Analyse, Auslegung und Optimierung von Wendelverteilersystemen

Von der Fakultät Energie-, Verfahrens- und Biotechnik der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von
Ionel Michael Cretu
aus Stuttgart

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. H.-G. Fritz
Mitberichter: Prof. Dr. rer. nat. S. Schmauder
Tag der mündlichen Prüfung: 21. Juli 2008

Institut für Kunststofftechnik
der Universität Stuttgart

2008

Meinem Vater gewidmet

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Forschungstätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter des Instituts für Kunststofftechnologie (IKT) der Universität Stuttgart von 1999 bis 2005.

Mein besonderer Dank gilt meinem verehrten akademischen Lehrer, Herrn Prof. Dr.-Ing. H.-G. Fritz, der mir an seinem Lehrstuhl die Möglichkeit zur uneingeschränkten, wissenschaftlichen Tätigkeit gewährte, für die interessante Aufgabenstellung, sowie die engagierte Betreuung und stetige Förderung meiner Arbeit.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. S. Schmauder danke ich für sein Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Mitberichts.

Herrn U. Kaiser vom IAG Stuttgart danke ich für die kollegiale Unterstützung bei den Kühlluftgeschwindigkeitsmessungen.

Ferner möchte ich allen Kolleginnen und Kollegen des IKT für die angenehme und faire Zusammenarbeit herzlich danken. Insbesondere bedanke ich mich bei Herrn Dr. K. Geiger und Herrn Dr. Th. Hofer für die zahlreichen fachlichen Diskussionen, bei Herrn W. Gerber, Herrn A. Mason und dem Werkstattteam für die konstruktive und fertigungstechnische Unterstützung, sowie bei Herrn B. Dierberger für die elektrischen Arbeiten und bei Herrn S. Liebert für die versuchstechnische Unterstützung.

Stuttgart, im Juli 2008 Ionel Michael Cretu

Inhaltsverzeichnis

Liste der wichtigsten Symbole **v**

Kurzfassung **xi**

Abstract **xiii**

1 Einleitung und Aufgabenstellung **1**

2 Extrusionswerkzeuge zur Herstellung von Halbzeugen mit kreisringförmigem Querschnitt **7**

2.1 Aufgabe und Anforderungsprofil 7

2.2 Werkzeugkonzepte 12

2.2.1 Dornhalterwerkzeuge 14

2.2.2 Siebkorbwerkzeuge 16

2.2.3 Pinolenwerkzeuge 17

2.2.4 Wendelverteilerwerkzeuge 19

3 Modellgestütztes Auslegungskonzept zur Optimierung von Wendelverteilersystemen **26**

3.1 Berechnungsgrundlagen 27

3.1.1 Physikalische Grundgleichungen 27

3.1.2 Vereinfachende Annahmen für Strömungen hochviskoser Fluide und deren Anwendung auf die Grundgleichungen 31

3.1.3 Strömungsberechnung mit dem Schalenmodell . . 33
3.1.4 Mathematische Beschreibung des rheologischen Stoffverhaltens von thermoplastischen Kunststoffschmelzen 37
3.2 Simulationsmodell 41
3.2.1 Geometrische Beschreibung der Fließkanäle von Wendelverteilersystemen 41
3.2.2 Diskretisierung des Schmelzekontinuums 49
3.2.3 Knotengruppierungen und Randbedingungen . . . 59
3.3 Optimierungskriterien 60
3.4 Bestimmung eines praxisrelevanten, U-förmigen Wendelkanalquerschnitts 66
3.5 Erweiterung des Auslegungskonzepts unter Einbeziehung der Nachfolgezonen 68

4 Numerische Analyse von Wendelverteilersystemen 71
4.1 Untersuchung des Einflusses von sensitiven Größen auf das Strömungsfeld 71
4.1.1 Geometrische Parameter 72
4.1.1.1 Kanalanfangstiefe 72
4.1.1.2 Spaltweiten des Überströmspalts 75
4.1.1.3 Anzahl der Wendelkanäle 79
4.1.1.4 Steigung der Wendelkanäle 81
4.1.1.5 Umschlingungswinkel der Wendelkanäle 86
4.1.1.6 Wendelkanalbreite 89
4.1.1.7 Auslegungsstrategie auf Basis von sensitiven Geometriegrößen 91
4.1.2 Rheologische Parameter 92
4.1.2.1 Carreau-Parameter A 93
4.1.2.2 Carreau-Parameter B 96

4.1.2.3 Carreau-Parameter C 99

4.1.2.4 Temperaturverschiebungsfaktor $\mathbf{a_T}$ . . . 103

4.1.3 Volumendurchsatz 107

4.2 Untersuchung von lokalen Strömungsphänomenen im Wendelverteilersystem 110

4.2.1 Einfluss der Stärke von Leckströmen auf das Strömungsfeld 110

4.2.2 Einfluss der zylindrischen Dichtflächen auf das Strömungsfeld 116

4.3 Analyse von Wendelverteilersystemen unter Einbeziehung der Nachfolgezonen 119

5 Entwicklung und Optimierung eines Radialwendelverteilerwerkzeugs zur experimentellen Verifikation des Auslegungskonzepts 126

5.1 Konzipierung des Werkzeugaufbaus 126

5.2 Dimensionierung der Fließkanäle 128

5.2.1 Auslegung der Radialwendelverteilersysteme . . . 129

5.2.2 Auslegung der Werkzeugdüsen 134

5.3 Konstruktive Gestaltung des Radialwendelverteilerwerkzeugs 139

5.4 Experimentelle Verifikation der Werkzeugauslegung 142

5.4.1 Folienblasverfahren und Versuchsaufbau 142

5.4.2 Einschichtige Fahrweise vor der Kühlringoptimierung 145

5.4.3 Untersuchung der Kühlluftgeschwindigkeitsverteilung 147

5.4.4 Einschichtige Fahrweise nach der Kühlringoptimierung 151

5.4.5 Mehrschichtige Fahrweise 153

6 Automatische Optimierung von Wendelverteilersystemen 157

6.1 Motivation und Zielsetzung 157

6.2 Mathematische Grundlagen der Optimierung 159

6.2.1 Definition der Zielfunktion 159

6.2.2 Gradientenverfahren 162

6.3 Untersuchung des Einflusses von geometrischen Größen auf die Zielfunktion 164

6.4 Automatisches Optimierungsprogramm 170

6.4.1 Aufbau und Ablauf 170

6.4.2 Optimierungsergebnisse 174

6.5 Netzgenerator zur automatischen Diskretisierung der Fließkanäle von Wendelverteilersystemen 177

6.6 Erweiterung des Optimierungsprogramms 182

7 Zusammenfassung 189

Literaturverzeichnis 193

Lebenslauf 201

Liste der wichtigsten Symbole

Lateinische Buchstaben

A	$[Pa \cdot s]$	Nullviskosität, Carreau-Ansatz
A_L	$[\frac{cm^3}{s}]$	Fläche unter Leckstromkurve
B	$[s]$	Reziprokwert der Übergangsscherge-schwindigkeit, Carreau-Ansatz
B_{Bahn}	$[mm]$	Breite der flachgelegten Foliebahn
B_k	$[cm]$	Wendelkanalbreite
B_{Recht}	$[cm]$	Breite des Rechteckkanals
B_{st}	$[cm]$	Stegbreite
C	$[-]$	Fließexponent, Carreau-Ansatz
D	$[cm]$	Durchmesser des Axialwendelverteilers
$2\underline{D}$	$[\frac{1}{s}]$	Deformationsgeschwindigkeitstensor
$2\underline{D}^*$	$[\frac{1}{s}]$	Deviator des Deformationsgeschwindig-keitstensors
$\underline{E}$	$[-]$	Einheitstensor
E_A	$[\frac{J}{mol}]$	Aktivierungsenergie des zähen Fließens, Arrhenius-Ansatz
H_{Recht}	$[cm]$	Tiefe des Rechteckkanals
H_U	$[cm]$	Tiefe des U-förmigen Kanalquerschnitts
H_0	$[cm]$	Wendelkanaltiefe am Anfang
I_1	$[\frac{1}{s}]$	1. Invariante des Deformationsgeschwin-digkeitstensors

I_2	$[\frac{1}{s^2}]$	2. Invariante des Deformationsgeschwindigkeitstensors
I_3	$[\frac{1}{s^3}]$	3. Invariante des Deformationsgeschwindigkeitstensors
L	$[cm]$	Baulänge des Axialwendelverteilers
L_k	$[cm]$	Axiale Kanallänge, Axialwendelverteiler
R	$[\frac{J}{mol \cdot K}]$	Universelle Gaskonstante
R_U	$[cm]$	Radius des U-förmigen Kanalquerschnitts
Re	$[-]$	Reynoldszahl
S	$[\frac{cm^3}{Pa \cdot s}]$	Fließfähigkeit der Schmelze
S_a	$[cm]$	Austrittsspaltweite
S_e	$[cm]$	Eintrittsspaltweite
T	$[^\circ C \, bzw. K]$	Temperatur
T_0	$[^\circ C \, bzw. K]$	Bezugstemperatur
$\dot{V}$	$[\frac{cm^3}{s}]$	Volumendurchsatz
$\dot{V}_{Recht}$	$[\frac{cm^3}{s}]$	Volumenstrom im Rechteckkanal
$\dot{V}_U$	$[\frac{cm^3}{s}]$	Volumenstrom im U-förmigen Kanal
W	$[\frac{g}{mol}]$	Molmasse eines Monomerbausteins, Spencer-Gilmore-Gleichung
Z	$[-]$	Zielfunktion
Z'	$[\frac{1}{cm}]$	Gradientenvektor der Zielfunktion
Z'_0	$[-]$	Normierter Gradientenvektor der Zielfunktion
a	$[cm]$	Steigung der Archimedischen Spirale und der Wendelkanäle
a_T	$[-]$	Temperaturverschiebungsfaktor
b	$[cm]$	Steigung der Schraubenlinie
b^*	$[\frac{cm^3}{g}]$	Spezifisches Eigenvolumen des Makromoleküls, Spencer-Gilmore-Gleichung
b_1	$[-]$	Stoffspezifischer Parameter, WLF-Ansatz
b_2	$[K]$	Stoffspezifischer Parameter, WLF-Ansatz

c	$[-]$	Phasenwinkel, Radialwendelverteiler
c_v	$[\frac{kJ}{kg \cdot K}]$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen
d_a	$[cm]$	Außendurchmesser des Radialwendelverteilersystems
d_i	$[cm]$	Innendurchmesser des Radialwendelverteilersystems
$\vec{g}$	$[\frac{m}{s^2}]$	Gravitationsfeld
h	$[cm]$	Wendelkanaltiefe
$2h$	$[cm]$	Plattenabstand, Zweiplattenmodell
l	$[cm]$	Charakteristische Länge
m	$[-]$	Fließexponent, Potenzgesetz
$\dot{m}$	$[\frac{kg}{h}]$	Massendurchsatz
n	$[-]$	Anzahl der Wendelkanäle
p	$[bar]$	Druck
p^*	$[bar]$	Kohäsionsdruck
q	$[\frac{cm^2}{s}]$	Bezogener Volumenstrom
q_a	$[\frac{cm^2}{s}]$	Bezogener Volumenstrom am Wendelverteilerausgang
q_{korr}	$[\frac{cm^2}{s}]$	Korrigierter, bezogener Volumenstrom, Radialwendelverteiler
r	$[cm]$	Radius
r_a	$[cm]$	Außenradius des Radialwendelverteilersystems
r_i	$[cm]$	Innenradius des Radialwendelverteilersystems
r_0	$[cm]$	Radius am Steganfang (Anfangspunkt der Leckstromkurve), Radialwendelverteiler
s	$[cm]$	Spaltweite
$\bar{s}$	$[\mu m]$	Mittlere Foliendicke
Δs	$[\mu m]$	Absolute Foliendickenabweichung

s_k	$[cm]$	Länge des Wendelkanals
$s_{k,eff}$	$[cm]$	Effektive Länge des Wendelkanals
s_m	$[cm]$	Bogenlänge der Archimedischen Spirale
$s_{m,0}$	$[cm]$	Bogenlänge der Kanalmittellinie am Eingang, Radialwendelverteiler
$s_{m,aus}$	$[cm]$	Bogenlänge der Kanalmittellinie am Wendelauslauf, Radialwendelverteiler
t	$[s]$	Zeit
$\overline{t}_v$	$[s]$	Mittlere Verweilzeit
$\vec{t}$	$[cm]$	Tangentenvektor
u	$[^\circ]$	Drehwinkel
v	$[\frac{cm^3}{g}]$	Spezifisches Volumen
$\vec{v}$	$[\frac{cm}{s}]$	Geschwindigkeitsvektor
v_a	$[\frac{cm}{s}]$	Austrittsgeschwindigkeit
$\bar{v}_a$	$[\frac{cm}{s}]$	Mittlere Austrittsgeschwindigkeit
v_{ab}	$[\frac{m}{min}]$	Abzugsgeschwindigkeit der Schlauchfolie, Folienblasen
v_{axial}	$[\frac{cm}{s}]$	Axiale Geschwindigkeitskomponente
v_{radial}	$[\frac{cm}{s}]$	Radiale Geschwindigkeitskomponente
v_x, v_y, v_z	$[\frac{cm}{s}]$	Geschwindigkeitskomponenten
$\bar{v}_x, \bar{v}_y$	$[\frac{cm}{s}]$	In Spaltrichtung gemittelte Geschwindigkeiten in x- und y-Richtung
x, y, z	$[cm]$	Koordinaten des kartesischen Koordinatensystems
x'	$[cm]$	Koordinatenrichtung entlang des Wendelkanals, Axialwendelverteiler
$\vec{x}$	$[cm]$	Ortsvektor im kartesischen Koordinatensystems

Griechische Buchstaben

Φ	$[-]$	Drehwinkel, Radialwendelverteiler

$\Phi_{m,0}$	$[-]$	Drehwinkel am Anfangspunkt der Kanalmittellinie (Eingang), Radialwendelverteiler
$\Phi_{m,aus}$	$[-]$	Drehwinkel am Endpunkt der Kanalmittellinie (Wendelauslauf), Radialwendelverteiler
Ω	$[^\circ]$	Umlenkwinkel der Strömung
α	$[^\circ]$	Umschlingungswinkel des Wendelkanals
$\alpha_j, \alpha_k, \alpha_n$	$[mm]$	Schrittweite, Gradientenverfahren
α_0	$[mm]$	Grundschrittweite, Gradientenverfahren
β	$[-]$	Aufweitungsfaktor, Schrittweitenregel
$\dot{\gamma}$	$[\frac{1}{s}]$	Betrag des Deformationsgeschwindigkeitstensors, Schergeschwindigkeit
$\dot{\gamma}_{ij}$	$[\frac{1}{s}]$	Komponenten des Deformationsgeschwindigkeitstensors
ϵ	$[-]$	Winkeldifferenz eines Kanalknotens zum Kanalanfang, Axialwendelverteiler
ζ	$[-]$	Aufweitungsfaktor, Schrittweitenregel
η	$[Pa \cdot s]$	Viskosität
η_0	$[Pa \cdot s]$	Nullviskosität
λ	$[\frac{W}{m \cdot K}]$	Wärmeleitfähigkeit
ξ	$[^\circ]$	Winkel zwischen zwei Vektoren, Skalarprodukt
ρ	$[\frac{g}{cm^3}]$	Dichte
ρ_S	$[\frac{g}{cm^3}]$	Schmelzedichte
$\underline{\sigma}$	$[\frac{N}{mm^2}]$	Gesamtspannungstensor
$\underline{\tau}$	$[\frac{N}{mm^2}]$	Extraspannungstensor
τ_{zx}, τ_{zy}	$[\frac{N}{mm^2}]$	Komponenten des Extraspannungstensors
ϕ	$[\frac{Pa^{-m}}{s}]$	Fluidität, Potenzgesetz
φ	$[^\circ]$	Steigungswinkel des Wendelkanals, Axialwendelverteiler
χ	$[\frac{mm^2}{N}]$	Kompressibilität

Kurzfassung

Wendelverteilerwerkzeuge finden bei der Extrusion von Halbzeugen mit kreisringförmigem Querschnitt (Rohre, Schläuche, Schlauchfolien) Anwendung. Ihre Hauptaufgabe besteht in der Überführung des vom Extruder vorgelegten Plastifikats in eine gleichmäßige Ringspaltströmung, um Profile mit eng tolerierten Dimensionen auszuformen. Wendelverteilersysteme zeichnen sich dabei durch eine gute Schmelzeverteilung aus, so dass bindenahtfreie Halbzeuge mit gleichmäßiger Wanddickenverteilung bei moderatem Druckverbrauch hergestellt werden können. Um die Vorteile des Werkzeugkonzeptes zu nutzen, ist jedoch eine exakte, rheologische Auslegung der komplexen Fließkanalgeometrie notwendig.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird ein Auslegungskonzept für Axial- und Radialwendelverteiler unter Einbeziehung der Nachfolgezonen vorgestellt, das eine effiziente, iterative Optimierung der Fließkanalgeometrie ermöglicht. Das Auslegungskonzept basiert auf der numerischen Strömungssimulation mittels des institutseigenen FEM-Softwarepakets SIMFLOW® und berücksichtigt das rheologische Stoffverhalten der Schmelze durch den Carreau- und den Potenzansatz.
Die Arbeit legt die strömungsmechanischen Grundlagen des Berechnungsansatzes dar und zeigt die entwickelte Modellierungsstrategie für Axial- und Radialwendelverteilersysteme, die dem Auslegungskonzept zugrunde liegt, auf. Insbesondere werden die geometrische Beschreibung der Fließkanalstrukturen und die Berechnung der diskreten Schalendicken an den Knoten des FE-Netzes, die den Kanaltiefen- und Spaltweitenverlauf im Simulationsmodell wiedergeben, detailliert dargestellt. Des Weiteren werden die aussagekräftigen Optimierungskriterien des Auslegungskonzeptes vorgestellt, die die Charakterisierung und Beurteilung der berechneten Strömungsvorgänge im Verteilersystem erlauben.

Ferner werden in dieser Abhandlung die umfassenden, numerischen

Untersuchungen zum Einfluss von geometrischen, rheologischen und verfahrenstechnischen Parametern auf das Strömungsfeld und die Optimierungskriterien, die mit Hilfe des Auslegungskonzeptes durchgeführt wurden, ausführlich dargestellt und diskutiert. Die präsentierten Ergebnisse unterstreichen den signifikanten Einfluss der Fließkanalgeometrie auf die Schmelzeströmung im Verteilersystem. Anhand der identifizierten, sensitiven Größen wird eine Strategie für die systematische Auslegung von Wendelverteilersystemen abgeleitet. Die Dissertation beinhaltet zudem die Strömungsanalyse von Wendelverteilern unter Einbeziehung der Nachfolgezonen.

Zur experimentellen Verifikation des Auslegungskonzeptes wurde ein Radialwendelverteilerwerkzeug für die Coextrusion von Schlauchfolien entwickelt. Die Auslegung der Wendelverteiler- und Düsensysteme, sowie der konstruktive Werkzeugaufbau werden vorgestellt. Die Auswertung von ein- und mehrschichtigen Schlauchfolien, die im Rahmen von Versuchsreihen extrudiert wurden, lässt die äußerst gleichmäßige, azimutale Foliendickenverteilung erkennen, die in guter Übereinstimmung mit der berechneten Schmelzeverteilung steht. Die dargelegten Ergebnisse verdeutlichen, dass sich das Auslegungskonzept zur exakten Abstimmung und Optimierung der Fließkanäle von Wendelverteilersystemen eignet.
Weiterhin werden im experimentellen Teil dieser Arbeit strömungstechnische Untersuchungen des Außenkühlrings dargestellt, die eine Korrelation zwischen Kühlluftgeschwindigkeit und Foliendicke erlauben. Die vorgestellten Versuchsergebnisse unterstreichen die grundlegende Bedeutung der Güte von Schmelze- und Kühlluftverteilung für die Extrusion gleichmäßiger Schlauchfoliendicken.

Darüber hinaus wird in der vorliegenden Arbeit ein Programm zur automatischen Optimierung von Wendelverteilern präsentiert. Der Optimierungsalgorithmus basiert auf einer Zielfunktion, die sich aus gewichteten Optimierungskriterien zusammensetzt und die mittels eines Gradientenverfahrens minimiert wird. Die Implementierung eines neu entwickelten Netzgenerators ermöglicht die Anpassung der Diskretisierung an modifizierte Fließkanalgeometrien und stellt den automatischen Programmablauf sicher. Der Aufbau und die Funktionsweise des Optimierungsprogramms und des Netzgenerators werden detailliert beschrieben. Anhand von Optimierungsrechnungen für unterschiedliche Startgeometrien wird zudem die Funktionsfähigkeit des Optimierungsalgorithmus aufgezeigt.

Abstract

Spiral mandrel and flat spiral dies are normally used in pipe and blown film extrusion. The major task of the die is to distribute the entering polymer melt into an annular gap, in order to extrude semi-finished products with narrow tolerances. The die concept features good melt distribution, absence of weld lines and flow markings, low pressure drops and homogenous wall thickness of the extrudate. In order to achieve these advantages it is necessary to optimize the die design in consideration of the rheological behaviour of the polymer melt.

In the present work a simulation and design concept for spiral mandrel and flat spiral dies including the downstream unit is proposed that enables the efficient, iterative optimization of the flow channel design. The optimization concept is based on numerical simulation using the FEM software package SIMFLOW® that was developed at the Institut für Kunststofftechnologie (IKT). The rheological behaviour of the polymer melt is described accurately by means of the Carreau and power law respectively. The fundamentals of the flow model are shown in this work. Furthermore the developed strategy of modeling spiral mandrel and flat spiral dies, that is underlying the design concept, is presented. Particularly the geometrical description of the flow channels and the calculation of the shell element thickness representing the channel depth and gap height in the simulation model are described in detail. Further on optimization criteria used in the design concept in order to characterize and assess the calculated flow field are introduced.

In addition detailed numerical investigations concerning the influence of geometrical, rheological and processing parameters on the flow field and optimization criteria, that were carried out by means of the simulation concept, are shown and discussed. The presented results emphasize the significant influence of the flow channel design on the melt flow in the

distribution system. On the base of the identified, sensitive parameters a design strategy for spiral mandrel and stacked-type spiral dies is derived.
Moreover the PhD thesis deals with the flow analysis of spiral mandrel and flat spiral dies taking the flow channel of the downstream unit into account.

The experimental verification of the simulation and design concept was done by a stacked-type spiral die for blown film extrusion that was calculated, optimized and designed. Optimization results of the distribution systems and the downstream unit are shown, and the developed die design is given. The extruded single-layer and multi-layer blown films show a very homogenous film gauge distribution that is in good agreement with the calculated melt distribution at the die exit. Therefore the presented design concept is suitable for optimizing the flow channels of spiral mandrel and flat spiral dies properly.
Further on fluidic investigations regarding the air cooling ring, that enable the correlation between cooling air velocity and film thickness, are shown within this work. The presented experimental results emphasize the crucial importance of the proper melt and cooling air distribution for the extrusion of blown films with close tolerances.

Furthermore a software tool that was developed to optimize the flow channel design automatically is proposed in the present work. The algorithm is based on an objective function that is assembled by weighted optimization criteria and minimized by the gradient method. The implemented mesh generator features the adaptation of finite element discretization to modified flow channel design and therefore ensures the automatic procedure. The structure and functional principle of the optimization program and mesh generator are described in detail. As a result of several calculations performed by varying the initial flow channel design the functional capability of the optimization algorithm is pointed out.

Kapitel 1

Einleitung und Aufgabenstellung

In den letzten Jahren haben Halbzeuge mit kreisringförmigem Querschnitt, die aus thermoplastischen Kunststoffen hergestellt werden, stetig an Bedeutung gewonnen. Neben der gestiegenen Produktionsmenge ist insbesondere eine beträchtliche Erweiterung der Anwendungsgebiete derartiger Produkte zu verzeichnen. Das Spektrum reicht von Rohren für Fussbodenheizungen und den Sanitärbereich über schlauchförmige Vorformlinge für das Blasformen bis hin zu Schläuchen für den Automobil- und Medizinsektor. Ferner haben Schlauchfolien in zahlreichen Einsatzgebieten zunehmende Bedeutung erlangt. Exemplarisch seien Blutplasmabeutel für die Medizintechnik, sowie Wurstpellen für die Lebensmittelindustrie genannt. Die verwendeten Halbzeuge mit kreisringförmigem Querschnitt unterscheiden sich dabei in ihren Dimensionen erheblich. Die Bandbreite reicht von Katheterschläuche mit wenigen Millimetern Durchmesser bis zu Vorformlingen für das Blasformen von großen Tanks, die einen Durchmesser von 0,5 m besitzen.
Dabei zeichnet sich ein stetig anwachsender Trend zu hochwertigen und technisch anspruchsvollen Produktanwendungen ab, die eine Vielzahl von unterschiedlichen Anforderungen an die Qualität und das Eigenschaftsprofil von thermoplastischen Halbzeugen stellen. Anwendungsspezifisch müssen die Kunststoffprofile eine hohe Maßhaltigkeit mit geringen Wanddickentoleranzen, hohe mechanische Festigkeitswerte und eine einwandfreie Oberflächenbeschaffenheit aufweisen. Im Zuge der steigenden Funktionsintegration innerhalb komplexer Anwendungen kommen den Halbzeugen zudem erweiterte Aufgaben zu. Beispielsweise übernehmen Lebensmittelverpackungen in vielen Fällen mehrere Funktionen. Über die mechanische Festigkeit und den optischen Glanz hinaus schützen

sie leicht verderbliche Waren vor dem Kontakt mit Luftsauerstoff, führen entstehendes Kondenswasser ab oder aromatisieren Lebensmittel mit eingearbeiteten Geschmacksstoffen. Da kein Kunststoff alle geforderten Eigenschaften alleine erfüllen kann, bestehen derartige Halbzeuge in der Regel aus verschiedenen Materialien, die einen Mehrschichtverbund bilden.

Die Qualität und das Eigenschaftsprofil von Kunststoffhalbzeugen sind eng mit den rheologischen, strömungsmechanischen und thermodynamischen Vorgängen, die sich innerhalb des Verarbeitungswerkzeugs vollziehen, verknüpft. Die dargelegten, gestiegenen Anforderungen an die Produkte bedingen demzufolge leistungsfähige Extrusionswerkzeuge. Die konventionellen Werkzeugsysteme, wie Stegdornhalter-, Siebkorb- und Pinolenwerkzeuge, die sich in der Vergangenheit für Standardanwendungen bewährt haben, stoßen bei der Extrusion hochwertiger Profile prinzipbedingt an Grenzen.
In den Siebzigerjahren des letzten Jahrhunderts wurde ein neuartiges und innovatives Werkzeugsystem, der Wendelverteiler entwickelt, der den herkömmlichen Extrusionswerkzeugen aufgrund seiner Vorteile deutlich überlegen ist. Das Werkzeugkonzept zeichnet sich durch eine hervorragende Schmelzeverteilung aus, so dass bindenahtfreie Halbzeuge mit gleichmäßiger Wanddickenverteilung bei moderatem Druckverbrauch extrudiert werden können. Wendelverteilerwerkzeuge sind für die Herstellung von Rohren, Schläuchen und Schlauchfolien gleichermaßen gut geeignet und für die Coextrusion mehrschichtiger Profile prädestiniert. Der modulare Werkzeugaufbau gewährt eine hohe Flexibilität in Bezug auf die Anzahl und Anordnung der Schmelzeschichten. Das weite Spektrum an Vorzügen hat zu einer raschen Verbreitung des Wendelverteilerkonzeptes in der Kunststoffverarbeitung geführt.

Wendelverteilersysteme weisen eine komplexe Fließkanalgeometrie auf, so dass eine Schmelzeströmung mit mehreren, sich überlagernden Strömungskomponenten resultiert. Um die beschriebenen Vorteile des Werkzeugkonzeptes in hinreichender Weise nutzen zu können, ist die genaue Abstimmung der Fließkanalquerschnitte notwendig. Aufgrund der aufwändigen Gestaltung des Verteilersystems sind die einfache, empirische Dimensionierung der Fließkanäle, die auf reinem Erfahrungswissen basiert, sowie nachträgliche Korrekturen beim Einfahren des Werkzeugs,

die mit zeit- und kostenintensiver Nacharbeit verbunden sind, nicht möglich. Vielmehr setzt das gute Funktionieren von Wendelverteilerwerkzeugen eine exakte, rechnerische Auslegung des Schmelzeverteilersystems unter Berücksichtigung des rheologischen Stoffverhaltens der Kunststoffschmelzen voraus.

Die ersten Ansätze zur Berechnung von Wendelverteilern stammen von Procter [1, 2], der ein analytisches Modell auf Basis der Kontrollvolumen-Methode entwickelte. Die Fließkanalgeometrie wurde dabei in einzelne Segmente unterteilt, für die Procter jeweils die Volumenstrombilanz aufstellte. In jedem betrachteten Kontrollvolumen wurde eine vollausgebildete Flachschlitzströmung angenommen, wobei das rheologische Stoffverhalten der Schmelze durch den Ostwald/deWaele'schen Potenzansatz beschrieben wurde. Der Ansatz von Procter ging von einem konstanten Druckgradienten entlang des Wendelkanals aus. Durch Lösen der Bilanzgleichungen aller Kontrollvolumen resultierte die Volumenstromverteilung am Wendelverteilerausgang.
Ähnliche analytische Modelle, die auf der Kontrollvolumen-Methode beruhen, wurden von Wortberg [3], Saillard [4] und Rauwendaal [5] vorgeschlagen. Wortberg beschrieb das Fließverhalten der Kunststoffschmelze mit Hilfe der repräsentativen Viskosität. Saillard setzte einen veränderlichen Druckgradienten in Kanalrichtung an und berechnete die Schmelzeverteilung unter Zuhilfenahme von thermischen Bilanzgleichungen nicht-isotherm.
Den beschriebenen Ansätzen ist die Annahme gemein, dass die Wendel- und Leckströme im Kontrollvolumen als eindimensionale, vollausgebildete Strömungen betrachtet werden, die sich gegenseitig nicht beeinflussen. Diese Voraussetzung ist insbesondere am Ende der Wendelkanäle nicht mehr erfüllt, so dass die Strömungsberechnungen mit großen Unsicherheiten behaftet sind. Um die Strömungsvorgänge im Wendelverteilersystem genauer zu beschreiben, wurden deshalb in den letzten Jahren zunehmend numerische Berechnungsansätze entwickelt und eingesetzt.
Vlcek veröffentlichte in [6, 7] ein Modell zur Berechnung der Schmelzeströmung im Wendelverteilersystem unter Anwendung der Finite-Volumen-Methode. Die Fließkanalstrukturen wurden dabei in Kontrollvolumen unterteilt, die aus verschiedenartigen Untersegmenten (Kanal, Steg) bestanden. Innerhalb des Kontrollvolumens wurde eine zweidimensionale Strömung zwischen Begrenzungsflächen kleinen Abstands

im Sinne des Zweiplattenmodells vorausgesetzt. Aus der Volumenstrombilanz über alle Kontrollvolumen resultierte ein Gleichungssystem, dessen iterative Lösung zur Druck- und Volumenstromverteilung führte.
Schläfli [8] entwickelte ein numerisches Programm zur isothermen Strömungsberechnung von Wendelverteilern unter Zugrundelegung der Finite-Volumen-Methode. Der Ansatz basierte auf der FAN-Methode (Flow Analysis Network), die von Tadmor in [9] zur Simulation zweidimensionaler Schmelzeströmungen unter der vereinfachenden Annahme der „lubrication approximation“vorgeschlagen wurde. Schläfli berücksichtigte den Einfluss der Seitenwandreibung auf die Strömung im Fließkanal mittels Formfaktoren.
Coyle [10] setzte das kommerzielle FEM-Programm FIDAP für die Simulation des dreidimensionalen Strömungsfelds im Wendelverteilersystem ein, um eine exaktere Möglichkeit zur Werkzeugberechnung aufzuzeigen. Den Betrachtungen lag dabei ein newtonsches Fließverhalten der Kunststoffschmelze zugrunde. Zatloukal [11] wandte ebenfalls FIDAP zur nicht-isothermen Berechnung der Strömungvorgänge in Radialwendelverteilersystemen an. Das Augenmerk lag auf der Untersuchung des Einflusses von viskoelastischem Stoffverhalten und Wärmedissipation auf die Schmelzeverteilung.
Der hohen Genauigkeit von 3D-FEM-Ansätzen steht ein erheblicher Mehraufwand in Bezug auf die Modellerstellung und Strömungssimulation entgegen, wodurch die praktische Anwendbarkeit für die Werkzeugauslegung eingeschränkt ist.

Ferner entwickelte Fang [12] am Institut für Kunststofftechnologie (IKT) der Universität Stuttgart das FEM-Softwarepaket SIMFLOW® zur Berechnung von mehrdimensionalen Strömungsvorgängen in Extrusionswerkzeugen und Abkühlvorgängen in Kühl- und Kalibrierstrecken. Fang wandte das Schalenmodul von SIMFLOW®, das auf dem verallgemeinerten Hele-Shaw-Modell für hochviskose Fluide aufbaut, zur Simulation der zweidimensionalen Strömung in axialen Wendelverteilersystemen an. Die Lösung der partiellen Druckdifferentialgleichung, die aus den physikalischen Erhaltungssätzen resultiert, lieferte die Druck- und Geschwindigkeitsverteilungen im Wendelverteilersystem. Das strukturviskose Stoffverhalten von Polymerschmelzen wurde innerhalb des Berechnungsmodells durch den Carreau-Ansatz oder den Potenzansatz beschrieben.

In Abgrenzung zu den analytischen, eindimensionalen Kontrollvolumen-Methoden berücksichtigt der Ansatz von Fang die Interaktion und gegenseitige Beeinflussung von Wendel- und Ringspaltströmung, so dass die ablaufenden Strömungsvorgänge korrekt wiedergegeben werden. Verglichen mit den komplexen, dreidimensionalen FEM-Formulierungen resultiert ein reduzierter Modellierungsaufwand bei hinreichender Berechnungsgenauigkeit. Durch die Beschreibung des Kanaltiefen- und Spaltweitenverlaufs mit Hilfe der lokalen Schalendicken des FE-Netzes ist der Berechnungsansatz für die effiziente, iterative Wendelverteilerauslegung sehr gut geeignet.

Aufbauend auf dem FEM-Softwarepaket SIMFLOW®, das die numerische Strömungssimulation von Wendelverteilersystemen erlaubt, besteht die Zielsetzung und Aufgabenstellung der vorliegenden Arbeit in der Entwicklung eines effizienten und systematischen Auslegungskonzeptes für Axial- und Radialwendelverteilerwerkzeuge unter Einbeziehung der Nachfolgezonen. Insbesondere sind geeignete, geometrische Beschreibungen der Fließkanalstrukturen zu erarbeiten, sowie die Berechnung und Zuweisung der Schalendicken der FE-Knoten programmtechnisch zu automatisieren. Ferner sind aussagekräftige Optimierungskriterien abzuleiten, die die strömungstechnische Beurteilung von Wendelverteilersystemen im Rahmen des Auslegungskonzeptes ermöglichen.
Des Weiteren ist eine umfassende Analyse von Wendelverteilersystemen und Nachfolgezonen unter Anwendung des Auslegungskonzeptes mit dem Ziel durchzuführen, die sensitiven Größen für die Auslegung zu identifizieren. Dabei soll der Einfluss von geometrischen, rheologischen und verfahrenstechnischen Parametern auf das Strömungsfeld und die Optimierungskriterien untersucht werden. Eine Strategie für die Auslegung von Wendelverteilern ist anhand der Ergebnisse abzuleiten.
Basierend auf der Kenntnis der wichtigen Einfluss- und Stellgrößen soll in einem nachfolgenden Schritt mit Hilfe des Auslegungskonzeptes ein Wendelverteilerwerkzeug zur Coextrusion mehrschichtiger Blasfolien mit der Zielsetzung berechnet, optimiert und entwickelt werden, das Auslegungskonzept experimentell zu verifizieren. Die berechnete Schmelzeverteilung ist anhand der azimutalen Foliendickenverteilung von extrudierten, ein- und mehrschichtigen Schlauchfolien zu validieren.
Um den aufwändigen, iterativen Auslegungsprozess zu automatisieren, ist schließlich ein Optimierungsalgorithmus zu entwickeln, der eine

hinsichtlich der vorzugebenden Kriterien optimale Wendelverteiler-geometrie bestimmt. Da die Modifikation der Fließkanalgeometrie eine angepasste Diskretisierung des Schmelzekontinuums bedingt, ist ferner ein Netzgenerator zu programmieren und in das Optimierungsprogramm zu implementieren, der den automatischen Ablauf des Algorithmus sicherstellt. Die Funktionalität des Optimierungsprogramms soll für verschiedene Startgeometrien des Wendelverteilersystems aufgezeigt werden.

Kapitel 2

Extrusionswerkzeuge zur Herstellung von Halbzeugen mit kreisringförmigem Querschnitt

Im Rahmen dieses Kapitels wird der Anwendungsbereich und die Aufgabe von Extrusionswerkzeugen mit kreisringförmigem Austrittsquerschnitt beschrieben. Daran anschließend werden die daraus resultierenden Anforderungen an derartige Extrusionswerkzeuge abgeleitet.
Im zweiten Abschnitt dieses Kapitels werden die unterschiedlichen, praxisrelevanten Werkzeugkonzepte hinsichtlich ihres Aufbaus, Funktionsprinzips, sowie ihrer Vor- und Nachteile einander gegenübergestellt.

2.1 Aufgabe und Anforderungsprofil

Extrusionswerkzeuge mit kreisringförmigem Austrittsquerschnitt finden bei der Herstellung von Rohren, Schläuchen, schlauchförmigen Vorformlingen (Extrusionsblasformen), Schlauchfolien, sowie bei der Kabelummantelung Anwendung [13–15].
Innerhalb der Prozesskette befindet sich das Extrusionswerkzeug zwischen dem Extruder (Plastifizieraggregat) und den Nachfolgeeinheiten zur Kalibrierung, Kühlung und Konfektionierung des Halbzeugs. Dabei kommt dem Werkzeug die Aufgabe zu, den vom Extruder ankommenden, thermisch und mischtechnisch homogenen Massevollstrang zu einem Endlosprodukt mit definierter, kreisringförmiger und eng tolerierter Querschnitts-

geometrie bei gleichmäßiger Struktur und guter Oberflächenqualität auszuformen [13, 16].
Basierend auf dieser Aufgabenstellung läßt sich das Anforderungsprofil für Extrusionswerkzeuge ableiten, das sich gemäß Bild 2.1 in vier Bereiche gliedert.

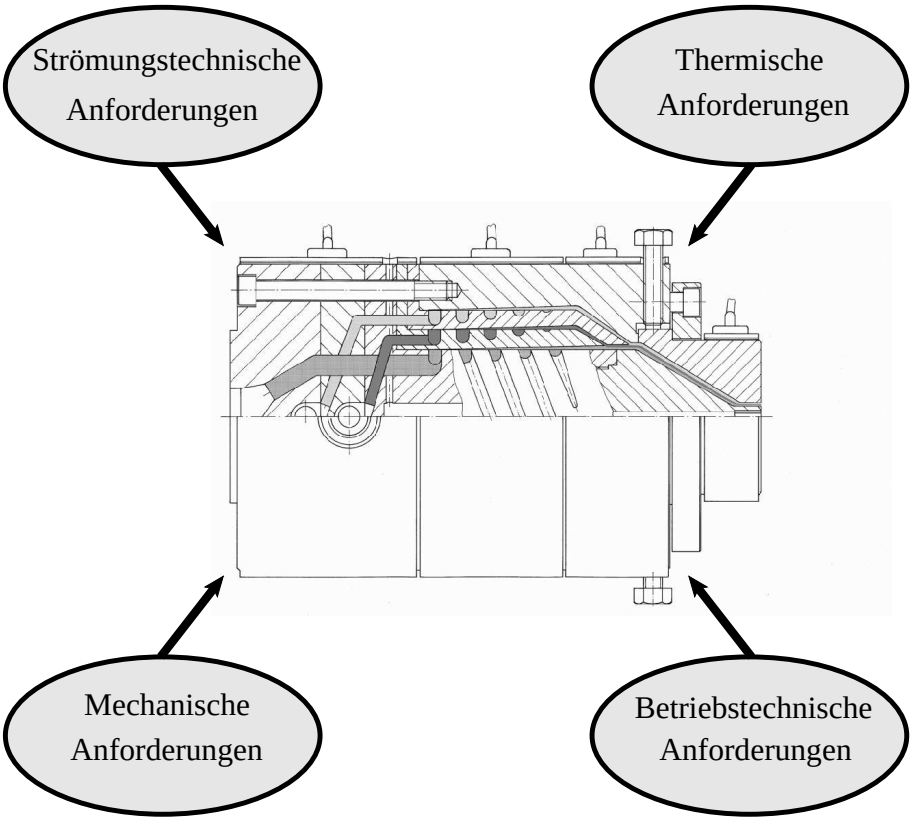

Bild 2.1: Anforderungen an Extrusionswerkzeuge

Der erste Bereich umfasst die strömungstechnischen Anforderungen, die sich im Wesentlichen auf die Gestaltung der Fließkanäle beziehen und folglich eng mit der rheologischen Auslegung des Werkzeugs verknüpft sind.
Ein wichtiges Qualitätsmerkmal für Halbzeuge, wie Rohre und Schlauchfolien ist die Gleichmäßigkeit der Wanddickenverteilung in Umfangsrichtung. Große Unterschiede führen einerseits zu lokalen Dünnstellen im Produkt, die sich in mechanisch hochbelasteten Teilen, wie beispielsweise innendruckbeaufschlagten Rohren als Schwachstellen erweisen und zum vorzeitigen Versagen des Bauteils führen können. Andererseits resultiert

aus der großen Varianz bei vorgegebener Mindestwanddicke ein erhöhter Materialverbrauch. Dieser wirtschaftliche Aspekt ist besonders bei der Verarbeitung von hochwertigen, technischen Kunststoffen relevant.
Um eine möglichst gleichmäßige, azimutale Wanddickenverteilung des Extrudats zu erreichen, ist deshalb zu fordern, dass die Schmelze durch das im Werkzeug integrierte Masseverteilersystem gleichmäßig über den Umfang verteilt wird, wodurch eine homogene Geschwindigkeitsverteilung am Düsenaustritt resultiert [13].
Weiterhin sollte das Extrusionswerkzeug im Hinblick auf die Wirtschaftlichkeit des Gesamtprozesses einen moderaten Druckverbrauch aufweisen. Über die optimierte Gestaltung der Fließkanalquerschnitte kann das vom Extruder am Werkzeugeinlauf aufzubringende Druckniveau herabgesetzt werden, so dass Energieeinsparungen realisiert werden können. Ferner beeinflusst die Höhe des Druckverbrauchs die erforderliche Extrudergröße und die Dimensionierung der Werkzeugteile, so dass die strömungstechnische Werkzeugauslegung die Investitionskosten der Extrusionsanlage mitbestimmt. Im Falle des Einsatzes von Schmelzepumpen, die die Förderkonstanz gewährleisten sollen, ist dem Druckverbrauch des Extrusionswerkzeugs, aufgrund der begrenzten Leistungfähigkeit der Aggregate besondere Beachtung zu schenken.
Ferner sollen Extrusionswerkzeuge kurze Verweilzeiten der Schmelze aufweisen. Dies ist einerseits bei der Verarbeitung thermisch empfindlicher und vernetzender Materialien von Bedeutung, um unerwünschte Abbau- und Aufbaureaktionen des Kunststoffs innerhalb des Werkzeugs zu vermeiden. Andererseits führen lange Verweilzeiten aufgrund von Stagnationszonen zu verlängerten Farbwechselvorgängen, wodurch kostenintensive Stillstandszeiten der Produktionslinien entstehen können. Die Fließkanäle des Werkzeugs sollten deshalb strömungstechnisch günstig ausgeführt sein. Insbesondere sind abrupte Querschnittsübergänge und große Einlaufwinkel zu vermeiden [17]. Herschbach empfiehlt in [18] aufgrund von Strömungsberechnungen konvergente und divergente Fließkanalbereiche flach zu gestalten und Kanalecken im Bereich von Strömungsumlenkungen abzurunden.
Im Sinne einer schonenden Materialverarbeitung sollte die Schmelze innerhalb des Extrusionswerkzeugs keiner unnötig hohen Scherbeanspruchung ausgesetzt werden. Diese Forderung gilt insbesondere für scherempfindliche Materialien, die hierdurch eine Schädigung erfahren können. Des Weiteren dürfen im Werkzeug keinesfalls Fließanomalien

auftreten, die die Extrudatoberfläche negativ beeinflussen. Für die Verarbeitung von wandgleitenden Kunststoffschmelzen müssen die Fließkanäle folglich so ausgelegt sein, dass stoffspezifische, kritische Werte der Wandschubspannung bei vorgegebenem Durchsatz nicht überschritten werden [13].
Ebenso ist darauf zu achten, dass die kleinsten, auftretenden Wandschergeschwindigkeiten und -schubspannungen bestimmte Werte nicht unterschreiten, da ansonsten keine hinreichende „Putzwirkung“ der Strömung gegeben ist und sich im Langzeitbetrieb Ablagerungen an den Werkzeugwandungen bilden können. In der Literatur werden Werte für die minimale Wandschergeschwindigkeit von 5-10 s^{-1} angegeben [19, 20].
Aus den beschriebenen, strömungstechnischen Anforderungen an Extrusionswerkzeuge wird die zentrale Bedeutung der rheologischen Auslegung der Fließkanäle für die Herstellung qualitativ einwandfreier Produkte und die Wirtschaftlichkeit des Extrusionsprozesses deutlich erkennbar. Dabei sollte das strömungsgünstig gestaltete Werkzeug nach [15] für Materialien mit einem weiten Viskositätsspektrum und in einem großen Durchsatzbereich einsetzbar sein. Es ist eine weitgehend material- und betriebspunktunabhängige Auslegung anzustreben.

Neben den strömungstechnischen Anforderungen werden gemäß Bild 2.1 auch thermische Anforderungen an Extrusionswerkzeuge gestellt. In Strömungen hochviskoser Fluide wird aufgrund der inneren Reibung der Kunststoffschmelze Wärme dissipiert. Die eingebrachte mechanische Energie wird beim viskosen Fließen der Schmelze durch das Abgleiten der Molekülketten aneinander in kinetische Energie und Dissipationsenergie umgewandelt [21]. Dadurch erfährt die Schmelze eine Temperaturerhöhung entlang des Fließwegs durch das Werkzeug. Um eine thermische Überbeanspruchung des Materials, die gerade bei thermisch empfindlichen Polymeren zu Schädigung und Abbau führen kann, mit Sicherheit auszuschließen, sind nennenswerte dissipative Temperaturerhöhungen im Extrusionswerkzeug zu vermeiden [13]. Diese Forderung sollte umso mehr Beachtung finden, je hochviskoser das zu verarbeitende Medium und je höher der Durchsatz ist, da beide Parameter die Wärmedissipation in erheblichem Maße beeinflussen.
Zudem haben lokale Temperaturerhöhungen Viskositätsverringerungen der Schmelze zur Folge, wodurch sich die Fließeigenschaften des Mediums partiell verändern [17]. Bei Materialien mit stark ausgeprägter

Temperaturabhängigkeit der Viskosität können hieraus negative Einflüsse auf die Schmelzeverteilung resultieren. Neben der Vermeidung dissipativer Temperaturerhöhungen sei auch in diesem Zusammenhang auf die material- und viskositätsunabhängige Auslegung der Fließkanäle verwiesen, die den Temperatureinfluss auf die Schmelzeverteilung begrenzt.

Der dritte Teilbereich umfasst die mechanischen Anforderungen an Extrusionswerkzeuge. Den zentralen Punkt stellt hierbei die mechanische Steifigkeit der Konstruktion dar. Die Werkzeugteile müssen derart dimensioniert sein, dass die Deformationen der Fließquerschnitte, die aufgrund der Massedruckbeaufschlagung resultieren, auf ein zulässiges Maß begrenzt sind [13]. Bei fehlender mechanischer Steifigkeit ergibt sich, bedingt durch die großen Werkzeugdeformationen ein druckabhängiger Querschnitt des Extrudats [17]. Je enger die geometrischen Toleranzen von Strömungskanal und Produkt festgelegt sind, desto wichtiger ist ein hinreichend steifes Werkzeug.
Weiterhin sollten die Schraubenverbindungen, die die Verspannung der Werkzeugteile bewirken, so ausgelegt sein, dass die resultierende Flächenpressung bei gegebenem Massedruck ausreicht, das Werkzeug sicher abzudichten. Um eine möglichst hohe Flächenpressung bei konstanter Vorspannkraft der Schrauben zu erzielen, sollte die Dichtfläche auf ein Mindestmaß reduziert werden.
Ferner müssen die materialführenden Oberflächen von Extrusionswerkzeugen einwandfrei und poliert sein, um die Bildung von Ablagerungen an den Wandungen der Fließkanalstrukturen zu vermeiden [16].
Darüber hinaus entscheidet der Zustand der Fließkanaloberfläche des Düsenmundstücks über die Oberflächengüte des Extrudats. Insbesondere führen Rauheiten, Riefen oder gar feine Kratzer in Dorn und Matrize beim Folienblasen zu Längsmarkierungen in der Schlauchfolie.
Beim Einsatz von mineralischen Füllstoffen oder korrosiven Medien sollten die schmelzeführenden Teile des Werkzeugs gehärtet respektive beschichtet werden, um einer Beschädigung der empfindlichen Oberflächen vorzubeugen [16].

Aus betriebstechnischer Sicht sollten Extrusionswerkzeuge so kompakt und gewichtsoptimiert als möglich bauen, um eine gute Handhabbarkeit zu gewährleisten. Die Gestaltung des Werkzeugaufbaus sollte ferner die

einfache Demontage und Reinigung ermöglichen, so dass Stillstandszeiten auf ein Minimum begrenzt sind.
Um einen breiten Einsatzbereich des Werkzeugs sicherzustellen, sollten die Düsenteile im Sinne eines Baukastensystems austauschbar sein. Auf diese Weise können unterschiedliche Halbzeugdimensionen mit einem Grundwerkzeug hergestellt werden.
Ferner ist es notwendig, Messsensoren für Massetemperatur und -druck in das Werkzeug zu integrieren, um die Prozessgrößen und deren Änderung zu erfassen und zu dokumentieren. Die Messgrößen dienen oftmals der Prozessüberwachung und -regelung.
Nach der Erläuterung der Einsatzgebiete und Aufgaben von Extrusionswerkzeugen mit kreisringförmigem Austrittsquerschnitt und der Definition des Anforderungsprofils werden im Folgenden die wichtigsten Werkzeugkonzepte vorgestellt.

2.2 Werkzeugkonzepte

In den letzten Jahrzehnten wurden Extrusionswerkzeuge mit kreisringförmigem Austrittsquerschnitt entwickelt, denen unterschiedliche Werkzeugkonzepte zugrunde liegen. Allen Werkzeugen ist dabei der grundlegende Aufbau gemein, der sich in drei Funktionszonen gliedert. Unabhängig vom Konzept setzen sich derartige Extrusionswerkzeuge aus der Eingangszone, dem Masseverteilersystem und der Nachfolgezone zusammen.
Die Eingangszone des Werkzeugs ist über einen Adapter mit dem Extruder verbunden und weist, dem ankommenden Massevollstrang entsprechend, einen Fließkanal mit kreisförmigem Querschnitt auf. Dieser erste Werkzeugabschnitt hat die Aufgabe, die angelieferte Schmelze aufzunehmen und an das Verteilersystem weiterzuleiten.
Der in das Masseverteilersystem eintretende Schmelzestrom wird innerhalb dieser Funktionszone aufgedornt und in eine Ringspaltströmung überführt. Dabei kann ein Vorverteiler (Primärverteiler) zum Einsatz kommen, der das Plastifikat zunächst in mehrere Teilströme aufteilt. Das eigentliche Schmelzeverteilersystem wird dann als Sekundärverteiler bezeichnet. Die verschiedenen Werkzeugkonzepte unterscheiden sich im Wesentlichen in der Ausführung und der Funktionsweise des Schmelzeverteilersystems.

An das Masseverteilersystem schließt sich die Nachfolgezone an, die sich aus konvergenten und parallelen Abschnitten mit kreisringförmigem Querschnitt zusammensetzt. Die Aufgabe der Nachfolgezone besteht darin, den vom Verteilersystem kommenden Schmelzeschlauch in die gewünschte Dimension (Durchmesser und Wandstärke) zu überführen.
Dieser Bereich des Werkzeugs wird im Allgemeinen durch eine Parallelzone abgeschlossen, die den Werkzeugausgang darstellt. In dem als Bügelzone bezeichneten Abschnitt sollen die zuvor in die Schmelze eingebrachten Deformationen und Orientierungen relaxieren können. Um insbesondere die Strangaufweitung (extrudate swell), also die Durchmesser- und Querschnittszunahme des Extrudats beim Verlassen der Düse aufgrund von elastischen Rückstellungen der Kunststoffschmelze (Memory-Effekt), zu minimieren, muss die Bügelzone eine hinreichende Länge aufweisen. Fritz gibt in [13] das Verhältnis von Parallelführungslänge zu Austrittsspaltweite mit 10:1 bis 30:1 an.

Ferner ist allen Extrusionswerkzeugen mit kreisringförmigem Austrittsquerschnitt gemein, dass mit Hilfe einer separaten Temperierung des Düsenmundstücks Einfluss auf die Extrudatoberfläche genommen werden kann. Weiterhin erfolgt durch das Verschieben des äußeren Mundstückrings gegenüber dem starren Dorn, eine Zentrierung des Ringspalts.

Die Unterteilung der Extrusionswerkzeuge mit kreisringförmigem Austrittsquerschnitt erfolgt nach der Art der Halterung des Dorns im Gehäuse [13]. Es werden folgende Bauformen unterschieden:

- Dornhalterwerkzeuge
- Siebkorbwerkzeuge
- Pinolenwerkzeuge
- Wendelverteilerwerkzeuge

Im Folgenden werden diese Werkzeugkonzepte hinsichtlich des Funktionsprinzips und der daraus resultierenden Vor- und Nachteile dargestellt.

2.2.1 Dornhalterwerkzeuge

Dornhalterwerkzeuge, deren prinzipieller Aufbau in Bild 2.2 gezeigt ist, finden hauptsächlich in der Rohrextrusion Anwendung. Die Schmelze wird zentral in das Werkzeug eingespeist und mittels einer strömungsgünstig ausgebildeten Dornhalterspitze (Torpedo) in eine Ringspaltströmung überführt, die den Verdrängerkörper umströmt. Die Dornhalterstege, die zur Fixierung des Verdrängerkörpers und des Dorns im Werkzeuggehäuse dienen, zerteilen dabei die Schmelze in mehrere Teilströme, die die Stege umfließen. Im nachgeschalteten, konvergierenden Ringspalt werden die Partialströme wieder zusammengeführt und miteinander verschweißt.

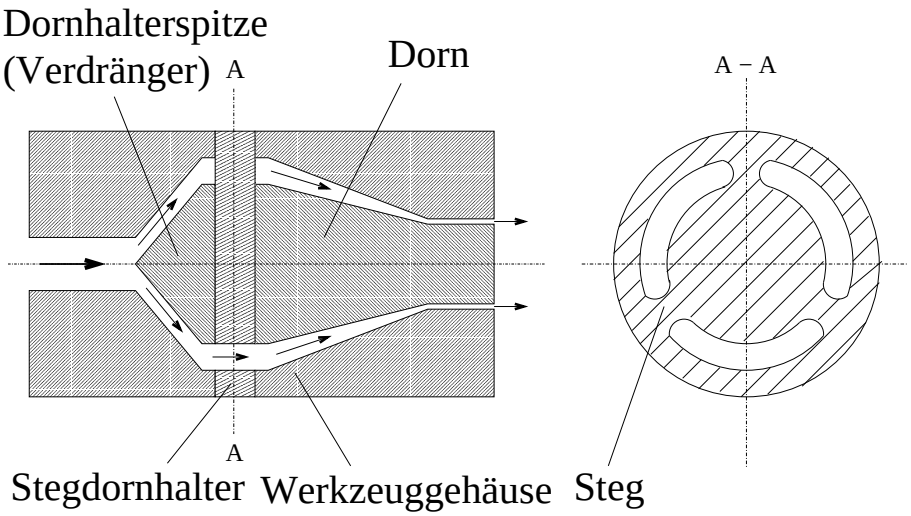

Bild 2.2: Dornhalterwerkzeug (Prinzipdarstellung)

Der Hauptvorteil dieses Werkzeugkonzepts ist die gute azimutale Schmelzeverteilung aufgrund der zentralen Anströmung des rotationssymmetrischen Verdrängerkörpers bei gleichzeitiger Betriebspunktunabhängigkeit [13, 14].
Der wesentliche Nachteil von Dornhalterwerkzeugen besteht in den Fließmarkierungen, die durch das Umströmen der Dornhalterstege im Produkt resultieren. Diese Längsmarkierungen sind nicht immer als lokale Dünnstellen zu erkennen, sind jedoch strukturell vorhanden, und stellen mechanische Schwachstellen im Extrudat dar [13]. Besondere Relevanz haben die Fließmarkierungen bei innendruckbeaufschlagten Rohren, da sie quasi Sollbruchstellen verkörpern.

Ursächlich für die Entstehung der Fließmarkierungen sind die ausgeprägten makromolekularen Materialorientierungen in Stegnähe, die einerseits durch hohe Schergeschwindigkeiten aufgrund der Wandhaftung der Schmelze an den Stegen und andererseits durch die starke Dehnung der stegnahen Partikel im Bereich des Stegendes resultieren. Dichteunterschiede infolge von Temperaturdifferenzen zwischen Schmelze und Steg können als weitere Ursache angesehen werden [14].
Berechnungen der Stegumströmung in [18] verdeutlichen des Weiteren, dass die Teilströme nach dem Umfließen des Stegs quasi aufeinander gelegt werden. Eine azimutale Vermischung der Schmelzeströme kann somit nicht stattfinden, wodurch Fließmarkierungen resultieren.

Die Entstehung von Fließmarkierungen lässt sich nicht vollkommen vermeiden. Durch die im Folgenden beschriebenen Maßnahmen können sie jedoch in ihrer Wirkung abgemildert werden.
Einerseits werden in der Literatur Maßnahmen vorgeschlagen, die darauf abzielen, die Entstehung von Fließmarkierungen durch die Modifikation des Stegdornhalters zu reduzieren. Durch den Einsatz von Versetztstegdornhaltern, die eine versetzte Anordnung der Radialstege aufweisen, werden durchgehende Fehlstellen in der Extrudatwandung vermieden. Weiterhin können große Fließquerschnitte im Dornhalterbereich vorgesehen werden, so dass das Schergeschwindigkeitsniveau in Stegnähe abgesenkt wird [13]. Eine ähnliche Wirkung kann durch die Beschichtung der Stege mit nichtbenetzbarem Material (PTFE) erzielt werden, wodurch die Wandhaftung der Schmelze reduziert wird. Ferner können durch Beheizung der Stege temperaturbedingte Dichteunterschiede verringert werden [15].
Die weiteren Maßnahmen haben das Ziel, eingebrachte Materialorientierungen durch die adäquate Gestaltung des nachgeschalteten Fließkanals abzubauen. Durch eine stark konvergente Kanalführung des Ringspalts und die Anwendung einer Bügelzone (Stauwulst) wird eine Vergleichmäßigung der Orientierungen in Umfangsrichtung angestrebt. Mit Hilfe von Verwischgewinden, die in den Fließkanal integriert sind, kann zudem eine breitere Verlagerung der Fließmarkierungen über den Umfang erfolgen [14]. Ferner führen längere Fließwege aufgrund der erhöhten Verweilzeit zu einer Reduktion der molekularen Orientierungen [13].
Neben den eingebrachten Fließmarkierungen aufgrund von makromolekularen Materialorientierungen besteht ein weiterer Nachteil der

Dornhalterwerkzeuge in der oftmals komplizierten Zuführung von Wärmeträgermedien und Stützluft durch die Stege in den Dorn [22].

2.2.2 Siebkorbwerkzeuge

Siebkorbwerkzeuge werden überwiegend bei der Herstellung von Polyolefin-Großrohren eingesetzt. Sie stellen eine spezielle Bauart des Dornhalterwerkzeugs mit Lochplattendornhalter dar [15]. Bild 2.3 zeigt eine Prinzipdarstellung dieses Werkzeugkonzepts.
Der Dorn wird mit Hilfe eines zylindrischen Dornträgerelements, dem Siebkorb, der eine große Anzahl von Radialbohrungen enthält, im Außengehäuse des Werkzeugs fixiert. Die in das Werkzeug eintretende Schmelze wird von einem kegelförmigen Verdrängerkörper aus der axialen in die radiale Strömungsrichtung umgelenkt und durchströmt anschließend den Siebkorb durch die Radialbohrungen. Nach einer erneuten Umlenkung in die axiale Richtung resultiert die Ringspaltströmung.

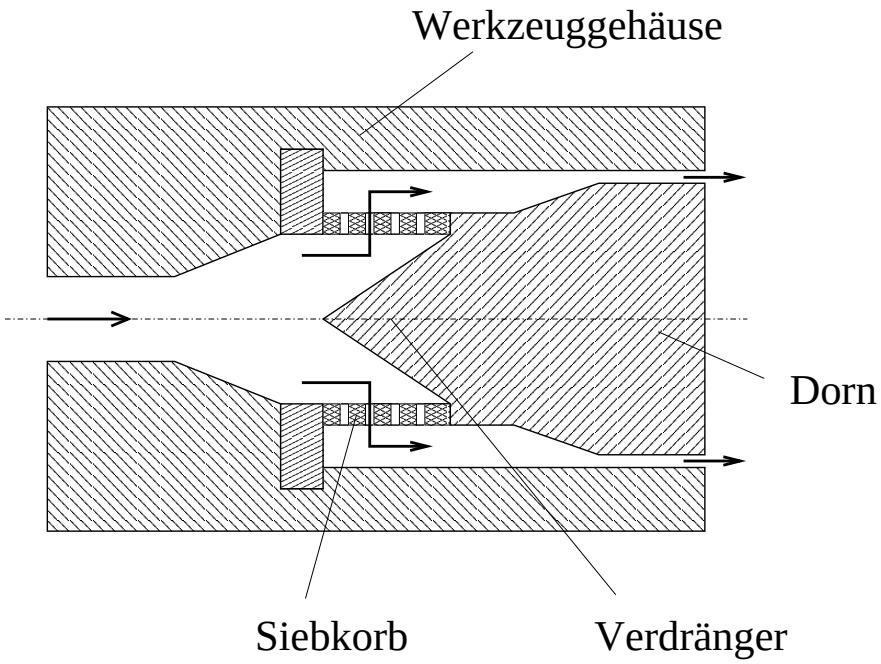

Bild 2.3: Siebkorbwerkzeug (Prinzipdarstellung)

Zu den Vorteilen dieses Werkzeugtyps zählt die große Massedurchtrittsfläche des Siebkorbs, woraus relativ kleine, lokale Druckabfälle im Dornhalterbereich resultieren. Dadurch wird einerseits die Wirtschaftlichkeit

des Extrusionsprozesses positiv beeinflusst, da höhere Durchsätze beziehungsweise ein geringerer Energieverbrauch ermöglicht werden. Andererseits führt der reduzierte Druckverbrauch zu einer Verringerung der Wärmedissipation im Werkzeug und erlaubt die Absenkung der Massetemperatur der Schmelze. Beides wirkt sich positiv auf die Extrudatqualität aus, weil die Gefahr des thermisch bedingten Materialabbaus herabgesetzt wird [15].
Ein weiterer Vorteil ist die, im Vergleich zu entsprechenden Stegdornhalterwerkzeugen sehr kompakte und leichte Bauweise. Siebkorbwerkzeuge können ein bis zu $50\,\%$ geringeres Gewicht aufweisen, woraus eine deutlich verbesserte Handhabbarkeit resultiert.
Ein gravierender Nachteil des Werkzeugkonzeptes besteht in den Deformationen, die dem Material in den Siebkorbbohrungen aufgeprägt werden. Insbesondere bei der Verarbeitung hochmolekularer Polymerschmelzen klingen die damit einhergehenden Orientierungen, aufgrund der langen Relaxationszeiten dieser Materialien bis zum Werkzeugausgang nicht vollständig ab. Die Einzelstränge, die infolge des Durchströmens der Siebkorbbohrungen entstanden sind, bilden sich im extrudierten Halbzeug ab [13].

2.2.3 Pinolenwerkzeuge

Pinolenwerkzeuge werden bevorzugt eingesetzt, wenn eine zentrale Anströmung des Werkzeugs nicht möglich ist, und somit eine Umlenkung der Extrusionsrichtung erforderlich wird. Dies ist insbesondere der Fall, wenn Stütz- und Kühlluft, sowie zu ummantelnde Halbzeuge durch den Dorn zugeführt werden sollen. Die Einsatzgebiete umfassen die Rohr- und Schlauchfolienextrusion, sowie die Kabelummantelung [23]. In Bild 2.4 ist der Aufbau und das Funktionsprinzip des Pinolenwerkzeugs graphisch veranschaulicht.
Das Verteilersystem setzt sich im Allgemeinen aus einem in die Pinole eingearbeiteten Masseverteilerkanal mit nachgeschaltetem Drosselspalt/-feld zusammen. Das Masseverteilersystem kann dabei als Ringnut mit anschließendem engen Drosselspalt („überlaufendes Wehr“), oder als auf die Pinole aufgewickelter Kleiderbügelverteiler mit Drosselfeld ausgeführt sein. Letzterer Fall ist in Bild 2.4 dargestellt.
Die Schmelze tritt meistens orthogonal zur Extrusionsrichtung in das

Werkzeug ein, wird mit Hilfe des Masseverteilerkanals beidseitig um die Pinole herumgeführt und strömt dabei sukzessive in das Drosselfeld über. Auf diese Weise wird die azimutale Strömung im Verteilerkanal in die axiale Richtung umgelenkt, so dass die angestrebte Ringspaltströmung erzielt wird. An der Zusammenflussstelle der Teilströme entsteht eine Bindenaht, die sich, den Fließmarkierungen bei Dornhalterwerkzeugen vergleichbar, als mechanische Schwachstelle auswirkt [13]. Den Folgen kann prinzipiell mit Hilfe der gleichen Maßnahmen, die bei Dornhalterwerkzeugen Anwendung finden, entgegengesteuert werden (vergleiche Kapitel 2.2.1). In [17] wird insbesondere auf die Möglichkeit des Einsatzes aufwendiger Masseverteilersysteme mit mehrfacher Schmelzeaufteilung hingewiesen. Durch die Überlappung der Teilströme sollen die Auswirkungen der Bindenähte reduziert werden.

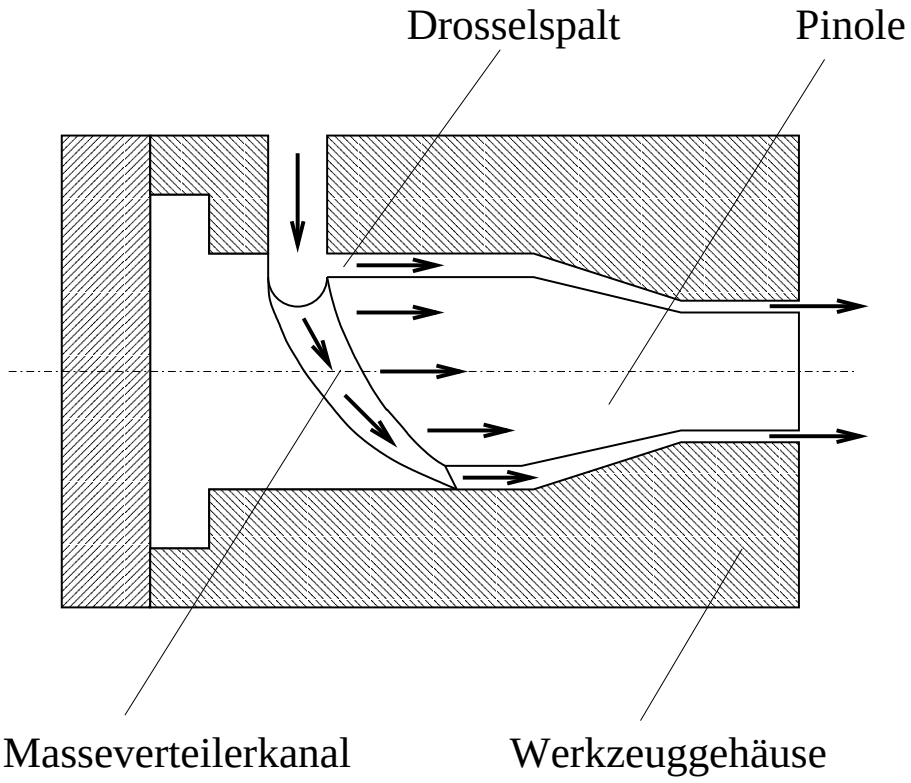

Bild 2.4: Pinolenwerkzeug (Prinzipdarstellung)

Zu den Vorteilen dieses Werkzeugskonzepts gehören die einfache Zuführung von Stützluft, Kühlluft und Halbzeug. Ebenso stellt sich die Dorntemperierung unproblematisch dar. Im Vergleich zu Dornhalterwerkzeugen sind die Baukomponenten zudem weniger aufwendig. Ferner

können Pinolenwerkzeuge nach [23] betriebspunktunabhängig ausgelegt werden.
Im Gegensatz zu Dornhalterwerkzeugen, bei denen die gute Schmelzeverteilung auf der zentralen Anströmung eines rotationssymmetrischen Verdrängerkörpers beruht, erfordert das Masseverteilersystem von Pinolenwerkzeugen eine genaue rheologische Auslegung. Aus der Strömungsumlenkung innerhalb des Verteilersystems folgen unterschiedliche Fließweglängen, die, ohne eine adäquate Abstimmung der Fließquerschnitte von Verteilerkanal und Drosselfeld, zu einer ungleichmäßigen Schmelzeverteilung über den Umfang führen. Die Auslegung muss dementsprechend so erfolgen, dass die Fließwiderstände und Druckabfälle auf allen Stromlinien zwischen Einspeisung und Düsenaustritt identisch sind, damit eine gleichmäßige Austrittsgeschwindigkeitsverteilung gegeben ist.

Die drei erörterten Werkzeugkonzepte weisen den prinzipbedingten Nachteil von Fließmarkierungen und Bindenähten, die im Extrudat aufgrund der aufgeprägten Deformationen und makromolekularen Orientierungen entstehen, auf. Die durch den Formgebungsprozess induzierten Fehlstellen können bei mechanisch hochbelasteten Bauteilen zum vorzeitigen Versagen führen. Ferner unterliegen insbesondere die Dornhalterwerkzeuge prozesstechnischen Einschränkungen in Bezug auf die zentrale Zuführung von Medien und Halbzeugen in den Dorn.
Aufgrund dessen wird seit den Siebzigerjahren des 20. Jahrhunderts ein neues Werkzeugkonzept entwickelt, das die gravierenden Nachteile der herkömmlichen Werkzeuge umgeht. Der Wendelverteiler, der auch als Spiraldornverteiler bekannt ist, zeichnet sich durch eine Vielzahl von Vorteilen aus, die neben dem Aufbau und Funktionsprinzip im folgenden Abschnitt detailliert beschrieben werden.

2.2.4 Wendelverteilerwerkzeuge

Wendelverteilerwerkzeuge sind bei der Herstellung von Halbzeugen mit kreisringförmigem Querschnitt sehr vielseitig einsetzbar. Sie finden sowohl beim Folienblasen [24–26] und Extrusionsblasformen [27, 28], als auch in der Rohrextrusion [19, 29–31] Anwendung.
Im Laufe der Entwicklung von Wendelverteilerwerkzeugen sind zwei

grundlegende Bauformen entstanden, die sich in der Praxis etabliert haben. Man differenziert zwischen Axial- und Radialwendelverteilerwerkzeugen, die sich durch die Gestaltung des Masseverteilersystems und die Strömungsumlenkung unterscheiden.
In den letzten Jahren ist zudem eine konische Bauform hinzugekommen, die eine Mischung aus den beiden Grundformen darstellt, jedoch im Rahmen dieser Arbeit nicht näher betrachtet werden soll [32].
In Bild 2.5 und Bild 2.6 ist der prinzipielle Aufbau von Axialwendelverteilersystemen dargestellt.

