

Die approbierte Originalversion dieser Diplom-/Masterarbeit ist an der
Hauptbibliothek der Technischen Universität Wien aufgestellt
(<http://www.ub.tuwien.ac.at>).

The approved original version of this diploma or master thesis is available at the
main library of the Vienna University of Technology
(<http://www.ub.tuwien.ac.at/englweb/>).

DIPLOMARBEIT

Berechnung der Radkammerströmung in einer Industrie-Dampfturbine

ausgeführt am Institut für
Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen
der Technischen Universität Wien

unter der Anleitung von
O.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. H.HASELBACHER
und
Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. R.WILLINGER

durch
Michel PIKBOUGOUM
Gymnasiumstraße 85/676
A-1190 Wien.

Wien, 27. März 2003

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit ist das Ergebnis einer Aufgabe, die von einem Turbinenhersteller gestellt und am Institut für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen der Technischen Universität Wien bearbeitet wurde.

Herrn O. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Hermann Haselbacher, Vorstand des Instituts für Thermische Turbomaschinen und Energieanlagen, möchte ich meinen Dank für die Möglichkeit der Abfassung der Diplomarbeit an seinem Institut aussprechen.

Dem Turbinenhersteller möchte ich besonders für die Freigabe der Aufgabe und für die zur Bereitstellung der Auslegungsdaten danken.

Bedanken möchte ich mich ebenfalls bei Herrn Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Reinhard Willinger, der mich durch tatkräftigen Beistand und viel Geduld während der Ausarbeitung der Diplomarbeit betreut hat.

Mein Dank gilt dem Afro-Asiatischen Institut, das den größten Teil meines Studiums finanziell gefördert hat.

Mein Dank gilt letztendlich auch allen Assistenten, MitarbeiterInnen und den zur Zeit der Abfassung der Diplomarbeit am Institut tätigen Diplomanden für die hervorragende Zusammenarbeit.

Diese Arbeit ist meinen Eltern, insbesondere meinem Vater, der zur Zeit ihrer Abfassung in das ewige Licht angetreten ist und allen meinen Geschwistern gewidmet.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit behandelt die Berechnung der Radkammerströmung in einer Industriedampfturbine. Dabei handelt es sich um eine räumliche turbulente Strömung, die aufgrund der auftretenden kleinen Machzahlen als inkompressibel betrachtet werden kann.

In einer Literaturübersicht wurden experimentelle und numerische Arbeiten auf dem Gebiet der Radkammerströmung in Dampfturbinen zusammengefaßt. Ziel dieser Arbeiten war eine Radkammergeometrie (Meridianschnitt), die einen möglichst vollständigen Strömungsausgleich zwischen Regelstufe und Reaktionsteil der Turbine bewirkt.

Die vorliegenden Berechnungen wurden für drei Betriebsfälle der teilbeaufschlagten Turbine durchgeführt. Den Betriebsfällen sind verschiedene Beaufschlagungsgrade und unterschiedliche Drallzustände am Austritt der Regelstufe zugeordnet.

Zur Festlegung der Randbedingungen für die numerische Berechnung wurden die Stoffwerte, die Strömungs- und die Turbulenzgrößen am Radkammereintritt ermittelt. Die Erzeugung des Rechenmodells erfolgte mittels der vom Turbinenhersteller mitgelieferten Konstruktions- und Auslegungsdaten der Turbine. Die Turbulenzmodellierung wurde mit dem Standard k/ε -Modell bewerkstelligt. Darüber hinaus wurde die Theorie der Düsengruppenregelung behandelt.

Anhand der berechneten Strömungsgrößen wurden Mittelungen zur Bestimmung der durch die partielle Beaufschlagung verursachten Druckverluste und der daraus resultierenden Druckverlustbeiwerte durchgeführt. Die Verteilungen der Drücke, der Strömungsgeschwindigkeiten und der Strömungswinkel wurden für einen am Radkammeraustritt liegenden flächengemittelten Durchmesser in Diagrammen dargestellt.

Der Grad der am Eintritt der Überdruckturbine noch vorhandenen Ungleichförmigkeiten wurde durch die gemittelten relativen Amplituden der Geschwindigkeiten bestimmt. Sie geben Auskunft über das Ausmaß des Strömungsausgleichs in der Radkammer.

Der Strömungsausgleich der Ungleichförmigkeiten in Umfangsrichtung erfolgt in der Radkammer nur sehr unvollständig. Der Ausgleich ist hauptsächlich vom Beaufschlagungsgrad und vom Drallzustand hinter der Regelstufe abhängig. In jedem Fall treten am Eintritt des mehrstufigen Turbinenteils erhebliche Variationen der Strömungsgrößen in Umfangsrichtung auf.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Literaturübersicht	3
3	Aufgabenstellung und Ziel	6
4	Geometrie und Modellbeschreibung	8
4.1	Geometrie und Netzgenerierung	8
4.2	Physikalische und numerische Modellierung	8
4.3	Turbulenzmodellierung	11
5	Grundzüge der Düsengruppenregelung	14
6	Kinematik der Regelstufe	17
6.1	Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke	17
6.1.1	Berechnung der geometrieabhängigen Größen	17
6.1.2	Berechnung der Stoffwerte	18
6.1.3	Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten und Strömungswinkel	19
6.2	Geschwindigkeiten und Drall	22
7	Randbedingungen	25
7.1	Geschwindigkeitsrandbedingungen	25
7.2	Turbulenzrandbedingungen	26
8	Ergebnisse	28
8.1	Druckverteilungen	28
8.1.1	Statische Druckverteilungen	28
8.1.2	Totaldruckverteilungen	29
8.2	Druckverluste und Druckverlustbeiwerte	30
8.2.1	Druckverluste in der Radkammer	30
8.2.2	Druckverlustbeiwerte	30
8.3	Verteilung der Geschwindigkeitskomponenten	31
8.3.1	Axialgeschwindigkeitskomponente	31
8.3.2	Umfangsgeschwindigkeitskomponente	31
8.3.3	Radialgeschwindigkeitskomponente	32
8.3.4	Absolutgeschwindigkeitsverteilung	32
8.4	Strömungswinkelverteilungen	32
8.4.1	Gierwinkelverteilung	33
8.4.2	Nickwinkelverteilung	34
8.5	Stromlinienbilder	35
8.6	Teillast	39

8.7	Nennlast	49
8.8	Überlast	62
8.9	Zusammenfassende Ergebnisse	78
8.9.1	Geschwindigkeitsverteilungen	78
8.9.2	Relative Amplituden der Geschwindigkeitskomponenten	80
9	Zusammenfassung und Ausblick	82

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

a	$[m/s]$	Schallgeschwindigkeit
a_k	$[1]$	Anzahl der Düsenektoren
a_{ges}	$[1]$	Gesamtanzahl der Düsenektoren
A	$[m^2]$	Durchströmfläche
A_D	$[m^2]$	Düsenfläche
c	$[m/s]$	Absolutgeschwindigkeit
C_1, C_2, C_μ	$[1]$	Modellkonstanten des k/ε -Modells
d_m	$[m]$	mittlerer Laufraddurchmesser
h	$[J/kg]$	spezifische Enthalpie
h	$[m]$	Radschaufelhöhe
H	$[J/kg]$	spezifische Gesamtenthalpie
i, j	$[1]$	Laufvariablen
k	$[m^2/s^2]$	turbulente kinetische Energie
l	$[m]$	Schaufellänge
M	$[1]$	Machzahl
\dot{m}	$[kg/s]$	Massenstrom
p	$[N/m^2]$	Statischer Druck
p_A	$[N/m^2]$	Statischer Druck in der Düsengruppe
p_0	$[N/m^2]$	Statischer Basisdruck
p_d	$[N/m^2]$	Dynamischer Druck
p_R	$[N/m^2]$	Radkammerdruck
p_t	$[N/m^2]$	Totaldruck
Δp_R	$[N/m^2]$	Druckverlust
P	$[m^2/s^3]$	turbulente Produktionsrate
\vec{r}	$[m]$	Ortsvektor
r_a	$[m]$	Außenradius des Laufrades
r_i	$[m]$	Innenradius des Laufrades
r_k	$[1]$	Reaktionsgrad
s	$[J/kgK]$	spezifische Entropie
t	$[s]$	Zeit
T	$[s]$	Periode
Tu	$[1]$	Turbulenzgrad
u	$[m/s]$	Umfangsgeschwindigkeit
u	$[m/s]$	Geschwindigkeitskomponente in x -Richtung
\vec{u}	$[m/s]$	Umfangsgeschwindigkeitsvektor
u_τ	$[m/s]$	Schubspannungsgeschwindigkeit

v	$[m^3/kg]$	Spezifisches Volumen
v	$[m/s]$	Geschwindigkeitskomponente in y -Richtung
w	$[m/s]$	Relativgeschwindigkeit
w	$[m/s]$	Geschwindigkeitskomponente in z -Richtung
x, y, z	$[m]$	kartesische Koordinaten
y^+	$[1]$	Dimensionsloser Wandabstand

Griechische Symbole

α	$[^\circ]$	Absoluter Strömungswinkel, bezogen auf die positive Umfangsrichtung
α	$[^\circ]$	Gierwinkel
β	$[^\circ]$	Relativer Strömungswinkel, bezogen auf die positive Umfangsrichtung
β^+	$[^\circ]$	Relativer Strömungswinkel, bezogen auf die negative Umfangsrichtung
β_g	$[^\circ]$	Metallwinkel
γ	$[^\circ]$	Nickwinkel
$\delta_{i,j}$	$[1]$	Kronecker-Delta
δ	$[m]$	Turbulentes Längenmaß
ε	$[m^2/s^3]$	Turbulente Dissipationsrate
ε	$[1]$	Beaufschlagungsgrad
ζ_R	$[1]$	Druckverlustbeiwert
θ	$[^\circ C]$	Temperatur
μ	$[Pa \cdot s]$	Dynamische Viskosität
μ_t	$[Pa \cdot s]$	Dynamische Wirbelviskosität
ν	$[m^2/s]$	Kinematische Viskosität
ν_t	$[m^2/s]$	Kinematische Wirbelviskosität
ρ	$[kg/m^3]$	Dichte
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	$[1]$	Modellkonstanten des k/ε -Modells
σ_{ij}^t	$[N/m^2]$	Reynolds' scher Spannungstensor
τ_w	$[N/m^2]$	Wandschubspannung
ϕ	$[^\circ]$	Umfangswinkel
ω	$[1/s]$	Winkelgeschwindigkeit
$\vec{\omega}$	$[1/s]$	Winkelgeschwindigkeitsvektor

Tiefgestellte Zeichen

B	Betrieb
DG	Düsengruppenregelung
Dr	Drosselregelung
FD	Frischdampf
i, j	Laufvariablen
m	Axialrichtung
n	Normalenrichtung
r	Radialrichtung
R	Radkammer
u	Umfangsrichtung
t	Totalzustand, Teillast, Tangentialrichtung
1	Ebene vor dem Laufrad
2	Radkammereintrittsebene
3	Radkammeraustrittsebene

Hochgestellte Zeichen

t	turbulent
$(.)'$	Schwankungsgröße
$\overline{(\cdot)}$	Zeitgemittelte Größe
$\overline{(\cdot)}$	über der Teilung gemittelte Größe
$\hat{(\cdot)}$	Relative Amplitude

Abkürzungen

CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
FE	Finite-Elemente
FIDAP	Fluid Dynamics Analysis Package
FI-GEN	Mesh Generation Module
ND	Niederdruck
RWTH	Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule
ZID	Zentraler Informatikdienst

Kapitel 1

Einleitung

Im modernen Dampfturbinenbau wird mittels Düsengruppenregelung die Verbesserung des Teillastwirkungsgrades gegenüber einer reinen Drosselregelung erreicht.

Die Einführung der Düsengruppenregelung erfordert, um die Ventilationsverluste klein zu halten, das Gleichdruckprinzip als Arbeitsprinzip für die teilbeaufschlagte Regelstufe zu verwenden. Die Regelstufe weist einige Beaufschlagungssektoren auf, die über den Umfang verteilt sind. Diese sind in Düsengruppen eingebaut, die hydraulisch gesteuert werden und die Teilbeaufschlagung der Turbine ermöglichen. Die übrigen Stufen werden vollbeaufschlagt und bilden den Reaktionsteil oder Überdruckteil der Turbine.

Die Anordnung der Düsengruppen bedingt Störungen der Kreissymmetrie, so daß die Anströmung der Turbine starke Ungleichförmigkeiten aufweist.

Die Strömung wird durch die Vorgänge in den unbeaufschlagten Sektoren, im Spalt zwischen Düsenaustritt und Laufrad und in dem sich an das Laufrad anschließende Austrittsgehäuse beeinflusst, weshalb sie nach dem Verlassen der Regelstufe starke Geschwindigkeitsgradienten oder Dellen aufweist. Sie muß vor dem Eintritt in die erste Überdruckstufe ausgeglichen werden, um die mit den starken Ungleichförmigkeiten verbundenen Verluste vermindern zu können.

Daher wird der Dampf über einen schaufellosen Kanal umgelenkt und anschließend in den Reaktionsteil, der einen kleineren mittleren Durchmesser als die Regelstufe besitzt geführt. Dieser Kanal wird als Radkammer bezeichnet und ist Gegenstand der vorliegenden Studie.

Der Radkammer kommt eine wichtige Rolle bei der Energieumsetzung der Turbine zu. Sie hat neben der Umlenkung und der Führung des Dampfstromes die Aufgabe, die durch die Teilbeaufschlagung auftretenden Ungleichförmigkeiten bei geringem Totaldruckverlust auszugleichen.

Der Totaldruck am Radkammereintritt ist ungefähr gleich dem Totaldruck am Eintritt der mehrstufigen Überdruckturbine. Dies ist allerdings nur unter der Voraussetzung einer verlustfreien Radkammerströmung gültig.

Durch den stark turbulenten Charakter der Ungleichförmigkeiten und durch die Strömungsführung liegt innerhalb der Radkammer eine sehr komplexe Strömung vor.

Dem älteren Dampfturbinenbau standen keine genügend leistungsfähigen Rechenmittel zur Verfügung, um derart komplexe Strömungen zu simulieren. Daher war die Entwicklung der strömungsgünstigen Geometrie der Radkammer, wie sie heute vorkommt, nur auf Versuchswegen möglich.

Dem Stand der Technik entsprechend gibt es leistungsfähige Programmpakete, deren Einsatz eine zufriedenstellende Lösung des komplexen Radkammerproblems möglich macht. Unter diese Rechencodes fällt das CFD-Programm FIDAP 8.6, das hier zur Behandlung der Radkammerströmung Verwendung findet.

FIDAP [6] eignet sich u.a. zur Lösung der Grundgleichungen der Strömungsmechanik bei Unterschallströmungen mit der Methode der Finiten-Elemente. Dieser numerische Code ist am CFD/FE-Cluster des Zentralen Informatikdienstes (ZID) der Technischen Universität Wien im Einsatz.

Die vorliegende Diplomarbeit beschränkt sich auf die Lösung der Navier-Stokes Gleichungen für die räumliche Radkammerströmung einer in Betrieb genommenen Industrie-Dampfturbine. Dabei sei eine stationäre, einphasige, inkompressible Strömung vorausgesetzt. Die Untersuchungen werden für die 3 Lastpunkte der Turbine durchgeführt, nämlich den Betriebsteillastpunkt, den Betriebsnennlastpunkt und den maximalen Überlastpunkt. Zur Bestimmung der für die Berechnung erforderlichen Daten wurde vom Turbinenhersteller die Auslegungsrechnung der Turbine zur Verfügung gestellt. Die eigentliche Berechnung erfolgt unter Anwendung des k/ε -Turbulenzmodells.

Die für die jeweiligen Betriebszustände erhaltenen statischen Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen werden graphisch dargestellt und interpretiert. Aus den statischen Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen werden zur Berechnung des Druckverlustes bei jedem Betriebszustand die Totaldruckverteilungen berechnet.

An Hand der erhaltenen Ergebnisse werden Schlüsse über eine mögliche Verbesserung der Radkammergeometrie gezogen, jedoch ohne Durchführung der Berechnung der Strömung innerhalb der eventuell verbesserten Radkammer.

Kapitel 2

Literaturübersicht

Experimentelle und numerische Arbeiten auf dem Gebiet der Radkammerströmung wurden in den letzten Jahren unter anderem am Institut für Dampf- und Gasturbinen der RWTH Aachen durchgeführt. Dort steht ein mit Luft arbeitender Prüfstand zur Verfügung. Die Versuchsturbine besteht aus einer Regelstufe und aus einem vierstufigen Überdruckteil. Die Regelstufe der Turbine besteht aus vier voneinander getrennten Düsengruppen von $2 \times 20\%$ und $2 \times 30\%$ der Gesamttringfläche. Dadurch lassen sich unterschiedliche Beaufschlagungsgrade einstellen. Die Rotoren von Regelstufe und Überdruckteil sind getrennt gelagert und geben ihre erzeugten Drehmomente an zwei Wasserwirbelbremsen ab. Dadurch lassen sich, unabhängig vom Beaufschlagungsgrad, unterschiedliche Belastungszustände der Regelstufe realisieren, die sich vor allem im Drallzustand der Einströmung in die Radkammer niederschlagen. Eine Vermessung des Strömungsfeldes ist in mehreren Ebenen mit pneumatischen Sonden möglich.

In [2] berichten Bohn et al. über den Aufbau des Versuchsstandes und über erste Ergebnisse. In der Strömung treten hinter der Regelstufe bei Teilbeaufschlagung in Umfangsrichtung starke Totaldruckunterschiede auf. Eine gewisse Verminderung dieser Schwankungen erfolgt in der Regelstufe folgenden Radkammer. Jedoch tritt je nach Ausmaß der Teilbeaufschlagung und Drallzustand der Abströmung der Regelstufe eine in Umfangsrichtung ungleichförmige Strömung in den anschließenden mehrstufigen Turbinenteil ein. Neben der Umfangsrichtung treten auch Ungleichförmigkeiten in radialer Richtung auf. Neben den experimentellen Untersuchungen wird in [2] auch über erste numerische Berechnungen der Radkammerströmung berichtet. Es handelt sich dabei allerdings um den einfachen Sonderfall der vollbeaufschlagten Regelstufe, so daß die Strömung als rotationssymmetrisch angesehen werden konnte.

Untersuchungen über den Einfluß der Radkammergeometrie auf den Strömungsausgleich bei teilbeaufschlagter Regelstufe sind in [5] zusammengefaßt. Es werden vier unterschiedliche Radkammergeometrien (Gehäuse I bis IV, Abbildung 2.1) verglichen. Das Gehäuse I stellt der Abströmung der Regelstufe mit seiner Gehäusewand zum Teil eine Prallwand entgegen, bevor eine gerundete Kontur die Strömung umlenkt. Die Form des Gehäuses II folgt dem Leitgedanken, der Abströmung der Regelstufe eine ausgeprägte Prallwand für den Ausgleich in Umfangsrichtung entgegenzustellen. In Gegensatz dazu wird mit der Gehäusegeometrie III angestrebt, die Umlenkung in die radiale Richtung bereits an der dem Regelstufenaustritt gegenüberliegenden Wand einzuleiten und die Strömung mit einem relativ großen Umlenkradius wieder in die axiale Richtung zu führen. Schließlich versucht das Gehäuse IV durch einen umlaufenden Wulst beide Ansätze zu verknüpfen. Das Gehäuse IV stellt außerdem einen großen Ausgleichsraum zur Verfügung und entspricht etwa der in der vorliegenden Diplomarbeit untersuchten Radkammergeometrie.

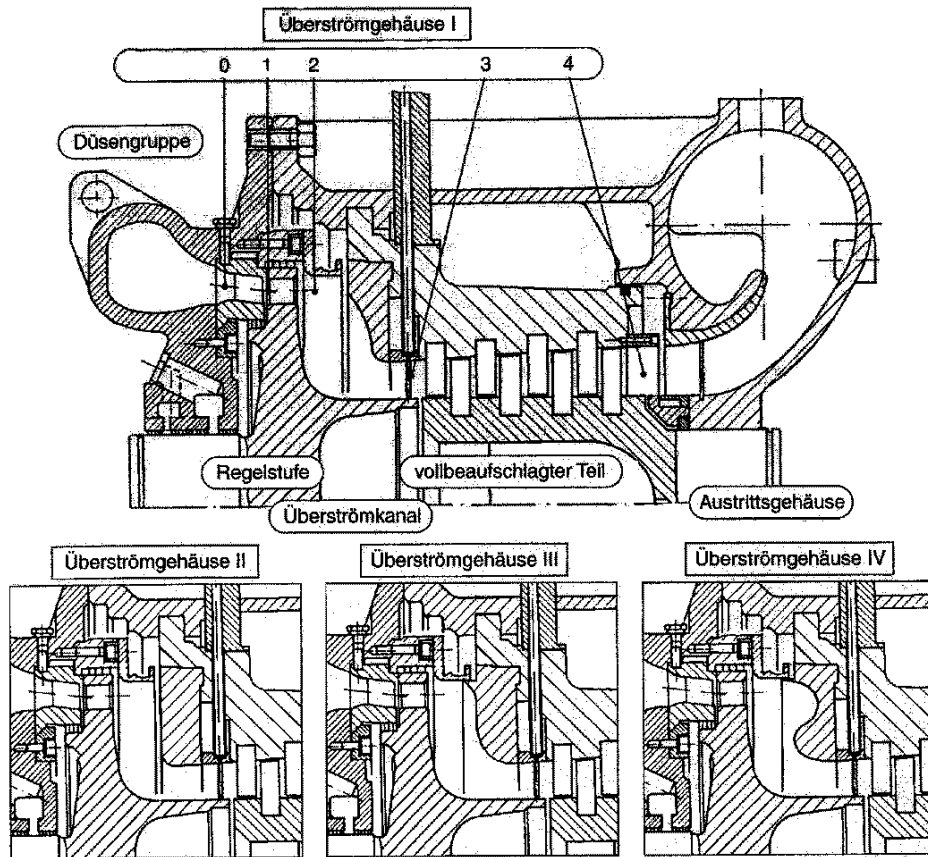


Abbildung 2.1: Schnitt durch die Versuchsturbine für alle vier Radkammergehäuseformen [5]

Die einzelnen Ungleichförmigkeiten der Regelstufenabströmung bleiben auf dem Weg durch die Radkammer nahezu vollständig erhalten. Die Ausgleichsvorgänge werden durch den Beaufschlagungsgrad, den Drall der Regelstufenabströmung und die Gehäuseform beeinflusst. Der einfache Umlenkanal mit gerundeter Strömungsführung (Gehäuse III) ist für den Strömungsausgleich am wenigsten geeignet. Das Gehäuse mit umlaufendem Wulst (Gehäuse IV) gleicht vor allem bei drallarmer Einströmung die Dellen am besten aus. Allerdings kann es durch die S-förmige Umlenkung in Gehäusenähe am Austritt der Radkammer zu lokalen Ablösungen kommen. In der mehrstufigen Überdruckturbine sind die Ungleichförmigkeiten in Umfangsrichtung nach der dritten Stufe nahezu vollständig ausgeglichen.

Weitere Untersuchungen über den Ausgleich der Strömung bei asymmetrischer Zuströmung zu einer mehrstufigen Turbine sind in [4] zu finden. Neben dem Strömungsausgleich in der Radkammer wurde auch der Strömungsausgleich innerhalb des mehrstufigen Überdruckteils untersucht. Vergleicht man den Wirkungsgrad der mehrstufigen Turbine bei verschiedenen Beaufschlagungsgraden, ist der Wirkungsgradverlust bei den teilbeaufschlagten Fällen sehr ausgeprägt. Zur Abschätzung des Wirkungsgradverlustes ist in [4] eine empirische Beziehung angegeben.

Schließlich wird in [3] von Bohn et al. über den Temperaturengleich in der Radkammerströmung berichtet. Dazu wurde im Versuchsstand die Temperatur der Einströmung in einem Teilsektor ($\varepsilon = 20\%$) um 20K gegenüber den restlichen Sektoren erhöht. Die experimentelle Untersuchung zeigt, daß innerhalb der Radkammer der Ausgleich der Temperaturungleich-

förmigkeit nur sehr gering ist.

Gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen konnte durch eine numerische Berechnung erzielt werden. Das vollständige dreidimensionale Modell mit 400.000 Zellen wurde mit einem Finite-Volumen Verfahren berechnet. Die Turbulenz der Strömung wurde durch das algebraische Modell von Baldwin und Lomax berücksichtigt.

Zum Abschluß der Literaturübersicht soll noch über den Einsatz der numerischen Strömungssimulation bei der Optimierung des Eintrittsgehäuses einer ND-Dampfturbine berichtet werden [1]. Ziel war die Reduktion der Totaldruckverluste durch eine Optimierung der Gehäusegeometrie. Zur Berechnung der inkompressiblen Strömung ($M_{max} \approx 0.3$) wurde das kommerzielle Finite-Volumen Programm CFX-TASCflow eingesetzt. Das blockstrukturierte Netz des Eintrittsgehäuses weist ca. 290.000 Zellen auf. Als Turbulenzmodell wurde das Standard k/ε -Modell mit Wandfunktionen eingesetzt. Die erzielte Reduktion des Totaldruckverlustes um 30 % zeigt die Möglichkeiten der numerischen Strömungssimulation für Optimierungsaufgaben.

Kapitel 3

Aufgabenstellung und Ziel

Von einer Industrie-Dampfturbine mit Düsengruppenregelung sind die Daten der Auslegungsrechnung gegeben. Die Turbine weist drei Düsensegmente unterschiedlicher Größen samt zugehörigen Stellventilen auf, die grundsätzlich zur Verwirklichung der Teilbeaufschlagung geöffnet werden können. Die Betriebszustände der Turbine werden durch den Lastzustand festgelegt, wobei die mitgelieferte Auslegungsrechnung dem Nennlastzustand entspricht. Sie werden nach dem Lastzustand benannt und nach den Ventilstellungen der Düsensegmente gemäß Tabelle 3.1 unterteilt:

	Vollgeöffnete Düsengruppen	Geschlossene Düsengruppen
Teillast	DI	DII+DIII
Nennlast	DI+DII	DIII
Überlast	DI+DII+DIII	-

Tabelle 3.1: Unterteilung der Betriebszustände

Zusätzlich zur Tabelle 3.1 zeigt Abbildung 3.1 das verwendete Koordinatensystem, die Drehrichtung des Rotors, die Anordnung der Düsensegmente an der Regelstufe und den Beginn der Drehwinkelzählrichtung. Die axiale Strömungsrichtung fällt mit der positiven y -Richtung zusammen.

Die übrigen Kombinationen an geöffneten bzw. an geschlossenen Stellventilen der Düsengruppen werden nicht betrachtet.

In der vorliegenden Diplomarbeit ist die räumliche turbulente Strömung in der Radkammer der Turbine mittels CFD zu berechnen.

Die Ergebnisse der Berechnung sollen Antworten auf die folgenden Fragen liefern:

1. Welche Druck- und Geschwindigkeitsverteilung in Funktion des Beaufschlagungsgrades der Regelstufe stellt sich am Eintritt des Reaktionsteils der Turbine ein?
2. Welcher Druckverlust tritt in der Radkammer auf? Die Druckverlustbeiwerte sind für jeden Betriebszustand zu berechnen.
3. Welche Schlüsse hinsichtlich einer Verbesserung der Radkammergeometrie lassen sich daraus ziehen?

Mögliche Ansätze zur Beantwortung der gestellten Fragen werden in den folgenden Kapiteln gezeigt.

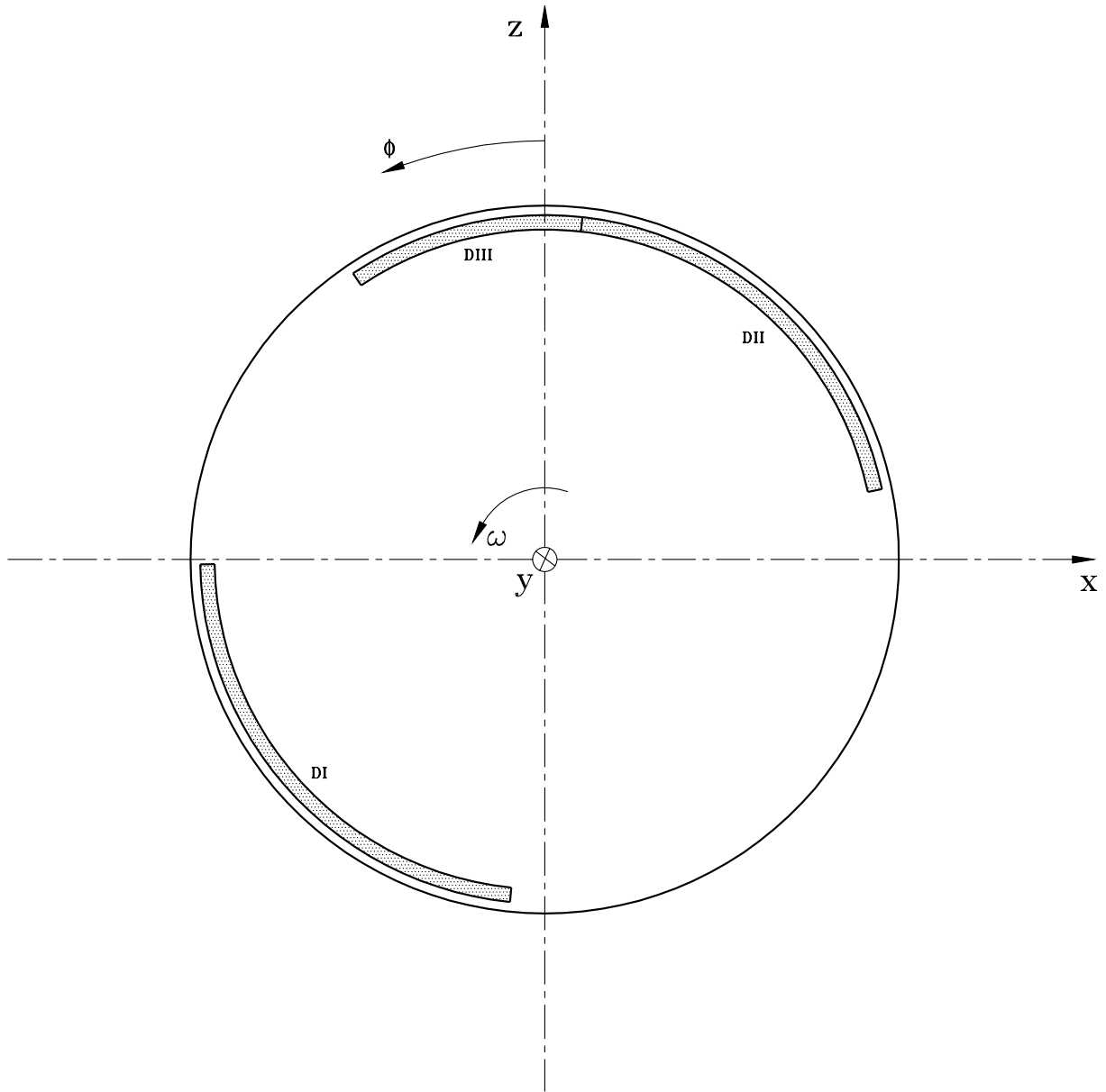


Abbildung 3.1: Vereinbarungen am Eintritt der Radkammer

Kapitel 4

Geometrie und Modellbeschreibung

4.1 Geometrie und Netzgenerierung

Die verwendete Modellgeometrie wurde von der Konstruktionszeichnung der Turbine abgeleitet. Sie setzt sich im wesentlichen aus den folgenden Teilen zusammen:

- dem Meridianschnitt der eigentlichen Radkammer und
- dem Meridianschnitt eines zur Erfassung der Strömung am Radkammeraustritt angeschlossenen zylindrischen Teiles, der in die Überdruckturbinen hineinreicht.

Die Zusammensetzung der beiden Meridianschnitte ergibt den Meridianschnitt des Rechenmodells.

Durch eine 360°-Drehung des resultierenden Meridianschnittes um die Turbinenachse wird das dreidimensionale Rechenmodell generiert. Das endgültige dreidimensionale Rechenmodell ist in Abbildung 4.1 ersichtlich.

Da in Folge der Anordnung der Düsengruppen jede Kreissymmetrie gestört wird, ist die Durchführung der Berechnung nur mit dem vollen Rechenmodell zulässig. Der stromaufwärts am Eintritt der Radkammer eingebaute Ventilationsschutzring läßt sich durch ein geschicktes Einsetzen der Randbedingungen berücksichtigen, so daß er nicht explizit bei der Generierung der Geometrie in Erscheinung kommt.

Die Netzerstellung wurde mit dem Modul FI-GEN durchgeführt. Im Meridianschnitt wurde ein unstrukturiertes Netz (paved mesh) verwendet. Für Vergleichszwecke wurden ein feines Netz mit 574.250 Elementen und ein grobes Netz mit 127.600 Elementen erstellt. In den Abbildungen 4.2 und 4.3 sind die verwendeten Rechenetze dargestellt.

4.2 Physikalische und numerische Modellierung

Das vorliegende Problem wird mit achtknotigen Solidelementen diskretisiert. Dabei wird das Finite-Elemente Programm FIDAP 8.6 eingesetzt. Die numerische Berechnung erfolgt mit einer Konvergenzschranke von 10^{-4} . Zur Steuerung des Iterationsverfahrens werden sog. Relaxationsfaktoren verwendet, die für jede Transportgröße individuell gesetzt werden können. Die Diskretisierung der konvektiven Terme in den Bilanzgleichungen erfolgt mittels Upwinding-Verfahren.

Wie bereits in der Einleitung erwähnt, erfolgt die numerische Lösung der Grundgleichungen für die Dampfströmung mittels FIDAP 8.6. Ein wichtiger Grund für die Wahl einer numerischen Methode liegt in der Tatsache, daß die Grund- und Transportgleichungen ein

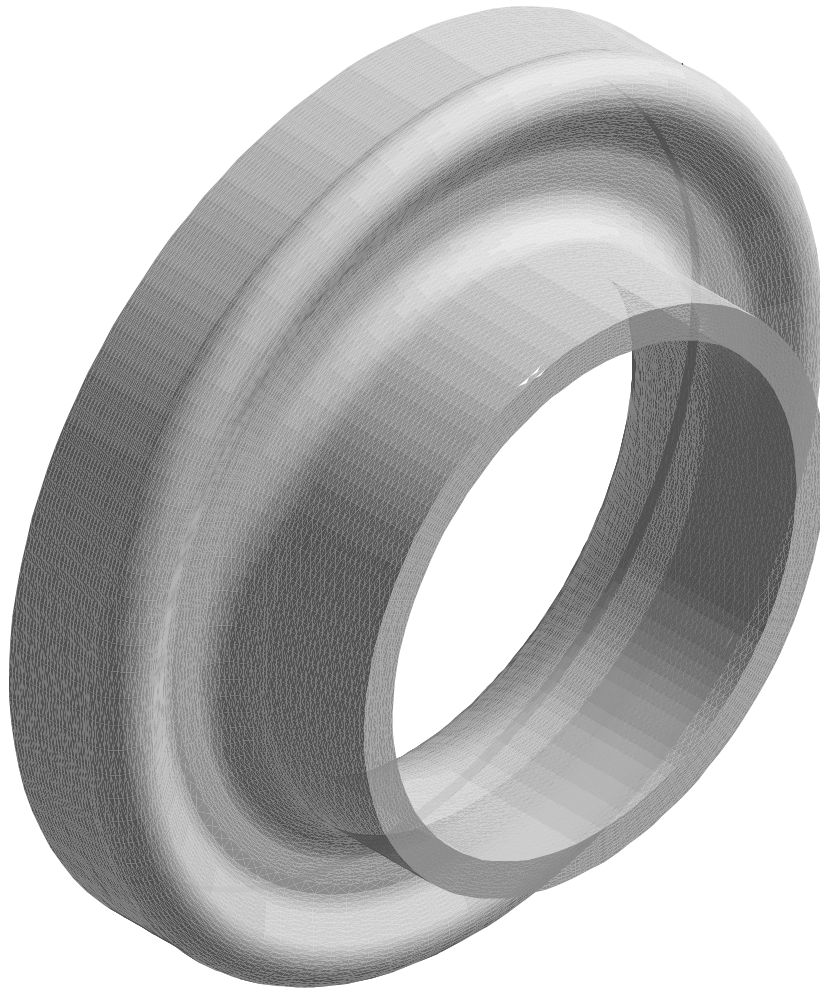


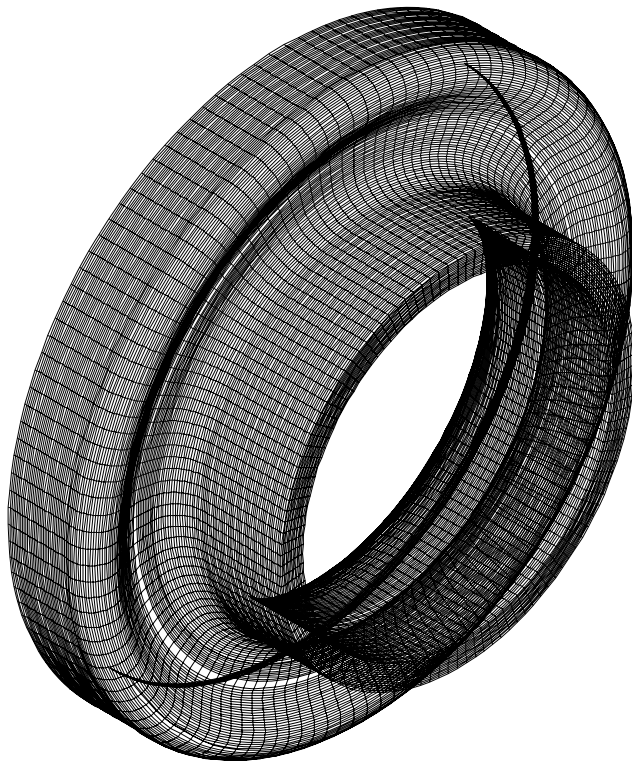
Abbildung 4.1: Volles Radkammermodell

nichtlineares System von partiellen Differentialgleichungen höherer Ordnung bilden, für die eine analytische Lösung nur in Ausnahmefällen gegeben ist. Daher wird eine Näherungslösung gesucht, welche das gegebene Problem am besten beschreibt. Bei der Methode der Finiten-Elemente wird das Rechenmodell in eine endliche Anzahl von Elementen geteilt und die Lösung der partiellen Differentialgleichungen auf die Lösung von algebraischen Gleichungen zurückgeführt. D.h., ein kontinuierliches System mit unendlich vielen Freiheitsgraden wird diskretisiert und zu einem diskreten System mit einer endlichen Anzahl von Freiheitsgraden reduziert und gelöst.

