

# **Modellierung einer gelenkigen Verbindung von Vortriebsrohren aus Beton bzw. Stahlbeton zur Optimierung der Kraftübertragung zwischen den Rohren bei bogenförmigen Gradienten**

vom Fachbereich Bauingenieurwesen der Technischen Universität Kaiserslautern  
zur Erlangung des akademischen Grades Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)  
genehmigte Dissertation

Vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Carsten Machentanz**

**Dekan**

Prof. Dr. rer. nat. Oliver Konradt

**Prüfungskommission**

Vorsitzender

Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Kurz

1. Berichterstatter

Prof. Dr.-Ing. Karsten Körkemeyer

2. Berichterstatter

Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Breit

3. Berichterstatter

Prof. Dr.-Ing. Karsten Kerres

Tag der Prüfung

20.11.2019

Kaiserslautern 2020

(D 386)



## Zusammenfassung

Der Leitungsbau hat vor dem Hintergrund der aktuellen ökologischen Herausforderungen und unter dem Aspekt einer umweltgerechten und sicheren Bewirtschaftung des Abwassers nach wie vor einen hohen Stellenwert unter den kommunalen Aufgaben. Nach Erhebungen des Statistischen Bundesamts von 2016 wurden in den letzten Jahren jährlich ca. 4.600 km neue Entwässerungskanäle hergestellt. Dabei sind Baustellen immer ein Eingriff in die Umwelt. Insbesondere der innerstädtische Kanalbau hat erhebliche Auswirkungen auf den Verkehrsfluss. Im urbanen Umfeld und generell bei größeren Tiefenlagen stellt der maschinelle Rohrvortrieb eine Verlegemethode für Abwasserkanäle dar, die gegenüber der offenen Bauweise deutlich reduzierte Einschränkungen für Anwohner und Verkehrsfluss mit sich bringt. Um eine möglichst wirtschaftliche Herstellung von Leitungen zu erreichen, gehen die Bestrebungen hin zu möglichst wenigen Schachtbauwerken. In der Folge werden immer längere Vortriebsstrecken, aber auch immer mehr bogenförmige Trassen mit immer engeren Kurvenradien geplant. Durch eine gekrümmte Trassierung lassen sich insbesondere Schächte vermeiden, die im Wesentlichen dazu dienen, Hindernisse zu umgehen oder nicht geraden Straßenverläufen zu folgen.

Um gekrümmten Trassen folgen zu können, müssen sich die Vortriebsrohre gegeneinander abwinkeln. Die Abwinklung führt zu einer Verkleinerung der Kontaktfläche in der Rohrfuge und zu einer Spannungsumlagerung auf die Kurveninnenseite des Rohrspiegels. Die entstehenden Spannungsspitzen können an dieser Stelle zu einer Überbeanspruchung der Rohrwandung führen.

Die vorliegende Arbeit entwickelt eine alternative Ausführung der Rohrenden. Diese soll durch eine gelenkige Rohrverbindung die Kontaktfläche zwischen zwei Rohren vergrößern und das Abwinkeln in der Rohrfügung verhindern. Die Gelenkigkeit der Verbindung wird durch die Ausrundung der Rohrenden erreicht.

Da die gelenkige Rohrverbindung - aufgrund ihrer Ausrundung - eine grundlegend andere Kinematik aufweist als Rohre mit ebenem Rohrspiegel, werden die Auswirkungen der Ausrundung auf die Geometrie, die Hydraulik und die Statik der neuartigen Rohre untersucht.



# Inhaltsverzeichnis

	Seite
<b>Inhaltsverzeichnis .....</b>	<b>I</b>
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>VI</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>X</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>XI</b>
<b>1. Einleitung und Problemstellung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Einleitung .....	1
1.2 Problemstellung .....	3
1.3 Forschungsprojekt Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand (ZIM).....	4
1.4 Zielsetzung .....	5
1.5 Vorgehensweise .....	9
<b>2. Grundlagen .....</b>	<b>10</b>
2.1 Zu beachtende Vorschriften.....	10
2.1.1 Normen .....	10
2.1.2 Regelwerke .....	12
2.1.3 Einordnung der zu berücksichtigenden Regelwerke.....	15
2.2 Kurvengängiger Rohrvortrieb - Stand der Technik .....	16
2.2.1 Verwendung von Druckübertragungsrings.....	16
2.2.2 Druckübertragungsrings aus Holz.....	16
2.2.3 Druckübertragungsrings aus anderen Materialien .....	17
2.2.4 Druckübertragungsrings mit besonderer Ausformung.....	17
2.2.5 Schrägspiegelrohre .....	18
2.2.6 Mit Fluiden gefüllte Druckübertragungsrings .....	18
2.2.7 Elastischer Druckausgleichsring (EDAR) .....	19
2.2.8 Kontinuierliche Überwachung der Vortriebskräfte und Abwinklungen .....	20
2.3 Kurvengängiger Rohrvortrieb - Stand der Forschung .....	21
<b>3. Geometrische Modellierung .....</b>	<b>23</b>
3.1 Geometrische Grundlagen des Ausrundungsradius .....	23

3.1.1	Geometrische Zusammenhänge in der ausgerundeten Muffe .....	24
3.1.2	Ermittlung der kleinstmöglichen Ausrundung .....	26
3.1.3	Berechnung des verbleibenden Querschnitts nach Arbeitsblatt DWA-A 110 ....	26
3.1.4	Geometrie der Kurvenfahrt .....	35
3.1.5	Betrachtung von Raumkurven .....	38
3.2	Ermittlung der Kontaktfläche .....	44
3.2.1	Geometrische Grundlagen und Flächenberechnung .....	44
3.2.2	Kontaktfläche der sphärischen Muffe im Verhältnis zum ebenen Rohrspiegel..	46
3.3	Alternative Muffenausbildungen .....	50
3.3.1	Verwendung von Gelenkstücken .....	50
3.3.2	2-Gelenstück-Muffe .....	50
3.3.3	Mehrgelenk-Muffe .....	51
3.3.4	„Kardangelenken“ .....	53
3.3.5	Ein-axiales Gelenk .....	54
3.4	Gestaltung der Rohrverbindung und Ausführung der Dichtung .....	57
3.4.1	Anforderungen an die Rohrdichtung .....	57
3.4.2	Anforderungen an Stahlführungsringe .....	58
3.4.3	Übertragung der Anforderungen auf sphärische Muffen .....	59
3.4.4	Gestaltung der sphärischen Muffe .....	59
3.4.5	Verschiebung des Stahlführungsringes bei Kurvenfahrten .....	62
3.4.6	Erforderlicher Arbeitsweg der Dichtung .....	65
<b>4.</b>	<b>Hydraulik der sphärischen Rohre .....</b>	<b>72</b>
4.1	Einleitung .....	72
4.2	Grundlagen der Rohrhydraulik .....	73
4.3	Berechnungsansätze nach den anerkannten Regeln der Technik .....	73
4.4	Berechnung nach Gauckler-Manning-Strickler .....	74
4.5	Berechnung nach Prandtl-Colebrook .....	75
4.6	Freier Abflussquerschnitt und hydraulischer Radius sphärischer Rohre .....	76
4.6.1	Geometrische Grundlagen der Abflussbemessung .....	76
4.6.2	Abflussquerschnitt und benetzter Umfang des Kreisanteils .....	77
4.6.3	Abflussquerschnitt und benetzter Umfang des Ellipsenanteils .....	79
4.6.4	Veränderung der möglichen Fließtiefe in der Muffe .....	80
4.6.5	Linearität der Verkleinerung des freien Abflussquerschnitts .....	81

4.6.6	Entwicklung des freien Querschnitts über die Wasserstandshöhe .....	83
4.6.7	Vergleich der Ergebnisse der Berechnung nach GMS und PC.....	83
4.6.8	Mögliche Abflüsse in verdrehten Muffen.....	84
4.7	Überprüfung der Berechnung mit Programm HYSTEM / EXTRAN .....	86
4.7.1	Überprüfung der grundlegenden Geometrie und Abflusswerte .....	86
4.7.2	Gegenrechnung mit einem Ersatzprofil .....	89
4.7.3	Überprüfung von Fließtiefen und -geschwindigkeiten bei Teilfüllung .....	90
4.8	Berechnung mit der Energiegleichung (Bernoulli-Gleichung).....	95
4.9	Computational Fluid Dynamics Simulation eines Rohrstrangs.....	100
4.10	Interpretation der Ergebnisse der unterschiedlichen Betrachtungen .....	111
4.11	Einordnung der Ergebnisse in den Stand der anerkannten Regeln der Technik....	111
<b>5.</b>	<b>Statische Modellierung .....</b>	<b>113</b>
5.1	Durchgeführte Berechnungen.....	113
5.2	Anwendbarkeit des Arbeitsblatts DWA-A 161 [5].....	113
5.3	Grundlegende Untersuchung der Kraftübertragung in der Muffe.....	114
5.3.1	Grundlagen der Kraftübertragung in der Muffe durch Reibung .....	114
5.3.2	Vereinfachte Betrachtung der in der Rohrfügung wirkenden Kräfte .....	115
5.3.3	Fall 1: Vollständige Kraftaufnahme durch Haftreibung.....	116
5.3.4	Fall 2: Kraftaufnahme durch Haftreibung nicht vollständig möglich.....	118
5.4	Betrachtung von sphärischen Muffen bei geradem Vortrieb.....	121
5.4.1	Verteilung der Vortriebskraft in der Rohrfügung .....	121
5.4.2	Schnittkräfte in der sphärischen Rohrfügung am Muffenende .....	124
5.4.3	Übertragung auf das Spitzende.....	133
5.5	Kräfte bei Kurvenvortrieben sphärischer Rohre .....	135
5.5.1	Grundlagen der Rohrbewegungen in Vortriebskurven.....	135
5.5.2	Theoretisches Verhalten sphärischer Rohre bei Kurvenfahrten .....	137
5.5.3	Querkräfte in der Rohrfügung nach [62] .....	140
5.6	Gleiten oder Abwinkeln in der Muffe .....	143
5.7	Erfordernis eines Druckübertragungsrings .....	146
5.7.1	Anforderungen an Druckübertragungsringe.....	146
5.7.2	Eignung von Holz als Druckübertragungsmittel.....	146
5.7.3	Alternative Materialien für Druckübertragungsringe.....	148
5.7.4	Beton auf Beton .....	148

5.7.5	Fazit zur Erfordernis eines Druckübertragungsrings.....	149
5.8	Rückstellkräfte der Dichtungen auf den Stahlführungsring .....	149
5.9	Lage der Bewehrung im Querschnitt .....	159
5.9.1	Betondeckung am Muffenende.....	160
5.9.2	Betondeckung am Spitzende.....	162
5.10	Überprüfung der zulässigen Betondruckspannung .....	162
5.11	Bemessung sphärischer Rohre.....	165
5.11.1	Bemessung quer zur Rohrachse .....	165
5.11.2	Bemessung in Längsrichtung der Rohre .....	165
5.11.3	Stahlführungsring als außenliegende Bewehrung .....	167
<b>6. Herstellverfahren zur Serienproduktion.....</b>		<b>168</b>
6.1	Herstellung in der Fertigteilschalung nach dem Stand der Technik.....	168
6.2	Ausformung der Muffe mittels alternativer Verfahren.....	170
6.2.1	Verwendung vorhandener Schalungen.....	170
6.2.2	CNC-Fräsen.....	170
6.2.3	Laser .....	170
6.2.4	Bewertung der alternativen Herstellverfahren.....	171
6.3	Herstellgenauigkeiten .....	171
6.3.1	Anforderungen an Vortriebsrohre .....	171
6.3.2	Baulängentoleranzen.....	172
6.3.3	Rechtwinklichkeit der Stirnflächen .....	172
6.3.4	Abweichung von der Geraden .....	175
6.3.5	Außendurchmesser .....	176
6.3.6	Rauheit der Muffenoberfläche .....	176
6.3.7	Formtreue der Schalung .....	177
6.3.8	Ansätze für die Bemessung unter Berücksichtigung der Herstelltoleranzen...	178
<b>7. Ansätze zur Optimierung .....</b>		<b>180</b>
7.1	Zusammenfassung der Anforderungen .....	180
7.2	Optimierung der Statik.....	181
7.2.1	Abminderungen der Bewehrungsdeckung .....	181
7.2.2	Ausführung der Rohrenden in Stahlfaserbeton.....	181
7.2.3	Vorspannung des Stahlführungsring.....	182



---

7.3	Festlegung des Ausrundungsradius auf Basis der Hydraulik.....	182
7.4	Alternative Ausbildungen der Rohrfügung.....	183
7.4.1	Neuartiges außenliegendes Dichtsystem .....	183
7.4.2	Muffenaufsätze.....	187
<b>8.</b>	<b>Wirtschaftlichkeitsanalyse.....</b>	<b>189</b>
8.1	Mehrkosten bei der Herstellung von sphärischen Rohren .....	189
8.1.1	Fertigteilschalungen .....	189
8.1.2	Mehrmenge Bewehrungsstahl .....	189
8.1.3	Mehrkosten Stahlführungsring .....	190
8.2	Mögliche Kostenoptimierungen .....	191
8.2.1	Entfall des Druckübertragungsrings .....	191
8.2.2	Kombination mit konventionellen Rohren .....	191
8.2.3	Muffenaufsätze.....	192
8.3	Vortrieb – Ausführung und Qualitätskontrolle.....	192
8.3.1	Investition Maschinenteknik / Mehraufwand auf der Baustelle.....	193
8.3.2	Übertragbarkeit der kontinuierlichen Messung nach Arbeitsblatt DWA-A 125	194
8.3.3	Dichtheitsprüfung .....	196
<b>9.</b>	<b>Fazit.....</b>	<b>197</b>
<b>10.</b>	<b>Ausblick.....</b>	<b>201</b>
<b>11.</b>	<b>Literatur .....</b>	<b>202</b>
<b>Anhang</b>	<b>.....</b>	<b>206</b>

## **Abbildungsverzeichnis**

	Seite
Abbildung 1-1: Axial-Kugelgelenk [10].....	4
Abbildung 1-2: Fig. 3 a aus [8].....	5
Abbildung 1-3: Fig. 13 aus [7].....	5
Abbildung 1-4: 3-D-Darstellung Rohr mit Ausrundung.....	6
Abbildung 1-5: Verdrehung zweier abgerundeter Rohre.....	6
Abbildung 1-6: Ausrundung mittels einer Kugelkalotte.....	7
Abbildung 2-1: Maximaler zulässiger Sohlversatz nach [16].....	13
Abbildung 2-2: Abwinkelbarkeit $\alpha$ in der Rohrfuge [16].....	14
Abbildung 2-3: Prinzip Hydraulische Fuge [34].....	19
Abbildung 2-4: EDAR® unverformt [40].....	20
Abbildung 2-5: EDAR® unter Belastung [40].....	20
Abbildung 2-6: Druckübertragungsteil nach [41].....	22
Abbildung 3-1: Ausrundungsschritte.....	23
Abbildung 3-2: Exzentrisch ausgerundete Muffe.....	24
Abbildung 3-3: Mögliche Ausrundungsradien.....	24
Abbildung 3-4: Geometrische Zusammenhänge in der Muffe.....	25
Abbildung 3-5: "flache" und "steile" Ausrundung.....	26
Abbildung 3-6: Gegeneinander verschobene Kreisflächen.....	27
Abbildung 3-7: Verdrehung der Muffe.....	27
Abbildung 3-8: Projektion der freien Querschnittsfläche.....	30
Abbildung 3-9: Geometrie Kreissegment.....	30
Abbildung 3-10: Geometrie Ellipsenabschnitt.....	31
Abbildung 3-11: Verhältnis Näherung zu wahrer Fläche.....	33
Abbildung 3-12: Verhältnis Näherung/wahre Fläche mit $r_A/DN=c$ .....	33
Abbildung 3-13: Schema der Fugenklaffung nach [44].....	35
Abbildung 3-14: Gelenkkette bei Kurvenfahrt.....	36
Abbildung 3-15: Geometrie Kurvenfahrt.....	37
Abbildung 3-16: Ausrundungskugel mit Schnittebene vor Kurvenfahrt.....	40
Abbildung 3-17: Ausrundungskugel mit Schnittebene bei Kurvenfahrt.....	41
Abbildung 3-18: Verschobene Muffe auf der Ausrundungskugel.....	42
Abbildung 3-19: 3-D-Darstellung der verdrehten Muffe.....	44
Abbildung 3-20: Geometrie der Berührungsfläche.....	44
Abbildung 3-21: Abmessungen zur Berechnung der Kontaktfläche.....	46
Abbildung 3-22: 2-Gelenkstück-Muffe.....	50
Abbildung 3-23: Gelenkstück konkav.....	51
Abbildung 3-24: Gelenkstück konvex.....	51
Abbildung 3-25: Gelenkstück konvex-konkav.....	52
Abbildung 3-26: Herausgeschobenes Gelenkstück.....	53
Abbildung 3-27: Rohr mit "Kardangelenken".....	53
Abbildung 3-28: Ein-axiales-Gelenk - Muffe.....	54
Abbildung 3-29: Ein-axiales-Gelenk - Spitzende.....	55
Abbildung 3-30: Beispiel einer konventionellen Rohrfügung [16].....	57

Abbildung 3-31: Verschiebung SFR innen .....	59
Abbildung 3-32: Verschiebung SFR außen .....	59
Abbildung 3-33: Maße für die Ausformung der Muffe .....	60
Abbildung 3-34: Bewegung Stahlführungsring Kurveninnenseite .....	62
Abbildung 3-35: Bewegung Stahlführungsring Kurvenaußenseite .....	62
Abbildung 3-36: Arbeitswege $w_{d1}$ und $w_{d2}$ der Dichtung auf der Innenseite .....	65
Abbildung 3-37: Arbeitswege $w_{d1}$ und $w_{d2}$ der Dichtung auf der Außenseite .....	66
Abbildung 3-38: Querschnitt eines üblichen Dichtprofil [46] .....	67
Abbildung 3-39: Ansatz zur Konstruktion einer neuen Dichtung [51] .....	69
Abbildung 3-40: Stahlführungsring und neue Dichtung .....	70
Abbildung 3-41: Grundsätzliche Konstruktion einer Lippendichtung .....	71
Abbildung 4-1: Teilgefüllter Querschnitt .....	76
Abbildung 4-2: Teilfüllung Kreisabschnitt .....	77
Abbildung 4-3: Teilfüllung Ellipsenabschnitt .....	79
Abbildung 4-4: Verringerung des freien Querschnitts .....	81
Abbildung 4-5: Verhältnis der verfügbaren Querschnitte .....	82
Abbildung 4-6: Verfügbarer Abflussquerschnitt .....	83
Abbildung 4-7: Verhältnis Abfluss und Fläche bei DN 800 mit $r_A/DN = 1$ .....	84
Abbildung 4-8: Nomogramm der Abflussleistung .....	85
Abbildung 4-9: Eingabe Sonderprofil in HYSTEM/EXTRAN .....	87
Abbildung 4-10: Hydraulische Leistung Sonderprofil in HYSTEM/EXTRAN .....	88
Abbildung 4-11: Regenspende zur Generierung des max. möglichen Abflusses .....	90
Abbildung 4-12: Wasserstand im letzten Schacht vor der Kurve .....	91
Abbildung 4-13: Abfluss-Geschwindigkeits-Kurven .....	92
Abbildung 4-14: Abweichung zwischen Simulation und Berechnung .....	93
Abbildung 4-15: Überstau im Schacht vor der ersten Kurve .....	94
Abbildung 4-16: Wasserspiegelabsenkung vor einer Grundschwelle [55] .....	96
Abbildung 4-17: Beispielhafte Energielinie .....	97
Abbildung 4-18: Differenz der Grenztiefe .....	98
Abbildung 4-19: Gegenläufige Spiegelsenkung (Seitenansicht) [59] .....	101
Abbildung 4-20: Energiehöhe der Wasserspiegellage [59] .....	102
Abbildung 4-21: Energiehöhe aus Geschwindigkeit vor den Muffen [59] .....	102
Abbildung 4-22: Erste Turbulenz in der ersten Muffe (vergrößerte Draufsicht) [59] .....	103
Abbildung 4-23: Auswertung von Druck und Geschwindigkeit bei $t = 10$ s [59] .....	103
Abbildung 4-24: Auswertung von Druck und Geschwindigkeit bei $t = 30$ s [59] .....	104
Abbildung 4-25: Beginn der Vollfüllung vor der ersten Muffe (Seitenansicht) [59] .....	105
Abbildung 4-26: Konstante Wasserspiegellage vor der ersten Muffe [59] .....	106
Abbildung 4-27: Strömungsablösung hinter der ersten Muffe [59] .....	106
Abbildung 4-28: Auswertung von Druck und Geschwindigkeit bei $t = 50$ s [59] .....	107
Abbildung 4-29: Anstieg der Druckhöhe [59] .....	107
Abbildung 4-30: Differenzen der Energiehöhen zwischen den Muffen [59] .....	108
Abbildung 4-31: Geschwindigkeiten am Ende der Simulation [59] .....	109
Abbildung 4-32: Druckverteilung am Ende der Simulation [59] .....	109
Abbildung 5-1: Vereinfachte Kräfteaufteilung in einem beliebigen Schnitt durch die Muffe .....	115
Abbildung 5-2: Vergleich möglicher und tatsächlicher Wanddicken .....	117
Abbildung 5-3: Muffenschnittkräfte in Abhängigkeit von der Muffenneigung .....	118

Abbildung 5-4: Schnittkräfte bei Haftreibungsüberschreitung .....	118
Abbildung 5-5: Summen der Normal- und Querkräfte .....	119
Abbildung 5-6: Resultierende Kräfte nach Reibungsüberschreitung .....	120
Abbildung 5-7: Kräfteaufteilung in der sphärischen Muffe .....	121
Abbildung 5-8: Spannungsverteilung in der Muffe .....	124
Abbildung 5-9: Verformung der sphärischen Rohre [61].....	125
Abbildung 5-10: Radial wirkende Spannung .....	126
Abbildung 5-11: System des gebetteten Balkens mit Randlast .....	127
Abbildung 5-12: Schematische Biegelinie .....	128
Abbildung 5-13: Erforderliche Ringbewehrung für verschiedene Nennweiten [61] .....	129
Abbildung 5-14: Durchbiegung gebetteter Balken für verschiedene Nennweiten .....	130
Abbildung 5-15: Vergleich Bewehrungsgrade FEM und Ersatzbalken .....	132
Abbildung 5-16: Schematische Biegelinie des Spitzendes .....	133
Abbildung 5-17: Vergleich erforderliche Ringzugbewehrung am Spitzende.....	134
Abbildung 5-18: Im Praxisversuch ermittelte Bettungsreaktionen [31].....	135
Abbildung 5-19: Aus Abbildung 5-18 hergeleitete Rohrkinematik [31] .....	136
Abbildung 5-20: Außermittigkeit der Kraftübertragungsflächen .....	137
Abbildung 5-21: Entwicklung der Abwinklung.....	138
Abbildung 5-22: Kontaktfläche Boden-Rohr.....	138
Abbildung 5-23: Gebetteter Stabzug [61] .....	140
Abbildung 5-24: Querkraftverlauf gebetteter Stabzug [61] .....	140
Abbildung 5-25: Momentenverlauf gebetteter Stabzug [61].....	140
Abbildung 5-26: Übertragung der Querkräfte auf eine Rohrhälfte [61] .....	141
Abbildung 5-27: Belastung der Rohrinnenseite [61].....	141
Abbildung 5-28: Wirkende Kräfte bei der Kurvenfahrt.....	143
Abbildung 5-29: Maximaler Reibungsbeiwert $\mu$ .....	145
Abbildung 5-30: Verformung durch Schub [68] .....	147
Abbildung 5-31: Bewegung Dichtung und Stahlführungsring .....	150
Abbildung 5-32: Verschiebungswege der Dichtung .....	151
Abbildung 5-33: Veränderung der Dichtungskompression – Draufsicht .....	152
Abbildung 5-34: Veränderung der Dichtungskompression über den Rohrumfang.....	153
Abbildung 5-35: Änderung der Anpresskraft der Dichtung an den Stahlführungsring .....	154
Abbildung 5-36: Statisches Ersatzsystem Stahlführungsring .....	155
Abbildung 5-37: Schnittkräfte des Ersatzsystems.....	155
Abbildung 5-38: Schnittkräfte am Ersatzsystem.....	156
Abbildung 5-39: Spannungen im Stahlführungsring .....	157
Abbildung 5-40: Spannung $\sigma_{yy}$ im Stahlführungsring.....	157
Abbildung 5-41: Verschiebung des Stahlführungsring.....	158
Abbildung 5-42: Schematische Biegelinie an den Rohrenden .....	159
Abbildung 5-43: Qualitativer Verlauf der Biegelinie und der Schnittkräfte am Muffenende. 160	
Abbildung 5-44: Bewehrungsführung Muffenende .....	161
Abbildung 5-45: Bewehrungsführung am Spitzende.....	162
Abbildung 5-46: Effektive Kontaktfläche gerader Vortrieb (unmaßstäblich) .....	163
Abbildung 5-47: Verteilung der Bewehrung am Muffenende [61] .....	166
Abbildung 5-48: Verteilung der Bewehrung am Spitzende [61] .....	166
Abbildung 6-1: Herstellverfahren für Beton- und Stahlbetonrohre [70] .....	168

---

Abbildung 6-2: Prinzipskizze steigender Kern [71] .....	169
Abbildung 6-3: Schalung mit steigendem Kern für sphärische Rohre .....	169
Abbildung 6-4: Abheben der Außenschalung .....	170
Abbildung 6-5: Abweichung von Rechtwinkligkeit [16] .....	172
Abbildung 6-6: Auswirkung einer Verdrehung in der Muffe (überhöhte Darstellung) .....	174
Abbildung 6-7: Detail Auswirkung einer Verdrehung in der Muffe (überhöhte Darstellung) .....	174
Abbildung 6-8: Summierung der Abweichung von der Geraden um je 10 mm .....	175
Abbildung 6-9: Betonierdruck auf die Schalung .....	177
Abbildung 7-1: Vorgespanntes Rohrende bei Steinzeugrohren [76] .....	182
Abbildung 7-2: Außenliegende Dichtung .....	183
Abbildung 7-3: Außenliegende Dichtung verformt Kurveninnenseite .....	184
Abbildung 7-4: Außenliegende Dichtung verformt Kurvenaußenseite .....	184
Abbildung 7-5: Abmessung außenliegende Dichtung (unmaßstäblich) .....	185
Abbildung 7-6: Muffenaufsatz nach [41] .....	187
Abbildung 8-1: Erforderliche Länge und Kosten Stahlführungsring .....	190
Abbildung 8-2: Kombination Muffenaufsätze und neuartiges Dichtsystem .....	192
Abbildung 8-3: Wegsensoren zur Fugenspaltmessung (Quelle: S & P Consult GmbH) .....	194
Abbildung 8-4: Mögliche Ausbildung Wegaufnehmer .....	194
Abbildung 8-5: Anwendungsbereich hydraulische Fuge [36] .....	198

## **Tabellenverzeichnis**

	Seite
Tabelle 2-1: Abwinkelbarkeit $a$ in [mm] je [m] Rohrlänge [12] bzw. in [°].....	14
Tabelle 3-1: Vergleich Kontaktfläche zu Stirnfläche mit $r_A=DA$ .....	48
Tabelle 3-2: Vergleich Kontaktfläche zu Stirnfläche mit $r_A=DN$ .....	48
Tabelle 3-3: Möglicher Arbeitsweg ( $w\pm$ ) einer Dichtung nach [51].....	68
Tabelle 3-4: Änderung der Dichtungskompression [mm] bei ebenem Rohrspiegel .....	68
Tabelle 3-5: Änderung der Dichtungskompression [mm] bei sphärischem Rohrspiegel.....	69
Tabelle 4-1: Abfluss- und Geometriewerte der sphärischen Muffe .....	86
Tabelle 4-2: Vergleich der Berechnungsergebnisse mit HYSTEM/EXTRAN .....	88
Tabelle 4-3: Berechnungsergebnisse mit HYSTEM/EXTRAN für gleichen Querschnitt .....	89
Tabelle 4-4: Berechnungsergebnisse mit HYSTEM/EXTRAN für gleichen hydr. Radius .....	89
Tabelle 5-1: Quer- und Normalkraft in der Muffe.....	119
Tabelle 5-2: Durchbiegung gebetteter Balken .....	130
Tabelle 5-3: Qualitativer Vergleich Durchbiegung zu Bewehrung.....	130
Tabelle 5-4: Variation Ausrundungsradius und Balkenbreite .....	131
Tabelle 5-5: Durchbiegung und erforderliche Ringzugbewehrung Spitzende.....	133
Tabelle 5-6: Vergleich der unterschiedlich berechneten Ringzugbewehrungen .....	134
Tabelle 5-7: Rückstellsteifigkeiten unterschiedlicher Dichtungen [66] .....	154
Tabelle 5-8: Ausnutzungsgrad Betondruckspannungen bei $r_A=DN$ (Abwinkelung $1^\circ$ ) .....	164
Tabelle 5-9: Ausnutzungsgrad Betondruckspannungen bei $r_A=2 \cdot DN$ (Abwinkelung $1^\circ$ ) .....	164
Tabelle 5-10: Erforderliche Bewehrungsquerschnitte Bereich 1 nach [62].....	165
Tabelle 5-11: Zusätzlich erforderliche Stahlmengen für sphärische Rohre (vgl. [62]) .....	166
Tabelle 6-1: Baulängentoleranzen in [mm] nach [16] .....	172
Tabelle 6-2: Zulässige Abweichung von der Rechtwinkligkeit in [mm] [16] .....	173
Tabelle 6-3: Zulässige Abweichung von der Rechtwinkligkeit.....	173
Tabelle 6-4: Zulässige Abweichung von der Geraden in [mm] [6] .....	175

## **Abkürzungsverzeichnis**

ATV	Abwassertechnische Vereinigung (nach 2004 DWA)
ca.	circa
CAD/CAM	Computer Aided Design / Computer Aided Manufacturing
CFD	Computational Fluid Dynamics
CNC	Computerized Numerical Control
DA	Durchmesser außen (eines Rohres)
DIN	Deutsches Institut für Normung e. V.
DN	Nenndurchmesser (eines Rohres)
DÜR	Druckübertragungsring
DVGW	Deutscher Verein des Gas- und Wasserfaches e.V.
DWA	Deutsche Gesellschaft für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e. V.
EDAR	Elastischer Druckausgleichsring
EN	Euronorm
EPDM	Ethylen-Propylen-Dien-Kautschuk
evtl.	eventuell
FEM	Finite Element Methode
GFK	Glasfaserverstärkter Kunststoff
i. d. R.	in der Regel
o. ä.	oder ähnlichem
PU	Polyurethan
SBR	Styrol-Butadien-Kautschuk
SFR	Stahlführungsring
sog.	sogenannte
u. a.	unter anderem
vgl.	vergleiche
z. B.	zum Beispiel
ZIM	Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand
ZTV	Zusätzliche Technische Vertragsbedingungen





# 1. Einleitung und Problemstellung

## 1.1 Einleitung

"Insgesamt gab es am Ende des Jahres 2013 in Deutschland 575.580 km Misch-, Schmutz- und Regenwasserkanäle. Damit ist die deutsche Kanallänge seit 2010 um 2,5%, also jährlich um 0,8%, angewachsen" [1]. Jährlich werden basierend auf diesen Zahlen rd. 4.600 km Kanal neu gebaut.

Im urbanen Umfeld und generell bei größeren Tiefenlagen stellt der maschinelle Rohrvortrieb eine Verlegungsmethode für Abwasserkanäle dar, die gegenüber der offenen Bauweise deutlich reduzierte Einschränkungen für Anwohner und Verkehrsfluss mit sich bringt. Auch das zunehmende Bewusstsein für umweltschonendes Bauen und hier insbesondere die Betrachtung der CO<sub>2</sub>-Emissionen machen die grabenlose Rohrverlegung im Vergleich zur offenen Bauweise zunehmend interessanter. So ist auf der Internetseite der Berliner Wasserbetriebe zu lesen: "Etwa die Hälfte aller neuen Kanäle bauen die Berliner Wasserbetriebe im Microtunneling-Verfahren. Hierdurch konnten Kosten gespart und der Aufbruch sowie die Wiederherstellung von ca. 1 Mio. m<sup>2</sup> Fahrbahnfläche vermieden werden. Aufgrund der geringen Aufgrabungen, ausschließlich im Bereich der Start- und Zielschächte, mussten ca. 1,8 Mio. m<sup>3</sup> Boden nicht ausgehoben und wiedereingebaut werden. Dadurch konnte auf den Transport von rund 150.000 Lkw-Ladungen durch die Stadt sowie auf die Förderung von 160 Mio. m<sup>3</sup> Grundwasser verzichtet werden. Dies bedeutet eine Halbierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen gegenüber den herkömmlichen offenen Bauweisen" [2].

Zu einem ähnlichen Ergebnis kam eine Untersuchung im Rahmen des Baus eines Abwassersammlers für die Großkläranlage Cajakaka in Warschau, Polen [3]. Beim Bau des Sammlers DN 2800 auf einer Länge von 5,7 km wurden gegenüber der offenen Bauweise lt. [3] 376.734 Tonnen CO<sub>2</sub>-Emissionen eingespart. Vor diesem Hintergrund und aufgrund der Tatsache, dass Neuentwicklungen in der Maschinen-, Mess- und Steuertechnik dieses Verfahren zunehmend wirtschaftlich machen, ist anzunehmen, dass der Anteil der unterirdisch verlegten Abwasserkanäle an den gesamten Neubau- bzw. Erneuerungsmaßnahmen steigen wird. Im Hinblick auf die Strecke von 4.600 km Neubau sollten zukünftig die volkswirtschaftlichen Vorteile stärker in den Fokus bei der Planung und Vergabe von Bauleistungen im Bereich Kanalbau berücksichtigt werden. Unterirdische Verlegetechniken können hier einen wertvollen Beitrag leisten. Dabei sind aber auch die zusätzlichen Anforderungen beim unterirdischen Bauen zu berücksichtigen.

Rohrvortrieb bedeutet grundsätzlich das unterirdische Vorpressen von Rohren bzw. eines Rohrstrangs aus einer Startgrube zu einer Zielgrube. Die in das jeweils letzte Rohr des Rohrstrangs in der Startgrube eingeleiteten Vortriebskräfte müssen dabei in Längsrichtung durch den gesamten Rohrstrang bis zur Ortsbrust geleitet werden.

Hinsichtlich der statischen Bemessung von Vortriebsrohren ist im Gegensatz zu Rohren die in offener Bauweise verlegt werden zu beachten, dass beim Vortrieb aufgrund von

- Rohrimperfektionen,
- Richtungskorrekturen sowie
- geplanter Richtungswechsel bei gekrümmten Trassenführungen

neben den Axiallasten erhebliche Quer- und Scherkräfte im Verbindungsbereich der Rohre auftreten können.

Eine Kurve in der Vortriebstrasse wird durch die Vortriebsrohre als Polygonzug ausgebildet. Die Abwinklung zwischen den Rohren ist abhängig vom geplanten Kurvenradius und der Länge der Vortriebsrohre. Im Idealfall schmiegen sich die Mittelachsen der Vortriebsrohre tangential an den Kurvenradius an. Aufgrund der i. d. R. ebenen Rohrspiegel klaffen dabei die Fugen zwischen den einzelnen Vortriebsrohren zur Kurvenaußenseite hin auf und es reduziert sich in der Vortriebsphase die zur Verfügung stehende Fläche für die Übertragung der Vortriebskräfte. Um die Druckübertragung von einer Rohrstirnseite zur Folgenden zu vergleichmäßigen, wird ein plastisch oder elastisch verformbarer Druckübertragungsring zwischen die Rohre eingelegt [4]. Durch die Verformung des Druckübertragungsringes vergrößert sich die zur Verfügung stehende Übertragungsfläche. Die zur Kurveninnenseite hin größer werdenden Spannungen komprimieren den Druckübertragungsring dort stärker als in Richtung Außenseite. So entsteht eine keilförmige Verformung, bis die Widerstandskräfte der Verformung und die Druckkräfte aus dem Vortrieb einen Gleichgewichtszustand erreichen.

Der minimal mögliche Kurvenradius ist somit abhängig von der Belastbarkeit des Rohrspiegels und der Druckübertragungsfläche sowie der Anzahl der zu durchfahrenden Kurven. Da die Elastizität der üblicherweise verwendeten Druckübertragungsringe aus Holz lastspielabhängig ist, mindert jede Belastung und Entlastung durch die Ein-, Durch- und Ausfahrt aus einer Kurve die elastische Verformbarkeit des Holzes [5]. Häufige Kurvenfahrten führen also zu einer plastischen Verformung des Druckübertragungsringes, sodass dieser seine Funktion nur noch eingeschränkt erfüllen kann. Dies führt auch zu der Feststellung im Arbeitsblatt DWA-A 161: „Mehrere Kurven verringern die zulässige Vortriebskraft ganz wesentlich“ [5].

Da eine absolut gerade Trassenführung aus verfahrenstechnischen Randbedingungen<sup>1</sup> baulich nicht umzusetzen ist und zudem durch ein- oder mehrfach gekrümmte Vortriebstrassen häufig eine Minimierung der Anzahl von Start- und Zielschächten erzielt werden kann, stellt sich die Frage nach einer Optimierung der Kraftübertragung im Rohrspiegel für gekrümmte Vortriebstrassen.

Vor diesem Hintergrund soll im Rahmen dieser Dissertation eine gelenkige Verbindung von Vortriebsrohren entwickelt, modelliert und optimiert werden, die für verschiedenste Kurvenradien eine maximale Druckübertragungsfläche ermöglicht.

---

<sup>1</sup> Abweichungen von der idealen Trasse entstehen durch Korrekturfahrten. Da es in der Praxis nicht gelingen wird, die Trasse ohne Abweichungen aufzufahren, müssen selbst bei Trassen mit nur einer Kurve immer auch die Steuerbewegungen der Korrekturfahrten bei der Bemessung nach DWA-A 161 [5] berücksichtigt werden.

## 1.2 Problemstellung

In der Praxis werden derzeit Vortriebsrohre mit ebenem Rohrspiegel verwendet. Die statische Bemessung der Rohre erfolgt nach dem Arbeitsblatt DWA-A 161 [5]. Für die Abtragung der Kräfte aus dem Druck des umgebenden Erdreichs, statischen und dynamischen Auflasten und evtl. äußerem Wasserdruck ist die Kreisform der Vortriebsrohre i. d. R. ideal geeignet. Während des Vortriebs ergeben sich oft hohe Längskräfte. Problematisch ist die Übertragung dieser Vortriebskräfte von einem Rohr auf das benachbarte, insbesondere bei Kurvenfahrten. Durch den starren Rohrkörper ist eine Kurvenfahrt, also eine Abweichung von einer linearen Trasse nur durch eine Abwinklung der Rohre zueinander möglich. Die Rohre bilden einen Polygonzug. Die Abwinklung der Rohre gegeneinander ist abhängig von der Rohrlänge und dem Kurvenradius. Dies führt dazu, dass nicht mehr die volle Kontaktfläche der Rohrspiegel für die Kraftübertragung von einem Rohr auf das nächste zu Verfügung steht. Je enger der aufzufahrende Kurvenradius bzw. je größer die gegenseitige Abwinklung ist, desto stärker konzentrieren sich die Vortriebskräfte auf einen kleinen Bereich des Rohrspiegels im Kurveninneren.

Zur Sicherstellung einer gleichmäßigen Druckübertragung werden Druckübertragungsringe verwendet. Diese haben zudem die Aufgabe, Fertigungstoleranzen der Rohre, wie Unebenheiten und Abweichungen von der Rechtwinkligkeit der Rohrspiegel, auszugleichen. Die Druckübertragungsringe bestehen üblicherweise aus Holz oder Holzwerkstoffen und Holzverbundstoffen. Modellversuche haben gezeigt, dass Holzwerkstoffe ein elastisch-plastisches und viskoses Materialverhalten aufweisen [6]. Dieses Verhalten führt dazu, dass die Druckübertragungsringe bei mehrfach wechselnder Belastung die Aufgabe der Druckverteilung immer weniger erfüllen können, da ihre Steifigkeit zunimmt („Verhärtung“).

Zur Verbesserung der Druckübertragung wurden bisher im Wesentlichen Ansätze verfolgt, die sich mit dem Material und/oder der Geometrie des Druckübertragungsringes befassen. Einzig das 2001 ausgelaufene Patent DE 36 22 965 C1 „Vorgefertigtes Rohr oder vorgefertigter Rohrring“ [7] sowie die Offenlegungsschrift DE 10 2008 039 820 A1 2010-03.04 „Vortriebsrohr und Aufsatz für ein Vortriebsrohr“ beschreiben eine kugelgelenkartige Verbindung [8] zwischen den Stirnflächen der Vortriebsrohre. Das 2001 ausgelaufene Patent [7] wurde im Jahr 1986 angemeldet und 1987 veröffentlicht. Aus den darin zum Patent angemeldeten Ausformungen kamen in der Praxis bisher lediglich Schrägspiegelrohre (siehe Kapitel 2.2.1) zum Einsatz. Ein Grund hierfür mag die aufwendige Fertigung ausgerundeter Rohrspiegel sein. Bis Mitte der 1990er Jahre mussten beispielsweise CNC Programme per Hand geschrieben werden [9]. Die Herstellung hochpräziser Schalungen bzw. die Nachbearbeitung der Oberflächen der hergestellten Fertigteile war daher nicht, oder nur mit großem Aufwand möglich. Mittlerweile stehen neben leistungsfähigen CAD/CAM Systemen auch Techniken wie das Schneiden und Bearbeiten von Beton mittels CNC-Fräsen oder sogar Laser zur Verfügung.



**Abbildung 1-1: Axial-Kugelgelenk [10]**

Sogenannte Axial-Kugelgelenke wie sie beispielhaft in Abbildung 1-1 dargestellt sind, sind im Stahl- und Maschinenbau durchaus üblich, da der Werkstoff Stahl einfacher in aufwendige und hochpräzise geometrische Formen gebracht werden kann als Beton. Zudem sind im Stahl- und Maschinenbau z. T. deutlich höhere Stückzahlen in der Fertigung, sodass der Werkzeugbau eher wirtschaftlich ist als der Formbau für Betonfertigteile.

### **1.3 Forschungsprojekt Zentrales Innovationsprogramm Mittelstand (ZIM)**

In den Jahren 2014 bis 2016 wurde unter Federführung der TU Kaiserslautern ein ZIM Forschungsprojekt mit dem Ziel der „Entwicklung eines hochleistungsfähigen Vortriebsrohres mit sphärischer Fuge unter Verwendung von Alumosilikaten“ [11] durchgeführt. Es wurde untersucht, wie Vortriebsrohre durch eine veränderte Geometrie in Verbindung mit ultra-hochfesten Betonen optimiert werden können. Die Entwicklung einer optimierten Geometrie auf Basis der zuvor beschriebenen Patente war der Anlass, diese Arbeit zu verfassen. Auf die Ergebnisse der Entwicklung des Hochleistungsbetons wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen, da sie für die grundsätzliche Ausbildung der Geometrie der Rohre und deren statische Berechnung nur insofern entscheidend sind, als dass durch die höhere Betonfestigkeit geringere Rohrwandstärken möglich werden.

## 1.4 Zielsetzung

Sowohl das Patent DE 3622965 C1 [7] aus dem Jahr 1987 als auch die Offenlegungsschrift DE 10 2008 039 820 A1 [8] zeigen die Idee, die Verbindung zweier gegenüberliegender Rohrmuffen gelenkig auszubilden (vgl. Abbildung 1-2 und Abbildung 1-3).

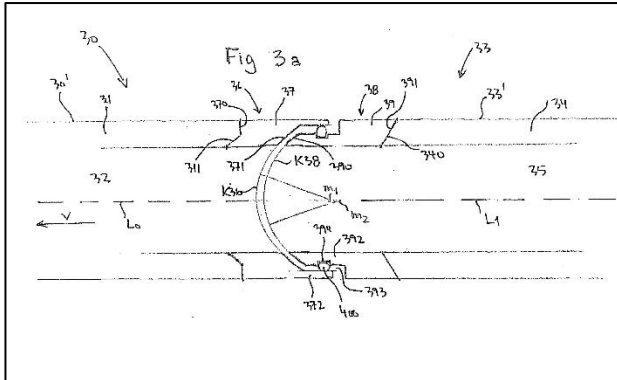


Abbildung 1-2: Fig. 3 a aus [8]

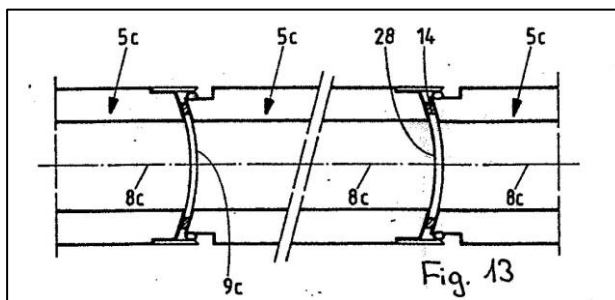
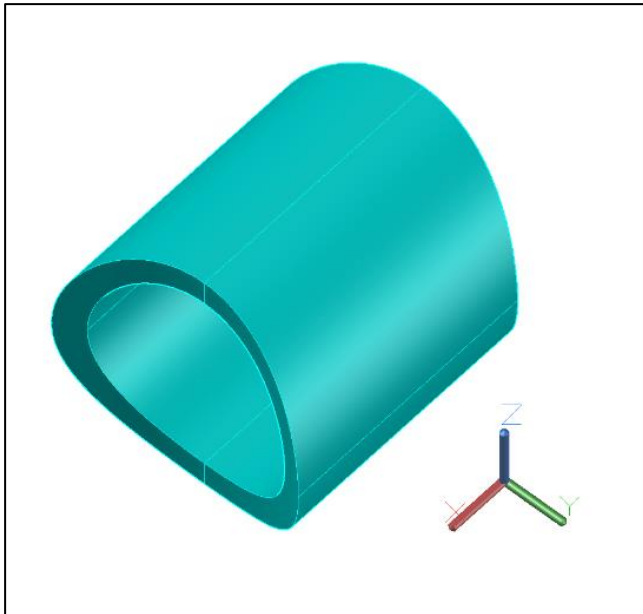


Abbildung 1-3: Fig. 13 aus [7]

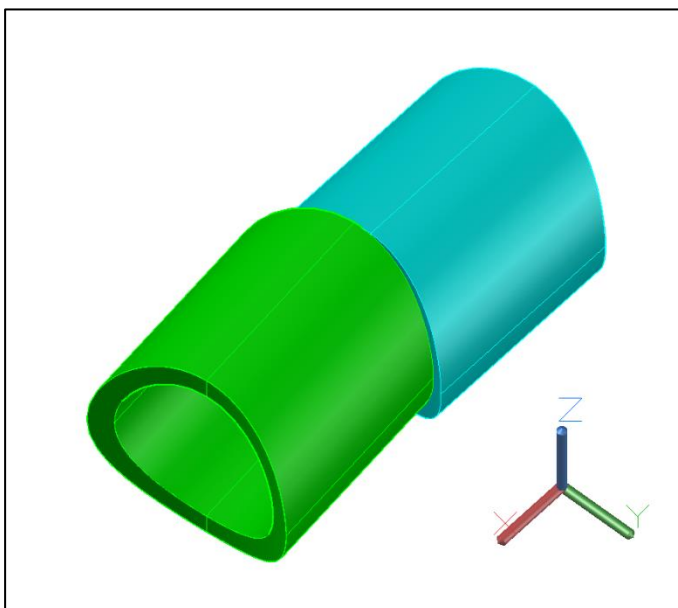
Beide Schriften beschreiben die patentierte Rohrfügung als „kugelgelenkartige Verbindung“ [8] bzw. als dadurch gekennzeichnet, dass „...die Rohrspiegelfläche auf dem Mantel einer gedachten Kugel liegt und im Axialschnitt konvex gekrümmt verläuft“ [7]. Die Erfinder beschreiben damit eine Form, die in der Geometrie als „Kugelschicht“ bezeichnet wird.

Überträgt man die Schnitte in Abbildung 1-2 und Abbildung 1-3 in ein dreidimensionales Modell, entsteht ein Rohrspiegel, der auf einer doppelt gekrümmten Kurve im Raum verläuft. Die exakte Form des Rohrspiegels ist abhängig vom Radius des Rohres ( $R_1$ ) und dem gewählten Ausrundungsradius ( $R_2$ ). Siehe hierzu Abbildung 1-4. Die Koordinaten des Rohrspiegels sind dann relativ einfach über die Kombination der beiden Kreisfunktionen zu ermitteln:

$$x: 0 \rightarrow R_1 \quad ; \quad y = \sqrt{R_2^2 - x^2} \quad ; \quad z = \sqrt{R_1^2 - x^2}$$



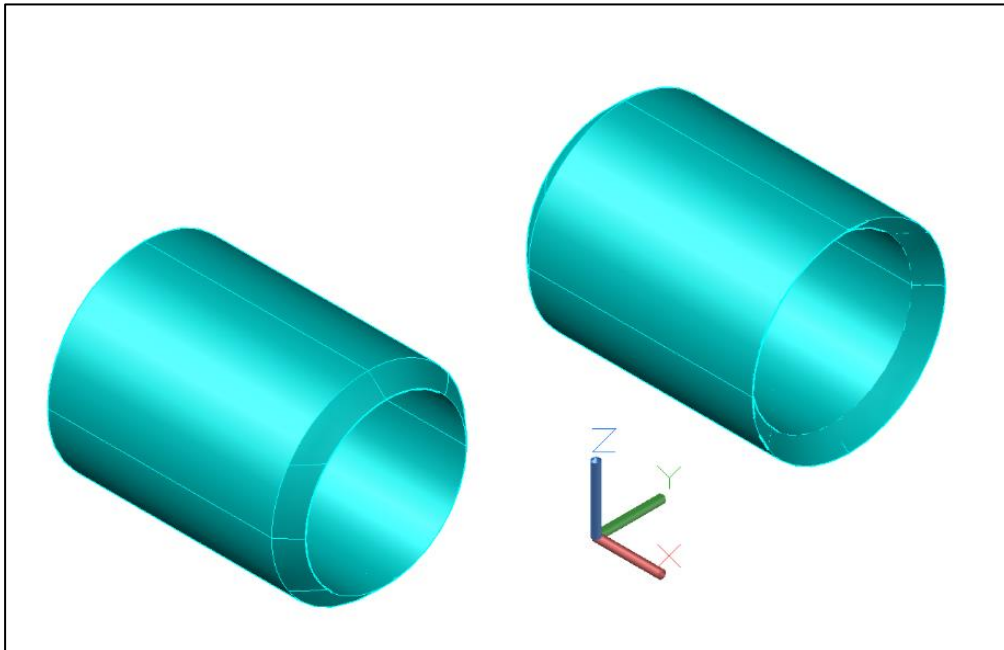
**Abbildung 1-4: 3-D-Darstellung Rohr mit Ausrundung**



**Abbildung 1-5: Verdrehung zweier abgerundeter Rohre**

Verdreht man die derartig abgerundeten Rohre gegeneinander, wird ersichtlich, dass nur eine Rotationsachse zur Verfügung steht. Theoretisch ist diese zwar ausreichend, würde in der Praxis aber dazu führen, dass Zwängungen in der Rohrfügung entstehen, wenn während des Vortriebs eine Verrollung der Rohre stattfindet. Dann stünde die Rotationsachse nicht mehr lotrecht auf der Vortriebsachse, und die Rotation in der Muffe bei Kurvenfahrten würde nicht mehr gelingen.

Es wird damit auch deutlich, dass die Erfinder diese Ausformung nicht vorgesehen haben. Eine weitere in [8] dargestellte Ausformung beschreibt, dass die Rohrenden nicht über einen 2-dimensionalen Körper zu gestalten sind, wie zuvor skizziert, sondern die Ausformung "...wie eine Kugelkalotte..." [8] zu gestalten ist. Diese Form der Ausrundung wird ebenfalls in [7] beschrieben. Hier heißt es: "Rohr...., dadurch gekennzeichnet, dass die Rohrspiegelfläche auf dem Mantel einer gedachten Kugel liegt und im Achsschnitt konvex gekrümmt verläuft" [7]. Daraus ergibt sich eine Ausformung der Rohrfügung wie in Abbildung 1-6. Der Vorteil dieser Ausformung ist, dass die zuvor genannten Zwängungen in der Rohrfügung nicht auftreten. Das Auffahren einer Raumkurve wird durch diese Geometrie möglich.



**Abbildung 1-6: Ausrundung mittels einer Kugelkalotte**

Ziele der Dissertation sind aus den oben genannten Gründen:

1. Untersuchung der Eignung der im Patent [7] bzw. der Offenlegung [8] formulierten sphärischen Rohrenden.
2. Modellierung und Optimierung der Geometrie.
3. Untersuchung der Auswirkungen der bei einer Kurvenfahrt entstehenden Abwinklung der Rohre auf die hydraulische Leistungsfähigkeit.
4. Ermitteln der beim Gleiten der Rohrenden aufeinander entstehenden Einwirkungen und Beanspruchungen.
5. Vergleich der Belastungen mit den Belastungen in konventionellen Vortriebsrohren
6. Untersuchung, ob die neue Rohrverbindung unter wirtschaftlichen Betrachtungen eine Alternative zu konventionellen Vortriebsrohren darstellt.

Grundlegend ist auch die Frage, ob unterschiedliche Radien der Vortriebsstrasse auch unterschiedliche Ausrundungsradien erfordern. Eine vom Kurvenradius unabhängige Optimierung des Ausrundungsradius würde einen hohen wirtschaftlichen Vorteil erbringen.

Da die Rohre bei Kurvenfahrten in der gelenkigen Verbindung aufeinander gleiten sollen, muss die Oberfläche der Rohrspiegel sehr exakt gefertigt werden. Es ist daher zur Herstellung solcher Rohre notwendig, entweder neue Fertigteil Schalungen zu entwickeln oder den Rohrenden nachträglich durch Fräsen o. Ä. ihre Form zu geben. Zur Beurteilung welcher Präzisionsgrad im Fertigungsprozess erreicht werden muss, soll untersucht werden, welche Beanspruchungen sich durch Imperfektionen ergeben.

Weiterhin ist zu untersuchen, ob das Gleiten der Betonflächen der gelenkigen Verbindung durch Beschichtungen (Metall, Polymerbeton, Glas, o. Ä.) verbessert werden kann oder sogar muss.



## 1.5 Vorgehensweise

Das **erste Kapitel** fasst den thematischen Inhalt der vorliegenden Arbeit zusammen und gibt einen Überblick über die Problemstellung und die Zielsetzung sowie die Vorgehensweise.

**Kapitel 2** geht zunächst auf den Stand der Technik in Bezug auf die Kraftübertragung zwischen Vortriebsrohren bei Kurvenfahrten ein. Anschließend werden die zu beachtenden Vorschriften und Regelwerke, welche die Ausbildung der Ausrundung beeinflussen, beschrieben.

Im **Kapitel 3** wird die geometrische Entwicklung der Ausrundung beschrieben. Dabei werden zunächst die geometrischen Grundgrößen des Ausrundungsradius ermittelt und beschrieben. Es wird untersucht, ob eine Abhängigkeit zwischen den aufzufahrenden Kurvenradien in der Trasse und den erforderlichen Ausrundungsradien besteht. Mögliche Modellierungen werden untersucht mit dem Ziel, die optimale Geometrie zu ermitteln.

Die Auswirkungen der neuen Muffengeometrie auf die Hydraulik wird im **Kapitel 4** untersucht. Die uneingeschränkte Anwendbarkeit des Arbeitsblatt DWA-A 110 [12] wird geprüft.

**Kapitel 5** beschreibt die Unterschiede in der statischen Berechnung zwischen konventionellen Rohren und den neu entwickelten Rohren mit ausgerundeter Muffe. Insbesondere die Umlenkung der Vortriebskräfte durch die Ausrundung wird betrachtet.

Mögliche Herstellverfahren werden im **Kapitel 6** untersucht. Neben den klassischen Herstellverfahren in der Fertigteilerstellung werden hier auch Bearbeitungstechniken wie das CNC-Fräsen oder das Schneiden mittels Laser betrachtet.

Die Optimierungsmöglichkeiten der neuen Geometrie werden im **Kapitel 7** beschrieben. Ziel der Optimierung ist, die Abwinklung der Rohre untereinander möglichst gering zu halten und gleichzeitig eine statisch günstige Geometrie zu finden.

Im **Kapitel 8** wird eine Wirtschaftlichkeitsanalyse im Vergleich zu konventionellen Vortriebsrohren durchgeführt. Diese betrachtet neben den Herstellkosten auch ein eventuelles Einsparpotenzial, welches durch die Verwendung der entwickelten Muffengeometrie möglich sein könnte.

**Kapitel 9** fasst die Erkenntnisse, die aus der vorliegenden Arbeit gewonnen wurden, in einem Fazit zusammen.

Abschließend wird im **Kapitel 10** ein Ausblick auf mögliche weitergehende Bearbeitungsschritte und Forschungsansätze gegeben.

## 2. Grundlagen

### 2.1 Zu beachtende Vorschriften

Im Folgenden sind Normen und Regelwerke aufgeführt, die für Vortriebsrohre aus Beton und Stahlbeton gelten.

#### 2.1.1 Normen

Die Auflistung der Normen beschränkt sich auf die Normen die unmittelbar die Herstellung, Bemessung, Verlegung und Prüfung von Beton- und Stahlbetonvortriebsrohren regeln. Allgemeine Normen wie beispielsweise DIN 1045 Beton und Stahlbeton – Bemessung und Ausführung werden nicht aufgeführt. Die Anwendung dieser Normen, soweit sie für die hier betrachteten sphärischen Rohre aus Beton oder Stahlbeton gelten, wird vorausgesetzt.

##### DIN EN 681 Stand 07/2016 [13]

Elastomer-Dichtungen – Werkstoff-Anforderungen für Rohrleitungs-Dichtungen für Anwendungen in der Wasserversorgung und Entwässerung –

In der DIN EN 681 werden die Anforderungen an Dichtungen für Rohre in der Wasserversorgung und der Abwasserableitung beschrieben.

##### DIN EN 1610 Stand 12/2015 [14] gemeinsam mit Arbeitsblatt DWA-A 139 [15]

Verlegung und Prüfung von Abwasserleitungen und –kanälen

Die DIN EN 1610 [14] gilt in weiten Teilen für in offenen Gräben verlegte Freispiegelleitungen. Durch einen Verweis im Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] muss die Dichtheit im Betriebszustand für mit grabenlosen Verfahren hergestellte Freispiegelleitungen nach DIN EN 1610 [14] nachgewiesen werden. Das DWA-A 139 enthält "... die von den beteiligten Fachkreisen für notwendig erachteten ergänzenden Hinweise und weitergehende Ausführungen zur DIN EN 1610" [15].

##### DIN EN 1916 Stand 04/2003 [17]

Rohre und Formstücke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton

„Vortriebsrohre müssen flexible Verbindungen innerhalb der Wanddicke haben, die entweder mit einem Führungsring oder als Falzverbindung ... ausgeführt sind. Sie müssen so ausgeführt sein, dass eine oder mehrere Dichtungen verwendet werden können. Alle Stirnflächen der Rohrverbindung, die während des Einbaues der Lastübertragung dienen, müssen eben und frei von Unebenheiten sein, die örtlich hohe Spannungskonzentrationen verursachen könnten“ [17].

Die geforderten „flexiblen Verbindungen“ können nach [17] durch Verbindungen mit einem einseitig befestigten oder losen Führungsring oder einer Falzverbindung ausgeführt werden. Die Berechnung der (zulässigen)<sup>2</sup> Vortriebskraft wird im Anhang B beschrieben.

#### DIN EN 12 889 Stand 03/2000 [18]

Grabenlose Verlegung und Prüfung von Abwasserleitungen und -kanälen

In [18] werden grabenlose Verfahren grundsätzlich in bemannte und unbemannte Verfahren unterteilt. Rohrvortrieb im Sinne der DIN EN 12 889 [18] ist ein bemanntes Verfahren, welches wie folgt definiert wird:

„Rohre werden unter ständigem Aufbringen von Kräften von einem Startschacht oder von einem anderen Standort aus zu einem Zielschacht oder einem anderen Zielort vorgetrieben. Der Boden wird manuell, mechanisch oder hydraulisch an der Ortsbrust abgebaut. Rohrvortriebe sind immer steuerbar und erlauben den Vortrieb in gerader Linie oder in Kurven“ [18]. Diese Definition nach [18] gilt für Rohre mit einem lichten Durchmesser >1.000 mm. Steuerbare Vortriebsverfahren mit einem lichten Durchmesser ≤1.000 mm werden in [18] als „Mikrotunnelbau“ definiert.

Im Rahmen dieser Arbeit wird zur Vereinfachung nicht zwischen Rohrvortrieb und Mikrotunnelbau unterschieden, da die hier angestellten geometrischen und statischen Betrachtungen unabhängig davon gelten, ob ein Rohrquerschnitt begehbar ist oder nicht. Da nicht steuerbare Verfahren nicht geeignet sind, planmäßig Kurven aufzufahren, sind diese Verfahren nicht Gegenstand der Betrachtungen. In der DIN EN 12 889 [18] werden auch die Verfahren zur Prüfung der Dichtheit des verlegten Rohrstrangs beschrieben. Die Anforderungen an die Dichtheit sind von den hier untersuchten Rohren einzuhalten.

#### DIN V 1201 Stand 08/2004 [19]

Rohre und Formstücke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton für Abwasserleitungen und -kanäle - Typ 1 und Typ 2 - Anforderungen, Prüfung und Bewertung der Konformität.

In der Vornorm sind Regelungen u. a. für die zulässigen Herstelltoleranzen, Betonzusammensetzung und die Wasserdichtheit getroffen. Insbesondere werden hier auch Toleranzmaße für den Rohrrinnendurchmesser in Abhängigkeit vom Nenndurchmesser festgelegt.

#### DIN V 1202 Stand 08/2004 [20]

Rohrleitungen und Schachtbauwerke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton für die Ableitung von Abwasser - Entwurf, Nachweis der Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit, Bauausführung. In der Vornorm ist die Verwendung und Berechnung der erforderlichen Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit von Rohren und Schachtbauteilen aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton nach DIN EN 1916 und DIN EN 1917 festgelegt.

---

<sup>2</sup> Anmerkung des Verfassers

### 2.1.2 Regelwerke

Analog zu Kapitel 2.1.1 beschränkt sich auch diese Auflistung auf die unmittelbar für Vortriebsrohre geltenden Regelwerke. Durch die Ausrundung der Rohre und der damit verbundenen Bewegung bei einer Kurvenfahrt um den Mittelpunkt des Ausrundungsradius ist zu erwarten, dass sich die ausgerundeten Rohre bei einer Kurvenfahrt gegeneinander verschieben. Die folgenden Regelwerke geben Hinweise zu Querschnittsveränderungen, Sohlengleichheit bzw. verschobenen Verbindungen. Auf Basis dieser Hinweise werden später Grenzwerte für die Verschiebungen in Muffe und daraus maximal mögliche Abwinklungen zweier Rohre gegeneinander abgeleitet.

#### Arbeitsblatt DWA-A 110 Stand 08/2006 [12]

Hydraulische Dimensionierung und Leistungsnachweis von Abwasserleitungen und -kanälen

Im Arbeitsblatt DWA-A 110 wird definiert, bis zu welcher Abweichung vom Nenndurchmesser (DN) bei der hydraulischen Bemessung von Abwasserleitungen und -kanälen mit dem Nenndurchmesser gerechnet werden darf. Hier ist definiert:

„Lichte Weiten sind Istmaße der Querschnitte. Das Maß der lichten Weite sollte der Kenngröße der Nennweite entsprechen. Das Maß der lichten Weite darf in der hydraulischen Bemessung im Abwasserwesen und im allgemeinen Wasserbau nur dann gleich der Nennweite angenommen werden, wenn die Querschnittsflächenunterschreitung, bezogen auf den Zahlenwert der Nennweite, 5% nicht übersteigt. Der mittlere lichte Durchmesser unterschreitet dabei die Kenngröße der Nennweite um etwa 2,5%“ [12].

Eine Verschiebung der Rohrmuffen gegeneinander wird zu einer Verringerung des lichten Rohrquerschnitts führen. Diese müsste bei Anwendung des Arbeitsblatt DWA-A 110, eine Verringerung der verbleibenden lichten Weite auf das Maß von 2,5% begrenzt werden. Damit wird dann auch automatisch die Forderung den Querschnitt um nicht mehr als 5% zu verringern erfüllt, da  $A_{red} = \pi \times (0,975 \times r)^2 \cong 0,95 \times \pi \times r^2$ . Vergleiche hierzu auch [21].

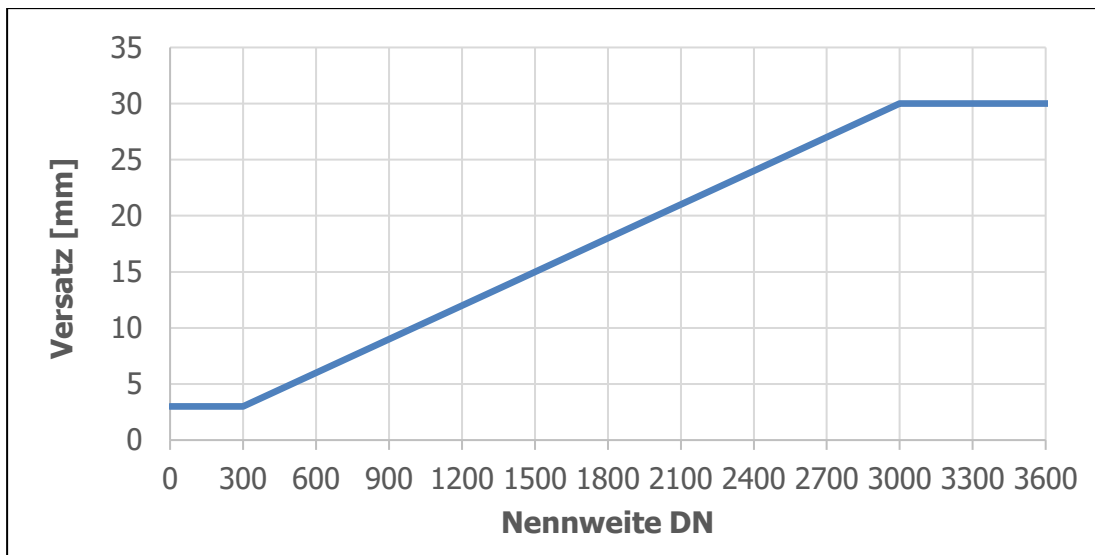
#### Arbeitsblatt DWA-A 125 Stand 12/2008 [16]

Rohrvortrieb und verwandte Verfahren

Die zulässige Abweichung von der Sohlengleichheit (Sohlsprung) ist begrenzt auf

- 3 mm für Vortriebsrohre  $\leq$  DN 300 und
- $0,01 \times$  DN für größere Vortriebsrohre,
- höchstens jedoch 30 mm.

Somit gilt für Rohre  $\geq$  DN 3000 ein maximaler Versatz von 30 mm.



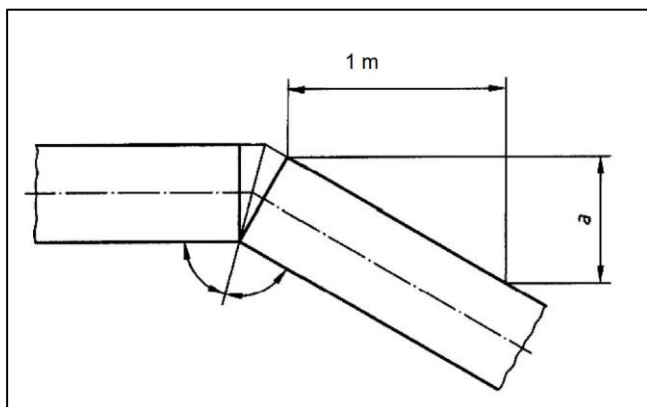
**Abbildung 2-1: Maximaler zulässiger Sohlversatz nach [16]**

Ein weiteres Kriterium aus dem DWA-A 125 ist die Forderung nach der Abwinkelbarkeit in der Muffe. Diese in Tabelle 2-1 zusammengestellten Abwinkelungen beschreiben, bezogen auf die Nennweite, wie weit zwei Rohre in der Muffe gegeneinander abgewinkelt werden können sollen ohne, dass die Dichtheit der Rohrfügung gefährdet ist. Im Gegensatz zum nach [16] maximal zulässigen Sohl sprung nimmt die Forderung nach der Abwinkelbarkeit in der Rohrfuge mit zunehmendem Innendurchmesser ab. Während die Begrenzung des zulässigen Sohl sprungs aus dem Kapitel 5.2.3 „Allgemein verbindliche Maße und Toleranzen“ [16] entstammt, findet sich die Forderung nach der Abwinkelbarkeit in der Muffe im Kapitel 5.3.3 „Dichtheit der Rohrverbindungen“ [16]. Somit wird über diese Angabe kein Toleranzmaß für die Herstellung des Rohrstrangs beschrieben, sondern indirekt definiert, wie groß der mögliche Arbeitsweg der Dichtung sein muss. Für Nennweiten  $DN > 500$  bis  $\leq 2000$  ergibt sich, bei einer angenommenen Rohrlänge von drei Metern, daraus ein Kurvenradius von rd. 300 m. Dieser relativ konstante Radius (Abweichung  $< 1$  m zwischen DN 500 und DN 2000) widerspricht der Empfehlung aus dem Arbeitsblatt DWA-A 125, den zulässigen Mindestradius für Kurvenfahrten mit  $R_{\min} \geq 200 \times D_a$  abzuschätzen. Damit ergäbe sich für DN 500 mit  $DA^3$  760 ein Kurvenradius von  $R_{\min} = 152$  m und für DN 2000 mit  $DA$  2360 und einer Rohrlänge von jeweils drei Metern ein Kurvenradius von  $R_{\min} = 472$  m, also mehr als das Dreifache des Wertes der Nennweite DN 500. Es fällt auch auf, dass bis zu einem Außendurchmesser von 1500 mm der zulässige Mindestradius  $R_{\min} \geq 200 \times D_a$  kleiner ist, als der Kurvenradius, der sich aus der Abwinkelbarkeit in der Rohrfuge – nämlich 300 m – ergibt. In der Konsequenz ist bei kleinen Kurvenradien zwingend zu prüfen, ob die Rohrfügung bei der, für die Kurvenfahrt notwendigen Abwinkelung dicht bleibt.

<sup>3</sup> Die Außendurchmesser  $DA$  sind der Produktbeschreibung der Fa. Berding Beton auf deren Internetseite [22] entnommen. Dabei wurde jeweils die zu einer Nennweite kleinste angegebene Wandstärke gewählt.

**Tabelle 2-1: Abwinkelbarkeit a in [mm] je [m] Rohrlänge [12] bzw. in [°]**

DN	max. Abwinkelung	
	a [mm/m]	[°]
≤ 200	25	1,43
> 200 bis ≤ 500	15	0,86
> 500 bis ≤ 2000	10	0,57
> 2000 bis ≤ 2800	7	0,40
> 2800	5	0,29



**Abbildung 2-2: Abwinkelbarkeit a in der Rohrfuge [16]**

Merkblatt DWA-M 149-3 Stand 11/2007 [23]

Zustandserfassung und -beurteilung von Entwässerungssystemen außerhalb von Gebäuden

Im Merkblatt DWA-M 149-3 wird unter anderem auch eine Verschiebung in der Rohrverbindung zur Zustandsklassifikation betrachtet. In Tabelle A.11 „Verschobene Verbindung“ werden Rohre unabhängig vom Durchmesser bei einer Verschiebung < 20 mm im Hinblick auf die Dichtigkeit in die Zustandsklasse 4 eingeordnet. Die Verschiebung gilt also als geringer Mangel. Für Haltungen mit der Zustandsklasse 4 wird in der Praxis im Hinblick auf die Sanierung kein Handlungsbedarf gesehen. Im Hinblick auf die statische Gebrauchstauglichkeit werden Rohre mit verschobenen Verbindungen grundsätzlich in die Zustandsklasse 4 eingeordnet. In statischer Hinsicht wird also grundsätzlich kein Handlungsbedarf gesehen. Das Merkblatt DWA-M 149-3 betrachtet Rohre allerdings vor dem Hintergrund einer Schadenserkennung und -bewertung mit dem Ziel Sanierungsmaßnahmen rechtzeitig und bedarfsgerecht zu planen und durchzuführen. Die Verschiebung, die Rohre mit einer Muffenausrundung bei einer Kurvenfahrt bzw. in einer späteren endgültigen Lage in einer Kurve erfahren, ist dagegen Teil des Planungs- und Herstellprozesses. Sie sind daher nicht als Mangel zu bewerten. Daher werden die Anforderungen und Festlegungen des Merkblatt DWA-M 149-3 im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet.

### Arbeitsblatt DWA-A 161 Stand 03/2014 [5]

#### Statische Berechnung von Vortriebsrohren

Im Jahr 1990 wurde mit dem ATV-A 161 [24] erstmalig ein Regelwerk zur statischen Berechnung von Vortriebsrohren durch die damalige Abwassertechnische Vereinigung (ATV) veröffentlicht. Obwohl schon Ende der 1990er Jahre klar wurde, dass die darin enthaltenen Berechnungsansätze Schwächen insbesondere im Hinblick auf die Annahme der Materialeigenschaften der Druckübertragungsringe aufwies, dauert es bis in das Jahr 2014 bis mit dem Arbeitsblatt DWA-A 161 eine Novellierung veröffentlicht wurde.

Im Rahmen der später folgenden Untersuchung des Tragverhaltens sphärischer Muffen ist zu prüfen, in wieweit die Berechnungsansätze des Arbeitsblatt DWA-A 161 auf die Statik in der Muffe übertragbar sind.

#### **2.1.3 Einordnung der zu berücksichtigenden Regelwerke**

Aus den zuvor beschriebenen Gründen wird das Merkblatt DWA-M 149-3 [23] im Rahmen dieser Arbeit nicht weiter betrachtet. Sowohl das Arbeitsblatt DWA-A 110 [12] als auch das Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] bieten Ansätze den entstehenden Versatz in seiner Größe zu bewerten und begrenzen. Da im Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] allerdings ausschließlich Bezug auf die Rohrsohle genommen wird, scheint die Definition der Begrenzung des zulässigen Versatzes über das Maß der Verringerung des Nenndurchmessers geeigneter, da der Versatz, der bei Kurven in der Horizontalebene entsteht, sich im Bereich des Kämpfers einstellen wird. Maßgebender scheint daher zu sein, dass die Begrenzung aus dem Arbeitsblatt DWA-A 110 [12] sich auf die hydraulische Leistungsfähigkeit und damit auf ein wesentliches Merkmal für die Gebrauchstauglichkeit bezieht.

## 2.2 Kurvengängiger Rohrvortrieb - Stand der Technik

### 2.2.1 Verwendung von Druckübertragungsringen

Nach dem Stand der Technik werden bei der grabenlosen Herstellung von Leitungen mittels Vortriebstechnik Rohre mit ebenen Rohrspiegeln verwendet. Zu Kraftübertragung von einem Rohr zum Nächsten werden dabei in der Regel Druckübertragungsringe vorgesehen.

„Um die in Richtung der Rohrachse wirkende Vortriebskraft ohne Beschädigung der Rohre übertragen zu können, werden - bei Vortriebsrohren mit druckkraftschlüssiger Steckverbindung - zwischen den Stirnflächen Druckübertragungsringe aus Werkstoffen mit minimal möglicher Querdehnung angeordnet“ [25]. Neben der Kraftübertragung haben die Druckübertragungsringe vielfältige weitere Aufgaben, wie z. B. den Ausgleich von Unebenheiten und der Abweichung von der Rechtwinkligkeit der Rohrstirnflächen [25].

Der Einsatz von Druckübertragungsringen kann daher als Stand der Technik angesehen werden. Das Arbeitsblatt DWA-A 161 erweitert diese Beschreibung noch um die „Verwendung von fluidgefüllten Druckübertragungsmitteln...“ [5].

### 2.2.2 Druckübertragungsringe aus Holz

„Grundsätzlich können Druckübertragungsringe aus unterschiedlichen Werkstoffen zur Anwendung kommen. Am häufigsten werden Druckübertragungsringe aus astfreiem Holz (z. B. Fichte, Tanne) oder Holzwerkstoffen (z. B. Spanplatte) eingesetzt“ [25].

Die Autoren des Artikels „Druckübertragungsringe aus Holz und Holzwerkstoffen im Rohrvortrieb“ [26] kommen zu dem Schluss, dass sich Druckübertragungsringe aus Holz "...besonders wegen ihrer geringen Querverformung und aus wirtschaftlichen Gesichtspunkten..." [26] in der Praxis durchgesetzt haben.

Holz erfüllt mit seinen Materialeigenschaften die Forderung des Arbeitsblatt DWA-A 125 [16]: "Es sollten Werkstoffe mit möglichst geringer Querdehnung verwendet werden". Bereits Ende der 1990er Jahre wurde allerdings erkannt, dass es trotz Anwendung der Berechnungsverfahren nach dem damals gültigen ATV-A 161 von Januar 1990 [24] auch bei ordnungsgemäßer Ausführung des Vortriebes – entsprechend Arbeitsblatt ATV-A 125 – immer wieder zu Beschädigungen der Vortriebsrohre kam, vgl. [27]. Die Berechnungsansätze des ATV-A 161 gingen zu dieser Zeit davon aus, dass es zum einen nicht zu einer Fugenklaffung kommt und zum anderen, dass das Material des Druckübertragungsringes ein linear elastisches Verhalten aufweist [27]. Da Holz aber nur bei kleinen Spannungen elastisch reagiert, führten diese Annahmen insbesondere bei Kurvenfahrten zu Spannungsspitzen, die sich nicht in den Berechnungsergebnissen widerspiegeln. Im Rahmen mehrerer Untersuchungen wurde am ibb – Institut für Baumaschinen und Baubetrieb an der RWTH Aachen (z. B. in [6], [28], [29]) das Spannungsdehnungsverhalten von Druckübertragungsringen aus Holz untersucht und alternative Berechnungsansätze entwickelt. Das im März 2014 veröffentlichte überarbeitete Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] berücksichtigt dieses Verhalten und beschreibt in seinem Anhang C die Bestimmung des Materialkennwertes  $E_{cal}$  für Druckübertragungsringe aus Holz und Holzwerkstoffen nach festgelegten Kriterien. Ebenfalls neu aufgenommen wurde die Berücksichtigung der Einflüsse aus Kurvenfahrten und Korrektursteuerungen. "Das neue Verfahren zur



Berechnung der zulässigen Vortriebskraft wurde bewusst konservativ gestaltet und führt in der Regel zu niedrigeren Werten für die zulässige Vortriebskraft als mit dem Verfahren nach dem Arbeitsblatt ATV-A 161 von 1990" [30].

### 2.2.3 Druckübertragungsringe aus anderen Materialien

Grundsätzlich müssen für Druckübertragungsringe aus anderen Materialien als Holz- oder Holzwerkstoffen nach Arbeitsblatt DWA-A 161, Abs. 4.7.2 „gesonderte Betrachtungen insbesondere bei der Ermittlung eines Kennwertes für die Werkstoffsteifigkeit und bei der Berechnung des Fugenklaffungsmaßes  $z_k/d_{a,min}$  angestellt werden" [5]. Dazu ist anzumerken, dass die „Steifigkeit“ im engeren Sinn keine Materialkonstante darstellt. Vielmehr ist sie auch von der Geometrie eines Bauteils abhängig. An anderer Stelle im Arbeitsblatt DWA-A 161 wird dies für Holz bzw. Holzwerkstoffe präziser formuliert: „Die Steifigkeit von Holz- und Holzwerkstoffen wird maßgeblich von der Höhe der Vorpresskraft sowie der Anzahl der Lastspiele bestimmt" [5].

Im Jahr 2007 wurden im Auftrag der Emschergenossenschaft am Lehrstuhl für Tunnelbau, Leitungsbau und Baubetrieb der Ruhr-Universität Bochum und am Institut für unterirdische Infrastruktur in Gelsenkirchen Versuche mit Druckübertragungsringen aus Styrol-Butadien-Kautschuk (SBR) bzw. Polyurethan (PU) durchgeführt. Die Ergebnisse sind in [31] bzw. [32] zusammengefasst.