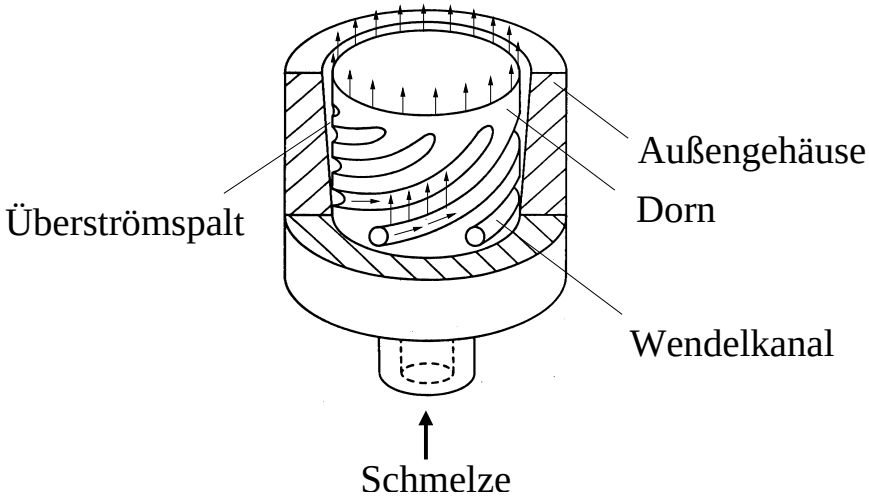

Bild 2.5: Axialwendelverteilersystem (Prinzipdarstellung)

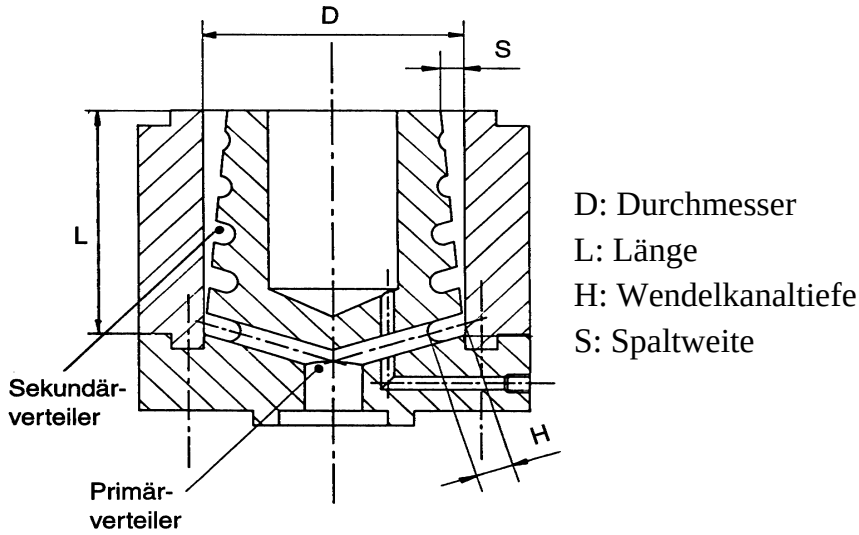

Bild 2.6: Axialwendelverteilersystem (Schnittdarstellung)

Die in das Werkzeug eintretende Schmelze wird mittels eines Primärverteilersystems, bestehend aus radialen beziehungsweise sternförmigen Bohrungen symmetrisch aufgeteilt. Die Bohrungen des Vorverteilers münden in den schraubenförmig verlaufenden Wendelkanälen, die nach Art eines Mehrfachgewindes in den Dorn eingearbeitet sind. Die Kanaltiefe nimmt von ihrem Höchstwert zu Beginn der Wendeln kontinuierlich ab, um am Ausgang des Wendelverteilers auszulaufen. Der konische Dorn bildet zusammen mit dem umgebenden, zylindrischen Außengehäuse einen Ringspalt mit in Extrusionsrichtung zunehmender Spaltweite. Die Funktionseinheit aus Dorn und Zylinder stellt das eigentliche Wendelverteilersystem (Sekundärverteiler) dar.

Der Aufbau von Radialwendelverteilersystemen ist in Bild 2.7, das eine Verteilerscheibe darstellt, und in Bild 2.8 anhand einer Schnittdarstellung graphisch veranschaulicht. Das Verteilersystem setzt sich aus zwei kreisförmigen Scheiben zusammen, die gemeinsam einen koaxialkonzentrischen Ringspalt bilden. Eine Scheibe enthält die spiralförmig verlaufenden Wendelkanäle, während das Gegenstück eine ebene Fläche aufweist. Durch ein Primärverteilersystem, das aus sich innerhalb der Verteilerscheibe verzweigenden Bohrungen besteht, wird die Schmelze in mehrere Teilströme aufgeteilt und gelangt in die Wendelkanäle. Während sich die Kanaltiefe vom Wendeleingang aus entlang des Kanals auf den Wert Null am Ausgang des Verteilersystems verringert, nimmt der radiale Ringspalt nach innen, das heißt in Richtung auf den Ausgang zu.

Aus der Beschreibung des Aufbaus lässt sich deutlich erkennen, dass die Analogie zwischen Axial- und Radialwendelverteilersystemen in dem Verlauf von Wendelkanaltiefe und Überströmspaltweite besteht. Dementsprechend basiert das Funktionsprinzip beider Wendelverteilerkonzepte gleichermaßen auf dem Zusammenspiel der Geometrien von Wendelkanälen und Überströmspalten. Die konstruktive Gestaltung der Fließkanalstrukturen induziert die Strömungsumlenkung der Schmelze innerhalb der Verteilersysteme.
Die in den Wendelkanal eintretende Schmelze teilt sich, aufgrund der Abstimmung der Fließwiderstände von Wendelkanal und Überströmspalt, in einen größeren Teilstrom, der in Kanalrichtung strömt, und in einen kleineren Partialstrom, der über den Steg in den Überströmspalt abfließt, auf. Der axiale, respektive radiale Leckstrom vergrößert sich mit zu-

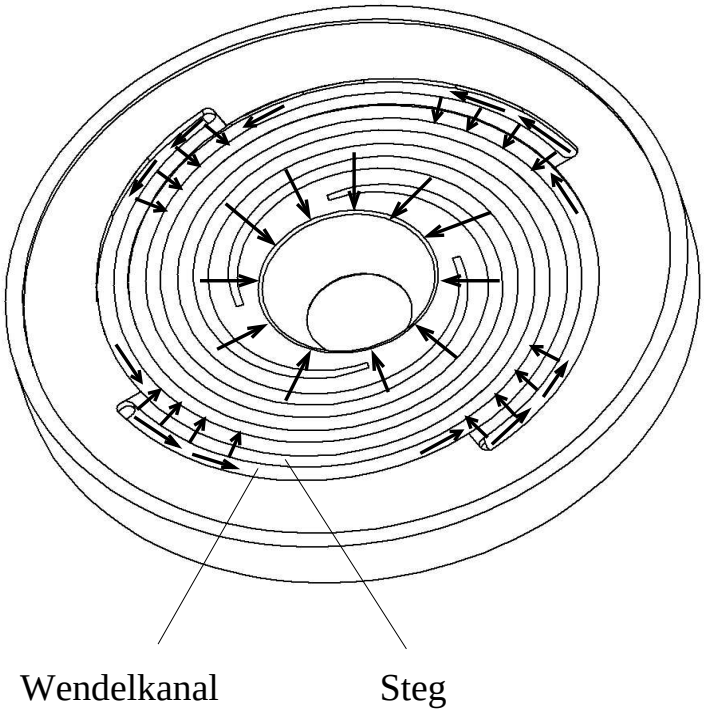

Bild 2.7: Radialwendelverteilerscheibe

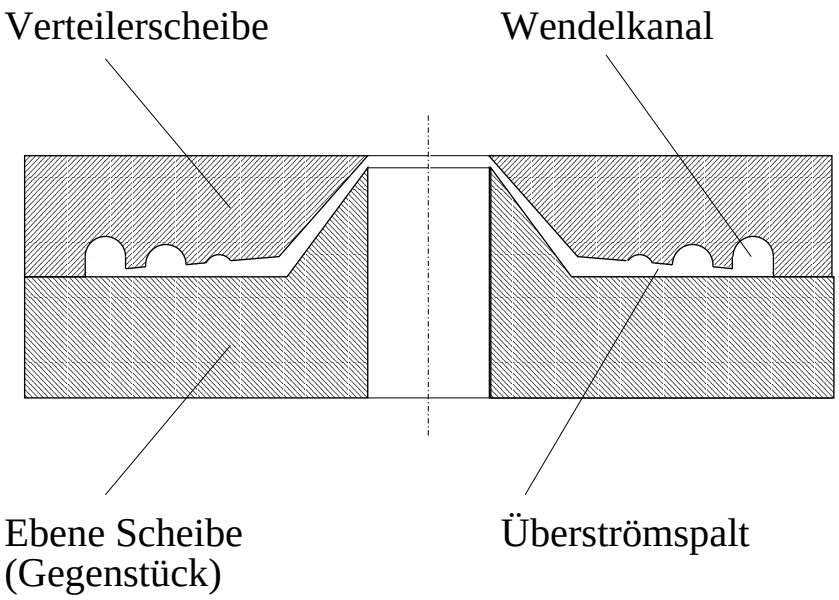

Bild 2.8: Radialwendelverteilersystem (Schnittdarstellung)

nehmender Kanallänge, während sich die Wendelströmung in gleichem Maße verringert. Die Leckströme aus allen Wendelkanälen verbinden sich innerhalb des Verteilersystems zum resultierenden Schmelzestrom im Ringspalt. Die am Eingang vorherrschende Wendelströmung geht auf diese Weise sukzessive in eine axiale beziehungsweise radiale Ringspaltströmung über. Die Strömungsumlenkung, die in Bild 2.5 und Bild 2.7 anhand von Pfeilen verdeutlicht ist, wird dabei maßgeblich von der Wechselwirkung zwischen Wendel- und Leckströmung beeinflusst [33].
In einem adäquat ausgelegten Wendelverteilersystem erstreckt sich der Strömungsübergang über die gesamte Kanallänge, wodurch eine intensive Vermischung der Schmelzeteilströme aus allen Wendelkanälen folgt. Die Schmelze besitzt eine sehr gute mischtechnische und thermische Homogenität. Aus diesem Grund weisen Extrudate, die mittels Wendelverteilerwerkzeugen hergestellt werden, keine durchgehenden Bindenähte und Fließmarkierungen auf [13]. Infolge der Vermeidung derartiger Fehlstellen sind Wendelverteilerwerkzeuge für die Extrusion von mechanisch beanspruchten Halbzeugen vorteilhaft einsetzbar. Dies stellt einen wesentlichen Vorteil dieses Werkzeugkonzepts gegenüber Dornhalter- und Pinolenwerkzeugen dar.
Ferner haben Wendelverteiler gegenüber Dornhalterwerkzeugen den Vorteil der einfacheren Stützluftzuführung, der möglichen seitlichen Anströmung bei der Kabelummantelung und der kompakteren Bauweise.
Des Weiteren führen Wendelverteilersysteme zu einer geringen mechanischen Beanspruchung der Schmelze [15]. Dies ist im Vergleich zu Siebkorbwerkzeugen, bei denen die Schmelze in den engen Radialbohrungen erheblichen Deformationen ausgesetzt ist, für die schonende Verarbeitung des Plastifikats von Vorteil.
Wendelverteilersysteme besitzen weiterhin den großen Vorteil einer hervorragenden azimutalen Schmelzeverteilung. Die daraus resultierende, gleichmäßige Austrittsgeschwindigkeitsverteilung über den Umfang ist wiederum eine notwendige Voraussetzung für die Herstellung von Halbzeugen, die sich durch geringe Dickentoleranzen auszeichnen. Im Gegensatz zu Dornhalterwerkzeugen mit rotationssymmetrischem Verdrängerkörper hängt die Güte der Schmelzeverteilung bei Wendelverteilern jedoch wesentlich von der korrekten Dimensionierung und Abstimmung der Fließkanäle ab.
Darüber hinaus weisen Wendelverteilerwerkzeuge geringe Druckverluste auf, wodurch insbesondere bei hochmolekularen Materialien eine

Steigerung des Durchsatzes beziehungsweise eine Verringerung der Massetemperatur ermöglicht wird. Ferner führt der moderate Druckverbrauch zu geringer Wärmedissipation, so dass selbst bei hohen Durchsätzen eine nur geringe Massetemperaturerhöhung entlang des Fließwegs zu verzeichnen ist [15].
Kurze Verweilzeiten der Schmelze im Werkzeug und ein gutes Selbstreinigungsverhalten runden das breite Spektrum an Vorteilen von Wendelverteilerwerkzeugen ab.

Die beschriebenen Vorzüge gelten generell für beide Wendelverteilerkonzepte. Radialwendelverteiler besitzen zudem, aufgrund ihrer scheibenförmigen Gestaltung eine Reihe spezifischer Vorteile [34].
So können mehrere Verteilersysteme zu einem Coextrusionswerkzeug übereinander gestapelt werden. Dieser modulare Aufbau bietet die Möglichkeit, kompakte Werkzeugsysteme zu bauen und führt zu einem hohen Grad an Flexibilität hinsichtlich der Anzahl und Anordnung der Schichten, da einzelne Verteilerscheiben leicht ausgewechselt werden können. Auf diese Weise ist es möglich, vorhandene Werkzeuge zu modifizieren und an neue Anforderungen, wie beispielsweise an veränderte Materialkombinationen zu adaptieren.
Ein weiterer Vorteil des Radialwendelverteilerkonzepts besteht in der materialspezifischen Temperierung jeder Schicht. Mit Hilfe separater Heizbänder kann die Temperatur jedes Verteilersystems an das zu verarbeitende Material angepasst werden. Ferner können benachbarte Schichten, die große Temperaturdifferenzen aufweisen, thermisch getrennt werden. Hierzu kommen Zwischenplatten mit eingearbeiteten Kühlluftkanälen oder Isolierplatten aus glasfaserverstärktem Epoxidharz zum Einsatz.
Radialwendelverteilerwerkzeuge vereinen folglich die generellen Vorzüge von Wendelverteilern mit der hohen Flexibilität bezüglich der Werkzeugkonfiguration und -temperierung. Aufgrund ihres Eigenschaftsprofils sind sie deshalb für Anwendungen im Bereich der Mehrschicht-Blasfolienextrusion prädestiniert [35, 36].

Den mannigfaltigen Vorteilen des Werkzeugkonzepts steht ein erhöhter Aufwand in Bezug auf die Auslegung des Masseverteilersystems entgegen. Um bindenahtfreie Halbzeuge, die eine gleichmäßige Wanddickenverteilung aufweisen, bei geringem Druckverbrauch des Wendelverteiler-

werkzeugs zu extrudieren, ist eine genaue rheologische Auslegung der Fließkanalquerschnitte des Verteilersystems unabdingbar notwendig. Aufgrund der komplexen Fließkanalgeometrie ist eine Dimensionierung des Wendelverteilersystems, die auf empirischen Faustformeln beruht, im Allgemeinen unzureichend. Insbesondere muss die Wechselwirkung zwischen den sich überlagernden Strömungskomponenten berücksichtigt werden, um die Strömungsumlenkung exakt zu beschreiben. Hier bietet sich der effiziente Einsatz der numerischen Simulation an, die sich auf den physikalischen Erhaltungssätzen abstützt.
Im folgenden Kapitel 3 wird ein Auslegungskonzept für Axial- und Radialwendelverteiler vorgestellt, das am Institut für Kunststoff-technologie (IKT) entwickelt worden ist und auf der numerischen Strömungssimulation mittels der Methode der finiten Elemente (FEM) basiert. Es ermöglicht die exakte Auslegung und Optimierung von Wendelverteilersystemen und deren Nachfolgezonen.

Kapitel 3

Modellgestütztes Auslegungskonzept zur Optimierung von Wendelverteilersystemen

Die Anforderungen an Halbzeuge mit kreisringförmigem Querschnitt, wie Schlauchfolien, Rohre und schlauchförmige Vorformlinge sind in den letzten Jahren stetig gewachsen. Dabei stehen die Aspekte der Maßhaltigkeit, der mechanischen Eigenschaften und der Funktionalität im Vordergrund.
Die Maßhaltigkeit des Extrudats, die sich in der azimutalen Wanddickenverteilung widerspiegelt, ist einerseits aus wirtschaftlichen Erwägungen von Bedeutung, um den Materialeinsatz auf ein Minimum zu beschränken. Andererseits ist sie eine wichtige Voraussetzung für die mechanische Festigkeit von Halbzeugen. Dünnstellen in der Extrudatwandung, die sich insbesondere bei mechanisch hochbelasteten Produkten als Fehlstellen auswirken können, sind unbedingt zu vermeiden.
Um das geforderte, breite Eigenschaftsprofil abzudecken, werden Kunststoffhalbzeuge oftmals aus verschiedenen Materialien coextrudiert, wobei jede Schicht spezifische Aufgaben erfüllt [27]. Der mulitfunktionale Verbund kann aus Schichten aufgebaut sein, die mechanische und optische Funktionen, sowie Barrierefunktionen übernehmen. Je nach verwendeten Materialkombinationen sind weiterhin Haftvermittlerschichten erforderlich. Um die gewünschten Eigenschaften, wie geringe Permeabilität oder hohe Festigkeit positionsunabhängig, das heißt über den gesamten Umfang konstant, sicherzustellen, sind wiederum geringe Dickentoleranzen der Schichten notwendig.

Aus diesen Ausführungen folgt, dass das Erreichen von homogenen Produkteigenschaften eng mit der Gleichmäßigkeit und Güte der Schmelzeverteilung verknüpft ist. Die Masseverteilfunktion von Extrusionswerkzeugen stellt demzufolge einen zentralen Ansatzpunkt für Verbesserungen der Halbzeugqualität dar. Wendelverteilerwerkzeuge, die sich durch eine sehr gute azimutale Schmelzeverteilung auszeichnen, sind dabei besonders geeignet, den gestiegenen Anforderungen gerecht zu werden.
Die komplexe Fließkanalgeometrie des Wendelverteilers, die in einem Strömungsfeld mit sich gegenseitig beeinflussenden Strömungskomponenten resultiert, verhindert eine einfache, auf reinem Erfahrungswissen beruhende Dimensionierung des Masseverteilersystems. Vielmehr ist eine exakte rheologische, numerisch basierte Auslegung der Fließkanäle erforderlich, um dem Wunsch nach Werkzeugen mit herausragender Schmelzeverteilfunktion und geringem Druckverbrauch, die bindenahtfreie Extrudate mit gleichmäßiger Wanddickenverteilung herstellen, nachzukommen. Aus diesem Grund wurde am Institut für Kunststofftechnologie (IKT) ein modellgestütztes Auslegungs- und Optimierungskonzept für Wendelverteilerwerkzeuge erarbeitet. Es umfasst die geometrische Beschreibung von Axial- und Radialwendelverteilersystemen, die numerische Strömungssimulation, sowie die Analyse und Bewertung des Strömungsfelds anhand von Optimierungskriterien. Die dem Verteilersystem nachgeschalteten Zonen bis zum Werkzeugaustritt können in die Analyse einbezogen werden.

3.1 Berechnungsgrundlagen

Im Folgenden werden die strömungsmechanischen Grundlagen für die Berechnung von Wendelverteilern, die dem Auslegungskonzept zugrunde liegen, dargestellt.

3.1.1 Physikalische Grundgleichungen

Zur vollständigen Beschreibung der charakteristischen Zustände und Vorgänge in Strömungen werden im Allgemeinen fünf Gleichungen benötigt. Neben den drei stoffunabhängigen Erhaltungssätzen für Masse, Impuls und Energie kommen noch zwei stoffspezifische Zustandsgleichungen hinzu.

Kontinuitätsgleichung

Die Erhaltung der Masse wird mittels der Kontinuitätsgleichung formuliert. Betrachtet man ein raumfestes Kontrollvolumen, an dem eine Massebilanz durchgeführt wird, so lässt sich der Zusammenhang zwischen der zeitlichen Dichteänderung an einem festen Raumpunkt und der Variation des Massegeschwindigkeitsvektors wie folgt beschreiben:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \, \vec{v}) \; = \; 0 \, . \tag{3.1}$$

In Gleichung (3.1) steht ρ für die Dichte, t für die Zeit und $\vec{v}$ für den Geschwindigkeitsvektor. Beim Übergang auf ein in der Strömung mitbewegtes Kontrollvolumen lässt sich die Kontinuitätsgleichung, unter Beachtung der Definition der substantiellen Ableitung der Dichte nach Gleichung (3.2), gemäß Gleichung (3.3) ausdrücken:

$$\frac{\mathrm{D}\rho}{\mathrm{D}t} \; = \; \frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \rho \, , \tag{3.2}$$

$$\frac{\mathrm{D}\rho}{\mathrm{D}t} + \rho \, \nabla \cdot \vec{v} \; = \; 0 \, . \tag{3.3}$$

Impulsgleichung

Betrachtet wird ein infinitesimales Masseelement, bestehend aus Flüssigkeitsteilchen innerhalb eines abgeschlossenen Volumens, das sich mit der Strömung mitbewegt. Für dieses System gilt gemäß dem Newtonschen Grundgesetz der Mechanik, dass die Änderung des Impulses gleich der Summe der auf das Kontrollelement wirkenden, äußeren Kräfte ist [37]. In der Impulsgleichung

$$\rho \left(\frac{\mathrm{D}\vec{v}}{\mathrm{D}t} \right) \; = \; \rho \, \vec{g} + \nabla \cdot \underline{\sigma} \tag{3.4}$$

kann der Gesamtspannungstensor $\underline{\sigma}$ in den Term $-p \, \underline{E}$, der die Spur von $\underline{\sigma}$ repräsentiert, und in den Extraspannungstensor $\underline{\tau}$ aufgeteilt werden, wobei der Zusammenhang $\underline{\sigma} = -p \, \underline{E} + \underline{\tau}$ gilt. Während eine ruhende Flüssigkeit einen kugelsymmetrischen Spannungszustand aufweist, der durch den hydrostatischen Druck p charakterisiert werden kann, treten in strömenden

Fluiden weitere Spannungen auf, die durch innere Reibung hervorgerufen werden. Diese Reibungsspannungen gehen in den Extraspannungstensor $\underline{\tau}$ ein [38].
Berücksichtigt man weiterhin, dass sich die substantielle Ableitung der Geschwindigkeit $\vec{v}$ in Gleichung (3.4) aus der lokalen zeitlichen Geschwindigkeitsänderung und einem konvektiven Term zusammensetzt, so resultiert die Bewegungsgleichung

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla \vec{v} \right) \; = \; \rho \, \vec{g} - \nabla p + \nabla \cdot \underline{\tau} \, . \tag{3.5}$$

Aus Gleichung (3.5) lässt sich erkennen, dass drei Arten von auf das System wirkenden Kräften eine Impulsänderung verursachen können. Dies sind Gravitationskräfte $\rho\vec{g}$, die als Volumenkräfte wirken, sowie Druckkräfte ∇p und Kräfte aus den Verformungsspannungen $\nabla \cdot \underline{\tau}$, die beide an der Oberfläche des Kontrollvolumens angreifen.

Energiegleichung

Die Energiebilanz für ein Kontrollvolumen, dessen umgebende Hülle sich mit der Strömung mitbewegt, lautet:

$$\rho \, c_v \left(\frac{\partial T}{\partial t} + \vec{v} \cdot \nabla T \right) \; = \; \underline{\tau} : \nabla \vec{v} - T \left(\frac{\partial p}{\partial T} \right)_{\rho} \cdot \nabla \cdot \vec{v} - \nabla \cdot (\, \lambda \nabla T \,) \; , \tag{3.6}$$

wobei c_v die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen, λ die Wärmeleitfähigkeit und T die Temperatur des Mediums darstellen.
Die substantielle Energieänderung setzt sich aus der lokalen zeitlichen Energieänderung $\rho \, c_v (\frac{\partial T}{\partial t})$ und dem Term $\rho \, c_v \, (\vec{v} \cdot \nabla T)$, der den konvektiven Energietransport in der Strömung charakterisiert, zusammen. Die Energieänderung wird nach Gleichung (3.6) durch Wärmedissipation aus viskoser Reibungsarbeit der angreifenden Verformungsspannungen $\underline{\tau} : \nabla \vec{v}$, durch die Volumenänderungsarbeit des äußeren Drucks $T(\frac{\partial p}{\partial T})_{\rho} \cdot \nabla \cdot \vec{v}$ und durch Wärmeleitung $\nabla \cdot (\, \lambda \nabla T \,)$ bewirkt.

Spannung und Deformationsgeschwindigkeit

Der Gesamtspannungstensor $\underline{\sigma}$ ermöglicht die Beschreibung beliebiger Spannungszustände in Flüssigkeiten. Beruhend auf der Betrachtung eines

würfelförmigen, materiellen Volumenelements, für das die Summe aller angreifenden Kräfte und Momente jeweils Null sein muss, lässt sich die Symmetrie des Spannungstensors bezüglich der Hauptdiagonalen zeigen (Symmetriegesetz von CAUCHY). Aufgrund der Symmetrie von $\underline{\sigma}$ reichen sechs Komponenten des Tensors aus, um den Spannungszustand in einem Kontinuum eindeutig festzulegen [39].
Der Spannungstensor

$$\underline{\sigma} \;=\; -p\,\underline{E} + \underline{\tau} \tag{3.7}$$

kann gemäß Gleichung (3.7) in den Druck p und den Extraspannungstensor $\underline{\tau}$ aufgeteilt werden. Diese Zerlegung ist physikalisch derart zu deuten, dass sich die Deformation des Kontinuums aus einer Volumenänderung, bedingt durch den Druck, und einer Formänderung bei konstantem Volumen, aufgrund der in der Strömung auftretenden Reibungsspannungen, zusammensetzt.
Zur Beschreibung des Spannungszustands in strömenden Flüssigkeiten wird weiterhin die Deformationsgeschwindigkeit benötigt, die mit Hilfe des Deformationsgeschwindigkeitstensors $2\underline{D}$ dargestellt werden kann. Entsprechend der Unterteilung von Deformationen kompressibler Medien in Volumenänderungen und echte Formänderungen kann der Deformationsgeschwindigkeitstensor

$$2\,\underline{D} \;=\; \left(\frac{2}{3}\,(\nabla\cdot\vec{v})\right)\cdot\underline{E} \;+\; 2\,\underline{D}^{*} \tag{3.8}$$

in den Volumenänderungsgeschwindigkeitstensor $\left(\frac{2}{3}\,(\nabla\cdot\vec{v})\right)\cdot\underline{E}$ und den Formänderungsgeschwindigkeitstensor $2\underline{D}^{*}$ zerlegt werden. Während zur Bestimmung der Volumenänderung eine thermische Zustandsgleichung Anwendung findet, sind die Formänderungen mittels einer rheologischen Zustandsgleichung zu beschreiben.

Rheologische Zustandsgleichung

Rheologische Zustandsgleichungen geben im Allgemeinen den funktionalen Zusammenhang zwischen dem Spannungszustand und der Deformation beziehungsweise Deformationsgeschwindigkeit wieder. Werden nur echte Formänderungen in reinviskosen Strömungen strukturviskoser Fluide betrachtet, und die etwaigen Volumenänderungen mittels der

thermischen Zustandsgleichung beschrieben, so verknüpft das Fließgesetz den Extraspannungstensor $\underline{\tau}$ mit dem deviatorischen Anteil des Deformationsgeschwindigkeitstensors $2\underline{D}^*$. Die Korrelation zwischen beiden Größen erfolgt mit Hilfe einer Stoffwertfunktion, der Viskosität η, die ihrerseits von der Temperatur und der Deformationsgeschwindigkeit abhängt. Die rheologische Zustandsgleichung für strukturviskose Flüssigkeiten ist in allgemeiner Form durch

$$\underline{\tau} \;=\; 2 \cdot \eta\,(\,T, I_i\,) \cdot \underline{D}^* \tag{3.9}$$

gegeben, wobei I_i mit i=1,2,3 die drei Invarianten des Formänderungsgeschwindigkeitstensors $2\underline{D}^*$ darstellt [40]. Im Einzelnen sind die Invarianten $I_1 = Sp\,(2\underline{D}^*)\,,\; I_2 = \sum_i \sum_j \dot{\gamma}_{ij} \cdot \dot{\gamma}_{ji}$ und $I_3 = Det\,(2\underline{D}^*)$, wobei $\dot{\gamma}_{ij}$ die Komponenten von $2\underline{D}^*$ repräsentiert.

Thermische Zustandsgleichung

Die thermische Zustandsgleichung stellt die zweite konstitutive Gleichung dar, die erforderlich ist, um Strömungsvorgänge vollständig beschreiben zu können. Sie gibt den Zusammenhang zwischen der Dichte ρ, dem Druck p und der Temperatur T eines kompressiblen Mediums wieder und dient dazu, die Volumenänderung des Fluids in Abhängigkeit des wirkenden Drucks zu bestimmen.
Für Hochpolymere im schmelzflüssigen Zustand hat sich die thermische Zustandsgleichung nach SPENCER und GILMORE

$$(\,v - b^*\,) \cdot (\,p + p^*\,) \;=\; \frac{R \cdot T}{W} \tag{3.10}$$

als vorteilhaft erwiesen [40]. Darin ist $v = \frac{1}{\rho}$ das spezifische Volumen des Mediums, b^* das spezifische Eigenvolumen des Makromoleküls, W die Molmasse eines Monomerbausteins, p^* der Kohäsionsdruck und R die universelle Gaskonstante.

3.1.2 Vereinfachende Annahmen für Strömungen hochviskoser Fluide und deren Anwendung auf die Grundgleichungen

Die in Kapitel 3.1.1 dargestellten Erhaltungssätze und konstitutiven Gleichungen gelten allgemein für Fluidströmungen. Die im Rahmen dieser

Arbeit betrachteten, thermoplastischen Kunststoffschmelzen besitzen hingegen spezifische Eigenschaften, wie geringe Kompressibilität und hohe Schmelzeviskosität, wodurch eine Reihe vereinfachender Annahmen getroffen werden können. Hieraus resultiert für die Grundgleichungen, dass bestimmte Terme, die verglichen mit anderen Termen vernachlässigbar klein sind, wegfallen können. Die vereinfachten Gleichungen, die die Strömung unter den vereinbarten Annahmen beschreiben, können in der Folge mit deutlich reduziertem Aufwand gelöst werden.
Für die Berechnung der Strömung in Wendelverteilerwerkzeugen wird zunächst vorausgesetzt, dass die Kunststoffschmelze ein näherungsweise inkompressibles Medium[1] darstellt. Damit besitzt das Fluid eine konstante Dichte ($\rho = konst.$), und die Schmelze unterliegt keinen Volumenänderungen.
Ferner werden die viskoelastischen Kunststoffschmelzen als reinviskose Fluide angesehen, die ein strukturviskoses Stoffverhalten aufweisen. Für die Betrachtungen im Rahmen dieser Arbeit soll des Weiteren Wandhaften der Schmelze gelten.
Innerhalb des Wendelverteilerwerkzeugs wird eine stationäre, reine Scherströmung vorausgesetzt, so dass einerseits alle zeitlichen Ableitungen in den Gleichungen verschwinden ($\frac{\partial}{\partial t} = 0$) und andererseits keine Dehnströmungskomponenten auftreten.
Für Strömungen hochviskoser Fluide sind weiterhin die Gravitations- und Trägheitskräfte gegenüber den Zähigkeitskräften vernachlässigbar klein. Dementsprechend resultieren sehr kleine Reynoldszahlen (Re$\ll$1), so dass die Strömung laminar ausgebildet ist [40].
Aufgrund der auftretenden, relativ kleinen Geschwindigkeiten und Schergeschwindigkeiten in den betrachteten Extrusionsprozessen, und der damit verbundenen geringen Wärmedissipation wird die Strömung im Wendelverteilerwerkzeug als näherungsweise isotherm angesehen.

Werden die beschriebenen Annahmen und Vereinfachungen auf die Erhaltungssätze angewandt, so resultiert für die Kontinuitätsgleichung

$$\nabla \cdot \vec{v} \; = \; 0\,. \tag{3.11}$$

[1] Die Kompressibilität einer LDPE-Schmelze bei T=200°C beträgt druckabhängig $\chi \leq 12 \cdot 10^{-4}\,\frac{mm^2}{N}$ [41]. Im Vergleich dazu ist die Kompressibilität realer Gasen, wie Luft mit $\chi = 0,967\frac{cm^2}{kp} = 99\frac{mm^2}{N}$ [42] deutlich ausgeprägter und i.Allg. nicht mehr vernachlässigbar.

Die reduzierte Impulsgleichung ist durch folgenden Ausdruck gegeben:

$$\nabla \cdot \underline{\tau} \;=\; \nabla\, p\,. \tag{3.12}$$

Die Energiegleichung, deren Lösung die Temperaturverteilung darstellt, wird unter der Annahme isothermer Bedingungen für die Beschreibung der Strömungsvorgänge in den Fließkanälen von Wendelverteilerwerkzeugen nicht weiter benötigt.
Aus der Betrachtung der Strömung eines inkompressiblen Mediums, für das definitionsgemäß nur echte Formänderungen, jedoch keine Volumenänderungen zulässig sind, folgt nach Gleichung (3.8), dass der Deformationsgeschwindigkeitstensor gerade seinem Deviator entspricht ($\underline{D} = \underline{D}^{*}$). Ferner verschwindet für reine Scherströmungen inkompressibler Fluide die erste und dritte Invariante von $\underline{D}$, und es gilt $I_1 = I_3 = 0$. Unter diesen Voraussetzungen resultiert für die rheologische Zustandsgleichung

$$\underline{\tau} \;=\; 2 \cdot \eta\,(\,T, I_2\,) \cdot \underline{D}\;, \tag{3.13}$$

wobei der Extraspannungstensor $\underline{\tau}$ direkt mit dem Deformationsgeschwindigkeitstensor $\underline{D}$ gekoppelt ist. Die stoffspezifische Viskosität $\eta\ (T, I_2)$ ist dabei für strukturviskose Flüssigkeiten eine Funktion der Temperatur und der zweiten Invarianten des Deformationsgeschwindigkeitstensors.
Aufgrund der Inkompressibilität, und der damit verbundenen konstanten Dichte der Kunststoffschmelzen kann von der weiteren Behandlung der thermische Zustandsgleichung abgesehen werden.

3.1.3 Strömungsberechnung mit dem Schalenmodell

Die Fließkanalstrukturen von axialen und radialen Wendelverteilerwerkzeugen weisen Spaltweiten auf, die, verglichen mit den anderen Werkzeugdimensionen, sehr klein sind. Für diese Anwendungsfälle kann, gemäß der als „lubrication approximation“ bezeichneten Modellvereinfachung, eine laminare, reinviskose Schmelzeströmung zwischen annähernd parallelen Begrenzungsflächen kleinen Abstands, wie sie in Bild 3.1 schematisch dargestellt ist, angenommen werden. In einem Fließkanal mit der charakteristischen Länge l in flächiger x- und y-Richtung und der charakteristischen Spaltweite s in z-Richtung verhält sich demnach die Geschwindigkeitskomponente v_z zu den Geschwindigkeitskomponenten v_x und v_y wie der

Quotient s/l. Unter der Voraussetzung, dass $s \ll l$ gilt und sich die Spaltweite in x- und y-Richtung nur wenig ändert, resultiert eine Strömung, die stark ausgeprägte Komponenten tangential zu den Oberflächen und eine kleine Komponente normal zu den Begrenzungsflächen (z-Richtung) aufweist. Es gilt $v_z \ll v_x, v_y$, so dass die Geschwindigkeitskomponente in Spaltrichtung vernachlässigt werden kann [43].
Für das Wendelverteilersystem folgt daraus ein zweidimensionaler Strömungsvorgang, der lokal als Strömung zwischen parallelen Platten mit kleiner Spaltweite 2h behandelt werden kann. In Bild 3.2 wird die Zweiplattenströmung schematisch veranschaulicht.

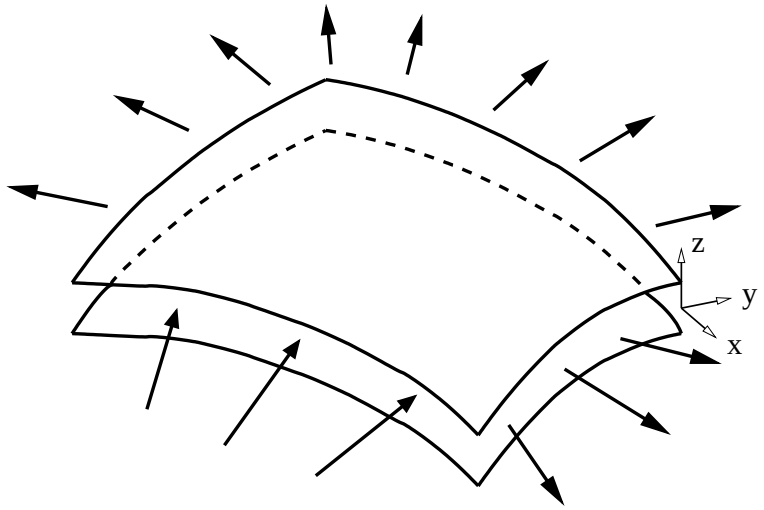

Bild 3.1: Strömung zwischen nahezu parallelen Begrenzungsflächen kleinen Abstands

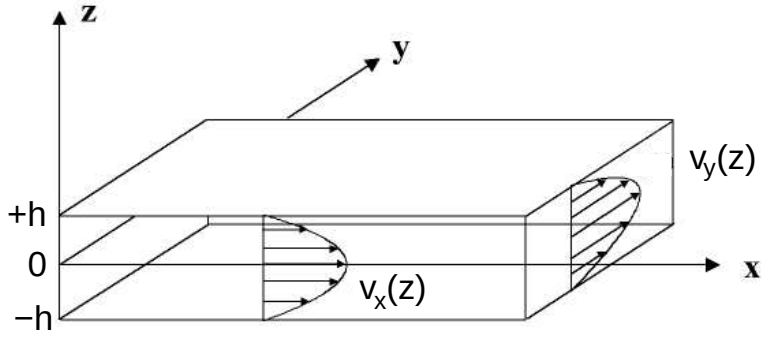

Bild 3.2: Zweiplattenströmung mit den Geschwindigkeitskomponenten $v_x(z)$ und $v_y(z)$

Für die beschriebene Schmelzeströmung verbleiben in einem kartesischen Koordinatensystem die Komponenten der Impulsgleichung

$$\frac{\partial p}{\partial x} \;=\; \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z}\,, \tag{3.14}$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} \;=\; \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z}\,, \tag{3.15}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} \;=\; 0\,. \tag{3.16}$$

Aufgrund der Vernachlässigung der Geschwindigkeitskomponente v_z existiert gemäß Gleichung (3.16) kein Druckgradient in z-Richtung. Unter Zugrundelegung der rheologischen Zustandsgleichung (3.13) folgt für die Bewegungsgleichungen in x- und y-Richtung

$$\frac{\partial p}{\partial x} \;=\; \frac{\partial}{\partial z}\left(\eta \cdot \frac{\partial v_x}{\partial z}\right)\,, \tag{3.17}$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} \;=\; \frac{\partial}{\partial z}\left(\eta \cdot \frac{\partial v_y}{\partial z}\right)\,. \tag{3.18}$$

Unter Berücksichtigung der getroffenen Vereinfachungen verbleiben von den Komponenten des symmetrischen Deformationsgeschwindigkeitstensors lediglich die Schergeschwindigkeitskomponenten $\dot{\gamma}_{zx} = \frac{\partial v_x}{\partial z}$ und $\dot{\gamma}_{zy} = \frac{\partial v_y}{\partial z}$. Damit ergibt sich die zweite Invariante von $2\underline{D}$ gemäß der Definitionsgleichung zu

$$I_2\left(2\underline{D}\right) \;=\; \sum_i \sum_j \dot{\gamma}_{ij}\dot{\gamma}_{ji} \;=\; 2\cdot\left(\left(\frac{\partial v_x}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z}\right)^2\right) \;\equiv\; 2\cdot\dot{\gamma}^2\,. \tag{3.19}$$

Die Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$ ist als Betrag des Deformationsgeschwindigkeitstensors aufzufassen und berechnet sich für die betrachtete, zweidimensionale Schmelzeströmung aus der Beziehung

$$\dot{\gamma} \;=\; \sqrt{\left(\frac{\partial v_x}{\partial z}\right)^2 + \left(\frac{\partial v_y}{\partial z}\right)^2}\,. \tag{3.20}$$

Durch Integration der Kontinuitätsgleichung (3.11) in Spaltrichtung z erhält man

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(\bar{v}_x \cdot h\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\bar{v}_y \cdot h\right) \;=\; 0\,, \tag{3.21}$$

wobei die über die halbe Spaltweite gemittelten Geschwindigkeiten $\bar{v}_x$ und $\bar{v}_y$ folgendermaßen definiert sind:

$$\bar{v}_x \;=\; \frac{1}{h}\cdot\int\limits_0^h v_x\,dz \quad , \quad \bar{v}_y \;=\; \frac{1}{h}\cdot\int\limits_0^h v_y\,dz\,. \tag{3.22}$$

Aufgrund der isothermen Strömung ist das Geschwindigkeitsprofil symmetrisch zur Kanalmitte ausgebildet, wodurch die Integration über die halbe Spaltweite h ausreicht.
Weiterhin liefert die zweimalige Integration der Impulsgleichungen (3.17) und (3.18) in z-Richtung die Geschwindigkeiten $v_x(z)$ und $v_y(z)$. Werden die in Spaltrichtung gemittelten Geschwindigkeitskomponenten

$$\bar{v}_x \;=\; -\left(\frac{S}{h}\right)\frac{\partial p}{\partial x}\,, \tag{3.23}$$

$$\bar{v}_y \;=\; -\left(\frac{S}{h}\right)\frac{\partial p}{\partial y}\,, \tag{3.24}$$

in die Kontinuitätsgleichung (3.21) eingesetzt, so resultiert die dem Schalenmodell nach HELE-SHAW zugrunde liegende partielle Differentialgleichung für den Druck

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(S\,\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial y}\left(S\,\frac{\partial p}{\partial y}\right) \;=\; 0\,. \tag{3.25}$$

Die in den Gleichungen (3.23) - (3.25) erscheinende Größe S wird als Fließfähigkeit bezeichnet und enthält die deformationsgeschwindigkeits- und temperaturabhängige Viskositätsfunktion $\eta\,(\dot{\gamma},T)$.

$$S \;=\; \int\limits_0^h \frac{z^2}{\eta(\dot{\gamma},T)}\,dz \tag{3.26}$$

Mit Hilfe der Druckgleichung (3.25) lässt sich die Strömung in Wendelverteilersystemen unter Berücksichtigung der getroffenen Annahmen vollständig beschreiben. Die Lösung der Differentialgleichung erfolgt mit Hilfe des Schalenmoduls des FEM-Softwarepakets $SIMFLOW^{®}$, dem das beschriebene Schalenmodell zugrunde liegt [12]. Für eine vorgegebene Spaltweitenverteilung h(x,y) kann der Druck p(x,y) in den Fließkanälen

des Wendelverteilers ermittelt werden. Mit der bekannten Druckverteilung lässt sich anschließend aus den Gleichungen (3.17) und (3.18) das Geschwindigkeitsfeld berechnen.
Das Schalenmodell beschreibt lokal eine Zweiplattenströmung, für die Wandhaften der Schmelze an der oberen und unteren Kanalwandung angenommen wird. Ein Anhaften der Schmelze an den seitlichen Flanken des Fließkanals wird mit dem Schalenmodell jedoch nicht berücksichtigt. Für Fließkanäle mit hinreichend engen Spaltweiten ist der Einfluss der seitlichen Kanalwände auf die Strömung vernachlässigbar klein, so dass die Voraussetzungen des Schalenmodells erfüllt sind.
Die Fließkanalstrukturen von Wendelverteilersystemen setzen sich aus engen Überströmspalten und Masseverteilerkanälen zusammen. Letztere weisen oftmals, insbesondere im Anfangsbereich Höhen/Breiten-Verhältnisse größer 0,1 auf, wodurch die Annahmen des Schalenmodells nicht mehr exakt zutreffen. Für die Wendelkanäle muss deshalb eine Geometriekorrektur mittels F_p-Formfaktoren durchgeführt werden, um den Einfluss der Schmelzehaftung an den Seitenwänden zu berücksichtigen. Auf diese Korrekur soll im Rahmen der Beschreibung des Simulationsmodells in Kapitel 3.2 näher eingegangen werden.

3.1.4 Mathematische Beschreibung des rheologischen Stoffverhaltens von thermoplastischen Kunststoffschmelzen

Das rheologische Verhalten der Schmelze wird innerhalb des Wendelverteilerwerkzeugs mittels der Scherviskositätsfunktion η beschrieben. Bei den betrachteten Kunststoffschmelzen handelt es sich im Allgemeinen um nicht-newtonsche, strukturviskose Fluide, deren Viskosität von der Massetemperatur und der Deformationsgeschwindigkeit abhängt. Während für kleine Schergeschwindigkeiten eine konstante Grundviskosität η_0 vorherrscht, zeigt sich bei höheren Schergeschwindigkeiten ein strukturviskoses Fließverhalten, wobei die Scherviskosität mit zunehmender Deformationsgeschwindigkeit abnimmt. In Bild 3.3 ist die charakteristische Viskositätsfunktion einer thermoplastischen Kunststoffschmelze[2] dargestellt.
Zur experimentellen Ermittlung der rheologischen Stoffwertfunktion η, die zur Strömungsberechnung in Wendelverteilerwerkzeugen verwendet wird,

[2] Vestolen A 6017 der Fa. CWH

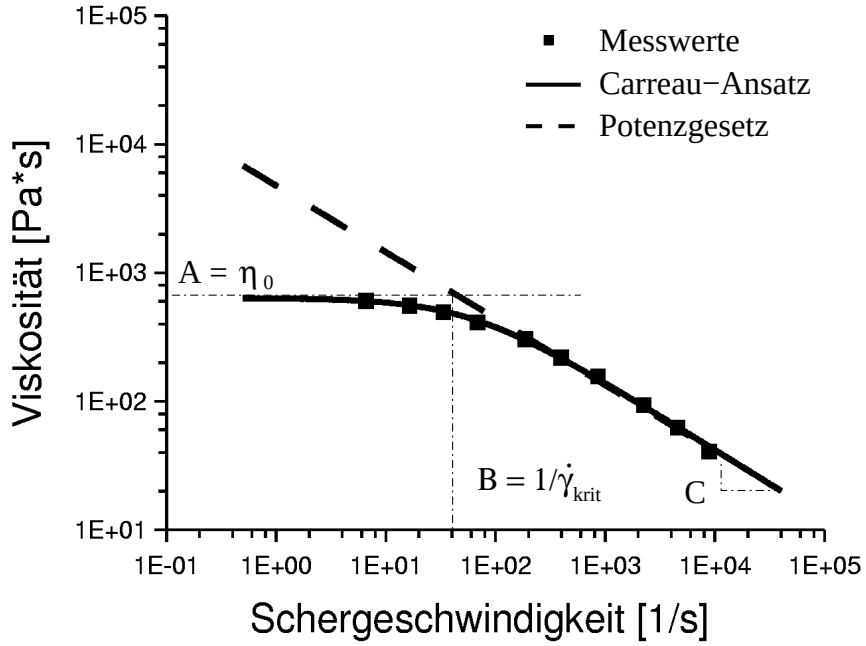

Bild 3.3: Scherviskositätsfunktion einer thermoplastischen Kunststoffschmelze; Messwerte aus [44] entnommen

eignet sich im besonderen Maße die Kapillarrheometrie, da die realisierte Strömung im Messkanal, den Bedingungen bei der Extrusion sehr ähnlich ist. Zur Beschreibung der Messmethode hinsichtlich Geräteaufbau, Durchführung und Auswertung sei an dieser Stelle auf FRITZ und GEIGER verwiesen, die in [21] eine ausführliche Darstellung der Kapillarrheometrie gegeben haben.
Um die ermittelten Stoffdaten der Strömungssimulation in numerischer Form zugänglich zu machen, müssen die Messdaten, die als diskrete $\eta - \dot{\gamma}-$Wertepaare vorliegen, durch einen mathematischen Ansatz approximiert werden, der das tatsächliche Stoffverhalten hinreichend genau wiedergibt. Hierfür stehen im Rahmen des vorgestellten Auslegungskonzepts für Wendelverteilersysteme zwei heuristische Fließgesetze in Form des Potenzansatzes nach OSTWALD/DEWAELE und des CARREAU-Ansatzes zur Verfügung, die im Folgenden erläutert werden.

Potenzansatz nach Ostwald/deWaele

Der Potenzansatz nach OSTWALD/DEWAELE [45] ist ein einfacher zweiparametrischer Ansatz zur Beschreibung der Viskositätsfunktion $\eta(I_2)$,

wobei sich der Zusammenhang folgendermaßen darstellt:

$$\eta\left(I_2\right) \;=\; \phi^{-\frac{1}{m}} \cdot \left(\frac{1}{2}\, I_2\right)^{\frac{1-m}{2m}} \quad . \tag{3.27}$$

Darin bezeichnet ϕ die temperaturabhängige Fluidität und m den Fließexponenten, der ein Maß für die Strukturviskosität der Schmelze ist. Aus Bild 3.3 lässt sich entnehmen, dass der Potenzansatz bei doppeltlogarithmischer Auftragung eine Gerade darstellt. Während die Viskositätsfunktion bei großen Deformationsgeschwindigkeiten gut angenähert wird, resultieren für kleine Schergeschwindigkeiten zu hohe Viskositätswerte. Der Bereich der Nullviskosität kann mit Hilfe des Potenzansatzes nicht korrekt beschrieben werden, so dass das rheologische Stoffverhalten nur innerhalb eines eingeschränkten Schergeschwindigkeitsbereichs adäquat wiedergegeben wird.
Die Anwendung des Potenzansatzes ist dennoch sinnvoll, wenn die Viskositätsfunktion eines Materials für den gemessenen Schergeschwindigkeitsbereich einen annähernd linearen Verlauf im doppeltlogarithmischen Diagramm zeigt, da für diesen Fall eine hinreichend genaue Beschreibung des Stoffverhaltens mit einfachen Mitteln möglich ist.

Carreau-Ansatz

Der CARREAU-Ansatz [46], der in Bild 3.3 dargestellt ist, lässt sich aufgrund von drei Approximationsparametern sehr genau an die Viskositätsfunktion anpassen, so dass das rheologische Fließverhalten der Schmelze in einem weiten Schergeschwindigkeitsbereich korrekt beschrieben wird. Die mathematische Formulierung des CARREAU-Ansatzes lautet:

$$\eta\left(I_2\right) \;=\; \frac{A}{\left[1 + B \cdot \left(\frac{1}{2}\, I_2\right)^{\frac{1}{2}}\right]^{C}} \quad , \tag{3.28}$$

wobei die Parameter A, B und C mit polymeren Strukturparametern korrelierbar sind und physikalisch gedeutet werden können. Der Parameter A kann unter der Voraussetzung, dass die Messung bis in den Bereich hinreichend kleiner Schergeschwindigkeiten durchgeführt wurde, als Nullviskosität η_0 interpretiert werden. Weiterhin stellt der Parameter B den Reziprokwert der Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{krit}$ dar, die den Übergang

zwischen Null- und Strukturviskosität charakterisiert. Der Parameter C beschreibt ferner das strukturviskose Verhalten der Schmelze und gibt die Steigung des abfallenden Astes der Viskositätskurve bei doppeltlogarithmischer Auftragung wieder.

Durch Einführen des Temperaturverschiebungsfaktors $a_T(T)$, der die Temperaturabhängigkeit der Viskosität beschreibt, geht der CARREAU-Ansatz in die temperaturinvariante Darstellung über [40]:

$$\eta\left(I_2, T\right) \;=\; \frac{a_T(T) \cdot A(T_0)}{\left[1 + a_T(T) \cdot B(T_0) \cdot \left(\frac{1}{2}\, I_2\right)^{\frac{1}{2}}\right]^{C}} \;, \tag{3.29}$$

wobei T_0 die Bezugstemperatur repräsentiert, für die $a_T(T_0) = 1$ gilt. Der Temperaturverschiebungsfaktor kann mit Hilfe von Exponentialansätzen beschrieben werden, wobei für teilkristalline Thermoplaste der ARRHENIUS-Ansatz

$$a_T(T) \;=\; \exp\left[\frac{E_A}{R} \cdot \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0}\right)\right] \tag{3.30}$$

eine gute Näherung der Messwerte darstellt. Darin bedeuten E_A die Aktivierungsenergie des zähen Fließens, R die universelle Gaskonstante und T_0 wiederum die Bezugstemperatur. Analog dazu kann der Temperaturverschiebungsfaktor für amorphe Thermoplaste mittels des WLF-Ansatzes

$$a_T(T) \;=\; \exp\left[\frac{-b_1 \cdot (T - T_0)}{b_2 + T - T_0}\right] \tag{3.31}$$

dargestellt werden. Hierin sind b_1 und b_2 stoffspezifische Größen, die von der gewählten Bezugstemperatur abhängen.
Mit der Bezugstemperatur T_0, den dazu korrespondierenden CARREAU-Parametern A, B und C, sowie den Größen E_A respektive b_1 und b_2 ist das viskose Stoffverhalten vollständig beschrieben. Somit kann die Viskositätsfunktion der Polymerschmelze für jede beliebige Temperatur angegeben werden.
Aufgrund der exakten Beschreibung des rheologischen Stoffverhaltens von thermoplastischen Kunststoffschmelzen wurde der CARREAU-Ansatz für die durchgeführten Simulationsrechnungen und Strömungsanalysen ausgewählt.

3.2 Simulationsmodell

Das Simulationsmodell enthält die Gesamtheit aller Daten, die für die Berechnung des Strömungsfelds im Wendelverteilersystem erforderlich sind. Dazu gehören insbesondere die geometrische Beschreibung der Fließkanäle, in denen die Schmelze strömt, und die Diskretisierung des Schmelzekontinuums, die für die Lösung des Strömungsproblems mittels der Methode der finiten Elemente notwendig ist.

3.2.1 Geometrische Beschreibung der Fließkanäle von Wendelverteilersystemen

Für die Modellierung von Wendelverteilersystemen ist zunächst die Entwicklung einer geeigneten, geometrischen Beschreibung der Kanalführung erforderlich, die die Fließkanäle hinreichend genau annähert. Insbesondere muss der Verlauf der Wendelkanäle und der dazwischen befindlichen Stege Berücksichtigung finden. Die Vorgehensweise bei der Beschreibung der Fließkanalstrukturen muss aufgrund der unterschiedlichen geometrischen Verhältnisse bei Axial- und Radialwendelverteilern differenziert betrachtet werden.

Axialwendelverteiler

Das Verteilersystem, bestehend aus Spiraldorn und Außengehäuse, weist eine zylindrische Gestalt auf, wobei die Wendelkanäle schraubenlinienförmig in den Dorn eingearbeitet sind. Demzufolge stellt eine Schraubenlinie den Ausgangspunkt für die geometrische Beschreibung des Verteilersystems dar. Bild 3.4 zeigt eine solche Helix, die den Verlauf der Wendellinie vom Eingang bis zum Ausgang des Verteilersystems beschreibt. In einem kartesischen Koordinatensystem kann die Schraubenlinie, die positiv um die y-Achse dreht, anhand der Parameterdarstellung

$$\vec{x}(u) = \begin{bmatrix} x(u) \\ y(u) \\ z(u) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r \cdot \cos u \\ b \cdot u \\ -r \cdot \sin u \end{bmatrix} \tag{3.32}$$

formuliert werden [47]. Dabei ist r der Radius des Zylindermantels, auf dem sich die Schraubenlinie befindet, u der Drehwinkel und b die kon-

stante Steigung der Schraubenlinie.

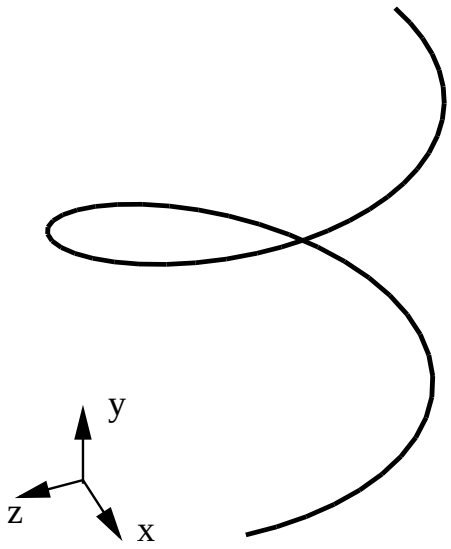

Bild 3.4: Schraubenlinie

Basierend auf der geometrischen Beschreibung mittels der Schraubenlinie können alle Wendelkanäle und Stege des Axialwendelverteilersystems in dem CAD/CAE-Programm I-DEAS dargestellt werden. Nach einigen komplettierenden Zwischenschritten erhält man das Drahtmodell des Verteilersystems, das in Bild 3.5 gezeigt ist. Aus der Abwicklung des Drahtmodells in die Ebene, die Bild 3.6 wiedergibt, lassen sich die geometrischen Grunddaten des Wendelverteilers und deren Zusammenhang ableiten.
Der Wendelverteiler, dessen zylindrisches Außengehäuse den Durchmesser D aufweist, besitzt eine axiale Baulänge L. Die n Wendelkanäle, die in den Dorn eingearbeitet sind, steigen mit dem Winkel φ schraubenlinienförmig an und umschlingen den Wendelverteilerdorn in der Art eines Mehrfachgewindes. Die sich daraus ergebende Winkeldifferenz am Grundkreis zwischen Eingang und Ausgang des Verteilersystems wird als Umschlingungswinkel α des Wendelkanals bezeichnet. In Abhängigkeit vom Umschlingungswinkel resultiert die Länge des Wendelkanals s_k. Während die Wendelkanäle die Breite B_k aufweisen, ist die Breite der dazwischen befindlichen Stege durch die Größe B_{st} gekennzeichnet.

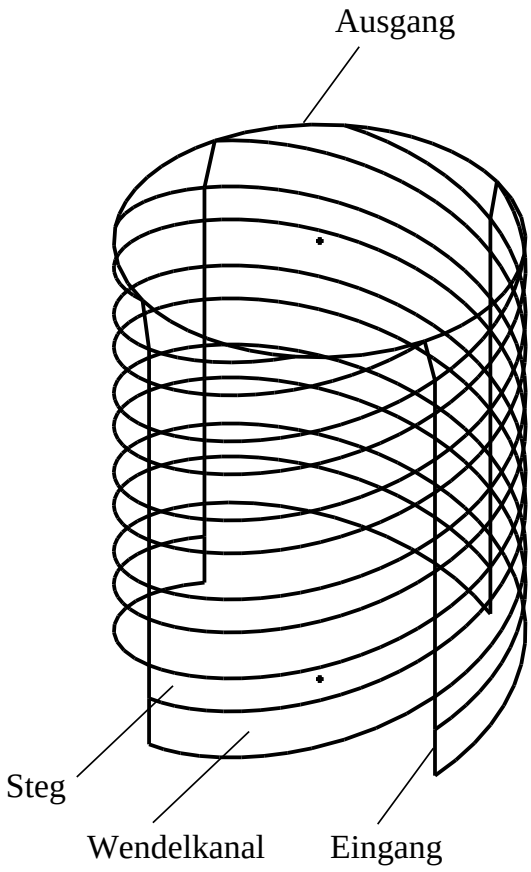

Bild 3.5: Drahtmodell des Axialwendelverteilersystems

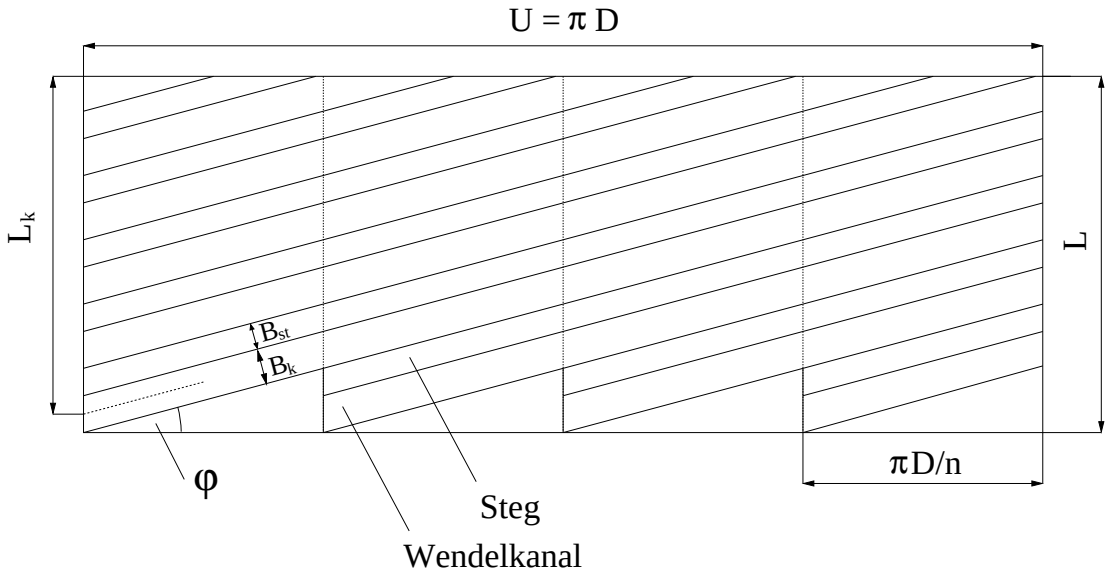

Bild 3.6: Abwicklung des Axialwendelverteilersystems

Der mathematische Zusammenhang zwischen den geometrischen Größen des Axialwendelverteilers lässt sich anhand der Abwicklung in Bild 3.6 und der trigonometrischen Verhältnisse, die in Bild 3.7 dargestellt sind, herleiten.

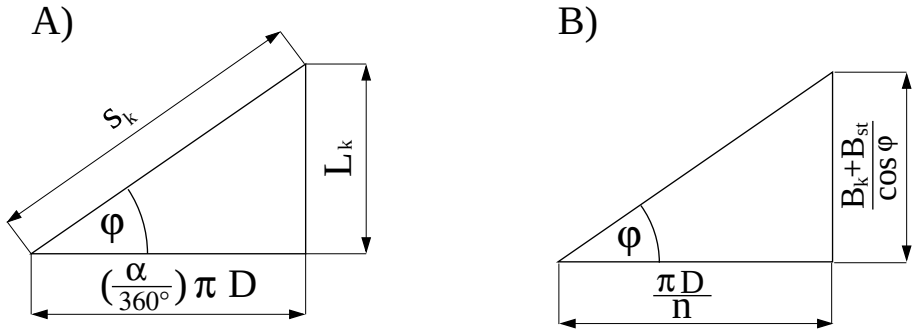

Bild 3.7: Trigonometrische Verhältnisse des Axialwendelverteilersystems (A: Wendelkanalmitte, B: Grundkreisteilung)

Betrachtet man den Wendelkanal, der den Steigungswinkel φ aufweist, so ergibt sich von der Baulänge L des Wendelverteilersystems ausgehend hinsichtlich der Kanalmitte die axiale Kanallänge

$$L_k \;=\; L - \frac{B_k}{2 \cdot cos\,\varphi}\,. \tag{3.33}$$

Der auf den Grundkreis projizierte Weg der Schraubenlinie, die die Bahn der Kanalmitte vom Eingang bis zum Ausgang des Verteilersystems repräsentiert, kann als Vielfaches des Umfangs des Zylinders mit dem Durchmesser D angegeben werden. In Abhängigkeit des Umschlingungswinkels α resultiert für die überstrichene Bogenlänge $\left(\frac{\alpha}{360°}\right) \cdot \pi \cdot D$. Aus den trigonometrischen Beziehungen gemäß Bild 3.7 A kann die Länge des Wendelkanals zu

$$s_k \;=\; \frac{L_k}{sin\,\varphi} \;=\; \frac{\left(\frac{\alpha}{360°}\right) \cdot \pi \cdot D}{cos\,\varphi} \tag{3.34}$$

definiert werden. Für den Umschlingungswinkel des Wendelkanals kann ferner der formelmäßige Zusammenhang

$$\alpha \;=\; \frac{L_k \cdot 360°}{\pi \cdot D \cdot tan\,\varphi} \tag{3.35}$$

hergeleitet werden. Weiterhin wird die Grundkreisteilung zwischen zwei Wendelkanaleingängen betrachtet, die abhängig von der Wendelanzahl n

die Bogenlänge $\frac{\pi \cdot D}{n}$ besitzt. Die Wendellinie führt beim Überstreichen dieses Grundkreissegments aufgrund des Steigungswinkels φ eine axiale, translatorische Bewegung aus. Die zurückgelegte Strecke entspricht gerade der Summe aus Kanal- und Stegbreite in axialer Richtung $\frac{(B_k + B_{st})}{cos\,\varphi}$.
Unter Berücksichtigung der geometrischen Verhältnisse, die sich aus Bild 3.7 B ergeben, kann für die Wendelkanalbreite folgende Beziehung formuliert werden:

$$B_k \;=\; \frac{\pi \cdot D \cdot sin\,\varphi}{n \cdot \left(1 + \frac{B_{st}}{B_k}\right)}\,. \tag{3.36}$$

Unter Zugrundelegung der Gleichungen (3.33) bis (3.36) ist die Geometrie des Verteilersystems, genauer die Diskretisierungsebene vollständig beschrieben. Der Kanaltiefen- und Spaltweitenverlauf wird aufgrund der Anwendung des Schalenmodells erst nach der Diskretisierung des Schmelzekontinuums definiert. Bei der Konzipierung des Wendelverteilers werden zunächst die geometrischen Eckdaten, wie Länge und Durchmesser des Verteilersystems, sowie Anzahl und Steigungswinkel der Wendelkanäle vorgegeben, aus denen die übrigen Geometrieparameter bestimmt werden können.

Radialwendelverteiler

Bei Radialwendelverteilersystemen befinden sich die Fließkanäle, die in die Verteilerscheibe eingearbeitet sind, innerhalb einer Ebene. Die geometrische Beschreibung des Verlaufs der Wendelkanäle vom Eingang bis zum Ausgang des Verteilersystems kann deshalb basierend auf einer Archimedischen Spirale erfolgen, die in Bild 3.8 dargestellt ist. Die Archimedische Spirale ist eine Kurve in der Ebene, deren Radius r eine eindeutige Funktion des Winkels Φ ist, so dass sich der mathematische Zusammenhang in Polarkoordinaten folgendermaßen ausdrücken lässt:

$$r \;=\; a \cdot \Phi\,, \tag{3.37}$$

wobei die Konstante a die Steigung der Spirale repräsentiert und der Winkel Φ in Bogenmaß anzugeben ist. Beim Übergang auf ein kartesisches Koordinatensystem resultiert für die Archimedische Spirale

$$\vec{x}(\Phi) \;=\; \begin{bmatrix} x(\Phi) \\ y(\Phi) \\ z(\Phi) \end{bmatrix} \;=\; \begin{bmatrix} |\,r\,| \cdot cos\,\Phi \\ |\,r\,| \cdot sin\,\Phi \\ 0 \end{bmatrix} \;=\; \begin{bmatrix} |\,a \cdot \Phi\,| \cdot cos\,\Phi \\ |\,a \cdot \Phi\,| \cdot sin\,\Phi \\ 0 \end{bmatrix}\,. \tag{3.38}$$

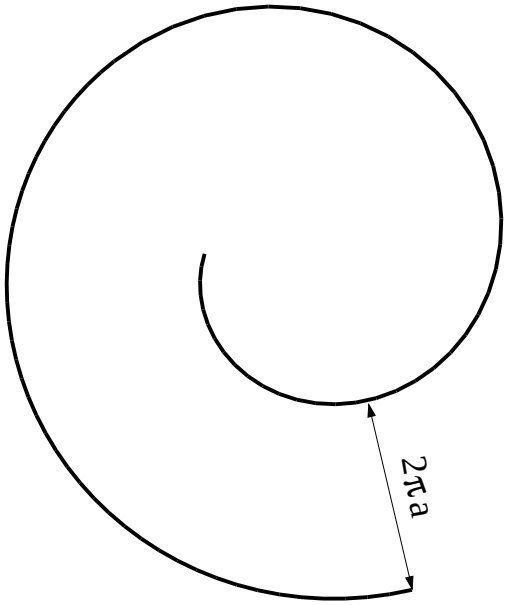

Bild 3.8: Archimedische Spirale

Aus der konstanten Steigung a folgt, dass benachbarte Punkte der Archimedischen Spirale, die auf demselben Strahl durch den Ursprung liegen, den gleichen Abstand $2 \cdot \pi \cdot a$ aufweisen [48]. Diese Eigenschaft macht die Archimedische Spirale zur Beschreibung von Wendelkanälen mit konstanter Breite besonders geeignet.
Um die Kanalführung der Wendel wiederzugeben, werden zwei Spiralen verwendet, die um den Phasenwinkel c zueinander verschoben sind. Die beiden Wendellinien, die in Bild 3.9 gezeigt sind, stellen sich wie folgt dar:

$$r_1 \; = \; a \cdot \Phi \quad , \quad r_2 \; = \; a \cdot (\Phi - c) \, . \tag{3.39}$$

In Abhängigkeit vom Phasenwinkel c resultiert zwischen den beiden Spiralen ein konstanter Abstand in radialer Richtung , der gerade der Wendelkanalbreite

$$B_k \; = \; r_1 - r_2 \; = \; a \cdot c \tag{3.40}$$

entspricht. Ist der Anfangspunkt des Spiralensegments $r_1 \; = \; a \cdot \Phi$, der den Ausgang des Verteilersystems repräsentiert, durch den Durchmesser d_i und den Winkel Φ_i definiert und der Endpunkt des Spiralabschnitts, der den Wendelkanaleingang darstellt, durch den Durchmesser d_a und den

Winkel Φ_a gekennzeichnet, so gilt der Zusammenhang

$$d_a \;=\; 2 \cdot a \cdot (\Phi_a - \Phi_i) + d_i \,. \tag{3.41}$$

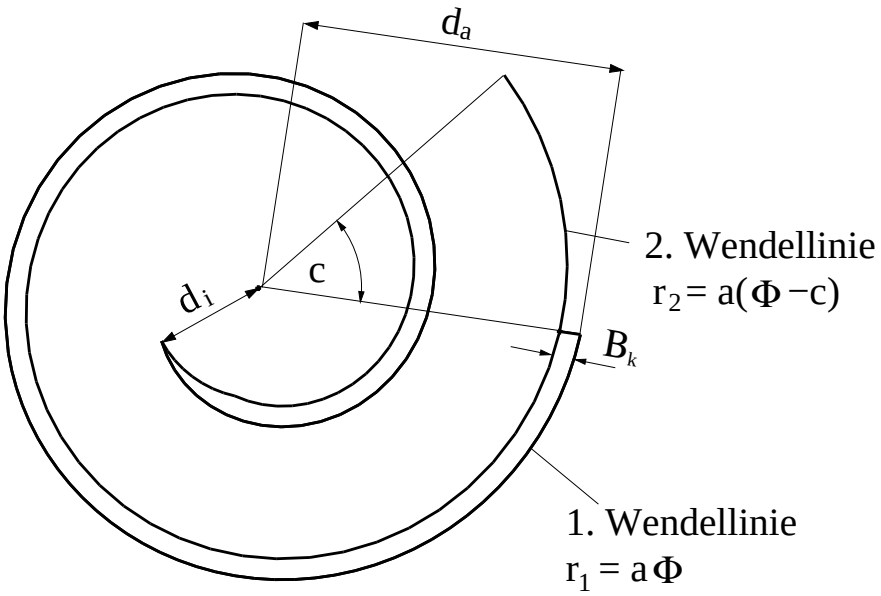

Bild 3.9: Geometrische Beschreibung des Wendelkanals durch zwei spiralförmige Wendellinien

Aus Gleichung (3.41) lässt sich der Umschlingungswinkel des Wendelkanals in Bezug auf die Kanalmittellinie herleiten. Dabei ist der Wendelkanaleingang durch den Durchmesser $(d_a - B_k)$ und der Ausgang des Verteilersystems durch den Durchmesser d_i festgelegt. Für den Umschlingungswinkel folgt

$$\alpha \;=\; \frac{360^\circ}{2\pi} \cdot \frac{(d_a - d_i) - B_k}{2 \cdot a} \,. \tag{3.42}$$

Gleichung (3.42) kann derart interpretiert werden, dass die Umschlingung der Wendelkanäle bei vorgegebenem Einbauraum $(d_a - d_i)$ im Wesentlichen von der Steigung a abhängt. Mit zunehmender Steigung nimmt folglich der realisierte Umschlingungwinkel der Wendeln ab.
Aus einer vergleichenden Betrachtung lässt sich die Beziehung

$$\frac{c}{2\pi} \;=\; \frac{B_k}{n \cdot (B_k + B_{st})} \tag{3.43}$$

ableiten, wonach sich der Quotient aus Phasenwinkel c und 2π in gleicher Weise, wie das Verhältnis von Kanalbreite zur Summe aus der Breite aller n Kanäle und Stege verhält. Nach einigen umformenden Zwischenschritten erhält man den mathematischen Zusammenhang zwischen dem Verhältnis aus Kanal- und Stegbreite und dem Phasenwinkel c:

$$\left(\frac{B_k}{B_{st}}\right) = \frac{n}{\left(\frac{2\pi}{c} - n\right)}. \tag{3.44}$$

Die Wendelkanallänge kann aus der Bogenlänge der Archimedischen Spirale bestimmt werden [47, 48]. In Bezug auf die Kanalmittellinie resultiert für die Kanallänge unter Berücksichtigung der Winkelgrenzen, die das betrachtete Spiralensegment definieren

$$\begin{aligned} s_k \,|_{\Phi_{aus}}^{\Phi_{ein}} &= \frac{a}{2} \cdot \left[arsinh\,\Phi + \Phi \cdot \sqrt{\Phi^2 + 1} \right] \\ &= \frac{a}{2} \cdot \left[ln\left(\Phi + \sqrt{\Phi^2 + 1}\right) + \Phi \cdot \sqrt{\Phi^2 + 1} \right]. \end{aligned} \tag{3.45}$$

Der Wendelkanaleingang ist dabei durch den Winkel $\Phi_{ein} = \frac{(d_a - B_k)}{2a}$ und der Verteilersystemausgang durch den Winkel $\Phi_{aus} = \frac{d_i}{2a}$ festgelegt.
Das ebene Radialwendelverteilersystem ist durch die Gleichungen (3.39) bis (3.45) exakt definiert. Unter Zugrundelegung des vorgegebenen Einbauraums $(d_a - d_i)$ und der Wendelanzahl n werden die Kanalbreite B_k, das Verhältnis $\frac{B_k}{B_{st}}$ und die Steigung der Wendelkanäle a so aufeinander abgestimmt, dass für den Umschlingungswinkel α und die Kanallänge s_k hinreichend große Werte resultieren.
Auf der in Bild 3.9 dargestellten, geometrischen Beschreibung des Wendelkanals beruhend, kann mit Hilfe des CAD/CAE-Programms I-DEAS ein Drahtmodell des Radialwendelverteilersystems erzeugt werden. Dies geschieht im Wesentlichen durch das (n-1)-fache Drehen der beiden, den ersten Wendelkanal beschreibenden Wendellinien. Im Falle von vier Wendelkanälen ergeben sich beispielsweise die Drehwinkel $90°$, $180°$ und $270°$. Der Verlauf der zwischen den Wendelkanälen befindlichen Stege ist durch die Wendellinien ebenfalls vorgegeben. Nach weiteren, vervollständigenden Schritten erhält man das Drahtmodell des Radialwendelverteilersystems, das in Bild 3.10 gezeigt ist. Das Drahtmodell enthält die komplette, geometrische Beschreibung des Verteilersystems in der Diskretisierungsebene.

