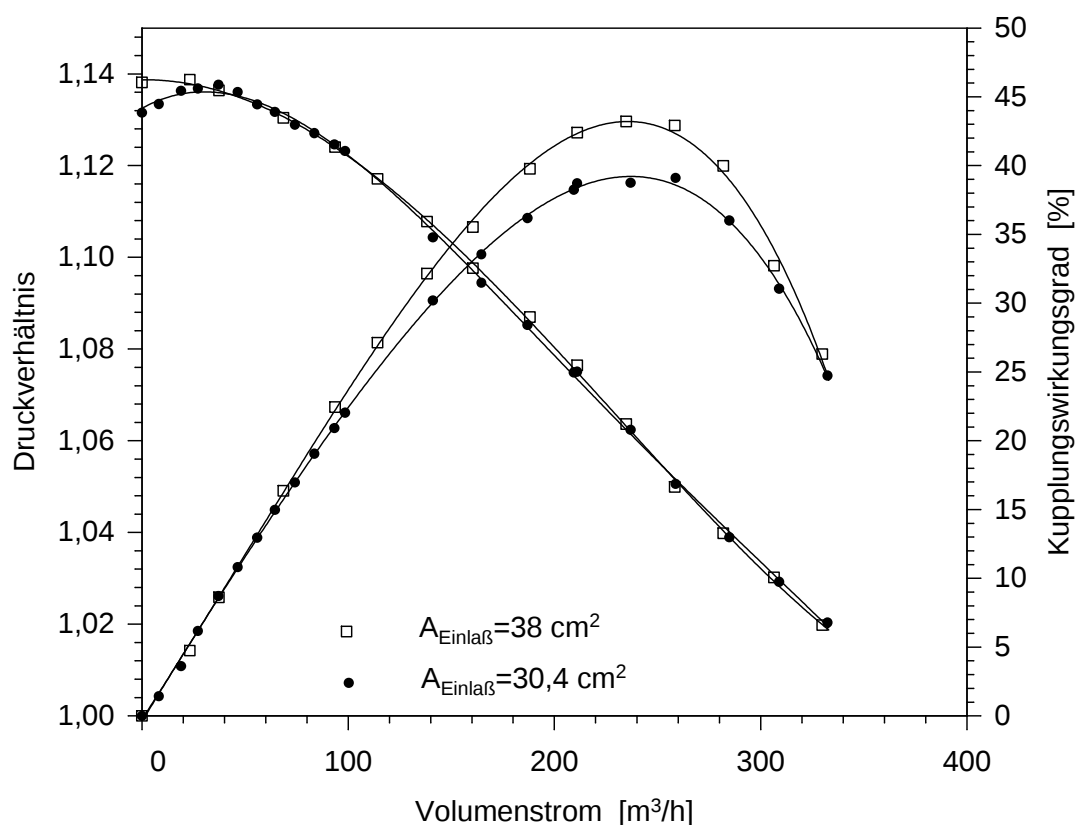


Abbildung 5.13: Messungen vor und nach der Querschnittserweiterung auf der Saugseite

auf den Verlauf der Kennlinie auswirkt. Dementgegen hat sich der Wirkungsgrad deutlich gesteigert, was an einem Rückgang der aufgenommenen Leistung liegt. Die Wirkungsgradmaxima liegen bei $\eta_{\text{Kupplung}}(30,4 \text{ cm}^2) = 39,2\%$ und nach der Erweiterung bei $\eta_{\text{Kupplung}}(38 \text{ cm}^2) = 43,2\%$. Die Strömungsquerschnittserweiterung auf der Saugseite hat eine Wirkungsgradsteigerung von $\Delta\eta_{\text{Kupplung}} = 4\%$ gebracht, doch hat sich die Kennlinie nicht, wie erwartet, bei höheren Volumenströmen angehoben.

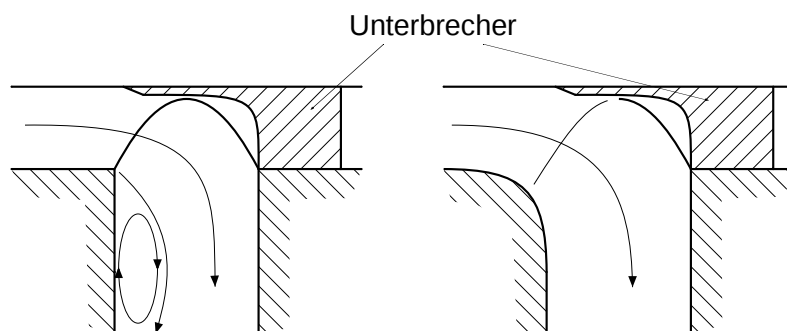


Abbildung 5.14: Die 90°-Umlenkung im Auslaß wird zur effektiven Strömungsquerschnittserweiterung mit einem Radius versehen

Es muß sich also im Strömungsweg eine weitere und für die Kennlinie entscheidende Querschnittseinschnürung befinden. Da die absoluten Querschnitte groß genug sind, wird nach einer durch Strömungsablösung verursachten Einschnürung gesucht.

In Abbildung 5.14 links ist die ursprüngliche scharfkantige 90°-Umlenkung auf der Druckseite dargestellt. Die hierbei erwartete Strömungsablösung führt zu einer Querschnittsversperrung über einen Teil des Auslasses, so daß hier zur effektiven Durchströmung deutlich weniger als der geometrische Querschnitt von $A_{Auslaß} = 38,5 \text{ cm}^2$ zur Verfügung steht. Daneben ist die mit einem Radius versehene Strömungsumlenkung dargestellt. Prinzipiell wird weiterhin ein Ablösegebiet erwartet, doch kommt es hierdurch trotzdem zu einer effektiven Strömungsquerschnittserweiterung.

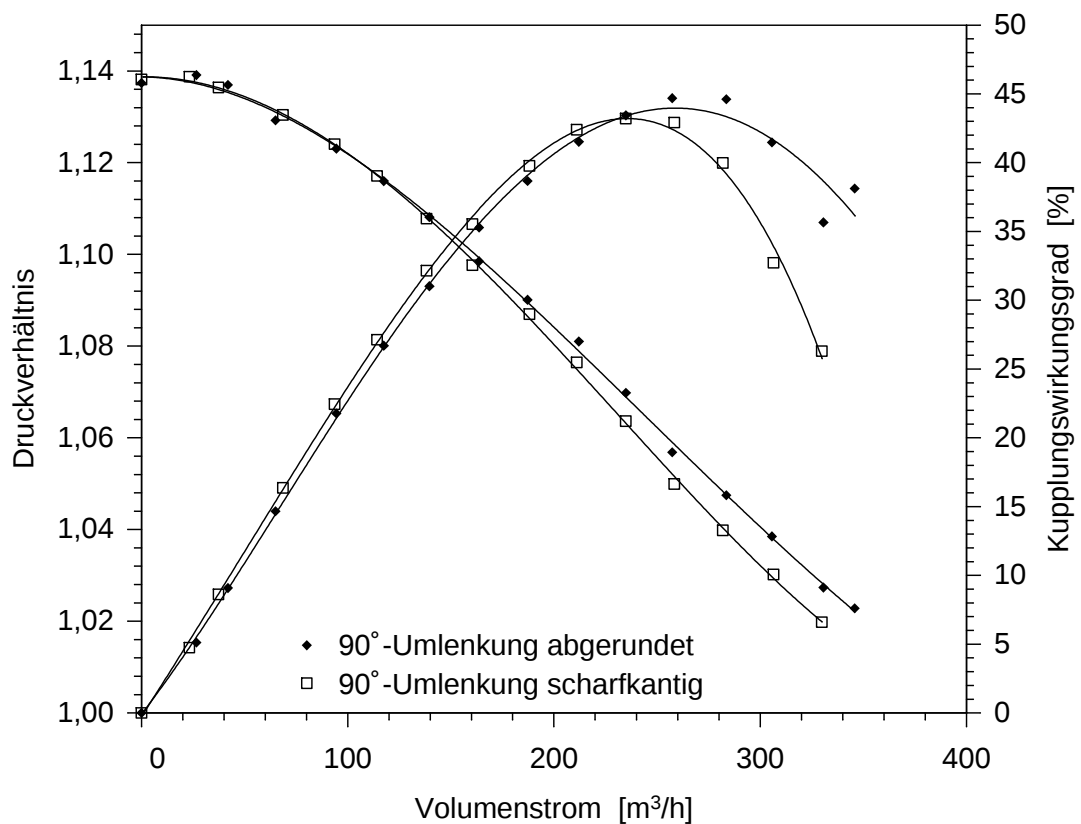


Abbildung 5.15: Messungen vor und nach der Abrundung der 90°-Umlenkung auf der Druckseite

Abbildung 5.15 zeigt den Kennlinien- und Wirkungsgradverlauf vor und nach der Abrundung der 90°-Umlenkung auf der Druckseite. Auch hier wurden die Messungen mit $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und Luft im Normzustand durchgeführt. Die Kennlinie hebt sich durch die Veränderung bei größer werdenden Volumenströmen an. Die getroffenen Annahmen sind somit bestätigt. Auch diese Änderung hat den Kupplungswirkungsgrad um ca. 1 % auf nun $\eta_{Kupplung} = 44 \%$ angehoben.

Aus diesen Untersuchungen wird deutlich, daß der maximale Druckaufbau durch Änderungen im Ein- oder Auslaß kaum beeinflußt wird. Querschnittseinschnürun-

gen, auch durch Ablösegebiete, verringern dagegen den durchsetzbaren Volumenstrom. Hierdurch ist ersichtlich, daß die bei Seitenkanalverdichtern übliche 90°-Umlenkung auf der Saug- und Druckseite sehr sorgfältig ausgeführt werden muß. Durch gute bzw. schlechte Zu- und Abströmung wird vor allem der Wirkungsgrad stark beeinflusst. Das macht sich umso stärker bemerkbar, wenn anstatt mit einem mit jeweils zwei Ein- und Auslässen gearbeitet wird.

5.3.4 Zuströmwinkelvariation mit kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung

Die Messungen an der linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung im Bereich der Zuströmung ließen den Schluß zu, daß mit einer stark verkürzten Erweiterung hinter dem Unterbrecher die Kennlinie angehoben und auch der Wirkungsgrad verbessert werden kann. Die Erweiterung wurde so geformt, daß die hinter dem Unterbrecher sich öffnende Schaufelkammer zuerst am Außendurchmesser den Seitenkanal wahrnimmt. Hiermit soll die Expansion des unter dem Unterbrecher transportier-

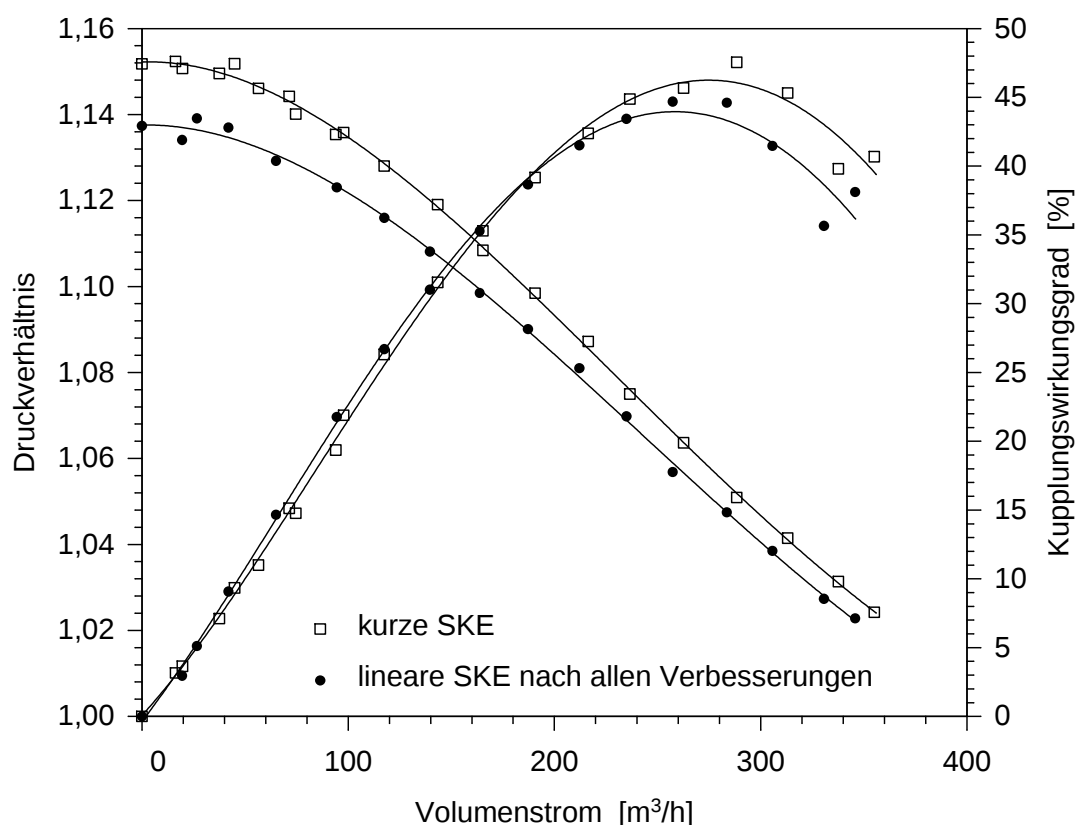


Abbildung 5.16: Vergleich der Messungen mit linearer bzw. kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung (SKE) bei jeweils bestem Wirkungsgrad (bei beiden Messungen sind die Veränderungen auf der Saug- und Druckseite berücksichtigt)

ten Volumenstroms in Richtung der Zirkulationsströmung erfolgen. Die sich hieraus ergebende Geometrie ist in Abbildung 5.6(b) dargestellt.

Vergleicht man die Messungen der linearen mit denen der kurzen Seitenkanalquerschnittserweiterung (s. Abb. 5.16), so erkennt man, daß sich die gesamte Kennlinie nach oben verschoben hat. D.h., es wird nicht nur ein höherer Druck aufgebaut, sondern man erreicht auch einen höheren Volumenstrom. Parallel zur gesteigerten

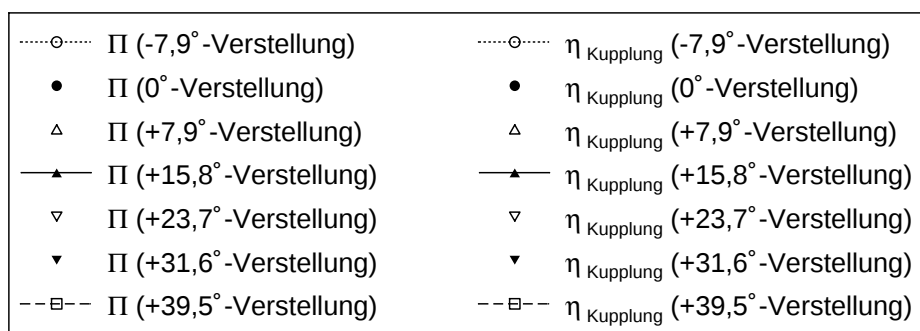
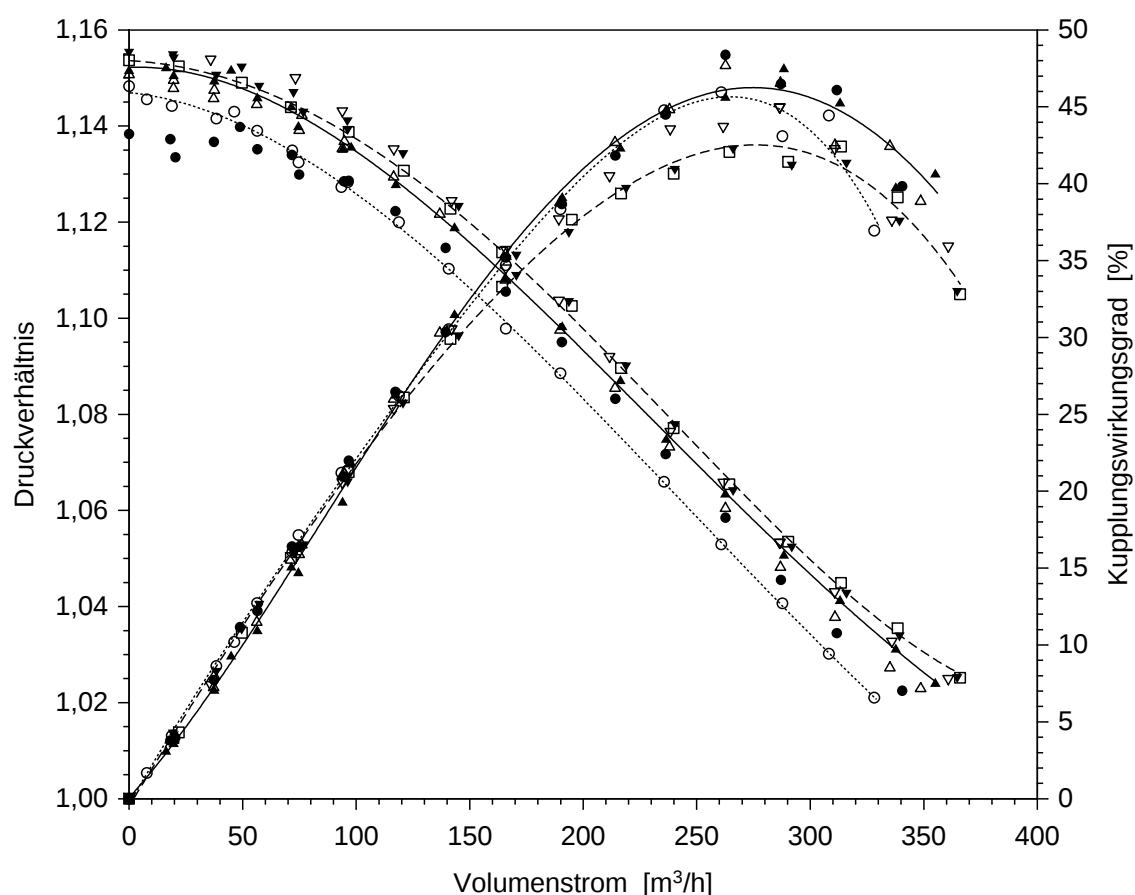


Abbildung 5.17: Messungen am Seitenkanalverdichter mit kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung

Strömungsleistung liegt der Kupplungswirkungsgrad mit $\eta_{Kupplung} = 47\%$ um 3 % höher als in der Vorgängerversion.

Ein Vergleich der Messungen mit verschiedenen Verstellwinkeln und kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung ist in Abbildung 5.17 vorgenommen. Auch hier sind zur Übersichtlichkeit nur drei Kennlinien durch eine Polynomregression vierter Ordnung dargestellt. Wieder liegen die Messungen bei einer Drehzahl von $n = 3\,000\,min^{-1}$ und mit Luft im Normzustand vor. Neben den beiden extremen Saugseitenverstellungen ($-7,9^\circ$ und $+39,5^\circ$) ist noch die Kennlinie mit dem besten Kompromiß zwischen Wirkungsgrad und Strömungsleistung bei $+15,8^\circ$ eingezeichnet.