Der Versuchsbericht der Ruhr-Universität Bochum zum Last-Verformungsverhalten eines EDA-Ringes aus SBR kommt zu dem Ergebnis: „Die Versuchsergebnisse der Ring- und Indexversuche zeigen, dass der Einsatz eines elastischen Druckübertragungsringes aus SBR grundsätzlich möglich ist, aber noch einiger Verbesserungen bedarf" [31]. Das untersuchte Material SBR weist eine Querdehnzahl von  $\mu=0,5$  auf. Dadurch entstehen unter Last relativ große Verformungen quer zur Belastungsrichtung. Diese Verformungen quer zur Rohrachse würden ohne zusätzliche Maßnahmen zu Zugspannungen im Rohrspiegel und damit zu Rissen führen [31]. Im Rahmen der durchgeführten Versuche wurden daher an beiden Seiten des SBR-Elementes sog. „Spannungsträger“ aus Gewebegurten mit verstärkter Querbewehrung angeordnet. Diese sollten die Zugspannungen aus der Querverformung aufnehmen. Wie sich in den Versuchen herausstellte, wiesen sie allerdings nicht die erforderliche Festigkeit auf.

### 2.2.4 Druckübertragungsringe mit besonderer Ausformung

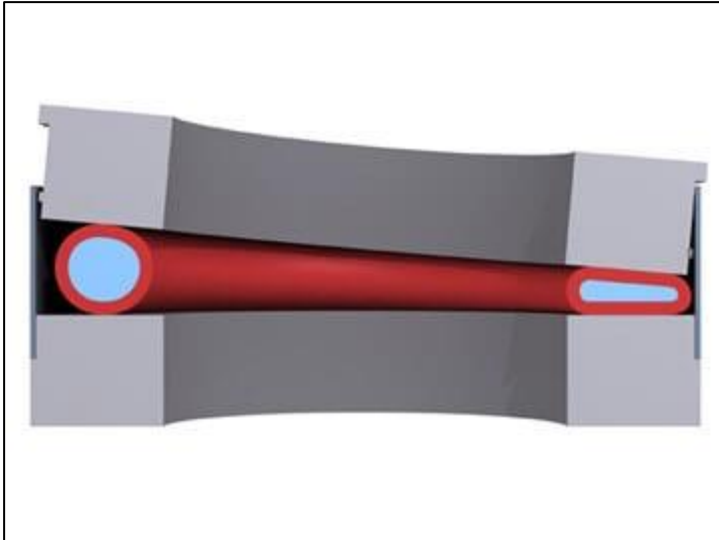
In [28] werden Druckübertragungsringe beschrieben, die aus abgestuften Segmenten bestehen und die Kurvenfahrt erleichtern sollen. Dabei sind die DÜR in den Kämpferbereichen schmaler ausgeführt als im Scheitel und der Sohle. Ähnlich wie bei Schrägspiegelrohren soll dies zu einer gleichmäßigeren Spannungsverteilung bei Kurvenfahrten führen. Bei geraden Trassenabschnitten wird die Last überwiegend durch die stärker ausgeführten Bereiche des DÜR übertragen „..., wobei dann die reduzierte Druckübertragungsfläche zwangsläufig eine geringere zulässige Vortriebskraft bedingt" [33]. In der Praxis haben sich diese speziell geformten Druckübertragungsringe nicht durchgesetzt.

### 2.2.5 Schrägspiegelrohre

Bei sogenannten Schrägspiegelrohren wird der Rohrspiegel in Richtung der geplanten Kurvenfahrt abgewinkelt. Dabei wird die Abwinklung an jedem Rohr halb so groß ausgeführt, wie sie für die Kurvenfahrt zwischen zwei Rohren benötigt wird. Durch das Zusammenfügen der Rohre bildet sich bei der Verlegung die volle notwendige Abwinklung aus. Wird die planmäßige Trasse eingehalten, liegen die aufeinanderfolgenden Rohrspiegel zweier Rohre während der Kurvenfahrt vollflächig aufeinander auf. Die Kraftübertragung erfolgt daher in der Theorie über den gesamten Rohrspiegel. In der Praxis sind allerdings auch Steuerbewegungen und Abweichungen von der Ebenheit der Rohrspiegel und der Exaktheit, mit der der vorgegebene Neigungswinkel eingehalten wird zu berücksichtigen. Die zulässige Abweichung von der Rechtwinkligkeit des Rohrspiegels eines Rohres DN 1000 mit DA 1280 beträgt nach Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] 6 mm. Das entspricht einer Änderung der planmäßigen Neigung von  $\pm 0,27^\circ$ . Steuerbewegungen sind nach Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] mit rd.  $0,39^\circ$  zu berücksichtigen. Im Extremfall addieren sich die beiden Werte zu  $0,66^\circ$ , was einem Kurvenradius von rd. 261 m entspricht. Das ist in etwa der Radius, den das Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] als Mindestradius  $R_{\min} \geq 200 \times D_a$  empfiehlt. Die für den empfohlenen Mindestradius benötigte Abwinklung des Rohrspiegels beträgt  $0,67^\circ$  pro Rohr, also  $0,335^\circ$  je Rohrspiegel. Damit wird deutlich, dass die erforderliche, planmäßige Abwinklung der Rohrspiegel in der Größenordnung der zu berücksichtigenden Steuerbewegungen und Maßtoleranzen liegt. In [27] wird ein Rohrvortrieb der Stadt Köln mit Schrägspiegelrohren beschrieben, bei dem während des Vortriebs die Fugenmaße überwacht und die zugehörigen Spannungen daraus errechnet wurden. Die Abschrägung des Rohrspiegels war bei diesem Projekt über zwei Drittel des Rohrdurchmessers ausgeführt worden. Erwartungsgemäß zeigte sich auf dem ersten, geraden Vortriebsabschnitt eine Spannungskonzentration im Bereich des ebenen Drittels der Stirnfläche. Beim Durchfahren der Kurve verlagerte sich die Spannung zwar planmäßig auf den abgeschrägten Teil des Rohrspiegels, konzentrierte sich aber dort im Bereich des Rohrscheitels. Die geplante, vollflächige Ausnutzung der abgeschrägten Stirnfläche konnte nicht erreicht werden. Die Verwendung von Schrägspiegelrohren hat sich in der Praxis nicht durchgesetzt.

### 2.2.6 Mit Fluiden gefüllte Druckübertragungsringe

Mit Fluiden gefüllte Druckübertragungsringe nutzen das Prinzip der kommunizierenden Gefäße [34]. Sie bestehen i. d. R. aus mit Wasser gefüllten Hydraulikschläuchen. Bei Kurvenfahrten wird die kurveninnere Kontaktfläche zunächst höher belastet als die Kurvenäußere. Durch das entstehende Kräfteungleichgewicht innerhalb der Schläuche wird die Flüssigkeit im kurveninneren Bereich der Fuge verdrängt und zum Kurvenaußenrand transportiert. Der Schlauch wird auf der Innenseite der Kurve zusammengedrückt und vergrößert dadurch seine Auflagerfläche auf der Rohrwand.



**Abbildung 2-3: Prinzip Hydraulische Fuge [35]**

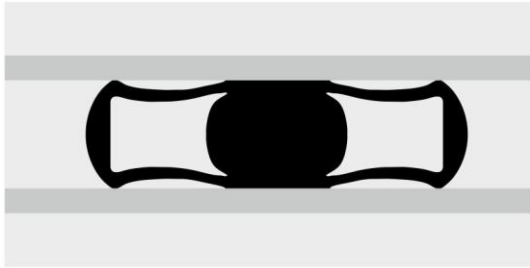
Auf der Kurvenaußenseite weitet der Schlauch sich auf und kann so den Kontakt zwischen den aufklaffenden Rohrwänden an dieser Stelle aufrechterhalten. Die zur Druckübertragung zur Verfügung stehende Fläche wird maximiert. Ein fluidgefülltes Druckübertragungsteil wird auch im Patent EP 1 413 708 A1 [36] beschrieben.

Die Verwendung fluidgefüllter Druckübertragungsringe hat sich im Markt mittlerweile etabliert. Sie werden von der Jackcontrol AG in Glarus/Schweiz als „Hydraulische Fuge“ [37] und von der S & P Consult GmbH in Bochum/Deutschland als „CoJackHydra“ [35] vertrieben. Dazu ist anzumerken, dass die Anwendung immer einen finanziellen Mehraufwand bedeutet. Allerdings wurden auch schon Sondervorschläge von ausführenden Firmen eingereicht, da durch den Einsatz eines fluidgefüllten Druckübertragungsringes größere Rohrlängen bei gleichem Kurvenradius verwendet werden konnten. In Summe konnten so die Projektkosten reduziert werden, da weniger Rohre produziert werden mussten.

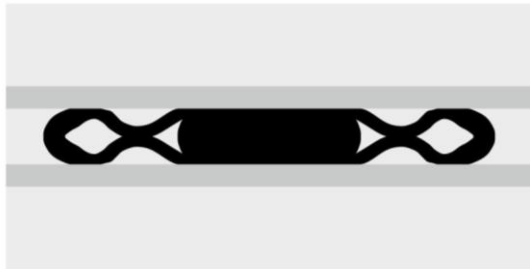
### 2.2.7 Elastischer Druckausgleichsring (EDAR)

Der sogenannte EDAR stellt, wie die fluidgefüllten Druckübertragungsringe, eine Alternative zu klassischen Druckübertragungsringen aus Holzwerkstoffen dar. Anstelle eines Holzringes wird dabei ein Druckübertragungsring aus Elastomer verwendet. Diese Form eines Druckübertragungsmittels wurde in Deutschland erstmalig im Jahr 1999 durch Baumgartner zum Patent angemeldet [38]. In der Folge wurden in 2000 die Patentansprüche auf Europa ausgeweitet [39]. Eine Beschreibung der Entwicklungsgeschichte findet sich in [40].

Aktuell wird der EDAR® als eingetragene Marke von der Jackcontrol AG mit Sitz in der Schweiz vertrieben [41].



**Abbildung 2-4: EDAR® unverformt [41]**



**Abbildung 2-5: EDAR® unter Belastung [41]**

Der EDAR® übernimmt gleichzeitig die Funktion des Druckübertragungsmittels und der innen liegenden Dichtung. Dabei nimmt das Elastomerprofil die Vortriebskräfte durch eine Verformung auf. Bei den ersten praktischen Anwendungen kam es dabei durch hohe Querdehnungen zu Abplatzungen am Rohrmaterial [40]. Diese Probleme wurden zunächst durch das Aufbringen von Spannungsträgern aus Stahl und später durch die Ausführung als Hohlkammerprofil (siehe Abbildung 2-4 und Abbildung 2-5) gelöst. Dabei liegt das eigentliche Druckübertragungsteil in einem sogenannten Manschettenring. „Die Manschettenringe dienen auch dazu, dem Druckring beim Zusammengedrückt werden eine Verbreiterung nach radial innen und außen zu ermöglichen ohne direkten Kontakt mit den Stirnringflächen der Vortriebsrohre, sodass auf den Stirnringflächen der Vortriebsrohre die Zugspannungen durch die Verbreiterung des Druckrings reduziert werden“ [40].

Die derzeit (Stand 2018) angebotenen Version EDAR® M kann für Rohre ab DA 2500 eingesetzt werden. Bei einer Rohrlänge von drei Metern kann ein minimaler Kurvenradius von 300 Metern aufgefahren werden [41]. Mit der angekündigten Version EDAR® S sollen auch kleinere Rohrdurchmesser aufgefahren werden können.

### **2.2.8 Kontinuierliche Überwachung der Vortriebskräfte und Abwinklungen**

Mit Verweis auf die DIN V 1202 [20] legt das Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] den Teilsicherheitsbeiwert  $\gamma_F$  mit 1,3 für drucklose Rohre in Bezug auf den Grenzzustand der Tragfähigkeit während des Vortriebs fest. Gleichzeitig wird, bei der Durchführung einer kontinuierlichen Überwachung der tatsächlich auftretenden Abwinklungen und Vortriebskräfte, eine Abminderung auf  $\gamma_F = 1,15$  zugelassen. Die Vortriebskräfte dürfen demnach um rd. 10% höher angesetzt werden, wenn die Fugenklaffung fortlaufend gemessen wird.

Im Umkehrschluss kann während des Vortriebs kontinuierlich – auf Basis der gemessenen Abwinklungen – die maximal zulässige Vortriebskraft berechnet werden. Diese Möglichkeit

bietet den Vorteil, dass bei kleineren Abwinklungen als vorausberechnet auch größere Pressenkräfte eingesetzt werden dürfen, um z. B. lokale Hindernisse zu durchhörtern.

Erste Untersuchungen zur Entwicklung automatisierter Systeme, welche die Fugenklaffungen kontinuierlich überwachen, wurden in Deutschland an der RWTH Aachen, am ibb – Institut für Baumaschinen und Baubetrieb Anfang der 2000er Jahre unternommen (vgl. [6], [29]). Die Motivation dieser Untersuchung beruhte auf der Feststellung, dass immer wieder Schäden an Vortriebsrohren auftraten, obwohl diese ordnungsgemäß bemessen waren und die zulässigen Pressenkräfte eingehalten wurden. Im Rahmen des Forschungsprojekts wurden an drei Vortriebsabschnitten des Projekts „Vorthbach“ der Emschergenossenschaft die tatsächlich aufgetretenen Fugenabwinklungen gemessen. Dabei stellte sich heraus, dass die "... in der Kurve anzusetzende Verwinkelung aus Versteuerung [...] in allen Vortrieben [...] deutlich bis um das 2,5-fache überschritten..." wurde [29]. Diese deutliche Überschreitung der vorausberechneten Werte lieferte die Erklärung für Schäden an den an sich ordnungsgemäß berechneten und vorgepressten Rohren. In der aktuell gültigen Fassung des Arbeitsblatts DWA-A 125 von 12/2008 wird daher auch die kontinuierliche Messung der "... räumlichen Abwinklung in der maßgeblichen Rohrfuge..." [16] gefordert.

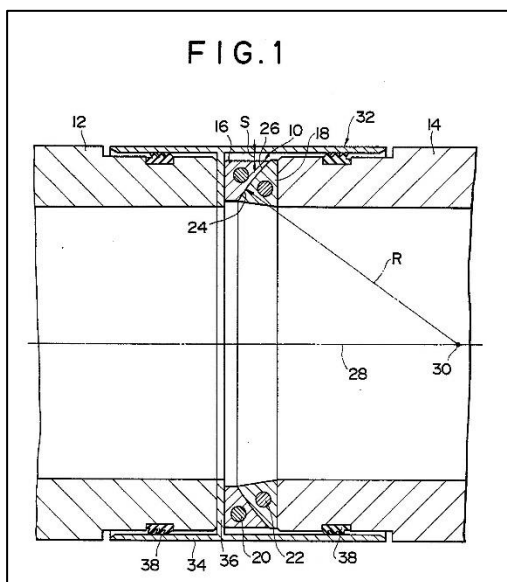
Zwischenzeitlich haben sich am Markt eine Reihe von Online-Überwachungssystemen etabliert. Beispielhaft seien hier die Systeme OLC (Online Load Control) der INKA GmbH, Aachen, CoJack (Computing and controlling system for pipe jacking) der S & P Consult GmbH, Bochum und Jackcontrol der Jackcontrol AG, Glarus/Schweiz genannt. Den Systemen gemein ist, dass sie mittels Erfassung der Abwinklungen in den Rohrfugen fortlaufend die aktuell zulässige Vortriebskraft ermitteln. Das System Jackcontrol kombiniert dies auf Wunsch mit dem Einsatz der Hydraulischen Fuge, einer Ausprägung des fluidgefüllten Druckübertragungsrings (s. Kap. 2.2.6). Die Klaffungen der Fugen werden dabei mittels Wegsensoren erfasst und an einen Rechner weitergeleitet. Der Rechner überlagert dann diese Werte mit den aktuellen Vortriebskräften und ermittelt deren aktuell zulässigen Höchstwert.

Die beschriebenen Systeme setzten rein auf Mess- und Rechentechnik um Schäden an den Vortriebsrohren zu minimieren sowie auf die Herabsetzung des Teilsicherheitsbeiwertes  $\gamma_F$ , um situationsbedingt die statische Ausnutzung des Rohrquerschnitts zu optimieren. Eine physikalische oder materialtechnologische Optimierung der Kurvenfahrten eines Rohrvortriebs erfolgt nicht.

### **2.3 Kurvengängiger Rohrvortrieb - Stand der Forschung**

Wie in den vorangehenden Kapiteln beschrieben, existieren nach den Recherchen des Autors insgesamt sechs Patente um Rohrvortriebe mit gekrümmter Trassierung durch geometrische Anpassungen der Rohre selbst oder der Druckübertragungsteile zu optimieren. Drei davon beschreiben direkt eine ausgerundete Form des Rohrspiegels und damit den Ansatz, der dieser Arbeit zu Grund liegt. Die übrigen drei Patente zielen auf die Optimierung der Kraftübertragung durch Druckübertragungsringe, die nicht aus Holz sind, ab.

Abweichend von diesen Patenten befasst sich das Patent EP 0319724 A1 [42] schon im Jahr 1988 nicht mit der Optimierung der Rohre selbst, sondern beschreibt ein Druckübertragungsteil (Schema siehe Abbildung 2-6), welches zwischen Rohren mit ebenen Rohrspiegeln angeordnet wird und an seinen Kontaktflächen in der Rohrfügung ebenfalls abgerundet ist. Es verfolgt damit zwar grundsätzlich den gleichen Ansatz wie die zuvor beschriebenen Patente zu abgerundeten Rohren bzw. Tübbing, löst die Aufgabenstellung aber durch ein separates Bauteil. Ein weiterer Unterschied besteht darin, dass das beschriebene Druckübertragungsteil nicht aus Beton, sondern aus „...glass fiber, plastic, asbestos or like...“ [42] besteht. Unabhängig von den Materialeigenschaften gelten die gleichen Anforderungen an dieses Bauteil im Hinblick auf die geometrische Ausbildung mit dem Ziel eine dichte und hydraulisch günstig ausgeformte Rohrfügung zu erlangen. Die statischen Berechnungsansätze gelten in den Grundlagen ebenfalls. Die Wahl eines anderen Materials als Beton bietet allerdings ggfs. Vorteile bei der Aufnahme von Spaltzugspannungen. Im Anschluss an Kapitel 5 „Statische Modellierung“ soll daher untersucht werden, welche Materialien für ein derartiges Druckübertragungsteil in Frage kommen.



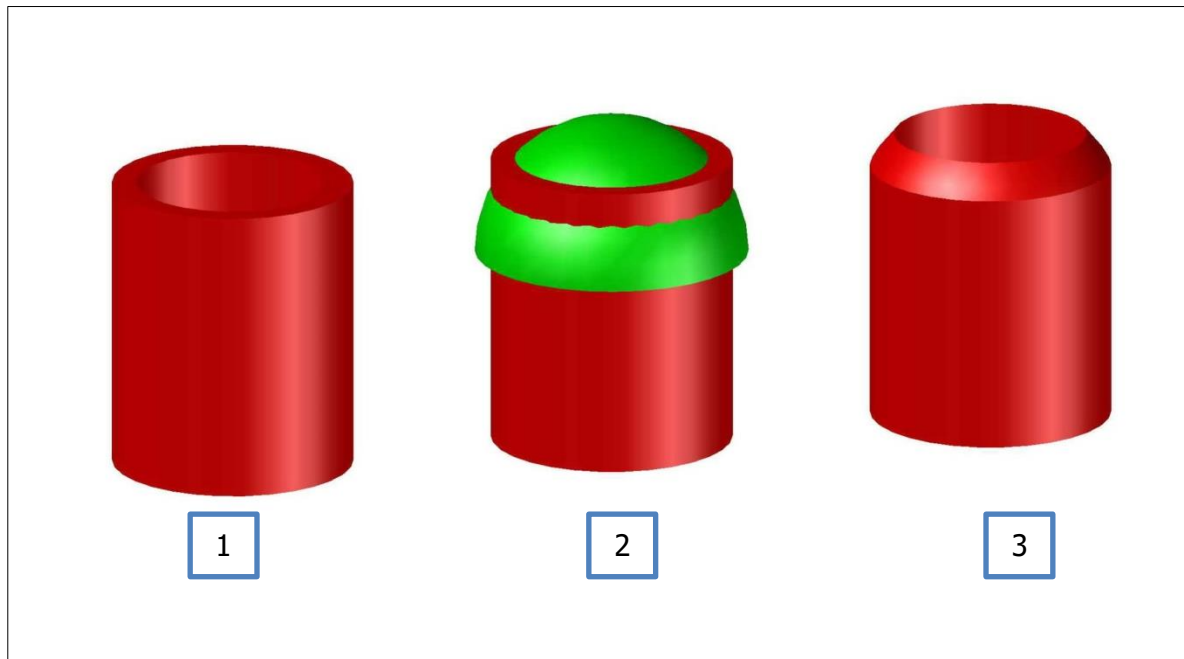
**Abbildung 2-6: Druckübertragungsteil nach [42]**

Daneben gab es zahlreiche Forschungsprojekte, die sich der Kraftübertragung in der Rohrfuge widmeten. Beispielhaft seien hier der Bau eines Vortriebssimulators am Institut für unterirdische Infrastruktur in Gelsenkirchen (IKT) (vgl. [32], [43]) und die Untersuchungen zum Verhalten von Druckübertragungsringen aus Holz am Institut für Baumaschinen und Baubetrieb der RWTH Aachen (vgl. [6]) erwähnt. Diese und andere Forschungsprojekte befassten sich aber im Wesentlichen mit der Verbesserung des Verständnisses der Mechanismen die innerhalb einer (geraden) Rohrfuge stattfinden. Ein Forschungsprojekt oder eine andere Arbeit in der die Optimierung der Geometrie der Rohrfügung wissenschaftlich untersucht wurde, konnte nicht recherchiert werden. Ebenso konnten keine Anwendungsfälle für die Erprobung der beschriebenen Patente in der Praxis recherchiert werden.

### 3. Geometrische Modellierung

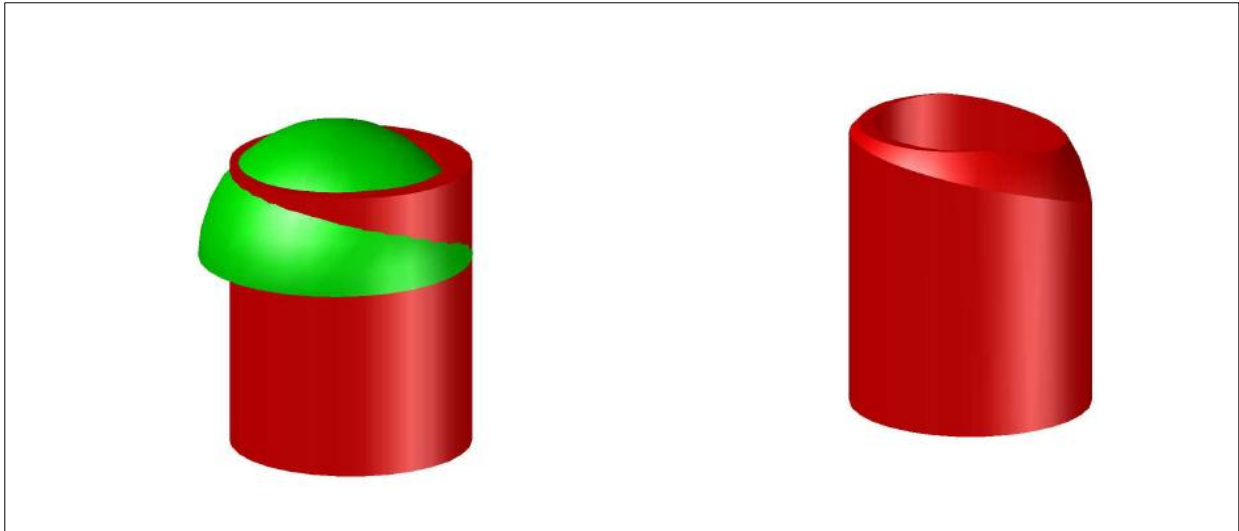
#### 3.1 Geometrische Grundlagen des Ausrundungsradius

Die Ausrundungsgeometrie aus dem Patent DE 3622965 C1 [7] aus dem Jahr 1987 bzw. der Offenlegungsschrift DE 10 2008 039 820 A1 [8] entsteht durch den Schnitt eines Rohres an einer gedachten Kugeloberfläche.



**Abbildung 3-1: Ausrundungsschritte**

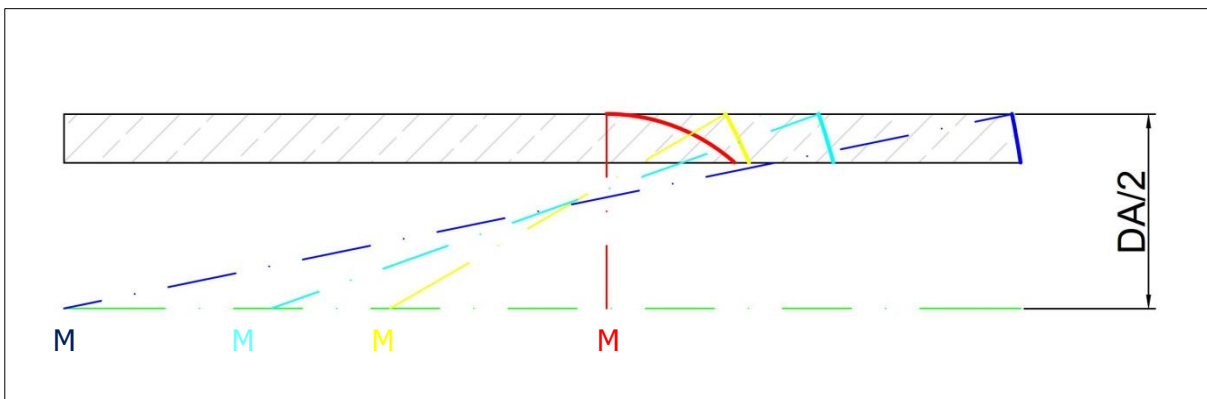
Abbildung 3-1 zeigt die Arbeitsschritte zur Erstellung der ausgerundeten Muffe. Das Rohr wird mittels einer Kugel, deren Radius dem gewünschten Ausrundungsradius entspricht, geschnitten. Im Folgenden sollen die geometrischen Größen ermittelt werden, die den Ausrundungsradius und die Lage seines Mittelpunktes charakterisieren. Ebenso soll beschrieben werden, welchen Weg das Rohr bei einer Abwinklung in der Muffe nimmt. Es ist offensichtlich, dass zur Erlangung gleichmäßiger Bewegungsmöglichkeiten in jede beliebige Richtung die Ausrundung rotationssymmetrisch zur Mittelachse des Rohres sein muss. Würde man den Mittelpunkt der Ausrundungskugel von der Rohrachse verschieben, würde das Rohr nicht gleichmäßig von der Kugel geschnitten. Dies ist in der folgenden Abbildung 3-2 dargestellt. Die Asymmetrie würde dazu führen, dass man die Rohre nicht mehr beliebig ineinanderstecken könnte. Im geringer abgerundeten Bereich - in Abbildung 3-2 auf der linken Rohrseite zu erkennen - besteht die Gefahr, dass die Muffe bereits bei geringen Abwinklungen aufklafft. Eine asymmetrische Ausrundung wird daher im Weiteren nicht mehr betrachtet.



**Abbildung 3-2: Exzentrisch ausgerundete Muffe**

### 3.1.1 Geometrische Zusammenhänge in der ausgerundeten Muffe

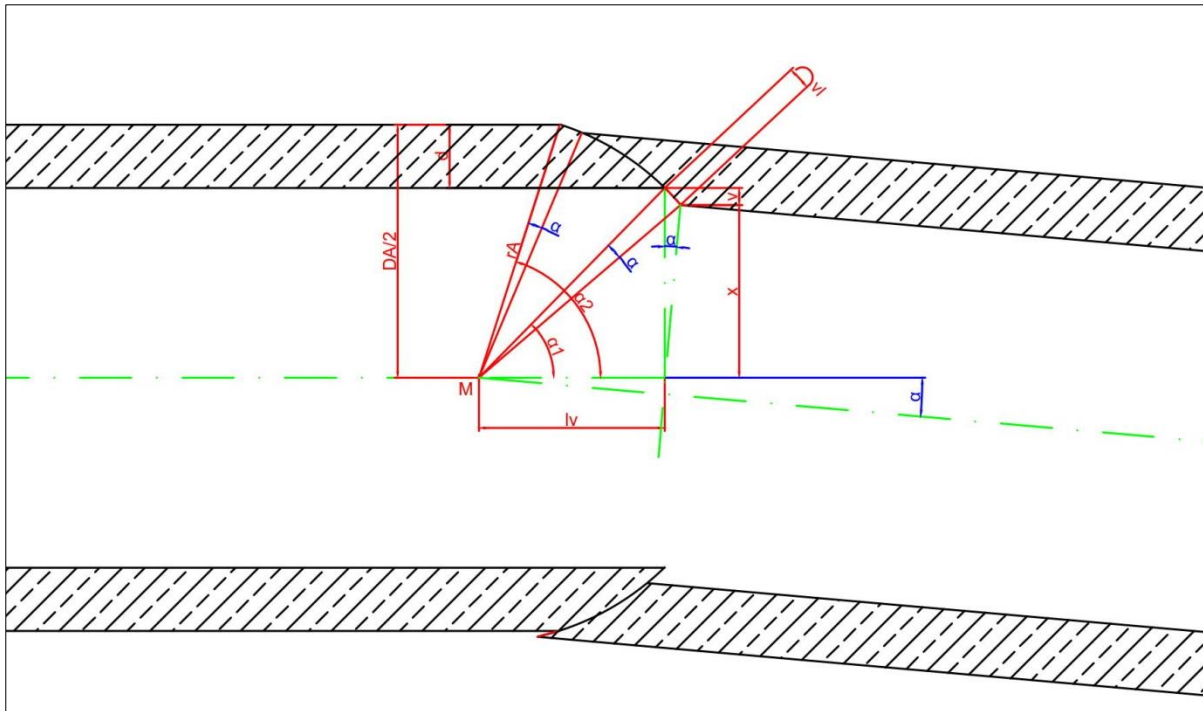
Zunächst sollen grundsätzliche Zusammenhänge zwischen der Rohrdimension und möglichen Ausrundungsradien herausgearbeitet werden.



**Abbildung 3-3: Mögliche Ausrundungsradien**

Abbildung 3-3 macht deutlich, dass sich mit wachsenden Radien der Mittelpunkt des Ausrundungsradius immer weiter von der Stirnfläche entfernt. Theoretisch ist zunächst ein Ausrundungsradius von  $r_A = \infty$  denkbar. Der Mittelpunkt würde damit ebenfalls unendlich weit von der Stirnfläche liegen. Die Krümmung ( $=1/r_A$ ) hätte den Wert null. Die Stirnflächen des Rohres wären dann eben. Ebene Stirnflächen sind somit ein Sonderfall der ausgerundeten Stirnflächen mit  $r_A = \infty$ . Es ist offensichtlich, dass aus diesem Grund der Ausrundungsradius wesentlich kleiner als  $\infty$  sein muss.





**Abbildung 3-4: Geometrische Zusammenhänge in der Muffe**

Abbildung 3-4 zeigt die geometrischen Zusammenhänge in der ausgerundeten (sphärischen) Muffe. Das Maß  $l_v$  beschreibt den Abstand des Mittelpunktes des Ausrundungsradius von der Vorderkante des Rohres. Am Rohrende liegt der Mittelpunkt des Ausrundungsradius um das Maß  $l_v$  hinter der Innenkante (DN) des Rohres.

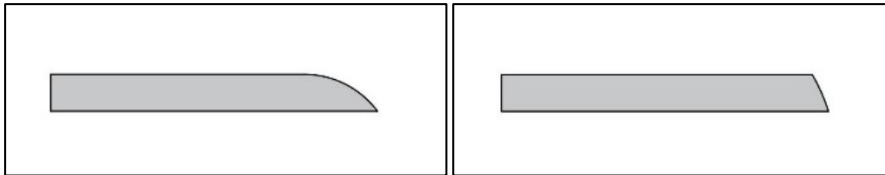
Es gilt:

$$l_v = \sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DN}{2}\right)^2} \quad \text{Abstand des Ausrundungsradius vom Rohrende} \quad (3.1)$$

In Abbildung 3-4 stellt das Maß  $v$  den Versatz dar, der sich aus der Verdrehung der beiden Rohre gegeneinander ergibt. Sofort ersichtlich ist, dass das Maß  $v$  vom Ausrundungsradius  $r_A$  und dem Verdrehungswinkel  $\alpha$  abhängig ist. Das Maß  $v_l$  beschreibt den Weg, den die Innenkante des vorlaufenden Rohres bei der Verdrehung nimmt.

$$\text{Es gilt:} \quad v_l = r_A \cdot \alpha \quad (3.2)$$

Daraus kann man ableiten, dass ein großer Ausrundungsradius, der zu einer „steilen“ Ausrundung führt, auch zu größeren Verschiebungen der Muffen führt. Somit ist im Hinblick auf die Minimierung der Verschiebung ein möglichst kleiner Ausrundungsradius zu wählen. Ein möglichst kleiner Radius führt im Gegenzug dazu, dass die Ausrundung „sehr flach“ verläuft. Die geometrischen Unterschiede zwischen einer „flachen“ und einer „steilen“ Ausrundung veranschaulicht Abbildung 3-5.



**Abbildung 3-5: "flache" und "steile" Ausrundung**

Durch den flachen Verlauf entstehen am Rohranfang innen und am Rohrende außen allerdings spitz zulaufende Kanten, die sowohl fertigungstechnisch und in der praktischen Handhabung auf der Baustelle als auch im Hinblick auf die Statik zu Schwierigkeiten führen.

### 3.1.2 Ermittlung der kleinstmöglichen Ausrundung

Um die Ausrundung zu optimieren, ist es zunächst erforderlich, die obere und untere Grenze des Ausrundungsradius zu berechnen.

Aus Abbildung 3-3 kann man erkennen, dass der kleinstmögliche Ausrundungsradius (rot) abhängig vom Außendurchmesser des Rohres ist, da ein kleinerer Radius die Außenwand nicht mehr schneiden würde. Für den kleinstmöglichen Ausrundungsradius gilt:

$$r_{A,min} = \frac{DA}{2} \quad \text{Mindestausrundungsradius} \quad (3.3)$$

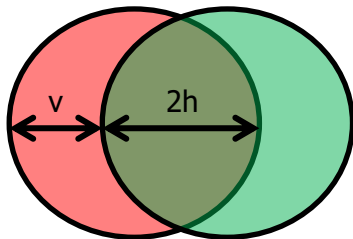
Es ist zu erkennen, dass ein kleinerer Radius innerhalb der Rohrwandung oder sogar innerhalb des Rohres (bei  $r_A < DN/2$ ) liegen würde. Dies hätte zur Folge, dass mindestens ein Teil der Rohrwandung keine Ausrundung erfahren würde. Dieser nicht ausgerundete Teil würde das Gleiten auf der Rundung dann wieder verhindern. Solange die Ausrundung einen Radius von größer  $DN/2$  aufweist, könnte eine abgestufte Rohrwand wie bei Muffenrohren dieses Problem lösen. Bei einem Radius kleiner oder gleich  $DN/2$  würde keine Ausrundung mehr erfolgen. Als sinnvoller Mindestausrundungsradius wird daher der Wert nach Gleichung (3.3) definiert.

### 3.1.3 Berechnung des verbleibenden Querschnitts nach Arbeitsblatt DWA-A 110

Eine einfache Berechnung des größtmöglichen Ausrundungsradius – analog zur Herleitung des kleinstmöglichen – ist nicht möglich. Es soll daher zunächst eine Annäherung an die Problemstellung über die Ermittlung möglicher und zulässiger Versatzmaße erfolgen. Wie bereits im Kapitel 2.1.2 und in [21] beschrieben, soll das Maß für den zulässigen Versatz über die verbleibende Querschnittsfläche in Anlehnung an das Arbeitsblatt DWA-A 110 [12] erfolgen. Das Maß für die Querschnittsunterschreitung soll bezogen auf den Zahlenwert der Nennweite maximal 5% als Maß für den zulässigen Versatz aufweisen. In diesem Fall korrespondiert die Verminderung der Querschnittsfläche um 5% mit einer Durchmesserverminderung von ca. 2,5%. Der zulässige Versatz wird dadurch auf 2,5% von DN begrenzt. In [21] wurde bereits eine vereinfachte Berechnung über zwei ineinander verschobene Kreisflächen aufgestellt, wie es in Abbildung 3-6 dargestellt ist. Hier wurde vereinfachend angenommen, dass

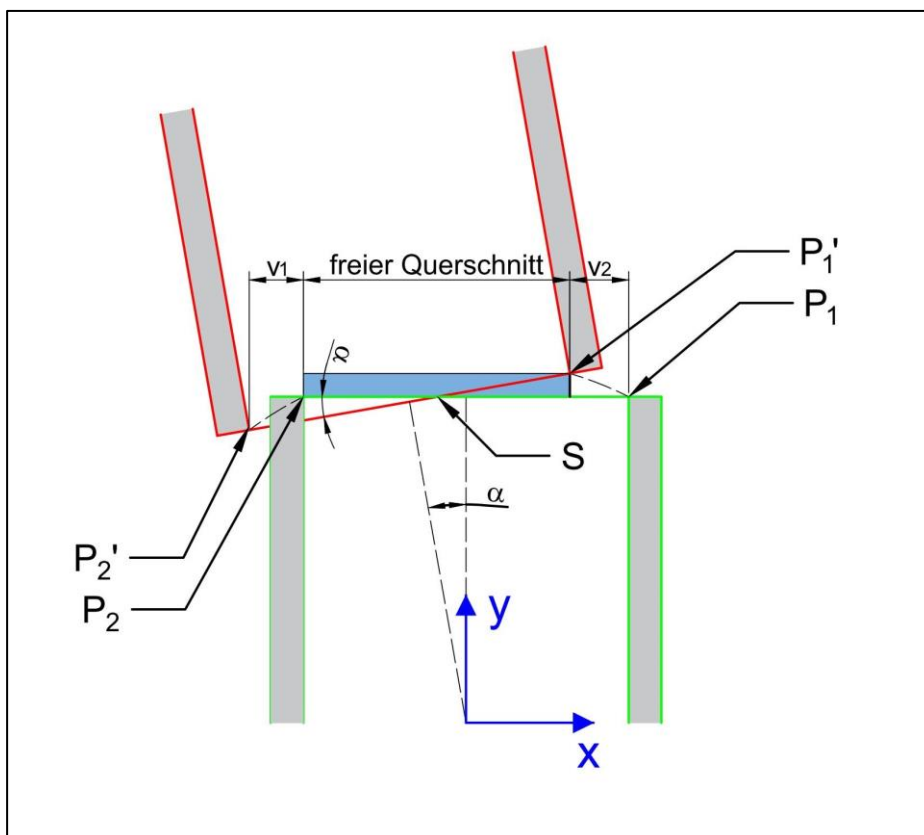
$$\frac{0,95 * \pi * r^2}{2} = r^2 * \arccos\left(\frac{v/2}{r}\right) - \left(\frac{v}{2}\right) * \sqrt{r^2 - \frac{v^2}{4}} \quad \text{Ansatz aus [21]} \quad (3.4)$$

gilt und  $r$  bzw.  $DN/2$  der Radius des Rohres ist. Dabei ist  $v$  der Versatz, der aus der Verdrehung der Muffen gegeneinander entsteht. Das Maß  $2h$  in Abbildung 3-6 beschreibt die Größe der gegenseitigen Überlappung der beiden Kreisflächen.



**Abbildung 3-6: Gegeneinander verschobene Kreisflächen**

Dieser Ansatz gilt aber nur näherungsweise, da er die Verdrehung der Querschnittsflächen gegeneinander vernachlässigt. Im Folgenden wird der Zusammenhang zwischen der exakten, nach einer Abwinklung verbleibenden, freien Durchflussfläche und dem Versatz hergeleitet. Im zweiten Schritt wird überprüft, ob eine Annäherung über zwei Kreissegmente – wie sie in [21] angenommen wird – in einem akzeptablen Genauigkeitsbereich liegt.



**Abbildung 3-7: Verdrehung der Muffe**

Abbildung 3-7 zeigt schematisch die Bewegung der Muffe bei einer Verdrehung um den Winkel  $\alpha$ . Die Punkte  $P_1$  und  $P_2$  werden dabei auf die Punkte  $P_1'$  und  $P_2'$  abgebildet. Der Mittelpunkt des Ausrundungsradius um den sich die Muffe verdreht liegt in dieser Abbildung im Koordinatenursprung. Bezogen auf das betrachtete Vortriebsrohr liegt er, gemäß Abbildung 3-4, um das Maß  $l_v$  hinter der Muffe.

Es ist offensichtlich, dass rechts des Schnittpunktes S die verbleibende freie Querschnittsfläche durch die Strecke  $\overline{SP_1}$  links des Schnittpunktes und rechts davon durch die Strecke  $\overline{SP_2'}$  repräsentiert wird. Somit steht auch fest, dass der Querschnitt links von S durch ein Kreissegment und rechts von S durch einen Ellipsenabschnitt gebildet wird. Nimmt man an, dass M im Koordinatenursprung liegt, kann man die Punkte  $P_1'$  und  $P_2'$  sowie S errechnen.  $P_1'$  und  $P_2'$  lassen sich durch eine Drehung um den Winkel  $\alpha$  um den Koordinatenursprung ermitteln. S kann berechnet werden, indem man die Geradenfunktion durch  $P_1'$  und  $P_2'$  bestimmt und dann in der Gleichung

$$y = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} * (x - x_1) + y_1 \quad (3.5)$$

$y=l_v$  setzt und daraus den zugehörigen Wert x berechnet. Die Werte  $x_n$  und  $y_n$  sind dabei die Koordinaten der Punkte  $P_1'$  und  $P_2'$ . Dabei ist es an dieser Stelle entbehrlich, den Punkt  $P_2'$  zu berechnen, auch wenn dessen Koordinaten zunächst ausschließlich zur Bestimmung der Steigung der Geraden durch die Punkte  $P_1'$  und  $P_2'$  benötigt werden. Diese wäre auch mit  $\tan(\alpha)$  berechenbar. Allerdings wird die x-Koordinate des Punktes  $P_2'$  später, bei der Berechnung des Ellipsenabschnitts, benötigt.

#### Berechnung von $P_1'$ :

$$\vec{P_1'} = \vec{P_1} * \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \quad \text{mit} \quad \vec{P_1} = \begin{pmatrix} -DN/2 \\ l_v \end{pmatrix} \quad (3.6)$$

$$\vec{P_1'} = \begin{pmatrix} -DN/2 * \cos \alpha - l_v * \sin \alpha \\ -DN/2 * \sin \alpha + l_v * \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

$$\vec{P_2'} = \vec{P_2} * \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \quad \text{mit} \quad \vec{P_2} = \begin{pmatrix} DN/2 \\ l_v \end{pmatrix} \quad (3.8)$$

$$\vec{P_2'} = \begin{pmatrix} DN/2 * \cos \alpha - l_v * \sin \alpha \\ DN/2 * \sin \alpha + l_v * \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

Daraus ergibt sich die Geradenfunktion:

$$y = \tan \alpha * (x - x_1) + y_1 \quad (3.10)$$

Einsetzen der Koordinaten:

$$y = \tan \alpha * \left( x - \left( -DN/2 * \cos \alpha - l_v * \sin \alpha \right) \right) - DN/2 * \sin \alpha + l_v * \cos \alpha \quad (3.11)$$

Umformen und einsetzen von  $y=l_v$  ergibt:

$$x = l_v * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) \quad (3.12)$$

Gleichung (3.12) lässt sich weiter vereinfachen:

$$\frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} = \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \left( \frac{\sin^2 \alpha}{\sin \alpha} + \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right)$$

$$\frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \left( \frac{\sin^2 \alpha}{\sin \alpha} + \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) = \frac{1}{\tan \alpha} - \frac{1}{\sin \alpha}$$

$$\frac{1}{\tan \alpha} - \frac{1}{\sin \alpha} = -\tan \left( \frac{\alpha}{2} \right)$$

Das negative Vorzeichen ergibt aus der positiven Drehrichtung und der Definition der Koordinaten. Der Ausgangspunkt liegt auf der Vortriebsachse und wird bei positiven Drehwinkeln (Linkskurve) in den negativen x-y-Quadranten gedreht. Geometrisch kontrolliert werden kann das durch die Verbindungslinie zwischen dem Schnittpunkt und dem Mittelpunkt der Drehung. Diese Linie bildet die Winkelhalbierende.

Der Schnittpunkt S ist damit:

$$\vec{s} = l_v * \begin{pmatrix} -\tan \left( \frac{\alpha}{2} \right) \\ 1 \end{pmatrix} \quad (3.13)$$

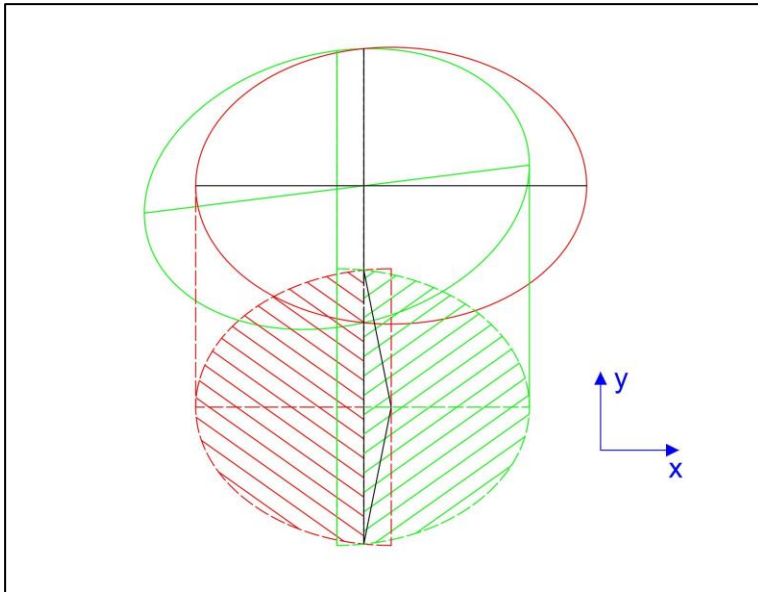
Aus den Differenzen der x-Werte der Punkte  $P_1$  und  $P_1'$  bzw.  $P_2$  und  $P_2'$  ergeben sich auch die Versatzmaße  $v_1$  und  $v_2$  aus Abbildung 3-7 zu:

$$v_1 = l_v \cdot (1 - \cos \alpha) + \frac{DN}{2} \cdot \sin \alpha \quad (3.14)$$

und:

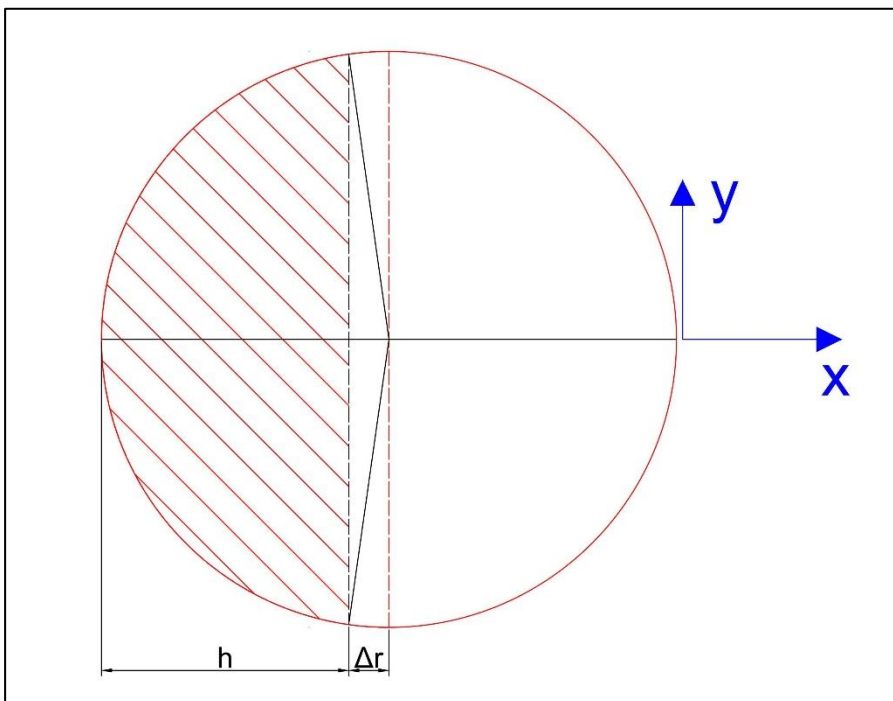
$$v_2 = l_v \cdot (1 - \cos \alpha) - \frac{DN}{2} \cdot \sin \alpha \quad \text{Maßgeblicher Versatz} \quad (3.15)$$

Wie man sieht, unterscheiden sich die beiden Maße um den Wert  $DN \cdot \sin \alpha$ . Folglich kann das Maß  $v$  aus [21] nicht exakt sein und damit auch nicht die daraus abgeleitete Berechnung der verbleibenden Querschnittsfläche. Der für die Verminderung des freien Querschnitts maßgebende Versatz ist das Maß  $v_2$ , da sich an dieser Stelle der Kämpfer des vorauslaufenden Rohres in den Querschnitt des nachlaufenden schiebt.



**Abbildung 3-8: Projektion der freien Querschnittsfläche**

Abbildung 3-8 zeigt eine 3-D-Darstellung von Abbildung 3-7 mit der Projektion der freien Querschnittsfläche auf eine Ebene. Die zuvor beschriebene Kreissegmentfläche links des Schnittpunktes S ist rot, der Ellipsenabschnitt ist grün schraffiert. Die gestrichelte rote Linie stellt die Mittelachse des roten Kreises dar. Die grün gestrichelte Linie repräsentiert die kleine Hauptachse der grünen Ellipse.



**Abbildung 3-9: Geometrie Kreissegment**

$$\text{Fläche Kreissegment: } A = r^2 \cdot \arccos\left(1 - \frac{h}{r}\right) - (r - h) \cdot \sqrt{2rh - h^2} \quad (3.16)$$

Das Maß  $\Delta r$  in Abbildung 3-9 ist der Betrag der x-Koordinate des in Gleichung (3.13) berechneten Schnittpunkts S.

$$\text{Es gilt: } r = \frac{DN}{2}$$

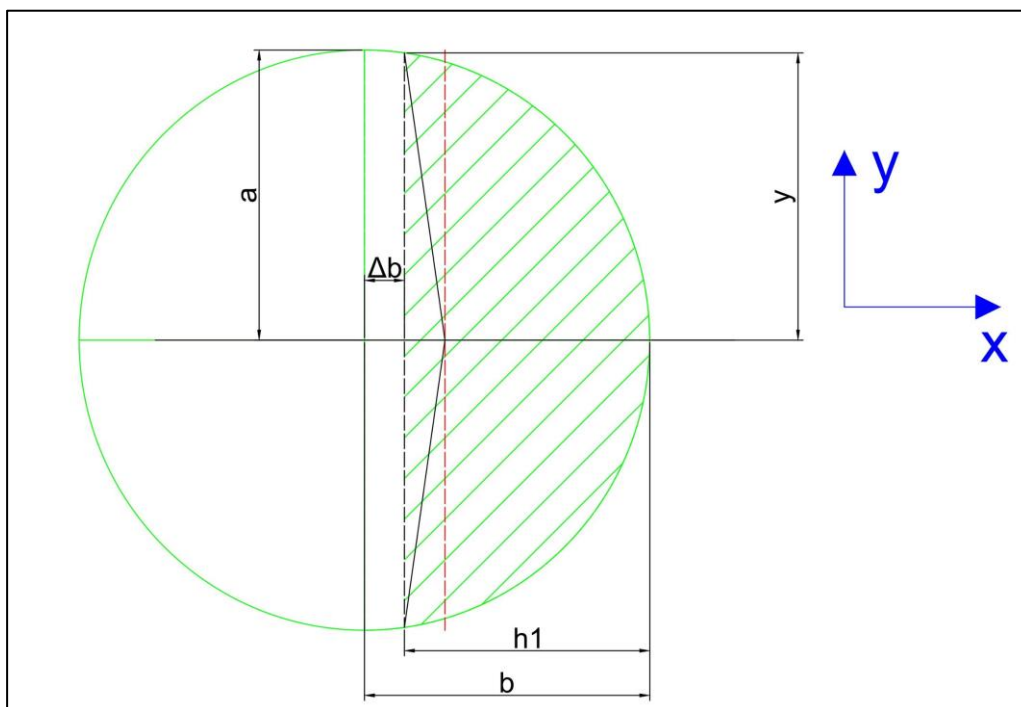
$$\Delta r = \left| l_v \cdot -\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \right| \quad (3.17)$$

$$h = \frac{DN}{2} - \Delta r \quad (3.18)$$

In die Formel zur Flächenberechnung eines Kreissegments eingesetzt ergibt sich:

$$A_k = \frac{DN^2}{4} \cdot \arccos\left(1 - \frac{\frac{DN}{2} - \Delta r}{\frac{DN}{2}}\right) - \Delta r \cdot \sqrt{\frac{DN^2}{4} - \Delta r^2} \quad \text{Anteil Kreisquerschnitt} \quad (3.19)$$

Als nächstes muss die Fläche des Ellipsenabschnitts berechnet werden.



**Abbildung 3-10: Geometrie Ellipsenabschnitt**

Die rot gestrichelte Linie in der vorstehenden Abbildung stellt die Mittelachse des Kreisquerschnitts dar, die den Abstand  $\Delta r$  zur Schnittachse bei  $h_1$  hat.

Fläche Ellipsenabschnitt:

$$A_E = a \cdot b \cdot \arccos\left(\frac{\Delta b}{b}\right) - h \cdot y \quad \text{aus [44]} \quad (3.20)$$

Es gilt:

$$a = \frac{DN}{2} \quad \text{Große Halbachse} \quad (3.21)$$

$$b = \frac{|P'_{2x} - P'_{1x}|}{2} = \frac{DN}{2} \cdot \cos \alpha \quad \text{Kleine Halbachse} \quad (3.22)$$

$$h_1 = |P_{2x}| + \Delta r = \left| \frac{DN}{2} \cdot \cos \alpha - l_v \cdot \sin \alpha \right| + \Delta r \quad (3.23)$$

$$\Delta b = b - h_1 \quad (3.24)$$

Der Wert  $y$  ergibt sich aus der Ellipsenformel. Gesucht wird der Funktionswert  $y$  an der Stelle  $x=\Delta b$  der Ellipse.

$$y = a \cdot \sqrt{1 - \frac{\Delta b^2}{b^2}} \quad (3.25)$$

In die Formel zur Flächenberechnung eines Ellipsenabschnitts eingesetzt ergibt sich:

$$A_E = a \cdot b \cdot \arccos\left(\frac{\Delta b}{b}\right) - \Delta b \cdot a \cdot \sqrt{1 - \frac{\Delta b^2}{b^2}} \quad (3.26)$$

Die gesamte verbleibende Querschnittsfläche beträgt:

$$A_{Q,\text{frei}} = A_K + A_E \quad (3.27)$$

Abschließend muss geprüft werden, ob die relativ einfache Berechnung der verbleibenden Querschnittsfläche nach Gleichung (3.4) aus [21] hinreichend genau ist, um als Näherung benutzt werden zu können.

Da die Formeln sowohl zur vereinfachten Berechnung nach [21] als auch zur zuvor beschriebenen exakten Berechnungen jeweils vom Nenndurchmesser  $DN$ , dem Ausrundungsradius  $r_A$  und dem Verdrehungswinkel  $\alpha$  abhängen, ist eine direkte Ermittlung des Verhältnisses der exakten Berechnung zur Näherung nicht möglich. Es werden daher für exemplarische Wertekombinationen die Verhältnisse berechnet und bewertet.



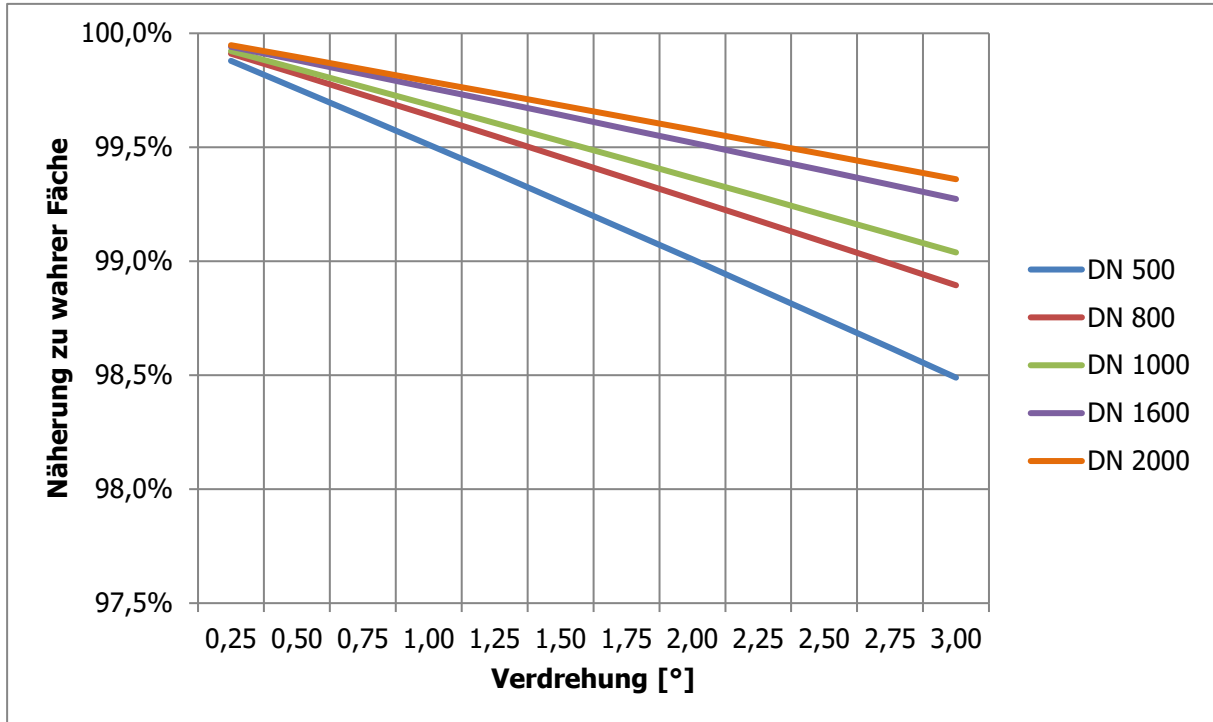


Abbildung 3-11: Verhältnis Näherung zu wahrer Fläche

Für die Funktionsverläufe in Abbildung 3-11 wurde der Ausradius mit  $r_A = (DN + 2 \cdot 0,25) / 2$  angesetzt. Die fiktiven Rohre haben also eine konstante Wanddicke von 0,25 m, unabhängig vom Nennmesser DN. Nimmt man für das Verhältnis  $r_A/DN$  einen konstanten Wert  $c$  über alle Nennweiten, ergibt sich auch für alle Nennweiten ein identischer Funktionsverlauf.

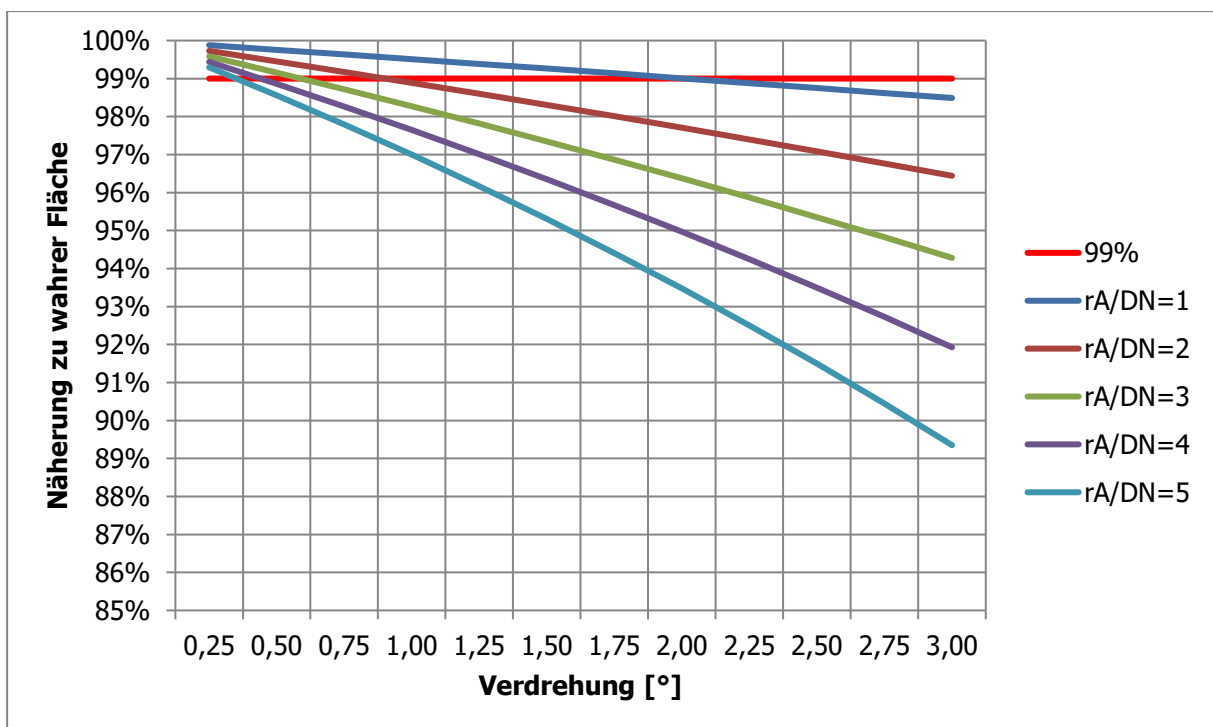
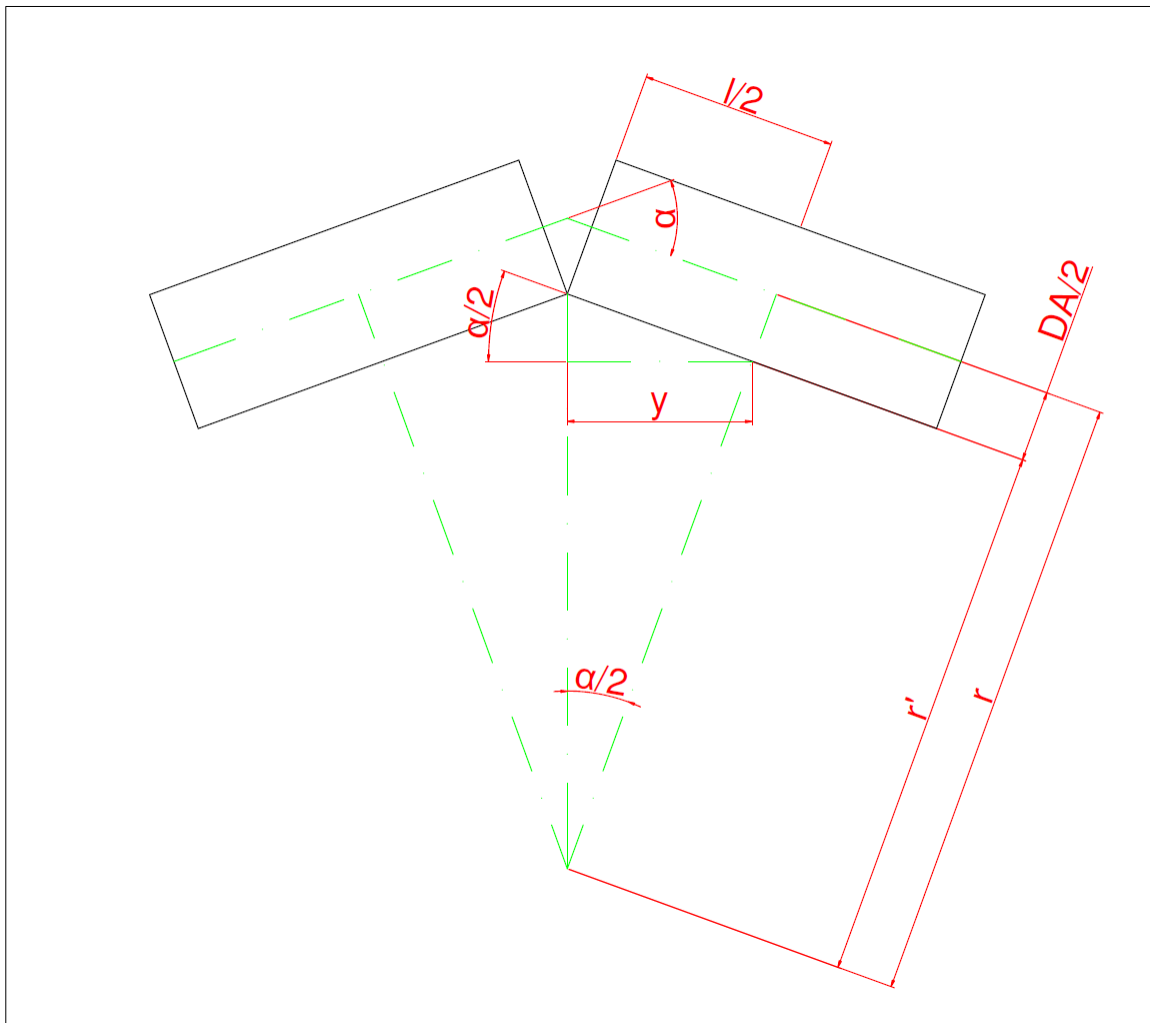


Abbildung 3-12: Verhältnis Näherung/wahre Fläche mit  $r_A/DN=c$

Wie zu erwarten war, zeigt sich, dass die Differenz zwischen der Näherung nach [21] und der wahren Fläche mit einer zunehmenden Verdrehung ebenfalls wächst. Da es sich bei diesem Ansatz um eine Näherungsberechnung handelt, die wiederum auf der Annahme basiert, dass der Versatz 2,5% von DN betragen darf, sollte die Genauigkeit nicht wesentlich stärker eingeschränkt werden. Legt man 1% zusätzliche Abweichung als Maßstab für die tolerierbare Ungenauigkeit fest, ist die Näherungsberechnung nach [21] insbesondere bei größeren Ausrundungsradien nur bedingt anwendbar. Während dieser Grenzwert bei  $r_A/DN=1$  noch bei Verdrehungen von bis zu ca.  $2^\circ$  eingehalten wird, kann bei einem Verhältnis  $r_A/DN=5$  maximal bis ca.  $0,3^\circ$  Verdrehung mit der Näherungsformel gerechnet werden. Um exakte Ergebnisse zu erzielen, muss eine weitergehende Betrachtung angestellt werden. Dazu soll in den folgenden Arbeitsschritten herausgearbeitet werden, bei welchen Verdrehungen gerade noch die, nach Arbeitsblatt DWA-A 110 [12] geforderten, 95% des Ausgangsquerschnitts verbleiben. Da sich das Arbeitsblatt DWA-A 110 auf die „Hydraulische Dimensionierung“ von Abwasserkanälen bezieht, werden diese weitergehenden Betrachtungen unter dem Kapitel 4 „Hydraulik der sphärischen Rohre“ durchgeführt.

### 3.1.4 Geometrie der Kurvenfahrt

Die Abhängigkeit von Kurvenradius und Abwinklung für Rohre mit ebenen Rohrspiegeln wird unter anderem in [45] beschrieben:



**Abbildung 3-13: Schema der Fugenklaffung nach [45]**

- $\alpha$ : Abwinklung aus Kurvenfahrt
- $l$ : Rohrlänge
- $r$ : Kurvenradius bezogen auf die Rohrachse
- $r'$ : Kurvenradius bezogen auf Rohrwand auf der Kurveninnenseite
- $y$ : Hilfsmaß

Aus Abbildung 3-13 ergeben sich folgende, mathematische Beziehungen:

$$\cos(\alpha/2) = \frac{y}{l/2} \quad (3.28)$$

$$\sin(\alpha/2) = \frac{y}{r'} \quad (3.29)$$

Durch Umformen und Gleichsetzen ergibt sich:

$$l/2 \cdot \cos(\alpha/2) = r' \cdot \sin(\alpha/2) \quad (3.30)$$

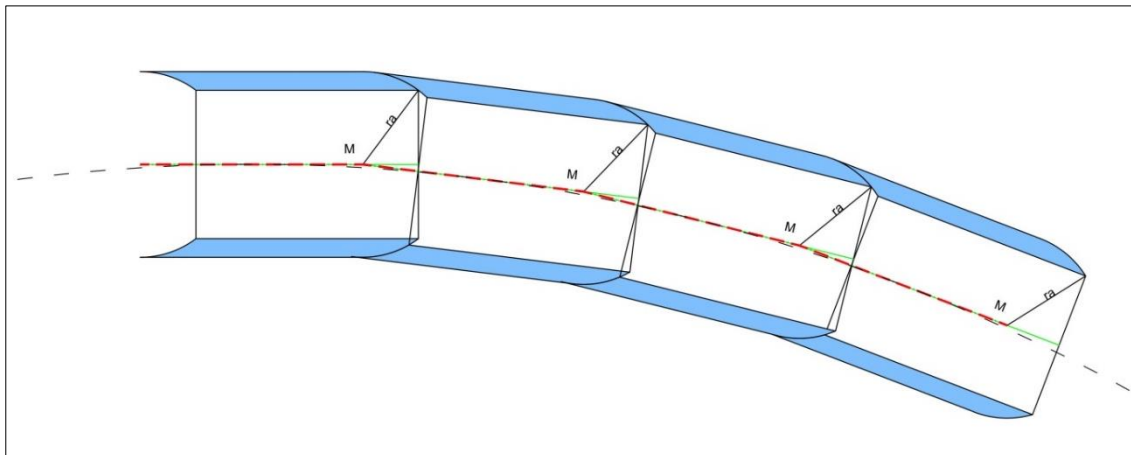
$$\frac{l}{2r'} = \tan(\alpha/2) \quad (3.31)$$

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{l}{2r'}\right) \quad (3.32)$$

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{l}{2r - DA}\right) \quad (3.33)$$

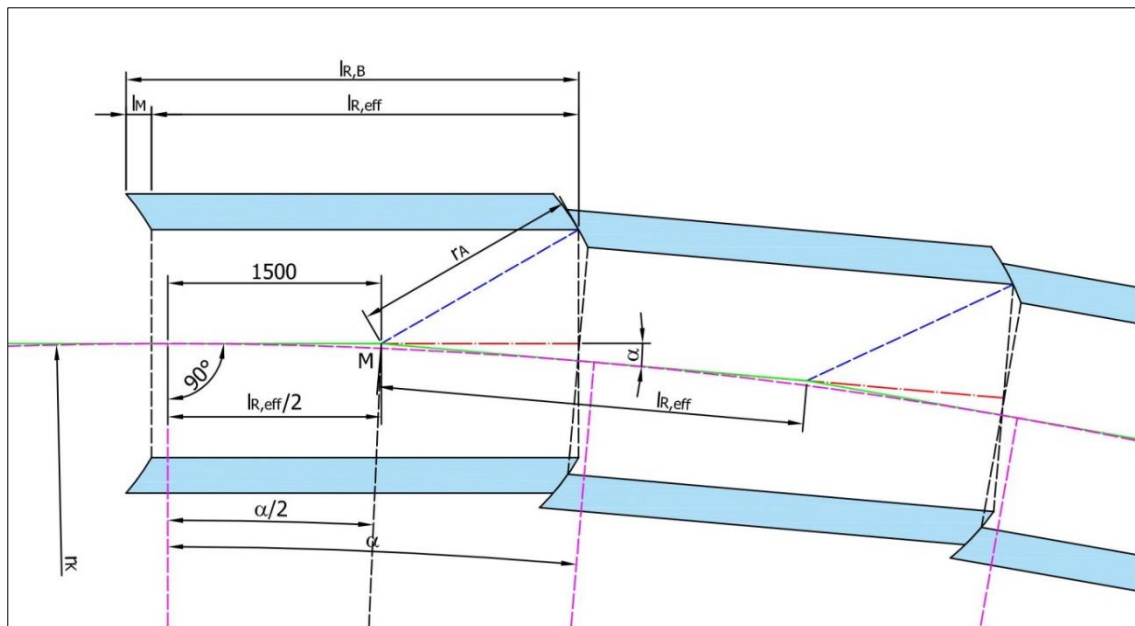
Die Abwinkelung  $\alpha$  für Rohre mit ebenem Rohrspiegel ist somit neben dem Kurvenradius  $r$  abhängig von der Rohrlänge  $l$  und dem Rohraußendurchmesser  $DA$ .

Rohre mit einem ausgerundeten Rohrspiegel verdrehen sich bei einer Kurvenfahrt um den Mittelpunkt des Ausrundungsradius gegeneinander (vgl. [21]):



**Abbildung 3-14: Gelenkkette bei Kurvenfahrt**

Vergleicht man Abbildung 3-13 und Abbildung 3-14 so erkennt man, dass sich die Punkte, um die sich die Rohre mit und ohne Ausrundung gegeneinander verdrehen, stark unterscheiden. Während sich Rohre mit ebenem Rohrspiegel so gegeneinander verdrehen, dass der Mittelpunkt der Rotation an der Kurveninnenseite liegt, drehen sich die ausgerundeten Rohre um den Mittelpunkt des Ausrundungsradius, der auf der Rohrachse liegt.


**Abbildung 3-15: Geometrie Kurvenfahrt**

Aufgrund der sphärischen Muffen werden die Rohre nicht „stumpf“ aneinandergesteckt wie Rohre mit ebenem Rohrspiegel, sondern ineinandergesteckt. Von der gesamten Baulänge  $l_{R,B}$  muss daher, zur Berechnung der effektiven Rohrlänge  $l_{R,eff}$ , die Tiefe der Muffe  $l_M$  abgezogen werden. Bei der Kurvenfahrt bildet sich eine Gelenkkette aus, deren Knickpunkte die Mittelpunkte  $M$  der Ausrundungsradien der einzelnen Rohre sind. Die Knickpunkte sind um die Rohrlänge  $l_{R,eff}$  voneinander entfernt. Die Verbindung zwischen den Knickpunkten ist die Tangente an den Kreis der Kurvenfahrt. Mit dem Winkel  $\alpha$ , der aus der Kurvenfahrt mit dem Trassenradius  $r_K$  entsteht, und der Rohrlänge  $l_{R,eff}$  gilt folgende Beziehung:

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{l_{R,eff}}{2 * r_K} \quad (3.34)$$

Die Abwinklung aus einer Kurvenfahrt ist somit:

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1}\left(\frac{l_{R,eff}}{2 * r_K}\right) \quad (3.35)$$

Im Gegensatz zur Abwinklung (bzw. zur Fugenklaffung) bei Rohren mit ebenem Rohrspiegel ist die Abwinklung der sphärischen Rohre unabhängig vom Rohraußendurchmesser. Der Rohraußendurchmesser bestimmt hier nur noch den kleinstmöglichen Ausrundungsradius wie im Kapitel 3.1.2 beschrieben. Rohre mit beliebigem Durchmesser und gleichem Ausrundungsradius sowie gleicher Baulänge verhalten sich somit bei Kurvenfahrten mit konstantem Radius identisch.

Die Länge der Muffe  $l_M$  errechnet sich aus:

$$l_M = \sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}} - \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}} \quad (3.36)$$

Vergleicht man Rohre mit konventionellem, ebenem Rohrspiegel mit den sphärischen Rohren, so erkennt man, dass die Verdrehung bei sphärischen Rohren bei gleichem Kurvenradius und gleicher Baulänge minimal kleiner ist. Die minimal kleinere Verdrehung resultiert daraus, dass in Formel (3.34) nicht die Baulänge, sondern die effektive Rohrlänge eingeht. Diese ist um die Muffenlänge kürzer als die Baulänge, da die sphärischen Rohre ineinandergesteckt und nicht stumpf gestoßen werden.

In der praktischen Anwendung wird es sinnvoll sein, die Baulänge des Rohres  $l_{R,B}$  mit üblichen Maßen wie 3,0 oder 4,0 Metern zu definieren. In eine Standardfertigteilschalung könnten so z. B. unterschiedliche Formen für die Herstellung verschiedener Ausrundungsradien eingelegt werden<sup>4</sup>. Diese Festlegung bewirkt, dass die Abwinklung aus der Kurvenfahrt zusätzlich vom Ausrundungsradius  $r_A$  und der Wanddicke  $w$  bzw. dem Rohraußendurchmesser  $DA$  abhängig wird.

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1} \left( \frac{l_{R,B} - l_M}{2 \cdot r_K} \right) \quad (3.37)$$

$$\alpha = 2 \cdot \tan^{-1} \left( \frac{l_{R,B} - \left( \sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}} - \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}} \right)}{2 \cdot r_K} \right) \quad (3.38)$$

Zu beachten ist hierbei auch, dass mit größer werdendem Ausrundungsradius zwar der Verdrehungswinkel  $\alpha$  bei konstantem Trassenradius unverändert bleibt, allerdings die Verschiebung in der Muffe linear mit dem Ausrundungsradius wächst (vgl. Kapitel 3.1.3)

### 3.1.5 Betrachtung von Raumkurven

Die bisherigen Betrachtungen beschränkten sich auf zweidimensionale Kurven. Dieses Vorgehen kann bei einem konstanten Gefälle beibehalten werden, da man die x-y-Ebene parallel zum konstanten Gefälle legen kann. Soll von einem konstanten Gefälle abgewichen werden – zum Beispiel für Flussunterquerungen als Düker –, muss die Berechnung vom  $R^2$  auf den  $R^3$  erweitert werden. Definiert man weiterhin die z-Achse als Vortriebsrichtung, kommt zu der Drehung um die y-Achse eine weitere Drehung um die x-Achse hinzu. Neben dem Versatz aus der Rotation um die y-Achse entsteht durch das Auffahren einer Raumkurve ein zusätzlicher Versatz im Sohl- und Scheitelbereich. Um Ablagerungen möglichst zu vermeiden, ist für den Sohlversatz der maximale Wert aus dem Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] – wie schon im Kapitel 2.1.2 beschrieben – maßgebend.

---

<sup>4</sup> Zu beachten ist dabei, dass von der nominellen Baulänge  $l_{R,B}$  die Wandstärken der zusätzlich eingelegten Formen verloren geht.

Zunächst müssen die Drehmatrizen auf den  $\mathbb{R}^3$  erweitert werden. Da die Drehung um die y-Achse bereits im vorherigen Kapitel mit dem Winkel  $\alpha$  beschrieben wird, wird die Drehung um die x-Achse mit dem Winkel  $\beta$  beschrieben.

Drehung um die y-Achse:

$$\begin{pmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha \end{pmatrix}$$

Drehung um die x-Achse:

$$\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ 0 & \sin \beta & \cos \beta \end{pmatrix}$$

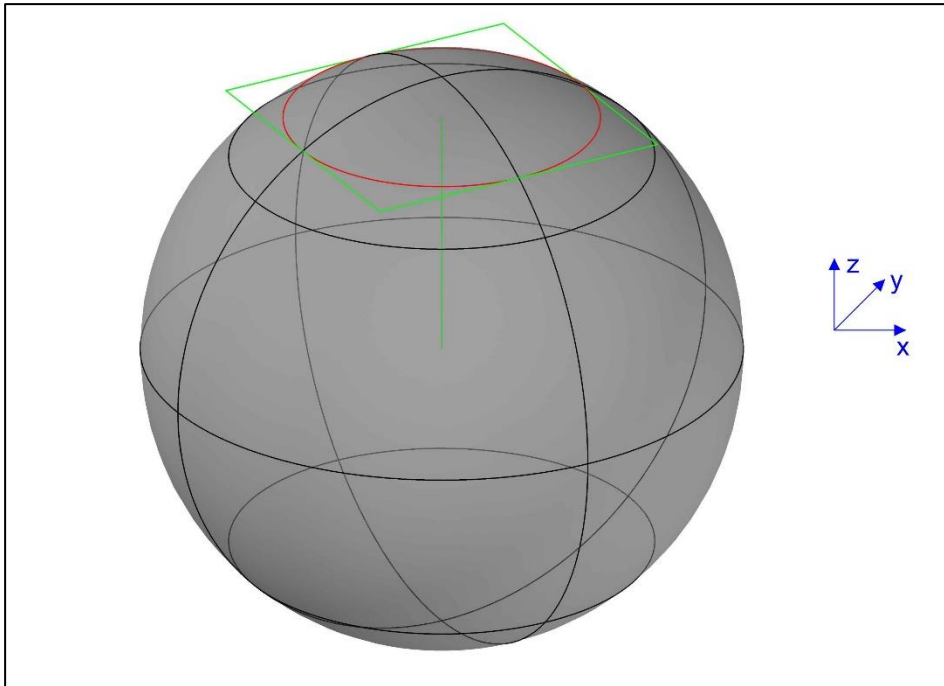
Da die Radien der Trasse in horizontaler und vertikaler Richtung unterschiedlich sein können, müssen auch zwei unterschiedliche Winkel  $\alpha$  und  $\beta$  für die unterschiedlichen Verdrehungen in die Berechnung einfließen. Dabei ist die Reihenfolge, in der die Verdrehungen eintreten, von Bedeutung, da bei hintereinander durchgeführten Transformationen eine Änderung der Reihenfolge zu einem anderen Ergebnis führt. Im Weiteren wird daher angenommen, dass eine Kurvenfahrt immer mit einer Drehung um die y-Achsen, also einer horizontalen Kurve beginnt und erst danach eine Änderung des Gefälles (Drehung um die x-Achse) auftritt.

