

## QUANTITATIVER VERGLEICH VON GEMESSENEN STRÖMUNGSGESCHWINDIGKEITEN EINER RADIALEN KREISELPUMPE MIT ERGEBNISSEN NUMERISCHER SIMULATIONEN

### QUANTITATIVE COMPARISON OF MEASURED VELOCITY FIELDS IN A CENTRIFUGAL PUMP TO THE RESULTS OF NUMERICAL SIMULATIONS

**F.-K. Benra, J. Feng, H. J. Dohmen**

Universität Duisburg-Essen,  
Fakultät für Ingenieurwissenschaften  
Institut für Energie- und Umweltverfahrenstechnik  
Strömungsmaschinen  
Lotharstr. 1, 47057 Duisburg  
[friedrich.benra@uni-due.de](mailto:friedrich.benra@uni-due.de)

Schlagworte: Radiale Kreiselpumpe, periodisches Strömungsfeld, LDV, PIV, CFD  
Key words: Radial pump, periodic flow field, LDV, PIV, CFD

#### Zusammenfassung

Die Strömung im Übergangsbereich zwischen Laufrad und beschaufeltem Diffusor einer radialen Kreiselpumpe wird dominiert durch die Strömungswechselwirkungen, die durch die Relativbewegung zwischen Laufrad und Leitrad hervorgerufen werden. Obwohl diese hydrodynamischen Interaktionen zwischen Laufrad und Leitrad einen erheblichen Einfluss auf die Ausbildung der Strömung und damit auch auf das Betriebsverhalten der Maschine haben, sind die Entstehungsmechanismen dieser periodisch-instationären Strömung bisher nicht ausreichend untersucht. Neben den von den Schaufelzahlen des Lauf- und des Leitrades abhängigen periodischen Geschwindigkeitsschwankungen stehen insbesondere die turbulenten Schwankungsbewegungen im Fokus des Interesses.

In einer Kreiselpumpe kleiner spezifischer Drehzahl wurden die Strömungsgeschwindigkeiten im Laufrad und im beschaufelten Diffusor sowohl mit der Particle Image Velocimetry als auch mit der Laser Doppler Anemometrie in verschiedenen Betriebspunkten der Pumpe gemessen. Die Auswertung der Rohdaten wurde für die phasengemittelten Geschwindigkeiten und für die statistisch ermittelten Schwankungsbewegungen der Strömung durchgeführt. Da die vorhandenen Messdaten sich ideal zur Validierung von numerischen Simulationen eignen, wurde zusätzlich ein numerisches Modell der Kreiselpumpe erstellt. Die mit dem kommerziellen Navier-Stokes Löser Ansys CFX erzielten Ergebnisse für die zeitabhängige Strömung in den auch während der Messungen gefahrenen Betriebspunkten wurden mit den Messungen verglichen. Sowohl für die phasengemittelten Geschwindigkeiten als auch für die Turbulenzgrößen konnte eine erstaunlich gute Übereinstimmung von Messung und Rechnung erzielt werden.

#### Einleitung

Die Strömung in radialen Kreiselpumpen mit beschaufeltem Diffusor ist geprägt von den instationären Wechselwirkungen, die durch die Relativbewegung zwischen dem rotierenden Laufrad und dem feststehenden Leitrad erzeugt werden. Wegen des geringen Abstandes zwischen Laufradaustritt und Diffusoreintritt und wegen der großen Dichte des Arbeitsmediums sind die Interaktionen erheblich und haben einen erheblichen Einfluss auf das zeitabhängige Strömungsfeld. Sie können das Betriebsverhalten der Pumpe negativ beeinflussen und im Extremfall zu instationären Strömungsphänomenen wie z. B. rotierenden Ablösungen führen.

Mit der Entwicklung von Simulationsverfahren und der Weiterentwicklung der Computertechnologie wurden die numerischen Berechnungen (CFD) ein ernst zu nehmendes Werkzeug zur Bestimmung der instationären Strömung in Turbomaschinen und damit auch in Radialpumpen. Dies wird zum Beispiel gezeigt durch die Arbeiten von Bert et al. [1], He und Sato [2] sowie Ardizzon und Pavesi [3]. Andere Untersuchungen befassen sich mit der Messung des instationären Strömungsfeldes in radialen Diffusorpumpen, wie z. B. die PIV-Messungen von Akin und Rockwell [4], Sinha et al. [5] und Wuibaut et al. [6, 7]. Weitere Forschungsarbeiten beschäftigen sich mit LDV-Messungen in Radialpumpen. Hier können beispielhaft die Arbeiten von Akhras et al. [8, 9], und Pintrand et al. [10] genannt werden.

Um die instationären Strömungsphänomene durch den Wechsel des Bezugssystems während des Fluidtransports vom Laufrad zum Leitrad der Pumpe besser zu verstehen, wurde am Lehrstuhl für Strömungsmaschinen der Universität Duisburg-Essen eine radiale Modellpumpe kleiner spezifischer Drehzahl mit Diffusorbeschaufelung ausgelegt und konstruiert. Während der Fertigungsphase wurde für die gesamte Pumpe ein numerisches Modell generiert und die Strömung in der Maschine durch numerische Lösung der vollständigen Navier-Stokes Gleichungen zeitabhängig berechnet. Die erzielten Ergebnisse wurden unmittelbar in Frage gestellt, da bis dahin keine umfassenden Validierungen solcher numerischen Simulationen bekannt waren. Aus diesem Grunde wurde zusätzlich zu den numerischen Untersuchungen die zeitabhängige Strömung in der Pumpe mit den optischen Messmethoden PIV und LDV experimentell bestimmt. Aus den numerischen und experimentellen Ergebnissen ist damit eines der wenigen eingehend dokumentierten Beispiele einer umfassend validierten Strömungssimulation einer kompletten Pumpenstufe entstanden.

## Numerische und experimentelle Konfiguration

### Pumpengeometrie

Die untersuchte Pumpe besteht aus einem Laufrad, einem beschaufelten Diffusor und einem beschaufelten Rückführkanal. Die spezifische Drehzahl der Pumpe ist mit  $n_s = 22,6$  klein. Das Laufrad hat sechs rückwärts gekrümmte Schaufeln mit einem Austrittswinkel von  $\beta_s = 22,5^\circ$ , der Diffusor und der Rückführkanal sind jeweils mit neun Schaufeln bestückt. Der radiale Abstand zwischen dem Laufradaußendurchmesser und dem Diffusoreintritt beträgt 3% des Laufradradius. Alle Schaufeln der Pumpe sind zylindrisch und mit konstanter Dicke ausgeführt. Der optische Zugang wird durch die Anfertigung aller wesentlichen Bauteile aus transparentem Kunststoffmaterial erreicht. Konstruktionsdetails der Pumpe sind in der Tabelle 1 enthalten.