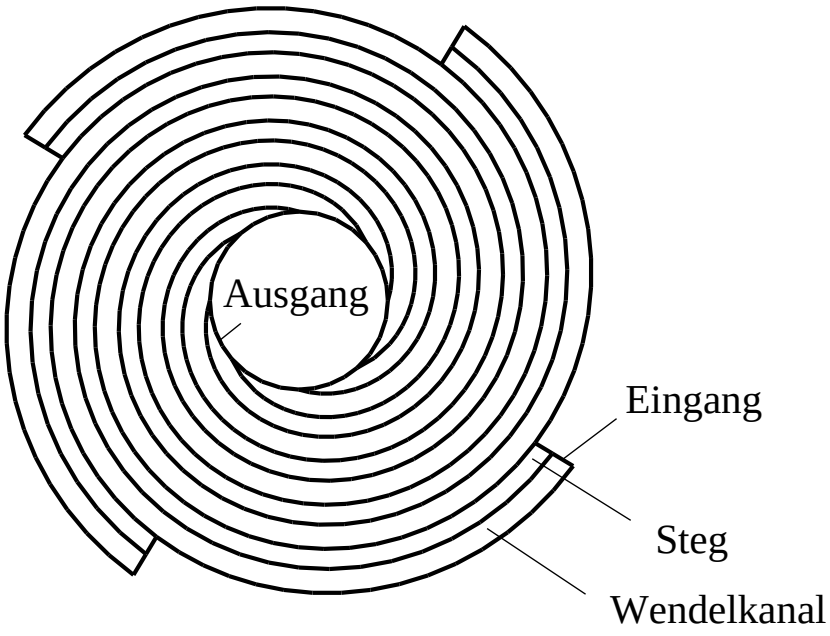

Bild 3.10: Drahtmodell des Radialwendelverteilersystems

3.2.2 Diskretisierung des Schmelzekontinuums

Das Drahtmodell des Verteilersystems beschreibt den Verlauf der Fließkanäle und definiert dadurch die räumliche Ausbreitung der Schmelze. Für die Strömungssimulation mittels der Methode der finiten Elemente ist es erforderlich, das Schmelzekontinuum, das diese Kanalstrukturen durchströmt, zu diskretisieren. Um das Strömungsfeld unter Verwendung des Schalenmodells zu berechnen, werden hierfür dreieckige Schalenelemente, die jeweils drei Knoten aufweisen, eingesetzt.
Die Erzeugung des FE-Netzes erfolgt mit dem Pre-Prozessor des Programms I-DEAS. Für die Netzgenerierung wird die „Free Meshing“-Methode angewandt [49]. Verglichen mit der „Mapped Meshing“-Methode bietet sie mehr Flexibilität beim Vernetzen. So können Flächen mit komplexen Berandungen und beliebigen Aussparungen diskretisiert werden. Weiterhin kann auf das entstehende FE-Netz mehr Einfluss genommen werden. Während man bei der Anwendung des „Mapped Meshing“ein reguläres Netz erhält, kann das „Free Meshing“-Netz eine lokal unterschiedliche Diskretisierungsdichte aufweisen. Die Netzgenerierung wird dabei mit Hilfe von drei Vernetzungsparametern gesteuert. Der erste Parameter ist die globale Elementkantenlänge, die die nominelle Ele-

mentgröße in einem gleichmäßigen FE-Netz festlegt. Weiterhin kann mit einem zweiten Parameter die Krümmung von Flächenberandungen durch die Anpassung der Elementlänge berücksichtigt werden, wodurch eine verbesserte Beschreibung der Kontur durch die Elemente des FE-Netzes resultiert. Der dritte Vernetzungsparameter ist durch die Definition von lokalen Elementlängen an Flächenkanten gegeben. Dadurch kann Einfluss auf die lokale Diskretisierungsdichte genommen werden, so dass im Bereich großer Gradienten eine Netzverfeinerung realisiert werden kann.
Das Programm I-DEAS verwendet zur Generierung des „Free Meshing"-Netzes den „Maximum Area Plane"-Algorithmus, bei dem die Berandung der zu vernetzenden Fläche mittels einer Transformationsmatrix auf eine Ebene mit größtmöglichem Flächeninhalt projiziert wird. Anschließend wird die zu vernetzende Fläche auf diese Ebene abgebildet. Nachdem die Knoten und Elemente auf der „Maximum Area Plane"-Ebene erzeugt worden sind, erfolgt ihre Rücktransformation auf die gekrümmte Fläche. Zu vernetzende, gekrümmte Flächen dürfen bei der Anwendung des „Maximum Area Plane"-Algorithmus höchstens einen Bogen von $120°$ beschreiben, um eine eindeutige Abbildung von Punkten der Fläche auf die Ebene sicherzustellen. Für die Modellierung des Verteilersystems bedeutet dies, dass die Wendelkanäle und Stege, die oftmals einen Umschlingungswinkel von mehr als $400°$ aufweisen, in mehrere Flächen zu unterteilen sind.
In Bild 3.11 und Bild 3.12 sind die vollständig diskretisierten Axial- und Radialwendelverteilermodelle gezeigt. Bild 3.13 stellt exemplarisch vergrößerte Bildausschnitte des FE-Netzes im Eingangs- und Ausgangsbereich des Radialwendelverteilermodells dar. Die Diskretisierungsdichte wird im Eingangsbereich der Wendelkanäle gezielt erhöht, um die großen, auftretenden Druck- und Geschwindigkeitsgradienten mit hinreichender Genauigkeit ermitteln zu können. Die Netzverfeinerung im Bereich des Steganfangs ist aufgrund der an dieser Stelle auftretenden, maximalen Schergeschwindigkeiten notwendig, deren Wert exakt bestimmt werden soll. Am Ausgang des Verteilersystems hat sich die lokale Erhöhung der Diskretisierungsdichte hinsichtlich der genauen Ermittlung der Austrittsgeschwindigkeitsverteilung als sinnvoll erwiesen.
Die globale Elementlänge beträgt bei dem in Bild 3.12 gezeigten Radialwendelverteilermodell 1,2 mm. Die lokale Elementgröße im Bereich der verfeinerten Diskretisierung ist zu 0,8 mm gewählt worden, so dass sich eine Anzahl von 37100 Elementen und 22300 Knoten ergibt.

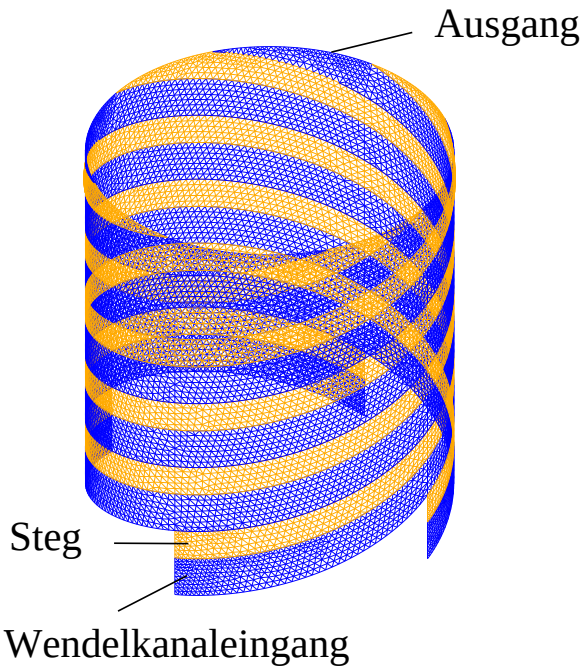

Bild 3.11: Vollständig diskretisiertes Axialwendelverteilermodell

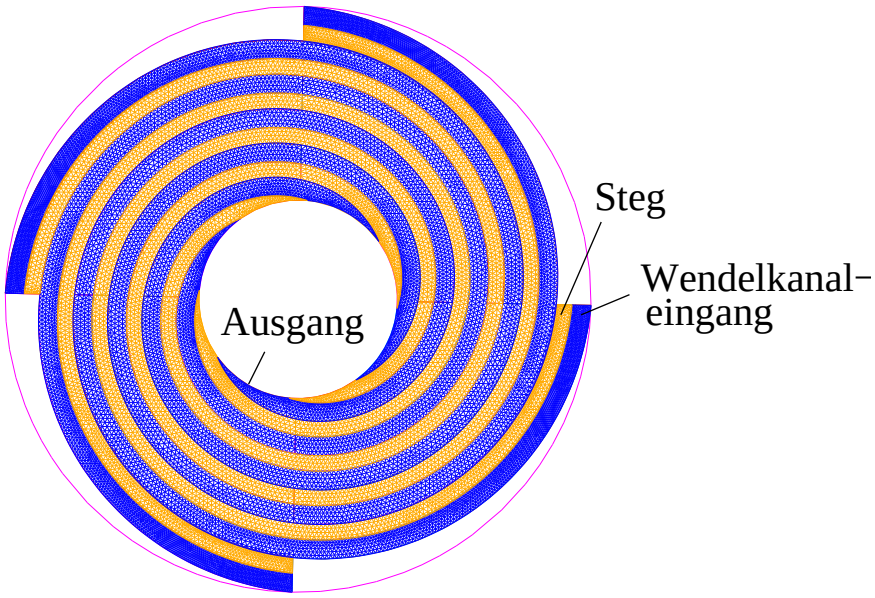

Bild 3.12: Vollständig diskretisiertes Radialwendelverteilermodell

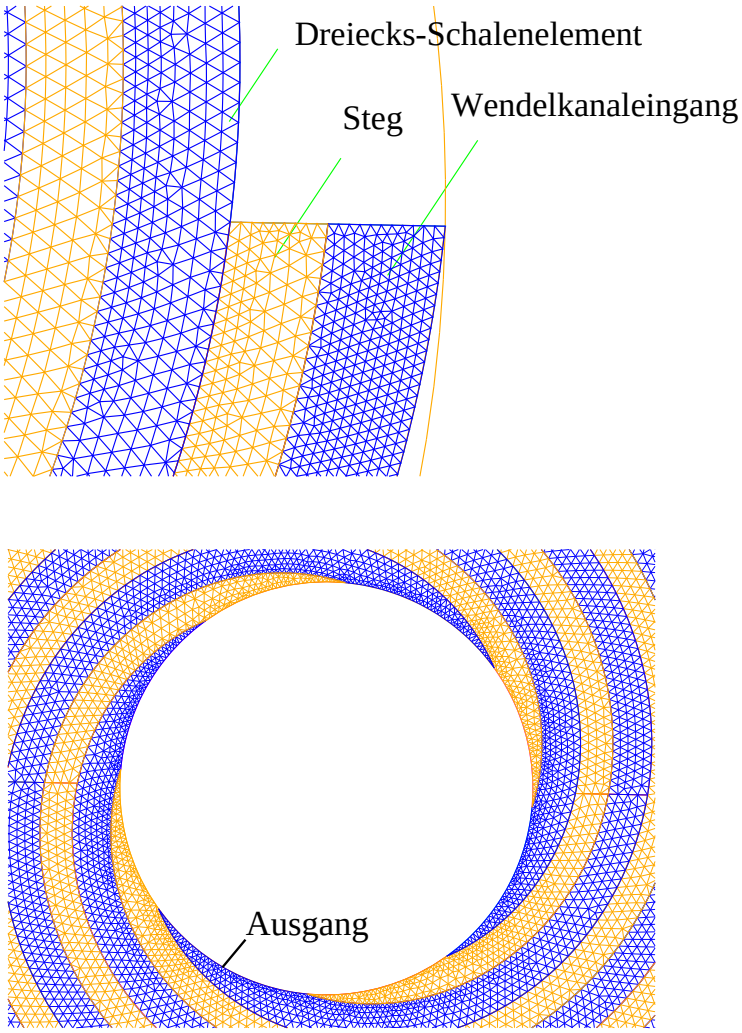

Bild 3.13: Detailausschnitte des FE-Netzes im Eingangs- und Ausgangsbereich des Radialwendelverteilers

Der wesentliche Vorteil der lokalen Netzverfeinerung im Vergleich zu einer gleichmäßig feinen Diskretisierung liegt in der kürzeren Zeit, die für die Berechnung des Strömungsfelds benötigt wird. Da die Knotenanzahl, und damit die Dimension des zu lösenden Gleichungssystems überproportional in die Berechnungszeit eingeht, kann durch die lokale Netzverfeinerung ein guter Kompromiss zwischen angestrebter Genauigkeit und notwendigem Zeitaufwand erzielt werden.

Aufgrund der Anwendung des Schalenmodells für die Strömungssimulation wird der Kanaltiefen- und Spaltweitenverlauf im Wendelverteilersystem durch die lokale Schalendicke des FE-Netzes repräsentiert. Die

diskreten Dickenwerte werden an den Knoten definiert. Während die Schalendicke im Bereich des Stegs mit der örtlichen Spaltweite des Überströmspalts s korrespondiert, setzt sich der Dickenwert der Kanalknoten aus der lokalen Kanaltiefe h und Spaltweite s additiv zusammen. Bild 3.14 verdeutlicht diesen Zusammenhang nochmals graphisch. An den Verbindungslinien zwischen den Stegen und Wendelkanälen resultiert demzufolge ein Dickensprung zwischen reiner Spaltweite und der Summe aus Spaltweite und Kanaltiefe. Um diese stufenförmige Änderung im Übergangsbereich zwischen Wendelkanal und Steg innerhalb des Simulationsmodells adäquat zu beschreiben, wird die Doppelknotentechnik angewandt, wonach jedem räumlichen Punkt auf der Diskontinuitätsgrenze zwei Knotenpunkte zugewiesen werden [12]. Die Teilnetze benachbarter Wendelkanäle und Stege werden, wie in Bild 3.14 gezeigt, mittels Doppelknotenpaaren verbunden. Die beiden jeweils korrespondierenden Knoten, die sich auf der Verbindungslinie Wendelkanal/Steg befinden, haben annähernd die gleichen Koordinaten, weisen jedoch einen kleinen Koinzidenzabstand auf. Dem kanalseitigen Knoten wird die Summe aus lokaler Kanaltiefe und Spaltweite und dem stegseitigen Knoten nur die Spaltweite zugewiesen. Das FE-Netz besitzt somit am quasi gleichen Ort zwei unterschiedliche Dickenwerte, so dass der sprungförmige Übergang zwischen Wendelkanal und Steg gut angenähert wird.

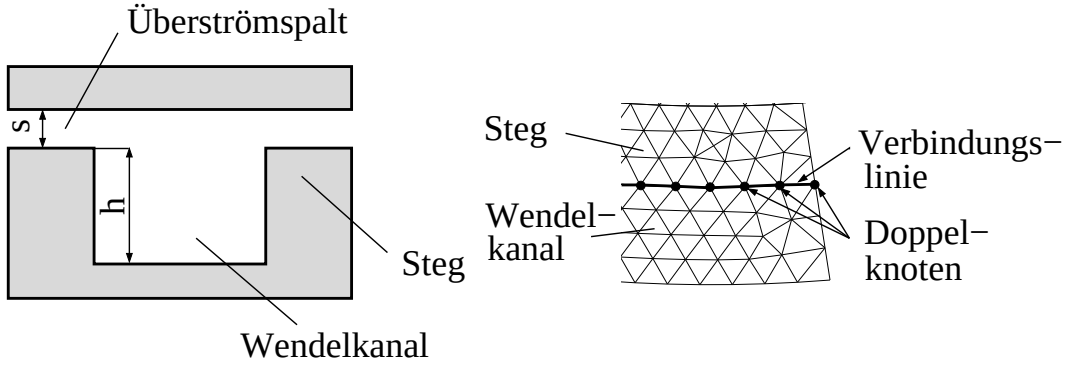

Bild 3.14: Beschreibung des Dickensprungs zwischen Wendelkanal und Steg anhand von Doppelknoten

Um die Zuweisung der Schalendicken an die Knoten zu realisieren, wurde ein Programm entwickelt, das auf Basis der Knotenkoordinaten die Dickenwerte bestimmt. Der Spaltweiten- und Kanaltiefenverlauf ist dabei differenziert zu betrachten.
Der Spaltweitenverlauf des Überströmspalts wird im Rahmen dieser

Arbeit linear angenommen. Im Fall des Axialwendelverteilers nimmt die Spaltweite in axialer (y)-Richtung (Extrusionsrichtung) von der Eintrittsspaltweite $S_e = s(y = 0)$ bis zur Austrittsspaltweite $S_a = s(y = L)$ linear zu. Der Spaltweitenverlauf lässt sich formelmäßig für den Axialwendelverteiler durch

$$s(y) \;=\; S_e + \frac{(S_a - S_e)}{L} \cdot y \tag{3.46}$$

beschreiben, wobei L die Baulänge des Wendelverteilers darstellt.
Bei Radialwendelverteilern nimmt die Spaltweite in radialer Richtung zum Ausgang hin zu. Die Eintrittsspaltweite S_e ist dem Außenradius $r_a = \frac{d_a}{2}$ und die Austrittsspaltweite S_a dem Innenradius $r_i = \frac{d_i}{2}$ des Radialwendelverteilersystems zugeordnet, so dass der Spaltweitenverlauf

$$s(r) \;=\; S_e + \frac{(S_a - S_e)}{(r_i - r_a)} \cdot (\, r - r_a \,) \tag{3.47}$$

resultiert, wobei $r = \sqrt{x^2 + y^2 + z^2}$ der Radius des Knotens ist, der sich aus den kartesischen Koordinaten bestimmen lässt. Bild 3.15 illustriert den linearen Spaltweitenverlauf des Überströmspalts.

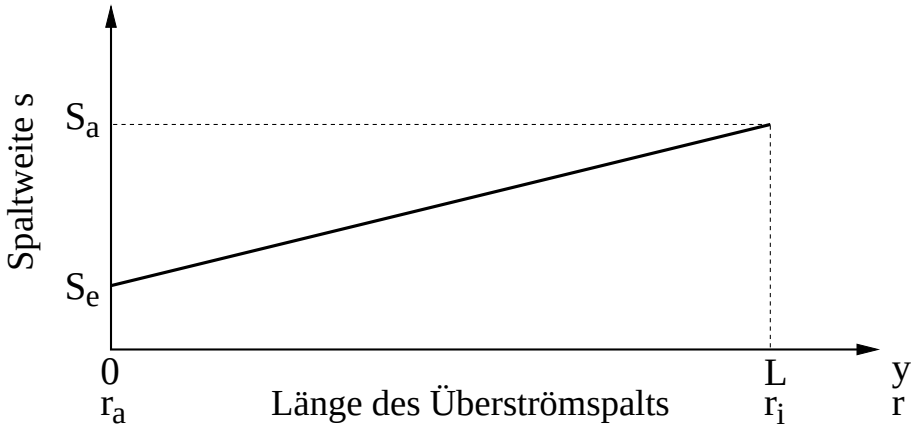

Bild 3.15: Spaltweitenverlauf des Überströmspalts für Axial- und Radialwendelverteiler

Die Zuweisung der Wendelkanaltiefe an die kanalseitigen Knoten des FE-Netzes erfolgt aufgrund der sich voneinander unterscheidenden, geometrischen Gestaltung von Axial- und Radialwendelverteilersystemen auf unterschiedliche Weise.

Die Bestimmung der Wendelkanaltiefe im Axialwendelverteiler erfolgt anhand der kartesischen Knotenkoordinaten. Aus den x- und z-Koordinaten, die die Position auf dem Grundkreis des Zylinders beschreiben (vergleiche Kapitel 3.2.1), können die Zylinderkoordinaten Radius r und Winkel u bestimmt werden. Die y-Koordinate kennzeichnet die axiale Position des Knotenpunkts auf dem Zylindermantel. Für einen beliebigen Knoten des Wendelkanals wird zunächst die Winkeldifferenz ϵ zum Kanalanfang bestimmt. Dabei wird berücksichtigt, ob sich der Knoten im ersten oder zweiten Umlauf des Wendelkanals um den Spiraldorn befindet. Die Kanaltiefe wird als Funktion der Wendelkanallänge definiert, so dass die Position des aktuellen Knotens in Kanalrichtung benötigt wird. Die Herleitung erfolgt anhand der Abwicklung des Wendelkanals in die Ebene, die in Bild 3.16 dargestellt ist.

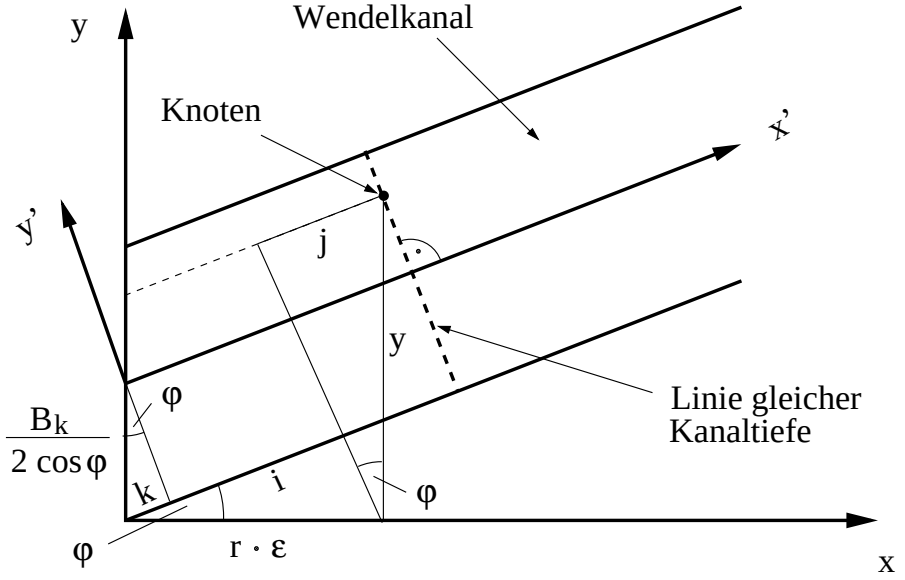

Bild 3.16: Ermittlung der Knotenposition in Wendelkanalrichtung (Axialwendelverteiler)

Bei der Berechnung der Kanaltiefe wird angenommen, dass alle auf einer Geraden senkrecht zur Kanalmittellinie liegenden Knoten die identische Kanaltiefe aufweisen. Aus der Winkeldifferenz ϵ, die der aktuelle Knotenpunkt zum Kanalanfang besitzt, resultiert eine Wegstrecke von $r \cdot \epsilon$ auf dem Grundkreis, wenn r der Radius der Zylinderebene ist. Unter Berücksichtigung des Steigungswinkels des Wendelkanals φ folgt für den Streckenabschnitt in Kanalrichtung x'

$$i \; = \; \epsilon \cdot r \cdot cos\, \varphi \, . \tag{3.48}$$

Aus der axialen y-Position des aktuellen Knotenpunktes lässt sich weiterhin eine zweite benötigte Strecke

$$j \;=\; y \cdot sin\,\varphi \tag{3.49}$$

ermitteln. Da sich die Wendelkanallänge auf die Mittellinie bezieht, lässt sich aus Bild 3.16 entnehmen, dass die Summe der Strecken i und j um den Betrag

$$k \;=\; \left(\frac{B_k}{2 \cdot cos\,\varphi}\right) \cdot sin\,\varphi \tag{3.50}$$

verringert werden muss. Für die Längenposition in Kanalrichtung, die dem aktuellen Knoten zugeordnet wird, ergibt sich

$$x' \;=\; i + j - k \;=\; \epsilon \cdot r \cdot cos\,\varphi + y \cdot sin\,\varphi - \left(\frac{B_k}{2 \cdot cos\,\varphi}\right) \cdot sin\,\varphi\,. \tag{3.51}$$

Unter Zugrundelegung eines linearen Verlaufs folgt für die Kanaltiefe

$$h(\,x'\,) \;=\; -\,\frac{H_0}{s_{k,eff}} \cdot x' + H_0\,, \tag{3.52}$$

wobei die effektive Kanallänge

$$s_{k,eff} \;=\; \frac{\left(L - 3 \cdot \left(\frac{B_k}{2 \cdot cos\,\varphi}\right)\right)}{sin\,\varphi} \tag{3.53}$$

beträgt. Die Baulänge L des Axialwendelverteilers wird dabei durch den Bezug auf die Kanalmitte und durch den Wendelkanalauslauf (h=0), der eine axiale Kanalbreite vor dem Ausgang des Verteilersystems positioniert ist, verringert, so dass die effektive Kanallänge $s_{k,eff}$ verbleibt. Die Kanaltiefe am Anfang des Wendelkanals beträgt $H_0 = h(x' = 0)$.

Die Kanaltiefenberechnung für die kanalseitigen Knoten des Radialwendelverteilermodells erfolgt anhand der Bogenlänge der die Kanalmitte beschreibenden Archimedischen Spirale. Der Kanaltiefenzuweisung liegt die Annahme zu Grunde, dass Knotenpunkte, die sich auf einer Linie senkrecht zur Kanalmittellinie befinden, die gleiche Kanaltiefe besitzen. Betrachtet man den Knoten P_1 in Bild 3.17, so wird deutlich erkennbar, dass sein Radiusvektor nicht senkrecht auf die Kanalmittellinie steht.

Die für Kreise allgemeingültige Orthogonalitätsbedingung ist für die Archimedische Spirale nur im Unendliche erfüllt. Der aus dem Schnitt von Radiusvektor und Kanalmittellinie resultierende Punkt P_2 dient als Startwert der iterativen Suche nach dem Punkt P_3, dessen Tangente an die Kanalmittellinie senkrecht zur Verbindungslinie $\overline{P_3P_1}$ ist. Für den Winkel ξ zwischen dem Tangentenvektor $\vec{t}$ und dem Vektor $\vec{d} = \overline{P_3P_1}$ im Punkt P_3 folgt aus dem Skalarprodukt die Forderung

$$cos\,\xi \;=\; \frac{\vec{d}\cdot\vec{t}}{|\vec{d}|\cdot|\vec{t}|} \;\overset{!}{=}\; 0\,. \tag{3.54}$$

Der Punkt P_3 auf der Kanalmittellinie ist derart festzulegen, dass der Winkel ξ den Wert 90° annimmt. Die Gerade $\overline{P_3P_1}$ stellt in diesem Fall die Linie gleicher Kanaltiefe dar, so dass dem Knoten P_1 dieselbe Kanaltiefe, wie dem Punkt P_3 auf der Kanalmittellinie zugeordnet ist.

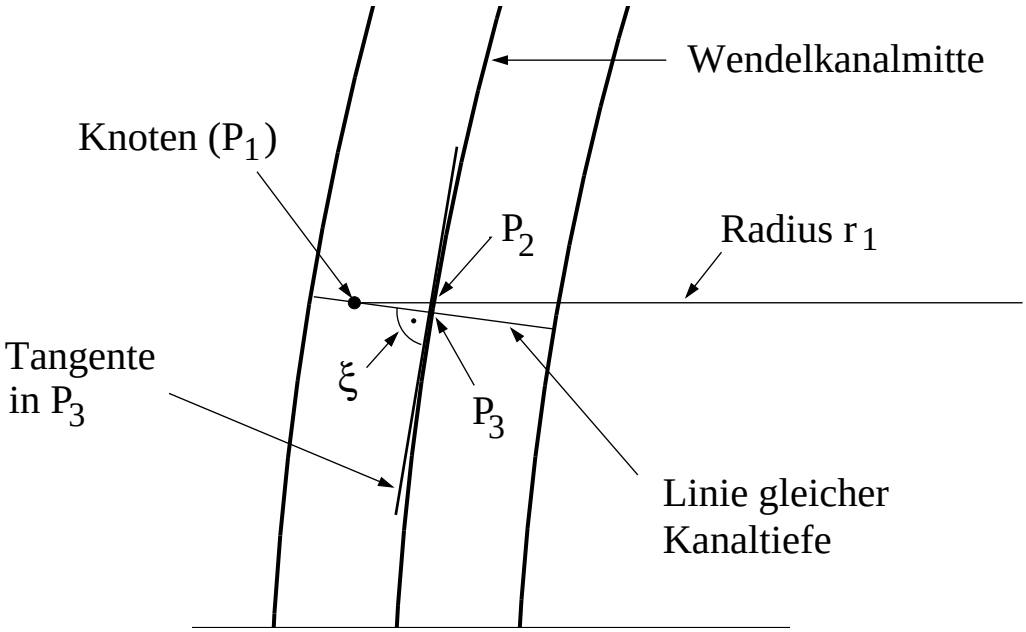

Bild 3.17: Ermittlung der Knotenposition in Wendelkanalrichtung (Radialwendelverteiler)

Die Kanaltiefe ist als Funktion der Bogenlänge der Kanalmittellinie definiert. Unter der Annahme eines linearen Verlaufs folgt für die Wendelkanaltiefe

$$h(s_m) \;=\; \frac{H_0}{(s_{m,0} - s_{m,aus})}\cdot(s_m - s_{m,0}) + H_0\,. \tag{3.55}$$

Die benötigten Werte der Bogenlänge des Wendelkanalanfangs $s_{m,0}$ und -auslaufs $s_{m,aus}$ ergeben sich aus der allgemeinen Definition der Bogenlänge der Archimedischen Spirale

$$s_m \;=\; \frac{a}{2} \cdot [\, arsinh\, \Phi + \Phi \cdot \sqrt{1+\Phi^2}\,]\,. \tag{3.56}$$

Der Anfang der Kanalmittellinie ist dabei durch den Winkel

$$\Phi_{m,0} = \frac{(r_a - \frac{B_k}{2})}{a} \tag{3.57}$$

gekennzeichnet. Der Wendelkanal läuft vor dem Ausgang des Verteilersystems aus, so dass der korrespondierende Winkel

$$\Phi_{m,aus} = \frac{(r_a - 0,9 \cdot (r_a - r_i))}{a} \tag{3.58}$$

resultiert. Um die Kanaltiefe des in Bild 3.17 betrachteten Knotens P_1 zu ermitteln, wird aus dem Winkel $\Phi_{m,3}$ des Punkts P_3 auf der Kanalmittellinie mittels Gleichung (3.56) die Bogenlänge $s_{m,3}$ bestimmt. Aus Gleichung (3.55) folgt mit $s_{m,3}$ die Kanaltiefe h_3 des Punkts P_3, die identisch mit der Kanaltiefe h_1 des Knotens P_1 ist.

Während sich die lokalen Schalendicken des FE-Netzes an den Stegknoten aus den berechneten Spaltweiten des Überströmspalts ergeben, setzen sich die Dickenwerte der Kanalknoten additiv aus den ermittelten Spaltweiten und Kanaltiefen zusammen. Aufgrund der Beschreibung des Kanaltiefen- und Spaltweitenverlaufs mittels der Schalendickenverteilung des FE-Netzes können diese geometrischen Größen unter Beibehaltung der Diskretisierung verändert werden. Die modifizierten Schalendicken werden einfach den FE-Knoten neu zugewiesen. Auf diese Weise ist es möglich, eine Vielzahl von Variationsrechnungen mit demselben Wendelverteilermodell durchzuführen. Erst im Fall der Modifikation geometrischer Größen, deren Veränderung die Diskretisierungsebene beeinflusst, wird die Erstellung eines neuen FE-Modells notwendig. Die Anwendung des Schalenmodells erweist sich für die praktische Werkzeugauslegung als sehr vorteilhaft, so dass sich das vorgestellte Auslegungskonzept für einen effizienten, iterativen Optimierungsprozess von Wendelverteilersystemen bestens eignet.

3.2.3 Knotengruppierungen und Randbedingungen

Neben den Knoten- und Elementinformationen, die aus der Diskretisierung des Wendelverteilermodells resultieren, sind ferner Knotengruppierungen notwendig. Diese Datensätze, die eine Aufzählung von Knotennummern enthalten, sind zum Zwecke des Pre- und Post-Processings, sowie der Strömungsberechnung erforderlich.
Um die Schalendickenverteilung im Modell zu berechnen, muss der Algorithmus, der die Schalendickenzuweisung steuert, zwischen Kanal- und Stegknoten unterscheiden. Dies wird durch das Gruppieren der Knoten jedes Wendelkanals erreicht.
Für das Auslesen von Ergebnisgrößen des Strömungsfelds werden ferner Knotengruppierungen benötigt. Exemplarisch sei die Gruppe der stegseitigen Knoten auf der Verbindungslinie Steg/Wendelkanal genannt, anhand derer man die Leckstromkurve entlang des Wendelkanals ermitteln kann.
Die Gruppierung der Elementknoten am Eingang und Ausgang des Verteilersystems ist von besonderer Bedeutung, da mittels dieser Gruppen die Randbedingungen für die Strömungssimulation zugeordnet werden. Den Eingangsknoten wird bei der Definition der Randbedingungen ein auf die Gesamtbreite des Eingangs bezogener Volumenstrom zugewiesen. Den Knoten am Ausgang des Verteilersystems wird hingegen der Druck $p = 0\,bar$ aufgeprägt, so dass der berechnete Maximaldruck gerade dem Druckabfall des Wendelverteilersystems entspricht. Der an den Ausgangsknoten ermittelte Volumenstrom stellt folglich eine Ergebnisgröße der Strömungssimulation dar und dient zur Kontrolle der Berechnungsgenauigkeit.
Die Gesamtheit aller Modelldaten, bestehend aus den Knotenkoordinaten, der Zuordnung der Knoten zu den Elementen (Elementkonnektivität), den Knotengruppierungen, sowie den Randbedingungen wird im UNIVERSAL-Format für die Strömungssimulation mit dem institutseigenen FEM-Softwarepaket SIMFLOW® bereitgestellt.

3.3 Optimierungskriterien

Für die Strömungsanalyse, sowie die Auslegung und Optimierung von Wendelverteilersystemen muss der Einfluss von geometrischen, rheologischen und verfahrenstechnischen Parametern auf das Strömungsfeld erfasst und quantifiziert werden. Durch die Definition aussagekräftiger Optimierungskriterien, die die Strömungsvorgänge im Verteilersystem charakterisieren, wird die Bewertung der Fließkanalgeometrie möglich. Im Rahmen des Auslegungskonzepts kommen verschiedene Optimierungskriterien zur Anwendung, die in Bezug auf die Produkt- und Prozessqualität relevant sind.

Ein wichtiges Qualitätsmerkmal für extrudierte Halbzeuge mit kreisringförmigem Querschnitt, wie Rohre und Schlauchfolien stellt die gleichmäßige azimutale Wanddickenverteilung dar. Voraussetzung hierfür ist, dass die Schmelzeströmung beim Verlassen des Extrusionswerkzeugs eine über den Umfang homogene Austrittsgeschwindigkeit aufweist. Darauf basierend lässt sich das wichtigste Optimierungskriterium für Wendelverteilerwerkzeuge ableiten, wonach die Abweichungen der Geschwindigkeitsverteilung am Ausgang des Verteilersystems zu minimieren sind. Berücksichtigt man ferner, dass der auf die Ausgangsbreite bezogene Volumenstrom das Produkt aus lokaler Geschwindigkeit und Spaltweite am Ausgang $q_a = v_a \cdot S_a$ ist, so kann das Hauptkriterium der Wendelverteilerauslegung folgendermaßen formuliert werden:

$$\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a} = \frac{\Delta q_a}{\bar{q}_a} \overset{!}{\rightarrow} min. \tag{3.59}$$

Bild 3.18 zeigt eine charakteristische Geschwindigkeitsverteilung am Austritt des Wendelverteilers in Form der relativen Abweichungen bezüglich des Mittelwerts. Der Verlauf über der Umfangskoordinate weist, entsprechend der Anzahl der Wendelkanäle, vier Maxima auf, die sich aus der Überlagerung der resultierenden Ringspaltströmung und des Restanteils Wendelströmung, der am Ausgang aufgrund der nicht vollständig abgeschlossenen Strömungsumlenkung verblieben ist, ergeben. Prinzipbedingt können die Unterschiede in der Austrittsgeschwindigkeitsverteilung nie vollkommen vermieden werden, jedoch besteht das Hauptziel der Optimierung in der Minimierung dieser Abweichungen.

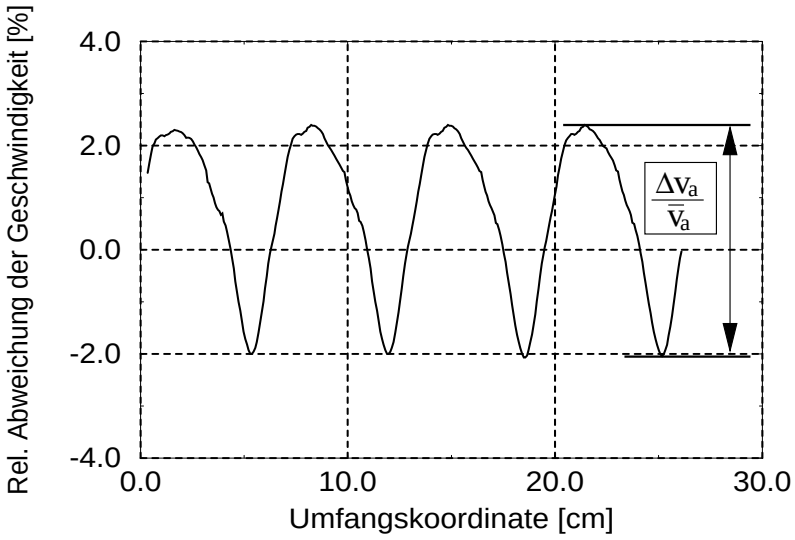

Bild 3.18: Relative Abweichung der Geschwindigkeitsverteilung am Ausgang des Wendelverteilersystems

Ein weiteres, wichtiges Optimierungskriterium für Wendelverteilersysteme ist der Strömungsübergang von der anfänglichen Wendelströmung in die resultierende Ringspaltströmung. Die kontinuierliche Strömungsumlenkung stellt eine intensive Vermischung der Schmelzeteilströme aus allen Wendelkanälen sicher, wodurch das Auftreten von Bindenähten und Fließmarkierungen im Extrudat vermieden werden kann.
Bei Axialwendelverteilern wird der Strömungsübergang mittels der Leckstromkurve charakterisiert, die den in axialer Richtung über den Steg abfließenden Volumenstrom entlang des Wendelkanals darstellt. Bild 3.19 zeigt eine typische Leckstromkurve, wobei sich der bezogene Volumenstrom q aus dem Produkt von lokaler Axialgeschwindigkeit v_{axial} und Spaltweite s ergibt. Anhand des Anfangswerts des Volumenstroms und der Steigung des Kurvenverlaufs kann die Charakteristik des Strömungsübergangs analysiert und bewertet werden. Je flacher die Leckstromkurve ansteigt, desto kontinuierlicher stellt sich die Strömungsumlenkung innerhalb des Verteilersystems dar.
Ferner kann der Winkel Ω, der die Orientierung der lokalen Geschwindigkeitsvektoren im Wendelkanal bezüglich der Grundkreisebene des zylindrischen Wendelverteilermodells (x-z-Ebene) kennzeichnet, zur Beschreibung der Strömungsumlenkung herangezogen werden. Bild 3.20 veranschaulicht die Definition des Umlenkwinkels Ω graphisch.

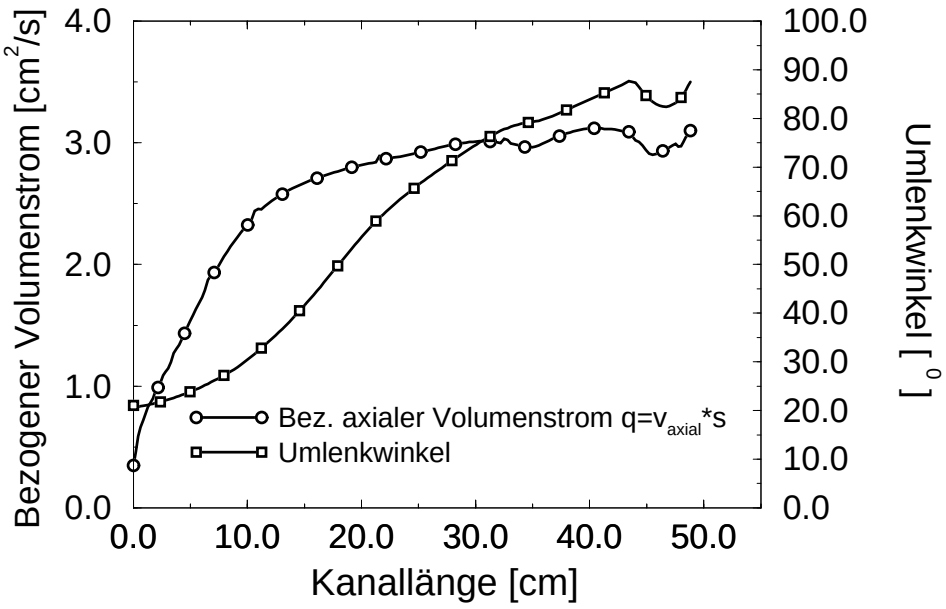

Bild 3.19: Axialer Leckstrom entlang des Wendelkanals

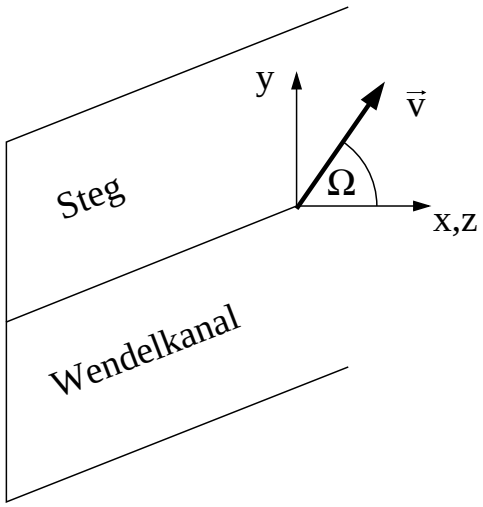

Bild 3.20: Definition des Umlenkwinkels Ω

Wertet man die Geschwindigkeitsvektoren der kanalseitigen Knoten auf der Verbindungslinie Wendelkanal/Steg vom Kanaleingang bis zum Ausgang des Verteilersystems aus, so lässt sich der Umlenkwinkel Ω über die Kanallänge darstellen. Der Verlauf, der in Bild 3.19 gezeigt ist, repräsentiert die Umlenkung der Strömung. Die Schmelze, die in den Wendelkanal

eintritt, fließt zunächst weitestgehend in Kanalrichtung, so dass der Winkel Ω einen Anfangswert annimmt, der annähernd dem Steigungswinkel des Wendelkanals φ entspricht. Mit zunehmender Kanallänge steigt der Umlenkwinkel, entsprechend dem Voranschreiten der Strömungsumlenkung sukzessive an, um am Ausgang des Wendelverteilersystems nahezu den Wert $\Omega = 90°$ anzunehmen. Der Umlenkwinkel $\Omega = 90°$ repräsentiert gerade die axiale Ringspaltströmung. Die in Bild 3.19 auftretenden Schwankungen am Ende der Verläufe von Leckstromkurve und Umlenkwinkel spiegeln die am Wendelverteilerausgang vorherrschenden Geschwindigkeitsunterschiede wider, die bereits in Bild 3.18 dargestellt worden sind.
Bei Radialwendelverteilersystemen erfolgt die Charakterisierung des Strömungsübergangs von der anfänglichen Wendelströmung in die resultierende, radiale Ringspaltströmung, analog zu den Axialwendelverteilern mittels der Leckstromkurve. In diesem Fall stellt die Leckstromkurve jedoch den bezogenen radialen Volumenstrom q, der über den Steg abfließt, als Produkt aus lokaler, radialer Geschwindigkeit v_{radial} und Spaltweite s dar. Bild 3.21 zeigt eine für Radialwendelverteilersysteme typische Leckstromkurve.

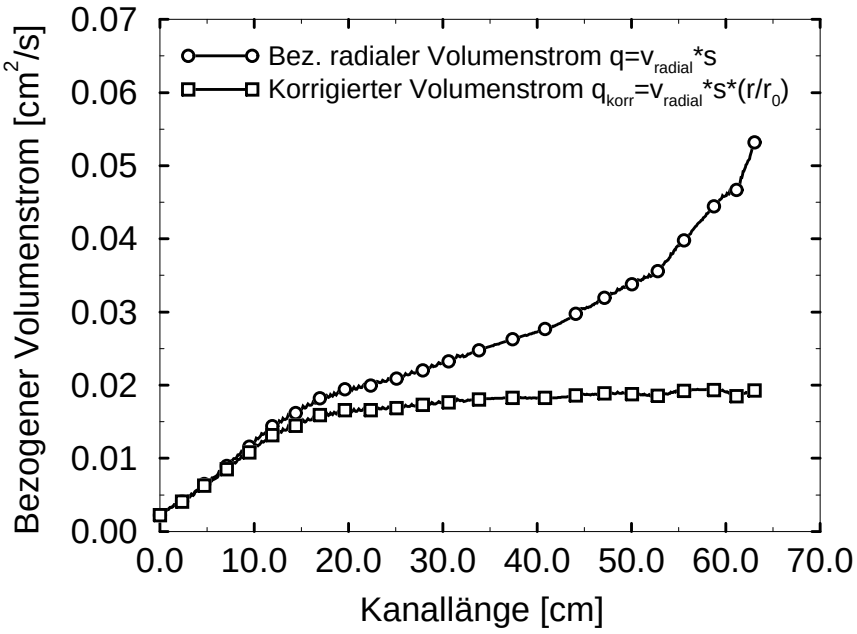

Bild 3.21: Radialer Leckstrom entlang des Wendelkanals

Aufgrund der Radiusreduktion mit zunehmender Kanallänge ergibt sich ein in Richtung Ausgang stark ansteigender Verlauf der Leckstromkurve. Durch die Einführung des Korrekturfaktors $(\frac{r}{r_0})$, der das Verhältnis aus dem Radius des aktuellen Knotenpunkts r und dem Radius des Anfangsknotenpunktes r_0 darstellt, kann der Einfluss des sich verändernden Radius auf die Leckstromkurve eliminiert werden. In der Folge erhält man die von axialen Wendelverteilern bekannte Charakteristik des Strömungsübergangs, die in Bild 3.21 ebenfalls graphisch veranschaulicht ist. Die bezüglich des Radius korrigierte Leckstromkurve erlaubt die einheitliche, konzeptübergreifende Bewertung von Radial- und Axialwendelverteilern.

Das dritte Optimierungskriterium für die Auslegung von Wendelverteilersystemen ist der Druckverlust Δp. In Bild 3.22 ist eine charakteristische Druckverteilung im Radialwendelverteilersystem exemplarisch gezeigt, aus der der Druckabfall entlang des Fließwegs entnommen werden kann. Anhand der Umorientierung der Isobaren lässt sich die Strömungsumlenkung innerhalb des Verteilersystems erkennen. Im Hinblick auf die Verarbeitung hochviskoser, thermoplastischer Kunststoffschmelzen sollte das Verteilersystem einen moderaten Druckverbrauch aufweisen, um die dissipative Temperaturerhöhung in der Schmelze, den Energieverbrauch, sowie eine potentielle Durchbiegung der Verteilerscheiben zu begrenzen.

Weiterhin sind die auftretenden Wandschubspannungen und Wandschergeschwindigkeiten bei der Auslegung des Verteilersystems zu beachten. Bild 3.23 stellt die Schergeschwindigkeitsverteilung im Radialwendelverteiler dar. Die höchsten $\dot{\gamma}$-Werte treten im Bereich des engen Überströmspalts zu Beginn der Wendelkanäle auf, wo die Schmelze in radialer Richtung über den Steg abfließt. Die maximale Schergeschwindigkeit ist im Fall von scher- und temperaturempfindlichen Materialien als weiteres Optimierungskriterium zur Bewertung der Fließkanalgeometrie heranzuziehen, um den mechanisch-thermischen Energieeintrag in die Schmelze zu begrenzen. Insbesondere sind lokale, dissipativ bedingte Temperaturspitzen, die zu Materialschädigung und -abbau führen können, zu vermeiden. Ferner ist die kritische Wandschubspannung bei der Verarbeitung wandgleitender Schmelzen zu berücksichtigen. Der materialabhängige und temperaturinvariante Schubspannungsgrenzwert sollte im Wendelverteilersystem nicht überschritten werden, um Haft-Gleit-Effekte, die sich in Oberflächenmarkierungen der Extrudate widerspiegeln, zu vermeiden.

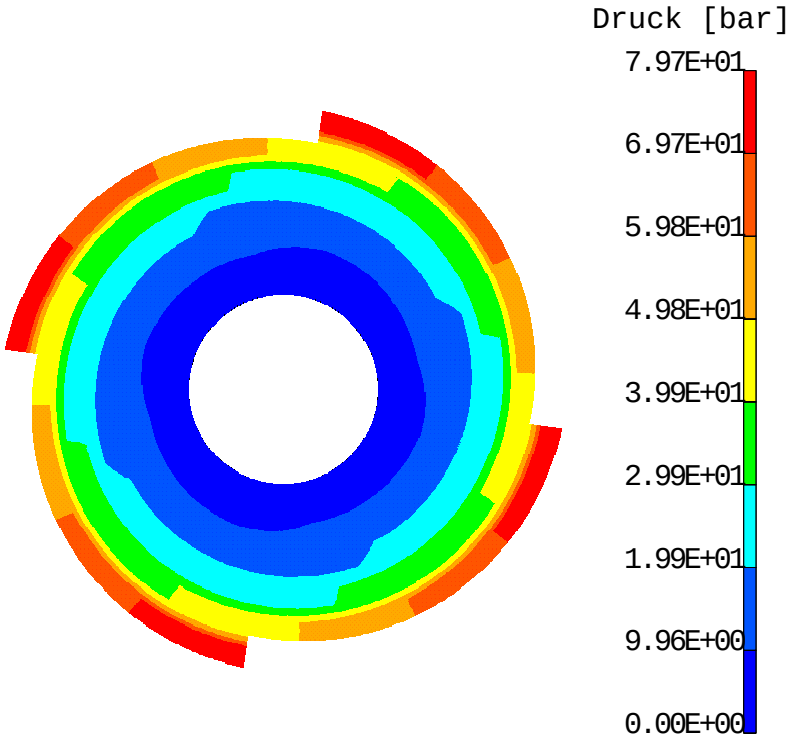

Bild 3.22: Druckverteilung im Radialwendelverteiler

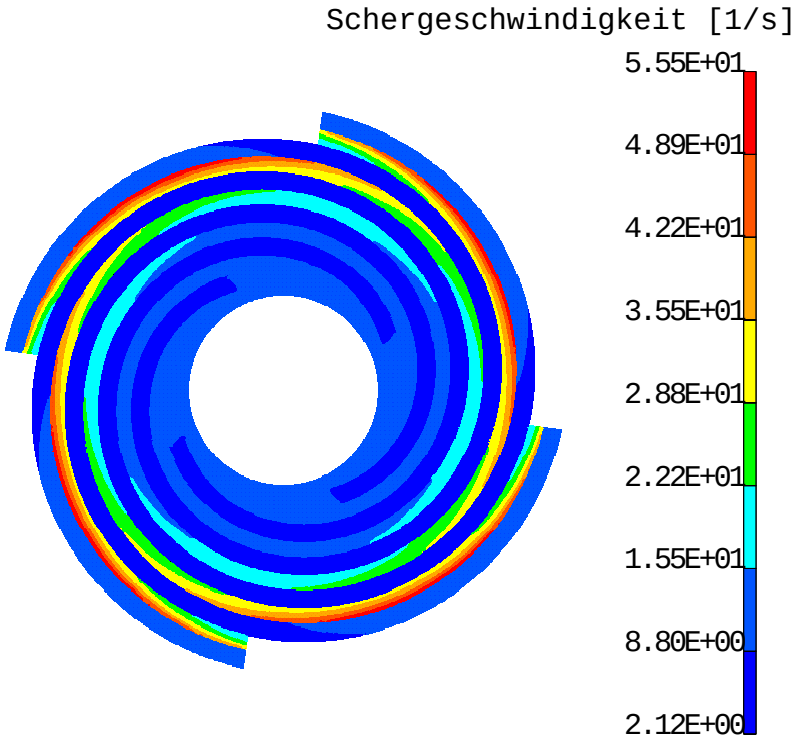

Bild 3.23: Schergeschwindigkeitsverteilung im Radialwendelverteiler

3.4 Bestimmung eines praxisrelevanten, U-förmigen Wendelkanalquerschnitts

Das Schalenmodell, das für die Berechnung des Strömungsfelds und die Auslegung des Wendelverteilersystems Anwendung findet, stellt ein Zweiplattenmodell dar. Dem Wendelkanal wird dabei ein Rechteckkanalquerschnitt zugrunde gelegt, wobei die Schmelze an der oberen und unteren Begrenzungsfläche anhaftet. Die Materialhaftung an den seitlichen Kanalwandungen wird hingegen durch das Schalenmodell nicht berücksichtigt. Für Fließkanäle, deren Kanaltiefe verglichen mit der Kanalbreite klein ist $\left(\frac{H}{B} < 0,1\right)$, ist diese Vereinfachung zulässig, da der Einfluss der Seitenwände auf das Strömungsfeld gering ausgeprägt ist. Demzufolge kann das Schalenmodell auf die Strömung im Überströmspalt des Wendelverteilersystems direkt angewendet werden. Die Wendelkanäle können hingegen, insbesondere im Eingangsbereich Verhältnisse von Kanaltiefe zu Kanalbreite $\frac{H}{B} \leq 1$ aufweisen, so dass der Einfluss der Schmelzehaftung an den seitlichen Kanalwandungen auf das Strömungsfeld nicht mehr vernachlässigbar ist.
Aus diesem Grund beinhaltet das Auslegungskonzept für Wendelverteilersysteme die Umwandlung des Rechteckkanals mit der Breite B_{Recht} und der Tiefe H_{Recht} in ein praxisrelevantes, U-förmiges Wendelkanalprofil mit dem Radius R_U und der Tiefe H_U unter Berücksichtigung des Einflusses der Seitenwandungen mittels F_p-Formfaktoren [12]. In Bild 3.24 ist der Kanalquerschnitt vor und nach der Transformation der Geometrie dargestellt.

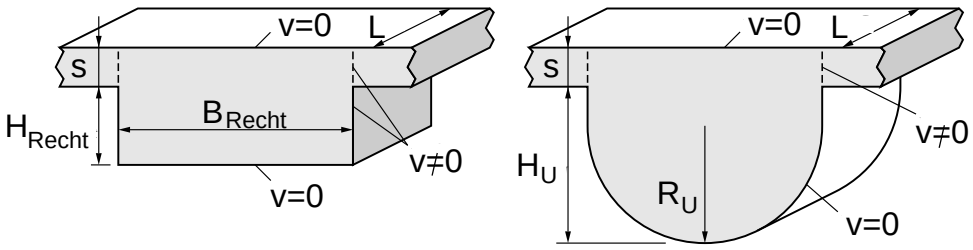

Bild 3.24: Kanalquerschnitt vor und nach der Geometrieumwandlung

Die Kanaltiefe im U-Profil wird unter der Voraussetzung $R_U = \frac{B_{Recht}}{2}$ aus der Beziehung

$$\dot{V}_U\left(R_U, H_U, s, L, \Delta p\right) \;=\; \dot{V}_{Recht}\left(B_{Recht}, H_{Recht}, s, L, \Delta p\right) \qquad (3.60)$$

kanalabschnittsweise iterativ ermittelt. Dabei sind $\dot{V}_{Recht}$ und $\dot{V}_U$ die Volumenströme im rechteckigen und U-förmigen Kanal, sowie L die Länge und Δp der Druckabfall im betrachteten Kanalabschnitt. Die Überführung der Kanalgeometrie muss abschnittsweise erfolgen, da sich der Querschnitt des Verteilerkanals sukzessive ändert. Die beiden Verteilerkanalgeometrien sind, gemäß Gleichung (3.60) in Bezug auf den Fließwiderstand äquivalent, so dass sich durch die Umwandlung des Kanalquerschnitts in Verbindung mit dem unveränderten Überströmspalt eine identische Charakteristik des Strömungsübergangs im Wendelverteilersystem ergibt. Bild 3.25 stellt den Kanaltiefenverlauf für den rechteckigen und U-förmigen Wendelkanal über die Kanallänge dar. Die Zunahme der Kanaltiefe durch die Umwandlung in das U-Profil erklärt sich einerseits durch die Haftung der Schmelze an den seitlichen Kanalwandungen und andererseits durch die unterschiedliche Kanalquerschnittsgeometrie.

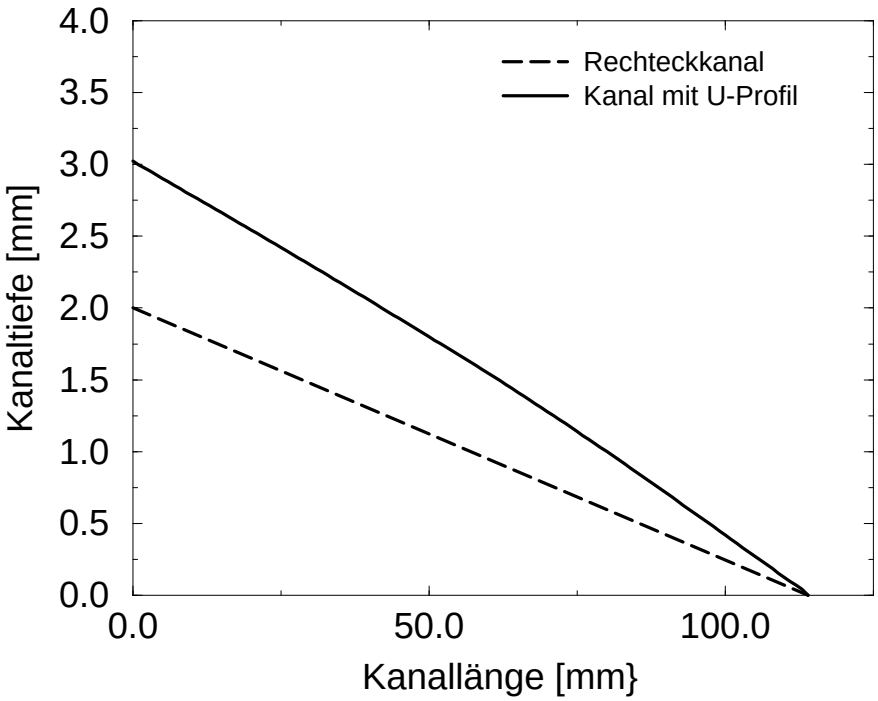

Bild 3.25: Kanaltiefenverlauf für den rechteckigen und U-förmigen Wendelkanal

3.5 Erweiterung des Auslegungskonzepts unter Einbeziehung der Nachfolgezonen

Innerhalb des Extrusionswerkzeugs schließen sich an das Wendelverteilersystem Nachfolgezonen an, denen die Aufgabe zukommt, die Schmelzeströmung mit kreisringförmigem Querschnitt in die am Werkzeugausgang gewünschte Dimension zu überführen. Um die dabei ablaufenden Strömungsvorgänge zu untersuchen, wurde das modellgestützte Auslegungskonzept für Wendelverteiler unter Einbeziehung der Nachfolgezonen erweitert.
Anhand der Analyse des Systems „Wendelverteiler mit Nachfolgezonen“ können Aussagen zum Gesamtdruckverbrauch des Werkzeugs vorgenommen werden. Ferner ermöglicht die Betrachtung der Wandschergeschwindigkeiten und -schubspannungen die korrekte Dimensionierung der Spaltweiten in den Nachfolgezonen. Schließlich kann die Entwicklung der Austrittsgeschwindigkeitsverteilung der das Verteilersystem verlassenden Schmelze entlang der Nachfolgezonen bis zum Werkzeugausgang verfolgt werden, wodurch genauere Rückschlüsse auf die resultierende, azimutale Wanddickenverteilung des Extrudats ermöglicht werden.

Die Fließkanäle der Nachfolgezonen stellen Ringspalte dar, deren Spaltweiten verglichen mit dem Durchmesser klein sind, so dass die Strömungssimulation mittels des Schalenmodells gemäß Kapitel 3.1.3 erfolgen kann. Hierzu wird, dem Auslegungskonzept für Wendelverteiler entsprechend eine geometrische Beschreibung der Fließkanalstrukturen benötigt.
Bild 3.26 zeigt exemplarisch das Drahtmodell eines Radialwendelverteilersystems mit Nachfolgezonen. Die geometrische Beschreibung des Verteilersystems basiert dabei auf den in Kapitel 3.2.1 dargestellten Grundlagen. An den Wendelverteilerausgang schließt sich sodann eine kurze Parallelzone an, gefolgt von einer konischen Zone, die wiederum in eine zweite Parallelzone übergeht. Das Ende der zweiten Parallelzone stellt den Werkzeugausgang dar.

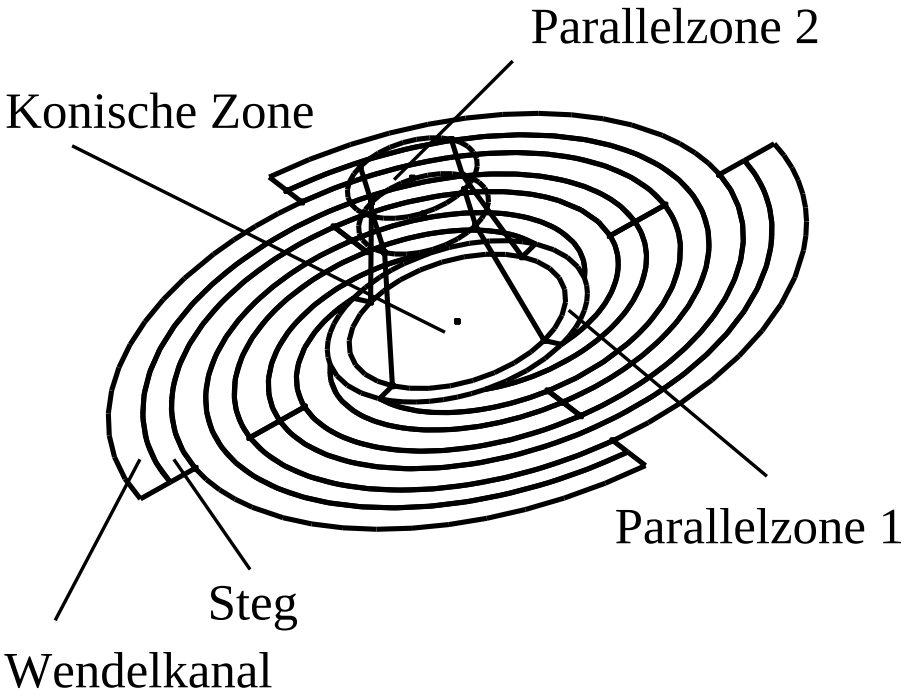

Bild 3.26: Drahtmodell des Radialwendelverteilersystems mit Nachfolgezonen

Für die Diskretisierung des Schmelzekontinuums im Verteilersystem und in den Nachfolgezonen werden entsprechend dem Schalenmodell dreieckige Schalenelemente verwendet. Die Spaltweitenverteilung in den Nachfolgezonen wird dabei durch die lokale Schalendicke an den Knotenpunkten des FE-Netzes repräsentiert. Auf diese Weise können mit demselben diskretisierten Modell verschiedene Spaltweitenverläufe simuliert werden, wodurch eine exakte Dimensionierung des Strömungskanals bei minimalem Modellierungsaufwand resultiert. Bild 3.27 zeigt das vollständig diskretisierte Modell des Radialwendelverteilersystems mit Nachfolgezonen.
Das erweiterte Auslegungskonzept kann in analoger Weise auf axiale Wendelverteilersysteme mit Nachfolgezonen angewendet werden. Der Einsatz des erweiterten Auslegungskonzepts stellt sich insbesondere in solchen Fällen vorteilhaft dar, bei denen die geometrischen Eckdaten des Gesamtwerkzeugs schon vor der Auslegung des Verteilersystems exakt feststehen. Anderenfalls ist auch die separate Betrachtung der Nachfolgezonen mit Hilfe des Schalenmodells möglich, so dass eine getrennte Auslegung von Wendelverteilersystem und Nachfolgezonen erfolgen kann.

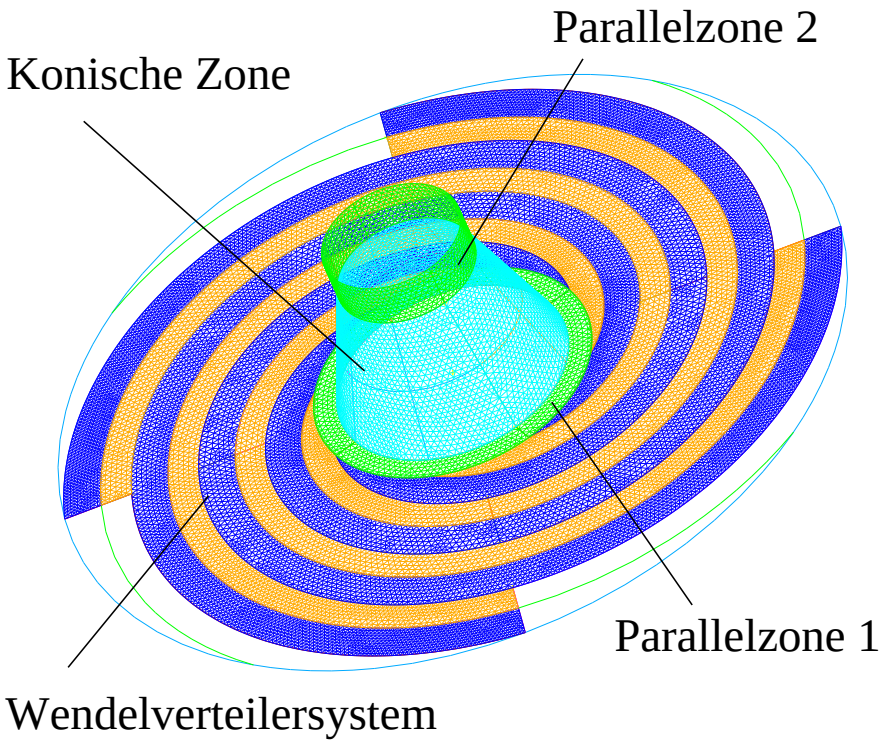

Bild 3.27: Vollständig diskretisiertes Modell des Radialwendelverteiler-systems mit Nachfolgezonen

Kapitel 4

Numerische Analyse von Wendelverteilersystemen

Im Rahmen dieses Kapitels wird das Wendelverteilersystem umfassend analysiert. Hierzu wird der Einfluss geometrischer, rheologischer und verfahrenstechnischer Parameter auf das Strömungsfeld betrachtet. Ferner werden Untersuchungsergebnisse zur Ausbildung von Stagnationszonen im Verteilersystem dargestellt und diskutiert. Abschließend erfolgt die Analyse des Systems „Wendelverteiler mit Nachfolgezonen“, die mit Hilfe des erweiterten Auslegungskonzepts durchgeführt wurde.

4.1 Untersuchung des Einflusses von sensitiven Größen auf das Strömungsfeld

Das sich innerhalb der komplexen Fließkanalgeometrie des Wendelverteilersystems ausbildende Strömungsfeld unterliegt einer Vielzahl von geometrischen, rheologischen und verfahrenstechnischen Einflussgrößen. Die Kenntnis des Einflusses dieser Parameter auf die Schmelzeströmung ist die Grundvoraussetzung für ein vertieftes Verständnis der ablaufenden Strömungsvorgänge, sowie für die systematische und effiziente Auslegung und Optimierung der Fließkanalgeometrie des Verteilersystems. Die Bewertung der Sensitivität der nachfolgend untersuchten Größen erfolgt anhand der in Kapitel 3.3 abgeleiteten Optimierungskriterien für Wendelverteilersysteme.

4.1.1 Geometrische Parameter

Die Auslegung von Wendelverteilersystemen erfolgt anhand der Optimierung der Fließkanalgeometrie mit dem vorrangigen Ziel einer gleichmäßigen Schmelzeverteilung. Um die geometrischen Größen exakt aufeinander abstimmen zu können, ist die Kenntnis der Stärke und Art ihres Einflusses auf das Strömungsfeld erforderlich. Hierzu wurden numerische Untersuchungen durchgeführt, wobei der zu betrachtende Geometrieparameter stets unter Beibehaltung der sonstigen Fließkanalgeometrie variiert wurde.

4.1.1.1 Kanalanfangstiefe

Die Kanalanfangstiefe H_0, die am Eingang des Wendelkanals vorliegt, beeinflusst den gesamten Verlauf der Wendelkanaltiefe, der als lineare Funktion der Kanallänge definiert ist.
Bild 4.1 zeigt die Leckstromkurven in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe exemplarisch für ein Radialwendelverteilersystem. Man erkennt den stark ausgeprägten Einfluss der anfänglichen Wendelkanaltiefe H_0 auf die Charakteristik des Strömungsübergangs.

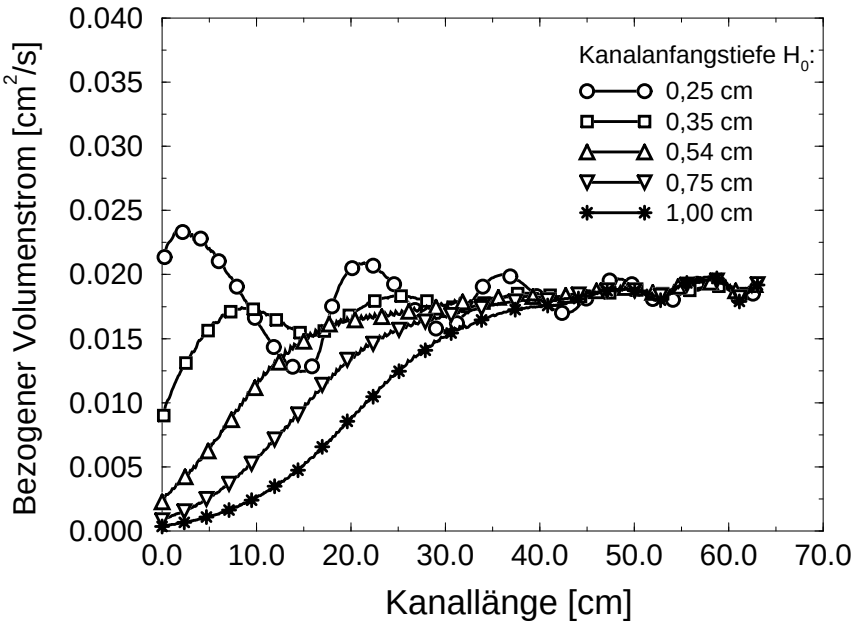

Bild 4.1: Leckstromkurven in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0

Für tief geschnittene Wendelkanäle resultiert eine äußerst harmonische Strömungsumlenkung von der anfänglichen Wendelströmung in die resultierende Ringspaltströmung. Mit abnehmender Kanalanfangstiefe steigt der Anfangswert sowie die Steigung der Leckstromkurve an, so dass sich der Strömungsübergang sukzessive weniger kontinuierlich darstellt.

Aus Bild 4.2, das die Schergeschwindigkeitsverteilung im Wendelverteilersystem für drei unterschiedliche H_0-Werte illustriert, geht die Veränderung des Strömungsübergangs nochmals deutlich hervor. Aufgrund des großen Fließwiderstands im Falle flach geschnittener Wendelkanäle ($H_0 = 0,25\,cm$) fließt die Schmelze im Wesentlichen im Eingangsbereich in radialer Richtung über den Steg ab. Da der Überströmspalt am Steganfang eng ist, resultieren hieraus hohe, maximale Schergeschwindigkeiten von $\dot{\gamma}_{max} = 350\,s^{-1}$. Mit zunehmender Kanalanfangstiefe strömt die Schmelze vermehrt in Kanalrichtung und verbleibt länger in den Wendeln, so dass sich der Strömungsübergang sukzessive Richtung Verteilerausgang verschiebt. Für das Verteilersystem mit großer Kanalanfangstiefe ($H_0 = 1,0\,cm$) erstreckt sich die Strömungsumlenkung über einen weiten Bereich der Kanallänge. Da das Gros der Schmelze erst in Kanalabschnitten mit größeren Überströmspaltweiten über den Steg abfließt, ergeben sich signifikant kleinere Werte der maximalen Schergeschwindigkeit von $\dot{\gamma}_{max} = 20\,s^{-1}$.

Bild 4.3 zeigt die Abweichungen der Austrittsgeschwindigkeitsverteilung über die Kanalanfangstiefe aufgetragen. Der Kurvenverlauf weist für $H_0 = 0,35\,cm$ ein Minimum auf. Größere H_0-Werte führen einerseits zu einer weniger gleichmäßigen Austrittsgeschwindigkeitsverteilung. Ursächlich hierfür ist die Strömungsumlenkung, die in Richtung des Wendelverteilerausgangs verschoben und dadurch weniger abgeschlossen ist, so dass ein größerer Restanteil Wendelströmung verbleibt, der die resultierende Ringspaltströmung überlagert. Andererseits ergibt sich für abnehmende Wendelkanaltiefen ($H_0 < 0,35\,cm$) ein signifikanter Anstieg der Abweichungen. Der zunehmend rasche Strömungsübergang, der auf den Wendelkanaleingang beschränkt ist, führt dabei zu einer unzureichenden Vermischung der Schmelzeteilströme aus den einzelnen Wendeln, so dass die Gleichmäßigkeit der azimutalen Schmelzeverteilung drastisch abnimmt.