Mit dieser Annahme kann man mit einer Matrixmultiplikation die Drehmatrix der Gesamtverdrehung berechnen:

$$\begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \cdot \sin \beta & \sin \alpha \cdot \cos \alpha \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \cdot \sin \beta & \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{pmatrix} \quad (3.39)$$

Mithilfe dieser Drehmatrix wird der Kreisquerschnitt der Muffe an seine neue Position überführt. Eine Ebene, die die Kugel (= Ausrundungskugel), welche durch den Ausrundungsradius definiert wird, in der Entfernung  $l_v$  schneidet, bildet mit der Kugel einen Schnittkreis, der exakt den Durchmesser des Rohres hat und genau an der Stelle der Muffe liegt. Die Hessesche Normalenform dieser Ebene ist:

$$\vec{x} \cdot \vec{n}_0 = l_v \quad (3.40)$$



**Abbildung 3-16: Ausrundungskugel mit Schnittebene vor Kurvenfahrt**

Abbildung 3-16 zeigt in grün die Schnittebene und in rot den Schnittkreis, der identisch mit dem Innendurchmesser an der Vorderseite der Muffe ist.

Da sich das Rohr per Definition in z-Richtung erstreckt, ist der Normalenvektor der Ebene:

$$\vec{n}_0 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}$$

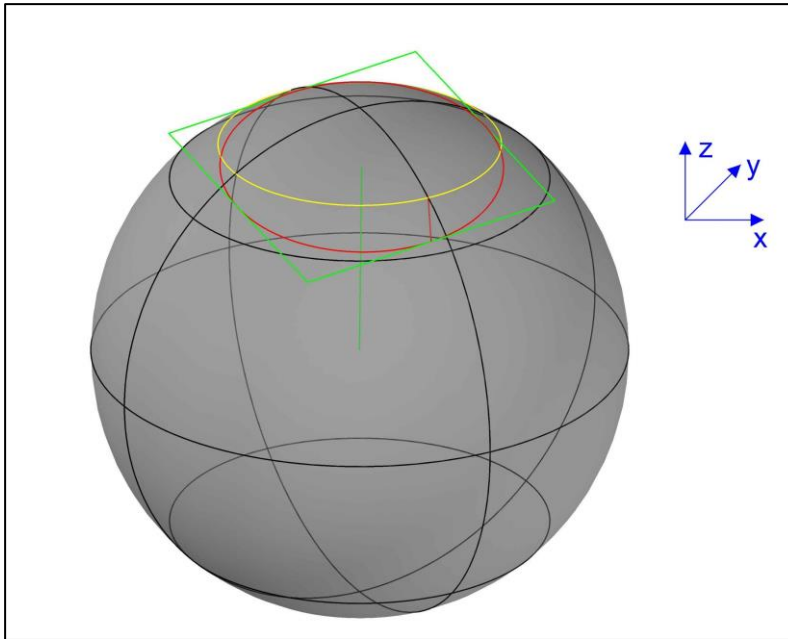
Die Ebene kann daher mit  $z=l_v$  beschrieben oder in der Hesseschen Normalenform

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} = l_v$$

dargestellt werden.

Nach der Transformation der Ebene mithilfe der Drehmatrix erhält man als Schnittkreis mit der Ausrundungskugel die neue Lage der Muffe bei einer Kurvenfahrt.




**Abbildung 3-17: Ausrundungskugel mit Schnitt Ebene bei Kurvenfahrt**

Transformation der Ebenengleichung mit der Drehmatrix:

$$\vec{n}_0' = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \cdot \sin \beta & \sin \alpha \cdot \cos \beta \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \cdot \sin \beta & \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -\sin \alpha \\ \cos \alpha \cdot \sin \beta \\ \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{pmatrix} \quad (3.41)$$

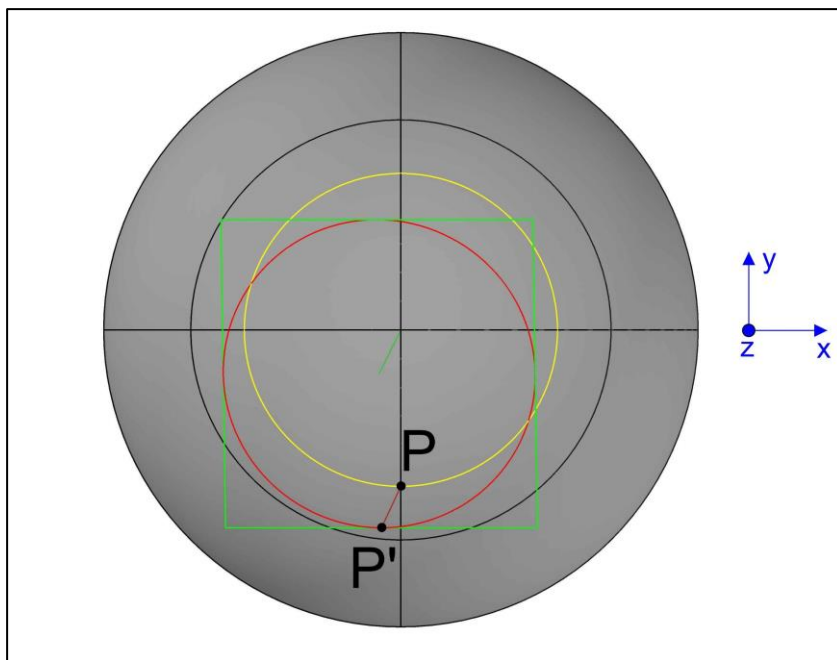
Die Gleichung der transformierten Ebene ergibt sich damit zu:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} -\sin \alpha \\ \cos \alpha \cdot \sin \beta \\ \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{pmatrix} = l_v \quad (3.42)$$

Da der Normalenvektor der Ebene in Richtung des Mittelpunktes des neuen Schnittkreises zeigt und die Entfernung dieses Mittelpunktes vom Mittelpunkt der Ausrundungskugel mit  $l_v$  bekannt ist, kann der Mittelpunkt des neuen Schnittkreises berechnet werden:

$$\vec{M}_s = \begin{pmatrix} -\sin \alpha \\ \cos \alpha \cdot \sin \beta \\ \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{pmatrix} \cdot l_v \quad (3.43)$$

Der Radius des Schnittkreises ist mit  $DN/2$  ebenfalls bekannt. Jeder Punkt des Ausgangskreises kann, durch Multiplikation seiner Koordinaten mit der Drehmatrix, in die neue Lage nach der Verdrehung bei einer Kurvenfahrt transformiert werden. Um die Einhaltung des maximal zulässigen Sohlversatzes nach Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] nachzuweisen, muss die neue Lage des Sohlpunktes berechnet werden.


**Abbildung 3-18: Verschobene Muffe auf der Ausrundungskugel**

In Abbildung 3-18 ist dargestellt, wie sich der Sohlpunkt P während des Auffahrens einer Raumkurve zum Punkt P' verschiebt. Liegt der Koordinatenursprung im Zentrum der Ausrundungskugel, hat der Punkt P die Koordinaten:

$$P = \begin{pmatrix} 0 \\ l_v \\ -DN/2 \end{pmatrix} \quad (3.44)$$

Daraus ergibt sich der Punkt P':

$$P' = \begin{pmatrix} 0 \\ l_v \\ -DN/2 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \cdot \sin \beta & \sin \alpha \cdot \cos \beta \\ 0 & \cos \beta & -\sin \beta \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \cdot \sin \beta & \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{pmatrix} \quad (3.45)$$

$$P' = \begin{pmatrix} DN/2 \cdot \sin \alpha \\ l_v \cdot \cos \beta - DN/2 \cdot \cos \alpha \cdot \sin \beta \\ -l_v \cdot \sin \beta - DN/2 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta \end{pmatrix} \quad (3.46)$$

Für den Sohlversatz ist die Verschiebung des Punktes in der Horizontalen nicht maßgebend, da sich dadurch zwar der Abstand zwischen den beiden Punkten verändert, nicht aber die Höhendifferenz. Die Höhendifferenz, also die Differenz zwischen den beiden z-Ordinaten, darf das im Arbeitsblatt DWA-A 125 geforderte Höchstmaß des Sohlversatzes nicht überschreiten. Für Rohre mit  $300 < DN < 3000$  mm gilt  $v \leq 0,01 \cdot DN$ .

$$0,01 \cdot DN > \left| -DN/2 - (-l_v \cdot \sin \beta - DN/2 \cdot \cos \alpha \cdot \cos \beta) \right| \quad (3.47)$$

Aufgelöst und zusammengefasst ergibt sich:

$$0,01 \cdot DN > \left| \frac{DN}{2} \cdot (\cos \alpha \cdot \cos \beta - 1) + l_v \cdot \sin \beta \right| \quad (3.48)$$

Aufgrund der Anzahl der Variablen ist eine allgemeine Lösung der Gleichung nicht möglich.

Um eine Größenordnung ermitteln zu können, wird zunächst der Winkel  $\alpha$  für die horizontale Kurvenfahrt auf  $2^\circ$  festgelegt. Dies entspricht in etwa einem Kurvenradius von 160 m bei einer effektiven Rohrlänge  $l_{\text{eff}} = 2,80$  m. Radian, die zu Gefälleänderungen führen, werden in der Praxis eher deutlich kleiner sein. Ein Trassenradius in der Vertikalen von 1.000 Metern würde einen Verdrehungswinkel  $\beta = 0,32^\circ$  erzeugen. Es wird  $\beta = 0,5^\circ$  gesetzt:

$$0,01 \cdot DN > \left| \frac{DN}{2} \cdot (\cos 2^\circ \cdot \cos 0,5^\circ - 1) + l_v \cdot \sin 0,5^\circ \right| \quad (3.49)$$

$$0,01 \cdot DN > \left| \frac{DN}{2} \cdot -0,00065 + l_v \cdot 0,00873 \right| \quad (3.50)$$

Wie man sieht geht der Ausdruck auf der rechten Seite der Ungleichung mit kleiner werdenden Winkeln stark gegen null, da sich die Cosinus-Funktion dem Wert eins und die Sinus-Funktion dem Wert null nähert. Nimmt man weiterhin näherungsweise  $l_v = DN$  an, was bei einem Ausrundungsradius von  $r_A \approx 1,1 \cdot DN$  zutrifft, kann man die rechte Seite weiter zusammenfassen:

$$0,01 \cdot DN > \left| \frac{DN}{2} \cdot -0,00065 + DN \cdot 0,00873 \right| \quad (3.51)$$

$$0,01 \cdot DN > |DN \cdot 0,0086975| \quad (3.52)$$

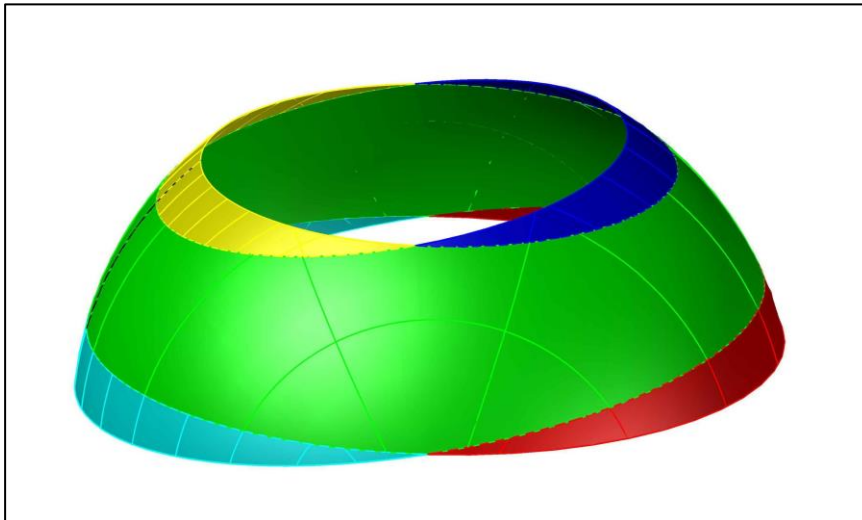
Die Forderung aus dem Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] kann damit unter den zuvor festgelegten Randbedingungen eingehalten werden.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass die sphärischen Rohre für das Auffahren von Raumkurven geeignet sind, da der maximal zulässige Sohlversatz nach dem Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] eingehalten werden kann. Es ist allerdings in der Planung zu berücksichtigen, dass aus der Verdrehung in der Vertikalen ein planmäßiger Sohlversatz der Rohre auftritt. Aus betrieblichen Gründen ist dabei ein zunehmendes Gefälle besser, als ein abnehmendes. Bei einem zunehmenden Gefälle taucht die in Fließrichtung gelegene Muffe gegenüber der ihr folgenden ab. Dadurch entsteht an der Sohle kein Fließwiderstand und somit auch nicht die Gefahr von Ablagerungen. Mit dieser Begründung kann ggfs. als Einzelfallentscheidung auch der Grenzwert aus dem DWA-A125 [16] überschritten werden.

### 3.2 Ermittlung der Kontaktfläche

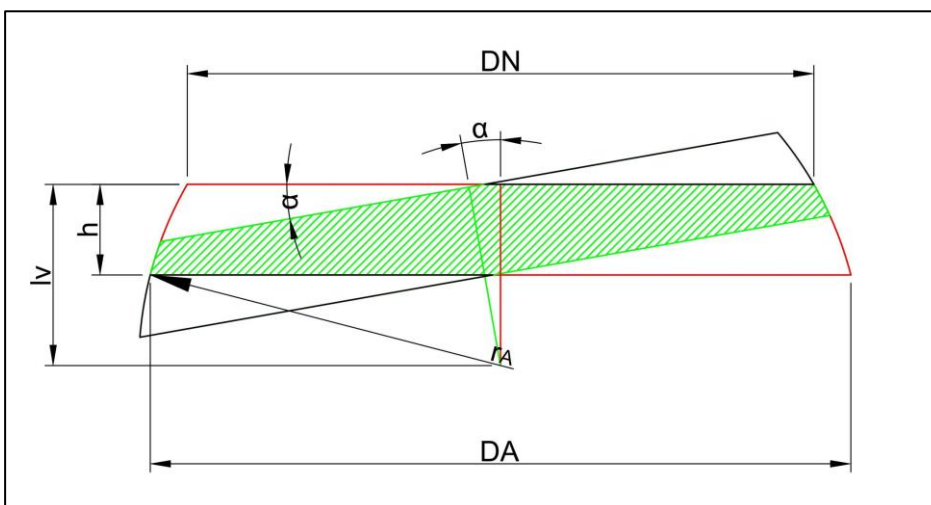
#### 3.2.1 Geometrische Grundlagen und Flächenberechnung

Solange die Vortriebstrasse entlang einer Geraden verläuft, liegen die Muffen von zwei aufeinanderfolgenden Rohren vollflächig aufeinander. Für die Übertragung der Vortriebskräfte steht die gesamte Muffenfläche zur Verfügung. Bei Kurvenfahrten winkeln sich die Rohre gegeneinander ab. Die Muffen gleiten aufgrund der Ausrundung aufeinander, wie Abbildung 3-19 veranschaulicht.



**Abbildung 3-19: 3-D-Darstellung der verdrehten Muffe**

Die in Abbildung 3-19 in rot, cyan, gelb und blau dargestellten Teilflächen der Muffen stehen für die Kraftübertragung bei einer Kurvenfahrt nicht zur Verfügung. Um die Größe der verbleibenden grünen Kontaktfläche berechnen zu können, müssen diese andersfarbigen Bereiche von der Gesamtfläche der Kugelschicht subtrahiert werden. Diese Bereiche stellen – geometrisch betrachtet – die Fläche zwischen zwei gegeneinander verdrehten Breitenkreisen auf einer Kugeloberfläche dar.



**Abbildung 3-20: Geometrie der Berührungsfläche**

Abbildung 3-20 zeigt die 2-D-Ansicht der Berührungsfläche in einer verdrehten Muffe. Die Oberfläche einer ausgerundeten Muffe wird durch eine sog. Kugelschicht beschrieben.

- $\alpha$ : Winkel der Verdrehung der Muffe  
 DN: Nennweite des Rohres (= Innendurchmesser)  
 DA: Außendurchmesser des Rohres  
 h: Höhe der Muffe (= Höhe der zu berechnenden Kugelschicht)  
 $l_v$ : Abstand zwischen der Vorderkante des Rohres und dem Mittelpunkt der Ausrundung  
 $r_A$ : Ausrundungsradius

Die Mantelfläche einer Kugelschicht berechnet sich aus:

$$M = 2 \cdot \pi \cdot r_A \cdot h \quad (3.53)$$

Durch das Gleiten während der Kurvenfahrt verringert sich die Kontaktfläche. Diese verringerte Fläche ist maßgebend für die Druckübertragung in der Muffe. Geometrisch kann die Fläche durch den Schnitt der einen Muffe an den Ebenen, die den Anfang und das Ende der gegenüberliegenden Muffenausrundungen darstellen, ermittelt werden. D. h. die Muffe muss zur Ermittlung der verbleibenden Kontaktfläche nach der Drehung noch einmal an zwei parallel verlaufenden Ebenen geschnitten werden. Der Mittelpunkt der Kugelschicht liegt um das Maß  $l_v$  (siehe Kapitel 3.1.1) unterhalb ihrer oberen Ebene. Bei der Verdrehung um den Winkel  $\alpha$  verringert sich die Kontaktfläche auf den, in Abbildung 3-20 grün schraffierten Bereich.

Die Formel zur Berechnung der vier Flächen wurde einem Mathematikforum [46] im Internet entnommen. Die Ergebnisse der Formeln wurden mittels numerischer Integration und Konstruktion in AutoCAD® geprüft und bestätigt. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass die Formel die richtigen Ergebnisse liefert. Die in Abbildung 3-19 sich paarweise gegenüberliegenden Flächen blau-gelb und rot-cyan sind jeweils gleichgroß.

Es gilt:

$$\begin{aligned}
 \text{Blau} = 2 \cdot r_A \cdot & \left( -\pi \cdot l_v + 2 \cdot r_A \cdot \sin^{-1} \left( \frac{r_A \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{r_A^2 - l_v^2}} \right) + 2 \cdot l_v \right. \\
 & \left. \cdot \cos^{-1} \left( \frac{l_v \cdot \tan \left( \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{r_A^2 - l_v^2}} \right) \right) \quad (3.54)
 \end{aligned}$$

Für die Berechnung der roten Fläche muss  $l_v$  durch  $h' = l_v - h$  ersetzt werden:

$$\begin{aligned}
 \text{Rot} = 2 \cdot r_A \cdot & \left( -\pi \cdot h' + 2 \cdot r_A \cdot \sin^{-1} \left( \frac{r_A \cdot \sin \left( \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{r_A^2 - h'^2}} \right) + 2 \cdot l_v \right. \\
 & \left. \cdot \cos^{-1} \left( \frac{h' \cdot \tan \left( \frac{\alpha}{2} \right)}{\sqrt{r_A^2 - h'^2}} \right) \right) \quad (3.55)
 \end{aligned}$$

Die verbleibende Kontaktfläche  $A_K$  (grüne Fläche) errechnet sich aus:

$$A_K = 2 \cdot \pi \cdot r_A \cdot h - (\text{Blau} + \text{Rot}) \quad (3.56)$$

### 3.2.2 Kontaktfläche der sphärischen Muffe im Verhältnis zum ebenen Rohrspiegel

Im unverdrehten Zustand ist die Kontaktfläche innerhalb der sphärischen Muffe immer größer als die Kontaktfläche eines ebenen Rohrspiegels. Das soll im Folgenden bewiesen werden.

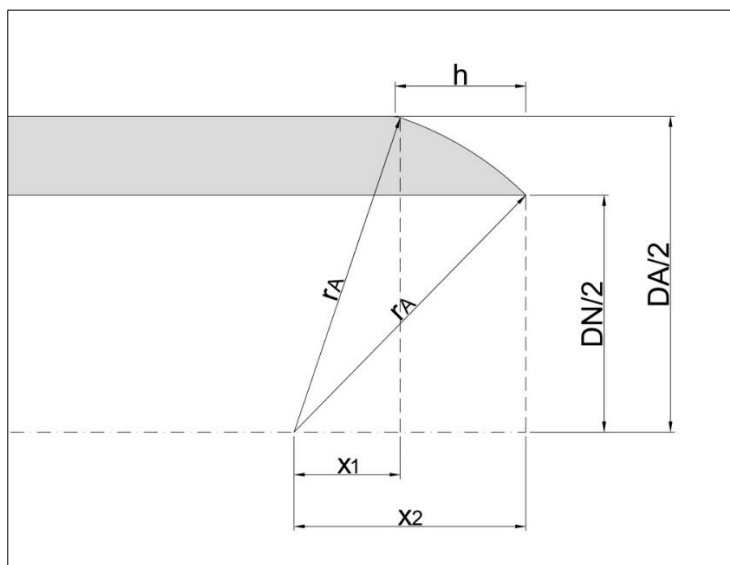


Abbildung 3-21: Abmessungen zur Berechnung der Kontaktfläche

Der Wert  $h$  in Abbildung 3-21 ist hierbei identisch mit der Muffenlänge  $l_M$ , die in Formel (3.36) berechnet wurde. In Formel (3.53) wurde die Kontaktfläche als Mantelfläche einer Kugelschicht bereits mit  $2 \cdot \pi \cdot r \cdot h$  ermittelt. Setzt man in diese Formel für  $h$   $l_M$  ein, erhält man:

$$A_K = 2 \cdot \pi \cdot r_A \cdot \left( \sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}} - \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}} \right) \quad (3.57)$$

Durch Erweitern des Terms mit

$$1 = \frac{\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}} + \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}}}{\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}} + \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}}}$$

und weiteres Umformen erhält man:

$$A_k = \frac{2}{\sqrt{1 - \frac{DN^2}{4r_A^2}} + \sqrt{1 - \frac{DA^2}{4r_A^2}}} \pi \cdot \left( \frac{DA^2}{4} - \frac{DN^2}{4} \right) \quad (3.58)$$

Da  $r_A$  gemäß Kapitel 3.1.2 mindestens  $DA/2$  betragen muss, ist der Zähler immer größer als null. Die Formel kann für jeden Wert  $r_A \geq DA/2$  eindeutig berechnet werden. Für einen wachsenden Ausrundungsradius  $r_A$  nähert sich die Geometrie der sphärischen Muffe dem ebenen Rohrspiegel immer weiter an. Dazu wird die Formel (3.58) für  $r_A \rightarrow \infty$  betrachtet:

$$\lim_{r_A \rightarrow \infty} \frac{2}{\sqrt{1 - \frac{DN^2}{4r_A^2}} + \sqrt{1 - \frac{DA^2}{4r_A^2}}} \pi \cdot \left( \frac{DA^2}{4} - \frac{DN^2}{4} \right) \quad (3.59)$$

Man erkennt, dass für  $r_A \rightarrow \infty$  die Brüche in den Wurzeln gegen null laufen. Es steht dann im Zähler zweimal Wurzel eins. Der Bruch insgesamt wird damit zu eins und die Formel für die Kontaktfläche wird zu:

$$A_K = \pi \cdot \left( \frac{DA^2}{4} - \frac{DN^2}{4} \right) \quad (3.60)$$

Formel (3.60) ist die Formel zur Berechnung des Kreisrings mit dem Innendurchmesser  $DN$  und dem Außendurchmesser  $DA$ , also der Stirnfläche eines Rohres mit ebenem Rohrspiegel. Es ist damit bewiesen, dass die Kontaktfläche bei einer endlichen Ausrundung zwischen zwei Rohren mit sphärischer Muffe im unverdrehten Zustand immer größer ist als zwischen Rohren mit ebenem Rohrspiegel. Um die Verschiebungen in der sphärischen Muffe klein zu halten werden die Ausrundungsradien in der Praxis eher in der Größenordnung des kleinst möglichen Ausrundungsradius liegen.

Davon ausgehend, dass ein Ausrundungsradius von  $DA$  praxistauglich ist, wird im Folgenden für Rohre verschiedener Nennweiten die Stirnfläche eines ebenen Rohrspiegels mit der Kontaktfläche eines mit  $DA$  ausgerundeten sphärischen Rohrs gleicher Nennweite und Wanddicke verglichen. In den folgenden Tabellen steht das Maß  $t$  für die Wanddicke des jeweiligen Rohres. Es ist:

$$t/DA = \frac{DA - DN}{2 \cdot DA} \quad (3.61)$$

**Tabelle 3-1: Vergleich Kontaktfläche zu Stirnfläche mit  $r_A=DA$** 

Rohrdaten		Stirnfläche [m <sup>2</sup> ]	Kontaktfläche sphärische Muffe				max. Verdrehung	t/DA
DN [mm]	DA [mm]		0° [m <sup>2</sup> ]	0,5° [m <sup>2</sup> ]	1,0° [m <sup>2</sup> ]	1,5° [m <sup>2</sup> ]		
500	760	0,257	0,284	0,276	0,268	0,259	1,60°	17,1%
800	1080	0,413	0,461	0,443	0,425	<b>0,408</b>	1,30°	13,0%
1000	1310	0,562	0,628	0,602	0,575	<b>0,549</b>	1,25°	11,8%
1400	1720	0,784	0,881	0,834	0,788	<b>0,741</b>	1,05°	9,3%
1600	1920	0,885	0,997	0,938	<b>0,879</b>	<b>0,820</b>	0,95°	8,3%
2000	2360	1,233	1,392	1,302	<b>1,212</b>	<b>1,122</b>	0,90°	7,6%
2600	3100	2,238	2,524	2,370	<b>2,215</b>	<b>2,061</b>	0,90°	8,1%
3000	3600	3,110	3,504	3,297	<b>3,090</b>	<b>2,882</b>	0,95°	8,3%

In Tabelle 3-1 ist aufgelistet, welche Kontaktfläche in einer sphärischen Muffe mit einer Ausrundung von  $r_A=DA$  bei verschiedenen Abwinklungen noch zur Kraftübertragung zur Verfügung steht. In der Spalte „max. Verdrehung“ ist die Abwinklung eingetragen, bei der die verbleibende Kontaktfläche der ebenen Stirnfläche entspricht. Dabei wird unterstellt, dass die Rohre mit ebenem Rohrspiegel bei der Kurvenfahrt keine klaffende Fuge aufweisen und daher die volle Fläche zur Verfügung steht. Dieser Ansatz ist konservativ im Hinblick auf die Tauglichkeit der sphärischen Muffe, da er bei dieser die Verringerung der Übertragungsfläche berücksichtigt.

Es fällt auf, dass mit wachsendem Rohrdurchmesser die max. mögliche Verdrehung abnimmt. Dies erklärt sich aus der, prozentual zum Rohraußendurchmesser, kleiner werdenden Wanddicke. Prozentual ist die Wanddicke von Rohren mit großem Durchmesser etwa nur halb so dick wie die von Rohren mit kleinem Durchmesser. Um den Einfluss des Ausrundungsradius bewerten zu können, wurde die gleiche Berechnung mit einem Ausrundungsradius von  $r_A=DN$  durchgeführt.

**Tabelle 3-2: Vergleich Kontaktfläche zu Stirnfläche mit  $r_A=DN$** 

Rohrdaten		Stirnfläche [m <sup>2</sup> ]	Kontaktfläche sphärische Muffe				max. Verdrehung	t/DA
DN [mm]	DA [mm]		0° [m <sup>2</sup> ]	0,5° [m <sup>2</sup> ]	1,0° [m <sup>2</sup> ]	1,5° [m <sup>2</sup> ]		
500	760	0,257	0,339	0,334	0,328	0,323	7,40°	17,1%
800	1080	0,413	0,516	0,502	0,489	0,476	3,85°	13,0%
1000	1310	0,562	0,694	0,673	0,653	0,633	3,25°	11,8%
1400	1720	0,784	0,948	0,909	0,871	0,833	2,10°	9,3%
1600	1920	0,885	1,062	1,013	0,964	0,915	1,80°	8,3%
2000	2360	1,233	1,473	1,397	1,321	1,245	1,55°	7,6%
2600	3100	2,238	2,682	2,553	2,424	2,295	1,70°	8,1%
3000	3600	3,110	3,734	3,561	3,388	3,215	1,80°	8,3%



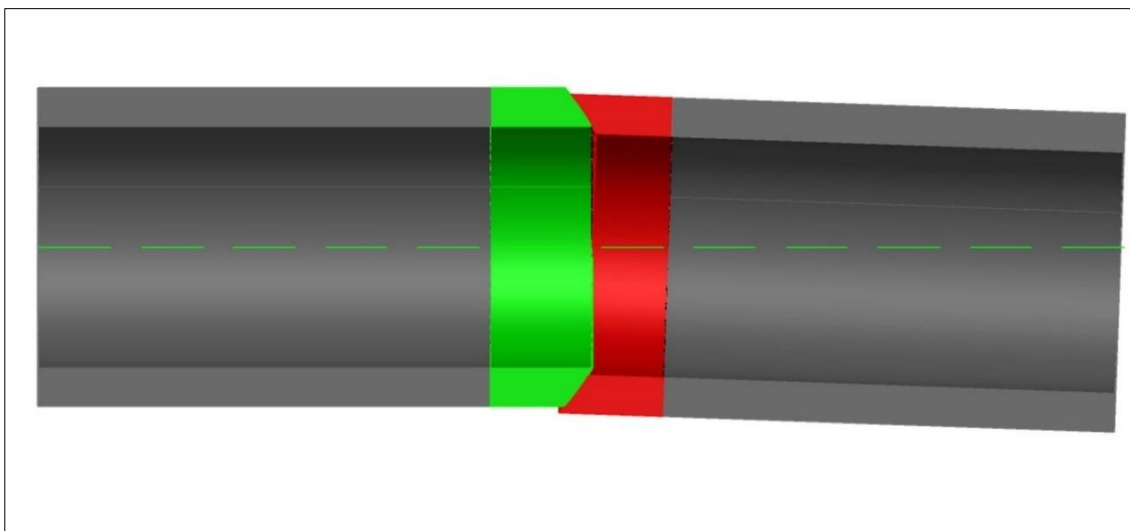
Der Grundgedanke der sphärisch ausgerundeten Rohre liegt in der Vergrößerung der Kontaktfläche zwischen zwei Rohren mit dem Ziel, die Übertragung der Vortriebskräfte zu optimieren. Wie die beiden vorstehenden Tabellen zeigen kann das, bei einem Ausrundungsradius der Größe  $DA$ , nicht für alle Nennweiten und Abwinklungen sichergestellt werden. Beschränkt man den Ausrundungsradius auf das Maß  $DN$  sind alle untersuchten Querschnitte in der Lage, Kurven mit einer daraus resultierenden Verdrehung von mehr als  $1,5^\circ$  zu durchfahren und gleichzeitig mindestens die gleiche Kontaktfläche in der Muffe zu gewährleisten wie Rohre mit ebenem Rohrspiegel. Bereits durch die Verkleinerung des Ausrundungsradius von  $DA$  auf  $DN$  kann die Kontaktfläche deutlich vergrößert werden. Bei einer Baulänge von drei Metern entspricht ein Grad Abwinklung für das Rohr mit  $DA=1.720$  mm dem, im Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] empfohlenen, Radius von  $200 \times DA$ . Bei größeren Rohren wird dieser unterschritten, bei kleineren ist er zum Teil deutlich größer. Bei  $1,5^\circ$  wird der empfohlene Radius bereits ab der Nennweite  $DN 1000$  unterschritten. Um im Markt bestehen zu können, ist daher davon auszugehen, dass Abwinklungen von mindestens einem Grad möglich sein müssen.

### 3.3 Alternative Muffenausbildungen

#### 3.3.1 Verwendung von Gelenkstücken

Wie schon in [8] beschrieben, sind, neben der bisher betrachteten Muffenausbildung durch eine Ausrundung an den Stirnseiten der Rohre, auch andere Geometrien mit Gelenkstücken (bzw. einem „Aufsatz“ [8]) denkbar. Mithilfe von Gelenkstücken könnten konventionelle Rohre mit ebenen Stirnflächen mit einem sphärischen Gelenk „nachgerüstet“ werden. Dabei können entweder zwei oder drei Gelenkstücke zwischen zwei konventionellen Rohren platziert werden.

#### 3.3.2 2-Gelenkstück-Muffe



**Abbildung 3-22: 2-Gelenkstück-Muffe**

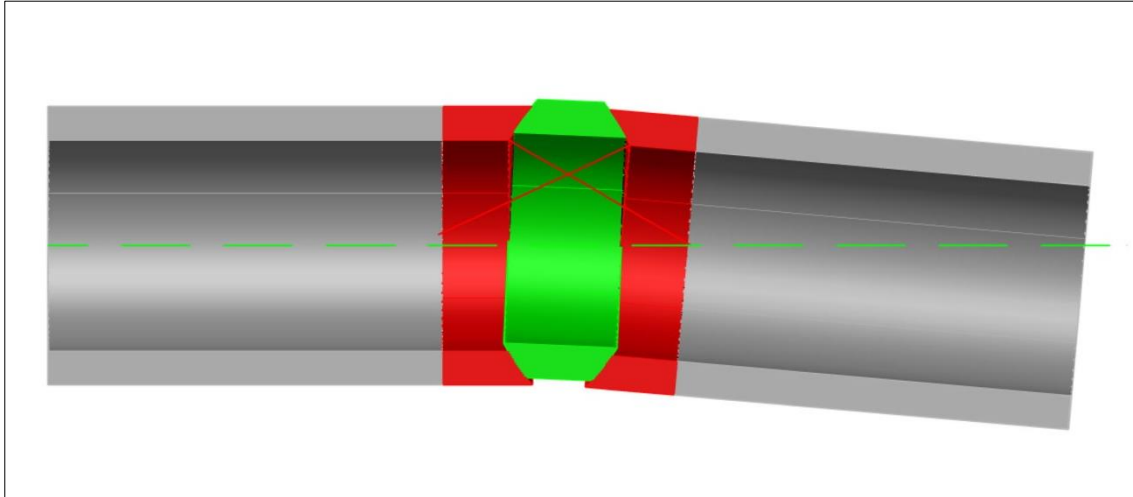
Die 2-Gelenk-Muffe funktioniert analog der Muffe der sphärischen Rohre. Allerdings verlängert sich die Rohrlänge durch das zusätzlich eingefügte Gelenkstück. Entsprechend der Formel

$$\alpha = 2 * \tan^{-1} \left( \frac{l_{R,eff}}{2 * r_K} \right) \quad (3.62)$$

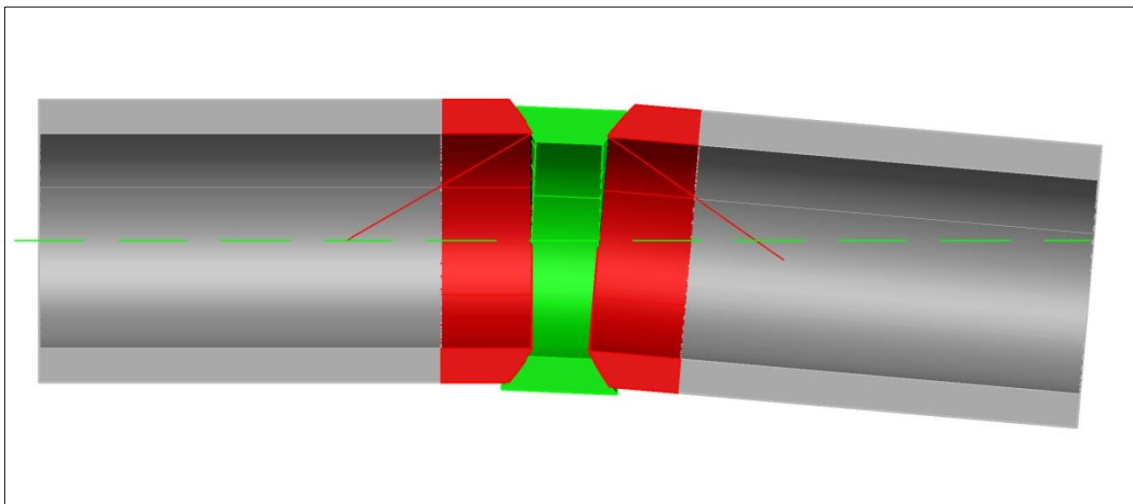
wird dadurch die maximal mögliche Abwinkelung bereits bei kleineren Kurvenradien erreicht. Weiterhin muss sichergestellt werden, dass die Gelenkstücke nicht auf den ebenen Stirnflächen kippen. Dies könnte z. B. durch eine Verdübelung erreicht werden. Der Vorteil dieses Systems liegt darin, dass konventionelle Rohre für Kurvenvortriebe mit kleinen Radien genutzt werden können. Es gelten die gleichen geometrischen Zusammenhänge wie bei sphärischen Rohren. Es müssen daher keine veränderten oder ergänzenden Berechnungen angestellt werden. Lediglich die größere effektive Rohrlänge ist in den Berechnungen zu berücksichtigen.

### 3.3.3 Mehrgelenk-Muffe

Um die Abwinklung in den einzelnen Gelenken zu reduzieren könnten mehrere Gelenkstücke oder sphärische Rohre mit zusätzlichen Gelenkstücken kombiniert werden. Dabei können die Zwischenstücke entweder konkav, konvex oder konkav-konvex ausgebildet werden.

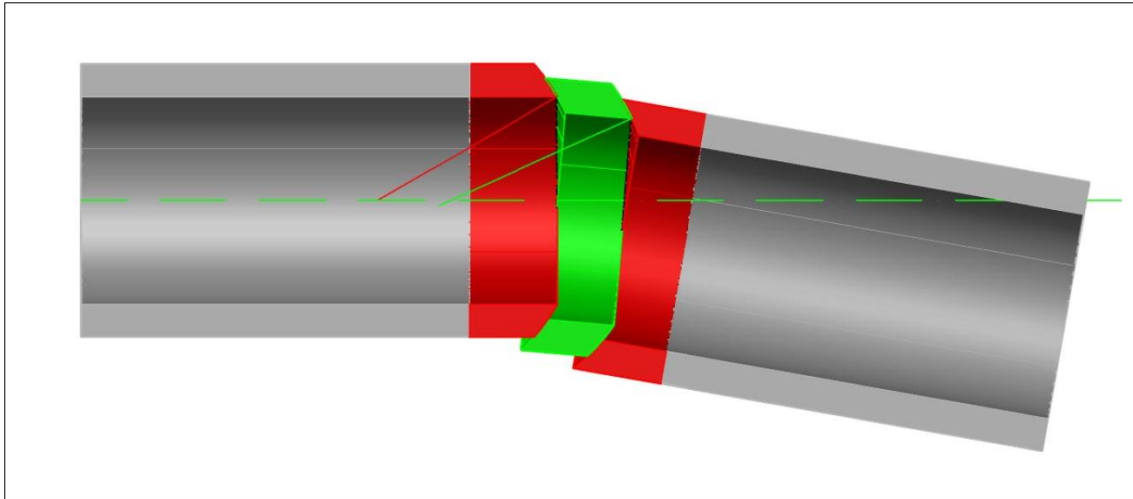


**Abbildung 3-23: Gelenkstück konkav**



**Abbildung 3-24: Gelenkstück konvex**

Wie man in den beiden vorherigen Abbildungen erkennen kann, verhalten sich konkave und die konvexen Gelenkstücke bei gleicher Kurvenfahrt unterschiedlich. Während das konkave Gelenkstück sich zum Kurvenaußenrand verschiebt, bewegt sich das konvexe Kurvenstück zum Kurveninnenrand.

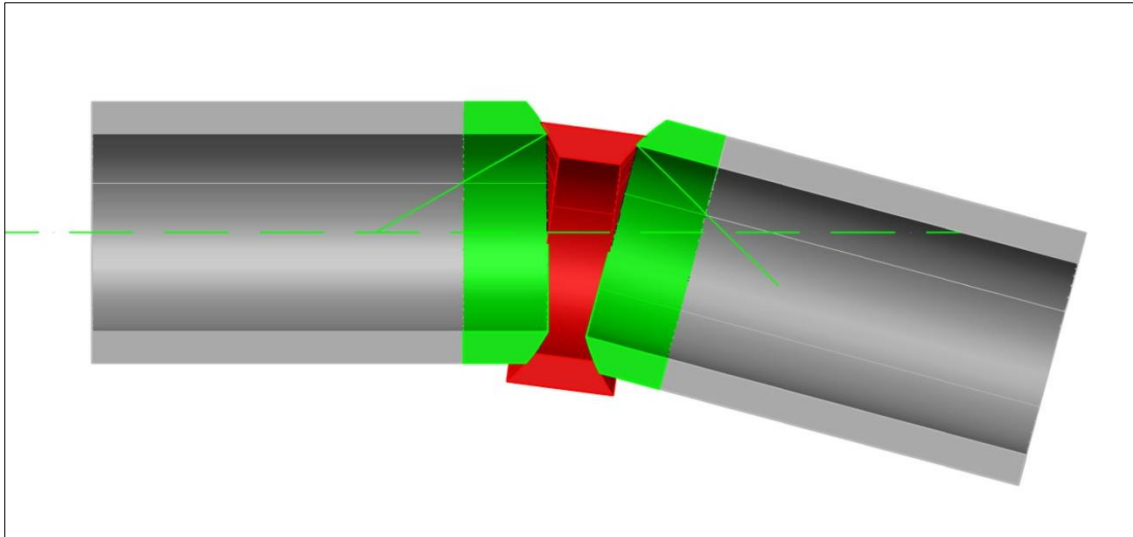


**Abbildung 3-25: Gelenkstück konvex-konkav**

Ein konvex-konkaves Gelenkstück verhält sich wie ein sehr kurzes sphärisches Rohr. Die Bewegung bei einer Kurvenfahrt ähnelt der Bewegung eines Handgelenks. Das konvex-konkave Gelenkstück übernimmt dabei die Funktion eines Handwurzelknochens.

Ein entscheidender Nachteil aller Varianten ist, dass es nicht zu verhindern ist, dass sich das Gelenk nur in einer Fuge verschiebt. Somit kann nicht sicher davon ausgegangen werden, dass eine gleichmäßige Verteilung der Gesamtabwinklung auf die zwei Fugen und damit eine Verringerung der einzelnen Versätze einstellt. Die ungleichmäßige Verschiebung könnte schon allein daraus entstehen, dass bei der Einfahrt in eine Kurve zunächst die Haftreibung in der ersten Muffe überwunden werden muss. Gleiten die Rohre dann in den Fugen aufeinander, wirkt die geringere Gleitreibung. Ist also bei der Kurveneinfahrt die Haftreibung in der ersten Fuge überwunden, herrscht dort ein geringerer Widerstand als in der folgenden Fuge. Daher ist es wahrscheinlich, dass die Ablenkkräfte aus der Kurvenfahrt vollständig oder zumindest zu einem großen Anteil in der Muffe aufgenommen werden, die als erste in den Kurvenbereich kommt. Das würde dann wiederum zu einer ungewollten, ungleichmäßigen Abwinklung führen.

Der wesentliche Nachteil dieser Gelenkausbildungen, der sie für die Praxis untauglich macht, ist die Verschiebung des mittleren Gelenkteils. Diese wird – außer durch das umgebende Erdreich – nicht behindert bzw. begrenzt. Es ist möglich, dass das mittlere Gelenkstück aus der Verbindung herausgeschoben wird.

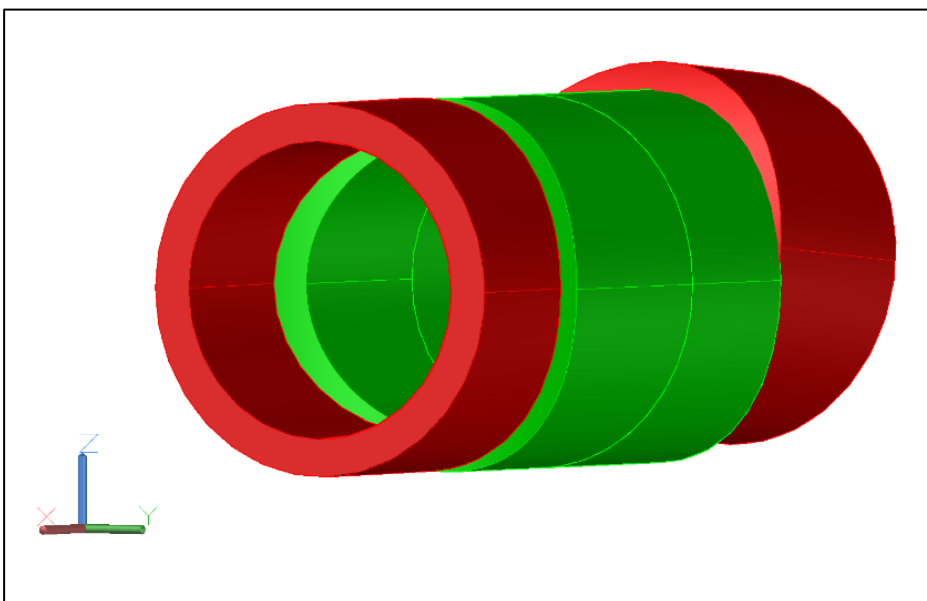


**Abbildung 3-26: Herausgeschobenes Gelenkstück**

In Abbildung 3-26 wird deutlich, dass die Verschiebung des mittleren Gelenkstückes unbehindert stattfinden kann. Je weiter die Rohre sich gegeneinander abwinkeln, desto stärker klaffen die äußeren Gelenkstücke auf. Die Aufklaffung schiebt das mittlere Gelenkstück an einer Muffenseite aus der Verbindung heraus und zieht es auf der gegenüberliegenden Muffenseite hinein. Dieser Effekt kann noch verstärkt werden, wenn sich mehrere Rohre gleichzeitig in einer Kurve befinden. Es entsteht ein gelenkiger Stabzug, dessen Bewegung nicht vorhersagbar ist. So können sich einige Rohre an die Kurveninnen- andere an die Kurvenaußenseite anlegen. Dieser Effekt wird auch in [32] für Rohre mit ebenem Rohrspiegel beschrieben wird.

### 3.3.4 „Kardangelenk“

Um räumliche Bewegungen zu ermöglichen, ist es grundsätzlich auch denkbar die Geometrie aus Abbildung 1-4 um jeweils  $90^\circ$  um die Rohrlängsachse gedreht zu kombinieren.

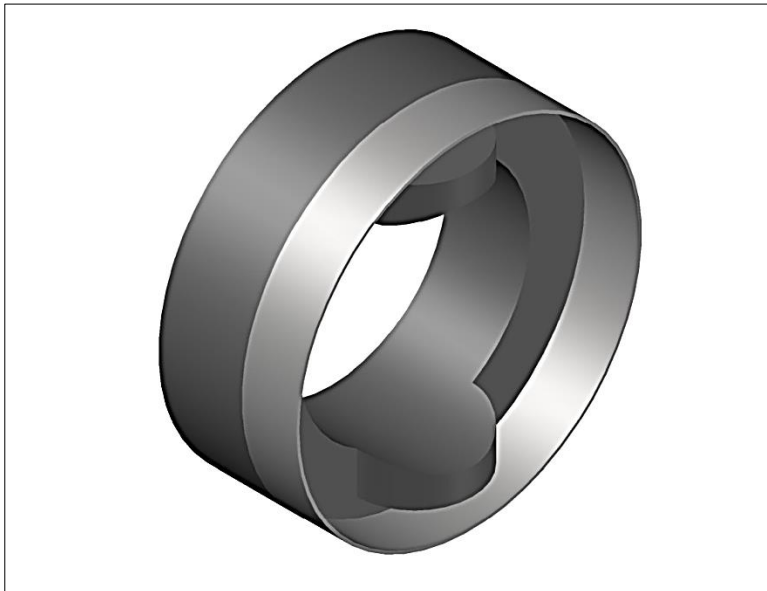


**Abbildung 3-27: Rohr mit "Kardangelenk"**

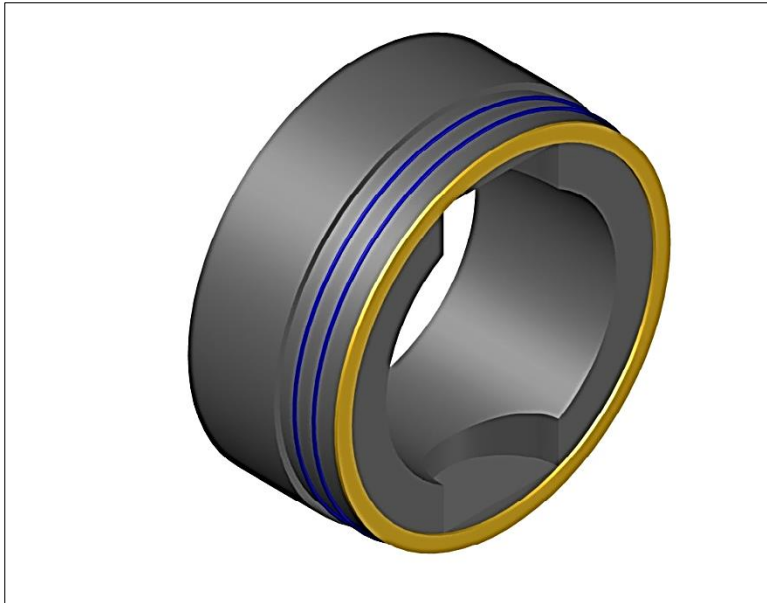
Die mögliche Funktionsweise eines solchen „Kardangelenks“ ist in Abbildung 3-27 dargestellt. Dabei ermöglicht je ein Gelenkteil die horizontale (im Bild vorne) und einer die vertikale Abwinklung (im Bild hinten). Diese Anordnung bedingt aber auch eine Reihenfolge bei der Abwinklung. Folgt eine Raumkurve auf einen geraden Trassenabschnitt, oder endet in einem solchen, wird entweder zunächst die horizontale oder die vertikale Abwinklung zurückgestellt. In der jeweils anderen Richtung hätte der Rohrstrang die Tendenz die gekrümmte Trasse beizubehalten. Das „Kardangelenk“ stellt daher keine Verbesserung der sphärischen Ausrundung dar.

### 3.3.5 Ein-axiales Gelenk

Die bisher betrachteten Geometrien basierten auf der Annahme, dass eine dreidimensionale Bewegung mit beliebiger Verdrehung im Raum möglich sein muss. Der Vollständigkeit halber soll an dieser Stelle ein ein-axial bewegliches Gelenk untersucht werden.



**Abbildung 3-28: Ein-axiales-Gelenk - Muffe**



**Abbildung 3-29: Ein-axiales-Gelenk - Spitzende**

Bei einem ein-axialen Gelenk wird die Rotation in der Muffe zum Beispiel durch eine halb-kreisförmige Ein- oder Ausbuchtung an Spitz- und Muffenende gesteuert. Durch die zentrale Anordnung des Halbkreises verläuft die Rotationsachse exakt durch den Übergang von einem Rohr auf das Folgende. Ein Rohr mit einem solchen Gelenk verhält sich somit ähnlich wie ein konventionelles Vortriebsrohr. Um eine Bewegung in diesem Gelenk zu ermöglichen muss allerdings planmäßig ein Spalt zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rohren vorhanden sein. In diesen Spalt könnte ein elastisches Material, als Analogie zu einem Druckübertragungsring (DÜR), eingebaut werden (in Abbildung 3-29 in beige dargestellt). Dieser DÜR darf allerdings nicht über eine zu hohe Verformungsfestigkeit verfügen, da es ansonsten sehr schnell zu einer Spannungskonzentration im kurveninneren Kämpferbereich kommen wird. Durch die Rotation nähern sich die Rohrwände im kurveninneren Kämpferbereich gegenseitig an. Wird diese Annäherung durch eine zu hohe Festigkeit des DÜR behindert, wird sich die Muffe nicht weiter um die Rotationsachse drehen, sondern zum Kurvenäußeren hin aufklappen. Der DÜR kann daher nur sehr begrenzt zur Kraftübertragung zwischen zwei Rohren herangezogen werden. Die wesentliche Kraftübertragung muss über das halbkreisförmige Rotationselement erfolgen. Das hat zur Folge, dass die Druckübertragungsfläche deutlich kleiner ist als bei konventionellen und vor allem bei sphärischen Rohren. Durch die Ausrundung entsteht im ein-axialen Gelenk, ebenso wie bei sphärischen Rohren, neben der Druckspannung auch eine Zugspannung im Bereich der druckübertragenden Ausrundung. Aus statischer Hinsicht ist das ein-axiale Gelenk schlechter zu bewerten als die sphärische Muffe. Die Beweglichkeit des Gelenks beschränkt sich auf die Drehung um die Hochachse des Rohres. Raumkurven können damit nicht aufgeföhren werden. In der folgenden Aufstellung werden die Vor- und Nachteile des ein-axialen Gelenks aufgeföhrt:

### Vorteile:

- Hohe Querkraftstabilität
- Kleine Rotationsradien = kleine Verschiebungen
- Rotationsmittelpunkt im Knickpunkt des Rohrgelenks
- Verzahnung der Rohre wirkt Verrollung entgegen
- Konventionelle Schalung kann mit zusätzlichen Einsätzen verwendet werden

### Nachteile:

- Kleine nutzbare Druckübertragungsfläche
- Sehr hohe Anforderungen an das genaue Anlegen insbesondere der ersten Rohre
- Raumkurven nicht möglich
- Schwierige Korrekturfahrt bei Abweichung von der geplanten Gradienten

Auch wenn die Anzahl der Vorteile überwiegt, muss doch bei der Gewichtung der Aspekte das Fazit gezogen werden, dass das ein-axiale Gelenk keine Verbesserung des Stands der Technik darstellt. Wesentliche Nachteile sind die kleine nutzbare Druckübertragungsfläche sowie die Einschränkung der Beweglichkeit auf die horizontale Ebene. Das ein-axiale Gelenk wird aus diesen Gründen im weiteren Verlauf dieser Arbeit nicht weiter untersucht.



### 3.4 Gestaltung der Rohrverbindung und Ausführung der Dichtung

#### 3.4.1 Anforderungen an die Rohrdichtung

Im Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] finden sich im Kapitel 5.3 „Rohrverbindungen“ Hinweise zur Ausführung der Verbindung von Vortriebsrohren. Bei Vortriebsrohren wird die Dichtung üblicherweise auf das Spitzende aufgezogen. Dies entspricht der Regelung im DWA-A 125 „Rohrverbindungen (Steckverbindungen) müssen mit einem auf der äußeren Rohrwand liegenden Dichtsystem ausgebildet werden...“ [16]. Insbesondere im Kanalbau ist die Dichtheit des hergestellten Rohrstrangs von zentraler Bedeutung. Hier ist das Austreten von Abwasser aus dem Rohrsystem unbedingt zu vermeiden, da es durch Undichtigkeiten zur Verschmutzung des umgebenden Bodens und ggfs. auch des Grundwassers kommt. Die Verunreinigung des Bodens und von Gewässern (also auch des Grundwassers) wird in § 324 und § 324a StGB unter Strafe gestellt. Aber auch das Eindringen von Grundwasser in das Rohrsystem ist kritisch zu betrachten. Es kommt in diesem Fall zwar zu keiner direkten Schädigung der Umwelt, allerdings kann das eindringende, sog. „Fremdwasser“ durch die Verdünnung des Abwassers zu Problemen auf den Kläranlagen führen. Auch kann das einströmende Grundwasser Bodenpartikel mitführen, was zu einem Bettungsentzug des Rohres und im Extremfall auch zu Einbrüchen an der Geländeoberfläche führen kann.

Die Prüfung der Dichtheit von Vortriebsrohren muss nach DIN EN 12889 [18] bzw. für Freispiegelleitungen nach DIN EN 1610 [14] in Verbindung mit dem Arbeitsblatt DWA-A 139 [15] erfolgen. Die Anforderungen an die Werkstoffe der äußeren Dichtungen sind in DIN EN 681-1 [13] geregelt. Maßgebendes Dichtelement ist bei Vortriebsrohren immer die äußere Dichtung. "Unabhängig von einer späteren Ausführung einer inneren Dichtung müssen die Rohrverbindungen so konstruiert und ausgeführt sein, dass alle Funktionen bei ordnungsgemäßem Vortrieb dauerhaft von der äußeren Dichtung übernommen werden" [16].

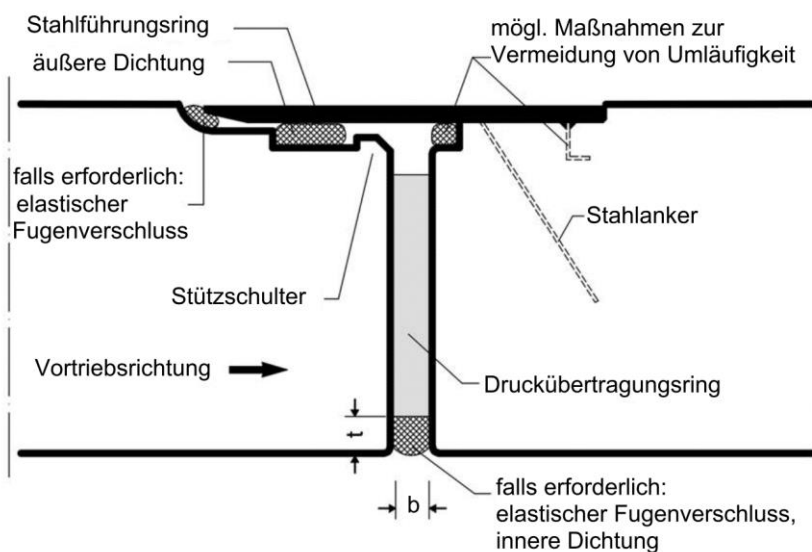


Abbildung 3-30: Beispiel einer konventionellen Rohrfügung [16]

Rohrverbindungen von Vortriebsrohren müssen laut DIN EN 1916 so ausgeführt sein, „...dass eine oder mehrere Dichtungen verwendet werden können“ [17]. Wie in Abbildung 3-30 dargestellt, wird bei konventionellen Rohren üblicherweise die Dichtheit in der Rohrfügung über die Komprimierung der Dichtungsprofile durch den Stahlführungsring erreicht. Andere Rohrverbindungstypen werden beispielsweise in [16] beschrieben. Ausführungen wie Falzmuffen und lose Stahlführungsringe sind mittlerweile nicht mehr üblich. Das Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] empfiehlt ab DN 1500 keine losen Stahlführungsringe zu verwenden.

### 3.4.2 Anforderungen an Stahlführungsringe

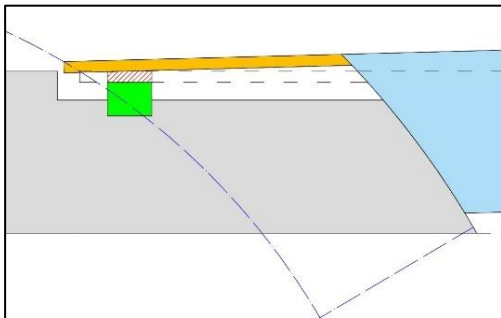
„Bei der Wahl des Werkstoffes und der Abmessung der Führungsringe müssen die mechanischen und chemischen Beanspruchungen von außen und von innen berücksichtigt werden“ [16]. Als chemische Angriffe sind dabei vor allem die Beanspruchung durch korrosive Stoffe aus dem Grundwasser und dem zu transportierenden Medium zu nennen. Weiterhin muss der SFR in der Lage sein, die Querkräfte in der Muffe aufzunehmen. Die statischen Erfordernisse und die Bewertung des korrosiven Angriffs bestimmen die Dicke des Stahlführungsringes. Bei gekrümmten Vortriebstrassen und sich gegeneinander abwinkelnden muss durch die Länge des SFR auch eine ausreichende Überdeckung der Dichtungsprofile gewährleistet werden. Folgende Werkstoffe sind gemäß Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] für die Verwendung als Führungsring zugelassen:

- Rohrwerkstoff (genormt oder zugelassen für das zu transportierende Medium: Gas, Wasser, Abwasser),
- nichtrostender Stahl nach DIN EN 10088-1 [47],
- Stahl mit Überzug (z. B. gummiert),
- Baustahl nach DIN EN 10025-1 bis -6 [48], ggf. mit Abrostungszuschlag, der unter Beurteilung der Korrosionswahrscheinlichkeit nach DIN 50929-3 [49] und nach Arbeitsblatt DVGW GW 9 [50] ermittelt werden kann.

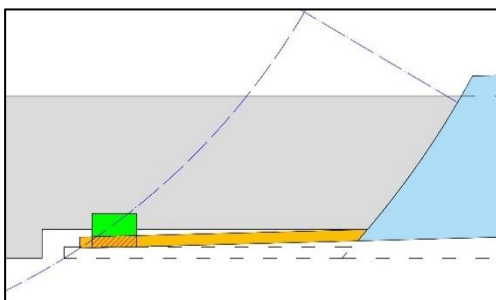
Die Kombination eines zugelassenen Rohrwerkstoffes als Führungsring mit einem anderen als dem des Rohrs wird nicht ausgeschlossen. Demnach könnten auch z. B. GFK Führungsringe für (Stahl-)Betonvortriebsrohre verwendet werden. Eine Mindestdicke bzw. -länge wird ebenfalls nicht vorgeschrieben. Eine Anzahl von Auftraggebern ist jedoch dazu übergegangen Mindestabmessungen in eigenen Zusätzlichen Technischen Vertragsbedingungen (ZTV) festzulegen. Beispielsweise fordern die Stadtentwässerungsbetriebe Köln eine Mindestlänge von 240 mm bis zu einer Rohrnennweite DN 2000 und darüber einen mindestens 300 mm langen SFR. Die Mindestdicke wird mit 12 mm vorgeschrieben. Werkstoffalternativen zu Stahl werden dort nicht zugelassen.

### 3.4.3 Übertragung der Anforderungen auf sphärische Muffen

Grundsätzlich müssen die sphärischen Rohrverbindungen die gleichen normativen Anforderungen erfüllen wie Rohre mit konventionellen Rohrverbindungen und den Regelblättern der DWA entsprechen. Die Erfüllung von besonderen Anforderungen aus zusätzlichen Vertragsbedingungen einzelner Auftraggeber ist nicht zwingend erforderlich, aber im Sinne der Marktakzeptanz wünschenswert. Wie bereits in den vorhergehenden Kapiteln beschrieben, verschieben sich die gegenüberliegenden Enden der sphärischen Muffe bei einer Kurvenfahrt auf ihrem Ausrundungskreis gegeneinander. Die Bewegungen, die der Führungsring und die Dichtung dadurch erfahren, unterscheiden sich von denen, von Rohren mit ebenen Rohrspiegeln. Die folgenden Abbildungen verdeutlichen diesen Unterschied am Beispiel einer Linkskurve (Vortriebsrichtung in den Abbildungen von links nach rechts).



**Abbildung 3-31: Verschiebung SFR innen**

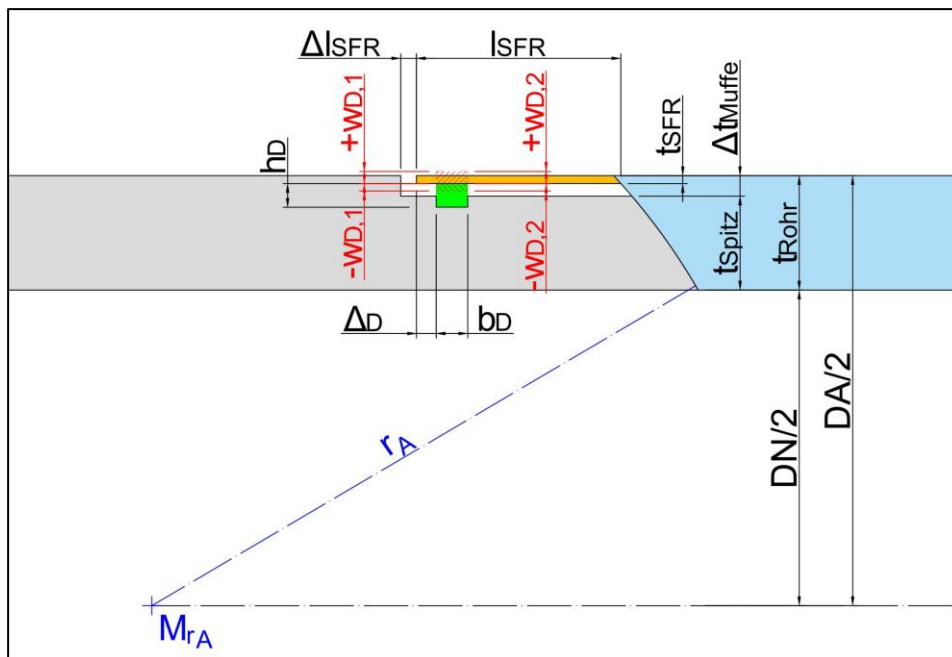


**Abbildung 3-32: Verschiebung SFR außen**

Die Rotation in der sphärischen Muffe führt auf der Innenseite einer Kurve zu einer Entlastung der Dichtung, während diese auf der Außenseite zusätzlich komprimiert wird. Bei Rohren mit ebenen Rohrspiegeln erfährt die Dichtung auf der Innenseite der Kurve eine Kompression, auf der Außenseite eine Dekompression. Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird die Größe der Verschiebung des Führungsrings bei sphärischen Muffen ermittelt und mit jenen verglichen, die bei Rohren mit ebenen Rohrspiegeln auftreten.

### 3.4.4 Gestaltung der sphärischen Muffe

Da sich der Stahlführungsring im Kämpferbereich sowohl quer als auch längs zur Vortriebsrichtung verschiebt, müssen sphärische Muffen so gestaltet werden, dass die hierfür erforderlichen Freiheitsgrade zur Verfügung stehen.



**Abbildung 3-33: Maße für die Ausformung der Muffe**

Die vorstehende Abbildung 3-33 zeigt die, für die geometrische Ausbildung der sphärischen Muffe, maßgebenden Abmessungen. Das Maß  $\Delta l_{SFR}$  bezeichnet den Bewegungsspielraum für die Längsverschiebung des SFR. Mit  $t_{Spitz}$  wird die maximal mögliche Stärke des Spitzendes, unter Berücksichtigung des erforderlichen Bewegungsraums quer zu Rohrachse, beschrieben. Ein weiteres wichtiges Maß ist der Abstand  $\Delta_D$  zwischen der Spitze des Stahlführungsringes und dem - in Vortriebsrichtung - hinteren Ende des Dichtprofils. Da der SFR sich auf der Kurvenaußenrichtung in Vortriebsrichtung verschiebt, muss durch ein ausreichendes Vorhaltemaß  $\Delta_D$  sichergestellt werden, dass die Dichtung auch während der Kurvenfahrt vollständig durch den SFR überdeckt bleibt. Zum einen wird so sichergestellt, dass der SFR auch nach der Kurve, beim Übergang in einen geraden Trassenabschnitt, in seine Ausgangslage zurückgleiten kann, zum anderen werden so eventuelle Beschädigungen der Dichtung beim Zurückgleiten verhindert. Die Maße  $b_D$  und  $h_D$  definieren die Breite des Dichtprofils und seine Höhe in komprimiertem Zustand bei gerader Trassenführung. Mit den Maßen  $w_{D1}$  und  $w_{D2}$  werden die erforderlichen Arbeitswege des Dichtprofils beschrieben. Als Länge des Stahlführungsringes wird mit dem Maß  $l_{SFR}$  ausschließlich die freie Länge des Führungsringes, ohne den im Rohr verankerten Teil, definiert. Die im Rohr eingebettete Länge ist für die Bestimmung der geometrischen Ausformung der Muffe nicht relevant. Mit  $\Delta t_{Spitz}$  wird die Größe bezeichnet, um die die Wandung am Spitzende dünner ausgeführt werden muss, um dem Stahlführungsring auf der Kurvenaußenseite die Möglichkeit zu geben näher zur Rohrachse zu wandern.

Alle, die Bewegungsfreiheiten betreffenden, Maße sollten mit einem Sicherheitszuschlag beaufschlagt werden. Das Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] sieht für die Bemessung von Vortriebsrohren in Längsrichtung einen Zuschlag zur planmäßigen Abwinklung aus der Kurvenfahrt für Steuerkorrekturen vor. Der Wert  $\varphi_{St}$  ist dabei in Abhängigkeit vom Rohrdurchmesser zu ermitteln, wobei er mit zunehmendem Durchmesser kleiner wird. Die Übernahme dieses Werts, zur Absicherung von Toleranzen für die Bewegung des Stahlführungsringes bei sphärischen Muffen, kann nicht empfohlen werden. Die Verschiebungen in den sphärischen Muffen werden mit wachsender Nennweite des Rohres bei gleichbleibender Abwinklung größer, da die

Mindestausrundung  $r_{A,\min}$  gleich dem halben Außendurchmesser des Rohres ist. Ein mit wachsender Nennweite geringer werdender Sicherheitszuschlag würde daher die gewünschte Sicherheit verkleinern. Geeigneter scheint aus diesem Grund ein fester Pauschalwert für alle Nennweiten – z. B. +5 bis 10 mm – oder ein prozentualer Zuschlag, z. B. 10%. Eine abschließende Festlegung der Größe von erforderlichen Sicherheitsbewerten kann allerdings erst nach der praktischen Erprobung der sphärischen Rohre ermittelt werden.

Unter der Voraussetzung, dass eine Gradientenkrümmung ausschließlich in der horizontalen Ebene geplant wird, ist es ausreichend, die Bewegung im Kämpferbereich zu berechnen, da sie hier am größten ist. Bei räumlich gekrümmten Trassen müssen die Bewegungen aus der horizontalen und der vertikalen Krümmung überlagert werden. Darauf wird an dieser Stelle verzichtet, da Vortriebsrohre aus (Stahl-)Beton fast ausschließlich für den Transport von Wasser oder Abwasser eingesetzt werden. Bei diesem Anwendungsfall wird in der Regel das (Ab-)Wasser im Freigefälle transportiert und das Gefälle variiert nicht innerhalb eines Leitungsabschnittes (einer Haltung). Man kann also davon ausgehen, dass die hier betrachteten Vortriebe nicht mit Krümmungen in mehr als einer Ebene aufgeföhren werden. Ein grundsätzlicher Ansatz zur Berücksichtigung von Raumkuren wurde im Kapitel 3.1.5 durchgeführt. Dieser muss ggfs. weiter ausgearbeitet werden, wenn sich die Notwendigkeit von doppelt gekrümmten Trassen herausstellt.

Um die einzelnen Werte zu berechnen, muss jeder Berechnungsstelle ein eigener Rotationsradius zugeordnet werden. Eine Ausnahme davon bildet der Wert  $\Delta t_{\text{Muffe}}$ , da er an der Stelle berechnet wird, an dem die Innenseite des Stahlföhhrungsringes in die Rohrwandung übergeht. Er liegt daher auf der Ausrundung und hat den Rotationsradius  $r_A$ .

### 3.4.5 Verschiebung des Stahlführungsringes bei Kurvenfahrten

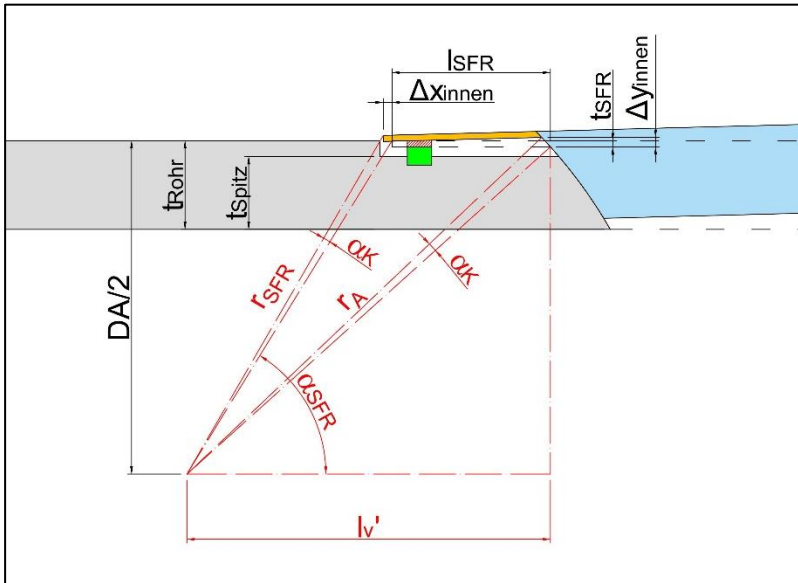


Abbildung 3-34: Bewegung Stahlführungsring Kurveninnenseite

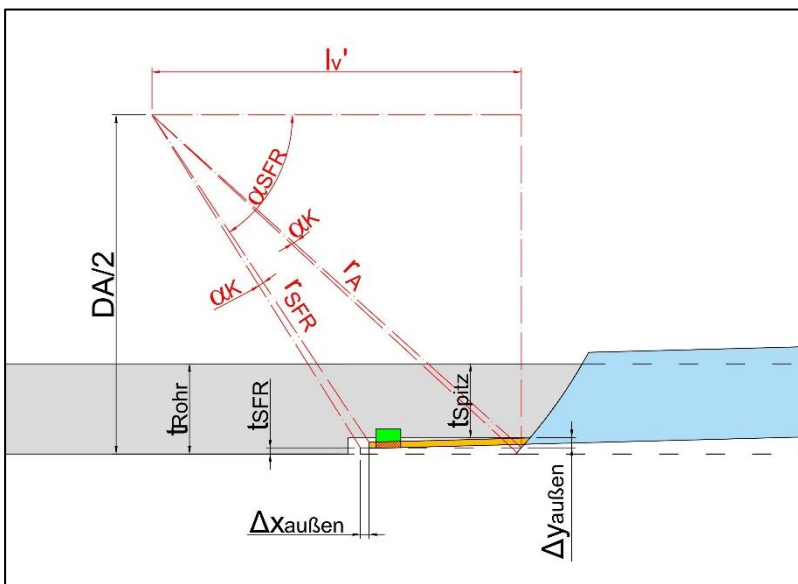


Abbildung 3-35: Bewegung Stahlführungsring Kurvenaußenseite

In Abbildung 3-34 und Abbildung 3-35 ist die Bewegung eines Stahlführungsringes (SFR) bei einer Kurvenfahrt dargestellt.

Erläuterung der Bemaßung:

$\alpha_{SFR}$	: Winkel zwischen Rohrachse und Spitze SFR in Ausgangslage
$\alpha_K$	: Winkel aus Kurvenfahrt
$\Delta x$ ,	: Verschiebung der Spitze des SFR in x-Richtung
$\Delta y$	: Verschiebung der Spitze des SFR in y-Richtung
$l'_v$	: Entfernung in x-Richtung vom Beginn SFR bis Ausrundungsmittelpunkt
$r_{SFR}$	: Radius der Rotation der Spitze des SFR um den Ausrundungsmittelpunkt

Die übrigen Maße wurden bereits in vorherigen Abbildungen definiert. Der Winkel  $\alpha_K$  beschreibt dabei indirekt den Kurvenradius. Das Verhältnis zwischen dem Verdrehungswinkel  $\alpha$  und dem Kurvenradius wurde bereits in Gleichung (3.35) hergeleitet. Auf der Kurvenaußenseite vergrößert sich bei einer Kurvenfahrt der Abstand des SFR zum nachfolgenden Rohr, auf der Kurveninnenseite verringert er sich.

Aus den geometrischen Randbedingungen in Abbildung 3-34 lassen sich die Verschiebungen in x- und -Richtung der Spitze des SFR bei einer Kurvenfahrt mit den folgenden Formeln berechnen.

$$l'_v = \sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} \quad (3.63)$$

$$r_{SFR} = \sqrt{\frac{DA}{2} - t_{SFR} + (l'_v - l_{SFR})^2} \quad (3.64)$$

Einfügen (3.63) in (3.64) und ausmultiplizieren:

$$r_{SFR} = \sqrt{r_A^2 - 2 \cdot l_{SFR} \cdot \sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} + l_{SFR}^2} \quad (3.65)$$

$$\alpha_{SFR} = \sin^{-1}\left(\frac{\frac{DA}{2} - t_{SFR}}{r_{SFR}}\right) \quad (3.66)$$

$$\Delta x_{innen} = r_{SFR} \cdot (\cos(\alpha_{SFR} + \alpha_K) - \cos(\alpha_{SFR})) \quad (3.67)$$

$$\Delta x_{außen} = r_{SFR} \cdot (\cos(\alpha_{SFR} - \alpha_K) - \cos(\alpha_{SFR})) \quad (3.68)$$

$$\Delta y_{innen} = r_{SFR} \cdot (\sin(\alpha_{SFR}) - \sin(\alpha_{SFR} + \alpha_K)) \quad (3.69)$$

$$\Delta y_{\text{au\ss en}} = r_{\text{SFR}} \cdot (\sin(\alpha_{\text{SFR}}) - \sin(\alpha_{\text{SFR}} - \alpha_K)) \quad (3.70)$$

Das Ma\ss  $\Delta x_{\text{innen}}$  beschreibt die horizontale Bewegung des Stahlf\u00fchrungsringes und bestimmt somit auch den erforderlichen Spielraum  $\Delta l_{\text{SFR}}$ , um den das Spitzende l\u00e4nger ausgef\u00fchrt werden muss, um sicher zu stellen, dass der Stahlf\u00fchrungsring bei seiner Bewegung entgegen der Vortriebsrichtung auf der Kurveninnenseite nicht an das Folgerohr anst\u00f6\ss t. Zusammen mit der H\u00f6he der Dichtung  $h_D$  und der Dicke des Stahlf\u00fchrungsringes definiert das Ma\ss  $\Delta y_{\text{au\ss en}}$  die Dicke des Spitzendes  $t_{\text{Spitz}}$ .

$$t_{\text{Spitz}} = t_{\text{Wand}} - t_{\text{SFR}} - \Delta y_{\text{au\ss en}} \quad (3.71)$$

Die Gleichungen (3.67) bis (3.70) sind so aufgestellt, dass der Winkel  $\alpha_K$  als Winkel der Kurvenfahrt immer mit positivem Vorzeichen eingesetzt werden kann. Ein negatives Vorzeichen von  $\Delta y$  bedeutet eine Kompression, ein positives eine Dekompression der Dichtung. Dabei f\u00e4llt auf, dass die Werte  $\Delta x$  und  $\Delta y$  innen und au\ss en nicht gleich gro\ss sind. Das ist dadurch begr\u00fcndet, dass sich die Spitzen des SFR auf einem Kreis um den Mittelpunkt des Ausrundungskreises bewegen. Die x- und y-Koordinaten der Spitzen lassen sich \u00fcber den jeweiligen Erhebungswinkel errechnen:

$$\begin{pmatrix} x \\ y \end{pmatrix} = r_{\text{SFR}} \cdot \begin{pmatrix} \sin \alpha \\ \cos \alpha \end{pmatrix} \quad (3.72)$$

W\u00e4hrend die Spitzen des SFR sich vor der Kurvenfahrt noch spiegelsymmetrisch gegen\u00fcberliegen, bewegen sie sich bei der Kurvenfahrt auf einem Kreisbogen. Die L\u00e4nge des Kreisbogens zwischen den beiden Spitzen bleibt konstant. Sie beginnt und endet aber an sich \u00e4ndernden x- und y-Koordinaten. Bei Winkeln nahe  $90^\circ$  und  $270^\circ$  \u00e4ndert sich bei dieser Bewegung die y-Koordinate nur geringf\u00fcgig. Bei Winkeln nahe  $0^\circ$  und  $180^\circ$  ist der Betrag der \u00c4nderung der x-Koordinate gering. Liegen sich die Spitzen des SFR nicht diametral gegen\u00fcber – bilden also einen Winkel ungleich  $180^\circ$  – \u00e4ndern sich die x- und y-Koordinaten bei der Bewegung in der Kurve ungleichm\u00e4\ss ig. Die x-y-Koordinaten berechnen sich dann neu mit dem Winkel  $\alpha - \alpha_K$  und  $\alpha + \alpha_K$ . Es ist offensichtlich, dass die Koordinaten au\ss en und innen dann unterschiedlich sein m\u00fcssen. Eine Ausnahme ergibt sich f\u00fcr  $\alpha = 90^\circ$ , da sowohl die Sinus- als auch die Cosinus-Funktion symmetrisch zu einer Achse in y-Richtung bei  $90^\circ$  sind. F\u00fcr die Cosinus-Funktion \u00e4ndert sich allerdings das Vorzeichen.