Tabelle 1: Daten der Pumpenstufe

<b>Laufrad</b>			<b>Rückführkanal</b>		
Anzahl Schaufeln	$Z_i$	6	Anzahl Schaufeln	$Z_r$	9
Eintrittsradius	$R_1$	40 mm	Eintrittsradius	$R_5$	95 mm
Austrittsradius	$R_2$	75.25 mm	Austrittsradius	$R_6$	50 mm
Schaufelhöhe	$b_i$	12.7 mm	Schaufelhöhe	$b_r$	14 mm
<b>Diffusor</b>			<b>Auslegungspunkt</b>		
Anzahl Schaufeln	$Z_d$	9	Volumenstrom	$Q_{des}$	$0.0045\text{m}^3/\text{s}$
Eintrittsradius	$R_3$	77.5 mm	Drehzahl	$n_{des}$	$1450\text{ min}^{-1}$
Austrittsradius	$R_4$	95 mm	Förderhöhe	$H_{des}$	7 m
Schaufelhöhe	$b_d$	14 mm	Spezifische Drehzahl	$n_s$	22.6

### Numerisches Modell

Für die numerischen Untersuchungen wurde der kommerzieller Navier-Stokes Löser ANSYS CFX-10 eingesetzt. Die aus Sicht der Gitterqualität als hochwertig einzustufenden blockstrukturierten Rechengitter wurden mit dem Vernetzungstool ICEM-CFD 10 erzeugt. Als Turbulenzmodell wurde das  $k-\omega$  SST Turbulenzmodell nach Menter [11] eingesetzt. Nähere Informationen über die numerischen Simulationen und die verwendeten Randbedingungen können der Literaturstelle [12] entnommen werden.

### PIV-Messtechnik

Die Lichtquelle für die PIV-Messungen war ein dualer Nd-YAG Laser mit einer Wiederholfrequenz von 15 Hz und einer maximalen Pulsenergie von 120 mJ/Puls. Das Wasser wurde mit Polyamidpartikeln versetzt, die einen mittleren Durchmesser von  $20\ \mu\text{m}$  und eine Dichte von  $1,016\ \text{kg}/\text{dm}^3$  hatten. Die Bilder wurden von einer CCD Kamera mit  $1024 \times 1280$  Pixeln und einer Graustufenauflösung von 8 Bit aufgenommen. Ein Impulsgeber an der Pumpenwelle wurde zur Synchronisation der Messungen mit der jeweils untersuchten Laufradposition benutzt. In jeder Laufradposition wurden 200 Doppelbilder aufgenommen. Weitere Informationen zu den durchgeführten PIV-Messungen können der Literaturstelle [13] entnommen werden.

### LDV-Messtechnik

Die Lichtquelle des LDV Systems war ein Argon-Ionen Laser mit einer maximalen Leistung von 5 Watt. Es wurden die Wellenlängen 514,5 nm und 488 nm ausgekoppelt und über eine Optik mit einer Brennweite von 500 mm durch die saugseitige Gehäusewand in die Pumpe geleitet. Die Optik war an einer in zwei Koordinatenrichtungen beweglichen Traversiereinrichtung befestigt, um das durch die Lichtstrahlen gebildete Messvolumen entsprechend der gewünschten Messpositionen zu verfahren. Der Messbereich umfasste den äußeren Teil des Laufrades ( $r/R_2 \geq 0.757$ ) sowie einen kompletten Diffusorschaukelkanal. Die Zuordnung der Messdaten zur Laufradstellung geschah mit dem gleichen Impulsgeber, der auch für die PIV-Messungen benutzt wurde. Detaillierte Informationen zu den LDV-Messungen sind in der Literaturstelle [14] enthalten.

In Bild 1 ist schematisch ein Viertel eines Achsnormalschnittes durch das Laufrad und den beschauelten Diffusor der Pumpe dargestellt. Die durch die angewandten Messmethoden erfassten Bereiche sind in der Skizze kenntlich gemacht. Da sich beide Messregionen größtenteils überdecken, ist auch ein unmittelbarer Vergleich der beiden experimentellen Methoden möglich.

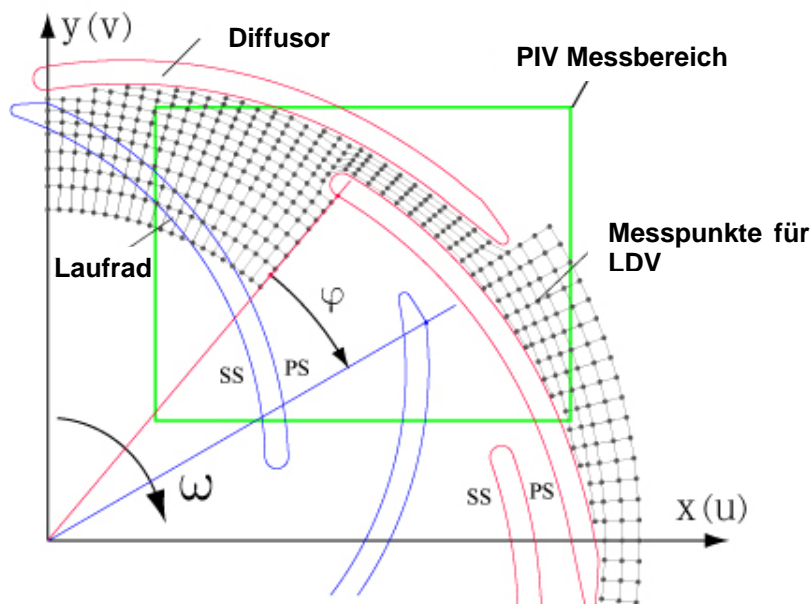


Bild 1: Mit PIV und LDV erfasste Messregionen der Pumpe

## Datenauswertung

Die aus den PIV und LDV Messungen gewonnenen Daten stellen Signale dar, die die zeit- und ortsabhängigen Geschwindigkeitskomponenten in den orthogonalen Koordinatenrichtungen  $x$  und  $y$ , nämlich  $u$  und  $v$  enthalten. Diese Geschwindigkeiten lassen sich entsprechend der Gleichung (1) aus einem phasengemittelten Teil (Gleichung (2)) und in einem stochastischen Teil zusammensetzen. Die phasengemittelte Absolutgeschwindigkeit  $\vec{C}$  wird jeweils entsprechend der Gleichung (3) aus den beiden phasengemittelten Komponenten bestimmt. Die als Turbulenzintensität bezeichnete Größe (Gleichung (4)) wird aus den stochastischen Komponenten der Geschwindigkeit unter Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit des Laufradaußendurchmessers berechnet. Die Relativgeschwindigkeit  $\vec{W}$  wird durch vektorielle Subtraktion der lokalen Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{U}$  von der Absolutgeschwindigkeit  $\vec{C}$  ermittelt (Gleichung (5)):