Wie bei der linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung steigen Druckaufbau und Volumenstrom von der negativen bis zur maximalen Saugseitenverstellung an. Man kann fast von einer Parallelverschiebung der Kennlinie sprechen. Da von der Saugseitenverstellung $+7,9^\circ$ bis $+39,5^\circ$ im Bereich der Zuströmung bereits der gesamte Seitenkanalquerschnitt frei ist, kann der auch in diesem Bereich steigende Volumenstrom nicht durch den versperrten Seitenkanalquerschnitt, wie bei der linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung, erklärt werden. Vielmehr liegt im Seitenkanal selbst eine Drosselung vor, die bei kleinerem Weg von der Saugseite bis zur Druckseite ($+39,5^\circ$) eine geringere Wirkung hat.

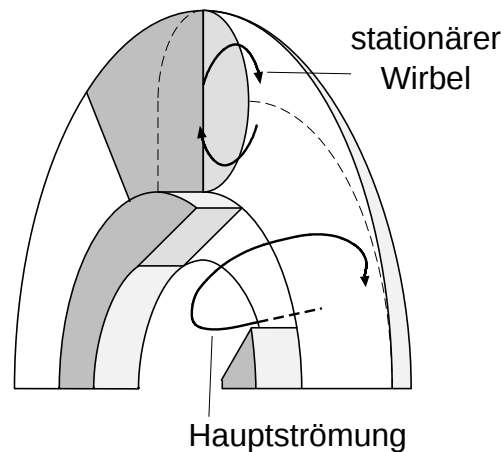


Abbildung 5.18: Schematische Darstellung des stationären Wirbels zwischen Unterbrecher und Zuströmung bei Saugseitenverstellwinkeln oberhalb von $+7,9^\circ$

Die Steigerung des Druckaufbaus mit größerem Verdrehwinkel ist nicht so leicht einsichtig, nimmt doch der zur Energieübertragung nutzbare Weg ab. Hierzu sollte man sich eine Vorstellung von der Strömung im Bereich zwischen dem Unterbrecher und der Zuströmung machen. Durch die radiale Zuströmung angeregt, wird sich in diesem Bereich ein stabiler Wirbel einstellen, der in Abbildung 5.18 schematisch dargestellt ist. Dieser stationäre Wirbel seinerseits induziert von der Saugseite

an eine hohe Zirkulationsgeschwindigkeitskomponente. Das wiederum führt zu einem hohen Druckgradienten in Umfangsrichtung direkt von der Saugseite an. Somit kann, trotz des kürzeren zur Verfügung stehenden Weges der Energieübertragung, ein erhöhter Druckaufbau erzielt werden. Dieser stationäre Wirbel ist natürlich stark verlustbehaftet, so daß man hierdurch Wirkungsgradeinbußen erwarten muß.

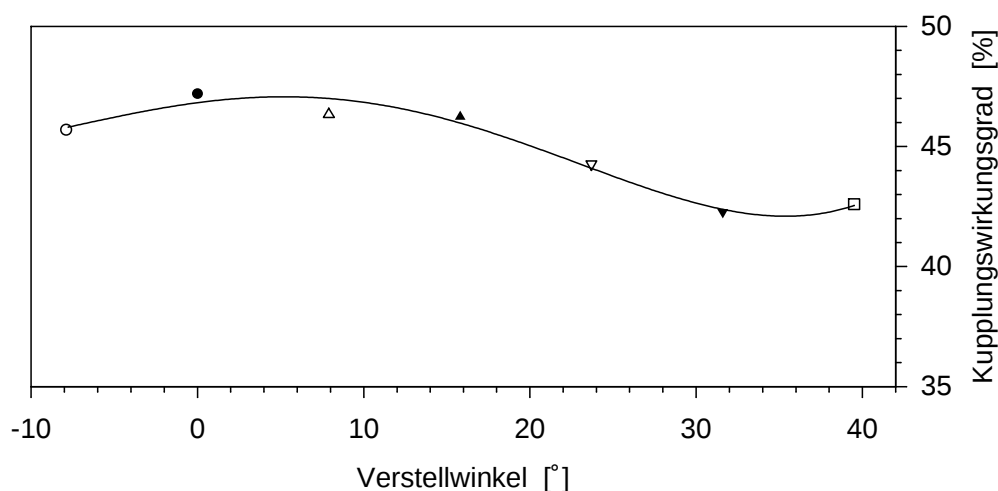


Abbildung 5.19: Maximaler Kupplungswirkungsgrad bei den untersuchten Verstellwinkeln

Abbildung 5.19 zeigt den Verlauf des maximalen Kupplungswirkungsgrades in Abhängigkeit des Verstellwinkels der Saugseite. Wie erwartet, liegt nun das Wirkungsgradmaximum in der Originalausrichtung bei 0° . Die Wirkungsgradmaxima zwischen den Verstellwinkeln $-7,9^\circ$ und $+15,8^\circ$ liegen sehr nah beieinander, so daß für den Anwender eines solchen Verdichters hier nicht allein der Wirkungsgrad als Entscheidungskriterium herangezogen wird. Ein Blick auf die Abbildung 5.17 zeigt, daß die Kennlinie bei $+15,8^\circ$ einiges höher liegt, als die bei 0° . Die höhere Strömungsleistung bei fast gleichem Wirkungsgrad wird die Verstellwinkelauslegung von $+15,8^\circ$ als den besten Kompromiß auszeichnen. Der Kupplungswirkungsgrad liegt hier bei $\eta_{Kupplung} = 47\%$.

5.3.5 Laufrad mit 45° -Fase

GRABOW [12] hat gezeigt, daß sich Druckaufbau und Wirkungsgrad von Seitenkanalmaschinen steigern lassen, wenn auf der Rückseite der senkrecht stehenden Laufschaufeln eine Fase angebracht wird. Das hier verwendete Laufrad hat eine Schaufeldicke von $s_D = 3\text{ mm}$. Im radialen Teil der Schaufel wurde eine 45° -Fase so angebracht, daß die an der Oberkante vorhandene Schaufeldicke nur noch $0,5\text{ mm}$ beträgt. Der in Strömungsrichtung vorgestellte Bereich der Laufschaufeln wurde aus

Fertigungsgründen nicht mit der 45°-Fase versehen. In Abbildung 5.20 ist eine Laufschaufel in zwei Ansichten mit der Fase skizziert.

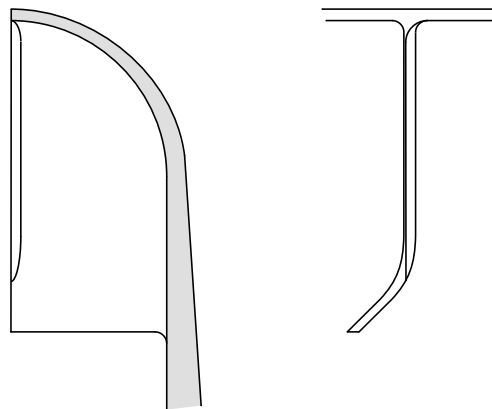


Abbildung 5.20: 45°-Fase auf der Rückseite der Oberkante des radialen Teiles der Laufschaufeln

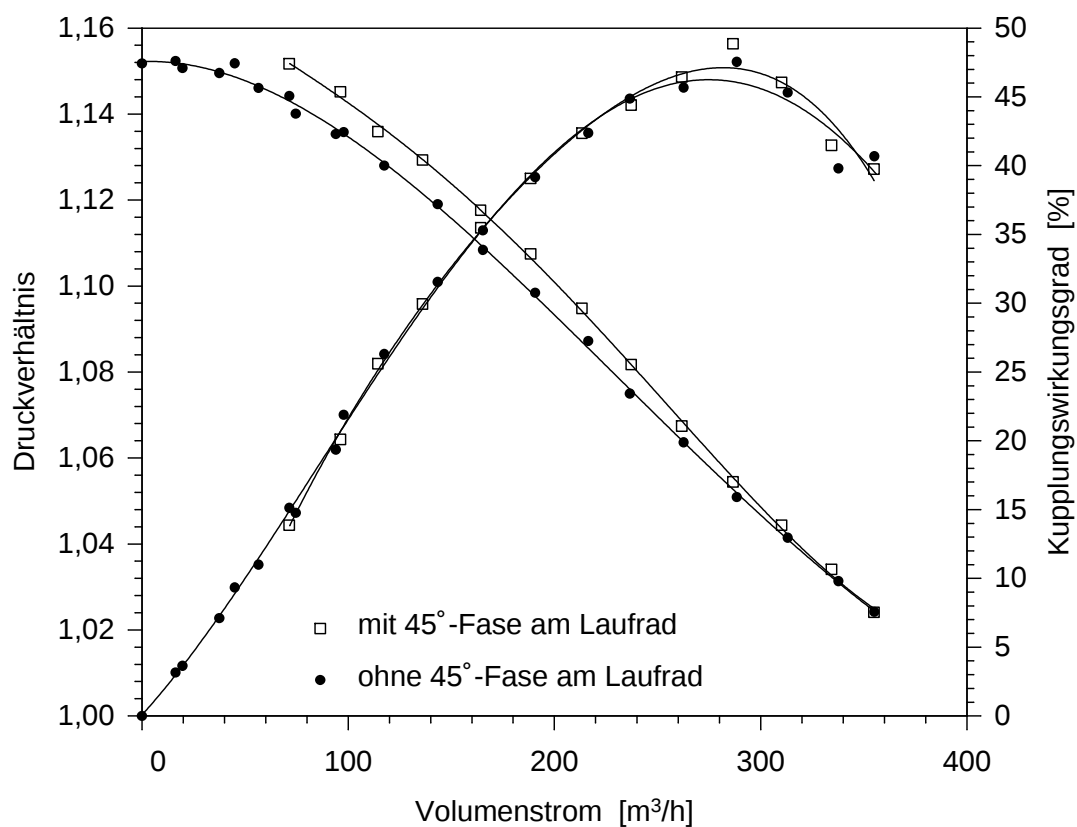


Abbildung 5.21: Messungen mit und ohne 45°-Fase am radialen Teil der Laufschaufeln

Die Auswirkungen der 45°-Fase auf die Kennlinie sind in Abbildung 5.21 deutlich gemacht. Die Kennlinie hebt sich im Bereich steigender Druckverhältnisse an. Der maximal durchsetzbare Volumenstrom wird durch die Änderung nicht beeinflusst.

Betrachtet man den Verlauf der Kupplungswirkungsgradkurven, so stellt man fest, daß hier kaum eine Änderung vorhanden ist. Das Wirkungsgradmaximum liegt weiterhin bei ca. $\eta_{Kupplung} = 47\%$.

Für das erhöhte Druckverhältnis bei kleinerem Volumenstrom gibt es einen entscheidenden Grund. Die Zirkulationsströmung verursacht eine Strömung vom Seitenkanal in das Laufrad vom Innenradius an bis zum Zirkulationszentrum, das bei ca. $r_i + \frac{2}{3}D_K$ liegt. Da im gedrosselten Zustand die Strömungsgeschwindigkeit im Kanal kleiner als die Umfangsgeschwindigkeit der Laufschaufeln ist, kommt es auf der Vorderseite zu Stoßverlusten und auf der Rückseite zu Strömungsablösungen.

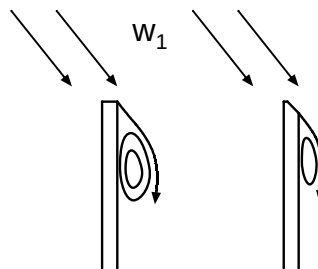


Abbildung 5.22: Schematische Darstellung der Ablösegebiete beim Eintritt der Strömung in das Laufrad

Die 45° -Fase auf der Oberkante der Schaufelrückseite kann zunächst mit anliegender Strömung rechnen. Im weiteren Verlauf tritt trotzdem ein Ablösegebiet auf, doch ist dieses im Vergleich zur Laufschaufel ohne Fase um einiges kleiner. Die Zirkulationsströmung wird mit Fase weniger eingengt bzw. gedrosselt, so daß mehr Energie übertragen und ein höheres Druckverhältnis aufgebaut werden kann.

Liegt ein größeres Ablösegebiet vor, so wird weniger Energie vom Laufrad an das Fluid übertragen, so daß auch eine geringere Leistung vom Motor aufgenommen wird. Bei kleinerem Ablösegebiet wird mehr Leistung vom Motor aufgenommen, so daß sich im Wirkungsgradverlauf keine Änderung einstellt.

Ablösegebiete beinhalten Wirbel, die grundsätzlich verlustbehaftet sind. Es zeigt sich in diesen Messungen, daß, ob kleinere oder größere Wirbel vorliegen, der Einfluß auf die Gesamtverluste vernachlässigbar klein ist. Es bleibt aber offen, ob bei optimalen Schaufelgeometrien im Auslegungspunkt, der Wirkungsgrad doch positiv beeinflusst werden kann.

Sicher kann jedoch festgestellt werden, daß bei richtiger Schaufelwinkelauslegung der Druckaufbau erheblich gesteigert wird.

5.3.6 Verbesserte Strömungsführung auf der Saugseite

Da bisher Änderungen in der Zuströmung zum Seitenkanal, die Saugseitenverdrehung und die Querschnittserweiterung auf der Saugseite, den Wirkungsgrad deutlich anheben konnten, wurde hier erneut eine Modifikation vorgenommen. Vergleichbar mit der Abrundung im Auslaß ist die letzte vorgenommene Änderung eine zusätzliche Abrundung in der 90°-Umlenkung der Saugseite. Bisher lag in der 90°-Umlenkung von der axialen zur radialen Zuströmung nur ein sehr kleiner Radius (ca. $r = 3\text{ mm}$) vor. Durch die im Vergleich zum Auslaß großen Strömungsquerschnitte und kleinen -geschwindigkeiten wurde die Umlenkung nicht als wichtig erachtet. Da inzwischen der Wirkungsgrad von $\eta_{Kupplung} = 41\%$ auf 47% erhöht werden konnte, kam die saugseitige Zuströmung wieder ins Blickfeld. Der Radius in der Umlenkung wurde auf $r = 30\text{ mm}$ erweitert. Eine noch bessere Strömungsführung wäre wünschenswert, ist aber am Versuchsmodell nicht realisierbar.

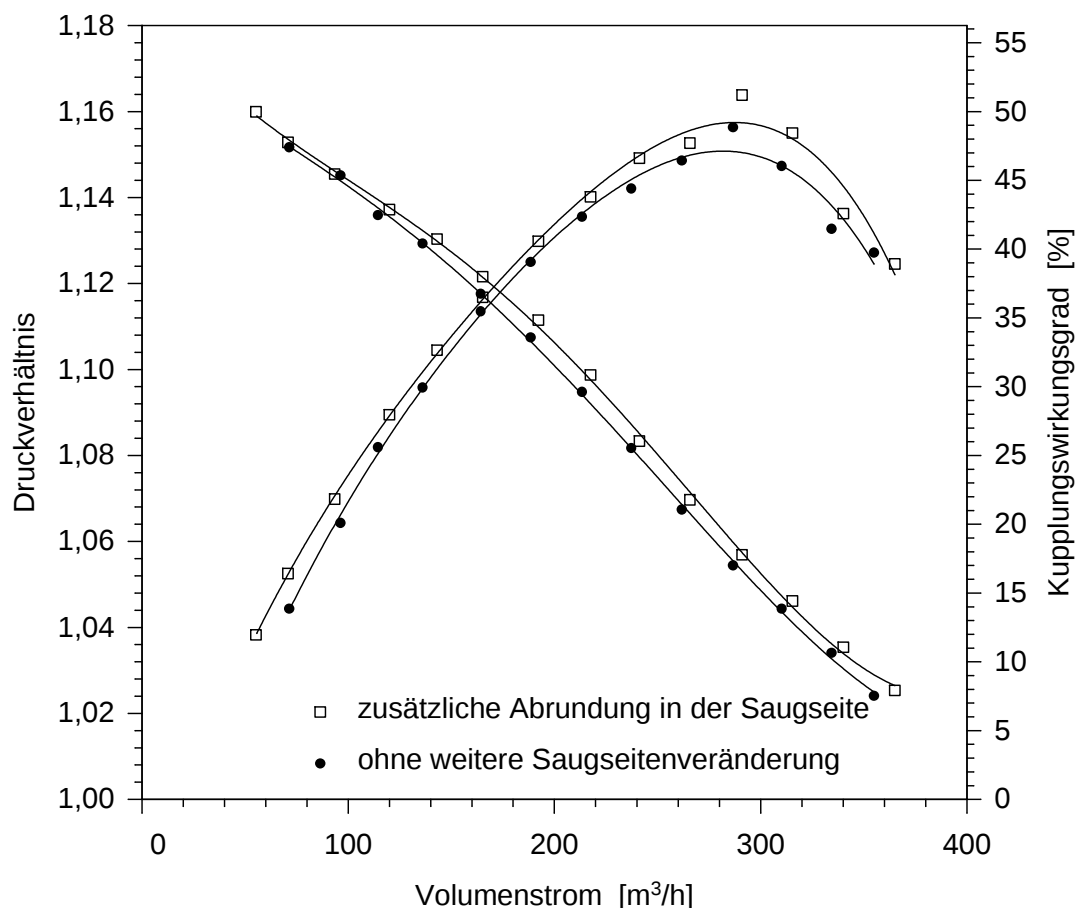


Abbildung 5.23: Messungen vor und nach der verbesserten Strömungsführung durch eine zusätzliche Abrundung der 90°-Umlenkung in der Saugseite

Die Abbildung 5.23 zeigt den Kennlinien- und Kupplungswirkungsgradverlauf vor

und nach der Modifikation in der 90°-Umlenkung der Saugseite. Die Kennlinie mit der zusätzlichen Abrundung in der Saugseite liegt etwas oberhalb derjenigen vor der Änderung. Bei hohen Druckverhältnissen kommen die beiden Kennlinien wieder zusammen. Auch diese Änderung in der Saugseite hat den Wirkungsgrad positiv beeinflusst. Er liegt im gesamten gemessenen Betriebsbereich ca. 2 % oberhalb der Messung ohne der Radienerweiterung.

Es zeigt sich, daß das Ablösegebiet vor der Modifikation trotz der niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten den durchsetzbaren Volumenstrom gedrosselt hat. Der deutlich vergrößerte Radius in der Strömungsumlenkung verkleinert die Ablösung, so daß ein größerer Volumenstrom durchgesetzt wird. Vor und nach der Änderung gibt es einen jeweils unterschiedlichen Volumenstrom, ab dem die Ablösung zuerst auftritt. So zeigt es sich, daß bei einem Volumenstrom unterhalb $\dot{V} \leq 100 \text{ m}^3/\text{h}$ die Kennlinien aufeinander liegen, in beiden Fällen also nur unwesentliche oder keine Ablösung vorliegt. Oberhalb dieses Volumenstromes kommt es offensichtlich zu einer stark unterschiedlichen Ausbildung der Strömungsstruktur, die bei sehr kleinem Radius größere Versperrung und damit Druckverluste erzeugt.