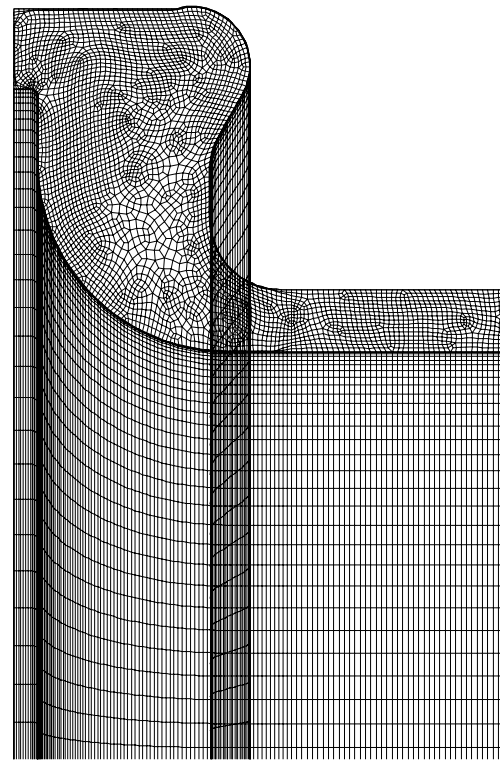
Bei gleicher Konvergenzschranke benötigt das feinvernetzte Modell gegenüber dem grobvernetzten Modell eine deutlich größere CPU-Zeit. Der nominale Hauptspeicherbedarf liegt beim feinvernetzten Modell bei etwa 900 MB. Die CPU-Zeiten sind der Tabelle 4.1 zu entnehmen.

CPU-Zeit [h]		
	feines Rechennetz	grobtes Rechennetz
Teillast	-	75.3
Nennlast	114.0	48.2
Überlast	-	57.1

Tabelle 4.1: CPU-Zeiten

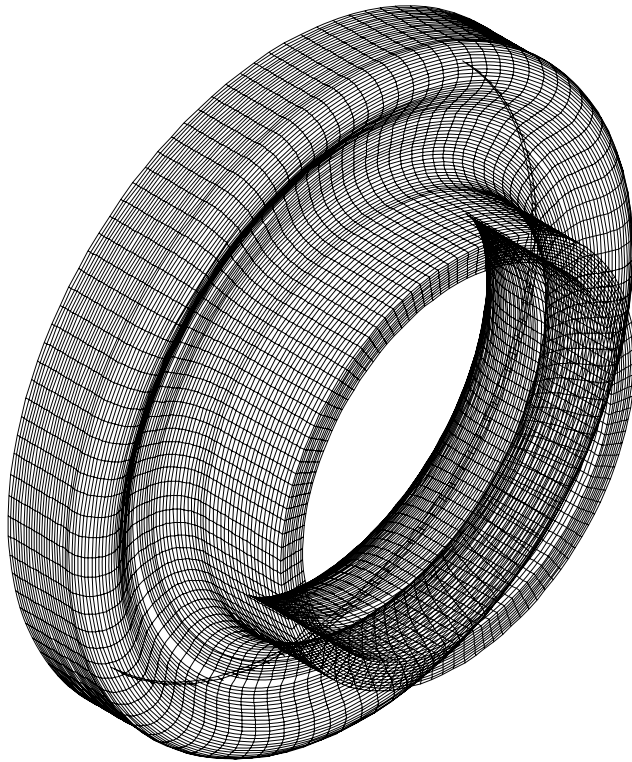


Volles Modell

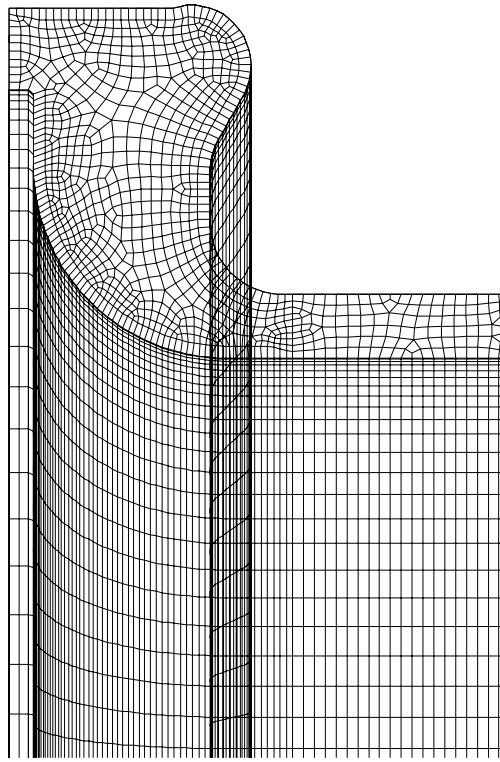


Meridianschnitt

Abbildung 4.2: Feinvernetztes Radkammermodell



Volles Modell



Meridianschnitt

Abbildung 4.3: Grobvernetztes Radkammermodell

4.3 Turbulenzmodellierung

Die Grundgleichungen für stationäre, räumliche, inkompressible, turbulente Dampfströmung werden numerisch gelöst. Als Turbulenzmodell dient das erstmals im Jahr 1974 von Launder und Spalding [7] vorgestellte Zweigleichungsmodell, das k/ε -Modell, unter Anwendung der Methode der Wandfunktionen. Mittels dieser Methode wird die Verteilung der viskosen und turbulenten Schubspannungen in unmittelbarer Wandnähe gerechnet. Als Lösungsansatz für die Reynoldsspannungen dient der Wirbelviskositätsansatz von Boussinesq

$$\sigma_{ij}^t = -\rho(\overline{u'_i u'_j}) = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}, \quad (4.1)$$

mit dem Kronecker Delta

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{für } i = j \\ 0 & \text{sonst.} \end{cases} \quad (4.2)$$

Aufgrund der Symmetrie des Reynolds'schen Spannungstensors

$$\sigma_{ij}^t = \begin{pmatrix} \overline{u'u'} & \overline{u'v'} & \overline{u'w'} \\ \overline{v'u'} & \overline{v'v'} & \overline{v'w'} \\ \overline{w'u'} & \overline{w'v'} & \overline{w'w'} \end{pmatrix} \quad (4.3)$$

reduziert sich die Lösung der Reynoldsgemittelten Bewegungsgleichungen auf die Bestimmung der sechs Spannungskomponenten.

Die Boussinesq-Approximation ermöglicht die Reduktion der sechs Komponenten des Reynolds'schen Spannungstensors auf eine einzige unbekannte Größe, die Wirbelviskosität μ_t . Üblicherweise ist es bei der Behandlung turbulenter Strömungen zweckmäßig, die aus der Massenbilanz und den Bewegungsgleichungen resultierenden Feldgrößen in zwei Terme aufzuspalten.

- Ein erster Term, der die zeitliche Mittelung der Feldgröße darstellt und
- ein zweiter Term, der die zeitliche turbulente Schwankung bezeichnet.

Beispielsweise gilt für die drei Geschwindigkeitskomponenten und den Druck:

$$u = \bar{u} + u' \quad v = \bar{v} + v' \quad w = \bar{w} + w' \quad p = \bar{p} + p' \quad (4.4)$$

Die Reynoldsmittlung liefert z.B. für die u -Komponente

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u(t) dt \quad (4.5)$$

und

$$\overline{u'} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u'(t) dt. \quad (4.6)$$

Bei einer stationären Strömung verschwindet der zeitliche Mittelwert der turbulenten Schwankungsgröße $\overline{u'}$. Man erhält

$$\overline{u'} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u'(t) dt = 0, \quad (4.7)$$

während der zeitliche Mittelwert einen konstanten Wert annimmt:

$$\bar{u} = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u(t) dt = \text{const.} \quad (4.8)$$

An Hand dieser Gleichungen ist bei der stationären Strömung die Zeitunabhängigkeit der gemittelten Geschwindigkeiten leicht bewiesen.

Im Standard k/ε -Modell sind die turbulente kinetische Energie und die turbulente Dissipationsrate definiert durch die Gleichungen

$$k = \frac{\overline{u'u'} + \overline{v'v'} + \overline{w'w'}}{2} \quad (4.9)$$

und

$$\varepsilon = \nu \left(\frac{\partial u'_i \partial u'_i}{\partial x_j \partial x_j} \right). \quad (4.10)$$

Mit dem Ansatz

$$F(\nu_t, k, \varepsilon) = 0$$

liefert das II-Theorem der Dimensionsanalyse die Wirbelviskosität

$$\nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (4.11)$$

Die modellierten Transportgleichungen zur Bestimmung von k und ε lauten im dreidimensionalen Fall

$$u \frac{\partial k}{\partial x} + v \frac{\partial k}{\partial y} + w \frac{\partial k}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\nu_t}{\sigma_k} \left(\frac{\partial k}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\nu_t}{\sigma_k} \left(\frac{\partial k}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\nu_t}{\sigma_k} \left(\frac{\partial k}{\partial z} \right) \right] + P - \varepsilon \quad (4.12)$$

und

$$u \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + v \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} + w \frac{\partial \varepsilon}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial z} \right) \right] + C_1 \frac{\varepsilon}{k} P - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k}. \quad (4.13)$$

Die Konstanten in den obigen Gleichungen sind empirische Modellkonstanten und sind der zugehörigen Tabelle 4.2 zu entnehmen

C_μ	σ_k	σ_ε	C_1	C_2
0.09	1.0	1.3	1.44	1.92

Tabelle 4.2: Modellkonstanten des k/ε -Turbulenzmodells

Die turbulente Produktionsrate errechnet sich durch

$$P = - \left(\overline{u'_i u'_j} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j}. \quad (4.14)$$

Im dreidimensionalen Fall erhält man

$$P = \nu_t \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right\}. \quad (4.15)$$

Abschließend muß noch bezüglich der Grenzen der Gültigkeit und der Anwendbarkeit des k/ε -Modells Stellung bezogen werden.

- Das Standard Modell ist nur für den voll turbulenten Bereich gültig.
- Bei der Modellierung der wandnahen Bereiche durch die Methode der Wandfunktionen müssen für die korrekte Anwendung der Wandfunktionen die y^+ -Werte innerhalb gewisser Schranken liegen:

$$30 \leq y^+ \leq 100.$$

Diese Anforderung konnte für die räumliche Strömung innerhalb der Radkammer nicht erfüllt werden.

Es gilt gemäß Definition

$$y^+ = \frac{u_\tau y}{\nu}, \quad (4.16)$$

mit

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (4.17)$$

Kapitel 5

Grundzüge der Düsengruppenregelung

Die Leistungsregelung von Dampfturbinen mit Düsengruppenregelung ist in Block- und Sammelschienenkraftwerken mit Festdruckbetrieb und in Grundlastkraftwerken mit gesteuertem Gleitdruckbetrieb aus technisch-wirtschaftlichen Gründen gängige Praxis. Düsengruppen geregelten Dampfturbinen werden mit einer Regelstufe ausgeführt, wobei diese stets als Gleichdruckstufe ausgebildet und mit Beaufschlagungssektoren versehen ist, die über Teile des Umfanges aufgeteilt sind, um die Teilbeaufschlagung der Laufreihe zu ermöglichen. Die Ausführung der Regelstufe verlangt die Erfüllung von gewissen Bedingungen. So gilt nach Traupel [8]:

1. Das Verhältnis der Schauffellänge zum mittleren Laufraddurchmesser ist beschränkt auf

$$\frac{l}{d_m} = 0.02 \div 0.025. \quad (5.1)$$

2. Zwischen Laufradeintritts- und Laufradaustrittswinkeln α_1 und β_2^+ besteht die Beziehung

$$\beta_2^+ = (1.4 \div 1.9)\alpha_1, \quad (5.2)$$

wobei für α_1 gilt

$$\alpha_1 = 12 \div 16^\circ. \quad (5.3)$$

3. Der Reaktionsgrad liegt im Bereich

$$r_k = 0.05 \div 0.25. \quad (5.4)$$

Hierbei handelt es sich um den kinematischen Reaktionsgrad, der durch das Verhältnis vom Laufradgefälle zum Stufengefälle gebildet wird.

Die Dampfströmung zu jedem Beaufschlagungssektor wird über ein Stellventil eingestellt. Die aus Beaufschlagungssektor und Stellventil gebildete Einheit wird als Düsengruppe bezeichnet.

Bei Zuschaltung der Düsengruppe wird der Dampf durch das Stellventil auf einen Zwischen- druck gedrosselt, expandiert weiter in den Düsen vor dem Regelrad und verrichtet in diesem Umfangsarbeit, bevor er in die Radkammer gelangt. Dabei wird nur ein Teil des Laufrades vom Dampf durchströmt, weshalb das Phänomen als Teilbeaufschlagung bezeichnet wird. Die restlichen Stufen im Reaktionsteil werden vollbeaufschlagt.

Teilbeaufschlagung wird auch verwendet, wenn die Berechnung der Vollbeaufschlagung mit kleineren Volumenströmen zu kurze Schaufelhöhen liefert. Die Abbildung 5.1 zeigt eine Prinzipskizze einer Düsengruppenregelung.

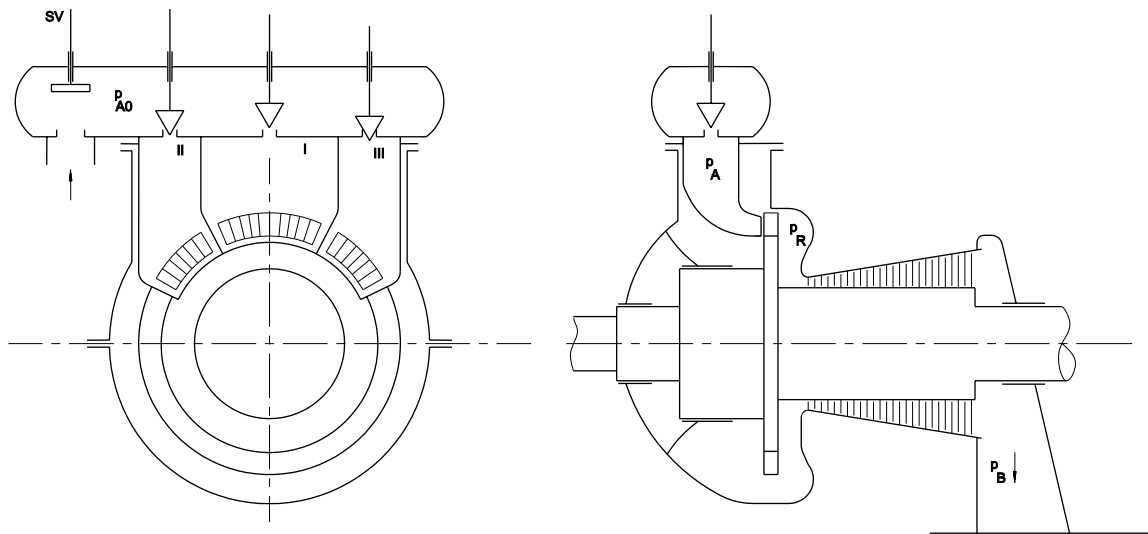


Abbildung 5.1: Düsengruppenregelung

Aufgrund der vom Dampfkegelgesetz abhängigen Gesetzmäßigkeiten muß der Radkammerdruck p_R gleich dem Enddruck in der Regelstufe und dem Entspannungsanfangsdruck vor der ersten vollbeaufschlagten Stufe sein. Bei der Düsengruppenregelung einer Turbine mit drei Düsengruppen ergeben sich die Durchflußcharakteristiken gemäß der Abbildung 5.2.

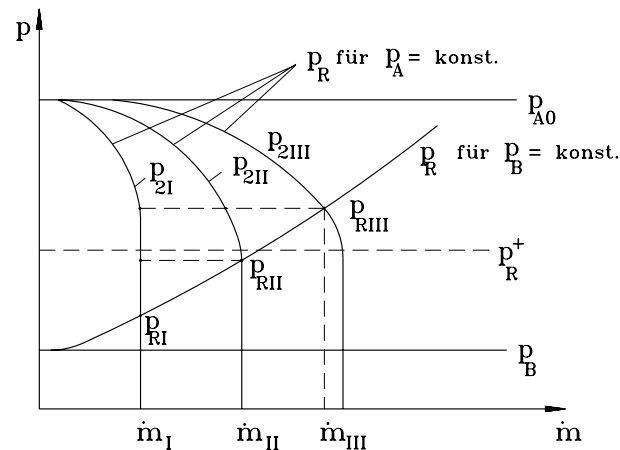


Abbildung 5.2: Durchflußcharakteristiken der Düsengruppen und des Überdruckteils einer Dampfturbine mit Düsengruppenregelung

Wie aus der Abbildung zu erkennen ist, bestehen affine Zusammenhänge zwischen Radkammerdruck und Durchflußmenge der geöffneten Düsengruppen. Die Schnittpunkte der Kurven liefern die Ventilpunkte der zugehörigen Düsengruppen.

Bei Teillast sinkt gemäß Dampfkegelgesetz der Druck vor der Überdruckturbine ab. Das hat zur Folge, daß sich der spezifische Wärmeverbrauch erhöht. Daraus läßt sich schließen, daß die Höhe des spezifischen Wärmeverbrauchs vom Beaufschlagungsgrad abhängig ist. Je kleiner der Beaufschlagungsgrad, desto höher der spezifische Wärmeverbrauch.

Abbildung 5.3 zeigt in vollgezogener Linie exemplarisch die Expansionsverläufe einer Turbine mit Düsengruppenregelung bei einem Lastpunkt, der einem der in Abbildung 5.2 dargestellten Punkte p_{RI} , p_{RII} und p_{RIII} entspricht. Die Expansion erfolgt von Punkt 1 mit Frischdampfdruck zu 2' mit Radkammerdruck in der Regelstufe, angeschlossen von der Expansion in der Reaktionsstufe von 2' bis 3' mit dem Betriebsaustrittsdruck p_B . Die strichlierte Linie stellt

eine Expansion mittels Drosselregelung dar. Der Frischdampf wird auf einen Druck gedrosselt, der gleich dem Radkammerdruck p_R einer Vergleichsturbine mit Düsengruppenregelung ist, und anschliessend auf den Betriebsaustrittsdruck p_B expandiert. Wie man aus dem h/s -Diagramm erkennt, weist die Düsengruppenregelung einen wesentlich besseren spezifischen Wärmeverbrauch als die Drosselregelung bei gleichen Anfangsbedingungen auf.

Die Öffnungsperioden der einzelnen Stellventile müssen meist eine regelungstechnisch bedingte Überdeckung aufweisen. Mit der Überdeckung wird unter Berücksichtigung aller Störgrößen ein linearer Zusammenhang zwischen Stellgröße - hier der Dampfmassenstrom - und der Leistung der Maschine gebildet, so daß Pendelungen während des Betriebs der Turbine ausgeschlossen werden können.

Überdeckung ist vorhanden, wenn ein Folgeventil bereits zu öffnen beginnt, bevor das vorlaufende seinen vollen Hub erreicht hat. Durch die Ventilöffnungsfolgen und die bereichsweise Ventilüberdeckungen in den Ventilpunkten wird die betriebliche und regelungstechnische Flexibilität der Turbine bei gleichzeitiger Beibehaltung eines geringen spezifischen Wärmeverbrauches erhöht.

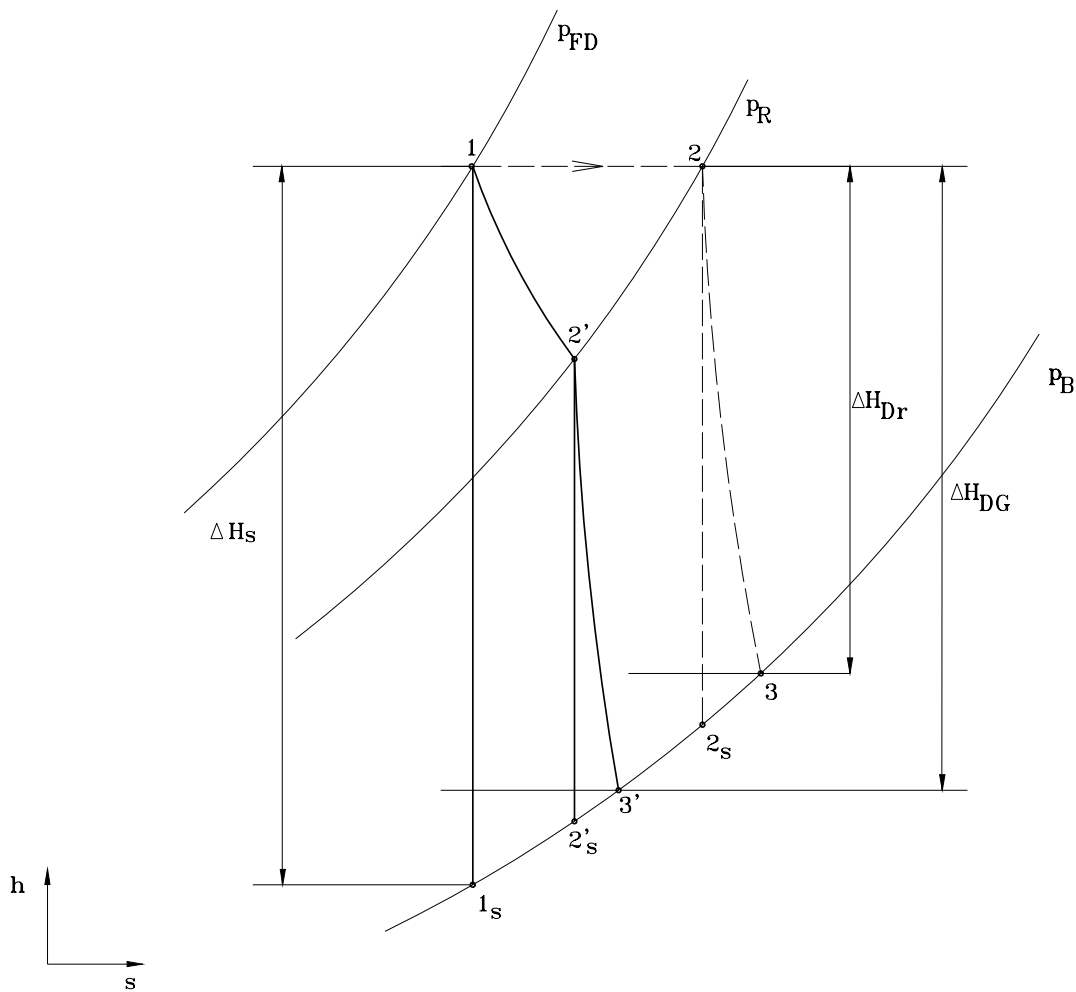


Abbildung 5.3: h/s -Diagramm.

Kapitel 6

Kinematik der Regelstufe

6.1 Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke

Die Qualität der Ergebnisse einer numerischen Berechnung wird durch die Schärfe der am Modell formulierten Idealisierungen bestimmt. Dazu gehören passende Randbedingungen, die zur vollständigen Beschreibung des realen Problems gefunden werden müssen, damit eine Simulation am Modell durchgeführt werden kann. In der vorliegenden Aufgabenstellung sind am Eintritt der Regelstufe Geschwindigkeits- und Druckzustand so weit bekannt, daß in Folge der Strömungszustand am Austritt eindeutig festliegt. In weiterer Folge können die Randbedingungen formuliert werden. Dieses Kapitel widmet sich der Geschwindigkeitsanalyse an der Regelstufe für die drei relevanten Betriebsfälle. Mittels Massenbilanz werden die Strömungsgeschwindigkeiten mit den zugeordneten Strömungswinkeln am Radkammerintritt ermittelt. Zu einem gewissen Düsen-Druckverhältnis ε_D gehört eine und nur eine Düsenaustrittsgeschwindigkeit c_1 , mit der die relative Zuströmkomponente im Geschwindigkeitsdreieck gebildet wird. Das Düsen-Druckverhältnis ε_D ist als Funktion der Düsenfläche A_0 definiert. Die Größe der Düsenfläche ist von entscheidender Bedeutung für die Strömungsverhältnisse am Regelrad, die zum Bauch- bzw. Rückenstoß bei Falschanströmung führen. Die für die Betriebsfälle charakteristischen Geschwindigkeitsdreiecke werden gebildet und zur Kennzeichnung des Drallzustandes graphisch dargestellt. Die Geschwindigkeitsdreiecke können dann berechnet werden, wenn zur Erfüllung der Massenbilanz die Durchströmfläche und die Dichte in dem jeweiligen Betriebszustand festliegen.

Bevor die eigentliche Geschwindigkeitsanalyse begonnen werden kann, werden die vom Betriebszustand abhängigen Durchströmflächen und die Stoffwerte für den Dampf ermittelt.

6.1.1 Berechnung der geometrieabhängigen Größen

Die Größe der momentan zugeschalteten Düsenflächen bzw. der tatsächlich durchströmten Kreissektoren des Regelrades wirkt sich auf das Strömungsverhalten aus. Am Eintritt der Radkammer liegen feste Werte für den mittleren Regelraddurchmesser und die Schaufelhöhe vor, so daß die Durchströmflächen nur vom Beaufschlagungsgrad abhängig sind.

Die Größe der Durchströmfläche am Eintritt der Radkammer wird durch die Gleichung

$$A_2 = \pi d_m h_2 \varepsilon \quad (6.1)$$

definiert, wobei

$$\varepsilon = \frac{a_k}{a_{ges}} \quad (6.2)$$

den Beaufschlagungsgrad bezeichnet. Der mittlere Kreisdurchmesser der Regelstufe ergibt sich aus der Summe der Schaufelkopf- und Schaufelfußradien r_a und r_i gemäß

$$d_m = r_a + r_i. \quad (6.3)$$

Die Schaufelradien r_a und r_i entsprechen den in der Abbildung 6.1 beschriebenen Geometriepunkten in Schaufelhöhenrichtung.

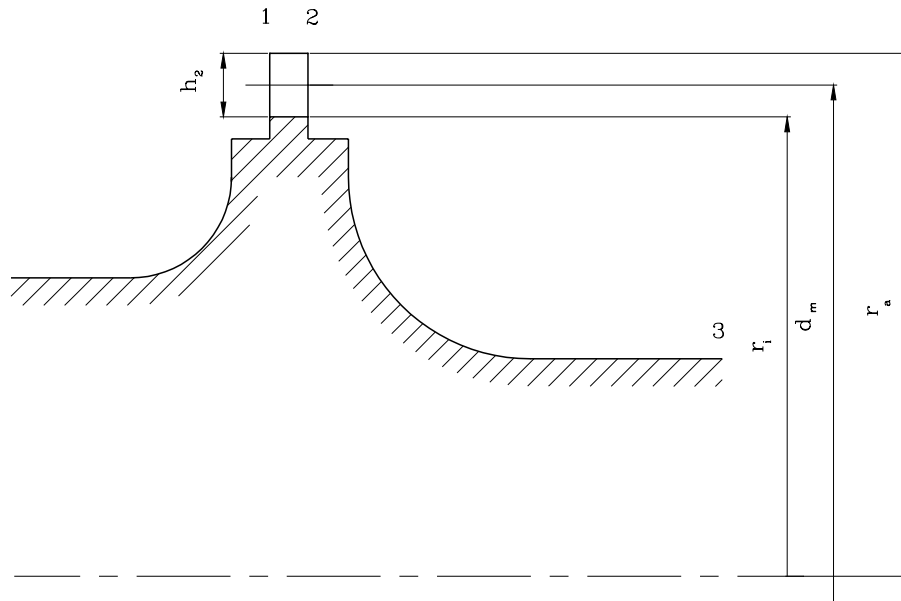


Abbildung 6.1: Schaufelradmodell

Die Schaufelhöhe der Regelstufe ist gegeben durch

$$h_2 = r_a - r_i. \quad (6.4)$$

Der Index 2 bezieht sich auf den Zustand am Austritt der Regelstufe bzw. am Eintritt der Radkammer. Zustände am Eintritt des Regelrades werden mit dem Index 1 versehen. Die Auswertung der oben erhaltenen Gleichungen liefert die in Tabelle 6.1 enthaltenen Werte.

Betriebszustand	a_k [-]	a_{ges} [-]	ε [-]	A_2 [m^2]
Teillast	29	124	0.23387	0.006254
Nennlast	54	124	0.43550	0.011645
Überlast	68	124	0.54840	0.014664

Tabelle 6.1: Durchströmflächen in Abhängigkeit vom Beaufschlagungsgrad

6.1.2 Berechnung der Stoffwerte

Die Stoffwerte wurden nach dem Standardwerk für Wasserdampf [9] von Wagner und Kruse gerechnet. Dabei wurde eine zweistufige Interpolation durchgeführt. Mit den aus der Auslegungsrechnung bekannten Radkammerdruck- und Radkammerenthalpiewerten können die

Temperatur θ , das spezifische Volumen v , die Schallgeschwindigkeit a und die dynamische Viskosität ν berechnet werden. Dabei handelt es sich um statische Zustandswerte im Zustand 2 unmittelbar hinter der Regelstufe. In der Tabelle 6.2 sind die Ergebnisse der Berechnung der Stoffwerte und thermodynamischen Größen in Abhängigkeit vom Betriebszustand zusammengefaßt.

Betriebszustand	p [bar]	h [$\frac{kJ}{kg}$]	θ [$^{\circ}C$]	v [$\frac{m^3}{kg}$]	a [$\frac{m}{s}$]	$\nu \cdot 10^{-6}$ [$\frac{kg}{m \cdot s}$]
Teillast	13.595	2982.94	273.39	0.179362	560.070	18.994579
Nennlast	25.998	3065.95	324.71	0.100698	579.776	21.110196
Überlast	30.453	3093.85	341.10	0.087683	586.325	21.805782

Tabelle 6.2: Stoffwerte

Die Dichte läßt sich aus der Beziehung

$$\rho = \frac{1}{v} \tag{6.5}$$

bestimmen. Damit ergibt sich die Tabelle 6.3 für die Dichte.

Betriebszustand	ρ [$\frac{kg}{m^3}$]
Teillast	5.575
Nennlast	9.931
Überlast	11.405

Tabelle 6.3: Dichtewerte

Anschließend kann die eigentliche Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke durchgeführt werden.

6.1.3 Berechnung der Strömungsgeschwindigkeiten und Strömungswinkel

Die Kenntnis des Geschwindigkeitsdreiecks am Austritt der Regelstufe ist erforderlich, da der lokale Geschwindigkeitszustand zur Aufstellung der Randbedingungen am Eintritt der Radkammer benötigt wird.

Eine Beschränkung der Berechnung der Geschwindigkeitsdreiecke auf die Berechnung des Strömungszustands am Austritt der Regelstufe genügt für die Untersuchung der Radkammerströmung.

Um einen Überblick über den Geschwindigkeitszustand in der Regelstufe zu gewinnen, werden die Geschwindigkeitsdreiecke an deren Ein- und Austritt berechnet. Bei der Betrachtung des Geschwindigkeitsdreiecks am Austritt der Regelstufe erhält man unter Anwendung der Massenbilanz die Axialgeschwindigkeit c_{m2} . Ausgehend von dieser Geschwindigkeit c_{m2} kann das Geschwindigkeitsdreieck am Regelstufenaustritt unter der Voraussetzung vervollständigt werden, daß der relative Abströmwinkel β_2 gleich dem Metallwinkel des Regelradschaufelprofiles ist.

Die Formulierung der Massenbilanz lautet

$$\dot{m} = \rho_2 A_2 c_{m2}, \tag{6.6}$$

woraus man

$$c_{m2} = \frac{\dot{m}}{\rho_2 A_2} \tag{6.7}$$

erhält.

Aufgrund der kleinen Machzahlen der Radkammerströmung folgt in jedem Betriebszustand

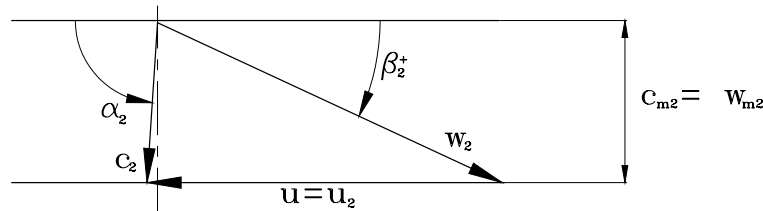
$$\rho = \rho_1 = \rho_2 = \text{const.} \quad (6.8)$$

Der Teillastbetrieb der Turbine erfolgt durch Beaufschlagung der Regelstufe mit den Massenströmen gemäß Tabelle 6.4. In der Tabelle sind auch die Düsenflächen A_D enthalten.

	$\dot{m} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$	$A_D \cdot 10^{-6} \left[\text{m}^2 \right]$
Teillast	5.91	1242.30
Nennlast	10.83	2338.45
Überlast	12.53	2923.48

Tabelle 6.4: Massenströme und Düsenflächen

Die Geschwindigkeiten und Winkel am Eintritt der Radkammer werden nach dem folgenden Geschwindigkeitsdreieck ermittelt.



Da der relative Abströmwinkel β_2^+ gegeben ist, lässt sich die Relativgeschwindigkeit w_2 bestimmen. Es gilt

$$w_2 = \frac{c_{m2}}{\sin \beta_2^+}. \quad (6.9)$$

Die Anwendung des Cosinussatzes auf das Geschwindigkeitsdreieck liefert die Bestimmungsgleichung für die absolute Abströmgeschwindigkeit. Es gilt

$$c_2^2 = c_{m2}^2 + (u_2 - w_2 \cos \beta_2^+)^2. \quad (6.10)$$

Daraus folgt unter Berücksichtigung von (6.9) und anschließender Umformung

$$c_2 = c_{m2} \sqrt{1 + \left(\frac{u_2}{c_{m2}} - \frac{1}{\tan \beta_2^+} \right)^2}. \quad (6.11)$$

Der absolute Abströmwinkel α_2 ergibt sich aus der Beziehung

$$\sin \alpha_2 = \frac{c_{m2}}{c_2} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{u_2}{c_{m2}} - \frac{1}{\tan \beta_2^+} \right)^2}}. \quad (6.12)$$

Folglich gilt

$$\alpha_2 = \arcsin \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{u_2}{c_{m2}} - \frac{1}{\tan \beta_2^+} \right)^2}}. \quad (6.13)$$

Das Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt des Regelrades erhält man aus den oben für den Austritt geltenden Gleichungen durch Ersetzen des Index 2 durch 1 und des Winkels β_2^+

durch α_1 . Der Index 3 bezeichnet den Austrittszustand der Radkammer.
Die Massenbilanz lautet

$$\dot{m} = \rho_1 A_1 c_{m1}. \quad (6.14)$$

Unter Berücksichtigung von (6.6) und (6.14) folgt mit

$$A_1 = A_2 \quad (6.15)$$

$$c_{m1} = c_{m2}. \quad (6.16)$$

Die absolute Anströmgeschwindigkeit wird durch die Gleichung

$$c_1 = \frac{c_{m1}}{\sin \alpha_1} \quad (6.17)$$

ausgedrückt.

Die relative Anströmgeschwindigkeit ergibt sich aus

$$w_1^2 = c_{m1}^2 + (c_1 \cos \alpha_1 - u_1)^2, \quad (6.18)$$

bzw.

$$w_1 = c_{m1} \sqrt{1 + \left(\frac{1}{\tan \alpha_1} - \frac{u_1}{c_{m1}} \right)^2}. \quad (6.19)$$

Schließlich kann der relative Anströmwinkel β_1 gerechnet werden. Es gilt

$$\beta_1 = \arcsin \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{\tan \alpha_1} - \frac{u_1}{c_{m1}} \right)^2}}. \quad (6.20)$$

Zusammenfassend sind für die drei Betriebszustände die gerechneten Werte der Strömungsgeschwindigkeiten und Strömungswinkel in den Tabellen 6.5 und 6.6 ausgegeben.

	$c_{m1} \left[\frac{m}{s} \right]$	$u_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$c_1 \left[\frac{m}{s} \right]$	$\alpha_1 [^\circ]$	$\beta_1 [^\circ]$
Teillast	169.41	206.25	433.36	628.39	15.64	23.00
Nennlast	93.68	206.25	158.91	347.47	15.64	36.12
Überlast	74.92	206.25	96.84	277.90	15.64	50.68

Tabelle 6.5: Eintrittsgeschwindigkeiten und -winkel

	$c_{m2} \left[\frac{m}{s} \right]$	$u_2 \left[\frac{m}{s} \right]$	$w_2 \left[\frac{m}{s} \right]$	$c_2 \left[\frac{m}{s} \right]$	$\alpha_2 [^\circ]$	$\beta_2^+ [^\circ]$
Teillast	169.41	207.86	402.21	230.93	132.8	24.91
Nennlast	93.68	207.86	222.41	93.88	86.2	24.91
Überlast	74.92	207.86	177.88	88.19	58.2	24.91

Tabelle 6.6: Austrittsgeschwindigkeiten und -winkel

Am Eintritt der Radkammer gilt für die Machzahl

$$M_2 = \frac{c_2}{a}. \quad (6.21)$$

Die erhaltenen Machzahlen sind in der Tabelle 6.7 eingetragen.

	M_2 [1]
Teillast	0.41
Nennlast	0.16
Überlast	0.15

Tabelle 6.7: Machzahlen

Die Berechnung einer inkompressiblen Strömung ist durchaus gerechtfertigt, da die Eintrittsmachzahlen die Anweisung von [?] erfüllen, wonach bei Machzahlen bis 0.3 eine Strömung als inkompressibel berechnet werden kann. Im Teillastzustand ist diese Grenze bereits überschritten. Trotzdem wird in diesem Fall auch inkompressibel gerechnet, um so den Rechen- und Ressourcenaufwand zu minimieren.

Bei der Anströmung der Laufreihe der Regelstufe ergibt sich ein Rückenstoß beim Auftreffen des Dampfstrahls auf der Vorderkante des Regelrades für die größte Düsenfläche. Bei der kleinsten Düsenfläche tritt hingegen eine Falschanströmung durch Bauchstoß auf. Im Idealfall entspricht der Metallwinkel β_g am Eintritt dem Zuströmwinkel β_1 . Diese Aussagen lassen sich durch folgende sequenzielle Darstellung verdeutlichen:

A_D klein \rightarrow c_1 groß \rightarrow β_1 klein \rightarrow Bauchstoß

A_D passend \rightarrow c_1 optimal \rightarrow $\beta_1 = \beta_g$ \rightarrow optimal

A_D groß \rightarrow c_1 klein \rightarrow β_1 groß \rightarrow Rückenstoß

Bei den sogenannten Stößen (Bauchstoß, Rückenstoß) handelt es tatsächlich um Abweichungen der Anströmwinkel, mit denen die Laufschaufeln der Regelstufe mit dem Arbeitsmedium beaufschlagt werden. Zu Vergleichszwecken sind auch die mittleren Axialgeschwindigkeiten c_{m3} am Austritt der Radkammer berechnet worden. Die Massenbilanz liefert

$$c_{m3} = \frac{\dot{m}}{\rho A_3}. \quad (6.22)$$

Zusammenfassend erhält man am Austritt der Radkammer die folgenden Axialgeschwindigkeiten wie in der Tabelle 6.8 eingetragen.

	A_3 [m ²]	c_{m3} [$\frac{m}{s}$]
Teillast	0.032810	32.31
Nennlast	0.032810	33.25
Überlast	0.032810	33.49

Tabelle 6.8: Mittlere Geschwindigkeit am Radkammeraustritt

6.2 Geschwindigkeiten und Drall

Im vorigen Abschnitt sind die Strömungsgeschwindigkeiten und die Strömungswinkel ermittelt worden. Dieses Kapitel behandelt die Konstruktion der Geschwindigkeitsdreiecke. Daraus kann der sich einstellende Drall direkt abgelesen werden. Als Konsequenz der Falschanströmung ergibt sich entweder ein Rücken- oder ein Bauchstoß an den Vorderkanten der

Laufschaufeln der Regelstufe. Diese werden in der Abbildung 6.5 illustriert. Die berechneten Geschwindigkeitsdreiecke sind in den Abbildungen 6.2 bis 6.4 für jeden Betriebszustand dargestellt.

