

Untersuchung der Laufradströmung einer Kreiselpumpe unter  
Teillastbedingungen mit Hilfe der zeitaufgelösten Particle Image  
Velocimetry

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur**

(Dr.-Ing.)

von: Dipl. Ing. Nico Krause  
geb. am: 13.01.1977  
in: Magdeburg  
  
Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. Dominique Thévenin  
Prof. Dr.-Ing. Günter Kosyna  
  
eingereicht am: 7. Oktober 2008  
Promotionskolloquium am: 27. Februar 2008

# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik / Lehrstuhl für Strömungsmechanik und Strömungstechnik der Otto-von-Guericke-Universität in Magdeburg.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Dominique Thévenin, der die Anregung für diese Arbeit gab und mir jederzeit mit stetem Interesse, wertvollen Hinweisen und freundlicher Unterstützung zur Seite stand.

Bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Günter Kosyna bedanke ich mich recht herzlich für die Begutachtung dieser Arbeit.

Den Kollegen des Lehrstuhls danke ich für die hilfreichen Hinweise und das angenehme Arbeitsklima.

Mein besonderer Dank gilt den Herrn Dr.-Ing. Elemér Pap und Dr.-Ing. Ralf Praetor für die gute Zusammenarbeit und die wertvollen Ratschläge. Den Mitarbeitern der Institutswerkstatt danke ich für die Umsetzung der Versuchsaufbauten.

Für ihren Rückhalt, ihre Unterstützung, ihr Verständnis und ihre Motivation danke ich insbesondere meiner Partnerin Jana.

# Kurzfassung

Radiale Pumpen werden in einer Vielzahl von Anwendungen eingesetzt. In Industrieanwendungen werden Strömungsmaschinen nicht nur in ihrem Auslegungspunkt, sondern auch bei signifikant geringeren oder höheren Volumenströmen betrieben. Der Betriebsbereich ist bei geringeren Volumenströmen durch Strömungsinstabilitäten in den strömungsführenden Teilen begrenzt. In diesem Betriebsbereich bilden sich Wirbel durch die Ablösung der Grenzschicht von den strömungsführenden Bauteilen aus, insbesondere im Laufrad. Einzelne oder mehrere Ablösegebiete können sich bei Reduzierung des Volumenstromes mit einer von der Laufradgeschwindigkeit unterschiedlichen Geschwindigkeit im Laufrad ausbreiten. Diese Ablösegebiete induzieren sehr starke Druckschwankungen, wodurch Bauteile der Maschine zerstört werden können. Es ist sehr schwierig, dieses Phänomen physikalisch und insbesondere mathematisch zu beschreiben, da es von vielen Betriebsparametern der Strömungsmaschine abhängt. In dieser Arbeit wird der Einfluss von drei unterschiedlichen Schaufelgeometrien unter Ablösebedingungen untersucht. Alle Laufradschaufeln sind für dieselbe Druckerhöhung über das Laufrad ausgelegt, dafür wurden unterschiedliche Konzepte verwendet. Die Pumpenkennlinien zeigen klar die Änderung in Bezug auf Energieübertragung und Verluste. Um die Strömungsfelder in jedem Schaufelkanal des Laufrades zu untersuchen, wurde die zeitlich hochauflösende Particle Image Velocimetry verwendet. Dadurch wurden Messungen in der transienten und instationären Strömung im rotierenden System möglich. Diese Untersuchungen ergaben detaillierte instantane Geschwindigkeitsverteilungen während des *Rotating Stall*. Die Fast-Fourier-Transformation (FFT) wurde auf die Serie der instantanen Geschwindigkeitsverteilungen angewendet, um die charakteristischen Frequenzen zu extrahieren. Das charakteristische Frequenzspektrum des Strömungsfeldes wurde aus dem Mittelwert der einzelnen Frequenzspektren von jedem Geschwindigkeitsvektor gebildet. Die Schwingungsfrequenz des Strömungsfeldes und die Ausbreitungsgeschwindigkeit der *Rotating Stall* Zellen konnten auf diesem Wege aus den gemessenen Geschwindigkeitsfeldern ermittelt werden.

# Abstract

Radial pumps are used in a variety of applications. In industrial applications turbomachines are not only used at their design point, but also at significant lower or higher flow rates. This operating range is limited on the low flow rate side by instabilities in flow-leading parts of the machinery. For these operating conditions vortices are created due to the separation of the boundary layer from the walls of the flow-leading parts of the machine, e. g. in the impeller. These unique or multiple stall cells can start to propagate at a fraction of the rotor speed in the impeller when the flow is further throttled. They induce very strong pressure oscillations and as a result machine parts can even be destroyed. It is very difficult to describe these phenomena physically and especially mathematically, because they depend on many operational parameters of the considered turbomachine. In this thesis the influence of three different impeller blade designs are presented under stall conditions. All the impeller blades are designed for the same pressure rise over the impeller but using different concepts. The pump characteristic curves clearly show the changes concerning energy transmission and losses. To investigate the flow field in every channel of the impeller Time-Resolved PIV is used, so that measurements in transient and unsteady flows inside the rotating system become possible. These measurements lead to detailed instantaneous velocity distributions during rotating stall. Fast-Fourier-Transformation (FFT) is finally carried out on the series of instantaneous measured flow fields to identify characteristic flow frequencies. To obtain a characteristic frequency spectrum of the flow field the mean value is then obtained through averaging of the separate frequency spectra for each vector. The oscillation frequency of the flow field and thus the displacement speed of the rotating stall cell can be determined in that way from the measured velocity fields.

---

---

# Inhaltsverzeichnis

<b>Vorwort</b>	<b>I</b>
<b>Kurzfassung</b>	<b>II</b>
<b>Abstract</b>	<b>III</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b>	<b>IV</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>VII</b>
<b>1 Einführung</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Forschung</b>	<b>5</b>
2.1 Literaturlauswertung . . . . .	5
2.2 Zusammenfassung der Literatur . . . . .	18
<b>3 Versuchsanordnung</b>	<b>20</b>
3.1 Pumpe mit angeschlossenem Kreislauf . . . . .	20
3.1.1 Wasserkreislauf . . . . .	20
3.1.2 Kreiselpumpe . . . . .	22
3.1.2.1 Laufräder . . . . .	22
3.1.2.2 Antrieb . . . . .	28
3.1.2.3 Drehmomentsensor . . . . .	29
3.2 Messtechnik . . . . .	29
3.2.1 „ <i>Time Resolved</i> “- PIV Messsystem (TR-PIV) . . . . .	29
3.2.1.1 Synchronisation . . . . .	32
3.2.1.2 Auswertung . . . . .	34
3.2.2 Laser-Doppler-Velocimetry (LDV) . . . . .	36
3.2.2.1 Physikalische Grundlagen . . . . .	37
3.2.2.2 Signal- und Datenverarbeitung . . . . .	39
3.2.2.3 Messgenauigkeit und Grenzen der LD-Messtechnik . . . . .	39
3.2.3 Fünflochsonde . . . . .	40

---

---

<b>4</b>	<b>Messwertverarbeitung</b>	<b>44</b>
4.1	Grundlagen der Fouriertransformation . . . . .	44
4.1.1	Autoleistungsspektrum . . . . .	44
4.1.2	Diskrete Fouriertransformation . . . . .	45
4.2	Grundlagen der Wavelet-Transformation . . . . .	46
4.2.1	Vorbetrachtung . . . . .	46
4.2.2	Anwendung auf ein synthetisches Geschwindigkeitsfeld . . . . .	51
4.2.3	Unterscheidung zwischen scherender und wirbelnder Strömung . . . . .	54
<b>5</b>	<b>Integrale Betriebsdaten der Kreiselpumpe</b>	<b>55</b>
5.1	Strömung vor und hinter dem Laufrad . . . . .	55
5.1.1	Strömungsverhalten im Diffusor der Pumpe . . . . .	55
5.1.2	Strömungsverhalten in der Saugleitung . . . . .	56
5.2	Kennlinie der Kreiselpumpe . . . . .	61
<b>6</b>	<b>Abgelöste Strömung im Laufrad</b>	<b>65</b>
6.1	Einkreisbogenschaufel . . . . .	65
6.1.1	Strömungsfelder . . . . .	65
6.1.2	Frequenzanalyse . . . . .	72
6.1.2.1	Rücktransformation . . . . .	75
6.1.3	Rotating Stall in der Einkreisbogenschaufel . . . . .	76
6.2	Schaufel mit konstanter Verzögerung . . . . .	85
6.2.1	Strömungsfelder . . . . .	85
6.2.2	Frequenzanalyse und Rücktransformation . . . . .	91
6.2.3	Rotating Stall in der Schaufel mit konstanter Verzögerung . . . . .	92
6.3	Zweikreisbogenschaufel . . . . .	99
6.3.1	Strömungsfelder . . . . .	99
6.3.2	Frequenzanalyse . . . . .	107
6.3.3	Rotating Stall in der Zweikreisbogenschaufel . . . . .	107
6.4	Vergleich der Laufräder . . . . .	114
6.5	Einfluß des Vordralls auf den Rotating Stall . . . . .	119
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Perspektiven</b>	<b>134</b>
7.1	Zusammenfassung . . . . .	134
7.2	Perspektiven . . . . .	136
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>138</b>
<b>A</b>	<b>Anhang instantane Ergebnisse</b>	<b>144</b>
A.1	Verifizierung der Frequenzanalyse . . . . .	144

A.2	Einkreisbogenschaukel . . . . .	150
A.3	Schaukel mit konstanter Verzögerung . . . . .	193
A.4	Zweikreisbogenschaukel . . . . .	206

# Nomenklatur

## lateinische Symbole

$A$	$[\text{m}^2]$	Fläche
$\vec{c}$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Absolutgeschwindigkeit
$D_c$	$[\text{m}]$	Wirbelkerndurchmesser
$d$	$[\text{m}]$	Durchmesser
$ds$	$[\text{m}]$	Partikelverschiebung
$\vec{e}$	$[-]$	Richtungsvektor
$f$	$[\text{Hz}]$	Frequenz
$f_s$	$[\text{Hz}]$	Signalfrequenz
$G_{xx}$	$[-]$	einseitiges Autoleistungsspektrum
$g$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2}\right]$	Gravitationskraft
$H$	$[\text{m}]$	Förderhöhe
$I$	$[-]$	Intensitätsverteilung
$i$	$[-]$	imaginäre Einheit
$l$	$[-]$	Wavelet-Skalierungsfaktor
Ma	$[-]$	Machzahl
$N$	$[-]$	Anzahl
$n$	$[\text{min}^{-1}]$	Drehzahl
$n_q$	$[\text{min}^{-1}]$	spezifische Drehzahl
$P$	$[-]$	Punkt im $r\theta$ -Koordinatensystem
$p$	$[\text{Pa}]$	Druck
$p_z$	$[-]$	Polpaarzahl
$Q$	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$	Volumenstrom
$Q_N$	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$	Nennvolumenstrom
$R$	$[-]$	Kreuzkorrelationsfeld
Re	$[-]$	Reynoldszahl
$r$	$[\text{m}]$	Radius
$S$	$[\text{m}]$	Systemkonstante des LDA-Systems
$S_x$	$[-]$	komplexer Fourierkoeffizient
$S_x^*$	$[-]$	komplex konjugierter Fourierkoeffizient
$S_{xx}$	$[-]$	zweiseitiges Autoleistungsspektrum
$s$	$[\text{m}]$	Sehnenlänge der Schaufeln
$s_k$	$[\text{m}]$	Schaufelkanalbreite

---



---

$s_{(m,n)}$	[Pixel]	Partikelverschiebung aus der Kreuzkorrelation
$t$	[s]	Zeit
$\vec{u}$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Umfangsgeschwindigkeit
$v_t$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Tangentialgeschwindigkeit
$\vec{v}_p$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Partikelgeschwindigkeit
$\vec{w}$	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}\right]$	Relativgeschwindigkeit
$X$	[m]	Koordinate
$x$	[–]	beliebiges Signal
$Y$	[m]	Koordinate
$Z$	[m]	Koordinate
$z$	[–]	Anzahl der Schaufeln

### griechische Symbole

$\alpha$	[°]	Winkel zwischen Absolut- und Umfangsgeschwindigkeit
$\beta$	[°]	Winkel zwischen Umfangs- und Relativgeschwindigkeit
$\Gamma$	$[\text{m}^2/\text{s}]$	Zirkulation
$\gamma$	[°]	Schwenkwinkel
$\Delta$	[–]	Differenz
$\delta$	[°]	Kippwinkel
$\eta$	[–]	Wirkungsgrad
$\theta$	[°]	Winkel im XY-Koordinatensystem
$\vartheta$	[°]	Diffusoröffnungswinkel
$\lambda$	[m]	Wellenlänge
$\lambda_2$	$[\text{s}^{-2}]$	Eigenwert des Tensors $\Xi + \Omega^2$
$\Xi$	$[\text{s}^{-1}]$	Symmetrischer Anteil am Geschwindigkeitsgradiententensor $\nabla u$
$\pi$	[–]	Kreiszahl
$\rho$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	Dichte
$\sigma$	[m]	Wirbelausdehnung
$\phi$	[°]	Drehwinkelstellung des Laufrades
$\varphi$	[–]	Durchflussziffer
$\varphi_N$	[–]	Durchflussziffer im Auslegungspunkt
$\Psi$	[–]	Druckziffer
$\psi$	[–]	Wavelet
$\Omega$	$[\text{s}^{-1}]$	Unsymmetrischer Anteil am Geschwindigkeitsgradiententensor $\nabla u$
$\vec{\omega}$	$[\text{s}^{-1}]$	Winkelgeschwindigkeit
$\omega$	$[\text{s}^{-1}]$	Wirbelstärke

### sonstige Symbole

$\nabla u$	$[\text{s}^{-1}]$	Geschwindigkeitsgradiententensor
------------	-------------------	----------------------------------

### Indizes

---

---

0	vor Laufradeintritt
1	Laufradeintritt
2	Laufradaustritt
3	nach Laufradaustritt
<i>LR</i>	Laufrad
<i>RS</i>	Rotating Stall
<i>Ab</i>	Abtastung
<i>dyn</i>	dynamischer (kinematischer) Anteil
<i>f</i>	Fluid
<i>ges</i>	gesamt
<i>k</i>	komplex
<i>krit</i>	kritisch
<i>m</i>	Meridiankomponente der Geschwindigkeit
<i>o</i>	bezogen auf den Ort
<i>p</i>	Partikel
<i>r</i>	bezogen auf die Relativgeschwindigkeit
<i>stat</i>	statischer Anteil
<i>u</i>	Umfangskomponente der Geschwindigkeit
<i>x</i>	Komponente entlang der X-Koordinate
<i>y</i>	Komponente entlang der Y-Koordinate
<i>z</i>	Komponente entlang der Z-Koordinate
$\perp$	senkrecht



# Kapitel 1

## Einführung

Strömungsmaschinen, die in einer Vielzahl von Anwendungen in der Industrie im Einsatz sind, können nur in einem Betriebspunkt (Auslegungspunkt) optimal arbeiten. Je nach geforderter Druckdifferenz (Energieerhöhung) und Durchflussmenge variiert die Bauform zwischen rein radialen Maschinen (hoher Druck, geringer Durchsatz) und rein axialen Maschinen (niedriger Druck, hoher Durchsatz). Zwischen diesen beiden Extrembauformen gibt es die Zwischenstufe der halb-axialen Maschinen. Dem Ingenieur dient das Cordier-Diagramm als Hilfsmittel zur Auswahl der Bauform des Laufrades [58]. Der Betriebspunkt ergibt sich aus dem Schnittpunkt der Verbraucher- und Maschinenkennlinie und ist dabei durch den Volumenstrom ( $Q$ ) und den dazugehörigen Druckaufbau ( $\Delta p$ ) charakterisiert, dargestellt in Abbildung 1.1. Im Auslegungspunkt strömt der Nennvolumenstrom  $Q_N$  durch das Laufrad und es liegen die bestmöglichen Strömungsverhältnisse vor.

In der Praxis werden jedoch auch häufig andere Betriebspunkte von den Strömungsmaschinen gefordert. Bei  $Q > Q_N$  spricht man von Überlast, bei  $Q < Q_N$  von Teillast. In beiden Fällen weicht das Strömungsfeld vom Idealzustand ab. Der Überlastbereich mit den bekannten Problemen (Kavitation, Auftritt von Überschallbedingungen: Pfeleiderer und Petermann [58]) wird in dieser Arbeit nicht betrachtet. Bei Teillast kann es ab der Unterschreitung eines bestimmten Volumenstromes zu einer Ablösung der Strömung in den strömungsführenden Teilen kommen. Diese Ablösungen können zu den aus der Literatur bekannten Erscheinungsformen wie rotierendes Ablösen (*Rotating Stall*) und Pumpen der Arbeitsmaschine (*Surge*) führen.

- Bei *Rotating Stall* bilden sich innerhalb der beschaufelten Räume Ablösezone aus, die auf die Strömung in der Beschaufelung Einfluss nehmen. Durch die Interaktion der einzelnen Schaufelkanäle kommt es zu einer Rotation der Ablösezone im Laufrad sowie in den Vor- oder Nachleiteinrichtungen.
- Das Pumpen ist durch ein Zusammenspiel zwischen der Turbomaschi-

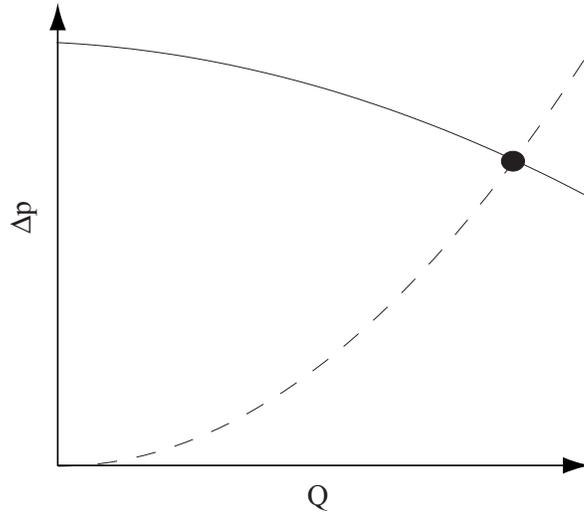


Abbildung 1.1: Der Betriebspunkt ergibt sich aus der Kennlinie der Arbeitsmaschine (durchgezogene Linie) und der Verbraucherkenlinie (gestrichelte Linie)

ne und der mit ihr verbundenen Anlage gekennzeichnet. Das markante Merkmal des Pumpens ist die Druckschwankung im Gesamtsystem. Hierbei bricht der Druckaufbau im Laufrad zusammen und aus der Druckleitung kann das Medium in das Laufrad zurück strömen.

Wie wichtig die Untersuchung der Teillastströmung ist, zeigt die Häufigkeit mit der z. B. Pumpen in Heizungsanlagen im Teillastbereich gefahren werden. Solche Pumpen werden laut Wurm [73] 75 % ihrer Betriebsstunden unter 50 % des Nennvolumenstromes  $Q_N$  betrieben. Hierbei ist noch wichtig zu erwähnen, dass auch eine Drehzahlregelung eine Verschiebung des Betriebspunktes in Richtung Teillast zur Folge haben kann (Abbildung 1.2). Je nach Verbraucherkenlinie verschiebt sich der Betriebspunkt gegenüber den affinen Betriebspunkten der Arbeitsmaschine. Insbesondere die Überwindung einer geodätischen Höhe (statische Druckdifferenz) führt zu einer Verschiebung in den Teillastbereich.

Im Kreiselpumpen Handbuch [66] sind für Antriebsleistungen über 1MW Richtwerte für instabile Betriebsbereiche angegeben, diese sind in Abbildung 1.3 dargestellt. Die spezifische Drehzahl  $n_q$  wird hierbei über den Volumenstrom im Verhältnis zum Nennvolumenstrom aufgetragen. Es ist zu sehen, dass mit zunehmender spezifischer Drehzahl der instabile Betriebsbereich früher einsetzt. Sowohl beim *Rotating Stall* als auch insbesondere beim *Surge* kommt es zu Schwankungen im Druckaufbau der Turbomaschine, diese führen zur Anregung von Schaufelschwingungen bei einer bestimmten Frequenz. Im Resonanzfall können erhebliche Schwingfestigkeitsprobleme auftreten, welche zu Schaufelbrüchen führen können. Neben den Festigkeitsproblemen kommt es zu einer Abnahme des Wirkungsgrades der Maschine. Es ist daher nicht nur ein strukturelles Problem der Maschine, sondern stellt sowohl durch den möglichen Ausfall der Maschine als auch durch den

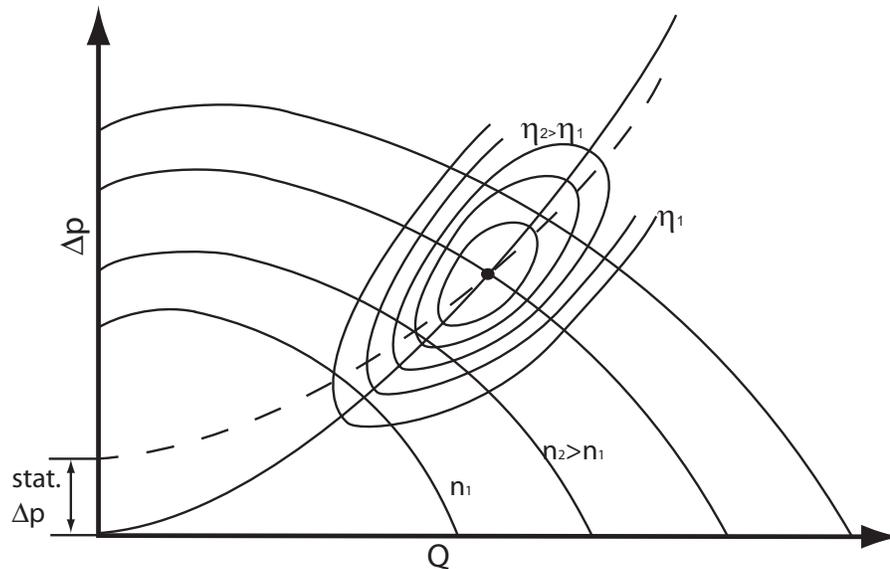


Abbildung 1.2: Kennfeld einer Arbeitsmaschine mit Affinitätsparabel (durchgezogene Linie) und Verbraucherkenlinie (gestrichelte Linie), die Verbraucherkenlinie hat hier eine statische Druckdifferenz zu überwinden

Wirkungsgradverlust ein wichtiges wirtschaftliches Problem dar. In der Vergangenheit wurden bereits viele Maßnahmen durchgeführt, um das Problem zu lösen. Eine messtechnische Erfassung dieser instabilen Strömung ist aber schwierig, da die Strömung einen komplexen, instationären Charakter besitzt. Die Untersuchung dieser Strömungsvorgänge stellt daher messtechnisch hohe Anforderungen an die zeitliche und räumliche Auflösung des Messsystems. Da die physikalischen Vorgänge größtenteils unbekannt sind, war es bisher nicht möglich, das Phänomen hinreichend analytisch zu beschreiben. Ein überzeugendes einheitliches Modell konnte daher bis heute nicht postuliert werden (Pampreen [50] ; siehe auch nachfolgenden Abschnitt 2.1).

Einen Überblick über die bisherigen Erkenntnisse auf diesem Gebiet soll der nächste Abschnitt verschaffen.

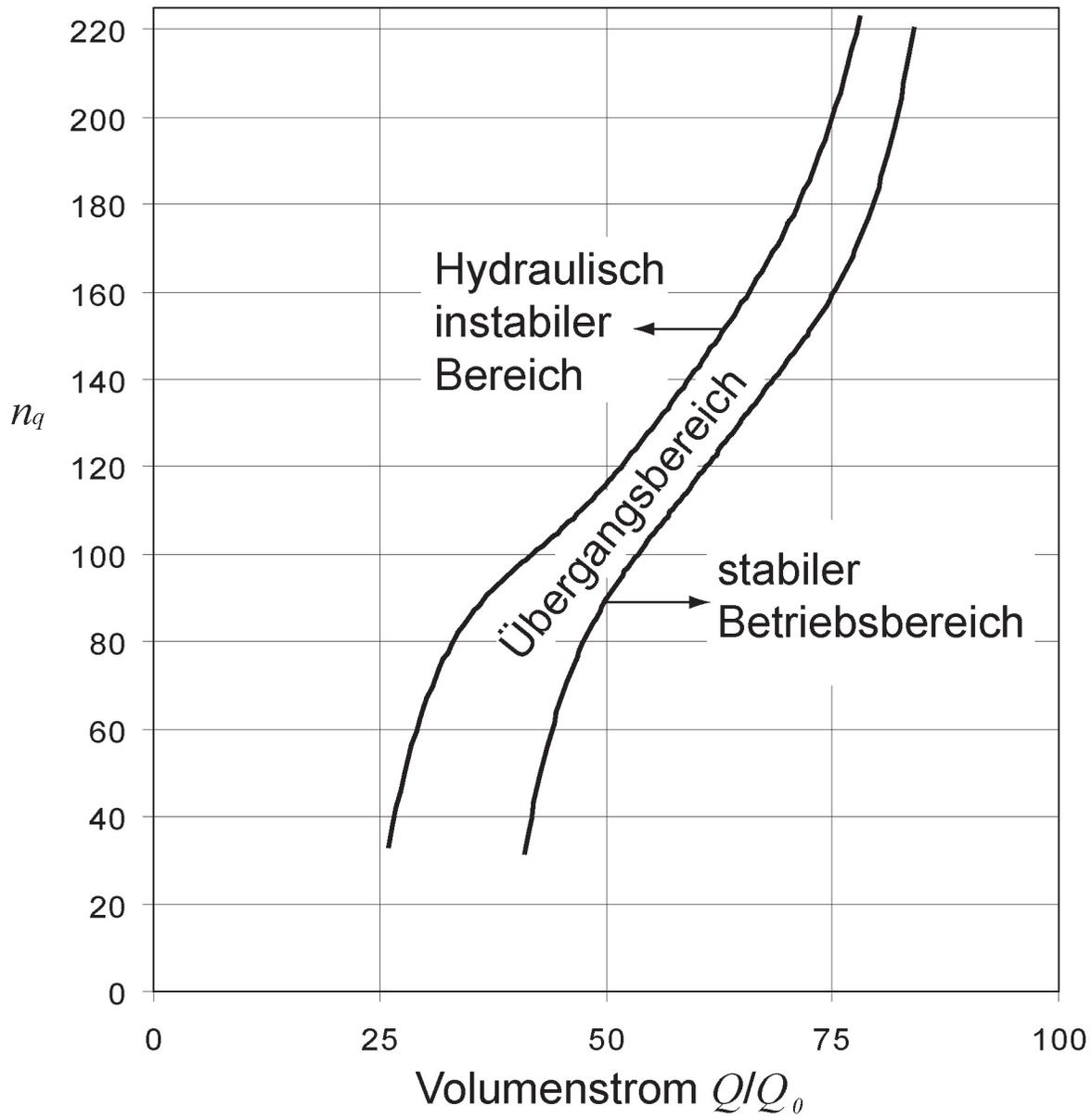


Abbildung 1.3: Betriebsbereich in Abhängigkeit vom Volumenstrom (Sulzer Pumpen [66])

# Kapitel 2

## Stand der Forschung

### 2.1 Literaturlauswertung

Wird der Durchsatz ( $Q$ ) in einer Turbomaschine vermindert, so steigt der Druck solange an, bis ein Arbeitspunkt erreicht ist, bei dem eine weitere Reduzierung des Durchsatzes plötzliche Druck- und Massendurchsatzschwankungen verursacht. Dieses instationäre Verhalten im Kennfeld kann in zwei Arten unterschieden werden. Zum einen ist dies eine auf die Turbomaschine beschränkte Ablösung der Strömung an den strömungsführenden Teilen (*Stall*) und zum anderen eine Schwingung der Strömung in der Turbomaschine und der angeschlossenen Anlage (*Surge*). Bei der auf der Turbomaschine beschränkten Strömungsablösung unterscheidet man zwischen rotierender und nicht-rotierender Ablösung. Die rotierende Ablösung (*Rotating Stall*) ist von einer (*Full Span Stall*) oder mehreren (*Part Span Stall*) peripher am Umfang des Laufrades gleichmäßig verteilten Zonen mit vermindertem oder sogar negativem lokalen Massendurchsatz gekennzeichnet, die entgegen der Drehrichtung des Laufrades im Laufrad rotieren (Abbildung 2.1). Dagegen bewegen sich die Zonen mit vermindertem/negativem Massendurchsatz bei nicht-rotierenden Ablösungen (*Standing Stall*) nicht innerhalb der Beschauung ( $\vec{\omega}_{RS} = \vec{\omega}_{LR}$ ). Beide Arten der Ablösung verursachen Schwankungen im Druckaufbau des Laufrades und führen zur Anregung von Schaufelschwingungen bei einer bestimmten Frequenz. Falls diese Frequenz in der Nähe einer Resonanz der Schaufel liegt, können erhebliche Schwingfestigkeitsprobleme auftreten.

Der *Rotating Stall* geht dem Pumpen (*Surge*) voraus. Wird der Massendurchsatz nach dem ersten Auftreten von Ablösungen weiter reduziert, verstärken sich die Druck- und Durchsatzschwankungen in der Turbomaschine. Pumpen ist keine Eigenschaft der Maschine allein, sondern auf eine Instabilität im System Maschine - Verbraucher zurückzuführen. Das Pumpen ist meist mit einer Lärmsteigerung verbunden und kann im Allgemeinen ohne eine spezielle messtechnische Ausrüstung erkannt werden. Bereits seit der Anfangszeit des Turbomaschinenbaues ist dieses Phänomen bekannt. Stodola [65] schrieb bereits 1924: "Der Grund des Pumpens ist die Instabilität des dynamischen

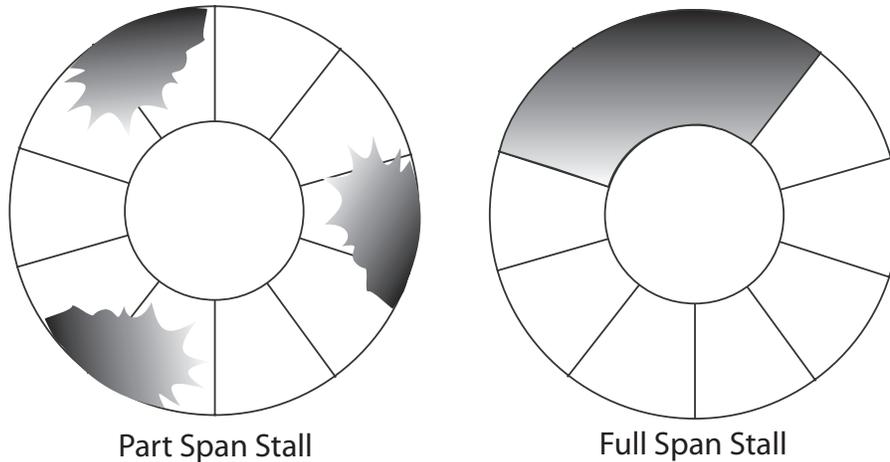


Abbildung 2.1: Erscheinungsformen des *Rotating Stall*

*Gleichgewichtes auf dem ansteigenden Ast der Kennlinie.* Veranschaulicht wird das Problem in Abbildung 2.2. Wird beispielsweise Wasser in einen Hochbehälter mit der erforderlichen Druckdifferenz in Punkt A gefördert, so wäre bei einem weiteren Anstieg des Pegels im Behälter keine Förderung der Pumpe mehr möglich, da die Pumpenkennlinie einen höheren Druck nicht zulässt. Die Pumpe würde in den Punkt B überspringen und somit den Hochbehälter bis zum Punkt C entleeren. Da der Druck hier nicht ansteigen kann, springt die Pumpe in den Punkt D über, um im Anschluß bis zum Punkt A zu befüllen. Dieser Vorgang wird als Pumpen bezeichnet. Der erläuterte Vorgang mit negativem Durchsatz wird als *Deep Surge* (tiefes Pumpen) und in abgeschwächter Form als *Mild Surge* bezeichnet. Im Unterschied zum *Deep Surge* ist der Verlauf des Pumpens beim *Mild Surge* auf den positiven Durchsatzbereich beschränkt. Als Anhaltspunkt wurde von Moore und Greitzer ([15],[47]) der B-Parameter beschrieben. Dieser Parameter setzt sich aus folgenden Komponenten zusammen:

$V_p$  - druckseitiges Volumen

$A_c$  - Verdichterquerschnittsfläche

$L_c$  - Länge vom Verdichtereintritt bis zum druckseitigen Volumen

$a$  - Schallgeschwindigkeit

$u$  - Umfangsgeschwindigkeit

Für B folgt dann:

$$B = \frac{u}{2a} \sqrt{\frac{V_p}{A_c L_c}} \quad (2.1)$$

Liegt der Wert aus Gleichung 2.1 unter 0,7 ist nur von *Rotating Stall* auszugehen, bei einem Wert über 0,7 vom Pumpen. Im Bereich um 0,7 ist die Aussage jedoch recht vage und nicht gesichert.

Die beiden Strömungsinstabilitäten in der Turbomaschine, die lokalen

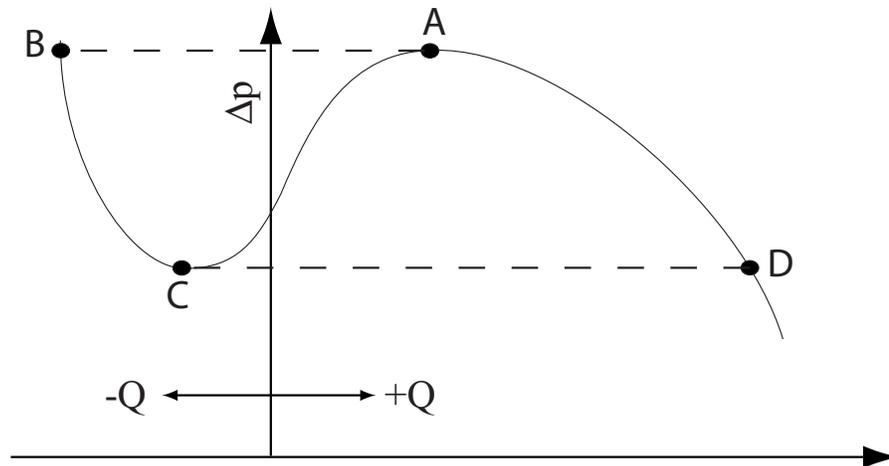


Abbildung 2.2: Labiler Kurvenzweig mit Bremskurve

Ablösungen und das Pumpen begrenzen das Kennfeld der gesamten Anlage im Bereich zu kleineren Durchsätzen hin. Um einen breiteren stabilen Betriebsbereich im Kennfeld zu erhalten, wurden viele Untersuchungen an der Stabilität der Turbomaschinensysteme vorgenommen. Es gibt verschiedene Möglichkeiten, wie z. B. theoretische oder experimentelle Forschungen, numerische Verfahren etc., um Erkenntnisse über die Instabilität der Strömung zu gewinnen. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels werden die existierenden Erkenntnisse aus der Literatur zusammengefasst.

Die ersten theoretischen Forschungen und Ergebnisse stammen aus den fünf-

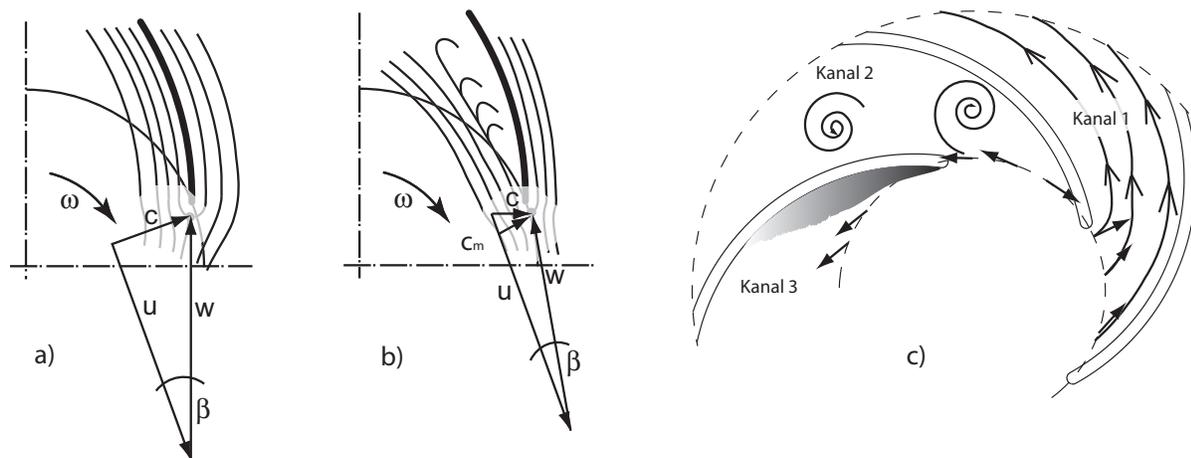


Abbildung 2.3: *Rotating Stall* nach Emmons et al. [5] a) Schaufelumströmung im Auslegungspunkt b) Schaufelumströmung bei Teillast c) *Rotating Stall* bei radialer Beschauung (Pfeile entsprechen der Relativgeschwindigkeit).

ziger Jahren des 20. Jahrhunderts ([5], [6], [39], [42], [44], [62], [64]). Das bekannteste Modell für die Entstehung des *Rotating Stall* aus dieser Zeit ist die sogenannte "Theorie der kleinen Störung" von Emmons et al. [5] (Ab-

bildung 2.3). Hierbei wird die Strömung in einem zweidimensionalen Gitter betrachtet. Abbildung 2.3a zeigt die gesunde Schaufelumströmung, der Staupunkt liegt an der Schaufelspitze. Wird die Turbomaschine bei konstanter Drehzahl gedrosselt, so nimmt die Meridiangeschwindigkeit  $\vec{c}_m$  ab und in Abhängigkeit vom Vordrall ( $\vec{c}_{1u}$ ) vermindert sich auch der Anströmwinkel  $\beta$ . Unter diesen Bedingungen liegt der Staupunkt auf der Schaufeldruckseite. Auf der Schaufelsaugseite wird dann die Strömung ablösen (Abbildung 2.3b). Abbildung 2.3c präsentiert den gesamten Vorgang des *Rotating Stall*. Im Kanal 2 bildet sich im Eintrittsbereich durch die Ablösung der Eintrittswirbel aus. Er wächst von der Saug- zur Druckseite hin an. Im Gegenzug bildet sich am Austritt des Laufrades ein Austauschwirbel. Diese Wirbel können soweit anwachsen, bis sie den Schaufelkanal komplett blockieren. Durch die Blockierung verändert sich die Anströmbedingung der benachbarten Kanäle. Im nachfolgenden Kanal 3 (auf die Drehrichtung bezogen) wird der Anströmwinkel  $\beta$  noch kleiner, wohingegen er im davor liegenden Kanal 1 wieder ansteigt. Im nachfolgenden Kanal 3 kommt es deswegen zu einer weiteren Ablösung der Strömung. Im davor liegenden Kanal 1 kann sich im Gegensatz dazu die Strömung wieder beruhigen und anlegen. Infolge der Interaktion der einzelnen Kanäle des Schaufelgitters rotiert die Ablösung entgegen der Drehrichtung des Laufrades, daher der Begriff *Rotating Stall*.

Ein anderes bekanntes Modell der abgelösten Strömung von Moore ([45],[46])

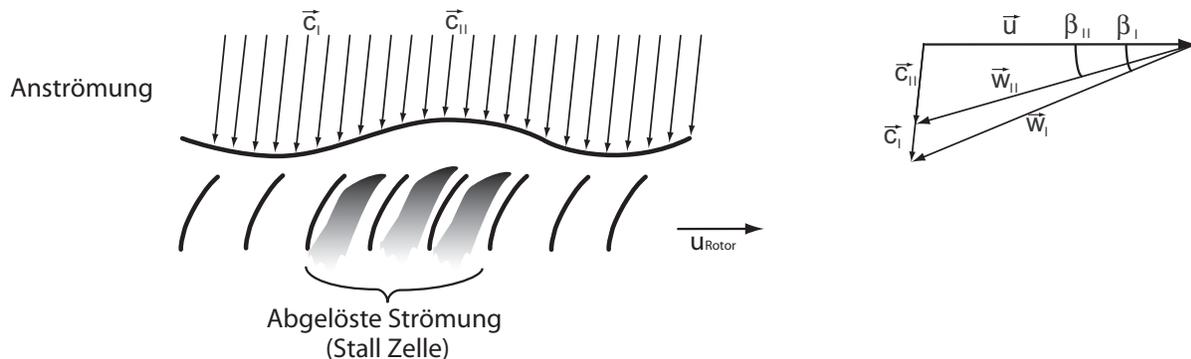


Abbildung 2.4: *Rotating Stall* nach Moore [45]

wurde von Moore und Greitzer (siehe auch Abbildung 2.4) aufgegriffen und erweitert ([15],[47]). Die grundsätzliche Idee des Modells ist, dass bei der rotierenden Ablösung eine zusätzliche kleine sinusförmige Geschwindigkeitsschwankung vor dem Schaufelgitter existiert, die sogenannte "Modale Welle" (bezugnehmend auf Eigenschwingung). Diese Welle dreht sich mit einer konstanten Umfangsgeschwindigkeit um die Drehachse der Turbomaschine [3]. Wird die Turbomaschine im Betriebspunkt, wo *Rotating Stall* entsteht, gedrosselt, werden die Geschwindigkeitsschwankungen schnell anwachsen. Dadurch wird sich eine vollständig entwickelte rotierende Ablösung ausbilden, d. h. die Ablösezone entsteht in diesem Modell aus der Schwankung der Anströmgeschwindigkeit. Die beiden Zuströmgeschwindigkeiten  $\vec{c}_I$  und  $\vec{c}_{II}$  sind

unterschiedlich groß, daraus ergeben sich bei gleicher Umfangsgeschwindigkeit  $\vec{u}$  unterschiedliche Relativgeschwindigkeiten  $\vec{w}_I$  und  $\vec{w}_{II}$ , die sowohl im Betrag als auch in der Richtung voneinander abweichen. Anfänglich sind diese Geschwindigkeitsschwankungen unendlich klein und nur sehr schwer im Hintergrundrauschen zu detektieren. Es liegen experimentelle Untersuchungen vor, die dieses Modell von Moore-Greitzer bestätigen ([12],[43]). In anderen Untersuchungen zeigte sich keine Übereinstimmung, da die modalen Wellen nicht nachweisbar waren [68]. Da die *Modale Welle* eine Änderung der Anströmung hervorruft, kann auch bei diesem Modell die Entstehung des *Rotating Stall* aus einer Fehlanströmung hergeleitet werden. Dadurch sind sowohl die Modellvorschläge von Moore und Greitzer als auch von Emmons et al. miteinander verwandt.

Ein weiteres mathematisches Modell zur Berechnung der abgelösten Strömung für die gesamte Turbomaschine ist das sogenannte "Parallel Verdichtermodell" von Pearson und McKenzie [55]. Diesem Modell liegen folgende vereinfachte Annahmen zugrunde:

1. Gestörte und ungestörte Strömungsbereiche gehorchen den Charakteristiken des stationären Verdichterkennfeldes bei homogener Zuströmung.
2. Alle Strömungsbereiche verlaufen parallel durch den Verdichter und stehen nicht in Wechselwirkung miteinander.
3. Alle Bereiche fördern denselben statischen Austrittsdruck.
4. Der Verdichterrotor arbeitet beim Durchlaufen der verschiedenen Bereiche wie im stationären Falle unter den jeweiligen lokalen Bedingungen.

Dieses Modell teilt die Turbomaschine in zwei Teile, wenn sie unter abgelöster Strömung arbeitet. Der eine Teil wird als normale Turbomaschine betrachtet, in dem eine stabile, ablösungsfreie und symmetrische Strömung angenommen wird. Der Durchsatz der gesamten Turbomaschine wird unter abgelösten Bedingungen durch diesen Teil der Turbomaschine bestimmt. Der andere Teil der Turbomaschine wird als versperrt angesehen, d. h. sein Durchsatz wird mit null angenommen. Dass auch dieses Modell nicht in allen Fällen zu Übereinstimmungen mit den experimentellen Versuchsergebnissen führt, beweist die Arbeit von Jahnen [24]. Bei der Überprüfung des "Parallel Verdichter Modells" wurde herausgefunden, dass dieses nicht angewendet werden kann. Die Ergebnisse der Auswertung widerlegten die Übertragung der ungestörten Verdichterströmung auf den gestörten und ungestörten Bereich bei sektoriellen Eintrittsstörungen. Die Wechselwirkungen zwischen den beiden Strömungsbereichen können daher anscheinend nicht vernachlässigt werden.

Ein weiterer Ansatz wurde von Chen [1] vorgestellt. Der Autor bringt die Ausbreitung der Ablösezellen mit den aus der Meteorologie bekannten Rossbywellen in Verbindung. Diese werden herbeigeführt durch die baroklinische Instabilität der Front zwischen rückwärtsströmendem Fluid hoher Entropie und vorwärtsströmendem Fluid mit niedriger Entropie unter Wirkung des Corioliseffektes. Es entstehen dann kreisförmig angeordnete Wirbel, Karman'sche Wirbelpaare, als rotierende Ablösezellen. Von zentraler Bedeutung

für die Ablösung sei demnach die Rückströmung aus dem Ringraum zwischen Laufrad und Diffusor. Die Ursachensuche stromab der Beschauelung ist nicht sinnvoll, da der Beginn der Rückströmung durch zu geringen Druckaufbau in der Turbomaschine erklärt werden kann. Es stellt sich daher die Frage nach Ursache und Wirkung. Ursache für die Rückströmung ist ein verringerter Druckaufbau mit der Wirkung, dass es zur Rückströmung kommt.

Ein auf alle Strömungsmaschinen übertragbares Modell wurde in diesen theoretischen Arbeiten noch nicht gefunden und keines dieser Modelle war in der Lage, die für die Auslegung einer Maschine relevanten Fragen zu klären:

- Wann setzt die rotierende Ablösung ein?
- Welche Art von rotierender Ablösung ist zu erwarten?
- Wie viele Zellen bilden sich aus?
- Und wie verläuft der Übergang ins Pumpen?

Es ist daher notwendig, die messtechnischen Möglichkeiten weiter auszunutzen, um somit eine breitere Datenbasis, vor allem über die Strömungszustände innerhalb der Stallzellen, zu erhalten. Obwohl sich die modernen Computer- und Berechnungstechniken (CFD, *Computational Fluid Dynamics*) mit einer rasanten Geschwindigkeit entwickelt haben, ist es bisher durch die hohe Komplexität des Phänomens nicht möglich, die Ablösung und Rückströmung in allen Einzelheiten mit CFD-Verfahren zu simulieren bzw. zu berechnen. Dies ist vor allem darauf zurückzuführen, dass diese numerischen Verfahren meistens auf Mittelwertbildung beruhen. Eine Berechnung mit besseren Methoden (Großwirbelsimulation oder *Large-Eddy Simulation* (LES), Direkte numerische Simulation (DNS)) ist heutzutage angesichts der Rechenzeit, die für die Berechnung einer Turbomaschine notwendig wäre, nicht möglich. Nach heutigen technischen Möglichkeiten wären dies mehrere Jahre Grossrechner-CPU-Zeit. Ein Beispiel hierfür ist Hagelstein et al. [18]. Es wurden Fünfflochsonden (Drucksensoren) benutzt, um die Strömung im Diffusor eines radialen Verdichters zu vermessen. Diese Messungen wurden mit Berechnungen, deren Grundlage die Euler-Gleichung war, verglichen. Es zeigten sich nur ansatzweise übereinstimmende Ergebnisse zwischen den gemessenen und berechneten Daten. Die Arbeit macht deutlich, dass auf gemessene Daten auch in Zukunft nicht verzichtet werden kann. Um grundlegende Erkenntnisse zu gewinnen, ist es neben der theoretischen Forschung notwendig, weiterhin auf akkurate experimentelle Daten zurückzugreifen, da eine Validierung der berechneten Daten erforderlich ist.

Die bereits durchgeführten experimentellen Untersuchungen werden hier sowohl zwischen den Bauformen der Turbomaschine als auch zwischen dem geförderten Medium unterschieden. Bei den Bauformen erfolgt die Unterscheidung nach der Hauptströmungsrichtung in radiale und axiale Turbomaschinen. Die Fördermedien werden in inkompressible und kompressible Medien unterteilt. Die Unterscheidung der Bauform hat unter anderem seine

Ursache in den unterschiedlichen Sekundärströmungen. Bei axialer Bauform strömt das Medium um die Blattspitzen von der Druck- zur Saugseite der Schaufel und es entstehen die sogenannten Blattspitzenwirbel. Bei radialen Ausführungen gibt es eine Strömung zwischen Deckscheibe und Gehäuse vom Laufradaustritt zum Laufradeintritt hin. Der Einfluss dieser Strömungen auf den *Rotating Stall* wurde in mehreren Arbeiten nachgewiesen ([22], [41], [43], [67]).

McDougall et al. [43] haben durch Hitzdrahtmessungen im Rotor eines einstufigen Axialverdichters festgestellt, dass die Vorzeichen "Modale Welle", die einer Ablösung in einem einstufigen Axialverdichter vorauslaufen, die gleichen Eigenschaften aufweisen wie der ihnen folgende *Rotating Stall*. Diese kleinen, vor den Strömungsablösungen existierenden Geschwindigkeitsschwankungen, drehen sich mit der gleichen Umlaufgeschwindigkeit um die Achse wie die ihnen folgende Ablösezone. Diese Geschwindigkeitsschwankungen können direkt in rotierende Ablösungen übergehen. Auch Garnier et al. [12] haben herausgefunden, dass in einem einstufigen und in einem dreistufigen Verdichter ähnliche Anzeichen vor dem Auftreten des *Rotating Stalls* existieren. Die Amplitude der Geschwindigkeitsschwankungen ist jedoch kleiner als 5% des folgenden völlig entwickelten Stalls. Es ist allerdings unklar, ob diese kleinen Schwankungen die Ursache oder nur eine Folgerscheinung der Instabilität darstellen.

Die Forschungen von McDougall sind von Day [4] weiter vertieft worden. Bei Versuchen an Axialverdichtern hat er herausgefunden, dass bei Betriebspunkten jenseits der *Stall*-Linie *Rotating Stall* entweder gemäß dem Modell von Emmons (*Rotating Stall* durch lokale Fehlanströmung) oder dem von Moore-Greitzer (*Rotating Stall* aufgrund sinusförmiger Geschwindigkeitsschwankungen) entsteht. Entwickelt sich der *Rotating Stall* nach der Theorie von Emmons et al., so wird die Symmetrie der Strömung von der lokalen Störung zerstört und es ergibt sich dadurch keine Möglichkeit zur späteren Entwicklung eines Strömungsvorganges nach dem Moore-Greitzer-Modell. Falls die Einflüsse des von Moore-Greitzer entworfenen Modells zuerst auftreten, besitzt hauptsächlich die Geschwindigkeitsschwankung einen Einfluss auf die Entstehung der Stallzelle.

An einem sechsstufigen Versuchsverdichter wurden von Walbaum [68] mit Hilfe von Hitzdrahtsonden und Drucksonden Versuche zur Untersuchung der Entstehungsmechanismen des *Rotating Stall* durchgeführt. Die Bildung der Instabilitäten konnte nur auf eine Fehlanströmung, nicht jedoch auf eventuelle "Modale Wellen" zurückgeführt werden. Eine Anregung solcher "Modalen Welle" war nicht detektierbar. Die Auflösung der Strömungsstruktur in den einzelnen Stallzellen war durch das punktuelle Messverfahren nicht möglich.

Mit der Hitzdrahtmesstechnik wurde von Jahnen [24] die Entwicklung von umlaufenden Ablösezellen in einem mehrstufigen Axialverdichter untersucht. Bei der Überprüfung des "Parallel-Verdichtermodells" wurde herausgefunden, dass dieses nicht angewendet werden kann. Die Ergebnisse der Auswertung widerlegten die Übertragung der ungestörten Verdichterströmung auf den gestörten und ungestörten Bereich bei sektoriellen Eintrittsstörungen.

Inoue et al. [23] untersuchten an einem Axialverdichter die Ausbreitung der Ablösezonen bei *Rotating Stall*. Mit Sensoren am Gehäuse wurde der Druckverlauf gemessen. Die Messdaten wurden mit der Wavelet Analyse bearbeitet. Die Wirbel des *Rotating Stall* konnten mit diesem Verfahren jedoch nur für den wandnahen Bereich aufgenommen werden. Ein weiterer Nachteil war die phasengemittelte Auswertung der Messdaten.

Ebenso seien die Forschungen von Kupferschmied, Roduner und Köppel ([40],[61],[29]) erwähnt. Die Untersuchungen erfolgten mit dem Einsatz von zeitlich hochauflösenden Drucksensoren im radialen Verdichter. Mit diesen Sensoren konnte zwar eine Rückströmung lokalisiert werden, die Struktur des *Rotating Stall* ließ sich mit diesem punktuellen Messverfahren jedoch nicht auflösen.

Wernet [71] benutzte Drucksignale, um ein Standard *Particle Image Velocimetry* (PIV)-System zu triggern. Diese Untersuchung basierte daher auf zwei unterschiedlichen Messsystemen und erlaubte die Visualisierung der Rückströmung im Schaufelkanal. Eine systematische Analyse der Rückströmung war mit dieser Technik allerdings nicht möglich. Der Autor dazu: "*Das Fehlen am endgültigem Beweis der Rückströmung durch das Laufrad kann nur das Ergebnis der fehlenden Aufnahme der Rückströmung im richtigen Zeitpunkt sein.*" Daraus folgt, dass eine hohe zeitliche Auflösung der Messereignisse erforderlich ist und eine Mittelwertbildung, wie sie bei der Auswertung der PIV-Ergebnisse üblich ist und auch hier verwendet wurde, die Ergebnisse verfälscht.

Geschwindigkeitsmessungen im schaufellosen Diffusor eines zentrifugalen Kompressors wurden von Hayashi et al. [20] während des *Rotating Stalls* im Diffusor mit Hilfe der PIV durchgeführt. Das Triggersignal gründete sich auf den Druckschwankungen des *Rotating Stalls*, um die Triggerung für phasenstarre Messungen zu erreichen. Hiermit konnten die Rückströmung und Wirbelbildung und damit eine der Wirkungen des *Rotating Stall* zwar visualisiert werden, da es sich um gemittelte Messwerte handelt, war es aber nicht möglich, die instationäre Strömung in allen Einzelheiten darzustellen. Wie bei Wernet [71] bereits beschrieben, ist eine Auswertung gemittelter Messdaten nicht hinreichend für dieses Problem.

Mit Luft als Fördermedium wurde von Liu [41] der Einfluss des Vordralls auf das Teillastverhalten einer radialen Kreiselpumpe erforscht. Kritisch ist hier zu bemerken, dass bei Luft der Druckaufbau um einen Faktor 800 geringer ist als bei Wasser, wofür Kreiselpumpen verwendet werden. Auch die Reynoldszahl ist unterschiedlich: die Geschwindigkeit der Luft müsste 15 mal größer sein als die von Wasser. Trotzdem verteidigt der Autor seinen Versuchsstand mit der Annahme ähnlicher Geschwindigkeitsprofile bei den vorliegenden hohen Reynoldszahlen. Die Messungen erfolgten mit der Hitzdrahtmesstechnik. Es wurde der Einfluss eines Bypass-Stromes auf die Rückströmung untersucht. Hierbei wurde ein Teil des Volumenstroms über ein Drallerzeugungssystem von der Druckleitung in die Saugleitung zurückgeführt. Mit Gegen- und Gleichdrall wurde der Einfluss der Ablösung an der Schaufel auf die Rückströmung überprüft. Es wurde festgestellt, dass die Ablösung nicht die alleinige Ursache der Rückströmung ist, da die Pumpe unter Gegendrall erst bei niedrigeren Volumenströmen Rückströmung zeigt. Die Umfangskomponente der Geschwindigkeit vor dem Laufrad als Hauptursache schließt der Autor aus, da sie bei unkritischem Betriebszustand (Betriebszustand ohne Rückströmung) sehr klein ist und ihr Mittelwert konstant bleibt. Eine Erklärung der Ursache, warum sich bei Gegendrall dieses Verhalten einstellt, wäre, dass die Rückströmung durch den lokalen Zulauf ausgeblasen wurde.

Jäger [26] untersuchte den Einfluss der Zuströmungsbedingungen auf das Betriebsverhalten von Kreiselpumpen. Mit Hilfe der *Laser-Doppler-Velocimetry* (LDV) wurde die Strömungsgeschwindigkeit unmittelbar vor dem Laufradeintritt gemessen. Dabei wurde festgestellt, dass eine einseitige Zuströmung den größten Einfluss auf die Förderhöhe und den Wirkungsgrad der Kreiselpumpe hat. Die Auswirkungen der Teillastrückströmung auf die Zuströmung am Laufradeintritt war nachweisbar und signifikant.

Um die Rückströmung im Teillastgebiet zu klären, wurden von Stachnik [63] neben Druckmessungen hauptsächlich Hitzdrahtmessungen zur Bestimmung der Geschwindigkeitsfelder benutzt, wobei verschiedene Signalanalysemethoden zur Anwendung kamen (Mittelwertbildung, Frequenzanalyse, Kreuzkorrelation). Dafür wurde die Kreiselpumpe mit Luft als Fördermedium betrieben. Hier trifft dieselbe Kritik zu wie bei Liu [41]. Die geänderte Reynoldszahl ist nach Ansicht des Autors nicht nachteilig. Bei der Rezirkulation handelt es sich um Ablösevorgänge der Strömung aufgrund zu starker Umlenkung, die aus der Fehlanströmung resultieren. Als Beginn der Rückströmung wurden vereinzelte stochastische Rückströmungen aus den Schaufelkanälen charakterisiert, die nur kurzzeitig bestehen. Ein *Rotating Stall* konnte bei der Untersuchung nicht festgestellt werden. Eine ausgebildete Rezirkulation am Laufradaustritt konnte erst bei Volumenströmen konstatiert werden, die geringer waren als bei der Rezirkulationszone am Laufradeintritt. Eine deutliche Veränderung im Strömungsprofil zeigte sich

in einem begrenzten Betriebsbereich oberhalb des kritischen Volumenstromes (Eintritt der Rezirkulation) am Laufradeintritt. Der Ursprung der Rückströmung am Laufradeintritt wurde am Eintritt der Schaufelkanäle lokalisiert. Der Entstehungsort der Rückströmung am Laufradaustritt konnte nicht lokalisiert werden, wurde jedoch im Schaufelkanal angenommen. Eine direkte Korrelation zwischen der eintrittsseitigen und austrittsseitigen Rückströmung schließt der Autor aus.

Schwerpunkt der Untersuchungen von Hambrecht [19] war die Sekundärströmungsstruktur im Laufrad von Kreiselpumpen. Es wurden ein radiales und ein halbaxiales Laufrad untersucht. Als Messtechnik kamen die LDV, ein Miniaturdrucksensor und die *Particle-Tracking-Velocimetry* (PTV) zum Einsatz. Im Teillastbereich wurde eine starke Veränderung der Sekundärströmungsstrukturen festgestellt, die auf die einsetzende Rückströmung zurückgeführt wurde. In beiden Laufrädern stellten sich bei Unterschreitung einer bestimmten Förderrate typische Verteilungen der Sekundärbewegung ein. Diese Strukturen blieben bis in den extremen Teillastbereich erhalten. Im radialen Laufrad wurde ein ausgeprägter Wirbel im Austrittsbereich festgestellt, der im Zentrum des Laufradkanales eine starke Rückströmung verursachte.

Poppitz [59] erforschte die Strömung in einer Kreiselpumpe radialer Bauart mit Spiralgehäuse mit Hilfe der PIV. Im Teillastbereich konnten zwei Wirbelkerne mit entgegengesetztem Drehsinn im Laufradkanal festgestellt werden. Der Eintrittswirbel befand sich in der Nähe der Saugseite, wohingegen sich ein Austauschwirbel zur Druckseite hin ausbildete. Der Wirbelkern auf der Druckseite war nicht detektierbar. Die dargestellten Messergebnisse basierten auf einer Mittelwertbildung aus 60 bzw. 200 Aufnahmen. In die Validierung ging außerdem die Standardabweichung der Messwerte mit ein. Bei einer zu hohen Standardabweichung wurden die gemessenen Geschwindigkeitsvektoren entfernt, wobei hohe Standardabweichungen nicht unbedingt auf Messfehler beruhen müssen, sie können auch durch die Turbulenz und Strömungsänderung entstehen. Die Aufnahmefrequenz betrug etwa 1 Hz. Es war damit nicht möglich, instationäre Vorgänge innerhalb der Strömung im Laufradkanal zu untersuchen.

Pedersen et al. [56] untersuchte mit der LDV- und PIV-Messtechnik die Geschwindigkeitsfelder im Laufradkanal einer radialen Kreiselpumpe. Es konnten Wirbel innerhalb des Laufradkanales festgestellt werden. Einen Umlauf dieser Wirbel im Laufrad schlossen die Autoren aus. Die Messungen beruhten jedoch auf Mittelwertbildungen und es ist nicht auszuschließen, dass die Aussage zum einen durch die Mittelwertbildung und zum anderen durch die geringe Wiederholfrequenz von 0,8 Hz verfälscht ist. Andererseits besteht auch die Möglichkeit, dass die Wirbel durch die Symmetrie des Laufrades (6 Schaufeln) ihre Lage beibehalten [27].

Weiss [70] beschäftigte sich mit der Teillastrückströmung in Laufrädern unterschiedlicher spezifischer Drehzahl ( $n_q$ ). Die Messungen erfolgten mit Hilfe der LDV (Auswertung anhand der Mittelwerte der gemessenen Geschwindigkeiten). Es wurde hierbei in fünf Rezirkulationsbereiche unterschieden (dargestellt in Abbildung 2.5). Zu denen wurden folgende Aussagen getroffen:

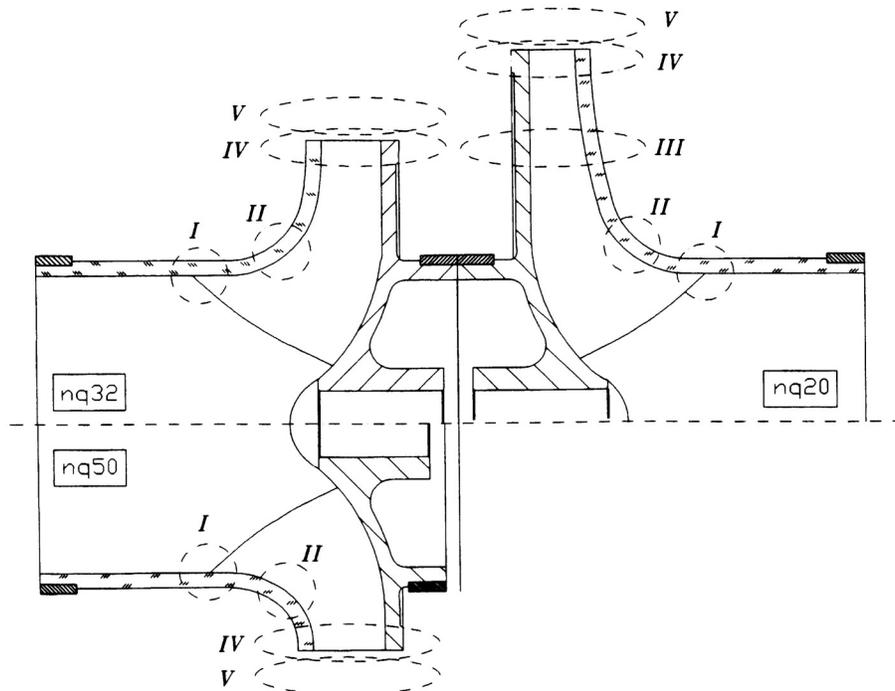


Abbildung 2.5: Rezirkulationszonen in Laufrädern unterschiedlicher spezifischer Drehzahl nach Weiss [70]

- Bereich I - Schaufeleintrittskanten - Rezirkulation

Infolge der Ablösung der Grenzschicht an der Deckscheibe am Schaufelkanaleintritt kommt es zur Ausbildung einer Rückströmungszone zwischen der Schaufeldruck- und -saugseite, unabhängig von der spezifischen Drehzahl. Durch eine Grenzschicht-Modellierung der Strömung als eben, stationär und turbulent mit Druckanstieg wurde gezeigt, dass die Stromaufwicklung des statischen Druckfeldes des rotierenden Laufrades in Abhängigkeit von der Viskosität, der Dichte des Fluides und der Turbulenz der Strömung für diese Ablösung entscheidend ist.

- Bereich II - Kanalkrümmern - Rezirkulation

Im Bereich des Überganges von axialer in radialer Erstreckung der Deckscheibe löst sich die Grenzschicht bei unterschiedlichen Teillastzuständen an der Schaufelsaugseite zur Deckscheibe hin in Abhängigkeit von der spezifischen Drehzahl ab. Das Rückströmgebiet entwickelt sich unter der Wirkung der Reib-, Zentrifugal- und Corioliskräfte und breitet sich bei starker Reduzierung des Förderstromes bis zur Schaufeleintrittskante aus. Dort vereinigt es sich mit der über dem Laufradumfang ausgebildeten Schaufeleintrittskanten Rezirkulation.

- Bereich III - Kinematische Radialrad - Rezirkulation

Bei dem radialen Laufrad mit einer spezifischen Drehzahl  $n_q = 20 \text{ min}^{-1}$  wurde eine lineare Verteilung der Relativgeschwindigkeit im Schaufelkanal stromauf des Laufrades gemessen. Das Minimum lag an der Schaufeldruckseite. Schon bei geringer Teillast wurde eine Rückströmungszone homogener Ausprägung an der Schaufeldruckseite festgestellt mit einer Strömungsrichtung von der Deck- zur Tragscheibe hin. Allein durch die Kinematik der Relativgeschwindigkeit bildet sich dieses Gebiet aus.

- Bereich IV - Radscheiben - Rezirkulation

Unmittelbar stromauf der Schaufelaustrittskante entsteht in starker Teillast unter der Wirkung der Reib-, Zentrifugal- und Corioliskräfte eine Rückströmung an der Schaufeldruckseite. Diesem Wirbel wird eine komplexe Strömungsstruktur zugeschrieben. In der Nähe der Trag- und Deckscheibe bewirken die Radial- und Zentrifugalkräfte ein radiales Wegschleudern der Fluidteilchen nach außen, in der Mitte findet eine Rückströmung in das Laufrad statt. Erklärt wird der Wirbel durch eine Überlagerung der Sekundärströmung mit einer Radscheiben-Strömung.

- Bereich V - Grenzschichtablösung

Die Ablösung der Grenzschichten an den Diffusorwänden im unbeschauften Radialdiffusor bewirkt eine Rückströmung, die unabhängig von der Rückströmung im Laufrad ist.

Die Arbeit unterteilt das Laufrad in einzelne Gebiete und gibt Erklärungsansätze für mögliche Ursachen der Rezirkulation. Auf die instationären Vorgänge in diesen Gebieten wurde nicht eingegangen. Eine Betrachtung des gesamten Geschwindigkeitsprofils im Laufrad und welche Wechselwirkungen sich daraus ergeben, blieb offen.

Neben den bereits aufgeführten Forschungen am rotierenden System existieren aber auch Untersuchungen des *Rotating Stall* in stehenden Ringgittern. Die instationären Messungen von Ulbricht [67] im Stator zeigten, dass sich am untersuchten Verdichter vor dem Erreichen der Abreißgrenze der Stufe eine rotierende Ablösestruktur im Stator ausbildet. Die Eigenschaften

dieser umlaufenden Druckwellen decken sich mit denen der rotierenden Instabilitäten. Die rotierende Instabilität stellt durch ihre Stromaufwirkung eine im Stator umlaufende (zeitabhängige) aerodynamische Unwucht und damit eine instationäre Drosselung für den Rotor dar. Daraus folgt, dass der Stator ein maßgeblicher Faktor für das Stabilitätsverhalten der gesamten Maschine ist. Offensichtlich tritt die Ablösung im Stator nicht entsprechend der gängigen Vorstellung als ein über den Umfang gemittelter Verlust auf, sondern als durchaus strukturierte instationäre Sekundärströmung.

Neben den bestehenden Untersuchungen der Strömung existiert natürlich die Fragestellung nach der Unterdrückung des *Rotating Stall*. Auch wenn die Strömungsvorgänge bis heute noch unzureichend geklärt sind, wurden Überlegungen angestellt, wie man *Rotating Stall* vermeiden und somit den stabilen Arbeitsbereich einer Turbomaschine erweitern kann. Ein Schritt zur Erweiterung besteht in der aktiven oder passiven Beeinflussung der rotierenden und der nicht-rotierenden Ablösungen. Viele Untersuchungen zur passiven Beeinflussung, beispielsweise durch Abzapfverfahren (*Bleed*), *Casing Treatments* u.a. sind bereits mit dem Ziel der Kennfelderweiterung durchgeführt worden. Zu den bekannten Maßnahmen der aktiven Beeinflussung gehören beispielsweise die dynamische Verstellung der Vorleitgitter oder Einblaseinrichtungen. Durch beide Maßnahmen kann der Verdichter bei kleinem Massendurchsatz ohne das Auftreten von Ablösungserscheinungen arbeiten. Dabei sind die passiven Verfahren weniger effizient, da im Gegensatz zu den aktiven Verfahren bei gleichbleibendem Abstand zur Pumpgrenze die Drucksteigerung kleiner ausfällt.

Erfolgreiche Experimente zur Unterdrückung rotierender Ablösungen in Axialverdichtern wurden z. B. von Day [3] oder Paduano et al. [49] durchgeführt. Wird beispielsweise Luft durch Ventile genau an den Stellen eingeblasen, wo gerade die Ablösezone entsteht, werden die Zellen in ihrer Entwicklung gehemmt. Die Druckschwankungen lassen sich so erheblich verringern und das Auftreten der Ablösungen im Verdichter verzögern. Mit Hilfe dieses Verfahrens verschiebt sich die Ablösegrenze um ca. 4%. Wird der Vorgang kontinuierlich wiederholt, ist eine Erweiterung um zusätzlich ca. 2% zu erreichen. Durch eine dynamische Verstellung der Vorleitgitter lässt sich die Entstehung der rotierenden Ablösung, wie sie vom Moore-Greitzer-Modell beschrieben wird, ebenfalls aktiv beeinflussen. Die erste harmonische Beeinflussung, d. h. die Vorleitgitterstellung, die der ersten harmonischen Druckschwankung entspricht, verschiebt die Ablösegrenze im Verdichterkennfeld um ca. 11% nach links. Durch die erste, zweite und dritte harmonische Beeinflussung ist es möglich, den Massendurchsatz an der Ablösegrenze sogar um 23% zu reduzieren. Beide Systeme benötigen hochfrequente Sensoren und eine spezielle, schnelle Verarbeitung der Online-Daten, damit festgestellt werden kann, wann und wo die Ablösungen auftreten werden, denn nur durch eine frühzeitige Erkennung der Ablösungen im Verdichter ist eine aktive Beein-

flussung präzise realisierbar. Katz [28] war es mit Hilfe eines Aktors möglich, den Betriebsbereich eines einstufigen Axialverdichters um bis zu 23 % hin zu geringeren Massenströmen, bezogen auf den Massenstrom an der bisherigen Stabilitätsgrenze, zu erweitern. Zum Erreichen dieser Kennfelderweiterung wurde ein Aktormassenstrom von ca. 2,5 % des Verdichtermassenstroms bei einem Druck von 2,5 bar eingesetzt. Weiter konnte gezeigt werden, dass durch das Zuschalten des Aktors ein bereits bestehender *Rotating Stall* eliminiert werden kann, auch wenn der Betriebspunkt des Verdichters sich weiterhin im ehemaligen Instabilitätsgebiet befindet. Der Verdichter erreicht also direkt, ohne das Durchlaufen einer Hysterese, einen stabilen Betriebspunkt. Der Aktor bestand aus einem rotierenden Ventil, das einen gepulsten Luftstrom auf den Verdichter leitete. Golz et al. [13] erreichten mit *Casing Treatment* (axial angebrachte Nuten vor dem Rotor) eine deutliche Verbesserung des Kennfeldes bis hin zur Vermeidung einer Unstetigkeit in der Kennlinie. Gysling und Greitzer [16] hatten bei Axialverdichtern erstmalig die aerodynamische *Feedback Control Strategie* angewandt, um die Ablöseuntergrenze im Verdichterkennfeld um ca. 10 % nach links zu verschieben. Der wesentliche Unterschied zwischen dieser Methode und der zuvor beschriebenen elektrisch-mechanischen Anwendung des *Feedback Controls* liegt darin, dass keine Online-Berechnungen und hochauflösende Sensoren sowie Aktoren mehr benötigt werden. Die Beeinflussung erfolgt über ein Ventil, welches über eine Mechanik bei auftretender Störung geöffnet wird und damit die Strömung durch Wegblasen der Störung beeinflusst. Das Kennfeld des Verdichters lässt sich bereits durch diese Maßnahmen optimieren, obwohl viele Punkte wie z. B. die Beeinflussungsstrategie im Entwicklungs- und Anwendungsprozess, vor allem aber auch die grundsätzliche fluiddynamische Natur, noch nicht vollständig erforscht sind.

## 2.2 Zusammenfassung der Literatur

Aus der Tabelle 2.1 ist ersichtlich, dass **zwei konkurrierende aber verwandte Modelle zur Entstehung des *Rotating Stall* besonders aktuell sind. Die Entstehung ist demnach maßgeblich von den Zuströmbedingungen abhängig.** Welche Zuströmbedingungen und Wechselwirkungen zum Einsetzen des *Rotating Stall* führen, ist hierbei noch nicht hinreichend geklärt. Eine offene Frage ist auch die Ursache und Entstehung der möglichen "Modalen Welle". Inwieweit sie durch eine Stromaufwirkung einer gestörten Strömung in der Beschauelung beeinflusst wird, sollte hinterfragt werden. Die Struktur der Stallzellen wurde bisher nur im wandnahen Bereich der rotierenden Beschauelung messtechnisch erfasst und dies meist auch noch phasengemittelt. Aus der Literatur ist aber bekannt, dass **gemittelte Messungen nur bedingt für solche Untersuchungen hilfreich sind. Die nachfolgende Arbeit soll hierzu einen entscheidenden Beitrag leisten, die Struktur weitgehend zeitlich und örtlich aufzulösen.** Hierfür

Tabelle 2.1: Zusammenfassung der Modelle und der Untersuchungsmöglichkeiten

Modell	Zitate	Forschungsstand		Überprüfungsmöglichkeit
		noch aktuell	bereits abgewiesen	
Emmons et al.	[5]	X		Vermessung der Strömung vor der Beschaukelung als auch im Laufrad
Moore und Greitzer	[15], [45], [46], [47]	X		Messung der Modalen Welle und somit der Strömung vor dem Schaufelgitter, als auch der Strömung im Laufrad
Parallel Verdichter	[55]		X	nicht notwendig
Rosbywellen	[1]		X	nicht notwendig

steht seit kurzer Zeit eine neue Technologie zur Verfügung. Durch technischen Fortschritt ist es möglich geworden, die zeitliche Auflösung der PIV weiter voranzutreiben. Unter dem Namen "***Time-resolved PIV***" (TR-PIV) steht es der Forschung zur Nutzung bereit. Mit diesem Messsystem sollen die Untersuchungen des *Rotating Stall* und die Strömungsstruktur innerhalb des Laufrades berührungsfrei gemessen und analysiert werden. Durch die Berührungsfreiheit kann eine Beeinflussung der Messung durch die Messinstrumentierung ausgeschlossen werden. In dieser Arbeit wird das Verfahren angewandt und die entsprechende Messanordnung in Kapitel 3 erläutert.

# Kapitel 3

## Versuchsanordnung

Der Versuchsstand zu neueren Untersuchungen am Phänomen des Rotating Stall ermöglicht räumlich und zeitlich hoch aufgelöste Aufnahmen. Das dazu zur Verfügung stehende Messverfahren ist das sogenannte "Time-Resolved PIV" (TR-PIV). Hierdurch ist es möglich, ein Strömungsfeld berührungslos mit hoher zeitlicher Auflösung aufzunehmen. Der Versuchsstand setzt sich aus zwei Teilen zusammen, der Pumpenanlage und den Messsystemen. Den Versuchsstand mit der Pumpe und dem TR-PIV-Messsystem zeigt Abbildung 3.1. Die Synchronisierung zwischen den Messsystemen und der Laufradstellung wird unter Abschnitt 3.2.1.1 beschrieben. Teile des Versuchsstandes wurden zusammen mit dem Pfeiderer-Institut (TU-Braunschweig) entwickelt und bei gemeinsamen Forschungen verwendet. Die Ergebnisse wurden dokumentiert ([48],[53],[54],[59]).

### 3.1 Pumpe mit angeschlossenem Kreislauf

#### 3.1.1 Wasserkreislauf

Für die gesamte Rohrleitungsanlage wurde Kunststoff (teils Polyethylen (PE), teils Polypropylen (PP)) verarbeitet. Sämtliche Schweißstellen wurden im Stumpfschweißverfahren hergestellt. Im unmittelbaren Ansaugbereich wurden die Schweißnähte innen so nachgearbeitet, dass eine glatte Innenwand entstand. Dafür wurden die Wülste entfernt. Die einzelnen Rohrsegmente und Einbauelemente wurden durch DIN-Flansche miteinander verbunden. Der Wasserkreislauf wird aus einem Becken im Boden des Labors gespeist. In der Saugleitung ist ein magneto-induktiver Durchflussmesser installiert. Es handelt sich dabei um ein Fabrikat der Firma Heinrichs-Meßtechnik vom Typ PIK. Der maximale Messbereich geht von 0...180 m<sup>3</sup>/h bei einer Nennweite von DN80. Für die Pumpenuntersuchung wurde der Messbereich auf 0...90 m<sup>3</sup>/h eingestellt. Das Gerät liefert ein Messsignal von 0...20 mA. Das Rohr wird anschließend auf DN100 erweitert, welches dem Pum-

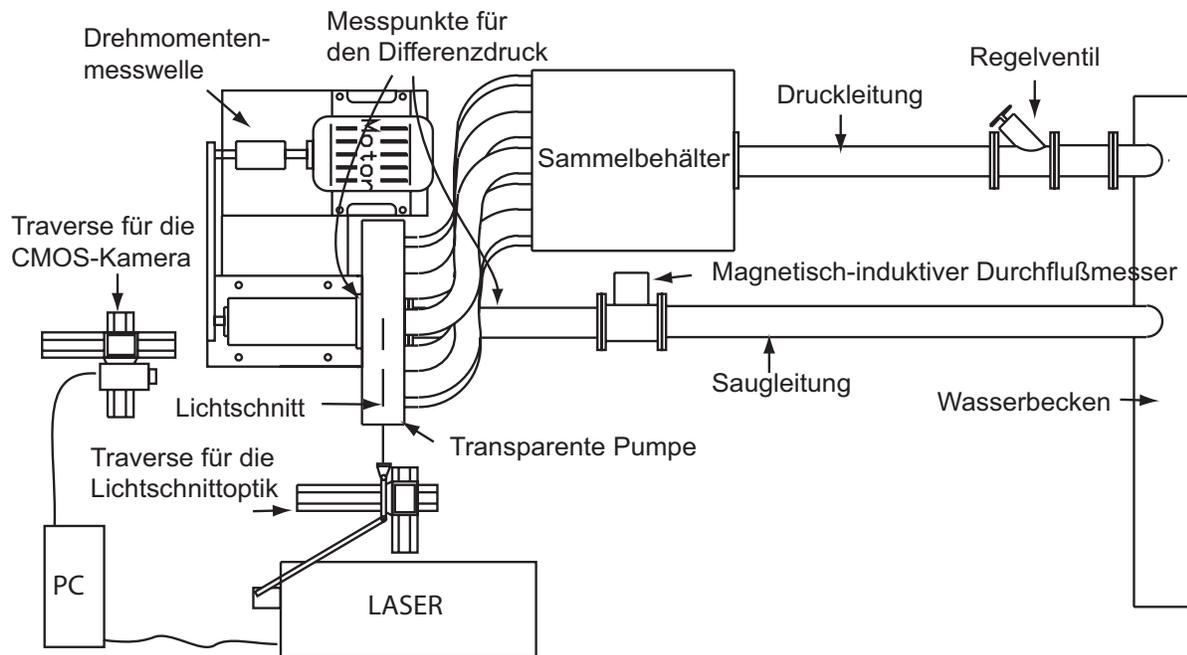


Abbildung 3.1: Aufbau des Versuchsstandes

penanschluss entspricht. Im Abstand eines Rohrdurchmessers vor dem Pumpeneintritt befindet sich die Druckmessstelle für die Vordruck- und Differenzdruckmessung. Die Messstelle ist als Ringleitung mit vier Messbohrungen von jeweils  $\varnothing 1$  mm ausgeführt. Der Druck in der Saugleitung wird mit einem Relativdrucksensor der Firma Endress + Hauser gemessen. Dadurch wird der statische Druck in der Saugleitung vor der Pumpe ermittelt. Herstellerseitig wurde das Gerät für den Bereich  $-1 \dots +10$  bar kalibriert. Der Messbereich und das Ausgangssignal ( $4 \dots 20$  mA) können der Messaufgabe angepasst werden. Der Messbereich wurde auf  $-1 \dots 0 \dots +1$  bar eingestellt. An dieser Position ( $0,1$  m vor dem Pumpeneintritt) befindet sich ebenfalls die Bohrung für die Fünflochsonde, die hier senkrecht zur Rohrleitung zwischen  $-47$  mm und  $28$  mm von der Rohrachse bewegt werden kann.

$50$  mm stromaufwärts der Fünflochsonde befinden sich die Bohrungen für sieben Vorleitschaufeln. Die Geometrie der Vorleitschaufeln ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Die Abrundung der Vorleitschaufeln zur Rohrwand erfolgte so, dass die Schaufeln um  $\pm 35^\circ$  gedreht werden können.

Auf einem Radius von  $160$  mm vom Wellenmittelpunkt befinden sich die Anbohrungen für die zweite Druckmessstelle zur Differenzdruckmessung. Hierfür wird ein Differenzdrucksensor vom Typ „PDE200“ der Firma Hottinger Baldwin Meßtechnik eingesetzt. Das Gerät hat einen Messbereich von  $0 \dots 2$  bar und liefert ein Messsignal von  $4 \dots 20$  mA.

Gesammelt wird das geförderte Wasser in einem T-Stück aus PP mit einem Außendurchmesser von  $225$  mm. Auf dem angeschweißten Flansch wurde eine Edstahlscheibe mit zwölf eingeklebten Rohrstützen befestigt. Diese sind mit den zwölf Stützen des Pumpenaustritts verbunden. Dazu wurde

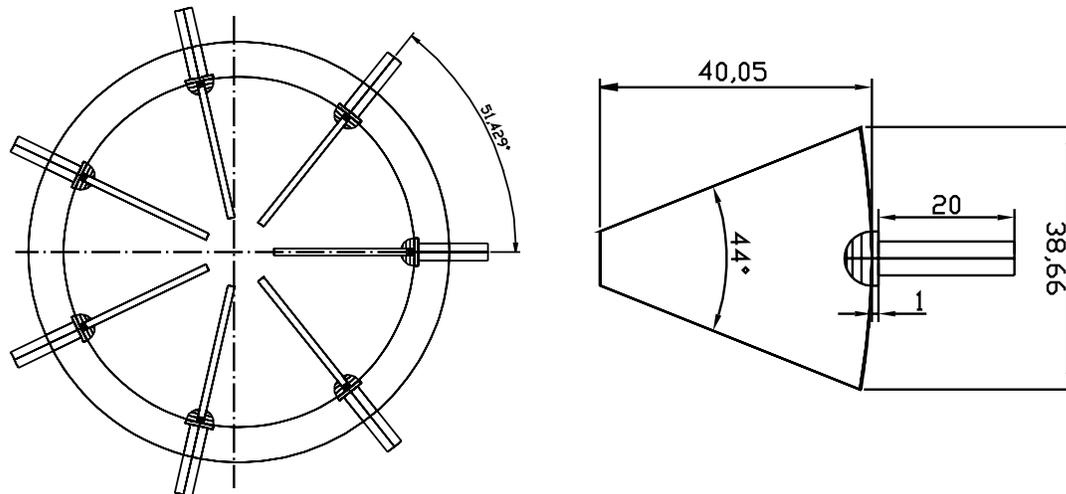


Abbildung 3.2: Geometrie der Schaufel des Vorleitgitters

ein PVC-Schlauch mit Plastspirale eingesetzt. Dieser Spiralschlauch hat den Vorteil, dass er bei allen Betriebsverhältnissen formstabil bleibt. Dadurch wirken sich eventuell auftretende Druckschwankungen nicht auf die Form des Spiralschlauches aus. Der reduzierende Ausgangsflansch DN225/DN80 ist ebenfalls so gestaltet, dass eine ebene, glatte und durchgehende Rohrbekante vorhanden ist.

Den Abschluss der Rohrleitung, bevor das Wasser wieder in das Fußbodenbecken zurückgelangt, bildet das Schrägsitzventil DN80 zum Einstellen der Fördermenge.

### 3.1.2 Kreiselpumpe

Sowohl Teile des Gehäuses als auch der Laufräder der Pumpe sind für die optischen Versuchszwecke aus Acryl gefertigt. Dies hat zum Vorteil, dass alle wichtigen Bereiche der Pumpe von außen einsehbar sind. Nachteil des Acryls ist die geringere Festigkeit gegenüber sonst verwendeter metallischer Materialien. Ein Überdruck über 0,5 bar sollte daher wegen der Materialeigenschaften vermieden werden. Die Pumpe ist des Weiteren so konstruiert, dass im Regelfall von einer rotationssymmetrischen Druckverteilung ausgegangen werden kann. Dafür folgt dem Laufrad ein ringförmiger Diffusorraum, an dem 12 Druckleitungen angeschlossen sind (Abbildung 3.1, 3.3).

#### 3.1.2.1 Laufräder

Für die Untersuchung des Teillastverhaltens wurden dem Entwurf der Laufräder klassische Konzepte nach Pfeleiderer [57] zugrunde gelegt. Die gewählten Konzepte entsprechen dem Entwurf der Skelettlinie der Schaufel

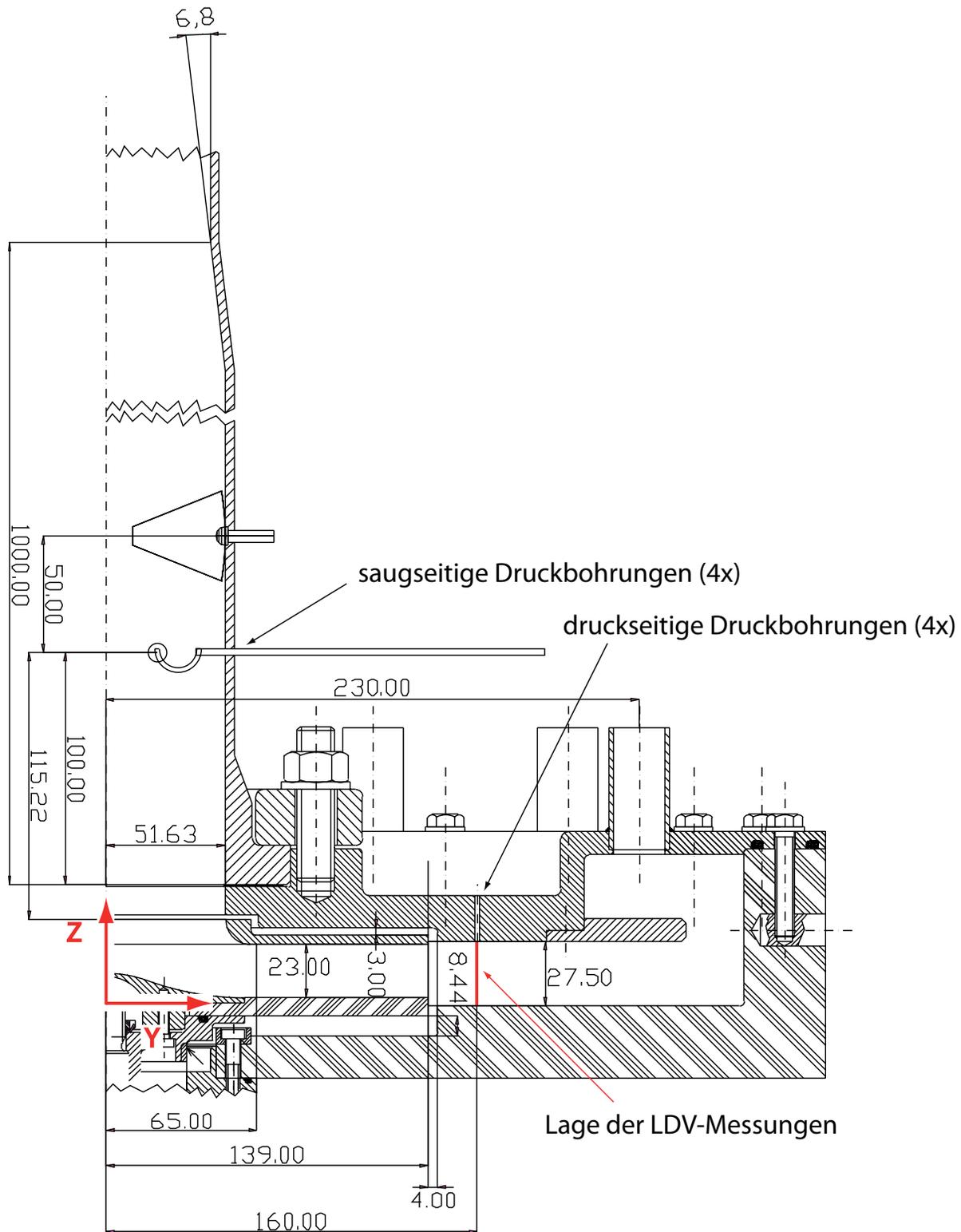


Abbildung 3.3: Meridianschnitt der Pumpe mit dem Abstand zum Vorleitgitter, 5-Lochsonde und Querschnittserweiterung sowie der Lage der Druckbohrungen und der LDV-Messung

als Kreisbogen (auch mehreren Kreisbögen mit stetigem Übergang in der ersten Ableitung) und nach vorgegebenem  $w$ -Verlauf.

Sowohl die Schaufeln als auch die Tragscheibe sind für die optische Transparenz aus Acryl gefertigt und zeichnen sich durch eine 2D-Entwurfsgeometrie aus. Die Geometrie der Laufräder wurde bereits in Krause et al. [34] kurz beschrieben und soll hier ausführlicher behandelt werden. Trag- und Deckscheibe sind achsparallel, ebenso die Lage der Schaufeleintritts- und -austrittskante. Die Strömungsumlenkung von axialer in radialer Richtung erfolgt bei allen Laufrädern vor dem Eintritt in den beschauelten Bereich. Die Umlenkung im Naben- und Deckscheibenbereich ist in allen Fällen identisch ausgeführt. Die Anzahl  $z$  der Schaufeln ist 5, sie sind gleichmäßig über das Laufrad verteilt, woraus ein Winkelabstand der Schaufeln von  $72^\circ$  folgt. Die Breite der Schaufeln ist bei allen drei Laufrädern 6 mm senkrecht zur Skelettlinie, sie sind im Eintrittsbereich mit einem Radius von 3 mm abgerundet. Für alle Schaufeln gleich sind ebenfalls folgende Geometrieparameter: Eintrittswinkel  $\beta_1$ , Austrittswinkel  $\beta_2$ , Eintrittsradius  $r_1$ , Austrittsradius  $r_2$  und Schaufelkanalbreite  $s_k$ . Diese geometrischen Eigenschaften des Laufrades bestimmen die Skelettlinie der Schaufeln und den Nennbetriebspunkt, welcher hier definiert ist als der Punkt stoßfreien Eintritts in das Laufrad. Dieser Betriebspunkt muss nicht mit dem Punkt des besten Wirkungsgrades übereinstimmen, dieser befindet sich, bedingt durch den schaufellosen Diffusor, bei höheren Volumenströmen (siehe Kapitel 5.2). Bei drallfreier Zuströmung ( $\alpha = 0^\circ \rightarrow c_m = \vec{c}$ ) ergibt sich aus den Gleichungen 3.1 bis 3.5 mit  $r_1 = 0,065 \text{ m}$ ,  $n = 10 \text{ s}^{-1}$ ,  $\beta_1 = 19^\circ$  und  $s_k = 0,023 \text{ m}$  ein Nennvolumenstrom  $Q_N = 47,55 \text{ m}^3/\text{h} = 0,0132083 \text{ m}^3/\text{s}$ .

$$\vec{u}_1 = 2 \cdot r_1 \cdot \pi \cdot n \quad (3.1)$$

$$w_{1N} = \vec{u}_1 \cdot \cos \beta_1 \quad (3.2)$$

$$c_{m1N} = \sqrt{w_{1N}^2 - u_2^2} \quad (3.3)$$

$$A_1 = 2 \cdot r_1 \cdot \pi \cdot s_k \quad (3.4)$$

$$Q_N = A_1 \cdot c_{m1N} \quad (3.5)$$

$$\varphi = \frac{Q}{\pi \cdot s_k \cdot d_2 \cdot u_2} \quad (3.6)$$

Mit der in Gleichung 3.6 beschriebenen Durchflussziffer  $\varphi$  lässt sich der Volumenstrom in Abhängigkeit von den Maschinenparametern dimensionslos darstellen. In Tabelle 3.1 sind die Werte des Volumenstroms den jeweiligen Definitionen gegenübergestellt.

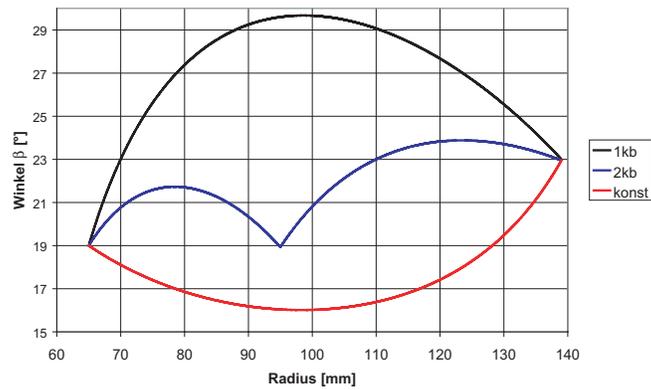


Abbildung 3.4:  $\beta$ -Verlauf der Schaufeln über den Radius des Laufrades (Pap et al. [54])  
 1kb→Einkreisbogenschaufel, 2kb→Zweikreisbogenschaufel, konst→Schaufel konstanter Verzögerung

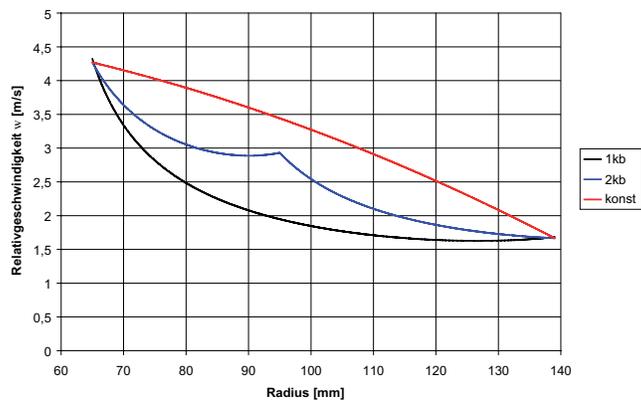


Abbildung 3.5:  $w$ -Verlauf der Schaufeln über den Radius des Laufrades

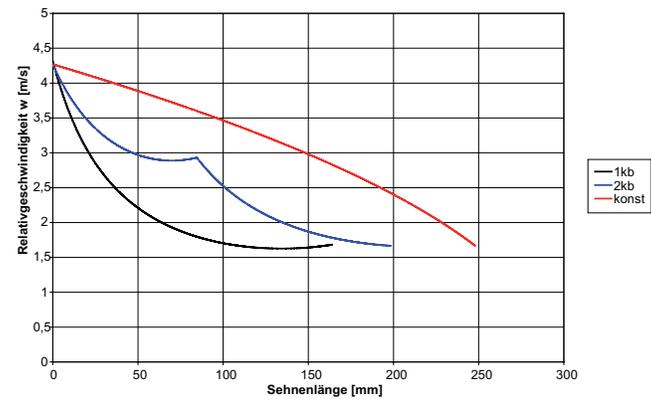


Abbildung 3.6:  $w$ -Verlauf der Schaufeln über die Sehnenlänge des Laufrades

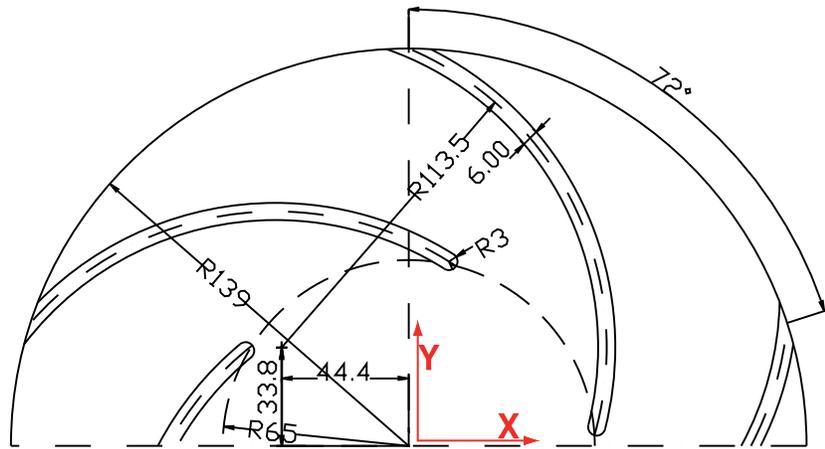


Abbildung 3.7: Laufradgeometrie der Einkreisbogenschaufel

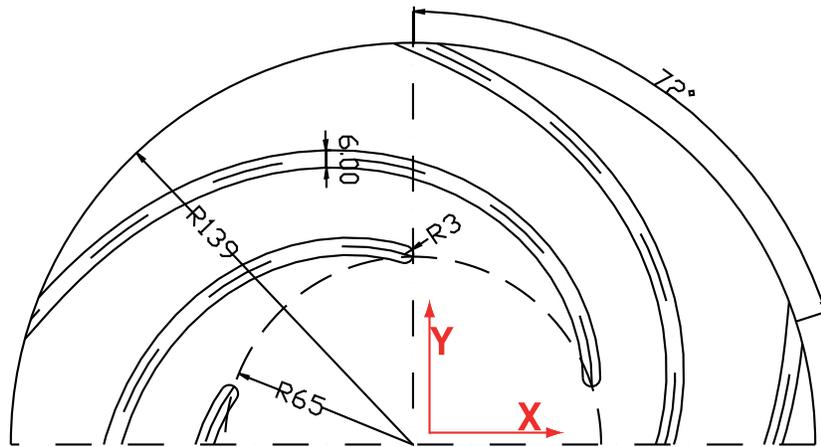


Abbildung 3.8: Laufradgeometrie der Schaufel mit konstanter Verzögerung

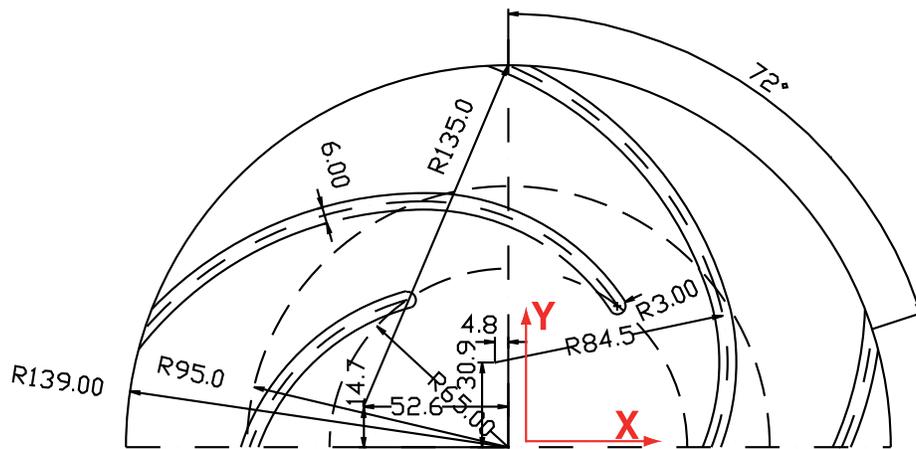


Abbildung 3.9: Laufradgeometrie der Zweikreisbogenschaufel

Tabelle 3.1: Werte zu den jeweiligen Volumenstromdefinitionen

$Q/Q_N$ [%]	$Q$ [m <sup>3</sup> /h]	$Q$ [m <sup>3</sup> /s]	$\varphi$ [-]
0% $\hat{=}$ 0	0,00	0,00000	0,00000
5% $\hat{=}$ 0,05	2,38	0,00066	0,00376
10% $\hat{=}$ 0,10	4,76	0,00132	0,00753
15% $\hat{=}$ 0,15	7,13	0,00198	0,01129
20% $\hat{=}$ 0,20	9,51	0,00264	0,01506
25% $\hat{=}$ 0,25	11,89	0,00330	0,01882
30% $\hat{=}$ 0,30	14,27	0,00396	0,02259
35% $\hat{=}$ 0,35	16,64	0,00462	0,02635
40% $\hat{=}$ 0,40	19,02	0,00528	0,03012
45% $\hat{=}$ 0,45	21,40	0,00594	0,03388
50% $\hat{=}$ 0,50	23,78	0,00660	0,03764
55% $\hat{=}$ 0,55	26,15	0,00726	0,04141
60% $\hat{=}$ 0,60	28,53	0,00793	0,04517
65% $\hat{=}$ 0,65	30,91	0,00859	0,04894
70% $\hat{=}$ 0,70	33,29	0,00925	0,05270
75% $\hat{=}$ 0,75	35,66	0,00991	0,05647
80% $\hat{=}$ 0,80	38,04	0,01057	0,06023
85% $\hat{=}$ 0,85	40,42	0,01123	0,06400
90% $\hat{=}$ 0,90	42,80	0,01189	0,06776
95% $\hat{=}$ 0,95	45,17	0,01255	0,07152
100% $\hat{=}$ 1,00	47,55	0,01321	0,07529
105% $\hat{=}$ 1,05	49,93	0,01387	0,07905
110% $\hat{=}$ 1,10	52,31	0,01453	0,08282
115% $\hat{=}$ 1,15	54,68	0,01519	0,08658
120% $\hat{=}$ 1,20	57,06	0,01585	0,09035

### 3.1.2.1.1 Einkreisbogenschaufel

Das erste Konzept sieht eine einfache Einkreisbogenschaufel vor. Abbildung 3.7 zeigt die Geometrie des Laufrades. Die Skelettlinie einer Schaufel folgt einem Radius von 113,52 mm um den Punkt  $X = -44,36$  mm  $Y = 33,81$  mm von dem Eintrittsradius  $r_1 = 65$  mm bis zum Austrittsradius  $r_2 = 139$  mm. Vorteil dieser Schaufelgeometrie ist die verhältnismäßig kurze Sehnenlänge der Schaufel, dadurch reduzieren sich die Reibungsverluste im Laufrad. Demgegenüber steht die sehr starke Verzögerung der Strömung am Laufradeintritt, was zu einer stärkeren Beanspruchung der Grenzschicht in diesem Bereich und damit zur Strömungsablösung führen kann. Erste Untersuchungen an diesem Laufrad wurden in Krause et al. [38] veröffentlicht.