Der gesamte Verschiebungsweg ergibt sich aus:

$$\sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \quad (3.73)$$

Der gesamte Verschiebungsweg ist au\ss en und innen gleich. Dieses Ergebnis war zu erwarten, da ansonsten eine Verformung des SFR stattfinden m\u00fcsste. Rechnerisch l\u00e4sst sich diese Gleichheit nachweisen, indem man eine andere Funktion zur Beschreibung eines Kreises betrachtet:

$$r^2 = x^2 + y^2 \quad (3.74)$$



Diese Gleichung muss auch gelten, wenn man für  $x$   $x+\Delta x$  einsetzt und für  $y$   $y+\Delta y$ .

Dabei gilt:

$$x + \Delta x = r \cdot \sin(\alpha + \alpha_K) \quad (3.75)$$

$$y + \Delta y = r \cdot \cos(\alpha + \alpha_K) \quad (3.76)$$

Einsetzen in Gleichung (3.74) und Umstellen der Gleichung ergibt:

$$r^2 = r^2 \cdot (\sin^2(\alpha + \alpha_K) + \cos^2(\alpha + \alpha_K)) \quad (3.77)$$

Da die Addition der Quadrate von Sinus und Cosinus unabhängig vom Winkel immer gleich eins ist, bleibt  $r^2=r^2$  übrig. Damit ist nachgewiesen, dass der absolute Verschiebungsweg von zwei gegenüberliegenden Punkten des SFR gleich sein muss, auch wenn es die Einzelverschiebungen  $\Delta x$  und  $\Delta y$  nicht sind.

### 3.4.6 Erforderlicher Arbeitsweg der Dichtung

Wie das vorherige Kapitel zeigt, verschiebt sich der Führungsring auf der Kurveninnen- und -außenseite. Um die Dichtheit der Rohrfügung auch in diesem Zustand sicher zu stellen, müssen die Dichtungen für sphärische Vortriebsrohre daher diese Verschiebung ausgleichen. Dazu müssen die Dichtungen sowohl eine zusätzliche Kompression als auch eine Dekompression gegenüber dem Zustand bei nicht abgewinkelter Muffe zulassen.

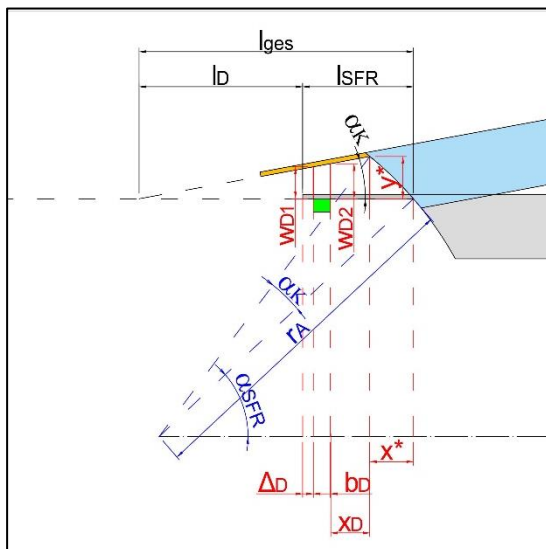
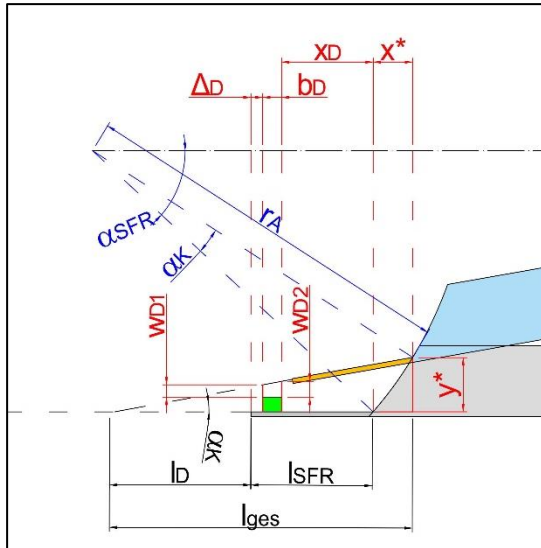


Abbildung 3-36: Arbeitswege  $w_{d1}$  und  $w_{d2}$  der Dichtung auf der Innenseite



**Abbildung 3-37: Arbeitswege  $w_{d1}$  und  $w_{d2}$  der Dichtung auf der Außenseite**

Die vorstehenden Abbildungen zeigen die Verformungen eines Dichtungsprofils auf der Innen- und Außenseite der Kurvenfahrt. In den Abbildungen sind deutlich größere, als die praxistauglichen, Abwinkelungen dargestellt, um die Bewegung des Stahlführungsrings deutlich zu machen. Die Maße  $w_{D1}$  und  $w_{D2}$  repräsentieren die Änderung der Kompression der Dichtung auf ihrer Vorder- und Rückseite. Dabei ist zu beachten, dass  $\alpha_{SFR}$  in diesen Darstellungen anders definiert ist, als für die Berechnung der Bewegung der Spitze des Stahlführungsrings. Für die Berechnung der Arbeitswege  $w_{D1}$  und  $w_{D2}$  der Dichtungen gilt:

$$\alpha_{SFR} = \sin^{-1} \left( \frac{\frac{DA}{2} - t_{SFR}}{r_A} \right) \quad (3.78)$$

Es wird deutlich, dass der Führungsringsring neben der zusätzlichen Kompression bzw. Dekompression auch eine Beanspruchung der Dichtung in Längsrichtung verursacht. Wie in Abbildung 3-37 ersichtlich wird, kann die Verschiebung in Längsrichtung auf der Außenseite dazu führen, dass der Führungsringsring die Dichtung nicht mehr überdeckt. Die Arbeitswege der Dichtungen innen und außen können aus den in den Abbildungen verwendeten Abmessungen berechnet werden. Dazu wird zunächst der Schnittpunkt der gedachten Verlängerungen der Unterseite des Führungsrings vor und nach der Verschiebung ermittelt. Dieser liegt um das Maß  $l_{ges}$  von dem Punkt entfernt, an dem der Führungsringsring auf der Innenseite in die Rohrwandung übergeht. Der Winkel zwischen den beiden gedachten Linien ist identisch mit der Abwinkelung aus der Kurvenfahrt. Somit kann die Steigung der gedachten Linie des verschobenen Führungsrings mit  $\tan(\alpha_K)$  beschrieben werden. Durch die unterschiedlichen Bewegungen in Richtung der Vortriebsachse ist das Maß  $l_{ges}$  auf der Innen- und Außenseite der Kurve nicht gleich groß.

$$x_{innen}^* = r_A \cdot (\cos(\alpha_{SFR}) - \cos(\alpha_{SFR} + \alpha_K)) \quad (3.79)$$

$$y_{innen}^* = r_A \cdot (\sin(\alpha_{SFR} + \alpha_K) - \sin(\alpha_{SFR})) \quad (3.80)$$

$$x_{außen}^* = r_A \cdot (\cos(\alpha_{SFR} - \alpha_K) - \cos(\alpha_{SFR})) \quad (3.81)$$

$$y_{\text{au\ss en}}^* = r_A \cdot (\sin(\alpha_{SFR}) - \sin(\alpha_{SFR} - \alpha_k)) \quad (3.82)$$

$$l_{\text{ges,innen}} = x^* + \frac{y^*}{\tan(\alpha_K)} \quad (3.83)$$

$$l_{\text{ges,au\ss en}} = \frac{y^*}{\tan(\alpha_K)} \quad (3.84)$$

$$l_{D,\text{innen}} = l_{\text{ges,innen}} - l_{SFR} \quad (3.85)$$

$$l_{D,\text{au\ss en}} = l_{\text{ges,au\ss en}} - l_{SFR} \quad (3.86)$$

Daraus lassen sich die Arbeitswege der Dichtung innen und au\ss en berechnen.

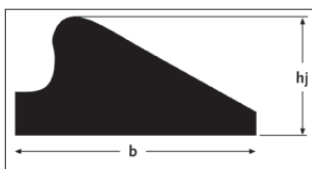
$$w_{D1,\text{innen}} = (l_{D,\text{innen}} + \Delta_D) \cdot \tan(\alpha_K) \quad (3.87)$$

$$w_{D2,\text{innen}} = (l_{D,\text{innen}} + \Delta_D + b_D) \cdot \tan(\alpha_K) \quad (3.88)$$

$$w_{D1,\text{au\ss en}} = (l_{D,\text{au\ss en}} + \Delta_D) \cdot \tan(\alpha_K) \quad (3.89)$$

$$w_{D2,\text{au\ss en}} = (l_{D,\text{au\ss en}} + \Delta_D + b_D) \cdot \tan(\alpha_K) \quad (3.90)$$

In diesen Formeln steht  $\Delta_D$  f\ur die \u00berstand des Stahlf\urhrungsringes \u00ber das Dichtprofil und  $b_D$  f\ur die Breite der Dichtung. F\ur diese Berechnungen wurde ein Dichtungsprofil mit einem rechteckigen Querschnitt unterstellt. Diese sind aus heutiger Sicht im Rohrvortrieb nicht \u00fcblich. Gebr\au chlich sind Dichtungen mit einem keilf\ur migen Profil (vgl. Abbildung 3-38). Diese erleichtern das Aufschieben des F\ur hrungsringes.



**Abbildung 3-38: Querschnitt eines \u00fcblichen Dichtprofils [46]**

Die in der derzeitigen Praxis verwendeten Profile weisen nur geringe m\ou gliche Arbeitswege auf. Beispielhaft sind in Tabelle 3-3 die m\ou glichen Arbeitswege in Millimetern f\ur Profile des Herstellers DS Dichtungstechnik GmbH (DS Seal) [51] zusammengestellt. Selbst die gr\ou \ss ten Profile weisen Arbeitswege von deutlich weniger als 20 Millimetern auf. Berechnet man nach

den Formeln aus diesem Kapitel die erforderlichen Arbeitswege von Dichtungen für sphärische Rohre, so zeigt sich, dass schon bei kleinen Rohrdurchmessern Arbeitswege erforderlich werden, die um den Faktor zwei größer sind, als die marktüblicher Produkte.

**Tabelle 3-3: Möglicher Arbeitsweg ( $w \pm$ ) einer Dichtung nach [51] in [mm]**

h <sub>j</sub>	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40
w	5,9	7,1	8,2	9,4	10,6	11,8	13,0	14,1	15,3	16,5	17,6	18,9	20,1	21,2	22,4	23,6
$\pm \Delta w$	0,5	0,6	0,8	0,9	1,0	1,1	1,3	1,4	1,5	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,3	2,4

In Tabelle 3-3 ist die Höhe des jeweiligen Dichtprofils im nicht eingebauten Zustand mit h<sub>j</sub> bezeichnet. Die Zahlenwerte in der Zeile w beschreiben die Höhe im eingebauten Zustand in Millimetern und die Werte in der Zeile  $\pm \Delta w$  den möglichen Arbeitsweg, ebenfalls in Millimetern. Der mögliche Arbeitsweg liegt in einer Größenordnung von 8 – 10% der Höhe im eingebauten Zustand.

Die Geometrie der Kurvenfahrt von Rohren mit einer ebenen Rohrfügung wurde im Kapitel 3.1.4 bereits beschrieben. Daraus lässt sich, mit der Kenntnis über die Länge des verwendeten Führungsrings, auch die Änderung der Dichtungskompression an der Innen- und Außen-seite des Rohres berechnen. Aufgrund der Rechtwinkligkeit der Rohrfügung ist sie auf beiden Seiten gleich groß:

$$\Delta y_{innen,außen} = l_{SFR} \cdot \sin\left(\frac{\alpha_{eben}}{2}\right) \tag{3.91}$$

Dabei ist  $\alpha_{eben}$  der Winkel, um den die Rohrfuge bei einem Radius r rechnerisch aufklafft. Er berechnet sich aus Formel (3.91).

**Tabelle 3-4: Änderung der Dichtungskompression [mm] bei ebenem Rohrspiegel**

Rohrgeometrie		Kurvenradius r				
DN	DA	100 m	200 m	300 m	400 m	500 m
800	1080	4,524	2,256	1,503	1,127	0,901
1000	1310	4,529	2,257	1,503	1,127	0,901
1600	1940	4,544	2,261	1,505	1,128	0,902
2000	2400	4,554	2,264	1,506	1,128	0,902

In Tabelle 3-4 ist exemplarisch für einige Nennweiten und Kurvenradien die rechnerische Änderung der Dichtungskompression in Millimetern zusammengestellt. Dabei wurde eine Rohrlänge von drei Metern und eine Länge von 300 mm für den Stahlführungsrings festgelegt. Anzumerken ist hierzu, dass der kleinste gewählte Radius von 100 Metern deutlich unter der Empfehlung des Arbeitsblatt DWA-A 125 [16], einen Radius von mindestens dem 200-fachen des Außendurchmessers zu wählen, liegt. Daher erklärt sich auch, dass nach dieser Berechnung der erforderliche Arbeitsweg von den marktüblichen Profilen ebenfalls nicht abgedeckt

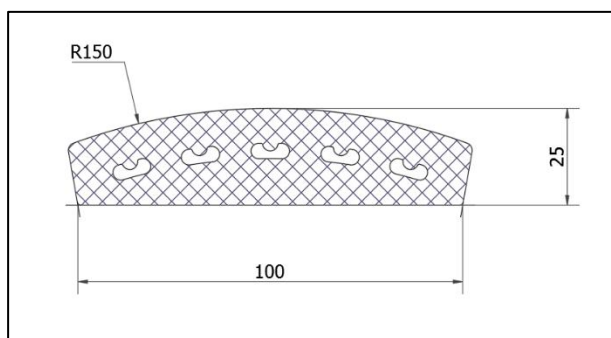
werden kann. Unter den gleichen Randbedingungen ergeben sich für Rohre mit sphärischen Muffen mit einer Ausrundung von  $r_A/DN=1$  folgende Werte:

**Tabelle 3-5: Änderung der Dichtungskompression [mm] bei sphärischem Rohrspiegel**

Rohrgeometrie		Kurvenradius r				
DN	DA	100 m	200 m	300 m	400 m	500 m
800	1080	9,824	4,852	3,222	2,411	1,927
1000	1310	14,793	7,324	4,866	3,644	2,912
1600	1940	30,321	15,051	10,010	7,499	5,995
2000	2400	40,160	19,945	13,267	9,939	7,946

Während sich die Werte für die Kompressionsänderung für einen konstanten Kurvenradius bei Rohren mit ebenem Rohrspiegel mit der Nennweite der Rohre nur vernachlässigbar ändern, steigen sie bei den sphärischen Rohren mit wachsender Nennweite stark an. Der Anstieg erklärt sich mit dem Ausrundungsradius. Da der Radius mindestens so groß sein muss wie der halbe Außendurchmesser des Rohres, muss er mit der Nennweite steigen. Bei gleicher Abwinklung steigt daher auch die Größe der Verschiebung mit der Nennweite an.

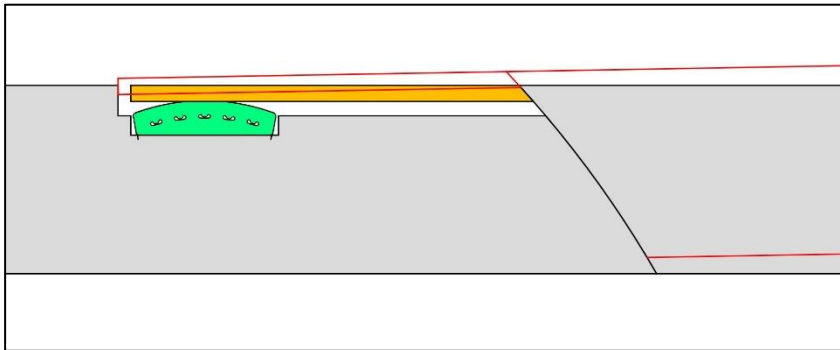
Auf Anfrage konnte keiner von drei Herstellern ein Profil anbieten, das für die sphärischen Rohre geeignet wäre. Allerdings wurde von DS Seal ein Vorschlag für die Ausbildung eines geeigneten Profils gemacht. Um größere Bewegungen der Dichtung zu ermöglichen, muss das Profil mit Hohlräumen ausgebildet werden, um die Materialsteifigkeit positiv zu beeinflussen.



**Abbildung 3-39: Ansatz zur Konstruktion einer neuen Dichtung [52]**

Das Profil in Abbildung 3-39 weist neben den Kammern im Inneren auch eine gewölbte Oberfläche auf, welche die Bewegung des SFR während der Kurvenfahrt und das Zusammenschieben zweier Rohre auf der Baustelle erleichtern soll. Es trägt damit auch der Bewegung des SFR Rechnung, der sich auf einer Kreisbahn über die Dichtung bewegt. Durch die, gegenüber den derzeit bei Vortriebsrohren eingesetzten Dichtprofilen, breitere Ausführung bleibt die Dichtung, auch bei der Längsverschiebung des SFR, immer überdeckt.

Im technischen Handbuch der Fachvereinigung Betonrohre und Stahlbetonrohre (FBS) ist zu lesen: „Als Dichtmittel werden ausschließlich Elastomere mit dichter Struktur und hohlraumfreiem Querschnitt nach DIN EN 681-1 [13] und DIN 4060 [53] verwendet“ [54]. Diese Festlegung würde die Verwendung von Hohlkammerprofilen in Verbindung mit Vortriebsrohren ausschließen<sup>5</sup>. Tatsächlich werden heutzutage auch Dichtungen mit Hohlräumen, z. B. als integrierte Dichtsysteme, verwendet. Nach Herstellerangaben sind diese FBS konform (vgl. [55]). Es kann daher davon ausgegangen werden, dass sphärische Rohre, auch mit neuartigen Dichtsystemen, FBS-konform hergestellt werden können.

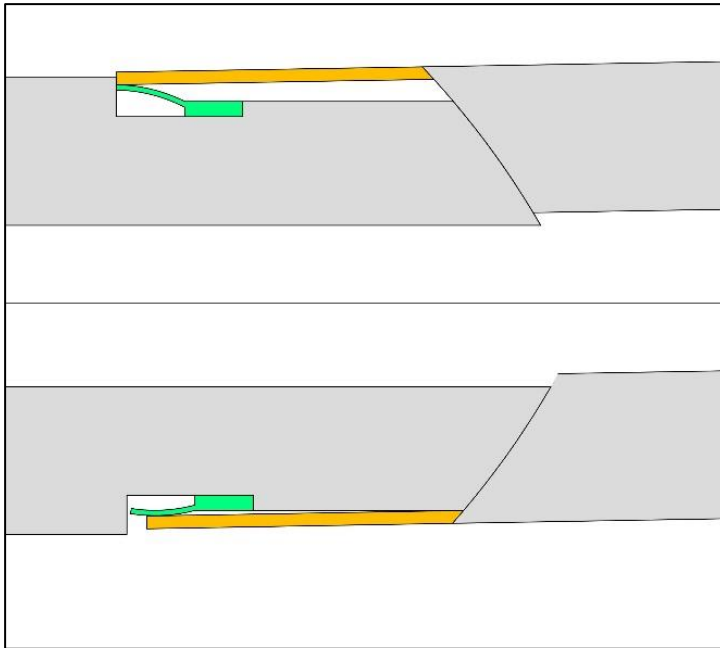


**Abbildung 3-40: Stahlführungsring und neue Dichtung**

Ein Nachteil dieser Geometrie wird in Abbildung 3-40 deutlich. Durch die Wölbung wird auf der Kurveninnenseite der Spalt zwischen der Dichtung und dem Stahlführungsring an den Rändern der Dichtung größer, als in ihrer Mitte. Auf der Kurvenaußenseite stellt sich erwartungsgemäß der gegenteilige Effekt ein. Dort wird die Dichtungsmitte stärker komprimiert. Eine Lösung könnte ggfs. eine speziell zu entwickelnde Lippendichtung sein. Über die Lippe könnte das Profil die Bewegungen des Führungsringes ausgleichen. Ggfs. kann durch das Einarbeiten eines Bleches auch eine gewisse Vorspannung des Profils erreicht werden, sodass der Anpressdruck an den Führungsring höher wird. Abbildung 3-41 zeigt wie ein Lippendichtprofil die Bewegungen des Stahlführungsringes ausgleichen könnte.

---

<sup>5</sup> Auf Rückfrage teilte die FBS mit, dass diese Formulierung noch aus den ersten Versionen des Handbuchs stammt und sich auf Rollringe mit einer faserigen Struktur bezog.



**Abbildung 3-41: Grundsätzliche Konstruktion einer Lippendichtung**

Ein derartiges Profil – eine ausreichende Beweglichkeit der Dichtlippe bei gleichzeitig ausreichendem Anpressdruck vorausgesetzt – könnte im Gegensatz zu den vorher beschriebenen Profilen auch zweireihig als doppelte Muffendichtung eingesetzt werden. Das Profil ist so gestaltet, dass ggfs. in die Rohrfügung eintretendes Grundwasser unter die Dichtlippe strömt und dort einen sekundären Anpressdruck erzeugt. Dieses Verhalten wird als „hydraulische Umsetzung“ bezeichnet.

Bei Freispiegelrohren kann im Regelbetrieb durch das Medium kein Druck aufgebaut werden, der groß genug wäre, das Profil zu verdrängen und einen Austritt des Mediums zu verursachen. Es ist aber zu berücksichtigen, dass es einen Rückstau im Kanalnetz geben kann. Die dabei entstehende Wasserspiegellage und der daraus resultierende Druck sollte deutlich unter dem Anpressdruck der Dichtkonstruktion liegen. Zur Bestimmung des mindestens erforderlichen Anpressdrucks kann die Tiefe des tiefsten Schachts im System herangezogen werden. Um die Relaxation der Dichtung über die Lebensdauer zu berücksichtigen, sollte ein angemessener Zuschlag gewählt werden.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass marktübliche Dichtsysteme für die Verwendung mit sphärischen Rohren nicht geeignet sind. Neukonstruktionen sind aber grundsätzlich denkbar und könnten regelkonform eingesetzt werden.

## 4. Hydraulik der sphärischen Rohre

### 4.1 Einleitung

In diesem Kapitel wird untersucht, inwieweit sich die Hydraulik sphärischer Rohre von der konventioneller Rohre unterscheidet. Dazu wird kurz auf die Historie der Entstehung der heute gebräuchlichen Formeln zur Abflussberechnung in Rohren eingegangen und der Stand der Technik erläutert. Die Berechnung von Kanalnetzen wird mit Computerprogrammen durchgeführt, welche die Saint-Venant-Gleichungen lösen, um den Lauf einer Abflusswelle durch das Netz zu ermitteln. Diese Gleichungen berücksichtigen insbesondere, wann an welcher Stelle eine bestimmte Menge Wasser in das Netz eintritt. Die Saint-Venant-Gleichungen beschreiben damit nicht direkt die Leistungsfähigkeit eines Rohrstrangs, vielmehr berechnen sie, wie sich die Verteilung von verschiedensten Zuflüssen auf die Verteilung der Gesamtwassermenge im Netz auswirkt. Der Ausnutzungsgrad bzw. die Wasserspiegellage wird in der Regel mittels der Formel nach Prandtl-Colebrook berechnet. Es wird im Folgenden überprüft, ob eine relativ einfache Programmierung in Excel geeignet ist, eine Aussage über die hydraulische Leistungsfähigkeit von sphärischen Rohren zu treffen. Dazu wird zunächst eine Programmierung erstellt, die nach den Formeln von Prandtl-Colebrook und Gauckler-Manning-Strickler die Leistungsfähigkeit von teil- und vollgefüllten sphärischen Rohren berechnet (vgl. Kapitel 4.4 und 4.5). Um die Berechnungsergebnisse der Programmierung zu verifizieren, wird anschließend ein Rohrstrang im hydro-dynamischen Berechnungsprogramm HYSTEM-EXTRAN modelliert und dieser mit einem sich steigenden Zufluss beaufschlagt. Sollten die Ergebnisse der Excel-Berechnung korrekt sein, müsste der Rohrstrang jenseits der errechneten Vollfülleistung versagen. Dies würde sich darin zeigen, dass das Wasser in den ebenfalls modellierten Schachtbauwerken ansteigt und schließlich aus dem System austritt.

Anschließend wird überprüft, ob sich der Abfluss mit dem analytischen Ansatz der Energiegleichung ebenfalls lösen lässt. Dieser Rechenweg hätte den Vorteil, dass er die Verengung der Muffe direkt über die Änderung des Energieniveaus auf einem, im Verhältnis zur Rohrlänge bzw. des gesamten Rohrstrangs, relativ kurzen Abschnitts berücksichtigen würde. Der Ansatz nach Prandtl-Colebrook betrachtet dagegen den gesamten Rohrstrang als verengt. Im letzten Schritt wird eine Modellrechnung in einer Computational Fluid Dynamics Simulation durchgeführt. Diese berechnet, im Gegensatz zu allen anderen Ansätzen, nicht nur den Abfluss an sich, sondern zeigt auch das Strömungsverhalten innerhalb des Rohrstrangs, also den Verlauf der Stromfäden. Es macht insbesondere sichtbar, ob und wie sich die Querschnittsverengung in der verdrehten Muffe auf das Abflussverhalten auswirkt.



## 4.2 Grundlagen der Rohrhydraulik

Die älteste Formel zur Berechnung des Abflusses in Freispiegelgerinnen wurde von dem französischen Ingenieur Antoine Chézy (1718–1798) aufgestellt (vgl. [56]).

Formel nach Chézy:

$$v = C * \sqrt{R * I} \quad (4.1)$$

mit:

v:	Fließgeschwindigkeit	[m/s],
C:	Chézy-Koeffizient	[m <sup>1/2</sup> /s],
R:	hydraulischer Radius	[m],
I:	Fließgefälle (I=h <sub>f</sub> /L)	[m/m].

Seine Formel wurde von anderen Ingenieuren aufgegriffen und durch weitere Versuche weiterentwickelt. Es etablierten sich die Modelle nach Gauckler-Manning-Strickler (GMS) und Prandtl-Colebrook (PC), wobei letztere Formel im Wesentlichen die Berechnung der Rohrleitungsverluste in der Gleichung nach Darcy-Weisbach darstellt.

$$v = \sqrt{\frac{8 \cdot g}{\lambda}} \cdot \sqrt{r_{hy} \cdot J_E} \quad \text{Gleichung nach Darcy-Weisbach} \quad (4.2)$$

v:	Fließgeschwindigkeit	[m/s],
g:	Erdbeschleunigung	9,81 m/s <sup>2</sup>
λ:	Rohrreibungszahl	[-]
r <sub>hy</sub> :	hydraulischer Radius	[m]
J <sub>E</sub> :	Energiegefälle	[m/m]

## 4.3 Berechnungsansätze nach den anerkannten Regeln der Technik

Aktuelle Bemessungen und Nachrechnungen von Kanalnetzen werden mit hydro-dynamischen-Kanalnetz-Modellen durchgeführt. Diese Modelle lösen die Saint-Venant-Gleichungen für ein Entwässerungsnetz. Die Saint-Venant-Gleichungen sind ein Gleichungssystem, das die Berechnung von Durchfluss und Wasserstand in einem Gerinne, unter Berücksichtigung von instationären Wassertiefen, ermöglicht. Mithilfe dieser Gleichungen ist es möglich, den Lauf einer Abflusswelle durch das Kanalnetz - z. B. bei Regenereignissen - zu berechnen. Für eine Bemessung auf den maximalen Lastfall (Vollfüllung im gesamten Netz) bzw. allgemein für konstante Abflüsse (Teilfüllung) muss nicht auf derart aufwendige Modellrechnungen zurückgegriffen werden.

In der DIN EN 752, Teil 4 [57] wird für die Berechnung von Rohren in der Abwassertechnik Folgendes beschrieben: „Zur Berechnung von turbulenten Strömungen in Abwasserleitungen und -kanälen werden die Gleichungen von Prandtl-Colebrook und Manning-Strickler empfohlen...“ [57]. Auch im Arbeitsblatt DWA-A 110 [12] werden diese beiden Gleichungen für die Bemessung empfohlen. Grundsätzlich sind beide Formeln für alle Querschnittsformen

anwendbar, da sie den hydraulischen Radius und nicht den Durchmesser eines Rohres verwenden. Der hydraulische Radius stellt eine Form der Übertragung von beliebig ausgeformten Gerinnen auf einen Kreisquerschnitt dar, was die beiden Formeln allgemeingültig macht. Allerdings entstehen bei der Verdrehung von Rohren mit sphärischen Muffen Kanten, die im Muffenbereich lokal in den Abflussquerschnitt ragen. Eine kontinuierliche Rohrwandung ist an diesen Stellen nicht vorhanden. Es kann dort zu einer Strömungsablösung kommen. Die Anwendbarkeit der üblichen Bemessungsmethoden auf diesen Fall kann daher nicht zweifelsfrei nachgewiesen werden. Es wird aus diesem Grund zunächst in den folgenden Kapiteln mit der relativ einfachen Formel nach Gauckler-Manning-Strickler eine Abschätzung des Einflusses der Einengung im Muffenbereich formuliert. Dabei wird vereinfachend unterstellt, dass der Querschnittsverlust über den gesamten Rohrstrang stattfindet. Es wird dabei angenommen, dass dieser Ansatz konservativ ist, da in der Praxis über annähernd die gesamte Rohrlänge der ungeminderte Rohrquerschnitt für den Abfluss zur Verfügung steht. Die Einschnürung findet lediglich über den sehr kurzen Bereich der verdrehten Muffen statt. Im Anschluss wird eine vergleichende Betrachtung mit der Formel nach Prandtl-Colebrook aufgestellt und die beiden Ergebnisse werden einander gegenübergestellt. Anschließend werden Prognosen für Teilfüllungsabflüsse aufgestellt. Ziel ist es ein einfaches Bemessungsprogramm zu entwickeln, dass in der Lage ist die hydraulische Leistungsfähigkeit der sphärischen Rohre überschlüssig zu ermitteln. Da die Berechnung der hydraulischen Leistungsfähigkeit auch im Rechenkern des hydro-dynamischen Berechnungsprogramm HYSTEM / EXTRAN mithilfe der Formel nach Prandtl-Colebrook erfolgt, wird im Kapitel 4.7 überprüft, ob eine vereinfachte Berechnung möglich ist und verlässliche Ergebnisse bringt.

#### 4.4 Berechnung nach Gauckler-Manning-Strickler

Die Formel von Gauckler-Manning-Strickler (GMS) wurde ursprünglich für die Berechnung der Abflüsse in Fließgewässern aufgestellt. Sie findet sich aber auch in den aktuellen Regelwerken wieder. Mit der Formel nach GMS lässt sich zeigen, dass das Verhältnis von Abfluss  $Q_{\text{voll}}$  im Querschnitt ohne Verdrehung zum Abfluss im Querschnitt mit Verdrehung nicht vom Gefälle und der Rauigkeit des Rohres abhängt.

Es gilt:

$$v_m = k_{St} * R^{2/3} * I^{1/2} \quad (4.3)$$

mit:

v:	Fließgeschwindigkeit	[m/s],
$k_{St}$ :	Rauheitsbeiwert nach Strickler für die Gerinnerauheit	[m <sup>1/3</sup> /s],
R:	hydraulischer Radius	[m],
I:	Fließgefälle ( $I=h_f/L$ )	[m/m].

Der zugehörige Abfluss  $Q$  berechnet mit dem Abflussquerschnitt  $A$  aus:

$$Q = A * k_{St} * R^{2/3} * I^{1/2} \quad (4.4)$$

Der hydraulische Radius wird errechnet aus dem durchflossenen Querschnitt  $A$  und dem benetzten Umfang  $U$ . Bei Vollfüllung ist der benetzte Umfang gleich dem Umfang des durchflossenen Querschnitts. Für einen Kreisquerschnitt gilt:

$$A = \pi * \frac{DN^2}{4} \quad (4.5)$$

und:

$$U = \pi * DN \quad (4.6)$$

Der hydraulische Radius berechnet sich aus:

$$r = \frac{A}{U} \quad (4.7)$$

Eingesetzt in die Formel (4.4) ergibt sich:

$$Q = A * k_{St} * \left(\frac{A}{U}\right)^{2/3} * I^{1/2} \quad (4.8)$$

bzw.:

$$Q = \sqrt[3]{\frac{A^5}{U^2} * k_{St} * I^{1/2}} \quad \text{Abfluss nach GMS umgeformt} \quad (4.9)$$

## 4.5 Berechnung nach Prandtl-Colebrook

Die Berechnung des Abflusses nach Prandtl-Colebrook (PC) stellt im Wesentlichen eine Weiterentwicklung der Berechnung der Reibungsverluste in der Rohrleitung für die Formel nach Darcy-Weisbach dar.

Prandtl-Colebrook bestimmen den Wert  $\lambda$  für turbulente Strömungen mit:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log \left[ \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} + \frac{k}{d \cdot 3,711} \right] \quad \text{für } Re > 2320 \text{ (Reynolds-Zahl)} \quad (4.10)$$

Daraus wird nach Prandtl-Colebrook die Gleichung für die Fließgeschwindigkeit und daraus folgend für den Abfluss hergeleitet.

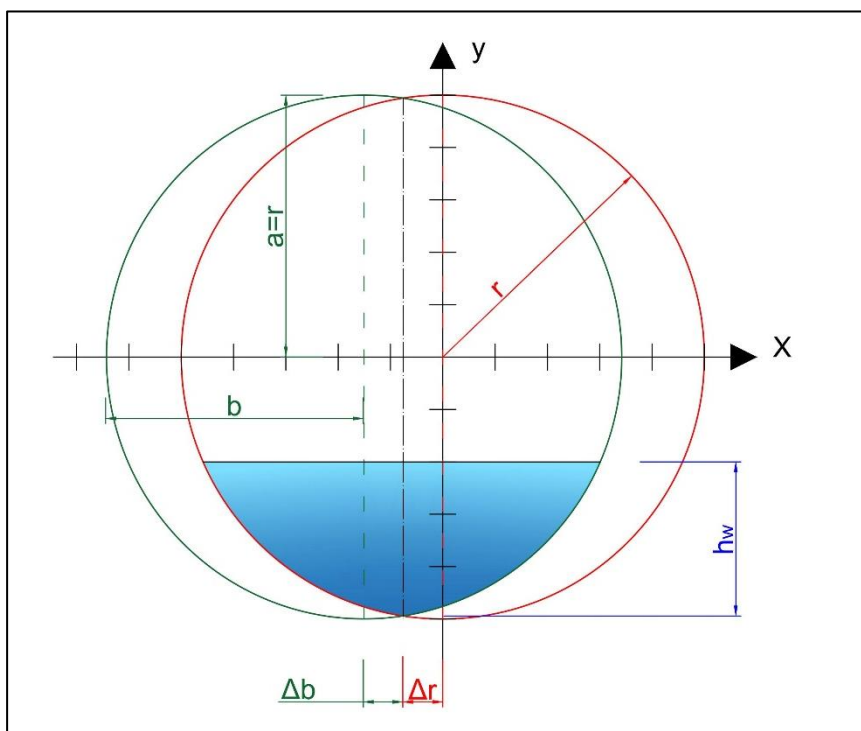
$$v = \frac{1}{\sqrt{\lambda}} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot 4 \cdot r_{hy} \cdot J_E} \quad (4.11)$$

Durch Multiplikation mit dem für den Abfluss zur Verfügung stehenden Querschnitt ergibt sich aus der Fließgeschwindigkeit der mögliche Abfluss  $Q=A v$ . Die Analogie der Berechnungen nach Prandtl-Colebrook und Gauckler-Manning-Strickler wird aus den Gleichungen (4.3) und (4.11) deutlich. Beide Formeln unterscheiden sich ausschließlich durch die Ermittlung des Reibungsverlustes an der Rohrwandung. Der hydraulische Radius und das Fließgefälle gehen in beide Formeln ein. Ausmultipliziert ist Gleichung (4.11) nach Prandtl-Colebrook identisch zu Gleichung (4.2) nach Darcy-Weisbach.

## 4.6 Freier Abflussquerschnitt und hydraulischer Radius sphärischer Rohre

### 4.6.1 Geometrische Grundlagen der Abflussbemessung

Sowohl die Berechnung nach Gauckler-Manning-Strickler als auch die nach Prandtl-Colebrook beruhen auf dem hydraulischen Durchmesser. Für die hydraulische Berechnung der sphärischen Rohre muss dieser zunächst ermittelt werden. Wie bereits beschrieben, verändert sich in der Muffe der sphärischen Rohre ein Teil des Abflussquerschnitts durch die Verdrehung in einer Kurve von einem Kreisabschnitt in einen Ellipsenabschnitt. Die für den Abfluss zur Verfügung stehende Fläche ist dadurch nicht mehr kreisförmig und auch nicht mehr achsensymmetrisch. Um den möglichen Abfluss bei einem definierten Wasserstand im Rohr berechnen zu können, müssen daher zunächst der Abflussquerschnitt und der hydraulische Radius  $r_{hy}$  ermittelt werden.



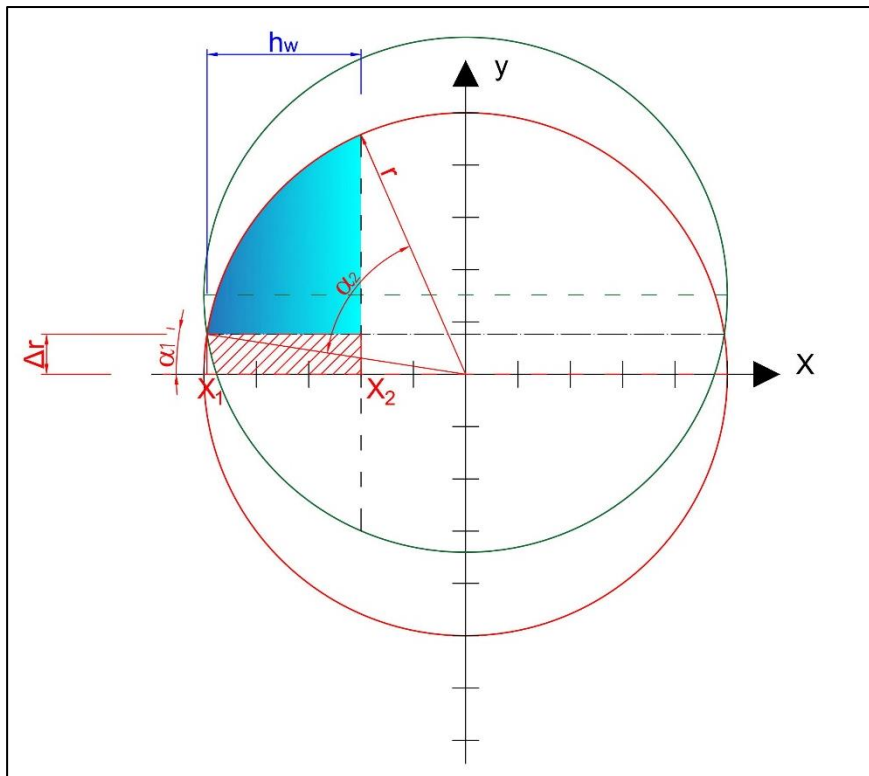
**Abbildung 4-1: Teilgefüllter Querschnitt**

Aus Abbildung 4-1 wird am Beispiel einer Linkskurve ersichtlich, wie sich die Geometrie des lichten Querschnitts gegenüber einer Kreisfläche (in rot dargestellt) verändert. Der in Abbildung 4-1 rechte Teil des freien Querschnitts verformt sich zu einem Ellipsenabschnitt (in

grün dargestellt) mit den Halbachsen  $a$  und  $b$ . Die für den Abfluss bei Vollfüllung zur Verfügung stehenden Flächen wurden bereits im Kapitel 3.1.3 beschrieben. In diesem Kapitel soll eine allgemeingültige Berechnung für beliebige Füllstände und Verdrehungen, ausgehend von den Formeln aus Kapitel 3, hergeleitet werden. Für die Halbachsen der Ellipse gilt  $a = r = DN/2$  und  $b = DN/2 \cdot \cos(\alpha_K)$  mit dem Winkel  $\alpha_K$  als Verdrehung aus der Kurvenfahrt. Abbildung 4-1 zeigt auch, dass sich die Achse des freien Querschnitts in Richtung der Kurvenfahrt verschiebt (strich-punktierte Linie).

#### 4.6.2 Abflussquerschnitt und benetzter Umfang des Kreisanteils

Um die weiteren Berechnungen zu vereinfachen werden die  $x$ - und  $y$ -Achse vertauscht und der vom Wasser durchflossene Querschnitt in den kreis- und den ellipsenförmigen Bereich aufgeteilt. Dadurch lassen sich die Flächenanteile mit den üblichen Funktionen für Kreise und Ellipsen berechnen.



**Abbildung 4-2: Teilfüllung Kreisabschnitt**

Nach der Koordinatentransformation ergibt sich für die Teilfüllung  $h_w$  die obenstehende Abbildung 4-2. Die Begrenzung des zu berechnenden Kreisabschnitts mit dem Radius  $r$  ist in rot dargestellt. Die teilgefüllte Fläche ist in blau eingefärbt. Bei der Berechnung der Teilflächen ist darauf zu achten, dass die Schnittlinie zwischen der kreis- und der ellipsenförmigen Teilfläche nicht auf den Achsen der beiden Flächen liegt. In den nachfolgenden Berechnungen wird  $DN/2$  durch  $r$  ersetzt. Der Wert  $\Delta r$  entspricht dem  $x$ -Wert der Koordinaten des in Gleichung (3.13) berechneten Schnittpunkts  $S$ .

Die kreisförmige Fläche berechnet sich aus:

$$A_{\text{Kreisabschnitt}} = \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{r^2 - x^2} dx - (x_2 - x_1) \cdot \Delta r \quad (4.12)$$

$\Delta r$  entspricht dem x-Wert des bereits im Kapitel 3.1.3 berechneten Schnittpunktes S. Nach der Integration ergibt sich:

$$A_{\text{Kreisabschnitt}} = \frac{1}{2} \left( x \cdot \sqrt{r^2 - x^2} + r^2 \cdot \tan^{-1} \left( \frac{x}{\sqrt{r^2 - x^2}} \right) \right) \Big|_{x_1}^{x_2} - (x_2 - x_1) \cdot \Delta r \quad (4.13)$$

mit:

$$x_1 = \sqrt{r^2 - \Delta r^2} \quad (4.14)$$

und:

$$x_2 = x_1 + h_w, \text{ Muffe} \quad (4.15)$$

Um den hydraulischen Radius zu berechnen, muss zunächst noch der benetzte Umfang der Kreisfläche ermittelt werden. Dieser berechnet sich aus:

$$\alpha_1 = \frac{\pi}{2} - \sin^{-1} \left( \frac{\Delta r}{r} \right) \quad (4.16)$$

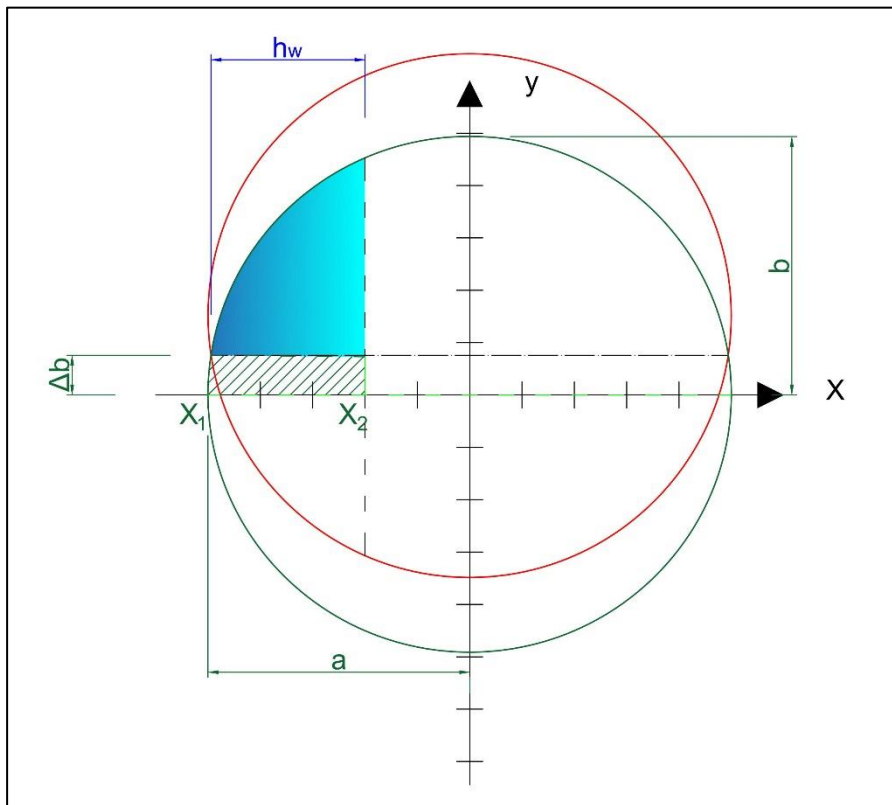
$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left( \frac{|x_2|}{r} \right) \quad (4.17)$$

In Formel (4.17) muss mit dem Betrag von  $x_2$  gerechnet werden. Der benetzte Umfang des Kreises  $l_{U,\text{Kreis}}$  ergibt aus:

$$l_{U,\text{Kreis}} = r \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) \quad (4.18)$$

Die Addition gilt für  $x_2 > 0$ .

### 4.6.3 Abflussquerschnitt und benetzter Umfang des Ellipsenanteils



**Abbildung 4-3: Teilfüllung Ellipsenabschnitt**

In Abbildung 4-4 ist die Begrenzung des zu berechnenden Ellipsenabschnitts dargestellt. Die teilgefüllte Fläche ist in blau eingefärbt.

Analog zur Berechnung der Teilfüllung des Kreisanteils ergibt sich die Fläche für den Ellipsenanteil mit ihrer Halbachse  $b$ :

$$A_{\text{Ellipsenabschnitt}} = b \cdot \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} dx - (x_2 - x_1) \cdot \Delta b \quad (4.19)$$

$$A_{\text{Ellipsenabschnitt}} = \frac{1}{2} \cdot b \cdot \left( x \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} + a \cdot \sin^{-1} \left( \frac{x}{a} \right) \right) \Bigg|_{x_1}^{x_2} - (x_2 - x_1) \cdot \Delta b \quad (4.20)$$

mit:

$$\Delta b = l_v \cdot \sin(\alpha) + \Delta r \quad \text{mit } l_v \text{ aus Gleichung (3.1)} \quad (4.21)$$

Für die Berechnung des benetzten Umfangs muss die Länge des Ellipsenbogens zwischen den Werten  $x_1$  und  $x_2$  berechnet werden. Grundsätzlich berechnet sich die Länge einer Funktion  $f(x)$  aus:

$$L(x_1, x_2) = \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{1 + (f'(x))^2} dx$$

Die Funktion einer Ellipse ist:

$$y: f(x) = \pm b * \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (4.22)$$

Die Ableitung dieser Funktion ist:

$$f'(x) = \frac{-b * x}{a^2 * \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}} \quad (4.23)$$

Eingesetzt ergibt sich:

$$L(a, b) = \int_{x_1}^{x_2} \sqrt{1 + \left( \frac{-b * x}{a^2 * \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}}} \right)^2} dx \quad (4.24)$$

Allerdings existiert zu dieser Funktion keine Stammfunktion. Die Länge des Ellipsenbogens muss daher über eine numerische Integration erfolgen.

$$l_{U, Ellipse} = \sum_{i=1}^{n-1} \sqrt{(x_{i+1} - x_i)^2 + (f(x_{i+1}) - f(x_i))^2} \quad (4.25)$$

Das Intervall  $[x_1; x_2]$  wird dafür in  $n$  gleich große Abschnitte unterteilt, sodass  $x_n = x_2$  wird. Aufgrund der heute verfügbaren Rechenleistung handelsüblicher Computer kann das Intervall  $[x_1; x_2]$  in 10.000 gleiche Abschnitte unterteilt werden, ohne dass bei einer Berechnung in Excel nennenswerte Wartezeiten entstehen. Selbst bei sehr großen Nennweiten kann durch diese feine Aufteilung eine Genauigkeit im Sub-Millimeterbereich erzielt werden.

#### 4.6.4 Veränderung der möglichen Fließtiefe in der Muffe

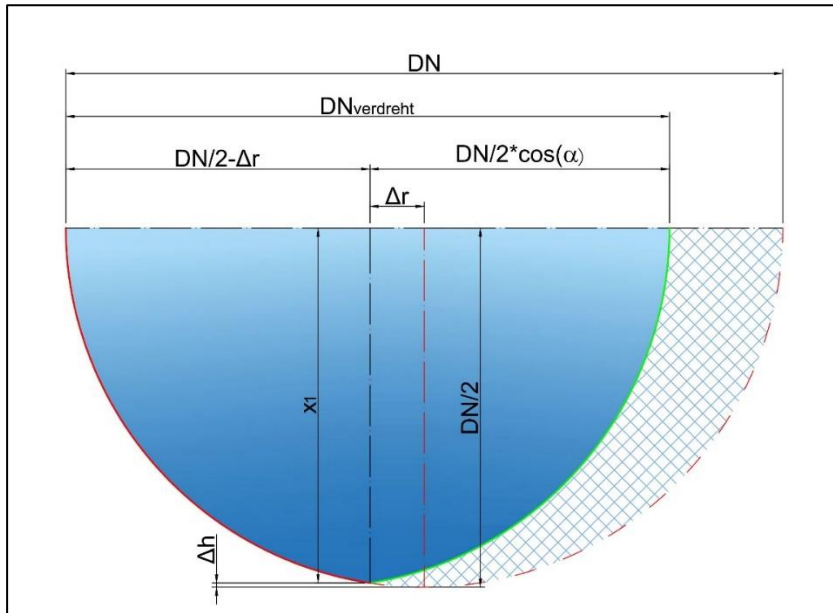
Wie aus den vorhergehenden Abbildungen zur Kreis- und Ellipsenteilfläche hervorgeht, verschiebt sich die Achse des freien Querschnitts in Richtung der Kurvenfahrt und gleichzeitig verringert sich die mögliche Tiefe des Abflusses auf den Wert  $h_{w, max, Muffe}$ . Der Wasserstand bei gleicher Fließtiefe ist in der Muffe höher als im Kreisquerschnitt des Rohres. Der Nullpunkt des Wasserstands in der Muffe liegt bei dem Wert  $x_1$ , der sich über Gleichung (4.14) berechnet. Da der Querschnitt in der Muffe symmetrisch zur  $y$ -Achse ist, ist die maximale Fließtiefe:

$$h_{w, max, Muffe} = 2 \cdot |x_1| \quad (4.26)$$



#### 4.6.5 Linearität der Verkleinerung des freien Abflussquerschnitts

Die Verkleinerung des für den Abfluss zur Verfügung stehenden freien Querschnitts ist ausschließlich von der Verdrehung in der Muffe während der Kurvenfahrt abhängig. Vergleicht man bei konstantem Verdrehungswinkel die freien Querschnitte mit denen eines Kreisquerschnitts, ist der Faktor der Verkleinerung konstant für alle Nennweiten.



**Abbildung 4-4: Verringerung des freien Querschnitts**

Wie bei den vorhergehenden Abbildungen auch, ist in Abbildung 4-4 der Kreisabschnitt in rot, der Ellipsenabschnitt in grün und die Fläche der Teilfüllung in blau dargestellt. Durch Verdrehung in der Muffe verschiebt sich der Sohlpunkt des Querschnitts um das Maß  $\Delta r$  in Richtung der Kurvenfahrt.

Der Ausrundungsradius  $r_A$  sei ein Vielfaches  $z$  der Nennweite  $DN$ :

$$l_v = \sqrt{(z \cdot DN)^2 - \frac{DN^2}{4}} \quad \text{aus Gleichung (3.1)} \quad (4.27)$$

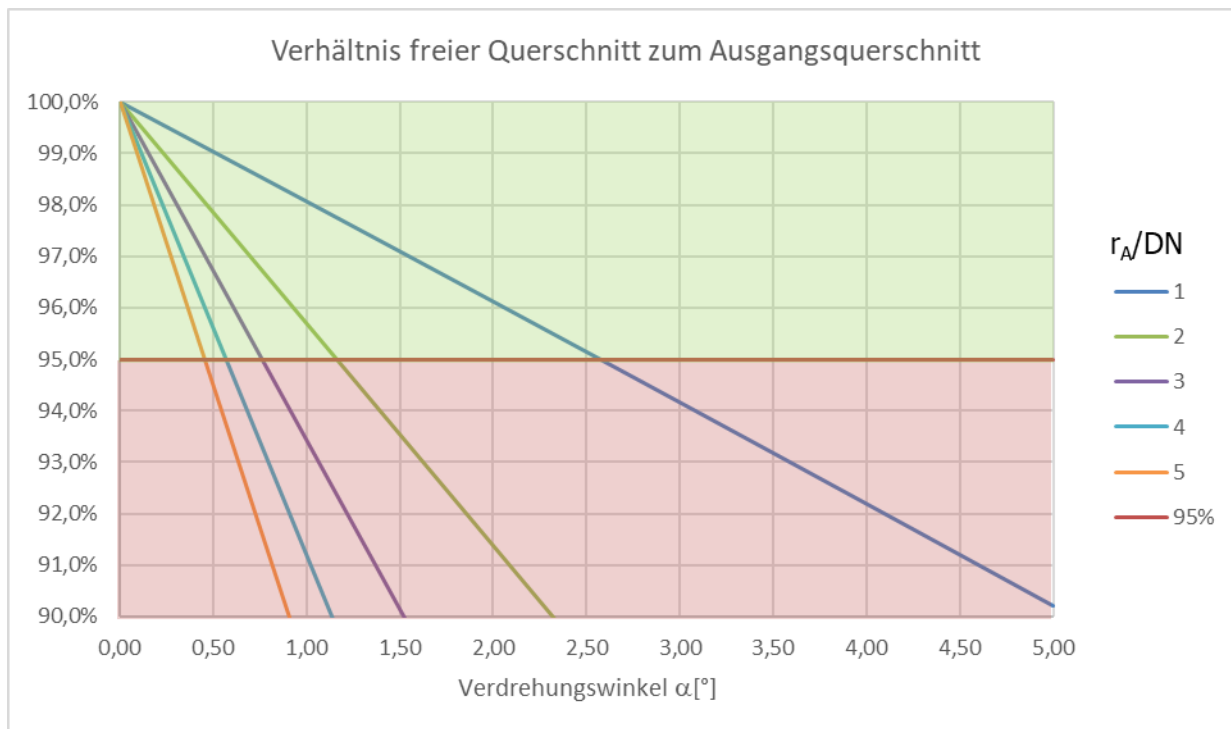
Zusammen mit Gleichung (3.17) ergibt sich:

$$\Delta r = \frac{DN}{2} \cdot \sqrt{4z - 1} \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad (4.28)$$

Betrachtet man unabhängig vom Füllgrad die gesamte für den Abfluss zur Verfügung stehende Fläche, stellt Abbildung 4-4 die untere Hälfte des symmetrischen Querschnitts dar. Einsetzen von Gleichung (4.28) in Gleichung (4.14):

$$x_1 = \frac{DN}{2} \cdot \sqrt{1 - (4z - 1) \cdot \tan^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (4.29)$$

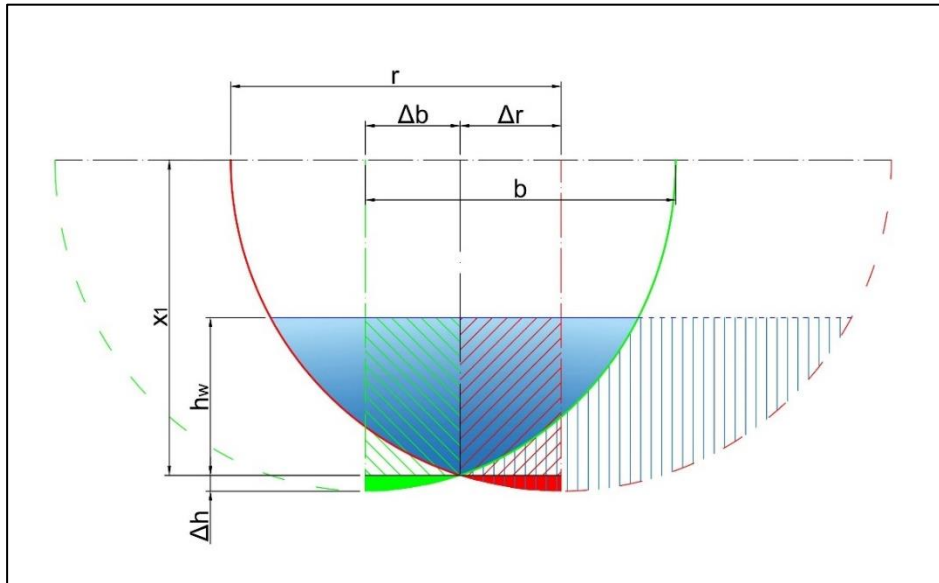
Sowohl die Höhe des freien Querschnitts, definiert durch  $2x_1$ , als auch die Breite sind abhängig vom Verdrehungswinkel  $\alpha$ . Für den Tangens als Quotient aus Sinus und Cosinus gilt für kleine Winkel  $\tan(\alpha/2) = \alpha/2$ . Hält man  $z$  als Faktor von Ausrundungsradius zu Nennweite konstant, ergibt der Term der Wurzel in Gleichung (4.29) eine lineare Funktion mit der Steigung  $\alpha/2$ . Umgekehrt erhält man mit konstantem  $z$  und  $\alpha$  einen konstanten Wert aus der Berechnung der Wurzel. Damit ist nachgewiesen, dass die Verkleinerung des verfügbaren Abflussquerschnitts linear vom Verdrehungswinkel abhängig und das Verhältnis des verbleibenden Querschnitts zum Ausgangsquerschnitt bei gleichem Verdrehungswinkel unabhängig von der Nennweite ist.



**Abbildung 4-5: Verhältnis der verfügbaren Querschnitte**

Über alle Nennweiten kann die Forderung nach einem verfügbaren Abflussquerschnitt von mindestens 95% bei einem Verhältnis  $r_A/DN=1$  bis zu einer Verdrehung von knapp über 2,5° eingehalten werden. Bei größeren Ausrundungsradien nimmt die mögliche Verdrehung sehr schnell ab.

#### 4.6.6 Entwicklung des freien Querschnitts über die Wasserstandshöhe



**Abbildung 4-6: Verfügbarer Abflussquerschnitt**

Wie Abbildung 4-6 zeigt, verschiebt sich bei einer Kurvenfahrt die Sohllinie in der Muffe um das Maß  $\Delta h$  nach oben. Die Wasserspiegellagen im Rohr und in der Muffe sind aus diesem Grund, im Hinblick auf die absolute Wassertiefe, nicht direkt vergleichbar.  $\Delta h$  ist der Funktionswert sowohl des Kreises als auch der Ellipse an der Stelle  $x_1$ . Die rot bzw. grün eingefärbten Bereiche stehen - wie schon unter 4.6.4 beschrieben - in der verdrehten Muffe grundsätzlich nicht für den Abfluss zur Verfügung. Die Berechnung des verfügbaren Querschnitts wurde bereits im Kapitel 4.6.3 hergeleitet. Die Berechnung der nicht zur Verfügung stehenden Fläche folgt dem gleichen Ansatz. Hierzu ist vom Querschnitt des teilgefüllten Rohres der verfügbare teilgefüllte Querschnitt in der Muffe zu subtrahieren. Mit der allgemein bekannten Formel für ein Kreissegment und der in den Formeln (4.13) und (4.20) berechneten Fläche in der Muffe errechnet sich die verloren gegangene Fläche  $A_{\text{Verlust}}$  aus:

$$A_{\text{Verlust}} = \frac{r^2}{2} (\alpha - \sin \alpha) - A_{\text{Kreisanteil}} - A_{\text{Ellipsenteil}} \quad (4.30)$$

Dabei ist  $\alpha$  der Mittelpunktswinkel des Kreissegments.

#### 4.6.7 Vergleich der Ergebnisse der Berechnung nach GSM und PC

In die Formel nach Prandtl-Colebrook geht die Wurzel des berechneten hydraulischen Radius ein, nach Gauckler-Manning-Strickler wird mit  $r^{2/3}$  gerechnet. Weiterhin unterscheiden sich die beiden Formeln in ihrem jeweiligen Rauheitsbeiwert. In der Literatur wird für den Rauheitsbeiwert  $k_{\text{St}}$  (GSM) für glatten Beton der Wert  $100 \text{ m}^{1/3}/\text{s}$  angegeben. Für die Berechnung nach Prandtl-Colebrook wird unterschieden zwischen der „effektiven Wandrauigkeit“  $k$  und der „betrieblichen Rauigkeit“  $k_b$ . Die betriebliche Rauigkeit berücksichtigt, neben der eigentlichen Rauheit der Rohrwandung, auch weitere Verluste in der Rohrleitung wie Rohrübergänge oder bei Kanalnetzrechnungen auch Verluste in Schachtbauwerken. Die betriebliche Rauigkeit wird in der Kanalnetzrechnung benutzt, um die aufwendige Erfassung von vielen

Einzelverlusten zu vereinfachen (vgl. DWA-A 110 [12]). Für die Rauheit der Wand finden sich in der Literatur Angaben mit einer Spannweite von 0,1 mm bis zu 0,5 mm. Ein Vergleich der Berechnungsergebnisse zeigt, dass die, aus den Formeln nach GMS und Prandtl-Colebrook berechneten, Fließgeschwindigkeiten nahezu identisch sind, wenn die Werte  $k_{St} = 100 \text{ m}^{1/3}/\text{s}$  und  $k = 0,1 \text{ mm}$  eingesetzt werden. Da die Formel nach Prandtl-Colebrook auch in HYSTEM / EXTRAN verwendet wird und die vereinfachte Berechnung später mit diesem Programm überprüft werden soll, wird diese Formel für die weiteren Berechnungen benutzt.

#### 4.6.8 Mögliche Abflüsse in verdrehten Muffen

Sowohl Gauckler-Manning-Strickler als auch Prandtl-Colebrook berechnen die Fließgeschwindigkeit innerhalb einer Rohrleitung. Der dazugehörige Abfluss wird durch die Multiplikation mit der Fläche des durchströmten Querschnitts ermittelt. Für eine vollgefüllte Rohrleitung gilt daher, dass die Minderung des Abflusses gleich der Minderung der Querschnittsfläche in der Muffe ist. Das Verhältnis des Vollfüllungsabflusses mit verdrehter Muffe zum nicht verengten Querschnitt kann direkt aus Abbildung 4-5 abgelesen werden. Offensichtlich kann dieser Wert nicht als konstant für alle Fließtiefen angesehen werden.

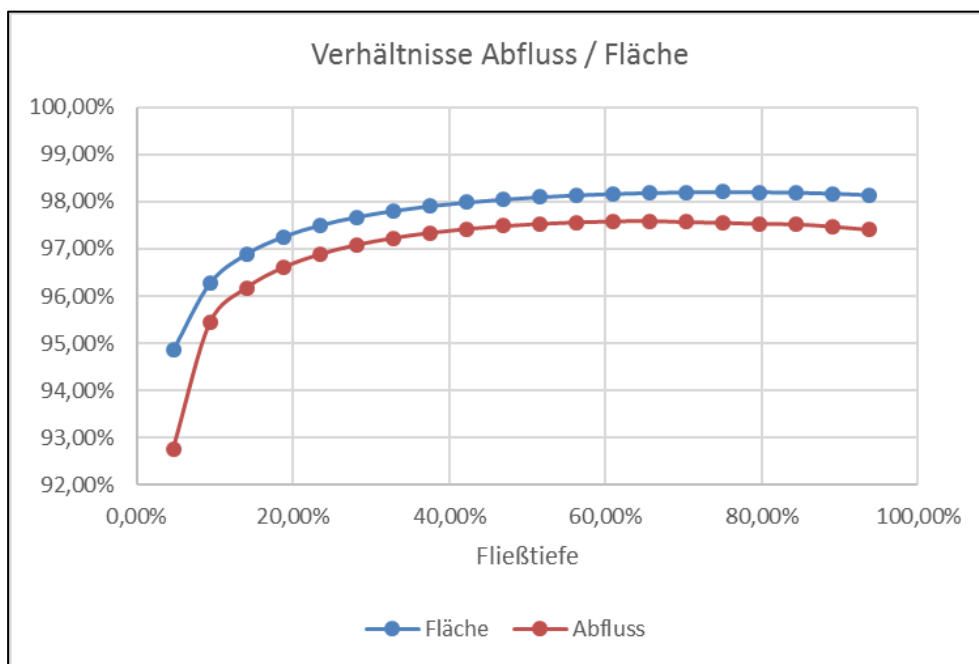
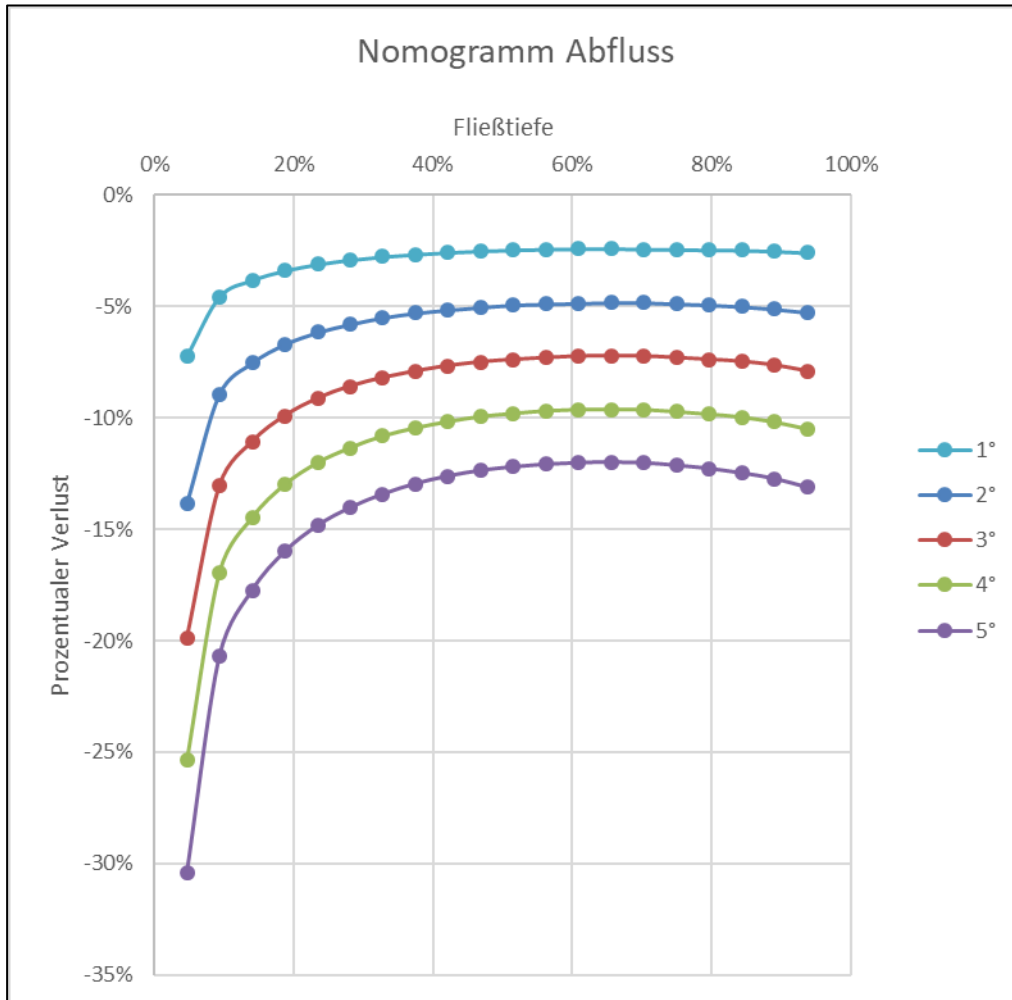


Abbildung 4-7: Verhältnis Abfluss und Fläche bei DN 800 mit  $r_A/DN = 1$

In Abbildung 4-7 ist der Füllstand im Verhältnis zur Fläche des Abflussquerschnitts und dem Abfluss selbst aufgetragen. Die beiden Kurven zeigen die Verhältnisse der Fläche (blau) bzw. des Abflusses (rot) in der verdrehten Muffe bezogen auf den vollen freien Rohrquerschnitt ohne Verdrehung. Die Kurven in Abbildung 4-7 wurden beispielhaft für ein Rohr DN 800 mit  $r_A/DN = 1$  und einer Verdrehung von  $1^\circ$  bei einem Gefälle von 1‰ berechnet. Vergleichsrechnungen mit anderen Nennweiten ergaben, dass die Abweichungen bei der Variation der Nennweite - unter sonst gleichen Bedingungen - keine signifikanten Änderungen dieser Werte ergeben. Ebenfalls ohne signifikanten Einfluss ist das Leitungsgefälle. Die Berechnungsergebnisse variieren bei anderen Nennweiten bzw. Gefällen im Bereich von etwa 1‰. Da die hinterlegten Formeln zu großen Teilen iterativ arbeiten, liegt der Schluss nahe, dass

es sich um Ungenauigkeiten in der Berechnung handelt. Mit größer werdender Verdrehung verringert sich der verfügbare Abflussquerschnitt und damit die verfügbare Abflussleistung. Für Verdrehungen von 1 bis 5 Grad kann die Abflussleistung mit der Kenntnis der Abflussleistung eines nicht verdrehten Rohres aus dem folgenden Nomogramm hilfsweise abgelesen werden.



**Abbildung 4-8: Nomogramm der Abflussleistung**

Das Nomogramm in Abbildung 4-8 zeigt die Minderung der Abflussleistung bei unterschiedlichen Fließtiefen. Insbesondere bei geringen Fließtiefen ist die Teilabflussleistung stärker gemindert. Dies ist in der aus der Verdrehung resultierenden „Aufhöhung“ der Sohle in der Muffe begründet (vgl. Abbildung 4-4).

## 4.7 Überprüfung der Berechnung mit Programm HYSTEM / EXTRAN

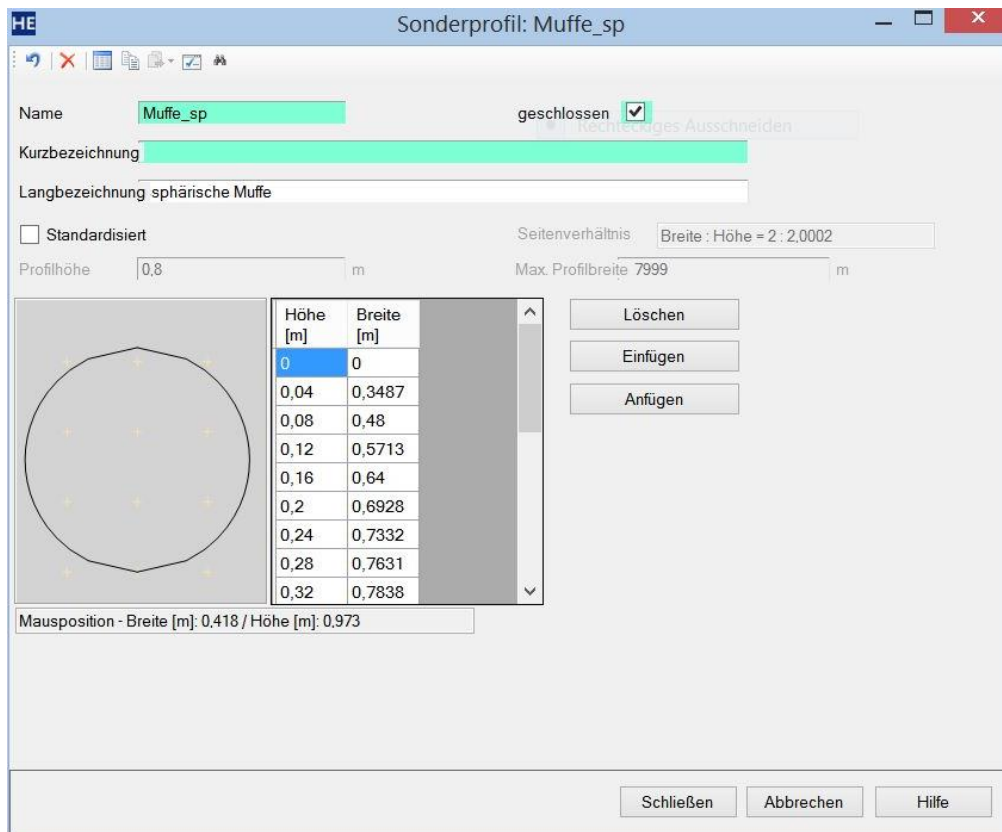
### 4.7.1 Überprüfung der grundlegenden Geometrie und Abflusswerte

Die theoretischen Berechnungsansätze aus den vorhergehenden Kapiteln werden in den folgenden Kapiteln mit dem Programm HYSTEM / EXTRAN des Instituts für technisch-wissenschaftliche Hydrologie GmbH (itwh GmbH) überprüft und die Ergebnisse der Berechnungen miteinander verglichen. Ziel ist es, herauszufinden, ob die vereinfachte Berechnung mittels Excel die Voll- und Teilfüllungsabflüsse hinreichend genau abbildet. „Mit dem hydrodynamischen Niederschlag-, Abfluss- und Schmutzfrachtmodell HYSTEM-EXTRAN lassen sich Kanalnetzrechnungen sowohl als Einzelereignis als auch als Langzeitseriensimulation (optional) durchführen“ [58]. Die Vergleichsrechnung wurde mit einem Profil DN 800 mit  $r_A/DN = 1$  und  $1^\circ$  Abwinklung durchgeführt. Um die Ergebnisse zu vergleichen, wurden zunächst die geometrischen Werte der sphärischen Muffe berechnet.

**Tabelle 4-1: Abfluss- und Geometriewerte der sphärischen Muffe**

Vollfüllung mit Kurve		
<b>Q</b>	<b>1,28 m<sup>3</sup>/s</b>	<b>Vollfüllungsabfluss</b>
<b>v</b>	<b>2,597 m/s</b>	<b>Fließgeschw. bei Vollfüllung</b>
Geometriewerte verdrehte Muffe		
$A_{\text{Kreis}}$	0,246 m <sup>2</sup>	Fläche Kreissegment
$U_{\text{Kreis}}$	1,245 m	benetzter Umfang Kreis
$A_{\text{Ellipse}}$	0,246 m <sup>2</sup>	Fläche Ellipsenabschnitt
$U_{\text{Ellipse}}$	1,238 m <sup>2</sup>	benetzter Umfang Ellipse
<b>A<sub>q</sub></b>	<b>0,493 m<sup>2</sup></b>	<b>Abflussquerschnitt</b>
<b>R<sub>H</sub></b>	<b>0,199 m</b>	<b>hydraulischer Radius</b>

Für die Überprüfung wurde die verdrehte Muffe als Sonderprofil in das Programm eingegeben. Sonderprofile werden mittels einer Höhenangabe (Höhe über Sohle) und einer Breitenangabe (Breite in der Höhe h) eingegeben. Es musste aufgrund dieser Eingabevorschrift akzeptiert werden, dass das eingegebene Sonderprofil achssymmetrisch ist. Diese Einschränkung ist akzeptabel, da die Symmetrieabweichung bei dem untersuchten Profil DN 800 mit  $r_A/DN = 1$  und  $1^\circ$  Abwinklung lediglich 0,08 ‰ beträgt.

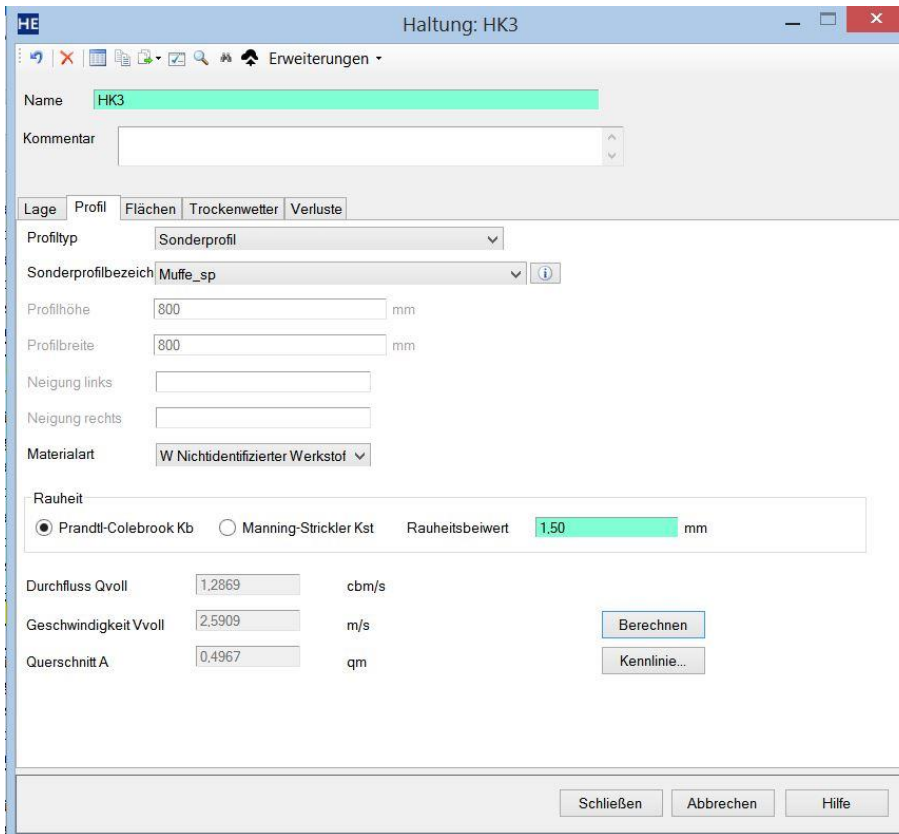


**Abbildung 4-9: Eingabe Sonderprofil in HYSTEM/EXTRAN**

Es wurde ein 200 Meter langer Rohrstrang mit einem Gefälle von einem Prozent eingegeben. Innerhalb dieses Rohrstranges folgt nach dem ersten Schacht zunächst eine gerade Rohrstrecke von 100 Metern Länge als Standardprofil mit einer Nennweite von DN 800. Simuliert werden sollen Standardrohrängen von drei Metern. Da das System keine verdrehten Muffen kennt, wurden nach der 100 Meter langen Vorlaufstrecke die drei Meter langen Rohre jeweils in Teilabschnitte für die Muffen und für die Rohre aufgeteilt. Die Länge für den Muffenabschnitt beträgt 0,1 Meter, die für den Rohrabschnitt 2,90 Meter. Die Länge des Muffenabschnitts entspricht in etwa der Länge über die sich die verdrehte Muffe eines Rohres DN 800 unter den genannten Randbedingungen im Grundriss erstreckt. Da hydrodynamische Berechnungsmodelle Kurven in Haltungen bzw. Richtungsänderungen im Netz nicht bei der Abflussberechnung berücksichtigen, wurde darauf verzichtet, die Koordinaten der einzelnen Abschnitte so genau zu berechnen, dass die Kurvenabwinklung von  $1^\circ$  abgebildet wird. Bei drei Meter langen Rohren würde die Abweichung von einer geraden Trasse pro Rohr rund fünf Zentimeter betragen. Es kann davon ausgegangen werden, dass aus der Richtungsänderung keine nennenswerten bzw. keine überhaupt berechenbaren Verluste entstehen, wie dies beispielsweise bei Druckrohrleitungen mit Richtungsänderungen von  $30^\circ$  oder sogar  $45^\circ$  und mehr der Fall ist. Generell werden Richtungsänderungen eines Kanalnetzstrangs bei der Berechnung nicht berücksichtigt.

Mit den zuvor beschriebenen Berechnungsmethoden ergibt sich eine Vollfülleistung von 1.280 l/s. Diese ließ sich mit EXTRAN insofern verifizieren, als dass für eine Haltung mit dem eingegebenen Sonderprofil und einem Gefälle von einem Prozent von dem Programm ein möglicher Abfluss bei Vollfüllung von 1.286,9 l/s ermittelt wurde. Die Differenz beträgt

5,4 ‰. Das Sonderprofil ist dabei in lediglich 20 Abschnitte untergliedert. In der Berechnung entsprechend den zuvor beschriebenen Ansätzen wurden mit einem Excel-Programm die Fläche und der benetzte Umfang mit den exakten Formeln für die Fläche und numerischen Annäherung<sup>6</sup> einer Auflösung von 1.000 Berechnungsschritten für den benetzten Umfang berechnet. Die Differenz liegt im Rahmen der Berechnungsgenauigkeit.