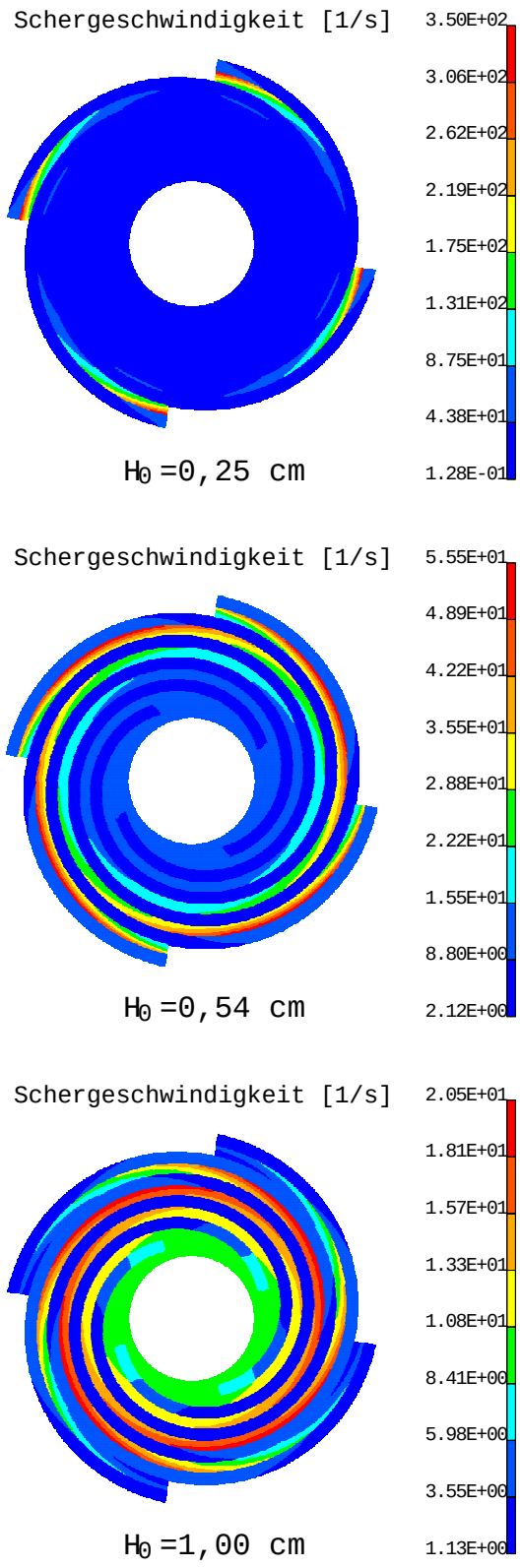

Bild 4.2: Schergeschwindigkeitsverteilungen in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0

Weiterhin stellt Bild 4.3 den Einfluss der Wendelkanaltiefe auf den Druckverlust des Verteilersystems dar. Die mit abnehmender Kanalanfangstiefe bei konstantem Überströmspalt einhergehende Reduzierung der Strömungsquerschnitte hat einen überproportionalen Anstieg des Druckabfalls im Wendelverteilersystem zur Folge.

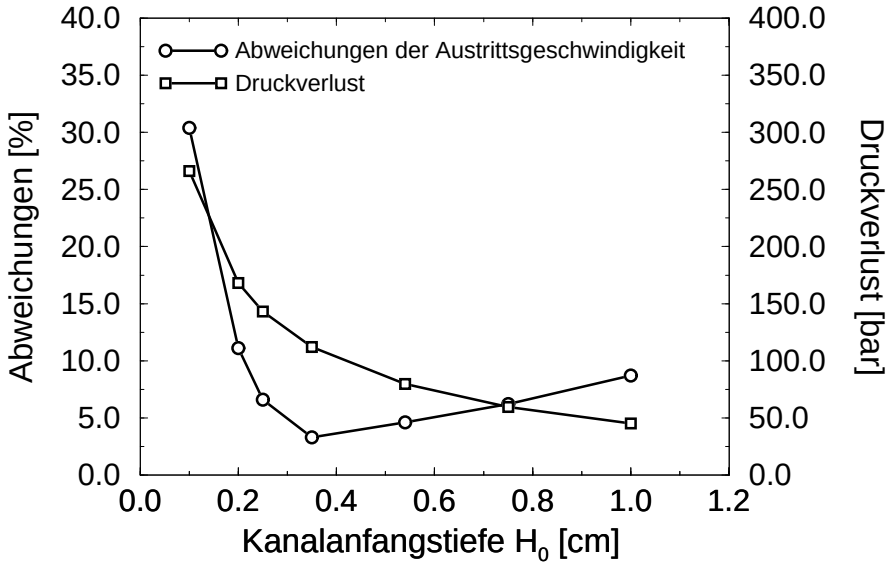

Bild 4.3: Abweichungen der Austrittsgeschwindigkeitsverteilung und Druckverlust in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0

Die Kanalanfangstiefe H_0 besitzt sowohl auf die Schmelzeverteilung und den Strömungsübergang, als auch auf den Druckverbrauch und das Schergeschwindigkeitsniveau des Wendelverteilers einen signifikanten Einfluss. Diese geometrische Größe kann auf Grund dessen vorteilhaft zur Optimierung von Wendelverteilersystemen herangezogen werden.

4.1.1.2 Spaltweiten des Überströmspalts

Der Spaltweitenverlauf des Überströmspalts, der gemäß Kapitel 3.2.2 linear angenommen wird, ist für axiale und radiale Wendelverteilersysteme gleichermaßen durch die Spaltweite am Eingang S_e und die Spaltweite am Ausgang S_a gekennzeichnet. Für die Darstellung des Einflusses dieser Größen auf das Strömungsfeld wird deshalb exemplarisch ein Axialwendelverteilersystem herangezogen.
Zunächst soll die Austrittsspaltweite S_a betrachtet werden. Durch die

Veränderung dieser Größe, die verglichen mit der Spaltweite am Eingang im Allgemeinen eine deutlich größere Dimension aufweist, wird der komplette Spaltweitenverlauf beeinflusst. Bild 4.4 zeigt die Volumenstromverteilung am Ausgang des Wendelverteilersystems, die periodische Schwankungen entsprechend der Wendelanzahl (hier: 4 Wendelkanäle) aufweist.

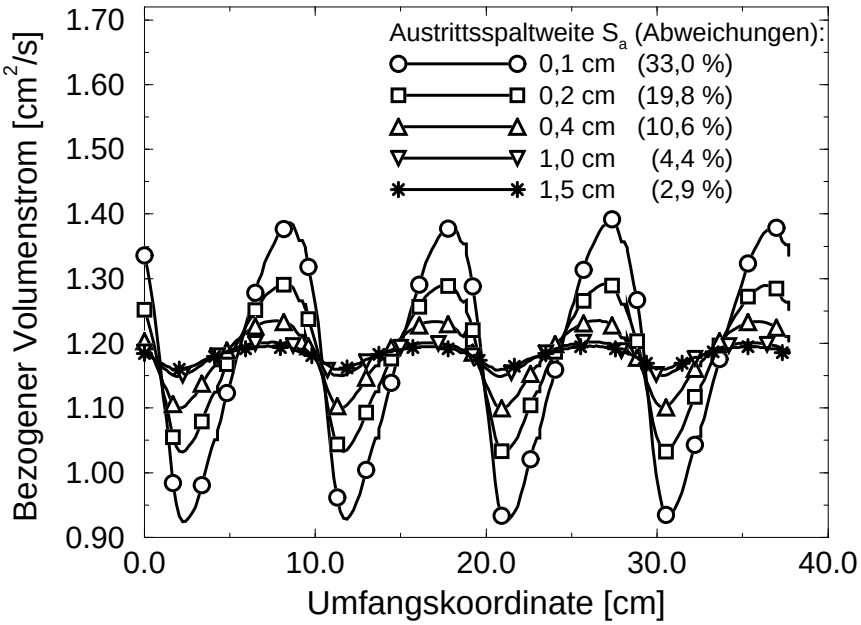

Bild 4.4: Volumenstromverteilung am Ausgang des Wendelverteilersystems in Abhängigkeit der Spaltweite am Ausgang S_a

Die Gleichmäßigkeit der Austrittsverteilung hängt dabei maßgeblich von der Spaltweite S_a am Ausgang ab. Für große Austrittsspaltweiten resultiert eine sehr gleichmäßige Volumenstromverteilung, die sich durch geringe Abweichungen auszeichnet. Mit abnehmendem S_a-Wert nehmen die Abweichungen entlang des Umfangs signifikant zu. Ursächlich ist die sich verändernde Charakteristik des Strömungsübergangs, die anhand der Leckstromkurven in Bild 4.5 dargestellt ist. Mit abnehmender Austrittsspaltweite wird das Abfließen der Schmelze in den enger werdenden Überströmspalt erschwert, wodurch die Kontinuität des Strömungsübergangs schrittweise zunimmt. Dadurch wächst die verbleibende Wendelströmungskomponente am Ende der Wendelkanäle an, deren Überlagerung mit der Rinspaltströmung die erhöhten Abweichungen der Austrittsverteilung induziert.

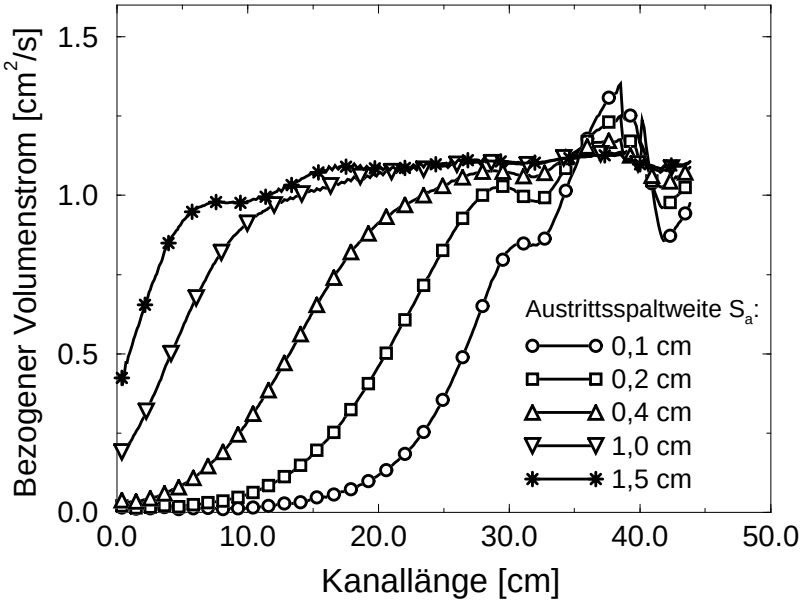

Bild 4.5: Leckstromkurven in Abhängigkeit der Spaltweite am Ausgang S_a

Ferner beeinflusst die Spaltweite am Ausgang, gemäß Bild 4.6 den Druckverbrauch und das Schergeschwindigkeitsniveau im Wendelverteilersystem in erheblichem Maße. Sowohl der Druckabfall entlang des Fließwegs der Schmelze, als auch die auftretende, maximale Schergeschwindigkeit steigen mit abnehmender Austrittsspaltweite an. Insbesondere im Bereich kleiner S_a-Werte ergibt sich ein überproportionaler Anstieg der beiden Optimierungskriterien.

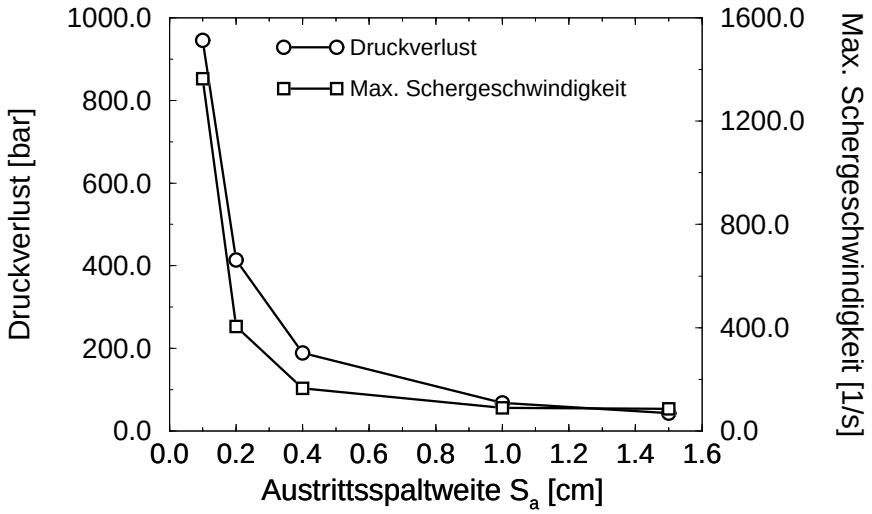

Bild 4.6: Einfluss der Austrittsspaltweite S_a auf den Druckverlust und die maximale Schergeschwindigkeit

Die Eintrittsspaltweite S_e wird grundsätzlich kleiner als die Spaltweite am Ausgang gewählt, so dass sich ein in Extrusionsrichtung ansteigender Überströmspalt ergibt. In Tabelle 4.1 sind der Druckverlust Δp, die Abweichungen der Austrittsverteilung $\frac{\Delta q}{q}$ und die maximale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$ für verschiedene S_e-Werte des betrachteten Axialwendelverteilersystems zusammengefasst.

S_e [cm]	0,01	0,07	0,1	0,15	0,2	0,3
Δp [bar]	91	81	76	69	63	53
$\frac{\Delta q}{q}$ [%]	5,63	5,53	5,48	5,47	5,45	5,26
$\dot{\gamma}_{max}$ [s^{-1}]	102	88	83	77	80	88

Tabelle 4.1: Optimierungskriterien in Abhängigkeit der Spaltweite am Eingang S_e

Da die geometrische Größe S_e den gesamten Spaltweitenverlauf im Verteilersystem nur wenig beeinflusst, ist die Wirkung von S_e auf das Strömungsfeld im Vergleich zur Austrittsspaltweite wesentlich schwächer ausgeprägt. Insbesondere stellt sich die Volumenstromverteilung am Ausgang des Wendelverteilersystems annähernd unabhängig von der Eintrittsspaltweite dar. Ferner führt die Reduzierung von S_e um den Faktor 30 (0,3 cm $\rightarrow$ 0,01 cm) lediglich zu einer Erhöhung des Druckverlustes von 53 bar auf 91 bar.
Demgegenüber besitzt die Eintrittsspaltweite auf die lokalen Strömungsvorgänge im Eingangsbereich des Wendelverteilersystems einen nennenswerten Einfluss. Bild 4.7 zeigt die Leckstromkurven für die verschiedenen Werte der Spaltweite am Eingang. In Abhängigkeit von S_e resultieren unterschiedlich große, anfängliche Leckströme. Mit zunehmender Spaltweite sinkt der Fließwiderstand des Überströmspalts am Steganfang ab, so dass sich der Volumenstrom, der am Wendelkanaleingang über den Steg abfließt, drastisch erhöht. Im weiteren Verlauf der Kanallänge nähern sich die Leckstromkurven sukzessive einander an, um schließlich kongruent zu verlaufen. Hieraus lässt sich nochmals deutlich erkennen, dass der Geometrieparameter S_e für die globale Schmelzeverteilung eine untergeordnete Bedeutung besitzt. Dennoch können extreme, anfängliche Leckströme zu lokalen Strömungsphänomenen, wie dem Auftreten von Stagnationszonen führen, die in Bezug auf die Wendelverteilerauslegung zu beachten sind. In diesem Zusammenhang sei auf Kapitel 4.2.1 verwie-

sen, in dem der Einfluss der Leckstromstärke auf das Strömungsfeld näher untersucht wird.

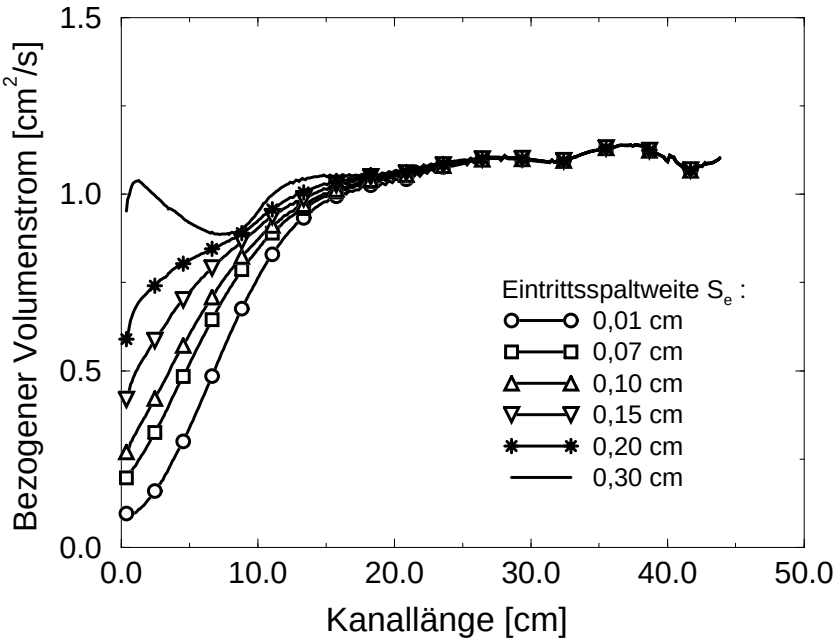

Bild 4.7: Leckstromkurven in Abhängigkeit der Spaltweite am Eingang S_e

Zusammenfassend lässt sich konstatieren, dass die Austrittsspaltweite S_a, aufgrund ihres ausgeprägten Einflusses auf alle Optimierungskriterien, eine bedeutsame Stellgröße für die Auslegung von Wendelverteilersystemen darstellt. Die Eintrittsspaltweite S_e ist hingegen in Bezug auf die Ausbildung des Strömungsfelds weniger wirksam. Sie kann jedoch zur Anpassung des anfänglichen Leckstroms vorteilhaft herangezogen werden.

4.1.1.3 Anzahl der Wendelkanäle

Der Einfluss der Wendelanzahl n auf die Optimierungskriterien wird anhand eines axialen Wendelverteilersystems betrachtet. Für die Untersuchungen wird der Durchmesser D und das Breitenverhältnis von Wendelkanal und Steg $\frac{B_K}{B_{St}}$ konstant gehalten. Die Wendelanzahl n beeinflusst somit die Kanal- und Stegbreite in gleicher Weise. Tabelle 4.2 stellt die Kanal- und Stegbreite, sowie den Druckverlust Δp, die Abweichungen der Austrittsverteilung $\frac{\Delta q}{q}$ und die maximale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$

in Abhängigkeit von der Wendelanzahl n dar. Die Ergebnisse lassen erkennen, dass die Anzahl der Wendelkanäle die Volumenstromverteilung am Wendelverteilerausgang maßgeblich beeinflusst. Mit zunehmender Wendelanzahl verringern sich die Abweichungen signifikant. Beim Übergang von vier auf acht Wendelkanäle sinkt die Varianz von $5,1\,\%$ auf $2,0\,\%$ ab. Die größere Zahl von Überlappungen der Wendeln führt zu einer intensiveren Vermischung der Schmelzeteilströme, woraus eine gleichmäßigere, azimutale Schmelzeverteilung resultiert.

n [-]	B_K [cm]	B_{St} [cm]	$\Delta\, p$ [bar]	$\frac{\Delta q}{q}$ [%]	$\dot{\gamma}_{max}$ [s^{-1}]
4	1,5	1,25	94	5,1	111
6	1,0	0,83	97	3,1	104
8	0,75	0,625	99	2,0	101

Tabelle 4.2: Austrittsverteilung in Abhängigkeit von der Wendelanzahl n

Ferner geht aus Tabelle 4.2 hervor, dass der Druckverlust des Verteilersystems, sowie die darin auftretenden, maximalen Schergeschwindigkeiten nahezu unabhängig von der Wendelanzahl n sind. Die Verdoppelung von vier auf acht Wendelkanäle führt, aufgrund des im Simulationsmodell zugrunde gelegten Rechteckkanals, zu einer Halbierung des Kanalquerschnitts. Der vergrößerte Fließwiderstand wird jedoch durch die Reduzierung des Volumenstroms pro Wendel annähernd kompensiert, so dass sich der Druckverbrauch lediglich um 5 bar erhöht.

In Bild 4.8 sind die Leckstromkurven in Abhängigkeit von der Wendelanzahl graphisch veranschaulicht. Die Charakteristik der Strömungsumlenkung stellt sich dabei grundsätzlich ähnlich dar, da geometrische Größen, wie die Wendelsteigung und der Kanaltiefen- und Spaltweitenverlauf für alle drei Wendelverteilermodelle identisch sind. Mit zunehmender Wendelanzahl reduziert sich jedoch der anfängliche Leckstrom, der über den Steg abfließt, und der Kurvenverlauf ist insgesamt zu kleineren bezogenen Volumenstromwerten verschoben. Ursächlich hierfür ist der abnehmende Volumendurchsatz pro Wendel bei zunehmender Wendelanzahl. Dadurch verringern sich die Geschwindigkeiten im konstanten Überströmspalt, so dass der bezogene Volumenstrom, der sich als Produkt aus lokaler Geschwindigkeit und Spaltweite ergibt, absinkt.

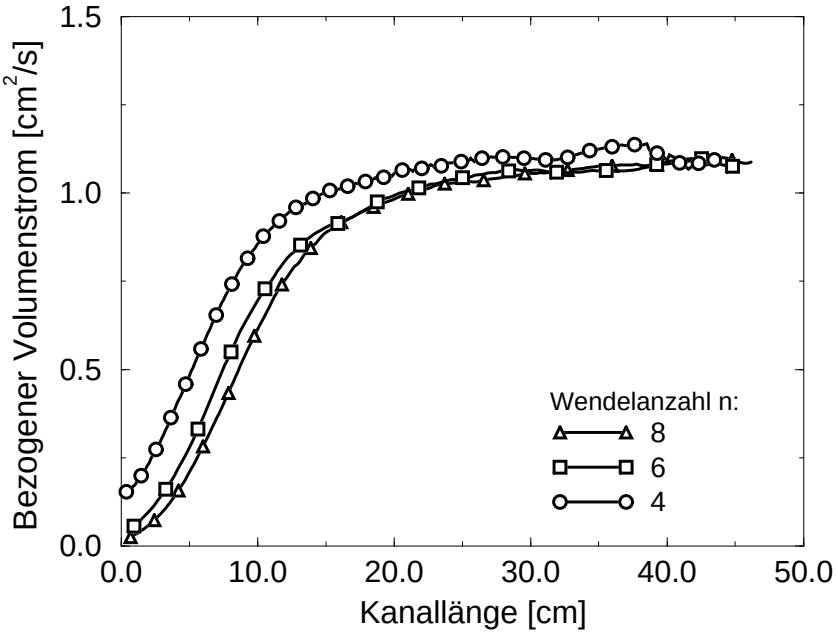

Bild 4.8: Leckstromkurven in Abhängigkeit der Wendelanzahl n

Durch die Erhöhung der Wendelanzahl kann einerseits eine gleichmäßigere Schmelzeverteilung bei annähernd gleichem Druckverbrauch des Wendelverteilersystems realisiert werden. Dem positiven Einfluss vermehrter Überlappungen der Wendelkanäle steht andererseits ein erhöhter konstruktiver und fertigungstechnischer Aufwand entgegen, so dass in der Praxis für die Wendelanzahl ein Kompromiss anzustreben ist.

4.1.1.4 Steigung der Wendelkanäle

Die Wendelkanalsteigung kann im Fall von Axialwendelverteilern durch den Steigungswinkel der Schraubenlinie φ und für Radialwendelverteiler durch die Konstante a der archimedischen Spirale ausgedrückt werden. Da die geometrischen Größen das Strömungsfeld in analoger Weise beeinflussen, wird an dieser Stelle exemplarisch ein axiales Wendelverteilersystem betrachtet. Bei konstantem Durchmesser des Wendelverteilers führt die Variation des Steigungswinkels φ zu einer Veränderung der Kanal- und Stegbreite. Um eine sinnvolle Vergleichsbasis zu schaffen, wurde für die Analyse das Verhältnis $\frac{B_K}{B_{St}} = 1,2$ konstant gehalten.
Bild 4.9 zeigt die Volumenstromverteilung am Ausgang des Wendelverteilersystems in Abhängigkeit des Steigungswinkels der Wendelkanäle φ.

Der Verlauf über die Umfangskoordinate weist die typischen, periodischen Schwankungen auf. Entsprechend der Anzahl der Maxima liegt der Strömungsanalyse ein Wendelverteilersystem mit vier Wendelkanälen zugrunde. Mit abnehmendem Steigungswinkel vergleichmäßigt sich die azimutale Schmelzeverteilung sukzessive, so dass die Abweichungen von $11,3\,\%$ bei $\varphi = 30°$ auf $2,9\,\%$ bei $\varphi = 11°$ absinken.

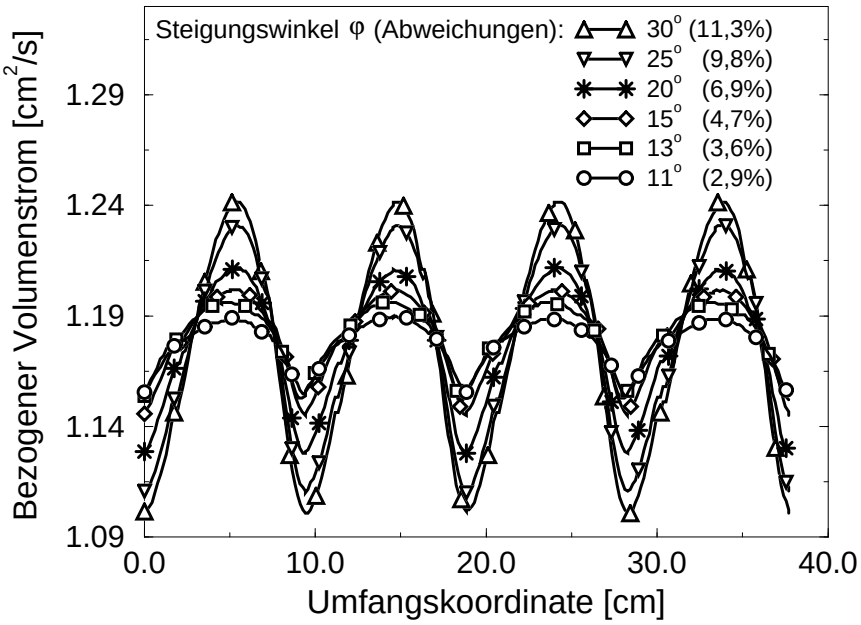

Bild 4.9: Volumenstromverteilung am Wendelverteilerausgang in Abhängigkeit des Steigungswinkels φ

Die Leckstromkurven, die in Bild 4.10 dargestellt sind, lassen den Zusammenhang zwischen dem Steigungswinkel und der resultierenden Kanallänge gut erkennen. Ausgehend von $\varphi = 11°$ reduziert sich die Kanallänge mit zunehmendem Steigungswinkel stetig, um bei $\varphi = 30°$ nur noch ein Drittel ihres ursprünglichen Wertes aufzuweisen. Hierin besteht auch die Ursache für die mit dem Steigungswinkel zunehmenden Abweichungen der Austrittsverteilung. Die reduzierte Kanallänge führt zu einer verringerten Anzahl von Überlappungen der Wendelkanäle, wodurch die intensive Vermischung der Schmelzeteilströme und die azimutale Schmelzeverteilung beeinträchtigt werden.
Weiterhin kann aus Bild 4.10 entnommen werden, dass der Anstieg der Leckstromkurve für große φ-Werte steiler ausgeprägt ist, da der Strömungsübergang von der anfänglichen Wendelströmung in die resul-

tierende Ringspaltströmung innerhalb eines kürzeren Kanalabschnitts ablaufen muss.

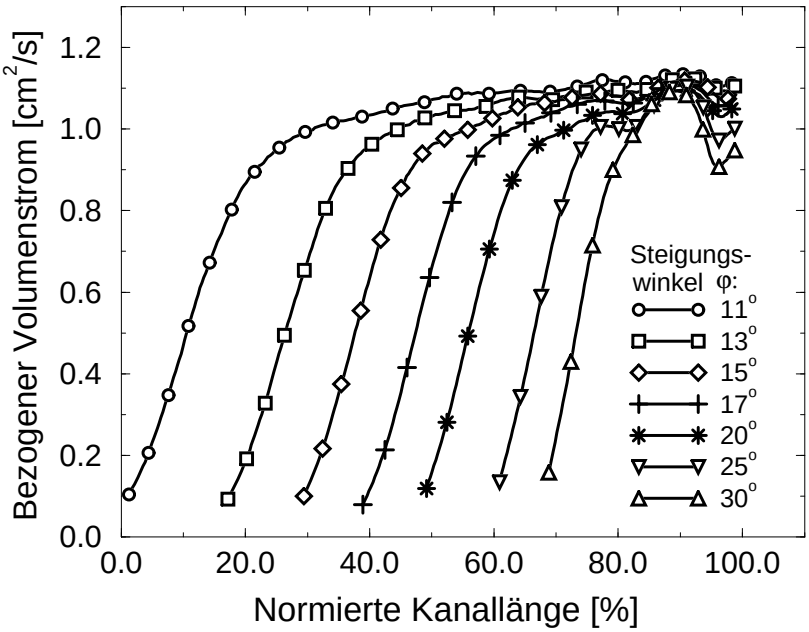

Bild 4.10: Leckstromkurven in Abhängigkeit des Steigungswinkels φ

Anhand der Druckverteilungen für $\varphi = 11°$ und $\varphi = 30°$, die in Bild 4.11 einander gegenübergestellt sind, lässt sich die unterschiedliche Ausbildung des Strömungsfelds für kleine und große Steigungswinkel differenzieren. Das Strömungsfeld im Wendelverteilersystem mit dem kleinen Steigungswinkel von $\varphi = 11°$ besitzt eine stark ausgeprägte Komponente in Umfangsrichtung, die für die gute azimutale Schmelzeverteilung verantwortlich ist. Anhand der allmählichen Umorientierung der Isobaren lässt sich die kontinuierliche Strömungsumlenkung identifizieren, so dass Schmelze aus jedem Wendelkanal über den gesamten Umfang verteilt wird. Aufgrund der großen Wendelkanallänge und der ausgeprägten, azimutalen Strömungskomponente resultiert ein relativ hoher Druckverlust von $\Delta p = 118\,bar$.
Demgegenüber besitzt die Schmelzeströmung, die in das Wendelverteilersystem mit dem großen Steigungswinkel von $\varphi = 30°$ eintritt, eine stark ausgeprägte axiale Komponente. Aufgrund der raschen Umorientierung der Isobaren, die sich entlang der kurzen Wendelkanäle vollzieht, wird eine innige Homogenisierung der Schmelzeteilströme verhindert. Die Folge dieser unzureichenden Schmelzeverteilwirkung ist die nicht gleich-

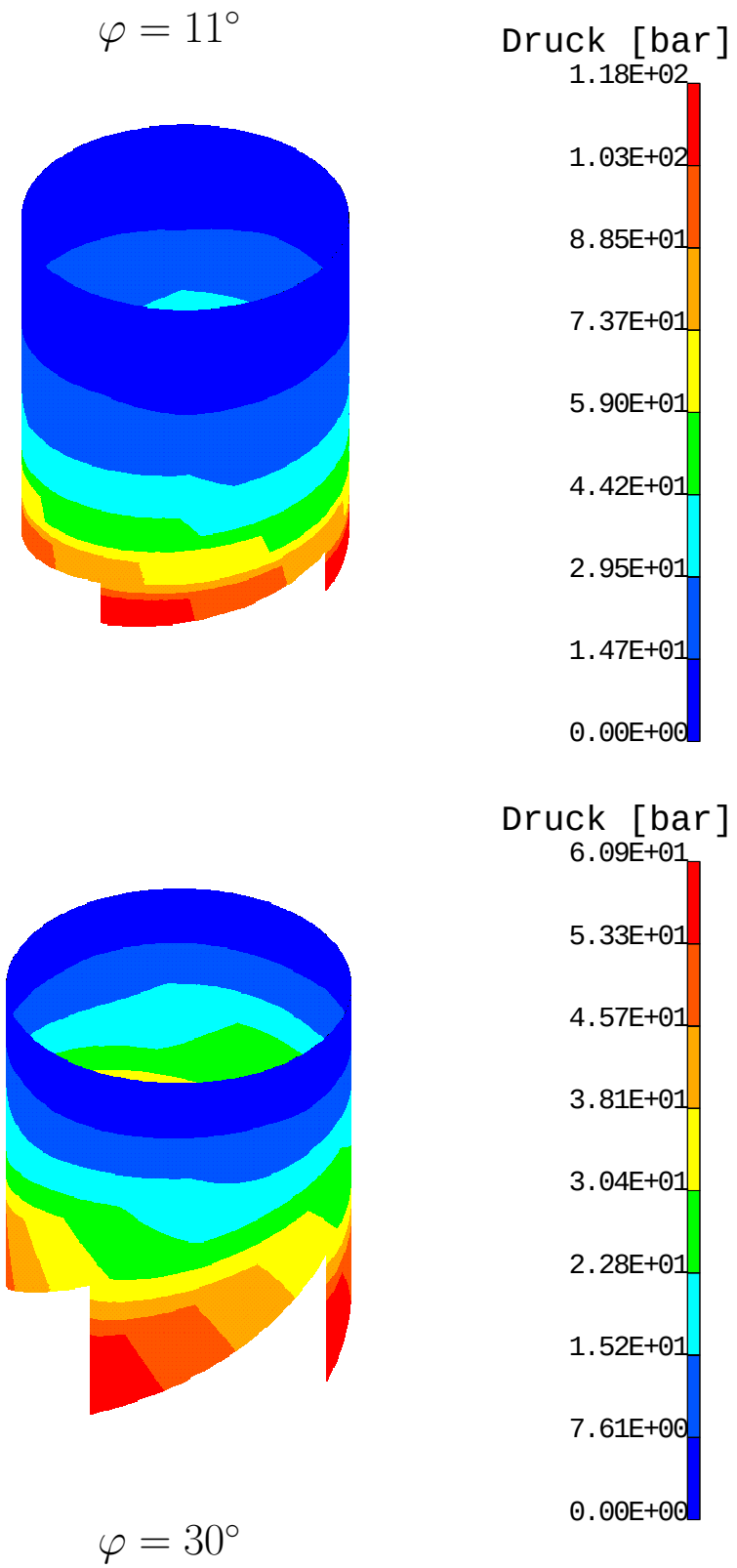

Bild 4.11: Druckverteilung für die Steigungswinkel $\varphi = 11°$ und $\varphi = 30°$

mäßige Volumenstromverteilung am Ausgang, die in Bild 4.9 dargestellt ist. Bedingt durch die kurzen Fließwege und die große Axialkomponente der Wendelströmung ergibt sich für das Wendelverteilersystem mit dem Steigungswinkel $\varphi = 30°$ ein allerdings wesentlich geringerer Druckverlust von $\Delta p = 61\,bar$.

In Bild 4.12 ist der Einfluss des Steigungswinkels der Wendelkanäle auf den Druckverlust und die maximale Schergeschwindigkeit dargestellt. Mit abnehmendem φ-Wert steigen beide Optimierungsparameter überproportional an. Die Zunahme des Druckverlustes wird, gemäß den Ausführungen zu Bild 4.11 durch die vergrößerte Kanallänge hervorgerufen. Der Anstieg der Schergeschwindigkeit kann auf die Tatsache zurückgeführt werden, dass korrespondierende Stegabschnitte mit abnehmendem Steigungswinkel zu kleineren Spaltweiten verschoben werden. Die Schmelze fließt somit aus dem Wendelkanal in einen engeren Überströmspalt ab, wodurch sich $\dot{\gamma}_{max}$ erhöht.

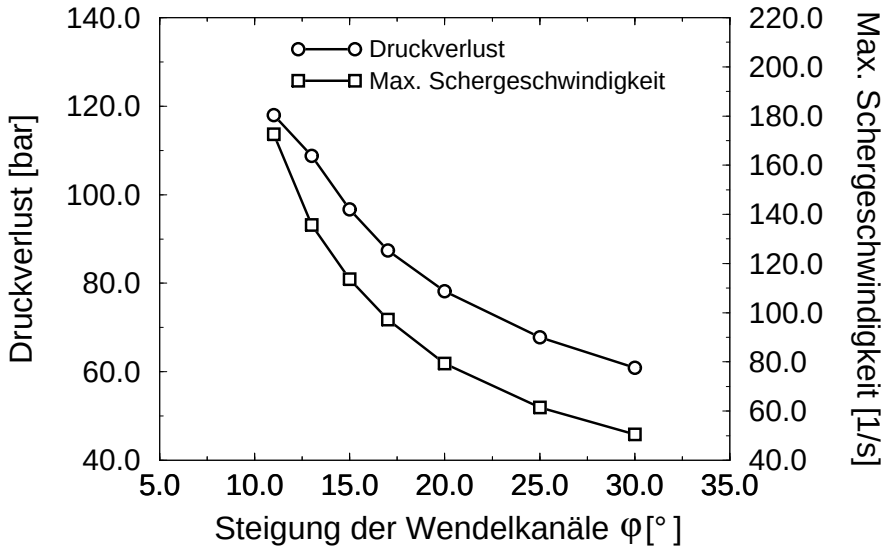

Bild 4.12: Einfluss des Steigungswinkels φ auf den Druckverlust Δp und die maximale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$

Zusammenfassend lässt sich schlussfolgern, dass eine hinreichend kleine Wendelkanalsteigung die Grundvoraussetzung für eine gute azimutale Schmelzeverteilung darstellt. Unter Berücksichtigung des resultierenden Druckverbrauchs haben sich im Falle axialer Wendelverteilersysteme Steigungswinkel von $\varphi = 13° - 17°$ in praxi bewährt.

4.1.1.5 Umschlingungswinkel der Wendelkanäle

Der Umschlingungswinkel α ist gemäß Kapitel 3.2.1 als Winkeldifferenz zwischen dem Wendeleingang und dem Wendelauslauf respektive dem Wendelverteilerausgang definiert. Der Umschlingungswinkel beeinflusst unmittelbar die Wendelkanallänge.
Zur Untersuchung dieses geometrischen Parameters wurde ein Radialwendelverteilersystem herangezogen. Unter der Voraussetzung einer konstanten Steigung von $a = 0,9337cm$ und einer Breite von $B_K = 0,8cm$ der Wendelkanäle ist der Umschlingungswinkel α nach Gleichung (3.42) eine Funktion der Durchmesserdifferenz des Verteilersystems ($d_a - d_i$). Die Variation des Umschlingungswinkels erfolgte durch die Veränderung des Außendurchmessers d_a, während der Innendurchmesser d_i beibehalten wurde.
Bild 4.13 zeigt die Leckstromkurven, die den in radialer Richtung über den Steg abfließenden Volumenstrom entlang des Wendelkanals repräsentieren, für verschiedene Umschlingungswinkel α.

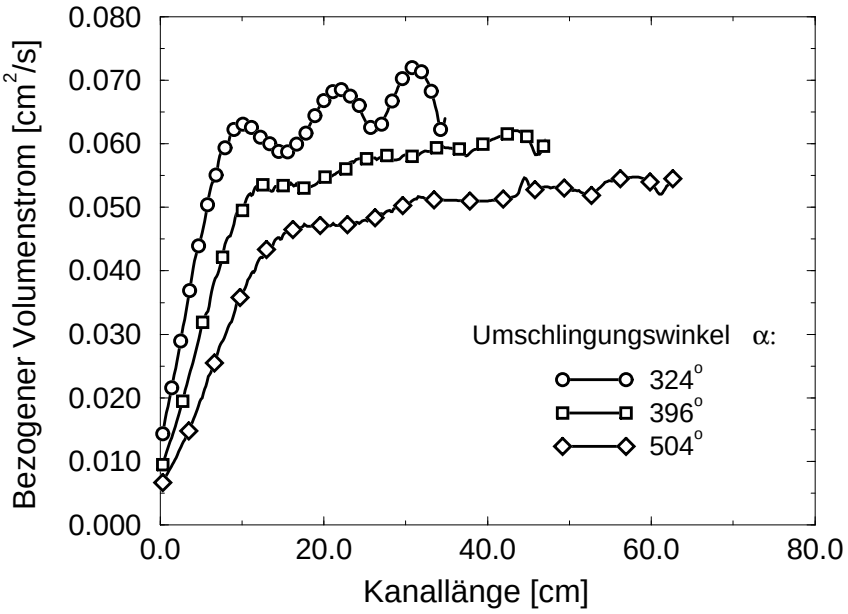

Bild 4.13: Leckstromkurven für verschiedene Umschlingungswinkel α

Anhand der Kurvenverläufe ist die Abhängigkeit der Kanallänge vom α-Wert deutlich zu erkennen. Die Reduzierung der Umschlingung führt zu einer signifikanten Verkürzung der Wendelkanallänge. Hieraus folgt eine Abnahme der Kontinuität des Strömungsübergangs, die anhand des

größeren Anfangsvolumenstroms und steileren Anstiegs der Leckstromkurve beobachtet werden kann. Die Strömungsumlenkung muss innerhalb eines kürzeren Fließwegs stattfinden. Diese Tendenz wird zusätzlich dadurch verstärkt, dass die Steigung des linearen Spaltweitenverlaufs mit abnehmendem Umschlingungswinkel zunimmt[1]. Die vergrößerte Spaltweite am Steganfang führt folglich zu einer weiteren Erhöhung des lokalen Leckstroms über den Steg.
Der letzte Abschnitt der Leckstromkurven, der den Ausgangsbereich des Verteilersystems repräsentiert, weist mit abnehmendem Umschlingungswinkel größer werdende Schwankungen auf. Dieser stark ausgeprägte Einfluss des Umschlingungswinkels auf die Gleichmäßigkeit der Schmelzeverteilung wird ferner durch die Volumenstromverteilung am Ausgang des Radialwendelverteilersystems, die in Bild 4.14 dargestellt ist, hervorgehoben.

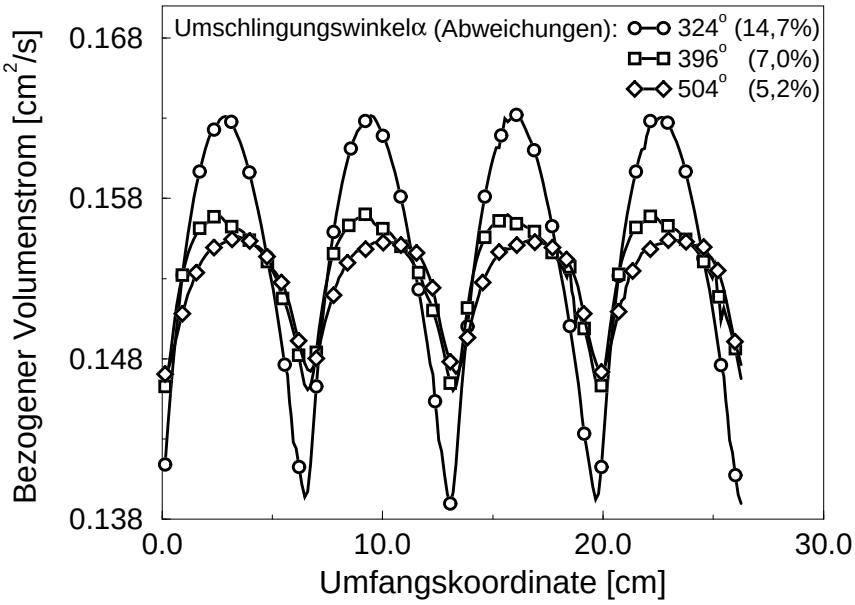

Bild 4.14: Austrittsverteilung des Radialwendelverteilers in Abhängigkeit des Umschlingungswinkels α

Danach führt eine Erhöhung des Umschlingungswinkels von $\alpha = 324°$ auf $\alpha = 504°$ zu einer Reduzierung der Abweichungen der Austrittsver-

[1]Für die Analyse des Parameters α wurde die Spaltweite am Ein- und Ausgang konstant gehalten. Ein reduzierter Umschlingungswinkel respektive Außendurchmesser verursacht somit bei konstantem Innendurchmesser eine Zunahme der Steigung des Spaltweitenverlaufs.

teilung von etwa $15\,\%$ auf $5\,\%$. Dies entspricht einer Vergleichmäßigung der Volumenstromverteilung um den Faktor 3. Ursache dafür ist die mit dem Umschlingungswinkel ansteigende Kanallänge, die wiederum eine vermehrte Anzahl von Überlappungen der Wendelkanäle nach sich zieht. Dadurch wird eine intensive Vermischung und Homogenisierung der Schmelzeteilströme im Wendelverteilersystem initiiert, so dass eine hinreichend gleichmäßige Ringspaltströmung resultiert.

In Bild 4.15 ist weiterhin der Einfluss des Umschlingungswinkels der Wendelkanäle α auf die Optimierungsparameter Druckverlust Δp und maximale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$ dargestellt. Bedingt durch die Verlängerung des Fließwegs nimmt der Druckverbrauch des Verteilersystems mit ansteigendem Umschlingungswinkel zu. Während sich bei $\alpha = 324°$ ein Druckabfall von 70 bar einstellt, erhöht sich der Druckverlust beim Übergang auf den Wendelverteiler mit dem großen Umschlingungswinkel $\alpha = 504°$ auf 112 bar.

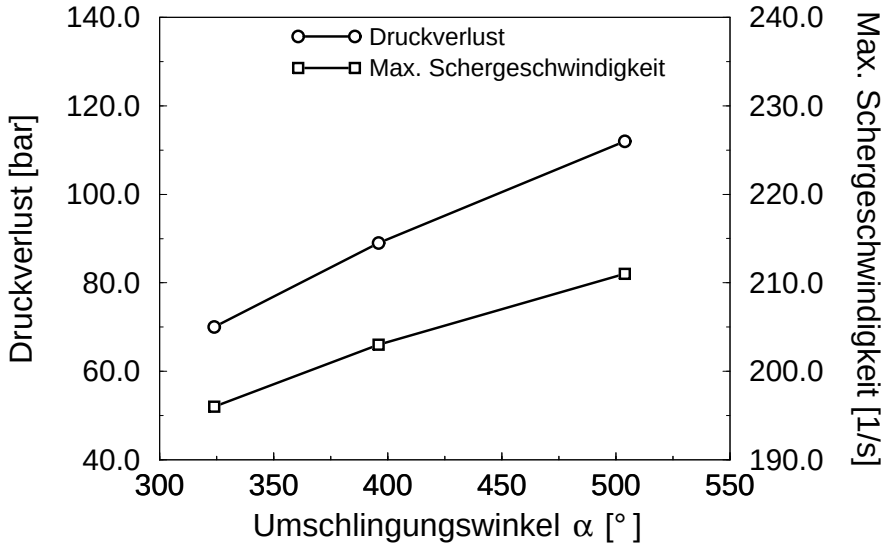

Bild 4.15: Einfluss des Umschlingungswinkels α auf den Druckverlust Δp und die maximale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$

Die moderate Erhöhung der maximalen Schergeschwindigkeit mit zunehmendem Umschlingungswinkel resultiert aus der geringfügigen Verengung des Überströmspalts im Bereich des Steganfangs. Die Abnahme der Spaltweite ist, wie zu Bild 4.13 angemerkt, durch die veränderte Steigung des Spaltweitenverlaufs bedingt.

Aus der Untersuchung des Umschlingungswinkels folgt insbesondere, dass die geometrische Größe α einen äußerst sensitiven Parameter in Bezug auf das Strömungsfeld und die Schmelzeverteilung darstellt. Die Wahl einer hinreichend großen Umschlingung der Wendelkanäle, und die damit verbundene Kanallänge stellen eine notwendige Voraussetzung für eine gleichmäßige, azimutale Schmelze- und Wanddickenverteilung des Extrudats dar. In der Auslegungspraxis haben sich, für Axial- und Radialwendelverteilersysteme gleichermaßen, Umschlingungswinkel von $450° \leq \alpha \leq 550°$ bewährt.

4.1.1.6 Wendelkanalbreite

Die Wendelkanalbreite B_K ist eine weitere, geometrische Größe, die das Verteilersystem kennzeichnet und die gemäß Kapitel 3.2.1 unmittelbar von der Steigung, Umschlingung und Länge des Wendelkanals abhängt. Um den Einfluss dieser Parameter auf die Strömungsvorgänge bei der Analyse der Kanalbreite auszublenden, wurden diese sensitiven Größen konstant gehalten. Die Veränderung von B_K wurde aufgrund dessen durch Variation des Breitenverhältnisses von Wendelkanal und Steg $\frac{B_K}{B_{St}}$ durchgeführt.
Die numerischen Untersuchungen erfolgten anhand eines axialen Wendelverteilersystems mit drei unterschiedlichen $\frac{B_K}{B_{St}}$-Verhältnissen, die in Tabelle 4.3 aufgeführt sind. Die Kanalbreite wurde in einem weiten Bereich von sehr schmal $(B_K = 0,92cm)$ bis sehr breit $(B_K = 1,84cm)$ variiert. Ferner enthält Tabelle 4.3 die Optimierungsparameter Druckverlust Δp, Abweichungen der Austrittsverteilung $\frac{\Delta q}{q}$ und maximale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$ in Abhängigkeit der Kanalbreite B_k.

$\frac{B_K}{B_{St}}$ [-]	B_K [cm]	B_{St} [cm]	Δp [bar]	$\frac{\Delta q}{q}$ [%]	$\dot{\gamma}_{max}$ [s^{-1}]
0,5	0,92	1,84	115	4,2	99
1,2	1,50	1,25	87	5,6	97
2,0	1,84	0,92	75	6,4	108

Tabelle 4.3: Optimierungskriterien in Abhängigkeit der Wendelkanalbreite

Aus Tabelle 4.3 lässt sich entnehmen, dass der Druckverbrauch des Wendelverteilersystems mit zunehmendem $\frac{B_K}{B_{St}}$-Wert abfällt. Die ansteigende Kanalbreite und die im gleichen Verhältnis abnehmende Stegbreite führen zu reduzierten Fließwiderständen der Wendelkanäle und des

Überströmspalts, so dass die Schmelze die Fließkanalstrukturen leichter durchströmen kann.
Die maximale Schergeschwindigkeit, die im engen Überströmspalt im Bereich des Steganfangs auftritt, weist hingegen nur eine schwach ausgeprägte Abhängigkeit von der Kanal- und Stegbreite auf. Der geringfügig erhöhte $\dot{\gamma}_{max}$ -Wert bei $\frac{B_K}{B_{St}} = 2$ resultiert aus dem verringerten, axialen Fließwiderstand des relativ schmalen Stegs, der einen vergrößerten Leckstrom aus dem Wendelkanal induziert. Dies lässt sich anhand von Bild 4.16 deutlich erkennen, das die Leckstromkurven für die drei betrachteten $\frac{B_K}{B_{St}}$ -Verhältnisse zeigt. Im Falle breiter Wendelkanäle und schmaler Stege erfolgt der Anstieg der axialen Ringspaltströmung rascher, so dass sich die Strömungsumlenkung weniger kontinuierlich darstellt.

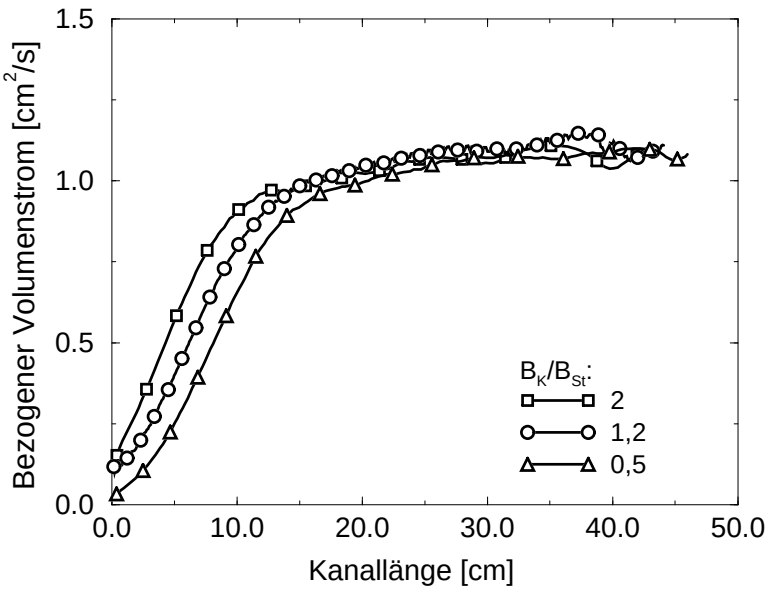

Bild 4.16: Leckstromkurven für verschiedene $\frac{B_K}{B_{St}}$ -Werte

Unter Berücksichtigung des großen, untersuchten Wertebereichs ist der Einfluss der Wendelkanalbreite auf das Strömungsfeld im Vergleich zu anderen Geometrieparametern wesentlich geringer ausgeprägt. Erfahrungsgemäß sollten die Kanal- und Stegbreiten jedoch derart aufeinander abgestimmt werden, dass die auftretenden Leckströme begrenzt sind und die Kontinuität des Strömungsübergangs sichergestellt ist. Aus diesem Grund sind Verhältnisse von $1,0 \leq \frac{B_K}{B_{St}} \leq 1,5$ empfehlenswert.

4.1.1.7 Auslegungsstrategie auf Basis von sensitiven Geometriegrößen

Die Ergebnisse der numerischen Analyse des Einflusses von geometrischen Größen auf das Strömungsfeld im Wendelverteilersystem sind in Tabelle 4.4 anschaulich zusammengefasst. Dabei kennzeichnet „+“ einen starken, „0“ einen moderaten und „-“ einen eher schwach ausgeprägten Einfluss auf die Optimierungsparameter.

	$\frac{\Delta q}{q}$	Strömungs-übergang	Δp	$\dot{\gamma}_{max}$
Kanalanfangstiefe H_0	+	+	+	+
Spaltweite am Ausgang S_a	+	+	+	+
Spaltweite am Eingang S_e	-	0	0	-
Wendelanzahl n	+	0	-	-
Wendelkanalsteigung φ, a	+	+	+	+
Umschlingungswinkel α	+	+	+	-
Wendelkanalbreite B_K	0	0	+	-

Tabelle 4.4: Einfluss von geometrischen Größen auf die Optimierungskriterien („+“:stark, „0“:moderat, „-“:schwach)

Für die Auslegung und Optimierung von Wendelverteilersystemen unter Anwendung des vorgestellten Auslegungskonzepts kann auf Basis der Untersuchungsergebnisse folgende Strategie abgeleitet werden:
Zunächst werden die Baulänge und der Durchmesser bei Axialwendelverteilern beziehungsweise der Außen- und Innendurchmesser bei Radialwendelverteilern festgelegt. Dieser Einbauraum des Verteilersystems ist in der Praxis oftmals durch geometrische Randbedingungen fest vorgegeben. Anschließend werden die Anzahl, die Steigung und der Umschlingungswinkel der Wendelkanäle definiert. Dieser Festlegung kommt grundlegende Bedeutung zu, da diese geometrischen Größen die Schmelzeverteilung maßgeblich beeinflussen. Durch die Wahl hinreichend vieler Wendelkanäle, die eine ausreichend kleine Steigung und einen genügend großen Umschlingungswinkel aufweisen, wird eine große Anzahl von Überdeckungen der Schmelzeteilströme angestrebt. Auf diese Weise ist die Grundvoraussetzung für eine innige Vermischung der Schmelzeströme aus allen Wendelkanälen, die zu einer hervorragenden, azimu-

talen Schmelzeverteilung führt, sichergestellt. Im Folgenden werden die Fließwiderstände von Wendelkanälen und Überströmspalt anhand der Auswahl eines geeigneten Kanaltiefen- und Spaltweitenverlaufs aufeinander abgestimmt. Durch den stark ausgeprägten Einfluss der Kanalanfangstiefe und Austrittsspaltweite auf alle Optimierungskriterien kann das Verteilersystem in dieser Phase gezielt an spezifische Anforderungen angepasst werden. Insbesondere ist es möglich, den Wendelverteiler in Bezug auf die Gleichmäßigkeit der Austrittsgeschwindigkeitsverteilung, den Druckverlust und das Schergeschwindigkeitsniveau genau einzustellen. Aufgrund des Einsatzes des Schalenmodells innerhalb des Auslegungskonzepts, bei dem der Kanaltiefen- und Spaltweitenverlauf mittels der lokalen Schalendicken des Simulationsmodells repräsentiert wird, kann die Feinabstimmung der Fließkanalgeometrie äußerst effizient erfolgen.

4.1.2 Rheologische Parameter

Bei der Extrusion von Kunststoffhalbzeugen wird von Wendelverteilerwerkzeugen ein hoher Grad an Flexibilität in Bezug auf das zu verarbeitende Material erwartet. Insbesondere sollten Chargenschwankungen und Materialwechsel keinen Einfluss auf die Funktionalität des Extrusionswerkzeugs besitzen. Demzufolge wird eine stoffinvariante Auslegung des Verteilersystems angestrebt, so dass ein möglichst breites Spektrum von thermoplastischen Kunststoffen mit dem gleichen Werkzeug verarbeitet werden kann. Die für die Schmelzeverteilung maßgebliche Materialeigenschaft stellt die Fließfähigkeit der Schmelze dar, die durch die rheologische Zustandsgleichung (Stoffgesetz) beschrieben wird. Unter Zugrundelegung des Carreau-Ansatzes, der in Kapitel 3.1.4 behandelt wurde, kann das Fließverhalten der Polymerschmelze durch die Carreau-Parameter A, B und C, sowie den Temperaturverschiebungsfaktor $a_T(T)$ vollständig beschrieben werden.
Als Ausgangsmaterial für die Untersuchungen, die mittels eines Radialwendelverteilersystems durchgeführt wurden, dient ein EVA-Blend[2], dessen Carreau-Parameter bei der Bezugstemperatur $T_0 = 140°C$ [3] in Tabelle 4.5 dargestellt sind.

[2]Das Ausgangsmaterial ist ein EVA-Blend, der zu gleichen Teilen aus Evatane 28-05 (PE-EVA) der Fa. Arkema (Atofi na) und Elvax 460 (PE-EVA) der Fa. DuPont besteht.

[3]Die Stoffdaten entstammen einer konkreten Werkzeugauslegung, bei der aus Gründen der Prozessführung eine relativ niedrige Schmelzetemperatur von $140°C$ notwendig war.

Temperatur T_0 [$°C$]	A [Pa·s]	B [s]	C [-]	a_T [-]
140	$12 \cdot 10^3$	0,33	0,67	1

Tabelle 4.5: Stoffdaten des Ausgangsmaterials

Durch die systematische Variation der vier Parameter A, B, C und a_T wird im Folgenden der Einfluss des rheologischen Stoffverhaltens auf die Ausbildung des Strömungsfelds und die Optimierungsparameter untersucht. Dabei nimmt die Frage nach der Materialunabhängigkeit der Wendelverteilerauslegung eine zentrale Rolle ein.

4.1.2.1 Carreau-Parameter A

Der Carreau-Parameter A kann für den Fall, dass die rheologischen Messungen bis zu hinreichend kleinen Schergeschwindigkeiten durchgeführt wurden, als Nullviskosität der Polymerschmelze interpretiert werden. Für die Untersuchung des Einflusses auf die Strömungsvorgänge im Verteilersystem wurde der Parameter A unter Beibehaltung der anderen Größen B, C und a_T variiert. Bild 4.17 zeigt die Viskositätskurven für verschiedene Nullviskositätswerte. Die Anhebung des Parameters A entspricht dabei einer vertikalen Verschiebung der Viskositätskurve auf ein höheres Niveau im doppeltlogarithmischen Diagramm.
Strömungssimulationen unter Zugrundelegung der drei dargestellten Viskositätsfunktionen wurden mittels eines Radialwendelverteilermodells durchgeführt und hinsichtlich der Optimierungsparameter ausgewertet. In Tabelle 4.6 sind die Abweichungen der Volumenstromverteilung am Ausgang $\frac{\Delta q}{q}$, der Druckverlust Δp, sowie die maximale und minimale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$ und $\dot{\gamma}_{min}$ in Abhängigkeit des Carreau-Parameters A zusammengestellt.

A [Pa·s]	$\frac{\Delta q}{q}$ [%]	Δp [bar]	$\dot{\gamma}_{max}$ [s^{-1}]	$\dot{\gamma}_{min}$ [s^{-1}]
$1 \cdot 10^3$	5,3	9	211	4
$1,2 \cdot 10^4$	5,2	112	211	4
$1 \cdot 10^5$	5,7	928	211	4

Tabelle 4.6: Optimierungskriterien in Abhängigkeit des Carreau-Parameters A

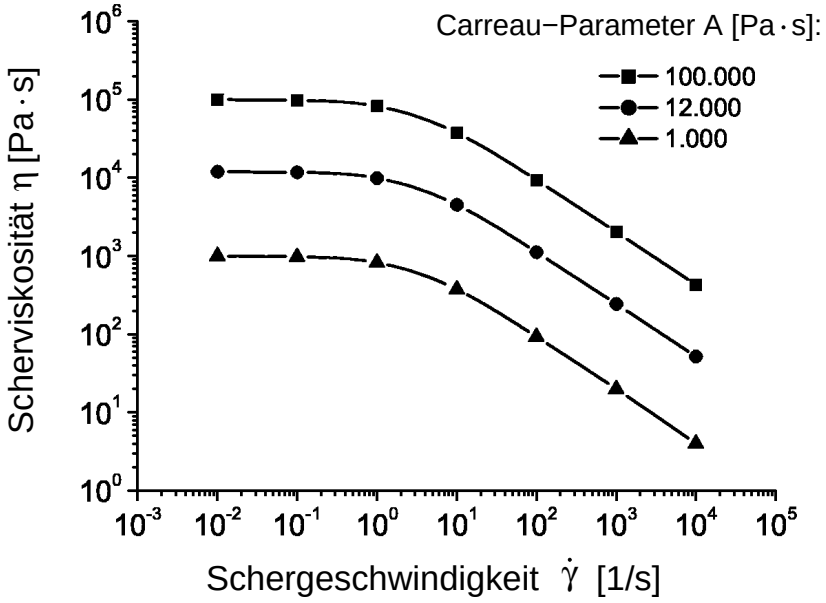

Bild 4.17: Viskositätskurven für verschiedene Werte des Carreau-Parameters A (B=0,33 s; C=0,67)

Der im Wendelverteilersystem realisierte Schergeschwindigkeitsbereich ($4s^{-1} \leq \dot{\gamma} \leq 211s^{-1}$) liegt demzufolge außerhalb des Nullviskositätsbereichs der Viskositätsfunktion. Die Veränderung des Carreau-Parameters A beeinflusst somit das auftretende Schergeschwindigkeitsspektrum nicht. Die Werte $\dot{\gamma}_{max}$ und $\dot{\gamma}_{min}$ sind unabhängig von der Größe A konstant.
Weiterhin kann Tabelle 4.6 entnommen werden, dass der Druckverlust des Verteilersystems in erheblichem Maße von der Nullviskosität der Schmelze abhängt. Der Zusammenhang zwischen dem Druckverbrauch Δp und dem Carreau-Parameter A ist in Bild 4.18 graphisch veranschaulicht. Aufgrund der Erhöhung des gesamten Viskositätsniveaus steigt der Druckverbrauch mit zunehmender Nullviskosität der Schmelze signifikant an. Während der Druckabfall für $A = 10^3\, Pa \cdot s$ nur 9 bar beträgt, weist der gleiche Radialwendelverteiler für $A = 10^5\, Pa \cdot s$ einen hohen Druckverbrauch von $\Delta p = 928\, bar$ auf.
Ferner sind in Bild 4.18 die Abweichungen der Volumenstromverteilung am Wendelverteilerausgang dargestellt. Der Einfluss der rheologischen Größe A auf die azimutale Schmelzeverteilung ist sehr gering ausgeprägt. Mit zunehmendem Viskositätsniveau ist lediglich ein leichter Anstieg der Abweichungen von 5,3 % ($A = 10^3\, Pa \cdot s$) auf 5,7 % ($A = 10^5\, Pa \cdot s$) zu verzeichnen. Ursächlich hierfür ist die vom Carreau-Parameter A

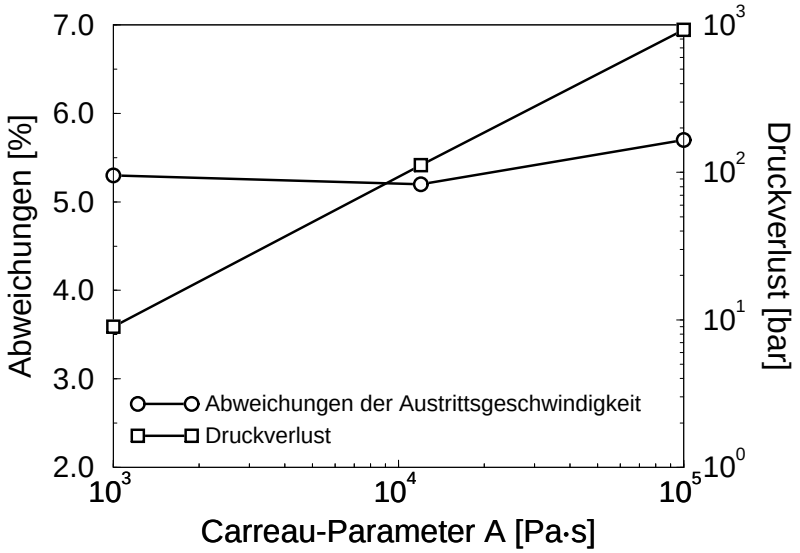

Bild 4.18: Abweichungen der Volumenstromverteilung am Ausgang und Druckverlust in Abhängigkeit des Carreau-Parameters A

kaum beeinflusste Charakteristik des Strömungsübergangs, die anhand der Leckstromkurven in Bild 4.19 repräsentiert wird. Die Strömungsumlenkung von der anfänglichen Wendelströmung in die radiale Ringspaltströmung erfolgt für alle betrachteten Nullviskositätswerte in nahezu identischer Weise, so dass die Leckstromkurven kongruent verlaufen.

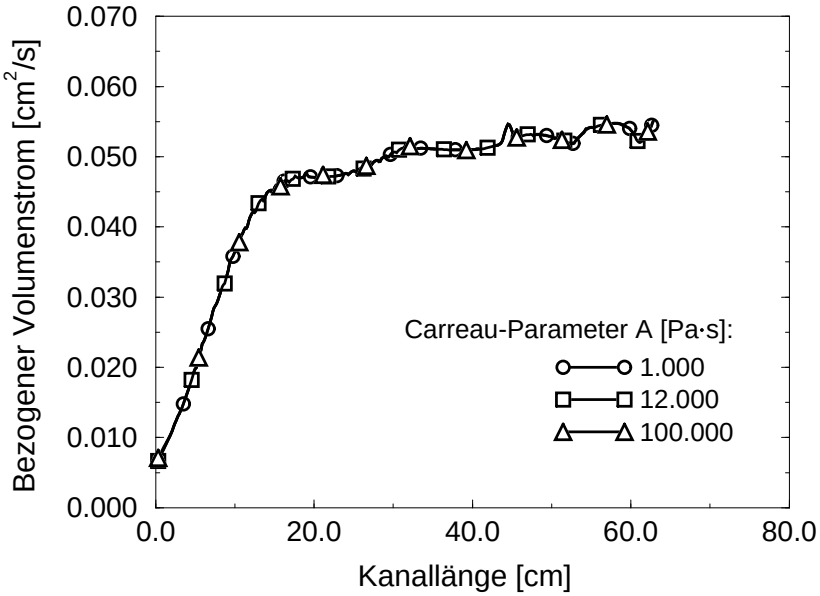

Bild 4.19: Leckstromkurven in Abhängigkeit des Carreau-Parameters A

Zusammenfassend lässt sich schlussfolgern, dass die Wendelverteilerauslegung in Bezug auf den Carreau-Parameter A stoffinvariant ist. Insbesondere stellt sich die Schmelzeverteilung annähernd unabhängig von der Nullviskosität des Materials dar. Aufgrund des geänderten Viskositätsniveaus hat die Variation des Carreau-Parameters A jedoch erheblichen Einfluss auf den resultierenden Druckverbrauch des Wendelverteilersystems.

4.1.2.2 Carreau-Parameter B

Der Carreau-Parameter B stellt den Reziprokwert der kritischen Schergeschwindigkeit dar, die den Übergang zwischen Nullviskosität und Strukturviskosität der Schmelze kennzeichnet. Die Erhöhung des Parameters B ist gleichbedeutend mit der Verschiebung des Übergangsbereichs zu kleineren Schergeschwindigkeiten. Dieser Zusammenhang wird anhand von Viskositätsfunktionen, die in Bild 4.20 für verschiedene Werte des Carreau-Parameters B aufgetragen sind, graphisch veranschaulicht.

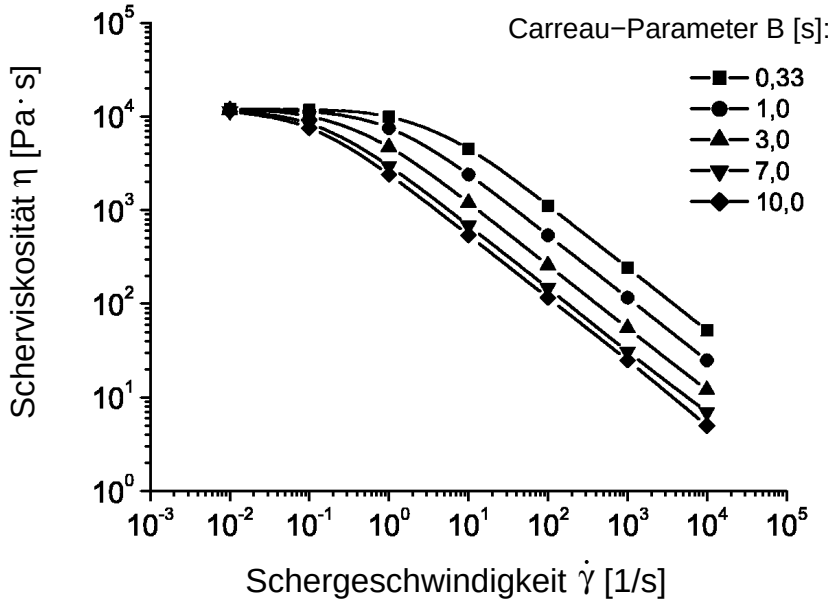

Bild 4.20: Viskositätskurven für verschiedene Werte des Carreau-Parameters B ($A = 1,2 \cdot 10^4\, Pa \cdot s,\ C = 0,67$)

Der Einfluss der Verschiebung des Übergangsbereichs auf das Schergeschwindigkeitsspektrum im Verteilersystem kann aus Tabelle 4.7, die die

berechneten Optimierungsparameter in Abhängigkeit vom Parameter B zeigt, entnommen werden. Weiterhin ist die maximale, im Wendelverteiler auftretende Schergeschwindigkeit in Bild 4.21 als Funktion von B dargestellt.

B [s]	$\frac{\Delta q}{q}$ [%]	Δp [bar]	$\dot{\gamma}_{max}$ [s^{-1}]	$\dot{\gamma}_{min}$ [s^{-1}]
0,33	5,2	112	211	3,6
1	5,4	57	242	3,0
3	5,5	28	256	2,7
7	5,6	16	261	2,5
10	5,6	13	262	2,5

Tabelle 4.7: Optimierungskriterien in Abhängigkeit des Carreau-Parameters B

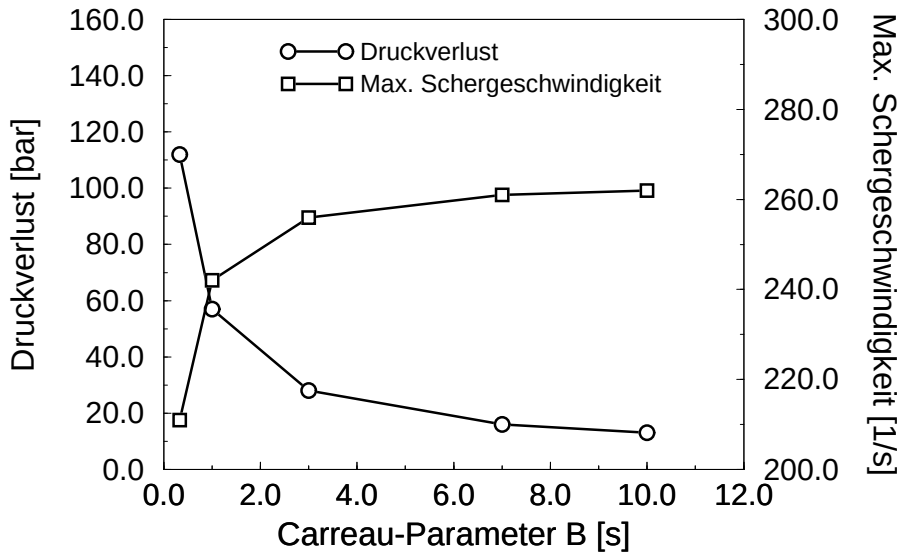

Bild 4.21: Druckverlust und maximale Schergeschwindigkeit in Abhängigkeit des Carreau-Parameters B

Mit zunehmendem Carreau-Parameter B steigt einerseits die maximale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$ an. Andererseits sinkt die minimale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{min}$ ab, so dass eine Aufspreizung des Schergeschwindigkeitsbereichs im Verteilersystem resultiert. Der Einfluss der rheologischen Größe ist insbesondere im Bereich kleiner B-Werte

$(0,33s \leq B \leq 3s)$ stark ausgeprägt. Der Betriebspunkt des Wendelverteilers liegt in diesen Fällen im Übergangsbereich der Viskositätskurve, wodurch die auftretenden Schergeschwindigkeiten maßgeblich vom Parameter B beeinflusst werden. Mit zunehmendem B-Wert verlagert sich der Betriebspunkt des Wendelverteilers schrittweise in den strukturviskosen Bereich der Viskositätsfunktion, so dass sich der Einfluss von B auf die Strömungsvorgänge sukzessive verringert, um für große B-Werte $(7s \leq B \leq 10s)$ nur noch gering ausgeprägt zu sein.
Des Weiteren zeigt Bild 4.21 den Druckverlust Δp des Verteilersystems in Abhängigkeit des Carreau-Parameters B. Mit ansteigendem B-Wert, und der damit verbundenen Verschiebung des Übergangsbereichs zu kleineren Schergeschwindigkeiten, geht eine erhebliche Verringerung des Viskositätsniveaus im relevanten Schergeschwindigkeitsbereich einher. Daraus resultiert eine überproportionale Abnahme des Druckverbrauchs des Radialwendelverteilers, die anhand des Kurvenverlaufs gut nachvollziehbar ist.