### 3.1.2.1.2 Schaufel mit konstanter Verzögerung

Nach dem zweiten Konzept soll die Strömung gleichmäßig konstant im Laufrad verzögert werden ( $dw/ds = konst.$ ). Daraus ergibt sich eine sehr lange Schaufel, die wesentlich höhere Reibungsverluste im Schaufelkanal bewirkt. Der Vorteil ist die deutlich geringere Beanspruchung der Grenzschicht über die gesamte Sehnenlänge. Abbildung 3.8 zeigt die Geometrie des Laufrades.

### 3.1.2.1.3 Zweikreisbogenschaufel

Als Mittelweg zwischen den vorgenannten Schaufelkonzepten bietet sich die Zweikreisbogenschaufelform an. Hierbei wird, ähnlich wie bei der Einkreisbogenschaufel, die Schaufel aus zwei Kreisbögen zusammengesetzt. Die Skelettlinie des Kreises am Laufradeintritt folgt dabei einem Radius von 84,5 mm um den Punkt  $X = -4,8 \text{ mm}$   $Y = 30,9 \text{ mm}$  und die Skelettlinie des Kreises am Laufradaustritt einem Radius von 135 mm um den Punkt  $Y = -52,6 \text{ mm}$   $Y = 14,7 \text{ mm}$ . Abbildung 3.9 zeigt die Geometrie des Laufrades. Dieser Mittelweg ist jedoch durch einen Sprung in der zweiten Ableitung der Relativgeschwindigkeit negativ belastet. An dieser Stelle kann es ebenfalls zu Strömungsablösungen kommen. Dieses Laufrad wurde erstmals bei Untersuchung der Zweiphasenströmung im Laufrad (Pap et al. [54]) verwendet.

Der Verlauf des Winkels  $\beta$  aller Laufräder ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Der Verlauf der Relativgeschwindigkeit über den Radius findet sich in Abbildung 3.5. In Abbildung 3.6 ist die Relativgeschwindigkeit über die Sehnenlänge der Schaufeln aufgetragen. Sehr gut sind hier die starke Verzögerung am Eintritt der Einkreisbogenschaufel sowie die Unstetigkeit bei der Zweikreisbogenschaufel zu erkennen. Ebenso ist auch der Unterschied in der Länge der Schaufeln ersichtlich.

### 3.1.2.2 Antrieb

Der Antrieb der Pumpe erfolgt mit einem Synchronmotor, der über einen Zahnriemen im Übersetzungsverhältnis 1:1 zur Pumpe geschaltet ist. Ein Synchronmotor wurde deshalb verwendet, weil er schlupffrei der Erregerfrequenz folgt. Daher ist die Drehzahl über die Frequenz fest einstellbar und nicht lastabhängig. Da es sich um einen 3-poligen Synchronmotor handelt, beträgt die Drehzahl nach Gleichung 3.7 ein Drittel der Frequenz der anliegenden Versorgungsspannung.

$$n = \frac{f}{p_z} \cdot 60 \quad (3.7)$$

Der Synchronmotor wird über einen Frequenzumrichter mit Energie versorgt. Für den Versuch wurde am Frequenzumrichter eine Frequenz von 30 Hz eingestellt. Damit folgt für den Motor und für die Pumpe eine Drehzahl von  $600 \text{ min}^{-1}$ . Zwar ist die Drehzahl variabel, jedoch erhöht sich mit zunehmen-

der Drehzahl auch der Druckaufbau in der Pumpe und damit der Überdruck hinter dem Laufrad, welcher durch das verwendete Material begrenzt ist. Daher wurde auf Messwerte oberhalb der Drehzahl von  $600 \text{ min}^{-1}$  verzichtet.

### 3.1.2.3 Drehmomentsensor

In den Antriebsstrang ist ein Drehmomentsensor der Firma *Dr. Steiger Mohilo* integriert. Er befindet sich zwischen dem Motor und einem Lagerbock (vgl. Abbildung 3.1). Die Welle des Lagerbocks ist über einen Zahnriemen mit der Pumpe verbunden. Der Messbereich des Sensors umfaßt  $\pm 50 \text{ Nm}$  mit einer Messgenauigkeit von  $0,2\%$ . Bei gleichbleibender Drehzahl kann davon ausgegangen werden, dass die mechanischen Verluste im Antriebsstrang gleich bleiben. Somit ist dieser Verlust bei allen Messungen ein gleichgroß bleibender Faktor, der keinen Einfluß auf vergleichende Aussagen ausübt.

## 3.2 Messtechnik

### 3.2.1 „*Time Resolved*“- PIV Messsystem (TR-PIV)

Wegen ihrer hohen Informationsdichte und Berührungslosigkeit wurde die Particle Image Velocimetry (PIV) angewendet. Durch die Berührungsfreiheit werden keine zusätzlichen Störungen in die Strömung eingebracht. Dieses ist gerade im Falle der zu messenden Volumenströme im Teillastbereich von Vorteil, da durch berührende Messungen die Strömung beeinflusst wird und sich das Messergebnis von der Strömung ohne Messung unterscheiden würde. Die hohe Informationsdichte ergibt sich aus der Messung einer Fläche, die wesentlich größer ist als im Laser-Doppler-Velocimetry-Verfahren (LDV), wo die Geschwindigkeit punktuell gemessen wird. Zum Vergleich: bei dem LDV-Verfahren hat das Messvolumen eine Ausbreitung von wenigen Millimetern, das PIV-Verfahren wertet unter den Versuchsbedingungen eine Fläche von  $144 \times 115 \text{ mm}^2$  aus.

Bei dem PIV-Messverfahren werden Partikel des zu untersuchenden Strömungsfeldes mit einem Lichtschnitt beleuchtet. Eine Kamera nimmt ein Bild der Partikel auf, die dem zu untersuchenden Medium zugesetzt wurden. Für die Beleuchtung werden im Allgemeinen gepulste Laser verwendet, deren Pulsdauer so kurz ist, dass das Strömungsbild eingefroren erscheint. Die Strömung wird zu zwei Zeitpunkten mit kurzem zeitlichen Abstand aufgenommen und die zweidimensionale Verschiebung der Partikel zwischen beiden Lichtimpulsen gemessen. Die Geschwindigkeit ergibt sich aus der Division der Partikelverschiebung durch den Zeitabstand der Laserpulse (Gleichung 3.8). Der Vorteil des Verfahrens liegt darin, dass die Geschwindigkeitsverteilung in einer Ebene (Laserschnittebene) zeitgleich ermittelt werden kann.

$$c = \frac{ds}{\Delta t} \quad (3.8)$$

Durch den Einsatz von Partikeln handelt es sich bei der PIV um ein indirektes Strömungsmessverfahren, bei dem die Strömungsgeschwindigkeit mit Hilfe der im Medium enthaltenen Partikel gemessen wird. Um signifikante Unterschiede zwischen der Geschwindigkeit des Mediums und der Partikel zu vermeiden, ist es notwendig, geeignete Partikel anhand ihrer strömungsmechanischen Eigenschaften und versuchstechnischen Eignung auszuwählen.

Um Reflexionen und Streulicht von der transparenten Pumpe, d. h. de-

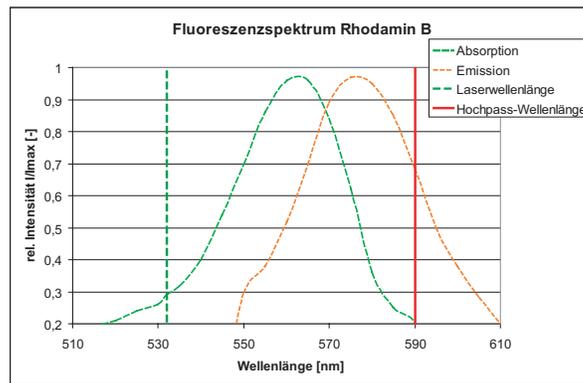


Abbildung 3.10: Absorptions- und Emissionsspektrum von Rhodamin B (Graf v. Carmer [14])

ren Gehäuse und Schaufeln, zu vermeiden, wurden für die Messungen als Tracerpartikel mit Rhodamin B versetzte Kunstharzkügelchen (PMMA) verwendet. Diese PMMA-Partikel besitzen durch ihre Form, Größe und Dichte ein gutes Folgevermögen. Rhodamin B kann durch einen Nd:YAG-Laser, dessen frequenzgedoppeltes Laserlicht eine Wellenlänge von 532 nm besitzt, zur Fluoreszenz angeregt werden und emittiert dadurch Licht der Wellenlänge von ca. 550-610 nm. Um das Laserlicht heraus zu filtern und nur das Fluoreszenzlicht aufzuzeichnen, wurde ein Hochpassfilter der Wellenlänge 590 nm vor dem Kameraobjektiv angebracht. In Abbildung 3.10 sind das Absorptions- und Emissionsspektrum dargestellt, ebenso die Laserwellenlänge sowie die Wellenlänge des Hochpassfilters (Graf v. Carmer [14]). Die verwendete Partikelgröße war im Durchschnitt  $5.3 \mu\text{m}$ , wobei in der Verteilung von  $1 - 20 \mu\text{m}$  90 % kleiner als  $9.7 \mu\text{m}$  waren. Die Dichte der Partikel betrug  $1190 \text{ kg/m}^3$ .

Bei einem Standard PIV-Messsystem konnten bisher nur Aufnahmefrequenzen von bis zu 15 Hz für die Doppelbilder realisiert werden. Limitierende Faktoren waren die eingesetzten CCD-Kameras und der Laser. Durch den Einsatz neuer Entwicklungen in der Kamera- und Lasertechnik wurde es möglich, die Aufnahmeraten zu steigern. Dafür wurde bei der Kameratechnik von CCD-Chips auf CMOS-Chips gewechselt. Das zur Verfügung stehende TR-PIV-System besteht daher aus einem qualitätsgeschalteten Nd:YAG Laser, der

Laserschnittoptik, einer CMOS-Doppelbildkamera, einer Synchronisationseinheit und dem Kontroll-, Aufnahme- und Steuerungscomputer. Dieses System wurde freundlicherweise von der Firma *Dantec Dynamics* zur Verfügung gestellt. In Abbildung 3.11 sind die optisch relevanten Teile des Versuchstandes dargestellt.

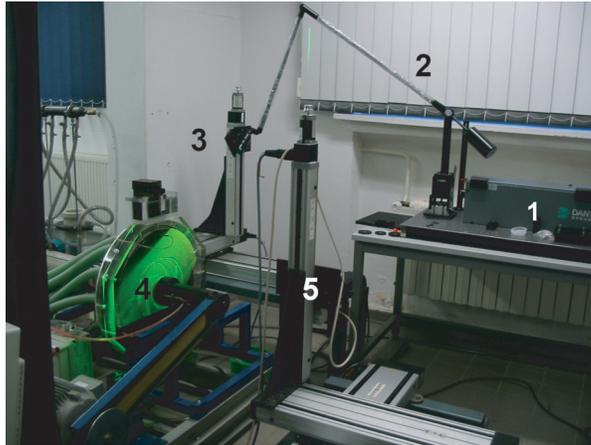


Abbildung 3.11: Foto des Versuchstandes während eines Laserblitzes

1. Nd:YAG Laser
2. Lichtarm
3. Lichtschnittoptik, befestigt an einer Traversiervorrichtung
4. Zu untersuchende Pumpe
5. CMOS-Kamera, befestigt an einer Traversiervorrichtung

Der frequenzverdoppelte Nd:YAG Laser hat eine variable Wiederholrate und erlaubt Pulsintervalle von  $40 \mu\text{s}$  bis  $1000 \mu\text{s}$  mit einer Pulsdauer von  $75\text{-}250 \text{ ns}$ . Die Pulsenergie ist sehr stark abhängig von der Wiederholrate mit einer maximalen Energie von  $22 \text{ mJ}$  bei Aufnahmefrequenzen unter  $2000 \text{ Hz}$ . Die Lichtschnittoptik ist so eingestellt, dass die Breite des Lichtschnittes in der Pumpe  $0,5\text{-}1 \text{ mm}$  beträgt. Der Laserschnitt ist so ausgerichtet, dass er in der Kanalmitte parallel zum Meridianschnitt in die Acrylglaspumpe eintritt. Der Öffnungswinkel des Lichtschnittes ist  $14^\circ$ , wodurch es möglich ist, einen Schaufelkanal des Laufrades auszuleuchten. Dabei werden auch die Nachbarkanäle partiell beleuchtet. Die Bilder wurden mit einer 10 Bit CMOS Kamera (*IDT X-Stream 5*) aufgezeichnet. Die Kamera war über ein Traversensystem beweglich und senkrecht zur Schnittebene des Lasers angeordnet. Von dieser 10 Bit Auflösung konnten nur 8 Bit abgespeichert werden. Im Steuerprogramm konnte gewählt werden, welche zusammenhängenden Bits dies sind, die oberen, unteren oder mittleren. Bits, die außerhalb der 8 Bit lagen, wurden den anderen zugeordnet, siehe hierzu auch Abbildung 3.12. Es erfolgte keine Umrechnung von 10 Bit auf 8 Bit, sondern eine Selektion.

Die hier ausgewählten mittleren 8 Bit wurden abgespeichert. Grauwerte, die darunter oder darüber lagen, wurden dem jeweiligen Ende der Auflösung zugeordnet.

Die Auflösung der Kamera war variabel und fiel mit zunehmender Bild-

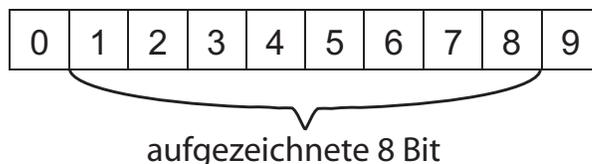


Abbildung 3.12: 10 Bitdarstellung

frequenz ab. Mit der maximalen Auflösung von  $1280 \times 1024$  Pixel konnte bis zu einer Frequenz von 500 Hz aufgezeichnet werden. Mit einer auf  $1280 \times 640$  Pixel reduzierten Bildgröße war noch eine Aufnahme­frequenz von 800 Hz möglich. Als Objektiv wurde ein 50 mm Festbrennweitenobjektiv von Nikon mit einer Anfangsblende von  $f/1,2$  (abgeblendet auf  $f/1,8$ ) verwendet. Die Zeit zwischen zwei Laserpulsen wurde auf  $100 \mu\text{s}$  eingestellt. Eine Aufnahmesequenz bei einer Frequenz von 50 Hz bestand aus 500 Bildpaaren. Das bedeutet, dass bei 5 Schaufelkanälen 100 aufeinanderfolgende Umdrehungen aufgezeichnet wurden. Die Limitierung auf 500 Bildpaare wurde durch die Speicherkapazität der Messkampagne bestimmt. Durch den zeitlichen Abstand von 20 ms zwischen den Bildpaaren folgt daraus eine Aufnahmedauer von 10 s. Für die höherfrequenten Aufnahmen von 500 Hz und 800 Hz wurde eine Bildpaaranzahl gewählt, die 25 komplette Laufradumdrehungen umfasst, dies entspricht 1250 bzw. 2000 Bildpaaren.

### 3.2.1.1 Synchronisation

Um in definierten Stellungen des Laufrades Aufnahmen durchführen zu können, ist eine Synchronisation zwischen den Schaufelkanälen der Pumpe und der PIV-Messanordnung zu gewährleisten.

Dazu ist auf dem Synchronmotor der Pumpe eine Scheibe angebracht, auf der sich Markierungen befinden. Diese wurden mit Hilfe eines Teilkreises im Abstand von  $72^\circ$  auf der Scheibe angebracht. Dies ist derselbe Abstand, den die Schaufeln zueinander haben. Abbildung 3.13 zeigt den Signalverlauf der Synchronisation. Die Markierungen auf der Scheibe werden durch eine Photodiode erfasst und als Triggersignal weitergegeben. Durch eine UND-Schaltung wird das Triggersignal erst nach dem dauerhaften Startsignal an die Timerbox weitergeleitet. Der Zeitabstand der Triggersignale wird durch die Umdrehungszahl des Motors und den Abstand der Markierungen auf der Scheibe bestimmt und beträgt daher 20 ms. Die Timerbox leitet das Triggersignal an die Syncbord-Karte im PC weiter. Mit Hilfe der Software ist es möglich, zwischen den Laserimpulsen und dem Triggersignal

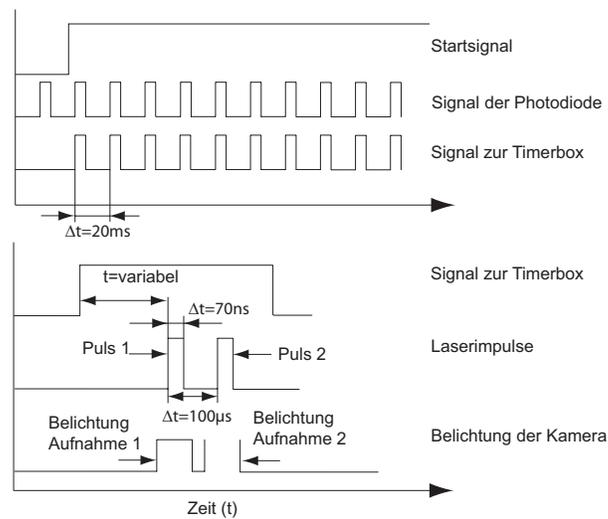


Abbildung 3.13: Signalverlauf der Synchronisation

eine Verzögerungszeit festzulegen. Diese Verzögerungszeit ist variabel und ermöglicht es, trotz der starren Verbindung zwischen den Markierungen auf der Scheibe und den Schaufeln des Laufrades, die Lage der Schaufelkanäle zum Zeitpunkt der Aufnahme zu verändern. Für die Bildübertragung und Kameraansteuerung besteht eine Verbindung zwischen der Framegrabber Karte und der Kamera. Ein Prinzipschaltbild der Aufnahmesteuerung mit PC, Kamera und Laser ist in Abbildung 3.14 dargestellt.

Da der Startimpuls nicht auf einen Kanal getriggert ist, wurde ein Kanal

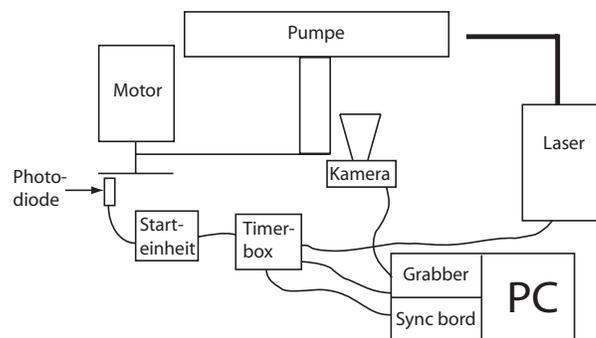


Abbildung 3.14: Triggerung und Steuerung von Kamera und Laser

der Pumpe optisch markiert, um die einzelnen Kanäle der Pumpe zu identifizieren. Diese Markierung konnte in den Aufnahmen wieder erkannt werden. Dadurch ist es möglich, auch bei verschiedenen Aufnahmesequenzen die Kanäle zu zuordnen.

### 3.2.1.2 Auswertung

Die Bildauswertung der Partikelaufnahmen stellt ein Schlüsselement der PIV-Technik dar. Die Aufgabe des Auswerteverfahrens besteht darin, die mittlere Verschiebung der Partikel in den Auswertezellen zu bestimmen. Es werden dabei nicht einzelne Partikel verfolgt, sondern innerhalb einer lokalen Auswertezelle die mittlere Verschiebung der Partikel mittels Korrelationsverfahren bestimmt. Die Auswertezelle, auch *interrogation area* genannt, ist ein Ausschnitt des aufgenommenen Bildes. Für die Größe der Zelle wird in der Regel ein Quadrat mit der Seitenlänge von  $8 \cdot 2^i$  Pixel angewendet.

Durch zwei separate Aufnahmen der Strömung lässt sich eine Korrelation der Einzelbilder über die direkte Kreuzkorrelation durchführen. Die Ermittlung der Kreuzkorrelationsfunktion erfolgt über eine Transformation der Intensitätsverteilung der zusammengehörenden Auswertezellen  $I_1$  und  $I_2$  in den Frequenzraum (Abbildung 3.15). Die Kreuzkorrelationsfunktion entsteht aus der konjugiert-komplexen Multiplikation der Fouriertransformierten von  $I_1$  und  $I_2$ . Das typische Aussehen der rücktransformierten Kreuzkorrelationsfunktion ist in Abbildung 3.16 dargestellt.

Zur Ermittlung von  $s_{(m,n)}$  wird die statistische Methode der normierten Kreuzkorrelation  $R_{I_1, I_2}(m, n)$  der Intensitätsverteilungen  $I_1(m, n)$  und  $I_2(m, n)$  angewendet.

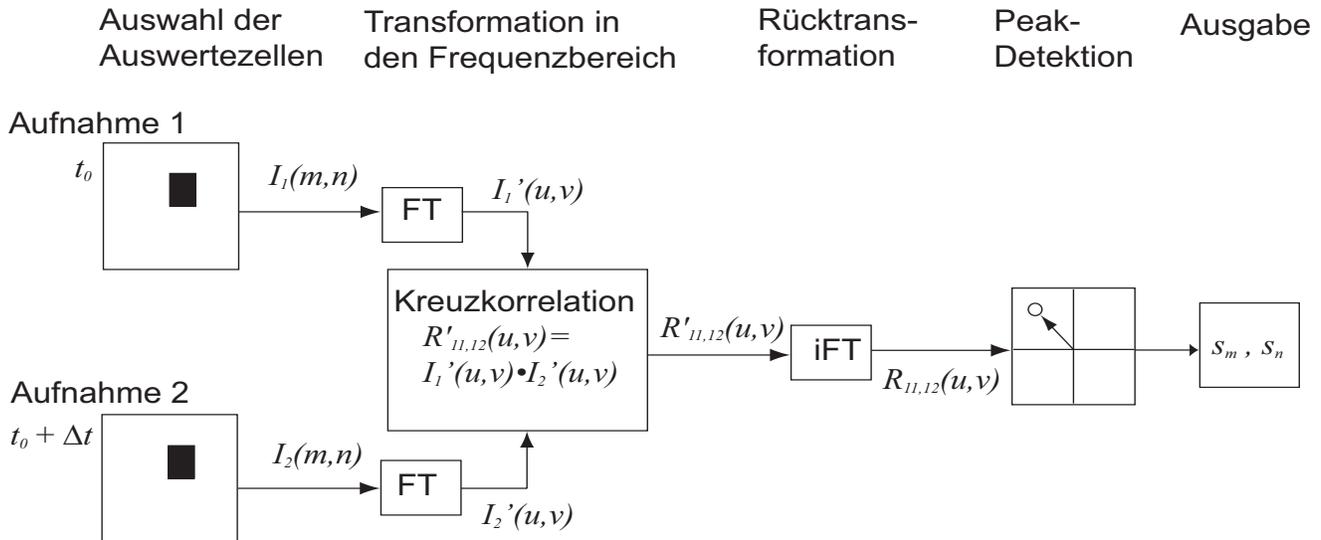


Abbildung 3.15: Ermittlung der Verschiebung mittels Kreuzkorrelation

$$R_{I_1, I_2}(m, n) = \frac{\sum_{k=-\infty}^{\infty} \sum_{l=-\infty}^{\infty} I_1(k, l) \cdot I_2(k + m, l + n)}{\sum_{k=-\infty}^{\infty} \sum_{l=-\infty}^{\infty} I_1(k, l) \cdot \sum_{k=-\infty}^{\infty} \sum_{l=-\infty}^{\infty} I_2(k, l)} \quad (3.9)$$

Zur Berechnung des Korrelationsfeldes  $R_{I_1, I_2}(m, n)$  nach Gleichung 3.9 wird die Auswertezelle 1 über die Auswertezelle 2 gelegt und pixelweise

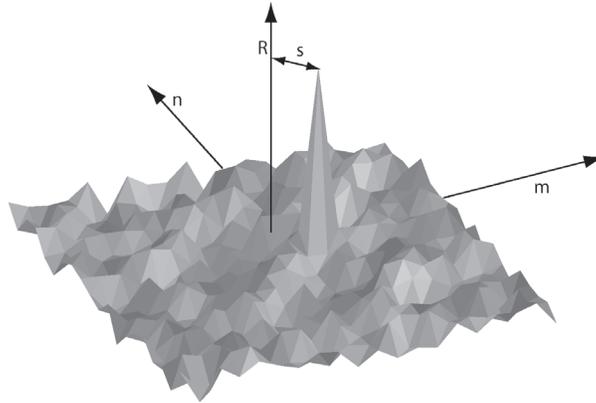


Abbildung 3.16: Typisches Ergebnis der Kreuzkorrelationsfunktion ( $R_{11,12}(m, n)$ )

verschoben. Für jede Verschiebung  $s_{(m,n)}$  wird die Summe aller Produkte der sich überlappenden Pixel gebildet und auf das Produkt der mittleren Intensitäten in den Auswertezellen bezogen. Dadurch erhält man den normierten Korrelationswert  $R_{I_1, I_2}(m, n)$  für alle möglichen Verschiebungen der Auswertezellen gegeneinander. Die Korrelationsfunktion misst folglich statistisch den Grad der Übereinstimmung zwischen den beiden Auswertezellen für alle möglichen Verschiebungen. Ein hoher Kreuzkorrelationswert stellt sich dort ein, wo viele Partikel mit ihren räumlich verschobenen Partnern übereinstimmen. Bei optimaler Übereinstimmung ergibt sich bei einer Position  $(m, n)$  ein Korrelationswert  $R_{I_1, I_2}(m, n) = 1$ . Aus der Verschiebung  $s_{(m,n)}$ , die in Pixeln ermittelt wurde, erfolgt über eine vorher durchgeführte Kalibrierung die Umrechnung in ein metrisches Längenmass ( $ds$ , Gleichung 3.10).

$$ds = k \cdot s_{(m,n)} \quad (3.10)$$

Bei der praktischen Berechnung der Kreuzkorrelationsfunktion nach Gleichung 3.9 im Auswertalgorithmus werden die Summen sinnvollerweise nur über die tatsächlich vorhandenen Abmessungen berechnet. Die Methode der rechnerischen Umsetzung der Kreuzkorrelation besteht darin, die Terme im Nenner zu streichen, da sie innerhalb des Aufnahmepaares konstant sind und damit lediglich die Skalierung der Korrelationswerte beeinflussen, jedoch nicht die Position des Korrelationsmaximums. Die verschachtelte Summe im Zähler lässt sich dann mit Hilfe der Transformation in den Frequenzraum auf eine konjugiert-komplexe Multiplikation der Fouriertransformierten von  $I_1(m, n)$  und  $I_2(m, n)$  zurückführen. Die Berechnung der Fouriertransformierten erfolgt bei diskreten Daten mit Hilfe der effizienten Fast-Fourier-Transformation (FFT). Der Ablauf der Operationen zur Ermittlung der Verschiebung wurde bereits in Abbildung 3.15 dargestellt.

Zur Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit muss die mittlere Partikelverschiebung in den Auswertezellen möglichst exakt aus der Position des Signalpeaks der Kreuzkorrelationsfelder ermittelt werden. Aufgrund der diskreten Form der Korrelationsfelder kann die Positionsbestimmung

zunächst lediglich mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,5$  Pixel erfolgen. Da es sich bei der angewandten Kreuzkorrelationsfunktion jedoch um eine statistische Ermittlung der besten Übereinstimmung zweier Intensitätsfelder handelt, beinhalten auch die Nachbarpixel des Maximums Informationen, welche zur Bestimmung der Peakposition mit berücksichtigt werden können. Auf der Basis analytischer Funktionen werden daher ein- oder zweidimensionale Regressionskurven berechnet, welche das Peakmaximum und die unmittelbaren Nachbarpixel als Stützstellen verwenden. In Abbildung 3.17 ist die resultierende Verbesserung bei der Bestimmung der Peakposition schematisch dargestellt.

Vor allem bei einer stark asymmetrischen Verteilung der Stützstellen um den

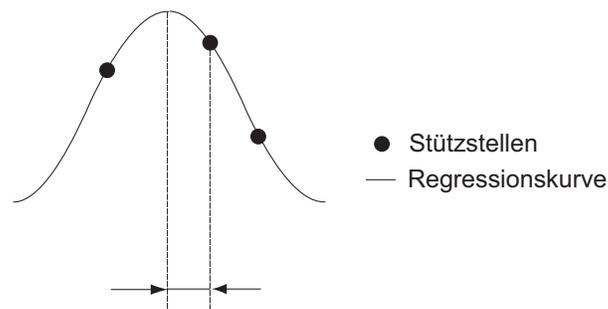


Abbildung 3.17: Bestimmung des Peakmaximums mittels Regressionskurve

Maximalwert weisen die Regressionsfunktionen eine Tendenz zur Stützstelle mit dem höchsten Wert auf. Dies wird als *peak-locking* bezeichnet. Willert und Garib [72] kommen in ihren Untersuchungen zu dem Ergebnis, dass sich Gaußfunktionen zur Annäherung der diskretisierten Korrelationsverteilung besonders gut eignen und im Vergleich zu anderen Regressionsansätzen nur zu einem schwach ausgeprägten *peak-locking*-Effekt führen. Begründen lässt sich dies damit, dass die Partikelbilder aufgrund der Beugungsbegrenzung der Abbildungsoptik eine gaußförmige Intensitätsverteilung aufweisen und somit bei der Korrelation ebenfalls gaußförmige Peaks ergeben. Eine Gaußkurve stellt somit die natürlichste Annäherung der Intensitätsverteilung des Peaks dar und ermöglicht dessen Positionsbestimmung mit einer Genauigkeit von bis zu  $\pm 0,1$  Pixel. (vgl. Walther [69])

Die Auswertung der Bilddaten erfolgte mit der DANTEC-Software *Flowmanager*.

### 3.2.2 Laser-Doppler-Velocimetry (LDV)

Um die axiale Geschwindigkeitsverteilung an den Druckmessstellen zu ermitteln, wurde die Laser-Doppler-Velocimetry verwendet. Die Laser-Doppler-Velocimetry als Methode zur Messung strömungsmechanischer Größen hat seit ihrer Einführung durch Yeh und Cummins ([74]) eine großartige Entwicklung erfahren und einen relativ breiten Einsatz

in Industrie und Forschung gefunden. Im Laufe der Zeit konnten die Laser–Doppler–(LD)–Velocimeter durch die Anwendung von Laserlichtquellen auf Halbleiter–Basis (Laser–Dioden) drastisch verkleinert und für einige Anwendungsfälle auch flexibler in der Handhabung gestaltet werden. Charakteristik der LDV:

- Die LDV ist eine berührungslose und dadurch auch störungsfreie optische Messmethode zur Ermittlung der momentanen Geschwindigkeit eines Partikels, welches sich in einem Strömungsfeld mitbewegt.
- Durch eine geeignete Auswahl der Partikel wird erreicht, dass diese sich nahezu schlupffrei in der Strömung bewegen. Die gemessene Geschwindigkeit eines Partikels wird dann als momentane Strömungsgeschwindigkeit interpretiert.
- Der Messort in der Strömung ist ein nahezu punktförmiges Messvolumen mit den typischen Abmessungen:  $L : B : H \approx 1 \text{ mm} : 50 \mu\text{m} : 50 \mu\text{m}$ .
- Die Messgröße ist die Frequenz (Dopplerfrequenz) eines Wechselspannungssignals.
- Die zu messende Geschwindigkeit ist direkt proportional zur Dopplerfrequenz.
- Die entsprechende Proportionalitätskonstante ist abhängig vom Gerätesystem, aber problemlos zu ermitteln.
- Es ist keine Kalibrierung notwendig, da die Messmethode unabhängig von den Stoffwerten der Strömung ist.
- Unter bestimmten gerätetechnischen Voraussetzungen sind Betrag und Richtung der Geschwindigkeit ermittelbar. Entsprechend aufgerüstete Laser–Doppler–Velocimeter können simultan alle drei Geschwindigkeitskomponenten vorzeichenrichtig messen, das Ergebnis ist dann der Vektor der Momentangeschwindigkeit am Ort des Messvolumens.
- Nachteile des Messverfahrens:
  1. Streupartikel im Fluid sind notwendig (*Seeding*).
  2. Die Messinformation ist diskontinuierlich.
  3. Das Untersuchungsobjekt muß optisch zugänglich sein.
  4. Relativ hoher Hardwareaufwand erforderlich.

### 3.2.2.1 Physikalische Grundlagen

Anhand des in der Abbildung 3.18 dargestellten prinzipiellen Aufbaus des heutzutage meist verwendeten LD–Velocimeters wird die grundlegende Funktionsweise erläutert: Das vom Laser emittierte Strahlenbündel wird in einem Strahlteiler–Prisma in zwei Teilbündel gleicher Intensität zerlegt. Diese passieren die Sendelinse und werden in einem Schnittpunktbereich, dem sog. ”*Messvolumen*”, fokussiert. Das Messvolumen befindet sich an dem zu

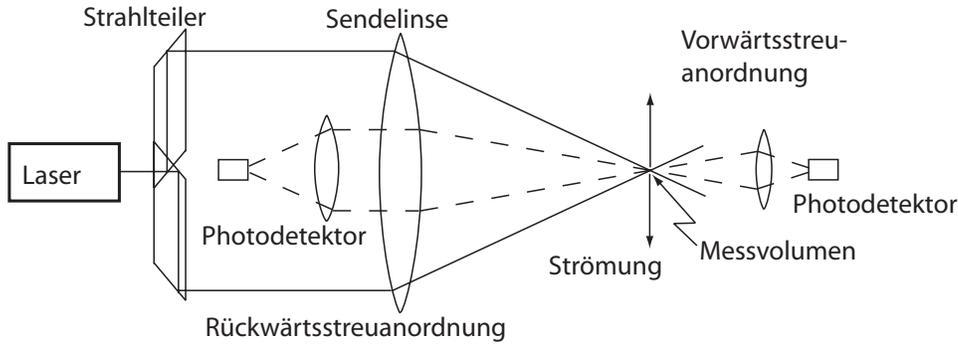


Abbildung 3.18: Prinzipeller Aufbau eines Zweistrahl-Laser-Doppler-Velocimeters

untersuchenden Ort des Strömungsfeldes. Die Signalerzeugung erfolgt beim Durchgang eines in der Strömung mitbewegten Partikels durch das Messvolumen, welches durch die beiden sich überlagernden gaußförmigen Laserstrahlbündel gebildet wird. Das bewegte Partikel erzeugt eine Streulichtwelle, deren Frequenz sich infolge des Doppler-Effektes von der Laserlichtwellenfrequenz unterscheidet. Das Streulichtsignal wird mittels einer Empfangslinse auf einen Photodetektor (Photomultiplier, Halbleiter-Photodiode) fokussiert, der ein entsprechendes Wechselspannungssignal erzeugt, das dann einem elektronischen Auswertungssystem zugeführt wird. Die Frequenz des Wechselspannungssignals ist gleich der Frequenzdifferenz der interferierenden Lichtwellen. Diese "Dopplerfrequenz" ist direkt proportional zu der Geschwindigkeitskomponente des Streupartikels, die senkrecht zu den real existierenden Interferenzflächen im Messvolumen beim Zweistrahl-LD-Velocimeter verläuft (Interferenzstreifenmodell).

In Abbildung 3.18 sind zwei Möglichkeiten der Anordnung des Empfangssystems angegeben:

1. Vorwärtsstreuanordnung: Der "Empfänger" befindet sich gegenüber dem "Sender". Dadurch ist die empfangene Streulichtintensität in Abhängigkeit von der Laserleistung und der Partikelgröße relativ hoch, wodurch man ein gutes Signal-Rausch-Verhältnis (SNR) des Empfangssignals erzielt. Nachteilig ist, dass das Untersuchungsobjekt zwischen den beiden Teilen des LD-Velocimeters positionierbar und nahezu durchsichtig sein muss.
2. Rückwärtsstreuanordnung: Diese Anordnung erlaubt einen sehr kompakten Aufbau des LD-Velocimeters und wird heutzutage bei fast allen kommerziellen Geräten angewandt. Das Strömungsfeld muss nur von einer Seite aus optisch zugänglich sein, der Abstand zwischen Velocimeter und Messvolumen kann bis zu einigen Metern betragen. Nachteil: Die Streulichtintensität beträgt nur etwa 0.1% im Vergleich zur Vorwärtsstreuung.

Die Herleitung der LDV-Grundgleichung kann z.B. bei Fiedler et al. [9] nachgelesen werden. Die Ergebnis der Herleitung ist in Gleichung 3.11

angegeben.

$$v_{p\perp} = f_D \cdot \frac{\lambda_i}{2 \cdot \sin \varphi} = f_D \cdot S \quad (3.11)$$

Der Betrag der Geschwindigkeitskomponente der Partikelgeschwindigkeit, die senkrecht auf der Winkelhalbierenden der Beleuchtungsstrahlen steht,  $v_{p\perp}$ , ergibt sich aus dem Produkt der gemessenen Dopplerfrequenz des *Bursts*  $f_D$  und einer Systemkonstanten  $S$ , die aus dem Schnittwinkel der Beleuchtungsstrahlen  $\varphi$  und der Laserwellenlänge  $\lambda_i$  gebildet wird. Die Zusammensetzung der Systemkonstanten beweist, dass die LDV keine Kalibrierung benötigt.

Bemerkung:

Die Systemkonstante  $S$  kann interpretiert werden als der Abstand der äquidistanten Interferenzebenen im Messvolumen, die parallel zur Winkelhalbierenden der Beleuchtungsstrahlen liegen (Interferenzstreifenmodell der LDV).

### 3.2.2.2 Signal- und Datenverarbeitung

Nach der eigentlichen Signalerfassung durch den Photodetektor werden nach einer Filterung mittels geeigneter elektronischer Baugruppen die primären Messgrößen des Dopplersignals ermittelt: Dopplerfrequenz, Ankunftszeit, Signaldauer und evtl. Amplitude oder Phase des Signals. Aus den primären Messgrößen können danach im Rahmen der Datenverarbeitung mittels Computer die interessierenden strömungsmechanischen Kenngrößen bestimmt werden: Mittlere Geschwindigkeit, Schwankungsgeschwindigkeit, Zeitverläufe der Geschwindigkeiten, Spektralverteilungen, Schubspannungen etc.

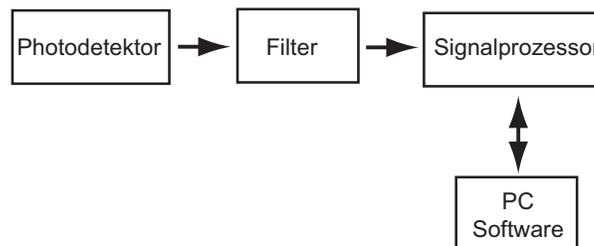


Abbildung 3.19: Komponenten der LDV-Auswerteelektronik

### 3.2.2.3 Messgenauigkeit und Grenzen der LD-Messtechnik

Im Unterschied zu anderen Strömungsmessverfahren (z. B. Hitzdraht-Messtechnik) handelt es sich bei der LDV um ein diskontinuierliches Messverfahren. Die Signalermittlung ist an das Vorhandensein von Partikeln

gebunden, deren Anzahldichte in der Strömung nicht beliebig hoch sein kann, weil es beim gleichzeitigen Auftreten von mehreren Partikeln im Messvolumen zu Auswertungsproblemen kommt. In Abhängigkeit vom fluiden Medium werden von den Streupartikeln bestimmte strömungsmechanische Eigenschaften gefordert:

1. Hohes Partikel–Folgevermögen (geringer Schlupf), d.h. die Partikel sollten möglichst gut dem Fluid folgen. Es wird eine Folgefrequenz von  $> 10$  kHz erreicht, mit der die Partikel der Fluidbewegung noch bis zu 99 % der üblichen Schwankungsamplituden folgen können.
2. Ideale Partikel sind sphärisch, in ihrer Größenverteilung schmalbandig und besitzen einen Durchmesser in der Größenordnung von  $0.5 \dots 2.5 \mu\text{m}$ .

Bezüglich der Genauigkeit einer LDV–Messung in turbulenten Strömungen ist zu unterscheiden zwischen dem absoluten Fehler (Ermittlung der Systemkonstanten, Einflüsse des optischen Aufbaus, Teilchencharakteristik, elektronische Auswertung) und dem statistischen Fehler. Letzterer kann durch eine lange Messzeit bzw. Mittelung über eine große Partikelanzahl verringert werden. In den meisten Anwendungsfällen kann von einer Messgenauigkeit in der Größenordnung von 1 % ausgegangen werden; bei sehr hohen Turbulenzgraden oder in Strömungen mit Ablösungen kann sie bis zu 5 % betragen.

### 3.2.3 Fünflochsonde

In der Saugleitung wird die Strömungsgeschwindigkeit mit Hilfe einer Fünflochsonde gemessen. Die Fünflochsonde gehört zu den Drucksonden und arbeitet nach pneumatischem Prinzip. Um den dynamischen Druck und die Richtung einer Strömung zu bestimmen, sind bei Messungen mit Fünflochsonden zwei Vorgehensweisen zu unterscheiden:

- **das starre Verfahren**

Vorteil: Die Sonde bleibt während der Messung in einer festen Position.  
Nachteil: Die Winkel sind nur in dem Bereich zu ermitteln, in dem die Sonde kalibriert ist.

- **das Nullverfahren** [21]

Vorteil: Da nur ein Winkel unbekannt ist, sind Kalibrierung und Auswertung einfach.  
Nachteil: Während der Messung muss die Sonde um eine Achse gedreht werden. Bei starken Druckschwankungen und kleinen Anström winkeln in der Strömung ist eine genaue Nullstellung sehr schwierig.

Bevor mit der Fünflochsonde gemessen werden kann, ist eine Kalibrierung vorzunehmen. Dabei gilt es, die Winkelabhängigkeit der Sonde zu bestimmen. Die fünf Messbohrungen der Sonde sind auf zwei senkrecht zueinander stehende Meridiane räumlich verteilt (Abbildung 3.20). Die Verteilung der Messbohrungen richtet sich nach den Strömungs- und Druckverhältnissen, die an einer umströmten Kugel über einen großen Reynolds-Zahlbereich bekannt sind. Mit Hilfe von Kalibrierdiagrammen kann aus den Druckdifferenzen an den Bohrstellen der Schwenkwinkel  $\gamma$  (Meridian über den Druckbohrungen 4-2-5), der Kippwinkel  $\delta$  (Meridian über den Druckbohrungen 1-2-3) und der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit bestimmt werden. Die Abhängigkeit der Kalibrierkurven von der Geschwindigkeit ist im Bereich zwischen  $2 \cdot 10^3 \leq \text{Re} \leq 1,5 \cdot 10^5$  gering, so dass man nach Gleichung 3.12 die Geschwindigkeitskomponenten gewinnt [10].

$$\begin{aligned} c_z &= |c| \cdot \cos \delta \cdot \cos \gamma & (3.12) \\ c_y &= |c| \cdot \cos \delta \cdot \sin \gamma \\ c_x &= |c| \cdot \sin \delta \end{aligned}$$

An der  $i$ -ten Bohrung der Kugelsonde ist der Druck  $p_i$  vorhanden. Er setzt

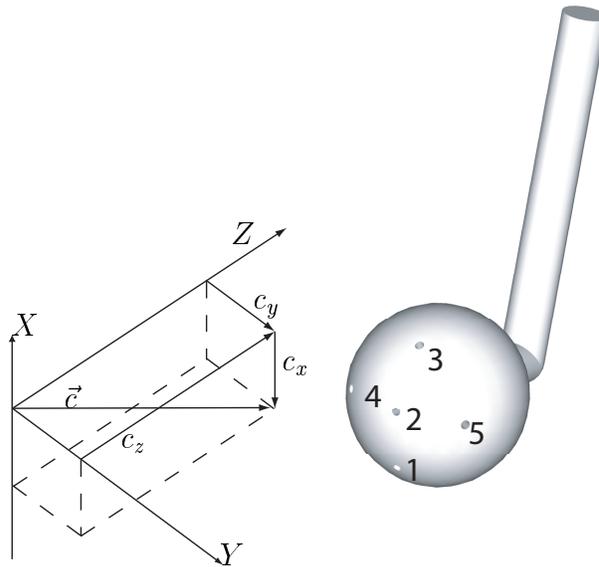


Abbildung 3.20: Schematische Darstellung einer Fünflochsonde

sich aus dem statischen Druck ( $p_{stat}$ ) und einem Bruchteil des dynamischen Druckes ( $k_i \cdot p_{dyn}$ ) zusammen. Dieser Anteil ist lageabhängig.

$$p_i = p_{stat} + k_i \cdot p_{dyn} \quad (3.13)$$

$$k_i = f(\gamma, \delta)$$

$$k_i = \frac{(p_i - p_{stat})}{p_{dyn}} \quad (3.14)$$

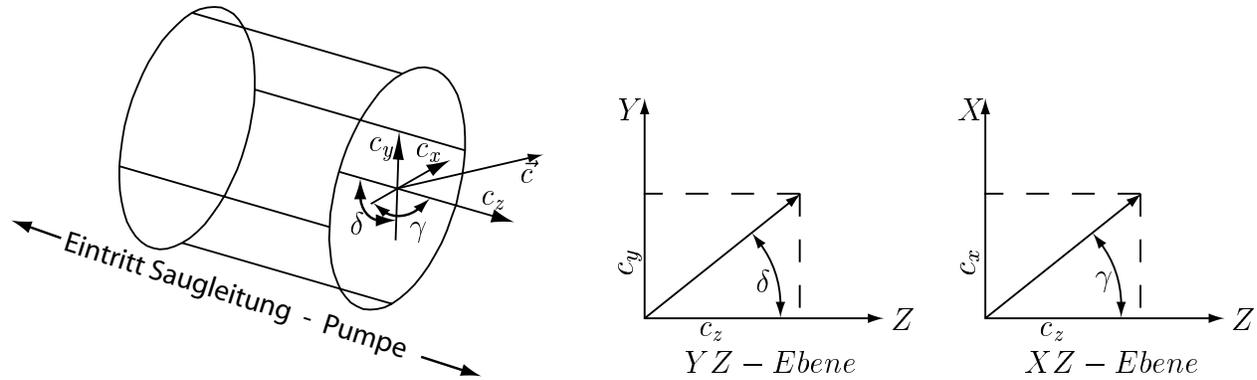


Abbildung 3.21: Definition der Achsen, Winkel und Geschwindigkeitskomponenten in der Saugleitung

$k_i$  ist der Bohrungskoeffizient und wird durch Kalibrierung bestimmt. Die Druckdifferenz zweier Bohrungen  $i$  und  $j$  ergibt nach Gleichung 3.13 den dynamischen Druck.

$$p_{dyn} = \frac{p_i - p_j}{k_i - k_j} \quad (3.15)$$

Der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit ergibt sich somit zu:

$$c = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_i - p_j)}{(k_i - k_j) \cdot \rho}} \quad (3.16)$$

Nach dem Verfahren von van der Hegge Zijen [21] vereinfacht sich mit drehbarer Kugelsonde die Winkelbestimmung. Die Sonde wird um die Z-Achse gedreht, bis gleicher Druck an den Bohrungen 4 und 5 herrscht. Damit liegt der Staupunkt auf dem Meridian 1-2-3. Der Schwenkwinkel  $\gamma$  ist bekannt und die Druckdifferenz  $p_3 - p_1$  ist nur noch eine Funktion des Kippwinkels  $\delta$ . Sie ist im Kalibrierkoeffizienten  $K_\delta$  (Gleichung 3.17) enthalten, dessen Winkelabhängigkeit durch Kalibriermessungen gegeben ist.

$$K_\delta = \frac{p_1 - p_3}{p_2 - p_{4,5}} = \frac{k_1 - k_3}{k_2 - k_{4,5}} \quad (3.17)$$

Die Sonde wurde in einer dafür vorgesehenen Schwenkeinrichtung kalibriert (Abbildung 3.22). Aus den gewonnenen Daten wurde das Kalibrierdiagramm (Abbildung 3.23) erstellt, welches für die Auswertung der Messergebnisse benutzt werden kann. Die Definition der Achsen und der Winkel, wie sie bei den Messungen verwendet wurden, ist in Abbildung 3.21 dargestellt. Die Ablesegenauigkeit für den Schwenkwinkel  $\gamma$  lässt sich mit  $1^\circ$  angeben. Bedingt durch die Ablesung der Schrägröhrmanometer bei der Kalibrierung und Messung ergibt sich eine Messgenauigkeit für die Geschwindigkeit und den Kippwinkel von  $< 10\%$ .

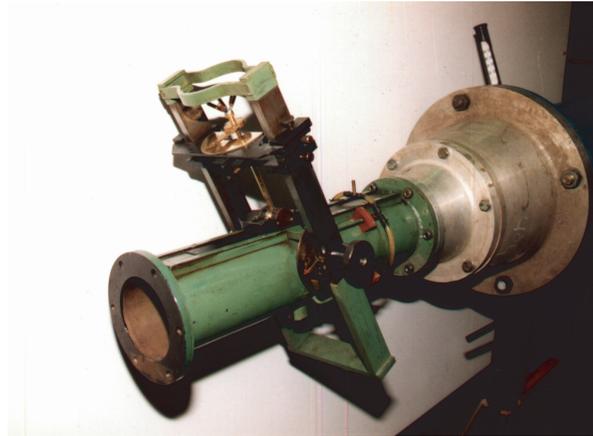


Abbildung 3.22: Kalibriereinrichtung für Drucksonden

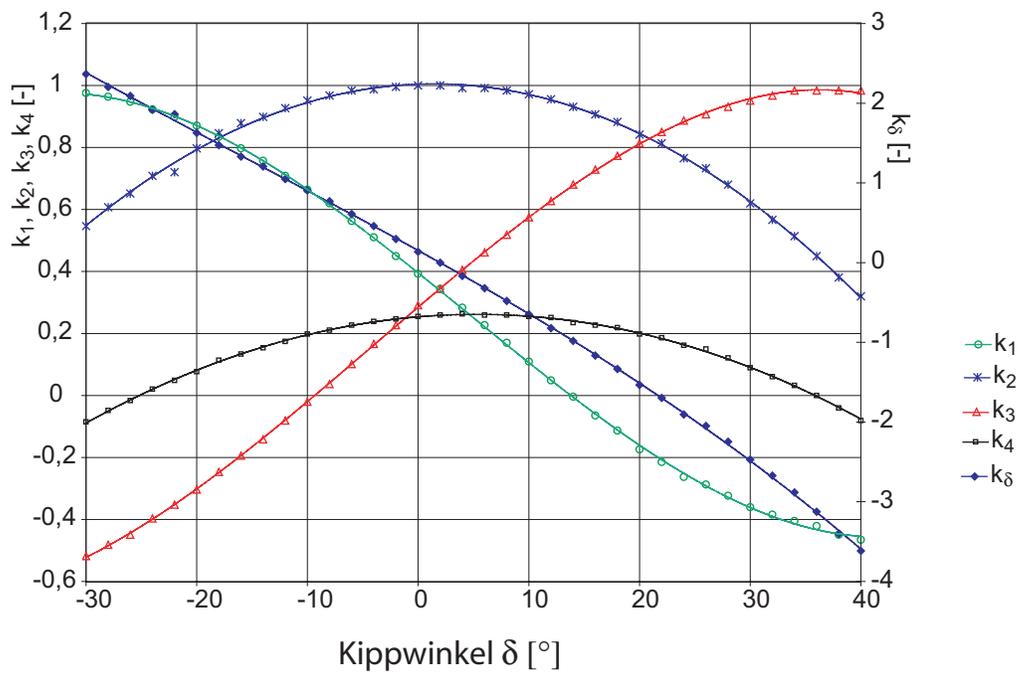


Abbildung 3.23: Kalibrierdiagramm der 5-Lochsonde über dem Kippwinkel

# Kapitel 4

## Messwertverarbeitung

### 4.1 Grundlagen der Fouriertransformation

Mit einer Fouriertransformation können Signale aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich übertragen werden. Diese Methode beruht auf der Grundlage, dass jedes Signal als Überlagerung von Sinusfunktionen dargestellt werden kann. Nachfolgend werden die Grundlagen der Fouriertransformation und deren Anwendung auf die Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge beschrieben.

#### 4.1.1 Autoleistungsspektrum

Die Transformation eines Signals  $x(t)$  vom Zeit- in den Frequenzbereich erfolgt nach Gleichung 4.1:

$$S_x(f) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cdot e^{-i\omega \cdot t} dt \quad (4.1)$$

Mit der Fouriertransformation können Amplituden und Frequenzen periodischer Anteile eines Signals ermittelt werden. Die Fouriertransformierte enthält dabei im Frequenzbereich die gleiche Information wie das dazugehörige Signal im Zeitbereich.

Wird die komplexe Fouriertransformierte  $S_x(f)$  mit ihrer komplex konjugierten Fouriertransformierten  $S_x^*(f)$  multipliziert, erhält man das zweiseitige Autoleistungsspektrum (APS) nach Gleichung 4.2:

$$S_{xx}(f) = S_x(f) \cdot S_x^*(f) \quad (4.2)$$

Für praktische Anwendungen interessiert meist das einseitige Autoleistungsspektrum, das sich nach Gleichung 4.3 ergibt:

$$G_{xx}(f) = 2 \cdot S_{xx}(f), f > 0 \quad (4.3)$$

### 4.1.2 Diskrete Fouriertransformation

Als Eingangswerte für eine numerische Berechnung der Fouriertransformation können keine stetigen Funktionen, sondern nur diskrete Signalwerte verwendet werden. Bei der computergestützten Berechnung der Fouriertransformation ist deshalb eine numerische Integration von Gleichung 4.1 erforderlich. Für dieses Verfahren wird die Fläche unter dem Integral durch schmale Rechtecke approximiert und die Berechnung auf ein endliches Zeitintervall eingeschränkt. Unter Beachtung dieser Voraussetzungen wird die diskrete Fouriertransformation (DFT) nach Gleichung 4.4 durchgeführt.

$$S_x(f_k) = \sum_{i=0}^{N-1} x(t_i) \cdot e^{-i \cdot 2 \cdot \pi \cdot f_k \cdot t_i} (t_{i+1} - t_i) ; k = 0, 1, \dots (N - 1) \quad (4.4)$$

Cooley und Tukey [2] entwickelten auf der Grundlage der DFT einen als Schnelle Fourier-Transformation (*Fast Fourier Transformation*, FFT) bezeichneten Algorithmus, der gegenüber der DFT zu einer deutlichen Verringerung der Rechenzeit führte und seither die Grundlage für die rechen-technische Umsetzung der Fouriertransformation bildet.

Folgende Grundregeln sind bei der Anwendung dieses Verfahrens zu beachten:

- Die Signale im Zeitbereich werden blockweise eingelesen. Wenn die Länge des gewählten Zeitfensters ungleich ganzzahliger Vielfacher der im Signal enthaltenen periodischen Anteile ist oder nichtperiodische Anteile auftreten, führt dies zur spektralen Verbreiterung (*leakage*). Durch die Wahl einer geeigneten Fensterfunktion, mit denen der Zeitblock bewertet wird, kann dieser Effekt abgeschwächt werden.
- Die Abtastfrequenz eines Signals muss nach dem Nyquist-Theorem mehr als doppelt so hoch sein wie die höchste auftretende Signalfrequenz:

$$f_{Ab} > 2 \cdot f_s \quad (4.5)$$

Wird dieses Kriterium nicht beachtet, tritt ein als *Aliasing* bezeichneter Effekt auf. In diesem Fall ist im Spektrum ein Peak bei einer Frequenz zu erkennen, die der Differenz zwischen Abtast- und Signalfrequenz entspricht. Vermieden werden kann dieser Fehler durch die Anwendung eines Tiefpassfilters bei der Signalerfassung.

- Die Frequenzauflösung ergibt sich aus der Anzahl der Abtastwerte und der Abtastrate des Signals:

$$\Delta f = \frac{1}{N \cdot t_{Ab}} \quad (4.6)$$

## 4.2 Grundlagen der Wavelet-Transformation

Ein Mangel der Fourier-Transformation liegt darin, dass sie nur unzureichend die lokalen Eigenschaften eines Signals berücksichtigt. Die Fourier-Transformation zerlegt das Signal in ebene Wellen, das sind trigonometrische Funktionen, die unendlich lang mit derselben Periode ohne lokalen Charakter schwingen. Ein weiteres Defizit im Konzept der Fourier-Analyse findet sich in der getrennten Beschreibung und Darstellung von Zeit und Frequenz.

Bei der Wavelet-Transformation wird mehr Flexibilität dadurch erreicht, dass eine fast beliebig wählbare Funktion, das Wavelet, zur Analyse des Signals verschoben und gestaucht wird. Wie es ihr Name schon suggeriert, lassen sich Wavelets als verallgemeinerte Schwingungen interpretieren, was sich abstrakt durch ihren verschwindenden Mittelwert ausdrückt. Eine allgemeine Beschreibung über die Anwendung der Wavelet-Transformation in der Strömungsmechanik ist bei Farge [7] zu finden.

### 4.2.1 Vorbetrachtung

Die präsentierte Methode basiert auf der Wavelet-Transformation von instantanen Strömungsfeldern der quadratischen Wirbelstärke aus den TR-PIV Messungen. Wavelets sind lokale wellenähnliche Funktionen, die folgende Gleichung 4.7 erfüllen [7]:

$$\int_{-\infty}^{\infty} \psi = 0 \quad (4.7)$$

Diese Eigenschaft ermöglicht es, sie für die Extraktion von lokalen Informationen, die in einem Signal eingebettet sind, zu verwenden. Die Form des *Mutterwavelets* wird normalerweise auf der Grundlage einer Abschätzung gewählt, die dem Muster entspricht, das mit dem Ereignis verbunden ist, nach dem im Signal [8] gesucht wird. Es wird im Allgemeinen angenommen, dass die Verteilung der Wirbelstärke über einem Querschnitt eines Wirbels durch eine Gaußsche Funktion approximiert werden kann. Solch eine Form ist als Oseen's Wirbel bekannt. Auf dieser Grundlage ist als a priori Annahme für die Form der gesuchten Wirbelstrukturen der Maar's Mutterwavelet (4.8) (mexikanischer Hut) als der analysierende Wavelet gewählt worden:

$$\begin{aligned} \psi(x, y) &= (1 - x^2 - y^2) \cdot e^{-\frac{x^2+y^2}{2}} \\ \psi(r) &= (1 - r^2) \cdot e^{-\frac{r^2}{2}} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Dieser Wavelet (Abbildung 4.1) stellt einen gaußähnlichen positiven zentralen Peak dar, der durch einen vom Wert her negativen Ring umgeben ist, um einen Mittelwert von Null sicherzustellen. Durch die gute Selektivität im Raum ist dieses Wavelet für eine exakte Lokalisation der

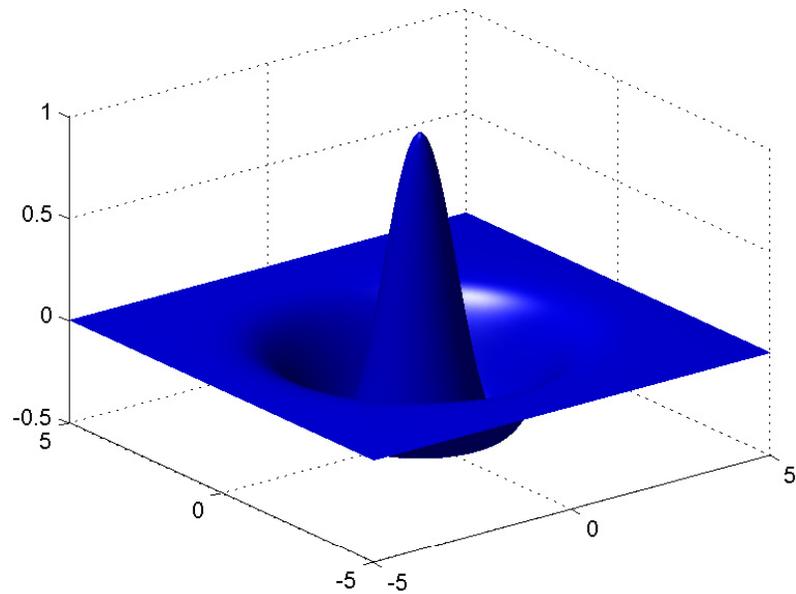


Abbildung 4.1: Zweidimensionaler isotropischer Morlet's Wavelet

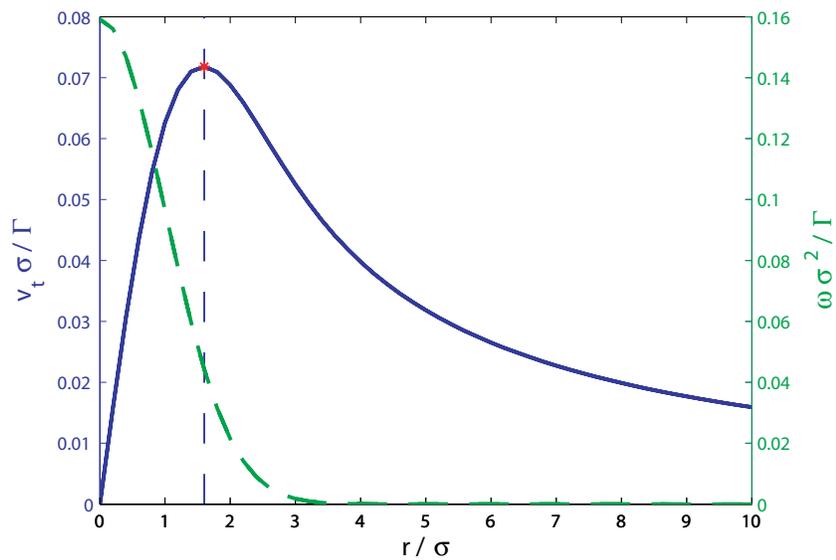


Abbildung 4.2: Tangentialgeschwindigkeits- (durchgezogene Linie) und Wirbelstärkeprofil (gestrichelte Linie) entlang des Radius eines Oseen-Wirbels

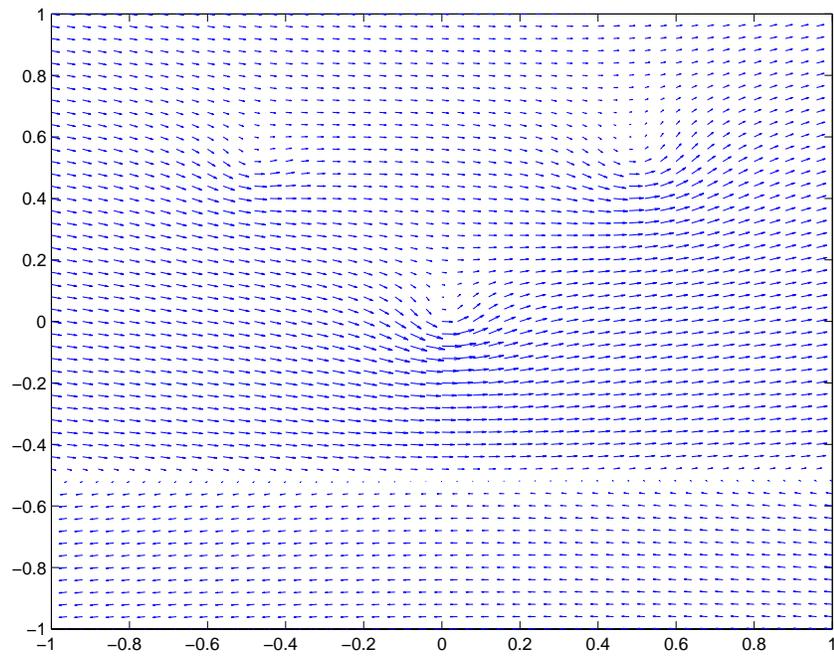


Abbildung 4.3: Synthetisches Geschwindigkeitsfeld aus der Überlagerung der drei Oseen-Wirbel mit der Scherschicht

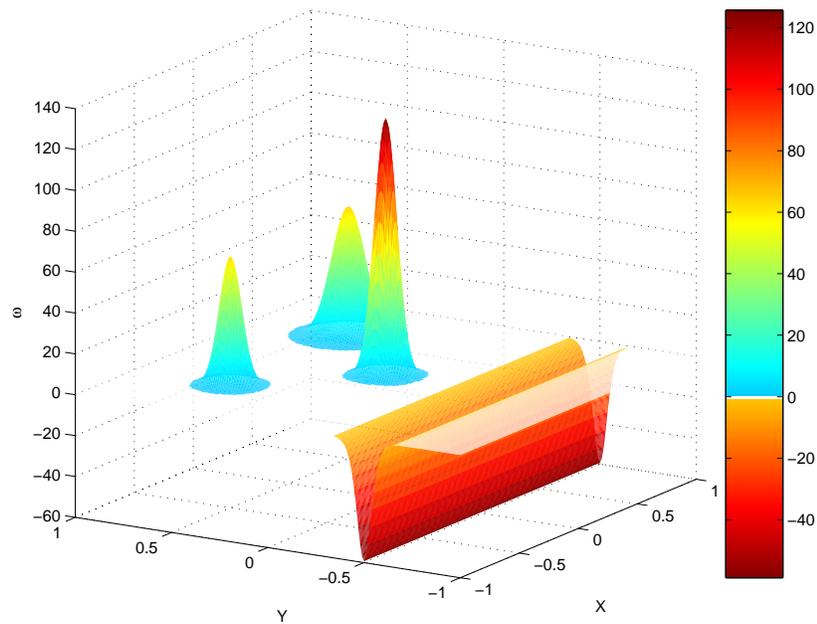


Abbildung 4.4: Synthetisches Wirbelstärkefeld

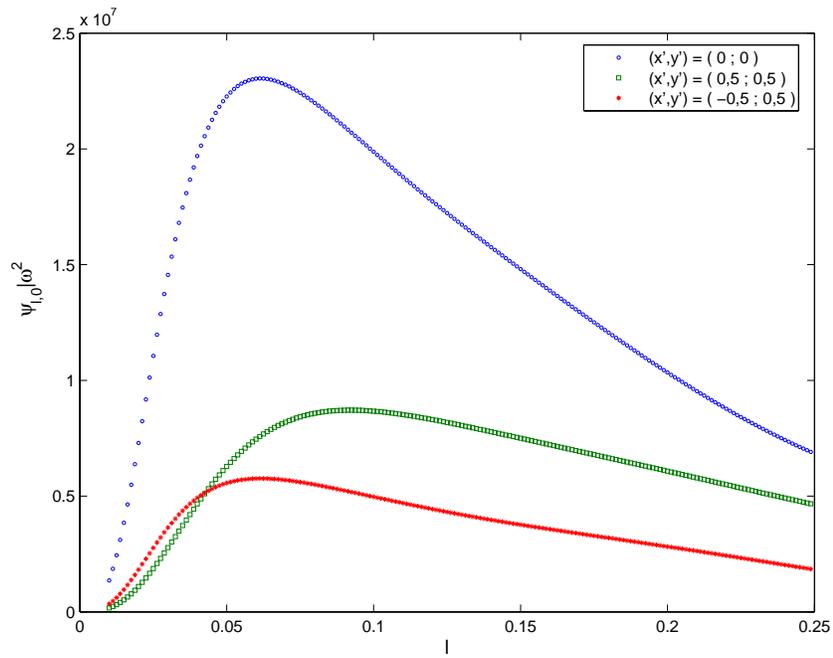


Abbildung 4.5: Wavelet-Transformation  $\langle \psi_{l,0} | \omega^2 \rangle$  an der Stelle der drei Wirbel

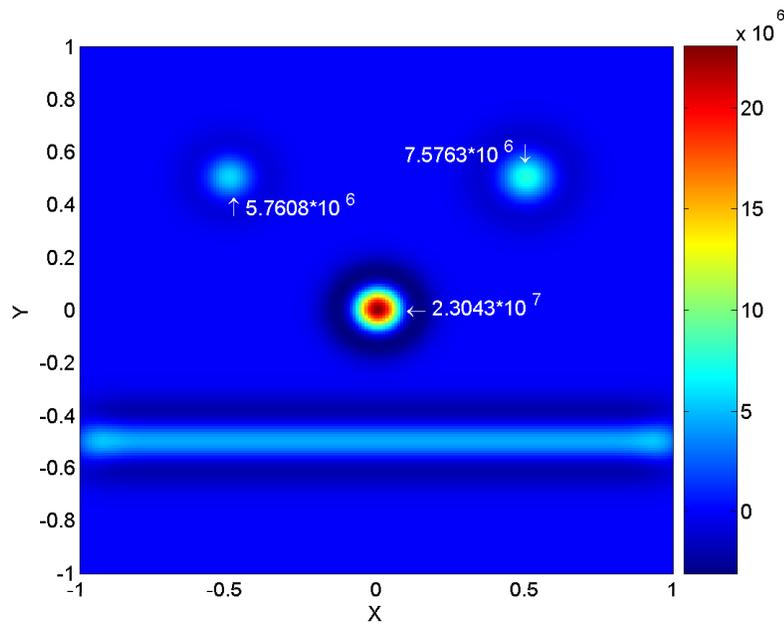
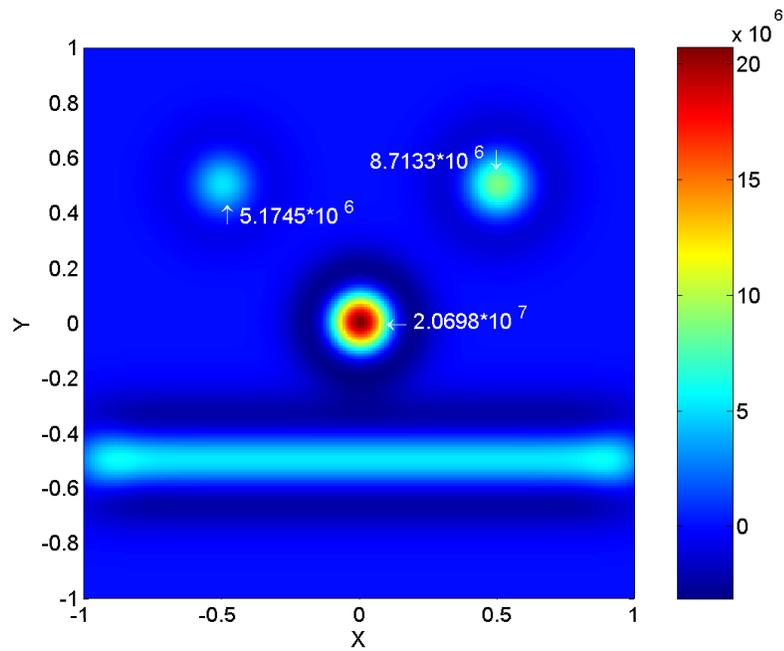
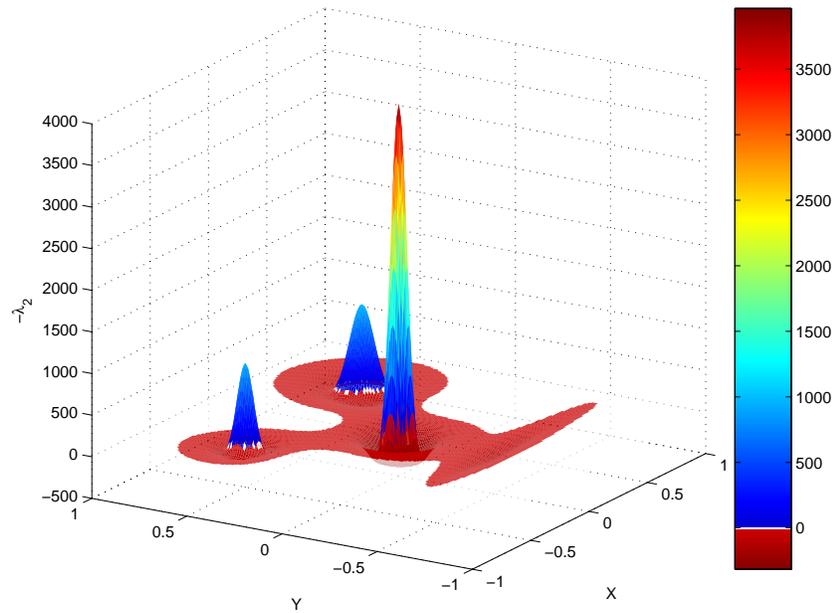


Abbildung 4.6: Wavelet-Transformation bei  $l = 0,06$

Abbildung 4.7: Wavelet-Transformation bei  $l = 0,09$ Abbildung 4.8:  $\lambda_2$  berechnet aus dem synthetischen Geschwindigkeitsfeld

Wirbelstrukturen [7] verwendbar. Das quadrierte Wirbelstärkefeld (d. h., Enstrophy) wird als Identifikationsfunktion für das Vorhandensein der Wirbelstrukturen gewählt. Diese Wahl garantiert die galiläische Invarianz der Detektierungsmethode. Außerdem reduziert das Quadrat der Wirbelstärke das Signalrauschverhältnis der Wirbelstrukturen in Bezug auf das Hintergrundrauschen. Die Wavelet-Transformation vom Enstrophyfeld wird durch das Faltungsprodukt erreicht (4.9):

$$\langle \psi_{l,X,Y} | \omega^2 \rangle = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} \omega^2(x, y) \cdot \psi_{l,x',y'} dx dy \quad (4.9)$$

Von Nachteil ist, dass die Wirbelstärke nicht nur von drehender, sondern auch von scherender Bewegung beeinflusst wird. Dieses Problem, das in wandnahen Strömungen auftritt, kann mit den Unterscheidungskriterien überwunden werden, die im folgenden Abschnitt eingeführt werden.

### 4.2.2 Anwendung auf ein synthetisches Geschwindigkeitsfeld

Das Verfahren wird mit einem synthetischen Geschwindigkeitsfeld als Einführung veranschaulicht. Das Gitter hat in  $X$ - und  $Y$ -Richtung die Ausdehnung von  $-1 \dots +1$  m mit einer räumlichen Auflösung, die  $10^{-2}$  m entspricht. Drei Oseen-Wirbel werden auf dieses Gitter gesetzt. Die Parameter und die Koordinaten der drei Oseen-Wirbel sind in der Tabelle 4.1 spezifiziert. Die Winkelgeschwindigkeit und die Wirbelstärke, die durch jeden dieser Wirbel verursacht werden, können in Polarkoordinaten nach den Gleichungen (4.10) und (4.11) beschrieben werden (die Wirbel sind im Ursprung zentriert):

$$v_l(r) = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi \cdot r} \cdot \left[ 1 - e^{-\frac{r^2}{2 \cdot \sigma^2}} \right] \quad (4.10)$$

$$\omega(r) = \frac{\Gamma}{2 \cdot \pi \cdot \sigma^2} \cdot e^{-\frac{r^2}{2 \cdot \sigma^2}} \quad (4.11)$$

Tabelle 4.1: Parameter der drei Oseen Wirbel für die Generierung des syntetischen Geschwindigkeitsfeldes

Wirbel	$X$ [m]	$Y$ [m]	$\Gamma$ [m <sup>2</sup> /s]	$\sigma$ [m]	$D_c$ [m]
1	-0,5	0,5	1	0,05	0,16
2	0,5	0,5	2,25	0,075	0,24
3	0	0	2	0,05	0,16

$\Gamma$  stellt die Wirbelzirkulation und  $\sigma$  seine Größe dar. Hinsichtlich der Größe der Wirbel wird ein allgemein verwendeter Grundsatz angenommen, der den Kern eines Wirbels als die Region mit ansteigender tangentialer

Geschwindigkeit definiert (Abbildung 4.2). Um die Größe dieser Region quantitativ zu bestimmen, wird numerisch die Position der maximalen tangentialen Geschwindigkeit bestimmt, die den Kerndurchmesser als Funktion von  $r$  angibt (4.12):

$$D_c \equiv 2 \cdot r(v_t = \max(v_t)) \approx 3.17 \cdot \sigma \quad (4.12)$$

Eine hyperbolische tangentielle Scherschicht (4.13) entlang der X-Richtung wird an der Koordinate  $Y = -0.5 \text{ m}$  hinzugefügt. Dadurch kann die Fähigkeit des Algorithmus, zwischen wirbelnder und scherender Bewegung zu unterscheiden, beurteilt werden:

$$u_{shear} = 3 \cdot \tanh [20(Y + 0, 5)] \quad (4.13)$$

Das synthetische Geschwindigkeitsfeld wurde erzeugt, indem die Anteile der drei Wirbel und der Scherschicht summiert wurden (Abbildung 4.3). Unter Berücksichtigung des Richardson-finite-Differenziationsschemas wurde aus der Ableitung des Geschwindigkeitsfeldes das Wirbelstärkefeld ermittelt (4.14). Diese Funktion ermöglicht es, das Rauschen zu verringern und die Wirbel besser zu identifizieren [60].

$$\left(\frac{df}{d\xi}\right)_i = \frac{-f_{i+2} + 8 \cdot f_{i+1} - 8 \cdot f_{i-1} + f_{i-2}}{12 \cdot \Delta\xi} \quad (4.14)$$

Aus der Wirbelstärke (Abbildung 4.4) sind die Wirbel wesentlich einfacher zu lokalisieren als in dem Geschwindigkeitsfeld (Abbildung 4.3).

In Abbildung 4.6 und 4.7 ist die Wavelet-Transformation des quadrierten Wirbelstärkefeldes (rechte Spalte) in Abhängigkeit von dem skaliertem Wavelet dargestellt. Daraus geht hervor, dass die Wavelet-Transformation große Werte an den Positionen der Wirbel und der Scherschicht annimmt. Die Trennschärfe über die Skalierung des Wavelets ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Hierbei wurden die Werte der Wavelet-Transformation an der Position der Wirbel über die Skalierung des Wavelets aufgetragen. Dabei wird deutlich, dass der Koeffizient der Wavelet-Transformation (Skalierung) für jeden der drei Wirbel ein Maximum erreicht.

Es ist notwendig, den Proportionalitätsfaktor zwischen der Wirbelgröße und der Skalierung, die den höchsten Waveletkoeffizienten ergibt, quantitativ zu bestimmen. Hierfür wird das Verhältnis zwischen dem Wirbelkerndurchmesser ( $D_c$ ) und dem Skalierungsfaktor ( $l$ ) des Wavelets berechnet. Der Einfachheit halber wird die nachfolgende Berechnung in Polarkoordinaten durchgeführt. Der analysierende Wavelet  $\psi_{l,r'}$  (4.15) wird aus dem Mutter-wavelet (4.8) wie folgt erhalten [7]:

$$\psi_{l,r'} = \frac{1}{l} \cdot \psi \cdot \left(\frac{r - r'}{l}\right)$$

$$= \frac{1}{l} \cdot \left(1 - \frac{(r-r')^2}{l^2}\right) \cdot e^{-\frac{(r-r')^2}{2 \cdot l^2}} \quad (4.15)$$

wobei der Faktor  $1/l$  die Gleichheit der Energie für alle Skalierungen sicherstellt. Aus der Annahme, dass der Wavelet  $\psi_{l,r'}$  auf dem Wirbel ( $r' = 0$ ) zentriert ist, ergibt sich die Wavelet-Transformation (4.16) in Polarkoordinaten wie folgt:

$$\langle \psi_{l,0} | \omega^2 \rangle = \int_0^{2\pi} \int_0^\infty \omega^2(r) \cdot \psi_{l,0}(r) dr d\phi \quad (4.16)$$

wobei  $\omega^2(r)$  durch die Definition des Oseen-Wirbels (4.11) gegeben ist, so dass daraus (4.17) folgt:

$$\langle \psi_{l,0} | \omega^2 \rangle = \int_0^{2\pi} \int_0^\infty \frac{\Gamma^2}{4 \cdot \pi^2 \cdot \sigma^4} \cdot e^{-\frac{r^2}{\sigma^2}} \cdot \frac{1}{l} \cdot \left(1 - \frac{r^2}{l^2}\right) \cdot e^{-\frac{r^2}{2 \cdot l^2}} dr d\phi \quad (4.17)$$

Die Lösung dieses Integrals führt zu Gleichung 4.18:

$$\langle \psi_{l,0} | \omega^2 \rangle = \frac{2 \cdot \Gamma^2 \cdot l^3}{\pi \cdot \sigma^2 \cdot (2 \cdot l^2 + \sigma^2)^2} \quad (4.18)$$

Mit der Ableitung von Gleichung 4.18 nach  $l$  und Gleichung 4.12, die das Verhältnis zwischen dem Wirbelkerndurchmesser  $D_c$  und  $\sigma$  angibt, ergibt sich eine lineare Abhängigkeit zwischen der Oseen-Wirbelgröße und der Skalierung, die das Maximum der Wavelet-Transformation erreicht, nach Gleichung 4.19:

$$D_c = 2,5886 \cdot l \quad (4.19)$$

Über die Bestimmung der Koordinaten ( $X$ ,  $Y$ ) und des Skalierungsfaktors  $l$  der lokalen Maxima in der dreidimensionalen Matrix der kontinuierlichen Wavelet-Transformation  $\langle \psi_{l,X,Y} | \omega^2 \rangle$  lässt sich der Wirbelkern und die Größe des Wirbels im Enstrophyfeld ermitteln. Es ist jedoch fraglich, ob die realen Wirbel durch Oseen-ähnliche Wirbelmuster gekennzeichnet werden. Allgemein wird angenommen, dass eine Gaußsche Verteilung der Wirbelbildung ein guter Näherungswert in vielen praktischen Anwendungen ist.

Eine tatsächliche Beschränkung der angewendeten Methode kommt vom isotropen Charakter des benutzten Wavelets. Infolgedessen wird die Größe eines ermittelten Wirbels über alle Richtungen berechnet, dadurch ist weder eine Information über eine mögliche elliptische Form des Wirbelkernes, noch über dessen Orientierung verfügbar. Dies spiegelt sich auch in den Ergebnissen wider (vgl. Abschnitt 6.1.3. Die Größe der Wirbel wurde teilweise über- bzw. unterschätzt und in einigen Fällen über die Beschaulung hinaus berechnet. Da die Form der Wirbel hauptsächlich unsymmetrisch ausgebildet ist, ist eine Ursache im benutztem Wavelet zu suchen. Eine weitere Möglichkeit liegt in der Auflösung und stochastischen Schwankung der Messdaten. Ein möglicher Ausweg, diese Beschränkung zu überwinden, wäre, einen anisotropen

Mutterwavelet zu benutzen und bei der Erstellung der Waveletfamilie einen Winkelparameter einzuführen, wie ursprünglich von Farge [7] vorgeschlagen. Die zusätzlichen Kosten an CPU-Zeit und Speicher, die mit der Berechnung eines vierdimensionalen Wavelets verbunden sind, führen dazu, diese höher entwickelte Annäherung zu verwerfen.

### 4.2.3 Unterscheidung zwischen scherender und wirbelnder Strömung

Eine wichtige Aussage, die mit der Analyse der Enstrophyfelder verbunden ist, ist die Unterscheidung zwischen wirbelnder und scherender Bewegung. Um zwischen diesen beiden Topologien unterscheiden zu können, wird das von Jeong und Hussain [25] vorgeschlagene  $\lambda_2$ -Kriterium angewendet.  $\lambda_2$  ist der zweite größte Eigenwert des Tensors  $\Xi^2 + \Omega^2$ , wobei  $\Xi$  der symmetrische Anteil am Geschwindigkeitsgradiententensor  $\nabla u$  und  $\Omega$  der unsymmetrische Anteil ist. Ein lokales Minimum im  $\lambda_2$ -Feld ist gleichbedeutend mit einem lokalem Druckminimum, wie es in Wirbelkernen angetroffen wird. Für die Berechnung von  $\lambda_2$  werden alle drei Komponenten eines Geschwindigkeitsfeldes sowie deren Änderungen benötigt. Leider ist die experimentelle Erfassung aller drei Geschwindigkeitskomponenten in diesem experimentellen Aufbau nicht möglich. Bekannt sind nur die Komponenten in  $X$ - und  $Y$ -Richtung, daher vereinfacht sich die Bestimmung von  $\lambda_2$  auf Gleichung 4.20:

$$\lambda_2 = \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial x} \right) \cdot \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (4.20)$$

Abbildung 4.8 zeigt die Verteilung von  $-\lambda_2$ , berechnet aus dem synthetischen Geschwindigkeitsfeld nach der Ableitung dritter Ordnung (4.14). Es zeigt sich, dass die Werte von  $\lambda_2$  im Bereich der Scherschicht positiv sind, wohingegen große negative Werte im Bereich der Wirbelkerne erreicht werden. Hiermit wurde ein weiterer Filter für die Identifizierung von Wirbeln beschrieben.

# Kapitel 5

## Integrale Betriebsdaten der Kreiselpumpe

### 5.1 Strömung vor und hinter dem Laufrad

Um die Auswirkung des *Rotating Stall* auf die Strömung vor dem Laufrad zu untersuchen, wurde die Strömung im Saugrohr mit einer Fünflochsonde bestimmt. Diese Messungen sowie die Messung der Strömung nach dem Laufrad wurden ebenfalls verwendet, um die Geschwindigkeitsänderung des Fluides zwischen den Messstellen zu bestimmen. Damit ist es möglich, zu der Kennlinie des statischen Druckes die Änderung der kinetischen Energie hinzuzufügen und somit die Gesamtenergieübertragung der Kreiselpumpe zu bestimmen.

#### 5.1.1 Strömungsverhalten im Diffusor der Pumpe

Gleichung 5.1 beschreibt die Änderung der spezifischen Arbeitsfähigkeit eines Fluides. Die in dieser Gleichung für die vollständige Energieübertragung der Pumpe wichtigen Geschwindigkeiten wurden in der Ebene der Druckbohrungen gemessen (siehe Abbildung 3.3). Dabei wurde die Strömung im Diffusor über die gesamte Diffusorbreite an der  $X$ -Position 0 mm und der  $Y$ -Position 160 mm mit Hilfe der LDV-Messtechnik untersucht. Das LDV-System wurde mit einer Auflösung von ca.  $1,72 \times 1 \text{ mm}^2$  betrieben, das entspricht einer Winkelauflösung von  $2^\circ$ . Da bei den Messungen nur Mittelwerte an den einzelnen Positionen aufgezeichnet wurden, konnten keine instationären Effekte beobachtet werden.

$$e = \frac{c_3^2 - c_0^2}{2} + \frac{p_3 - p_0}{\rho} + g \cdot (h_3 - h_0) \quad (5.1)$$

In Abbildung 5.1 ist exemplarisch der Verlauf der Meridian-, der Umfangskomponente sowie der Betrag der Geschwindigkeit ( $c_3^2 = c_{m3}^2 + c_{u3}^2$ ) bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  unter Verwendung der Einkreis-

bogenschaufel dargestellt. Hier zeigt sich der Einfluss der Schaufeln. Im Abstand der Schaufeln ( $72^\circ$ ) ist eine Erhöhung der Umfangskomponente der Geschwindigkeit ( $c_x$ ) zu beobachten. Diese Erhöhung der Geschwindigkeit lässt sich mit den Jet- und Wakezonen am Laufradaustritt erklären. Im Vergleich zur Literatur waren bei diesen Messungen keine weiteren Besonderheiten festzustellen.

Da während der Messungen keine signifikanten Auffälligkeiten bei den einzelnen Strömungsfeldern hinter dem Laufrad auftraten, wird in der weiteren Betrachtung nur die über den gesamten Querschnitt gemittelte Geschwindigkeit ( $\bar{c}$ ) herangezogen. Beim Vergleich der unterschiedlichen Laufräder (Abbildung 5.2) fällt auf, dass die Geschwindigkeit mit zunehmender Länge der Skelettlinie abnimmt. Das bedeutet, dass das Fluid einen geringeren kinetischen Energieanteil besitzt. Für die Gesamtbetrachtung der Energieübertragung bedeutet das, dass der Anteil  $c_3$  geringer wird und somit bei gleichbleibendem  $c_0$  eine geringere Energieübertragung stattfindet.

Die Beeinflussung der Zulaufströmung durch die Induzierung von Gleich- bzw. Gegendrall (siehe Abbildung 3.2) hat im Bereich des Auslegungspunktes kaum Einfluss auf die Geschwindigkeit der Strömung nach dem Laufrad (Abbildung 5.3). Mit zunehmender Teillast wird die Geschwindigkeit bei positivem Anstellwinkel der Vorleitschaufeln geringer. Die Erhöhung der kinetischen Energie ist daher ohne Vorleitschaufeln am größten, da in diesem Fall die Geschwindigkeit vor dem Laufrad am geringsten ist. Geht man davon aus, dass der Betrag des Winkels zwischen der Umfangskomponente ( $c_{u1}$ ) und der Meridiankomponente ( $c_{m1}$ ) mit den Vorleitschaufeln gleich ist (was auch durch die Messungen bestätigt wurde), ergibt sich bei beiden untersuchten Fällen mit Vorleitschaufelwinkel  $\pm 35^\circ$  die gleiche Eintrittsgeschwindigkeit ( $c_0$ ). Daher ist die Erhöhung der Geschwindigkeit in diesen Fällen abhängig von  $c_3$ .

### 5.1.2 Strömungsverhalten in der Saugleitung

Das Diffusorkriterium (Gleichung 5.2) nach Hackeschmidt [17] ergibt für die Reynoldszahlen, bei denen die Messungen vorgenommen wurden, einen Verlauf des kritischen Winkels  $\vartheta_{krit}$  wie er in Abbildung 5.4 dargestellt ist.

$$\vartheta_{krit} = \frac{75^\circ}{\text{Re}^{0,25}} \quad (5.2)$$

Da der Winkel des Diffusors, der die Rohrleitung von DN 80 auf DN 100 erweitert,  $6,3^\circ$  beträgt, ist davon auszugehen, dass die Strömung im Diffusor ablöst. Dadurch lässt sich die Verschiebung des Maximums der Axialgeschwindigkeit ( $c_x$ ) aus der Rohrachse erklären (Abbildung 5.5a, 5.6a, 5.7a: schwarz gestrichelte Linie). Das Maximum der Axialgeschwindigkeit ist dabei über den gesamten Durchflussbereich nahezu konstant.

Bis zum Einsetzen des *Rotating Stall* kann bei allen Laufrädern ohne Leit-

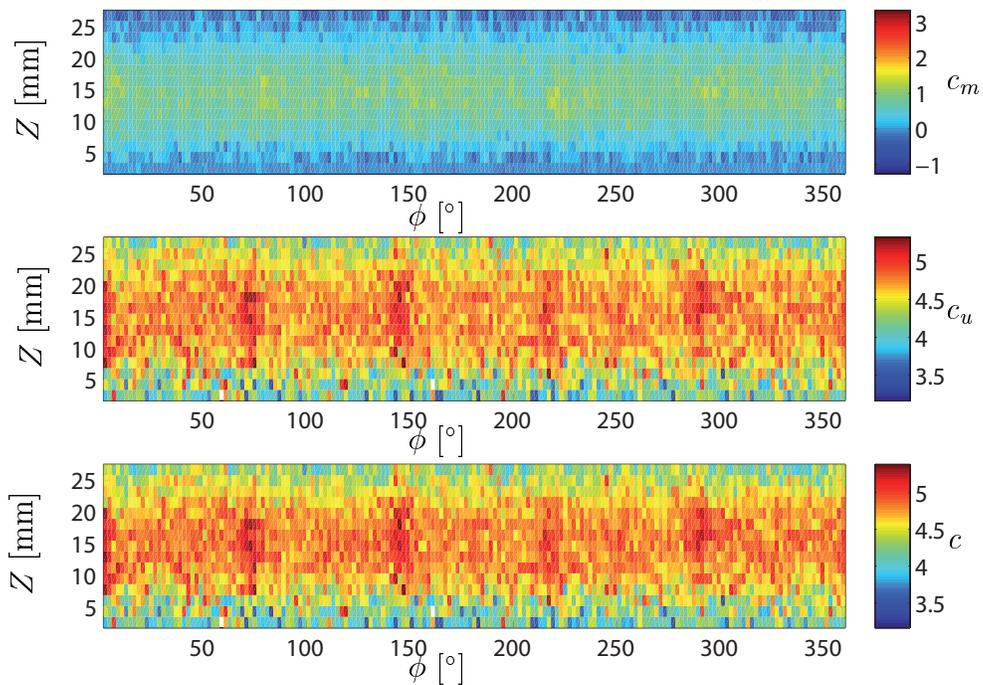


Abbildung 5.1: Geschwindigkeitskomponenten der Strömung nach dem Laufrad über die Tiefe ( $Z$ ) und in Abhängigkeit vom Drehwinkel des Laufrades ( $\phi$ ) für die Einkreisbogenschaufel bei einem Volumenstromverhältnis  $Q/Q_N = 0,25$

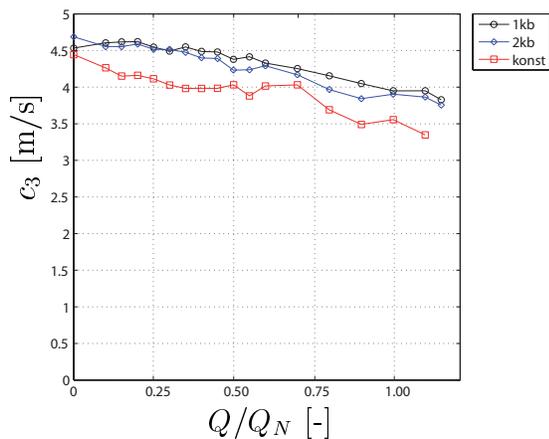


Abbildung 5.2: Mittlerer Geschwindigkeitsbetrag der Strömung nach dem Laufrad auf der  $XY$ -Ebene in Abhängigkeit von der Laufradform

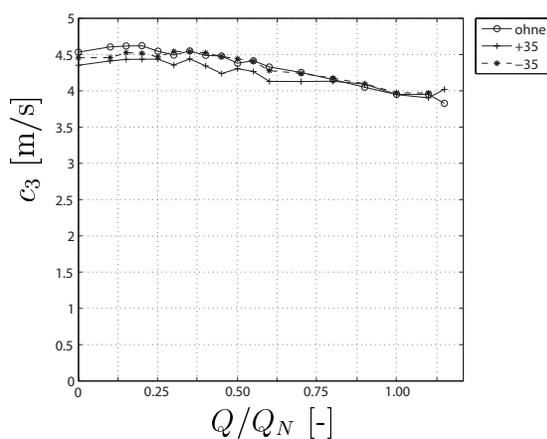


Abbildung 5.3: Mittlerer Geschwindigkeitsbetrag der Strömung nach dem Laufrad auf der  $XY$ -Ebene unter Verwendung der Einkreisbogenschaufel in Abhängigkeit des Vordralls

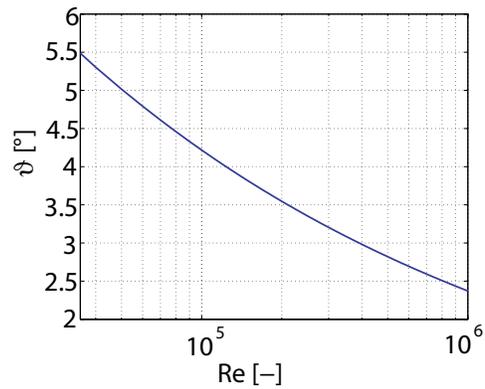
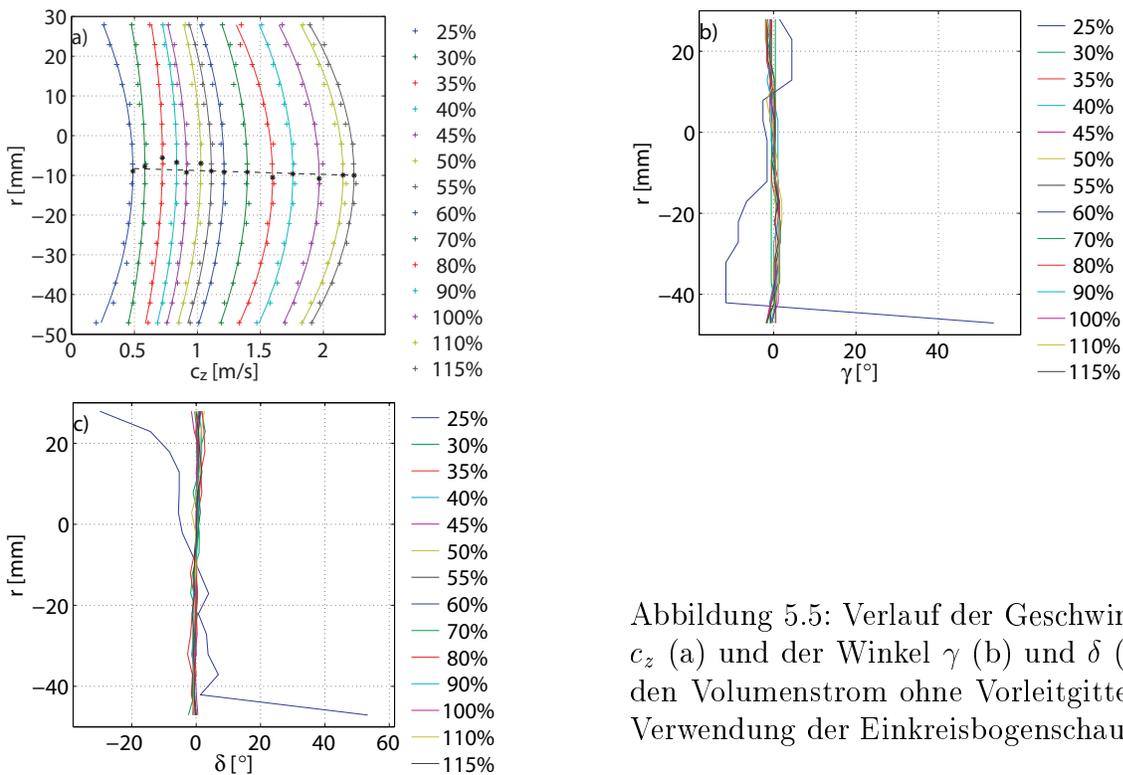


Abbildung 5.4: Verlauf des kritischen Winkels über die Reynoldszahl

Abbildung 5.5: Verlauf der Geschwindigkeit  $c_z$  (a) und der Winkel  $\gamma$  (b) und  $\delta$  (c) über den Volumenstrom ohne Vorleitgitter unter Verwendung der Einkreisbogenschaukel

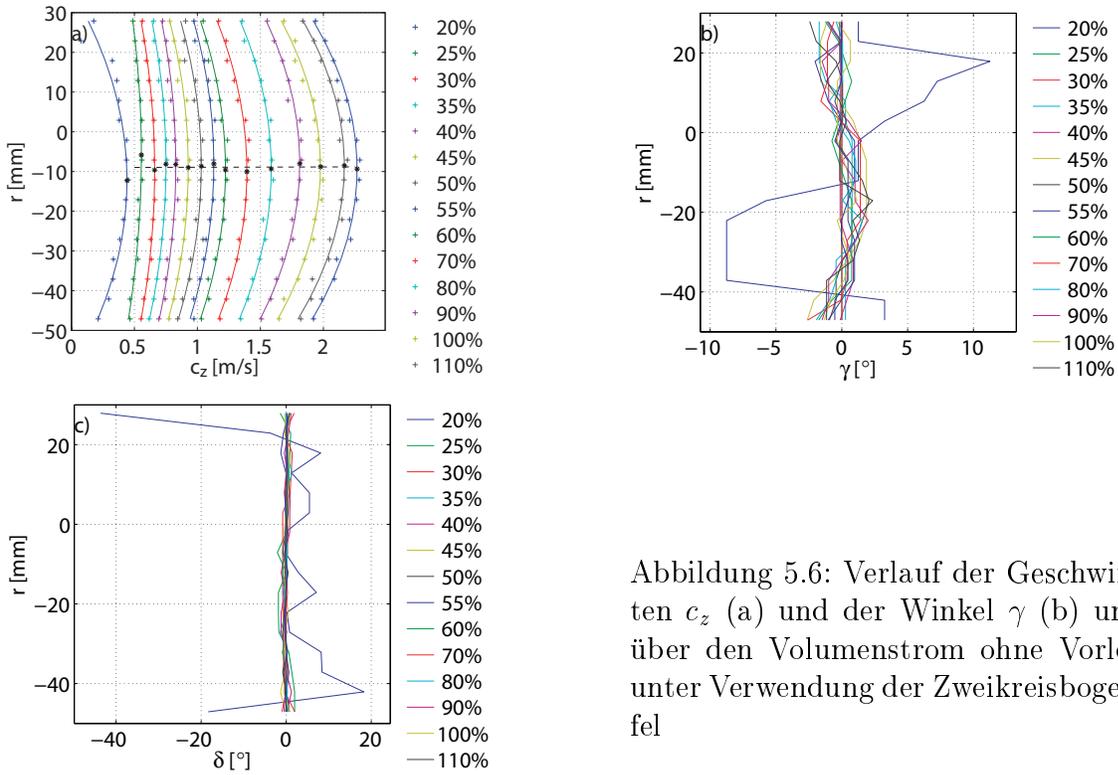


Abbildung 5.6: Verlauf der Geschwindigkeiten  $c_z$  (a) und der Winkel  $\gamma$  (b) und  $\delta$  (c) über den Volumenstrom ohne Vorleitgitter unter Verwendung der Zweikreisbogenschaukel

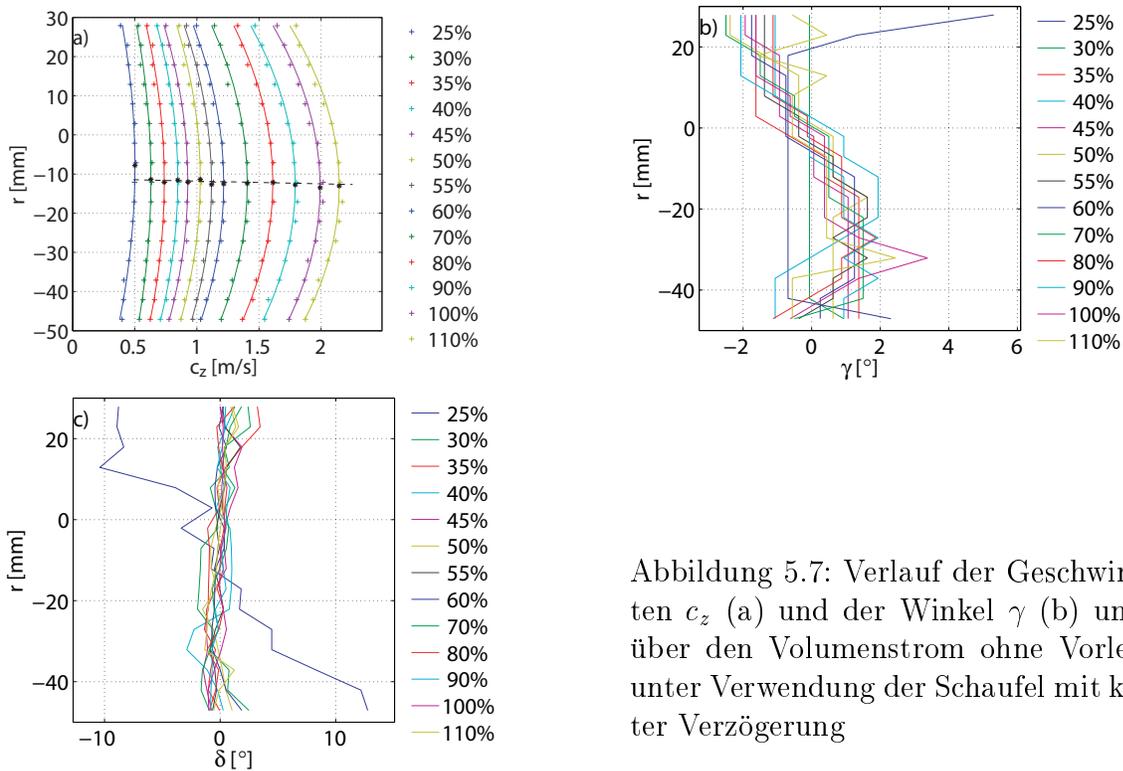


Abbildung 5.7: Verlauf der Geschwindigkeiten  $c_z$  (a) und der Winkel  $\gamma$  (b) und  $\delta$  (c) über den Volumenstrom ohne Vorleitgitter unter Verwendung der Schaufel mit konstanter Verzögerung

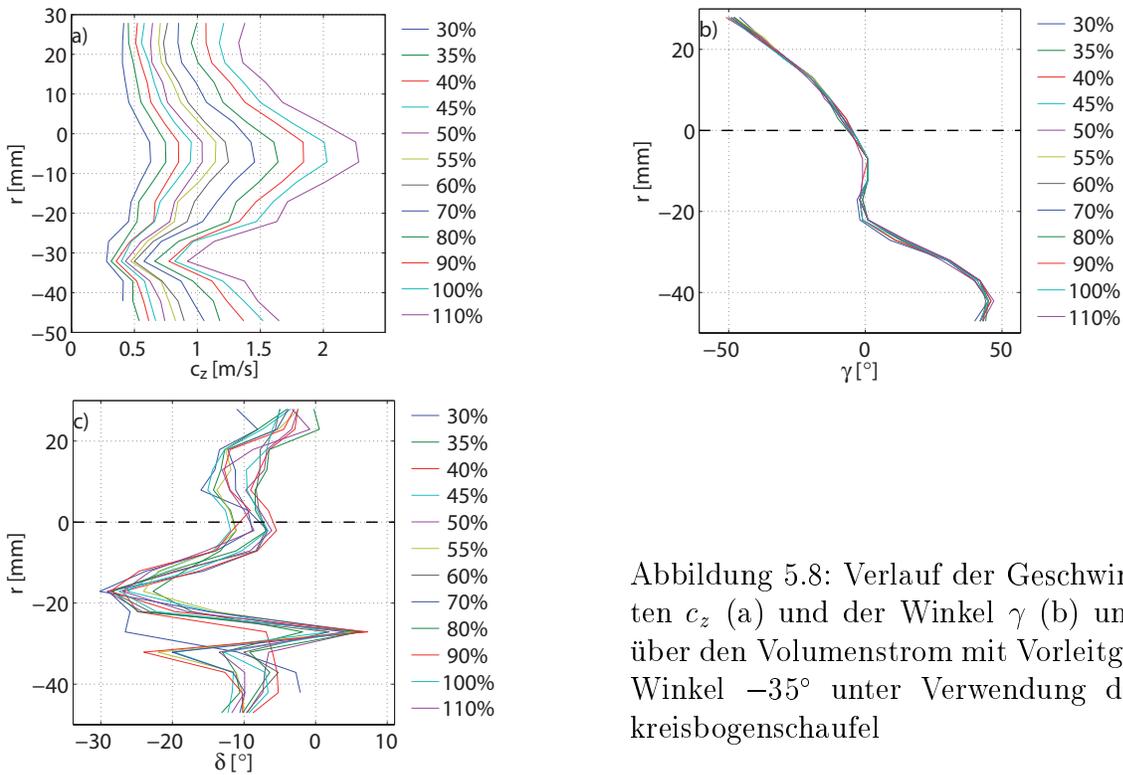


Abbildung 5.8: Verlauf der Geschwindigkeiten  $c_z$  (a) und der Winkel  $\gamma$  (b) und  $\delta$  (c) über den Volumenstrom mit Vorleitgitter im Winkel  $-35^\circ$  unter Verwendung der Einkreisbogenschaukel

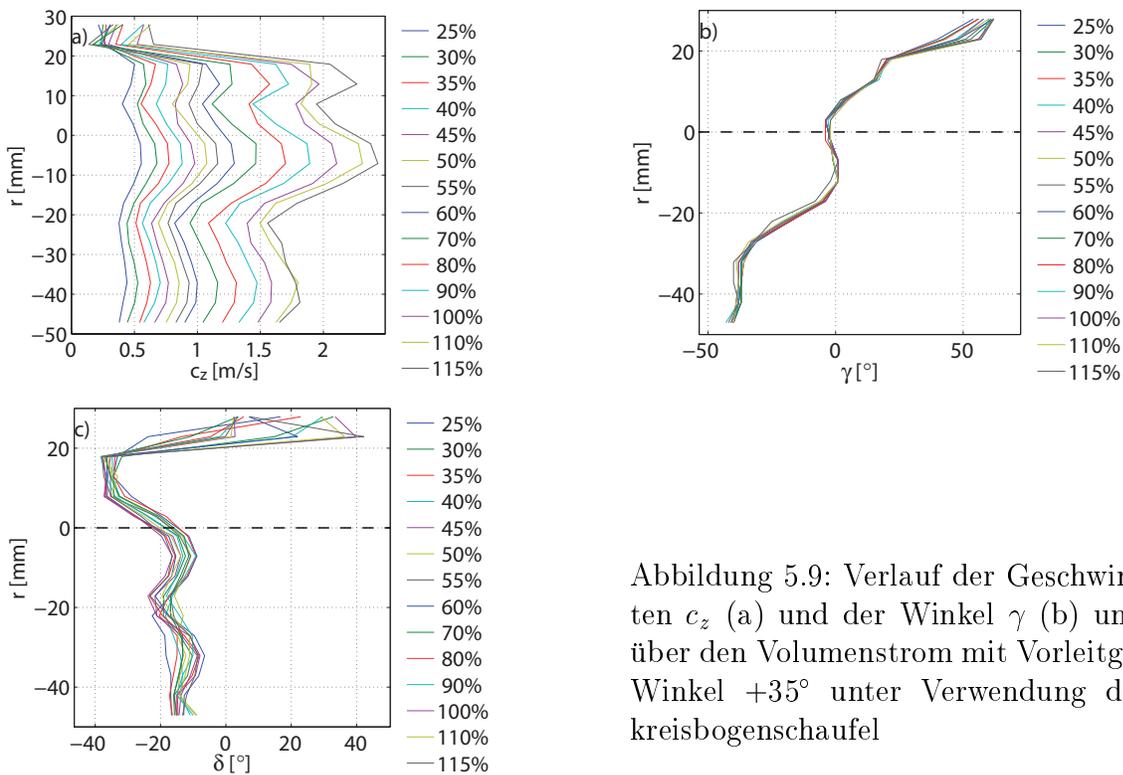


Abbildung 5.9: Verlauf der Geschwindigkeiten  $c_z$  (a) und der Winkel  $\gamma$  (b) und  $\delta$  (c) über den Volumenstrom mit Vorleitgitter im Winkel  $+35^\circ$  unter Verwendung der Einkreisbogenschaukel

schaufeleinbau keine signifikante Sekundärströmung festgestellt werden. Nach Beginn des *Rotating Stall* im Laufrad (vgl. Kapitel 6) ist in der Saugleitung eine Sekundärströmung ausgeprägt. Dies führt zu einer Zunahme des Kippwinkels  $\delta$  und des Schwenkwinkels  $\gamma$ , insbesondere in der Nähe der Rohrwand. Unter Verwendung der Vorleitschaufeln (Abbildung 5.8, 5.9) zeigt sich keine Veränderung der Zuströmung im Teillastgebiet. Der Schwenkwinkel  $\gamma$  besitzt eine räumliche Verteilung, die jedoch über den Volumenstrom unverändert bleibt (Abbildung 5.8b, 5.9b). Das Profil der Axialgeschwindigkeit (Abbildung 5.8a, 5.9a) lässt sich durch die endliche Schaufelzahl des Vorleitgitters und die Profillänge erklären. Die deutliche Zunahme der Axialgeschwindigkeit zur Rohrmitte hin begründet sich in der Tatsache, dass dort keine Schaufeln vorhanden sind (vgl. Abbildung 3.2). Hinter den Schaufeln kann sich daher eine Rezirkulationszone ausbilden (Abbildung 5.8c, 5.9c). Die Asymmetrie in den Profilen der Winkel und der Axialgeschwindigkeit ist durch die unterschiedliche Lage der Messungen hinter den Schaufeln zu erklären. So befindet sich der obere Bereich ( $0 \text{ mm} \leq r \leq 30 \text{ mm}$ ) in einer Ebene mit der Drehachse einer Schaufel und der untere Bereich ( $-50 \text{ mm} \leq r \leq 0 \text{ mm}$ ) in der Mitte zwischen zwei Schaufeln.