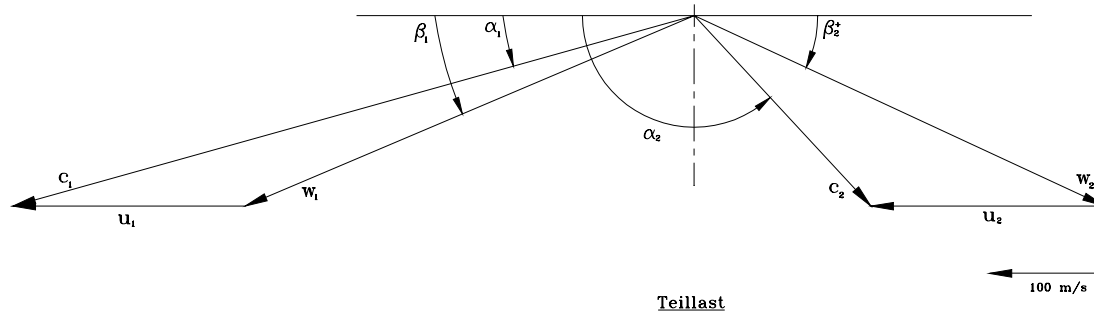


Abbildung 6.2: Teillastbetrieb

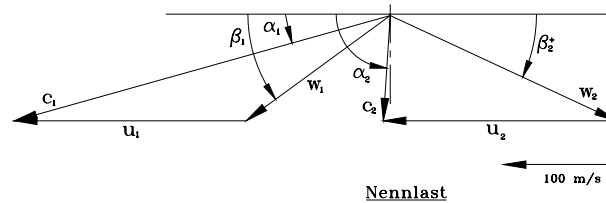


Abbildung 6.3: Nennlastbetrieb

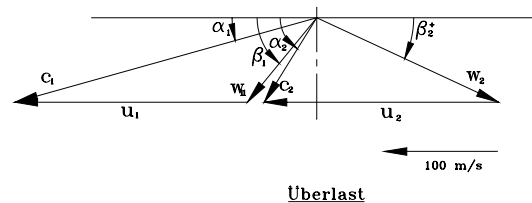


Abbildung 6.4: Überlastbetrieb

Die Projektion der Absolutgeschwindigkeit c_2 in Umfangsrichtung liefert eine Umfangskomponente, die einen Hinweis über den im Betriebszustand auftretenden Drallzustand gibt. Bei einer positiven Umfangskomponente spricht man von Mitdrall, bei einer negativen Umfangskomponente entsprechend von Gegendrall. Bei verschwindender Umfangskomponente ($\alpha_2 = 90^\circ$) erfolgt die Einstromung in die Radkammer drallfrei. Wie aus Abbildung 6.2 ersichtlich ist, tritt bei Teillast ein deutlicher Gegendrall auf. Dagegen ist bei Überlast (Abbildung 6.4) eine Strömung mit Mitdrall ($\alpha_2 = 58.2^\circ$) zu beobachten. Schließlich zeigen die Geschwindigkeitsdreiecke in Abbildung 6.3, daß bei Nennlast ein leichter Mitdrall mit $\alpha_2 = 86.2^\circ$ auftritt.

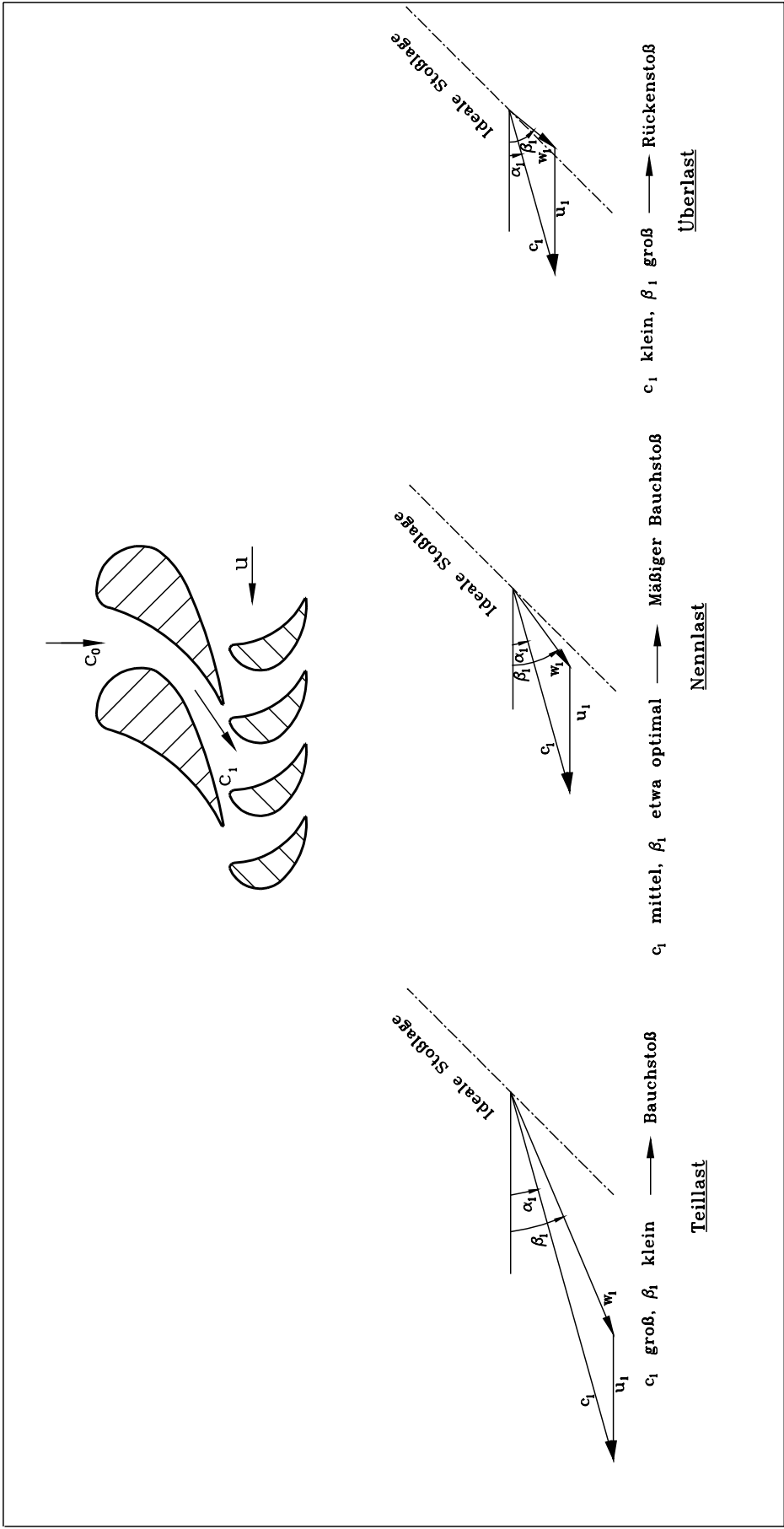


Abbildung 6.5: Beschauung der Regelstufe und Kennzeichnung der Falschströmungen

Kapitel 7

Randbedingungen

Das Modell der Radkammer setzt sich aus zwei Hauptteilen zusammen, deren Bewegungszustand durch die aufzustellenden Randbedingungen zur Gänze beschrieben wird. Sie bilden die Wände der Radkammer und bestehen aus dem beweglichen Rotorteil und dem stehenden Gehäuseteil der Turbine. Der Zwischenraum, die eigentliche Radkammer, ist mit Dampf gefüllt.

7.1 Geschwindigkeitsrandbedingungen

Den Eintrittsrandbedingungen liegt die in Kapitel 6 durchgeführte Strömungsgeschwindigkeits- und Strömungswinkelanalyse zu Grunde. Dort wurden die erforderlichen Anfangsparameter für die numerische Berechnung festgelegt. Die Eintrittsgeschwindigkeiten und die Anströmwinkel sind für die jeweiligen Betriebszustände in der Tabelle 6.6 zusammengefaßt.

Bei Betrachtung der Geschwindigkeitzustände an den Wänden erhält man für die undurchlässige Rotorwand:

$$u_n = 0 \quad \text{und} \quad u_t = u. \quad (7.1)$$

Mit dieser Gleichung wird die Starrkörperbewegung des Rotors beschrieben, wobei u die lokale Umfangsgeschwindigkeit des Rotors ist. Sie ergibt sich aufgrund der Kinematik des Rotors gemäß:

$$\vec{u} = \vec{u}(x, z) = \vec{\omega} \times \vec{r}. \quad (7.2)$$

Mit

$$\vec{\omega} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\omega \\ 0 \end{pmatrix} \quad (7.3)$$

und

$$\vec{r} = \begin{pmatrix} r \cos \phi \\ 0 \\ r \sin \phi \end{pmatrix} \quad (7.4)$$

dargestellt im Zylinderkoordinatensystem. Hier speziell ist eine Betrachtung von \vec{u} an der Rotorwand der Radkammer von Bedeutung. Die Dampfpartikel haften an der Rotorwand und werden durch die Rotation des Rotors mitgeschleppt.

Das Vektorprodukt im letzten Term von Gleichung (7.2) liefert

$$\vec{u} = \vec{u}(x, z) = \begin{pmatrix} -r\omega \sin \phi \\ 0 \\ r\omega \cos \phi \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\omega z \\ 0 \\ \omega x \end{pmatrix}. \quad (7.5)$$

Es gilt ferner

$$\omega = \textit{konst.} \quad (7.6)$$

An der feststehenden Radkammerwand gilt

$$u_n = 0 \quad \text{und} \quad u_t = 0. \quad (7.7)$$

u_n und u_t bezeichnen die Normal- bzw. die Tangentialkomponenten der Geschwindigkeit \vec{u} an den Wänden der Radkammer. Die Gleichung (7.7) ist selbstverständlich, da sie an der Gehäusewand die Haftbedingung erfüllen muß. Bei der Anbringung der Randbedingungen war eine Darstellung der Geschwindigkeiten in Polarkoordinaten erforderlich. Als Laufparameter gelten der Umfangswinkel ϕ und der lokale Radius r des Rotors an dessen Oberfläche. Die Gleichungen zur Bestimmung der kartesischen und zylindrischen Geschwindigkeitskomponenten und zur Definition der Randbedingungen sind in zu diesem Zweck geschriebenen Subroutinen enthalten.

Zusammenfassend gilt für die Radkammer:

- Am **Eintritt** wurde die Anströmung für den jeweiligen Lastfall als konstant in radialer und in Umfangsrichtung angenommen. Die Geschwindigkeiten und Turbulenzgrößen wurden in Abhängigkeit des Betriebszustandes berechnet. Nicht durchströmte Flächen wurden wie feste Wände behandelt. Der Ventilationsschutzring wurde in den Randbedingungen indirekt mitberücksichtigt. Die nicht durchströmten Sektoren, die stromabwärts vom Radkammereintritt in Deckung mit dem Ventilationsschutzring kommen, wurden wie feststehende Wände behandelt. Dadurch läßt sich der Ventilationsschutzring näherungsweise berücksichtigen.
- An den **Wänden** gilt für die Geschwindigkeiten die Haftbedingung
 - am festehenden Gehäuse und an der
 - rotierenden Nabe.
- Am **Austritt** herrscht die sogenannte „Traction-Free Condition“. Das entspricht praktisch der Vorgabe eines konstanten Austrittsdrucks.

7.2 Turbulenzrandbedingungen

In mehreren Diplomarbeiten des Institutes wurde in einem breiteren Umfeld und ausführlich die Theorie der Turbulenzmodellierung behandelt. Daher seien hier Kenntnisse zu ihren Grundlagen vorausgesetzt. Das k/ε -Modell zur Turbulenzmodellierung findet in der vorliegenden Diplomarbeit Anwendung. Die turbulente kinetische Energie k läßt sich ohne Beweis in einfachster Form aus der Gleichung [10]

$$k = \frac{3}{2}(Tuc_2)^2 \quad (7.8)$$

berechnen. Der Turbulenzgrad Tu ist auf 0.05 gesetzt worden. Die turbulente Dissipationsrate ist durch den Ausdruck

$$\varepsilon = C_\mu \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\delta} \quad (7.9)$$

gegeben. Dabei ist

$$C_\mu = 0.09 \quad (7.10)$$

zu setzen. Es gilt laut [1]

$$\delta = 0.3h_2, \quad (7.11)$$

wobei h_2 durch (6.4) gegeben ist. Zusammenfassend gibt die Tabelle 7.1 die gerechneten Turbulenzrandbedingungen an.

	$k \left[\frac{J}{kg} \right]$	$\varepsilon \left[\frac{W}{kg} \right]$	$\delta \left[mm \right]$
Teillast	199.98	62845.68	4.05
Nennlast	33.05	4221.94	4.05
Überlast	29.17	3500.20	4.05

Tabelle 7.1: Werte der Turbulenzgrößen

Kapitel 8

Ergebnisse

Die Auswertung der Strömungsgrößen erfolgt entlang der sog. Auswertungslinie in einer Ebene, die mit der Querschnittsebene des Radkammeraustritts zusammenfällt und am Eintritt der Überdruckturbine liegt. Die Auswertungslinie bildet einen Kreis, dessen Radius dem mittleren Radius der ersten Leitreihe der Überdruckturbine entspricht. Aus einfachen Rechenmodellen geht man davon aus, daß sich die Strömungsungleichförmigkeiten in der Radkammer abgebaut haben so, daß am Eintritt der Reaktionsturbine ein Dampf mit in Umfangsrichtung ausgeglichenen Geschwindigkeiten und Drücken zur Verfügung steht. Die Ergebnisse werden zeigen, wie effektiv die Radkammer zum Ausgleich der durch Teilbeaufschlagung verursachten Ungleichförmigkeiten tatsächlich wirkt.

Die berechneten Strömungsgrößen werden durch Aktivieren einzelner Subroutinen aus dem Postprocessor geholt und interpretiert. D. h., für Geschwindigkeiten, Strömungswinkel und Totaldrücke sind solche Subroutinen geschrieben worden. Das verwendete Rechenprogramm liefert Geschwindigkeiten in kartesischen Koordinaten. Daher wurden sie in Zylinderkoordinaten umgerechnet und nach Bedarf ausgegeben. Somit konnten an jedem beliebigen Umfang der Radkammer die lokalen Umfangs-, Radial- und Axialgeschwindigkeitskomponenten berechnet werden. Ein weiterer Grund für den Übergang auf Zylinderkoordinaten liegt darin, daß sich die Gier- und Nickwinkel in diesem System am einfachsten bestimmen lassen.

8.1 Druckverteilungen

8.1.1 Statische Druckverteilungen

Da bei der Herstellung des Modells keine Auswertungslinie am Radkammereintritt vorgesehen ist, muß ein Weg gefunden werden, um den mittleren statischen Eintrittsdruck bestimmen zu können. Der Postprocessor von FIDAP ermöglicht die Berechnung von Druckkraftkomponenten für jede Elementgruppe am Modell. Diese sind durch die Fläche A_i der zugeordneten Elementgruppe zu dividieren, um den lokalen mittleren Druck zu erhalten. Im vorliegenden Modellaufbau versteht man unter Elementgruppe, die Zusammenfassung von Elementen mit den selben Merkmalen und Merkmaleigenschaften zu einer Gruppe, die bestimmte Anforderungen erfüllen muß. Im verwendeten Rechenprogramm werden Drücke bezogen auf einen Referenzzustand, bei dem der Bezugsdruck gleich Null gesetzt wird berechnet. Dieser Bezugsdruck entspricht für die vorliegende Untersuchung in der Realität dem lastabhängigen Radkammerdruck. Daher müssen zu den berechneten Druckwerten die Radkammerdrücke hinzu addiert werden, um die wahren statischen Druckwerte am Radkammereintritt zu erhalten. Folglich gilt

$$\bar{p}_2 = p_R + \bar{p}_{2rec}, \quad (8.1)$$

wobei p_R der Radkammerdruck und $\bar{p}_{2_{rec}}$ der Rechendruck sind. Man erhält die Rechendruckwerte, die in Tabelle 8.1 angegeben sind.

	$\bar{p}_{2_{rec}}$ [bar]
Teillast	0.10654
Nennlast	-0.00633
Überlast	0.73103

Tabelle 8.1: Mittlere Rechendrucke am Radkammereintritt

In der Tabelle 8.2 sind die mittleren statischen Drücke am Radkammereintritt zusammengefaßt.

	\bar{p}_2 [bar]
Teillast	13.702
Nennlast	25.992
Überlast	31.184

Tabelle 8.2: Mittlere statische Drücke am Radkammereintritt

8.1.2 Totaldruckverteilungen

Bei Teilbeaufschlagung ($\varepsilon < 1$) treten in der Strömung Totaldruckunterschiede hinter der Regelstufe auf. Diese sollen in der anschließenden Radkammer vermindert werden, da man eine relativ gut ausgeglichene Strömung in die Überdruckturbine anstrebt.

Der Totaldruck setzt sich aus dem statischen und dem dynamischen Druck zusammen. Letzterer ist definiert durch

$$p_d = \frac{\rho}{2} c^2. \quad (8.2)$$

Es folgt für den Totaldruck

$$p_t = p + p_d = p + \frac{\rho}{2} c^2. \quad (8.3)$$

Innerhalb der Radkammer spielen sich sehr komplexe Mischungsvorgänge ab. Dadurch entstehen erhebliche Mischungs- und Wandreibungsverluste, die zu den Totaldruckverlusten der Radkammerströmung zusammengefaßt werden können. Auch das Vermischen bzw. das Abströmen des Arbeitsmediums in die benachbarten nicht beaufschlagten Sektoren verursacht Verluste, die zu den Totaldruckverlusten hinzu gezählt werden können. Je nach dem Lastfall, wird die ungleichmäßige Strömung in Umfangsrichtung unterschiedlich durchmischt. Aufgrund der Mischungsvorgänge und der ungleichmäßigen Verteilung der Massenstromdichte in der Radkammer entstehen Druckunterschiede, die allerdings nicht ausreichen, um vollkommene Ausgleichszustände bewirken zu können. Die Werte für den totalen Druck am Eintritt bzw. am Austritt der Radkammer sind in der Tabelle 8.3 eingetragen.

	\bar{p}_{t2} [bar]	\bar{p}_{t3} [bar]
Teillast	15.188	13.928
Nennlast	26.429	26.120
Überlast	31.628	30.898

Tabelle 8.3: Mittlere Totaldrucke am Radkammereintritt bzw. Radkammeraustritt

Die Abbildungen 8.2, 8.15 und 8.31 zeigen den Verlauf des Totaldruckes am Radkammeraustritt für die Betriebsfälle Teillast, Nennlast und Überlast. Dabei ist ersichtlich, daß mit steigendem Beaufschlagungsgrad eine Vergleichmäßigung der Totaldruckverteilung eintritt. Bei Teil- und Nennlast zeigen die Gebiete mit hohem Totaldruck die mit Dampf beaufschlagten Sektoren an. Diese sind allerdings gegenüber der Lage am Radkammereintritt in Umfangsrichtung verdreht. Bei Überlast sind aufgrund des hohen Beaufschlagungsgrades die mit Dampf beaufschlagten Sektoren nicht mehr eindeutig ersichtlich. In allen Fällen ist der Druck nicht konstant, sondern den Mittelwerten sind maximale Schwankungen von etwa $\pm 0.05 \text{ bar}$ überlagert.

8.2 Druckverluste und Druckverlustbeiwerte

8.2.1 Druckverluste in der Radkammer

In den vorigen Abschnitten wurden die mittleren statischen Drücke und die mittleren Totaldrücke am Eintritt bzw. am Austritt der Radkammer bestimmt. Der Druckverlust kann als Differenz der mittleren Totaldrücke gebildet werden. Mit der Gleichung

$$\Delta p_R = \bar{p}_{t2} - \bar{p}_{t3} \quad (8.4)$$

läßt sich der mittlere Druckverlust bestimmen. Für die drei untersuchten Betriebszustände erhält man die in der Tabelle 8.4 angegebenen Totaldruckverluste.

	$\Delta p_R \text{ [bar]}$
Teillast	1.26
Nennlast	0.31
Überlast	0.73

Tabelle 8.4: Totaldruckverluste

Der kleinste Druckverlust tritt beim Nennlastfall ($\varepsilon = 0.43$) auf. Als Ursachen für den Druckverlust können die Ausmischung der ungleichförmigen Zuströmung und die Reibung an den Wänden der Radkammer angesehen werden. An der Nabe spielt dabei auch noch die Richtung und Stärke des Eintrittsdralls im Bezug zur Rotation der Nabenwand eine Rolle. Die bei Teillast ($\varepsilon = 0.23$) besonders ungünstigen Bedingungen (kleiner Beaufschlagungsgrad, Gegendrall) führen zu einem vergleichsweise hohen Druckverlust.

8.2.2 Druckverlustbeiwerte

Die Berechnung des Druckverlustbeiwertes bezieht sich auf die folgende Definition

$$\zeta_R = \frac{\bar{p}_{t2} - \bar{p}_{t3}}{\frac{\rho}{2} c_2^2}. \quad (8.5)$$

Für die Geschwindigkeit c_2 gilt der Wert in der Tabelle 6.6. c_2 ist an sich eine ungleichförmige Größe. Hierbei wird als Bezugsdruck der dynamische Druck vor der Radkammer angenommen. Die aus der Berechnung erhaltenen Ergebnisse sind in der Tabelle 8.5 eingetragen.

	ζ_R [-]
Teillast	0.85
Nennlast	0.71
Überlast	1.65

Tabelle 8.5: Druckverlustbeiwerte

Man kann vom Druckverlust alleine keinen endgültigen Schluß über die Qualität des Ausgleichs ziehen. Es bedarf noch der Betrachtung der in der Auswertungsebene vorhandenen Geschwindigkeits- und Strömungswinkelverteilungen. Es gilt nur, daß der Druckverlust in der Radkammer vom Anströmzustand beeinflusst wird.

8.3 Verteilung der Geschwindigkeitskomponenten

Am Eintritt der Radkammer treten starke Strömungsgradienten auf, die auf typische Gegebenheiten der Teilbeaufschlagung zurückzuführen sind. Diese Strömungsgradienten sind innerhalb der Radkammer einem Ausgleichsvorgang ausgesetzt, damit sie möglichst rotationssymmetrisch und konstant in radialer Richtung der sich anschließenden Stufengruppe zugeführt werden können. Die in die Radkammer eintretenden Ungleichförmigkeiten sind von der Größe des Beaufschlagungsgrades abhängig. Unterschiedliche Beaufschlagungsgrade verursachen verschiedenartige Ungleichförmigkeiten. Abnehmende Beaufschlagungsgrade bewirken z.B. eine Verkleinerung des Gesamtdurchsatzes.

Die Massenstromdichteverteilung im Ausgleichsraum wird durch die Lage der Sektortrennstellen beeinflusst [5], da die Sektortrennstellen eine Verringerung des Massenstroms bewirken. Diese Schlußfolgerung hat keinen Einfluss auf die vorliegende Analyse, da hier konstante Randbedingungen vorausgesetzt sind.

Die Analyse zeigt, daß sich die Ungleichförmigkeit der Strömung am Austritt der Radkammer aus mehreren Komponenten mit unterschiedlichen Ursachen zusammensetzt. Deswegen werden die Verteilungen der Strömungsgeschwindigkeiten hinter der Radkammer komponentenweise beurteilt.

8.3.1 Axialgeschwindigkeitskomponente

In den Abbildungen 8.3, 8.16 und 8.32 ist die Verteilung der Axialgeschwindigkeitskomponenten am Radkammeraustritt für die drei Betriebsfälle Teillast, Nennlast und Überlast dargestellt. Diese Verteilung ist für den nachfolgenden Reaktionsteil von großer Bedeutung, da sie etwas über die Verteilung des Massenstromes am Eintritt in die erste Überdruckstufe aussagt. Den mittleren Axialgeschwindigkeiten sind Ungleichförmigkeiten überlagert, die durch die beaufschlagten Sektoren hervorgerufen werden.

8.3.2 Umfangsgeschwindigkeitskomponente

Die Verteilung der Umfangsgeschwindigkeitskomponenten am Radkammeraustritt ist für die Betriebsfälle Teillast, Nennlast und Überlast in den Abbildungen 8.4, 8.17 und 8.33 dargestellt. Im Idealfall (Inzidenzfreier Zuströmwinkel beträgt vor der ersten Leitreihe 90°) sollte die Strömung am Radkammeraustritt keine Umfangskomponente aufweisen. Nur in diesem Fall wird die erste Leitreihe des Reaktionsteils inzidenzfrei angeströmt, und es treten die kleinsten Profilverluste auf. Die tatsächliche Strömung am Radkammeraustritt weicht mehr

oder weniger stark von diesem Idealfall ab. Ursache dafür ist die Abströmung der Regelstufe, die bei Teillast einen deutlichen Gegendrall und bei Überlast einen entsprechenden Mitdrall aufweist. In der Radkammer wird die Strömung anschließend auf einen kleineren Durchmesser geführt, wodurch die Umfangskomponenten je nach Lastfall ansteigen ($rc_u = \text{const}$). Daher weist auch die Strömung am Radkammeraustritt bei Teillast einen starken Gegendrall und bei Überlast einen starken Mitdrall auf. Im Nennlastfall erfolgt die Abströmung aus der Regelstufe praktisch drallfrei. In diesem Fall verursacht aber die Schleppwirkung der rotierenden Nabe einen entsprechenden Mitdrall am Radkammeraustritt.

8.3.3 Radialgeschwindigkeitskomponente

Die Verteilung der Radialgeschwindigkeitskomponenten am Radkammeraustritt ist für die drei Betriebsfälle Teillast, Nennlast und Überlast in den Abbildungen 8.5, 8.18 und 8.34 dargestellt. Positive Radialkomponenten zeigen eine Strömung von der Nabe zum Gehäuse, negative Radialkomponenten dagegen eine Strömung vom Gehäuse zur Nabe hin an. Erwartungsgemäß sind die Beträge der Radialgeschwindigkeitskomponenten sehr klein, was darauf hindeutet, daß die Strömung am Radkammeraustritt näherungsweise auf Zylinderflächen geführt wird. Im Teillastfall schwanken die Radialgeschwindigkeitskomponenten mit Amplituden von 1 bis $2 \frac{m}{s}$ um den Wert null. Im Nenn- und Überlastfall betragen die Radialgeschwindigkeitskomponenten im Mittel etwa -1 bis $-2 \frac{m}{s}$, was auf eine schwache Strömung in Richtung zur Nabe hinweist.

Wie aus Abbildung 8.18 ersichtlich ist, treten ausgeprägt beim Nennlastfall Oszillationen der Radialgeschwindigkeiten bei $\phi \approx 120^\circ$ und $\phi \approx 310^\circ$ auf. Ursache sind die Trennstellen zwischen beaufschlagten und nicht beaufschlagten Sektoren (siehe Abbildung 3.1). Aus Abbildung 8.16 ist ersichtlich, daß dort gleichzeitig hohe Gradienten der Axialgeschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung auftreten. Die Oszillationen wirken sich auf die Verteilung der Nickwinkel (Abbildung 8.21) aus. Aufgrund der Drallwirkung sind die Lagen der Oszillationen am Radkammeraustritt gegenüber den Trennstellen verschoben.

8.3.4 Absolutgeschwindigkeitsverteilung

Die Verteilungen der aus den einzelnen Geschwindigkeitskomponenten resultierenden Absolutgeschwindigkeiten sind in den Abbildungen 8.6, 8.19 und 8.35 dargestellt.

8.4 Strömungswinkelverteilungen

Die Strömungsungleichförmigkeiten am Austritt der Radkammer machen sich stark im Strömungswinkel bemerkbar. Sie sind für die Fehlanströmungen des ersten Leitgitters der Überdruckstufengruppe verantwortlich. Diese Fehlanströmungen führen bei starker Drallströmung zu Wirkungsgradeinbußen.

Am Austritt der Radkammer können die Abweichungen der Strömung von der Axialrichtung durch die lokalen Strömungswinkel erfaßt werden. Bei der Betrachtung der Absolutgeschwindigkeitsvektoren an der Auswertungslinie sieht man, daß sich an jedem Ort längs dieser Auswertungslinie eine Tangentialebene anlegen läßt, die stets die Hauptströmungsrichtung enthält und zur Bestimmung der Strömungsabweichungen als Bezugsebene herangezogen werden kann. Es treten zwei Strömungswinkel auf, die in Bezug zur beschriebenen lokalen Tangentialebene im weiteren erläutert werden. Beide Winkel α_3 und γ_3 sind zur Erläuterung in Abbildung 8.1 dargestellt und ebenso die Tangentialebene bzw. die Normalebene.

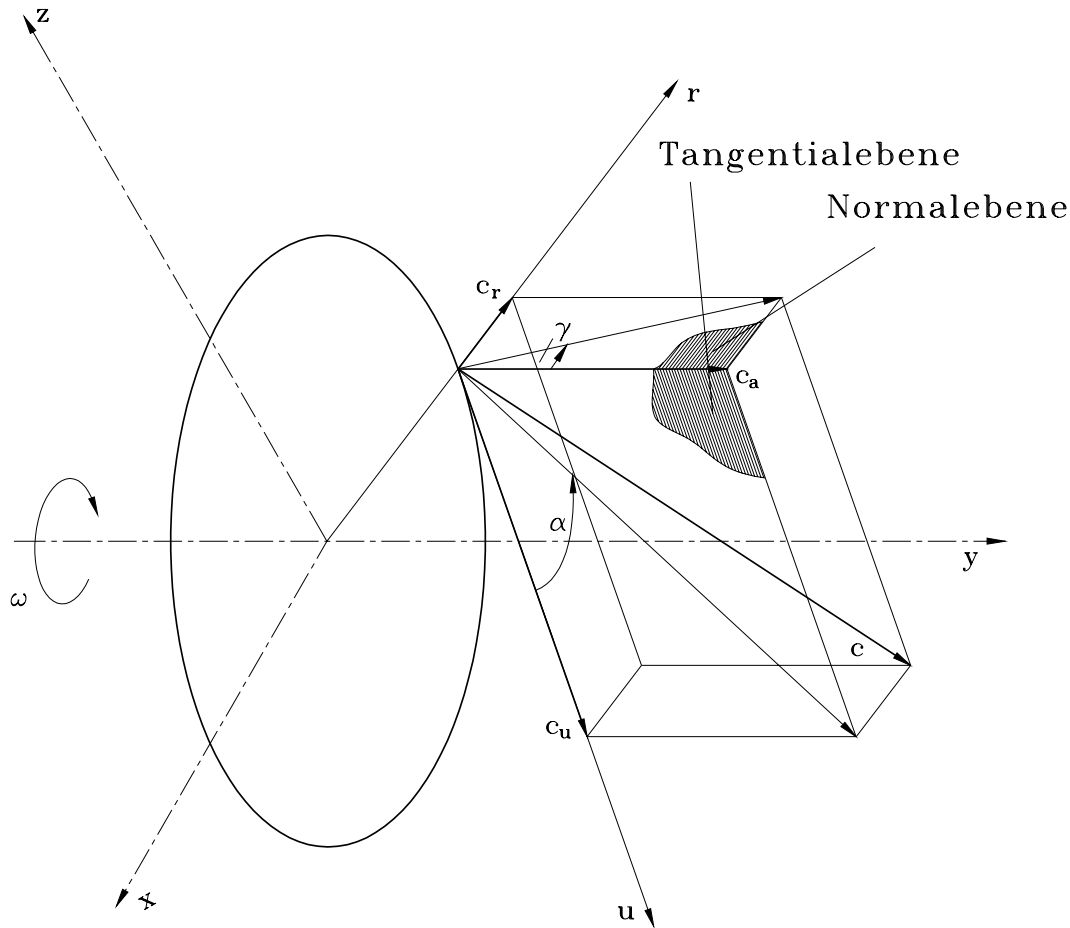


Abbildung 8.1: Winkelvereinbarungen

8.4.1 Gierwinkelverteilung

Der erste Strömungswinkel liegt in der lokalen Tangentialebene der Auswertungsline und stellt jenen Winkel dar, der von dem Strömungsgeschwindigkeitsvektor und der Axialkoordinate eingeschlossen wird. Das Gieren beschreibt die Drehung des Geschwindigkeitsvektors um die Normale (Diese Normale fällt mit der Radialkoordinate zusammen) in der lokalen Tangentialebene. Mit den berechneten Umfangs- und Axialgeschwindigkeiten läßt sich der lokale Gierwinkel entlang der Auswertungsline über den Ausdruck

$$\alpha_3 = 90^\circ - \arctan\left(\frac{c_{u3}}{c_{m3}}\right) \quad (8.6)$$

berechnen. Dabei ergibt sich bei $\alpha_3 = 90^\circ$ die ideale Axialanströmung der Überdruckstufe. In den Diagrammen 8.7, 8.20 und 8.36 für den Gierwinkel ist der Drallzustand eindeutig erkennbar. Im Teillastfall ergibt sich ein Winkel, der über 90° liegt. Dies dient zur Kennzeichnung der Gegendrallströmung bei der Teillast. Die beiden übrigen Fälle entsprechen Mitdrallströmungen. Es fällt auf, daß der Drall am Eintritt der ersten Reaktionstufe zugenommen hat. Das ist im Nennlastfall eindeutig, da am Austritt der Regelstufe nahezu drallfreie Strömung in diesem Betriebszustand geherrscht hat. Im Überlastfall hingegen erhält man kleine Gierwinkel am Austritt der Radkammer. In der Tabelle 8.6 sind die Werte der mittleren Gierwinkel für die drei Betriebszustände eingetragen.

	$\bar{\alpha}_3$ [°]
Teillast	164.92
Nennlast	35.00
Überlast	18.65

Tabelle 8.6: Gierwinkelmittelwerte

Bei Mitdrallströmung erhält man die minimalen Winkelwerte im Bereich der beaufschlagten Sektoren. Bei Gegendrallströmung verlagert sich das Gierwinkelminimum um einige Grad vor den beaufschlagten Sektoren der ersten Düsengruppe. Die Mittelwerte sind kennzeichnend für den Drallzustand am Austritt der Radkammer und ein Maß für die Falschanströmung am ersten Leitgitter der Reaktionsturbine.

Bei Nennlast und besonders bei Überlast erfolgt die Anströmung der ersten Leitreihe des Überdruckteils mit einem Rückenstoß (Strömung trifft auf die Saugseite). Das führt zu einer Erhöhung der Profilverluste gegenüber dem Fall inzidenzfreier Anströmung. Bei Teillast tritt der noch ungünstigere Fall eines Bauchstoßes auf (Strömung trifft auf die Druckseite). Neben einer Erhöhung der Profilverluste besteht in diesem Fall auch die Gefahr einer saugseitigen Strömungsablösung. Die maximalen Inzidenzwinkel betragen etwa $\pm 70^\circ$, wodurch sich die Forderung nach einer Leitradbeschaufelung mit hoher Toleranz gegenüber Fehlanströmung ergibt.

8.4.2 Nickwinkelverteilung

Der zweite Strömungswinkel, Nickwinkel genannt, liegt in der Normalebene zur lokalen Tangentialebene. Er bezeichnet jenen Winkel, den der lokale Absolutgeschwindigkeitsvektor mit der Tangentialebene einschließt. Dabei zeigen positive Nickwinkel eine Strömung von der Nabe zum Gehäuse und negative Nickwinkel eine solche vom Gehäuse zur Nabe an. In den Abbildungen 8.8, 8.21 und 8.37 sind die Verläufe der Nickwinkel auf dem mittleren Durchmesser über den Umfangswinkel gezeichnet. Im allgemeinen erhält man bei allen drei Betriebsfällen kleine Beträge für den Nickwinkel, der aufgrund der Strömungsführung diese Eigenschaft besitzen muß. Der lokale Nickwinkel wurde gemäß der Gleichung

$$\gamma_3 = \arctan \left(\frac{c_{r3}}{c_{m3}} \right) \quad (8.7)$$

über eine Subroutine ermittelt. Wie bereits aus der Verteilung der Radialgeschwindigkeitskomponenten ersichtlich wurde, ist der gemittelte Nickwinkel auf dem mittleren Durchmesser am Radkammeraustritt bei Teillast praktisch null. Bei Nenn- und Überlast strömt der Dampf mit einem Nickwinkel von -2° bis -3° in Richtung zur Nabe hin. Die Mittelwerte der Nickwinkel sind in der Tabelle 8.7 zusammengefasst.

	$\bar{\gamma}_3$ [°]
Teillast	0.66
Nennlast	-2.60
Überlast	-2.32

Tabelle 8.7: Nickwinkelmittelwerte

Damit liegen die die Strömungsabweichungen bestimmenden Strömungswinkel am Eintritt der Überdruckstufengruppe vor. Wegen der kleinen Werte der Nickwinkel wird die Strömungsabweichung hauptsächlich vom Gierwinkel beeinflusst. In der weiteren Folge befaßt sich die Diplomarbeit mit der Beobachtung des Verhaltens der einzelnen Dampfpartikel zwischen Eintritt und Austritt der Radkammer. Dabei werden die räumlichen Teilchenbahnen der Dampfpartikel während der gesamten Verweilzeit in der Radkammer dargestellt.

8.5 Strömungsbilder

Zur Visualisierung der Stromlinien wurde die Radkammer an den beaufschlagten Sektoren hinter der Regelstufe in 5° -Schritten in Umfangsrichtung und an drei Radien mit masselosen Dampfpartikeln beschickt. Der erste Radius liegt in Nabennähe (10% der Kanalhöhe), der zweite auf der mittleren Kanalhöhe und der letzte in Gehäusenähe (90% der Kanalhöhe). In den Abbildungen 8.9 bis 8.11, 8.22 bis 8.24 und 8.38 bis 8.40 sind die erhaltenen Teilchenbahnen dargestellt. Diese Art der Strömungsdarstellung gibt eine gewisse Auskunft über den Verlauf der Strömung innerhalb der Radkammer. Die Schleppwirkung in Folge der Rotation der Nabe wird in den einzelnen Bildern augenfällig, ebenso der Drallzustand, wobei man Mit- und Gegendrall voneinander unterscheiden kann. Die Drehrichtung der Nabe ist in Richtung der Hauptströmung gesehen dem Uhrzeigersinn entgegengerichtet.

Bei der Betrachtung der einzelnen Stromlinienbilder erkennt man, daß die Strömung im Wesentlichen aus zwei Bereichen besteht:

- einem ersten, in dem die Dampfteilchen nur in einem geringen Maß von der Schleppwirkung beeinflusst werden, so daß sie direkt vom Eintritt zum Austritt der Radkammer strömen und den kurzen Weg zurücklegen.
- einem zweiten Bereich, in dem der Dralleffekt so intensiv ist, daß die Dampfteilchen länger in der Radkammer bleiben, bevor sie zum vollbeaufschlagten Turbinenteil gelangen. Dieser zweite Bereich ist für die mehr oder weniger gleichmäßige Verteilung der Massenstromdichte am Radkammeraustritt zuständig. Er stellt den eigentlichen strömungsausgleichenden Bereich dar.