$$\begin{aligned}u_i(x, y, \varphi) &= \bar{u}(x, y, \varphi) + u'_i(x, y, \varphi) \\v_i(x, y, \varphi) &= \bar{v}(x, y, \varphi) + v'_i(x, y, \varphi) \quad i = 1, \dots, N\end{aligned}\quad (1)$$

$$\bar{u}(x, y, \varphi) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i(x, y, \varphi), \quad \bar{v}(x, y, \varphi) = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N v_i(x, y, \varphi) \quad (2)$$

$$\vec{C}(x, y, \varphi) = \bar{u}(x, y, \varphi) \vec{i} + \bar{v}(x, y, \varphi) \vec{j} \quad (3)$$

$$Tu(x, y, \varphi) = \frac{1}{U_2} \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left[ \frac{1}{2} u_i'^2(x, y, \varphi) + \frac{1}{2} v_i'^2(x, y, \varphi) \right]} \quad (4)$$

$$\vec{W} = \vec{C} - \vec{U} \quad (5)$$

## Diskussion der Ergebnisse

In der folgenden Ergebnisdarstellung werden die ermittelten Geschwindigkeitsfelder der oben kurz beschriebenen Untersuchungsverfahren im Laufrad- und im Diffusorbereich in quantitativer und in qualitativer Weise für verschiedene Betriebspunkte der Pumpe gegenübergestellt und verglichen. Alle Ergebnisse sind wegen der zylindrischen Schaufeln in axialer Richtung in der Mitte des Schaufelkanals, also bei halber Schaufelhöhe dargestellt.

Zunächst sind in Bild 2 die mit der Umfangsgeschwindigkeit  $U_2$  dimensionslos gemachten phasengemittelten Relativgeschwindigkeiten im untersuchten Bereich an verschiedenen Positionen für die Laufradstellung  $\varphi = 0$  Grad im Auslegungspunkt der Maschine aufgetragen.  $\Theta^*$  und  $S^*$  stellen die dimensionslosen Umfangskordinaten zwischen Saugseite und Druckseite der Laufradbeschaufelung und der Diffusorbeschaufelung dar. Alle Geschwindigkeiten aus den Rechnungen und den Messungen werden nur aus den beiden Komponenten in X- und Y-Richtung gebildet.

Im Laufrad ist die Übereinstimmung zwischen PIV und LDV an allen drei gezeigten Radien sehr gut. Im radialen Spalt zwischen Laufrad und Diffusor sind die Abweichungen zwischen den Messmethoden nur in der Nähe der Saugseite erheblich. Am Eintritt des Diffusors sind die mit LDV ermittelten Geschwindigkeiten zwischen Saugseite und Kanalmitte größer als die PIV Ergebnisse, während am Diffusoraustritt mit LDV durchweg über die komplette Kanalbreite größere Geschwindigkeiten als mit PIV gemessen werden (zwischen 4 % und 8 %). Der Vergleich mit der numerischen Simulation zeigt Unterschiede zu den gemessenen Werten im Laufrad insbesondere in der Nähe der Schaufelsaugseite und im Bereich der Kanalmitte. In der Kanalmitte wird durch die Simulation durchweg eine kleinere Relativgeschwin-

digkeit bestimmt, während in Saugseitennähe ein deutlich zu großer Wert ermittelt wird. Hier kann der „wake-Effekt“ von der Simulation nicht nachvollzogen werden. Im Radialspalt ist die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung, insbesondere mit LDV, sehr gut. Im Diffusorein- und -austritt sind die berechneten Geschwindigkeiten zwischen Saugseite und Kanalmitte geringer als die gemessenen Geschwindigkeiten und in Richtung Druckseite der Schaufel kehrt sich diese Tendenz um.

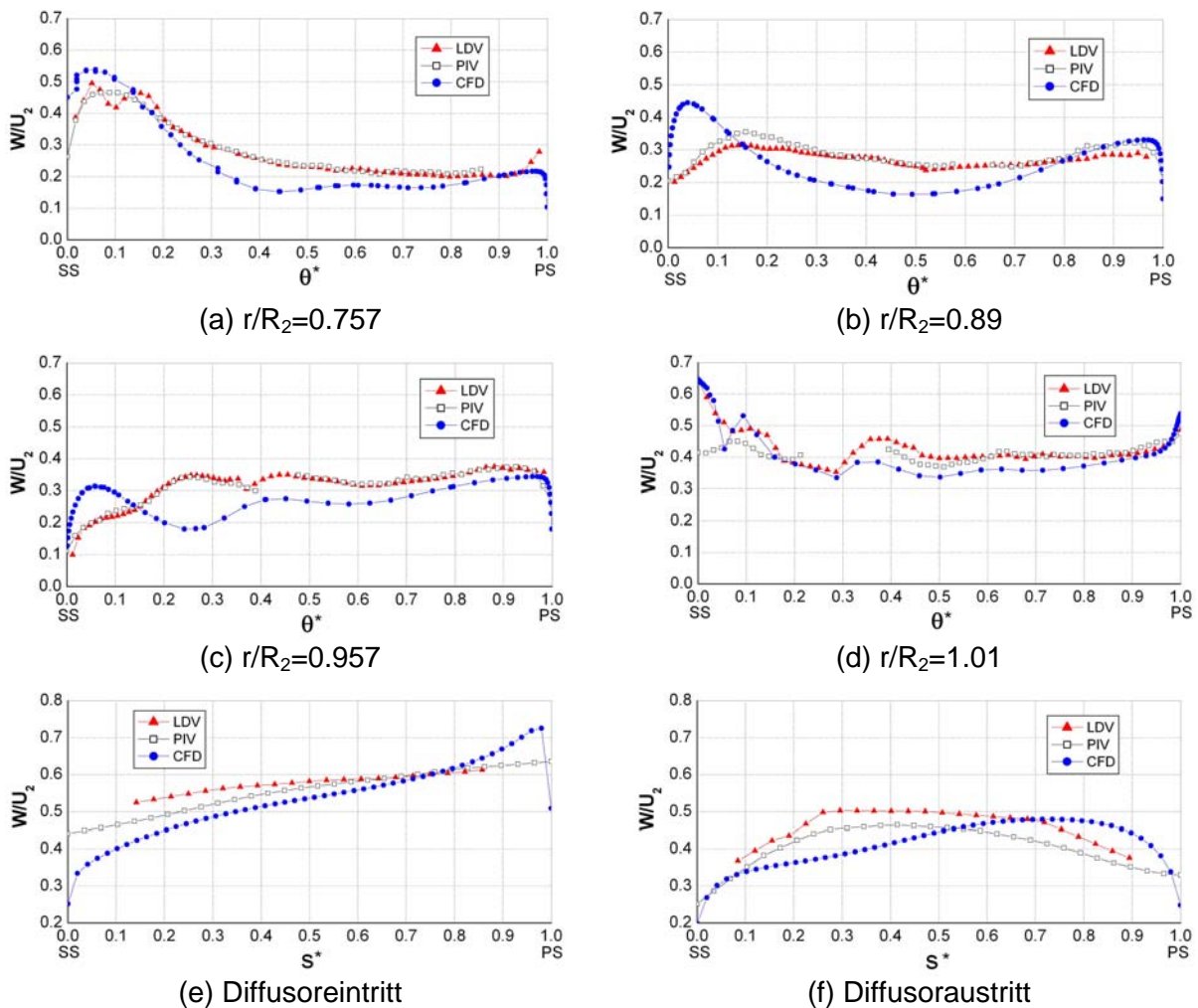


Bild 2: Phasengemittelte Relativgeschwindigkeiten für Laufradposition  $\varphi = 0$  Grad, halbe Schaufelhöhe,  $Q_{des}$