Aus den Messungen der Geschwindigkeiten im Saugrohr konnte die Geschwindigkeit  $\vec{c}_0$  für den jeweiligen Betriebspunkt bestimmt werden.

## 5.2 Kennlinie der Kreiselpumpe

Mit den unter Abschnitt 3.1 beschriebenen Messgeräten wurden die integralen Betriebsdaten der Kreiselpumpe mit verschiedenen Laufrädern erfasst. Für die dimensionslose Darstellung der Kennlinien kann auf die Druckziffer  $\Psi$  und die Lieferzahl  $\varphi$  nach Gleichung 5.3 und 3.6 zurückgegriffen werden.

$$\Psi = \frac{2 \cdot g \cdot H}{u_2^2} \quad (5.3)$$

Da die gemessene Druckdifferenz nur die Energieübertragung des statischen Druckes ( $\Delta p_{stat}$ ) enthält, ist für die Gesamtenergieübertragung ( $\Delta p_{ges}$ ) noch die Änderung der Geschwindigkeitsenergie zu berücksichtigen.

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_{stat} + \frac{c_3^2 - c_0^2}{2} \cdot \rho \quad (5.4)$$

Die Werte für  $c_3$  und  $c_0$  wurden aus den Messergebnissen des Abschnittes 5.1 ermittelt. Mit der Gleichung 5.5 erhält man  $\Psi_{ges}$  und  $\Psi_{stat}$  nach Gleichung 5.6.

$$H = \frac{\delta p}{\rho \cdot g} \quad (5.5)$$

$$\Psi_{stat} = \frac{2 \cdot \Delta p_{stat}}{u_2^2 \cdot \rho}; \quad \Psi_{ges} = \frac{2 \cdot \Delta p_{ges}}{u_2^2 \cdot \rho} \quad (5.6)$$

Ein Problem war die Entgasung des Wassers. Bedingt durch den saugseitigen Unterdruck, ist bei Frischwasser eine Entgasung festzustellen. Dieses Problem ist allerdings nach relativ kurzer Betriebszeit erledigt und tritt bei abgestandenem Wasser nicht mehr auf.

In Abbildung 5.10 sind die Pumpenkennlinien für die einzelnen Laufräder

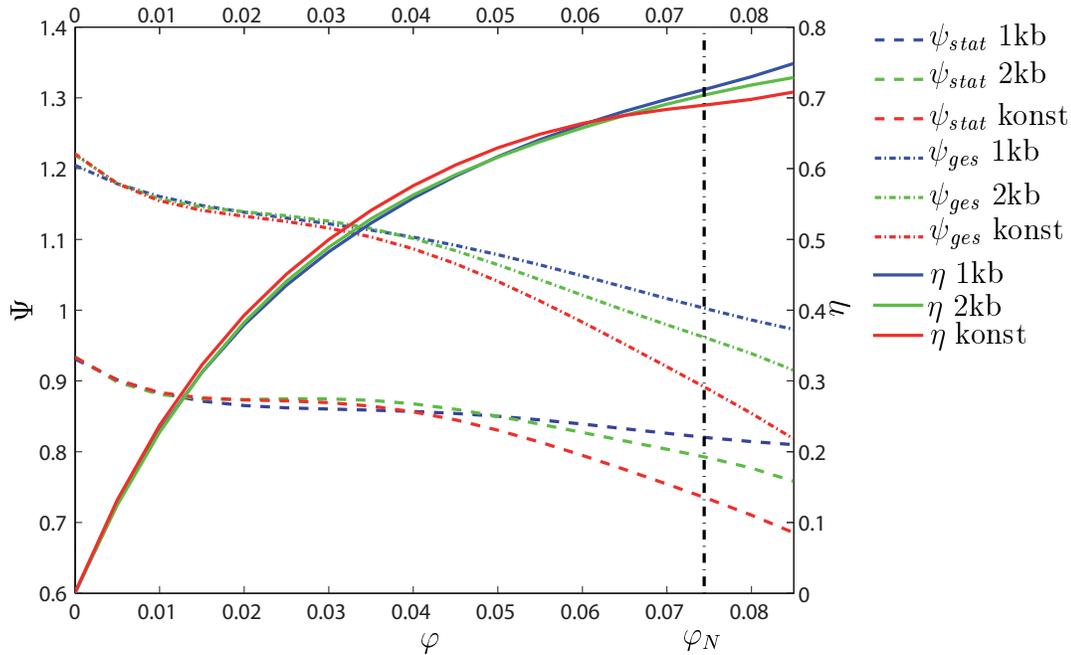


Abbildung 5.10: Pumpenkennlinie Laufrad 1 (1kb): blau/ Laufrad 2 (konst): rot/ Laufrad 3 (2kb): grün

dargestellt. Hierin sind sowohl die Kurven für  $\Psi_{stat}$  und  $\Psi_{ges}$  als auch der Wirkungsgrad  $\eta$  jeweils über  $\varphi$  aufgetragen. Das Diagramm zeigt, dass das Laufrad mit der Einkreisbogenschaufel im Auslegungspunkt den höchsten Wirkungsgrad unter den Laufrädern erreicht. Die Druckerhöhung ( $\Psi_{stat}$  und  $\Psi_{ges}$ ) ist ebenfalls höher als bei den anderen Laufrädern. Unter den gewählten Parametern der Laufräder ist daher davon auszugehen, dass die kürzere Skelettlinie der Schaufeln für die bessere Energieübertragung verantwortlich ist. Bei hohen Lieferzahlen ergeben sich Vorteile aufgrund der niedrigeren Verluste. Die Schaufel mit konstanter Verzögerung mit ihrer langen Skelettlinie ist den anderen beiden Schaufeln gegenüber in diesem Bereich schlechter. Ab einer Lieferzahl von 0,06 ergeben sich dafür höhere Wirkungsgrade als bei den anderen beiden Schaufelvarianten. Während die statische Druckerhöhung ( $\Psi_{stat}$ ) ab einer Lieferzahl von 0,04 knapp über der der Einkreisbogenschaufel liegt, ist die gesamte Druckerhöhung ( $\Psi_{ges}$ ) aufgrund der geringeren Änderung der Geschwindigkeitsenergie (vergleiche Abschnitt 5.1.1) niedriger als bei der Ein- und Zweikreisbogenschaufel, jedoch nähern sich die Kurven für kleine Lieferzahlen stark an. Die Unterschiede zwischen Ein- und Zweikreisbogenschaufel sind bei niedrigen Lieferzahlen

sehr gering und im Vergleich zum Auslegungspunkt vernachlässigbar klein. Ab einem bestimmten Betriebspunkt konnte in allen drei Laufrädern ein Plateau im Verlauf des statischen Druckes festgestellt werden. Dieser jeweilige Betriebspunkt fällt zusammen mit dem Einsetzen von Rotating Stall im Laufrad. Die Betriebspunkte waren für die Einkreisbogenschaukel  $Q/Q_N = 0,5$ , die Schaukel konstanter Verzögerung  $Q/Q_N = 0,25$  und die Zweikreisbogenschaukel  $Q/Q_N = 0,30$ .

Abbildung 5.11 zeigt die Kennlinien der Einkreisbogenschaukel sowohl mit als auch ohne Vordrall. Dabei fällt zunächst auf, dass für niedrige Lieferzahlen der Wirkungsgrad in erster Linie vom Laufrad selbst abhängt. Mit steigender Lieferzahl nimmt jedoch die Bedeutung des Vordralls zu. Im Auslegungspunkt wird mit negativem Vordrall der höchste Wirkungsgrad erzielt, gefolgt von positivem und keinem Vordrall. Dabei wird mit negativem Vordrall eine größere Gesamtdruckerhöhung ( $\Psi_{ges}$ ) erreicht als ohne Vordrall, während sie bei positivem noch darunter liegt. Dies kann auch aus der Eulerschen Energieübertragungsgleichung (Gleichung 5.7) erklärt werden, da unter einer Zuströmung mit Vordrall  $c_{1u}$  positive bzw. negative Werte annimmt und im Falle ohne Vordrall  $c_{1u}$  null ist.

$$e_u = c_{2u} \cdot u_2 - c_{1u} \cdot u_1 \quad (5.7)$$

Der starke Unterschied zwischen statischer Druckerhöhung und der Gesamtdruckerhöhung im Vergleich der Kennlinien ohne Vordrall und positivem Vordrall ergibt sich aus der höheren Eintrittsgeschwindigkeit bei positivem Vordrall. Weiterhin fällt auf, dass mit negativem Vordrall über einen weiten Lieferzahlbereich eine nahezu konstante statische Druckerhöhung ( $\Psi_{stat}$ ) stattfindet. Für Lieferzahlen unter 0,03 nähern sich die Druckerhöhungen ( $\Psi_{stat}$  und  $\Psi_{ges}$ ) der drei Varianten einander an, wobei die Gesamtdruckerhöhung ( $\Psi_{ges}$ ) ohne Vordrall etwas höhere Werte annimmt.

Es zeigt sich, dass der *Rotating Stall* sowohl auf die Zuströmungsbedingungen als auch auf die Kennlinie der Pumpe Einfluss hat. Bei der Zuströmung äußert sich der Einfluss dahingehend, dass zur Rohrwand hin in der Saugleitung ein Vordrall induziert wird. Bei der Kennlinie bleibt der statische Druck mit Einsetzen des *Rotating Stall* zu kleineren Volumenströmen (bis ca.  $Q/Q_N = 0,1$ ) hin konstant. Im nächsten Abschnitt 6 soll nun der Mechanismus des *Rotating Stall* im Laufrad untersucht werden.

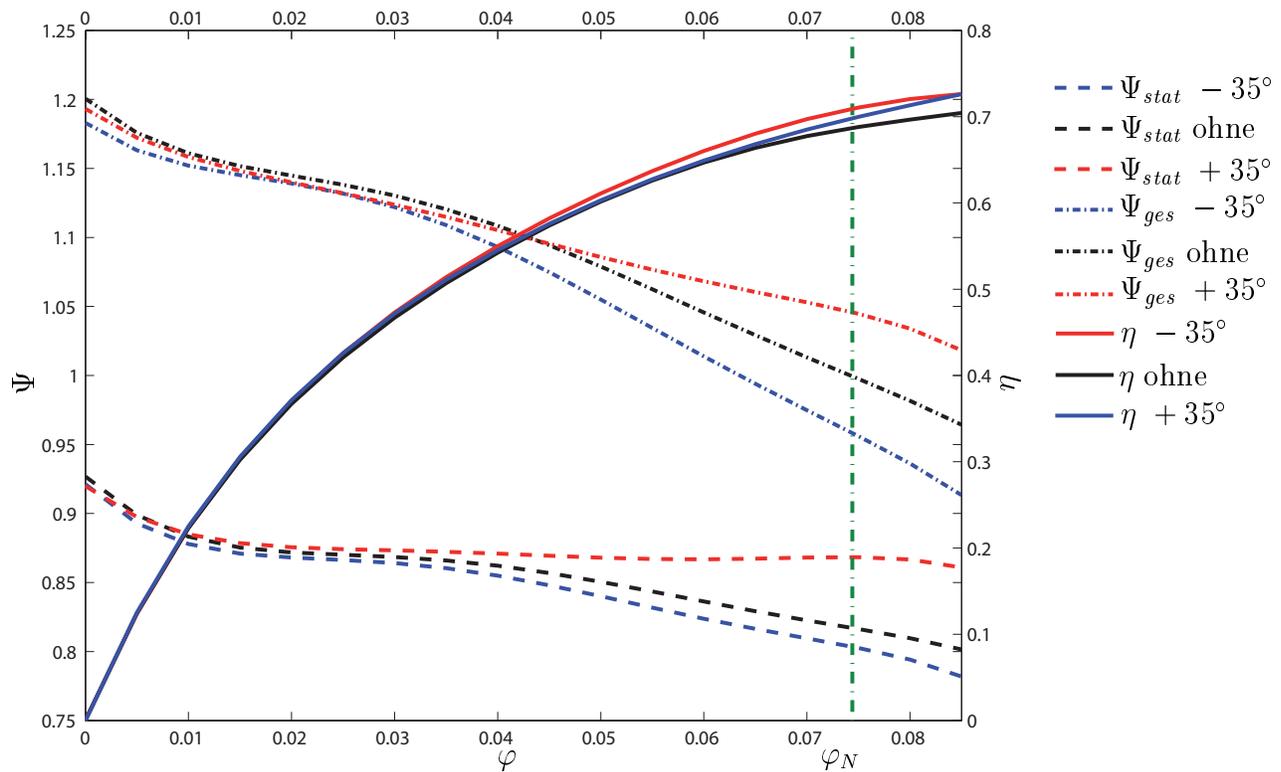


Abbildung 5.11: Pumpenkennlinie des Laufrades mit der Einkreisbogenschaufel und den Vorleitgittereinstellungen  $+35^\circ$ : rot/ ohne Vorleitgitter: schwarz/ Vorleitgitterstellung  $-35^\circ$ : blau

# Kapitel 6

## Abgelöste Strömung im Laufrad

### 6.1 Einkreisbogenschaukel

#### 6.1.1 Strömungsfelder

Die statistische Auswertung der TR-PIV-Daten lässt die Ermittlung von Mittelwerten und deren Standardabweichung zu. Dadurch ist es möglich, Unterschiede in den Geschwindigkeitsfeldern der einzelnen Kanäle zu erkennen. Für die Berechnung der Mittelwerte und der Standardabweichung wurde entgegen der Darstellung in Krause et al. [34] (Betrag der Relativgeschwindigkeit) die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit ( $w_u$ ) ausgewählt. Durch die mögliche Rezirkulation in abgelösten Gebieten der Strömung ändert sich zwar auch der Betrag der Relativgeschwindigkeit, jedoch ist die Änderung der Umfangskomponente wesentlich größer. Die Werte der Umfangskomponente können sowohl größer als auch kleiner als 0 sein. Der Betrag der Relativgeschwindigkeit ist dagegen nach Definition (Gleichung 6.1) immer größer bzw. gleich 0. Nach Gleichung 6.2 wurden die Mittelwerte ( $\bar{w}_u$ ) und die Standardabweichung bestimmt. Die Standardabweichung von  $w_u$  wurde dabei durch den Mittelwert dividiert.

$$w = \sqrt{w_m^2 + w_u^2} \quad (6.1)$$

$$\bar{w}_u = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n w_{ui}$$

$$w'_u = \frac{\sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (w_{ui} - \bar{w}_u)^2}}{\bar{w}_u} \quad (6.2)$$

Die Berechnung wurde mit 2000 Strömungsfeldern (25 Laufradumdrehungen) durchgeführt. Um die Darstellung zu vereinfachen, wurden in den folgenden

Abbildungen die einzelnen Aufnahmen so gedreht, dass das komplette Laufrad künstlich auf einem einzigen Bild wiedergegeben werden kann. Die reale Aufnahmefläche, die der Auswertung zur Verfügung steht, ist in Abbildung 6.1 zu sehen. Das bedeutet, dass die Strömung des gesamten Laufrades, wie sie aus der Aufnahmefläche ermittelt wurde, dargestellt wird. Dieses Verfahren führt zu einer viel kompakteren und besser lesbaren graphischen Darstellung, sollte jedoch nicht mit einer realen Messung des gesamten Laufrades verwechselt werden.

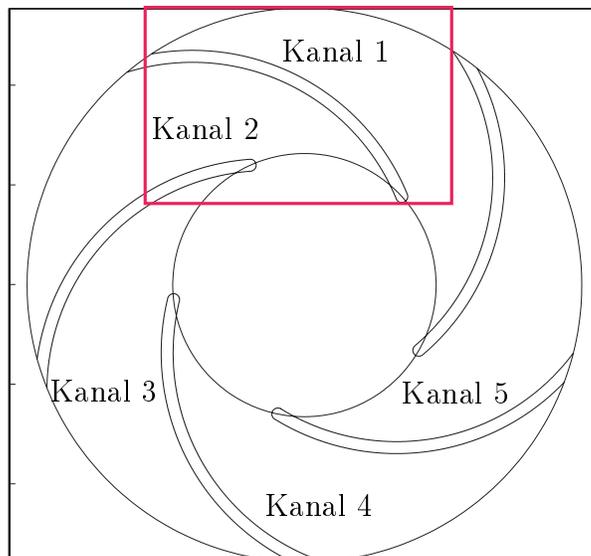


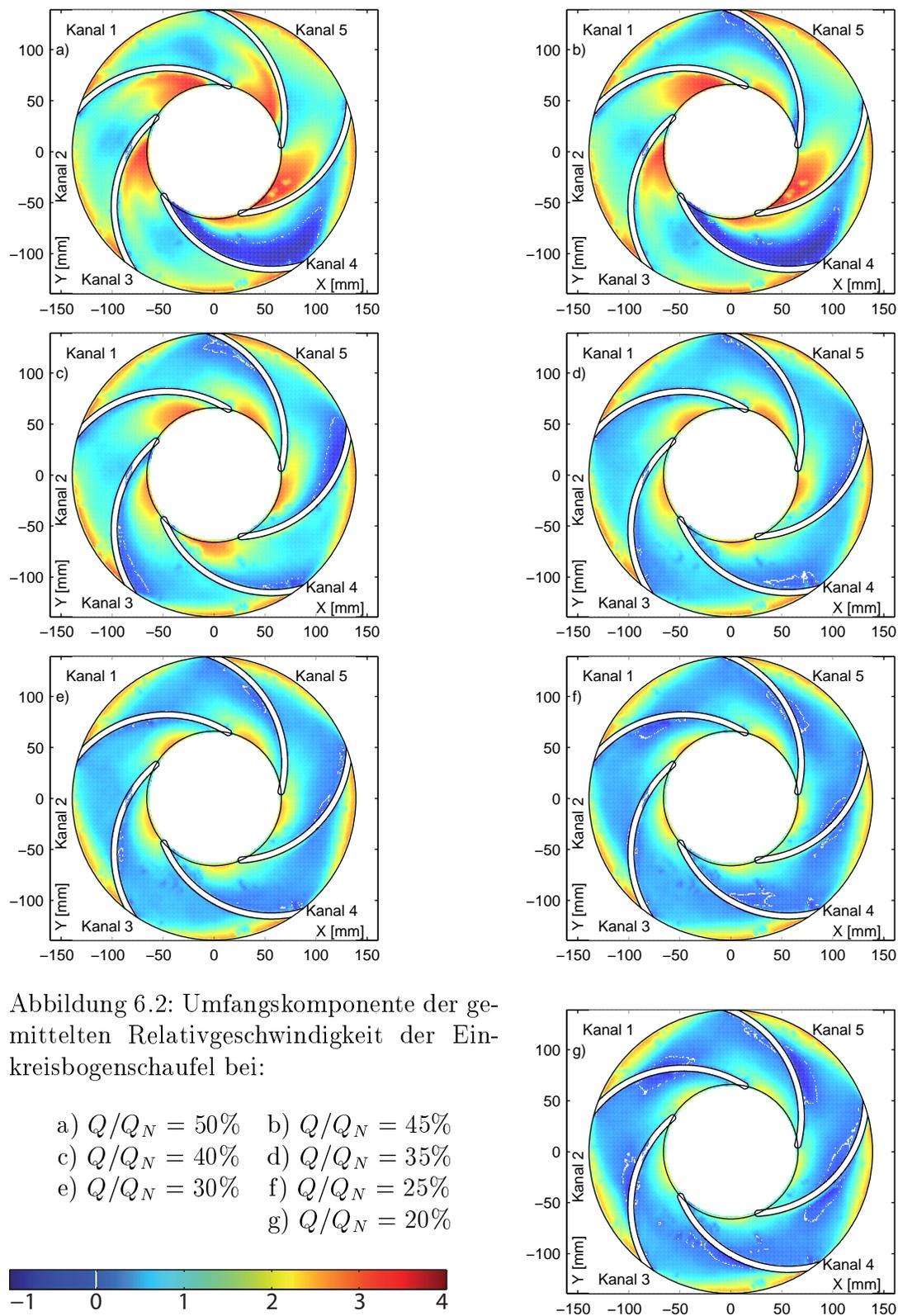
Abbildung 6.1: Aufnahmefläche bei der Erfassung der TR-PIV-Daten

In Abbildung 6.2 ist die mittlere Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit ( $\bar{w}_u$ ) dargestellt. Vergleicht man die Abbildungen miteinander, so ist festzustellen, dass bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,5$  im Kanal 4 (die durchgehend gleiche Nummerierung der Kanäle der Laufräder erfolgte durch Markierungen) eine deutliche Abweichung von den anderen Kanälen vorhanden ist (Abbildung 6.2a). Auf der Saugseite des Kanals wurde im Mittel eine negative Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit ermittelt. Dies folgt aus der Tatsache, dass in diesem Kanal eine nahezu stehende Ablösezone vorhanden ist bzw. sich nur in diesem Kanal Ablösegebiete ausbilden. Ein ähnliches Phänomen konnte bereits bei Krause et al. [38] beobachtet werden. Eine nachträgliche Vermessung des Laufrades ergab eine Anomalie in der rotationssymmetrischen Verteilung der Laufradschaufeln. Durch Fertigungsungenauigkeiten kam es bei der Produktion der Einkreisbogenschaukel zu einer Asymmetrie bei der Verteilung der Schaufeln, so dass Kanal 3 des Einkreisbogenschaukelaufrades einen um 0,5% größeren Umfangswinkel besitzt als die anderen Kanäle. Das hat zur Folge, dass die Strömung in diesem Kanal leicht von den anderen abweicht. Besonders deutlich wird dies ab einer Lieferzahl von 0,045 (vgl. Abbildung 5.10), die

statische Druckdifferenz nimmt von diesem Bereich bis zu einer Lieferzahl von 0,01 nicht zu. In diesem Volumenstrombereich löst sich im Kanal 4 bereits die Strömung saugseitig ab. Der Grund für diese Ablösung liegt in der Fehlanströmung der Schaufel zwischen Kanal 3 und 4, hervorgerufen durch den verminderten Winkel im leicht größeren Kanal 3. Die gestörte Strömung in diesem Kanal beeinflusst die Strömung in dem nachfolgenden Kanal 5. Die sich ausbildenden Wirbel im Kanal 4 beeinflussen die Schaufelanströmung der saugseitigen Schaufel von Kanal 5 positiv. Da auf der Saugseite der Hauptteil der Kanaldurchströmung von Kanal 5 stattfindet, verschlechtert sich der Anströmwinkel der saugseitigen Schaufel von Kanal 1. In diesem Kanal löst die Strömung bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,45$  ab.

Mit dem in Kapitel 4.2 beschriebenen Verfahren zur Identifikation der Wirbel lassen sich die Wirbelzentren in der Strömung lokalisieren. Dabei wird aus der Strömung das  $\lambda_2$ -Feld berechnet. Lokale Minima sind gleichbedeutend mit lokalen Druckminima, wie sie in Wirbelkernen angetroffen werden. Mit der Wavelet-Transformation wird der Wirbel charakterisiert. Um die Darstellung zu vereinfachen, wurde die Anzahl der Wirbelzentren in einem Quadrat, das der Größe  $1,5 \times 1,5 \text{ mm}^2$  entspricht, bestimmt. In Abbildung 6.4 und 6.5 sind die Wirbelzentren der im Uhrzeigersinn bzw. entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel dargestellt. Auch hieraus ist ersichtlich, dass bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,5$  hauptsächlich im Kanal 4 Wirbel identifiziert werden konnten. Dagegen traten in den anderen Kanälen nur vereinzelte Wirbelkerne auf. Wie schon aus den Abbildungen 6.2 und 6.3 ersichtlich, zeigen auch die Abbildungen der Wirbelzentren, dass bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,45$  hauptsächlich in den Kanälen 1 und 4 Wirbel detektiert werden können. Bei einer weiteren Drosselung auf ein Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,4$  bleibt dieser Zustand größtenteils erhalten und ist nur mit einer Zunahme vereinzelter Wirbel in den Kanälen 2, 3 und 5 verbunden. Die stärkste Änderung der Umfangskomponente verschiebt sich dabei von der Kanalmitte (Kanal 4 in Abbildung 6.3a, b) zur Saugseite. Erklären lässt sich dies dadurch, dass im Kanal 4 bei den Volumenstromverhältnissen von  $Q/Q_N = 0,5$  und  $Q/Q_N = 0,45$  eine nahezu konstante Ablösung vorherrscht. Der Übergang von positiver zu negativer Umfangsrichtung bzw. umgekehrt ist in Abhängigkeit vom Radius auf einen engen Bereich beschränkt. Da sich die Mittelwerte von  $w_u$  im Bereich um 0 bei geringeren Volumenströmen zur Saugseite hin verschieben, verschiebt sich auch das Maximum der Standardabweichung zur Saugseite.

Ab einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  kann eine räumlich periodische Änderung der Strömungsverhältnisse in den einzelnen Kanälen beobachtet werden.



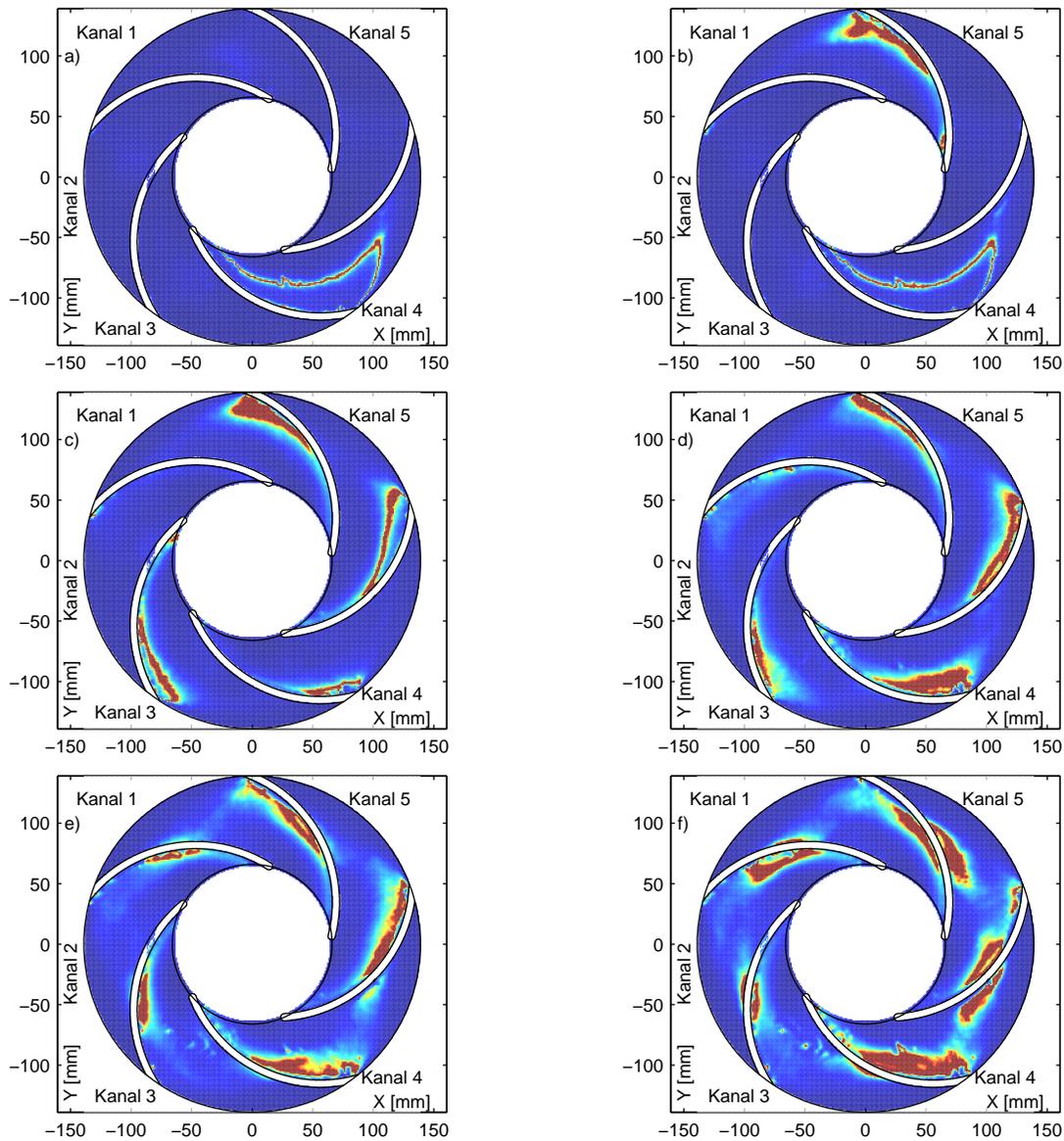
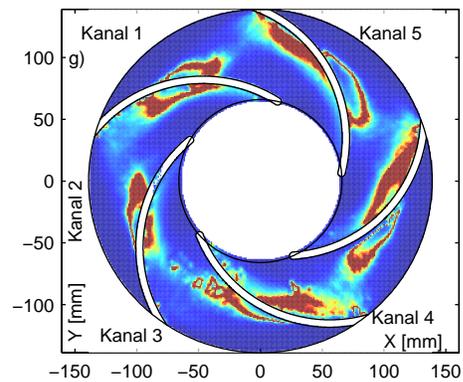
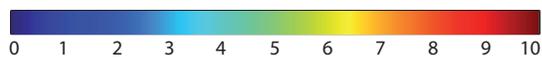
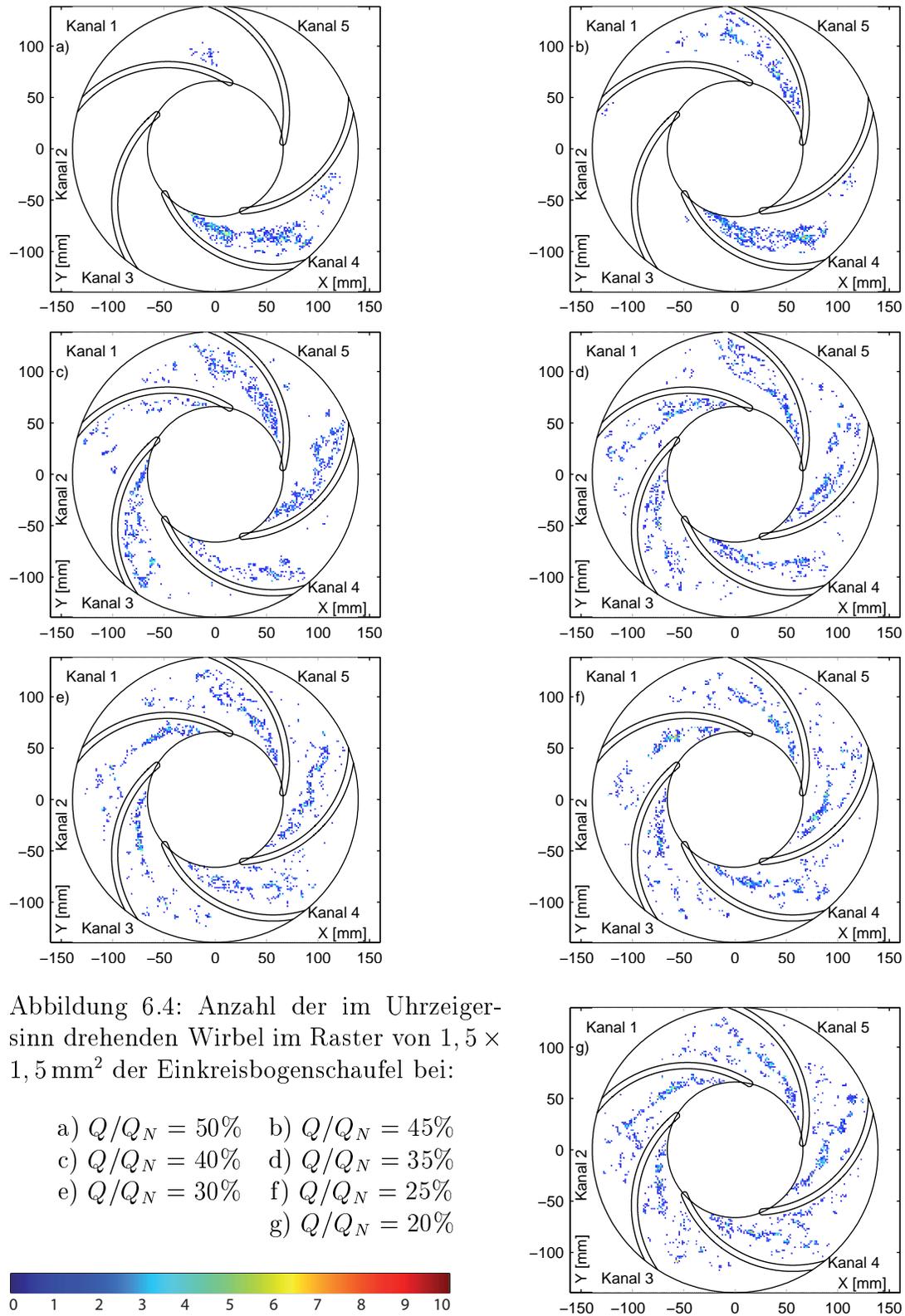


Abbildung 6.3: Standardabweichung der Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Einkreisbogenschaukel bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$





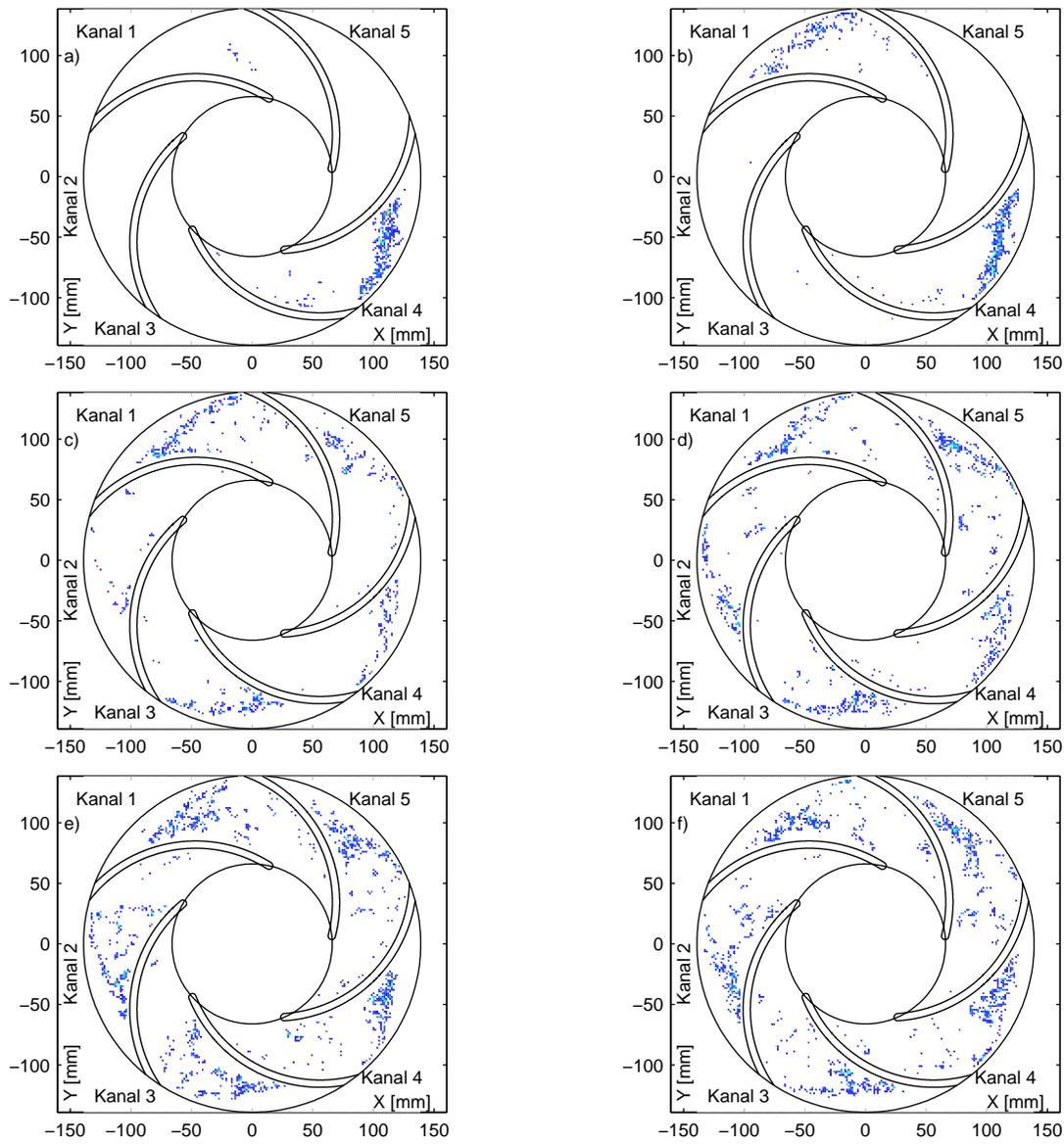
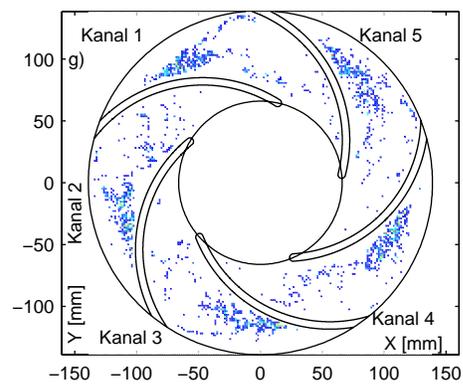
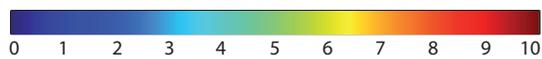


Abbildung 6.5: Anzahl der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \times 1,5 \text{ mm}^2$  der Einkreisbogenschaukel bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



### 6.1.2 Frequenzanalyse

Um periodische Vorgänge mathematisch auszuwerten, wird im Allgemeinen deren Frequenz bestimmt. Das dafür benutzte mathematische Verfahren wurde bereits in Kapitel 4 beschrieben. Die programmtechnische Umsetzung erfolgte mit der Software Matlab und den darin enthaltenen Funktionen zur Berechnung der Frequenzen. Erstmals konnten so in Krause et al. [35] die Frequenzen der periodischen Strömungsänderung in einem rotierenden System mit der Particle-Image-Velocimetry bestimmt werden. In dieser und in weiteren Veröffentlichungen des Autorenkollektives ([30], [31], [32], [33], [34], [36], [37], [38], [51], [52], [75]) wurden dafür der Betrag der Relativgeschwindigkeit ( $|\vec{w}|$ ) sowie der Winkel der Relativgeschwindigkeit ( $\theta_r$ ), bezogen auf das Koordinatensystem, benutzt. Um das Signal-Rauschverhältnis noch weiter zu verbessern, wurde hier die Frequenzanalyse auf die Relativgeschwindigkeit als komplexe Zahl angewandt. Die Umfangskomponente ( $w_u$ ) wird dabei als Realteil und die Meridiankomponente ( $w_m = c_m$ ) als Imaginärteil definiert. Die Berechnung der komplexen Zahl  $w_k$  erfolgte nach Gleichung 6.3. Die geometrische Herleitung von Winkel  $\beta$  ist in Abbildung 6.6 dargestellt.

$$\begin{aligned}\beta &= \pi - (\theta_r - (\theta_o - \frac{\pi}{2})) \\ w_k &= |w| \cdot e^{i\beta}\end{aligned}\tag{6.3}$$

Eine Gegenüberstellung der einzelnen Ergebnisse der Frequenzanalyse für die Komponenten der Relativgeschwindigkeit ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Für diesen Vergleich wurden die Ergebnisse bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  ausgewählt. Es zeigt sich, dass die Ergebnisse, die auf der komplexen Definition der Relativgeschwindigkeit beruhen, auch das beste Signal-Rausch-Verhältnis besitzen. Die markanten Frequenzen sind in allen drei Fällen die gleichen. Die komplexe Darstellung bietet den weiteren Vorteil, sowohl die Richtung als auch den Betrag gleichzeitig zu berücksichtigen. Sie ist daher frei von Unstetigkeiten, die bei der reinen Analyse des Winkels durch den Wechsel der Quadranten entstehen können.

Für die Frequenzanalyse wurde eine Aufnahme­frequenz von 50 Hz gewählt. Diese Frequenz stimmt mit der Schaufelfrequenz des Laufrades überein. Die Ergebnisse der Frequenzanalyse besitzen eine Auflösung nach Gleichung 4.6 von 0,1 Hz. Das einseitige Autoleistungsspektrum ist für die untersuchten Volumenstromverhältnisse in Abbildung 6.8 dargestellt. Die daraus ermittelten Frequenzen sind in Tabelle 6.1 zusammengefasst. Es ist erkennbar, dass bis zu einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,4$  nur die Laufrad­frequenz (10 Hz) und ihre erste Harmonische (20 Hz) in Erscheinung treten. Das Auftreten dieser Frequenzen ist ein Zeichen für ungleichmäßige Strömungszustände in den einzelnen Kanälen des Laufrades. Für den Fall der kongruenten Durchströmung der Schaufelkanäle des gesamten Laufrades wäre keine Frequenz feststellbar, da in diesem Falle weder die Umfangs-

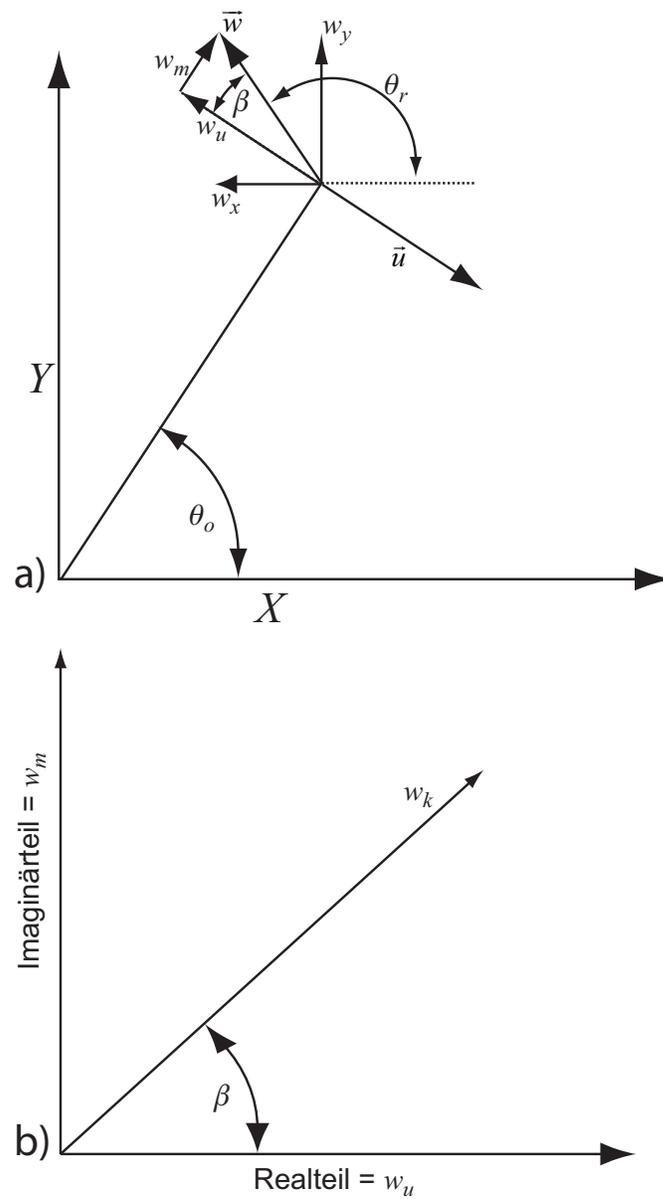


Abbildung 6.6: a) Winkel im Koordinatensystem, b) Real- und Imaginärteil der komplex ausgedrückten Relativgeschwindigkeit

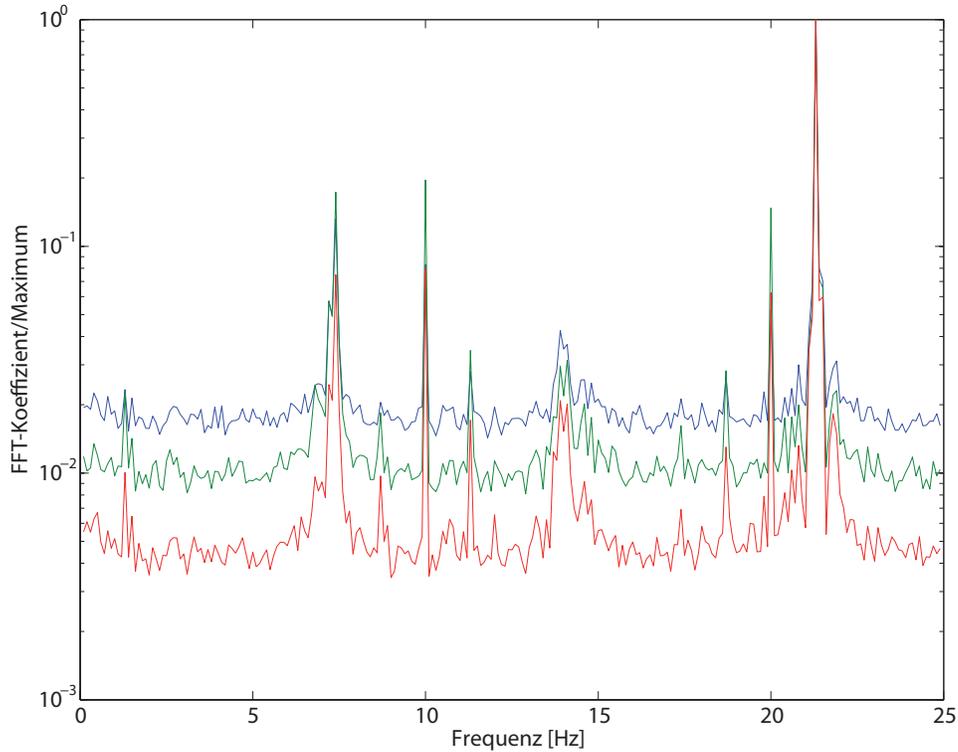


Abbildung 6.7: Vergleich der Frequenzspektren eines Volumenstromverhältnisses für unterschiedliche Anteile der Relativgeschwindigkeit (blau -  $\theta_r$  , grün -  $|\vec{w}|$  , rot -  $w_k$ )

noch die Meridiankomponente der Relativgeschwindigkeit eine Veränderung zwischen den einzelnen Schaufelkanälen aufweisen würde. Die in Spalte 6 der Tabelle 6.1 angegebene Wiederholungsfrequenz der Ablösung im Kanal ergibt sich aus der Differenz zwischen der ermittelten Frequenz, die größer ist als die zweite harmonische Drehfrequenz und der zweiten harmonischen Drehfrequenz. Dieser Betrag entspricht in Annäherung (bedingt durch die Auflösung der FFT) der Hälfte des Abstandes zwischen der ersten ermittelten Frequenz und der Drehfrequenz. Betrachtet man die Ergebnisse im nachfolgenden Abschnitt 6.1.2.1, so erkennt man, dass die in Spalte 6 angegebene Frequenz der Schwingung im Laufradkanal entspricht.

Die Ergebnisse der Frequenzanalyse lassen für die Einkreisbogenschaufel folgende Schlüsse zu:

- Die Wiederholffrequenz der Strömung in den einzelnen Kanälen nimmt mit abnehmenden Volumenstrom zu. Dies bedeutet, dass die Rotationsgeschwindigkeit der Ablösezonen (*Rotating-Stall-Zellen*) zunimmt.
- Im Laufrad existieren zeitgleich zwei Ablösegebiete. Dies folgt aus der Tatsache, dass die Frequenzen oberhalb der zweiten harmonischen Laufradfrequenz dominieren.
- Rotating Stall ist ab einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  quantitativ nachgewiesen.

Tabelle 6.1: Ermittelte Frequenzen im Frequenzspektrum bei der Einkreisbogenschaukel

Volumenstrom $Q/Q_N$	ermittelte Frequenzen [Hz]				Wiederholungsfrequenz der Ablösung im Kanal [Hz]
50%		10	20		
45%		10	20		
40%		10	20		
35%	7,7	10	20	21,2	1,2
30%	7,3	10	20	21,3	1,3
25%	7,4	10	20	21,3	1,3
20%	7,2	10	20	21,4	1,4

### 6.1.2.1 Rücktransformation

Aus den ermittelten Frequenzen, die in Tabelle 6.1 angegeben sind und dem Gleichanteil ( $f = 0$  Hz) wurde die Transformation des Frequenzspektrums in den Zeitbereich durchgeführt. In diesem Signal sind die Informationen für alle Schaukelkanäle vereint. Um das Signal für einen einzelnen Kanal zu erhalten, wird die Rücktransformation, die selbst eine Zeitauflösung von  $\delta t = 0,02$  s besitzt, im Intervall von  $\delta t = 0,1$  s abgetastet. Auf diesem Wege erhält man für jeden Schaukelkanal einen Signalverlauf. Diese Signalverläufe sind für ein Zeitintervall von 1,5 s in Abbildung 6.9 dargestellt. Die Werte der Rücktransformation können mit den Strömungszuständen innerhalb der Beschaukelung assoziiert werden. Die Differenz der Werte spiegelt dabei den Unterschied der Strömung zwischen den Kanälen wider.

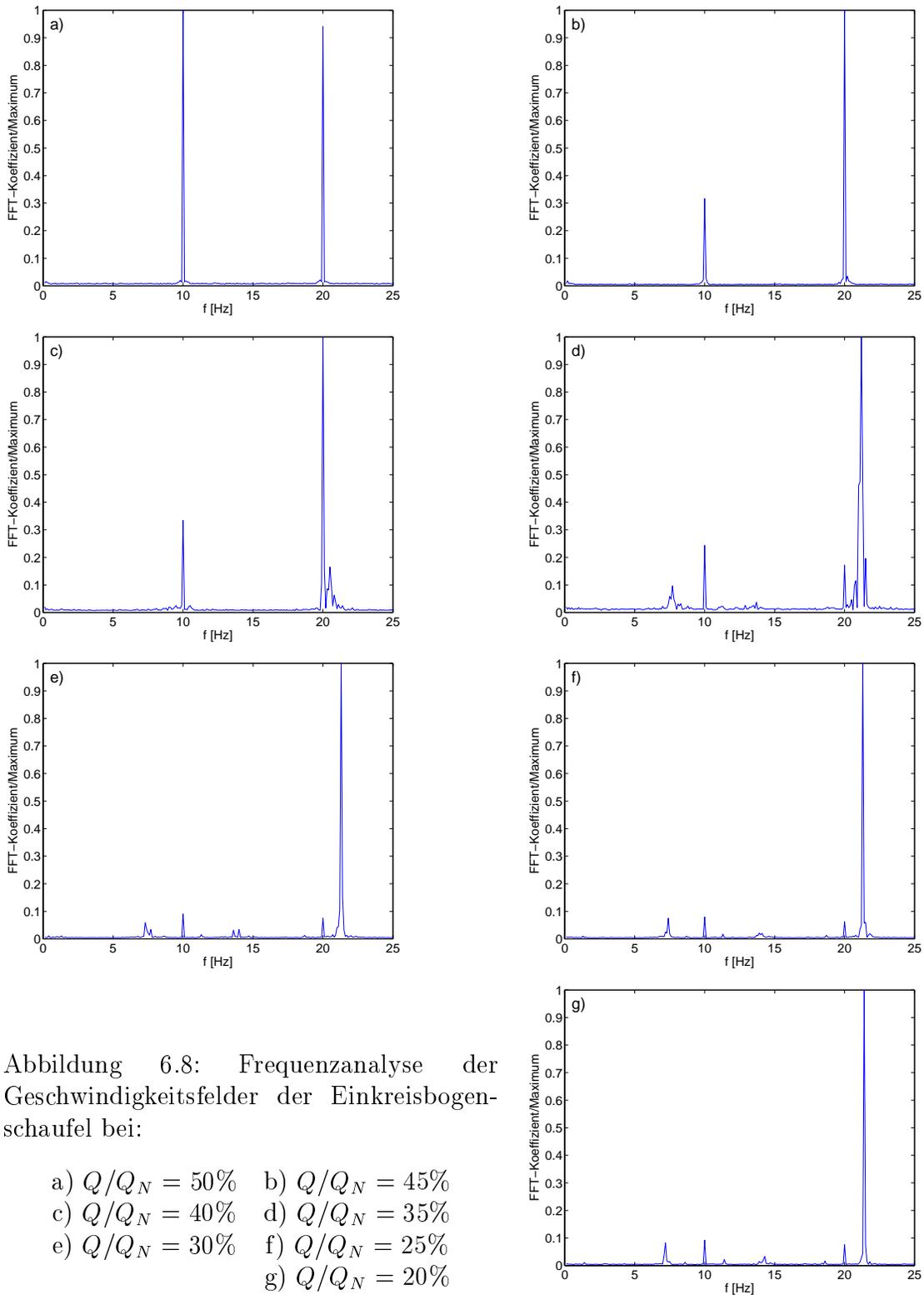
Aus den Verläufen der Rücktransformation ist erkennbar, dass bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,5$  (Abbildung 6.9a) sich ein Schaukelkanal auf einem anderen Niveau befindet. Dies stimmt auch sehr gut mit den anderen Beobachtungen und Auswertungen überein (statistische Analyse), wo nur ein Schaukelkanal Strömungsablösungen zeigt. Bei kleineren Volumenstromverhältnissen ( $Q/Q_N = 0,45 \dots 0,4$ ) (Abbildung 6.9b, c) werden die Strömungsverhältnisse in den Schaukelkanälen auf drei Niveaus aufgeteilt. Ab einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  (Abbildung 6.9d, e, f, g) beginnen die Strömungszustände innerhalb der Kanäle sinusförmig zu schwanken. Die Abfolge der Änderung der Strömungszustände ist für alle Volumenströme gleich. Unterschiede sind in der Intensität der Strömungsänderung (Verwirbelung) und der Periodendauer (nimmt bei kleiner werdenden Volumenstromverhältnissen ab) zu finden. Die Interpretation der Kurven steht in Übereinstimmung mit der Ausbreitung des "Rotating Stall". Der Prozess lässt sich beispielsweise so beschreiben: Der Änderung des Strömungszustandes im Kanal 3 von abgelöster Strömung zu anliegender Strömung folgt der entgegengesetzte Prozess mit kleiner Zeitverzögerung im Kanal 4. Ist die Strömung im Kanal 4 abgelöst und beginnt sich wieder anzulegen, so folgt

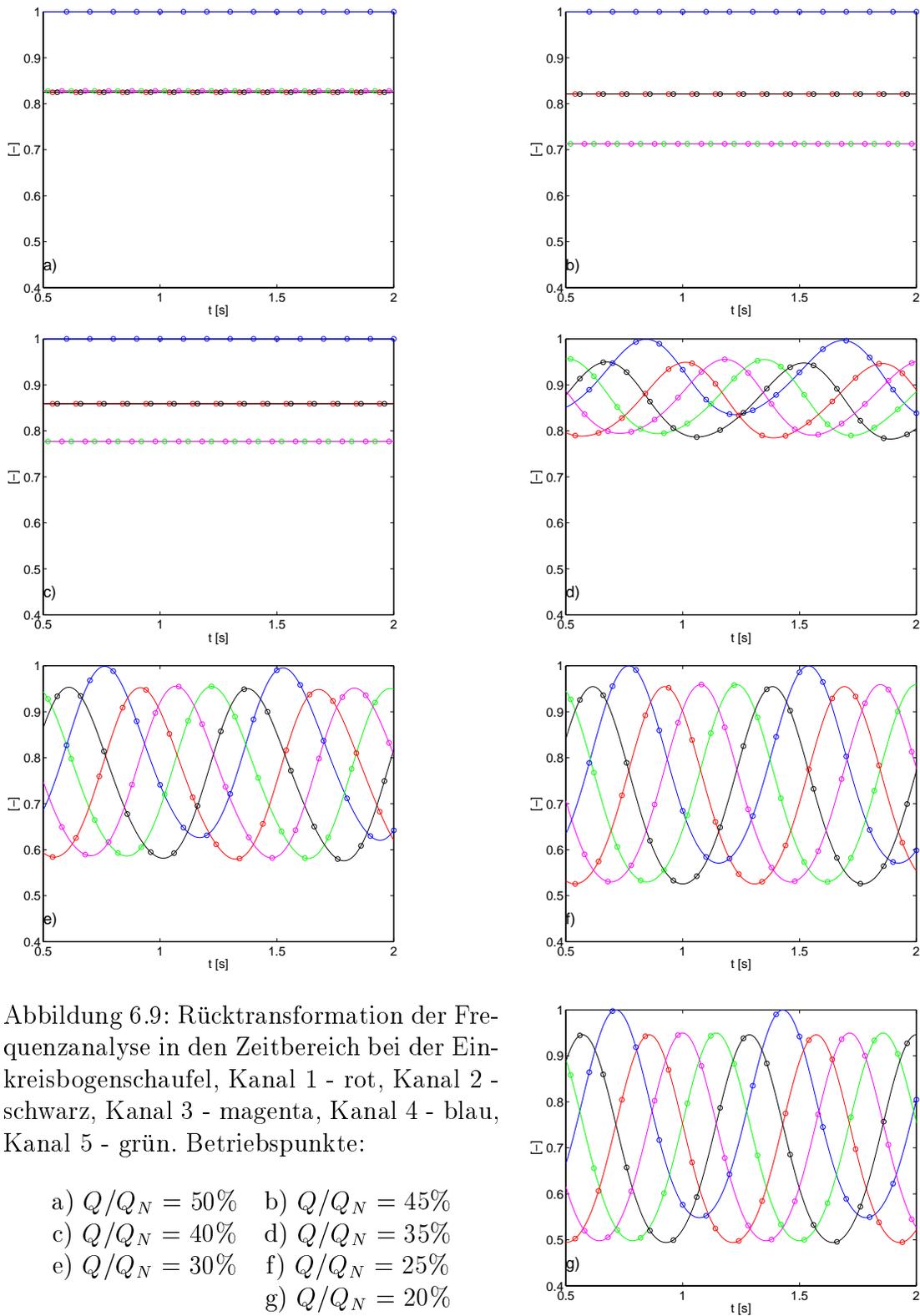
auch hier mit einer kleinen Zeitverzögerung eine Ablösung der Strömung im Kanal 5. Dieser Prozess bewegt sich durch das gesamte Laufrad bis er wieder im Kanal 3 angekommen ist und eine neue Periode der umlaufenden Strömungsablösung beginnt.

### 6.1.3 Rotating Stall in der Einkreisbogenschaukel

Das Einsetzen einer Ablösung der Strömung im Kanal erfolgt aus der anliegenden Strömung in dem sich in Drehrichtung davor befindenden Kanal. Dort ist der Anströmwinkel  $\beta$  von der Saugseite zur Druckseite hin kleiner, so dass sich der Staupunkt auf der druckseitigen Schaukel in Richtung Druckseite verlagert und sich die Strömung auf deren Saugseite ablöst. Hier ist auch die Ursache für die *Stehende Ablösung* ( $Q/Q_N = 0,5 \dots 0,4$ ) der Strömung zu finden. In dem etwas größeren Kanal (Kanal 3) wird der Anströmwinkel  $\beta$  auf der Druckseite kleiner als in den anderen Kanälen (vgl. Abbildung 6.11 und 6.10). Der Strömungswinkel  $\beta$  nimmt hier vor der Druckseite deutlich negative Werte an. Diese sind in den Kanälen 1, 2 und 5 auch vorhanden, jedoch nicht so ausgeprägt. Aufgrund dieser Tatsache neigt Kanal 4 schneller zur Ablösung. Dieser Prozess stimmt näherungsweise mit der Beschreibung von Emmons et al. [5] überein. Auch hier wurde die Ablösung im Kanal durch eine Fehlanströmung der saugseitigen Schaukel beschrieben. Nur ist die Ursache dieser Fehlanströmung nicht wie bei Emmons et al. eine Versperrung des voreilenden Kanals, sondern dessen Durchströmung und dadurch der kleiner werdende Relativwinkel  $\beta$ . Im Kanal 4, in dem die Strömung abgelöst ist, steigt der Relativwinkel  $\beta$  zur Druckseite des Kanals hin wieder an. Dies bedeutet, dass der Staupunkt sich in Richtung Saugseite hin verschiebt.

Um die Ergebnisse im großen Umfang darzustellen, sind die instantanen Ergebnisse jeweils eines Durchganges einer Ablösung in einem Laufradkanal pro gemessenem Volumenstrom im Anhang aufgeführt. Der zeitliche Ablauf einer Ablösezone in einem Kanal ist für ein Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,50$  in den Abbildungen A.5 bis A.10 dargestellt. Auf dem ersten Bild jeder Seite ist der saugseitige Eintritt des Kanals dargestellt. Des Weiteren ist die Strömung im davor liegenden Kanal partiell sichtbar. Auf dem mittleren Bild ist mit einer zeitlichen Verzögerung von  $\Delta t = 10$  ms fast der gesamte Kanal dargestellt. Fehlende Teile sind der saugseitige Eintritt und der druckseitige Austritt. Mit einer weiteren zeitlichen Verzögerung von  $\Delta t = 8,75$  ms ist der Austrittsbereich des Kanals im letzten Bild dargestellt. Außerdem ist der Eintrittsbereich des nachfolgenden Kanals sichtbar. Auf der folgenden Seite sind dieselben Kanalausschnitte jeweils eine Laufradumdrehung später (100 ms) abgebildet. Als Farbindikator wurde die relative Umfangsgeschwindigkeit gewählt. Bei der Betrachtung der Ergebnisse der Wavelet-Analyse ist zu beachten, dass durch den isotropen Wavelet ein rotatinssymmetrischer Wirbel vorausgesetzt wird, der nicht vorhanden ist





(vgl. zur Problematik der Wavelet-Analyse Abschnitt 4.2.2).

Auf der ersten Seite (Abbildung A.5, Seite 151) im ersten Bild ist die beginnende saugseitige Ablösung erkennbar. Eine Laufradumdrehung später (Abbildung A.6, Seite 152) hat sie sich entlang der Saugseite vergrößert und zwei Wirbelkerne ausgebildet. Trotz der Reflektionen des Laserlichtes an den Schaufelspitzen ist die chaotische Strömung an der Saugseite des Kanals zu erkennen. Eine Umdrehung später (Abbildung A.7, Seite 153) hat sich der Wirbel über die gesamte Kanalbreite ausgebreitet und bewegt sich bis zur nächsten vollendeten Umdrehung (Abbildung A.8, Seite 154) noch weiter in Richtung Druckseite. Eine weitere Laufradumdrehung später (Abbildung A.9, Seite 155) ist dieser große Wirbel nicht mehr zu erkennen. Es existieren jetzt zwei Wirbel, einer in Richtung des saugseitigen Laufradaustrittes, der andere in Richtung des saugseitigen Laufradeintrittes versetzt. Bei der letzten Darstellung (Abbildung A.10, Seite 156) dieser Serie ist die komplette Saugseite von der Rückströmung erfasst. Eine Übersicht über alle im Anhang dargestellten Strömungsfelder findet sich in Tabelle 6.2. Die Bewegung der Wirbelzentren in den jeweiligen Kanälen für den Zeitraum von 6 Laufradumdrehungen sind in Abbildung 6.12 und 6.13 dargestellt. Dafür wurde für die in zeitlicher Nachbarschaft liegenden Wirbelzentren der räumliche Abstand bestimmt. Die räumliche Verschiebung der Wirbelzentren wurde auf maximal 5 mm begrenzt. Es war nicht möglich, aus diesen Daten einen stetigen Verlauf der Geschwindigkeit der Wirbelzentren zu bestimmen. Es zeigt sich für den eintrittsseitigen im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel, dass die Positionen im Volumenstrombereich, wo noch kein *Rotating Stall* auftritt, sehr stark streuen. Im Gegensatz dazu, ist die Position der austrittsseitigen, entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Bereich der stehenden Ablösung relativ scharf zu erkennen. Zwischen  $2/3$  und  $3/4$  der Länge der Druckseite bildet sich dieser Austauschwirbel aus und bewegt sich in Richtung saugseitiger Schaufelspitze.

Das Anlegen der Strömung erfolgt durch die Ablösung der Strömung

Tabelle 6.2: Liste der dargestellten instantanen Geschwindigkeitsfelder der Einkreisbo-genschaufel

Volumenstrom $Q/Q_N$	Abbildungen	Seiten
50%	A.5 bis A.10	151 bis 156
45%	A.11 bis A.16	157 bis 162
40%	A.17 bis A.22	163 bis 168
35%	A.23 bis A.28	169 bis 174
30%	A.29 bis A.34	175 bis 180
25%	A.35 bis A.40	181 bis 186
20%	A.41 bis A.46	187 bis 192

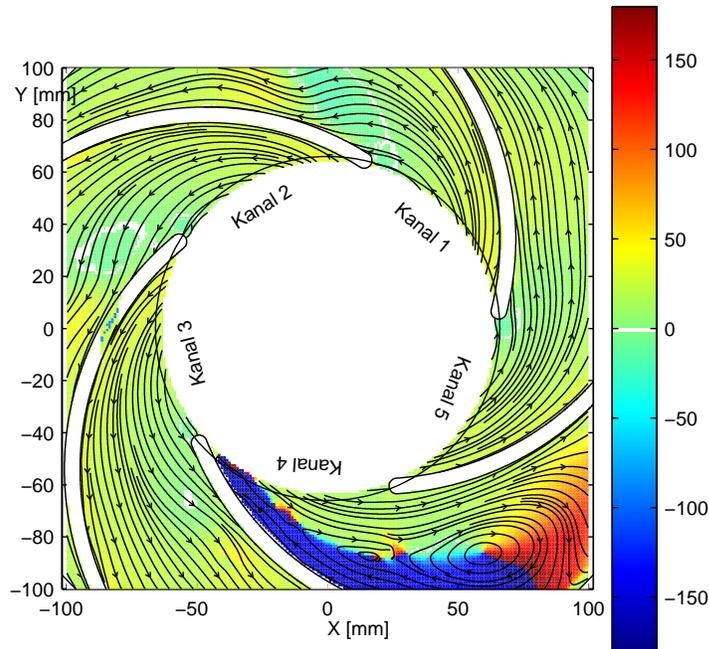


Abbildung 6.10: Gemittelte Verteilung des Winkels  $\beta$  im Eintrittsbereich bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,50$  im Laufrad 1 (1kb)

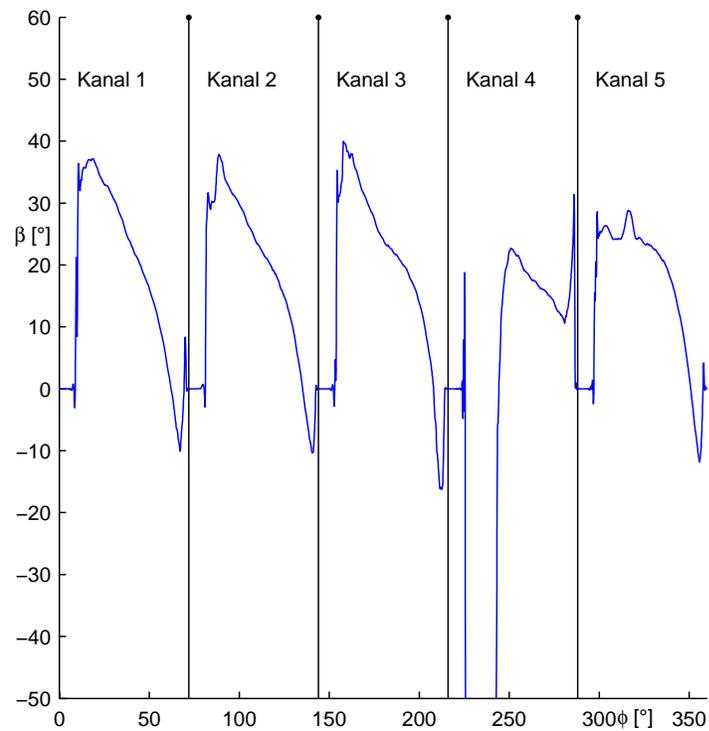


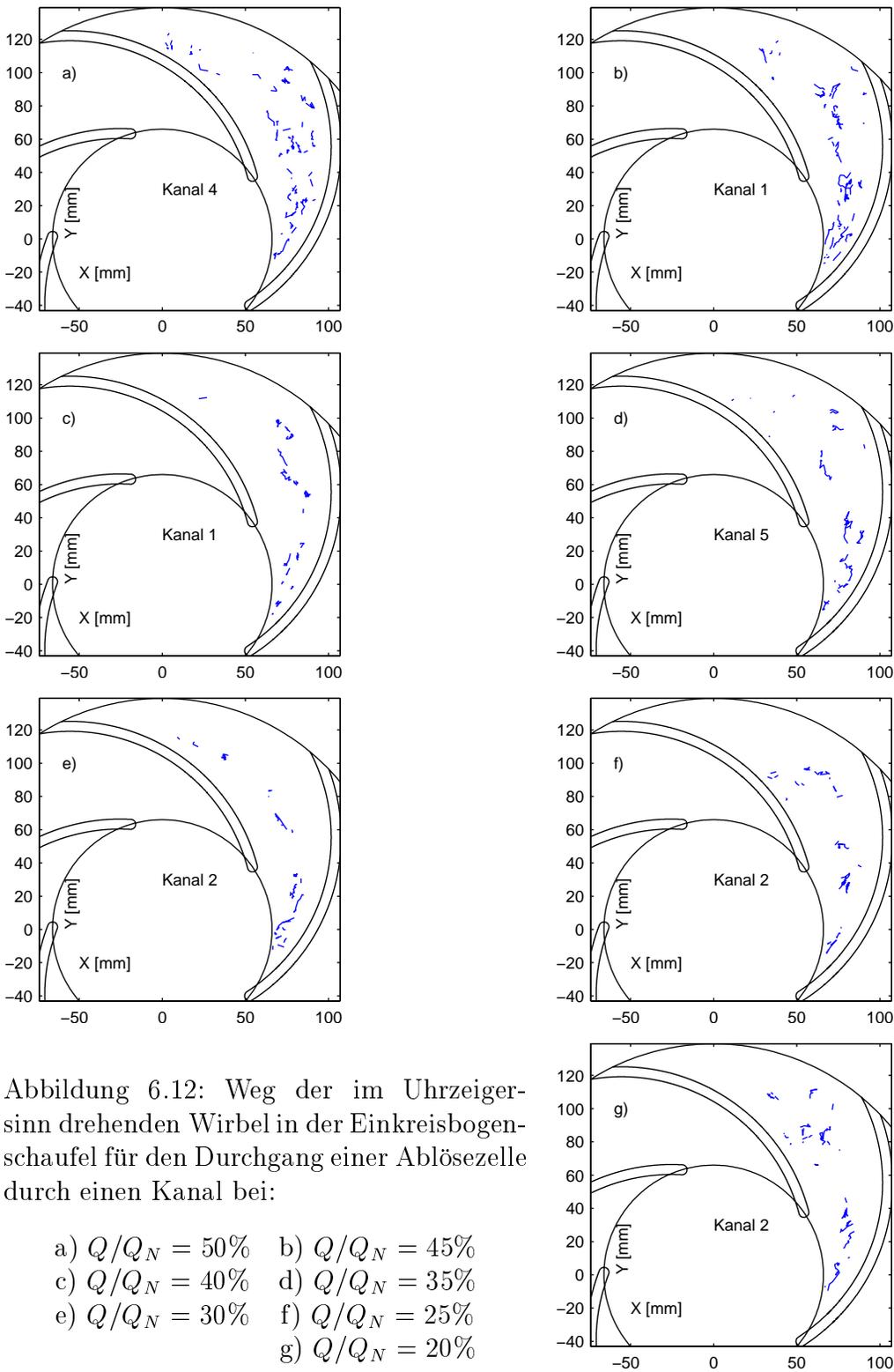
Abbildung 6.11: Gemittelter Verlauf des Winkels  $\beta$  auf dem Radius  $r = 64$  mm bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,50$  im Laufrad 1 (1kb)

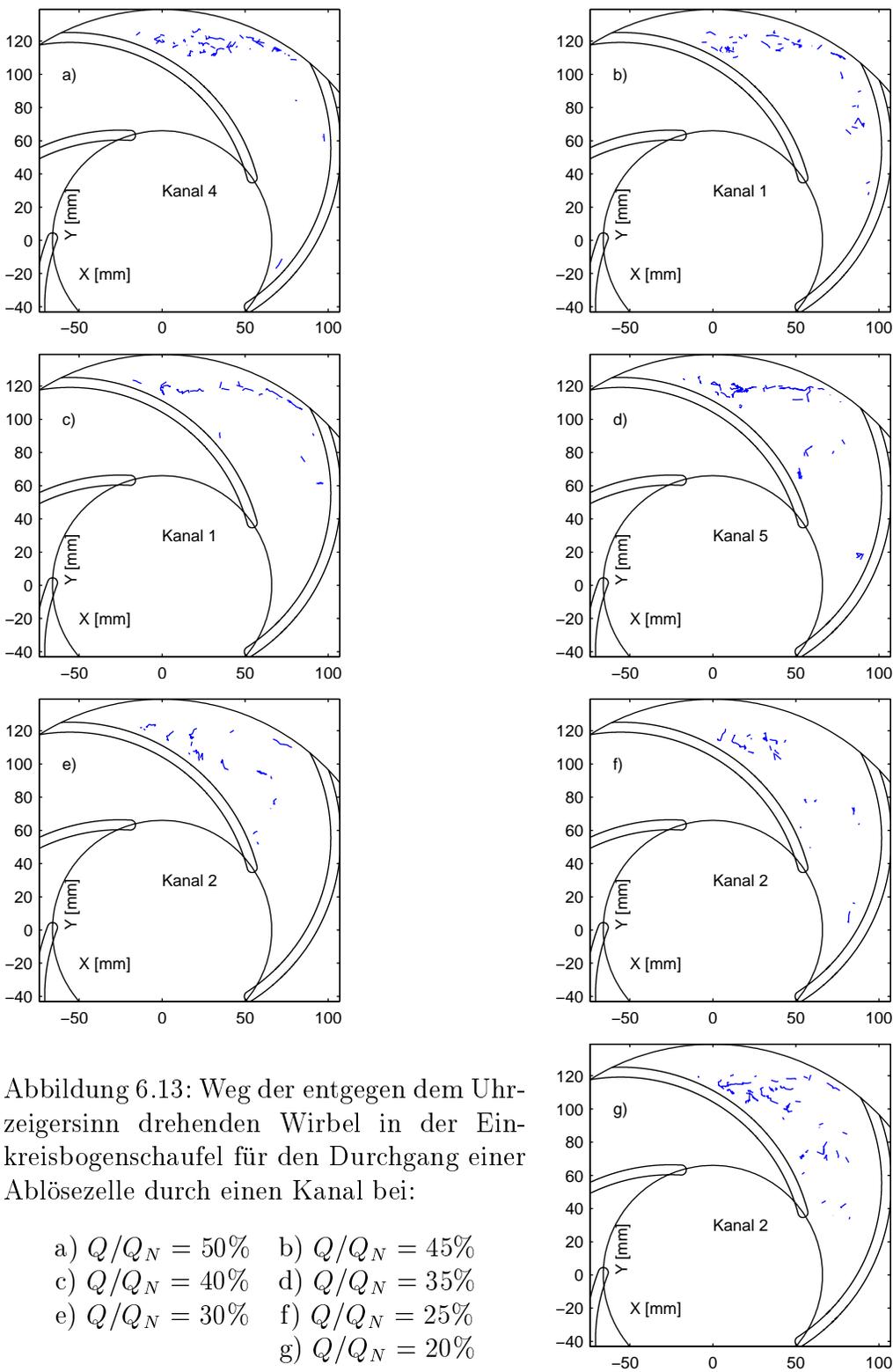
in dem in Drehrichtung voreilenden Kanal. Wie aus der Frequenzanalyse hervorging, befinden sich zwei *Rotating Stall*-Zellen im Laufrad. Der Prozess des Anlegens der Strömung ist in dieser Form unbekannt. Bildet sich die eintrittsseitige Ablösung aus, so wird der Strömungswinkel  $\beta$  an der Saugseite negativ und zur Druckseite hin positiv. Der Staupunkt an der druckseitigen Schaufel des Kanals verlagert sich von der Druckseite zur Saugseite hin. Dadurch wird dem Wirbel an der Saugseite des nachfolgenden Kanals ein entgegen seiner Rotationsrichtung gerichtetes Geschwindigkeitsfeld aufgezungen. Dieser Prozess tritt erstmalig bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  auf und kann in der Abbildung A.26 (Seite 172) exemplarisch beobachtet werden. In dieser Abbildung ist der Einfluss von Laufradkanal 4 auf Kanal 5 zu erkennen. Die Änderung des Staupunktes und der Strömungsverhältnisse am Eintritt führt zum einen zur Dissipation des Wirbels, zum anderen zum Transport des Wirbels in Richtung Austritt. Die Interaktion beider Ablösegebiete führt schlussendlich zur Rotation der Ablösegebiete im Laufrad. In Tabelle 6.3 sind die Beobachtungen aus den Messungen und die von Emmons et al. [5] beschriebenen Mechanismen des *Rotating Stall* gegenübergestellt.

Mit abnehmendem Volumenstrom ist eine Zunahme der Intensität der Wirbel zu beobachten. Des Weiteren verschiebt sich die Bahn des Wirbelzentrums zur Kanalmitte hin, wie der Abbildung 6.12 zu entnehmen ist. Aufgrund der ungeraden Anzahl der Schaufeln ist es nicht möglich, dass sich im Laufrad Gleichgewichtszustände ausbilden. Eine rotationssymmetrische Ausbildung von Ablösezellen und daraus resultierende Druckverteilungen sind daher ausgeschlossen. Die von Pedersen et al. [56] und Johnson et al. [27] gemachten Beobachtungen beruhen auf Laufrädern mit gerader Schaufelanzahl, wobei kein *Rotating Stall* sondern nur *Standing Stall* festgestellt wurde.

Tabelle 6.3: Gegenüberstellung der Entwicklung des *Rotating Stall* - Ergebnisse der Untersuchung vs. Emmons et al. [5]

Zustand	Ergebnisse der Untersuchung	Emmons et al. [5]
Einsetzen der Ablösung Grund	Grenzschichtablösung in Folge der Fehlanströmung der saugseitigen Laufradschaufel	Grenzschichtablösung in Folge der Fehlanströmung der saugseitigen Laufradschaufel
Ursache	Durchströmung des voreilenden Laufradkanals mit einhergehender Abnahme des Winkels $\beta_1$ von der Saug- zur Druckseite in diesem Laufradkanal	Versperrung des voreilenden Laufradkanals
Wiederanlegen der Strömung im Laufradkanal Grund	Die Ausbildung des Wirbels im voreilenden Laufradkanal führt zu einer Zunahme des Winkels $\beta_1$ zur Druckseite in diesem Laufradkanal. Daraus folgt ein Wiederanlegen der Strömung an der saugseitigen Schaufel.	Die Blockierung des nachfolgenden Kanals erzwingt eine Durchströmung des Laufradkanals.
Ursache	Bildung einer Ablösezone im voreilenden Laufradkanal	Bildung einer Ablösezone im nachfolgenden Laufradkanal





## 6.2 Schaufel mit konstanter Verzögerung

### 6.2.1 Strömungsfelder

Um der Größe des Laufradkanals (Umschlingungswinkel) mit der Schaufel konstanter Verzögerung gerecht zu werden, wurde für die hochfrequenten Aufnahmen eine Auflösung von  $1280 \times 1024$  Pixel gewählt. Dadurch reduzierte sich die Aufnahme­frequenz auf 500 Hz. Mit derselben Anzahl an Laufradumdrehungen (25) wurden damit 1250 instantane Einzelaufnahmen für einen eingestellten Volumenstrom aufgezeichnet. Es wurden die selben Volumenströme wie bei der Einkreisbogenschau­fel eingestellt. Für die statistische Auswertung wurde die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit  $w_u$  nach Gleichung 6.2 verwendet.

Die Darstellung der statistischen Auswertung der Messergebnisse anhand der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit in den Abbildungen 6.14 und 6.15 zeigt bis zu einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  (Abbildung 6.14e) keine nennenswerten Unterschiede, außer einer konstanten Abnahme der gemittelten Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit ( $w_u$ ). Im Vergleich zur Einkreisbogenschau­fel sind die Werte für die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit bei den jeweiligen Volumenstromverhältnissen größer. Die Werte sind im Eintrittsbereich des Schaufelkanals höher, nehmen im Schaufelkanal ab und steigen am Austritt wieder an. Die Werte des Eintrittsbereiches ergeben sich aus dem Eintrittsgeschwindigkeitsdreieck. Die Zunahme der Umfangskomponente am Austritt ergibt sich aus der Reibung der Laufradströmung mit dem Fluid im Diffusor. Besonders niedrige Werte ( $< 1$ ) der Umfangskomponente bilden sich zuerst am saugseitigen Schaufelende aus ( $Q/Q_N = 0,45$ , Abbildung 6.14b). Ab einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  (Abbildung 6.14f) breitet sich dieses Gebiet entlang der Saugseite und zur Druckseite hin aus.

Die Auswertung der Ergebnisse der Wavelet-Transformation in den Abbildungen 6.16 und 6.17 zeigt, dass bereits bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  vereinzelt Wirbel auftreten. Diese sind für eine Drehrichtung entgegen dem Uhrzeigersinn am Kanalaus­tritt an der Druckseite lokalisiert. Wirbel, die im Uhrzeigersinn rotieren, können bei diesem Volumenstrom nicht nachgewiesen werden. Bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  können Wirbel mit einer Drehrichtung im Uhrzeigersinn am Kanalaus­tritt an der Saugseite lokalisiert werden. Für Volumenstromverhältnisse, die kleiner oder gleich  $Q/Q_N = 0,25$  sind, ist eine starke Zunahme von Wirbelzentren zu erkennen. Die Wirbelzentren der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel, die sich im Eintrittsbereich ausbilden, verteilen sich entlang der Saugseite des Schaufelkanals. Die Wirbelzentren der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel sind hauptsächlich in der Nähe der Druckseite am Austritt zu finden, wobei eine Verteilung dieser Wirbelzentren in Richtung der saugseitigen Schaufelspitze nicht so ausgeprägt ist wie bei der Einkreisbogenschau­fel. Des Weiteren ist anzumerken, dass für die Verifizierung der Wirbel davon

ausgegangen wurde, dass in der Aufnahme davor bzw. danach in einem maximalen Abstand von 5 mm ebenfalls ein Wirbelkern detektiert wurde. So wurden rein stochastische Ereignisse herausgefiltert.

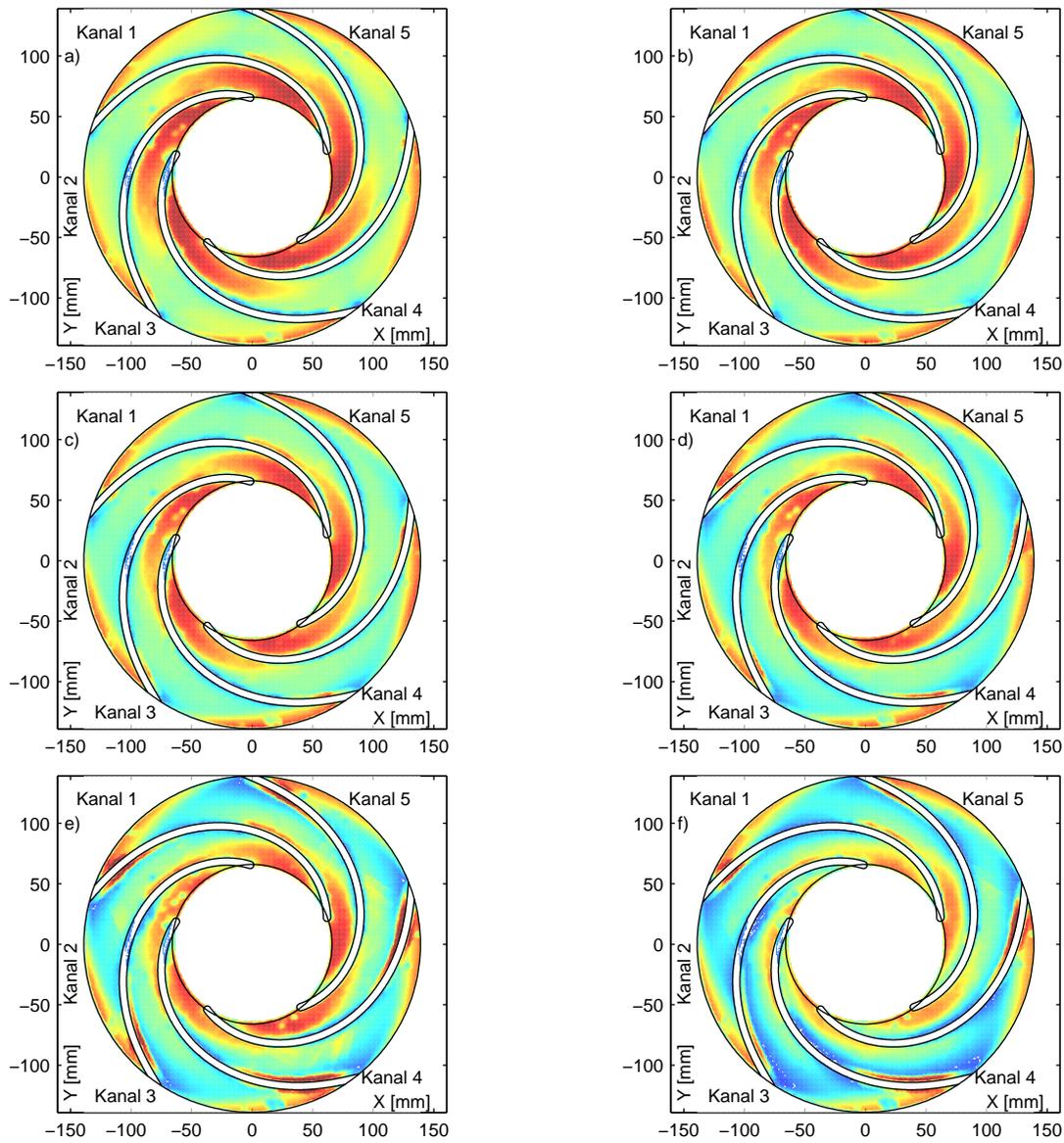
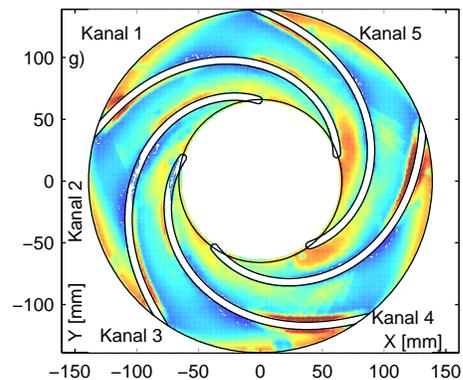


Abbildung 6.14: Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Schaufel mit konstanter Verzögerung bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



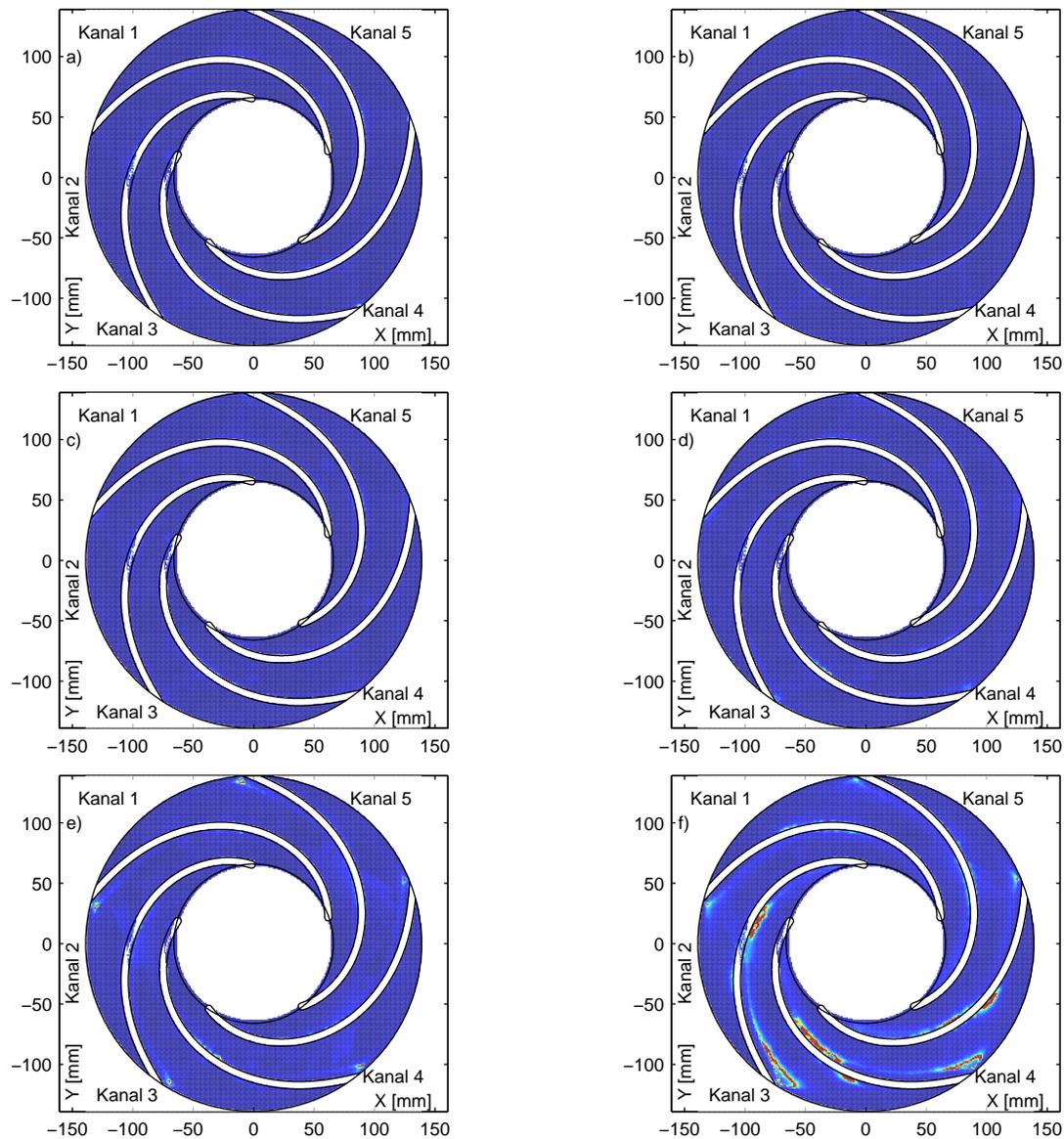
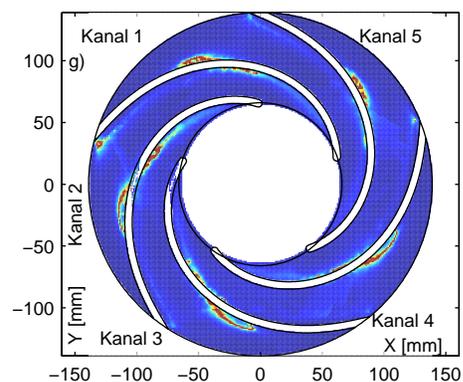
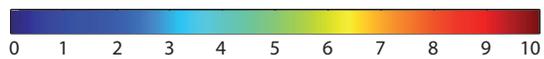


Abbildung 6.15: Standardabweichung der Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Schaufel mit konstanter Verzögerung bei:

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| a) $Q/Q_N = 50\%$ | b) $Q/Q_N = 45\%$ |
| c) $Q/Q_N = 40\%$ | d) $Q/Q_N = 35\%$ |
| e) $Q/Q_N = 30\%$ | f) $Q/Q_N = 25\%$ |
|                   | g) $Q/Q_N = 20\%$ |



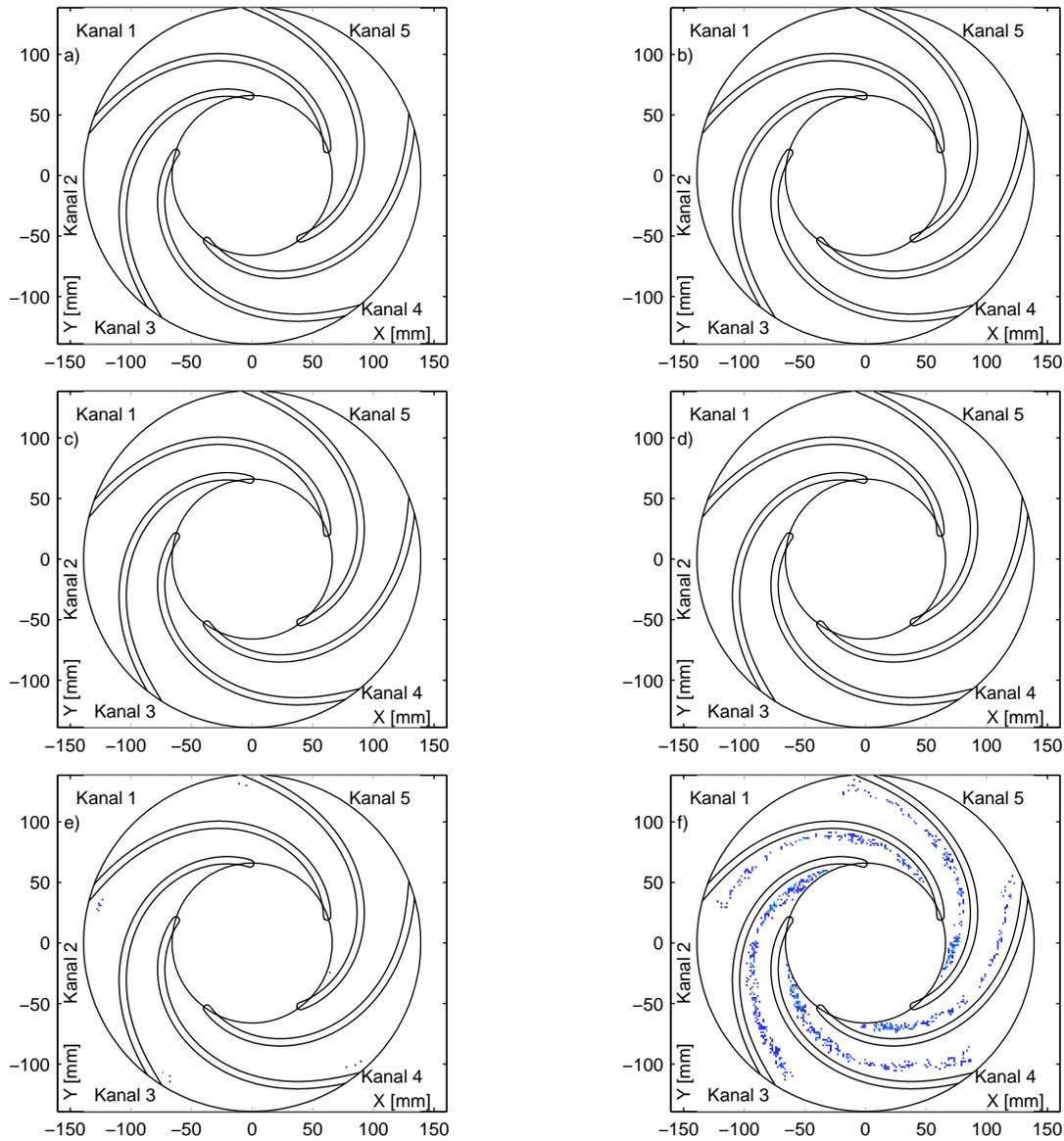
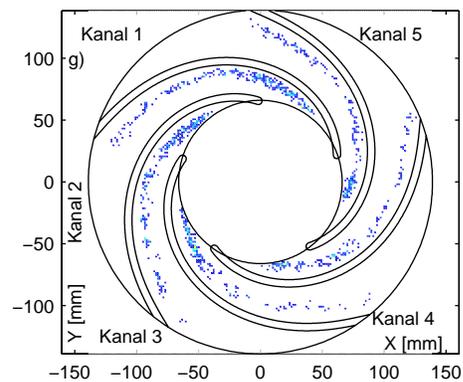
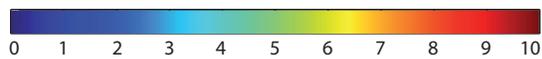


Abbildung 6.16: Anzahl der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \times 1,5 \text{ mm}^2$  der Schaufel konstanter Verzögerung bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



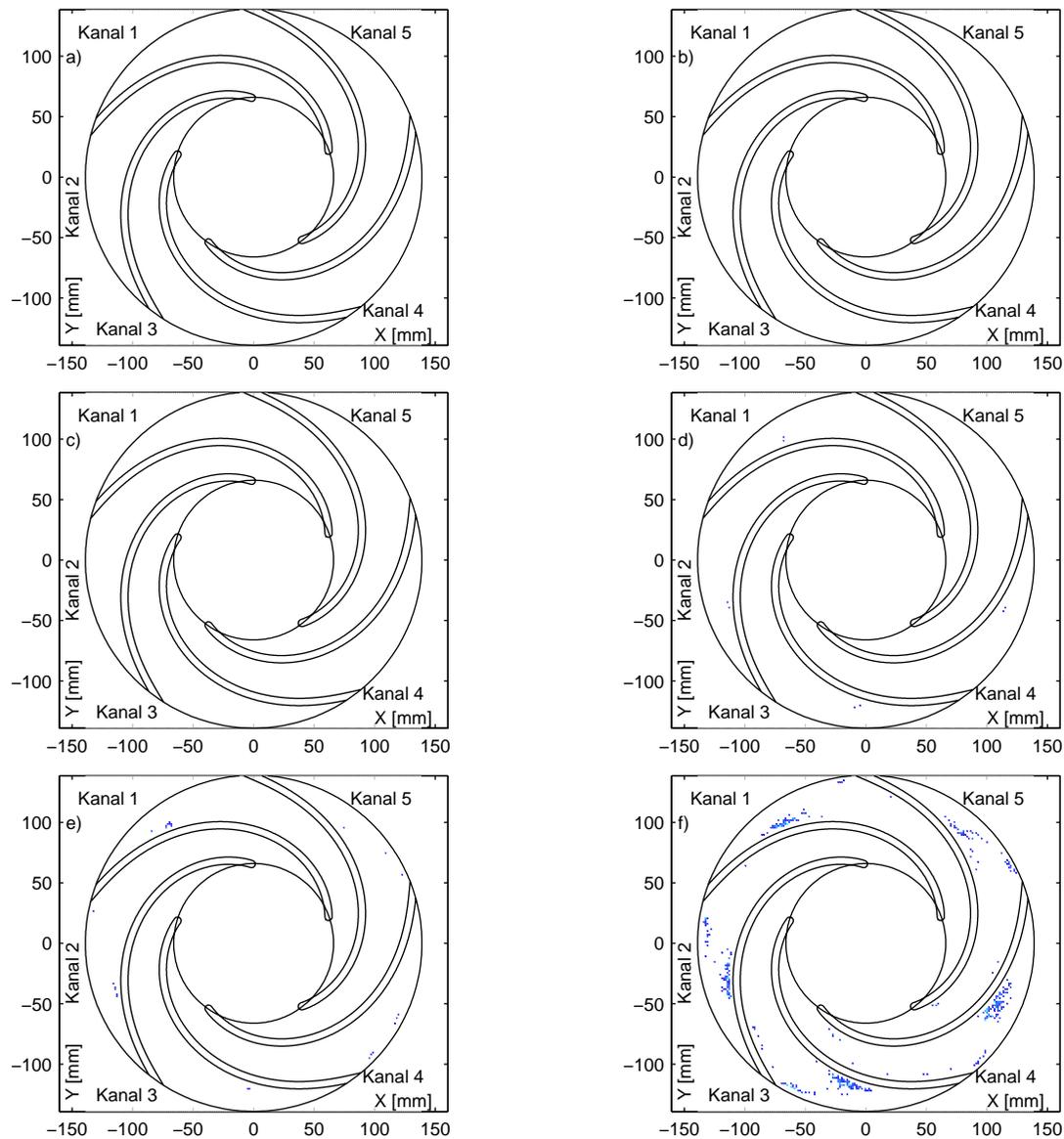
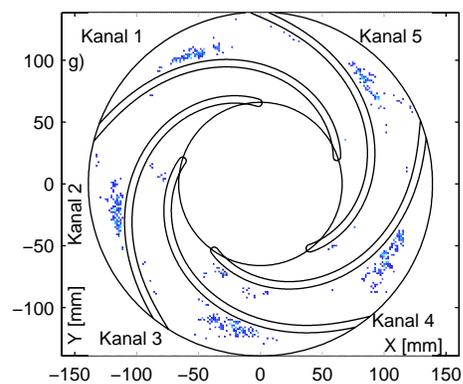
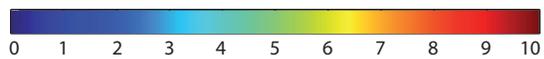


Abbildung 6.17: Anzahl der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \times 1,5 \text{ mm}^2$  der Schaufel konstanter Verzögerung bei:

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| a) $Q/Q_N = 50\%$ | b) $Q/Q_N = 45\%$ |
| c) $Q/Q_N = 40\%$ | d) $Q/Q_N = 35\%$ |
| e) $Q/Q_N = 30\%$ | f) $Q/Q_N = 25\%$ |
|                   | g) $Q/Q_N = 20\%$ |



### 6.2.2 Frequenzanalyse und Rücktransformation

Für die Frequenzanalyse der Strömung wurde ebenfalls eine Aufnahmefrequenz von 50 Hz eingestellt. Die Ergebnisse der Frequenzanalyse sind in der Abbildung 6.19 dargestellt, die Frequenzmaxima in der Tabelle 6.4 zusammengefasst. Bis zu einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  können außer der Laufradfrequenz und ihrer Harmonischen keine weiteren Frequenzen nachgewiesen werden.