Um Klarheit über den exakten Verlauf der Stromlinien in der Radkammer zu schaffen, wurden an je einem der drei oben bereits beschriebenen Radien drei Einzelpartikel durch die durchströmten Beaufschlagungssektoren geschickt. Jedes betrachtete Dampfpartikeltripler wurde am gleichen Radius losgeschickt. Das erste Dampfpartikel beginnt seine Bewegung am Ort 1° nach dem Beginn des Beaufschlagungsbogens. Das zweite Partikel startet genau in der Mitte des Beaufschlagungsbogens. Das dritte Partikel startet am Ort 1° vor dem Ende des Beaufschlagungsbogens. Als Beginn eines Beaufschlagungsbogens bzw. Beaufschlagungssektors wird die Trennstelle zwischen beaufschlagtem und nicht beaufschlagtem Sektor bezeichnet. Er entspricht dem Übergang vom nicht beaufschlagten zum beaufschlagten Sektor in der Winkelzählrichtung wie in Abbildung 3.1. Dem entsprechend befindet sich das Ende eines Beaufschlagungsbogens bzw. Beaufschlagungssektors am Übergang zwischen beaufschlagten und nicht beaufschlagten Sektoren, in der Winkelzählrichtung vom beaufschlagten Sektor zum nicht beaufschlagten Sektor. Es wurden die drei oben beschriebenen Radien verwendet. Die Ergebnisse der durch die Partikeltripler beschriebenen Teilchenbahnen sind in den Abbildungen 8.12 bis 8.14 für die Teillast, 8.25 bis 8.30 für die Nennlast sowie 8.41 bis 8.49 für die Überlast dargestellt. Da diese Abbildungen sich stark von einander unterscheiden, müssen sie gesondert beschrieben werden. Daher gilt jeder Abbildung eine eigene Interpretation.

Jedem Partikel eines betrachteten Partikeltriplers wurde in Abhängigkeit seiner Lage am Beaufschlagungsbogen in Umfangsrichtung und der Lage in Umfangsrichtung des betrachteten durchströmten Beaufschlagungssektors eine Farbe zugeordnet. So haben Partikel bzw. Stromlinien, die am Beginn eines Beaufschlagungsbogens ihre Bewegung beginnen, durch die Düsengruppe I die blaue Farbe und durch die Düsengruppen II und III die rote Farbe. Alle Partikel bzw. Stromlinien, die sich in der Mitte eines Beaufschlagungsbogens zu bewegen beginnen, sind für alle Düsengruppen grün gefärbt. Partikel bzw. Stromlinien vom Ende eines betrachteten Beaufschlagungsbogens, die durch die Düsengruppe I gehen, haben eine rote Farbe und Partikel bzw. Stromlinien, die durch die Düsengruppen II und III gehen, eine blaue.

Viele Partikel durchlaufen räumliche Wirbelfelder, die durch die starken Turbulenzen der Strömung induziert werden. Man kann für solche Partikel die genauen Stellen, wo sie am Radkammeraustritt auftauchen, berechnen. Allerdings ist eine exakte Angabe der Austrittsstellen der Partikel in der vorliegenden Problemstellung von untergeordneter Bedeutung.

Betrachtet man die der Teillast zugeordneten Einzelstromlinienbilder, so sieht man in der Abbildung 8.12, daß die blaue Stromlinie, die vom Partikel am Beginn des Beaufschlagungsbogens beschrieben wird, an der Gehäusewand endet und sich so ähnlich wie eine Staustromlinie verhält. Das Dampfpartikel bewegt sich zum Gehäuse hin und bleibt an der stehenden Wand haften. Die grüne Stromlinie wird durch das Partikel in der Mitte des Beaufschlagungsbogens beschrieben. Es bewegt sich mit Gegendrall ungehindert bis zum Austritt. Im Laufe der Bewegung erreicht es ein Gebiet, wo es von der Schleppwirkung erfaßt und verzögert wird. Nach diesem Gebiet nimmt es wieder dieselbe Richtung wie zum Beginn der Bewegung an und bewegt sich weiter fort, bis es aus der Radkammer ausgetreten ist. Die rote Stromlinie ist die Bahn des Partikels, das vor dem Ende des Beaufschlagungsbogens gestartet wurde. Im Laufe seiner Bewegung durchquert es ein Gebiet mit dominanter Schleppwirkung. Dort ist die Schleppwirkung größer als die Drallwirkung, so daß das Partikel mit der Differenzgeschwindigkeit in der Rotordrehrichtung die Bewegung in Richtung Austritt fortsetzt, bis es zu einem gewissen Zeitpunkt in ein Gebiet mit vorherrschender Drallwirkung eintritt, seine Bewegungsrichtung umkehrt und sich in Gegendrall bis zum Austritt weiter bewegt.

In der Abbildung 8.13 sieht man, daß das blaue Partikel kurz nach dem Beginn seiner Bewegung in ein Gebiet eintritt, wo die Schleppwirkung über eine relativ kurze Strecke die Oberhand über die Drallwirkung gewinnt. In dieser Strecke kehrt es seine Bewegungsrichtung um und bewegt sich in Richtung Austritt und in Rotordrehrichtung fort. Nach dem Verlassen dieses Gebiets kehrt es seine Bewegungsrichtung in die ursprüngliche Richtung um und setzt nun seine Bewegung ungehindert bis zum Verlassen der Radkammer fort. Das grüne Partikel wird mehrfach um die Drehachse herumgewirbelt, bis es aus der Radkammer austritt. Das rote Partikel verläßt nach etwa einer Umkreisung die Radkammer.

In der Abbildung 8.14 werden das blaue und das grüne Partikel durch die Schleppwirkung nicht wesentlich beeinflusst. Das rote Partikel gerät sofort in ein Gebiet mit vorherrschender Schleppwirkung. Es erreicht nach etwa drei Viertel Umkreisung ein Gebiet, wo die Drallwirkung stärker als die Schleppwirkung ist, wird verzögert, kehrt seine Bewegungsrichtung um und setzt seine Bewegung mit einer durch den Einfluß der Schleppwirkung geminderten Geschwindigkeit mit Gegendrall bis zum Austritt der Radkammer fort.

Bei Nennlast erhält man mit den Abbildungen 8.25 bis 8.27 die Partikelbahnen für die Partikeltripel durch die Düsendruppe I und mit den Abbildungen 8.28 bis 8.30, die Partikelbahnen für die Partikeltripel durch die Düsendruppe II. Wie man in der Abbildung 8.28 erkennt, erfährt das Partikeltrio an der Gehäusesseite einen leichten Mitdrall und die Einzelpartikel erreichen in verschieden kurzen Zeiten den Radkammeraustritt. Die Verweilzeit eines Partikels in der Strömung nimmt mit seiner Lage am Beaufschlagungsbogen in Umfangsrichtung zu, in der selben Winkelzählrichtung wie in Abbildung 3.1. Sie ist am kürzesten am Beginn des Beaufschlagungsbogens, am längsten an dessen Ende. In der Abbildung 8.26 ist das Zeitverhalten genau umgekehrt wie in der Abbildung 8.25. Partikel an Beginn des Beaufschlagungsbogens nehmen mehr Zeit in Anspruch, bis sie den Radkammeraustritt erreichen, Partikel am Ende des Beaufschlagungsbogens weniger. Das rote Partikel steuert direkt zum Gehäuse hin und bleibt an dessen Wand haften. In der Abbildung 8.27 ist die Schleppwirkung aktiver als in den beiden Abbildungen 8.25 und 8.26. Partikel, die am längsten in der Strömung verweilen, liefern den höchsten Beitrag zum Ausgleich der Strömung. Partikel um die Mitte des Beaufschlagungsbogens kommen daher, wie man anhand der grünen Stromlinie sieht, besser ausgeglichen aus der Radkammer. Bei einem Vergleich der Abbildungen 8.12 bis 8.14 mit den Abbildungen 8.25 bis 8.27 tritt in Erscheinung, daß durch die Zuschaltung

der Düsengruppe II die Bewegungsrichtungsänderungen, die bei Teillast aufgetreten sind, bei Nennlast nicht mehr vorhanden sind. Das ist ein eindeutiger Hinweis, daß die Erhöhung des Beaufschlagungsgrades eine strömungsausgleichende Wirkung mit sich bringt.

In der Abbildung 8.28 ist das Zeitverhalten der Partikel in Abhängigkeit ihrer Lage am Beaufschlagungsbogen ähnlich wie in der Abbildung 8.25. Das rote Partikel am Beginn des Beaufschlagungsbogens schleudert zur Gehäusewand, wo es haften bleibt, und nimmt dafür am wenigsten Zeit in Anspruch. In der Abbildung 8.29 ist das Zeitverhalten der Partikel in Abhängigkeit ihrer Lage am Beaufschlagungsbogen ähnlich wie in der Abbildung 8.26. In diesem Fall verweilt das vom Ende des Beaufschlagungsbogens kommende blaue Partikel am kürzesten in der Strömung. Es erreicht nach kurzer Zeit die feststehende Gehäusewand und haftet dort. Für Abbildung 8.30 gelten etwa die gleichen Aussagen wie für Abbildung 8.27. Der einzige bemerkbare Unterschied ist, daß das Partikel, das am Ende des Beaufschlagungsbogens gestartet ist, zur feststehenden Gehäusewand geschleppt wird.

Die Berechnung der Radkammerströmung zeigt, daß im Betriebsüberlastpunkt der beste Ausgleich der Strömung erreicht wird. Betrachtet man die Einzelstromlinienbilder für die Überlast so sieht man, daß in der Abbildung 8.41 die beiden Partikel am Beginn des Beaufschlagungsbogens im Laufe der Strömung ineinander geraten und sich dann wie ein Einzelpartikel bis zum Austritt in der Nähe der feststehenden Gehäusewand verhalten. Die Wirksamkeit des Mitdralls ist in diesem Überlastfall erhöht. Die Partikel verweilen länger in der Radkammer und sorgen für einen besseren Ausgleich der Strömung. Die Drallwirkung ist in Gehäusenähe am schwächsten. Vergleicht man die Abbildungen 8.42 und 8.41 miteinander, so ist in der Abbildung 8.42 eine leichte Erhöhung der Schleppwirkung bemerkbar. Diese Erhöhung der Schleppwirkung ist gekennzeichnet durch eine kleine Verschiebung der Austrittsstellen zweier gleich gefärbter Partikel. In der Abbildung 8.43 ist die Schleppwirkung am aktivsten. Wenn die Partikel nicht wie das rote Partikel an die Gehäusewand geraten, verweilen sie am längsten in der Radkammer und tragen so zu einem besseren Ausgleich der Radkammerströmung bei. Aus der Abbildung 8.44 erkennt man, daß sich das rote Partikel in Richtung der feststehenden Wand bewegt und dort haften bleibt. Man erkennt, daß die Schleppwirkung der Nabe umso schwächer wird, je weiter sich die Partikel von der Nabe entfernen. Diese Tatsache wird in den Abbildungen 8.45 und 8.46 eindeutig. Das blaue Partikel in Abbildung 8.47 bleibt plötzlich in der Strömung stehen. Es wird vermutet, daß das Partikel in ein Rückströmungsgebiet (vergl. Abbildung 9.2) am Eintritt der Überdruckturbine gerät, wo es bis zum Stillstand verzögert wird. Die Verschiebung der Austrittsstellen der Partikel in der Abbildung 8.48 ist im Vergleich zu den Austrittsstellen des gehäusenächsten Partikeltripels (vergl. Abbildung 8.47) klar ersichtlich. In der Abbildung 8.49 sieht man, daß die Partikel in Nabennähe längere Strömungswege in der Radkammer zurücklegen als die übrigen Partikel der Düsengruppe. Es sind also die Partikel der Nabennähe, die am längsten in der Radkammer verweilen. Sie sorgen für eine bessere Durchmischung der Strömung und tragen somit besser zur Minderung der Strömungsungleichförmigkeiten innerhalb der Radkammer bei.

Die inkrementell-iterative Ermittlung der Stromlinien wurde bei einem Zeitinkrement von 0.0005 s durchgeführt. Dieses Zeitinkrement ist beliebig gewählt worden um ein Gefühl über den Verlauf der Stromlinien zu geben. Aufgrund der Komplexität der Strömung liefern Zeitinkremente von anderen Größenordnungen unterschiedliche Stromlinien mit den gleichen Partikeln. Man mußte das Zeitinkrement solange verkleinern, bis keine Änderung mehr in den Stromlinien gegeben ist. Das wurde aber zu erheblich langen Rechenzeiten für eine so große Anzahl von Rechenfällen der Stromlinien. Daher wurde nur auf dieses Zeitinkrement beschränkt.

Das Verhalten von einigen Partikeln an der Gehäusewand konnte nicht physikalisch begründet werden. Eine Rücksprache mit dem Software-Hersteller zur Erklärung dieses Problems ist auch erfolglos geblieben. Daher versucht im Folgenden der Verfasser dieser Arbeit, eine physikalisch mögliche Interpretation des Haftens der Partikel an der Gehäusewand zu geben.

Der Dampf besteht aus einer Anzahl von Teilchen, die unterschiedliche Energien haben und miteinander in Wechselwirkung treten können. Das “Haften“ von einigen Partikeln an der Gehäusewand tritt nur in Erscheinung in den Stromlinienbildern, weil diese als Einzelpartikel durch die Strömung geschickt worden sind. Allein aus der Art und Weise, wie diese Partikel an der Wand enden (ihre Bahnen enden nicht senkrecht zur Wand wie Staustromlinien), kann ausgeschlossen werden, daß sie dort haften bleiben. Man geht davon aus, daß die Partikel auf die Wand aufprallen und wieder von der Hauptströmung bis zum Verlassen der Radkammer mitgenommen werden. Das Aufprallen an der Wand kann nicht vom verwendeten Programm wiedergegeben werden, weil die Gehäusewand als eine mit der Geschwindigkeit Null festehende Wand modelliert wurde, so daß bei jedem Kontakt mit dieser, den Partikeln die Geschwindigkeit Null erteilt wird, als ob sie dort tatsächlich ruhen würden.