Der Einfluss der Variation des Carreau-Parameters B auf den Strömungsübergang ist anhand der Leckstromkurven in Bild 4.22 dargestellt.

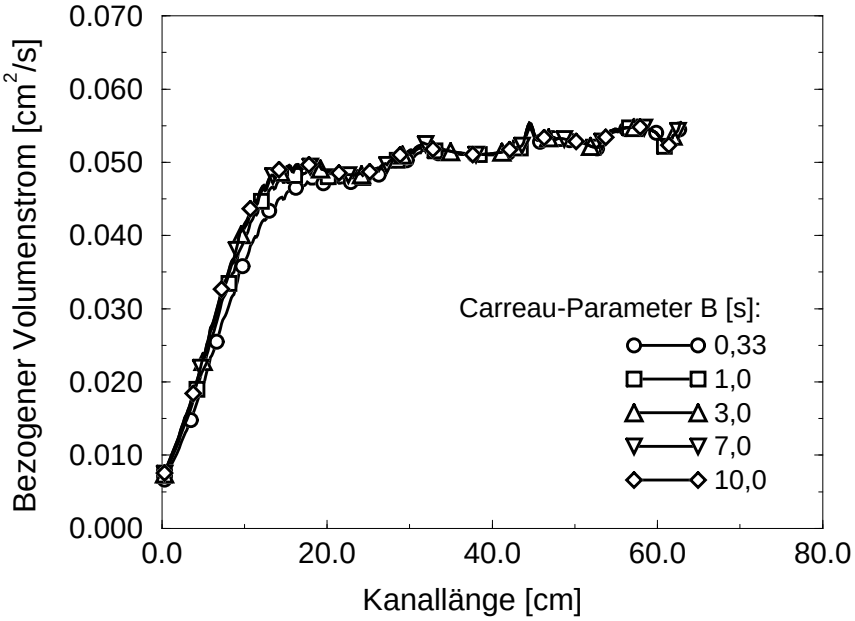

Bild 4.22: Leckstromkurven für verschiedene Werte des Carreau-Parameters B

Danach führt die Erhöhung der rheologischen Größe B zu einem geringfügig steileren Anstieg der Leckstromkurve. Die Strömungsumlenkung von der Wendelströmung in die radiale Ringspaltströmung erfolgt tendenziell rascher, da die niederviskosere Schmelze leichter aus dem Wendelkanal über den Steg abfließen kann. Die nahezu identische Ausprägung des Strömungsübergangs spiegelt sich auch in der Gleichmäßigkeit der Schmelzeverteilung am Wendelverteilerausgang wider. Die Abweichungen der Volumenstromverteilung $\frac{\Delta q}{q}$, die in Tabelle 4.7 wiedergegeben sind, steigen mit dem B-Wert nur geringfügig an.
Insgesamt erweist sich die Auslegung der Fließkanäle des Wendelverteilers in Bezug auf die wichtige Schmelzeverteilfunktion als invariant hinsichtlich des Carreau-Parameters B. Die Verschiebung des Übergangsbereichs der Viskositätskurve beeinflusst jedoch die Breite des Schergeschwindigkeitsspektrums und den Druckabfall im Wendelverteilersystem.

4.1.2.3 Carreau-Parameter C

Der Carreau-Parameter C kennzeichnet das Ausmaß der Strukturviskosität der Polymerschmelze. Im doppeltlogarithmischen Diagramm stellt C die Steigung des strukturviskosen Astes der Viskositätsfunktion dar. Bild 4.23 zeigt Viskositätskurven für unterschiedliche Werte des Parameters C. Mit ansteigendem C-Wert zeigt die Schmelze ein zunehmend strukturviskoses Verhalten, wobei die Abhängigkeit der Viskosität von der Deformationsgeschwindigkeit stärker ausgeprägt ist.
Den Einfluss der Strukturviskosität des Fluids auf die Schmelzeverteilung im Wendelverteilersystem zeigt Bild 4.24, das die Leckstromkurven in Abhängigkeit des Carreau-Parameters C wiedergibt. Das stärker ausgeprägte, strukturviskose Verhalten der Kunststoffschmelze hat einen steileren Anstieg der Leckstromkurve zur Folge. Für höhere C-Werte fließt schon zu Beginn der Wendelkanäle ein größerer Schmelzevolumenstrom in radialer Richtung über den Steg ab. Dies lässt sich auf das verringerte Viskositätsniveau zurückführen, wodurch die Schmelze leichter durch den engen Überströmspalt im Eingangsbereich des Verteilersystems fließen kann. Im weiteren Verlauf des Wendelkanals nähern sich die Verläufe des über den Steg strömende Volumenstroms einander an, bis sie sich annähernd deckungsgleich darstellen. Die unterschiedliche Strukturviskosität der Schmelze wirkt sich somit lediglich im Anfangsbereich der

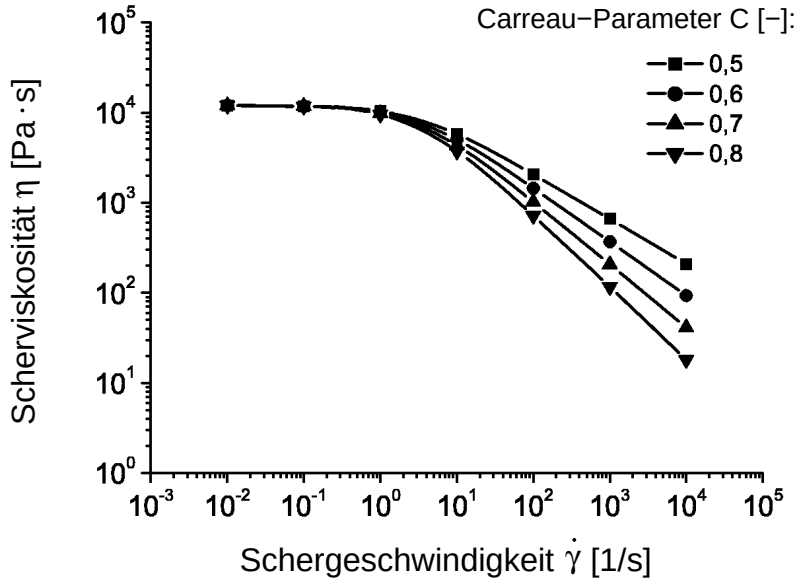

Bild 4.23: Viskositätskurven für verschiedene Werte des Carreau-Parameters C ($A = 1,2 \cdot 10^4\, Pa \cdot s,\ B = 0,33s$)

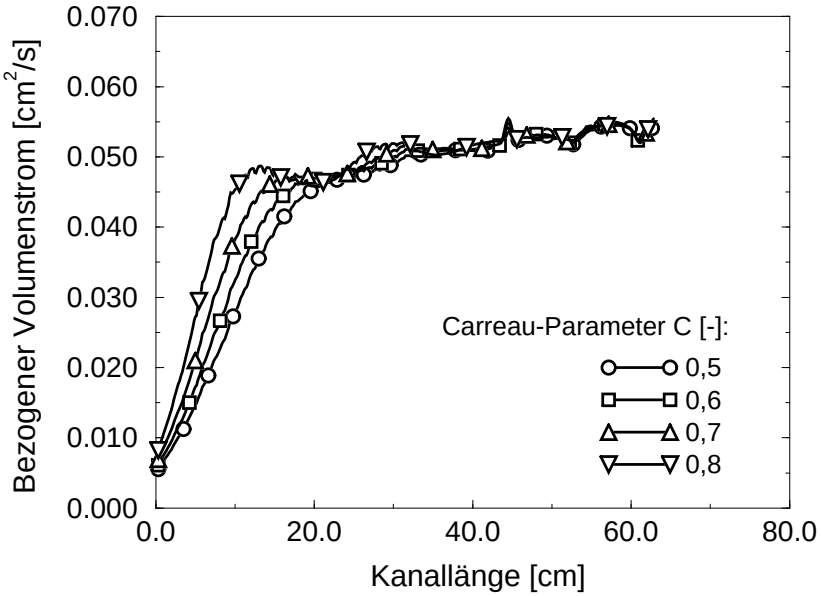

Bild 4.24: Leckstromkurven in Abhängigkeit des Carreau-Parameters C

Wendelkanäle auf die Ausbildung der Strömungsumlenkung aus. Dementsprechend ist der Einfluss des Carreau-Parameters C auf die Schmelzeverteilung am Ausgang des Verteilersystems gering. Dies geht aus den Abweichungen der Volumenstromverteilung $\frac{\Delta q}{q}$ hervor, die in Tabelle 4.8 ange-

geben sind. Mit zunehmender Strukturviskosität des Materials nimmt die Gleichmäßigkeit der Austrittsverteilung tendenziell ab. Eine signifikante Erhöhung des rheologischen Parameters von $C = 0,5$ auf $C = 0,8$ führt zu einem geringfügigen Anstieg der Abweichungen von $5,0\,\%$ auf $5,4\,\%$.

C [-]	$\frac{\Delta q}{q}$ [%]	Δp [bar]	$\dot{\gamma}_{max}$ [s^{-1}]	$\dot{\gamma}_{min}$ [s^{-1}]
0,5	5,0	164	127	4,2
0,6	5,2	132	165	3,9
0,67	5,2	112	211	3,6
0,7	5,3	105	237	3,6
0,75	5,2	93	299	3,4
0,8	5,4	82	389	3,2

Tabelle 4.8: Optimierungskriterien in Abhängigkeit des Carreau-Parameters C

Ferner sind in Tabelle 4.8 die extremalen Schergeschwindigkeiten, die das im Wendelverteilersystem auftretende Schergeschwindigkeitsspektrum kennzeichnen, in Abhängigkeit vom Carreau-Parameters C aufgelistet. Mit zunehmender Strukturviskosität der Schmelze lässt sich anhand der $\dot{\gamma}$-Werte eine Aufweitung des Schergeschwindigkeitsbereichs nachvollziehen. Die maximale Schergeschwindigkeit, die in Bild 4.25 über den Parameter C aufgetragen ist, erfährt mit zunehmender Strukturviskosität der Schmelze einen drastischen Anstieg. Während $\dot{\gamma}_{max}$ für $C = 0,5$ einen Betrag von 127 s^{-1} aufweist, wächst der Wert für $C = 0,8$ auf $389 s^{-1}$ an.
Aufgrund ihrer Lage im strukturviskosen Bereich der Viskositätsfunktion beeinflusst der Carreau-Parameter C die maximale Schergeschwindigkeit in erheblichem Maße. Ursächlich für die Erhöhung von $\dot{\gamma}_{max}$ mit dem C-Wert ist zum einen die in Bild 4.24 dargestellte Zunahme des Leckstroms im Bereich des Steganfangs. Der vergrößerte Volumenstrom im engen Überströmspalt führt zu einer Anhebung der dort lokalisierten, höchsten Schergeschwindigkeiten im Wendelverteilersystem. Zum anderen resultiert aus der stärker ausgeprägten Strukturviskosität der Polymerschmelze eine zusätzliche Erhöhung der Wandschergeschwindigkeiten $\dot{\gamma}_w$. Dies liegt in der höheren Ordnung des parabelförmigen Geschwindigkeitsprofils begründet, das sich im Fließkanal ausbildet, wodurch in Wandnähe größere Geschwindigkeitsgradienten auftreten.

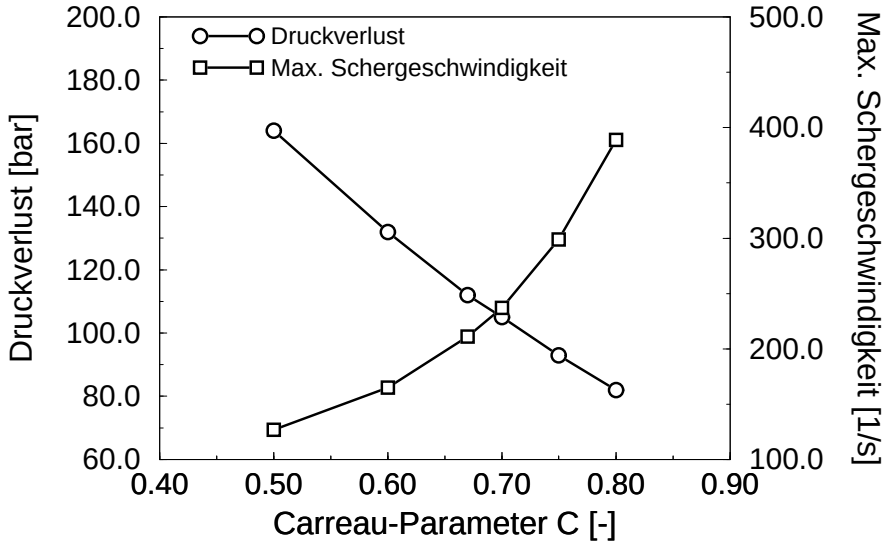

Bild 4.25: Druckverlust und maximale Schergeschwindigkeit in Abhängigkeit des Carreau-Parameters C

Dieser Zusammenhang wird in Bild 4.26 für eine Druckströmung im Flachschlitzkanal, anhand der sich ausbildenden Geschwindigkeits-und Schergeschwindigkeitsprofile graphisch veranschaulicht.

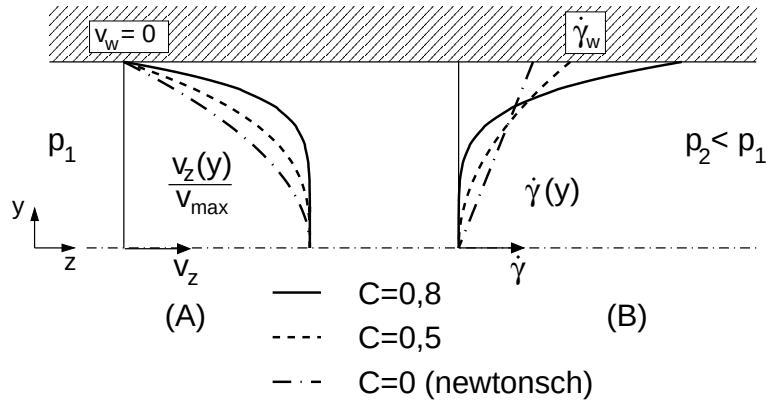

Bild 4.26: (A): Geschwindigkeitsprofile $v_z(y)$ und (B): Schergeschwindigkeitsprofile $\dot{\gamma}(y)$ in Abhängigkeit des Carreau-Parameters C

Im Gegensatz zu $\dot{\gamma}_{max}$ können die minimalen Schergeschwindigkeiten im Verteilersystem aufgrund ihrer Größenordnung dem Übergangsbereich der Viskositätskurve zugeordnet werden, so dass die Variation des Carreau-Parameters C den Wert von $\dot{\gamma}_{min}$ nur wenig beeinflusst.
Weiterhin ist in Bild 4.25 der Druckverlust des Wendelverteilersystems

über der rheologischen Größe C aufgetragen. Die Strukturviskosität der Polymerschmelze beeinflusst den Druckverbrauch maßgeblich. Der Übergang von $C = 0,5$ auf $C = 0,8$ verursacht eine Halbierung des Druckverlustes Δp von 164 bar auf 82 bar. Die signifikante Verringerung des Druckabfalls entlang des Fließwegs lässt sich auf das mit zunehmendem C-Wert reduzierte Viskositätsniveau der Schmelze im relevanten Schergeschwindigkeitsbereich zurückführen.
Abschließend bleibt festzuhalten, dass die Strukturviskosität der Kunststoffschmelze das Strömungsfeld im Wendelverteilersystem deutlich beeinflusst. Insbesondere wirkt sich der Carreau-Parameter C auf den Druckverbrauch und den resultierenden Schergeschwindigkeitsbereich des Wendelverteilers aus. Hinsichtlich des Strömungsübergangs und der wichtigen, azimutalen Schmelzeverteilung am Ausgang stellt sich das Verteilersystem hingegen nahezu invariant in Bezug auf die Strukturviskosität des zu verarbeitenden Materials dar.

4.1.2.4 Temperaturverschiebungsfaktor $\mathbf{a_T}$

Der Temperaturverschiebungsfaktor a_T gibt die Temperaturabhängigkeit der Schmelzeviskosität wieder. Der funktionale Zusammenhang zwischen a_T und der Temperatur ist durch die Arrhenius-Gleichung (3.30) respektive WLF-Gleichung (3.31) bestimmt. Bei der Bezugstemperatur der rheologischen Messung T_0 besitzt $a_T(T_0)$ gerade den Wert 1. Während für Temperaturen $T > T_0$ der Temperaturverschiebungsfaktor $a_T(T)$ Werte kleiner 1 annimmt, gilt für $T < T_0$ $a_T(T) > 1$.
Bild 4.27 zeigt die Viskositätskurven der betrachteten Polymerschmelze für unterschiedliche Werte des Temperaturverschiebungsfaktors. Die Änderung von a_T führt zu einer Verschiebung der Viskositätskurve unter $-45°$ im doppeltlogarithmischen Diagramm. Die Carreau-Parameter A und B hängen gemäß Gleichung (3.29) vom Temperaturverschiebungsfaktor ab, während sich der Parameter C temperaturinvariant darstellt.
Durch die systematische Variation des Temperaturverschiebungsfaktors a_T kann einerseits der Einfluss der Verarbeitungstemperatur auf die Schmelzeverteilung und das Strömungsfeld im Wendelverteilersystem untersucht werden. Andererseits kann auf diese Weise die Verarbeitung verschiedener Materialien derselben Polymerfamilie betrachtet werden, die sich aufgrund differierender Molmassenverteilungen in den Carreau-Parametern A und B bei nahezu konstantem Parameter C unterscheiden.

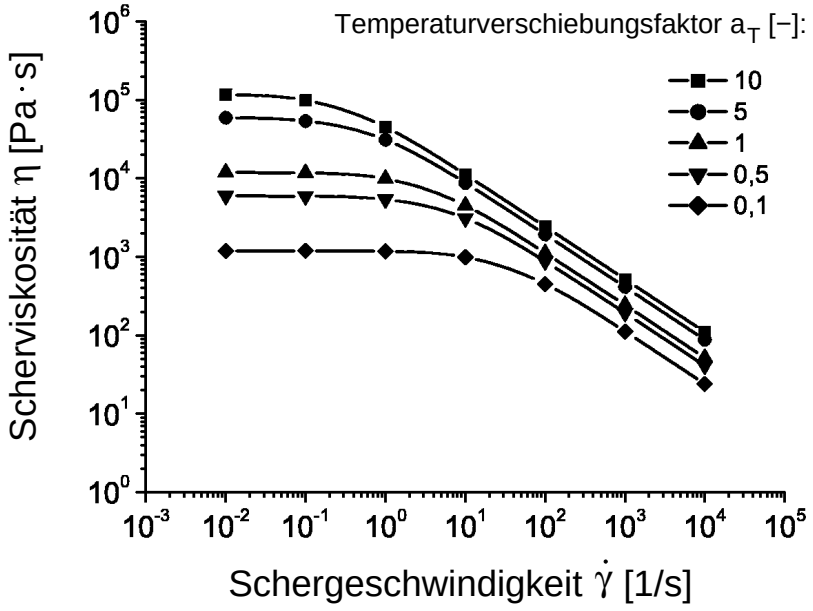

Bild 4.27: Viskositätskurven in Abhängigkeit des Temperaturverschiebungsfaktors a_T

Bild 4.28 zeigt die maximale und minimale, im Wendelverteilersystem auftretende Schergeschwindigkeit in Abhängigkeit des Temperaturverschiebungsfaktors a_T. Mit zunehmendem Wert von a_T erfolgt eine Verbreiterung des Schergeschwindigkeitsspektrums. Insbesondere erfährt die maximale Schergeschwindigkeit einen deutlichen Anstieg, der sich überwiegend im Bereich kleiner a_T-Werte ($0,1 \leq a_T \leq 1$) vollzieht. Dem degressiven Verlauf $\dot{\gamma}_{max}(a_T)$ liegt die Verschiebung der Viskositätskurve mit zunehmendem a_T zugrunde, wodurch sich der Betriebspunkt des Wendelverteilers sukzessive aus dem Übergangsbereich in den strukturviskosen Bereich der Viskositätsfunktion verlagert. Mit ansteigendem Temperaturverschiebungsfaktor kommt somit das strukturviskose Verhalten der Schmelze, das durch den temperaturinvarianten Carreau-Parameter C gekennzeichnet ist, immer deutlicher zum Tragen, wodurch der Einfluss von a_T auf die Schergeschwindigkeit schrittweise abnimmt.

In Bild 4.29 sind die Leckstromkurven für verschiedene Werte des Temperaturverschiebungsfaktors a_T gezeigt. Das mit zunehmendem a_T-Wert innerhalb des Verteilersystems wirksam werdende, strukturviskose Verhalten der Polymerschmelze spiegelt sich in einem steileren Anstieg

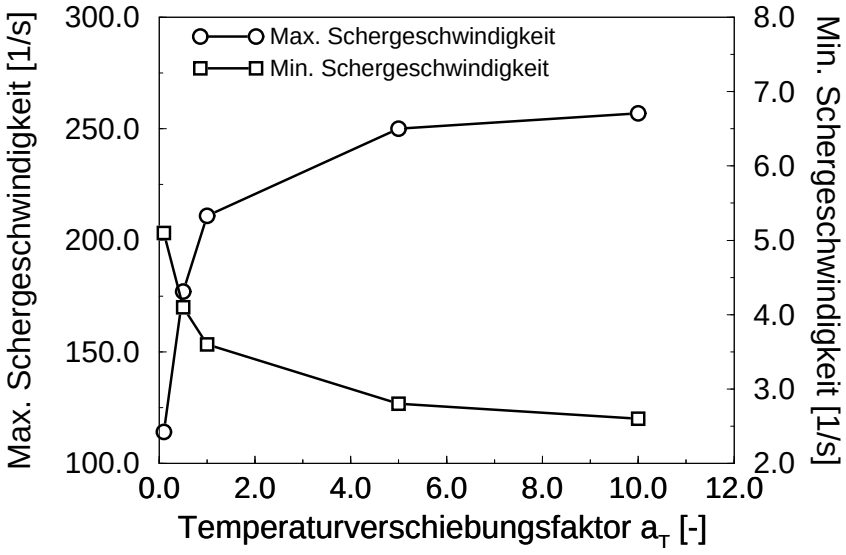

Bild 4.28: Maximale und minimale Schergeschwindigkeit in Abhängigkeit des Temperaturverschiebungsfaktors a_T

der radialen Ringspaltströmung wider. Ausgehend vom Wendelkanaleingang fließt ein größerer Schmelzeteilstrom über den Steg in den Überströmspalt ab, so dass sich der Strömungsübergang weniger kontinuierlich darstellt. Im Wertebereich $0,1 \leq a_T \leq 1$, in dem die Verschiebung des Betriebspunkts vom Übergangsbereich in den strukturviskosen Bereich der Viskositätskurve hauptsächlich stattfindet, sind demnach die signifikantesten Veränderungen des Verlaufs der Leckstromkurve zu verzeichnen.
Analog dazu nehmen die Abweichungen der Volumenstromverteilung am Ausgang, die in Bild 4.30 wiedergegeben sind, insbesondere für $0,1 \leq a_T \leq 1$ mit dem Temperaturverschiebungsfaktor zu. In Anbetracht der weiten Spanne von a_T-Werten ist der Anstieg der Abweichungen von $4,7\,\%$ bei $a_T = 0,1$ auf $5,5\,\%$ bei $a_T = 10$ jedoch sehr moderat. Der Temperaturverschiebungsfaktor beeinflusst folglich die Schmelzeverteilung nur in geringem Maße.

Anhand der Viskositätsfunktionen in Bild 4.27 ist ferner anschaulich zu erkennen, dass mit ansteigendem a_T-Wert die Schmelzeviskosität im gesamten Schergeschwindigkeitsbereich angehoben wird. Die Wirkung dieser Viskositätserhöhung auf den Druckverlust im Wendelverteilersystem zeigt Bild 4.30. Mit zunehmendem Temperaturverschiebungsfaktor steigt der Druckverbrauch drastisch an. Während für $a_T = 0,1$

ein geringer Druckverlust von $\Delta p = 33\,bar$ resultiert, erhöht sich der Druckverbrauch des Verteilersystems bei $a_T = 10$ auf $\Delta p = 262\,bar$.

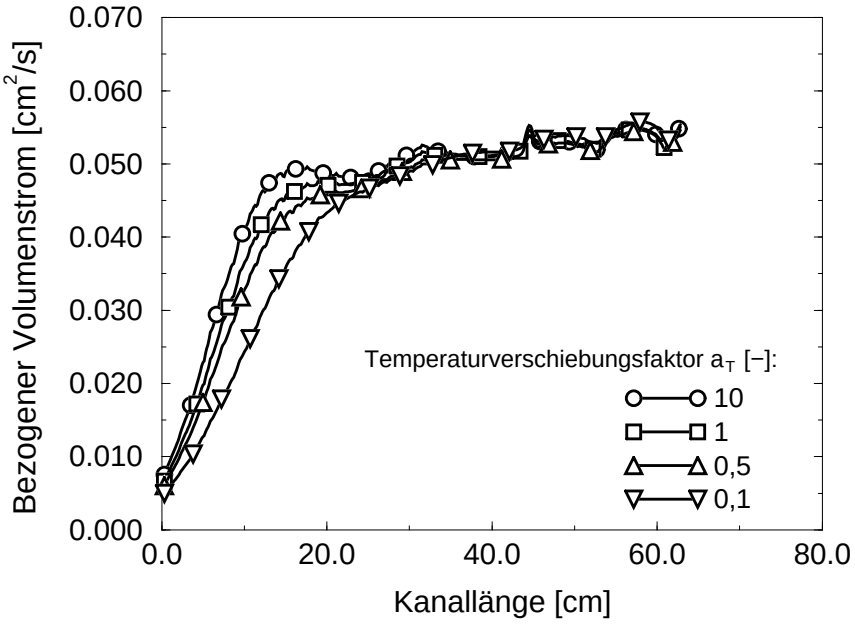

Bild 4.29: Leckstromkurven für verschiedene Werte des Temperaturverschiebungsfaktors a_T

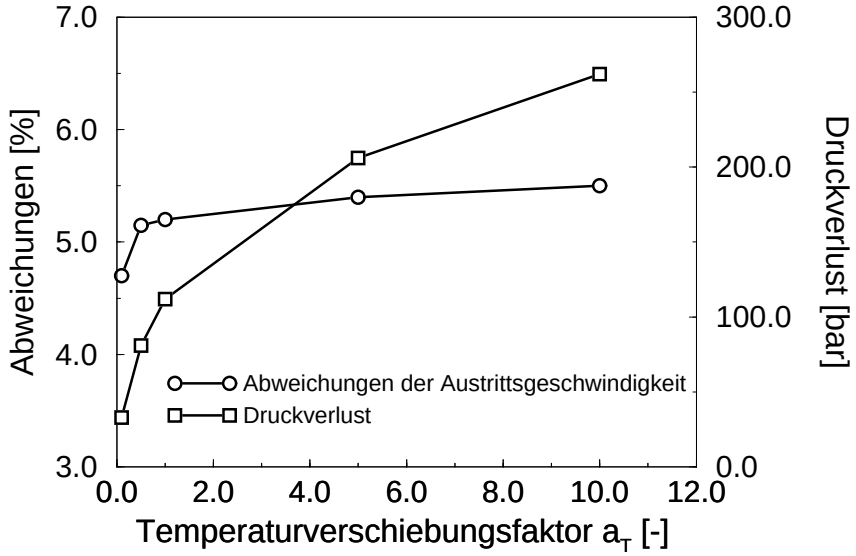

Bild 4.30: Abweichungen der Austrittsverteilung und Druckverlust in Abhängigkeit des Temperaturverschiebungsfaktors a_T

Die Untersuchungsergebnisse zeigen, dass der Temperaturverschiebungsfaktor a_T das Strömungsfeld im Wendelverteilersystem beeinflusst. Die Variation von a_T lässt sich als Verarbeitung der Polymerschmelze bei unterschiedlichen Massetemperaturen oder als Extrusion von Materialien mit differierenden Molmassenverteilungen, die derselben Polymerfamilie angehören, interpretieren. Sowohl die Verarbeitungstemperatur als auch die Molmasse bestimmen maßgeblich das Viskositätsniveau der Schmelze und besitzen erheblichen Einfluss auf den resultierenden Druckverlust des Wendelverteilersystems. Weiterhin bestimmt der Temperaturverschiebungsfaktor a_T die Lage des Betriebspunkts, wobei eine Verlagerung in Richtung des strukturviskosen Bereichs der Viskositätsfunktion eine Aufweitung des Schergeschwindigkeitsspektrums im Wendelverteilersystem zur Folge hat. Die für die gleichmäßige Wanddickenverteilung des Extrudats maßgebende, azimutale Schmelzeverteilung wird vom Temperaturverschiebungsfaktor dagegen kaum beeinflusst, so dass ein adäquat ausgelegtes Wendelverteilerwerkzeug unabhängig von der Verarbeitungstemperatur und dem Viskositätsniveau des Materials eingesetzt werden kann. Die Auslegung erweist sich in Bezug auf den Temperaturverschiebungsfaktor a_T als weitgehend stoffinvariant.

4.1.3 Volumendurchsatz

Der Volumendurchsatz $\dot{V}$, der über die Schmelzedichte ρ_S mit dem Massedurchsatz $\dot{m}$ verbunden ist, stellt einen wichtigen Prozessparameter dar. Um einen möglichst breiten Einsatzbereich in Bezug auf die Prozessführung, die Halbzeugdimensionen und die Ausstoßleistung zu gewährleisten, muss das Wendelverteilerwerkzeug eine hohe Flexibilität hinsichtlich des Durchsatzes aufweisen. Insbesondere sollte eine Durchsatzsteigerung, die beispielsweise aufgrund des Einsatzes einer leistungsfähigeren Kalibrier- und Kühlstrecke ermöglicht wird, unter Verwendung des vorhandenen Werkzeugs realisierbar sein. Dabei darf die Änderung des Durchsatzes keine negative Wirkung auf die Ausform- und Verteilfunktion des Werkzeugs haben.
Um den Einfluss des Durchsatzes auf das Strömungsfeld im Verteilersystem und die Optimierungsparameter zu untersuchen, wurde der Volumenstrom, der eine Eingangsgröße der Simulationsrechnung darstellt, unter Beibehaltung der Fließkanalgeometrie und der rheologischen Stoffwerte

systematisch variiert. Der Betrachtung liegt ein Radialwendelverteilersystem zu Grunde, das mit Volumenströmen von $4\ \frac{cm^3}{s} \leq \dot{V} \leq 14\ \frac{cm^3}{s}$ beaufschlagt wird, wodurch sich Werte des Massedurchsatzes von $13\ \frac{kg}{h} \leq \dot{m} \leq 46\ \frac{kg}{h}$ ergeben [4].

Zunächst wird der Einfluss auf den Strömungsübergang anhand von Leckstromkurven für unterschiedliche Volumendurchsätze $\dot{V}$ betrachtet, die in Bild 4.31 graphisch dargestellt sind. Durch die Normierung auf den jeweiligen Maximalwert des radialen Volumenstroms ist die Vergleichbarkeit der Graphen gewährleistet. Die normierten Leckstromkurven verlaufen nahezu kongruent, so dass sich die Charakteristik des Strömungsübergangs als durchsatzunabhängig erweist. Die lokale Aufteilung der Wendelströmung in einen über den Steg abfließenden Teilstrom und einen im Wendelkanal verbleibenden Anteil erfolgt für alle betrachteten Durchsätze in analoger Weise. Die Art der Strömungsumlenkung wird im Wesentlichen von der Fließkanalgeometrie des Verteilersystems bestimmt und hängt von der Abstimmung der Fließwiderstände von Wendelkanälen und Überströmspalt ab (vergleiche Kapitel 4.1.1).
Entsprechend dem fast identischen Strömungsübergang resultiert für alle Volumendurchsätze eine annähernd gleiche Schmelzeverteilung am Ausgang des Wendelverteilersystems. Die relativen Abweichungen der Austrittsverteilung $\frac{\Delta q}{q}$, die in Tabelle 4.9 wiedergegeben sind, bleiben unabhängig vom Volumendurchsatz nahezu konstant.

$\dot{V}$ [$\frac{cm^3}{s}$]	$\frac{\Delta q}{q}$ [%]	Δp [bar]	$\dot{\gamma}_{max}$ [s^{-1}]	$\dot{\gamma}_{min}$ [s^{-1}]
4	5,2	112	211	4
6	5,4	132	337	5
8	5,5	147	465	7
10	5,4	160	595	8
12	5,4	171	725	9
14	5,5	181	855	10

Tabelle 4.9: Optimierungsparameter in Abhängigkeit des Volumendurchsatzes $\dot{V}$

[4] In Anlehnung an das zu Grunde gelegte EVA-Blend (vgl. Kapitel 4.1.2, Tabelle 4.5) wird die Schmelzedichte von Elvax 462 (Fa. DuPont) für die Umrechnung herangezogen. Aus dem p-v-T-Diagramm resultiert bei $T = 140°\,C$ und $p = 100\,bar$ ein Wert von $\rho_S = 0,92\ \frac{g}{cm^3}$ [50].

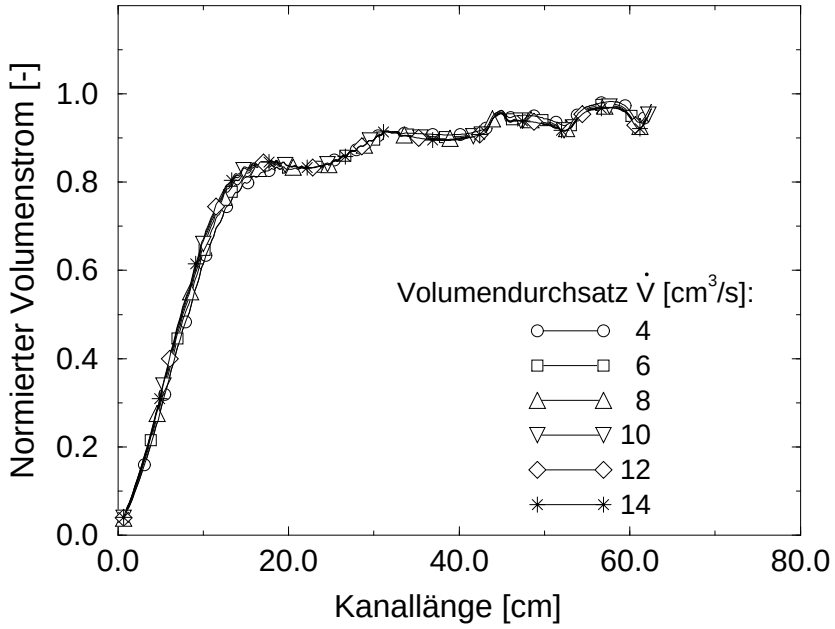

Bild 4.31: Normierte Leckstromkurven für verschiedene Volumendurchsätze $\dot{V}$

Weiterhin sind Tabelle 4.9 die Extremwerte der Schergeschwindigkeiten ($\dot{\gamma}_{max}$ und $\dot{\gamma}_{min}$) in Abhängigkeit des Volumenstroms $\dot{V}$ zu entnehmen. Durch die Zunahme des Durchsatzes erfährt das gesamte Schergeschwindigkeitsspektrum im Wendelverteiler eine Anhebung, wobei insbesondere die höchsten $\dot{\gamma}$-Werte signifikant beeinflusst werden. In Bild 4.32 wird der Einfluss des Volumendurchsatzes auf die maximale Schergeschwindigkeit graphisch veranschaulicht. $\dot{\gamma}_{max}$ steigt mit zunehmendem Durchsatz annähernd linear an. Dies wird durch den zunehmenden Schmelzestrom, der zu Beginn der Wendelkanäle über den Steg in den engen Überströmspalt abfließt, verursacht.

Ferner ist in Bild 4.32 der Druckverlust des Verteilersystems Δp über dem Volumendurchsatz $\dot{V}$ aufgetragen. Mit zunehmendem Durchsatz steigt Δp degressiv an. Der zu höheren Werten verschobene Schergeschwindigkeitsbereich führt, aufgrund der Strukturviskosität der Polymerschmelze zu einer Verringerung des Viskositätsniveaus im Wendelverteiler, woraus der unterproportionale Anstieg des Druckverbrauchs folgt.

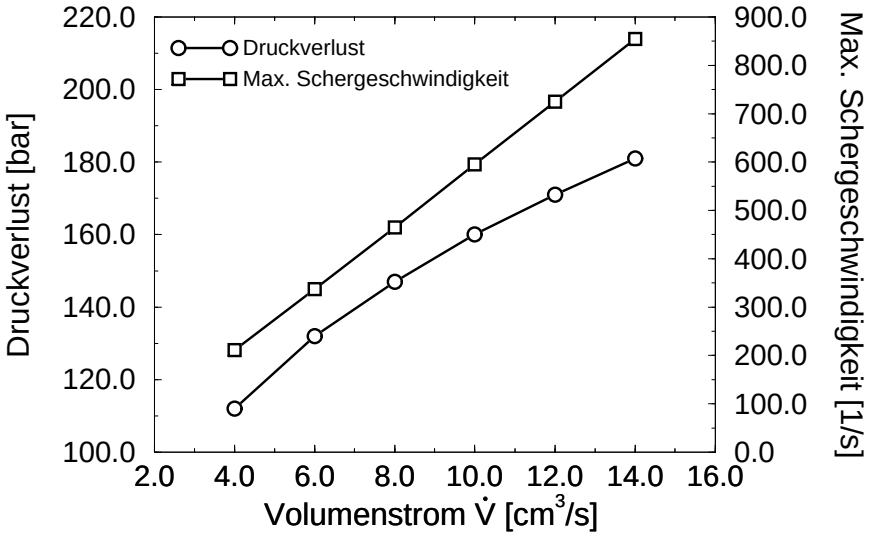

Bild 4.32: Druckverlust und maximale Schergeschwindigkeit in Abhängigkeit vom Volumendurchsatz $\dot{V}$

Aufgrund der durchsatzinvarianten Schmelzeverteilung des Wendelverteilersystems kann eine Durchsatzsteigerung ohne nennenswerte Verschlechterung der Maßhaltigkeit des Halbzeugs verwirklicht werden. Das Druck- und Schergeschwindigkeitsniveau im Verteilersystem wird jedoch deutlich angehoben. Für scherempfindliche und wandgleitende Materialien sind dabei die maximal zulässigen Schergeschwindigkeiten zu beachten, um Materialschädigungen und Fließanomalien zu vermeiden.

4.2 Untersuchung von lokalen Strömungsphänomenen im Wendelverteilersystem

4.2.1 Einfluss der Stärke von Leckströmen auf das Strömungsfeld

Der in das Verteilersystem eintretende Schmelzestrom wird in eine resultierende Ringspaltströmung überführt, wobei die Schmelze sukzessive aus den Wendelkanälen über die Stege in den Überströmspalt abfließt. Der anfängliche Leckstrom, der sich im Eingangsbereich des Verteilersystems ausbildet, trifft nach dem Überqueren des Stegs auf die Strömung des nächsten Wendelkanals und tritt mit dieser in Wechselwirkung. Bild 4.33 veranschaulicht die geometrischen Verhältnisse an der Zusammenflussstelle der Strömungskomponenten.

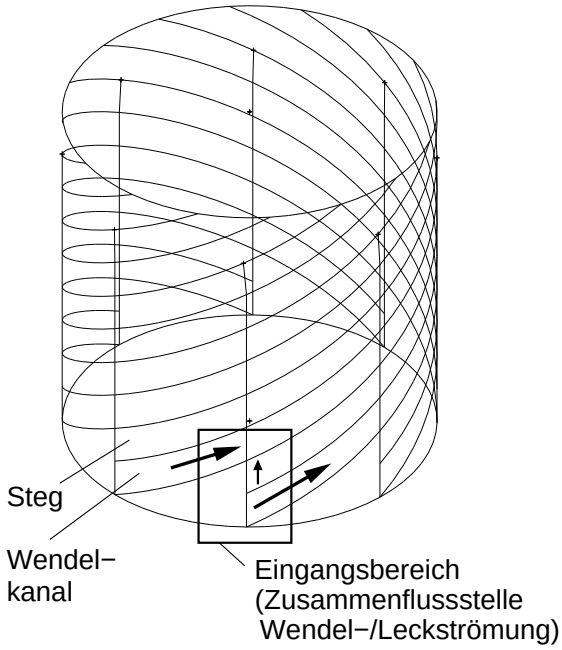

Bild 4.33: Zusammenflussstelle der Wendel- und Leckströmung im Eingangsbereich des Wendelverteilersystems

Die Ausbildung der Leckströmung, die am Steganfang vorherrscht, wird maßgeblich durch die Fließkanalgeometrie, insbesondere durch die Kanalanfangstiefe und die lokale Spaltweite des Überströmspalts bestimmt. Anhand von zwei axialen Wendelverteilersystemen, die aufgrund ihrer differierenden Fließkanalgeometrien unterschiedliche anfängliche Leckströme aufweisen, wurde der Einfluss der Leckströmung auf das Strömungsfeld untersucht. Beide Wendelverteilersysteme, die die Länge $L = 21\,cm$, den Durchmesser $D = 21\,cm$, den Steigungswinkel der Wendelkanäle $\varphi = 29^\circ$ und die Wendelanzahl $n = 8$ gemein haben, unterscheiden sich in den Kanaltiefen- und Spaltweitenverläufen, die in Tabelle 4.10 einander gegenübergestellt sind.

	Wendelverteiler A	Wendelverteiler B
Kanalanfangstiefe H_0 [cm]	1,1	1,5
Eintrittsspaltweite S_e [cm]	0,49	0,2
Austrittsspaltweite S_a [cm]	0,75	0,75

Tabelle 4.10: Kanalanfangstiefe und Spaltweiten am Ein- und Ausgang der axialen Wendelverteilersysteme A und B

Bild 4.34 zeigt die Leckstromkurven für beide Verteilersysteme. Das Wendelverteilersystem A, das flach geschnittene Wendelkanäle mit großen Spaltweiten des Überströmspalts kombiniert, weist einen hohen Anfangswert und steilen Anstieg der Leckstromkurve auf. Demgegenüber ergibt sich für den Wendelverteiler B mit tief geschnittenen Wendelkanälen und engen Überströmspalten ein sehr kleiner anfänglicher Leckstrom, dem ein kontinuierlicher Anstieg der Leckstromkurve folgt.

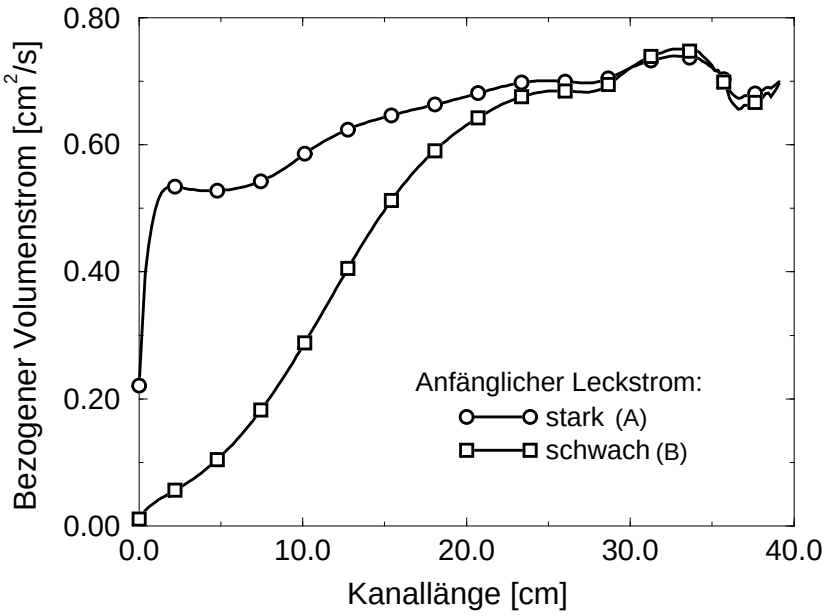

Bild 4.34: Leckstromkurven der Wendelverteilersysteme A und B

Das Ausmaß des Leckstroms, der am Wendelkanaleingang auftritt, beeinflusst das Geschwindigkeitsfeld im Bereich der Zusammenflussstelle von Wendel- und Leckströmung signifikant, wie Bild 4.35 graphisch veranschaulicht. Der stark ausgeprägte, anfängliche Leckstrom im Fall des Wendelverteilers A spiegelt sich in den relativ hohen Geschwindigkeitswerten der Schmelzeströmung im Bereich des Steganfangs wider. Die Schmelze im darüber befindlichen Wendelkanal, die zunächst in Kanalrichtung fließt, wird mit dem Erreichen der Zusammenflussstelle durch die starke Leckströmung abrupt umgelenkt. Die Geschwindigkeitsvektoren erfahren eine partielle Umorientierung in die axiale Strömungsrichtung.
Der geringe Leckstrom im Verteilersystem B, der in Bild 4.35 durch die niedrigen Schmelzegeschwindigkeiten am Steganfang gekennzeichnet ist, beeinflusst die nächste Wendelströmung dagegen nur moderat. Die

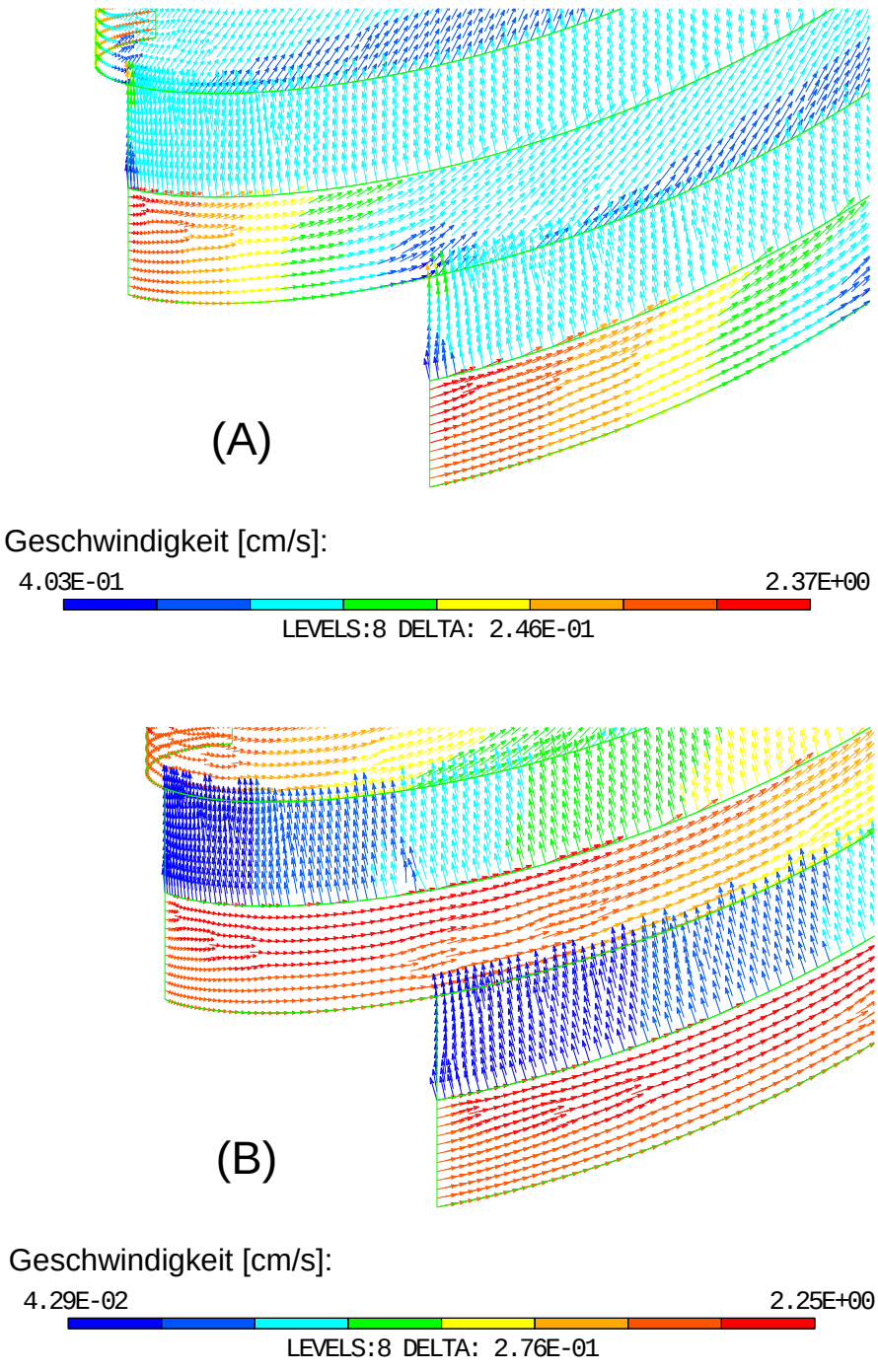

Bild 4.35: Geschwindigkeitsfeld an der Zusammenflussstelle von Wendel- und Leckströmung für die Wendelverteiler A und B

Strömungsumlenkung vollzieht sich, gemäß der allmählichen Umorientierung der Geschwindigkeitsvektoren äußerst kontinuierlich.
Der Einfluss des Leckstroms auf die Strömungsumlenkung lässt sich weiterhin anhand des Umlenkwinkels der Strömung Ω darstellen, der in

Kapitel 3.3 eingeführt worden ist. Die Größe Ω repräsentiert den Winkel der lokalen Geschwindigkeitsvektoren im Wendelkanal bezüglich der Grundkreisebene des Axialwendelverteilersystems. Bild 4.36 zeigt die Verläufe des Umlenkwinkels entlang des Wendelkanals für die Verteilersystemgeometrien A und B.

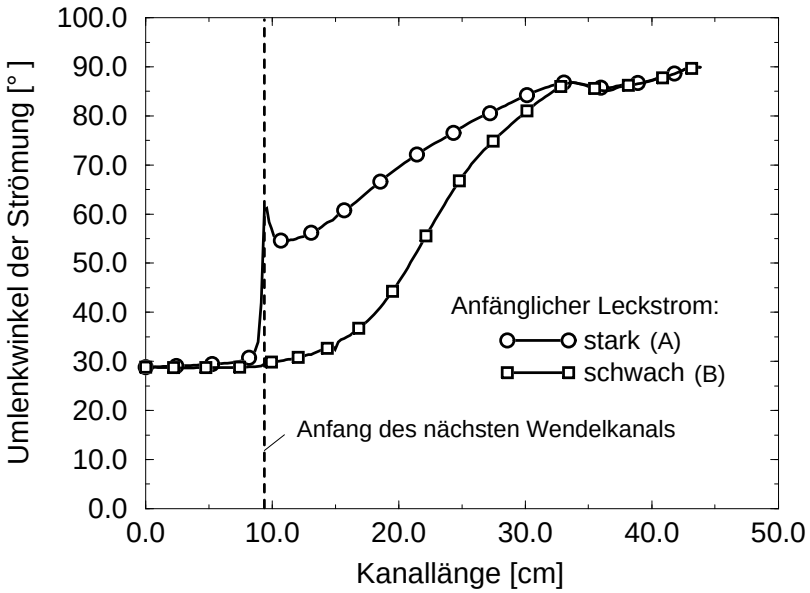

Bild 4.36: Umlenkwinkel der Strömung für die Wendelverteiler A und B

Die in den Wendelverteiler eintretende Schmelze fließt zunächst in Kanalrichtung, so dass der Umlenkwinkel mit dem Steigungswinkel der Wendelkanäle korrespondiert ($\Omega = \varphi = 29°$). Das Einsetzen des stark ausgeprägten Leckstroms, der zu Beginn des nächsten Wendelkanals über den Steg fließt, hat für das Wendelverteilersystem A einen lokalen, nahezu sprungförmigen Anstieg des Ω-Verlaufs zur Folge, welcher der Ausbildung des vektoriellen Geschwindigkeitsfeldes in Bild 4.35 (A) entspricht. Dagegen steigt der Kurvenverlauf für den Wendelverteiler B gemäß der moderaten Leckströmung und kontinuierlichen Strömungsumlenkung langsam an. Der Umlenkwinkel erreicht am Ende der Wendelkanäle den Wert $\Omega = 90°$ und repräsentiert die axiale Ringspaltströmung am Ausgang des Verteilersystems.

Des Weiteren sind in Bild 4.37 die Viskositätsverteilungen im Bereich der Zusammenflussstelle von Wendel- und Leckströmung für die Fließkanalgeometrien A und B dargestellt. Im Wendelverteiler A bildet sich unmittelbar vor der Zusammenflussstelle ein Bereich maximaler Visko-

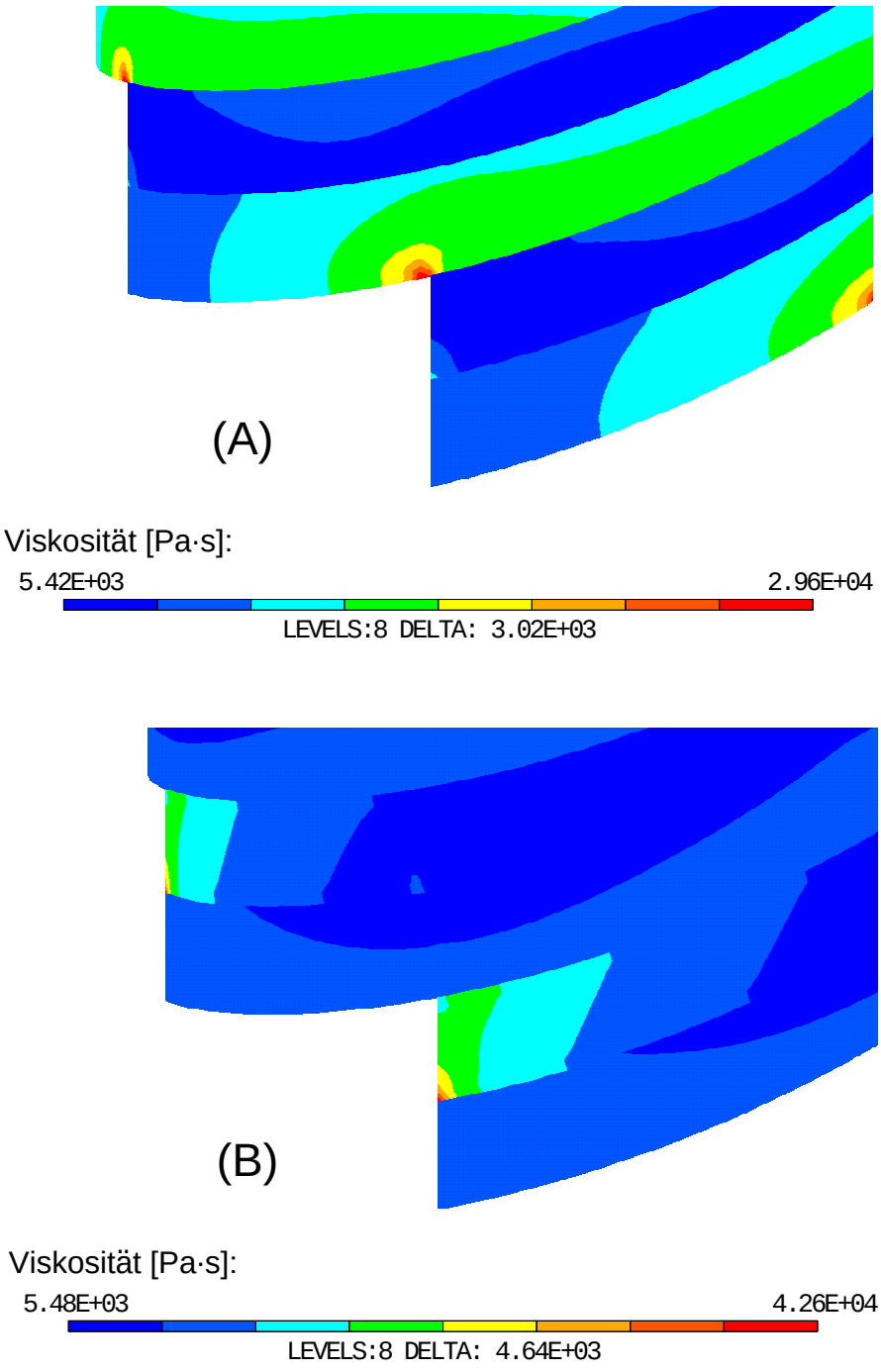

Bild 4.37: Viskositätsverteilungen an der Zusammenflussstelle von Wendel- und Leckströmung für die Verteilersysteme A und B

sität aus. Der Vergleich mit dem Geschwindigkeitsfeld in Bild 4.35 (A) verdeutlicht ferner die Existenz sehr kleiner Schmelzegeschwindigkeiten an dieser Stelle. Ursächlich für diesen Stagnationspunkt, der in jedem Kanal des Verteilers A detektiert werden kann, ist der große, anfängliche

Leckstrom, der die Schmelzeströmung im Wendelkanal lokal signifikant verzögert und annähernd zum Stillstand bringt. Aufgrund der langen Verweilzeiten kann sich Material im Bereich der Stagnationspunkte ablagern und thermisch bedingt abbauen[5]. Die Ausbildung dieser Stagnationspunkte kann im Wendelverteilersystem B nicht nachgewiesen werden. Der geringe, anfängliche Leckstrom führt jedoch zu sehr kleinen Geschwindigkeiten der Schmelze im Bereich des Steganfangs, so dass sich in dem engen Überströmspalt große Viskositätswerte ergeben. Die lokal erhöhten Verweilzeiten, die zur Materialstagnation führen können, sind insbesondere bei der Verarbeitung von vernetzenden Materialsystemen zu beachten. Die mit zunehmender Verweilzeit forcierte Aufbaureaktion des Materials verstärkt den Stagnationseffekt durch die ansteigende Viskosität der Schmelze zusätzlich. Die entstehenden Materialablagerungen werden partikelweise von der umgebenden Strömung mitgerissen, wodurch Stippenbildung im Extrudat auftritt [51].

Abschließend bleibt festzuhalten, dass die Stärke der Leckströmung das Strömungsfeld im Eingangsbereich des Wendelverteilers beeinflusst. Durch die adäquate Abstimmung der Fließkanalgeometrie, basierend auf der Kanalanfangstiefe und der Spaltweite am Eingang muss der anfängliche Leckstrom derart eingestellt werden, dass eine hinreichend kontinuierliche Strömungsumlenkung resultiert und die Entstehung von Stagnationszonen im Verteilersystem vermieden wird.

4.2.2 Einfluss der zylindrischen Dichtflächen auf das Strömungsfeld

Axiale Wendelverteilersysteme bestehen aus einem konischen Dorn, in den die Wendelkanäle eingearbeitet sind, und einem zylindrischen Außengehäuse, die gemeinsam den axialen Ringspalt bilden. Der konische Wendelverteilerdorn weist zwischen den Wendelkanaleingängen dreiecksförmige Flächen auf, die aus Gründen der Abdichtung zum Gehäuse zylindrisch ausgeführt werden. Bild 4.38 verdeutlicht exemplarisch die Lage einer Dichtfläche anhand des Drahtmodells eines Wendelverteilers graphisch.

[5] Die Simulationsergebnisse von Wendelverteiler A entstammen der Nachrechnung eines im Praxiseinsatz befindlichen Werkzeugs. Die Existenz der ermittelten Stagnationspunkte, die zum lokalen Materialabbau führen, wurde von Seiten des Kunststoffverarbeiters eindeutig bestätigt.

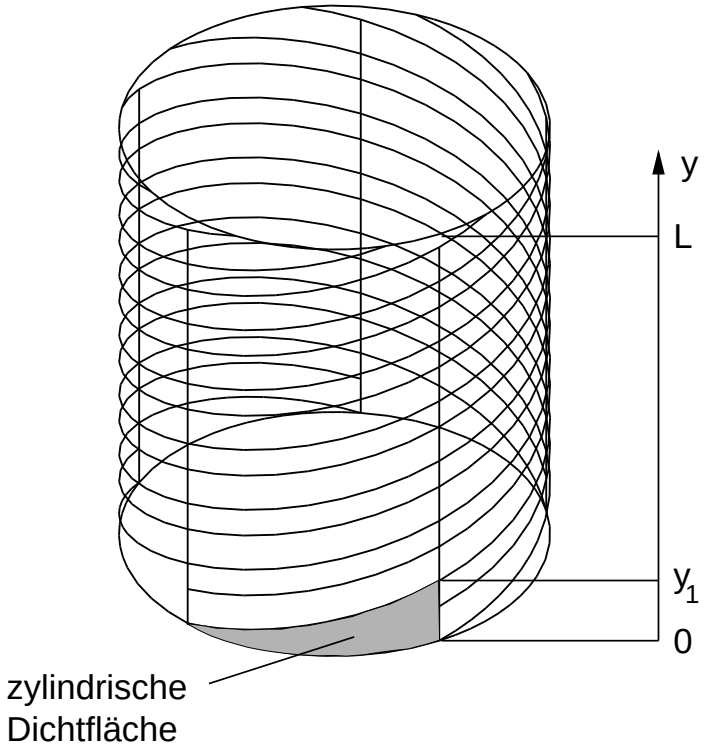

Bild 4.38: Lage der Dichtflächen im Axialwendelverteilersystem

Während der Bereich $y_1 < y \leq L$ bei der Fertigung des Spiraldorns konisch gedreht wird, muss die Konizität im Eingangsbereich $0 \leq y \leq y_1$ unter Aussparung der zylindrischen Dichtflächen ausgefräst werden. Dieser fertigungstechnische Mehraufwand gegenüber einer konstruktiven Lösung mit einem durchgehend konisch gedrehten Dorn ($0 \leq y \leq L$) und einer auf $y < 0$ reduzierten Dichtfläche hat sich in praxi bewährt. Im Falle der durchgehenden Konizität würden im Bereich der dreiecksförmigen Flächen enge Spalte zwischen dem Wendelverteilerdorn und dem Gehäuse resultieren, die Totwassergebiete der Strömung darstellen, so dass die Gefahr von Materialablagerungen und -abbau besteht.

Um die Strömungsvorgänge unter der Annahme fehlender Dichtflächen zwischen den Wendelkanaleingängen zu untersuchen, wurde ein Wendelverteilermodell herangezogen, dessen konischer Ringspalt über die gesamte Verteilersystemlänge ($0 \leq y \leq L$) umlaufend ist. Bild 4.39 zeigt das berechnete Geschwindigkeitsfeld im Bereich der konisch ausgebildeten, dreiecksförmigen Flächen.

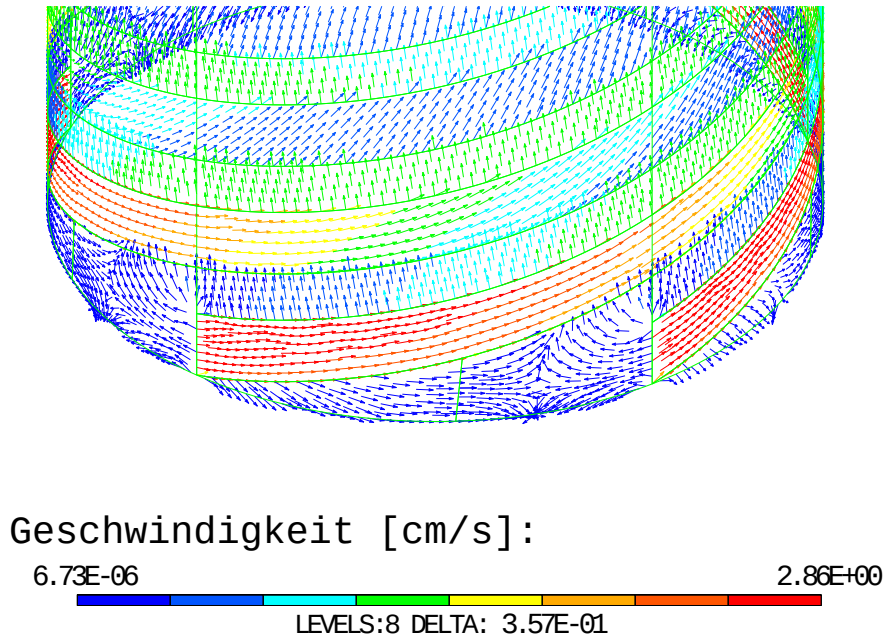

Bild 4.39: Geschwindigkeitsfeld im Bereich der konisch ausgebildeten, dreiecksförmigen Flächen

Die Schmelze tritt mit maximaler Geschwindigkeit in die Wendelkanäle ein und strömt zunächst überwiegend in Kanalrichtung. Neben dem Leckstrom, der in Extrusionsrichtung über den Steg in den Überströmspalt abfließt, strömt ferner Schmelze aus den beiden angrenzenden Wendelkanälen in den engen, konischen Ringspalt zwischen den Wendeleingängen. Aufgrund der kleinen Spaltweiten sind die lokalen Schmelzegeschwindigkeiten äußerst gering. Die Schmelzeströme aus beiden Wendelkanälen treffen im Bereich der dreiecksförmigen Flächen frontal aufeinander und werden abgelenkt. Während sich ein Teil der Schmelze aufgrund der Strömungsumlenkung in Extrusionsrichtung weiterbewegt, verbleibt der in die entgegengesetzte Richtung orientierte Teilstrom im Totwassergebiet (Geschwindigkeit $v \rightarrow 0$). Die resultierende Materialstagnation lässt sich weiterhin anhand der Viskositätsverteilung, die in Bild 4.40 dargestellt ist, detektieren. Im engen Ringspalt zwischen den Wendelkanaleingängen treten, aufgrund der schwach ausgeprägten, kriechenden Bewegung der Schmelze hohe Viskositätswerte auf. Die maximalen η-Werte, die an der Zusammenfluss-/Umlenkungsstelle der beiden Leckströme zu verzeichnen sind, repräsentieren den annähernden Stillstand der Schmelze.

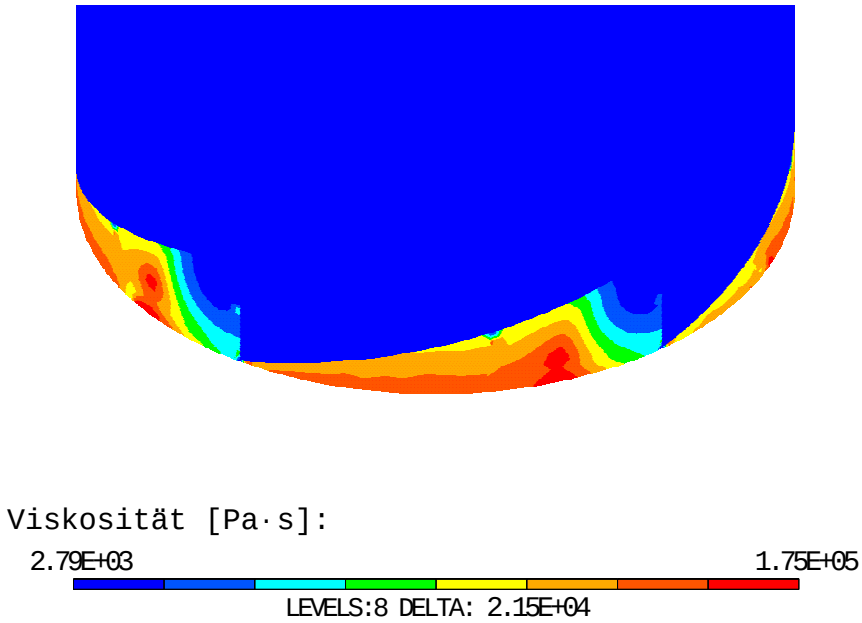

Bild 4.40: Viskositätsverteilung im Bereich der konisch ausgebildeten, dreiecksförmigen Flächen

Aufgrund der lokalen Strömungsverhältnisse wird sich das in den engen Ringspalt eingebrachte Material ablagern und im Laufe der Zeit thermisch zersetzen. Partikel des abgebauten Kunststoffs werden in der Folge durch die angrenzende, starke Wendelströmung abgelöst und mitgerissen. Sie finden sich in Form von Stippen im Extrudat wieder und beeinträchtigen, insbesondere bei dünnwandigen Halbzeugen die mechanischen und optischen Eigenschaften in erheblichem Maße.
Aus diesem Grunde ist die zylindrische Ausführung der dreiecksförmigen Dichtflächen des Wendelverteilerdorns unabdingbar notwendig, um eine hohe Prozesssicherheit und Produktqualität über den gesamten Produktionszyklus zu gewährleisten.

4.3 Analyse von Wendelverteilersystemen unter Einbeziehung der Nachfolgezonen

Das erweiterte Auslegungskonzept unter Einbeziehung der Nachfolgezonen, das in Kapitel 3.5 vorgestellt wurde, ermöglicht die geschlossene Betrachtung des Gesamtsystems „Wendelverteiler mit Nachfolgezonen“. Auf diese Weise können sowohl Aussagen zum Druckverbrauch des

Werkzeugs, als auch zum Druckabfall einzelner Zonen getroffen werden. Ferner können die Spaltweiten in den Nachfolgezonen, anhand der auftretenden Wandschergeschwindigkeiten korrekt dimensioniert werden. Zur Untersuchung der Strömungsvorgänge wurde exemplarisch ein Radialwendelverteilersystem mit Nachfolgezonen herangezogen, dessen Aufbau in Bild 3.26 (Kapitel 3.5) dargestellt ist. An den Ausgang des Verteilersystems schließt sich die erste Parallelzone mit einer konstanten Spaltweite von 0,2 cm an. Innerhalb der sich anschließenden konischen Zone nimmt die Spaltweite linear von 0,2 cm auf 0,1 cm ab. Die abschließende zweite Parallelzone, deren Ende dem Werkzeugausgang entspricht, weist einen Ringspalt mit einer konstanten Spaltweite von 0,1 cm auf.

Die Strömungssimulationen wurden für einen EVA-Blend (vgl. Kapitel 4.1.2, Tabelle 4.5) bei einer Temperatur von $T = 140°C$ und einem Massestrom von $\dot{m} = 13\ \frac{kg}{h}$ durchgeführt. Bild 4.41 zeigt die berechnete Druckverteilung im Wendelverteilersystem und den Nachfolgezonen.

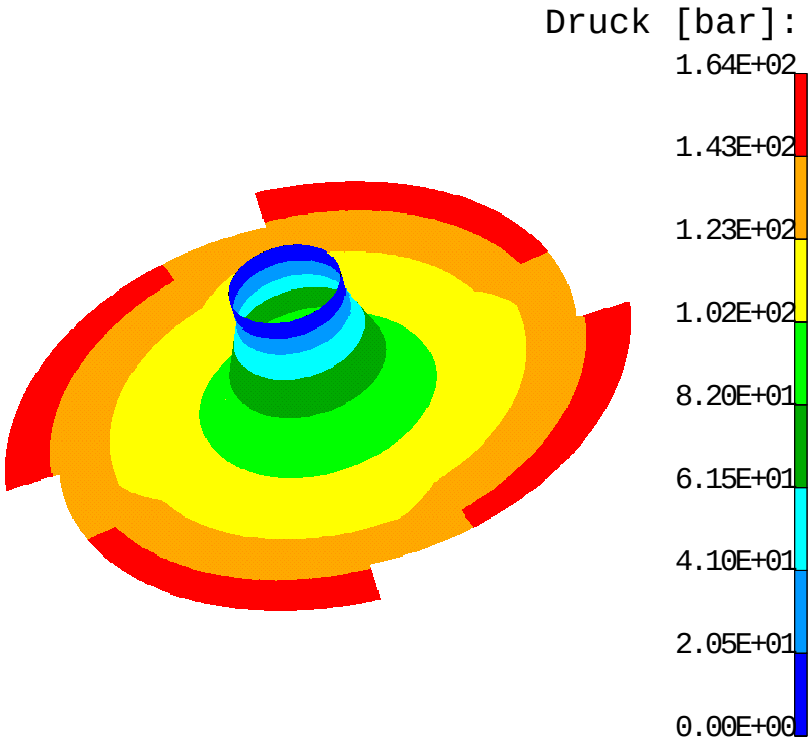

Bild 4.41: Druckverteilung im Verteilersystem und den Nachfolgezonen

Anhand der Umorientierung der Isobaren lässt sich die Strömungsumlenkung innerhalb des Verteilersystems gut erkennen. Die Druckver-

teilung verdeutlicht weiterhin die ausgebildete Ringspaltströmung entlang der Nachfolgezonen. Vom Gesamtdruckverbrauch des Systems in Höhe von 164 bar entfällt ein erheblicher Anteil von etwa 100 bar auf die Nachfolgezonen. Mit abnehmender Spaltweite wächst dabei der Druckverbrauch an, so dass der Druckgradient im Verlauf der konischen Zone sukzessive ansteigt, um in der zweiten Parallelzone seinen Höchstwert zu erreichen.

Die vektorielle Geschwindigkeitsverteilung, die in Bild 4.42 illustriert ist, unterstreicht nochmals die Ausbildung einer Ringspaltströmung in den Nachfolgezonen. Die abnehmende Spaltweite entlang der konischen Zone führt, in Verbindung mit der Verringerung des Durchmessers aufgrund der reduzierten Strömungsquerschnitte zu einer Beschleunigung der Strömung, so dass in der zweiten Parallelzone die höchsten Geschwindigkeiten vorherrschen. Anhand der Orientierung der Geschwindigkeitsvektoren lässt sich am Ende der Nachfolgezonen (Werkzeugausgang) eine axiale Ringspaltströmung identifizieren.