Tabelle 6.4: Ermittelte Frequenzen im Frequenzspektrum bei der Schaufel mit konstanter Verzögerung

Volumenstrom $Q/Q_N$	ermittelte Frequenzen [Hz]					Wiederholungsfrequenz der Ablösung im Kanal [Hz]
50%		10		20		
45%		10		20		
40%		10		20		
35%		10		20		
30%		10		20		
25%		10		20	21,3	1,3
20%	7,2	10	14,2	20	21,4	1,4

Bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  setzte die rotierende Ablösung ein. Dabei ist anzumerken, dass bei den Aufnahmen, die der Frequenzuntersuchung dienen sollten, eine ungleichmäßige Verteilung der Wirbelzentren zu beobachten ist. Diese ungleichmäßige Verteilung ist aus den zeitlich höher aufgelösten Messungen (Abbildung 6.16f) nicht ersichtlich. In Abbildung 6.18 sind die Wirbelzentren, die aus der für die Frequenzanalyse bestimmten Messreihe gewonnen wurden, dargestellt. Bedingt durch die Messanordnung gab es zwischen den Messreihen der Frequenzanalyse und den noch höher zeitlich aufgelösten Messungen einen Zeitunterschied von ca. 5 min. Zwischen der Einstellung des Volumenstromes und dem Beginn der ersten Messreihe eines Volumenstromes gab es ebenfalls eine Zeitdifferenz von ca. 5 min. Die Nachbetrachtung der Messwerte der Pumpenkennlinie ergab zwischen beiden Messreihen keinen signifikanten Unterschied. Betrachtet man die Abbildung 6.18, so ergibt sich ein ähnliches Bild wie bei der Einkreisbogenschaukel unter *Standing Stall* Bedingungen. Hauptsächlich kommen die Wirbel in zwei Kanälen vor (Kanal 1 und Kanal 4). Bei der Einkreisbogenschaukel konnten unter der Bedingung, dass zwei Kanäle Wirbel ausbilden, keine signifikanten Frequenzen neben der Laufradfrequenz festgestellt werden. Im Gegensatz dazu lassen sich bei der Schaufel mit konstanter Verzögerung Frequenzen bestimmen. Eine mögliche

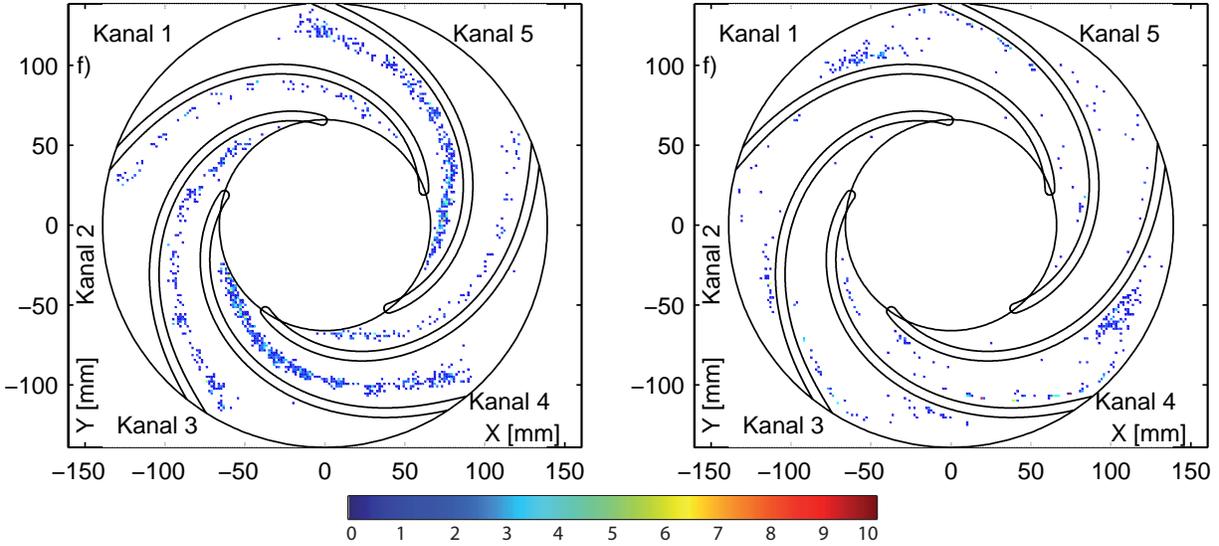


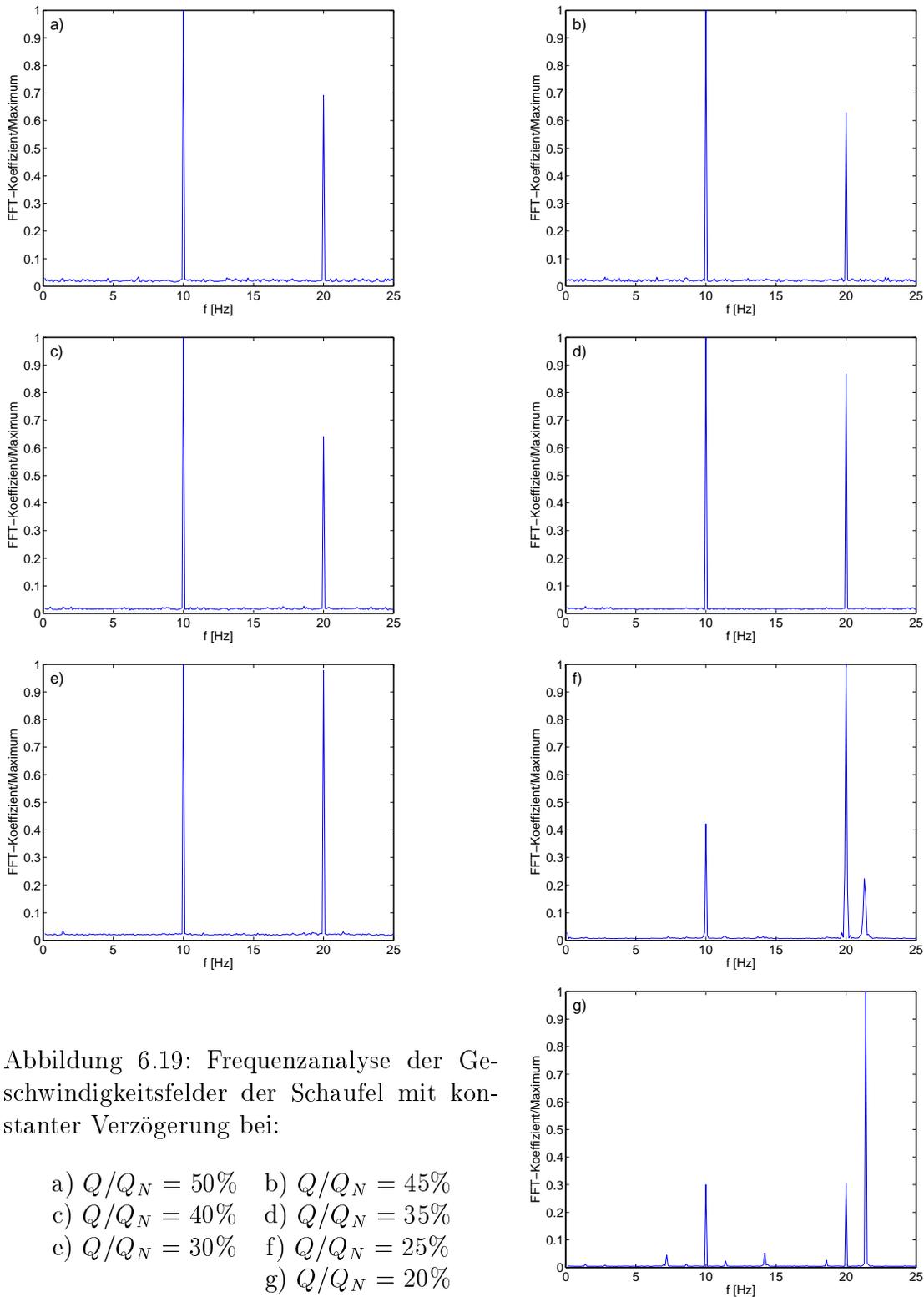
Abbildung 6.18: Anzahl der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel (links) und der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel (rechts) der Schaufel mit konstanter Verzögerung bei  $Q/Q_N = 25\%$  aus den Messungen mit einer Frequenz von 50 Hz

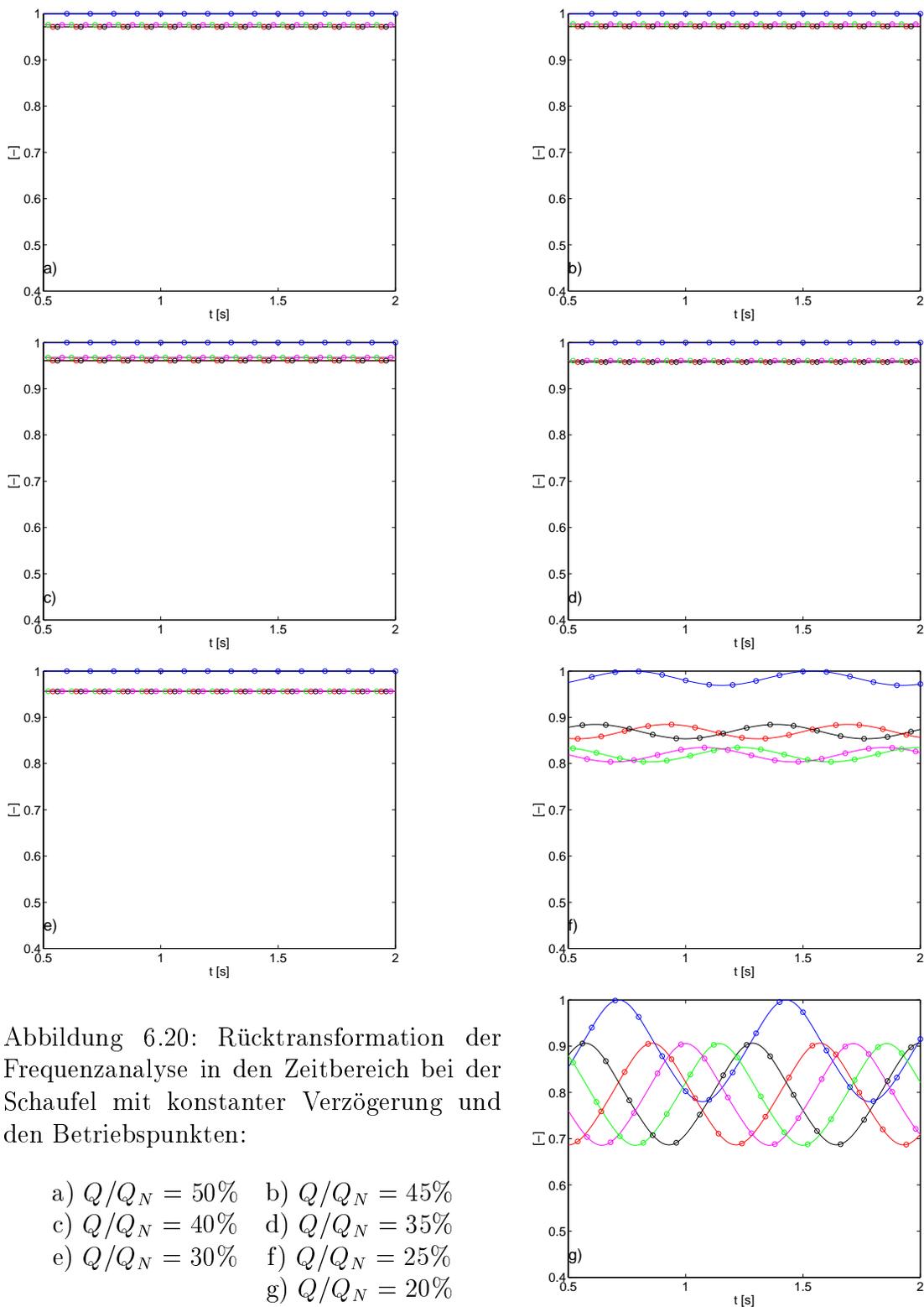
Erklärung für das Auftreten der Frequenz von 21,3 Hz wird im Anhang (Abschnitt A.1) präsentiert.

Aus der Rücktransformation der Frequenzen in den Zeitbereich, die in Abbildung 6.20 dargestellt ist, wird ersichtlich, dass zwischen den einzelnen Kanälen bis zu einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  nur geringe Unterschiede vorhanden sind. Für ein Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  stellt sich für die einzelnen Kanäle eine Schwingung der Strömung in den einzelnen Laufradkanälen ein (siehe oben). Im Vergleich zu den Frequenzanalysen der Einkreisbogenschaukel in Kapitel 6.1.2 sind die Amplituden ähnlich denen beim Einsetzen des *Rotating Stall* bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  (Abbildung 6.9d). Der Mechanismus des *Rotating Stall*, der sich aus der Rücktransformation ergibt, ist derselbe, der schon für die Einkreisbogenschaukel beschrieben wurde.

### 6.2.3 Rotating Stall in der Schaufel mit konstanter Verzögerung

Der Durchgang einer Ablösezone durch einen Kanal ist für Volumenstromverhältnisse von  $Q/Q_N = 0,25$  und  $Q/Q_N = 0,20$  im Anhang A.3 dargestellt. In einer Darstellung sind die Teilabschnitte von drei Kanälen zu erkennen. Im oberen Bereich ist der Austritt eines Schaufelkanals zu sehen. Im mitt-





leren Bereich ist der Mittelteil des darauffolgenden Kanals zu erkennen. Im unteren Bereich ist der Eintrittsbereich des nächsten darauffolgenden Kanals dargestellt. Die drei Abbildungen auf einer Seite visualisieren die Strömung in einem Kanal vom Eintritt bis zum Austritt sowie Teilabschnitte der benachbarten Kanäle während einer Laufradumdrehung. Bedingt durch die Länge der Schaufeln sind Teilbereiche aus allen fünf Laufradkanälen auf einer Seite abgebildet. Welche Kanalausschnitte in den Abbildungen dargestellt sind, ist in Tabelle 6.5 angegeben. Der Weg der detektierten Wirbelzentren ist für die im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel in Abbildung 6.21 und für die entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel in Abbildung 6.22 dargestellt. Die Wahl des Kanals, für den die Beschreibung des instationären Vorganges wiedergegeben wird, wurde willkürlich getroffen.

Beginnend bei  $t_0$  ist für ein Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  in Abbildung A.48 (Seite 194) im Eintrittsbereich des Kanals 3 eine Ablösung an der Saugseite zu erkennen. Ebenso ist im davor liegenden Kanal 2 die einsetzende Durchströmung des Kanals zu sehen. Bei  $t_1$  und  $t_2$  ist in Kanal 3 noch eine Durchströmung des Kanals zu erkennen. Eine Laufradumdrehung später (Abbildung A.49, Seite 195) ist die Wirbelausbildung im Eintrittsbereich weiter fortgeschritten. Im nachfolgenden Kanal beginnt sich die Strömung wieder anzulegen. Dieser Prozess beruht, wie bei der Einkreisbogenschaukel beschrieben, auf Ablösung im Kanal 3. Die Ablösung verursacht einen Anstieg des Strömungswinkels  $\beta$  zur Druckseite hin. Dadurch verschiebt sich der Staupunkt von der Druckseite zur Saugseite und die existierenden Wirbel werden in Richtung Kanalausstritt transportiert bzw. dissipieren. Auf den Abbildungen A.50 (Seite 196) der nächsten Laufradumdrehung ist der Wirbel in Kanal 3 immer noch auf den Eintrittsbereich beschränkt, seine Ausdehnung hat zugenommen. Auf den Abbildungen A.51 (Seite 197) der dritten Laufradumdrehung nach Beginn der Zählung verändert sich das Bild ein wenig. Zusätzlich zu dem Wirbel im Eintrittsbereich löst die Strömung über die komplette Saugseite ab. Im Austrittsbereich ( $t_{11}$ ) hat sich ein Wirbel mit einer entgegen dem Uhrzeigersinn gerichteten Drehrichtung ausgebildet. In Abbildung A.52 (Seite 198) ist die beginnende Durchströmung des Kanals 3 zu beobachten. Im Eintrittsbereich hat sich die Strömung wieder angelegt. Im Mittelbereich ist die Ablösung an der Saugseite noch vorhanden. Ebenso kann der Wirbel im Austrittsbereich mit entgegengesetzter Drehrichtung detektiert werden. In dieser Abbildung kann des Weiteren der Beginn einer Ablösezelle beobachtet werden. Das Strömungsprofil am Eintritt von Kanal 3 ändert sich dahingehend, dass der Staupunkt der druckseitigen Schaufel des Kanals sich zur Druckseite verschiebt. Die daraus folgende Fehlanströmung der Schaufel verursacht die Ablösung im Kanal 4. Zum Abschluss des Durchgangs einer Ablösezelle wird in Abbildung A.53 (Seite 199) die Durchströmung des Kanals präsentiert. Eine Ablösung der Strömung ist nur noch schwach im Austrittsbereich der Saugseite festzustellen. Im Kanal 4 kann ein Anwachsen des eintrittsseitigen Wirbels beobachtet werden, womit sich die Ablösung in den nächsten Kanal verschiebt. Die Wirbel in den Kanälen der Schaufel mit

konstanter Verzögerung sind wesentlich verzehrter als in der Einkreisbogen-schaufel. Die Ursache ist im geringen Schaufelabstand zu suchen. Die Enge des Schaufelkanals sorgt für eine bessere Führung der Strömung, jedoch auch für höhere hydraulische Verluste, wie die Auswertung der Pumpenkennlinie zeigt. Der Durchlauf der Ablösung ist für ein Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,20$  ähnlich, so dass der Verlauf nicht noch einmal kommentiert wird. Zur Vollständigkeit ist der Durchlauf einer Ablösung im Kanal 2 in den Abbildung A.54 bis A.59 dargestellt.

Tabelle 6.5: Auflistung der dargestellten Kanäle für die jeweiligen Volumenstromverhältnisse und die Abbildungen auf einer Seite im Anhang A.3

Abbildung	Eintrittsbereich	Mittelteil	Austrittsbereich
obere Abbildung	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 1	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 2	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 3
	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 5	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 1	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 2
mittlere Abbildung	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 2	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 3	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 4
	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 1	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 2	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 3
untere Abbildung	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 3	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 4	$Q/Q_N = 0, 25$ -Kanal 5
	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 2	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 3	$Q/Q_N = 0, 20$ -Kanal 4

Tabelle 6.6: Liste der dargestellten instantanen Geschwindigkeitsfelder der Schaufel mit konstanter Verzögerung

Volumenstrom $Q/Q_N$	Abbildungen	Seiten
25%	A.48 bis A.53	194 bis 199
20%	A.54 bis A.59	200 bis 205

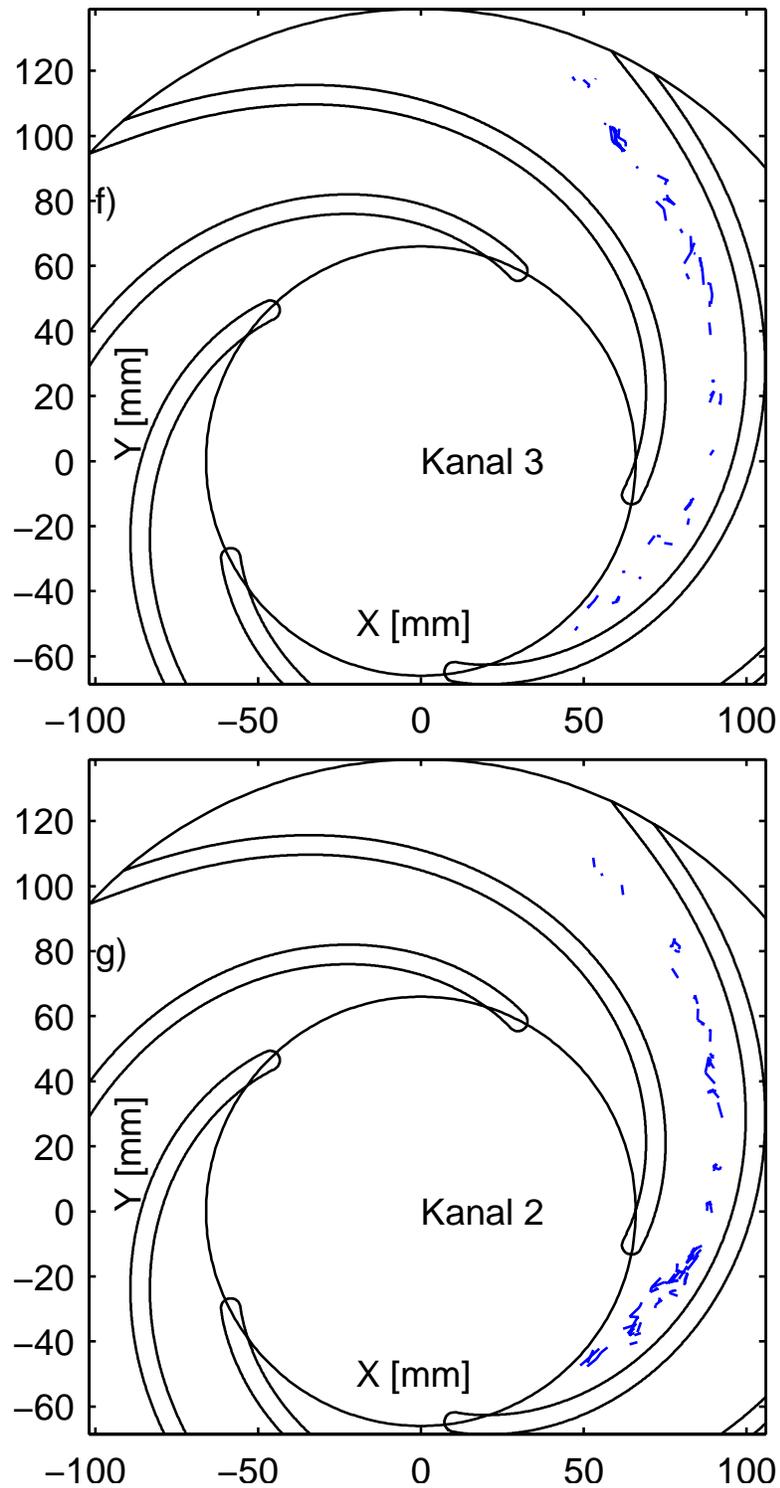


Abbildung 6.21: Weg der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel in der Schaufel mit konstanter Verzögerung für den Durchgang einer Ablösezone durch einen Kanal bei: f)  $Q/Q_N = 25\%$ , g)  $Q/Q_N = 20\%$

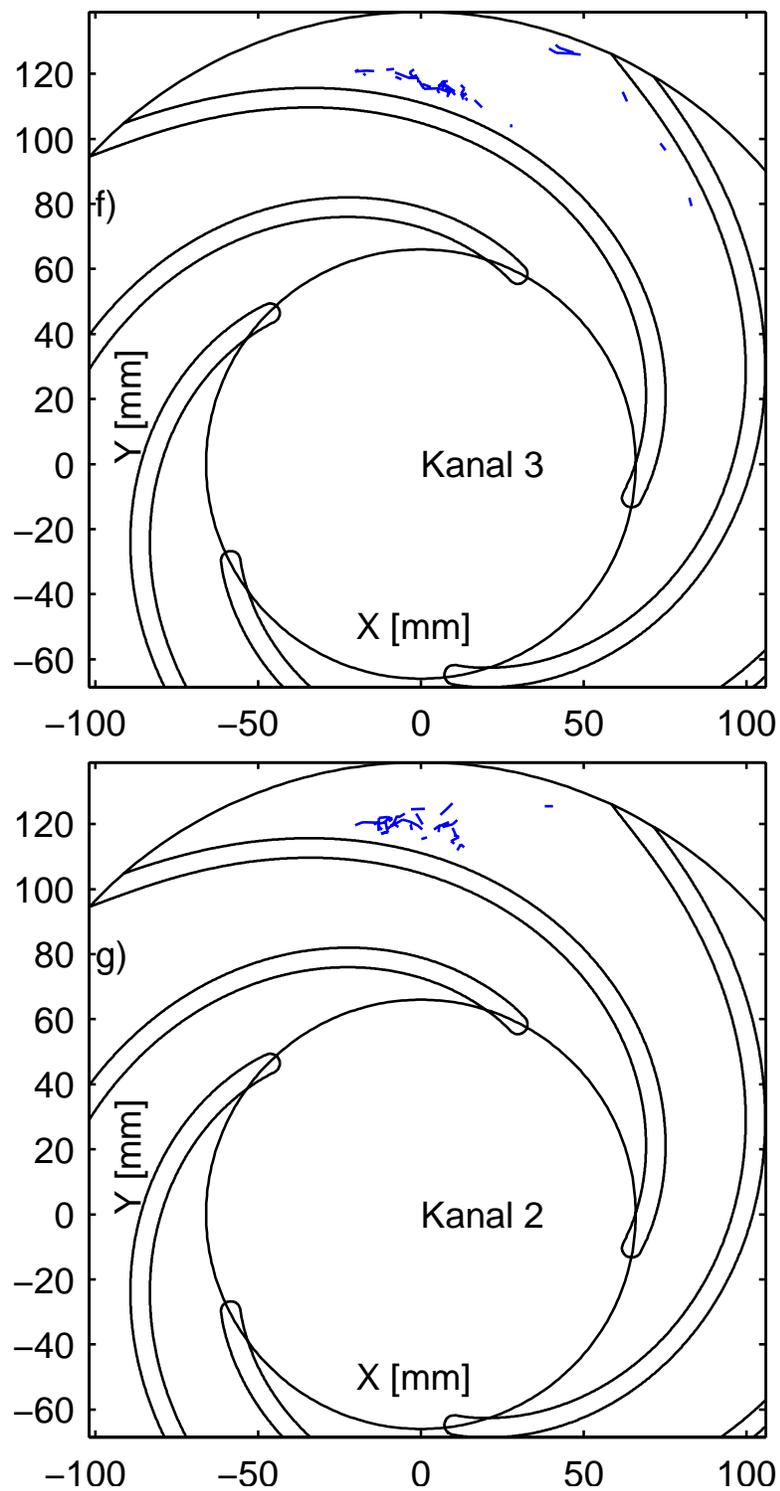


Abbildung 6.22: Weg der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel in der Schaufel mit konstanter Verzögerung für den Durchgang einer Ablösezone durch einen Kanal bei: f)  $Q/Q_N = 25\%$ , g)  $Q/Q_N = 20\%$

## 6.3 Zweikreisbogenschaufel

### 6.3.1 Strömungsfelder

Für die hochfrequenten Aufnahmen der Zweikreisbogenschaufel wurde eine Aufnahme­frequenz von 800 Hz gewählt. Die reduzierte Aufnahme­größe stellt nahezu das Minimum dar, da der Eintrittsbereich knapp bemessen ist. Es wurde dieselbe Anzahl an Laufradumdrehungen (25) und somit 2000 instantane Einzelaufnahmen für einen eingestellten Volumenstrom aufgezeichnet. Weiterhin wurden die gleichen Volumenströme wie bei der Einkreisbogenschaufel und Schaufel konstanter Verzögerung verwendet. Für die statistische Auswertung wurde ebenfalls die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit  $w_u$  nach Gleichung 6.2 verwendet. Der in der Darstellung der Ergebnisse der Zweikreisbogenschaufel erscheinende Kreis innerhalb des Schaufelkanals gibt den Radius ( $r = 95$  mm) der Unstetigkeitsstelle auf der Skelettlinie wieder.

Die Zweikreisbogenschaufel stellt mit ihrer Unstetigkeitsstelle (vgl. Abbildung 3.4) eine Besonderheit dar. Diese führt auch ohne *Rotating Stall* zu Ablösungen im Schaufelkanal. So konnten sowohl Friedrichs [11] als auch Pap et al. [54] im Überlastbereich eine Ablösung der Strömung an der Druckseite des Schaufelkanals feststellen. Der Ursprung dieser Ablösung ist an der Unstetigkeitsstelle im Übergang von Schaufelkreisbogen 1 zu Schaufelkreisbogen 2 (vgl. Abbildung 3.9 und 3.4) lokalisiert worden.

Für Volumenstromverhältnisse bis  $Q/Q_N = 0,40$  waren keine besonderen Auffälligkeiten in der statistischen Auswertung festzustellen, lediglich bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,40$  war an den saugseitigen Schaufelenden der Schaufelkanäle 2 und 3 eine Zunahme der Standardabweichung zu erkennen (vgl. Abbildung 6.24c). Bei einer weiteren Drosselung des Volumenstromes auf  $Q/Q_N = 0,35$  ist eine Zunahme der Standardabweichung entlang der Saugseite, beginnend bei der Unstetigkeitsstelle in den Schaufelkanälen 2 bis 5 zu erkennen. Bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  ist noch eine ungleichförmige Verteilung der Standardabweichung ersichtlich. Höhere Werte wurden vor allem in den Laufradkanälen 2 und 3 erreicht, während im Kanal 5 keine Auffälligkeiten festgestellt wurden. Für die Volumenströme von  $Q/Q_N = 0,25$  und  $Q/Q_N = 0,20$  ergab sich eine annähernd gleichmäßige Verteilung der Standardabweichung über die einzelnen Laufradkanäle, wobei sich die höheren Werte vorzugsweise auf der Druckseite stromab der Unstetigkeitsstelle befinden.

Die mit Hilfe der Waveletanalyse gewonnenen Zentren der Wirbel sind in den Abbildungen 6.25 und 6.26 dargestellt. Die ersten Wirbel wurden bei einem Volumenstrom von  $Q/Q_N = 0,40$  festgestellt. Für die Volumenströme von  $Q/Q_N = 0,40$  und  $Q/Q_N = 0,35$  wurde die Darstellung der Wirbelzentren in den Abbildungen 6.27 und 6.28 vergrößert. Während im Laufradkanal 2 bei einem Volumenstrom von  $Q/Q_N = 0,40$  die im Uhrzeigersinn drehenden Wirbelzentren sich vom saugseitigen Laufradaustritt bis in die Nähe der Un-

stetigkeitsstelle ausbreiten, sind in den Laufradkanälen 4 und 5 keine und in den Laufradkanälen 1 und 3 nur am Laufradaustritt im Uhrzeigersinn drehende Wirbel zu identifizieren. Die entgegen dem Uhrzeigersinn rotierenden Wirbel wurden dagegen in allen Laufradkanälen identifiziert, wenn auch für Laufradkanal 4 nur ein einziges Mal. Bei einer Verringerung des Volumenstromes auf  $Q/Q_N = 0,35$  bilden sich in den Kanälen 2, 3, 4 und 5 im Uhrzeigersinn drehende Wirbel von der Unstetigkeitsstelle bis zum Laufradaustritt aus. In Kanal 1 konnten keine im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel bei diesem Volumenstrom nachgewiesen werden. Entgegen dem Uhrzeigersinn drehende Wirbel konnten im Gegensatz dazu bei diesem Volumenstromverhältnis in allen Kanälen nachgewiesen werden, wobei im Kanal 5 die geringste Anzahl zu verzeichnen war. In Bezug auf die Unstetigkeitsstelle lässt sich feststellen, dass diese auf der Saugseite einen Einfluss auf die Wirbelbildung innerhalb des Schaufelkanals besitzt. Die sich auf der Saugseite ausbildenden Wirbel mit Drehung im Uhrzeigersinn haben ihren Ursprung in der Nähe der Unstetigkeitsstelle. Die Strömung des Schaufelkanals reißt dabei, wie aus der nicht-rotierenden Diffusorströmung bekannt, an einer un stetigen Querschnittserweiterung ab. Diese Strömungsablösungen besitzen noch einen lokalen Charakter, d. h. das Phänomen ist örtlich begrenzt. Die Frequenzanalyse der Strömungsfelder ergab keine bestimmte Frequenz. Die Frequenzanalyse bei einem Volumenstrom von  $Q/Q_N = 0,35$  ergab jedoch ein erhöhtes Rauschen im Bereich um die Schaufelfrequenzen von 10 Hz und 20 Hz sowie im Bereich von 0 Hz bis 0,5 Hz.

Ab einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  bilden sich in allen Schaufelkanälen in beide Richtungen drehende Wirbel aus. Im Schaufelkanal 1 konnte bei diesem Volumenstrom (Abbildung 6.25e) der Beginn der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel erst in der Nähe der Unstetigkeitsstelle festgestellt werden. In den anderen Laufradkanälen wurden die Zentren der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel entlang der gesamten Schaufel vom Eintritt bis zum Austritt detektiert. Inwieweit dafür ähnlich zur Einkreisbogenschaukel eine geometrische Asymmetrie verantwortlich ist, kann an dieser Stelle nicht beantwortet werden. Mit den zur Verfügung stehenden Hilfsmitteln war keine Asymmetrie messbar. Wird der Volumenstrom weiter gedrosselt, so ist für die Volumenstromverhältnisse von  $Q/Q_N = 0,25$  und  $Q/Q_N = 0,20$  eine nahezu homogene Verteilung der Wirbelzentren über das Laufrad zu beobachten. Im Vergleich dieser beiden Volumenströme ist festzustellen, dass bei einem Volumenstrom vom  $Q/Q_N = 0,20$  es zu einer zahlenmäßigen Abnahme der detektierten Zentren der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel kommt. Dies trifft für den Bereich vom Radius der Unstetigkeitsstelle bis zum Laufradaustritt zu.

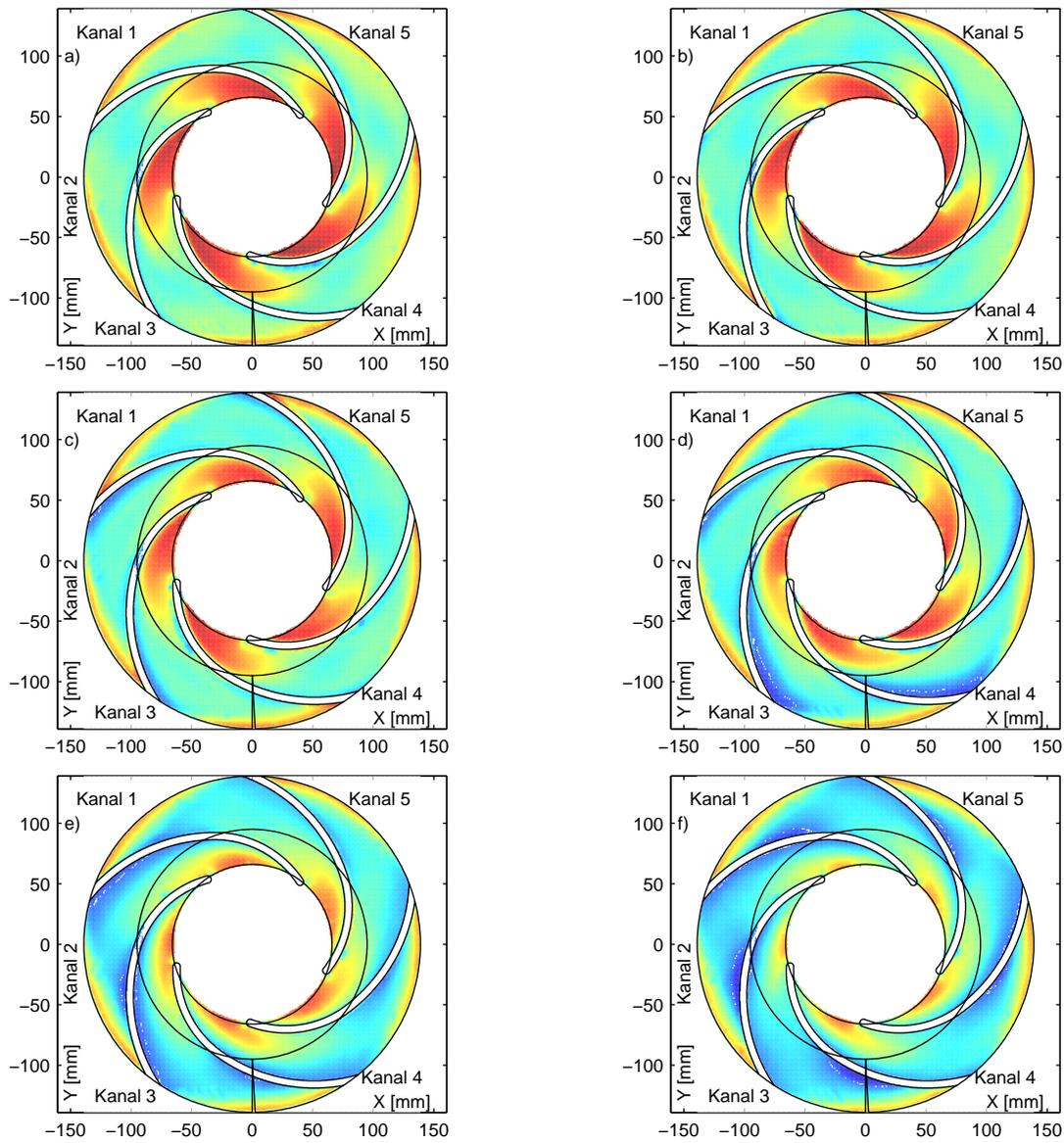
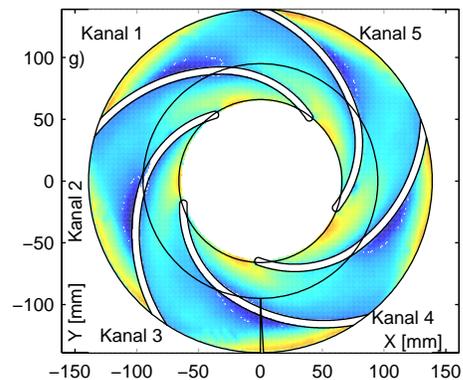


Abbildung 6.23: Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Zweikreisbogenschaufel bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



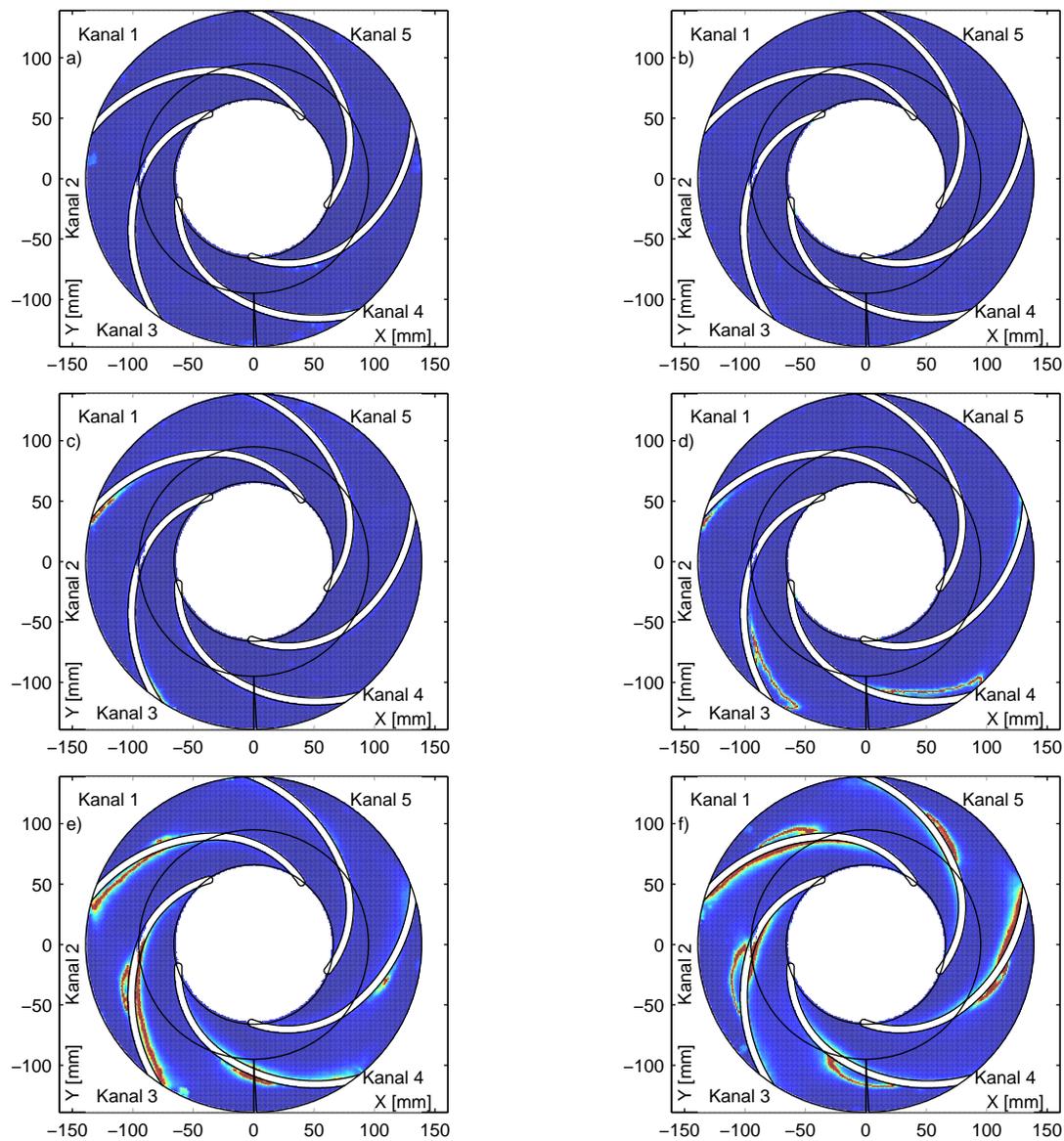
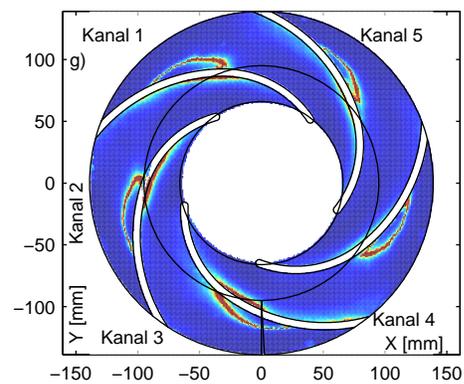
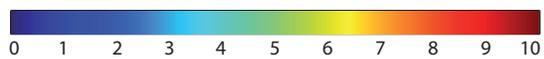


Abbildung 6.24: Standardabweichung der Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Zweikreisbogenschaufel bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$   
 c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$   
 e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$   
 g)  $Q/Q_N = 20\%$



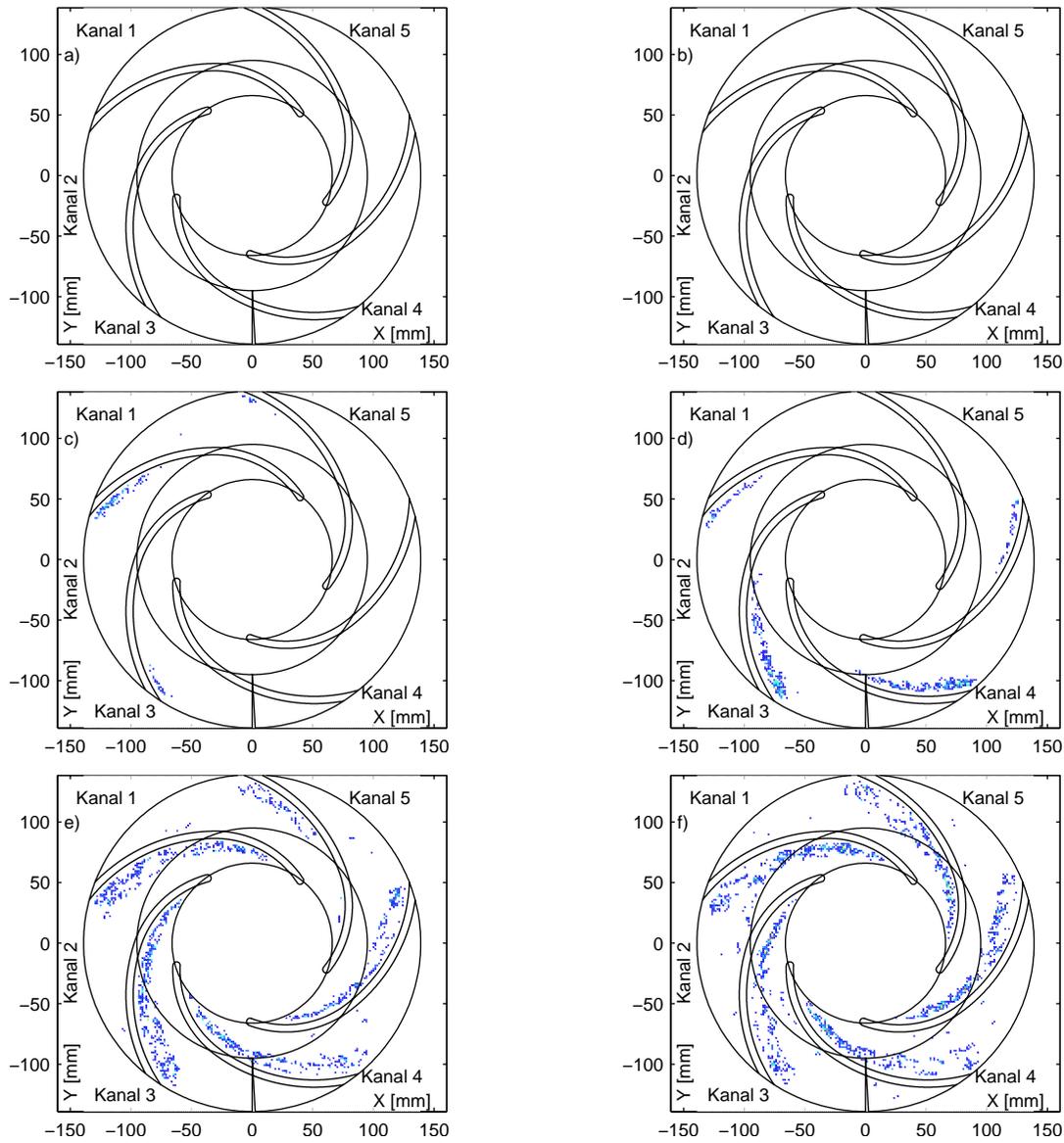
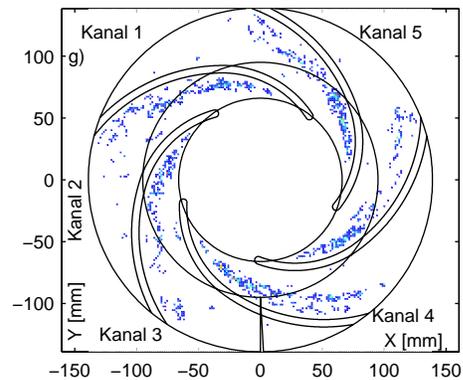
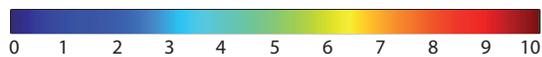


Abbildung 6.25: Anzahl der im Uhrzeiger-sinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \times 1,5 \text{ mm}^2$  der Zweikreisbogenschaufel bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



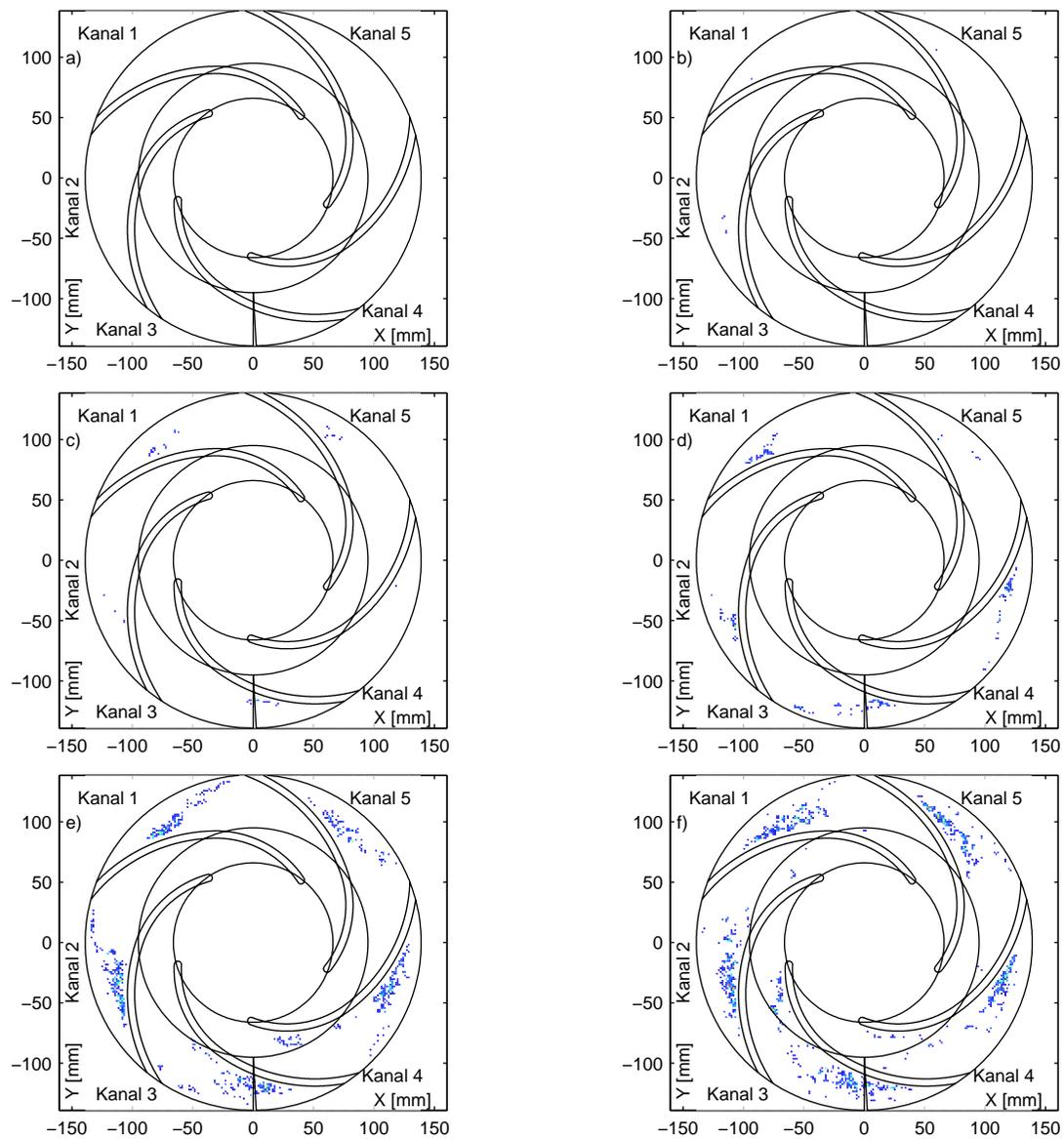
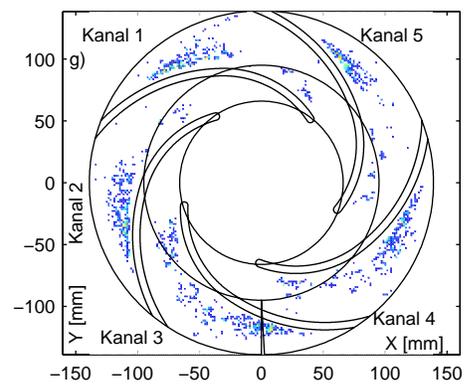
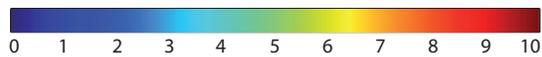


Abbildung 6.26: Anzahl der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \times 1,5 \text{ mm}^2$  der Zweikreisbogenschaufel bei:

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| a) $Q/Q_N = 50\%$ | b) $Q/Q_N = 45\%$ |
| c) $Q/Q_N = 40\%$ | d) $Q/Q_N = 35\%$ |
| e) $Q/Q_N = 30\%$ | f) $Q/Q_N = 25\%$ |
|                   | g) $Q/Q_N = 20\%$ |



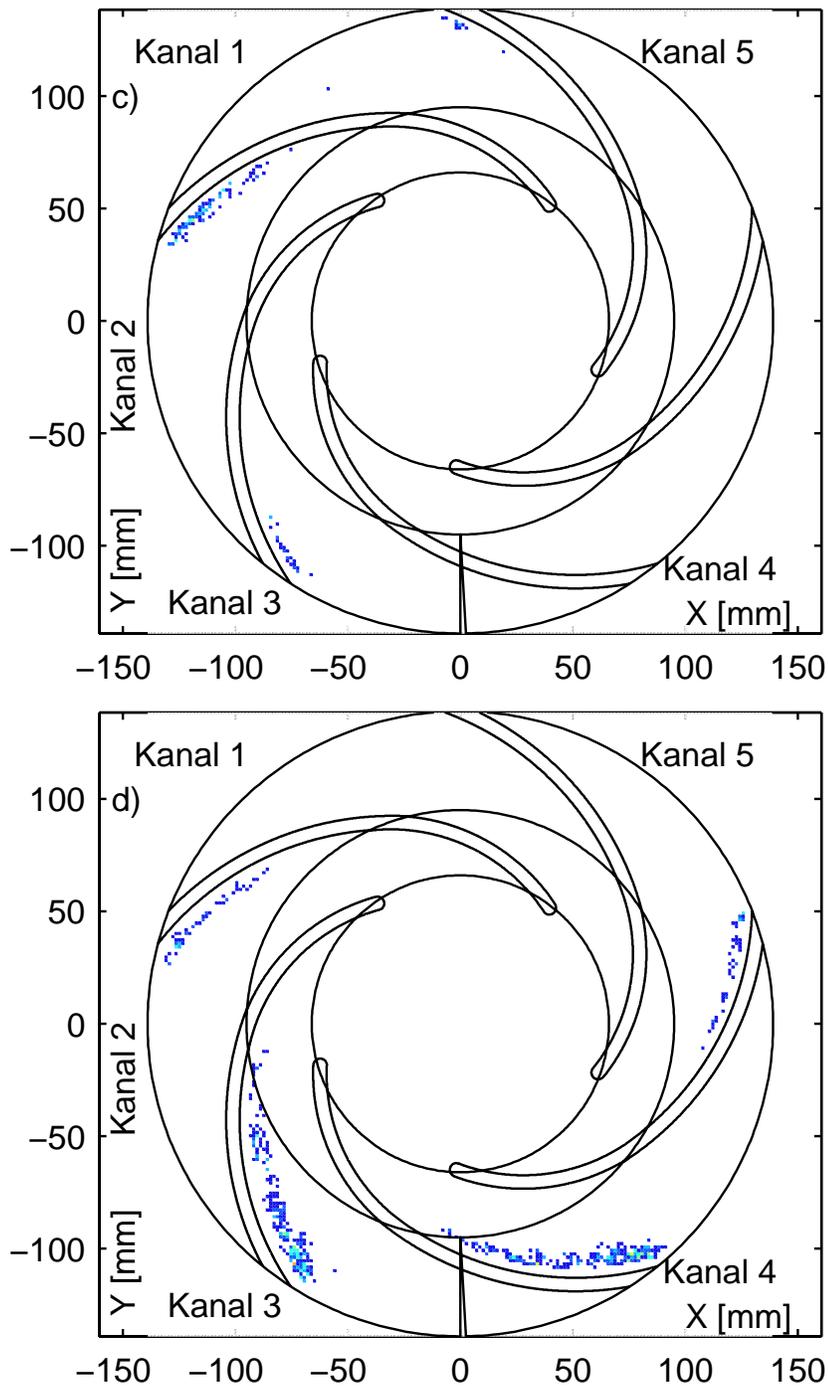


Abbildung 6.27: Vergrößerung der Anzahl der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5\text{ mm}^2$  der Zweikreisbogen-schaufel bei: c)  $Q/Q_N = 40\%$  d)  $Q/Q_N = 35\%$

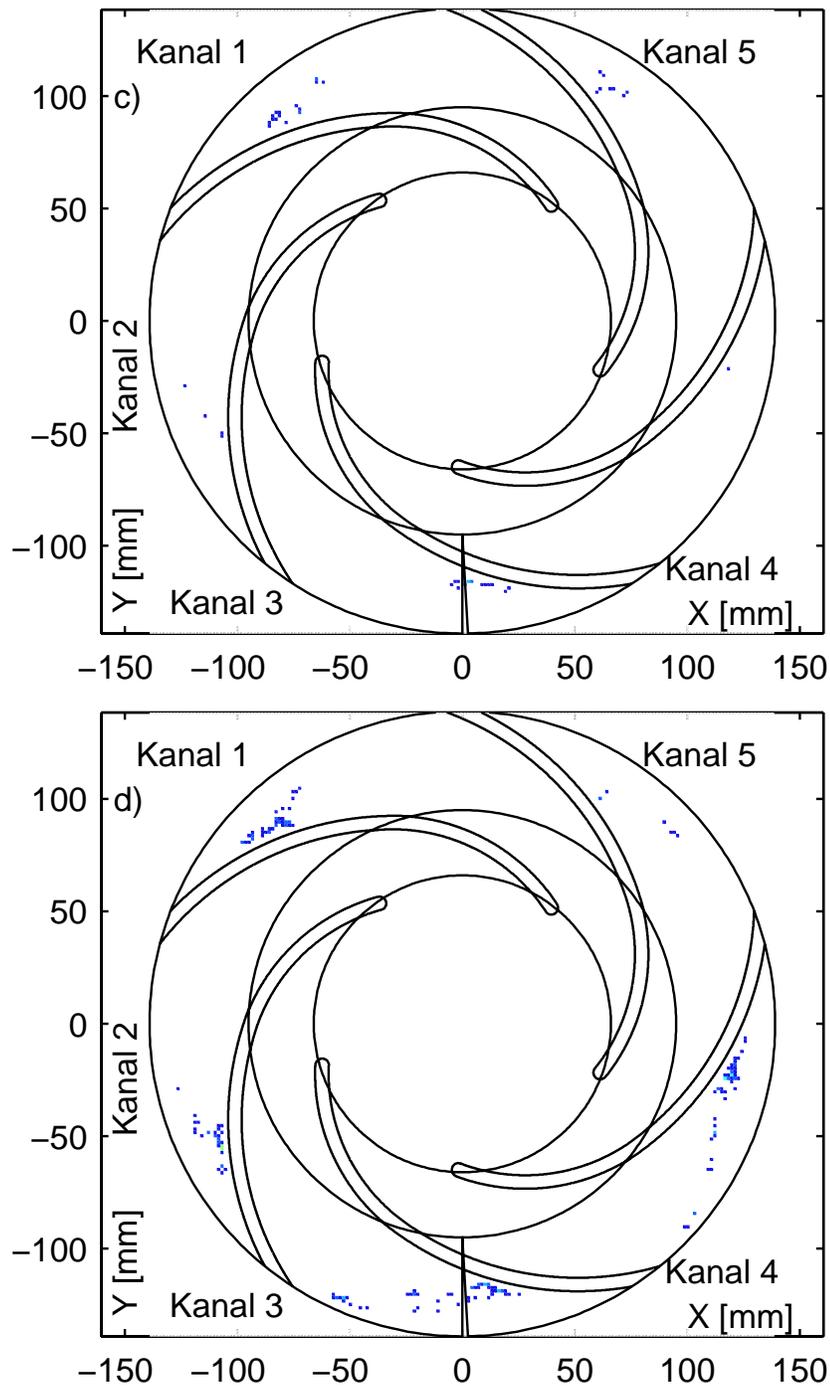


Abbildung 6.28: Vergrößerung der Anzahl der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \text{ mm}^2$  der Zweikreisbogenschaukel bei: c)  $Q/Q_N = 40\%$  d)  $Q/Q_N = 35\%$

### 6.3.2 Frequenzanalyse

Die Frequenzanalyse wurde wie bei den anderen beiden Schaufelformen an Aufnahmen mit einer Abtastfrequenz von 50 Hz durchgeführt. Die Ergebnisse der Frequenzanalyse sind in der Abbildung 6.29 dargestellt. Die Frequenzen, die aus der Frequenzanalyse gewonnen werden konnten, sind in der Tabelle 6.7 aufgelistet. Aus der Frequenzanalyse geht hervor, dass bis zu einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,40$  keine anderen Frequenzen neben den Schaufelfrequenzen (10 Hz, 20 Hz) existieren. Bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  ergab das Frequenzspektrum im Bereich der Schaufelfrequenz ein mit der Strömungsablösung in der Nähe der Unstetigkeitsstelle in Verbindung stehendes Rauschen. Diesem Signal ließen sich keine bestimmten Frequenzen zuordnen. Ab einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  ist neben der Schaufelfrequenz ein eindeutiger Peak bei 21,4 Hz festzustellen. Bei weiterer Drosselung sind die Schaufelfrequenzen nicht mehr nachweisbar. Das bedeutet, dass sich zwischen den einzelnen Laufradkanälen keine Unterschiede im Ablauf der rotierenden Ablösung einstellen.

Die Rücktransformation der Frequenzanalyse in den Zeitbereich ist in der Abbildung 6.30 dargestellt. Wie bereits aus den Untersuchungen der Einkreisbogenschaukel bzw. der Schaufel konstanter Verzögerung bekannt, ergeben die Frequenzen 10 Hz und 20 Hz eine Verschiebung der Niveaus der einzelnen Kanäle. Dies ist für die Volumenströme  $Q/Q_N = 0,50$ ;  $Q/Q_N = 0,45$ ;  $Q/Q_N = 0,40$  und  $Q/Q_N = 0,35$  der Fall. Die Unterschiede der einzelnen Schaufelkanäle nehmen dabei mit abnehmendem Volumenstrom zu. Die nachgewiesene Frequenz von 21,4 Hz erzeugt bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  eine Oszillation der Strömung in den einzelnen Schaufelkanälen. Das Phänomen lässt sich mit Fall 1 bei der Untersuchung der Frequenzspektren der Schaufel konstanter Verzögerung vergleichen. Die Amplituden sind hier jedoch kleiner im Vergleich zum Mittelwert der Schwingung. Bei weiterer Drosselung erfolgt die Schwingung der einzelnen Schaufelkanäle bei gleichem Mittelwert. Dies ist insofern beachtlich, da dies bei den anderen beiden untersuchten Laufrädern nicht der Fall war. Dort wurde immer noch ein Unterschied zwischen den Laufradkanälen festgestellt. Im Vergleich zwischen den Volumenströmen von  $Q/Q_N = 0,25$  und  $Q/Q_N = 0,20$  lässt sich feststellen, dass die Amplitude mit abnehmendem Volumenstrom zunimmt.

### 6.3.3 Rotating Stall in der Zweikreisbogenschaukel

Für dieses Laufrad werden die instantanen Aufnahmen für die Volumenstromverhältnisse  $Q/Q_N = 0,35$  bis  $Q/Q_N = 0,20$  nach Tabelle 6.8 präsentiert. Auf einer Seite werden drei Ausschnitte eines Laufradkanals während einer Umdrehung dargestellt. Der Bezugskanal ist jeweils in der Bildunterschrift angegeben. Im oberen Bild sind dabei die Ausschnitte von drei Schaufelkanälen dargestellt. Es handelt sich dabei im rechten Bereich

Tabelle 6.7: Ermittelte Frequenzen im Frequenzspektrum bei der Zweikreisbogenschaukel

Volumenstrom $Q/Q_N$	ermittelte Frequenzen [Hz]				Wiederholungsfrequenz der Ablösung im Kanal [Hz]
50%		10	20		
45%		10	20		
40%		10	20		
35%		10	20		
30%		10	20	21,4	1,4
25%				21,4	1,4
20%	7,2			21,4	1,4

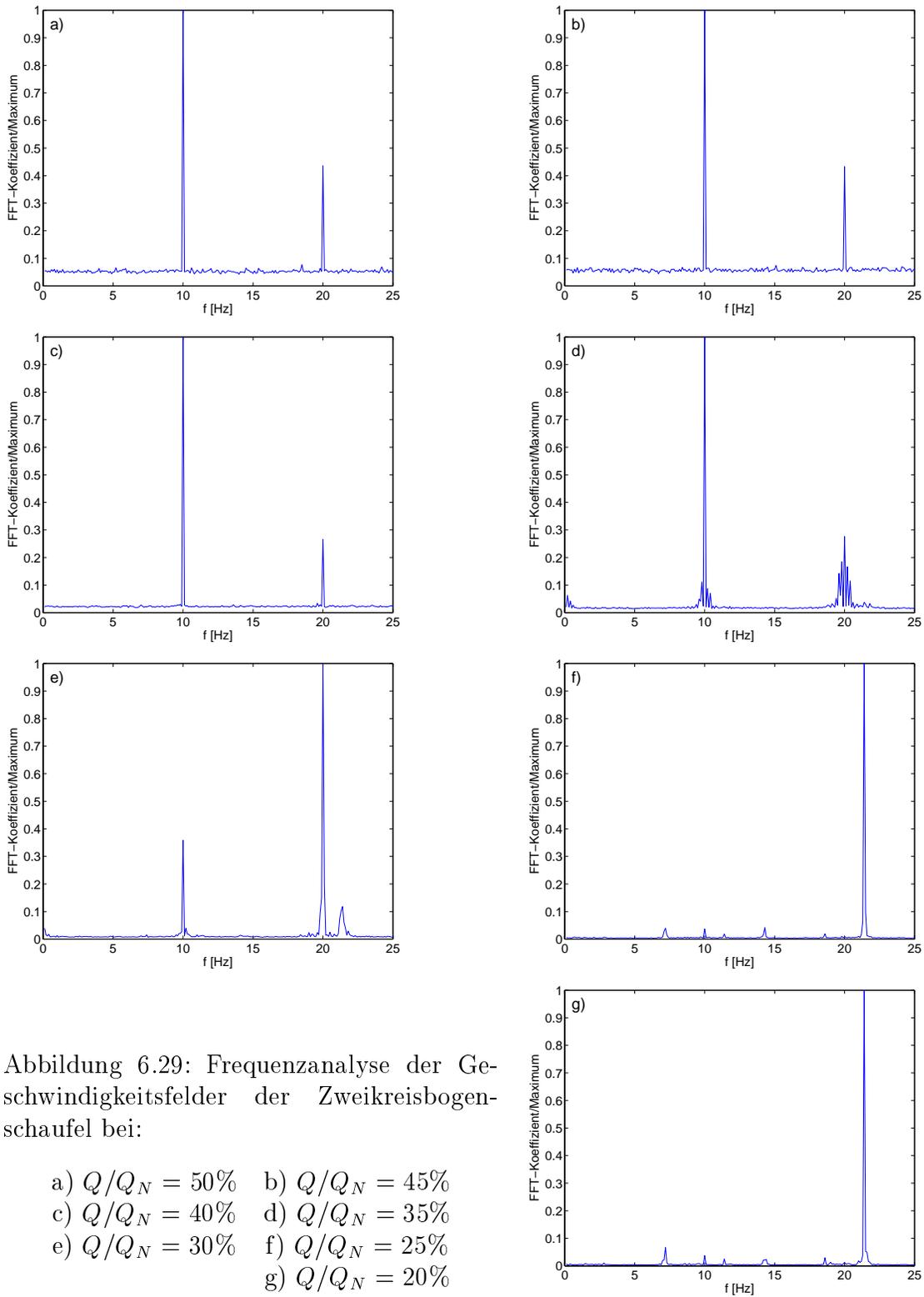
der Abbildung um den druckseitigen Laufradaustritt des Schaufelkanals, der um  $2 \times 72^\circ$  in Drehrichtung des Laufrades gegenüber dem Bezugskanal versetzt ist. In der Mitte ist der Austritt des dem Bezugskanal vorauseilenden Schaufelkanals erkennbar. Auf der linken Seite ist der saugseitige Eintritt des Bezugskanals dargestellt. Im mittleren Bild ist mit einer zeitlichen Verzögerung von  $\Delta t = 15$  ms der druckseitige Laufradaustritt des vorauseilenden Schaufelkanals, der Laufradeintritt sowie die komplette Saugseite des Bezugskanals dargestellt. Mit einer weiteren zeitlichen Differenz von  $\Delta t = 15$  ms ist im unteren Bild der Schaufelkanalaustritt des Bezugskanals und der Eintritt des nachfolgenden Schaufelkanals dargestellt.

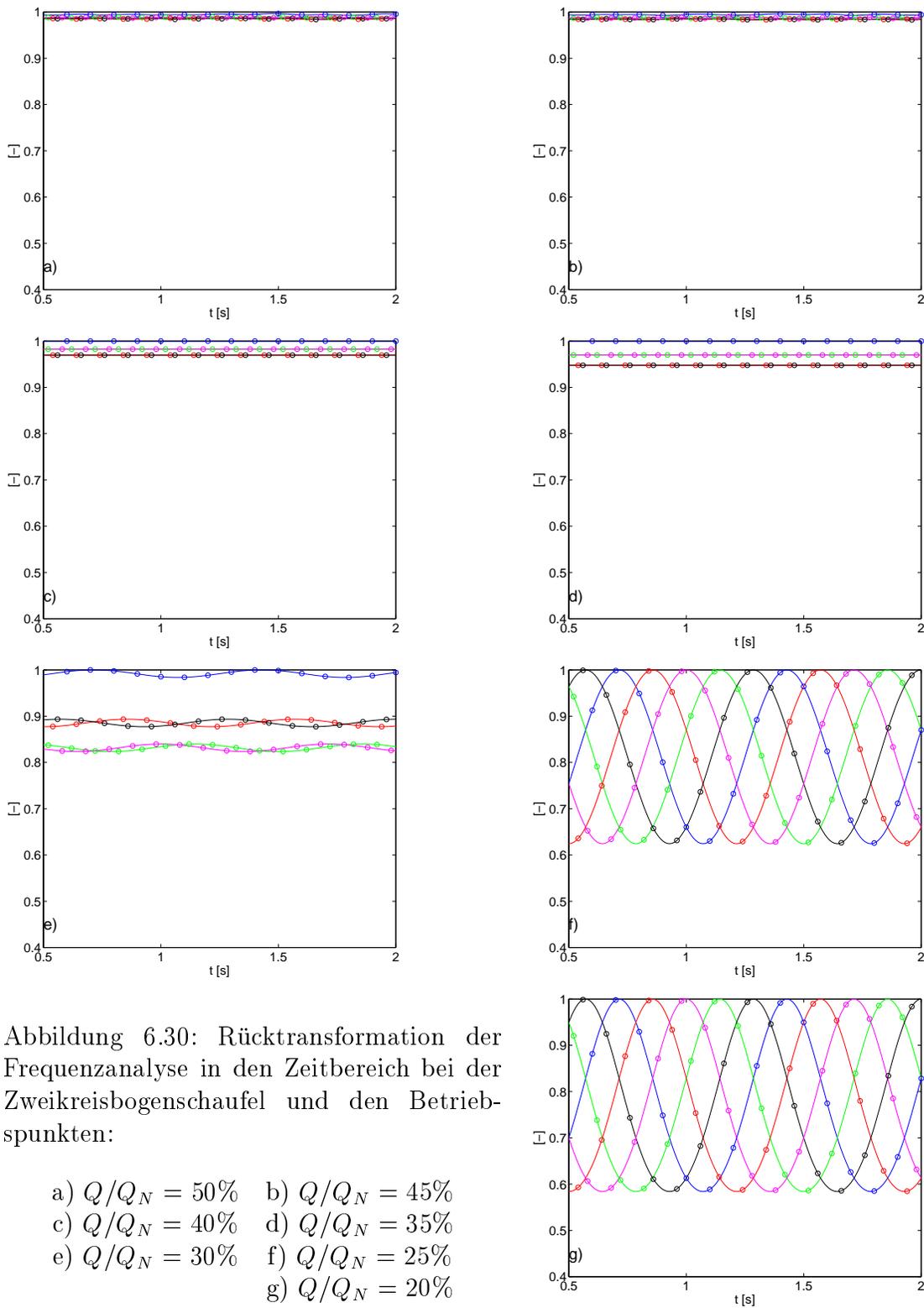
Tabelle 6.8: Liste der dargestellten instantanen Geschwindigkeitsfelder der Zweikreisbogenschaukel

Volumenstrom $Q/Q_N$	Abbildungen	Seiten
35%	A.61 bis A.66	207 bis 212
30%	A.67 bis A.72	213 bis 218
25%	A.73 bis A.78	219 bis 224
20%	A.79 bis A.84	225 bis 230

Die Verläufe der in den Beispielen detektierten Wirbel sind in den Abbildungen 6.31 und 6.32 dargestellt. Dabei wurde mit den unter Abschnitt 6.1.3 beschriebenen Kriterien die räumliche Lageveränderung der Wirbelzentren bestimmt. Zu erkennen ist, dass mit abnehmendem Volumenstrom eine Verlagerung der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel von der Saugseite zur Kanalmitte stattfindet. Beispielhaft soll der Ablauf eines Durchganges einer Ablösezone durch Kanal 4 bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$

beschrieben werden. Auf der ersten Seite (Abbildung A.73, Seite 219) ist der Beginn der Ablösung im Kanal 4 zu erkennen. Im vorhergehenden Kanal 3 ist eine gute Durchströmung des Kanals erkennbar. Im nachfolgenden Kanal 5 ist eine Ablösezone zu erkennen. Eine Umdrehung später (Abbildung A.74, Seite 220) bildet sich neben dem auf der Saugseite lokalisierten im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel ein entgegen dem Uhrzeigersinn drehender Wirbel auf der Druckseite des Kanals aus. Die Ablösezone im Kanal 5 kann zu diesem Zeitpunkt nicht mehr nachgewiesen werden. Nach einer weiteren Umdrehung (Abbildung A.75, Seite 221) sind die Wirbel im Kanal 4 stark angewachsen. Das Wirbelzentrum des im Uhrzeigersinn drehenden Wirbels befindet sich in der Nähe vom Radius der Unstetigkeitsstelle. Eine weitere Umdrehung später (Abbildung A.76, Seite 222) ist der Beginn einer Ablösung im Kanal 3 zu beobachten. In Kanal 4 hat sich der saugseitige Wirbel in Richtung Laufradaustritt bewegt. Die Strömung im Eintrittsbereich des Kanals 4 hat sich an die Kanalkontur angelegt. Auf der vorletzten Seite der Serie (Abbildung A.77, Seite 223) ist ein Anwachsen der Ablösung im Kanal 3 zu beobachten. Im Kanal 4 hat sich die druckseitige Ablösung aufgelöst und die saugseitige Ablösung ist als rudimentärer Rest am saugseitigen Laufradaustritt vorhanden. Im nachfolgenden Kanal 5 ist wieder eine Ablösung am Laufradeintritt zu erkennen. In der letzten Abbildung (Abbildung A.78, Seite 224) ist eine Zunahme der Ausdehnung der Ablösezellen in den Kanälen 3 und 5 zu verzeichnen, während im Kanal 4 keine Ablösungen beobachtet werden konnten. Der Ablauf eines Durchganges einer Ablösezone ist mit dem Ablauf in den anderen beiden Laufrädern vergleichbar. Eine Änderung des Ablaufes für einen Volumenstrom von  $Q/Q_N = 0, 20$  wurde nicht festgestellt. Der Ablauf ist der Vollständigkeit halber in den Abbildungen A.79 bis A.84 dargestellt.





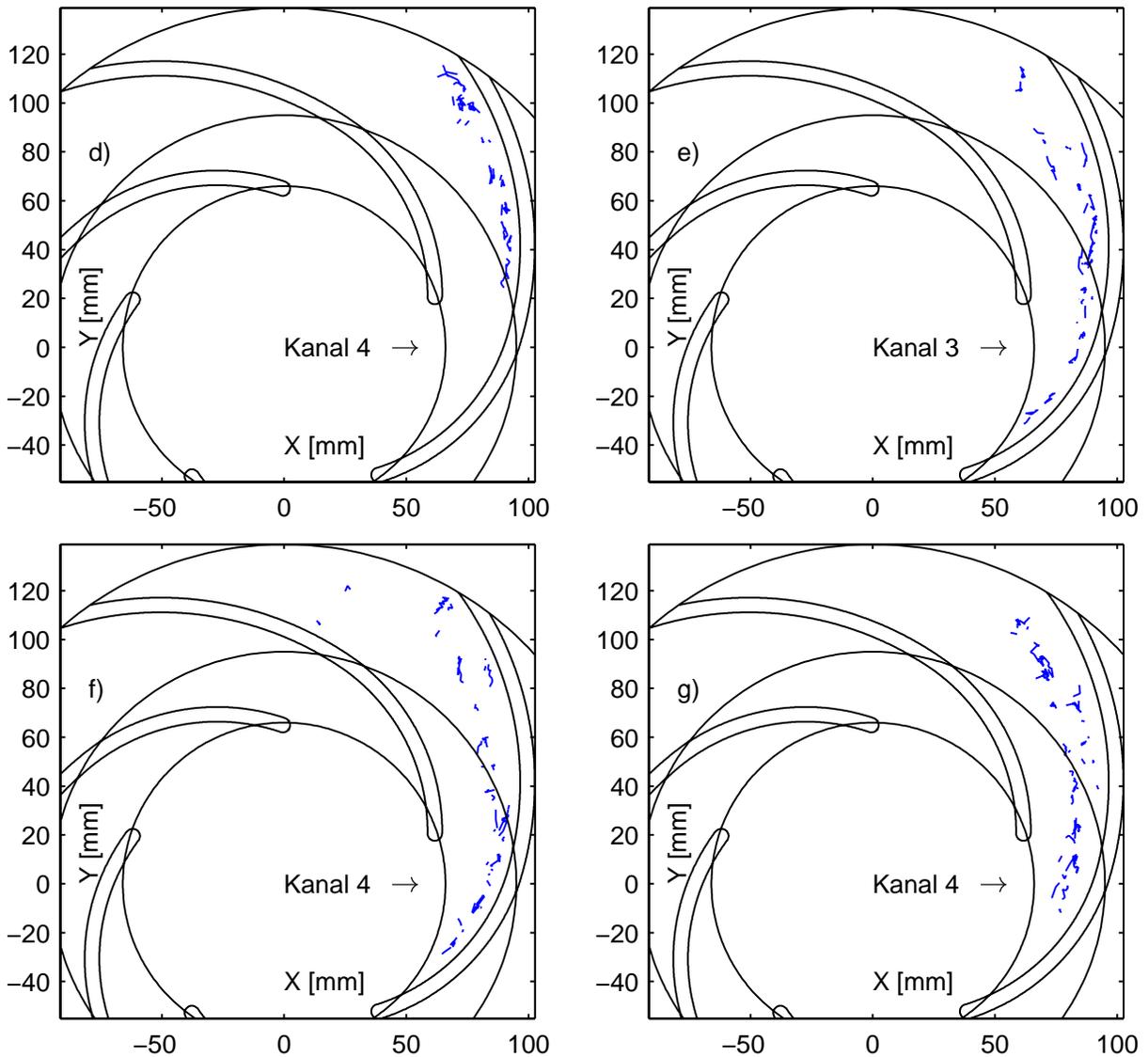


Abbildung 6.31: Weg der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel in der Zweikreisbogenschaukel für den Durchgang einer Ablösezone durch einen Kanal bei:

- d)  $Q/Q_N = 35\%$    e)  $Q/Q_N = 30\%$   
 f)  $Q/Q_N = 25\%$    g)  $Q/Q_N = 20\%$

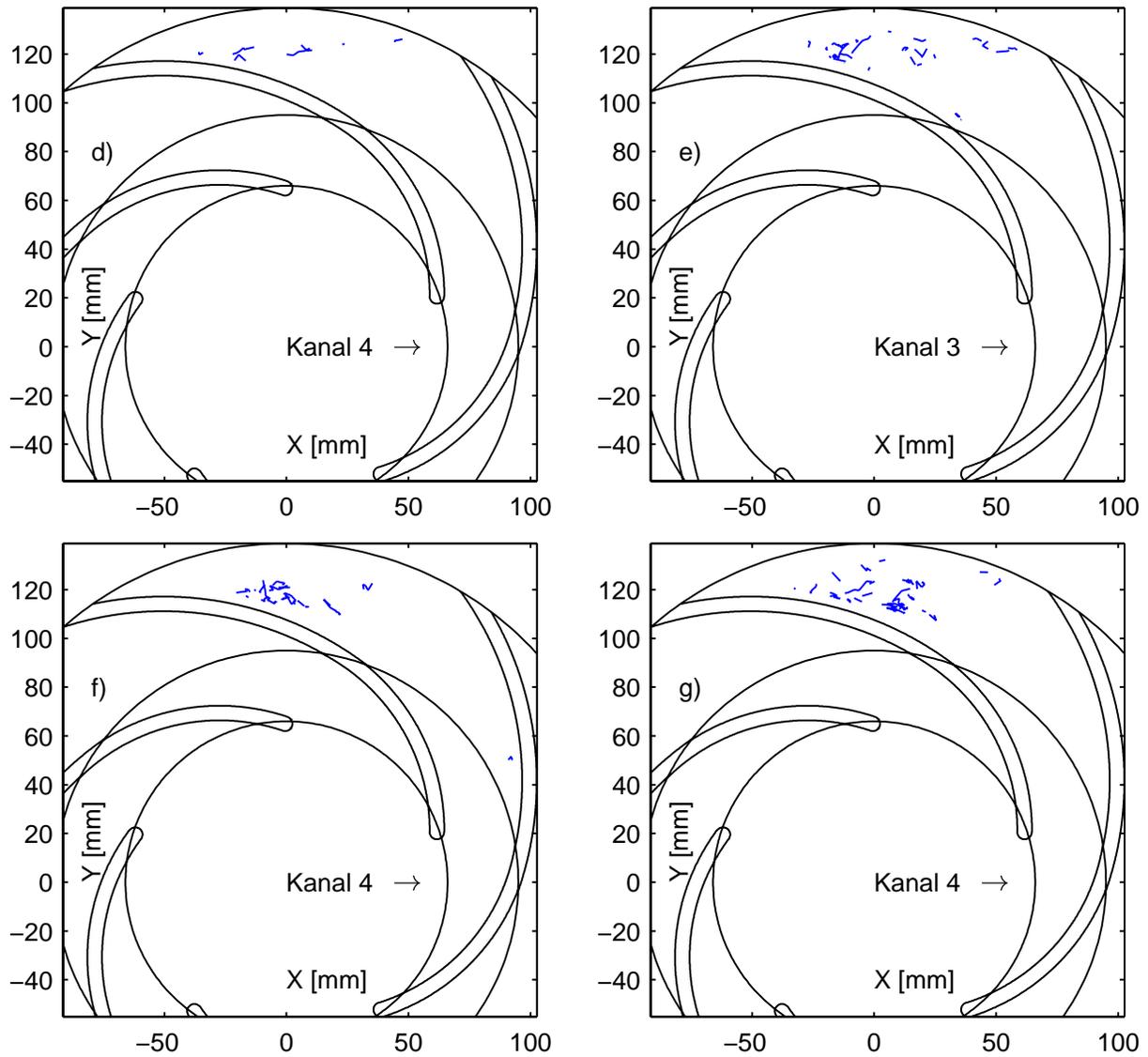


Abbildung 6.32: Weg der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel in der Zweikreisbogenschaufel für den Durchgang einer Ablösezone durch einen Kanal bei:

- d)  $Q/Q_N = 35\%$    e)  $Q/Q_N = 30\%$   
 f)  $Q/Q_N = 25\%$    g)  $Q/Q_N = 20\%$

## 6.4 Vergleich der Laufräder

In diesem Unterkapitel sollen die verschiedenen Parameter des *Rotating Stall* der einzelnen Laufräder verglichen werden. So erfolgte das Einsetzen der Rotation der Ablösung im Laufrad bei unterschiedlichen Volumenströmen. In Abhängigkeit von der Schaufelbelastung konnte eine Verschiebung des Einsatzes des *Rotating Stall* festgestellt werden. Bei dem Laufrad mit der höchsten Schaufelbelastung (Einkreisbogenschaukel) setzte der *Rotating Stall* bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  ein. Bei der Zweikreisbogenschaukel betrug das Volumenstromverhältnis 0,3 und bei dem Laufrad mit der geringsten Schaufelbelastung (Schaufel konstanter Verzögerung) 0,25.

Die ermittelten Frequenzen für die Umfangsgeschwindigkeit des *Rotating Stall* sind in Tabelle 6.9 wiedergegeben. Ein Vergleich der Ergebnisse der Frequenzanalyse ergibt für ein Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,20$  in allen drei Laufrädern die gleichen Frequenzen (1,4 Hz). Für die Laufräder Einkreisbogenschaukel und Schaufel konstanter Verzögerung konnte mit abnehmendem Volumenstrom eine Zunahme der Frequenz und damit eine Zunahme der Umfangsgeschwindigkeit des *Rotating Stall* bestimmt werden. Bei diesen beiden Laufrädern wurden sowohl für ein Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  als auch von  $Q/Q_N = 0,20$  identische Frequenzen festgestellt. Für das Laufrad mit der Zweikreisbogenschaukel wurde in allen Fällen eine identische Frequenz festgestellt. Dabei ist für die Auflösung der Frequenzanalyse anzumerken, dass diese 0,1 Hz betrug. Somit ist auch eine Abnahme der Frequenz möglich, diese Annahme liegt jedoch im Bereich der Messunsicherheit.

Tabelle 6.9: Gegenüberstellung der ermittelten Frequenzen der einzelnen Laufräder

Volumenstrom $Q/Q_N$	Einkreisbogen- schaufel [Hz]	Schaufel konstan- ter Verzögerung [Hz]	Zweikreisbogen- schaufel [Hz]
50%	-	-	-
45%	-	-	-
40%	-	-	-
35%	1,2	-	-
30%	1,3	-	1,4
25%	1,3	1,3	1,4
20%	1,4	1,4	1,4

Um die Lage der Wirbel in den einzelnen Laufrädern vergleichen zu können, ist eine Transformation der Ergebnisse anhand der Schaufelgeometrie

erforderlich. Eine gute Vergleichbarkeit der Laufräder erhält man, wenn die Krümmung der Laufräder entfernt und somit eine rein radiale Erstreckung der Schaufeln erzeugt wird (Zirkularprojektion). Dafür wurden die Ergebnisse der einzelnen Laufräder in Abhängigkeit vom Radius und der Schaufelgeometrie nach Gleichung 6.4 transformiert. Darin ist  $P$  der Punkt in der Messebene, definiert über den Radius ( $r$ ) und den Winkel  $\theta_o$ . Im Original ist  $r$  und  $\theta_o$  identisch mit der Transformation vom kartesischen in das polare Koordinatensystem. Bei der Neubestimmung des Punktes wird in Abhängigkeit vom Radius der Winkel der Laufradschaufel subtrahiert. Die geometrische Darstellung der Transformation ist in Abbildung 6.33 dargestellt.

$$P_{\{r,\theta_o\}_{neu}} = P_{\{r,\theta_o\}_{original}} - \theta_{o\{r,LR\}} \quad (6.4)$$

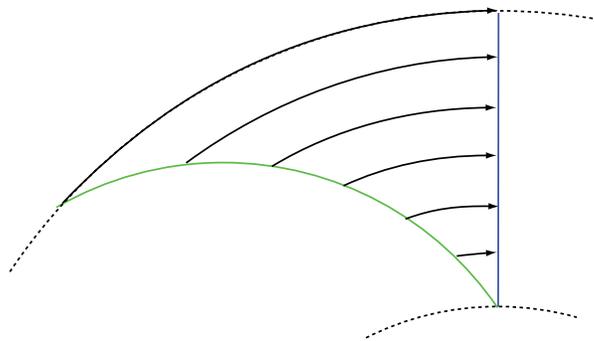


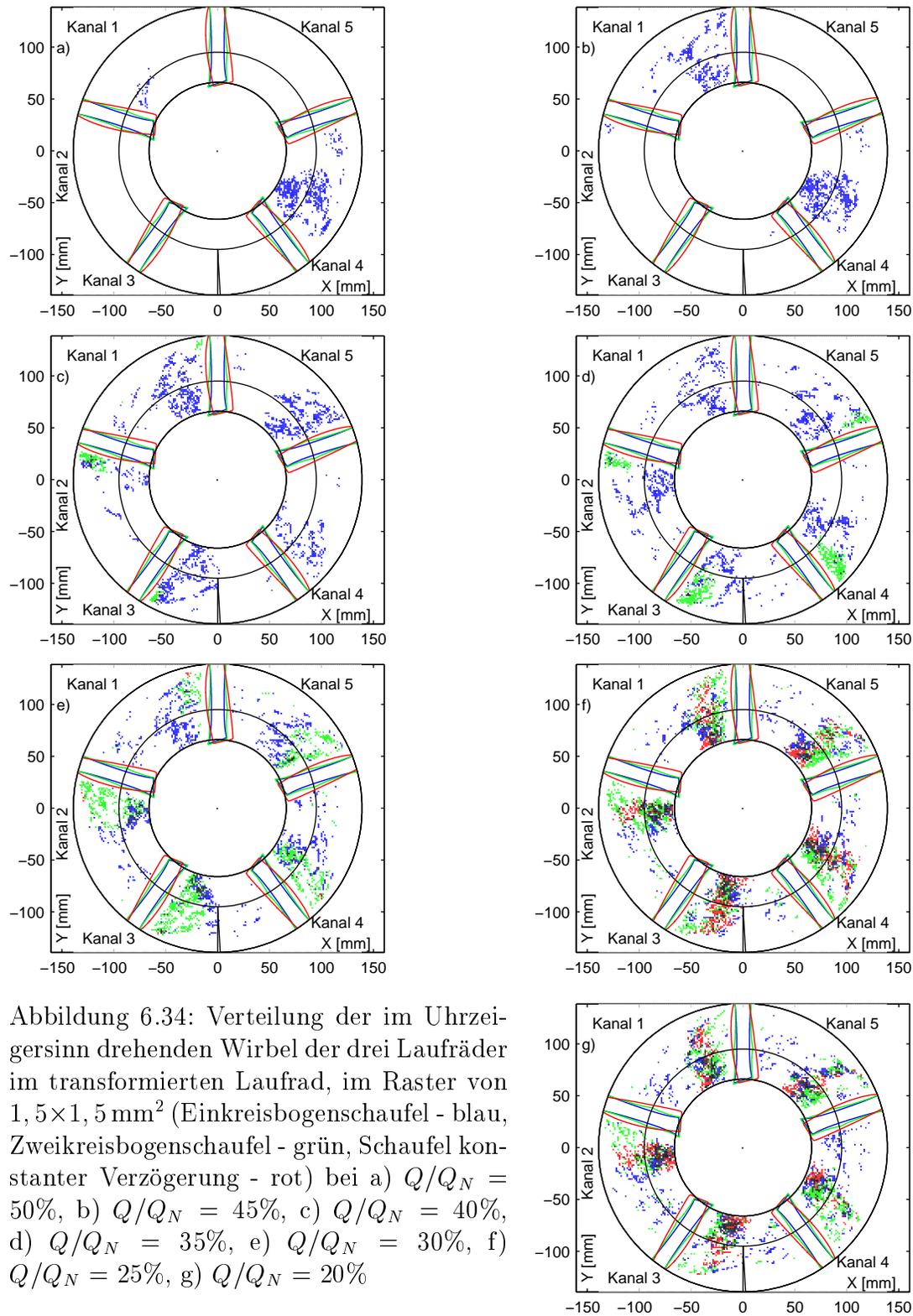
Abbildung 6.33: Transformation der gekrümmten Schaufel (grün) in reine radiale Erstreckung (blau)

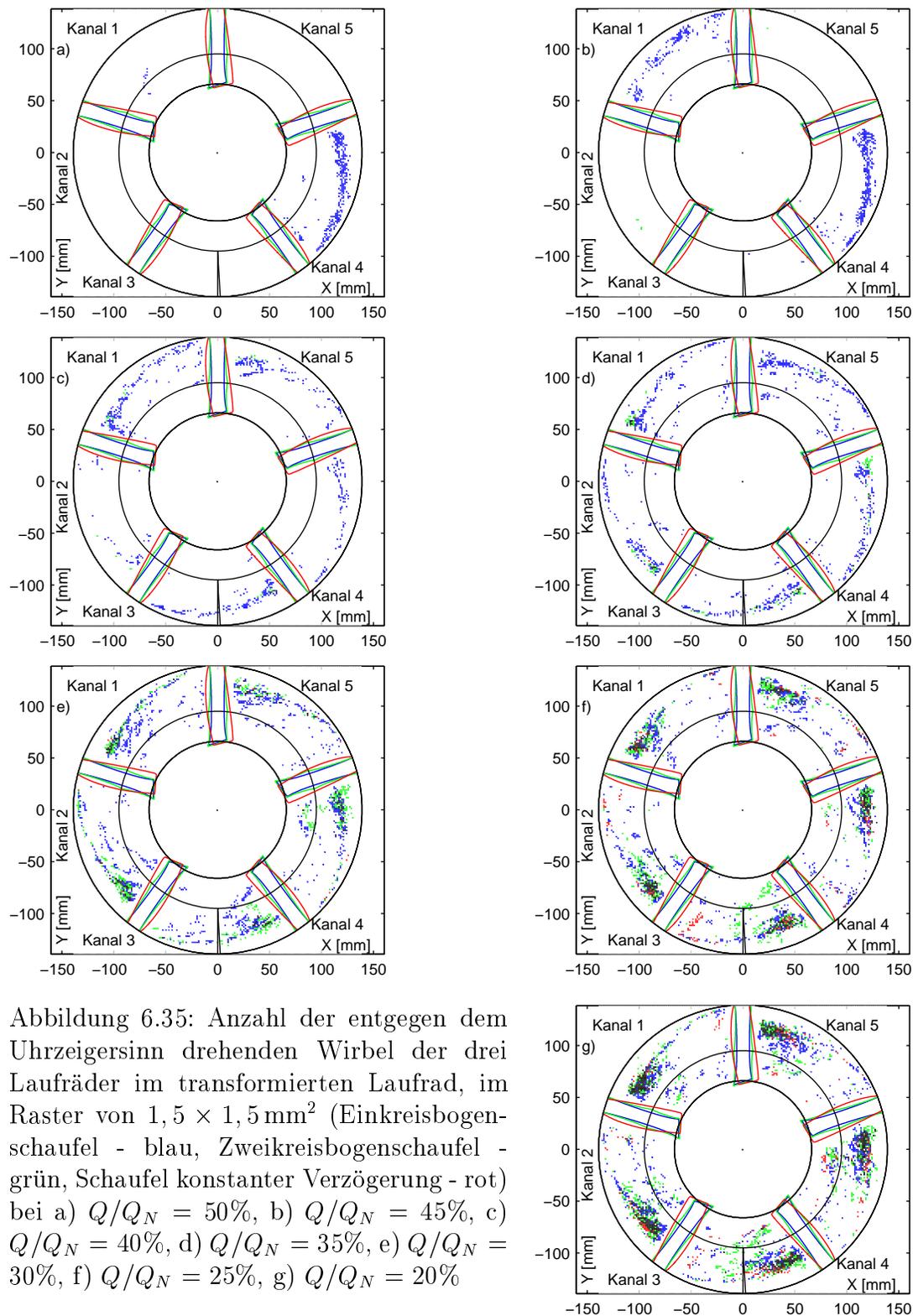
Die Ergebnisse dieser Transformation sind in den Abbildungen 6.34 und 6.35 dargestellt. Den einzelnen Laufrädern wurden dabei folgende Farben zugeordnet: Einkreisbogenschaufel - blau, Zweikreisbogenschaufel - grün, Schaufel konstanter Verzögerung - rot. Sich überlappende Wirbelzentren der einzelnen Schaufeln sind schwarz gekennzeichnet.