Für einen Teillastbetriebspunkt bei halbem Auslegungsvolumenstrom sind in Bild 3 ebenfalls die dimensionslosen Relativgeschwindigkeiten an den gleichen Orten wie zuvor für den Auslegungspunkt dargestellt. Die Skalierungen der Diagramme entsprechen denjenigen von Bild 2, um auch einen visuellen Vergleich zwischen den beiden Betriebspunkten zu ermöglichen. Grundsätzlich kann gesagt werden, dass die Strömungsgeschwindigkeiten im Teillastbetriebspunkt geringer sind als im Auslegungspunkt. Auch eine Änderung der Geschwindigkeitsverteilungen im Laufrad kann beobachtet werden. Im Teillastbetrieb sind die Geschwindigkeiten in der Nähe der Schaufelsaugseite kleiner als in der Nähe der Druckseite. Diese Tendenz ist derjenigen des Auslegungspunktes entgegengesetzt. Im Leitrad ist ebenfalls eine Änderung der Geschwindigkeitsverteilung erkennbar: Hier sind die Geschwindigkeiten in der Nähe der Saugseite im Teillastbetrieb größer oder etwa gleich groß wie in der Nähe der Druckseite. Die geschilderten Tendenzen werden sowohl von beiden Messungen als auch von der numerischen Simulation weitgehend nachvollzogen. PIV und LDV Messungen stimmen dabei sehr gut überein, während die berechneten Geschwindigkeiten in manchen Bereichen doch um einiges von den Messwerten abweichen.

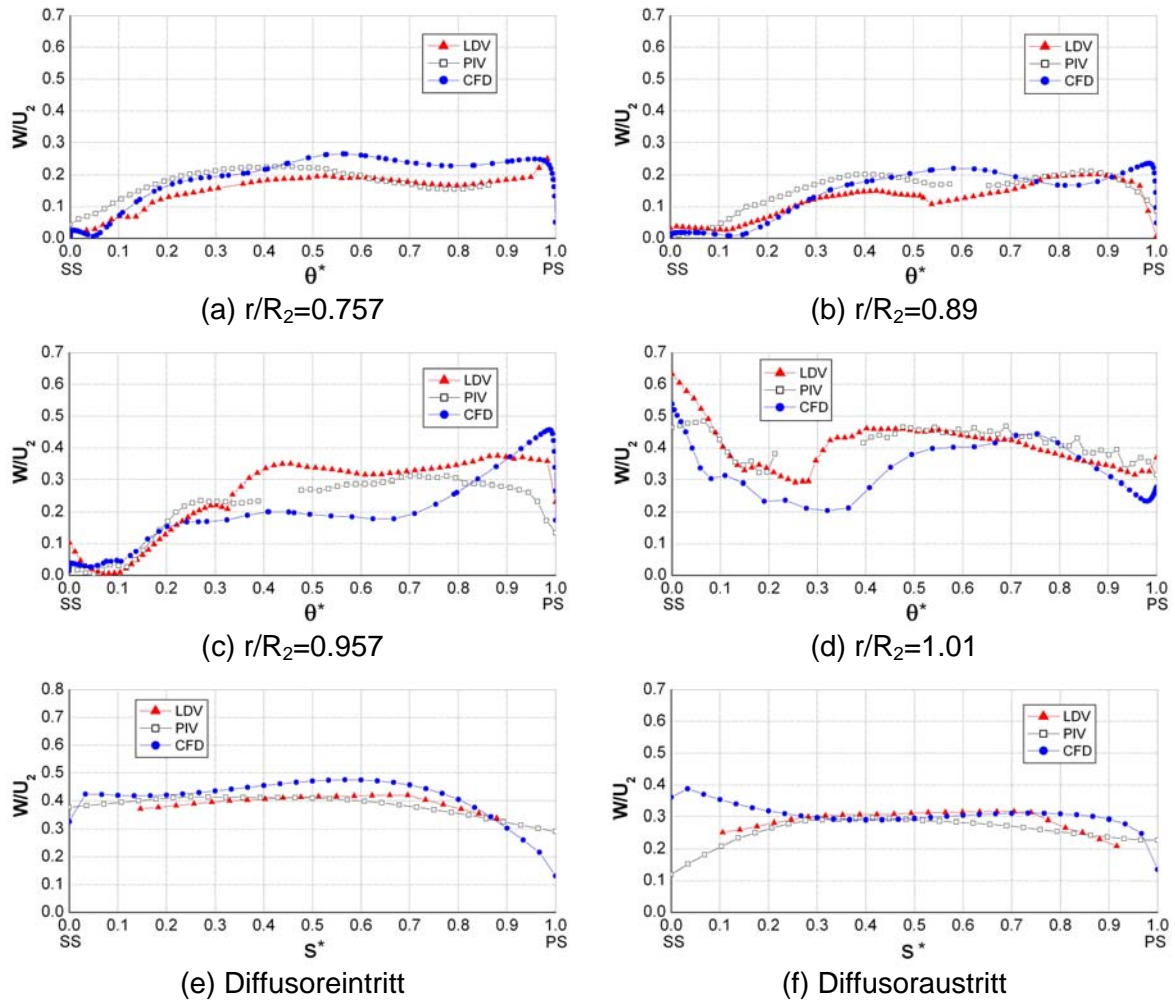


Bild 3: Phasengemittelte Relativgeschwindigkeiten für Laufradposition  $\varphi = 0$  Grad, halbe Schaufelhöhe,  $0.5Q_{des}$

Ein qualitativer Vergleich der dimensionslosen Relativgeschwindigkeiten aus CFD und PIV in dem gewählten Teillastpunkt ist für zwei verschiedene Laufradstellungen in Bild 4 zu sehen. Für beide Laufraddrehwinkel ist eine sehr gute qualitative Übereinstimmung erkennbar. Die Form und Ausdehnung der Ablösegebiete an der Laufradaugenseite sind in beiden Laufradstellungen etwa gleich für Rechnung und Messung. Es konnte jedoch durch die numerische Simulation und durch die Messung festgestellt werden, dass die Ablösezonen in benachbarten Schaufelkanälen des Laufrads unterschiedlich groß sind. Die Strömungsgeschwindigkeiten im semi-beschaufelten vorderen Teil des Diffusors sind in der numerischen Simulation um einiges größer als bei der PIV Messung.