Die Betrachtung des Systems „Wendelverteiler mit Nachfolgezonen“ ermöglicht weiterhin die Untersuchung der Gleichmäßigkeit der Schmelzeverteilung entlang des Fließwegs. Dazu wurde die azimutale Volumenstromverteilung an verschiedenen Positionen der Nachfolgezonen bestimmt und in Bild 4.43 über die normierte Umfangskoordinate aufgetragen. Am Ausgang des Radialwendelverteilers, der gerade dem Beginn der Nachfolgezonen entspricht, ist die charakteristische Austrittsverteilung, die gemäß der Wendelanzahl vier Maxima aufweist, zu erkennen. Die relative Abweichung der Volumenstromverteilung beträgt an dieser Position etwa $8\,\%$. Im Verlauf der Nachfolgezonen vergleichmäßigt sich die Strömung sukzessive, so dass am Ende der ersten Parallelzone noch eine Abweichung von etwa $4,5\,\%$ vorliegt. Am Ausgang der zweiten Parallelzone ist die Strömung mit einer Varianz von $0,02\,\%$ nahezu homogen. In diesem Zusammenhang soll allerdings daran erinnert werden, dass der Strömungssimulation ein rein viskoses Stoffverhalten zu Grunde liegt. Die Polymerschmelze besitzt tatsächlich ein viskoelastisches Materialverhalten, das aufgrund der zeitabhängigen Gedächtnisfunktion (Memory-Effekt) zu elastischen Rückstellungen in der Schmelze führt, so dass in praxi größere Inhomogenitäten in der Wanddickenverteilung des Extrudats zu erwarten sind.

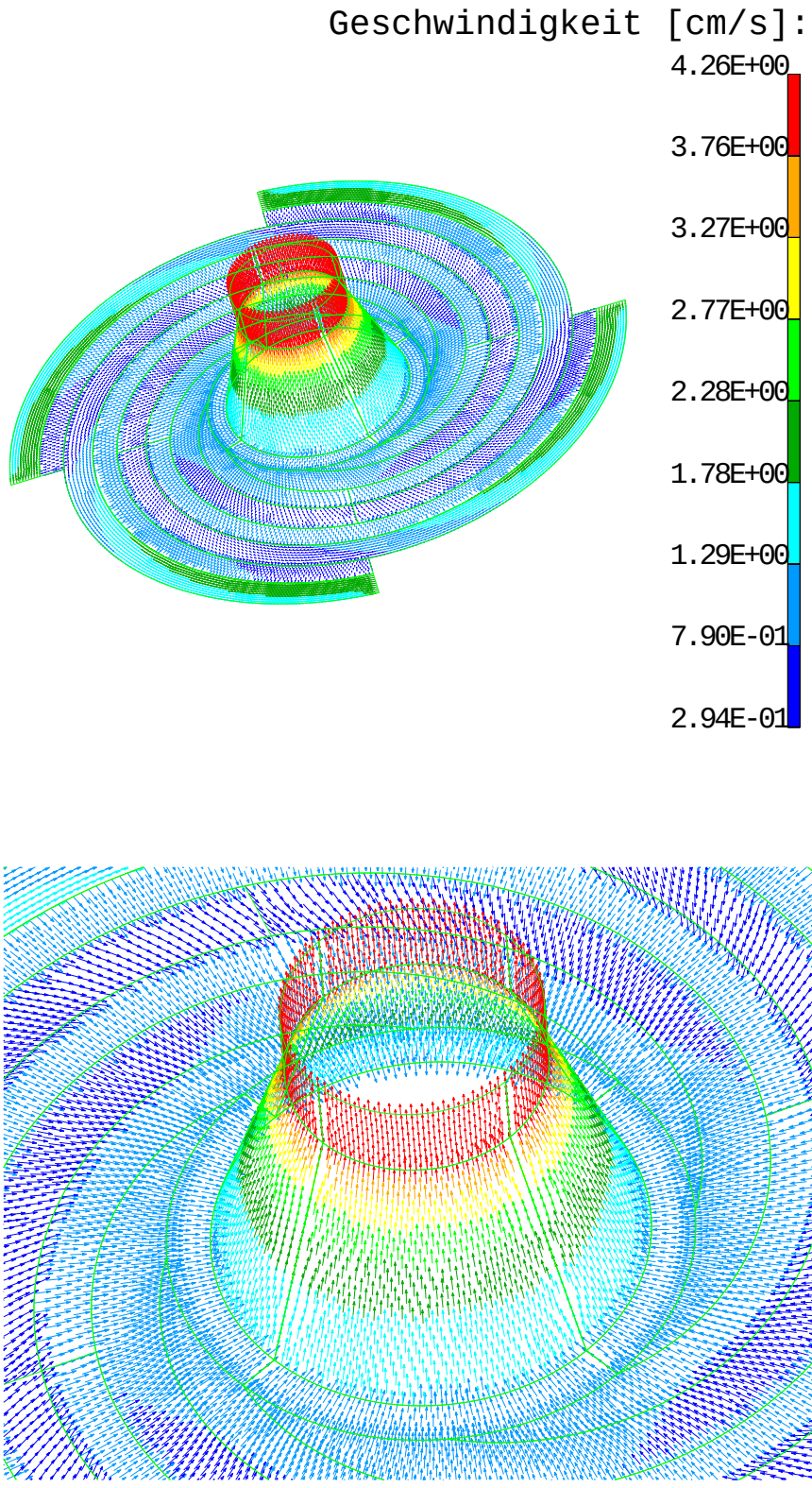

Bild 4.42: Geschwindigkeitsverteilung im Wendelverteilersystem und den Nachfolgezonen

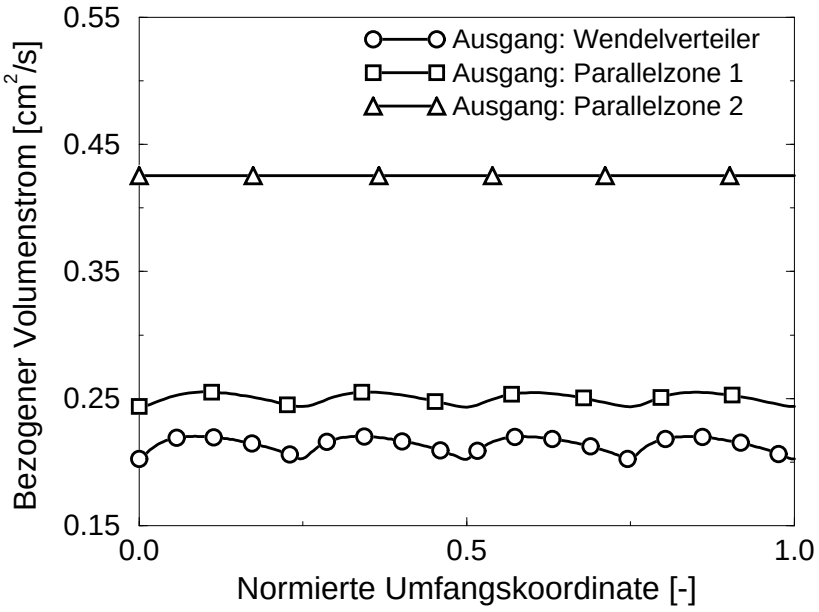

Bild 4.43: Volumenstromverteilung an verschiedenen Positionen der Nachfolgezonen

Ferner wurde der Einfluss des Spaltweitenverlaufs in den Nachfolgezonen auf die Strömung analysiert. Zu diesem Zweck wurden unterschiedliche Spaltweitenverläufe (SWV 1-6), die in Bild 4.44 graphisch veranschaulicht sind, untersucht.

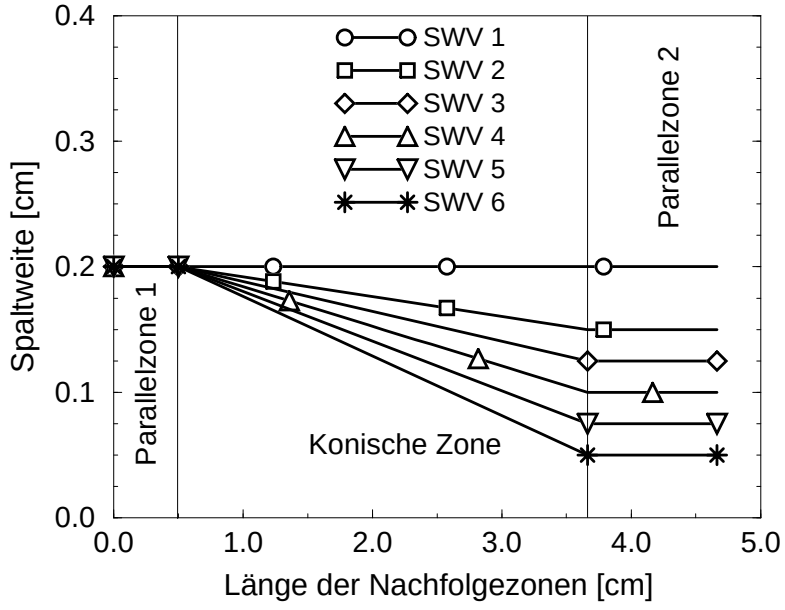

Bild 4.44: Spaltweitenverläufe (SWV) in den Nachfolgezonen

Während die Spaltweite der ersten Parallelzone, die mit der Austrittsspaltweite des Verteilersystems S_a korrespondiert, jeweils 0,2 cm beträgt, variiert die Spaltweite der zweiten Parallelzone zwischen 0,2 cm und 0,05 cm. Die resultierenden Druckprofile in den Nachfolgezonen sind in Bild 4.45 in Abhängigkeit des Spaltweitenverlaufs dargestellt.

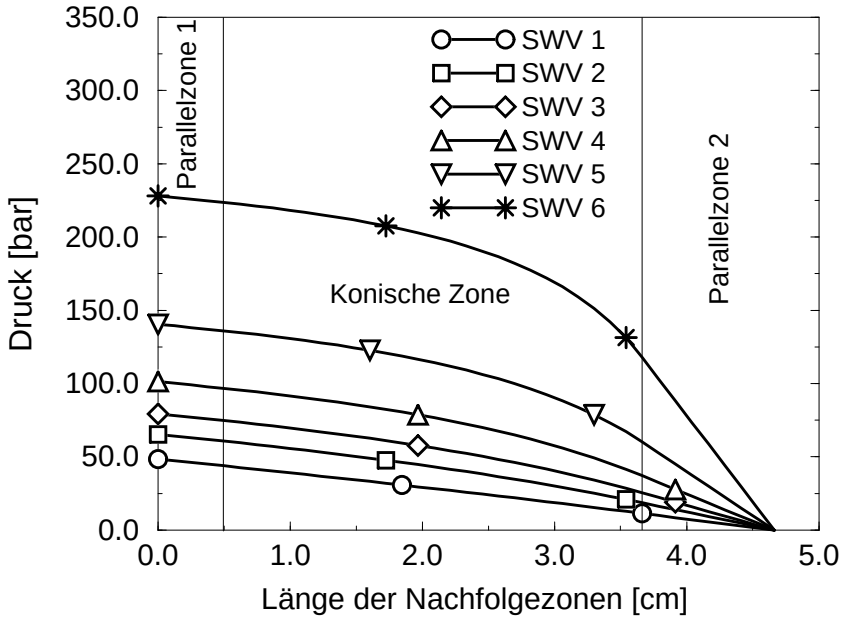

Bild 4.45: Druckprofile in den Nachfolgezonen in Abhängigkeit vom Spaltweitenverlauf (SWV)

Der Spaltweitenverlauf SWV 1, bei dem die Nachfolgezonen eine durchgehend konstante Spaltweite von 0,2 cm aufweisen, führt zu dem niedrigsten Druckniveau. Der Druckverbrauch der gesamten Nachfolgezonen beträgt lediglich 50 bar. Mit zunehmender Spaltweitenreduktion entlang des Fließwegs steigt das Druckniveau und der Druckgradient überproportional an. Im Fall des Strömungskanals mit dem Spaltweitenverlauf SWV 6, für den sich die Spaltweite entlang der konischen Zone von 0,2 cm auf 0,05 cm verringert, resultiert alleine in der zweiten Parallelzone ein Druckabfall von 120 bar, woraus sich der signifikante Einfluss der Spaltweite auf den Druckverbrauch erkennen lässt.
Die Wandschergeschwindigkeitsprofile für die unterschiedlichen Spaltweitenverläufe sind in Bild 4.46 aufgetragen. Das Ausmaß der Spaltweitenabnahme im Verlauf der konischen Zone beeinflusst die Ausbildung des Schergeschwindigkeitsprofils maßgeblich. Für den Fließkanal der

Nachfolgezonen mit einer durchgehend konstanten Spaltweite von 0,2 cm (SWV 1) resultiert nur ein minimaler Anstieg der Schergeschwindigkeiten entlang der konischen Zone, der auf den reduzierten Strömungsquerschnitt aufgrund der Durchmesserverringerung zurückzuführen ist. Demgegenüber führt die von 0,2 cm auf 0,05 cm abnehmende Spaltweite (SWV 6) zu einer drastischen Zunahme der Schergeschwindigkeiten im Verlauf der konischen Zone. In der zweiten Parallelzone ergibt sich, aufgrund der Konstanz von Spaltweite und Durchmesser jeweils ein über die Fließweglänge gleichbleibendes Schergeschwindigkeitsniveau, dessen Höhe von der Spaltweite bestimmt wird.

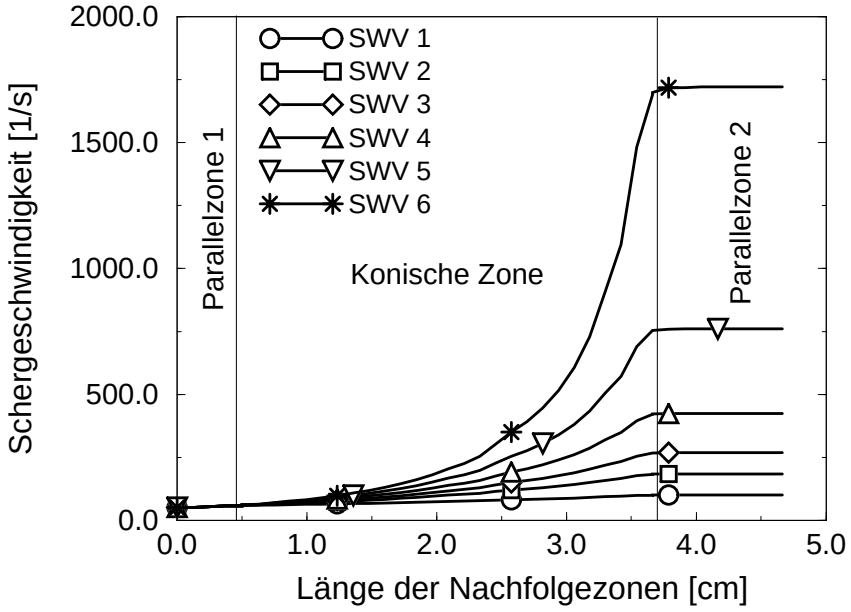

Bild 4.46: Wandschergeschwindigkeitsprofile in den Nachfolgezonen in Abhängigkeit vom Spaltweitenverlauf (SWV)

Die Analyse des Systems „Wendelverteiler mit Nachfolgezonen“ lässt erkennen, dass der Spaltweitenverlauf in den Nachfolgezonen erheblichen Einfluss auf prozessrelevante Größen, wie das erforderliche Druckniveau am Werkzeugeinlauf, den Gesamtdruckverbrauch und die maximale Schergeschwindigkeit im Düsenmundstück besitzt.
Die Simulationsergebnisse unterstreichen, dass sich das erweiterte Auslegungskonzept vorteilhaft für die exakte Abstimmung der Fließkanalquerschnitte von Wendelverteilersystemen und Nachfolgezonen einsetzen läßt und somit einen wesentlichen Beitrag zur sicheren und transparenten Auslegung von Wendelverteilerwerkzeugen leistet.

Kapitel 5

Entwicklung und Optimierung eines Radialwendelverteilerwerkzeugs zur experimentellen Verifikation des Auslegungskonzepts

Zur experimentellen Verifikation des in Kapitel 3 vorgestellten Auslegungskonzepts wurde ein Radialwendelverteilerwerkzeug konzipiert und entwickelt, mit dessen Hilfe dreischichtige Schlauchfolien nach dem Folienblasverfahren hergestellt werden können.
Im Rahmen dieses Kapitels werden die wichtigsten Schritte der Werkzeugentwicklung, insbesondere die Konzipierung des Werkzeugaufbaus, die Auslegung von Verteiler- und Düsensystemen, sowie die konstruktive Gestaltung des Werkzeugs betrachtet. Anschließend werden die Ergebnisse der experimentellen Untersuchungen dargestellt und diskutiert, die mittels des Radialwendelverteilerwerkzeugs ermittelt wurden. Anhand der azimutalen Wanddickenverteilungen der extrudierten Schlauchfolien wird insbesondere die Schmelzeverteilwirkung des Werkzeugs mit dem Ziel beurteilt, das Auslegungskonzept zu verifizieren.

5.1 Konzipierung des Werkzeugaufbaus

Der erste Schritt im Rahmen der Werkzeugentwicklung stellt die Ausarbeitung eines Konzeptes dar, das alle prozessrelevanten Anforderungen in

hinreichender Weise erfüllt. Dabei sind insbesondere Aspekte hinsichtlich des Verarbeitungsverfahrens, Produkts und Betriebs, sowie der Montage und Prozesssicherheit zu berücksichtigen. Die Konzeptfindung resultiert in einer Prinzipskizze des Werkzeugaufbaus, die die Funktionsweise graphisch veranschaulicht. Bild 5.1 zeigt schematisch den Aufbau und das Funktionsprinzip des entwickelten Radialwendelverteilerwerkzeugs.

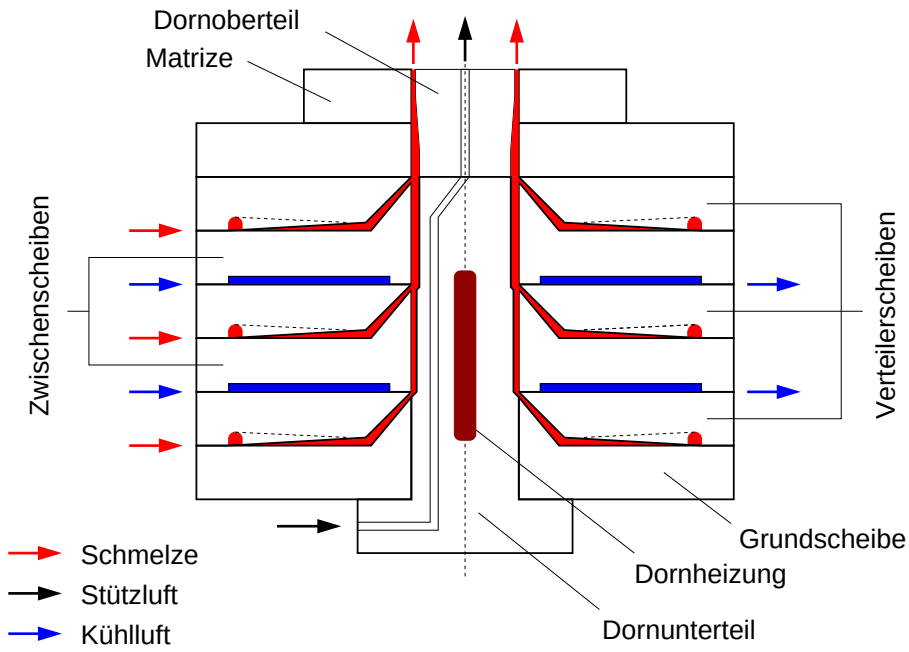

Bild 5.1: Konzeptioneller Aufbau des Dreischicht-Radialwendelverteilerwerkzeugs

Das Werkzeug, das zur Herstellung dreischichtiger Schlauchfolien konzipiert ist, setzt sich aus drei separaten Radialwendelverteilersystemen zusammen. Jedes Verteilersystem wird aus einer Verteilerscheibe, die die Wendelkanäle und die Schräge des Überströmspalts enthält, und einem ebenen Gegenstück (Grund-/Zwischenscheibe) gebildet. Durch das Stapeln der Verteilersysteme entsteht der modulare Aufbau des Werkzeugs, der in Verbindung mit der identischen, geometrischen Kontur der Verteilerscheiben einen hohen Grad an Flexibilität in Bezug auf die Anordnung der Schichten ermöglicht. Weiterhin lässt sich das Werkzeug durch den Austausch von Verteilerscheiben an neue Anforderungen, wie modifizierte Materialkombinationen adaptieren.
An die Verteilersysteme schließen sich konische Bereiche an, die die Schmelze umlenken und den Zusammenflussstellen der Schichten

zuführen. Die Zusammenflussbereiche sind, unter Zugrundelegung der Arbeit von Li [52] strömungstechnisch günstig gestaltet. Die Schichtenströmungen werden insbesondere unter einem flachen Winkel von etwa 25° aufeinander gelegt, so dass das Auftreten von Zirkulationsströmungen und das Abquetschen dünner Schmelzeschichten vermieden werden kann. Die Schmelze fließt anschließend im axialen Ringspalt entlang des zentralen Werkzeugdorns in Richtung Werkzeugausgang.
Neben der gemeinsamen Ausbildung des axialen Fließkanals mit den Innenflächen der Verteiler- und Zwischenscheiben kommen dem Dorn weitere Funktionen zu. Durch das Vorsehen einer Dornbeheizung kann sowohl die Temperaturhomogenität im Werkzeug verbessert, als auch das Einfrieren höher temperierter Schmelzeschichten verhindert werden. Des Weiteren wird die für den Folienblasprozess benötigte Stützluft durch den Dorn geleitet. Ferner ist der Dorn zweiteilig aufgebaut, so dass sich das Oberteil, welches gemeinsam mit der Matrize den Werkzeugaustrittsspalt bildet, austauschen lässt. Auf diese Weise lassen sich die Düsenteile an modifizierte Verfahrensanforderungen in Bezug auf Düsendurchmesser, -länge und -austrittsspaltweite anpassen. Weiterhin ist eine Zentriermöglichkeit des Düsenspalts mittels Justierschrauben vorgesehen, die eine Relativbewegung der Matrize zum Dorn bewirken.
Die Verteilersysteme, der Dorn und der Düsenbereich des Werkzeugs können mittels einer entsprechenden Aufteilung der Heizzonen separat temperiert werden. Dadurch lassen sich die Temperaturen der Funktionszonen an die zu verarbeitenden Materialien und die verfahrenstechnischen Erfordernisse anpassen. Für den Fall größerer Differenzen in den Verarbeitungstemperaturen der Polymerschmelzen erlaubt das Werkzeugkonzept die thermische Trennung der Verteilersysteme. Durch Kühlluftkanäle auf der Unterseite der Zwischenscheiben kann der Wärmeaustausch zwischen den unterschiedlich temperierten Verteilersystemen deutlich verringert werden.

5.2 Dimensionierung der Fließkanäle

Nach der Entwicklung eines geeigneten Werkzeugkonzeptes wurden die Verteilersysteme und die Werkzeugdüse unter Berücksichtigung des rheologischen Stoffverhaltens der Polymerschmelze ausgelegt und optimiert. Dabei kam das in Kapitel 3 vorgestellte Auslegungskonzept zum Einsatz.

5.2.1 Auslegung der Radialwendelverteilersysteme

Vor der eigentlichen Auslegung und Optimierung müssen die geometrischen Eckdaten der Radialwendelverteilersysteme festgelegt werden. Dabei erweist es sich als sinnvoll, die Dimensionen des Verteilersystems von innen nach außen zu wählen. Um ausreichend Platz für den Werkzeugdorn und die Zusammenflussstellen zur Verfügung zu haben, wurde zunächst der Innendurchmesser $d_i = 8,4\,cm$ definiert.
Da das Werkzeug für den Technikums- und Laborbetrieb konzipiert ist, wurden kleine Durchsätze von $\dot{m} = 5\,\frac{kg}{h}$ pro Verteilersystem angenommen, so dass die vier Wendelkanäle mit einer Breite von $B_K = 0,8\,cm$ hinreichend gross dimensioniert sind. Basierend auf Erfahrungswerten beträgt das Verhältnis von Kanal- und Stegbreite $\frac{B_K}{B_{St}} = 1,2$, wodurch sich gemäß Gleichung (3.44) ein Phasenwinkel $c = 0,8568$ zwischen den beiden, den Wendelkanal beschreibenden Spiralen (Wendellinien) ergibt. Aus den Größen B_K und c folgt ferner nach Gleichung (3.40) die Wendelkanalsteigung $a = 0,9337\,cm$.
Der Umschlingungswinkel der Wendelkanäle α, der die Kanallänge und die Anzahl der Wendelüberlappungen bestimmt, hat gemäß Kapitel 4.1.1.5 erheblichen Einfluss auf die Schmelzeverteilung. Um eine hinreichend gleichmäßige, azimutale Volumenstromverteilung am Ausgang des Verteilersystems zu gewährleisten, wurde ein Umschlingungswinkel von $\alpha = 480°$ festgelegt, so dass nach Gleichung (3.42) ein Außendurchmesser des Radialwendelverteilers $d_a = 24,8\,cm$ resultiert. Anhand der geometrischen Eckdaten der Radialwendelverteilersysteme, die in Tabelle 5.1 nochmals zusammengefasst sind, ist die Diskretisierungsebene im Simulationsmodell definiert.

Außendurchmesser d_a [cm]	24,8
Innendurchmesser d_i [cm]	8,4
Wendelkanalsteigung a [cm]	0,9337
Wendelkanalbreite B_K [cm]	0,8
Verhältnis Kanal-/Stegbreite $\frac{B_K}{B_{St}}$	1,2
Phasenwinkel c [-]	0,8568
Umschlingungswinkel α [°]	480

Tabelle 5.1: Geometrische Eckdaten der Radialwendelverteilersysteme

Durch die gegenseitige Abstimmung der Kanaltiefen- und Spaltweitenverläufe wurde anschließend die Auslegung der Fließkanalgeometrie durchgeführt, wobei die Optimierung gemäß den in Kapitel 3.3 beschriebenen Kriterien und unter Berücksichtigung der geometrischen Eckdaten erfolgte. Aufgrund der geometrischen Ähnlichkeit der Radialwendelverteilersysteme werden die Optimierungsergebnisse an dieser Stelle exemplarisch für die Außenschicht dargestellt. Die Wendelkanalanfangstiefe des im Simulationsmodell zugrunde gelegten Rechteckkanalprofils beträgt dabei $H_0 = 0,56\,cm$. Für den Überströmspalt hat sich im Verlauf des Optimierungsprozesses eine Eintrittsspaltweite $S_e = 0,005\,cm$ und eine Austrittsspaltweite $S_a = 0,205\,cm$ als sinnvoll erwiesen.
Die rheologische Auslegung des Verteilersystems erfolgte für unterschiedliche thermoplastische Kunststoffschmelzen[1], die im relevanten Schergeschwindigkeitsbereich $(10^0 - 10^3 s^{-1})$ ein weites Viskositätsspektrum abdecken. Während Bild 5.2 die Viskositätsfunktionen der betrachteten Polymerschmelzen graphisch veranschaulicht, gibt Tabelle 5.2 die Carreau-Parameter bei Verarbeitungstemperatur wieder.

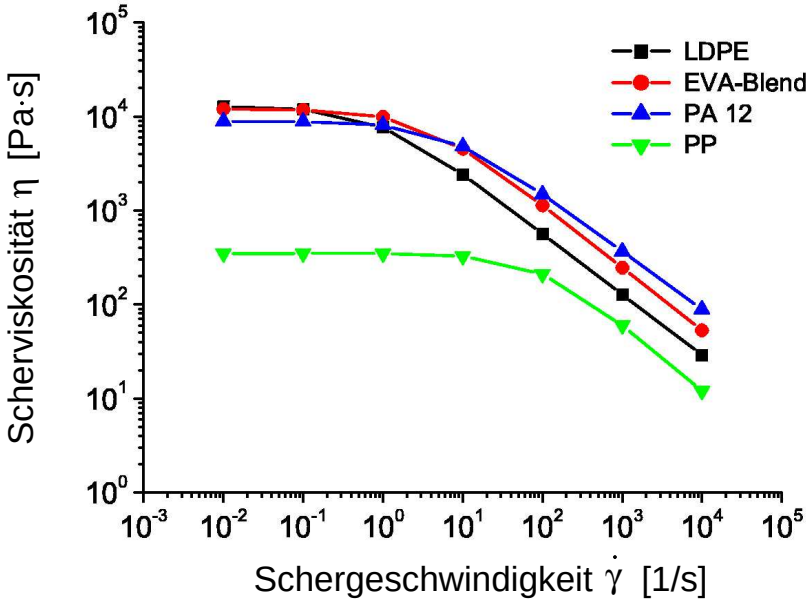

Bild 5.2: Viskositätsfunktionen der betrachteten Polymerschmelzen

[1]LDPE: Lupolen 2420F (Fa. Basell), EVA-Blend: Evatane 28-05/Elvax 460 (Fa. Arkema/DuPont), PA 12: Grilamid L25 (Fa. EMS-Grivory), PP: HD601CF (Fa. Borealis)

	LDPE	EVA-Blend	PA 12	PP
Temperatur T [$°C$]	210	140	210	200
Parameter A [$Pa \cdot s$]	$1,28 \cdot 10^4$	$1,20 \cdot 10^4$	$8,93 \cdot 10^3$	$3,51 \cdot 10^2$
Parameter B [s]	1,20	0,33	0,17	0,01
Parameter C [-]	0,65	0,67	0,62	0,74

Tabelle 5.2: Carreau-Parameter der zugrunde gelegten Polymerschmelzen

Aus Tabelle 5.3, die die berechneten Optimierungskriterien für die vier Materialien beinhaltet, lässt sich entnehmen, dass der resultierende Druckverbrauch des Radialwendelverteilers maßgeblich vom Viskositätsniveau der betrachteten Schmelze abhängt. Die höherviskosen Materialien EVA und PA 12 führen zu den höchsten Druckverlusten von $\Delta p = 78\,bar$ respektive 74 bar, während das relativ niederviskose PP-Homopolymer lediglich einen Druckabfall von 6 bar im Verteilersystem verursacht. Insgesamt resultieren für das optimierte Wendelverteilersystem sehr moderate Druckverluste.

	LDPE	EVA-Blend	PA 12	PP
Δp [bar]	43	78	74	6
$\frac{\Delta q}{q}$ [$\%$]	4,9	4,75	4,6	4,9
$\dot{\gamma}_{max}$ [s^{-1}]	109	89	51	39
$\dot{\gamma}_{min}$ [s^{-1}]	2	2	2	3

Tabelle 5.3: Optimierungsergebnisse für die betrachteten Materialien

Der Strömungsübergang, der sich innerhalb des optimierten Wendelverteilers vollzieht, ist in Bild 5.3 für die zugrunde gelegten Polymere anhand der Leckstromkurven dargestellt. Das sich einstellende, unterschiedlich hohe Volumenstromniveau am Ende der Wendelkanäle, das die Leckstromkurven aufweisen, erklärt sich mit den differierenden Werten der Schmelzedichte der betrachteten Kunststoffe. Aus dem angenommenen Massedurchsatz von $\dot{m} = 5\,\frac{kg}{h}$ ergeben sich infolgedessen stoffabhängige Volumendurchsätze, die als Randbedingung in die Simulationsrechnungen eingegangen sind.
Grundsätzlich resultiert gemäß Bild 5.3 für alle Polymerschmelzen ein hinreichend kontinuierlicher Strömungsübergang, der eine intensive Vermischung der Schmelzeteilströme sicherstellt, wenngleich die Cha-

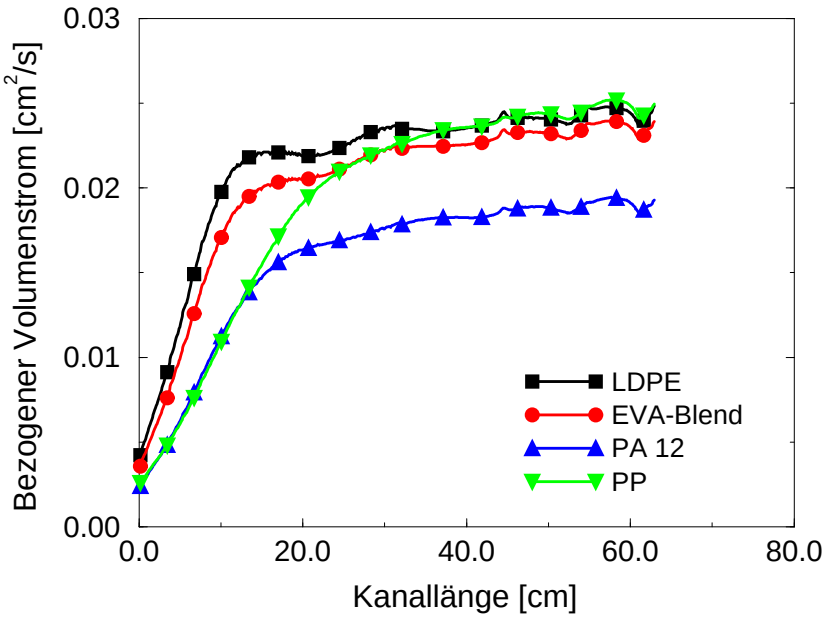

Bild 5.3: Leckstromkurven für die betrachteten Polymerschmelzen

rakteristik materialspezifisch differiert. Während sich für den PP-Typ ein äußerst kontinuierlicher Anstieg ergibt, stellt sich die Leckstromkurve im Fall von LDPE am steilsten dar. Aus dem auftretenden Schergeschwindigkeitsbereich, der Tabelle 5.3 entnommen werden kann, und den Viskositätskurven in Bild 5.2 lässt sich erkennen, dass der Betriebspunkt des Wendelverteilers für LDPE im strukturviskosen Bereich der Viskositätsfunktion liegt, während er sich für das PP-Homopolymer im Übergangsbereich der Viskositätskurve befindet. In guter Übereinstimmung mit den Untersuchungsergebnissen von Kapitel 4.1.2.4 kann konstatiert werden, dass die Leckstromkurve mit zunehmender Wirksamkeit des strukturviskosen Verhaltens der Polymerschmelze sukzessive steiler ansteigt und der Strömungsübergang dadurch rascher erfolgt.

Die aus der kontinuierlichen Strömungsumlenkung resultierende, gleichmäßige Schmelzeverteilung spiegelt sich in den relativen Abweichungen der Volumenstromverteilung am Ausgang des Wendelverteilersystems wider, die in Tabelle 5.3 für die zugrunde gelegten Materialien einander gegenübergestellt sind. Dabei ergeben sich für alle vier Polymerschmelzen Abweichungen kleiner 5%, so dass durch die Optimierung der Wendelverteilersysteme die Grundvoraussetzung für eine gleichmäßige Wanddickenverteilung der Extrudate sichergestellt ist. Unter Berücksichtigung des abgedeckten, weiten Viskositätsspektrums stellt sich

die Auslegung der Verteilersysteme in Bezug auf die Schmelzeverteilung nahezu stoffinvariant dar. Dies ist insbesondere im Hinblick auf den Einsatz des Werkzeugs im Technikumsbetrieb, aufgrund der Vielfalt der zu verarbeitenden Materialsysteme von großem Vorteil.
Ferner treten in den optimierten Wendelverteilersystemen durchweg moderate Schergeschwindigkeiten auf, wie Tabelle 5.3 anhand des Außenschichtverteilers exemplarisch belegt. Thermische Inhomogenitäten aufgrund von lokal stark ausgeprägter Wärmedissipation werden auf diese Weise vermieden. Das die Verteilersysteme verlassende Plastifikat weist, als Resultat der Fließkanaloptimierung eine sehr gute mischtechnische und thermische Homogenität auf.

Der abschließende Schritt bei der Auslegung der Wendelverteilersysteme besteht in der Überführung des rechteckförmigen Wendelkanalquerschnitts in ein praxisrelevantes U-Profil. Die Umwandlung des Kanalquerschnitts erfolgt abschnittsweise unter der Bedingung äquivalenter Fließwiderstände beider Profile gemäß den Ausführungen in Kapitel 3.4. Aufgrund des vorzugebenden, mittleren Druckgradienten entlang des Wendelkanals, der sich aus dem materialspezifischen Druckverlust des Verteilersystems bestimmt, und des Einflusses der Stoffdaten resultiert ein materialabhängiger Kanaltiefenverlauf des U-förmigen Wendelkanals. Bild 5.4 zeigt die Wendelkanaltiefenverläufe des U-Profils für die vier Polymerschmelzen.

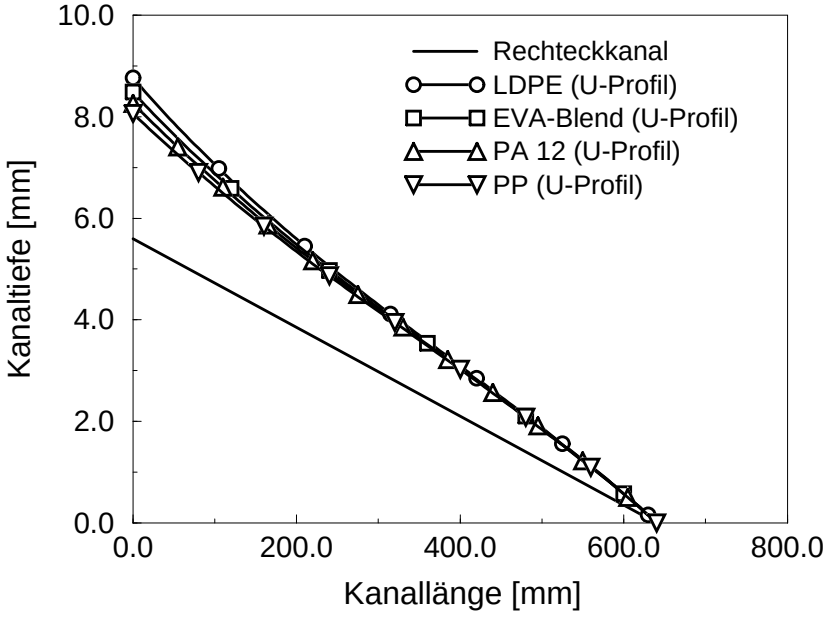

Bild 5.4: Wendelkanaltiefenverläufe für die betrachteten Materialien

Die Kurvenverläufe weisen am Kanalanfang die größten Unterschiede auf, um sich mit zunehmender Kanallänge einander anzunähern. Da das Wendelverteilerwerkzeug im Technikumsbetrieb den Anforderungen eines breiten Einsatzbereiches hinsichtlich der zu verarbeitenden Materialien genügen muss, wurde durch die Auswahl des Kanaltiefenverlaufs des EVA-Blends ein Kompromiss angestrebt. Die Anfangstiefe des U-förmigen Wendelkanals beträgt folglich $H_U = 8,5\,mm$.

5.2.2 Auslegung der Werkzeugdüsen

Die Werkzeugdüse, die den Fließkanal zwischen der letzten Zusammenflussstelle der Schmelzeschichten und dem Werkzeugausgang umfasst, trägt aufgrund des sich in Extrusionsrichtung konvergent verengenden Ringspalts in erheblichem Maße zum Gesamtdruckverbrauch des Radialwendelverteilerwerkzeugs bei. Um die Fließwiderstände der Werkzeugdüse an die zu verarbeitenden Polymerschmelzen anzupassen, ist die rechnerische Dimensionierung der Fließkanalquerschnitte hinsichtlich Druckverlust und auftretender Schergeschwindigkeiten im Rahmen der Werkzeugentwicklung notwendig.
Für das Radialwendelverteilerwerkzeug wurden zwei unterschiedliche Werkzeugdüsen, die jeweils aus dem Dornoberteil und der Matrize bestehen, entwickelt. Bild 5.5 zeigt den Aufbau der beiden Werkzeugdüsen anhand des Dorns, sowie die Spaltweitenverläufe entlang der Fließkanäle.
Einerseits wurde eine kurze Düse entworfen, die den Übergang von der Zusammenflussstelle mit großer Spaltweite ($S = 0,25\,cm$) zum Austrittsbereich mit kleiner Spaltweite ($S = 0,09\,cm$) mittels einer konischen Zone realisiert. Das Hauptaugenmerk bei der Auslegung richtete sich dabei auf die Begrenzung des Druckverlustes durch die kurze Kanallänge von $9,4cm$.
Andererseits wurde eine lange Werkzeugdüse für Anwendungsfälle, bei denen zur effizienten Haftung von Materialschichten mittels kovalenter Kopplung ein erhöhtes Druckniveau und verlängerte Verweilzeiten erforderlich sind, entwickelt. Aus der Gestaltung der Düse, bestehend aus fünf Zonen resultiert eine Gesamtlänge des Fließkanals von 17,2 cm. Die Spaltweite in den Parallelzonen 1 und 2, sowie in der konischen Zone 1 beträgt konstant ($S = 0,25\,cm$) und reduziert sich erst in der zweiten, konischen Zone auf 0,09 cm. Die dritte Parallelzone weist demnach eine

konstante Spaltweite von $S = 0,09\,cm$ auf.

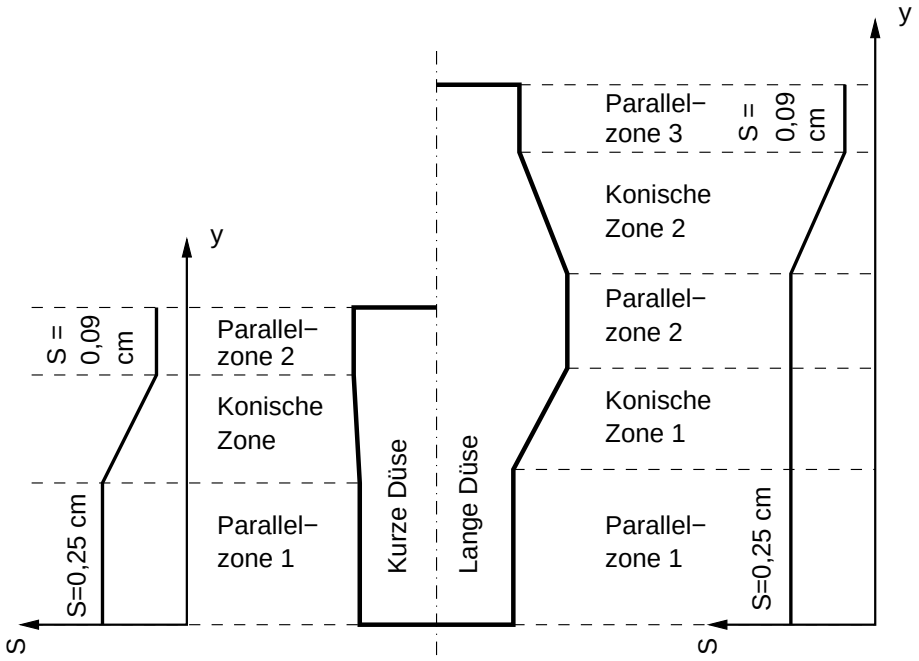

Bild 5.5: Aufbau und Spaltweitenverlauf der Werkzeugdüsen

Im allgemeinsten Fall liegt in der Werkzeugdüse eine Mehrphasenströmung, die aus drei Fluiden mit unterschiedlichen Viskositäten besteht, vor. Da derartige Strömungsfelder nicht Gegenstand dieser Arbeit sind, wurde die rheologische Auslegung des Fließkanals unter der vereinfachenden Annahme einer quasi-einphasigen Strömung durchgeführt. Das Strömungsfeld in den Werkzeugdüsen wurde unter Berücksichtigung der PA 12- und PP-Typen berechnet, die der Wendelverteilerauslegung zugrunde liegen. Diese Materialien weisen gemäß Bild 5.2 im relevanten Schergeschwindigkeitsbereich ($10^1\,s^{-1} \leq \dot{\gamma} \leq 10^3\,s^{-1}$) die höchsten respektive niedrigsten Viskositätswerte aller betrachteten Polymerschmelzen auf. Auf diese Weise ist eine Auslegung der Werkzeugdüsen, die einem weiten Materialspektrum Rechnung trägt, sichergestellt.
Gemäß des angenommenen Massedurchsatzes von $5\,\frac{kg}{h}$ pro Verteilersystem wurde für die Analyse der Werkzeugdüsen ein Gesamtdurchsatz von $\dot{m} = 15\,\frac{kg}{h}$ angesetzt.

In Bild 5.6 und Bild 5.7 sind die Druckprofile entlang der kurzen und langen Werkzeugdüse für PA 12 und PP dargestellt. Für beide Fließkanalgeometrien erkennt man, dass der zunächst nahezu konstante Druckgradient mit zunehmender Konvergenz des Ringspalts in der

konischen Zone sukzessive zunimmt. In der letzten Parallelzone, die den Werkzeugausgang bildet, erreicht der Druckgradient, aufgrund der geringen Spaltweite von 0,09 cm jeweils seinen Höchstwert, so dass hier der lokal größte spezifische Druckabfall aller Zonen resultiert.
Der Druckverbrauch der Werkzeugdüsen hängt dabei wesentlich von der Viskositätsfunktion der Polymerschmelze ab. Die Simulationsrechnungen für den niederviskosen PP-Typ führen in beiden Düsen zu geringen Gesamtdruckabfällen von $\Delta p < 35\,bar$. Unter Berücksichtigung der Stoffdaten des deutlich höherviskosen PA 12 resultieren hingegen signifikant höhere Gesamtdruckverluste von 180 bar für die kurze und 226 bar für die lange Werkzeugdüse.
Aus dem Vergleich der Druckprofile beider Düsen folgt ferner, dass die Verlängerung des Fließkanals zu der angestrebten Anhebung des Druckniveaus in der Werkzeugdüse führt, wodurch chemische Ankopplungsreaktionen zwischen funktionalisierten Kunststoffen begünstigt und die Verbundfestigkeiten verbessert werden [53].

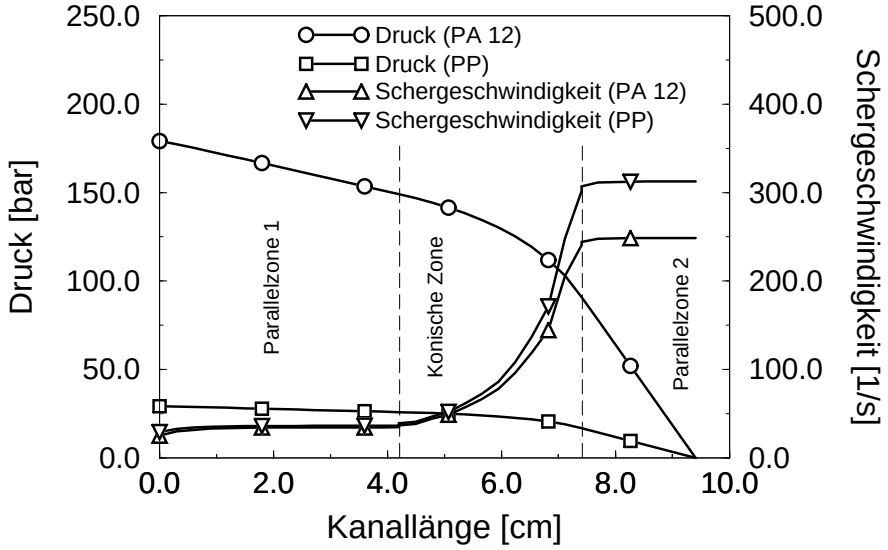

Bild 5.6: Druck- und Schergeschwindigkeitsprofile entlang der kurzen Werkzeugdüse

Ferner können die Wandschergeschwindigkeitsprofile entlang beider Düsen für die PA 12- und PP-Typen aus Bild 5.6 und Bild 5.7 entnommen werden. In den Zonen mit großer Spaltweite $S = 0,25\,cm$ treten lediglich geringe Werte der Wandschergeschwindigkeit auf. Mit dem sich verengenden Ringspalt in der konvergenten, konischen Zone ist

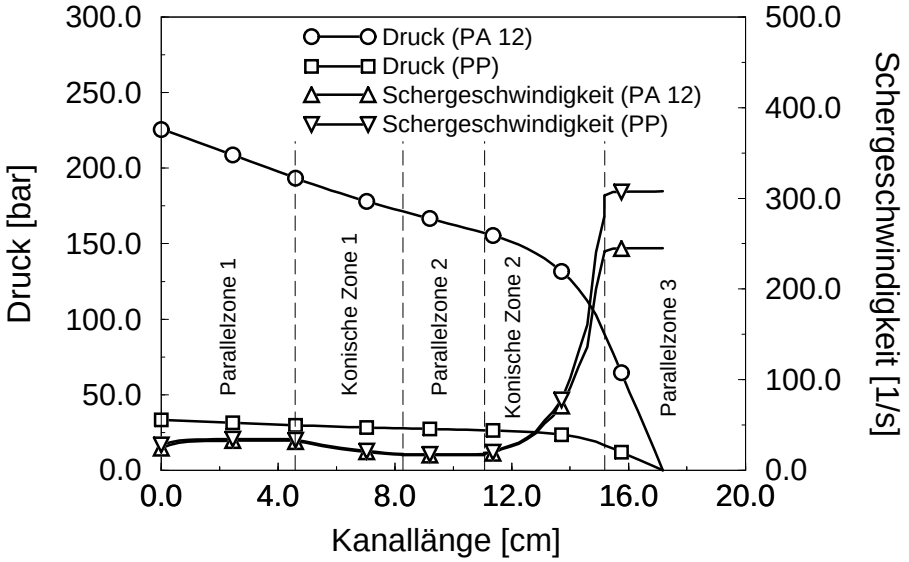

Bild 5.7: Druck- und Schergeschwindigkeitsprofile entlang der langen Werkzeugdüse

jeweils ein signifikanter Anstieg der Schergeschwindigkeiten verbunden. Aufgrund der kleinen, konstanten Spaltweite von 0,09 cm treten in der letzten Parallelzone vor dem Ausgang die größten $\dot{\gamma}$-Werte auf. Das materialspezifische Schergeschwindigkeitsniveau stellt sich dabei für beide Düsen identisch dar, da die Durchmesser und Spaltweiten am Werkzeugausgang übereinstimmen. Die Unterschiede zwischen den Materialien beruhen auf dem rheologischen Stoffverhalten, sowie den stoffspezifischen Volumenströmen bei konstantem Massedurchsatz. Die in der Werkzeugdüse maximal auftretenden Schergeschwindigkeiten von 314 s^{-1} (PP) stellen sich äußerst moderat und unkritisch dar.

Neben dem aufgebauten Druck stellt die Verweilzeit in der Werkzeugdüse einen entscheidenden Verfahrensparameter für die chemische Kopplung und Haftung zwischen funktionalisierten Materialschichten dar. Aus diesem Grund wurden beide Düsen in Bezug auf die Verweilzeit analysiert, die sich anhand einer Stromline bestimmen lässt. Die mittlere Verweilzeit $\bar{t}_v$ kann nach

$$\bar{t}_v = \sum_i \frac{\Delta d_i}{\overline{v}_i} = \sum_i \frac{\sqrt{(x_{i+1}-x_i)^2+(y_{i+1}-y_i)^2+(z_{i+1}-z_i)^2}}{\overline{v}_i} \quad (5.1)$$

ermittelt werden, wobei $\overline{v}_i$ die mittlere Geschwindigkeit am FE-Knoten, Δd_i der Abstand zum nachfolgenden Knoten der Stromlinie und x, y, z die Knotenkoordinaten sind.
Bild 5.8 zeigt die berechneten Verweilzeiten in beiden Düsen exemplarisch für PA 12. Im Vergleich zur kurzen Düse kann durch den Einsatz der Werkzeugdüse mit verlängertem Fließkanal eine signifikante Verweilzeiterhöhung der Schmelze erzielt werden. Bei einem Gesamtdurchsatz von $\dot{m} = 15\,\frac{kg}{h}$ nimmt die mittlere Verweilzeit von 7 s auf 19 s zu. Der Anstieg der Kurvenverläufe stellt sich mit Annäherung an den Werkzeugausgang zunehmend degressiv dar, da die Schmelze im konvergenten Ringspalt eine Beschleunigung erfährt. Weiterhin veranschaulicht Bild 5.8 den Verweilzeitverlauf in der langen Düse für einen reduzierten Massedurchsatz von $\dot{m} = 6\,\frac{kg}{h}$. Die Gegenüberstellung der Kurvenverläufe verdeutlicht den stark ausgeprägten Einfluss des Durchsatzes auf die Verweilzeit. Aus der Absenkung des Massestroms von 15 $\frac{kg}{h}$ auf 6 $\frac{kg}{h}$ folgt eine Erhöhung der Verweilzeit von 19 s auf 48 s.

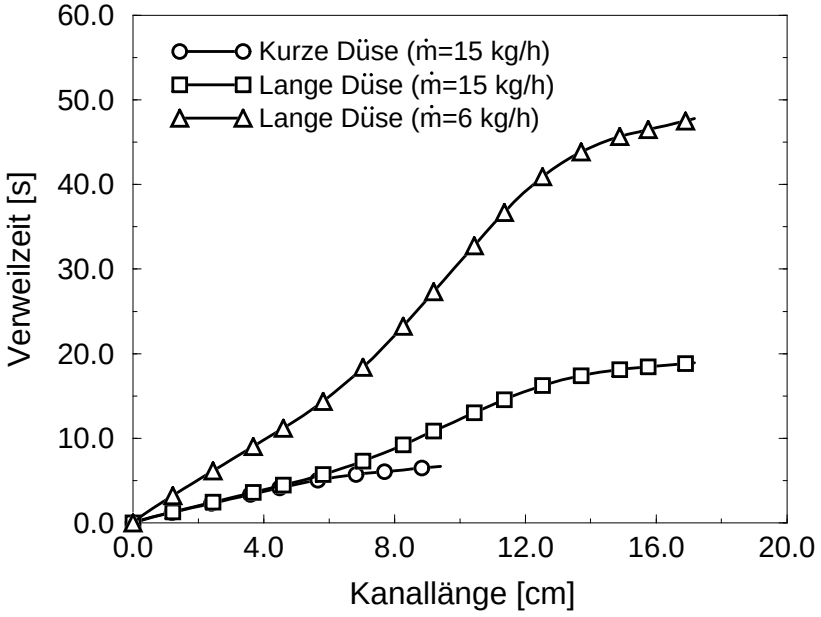

Bild 5.8: Verweilzeiten in beiden Werkzeugdüsen für PA 12

Abschließend bleibt festzuhalten, dass dem Radialwendelverteilerwerkzeug zwei adäquat ausgelegte Düsensysteme zur Verfügung stehen. Die kurze Standarddüse ermöglicht die Extrusion von Schlauchfolien bei kurzen Verweilzeiten und moderatem Druckverbrauch, während sich die lange Werkzeugdüse insbesondere für Anwendung eignet, die verlängerte Verweilzeiten der Schmelze bei erhöhtem Druckniveau erfordern.

5.3 Konstruktive Gestaltung des Radialwendelverteilerwerkzeugs

Die Entwicklung des Werkzeugkonzepts, sowie die Auslegungsergebnisse der Wendelverteiler- und Düsensysteme bilden die Grundlage für die konstruktive Detaillierung des Radialwendelverteilerwerkzeugs.
Das Herzstück des Werkzeugs bilden die drei Verteilerscheiben, die die gleichmäßige Schmelzeverteilung sicherstellen. In Bild 5.9 und Bild 5.10 ist die Verteilerscheibe der Außenschicht exemplarisch als schattiertes CAD-Modell und „transparentes“ Drahtmodell (Draufsicht) dargestellt.

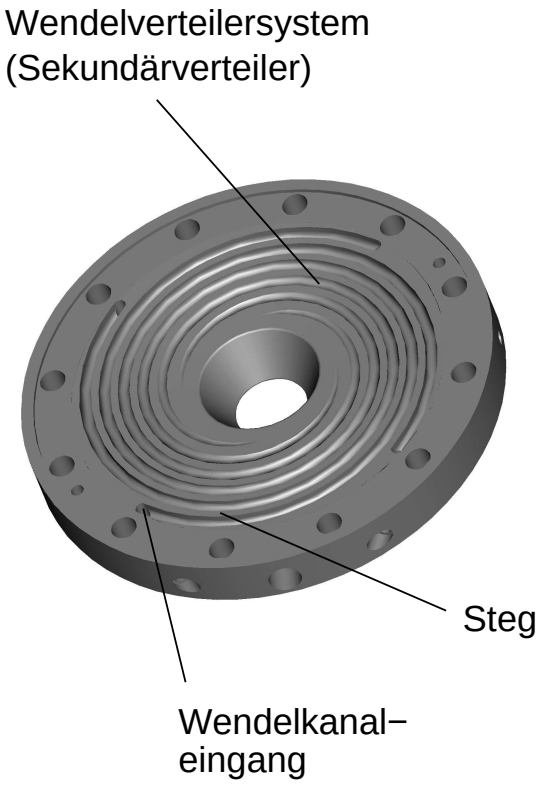

Bild 5.9: Verteilerscheibe (CAD-Modell)

Die vom Extruder kommende und über den Einspeisepunkt in die Verteilerscheibe eintretende Schmelze wird zunächst aufgeteilt. Der zu diesem Zweck entwickelte Schmelzevorverteiler besteht aus einem System von Bohrungen, die innerhalb der Verteilerscheibe verlaufen und sich symmetrisch verzweigen (Bild 5.10). Der Primärverteiler mündet in die vier Wendelkanaleingänge, die um $90°$ zueinander versetzt sind. Von diesen Punkten ausgehend verlaufen die Wendelkanäle spiralförmig nach innen,

um am Ausgang des Wendelverteilersystems (Sekundärverteiler) auszulaufen.
Ferner weist die Verteilerscheibe eine radial nach innen verlaufende Schräge auf, die für den Überströmspalt erforderlich ist. Der Bereich zwischen den Fließkanälen des Wendelverteilersystems und dem Außenrand der Verteilerscheibe ist als ebene Dichtfläche ausgeführt.

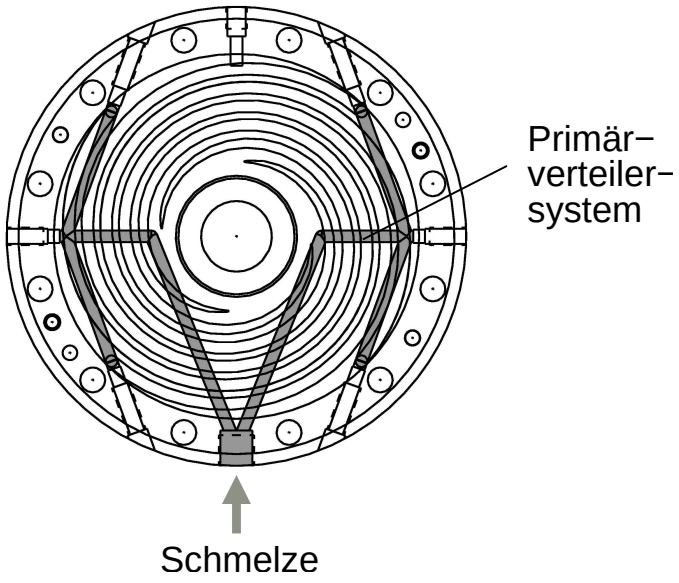

Bild 5.10: Verteilerscheibe mit Primärverteilersystem (Draufsicht)

Aus Bild 5.11, das das Radialwendelverteilerwerkzeug in Form des geschnittenen CAD-Modells zeigt, geht der modulare Werkzeugaufbau hervor. Die Verteilerscheiben bilden gemeinsam mit den Zwischenscheiben, respektive der Grundscheibe die drei Wendelverteilersysteme aus. Der resultierende Scheibenstapel wird mittels zwölf Zugankern (Zylinderschrauben M 16) gleichmäßig über den Umfang mit der Deckscheibe verspannt. Dadurch resultiert in den Trennebenen zwischen den Scheiben die für die Dichtheit des Werkzeugs notwendige Flächenpressung bei gegebenem Schmelzeinnendruck.
Der zentral angeordnete und separat beheizbare Werkzeugdorn, der die Stützluftzuführung für den Folienblasprozess enthält, ist mit der Grundscheibe über eine Passung verbunden, die die Zentrierung des Scheibenstapels bezüglich der Dorn-/Werkzeuglängsachse gewährleistet. Die Wahl der engen Laufsitzpassung H7/g6 erlaubt eine gegenseitige Bewegung der Teile ohne merkliches Spiel [54], wodurch sowohl der Zentrierung als auch der leichten Montage/Demontage Rechnung getragen wurde. Die Schei-

ben sind weiterhin am äußeren Umfang über einen Bund mit Passung H7/g6 zueinander zentriert. Da aufgrund des großen Nenndurchmessers von $296\,mm$ Passtoleranzfelder mit erhöhtem Spiel resultieren können, besteht bei hohen Genauigkeitsanforderungen die Möglichkeit, die Lage der Scheiben zueinander über optionale Passstifte exakter festzulegen.

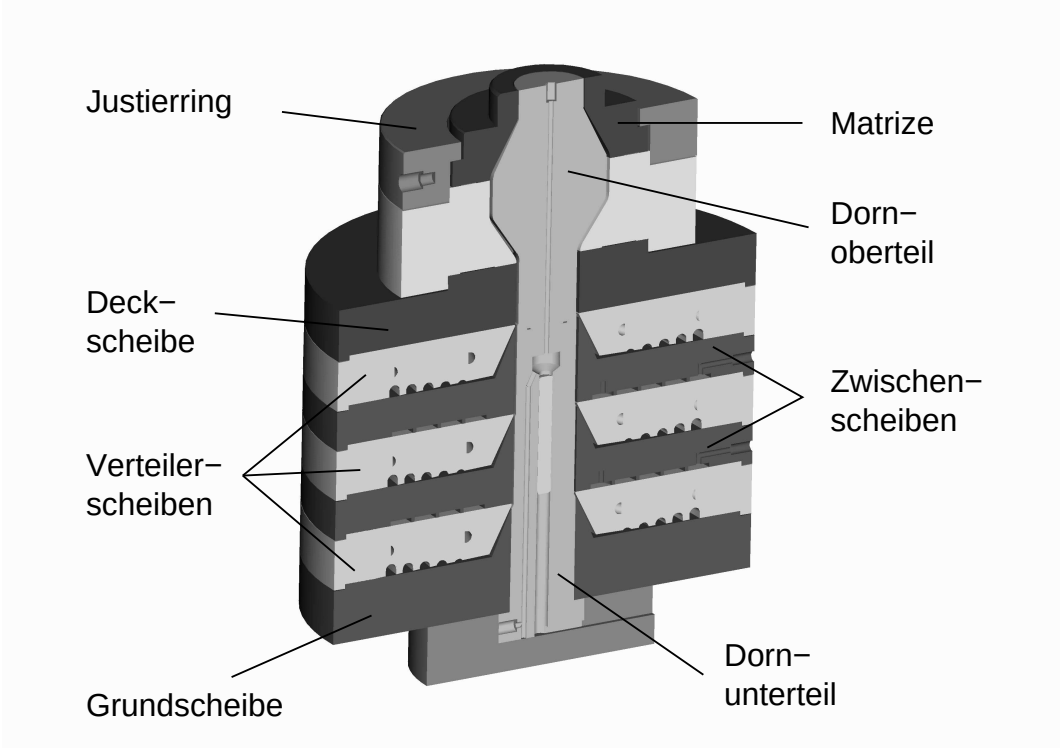

Bild 5.11: Radialwendelverteilerwerkzeug mit langer Düse (CAD-Modell)

In Bild 5.11 ist das Radialwendelverteilerwerkzeug mit der in Kapitel 5.2.2 beschriebenen, langen Düse dargestellt. Die Werkzeugdüse besteht aus dem abschraubbaren Dornoberteil und der Matrize, deren Lage mittels der Klemmwirkung des mit der Deckscheibe verschraubten Justierrings fixiert ist. Aufgrund der austauschbaren Teile ist die Anpassung der Düse an neue Prozessanforderungen ohne Modifikation des Grundwerkzeugs möglich.
Mit Hilfe von vier um $90°$ zueinander versetzten Zentrierschrauben im Justierring lässt sich eine Relativbewegung der Matrize in Bezug auf das Dornoberteil realisieren, wodurch die Zentrierung des Düsenaustrittsspalts im laufenden Betrieb erfolgen kann.
Das Werkzeug lässt sich mit Hilfe eines Stativs an die institutseigene Folienblasanlage adaptieren. Die dreh- und höhenverstellbare Lagerung erlaubt den Einsatz des Werkzeugs in Verbindung mit unterschiedlichen Extruder- und Anlagenkonfigurationen.

5.4 Experimentelle Verifikation der Werkzeugauslegung

Um das Auslegungskonzept für Wendelverteilersysteme experimentell zu verifizieren, wurde das entwickelte Radialwendelverteilerwerkzeug in eine bestehende Folienblasanlage implementiert. Durch die Herstellung ein- und mehrschichtiger Schlauchfolien, deren azimutale Wanddickenverteilung gemessen wurde, konnte die Güte der Schmelzeverteilung bewertet werden.

5.4.1 Folienblasverfahren und Versuchsaufbau

Das zum Einsatz kommende Folienblasverfahren, das sich in mehrere Prozessschritte unterteilen lässt, ist in Bild 5.12 schematisch dargestellt.

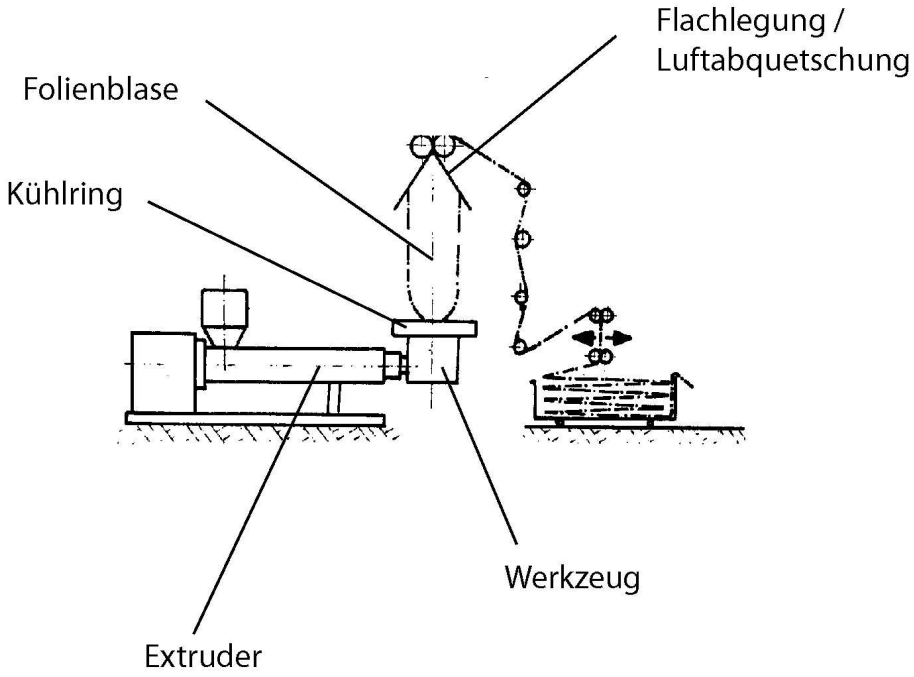

Bild 5.12: Folienblasverfahren (Schema)

Am Anfang der Prozesskette steht die Überführung des festen Kunststoffgranulats in den schmelzflüssigen Zustand. Zu diesem Zweck werden bei der Folienherstellung üblicherweise Einschneckenextruder verwendet, denen die Aufgabe zukommt, den Kunststoff zu fördern, aufzuschmelzen und zu homogenisieren. Weiterhin muss der Extruder den notwendigen Druck zur Überwindung des Fließwiderstands des

Formgebungswerkzeugs aufbauen. Zur Erlangung von gleichmäßigen (optischen) Folieneigenschaften ist eine ausgezeichnete thermische und mischtechnische Schmelzehomogenität erforderlich, die mittels besonderer Maßnahmen, wie Scher- und Mischelemente in der Schnecke sichergestellt wird. Durch den Einsatz von Siebpaketen am Ausgang des Extruders erfolgt das Filtern der Schmelze, so dass das Plastifikat beim Eintritt in das Werkzeug frei von Verunreinigungen und Stippen ist [55].
Im Formgebungswerkzeug (Blasdüse) wird die Schmelze gleichmäßig in einen kreisringförmigen Querschnitt überführt. Der extrudierte, thermoplastische Schmelzeschlauch wird mittels eingeblasener Stützluft, die geringen Überdruck aufweist, zur Folienblase gedehnt und gleichzeitig mit erhöhter Geschwindigkeit axial abgezogen. Der Schmelzeschlauch erfährt dabei eine biaxiale Verstreckung. Das Verhältnis von Quer- und Längsverstreckung in der Schlauchbildungszone beeinflusst über die Molekülorientierungen die resultierenden mechanischen und optischen Folieneigenschaften in erheblichem Maße [56].
Die Kühlung der Schlauchfolie erfolgt im einfachsten Fall von außen durch Luft, die innerhalb des Kühlrings azimutal verteilt und umgelenkt wird und die Folienblase in Längsrichtung überstreicht. Für erhöhte Ausstossleistungen der Anlage werden aufwändige Kühlringe, die Luftströme in mehreren Ebenen an die Folie leiten, und/oder eine zusätzliche Schlauchinnenkühlung eingesetzt [57–59]. Die Gleichmäßigkeit der Kühlluftverteilung ist für die Maßhaltigkeit der Folie unabdingbar notwendig, so dass Störungen, hervorgerufen durch den Kühlring oder Luftzug zu vermeiden sind [60]. In der Folienblase bildet sich in einem bestimmten Abstand vom Werkzeugausgang, der von den spezifischen Abkühlverhältnissen abhängt, eine sogenannte Frostlinie aus. Ab dieser Einfriergrenze sind die Dimensionen und Orientierungen der Folie festgelegt. Im weiteren Verlauf wird die Schlauchfolie nahezu vollständig abgekühlt, unter Abquetschung der Stützluft flachgelegt und aufgewickelt.

Der Versuchsaufbau zur Herstellung ein- und mehrschichtiger Schlauchfolien basiert auf der im Technikum des Instituts für Kunststofftechnologie (IKT) vorhandenen Folienblasanlage[2] und ist in Bild 5.13 dargestellt.

[2]Fa. Dr. Collin

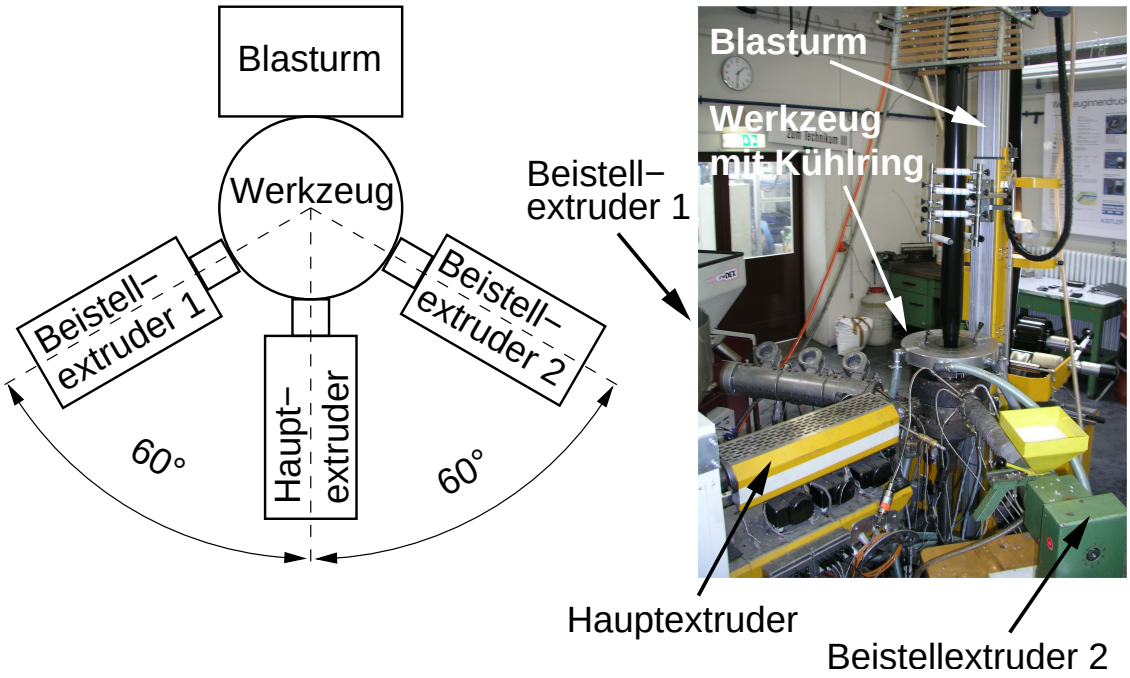

Bild 5.13: Aufbau der Versuchsanlage

Der Blasturm der Folienblasanlage, der die Schlauchfolie führt, abzieht, flachlegt und aufwickelt, wird gleichzeitig zur Befestigung des Werkzeugs mittels eines höhenverstellbaren Stativfusses herangezogen. Ferner wird der auf dem Werkzeug fixierte Kühlring über ein im Blasturm integriertes Gebläse mit Luft versorgt. Neben dem Blasturm beinhaltet die Folienblasanlage einen Einschneckenlaborextruder ($D = 30\,mm$) mit genuteter Einzugszone, der innerhalb der Versuchskonfiguration die mittlere Verteilerscheibe (Mittelschicht) als Hauptextruder speist.
Die Versuchsanlage wird ferner durch zwei Beistellextruder ergänzt, die ebenfalls mit genuteten Einzugszonen ausgestattet sind. Während die untere Verteilerscheibe (Innenschicht) von einem Einschneckenextruder mit Zylinderdurchmesser $D = 35\,mm$ (Beistellextruder 1)[3] mit Schmelze versorgt wird, ist der oberen Verteilerscheibe des Werkzeugs (Außenschicht) ein Laborextruder mit Zylinderdurchmesser $D = 19\,mm$ (Beistellextruder 2)[4] zugeordnet.
Alle Extruder sind mittels beheizbarer Adapter an das Werkzeug angeschlossen, wobei sich zwischen den Extrudern jeweils ein Winkelversatz von $60°$ ergibt. Die Adapter weisen Druckmessstellen auf, die die Kontrolle der Prozessstabilität anhand der zeitlichen Drucksignale erlauben.