In der Abbildung 6.35 ist zu erkennen, dass bis zu einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  die entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel der Einkreisbogenschaufel sich an der Druckseite der Schaufelkanäle in einer Höhe von ca.  $2/3$  der radialen Erstreckung der Schaufeln ausbilden und sich von dort in Richtung des Schaufelendes der Saugseite bewegen. Ab einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  kann dieser Prozess nicht mehr eindeutig beobachtet werden, da die Anzahl der detektierten Wirbelzentren, die sich in Richtung der Saugseite bewegen, abgenommen hat. Eine ähnliche Beobachtung kann auch für die Zweikreisbogenschaufel konstatiert werden. Für ein Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,30$  kann auf eine Bewegung der Wirbelzentren von der Druckseite zur Saugseite geschlossen werden. Bei weiter abnehmendem Volumenstrom konnten keine Wirbelzentren der sich entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel in der Nähe der Saugseite detektiert werden. Für die Schaufel konstanter Verzögerung

konnte keine Bewegung dieser Wirbel in Richtung des saugseitigen Schaufelkanalaustrittes festgestellt werden. Ein Vergleich der Laufräder ergibt, dass die Entstehung der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel in der gleichen Region erfolgt. Eine Bewegung dieser Wirbelzentren zum saugseitigen Laufradaustritt ist sowohl abhängig von der Schaufelform als auch vom Volumenstrom. Das Einsetzen der Wirbel wurde bereits in den einzelnen Abschnitten der Laufräder beschrieben und steht im direktem Zusammenhang mit dem Einsetzen des *Rotating Stall*.

Für die sich im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel, die in Abbildung 6.34 dargestellt sind, lässt sich außer der Richtung kein eindeutiger Pfad der Bewegung festlegen. Die Wirbelzentren sind auf der saugseitigen Seite des Schaufelkanals verteilt. Die Wirbel haben in allen drei Laufrädern unter *Rotating Stall* Bedingungen ihren Ausgangspunkt am saugseitigen Laufradeintritt. Von dort aus bewegen sich die Wirbelzentren in Richtung Kanalmitte. In einigen Fällen konnten jedoch auch saugseitige Grenzschichtablösungen entlang der Schaufel beobachtet werden. Diese sind ebenfalls in der Darstellung enthalten. Die weiteste Entfernung von der Saugseite erreichen die Wirbelzentren in der Einkreisbogenschaufel. In diesem Fall erreichen die Wirbelzentren den mittleren Abstand zwischen Druck- und Saugseite. Die Wirbel, die in der Schaufel konstanter Verzögerung existieren, erreichen nicht die Entfernung von der Saugseite wie die Einkreisbogenschaufel, sie erreichen jedoch eine größere Entfernung als die Wirbel in der Zweikreisbogenschaufel.





## 6.5 Einfluß des Vordralls auf den Rotating Stall

In einigen Untersuchungen zur Beeinflussung des *Rotating Stall* wurden Vorrichtungen zur Beeinflussung der Zuströmung eingesetzt. Um die Beeinflussung des *Rotating Stall* durch ein Vorleitgitter zu untersuchen, wurde, wie in Kapitel 3.1.1 beschrieben, ein verstellbares Vorleitgitter in die Saugleitung der Pumpe eingebaut. Mit diesem System wurde der Vordrall der Pumpe beeinflusst. Nach der Eulerschen Energieübertragungsgleichung (Gleichung 5.7) beeinflusst der Vordrall den Energieeintrag in das Fluid. Je nach Vorzeichen von  $c_{1u}$  wird  $e_u$  kleiner oder größer. Durch die Anstellwinkel der Schaufeln im Vorleitgitter wird der Strömungswinkel des Fluids beeinflusst. Die Definition der Winkel und damit der Umfangskomponente der Zuströmgeschwindigkeit  $c_{1u}$  erfolgte anhand der Richtung der Umfangsgeschwindigkeit. Positiv ist danach Gleichdrall definiert, das bedeutet,  $c_{1u}$  zeigt in dieselbe Richtung wie die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades ( $u_1$ ).  $c_{1u}$  ist demzufolge negativ, wenn es entgegen der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades zeigt. Dieselbe Definition besitzen die Winkel im Vorleitgitter. D. h. ein negativ eingestelltes Vorleitgitter soll die Zuströmung des Laufrades so beeinflussen, dass sich ein negatives  $c_{1u}$  ausbildet.

Für die Untersuchungen mit dem Vorleitgitter wurden zwei Winkelstellungen des Schaufelgitters benutzt. Die eine Winkelstellung war  $-35^\circ$  und die andere  $+35^\circ$ . Die Ergebnisse der Auswirkung dieser Vorleitgitterstellungen auf die Zuströmung und die Kennlinie wurden in den Abschnitten 5.1.2 und 5.2 behandelt.

Als Ergebnisse sollen hier die Frequenzanalysen aus den Geschwindigkeitsfeldern, die Mittelwertanalyse und die Lage der Wirbelzentren diskutiert werden. Die Ergebnisse der Frequenzanalyse sind in Abbildung 6.36 für  $+35^\circ$  und in Abbildung 6.37 für  $-35^\circ$  dargestellt. Eine Zusammenfassung der ermittelten Frequenzen erfolgt in den Tabellen 6.10 und 6.11. Die Ergebnisse der Rücktransformation sind in den Abbildungen 6.38 und 6.37 wiedergegeben.

Entgegen der Erwartung begünstigt die Einstellung von Gleichdrall die Entstehung von *Rotating Stall*. So wurde für Gleichdrall schon bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,50$  eine leichte rotierende Ablösung (bezogen auf das Verhältnis vom *Peak* bei 21 Hz zu den *Peaks* bei 10 Hz und 20 Hz) festgestellt. Bei Gleichdrall würde man einen Anstieg von  $\beta_1$  erwarten und somit eine positive Beeinflussung der Anströmung der Schaufel. Daher wäre davon auszugehen, dass die Strömung erst bei geringeren Volumenströmen im Laufrad abreißt. Im Gegensatz dazu setzt bei negativem Vordrall der *Rotating Stall* erst bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  ein. Vergleicht man die Werte der Frequenzen, so hat der Vordrall keinen Einfluss auf die Umfangsgeschwindigkeit der rotierenden Ablösung bzw. konnte dieser Unterschied nicht mit den Parametern der Frequenzanalyse aufgelöst

werden. Die Amplitude der Schwingung in der Rücktransformation ist bei Gegendrall geringfügig größer als bei Gleichdrall.

In den Abbildungen 6.40, 6.41, 6.44 und 6.45 sind die Mittelwerte der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit sowie die normierte Standardabweichung dargestellt. Ähnlich wie bei den Untersuchungen ohne Vorleitgitter ergeben sich bei der Konfiguration mit negativem Vordrall unsymmetrische Verteilungen der Mittelwerte bei den Volumenstromverhältnissen  $Q/Q_N = 0,45$  und  $Q/Q_N = 0,40$ . Hier wurden in den Schaufelkanälen 1 und 4 im Mittel negative Werte für die Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit festgestellt. Das bedeutet, dass wie bei den Untersuchungen ohne Vorleitgitter im Laufrad ein *Standing Stall* existiert. Die Bilder für die Konfiguration mit positivem Vordrall zeigen diese Auffälligkeiten nicht. Die Verteilung der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit ist hier symmetrisch über das Laufrad verteilt.

In den Abbildungen 6.42, 6.43, 6.46 und 6.47 sind die Verteilungen der Wirbelzentren wiedergegeben. Bei positivem Vordrall ist zu erkennen, dass bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,50$  in nahezu allen Kanälen Wirbel mit Drehrichtung im Uhrzeigersinn detektiert wurden. Ein ähnliches Bild ergibt sich für die Konfiguration mit negativem Vordrall. Hierbei beginnen die Wirbel jedoch nicht am Laufradeintritt, sondern erst nach ca.  $1/3$  der Schaufellänge. Wird der Volumenstrom bei dieser Konfiguration weiter gedrosselt, so entstehen die Wirbel vermehrt im Schaufelkanal 1 und zwar beginnend am Laufradeintritt. Bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,40$  ergibt sich diese Verteilung der Wirbelzentren auch im Kanal 4. Bei weiterer Drosselung wird in allen Kanälen eine ähnliche Verteilung der Wirbelzentren festgestellt. Im Gegensatz dazu kann dieses *Standing Stall*-Verhalten bei positivem Vordrall nicht festgestellt werden.

Die Wirbel, die sich entgegen dem Uhrzeigersinn drehen, zeigen bei negativem Vordrall ein ähnliches Verhalten wie die Originalkonfiguration ohne Vorleitgitter. Die Wirbel treten jedoch erst bei 5% weniger Volumenstrom ( $Q/Q_N = 0,45$ ) in Erscheinung. Anders als in der Originalkonfiguration beginnt die Wirbelbildung zuerst verstärkt im Schaufelkanal 1. Bei  $Q/Q_N = 0,40$  sind die Wirbelzentren sowohl im Schaufelkanal 1 als auch im Schaufelkanal 4 anzutreffen. Mit weiter abnehmendem Volumenstrom bilden sich die Wirbel in allen Schaufelkanälen aus. Der Pfad der Wirbel (beginnend bei ca.  $2/3$  der Schaufeldruckseite zum saugseitigen Schaufelende hin) wird mit abnehmendem Volumenstrom immer verschwommener. Die stochastischen Schwankungen im Ablauf der Wirbelbildung nehmen zu. Bei positivem Vordrall ist der *Standing Stall* auch für die entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel kaum feststellbar. Lediglich bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,50$  treten die Wirbelzentren in nahezu nur einem Kanal (Schaufelkanal 4) auf. Bei weiterer Drosselung des Volumenstromes sind die Wirbelzentren gleichmäßig über die Schaufelkanäle verteilt.

Aus den Messungen ist ersichtlich, dass der Vordrall Einfluss auf den *Rotating Stall* besitzt. Die Ergebnisse der Messung der Strömung in der Saugleitung

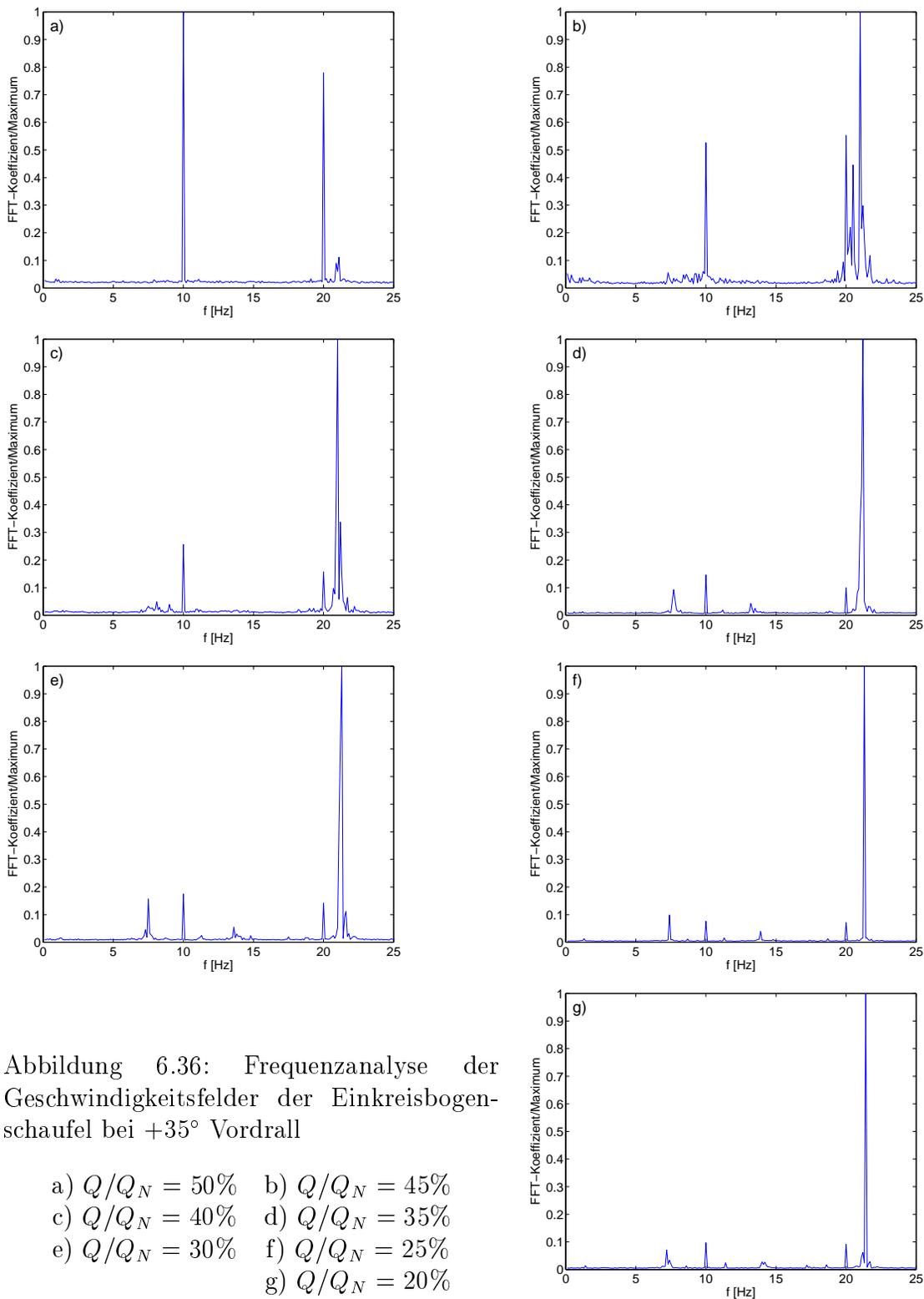
ergaben, dass sich nach dem Einsetzen des *Rotating Stall* in der Nähe der Rohrwand ein Drall in der Strömung ausbildet. Möglicherweise wird der Zuströmung auch ohne Vorleiteinrichtung in der Nähe des Laufrades ein Mitdrall aufgezwungen. Die Messungen von Liu [41] wurden bestätigt. Auch dort wurde festgestellt, dass der *Rotating Stall* (dort als Teillastrezirkulation bezeichnet) unter positivem Vordrall bei höheren Volumenströmen einsetzt. Eine eindeutige Erklärung für dieses Verhalten des Laufrades konnte nicht gefunden werden. Daher wären weitere Untersuchungen zum Einfluss des Vordralls erforderlich.

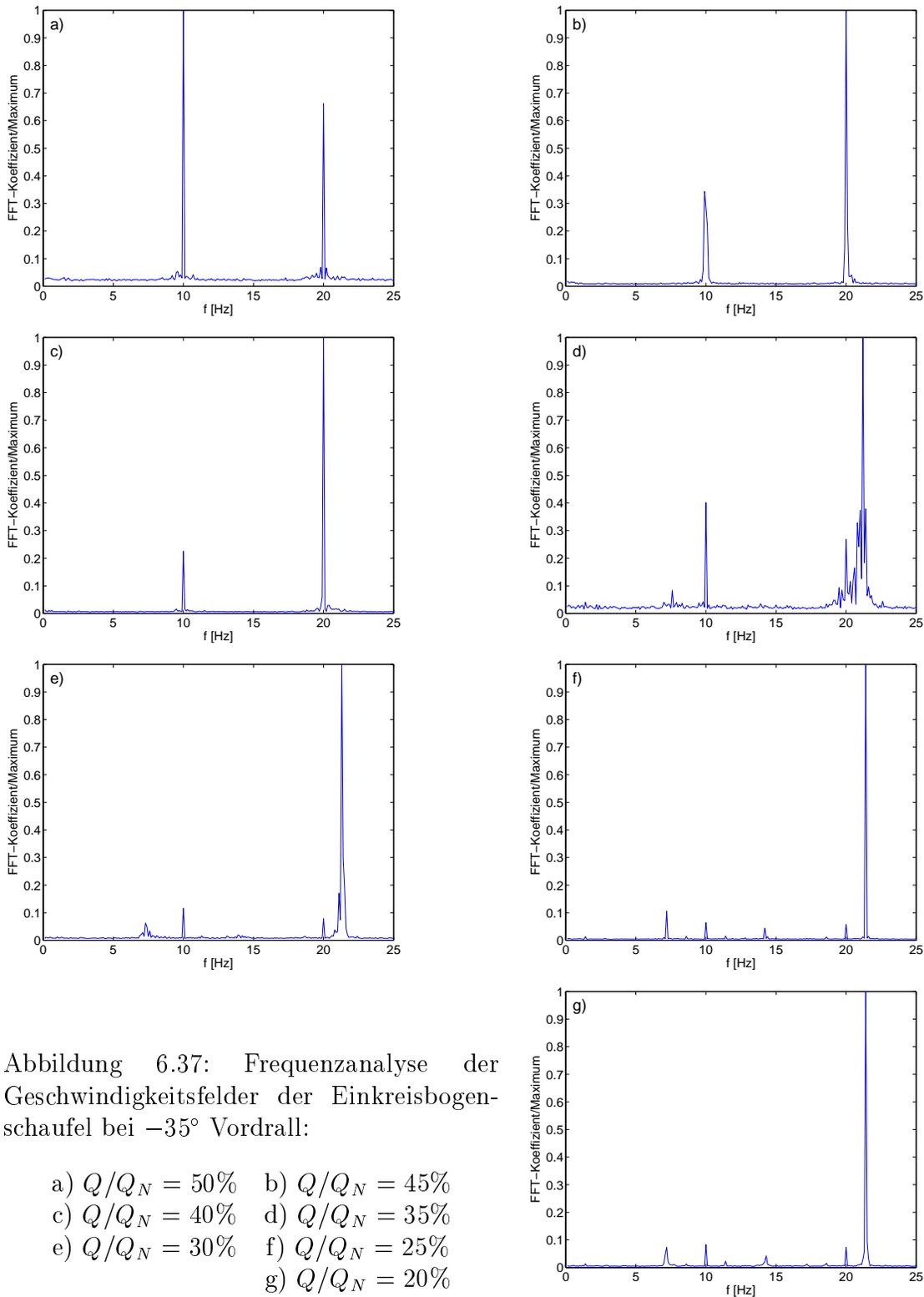
Tabelle 6.10: Ermittelte Frequenzen im Frequenzspektrum bei der Einkreisbogenschaukel mit  $+35^\circ$  Vordrall

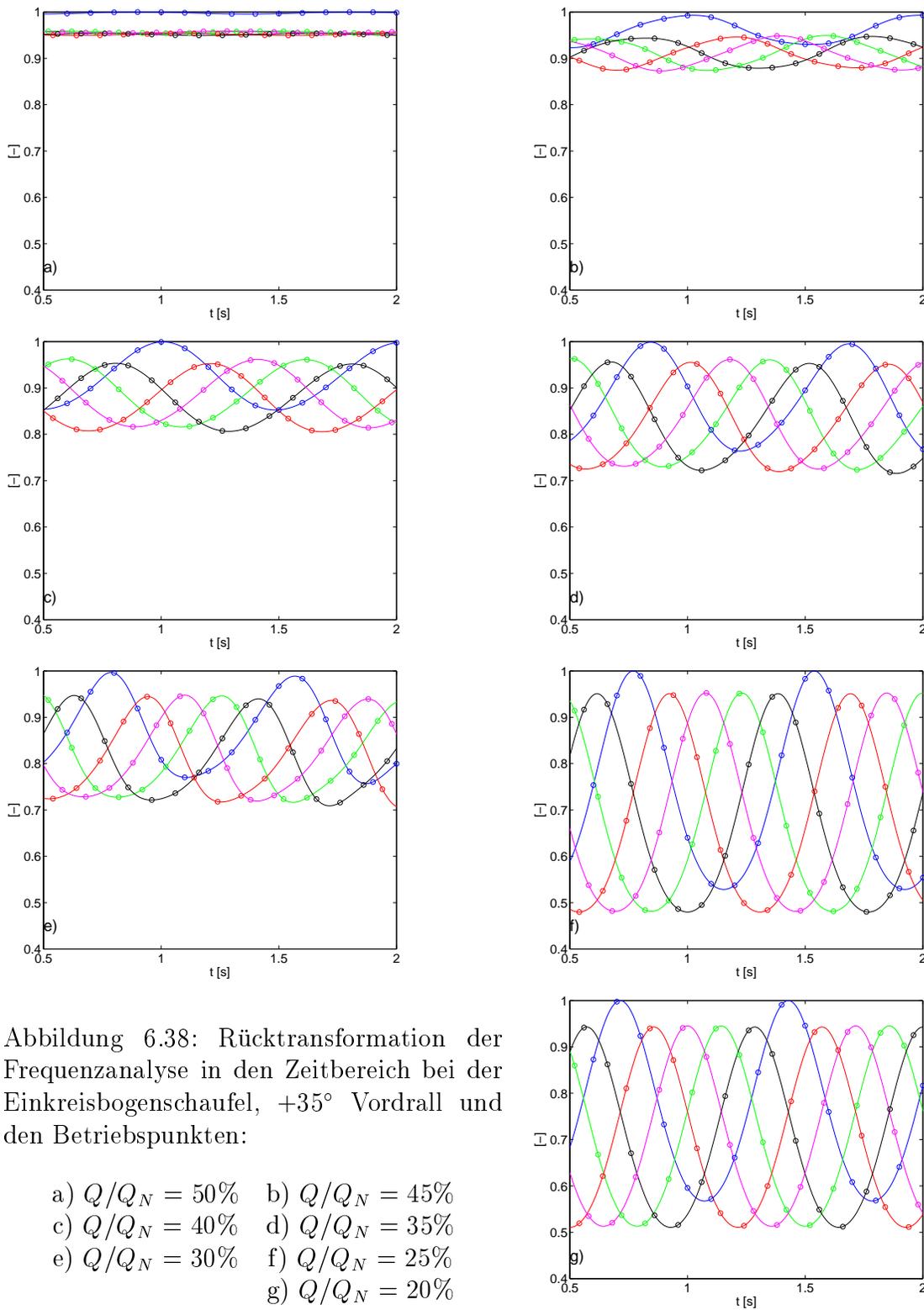
Volumenstrom $Q/Q_N$	ermittelte Frequenzen [Hz]				Wiederholungsfrequenz der Ablösung im Kanal [Hz]	
50%		10		20	21,1	1,1
45%		10		20	21	1
40%	8,1	10		20	21	1
35%	7,7	10		20	21,2	1,2
30%	7,3	10	13,6	20	21,3	1,3
25%	7,4	10		20	21,3	1,3
20%	7,2	10		20	21,4	1,4

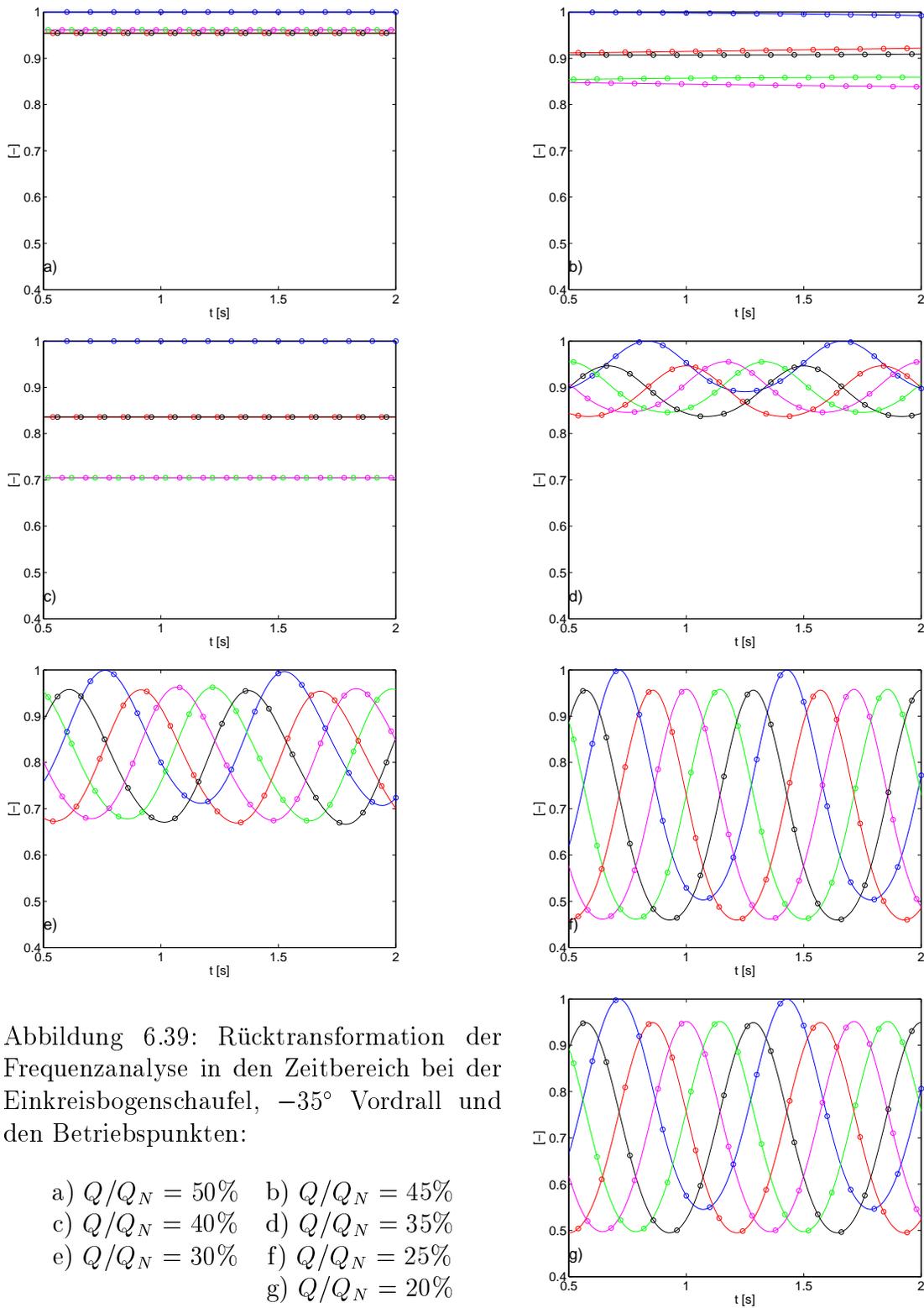
Tabelle 6.11: Ermittelte Frequenzen im Frequenzspektrum bei der Einkreisbogenschaukel mit  $-35^\circ$  Vordrall

Volumenstrom $Q/Q_N$	ermittelte Frequenzen [Hz]				Wiederholungsfrequenz der Ablösung im Kanal [Hz]
50%		10	20		
45%		10	20		
40%		10	20		
35%	7,6	10	20	21,1	1,1
30%	7,3	10	20	21,3	1,3
25%	7,2	10	20	21,4	1,4
20%	7,2	10	20	21,4	1,4









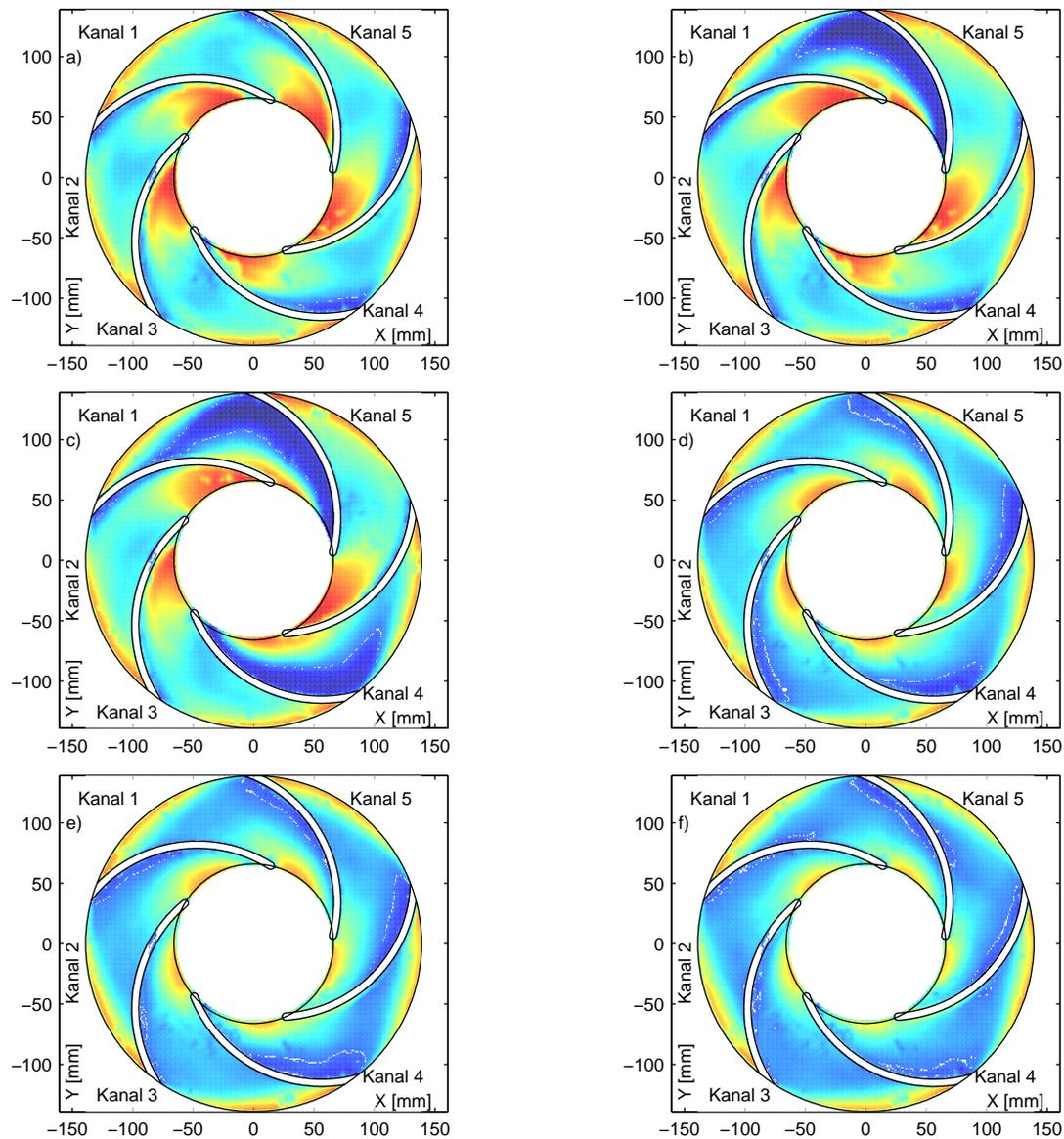
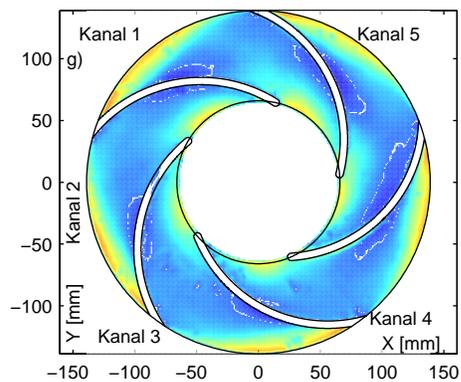


Abbildung 6.40: Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Einkreisbogenschaufel mit negativem Vordrall bei:

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| a) $Q/Q_N = 50\%$ | b) $Q/Q_N = 45\%$ |
| c) $Q/Q_N = 40\%$ | d) $Q/Q_N = 35\%$ |
| e) $Q/Q_N = 30\%$ | f) $Q/Q_N = 25\%$ |
|                   | g) $Q/Q_N = 20\%$ |



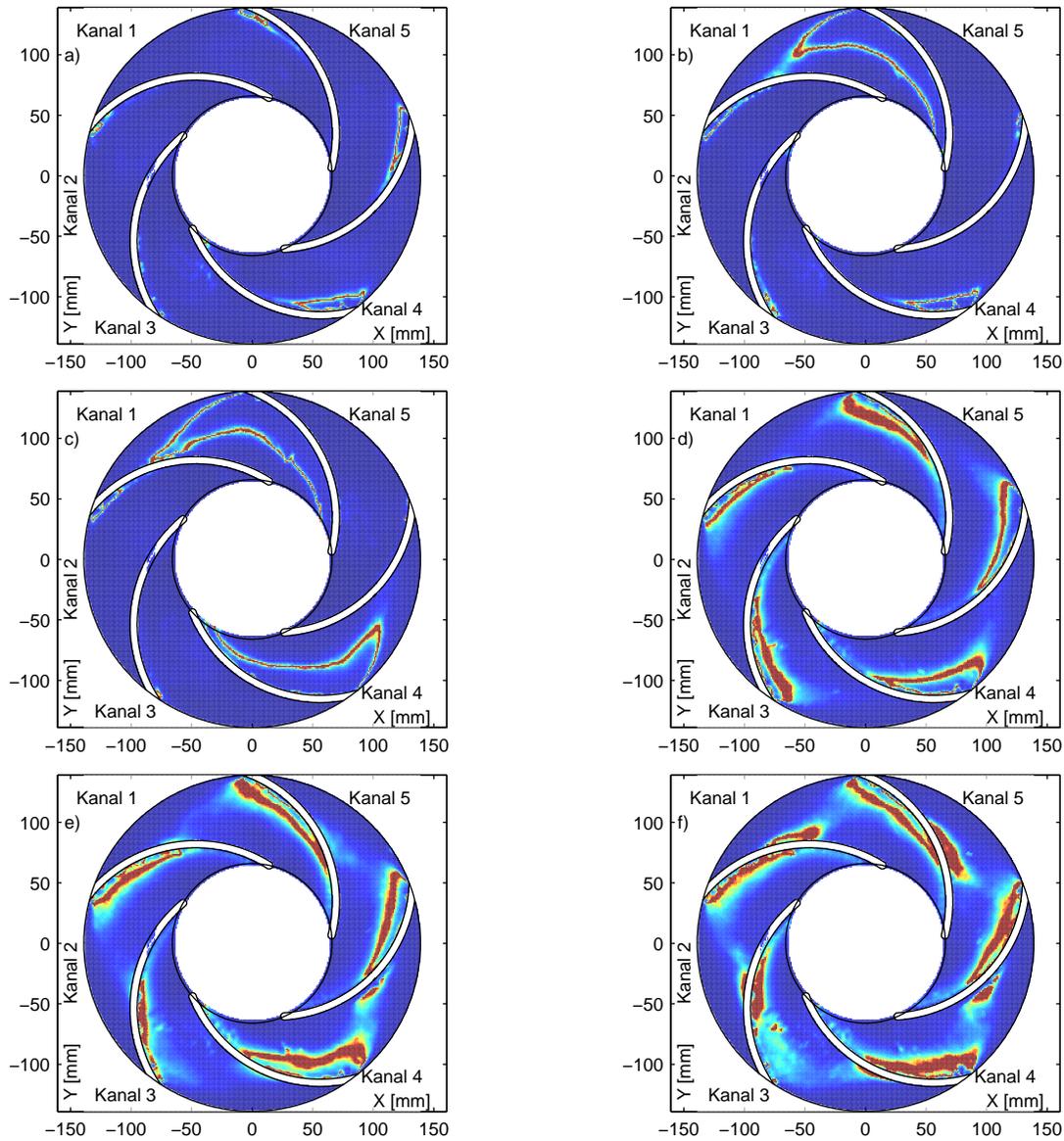
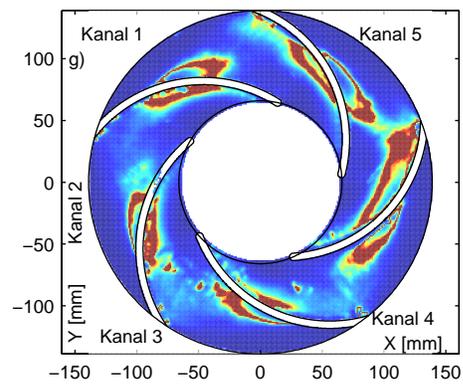
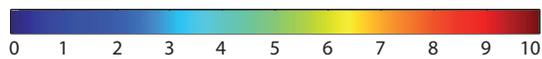


Abbildung 6.41: Standardabweichung der Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Einkreisbogenschaufel mit negativem Vordrall bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



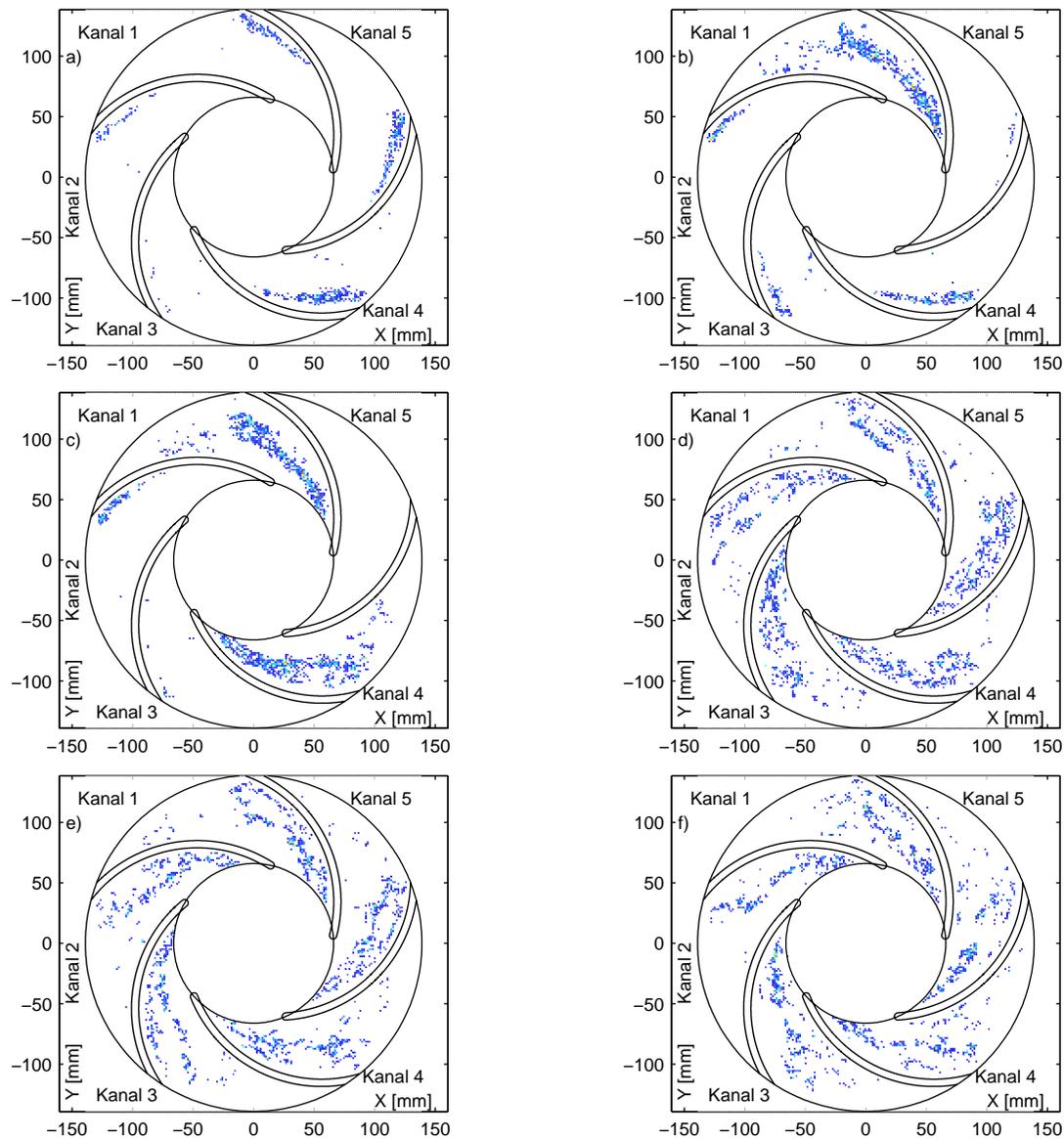
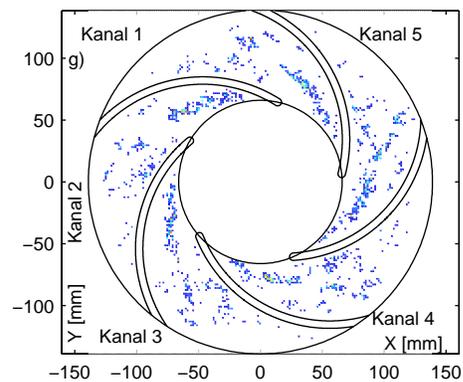
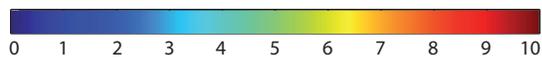


Abbildung 6.42: Anzahl der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \times 1,5 \text{ mm}^2$  der Einkreisbogenschaukel mit negativem Vordrall bei:

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| a) $Q/Q_N = 50\%$ | b) $Q/Q_N = 45\%$ |
| c) $Q/Q_N = 40\%$ | d) $Q/Q_N = 35\%$ |
| e) $Q/Q_N = 30\%$ | f) $Q/Q_N = 25\%$ |
|                   | g) $Q/Q_N = 20\%$ |



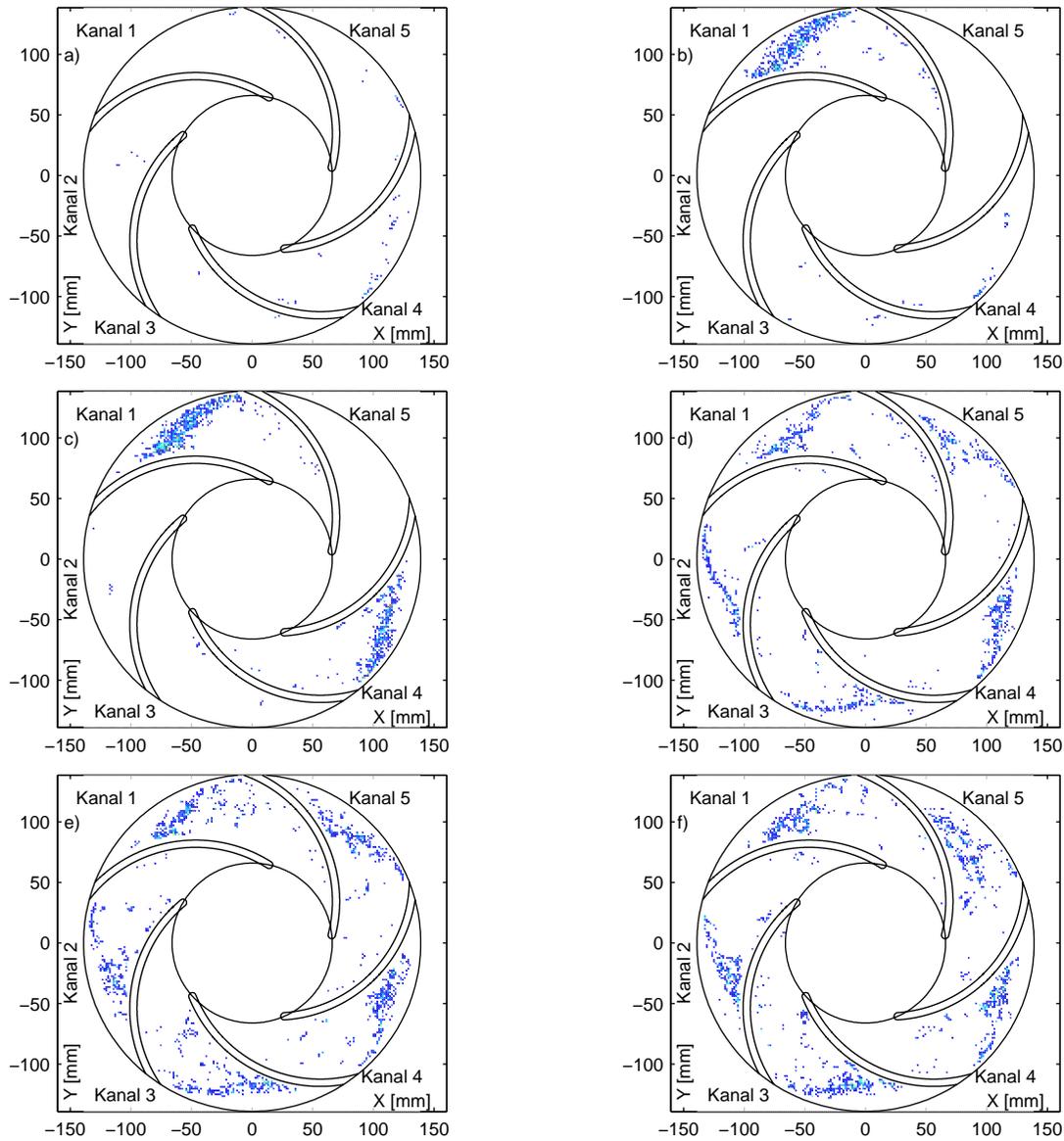
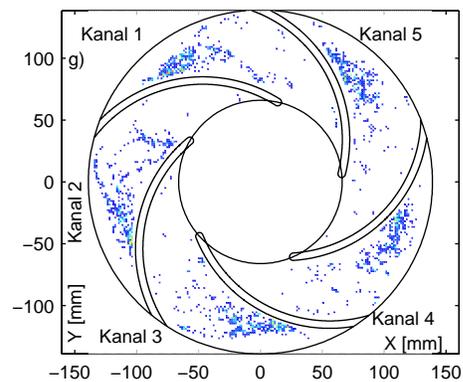
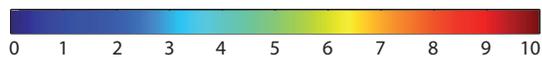


Abbildung 6.43: Anzahl der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \times 1,5 \text{ mm}^2$  der Einkreisbogenschaufel mit negativem Vordrall bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



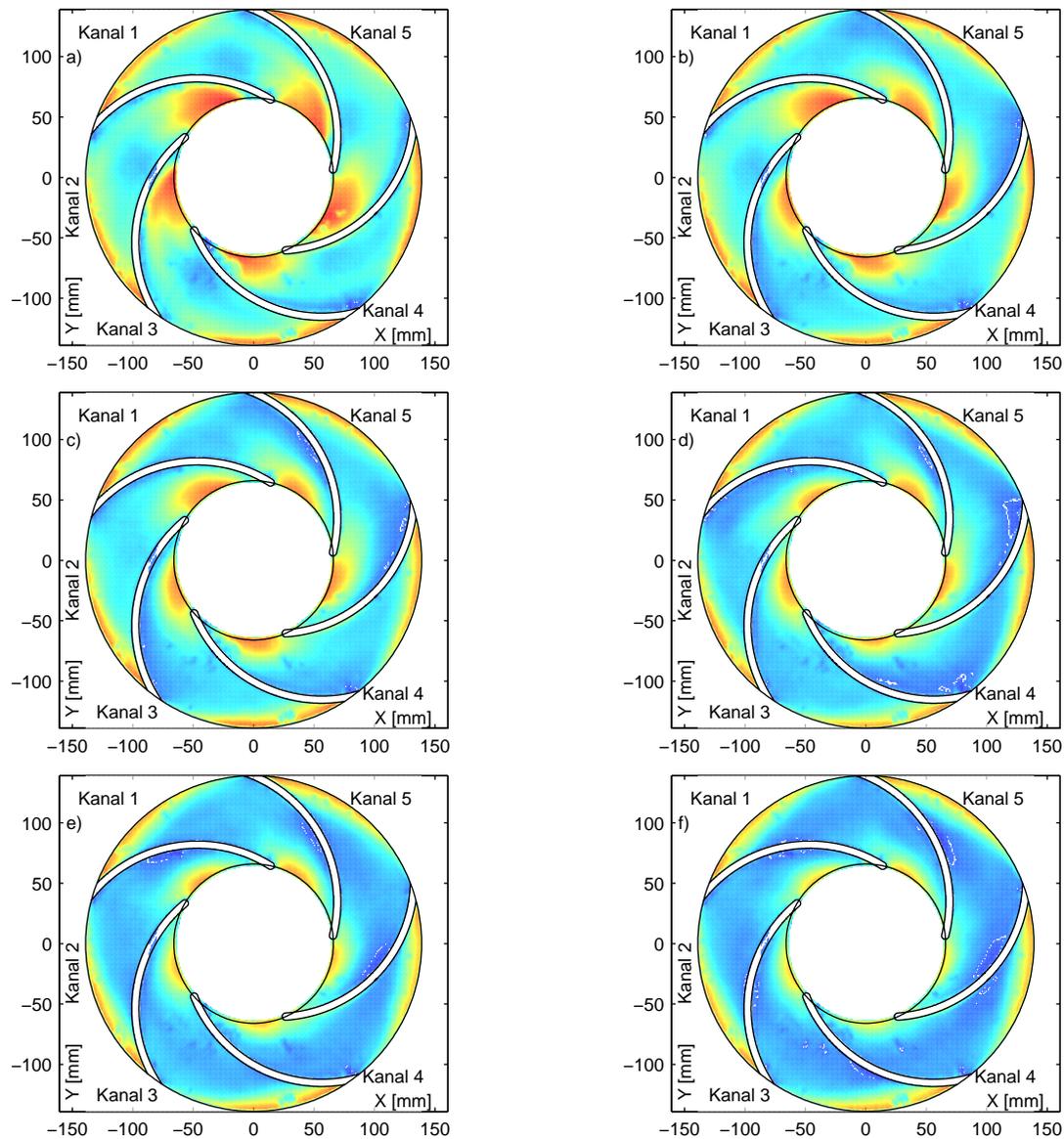
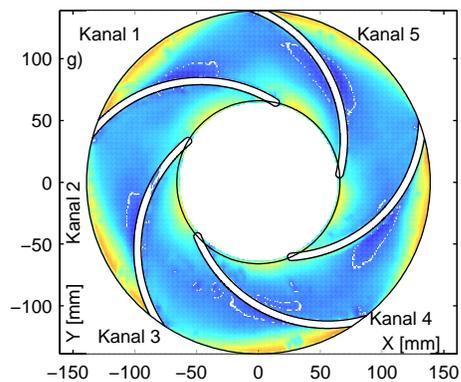


Abbildung 6.44: Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Einkreisbogenschaufel mit positivem Vordrall bei:

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| a) $Q/Q_N = 50\%$ | b) $Q/Q_N = 45\%$ |
| c) $Q/Q_N = 40\%$ | d) $Q/Q_N = 35\%$ |
| e) $Q/Q_N = 30\%$ | f) $Q/Q_N = 25\%$ |
|                   | g) $Q/Q_N = 20\%$ |



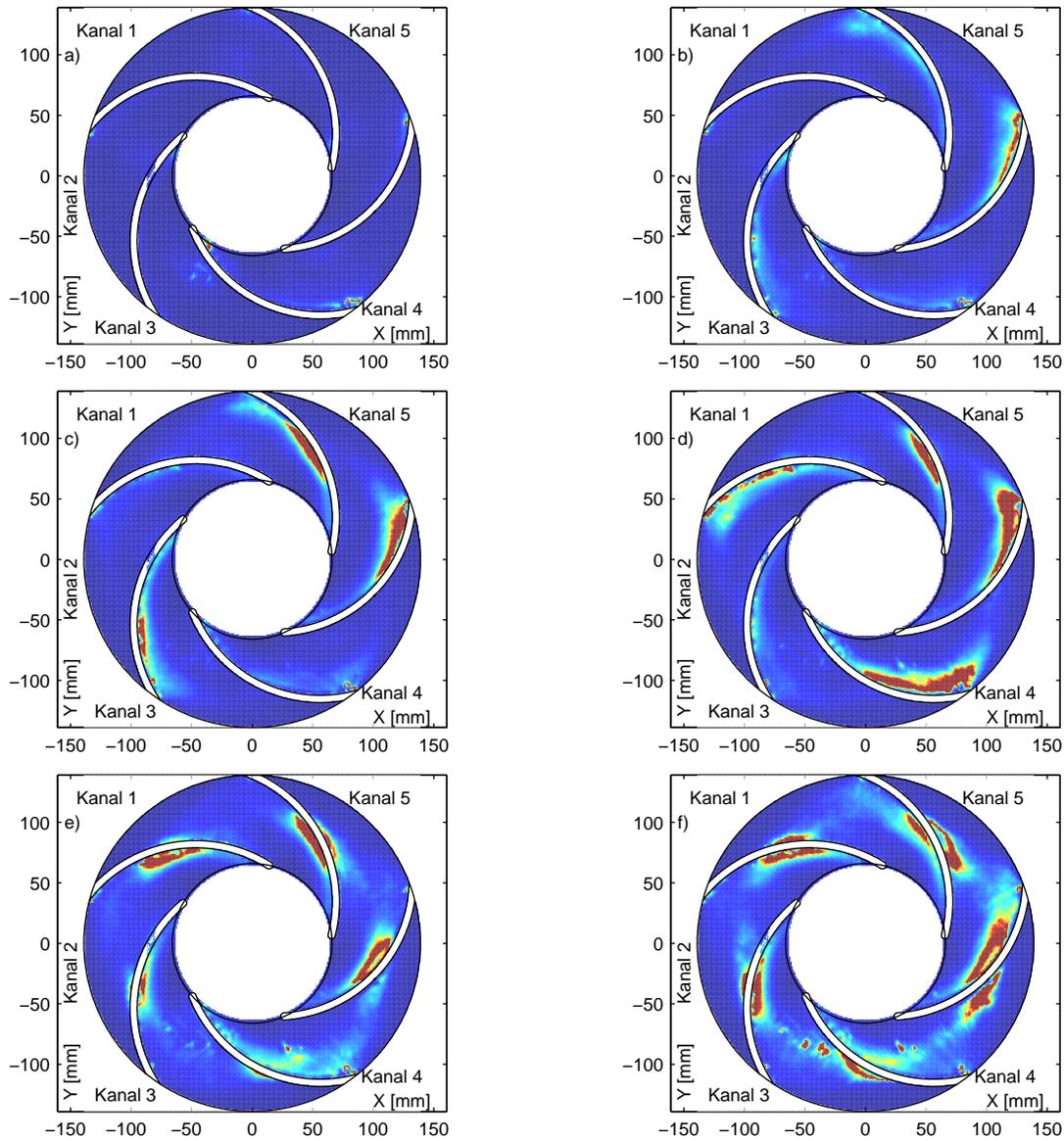
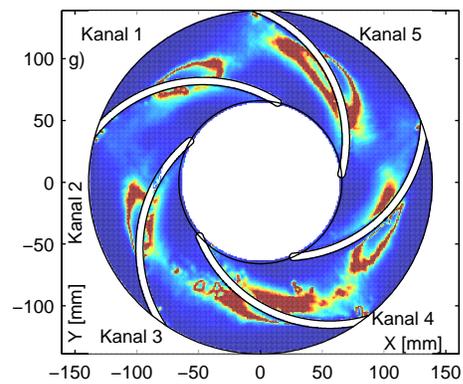
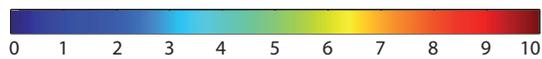


Abbildung 6.45: Standardabweichung der Umfangskomponente der gemittelten Relativgeschwindigkeit der Einkreisbogenschaukel mit positivem Vordrall bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



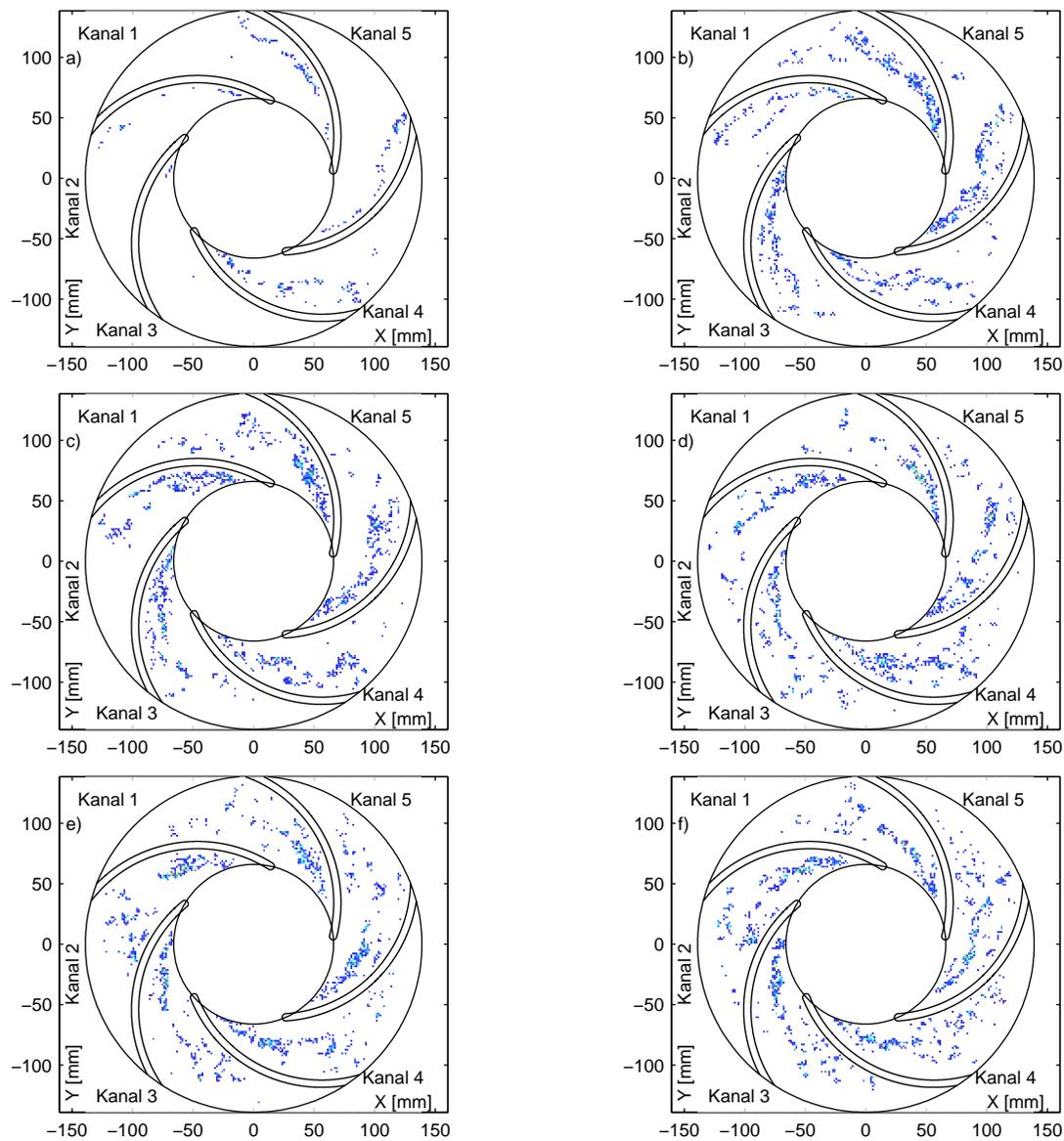
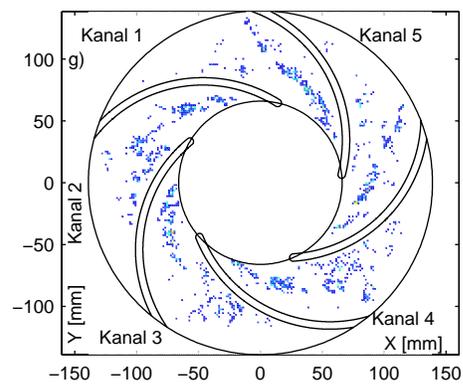
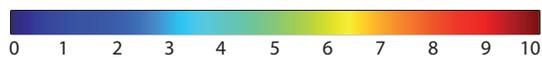


Abbildung 6.46: Anzahl der im Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \text{ mm}^2$  der Einkreisbogenschaukel mit positivem Vordrall bei:

- |                   |                   |
|-------------------|-------------------|
| a) $Q/Q_N = 50\%$ | b) $Q/Q_N = 45\%$ |
| c) $Q/Q_N = 40\%$ | d) $Q/Q_N = 35\%$ |
| e) $Q/Q_N = 30\%$ | f) $Q/Q_N = 25\%$ |
|                   | g) $Q/Q_N = 20\%$ |



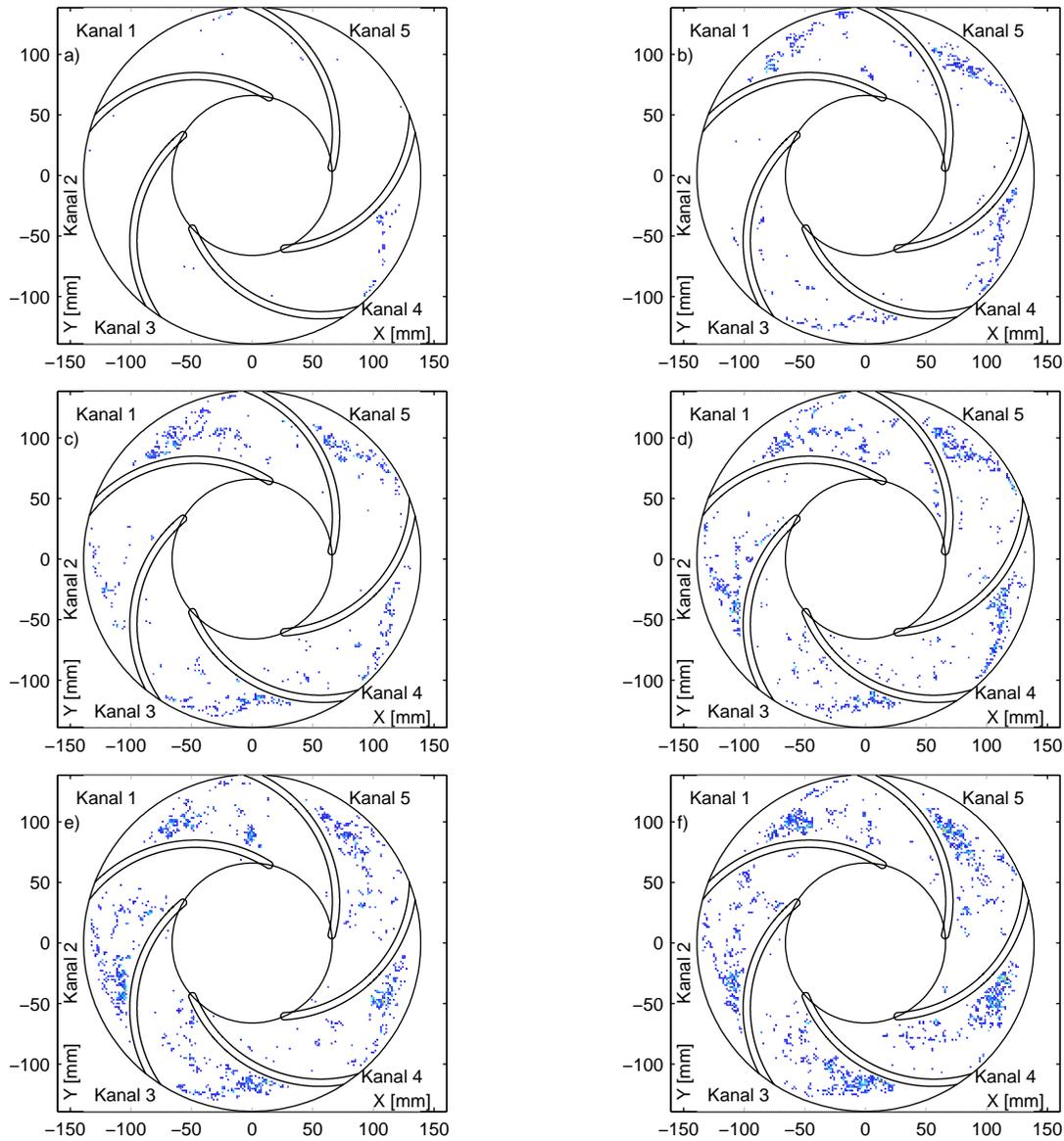
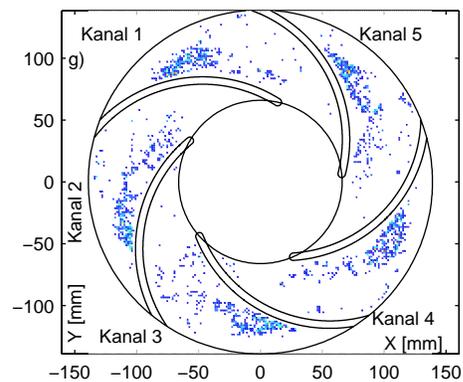
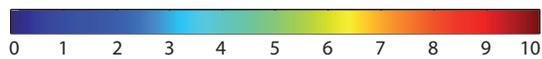


Abbildung 6.47: Anzahl der entgegen dem Uhrzeigersinn drehenden Wirbel im Raster von  $1,5 \text{ mm}^2$  der Einkreisbogenschaukel mit positivem Vordrall bei:

- a)  $Q/Q_N = 50\%$     b)  $Q/Q_N = 45\%$
- c)  $Q/Q_N = 40\%$     d)  $Q/Q_N = 35\%$
- e)  $Q/Q_N = 30\%$     f)  $Q/Q_N = 25\%$
- g)  $Q/Q_N = 20\%$



# Kapitel 7

## Zusammenfassung und Perspektiven

### 7.1 Zusammenfassung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Untersuchung der Strömung im Laufrad einer radialen Kreiselpumpe unter Teillastbedingungen. Die Erfassung der Strömung im Laufradkanal der Kreiselpumpe erfolgte mit der zeitaufgelösten Particle Image Velocimetry (*TR-PIV*). Zusätzlich wurden die Zuströmung in der Saugleitung und die Abströmung im Ringdiffusor mit einbezogen. Ziel der Untersuchungen war es, die Kenntnisse über die Strömungsvorgänge im Laufrad unter *Rotating Stall* Bedingungen zu erweitern und Besonderheiten bezüglich der Laufradform und der Zuströmbedingungen zu klären.

Die messtechnische Untersuchung erfolgte an einer unter Berücksichtigung der Anforderungen des Messverfahrens konstruierten und gefertigten Versuchspumpe mit rein radialen Laufradkanälen. Ein Versuchsstand mit den erforderlichen Mess- und Synchronisationseinrichtungen wurde entworfen und aufgebaut.

Zur Bestimmung der Zuströmbedingungen in der Saugleitung wurde mit einer Fünflochsonde die Strömung in Abhängigkeit vom Volumenstrom, der Vorleiteinrichtung und der Laufradform bestimmt. Die Abhängigkeit der Abströmung nach dem Laufrad von diesen Parametern wurde mit der LDV ebenfalls bestimmt. Die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb des Laufrades wurde als Meridianschnitt in der Kanalmitte zeitaufgelöst erfasst.

Die ermittelten Geschwindigkeiten im Laufradkanal wurden mit Hilfe der FFT- und Wavelet-Analyse untersucht. Dadurch konnte die Umfangsgeschwindigkeit des *Rotating Stall* ermittelt werden. Mit der Wavelet-Analyse wurde die Struktur der Wirbel bestimmt.

Die wichtigsten Erkenntnisse, die bei der Auswertung der Messdaten gewonnen wurden, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Bis zum Einsetzen des *Rotating Stall* kann bei allen Laufrädern ohne

Leitschaufel einbau keine signifikante Sekundärströmung festgestellt werden. Nach Beginn des *Rotating Stall* im Laufrad ist in der Saugleitung eine Sekundärströmung ausgeprägt.

- Die Geschwindigkeit nach dem Laufrad nimmt mit zunehmender Länge der Skelettlinie ab.
- Die Druckerhöhung und der Wirkungsgrad sind im Laufrad mit der Einkreisbogenschaukel höher als bei den anderen beiden Laufrädern. Unter den gewählten Parametern der Laufräder ist die kürzere Skelettlinie der Schaufeln für die bessere Energieübertragung verantwortlich.
- In Abhängigkeit von der Schaufelbelastung konnte eine Verschiebung des Einsatzes des *Rotating Stall* festgestellt werden. Bei dem Laufrad mit der höchsten Schaufelbelastung (Einkreisbogenschaukel) setzte der *Rotating Stall* bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,35$  ein. Bei der Zweikreisbogenschaukel betrug das Volumenstromverhältnis 0,3 und bei dem Laufrad mit der geringsten Schaufelbelastung (Schaufel konstanter Verzögerung) 0,25.
- Für die Laufräder Einkreisbogenschaukel und Schaufel konstanter Verzögerung konnte mit abnehmendem Volumenstrom eine Zunahme der Frequenz und damit eine Zunahme der Umfangsgeschwindigkeit des *Rotating Stall* festgestellt werden. Die Frequenz der Zweikreisbogenschaukel blieb gleich.
- Die Entwicklung der Wirbel in den Laufrädern konnte erfasst werden. Die Lage der Wirbelzentren im Laufradkanal zeigte dabei sowohl eine Abhängigkeit vom Volumenstrom als auch von der Schaufelform.
- Vor dem Einsetzen des *Rotating Stall* konnte im Laufrad mit der Einkreisbogenschaukel ein *Standing Stall* beobachtet werden. Bedingt durch eine Asymmetrie in der Schaufelverteilung bildete sich eine lokale Strömungsablösung in einem bzw. zwei Laufradkanälen aus.
- Der Vordrall besitzt einen Einfluss auf das Ablöseverhalten der Strömung im Laufrad. Die Ablösung erfolgte bei positivem Vordrall bei höheren Volumenströmen ( $Q/Q_N = 0,5$ ) und bei negativem Vordrall bei gleichem Volumenstrom ( $Q/Q_N = 0,35$ ) im Vergleich zur Messanordnung ohne Vordrallregelung.

Die Struktur der Wirbel bei *Rotating Stall* konnte sowohl zeitlich als auch örtlich aufgelöst werden. Mit der Analyse der Wirbel konnten Rückschlüsse

über den Ablauf des *Rotating Stall* gezogen werden.

## 7.2 Perspektiven

Um die Vorgänge bei *Rotating Stall* noch besser zu verstehen, wäre es sinnvoll, weitere Einflussfaktoren, die Ansatzpunkte für weitere Forschungen sein könnten, näher zu betrachten. Bei den Experimente wurden noch folgende Einflussfaktoren beobachtet, die jedoch nicht systematisch untersucht wurden.

- Bei ersten Untersuchungen [38] wurde die Versuchspumpe mit einer zusätzlichen Hilfspumpe betrieben, außerdem befand sich in der Saugleitung eine Filterkerze für eine Zuführung von Luft zur Erzeugung eines Zweiphasengemisches [53]. Im Unterschied zu den hier dargestellten Ergebnissen ergab sich dabei ein einzelliger *Rotating Stall*. Inwieweit eine unsymmetrische Zuströmung Einfluss auf die Ausbildung der Ablösezellen besitzt, wäre daher noch zu klären.
- Ein weiterer Einflussfaktor war die Spaltweite zwischen Deckscheibe und Gehäuse. Eine Erhöhung des Spaltes zwischen Laufraddeckscheibe und Gehäuse um 1.5 mm ergab ein fast völliges Verschwinden der Ablösegebiete. Die Erhöhung der Spaltweite betrug dabei 100% des Ausgangswertes. Die Auswirkungen der Spaltströmung auf die Zuströmung und Strömung im Laufrad wären weitere Ansatzpunkte für die Forschung.

Für zukünftige Arbeiten wäre es sinnvoll, nachfolgende Punkte beim Versuchsaufbau zu berücksichtigen.

- Die Geometrie der Kreiselpumpe sollte näher an der Praxis ausgerichtet sein. Das bedeutet, z. B. die Schaufeleintrittskante in den Saugmund hineinzuziehen. Die Kreiselpumpe sollte so ausgeführt sein, dass sie dem Druck höherer Drehzahlen standhält.
- Eine Erweiterung des Messsystems auf 3D TR-PIV wäre sinnvoll. Damit wäre es möglich die dreidimensionale Struktur der Wirbel im Laufradkanal zu erfassen.
- Erfolgt ein Wechsel des bisherigen Aufbaus mit parallelen Trag- und Deckscheiben zu einer verwundenen Schaufelgeometrie, so sollte der Brechungsindex angepasst werden. Dadurch würde die Brechung des Strahlenganges zwischen dem Acryl und dem Fluid kompensiert werden. Reflektionen des Laserlichtes und Verzerrungen könnten damit

eliminiert werden.

Die Auswertung der Messergebnisse hat insbesondere Potential zur Verbesserung bei der Wavelet-Analyse gezeigt. Die Resultate der Wavelet-Analyse würden von dem Einsatz eines mehrdimensionalen Wavelets profitieren. Der hier verwendete symmetrische Maar's Wavelet ermöglichte nur Resultate, die einem rotationssymmetrischen Wirbel entsprechen. In der Praxis wurde dadurch nicht immer die reale Form des Wirbels wiedergegeben.

Die in dieser Arbeit vorgestellten Ergebnisse sind gut geeignet, um die Zuverlässigkeit von Rechenmodellen (CFD) zu überprüfen. Durch die relativ einfache Geometrie ist es möglich, die Strömung in der Pumpe nachzurechnen und die Ergebnisse der CFD-Rechnung mit den vorgestellten Ergebnissen zu vergleichen.

## Literaturverzeichnis

- [1] CHEN, Y. N.: Rotating stall in Radialverdichtern und -pumpen als Rossbywellen mit umlaufenden Wirbeln. In: *Technische Rundschau Sulzer* 1 (1990), S. 51–56
- [2] COOLEY, J.W. , TUKEY, J.W.: An algorithm for the machine calculation of complex Fourier series. In: *Mathematics of Computation* 19 (1965), S. 297–301
- [3] DAY, I. J.: Active suppression of rotating stall and surge in axial compressors. In: *Journal of Turbomachinery* 115 (1993), Nr. 1, S. 40–47
- [4] DAY, I. J.: Stall inception in axial flow compressors. In: *Journal of Turbomachinery* 115 (1993), Nr. 1, S. 1–9
- [5] EMMONS, H. W. , PEARSON, C. E. , GRANT, H. P.: Compressor surge and stall propagation. In: *Transaction of ASME* 79 (1955), S. 455–469
- [6] FABRI, J. , SIESTRUNCK, R.: Rotating Stall in Axial Flow Compressors. In: *Journal of the Aeronautical Sciences* (1957), S. 802–812
- [7] FARGE, M.: Wavelet transforms and their applications to turbulence. In: *Annual Review of Fluid Mechanics* 24 (1992), Nr. 1, S. 395–457
- [8] FARGE, M. , SCHNEIDER, K. , KEVLAHAN, N.: Coherent structures eduction in wavelet-forced two-dimensional turbulent flows. In: *IUTAM Symposium on Dynamics of Slender Vortices*, 1998, S. 65–83
- [9] FIEDLER, H. E. , KIRMSE, C. , SAMMLER, B. , SEIFERT, G. , KÄHLER, C.J.: *Vorlesungsskript Turbulente Strömungen*. Berlin, 2003
- [10] FIEDLER, O.: *Strömungs- und Durchflußmesstechnik*. München, Wien : Oldenburg, 1992
- [11] FRIEDRICHS, J.: *Auswirkungen instationärer Kavitationsformen auf Förderhöhenabfall und Kennlinieninstabilität von Kreiselpumpen*, TU Braunschweig, Dissertation, 2003
- [12] GARNIER, V. H. , EPSTEIN, A. H. , GREITZER, E. M.: Rotating waves as a stall inception indication in axial compressors. In: *Journal of Turbomachinery* 113 (1991), S. 290–302

- 
- 
- [13] GOLZ, I. , KOSYNA, G. , WULFF, D. , STARK, U. , SAATHOFF, H. , BROSS, S.: Kennlinieninstabilität einer Axialpumpe: Entstehung und Vermeidung. In: *Pumpentagung Karlsruhe* Bd. 15-2. Karlsruhe, Germany, 2004
- [14] GRAF VON CARMER, C.F.: LDA-LIF System zur Untersuchung großräumiger kohärenter Strukturen in flacher turbulenter Strömung. In: *GALA*. München, Germany, 2000, S. 18.1–18.9
- [15] GREITZER, E. M. , MOORE, F. K.: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part II - Application. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 108 (1986), Nr. 2, S. 231–239
- [16] GYSLING, D. L. , GREITZER, E. M.: Dynamic Control of Rotating Stall in Axial Flow Compressors Using Aeromechanical Feedback. In: *Journal of Turbomachinery* 117 (1995), Nr. 3, S. 307–319
- [17] HACKESCHMIDT, M.: *Grundlagen der Strömungstechnik*. Leipzig : Dt. Verl. für Grundstoffindustrie, 1969
- [18] HAGELSTEIN, D. , RAUTENBERG, M. , HILLEWAERT, K. , BRAEMBUSSCHE, R. A. Van D. , ENGEDA, A. , KEIPER, R.: Experimental and numerical investigation of the flow in a centrifugal compressor volute. In: *Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 1, S. 22–31
- [19] HAMBRECHT, J.: *Experimentelle Analyse von Sekundärströmungsstrukturen und deren Auswirkung auf die Energieumsetzung in Kreiselpumpenlaufrädern*, TU Darmstadt, Dissertation, 1998
- [20] HAYASHI, N. , KOYAMA, M. , ARIGA, I.: Study of Flow Patterns in Vaneless Diffusers of Centrifugal Compressors Using PIV. In: *10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. Lissabon, Portugal, 2000
- [21] HEEGE ZIJNEN, B.G. van d.: Improved instrument for simultaneous determination of a static pressure, the magnitude and the direction of the velocity of fluids. In: *Proc. Royal Akad. Amsterdam* (1929), Nr. 32, S. 658–663
- [22] INOUE, M. , KUROMARU, M. , IWAMOTO, T. , ANDO, Y.: Detection of a Rotating Stall Precursor in Isolated Axial Flow Compressor Rotors. In: *Journal of Turbomachinery* 113 (1991), Nr. 2, S. 281–289
- [23] INOUE, M. , KUROMARU, M. , TANINO, T. , FURUKAWA, M.: Propagation of multiple short-length-scale stall cells in an axial compressor rotor. In: *Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 1, S. 45–54
- [24] JAHNEN, W.: *Untersuchung von Strömungsinstabilitäten in einem mehrstufigen Axialverdichter unter dem Einfluß von Eintrittsstörungen*, Universität der Bundeswehr, Dissertation, 1998

- 
- 
- [25] JEONG, J. , HUSSAIN, F.: On the identification of a vortex. In: *Journal of Fluid Mechanics* 285 (1995), S. 69–94
- [26] JÄGER, R.: *Experimentelle Untersuchungen zum Einfluß von Zulaufstörungen auf das Betriebsverhalten von Kreiselpumpen einfacher Geometrie*, TU Darmstadt, Dissertation, 1998
- [27] JOHNSON, D. A. , PEDERSEN, N. , JACOBSEN, C. B.: Experimental Measurements of the Effect of Blade Number on a Centrifugal Pump Impeller. In: *Conference on Modelling Fluid Flow* Bd. 2. Budapest, Hungary, 2006, S. 1088–1095
- [28] KATZ, M.: *Aktive Unterdrückung von Rotating Stall in einem Axialverdichter mit pulsierender Lufteinblasung*, TU Darmstadt, Dissertation, 2002
- [29] KÖPPEL, P. , RODUNER, C. , KUPFERSCHMIED, P. , GYARMATHY, G.: On the development and application of the fast-response aerodynamic probe system in turbomachines - Part 3: Comparison of averaging methods applied to centrifugal compressor measurements. In: *Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 3, S. 527–536
- [30] KRAUSE, N. , PAP, E. , THEVENIN, D.: Influence of the Blade Geometry on the Rotating Stall in a Radial Pump Impeller. In: *Conference on Modelling Fluid Flow*. Budapest, Hungary, 2006, S. 1080–1087
- [31] KRAUSE, N. , PAP, E. , THEVENIN, D.: Investigation of Off-Design Conditions in a Radial Pump by Using Time-Resolved -PIV. In: *13th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. Lissabon, Portugal, 2006, S. 37/6/1 – 37/6/11
- [32] KRAUSE, N. , PAP, E. , THEVENIN, D.: One circular arc blade impeller of a radial pump measured with TR-PIV. In: *WSEAS Trans. Fluid Mechanics* 1 (2006), Nr. 5, S. 392–398
- [33] KRAUSE, N. , PAP, E. , THEVENIN, D.: Part-load flow instabilities in a radial pump measured with TR-PIV. In: *WSEAS 4th Conference of Fluid Dynamics and Aerodynamics*. Agios Nikolaos, Crete Island, Greece, 2006
- [34] KRAUSE, N. , PAP, E. , THEVENIN, D.: Influence of the blade geometry on flow instabilities in a radial pump elucidated by Time-Resolved Particle-Image-Velocimetry. In: *ASME Turbo Expo 2007*. Montreal, Canada, 2007, S. GT2007–27455
- [35] KRAUSE, N. , ZÄHRINGER, K. , PAP, E.: Rotating stall investigated in a rotating radial pump impeller using time resolved PIV. In: *Conference on Modelling Fluid Flow* Bd. 1. Budapest, Hungary, 2003, S. 101–107
- [36] KRAUSE, N. , ZÄHRINGER, K. , PAP, E.: Time Resolved Particle Imaging Velocimetry for the Investigation of Rotating Stall in a Radial Pump. In: *12th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics*. Lissabon, Portugal, 2004, S. 10/4

- 
- 
- [37] KRAUSE, N. , ZÄHRINGER, K. , PAP, E.: Investigation of Rotating Stall in a Radial Pump by Time-Resolved Particle Imaging Velocimetry. In: *5th International Conference of PhD Students*. Miskolc, Hungary, 2005, S. 111 – 116
- [38] KRAUSE, N. , ZÄHRINGER, K. , PAP, E.: Time-Resolved Particle Imaging Velocimetry for the Investigation of Rotating Stall in a Radial Pump. In: *Experiments in Fluids* 39 (2005), Nr. 2, S. 192 – 201
- [39] KRIEBEL, A. R. , SEIDEL, B. S. , SCHWIND, R. G.: Stall Propagation in a Cascade of Airfoils. In: *NACA TN 4134* (1958)
- [40] KUPFERSCHMIED, P. , KÖPPEL, P. , RODUNER, C. , GYARMATHY, G.: On the development and application of the fast-response aerodynamic probe system in turbomachines - Part 1: The measurement system. In: *Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 3, S. 505–516
- [41] LIU, C.: *Experimentelle Untersuchungen zur Einleitung eines Drallstroms im Teillastbetrieb eines radialen Kreiselpumpenlaufrades*, TU Darmstadt, Dissertation, 1994
- [42] MARBLE, F. E.: Propagation of Stall in a Compressor Blade Row. In: *Journal of the Aeronautical Sciences* (1955), S. 541–544
- [43] MCDUGALL, N. M. , CUMPSTY, N. A. , HYNES, T. P.: Stall Inception in Axial Compressors. In: *Journal of Turbomachinery* 112 (1990), Nr. 1, S. 116–125
- [44] MONTGOMERY, S. R. , BRAUN, J. J.: Investigation of rotating stall in a single-stage axial compressor. In: *NACA TN 3823* (1957)
- [45] MOORE, F. K.: A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part I - Small Disturbances. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106 (1984), Nr. 2, S. 313–320
- [46] MOORE, F. K.: A Theory of Rotating Stall of Multistage Axial Compressors: Part II - Finite Disturbances. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 106 (1984), Nr. 2, S. 321–326
- [47] MOORE, F. K. , GREITZER, E. M.: A Theory of Post-Stall Transients in Axial Compression Systems: Part I - Development of Equations. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 108 (1986), Nr. 1, S. 68–76
- [48] OLDENBURG, M. , PAP, E.: Velocity Measurement in the Impeller and in the Volute of a Centrifugal Pump by Particle Image Displacement Velocimetry. In: *8th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics* Bd. 1. Lissabon, Portugal, 1996, S. 8.2.1 – 8.2.5
- [49] PADUANO, J. D. , EPSTEIN, A. H. , VALAVANI, L. , LONGLEY, J. P. , GREITZER, E. M. , GUENETTE, G. R.: Active Control of Rotating Stall in a Low-Speed Axial Compressor. In: *Journal of Turbomachinery* 115 (1993), Nr. 1, S. 48–56

- 
- 
- [50] PAMPREEN, R. C.: *Compressor surge and stall*. Norwich, Vt. : Concepts ETI, 1993
- [51] PAP, E. , KRAUSE, N. , ZÄHRINGER, K.: Untersuchung der rotierenden Abreißströmung in einem rotierenden radialen Pumpenlaufrad mittels zeitaufgelöster PIV. In: *11. Fachtagung Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik*. Braunschweig, Germany, 2003, S. 54.1–54.7
- [52] PAP, E. , KRAUSE, N. , ZÄHRINGER, K.: Unsteady Flow Phenomena Investigated in Radial Impeller Using Time Resolved PIV. In: *microCAD*. Mickolc, Hungary, 2005, S. 91 – 99
- [53] PAP, E. , LANZKE, A.: Untersuchung des Strömungsfeldes in einer Flüssigkeit-Gas-Strömung mittels Particle Image Velocimetry. In: *7. Fachtagung Lasermethoden in der Strömungsmesstechnik*. Saint - Louis, France, 1999, S. 48.1
- [54] PAP, E. , LANZKE, A. , KALMAR, L.: Untersuchung des Einflusses auf das Strömungsfeld im radialen Pumpenlaufrad bei der Förderung von Gas-Flüssigkeitsgemisch. In: *GÉP LII* (2001), Nr. 3/4, S. 43–49. – ISSN 0016–8572
- [55] PEARSON, H. , MCKENZIE, A. B.: Wakes in Axial Compressors. In: *Journal of the Royal Aeronautical Sciences* 63 (1959), S. 415
- [56] PEDERSEN, N. , LARSEN, P. S. , JACOBSEN, C. B.: Flow in a Centrifugal Pump Impeller at Design and Off-Design Conditions-Part I: Particle Image Velocimetry (PIV) and Laser Doppler Velocimetry (LDV) Measurements. In: *Journal of Fluids Engineering* 125 (2003), Nr. 1, S. 61–72
- [57] PFLEIDERER, C.: *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. 5., neubearb. Aufl. Berlin : Springer, 1961
- [58] PFLEIDERER, C. , PETERMANN, H.: *Strömungsmaschinen*. 6., neubearb. Aufl. Berlin : Springer, 1996
- [59] POPPITZ, H.-P.: *Anwendung der Partical Image Displacement Velocimetry zur Geschwindigkeitsmessung im rotierenden Pumpenlaufrad und Vergleich mit numerischen Verfahren*, Otto-von-Guericke-Universität, Dissertation, 2001
- [60] RAFFEL, M. , WILLERT, C. , KOMPENHANS, J.: *Particle image velocimetry : a practical guide*. 3., neubearb. Aufl. Berlin : Springer, 1998
- [61] RODUNER, C. , KUPFERSCHMIED, P. , KÖPPEL, P. , GYARMATHY, G.: On the development and application of the fast-response aerodynamic probe system in turbomachines - Part 2: Flow, surge, and stall in a centrifugal compressor. In: *Journal of Turbomachinery* 122 (2000), Nr. 3, S. 517–526
- [62] SEARS, W. R.: Rotating Stall in Axial Compressors. In: *Zeitschrift für angewandte Mathematik und Physik* 35 (1955), Nr. 6, S. 429–455

- 
- 
- [63] STACHNIK, P.: *Experimentelle Untersuchungen zur Rezirkulation am Ein- und Austritt eines radialen Kreiselpumpenlaufrades im Teillastbetrieb*, TU Darmstadt, Dissertation, 1991
- [64] STENNING, A. , KRIEBEL, A. R. , MONTGOMERY, S. R.: Stall Propagation in Axial Compressors. In: *NACA TN 3580* (1955)
- [65] STODOLA, A.: *Dampf- und Gasturbinen*. 6. Auflage. Berlin : Springer, 1924
- [66] SULZER-PUMPEN: *Sulzer-Kreiselpumpen-Handbuch*. 4., neubearb. Aufl. Essen : Vulkan-Verlag, 1997
- [67] ULBRICHT, I.: *Stabilität des stehenden Ringgitters*, TU Berlin, Dissertation, 2002
- [68] WALBAUM, M.: *Entstehungsmechanismen und Erscheinungsformen des Rotating Stall in einem sechsstufigen Axialverdichter mit verstellbaren Leitschaufeln*. VDI Verl., 1999
- [69] WALTHER, J.: *Quantitative Untersuchung der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen*, TU Darmstadt, Dissertation, 2002
- [70] WEISS, K.: *Experimentelle Untersuchungen zur Teillastströmung bei Kreiselpumpen*, TU Darmstadt, Dissertation, 1995
- [71] WERNET, M. P.: Application of DPIV to study both steady state and transient turbomachinery flows. In: *Optics and Laser Technology* 32 (2000), S. 497–525
- [72] WILLERT, C. E. , GHARIB, M.: Digital Particle Image Velocimetry. In: *Experiments in Fluids* 10 (1991), Nr. 4, S. 181–193
- [73] WURM, F.-H.: Systemintegration von Pumpen. In: *Pumpentagung Karlsruhe* Bd. 16-3. Karlsruhe, Germany, 2004
- [74] YEH, Y. , CUMMINS, H. Z.: Localized Fluid Flow Measurements with an He-Ne Laser Spectrometer. In: *Applied Physics Letters* 4 (1964), Nr. 10, S. 176–178
- [75] ZÄHRINGER, K. , PAP, E. , KRAUSE, N.: Time resolved PIV as a tool for the examination of flow instabilities in rotating centrifugal turbomachinery. In: *Conference on Modelling Fluid Flow* Bd. 1. Budapest, Hungary, 2003, S. 94–100

# Anhang A

## Anhang instantane Ergebnisse

### A.1 Verifizierung der Frequenzanalyse beim Laufrad konstanter Verzögerung

Im Abschnitt 6.2.2 wurden für das Laufrad mit der Schaufel konstanter Verzögerung bei einem Volumenstromverhältnis von  $Q/Q_N = 0,25$  Frequenzen ermittelt, die nicht mit der Drehfrequenz des Laufrades und deren Harmonischen übereinstimmen. Bei der Analyse der Wirbelzentren wurde eine Konzentration der Wirbelzentren (Abbildung 6.18) auf zwei Kanälen festgestellt.

Um eine Erklärung für das Auftreten der Frequenz von 21,3 Hz zu finden, wurden verschiedene Zustände einer Schwingung in den Laufradkanälen untersucht. Nach Gleichung A.1 wurde für jeden Kanal der Verlauf bestimmt.

$$y(t) = a \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f \cdot t + 2 \cdot \pi \cdot b) + c \quad (\text{A.1})$$

Anschließend wurden die Laufradkanäle, wie auch bei den PIV-Messungen, im Abstand von  $\Delta t = 0.02\text{s}$  zu einem Signal zusammengefügt. Dieses Signal wurde mit der FFT-Analyse untersucht. Die Parameter der Schwingung ( $a$  - Amplitude,  $f$  - Frequenz,  $b$  - Faktor für die Phasenverschiebung,  $c$  - Mittelwert der Schwingung) sind in Tabelle A.1 für die einzelnen Kanäle angegeben. Untersucht wurden sechs Modelle, deren zeitlicher Verlauf und Frequenzspektrum in den Abbildungen A.1, A.2 und A.3 dargestellt werden. In allen Fällen beträgt die zeitliche Dauer 1,5 s. Außer in Fall 5 wurde dafür der Bereich von 0,5 bis 2 s ausgewählt. In Fall 5 wird der Übergang vom linearen zum oszillierenden Verlauf (8,75 bis 11,25 s) gezeigt. Der Faktor für die Phasenverschiebung ( $b$ ) ist in allen sechs Fällen für jeden Laufradkanal derselbe. In Fall 1 und 2 wurde die Auswirkung der Veränderung der Amplitude ( $a$ ) untersucht. Dabei zeigte sich, dass unter den gegebenen Parametern bei einem Ansteigen der Amplitude die FFT-Koeffizienten der Frequenzen von 10 Hz und 20 Hz abnehmen. Der FFT-Koeffizient der Frequenz von 10 Hz ist im Fall 2 nicht mehr wahrnehmbar. In den Fällen 3, 4 und 6 wurde der Einfluss der Amplitude und Frequenzen in den nicht abgelösten Kanälen 2, 3 und 5 auf das Frequenzspektrum untersucht. Den Kanälen 2, 3 und 5 wurden in den Fällen 3 und 4 keine Frequenzen aufgeprägt. Der Unterschied zwischen den Fällen 3 und 4 liegt darin,

---

---

dass das Niveau in den Kanälen 2 und 3 im Fall 3 gleich und im Fall 4 unterschiedlich ist. Das Frequenzspektrum sieht in beiden Fällen ähnlich aus. Es treten die Frequenzen von 10 Hz und 20 Hz hervor. Die Schwingungsfrequenz der Kanäle 1 und 4 findet sich in den Frequenzen 1,3 Hz, 8,7 Hz, 18,7 Hz und 21,3 Hz wieder, wobei im Fall 4 noch die Frequenz von 11,3 Hz erkennbar ist. In Fall 5 wurde ein Einsetzen der Schwingung nach der Hälfte des analysierten Zeitfensters simuliert. Bei diesem Fall konnten Frequenzen von 10 Hz, 20 Hz und 21,3 Hz nachgewiesen werden. Im Fall 6 wurden die Parameter so gewählt, dass bei einer ständigen Schwingung die gleichen FFT-Koeffizienten bei denselben Frequenzen erreicht werden wie bei der Messung. Zusammenfassend kann für den Vergleich aller sechs Fälle konstatiert werden, dass für das gemessene Frequenzspektrum nur eine Schwingung der Strömung in allen Laufradkanälen in Frage kommt. Die Möglichkeit, dass in den Kanälen 2, 3 und 5 keine Schwingung stattfindet, wird ausgeschlossen, da in diesem Falle noch andere Frequenzen nachweisbar wären (Fall 3 und 4). Da die zeitlich hochaufgelösten Messungen *Rotating Stall*-Eigenschaften zeigen, ist davon auszugehen, dass die gemessenen Strömungsfelder das Einsetzen der rotierenden Ablösung repräsentieren. Dabei schwingt die Kanalströmung bereits vor der umlaufenden Bewegung der Wirbel im Laufrad.