8.6 Teillast

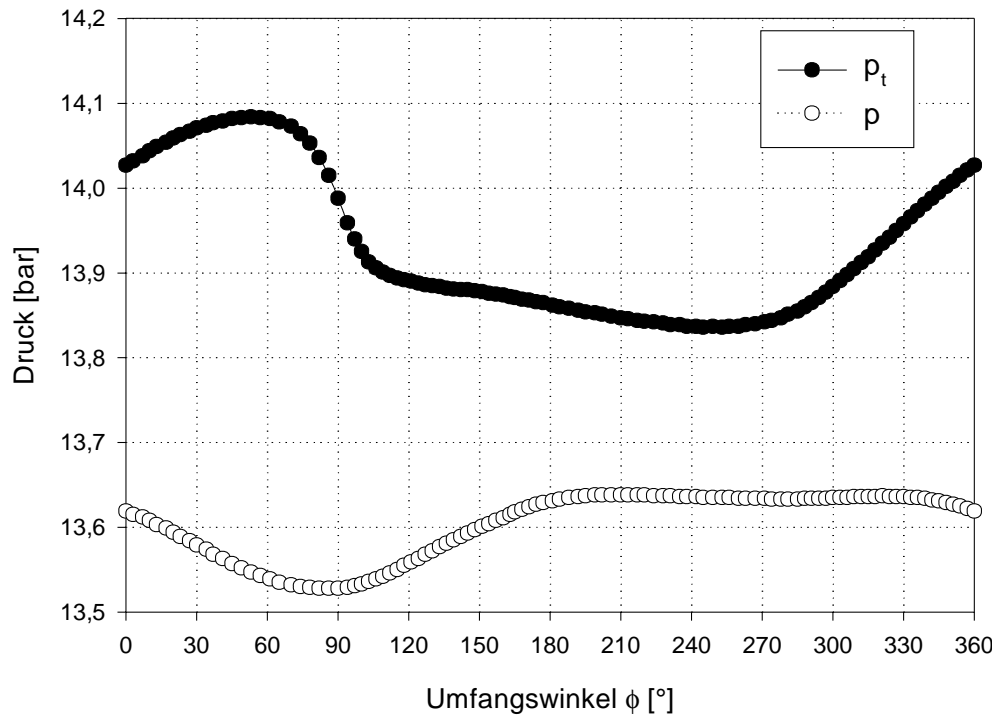


Abbildung 8.2: Druckverteilung

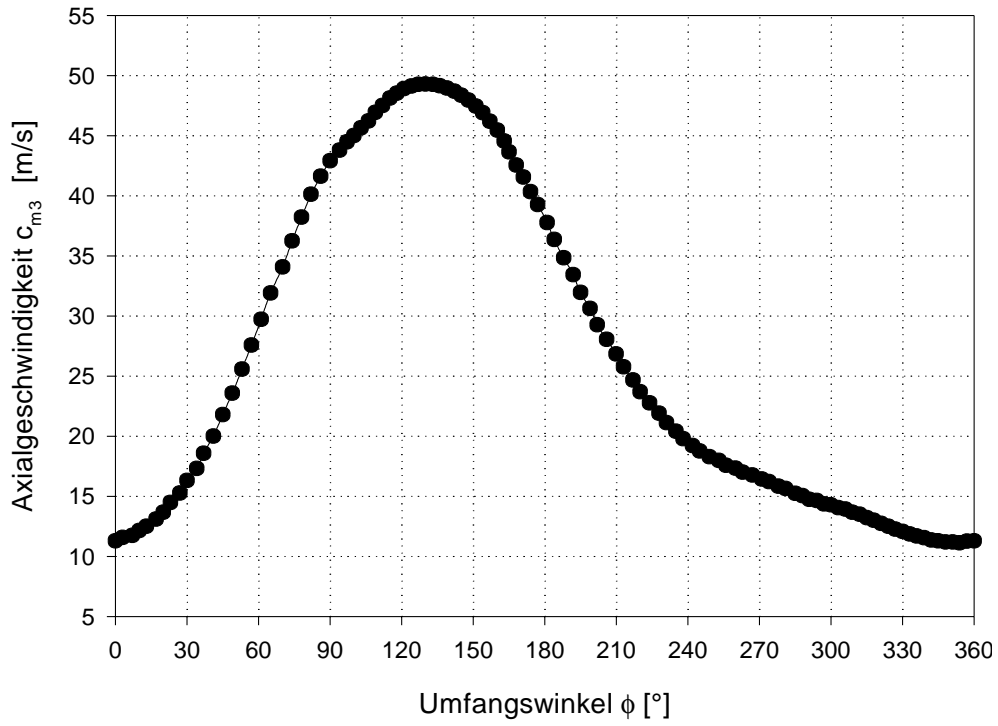


Abbildung 8.3: Axialgeschwindigkeitsverteilung

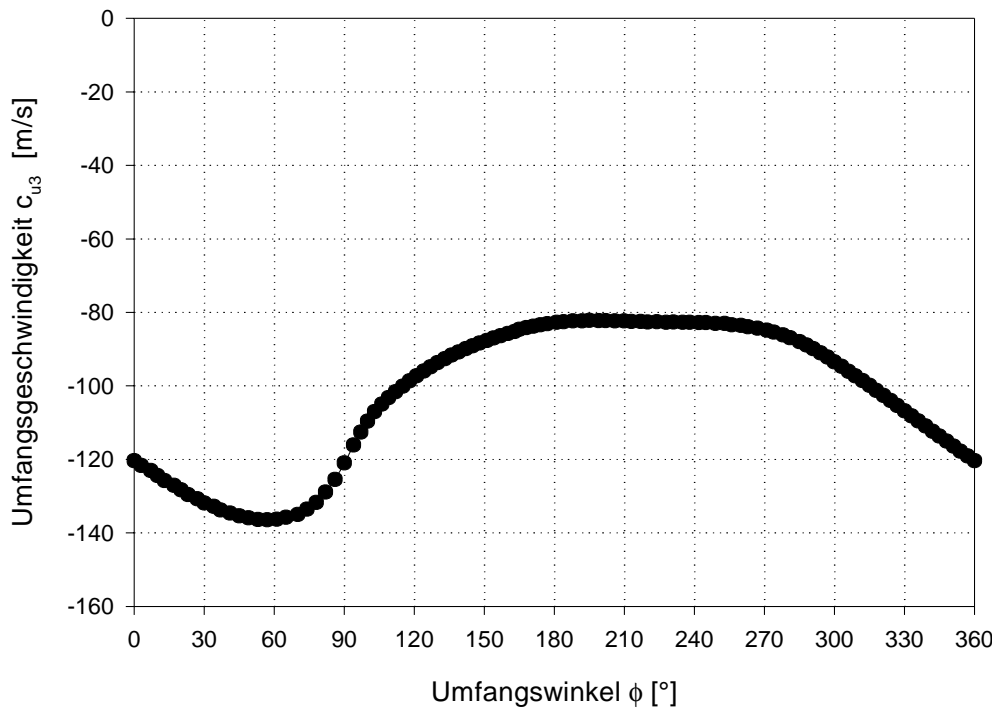


Abbildung 8.4: Umfangsgeschwindigkeitsverteilung

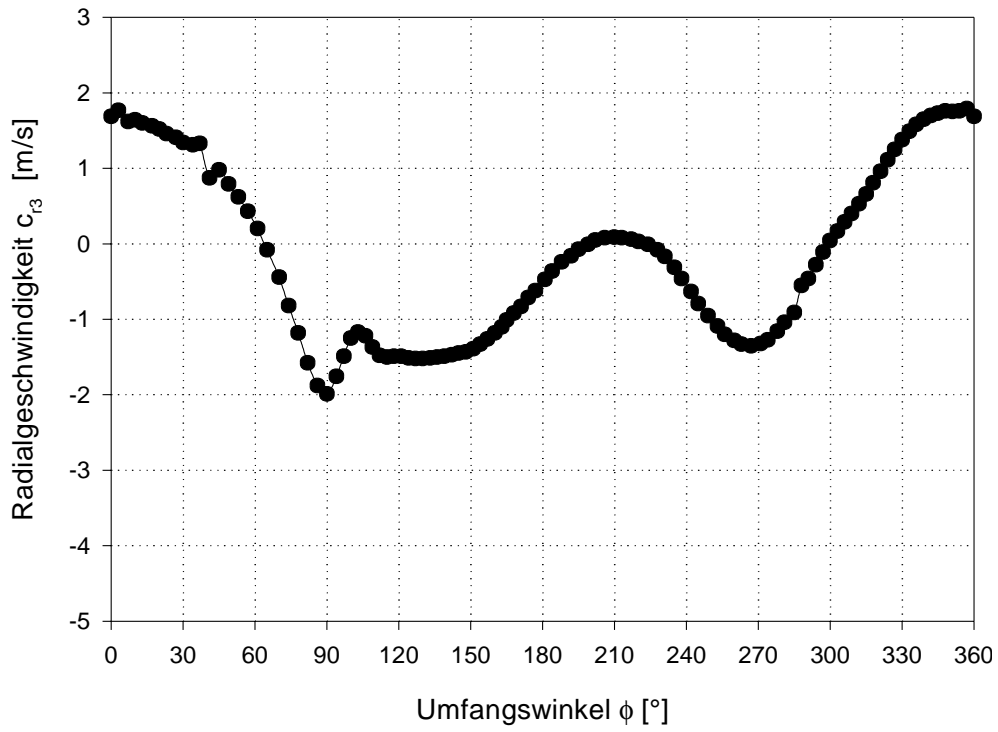


Abbildung 8.5: Radialgeschwindigkeitsverteilung

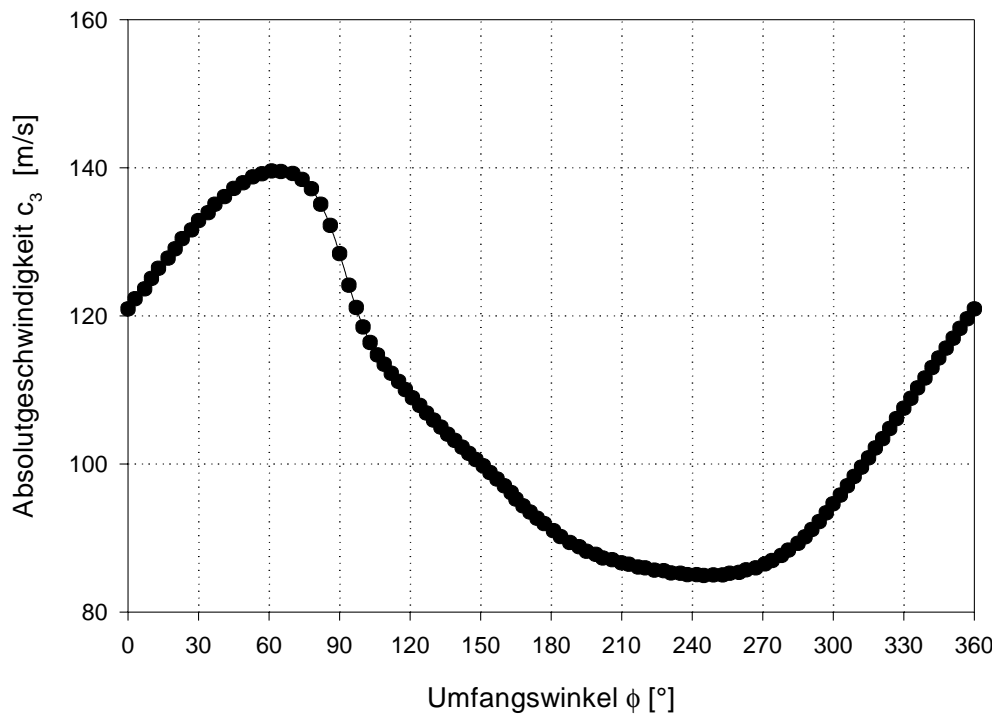


Abbildung 8.6: Absolutgeschwindigkeitsverteilung

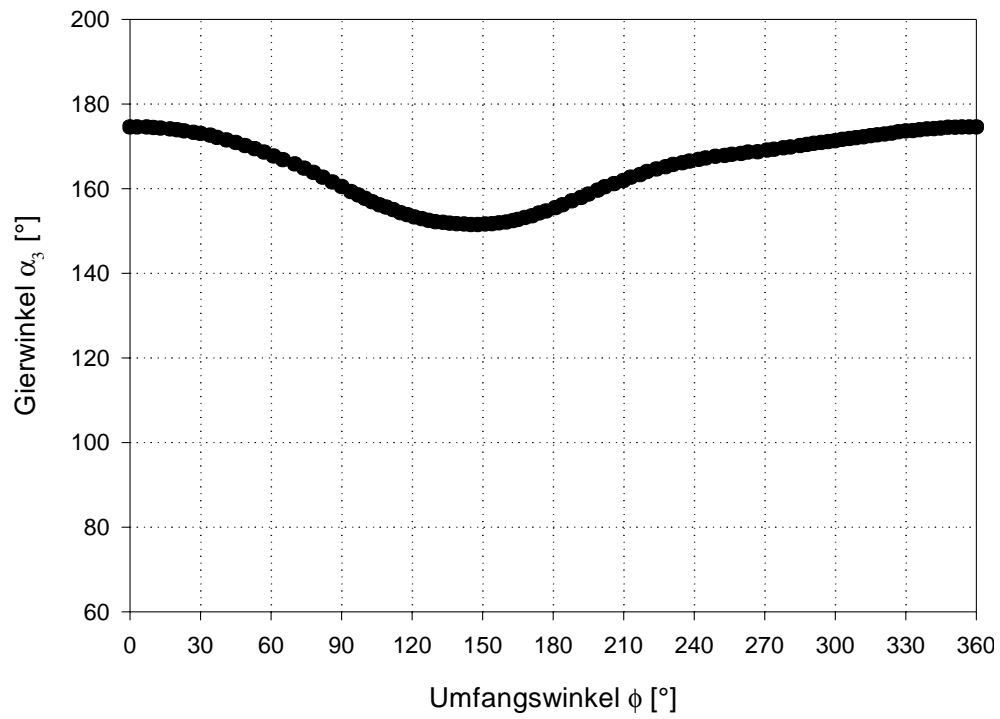


Abbildung 8.7: Gierwinkelverteilung

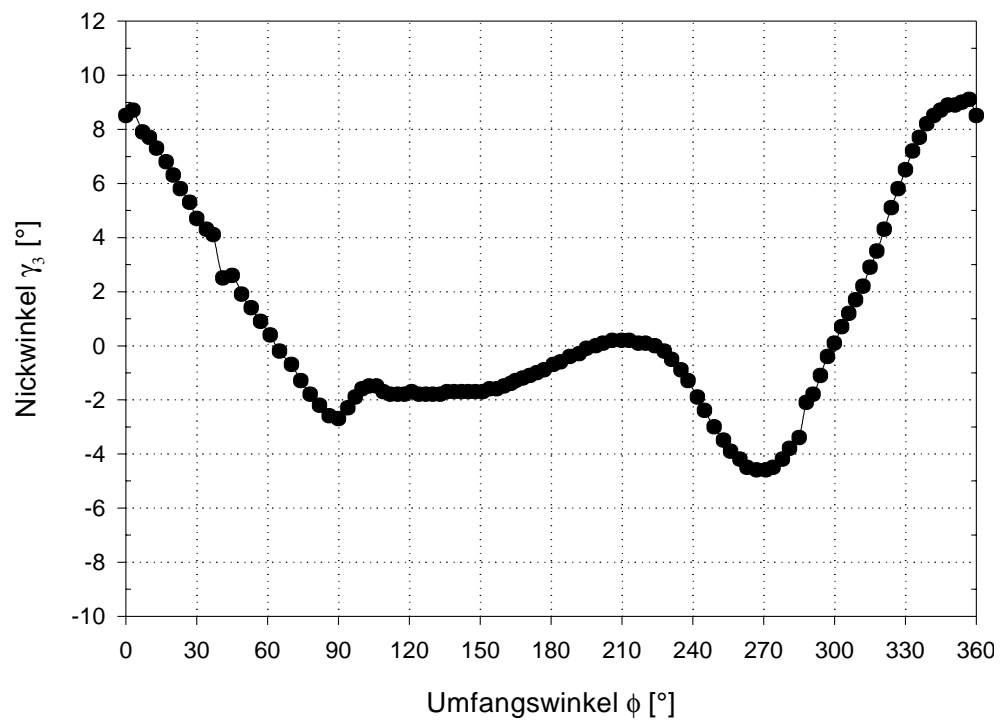


Abbildung 8.8: Nickwinkelverteilung

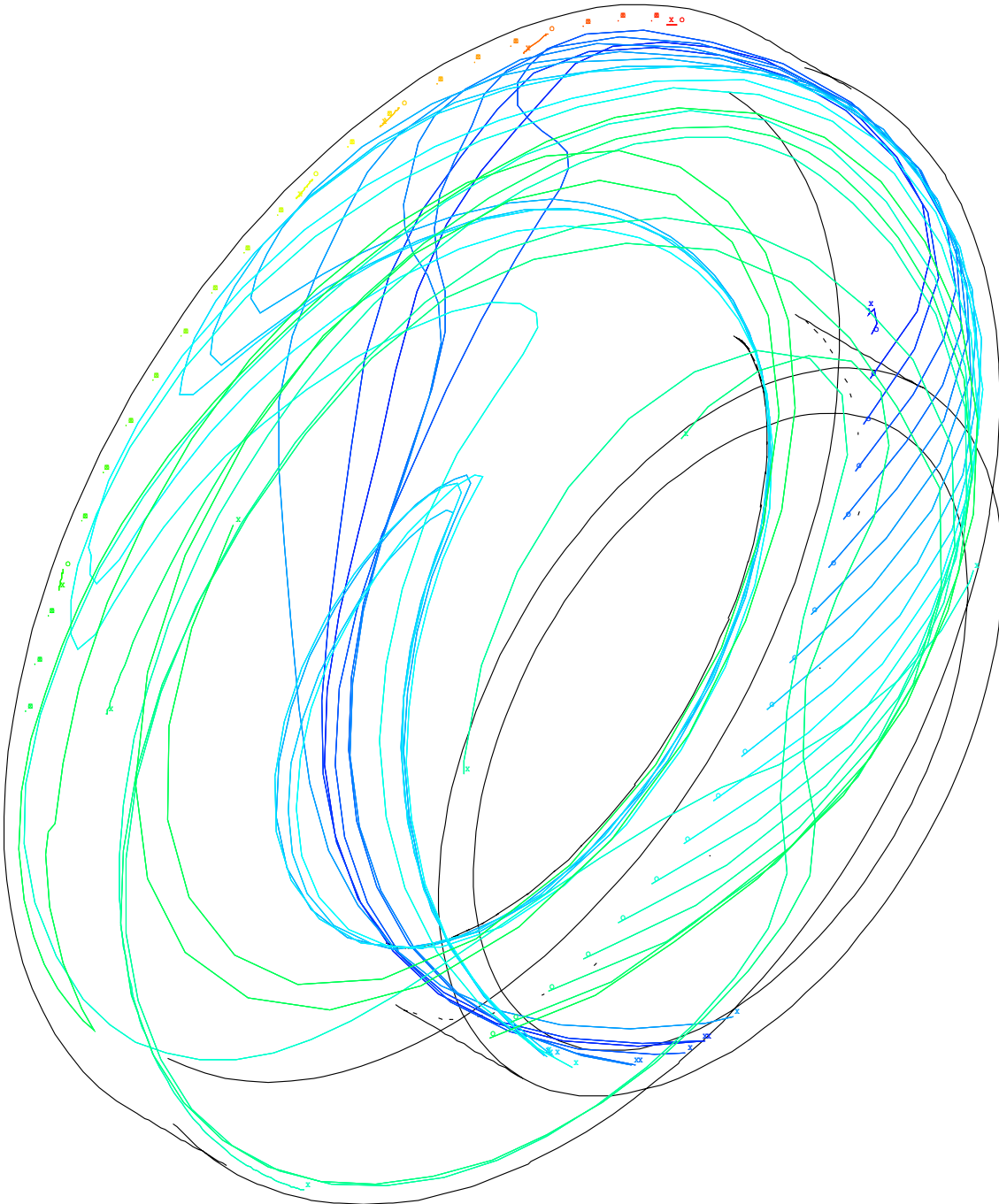


Abbildung 8.9: Stromlinien in der Nähe des Gehäuses

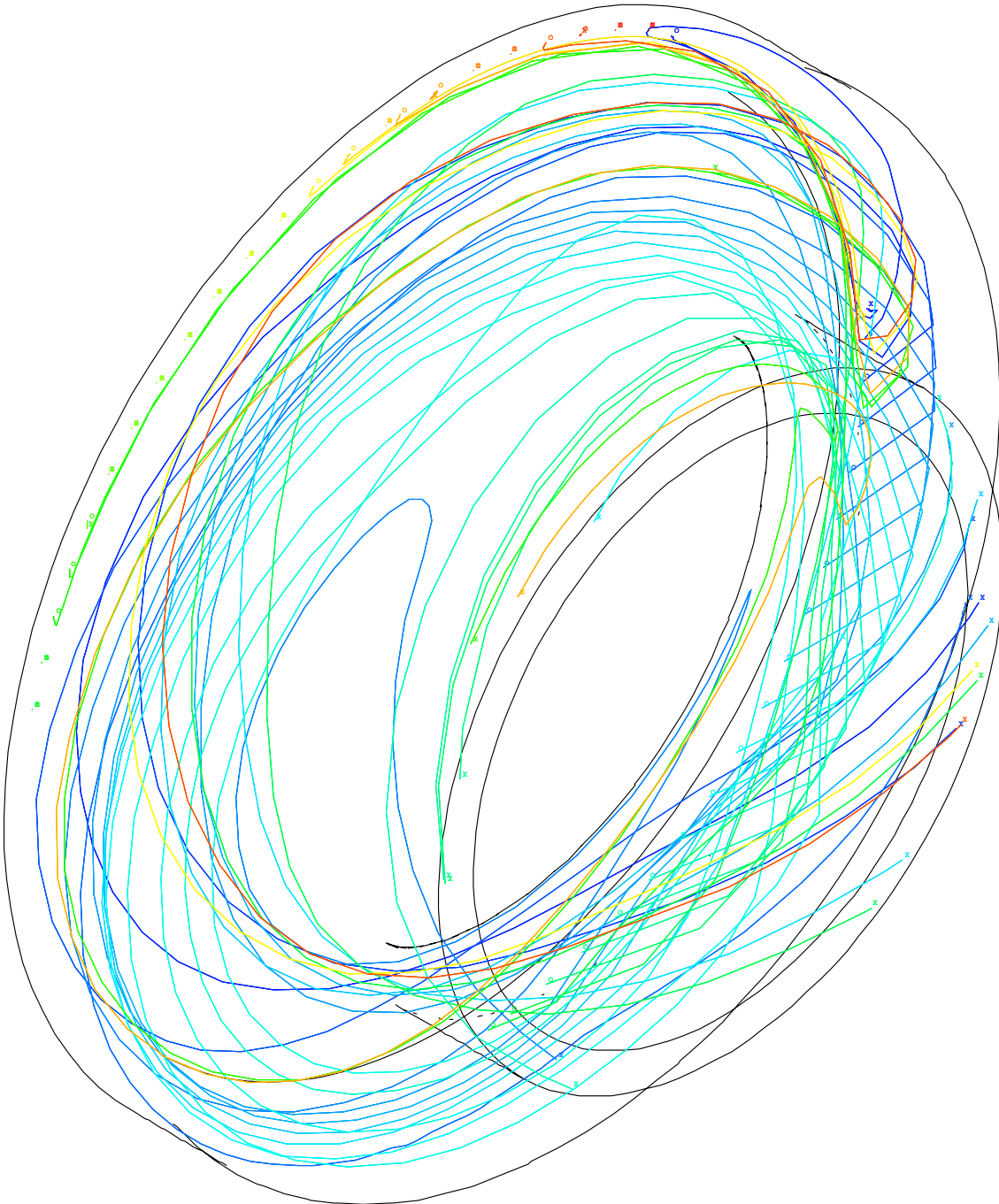


Abbildung 8.10: Stromlinien in der halben Kanalhöhe

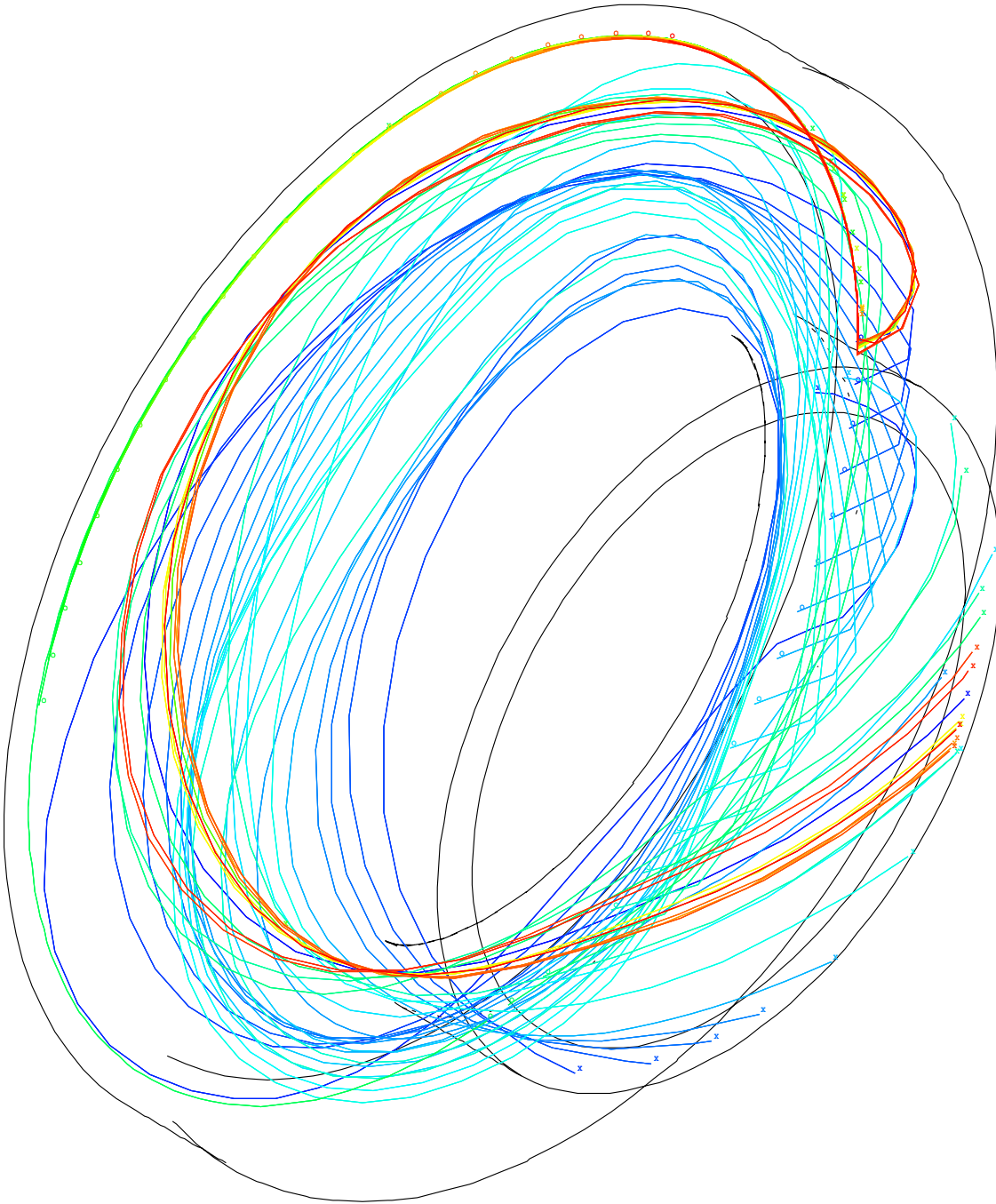


Abbildung 8.11: Stromlinien in der Nähe der Nabe

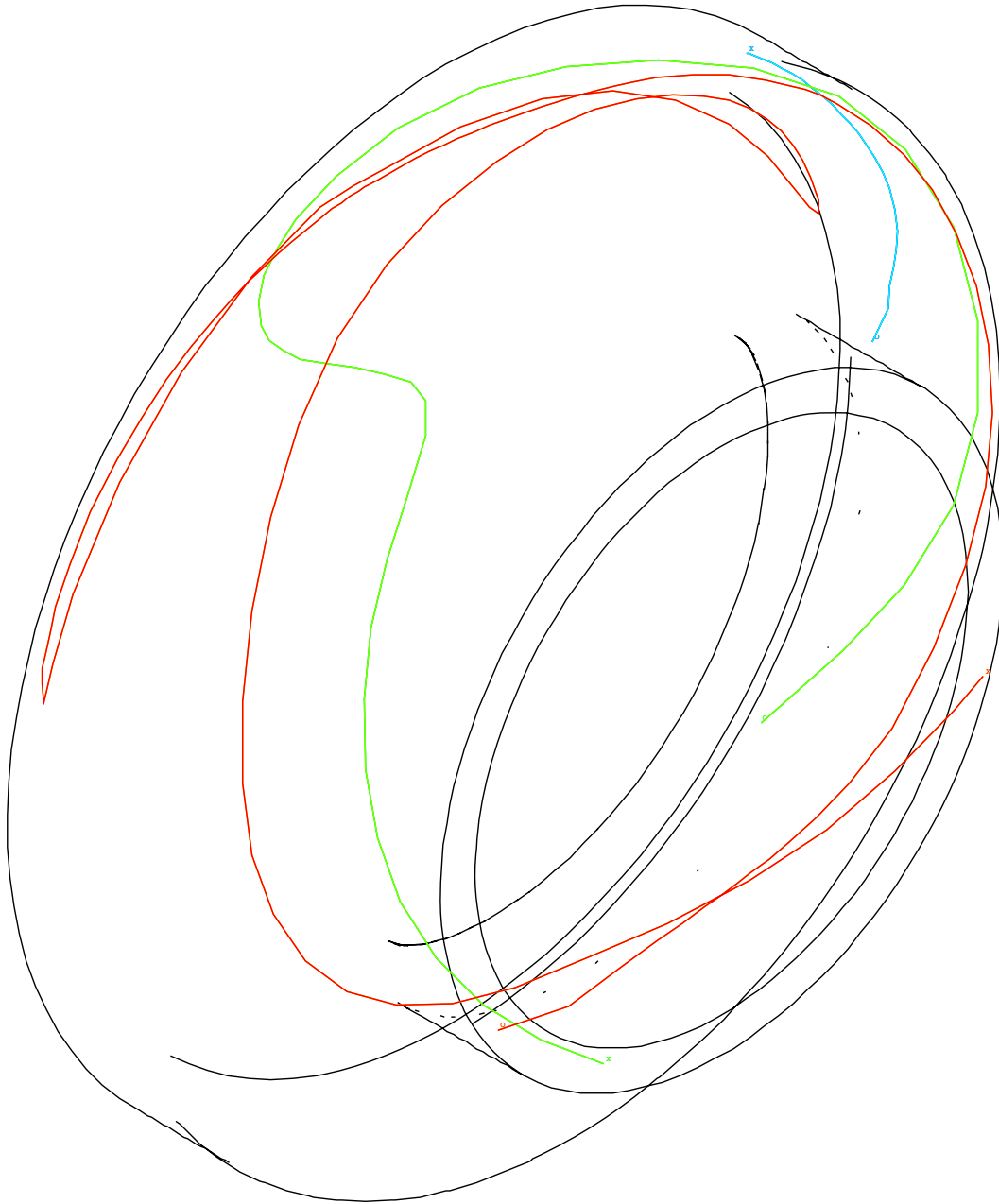


Abbildung 8.12: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Gehäusenähe

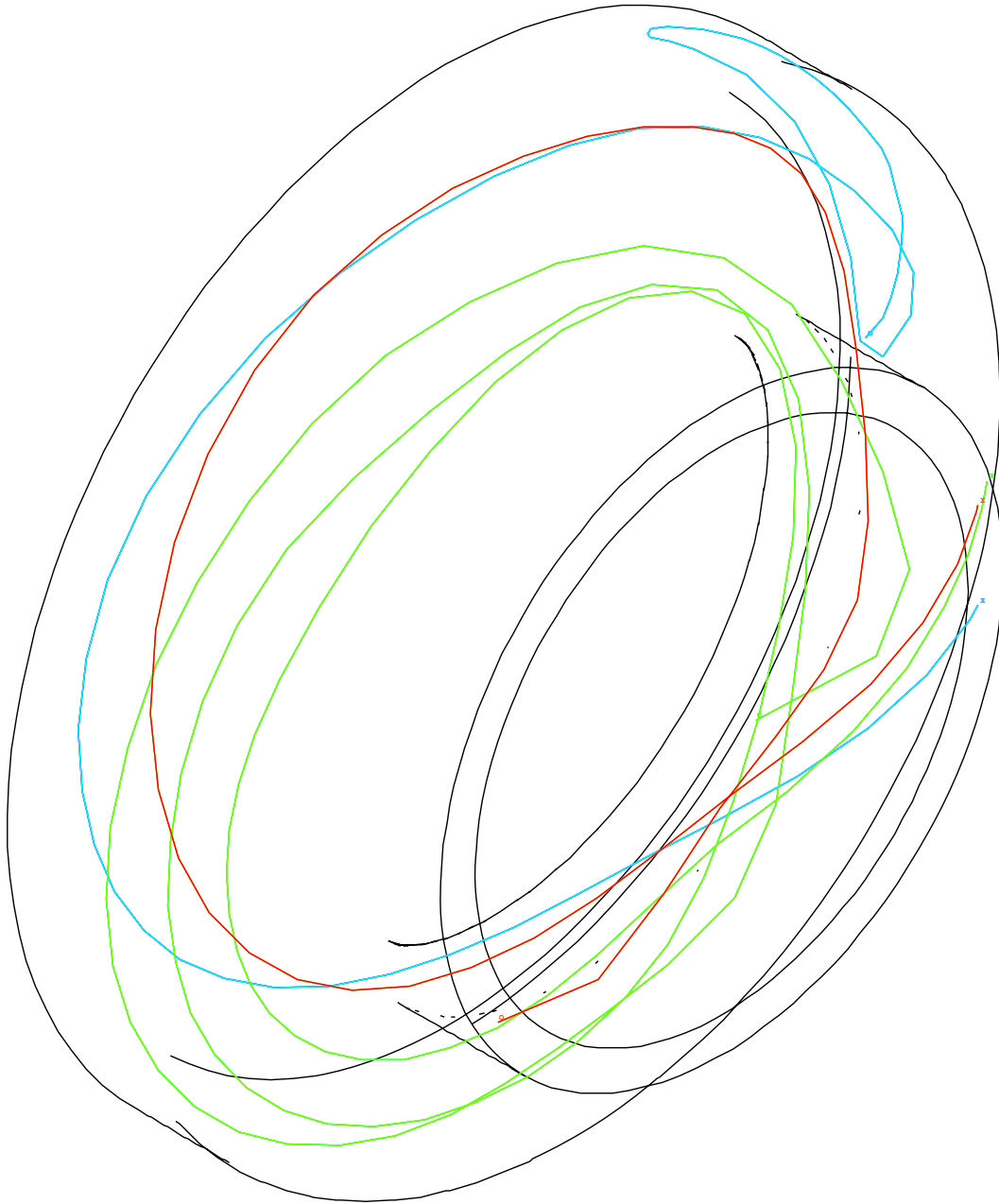


Abbildung 8.13: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in halber Kanalhöhe