[3] Fa. Extrudex
[4] IKT-Eigenbau

Die Temperaturregelung des Werkzeugs erfolgt mit Hilfe frei belegbarer Heizzonen des Hauptextruders. Die Temperatursignale sämtlicher Heizzonen von Werkzeug und Hauptextruder, sowie dessen Drucksignal, Schneckendrehzahl, Stromaufnahme des Antriebs und die Geschwindigkeit der Abzugswalzen werden von einer Messwerterfassungsanlage visualisiert und aufgezeichnet. Für die Erfassung der Drucksignale in den Adaptern der Beistellextruder steht ein Linienschreiber zur Verfügung.

5.4.2 Einschichtige Fahrweise vor der Kühlringoptimierung

Die einschichtige Fahrweise eignet sich in besonderem Maße zur Verifikation des Auslegungskonzepts, da weder die Kompensation noch die Überlagerung von Dick- und Dünnstellen verschiedener Schichten auftreten können. Auf diese Weise kann die Schmelzeverteilwirkung des Verteilersystems anhand der Foliendickenverteilung eindeutig beurteilt werden.
Zu diesem Zweck wurden einschichtige Schlauchfolien aus Polyethylen niedriger Dichte (LDPE)[5] unter Einsatz des Hauptextruders bei einer Verarbeitungstemperatur von $200\,°C$ hergestellt. Die Charakterisierung der Foliendicke erfolgte anhand von 40 gleichmäßig über den Umfang verteilten Messstellen mittels eines inkrementalen Dickenmessgerätes[6]. Um Fehler durch elastische Verformungen der Folie zu begrenzen, wurde für die Messung ein flächiger Messtaster (Durchmesser 4 mm, Fläche $12\,mm^2$) bei einer geringen Prüfkraft von $0,63\,N$ eingesetzt [61].

Bild 5.14 zeigt die charakteristische Foliendickenverteilung einer Schlauchfolie, die mit einem Aufblasverhältnis von 1,7 hergestellt wurde. Die extrudierte Folie weist starke Ungleichmäßigkeiten und lokale Einbrüche in der umfänglichen Dickenverteilung auf. Es resultieren Unterschiede von $14\,\mu m$ bei einer mittleren Foliendicke von $58\,\mu m$, so dass sich eine relative Abweichung der azimutalen Dickenverteilung von $\pm 12\,\%$ ergibt. Aufgrund der berechneten Volumenstromverteilung am Wendelverteilerausgang, deren relative Abweichung für das Versuchsmaterial bei etwa $\pm 2,5\,\%$ liegt, ergibt sich eine deutliche Diskrepanz zwischen Simulation und Experiment.

[5] Lupolen 2420 F (Fa. Basell)
[6] TESA-μHITE, Fa. TESA

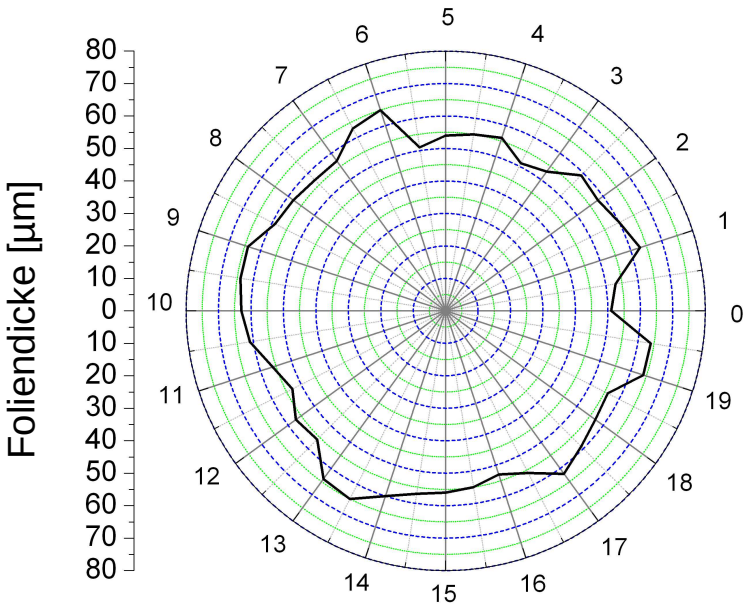

Bild 5.14: Foliendickenverteilung der einschichtigen Schlauchfolie

Um die Fehlermöglichkeiten einzugrenzen, wurde zum Vergleich ein nahezu unverstreckter Schlauch mit geringer Stützluft und Abzugsgeschwindigkeit extrudiert. Die gemessene Wanddickenverteilung, die in Bild 5.15 gezeigt ist, stellt sich deutlich gleichmäßiger als die Foliendickenverteilung in Bild 5.14 dar. Insbesondere treten keine lokalen Einbrüche auf, so dass eine relative Abweichung von $\pm 3,5\,\%$ bezogen auf die mittlere Wanddicke von $810\,\mu m$ zu verzeichnen ist.
Das Ergebnis der vergleichenden Betrachtung verdeutlicht einerseits die gute Schmelzeverteilung, die sich in der gleichmäßigen Wanddicke des extrudierten Schlauchs widerspiegelt. Andererseits legt sie den Schluss nahe, dass die negativen Einflüsse auf die Foliendickenverteilung erst während des Aufblasens der Folie in der Schlauchbildungszone wirksam werden.

Als mögliche Fehlerquelle wurde insbesondere die Kühlluftverteilung in Betracht gezogen, da schon Pleßke in [62] über den Einfluss von Störungen der Luftgeschwindigkeitsverteilung des Außenkühlrings auf die Foliendicke berichtet hat. Die Demontage des Kühlringgehäuses brachte daraufhin konstruktiv bedingte, freiliegende Durchgangsbohrungen, sowie teilweise überstehende Schrauben im Bereich der Luftführung zum

Vorschein. Um den Einfluss dieser potentiellen Störstellen auf die Kühlluftverteilung zu untersuchen, wurden Luftgeschwindigkeitsmessungen am Ausgang des Kühlrings durchgeführt.

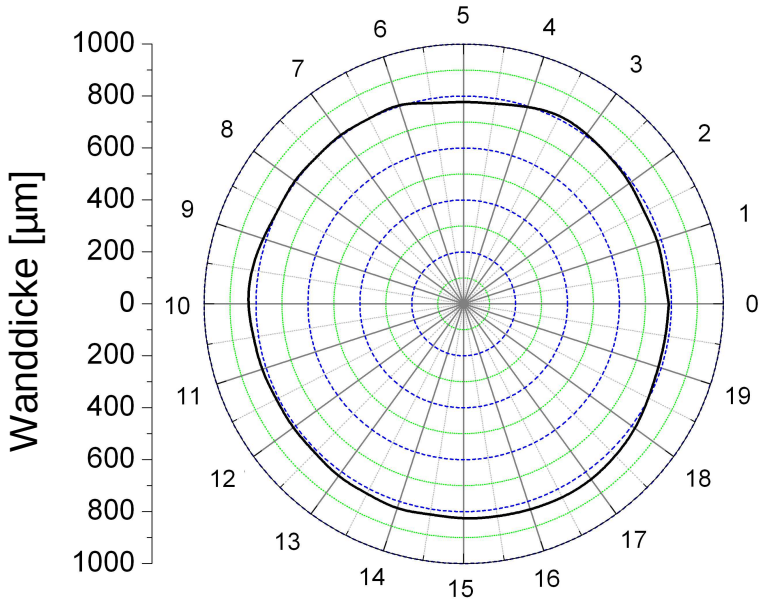

Bild 5.15: Wanddickenverteilung des nahezu unverstreckten Schlauches

5.4.3 Untersuchung der Kühlluftgeschwindigkeitsverteilung

Zur Ermittlung der Luftgeschwindigkeitsverteilung existieren verschiedene Messverfahren. Neben der Hitzdraht-Anemometrie [63], bei der die konvektiv entzogene Wärmemenge eines elektrisch beheizten Drahtes mit der Strömungsgeschwindigkeit korreliert wird, und der Laser-Doppler-Velocimetrie, die als optisches Verfahren keinen Einfluss auf die Strömung nimmt, kann die Messung der Luftgeschwindigkeit ferner auf eine Druckmessung zurückgeführt werden [64].

Für die Messungen der Luftgeschwindigkeit am Austritt des Kühlrings wurden zwei Drucksondentypen eingesetzt. Die Gesamtdrucksonde (Pitot-Rohr) misst den Gesamtdruck im vorderen Staupunkt des umströmten Körpers mittels einer dort lokalisierten Druckbohrung. Unter

Berücksichtigung des statischen Drucks (Atmosphärendruck) kann die Anströmgeschwindigkeit der Sonde aus der BERNOULLISCHEN Gleichung ermittelt werden [65]. Das Pitot-Rohr muss genau in Strömungsrichtung ausgerichtet sein, da ansonsten Messfehler resultieren, deren Größe von dem Winkelversatz und der Richtungsempfindlichkeit des Sondenkopfes abhängen.
Mit Gesamtdrucksonden kann lediglich der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit gemessen werden. Um die vektorielle Größe Geschwindigkeit nach Betrag und Richtung vollständig zu bestimmen, wurde weiterhin eine Mehrlochsonde für die Untersuchung der Kühlluftverteilung herangezogen. Neben der Druckanbohrung im vorderen Staupunkt des Sondenkopfes, mit deren Hilfe der Geschwindigkeitsbetrag gemessen wird, sind derartige Sonden mit weiteren Druckmessbohrungen ausgestattet, von denen Leitungen zur separaten Druckmessung abgehen. In zwei senkrecht aufeinander stehenden Ebenen des Sondenkopfes befindet sich jeweils ein symmetrisch angeordnetes Druckbohrungspaar. Zur Bestimmung der räumlichen Strömungsrichtung wird die Sonde solange um ihre Drehachse bewegt, bis sich die Druckdifferenz eines Bohrungspaares zu Null ergibt. Für den aus dem Nullabgleich ermittelten Schwenkwinkel der Sonde lässt sich in Abhängigkeit der Druckdifferenz des zweiten Bohrungspaares mit Hilfe einer Eichkurve der Kippwinkel festlegen, so dass die Strömungsrichtung resultiert [65].

In Bild 5.16 ist der Versuchsaufbau zur Untersuchung der Luftgeschwindigkeitsverteilung schematisch skizziert.

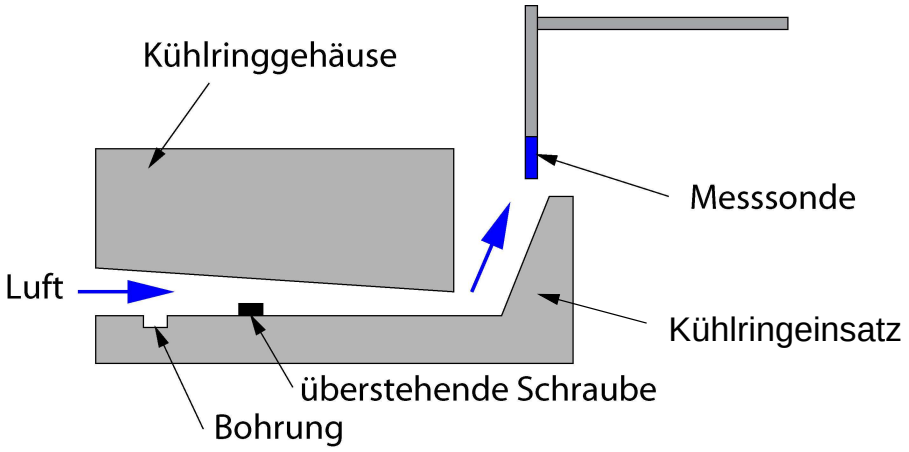

Bild 5.16: Luftgeschwindigkeitsmessung (schematischer Aufbau)

Die vom Gebläse der Folienblasanlage angesaugte Umgebungsluft wird über Schläuche den sechs Einspeisepunkten des Kühlrings zugeführt. Mittels eines Systems von Drosselstellen wird die Luft innerhalb des Kühlringgehäuses azimutal verteilt, so dass eine vergleichmäßigte, radiale Luftströmung resultiert, die im Austrittsbereich des Kühlrings in die vertikale Richtung umgelenkt und an die Schlauchfolie geblasen wird. Zur Durchführung der Messungen wird die Druckmesssonde mittels einer NC-gesteuerten Traversierung über den Umfang des Kühlringaustrittsspalts bewegt.
Um eine genauere Vorstellung von der Ausbildung der Luftströmung zu erhalten und den Messort der Drucksonde in Bezug auf den Radius und die Höhe adäquat festzulegen, wurde in einem ersten Schritt ein Visualisierungsexperiment durchgeführt. Durch die Einspeisung von Wasserdampfnebel in den Kühlring konnte der austretende Luftstrahl sichtbar gemacht werden. Die Kontur der Folienblase in der Schlauchbildungszone wurde mittels eines Kunststoffbechers angenähert. In Bild 5.17 ist die Luftströmung im Ausgangsbereich des Kühlrings dargestellt.

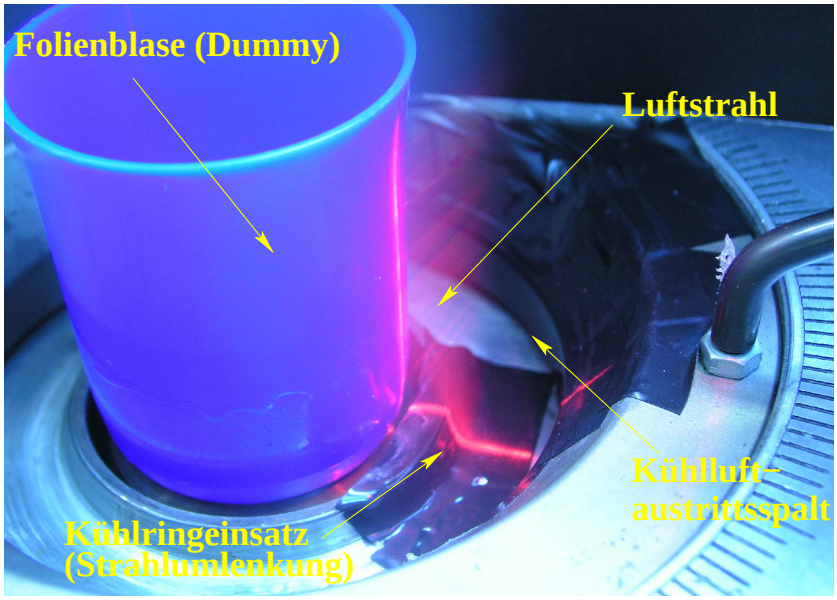

Bild 5.17: Luftströmung im Ausgangsbereich des Kühlrings

Der aus dem Kühlringgehäuse austretende Luftstrahl stellt sich zunächst flach dar, um sich nach der Umlenkung und dem Verlassen der Kühlringeinsatzlippe sukzessive zu verbreitern und an die Folienblase anzulegen. Die Strahlaufweitung mit zunehmendem Abstand vom Kühlring führt gemäß der Kontinuitätsgleichung zur Verringerung der Strömungsgeschwindigkeiten. Um den Einfluss von zeitlichen Schwankungen der Luftströmung, Messungenauigkeiten und äußeren Störgrößen auf das Messergebnis zu minimieren, wurde die Druckmesssonde gemäß Bild 5.16 knapp oberhalb der Kühlringeinsatzlippe positioniert, so dass die gemessenen Drücke und Geschwindigkeiten hinreichend groß sind.

Zur Erfassung der lokalen Strömungsgeschwindigkeiten im Rahmen des eigentlichen Versuchs wurden die Messstellen am Kühlringaustritt in Umfangsrichtung sequentiell mit der Drucksonde abgefahren und die Druckmessungen durchgeführt. Typischerweise wurde eine Winkelteilung von 2° definiert, so dass eine hinreichende Anzahl von 180 Messpunkten am Umfang des Kühlrings resultierte. Bild 5.18 zeigt eine charakteristische Luftgeschwindigkeitsverteilung am Ausgang des Kühlrings.

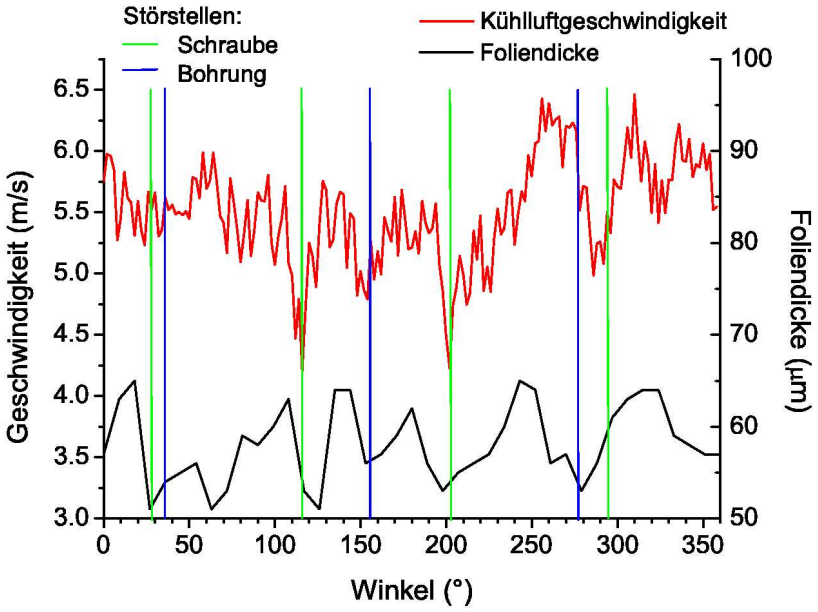

Bild 5.18: Luftgeschwindigkeitsverteilung am Ausgang des Kühlrings

Anhand der eingetragenen Winkelpositionen der freiliegenden Bohrungen und überstehenden Schrauben können die lokalen Einbrüche der Luft-

geschwindigkeitsverteilung den Störstellen im Strömungskanal des Kühlrings zugeordnet werden. In guter Übereinstimmung mit [62] lässt sich die Abnahme der Strömungsgeschwindigkeit im Einflussbereich der Störstellen konstatieren.
Ferner zeigt Bild 5.18 die Korrelation zwischen der Luftgeschwindigkeitsverteilung und der aus Bild 5.14 bekannten Foliendickenverteilung. Lokale Minima der Kühlluftgeschwindigkeit, bedingt durch die Störstellen bewirken an den entsprechenden Positionen Dünnstellen in der Schlauchfolie. Dies kann mit der lokal verlangsamten Abkühlung erklärt werden, so dass die Folie in diesen Bereichen eine erhöhte Dehndeformation erfährt [66].

Aus den experimentellen Untersuchungen kann abgeleitet werden, dass der Gleichmäßigkeit der Kühlluftverteilung wesentliche Bedeutung bei der Herstellung von Schlauchfolien mit engen Dickentoleranzen zukommt. Neben der Vermeidung des Einflusses von äußeren Störgrößen, wie Luftzug und externe Wärmequellen (Extruder), ist beim Folienblasen insbesondere die einwandfreie Luftgeschwindigkeitsverteilung des Kühlrings sicherzustellen.
Im Fall des untersuchten Außenkühlrings wurden die überstehenden Schrauben soweit abgelängt, dass sie mit der Kühlringwandung bündig abschließen. Weiterhin wurden alle Bohrungen im Bereich der Luftführung mittels temperaturbeständigem Klebeband[7] verschlossen. Aufgrund der glatten Oberfläche der dünnen Klebebandstreifen, die mit ausreichender Spannung über die Bohrungen appliziert wurden, kann die Luft weitgehend störungsfrei entlang der Kühlringwandungen strömen.

5.4.4 Einschichtige Fahrweise nach der Kühlringoptimierung

Nach der Modifikation des Kühlrings wurden wiederum einschichtige Schlauchfolien unter Einsatz des Hauptextruders hergestellt. Um die unmittelbare Vergleichbarkeit mit den Versuchsergebnissen vor der Kühlringoptimierung zu gewährleisten, wurde ein identisches Aufblasverhältnis von 1,7 bei gleicher mittlerer Foliendicke von $58\,\mu m$ eingestellt. Die Versuchsbedingungen, insbesondere die Anlagenkonfiguration, der

[7] Hochtemperatur-Klebeband der Fa. Carbon-Vertrieb, Dicke 50 μm, Einsatztemperatur bis $180\,°C$

Werkzeugaufbau, das Versuchsmaterial (Lupolen 2420 F) und die Verarbeitungstemperatur von $T = 200\,°C$ blieben ebenfalls unverändert. Die Dickenverteilung der extrudierten Folien wurde gemäß den Ausführungen in Kapitel 5.4.2 anhand von 40 gleichmäßig über den Umfang verteilten Messstellen bestimmt.
Bild 5.19, das die Foliendickenverteilungen vor und nach der Beseitigung der Störstellen im Kühlring einander gegenüberstellt, lässt eine signifikante Verbesserung erkennen. Die Folien weisen nach der Kühlringoptimierung eine deutlich gleichmäßigere Dicke über dem Umfang ohne lokale Dünnstellen auf. Die absoluten Abweichungen der Foliendickenverteilung, die unter dem Einfluss der ungleichmäßigen Kühlung $14\,\mu m$ betragen, verringern sich auf einen niedrigen Wert von $3,5\,\mu m$. Dies entspricht einer Abnahme der relativen Abweichungen von $\pm 12\,\%$ auf $\pm 3\,\%$ bezogen auf die mittlere Foliendicke von $58\,\mu m$.

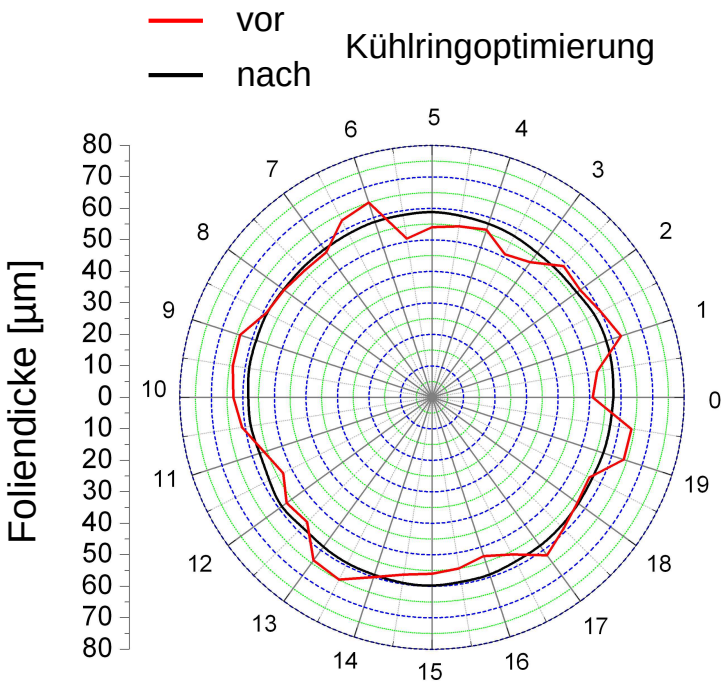

Bild 5.19: Foliendickenverteilung vor und nach der Kühlringoptimierung

Die experimentellen Ergebnisse, die aus den Untersuchungen des unverstreckten Schlauches und der Schlauchfolien nach der Kühlringoptimierung resultieren, bestätigen die hervorragende Schmelzeverteilung des optimierten Radialwendelverteilersystems, das innerhalb des ent-

wickelten Folienblaswerkzeuges zur praktischen Anwendung kam. Die Schmelze wird derart über den Umfang verteilt, dass die prinzipbedingten Unterschiede der azimutalen Volumenstromverteilung minimiert werden. Die gemessenen Dickentoleranzen von $\pm 3\,\%$ korrespondieren gut mit den berechneten, relativen Abweichungen des Volumenstroms am Wendelverteilerausgang, die für Lupolen 2420 F einen Wert von $\pm 2,5\,\%$ aufweisen. Die geringen Unterschiede zwischen den Berechnungs- und Versuchsergebnissen sind auf die im Simulationsmodell unberücksichtigten, elastischen Materialeigenschaften, sowie auf die nicht ideale Düsenspaltzentrierung und die äußeren Störgrößen im Experiment zurückzuführen.
Die experimentelle Verifikation unterstreicht, dass mit Hilfe des vorgestellten Auslegungskonzeptes die Fließkanalquerschnitte von Wendelverteilersystemen in Bezug auf die Schmelzeverteilung exakt abgestimmt und optimiert werden können.
Ferner bleibt aufgrund der Versuchsergebnisse festzuhalten, dass neben der guten, azimutalen Schmelzeverteilung am Werkzeugausgang, die einwandfreie Kühlluftverteilung für die Maßhaltigkeit der Schlauchfolien unabdingbar notwendig ist. Die Gleichmäßigkeit der Blasfolie stellt das Resultat eines extrudierten Schmelzeschlauches von homogener Wandstärke dar, der beim Aufblasen eine über den Umfang gleichmäßige Abkühlung erfahren hat. Die engtolerierte Foliendickenverteilung ergibt sich folglich als Produkt aus der adäquaten Schmelze- und Kühlluftverteilung.

5.4.5 Mehrschichtige Fahrweise

Nach der experimentellen Verifikation des Auslegungskonzeptes, die aus Gründen der exakten Beurteilung der Schmelzeverteilung des Radialwendelverteilersystems anhand einschichtiger Folien erfolgte, wurden dreischichtige Schlauchfolien unter Einsatz aller Verteilerscheiben des Werkzeugs extrudiert. Die Anlagenkonfiguration, bestehend aus dem Blasturm, dem Radialwendelverteilerwerkzeug, dem Hauptextruder und den beiden Beistellextrudern, stellt sich gemäß den Ausführungen des Kapitels 5.4.1 dar.
Der Aufbau der extrudierten Dreischichtfolien wurde derart festgelegt, dass der Folienverbund eine Mittelschicht beinhaltet, die im Vergleich zur Innen- und Außenschicht die doppelte Dicke aufweist. Da sich das Verhältnis der Schichtdicken gemäß dem Durchsatzverhältnis einstellt,

wurden die Schneckendrehzahlen der Extruder, basierend auf den ermittelten Durchsatzkennlinien festgelegt. Tabelle 5.4 zeigt die Drehzahlen und die korrespondierenden Durchsätze der drei Extruder.

	Beistell-extruder 1	Haupt-extruder	Beistell-extruder 2
Zylinder D [mm]	35	30	19
Schnecke L/D [-]	26	25	26
Zuordnung	Innenschicht	Mittelschicht	Außenschicht
Drehzahl n [min^{-1}]	8	17	43
Durchsatz $\dot{m}$ [$\frac{kg}{h}$]	1,5	3,0	1,5

Tabelle 5.4: Schneckendrehzahlen und Durchsätze der Extruder

Aus Gründen der Vergleichbarkeit mit den hergestellten Monofolien wurde für die Coextrusion der Dreischichtfolien wiederum Lupolen 2420 F als Versuchsmaterial herangezogen. Bei der Verarbeitungstemperatur von $200\,°C$ hatte das relativ große L/D-Verhältnis des Beistellextruders 1 in Verbindung mit der niedrigen Drehzahl von $n = 8\,min^{-1}$ lange Verweilzeiten des Materials im Extruder zur Folge. Die dadurch initiierte Aufbaureaktion des LDPE führte zur Stippenbildung in der Schmelze, respektive im Extrudat, so dass die Messung der Foliendicke erheblich beeinträchtigt wurde. Durch das Absenken des Temperaturniveaus von Extrudern und Werkzeug auf $T = 170\,°C$ konnte die Stippenbildung weitestgehend abgestellt werden, wodurch die extrudierten Schlauchfolien der exakten Auswertung der azimutalen Foliendickenverteilung zugänglich wurden.

Im Rahmen der Coextrusionsversuche wurden das Aufblasverhältnis (ABV) und die Abzugsgeschwindigkeit der Schlauchfolien v_{ab} bei konstantem Durchsatz variiert, so dass Proben mit unterschiedlicher Quer- und Längsverstreckung, sowie mittlerer Foliendicke entnommen werden konnten. In Tabelle 5.5 sind die Prozessparameter für drei differierende Einstellungen, sowie die Ergebnisse der Foliendickenmessungen von charakteristischen Proben dargestellt. Die mit Klammern versehenen Zahlenwerte geben den Wertebereich der Foliendickenabweichungen an, der sich durch die Auswertung mehrerer Vergleichsproben ergibt.

Weiterhin sind in Bild 5.20 die gemessenen, azimutalen Foliendickenverteilungen der charakteristischen Proben für die drei Prozesseinstellungen graphisch veranschaulicht.

Einstellung	1	2	3
ABV [-]	1,7	1,7	2,1
v_{ab} [$\frac{m}{min}$]	2,7	3,7	3,7
B_{Bahn} [mm]	130	131	162
$\bar{s}$ [μm]	180	113	90
Δs [μm]	4,2 (4-6)	5,3 (5-6)	5,8 (5-6)
$\frac{\Delta s}{\bar{s}}$ [%]	$\pm 1,2$ ($\pm$1,1-1,7)	$\pm 2,4$ ($\pm$2,2-2,7)	$\pm 3,2$ ($\pm$2,8-3,4)

Tabelle 5.5: Ergebnisse der Foliendickenmessungen für verschiedene Prozesseinstellungen

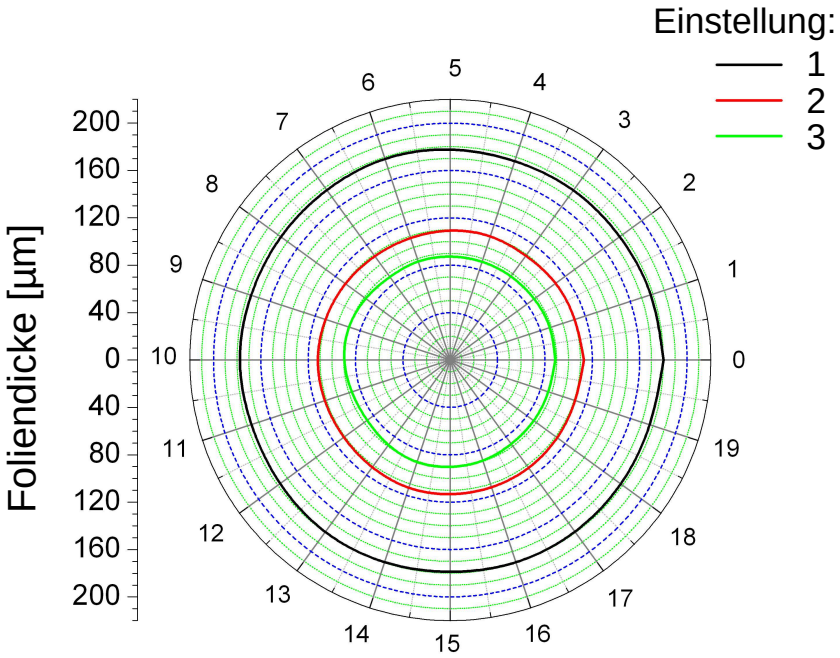

Bild 5.20: Foliendickenverteilungen der extrudierten Dreischichtfolien

Die Schlauchfolien, die sich in Abhängigkeit des Grades ihrer biaxialen Verstreckung in der mittleren Dicke $\bar{s}$ unterscheiden, weisen eine gleichmäßige Foliendickenverteilung über den Umfang ohne lokale Fehlstellen auf. Die absoluten Abweichungen der Foliendicke betragen für alle Einstellungen $\Delta s = 4 - 6\,\mu m$.
Anhand der Auswertung der drei charakteristischen Proben lässt sich ferner erkennen, dass die Abweichungen mit abnehmender Foliendicke geringfügig anwachsen. Während sich für die Einstellung 1 ($\bar{s} = 180\,\mu m$) eine Dickentoleranz von $4,2\,\mu m$ ergibt, beträgt diese bei der Einstellung 3 ($\bar{s} = 90\,\mu m$) $\Delta s = 5,8\,\mu m$. Dies lässt sich auf den mit abnehmender Foliendicke ansteigenden Einfluss der Kühlluftverhältnisse zurückführen. Äußere Störungen der Abkühlung der Folienblase, die durch den nicht vollkommen zu vermeidenden Luftzug und externe Wärmequellen hervorgerufen werden, wirken sich aufgrund des konvektiven Wärmeübergangs an der Folienoberfläche insbesondere auf dünnere Folien negativ aus.
In Abhängigkeit von der mittleren Dicke resultieren für die in Bild 5.20 dargestellten Foliendickenverteilungen relative Abweichungen von $\frac{\Delta s}{\bar{s}} = \pm 1,2\,\%$ (Einstellung 1) bis $\pm 3,2\,\%$ (Einstellung 3). Die coextrudierten Schlauchfolien weisen somit eine bemerkenswerte Gleichmäßigkeit der azimutalen Foliendickenverteilung auf. Das entwickelte Radialwendelverteilerwerkzeug eignet sich infolgedessen, basierend auf der hervorragenden Schmelzeverteilwirkung zur Coextrusion von homogenen, bindenahtfreien Mehrschichtfolien in ausgezeichneter Weise. Die intensive Vermischung der Schmelzeteilströme innerhalb der optimierten Wendelverteilersysteme und die daraus resultierenden, geringen Dickentoleranzen stellen die Grundvoraussetzung für die materialeffiziente Generierung mechanisch belastbarer Folien dar.
Über diese grundlegenden Untersuchungen hinaus liegen am Institut für Kunststofftechnologie (IKT) umfassende Erfahrungen zur anwendungsbezogenen Verarbeitung von weiteren, thermoplastischen Materialsystemen vor. Insbesondere wird an dieser Stelle auf die in Kürze erscheinende Dissertation von C. Rustal [67] verwiesen, die das vorgestellte Radialwendelverteilerwerkzeug erfolgreich zur Herstellung von PP/PA-Mehrschichtfolien eingesetzt hat.

Kapitel 6

Automatische Optimierung von Wendelverteilersystemen

6.1 Motivation und Zielsetzung

Aufgrund der Vielzahl von Einflussgrößen auf die Funktionalität und die Schmelzeverteilung von Wendelverteilersystemen stellt sich die Optimierung der Fließkanalgeometrie äußerst aufwändig dar. Der manuelle Optimierungsablauf beruht auf der iterativen Verbesserung einer Ausgangsgeometrie, die mittels numerischer Strömungssimulation berechnet und unter Zugrundelegung von Optimierungskriterien bewertet wird. Auf Basis dieser Bewertung erfolgt die Modifikation der Fließkanäle und die erneute Berechnung des Strömungsfeldes. Die Optimierungsschleife wird solange durchlaufen, bis ein hinreichend gutes Auslegungsergebnis erzielt wird. Dabei stellt die resultierende Lösung oftmals einen Kompromiss in Bezug auf die Gesamtheit aller Optimierungskriterien dar. Die optimale Fließkanalgeometrie, die die angestrebten Optimierungskriterien exakt erfüllt, kann mit einer vertretbaren Anzahl von Iterationsschleifen im Allgemeinen nicht bestimmt werden.
Bei der manuellen Optimierung werden die Veränderungen der Fließkanäle für jeden Iterationsschritt, basierend auf den Simulationsergebnissen der aktuellen Verteilersystemgeometrie subjektiv festgelegt. Das effiziente Voranschreiten des Optimierungsprozesses ist folglich eng mit dem Erfahrungswissen des ausführenden Ingenieurs verbunden. Ferner erfordert die Modifikation der geometrischen Parameter in vielen Fällen ein angepasstes FE-Netz, so dass sich die manuelle Optimierung aufgrund der

mehrfachen Modellerstellung zudem äußerst zeitintensiv darstellt.

Aus diesem Grund wurde am Institut für Kunststofftechnologie (IKT) ein Algorithmus zur automatischen Optimierung von Wendelverteilersystemen entwickelt und in ein Softwareprogramm implementiert. Dabei wurde insbesondere die Zielsetzung verfolgt, die Suche nach der optimalen Fließkanalgeometrie zu systematisieren und von subjektiven Entscheidungen zu entkoppeln. Das Optimierungsprogramm basiert auf einer Zielfunktion, die sich aus gewichteten Optimierungskriterien zusammensetzt und die mittels eines Gradientenverfahrens minimiert wird. Die Suche nach dem Optimum unterliegt damit mathematischen Zusammenhängen, wodurch sich der Optimierungsprozess objektiv nachvollziehbar, transparent und zielorientiert darstellt.
Durch die Integration von FE-Modellerstellung, Simulationsrechnung und Ergebnisauswertung in das Programm wird zudem der automatische Ablauf des Optimierungsprozesses ohne manuelle Eingriffe gewährleistet. Im Vergleich zur zeit- und arbeitsintensiven, manuellen Auslegung besitzt die automatische Optimierung das Potenzial, die Werkzeugentwicklung deutlich effizienter zu gestalten.

Nach der Definition einer geeigneten Zielfunktion in Kapitel 6.2 und der Untersuchung des Einflusses von geometrischen Größen auf die selbige in Kapitel 6.3 wird das automatische Optimierungsprogramm vorgestellt. Aufgrund der Anwendung des Schalenmodells für die Strömungssimulationen wurde die Optimierung in einem ersten Schritt auf den Kanaltiefen- und Spaltweitenverlauf beschränkt, da die Variation dieser geometrischen Größen unter Beibehaltung der Diskretisierung erfolgen kann. Der Aufbau des Optimierungsprogramms ist in Kapitel 6.4.1 und die Optimierungsergebnisse sind in Kapitel 6.4.2 beschrieben.
Um die Optimierung auf weitere, geometrische Größen auszuweiten, deren Änderungen eine angepasste Diskretisierung erfordern, wurde ferner ein Netzgenerator für Wendelverteilersysteme entwickelt, dessen Funktionsweise in Kapitel 6.5 dargestellt ist.
Abschließend wird in Kapitel 6.6 das erweiterte Optimierungsprogramm vorgestellt. Durch die Implementierung des Netzgenerators konnte die Wendelkanalsteigung exemplarisch als zusätzliche, geometrische Optimierungsvariable eingeführt werden.

6.2 Mathematische Grundlagen der Optimierung

6.2.1 Definition der Zielfunktion

Die Funktion von Wendelverteilerwerkzeugen wird im Wesentlichen von der Fließkanalgeometrie des Verteilersystems bestimmt. Frühere Untersuchungen [33, 68–70], sowie die Ergebnisse in Kapitel 4 haben gezeigt, dass insbesondere die Anzahl, die Steigung, der Umschlingungswinkel und die Kanaltiefe der Wendelkanäle, sowie die Spaltweite des Überströmspalts großen Einfluss auf die Schmelzeverteilung besitzen. Das Ziel der Optimierung von Wendelverteilersystemen besteht darin, die einzelnen geometrischen Größen so aufeinander abzustimmen, dass eine adäquate Funktionalität des Werkzeugs resultiert und die extrudierten Halbzeuge den Anforderungen hinsichtlich Maßhaltigkeit und mechanischer Festigkeit genügen.

Um den Einfluss von geometrischen Größen auf das Strömungsfeld erfassen und quantifizieren zu können, wurden im Rahmen des vorgestellten Auslegungskonzeptes geeignete, aussagekräftige Optimierungskriterien definiert. Die in Kapitel 3.3 ausführlich dargestellten Kriterien, die in der Zielfunktion des automatischen Optimierungsalgorithmus Anwendung finden, ermöglichen die Bewertung der Fließkanalgeometrie des Wendelverteilersystems.
Aus der Forderung nach extrudierten Halbzeugen mit gleichmäßiger, azimutaler Wanddickenverteilung, die eine über den Umfang homogene Schmelzeverteilung voraussetzt, lässt sich das wichtigste Optimierungskriterium ableiten, wonach die relativen Abweichungen der Geschwindigkeit $\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a}$, respektive des bezogenen Volumenstroms $\frac{\Delta q_a}{\bar{q}_a}$ am Ausgang des Wendelverteilersystems zu minimieren sind.
Ferner geht der Druckverbrauch des Verteilersystems Δp in die automatische Optimierung ein. Um den Druckverbrauch des Werkzeugs und die dissipativen Temperaturerhöhungen in der Schmelze zu beschränken, werden moderate Druckverluste des Wendelverteilersystems angestrebt.
Im Fall von scherempfindlichen und wandgleitenden Materialien stellen zudem die auftretenden Schergeschwindigkeiten und Schubspannungen relevante Größen für die Fließkanalauslegung dar. Innerhalb des automatischen Optimierungsprogramms wird die maximale Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$ als weiteres Optimierungskriterium berücksichtigt.

Des Weiteren muss bei der Optimierung von Wendelverteilersystemen der Strömungsübergang von der anfänglichen Wendelströmung in die Ringspaltströmung beachtet werden. Die kontinuierliche Strömungsumlenkung gewährleistet eine intensive Vermischung der Schmelzeteilströme aus allen Wendelkanälen, so dass das Auftreten von Bindenähten und Fließmarkierungen in den Halbzeugen vermieden wird. Bei der manuellen Optimierung erfolgt die Bewertung des Strömungsübergangs anhand des Verlaufs der Leckstromkurve rein visuell. Der automatische Optimierungsalgorithmus erfordert hingegen ein Maß in Form eines Zahlenwertes, das die Charakteristik der Strömungsumlenkung kennzeichnet. Hierfür bietet sich die Fläche unter der Leckstromkurve an, da mit zunehmender Kontinuität des Strömungsübergangs sowohl der Anfangswert als auch die Steigung des Kurvenverlaufs abnehmen, wodurch sich der Flächeninhalt reduziert. Bild 6.1 zeigt eine charakteristische Leckstromkurve.

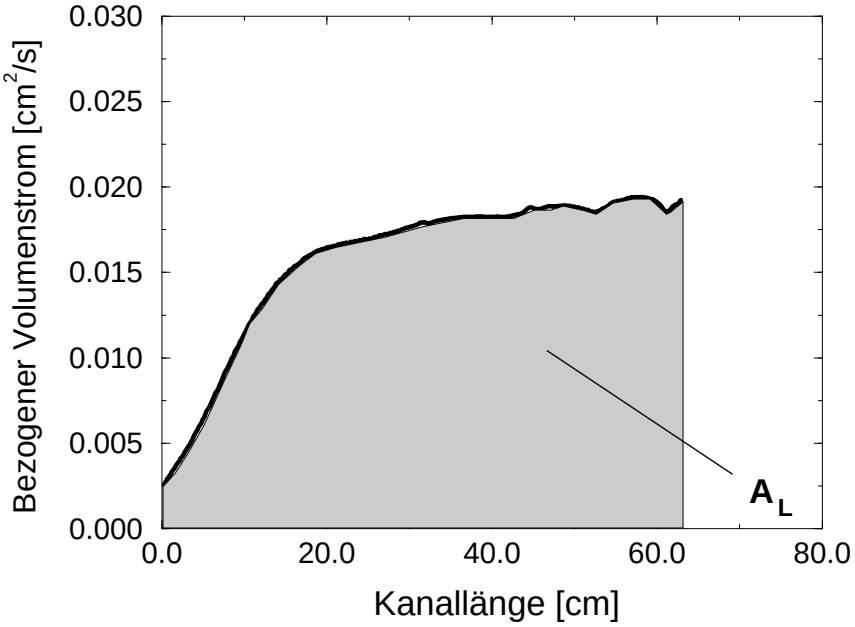

Bild 6.1: Flächeninhalt unter der Leckstromkurve charakterisiert den Strömungsübergang

Die Fläche A_L unter der Leckstromkurve ergibt sich aus der Integration des bezogenen Volumenstroms q über die Kanallänge L_k :

$$A_L = \int_0^{L_k} q \, dl \, . \tag{6.1}$$

Aus der numerischen Analyse von Wendelverteilersystemen, die in Kapitel 4 beschrieben ist, geht hervor, dass die betrachteten Optimierungskriterien teilweise konträr sind. So führt die Verringerung der Spaltweite des Überströmspalts einerseits zu einem kontinuierlicheren Strömungsübergang. Andererseits geht mit der Veränderung dieser geometrischen Größe ein Anstieg des Druckverbrauchs und der maximalen Schergeschwindigkeit einher. Das Resultat der Auslegung wird aus diesem Grund einen Kompromiss zwischen den einzelnen Optimierungskriterien beinhalten.
Die Optimierung des Systems „Wendelverteiler“ stellt demzufolge ein multikriterielles Optimierungsproblem dar, das mit Hilfe der Methode der Gewichteten Summen behandelt werden kann. Bei diesem Ansatz werden mehrere Optimierungskriterien zu einem einzigen Kriterium zusammengefasst, indem eine Zielfunktion als Summe der gewichteten Einzelkriterien definiert wird. Unter Berücksichtigung der vier betrachteten Optimierungskriterien lässt sich die Zielfunktion Z folgendermaßen formulieren:

$$\begin{aligned} Z \;=\; & w_1 \cdot \frac{|\Delta p - \Delta p_v|}{\Delta p_v} + w_2 \cdot \frac{|\dot{\gamma}_{max} - \dot{\gamma}_{max,v}|}{\dot{\gamma}_{max,v}} + \\ & w_3 \cdot \frac{\left| \left(\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a}\right) - \left(\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a}\right)_v \right|}{\left(\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a}\right)_v} + w_4 \cdot \frac{|A_L - A_{L,v}|}{A_{L,v}} \;\overset{!}{\rightarrow}\; min\,. \end{aligned} \tag{6.2}$$

Dabei wird für jedes Optimierungskriterium die Differenz zwischen dem aktuellen Wert und dem angestrebten Vorgabewert (Index v) angesetzt. Durch die Normierung der Terme auf den Vorgabewert wird ferner sichergestellt, dass die unterschiedliche Größenordnung der Optimierungskriterien keinen Einfluss auf die Zielfunktion besitzt. Mittels der Faktoren w_i wird jedem Optimierungskriterium eine relative Gewichtung zugeordnet. Dabei gilt für die Summe der Gewichtungsfaktoren stets

$$\sum_{i=1}^{4} w_i \;=\; 1\,. \tag{6.3}$$

Durch die Anwendung der Methode der Gewichteten Summen geht das mehrkriterielle Optimierungsproblem in eine quasi-einkriterielle Optimierungsaufgabe über. In Verbindung mit den sich teilweise widersprechenden Optimierungskriterien kann im Allgemeinen keine der gefundenen Lösungen optimal bezüglich aller Einzelkriterien sein. Das Ziel

der Optimierung besteht vielmehr darin, die Optimierungskriterien durch die Minimierung der Zielfunktion an die Vorgabewerte anzunähern.

6.2.2 Gradientenverfahren

In allgemeiner Form lässt sich die Minimierung der Zielfunktion $Z = f(x)$ als Lösung der Aufgabe

$$f(x) \; = \; min! \quad , x \in \mathbb{R}^n \tag{6.4}$$

definieren. Aus dem weiten Spektrum an Näherungsverfahren kommen für die Lösung der Optimierungsaufgabe insbesondere die Gradientenverfahren in Betracht, weil sie lediglich die Kenntnis der ersten Ableitung, respektive ihrer numerischen Approximation erfordern. Da der funktionale Zusammenhang zwischen der Zielfunktion und den geometrischen Variablen des Verteilersystems nicht bekannt ist, sind derartige Verfahren vorteilhaft einsetzbar.
Für die Optimierung von Wendelverteilersystemen findet im Rahmen des entwickelten Algorithmus das Verfahren des steilsten Abstiegs Anwendung, das der Klasse der Gradientenverfahren angehört. Die Grundidee des Verfahrens besteht darin, dass ausgehend von einer Näherung x^k die Lösung x^* in Richtung des steilsten Abstiegs vermutet wird. In dieser Richtung, die durch den Antigradienten $-\nabla f(x^k)$ gegeben ist, vollzieht sich die größte Abnahme des Funktionswertes in Bezug auf alle möglichen Fortschrittsrichtungen [71]. Der neue Punkt der Zielfunktion

$$x^{k+1} \; = \; x^k - \alpha_k \cdot \nabla f(x^k) \quad , \nabla f(x^k) \neq 0 \tag{6.5}$$

lässt sich auf dem Strahl, der durch die Suchrichtung festgelegt ist, mittels einer Schrittweite α_k ermitteln, wobei für die Funktionswerte stets

$$f(x^{k+1}) \; < \; f(x^k) \tag{6.6}$$

gilt. Die Lösung x^* ist durch $\nabla f(x^*) = 0$ gekennzeichnet. Bild 6.2 verdeutlicht das Funktionsprinzip des Gradientenverfahrens graphisch.

Neben der Bestimmung der geeigneten Suchrichtung wird die Konvergenz von Gradientenverfahren ferner maßgeblich durch die Festlegung der Schrittweite beeinflusst [72]. Eine zu kleine Schrittweite hat einerseits

ein langsames Voranschreiten der Optimierung zur Folge. Andererseits können zu große Schrittweiten das Konvergenzverhalten nachhaltig beeinträchtigen, da der Algorithmus unter Umständen zwischen verschiedenen Werten oszilliert. Für die Effizienz von Gradientenverfahren ist folglich eine adaptive Schrittweitenregelung unabdingbar notwendig. Während in weiterer Entfernung vom Minimum große Schrittweiten den schnellen Fortschritt der Optimierung gewährleisten, wird die Schrittweite im Nahbereich des Optimums verringert, um sich dem Extremalpunkt adäquat anzunähern.
In den entwickelten Optimierungsalgorithmus für Wendelverteilersysteme wurde eine Schrittweitenregelung nach dem Ansatz

$$\alpha_k \;=\; \beta^m \cdot \alpha_0 \qquad , \beta \in (0,1] \, , \, m \in \mathbb{Z} \tag{6.7}$$

implementiert. Ausgehend von der Grundschrittweite α_0 (m=0) wird für positive Exponenten m eine Verringerung und für negative m-Werte eine Zunahme der Schrittweite erzielt.

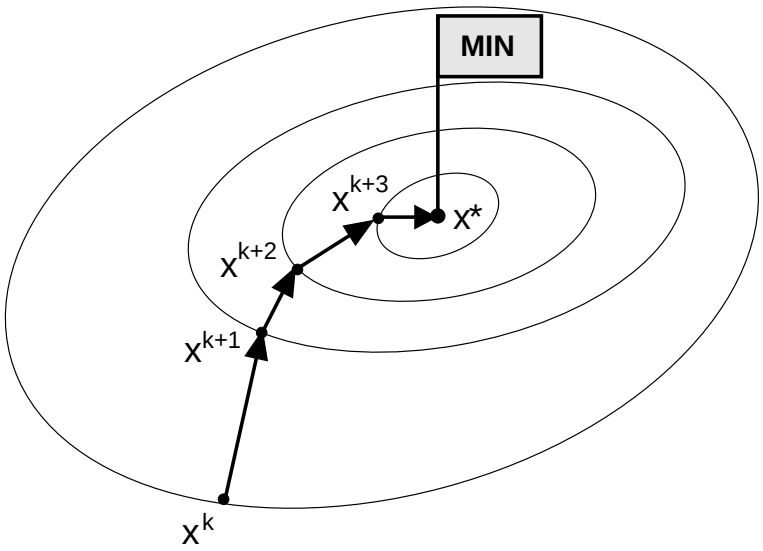

Bild 6.2: Bestimmung des Minimums einer Zielfunktion mit dem Gradientenverfahren

6.3 Untersuchung des Einflusses von geometrischen Größen auf die Zielfunktion

Die Zielfunktion Z ist in Abhängigkeit von den Optimierungskriterien durch Gleichung (6.2) definiert. Für jede Wendelverteilergeometrie kann aus den aktuellen Werten der Optimierungskriterien unter Berücksichtigung der Vorgabewerte der Kriterien und der Gewichtungsfaktoren der diskrete Wert der Zielfunktion bestimmt werden. Der funktionale Zusammenhang zwischen der Zielfunktion und den geometrischen Größen ist hingegen nicht bekannt. Um Informationen über die Abhängigkeit der Zielfunktion von der Fließkanalgeometrie für die Entwicklung des Optimierungsalgorithmus zu erhalten, wurde der Einfluss von Geometrieparametern auf die Zielfunktion untersucht. Zu diesem Zweck wurden exemplarisch zwei geometrische Größen, die Kanalanfangstiefe der Wendelkanäle H_0 und die Spaltweite des Überströmspalts am Ausgang S_a herangezogen, die beide gemäß Kapitel 4.1.1 einen signifikanten Einfluss auf das Strömungsfeld im Wendelverteilersystem besitzen.
Die Untersuchung der Zielfunktion wurde anhand eines Radialwendelverteilersystems durchgeführt. Die Vorgabewerte der Optimierungskriterien wurden dabei derart gewählt, dass eine Verteilersystemgeometrie existiert, die diese gerade erfüllt. Für die Kanalanfangstiefe $H_0 = 0,54\,cm$ und die Austrittsspaltweite $S_a = 0,198\,cm$ resultiert demzufolge ein Minimum der Zielfunktion in Form einer Nullstelle. Die Vorgabewerte und Gewichtungsfaktoren der Optimierungskriterien sind in Tabelle 6.1 zusammenfassend dargestellt.

Optimierungskriterium	Vorgabewert	Gewichtungsfaktor
Druckverlust Δp	80 bar	0,1
Max. Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$	49 1/s	0,1
Rel. Abw. d. Geschwindigkeit $\left(\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a}\right)$	0,0565	0,25
Fläche unter Leckstromkurve A_L	0,967 cm^3/s	0,55

Tabelle 6.1: Vorgabewerte und Gewichtungsfaktoren

Um den Einfluss der geometrischen Größen auf die Optimierungskriterien und die Zielfunktion zu analysieren, wurde ein Programm entwickelt, das die systematische Variation der Parameter H_0 und S_a in vorzugebenden

Grenzen erlaubt. Für jede Fließkanalgeometrie des Radialwendelverteilersystems wird das Strömungsfeld automatisch berechnet und ausgewertet. Die resultierenden Werte von Optimierungskriterien und Zielfunktion werden dann in einer Ergebnisdatei abgelegt. Der auf diese Weise entstandene Datensatz beinhaltet diskrete Punkte der Zielfunktion in Abhängigkeit der geometrischen Größen H_0 und S_a. Der Zusammenhang zwischen der Zielfunktion, respektive den Optimierungskriterien und den Geometrieparametern kann somit graphisch veranschaulicht werden.

Zunächst soll der Einfluss der geometrischen Größen auf die Optimierungskriterien aufgezeigt werden. In Bild 6.3 ist der Druckverlust des Radialwendelverteilersystems über der Kanalanfangstiefe und der Austrittsspaltweite dargestellt.

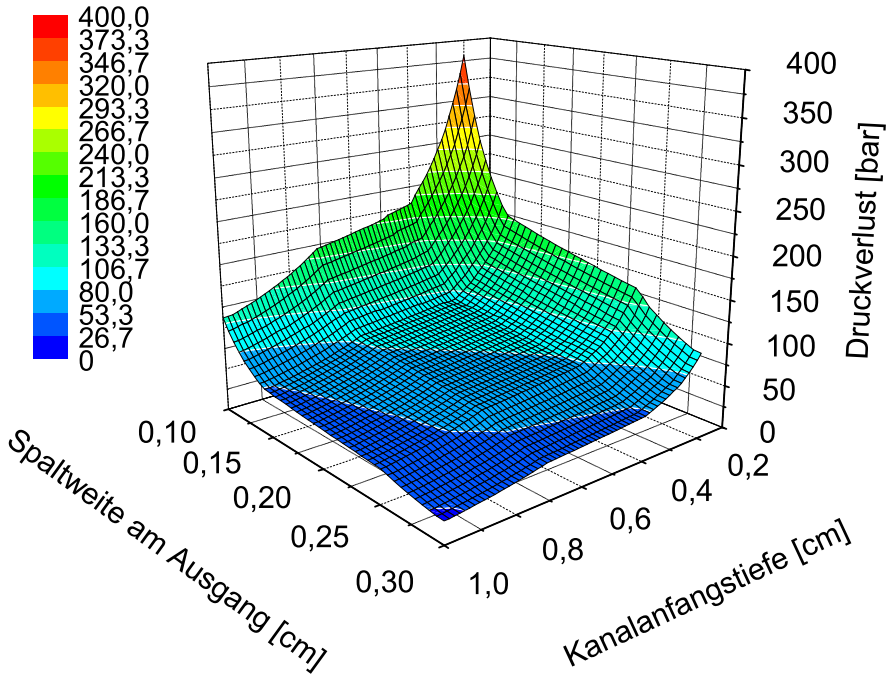

Bild 6.3: Druckverlust in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0 und der Austrittsspaltweite S_a

Beide Geometrieparameter haben erheblichen Einfluss auf den Druckverbrauch des Verteilersystems, der mit abnehmender Kanalanfangstiefe und Spaltweite zunimmt. Für Wendelverteiler mit besonders engen Fließquerschnitten, die durch kleine H_0- und S_a-Werte gekennzeichnet

sind, resultieren aufgrund der großen Fließwiderstände sehr hohe Druckverluste, die im betrachteten Bereich bis zu 380 bar erreichen können. Derartig hohe Drücke besitzen wiederum, aufgrund der Durchbiegung der Verteilerscheiben, Rückwirkung auf die Fließkanalgeometrie.

Bild 6.4 zeigt die im Verteilersystem auftretende, maximale Schergeschwindigkeit in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0 und der Spaltweite am Ausgang S_a. Dieses Optimierungskriterium wird insbesondere von der Wendelkanaltiefe beeinflusst, so dass $\dot{\gamma}_{max}$ mit abnehmendem H_0-Wert ansteigt. Im Bereich kleiner Kanaltiefen stellt sich der Anstieg stark überproportional dar. Die Zunahme der Schergeschwindigkeit lässt sich damit erklären, dass flachere Wendelkanäle höhere Fließwiderstände aufweisen. Ein größerer Teilstrom der Schmelze wird somit schon zu Beginn der Wendelkanäle durch den engen Überströmspalt über den Steg abfließen, wodurch sich die dort lokalisierten, maximalen Schergeschwindigkeitswerte erhöhen. Da die Änderung der Austrittsspaltweite den engen Überströmspalt im Eingangsbereich des Verteilersystems nur wenig beeinflusst, ist die Abhängigkeit der maximalen Schergeschwindigkeit von S_a nur gering ausgeprägt.

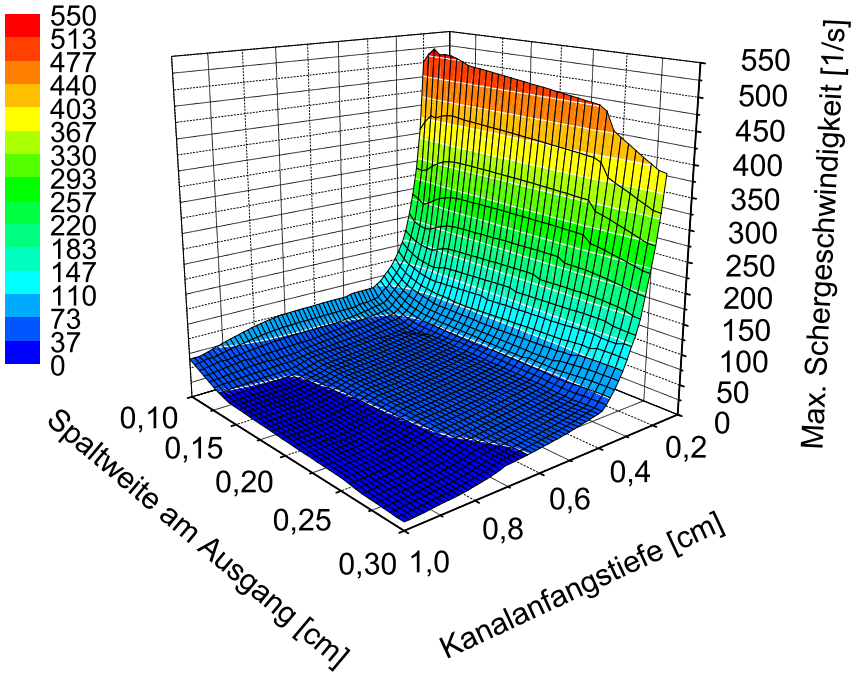

Bild 6.4: Maximale Schergeschwindigkeit in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0 und der Austrittsspaltweite S_a

Die relative Abweichung der Geschwindigkeitsverteilung am Ausgang des Radialwendelverteilersystems ist in Bild 6.5 über die Kanalanfangstiefe H_0 und Austrittsspaltweite S_a aufgetragen.

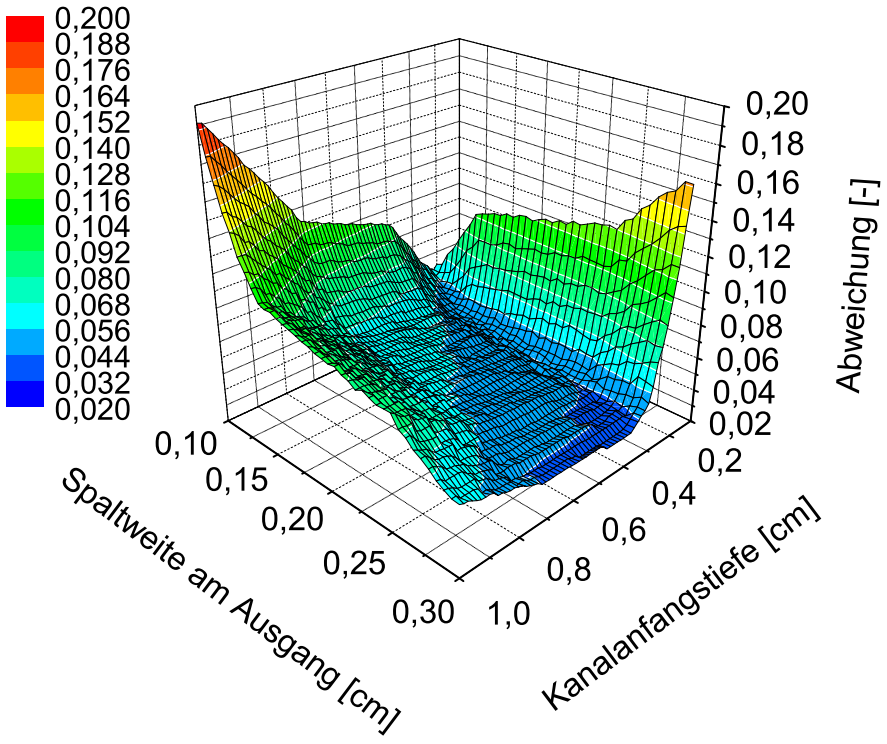

Bild 6.5: Relative Abweichung der Austrittsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0 und der Austrittsspaltweite S_a

Der Graph weist einen relativ weiten Bereich auf, der sich durch geringe Abweichungen, die kleiner sechs Prozent betragen, auszeichnet. Die Ungleichmäßigkeit der Austrittsgeschwindigkeit nimmt einerseits für Verteilersysteme mit tief geschnittenen Wendelkanälen und engem Überströmspalt, und andererseits für Wendelverteiler mit kleinen H_0-Werten und großen S_a-Werten stark zu. Der Anstieg der Abweichungen beruht dabei auf unterschiedlichen Strömungsvorgängen. Im ersteren Fall verbleibt die Schmelze, aufgrund des geringen Fließwiderstands länger in den Wendelkanälen, so dass sich der Strömungsübergang äußerst kontinuierlich darstellt. Die in Richtung Ausgang verschobene und dadurch weniger abgeschlossene Strömungsumlenkung führt zu einem größeren, verbleibenden Restanteil Wendelströmung am Ausgang des

Verteilersystems, der die resultierende Ringspaltströmung überlagert. Die Abweichungen der Austrittsgeschwindigkeitsverteilung nehmen folglich zu.
In letzterem Fall kann die Strömungsumlenkung aufgrund der Fließkanalgeometrie sehr rasch erfolgen. Der wenig kontinuierliche Strömungsübergang hat eine ungenügende Vermischung der Schmelzeteilströme aus den einzelnen Wendelkanälen zur Folge, wodurch die Abweichungen der Geschwindigkeitsverteilung am Wendelverteilerausgang ebenfalls ansteigen.

In Bild 6.6 ist ferner die Fläche unter der Leckstromkurve, die ein Maß für die Kontinuität des Strömungsübergangs dargestellt, in Abhängigkeit von den geometrischen Größen H_0 und S_a gezeigt.

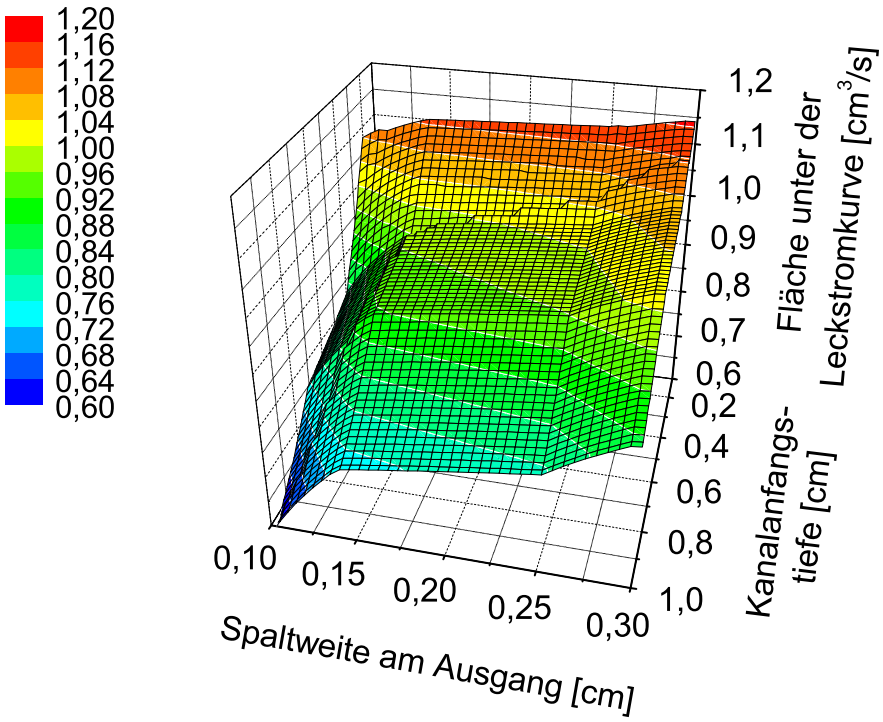

Bild 6.6: Fläche unter der Leckstromkurve in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0 und der Austrittsspaltweite S_a

Während sich für Verteilersysteme mit flach geschnittenen Wendelkanälen und weitem Überstromspalt die größten Flächeninhalte unter der Leckstromkurve ergeben, verringert sich die Fläche mit abnehmender Austrittsspaltweite und zunehmender Kanalanfangstiefe sukzessive.

Dies beruht auf dem flacheren Anstieg der Leckstromkurve und ist gleichbedeutend mit einer Zunahme der Kontinuität des Strömungsübergangs. Wendelverteilersysteme mit tiefen Wendelkanälen und engem Überströmspalt weisen somit gemäß Bild 6.6 eine kontinuierliche Strömungsumlenkung auf. Hierfür resultieren jedoch nach Bild 6.5 erhöhte Abweichungen der Austrittsgeschwindigkeit, die im Hinblick auf die gleichmäßige Wanddickenverteilung der Extrudate zu vermeiden sind. An dieser Stelle ist nochmals deutlich zu erkennen, dass die Optimierung der Fließkanalgeometrie von Wendelverteilersystemen insbesondere einen Kompromiss zwischen der Kontinuität des Strömungsübergangs und der Gleichmäßigkeit der Geschwindigkeitsverteilung am Ausgang erfordert.

Bild 6.7 veranschaulicht die zu untersuchende Zielfunktion Z in Abhängigkeit von der Kanalanfangstiefe H_0 und der Austrittsspaltweite S_a graphisch. Dem Diagramm liegen annähernd 2000 diskrete Punkte zugrunde, die mittels Strömungssimulationen bestimmt wurden. Für das Wendelverteilersystem, das durch die geometrischen Größen $H_0 = 0,54\,cm$ und $S_a = 0,198\,cm$ gekennzeichnet ist und die Vorgabewerte der Optimierungskriterien exakt erfüllt, weist die Zielfunktion gemäß Definition eine Nullstelle ($Z = 0$) auf.
In weiterer Entfernung vom Optimum nimmt die Zielfunktion hohe Beträge an. Aufgrund der großen Differenzen zwischen den tatsächlichen Werten und den Vorgabewerten der Optimierungskriterien resultieren insbesondere für Verteilersysteme mit flach geschnittenen Wendelkanälen sehr große Z-Werte.
Ferner lässt sich Bild 6.7 entnehmen, dass die Zielfunktion im Fernbereich des Optimums im Allgemeinen große Gradienten besitzt. Mit zunehmender Annäherung an den Extremalpunkt flacht der zunächst steil abfallende Verlauf der Zielfunktion sukzessive ab. Im Nahbereich des Minimums treten ausschließlich kleine Gradienten auf, so dass die lokale Änderung der Zielfunktion nur noch gering ausgeprägt ist.
Aus dem Verlauf der Zielfunktion über den geometrischen Größen, der mittels einer hinreichenden Anzahl diskreter Punkte approximiert wurde, lässt sich schlussfolgern, dass die Minimierung der Zielfunktion ein konvexes Optimierungsproblem darstellt. Eine derartige Optimierungsaufgabe lässt sich vorteilhaft mit einem Algorithmus auf Basis des Gradientenverfahrens behandeln. Aufgrund der Untersuchungsergebnisse wurde das Verfahren des steilsten Abstiegs zur Optimierung der Fließkanalgeometrie

von Wendelverteilersystemen herangezogen, das dem im Folgenden beschriebenen Optimierungsprogramm zugrunde liegt.

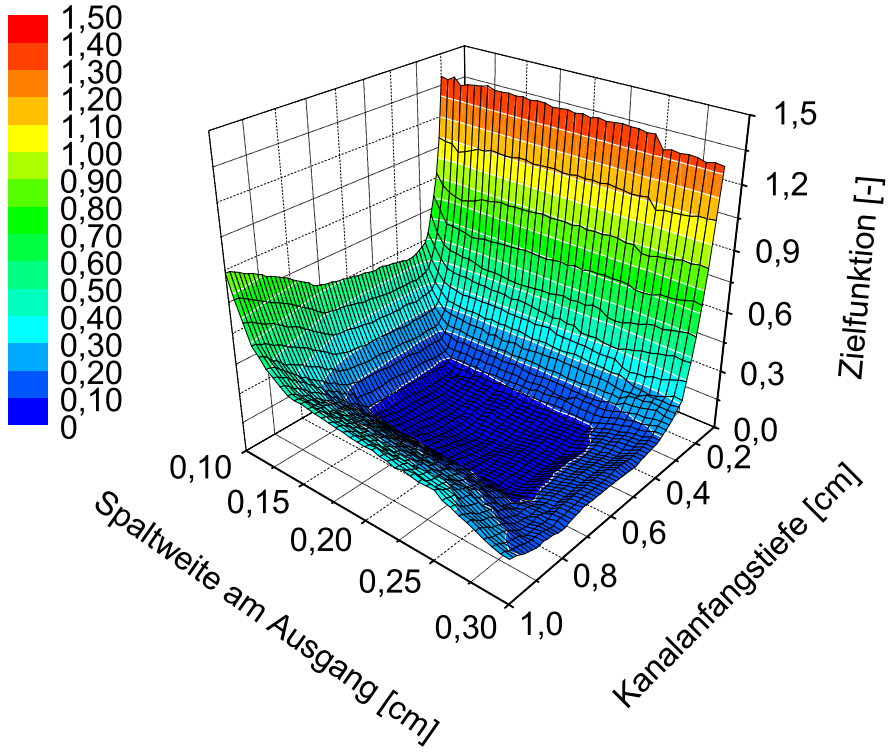

Bild 6.7: Zielfunktion in Abhängigkeit der Kanalanfangstiefe H_0 und der Austrittsspaltweite S_a

6.4 Automatisches Optimierungsprogramm

6.4.1 Aufbau und Ablauf

Auf Basis der Untersuchungsergebnisse der Zielfunktion wurde ein Optimierungsprogramm entwickelt, in das die Berechnung des Strömungsfelds im Wendelverteilersystem unter Zugrundelegung des Schalenmodells gemäß Kapitel 3.1.3 integriert ist. Das Schmelzekontinuum innerhalb der Fließkanalstrukturen wird dabei für die numerische Strömungssimulation mittels finiter Schalenelemente diskretisiert, so dass der Kanaltiefen- und Spaltweitenverlauf durch die lokale Schalendicke des FE-Netzes

beschrieben wird. Die Variation dieser geometrischen Größen kann durch die Zuweisung von geänderten Dickenwerten an den FE-Knoten unter Beibehaltung der Diskretisierung erfolgen.