Tabelle A.1: Übersicht über die Koeffizienten, die für die Schwingungsanalyse benutzt wurden

Variable	Fall 1	Fall 2	Fall 3	Fall 4	Fall 5		Fall 6
					$t < 10 \text{ s}$	$t > 10 \text{ s}$	
$a_1$	0.028	0.065	0.030	0.030	0	0.030	0.030
$a_2$	0.028	0.065	0	0.030	0	0.030	0.030
$a_3$	0.028	0.065	0	0.030	0	0.030	0.030
$a_4$	0.028	0.065	0.030	0.030	0	0.030	0.030
$a_5$	0.028	0.065	0	0.030	0	0.030	0.030
$b_1$	1/5	1/5	1/5	1/5	1/5		1/5
$b_2$	3/5	3/5	3/5	3/5	3/5		3/5
$b_3$	5/5	5/5	5/5	5/5	5/5		5/5
$b_4$	2/5	2/5	2/5	2/5	2/5		2/5
$b_5$	4/5	4/5	4/5	4/5	4/5		4/5
$c_1$	0.819	0.819	0.80	0.80	0.80		0.80
$c_2$	0.869	0.869	0.84	0.84	0.84		0.84
$c_3$	0.869	0.869	0.84	0.84	0.84		0.84
$c_4$	0.819	0.819	0.80	0.80	0.80		0.80
$c_5$	0.972	0.935	0.97	0.97	0.97		0.97
$f_1$	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3		1.3
$f_2$	1.3	1.3	0	0	1.3		1.3
$f_3$	1.3	1.3	0	0	1.3		1.3
$f_4$	1.3	1.3	1.3	1.3	1.3		1.3
$f_5$	1.3	1.3	0	0	1.3		1.3

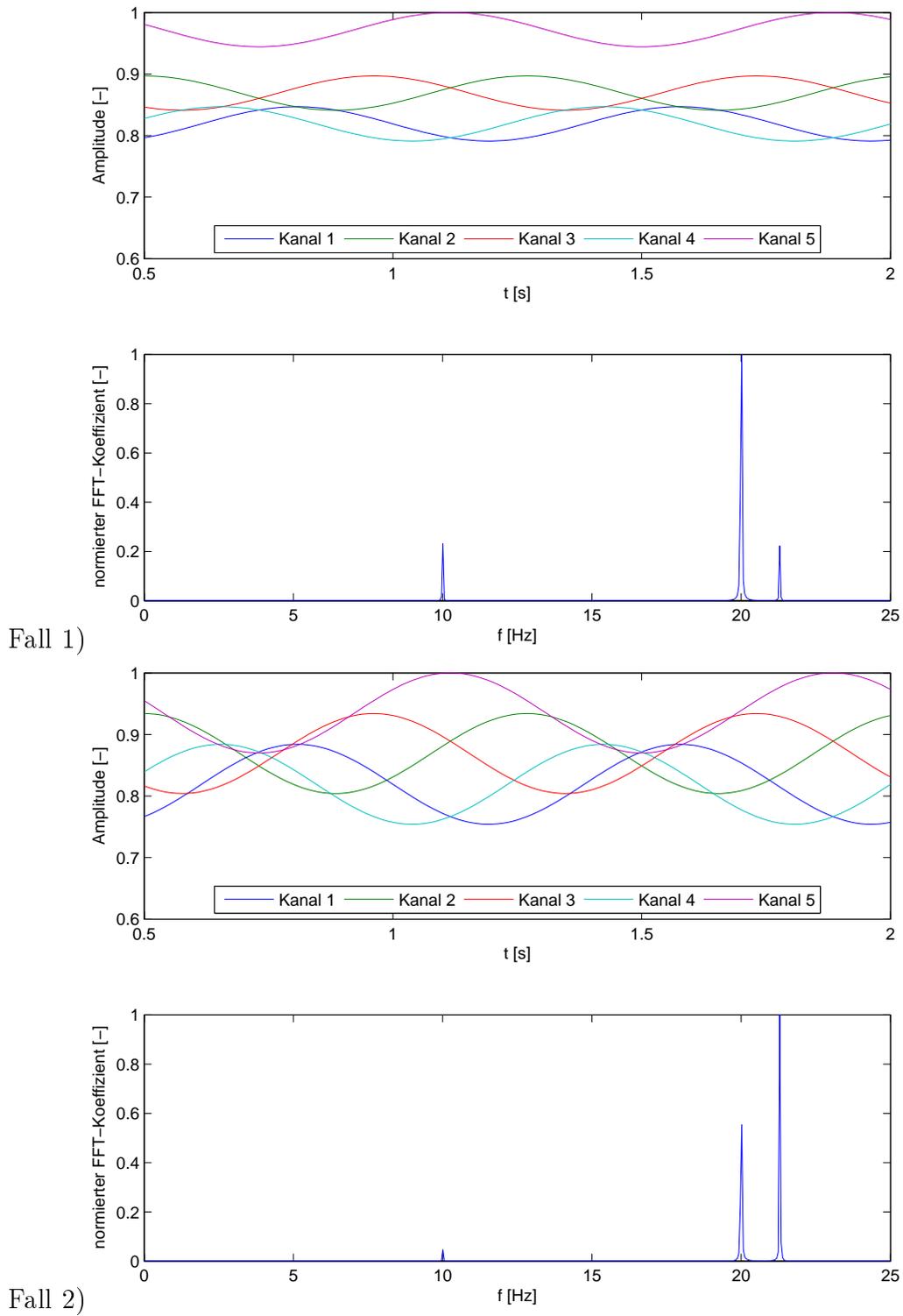


Abbildung A.1: Einfluss der Parameter der Schwingung auf die Frequenzanalyse für die Fälle 1 und 2

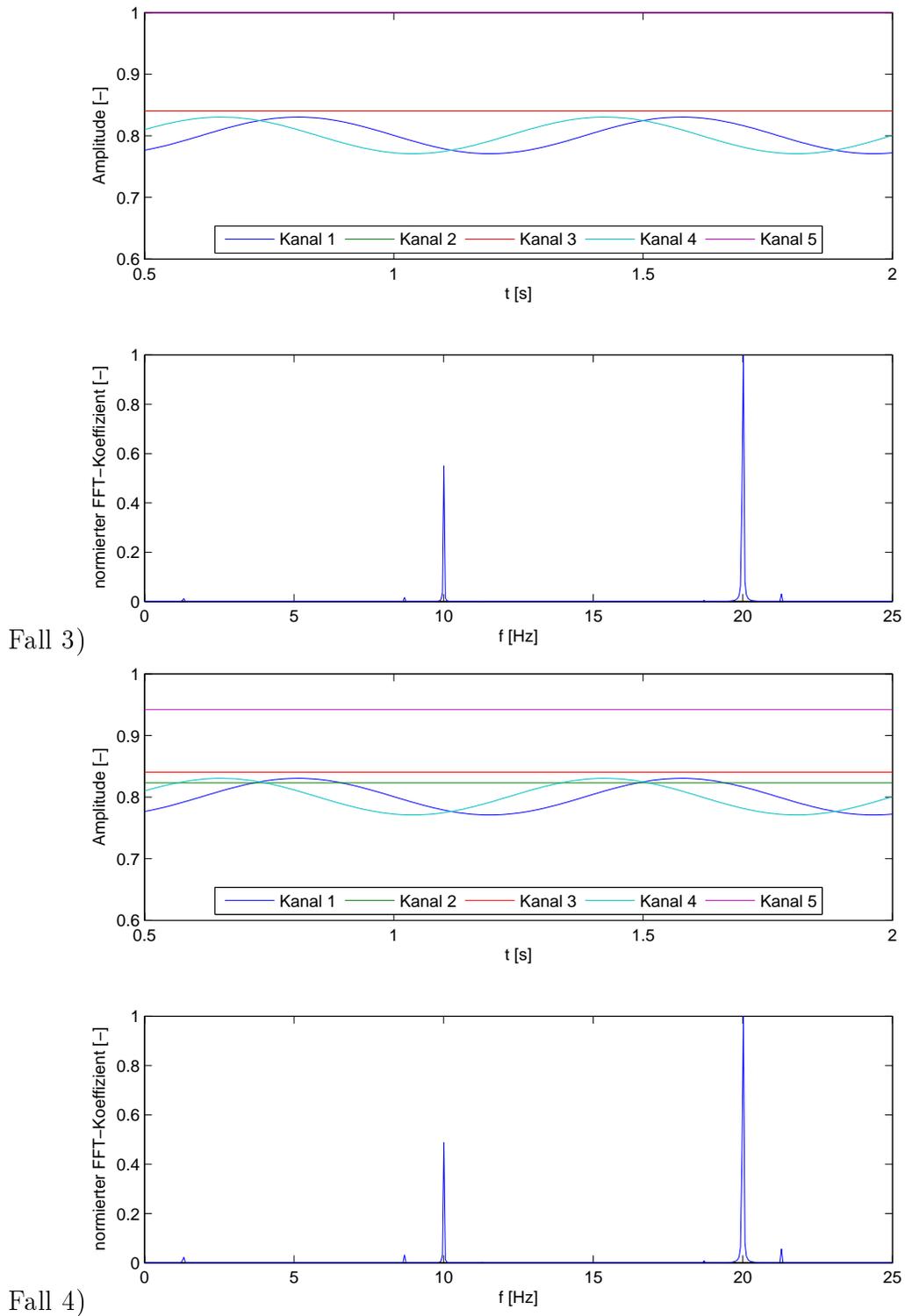


Abbildung A.2: Einfluss der Parameter der Schwingung auf die Frequenzanalyse für die Fälle 3 und 4

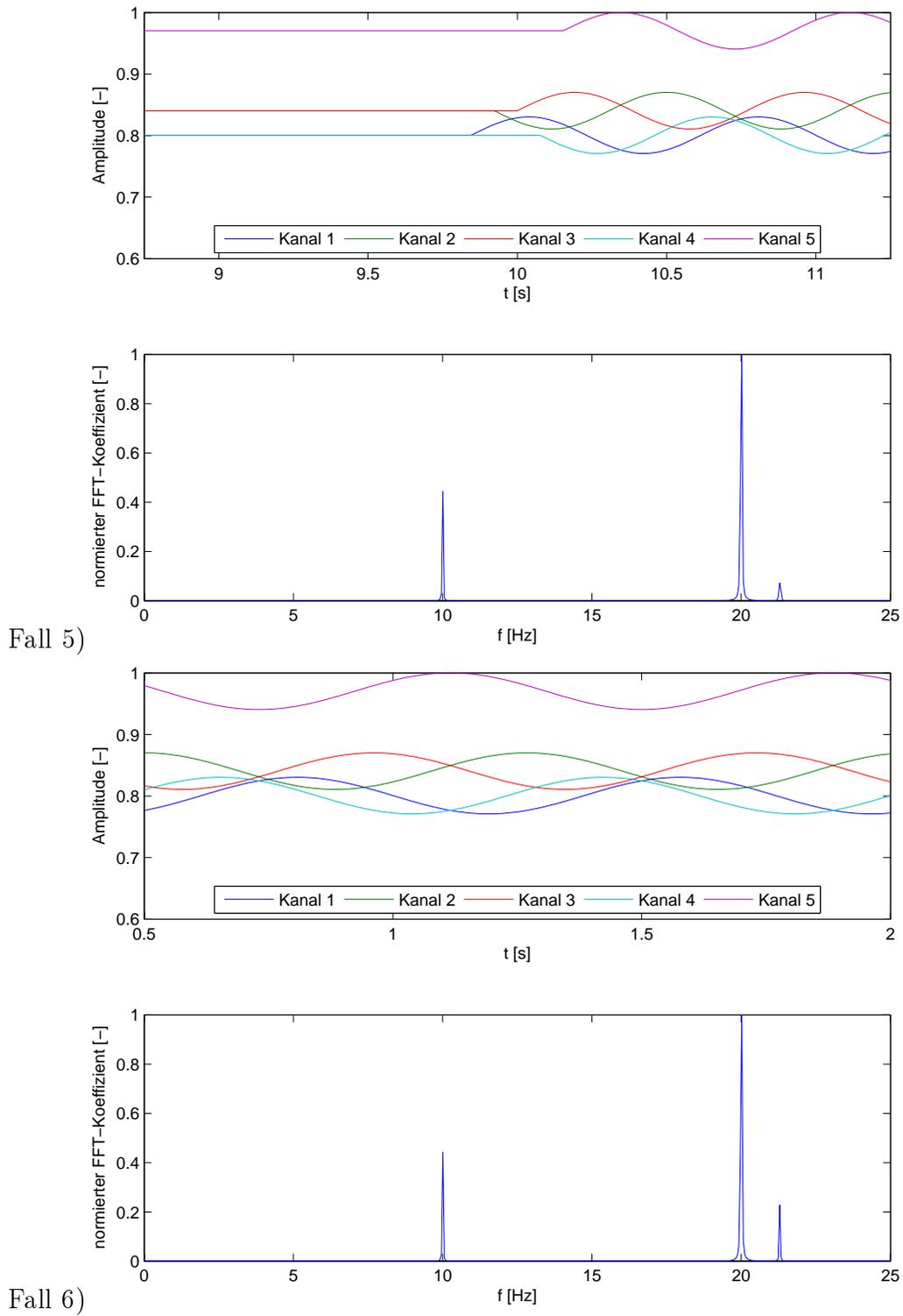


Abbildung A.3: Einfluss der Parameter der Schwingung auf die Frequenzanalyse für die Fälle 5 und 6

## A.2 Einkreisbogenschaukel

In den nachfolgenden Abbildungen sind die instantanen Ergebnisse für den Durchgang einer *Rotating Stall* Zelle in einem ausgewählten Laufradkanal und den gegebenen Volumenströmen dargestellt (vgl. Tabelle A.2). Die Abbildungen beinhalten die aus den

Tabelle A.2: Liste der dargestellten instantanen Geschwindigkeitsfelder der Einkreisbogenschaukel

Volumenstrom $Q/Q_N$	Abbildungen	Seiten
50%	A.5 bis A.10	151 bis 156
45%	A.11 bis A.16	157 bis 162
40%	A.17 bis A.22	163 bis 168
35%	A.23 bis A.28	169 bis 174
30%	A.29 bis A.34	175 bis 180
25%	A.35 bis A.40	181 bis 186
20%	A.41 bis A.46	187 bis 192

Messergebnissen gewonnenen Vektoren der Relativgeschwindigkeit ( $\vec{w}$ ), die daraus resultierenden Stromlinien, die mit Hilfe der Wavelet-Analyse bestimmten Wirbel und deren Wirbelkerndurchmesser (im Uhrzeigersinn blau und entgegen dem Uhrzeigersinn drehend rot dargestellt). Die hinterlegte Farbe (Abbildung A.4) gibt den Wert der Umfangskomponente von Relativgeschwindigkeit ( $w_u$ ) wieder.

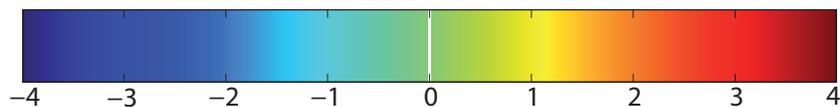


Abbildung A.4: Farbcodierung der Umfangskomponente von Relativgeschwindigkeit ( $w_u$ ) in m/s

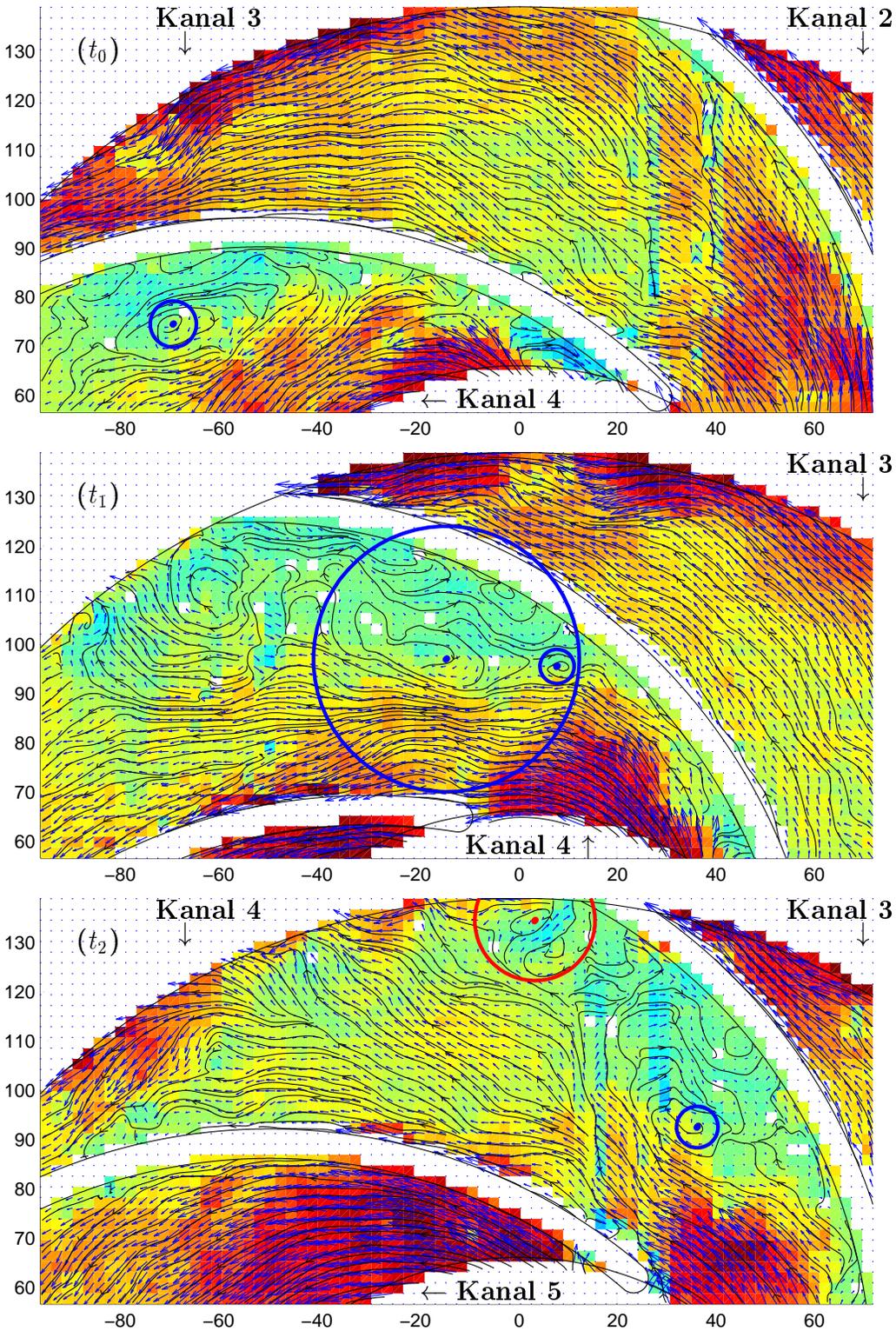


Abbildung A.5: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,50$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 10$  ms,  $t_2 = t_0 + 18,75$  ms)

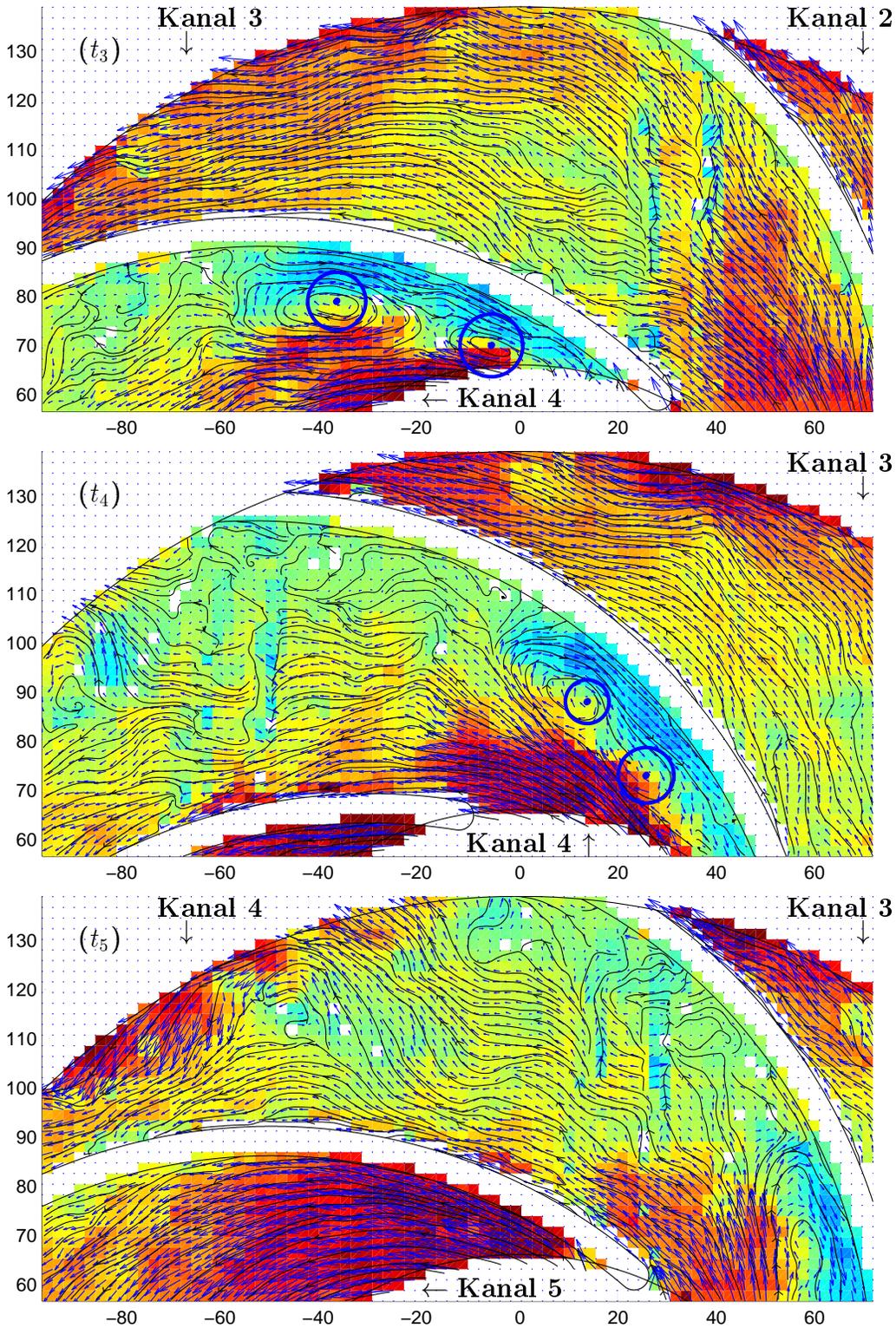


Abbildung A.6: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,50$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 110$  ms,  $t_5 = t_0 + 118,75$  ms)

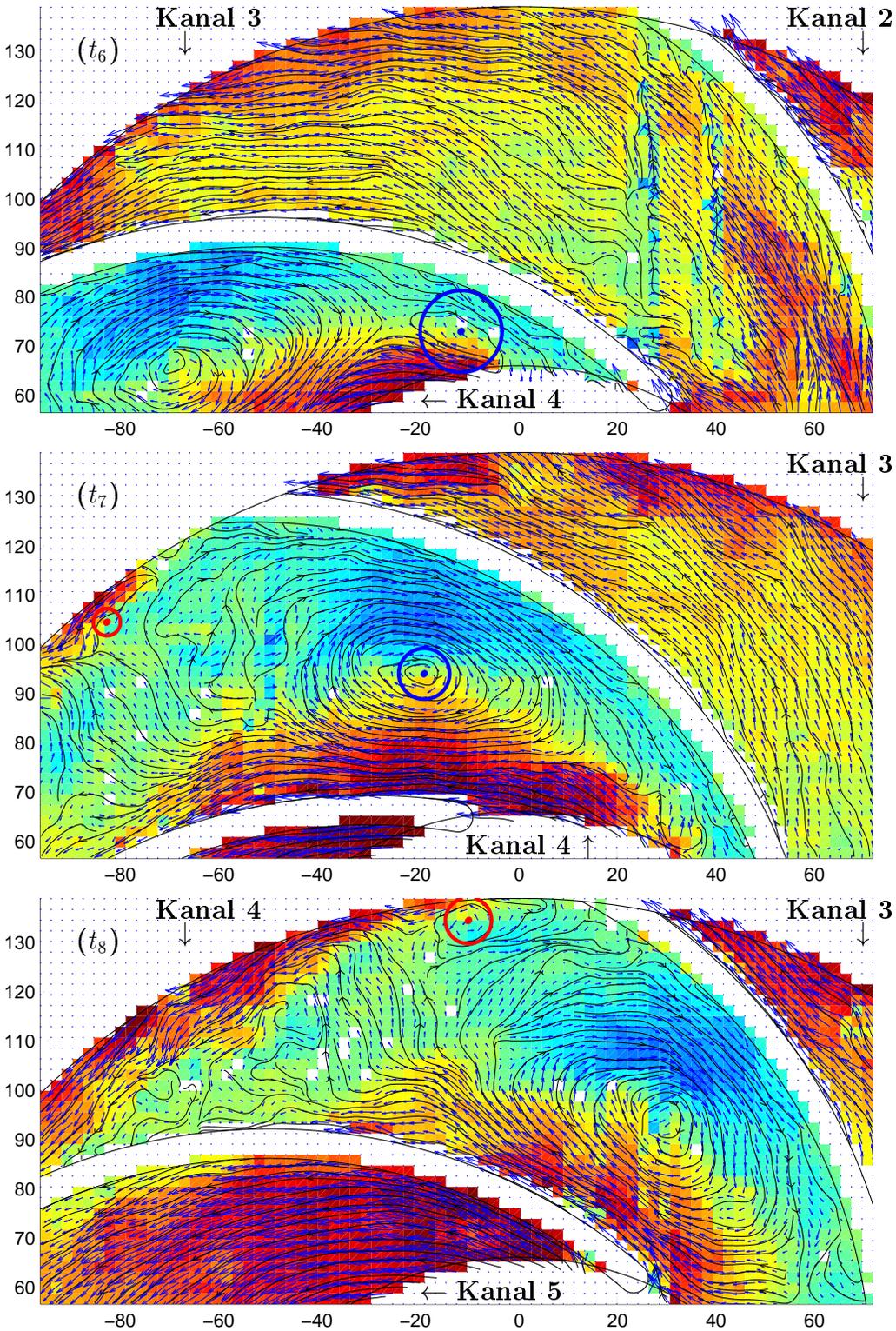


Abbildung A.7: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,50$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 210$  ms,  $t_8 = t_0 + 218,75$  ms)

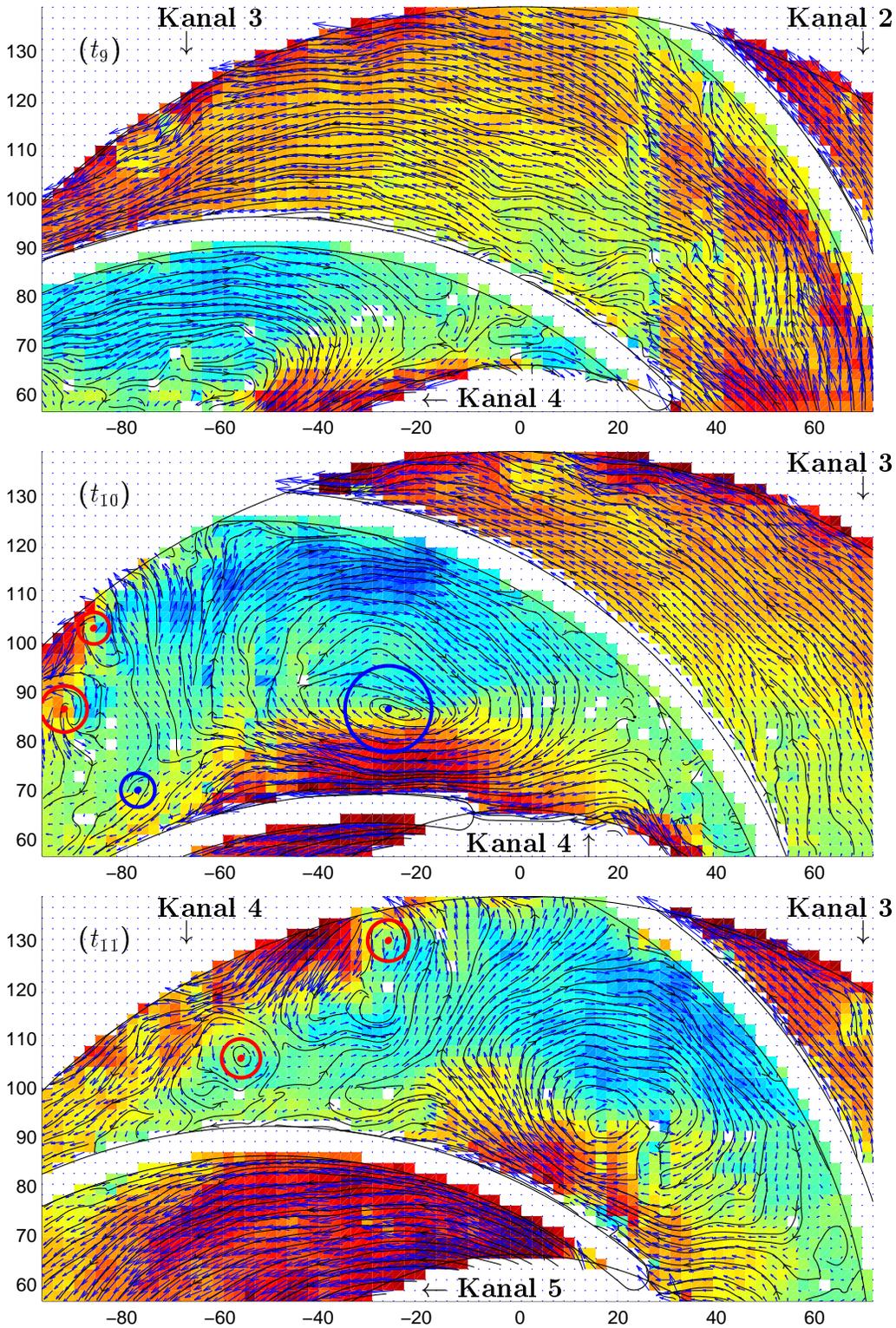


Abbildung A.8: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,50$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 310$  ms,  $t_{11} = t_0 + 318,75$  ms)

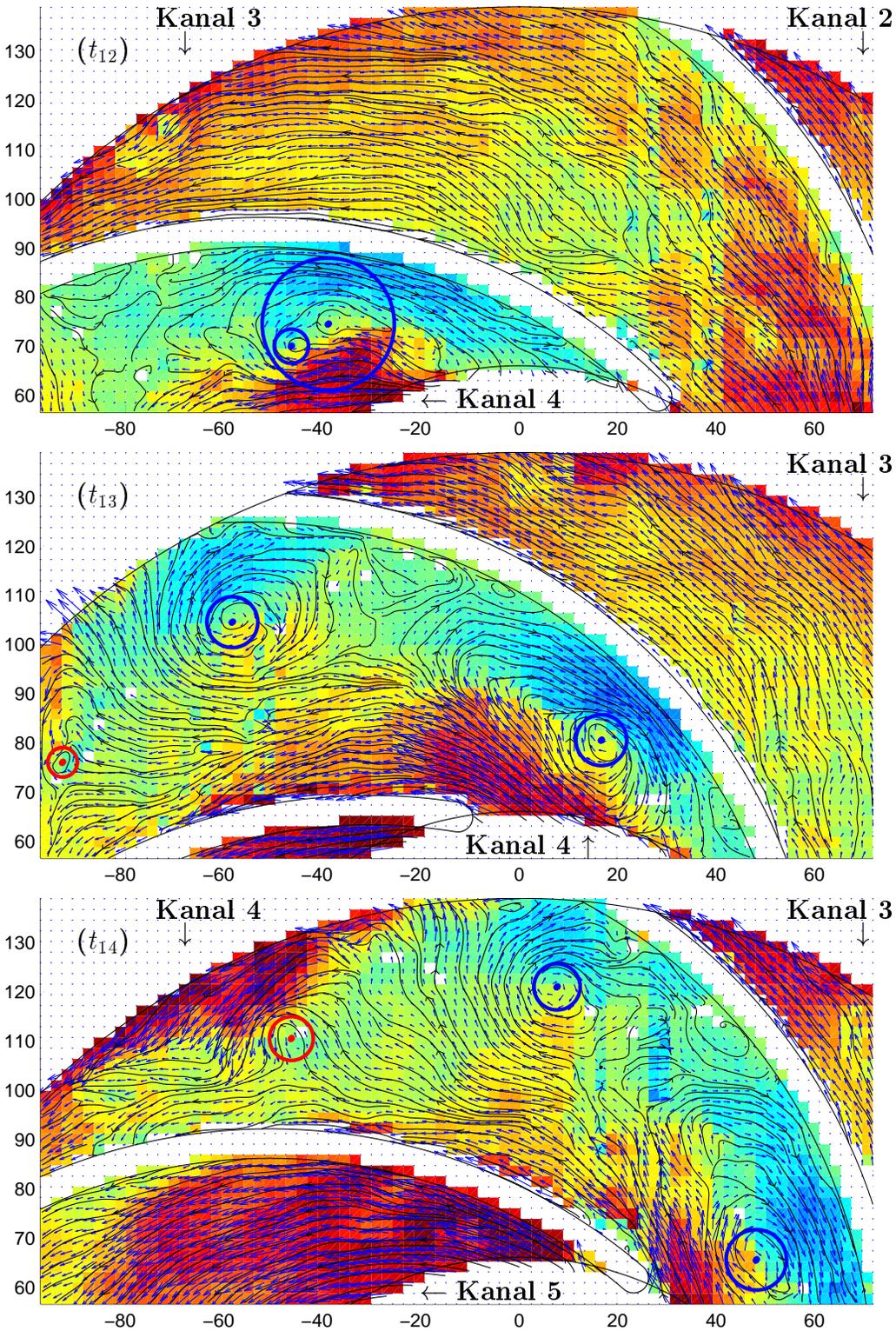


Abbildung A.9: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,50$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 410$  ms,  $t_{14} = t_0 + 418,75$  ms)

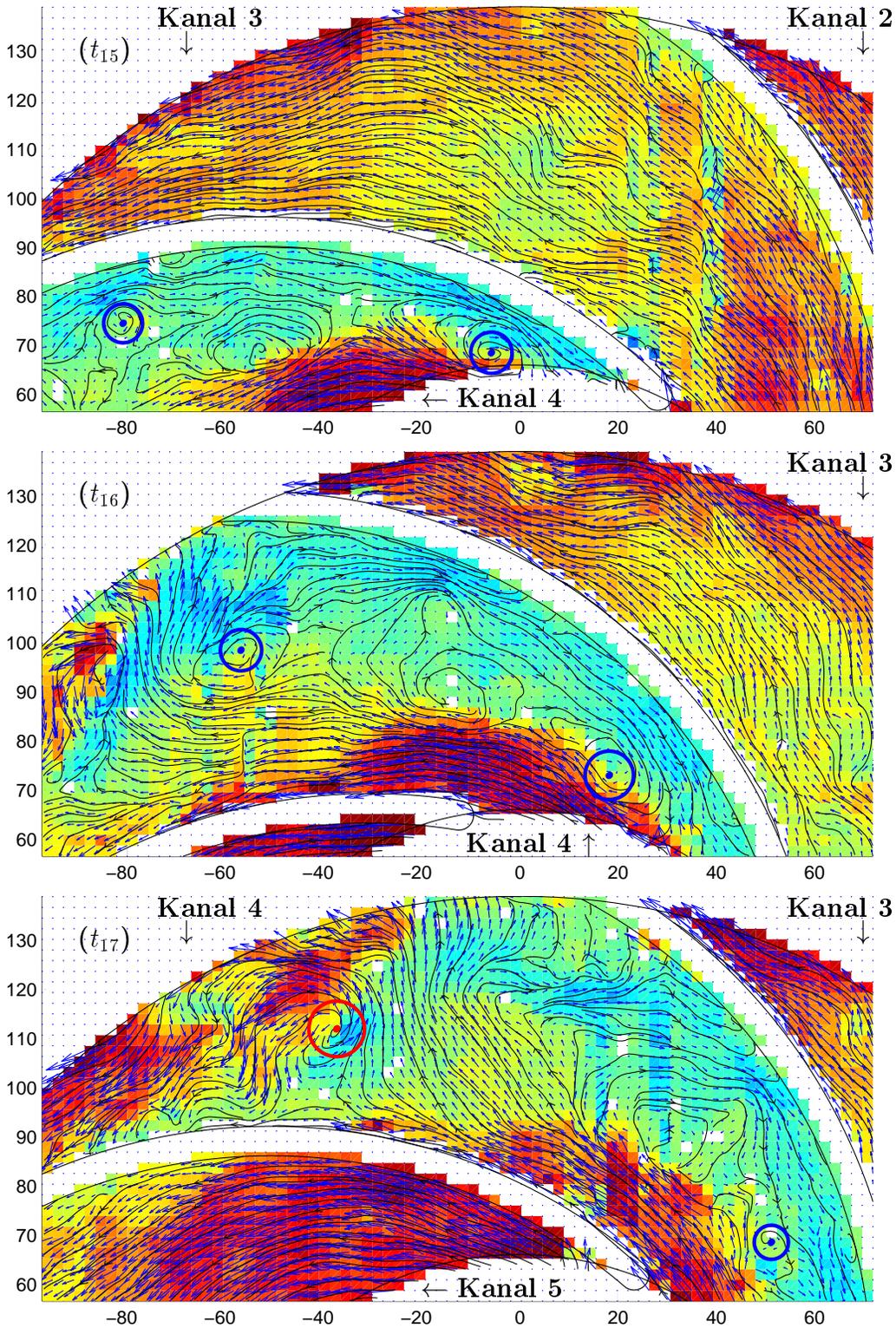


Abbildung A.10: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,50$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 510$  ms,  $t_{17} = t_0 + 518,75$  ms)

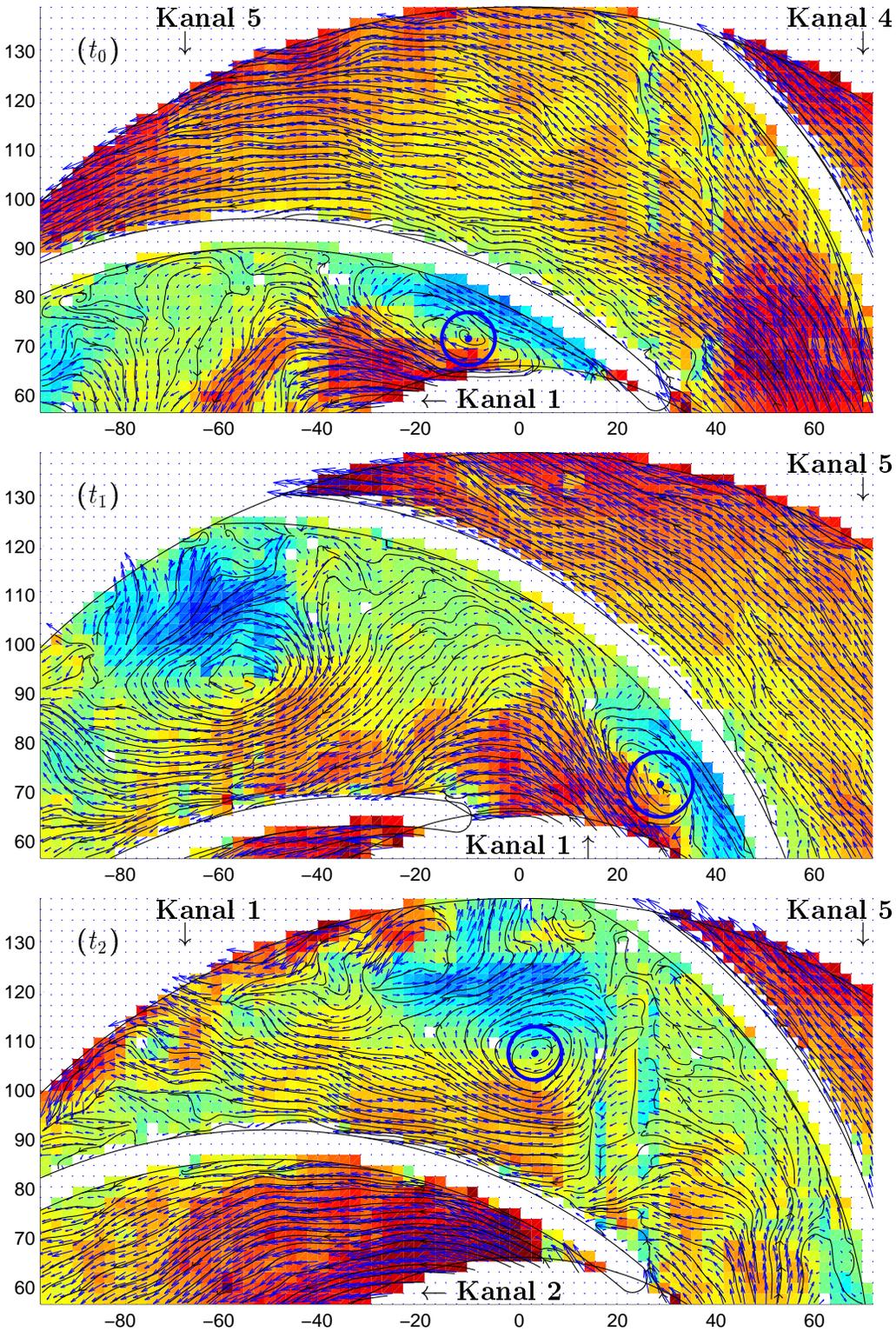


Abbildung A.11: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,45$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 10$  ms,  $t_2 = t_0 + 18,75$  ms)

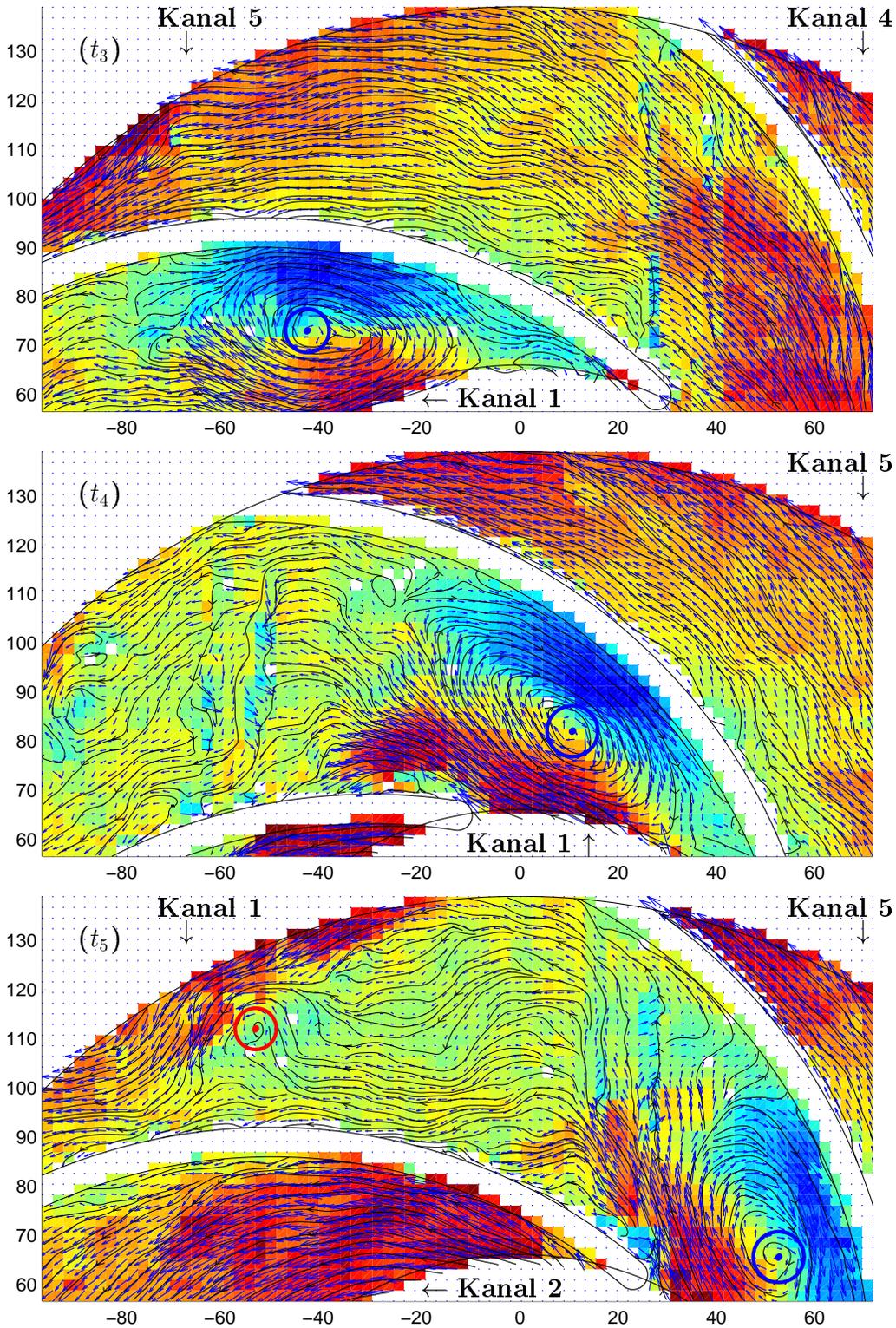


Abbildung A.12: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,45$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 110$  ms,  $t_5 = t_0 + 118,75$  ms)

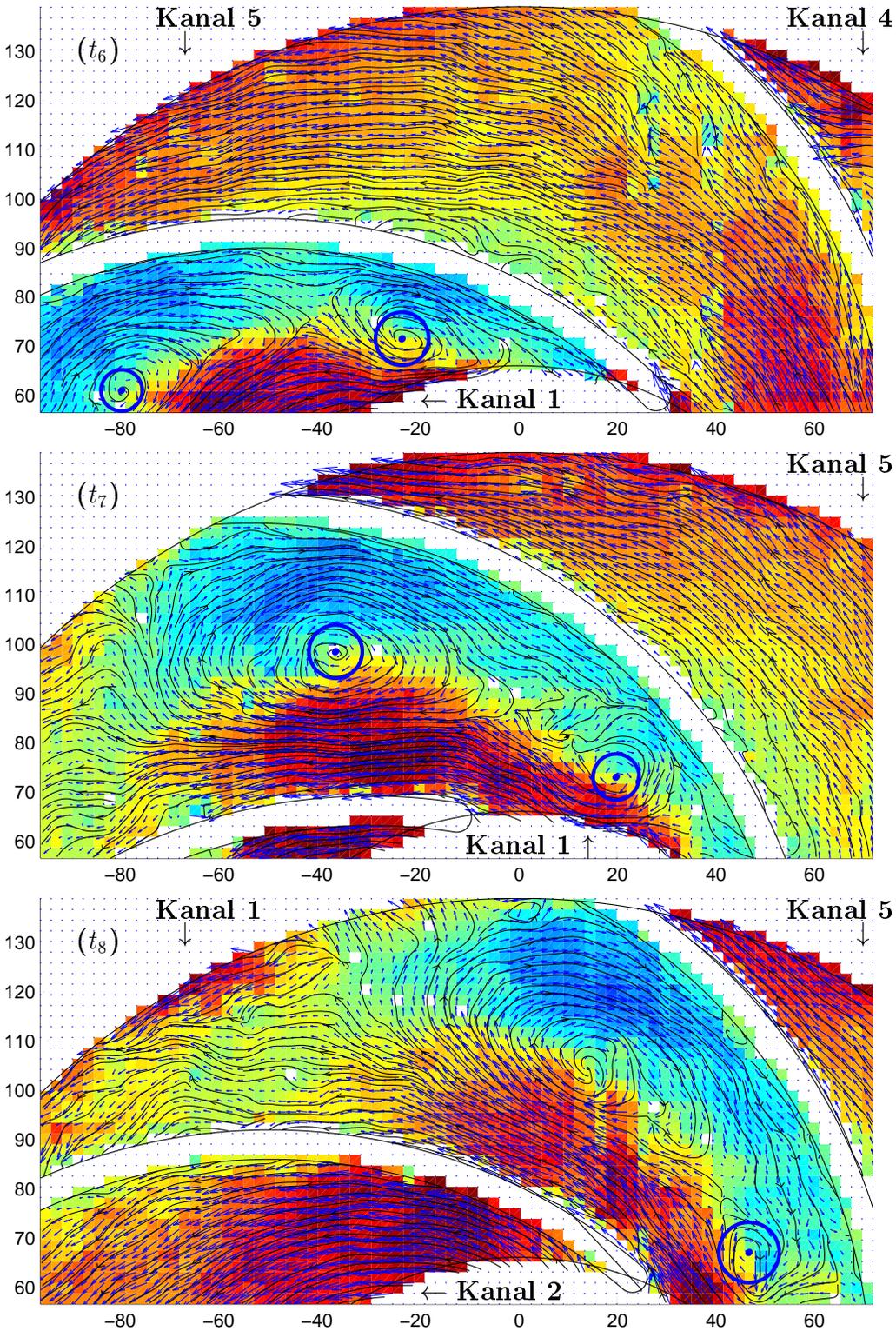


Abbildung A.13: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,45$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 210$  ms,  $t_8 = t_0 + 218,75$  ms)

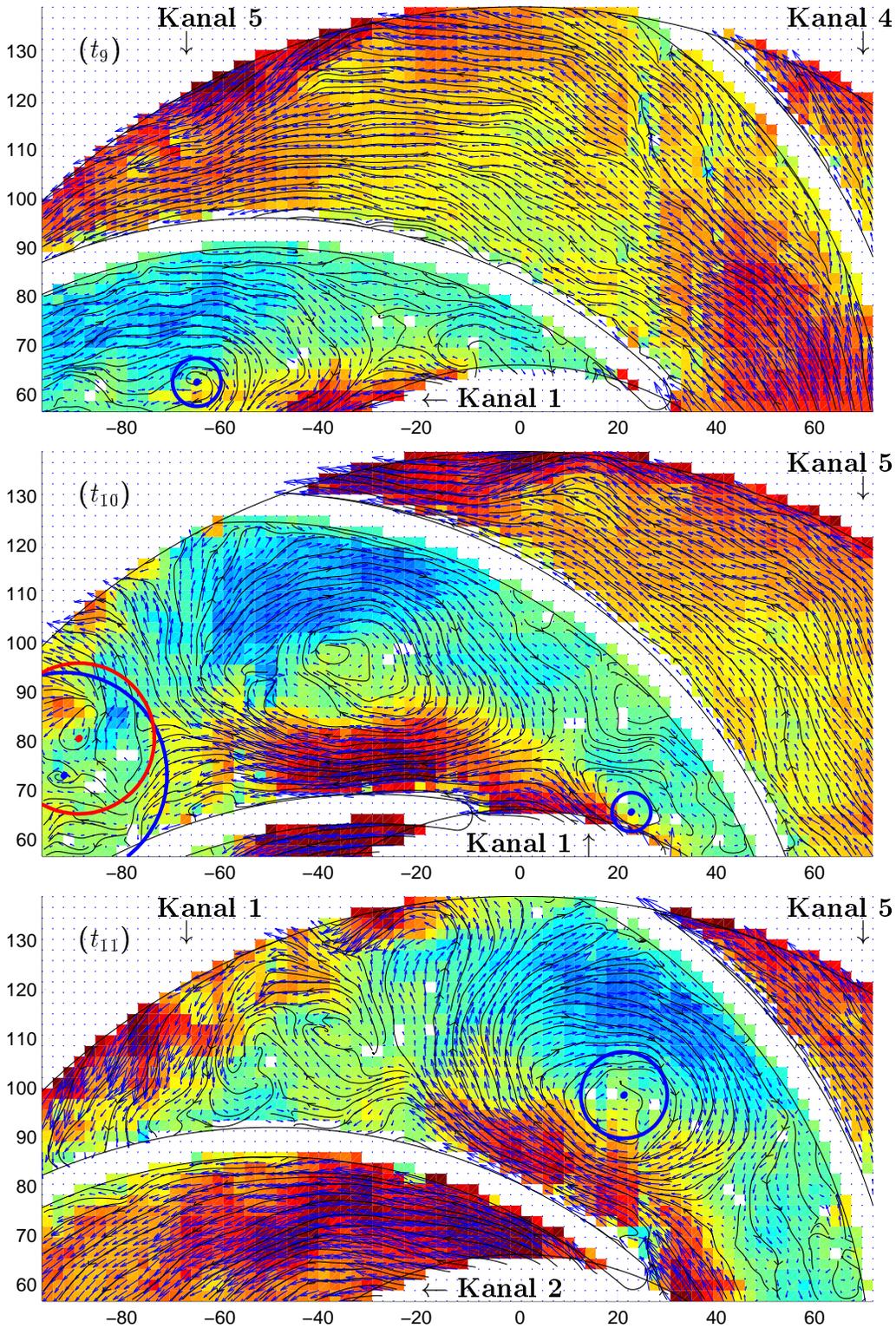


Abbildung A.14: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,45$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 310$  ms,  $t_{11} = t_0 + 318,75$  ms)

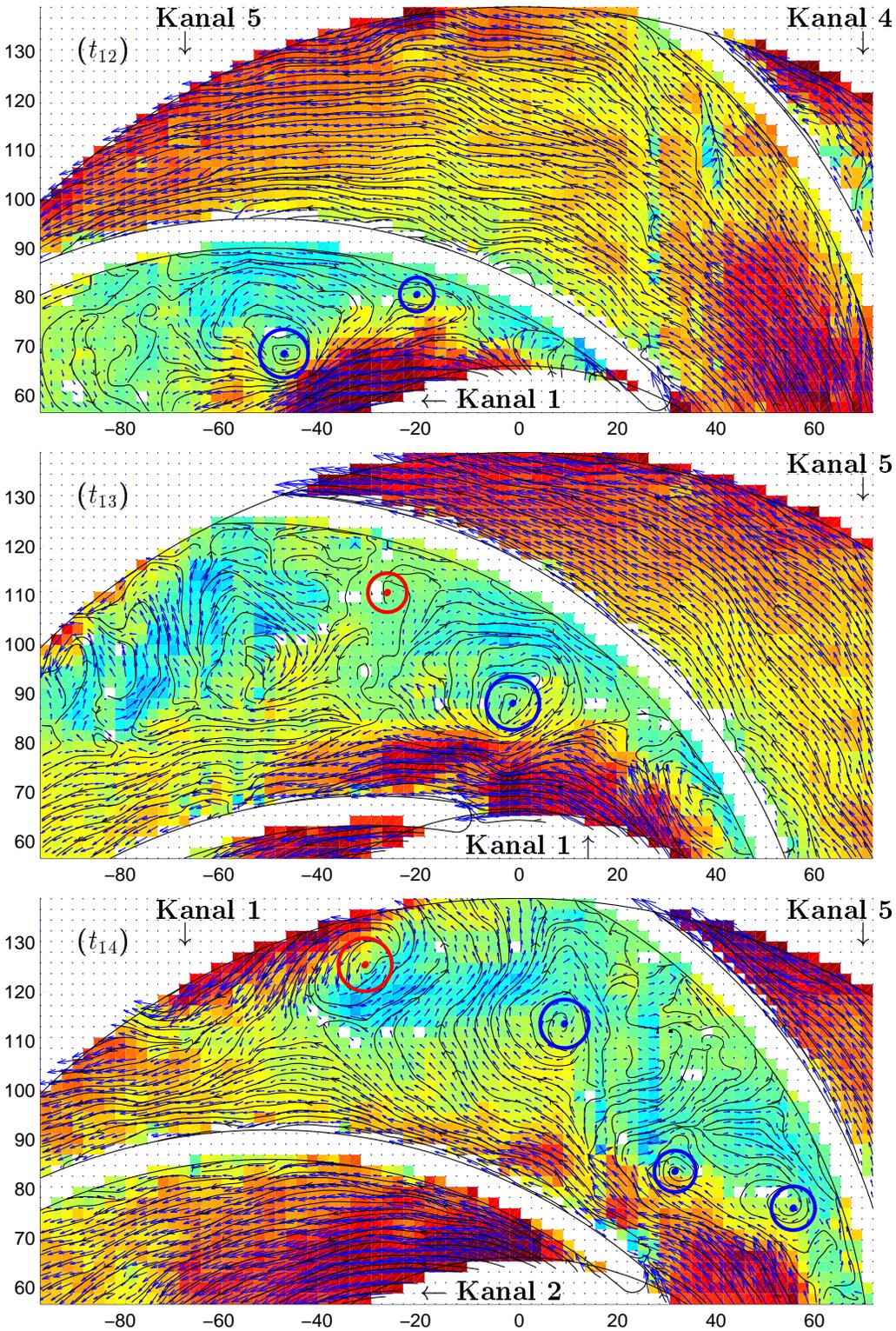


Abbildung A.15: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,45$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 410$  ms,  $t_{14} = t_0 + 418,75$  ms)

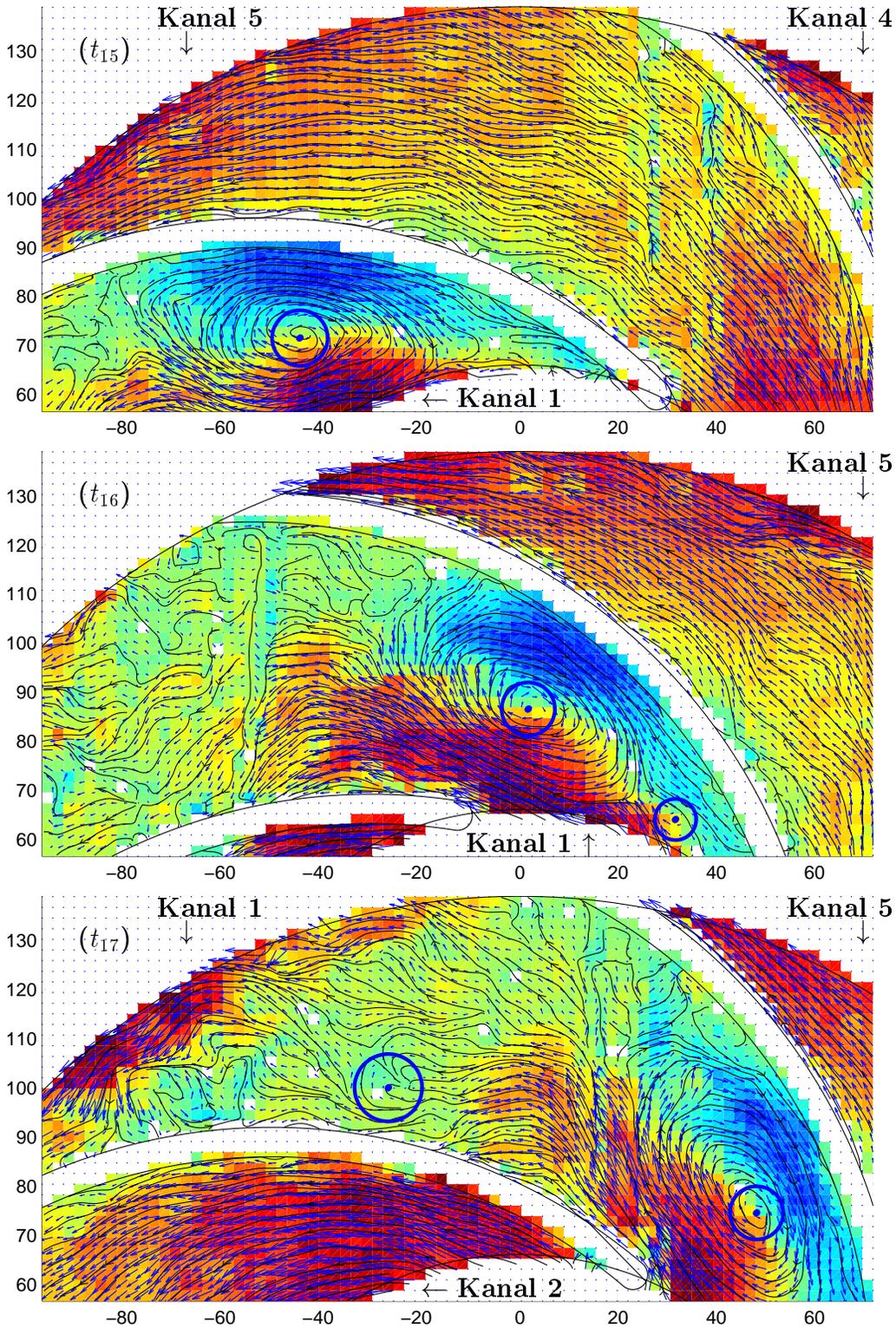


Abbildung A.16: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,45$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 510$  ms,  $t_{17} = t_0 + 518,75$  ms)

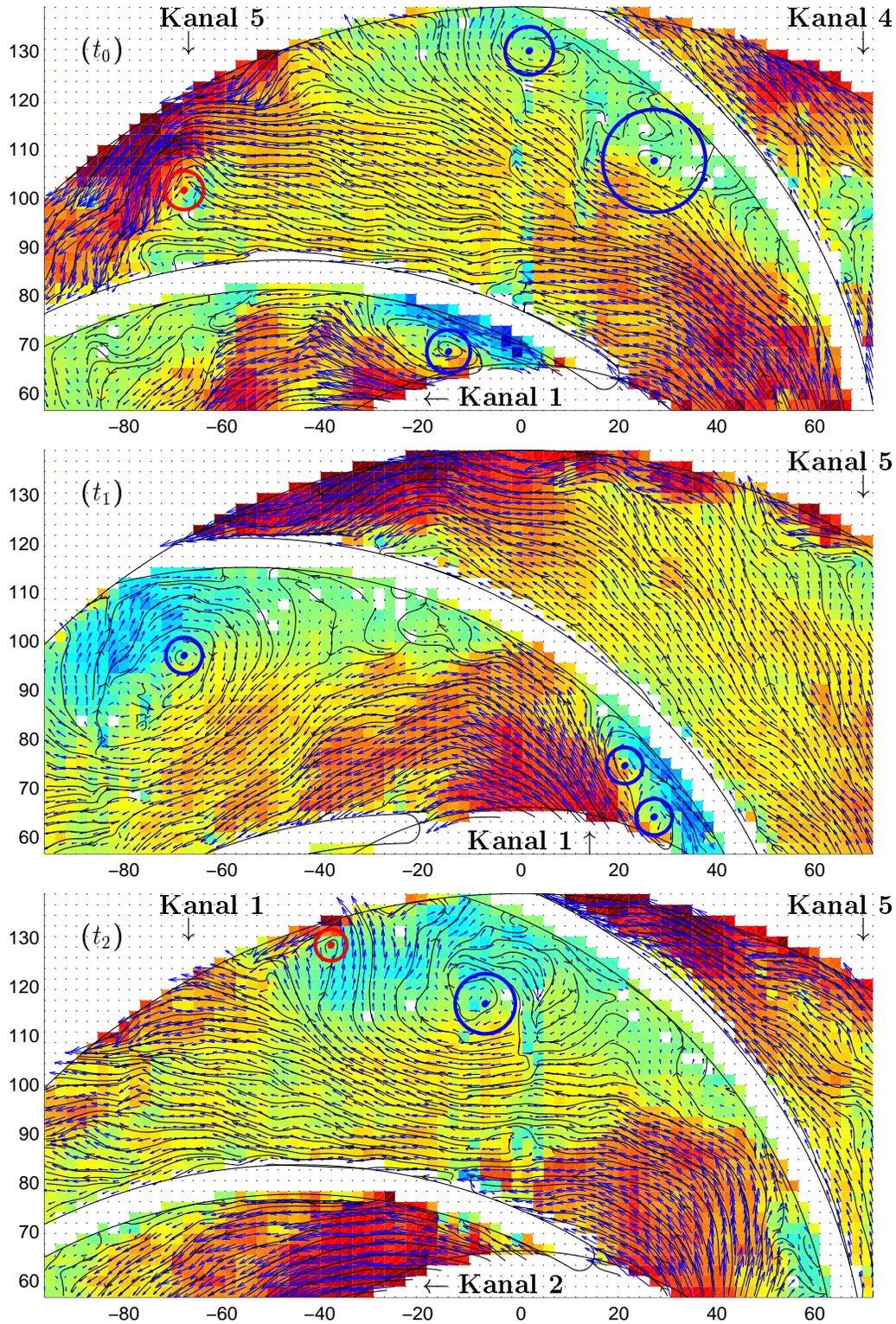


Abbildung A.17: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,40$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 10$  ms,  $t_2 = t_0 + 18,75$  ms)

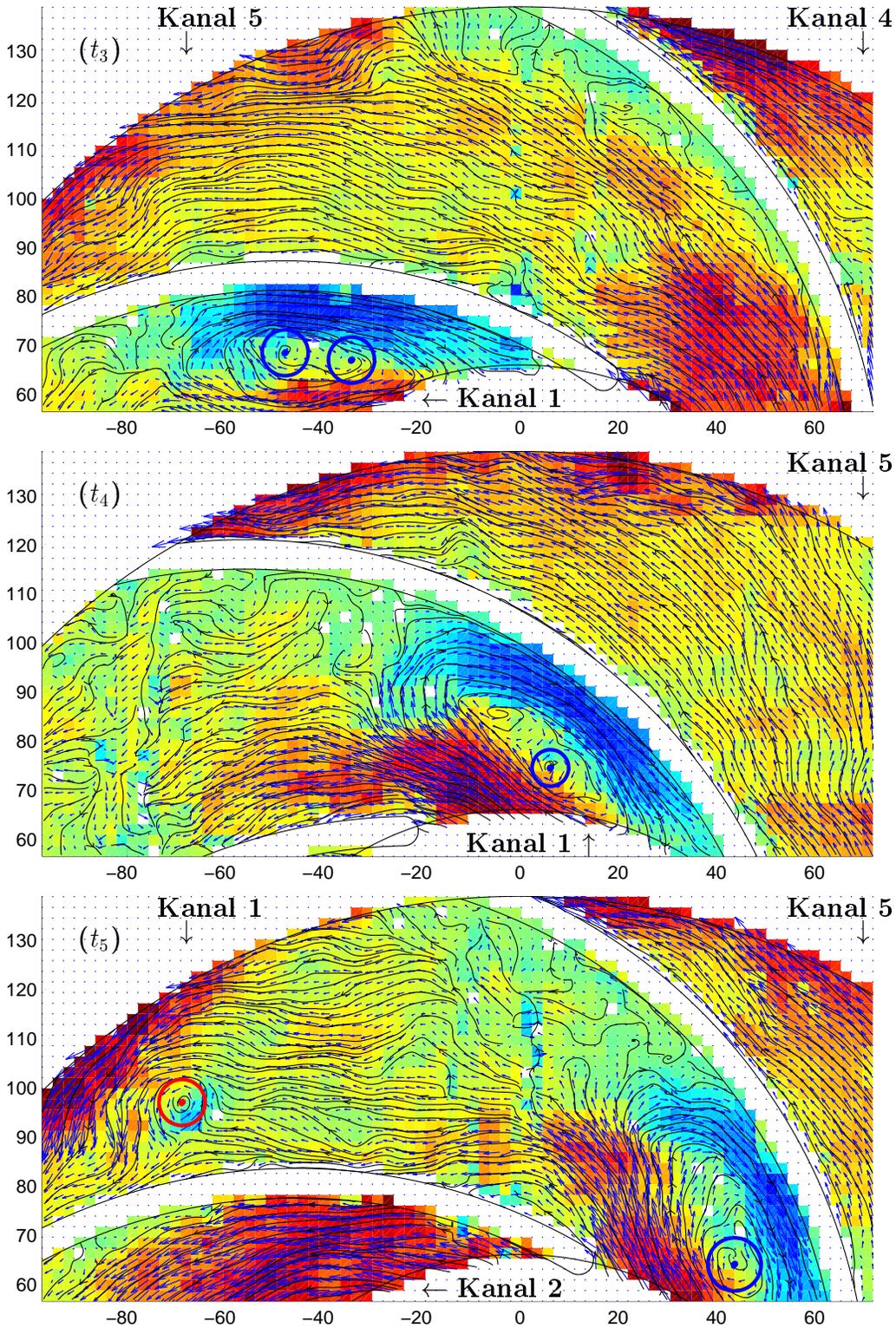


Abbildung A.18: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,40$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 110$  ms,  $t_5 = t_0 + 118,75$  ms)

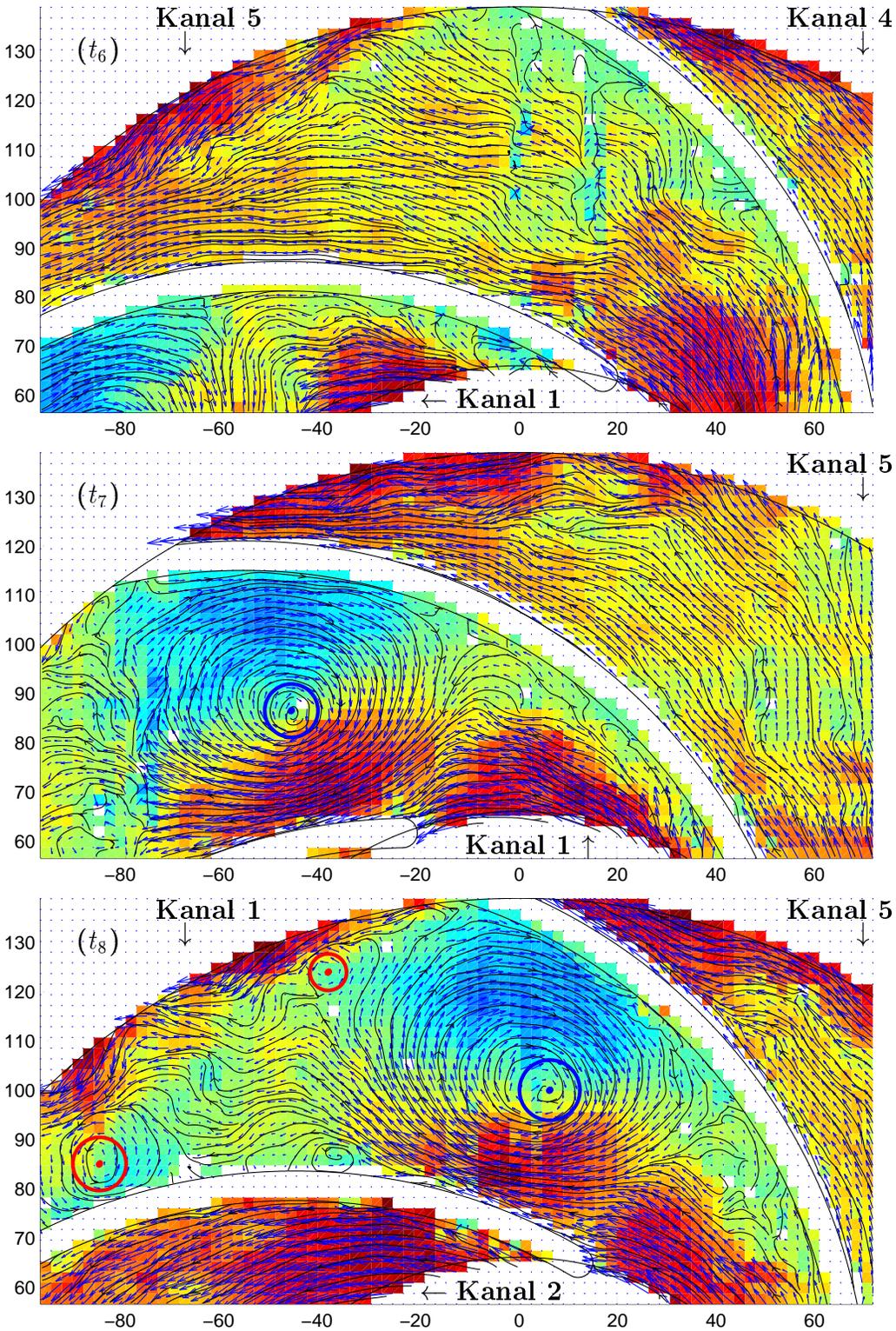


Abbildung A.19: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,40$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 210$  ms,  $t_8 = t_0 + 218,75$  ms)

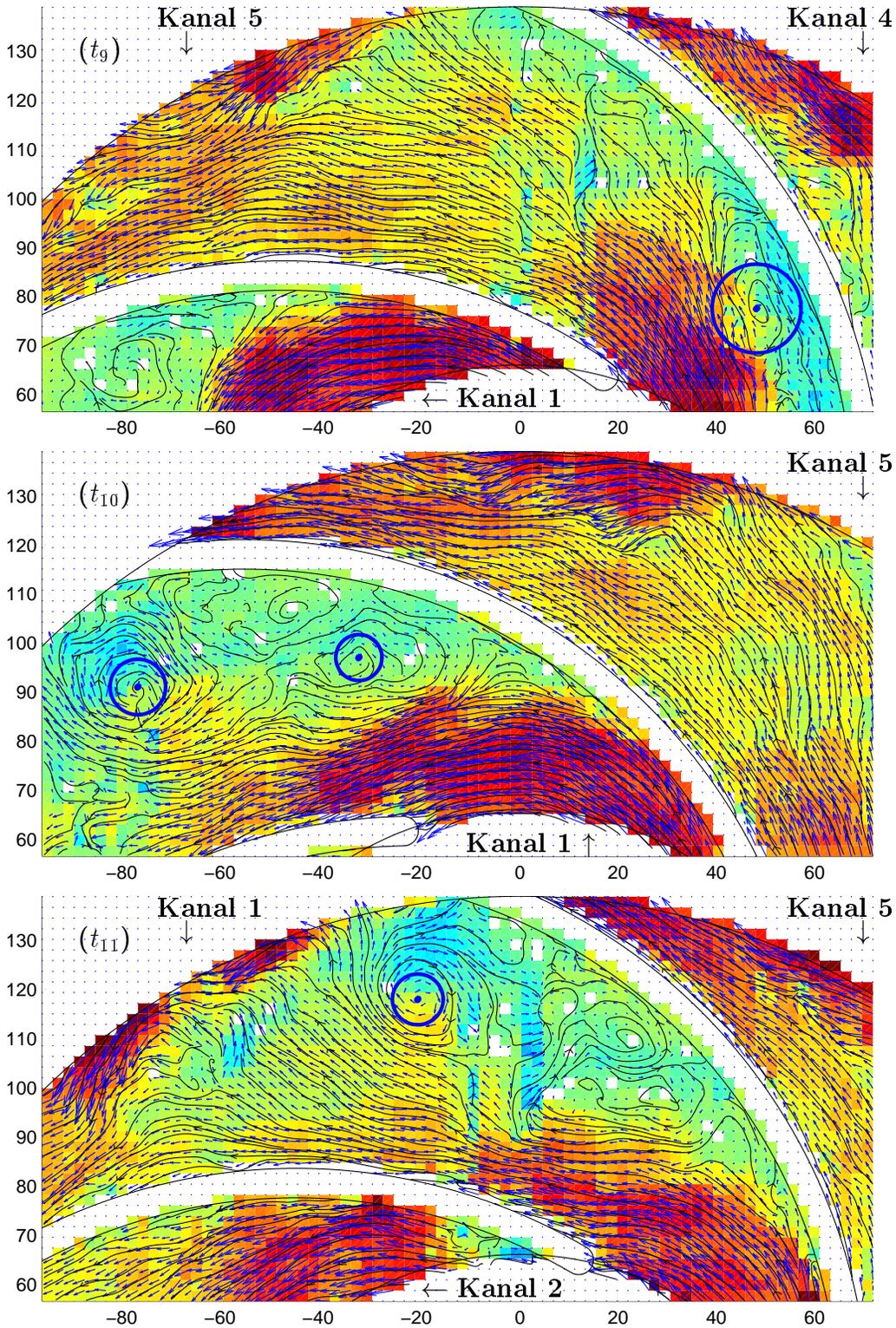


Abbildung A.20: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,40$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 310$  ms,  $t_{11} = t_0 + 318,75$  ms)

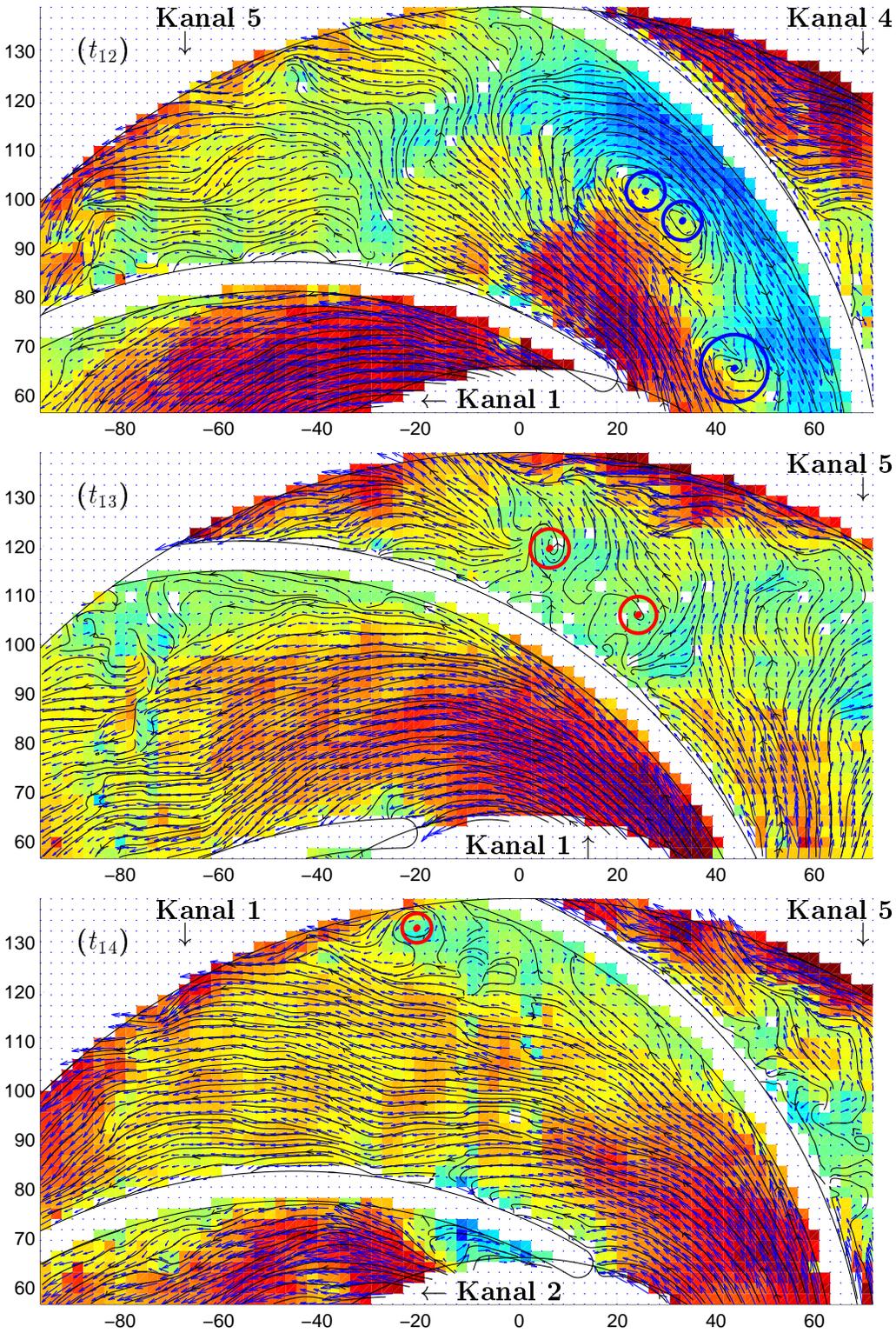


Abbildung A.21: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,40$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 410$  ms,  $t_{14} = t_0 + 418,75$  ms)

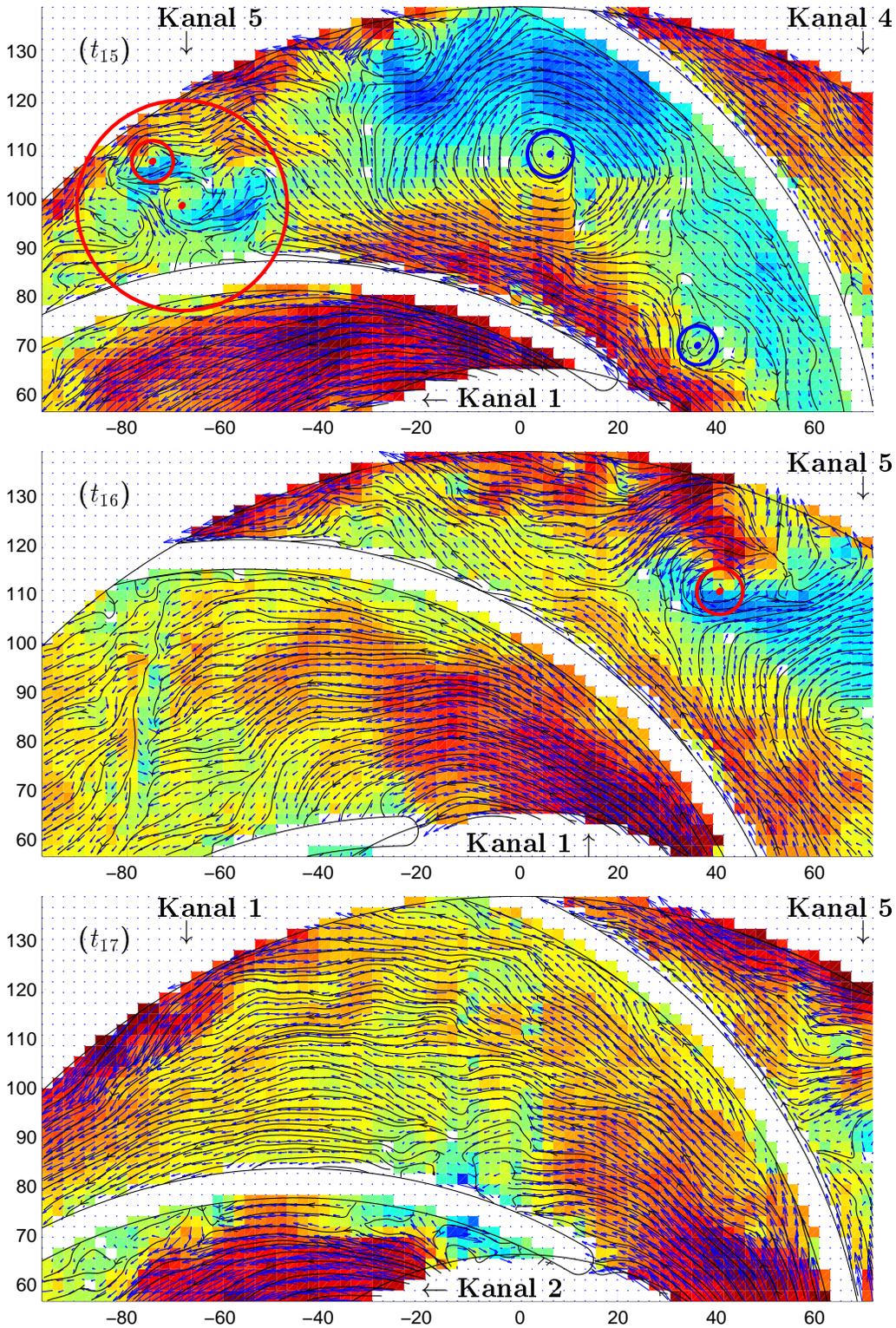


Abbildung A.22: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (1) bei  $Q/Q_N = 0,40$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 510$  ms,  $t_{17} = t_0 + 518,75$  ms)

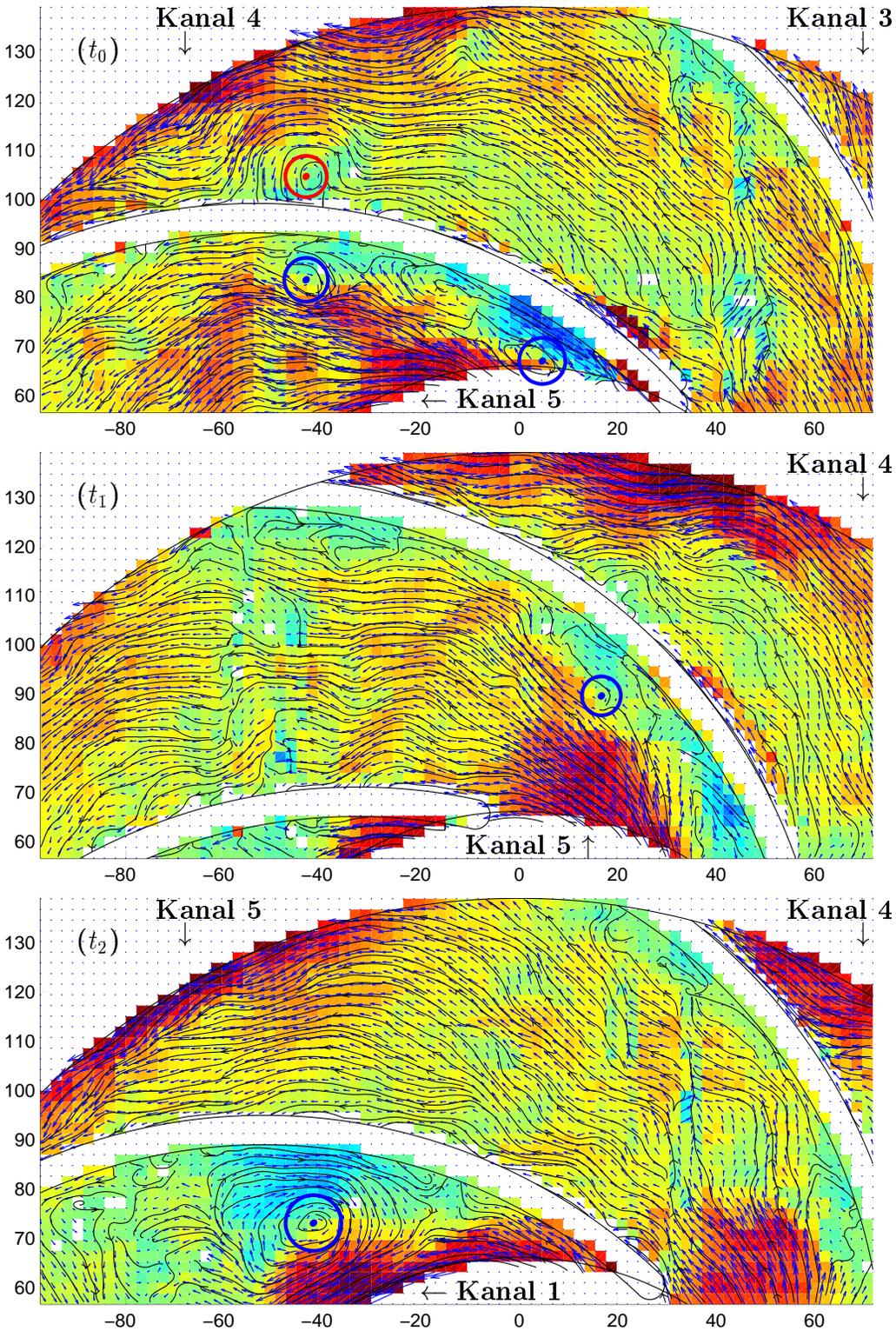


Abbildung A.23: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (5) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 10$  ms,  $t_2 = t_0 + 18,75$  ms)

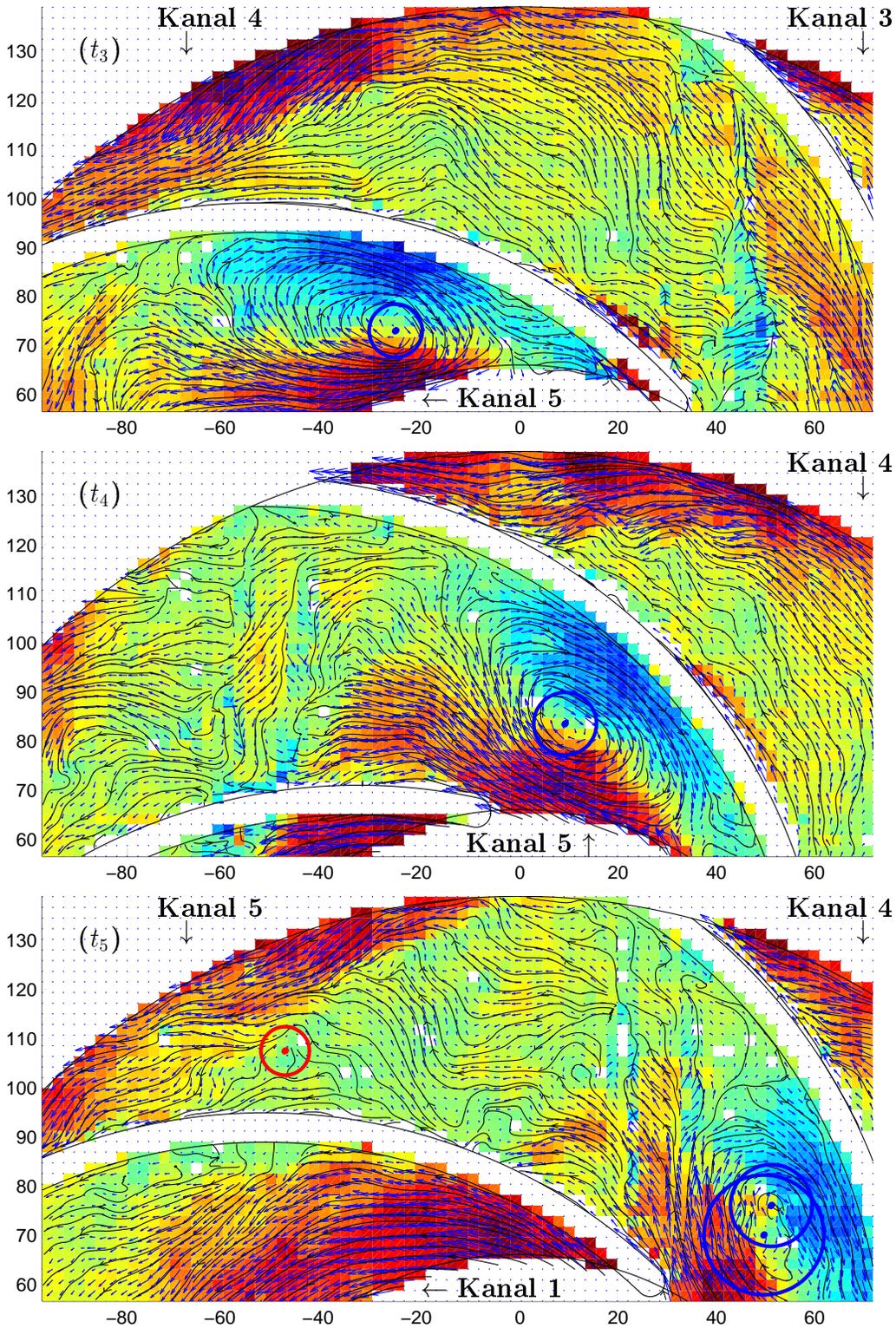


Abbildung A.24: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (5) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 110$  ms,  $t_5 = t_0 + 118,75$  ms)

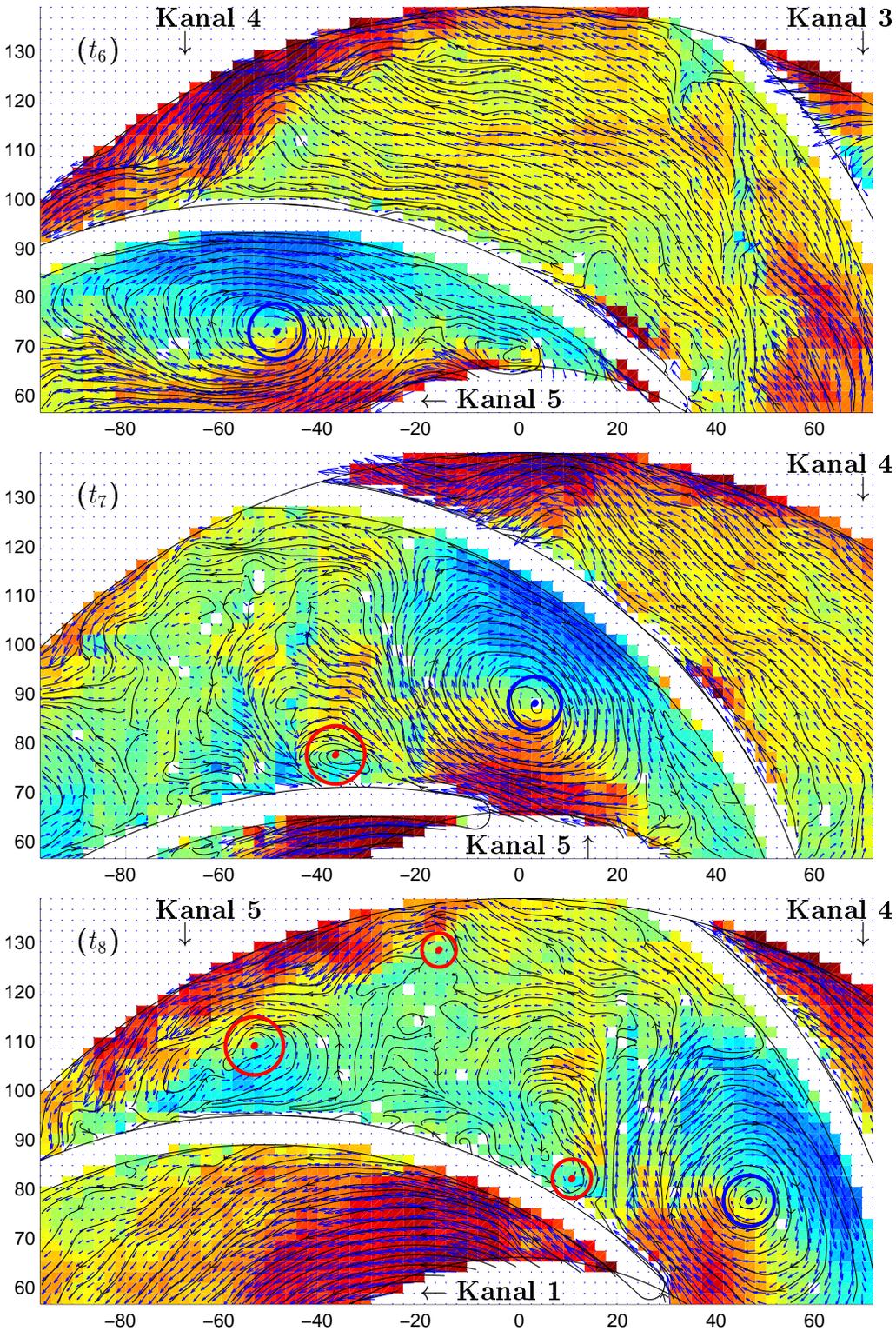


Abbildung A.25: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (5) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 210$  ms,  $t_8 = t_0 + 218,75$  ms)

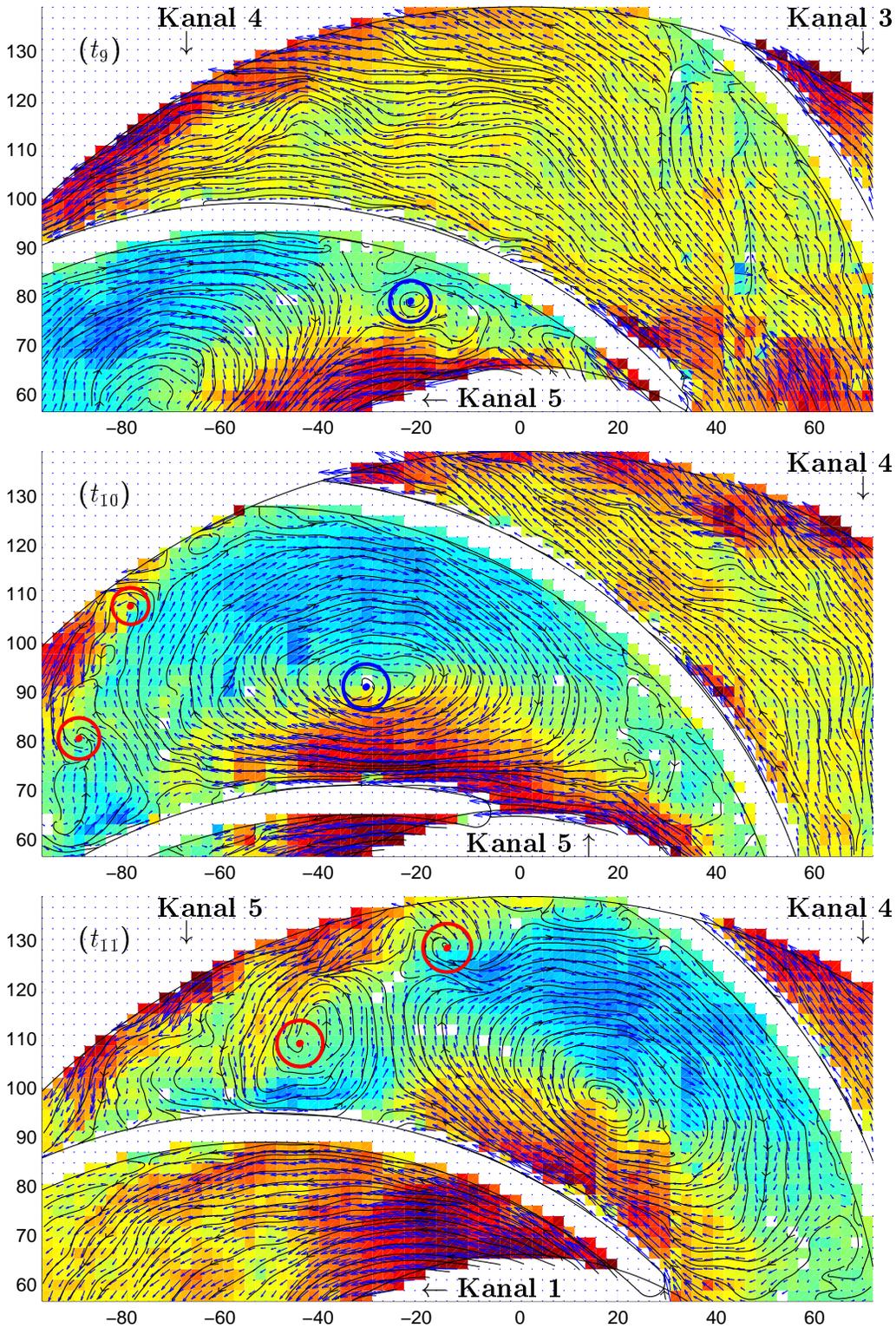


Abbildung A.26: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (5) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 310$  ms,  $t_{11} = t_0 + 318,75$  ms)

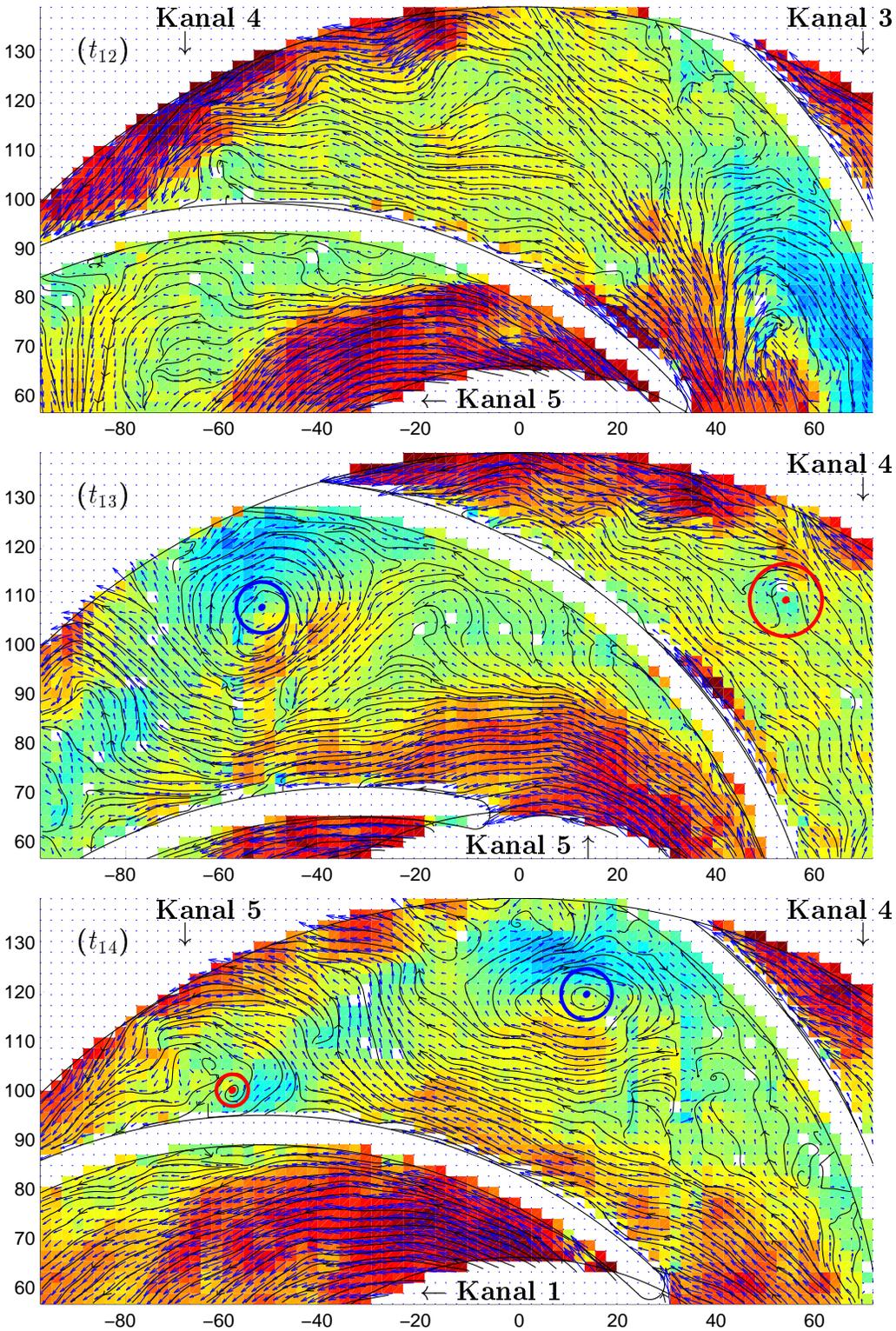


Abbildung A.27: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (5) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 410$  ms,  $t_{14} = t_0 + 418,75$  ms)

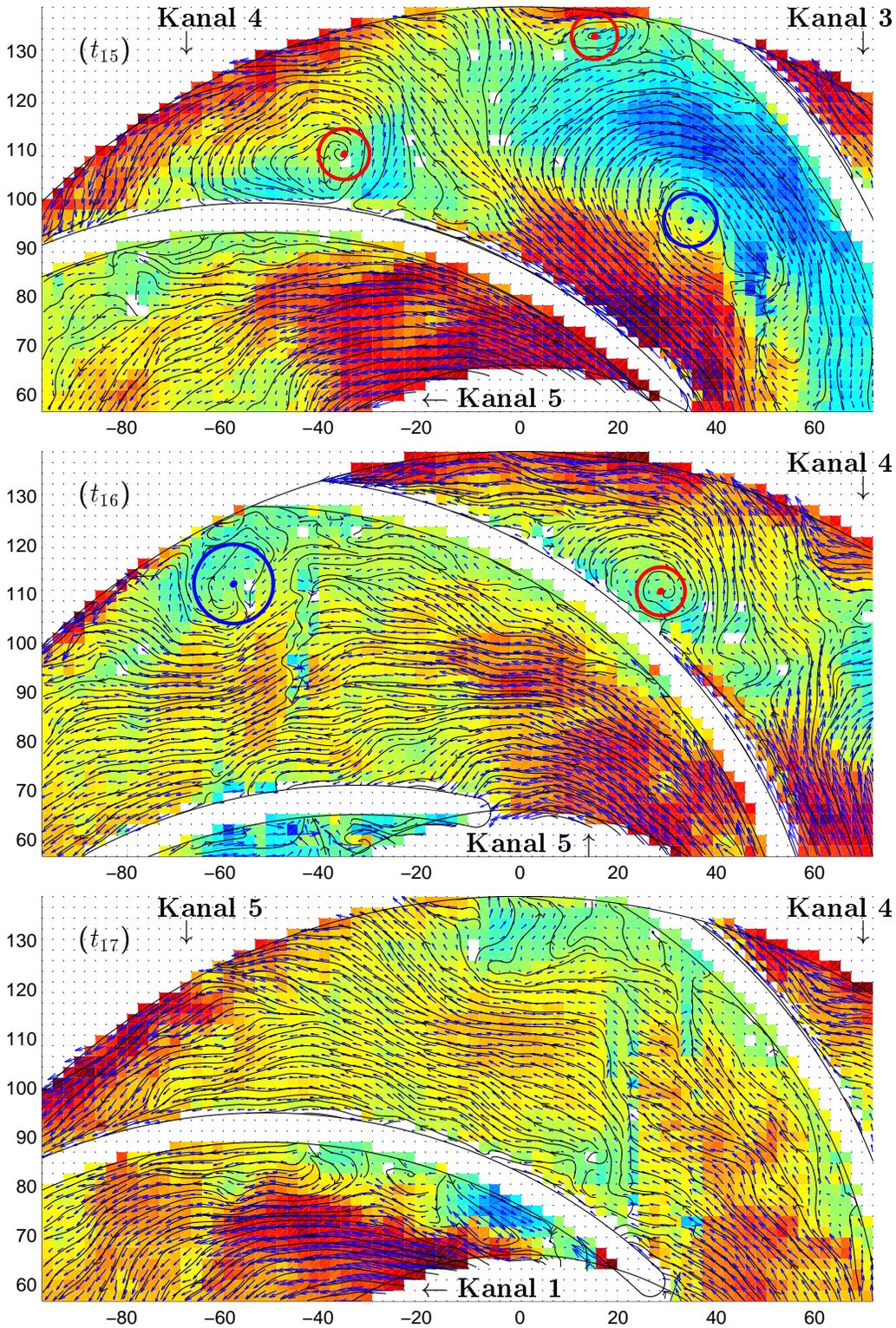


Abbildung A.28: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (5) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 510$  ms,  $t_{17} = t_0 + 518,75$  ms)

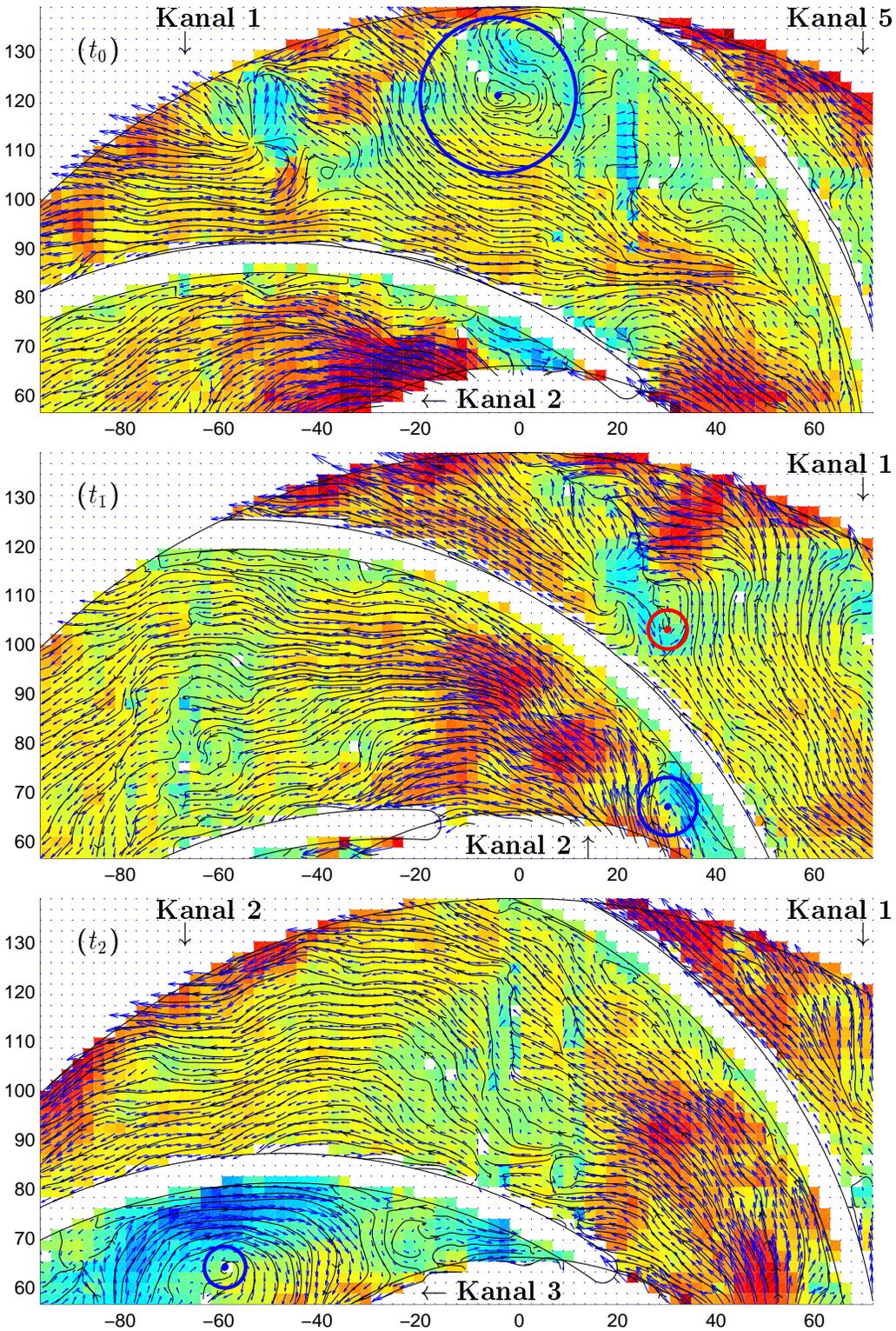


Abbildung A.29: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 10$  ms,  $t_2 = t_0 + 18,75$  ms)