Es zeigt sich erneut, daß Veränderungen der saugseitigen Strömungsführung einen erheblichen Einfluß auf den Wirkungsgradverlauf hat. Nach dieser letzten vorgenommenen Änderung liegt der Kupplungswirkungsgrad des radial zugeströmten Seitenkanalverdichters mit einem Unterbrecher bei nun $\eta_{Kupplung} = 49 \%$.

6 SV mit radialer Zuströmung und zwei Unterbrechern

6.1 Aufbau des Gebläses

Parallel zum SV mit radialer Zuströmung und einem Unterbrecher erfolgte der Aufbau einer Maschine, die in ihrem Kennlinienverhalten wie auch Druckaufbau und Volumenstromdurchsatz zwischen typischen Radialverdichtern und Seitenkanalgebläsen liegt. Dieser neue Maschinentyp ist eine logische Weiterentwicklung des in Kapitel 5 vorgestellten Gebläses. Der Seitenkanal ist in zwei symmetrische Teilgebiete aufgeteilt, wobei jeder Teil wie ein Seitenkanalverdichter durchströmt wird. Folglich befinden sich im bisherigen Seitenkanal zwei Unterbrecher und zwei Druckstutzen. Im Saugstutzen liegt nun nicht mehr nur in einer Richtung eine 90°-Umlenkung vor, sondern es wird nun in zwei entgegengesetzte Richtungen zugeströmt.

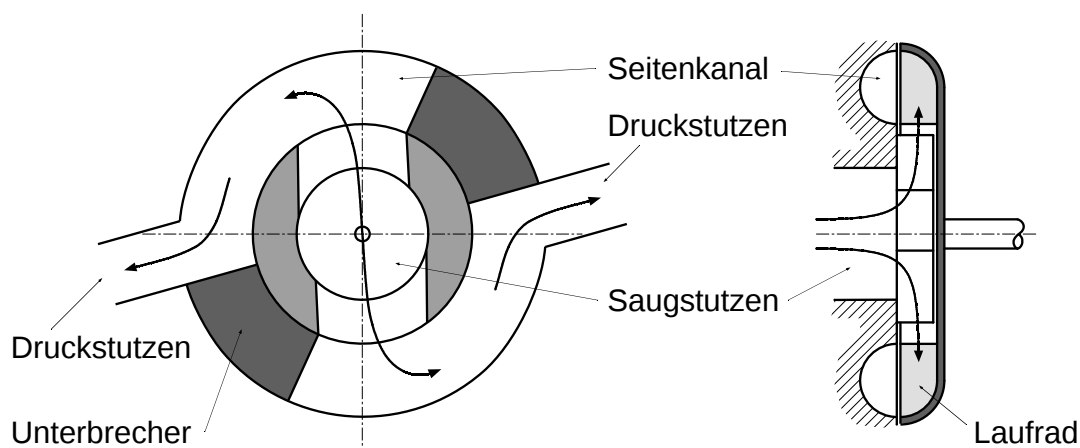


Abbildung 6.1: Schematischer Aufbau eines Seitenkanalverdichters mit radialer Zuströmung und zwei Unterbrechern

In Abbildung 6.1 ist der innere Aufbau dieses neuen Maschinentypes schematisch dargestellt. Die Zuströmung erfolgt zunächst axial zur Strömungsmaschine. Auf Höhe des Laufrades wird die Strömung um 90° umgelenkt, wie das auch bei Radialverdichtern üblich ist. Hierauf folgt die radiale Zuströmung in das Seitenkanalverdichterlaufrad (siehe auch Abbildung 5.5). Der eigentlich zur Verfügung stehende Umfangswinkel für die Verdichtung beträgt nur noch $\Delta\alpha = 75^\circ$, wobei trotzdem mit gutem Druckaufbau gerechnet wird, da die Energieübertragung aufgrund der radialen Zuströmung sofort einsetzt. In der in Kapitel 5 untersuchten Maschine lag dieser Winkel bei $\Delta\alpha = 255^\circ$.

6.2 Kennlinienmessungen

6.2.1 Zuströmwinkelvariation mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung

Wie beim Seitenkanalverdichter mit radialer Zuströmung und einem Unterbrecher wird auch bei diesem Maschinentyp mit einer linearer Geschwindigkeitsverteilung im Bereich der Zuströmung zum Laufrad der bestmögliche Wirkungsgrad erwartet. Erreicht werden soll dies mit einer linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung in diesem Bereich (vergl. Abbildung 5.6(a)). Ebenso wie in Kapitel 5.3.1 dargelegt, wird auch hier die Saugseite in diskreten Winkelschritten von $7,9^\circ$ verdreht, um den Einfluß der Erweiterung zu studieren (Abbildung 5.7). Liegen die Zuströmöffnungen direkt am Übergang vom Unterbrecher in den Seitenkanal an, so liegt der Verstellwinkel 0° vor. Bei dieser Maschine liegt der Verstellwinkelbereich zwischen $-15,8^\circ \dots +31,6^\circ$, d.h., daß der eigentliche Bereich des Seitenkanalverdichters nach der Zuströmung einen Umfangswinkel zwischen $\alpha = 90,8^\circ \dots 43,4^\circ$ einnimmt.

In Abbildung 6.2 sind die Messungen bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung dargestellt. Auch hier sind zur Übersichtlichkeit nur drei Kennlinien durch eine Polynomregression vierter Ordnung eingezeichnet. Bei den Messungen liegen auf der Saugseite Luft im Normzustand und Laufraddrehzahlen von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ vor. Neben den beiden extremen Saugseitenverstellungen ($-15,8^\circ$ und $+31,6^\circ$) ist auch die Kennlinie mit dem besten Wirkungsgrad, bei $+15,8^\circ$, eingezeichnet.

Bei diesen Messungen fällt auf, daß sich der maximale Druckaufbau kaum in Abhängigkeit von der Saugseitenverstellung ändert. Bei geringerer Drosselung gehen dagegen die Kennlinien weit auseinander. So wird beim ersten Meßpunkt im unge-drosselten Kreislauf (nur Anlagenverluste) im Verstellwinkel $+31,6^\circ$ ein fast doppelt so hoher Volumenstrom durchgesetzt, wie dies im Verstellwinkel $-15,8^\circ$ der Fall ist. Eine große Änderung im Kennlinienverlauf liegt zwischen $-15,8^\circ$ und $+7,9^\circ$ vor. Darüber hinaus kommt es zu einer weiteren Zunahme des Volumenstroms, doch sind die Änderungen deutlich geringer.

Aus dem Verlauf der Kennlinien kann man schließen, daß die lineare Seitenkanalquerschnittserweiterung dem durchsetzbaren Volumenstrom gegenüber wie eine Drossel wirkt. Wie bei den Messungen am SV mit einem Unterbrecher muß auch hier der Kanalquerschnitt schneller voll geöffnet werden.

Die Abbildung 6.3 zeigt den Verlauf des maximalen Kupplungswirkungsgrades in Abhängigkeit vom Verstellwinkel der Saugseite. Prinzipiell zeigt sich hier ein ähnlicher Verlauf wie bei den Messungen am SV mit einem Unterbrecher (siehe Abbildung

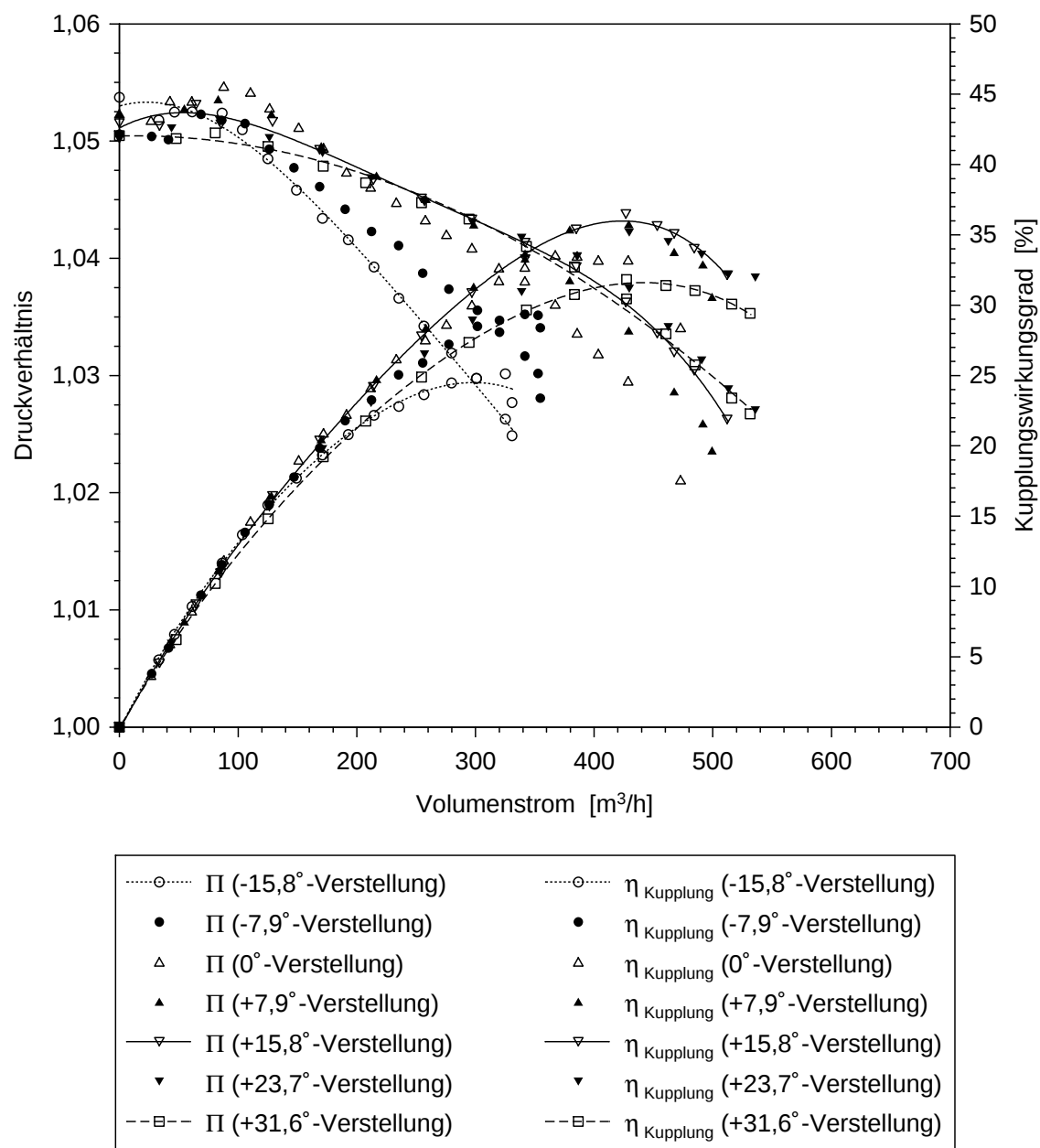


Abbildung 6.2: Messungen am SV mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung

5.9). Das Wirkungsgradmaximum steigt vom Verstellwinkel $-15,8^\circ$ bis $+7,9^\circ$ steil an, erreicht seinen höchsten Wert bei $+15,8^\circ$ und fällt dann wieder ab.

Aus dem Verlauf des maximalen Kupplungswirkungsgrades kann man erkennen, daß die lineare Seitenkanalquerschnittserweiterung im Bereich der Zuströmung nicht die optimale Lösung ist. Erfolgt die Zuströmung in den größtenteils unversperrten Seitenkanal, so erreicht man auch im Wirkungsgrad die besten Ergebnisse.

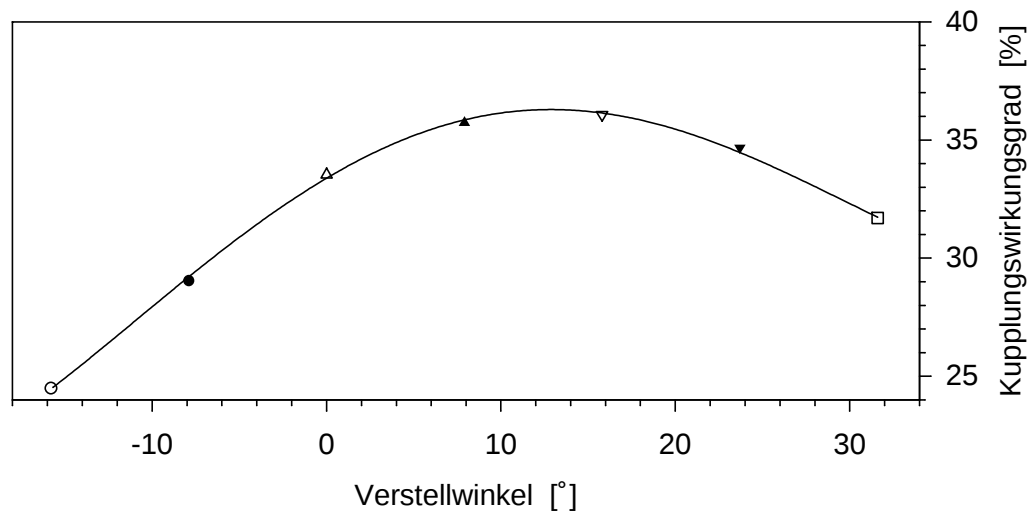


Abbildung 6.3: Maximaler Kupplungswirkungsgrad bei den untersuchten Verstellwinkeln

In weiteren Untersuchungen wird also die Seitenkanalquerschnittserweiterung erheblich verkürzt. Bevor aber wieder Messungen am radial zugeströmten Seitenkanalverdichter mit zwei Unterbrechern vorgenommen wurden, sind die in Kapitel 5 vorgestellten Änderungen auf der Saugseite und Druckseite auch an diesem Modell angebracht worden.

6.2.2 Zuströmwinkelvariation mit kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung

Nachdem Messungen am Modell mit einem und mit zwei Unterbrechern und linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung im Bereich der Zuströmung nicht die gewünschten Ergebnisse lieferten, d.h. der Wirkungsgrad im Verstellwinkel 0° und auch der durchsetzbare Volumenstrom lagen zu niedrig, wurde eine deutlich verkürzte Querschnittserweiterung hinter den Unterbrechern realisiert (siehe auch Abbildung 5.6(b)). Zusätzlich wurden alle in Kapitel 5 vorgestellten Modifikationen, d.h. Querschnittserweiterung auf der Saugseite, sowie größere Radien in den Umlenkungen im Einlaß und Auslaß, vorgenommen.

Ein direkter Vergleich der Kennlinien bei jeweils bestem Wirkungsgrad ist in Abbildung 6.4 vorgenommen. Klar erkennbar liegt die Kennlinie nach den Modifikationen einiges oberhalb der bisherigen. Betrachtet man den Bereich oberhalb $\dot{V} > 175 \text{ m}^3/h$ so kann man praktisch von einer Parallelverschiebung der Kennlinie sprechen. Die Charakteristik ändert sich demnach nicht, da gleichzeitig der durchsetzbare Volumenstrom und das Druckverhältnis angehoben werden. Bei Volumenströmen unterhalb von $\dot{V} \leq 175 \text{ m}^3/h$ zeigt die neue Kennlinie einen instabilen Betriebsbereich.

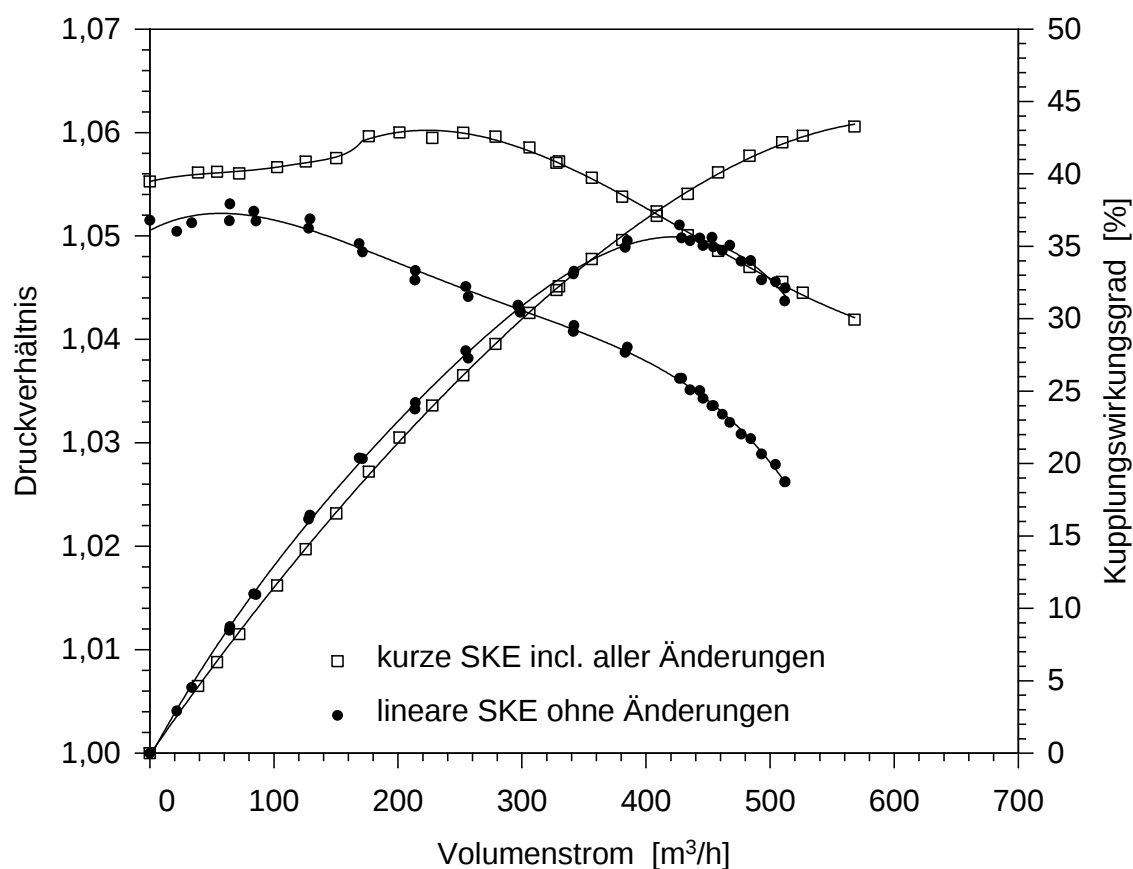


Abbildung 6.4: Vergleich der Messungen mit linearer bzw. kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung (SKE) bei jeweils bestem Wirkungsgrad (nur bei den Messungen mit der kurzen SKE wurden die beschriebenen Änderungen von Kapitel 5 auf der Saug- und Druckseite vorgenommen)

Die Kennlinie steigt nicht weiter stetig an, sondern fällt plötzlich etwas ab und bleibt dann bis zur vollständigen Drosselung auf einem Druckniveau. In diesem Bereich kann die Maschine also nicht eingesetzt werden, da sich bei entsprechenden Anlagenverlusten zwei unterschiedliche Volumenströme einstellen könnten. Demzufolge kann es zu Schwingungen und damit zu Zerstörungen in der Anlage kommen. Dieser Bereich wird in Kapitel 6.2.3 genauer erläutert.