Die Entwicklung des automatischen Optimierungsprogramms wurde aus diesem Grund zunächst auf die geometrischen Parameter Kanalanfangstiefe H_0, Austrittsspaltweite S_a und Eintrittsspaltweite S_e beschränkt. Eine Anpassung des FE-Netzes an die modifizierte Fließkanalgeometrie, die die Implementierung eines Netzgenerators in die Programmstruktur notwendig machen würde, ist somit während der laufenden Optimierungsprozedur nicht erforderlich. Bild 6.8 stellt den Aufbau des entwickelten Optimierungsprogramms graphisch dar.
Der Programmablauf beginnt mit dem Einlesen aller erforderlichen Daten. Insbesondere werden die Vorgabewerte und Gewichtungsfaktoren der Optimierungskriterien, sowie der Startwert der Optimierung, bestehend aus der Kanalanfangstiefe H_0 und den Spaltweiten am Ein- und Ausgang S_e und S_a abgefragt. Aus der Strömungssimulation für die Startgeometrie resultiert der erste Punkt der Zielfunktion, der als aktueller Punkt n ($n = 1$) dokumentiert wird und für den die Suchrichtung in Bezug auf das Minimum zu bestimmen ist. Die Richtung des steilsten Abstiegs, die als Fortschrittsrichtung der Optimierung herangezogen wird, resultiert aus den lokalen Gradienten der Zielfunktion. Bei der Bildung des Gradientenvektors werden lediglich die beiden geometrischen Größen H_0 und S_a, die einen ausgeprägten Einfluss auf das Strömungsfeld aufweisen, berücksichtigt. Die Spaltweite am Wendelverteilereingang S_e wird erst im Nahbereich des Optimums mit in Betracht gezogen. Da der funktionale Zusammenhang zwischen der Zielfunktion und den geometrischen Variablen nicht bekannt ist, kann die benötigte erste Ableitung der Zielfunktion nicht im Sinne eines Differentialquotienten ermittelt werden. Aufgrund dessen wird die exakte Ableitung näherungsweise durch den Differenzenquotienten substituiert. Der Vektor der Richtungsableitungen im Punkt n der Zielfunktion Z ergibt sich demnach zu:

$$Z'_n = \begin{pmatrix} \frac{\partial Z}{\partial H_0} \\ \frac{\partial Z}{\partial S_a} \end{pmatrix}_n \simeq \begin{pmatrix} \frac{\Delta Z}{\Delta H_0} \\ \frac{\Delta Z}{\Delta S_a} \end{pmatrix}_n . \tag{6.8}$$

Durch Variation der Kanalanfangstiefe und Austrittsspaltweite um kleine Beträge ΔH_0 und ΔS_a werden Werte der Zielfunktion gesucht, die kleiner als der Z-Wert des aktuellen Punkts n sind, so dass $\Delta Z < 0$ gilt.

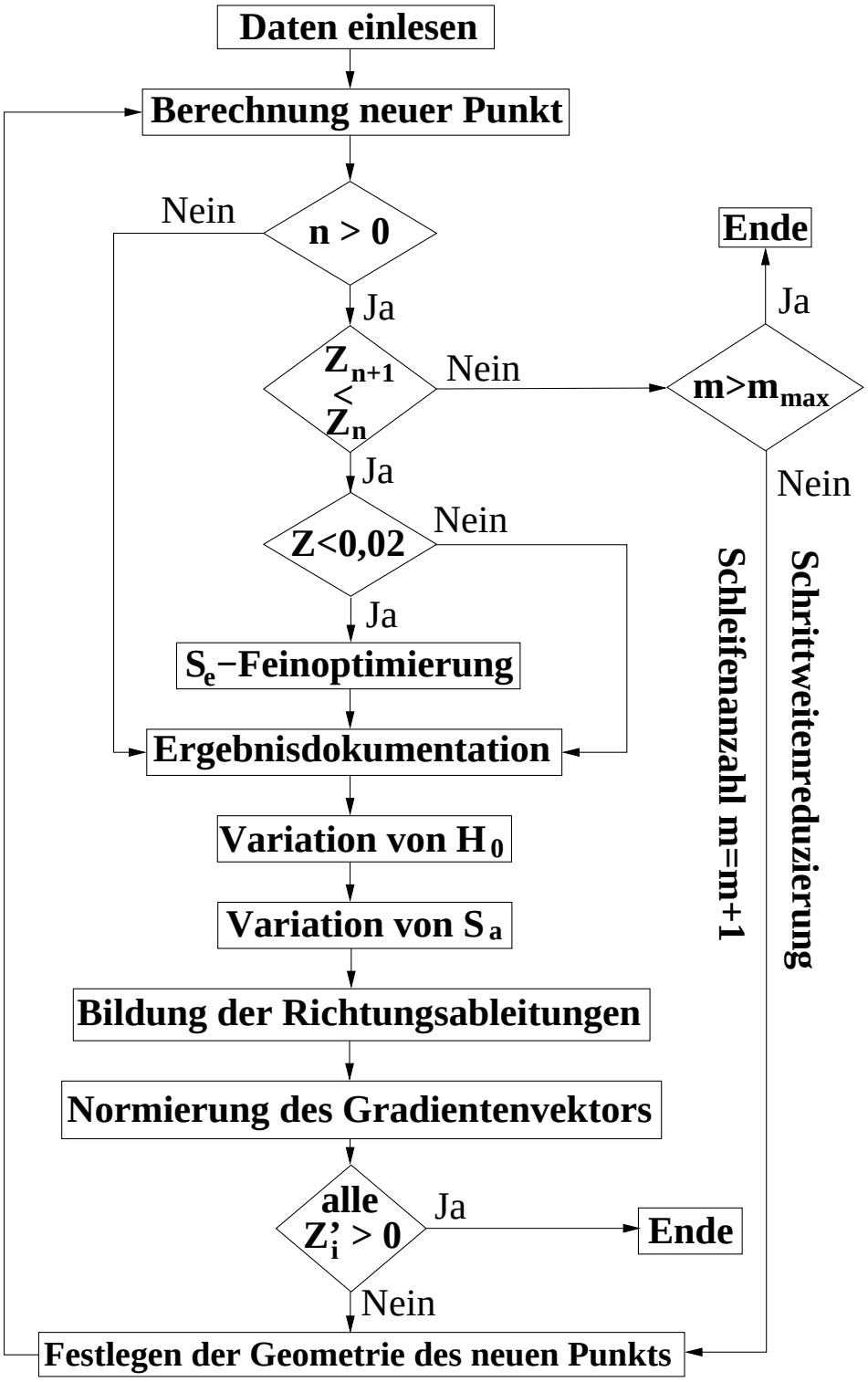

Bild 6.8: Aufbau des Optimierungsprogramms

Für ΔH_0 und ΔS_a sind sowohl positive als auch negative Werte zulässig, um die Abstiegsrichtung für die jeweilige Geometriegröße zu bestimmen. Die Suchrichtung im aktuellen Punkt n folgt aus der Normierung des Gradientenvektors:

$$Z'_{n,0} = \frac{1}{|Z'_n|} \cdot Z'_n \,. \tag{6.9}$$

Um einen neuen Punkt der Zielfunktion zu ermitteln, folgt man der Abstiegsrichtung mit der Schrittweite α. Für die Effizienz der Annäherung an das Optimum ist eine angepasste Schrittweite von wesentlicher Bedeutung. Die adaptive Schrittweitenregel gemäß Gleichung (6.7) ermöglicht sowohl das rasche Voranschreiten des Optimierungsprozesses im Bereich steiler Gradienten, als auch die exakte Bestimmung des Minimums mittels reduzierter Schrittweiten. Unter Berücksichtigung der adaptiven Schrittweitenregelung lässt sich der neue Punkt n+1 durch

$$\begin{pmatrix} H_0 \\ S_a \end{pmatrix}_{n+1} = \begin{pmatrix} H_0 \\ S_a \end{pmatrix}_n - \alpha \cdot Z'_{n,0} = \begin{pmatrix} H_0 \\ S_a \end{pmatrix}_n - (\alpha_0 \cdot \beta^m) \cdot Z'_{n,0} \,, \quad \beta \in (0,1] \,, m \in \mathbb{N} \tag{6.10}$$

bestimmen. Die Suche erfolgt mit der variablen Schrittweite $\alpha = \alpha_0 \cdot \beta^m$, wobei die Schrittweite in der ersten Suchschleife (m=0) gerade der Grundschrittweite α_0 entspricht. Für die modifizierte Fließkanalgeometrie erfolgt wiederum die Strömungsanalyse, die Bestimmung der Zielfunktion, sowie der Vergleich mit dem aktuellen Punkt n. Lässt sich für α_0 kein neuer Punkt n+1 finden, dessen Wert der Zielfunktion kleiner als derjenige des aktuellen Punkts n ist, folgt die Schrittweitenreduzierung durch die Erhöhung des Exponenten m um den Betrag eins. Wird der Faktor $\beta = 0,5$ gesetzt, resultiert daraus gerade eine Halbierung der Schrittweite. Bleibt die Suche nach einer festzulegenden Anzahl von Schrittweitenverkleinerungen erfolglos $(m > m_{max})$, bricht der Algorithmus die Optimierung ab. Wird hingegen ein Punkt n+1 gefunden, für den $Z_{n+1} < Z_n$ gilt, so wird die Optimierung mit der Ermittlung der Abstiegsrichtung in dem neuen Punkt fortgesetzt.

Diese Prozedur wird solange durchlaufen, bis die Annäherung an das Minimum soweit fortgeschritten ist, dass der neu ermittelte Punkt einen Wert der Zielfunktion $Z_{n+1} < 0,02$ aufweist. In diesem Fall wird eine Feinoptimierung des Punktes in Bezug auf die Spaltweite am Eingang S_e gemäß des Ablaufschemas in Bild 6.8 eingeschoben. Dabei wird die Abstiegsrichtung für S_e separat bestimmt, um den Wert der Zielfunktion

weiter zu verringern. Nach Abschluss dieses Zwischenschrittes erfolgt dann für den feinoptimierten Punkt wiederum die Ermittlung der lokalen Abstiegsrichtung bezüglich der Kanalanfangstiefe H_0 und der Austrittsspaltweite S_a.
Bleibt die Suche nach der Richtung des steilsten Abstiegs in einem Punkt erfolglos, so dass der Algorithmus keine negativen Gradienten der Zielfunktion mehr bestimmen kann, wird der Optimierungsprozess abgebrochen. Das Optimierungsergebnis in Form der Fließkanalgeometrie, sowie der Werte der Optimierungskriterien und der Zielfunktion wird gemeinsam mit allen Zwischenpunkten in einer Ergebnisdatei dokumentiert. Auf diese Weise kann der Verlauf der Optimierung vom Startpunkt bis zum Endpunkt eindeutig nachvollzogen und graphisch dargestellt werden.

6.4.2 Optimierungsergebnisse

Die Funktionsfähigkeit des entwickelten Optimierungsprogramms wurde anhand eines Radialwendelverteilersystems untersucht. Das Verteilersystem, das vier Wendelkanäle aufweist, ist durch die geometrischen Grunddaten Außendurchmesser $d_a = 24,8\,cm$, Innendurchmesser $d_i = 8,4\,cm$, sowie Wendelkanalbreite $B_k = 0,8\,cm$ und Wendelkanalsteigung $a = 0,9337\,cm$ definiert. Auf Basis dieser Eckdaten, die während des Optimierungsprozesses unverändert blieben, erfolgte die Diskretisierung der Fließkanalstrukturen für die numerische Strömungsanalyse.
Die zu minimierende Zielfunktion stellt sich gemäß Gleichung (6.2) dar. Die Vorgabewerte der Optimierungskriterien wurden dabei sinnvollerweise derart gewählt, dass eine Fließkanalgeometrie existiert, die diese exakt erfüllt. Die Zielfunktion besitzt somit eine definierte Nullstelle[1]. Die angenommenen Vorgabewerte und Gewichtungsfaktoren der Zielfunktion können Tabelle 6.1 in Kapitel 6.3 entnommen werden.
Optimierungsrechnungen unter Variation der Startwerte der geometrischen Größen Kanalanfangstiefe H_0, AustrittsspaltweiteS_a und Eintrittsspaltweite S_e wurden mit dem Ziel durchgeführt, festzustellen, ob der entwickelte Optimierungsalgorithmus jeweils das Minimum der Zielfunktion in Form der definierten Nullstelle auffinden kann.

[1]Für die Verteilersystemgeometrie mit $H_0 = 0,54\,cm$, $S_a = 0,198\,cm$ und $S_e = 0,005\,cm$ gilt Zielfunktion $Z = 0$.

Bild 6.9 stellt die Ergebnisse der Optimierung in Abhängigkeit von den Startwerten zusammenfassend dar. Der Optimierungsschritt 1 in den Diagrammen entspricht dabei dem Startpunkt der Optimierung ($n = 1$). Die schwarzen, gestrichelten Linien kennzeichnen ferner die Vorgabewerte der Optimierungskriterien.
Die Diagramme der vier Optimierungskriterien lassen erkennen, dass sich in Abhängigkeit des Startwerts der geometrischen Parameter H_0, S_a und S_e Anfangswerte der Kriterien einstellen, die unterschiedlich große Differenzen zu den Vorgabewerten aufweisen. Dementsprechend nimmt die Zielfunktion abhängig vom Startpunkt der Optimierung unterschiedliche Anfangswerte an. Der Graph der Zielfunktion verdeutlicht, dass die Optimierung ausgehend von den Startpunkten zunächt rasch voranschreitet. Aufgrund der großen Gradienten, die in weiterer Entfernung vom Optimum vorliegen, erfolgt die Minimierung der Zielfunktion in den ersten Optimierungsschritten sehr effizient. Mit zunehmender Annäherung an das Minimum flachen die Verläufe der Zielfunktion sukzessive ab, so dass sich die Zielfunktion gegen Ende der Optimierung von Schritt zu Schritt nur noch wenig ändert. Dieses Verhalten steht in guter Übereinstimmung mit den Ergebnissen der Untersuchung der Zielfunktion in Kapitel 6.3, wonach sich die Gradienten der Zielfunktion mit abnehmender Entfernung zum Optimum verringern.

Im Gegensatz zur Zielfunktion, deren Betrag sich während des gesamten Optimierungsprozesses mit jedem Iterationsschritt verringert, kann sich die Differenz zwischen dem aktuellen Wert und dem Vorgabewert der Optimierungskriterien zwischenzeitlich vergrößern. Anhand der roten und blauen Kurvenverläufe in Bild 6.9 kann man das temporäre Entfernen vom Vorgabewert für die Kriterien Druckverlust und Schergeschwindigkeit gut nachvollziehen. Bedingt durch die Betrachtung des Problems als quasi-einkriterielle Optimierungsaufgabe wird stets die Zielfunktion als Summe aller Kriterien minimiert, jedoch nicht permanent das einzelne Optimierungskriterium an den Vorgabewert angenähert. Im Verlauf der gesamten Optimierung bewegen sich jedoch alle vier Kriterien sukzessive auf die Vorgabewerte zu.

Der entwickelte Optimierungsalgorithmus führt, wie Bild 6.9 veranschaulicht, für alle gegebenen Startwerte der Geometrieparameter H_0, S_a und S_e zu einer guten Annäherung an das Minimum. Die abschließend

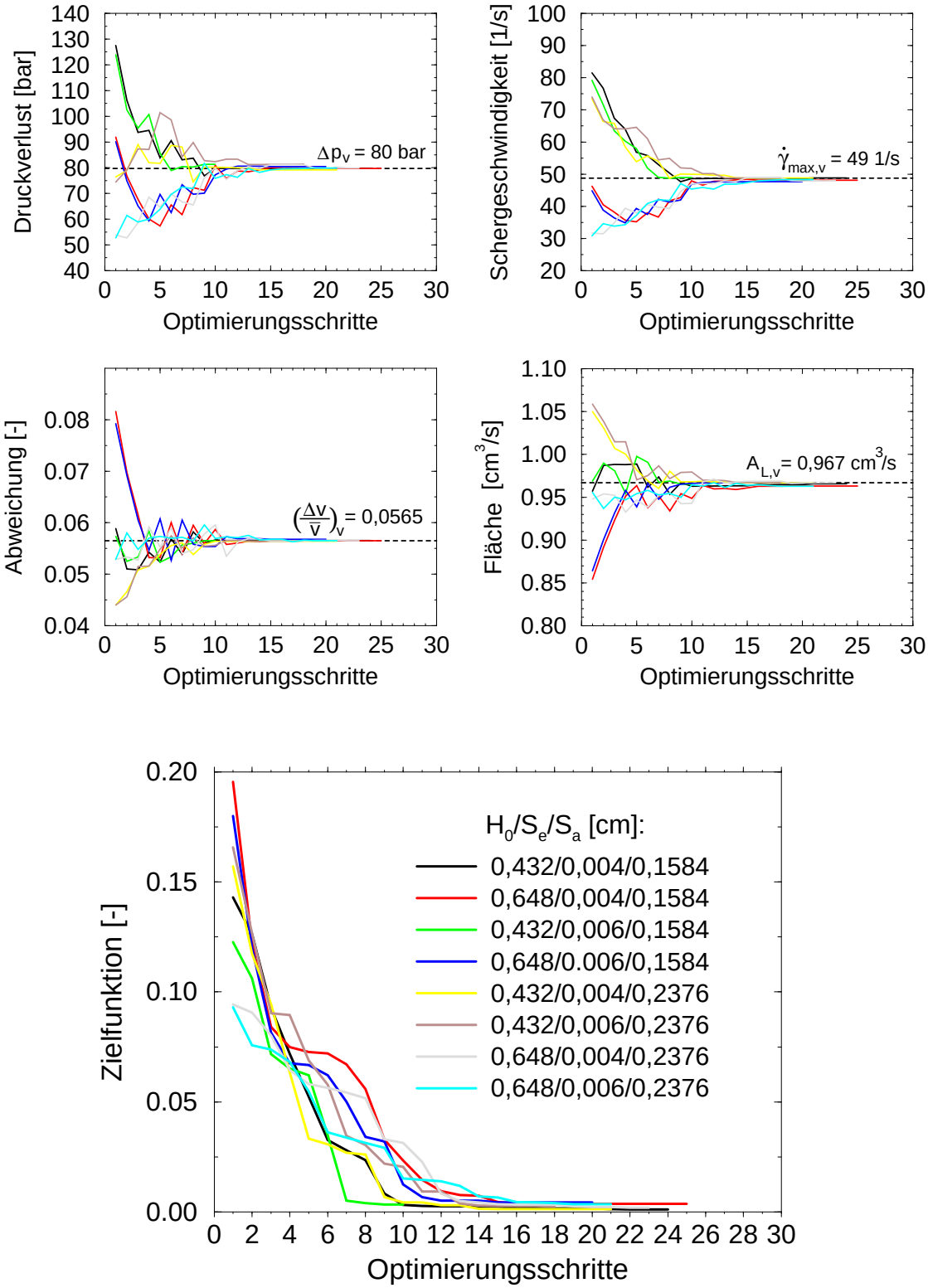

Bild 6.9: Optimierungsergebnisse für verschiedene Startwerte der Wendelverteilergeometrie

verbleibenden Werte der Zielfunktion sind in allen Fällen nur noch geringfügig von Null verschieden. Korrespondierend dazu werden die Optimierungskriterien mit hinreichender Genauigkeit an die Vorgabewerte angenähert. Das Optimierungsprogramm ist somit in der Lage, die Nullstelle der Zielfunktion zu bestimmen.

6.5 Netzgenerator zur automatischen Diskretisierung der Fließkanäle von Wendelverteilersystemen

Das im vorigen Abschnitt vorgestellte Optimierungsprogramm ist auf die Wendelkanaltiefe und Überströmspaltweite von Wendelverteilersystemen beschränkt. Diese geometrischen Größen, die sich senkrecht zur Diskretisierungsebene des Schalenmodells erstrecken, können während der automatischen Optimierung ohne die Anpassung des FE-Netzes variiert werden.
Um das Optimierungsprogramm auf geometrische Größen zu erweitern, deren Veränderung eine angepasste Diskretisierung der Fließkanäle erfordert, wurde ein Netzgenerator programmiert. Bei der Entwicklung wurde die Zielsetzung einer automatischen Diskretisierung der Fließkanalstrukturen auf Basis der geometrischen Eckdaten des Wendelverteilersystems verfolgt. Dabei wurde der Anforderung nach der Steuerung der Feinheit des FE-Netzes mittels der vorzugebenden Diskretisierungsdichte Rechnung getragen. Ferner wurde die Implementierbarkeit des Netzgenerators in das Optimierungsprogramm berücksichtigt.

Das Funktionsprinzip des Netzgenerators, das im Folgenden für Radialwendelverteilersysteme exemplarisch dargestellt wird, kann mit spezifischen Anpassungen auf Axialwendelverteiler übertragen werden.
Die Berechnung des FE-Netzes basiert, gemäß dem in Kapitel 3 vorgestellten Auslegungskonzeptes auf der Beschreibung der Wendelkanäle und Stege durch Archimedische Spiralen. Die prinzipielle Vorgehensweise bei der Diskretisierung ist in Bild 6.10 anhand des Anfanges eines Wendelkanals graphisch veranschaulicht.
Um die Knotenpunkte des FE-Netzes festzulegen, muss der Wendelkanal zunächst in Radial- und Umfangsrichtung diskretisiert werden. Ausgehend von den beiden Spiralen $r = a \cdot \Phi$ und $r = a \cdot (\Phi - c_{ges})$, die die seitlichen Begrenzungen des Wendelkanals (äußere und innere Wendellinie)

vom Eingang bis zum Ausgang des Verteilersystems darstellen, erfolgt in einem ersten Schritt die Unterteilung des Fließkanals in radialer Richtung. Die die Kanalbreite unterteilenden Linien sind ebenfalls Spiralen $r = a \cdot (\Phi - c_i)$, die einen gleichmäßigen Abstand Δr gemäß der radialen Teilung des FE-Netzes aufweisen. Die Größen c_{ges} und c_i stellen die Phasenwinkel der Spiralen bezüglich der äußeren Wendellinie dar. Die Elementkantenlänge in radialer Richtung Δr ist frei wählbar und geht als Eingangsgröße in die Berechnung des FE-Netzes ein.
Die auf diese Weise definierten Archimedischen Spiralen werden in einem zweiten Schritt, ausgehend vom Wendelkanaleingang mit der Winkeldifferenz $\Delta\Phi$ segmentiert. Der konstante Wert der Winkelteilung $\Delta\Phi$ wird benutzerseitig festgelegt, so dass der Netzgenerator den Wendelkanal in Umfangsrichtung gleichmäßig diskretisieren kann. Durch die zweifache Unterteilung des Wendelkanals in r- und Φ-Richtung resultieren die Knotenpunkte des FE-Netzes, die durch ihre kartesischen Koordinaten eindeutig definiert sind.

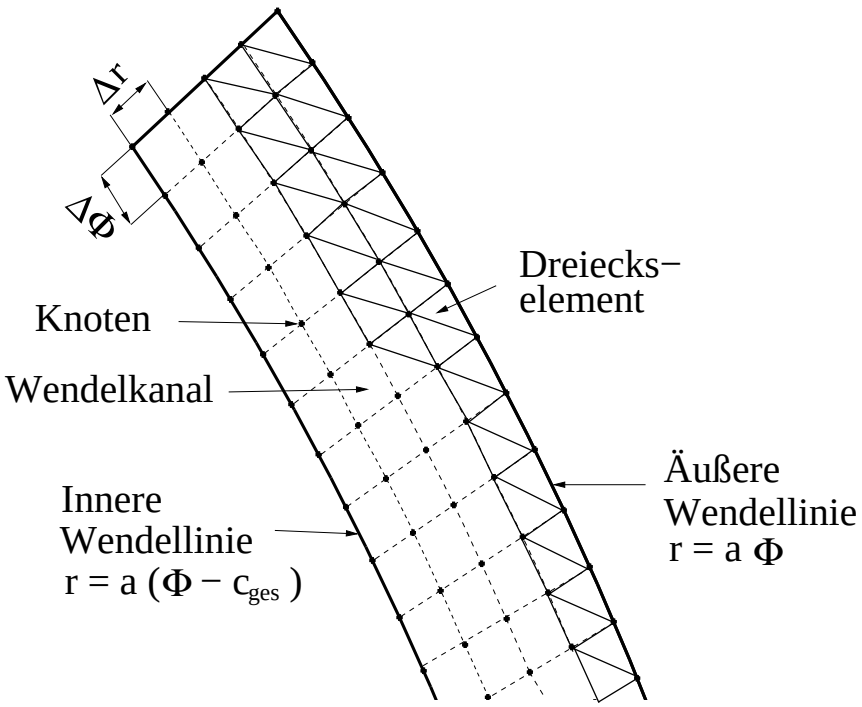

Bild 6.10: Diskretisierung des Wendelkanals

Auf Basis der berechneten Knoten legt der Netzgenerator im Folgenden die finiten Schalenelemente gemäß Bild 6.10 fest. Die Dreieckselemente werden streifenweise, anhand der Knotenpunkte je zweier benachbarter Spiralen erzeugt. Um eine hohe Güte des FE-Netzes zu erzielen, sollten die Diskretisierungsparameter Δr und $\Delta\Phi$, die unabhängig voneinander wählbar sind, derart aufeinander abgestimmt sein, dass extreme Kantenlängenverhältnisse und Winkel in den finiten Elementen vermieden werden.

Die Vernetzung des korrespondierenden Steges, der sich an die innere Wendellinie anschließt, erfolgt in analoger Weise. Basierend auf der Diskretisierung des Steges in Radial- und Umfangsrichtung werden wiederum die Knotenpunkte berechnet und die Elemente erzeugt. Bei der Festlegung der FE-Knoten, die an das Netz des Wendelkanals angrenzen (innere Wendellinie), stellt der Netzgenerator ferner sicher, dass die jeweiligen wendel- und stegseitigen Knoten einen Koinzidenzabstand nicht überschreiten. Durch die Ausbildung dieser Doppelknoten auf der Verbindungslinie Wendelkanal/Steg kann der stufenförmige Übergang zwischen Verteilerkanal und Überströmspalt im Simulationsmodell abgebildet werden. Gemäß dem in Kapitel 3 beschriebenen Auslegungskonzept wird dem stegseitige Knoten die lokale Spaltweite und dem wendelseitigen Knoten die Summe aus lokaler Spaltweite und Kanaltiefe zugeordnet.

Die Diskretisierung der weiteren Wendelkanäle und Stege erfolgt unter Ausnutzung der Symmetrie des Wendelverteilersystems, indem die Koordinaten der bestehenden Knotenpunkte um entsprechende Winkel gedreht werden. Im Fall eines Verteilersystems mit vier Wendelkanälen ergeben sich beispielsweise die Drehwinkel $90°$, $180°$ und $270°$. Für die neu berechneten Knoten der Wendelkanäle und Stege bestimmt der Netzgenerator wiederum die Schalenelemente. An allen Verbindungslinien der Teilnetze von Wendelkanälen und Stegen ist programmintern gewährleistet, dass die erforderlichen Doppelknoten generiert werden. Abschließend wird die komplette Diskretisierung, bestehend aus den Knoten- und Elementinformationen, sowie den für die Rechnung und Auswertung benötigten Knotengruppierungen in einer Ausgabedatei abgelegt.

Bild 6.11 zeigt das FE-Netz eines Radialwendelverteilersystems mit vier Wendelkanälen, das mit Hilfe des automatischen Netzgenerators erzeugt wurde.

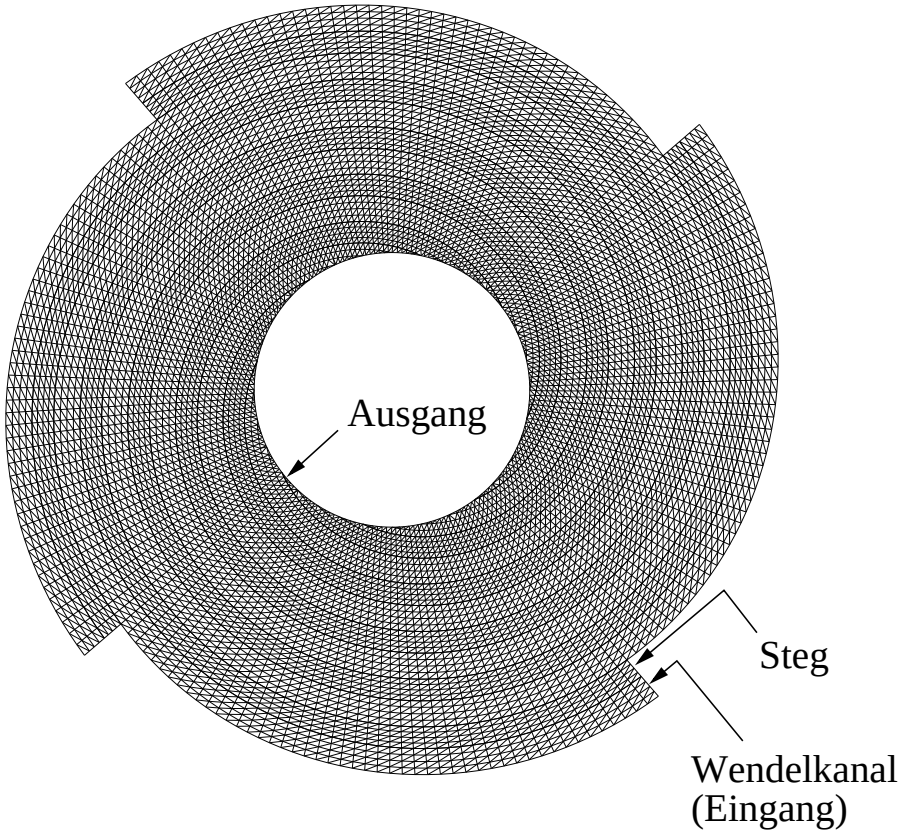

Bild 6.11: FE-Netz des Radialwendelverteilersystems

Die Funktionsfähigkeit des Netzgenerators wurde mittels einer vergleichenden Strömungsanalyse untersucht. Das unter Zugrundelegung des dargestellten FE-Netzes berechnete Strömungsfeld wurde hierzu mit Simulationsergebnissen verglichen, die auf einer mittels der CAE-Software I-DEAS generierten Diskretisierung des Verteilersystems basieren. Der Vergleich der FE-Netze wurde dabei unter der Voraussetzung einer ähnlichen Diskretisierungsdichte und Knotenanzahl durchgeführt. In Tabelle 6.2 sind charakteristische Größen der Schmelzeströmung im Wendelverteilersystem einander gegenübergestellt. Für beide Diskretisierungen der Fließkanalstrukturen ergeben sich annähernd identische Strömungsfelder mit nahezu gleichen Werten für Druckverlust Δp, Geschwindigkeit v und Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}$. Insbesondere resultieren

fast identische Abweichungen der Geschwindigkeitsverteilung $\left(\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a}\right)$ am Ausgang des Radialwendelverteilersystems.

	Netzgenerator	I-DEAS
FE-Netz: Knoten / Elemente	23172 / 39900	22301 / 37103
Δp [bar]	79,7	79,7
$\dot{\gamma}_{min}$ $[s^{-1}]$	2,1	2,0
$\dot{\gamma}_{max}$ $[s^{-1}]$	53,7	54,1
v_{min} [cm/s]	0,085	0,080
v_{max} [cm/s]	0,874	0,875
$\left(\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a}\right)$ [%]	4,8	4,6

Tabelle 6.2: Vergleich der FE-Netze anhand von Simulationsergebnissen

In Bild 6.12 sind die berechneten Leckstromkurven für die zwei FE-Netze graphisch veranschaulicht. Beide Kurvenverläufe stellen sich nahezu deckungsgleich dar. Die Charakteristik des Strömungsübergangs wird folglich mittels beider Diskretisierungen in gleicher Weise bestimmt.

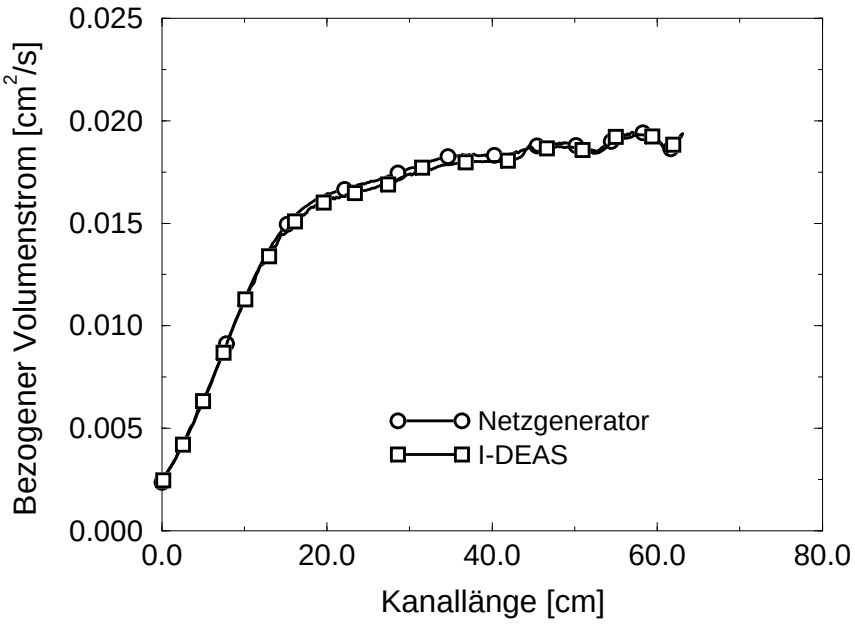

Bild 6.12: Leckstromkurven in Abhängigkeit der Diskretisierung des Verteilersystems

Aufgrund der vergleichenden Untersuchungen der FE-Netze lässt sich konstatieren, dass die für die Auslegung von Wendelverteilersystemen wichtigen Optimierungskriterien mit hinreichender Genauigkeit übereinstimmen. Der entwickelte Netzgenerator kann daher die CAE-Software im Bereich der Fließkanaldiskretisierung gleichwertig substituieren.
Zudem bietet der automatische Netzgenerator gegenüber der manuellen Vernetzung mittels Pre-Prozessoren den Vorteil einer symmetrischen, absolut identischen Diskretisierung aller Wendelkanäle und Stege. Aufgrund der Funktionsweise des Algorithmus, der das Teilnetz des ersten Wendelkanals und Stegs kopiert und dreht, werden Ungenauigkeiten bedingt durch die unterschiedliche Elementierung der Fließkanäle vermieden.
Ferner liefert der Netzgenerator nach Eingabe der geometrischen Eckdaten des Verteilersystems innerhalb kürzester Zeit die erforderlichen Daten für die Simulationsrechnung. Im Vergleich zur konventionellen Erstellung des Simulationsmodells, die erfahrungsgemäß 20 bis 30 Arbeitsstunden in Anspruch nimmt, ergibt sich durch die automatische Netzgenerierung eine signifikante Zeitersparnis. Die Programmlaufzeit beträgt selbst für die Berechnung feiner Netze mit einer hohen Anzahl von Knoten und Elementen deutlich unter einer Minute.
Aufgrund der Softwareprogrammierung in FORTRAN-Subroutinen kann der Netzgenerator in das automatische Optimierungsprogramm, das ebenfalls auf Basis von FORTRAN 77 entwickelt wurde, integriert werden. Die interaktive Eingabe der geometrischen Größen des Verteilersystems wird hierfür durch Parameterübergaben innerhalb der Programmstruktur ersetzt. Die Implementierung des Netzgenerators ermöglicht die Erweiterung des Optimierungsalgorithmus auf geometrische Größen in der Diskretisierungsebene.

6.6 Erweiterung des Optimierungsprogramms

Das in Kapitel 6.4 beschriebene Optimierungsprogramm ermöglicht die Optimierung von Wendelverteilersystemen in Bezug auf die Wendelkanaltiefe und Überströmspaltweite. Neben diesen Größen existieren weitere, geometrische Parameter, die das Strömungsfeld im Wendelverteilersystem und die Güte der Schmelzeverteilung in erheblichem Maße beeinflussen. Die Untersuchungsergebnisse in Kapitel 4.1.1 haben insbesondere die Anzahl und Steigung, sowie die Länge und den Umschlingungswinkel

der Wendelkanäle als sensitive Größen des Verteilersystems identifiziert. Diesen geometrischen Parametern ist gemein, dass sie innerhalb der Diskretisierungsebene des Schalenmodells liegen. Ihre Modifikation macht somit ein an die neue Geometrie angepasstes FE-Netz erforderlich. Für die Erweiterung des Optimierungsprogramms im Hinblick auf diese geometrischen Größen stellt die Entwicklung und Implementierung des Netzgenerators die Grundvoraussetzung dar. Die notwendige Generierung neuer FE-Netze im Laufe des Optimierungsprozesses kann aufgrund dessen ohne externe, manuelle Eingriffe erfolgen. Der automatische Ablauf der Optimierung unter Variation der Geometrieparameter ist folglich gewährleistet.

Die Erweiterung des Optimierungsalgorithmus wurde exemplarisch für Radialwendelverteilersysteme durchgeführt, wobei die Wendelkanalsteigung, aufgrund des signifikanten Einflusses auf die Strömungsvorgänge als neue Optimierungsvariable herangezogen wurde. Das erweiterte Programm ermöglicht demzufolge die Optimierung der Fließkanalgeometrie anhand der Wendelkanalsteigung, der Kanalanfangstiefe, sowie der Spaltweiten am Ein- und Ausgang des Verteilersystems. Bild 6.13 zeigt den Aufbau des erweiterten Optimierungsprogramms.
Der Optimierungsteilprozess in Bezug auf die Wendelkanalsteigung a wurde modular in das bestehende Optimierungsprogramm integriert, so dass sich ein modifizierter Ablauf der Optimierung ergibt. Für einen ermittelten Punkt n der Zielfunktion, der in der Ergebnisdatei dokumentiert wird, erfolgt zunächst die separate Optimierung des Verteilersystems hinsichtlich der Wendelkanalsteigung. Dabei wird durch die Variation der Steigung a um einen kleinen Betrag Δa die lokale Abstiegsrichtung der Zielfunktion im Punkt n bestimmt. Basierend auf dieser Suchrichtung wird der Parameter a mit der variablen Schrittweite $\alpha_j = \alpha_0 \cdot \zeta^j$ modifiziert. Der neue Wert der Steigung ergibt sich zu

$$a_{n+1} \;=\; a_n \pm \alpha_0 \cdot \zeta^j \,, \quad \zeta \in (0,1] \,,\; j \in \mathbb{Z} \,, \tag{6.11}$$

wobei ζ ein Aufweitungsfaktor ist. Im ersten Schritt vollzieht sich die Suche nach einem kleineren Funktionswert der Zielfunktion mit der Grundschrittweite α_0 $(j = 0)$. Das Vorzeichen in Gleichung (6.11) ist gemäß der ermittelten Abstiegsrichtung festgelegt. Resultiert die Schrittweite α_0 in keinem niedrigeren Wert der Zielfunktion, als ihn der Punkt n besitzt, wird die Schrittweite durch die Wahl positiver j-Werte reduziert.

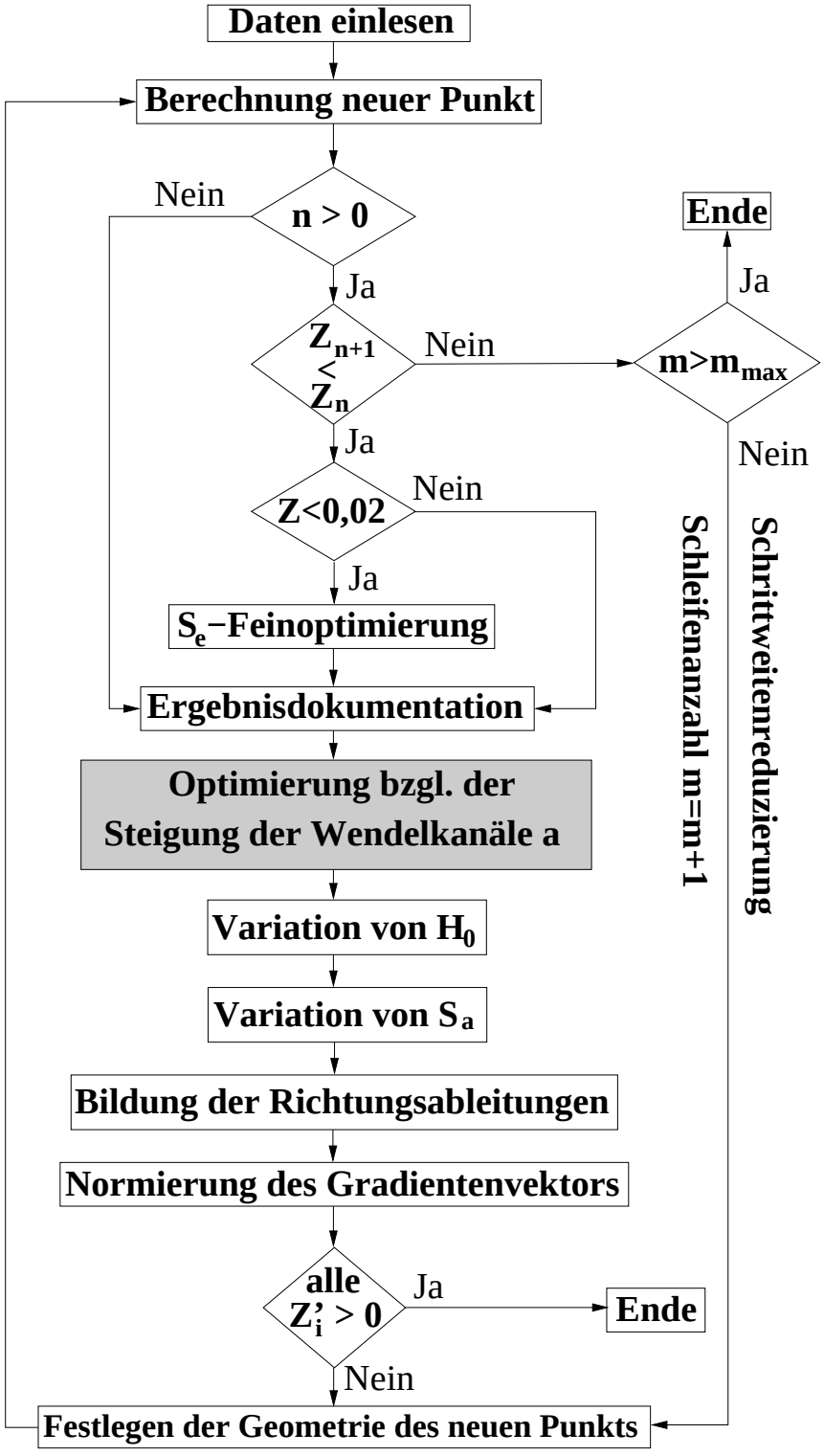

Bild 6.13: Aufbau des erweiterten Optimierungsprogramms

Verringert sich der Funktionswert Z nach einer definierten Anzahl von Schrittweitenverkleinerungen nicht, so wird die Optimierung mit der bisherigen Wendelkanalsteigung fortgesetzt.
Für den Fall, dass die Suche mit der Grundschrittweite α_0 hingegen erfolgreich verläuft, wird die Schrittweite sukzessive vergrößert ($\alpha_j > \alpha_0$). Dem Exponenten j werden solange negative Werte $(j = -1, -2, ...)$ zugewiesen, bis sich die Zielfunktion nicht mehr weiter verringert. Auf diese Weise kann die Minimierung der Zielfunktion beschleunigt werden. Durch die Anwendung der Schrittweitenregel mit Aufweitung ist ein schnelles und effizientes Voranschreiten der Optimierung in Bezug auf die Wendelkanalsteigung sichergestellt.
Im Folgenden wird für den modifizierten Punkt mit der Steigung a_{n+1} gemäß Bild 6.13 der Gradientenvektor hinsichtlich der Kanalanfangstiefe H_0 und Austrittsspaltweite S_a bestimmt, um in der Richtung des steilsten Abstiegs einen neuen Punkt n+1 der Zielfunktion zu ermitteln[2]. Für den neu bestimmten Punkt der Zielfunktion beginnt der Algorithmus wiederum mit der Optimierung bezüglich der Wendelkanalsteigung.

Untersuchungen zur Minimierung der Zielfunktion, die nach Gleichung (6.2) definiert ist, wurden unter Anwendung des erweiterten Optimierungsprogramms durchgeführt. Um eine Bewertung der Funktionalität des Optimierungsalgorithmus zu ermöglichen, wurden die Vorgabewerte der Optimierungskriterien derart gewählt, dass eine Fließkanalgeometrie des Radialwendelverteilersystems existiert, die diese exakt erfüllt. Für das Verteilersystem mit der Wendelkanalsteigung $a = 0,9337\,cm$, der Kanalanfangstiefe $H_0 = 0,54\,cm$, sowie der Austrittsspaltweite $S_a = 0,198\,cm$ und der Eintrittsspaltweite $S_e = 0,005\,cm$ weist die Zielfunktion Z demzufolge eine definierte Nullstelle auf. Die dazu korrespondierenden Vorgabewerte, respektive Gewichtungsfaktoren der Optimierungskriterien sind in Tabelle 6.3 dargestellt.
Mit den Untersuchungen wurde analog zu Kapitel 6.4.2 die Zielsetzung verfolgt, zu klären, ob der erweiterte Algorithmus die definierte Nullstelle der Zielfunktion ausgehend von unterschiedlichen Startpunkten der Optimierung auffinden kann. Dazu wurden Optimierungsrechnungen unter Variation der Startgeometrie des Verteilersystems $< a, H_0, S_a, S_e >$ durchgeführt, deren Ergebnisse in Bild 6.14 zusammengefasst sind.

[2]Da dieser Teil des Optimierungsalgorithmus unverändert geblieben ist, wird für die detaillierte Beschreibung auf Kapitel 6.4.1 verwiesen.

Optimierungskriterium	Vorgabewert	Gewichtungsfaktor
Druckverlust Δp	80 bar	0,22
Max. Schergeschwindigkeit $\dot{\gamma}_{max}$	49 1/s	0,20
Rel. Abw. d. Geschwindigkeit $\left(\frac{\Delta v_a}{\bar{v}_a}\right)$	0,0565	0,08
Fläche unter Leckstromkurve A_L	0,967 cm^3/s	0,50

Tabelle 6.3: Vorgabewerte und Gewichtungsfaktoren der Optimierungskriterien

In Abhängigkeit der Startgeometrie resultieren stark differierende Anfangswerte der Zielfunktion, worin sich der signifikante Einfluss der Wendelkanalsteigung auf das Strömungsfeld widerspiegelt. Die Verteilersysteme mit einem großen Startwert der Steigung von $a = 1,12\,cm$ weisen einerseits, entsprechend den kleinen Flächen unter der Leckstromkurve einen äußerst kontinuierlichen Strömungsübergang auf. Die Schmelzeströmung besitzt schon in den Wendelkanälen eine ausgeprägte Komponente in die resultierende, radiale Richtung, so dass die Tendenz zum Abfließen der Schmelze über den Steg reduziert ist. In Verbindung mit den moderaten Abweichungen der Geschwindigkeitsverteilung am Ausgang ergeben sich relativ niedrige Anfangswerte der Zielfunktion.
Andererseits führt der kleine Startwert der Wendelkanalsteigung $a = 0,84\,cm$ zu einem nicht kontinuierlichen Strömungsübergang in den Verteilersystemen, der mit großen Flächen unter der Leckstromkurve verbunden ist. Die Schmelze muss, um in die radiale Strömungsrichtung zu gelangen, vermehrt über den Steg in den Überströmspalt abfließen. Die durch den schroffen Strömungsübergang bedingte, unzureichende Vermischung der Schmelzeteilströme aus den einzelnen Wendelkanälen führt dabei für diese Startwerte der Optimierung zu sehr großen Abweichungen der Austrittsverteilung. Aufgrund der großen Differenzen dieser Optimierungskriterien zu den Vorgabewerten resultieren hohe Anfangswerte der Zielfunktion.

Ausgehend von den unterschiedlichen Anfangswerten erfolgt gemäß Bild 6.14 eine sehr rasche Minimierung der Zielfunktion innerhalb der ersten Optimierungsschritte. Dies kann auf die großen Gradienten in Richtung der Wendelkanalsteigung $\frac{\partial Z}{\partial a}$ in weiterer Entfernung vom Optimum zurückgeführt werden. Die adaptive Schrittweitenregel mit Aufweitung erlaubt in dieser Phase der Optimierung große Schrittweiten

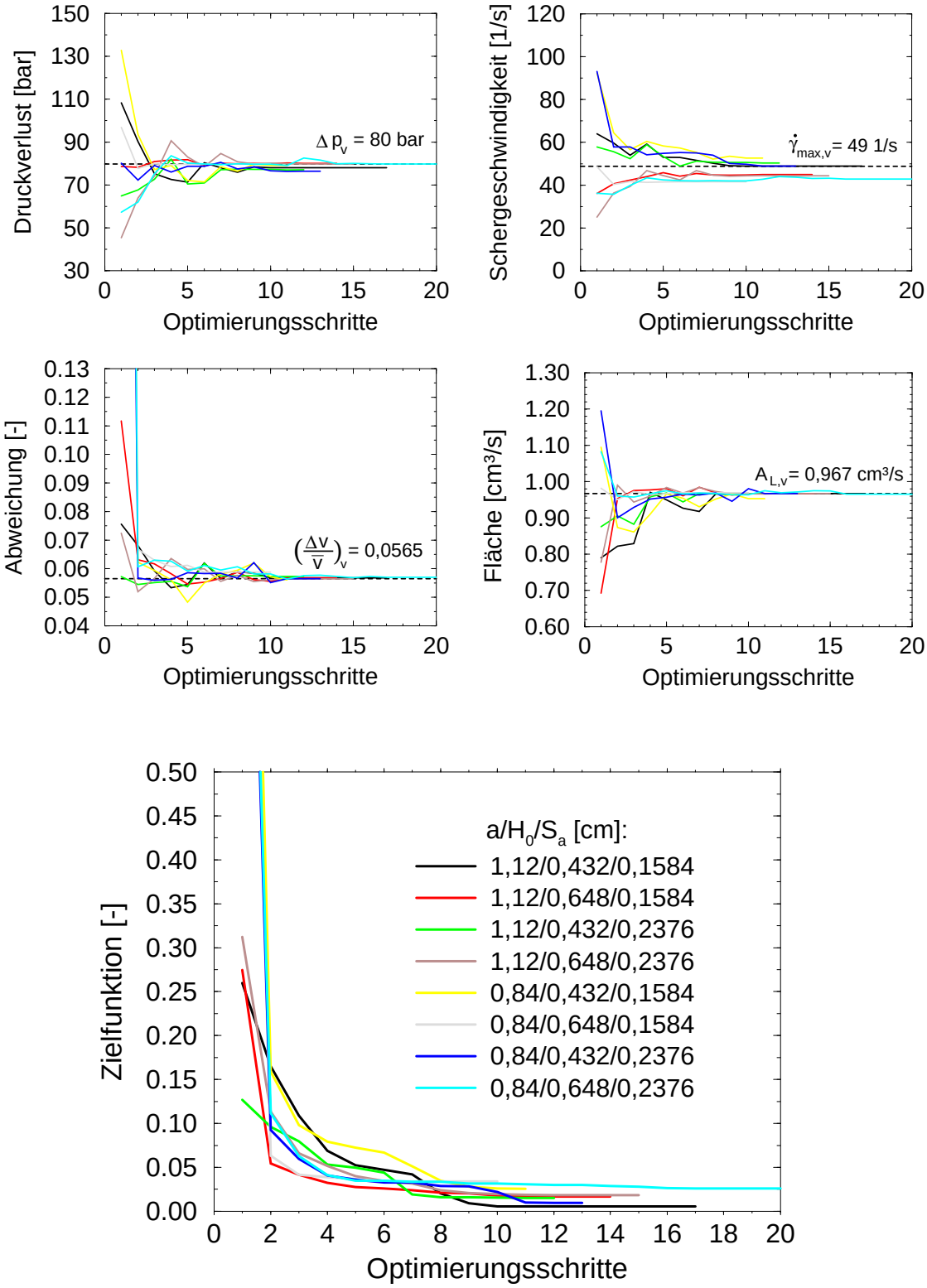

Bild 6.14: Optimierungsergebnisse für verschiedene Startwerte der Wendelverteilergeometrie

in a-Richtung. Analog zur Zielfunktion werden die Optimierungskriterien in den ersten Iterationsschritten zügig an die Vorgabewerte angenähert. Mit dem weiteren Voranschreiten der Optimierung verlangsamt sich, entsprechend den kleineren Gradienten im Nahbereich des Optimums die Minimierung der Zielfunktion sukzessive. Die Annäherung an die Nullstelle ist im Wesentlichen nach acht bis zwölf Iterationsschritten vollzogen, so dass die Optimierungskriterien in Bezug auf die Vorgabewerte mit hinreichender Genauigkeit konvergieren.

Abschließend lässt sich festhalten, dass das entwickelte Optimierungsprogramm nach Eingabe der Startgeometrie, sowie der Vorgabewerte und Gewichtungsfaktoren der Optimierungskriterien lokale Minima der Zielfunktion auffinden kann. Durch die Minimierung der Zielfunktion werden die Optimierungskriterien an die vorgegebenen Werte angenähert, so dass eine bezüglich der Kriterien optimale Fließkanalgeometrie resultiert.
Das Optimierungsprogramm umfasst hinsichtlich der Schmelzeverteilung sensitive Parameter, wie die Steigung und Tiefe der Wendelkanäle und die Überströmspaltweiten. Durch die Entwicklung und Implementierung des Netzgenerators wurde ferner die Voraussetzung geschaffen, zukünftig weitere geometrische Größen in den Optimierungsalgorithmus einzubeziehen.
Durch den komplett automatisierten Ablauf des Optimierungsprozesses, der sich ohne Unterbrechungen und externe Eingriffe vollzieht, lassen sich reduzierte Entwicklungszeiten für Wendelverteilerwerkzeuge verwirklichen. Obwohl die automatische Optimierung von subjektiven Entscheidungen losgelöst ist, fließt die fachliche Erfahrung des Werkzeugentwicklers anhand der Wahl von geeigneten Startpunkten und Vorgabewerten der Optimierungskriterien in die Auslegung ein.
Optimierungsprogramm und Netzgenerator ergänzen das vorgestellte Auslegungskonzept in idealer Weise und leisten einen wesentlichen Beitrag zur systematischen, zielorientierten und effizienten Auslegung von Wendelverteilersystemen.

Kapitel 7

Zusammenfassung

Die Zielsetzung der vorliegenden Arbeit bestand in der Entwicklung eines Auslegungskonzeptes für Axial- und Radialwendelverteilersysteme unter Einbeziehung der Nachfolgezonen. Darüber hinaus waren die relevanten Stellgrößen für die Auslegung von Wendelverteilersystemen zu identifizieren. Basierend auf diesen Arbeitsschritten sollte ein Mehrschicht-Wendelverteilerwerkzeug mit dem Ziel entwickelt und optimiert werden, das Auslegungskonzept experimentell zu verifizieren. Schließlich sollte ein automatischer Optimierungsalgorithmus auf Basis des Auslegungskonzeptes entworfen und programmiert werden.

Das entwickelte Auslegungskonzept umfasst alle notwendigen Schritte von der Modellerstellung über die numerische Strömungssimulation bis zur Bewertung der Fließkanalgeometrie von Wendelverteilersystemen. Die Modellierung basiert auf der geometrischen Beschreibung der Verteilersysteme mittels Schraubenlinien respektive Archimedischer Spiralen, die die Wendelkanalführung wiedergeben. Die Diskretisierung der Fließkanalstrukturen erfolgt mit finiten Schalenelementen, wobei der Kanaltiefen- und Spaltweitenverlauf im Modell durch die lokalen Schalendicken an den FE-Knoten repräsentiert wird. Diese Modellierungsstrategie erweist sich im Hinblick auf die Modifikation der Wendelkanaltiefe und Überströmspaltweite bei unveränderter Diskretisierung als besonders vorteilhaft für die effiziente Auslegung von Wendelverteilern. Die numerische Strömungssimulation, die mit Hilfe des FEM-Softwarepakets SIMFLOW® durchgeführt wird, stellt die hinreichend genaue Beschreibung des Strömungsfelds unter Berücksichtigung der sich gegenseitig beeinflussenden Strömungskomponenten

sicher. Im Rahmen des Auslegungskonzeptes wird das strukturviskose Stoffverhalten von Polymerschmelzen durch den Carreau-Ansatz exakt beschrieben. Praxisrelevante und aussagekräftige Optimierungskriterien, die die Bewertung der betrachteten Fließkanalgeometrie ermöglichen, gestatten eine zielorientierte Optimierung von Wendelverteilersystemen. Neben der Gleichmäßigkeit der Austrittsgeschwindigkeitsverteilung, die das Hauptkriterium darstellt und für geringe Wanddickentoleranzen unerlässlich ist, wurden die Kontinuität des Strömungsübergangs, der Druckverbrauch und die maximale Schergeschwindigkeit als weitere Kriterien herangezogen. Die Einbeziehung der Nachfolgezonen in das Auslegungskonzept erlaubt ferner die strömungstechnische Abstimmung der Fließkanäle bis zum Werkzeugausgang.

Für die systematische Wendelverteilerauslegung ist die Kenntnis der sensitiven Größen in Bezug auf das Strömungsfeld äußerst wichtig. Aufgrund dessen wurde der Einfluss von geometrischen, rheologischen und verfahrenstechnischen Parametern auf die Schmelzeverteilung und die Optimierungskriterien untersucht. Dabei erwiesen sich insbesondere die Anzahl, die Steigung, der Umschlingungswinkel und die Tiefe der Wendelkanäle, sowie die Überströmspaltweite als sensitiv hinsichtlich der wichtigen azimutalen Schmelzeverteilung. Diese geometrischen Stellgrößen haben signifikanten Einfluss auf die Optimierungskriterien und sind folglich bevorzugt für die Auslegung von Verteilersystemen heranzuziehen. Dahingegen stellte sich die Schmelzeverteilfunktion des untersuchten, optimierten Wendelverteilersystems nahezu stoff- und durchsatzinvariant dar.
Die Charakteristik des Strömungsübergangs und die Schmelzeverteilung hängen im Wesentlichen von der Fließkanalgeometrie ab. Die Auslegung des Verteilersystems lässt sich folglich als gegenseitige Abstimmung der Fließwiderstände von Wendelkanälen und Überströmspalt auffassen.

Zur experimentellen Verifikation des Auslegungskonzeptes wurde ein Dreischicht-Radialwendelverteilerwerkzeug ausgelegt, konstruiert und in die institutseigene Folienblasanlage integriert. Die extrudierten ein- und mehrschichtigen Schlauchfolien, die sich durch geringe Dickentoleranzen auszeichnen, bestätigen die hervorragende Schmelzeverteilung des optimierten Folienblaswerkzeuges. Die Simulationsrechnungen stehen dabei in guter Übereinstimmung mit den experimentellen Ergebnissen. Das

entwickelte Auslegungskonzept ermöglicht somit die exakte Abstimmung und Optimierung der Fließkanäle von Wendelverteilersystemen.
Anhand von strömungstechnischen Untersuchungen des Außenkühlrings gelang ferner die Korrelation der Kühlluftgeschwindigkeits- und Foliendickenverteilung. Die Herstellung von Schlauchfolien mit gleichmäßiger azimutaler Foliendicke setzt demnach sowohl die ausgezeichnete Schmelzeverteilung als auch die einwandfreie Kühlluftverteilung voraus.

Aufbauend auf dem vorgestellten Auslegungskonzept wurde weiterhin ein Algorithmus zur automatischen Optimierung von Wendelverteilersystemen entwickelt und programmiert. Das Optimierungsprogramm beruht auf einer Zielfunktion, die sich aus den gewichteten Optimierungskriterien zusammensetzt und mittels eines Gradientenverfahrens minimiert wird. In die automatische Optimierung des Verteilersystems gehen relevante Geometrieparameter, wie die Steigung und Tiefe der Wendelkanäle und die Spaltweiten des Überströmspalts als Optimierungsvariablen ein.
Optimierungsrechnungen unter Variation der Startgeometrie haben gezeigt, dass der Optimierungsalgorithmus lokale Minima der Zielfunktion mit ausreichender Genauigkeit auffinden kann. Durch die Minimierung der Zielfunktion werden die Optimierungskriterien an vorgegebene Werte angenähert. Das Ergebnis des Optimierungsprozesses ist eine Fließkanalgeometrie, die in Bezug auf diese Kriterien optimal ist.
Der implementierte Netzgenerator, dessen Entwicklung im Zuge des Programmaufbaus erforderlich wurde, erzeugt nach Eingabe der geometrischen Eckdaten automatisch die Diskretisierung des Verteilersystems. Dadurch wird der automatische Ablauf und die Erweiterbarkeit des Optimierungsprogramms auf zusätzliche geometrische Größen, deren Änderung ein neues FE-Netz erfordert, sichergestellt. Zudem lässt sich der Netzgenerator in Form eines eigenständigen Programms vorteilhaft zur Erstellung von FE-Netzen für Wendelverteilerberechnungen einsetzen.

Das entwickelte Auslegungskonzept, der Netzgenerator und das automatische Optimierungsprogramm sind dazu geeignet, den Entwicklungsprozess von Wendelverteilerwerkzeugen signifikant zu beschleunigen und effizienter zu gestalten. Die praxisorientierte Anwendung des Auslegungskonzepts zur sicheren und zielorientierten, rheologischen Optimierung von Wendelverteilersystemen hat sich im Rahmen von zahlreichen Industrieprojekten bestens bewährt.

Literaturverzeichnis

[1] Procter, B.: *Analysis for Extrusion Die Design*. ANTEC, S. 211–218, 1971.

[2] Procter, B.: *Flow Analysis in Extrusion Dies*. SPE Journal, 28(2):34–41, 1972.

[3] Wortberg, J. und K. P. Schmitz: *Auslegung und Optimierung von Wendelverteilerwerkzeugen*. Kunststoffe, 72(4):198–205, 1982.

[4] Saillard, P. und J. F. Agassant: *Polymer Flow in a Spiral Mandrel Die for Tubular Films*. Poly. Proc. Eng., (2):37–52, 1984.

[5] Rauwendaal, Ch.: *Flow Distribution in Spiral Mandrel Dies*. ANTEC, S. 917–923, 1986.

[6] Vlcek, J., V. Kral und K. Kouba: *The Calculation of the Form of a Spiral Mandrel*. Plast. Rubber Proc. App., 4(4):309–315, 1984.

[7] Vlcek, J., J. Vlachopoulos und J. Perdikoulias: *Determination of Output Uniformity from Spiral Mandrel Dies*. Intern. Polymer Processing, 2(3/4):174–181, 1988.

[8] Schläfli, D.: *Design and Analysis of Spiral Mandrel Dies for Wire Coating Application*. ANTEC, S. 304–308, 1998.

[9] Tadmor, Z., E. Broyer und C. Gutfinger: *Flow Analysis Network (FAN) – A Method for Solving Flow Problems in Polymer Processing*. Polymer Engineering and Science, 14(9):660–665, 1974.

[10] Coyle, D. J. und J. Perdikoulias: *Flow Simulation and Visualization in Spiral Mandrel Dies*. ANTEC, S. 2445–2447, 1991.

[11] Zatloukal, M., C. Tzoganakis, J. Perdikoulias und P. Saha: *Numerical Simulations of Polymer Flow in Flat Spiral Dies*. Polymer Engineering and Science, 41(10):1683–1694, 2001.

[12] Fang, S.: *Konzipierung und Dimensionierung komplexer Extrusionswerkzeugsysteme mittels der Methode der finiten Elemente*. Doktorarbeit, Institut für Kunststofftechnologie der Universität Stuttgart, Shaker Verlag, Aachen, 1999.

[13] Fritz, H.-G.: *Extrusions- und Spritzgießwerkzeuge*. Vorlesungsmanuskript, Institut für Kunststofftechnologie der Universität Stuttgart, 1996.

[14] Michaeli, W.: *Extrusionswerkzeuge für Kunststoffe und Kautschuk*. 2. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1991.

[15] Hensen, F., W. Knappe und H. Potente: *Handbuch der Kunststoff-Extrusionstechnik*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1989.

[16] Mink, W.: *Grundzüge der Extrudertechnik*. 2. Auflage, Zechner& Hüthig Verlag, Speyer am Rhein, 1973.

[17] Knappe, W.: *Kunststoff-Verarbeitung und Werkzeugbau: ein Überblick*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1992.

[18] Herschbach, Ch. C.: *Extrusion von thermoplastischen und elastomeren Werkstoffen: rechnergestützte Auslegung von Extruder und Werkzeug*. Doktorarbeit, Institut für Kunststoffverarbeitung der RWTH Aachen, Verlag Mainz, Aachen, 1994.

[19] Fischer, P.: *Werkzeuge für Mehrschichtrohre*. Kunststoffe, 91(8):142–145, 2001.

[20] Fischer, P.: *Modernisierung von Extrudern und Blasfolienanlagen: Chance für einen Technologiesprung*. Plastverarbeiter, 51(5):58–60, 2000.

[21] Fritz, H.-G. und K. Geiger: *Rheologie und Rheometrie der Kunststoffschmelzen*. Vorlesungsmanuskript, Institut für Kunststofftechnologie der Universität Stuttgart, 1981/82.

[22] Michaeli, W.: *Extrusionswerkzeuge für Kunststoffe*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1979.

[23] Michaeli, W.: *Einführung in die Kunststoffverarbeitung*. 3. Auflage, Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1992.

[24] Schmitz, G.: *Blasfolienextrusion*. Kunststoffe, 85(12):2118–2120, 1995.

[25] Holighaus, A.: *Schlauchfolien qualitätsbewußt extrudieren: Produktbezogene Forderungen an die Extrusionsanlage*. Plastverarbeiter, 38(12):20–31, 1987.

[26] N.N.: *Blaskonzert der besonderen Art*. SMM, (50):44–45, 1998.

[27] Esser, K., M. Franke und J. Wortberg: *Sechs Schichten halten dicht*. Kunststoffe, 86(8):1120–1122, 1996.

[28] Eiselen, O.: *Konzepte für Coextrusions-Blasformanlagen*. Kunststoffe, 78(5):385–389, 1988.

[29] Witt, R.: *Werkzeuge für die Extrusion von Rohren und Profilen*. Kunststoffe, 90(10):138–143, 2000.

[30] Dobrowsky, J.: *Neueste Technologie von Rohrwerkzeugen* . In: *14. Leobener Kunststoffkolloquium*, 1996.

[31] Fischer, P.: *Extruder- und Werkzeugtechnik für Polyolefin-Rohre*. Plastics-Special, 2(12):12–14, 1996.

[32] Bosse, F.: *Multicone: Das bessere Konzept*. Plastics-Special, 4(7/8):44–46, 1998.

[33] Cretu, M. und H.-G. Fritz: *Simulation und Auslegung von Wendelverteilersystemen mittels SIMFLOW ®* . In: *17. Stuttgarter Kunststoff-Kolloquium*, 2001.

[34] Cretu, M. und H.-G. Fritz: *Modellgestützte Auslegung von Radialwendelverteiler-Systemen* . In: *18. Stuttgarter Kunststoff-Kolloquium*, 2003.

[35] Mayer, A., T. Butler und P. Yap: *Blasfolientechnik im Spannungsfeld von Preis und Leistung*. Kunststoffe, 87(11):1584–1592, 1997.

[36] Spirgatis, J. und J. Wortberg: *Blasfolienextrusion heute*. Kunststoffe, 90(10):108–120, 2000.

[37] Becker, E.: *Technische Strömungslehre*. 7. Auflage, Teubner, Stuttgart, 1993.

[38] Böhme, G.: *Strömungsmechanik nicht-newtonscher Fluide*. Teubner, Stuttgart, 1981.

[39] Magnus, K. und H. H. Müller: *Grundlagen der Technischen Mechanik*. 6. Auflage, Teubner, Stuttgart, 1990.

[40] Fritz, H.-G.: *Kunststofftechnologie, Einführung und Grundlagen*, Kap. Teil A: Grundlagen. Institut für Kunststofftechnologie der Universität Stuttgart, 1994.

[41] N.N.: *Kenndaten für die Verarbeitung thermoplastischer Kunststoffe; Teil 1: Thermodynamik*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1979.

[42] N.N.: *Meyers Lexikon der Technik und der exakten Naturwissenschaften; Band 2*. Allgemeiner Verlag, Mannheim, 1970.

[43] Tucker III, C. L. (Hrsg.): *Fundamentals of Computer Modeling for Polymer Processing*. Carl Hanser Verlag, Munich, Vienna, New York, 1989.

[44] N.N.: *Kenndaten für die Verarbeitung thermoplastischer Kunststoffe; Teil 2: Rheologie*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1982.

[45] Ostwald, W.: *Über die Geschwindigkeitsfunktion der Viskosität disperser Systeme*. Kolloid-Z., (36):99–117, 1925.

[46] Carreau, P. J.: *Rheological equations from molecular network theories*. Doktorarbeit, University of Wisconsin, 1968.

[47] Merziger, G. und Th. Wirth: *Repetitorium der Höheren Mathematik*. Feldmann Verlag, Hannover, 1991.

[48] Gellert, W., H. Küstner, M. Hellwich und H. Kästner (Hrsg.): *Kleine Enzyklopädie Mathematik*. Pfalz Verlag, Basel, 1966.

[49] Lawry, M.H.: *I-DEAS Master Series: Student Guide*. Structural Dynamics Research Corporation (SDRC), Milford, Ohio, 1997.

[50] N.N.: *Stoffdatenbank (pvT-Diagramm) von Moldex3D (Release 7)*. CoreTech System Co., Ltd., Hsin-Chu City, Taiwan, 2004.

[51] N.N.: *Silanvernetztes PE-HD: Vorteile der einstufigen Verfahrenstechnik*. EXTRUSION, 8(10):30, 2002.

[52] Li, J.: *Numerische Analyse von Mehrschichtenströmungen bei Coextrusionsprozessen*. Doktorarbeit, Institut für Kunststofftechnologie der Universität Stuttgart, Stuttgart, 1997.

[53] Rustal, C., H.-G. Fritz, Y. Zou, I. Özen, K. Dirnberger und C. D. Eisenbach: *Kostenoptimierte Herstellung von PP/PA-Mehrschichtfolien mittels Coextrusionsverfahren*. In: *19. Stuttgarter Kunststoff-Kolloquium*, 2005.

[54] Hoischen, H.: *Technisches Zeichnen*. 23. Auflage, Cornelsen Verlag Schwann-Girardet, Düsseldorf, 1991.

[55] Nentwig, J.: *Kunststoff-Folien: Herstellung, Eigenschaften, Anwendung*. Carl Hanser Verlag, München, Wien, 1994.

[56] Fischer, E.: *Eigenschaftsveränderungen an Schlauchfolien durch die Beeinflussung der Orientierung bei der Herstellung*. In: *Extrudieren von Schlauchfolien*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1985.

[57] N.N.: *Für flexible Verpackungen*. Kunststoffe, 93(8):86–87, 2003.

[58] Fischer, P.: *Neuzeitliche Extrusionstechnik für Kunststoffe, dargestellt am Beispiel der Schlauchfolienherstellung*. Plastverarbeiter, 30(3):117–125, 1979.

[59] Sidiropoulos, V. und J. Vlachopoulos: *Numerical Study of Internal Bubble Cooling (IBC) in Film Blowing*. Intern. Polymer Processing, 16(1):48–53, 2001.

[60] Predöhl, W.: *Extrudieren von ein- und mehrschichtigen Schlauchfolien*. In: *Extrudierte Feinfolien und Verbundfolien*, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1976.

[61] N.N.: *Bedienungsanleitung des Dickenmessgerätes TESA-μHITE*. Fa. TESA Brown&Sharpe SA, Renens, Schweiz.

[62] Pleßke, P.: *Schlauchfolienkühlung - Entwicklungsstand und Auswirkung von Fehlern auf die Folienqualität*. Kunststoffe, 69(4):208–214, 1979.

[63] Perry, A. E.: *Hot-wire Anemometry*. Oxford University Press, New York, 1982.

[64] Prandtl, L., K. Oswatitsch und K. Wieghardt: *Führer durch die Strömungslehre*. Vieweg Verlag, Braunschweig, Wiesbaden, 1993.

[65] Eckelmann, H.: *Einführung in die Strömungsmeßtechnik*. Teubner, Stuttgart, 1997.

[66] Cretu, M. und H.-G. Fritz: *Auslegungskonzept für Radialwendelverteilersysteme*. Kunststoffe, 94(6):84–88, 2004.

[67] Rustal, C.: *Functionalization of PP for the enhancement of adhesion between PP and PA multi-layer films*. zu veröffentlichende Doktorarbeit, Institut für Kunststofftechnologie der Universität Stuttgart, Stuttgart.

[68] Cretu, M. und H.-G. Fritz: *Numerical Simulation of Spiral Mandrel Dies by means of the Software Package SIMFLOW ®* . In: 3^{rd} *ESAFORM Conference on Material Forming*, Stuttgart, 2000.

[69] Cretu, M. und H.-G. Fritz: *Numerical Simulation of Spiral Mandrel Dies by means of the Software Package SIMFLOW ®* . In: *PPS Europe/Africa Regional Meeting*, Zlín, 2000.

[70] Cretu, M. und H.-G. Fritz: *Flow Simulation, Design and Optimization of Stacked-type Spiral Dies* . In: 5^{th} *ESAFORM Conference on Material Forming*, Krakau, 2002.

[71] Richter, C.: *Optimierungsverfahren und PASCAL-Programme*. Akademie-Verlag, Berlin, 1990.

[72] Kosmol, P.: *Methoden zur numerischen Behandlung nichtlinearer Gleichungen und Optimierungsaufgaben*. Teubner, Stuttgart, 1989.

Lebenslauf

Ionel Michael Cretu

Geboren:	am 06.06.1972 in Stuttgart

Schulbildung:

1979 – 1983	Grundschule in Stuttgart-Vaihingen
1983 – 1992	Fanny-Leicht-Gymnasium in Stuttgart-Vaihingen
19.05.1992	Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Hochschulbildung:

1992 – 1999	Studium des allgemeinen Maschinenwesens an der Universität Stuttgart
26.03.1999	Abschluss: Diplom

Berufstätigkeit:

1999 – 2005	Wissenschaftlicher Angestellter am Institut für Kunststofftechnologie (IKT) der Universität Stuttgart
Seit 01.07.2005	Berechnungsingenieur, Produktentwicklung Keramik-Bremsscheiben, SGL BRAKES GmbH, Meitingen