Nach dem eingehenden Vergleich der phasengemittelten Relativgeschwindigkeiten wird auch ein Vergleich der stochastischen Schwankungsbewegungen des Fluids für die Messungen und die Berechnung angestrebt. Für beide Messmethoden werden entsprechen Gleichung (4) die über die Anzahl der Messwerte gemittelten kinetischen Energien der Schwankungsgeschwindigkeiten in den beiden untersuchten Koordinatenrichtungen unter Bezug auf die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades zu einer Größe zusammengefasst, die hier im weiteren als Turbulenzintensität der Strömung bezeichnet wird. Im Vergleich zur numerischen Simulation beinhaltet diese Größe aber nur die Schwankungen der beiden gemessenen Geschwindigkeitskomponenten in X- und Y-Richtung. Die Schwankungsbewegung für die dritte, nicht gemessene Geschwindigkeit in Z-Richtung ist dagegen unbekannt. Aus diesem Grunde wird die kinetische Energie der Turbulenz nur aus den beiden aus den



Messungen verfügbaren Schwankungskomponenten berechnet und somit eine Turbulenzintensität für diese beiden Koordinatenrichtungen festgelegt. In der numerischen Simulation sind dagegen die Schwankungsbewegungen aller drei Koordinatenrichtungen implizit in dem verwendeten Turbulenzmodell enthalten. Unter der Annahme isotroper Turbulenz ist davon auszugehen, dass die kinetische Energie der Turbulenz von allen drei Schwankungskomponenten zu gleichen Teilen bestimmt wird. Aus diesem Grunde wird für die hier angestellten Vergleiche von Messung und Berechnung für die Bestimmung der Turbulenzintensität aus der numerischen Simulation die berechnete kinetische Energie nur zu zwei Dritteln berücksichtigt. Dies soll die bei der Bestimmung der Turbulenzintensität aus den Messungen nicht berücksichtigte Schwankungskomponente in der dritten Koordinatenrichtung kompensieren.

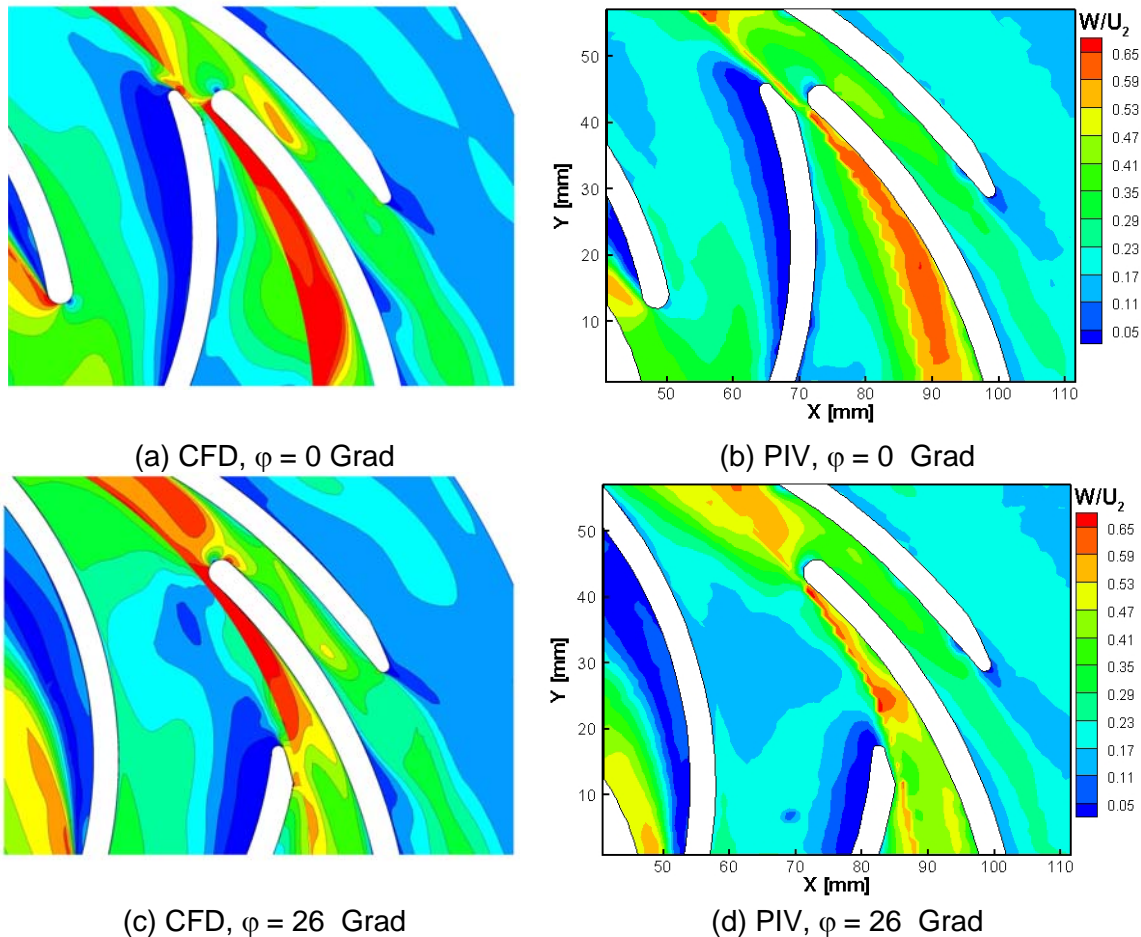


Bild 4: Strömungsablösungen,  $0.5Q_{des}$ , halbe Schaufelhöhe

Obwohl ein Vergleich von Turbulenzintensitäten aus den Messungen mit den numerisch ermittelten Werten aus oben genannten Gründen nicht exakt sein kann, sind in Bild 5 die Turbulenzintensitäten aller drei verwendeten Methoden an den bereits vorher für die phasengemittelten Geschwindigkeiten verwendeten Positionen für den Auslegungspunkt dargestellt. Innerhalb des Laufrades und des Diffusors wurden Turbulenzgrade zwischen 7% und 3% ermittelt. Es fällt deutlich auf, dass aus der numerischen Simulation bis auf ganz wenige Bereiche die niedrigsten Turbulenzgrade ermittelt werden. Dies ist möglicherweise auf eine innerhalb der Pumpe nicht isotrope Turbulenz zurückzuführen. Eventuell ist eine der aus den Messungen benutzten Schwankungskomponenten größer als die andere. Global wird allerdings die aus den Messungen ermittelte Tendenz zumindest im Laufrad durch die numerische Simulation weitgehend bestätigt. Im Diffusor ergeben sich aus der numerischen Simulation annähernd konstante Turbulenzintensitäten über den Schaufelkanal.