Die Kupplungswirkungsgradkurve nach allen Änderungen erreicht bei maximal meßbarem Volumenstrom im Versuchskreislauf nicht ihren Höchstwert. Bei $\dot{V} = 575 \text{ m}^3/\text{h}$ liegt der Wirkungsgrad bei $\eta_{Kupplung} = 43,3\%$ und damit um ca. 8% über dem Höchstwert der bisherigen Messungen. Daß jetzt die Wirkungsgradkurve nicht mehr ihren Scheitelpunkt überschreitet liegt an den Anlagenverlusten, die bei dem nun gesteigerten Volumenstrom ebenfalls stark zunehmen. Im Gegensatz zu den Wirkungsgradverläufen bei den Messungen mit einem Unterbrecher schneiden

sie sich hier bei $\dot{V} \approx 350 \text{ m}^3/\text{h}$. Von diesem Schnittpunkt aus zu kleineren Volumenströmen liegt der Wirkungsgrad mit der linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung oberhalb der neu gemessenen Kurve.

Bei kleineren Volumenströmen, d.h. bei starker Drosselung, wirken sich die Änderungen in der Saug- und Druckseite nur wenig aus. Hier zeigt es sich, daß eine Drosselung in der Zuströmung, wie sie mit der linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung vorliegt, die Leistungsaufnahme so weit reduziert, daß sich dies im Wirkungsgrad positiv bemerkbar macht. Im Bereich der Zuströmung kann sich durch den Einbau der linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung im Seitenkanal keine großräumige Zirkulationsströmung einstellen, so daß hier nur wenig Energie vom Laufrad an die Strömung übertragen wird. Im Gegensatz dazu wird bei der kurzen Seitenkanalquerschnittserweiterung auch im Bereich der Zuströmung die Zirkulationsströmung aufgebaut, die in diesem Bereich durch die Überlagerung mit der Zuströmung stärker verlustbehaftet ist. Es wird also mehr Energie vom Laufrad an das Fluid übertragen und dort sofort wieder zum Teil dissipiert. Das führt dazu, daß der Wirkungsgrad bei kleinem Volumenstrom zunächst flacher verläuft als in der Variante mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung.

In Abbildung 6.5 ist ein Vergleich der Messungen mit verschiedenen Verstellwinkeln der Saugseite und kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung dargestellt. Wieder sind nur drei Kennlinien durch eine Polynomregression vierter Ordnung eingezeichnet, um die Übersichtlichkeit zu wahren. Neben den beiden extremen Saugseitenverstellungen ($-15,8^\circ$ und $+31,6^\circ$) ist auch die Kennlinie mit dem besten Wirkungsgrad, bei $+7,9^\circ$, eingezeichnet. Die Kennlinien sind nur bis zur Instabilitätsgrenze dargestellt. Auf der Saugseite lag bei den Messungen Luft im Normzustand vor, die Laufraddrehzahlen lagen wieder bei $n = 3\,000 \text{ min}^{-1}$.

Prinzipiell kann wieder festgestellt werden, daß die Kennlinien sich mit steigendem Verstellwinkel anheben. Nur die beiden Kennlinienmessungen bei den Verstellwinkeln $+23,7^\circ$ und $+31,6^\circ$ liegen direkt aufeinander. Hier ist also der Punkt erreicht, ab dem mit keiner weiteren Kennlinienanhebung mehr zu rechnen ist. Wird im stark gedrosselten Zustand der instabile Bereich erreicht, liegen die Messungen alle etwa auf gleicher Höhe.

Neben der Kennlinienbetrachtung wird auch hier wieder die Abhängigkeit des maximal gemessenen Kupplungswirkungsgrades vom Verstellwinkel der Saugseite (in Abbildung 6.6 dargestellt) betrachtet. Bei dem Verstellwinkel von $+7,9^\circ$ wird der höchste Wert von $\eta_{\text{Kupplung}} = 43,3\%$ erreicht. Bei einer Saugseitenverdrehung in beide Richtungen kommt es gleichermaßen zu einem deutlichen Rückgang des Wirkungsgrades.

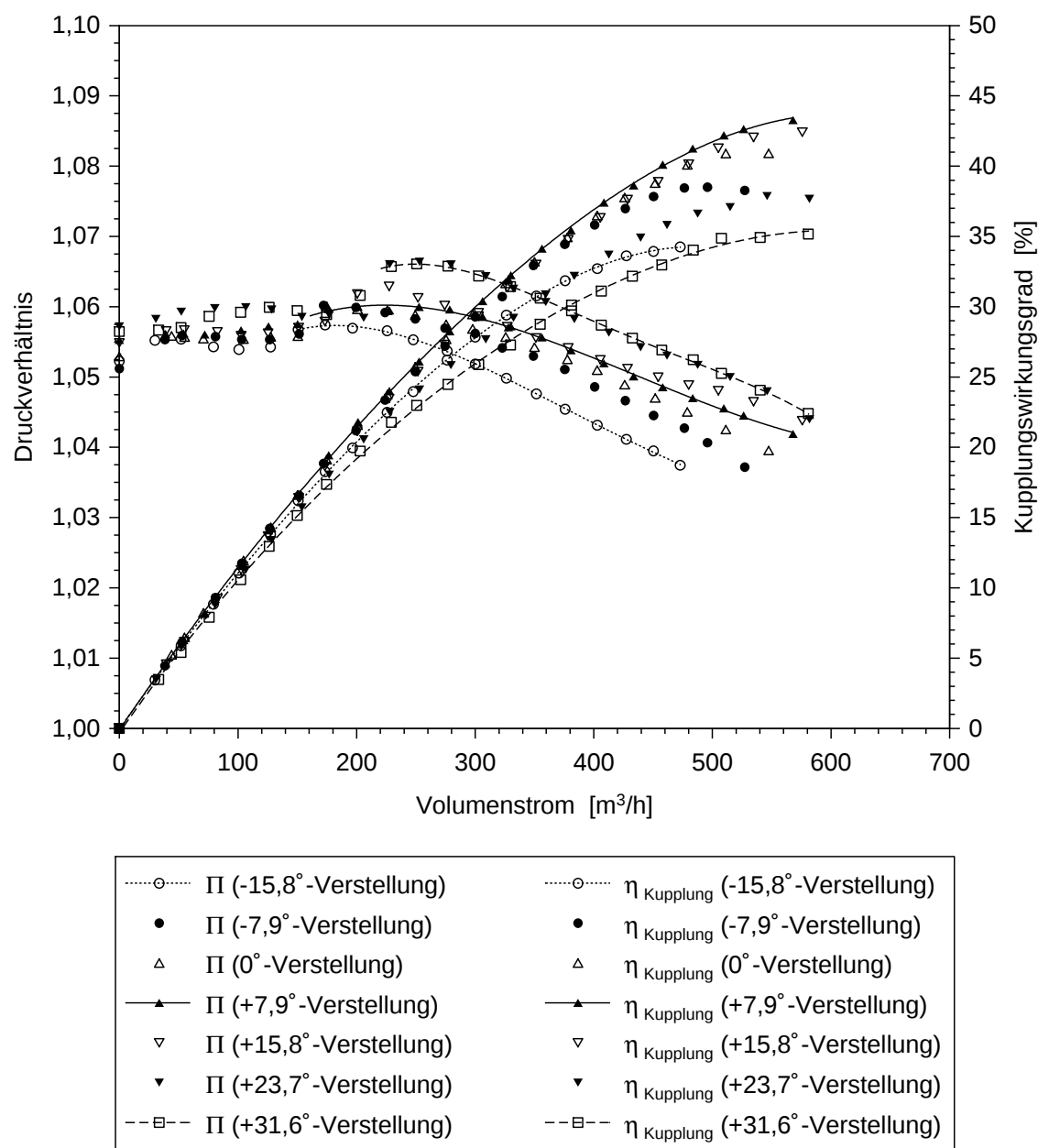


Abbildung 6.5: Messungen am SV mit kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung bei unterschiedlichen Verstellwinkeln der Zuströmung

Trotz der kurzen Seitenkanalquerschnittserweiterung hinter den Unterbrechern wird nicht durch direkt nach dem Unterbrecher angeordnete Zuströmung der höchste Wirkungsgrad und die beste Kennlinie erreicht. Es zeigt sich wieder wie in Kapitel 5.3.4 unter Abbildung 5.18 beschrieben, daß ein stabiler und stationärer Wirbel kleinen Ausmaßes hinter jedem Unterbrecher sowohl den Druckaufbau wie auch den Wirkungsgrad positiv beeinflusst. So ist es ratsam, zwischen den Unterbrechern und der Zuströmung zum Laufrad einen kleinen Freiraum für diese Wirbel im Bereich

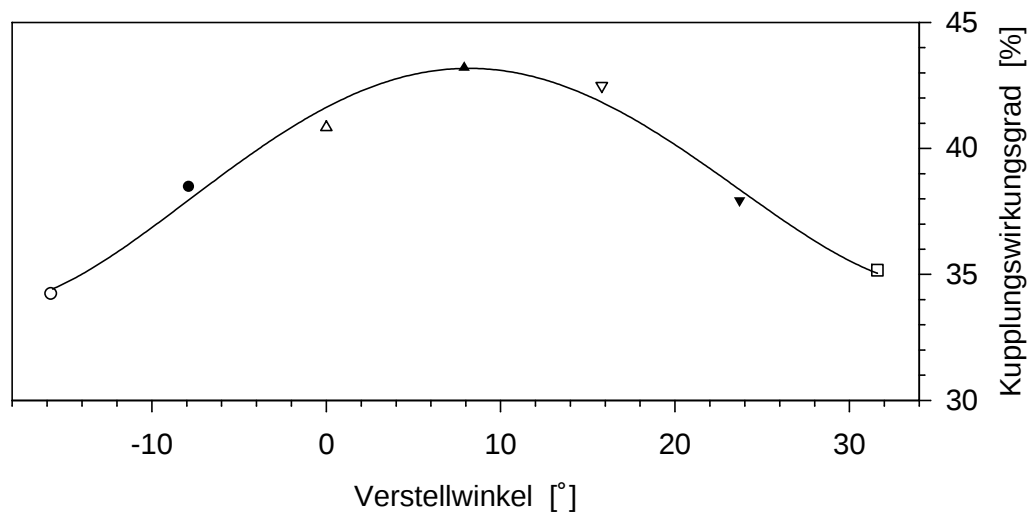


Abbildung 6.6: Maximaler Kupplungswirkungsgrad bei den untersuchten Verstellwinkeln

von $\Delta\alpha \approx 6^\circ \dots 10^\circ$ bei Seitenkanalverdichtern mit zwei Unterbrechern und $\Delta\alpha \approx 6^\circ \dots 16^\circ$ bei solchen mit einem Unterbrecher zu realisieren. Dieses Ergebnis kann vielleicht auch auf Seitenkanalverdichter üblicher Bauart übertragen werden. Das bedarf aber noch weiterer Untersuchungen.

6.2.3 Diskussion des instabilen Kennlinienbereiches

Bei den Messungen am Seitenkanalverdichter mit einem Unterbrecher ist kein instabiler Betriebsbereich aufgetreten. Im hier untersuchten Modell mit zwei parallel durchströmten, erheblich verkürzten Seitenkanälen stellen sich plötzlich Instabilitäten in der Kennlinie ein. Im folgenden soll dieses Verhalten erläutert werden. Hierzu wird zunächst die Meßtechnik auf der Druckseite beschrieben.

In Abbildung 6.7 ist die Anordnung der Druck- und Temperaturmessung auf den Druckseiten 1 und 2 erkennbar. Nachdem die Strömung in der Maschine auf der Druckseite um 90° umgelenkt wird, folgt direkt anschließend erneut eine 90° -Umlenkung. Erst danach erfaßt die Meßtechnik den thermodynamischen Zustand des Fluides. Am rechten Rand des Bildes kann man noch die Zusammenführung der beiden druckseitigen Leitungen erkennen.

Bei den Messungen am Seitenkanalverdichter mit linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung wurde der vollständig gedrosselte Meßpunkt nur sehr kurz betrieben (ca. 30 s), da eine Überhitzung der Maschine durch fehlenden Fluidaustausch erwartet wurde.

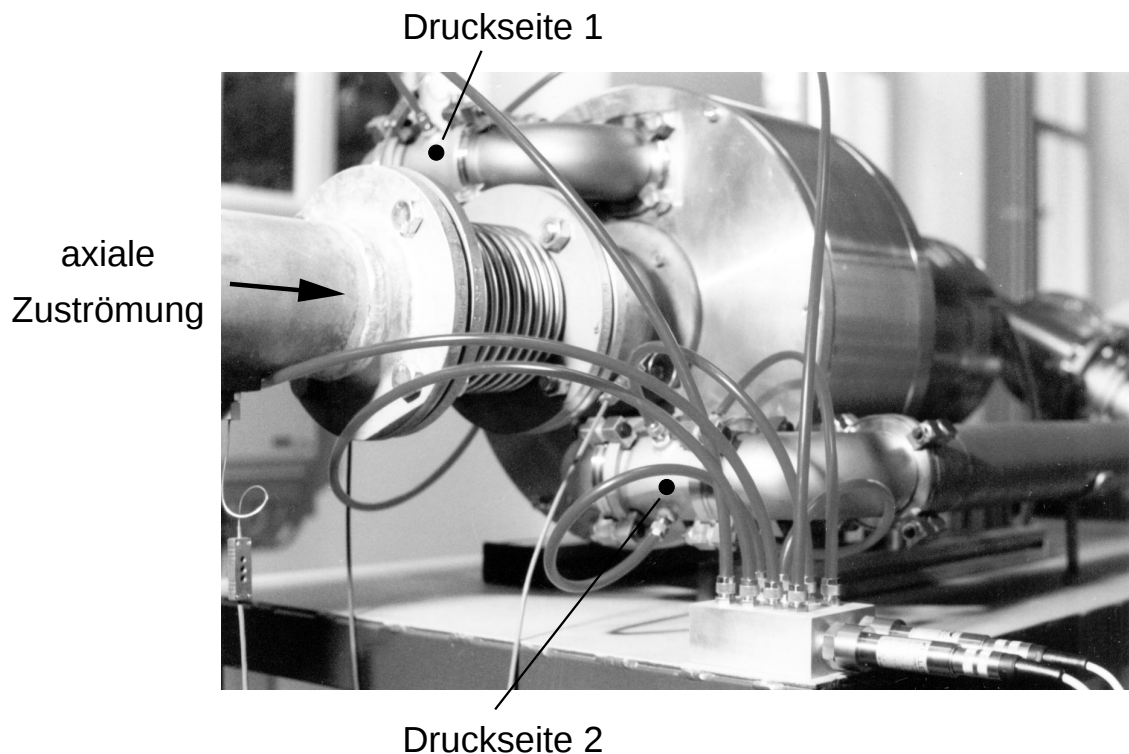


Abbildung 6.7: Versuchsmodell SV mit radialer Zuströmung und zwei Unterbrechern. Die druckseitigen Messungen (Druck und Temperatur) werden außerhalb der Maschine nach einer erneuten 90°-Umlenkung vorgenommen.

Die Abbildung 6.8 zeigt die Kennlinie und die Temperaturverläufe der beiden Druckseiten am Modell mit der linearen Seitenkanalquerschnittserweiterung. Die Messung startet bei maximalem Volumenstrom und wird dann von Meßpunkt zu Meßpunkt gedrosselt, wobei der Zeitabstand zwischen zwei Meßwerterfassungen bei ca. 10 min liegt. Mit steigendem Druckverhältnis und schlechter werdendem Wirkungsgrad steigt die Temperatur auf der Druckseite an. Aus Vorsicht lag der Abstand zwischen den beiden letzten Meßpunkten nur bei $\Delta t \approx 30 \text{ s}$.

Betrachtet man allein die Kennlinie, so kann man noch nicht gesichert einen instabilen Bereich feststellen. Vergleicht man aber auch noch die Messungen von Abbildung 6.2 mit dieser, so liegt der voll gedrosselte Betriebspunkt häufig niedriger als der nicht ganz gedrosselte.

Ein Blick auf den Temperaturverlauf kann den Kennlinienverlauf erklären helfen. Betrachtet man zunächst den Verlauf auf der Druckseite 2, so liegt hier nichts Unerwartetes vor. Die Temperatur nimmt bis zum vorletzten Meßpunkt zu, beim voll gedrosselten Meßpunkt liegt sie dann auf fast gleicher Höhe. Das kann man sich, auch bei erwarteter nicht mehr nach außen durchströmter Maschine, aus dem Abstand zwischen Druckstutzen und Meßstelle erklären. Doch sieht man den letzten

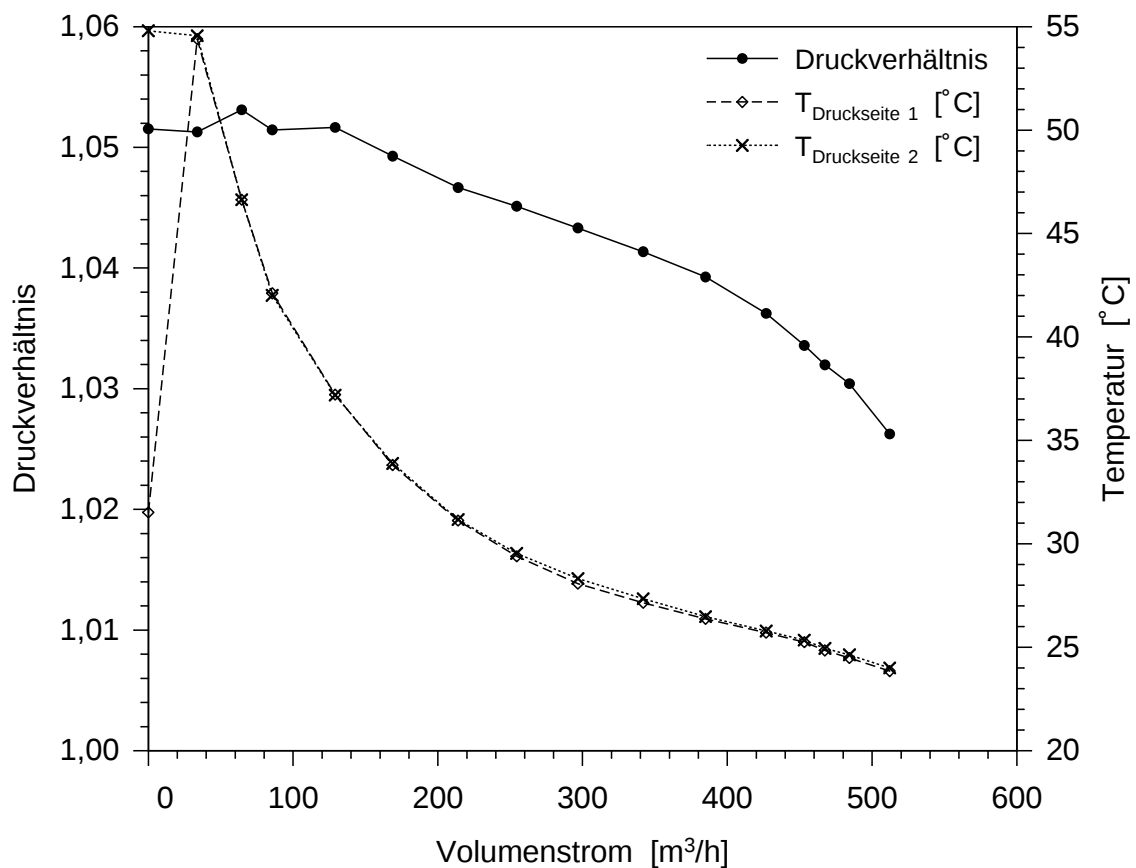


Abbildung 6.8: Kennlinie und Temperaturverlauf bei der Messung am SV mit zwei Unterbrechern und linearer Seitenkanalquerschnittserweiterung

Meßpunkt der Temperatur auf der Druckseite 1, so zweifelt man zunächst an der Meßtechnik. Ist diese Möglichkeit ausgeschlossen, muß man sich überlegen, ob bei nicht durchströmter Maschine eine so große Differenz zwischen den Temperaturen auf der Druckseite 1 und der Druckseite 2 auftreten kann. Aus zeitlichen Gründen und weil die Maschine schließlich nicht im voll gedrosselten Zustand betrieben werden soll, wurde diese Auffälligkeit nicht weiter untersucht.