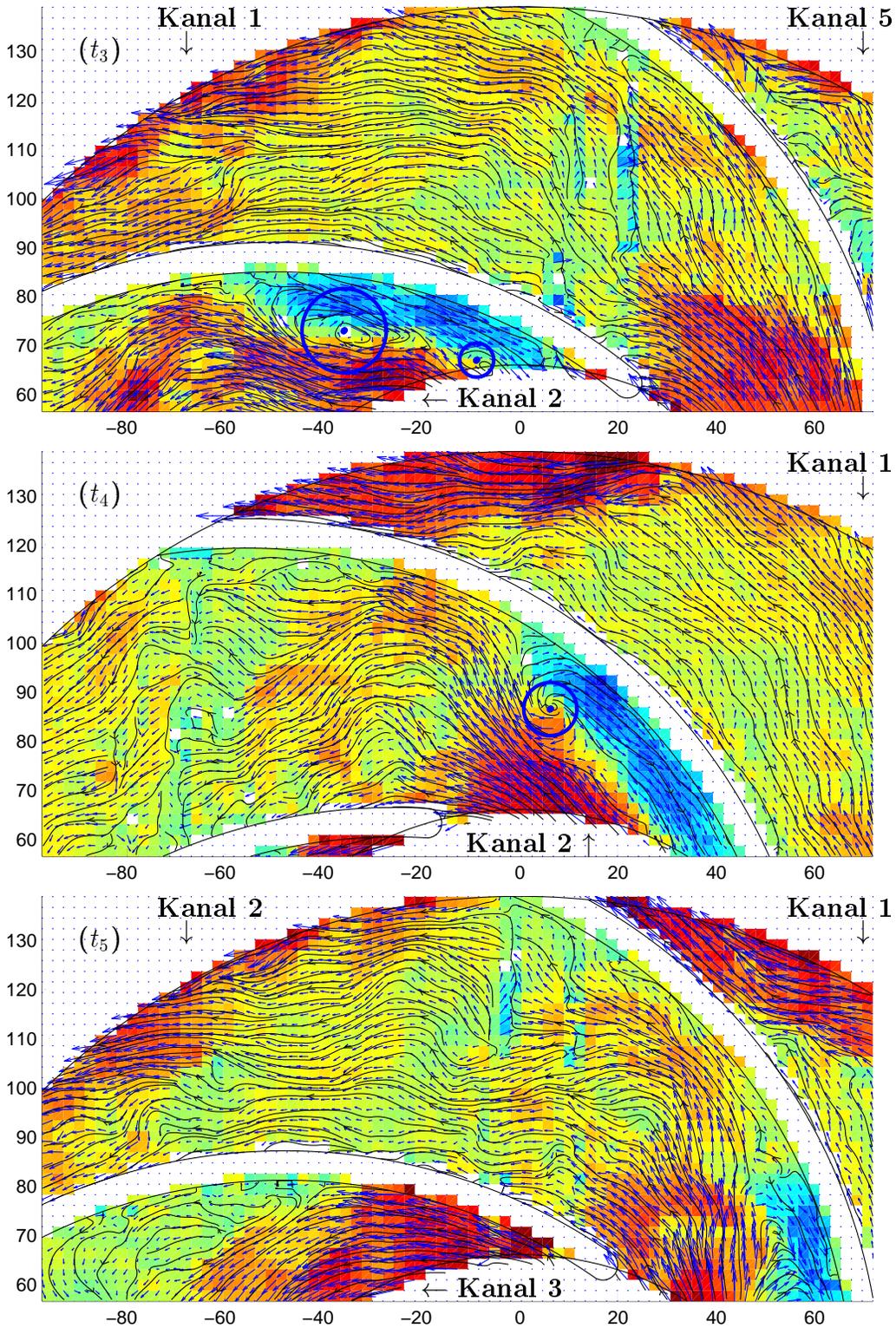


Abbildung A.30: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 110$  ms,  $t_5 = t_0 + 118,75$  ms)

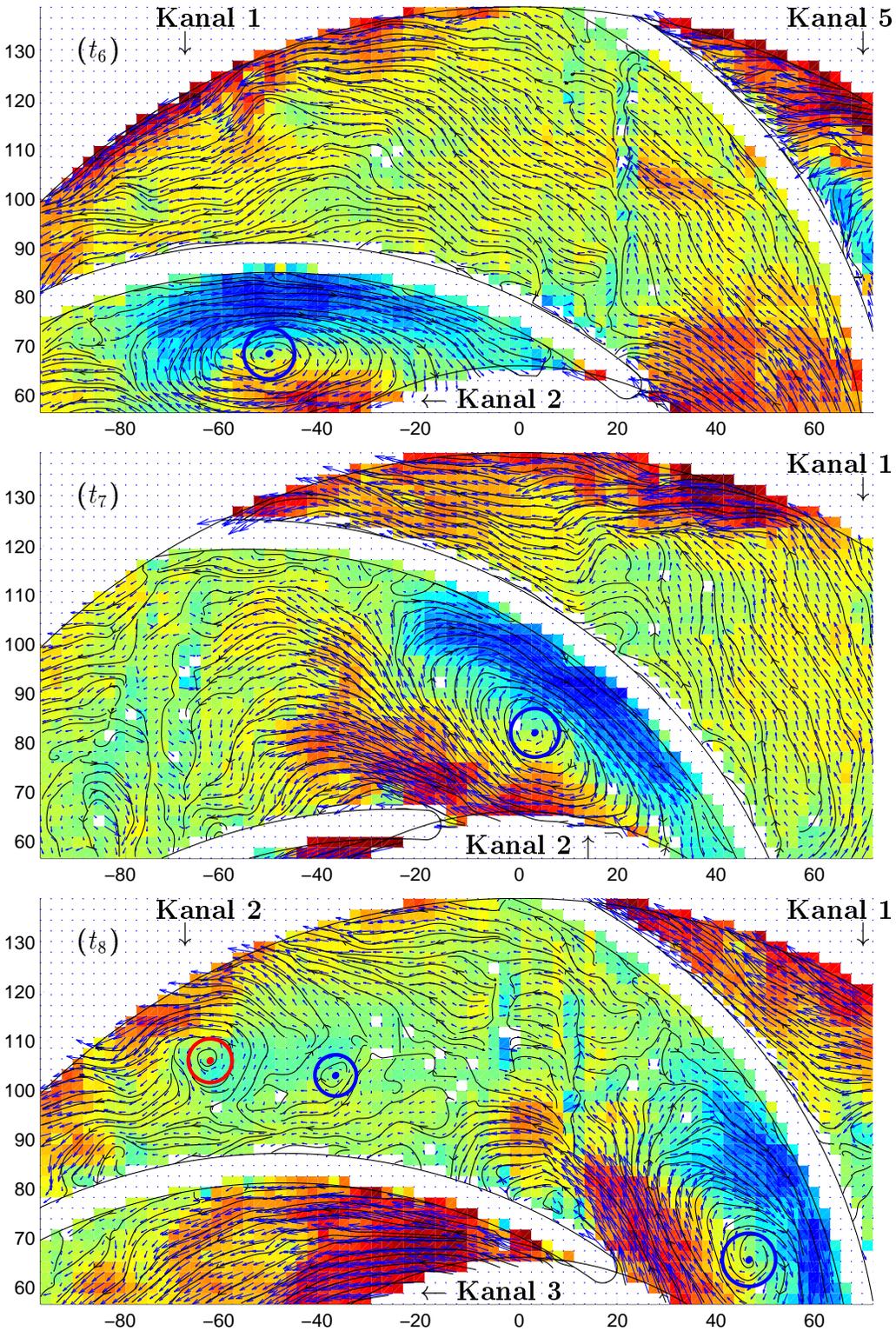


Abbildung A.31: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 210$  ms,  $t_8 = t_0 + 218,75$  ms)

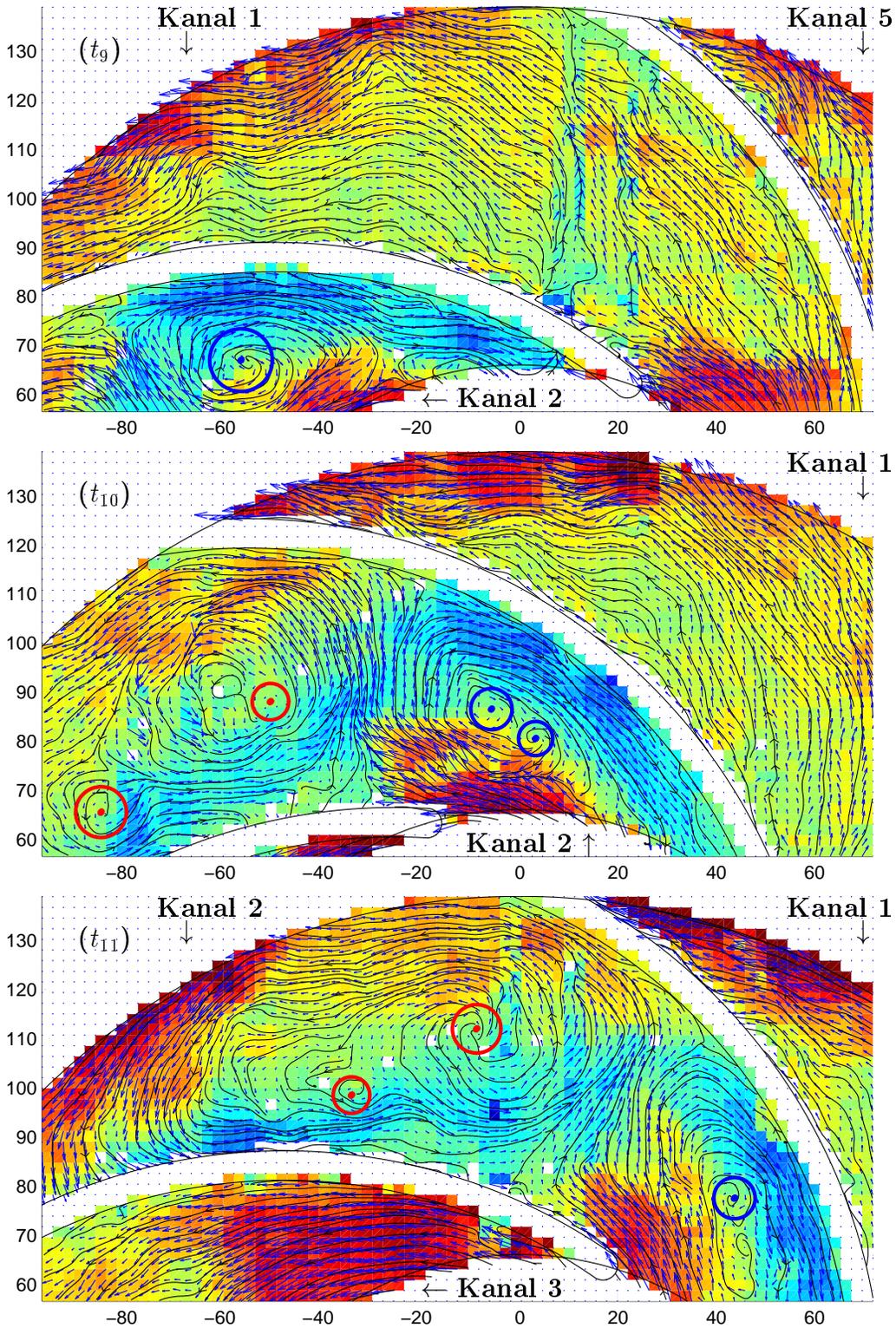


Abbildung A.32: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 310$  ms,  $t_{11} = t_0 + 318,75$  ms)

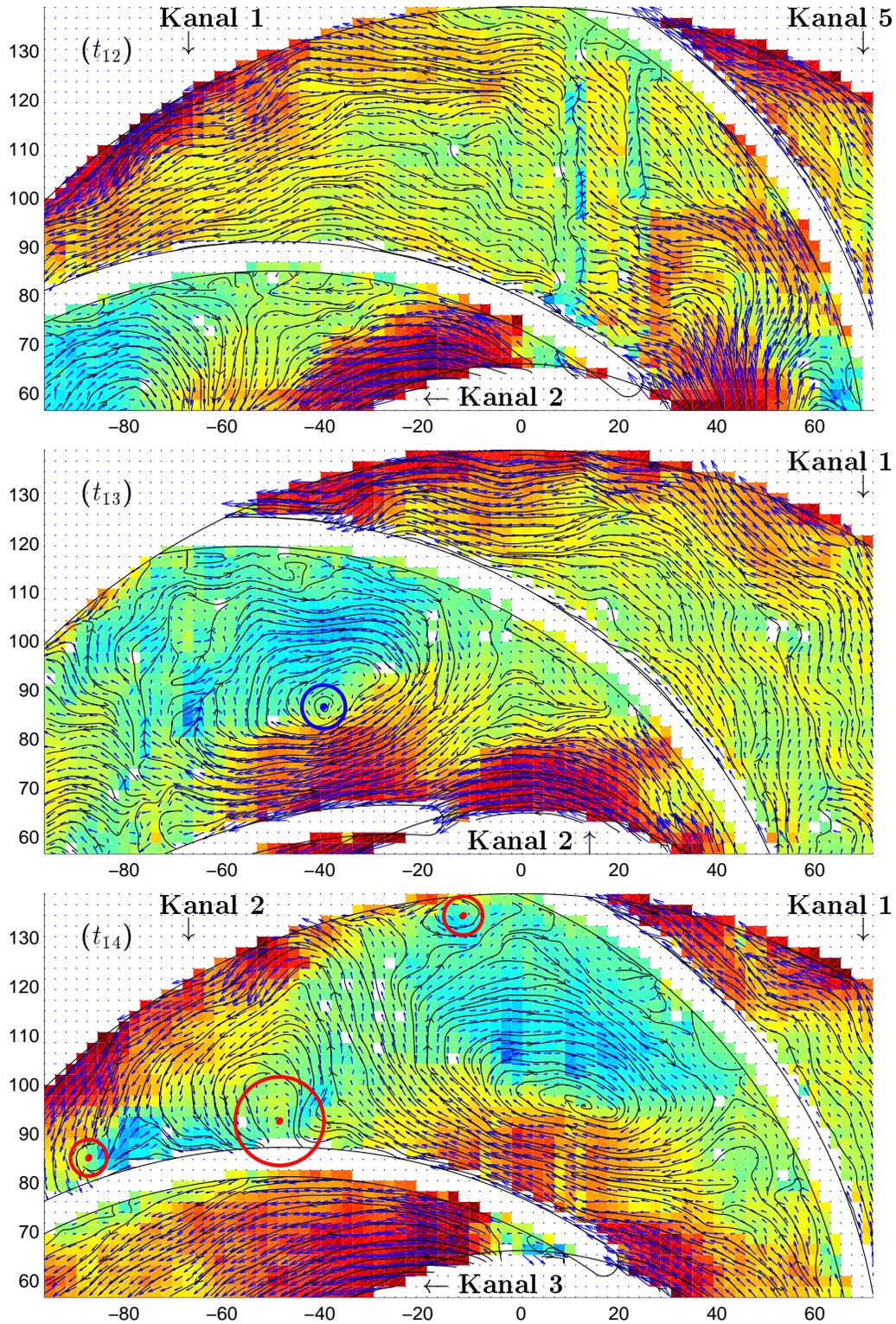


Abbildung A.33: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 410$  ms,  $t_{14} = t_0 + 418,75$  ms)

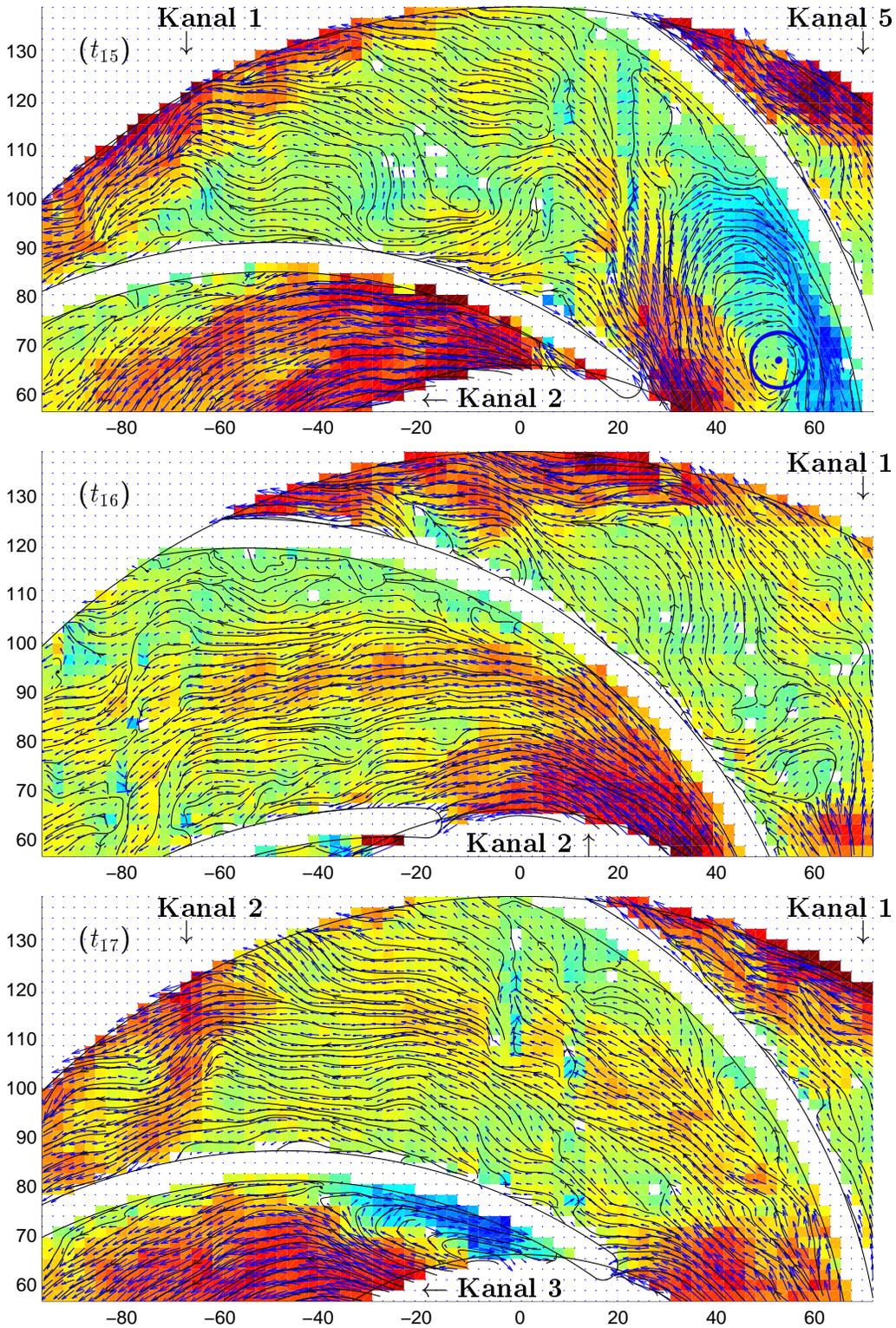


Abbildung A.34: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 510$  ms,  $t_{17} = t_0 + 518,75$  ms)

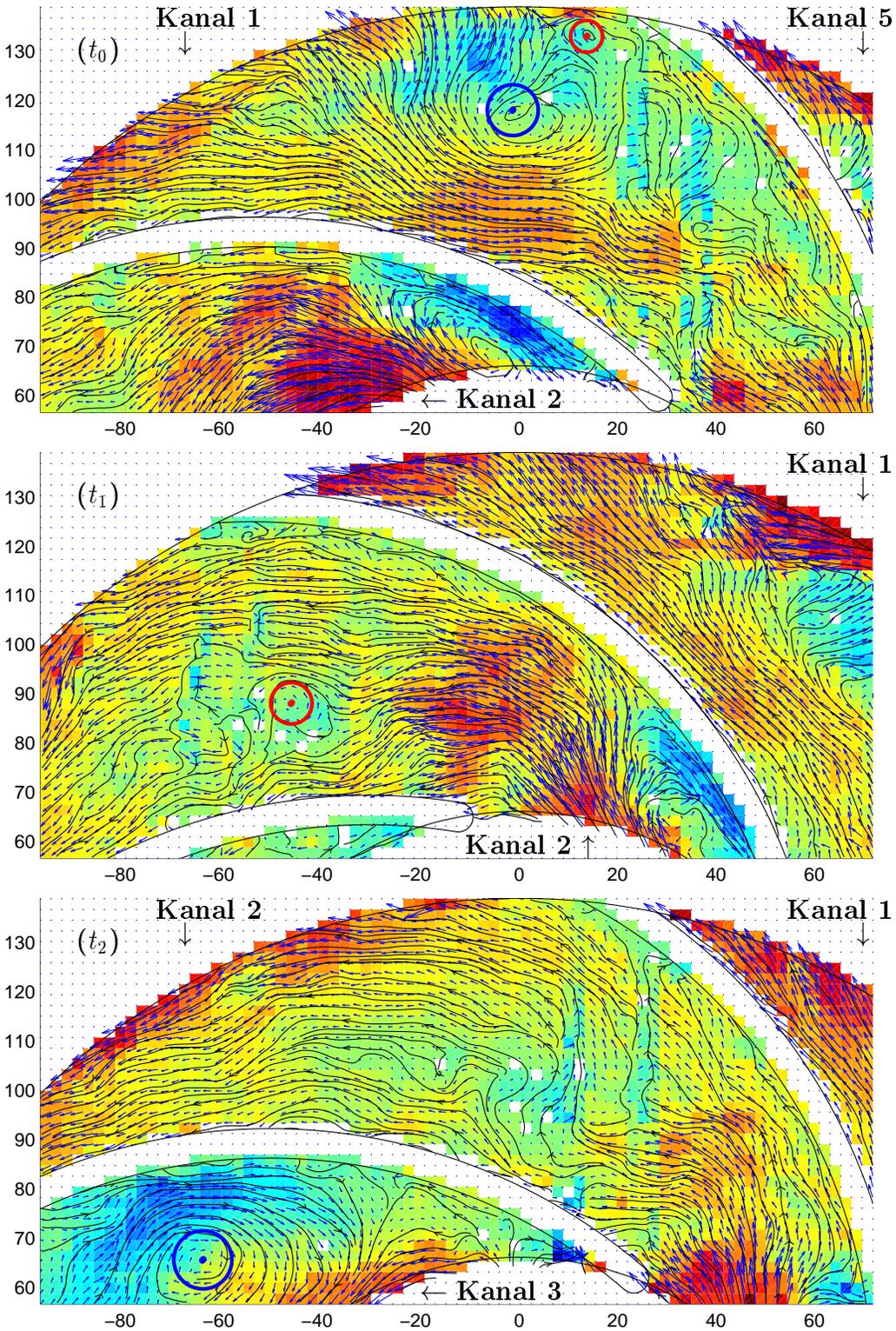


Abbildung A.35: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 10$  ms,  $t_2 = t_0 + 18,75$  ms)

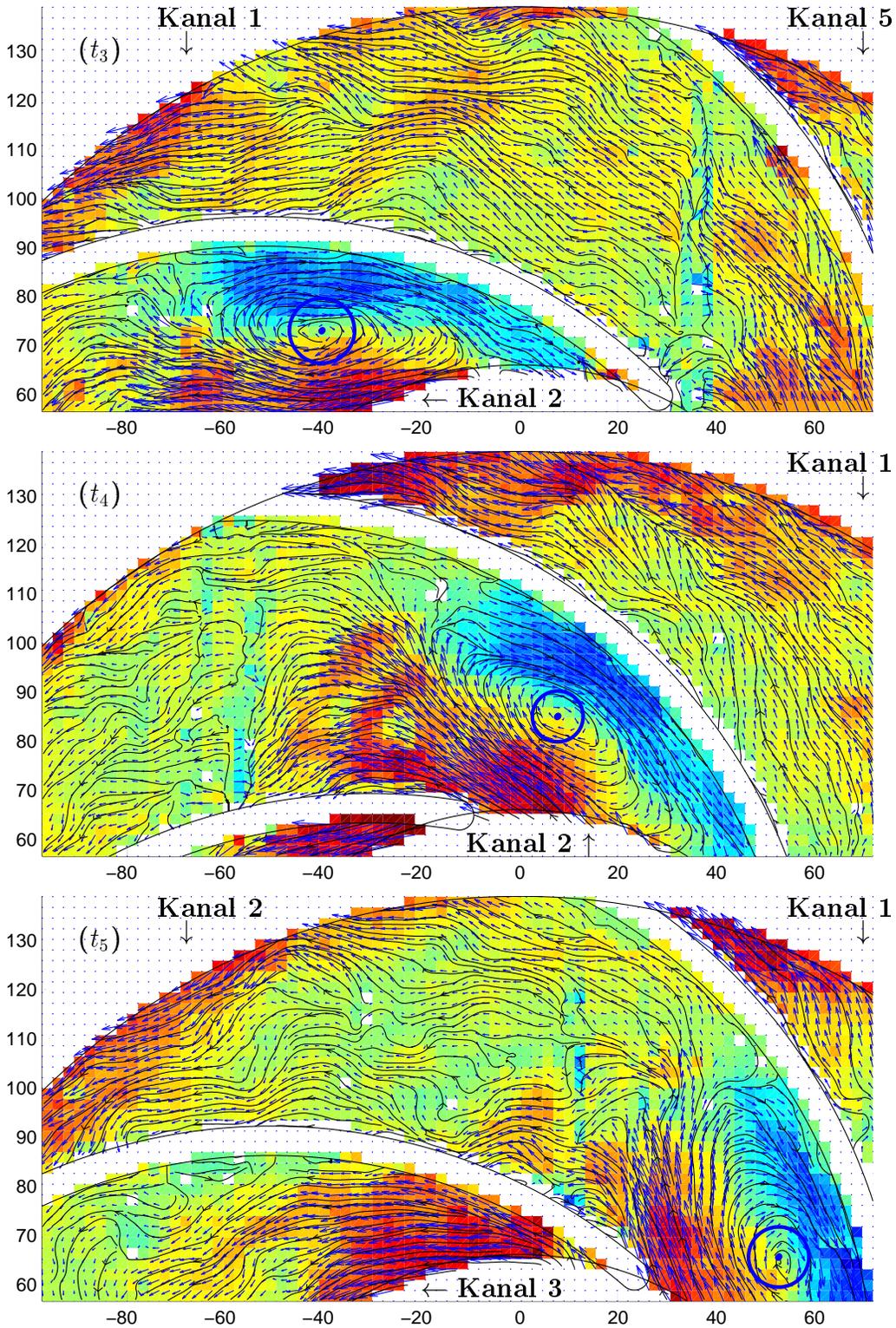


Abbildung A.36: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 110$  ms,  $t_5 = t_0 + 118,75$  ms)

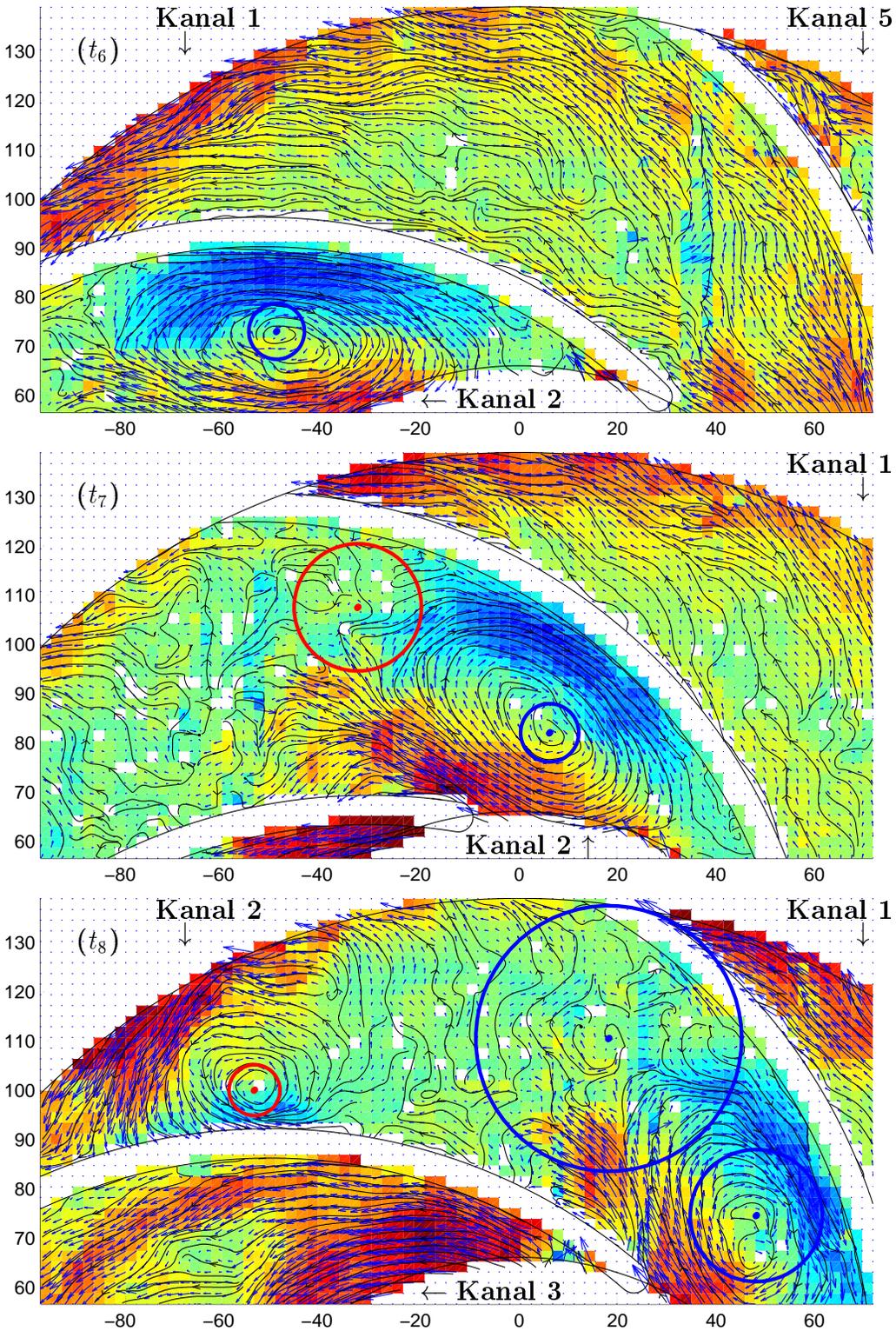


Abbildung A.37: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 210$  ms,  $t_8 = t_0 + 218,75$  ms)

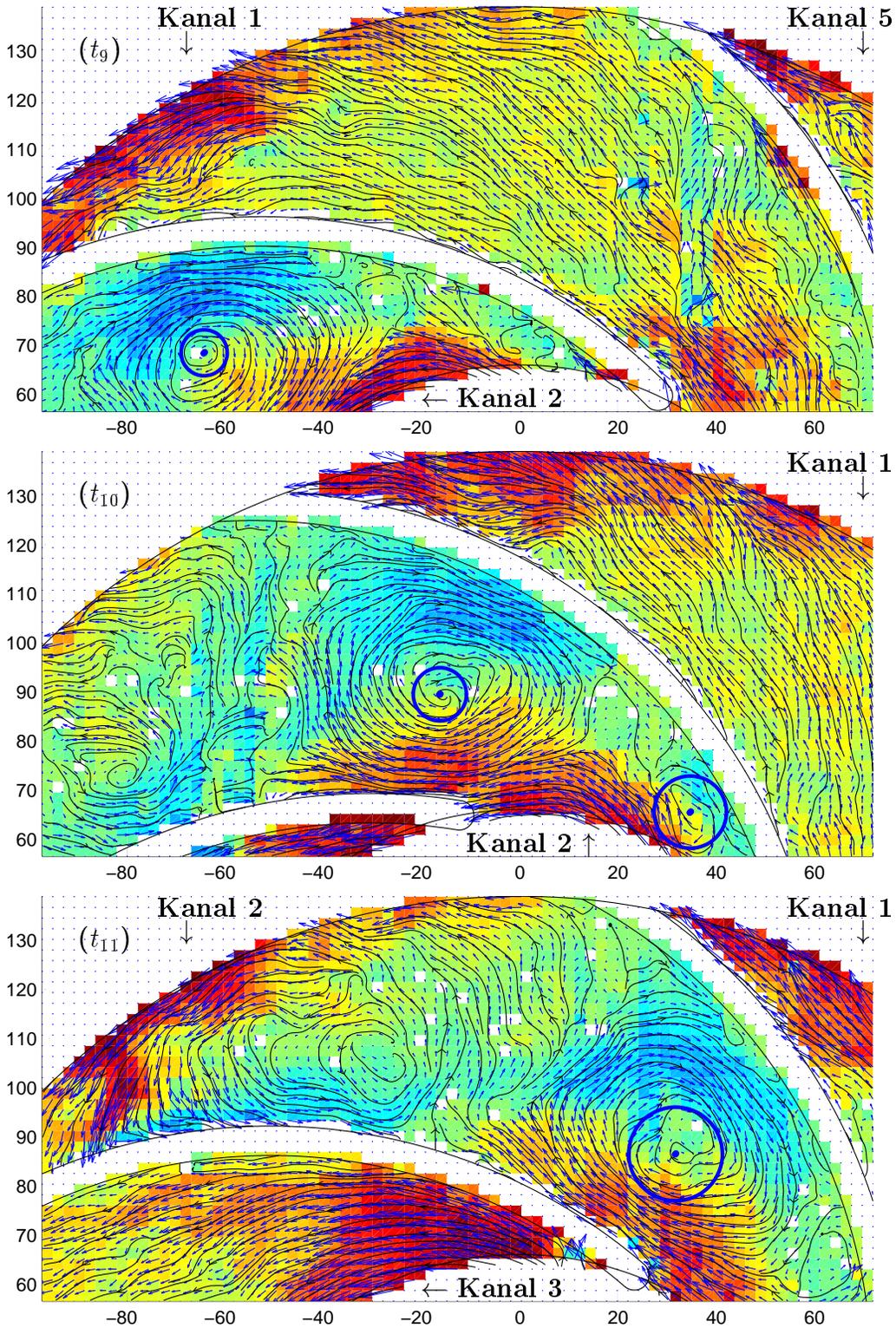


Abbildung A.38: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 310$  ms,  $t_{11} = t_0 + 318,75$  ms)

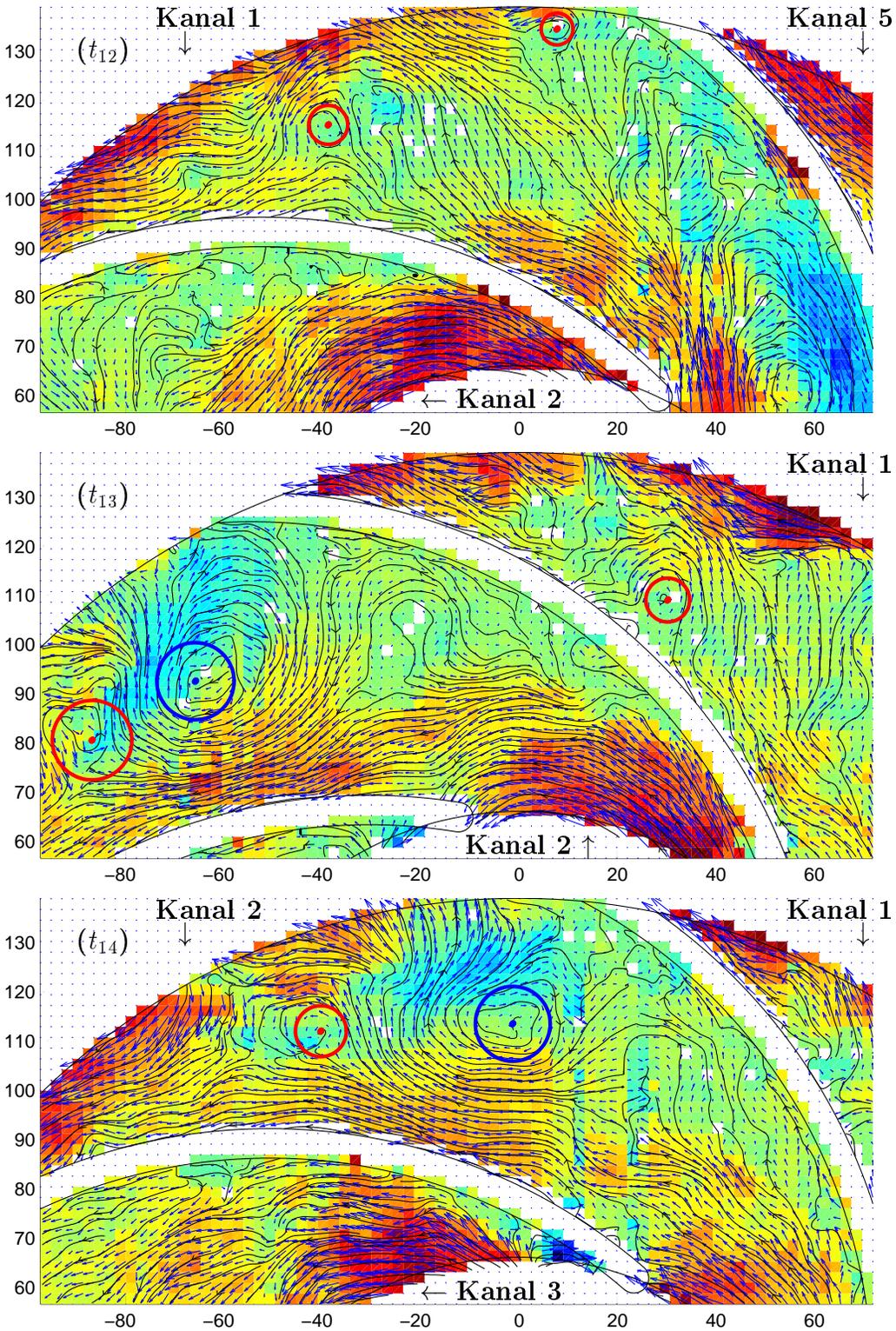


Abbildung A.39: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 410$  ms,  $t_{14} = t_0 + 418,75$  ms)

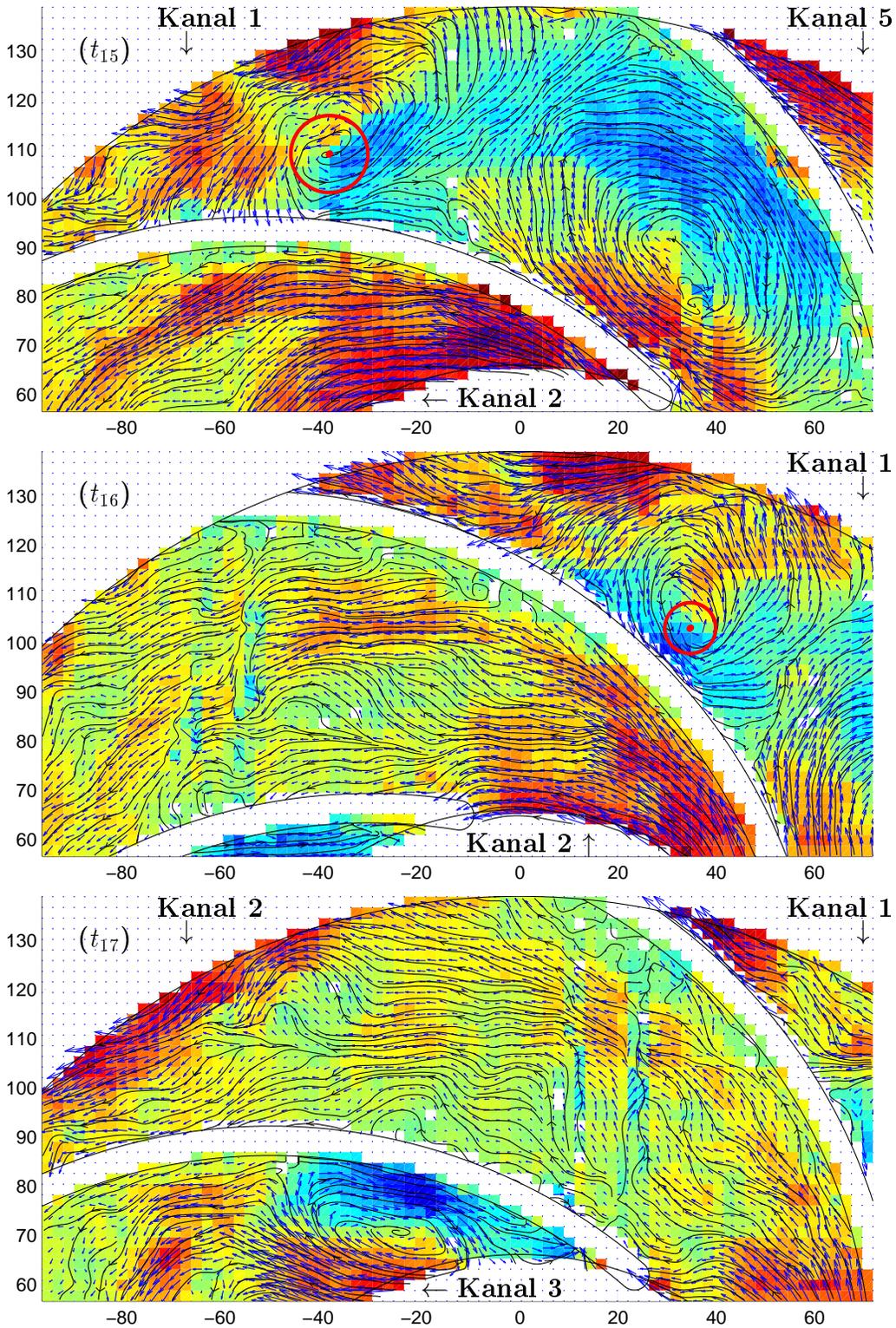


Abbildung A.40: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 510$  ms,  $t_{17} = t_0 + 518,75$  ms)

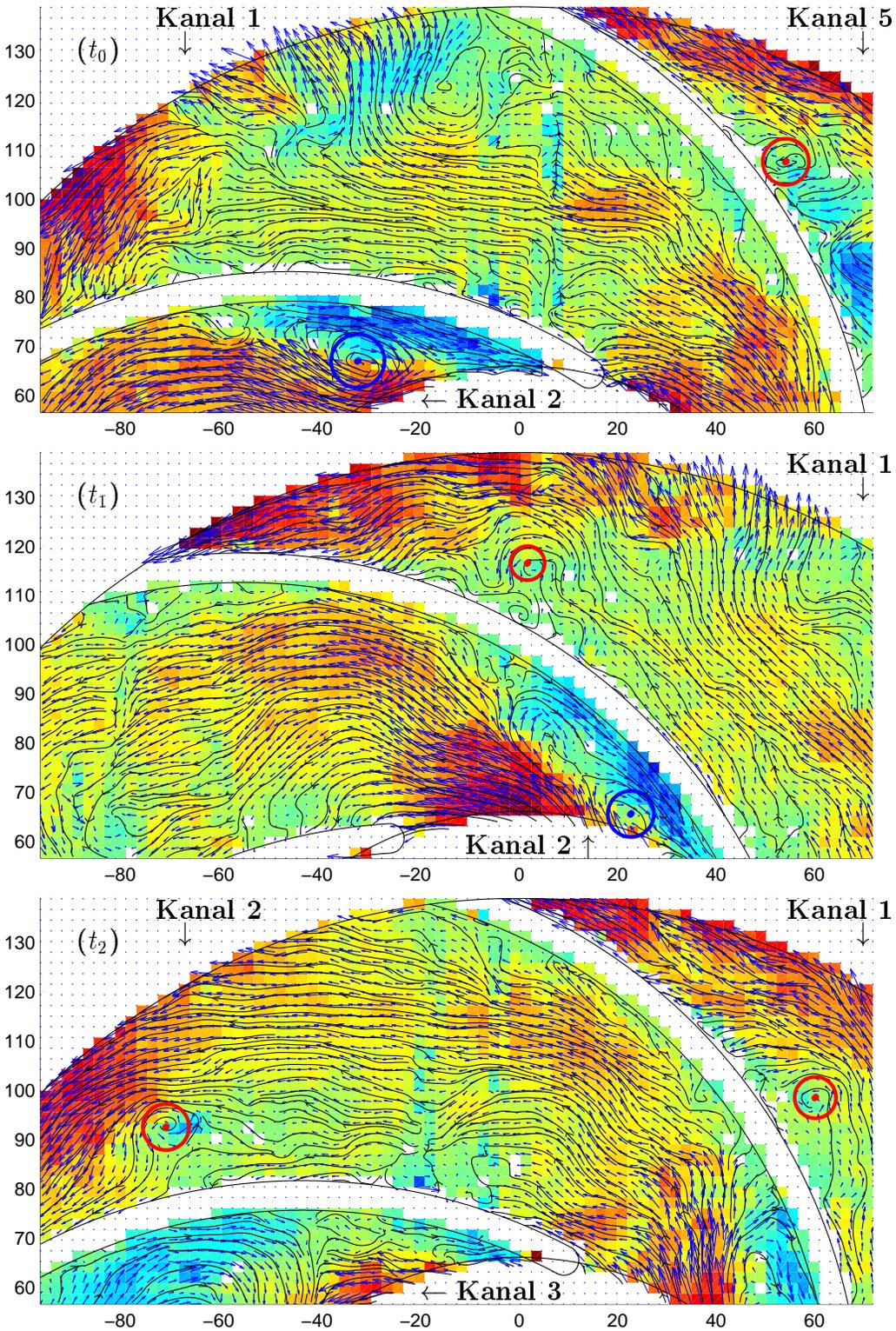


Abbildung A.41: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 10$  ms,  $t_2 = t_0 + 18,75$  ms)

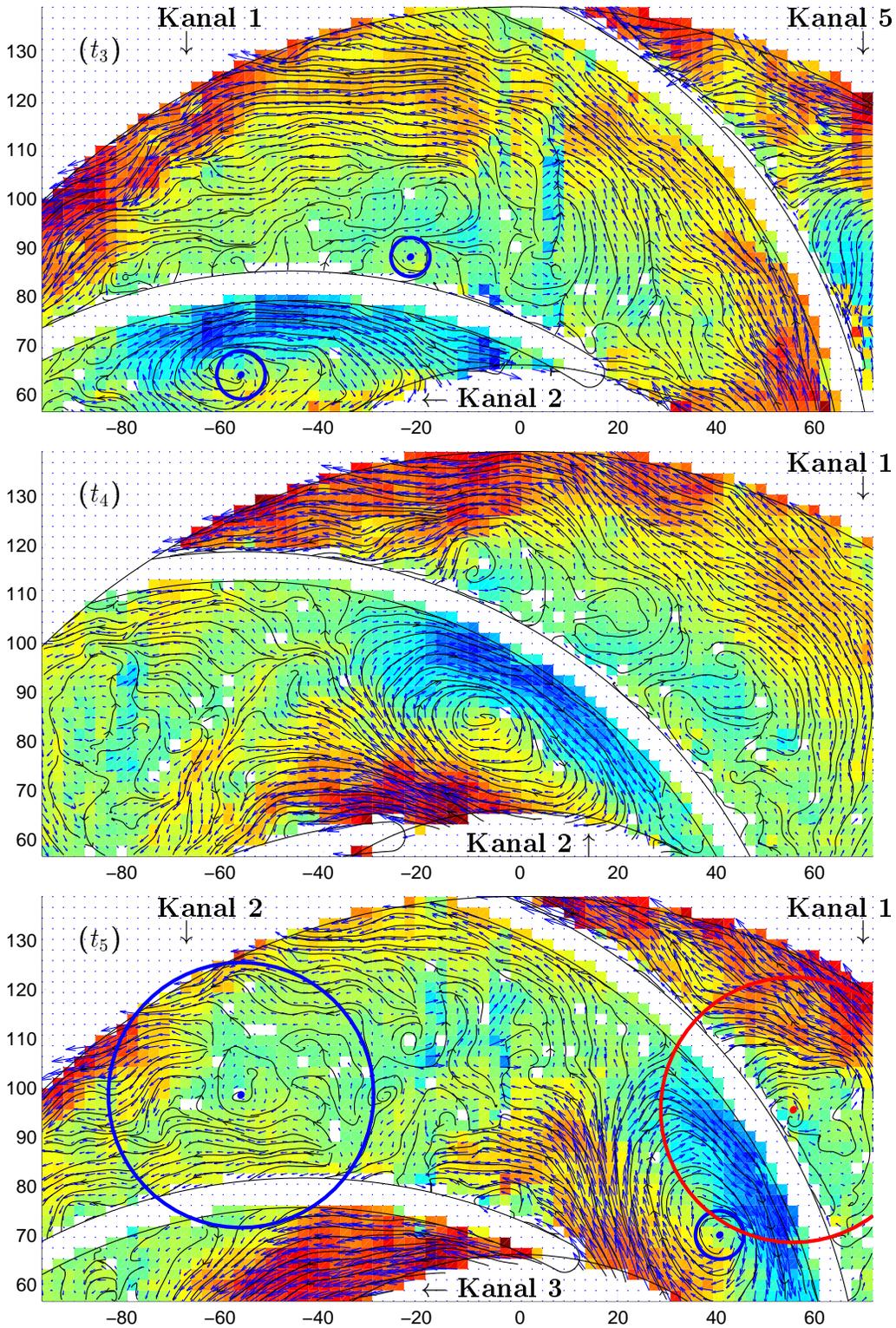


Abbildung A.42: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 110$  ms,  $t_5 = t_0 + 118,75$  ms)

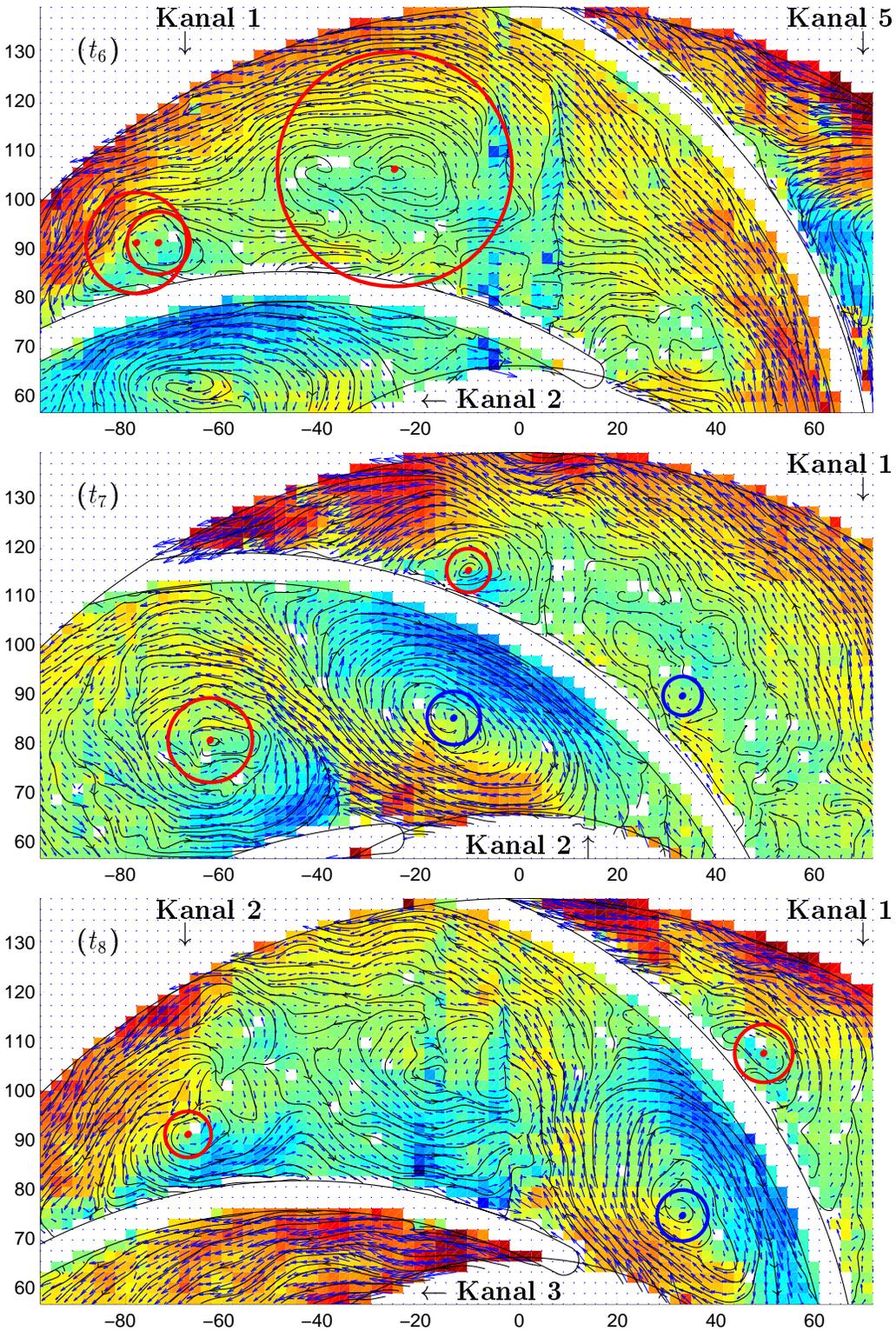


Abbildung A.43: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 210$  ms,  $t_8 = t_0 + 218,75$  ms)

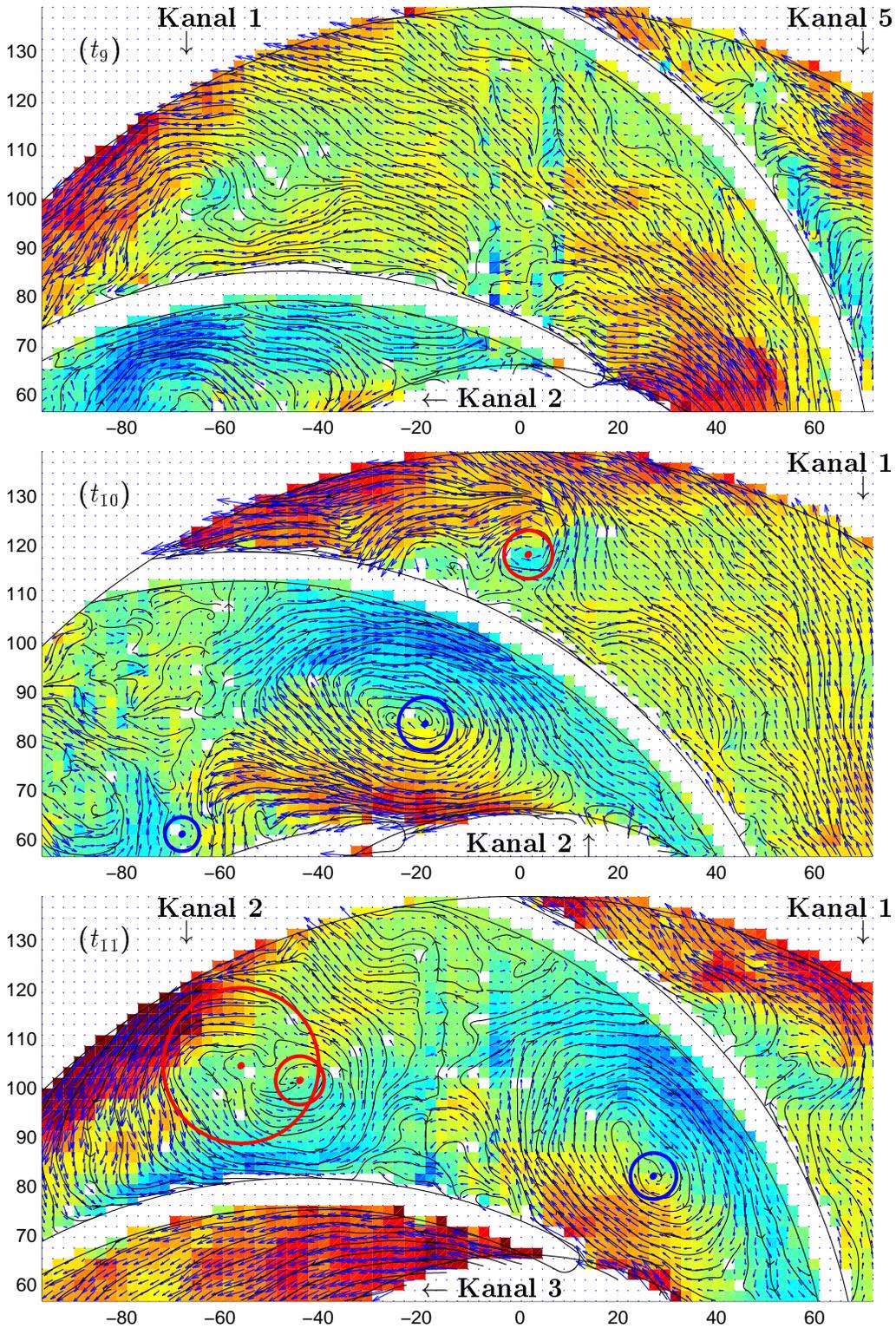


Abbildung A.44: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 310$  ms,  $t_{11} = t_0 + 318,75$  ms)

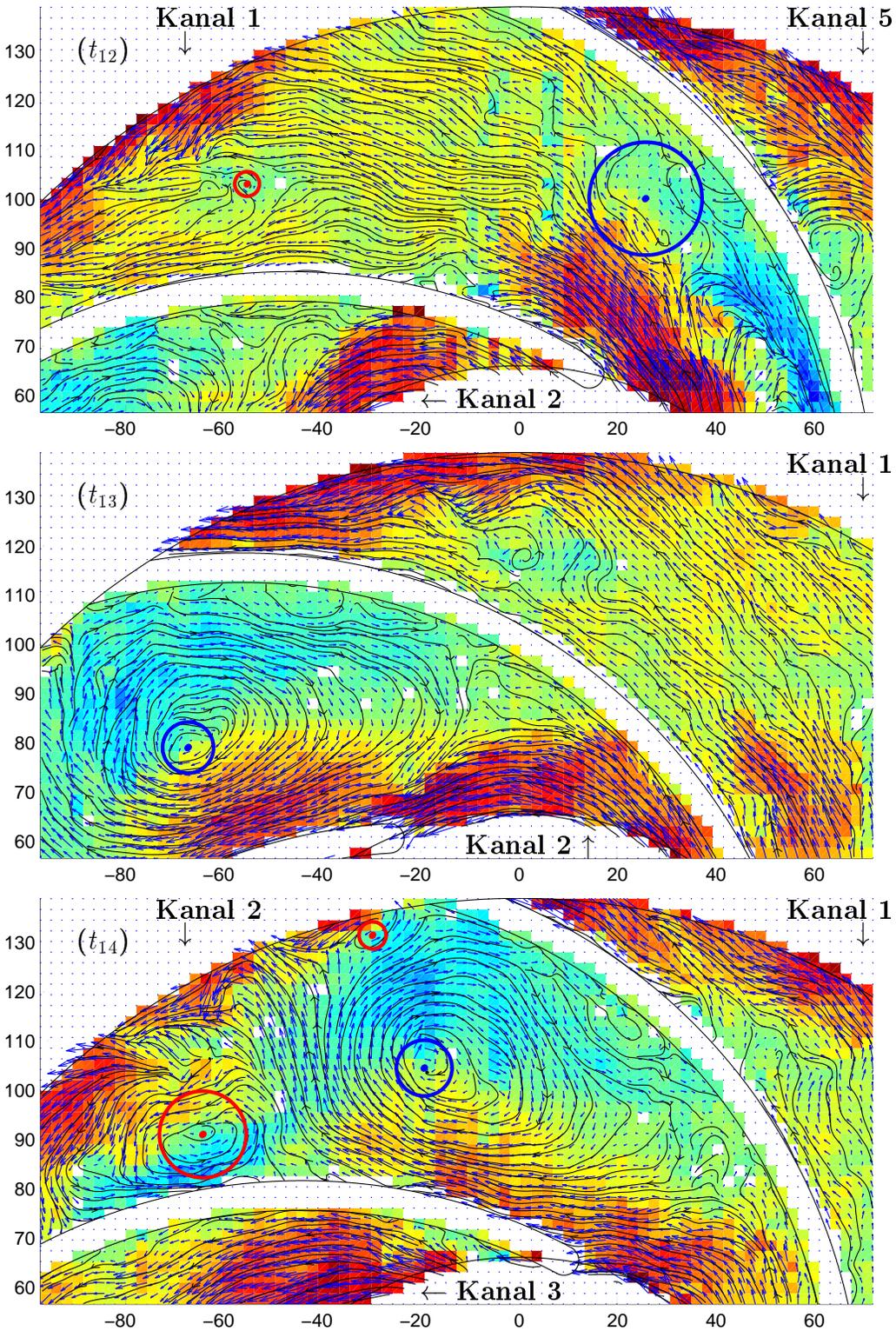


Abbildung A.45: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 410$  ms,  $t_{14} = t_0 + 418,75$  ms)

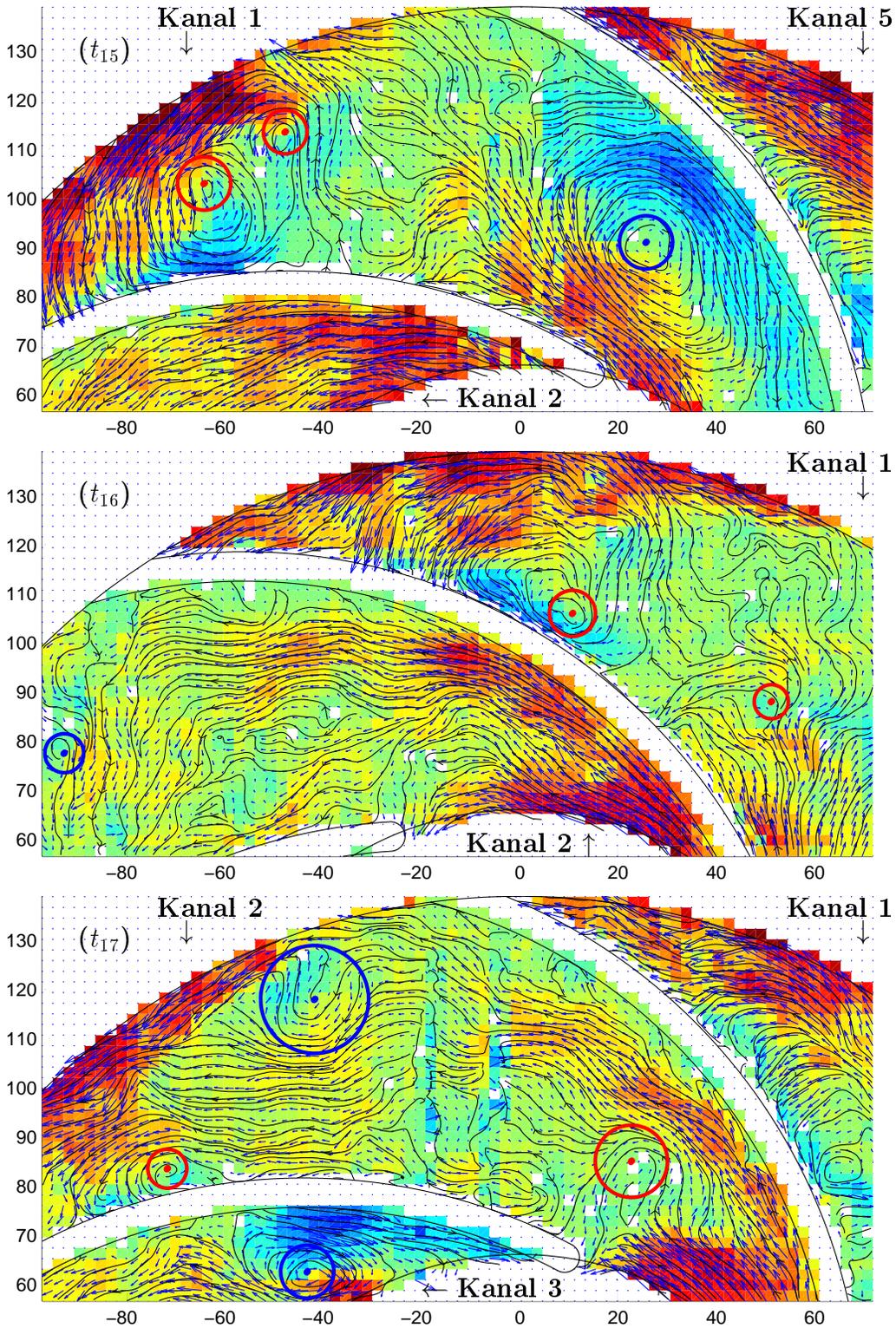


Abbildung A.46: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 510$  ms,  $t_{17} = t_0 + 518,75$  ms)

### A.3 Schaufel mit konstanter Verzögerung

In den nachfolgenden Abbildungen sind die instantanen Ergebnisse für den Durchgang einer *Rotating Stall* Zelle in einem ausgewählten Laufradkanal und den gegebenen Volumenströmen dargestellt (vgl. Tabelle A.3).

Tabelle A.3: Liste der dargestellten instantanen Geschwindigkeitsfelder der Schaufel mit konstanter Verzögerung

Volumenstrom $Q/Q_N$	Abbildungen	Seiten
25%	A.48 bis A.53	194 bis 199
20%	A.54 bis A.59	200 bis 205

Die Abbildungen beinhalten die aus den Messergebnissen gewonnenen Vektoren der Relativgeschwindigkeit ( $\vec{w}$ ), die daraus resultierenden Stromlinien, die mit Hilfe der Wavelet-Analyse bestimmten Wirbel und deren Wirbelkerndurchmesser (im Uhrzeigersinn blau und entgegen dem Uhrzeigersinn rot dargestellt). Die hinterlegte Farbe (Abbildung A.47) gibt den Wert der Umfangskomponente von Relativgeschwindigkeit ( $w_u$ ) wieder.

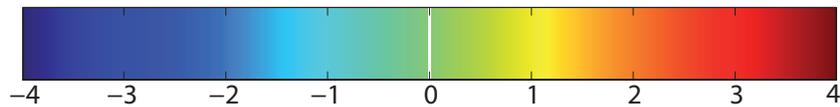


Abbildung A.47: Farbcodierung der Umfangskomponente von Relativgeschwindigkeit ( $w_u$ ) in m/s

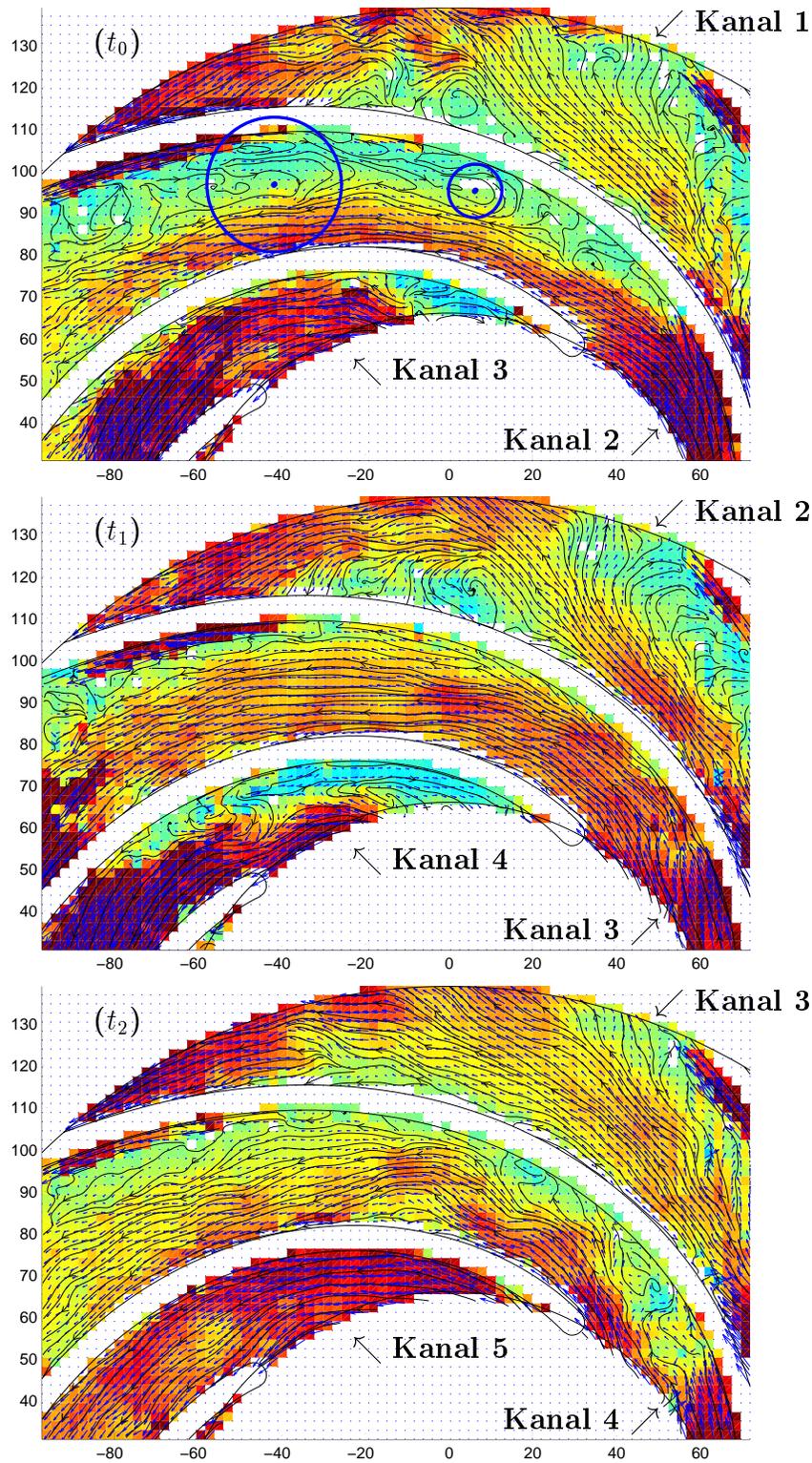


Abbildung A.48: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 20$  ms,  $t_2 = t_0 + 40$  ms)

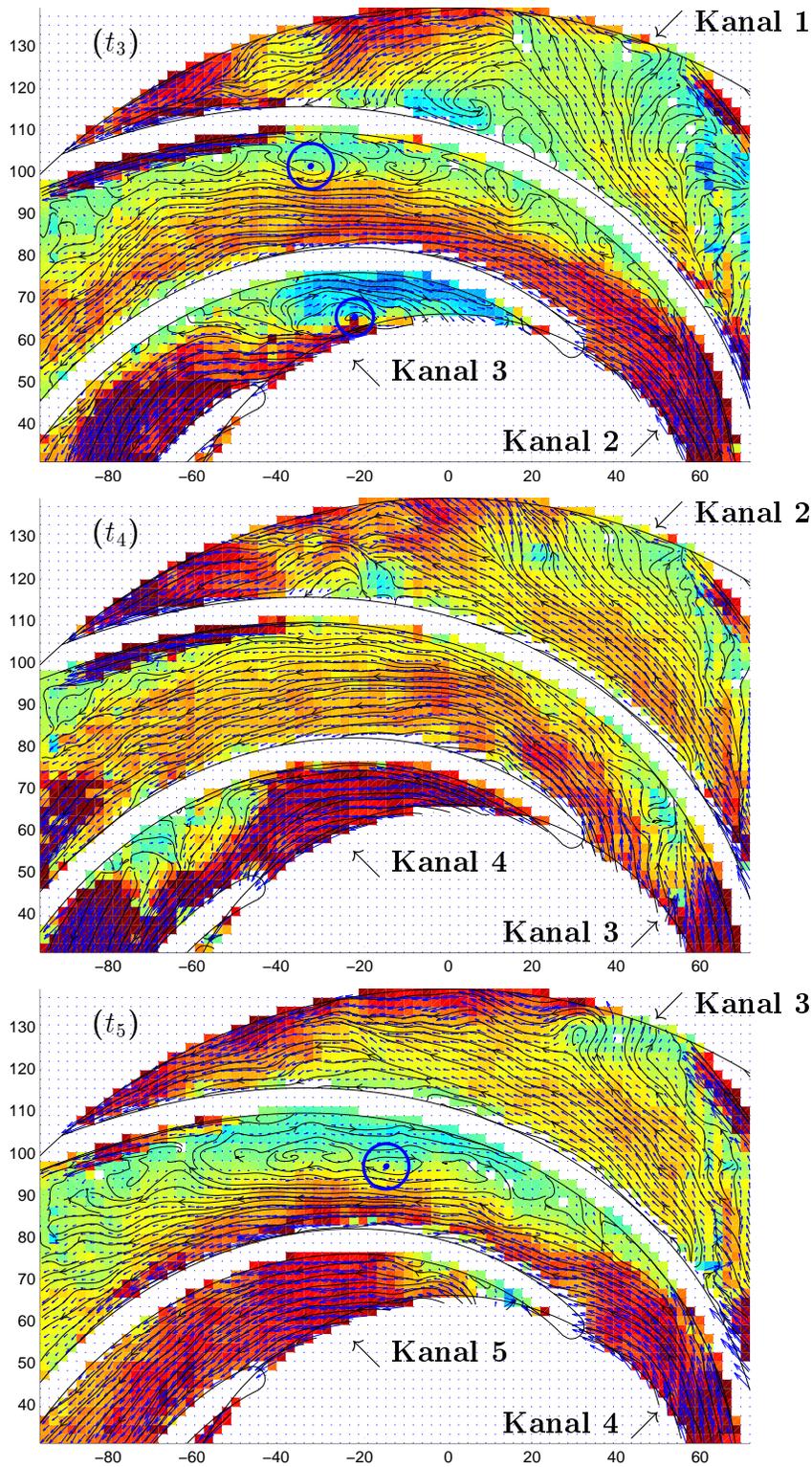


Abbildung A.49: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 120$  ms,  $t_5 = t_0 + 140$  ms)

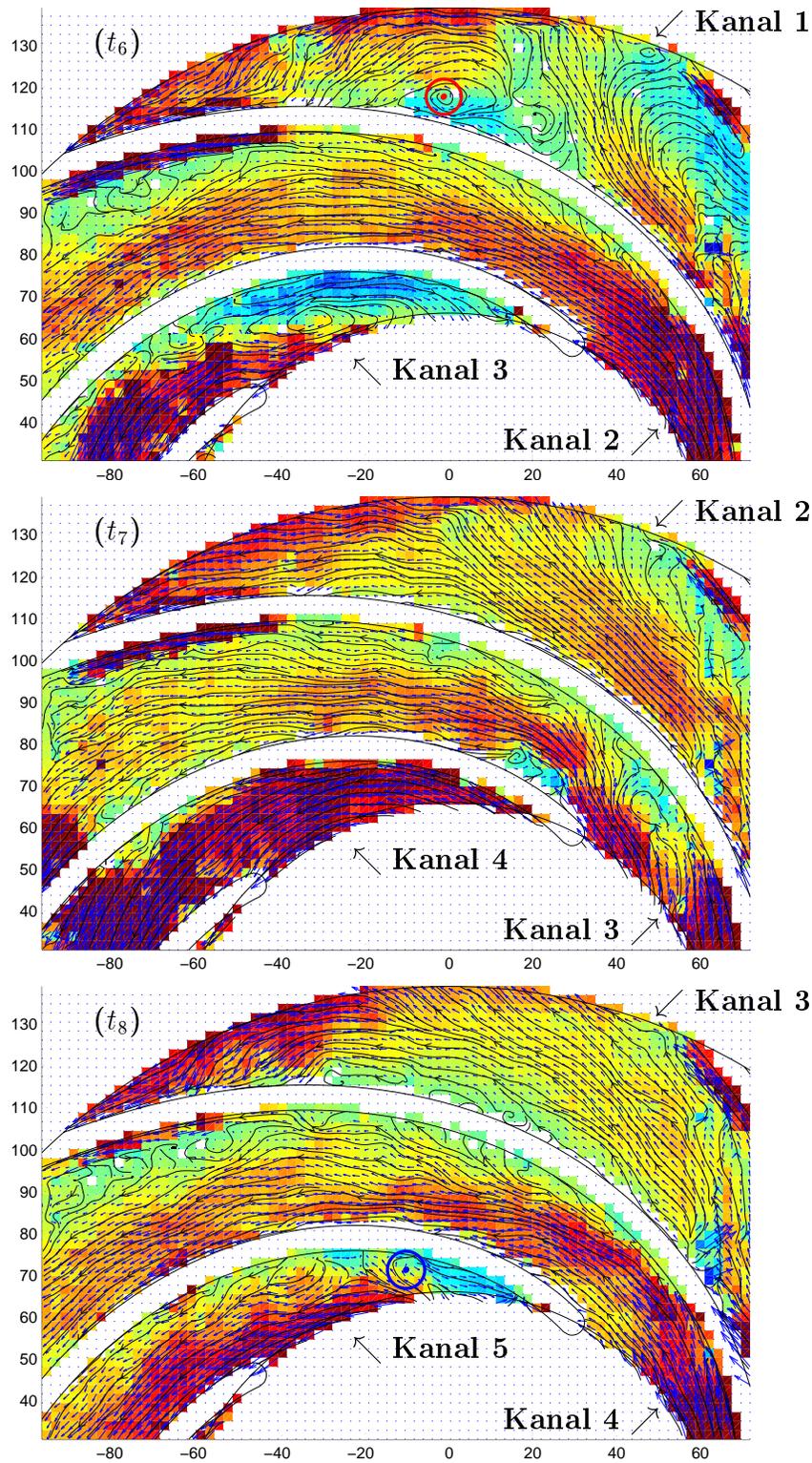


Abbildung A.50: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 220$  ms,  $t_8 = t_0 + 240$  ms)

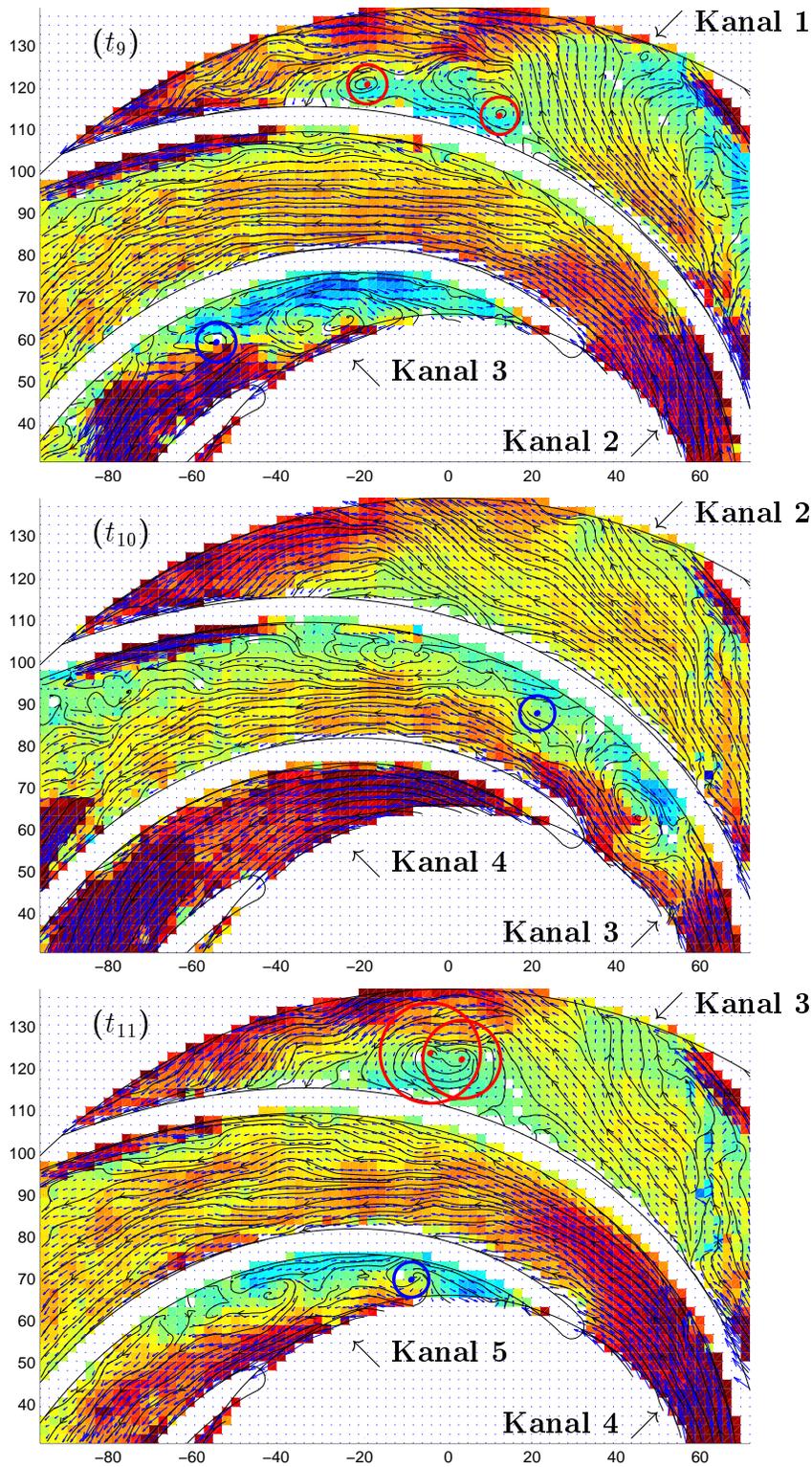


Abbildung A.51: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 320$  ms,  $t_{11} = t_0 + 340$  ms)

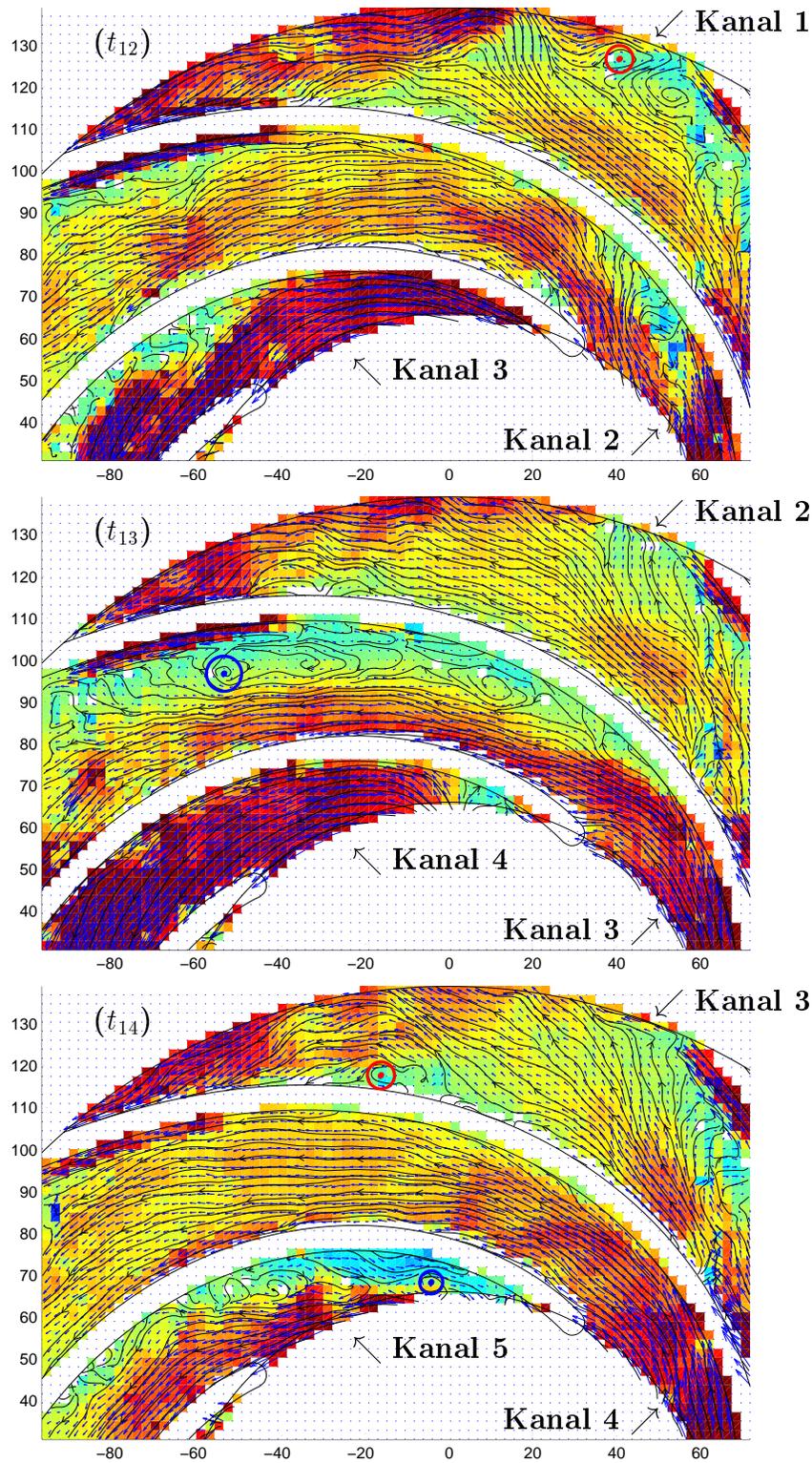


Abbildung A.52: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 420$  ms,  $t_{14} = t_0 + 440$  ms)

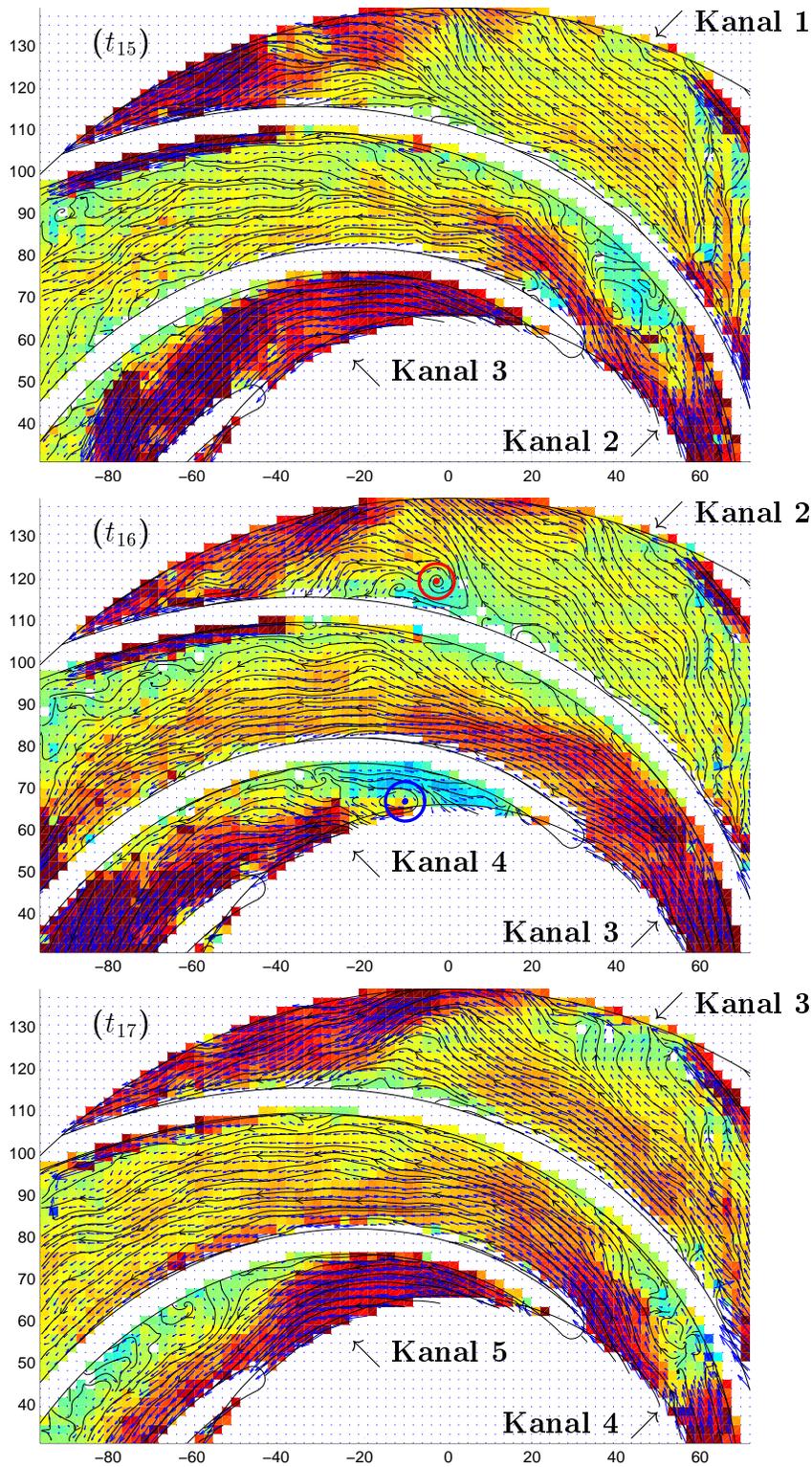


Abbildung A.53: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 520$  ms,  $t_{17} = t_0 + 540$  ms)

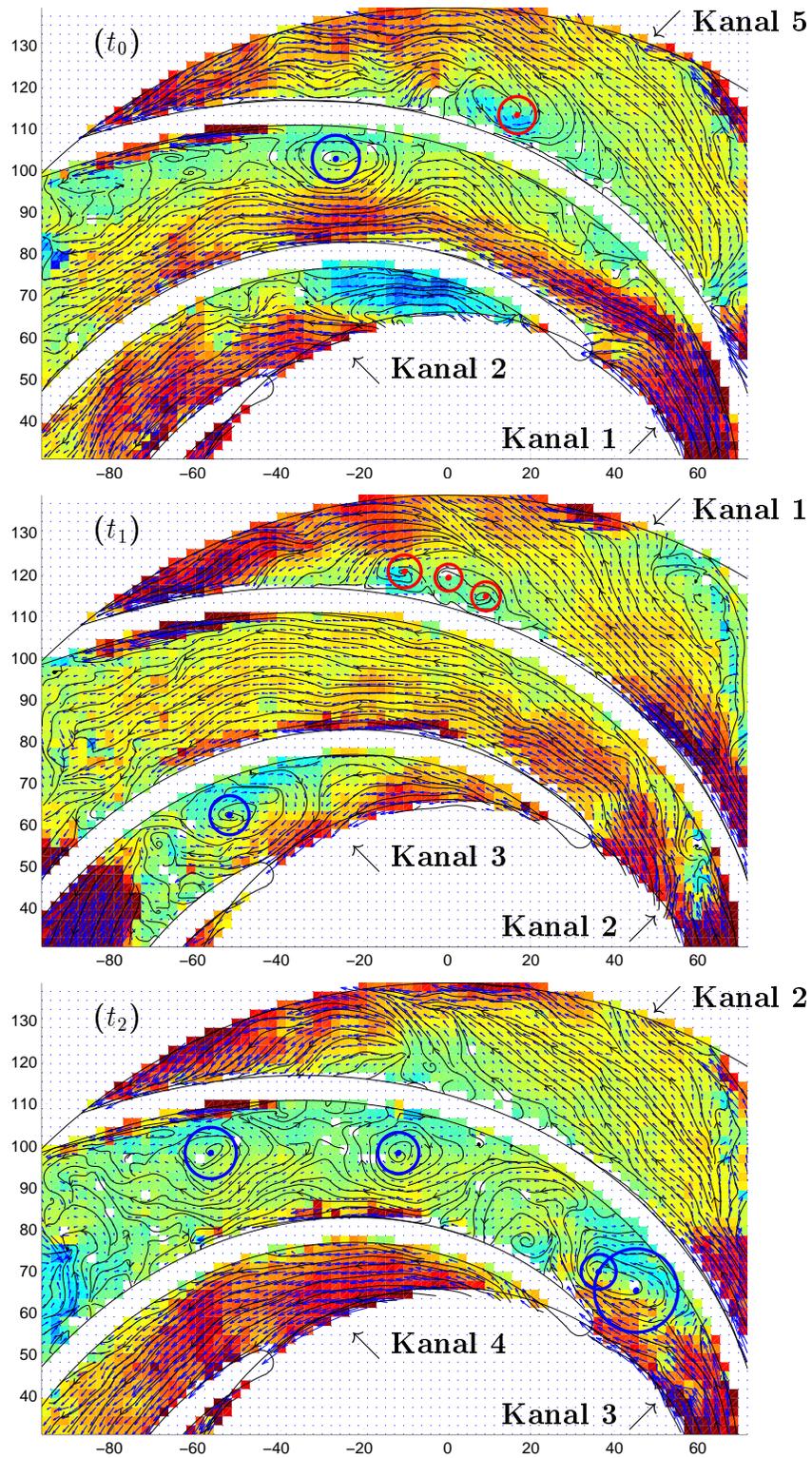


Abbildung A.54: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 20$  ms,  $t_2 = t_0 + 40$  ms)

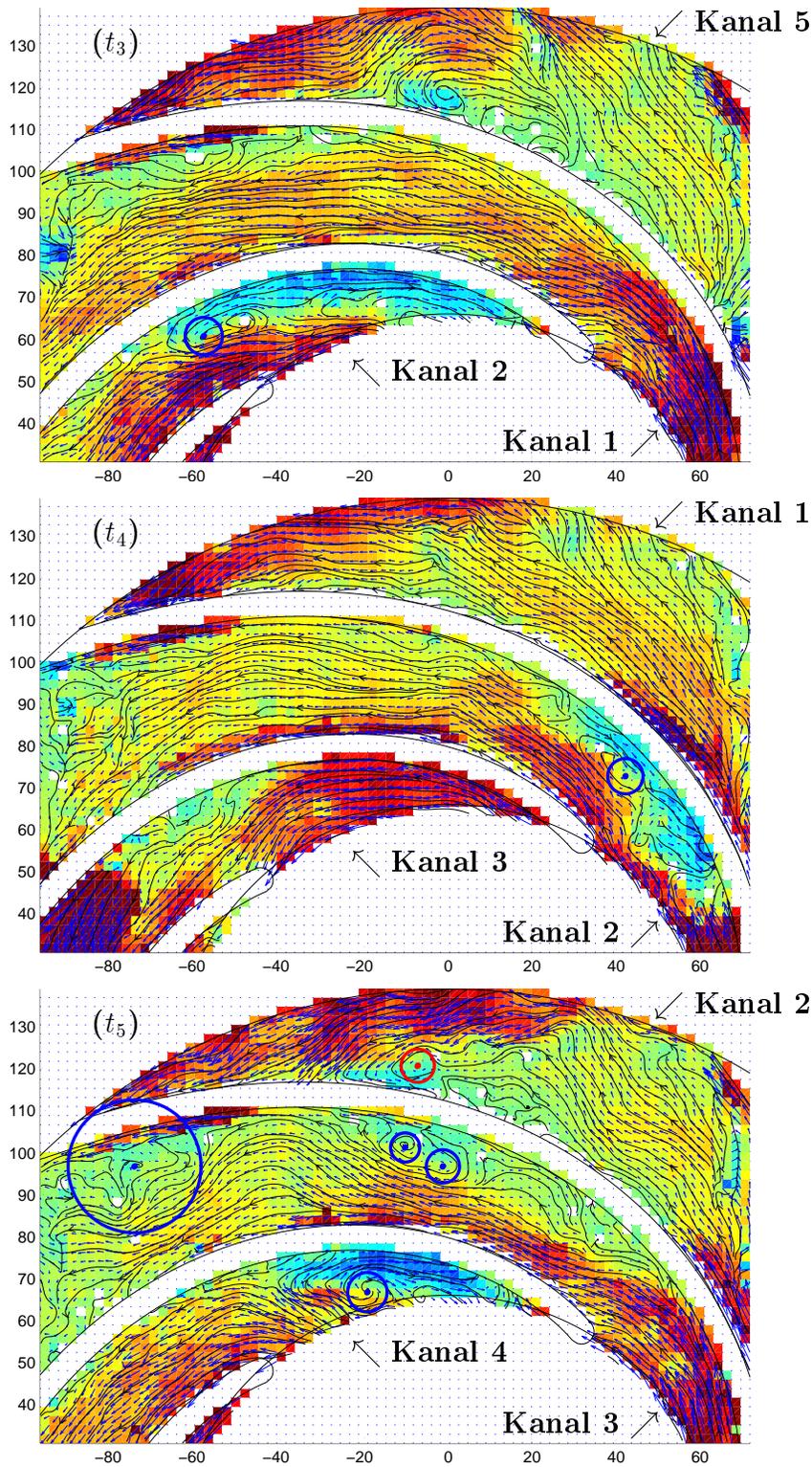


Abbildung A.55: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 120$  ms,  $t_5 = t_0 + 140$  ms)

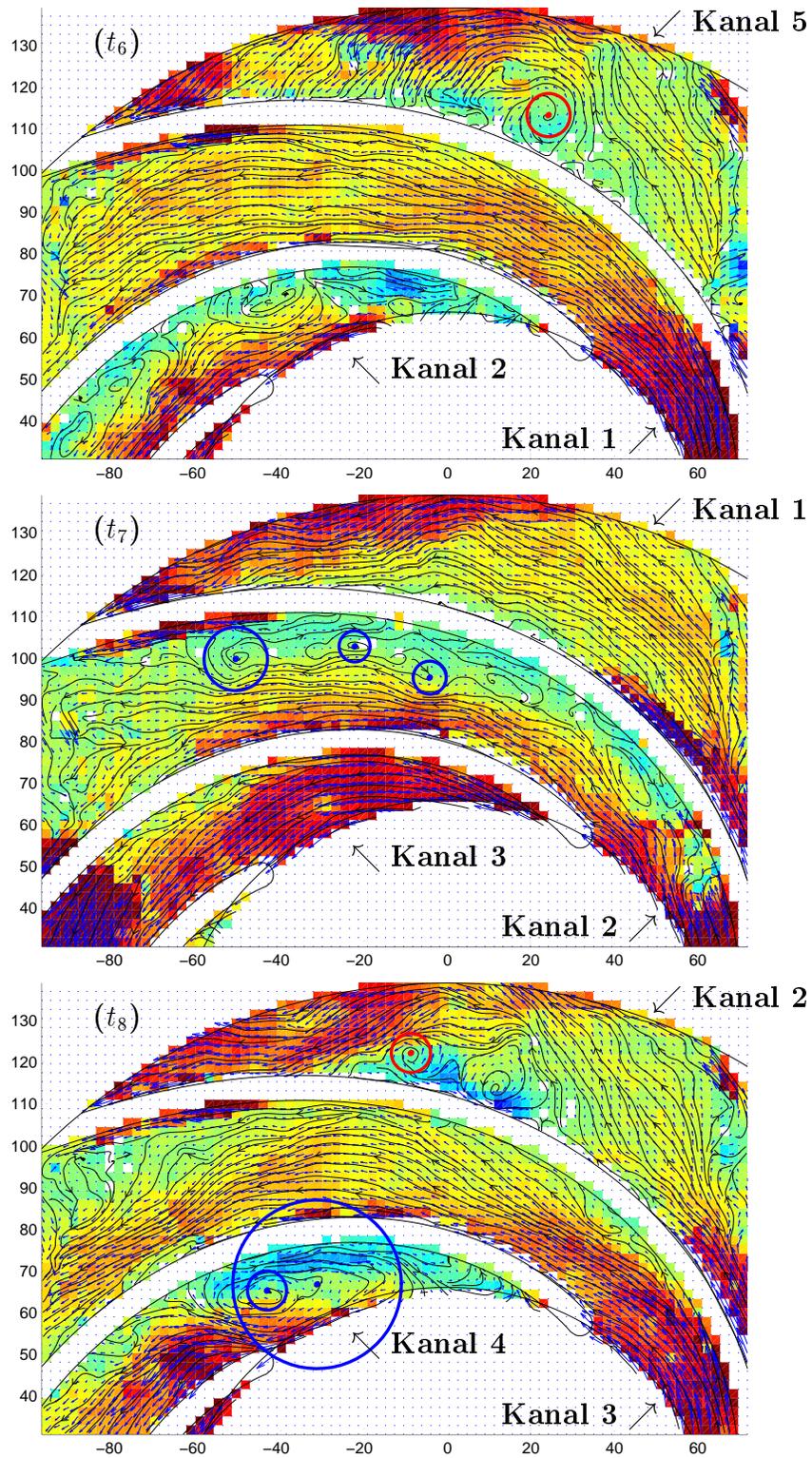


Abbildung A.56: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 220$  ms,  $t_8 = t_0 + 240$  ms)

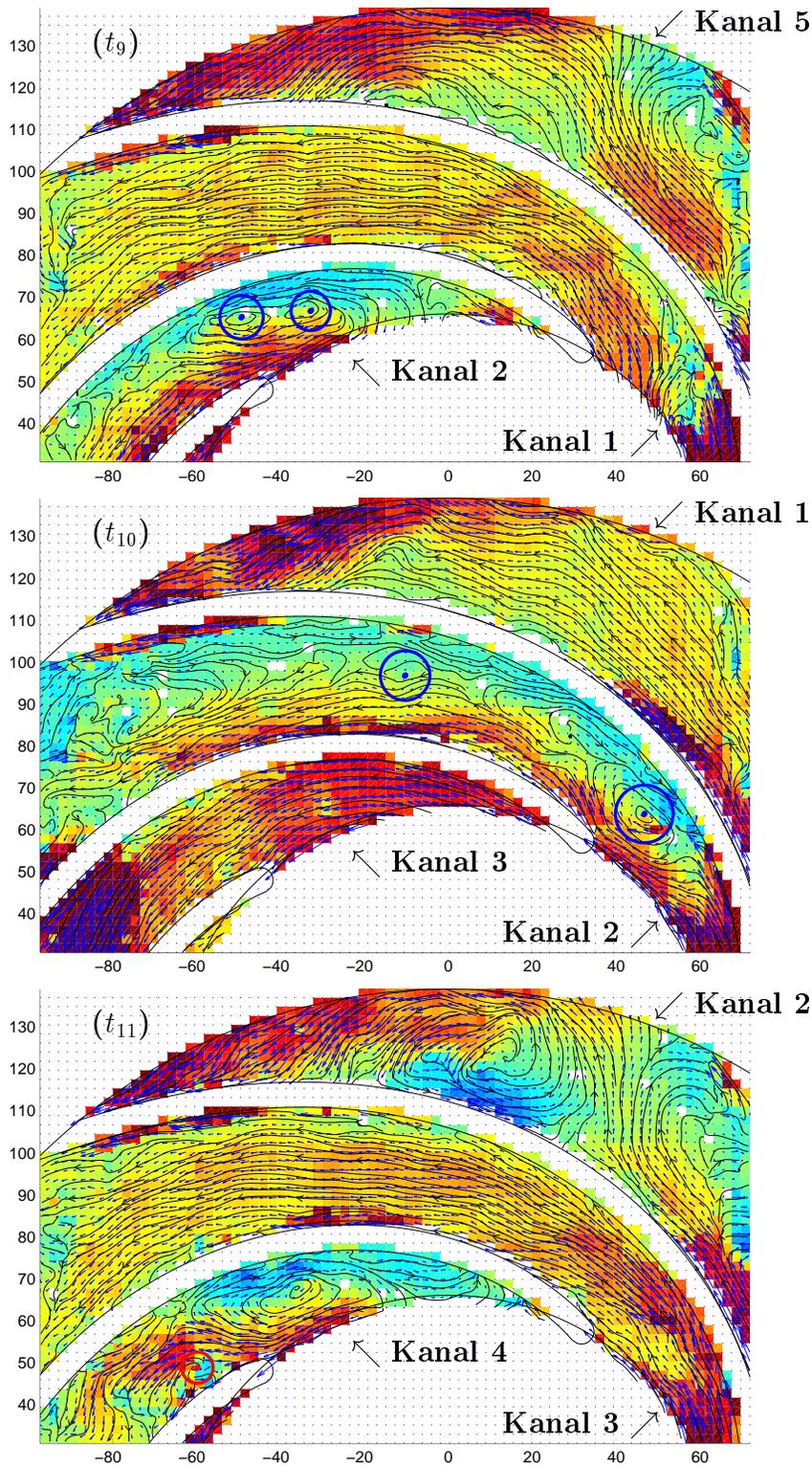


Abbildung A.57: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 320$  ms,  $t_{11} = t_0 + 340$  ms)

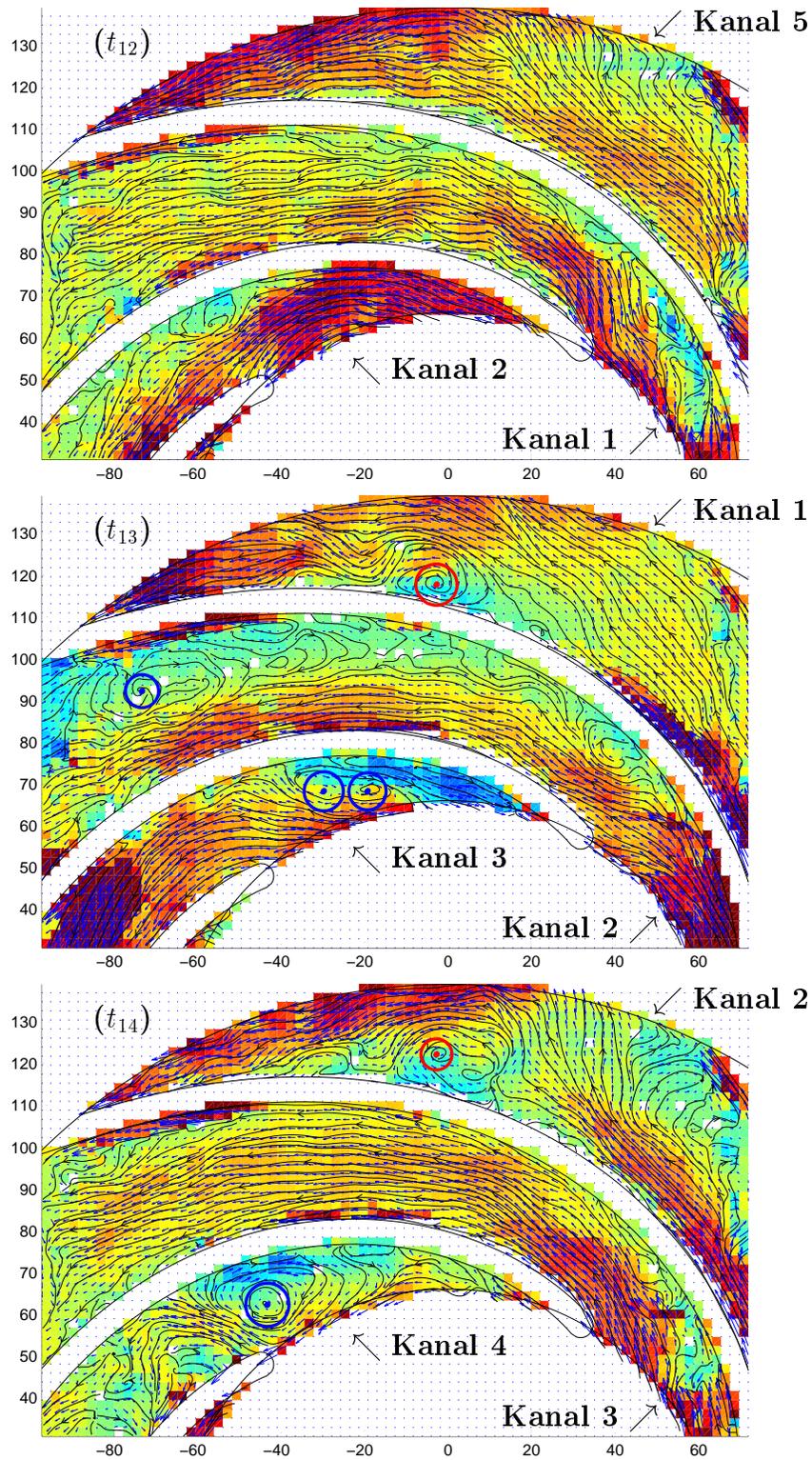


Abbildung A.58: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 420$  ms,  $t_{14} = t_0 + 440$  ms)

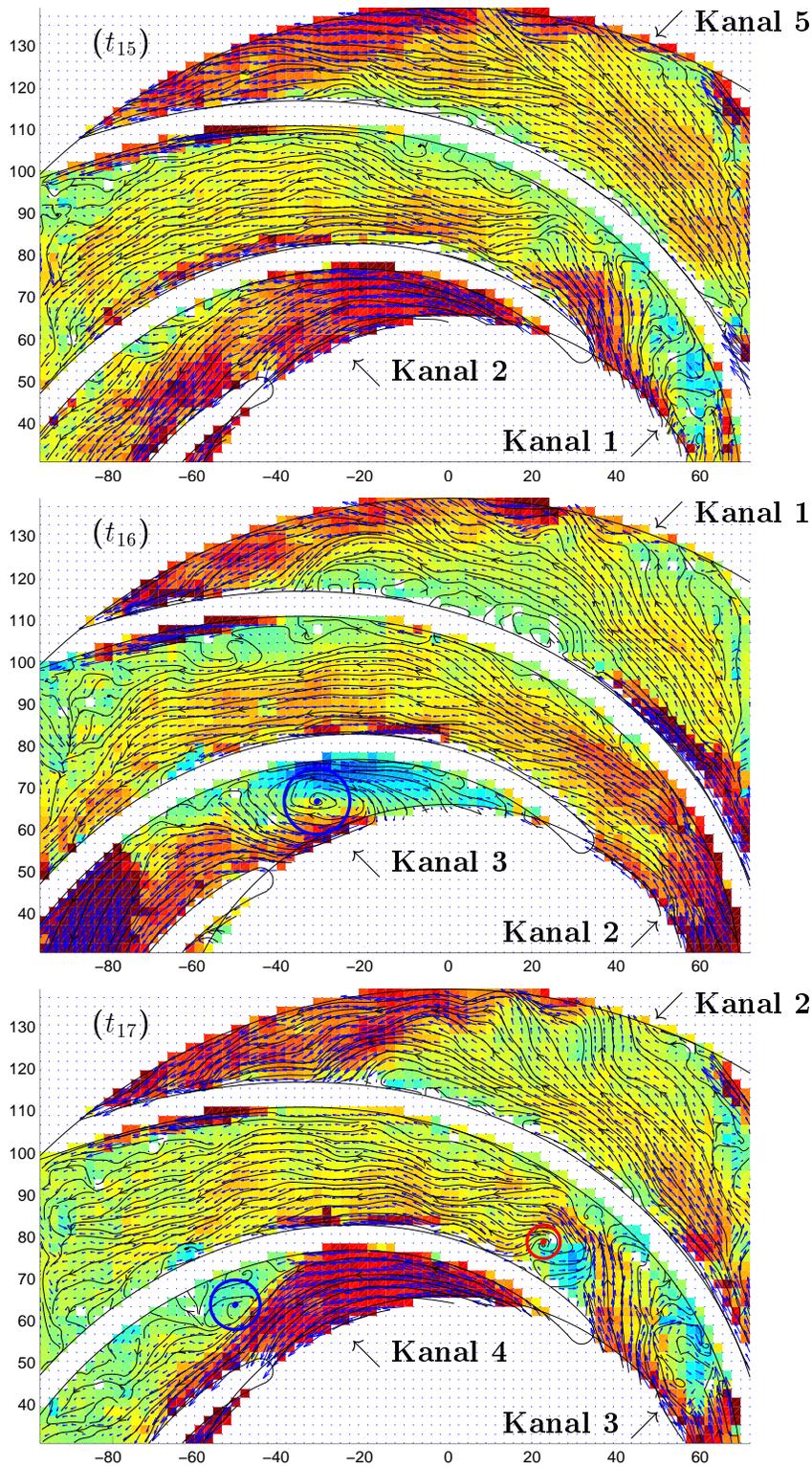


Abbildung A.59: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (2) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 520$  ms,  $t_{17} = t_0 + 540$  ms)

## A.4 Zweikreisbogenschaufel

In den nachfolgenden Abbildungen sind die instantanen Ergebnisse für den Durchgang einer *Rotating Stall* Zelle in einem ausgewählten Laufradkanal und den gegebenen Volumenströmen dargestellt (vgl. Tabelle A.4).