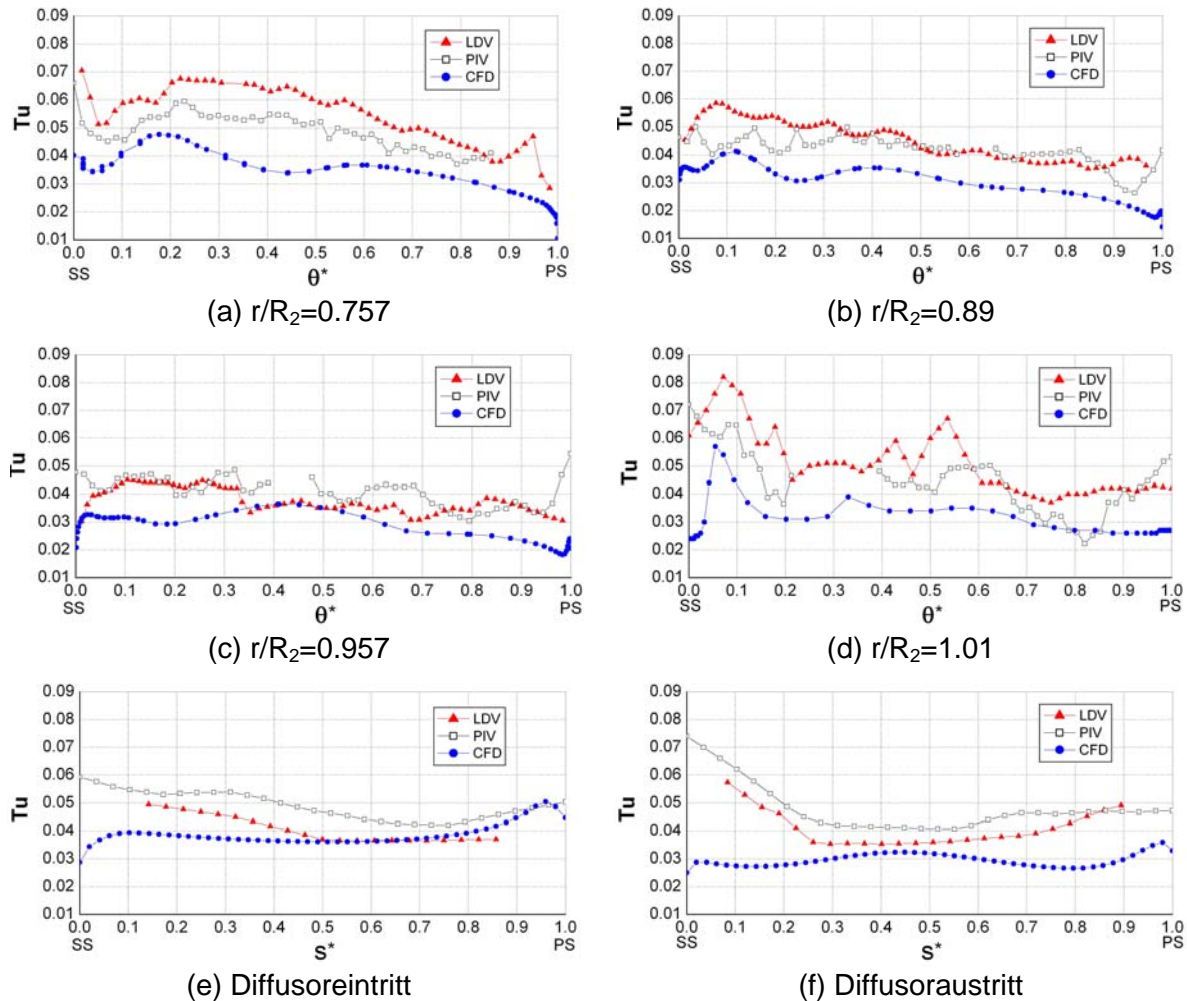
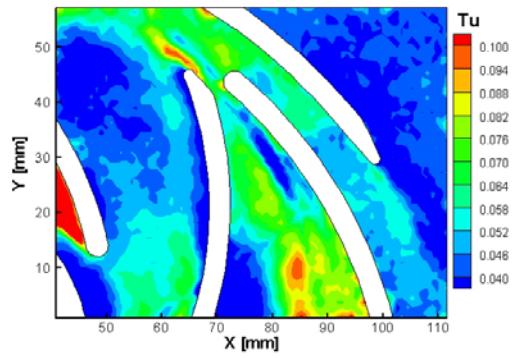


Bild 5: Turbulenzintensität bei  $\varphi = 0$  Grad, halbe Schaufelhöhe,  $Q_{des}$

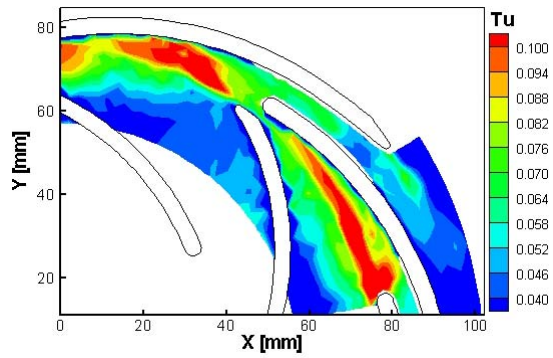
Wegen der oben genannten Schwierigkeiten, einen direkten Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Turbulenzintensitäten durchzuführen, wird im Folgenden nur ein qualitativer Vergleich der beiden aus den PIV und LDV Messungen ermittelten Turbulenzintensitäten durchgeführt. Dazu sind in Bild 6 Farbdarstellungen in der Laufradstellung  $\varphi = 0$  Grad bei verschiedenen Betriebspunkten für PIV und LDV gegenübergestellt. Die Farbskala ist dabei zum besseren Vergleich für alle Diagramme gleich.

Im ersten Überblick fällt auf, dass die PIV Ergebnisse wesentlich stärker mit Rauschen behaftet sind als die LDV Ergebnisse. Ein Grund dafür könnten Schattenbildungen und Reflektionen des Laserlichtes sein. Die mit den PIV Messungen ermittelte erhebliche Turbulenzintensität im Eintritt des Laufrades, die wie durch numerische Simulationen mit und ohne Radseitenräume festgestellt wurde, aufgrund des Einflusses der Leckageströmung entsteht, kann bei den LDV Messungen nur erahnt werden, da der Laufradeintrittsbereich mit LDV nicht erfasst werden konnte. Weiterhin scheint bei allen untersuchten Betriebspunkten im äußeren Durchmesserbereich des Laufrades und im Eintrittsbereich zur Diffusorbeschaufelung die mit LDV ermittelte Turbulenzintensität höher zu sein, als die aus den PIV Messungen bestimmte. Insbesondere im Teillastbetrieb ( $Q < Q_{des}$ ) ist im semi-beschaufelten Eintrittsbereich des Diffusors die Turbulenzintensität aus den LDV Messungen wesentlich höher als aus den PIV Messungen. Auch die Nachlaufdüsen hinter den Laufradschaufeln scheinen mit den LDV Messungen eine höhere Turbulenzintensität zu haben.