Nachdem die Druckverluste auf der Saug- und Druckseite verringert sind, zeigt die Kennlinie bei kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung einen deutlichen instabilen Bereich (siehe Abb. 6.9). Kurz nachdem das höchste Druckverhältnis überschritten ist, tritt wieder im Temperaturverlauf auf der Druckseite 1 ein deutlicher Einbruch auf. In dieser Messung liegt zwischen den drei ersten Meßwerten jeweils eine Zeitdifferenz von 30 min. Die darauffolgenden Messungen liegen im Abstand von 10 min. Auch im voll gedrosselten Zustand wird die Maschine zunächst 5 min betrieben, bis der Meßwert erfaßt wird.

Dieser starke Rückgang der Temperatur bei gleichzeitiger Förderung von

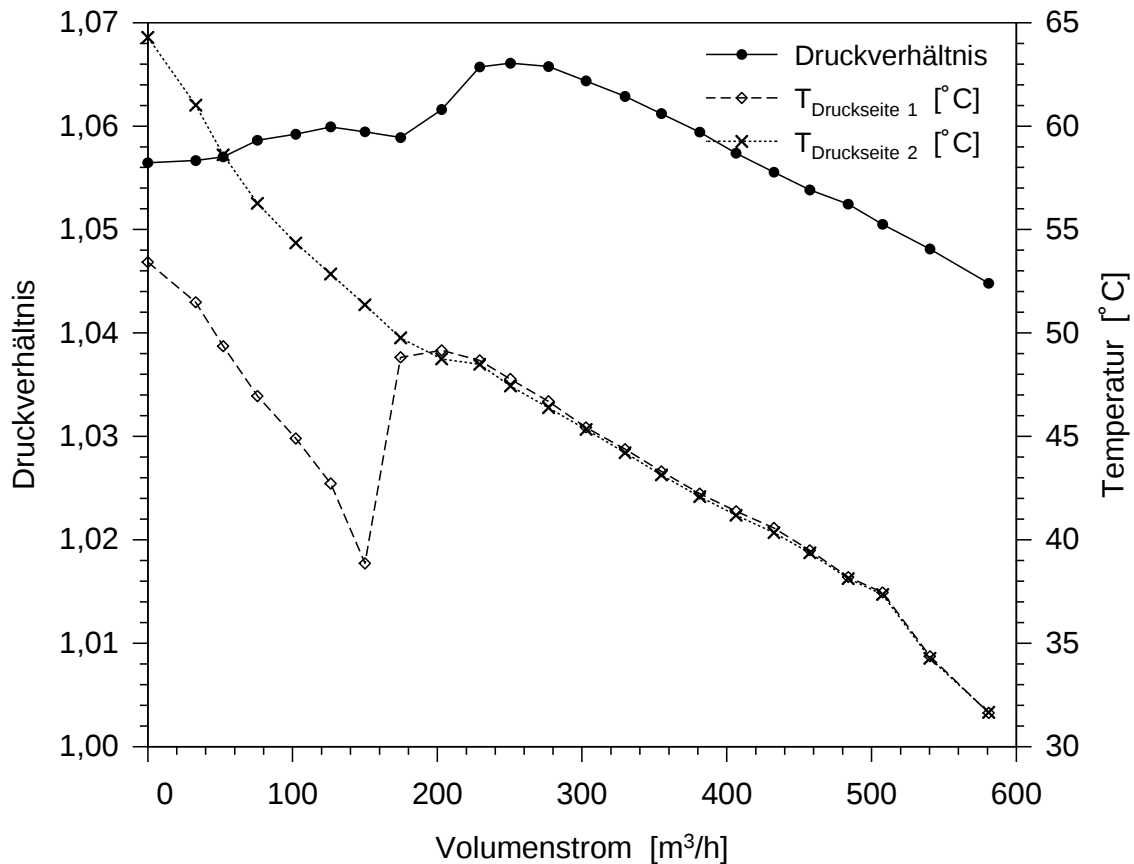


Abbildung 6.9: Kennlinie und Temperaturverlauf bei der Messung am SV mit zwei Unterbrechern und kurzer Seitenkanalquerschnittserweiterung

$\dot{V} = 150 \text{ m}^3/\text{h}$ ist erstaunlich. Aus dem weiteren parallelen Temperaturverlauf zwischen Druckseite 1 und 2 folgt schließlich, daß der eine Teil des Seitenkanalgebläses entgegen der üblichen Strömungsrichtung durchströmt wird.

Dieser neue Maschinentyp, der prinzipiell wie zwei parallelgeschaltete Gebläse aufgebaut ist, erzeugt einen inneren Kurzschluß über die Saugseite bei kleinen Volumenströmen. Es zeigt sich, daß selbst bei saugseitig voll gedrosselter Maschine über die beiden miteinander verbundenen Druckstutzen eine Durchströmung erfolgt.

Ein Versuch mit einer Fadensonde, bei dem die druckseitigen Rohrleitungen entfernt wurden, zeigte die Rückströmung, wie sie in Abbildung 6.10 skizziert ist. Hierbei kommt es tatsächlich im einen Druckstutzen zu einer Strömung in die Maschine, während aus dem anderen Druckstutzen der Maschine die Luft herausströmt.

Bei den meisten Messungen setzt die Rückströmung auf der Druckseite 1 ein, doch dies trifft nicht immer zu. Hält man bei den geöffneten Druckstutzen die noch ausströmende Seite zu, führt das jeweils dazu, daß sich die Strömungsrichtung umdreht. Im jeweiligen erreichten Zustand bleibt die Strömung stabil. Es kommt nicht zu

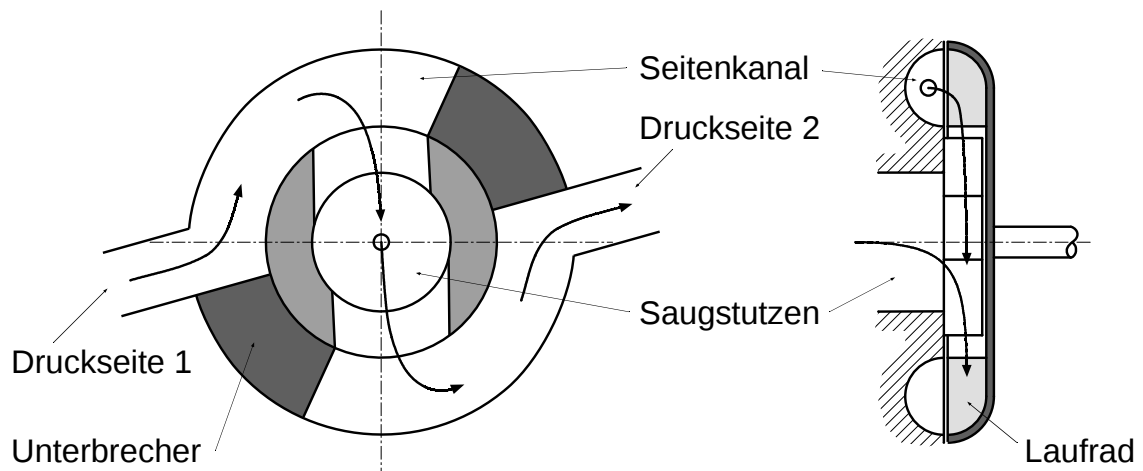


Abbildung 6.10: Prinzipielle Strömungsrichtung im SV mit zwei Unterbrechern im instabilen Kennlinienbereich

einem Umschlag der Strömungsrichtung, wenn dies nicht durch das Zuhalten der fördernden Seite provoziert wird.

In einem weiteren Versuch sind die Rohrleitungen an den Druckseiten wieder angeschlossen, dafür ist die Saugseite frei zugänglich. In dem nun druckseitig gedrosselten Gebläse kann mit einer Fadensonde die Strömung im Saugstutzen untersucht werden. Wie inzwischen erwartet, zeigt sich auch in diesem Bereich die in Abbildung 6.10 dargestellte Strömung. Deutlich kann man die von der einen zur anderen saugseitigen Laufradzuführung strömende Luft durch den Saugstutzen beobachten.

Durch die Entdrosselung in der saugseitigen Laufradzuführung und durch die verkürzte Seitenkanalquerschnittserweiterung wird die Kurzschlußströmung durch den Saugstutzen erleichtert. Es kommt daher zu einem erweiterten instabilen Kennlinienbereich. Unterbindet man diese Kurzschlußströmung, z.B. indem man ein in die Saugseite führendes Leitblech zur Trennung der beiden Zuführungen einfügt, so kann man eventuell dieses instabile Verhalten zu höheren Druckverhältnissen und kleineren Volumenströmen verschieben. Dies sollte in weiteren Untersuchungen geprüft werden.

6.2.4 Druckaufbau im Seitenkanal

In konventionell durchströmten Seitenkanalmaschinen kommt es zunächst im Seitenkanal hinter dem Unterbrecher zu einem Druckabfall. Auf einem Winkelweg von $\Delta\alpha \approx 50^\circ$ der Verdichtung wird lediglich der gleiche Druck, der im Saugstutzen vorliegt, wieder erreicht. Im weiteren Verlauf wird fast linear zum Umfangswin-

kel der Druck bis kurz vor dem Unterbrecher am Druckstutzen aufgebaut. Hierauf folgt ein reduzierter Druckaufbau, der durch den Einfluß von Unterbrecher und 90°-Umlenkung im Auslaß bestimmt wird.

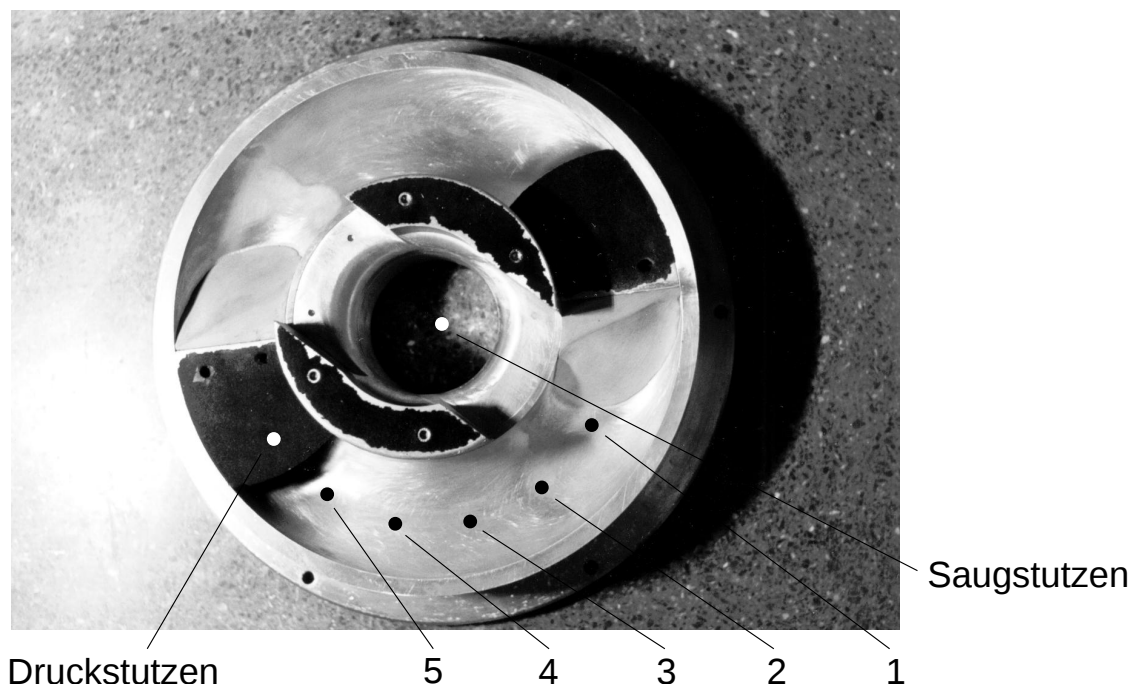


Abbildung 6.11: Druckmeßstellen im Seitenkanal in äquidistanten Abständen von $\Delta\alpha = 25^\circ$

Das Verhalten, wie es von konventionellen Seitenkanalverdichtern her bekannt ist, kann in dem neuen Gebläse mit zwei Unterbrechern nicht wiedergefunden werden. Der relativ hohe Druckaufbau bei einem nur zur Verdichtung zur Verfügung stehenden Umfangswinkel von $\Delta\alpha = 75^\circ$ könnte nicht erreicht werden, wenn ähnliches Verhalten vorläge. So sind zur Bestimmung des Druckaufbaues über den Umfangswinkel Druckmeßstellen im Seitenkanal von der Saugseite an in Abständen von je $\Delta\alpha = 25^\circ$ angebracht worden. Die Meßstellen befinden sich wie üblich auf dem mittleren Radius am vom Laufrad entferntesten Bereich im Seitenkanal, wie es in Abbildung 6.11 angedeutet ist.

Abbildung 6.12 zeigt den Druckaufbau von der Saugseite an bis zur Druckseite im Bereich des Seitenkanals. Hierbei lag der bestmögliche Wirkungsgrad mit der Saugseitenverstellung $+7,9^\circ$ und voll geöffnetem Drosselschieber vor. Deutlich erkennt man, daß bereits an der ersten Meßstelle im Seitenkanal ein höherer Druck als im Saugstutzen vorhanden ist. Das ist ein Verhalten, das bisher bei keiner Seitenkanalmaschine je gemessen wurde. Im weiteren Verlauf kann der seitenkanalmaschinentypische lineare Druckaufbau bis zum Druckstutzen festgestellt werden.

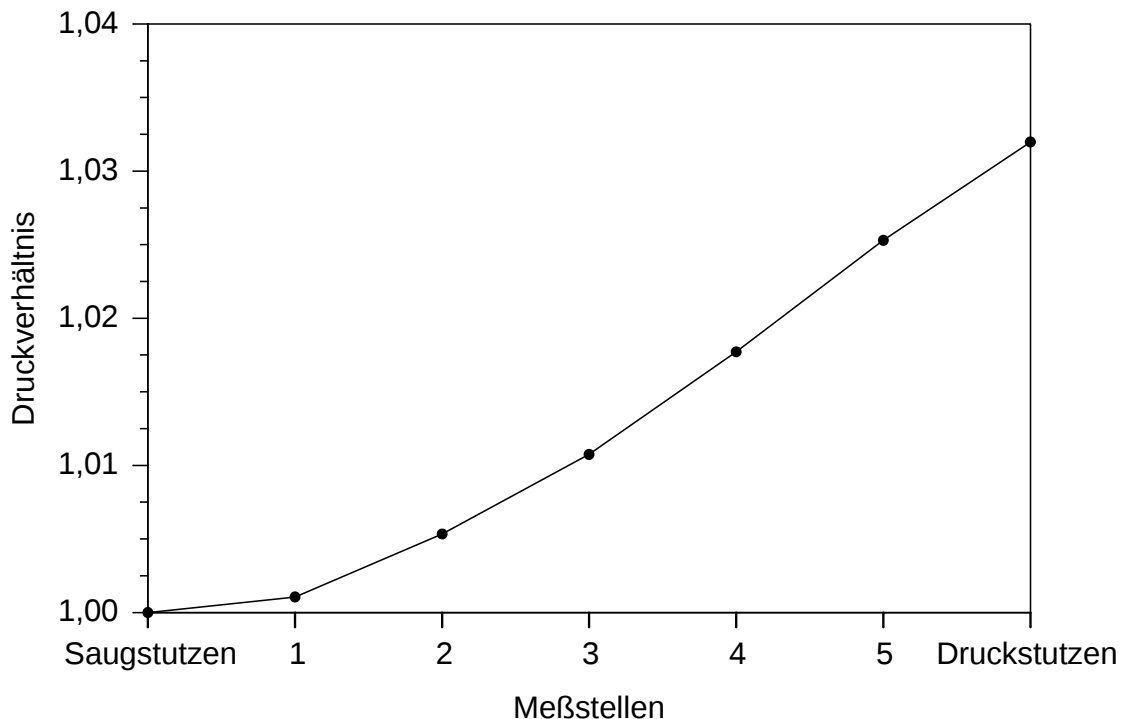


Abbildung 6.12: Bei Saugseitenverstellung $+7,9^\circ$ und bestem Wirkungsgrad sind hier die Druckverhältnisse zwischen den Drücken an den Meßstellen und der Saugseite dargestellt

Da im Bereich der Zuströmung keine Absenkung der Druckniveaus vorhanden ist, kann trotz des verkürzten Umfangswinkels durch zwei Unterbrecher die gute Kennlinie und der gute Wirkungsgrad erreicht werden. Denkt man an die stark kavitationsempfindlichen Seitenkanalpumpen, besonders im Bereich der Saugseite, so könnte die radiale Zuströmung bei großem Strömungsquerschnitt eine interessante Alternative zu den konventionellen Formen sein.