**Abbildung 4-10: Hydraulische Leistung Sonderprofil in HYSTEM/EXTRAN**

Ähnlich verhält es sich bei den Werten für den freien Querschnitt und die Fließgeschwindigkeit bei Vollfüllung.

**Tabelle 4-2: Vergleich der Berechnungsergebnisse mit HYSTEM/EXTRAN**

Berechneter Wert	Ansätze dieser Arbeit	HYSTEM/EXTRAN	Differenz	
<b>Q<sub>voll</sub></b>	l/s	1.280,3	1.286,9	5,4‰
<b>V<sub>voll</sub></b>	m/s	2,5973	2,5909	2,5‰
<b>A</b>	m <sup>2</sup>	0,4929	0,4967	7,7‰

Durch den etwas größeren Querschnitt wird bei annähernd gleicher Fließgeschwindigkeit eine geringfügig höhere Abflussleistung erzielt. Die Abweichung der berechneten Werte liegt deutlich unter einem Prozent. Da beide Systeme mit dem Ansatz nach Prandtl-Colebrook arbeiten, war eine gute Übereinstimmung zu erwarten. Wäre eine deutlichere Differenz aufgetreten, hätten die hier entwickelten Berechnungsansätze hinterfragt werden müssen.

<sup>6</sup> Für die Länge des Ellipsenbogens existiert keine analytische Formel vgl. Kapitel 4.6.3



### 4.7.2 Gegenrechnung mit einem Ersatzprofil

Alternativ zur Definition eines Sonderprofils kann ein Kreisquerschnitt mit gleichem Querschnitt oder gleichem hydraulischem Radius betrachtet werden. Es ist aus Geometriegründen nicht möglich sowohl den freien Querschnitt in der sphärischen Muffe als auch den identischen hydraulischen Radius mit einem einzigen symmetrischen Profil zu generieren. Die Werte für den Abflussquerschnitt und den hydraulischen Radius werden wieder Tabelle 4-1 entnommen. Daraus folgt, dass bei gleichem Querschnitt ein Kreisprofil DN 792, bei gleichem hydraulischem Radius eines mit DN 796 zu wählen wäre.

**Tabelle 4-3: Berechnungsergebnisse mit HYSTEM/EXTRAN für gleichen Querschnitt**

Berechneter Wert		Ansätze dieser Arbeit	HYSTEM/EXTRAN	Differenz
<b>Q<sub>voll</sub></b>	l/s	1.280,3	1.275,50	-3,75‰
<b>V<sub>voll</sub></b>	m/s	2,5973	2,5891	-3,16‰
<b>A</b>	m <sup>2</sup>	0,4929	0,4927	-0,41‰

Man sieht, dass die Berechnungsergebnisse für das Ersatzprofil bei der Abflussleistung bei Vollenfüllung näher an der Berechnung für die sphärische Muffe liegen als das Sonderprofil. Die Fließgeschwindigkeit wird etwas unterschätzt. Allerdings sind Abweichungen im Promillebereich auch eine reine rechnerische Differenz. Die Übereinstimmung der gewählten Rauheiten mit der Realität ist von weit höherer Bedeutung als diese geringfügige Rechenungenauigkeit.

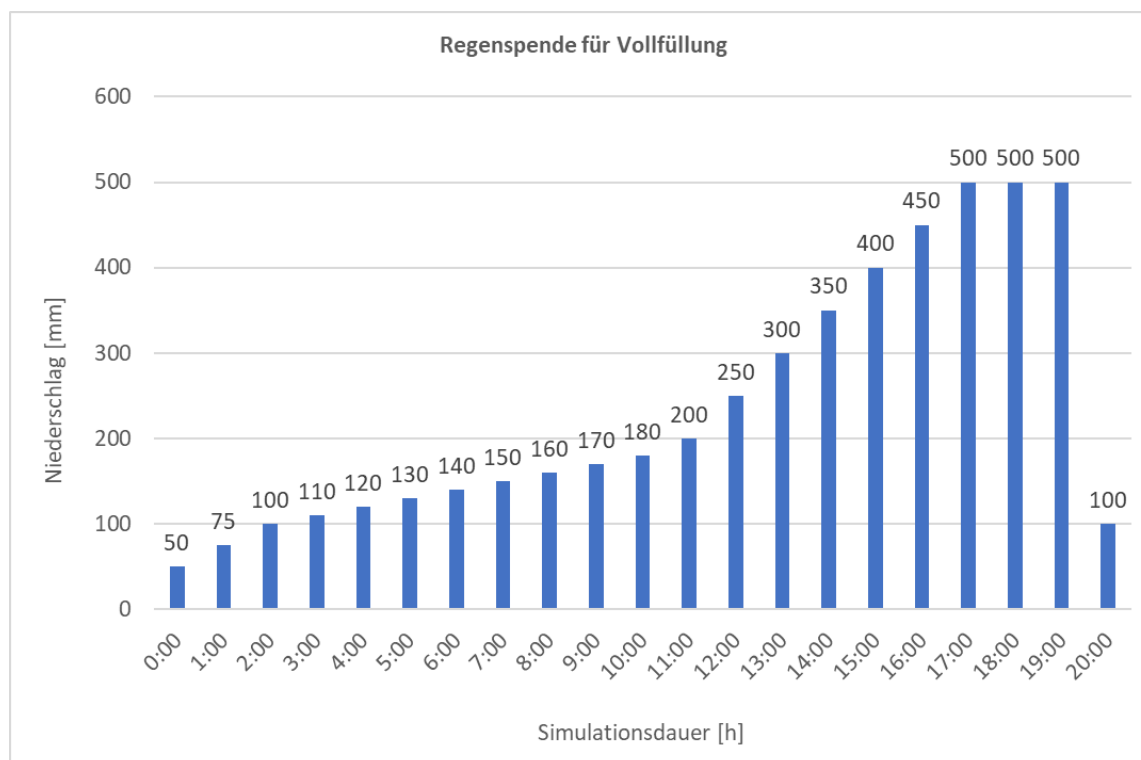
**Tabelle 4-4: Berechnungsergebnisse mit HYSTEM/EXTRAN für gleichen hydr. Radius**

Berechneter Wert		Ansätze dieser Arbeit	HYSTEM/EXTRAN	Differenz
<b>Q<sub>voll</sub></b>	l/s	1.280,3	1.292,50	9,53‰
<b>V<sub>voll</sub></b>	m/s	2,5973	2,5973	0,00‰
<b>A</b>	m <sup>2</sup>	0,4929	0,4976	9,54‰

Bei gleichem hydraulischem Radius muss die Fließgeschwindigkeit identisch sein, da dieser direkt in die Prandtl-Colebrook-Berechnung eingeht. Die für den Abfluss zur Verfügung stehende Fläche ist allerdings um annähernd ein Prozent größer als die tatsächlich zur Verfügung stehende. Folglich wird der Abfluss bei Vollenfüllung um den gleichen Betrag überschätzt. Die genauesten Ergebnisse erhält man für ein Kreisprofil, dessen Fläche der der sphärischen Muffe entspricht. Dadurch werden hydraulische Berechnungen insofern vereinfacht, als dass keine aufwendigen Sonderprofileingaben erforderlich sind. Insbesondere bei größeren Netzen mit diversen Durchmessern und unterschiedlichen Abwinklungen ist das eine relevante Zeitersparnis. Darüber hinaus ist die (händische) Eingabe von Sonderprofilen fehleranfällig.

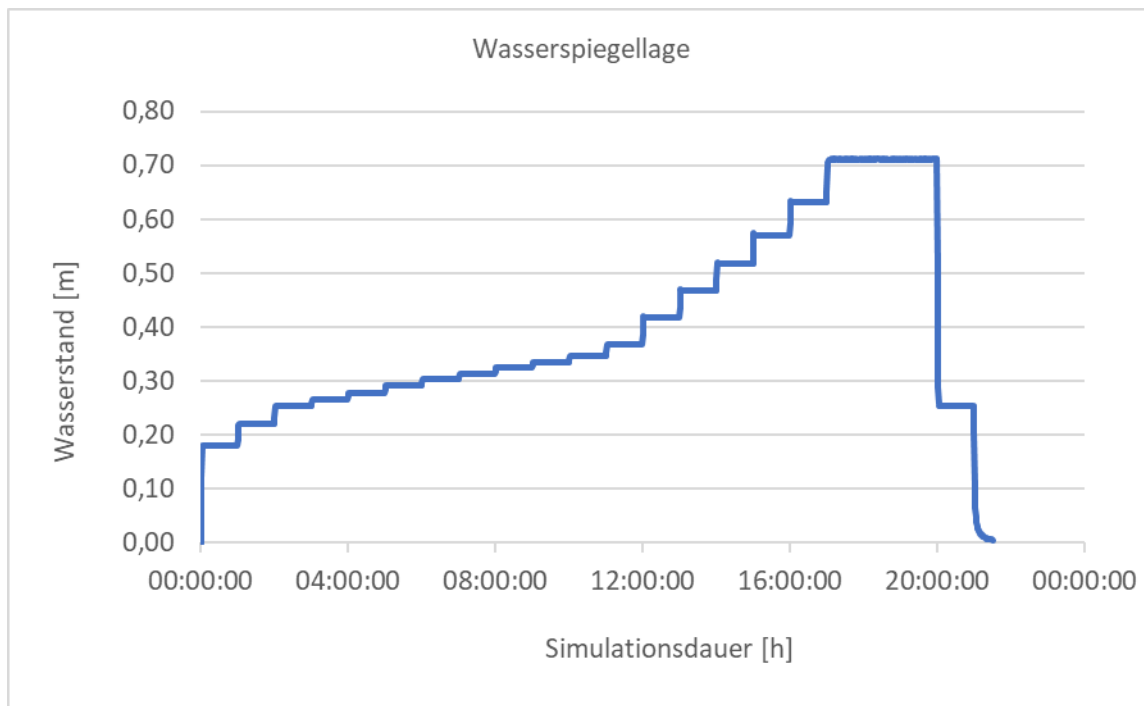
### 4.7.3 Überprüfung von Fließtiefen und -geschwindigkeiten bei Teilfüllung

Um auch die Ergebnisse für teilgefüllte Rohrstränge zu überprüfen, wurden Simulationen für den beschriebenen Rohrstrang mit Werten kleiner und größer  $Q_{\text{voll}}$  durchgeführt. Es wurden auch Werte größer  $Q_{\text{voll}}$  berücksichtigt, weil bei einer Füllhöhe von 93,75% der Querschnittshöhe in einem Kreisprofil die maximale Abflussmenge erreicht wird. Zur Simulation von steigenden Abflüssen wurden in HYSTEM/EXTRAN zwei Modellregen generiert. Die beiden Regenreihen unterscheiden sich lediglich in der höchsten Stufe des Niederschlags. Diese wurde einmal so gewählt, dass der maximale Zufluss zum Rohrstrang in der Größe der Vollfüllleistung liegt und einmal etwas darüber.



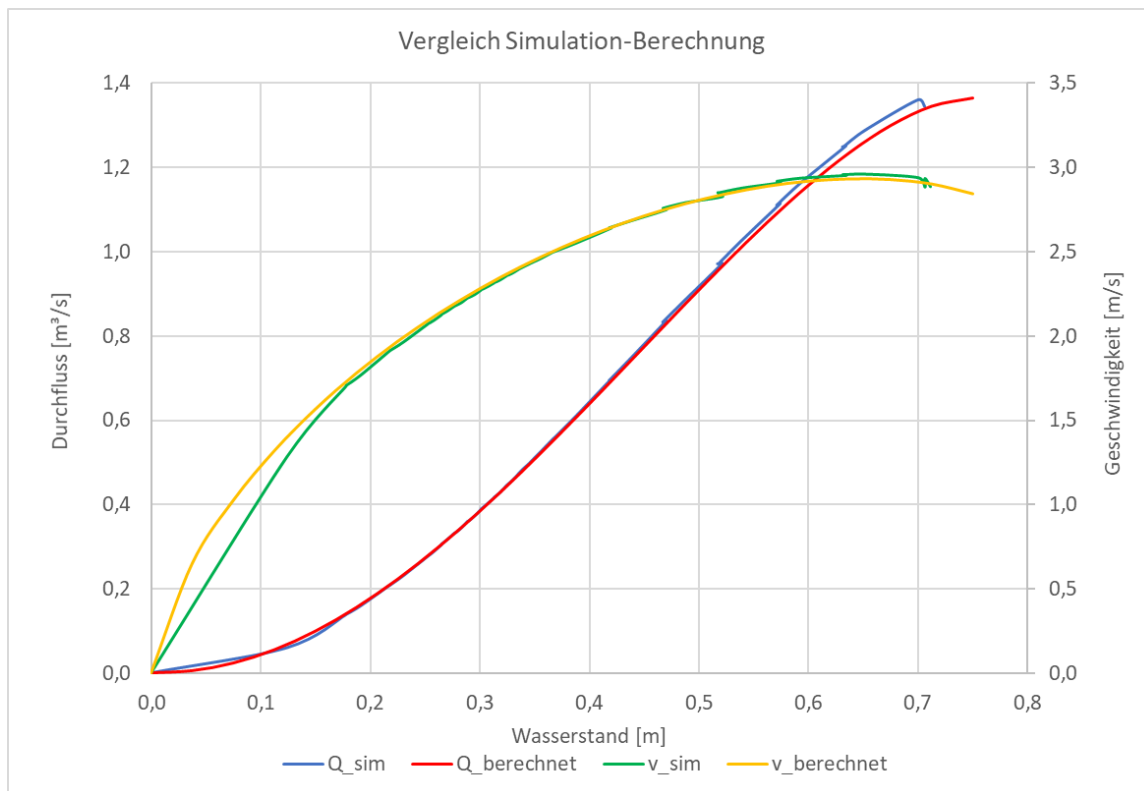
**Abbildung 4-11: Regenspende zur Generierung des max. möglichen Abflusses**

Die Modellregen wurden so erzeugt, dass jede Regenspende eine Stunde andauert um einen ausreichend langen Beobachtungszeitraum zu haben und dem System Gelegenheit zu geben, in einen stabilen Zustand zu kommen. Die Regenspende für die Vollfüllung wurde über drei Stunden konstant gehalten und eine einstündige „Abklingphase“ mit einer geringen Regenspende angehängt, um das System nicht abrupt leerlaufen zu lassen. Aus der Regenspende von 500 mm ergibt sich ein maximaler Zufluss zum Rohrstrang von 1.366,7 l/s. Dieser entspricht exakt dem theoretisch errechneten maximalen Abfluss in der verdrehten Muffe.



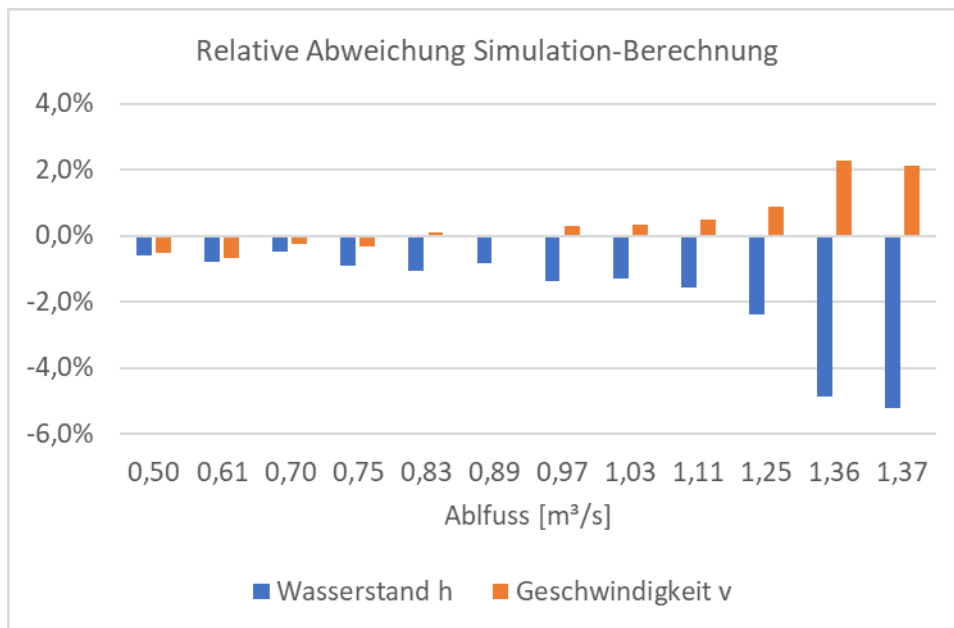
**Abbildung 4-12: Wasserstand im letzten Schacht vor der Kurve**

Es zeigt sich, dass der Wasserstand wie erwartet mit der größer werdenden Zuflussmenge ansteigt. Wie Abbildung 4-12 zu entnehmen ist, erreicht er sein Maximum bei 0,713 m über der Sohle. Nach den Berechnungsansätzen dieser Arbeit würde der Maximalabfluss bei einem Wasserstand von 0,750 m über Sohle erreicht. Die Differenz der Rechenergebnisse beträgt 4,9%. Das Maximum der Geschwindigkeit wird in der Simulation bei 2,9874 m/s erreicht. Nach den hier entwickelten Berechnungsansätzen ergibt sich ein Wert von  $v_{\max} = 2,954$  m/s. Das entspricht einer Differenz von 1,1%. Die verschiedenen Wasserstände bis zum Erreichen des Maximalabflusses ergeben sich aus der Simulation und der Berechnung der nachstehenden Kurven.



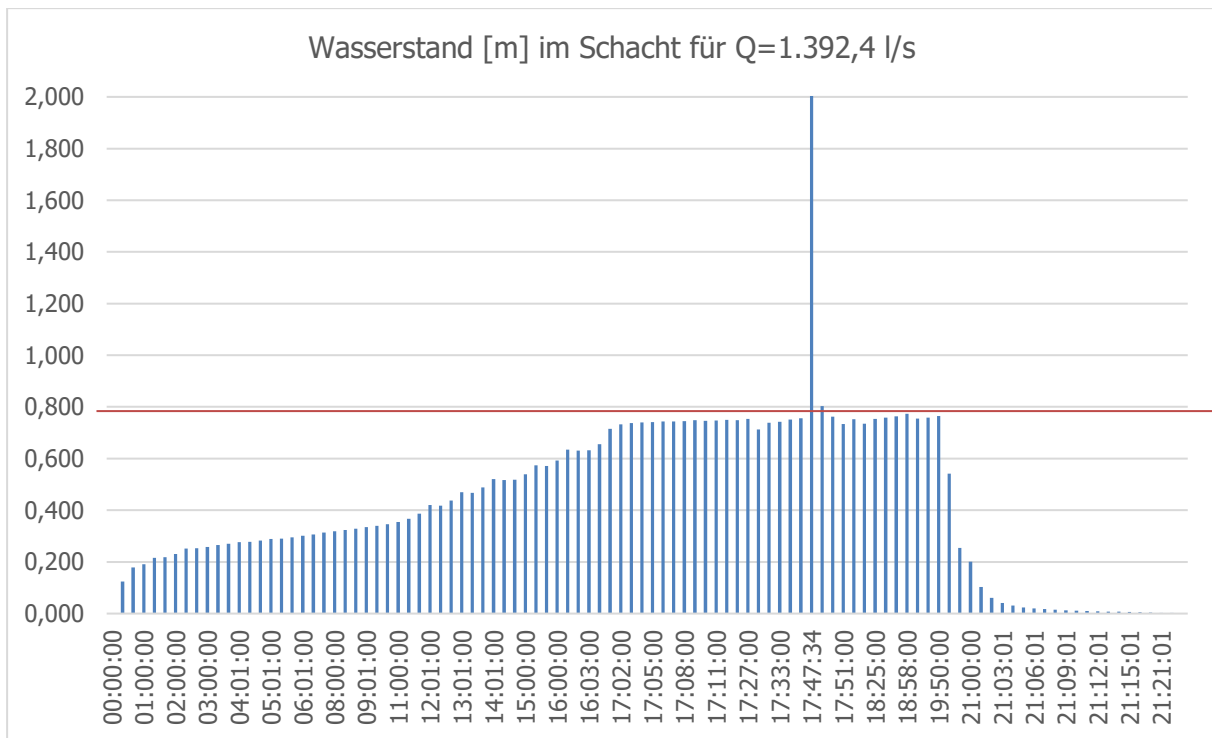
**Abbildung 4-13: Abfluss-Geschwindigkeits-Kurven**

Der Verlauf der Abfluss-Geschwindigkeits-Kurven ist nahezu deckungsgleich. Die größere Abweichung - insbesondere der Geschwindigkeitslinien - im unteren Bereich erklärt sich aus dem größeren Anfangsabfluss in der Simulation. Da für den praktischen Einsatz der sphärischen Rohre insbesondere die hydraulische Leistungsfähigkeit von Belang ist, wurde in der Simulation zugunsten kürzerer Rechenzeiten der Abfluss innerhalb der ersten Simulationsminute von null auf rd. 139 l/s gesteigert. Diese Vereinfachung in der Simulation zeigt sich auch in dem schlagartigen Anstieg des Wasserstands in Abbildung 4-12. Der Wasserstand steigt unmittelbar von null auf 0,178 m. Dieser sprunghafte Anstieg spiegelt sich in der Geschwindigkeitskurve als lineare Verbindung vom Ursprung zum Punkt mit den Koordinaten 0,178 m Wasserstand und 1,7 m/s Fließgeschwindigkeit wider. Basierend auf diesen Berechnungsergebnissen wurde eine Analyse der Abweichungen zwischen den Simulationsergebnissen und der Vorausberechnung durchgeführt.



**Abbildung 4-14: Abweichung zwischen Simulation und Berechnung**

In Abbildung 4-14 sind die Differenzen zwischen den berechneten Wasserständen  $h$  und Fließgeschwindigkeiten  $v$  bei vorgegebenem Abfluss dargestellt. Die Differenzen wachsen mit steigendem Abfluss. Die absoluten Abweichungen liegen allerdings im Maximum bei 3,7 cm bei der Fließtiefe und bei 6,6 cm/s bei der zugehörigen Fließgeschwindigkeit. Mit den in diesem Kapitel angestellten Vergleichsrechnungen kann die Richtigkeit der Berechnungsansätze dieser Arbeit nicht zweifelsfrei nachgewiesen werden, da das Programm HYSTEM/ EXTRAN ebenso mit den Ansätzen nach Prandtl-Colebrook rechnet, wie es hier angewendet wurde. Aber zumindest bestätigt die gute Übereinstimmung die Richtigkeit der Formeln. Um die Berechnung an sich zu verifizieren, müssen unabhängige Rechenansätze gefunden und Versuche durchgeführt werden. Weiterhin wurde mit der Simulation noch untersucht, wann das System kollabiert, also ab wann zu viel Wasser dem simulierten Rohrstrang zugeführt wird. Dazu wurde die Niederschlagsmenge als Ausgangsbasis sukzessive gesteigert, um zu überprüfen, wann das System versagt, also ein Wasseraustritt aus einem oder mehreren Schächten erfolgt. Dieser Punkt wurde bei 1.392,4 l/s erreicht.



**Abbildung 4-15: Überstau im Schacht vor der ersten Kurve**

Das Diagramm in Abbildung 4-15 zeigt den Verlauf der Wasserspiegellage über die Simulationsdauer. Nach rund 17 Stunden und 47 Minuten zeigt sich ein Peak in der Kurve, der über die Marke von 0,8 Meter hinausgeht. Das heißt, dass der Wasserspiegel oberhalb des Rohrscheitels liegt. Diese Wasserstandshöhe ist nur in den Schächten möglich. Folglich ist das simulierte System zu diesem Zeitpunkt eingestaut. Die y-Achse des Diagramms wurde zur Verbesserung der Lesbarkeit auf +2,0 Meter gekürzt. Tatsächlich steigt der Wasserspiegel im Schacht auf +10,0 Meter über der Schachtsohle an und verlässt dabei das System. Zu diesem Zeitpunkt wird eine Abflussmenge von 1.392,4 l/s erreicht. Steigert man den Zufluss noch stärker zeigt sich, dass auch nach Beendigung des simulierten Niederschlagsereignisses das ganze System eingestaut bleibt.

#### 4.8 Berechnung mit der Energiegleichung (Bernoulli-Gleichung)

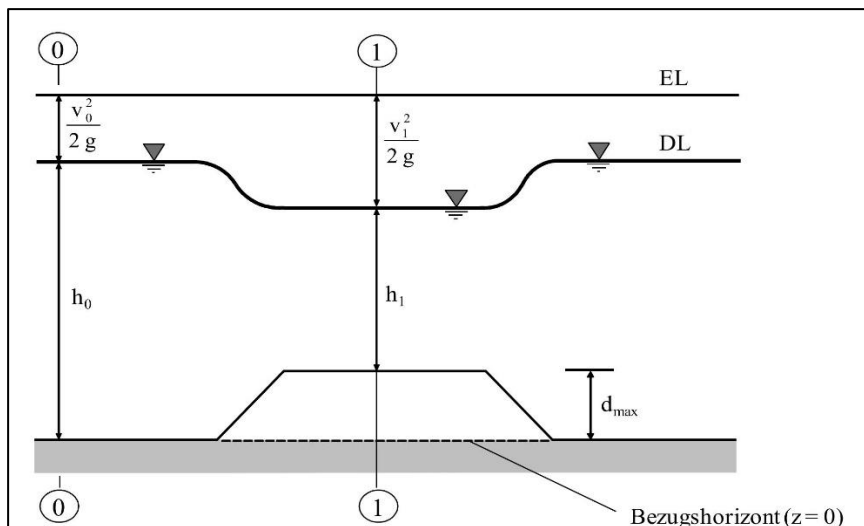
Die Energiegleichung nach Bernoulli besagt, dass die Energie eines (Wasser-)Partikels während seines Transports - bei stationären Strömungsverhältnissen und unter Vernachlässigung von Reibungsverlusten - entlang einer Strömungsröhre konstant bleibt. Die Energiegleichung ausgedrückt als Energiehöhe - also einer Höhe über einem Bezugsniveau - lautet:

$$h_E = h_w + \frac{p}{\rho \cdot g} + \frac{v^2}{2g} \quad [m] \quad (4.31)$$

mit:

$h_w$ :	Höhe über Bezugsniveau	[m]
$p$ :	Druck innerhalb des Mediums	[Pa = kg/(m · s <sup>2</sup> )]
$\rho$ :	Dichte des Mediums	[kg/m <sup>3</sup> ]
$g$ :	Erdbeschleunigung	9,81 m/s <sup>2</sup>
$v$ :	Fließgeschwindigkeit	[m/s]

Der Abfluss in Freigefälleleitungen ist per Definition drucklos. Für die Berechnung der Energiehöhe bleiben für diesem Anwendungsfall nur die Fließtiefe und die -geschwindigkeit von Bedeutung. Betrachtet man einen isolierten Rohrstrang ohne Zu- oder Abflüsse gilt  $Q = \text{const.}$  Um im verminderten Abflussquerschnitt der Muffe die gleiche Abflussleistung zu erreichen, muss die Fließgeschwindigkeit größer sein, als im davorliegenden Rohr. Die dafür benötigte Energie kann nur aus einer Verminderung der Fließtiefe gewonnen werden. Dieses Phänomen kann auch in offenen Gerinnen mit Einschnürungen oder Grundswellen beobachtet werden. Die Wasserwirtschaft macht sich den Effekt bei offenen Gerinnen mit den sog. Venturi-Kanälen bzw. bei geschlossenen Rohrleitungen durch die sog. Venturi-Düse zunutze, um die Fließgeschwindigkeit in offenen Gerinnen bzw. Rohrleitungen zu messen. Da sich der Druck innerhalb des Mediums bei Freigefälleabflüssen nicht verändert, sind Geschwindigkeit und Fließtiefe direkt voneinander abhängig. Ein Zentimeter Fließtiefe ist dabei das Äquivalent zu rd. 0,44 m/s Fließgeschwindigkeit gemäß Gleichung (4.31). Da der durchströmte Querschnitt nicht in die Energiegleichung eingeht, ist dieses Verhältnis allgemeingültig.


**Abbildung 4-16: Wasserspiegelabsenkung vor einer Grundschwelle [56]**

Betrachtet man einen von null bis DN steigenden Wasserspiegel, wirkt die verdrehte Muffe zunächst wie eine Art Grundschwelle, da ihre Sohle über der des davorliegenden Rohres liegt. Der Höhenunterschied beträgt allerdings beispielsweise bei einem Rohr DN 800 und  $r_A/DN = 1$  bei einer Verdrehung von  $1^\circ$  lediglich 0,05 mm. Bei Füllhöhen unterhalb der Vollfüllung verhält sich ein Rohr in seinem Abflussverhalten prinzipiell identisch zu einem offenen Gerinne, da keine Reibung am Rohrscheitel entsteht. Diese Aussage gilt insbesondere für Füllstände bis zur Höhe der Kämpfer. Um einen korrespondierenden Wasserspiegel in der Muffe zu dem im Rohr zu ermitteln, müssen zwei Fälle unterschieden werden. Bei strömendem Abfluss sinkt der Wasserspiegel in der Muffe, während es bei schießendem Abfluss zu einem Aufstau kommt. Der Fließzustand wird mithilfe der Froude-Zahl ( $Fr$ ) ermittelt. Einen Sonderfall stellt der Übergang vom Strömen zum Schießen dar, in diesem Zustand nimmt der Wasserspiegel die Grenztiefe an.

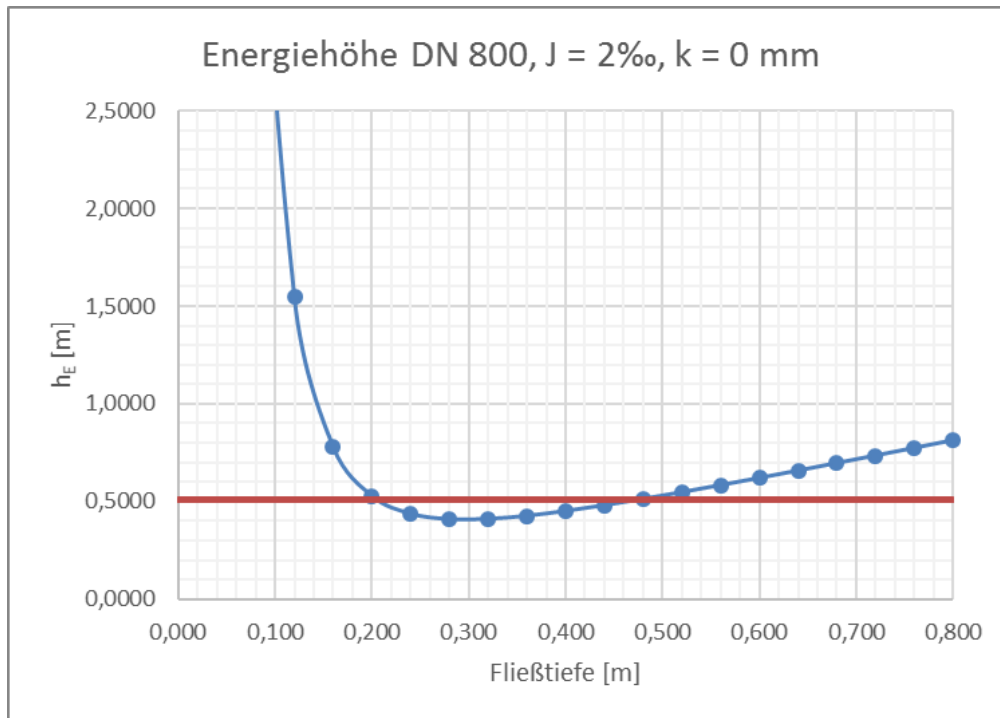
In der Muffe und im davorliegenden Rohr muss das gleiche Energieniveau herrschen.

$$h_{w,Rohr} + \frac{v_{Rohr}^2}{2g} = h_{w,Muffe} + \frac{v_{Muffe}^2}{2g} \quad (4.32)$$

$h_{w,Rohr}$ :	Wasserstand im Rohr	[m]
$h_{w,Muffe}$ :	Wasserstand in der Muffe	[m]
$v_{Rohr}$ :	Fließgeschwindigkeit im Rohr	[m/s]
$v_{Muffe}$ :	Fließgeschwindigkeit im Rohr	[m/s]

Diese Gleichung lässt sich nur iterativ lösen, da die Fließgeschwindigkeit in der Muffe eine Funktion der Fließtiefe ist und die Fließtiefe zunächst unbekannt ist.





**Abbildung 4-17: Beispielhafte Energielinie**

Die vorstehende Abbildung 4-17 zeigt beispielhaft eine Energielinie für ein Rohr DN 800 bei einem Gefälle von 2‰ und einer ideal glatten Rohrwandung mit  $k = 0$  mm in einer um  $1^\circ$  verdrehten Muffe. Das Minimum der Energiehöhe liegt bei einer Fließtiefe von  $h_{gr} = 0,294$  m und einem Abfluss von  $Q_{gr} = 0,242$  m<sup>3</sup>/s. Um zu ermitteln, in welcher Tiefe ein bestimmter (Teilfüllungs-) Abfluss im davorliegenden Rohr durch die Muffe fließt, muss das Energieniveau des Abflusses im Rohr berechnet werden. Trägt man dieses in die Energielinie der Muffe ein, kann man die Fließtiefe in der Muffe ablesen. Bei strömendem Abfluss vor der Muffe ist der Wert mit der kleineren Fließtiefe maßgebend, während sich bei schießendem Abfluss die größere Wassertiefe mit gleicher Energiehöhe einstellt. Dieser Vorgang ist durch die rote, horizontale Linie in Abbildung 4-17 angedeutet.

Für teilgefüllte Kreisprofile empfiehlt das Arbeitsblatt DWA-A 110 [12] die Berechnung des Grenzabflusses mit der nachstehenden Formel.

$$Q_{gr} = \sqrt{g \cdot d \cdot h^4} \quad (4.33)$$

Der Wert  $d$  entspricht in dieser Formel dem Innendurchmesser des Rohrs. Geht man vereinfachend davon aus, dass in der sehr kurzen Fließstrecke innerhalb der Muffe der Verlust durch Reibung vernachlässigt werden kann, müssen sowohl der Durchfluss als auch die Energiehöhe in diesem Bereich identisch mit den Werten unmittelbar vor der Muffe sein. Durch die kleinere in der Muffe zur Verfügung stehende Fläche, muss die Fließgeschwindigkeit dort größer werden, solange ein strömender Abfluss vor der Muffe stattfindet. Bei einem schießendem Abfluss ist die Fließtiefe kleiner als die Grenztiefe. Folglich müsste die Muffe zu einem Aufstau führen, in dem dann wiederum das Wasser mit einer geringeren Geschwindigkeit, aber mit dem gleichen Energieniveau abfließt (vgl. [59]). Gleiches gilt für Einschnürungen, wie sie bei der Verdrehung der Muffe im Kämpferbereich entstehen. Diese Umwandlung

der Energie zwischen Fließtiefe und Geschwindigkeit kann nicht schlagartig passieren. Wie auch in Abbildung 4-16 zu sehen ist, gibt es eine Sunk- und eine Staulinie. Im Vergleich mit offenen Gerinnen weist die Strecke zwischen zwei Muffen eine sehr kurze Länge auf. Die Sunk- und die Staulinie müssen sich zwischen zwei Muffen aufbauen können, damit das hydraulische System funktioniert. Darüber hinaus muss - basierend auf der Annahme, dass im Übergang vom Schießen zum Strömen ein Wechsel von einer Spiegelabsenkung in der Muffe zu einem Aufstau unmittelbar dahinter entsteht - auch dieser Übergang innerhalb einer Rohrlänge möglich sein.

In der Muffe liegt durch die Verdrehung kein Kreisquerschnitt vor. Der Durchmesser muss in diesem Fall durch den vierfachen Wert des hydraulischen Radius ersetzt werden. Der hydraulische Radius der Muffe wird mit zunehmender Größe der Verdrehung stetig kleiner als der des Rohres. Es wird deutlich, dass zum Erreichen des Grenzabflusses im Rohr in der Muffe immer ein höherer Wasserstand vorhanden sein muss, als im davorliegenden Rohr. Stellt man Gleichung (4.33) nach  $h$  um, erhält man die Grenztiefe für einen vorgegebenen Abfluss  $Q$ .

$$h_{gr} = \sqrt[4]{\frac{Q^2}{g \cdot d}} \quad (4.34)$$

Im Bereich von  $FR = 1$  entsteht dadurch das Problem, dass das Energieniveau vor der Muffe unter der kleinstmöglichen Energiehöhe in der Muffe liegt. Gleichung (4.32) kann damit nicht gelöst werden, da der Übergang vom Strömen zum Schießen in Muffe auf einem höheren Energieniveau stattfindet. Welches Abflussverhalten sich in diesem Bereich einstellt, kann mithilfe der hier verwendeten Formeln nicht abgeschätzt werden.

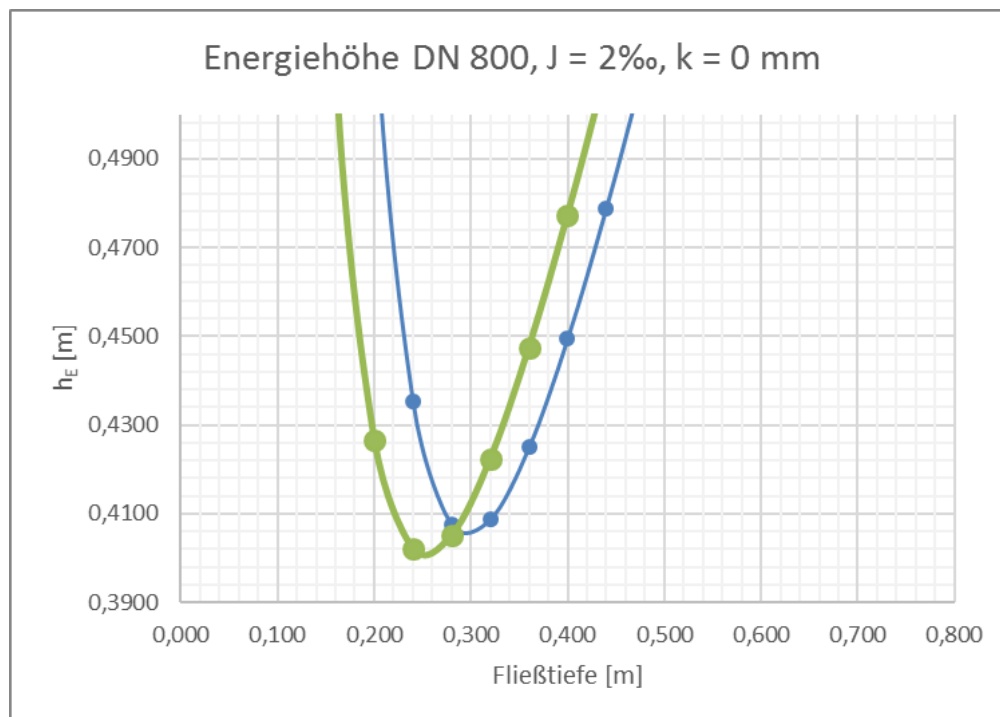


Abbildung 4-18: Differenz der Grenztiefe

Abbildung 4-18 zeigt die Differenzen der Grenztiefe zwischen dem Rohrquerschnitt und der in der Muffe. In der Abbildung ist das Energieniveau in der Muffe in blau und das im Rohr in grün dargestellt. Unterhalb der Grenztiefe des Abflusses in der Muffe findet sich keine gleiche Energiehöhe zum davorliegenden Rohr.

## 4.9 Computational Fluid Dynamics Simulation eines Rohrstrangs

Um die vorhergehenden Berechnungsansätze und -hypothesen zu überprüfen, wurde eine Computational Fluid Dynamics (CFD) Simulation eines Rohrstrangs mit einer Kurve an der FH Aachen, Lehr- und Forschungsgebiet Wasserbau durchgeführt.

Dazu wurden durch den Verfasser dieser Arbeit folgende Randbedingungen definiert:

Simuliert werden sollte ein Rohrstrang mit einer Nennweite von DN 800 und einem Ausrundungsverhältnis von  $r_A/DN$  von eins. Die Gesamtlänge der Rohrstrecke betrug zunächst 27 Meter, von denen 14 Meter als gerade Vorlaufstrecke dienten. Später wurde die Vorlaufstrecke dann noch einmal auf 33 Meter verlängert, um die Ausbildung einer gleichförmigen Strömung vor der ersten Abwinklung zu begünstigen. Die Abwinklung in der anschließenden Kurve beträgt  $1^\circ$ , das entspricht bei 3 Metern Rohrnennlänge einem Kurvenradius von ca. 160 m und liegt damit deutlich unter dem im Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] empfohlenen Mindestradius von  $200 \times DA$ .

Der unveröffentlichte Bericht [60] mit den Ergebnissen der Simulation findet sich im Anhang 3 dieser Arbeit. Die Bilder, in denen die Fließgeschwindigkeit bzw. der Druck im System zum Zeitpunkt  $t$  dargestellt sind, sind Screenshots aus der Animation, die mit dem CFD-Programm erstellt wurde. Die Ergebnisse der Simulation wurden durch den Verfasser dieser Arbeit ausgewertet und Verlaufskurven für die Energiehöhen der Fließgeschwindigkeiten und des Drucks erstellt. Der Rohrstrang verläuft eben, sodass keine Energie in Form von Gravitation die Fließbewegung beschleunigt. Diese Randbedingung wurde in Abstimmung mit der FH Aachen gewählt, da es für gekrümmte Strömungsverläufe nicht möglich ist ein bestimmtes Gefälle durch die Neigung des Gravitationsvektors zu simulieren, da in diesem Fall der Gravitationsvektor durch die Richtungsänderung des Rohrstrangs in der Kurve nicht für alle Rohrstücke in die gleiche Richtung zeigen kann. Die Rauigkeit wurde zu null gesetzt. Die Berechnungsdauer der Simulation wurde mit etwa einer Woche abgeschätzt. Daher konnten aus Kapazitätsgründen nicht verschiedene konstante Abflüsse simuliert werden, um eine etwaige Vollfülleistung zu ermitteln. Über die simulierte Zeit von 100 Sekunden wurde aus diesem Grund der Zufluss zum Anfang des Rohrstrangs kontinuierlich von 0 auf 2.297 l/s gesteigert. Dabei wurden als Randbedingungen die Wasserspiegellage am oberen Ende bei 0,56 m und am unteren Ende bei 0,48 m gewählt. Wie im vorherigen Kapitel beschrieben, ist der Abfluss am größten, wenn die Wassertiefe der Grenztiefe entspricht, da in diesem Fall die Funktion der benötigten Energie für einen definierten Abfluss  $Q$  ein Minimum annimmt. In einem Rohr DN 800 ist bei einer Wassertiefe von 0,48 m entsprechend Gleichung (4.33) das Energieminimum bei einem Abfluss von  $Q_{gr} = 0,645 \text{ m}^3/\text{s}$  erreicht.

Die Differenz der Wasserspiegellagen ergibt ein Gefälle von rd. 2,97‰ auf der Haltungslänge von 27 Metern. Bei diesem Gefälle würde sich nach den bisherigen Berechnungsansätzen bei einer Fließtiefe von 0,48 m ein Teilfüllungsabfluss von  $0,741 \text{ m}^3/\text{s}$  in der Muffe einstellen. Bei einer Teilfüllung von 0,56 m ergibt sich ein Abfluss von  $1,002 \text{ m}^3/\text{s}$ . Da der Rohrstrang kein Sohlgefälle aufweist, muss die Energie für den Abfluss aus der Differenz der Wasserspiegellagen erzeugt werden. Somit kann vermutet werden, dass der größere, theoretisch bei der Wassertiefe von 0,56 m mögliche, Wert des Abflusses sich nicht einstellen wird, es sein denn, dass auch die Wasserspiegellagen sich verändern und somit ein anderes Gefälle entstehen würde.

Bei der Betrachtung der Animation der Simulation fällt auf, dass vom Zeitpunkt  $t = 1$  s zunächst eine Senke des Wasserspiegels entgegen der Fließrichtung läuft, wie Abbildung 4-19 zeigt.



**Abbildung 4-19: Gegenläufige Spiegelsenkung (Seitenansicht) [60]**

In Abbildung 4-19 ist ein vertikaler Schnitt durch den Rohrstrang dargestellt. Die gekrümmte Trassenführung ist daher nicht zu sehen. Sie beginnt in der Mitte des Rohrstrangs. Von dort folgen vier abgewinkelte Rohre, also insgesamt fünf sphärische Muffen. Der Ersteller der Simulation hat für „Muffe“ das englische Wort „sleeve“ verwendet. Daher werden die fünf Muffen in allen folgenden Abbildungen mit S1 bis S5 bezeichnet.

Zum Zeitpunkt  $t = 8$  s kehrt die Spiegelsenkung ihre Fortpflanzungsrichtung um und bewegt sich ab dann in Fließrichtung. Dieses Verhalten kann auch aus der Auswertung der Energiehöhen zu jedem einzelnen Zeitschritt abgelesen werden.

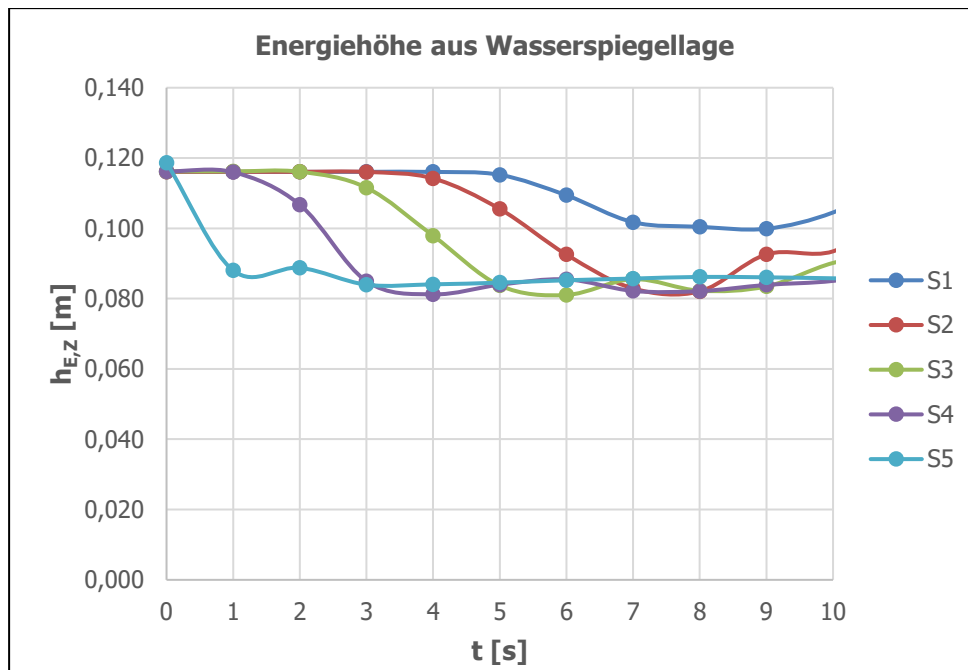


Abbildung 4-20: Energiehöhe der Wasserspiegellage [60]

Abbildung 4-20 zeigt die Entwicklung der Energiehöhe der Wasserspiegellage innerhalb der ersten Sekunden der Simulation. Die Kurven S1 bis S5 repräsentieren den zeitlichen Verlauf der Wasserspiegelenergie jeweils unmittelbar vor den fünf verdrehten Muffen des Modells. Wie aus Abbildung 4-20 hervorgeht, hat die Energie des Systems, die aus der Wasserspiegellage resultiert, bei  $t = 8$  s ein erstes Minimum. Wie zu erwarten, verhält sich die mittlere Fließgeschwindigkeit im Zeitraum  $0 \leq t \leq 8$  s umgekehrt zur Lageenergie. Während die Lageenergie sinkt, steigt die mittlere Fließgeschwindigkeit im entsprechenden Querschnitt immer dann an, wenn die Spiegelsenkung diesen Querschnitt erreicht an.

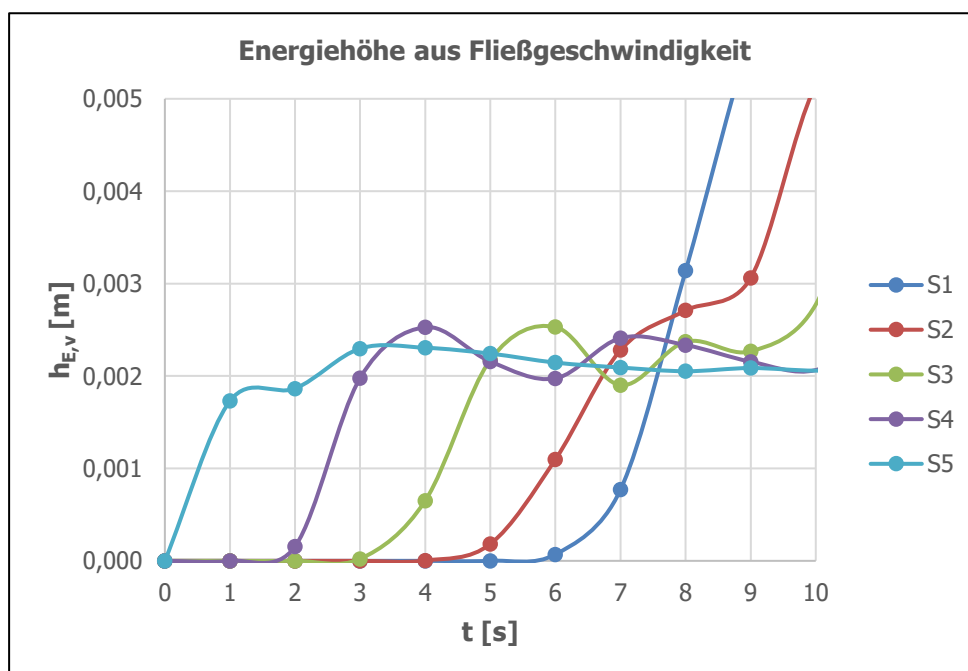
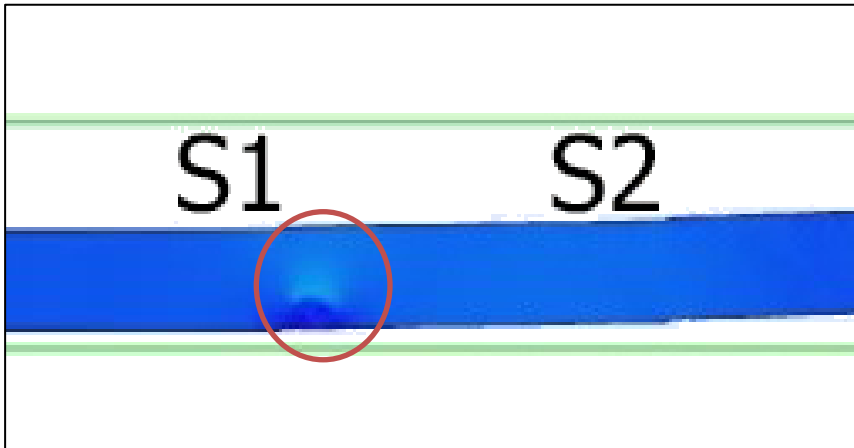


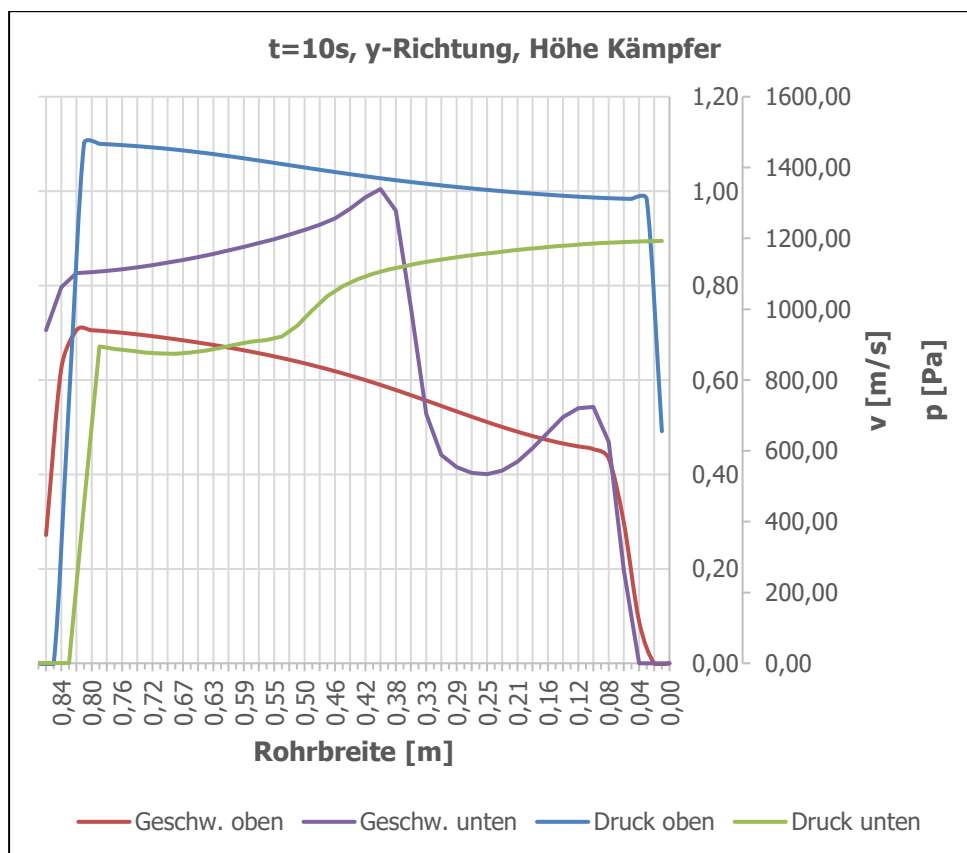
Abbildung 4-21: Energiehöhe aus Geschwindigkeit vor den Muffen [60]

Zum Zeitpunkt  $t = 8 \text{ s}$  zeigt sich auch der Beginn einer Strömungsauffälligkeit an der ersten Muffe (S1). Aus Abbildung 4-21 ist abzulesen, dass zu diesem Zeitpunkt die Energie der Geschwindigkeit der Strömung vor der ersten Muffe zum ersten Mal größer ist, als in den anderen Beobachtungsquerschnitten.



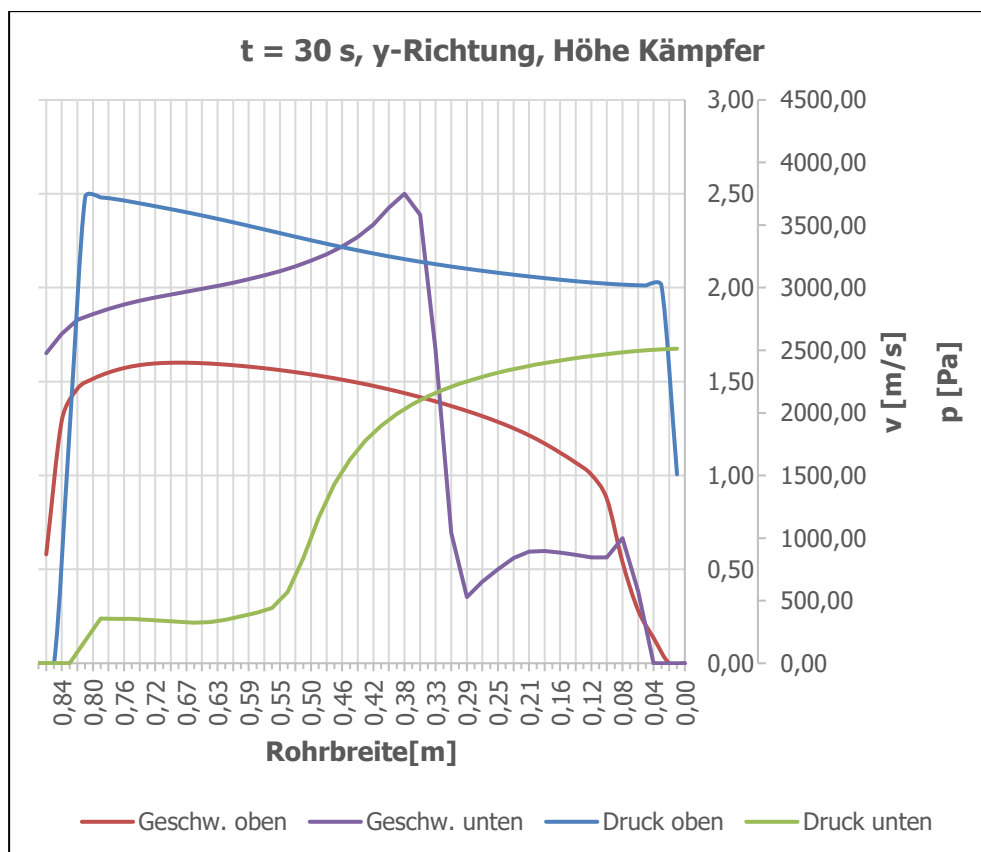
**Abbildung 4-22: Erste Turbulenz in der ersten Muffe (vergrößerte Draufsicht) [60]**

Durch die Linkskurve (in Fließrichtung gesehen) ragt im Simulationsmodell der rechte Kämpfer der verdrehten Muffen in den davorliegenden Rohrquerschnitt hinein und bildet ein Abflusshindernis das umströmt werden muss. Die hellere Farbe innerhalb des roten Kreises symbolisiert in Abbildung 4-22 einen Bereich mit höherer Strömungsgeschwindigkeit.



**Abbildung 4-23: Auswertung von Druck und Geschwindigkeit bei  $t = 10 \text{ s}$  [60]**

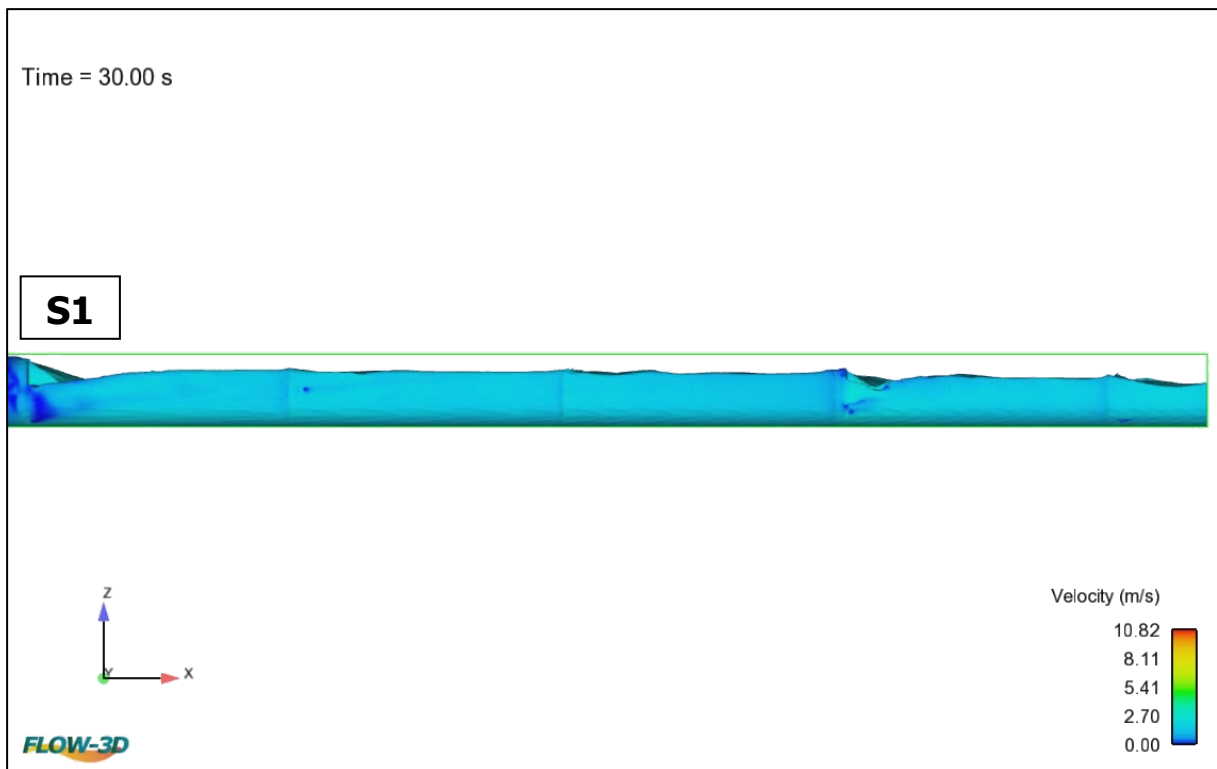
Die ungleichmäßige Strömung wird auch bei der Auswertung von Druck und Geschwindigkeit unmittelbar vor und hinter der Stelle S1 ersichtlich. Die in Abbildung 4-23 dargestellten Verläufe dieser beiden Größen beziehen sich mit „oben“ auf einen Modellquerschnitt 5 cm vor der ersten verdrehten Muffe. Der mit „unten“ bezeichnete Schnitt liegt 25 cm unterhalb der Muffe. Auf der x-Achse ist die Breite des Rohrquerschnitts aufgetragen. Dieser endet modellbedingt nicht bei 0,8 m, da die Verdrehung die Muffe aus der direkten x-Richtung herausbewegt. Durch die Blickrichtung in Fließrichtung liegt der x-Wert null auf der rechten Seite der Grafik. Während die Geschwindigkeit und auch der Druck oberhalb noch einen relativ linearen Verlauf aufweisen, ist unterhalb bereits zum Zeitpunkt  $t = 10$  s die Entstehung der turbulenten Strömung erkennbar.



**Abbildung 4-24: Auswertung von Druck und Geschwindigkeit bei  $t = 30$  s [60]**

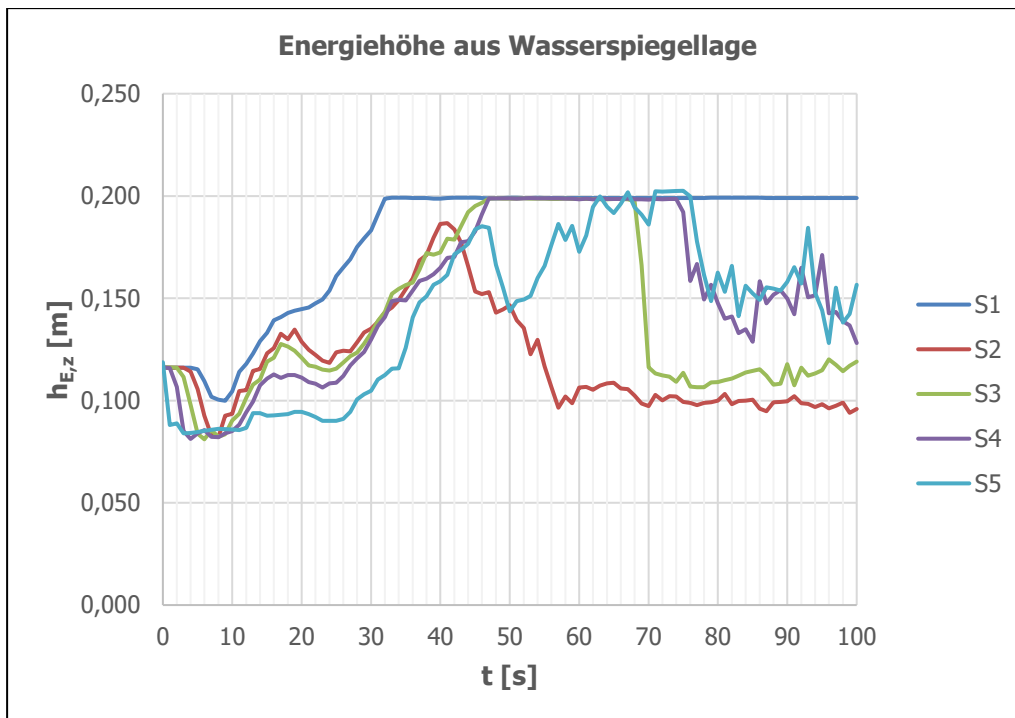
Steigert man den Zufluss weiter, so wird diese Ausbildung immer deutlicher. Bei  $t = 30$  s (Abbildung 4-24) kann man sehen, dass die Geschwindigkeit in der Nähe des rechten Kämpfers hinter der Muffe nur unwesentlich gegenüber  $t = 10$  s verändert ist. Da der Druck hinter der Muffe gleichzeitig im rechten Teil des Rohres deutlich höher ist als im linken, kann vermutet werden, dass die Strömungslinien dort zur Mitte des Rohres umgelenkt werden und von dort die Strömungsgeschwindigkeit zum rechten Rand hin erhöhen.





**Abbildung 4-25: Beginn der Vollfüllung vor der ersten Muffe (Seitenansicht) [60]**

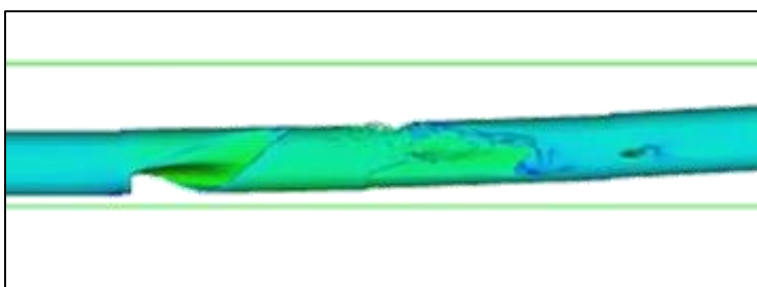
Wie aus Abbildung 4-25 hervorgeht, ist der Rohrstrang bis zur ersten Muffe (S1 in Abbildung 4-25) ab  $t = 30$  s vollgefüllt. Die Fließgeschwindigkeit ist dort niedriger als in der folgenden teilgefüllten Reststrecke, wie es die Auswertung in Abbildung 4-24 erwarten ließ. Deutlich ist auch der Bereich mit der niedrigeren Fließgeschwindigkeit unmittelbar hinter der ersten Muffe zu erkennen. Die unterschiedlichen Wasserspiegellagen auf der rechten und linken Seite verstärken die Vermutung, dass das Wasser durch den hineinragenden Kämpfer in Richtung der gegenüberliegenden Seite abgelenkt wird. Zu diesem Zeitpunkt beträgt der Zufluss zum System rd. 689 l/s.



**Abbildung 4-26: Konstante Wasserspiegellage vor der ersten Muffe [60]**

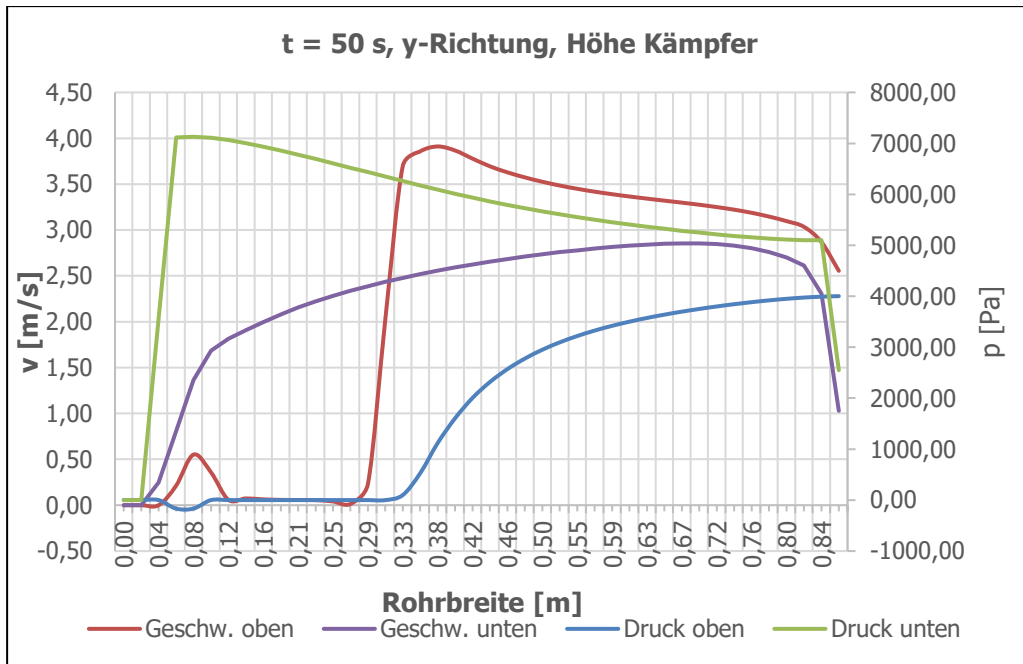
Die Vollfüllung im oberhalb der ersten verdrehten Muffe liegenden Rohrstrang spiegelt sich auch in der ab ca.  $t = 32$  s konstanten Energiehöhe die aus der Wasserspiegellage resultiert an der Stelle S1 wider. An den übrigen Beobachtungsstellen erreichen die Wasserspiegellagen nur zeitweise dieses Niveau und fallen dann auch wieder ab.

Der nächste entscheidende Schritt bei der Entwicklung des Strömungsbildes findet bei ca.  $t = 60$  s und einem Zufluss von rd. 1.378 l/s statt. Die Wassersäule im Rohr beginnt sich von der rechten Wand abzulösen. Innerhalb von nur weiteren 5 Sekunden ist die Ablösung vollständig ausgeprägt.



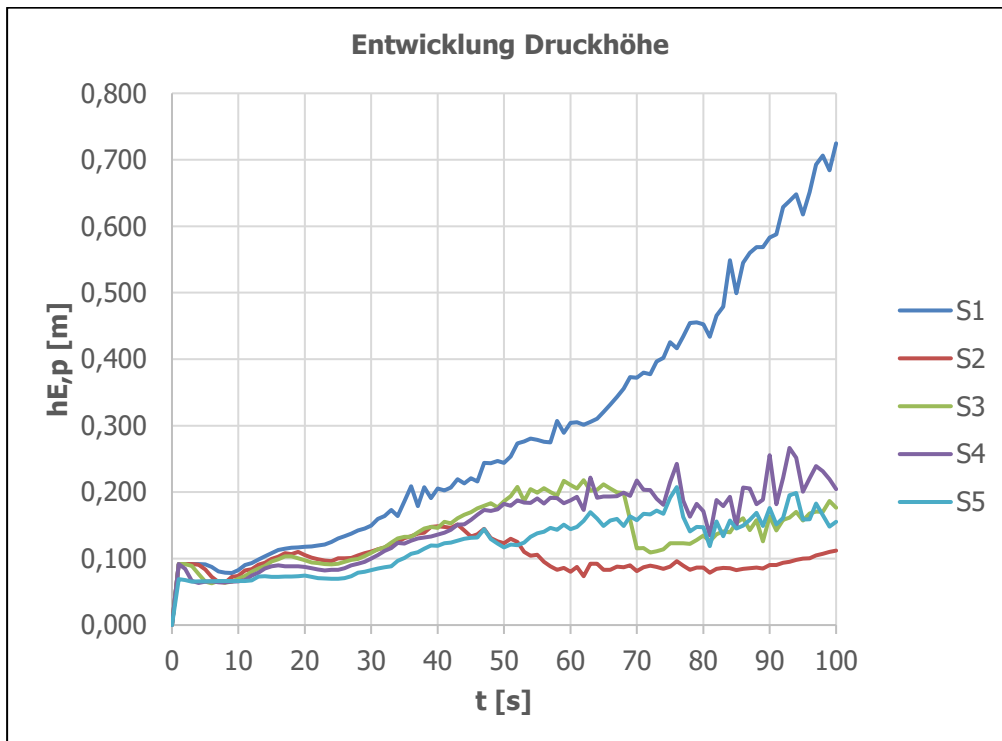
**Abbildung 4-27: Strömungsablösung hinter der ersten Muffe [60]**

Die Strömungsablösung hat sich in Abbildung 4-27 bis annähernd zur Mittelachse des Rohrstrangs ausgeprägt. Im gesamten folgenden Rohr bildet sich eine turbulente Strömung aus.



**Abbildung 4-28: Auswertung von Druck und Geschwindigkeit bei t = 50 s [60]**

Wie Abbildung 4-28 zeigt, sinkt die Geschwindigkeit bei t = 50 s vor dem rechten Kämpfer auf nahezu null ab. Der Druck steigt dort im Gegenzug stark an. Möglicherweise handelt es sich bei diesem Verhalten um eine Art Staudruck, der durch das Abflusshindernis auf der rechten Rohrseite erzeugt wird.



**Abbildung 4-29: Anstieg der Druckhöhe [60]**

Bis ca. t = 20 s verlaufen die Graphen der Druckhöhen in Abbildung 4-29 an den einzelnen Muffen relativ synchron. Ab diesem Zeitpunkt steigt der Verlauf an der Stelle S1 deutlich an,

während er in den übrigen Muffen zwischen 0,1 und rd. 0,27 Metern pendelt. Dabei fällt auf, dass der Druck in der zweiten Muffe, nach seinem Maximum bei 40 Sekunden, innerhalb von 20 Sekunden auf ein relativ konstantes Minimum von etwa 0,1 Metern abfällt und damit die geringsten Druckverhältnisse im gesamten System aufweist. Dies könnte auf die turbulente Strömung zurückzuführen sein, die zwischen der ersten und zweiten Muffe herrscht. In diesem Bereich sind ab dem Zeitpunkt der Vollfüllung die höchsten Fließgeschwindigkeiten zu beobachten.

In den Auswertungen von Druck und Geschwindigkeit ist die Energiesumme von zwei hintereinanderliegenden Muffen zunächst annähernd gleich groß. Siehe hierzu Abbildung 4-30. Ab  $t = 30$  s steigt die Differenz zwischen den beiden ersten Muffen bis zum Simulationsende auf mehr als 0,6 Meter an, während die Differenzen zwischen den übrigen Muffen ein Niveau von 0,1 Metern nur kurzfristig überschreiten.

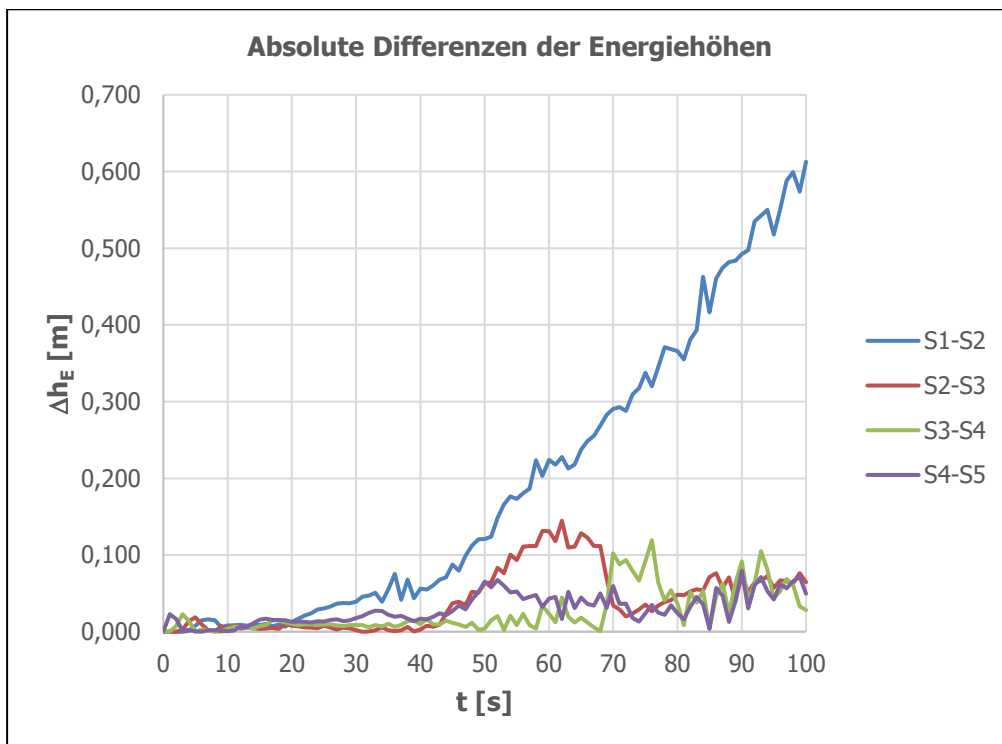


Abbildung 4-30: Differenzen der Energiehöhen zwischen den Muffen [60]

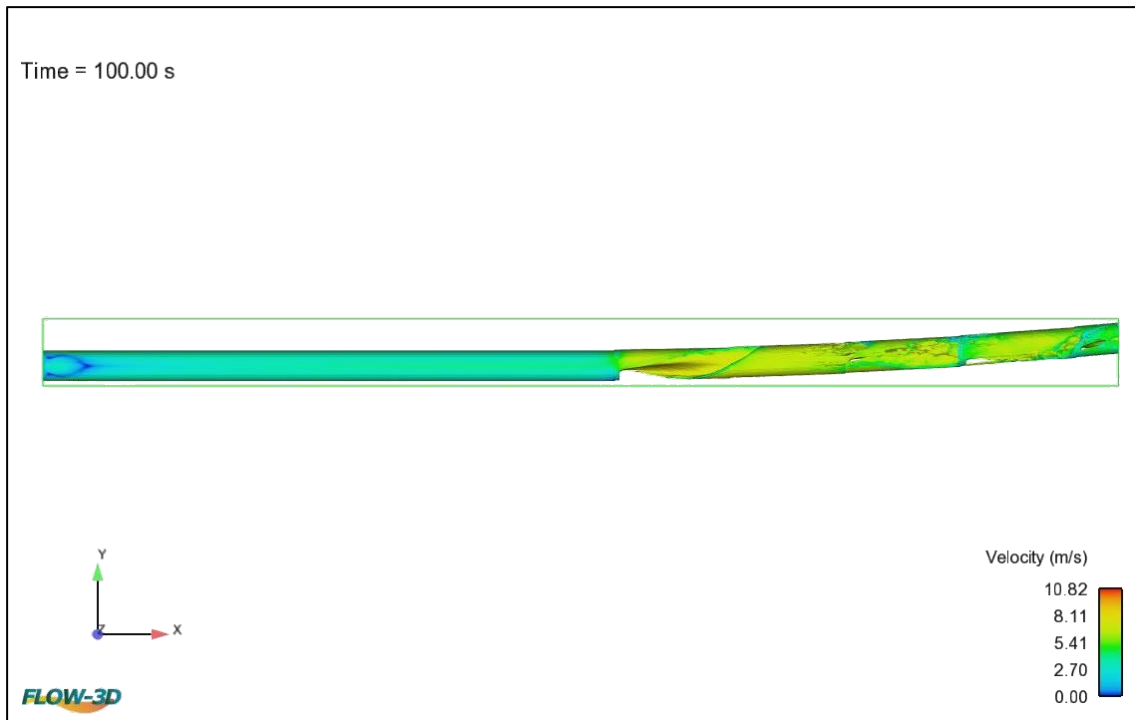


Abbildung 4-31: Geschwindigkeiten am Ende der Simulation [60]

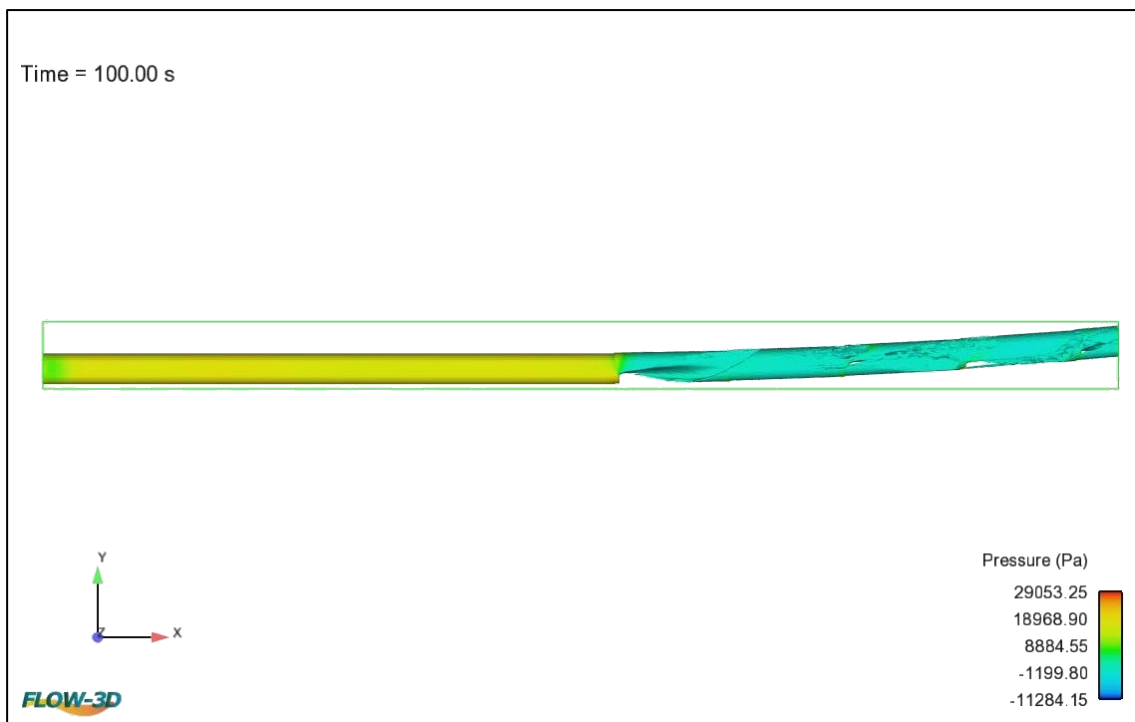


Abbildung 4-32: Druckverteilung am Ende der Simulation [60]

Die beiden vorstehenden Abbildungen veranschaulichen die Verhältnisse am Simulationsende. Vor der ersten verdrehten Muffe herrscht ein hohes Druckniveau (s. Abbildung 4-32) bei gleichzeitig relativ geringen Strömungsgeschwindigkeiten (s. Abbildung 4-31). Lässt man die Turbulenzen an sich außer Acht, sind die Verhältnisse in den beiden, durch die Muffe S1 getrennten, Rohrabschnitten jeweils relativ gleich. Der Druck fällt nach dem Passieren der Stelle S1 schlagartig ab und wandelt sich in Strömungsenergie (Geschwindigkeit) um. In der Folge sind die Geschwindigkeiten im zweiten Rohrabschnitt deutlich höher als im vorderen Teil.