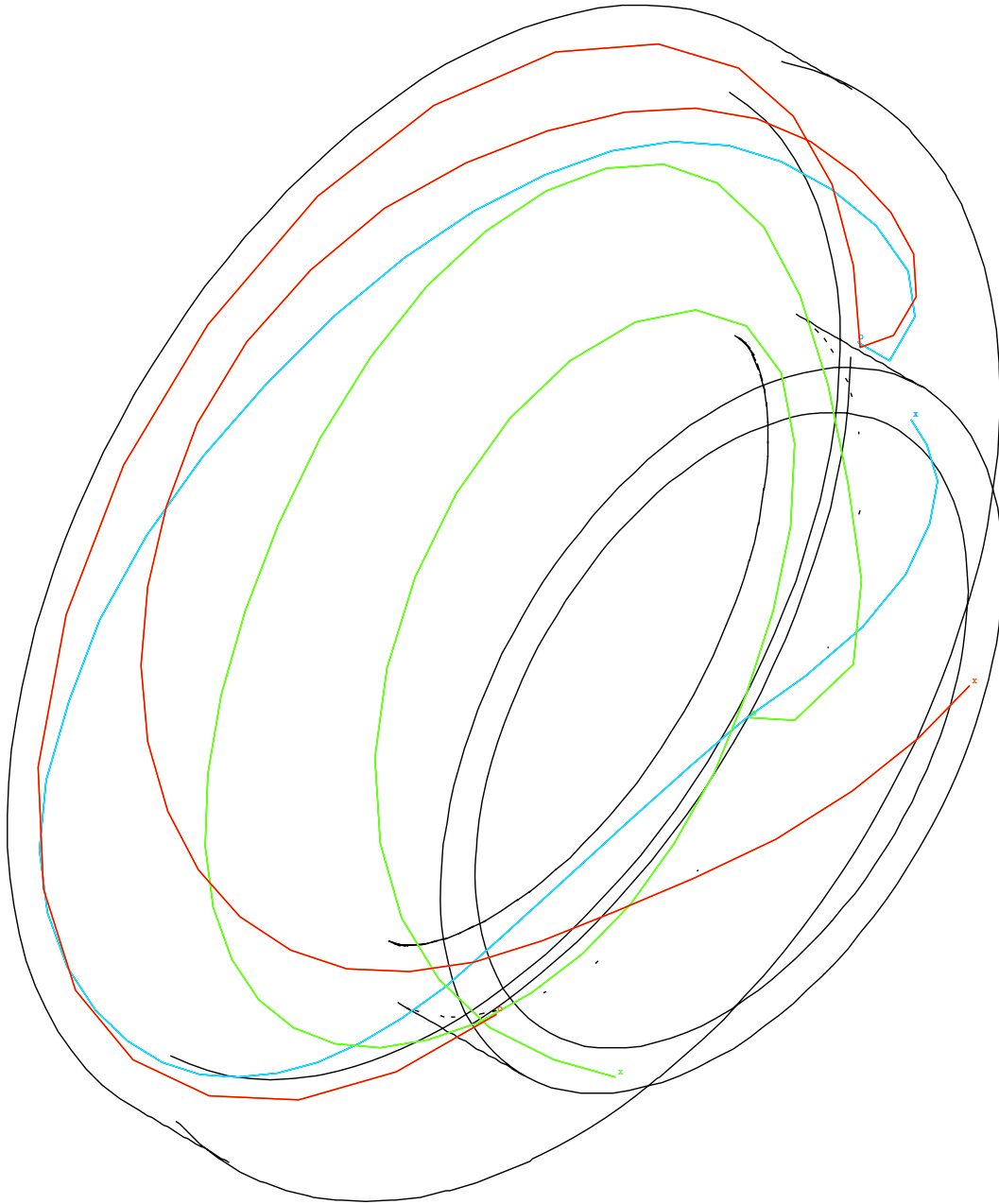


Abbildung 8.14: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Nabennähe

8.7 Nennlast

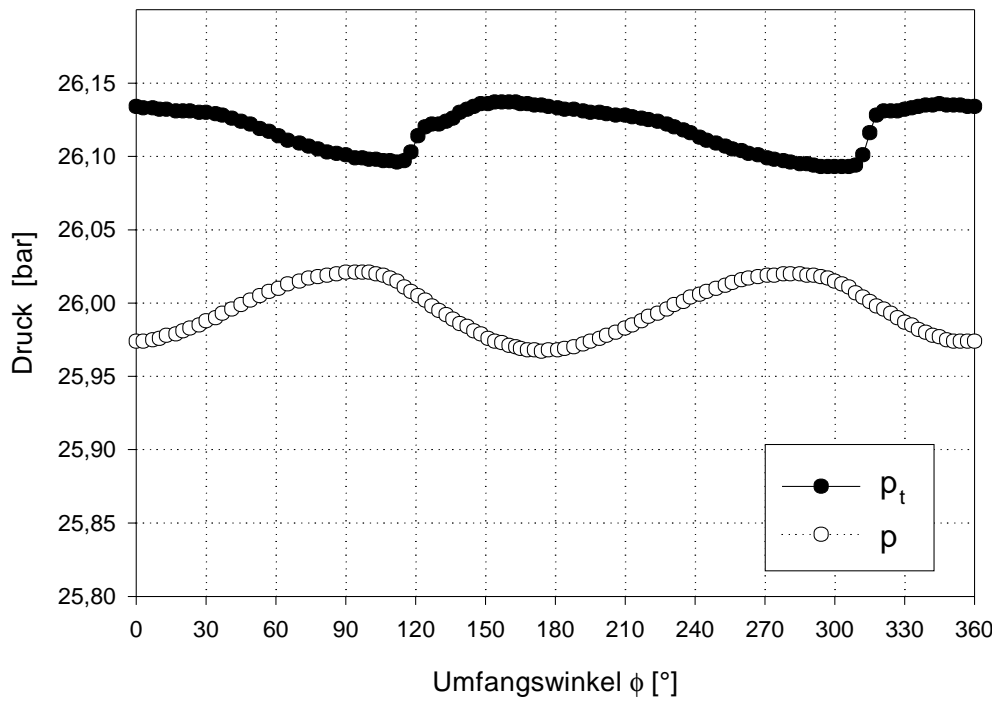


Abbildung 8.15: Druckverteilung

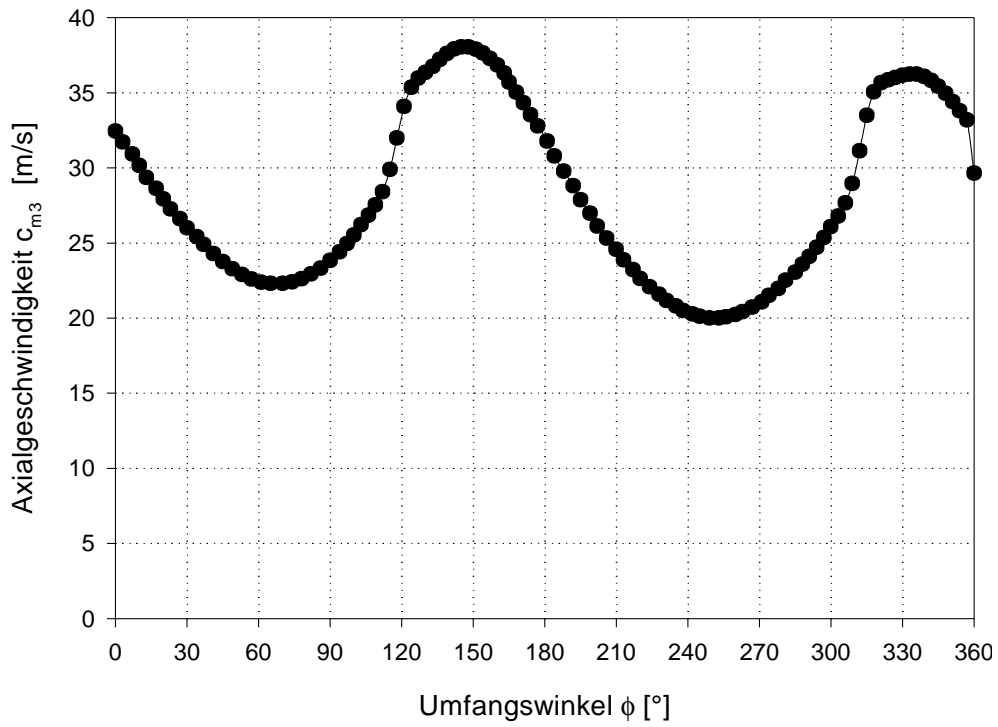


Abbildung 8.16: Axialgeschwindigkeitsverteilung

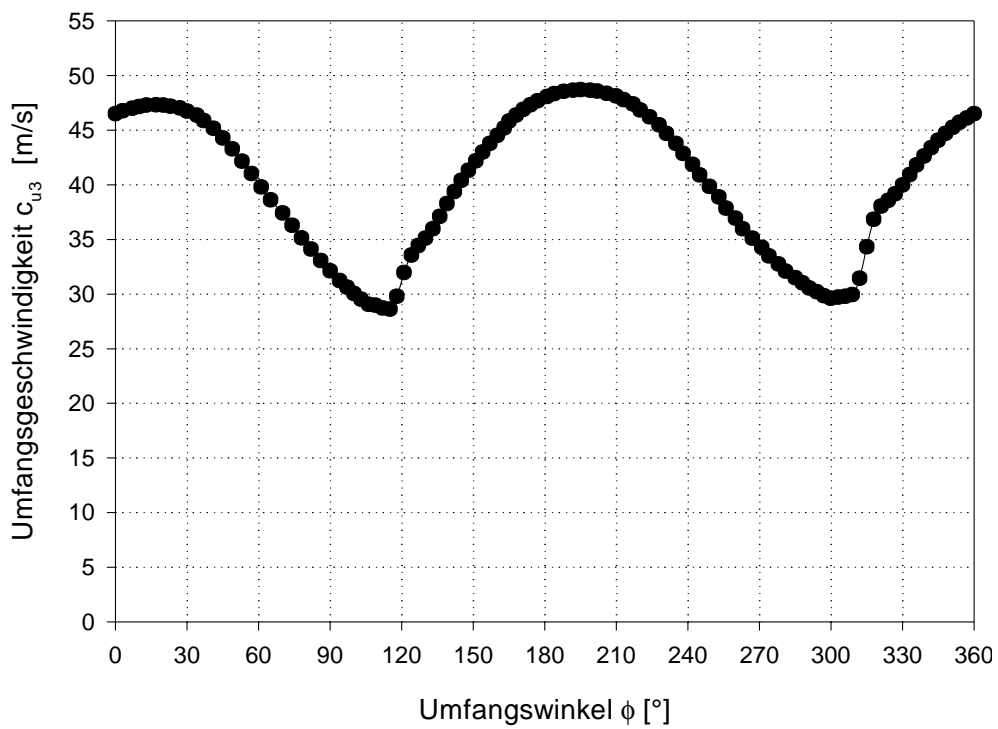


Abbildung 8.17: Umfangsgeschwindigkeitsverteilung

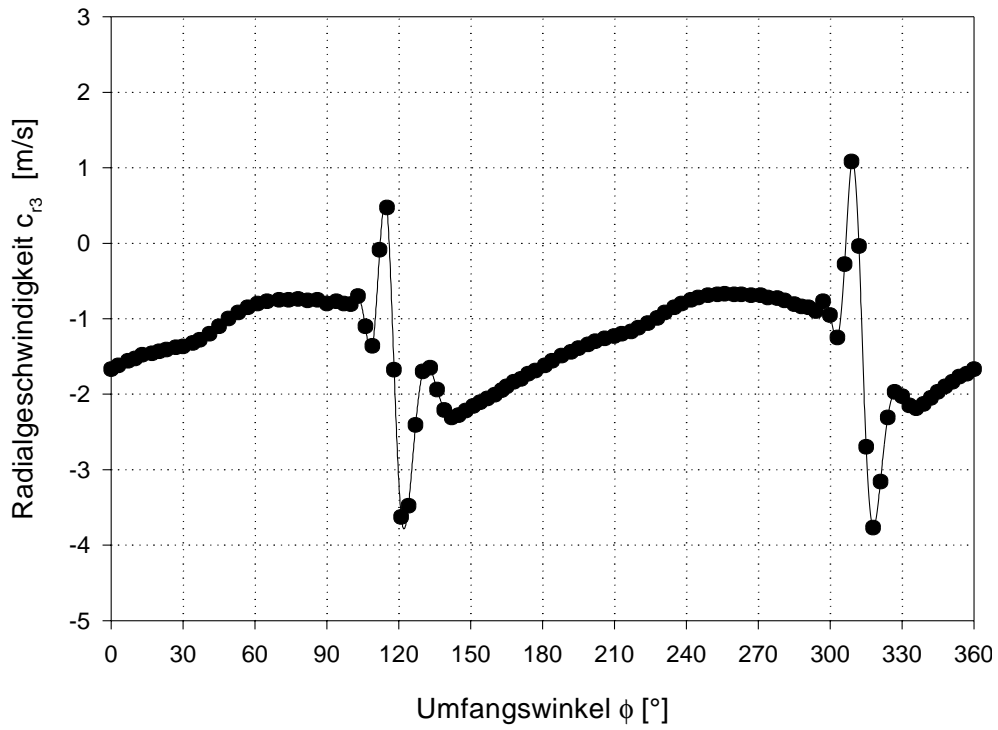


Abbildung 8.18: Radialgeschwindigkeitsverteilung

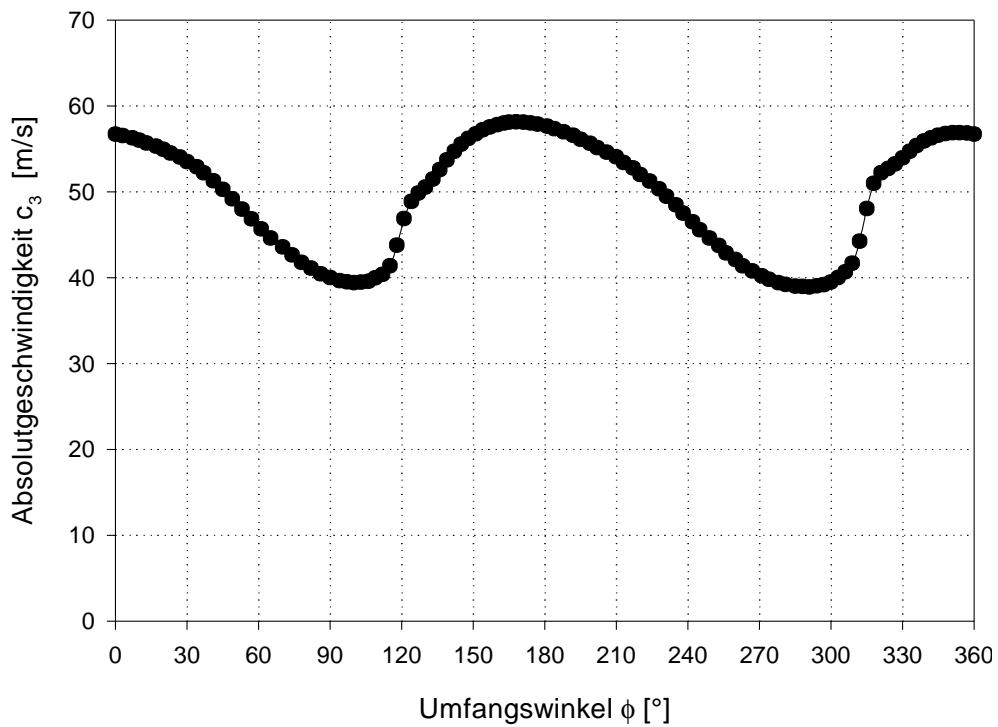


Abbildung 8.19: Absolutgeschwindigkeitsverteilung

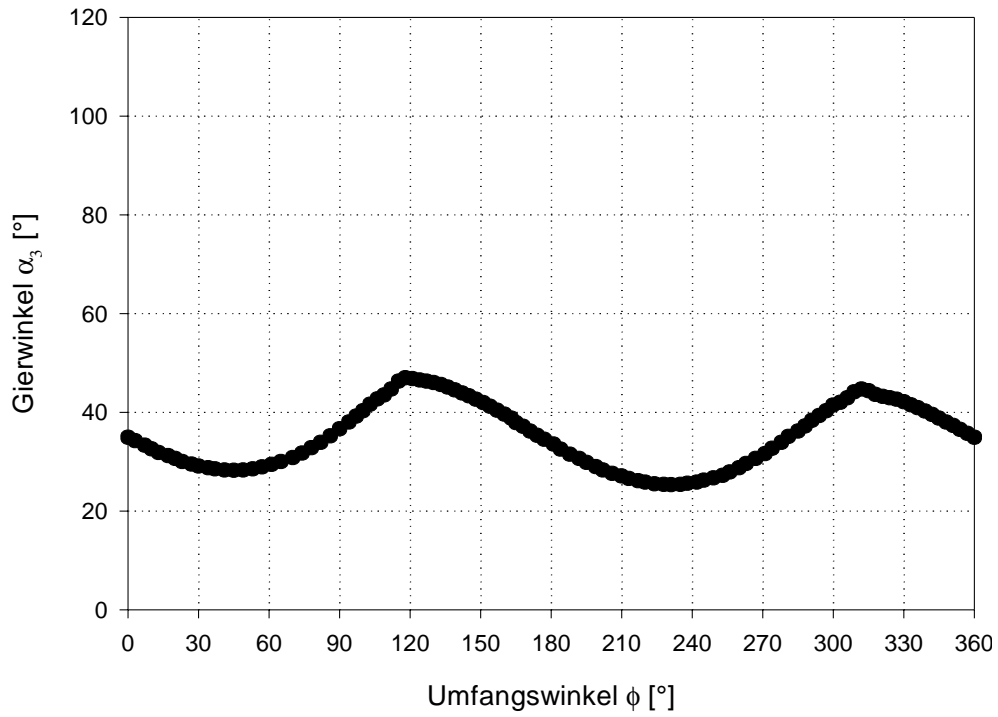


Abbildung 8.20: Gierwinkelverteilung

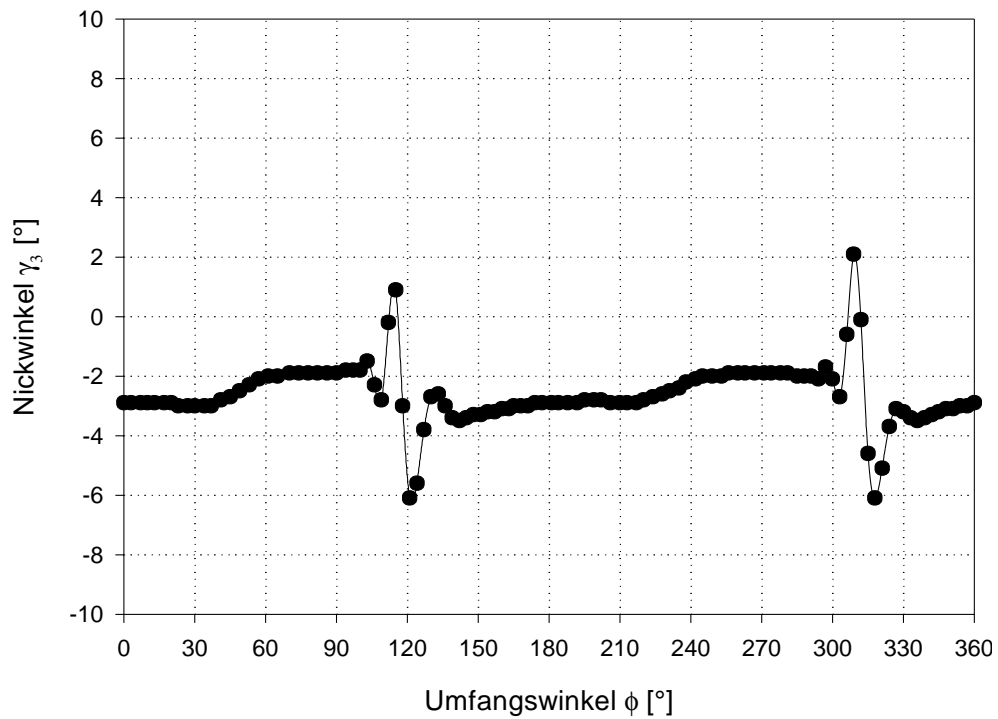


Abbildung 8.21: Nickwinkelverteilung

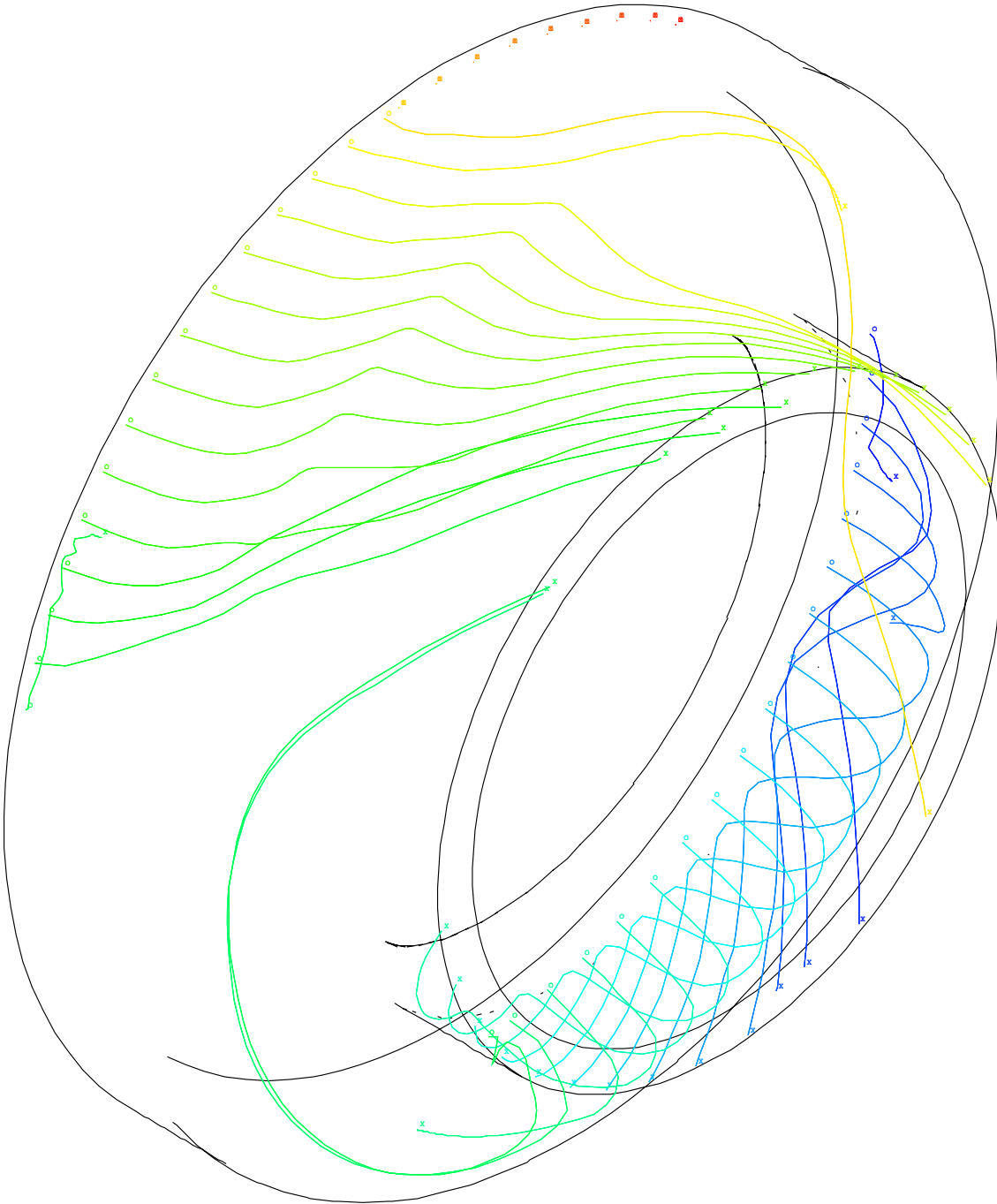


Abbildung 8.22: Stromlinien in der Nähe des Gehäuses

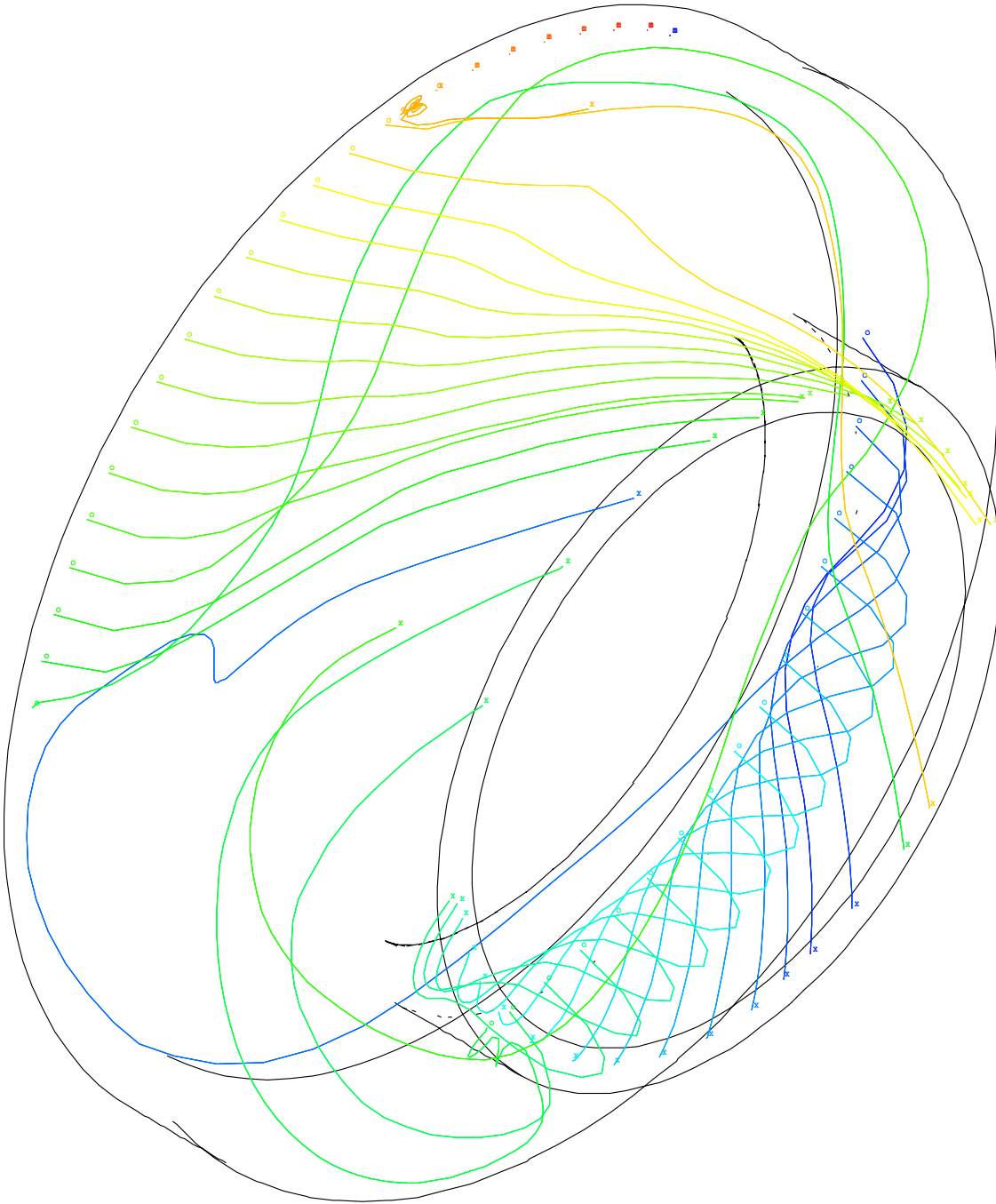


Abbildung 8.23: Stromlinien in der halben Kanalhöhe

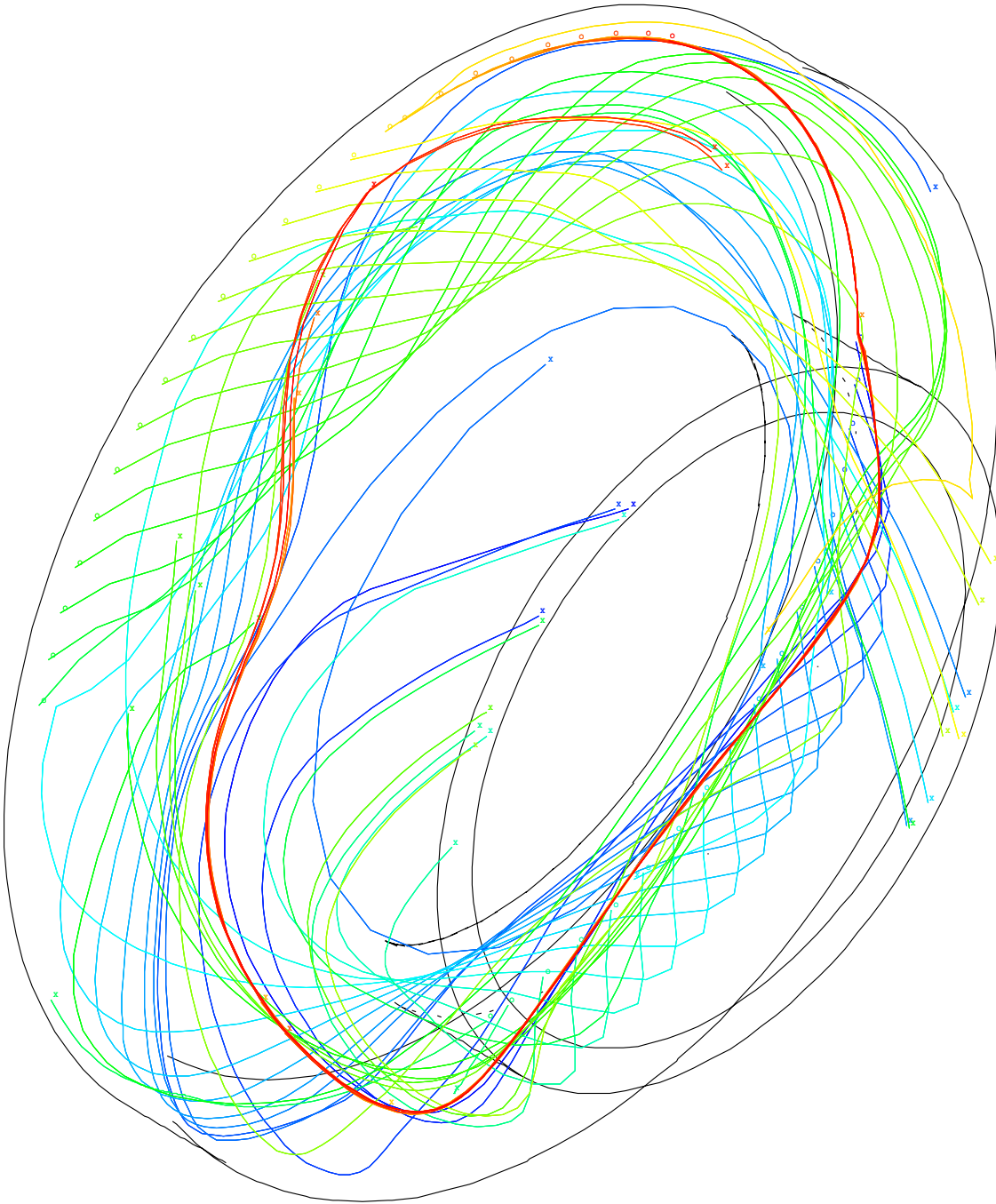


Abbildung 8.24: Stromlinien in der Nähe der Nabe

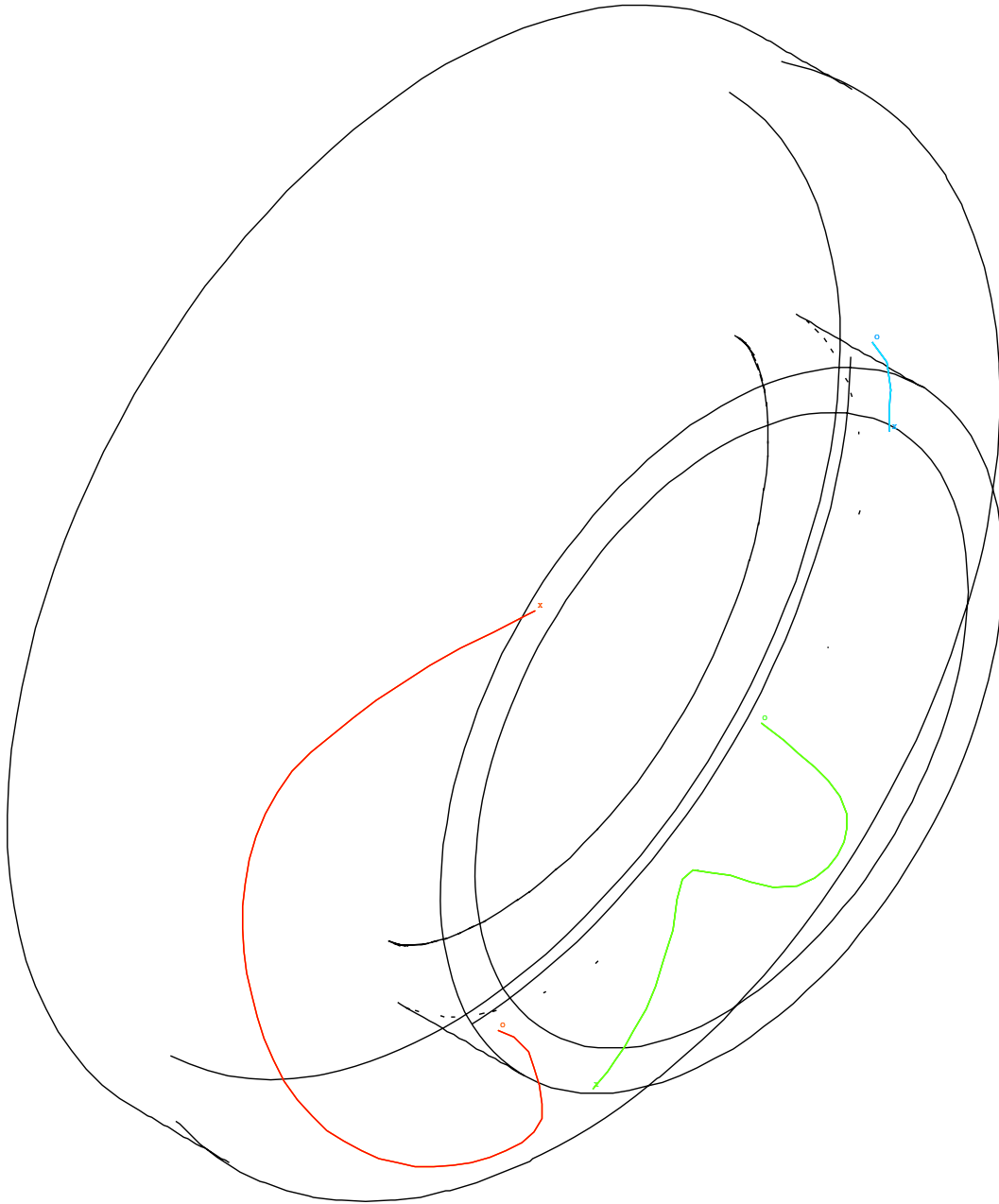


Abbildung 8.25: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Gehäusenähe

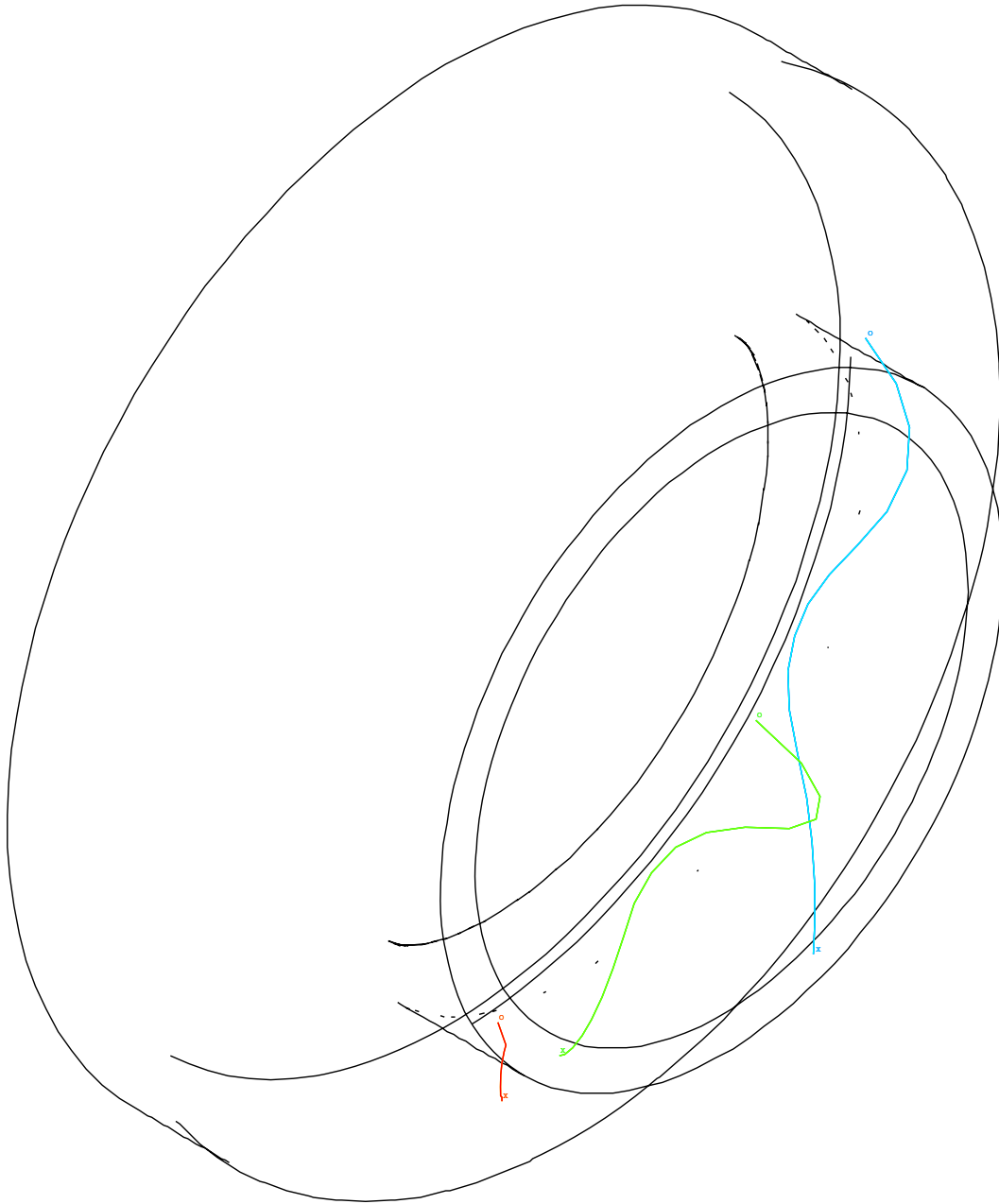


Abbildung 8.26: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in halber Kanalhöhe