Die Abbildung 6.13 zeigt den gesamten Kennlinienverlauf an jeder Meßstelle im Seitenkanal. Die Messung wurde mit einer Drehzahl von $n = 2\,500 \text{ min}^{-1}$ aufgenommen, so daß sie hier in dimensionsloser Form dargestellt wird. Die Druckmeßstellen im Seitenkanal befinden sich auf der Seite, die im instabilen Kennlinienbereich entgegen der Laufradrichtung durchströmt wird.

Im stabilen Kennlinienbereich kann prinzipiell der lineare Druckanstieg über den Umfang wiedergefunden werden. Auch liegt der Druck bei der ersten Meßstelle hinter dem Unterbrecher im Seitenkanal grundsätzlich höher als der Druck im Saugstutzen. Im instabilen Kennlinienbereich erfolgt das Druckgefälle zu einem Großteil auf einem sehr schmalen Winkelweg zwischen dem Druckstutzen und der vierten Meßstelle. Der direkte Weg von der dritten Meßstelle in den Saugstutzen ist bereits so kurz,

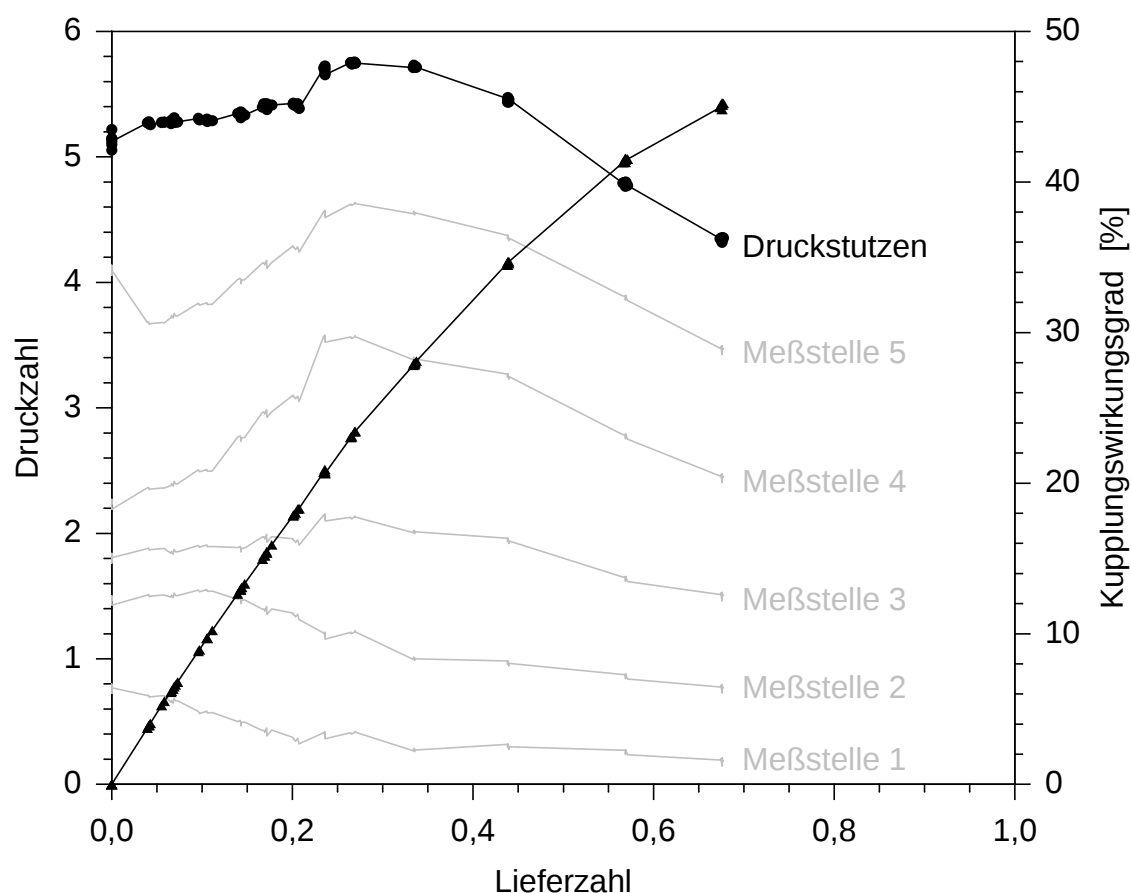


Abbildung 6.13: Messung bei $n = 2\,500\,min^{-1}$ incl. den Meßwerten aus dem Seitenkanal in dimensionsloser Darstellung

daß bei vorliegender Rückströmung hier kaum noch ein erhöhter Druck aufgebaut werden kann. Zudem kommt es durch die Rückströmung zu einer völlig geänderten Strömungsausbildung und Energieübertragung in diesem Bereich.

Der nicht abgesenkte Druck hinter den Unterbrechern ermöglicht es der Maschine das gute Druckverhältnis aufzubauen. Im Seitenkanalpumpenbau tritt durch die Druckabsenkung in der Zuströmung hinter den Laufradschaufeln Kavitation auf. Die hier untersuchte Form der radialen Zuströmung kann diese Kavitation reduzieren.

6.2.5 Kennlinien bei diversen Drehzahlen

In Abbildung 6.14 ist das Ergebnis der Messungen am SV mit radialer Zuströmung und zwei Unterbrechern bei diversen Drehzahlen mit den dimensionslosen Kennzahlen (siehe Gleichungen 3.11 und 3.12) dargestellt. Bei der Messung mit $n = 1\,320\,min^{-1}$ wurde zusätzlich ein Seitenkanalverdichter in den Kreislauf integriert, der die Druckverluste der Anlage überwindet.

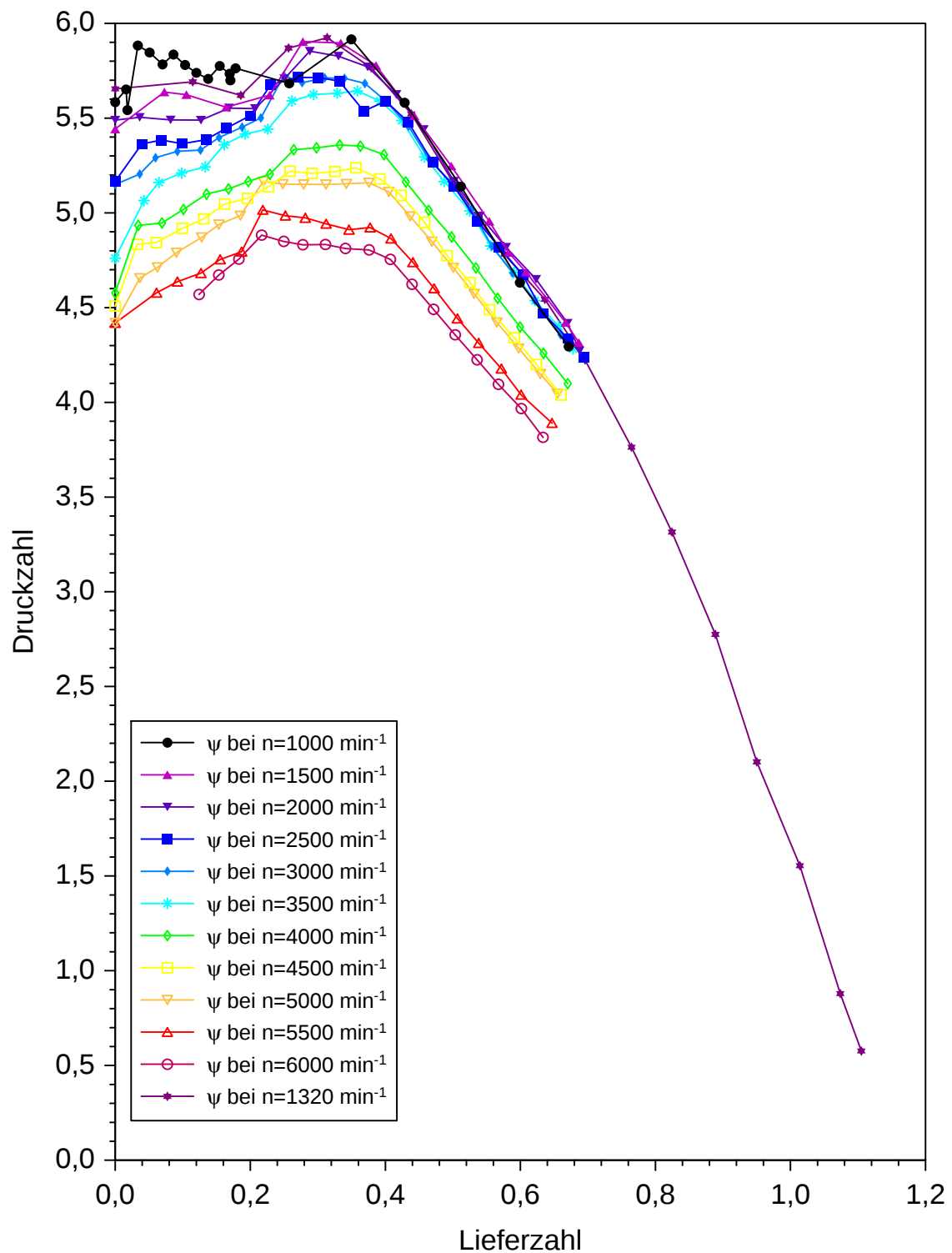


Abbildung 6.14: Messungen bei diversen Drehzahlen. Bei der Messung mit $n = 1320 \text{ min}^{-1}$ wurde ein Seitenkanalverdichter zusätzlich in den Kreislauf integriert, der die Druckverluste der Anlage überwindet.

Deutlich kann man die von BENDER [3] (siehe auch Abbildung 5.11) festgestellte Abhängigkeit des Druckaufbaus von der Drehzahl beobachten. Auch hier nimmt der unter dem Unterbrecher von der Druckseite zur Saugseite geförderte Volumenstrom mit steigender Druckdifferenz, also mit steigender Drehzahl, zu. Hieraus ist der Rückgang der dimensionslosen Kennlinie bei kleinen Lieferzahlen zu erklären.

Aus der gesamten Kennlinie, die bei einer Drehzahl von $n = 1\,320\text{ min}^{-1}$ aufgenommen wurde, ist ersichtlich, daß die Kennlinie die Abszisse bei $\varphi_K \approx 1,15$ schneidet. Daraus folgt, daß die Strömung im Seitenkanal im Mittel schneller ist als die mittlere Laufradumfangsgeschwindigkeit. Hieraus kann man schließen, daß das Zirkulationszentrum und damit der Vergleichsdurchmesser für die mittlere Kanalströmungsgeschwindigkeit in Richtung Außendurchmesser verschoben ist, so wie dies auch aus den PIV-Auswertungen deutlich wurde. Weiter erkennt man daraus das gute Förderverhalten bei höheren Volumenströmen.

Die mittlere Umfangsgeschwindigkeit des Fluids im Seitenkanal beträgt bei $\varphi_K = 1,15$:

$$c_K = 1,15 \cdot (\pi D_m n) . \quad (6.1)$$

Also liegt der Vergleichsdurchmesser für die mittlere Geschwindigkeit bei $D_r = 1,15 \cdot D_m = 298\text{ mm}$. Das ist der Durchmesser, bei dem die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades gleich der mittleren Umfangsgeschwindigkeit des Fluids im Seitenkanal ist. Ein Ergebnis der PIV-Untersuchungen besagt, daß das Zirkulationszentrum bei $D_z = 2(r_i + 2/3 \cdot D_K)$, also in diesem Fall bei $D_z = 295,6\text{ mm}$, liegt. Bis auf die unerhebliche Abweichung zwischen D_r und D_z ist somit gezeigt, daß der Vergleichsdurchmesser für die mittlere Kanalströmungsgeschwindigkeit gleich dem Durchmesser ist, bei dem sich das Zirkulationszentrum befindet.

Da im ungedrosselten Zustand kein Druckgradient in Umfangsrichtung vorliegt, müßte die Strömungsgeschwindigkeit gleich der Laufradgeschwindigkeit sein. Aus der radialen Zuströmung resultiert aber eine induzierte Zirkulationsströmung. Somit könnte die Verteilung der Umfangsgeschwindigkeit im Seitenkanal schematisch folgendermaßen aussehen (siehe Abb. 6.15):

- zwischen D_z und D_a erreicht die Strömung bis auf einen minimalen Schlupf die maximale Laufradgeschwindigkeit,
- zwischen D_i und D_z liegt die Umfangsgeschwindigkeit im Seitenkanal über der Laufradgeschwindigkeit. Das wird durch den Transport von kinetischer Energie durch die Zirkulationsströmung vom äußeren Durchmesserbereich in den inneren erreicht.

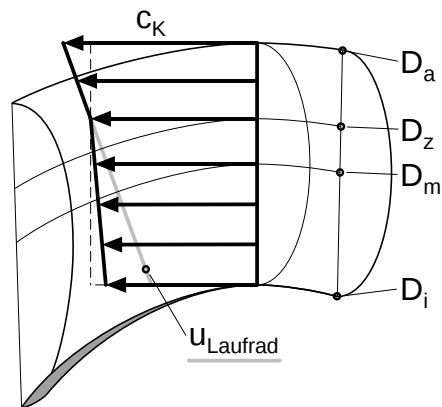


Abbildung 6.15: Verteilung der Umfangsgeschwindigkeitskomponente c_K des Fluids im Seitenkanal bei ungedrosseltem Gebläse und überlagerter Zirkulationsströmung

Hiermit ist gezeigt, daß auch Lieferzahlen von $\varphi_K > 1$ erreichbar sind, falls Energietransport durch eine induzierte Zirkulationsströmung ermöglicht wird.

7 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit ist es, eine Strömungsmaschine zu finden, die in ihren Kennlinieneigenschaften zwischen den Seitenkanalverdichtern und den Radialverdichtern anzuordnen ist. Zu diesem Zweck war zunächst ein Einblick in die Art der Energieübertragung in Seitenkanalverdichtern notwendig, da bis heute in der Fachwelt keine einheitliche Meinung darüber anzutreffen ist.

Mit Hilfe der *Particle-Image-Velocimetry* wurde ein dreidimensionales Strömungsfeld in einem mit Wasser betriebenen Seitenkanalverdichter aufgenommen. Der aus Plexiglas aufgebaute Seitenkanal hat einen rechteckigen Querschnitt. Trotz dieser nicht seitenkanaltypischen Form konnte eine Zirkulationsströmung sichtbar gemacht werden. Wichtiger ist aber das Ergebnis, daß im Bereich der ausgebildeten Zirkulationsströmung die Umfangsgeschwindigkeitskomponente der Strömung im Kanal am größten ist, wobei im Zirkulationszentrum sogar Rückströmung beobachtet werden kann. Hiermit ist gezeigt, daß zumindest in diesem untersuchten Betriebspunkt die Zirkulationsströmung für den Energietransport vom Laufrad an die Seitenkanalströmung hauptverantwortlich ist. Da im Bereich des Zirkulationszentrums Rückströmung auftritt, spielt die Energieübertragung durch turbulenten Quertransport nur eine untergeordnete Rolle. Im weiteren wird davon ausgegangen, daß dieses Verhalten auch für alle anderen relevanten Betriebsbereiche zutrifft.

Ausgehend von diesen Ergebnissen wurde ein Versuchsverdichter aufgebaut, der zunächst wie ein Seitenkanalverdichter, jedoch mit radialer saugseitiger Zuströmung ausgeführt ist, um die Zirkulationsströmung schon durch die Zuströmung optimal anzufachen. An diesem Verdichter wurden auch neue Erkenntnisse für die saugseitige Strömungsführung gewonnen. Als wichtigstes Ergebnis kann gelten, daß zwischen der Zuströmung und dem Unterbrecher ein kurzer Weg freier Seitenkanal zur stabilen Zirkulationsströmungsanfachung vorhanden sein sollte, um den Druckaufbau und den Wirkungsgrad positiv zu beeinflussen.

Weiterführend wurden in den Seitenkanal zwei Unterbrecher eingebracht, um die Zielsetzung nach größerem Volumenstrom und flacherer Kennlinie im Vergleich zu typischen Seitenkanalverdichtern zu erfüllen. Wichtige Ergebnisse hierbei sind zum einen das Erreichen der Zielsetzung und zum anderen, daß hinter den Unterbrechern kein niedrigerer Druck als der der Saugseite meßbar ist. Nachteilig ist der nun auftretende instabile Betriebsbereich bei starker Drosselung.

Eine hervorragende Möglichkeit zur Vergleichbarkeit, Charakterisierung und schließlich auch zur Auslegung von Strömungsmaschinen ist das bereits in der Einleitung erwähnte CORDIER-Diagramm. In dieses von GRABOW um die Verdrängermaschinen erweiterte Diagramm werden nun die Betriebspunkte der untersuchten Verdichter eingetragen.

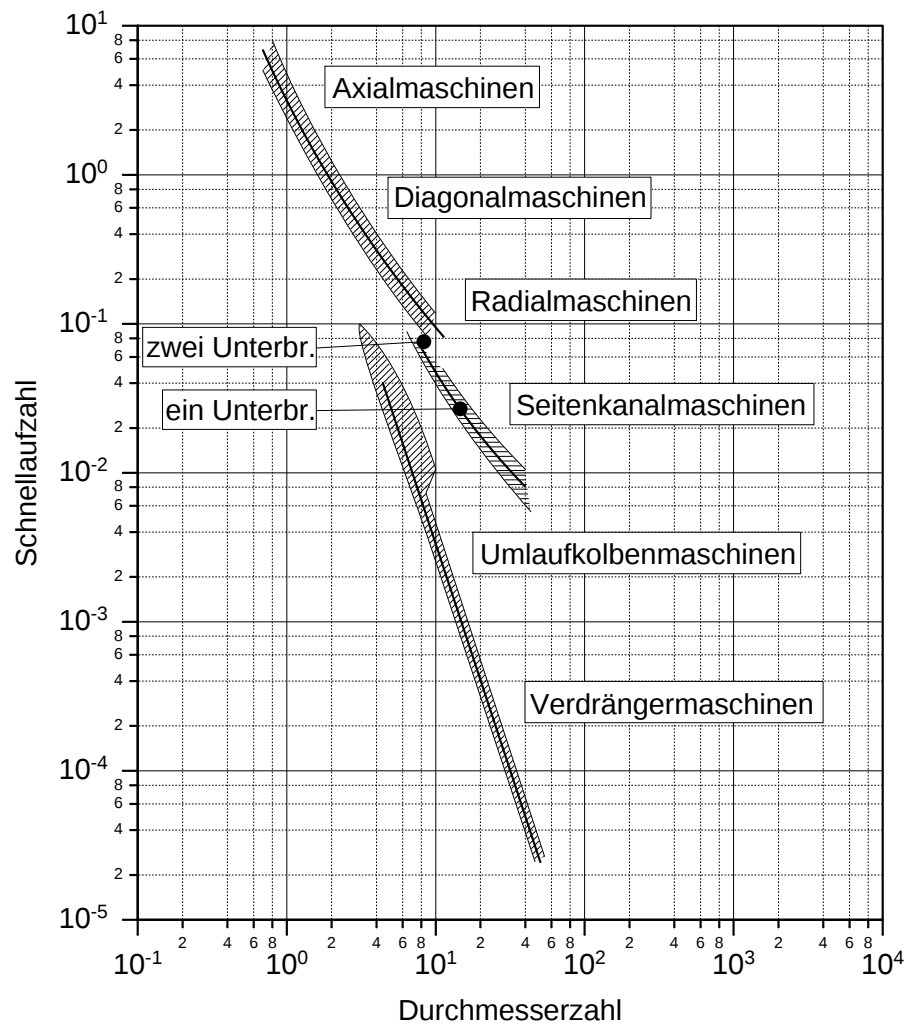


Abbildung 7.1: Erweitertes CORDIER-Diagramm für Strömungs- und Verdrängermaschinen als Verdichter nach GRABOW; hier mit den Betriebspunkten der untersuchten Seitenkanalverdichter mit einem bzw. zwei Unterbrechern.