## 4.10 Interpretation der Ergebnisse der unterschiedlichen Betrachtungen

Der klassische Berechnungsansatz nach Prandtl-Colebrook ergibt für eine Ausrundung von  $r_A/DN = 1$  und eine Verdrehung von  $1^\circ$  kaum eine nennenswerte Leistungsminderung durch den verminderten Querschnitt. Dieses Ergebnis wird durch die Nachrechnung mit dem Programm HYSTEM/EXTRAN bestätigt. Einschränkend muss dazu gesagt werden, dass HYSTEM/EXTRAN die Abflussleistungen für Teil- und Vollfüllungen ebenfalls nach Prandtl-Colebrook berechnet. Die geringen Differenzen der beiden Berechnungen könnten daher aus der Einschränkung, dass das Programm für geschlossene Profile lediglich achsensymmetrische Querschnitte zulässt, rühren. Die vereinfachte Berechnung nach Prandtl-Colebrook, z. B. mithilfe einer Excel-Programmierung, scheint damit akzeptable Ergebnisse zu erzeugen. Auch die Berechnung mit der Energiegleichung nach Bernoulli führt zu dem Schluss, dass sich, außer in Grenzbereichen, ein Abflusszustand einstellen kann, indem die Verdrehung nur geringe Einflüsse auf das Abflussverhalten eines gekrümmten Rohrabschnitts hat.

Die Ergebnisse der CFD-Berechnung zeigen ein anderes Bild. Sobald vor der ersten Muffe die Vollfüllung eingesetzt hat, stellen sich dahinter turbulente Strömungsverhältnisse ein. Die erste Muffe ist dabei der entscheidende und offensichtlich begrenzende Einflussfaktor. Sie hat eine ähnliche Wirkung wie eine Blende bzw. Verengung in einer Druckrohrleitung in deren unmittelbarer Umgebung es ebenfalls zu Turbulenzen kommt. Der Aufbau eines relativ hohen Drucks vor der ersten Muffe bei höheren Abflüssen könnte dahingehend interpretiert werden, dass dieser Druck durch das Gefälle einer Leitung erzeugt werden muss, um die dazugehörige Menge Wasser durch die Muffe fließen zu lassen. Da aber aufgrund der langen Rechenzeiten konstante Abflüsse nicht untersucht werden konnten, kann auf Basis der vorliegenden Daten dazu keine abschließende Aussage getroffen werden. Die sicherste Methode, die praxisnahe Bestimmung der Abflussleistung durchführen zu können, sind Laborversuche mit unterschiedlichen Abflussmengen und Rohrquerschnitten. Derartige Versuche würden aber den Rahmen dieser Arbeit übersteigen.

## 4.11 Einordnung der Ergebnisse in den Stand der anerkannten Regeln der Technik

Stand der anerkannten Regeln der Technik zur Bemessung von Kanalnetzen sind die DWA Arbeitsblätter A 110 [12] und A 118 [61]. Im Arbeitsblatt DWA-A 110 ist zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit von vorhandenen Netzen ausgeführt: „Beim Leistungsnachweis bestehender Netze ist, wenn die effektive lichte Weite im Einzelfall nicht festgestellt wird oder werden kann, grundsätzlich mit 95% der Nennweite zu rechnen, worin auch Querschnittsreduzierungen infolge normaler Ablagerungen erfasst sind“ [12]. Bereits in den ersten Kapiteln wurde auf Basis der Freiräume des Arbeitsblatts DWA-A 110 festgelegt, dass die Verdrehung in der Muffe maximal so groß sein darf, dass 95% des freien Querschnitts erhalten bleiben. Der verbleibende freie Querschnitt wird im Gegenzug immer exakt berechnet. Ebenso wird im gleichen Arbeitsblatt beschrieben: „Erreicht der Bemessungsabfluss 90% des Abflussvermögens  $Q_v$ , wird empfohlen, den nächstgrößeren Querschnitt zu wählen“ [12]. Als „Abflussvermögen“ wird dabei die Vollfüllungsleistung angesetzt. Berücksichtigt man, dass bei 93,4%

Füllhöhe ein Abfluss erreicht wird, der bei rd. 107% der Vollfülleistung liegt, sind hier deutliche Sicherheiten eingearbeitet. Unterstellt man die Richtigkeit der Berechnung nach Prandtl-Colebrook, kann bei einem Grad Verdrehung in der sphärischen Muffe nach den bisherigen Erkenntnissen rd. 97,4% des Abflussvermögens des Ausgangsrohres erreicht werden. Wird bei der Bemessung von neuen Kanalnetzen entsprechend der Empfehlung im DWA-A 110 [12] bei >90% des Abflussvermögens die nächst größere Nennweite gewählt, ist eine Sicherheit von rd. 7% für die sphärische Muffe vorhanden. Die Bemessung nach DWA-A 110 [12] ohne weitere Sicherheitsabminderungen wird daher als zulässig angesehen.

Betrachtet man auf der anderen Seite die Ergebnisse der CFD-Simulation, so ist insbesondere bei großen Abflüssen im Bereich der Vollfüllung mit turbulenten Strömungsverhältnissen im Bereich von Kurven zu rechnen. Falls sich diese Ergebnisse auch in Laborversuchen bestätigen sollten, ist fraglich, ob Kanalnetzbetreiber dies akzeptieren würden. Die Praxistauglichkeit der sphärischen Rohre wäre in diesem Fall zunächst infrage gestellt. Ein gewisses Maß an Turbulenzen im Sohlbereich wäre grundsätzlich durchaus wünschenswert, weil dadurch Ablagerungstendenzen minimiert werden könnten. Die Turbulenzen bei sphärischen Rohren treten aber im Bereich der Kämpfer auf. Dort können sie diesen positiven Effekt nicht erzeugen. Hier ist ein Übermaß an Turbulenzen negativ, da sich das Abflussvermögen durch die Verwirbelungen reduziert.



## 5. Statische Modellierung

### 5.1 Durchgeführte Berechnungen

Bereits im Rahmen des ZIM Forschungsprojekts [11] wurden statische Berechnungen für sphärische Rohre durchgeführt. Um diese zu vertiefen und Bemessungsgrundlagen für sphärische Rohre zu entwickeln wurde am Lehrstuhl für Massivbau der Ruhr-Universität Bochum eine Masterarbeit mit dem Thema „Entwicklung eines Bemessungskonzeptes für gelenkig verbundene Vortriebsrohre aus Stahlbeton“ [62] durch den Verfasser dieser Arbeit betreut. Die Ergebnisse werden in den folgenden Kapiteln beschrieben und bewertet sowie ein vereinfachtes statisches Ersatzsystem betrachtet. Über die in [11] und [62] durchgeführten FEM-Berechnungen werden im Rahmen dieser Arbeit keine weiteren Berechnungen durchgeführt.

### 5.2 Anwendbarkeit des Arbeitsblatts DWA-A 161 [5]

Die Anwendbarkeit des Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] für die Berechnung von sphärischen Vortriebsrohren wurde bereits in [21] untersucht. Im Ergebnis wurden sehr kleine Werte für  $z_k/d_a$  ermittelt, die nicht plausibel erscheinen, da in diesem Fall das Verhältnis  $\sigma_{max}/\sigma_0$  sehr groß wird und im Extremfall mit  $z_k/d_{a,min} \rightarrow 0$  gegen unendlich gehen würde. Mit der Formel zur Berechnung der zulässigen Vortriebskräfte

$$\gamma_F \cdot F_j = \frac{A \cdot \sigma_{max}}{\left(\frac{\sigma_{max}}{\sigma_0}\right)} \quad \text{Formel (113) aus [5]}$$

würde die zulässige Vortriebskraft  $F_j$  dann zu null werden.

Geht  $z_k/d_{a,min} \rightarrow 0$  würde das bedeuten, dass die gesamte Vortriebskraft über einen infinitesimal kleinen Streifen der kurveninneren Außenseite der Rohrwandung übertragen werden muss. In diesem Zustand wäre die Rohrfuge auf ganzer Länge geöffnet. Das trifft bei den sphärischen Rohren nicht zu, da diese nicht im Sinne der Berechnungsmethodik des Arbeitsblatts DWA-A 161 [5] klaffen, sondern in der Muffe gleiten.

$$\frac{z_k}{d_{a,min}} = \frac{\Delta s_{DÜR} + \Delta s_R}{\tan(\varphi_{ges}) \cdot d_{a,DÜR}} \quad \text{Formel (101) aus [5]}$$

In [21] wurden Vereinfachungen vorgenommen, die zu überprüfen sind. Da dort davon ausgegangen wurde, dass für die sphärischen Vortriebsrohre ein Druckübertragungsring nicht erforderlich ist, wurde die Formel zur Berechnung von  $z_k/d_{a,min}$  vereinfacht, indem  $\Delta s_{DÜR} = 0$  (gemäß der Vorgabe im Arbeitsblatt DWA-A 161 [5]) und  $d_{a,DÜR} = d_{a,min}$  gesetzt wird. Wie man erkennt, wird durch die Vereinfachungen der Nenner kleiner und der Zähler größer. Es ist daher nicht verwunderlich, dass das Berechnungsergebnis kleiner - und damit schlechter - ist, als bei konventionellen Rohren. Aus diesem Grund wird in [21] vorgeschlagen, den Wert

$z_k/d_{a,\min} = 1$  zu setzen, da eine Fugenklaffung bei sphärischen Rohren nicht auftritt. Nach diesem Ansatz wäre der Wert  $\frac{\sigma_{\max}}{\sigma_0}$  immer gleich 2,0, da kein Druckübertragungsring verwendet wird und daher der lineare Spannungsverlauf anzunehmen ist. Der lineare Spannungsverlauf mit  $\sigma = 0$  auf der Kurvenaußenseite und  $\sigma_{\max} = 2\sigma_0$  auf der Kurveninnenseite entsteht aber genau in dem Moment, in dem die Fuge beginnt aufzuklaffen. Eine Fugenklaffung entsteht jedoch bei Rohren mit sphärischen Muffen und praxisrelevanten Ausrundungsradien nicht. Der Nachweis dafür folgt in Kapitel 5.6. Der zuvor beschriebene Ansatz kann somit nicht zur Berechnung der sphärischen Rohre herangezogen werden, da er durch seinen konstanten Wert nicht die unterschiedlichen Abwinkelungen bei verschiedenen Kurvenradien berücksichtigt. Auch hat die sphärische Muffe immer eine umlaufende Kontaktfläche. Die Berechnung dieser Kontaktfläche wurde bereits im Kapitel 3.2 beschrieben. Die Kraftübertragung von einem Rohr auf das Folgende muss innerhalb dieser Kontaktfläche erfolgen. Die komplizierte Geometrie dieser Fläche lässt vermuten, dass ein linearer Spannungsverlauf wie bei einem ebenen Rohrspiegel nicht eintreten wird. Es liegt auch nahe, dass aufgrund der Wölbung der kraftübertragenden Fläche nicht ausschließlich Druck-, sondern auch Zugspannungen in der Muffe auftreten werden. Zugspannungen werden aber in den einschlägigen Regelwerken Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] und DIN EN 1916 [17] als Biegezugspannungen ausschließlich für Belastungen quer zur Rohrachse berücksichtigt.

Auf Basis dieser Feststellungen kann die Anwendbarkeit der geltenden Bemessungsrichtlinien, zumindest für den Lastfall „Vortrieb“, ausgeschlossen werden. Im Betriebszustand unterscheiden sich die Rohrquerschnitte von konventionellen und sphärischen Vortriebsrohren nur durch die Geometrie der Muffe. Für diesen Fall kann daher in jedem Fall nach den geltenden Regeln für Lasten quer zur Rohrachse nach dem Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] bemessen werden.

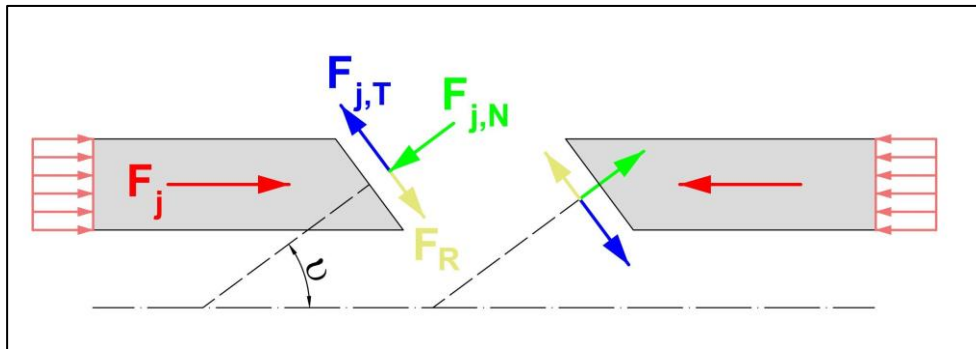
### 5.3 Grundlegende Untersuchung der Kraftübertragung in der Muffe

#### 5.3.1 Grundlagen der Kraftübertragung in der Muffe durch Reibung

Kann die tangentielle Komponente der Vortriebskraft in der Muffe vollständig durch Haftreibung übertragen werden, verhält sich die Muffe wie eine feste Verbindung der beiden Rohre. Die Vortriebskräfte werden theoretisch wie bei konventionellen Rohren in Richtung der Rohrachse übertragen. Allerdings würde dieser Fall auch erfordern, dass die Rohre eine sehr hohe Steifigkeit aufweisen und der aufgebrachten Kraft nicht ausweichen. Der E-Modul müsste gegen unendlich gehen, oder die beiden Rohrenden müssten kraftschlüssig miteinander verbunden werden. Eine Kraftaufnahme kann immer nur über eine Verformung aufgenommen werden. Die senkrecht zur Kontaktfläche des Muffenendes wirkende Komponente wird aus diesem Grund immer eine Aufweitung der Muffe zur Folge haben. Im Gegenzug führen die Kräfte aus dem Ortsbrustwiderstand und der Reibung am Rohrstrang, die der Vortriebskraft entgegenwirken, zu einer Kompression des Spitzendes.

### 5.3.2 Vereinfachte Betrachtung der in der Rohrfügung wirkenden Kräfte

Wie zuvor beschrieben, ist die Übertragung der Längskräfte nicht vergleichbar mit denen konventioneller Rohre. Während bei Rohren nach dem Stand der Technik die Längskräfte linear durch die stumpf aufeinanderstoßenden Muffen übertragen werden, erfolgt bei sphärischen Muffen durch die Ausrundung eine Aufteilung der Längskräfte in zwei Komponenten. Die Aufteilung soll zunächst an einem vereinfachten Beispiel mit einer Abschrägung anstelle einer Ausrundung und geradem Vortrieb hergeleitet werden.



**Abbildung 5-1: Vereinfachte Kräfteaufteilung in einem beliebigen Schnitt durch die Muffe**

In Abbildung 5-1 sind vereinfacht die Schnittkräfte aus der Aufteilung der Vortriebskraft  $F_j$  in eine zur Muffenfläche senkrecht wirkende Kraft  $F_{j,N}$  und eine tangential wirkende Kraft  $F_{j,T}$  dargestellt. In der Rohrfügung wirkt die Kraft  $F_R$  aus der Reibung der tangentialen Kraft entgegen. Die Größe der jeweiligen Kraft ist abhängig vom Winkel  $\nu$  und damit auch von der Abschrägung der Muffe. Der Winkel  $\nu$  wird ermittelt aus einer Linie, die vom Mittelpunkt der Ausrundungskugel des Rohres ausgeht und senkrecht auf der Mitte der Abschrägung (bzw. Ausrundung) steht.

Dabei gilt:

$$F_{j,N} = F_j \cdot \cos \nu \quad (5.1)$$

und:

$$F_{j,T} = F_j \cdot \sin \nu \quad (5.2)$$

Während die senkrecht bzw. normal zur Muffenfläche wirkende Kraft direkt auf die gegenüberliegende Muffe übertragen wird, muss die Tangentialkraft über die Reibung in der Muffe auf die gegenüberliegende Seite übertragen werden. Die Haft- und die Gleitreibung zweier Körper aufeinander ist unabhängig von der Größe der Berührungsfläche (2. Amontonssche Gesetz). Sie berechnet sich immer aus:

$$F_R = \mu \cdot N \quad (5.3)$$

- $\mu$  : Haft- oder Gleitreibungskoeffizient
- $F_R$  : Reibungskraft
- $N$  : Normalkraft auf die Berührungsfläche

Die Haftreibung ist dabei in der Regel größer als die Gleitreibung. Wird sie überwunden, gerät der Körper in Bewegung und die geringere Gleitreibung wirkt.

### 5.3.3 Fall 1: Vollständige Kraftaufnahme durch Haftreibung

Der Haftreibungskoeffizient für Beton auf Beton wird in der Regel in einer Größenordnung von  $\mu = 0,65$  [63] angesetzt. Die Kraft  $F_{j,N}$  in Abbildung 5-1 muss um den Faktor  $1/0,65$  oder rd.  $1,54$  größer sein als die Kraft  $F_{j,T}$ , damit diese vollständig durch Reibung übertragen werden kann.

$$0,65 \cdot F_j \cdot \cos v \geq F_j \cdot \sin v \quad (5.4)$$

oder:

$$0,65 \leq \tan v \quad (5.5)$$

Der Winkel  $v$  muss kleiner sein als  $33,02^\circ$ , damit eine vollständige Kraftübertragung durch Reibung in der Muffe möglich wird.

Im Kapitel 3.1.2 wurde bereits gezeigt, dass der kleinste mögliche Ausrundungsradius  $DA/2$  beträgt. Als praktikable Ausrundungen wurde der Größenbereich zwischen  $DN$  und  $3x DN$  herausgearbeitet. Nimmt man für die Berechnung der durch Haftreibung übertragbaren Kraft  $r_A = DN$  als minimalen Praxiswert der Ausrundung an, ergibt sich für  $v_{\text{innen}}$  der Wert von  $30^\circ$ . Ein Rohr  $DN 800$  weist eine marktübliche Wanddicke von  $130$  bis  $150$  mm auf. Mit dieser Wanddicke ergibt sich in der Mitte der Muffe ein Wert von rd.  $35^\circ$  für den Winkel  $v$ . Ein Winkel von  $33^\circ$  oder kleiner wird für dieses Beispiel nur bei Wanddicken kleiner oder gleich  $70$  mm erreicht. Für Abwasserrohre aus Stahlbeton ist diese Wanddicke nicht ausreichend, da die erforderliche Betondeckung für die Bewehrung nicht erreicht wird und bei einer derart geringen Wanddicke die maximal zulässigen Vortriebskräfte für die praktische Anwendung zu klein werden würden. Soll eine volle Kraftübertragung durch Reibung erfolgen, muss der Ausrundungsradius für das Beispielrohr  $DN 800$  bei einer Wanddicke von  $130$  mm mindestens  $854$  mm oder  $1,07 DN$  betragen.

Grundsätzlich gilt:

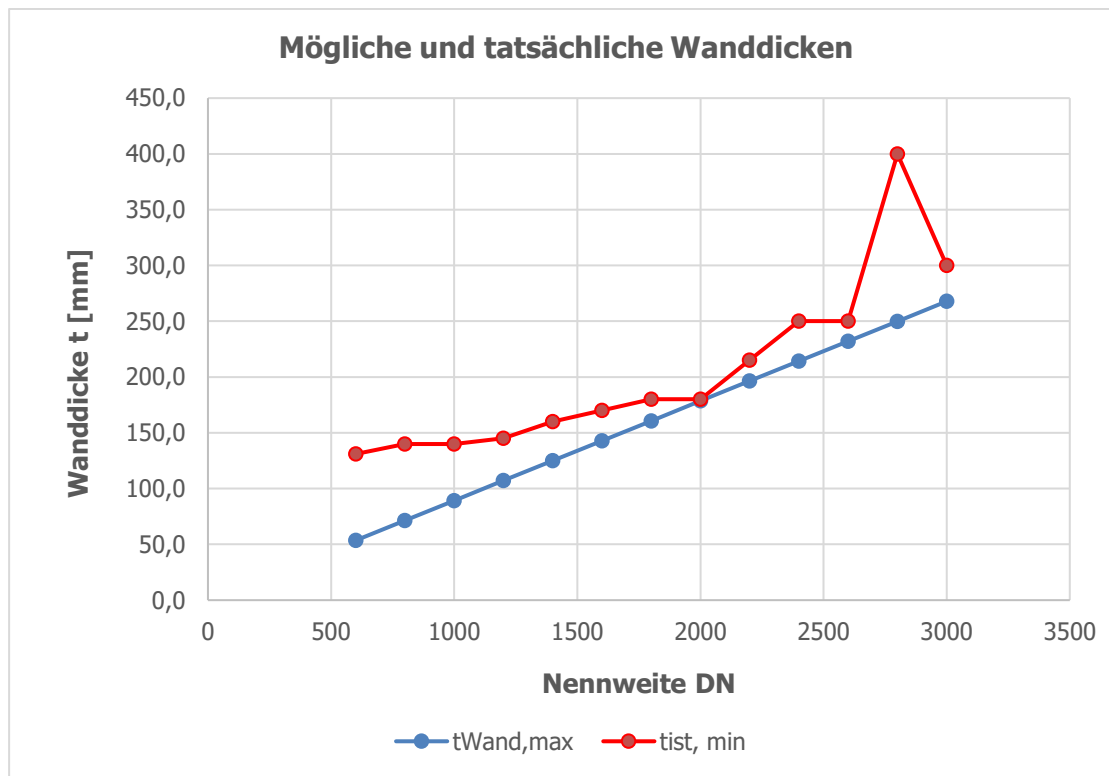
$$r_{A,min} = \frac{DN + t_{Wand}}{2 \cdot \sin(33^\circ)} \quad (5.6)$$

Tendenziell nimmt das Verhältnis Wanddicke  $t_{Wand}$  zur Nennweite  $DN$  mit steigenden Rohrdurchmessern ab, da die Wanddicke deutlich weniger zunimmt als die Nennweite. Rohre mit einer Nennweite von  $DN 2000$  werden mit Wanddicken um  $200$  mm angeboten. Während Rohre  $DN 800$  noch Wanddicken von  $15$  bis  $20\%$  der Nennweite aufweisen, liegen die Wanddicken bei Großrohren typischerweise bei rd.  $10\%$  bis  $12\%$ . Die maximal mögliche Wanddicke für eine vollständige Übertragung durch Reibung errechnet sich aus:

$$t_{Wand,max} = 2 \cdot r_A \cdot \sin(33^\circ) - DN \quad (5.7)$$

Die maximale Wanddicke für eine Übertragung durch Reibung beträgt nach Gleichung (5.7)

rd. 9% der Nennweite für den Fall  $r_A = DN$ . Aus der Betrachtung der marktüblichen Wanddicken wird deutlich, dass dieser Wert ausschließlich bei großen Rohren erreicht werden kann. Bei Rohren kleiner DN 2500 bis DN 2600 sind die Wanddicken in der Regel immer größer als 10% der Nennweite.



**Abbildung 5-2: Vergleich möglicher und tatsächlicher Wanddicken.**

Die nach Gleichung (5.7) erforderlichen maximalen Wanddicken  $t_{Wand,max}$  werden in Abbildung 5-2 mit den minimal verfügbaren  $t_{ist,min}$  verglichen. Die Angaben zu den verfügbaren Wanddicken wurden [22] entnommen. Wie sich zeigt, weisen alle Vortriebsrohre eine Wanddicke auf, die über dem errechneten Maximum liegen. Die Verringerung der Wanddicken ist grundsätzlich denkbar, würde aber neue Fertigteilmformen erfordern. Allerdings wirkt sich die geringere Wanddicke auch negativ auf die übertragbaren Vortriebskräfte aus, da diese über die geringere Querschnittsfläche übertragen werden müssen. Dieser Nachteil könnte durch die Verwendung von Betonen mit höherer Festigkeit, ggfs. sogar mit ultra-hochfesten Betonen, ausgeglichen werden. Belässt man die Wanddicken bei den handelsüblichen Werten, müssen die Vortriebskräfte in der Muffe außer über Reibung, zusätzlich über Verformungen aufgenommen werden.

### 5.3.4 Fall 2: Kraftaufnahme durch Haftreibung nicht vollständig möglich

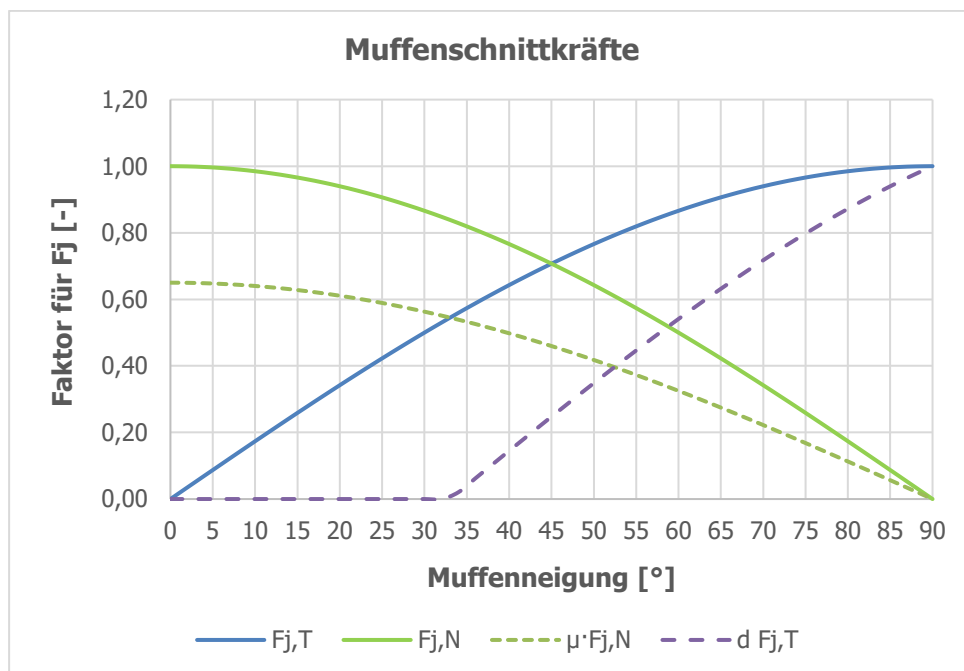


Abbildung 5-3: Muffenschnittkräfte in Abhängigkeit von der Muffenneigung

Unter der Annahme, dass sowohl die Haft- und die Gleitreibung den gleichen Wert von  $\mu=0,65$  aufweisen, zeigt Abbildung 5-3, als Ergebnis der Variation der Muffenneigung in den Formeln (5.1) und (5.2), den qualitätsmäßigen Verlauf der Schnittkräfte sowie der Reibungskraft in der Muffe abhängig von ihrer Neigung. Der auf der y-Achse aufgetragene Faktor für  $F_j$  stellt den Wert dar mit dem  $F_j$  multipliziert werden muss, um die Normal- bzw. Querkraft in dem vereinfachten System zu erhalten. Wie zuvor beschrieben, wird bei  $33^\circ$  Neigung die Haftreibung überschritten. Ab diesem Wert muss ein Teil der tangential wirkenden Schnittkraft  $F_{j,T}$  über andere Mechanismen als Reibung übertragen werden. Außerdem kann eine Bewegung in der Trennfläche der Rohrfügung erfolgen. Das Spitzende des nachlaufenden Rohres dringt wie ein Keil in das Muffenende des vorderen Rohres ein. Bei dieser Verformung wird das Spitzende radial zusammengedrückt, während das Muffenende durch das eindringende nachfolgende Rohr aufgeweitet wird. Diese Aufweitung ruft Ringzugspannungen im Muffenende des Rohres hervor. Die Bemessung sphärischer Rohre muss daher ein besonderes Augenmerk auf die Aufnahme dieser Ringzugspannungen aus den Vortriebskräften haben.

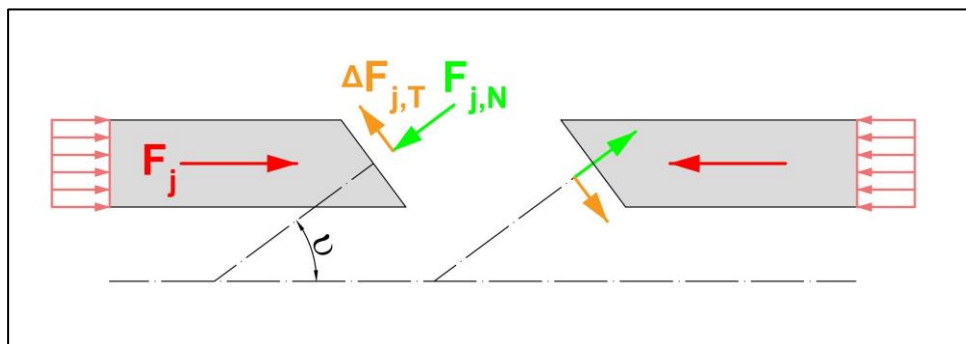


Abbildung 5-4: Schnittkräfte bei Haftreibungsüberschreitung

In Abbildung 5-4 steht die Kraft  $\Delta F_{j,T}$  für den Teil der Tangentialkraft, der nicht durch die Reibung übertragen werden kann. Die Summe der Kräfte  $\Delta F_{j,T}$  und  $F_{j,N}$  ist nicht mehr parallel zur Rohrachse, sondern weist eine Resultierende auf, die am Spitzende zum Rohrrinneren geneigt ist. Diese Neigung führt zu einer Kompression des Spitzendes und damit zu Ringdruckspannungen. Am Muffenende zeigt die Resultierende der Schnittkräfte in der Muffe vom Rohrrinneren weg. Im Ergebnis wird das Muffenende aufgeweitet und es entstehen Ringzugspannungen.

$$\Delta F_{j,T} = F_j \cdot \sin v - 0,65 \cdot F_j \cdot \cos v \tag{5.8}$$

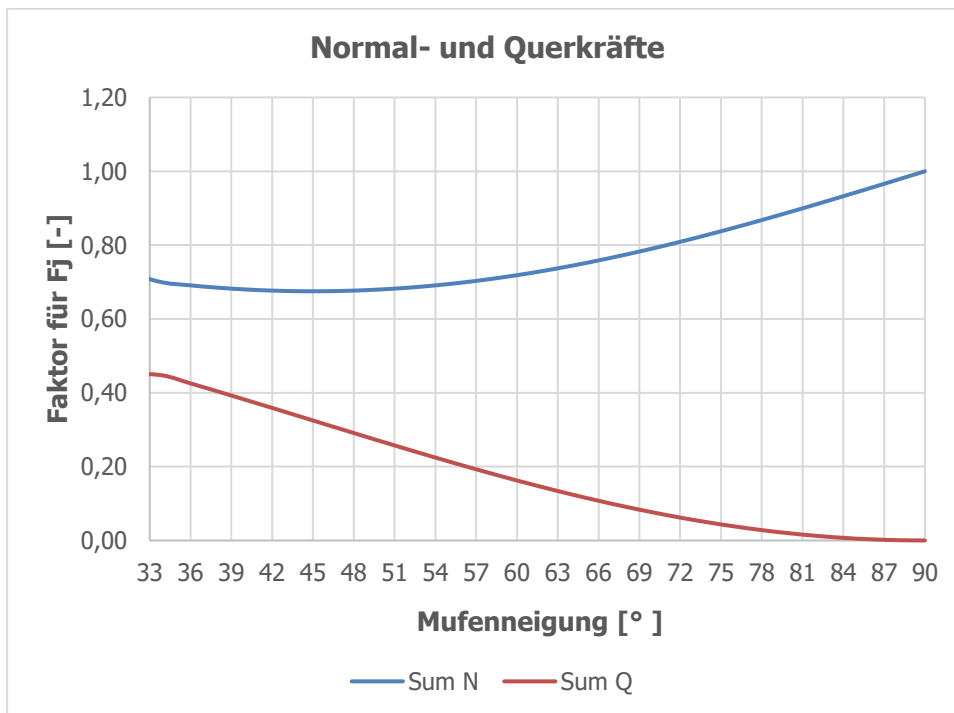
Zu beachten ist in Gleichung (5.8), dass der Wert  $0,65 \cdot F_j \cdot \cos(v)$  nicht größer werden darf als  $F_j \cdot \sin(v)$ , da die Haft- oder Gleitreibung nicht größer sein kann als die angreifende Kraft. Der Wert  $\Delta F_{j,T}$  muss immer größer oder gleich null sein.

Die verbleibenden Schnittkräfte lassen sich wieder in Quer- und Normalkraftkomponenten mit einer Ausrichtung parallel bzw. senkrecht zur Rohrachse transformieren.

**Tabelle 5-1: Quer- und Normalkraft in der Muffe**

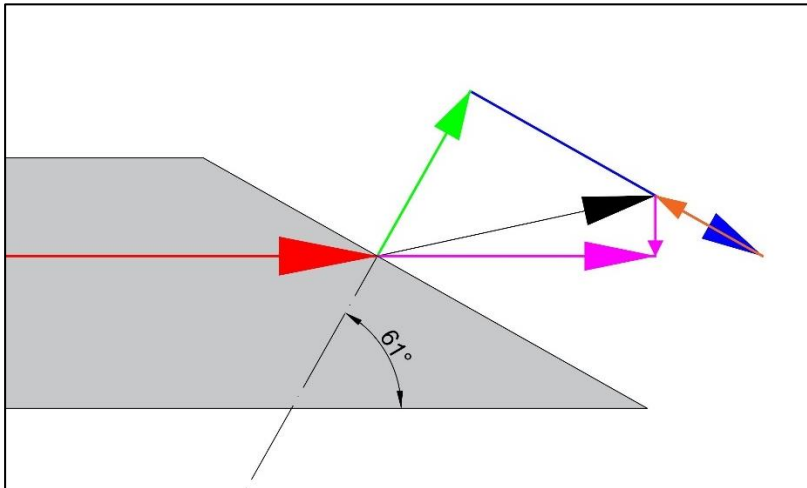
Schnittkraft	Querkraftanteil	Normalkraftanteil
$F_{j,N}$	$F_j \cdot \cos v \cdot \sin v$	$F_j \cdot \cos^2 v$
$\Delta F_{j,T}$	$-F_j \cdot (\sin v - 0,65 \cdot \cos v) \cdot \cos v$	$F_j \cdot (\sin v - 0,65 \cdot \cos v) \cdot \sin v$
<b>Summe</b>	$F_j \cdot 0,65 \cdot \cos^2 v$	$F_j \cdot (1 - 0,65 \cdot \cos v \cdot \sin v)$

Aus diesen Annahmen ergeben sich die nachfolgenden, grafisch aufgetragenen Verläufe der Summe der Normal- und Querkraft in der Rohrfügung.



**Abbildung 5-5: Summen der Normal- und Querkräfte**

Der Verlauf der Summen der Normal- und Querkräfte ist aus Abbildung 5-5 abzulesen. Bei einer Neigung von  $90^\circ$  ist der Rohrspiegel eben. Es treten ausschließlich Normalkräfte in Vortriebsrichtung auf. Mit zunehmender Neigung (kleiner werdender Neigungswinkel) weist die normal zur Muffenoberfläche wirkende Kraft  $F_{j,N}$  immer stärker nach außen von der Rohrachse weg. Sie kann durch eine Transformation in eine Normal- und eine Querkraftkomponente in das Koordinatensystem des Rohres zurückgerechnet werden. Ab einer Neigung von  $33^\circ$  muss der nicht durch Reibung übertragbare Anteil der Tangentialkraft berücksichtigt werden. Allerdings zeigt der Querkraftanteil des verbleibenden Anteils entgegen der Querkraft aus dem radialen Anteil, sodass ab einer Neigung von  $33^\circ$  die Summe der Querkräfte sinkt.



**Abbildung 5-6: Resultierende Kräfte nach Reibungsüberschreitung**

In Abbildung 5-6 ist das Kräfteck nach Überschreitung der Haftreibung dargestellt. Die Vortriebskraft (rot) wird zunächst in die tangentiale (blau) und die radiale (grün, normal zur Muffenfläche) wirkende Komponente aufgespalten. Dem tangentialen Anteil wirkt die Reibung teilweise entgegen (braun). Durch den teilweisen Verzehr der Tangentialkraft ergibt sich die neue, schwarze Resultierende. Diese kann als Normal- und Querkraft (magentafarbene Pfeile) in das Rohrkoordinatensystem transformiert werden. Mit wachsendem Neigungswinkel wirkt die Tangentialkraft zunehmend in Richtung der Vortriebsachse, während die radiale Komponente gegen null geht. Das erklärt das Verbleiben der Normalkraft auf einem relativ hohen Niveau von ca. 68% der aufgebrauchten Vortriebskraft, obwohl eine Umlenkung der Vortriebskräfte nach außen stattfindet.



## 5.4 Betrachtung von sphärischen Muffen bei geradem Vortrieb

### 5.4.1 Verteilung der Vortriebskraft in der Rohrfügung

Bei der Übertragung der vereinfachten Betrachtung von abgeschrägten Muffen auf die sphärisch geformten Muffen ist zu beachten, dass die Aufteilung der Vortriebskraft nicht global gelöst werden kann, sondern abhängig vom Ort auf der sphärischen Muffe ist. Die folgenden Berechnungen werden zunächst exemplarisch für das Muffenende der sphärischen Rohre durchgeführt.

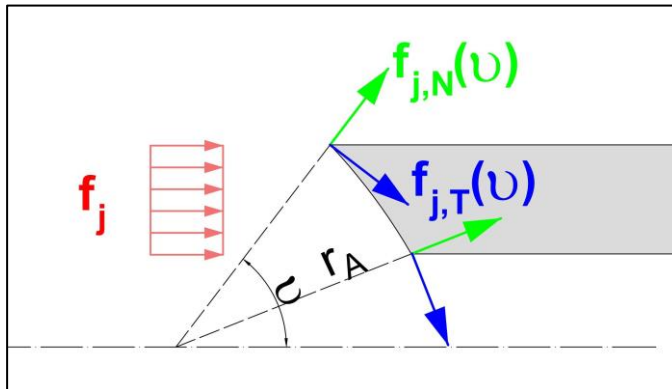


Abbildung 5-7: Kräfteaufteilung in der sphärischen Muffe

Für die ausgerundeten Muffen behalten die Gleichungen (5.1) und (5.2) grundsätzlich ihre Gültigkeit, allerdings ist der Winkel  $\nu$  nicht konstant wie bei der abgeschrägten Muffe. Der in Abbildung 5-7 dargestellte Schnitt durch eine sphärische Muffe ist durch die Rotationssymmetrie repräsentativ für jeden beliebigen Schnitt, bei dem die Mittelachse des Rohres in der Schnittebene liegt. Die Größe der örtlichen Kräfte variiert ausschließlich über den Winkel  $\nu$ . Bedingt durch den Verlauf der Sinus- bzw. Cosinusfunktion fällt der senkrecht zur Muffe stehenden Anteil der Vortriebskraft, während der tangential wirkende Anteil ansteigt.

$$f_{j,N}(\nu) = f_j \cdot \cos \nu \quad (5.9)$$

Im weiteren Verlauf dieses Kapitels wird  $f_{j,N}(\nu)$  vereinfacht als  $f_{j,N}$  geschrieben.

Die Fläche einer schrägen Muffe berechnet sich aus der Fläche der Rohrwand gemäß Gleichung (5.10).

$$A_{Muffe} = A_{Rohrwand} \cdot \cos \nu \quad (5.10)$$

Es gilt:

$$f_j \cdot A_{Rohrwand} = A_{Muffe} \cdot f_{j,N} \quad (5.11)$$

In diesem Kapitel wird nachgewiesen, dass diese Beziehung zwischen der ebenen Rohrwand und der ausgerundeten Oberfläche der Rohrfügung auch für sphärischen Muffen Gültigkeit hat. Da die Größe der von der Vortriebskraft erzeugten Spannung in der Muffe vom Ort abhängt, muss dieser Nachweis mithilfe von Ring- und Rotationsintegralen geführt werden. Es gilt allgemein für die Fläche einer Funktion in Polarkoordinaten:

$$A = \int_0^{2\pi} \int_0^R r \, dr \, dv \quad (5.12)$$

Wie aus Abbildung 5-7 ersichtlich ist, müssen für die Berechnung der Spannungsfläche in der sphärischen Muffe die Integrationsgrenzen angepasst werden.

$$A_{f_j,N} = \int_{v_1}^{v_2} \int_{r_A}^{r_A+f_j \cdot \cos v} r \, dr \, dv \quad (5.13)$$

Die zweifache Integration ergibt die Berechnungsformel für die Fläche:

$$A_{f_j,N} = \left[ r_A \cdot f_j \cdot \sin v + \frac{1}{4} \cdot f_j^2 (v + \sin v \cdot \cos v) \right]_{v_1}^{v_2} \quad (5.14)$$

Diese Fläche („Spannungsfläche“) repräsentiert eine Linienlast in jedem beliebigen Schnitt durch die Muffe, bei der die Rohrachse in der Schnittebene liegt. Sie entspricht der Größe der Resultierenden aus den Spannungen aus der Vortriebskraft eines beliebigen Schnitts durch die Rohrwandung. Sie soll gleich sein mit:

$$A_{f_j} = f_j \cdot t_{wand} \quad (5.15)$$

Dazu muss die Spannungsfläche unabhängig vom Ausrundungsradius sein, da Gleichung (5.15) ebenfalls unabhängig vom Ausrundungsradius ist. Der Nachweis wird geführt, indem  $r_A$  gegen unendlich läuft. Der Winkel  $v_1$  geht in diesem Fall gegen null. Mit  $v_1 \rightarrow 0$  wird der Term für die untere Integrationsgrenze in Gleichung (5.14) gleich null. Der Winkel  $v_2$  ist um den Wert  $dv$  größer als  $v_1$ .

Einsetzen in Gleichung (5.14) ergibt:

$$A_{f_j,N} = \left[ r_A \cdot f_j \cdot \sin v + \frac{1}{4} \cdot f_j^2 (v + \sin v \cdot \cos v) \right]_0^{dv} \quad (5.16)$$

Nach Einsetzen der oberen und unteren Integration verbleibt:

$$A_{f_j,N} = r_A \cdot f_j \cdot \sin dv + \frac{1}{4} \cdot f_j^2 (dv + \sin dv \cdot \cos dv) \quad (5.17)$$

Für  $dv \rightarrow 0$  wird  $\sin(dv) = dv$  und  $\cos(dv) = 1$ .

$$A_{f_j,N} = r_A \cdot f_j \cdot dv + \frac{1}{4} \cdot f_j^2 \cdot dv \quad (5.18)$$

Für  $dv \rightarrow 0$  wird der durchgestrichene Teil des Terms zu null. Für den linken Teil gilt folgende Grenzwertbetrachtung:

$$A_{f_j,N} = \lim_{r_A \rightarrow \infty, dv \rightarrow 0} r_A \cdot f_j \cdot dv \quad (5.19)$$

Der Wert  $dv$  ist die Differenz zwischen den beiden Winkeln  $v_1$  und  $v_2$ .

$$dv = \sin^{-1}\left(\frac{DN + t_{Wand}}{2 \cdot r_A}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{DN}{2 \cdot r_A}\right) \quad (5.20)$$

Für kleine Winkel gilt  $\sin^{-1}(v) = v$ .

$$dv = \frac{DN + 2 \cdot t_{Wand}}{2 \cdot r_A} - \frac{DN}{2 \cdot r_A} = \frac{t_{Wand}}{r_A} \quad (5.21)$$

Einsetzen in Gleichung (5.19):

$$A_{f_{j,N}} = \lim_{r_A \rightarrow \infty} r_A \cdot f_j \cdot \frac{t_{Wand}}{r_A} = f_j \cdot t_{Wand} \quad (5.22)$$

Damit ist nachgewiesen, dass die Spannungsfläche unabhängig vom Ausrundungsradius ist.

Soll aus der Spannungsfläche die Vortriebskraft wieder zurückgerechnet werden, muss aus dieser Fläche ein Rotationsvolumen berechnet werden. Die Achse der Rotation ist die Rohrachse, der Rotationsradius ist der  $y$ -Wert des Schwerpunkts der zuvor berechneten Spannungsfläche. In den folgenden Formeln wird im ersten Integral die Fläche der Funktion  $f_{j,n}[v]$  berechnet. Dabei wird die Fläche in Polarkoordinaten beschrieben. Der Funktionswert  $f_{j,n}[v]$  beginnt immer bei den Polarkoordinaten  $(r_A, v)$ . Die Größe der Funktion ist  $f_{j,n}[v]$ , folglich verläuft die Funktion zwischen den Koordinaten  $(r_A, v)$  und  $(r_A + f_{j,n}[v], v)$ .

Für den Schwerpunkt einer Fläche gilt allgemein:

$$x_s = \frac{1}{A} \cdot \int_0^{2\pi} \int_0^R r \cdot \cos v \cdot r \, dr \, d\vartheta \quad (5.23)$$

$$y_s = \frac{1}{A} \cdot \int_0^{2\pi} \int_0^R r \cdot \sin v \cdot r \, dr \, dv \quad (5.24)$$

Auch hier müssen die Integrationsgrenzen angepasst werden.

$$x_s = \frac{1}{A_{f_{j,N}}} \cdot \int_{v_1}^{v_2} \int_{r_A}^{r_A + f_j \cdot \cos v} r^2 \cdot \cos v \, dr \, dv \quad (5.25)$$

Nach der Durchführung der Integration erhält man:

$$x_s = \frac{1}{3 \cdot A_{f_{j,N}}} \cdot \left[ \frac{1}{32} \cdot f_j \cdot \left( f_j^2 \cdot (12 \cdot v + 8 \cdot \sin(v) + \sin(4 \cdot v)) + 8 \cdot r_A \cdot f_j \cdot (9 \cdot \sin(v) + \sin(3 \cdot v)) + 24 \cdot r_A^2 \cdot (2 \cdot v + \sin(2 \cdot v)) \right) \right]_{v_1}^{v_2} \quad (5.26)$$

Die  $y$ -Koordinate des Schwerpunkts errechnet sich aus:

$$y_s = \frac{1}{A_{f_{j,N}}} \cdot \int_{v_1}^{v_2} \int_{r_A}^{r_A + f_j \cdot \cos v} r^2 \cdot \sin v \, dr \, dv \quad (5.27)$$

Nach der Durchführung der Integration erhält man:

$$y_s = \frac{1}{3 \cdot A_{f_{j,N}}} \cdot \left[ -\frac{3}{2} \cdot r_A^2 \cdot f_j \cdot \cos^2(v) - r_A \cdot f_j^2 \cdot \cos^3(v) - \frac{1}{4} \cdot f_j^2 \cdot \cos^4(v) \right]_{v_1}^{v_2} \quad (5.28)$$

Das „Volumen“ welches die Vortriebskraft  $F_j$  repräsentiert, erhält man aus:

$$F_j = 2 \cdot \pi \cdot y_s \cdot A_{f_{j,N}} \quad (5.29)$$

oder:

$$F_j = \frac{2 \cdot \pi}{3} \cdot \left[ -\frac{3}{2} \cdot r_A^2 \cdot f_j \cdot \cos^2(v) - r_A \cdot f_j^2 \cdot \cos^3(v) + f_j^2 \cdot \cos^4(v) \right]_{v_1}^{v_2} \quad (5.30)$$

### 5.4.2 Schnittkräfte in der sphärischen Rohrfügung am Muffenende

In [62] werden die Schnittkräfte und später die daraus resultierenden Bewehrungsquerschnitte über die Integration von Spannungen aus einer Berechnung mit der Finiten Element Methode (FEM) ermittelt. Diese Vorgehensweise bedingt eine vollständige Modellierung der sphärischen Rohre für die jeweiligen Belastungsszenarien eines geplanten Vortriebs. Im Gegensatz zur relativ einfachen Berechnung nach Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] ist diese Vorgehensweise sehr aufwendig. In diesem Kapitel soll daher der Ansatz einer verhältnismäßig einfachen Vorgehensweise zur Ermittlung der entstehenden Schnittkräfte entwickelt werden. Die umgelagerten Spannungen aus den Vortriebskräften wirken in der Rohrfügung radial auf die Muffenflächen. Wie bereits gezeigt, variiert die Größe der Spannung lokal. Durch die im vorherigen Kapitel durchgeführte Integration kann hilfsweise ein Mittelwert berechnet werden.

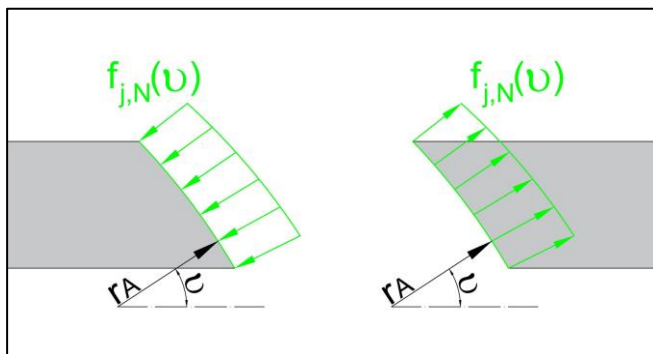


Abbildung 5-8: Spannungsverteilung in der Muffe

$$\bar{f}_{j,N} = \frac{\left[ r_A \cdot f_j \cdot \sin v + \frac{1}{4} \cdot f_j^2 (v + \sin v \cdot \cos v) \right]_{v_1}^{v_2}}{(v_2 - v_1) \cdot r_A} \quad (5.31)$$

Mithilfe dieses Mittelwerts können die radial nach außen wirkenden Spannungen in der Muffe berechnet werden. Dazu wird angenommen, dass

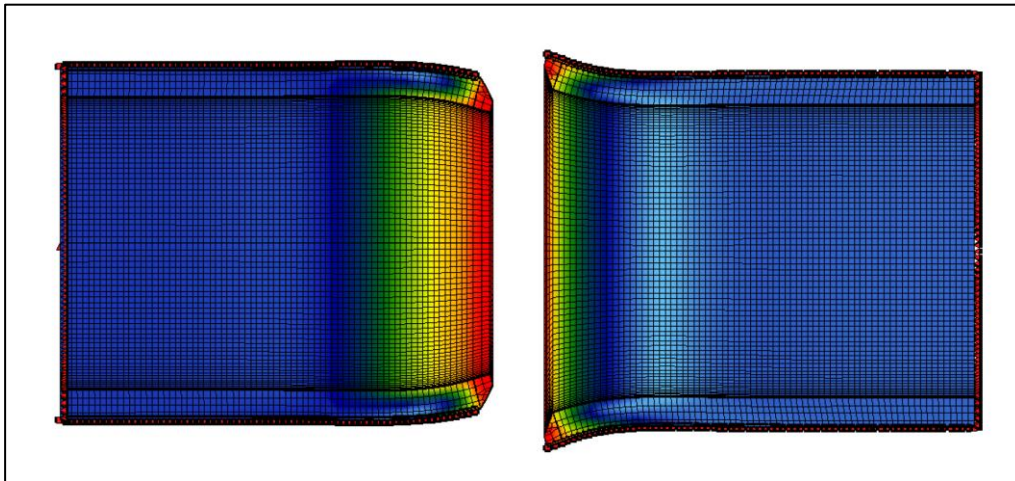
$$f_j = \sqrt{\bar{f}_{j,N}^2 + \bar{f}_{j,T}^2} \quad (5.32)$$

gilt.

Mit dem Reibungsbeiwert  $\mu=0,65$  ergibt sich für die radial nach außen wirkende Spannung  $f_{j,R}$ :

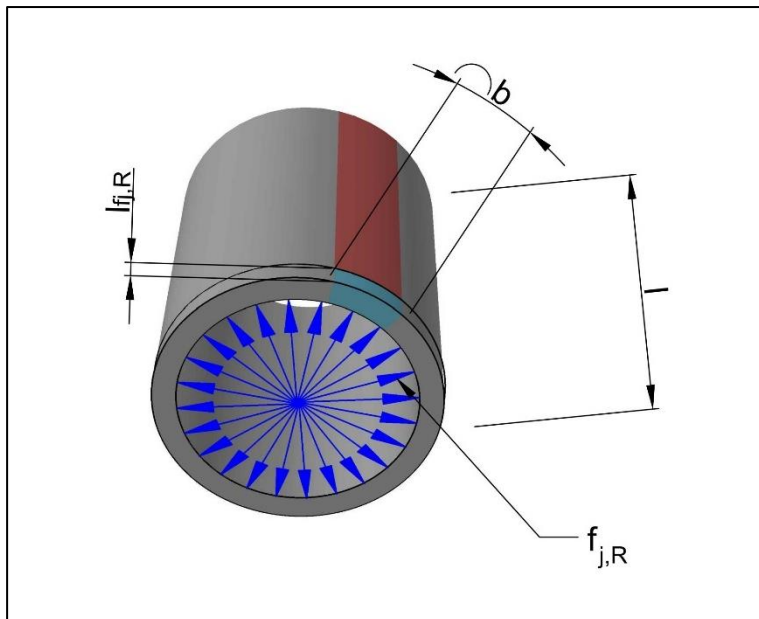
$$f_{j,R} = \bar{f}_{j,N} \cdot \sin(\nu) - (\bar{f}_{j,T} - 0,65 \cdot \bar{f}_{j,N}) \cdot \cos(\nu) \quad (5.33)$$

In der vorstehenden Formel (5.33) ist zu berücksichtigen, dass der Term für die Reibung  $0,65 \cdot \bar{f}_{j,N}$  nicht größer werden darf als  $\bar{f}_{j,T}$ . Der Maximalwert für die radial nach außen wirkende Spannung ist  $\bar{f}_{j,N} \cdot \sin(\nu)$ . Für einen konservativen Ansatz der Berechnung kann daher die Tangentialkomponente vernachlässigt werden, was allerdings zu überhöhten Schnittkräften und damit später bei der Bemessung zu überdimensionierten Bewehrungsgraden führt. In [62] werden unter anderem auch die Verformungen der ausgerundeten Rohre durch die nach außen wirkenden Kräfte zumindest qualitativ beschrieben.



**Abbildung 5-9: Verformung der sphärischen Rohre [62]**

Bei näherer Betrachtung der Verformung ist zu erkennen, dass es sich weder um eine reine Kompression des Spitzendes noch um eine reine Aufweitung des Muffenendes handelt. Vielmehr entsteht vor dem Spitzende auch eine Aufweitung und hinter dem Muffenendes eine Einschnürung. Betrachtet man ausschließlich den Schnitt durch die untere Rohrwand des rechts in Abbildung 5-9 dargestellten Rohrs, stellt man fest, dass die Rohrwand zunächst nach unten verformt wird. Je weiter man sich in der Rohrwand nach rechts bewegt, desto stärker geht diese Verformung zurück. Sie läuft dabei allerdings nicht direkt auf null, also den unverformten Zustand, aus, sondern verläuft hinter dem Nulldurchgang zunächst ein kurzes Stück nach oben verformt. Erst danach wird vollständig der unverformte Zustand erreicht. Dieser Verformungsverlauf der Rohrwand ähnelt der eines gebetteten Balkens mit einer Randlast. Dieses System wird als Ersatzsystem für eine vereinfachte Berechnung der Verformungen ohne FE-Modell benutzt. Als Bettung ist in diesem Fall die radiale Rohrsteifigkeit und nicht die Reaktion des umgebenden Bodens zu verstehen.



**Abbildung 5-10: Radial wirkende Spannung**

Die nach außen wirkenden Kräfte werden idealisiert als Linienlast am Rohrrand angesetzt. Die Bettung – also die Steifigkeit des Rohres – wird bei der vereinfachten Berechnung über die Kesselformel ermittelt.

Die Ringzugkraft  $T$ , die durch die radialen Spannungen entsteht, wird berechnet aus:

$$T = \frac{p \cdot D}{2} \quad (5.34)$$

- T: Ringzugkraft
- p: Innendruck
- D: Innendurchmesser

Durch den nach außen wirkenden Druck wird der Rohrumfang um den Wert  $\Delta u$  gedehnt.

$$\Delta u = \frac{T}{A_C \cdot E_{c,eff}} \cdot \pi \cdot D = \frac{\pi \cdot f_{j,R} \cdot D^2}{2 \cdot A_C \cdot E_{c,eff}} \quad (5.35)$$

In Gleichung (5.53) ist  $A_C$  der Querschnitt des gedachten Balkens und  $E_{c,eff}$  der 0,6-fache E-Modul des verwendeten Betons. Der E-Modul wird abgemindert, um die Bildung von Rissen zu berücksichtigen. Aus der Änderung des Rohrumfangs  $\Delta u$  lässt sich der Bettungsmodul  $c$  errechnen. Hierzu muss zunächst die Dehnung des Rohrs in der Radialen berechnet und in das Verhältnis zur einwirkenden Kraft gesetzt werden. Mit der Radialdehnung  $\Delta u_r$ :

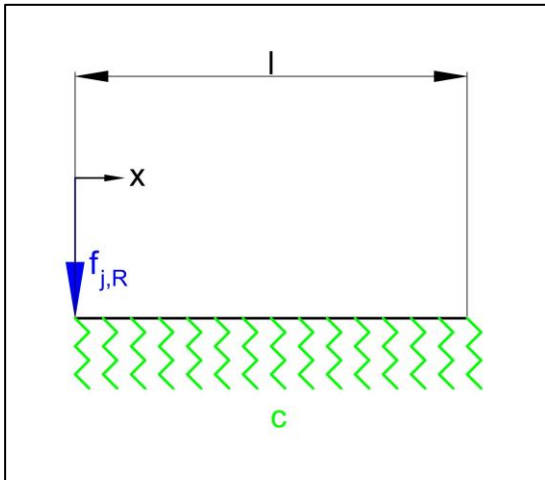
$$\Delta u_r = \frac{p \cdot D^2}{2 \cdot A_C \cdot E_{c,eff}} \quad (5.36)$$

Mit der Herleitung der Bettungssteifigkeit  $c$  und den beiden daraus resultierenden Werte für die Federkonstante  $k$  und dem Beiwert  $\lambda$  für das Abklingverhalten des Systems kann man zeigen, dass diese Forderung für Rohre mit drei Metern Länge gegeben ist. Die Steifigkeit

wird als Bettung auf einen Balken der Breite  $b=1$  Meter übertragen. Die Länge des Balkens entspricht der Rohrlänge, also in der Praxis in der Regel drei Metern.

Es ergibt sich für die Bettungssteifigkeit  $c = p/\Delta u_r$ :

$$c = \frac{2 \cdot A_C \cdot E_{c,eff}}{D^2} \quad (5.37)$$



**Abbildung 5-11: System des gebetteten Balkens mit Randlast**

Mit den Hilfwerten  $k = c \cdot b$  und  $\lambda$  mit

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{k}{E_{c,eff} \cdot I_C}} \quad (5.38)$$

können die Biegelinie sowie der Querkraft- und Momentenverlauf berechnet werden. Der Balken muss dazu ausreichend lang sein. Eine ausreichende Länge  $l$  ist gegeben, wenn gilt:

$$l > \frac{\pi}{\lambda} \quad (5.39)$$

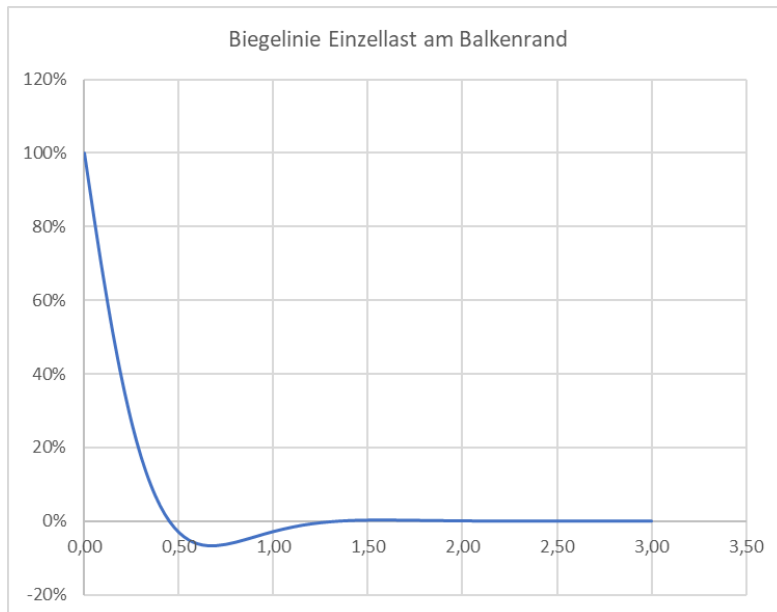
Das Ersetzen von  $k$  in Formel (5.38) vereinfacht die Formel für  $\lambda$

$$\lambda = \sqrt[4]{\frac{24}{D^2 \cdot t_{Wand}^2}} \quad (5.40)$$

Durch Auflösen der Wurzel wird Formel (5.40) zu:

$$\frac{l^4}{\pi^4} > \frac{D^2 \cdot t_{Wand}^2}{24} \quad (5.41)$$

Unter der Annahme, dass die verwendeten Rohre eine Länge von mindestens 3 Metern aufweisen, ist die rechte Seite der Ungleichung rd.  $0,8 \text{ m}^4$ . Der Wert von  $D^2 \cdot t_{Wand}^2$  muss  $20 \text{ m}^4$  überschreiten, damit die Ungleichung unwahr wird. Für Rohre mit üblichen Wanddicken und Durchmessern ist das nicht der Fall. Das bedeutet, dass die Forderung aus Gleichung (3.40) erfüllt ist.



**Abbildung 5-12: Schematische Biegelinie**

In Abbildung 5-12 ist der qualitative Verlauf der Biegelinie eines Balkens mit einer Last am Rand dargestellt. Die in Abbildung 5-9 dargestellte Aufweitung der Rohre am Muffenende als Ergebnis der FEM-Berechnung ist auch hier deutlich zu erkennen. Die Aufweitung geht relativ schnell zurück und geht am Muffenende in einen kurzen Kompressionsbereich über. Danach klingt die Verformung dann vollständig ab. Für den Verlauf der Biegelinie, des Biegemoments und der Querkraft sind die nachstehenden Gleichungen maßgeblich:

Biegelinie:

$$w(x) = \frac{2 \cdot f_{j,R} \cdot \lambda}{k} \cdot e^{-\lambda \cdot x} \cdot \cos(\lambda \cdot x) \quad (5.42)$$

Biegemoment:

$$M(x) = -\frac{2 \cdot f_{j,R}}{\lambda} \cdot e^{-\lambda \cdot x} \cdot \sin(\lambda \cdot x) \quad (5.43)$$

Querkraft:

$$Q(x) = -f_{j,R} \cdot e^{-\lambda \cdot x} (\cos(\lambda \cdot x) - \sin(\lambda \cdot x)) \quad (5.44)$$

Ringzugkraft:

$$T(x) = k \cdot w(x) \quad (5.45)$$

Um das System des gebetteten Balkens abzubilden, wird für das weitere Vorgehen die Vortriebskraft  $F_j$  auf die Mitte der Muffe als Linienlast  $F_{j,l}$  verteilt. Aus dieser wird die radial nach außen wirkende Komponente  $F_{j,l,r}$  berechnet. Der Ansatz hierzu wurde bereits prinzipiell in Formel (5.33) beschrieben. Als Radius für die Verteilung der Vortriebskraft auf der Muffenmitte kann mit hinreichender Genauigkeit der Innenradius des Rohres zzgl. der halben Wanddicke angesetzt werden.

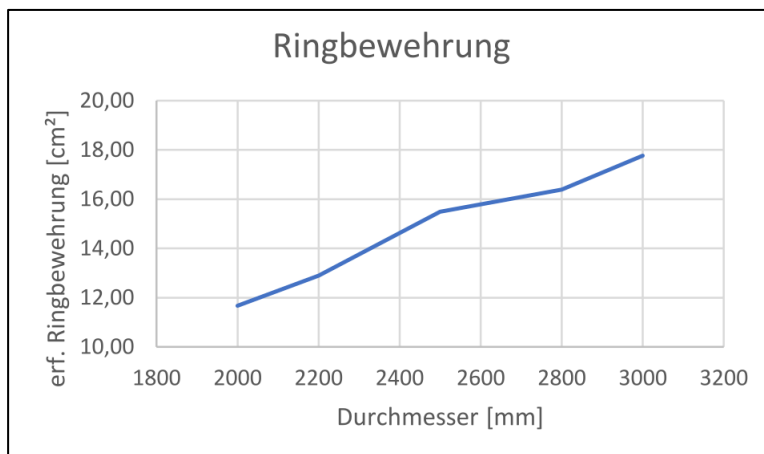


$$F_{j,l} = \frac{F_j}{\pi \cdot (DN + t_{wand})} \quad (5.46)$$

Analog zu Formel (5.33) ist die radial nach außen wirkende Kraft:

$$F_{j,l,R} = F_{j,l,N} \cdot \sin(v) - (F_{j,l,T} - 0,65 \cdot F_{j,l,N}) \cdot \cos(v) \quad (5.47)$$

Die Aufteilung in die Normal- und Tangentialkomponente der Vortriebskraft erfolgt entsprechend den bereits beschriebenen Berechnungen für die Spannungen in der Muffe. Um den Ansatz konservativ zu gestalten, wird die abmindernde Wirkung der Tangentialkomponente nicht angesetzt. Zur Überprüfung der Annahme, ob ein gebetteter Balken als Ersatzsystem in Frage kommt, werden die Berechnungsansätze mit den Ergebnissen der Ringzugbemessung für verschiedene Durchmesser in [62] verglichen. Da die Verschiebung des Balkens bzw. für das Rohr die Umfangsänderung das Maß für die entstehenden Ringzugkräfte und damit für die erforderliche Ringbewehrung sind, kann der Verlauf der Biegelinie qualitativ mit der in [62] ermittelten erforderlichen Ringbewehrung verglichen werden.

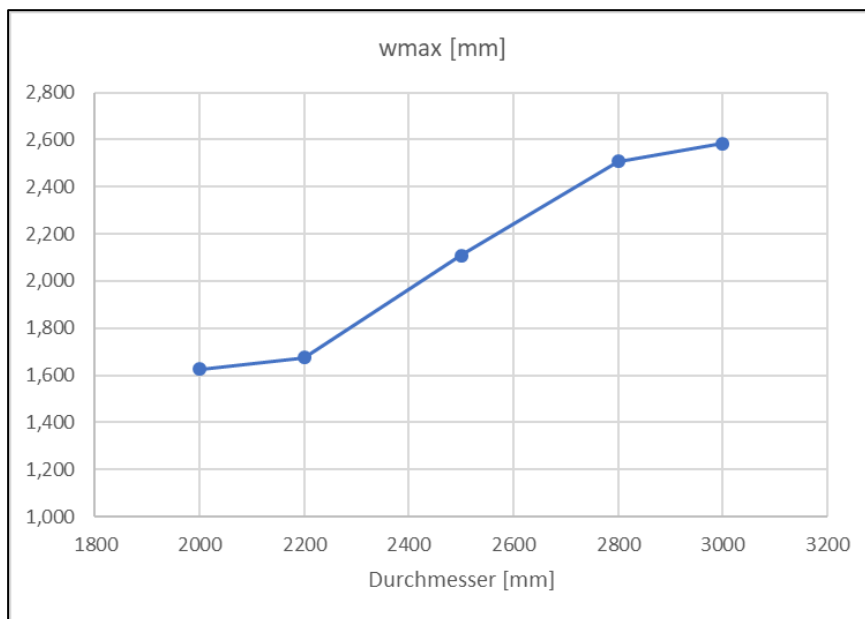


**Abbildung 5-13: Erforderliche Ringbewehrung für verschiedene Nennweiten [62]**

Für den Vergleich des hier aufgestellten Berechnungsansatzes mit der in Abbildung 5-13 dargestellten erforderlichen Ringbewehrung muss beachtet werden, dass in [62] die für die jeweilige Nennweite maximal zulässige Vortriebskraft aus einer Produktionsliste der Kies- und Betonwerk Leonhard Gollwitzer GmbH & Co. KG [64] entnommen wurde. Darin wurde die zulässige Vortriebskraft rein auf die Querschnittsfläche der jeweiligen Rohre bezogen ermittelt. Prinzipiell kann man davon ausgehen, dass mit größer werdendem Rohrdurchmesser auch größere Vortriebskräfte eingesetzt werden. Die wesentlichen Einflussgrößen für die Ermittlung der erforderlichen Vortriebskräfte sind aber die geologischen Verhältnisse und damit der Eindringwiderstand an der Ortsbrust und die Reibung am Rohrstrang. Um einen Vergleich mit dem Ansatz der Berechnung nach dem Prinzip des gebetteten Balkens durchführen zu können, werden die gleichen Randbedingungen wie in [62] angenommen. Der Ausrundungsradius liegt für jedes Rohr bei ca.  $0,8 \cdot DN$  und wird auf volle Dezimeter gerundet. Die Wanddicken und Vortriebskräfte werden [64] entnommen.

**Tabelle 5-2: Durchbiegung gebetteter Balken**

DN	$t_{\text{Wand}}$	zul. $F_j$	$r_A$	$w_{\text{max}}$
[mm]	[mm]	[kN]	[mm]	[mm]
2000	200	10.000	1.600	1,626
2200	250	14.400	1.800	1,675
2500	250	16.200	2.000	2,109
2800	250	18.000	2.200	2,508
3000	300	23.800	2.400	2,584



**Abbildung 5-14: Durchbiegung gebetteter Balken für verschiedene Nennweiten**

Wie die grafische Aufbereitung der Werte aus Tabelle 5-2 in Abbildung 5-14 zeigt, ist schon rein optisch die maximale Durchbiegung in Abhängigkeit von der Rohrgeometrie und der maximal zulässigen Vortriebskraft nach [64] dem Verlauf der, unter gleichen Randbedingungen in [62] berechneten, erforderlichen Ringzugbewehrung sehr ähnlich. Die große Ähnlichkeit der Verläufe kann noch verdeutlicht werden, wenn man sie auf das jeweilige Ergebnis für die Nennweite DN 2000 normiert.

**Tabelle 5-3: Qualitativer Vergleich Durchbiegung zu Bewehrung**

DN	$w_{\text{max}}$		$A_{s,\text{erf.,R}}$	
	[mm]		[cm <sup>2</sup> ]	
2000	1,626	100%	11,670	100%
2200	1,734	107%	12,900	111%
2500	2,109	130%	15,490	133%
2800	2,508	154%	16,390	140%
3000	2,584	159%	17,770	152%

Wie Tabelle 5-3 zeigt, liegt die Abweichung unter 5%, wobei bis DN 2500 ein leicht nach unten abweichendes Ergebnis vorliegt und ab DN 2800 die Abschätzung konservativ ist. Was

auch auffällt, ist dass der Wert für die maximale Durchbiegung rund um den Faktor sieben kleiner ist als die erforderliche Ringzugbewehrung. Bei dieser Betrachtung wurde die Breite des Ersatzbalkensystems bei einem Meter konstant für alle Nennweiten gehalten. Die scheinbare Korrelation zwischen der Durchbiegung und dem Bewehrungsgehalt mit dem Faktor sieben wurde an einer weiteren Berechnung aus [62], bei der der Ausrundungsradius bei konstanter Nennweite DN 2000 variiert wurde, überprüft. Es ergaben sich zunächst große Differenzen. Es zeigte sich jedoch, dass die Variation der Ersatzbalkenbreite in Abhängigkeit vom Ausrundungsradius  $r_A$  und der Nennweite DN relativ gute Ergebnisse erzielen lassen. Mit

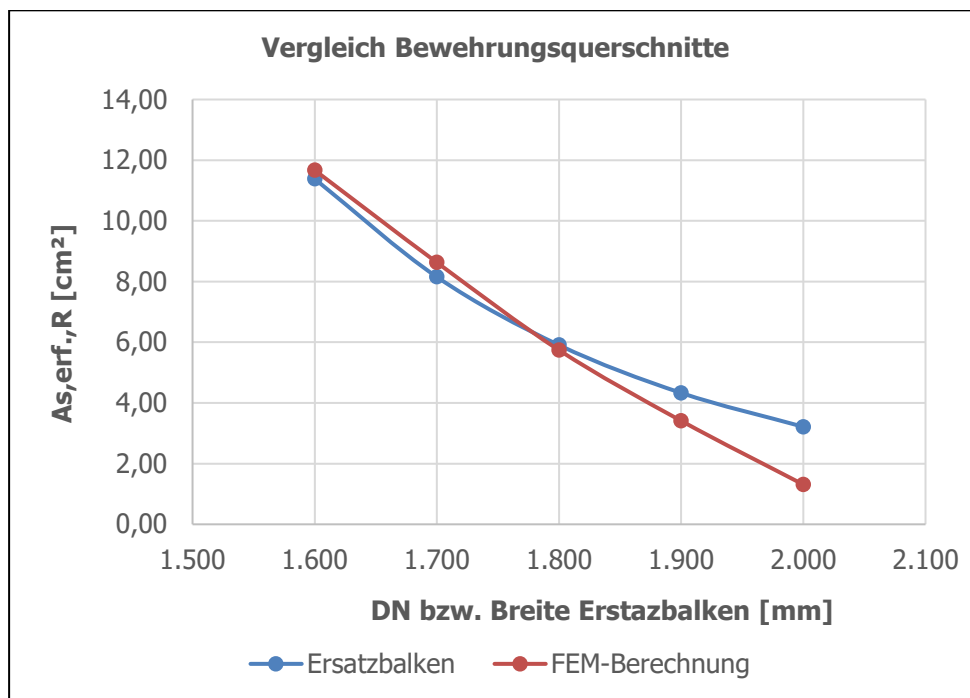
$$b = \left( \frac{r_A}{0,8 \cdot DN} \right)^3 \quad (5.48)$$

ergaben sich die in Tabelle 5-4 zusammengestellten Ergebnisse. Auf die zuvor bei der Variation der Durchmesser erzielten Ergebnisse hat diese Anpassung keinen Einfluss, da mit Formel (5.54) für  $r_A = 0,8 \cdot DN$  die Ersatzbalkenbreite  $b$  immer gleich ein Meter ist und damit keinen Einfluss auf die Rechenergebnisse nimmt.

**Tabelle 5-4: Variation Ausrundungsradius und Balkenbreite**

$r_A$	$b_{\text{Ersatzbalken}}$	$w_{\text{max}}$		$A_{s,\text{erf.,R}}$ (aus FEM)	
[mm]	[mm]	[mm]		[cm <sup>2</sup> ]	
1.600	1.000	1,626	100%	11,670	100%
1.700	1.199	1,165	72%	8,630	74%
1.800	1.424	0,844	52%	5,740	49%
1.900	1.675	0,619	38%	3,410	29%
2.000	1.953	0,459	28%	1,310	11%

Multipliziert man die Verschiebung  $w_{\text{max}}$  wieder mit dem Faktor sieben und trägt die Ergebnisse grafisch auf, lässt sich eine gute Übereinstimmung erkennen.



**Abbildung 5-15: Vergleich Bewehrungsgrade FEM und Ersatzbalken**

Während bei kleinen Ausrundungsradien die FEM-Berechnung geringfügig höhere Bewehrungsgrade ergibt, werden ab einer Ausrundung von 1.800 mm bei der Nennweite DN 2000 die Bewehrungsquerschnitte vom Ersatzbalkensystem konservativ ermittelt.

Die Verwendung eines einfachen Ersatzbalkensystems scheint nach diesen Betrachtungen grundsätzlich geeignet. Die hier aus dem Ersatzsystem durch die Multiplikation der maximalen Durchbiegung mit dem Faktor  $7 \text{ cm}^2/\text{mm}$  abgeleitete Bewehrungsmenge ist ausschließlich aus der Auswertung der in [62] ermittelten Bewehrungsquerschnitte hergeleitet. Sie beruht auf keiner mechanischen Berechnung. Es ist auch keine Korrelation zwischen den Schnittkräften am Ersatzsystem und den in [62] aus den Spannungen aus der FEM-Berechnung ermittelten Schnittkräften zu erkennen. Der Ansatz ist daher für weiterführende Betrachtungen kritisch zu hinterfragen. Allerdings ist eine Korrelation zwischen der Durchbiegung des Ersatzbalkens und der erforderlichen Ringzugbewehrung nicht unplausibel, da die Durchbiegung die Umfangsveränderung des Rohrs repräsentiert und damit auch die für die Ringzugbewehrung maßgebenden Spannung in der Umfangsrichtung des Rohrs. Eine abschließende Bewertung oder sogar eine Verifizierung kann im Rahmen dieser Arbeit nicht erfolgen, da sie viele weitere Vergleichsberechnungen mit FE-Modellen erfordert, um eine sichere Korrelation zwischen dem Ersatzbalkensystem und den FEM-Ergebnissen nachweisen zu können. Weiterhin müssen auch die FE-Modelle selbst durch eine ausreichend große Anzahl an Praxisversuchen mit realen Rohren und entsprechenden Kräften überprüft und verifiziert werden.

### 5.4.3 Übertragung auf das Spitzende

Die im vorhergehenden Kapitel durchgeführten Berechnungen konnten kein vereinfachtes Modell für die Ermittlung der Schnittkräfte herleiten. Es wurde lediglich auf Basis der vorhandenen Daten eine Korrelation zwischen der Durchbiegung des Ersatzsystems und den erforderlichen Bewehrungsquerschnitten der Ringbewehrung gefunden.