Tabelle A.4: Liste der dargestellten instantanen Geschwindigkeitsfelder der Zweikreisbogenschaufel

Volumenstrom $Q/Q_N$	Abbildungen	Seiten
35%	A.61 bis A.66	207 bis 212
30%	A.67 bis A.72	213 bis 218
25%	A.73 bis A.78	219 bis 224
20%	A.79 bis A.84	225 bis 230

Die Abbildungen beinhalten die aus den Messergebnissen gewonnenen Vektoren der Relativgeschwindigkeit ( $\vec{w}$ ), die daraus resultierenden Stromlinien, die mit Hilfe der Wavelet-Analyse bestimmten Wirbel und deren Wirbelkerndurchmesser (im Uhrzeigersinn blau und entgegen dem Urzeigersinn rot dargestellt). Die hinterlegte Farbe (Abbildung A.60) gibt den Wert der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit ( $w_u$ ) wieder.

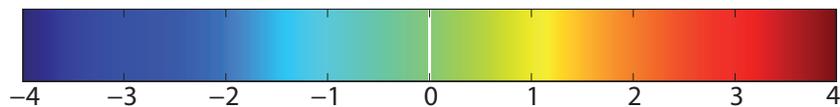


Abbildung A.60: Farbcodierung der Umfangskomponente der Relativgeschwindigkeit ( $w_u$ ) in m/s

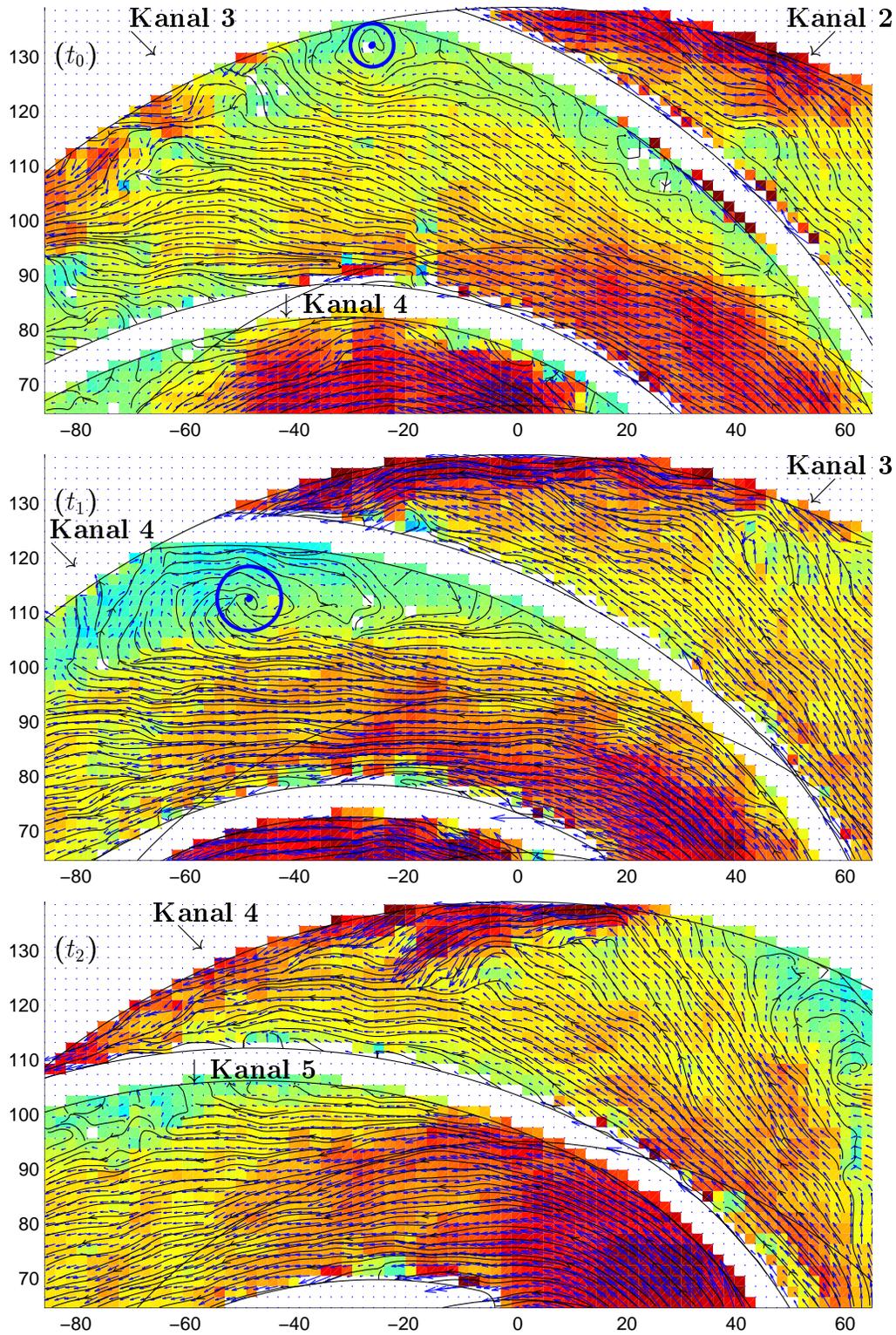


Abbildung A.61: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 15$  ms,  $t_2 = t_0 + 30$  ms)

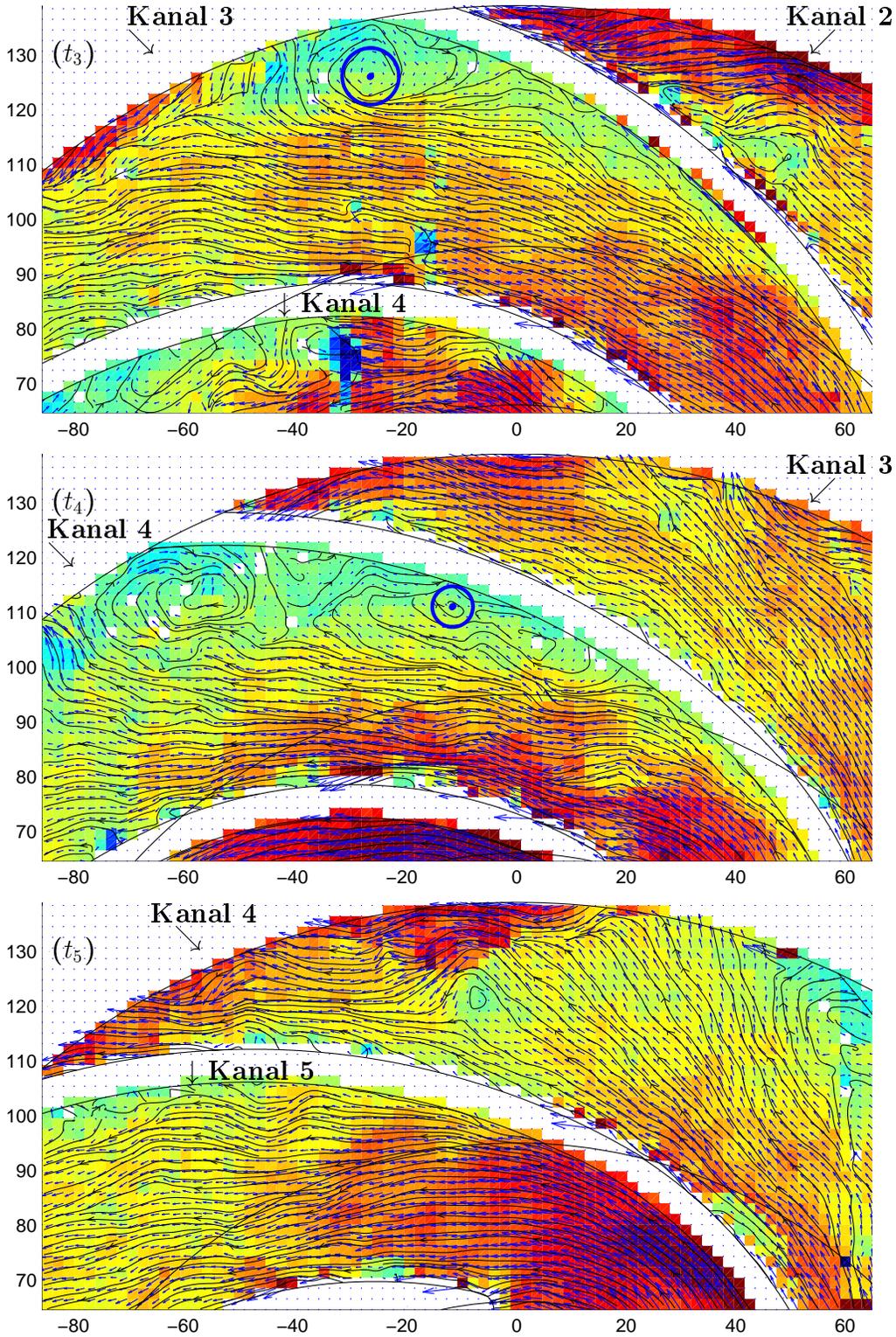


Abbildung A.62: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 115$  ms,  $t_5 = t_0 + 130$  ms)

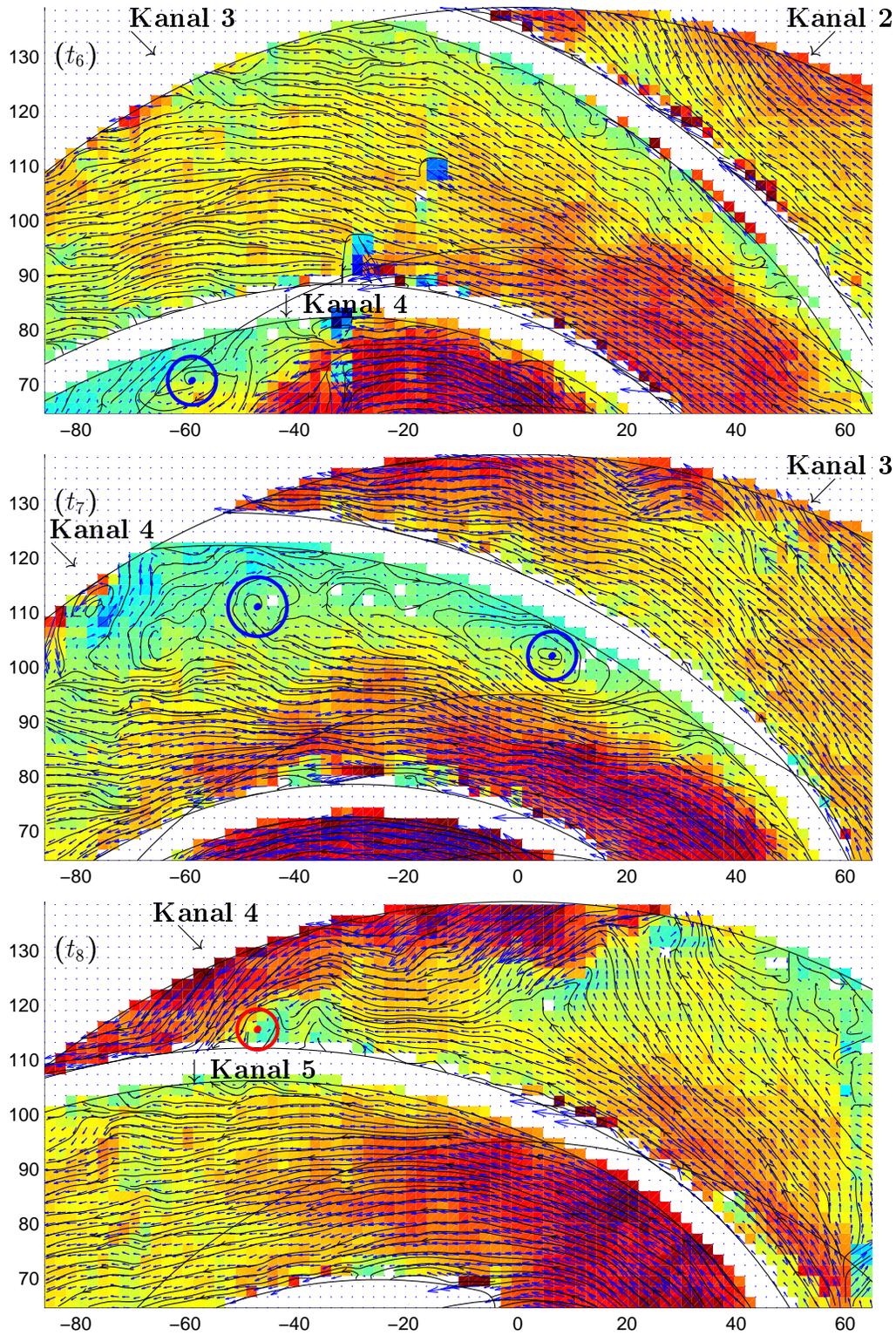


Abbildung A.63: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 215$  ms,  $t_8 = t_0 + 230$  ms)

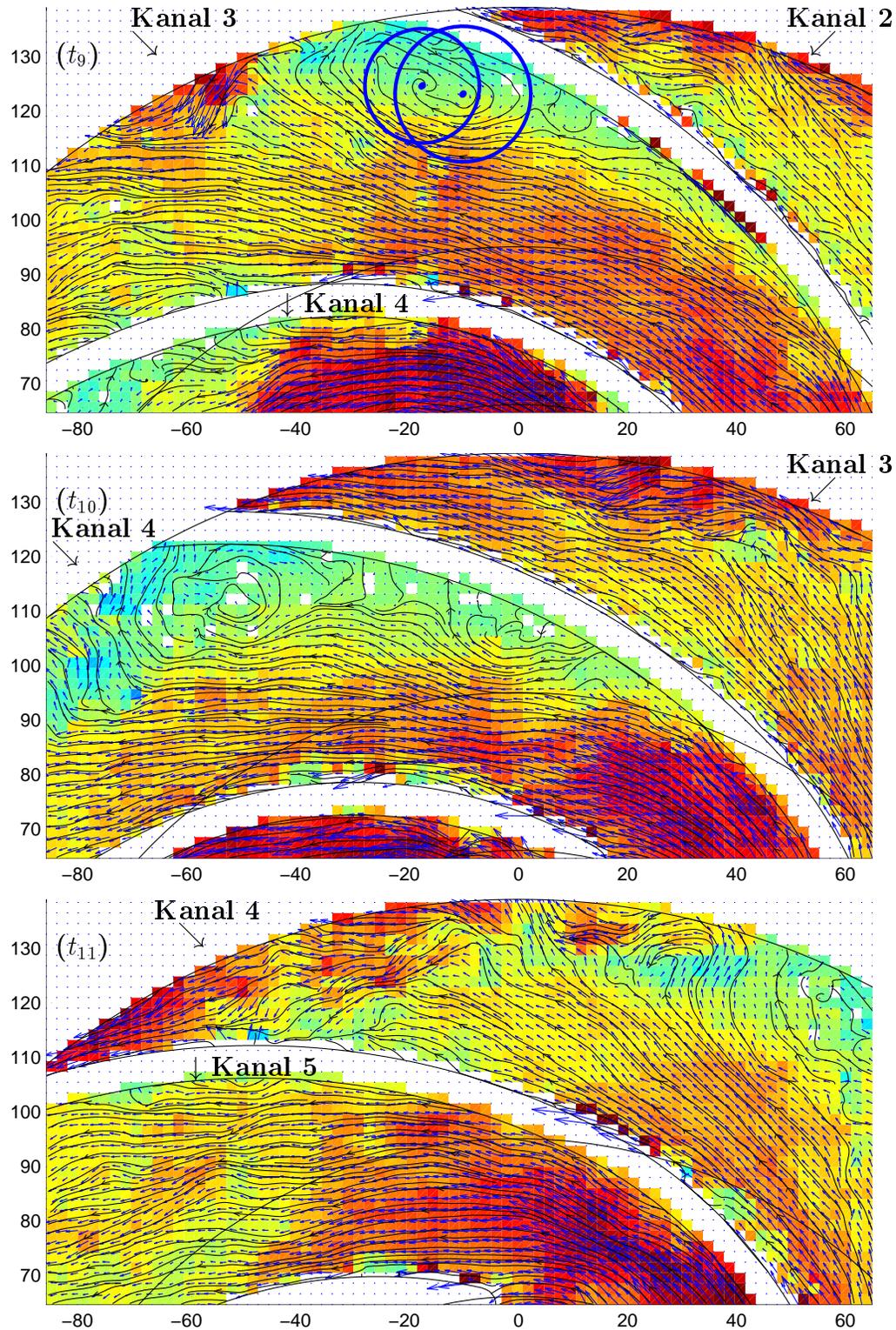


Abbildung A.64: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 310$  ms,  $t_{11} = t_0 + 318,75$  ms)

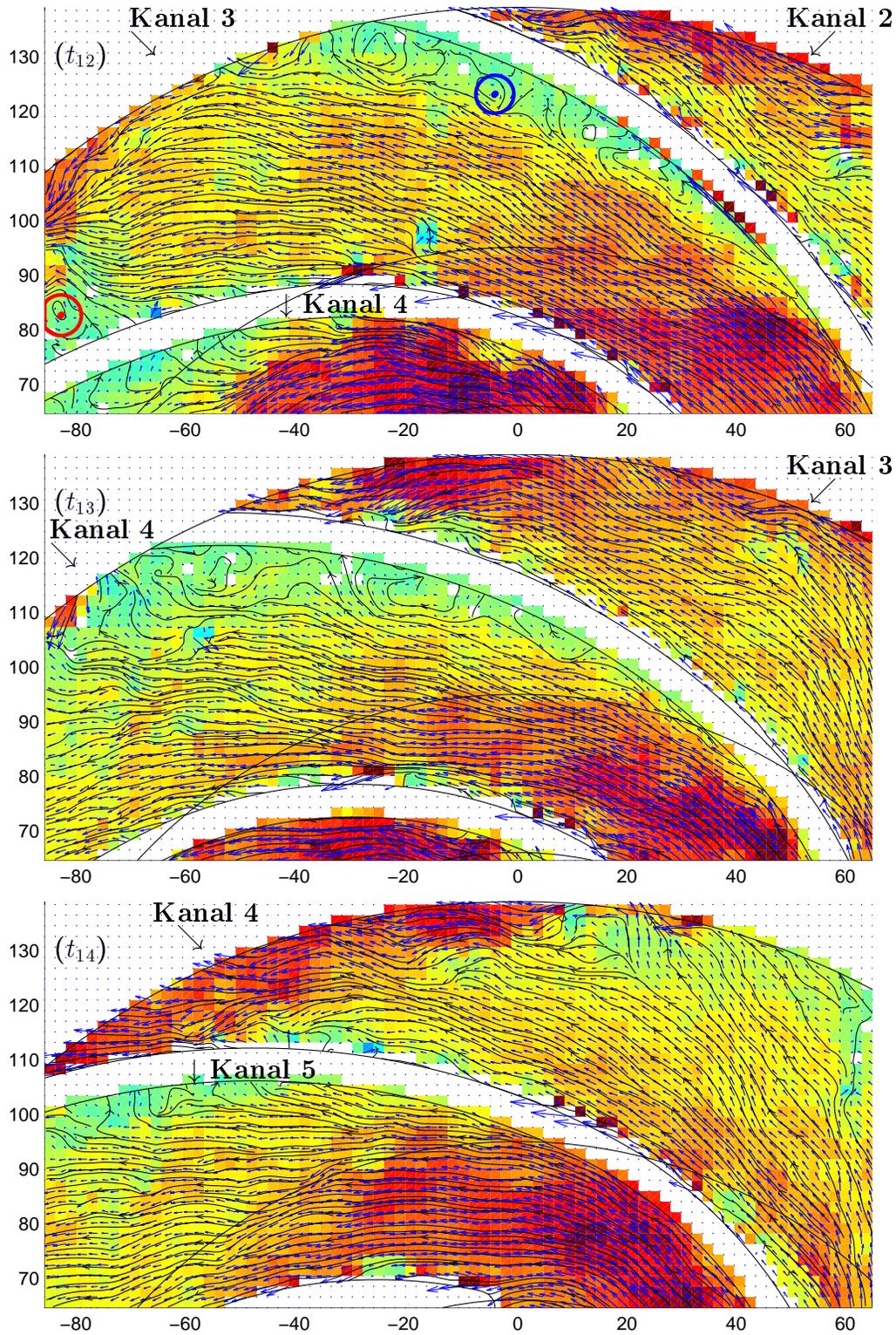


Abbildung A.65: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 415$  ms,  $t_{14} = t_0 + 430$  ms)

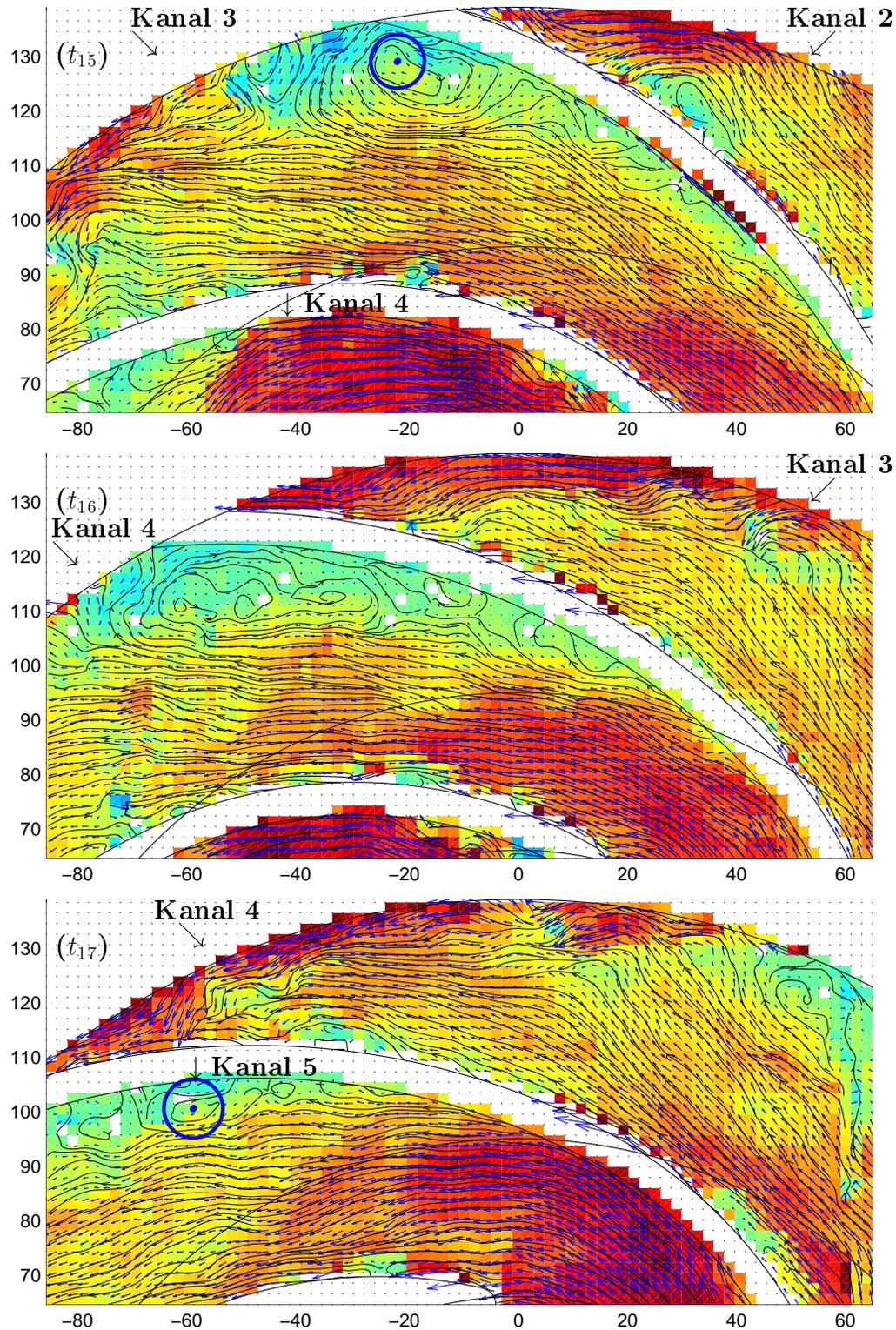


Abbildung A.66: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,35$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 515$  ms,  $t_{17} = t_0 + 530$  ms)

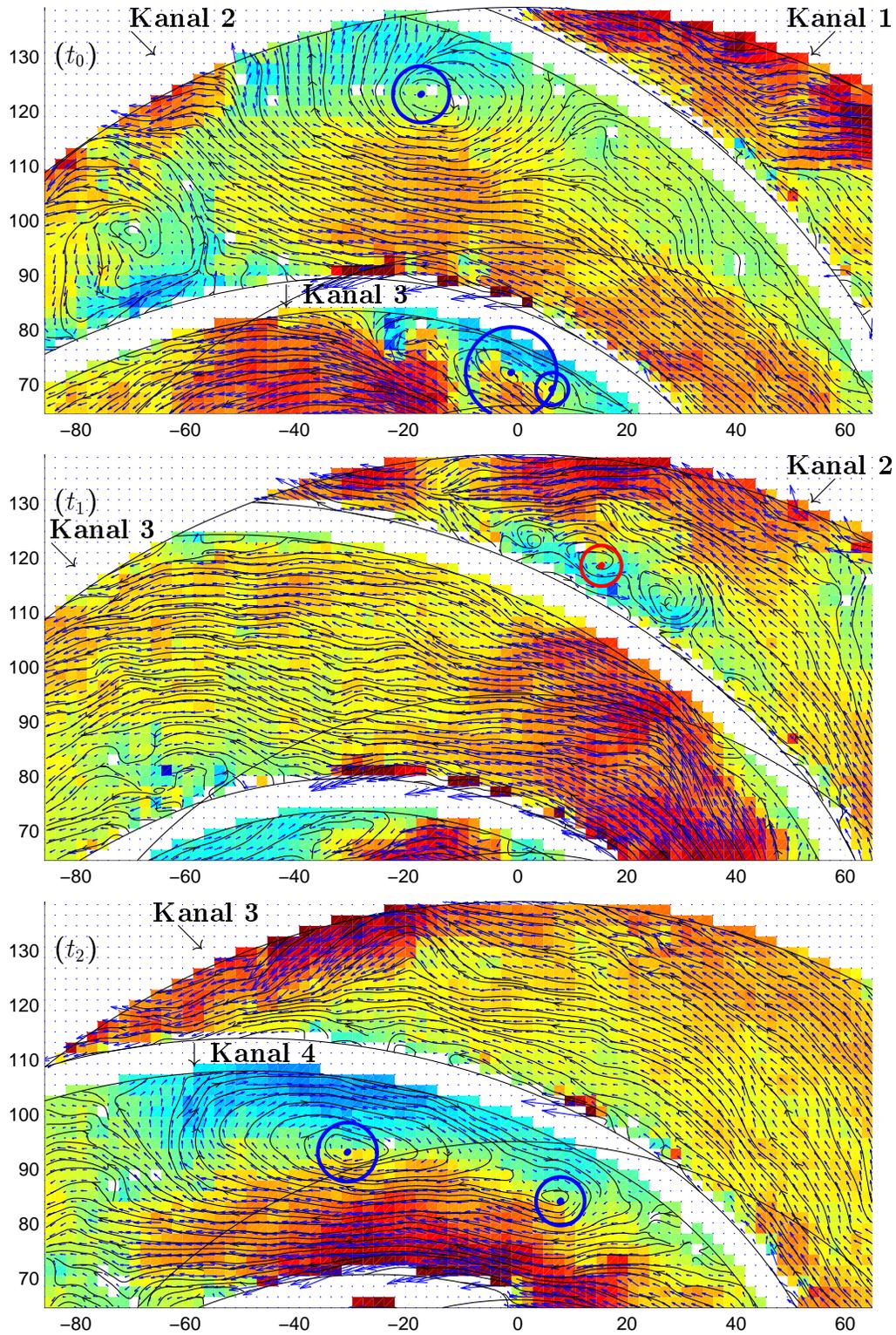


Abbildung A.67: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 15$  ms,  $t_2 = t_0 + 30$  ms)

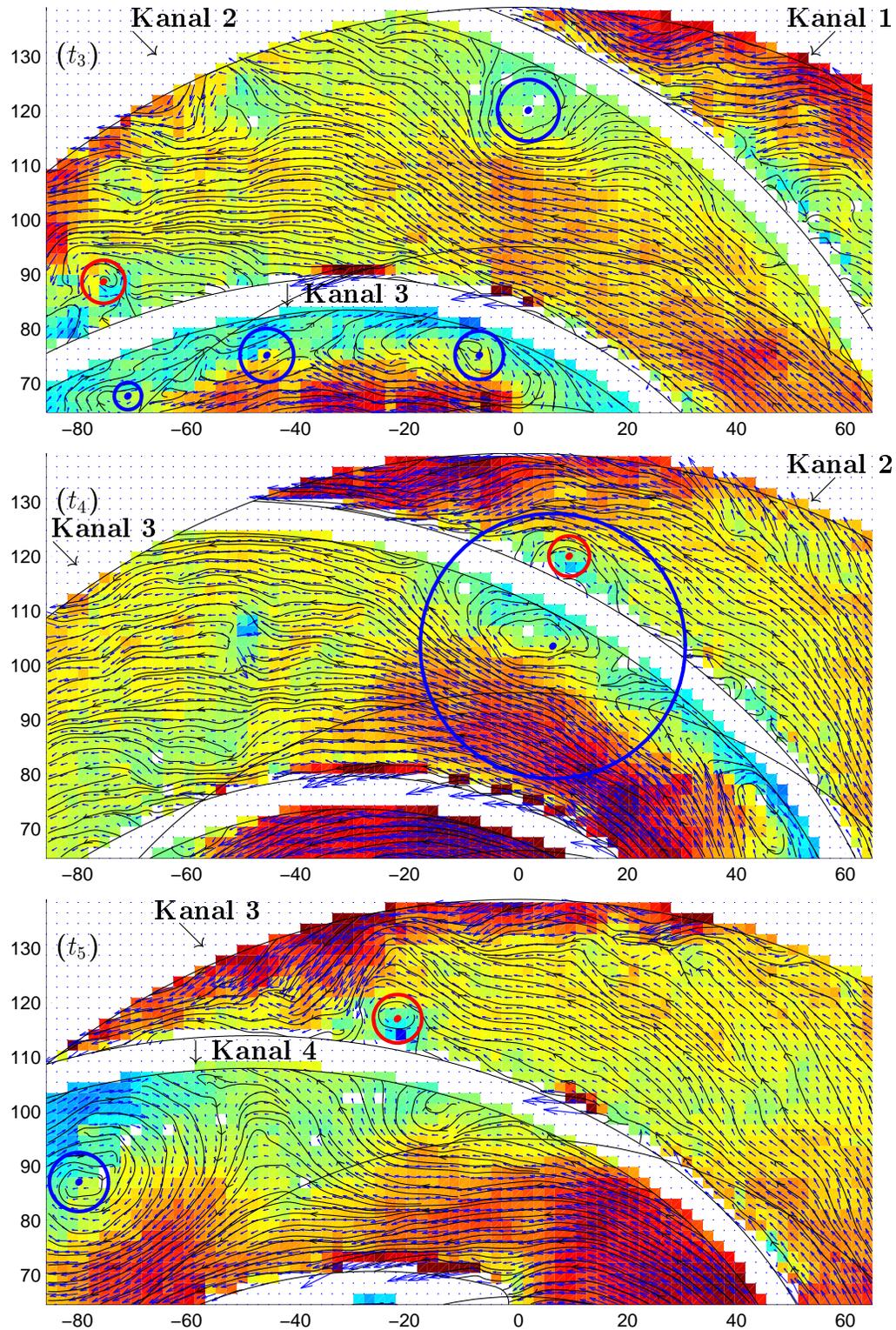


Abbildung A.68: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 115$  ms,  $t_5 = t_0 + 130$  ms)

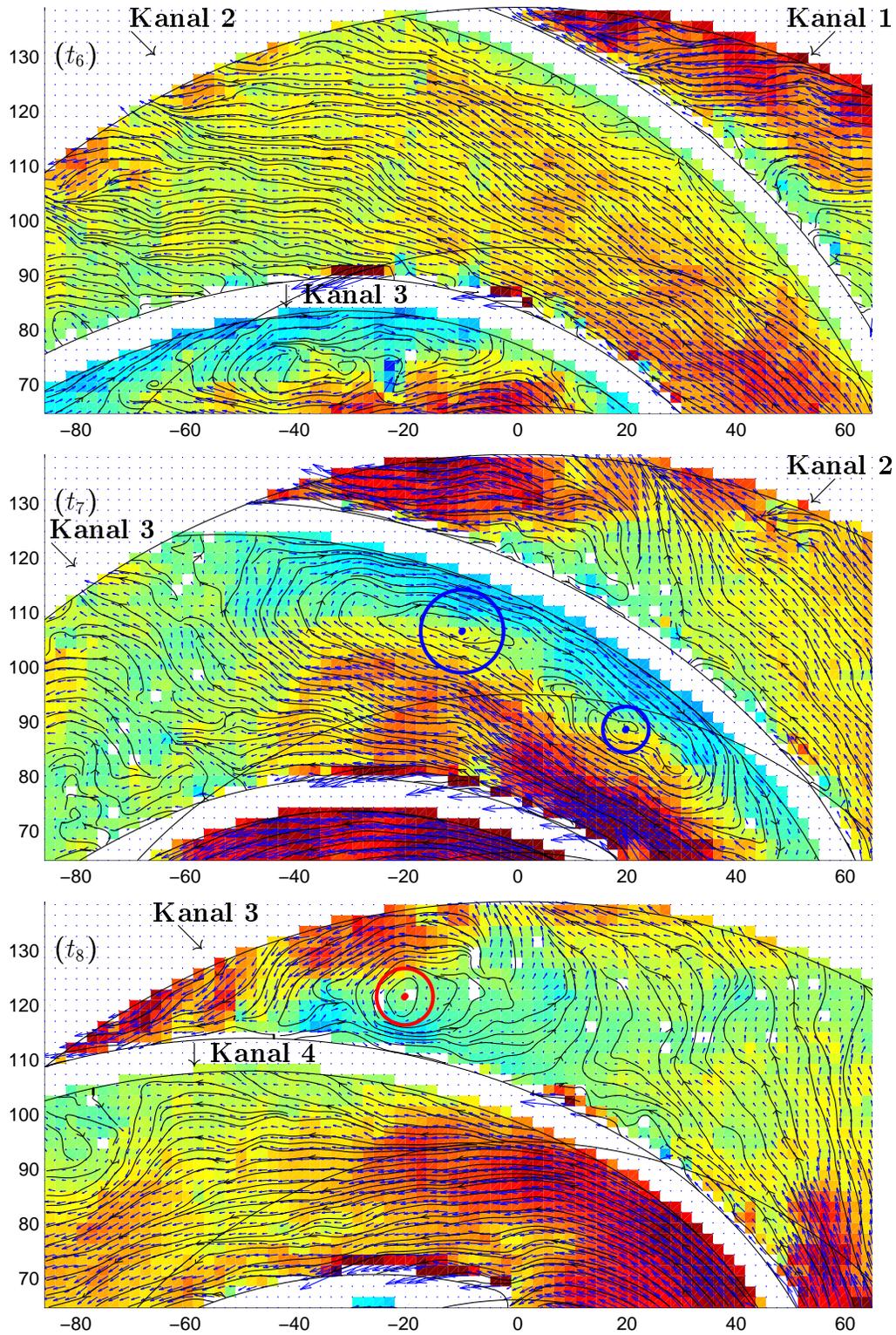


Abbildung A.69: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 215$  ms,  $t_8 = t_0 + 230$  ms)

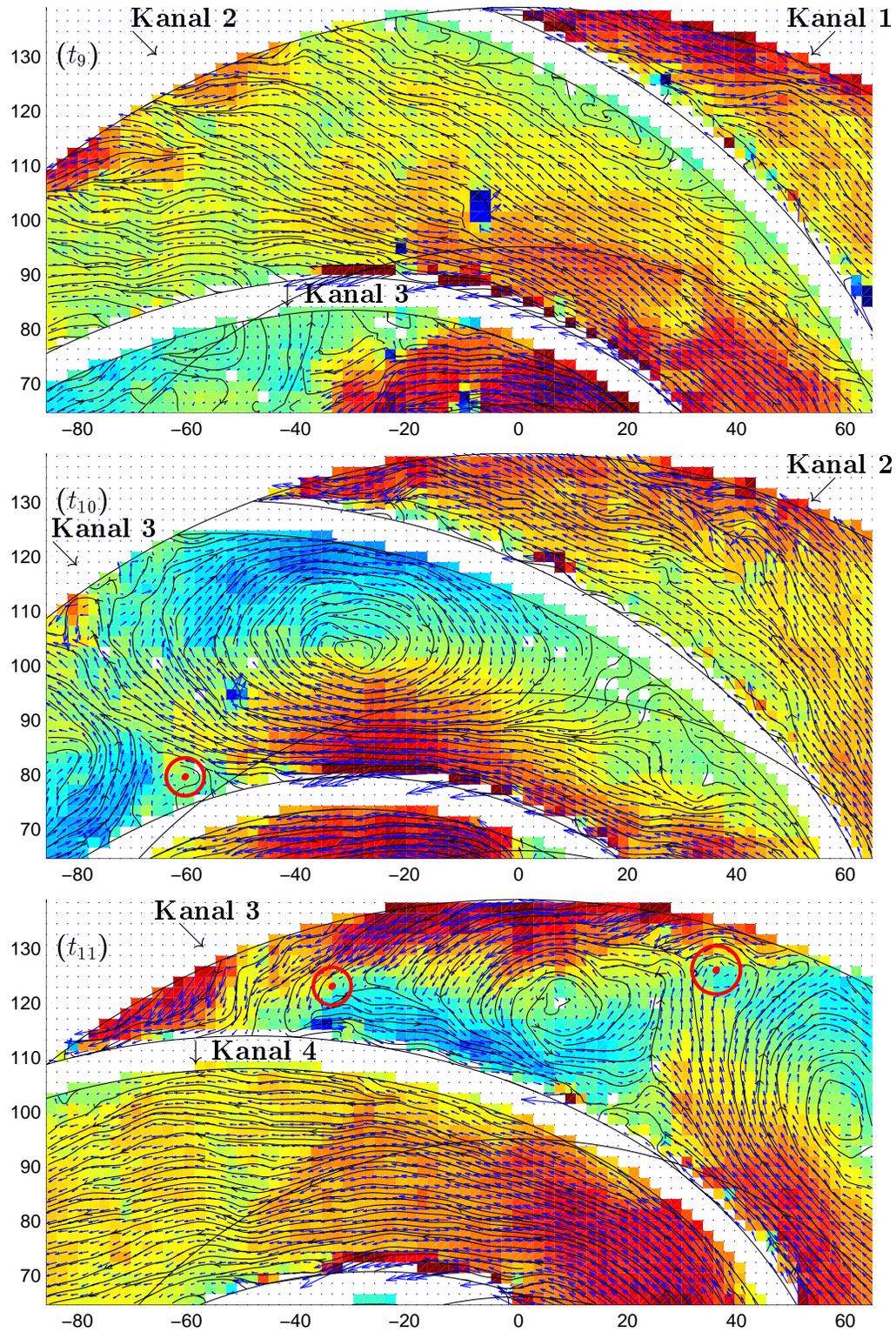


Abbildung A.70: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 315$  ms,  $t_{11} = t_0 + 330$  ms)

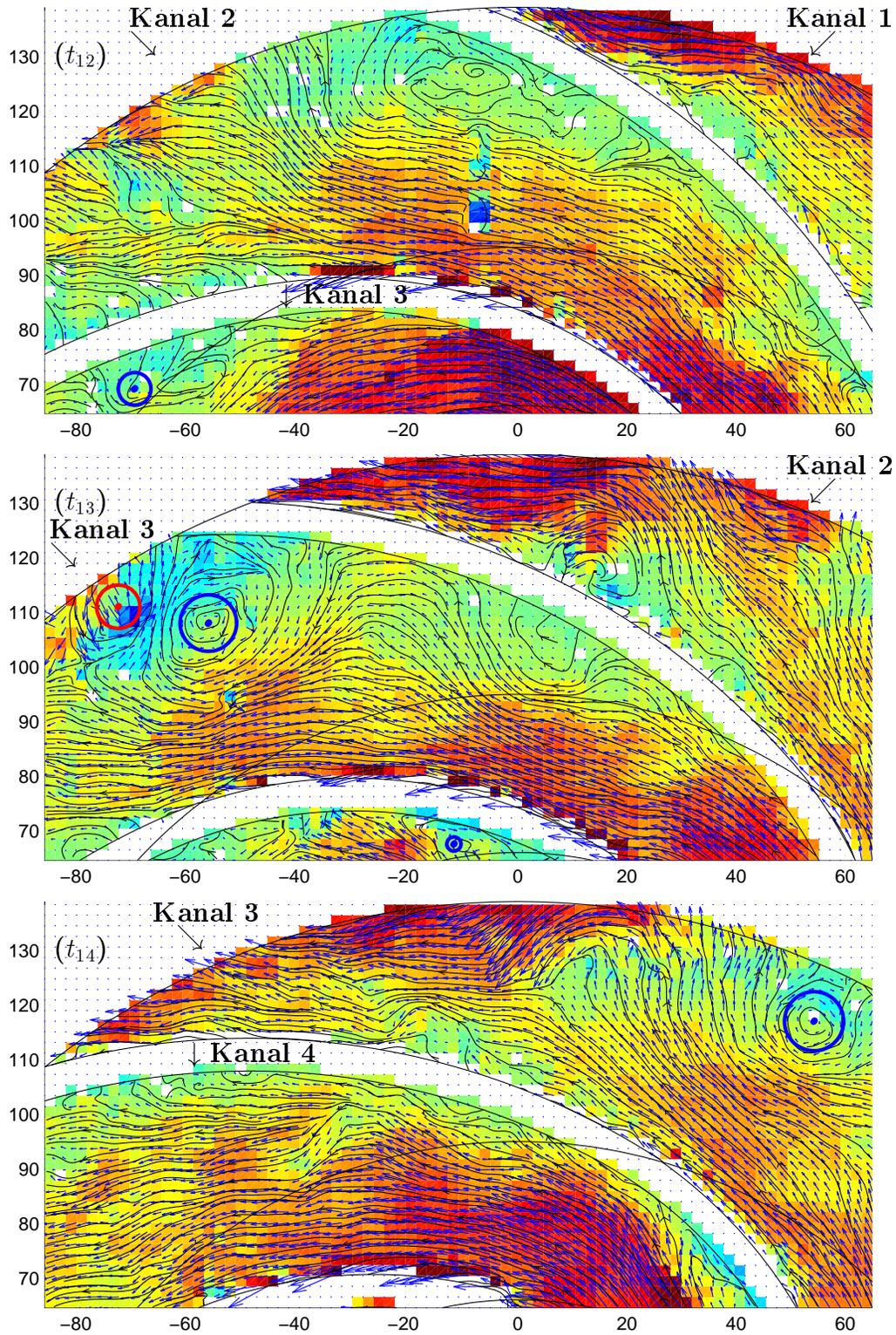


Abbildung A.71: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 415$  ms,  $t_{14} = t_0 + 430$  ms)

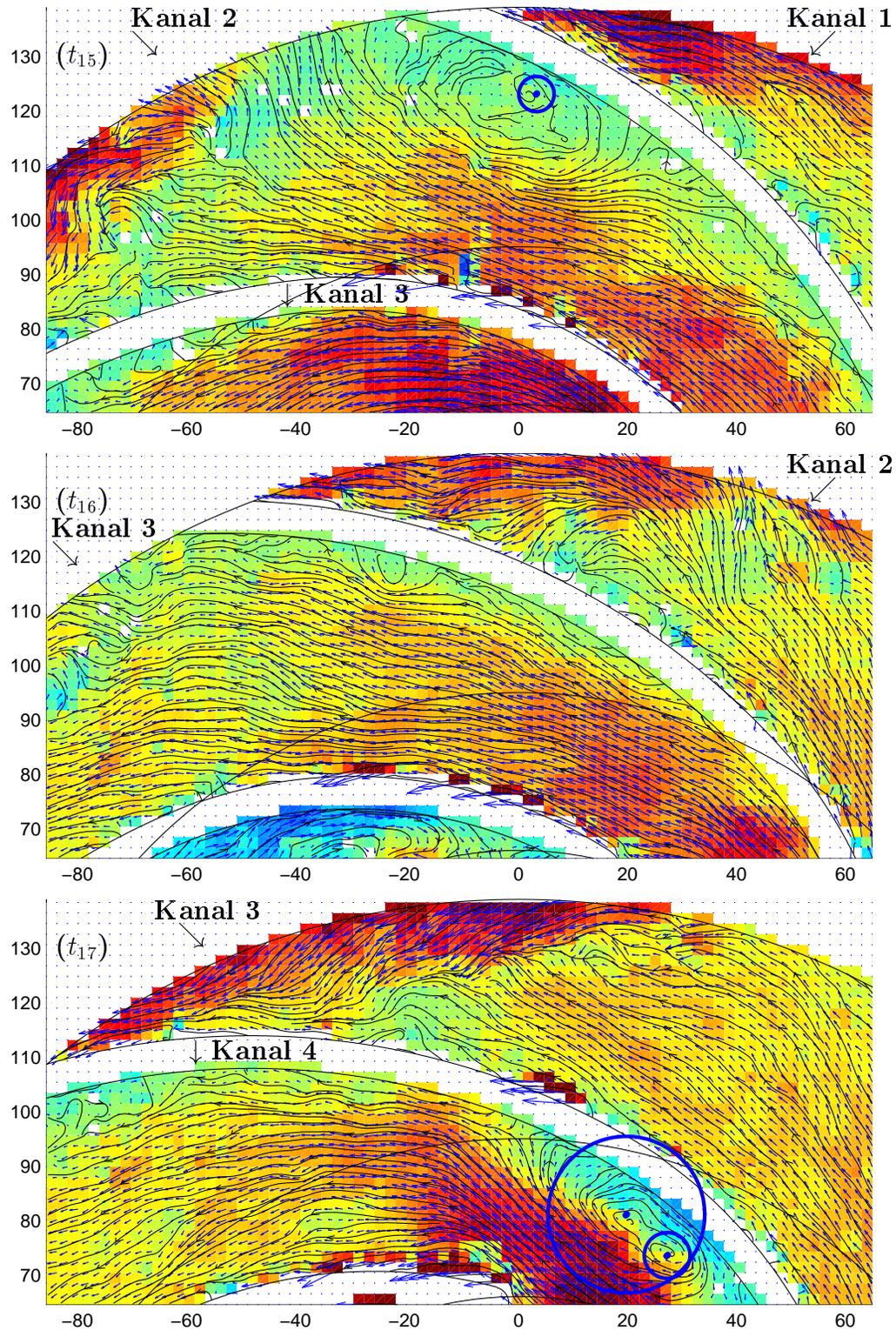


Abbildung A.72: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (3) bei  $Q/Q_N = 0,30$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 515$  ms,  $t_{17} = t_0 + 530$  ms)

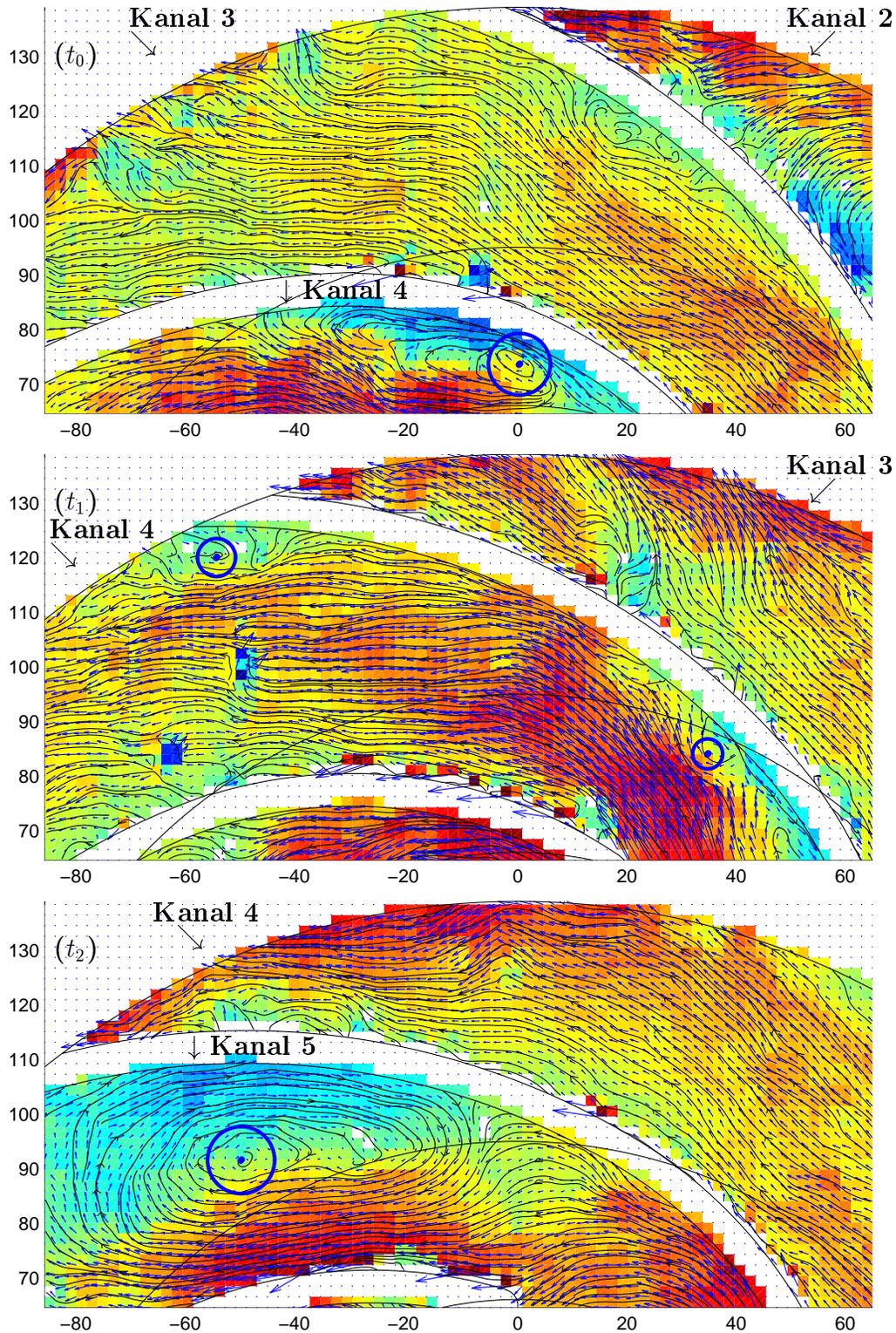


Abbildung A.73: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 15$  ms,  $t_2 = t_0 + 30$  ms)

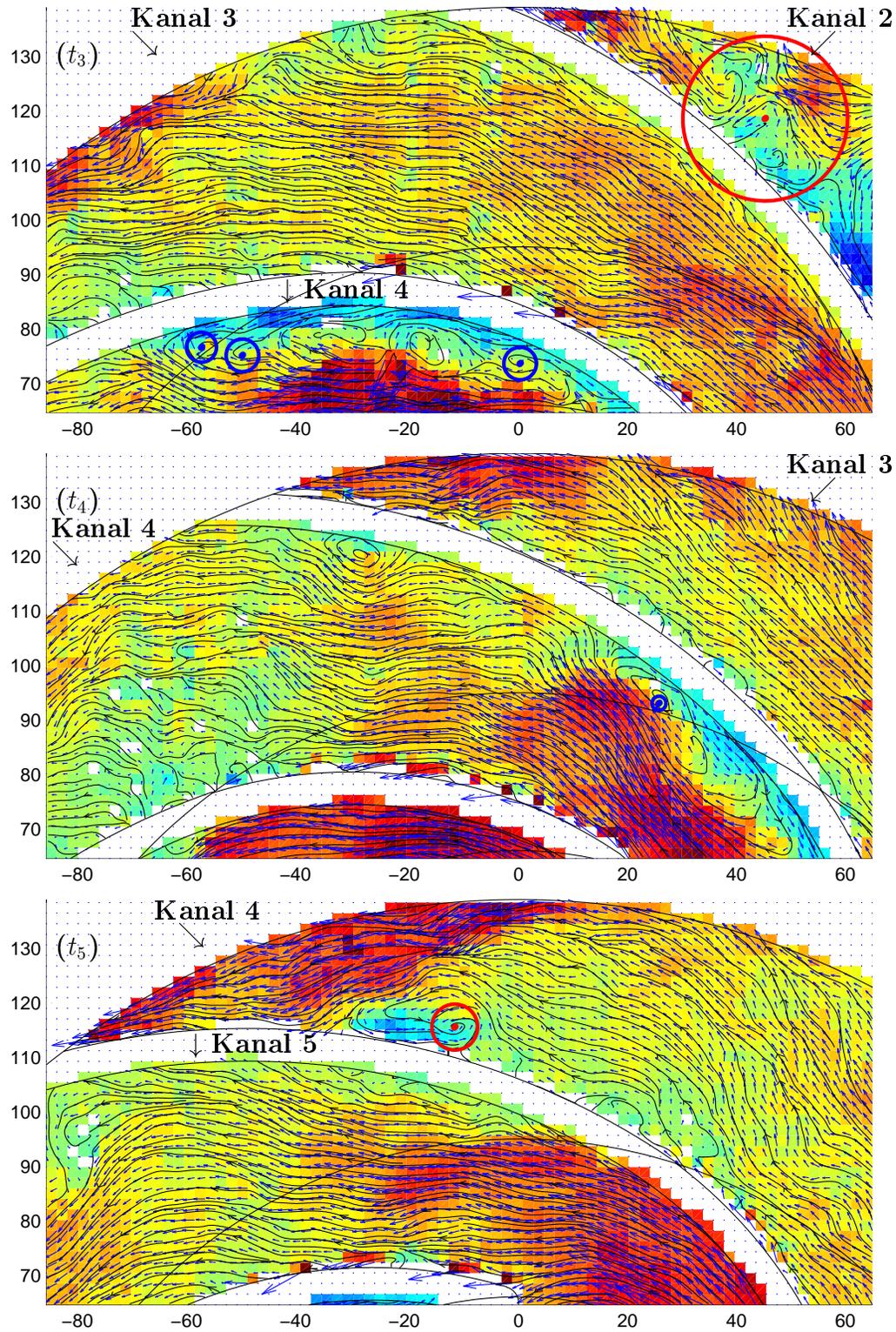


Abbildung A.74: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 115$  ms,  $t_5 = t_0 + 130$  ms)

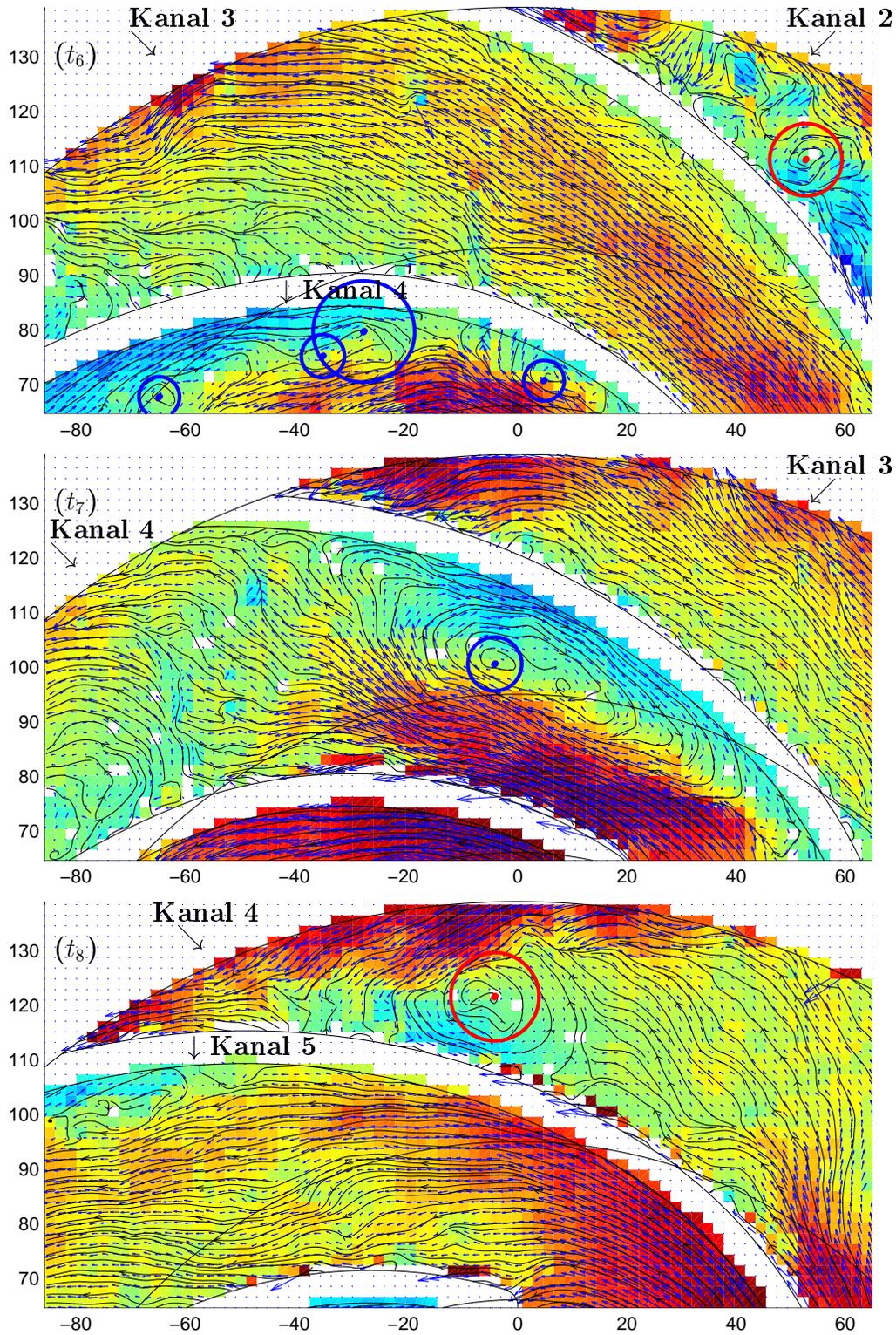


Abbildung A.75: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 215$  ms,  $t_8 = t_0 + 230$  ms)

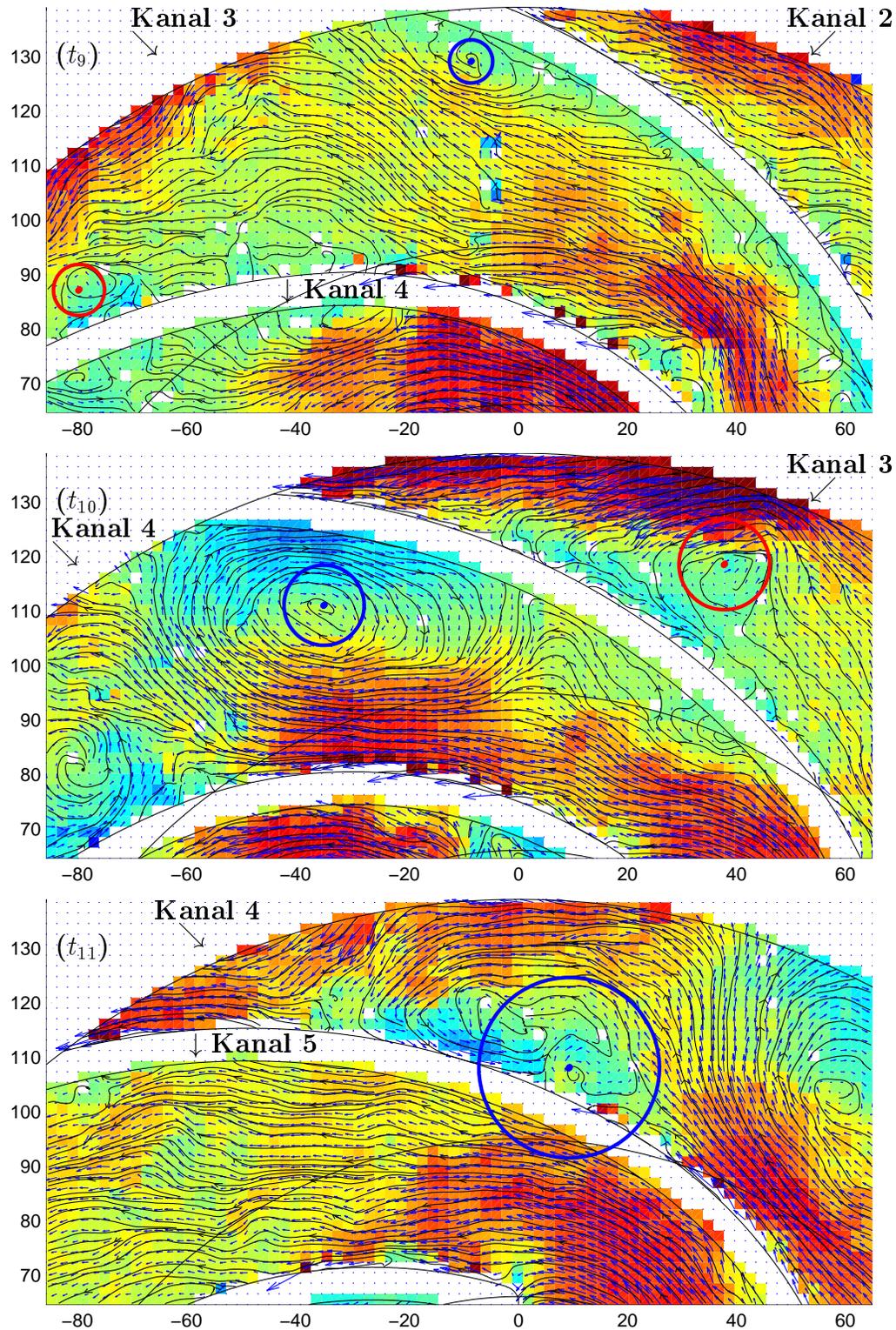


Abbildung A.76: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 315$  ms,  $t_{11} = t_0 + 330$  ms)

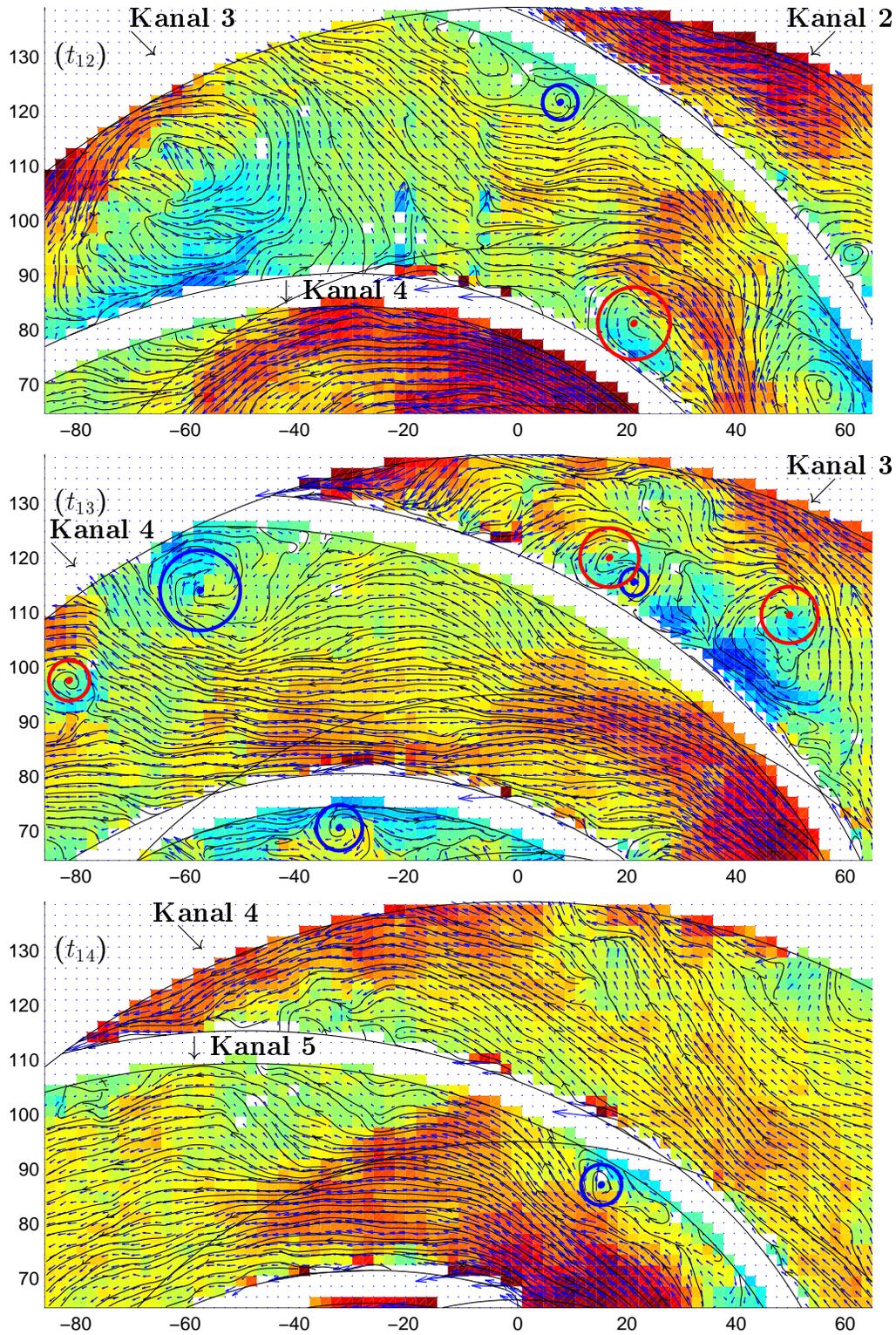


Abbildung A.77: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 415$  ms,  $t_{14} = t_0 + 430$  ms)

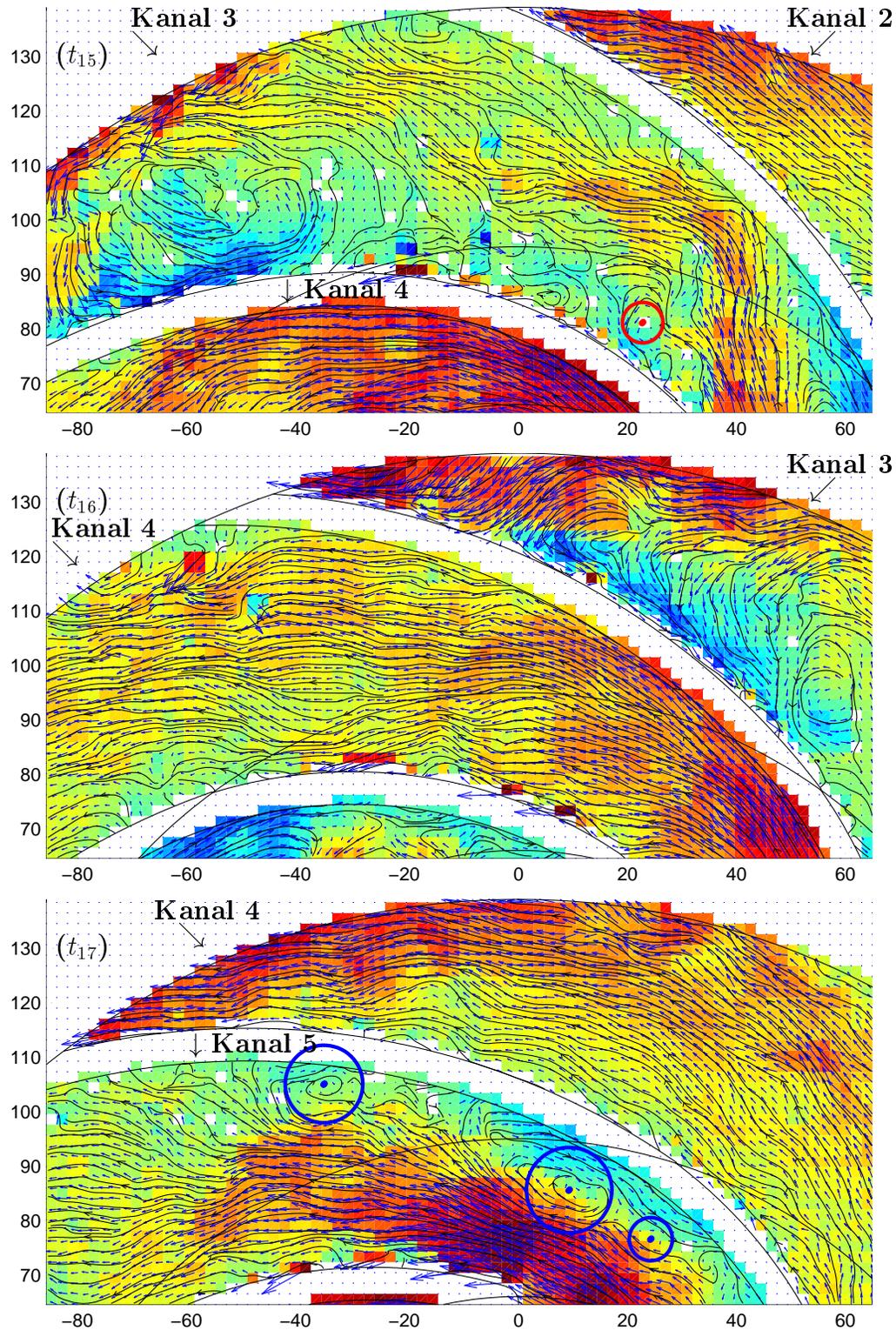


Abbildung A.78: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,25$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 515$  ms,  $t_{17} = t_0 + 530$  ms)

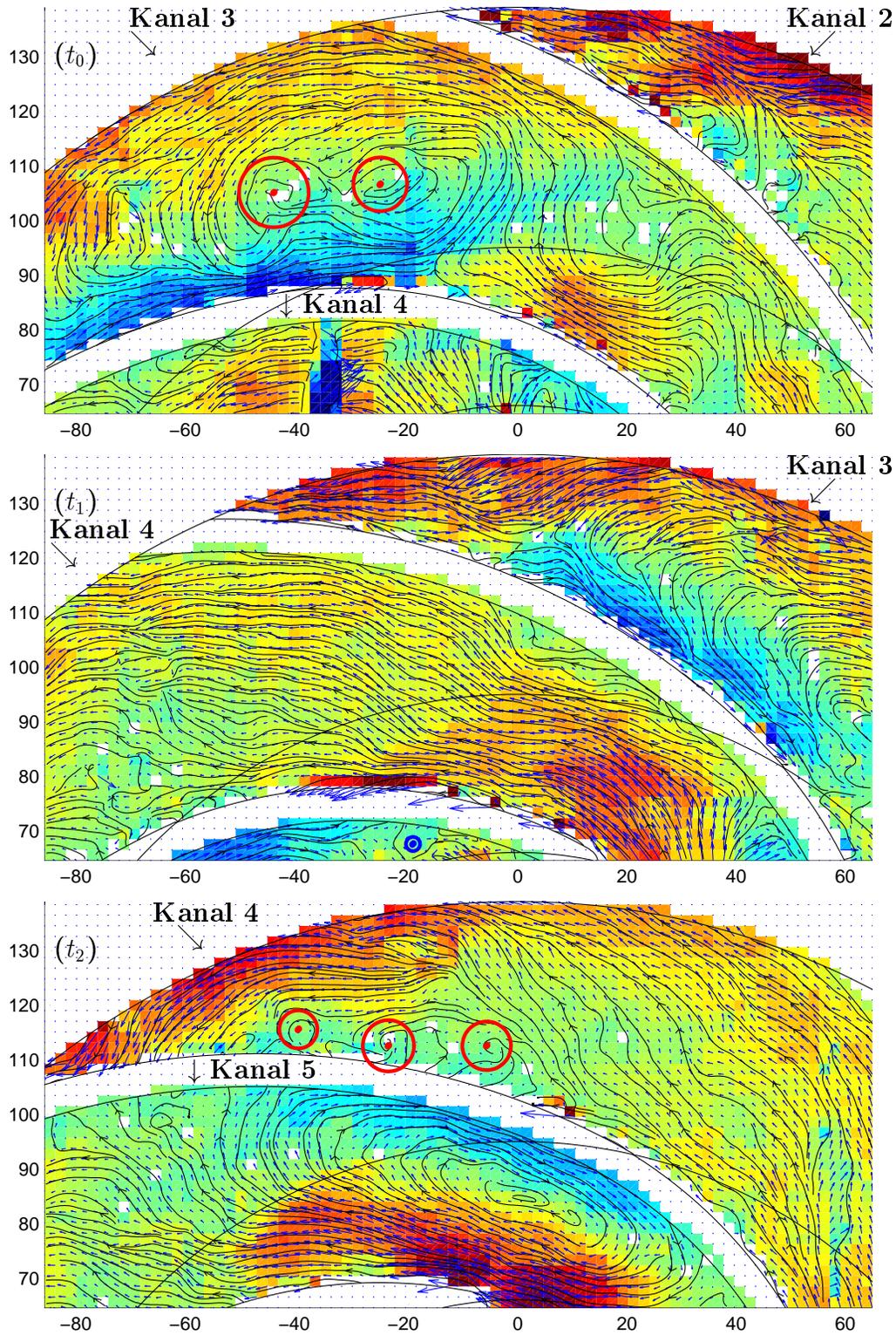


Abbildung A.79: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_0 = 0$  ms,  $t_1 = t_0 + 15$  ms,  $t_2 = t_0 + 30$  ms)

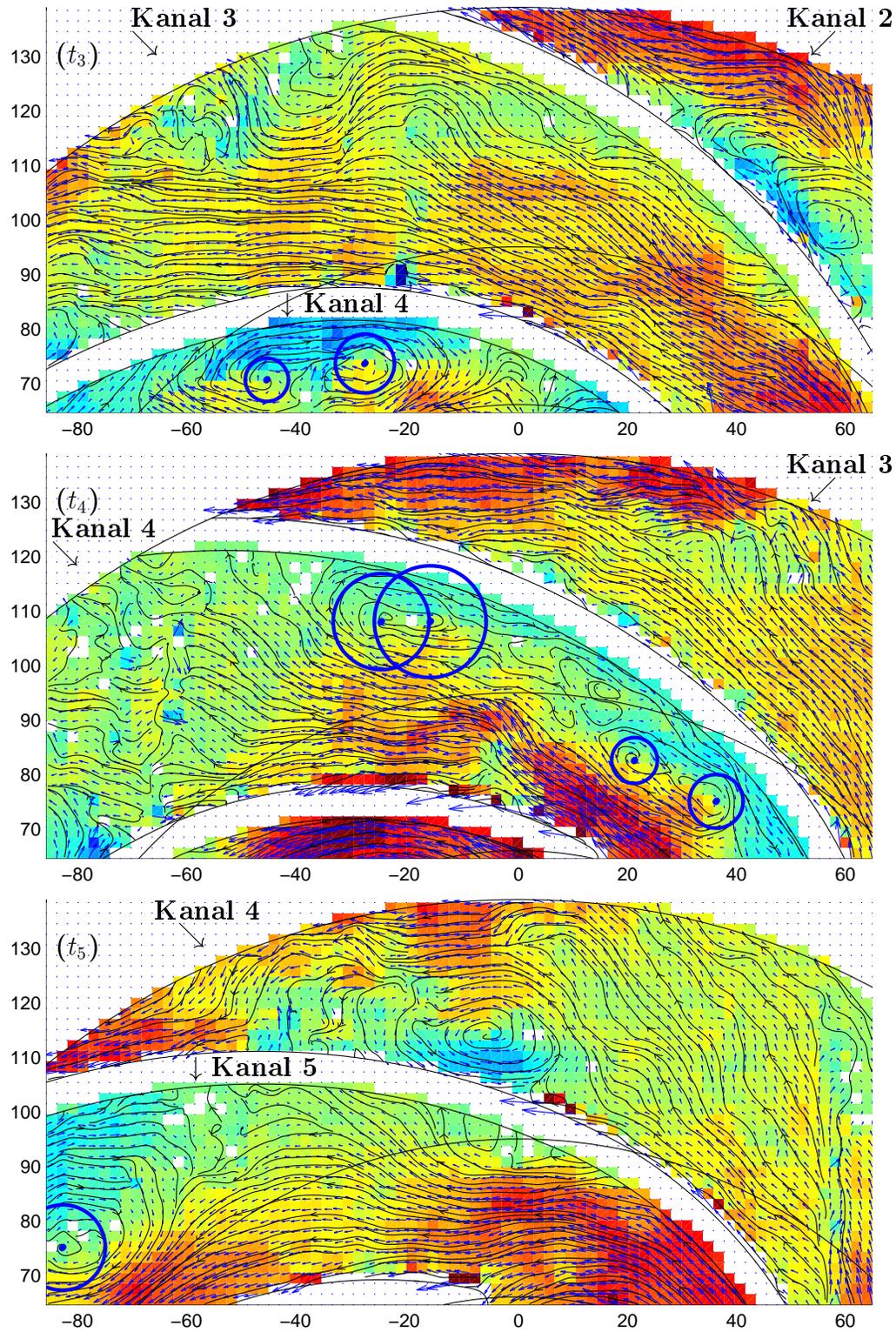


Abbildung A.80: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_3 = t_0 + 100$  ms,  $t_4 = t_0 + 115$  ms,  $t_5 = t_0 + 130$  ms)

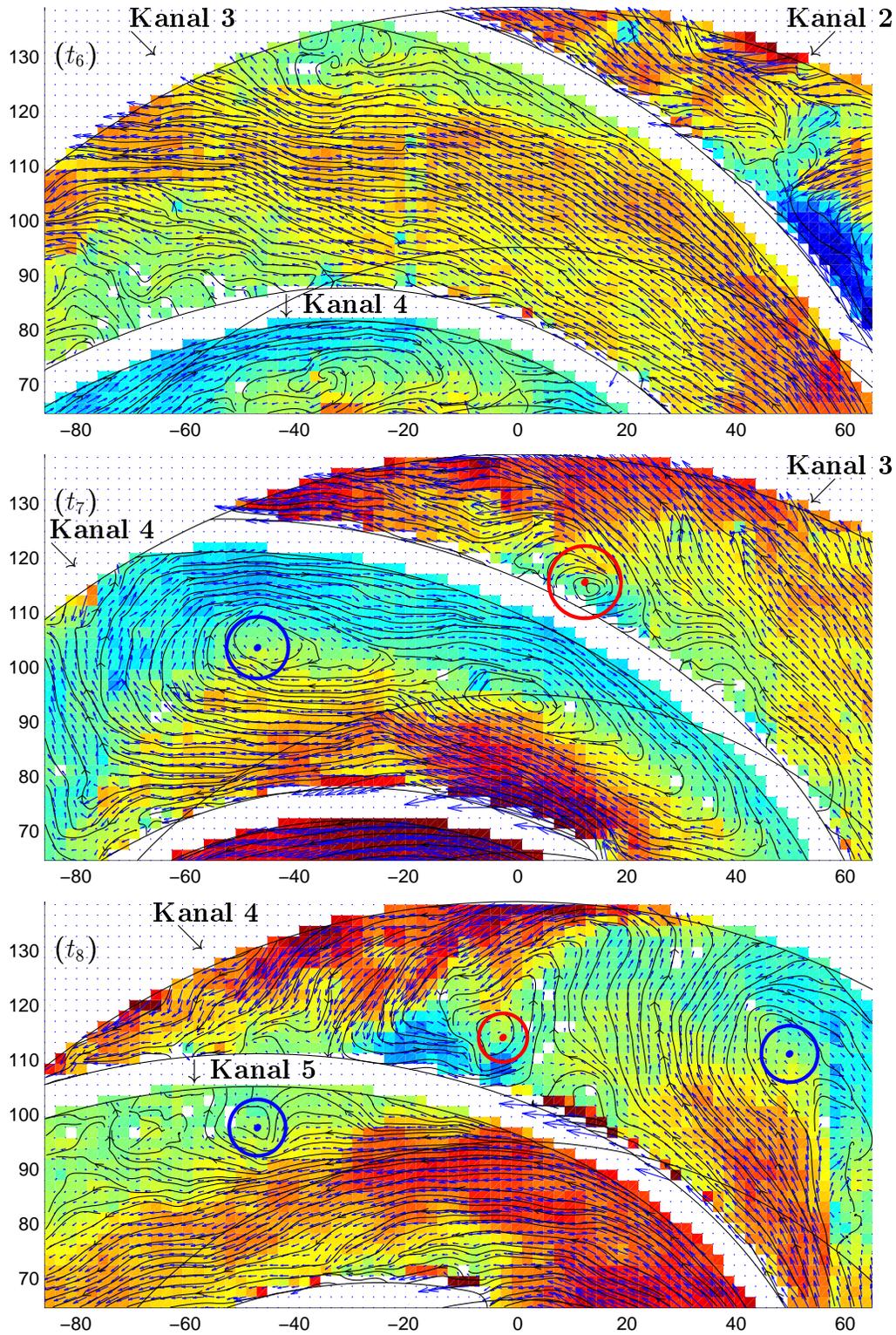


Abbildung A.81: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_6 = t_0 + 200$  ms,  $t_7 = t_0 + 215$  ms,  $t_8 = t_0 + 230$  ms)

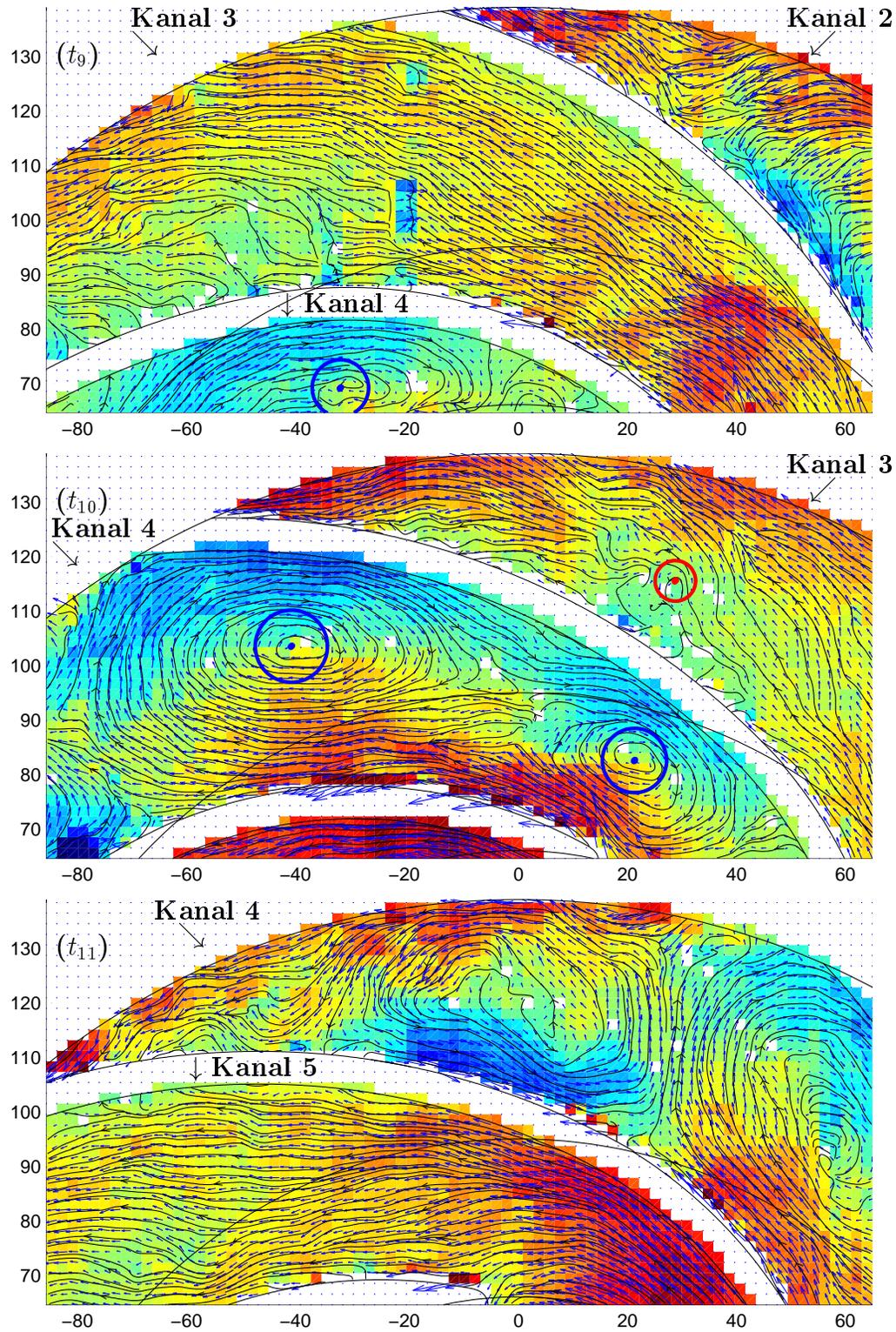


Abbildung A.82: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_9 = t_0 + 300$  ms,  $t_{10} = t_0 + 315$  ms,  $t_{11} = t_0 + 330$  ms)

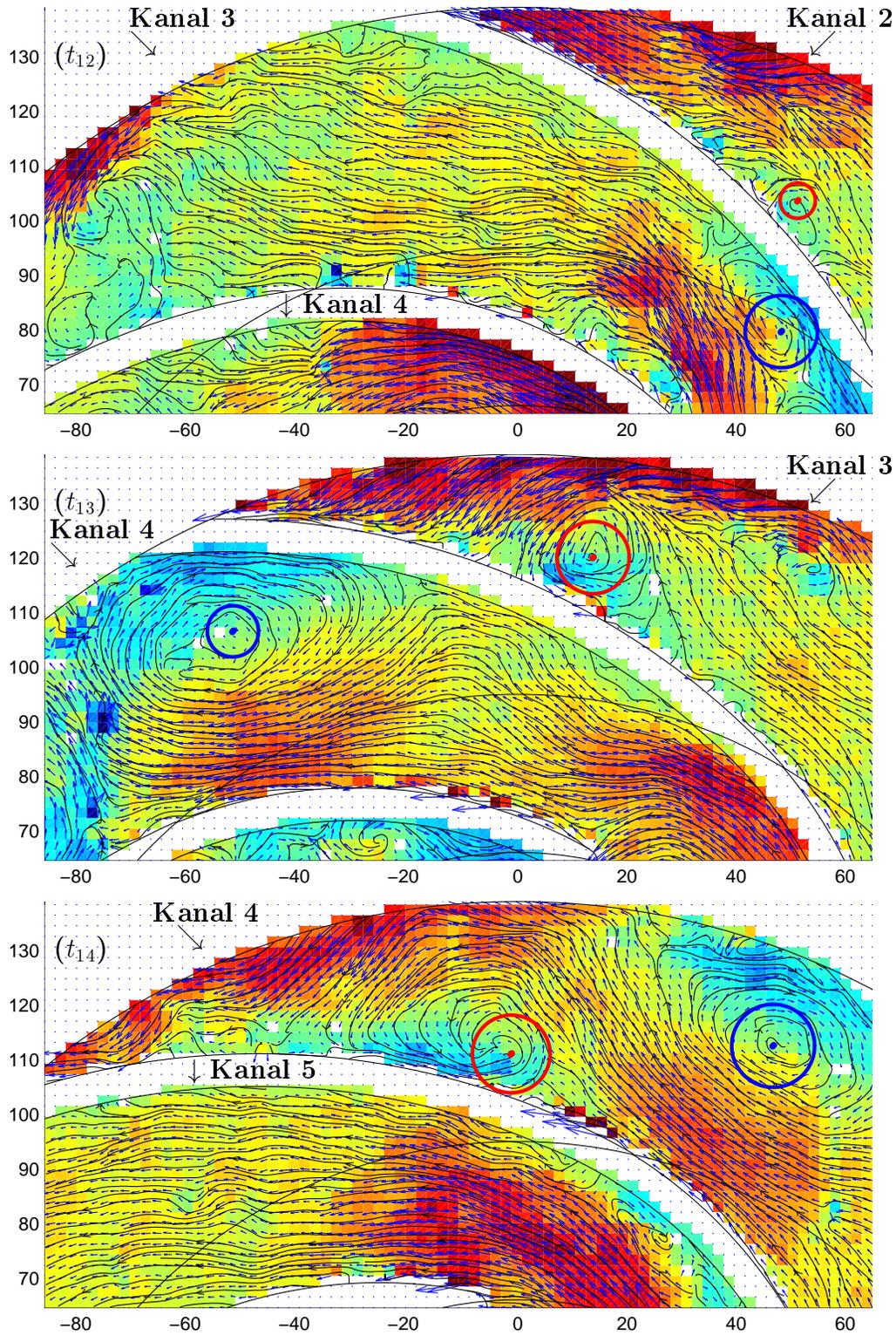


Abbildung A.83: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_{12} = t_0 + 400$  ms,  $t_{13} = t_0 + 415$  ms,  $t_{14} = t_0 + 430$  ms)

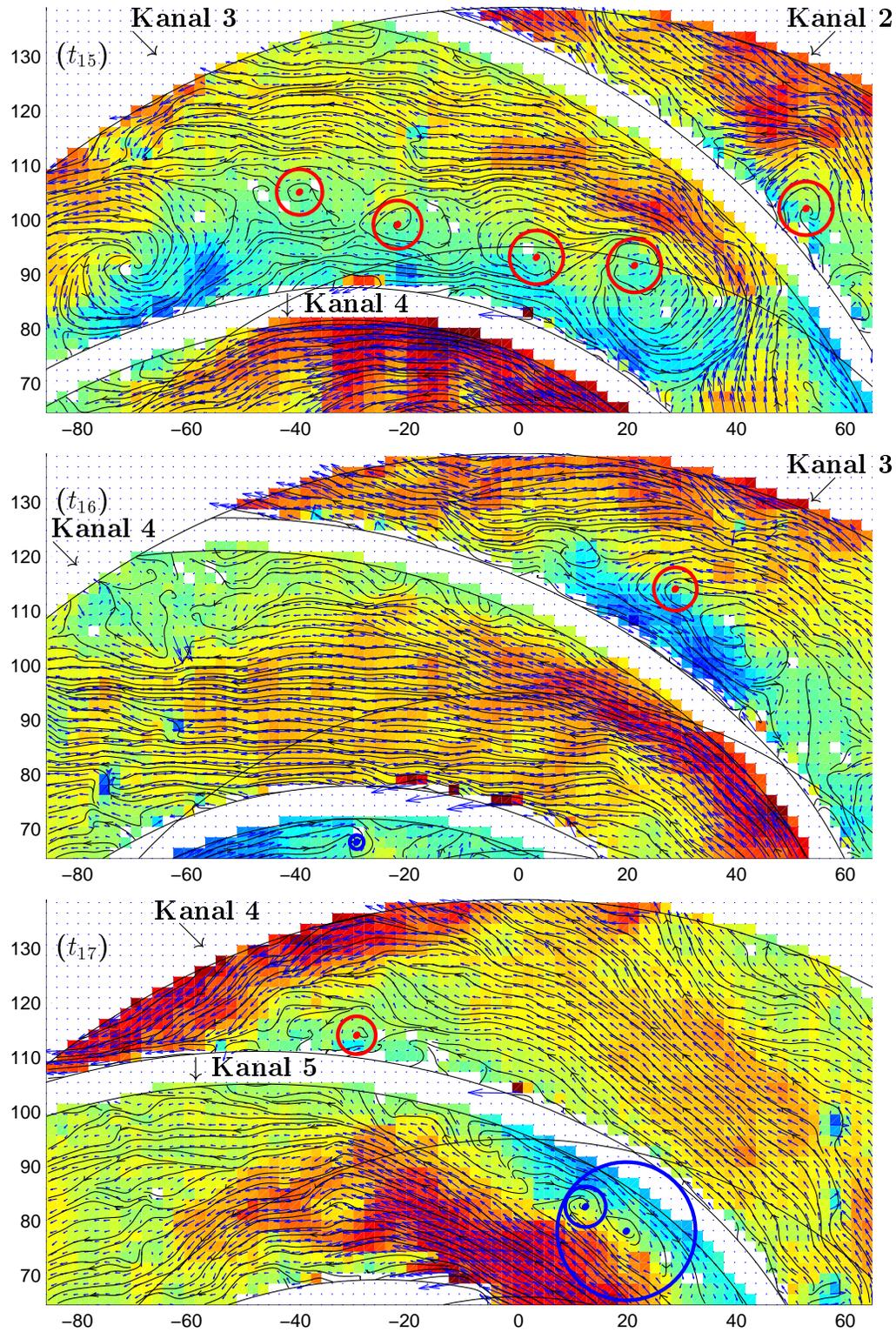


Abbildung A.84: Instantane Strömungsfelder in einem Kanal (4) bei  $Q/Q_N = 0,20$  ( $t_{15} = t_0 + 500$  ms,  $t_{16} = t_0 + 515$  ms,  $t_{17} = t_0 + 530$  ms)