Aus Abbildung 7.1 wird ersichtlich, daß mit dem radial zugeströmten Seitenkanalverdichter mit zwei Unterbrechern das Ziel erreicht ist. Dieser Verdichter liegt genau in dem bisher nicht belegten Bereich zwischen den Seitenkanal- und den Radialverdichtern. Mit dem hier erreichten Wirkungsgrad von $\eta > 43\%$ ist bereits mit der ersten Auslegung eine gute Maschine gelungen. Speziell in weiterer Verbesserung der Eintritts- und Austrittsgestaltung, sowie durch das Einsetzen eines Laufrades mit an die Strömung angepaßter räumlich gekrümmter Beschaukelung liegt noch viel Optimierungspotential in diesem neuen Maschinentyp.

Mit dieser Arbeit ist der Grundstein zu weiteren, tiefergehenden Untersuchungen zu radial zugeströmten Seitenkanalverdichtern gelegt. So ist prinzipiell schon jetzt

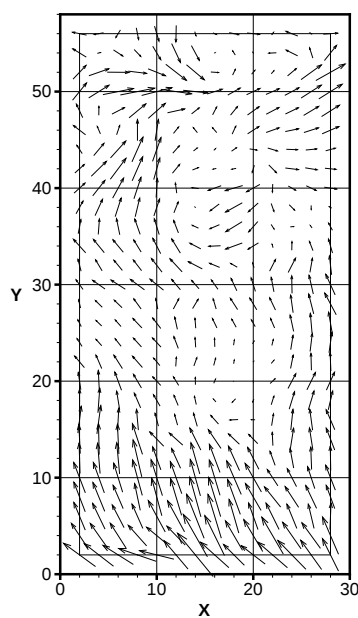
durch die erreichten Rechnerleistungen und ausgereifteren CFD-Codes nicht nur die Berechnung der Strömung in dieser Maschine und somit die Bestimmung der Kennlinie, sondern auch eine Optimierung der Strömungsführung mit dem Ziel besserer Wirkungsgrade und geeigneter Kennlinien möglich. Forschung auf diesem Gebiet lohnt sich, da der Untersuchende ein gutes und in die Zukunft weisendes Werkzeug erlernt. Des weiteren kann dieses neue, preis- und kostengünstigere Maschinenkonzept bisher eingesetzte zwei- und dreistufige Radialverdichter mit meist schlechtem Wirkungsgrad ersetzen.

Anhang

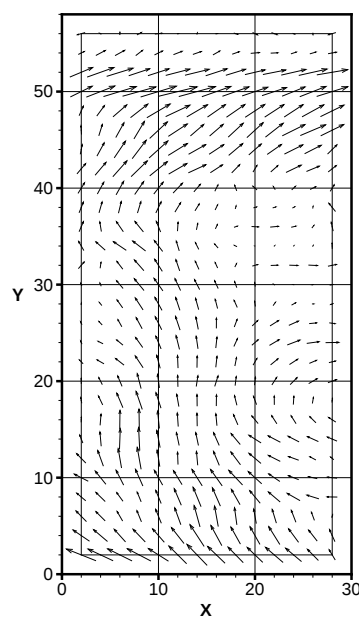
Weitere Ergebnisse der zweidimensionalen PIV-Auswertungen

Die in diesem Anhang aufgeführten Abbildungen zeigen weitere Ergebnisse der zweidimensionalen PIV-Auswertung. Sämtliche Abbildungen beziehen sich auf die Schaufelstellung, die in Abbildung 3.8(a) dargestellt ist.

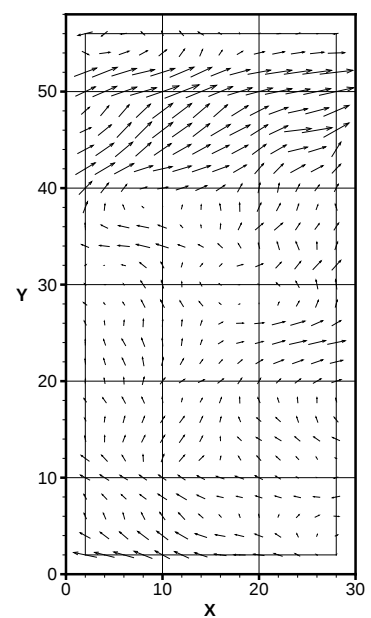
Zunächst werden die Auswertungen der x-y-Ebenen knapp über den Schaufeloberkanten bis 1 mm unter der gegenüberliegenden Seitenkanalwand in Abständen von 2 mm gezeigt.



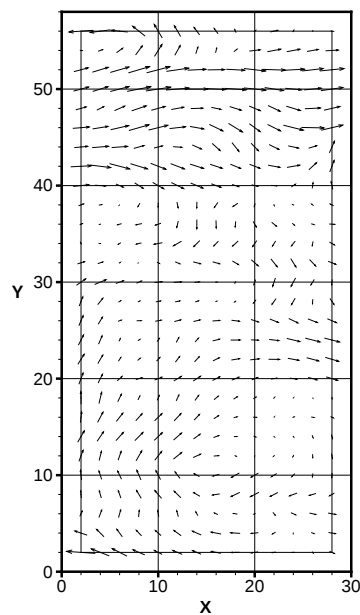
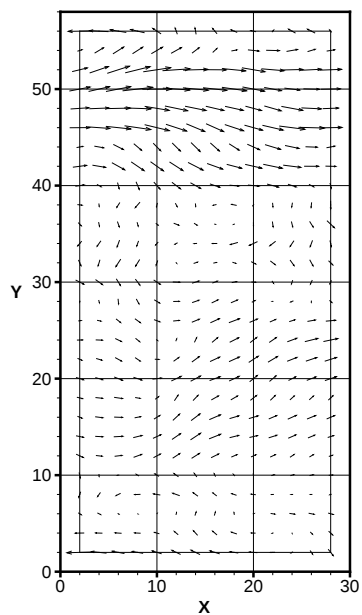
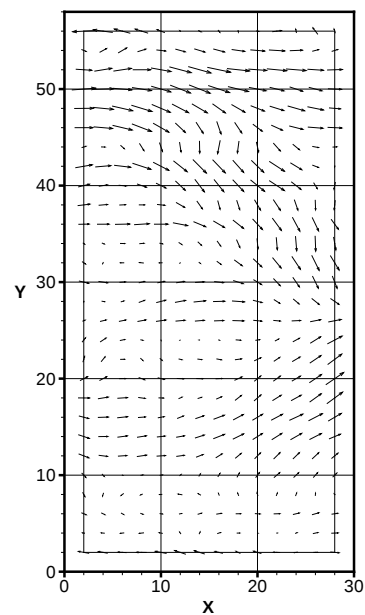
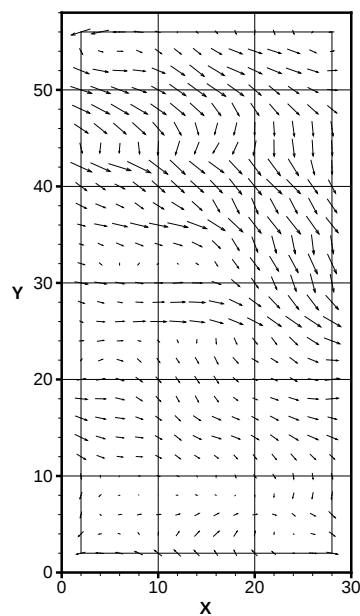
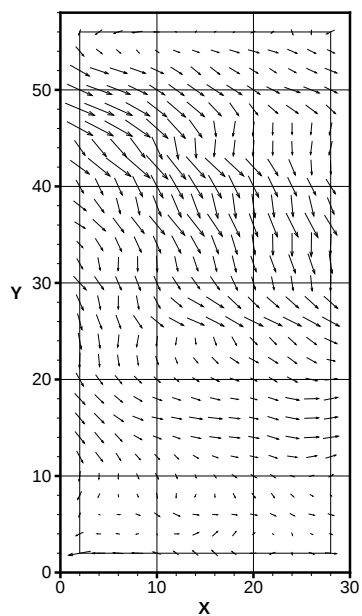
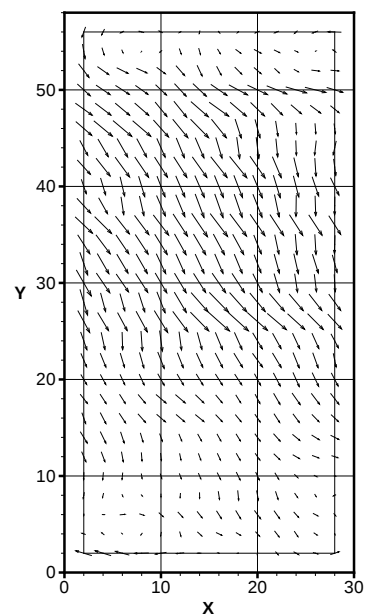
A.1: $z \approx 0,2\text{ mm}$

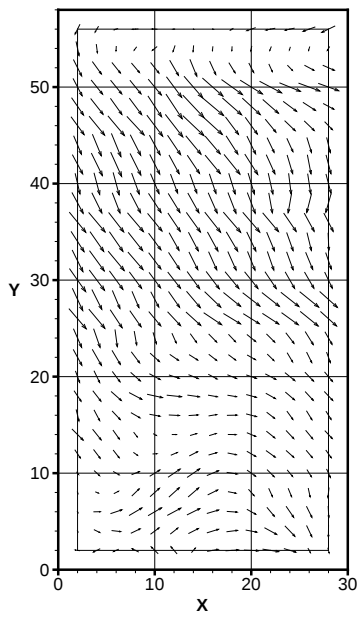


A.2: $z = 2\text{ mm}$

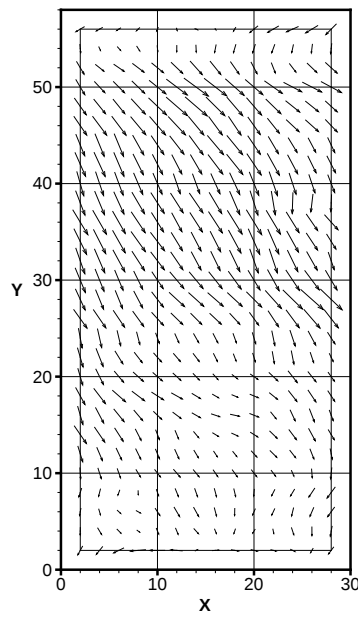


A.3: $z = 4\text{ mm}$

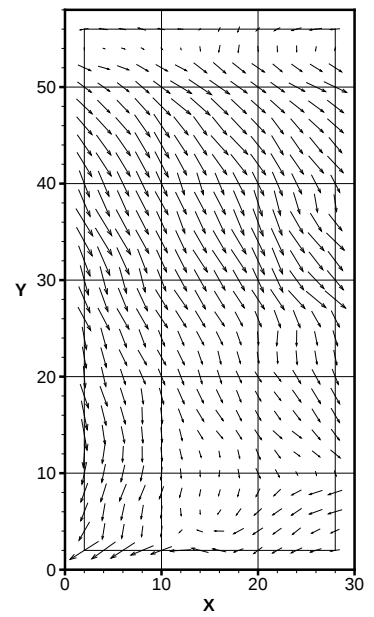
A.4: $z = 6\text{ mm}$ A.5: $z = 8\text{ mm}$ A.6: $z = 10\text{ mm}$ A.7: $z = 12\text{ mm}$ A.8: $z = 14\text{ mm}$ A.9: $z = 16\text{ mm}$



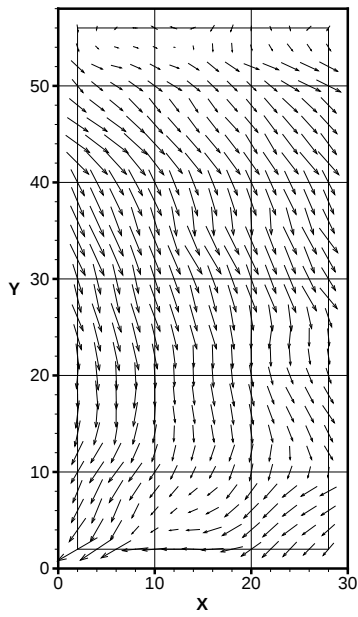
A.10: $z = 18 \text{ mm}$



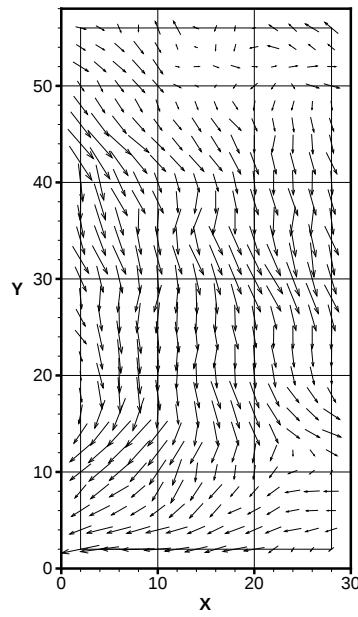
A.11: $z = 20 \text{ mm}$



A.12: $z = 22 \text{ mm}$

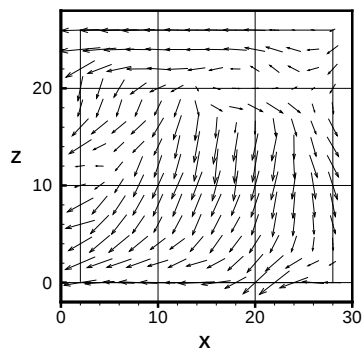


A.13: $z = 24 \text{ mm}$

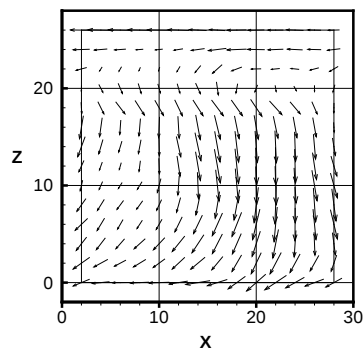


A.14: $z = 26 \text{ mm}$

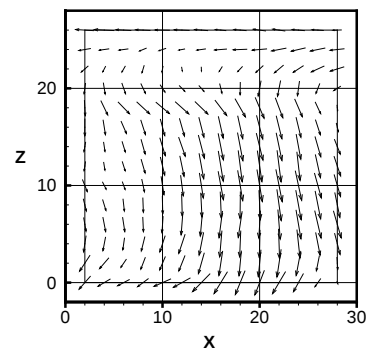
Die folgenden 28 PIV-Auswertungen zeigen x-z-Ebenen, ebenfalls in Abständen von 2 mm . Die Bilderfolge beginnt am Innenradius und endet am Außenradius.