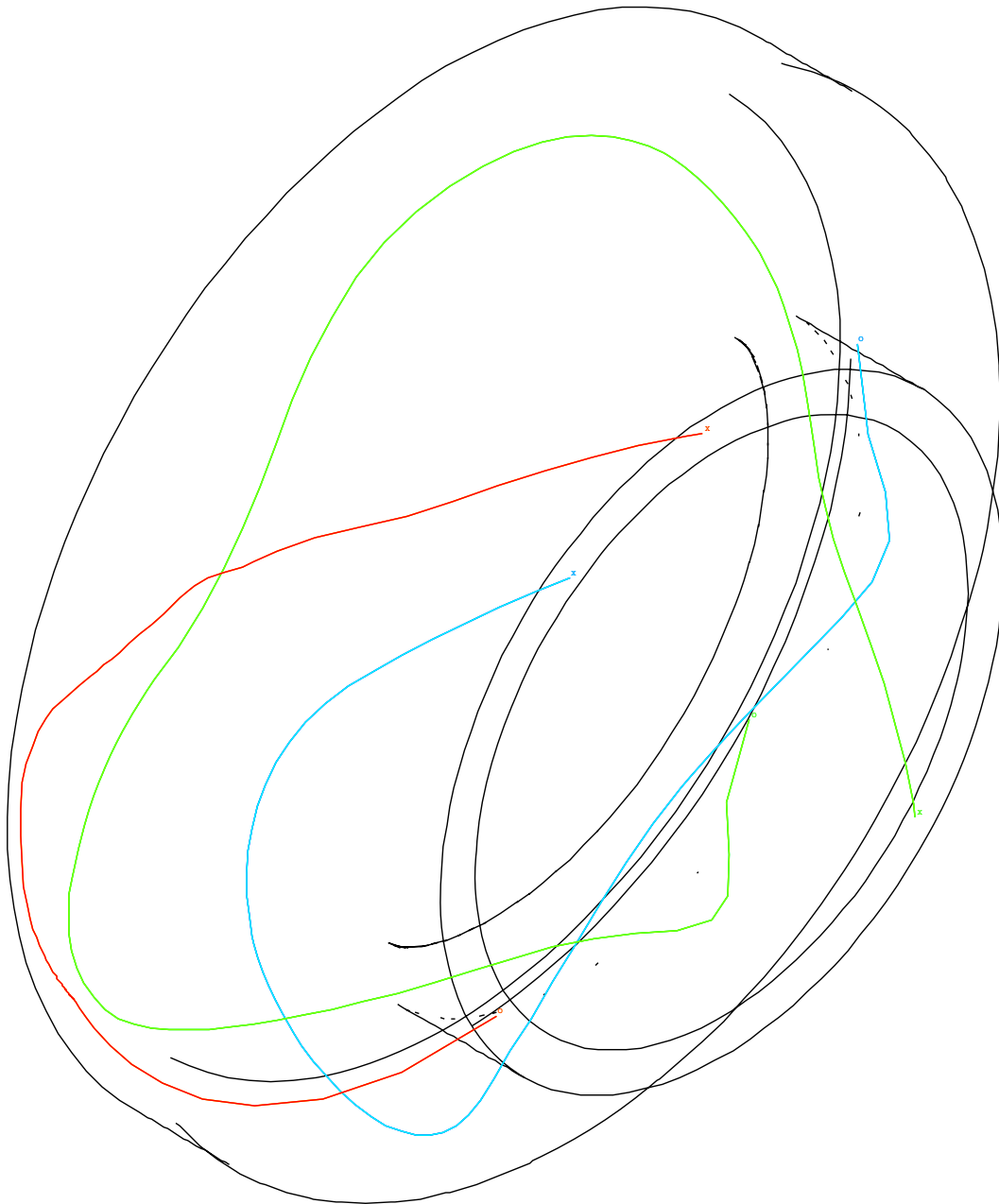


Abbildung 8.27: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Nabennähe

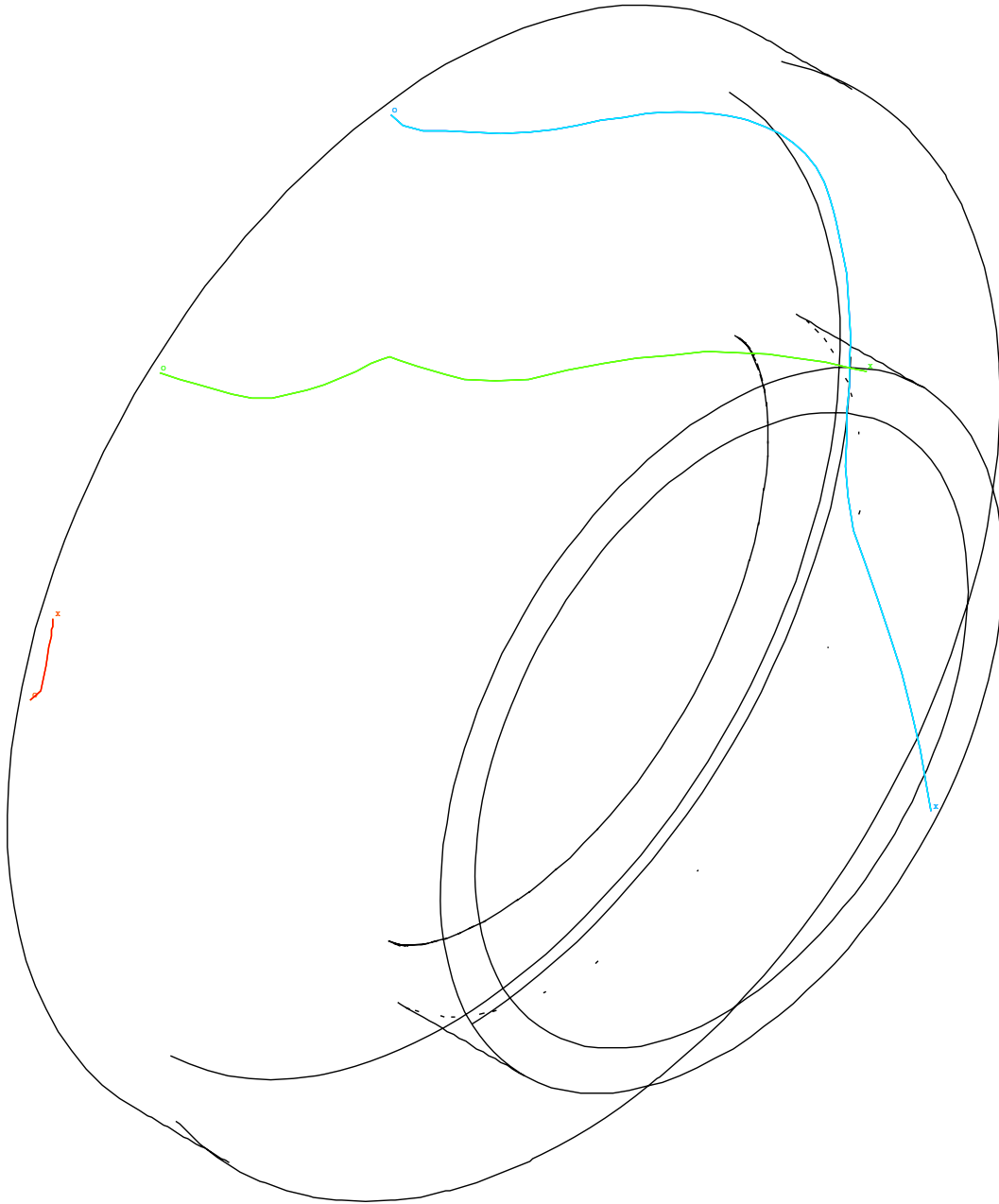


Abbildung 8.28: Stromlinientripel durch Düsengruppe II in Gehäusenähe

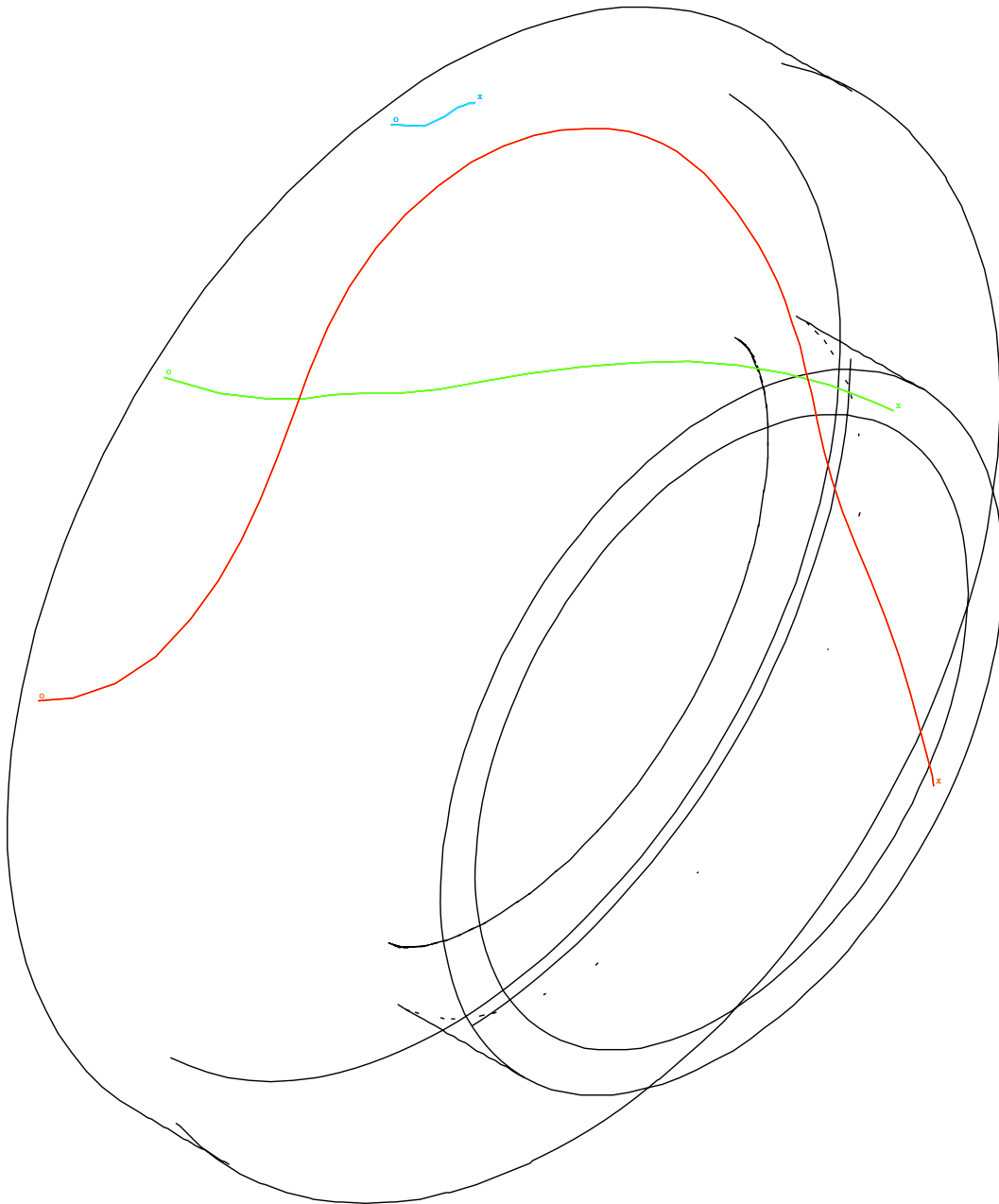


Abbildung 8.29: Stromlinientripel durch Düsengruppe II in halber Kanalhöhe

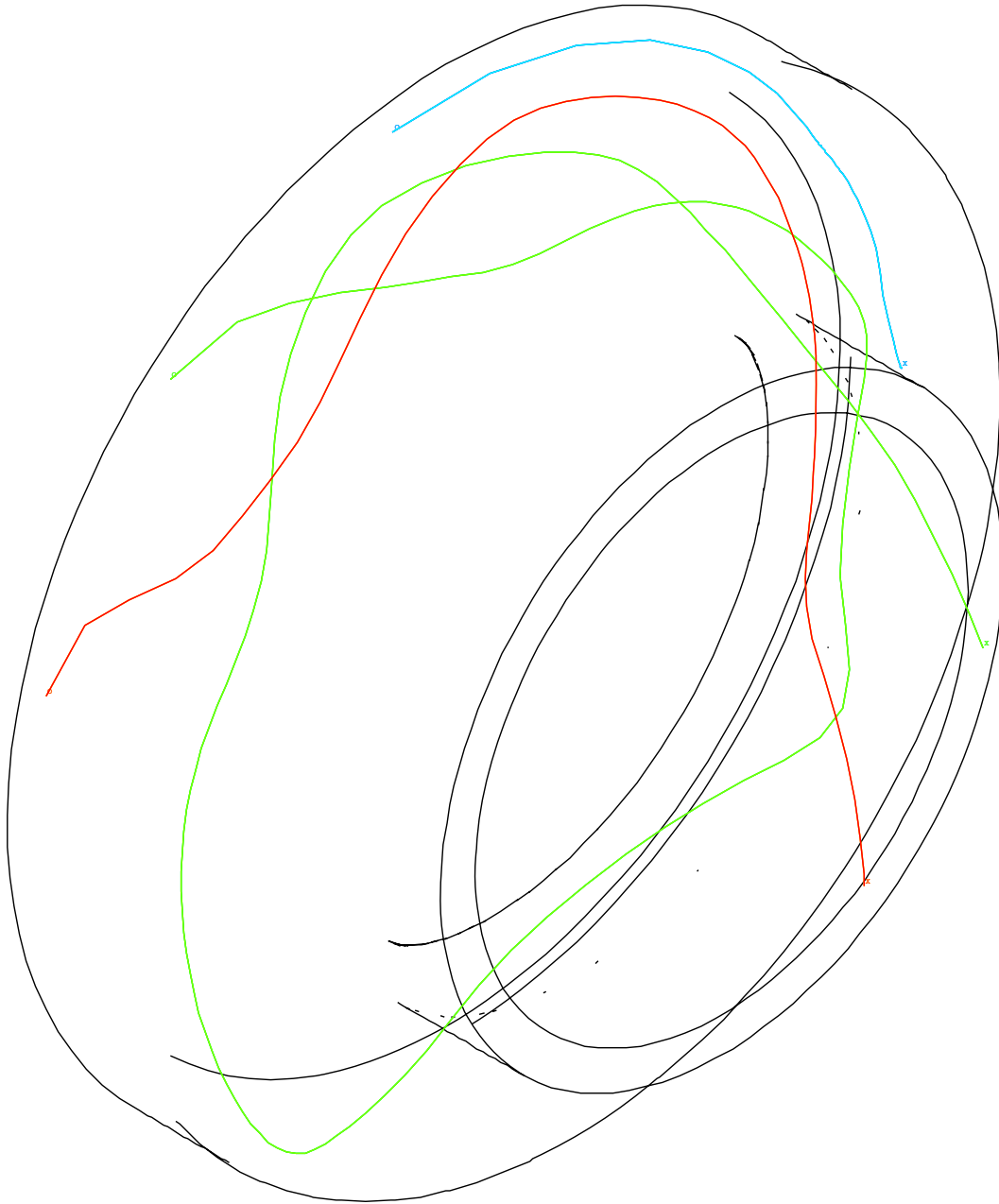


Abbildung 8.30: Stromlinientripel durch Düsendruppe II in Nabennähe

8.8 Überlast

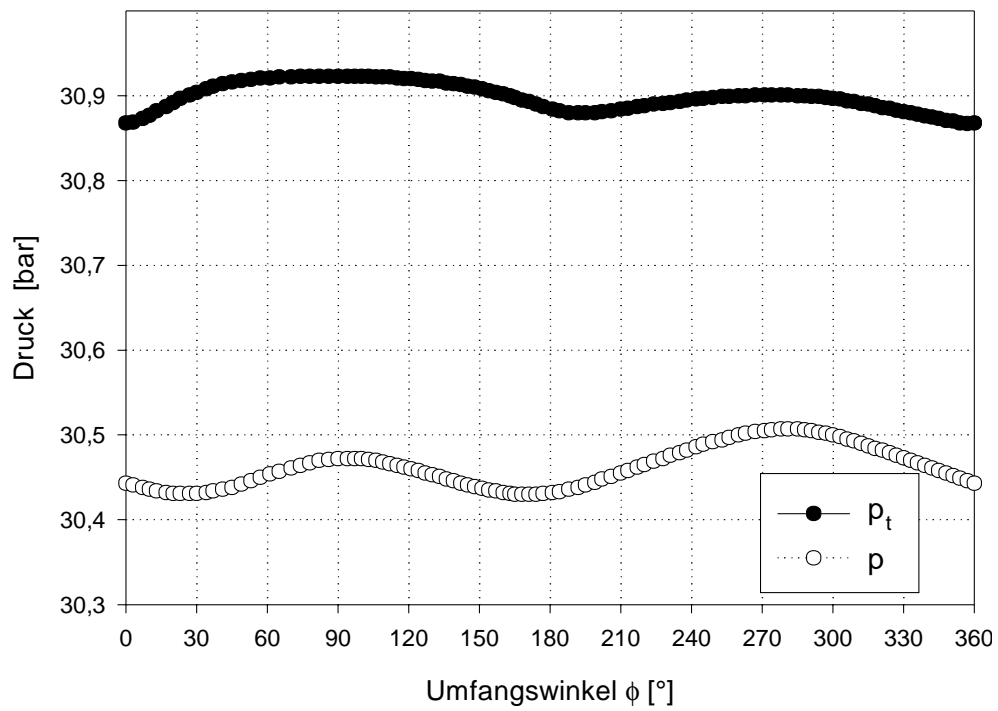


Abbildung 8.31: Druckverteilung

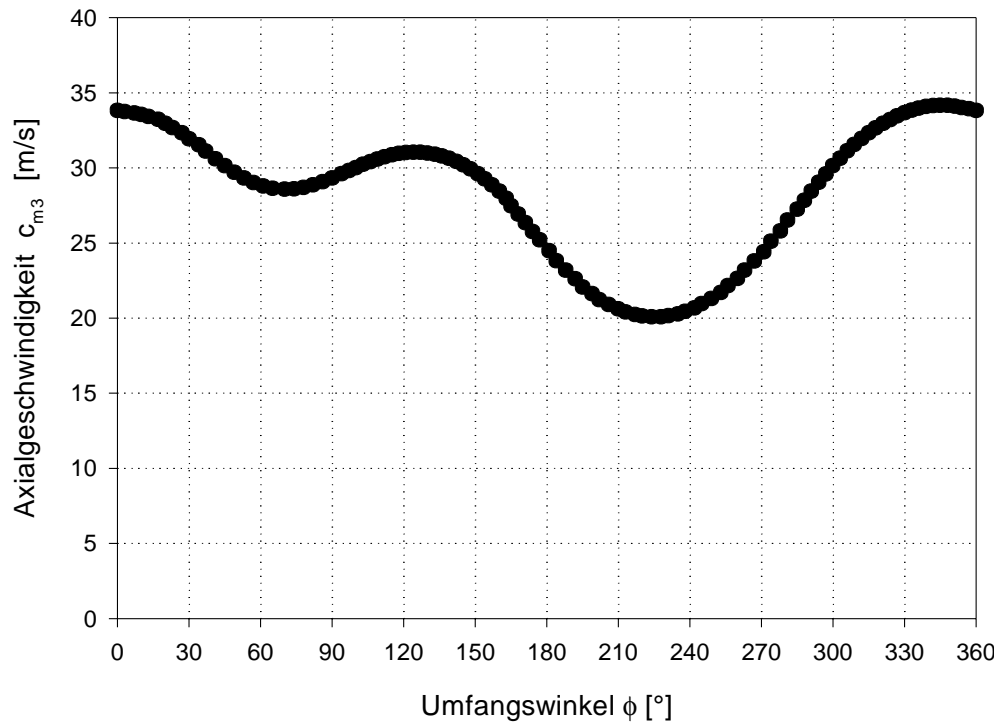


Abbildung 8.32: Axialgeschwindigkeitsverteilung

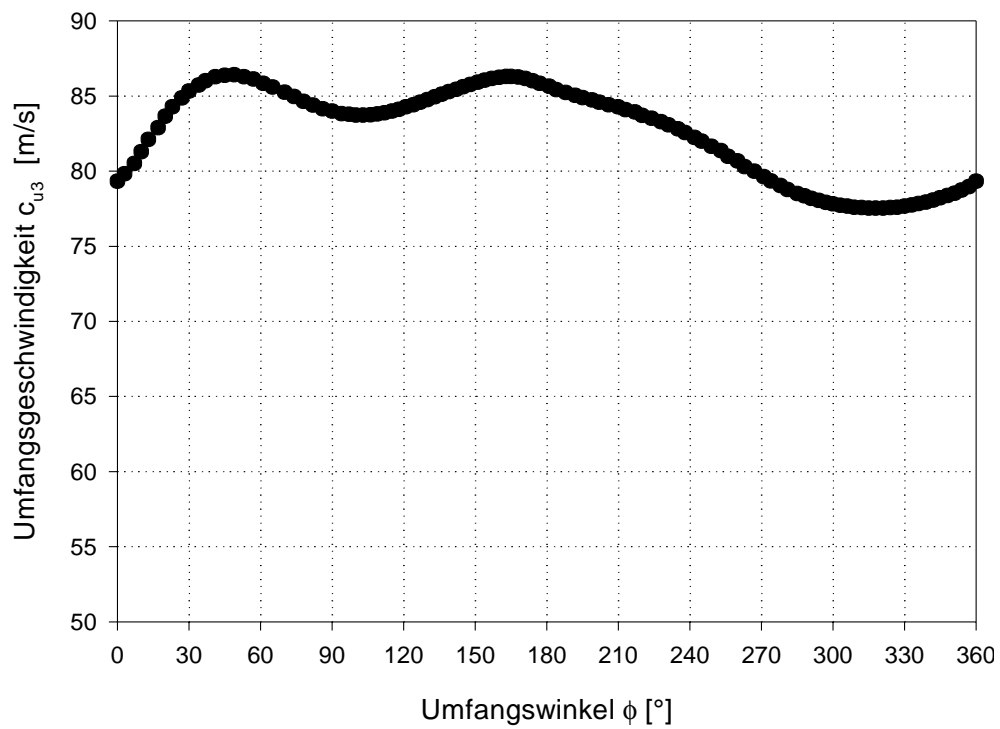


Abbildung 8.33: Umfangsgeschwindigkeitsverteilung

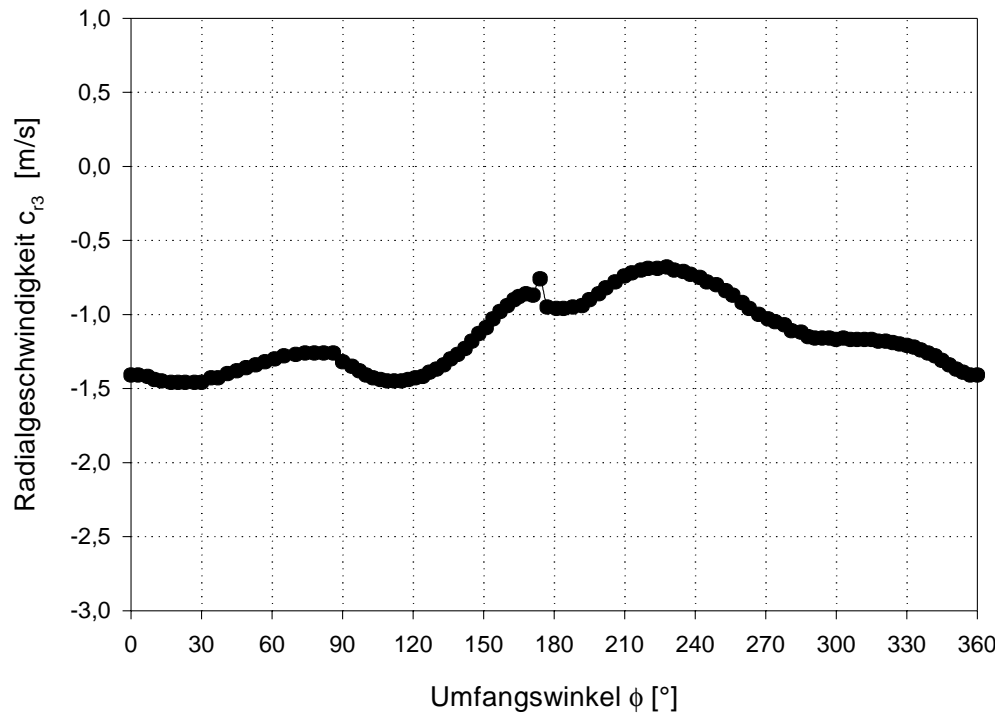


Abbildung 8.34: Radialgeschwindigkeitsverteilung

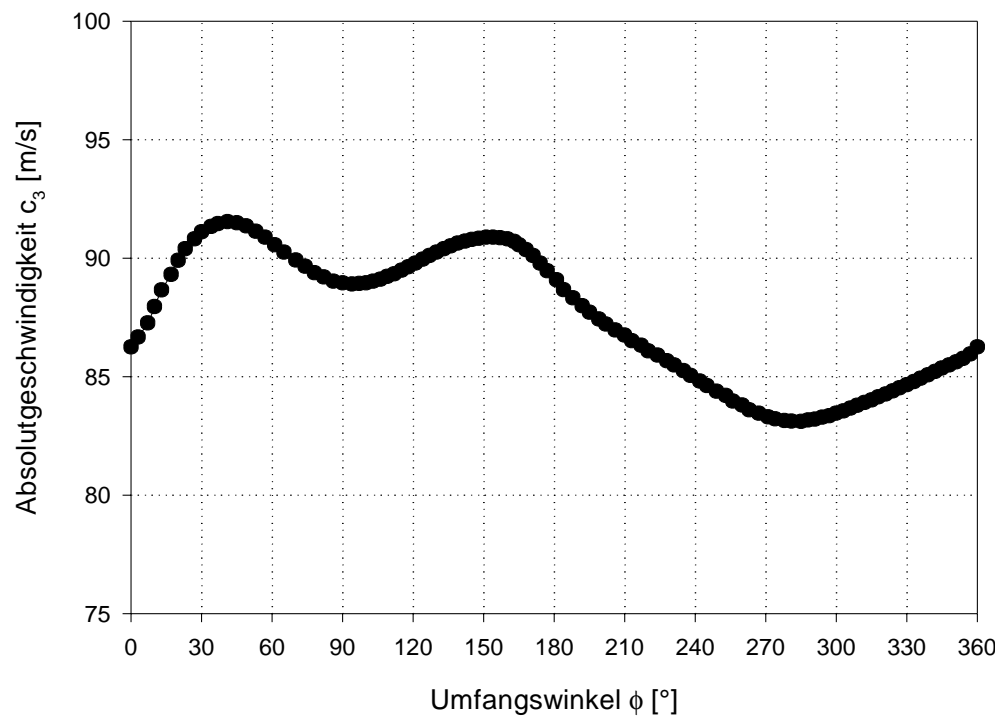


Abbildung 8.35: Absolutgeschwindigkeitsverteilung

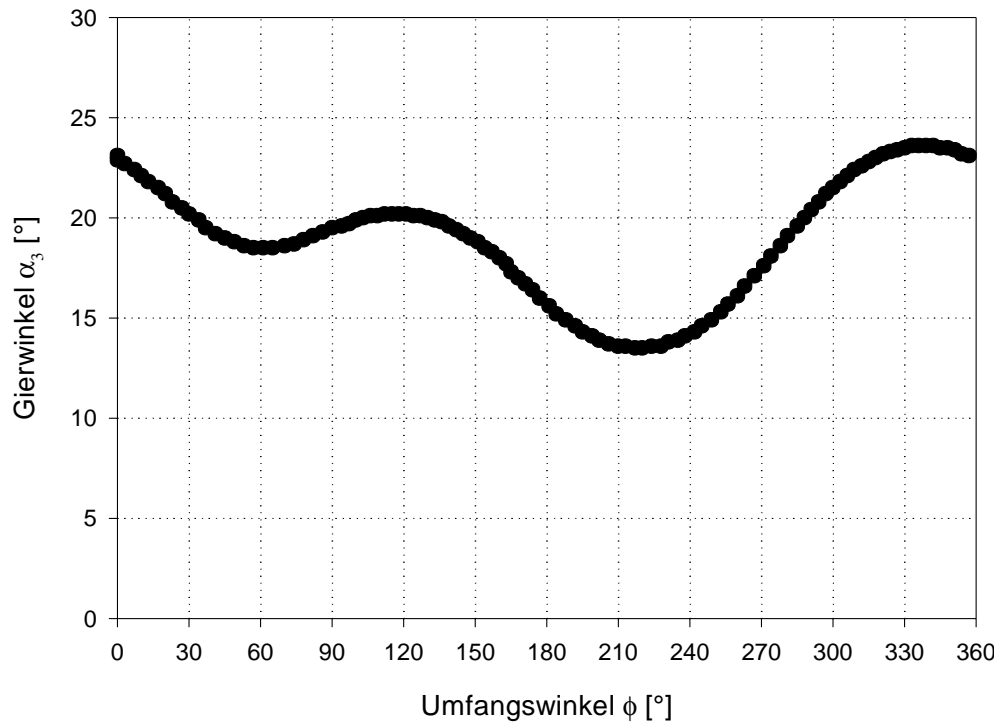


Abbildung 8.36: Gierwinkelverteilung

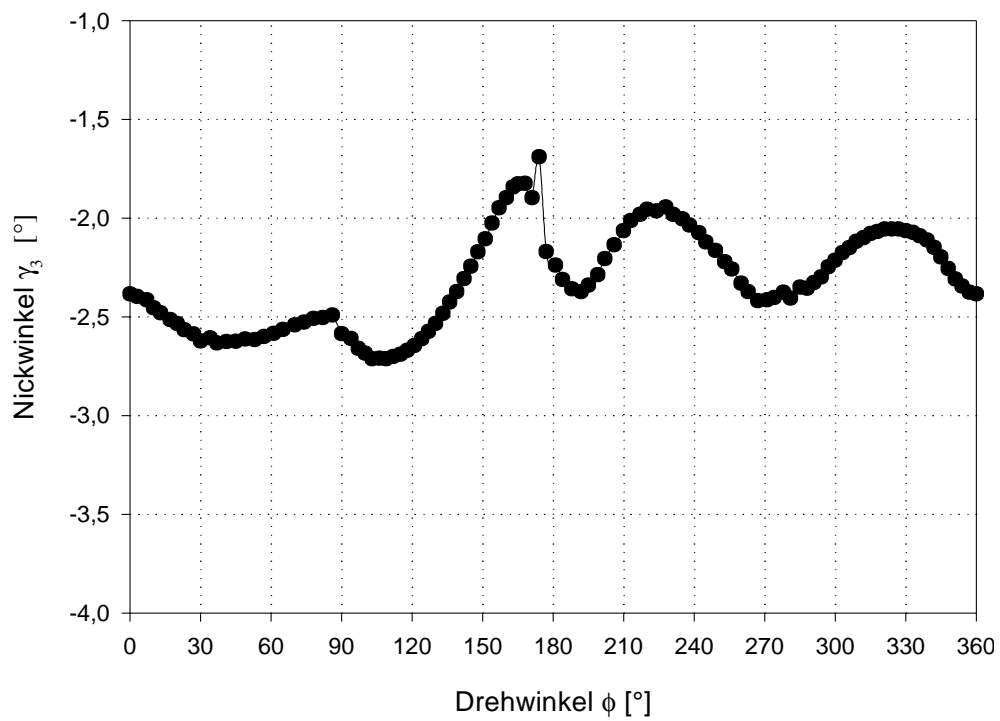


Abbildung 8.37: Nickwinkelverteilung

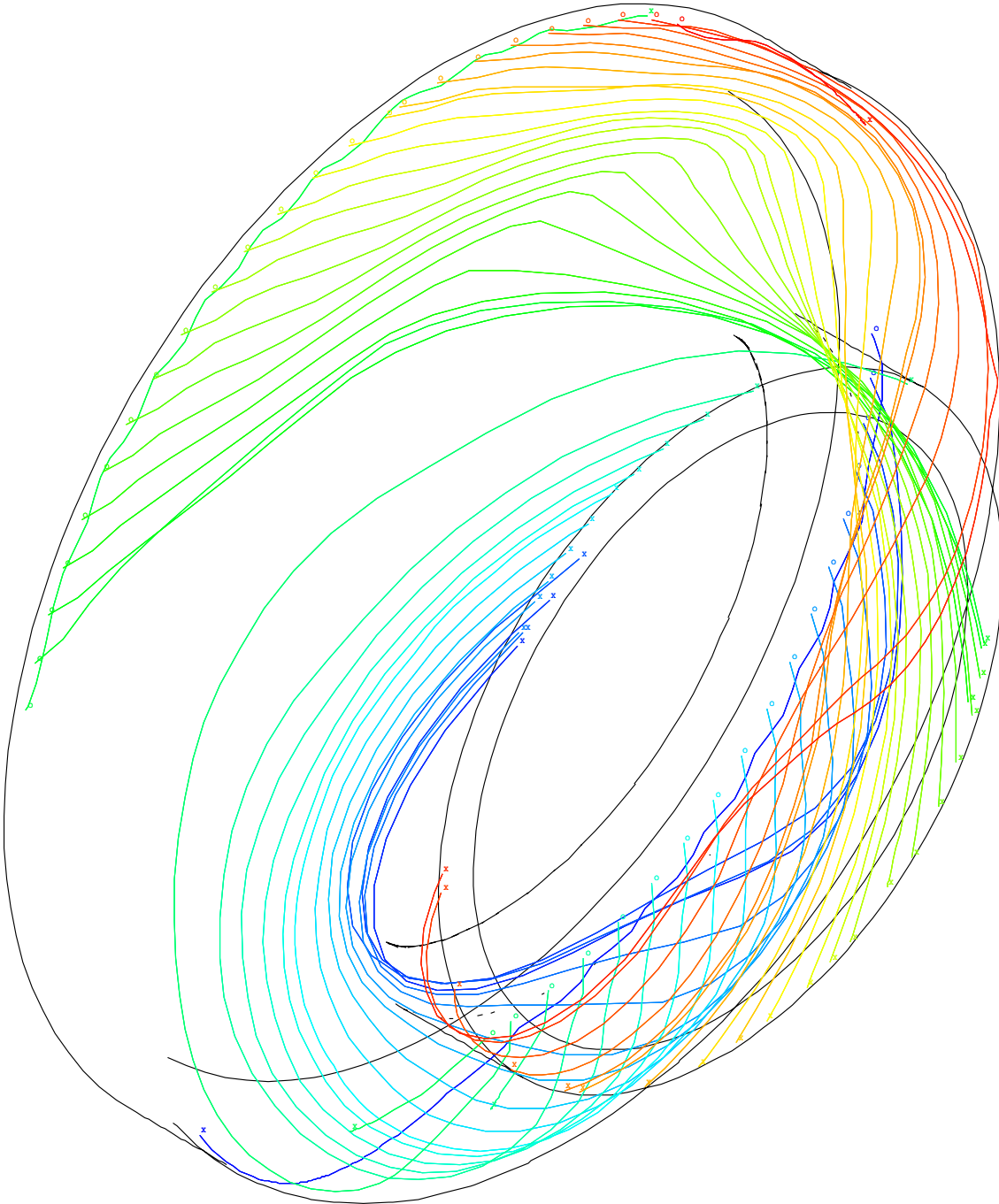


Abbildung 8.38: Stromlinien in der Nähe des Gehäuses

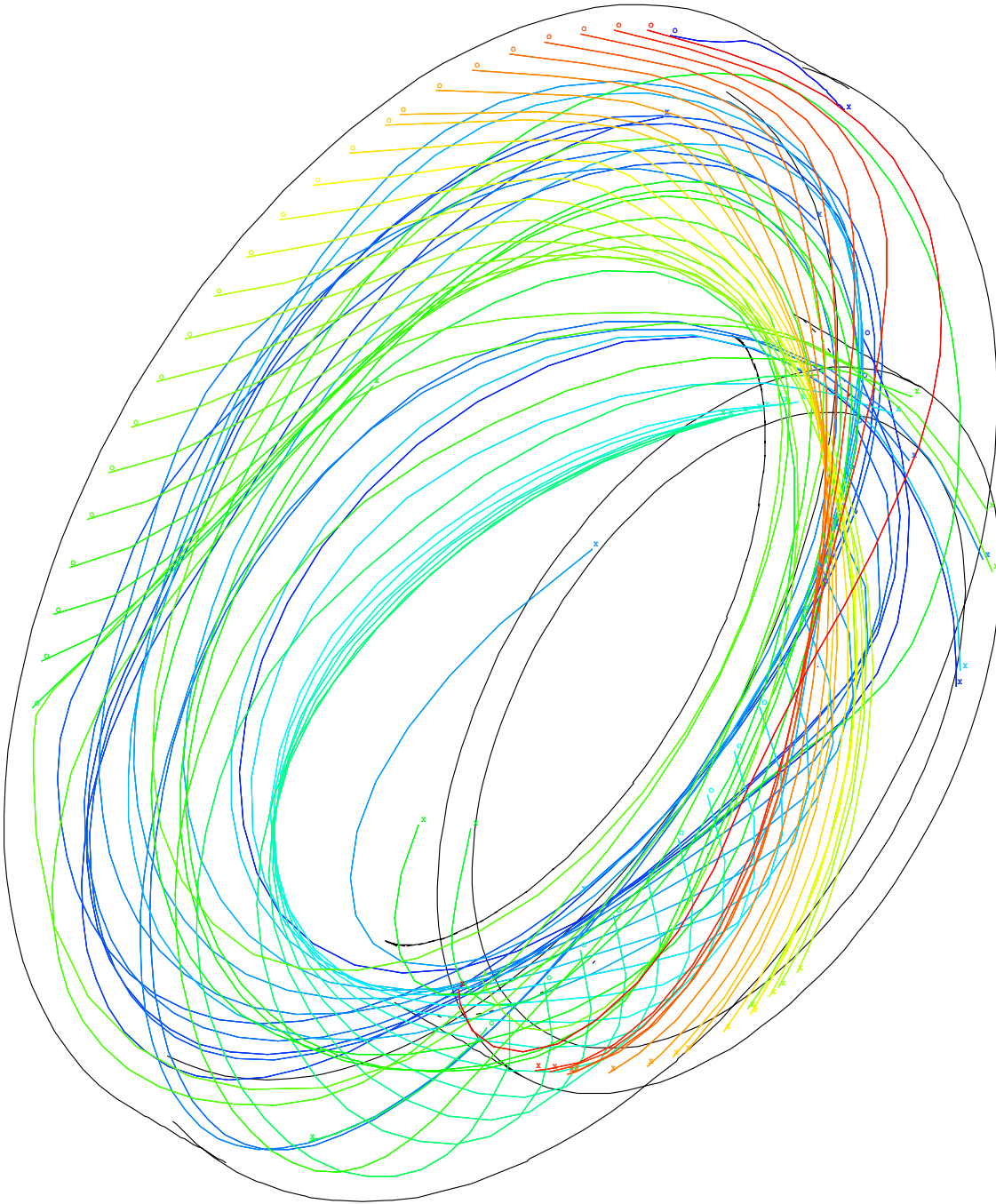


Abbildung 8.39: Stromlinien in der halben Kanalhöhe

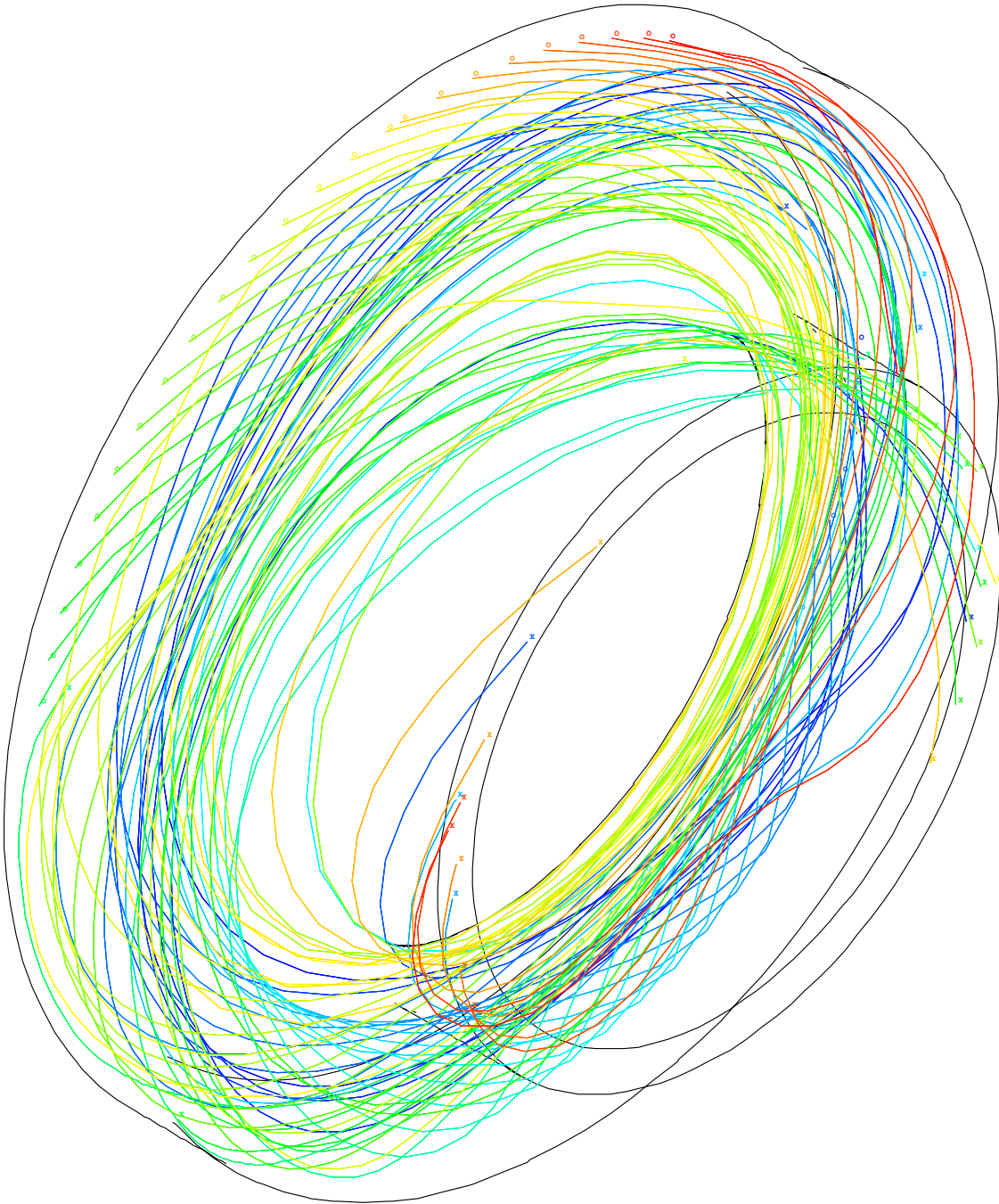


Abbildung 8.40: Stromlinien in der Nähe der Nabe

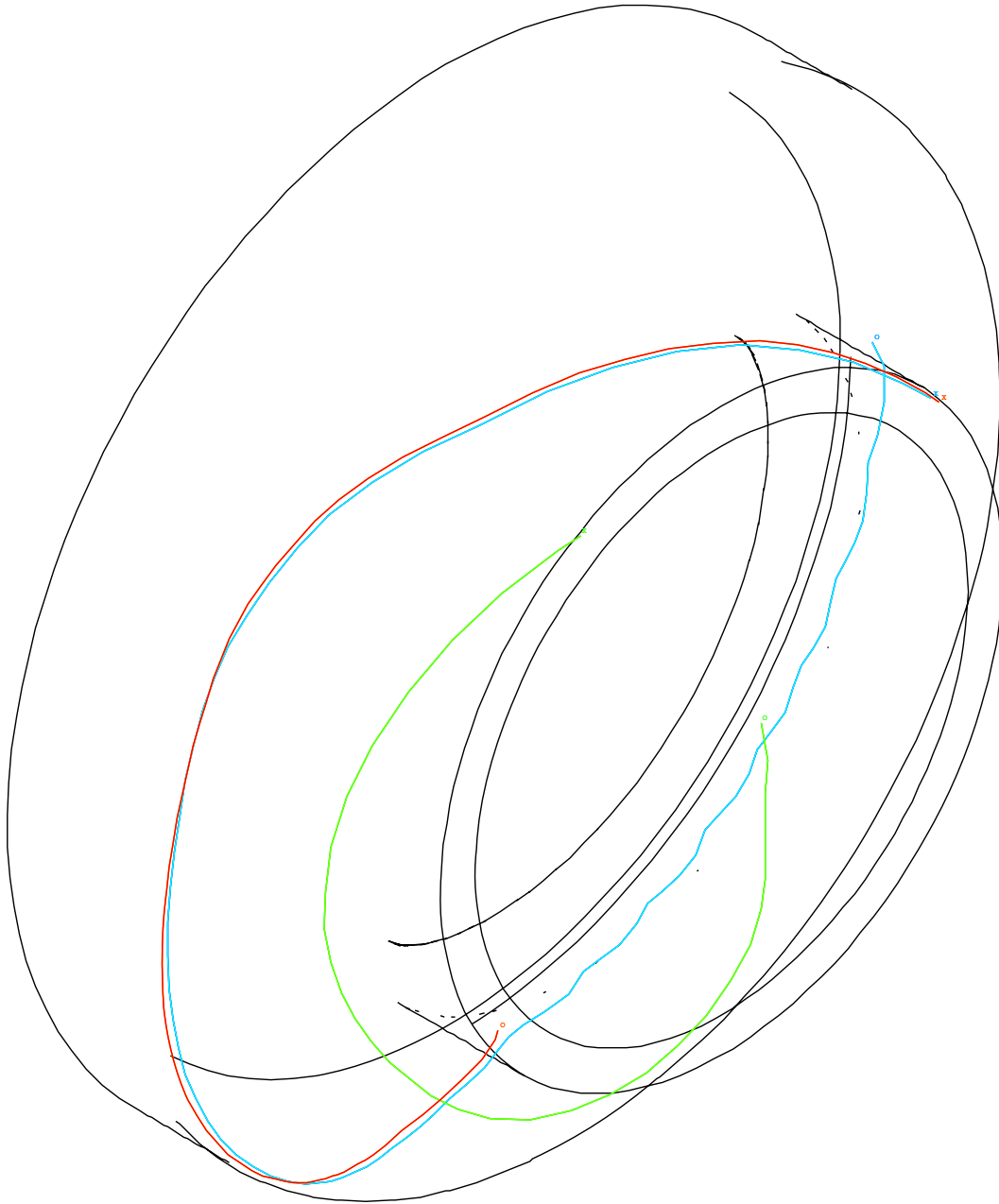


Abbildung 8.41: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Gehäusenähe

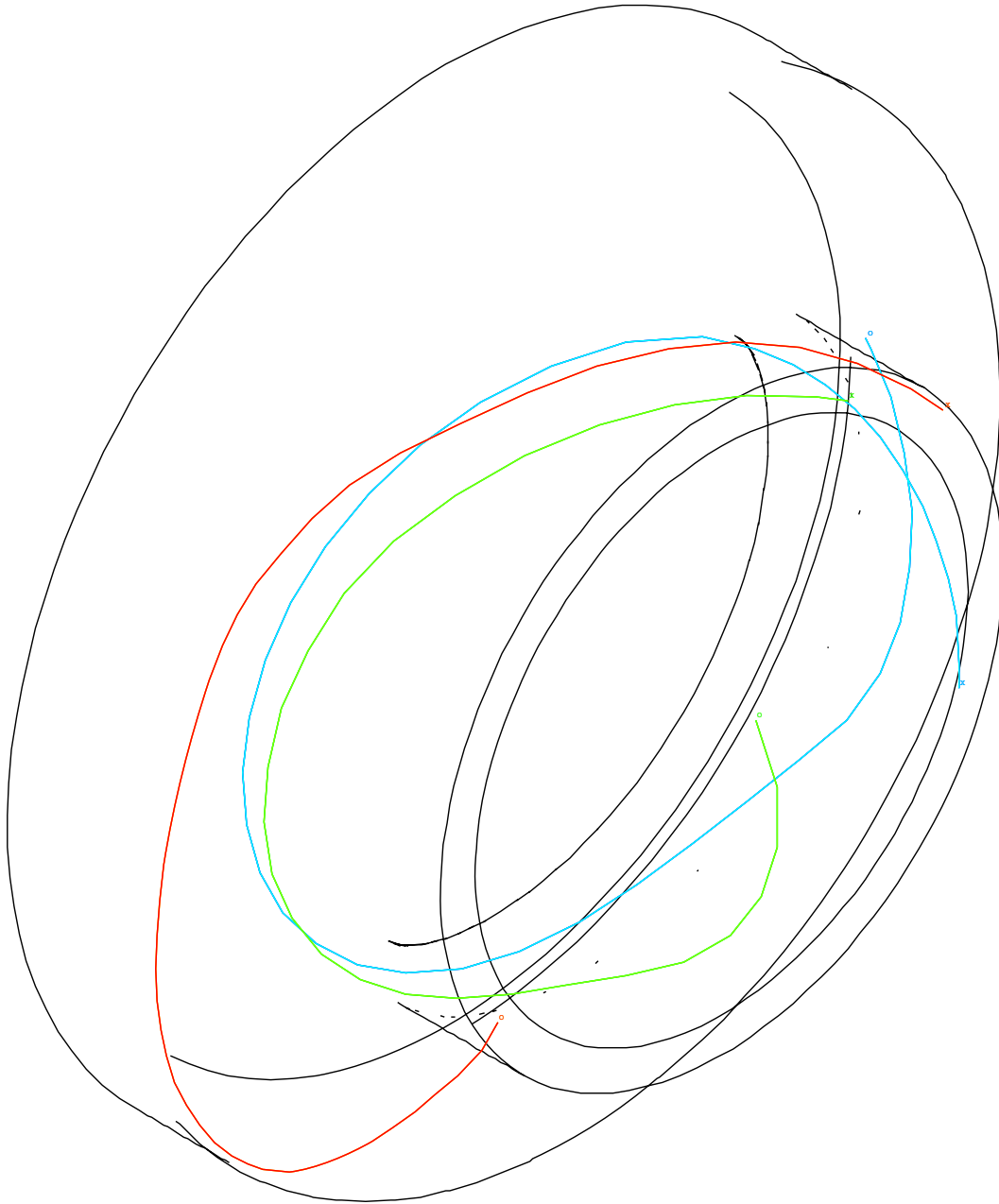


Abbildung 8.42: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in halber Kanalhöhe