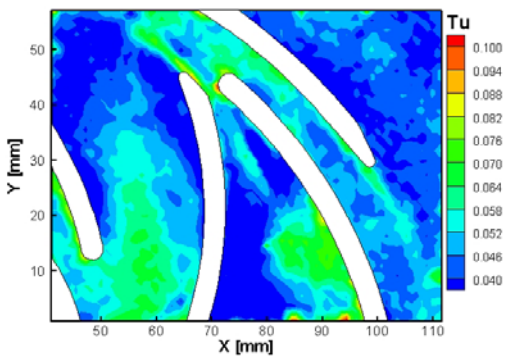




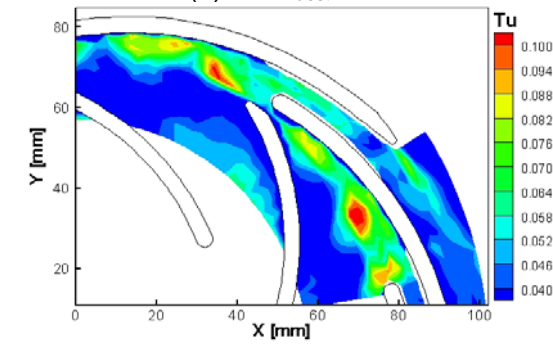
(a)  $0.5Q_{des}$ , PIV



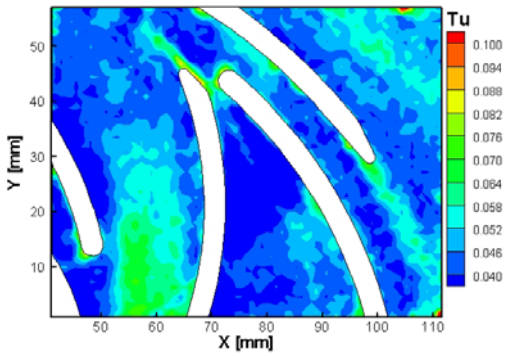
(b)  $0.5Q_{des}$ , LDV



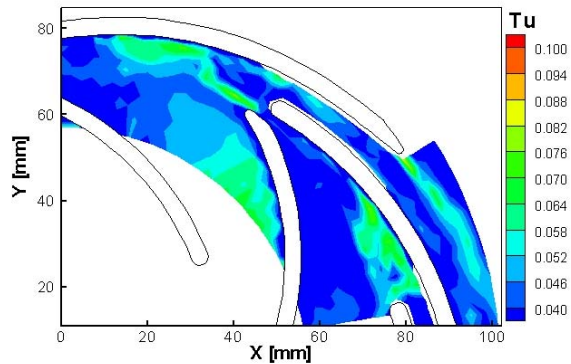
(c)  $0.75Q_{des}$ , PIV



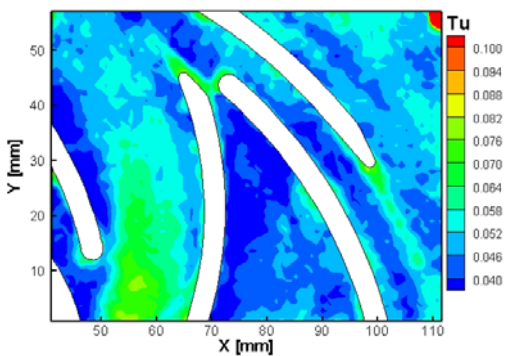
(d)  $0.75Q_{des}$ , LDV



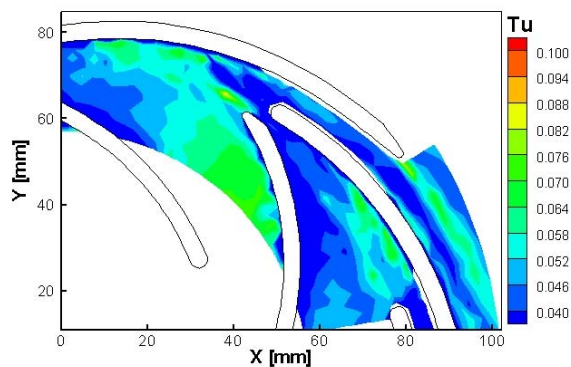
(e)  $Q_{des}$ , PIV



(f)  $Q_{des}$ , LDV



(g)  $1.15Q_{des}$ , PIV



(h)  $1.15Q_{des}$ , LDV

Bild 6: Turbulenzintensität für  $\varphi = 0$  Grad bei verschiedenen Volumenströmen, halbe Schaufelhöhe

Abschließend erfolgt eine Gegenüberstellung des absoluten Strömungswinkels  $\alpha$  im Radialspalt zwischen Laufrad und Diffusor ( $r/R_2 = 1,01$ ) für die Auslegungsbedingungen der Pumpe bei 2 Laufradstellungen. Der für den Auslegungspunkt der Pumpe bestimmte Strömungswinkel der Diffusorbeschaufelung beträgt  $\alpha_{Des} = 9$  Grad und ist als schwarze Linie in die Diagramme eingezeichnet. In der ersten Laufradstellung ( $\varphi = -10$  Grad) befindet sich die Hinterkante der Laufradschaufel gerade vor einer Diffusorschaufelvorderkante, während sich in der zweiten Laufradstellung ( $\varphi = 10$  Grad) die Laufradhinterkante bereits an der Diffusorschaufelvorderkante vorbei gezogen ist. Die Verteilung des Strömungswinkels über dem Umfang für die verschiedenen Untersuchungsmethoden zeigt für beide Laufradstellungen eine erstaunlich gute Übereinstimmung. LDV und CFD stimmen nahezu exakt überein, lediglich die aus den PIV Messungen ermittelten Strömungswinkel zeigen zwischen den Diffusorschaufeln deutlich zu kleine Werte. In jedem Fall sind die Abweichungen zum Auslegungswert erheblich.