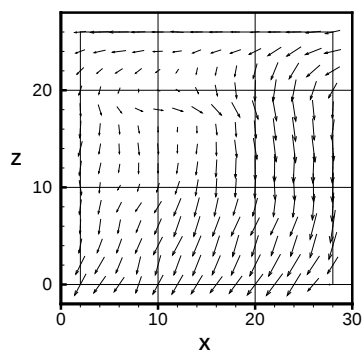
A.15: $y = 2\text{ mm}$



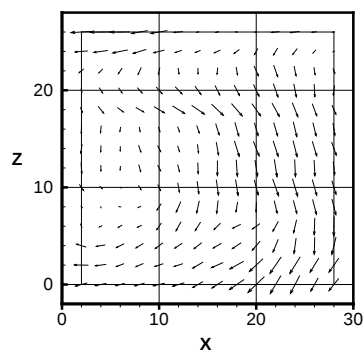
A.16: $y = 4\text{ mm}$



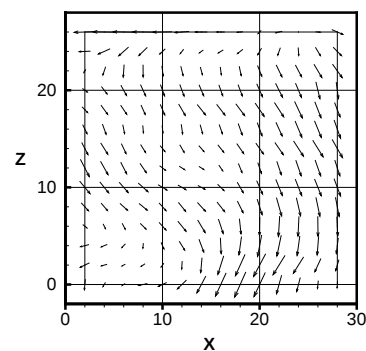
A.17: $y = 6\text{ mm}$



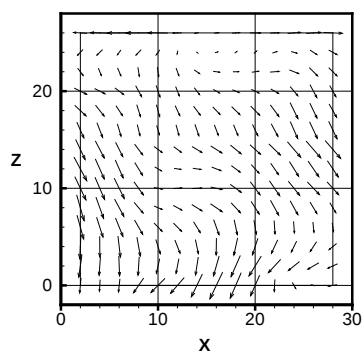
A.18: $y = 8\text{ mm}$



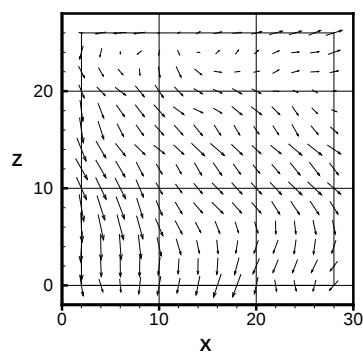
A.19: $y = 10\text{ mm}$



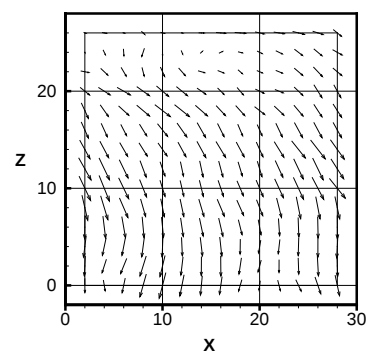
A.20: $y = 12\text{ mm}$



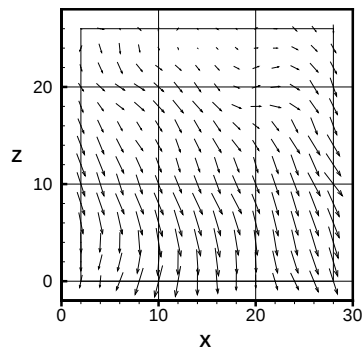
A.21: $y = 14\text{ mm}$



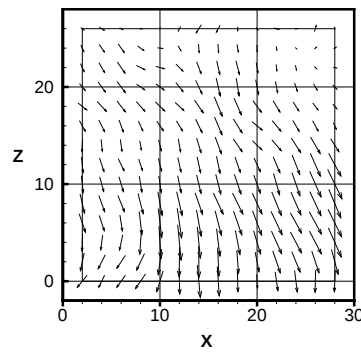
A.22: $y = 16\text{ mm}$



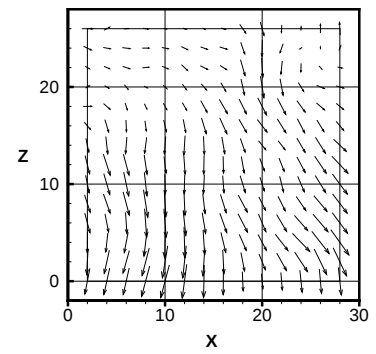
A.23: $y = 18\text{ mm}$



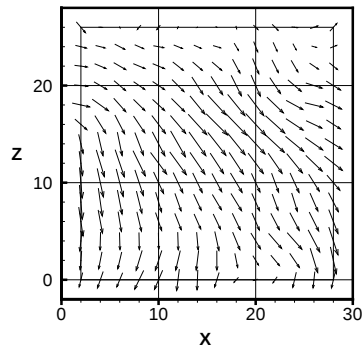
A.24: $y = 20 \text{ mm}$



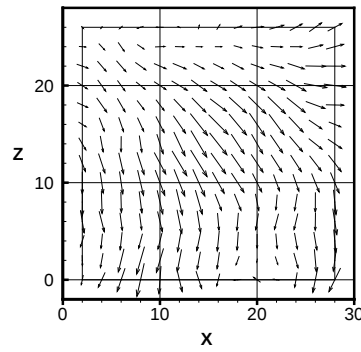
A.25: $y = 22 \text{ mm}$



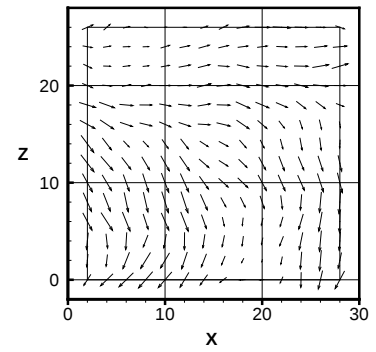
A.26: $y = 24 \text{ mm}$



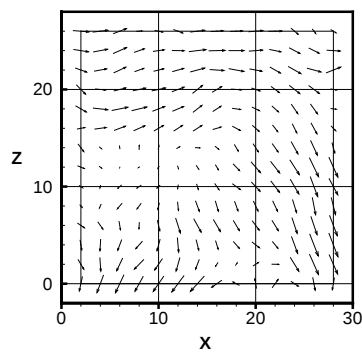
A.27: $y = 26 \text{ mm}$



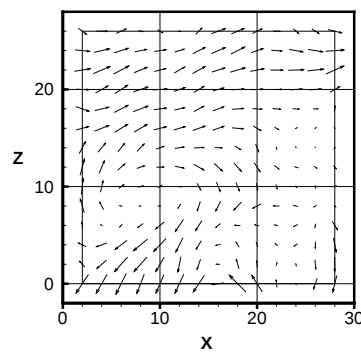
A.28: $y = 28 \text{ mm}$



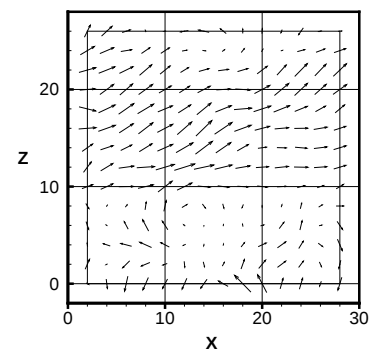
A.29: $y = 30 \text{ mm}$



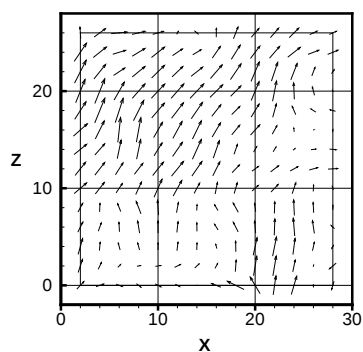
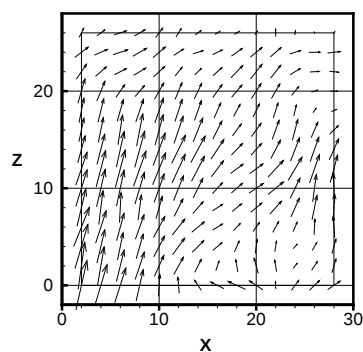
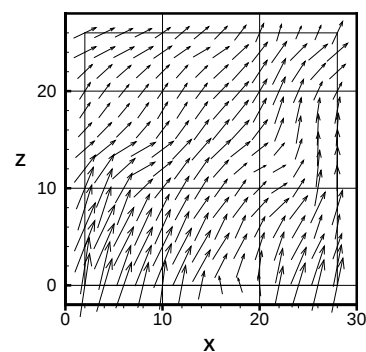
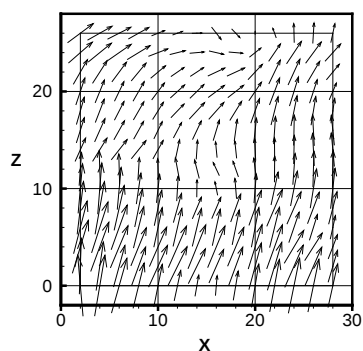
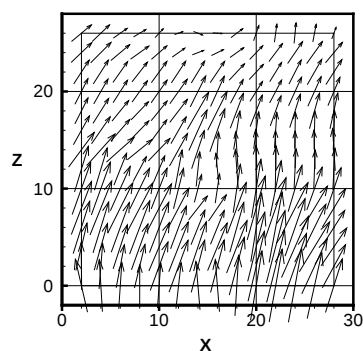
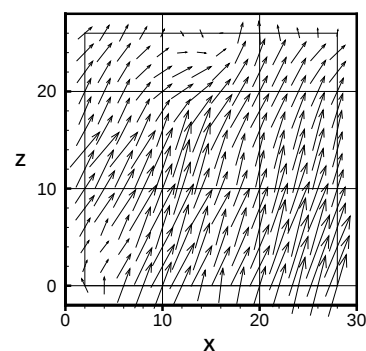
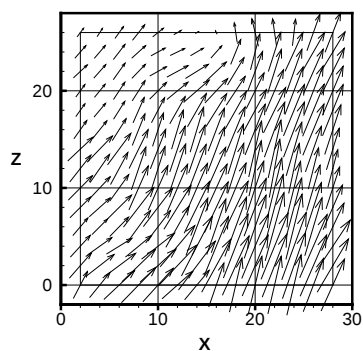
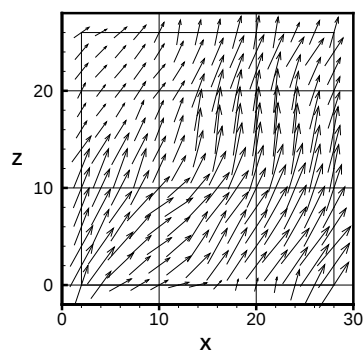
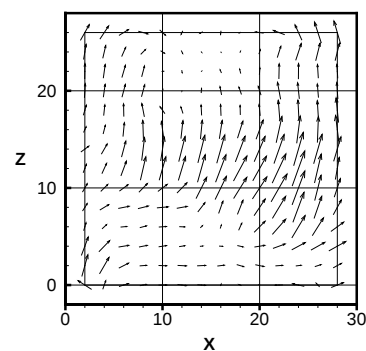
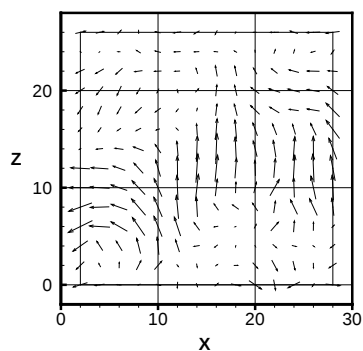
A.30: $y = 32 \text{ mm}$



A.31: $y = 34 \text{ mm}$



A.32: $y = 36 \text{ mm}$

A.33: $y = 38 \text{ mm}$ A.34: $y = 40 \text{ mm}$ A.35: $y = 42 \text{ mm}$ A.36: $y = 44 \text{ mm}$ A.37: $y = 46 \text{ mm}$ A.38: $y = 48 \text{ mm}$ A.39: $y = 50 \text{ mm}$ A.40: $y = 52 \text{ mm}$ A.41: $y = 54 \text{ mm}$ A.42: $y = 56 \text{ mm}$

Literatur

- [1] R. J. Adrian: Particle-imaging techniques for experimental fluid mechanics. Annual Review of Fluid Mechanics, 23:261-304, 1991.
- [2] J. Beilke: 3d flow in a side-channel-fan. Proc. 5th StarCD-Users-Meeting, London, 1996.
- [3] A. Bender: Untersuchungen an Seitenkanalverdichtern im Hinblick auf den Einsatz als Spülgebläse. Diss. RWTH Aachen, 1984.
- [4] R. Börner: Untersuchungen an Seitenkanalgebläsen mit verschiedenen Laufradvarianten. Diss. TU Bergakademie Freiberg, 1986.
- [5] W. Ellinghaus: Offenlegungsschrift DE 196 49 529 A 1. Deutsches Patentamt, 1998.
- [6] H. Engels: Untersuchungen an Ringpumpen (Seitenkanalpumpen). Diss. TH Hannover, 1940.
- [7] W. Fister: Fluidenergiemaschinen Band 1, Ähnlichkeitsgesetze für Fluidenergiemaschinen. Berlin, Springer-Verlag, 1984.
- [8] M. Franke: Entwicklung von Ähnlichkeitsmodellen zur Bestimmung der Leistungsaufnahme eines Radialverdichters bei der Verwendung verschiedener Gase. Studienarbeit, RWTH Aachen, 1991.
- [9] M. Gabi: Untersuchungen an Seitenkanalgebläsen mit verschiedenen Laufradvarianten. Diss. TH Karlsruhe, 1982.
- [10] G. Grabow: Untersuchungen an einer Kreiselpumpe mit kombinierter Radial- und Peripheralstufe. Heft 1, VEB WTZ Pumpen und Verdichter, Halle, 1966.
- [11] G. Grabow: Einfluß der Schaufelform auf das Kennlinienverhalten von Peripheral-Seitenkanalpumpen und hydrodynamischen Strömungskupplungen (Föttinger-Prinzip). Maschinenbautechnik 21, Berlin, VEB Verlag Technik, 1972.
- [12] G. Grabow: Zur Theorie der Peripheral-Seitenkanalpumpen und -gebläse. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Freiburger Forschungshefte A 709, 1985.
- [13] G. Grabow: Das erweiterte CORDIER-Diagramm für Fluidenergiemaschinen und Verbrennungsmotoren. Leipzig-Stuttgart: Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, Freiburger Forschungshefte A 830, 1993.

-
- [14] K. M. Grünwald: Untersuchung der Möglichkeit, die im Entladungsraum von Gaslasern zugeführte Wärme zum Antrieb des Lasergaskreislaufes zu nutzen. Diplomarbeit, Universität Stuttgart, 1987.
 - [15] U. Habich et al.: Development of an industrial CO_2 -Laser with more than 40 kW output power - recent results. Proceedings of Tenth International Symposium on Gas Flow and Chemical Lasers. SPIE Vol. 2502, S. 20 - 24, 1994.
 - [16] K. D. Hinsch, R. S. Sirohi (ed.): Speckle Metrology. Marcel Dekker, New York, 1993.
 - [17] M. Hübel: Experimentelle und theoretische Untersuchungen der Innenströmung in einer Seitenkanalpumpe zur Kraftstoffförderung in Einspritzsystemen von Ottomotoren. Diss. TH Karlsruhe, 1996.
 - [18] H. W. Iversen: Performance of the Periphery Pumps. Trans. ASME Vol. 77, No 1, 1955.
 - [19] U. Jarosch, F. Diedrichsen, H.-H. Henning: Anforderungen an Strömungsmaschinen bei Einsatz als Umwälzgebläse in CO_2 -Hochleistungslasern. 11. Int. Kongress Laser in der Technik, Laser 93. W. Waidele (Ed.), Springer-Verlag, 1993.
 - [20] U. Jarosch: CO_2 -Hochleistungslaser mit schneller, axialdurchströmender Gasumwälzung. Diss. RWTH Aachen, 1996.
 - [21] R. D. Keane, R. J. Adrian: Optimization of Particle Image Velocimeters. Part I: Double pulsed systems. Meas. Sci. Technol, Vol.1, Seiten 1202-1215, 1990.
 - [22] J. Kompenhans, R. Höcker: Application of Particle Image Velocimetry to High Speed Flows. Particle Image Displacement Velocimetry, 67-84, Von Karman Institute of Fluid Dynamics, 1988.
 - [23] W. Krepulat, P. Berger, H. Hügel: Investigation of a low-pressure free-vortex aerodynamic window for industrial lasers. SPIE vol. 2520, 1994.
 - [24] E. Meyer, D. Guicking: Schwingungslehre. Vieweg, Braunschweig, 1974.
 - [25] T. J. Möller: Experimentelle und numerische Untersuchungen einer teilchenbeladenen Strömung um einen stumpfen Körper. DLR-Forschungsbericht 96-24, Göttingen, 1996.
 - [26] B. Nennemann: Strömungsuntersuchungen an einem Seitenkanalverdichter mittels CFD. BHT-Vortrag, Themengebiet Strömungsmechanik, 1998.

- [27] J. Niehoff: Untersuchungen der laserspezifischen Randbedingungen für neue Gasumwälzkonzpte in Hochleistungs- CO_2 -Lasern. ILT-Aachen, 1995.
- [28] J. Niehoff: Optimierung des Gaskreislaufs von CO_2 -Höchstleistungslasern. Diss. RWTH Aachen, 1996.
- [29] H. Pfaff: Vergleichende Untersuchungen an Seitenkanalpumpen mit und ohne Leitrad. Diss. TH Hannover, 1959.
- [30] C. Pfeleiderer: Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase. 5. Aufl. Berlin, Springer-Verlag, 1961.
- [31] L. Prandtl, K. Oswatitsch, K. Wieghardt: Führer durch die Strömungslehre. 9.Auflage, Vieweg Braunschweig, 1990.
- [32] G. Ritter: Über selbstansaugende Kreiselpumpen und Versuche an einer neuen Pumpe dieser Art. Diss. TH Dresden, 1930.
- [33] B. Ruck: Einfluß der Tracerteilchengröße auf die Signalinformation in der Laser-Doppler-Anemometrie. Technisches Messen, 57, 7/8, 1990.
- [34] W. Schmiedchen: Untersuchungen über Kreiselpumpen mit seitlichem Ringkanal. Diss. TH Dresden, 1932.
- [35] Y. Senoo: Researches on Peripheral-Pumps. Rep. Res. Inst. for Applied Mech., Vol. 3, Heft 10, 1954.
- [36] Y. Senoo: Influences of the Suction Nozzle on the Characteristics of a Peripheral Pump and an effective method of their removal. Rep. Res. Inst. for Applied Mech., Vol. 3, Heft 11, 1954.
- [37] Y. Senoo: A Comparison of Regenerativ-Pump Theories Supported by New Performance Data. Trans. ASME, July, 1956.
- [38] D. Surek, G. Grabow, H.-H. Henning: Exergetische Untersuchungen von CO_2 -Laseranlagen mit Entspannungsturbinen. Springer-Verlag, Forschung im Ingenieurwesen Bd. 61, 1995.
- [39] D. Surek: Massestrom am Unterbrecher von Seitenkanalverdichtern. Springer-Verlag, Forschung im Ingenieurwesen Bd. 61, 1995.
- [40] D. Surek, H. Galinsky: Einfluß der Unterbrechergeometrie auf die Arbeitsübertragung und den Wirkungsgrad von Seitenkanalverdichtern. Springer-Verlag, Forschung im Ingenieurwesen Bd. 62, 1996.

- [41] D. Surek: Turbulente Wirbelströmungen und dynamische Druckschwankungen in Seitenkanalmaschinen. Springer-Verlag, Forschung im Ingenieurwesen Bd. 63, 1997.
- [42] F. S. Weinig: Analysis of Traction Pumps. Hydraulic Division the American Society of Mechanical Engineers, No 55-SA-35, 1955.
- [43] V. Weise, J. Beilke: Akustische Untersuchungen zur Verminderung der Schallabstrahlung bei der Energieübertragung in Seitenkanalmaschinen. DFG-Abschlußbericht, 1997.
- [44] V. Weise: Neue Untersuchungen zur Energieübertragung in Seitenkanalmaschinen. Vortrag in GAMM, Bremen, 1998.
- [45] W. A. Wilson, M. A. Santalo, J. A. Oelrich: A Theorie of Fluid-Dynamic Mechanism of Regenerativ Pumps. Trans. ASME, No 8, 1955.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Boris KOSSEK

geboren am 02.10.1967 in Sindelfingen

Familienstand: verheiratet, ein Kind

Schul Ausbildung und Wehrdienst

1974-1975	Grundschule Aidlingen
1975-1978	Grundschule Gechingen
1978-1982	Hermann-Hesse-Gymnasium Calw
1982-1988	Gymnasium Rheinfelden
1988-1989	Grundwehrdienst, Instandsetzung, Stetten a.k.M.

Studium und Praktika

1989-1995	Studium des Maschinenbaus an der Universität Karlsruhe (TH), Schwerpunkte: Strömungsmaschinen und Kolbenmaschinen
1989	Lehrgang Gasschweißen G1 in DVS-Kursstätte Sigmaringen
1989	Grundpraktikum bei Aluminium Rheinfelden GmbH
1991	Praktikum i.d. Abt. Lager/Versand bei Robert Bosch GmbH
1992	Gießerei-Praktikum bei Herrmann-Präzisionsdruckguß GmbH
1993	Fachpraktikum in der Konstruktion und Entwicklung der Firma Gebr. Becker GmbH & Co.
1991-1993	Studentische Hilfskraft am Lehrstuhl für Maschinen-Konstruktionslehre und Kraftfahrzeugbau

Berufsweg

1995-1998	Wissenschaftlicher Mitarbeiter im BMBF-Forschungsprojekt „Laserforschung — Fluidthermodynamische Untersuchungen zu neuen Gebläsekonzepten in CO_2 -Hochleistungslasern“ an der TU Bergakademie Freiberg am Institut für Fluidmechanik und Fluidenergiemaschinen
1998	Technischer Angestellter bei Gebr. Becker GmbH & Co