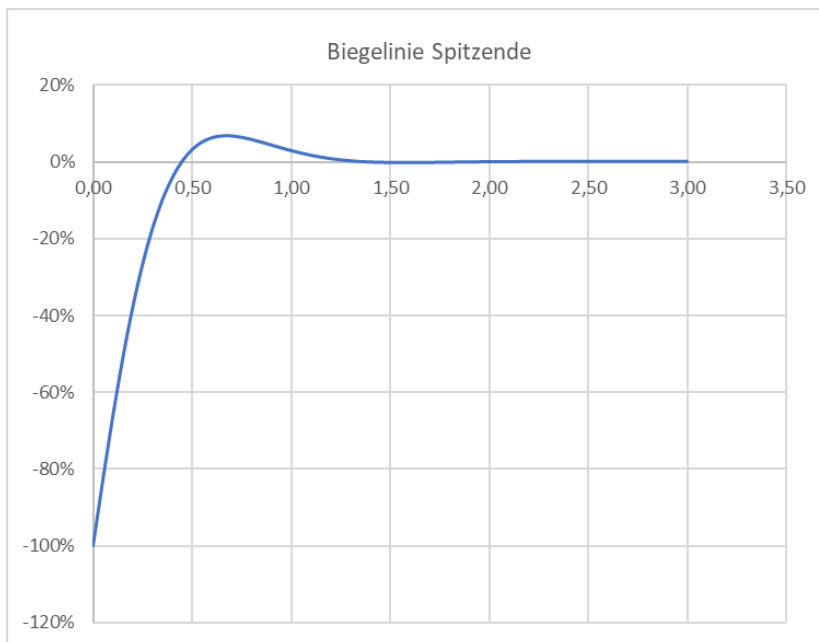


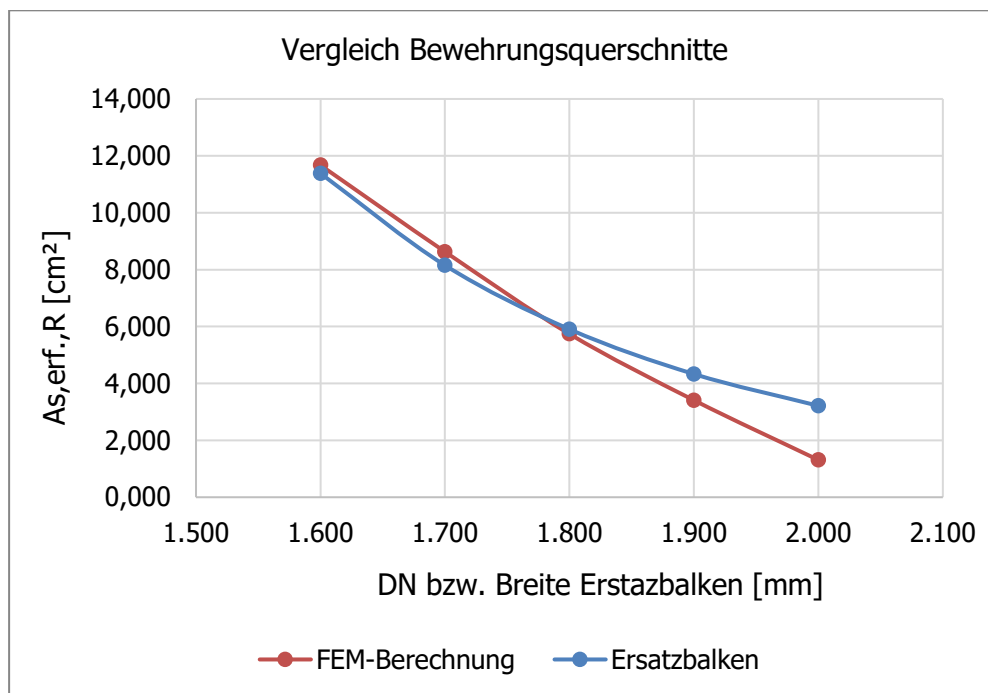
Abbildung 5-16: Schematische Biegelinie des Spitzendes

Am Spitzende ist eine Ringzugbewehrung lediglich in dem Bereich des positiven Verlaufs der in Abbildung 5-16 dargestellten schematischen Biegelinie erforderlich. Im Bereich des negativen Verlaufs wird der Rohrquerschnitt zusammengedrückt. Unter gleichen Randbedingungen wurde wieder eine Korrelation zwischen der maximalen positiven Durchbiegung und der erforderlichen Ringzugbewehrung über den Faktor  $7 \text{ cm}^2/\text{mm}$  hergestellt.

Tabelle 5-5: Durchbiegung und erforderliche Ringzugbewehrung Spitzende

$r_A$ [mm]	$b_{\text{Ersatzbalken}}$ [mm]	$w_{\text{max}}$ [mm]		$A_{s,\text{erf.},R}$ (aus FEM) [cm <sup>2</sup> ]	
1.600	1.000	0,108	100%	0,720	100%
1.700	1.199	0,078	72%	0,530	74%
1.800	1.424	0,056	52%	0,360	50%
1.900	1.675	0,041	38%	0,220	31%
2.000	1.953	0,031	29%	0,110	15%

Nach der Normierung auf den jeweiligen Wert bei  $r_A = 1.600 \text{ mm}$  zeigt sich wieder ein ähnlicher Verlauf der Kurven der erforderlichen Bewehrungsquerschnitte (vgl. Tabelle 5-6).



**Abbildung 5-17: Vergleich erforderliche Ringzugbewehrung am Spitzende**

Die vorstehende Abbildung 5-17 zeigt, dass das Ersatzsystem auch eine konservative Bemessung zulässt, also den erforderlichen Bewehrungsgehalt etwas zu hoch ansetzt. Die über die FEM-Berechnung ermittelten erforderlichen Querschnitte der Ringzugbewehrung werden immer überschritten, wie Tabelle 5-6 zeigt.

**Tabelle 5-6: Vergleich der unterschiedlich berechneten Ringzugbewehrungen**

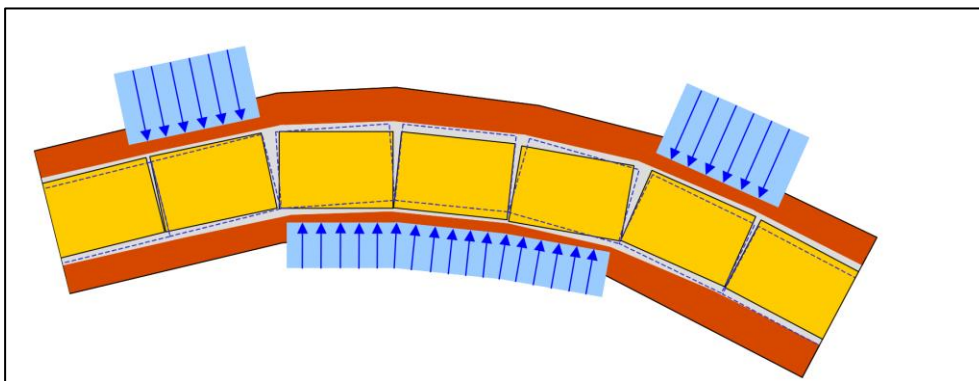
$r_A$	Ersatzsystem	FEM-Berechnung	
	$A_{s,erf.,R}$	$A_{s,erf.,R}$	
[mm]	[cm²]	[cm²]	
1.600	0,756	0,720	105%
1.700	0,546	0,530	103%
1.800	0,392	0,360	109%
1.900	0,287	0,220	130%
2.000	0,217	0,110	197%

## 5.5 Kräfte bei Kurvenvortrieben sphärischer Rohre

### 5.5.1 Grundlagen der Rohrbewegungen in Vortriebskurven

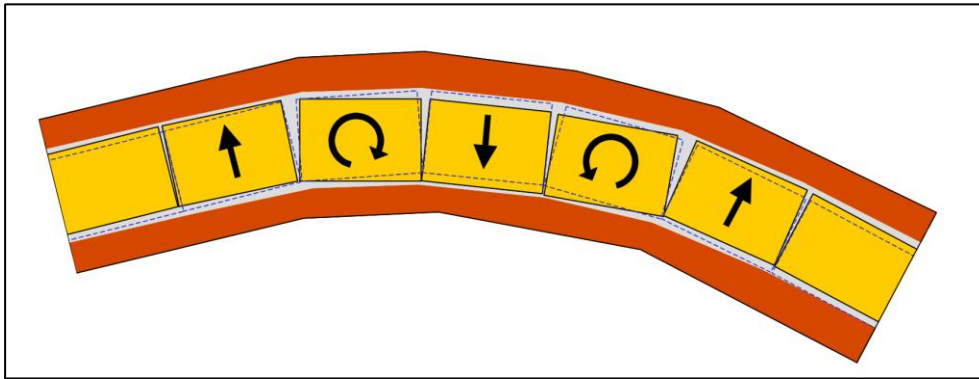
Die Veränderung der Kraftübertragungsfläche bei Kurvenfahrten von Vortrieben mit ausgerundeten Rohren wurde bereits im Kapitel 3.2 beschrieben. Bei gekrümmten Trassen treten zusätzliche Widerstände auf, die durch das „Anlehnen“ der Rohre im Kurvenbereich an das Erdreich entstehen (Abbildung 5-18). Die Mantelreibung am Erdreich ist größer als die Reibung zwischen den Rohren und dem Gleit- und Stützmittel (Bentonitsuspension). Die Ermittlung der Erhöhung der erforderlichen Vortriebskraft infolge der erhöhten Mantelreibung wird z. B. in [65] beschrieben. Ein Ansatz zur Berechnung der Verformung von Vortriebsrohren bei Kurvenfahrten findet sich in [25]. Bereits im damaligen ATV Arbeitsblatt A-125 [24] von 1990 sollten die entstehenden Schnittgrößen aus den Belastungen während einer Kurvenfahrt durch die Bemessung mit Mindestschnittgrößen berücksichtigt werden. Der Ansatz der Mindestschnittgrößen wird auch in der Novellierung dieses Arbeitsblatts zum aktuellen Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] aus dem Jahr 2014 weiter verfolgt. Allerdings wird dort empfohlen, bei gekrümmter Trassenführung die Mindestschnittgrößen um den Faktor  $1+(0,5-z_k/d_{a,min}) \geq 1$  zu erhöhen. Eine effektive Erhöhung findet nach dieser Formel in dem Moment statt, in dem die Vortriebskraft lediglich über weniger als den halben Querschnitt übertragen wird.

Praxisversuche zur Ermittlung von Bettungsspannungen wurden am Institut für unterirdische Infrastruktur (IKT) in Gelsenkirchen durchgeführt [32]. Diese widerlegten den bisherigen Ansatz, dass die Rohre sich an die Kurvenaußenseite anlegen und dadurch eine Führung durch die Kurvenaußenseite erhalten.



**Abbildung 5-18: Im Praxisversuch ermittelte Bettungsreaktionen [32]**

Die vorstehende Abbildung 5-18 zeigt, wie sich die Bettungsreaktionen im Praxisversuch einstellten. Es zeigte sich, dass am Beginn und am Ende der Kurve das erwartete Anlegen der Rohre an die Kurvenseite erfolgte. Im Kurvenverlauf allerdings suchten die Rohre die Bettung auf der Kurveninnenseite. Der Bericht des IKT beschreibt auch „...“, dass eine Gruppierung von Rohren zu kurzen geraden Abschnitten (Stabeffekt) einer Kurvenfahrt auch von Fachleuten aus der Vortriebspraxis bestätigt wird“ [32].



**Abbildung 5-19: Aus Abbildung 5-18 hergeleitete Rohrkinematik [32]**

In Abbildung 5-19 wird deutlich, wie sich die aneinander gereihten Vortriebsrohre verhalten. Da sich die Vortriebsrohre nicht durch eine Formveränderung ideal an den Kreisbogen der Kurve anlegen können, sucht sich der Rohrstrang den kürzesten Weg durch die Kurve. Dies erfolgt durch ein teilweises „Geradeziehen“ des Stranges im mittleren Kurvenabschnitt. In diesem Bereich nähern sich die Rohre, soweit sie können, einer Sekante an. Obwohl die sphärischen Vortriebsrohre eine etwas andere Kinematik in der Fuge aufweisen, ist ein ähnliches Verhalten, nämlich das – zumindest abschnittsweise - Annähern von zwei oder mehr Rohren an eine Sekante an der Kurveninnenseite, nicht auszuschließen.

Einen Ansatz zur Berechnung der auftretenden Führungskräfte liefert [66]. Er kommt zu dem Schluss:

„Die damit durchgeführte Parameterstudie führte zu der Erkenntnis, dass die Größe der Führungskräfte fast ausschließlich durch die nachfolgend genannten Parameter bestimmt wird:

- Größe der Vortriebskraft (Längskraft am betrachteten Rohr)
- Baulänge des betrachteten Rohres
- Kleinster Außendurchmesser des Rohres
- Differenz der Exzentrizität der Vortriebskraft an beiden Rohrenden
- Ggf. Überschchnitt (falls gesichert vorhanden).

Keinen oder einen vernachlässigbar geringen Einfluss auf die Führungskräfte haben die nachfolgend genannten Parameter, sofern sie in praxisgerechten Grenzen variiert werden:

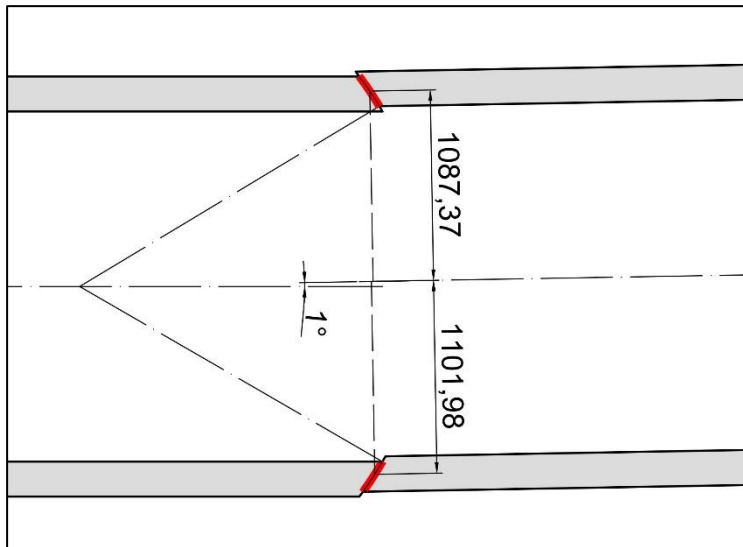
- Werkstoff des Druckübertragungsrings, sofern er aus Span- oder OSB-Platte besteht
- Dicke des Druckübertragungsrings
- Steifigkeit des Baugrundes
- Überschchnitt
- Trassenradius

Die größten Führungskräfte treten grundsätzlich an Krümmungswechseln, d. h. bei der Kurveneinfahrt und bei der Kurvenausfahrt auf<sup>6</sup> [66].

Bemerkenswert an diesem Fazit ist, dass die Steifigkeit des Baugrundes laut [66] einen vernachlässigbaren Einfluss auf die Führungskräfte hat.



Während sich bei Rohren mit ebenem Rohrspiegel die einzelnen Rohre in der Kurve gegeneinander abwinkeln und sich die Vortriebskraft dadurch auf die Kurveninnenseite verlagert, zeigen sphärische Rohre – zumindest in der Theorie – ein anderes Verhalten. Durch die Ausrundung der Muffe wird die Einwirkungsfläche für die Vortriebskraft an der Kurveninnenseite minimal auf die Rohraußenseite verlagert. An der Außenseite verlagert sich die Einwirkungsfläche minimal auf die Innenseite der Rohrwand. Soweit die im folgenden Kapitel 5.6 beschriebenen Randbedingungen eingehalten werden, kommt es aber nicht zu einer Fugenklaffung.

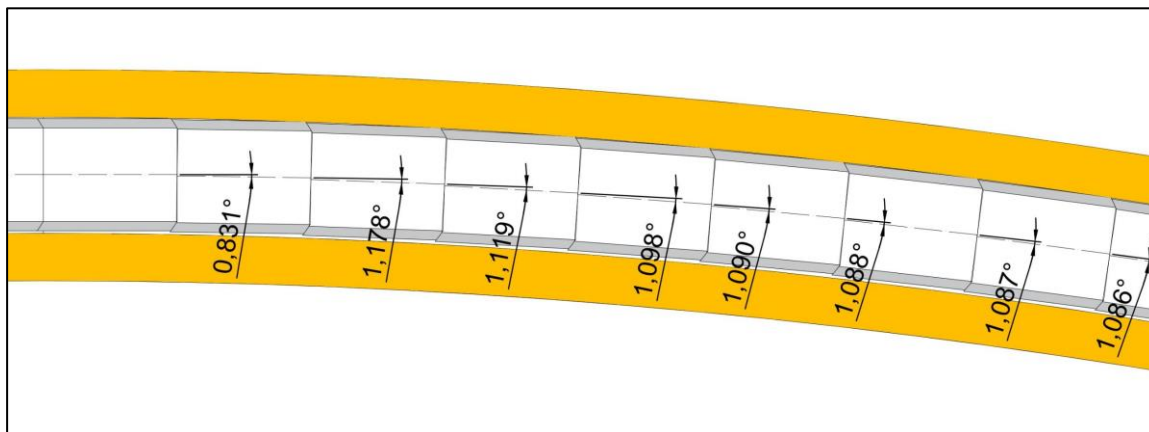


**Abbildung 5-20: Außerzmittigkeit der Kraftübertragungsflächen**

Abbildung 5-20 zeigt beispielhaft für ein Rohr DN 2000 mit  $r_A = DN$  in welcher Entfernung die Mittelpunkte der Kraftübertragungsflächen des rechten und linken Kämpferbereichs zur Rohrachse liegen. Dadurch entsteht ein Moment in dieser Schnittebene. Während sich die tangential wirkenden Kräfte in der Muffe aufheben, da sie den gleichen Hebelarm – nämlich  $r_A$  – haben und in entgegengesetzter Richtung wirken, haben die normal wirkenden Anteile einen unterschiedlich großen Hebelarm. Aufgrund des längeren Hebelarms der Kraftübertragungsfläche am kurvenäußeren Kämpfer dreht das Moment in Richtung der Kurvenfahrt. Dieser Effekt unterstützt in der Theorie die Bewegung in die Kurve hinein. Allerdings wird die Bewegung auch durch den Stahlführungsring und die größeren Rückstellkräfte der Dichtung auf der Kurvenaußenseite behindert.

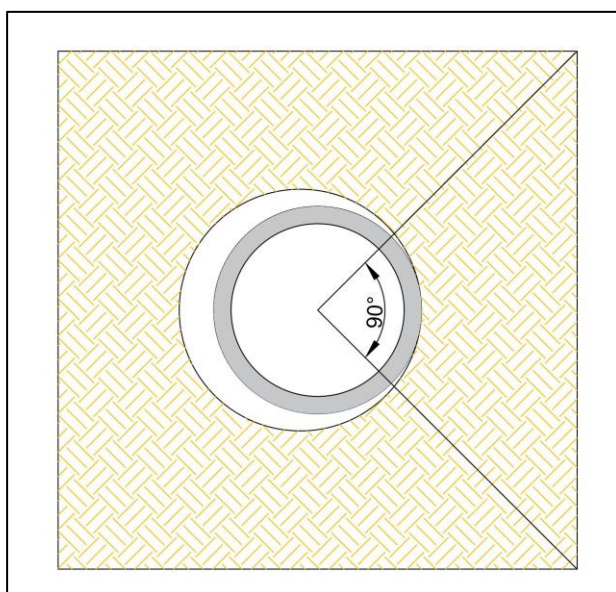
### 5.5.2 Theoretisches Verhalten sphärischer Rohre bei Kurvenfahrten

Man kann voraussetzen, dass die Bentonitsuspension im Ringspalt keine ausreichende Steifigkeit aufweist, um den Rohrstrang in eine Richtung abzulenken bzw. ihn an einer Stelle zu halten. Die Rohre benötigen daher, wie im Kapitel 5.6 beschrieben, eine ablenkende Kraft, um die Kurvenfahrt zu realisieren. Diese kann nur durch den umgebenden Boden erzeugt werden. Erst wenn das erste Rohr Kontakt mit dem Erdreich auf der Kurvenseite hat, kann es abgelenkt werden.



**Abbildung 5-21: Entwicklung der Abwinklung**

Wie in Abbildung 5-21 ersichtlich, stellt sich keine gleichmäßige Abwinklung ein, wenn man annimmt, dass immer genau nur der Punkt am kurvenäußeren Kämpfer mit dem umgebenden Erdreich Kontakt hat, der am Anfang des Rohres liegt. Dieses Verhalten ist abhängig von der Größe des Überschchnitts, da diese definiert wie weit ein Rohr in Kurvenbereich einfahren kann, ohne Kontakt zur Kurvenaußenseite zu bekommen. Nach Arbeitsblatt DWA-A 125 [6] sollte der Überschchnitt nicht ohne Begründung größer als 20 mm gewählt werden. Im Beispiel in Abbildung 5-21 wurde bewusst ein relativ großer Überschchnitt von 50 mm gewählt, um die Geometrie optisch besser darstellen zu können. Im dargestellten Beispiel führt der Überschchnitt bei einem Kurvenradius von 150 Metern dazu, dass ein Rohr DN 2000, DA 2400,  $r_A = 2.000$  mm vollständig in die Kurve einfahren kann. Erst das zweite Rohr – gezählt vom Anfang der Kurve in Vortriebsrichtung – erfährt eine Abwinklung. Theoretisch müsste sich eine gleichmäßige Abwinklung in der Größenordnung von  $1^\circ$  einstellen. Wie Abbildung 5-21 zeigt, ist die erste Abwinklung deutlich kleiner und die zweite um das gleiche Maß größer als  $1^\circ$ . In der Folge wird die Abwinklung kontinuierlich kleiner, bis sie den konstanten Wert von  $1,086^\circ$  annimmt, der mit dem Kurvenradius korrespondiert.



**Abbildung 5-22: Kontaktfläche Boden-Rohr**

Rein theoretisch kommt es zu einem punktuellen Kontakt unmittelbar am Kämpfer der Stirnseite des Rohrs. Da das umgebende Erdreich nicht die gleiche Steifigkeit wie das Rohr aufweist, wird es teilweise verdrängt, sodass sich die Kontaktfläche vergrößert. In Anlehnung an die offene Rohrverlegung wird ein Bettungswinkel von  $90^\circ$  angenommen. Die Länge der Bettungszone ist davon abhängig, wie weit sich das Rohr an die Kurvenaußenseite anlegt bzw. dort ins Erdreich eindringt. Sie wird hier mit einem Drittel der Rohrlänge angenommen, in diesem Fall mit einem Meter. Die Bettungssteifigkeit  $c_R$  kann nach [66] mit hinreichender Genauigkeit, in Abhängigkeit vom Steifemodul  $E_s$  des Erdreichs, abgeschätzt werden mit:

$$c_R = 0,6 \cdot \frac{2 \cdot E_s}{DA} \cdot \frac{\pi \cdot DA}{4} \cdot l_B \quad (5.49)$$

$c_R$ : Bettungssteifigkeit [MN/m]  
 $E_s$ : Steifemodul des Erdreichs [MN/m<sup>2</sup>]  
 $DA$ : Außendurchmesser des Rohrs [m]  
 $l_B$ : Länge der Kontaktfläche [m]

Der Steifemodul für mitteldicht gelagerte Sande liegt zwischen 50 und 150 MN/m<sup>2</sup>. Mit dem Mittelwert von 100 MN/m<sup>2</sup> ergibt sich für das Beispielrohr DN 2000 eine Bettungssteifigkeit von 94,25 MN/m. Entscheidend dabei ist, wie tief das jeweilige Rohr in den Boden eindringt und ihn verdichtet, also welcher Bettungswiderstand aktiviert wird.

Berechnet man zwei gegeneinander um  $1^\circ$  abgewinkelte Rohre als einfachen Stabzug mit einer gelenkigen Verbindung, die durch eine Feder gehalten wird, erhält man bei einer Vortriebskraft von 10 MN eine Auflagerreaktion von rd. 175 kN. In [66] werden für ein Rohr DN 2000 bei einem Vortrieb mit einem Kurvenradius von 150 bis 300 Metern Führungskräfte in einer Größenordnung zwischen ca. -500 bis +200 kN angegeben. Die Führungskräfte traten in dieser Größenordnung nur in den Übergangsbereichen auf. In Geraden und Kurven mit konstanter Krümmung wirkten wesentlich geringere Kräfte quer zum Rohr. Mit der zuvor berechneten Bettungssteifigkeit ergibt sich eine theoretische Eindringtiefe in das Erdreich von rd. 2 mm. Die Untersuchung in [66] gibt auch eine Formel für die Abschätzung der Führungskräfte an.

$$P_F = \frac{F_j \cdot d_{a,min}}{5 \cdot l_R} \quad [66] \quad (5.50)$$

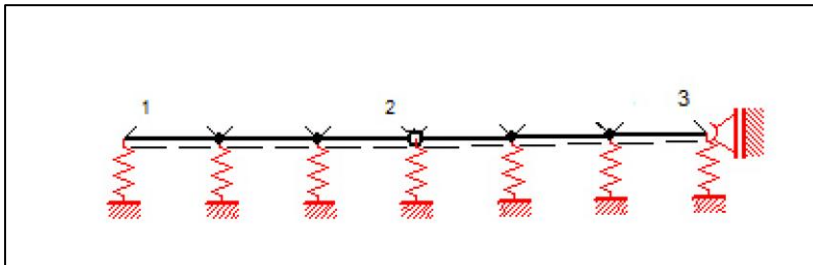
Mit:

$F_j$ : Vortriebskraft [kN]  
 $d_{a,min}$ : kleinster Außendurchmesser des Rohrs [m]  
 $l_R$ : Länge des Rohrs [m]

Für ein Rohr DN 2000 mit einer Baulänge von drei Metern ergibt sich bei einer aufgebrauchten Vortriebskraft von 10.000 kN eine Führungskraft von rd. 1.333 kN. Der Wert  $d_{a,min}$  wurde dabei näherungsweise gleich der Nennweite gesetzt, da diese Abschätzung die kleineren Führungskräfte ergibt. Diese konservative Abschätzung ist für die Berechnungen im Kapitel 5.6 erforderlich.

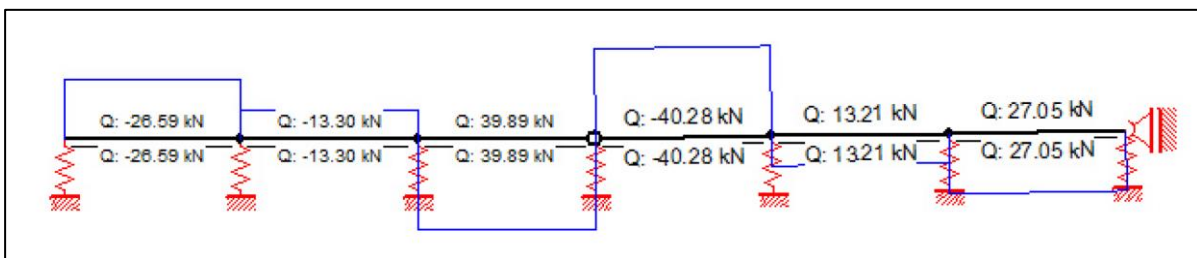
### 5.5.3 Querkräfte in der Rohrfügung nach [62]

Die Auflagerreaktion durch die seitliche Bettung im Boden erzeugt in der Rohrfügung eine Querkraft und damit auch eine Biegebelastung des Rohrs. In [62] wird hierfür einen Berechnungsansatz geliefert. Es wurden zwei gelenkig mit einander verbundene und unter 1° gegeneinander abgewinkelte Stäbe - die auf insgesamt sieben Federn gebettet sind - mit der Programm RuckZuck [67] berechnet.



**Abbildung 5-23: Gebetteter Stabzug [62]**

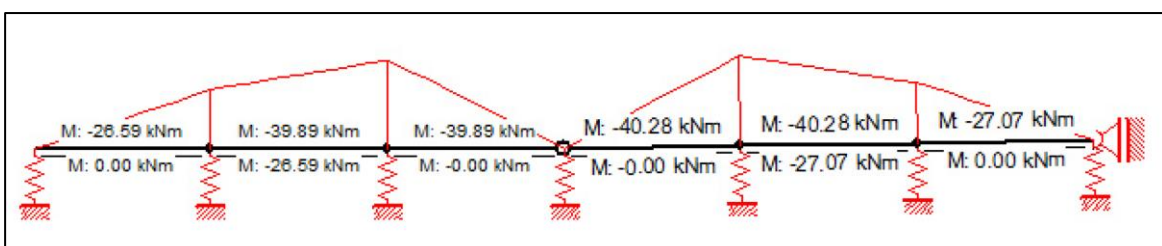
Der in Abbildung 5-23 dargestellte Stabzug wurde in Längsrichtung des ersten Stabs (von Knoten 1 bis Knoten 2) mit einer Kraft von 10.000 kN belastet. Daraus ergab sich folgender Querkraftverlauf:



**Abbildung 5-24: Querkraftverlauf gebetteter Stabzug [62]**

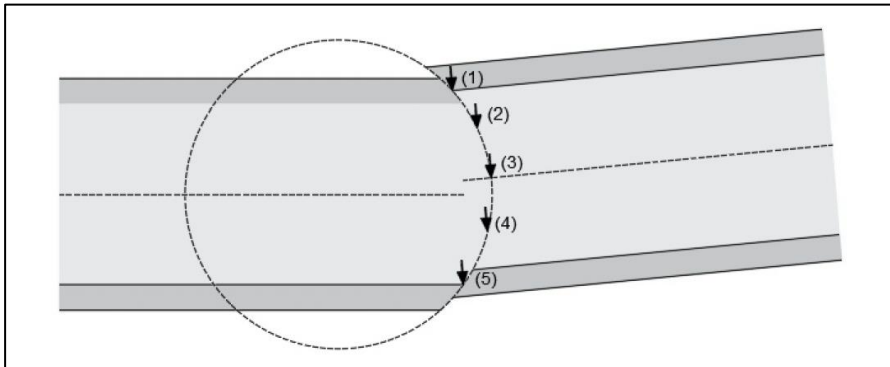
Der Querkraftsprung am Gelenk und damit die Beanspruchung auf Querkraft in der Muffe hat eine Größe von rd. 80 kN. Dieser Wert ist kleiner als die zuvor mit dem System mit nur einer Feder abgeschätzten 175 kN, da die übrigen Federn einen Anteil der gesamten Querkraft aufnehmen. Außerdem ist dieser Wert deutlich geringer als die Abschätzung nach der Formel aus [66] in Gleichung (5.51).

Die aus der Bettung des Rohres resultierende Querkraft erzeugt ein Moment im jeweiligen Rohr.



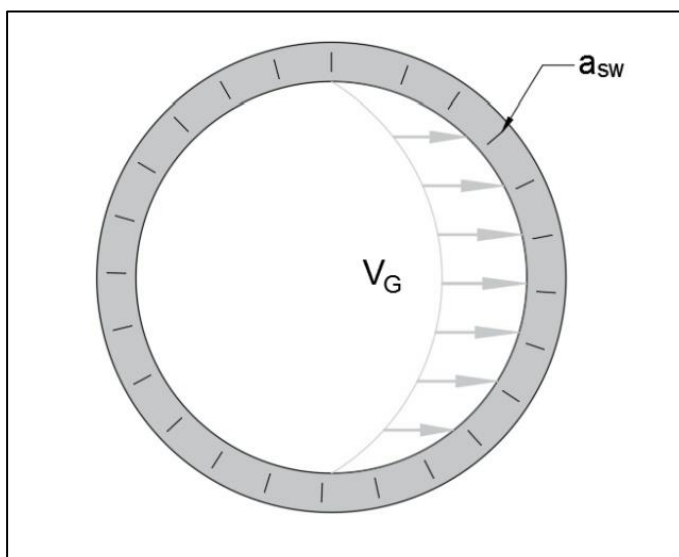
**Abbildung 5-25: Momentenverlauf gebetteter Stabzug [62]**

Dass das maximale Moment rein zahlenmäßig die gleiche Größe hat wie die maximale Querkraft, liegt daran, dass die Federelemente einen Abstand von einem Meter zueinander aufweisen. Grundsätzlich ist diese Berechnung allgemein, also sowohl für Rohre mit ebenen als auch mit ausgerundeten Rohrfügung gültig. Entscheidender Unterschied ist die Aufnahme der Führungskräfte in der Muffe. In [66] wird nachgewiesen, dass die Führungskräfte im Wesentlichen durch die Quersteifigkeit des Druckübertragungsrings und nur in untergeordneter Weise durch die Steifigkeit der Dichtung in Verbindung mit dem Stahlführungsring aufgenommen werden. Bei sphärisch geformten Rohren muss die Kraft zunächst durch die Rohrwandung auf der Kurveninnenseite aufgenommen werden.



**Abbildung 5-26: Übertragung der Querkräfte auf eine Rohrhälfte [62]**

In [62] wird beschrieben, dass die Querkraft nur dort übertragen werden kann, wo sich das durch die Führungskraft belastete Rohr an der Rohrwandung des Folgerohres „anlehnen“ kann. Auf der Kurvenaußenseite wird das vorauslaufende Rohr durch die Führungskräfte von der Muffe des Folgerohrs weggedrückt. Das wird besonders mit dem in Abbildung 5-26 als (5) bezeichneten Kraftanteil deutlich. Dieser zeigt zur Kurvenaußenseite und findet damit kein Auflager, da die Kraft in Richtung Ringraum orientiert ist.



**Abbildung 5-27: Belastung der Rohrinne [62]**

Wie Abbildung 5-27 zeigt, verläuft die Richtung der Führungskräfte zunehmend tangential je weiter man sich dem Rohrscheitel bzw. der -sohle nähert. Der Schwerpunkt der Kräfteaufnahme liegt aus diesem Grund im Kämpferbereich. Da bei der Produktion eines Rohres nicht

feststeht in welcher Lage es eine Kurve durchlaufen wird, muss die erforderliche Bewehrung  $a_{sw}$  umlaufend um den Rohrumfang eingelegt werden, obwohl eine Rohrhälfte von den Führungskräften nicht belastet wird.

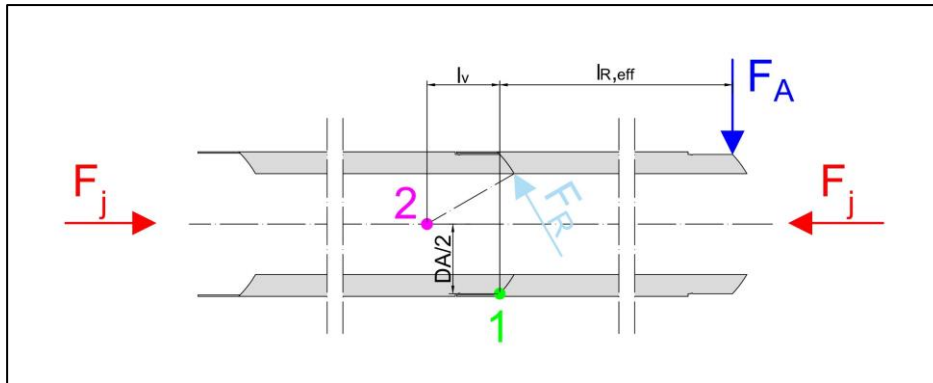
Das entstehende Moment muss nach Ansicht des Verfassers dieser Arbeit nicht weiter betrachtet werden, da es prinzipiell auch bei Rohren mit ebenem Rohrspiegel auftreten muss und für diese im Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] kein gesonderter Nachweis für Momente aus Führungskräften gefordert wird. Im selben Arbeitsblatt ist zur Berücksichtigung der Führungskräfte die Bemessung nach den Mindestschnittkräften vorgeschrieben, soweit diese nicht durch die übrigen Belastungen überschritten werden. Für die Momente im Scheitel, in der Sohle und im Kämpfer ist das Mindestmoment mit

$$M_d = \pm 45 \cdot r_m \quad (5.51)$$

anzusetzen. Dabei ist  $r_m$  der Radius in der Mitte der Rohrwandung. Übertragen auf das Beispielrohr DN 2000, DA 2400 mit  $r_m = 1,2$  m ergibt sich ein Mindestmoment von  $M_d = 49,5$  kNm. Die Berechnung mit dem Ersatzsystem des gebetteten Stabzugs ergab ein maximales Moment von 40,28 kNm. Einschränkend muss gesagt werden, dass der Stabzug die Nennweite des Rohres nicht berücksichtigt. Trotzdem kann davon ausgegangen werden, dass die Bemessung nach den Mindestschnittgrößen nach Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] auch für sphärische Rohre Anwendung finden kann, da konventionelle Rohre der gleichen Belastung durch ein Moment aus Führungskräften unterliegen.

## 5.6 Gleiten oder Abwinkeln in der Muffe

Bei konventionellen Rohren mit ebenem Rohrspiegel winkeln sich zwei aufeinanderfolgende Rohre gegeneinander ab. Der Rotationspunkt ist dabei der kurveninnere Kämpfer. Siehe hierzu auch Abbildung 3-13. Diese Bewegung könnte grundsätzlich auch bei sphärischen Rohren auftreten. In diesem Fall würden sich die beiden hintereinanderliegenden Rohre um den Punkt „1“ in Abbildung 5-28 gegeneinander abwinkeln.



**Abbildung 5-28: Wirkende Kräfte bei der Kurvenfahrt**

Bei der Einfahrt in eine Kurve wirkt zunächst eine Ablenkkraft  $F_A$  auf das erste Rohr, welche durch den Kontakt mit dem Boden auf der Kurvenaußenseite hervorgerufen wird. Die Ablenkkraft bewirkt ein Moment in der folgenden Rohrverbindung. Für ein Momentengleichgewicht im Punkt „1“ in Abbildung 5-29 muss gelten:

$$\sum M_1 = 0 = F_j \cdot \frac{DA}{2} - F_A \cdot l_{R,eff} \quad (5.52)$$

Die Reibungskraft  $F_R$  verläuft tangential zur Ausrundung der Muffe und hat aus diesem Grund keinen Hebelarm um den Punkt „1“. Sie ist somit für das Momentengleichgewicht um „1“ nicht relevant. Ein Abwinkeln erfolgt, wenn:

$$F_A > \frac{F_j \cdot DA}{2 \cdot l_{R,eff}} \quad (5.53)$$

Die im Kapitel 5.5.2 berechnete Führungskraft von 1.333 kN reicht nicht aus, um das Beispielrohr DN 2000 um den Punkt „1“ abzuwinkeln. Reicht die Ablenkkraft nicht aus, um eine Abwinklung der Rohre zu erzwingen, steht als zweiter Freiheitsgrad die Rotation in der Muffe um den Punkt „2“ zur Verfügung. In diesem Fall wirkt dem Moment aus der Ablenkkraft die Haftreibung in der Muffe entgegen. Die Haftreibung wirkt immer der Bewegungsrichtung entgegen. Das Moment der Haftreibung um den Punkt „2“ kann daher durch die Kraft  $F_R$  mit dem Hebelarm  $r_A$  ausgedrückt werden. Das Momentengleichgewicht ist für diesen Fall:

$$\sum M_2 = 0 = F_R \cdot r_A - F_A \cdot (l_{R,eff} + l_v) \quad (5.54)$$

mit:  $F_R = \mu \cdot F_j \cdot \cos \nu$  und  $l_v$  nach Gleichung (3.1)

Eine Rotation in der Muffe kann stattfinden, wenn:

$$F_A > \frac{\mu \cdot F_j \cdot \cos v \cdot r_A}{l_{R,eff} + \sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}}} \quad (5.55)$$

Mit  $v = \sin^{-1} \left( \frac{DN}{2 \cdot r_A} \right)$  wird Gleichung (5.55) zu:

$$F_A > \mu \cdot F_j \cdot \frac{\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}}}{l_{R,eff} + \sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}}} \quad (5.56)$$

Für  $r_A \rightarrow \infty$  - also einen ebenen Rohrspiegel - wird der Bruch auf der rechten Seite der Gleichung eins. Die ablenkende Kraft  $F_A$  muss für diesen Fall größer sein als  $\mu \cdot F_j$ . Die effektive Rohrlänge  $l_{R,eff}$  ergibt sich aus der Baulänge des Rohrs  $l_{R,B}$  abzüglich der Muffentiefe  $l_M$  aus Gleichung (3.36). In Gleichung (5.56) eingesetzt erhält man:

$$F_A > \mu \cdot F_j \cdot \frac{\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}}}{l_{R,B} + \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}}} \quad (5.57)$$

Aus Gleichung (5.57) kann der maximal zulässige Reibungskoeffizient berechnet werden.

$$\mu > \frac{F_j}{F_A} \cdot \frac{\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}}}{l_{R,B} + \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}}} \quad (5.58)$$

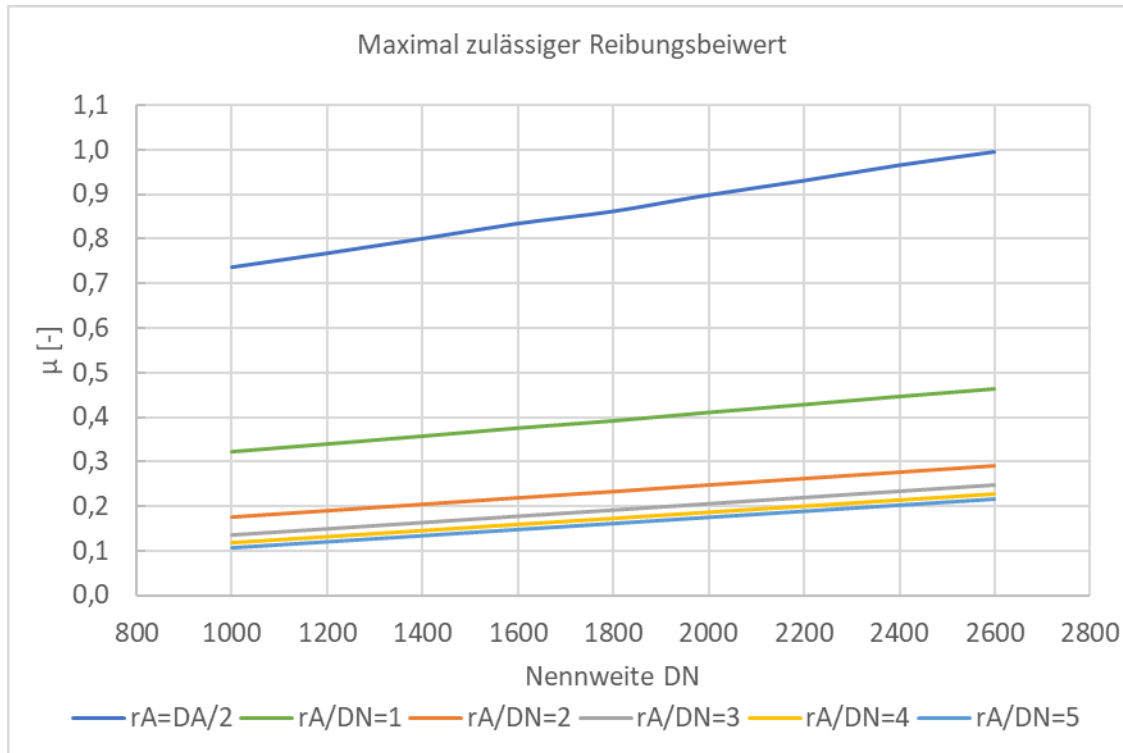
Im Kapitel 5.5.2 wurde bereits eine Abschätzung der Größe der auftretenden Führungskräfte auf Basis der Berechnungen aus [62] und [66] vorgenommen. Folgt man der Berechnung aus [66], kann man für ein Rohr mit den geometrischen Kennwerten DN 2000, DA 2400,  $r_A = 2$  Meter und einer Baulänge von 3 Metern mit einer Führungskraft bzw. ablenkenden Kraft  $F_A = 1.333$  kN und einer aufgebrachten Vortriebskraft von 10.000 kN den maximal zulässigen Reibungsbeiwert ermitteln, damit eine Rotation in der Muffe erfolgen kann.

$$\frac{1}{\mu} > \frac{F_j}{F_A} \cdot \frac{\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}}}{l_{R,B} + \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}}} \quad (5.59)$$

Setzt man die ablenkende Kraft  $F_A$  gleich der Führungskraft  $P_F$  nach [66] (siehe Gleichung (5.51), kann man den maximal zulässigen Reibungskoeffizienten unabhängig von der Vortriebs- und Führungskraft aus den Geometriedaten des Rohrs bestimmen.



$$\frac{1}{\mu} > \frac{5 \cdot l_{R,B}}{d_{a,min}} \cdot \frac{\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}}}{l_{R,B} + \sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}}} \quad (5.60)$$



**Abbildung 5-29: Maximaler Reibungsbeiwert  $\mu$**

Die Auswertung von Gleichung (5.60) ergibt die in Abbildung 5-29 dargestellten Verläufe des maximal zulässigen Reibungsbeiwerts in Abhängigkeit von der Nennweite, dem Außendurchmesser und dem Ausrundungsradius. Vereinfachend wurde dabei der Wert  $d_{a,min}$  in Gleichung (5.60) gleich der Nennweite gesetzt. Dieser Vereinfachung wurde vorgenommen, da die sphärisch ausgerundeten Vortriebsrohre keine mit Rohren mit ebenem Rohrspiegel vergleichbaren minimalen Außendurchmesser aufweisen. Die Verläufe in Abbildung 5-29 zeigen, dass der Wert des maximal zulässigen Reibungsbeiwerts mit der Nennweite steigt und mit größer werdenden Ausrundungsradien fällt. Während bei der kleinstmöglichen Ausrundung von  $r_A = DA/2$  noch Werte von  $\mu > 0,7$  möglich sind, fällt der zulässige Wert schon für  $r_A = DN$  auf Werte unter 0,5, also unter den Wert von 0,65, der in den bisherigen Betrachtungen als Praxiswert unterstellt wurde. Auch diese Berechnung legt nahe, dass ein Ausrundungsradius der größer als die Nennweite ist, nicht optimal zu sein scheint. Sollten Versuche diese theoretische Ermittlung verifizieren, muss ggfs. ein Schmiermittel in den Muffen verwendet werden, um die Reibung zu reduzieren. Moderne Schalungen lassen allerdings auch die Herstellung einer sehr glatten Oberfläche zu, sodass man vermuten kann, dass der Reibungsbeiwert auch ohne Schmierung unter 0,65 liegt.

## 5.7 Erfordernis eines Druckübertragungsringes

### 5.7.1 Anforderungen an Druckübertragungsringe

Bisher wurde bei allen Ansätzen dieser Arbeit davon ausgegangen, dass die Geometrie des Rohres fehlerfrei hergestellt wird. Für die Praxisanwendung sollten aber bei der Herstellung sphärischer Rohre die gleichen Toleranzen<sup>7</sup> nach Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] berücksichtigt werden wie bei konventionellen Vortriebsrohren. Höhere Anforderungen an die Produktion wären zwar grundsätzlich denkbar, würden den Herstellprozess dann jedoch durch präzisere Schalungen und intensivere Qualitätssicherung verteuern.

Der Druckübertragungsring dient bei Rohren mit ebenem Rohrspiegel dazu Rohrimperfektionen (Ebenheit und Rechtwinkligkeit des Rohrspiegels) auszugleichen und soll während einer Kurvenfahrt die Abwinkelbarkeit der Rohre gegeneinander sicherstellen und gleichzeitig die Vortriebskräfte möglichst vollflächig von einem Rohr auf das Nächste übertragen. Die Druckübertragungsringe erfahren dabei im Wesentlichen eine Belastung längs zur Rohrachse, auch wenn diese Belastung nicht immer symmetrisch ist. Nach der Vortriebsphase werden die Übertragungsringe ausschließlich quer zur Rohrachse belastet, beispielsweise aus dem Eigengewicht der Rohre und durch Auf- und Verkehrslasten. Der Ausgleich von Imperfektionen kommt bei ausgerundeten Rohren grundsätzlich auch in Betracht, da eine vollkommen toleranzfreie Produktion nicht zu realisieren ist. Bei sphärischen Rohren ist mit Unebenheiten auf der Muffenoberfläche und analog zum ebenen Rohrspiegel mit einer Schiefstellung der Ausrundung gegenüber den Rohrachsen zu rechnen. Während der Vortriebsphase wird auch hier das Druckübertragungsmittel auf Druck belastet.

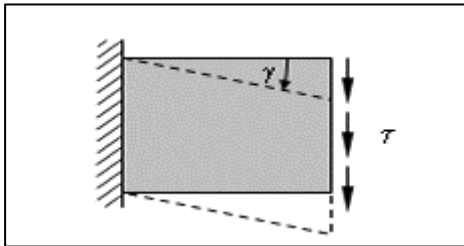
### 5.7.2 Eignung von Holz als Druckübertragungsmittel

Druckübertragungsmittel aus Holz und Holzwerkstoffen wie OSB haben sich in der Praxis bewährt. Im Gegensatz zum Einsatz mit konventionellen Rohren erfährt der Übertragungsring bei Kurvenfahrten bei sphärischen Rohren nennenswerte Verschiebungen quer zur Rohrachse, die Schubspannungen im Querschnitt erzeugen. Die Verschiebungen liegen, je nach Rohrdurchmesser und Ausrundungsradius, im Bereich von einigen Zentimetern. Beispielsweise erzeugt eine Abwinkelung von 1° bei einem Rohr DN 2000, DA 2400 und einem Ausrundungsradius von 2 Metern eine Verschiebung von rd. 3,5 Zentimetern entlang der Muffenoberfläche. Setzt man voraus, dass der Druckübertragungsring, wie in der Praxis üblich, auf einem der beiden Rohrspiegel aufgeklebt wird, besitzt er nur auf der gegenüberliegenden Seite einen Freiheitsgrad, um der Verformung entgegen zu können. Die Größe dieses Freiheitsgrads wird bestimmt durch die auf den Übertragungsring wirkende Normalkraft in Verbindung mit dem Reibungskoeffizienten von Beton auf dem Material des Übertragungsmittels, beispielsweise Holz. Neben den negativen Einflüssen der Verformung des Druckübertragungsringes auf die Struktur des Materials – es sei denn das Material ist ideal elastisch – werden durch die Verformung Kräfte aktiviert, die das Gleiten in der Muffe behindern. Entscheidend für die Behinderung des Gleitens ist, welchen Widerstand das Material des Druckübertragungsmittels der Verformung entgegengesetzt und wie groß die Haft- bzw. Gleitreibungskraft ist. Ein leicht verformbares Material, welches durch die Verformung nicht in seiner

---

<sup>7</sup> Vgl. Kapitel 6

Struktur zerstört wird, könnte das Gleiten in der Muffe sogar begünstigen. Die Bedingungen für das Gleiten in der Muffe wurden bereits im Kapitel 5.6 hergeleitet.



**Abbildung 5-30: Verformung durch Schub [68]**

Die Belastung und Verformung durch eine Schubbeanspruchung zeigt Abbildung 5-30. Der Gleitwinkel  $\gamma$  kann aus der Bewegung in der Muffe und der Höhe des Druckübertragungsmittels berechnet werden. Dabei wird vorausgesetzt, dass die Haftreibung auch auf der Seite ohne Klebeverbindung nicht überschritten wird. Es wird ebenfalls angenommen, dass es sich um ein einlagiges System handelt und daher keine weiteren Verformungen und/oder Verschiebungen in Fugen zwischen den verschiedenen Materialschichten mehrlagiger Systeme berücksichtigt werden müssen. Die Betrachtungen beschränken sich auf die Stelle der größten Verformung, also den Bereich des Kämpfers. Weitere Schubbelastungen in Ringrichtung des Druckübertragungsrings entstehen durch die unterschiedlich großen Verformungen an unterschiedlichen Stellen auf der Muffenoberfläche. Diese Belastungen werden ebenfalls in dieser vereinfachten Betrachtung außer Acht gelassen, da ansonsten eine dreidimensionale Berechnung erforderlich wäre. Die Höhe des Druckübertragungsmittels soll 35 mm betragen. Da die Verschiebung des Beispielrohrs bei  $1^\circ$  Abwinklung ebenfalls 35 mm groß ist, beträgt der Gleitwinkel  $\gamma$   $45^\circ$ . Die Größe der Schubspannung ist:

$$\tau = G \cdot \gamma \quad (5.61)$$

Als Schubmodul  $G$  für Vollholz wird allgemein ein Wert von  $500 \text{ N/mm}^2$  angesetzt. In Gleichung (5.61) muss der Gleitwinkel  $\gamma$  im Bogenmaß eingesetzt werden. Die Größe der Schubspannung  $\tau$  beträgt mit  $\gamma = 0,786 \text{ rd}$ .  $393 \text{ N/mm}^2$ . Die zulässige Schubspannung von Holz beträgt lediglich  $0,9 \text{ N/mm}^2$ . Der maximal zulässige Gleitwinkel ist bei Ausnutzung der zulässigen Schubspannung  $\gamma = 0,1^\circ$ . Die Verschiebung in der Muffe dürfte nicht größer werden als  $0,06 \text{ mm}$ . Diese Berechnung wurde unter der Voraussetzung aufgestellt, dass die Haftreibung auf der nicht mit dem Rohr verklebten Seite des Druckübertragungsmittels nicht überschritten wird. Um unzulässig hohe Schubspannungen im Druckübertragungsmittel zu vermeiden, könnte die Haft- bzw. Gleitreibung z. B. durch Schmiermittel reduziert werden.

$$\tau_{zul} \geq \mu \cdot \frac{F_{j,N}}{A_{Muffe}} \quad (5.62)$$

Bei einer Vortriebskraft von  $10.000 \text{ kN}$  für das Beispielrohr DN 2000 mit einer Muffenoberfläche von rd.  $1,2 \text{ m}^2$  entsteht in der Muffe eine Normalspannung von ca.  $7 \text{ N/mm}^2$ . Der Haftreibungsbeiwert dürfte  $0,12$  nicht überschreiten, um – ohne Berücksichtigung von Sicherheitsbewertungen – weniger als  $0,9 \text{ N/mm}^2$  Schubspannung in das Druckübertragungsmittel einzuleiten. Gleichzeitig könnten aber auch weniger Tangentialspannungen aus der Umlenkung

der Vortriebskraft in der Muffe durch Reibung übertragen werden. Ein Druckübertragungsring aus Holz scheint daher nicht geeignet für die Verwendung mit sphärischen Rohren.

### 5.7.3 Alternative Materialien für Druckübertragungsringe

Die für Holz bzw. Holzwerkstoffe angestellten Überlegungen gelten grundsätzlich für alle anderen Materialien in gleichem Maße. Der Gleitwinkel kann nur verringert werden, indem die Reibung in der Rohrfügung minimiert wird. Das wirkt sich negativ auf die Übertragung der Tangentialspannungen in der Fuge aus. Um die Rückstellkräfte aus der Verformung der Druckübertragungsringe möglichst gering zu halten und gleichzeitig eine gute Kraftübertragung durch Reibung zu gewährleisten, muss das gesuchte Material idealerweise einen Schubmodul von null und eine Haftreibung von eins aufweisen. Gleichzeitig muss es so stabil sein, dass seine Struktur nicht durch die Verformung und Rückverformung am Ende einer Kurve geschädigt wird. Ein solches ideales Material existiert nicht. Gummi weist einen Schubmodul auf, der von der Shorehärte<sup>8</sup> abhängig ist. In [69] findet man einen Funktionsverlauf, der die Entwicklung des Schubmoduls in Abhängigkeit von der Shorehärte aufzeigt. Bei geringer Shorehärte wird dort für Gummi ein Schubmodul von  $G = 0,3 \text{ N/mm}^2$  angegeben. Mit dem geringen Schubmodul geht aber auch eine geringe zulässige Schubspannung von  $0,2 \text{ N/mm}^2$  einher. Diese ist noch einmal um annähernd den Faktor fünf kleiner als die von Holz, was auch Gummi zu einem ungeeigneten Material macht.

### 5.7.4 Beton auf Beton

Der Schubmodul von Beton kann über seinen Elastizitätsmodul  $E$  und seine Querdehnzahl  $\mu$  mithilfe der folgenden Gleichung ermittelt werden:

$$E = 2 \cdot G \cdot (1 + \mu) \quad (5.63)$$

Die Querdehnzahl von Beton wird allgemein mit  $0,2$  angesetzt. Der E-Modul ist abhängig von der Festigkeitsklasse des Betons. In [19] wird für Rohre und Formstücke aus Beton eine Druckfestigkeitsklasse von mindestens C35/45 gefordert. Der mittlere E-Modul  $E_{CM}$  beträgt für diese Festigkeitsklasse  $34.000 \text{ N/mm}^2$ . Daraus ergibt sich ein Schubmodul  $G$  von rd.  $14.167 \text{ N/mm}^2$ . Für ein Vortriebsrohr DN 2000 werden in der Praxis  $10.000 \text{ kN}$  als Vortriebskraft i. d. R. nicht überschritten, da bei dieser Größenordnung die Druckfestigkeit des Betons – unter Berücksichtigung von Sicherheitsbeiwerten – erreicht wird. Bei einer Ausrundung eines sphärischen Rohres von  $r_A = DN$  und einer Abwinklung von  $1^\circ$  verbleibt eine Kontaktfläche von  $1,321 \text{ m}^2$  (vgl. Tabelle 3-2). Unter Berücksichtigung eines Haftreibungsbeiwerts von  $0,65$  muss eine Kraft von mindestens  $6.500 \text{ kN}$  aufgebracht werden, um eine Rotation in der Muffe zu erzeugen. Daraus ergibt sich mit der Kontaktfläche von  $1,321 \text{ m}^2$  eine Schubspannung von rd.  $4,92 \text{ N/mm}^2$ . Diese liegt etwa um den Faktor  $2.800$  unter dem Schubmodul des Betons. Der sich daraus ergebende Schubwinkel  $\gamma$  beträgt rd.  $0,02^\circ$ . Es kann daher davon ausgegangen werden, dass das Rohr durch das Gleiten in der Muffe nicht beschädigt wird.

---

<sup>8</sup> Die Shorehärte ist ein Maß für die Werkstofffestigkeit von Elastomeren und gummielastischen Polymeren.

Dabei muss allerdings vorausgesetzt werden, dass der Rohrspiegel sehr genau gefertigt wird und keine lokalen Verzahnungen zwischen den beiden Muffenebenen entstehen können.

### 5.7.5 Fazit zur Erfordernis eines Druckübertragungsrings

Im Rohrvortrieb üblicherweise angewendete Materialien eignen sich für die Verwendung als Druckübertragungsrings bei sphärischen Rohren ebenso wenig wie gummielastische Werkstoffe. Die lineare Abhängigkeit der Schubspannung vom Schubmodul führt dazu, dass bei schubweichen Materialien zwar geringe Schubspannungen auftreten, diese Materialien dann im Gegenzug aber gleichzeitig geringe Schubfestigkeiten aufweisen. Unter der Annahme, dass ein Gleitwinkel von  $45^\circ$  erreicht werden muss, um eine praxistaugliche Abwinklung der sphärischen Rohre zu gewährleisten, müsste ein Material gefunden werden, das eine zulässige Schubspannung  $\tau$  aufweist die - unter Berücksichtigung einer Sicherheit von 1,15 (in Anlehnung an  $\gamma_F$  nach Arbeitsblatt DWA-A 161 [5]) – eine Größe von 90% des Schubmoduls aufweist.

Es muss gelten:

$$0,785 = \frac{\sigma_{zul}}{1,15 \cdot G} \quad (5.64)$$

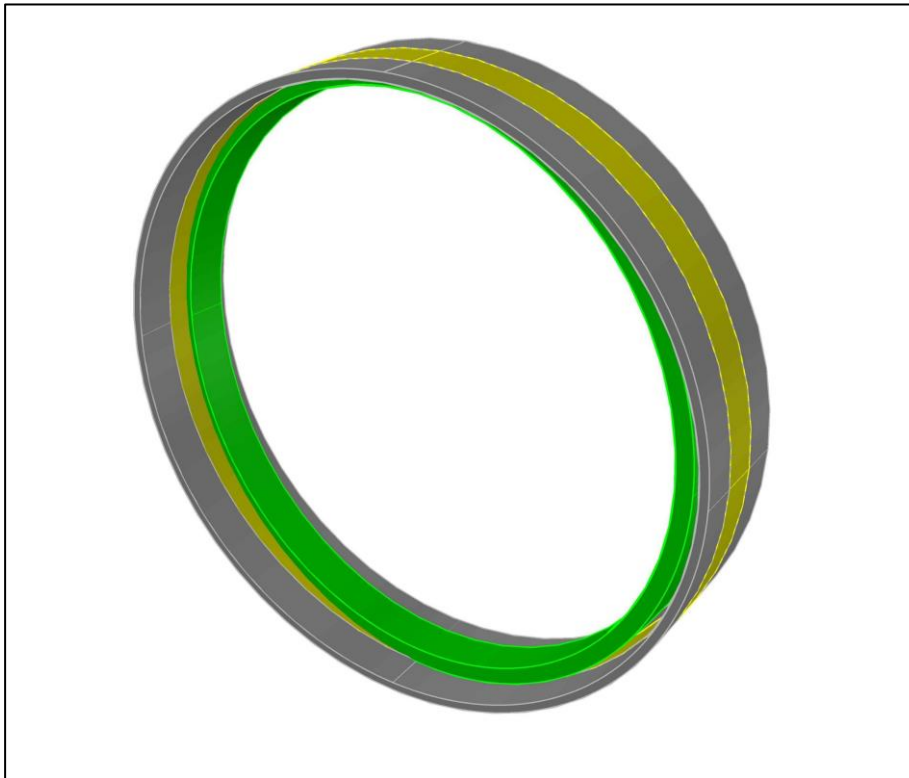
Das Verhältnis  $\tau_{zul}/(1,15 \cdot G)$  beträgt für Gummi rd. 0,58.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass die Verwendung eines Druckübertragungsrings zum Ausgleich von Imperfektionen der Muffenoberfläche grundsätzlich von Vorteil ist. Allerdings müssen an das verwendete Material Anforderungen gestellt werden, welche von Materialien, die üblicherweise für Rohrvortriebe Anwendung finden, nicht erfüllt werden. Wie im vorausgegangenen Kapitel 5.7.4 beschrieben wurde, kann, bei einer ausreichend genauen Fertigung der Rohre, die Kraftübertragung auch durch den direkten Kontakt von Beton auf Beton erfolgen. Diese Form der direkten Kraftübertragung von einem Rohr auf das Nächste wird im Regelwerk grundsätzlich zugelassen und ist im Nomogramm für die Ermittlung des Spannungsverhältnisses  $\sigma_{max}/\sigma_0$  im DWA-A 161 [5] explizit berücksichtigt.

## 5.8 Rückstellkräfte der Dichtungen auf den Stahlführungsring

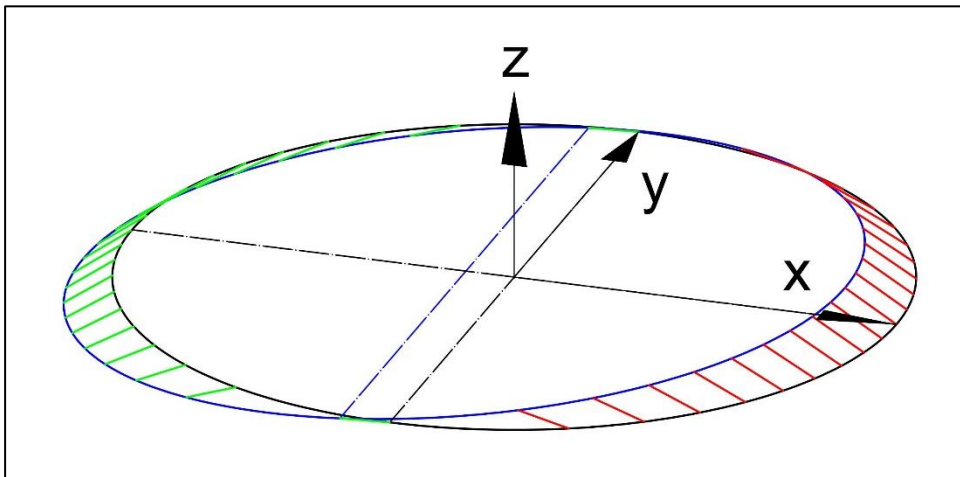
Wie im Kapitel 3.4.6 beschrieben, unterliegt die Dichtung durch die Verschiebung des Stahlführungsringes über ihren Umfang unterschiedlichen Kompressionen bzw. Dekompressionen. Diese Änderung gegenüber dem Ausgangszustand bewirkt eine unsymmetrische Belastung des Stahlführungsringes. Die Herleitung des Arbeitsweges der Dichtung erfolgte bereits im Kapitel 3.4.6. Um die Veränderung der Rückstellkräfte zu berechnen, muss die Veränderung der Kompression gegenüber dem nicht eingebauten Zustand berechnet werden. Über das zur jeweiligen Dichtung gehörende Kraft-Verformungsdiagramm kann die Rückstellkraft an jeder Stelle der Dichtung ermittelt werden. In Tabelle 3-5 sind bereits exemplarisch einige Dichtungskompressionsänderungen zusammengestellt. Für die Ermittlung der auf den Stahlführungsring wirkenden Kräfte müssen die Formeln aus Kapitel 3.4.6 auf den dreidimensionalen Raum erweitert werden. Während die Änderungen der Kompression der Dichtung im

Kämpferbereich maximal werden, gehen sie an Scheitel und Sohle des Rohres nahezu auf null zurück.



**Abbildung 5-31: Bewegung Dichtung und Stahlführungsring**

In Abbildung 5-31 ist die Bewegung der Dichtung (grün) durch die Verdrehung der Muffe aus ihrer ursprünglichen Lage (gelb) unterhalb des Stahlführungsrings (grau) dargestellt. Im Bereich von Scheitel und Kämpfer findet nur eine sehr kleine Verschiebung statt. Im Wesentlichen findet im Bereich der Kämpfer eine Verwindung der Dichtung durch die Verschiebung des Stahlführungsrings statt. Die dabei entstehenden Rückstellkräfte müssten in gesonderten Versuchen ermittelt werden, da übliche Versuche sich auf die Kompression in einer Achsrichtung beschränken. Für die weiteren Berechnungen wird aus diesem Grund ausschließlich die Änderung der Kompression über den Rohrumfang betrachtet. Die Dichtung wird dabei vereinfachend als linienförmig um den Rohrkörper laufend angesehen. Es erfolgt keine differenzierte Betrachtung unterschiedlicher Kompressionsänderungen am vorderen und hinteren Ende des Dichtungsprofils, wie sie im Kapitel 3.4.6 für den inneren und äußeren Kämpferbereich durchgeführt wurde.

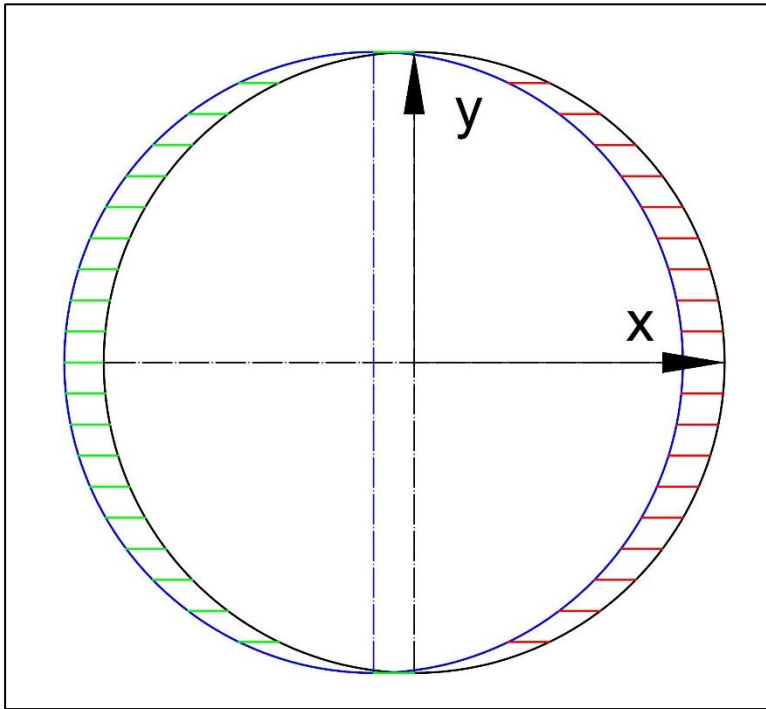


**Abbildung 5-32: Verschiebungswege der Dichtung**

Die Verteilung der Änderung der Kompression der Dichtung über ihren Umfang zeigt Abbildung 5-32. In rot sind die Bereiche, die komprimiert werden, in grün diejenigen, die sich entspannen, eingezeichnet. Die z-Achse entspricht in der Darstellung wieder der Vortriebsrichtung. Die Richtungsänderung durch die Kurvenfahrt liegt in der x-z-Ebene. Die Rotation findet um die y-Achse statt. Die Dichtung liegt um das Maß  $l_{vD}$  - welches dem Abstand in z-Richtung von der Dichtung zum Ausrundungsmittelpunkt entspricht - von der y-Achse entfernt. Grundsätzlich wurden die geometrischen Berechnungsmethoden zur Betrachtung von Raumkurven schon im Kapitel 3.1.5 zusammengestellt. Sie müssen aber für den Fall der Rotation des Kreises, der die linienförmige Dichtung repräsentiert, weiter ausgearbeitet werden. Der Kreis der Dichtung im Raum wird beschrieben durch:

$$\vec{P} = \begin{pmatrix} r_D \cdot \cos \Phi \\ r_D \cdot \sin \Phi \\ l_{vD} \end{pmatrix} \quad (5.65)$$

Mit  $\phi$  als Winkel in der x-y-Ebene und dem Radius  $r_D$  der Oberfläche der eingebauten Dichtung bei geradem Vortrieb, also im Kontaktbereich zwischen Dichtung und Stahlführungsring. Vereinfachend soll hier nur die Verformung betrachtet werden, die radial zur Rohrachse, also in x-y-Richtung, auf den Stahlführungsring wirkt. Die Bewegung in z-Richtung erzeugt durch die Reibung zwischen Dichtung und Stahlführungsring eine Schubspannung. Diese belastet den Stahlführungsring, je nach Richtung der Bewegung, auf Druck oder Zug in Vortriebsrichtung.



**Abbildung 5-33: Veränderung der Dichtungskompression – Draufsicht**

Die Drehung bzw. Kurvenfahrt erfolgt um einen Winkel  $\alpha_K$  um die y-Achse. In Abbildung 5-32 und Abbildung 5-33 ist eine Linkskurve dargestellt. Per Definition ist der Winkel  $\alpha_K$  bei einer Linksfahrt negativ.

Drehmatrix für die Rotation um die y-Achse:

$$\begin{pmatrix} \cos \alpha_K & 0 & \sin \alpha_K \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha_K & 0 & \cos \alpha_K \end{pmatrix}$$

Die Multiplikation der Drehmatrix mit dem Punkt P auf der Oberfläche der Dichtung ergibt die Verformung der Dichtung durch die Bewegung des Stahlführungsringes.

$$\vec{P}' = \begin{pmatrix} r_D \cdot \cos \Phi \cdot \cos \alpha_K + l_{vD} \cdot \sin \alpha_K \\ y \cdot \sin \phi \\ -r_D \cdot \cos \phi \cdot \sin \alpha_K + l_{vD} \cdot \cos \alpha_K \end{pmatrix} \quad (5.66)$$

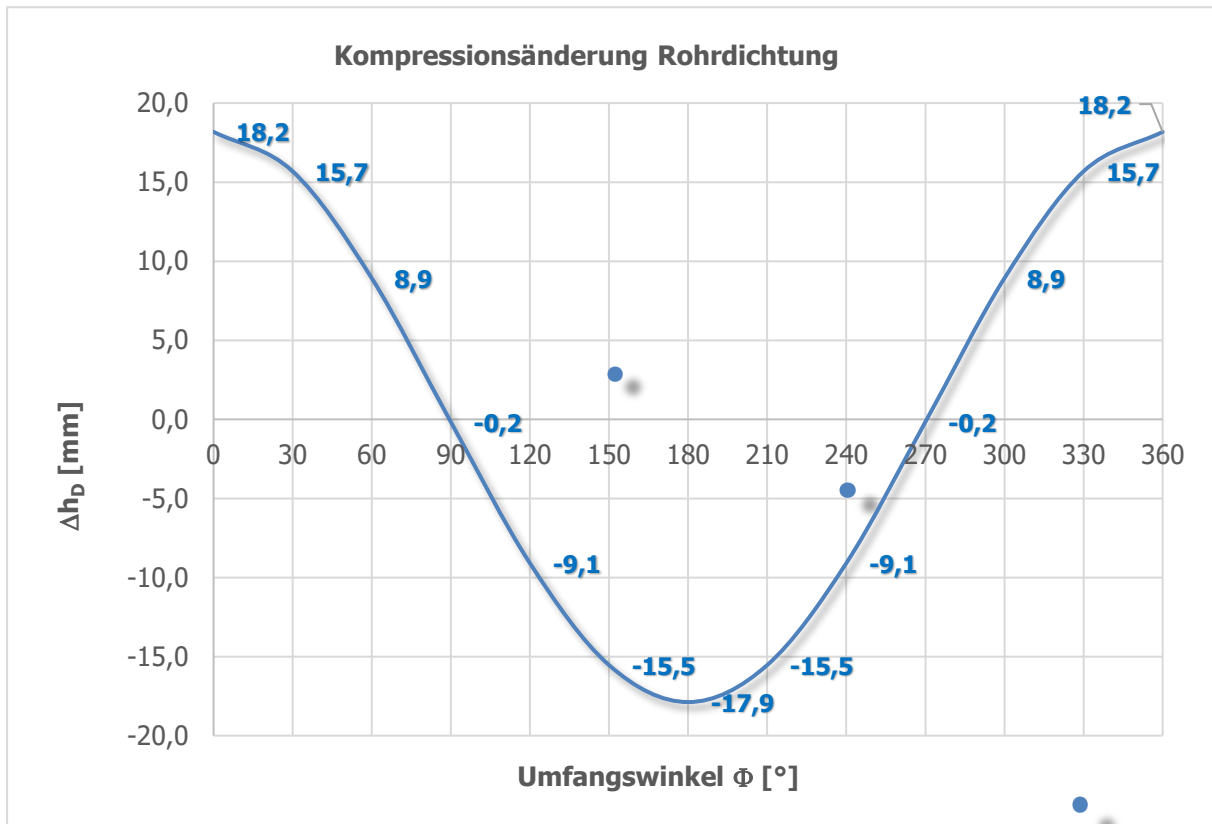
Wie schon im Kapitel 4.6 erläutert, verändert sich der Kreisquerschnitt der Kontaktlinie des Stahlführungsringes mit dem Dichtprofil durch die Kurvenfahrt in eine Ellipse. Die Hauptachsen der Ellipse sind in Richtung der Kurvenfahrt verschoben. Die Hauptachse in y-Richtung hat die gleiche Länge wie der der Kreisdurchmesser der Kontaktfläche. Die Hauptachse in x-Richtung wird durch die Transformation kleiner als der Kreisdurchmesser.

Für die Kompression der Dichtung ist die Veränderung in radialer Richtung – also in der x-y-Ebene – von Bedeutung. Es muss aus diesem Grund der Abstand in der x-y-Ebene des transformierten Punktes berechnet werden. Verglichen mit dem Radius des Dichtprofils kann so die Änderung der Kompression bestimmt werden.

$$r_{D,neu} = \sqrt{(r_D \cdot \cos \Phi \cdot \cos \alpha_K + l_{vD} \cdot \sin \alpha_K)^2 + (y \cdot \sin \phi)^2} \quad (5.67)$$



$$\Delta h_D = r_{D,neu} - r_D \quad (5.68)$$



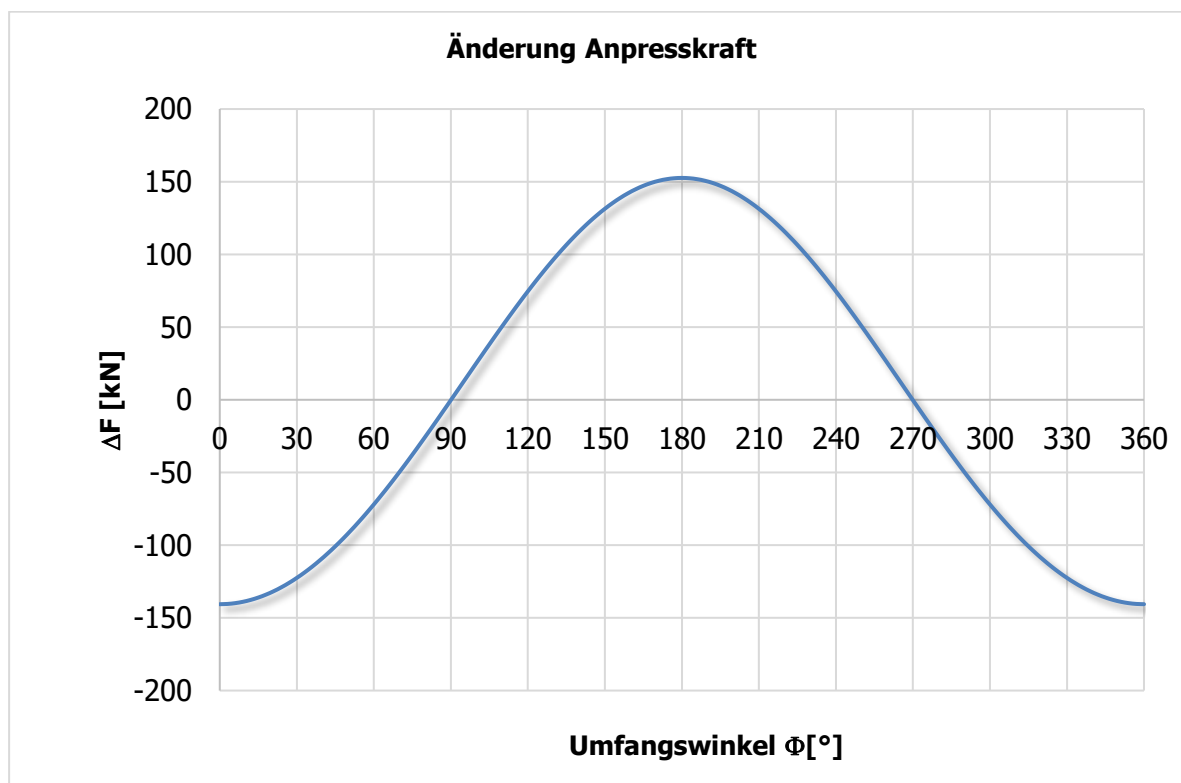
**Abbildung 5-34: Veränderung der Dichtungskompression über den Rohrumfang**

Abbildung 5-34 zeigt beispielhaft die Änderung der Kompression für ein Rohr DN 1600 mit einer Wanddicke von 200 mm und einer Länge von 250 mm des Stahlführungsringes bei einer Kurvenfahrt mit einer Abwinklung der Rohre von  $1^\circ$  oder rund 165 Meter Radius. Der Außenradius des Dichtprofils beträgt in diesem Beispiel 985 mm. Die positiven Werte bedeuten eine zusätzliche Kompression, die negativen eine Entspannung des Profils. Wie schon im Kapitel 3.4 erläutert, sind aktuell am Markt keine Dichtungen für Vortriebsrohre verfügbar, die über derartig große Arbeitswege verfügen. Eine Schwierigkeit stellt dabei nicht nur die erforderliche große Verformbarkeit der Dichtung an sich dar, sondern auch, dass bei einer Dekompression - von in diesem Beispiel rd. 18 mm - die Dichtung immer noch über einen genügend großen Anpressdruck an den Stahlführungsring verfügen muss, um die Rohrfügung zuverlässig abzudichten. Marktübliche Dichtungen benötigen eine ca. 30 bis 45 prozentige Kompression [51] ihrer Höhe im nicht eingebauten Zustand, um die Rohrfügung zuverlässig abzudichten.

**Tabelle 5-7: Rückstellsteifigkeiten unterschiedlicher Dichtungen [66]**

Dichtung	Höhe [mm]	Nennweite [DN]	Rückstellsteifigkeit $C_D$ [kN/mm]
CK 89 CX	30,4	1600	40,59
CK 89 CX	30,4	1800	45,83
CK 89 CX	30,4	2200	56,04
CK 89 CX	30,4	2400	62,17
CK 89 CX	30,4	2800	71,98
CK 89 40 IRDH	30,0	2800	44,30
CK 89 CX 40/60 IRDH	30,0	2800	69,47
CK Z SBR 40 IRDH	30,0	2800	61,47
BK-B IRDH	30,0	2800	36,34

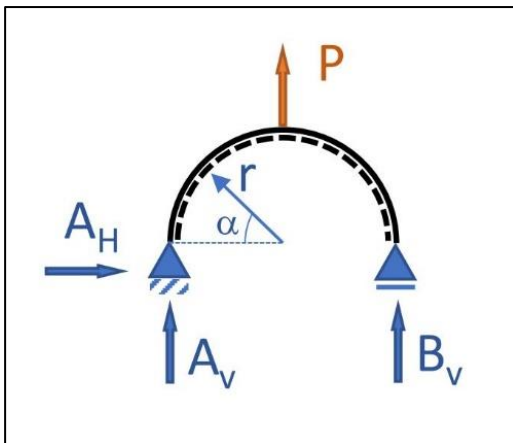
Mit den Rückstellsteifigkeiten aus der vorstehenden Tabelle 5-7 aus [66] wurde die Änderung der Anpresskraft der Dichtung an den Stahlführungsring errechnet. Es muss betont werden, dass diese Berechnung rein theoretischer Natur ist, da die Übertragung der relativ hohen Rückstellsteifigkeiten der marktüblichen Profile auf die wesentlich größeren Arbeitswege bei sphärischen Rohren rein hypothetisch sind. In [66] werden Verschiebungen von bis zu 3,5 mm untersucht. In dem hier gewählten Beispiel für sphärische Rohre betragen die maximalen Verschiebungen mehr als 18 mm. Die Rückstellkräfte marktüblicher Dichtungen steigen mit zunehmender Kompression exponentiell an.