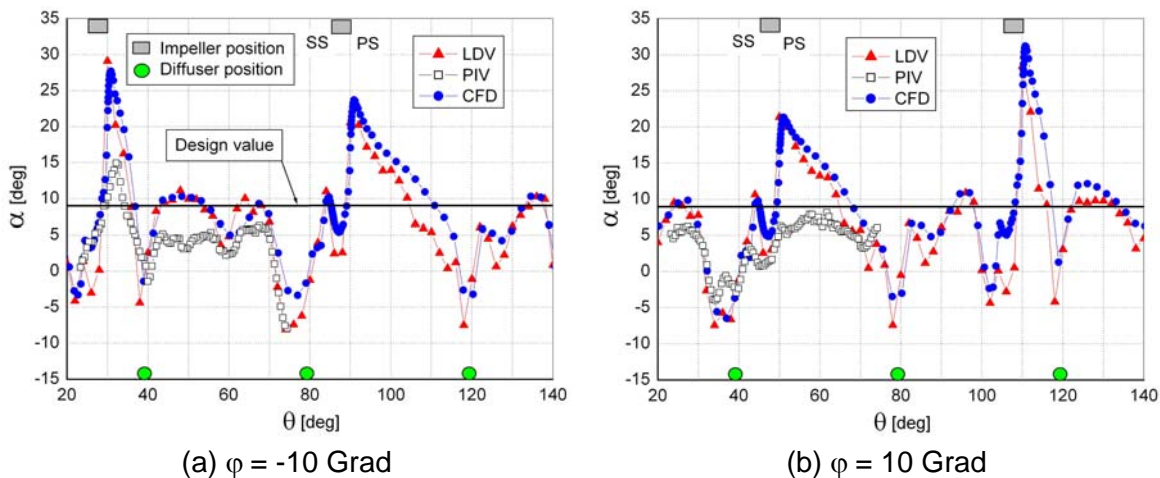


Bild 7: Verteilung des absoluten Strömungswinkels über dem Umfang, halbe Schaufelhöhe,  $Q_{des}$

## Schlussfolgerung

Der in diesem Beitrag durchgeführte quantitative und qualitative Vergleich von Ergebnissen zeitabhängiger numerischer Simulationen mit einem kommerziellen Navier-Stokes Löser mit PIV und LDV Messergebnissen zeigt, dass bei sorgfältiger Aufbereitung des numerischen Modells eine gute Übereinstimmung zwischen gemessenen und berechneten Strömungsgeschwindigkeitsfeldern erzielt werden kann. Das gilt insbesondere für die großskaligen, periodisch auftretenden Strömungseffekte aufgrund von Laufrad-Leitradinteraktionen, die durch Phasenmittelungen der Messergebnisse repräsentiert werden und mit den zu diesem Zeitpunkt (Laufradstellung) aus der numerischen Simulation bekannten Geschwindigkeiten verglichen werden. Es gilt aber auch für die kleinskaligen Strömungseffekte aufgrund der vorhandenen Turbulenz der Strömung, obwohl die für die Messungen und für die numerischen Simulationen benutzten Ansätze zur Bestimmung der Turbulenzintensität unterschiedlich sind.

## Nomenklatur

C	m/s	Absolutgeschwindigkeit	Q	m <sup>3</sup> /s	Volumenstrom
R, r	mm	Radius	PS	-	Druckseite
SS	-	Saugseite	Tu	-	Turbulenzintensität
u	m/s	Absolutgeschwindigkeit in x-Richtung	U	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
v	m/s	Absolutgeschwindigkeit in y-Richtung	W	m/s	Relativgeschwindigkeit
$W_u$	m/s	Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit	$W_r$	m/s	Radialkomponente der Relativgeschwindigkeit

$\beta$	Grad	Relativer Strömungswinkel	$\theta$	Grad	Umfangskoordinate
$\varphi$	Grad	Laufradposition in Umfangsrichtung			

### Indizes

1	Laufradeintritt	2	Laufradaustritt
3	Diffusoreintritt	4	Diffusoraustritt
des	Auslegungspunkt		

### Hochgestellte Zeichen

–	Phasengemittelter Wert	'	Stochastische Komponente
---	------------------------	---	--------------------------

### Literatur

- [1] P. F. Bert, J.F. Combes, and J. L. Kueny. Unsteady flow calculation in a centrifugal pump using a finite element method. In *Proceeding of XVIII IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Cavitation*, Valencia, Spain, 1996.
- [2] L. He and K. Sato. Numerical solution of incompressible unsteady flows in turbomachinery. *ASME Journal of Fluids Engineering*, 123:680–685, 2001.
- [3] G. Ardizzon and G. Pavesi. Analysis of unsteady impeller diffuser interaction in a centrifugal pump. In *Proceeding of 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Stockholm, Sweden, 2004.
- [4] O. Akin and D. Rockwell. Flow structure in a radial flow pumping system using high-image-density particle image velocimetry. *ASME J. Fluids Eng.*, 116:538–554, 1994.
- [5] M. Sinha and J. Katz. Quantitative visualization of the flow in a centrifugal pump with diffuser vanes. Part I: On flow structures and turbulence. *ASME J. Fluids Eng.*, 122:97–107, 2000.
- [6] G. Wuibaut, G. Bois, P. Dupont, G. Caignaert, and M. Stanislas. PIV measurements in the impeller and the vaneless diffuser of a radial flow pump in design and off-design operating conditions. *ASME J. Fluids Eng.*, 124:791–797, 2002.
- [7] G. Wuibaut, P. Dupont, G. Caignaert, and G. Bois. Rotor stator interactions in a vaned diffuser radial flow pump. In *Proc.of 22nd IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Stockholm, Sweden, 2004.
- [8] A. Akhras, M.E. Hajem, R. Morel, and J.Y. Champagne. Internal flow investigation of a centrifugal pump at the design point. In *Proc.of 20th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Charlotte, NC, USA, August 6-9 2000.
- [9] A. Akhras, M.E. Hajem, J.Y. Champagne, and R. Morel. The flow rate influence on the interaction of a radial pump impeller and the diffuser. *International Journal of Rotating Machinery*, 10(4):309–317, 2004.
- [10] G. Pintrand, G. Caignaert, G. Bois, and L. Gros. Analysis of unsteady flows in a vaned diffuser radial flow pump. In *Proc.of the XXIst IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems*, Lausanne, September 9 - 12 2002.
- [11] F. R.Menter. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA-Journal*, 32:1598–1605, 1994.
- [12] J. Feng, F.-K. Benra, and H. J. Dohmen. Numerical investigation on pressure fluctuations for different configurations of vaned diffuser pumps. *International Journal of Rotating Machinery*, 2007:1–10, 2007.
- [13] F.-K. Benra, J. Feng, H. J. Dohmen. Untersuchung des periodisch-instationären Geschwindigkeitsfeldes im Laufrad und im beschaukelten Diffusor einer radialen Kreiselpumpenstufe kleiner spezifischer Drehzahl. 15. *GALA Fachtagung "Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik"*, September 2007, Rostock
- [14] F.-K. Benra, J. Feng, H. J. Dohmen. Messung der periodisch-instationären Strömung im Laufrad und im beschaukelten Diffusor einer radialen Kreiselpumpe kleiner spezifischer Drehzahl mit LDV. 16. *GALA Fachtagung "Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik"*, September 2008, Karlsruhe