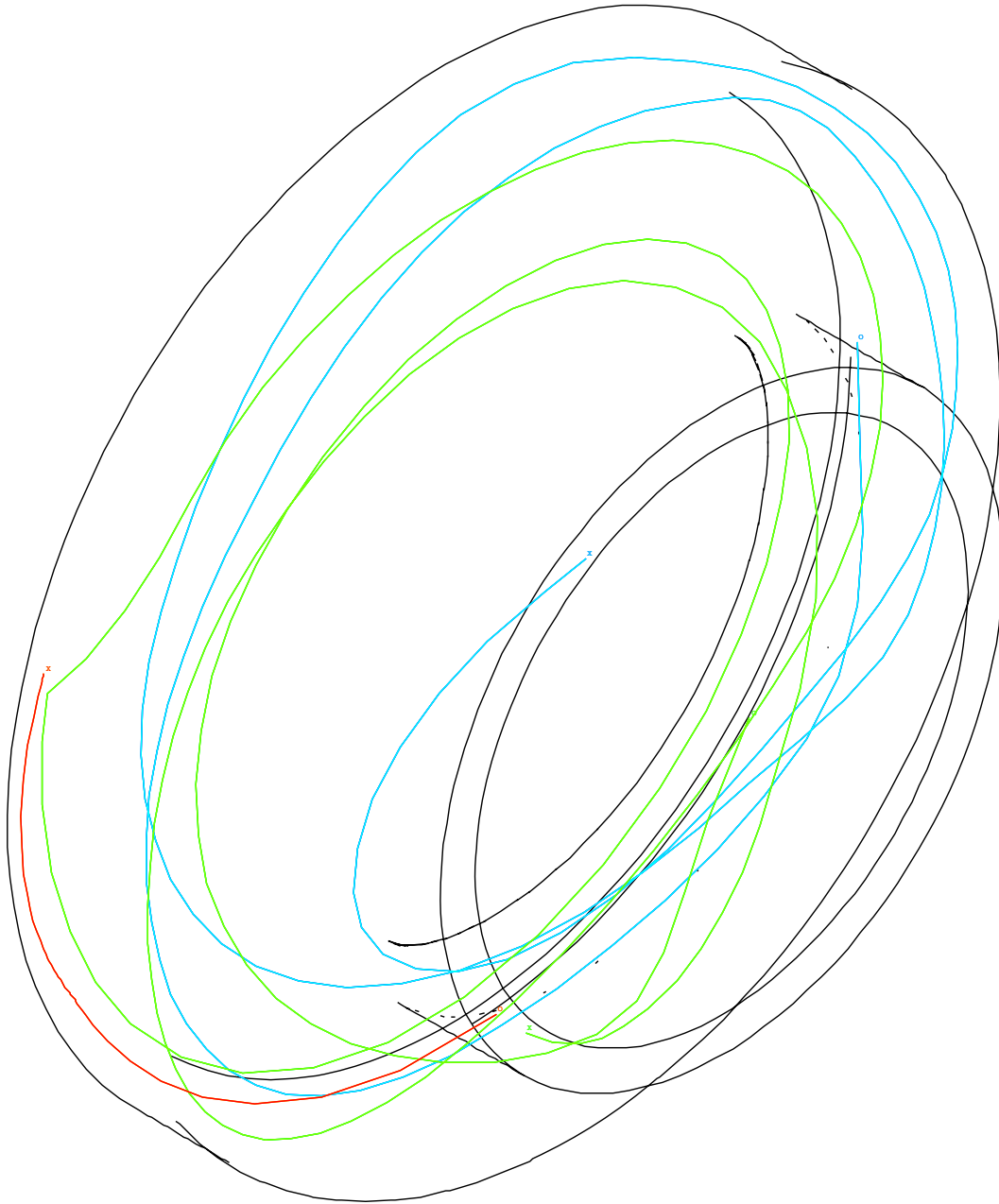


Abbildung 8.43: Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Nabennähe

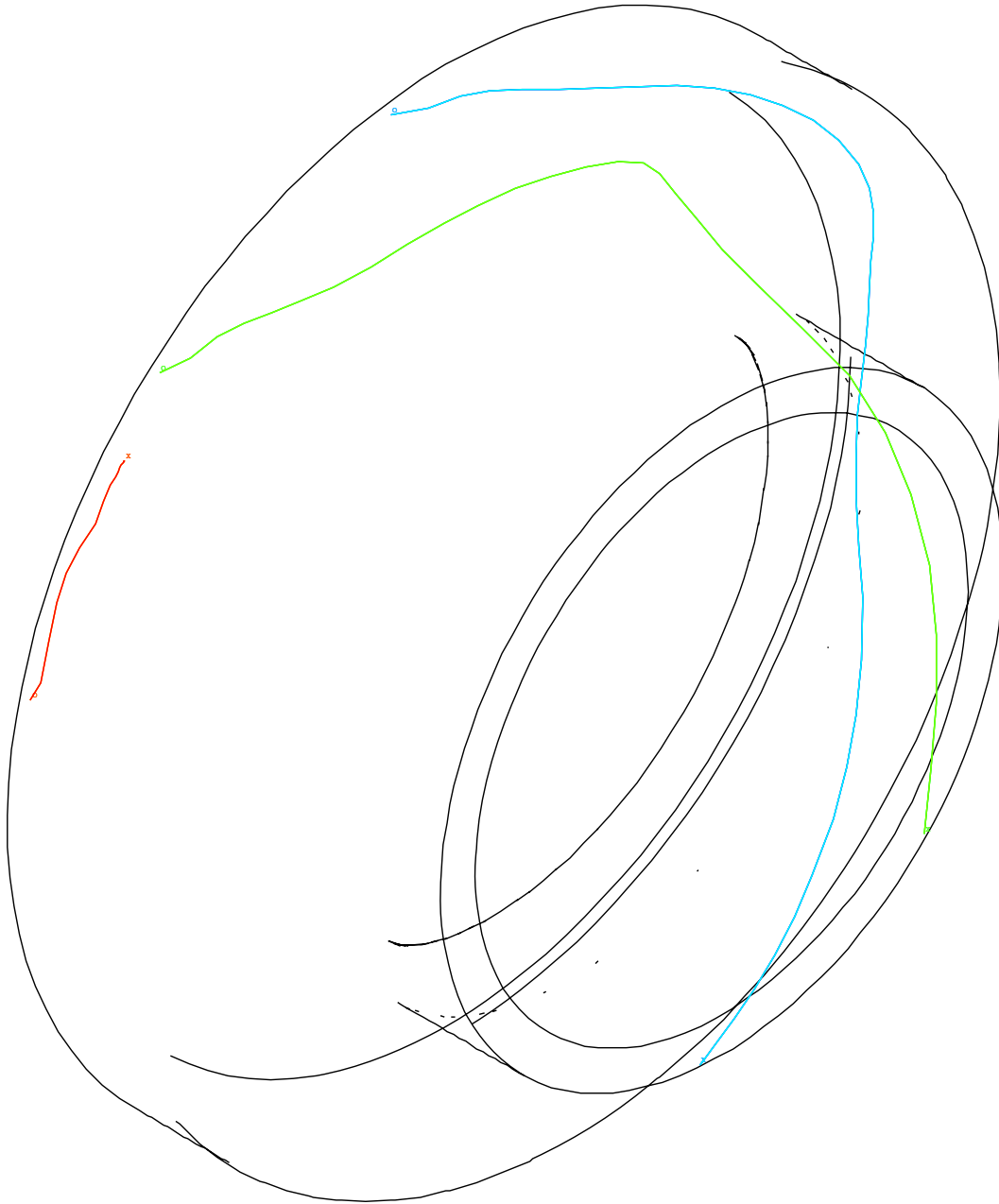


Abbildung 8.44: Stromlinientripel durch Düsengruppe II in Gehäusenähe

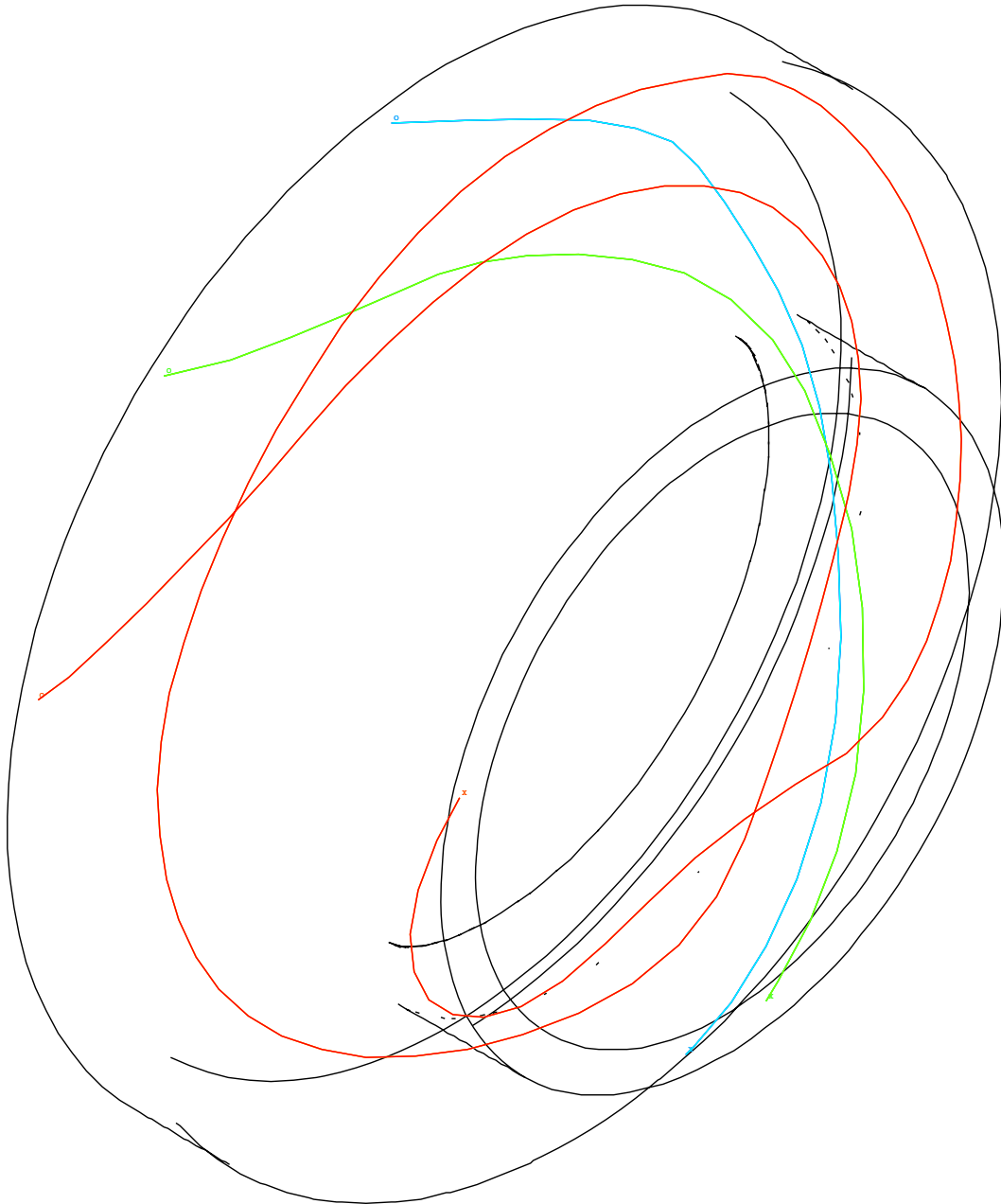


Abbildung 8.45: Stromlinientripel durch Düsengruppe II in halber Kanalhöhe

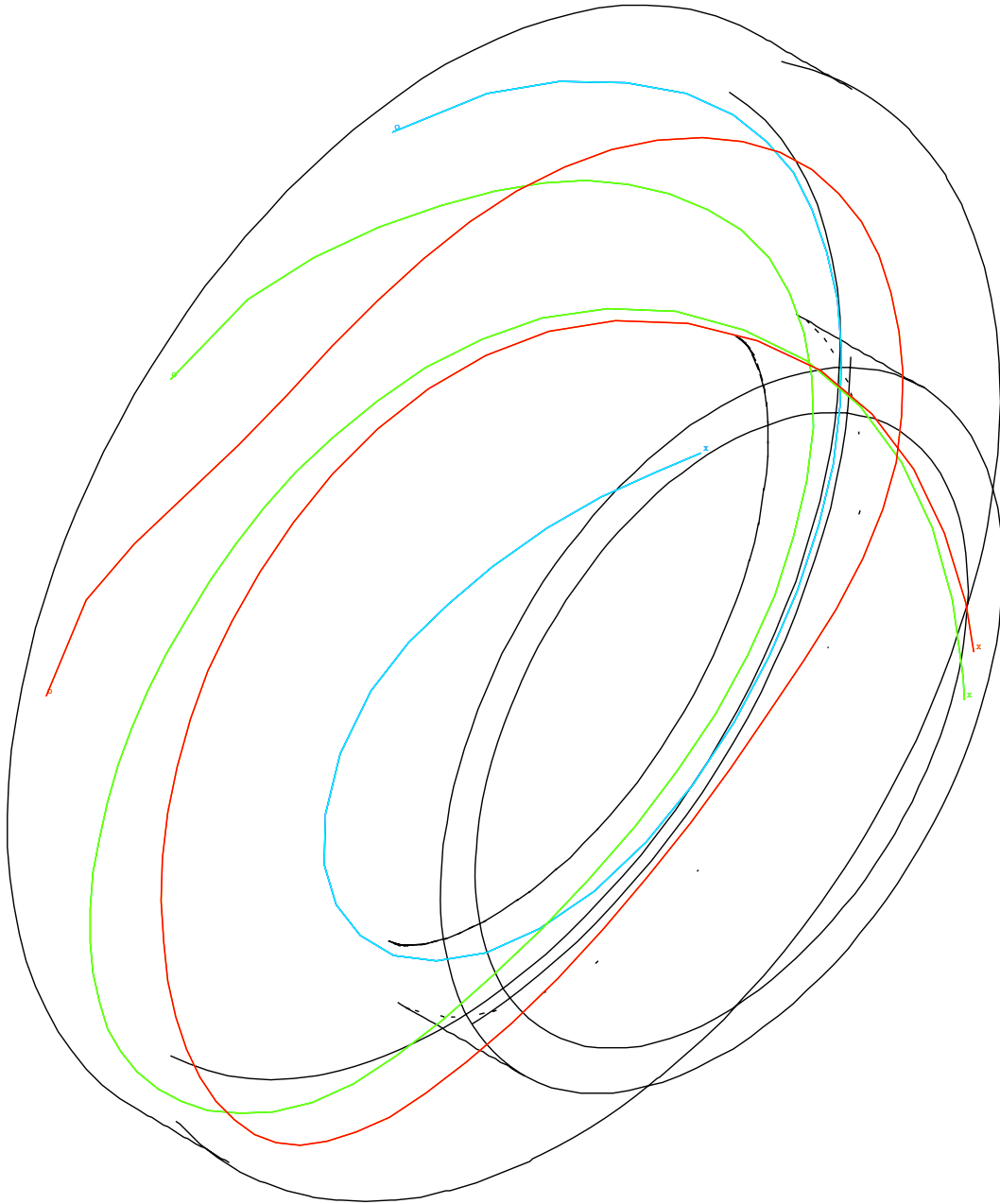


Abbildung 8.46: Stromlinientripel durch Düsendruppe II in Nabennähe

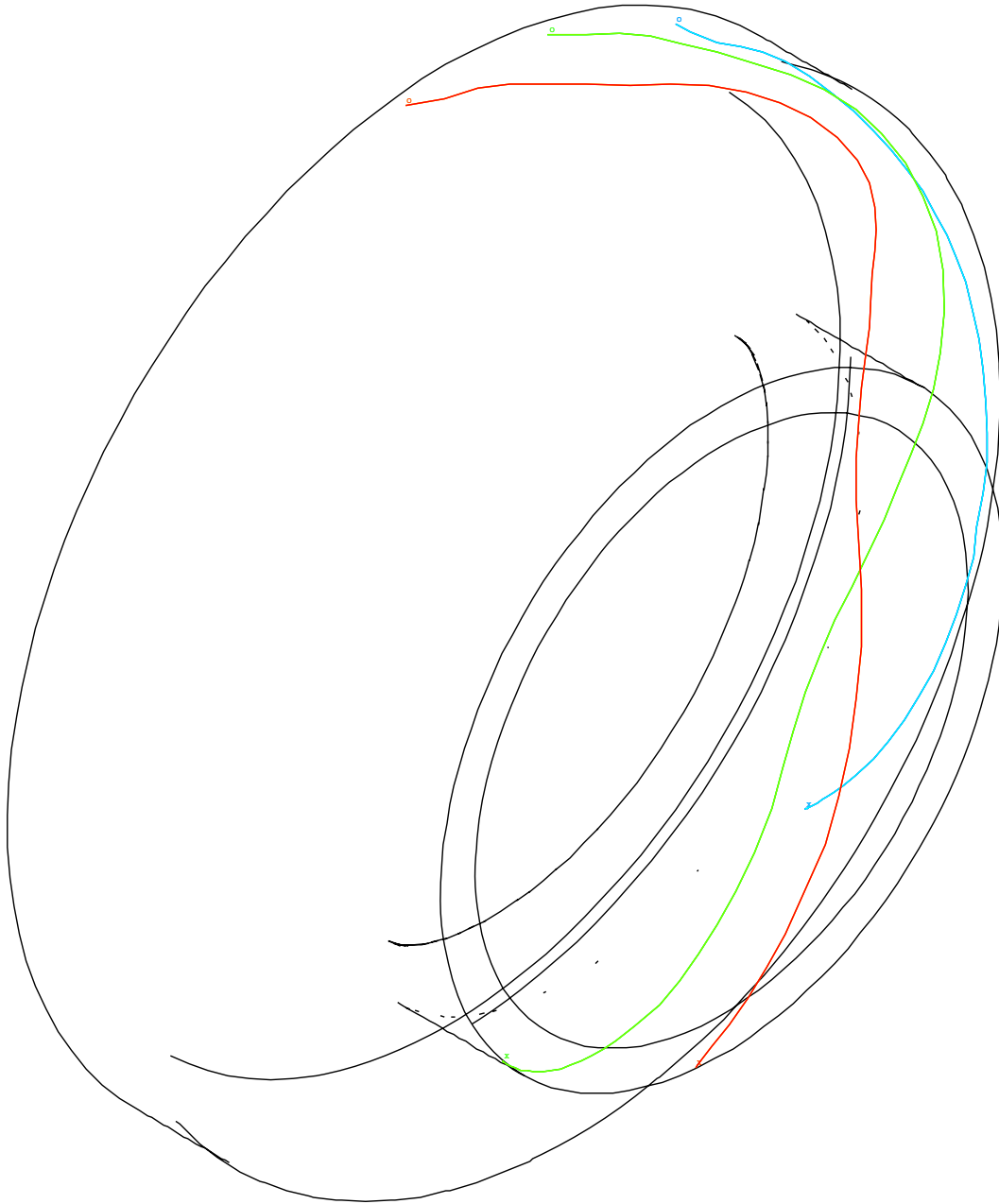


Abbildung 8.47: Stromlinientripel durch Düsengruppe III in Gehäusenähe

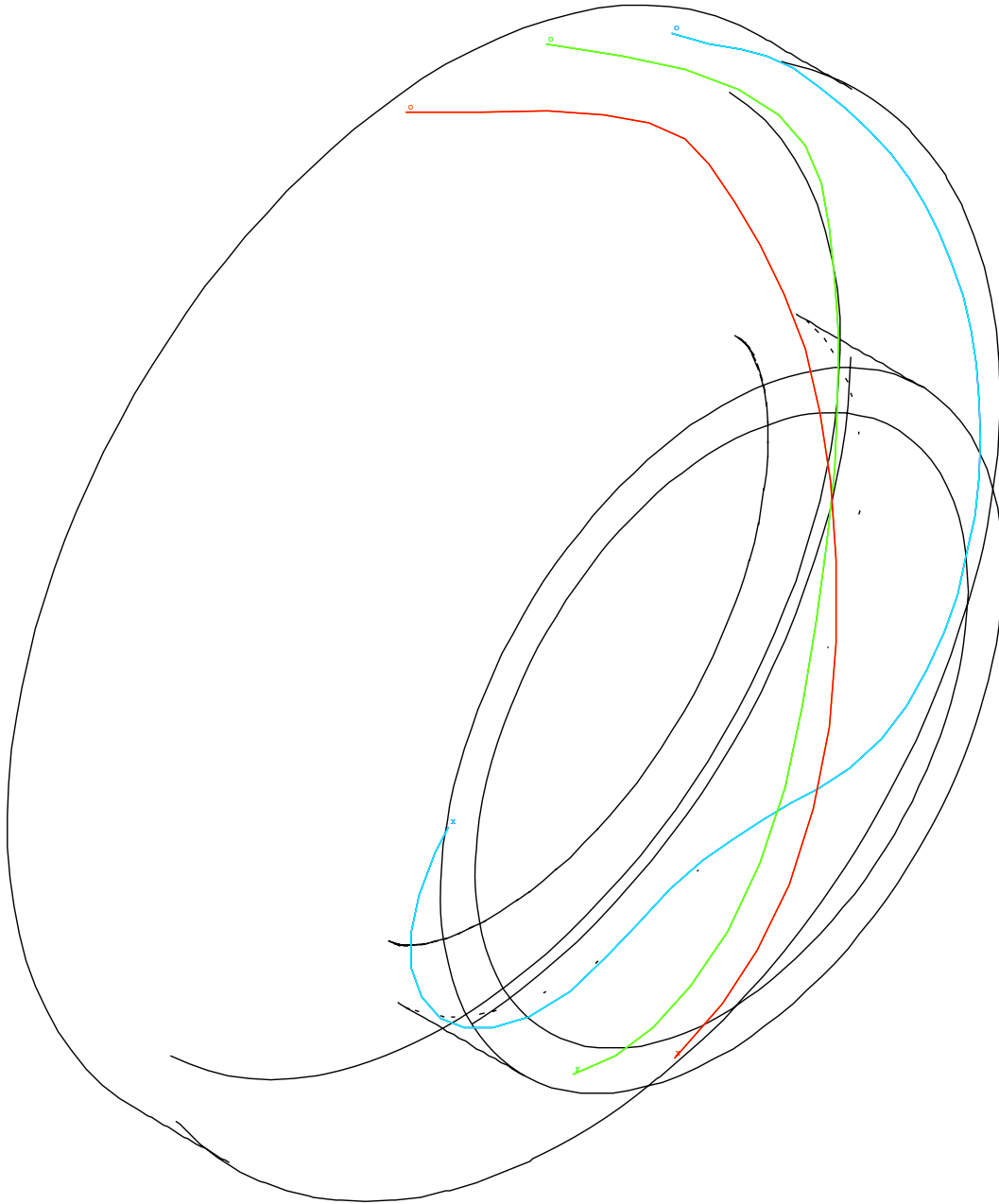


Abbildung 8.48: Stromlinientripel durch Düsendruppe III in halber Kanalhöhe

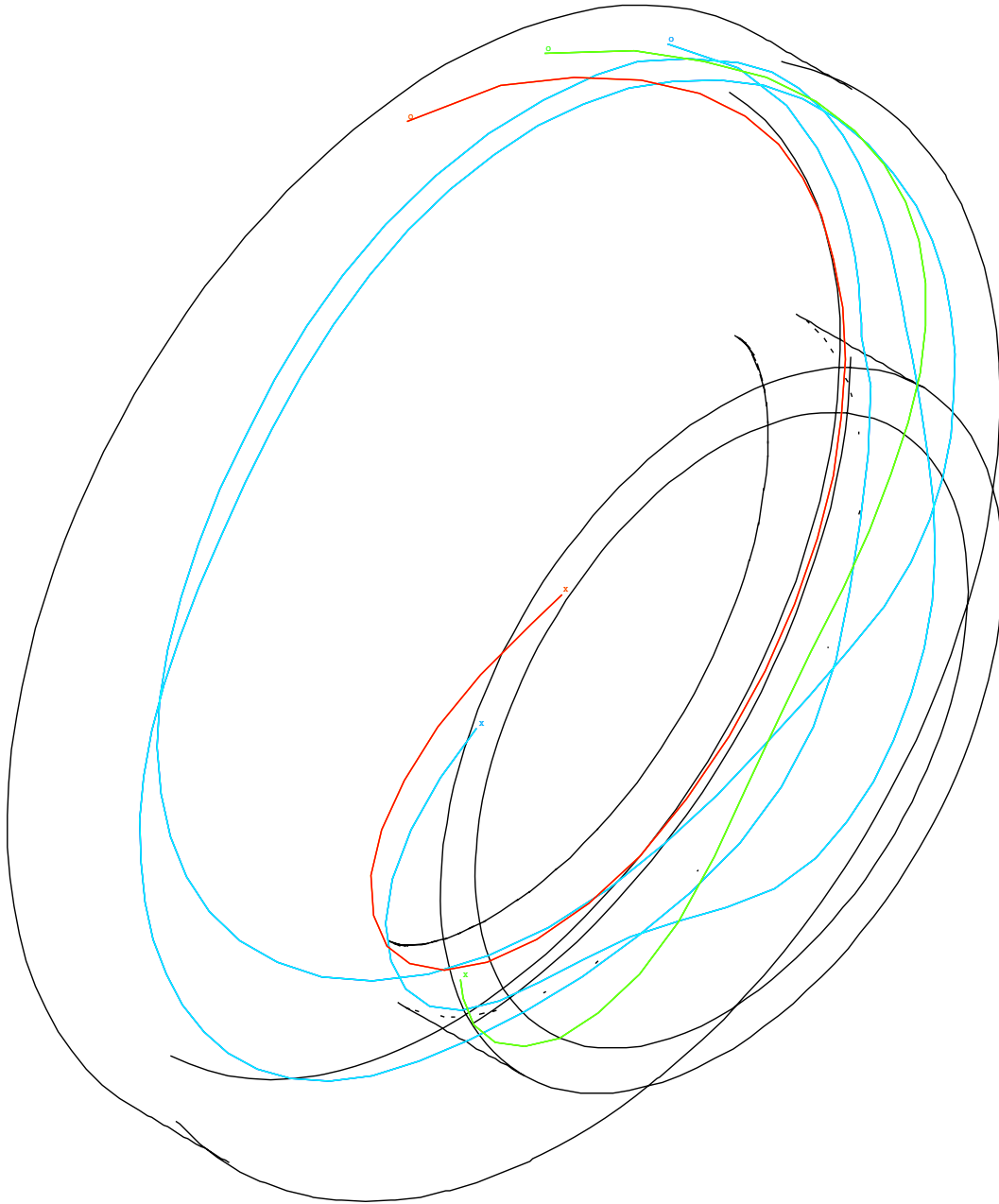


Abbildung 8.49: Stromlinientripel durch Düsengruppe III in Nabennähe

8.9 Zusammenfassende Ergebnisse

Im Folgenden werden die aus den Ergebnissen der Einzelfälle gebildeten Kenngrößen zur Beurteilung der Qualität des Strömungsausgleichs durch die Radkammer in Abhängigkeit des Grades der Teilbeaufschlagung graphisch dargestellt. Es sind u. a. Druck, Druckverlustbeiwerte und relative Amplituden. Ferner sind zu Vergleichszwecken die Strömungsgeschwindigkeiten aller Betriebsfälle in einer überlagerten Form zusammengefasst.

8.9.1 Geschwindigkeitsverteilungen

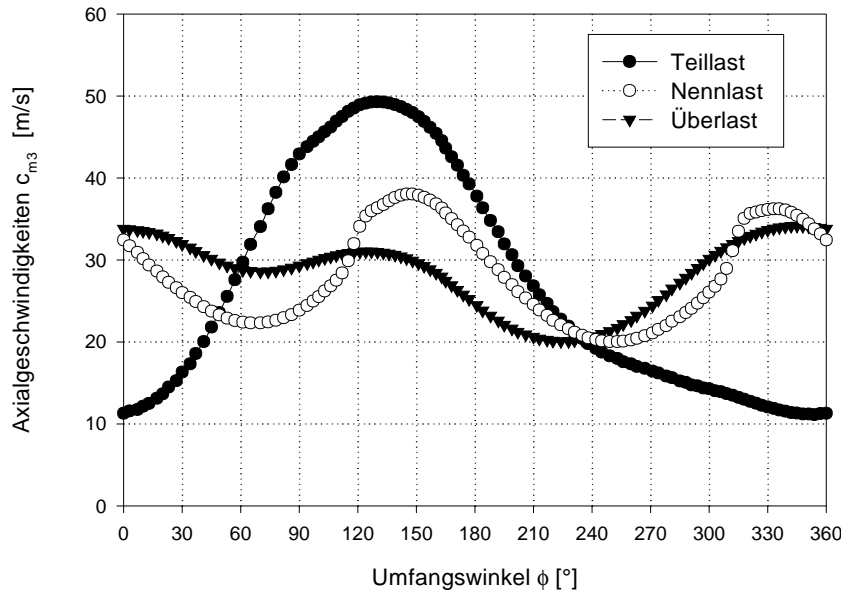


Abbildung 8.50: Vergleich der Axialgeschwindigkeiten

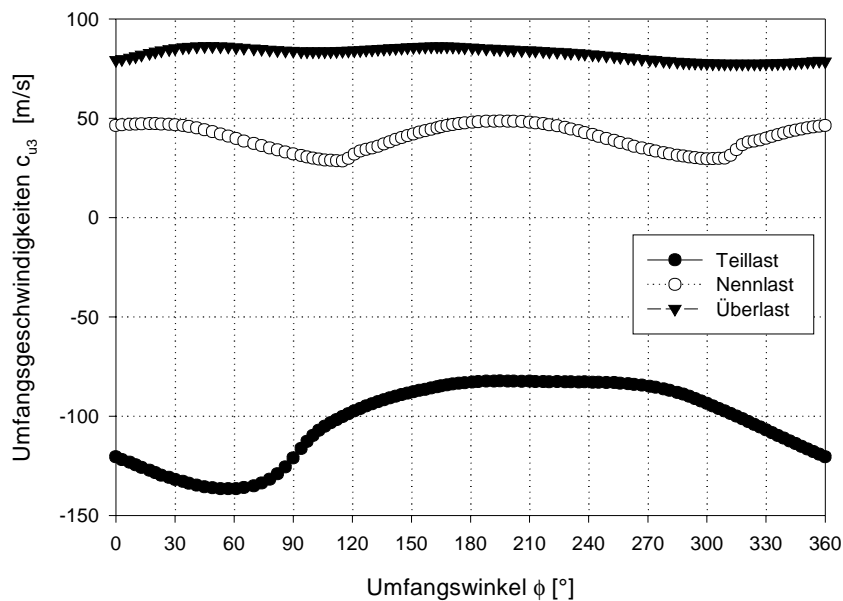


Abbildung 8.51: Vergleich der Umfangsgeschwindigkeiten

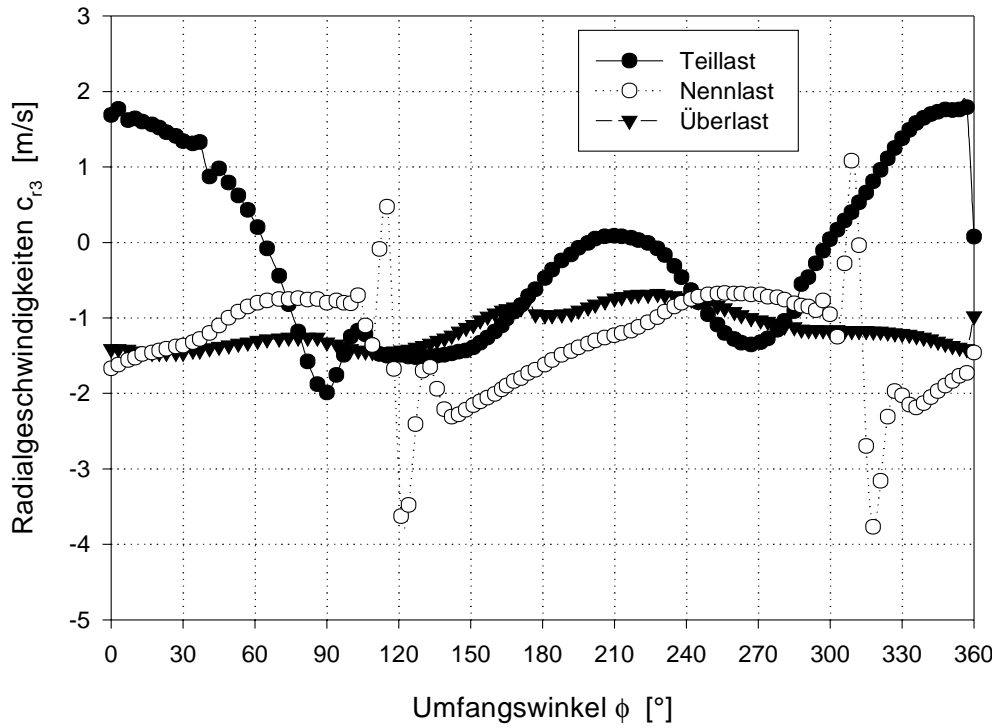


Abbildung 8.52: Vergleich der Radialgeschwindigkeiten

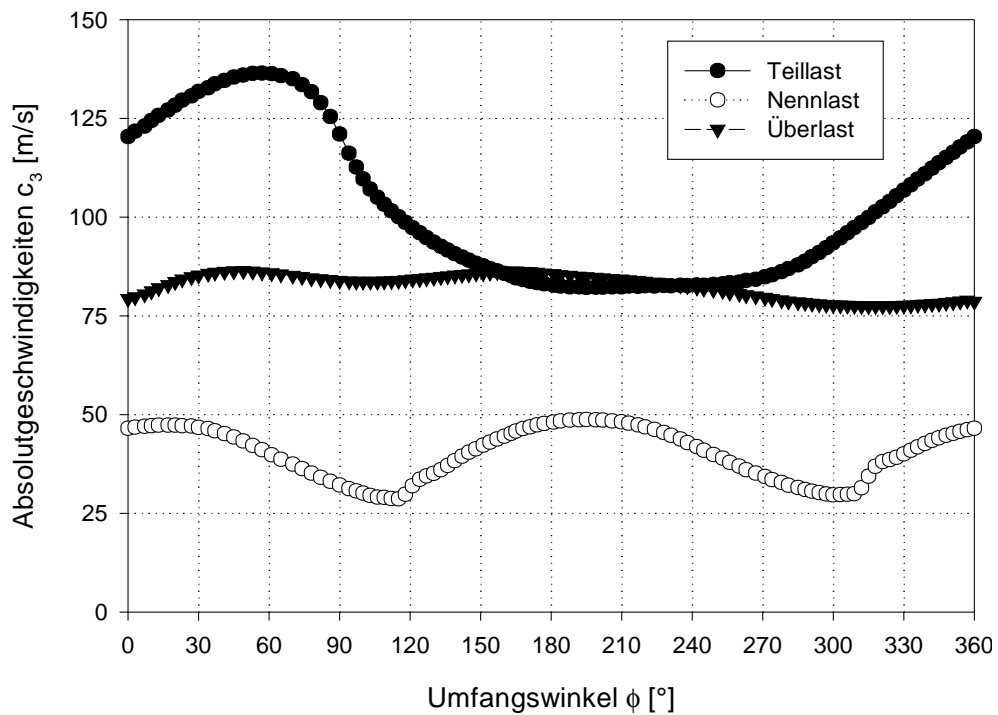


Abbildung 8.53: Vergleich der Absolutgeschwindigkeiten

8.9.2 Relative Amplituden der Geschwindigkeitskomponenten

Die relative Amplitude, gebildet aus dem Effektivwert des Schwankungsanteils der Geschwindigkeit und ihrem Mittelwert kann aus der Beziehung

$$\hat{c}_i = \frac{\sqrt{c_i'^2}}{\bar{c}_i} \quad (8.8)$$

berechnet werden. Die mittleren Geschwindigkeiten

$$\bar{c}_i = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_i(\phi) d\phi \quad (8.9)$$

wurden mit Hilfe der Trapezregel näherungsweise bestimmt. Es gilt definitionsgemäß

$$c_i = c_i(\phi), \quad c_i' = c_i'(\phi) \quad \text{und} \quad c_i(\phi) = \bar{c}_i + c_i'(\phi). \quad (8.10)$$

Die quadratischen Mittelwerte oder Effektivwerte der Geschwindigkeitsschwankungen lassen sich aus der Beziehung

$$\overline{c_i'(\phi)^2} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_i'(\phi)^2 d\phi \quad (8.11)$$

bestimmen, woraus

$$\sqrt{\overline{c_i'(\phi)^2}} = \sqrt{\frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} c_i'(\phi)^2 d\phi} \quad (8.12)$$

folgt.

Die Auswertung der Gleichungen 8.9, 8.12 und 8.8 liefert die in den Tabellen 8.8, 8.9 und 8.10 eingetragenen Werte.

	$ \bar{c}_{m3} \left[\frac{m}{s} \right]$	$\sqrt{\overline{c_{m3}'^2}} \left[\frac{m}{s} \right]$	$\hat{c}_{m3} [-]$
Teillast	26.90	20.75	0.772
Nennlast	27.99	9.87	0.353
Überlast	28.22	9.26	0.328

Tabelle 8.8: Geschwindigkeitsmittelwerte, Effektivwerte ihrer Schwankungen und relative Amplituden in Axialrichtung

	$ \bar{c}_{u3} \left[\frac{m}{s} \right]$	$\sqrt{\overline{c_{u3}'^2}} \left[\frac{m}{s} \right]$	$\hat{c}_{u3} [-]$
Teillast	102.30	39.27	0.384
Nennlast	40.12	13.21	0.329
Überlast	82.69	5.98	0.072

Tabelle 8.9: Geschwindigkeitsmittelwerte, Effektivwerte ihrer Schwankungen und relative Amplituden in Umfangsrichtung

	$ \bar{c}_{r3} \left[\frac{m}{s} \right]$	$\sqrt{c'_{r3}{}^2} \left[\frac{m}{s} \right]$	$\hat{c}_{r3} [-]$
Teillast	0.10	2.14	21.390
Nennlast	1.32	2.55	1.927
Überlast	1.15	0.39	0.343

Tabelle 8.10: Geschwindigkeitsmittelwerte, Effektivwerte ihrer Schwankungen und relative Amplituden in Radialrichtung

Es ist in den Tabellen 8.8, 8.9 und 8.10 ersichtlich, daß die relativen Amplituden aller drei Geschwindigkeitskomponenten mit zunehmendem Beaufschlagungsgrad absinken. Von besonderem Interesse für die nachfolgende Überdruckturbine ist die Ungleichförmigkeit der Axialgeschwindigkeit, da sie Hinweise über die Verteilung der Massenstromdichte in Umfangsrichtung gibt. Die relative Amplitude ist bei Teillast sehr hoch und beträgt 77%. Aber auch bei Nenn- und Überlast treten mit 35% bzw. 33% noch erhebliche Ungleichförmigkeiten der Axialgeschwindigkeit in Umfangsrichtung auf. Im Vergleich zur Vollbeaufschlagung sind daher auch entsprechende Auswirkungen auf den Wirkungsgrad des mehrstufigen Turbinenteils zu erwarten.

Kapitel 9

Zusammenfassung und Ausblick

Zusammenfassung

Die räumliche, stationäre, turbulente, inkompressible Strömung in der Radkammer einer Industrie-Dampfturbine mit Regelstufe wurde mit Hilfe des Finite-Elemente Programms FIDAP 8.6 berechnet. Die Turbulenzmodellierung erfolgte mittels Standard k/ε -Modell mit Wandfunktionen.

Die Berechnungen wurden auf einem relativ groben Netz mit ca. 130.000 Zellen durchgeführt, da Vergleichsrechnungen mit einem feinen Netz (ca. 570.000 Zellen) keine konvergente Lösung geliefert haben.

Die Regelstufe der Dampfturbine weist drei Düsengruppen auf. Untersucht wurden ein Teillastzustand ($\varepsilon = 0.23$), ein Nennlastzustand ($\varepsilon = 0.44$) und ein Überlastzustand ($\varepsilon = 0.55$). Neben der Ungleichförmigkeit in Umfangsrichtung weisen die drei Lastzustände auch unterschiedliche Drallverteilungen am Austritt der Regelstufe auf. Die Geschwindigkeitsverteilungen am Eintritt der Radkammer wurden durch eine Mittelschnittrechnung bestimmt. Sie stellen die Grundlage der Randbedingungen am Eintritt der Radkammer dar. Während bei Nennlast die Einströmung praktisch drallfrei ist, treten bei Teillast ein Gegendrall und bei Überlast ein Mitdrall bzgl. der Umfangsgeschwindigkeit des Rotors auf. An der Kontaktfläche zwischen den Begrenzungsflächen der Radkammer und dem Arbeitsmedium herrscht die Haftbedingung.

Die wesentlichen Ergebnisse der Untersuchung lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Der Strömungsausgleich in der Radkammer hängt vom Beaufschlagungsgrad und vom Drallzustand am Austritt der Regelstufe ab und ist in allen Fällen sehr unvollständig.
- Bei drallfreier Einströmung (Nennlast) verursacht die Schleppwirkung der rotierenden Nabe einen deutlichen Mitdrall am Radkammeraustritt.
- Bei drallbehafteter Strömung kommt es durch die Führung der Strömung auf einen kleineren Radius zu einer Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit, da überall $rc_u = \text{const.}$ gelten muß.
- Bei Teillast (Gegendrall) und Überlast (Mitdrall) treten dadurch in der Leitreihe der ersten Stufe des mehrstufigen Turbinenteils Inzidenzwinkel von $\pm 70^\circ$ auf. Diese führen zu einem Anstieg der Profilverluste in dieser Schaufelreihe.
- Die kleinsten Totaldruckverluste in der Radkammer treten beim Nennlastzustand auf, was auf die in diesem Fall drallfreie Abströmung aus der Regelstufe zurückzuführen ist.

- Neben den Inzidenzen weist die Zuströmung zum mehrstufigen Turbinenteil auch noch beträchtliche Ungleichförmigkeiten in Umfangsrichtung auf. Vor allem die Variationen der Axialgeschwindigkeitskomponente führen zu einer ungleichförmigen Beaufschlagung des Überdruckteils.

Ausblick

Aus den Erfahrungen und Ergebnissen der vorliegenden Arbeit ergeben sich zahlreiche Ansatzpunkte für mögliche weitere Untersuchungen.

Aufgrund der vorhandenen Computerressourcen wurden die Simulationen auf einem relativ groben Netz durchgeführt. In der Zwischenzeit steht bereits eine verbesserte Hardwareausstattung zur Verfügung, so daß Untersuchungen mit einer größeren Anzahl an Zellen möglich sind. Neben einer verbesserten Vorhersage der Druckverluste lassen sich dadurch auch weitere Einzelheiten der Radkammergeometrie (z. B. Ventilationsschutz) berücksichtigen. Da im Teillastfall die Eintrittsmachzahl relativ hoch liegt ($M_2 \approx 0.4$), sollte eine kompressible Berechnung für diesen Betriebszustand durchgeführt werden. Dafür bieten sich die Programmpakete FLUENT 6 oder CFX 5 an, die ebenfalls am FE/CFD-Cluster des ZID der TU Wien zur Verfügung stehen. Ein weiteres Verbesserungspotential liegt in der Verfeinerung der Randbedingungen. In der vorliegenden Untersuchung wurde die Geschwindigkeitsverteilung innerhalb eines Beaufschlagungssektors in Umfangsrichtung konstant angenommen. Wie die Messungen von Bohn et al. [2] zeigen, weist die Geschwindigkeitsverteilung am Beginn der Beaufschlagung einen höheren Gradienten als an dessen Ende auf. Beginn und Ende der Beaufschlagung werden in einem Düsensegment durch die Richtung der Umfangsgeschwindigkeit festgelegt. Durch das Vermischen bzw. Abströmen in die benachbarten nicht beaufschlagten Sektoren wird die Strömung zwischen den Düsen und dem Laufrad der Regelstufe beeinflusst. Der Austrittswinkel α_1 aus den Düsen ist sehr klein (typisch $\alpha_1 = 12 \div 16^\circ$), wodurch ein seitlicher Leckagemassenstrom in Drehrichtung des Rotors gegenüber der anderen Seite (entspricht dem Ende des durchströmten Beaufschlagungssektors in Rotordrehrichtung s. Abbildung 9.1) begünstigt wird. Am Austritt der Radkammer könnte schließlich der Gegen- druck des anschließenden mehrstufigen Turbinenteils durch Zellen mit porösen Eigenschaften simuliert werden.

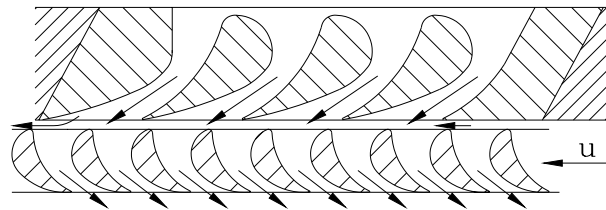


Abbildung 9.1: Detail zum Leckagemassenstrom

Im Abschnitt 8.5 sind Fälle aufgetreten, wo FIDAP Ergebnisse geliefert hat, daß masselose durch die Strömung geschickte Einzelpartikel an der Gehäusewand haften geblieben sind. Da die in diesem Abschnitt dafür angegebenen Erklärungen nicht wissenschaftlich nachgewiesen sind und der Beweis dafür nicht im Rahmen dieser Diplomarbeit liegt, wird es empfohlen diesen in einer weiteren Arbeit mit einem anderen Rechencode vorzunehmen. Von Vorteil wäre eine Rechencode, der für den Benutzer Eingriffsmöglichkeiten in die Visualisierung u.a. von Partikelbahnen und Stromlinien bietet.

Nach einer Verfeinerung der Randbedingungen kann die numerische Strömungssimulation für

die Optimierung der Gehäuseform der Radkammer herangezogen werden. Wie aus Abbildung 9.2 ersichtlich ist, hat die Radkammergeometrie einen erheblichen Einfluß auf die Ausbildung der Strömung, gekennzeichnet durch die S-förmige hohe Massenstromdichteverteilung, die die Verringerung der Strömungsungleichförmigkeiten beeinflussen. In der Diplomarbeit erfolgte die Auswertung der Berechnungsergebnisse hauptsächlich entlang der Auswertungsline. D.h. die Verteilungen der Strömungsgrößen wurden nur bezogen auf die Umfangsrichtung bewertet. Neben der Umfangsrichtung sind dabei auch Variationen in radialer Richtung vorhanden, die vernachlässigt wurden und bei den vorliegenden Auswertungen nicht berücksichtigt wurden. Eine weitere Arbeit könnte sich der Verteilung der Strömungsgrößen in radialer Richtung widmen.

Neben der Radkammergeometrie sind für die Bewertung der Ungleichförmigkeiten der Beaufschlagungsgrad und der Drall am Austritt der Regelstufe von Bedeutung. Im vorliegenden Fall sind diese beiden Größen durch die Betriebszustände der Turbine gekoppelt. Bei einer systematischen Untersuchung könnte eine Trennung der beiden Einflußgrößen erforderlich sein.

Wie die vorliegende Untersuchung gezeigt hat, treten in der Leitreihe der ersten Stufe des mehrstufigen Turbinenteils Inzidenzwinkel von $\pm 70^\circ$ auf. Daher sind auch numerische und experimentelle Untersuchungen der Strömung in Turbinengittern unter extremen Teil- und Überlastbedingungen von Interesse. Ziel ist dabei die Ausführung einer Beschaufelung, die möglichst tolerant gegenüber Fehlanströmungen ist.

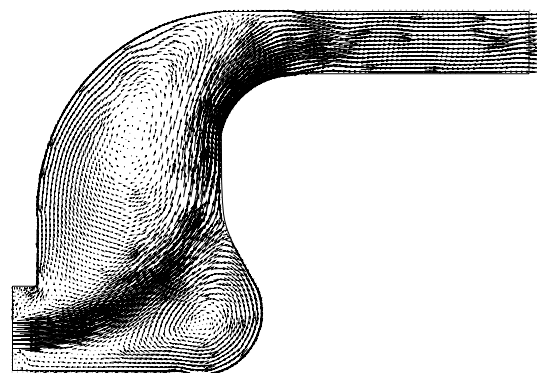
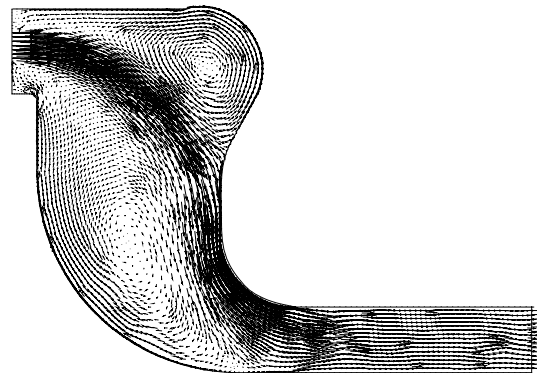


Abbildung 9.2: Exemplarische Darstellung von Geschwindigkeitsvektoren in einem Schnitt durch die Düsengruppen I und II (Nennlastfall)

Literaturverzeichnis

- [1] **Benim, A. C., Geiger, M.** : *Optimization of the Inlet Casing of a Low-Pressure Steam Turbine*. IMechE C557/007, 1999, 693-701
- [2] **Bohn, D., Drexler, Chr., Emunds, R.**: *Experimentelle und theoretische Untersuchungen der ungleichförmigen Anströmung einer teilbeaufschlagten Turbine mit nachfolgender mehrstufiger Beschau felung*. VGB Kraftwerkstechnik 73, Heft 8, 1993, 696-704
- [3] **Bohn, D., Drexler, Chr., Gier, J.** : *Temperature Jet Development in a Cross-Over Channel*. IMechE C557/158, 1999, 671-679
- [4] **Bohn, D., Funke, H. W., Gier, J.**: *Ausgleich der Strömung bei asymmetrischer Zu strömung zu einer mehrstufigen Turbine und Auswirkungen auf die Strömungsverhält nisse*. MTZ Motortechnische Zeitschrift 59, 7/8, 1998, 476-483
- [5] **Bohn, D., Gier, J., Ziemann, M.**: *Einfluß der Überstromgehäusegeometrie auf den Strömungsausgleich bei Turbinen mit Teilbeaufschlagung*. VGB Kraftwerkstechnik, Heft 2, 1998, 62-68
- [6] **FLUENT, Incorporated**: *FIDAP 8.60 Manual*. Fluent Incorporated, Centerra Re source Park, 10 Cavendish Court, Lebanon, NH 03766, 2001
- [7] **Lauder, B. E., Spalding, D. B.**: *The Numerical Computation of Turbulent Flows*. 1974, Comp. Meth. Appl. Mech. Engr. 3, 269-289
- [8] **Traupel, W.**: *Thermische Turbomaschinen*. 1. Band, 3. neubearbeitete und erweiterte Auflage, Springer Verlag, 1988
- [9] **Wagner, W., Kruse, A.**: *The Industrial Standards IAPW-IF 97 for the Thermodyna mic Properties and Supplementary Equations for other Properties. Properties of Water and Steam/ Zustandsgrößen von Wasser und Wasserdampf*. Springer-Verlag, 1998
- [10] **Willinger, R.**: *Rechnergestützte Auslegung Thermischer Turbomaschinen und Energiean lagen*. Vorlesung, TU Wien, 2000

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schnitt durch die Versuchsturbine für alle vier Radkammergehäuseformen [5]	4
3.1	Vereinbarungen am Eintritt der Radkammer	7
4.1	Volles Radkammermodell	9
4.2	Feinvernetztes Radkammermodell	10
4.3	Grobvernetztes Radkammermodell	10
5.1	Düsengruppenregelung	15
5.2	Durchflußcharakteristiken der Düsengruppen und des Überdruckteils einer Dampfturbine mit Düsengruppenregelung	15
5.3	h/s -Diagramm.	16
6.1	Schaufelradmodell	18
6.2	Teillastbetrieb	23
6.3	Nennlastbetrieb	23
6.4	Überlastbetrieb	23
6.5	Beschaufelung der Regelstufe und Kennzeichnung der Falschanströmungen	24
8.1	Winkelvereinbarungen	33
8.2	Druckverteilung	39
8.3	Axialgeschwindigkeitsverteilung	40
8.4	Umfangsgeschwindigkeitsverteilung	40
8.5	Radialgeschwindigkeitsverteilung	41
8.6	Absolutgeschwindigkeitsverteilung	41
8.7	Gierwinkelverteilung	42
8.8	Nickwinkelverteilung	42
8.9	Stromlinien in der Nähe des Gehäuses	43
8.10	Stromlinien in der halben Kanalhöhe	44
8.11	Stromlinien in der Nähe der Nabe	45
8.12	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Gehäusenähe	46
8.13	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in halber Kanalhöhe	47
8.14	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Nabennähe	48
8.15	Druckverteilung	49
8.16	Axialgeschwindigkeitsverteilung	50
8.17	Umfangsgeschwindigkeitsverteilung	50
8.18	Radialgeschwindigkeitsverteilung	51
8.19	Absolutgeschwindigkeitsverteilung	51
8.20	Gierwinkelverteilung	52
8.21	Nickwinkelverteilung	52
8.22	Stromlinien in der Nähe des Gehäuses	53
8.23	Stromlinien in der halben Kanalhöhe	54

8.24	Stromlinien in der Nähe der Nabe	55
8.25	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Gehäusenähe	56
8.26	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in halber Kanalhöhe	57
8.27	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Nabennähe	58
8.28	Stromlinientripel durch Düsengruppe II in Gehäusenähe	59
8.29	Stromlinientripel durch Düsengruppe II in halber Kanalhöhe	60
8.30	Stromlinientripel durch Düsengruppe II in Nabennähe	61
8.31	Druckverteilung	62
8.32	Axialgeschwindigkeitsverteilung	63
8.33	Umfangsgeschwindigkeitsverteilung	63
8.34	Radialgeschwindigkeitsverteilung	64
8.35	Absolutgeschwindigkeitsverteilung	64
8.36	Gierwinkelverteilung	65
8.37	Nickwinkelverteilung	65
8.38	Stromlinien in der Nähe des Gehäuses	66
8.39	Stromlinien in der halben Kanalhöhe	67
8.40	Stromlinien in der Nähe der Nabe	68
8.41	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Gehäusenähe	69
8.42	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in halber Kanalhöhe	70
8.43	Stromlinientripel durch Düsengruppe I in Nabennähe	71
8.44	Stromlinientripel durch Düsengruppe II in Gehäusenähe	72
8.45	Stromlinientripel durch Düsengruppe II in halber Kanalhöhe	73
8.46	Stromlinientripel durch Düsengruppe II in Nabennähe	74
8.47	Stromlinientripel durch Düsengruppe III in Gehäusenähe	75
8.48	Stromlinientripel durch Düsengruppe III in halber Kanalhöhe	76
8.49	Stromlinientripel durch Düsengruppe III in Nabennähe	77
8.50	Vergleich der Axialgeschwindigkeiten	78
8.51	Vergleich der Umfangsgeschwindigkeiten	78
8.52	Vergleich der Radialgeschwindigkeiten	79
8.53	Vergleich der Absolutgeschwindigkeiten	79
9.1	Detail zum Leckagemassenstrom	83
9.2	Exemplarische Darstellung von Geschwindigkeitsvektoren in einem Schnitt durch die Düsengruppen I und II (Nennlastfall)	84

Tabellenverzeichnis

3.1	Unterteilung der Betriebszustände	6
4.1	CPU-Zeiten	9
4.2	Modellkonstanten des k/ε -Turbulenzmodells	12
6.1	Durchströmflächen in Abhängigkeit vom Beaufschlagungsgrad	18
6.2	Stoffwerte	19
6.3	Dichtewerte	19
6.4	Massenströme und Düsenflächen	20
6.5	Eintrittsgeschwindigkeiten und -winkel	21
6.6	Austrittsgeschwindigkeiten und -winkel	21
6.7	Machzahlen	22
6.8	Mittlere Geschwindigkeit am Radkammeraustritt	22
7.1	Werte der Turbulenzgrößen	27
8.1	Mittlere Rechendrücke am Radkammereintritt	29
8.2	Mittlere statische Drücke am Radkammereintritt	29
8.3	Mittlere Totaldrücke am Radkammereintritt bzw. Radkammeraustritt	29
8.4	Totaldruckverluste	30
8.5	Druckverlustbeiwerte	31
8.6	Gierwinkelmittelwerte	34
8.7	Nickwinkelmittelwerte	34
8.8	Geschwindigkeitsmittelwerte, Effektivwerte ihrer Schwankungen und relative Amplituden in Axialrichtung	80
8.9	Geschwindigkeitsmittelwerte, Effektivwerte ihrer Schwankungen und relative Amplituden in Umfangsrichtung	80
8.10	Geschwindigkeitsmittelwerte, Effektivwerte ihrer Schwankungen und relative Amplituden in Radialrichtung	81