**Abbildung 5-35: Änderung der Anpresskraft der Dichtung an den Stahlführungsring**

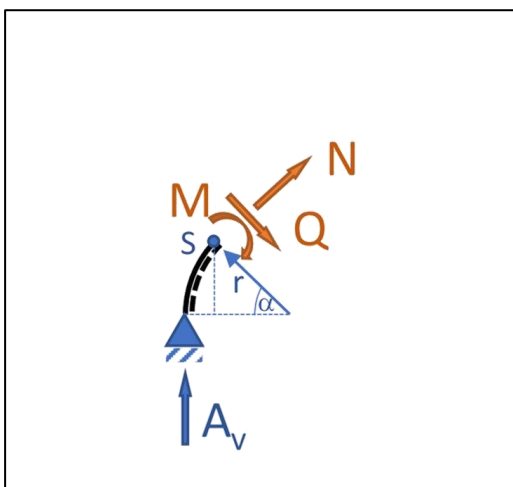
Die Änderung der Anpresskraft über den Rohrumfang ist in Abbildung 5-35 aufgetragen. Die Änderung liegt in der Größenordnung von  $-730$  kN bis  $+730$  kN. Um die abdichtende Wirkung auch nur annähernd erhalten zu können, müsste die Anpresskraft vor der Kurvenfahrt und der daraus resultierenden Verformung mehr als  $730$  kN betragen, um im Bereich der Dekompression nicht auf null abzufallen. Daraus würde, auf der Seite der zusätzlichen Kompression, eine Kraft von mehr als  $1.450$  kN resultieren.

Im Folgenden wird überprüft, ob man die Verformung des Führungsrings konservativ abschätzen kann, indem man die Betrachtung des Führungsrings vereinfachend auf den Bereich der Dichtung beschränkt. Dazu werden als Randbedingungen angenommen, dass der Stahlführungsring eine Wanddicke  $t_{\text{SFR}}$  von  $15$  mm aufweist,  $250$  mm lang ist und einen Radius  $r = 1.000$  mm besitzt<sup>9</sup>.



**Abbildung 5-36: Statisches Ersatzsystem Stahlführungsring**

Abbildung 5-36 zeigt das statische Ersatzsystem für den Stahlführungsring. Die Darstellung ist um  $90^\circ$  gedreht, das heißt, der Kämpfer befindet sich am Angriffspunkt der Belastung  $P$ . Die Belastung  $P$  repräsentiert dabei die Rückstellkraft aus der zusätzlichen Kompression der Dichtung. Es ist ersichtlich, dass die horizontale Auflagerreaktion  $A_H$  null ist. Die beiden vertikalen Auflagerreaktionen  $A_V$  und  $B_V$  sind jeweils  $-P/2$ .



**Abbildung 5-37: Schnittkräfte des Ersatzsystems**

<sup>9</sup> Entspricht ca. einem Rohr DN 1600

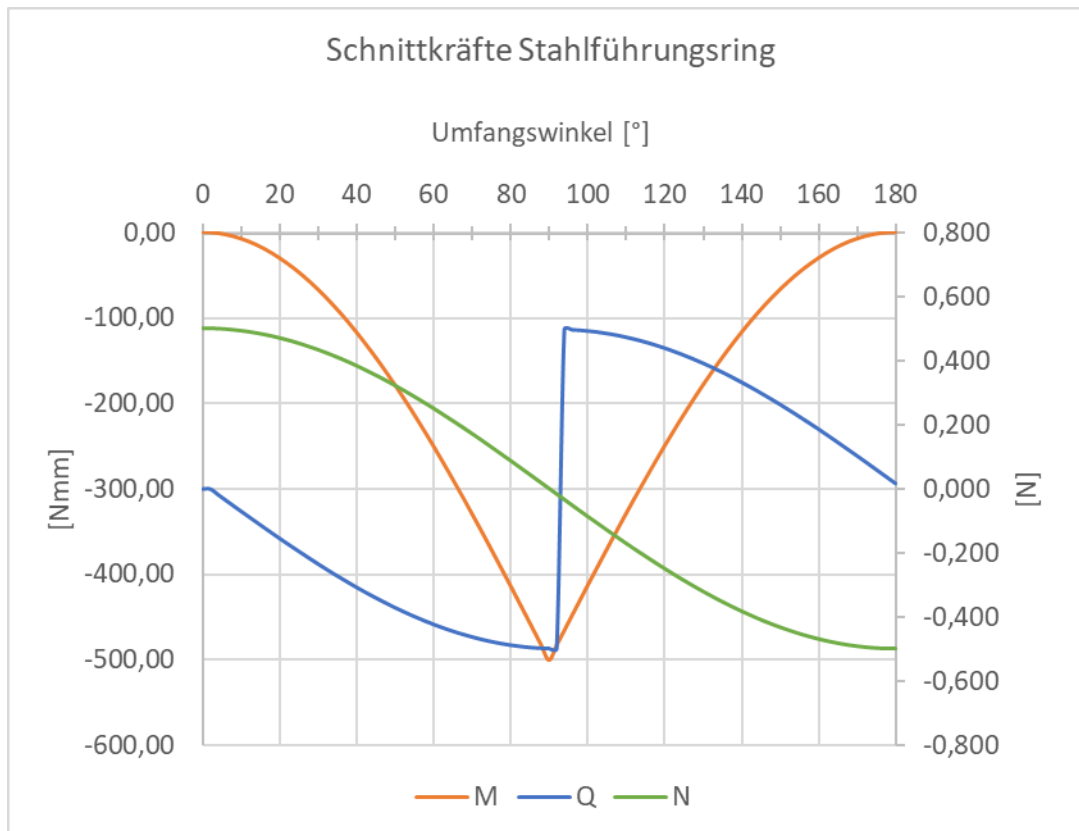
Die Berechnung der Schnittkräfte veranschaulicht Abbildung 5-37. Die Querkraft  $Q$  und die Normalkraft  $N$  lassen sich direkt aus der Auflagerreaktion  $A_V$  berechnen:

$$Q = -A_V \cdot \sin \alpha \quad (5.69)$$

$$N = A_V \cdot \cos \alpha \quad (5.70)$$

Zur Berechnung des Biegemoments  $M$  bildet man die Summe der Momente um den Punkt  $S$  und erhält:

$$M = -A_V \cdot r \cdot (1 - \cos \alpha) \quad (5.71)$$



**Abbildung 5-38: Schnittkräfte am Ersatzsystem**

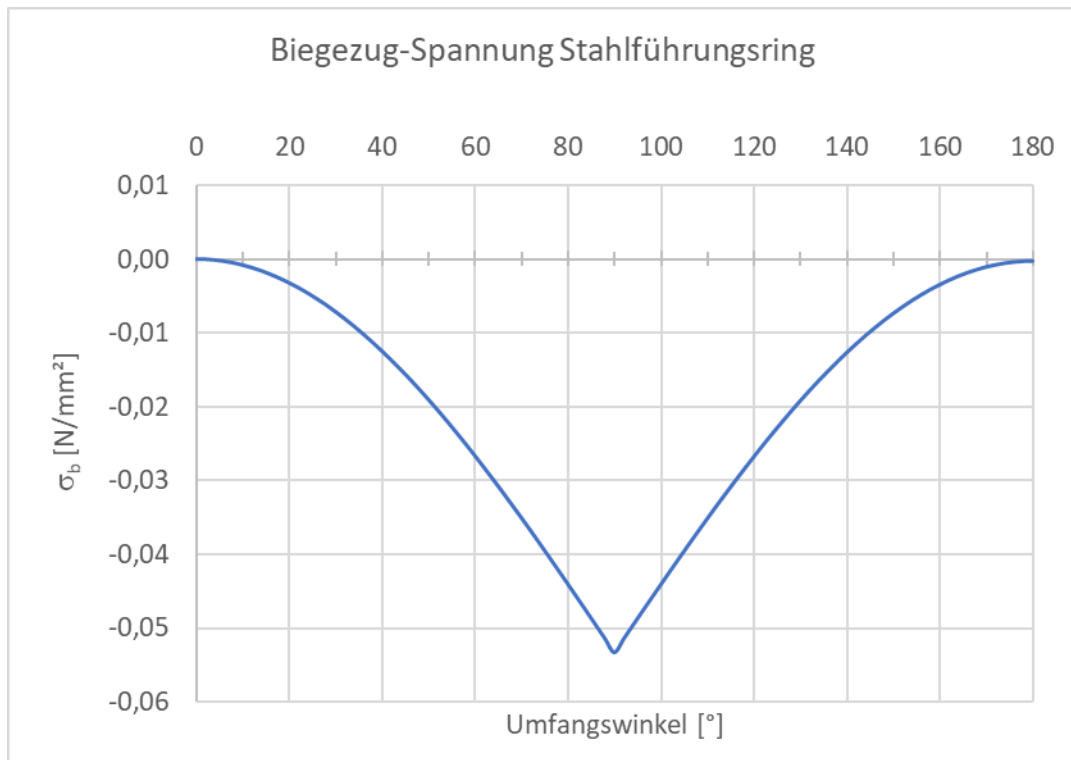
Die in Abbildung 5-38 dargestellten Schnittkräfte am Ersatzsystem wurden mit einer Belastung  $P = 1 \text{ N}$  ermittelt. Das bietet den Vorteil, dass die Werte mit jeder beliebigen anderen Belastung multipliziert werden können, da die Schnittkräfte linear abhängig von der Belastung sind. Abbildung 5-38 kann also als Nomogramm verwendet werden.

Die Spannungen innerhalb des Querschnitts des Stahlführungsrings berechnen sich wie folgt:

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{N}{A} \quad (5.72)$$

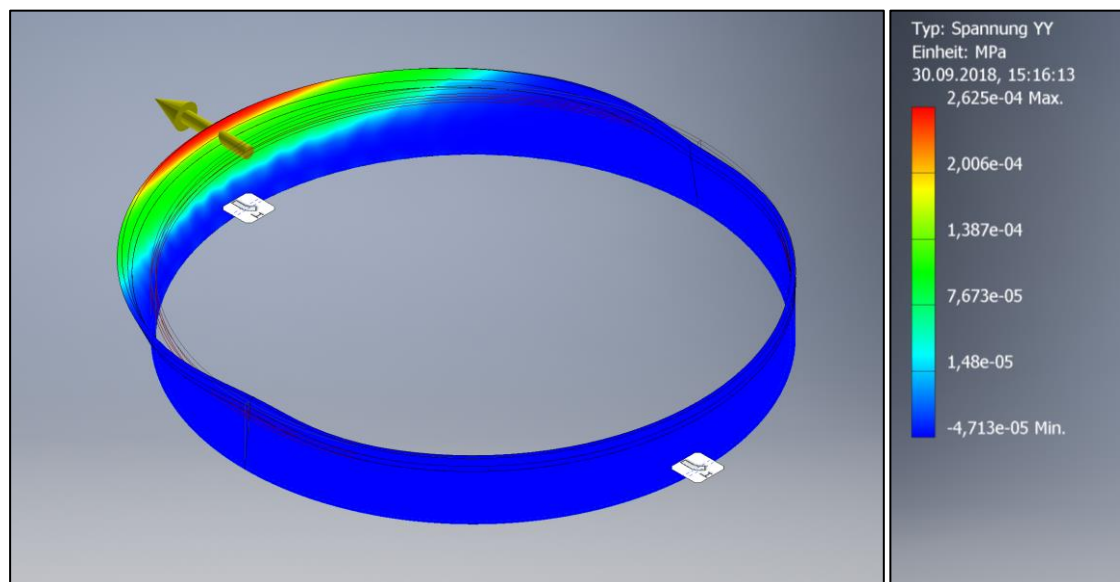
$$A = b \cdot h = 250 \text{ mm} \cdot 15 \text{ mm} = 3.750 \text{ mm}^2 \quad (5.73)$$

$$W = \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{250 \text{ mm} \cdot 15^2 \text{ mm}^2}{12} = 70.312,5 \text{ mm}^3 \quad (5.74)$$



**Abbildung 5-39: Spannungen im Stahlführungsring**

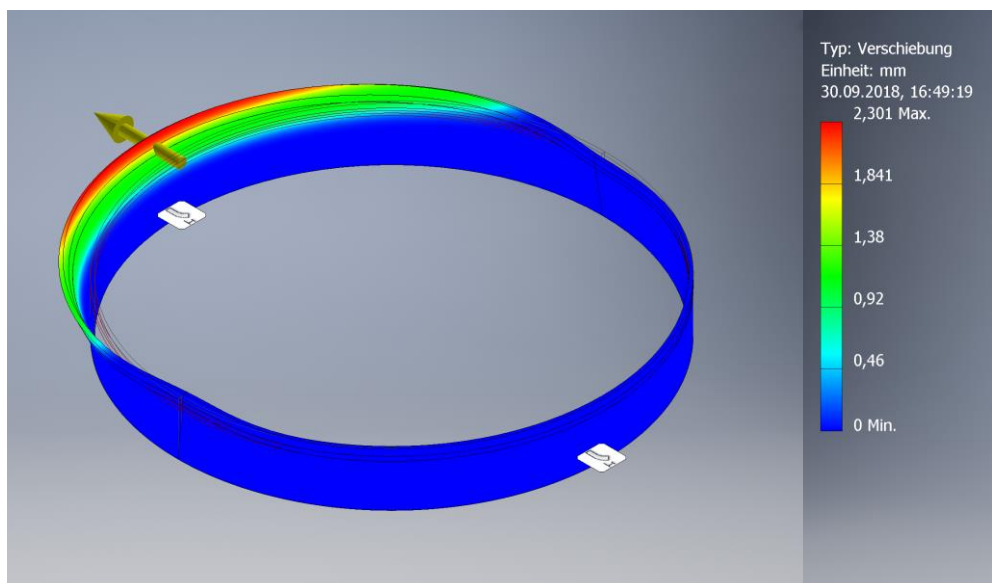
Den Verlauf der Spannung, die aus der Biegung durch das Moment und dem Zug aus der Normalkraft entsteht, zeigt Abbildung 5-39. Die maximale Spannung mit einem Wert von 0,053 N/mm<sup>2</sup> tritt unmittelbar am Angriffspunkt der Belastung auf. Zur Verifizierung der Abschätzung wurde ein Stahlführungsring mit identischen Abmessungen in einem FE-Modell ebenfalls mit einer Kraft von 1 N belastet. Das Ergebnis ist in Abbildung 5-40 dargestellt.



**Abbildung 5-40: Spannung  $\sigma_{yy}$  im Stahlführungsring**

Das Modell wurde so aufgebaut, dass der im Bild untere Rand als unverschieblich definiert wurde. Dies entspricht der Verankerung des Stahlführungsringes im Beton. Es wurde die Spannung  $\sigma_{yy}$  ausgewählt, da diese im Angriffspunkt der Last exakt in Ringrichtung zeigt. In

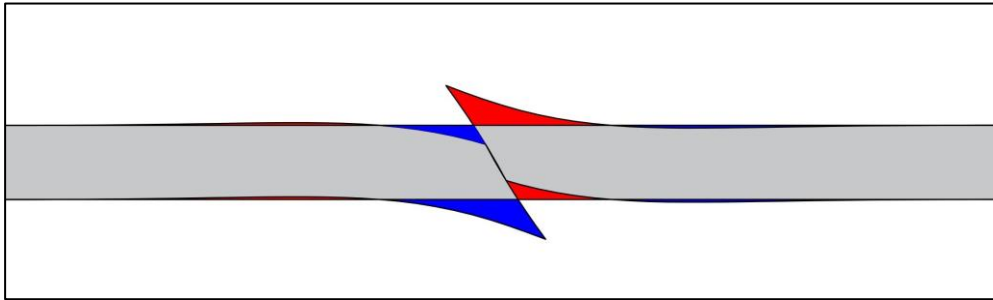
diesem Punkt ergibt sich damit die größte Übereinstimmung mit dem vereinfachten statischen Modell. Aus der Simulation ergibt sich eine deutlich geringere Spannung von nur  $0,00026 \text{ N/mm}^2$ . Diese Spannung ist somit um einen Faktor von rd. 200 kleiner. Daraus kann gefolgert werden, dass eine Vereinfachung des räumlichen Systems eine zu grobe Abschätzung der tatsächlich auftretenden Spannungen ergibt. Die Abschätzung ist zwar konservativ, würde aber zu einer unwirtschaftlichen Dimensionierung des Stahlführungsringes führen. Von Vorteil ist es, dass auch das FE-Modell mit der „1“ Belastung linear reagiert. Eine Belastung mit 1 kN ergibt die 1000-fache Spannung einer Belastung mit 1 N. Die Belastung aus der Änderung des Anpressdrucks in Höhe von 730 kN aus Abbildung 5-35 ergibt eine Spannung  $\sigma_{yy}$  in einer Höhe von rund  $191 \text{ N/mm}^2$ . Die Vergleichsspannung nach von Mises ist mit rund  $193 \text{ N/mm}^2$  geringfügig höher. Bei einem üblichen Baustahl, mit einer Streckgrenze von  $235 \text{ N/mm}^2$ , liegt der Sicherheitsfaktor gegen den Übergang zum Fließen des Stahls bei ca. 1,22. Das FE-Modell weist eine maximale Verformung von rund 2,3 mm am oberen Rand des Stahlführungsringes, über dem Lastangriffspunkt, aus. Wie zu erwarten, erfolgt diese im Wesentlichen in Richtung der angreifenden Last.



**Abbildung 5-41: Verschiebung des Stahlführungsringes**

## 5.9 Lage der Bewehrung im Querschnitt

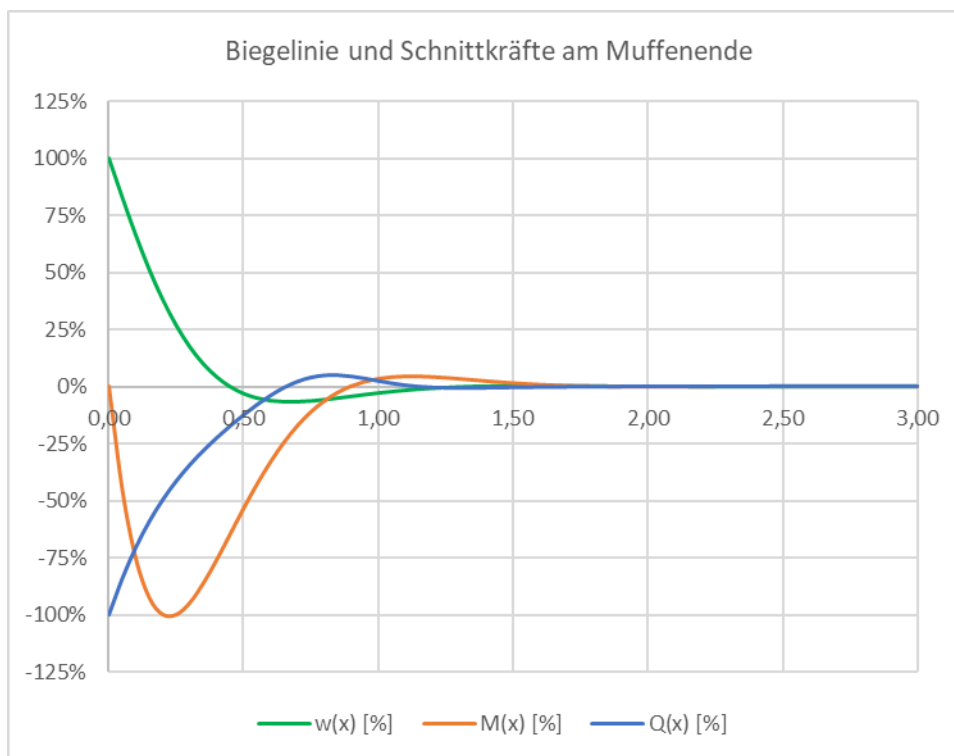
Wesentlichen Einfluss auf die Bewehrungslage im Querschnitt hat die einzuhaltende Betondeckung. Da typischerweise bei der Errichtung von Abwasserkanälen insbesondere Vortriebsrohre mit größeren Nennweiten verwendet werden, ist in der Regel nach DIN V 1201 [19], in Abhängigkeit von der Intensität des chemischen Angriffs, eine Betondeckung  $c_{\text{nom}}$  von 30 bis 40 mm einzuhalten<sup>10</sup>. Gemäß DIN V 1201 [19] ist die Ringbewehrung ab einer Rohrwanddicke von 120 mm zweilagig auszubilden. Die Ringbewehrung wird an der Längsbewehrung angeschweißt.



**Abbildung 5-42: Schematische Biegelinie an den Rohrenden**

Die Zug- (rot) und Druckzonen (blau) der verformten Rohrenden werden schematisch in Abbildung 5-42 verdeutlicht. Während das Muffenende direkt am Rohrende aufgeweitet und daher in diesen Bereich auch Bewehrung für Ring- und Biegezug erforderlich wird, liegt die aufgeweitete Zone am Spitzende deutlich weiter in Richtung der Rohrmitte und ist wesentlich weniger ausgeprägt. Am Spitzende ist daher in Summe weniger Ringzugbewehrung erforderlich, diese muss aber über einen längeren Bereich verteilt werden.

<sup>10</sup> Die in DIN V 1201 geforderte Erhöhung um 5 mm an den Außenflächen von Vortriebsrohren ist hier bereits berücksichtigt.



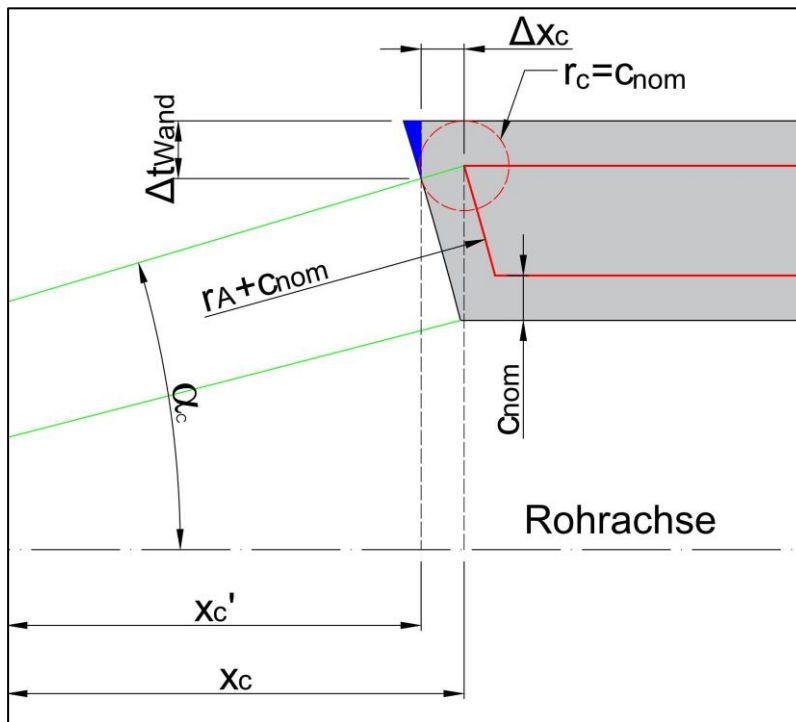
**Abbildung 5-43: Qualitativer Verlauf der Biegelinie und der Schnittkräfte am Muffenende**

Abbildung 5-43 zeigt qualitativ die Graphen des Momenten- und Querkraftverlaufs sowie der Verformung. Der Verlauf wurde mit dem im Kapitel 5.4.2 beschriebenen Ersatzsystem erzeugt. Der für die Ringzugbewehrung maßgebende Momentenverlauf hat zwischen 0,85 und 0,90 Metern einen Nullpunkt. Das heißt, dass bis ca. 0,85 Meter eine Ringzugbewehrung erforderlich ist. Dies stimmt relativ gut mit der Bemessung in [62] überein. Dort wird die Ringzugbewehrung am Muffenende über die hinteren 0,75 Meter des Rohres verteilt. Nimmt man an, dass die Verläufe am Spitzende ähnlich aber an der x-Achse gespiegelt verlaufen, kann man ablesen, dass etwa im Bereich von 0,95 bis 1,55 Meter negative Momente auftreten. Der Bereich mit Momenten größer 75% des vom Betrag maximalen Moments treten zwischen 1,00 und 1,30 Metern auf. Auch das deckt sich relativ gut mit den Berechnungen in [62]. Dort wird am Spitzende eine Ringzugbewehrung im Bereich von 0,50 bis ca. 1,75 Meter angeordnet. Der größte Bewehrungsgehalt befindet sich im Bereich zwischen 0,75 und 1,25 Metern.

### 5.9.1 Betondeckung am Muffenende

Wie bereits gezeigt, entstehen im Muffenende durch die Aufweitung des Rohres Zugspannungen auf der Rohrinneenseite, während durch die Kompression des Spitzendes zunächst Druckspannungen entstehen. Diese lösen dann aber eine „Ausgleichsbewegung“ weiter hinten im Rohr aus, die Zugspannungen erzeugt. In diesen Bereichen ist eine Ringbewehrung einzulegen, die Spannungen aus der Aufweitung der Rohre aufnimmt. Durch die Aufweitungen erfahren die Rohre gleichzeitig Biegezug in Richtung der Rohrlängsachse.




**Abbildung 5-44: Bewehrungsführung Muffenende**

Eine durchgehende Betondeckung  $c_{nom}$  von 30 bis 40 mm kann am Muffenende nicht eingehalten werden, es sei denn  $r_A$  ist unendlich groß. Im Betonbau müssen spitze Kanten gebrochen werden, um ein Abplatzen dieser Stellen zu verhindern. In Abbildung 5-44 ist der Bereich, der gebrochen werden muss, blau dargestellt. Es handelt sich um eine rein schematische Darstellung der Bewehrung, die nur dem Nachweis dient, dass die Betondeckung  $c_{nom}$  mit endlichen Ausrundungsradien nicht eingehalten werden kann. Die grünen Linien repräsentieren die Ausbreitung der Spannungen von der Muffenoberfläche in die Rohrwand. Um die Darstellung übersichtlich zu halten, ist sie unmaßstäblich. Die Maße  $x_c$  und  $x'_c$  beginnen am Mittelpunkt des Ausrundungsradius. Um den oberen linken Endpunkt der in rot dargestellten Bewehrungsführung wurde ein Kreis mit dem Radius  $c_{nom}$  gelegt. Dieser stellt den Mindestabstand der Strecke  $\Delta t_{Wand}$  von der Bewehrung dar. Das Maß  $\Delta x_c$  muss mindestens  $c_{nom}$  sein.

$$\alpha_c = \sin^{-1} \left( \frac{\frac{DA}{2} - c_{nom}}{r_A + c_{nom}} \right) \quad (5.75)$$

$$x_c = (r_A + c_{nom}) \cdot \cos(\alpha_c) \quad (5.76)$$

$$x'_c = r_A \cdot \cos(\alpha_c) \quad (5.77)$$

$$\Delta x_c = x_c - x'_c \quad (5.78)$$

Mit  $\Delta x_c = c_{nom}$  und einsetzen von Gleichung (5.76) und (5.77) in (5.78) erhält man:

$$c_{nom} = r_A \cdot (\cos(\alpha_c) - \cos(\alpha_c)) + c_{nom} \cdot \cos(\alpha_c) \quad (5.79)$$

Es ist offensichtlich, dass Gleichung (5.79) nur für  $\alpha_c = 0^\circ$  und damit  $r_A = \infty$  zu lösen ist.

Eine vollständige Einhaltung der Betondeckung für abwasserberührte Bauteile ist demzufolge nicht möglich. Lösungsansätze zu dieser Problemstellung werden im Kapitel 7.2.1 beschrieben.

### 5.9.2 Betondeckung am Spitzende

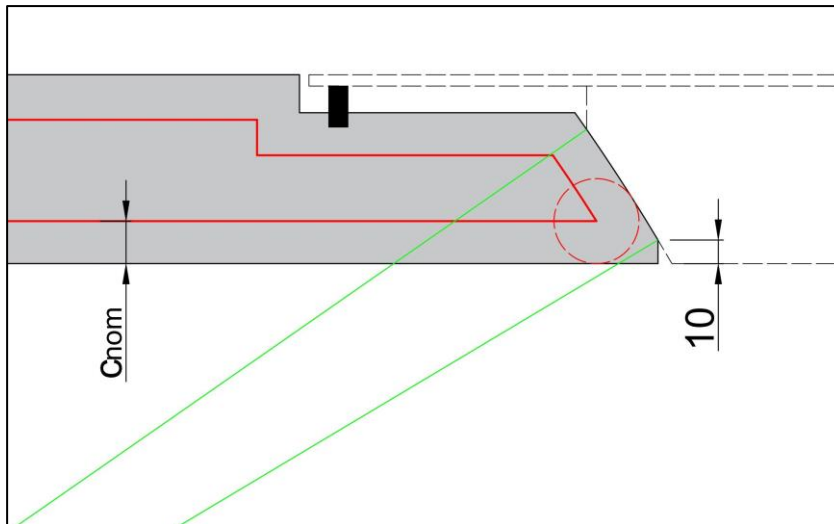


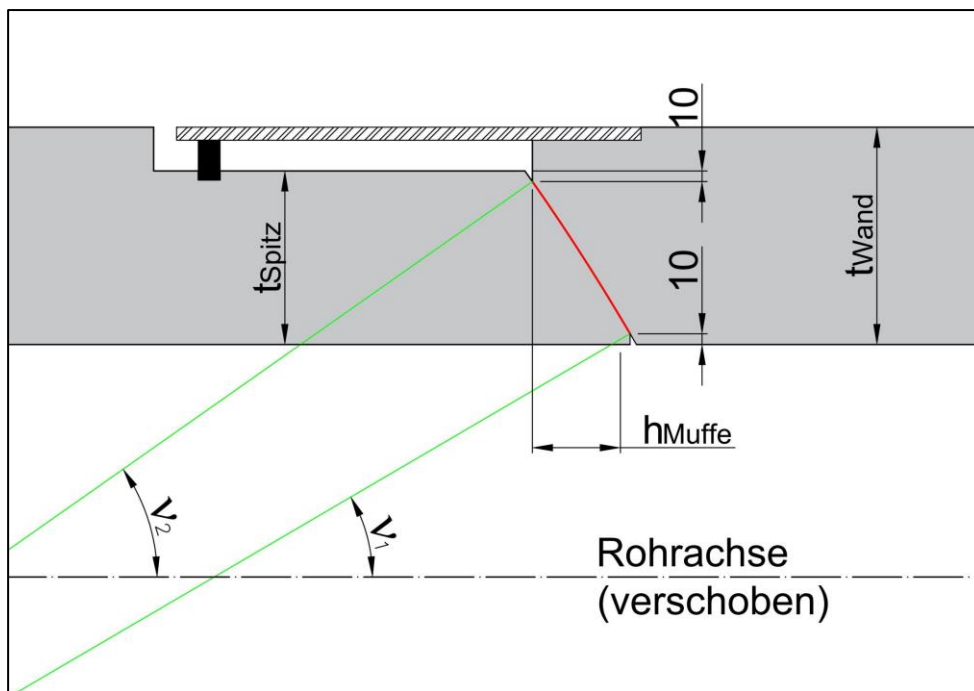
Abbildung 5-45: Bewehrungsführung am Spitzende

Auch am Spitzende führen die Spannungslinien an der - in diesem Fall inneren - Bewehrung vorbei. Da das Spitzende zunächst auf Druck beansprucht wird, ist hier eine Ringzugbewehrung nicht erforderlich. Wie zuvor beschrieben, wird auch erst weiter in Richtung Rohrmitte eine Biegezugbewehrung erforderlich. Die Höhe der Fase wird für Rohre mit Wanddicken größer 200 mm mit 10 mm festgelegt. Diese Festlegung erfolgt, weil sich gezeigt hat, dass die sphärische Ausbildung der Muffen insbesondere bei Großrohren ab DN 2000 von Vorteil ist und Rohre mit Nennweiten größer oder gleich DN 2000 in der Regel Wanddicken von mindestens 200 mm aufweisen. Ein Problem könnte sich allerdings aus dem möglichen Erfordernis einer Spaltzugbewehrung ergeben, die hier ebenfalls nicht mit ausreichender Betondeckung verlegt werden kann. Auch hier wird ein Lösungsansatz im Kapitel 7.2.1 beschrieben.

### 5.10 Überprüfung der zulässigen Betondruckspannung

Im Kapitel 3.4 wurde die geometrische Ausbildung auf der Basis der Verschiebungen und der möglichen Arbeitswege des Dichtsystems festgelegt. Durch den erforderlichen Bewegungsraum für den Stahlführungsring muss die Wanddicke des Rohrs am Spitzende geringer ausgeführt werden als in den übrigen Rohrabschnitten (vgl. Gleichung (3.71)). Die folgenden Berechnungen gehen von einer Dicke des Stahlführungsringes von 15 mm aus. Wie im vorangegangenen Kapitel 5.9 beschrieben wurde, ist es notwendig, die spitzen Übergänge von der Abrundung zur Rohrrinnen- und -außenwand zu brechen. Das führt zu einer Verringerung der Druckübertragungsfläche zwischen den Rohren. Da entsprechend den vorangegangenen Ausführungen die Höhe der Fasen für das Muffenende weder rechnerisch noch konstruktiv

festgelegt werden kann, wird diese für die weiteren Betrachtungen mit 10 mm angenommen. Eine weitere Abminderung der Kontaktfläche entsteht durch die Abwinklung während einer Kurvenfahrt. Es muss aus diesen Gründen nachgewiesen werden, dass auf der verbleibenden Kontaktfläche die zulässige Betondruckspannung  $f_{y,d}$  nicht überschritten wird. Vor der Muffe verteilen sich die Vortriebskräfte als Längsspannung über den Querschnitt der Rohrwandung. Durch die Ablenkung in der Muffe wird der druckrelevante Anteil, also die normal zur Muffenoberfläche wirkende Spannung, abgemindert. Die Muffenoberfläche kann theoretisch – rein für die Betrachtung der zulässigen Druckspannung – kleiner sein als die Fläche der Rohrwandung. Vereinfachend kann sich die Untersuchung wieder auf die Kämpferbereiche beschränken, da hier die größten Verschiebungen auftreten und sich dadurch die größten Abminderungen der Druckübertragungsfläche ergeben.



**Abbildung 5-46: Effektive Kontaktfläche gerader Vortrieb (unmaßstäblich)**

Wie die effektive Kontaktfläche für den geraden Vortrieb allgemeingültig ermittelt werden kann, ist Abbildung 5-46 zu entnehmen. Vorgegeben für die Berechnung sind die Wanddicke des Rohrs am Spitzende  $t_{Spitz}$ , der Ausrundungsradius  $r_A$  und die beiden Höhen der Fasen mit 10 mm.

$$v_1 = \sin^{-1} \left( \frac{\frac{DN}{2} - 10}{r_A} \right) \quad (5.80)$$

$$v_2 = \sin^{-1} \left( \frac{\frac{DN}{2} + t_{Spitz} - 10}{r_A} \right) \quad (5.81)$$

Die Berechnung von  $t_{Spitz}$  wird im Kapitel 3.4 ausführlich hergeleitet.

$$h_{Muffe,eff} = r_A \cdot (\cos(v_1) - \cos(v_2)) \quad (5.82)$$

$$A_{Muffe,eff} = 2 \cdot \pi \cdot r_A \cdot h_{Muffe,eff} \quad (5.83)$$

$h_{Muffe,eff}$  : Effektive Höhe der Muffe unter Berücksichtigung der Fasen

$A_{Muffe,eff}$  : Effektive Fläche der Muffe unter Berücksichtigung der Fasen

Die Vortriebskraft wird in Abhängigkeit vom Ausrundungsradius um den Faktor  $\cos(v)$  abgemindert. Das heißt, die Kontaktfläche in der Muffe kann um diesen Faktor kleiner sein als die Fläche der Rohrwandung. In diesem Fall herrschen in der Rohrwandfläche und normal zur Muffenfläche die gleichen Betondruckspannungen.

**Tabelle 5-8: Ausnutzungsgrad Betondruckspannungen bei  $r_A=DN$  (Abwinklung  $1^\circ$ )**

DN	DA	$A_{Rohr}$ [m <sup>2</sup> ]	tSpitz [m]	$h_{Muffe,eff}$ [m]	$A_{Muffe,eff}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_{Muffe,erf}$ [m <sup>2</sup> ]	Ausnut- zung
2000	2400	1,382	0,156	0,099	1,231	0,739	60%
2200	2630	1,631	0,168	0,106	1,440	0,871	61%
2400	2900	2,081	0,200	0,128	1,885	1,120	59%
2600	3100	2,238	0,197	0,125	1,965	1,197	61%

Wie aus Tabelle 5-8 hervorgeht, liegt der Ausnutzungsgrad der Muffen verschiedener Durchmesser zwischen 59% und 61%. Bei einer Vergrößerung des Ausrundungsradius verkleinert sich die Muffenoberfläche. In der Folge steigen die Druckspannungen.

**Tabelle 5-9: Ausnutzungsgrad Betondruckspannungen bei  $r_A=2 \cdot DN$  (Abwinklung  $1^\circ$ )**

DN	DA	$A_{Rohr}$ [m <sup>2</sup> ]	tSpitz [m]	$h_{Muffe,eff}$ [m]	$A_{Muffe,eff}$ [m <sup>2</sup> ]	$A_{Muffe,erf}$ [m <sup>2</sup> ]	Ausnut- zung
2000	2400	1,382	0,116	0,271	0,600	0,561	94%
2200	2630	1,631	0,124	0,297	0,687	0,661	96%
2400	2900	2,081	0,152	0,335	0,955	0,852	89%
2600	3100	2,238	0,145	0,351	0,922	0,908	98%

Schon bei  $r_A=2 \cdot DN$  wird die zulässige Betondruckspannung in der Muffe annähernd vollständig ausgenutzt, wie Tabelle 5-9 zeigt. Um noch Sicherheiten – z. B. für Rohrimperfektionen – zu haben, sollte der Ausnutzungsgrad 90% nicht überschreiten. Für ein Rohr DN 2600 wurde iterativ ein Wert von  $r_A/DN = 1,7$  ermittelt, bei dem ein Ausnutzungsgrad von 89% vorliegt. Da die übrigen untersuchten Nennweiten bei  $r_A/DN = 2$  einen günstigeren Ausnutzungsgrad aufweisen als das Rohr DN 2600, kann davon ausgegangen werden, dass diese bei  $r_A/DN = 1,7$  ebenfalls leicht günstigere Werte aufweisen.

Es zeigt sich ein weiteres Mal, dass der Ausrundungsradius nahe der Nennweite gewählt werden sollte bzw. sogar werden muss, wenn Sicherheiten berücksichtigt werden sollen.

## 5.11 Bemessung sphärischer Rohre

### 5.11.1 Bemessung quer zur Rohrachse

Im Betriebszustand wirken auf die Vortriebsrohre mit ausgerundeten Muffen die gleichen Lasten ein wie auf konventionelle Rohre. Die Anwendung des Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] ist daher uneingeschränkt möglich. Im Kapitel 5.5.3 wurde die Belastung quer zur Rohrachse durch die Führungskräfte während einer Kurvenfahrt qualitativ beschrieben. Die FEM-Berechnung in [62] ergibt für ein Rohr DN 2000, DA 2400 bei einer Kurvenfahrt mit einer Abwinklung von  $1^\circ$  und einer Vortriebskraft von 10.000 kN eine zusätzliche Querkraft von 80 kN. Diese entspricht der, mit Hilfe des gebetteten Stabzugs, ermittelten Kraft. Die Querkraft aus dem Kurvenvortrieb liegt in der Größenordnung der aus den  $\tau_{xy}$ -Spannungen der Berechnung in [62] resultierenden Querkräfte. Aus den Führungskräften resultiert unter den gegebenen geometrischen Randbedingungen und der definierten Vortriebskraft ein um 10% größerer Bewehrungsquerschnitt. In [66] werden die Führungskräfte durch die Berechnung nach Gleichung (5.50) dagegen deutlich größer eingeschätzt. Für Rohre DN 2000 werden mit dieser Berechnung rd. 1.500 kN für die Führungskräfte ermittelt. Eine Konsequenz für die Bemessung von Vortriebsrohren quer zur Rohrachse wird aus dieser Berechnung in [66] nicht hergeleitet.

### 5.11.2 Bemessung in Längsrichtung der Rohre

Die Bemessung in Längsrichtung in [62] ergibt, dass sowohl am Spitz- als auch Muffenende eine zusätzliche Ring- und eine Schubbewehrung eingelegt werden muss. Die erforderlichen Bewehrungsmengen nehmen signifikant mit wachsendem Ausrundungsradius ab. Für das beispielhaft bemessene Rohr DN 2000 sind schon ab einem Ausrundungsradius von 2,0 Metern nur noch sehr geringe Stahlmengen zusätzlich erforderlich.

**Tabelle 5-10: Erforderliche Bewehrungsquerschnitte Bereich 1 nach [62]**

	Muffenende		Spitzende	
	Ringzug	Schub	Ringzug	Schub
$r_A$	$A_{s,erf.,R,1}$	$A_{sw,erf.,}$	$A_{s,erf.,R,1}$	$A_{sw,erf.,}$
[mm]	[cm <sup>2</sup> ]	[cm <sup>2</sup> /m]	[cm <sup>2</sup> ]	[cm <sup>2</sup> /m]
1.600	11,67	81,08	0,72	60,44
1.700	8,63	65,43	0,53	43,95
1.800	5,74	45,79	0,36	22,61
1.900	3,41	21,70	0,22	11,72
2.000	1,31	0,18	0,11	6,75

Die erforderlichen Querschnitte werden in [62] auf drei je 0,25 Meter lange Abschnitte am Muffenende und sieben je 0,25 Meter lange Abschnitte am Spitzende verteilt. In Tabelle 5-10 sind die ermittelten maximalen Bewehrungsquerschnitte für den ersten Abschnitt des Beispielrohrs am Muffenende bzw. den dritten Abschnitt am Spitzende zusammengestellt. Für die Ringbewehrung sind am Muffenende (Abbildung 5-47), bei einem Ausrundungsradius von 1,6 Metern, in Summe weitere 8,16 cm<sup>2</sup> in den beiden übrigen Abschnitten erforderlich. Die Schubbewehrung  $a_{s,w}$  wird sowohl am Muffen- als auch am Spitzende nur im ersten Abschnitt

benötigt. Die dargestellte Längsbewehrung  $A_{s,L}$  in den nachfolgenden Abbildungen ist konstruktiv gewählt und aus statischen Gründen nicht erforderlich. Sie dient im Wesentlichen zur Fixierung der Schubbewehrung  $a_{s,w}$ .

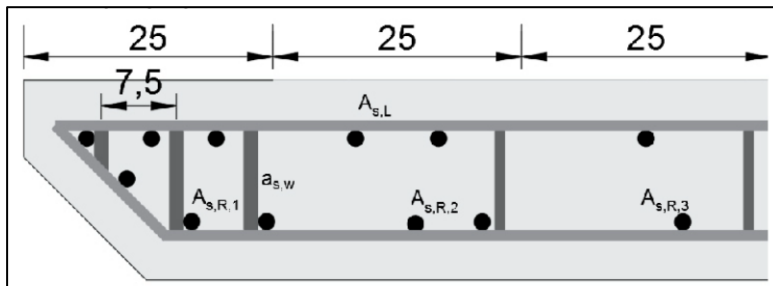


Abbildung 5-47: Verteilung der Bewehrung am Muffenende [62]

Am Spitzende (Abbildung 5-48) wird die Ringbewehrung  $A_{s,R}$  in die Abschnitte 3 bis 7 eingelegt. Der in Tabelle 5-10 ausgewiesene Maximalwert von  $0,72 \text{ cm}^2$  liegt im dritten Abschnitt. In den Abschnitten 4 bis 7 müssen weitere  $1,25 \text{ cm}^2$  eingebaut werden.

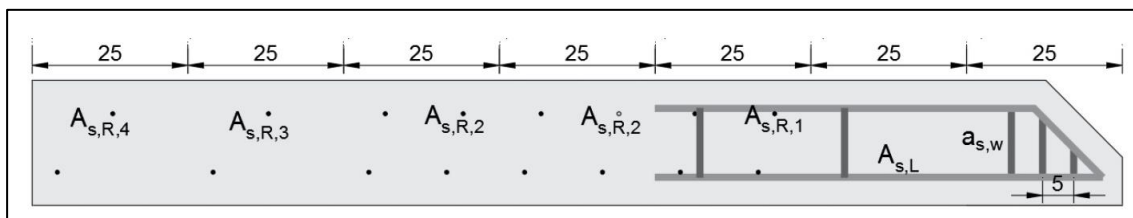


Abbildung 5-48: Verteilung der Bewehrung am Spitzende [62]

Berechnet man die zusätzlich erforderlichen Stahlmengen mit den Maximalwerten aus Tabelle 5-10 ergeben sich folgende Massen<sup>11</sup>.

Tabelle 5-11: Zusätzlich erforderliche Stahlmengen für sphärische Rohre (vgl. [62])

	Muffenende		Spitzende		Rohr ges.
	Ringzug	Schub	Ringzug	Schub	Summe
$r_A$	Stahl	Stahl	Stahl	Stahl	Stahl
[mm]	[kg]	[kg]	[kg]	[kg]	[kg]
1.600	114,63	44,83	11,39	33,42	204,26
1.700	84,77	36,18	7,74	24,30	152,98
1.800	56,38	25,32	5,26	12,50	99,46
1.900	33,49	12,00	3,21	6,48	55,19
2.000	12,87	0,10	1,61	3,73	18,31

Für den Ausrundungsradius von 1.600 mm ist die Menge der zusätzlich erforderlichen Bewehrung größer als die für konventionelle Rohre üblicherweise benötigte Stahlmenge. Diese kann nach Herstellerangaben mit 90 bis  $100 \text{ kg/m}^3$  abgeschätzt werden. Für ein Rohr DN 2000 mit einer Wanddicke von 200 mm ergibt sich eine überschlägige Bewehrungsmenge von ca. 125 bis 140 kg Stahl. Dieses Ergebnis zeigt, dass Ausrundungsradien kleiner DN zwar

<sup>11</sup> Da die Bewehrungsquerschnitte außerhalb von Abschnitt 1 in [62] nur für  $r_A = 1.600 \text{ mm}$  berechnet wurden, wurde für die übrigen Ausrundungsradien ein prozentualer Zuschlag gewählt.

für die Verschiebungen in der Muffe von Vorteil sind, aber die Spannungen bzw. die erforderlichen Bewehrungsmengen des Rohres nachteilig beeinflussen.

### 5.11.3 Stahlführungsring als außenliegende Bewehrung

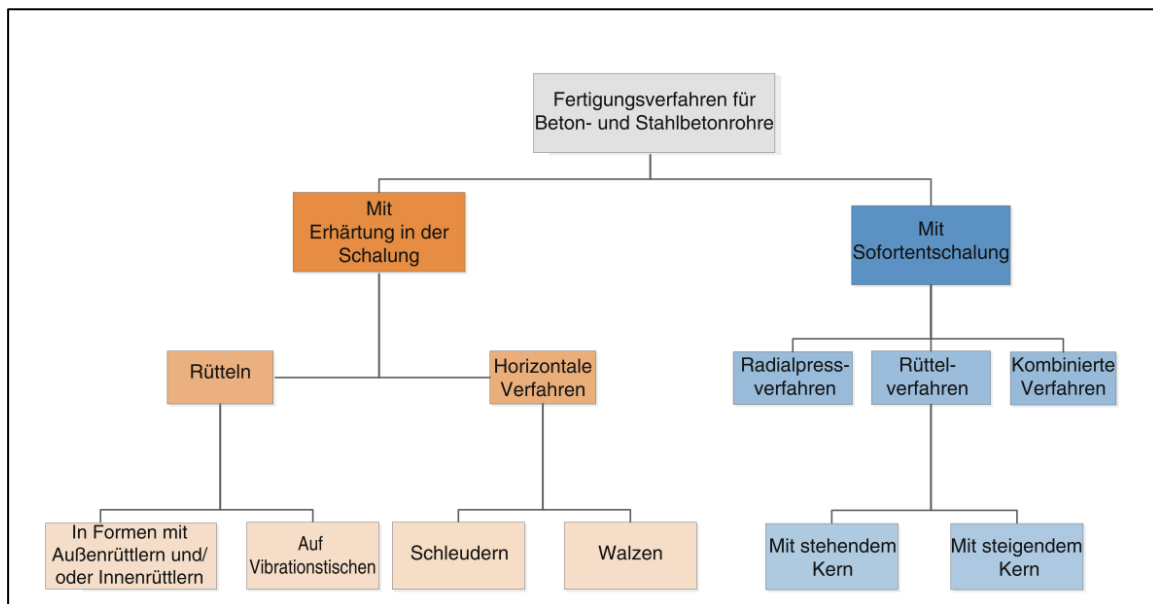
Der Stahlführungsring muss zwar nach Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] hinsichtlich seiner Stabilität gegen die während des Vortriebs auftretenden Querkräfte nachgewiesen werden, das Arbeitsblatt geht aber ausdrücklich nicht auf diesen Nachweis ein, sondern setzt eine ausreichende Stabilität voraus. Mit Ausnahme eines Projekts zu Herstellung einer Kühlwasserleitung DN 3600 für ein Kraftwerk der EnBW mit einem Innendruck von bis zu 4 bar konnte kein weiterer Anwendungsfall recherchiert werden, in dem explizit ein statischer Nachweis für den Führungsring erbracht wurde. In diesem Projekt wurde der statische Nachweis des Führungsringes erforderlich, da durch den Innendruck der Anpressdruck des Stahlführungsringes auf die außenliegende Dichtung verringert wurde. Es musste nachgewiesen werden, dass die verbleibende Kompression der Dichtung ausreicht, um einen Wasserverlust zu vermeiden.

Grundsätzlich könnte man bei sphärischen Rohren die zusätzlich erforderliche Ringzugbewehrung am Muffenende auch durch die statische Berücksichtigung des Stahlführungsringes realisieren. Wie bereits im Kapitel 3.4.2 ausgeführt, schreiben einige Bauherren Mindestmaße für die Führungsringe vor. Die Anforderungen sind dabei uneinheitlich. In der Regel wird eine Dicke des Führungsringes von mindestens 10 mm und eine Länge von 240 bis 250 mm gefordert. Der verfügbare Querschnitt in Ringrichtung liegt mit diesen Mindestabmessungen bei rd. 25 cm<sup>2</sup>. Dieser würde rein rechnerisch ausreichen, um die in [62] berechneten erforderlichen Querschnitte der Ringzugbewehrung abzudecken. Allerdings verläuft die gezogene Zone bis zu rund einem Meter in Richtung der Rohrachse in das Rohr hinein. Dieser Bereich wird üblicherweise nicht von Stahlführungsringen überdeckt. Wie schon bei der Betrachtung der Verschiebung des Führungsringes im Kapitel 3.4.5 müsste dieser voraussichtlich auch für die Nutzung als außenliegende Bewehrung dieser deutlich verlängert werden. Um zu beurteilen unter welchen Voraussetzungen der Stahlführungsring als außenliegende Bewehrung angesetzt werden kann, müssten weitere FEM-Berechnungen durchgeführt werden, die auch die zusätzliche Belastung des Führungsringes durch die sich in der Vortriebsphase ändernden Rückstellkräfte durch die Verformungen der Dichtungen berücksichtigen. Für diese Berechnungen müssen die Rohre in weiterführenden Betrachtungen vollständig – also einschließlich Dichtungen und Stahlführungsringen mit ihren jeweiligen Materialeigenschaften – modelliert und geometrisch variiert werden, um einen Ansatz zu entwickeln unter welchen Voraussetzungen der Führungsring als Ringzugbewehrung angesetzt werden kann.

## 6. Herstellverfahren zur Serienproduktion

### 6.1 Herstellung in der Fertigteil Schalung nach dem Stand der Technik

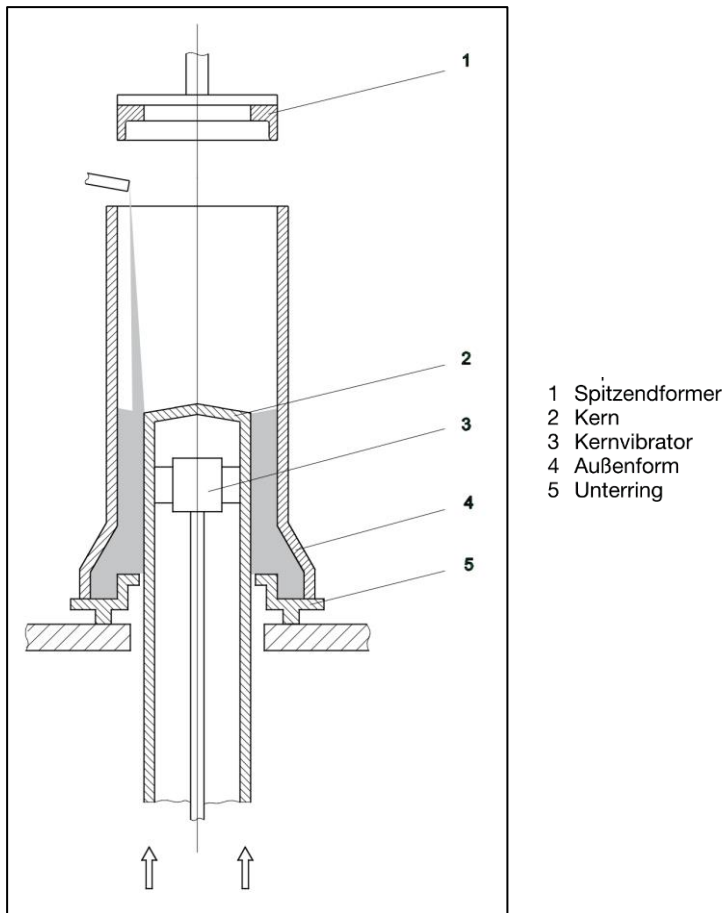
„Für die Produktion von Rohren aus Beton und Stahlbeton wurden zahlreiche Verfahren entwickelt, die sich letztlich alle entweder der Hauptgruppe der 'Verfahren mit Erhärtung in der Schalung' bzw. 'Verfahren mit Sofortentschalung' zuordnen lassen" [70]. Bei der Sofortentschalung ist eine praktisch unlimitierte Fertigung möglich, da die Formen nach jedem Betoniervorgang sofort wieder für die nächste Befüllung zur Verfügung stehen (vgl. [70]). Aufgrund der höheren erzielbaren Qualität lassen einigen Bauherren in Deutschland (z. B. Emscher-Genossenschaft, Stadtentwässerungsbetriebe Köln, die Stadtentwässerung Hamburg) bei Vortriebsrohren ausschließlich die Fertigung mit einer Erhärtung in der Schalung zu.



**Abbildung 6-1: Herstellverfahren für Beton- und Stahlbetonrohre [70]**

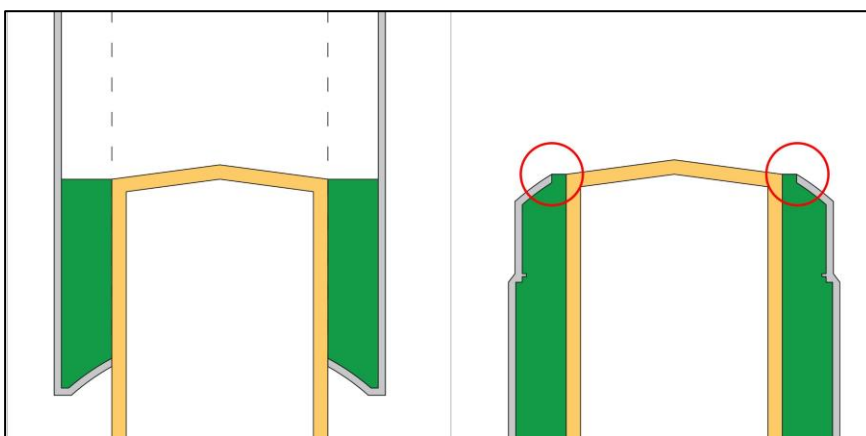
Während das Schleudern bei der Herstellung von GFK Rohren noch angewendet wird, ist es mittlerweile für Rohre aus Beton und Stahlbeton nicht mehr marktüblich. Rohre mit sphärischen Muffen benötigen eine hohe Fertigungsgenauigkeit. Die Herstellung in einer stehenden Schalung mit anschließender Erhärtung in der Schalung ist demzufolge empfehlenswert. In der stehenden Schalung befindet sich das Muffenende in der Regel unten in der Schalung. Das Spitzende wird zum Teil mit einem Spitzendformer nach dem Betonieren in den Frischbeton eingepreßt. Als einfachste Methode zur Herstellung von Rohren mit sphärisch abgerundeten Muffen erscheint die Herstellung mittels einer Schalung mit steigendem Kern. Das Prinzip dieser Fertigungsmethode ist in Abbildung 6-2 dargestellt. Bei diesem Verfahren steigt ein Kern (Innenschalung des Rohres) mit dem fortschreitenden Einfüllen des Betons auf und verdrängt dadurch den Beton in die Bereiche der Rohrwandung. Wie eingangs dieses Kapitels beschrieben, lassen einige Bauherren dieses Verfahren nicht zu, da es sich hierbei um ein Verfahren mit Sofortentschalung handelt.





**Abbildung 6-2: Prinzipskizze steigender Kern [71]**

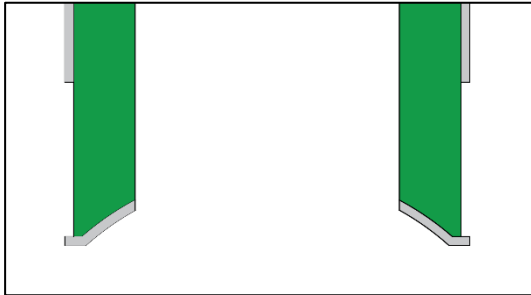
Mittels einer entsprechend modifizierten Schalung könnten sphärische Rohre in einem Zug, ggfs. sogar unter Verzicht auf den Spitzendformer, hergestellt werden. Der Beton kann, während der Kern aufsteigt, eingefüllt werden. Sobald der Kern in den Bereich des Spitzendes kommt, kann Luft und überschüssiger Beton durch die ebene Fläche am Spitzende der sphärischen Muffe entweichen. Dieser Bereich muss ggfs. nachbearbeitet und glattgezogen werden.



**Abbildung 6-3: Schalung mit steigendem Kern für sphärische Rohre**

Abbildung 6-3 zeigt beispielhaft eine modifizierte Schalung mit steigendem Kern. Im rechten Teil der Abbildung sind durch die roten Markierungen die ebenen Stellen (bzw. die Fasen,

vgl. Kapitel 5.9) des Spitzendes gekennzeichnet. In diesem Bereich kann Luft und ggfs. überschüssiger Beton aus der Schalung entweichen. Zum Entschalen der fertigen Rohre kann die Außenschalung von der Untermuffe nach oben hin abgehoben werden, wie Abbildung 6-4 zeigt.



**Abbildung 6-4: Abheben der Außenschalung**

Nachteil der Herstellung mit speziellen Schalungen ist die notwendige Neuanschaffung. Auch müsste für jeden Ausrundungsradius pro Nennweite eine eigene Schalung gefertigt werden.

## 6.2 Ausformung der Muffe mittels alternativer Verfahren

### 6.2.1 Verwendung vorhandener Schalungen

Um den Kauf neuer Schalungen zu vermeiden, und beliebige Ausrundungsradien herstellen zu können, sind alternative Herstellverfahren erforderlich mit deren Hilfe die Muffen nach der Fertigung des Rohres in die gewünschte Form gebracht werden können. Beispielhaft sollen in diesem Kapitel mögliche Verfahren kurz beschrieben werden.

### 6.2.2 CNC-Fräsen

Der Einsatz von Fräsen zur Verbesserung der Maßhaltigkeit der Rohrenden wird bereits 2004 in [72] beschrieben. Besonders bei sofort entschalteten Rohren soll mithilfe der Nachbearbeitung durch Fräsmaschinen die geforderte Genauigkeit von „ca.  $\pm 1$  bis  $\pm 2$  mm“ [72] am Spitzende erreicht werden. Für die Ausformung der Oberfläche von sphärischen Muffen wäre diese Toleranzbandbreite viel zu groß. Moderne CNC Maschinen sind allerdings in der Lage in einem Toleranzbereich von deutlich unter einem zehntel Millimeter zu arbeiten. Dabei ist es wichtig, dass die Fräswerkzeuge auch in der Lage sind, die Zuschlagstoffe präzise zu fräsen, damit diese nicht aus dem Gefüge herausgebrochen werden. Die Anschaffung einer entsprechend großen CNC-Fräsmaschine für Vortriebsrohre mit Nennweiten von bis zu DN 3000, oder sogar noch größer und die Nachbearbeitung jedes einzelnen Rohres lassen dieses Verfahren als unwirtschaftlich erscheinen.

### 6.2.3 Laser

Nach [73] wird prinzipiell zwischen Verfahren unterschieden, die zum einen den Materialabtrag durch Aufschmelzen und Verdampfen herbeiführen und zum anderen einen Materialauf-

bruch durch lokale Temperaturspannungen erzeugen. Neben der Reinigung der Betonoberfläche wird in [73] das Schneiden von Betonbauteilen beschrieben. Anwendungen der Formgebung von Betonbauteilen durch Laser konnten nicht recherchiert werden. Die Praxistauglichkeit und Wirtschaftlichkeit dieses Verfahrens können daher bezweifelt werden.

#### **6.2.4 Bewertung der alternativen Herstellverfahren**

Beton ist gerade wegen seiner Formbarkeit vor dem Erstarren und der damit verbundenen Freiheit in der Gestaltung von Bauteilen ein beliebter und wirtschaftlicher Baustoff. Die nachträgliche Bearbeitung von Betonoberflächen hat sich daher im Wesentlichen nur bei der Betonsanierung bzw. beim Abbruch (Schneiden von Bauteilen) durchgesetzt. Das Ausformen der sphärischen Rohrenden nach dem eigentlichen Herstellprozess erscheint daher unwirtschaftlich zu sein, zumal Maschinen und Technologien benötigt werden, die üblicherweise nicht in Betonfertigteilwerken zum Einsatz kommen. Auch Aspekte des Arbeitsschutzes sprechen gegen den Einsatz dieser nachträglichen Verfahren. Zum einen müssen Rohre mit Gewichten von zum Teil deutlich über 20 t in eine Werkzeugmaschine eingelegt und dort je nach Verfahren auch um ihre Längsachse gedreht werden, zum anderen bringen die Verfahren selbst Gefahren mit sich. Sowohl Höchstdruckwasserstrahlen mit Drücken von mindestens 60 MPa bzw. 600 bar (vgl. ZTV-ING Teil 3) als auch Laserstrahlen mit Leistungen in der Größenordnung von 5 bis 15 kW [73] erfordern besondere Arbeitsschutzmaßnahmen. Aus den genannten Gründen scheint auch für die Produktion von Vortriebsrohren mit sphärischen Muffen die Herstellung in eigens dafür gefertigten Schalungen die wirtschaftlichste Lösung darzustellen. Wie die vorhergehenden Kapitel gezeigt haben, ist die Variation des Ausrundungsradius nur in Grenzen möglich. Wie im Kapitel 4 beschrieben, wird bereits bei  $r_A/DN = 3$  die hydraulische Leistungsfähigkeit nach den bisherigen Erkenntnissen zu stark eingeschränkt. Kapitel 5 hat gezeigt, dass das Verhältnis  $r_A/DN$  auf unter 1,5 beschränkt werden muss, um die zulässigen Betondruckspannungen nicht zu überschreiten. Insofern erscheint es nicht als Nachteil, dass bei der Herstellung in eigenen Schalungen der Ausrundungsradius nicht variiert werden kann, ohne eine Vielzahl verschiedener Formen für jede Nennweite vorzuhalten. Eine gewisse Flexibilität könnte durch unterschiedlich ausgerundete Untermuffen und Spitzendformern erreicht werden, die in eine konventionelle Schalung eingelegt werden.

### **6.3 Herstellgenauigkeiten**

#### **6.3.1 Anforderungen an Vortriebsrohre**

Die Anforderungen an die Herstellgenauigkeiten von Vortriebsrohren sind im Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] geregelt. In diesem Kapitel wird untersucht, welche Auswirkungen die Ausnutzung dieser Herstelltoleranzen auf sphärische Vortriebsrohre hat. Über die marktüblichen Toleranzen hinausgehende Anforderungen könnten sich negativ auf die Produktionskosten und damit auf die Markttauglichkeit der sphärischen Rohre auswirken.

### 6.3.2 Baulängentoleranzen

Die Toleranzen für die Baulängen sind nach Nennweiten in drei Kategorien aufgeteilt.

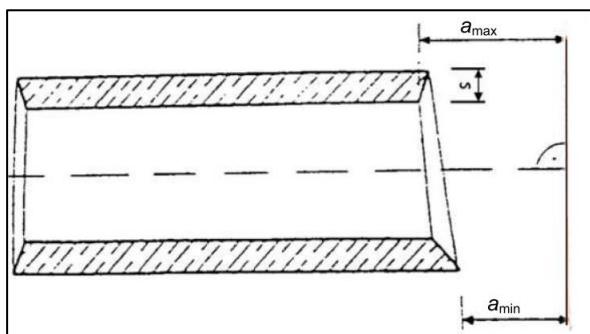
**Tabelle 6-1: Baulängentoleranzen in [mm] nach [16]**

DN	Baulängentoleranzen
$\leq 800$	$\pm 5$
$> 800$ bis $\leq 1200$	$\pm 8$
$> 1200$	+ 25 - 10

Die Begrenzung der Baulängentoleranzen dient im Wesentlichen der Kalkulationssicherheit bei der Bestellung von Rohren. Prinzipiell ist es nicht von Bedeutung, ob eine Strecke der Länge  $l$  aus beispielsweise 100 oder 120 Rohren hergestellt wird. Auf der anderen Seite würde eine größere Überschreitung der Nennbaulänge zu Problemen bei den Kopplungsvorgängen in der Startbaugrube führen. Die Einhaltung der Baulängentoleranzen ist bei der Herstellung von sphärischen Rohren problemlos möglich, da sich die Herstellgenauigkeiten der Fertigteilschalungen nicht von üblichen Rohrschalungen unterscheiden.

### 6.3.3 Rechtwinklichkeit der Stirnflächen

Da sphärische Rohre per definitionem keine rechtwinkligen Stirnflächen haben, kann dieses Kriterium nur interpretiert angewandt werden. Die Abweichung von der Rechtwinkligkeit (siehe Abbildung 6-5) wird dabei auf den Übergang vom Rohr zur Muffe übertragen. Sie kann in diesem Fall als „Schiefstellung“ der Muffe gegenüber der Lotrechten zur Rohrachse beschrieben werden.



**Abbildung 6-5: Abweichung von Rechtwinkligkeit [16]**

Die Differenz zwischen  $a_{\max}$  und  $a_{\min}$  wird durch  $\Delta a$  definiert. Die zulässigen Maße für  $\Delta a$  sind in der folgenden Tabelle 6-2 zusammengestellt.

**Tabelle 6-2: Zulässige Abweichung von der Rechtwinkligkeit in [mm] [16]**

DN	Beton, Stahlbeton, Stahlfaser- beton	Steinzeug	Stahl	Gusseisen (duktil)	GFK (UP-GF)	Polymer- beton	PE, PP, PVC-U
≤ 300	4,0	1,0	1,6	1,0	1,0	1,0	1,0
> 300 ≤ 1000	6,0	1,0	1,6	2,0	1,0	1,5	2,0
> 1000 ≤ 2800	8,0	1,0	1,6	3,0	1,0	3,0	—
> 2800	10,0	—	—	—	—	—	—

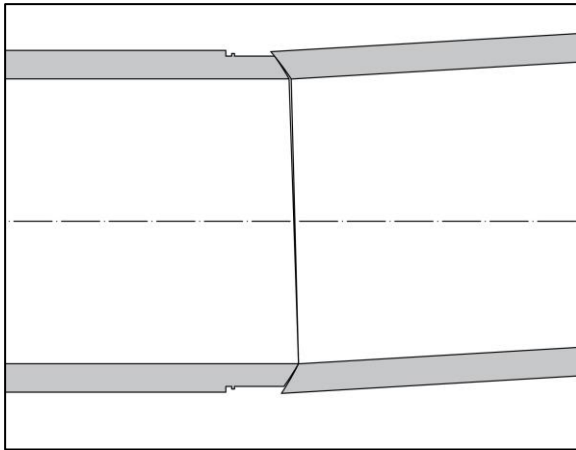
Wie bereits dargelegt, sind sphärische Rohre aufgrund ihrer nennweitenunabhängigen Abwinklung bei konstantem Kurvenradius besonders bei großen Nennweiten von Vorteil. Nennweiten von mehr als DN 2800 sind in der Praxis jedoch relativ selten. Daher wird das Toleranzmaß von 8,0 mm<sup>12</sup> für den Nennweitenbereich zwischen DN 1000 und DN 2800 näher untersucht.

**Tabelle 6-3: Zulässige Abweichung von der Rechtwinkligkeit**

DN	DA	Abweichung [°]
1400	1490	0,31
1600	1920	0,24
1800	2160	0,21
2000	2400	0,19
2200	2630	0,17
2400	2900	0,16
2600	3100	0,15

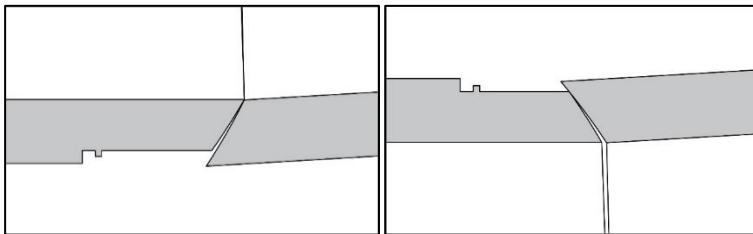
Aufgrund der festen Toleranzgrenze von 8 mm über den betrachteten Nennweitenbereich sinkt die zulässige Abweichung in Grad nach Tabelle 6-3 mit wachsender Nennweite kontinuierlich. Die Toleranzmaße gelten für jedes einzelne Rohr, sodass bei der Untersuchung der Auswirkungen beachtet werden muss, dass im Worst Case die Ausnutzung der Toleranzen für zwei aufeinanderfolgende Rohre zu einer Verdoppelung der angegebenen Werte führt. Für ein Rohr DN 1400 kann die zulässige Abweichung allein schon rund ein Drittel der hier betrachteten planmäßigen Abwinklung von 1° betragen.

<sup>12</sup> Die Betrachtungen werden ausschließlich für Rohre aus Betonwerkstoffen durchgeführt.



**Abbildung 6-6: Auswirkung einer Verdrehung in der Muffe (überhöhte Darstellung)**

Werden die Muffen nicht exakt rechtwinklig zur Rohrachse hergestellt, ergibt sich – wie bei Rohren mit ebenem Rohrspiegel auch – zunächst eine Abwinklung der Rohre gegeneinander. In Abbildung 6-6 wird dieser Effekt, der an Schrägspiegelrohre erinnert, erkennbar.



**Abbildung 6-7: Detail Auswirkung einer Verdrehung in der Muffe (überhöhte Darstellung)**

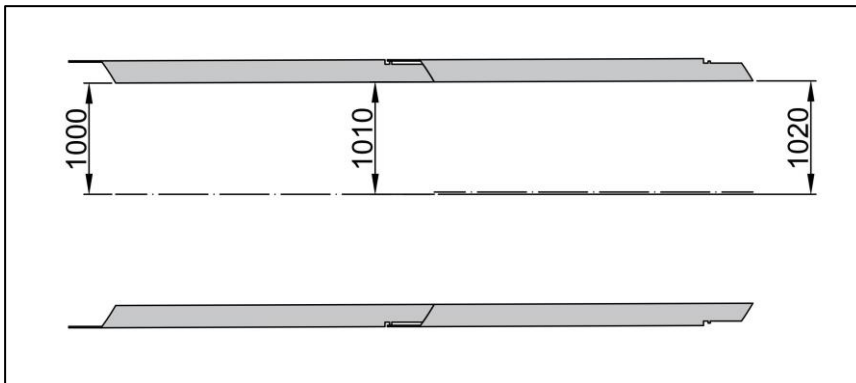
Während bei Rohren mit ebenem Rohrspiegel, durch den Druckübertragungsring, trotz Abwinklung der Rohrstirnseiten immer noch ein vollflächiger Kontakt der Rohrspiegel möglich ist, ist ein vollständiger Kontakt zweier gegeneinander abgewinkelter sphärischer Muffen nicht mehr realisierbar, wie Abbildung 6-7 zeigt. Unter Berücksichtigung der Ergebnisse aus Kapitel 5.6 müssen die ausgerundeten Muffen hinsichtlich ihrer Rechtwinkligkeit deutlich genauer gefertigt werden als konventionelle Rohre. Der dort herausgearbeitete maximale Reibungsbeiwert erfordert eine besonders glatte Schalung. Für die Einhaltung der zulässigen Betondruckspannungen sollten nach Kapitel 5.10 mindestens 90% des Querschnitts der Rohrwand als Druckübertragungsfläche zur Verfügung stehen. Wird diese untere Grenze schon durch die Geometrie der Muffe erreicht, stehen keine Reserven für Herstelltoleranzen mehr zur Verfügung.

### 6.3.4 Abweichung von der Geraden

Eine Abweichung von der Geraden – deren zulässige Höchstmaße in Tabelle 6-4 aufgeführt sind – bedeutet, dass sich der im Idealfall rechteckige Grundriss eines Rohres zu einem Parallelogramm verschiebt.

**Tabelle 6-4: Zulässige Abweichung von der Geraden in [mm] [6]**

DN	Abweichung von der Geraden
≤ DN 1000	5
> DN 1000 bis ≤ DN 2000	10
> DN 2000	15



**Abbildung 6-8: Summierung der Abweichung von der Geraden um je 10 mm**

Der Winkel  $\varphi_{\Delta G}$  der durch die Abweichung von der Geraden entsteht, kann berechnet werden aus:

$$\varphi_{\Delta G} = \tan^{-1} \left( \frac{\text{zul. } \Delta G}{l_{\text{Rohr}}} \right) \quad (6.1)$$

$\varphi_{\Delta G}$  ist nur insofern abhängig von der Nennweite, als das die zulässige Abweichung von der Geraden in [16] nennweitenabhängig definiert wird. Für ein Rohr DN 2000 mit einer Länge von 3.000 mm ist  $\varphi_{\Delta G} = 0,19^\circ$ . Die mögliche Aufsummierung der zulässigen Toleranz, bei kontinuierlicher Ausnutzung des zulässigen Höchstmaßes, wird in Abbildung 6-8 verdeutlicht. Setzt man voraus, dass die sphärischen Rohrspiegel trotz der Abweichung des Rohrs von der Geraden rechtwinklig zur Vortriebsachse sind, liegen sie zunächst vollflächig aufeinander. In diesem Zustand weicht die Rohrachse um 0,33% von der Vortriebsrichtung ab. Um eine Gerade aufzufahren, muss eine kontinuierliche Gegensteuerung durch die Vortriebsmaschine erfolgen, welche bewirkt, dass sich die Muffen um  $-0,19^\circ$  abwinkeln, um die Rohre in die Vortriebsachse zu bringen. Liegt die Abweichung von der Geraden einer planmäßigen Kurvenfahrt gegenüber, muss zunächst das Maß der Abweichung überwunden und dann die Kurvenfahrt eingeleitet werden. Bei Kurven mit einer planmäßigen Abwinklung von  $1^\circ$  bedeutet das eine um knapp 20% stärkere Auslenkung als geplant. Das führt zu einer weiteren Verminderung der für die Druckübertragung zur Verfügung stehenden Fläche in der Muffe.

Ähnlich wie auch Steuerkorrekturen muss daher die Abweichung von der Geraden bei der Bemessung der Muffe in Form einer stärkeren Abwinklung berücksichtigt werden. Folglich muss entweder die Abwinklung der planmäßigen Kurvenfahrt auf rund  $0,8^\circ$  reduziert werden oder es wird durch exaktere Herstellung ein kleinerer Wert  $\varphi_{\Delta G}$  sichergestellt.

### 6.3.5 Außendurchmesser

Die zulässigen Toleranzen des Rohraußendurchmessers  $DA$  nach [16] lassen keine größeren Durchmesser als angegeben zu. Lediglich kleinere Außendurchmesser werden akzeptiert. Dies ist der Verwendung von am Markt verfügbaren Vortriebsmaschinen geschuldet. Im Arbeitsblatt DWA-A 125 heißt es hierzu ausdrücklich: „Bei der Planung der Vortriebsrohre sollten die Außendurchmesser der verfügbaren Vortriebsmaschinen berücksichtigt werden“ [16]. Diese Anforderung ist auch an Rohre mit sphärischen Muffen zu stellen, um keine speziellen Vortriebsmaschinen (mit Ausnahme der Rohraufnahme) verwenden zu müssen.

### 6.3.6 Rauheit der Muffenoberfläche

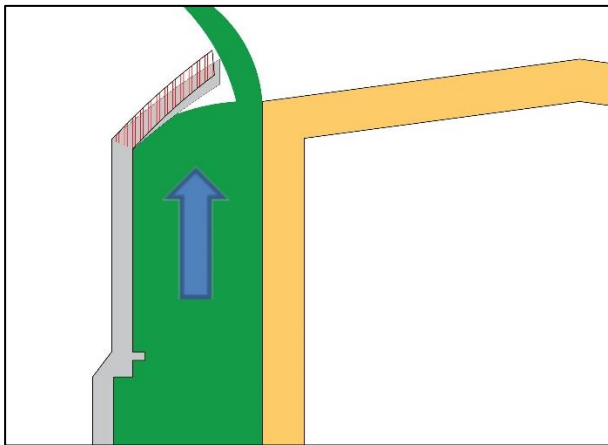
Im Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] werden keine Anforderungen an die Beschaffenheit der Oberflächen von Vortriebsrohren formuliert. Für den Reibungsbeiwert ist die Rauheit der Muffenoberfläche von besonderer Bedeutung. Die Rauigkeit bewirkt, dass sich zwei Oberflächen gegeneinander „verzahnen“ und dadurch einer Tangentialverschiebung einen Widerstand entgegensetzen [74]. Für sphärische Rohre muss die Haftreibung durch die bei einer Kurvenfahrt entstehenden ablenkenden Kräfte überwindbar sein, damit eine Abwinklung stattfinden kann. Auf der anderen Seite ist eine hohe Haftreibung wünschenswert, um die Tangentialkräfte in der Rohrfügung übertragen zu können. Ein Haftreibungsbeiwert von  $\mu=0$  ist aus zweierlei Gründen nicht wünschenswert. Auf der einen Seite kann zwar problemlos eine Abwinklung für eine Kurvenfahrt herbeigeführt werden, auf der anderen Seite wird die Rohrfügung dadurch instabil und schon durch kleinste Einflüsse ausgelenkt. Der Rohrstrang würde auch bei geraden Trassen innerhalb des durch die Vortriebsmaschine freigeschnittenen Hohlraums pendeln. Ein sehr großer Haftreibungsbeiwert käme dagegen einer kraftschlüssigen Verbindung der Rohrfügung nahe. Die Vortriebskraft würde nahezu ohne Ablenkung (Aufteilung) durch die Muffe geleitet. Die maximal zulässigen Haft- bzw. Gleitreibungskoeffizienten wurden im Kapitel 5.6 hergeleitet.

Mit modernen Stahlschalungen sind – nach dem Maßstab des Betonbaus – sehr glatte Oberflächen herstellbar. So wird in der ZTV für die Herstellung von Abwasserkanälen mit Tübbingausbau der Emschergenossenschaft gefordert, dass die Oberflächenrauheit der Schalungen für Tübbinge  $70\ \mu\text{m}$  nicht überschreiten darf. Dieser Wert liegt etwa im Bereich des Durchmessers menschlicher Haare. Damit kann sicher ausgeschlossen werden, dass zu raue Betonoberflächen entstehen. Hinsichtlich der Übertragung der Tangentialkräfte müssen weitere Berechnungen zeigen, welche Rauigkeit den optimalen Mittelweg zwischen gutem Gleiten in der Muffe und der Kraftübertragung gewährleistet. Müssen die Oberflächen exakter hergestellt werden, als es mit Stahlschalungen mit vertretbarem Aufwand möglich ist, könnten Beschichtungen der Muffenoberflächen ggfs. eine Möglichkeit zur gezielten Herstellung einer definierten Oberflächenrauigkeit bieten. Durch das Aufbringen einer Beschichtung könnten auch Vertiefungen auf der Muffenoberfläche in begrenztem Maß aufgefüllt werden.



### 6.3.7 Formtreue der Schalung

Während Schalungen für konventionelle Rohre abgesehen von ihrer zylindrischen Form ausschließlich rechte Winkel aufweisen, ist eine Schalung für sphärische Vortriebsrohre komplizierter in ihrer Formgebung. Sowohl das Muffen- als auch das Spitzende müssen der Form einer Kugelschicht entsprechen. Der Winkel des Übergangs von der Ausrundung zur Rohrinne- bzw. -außenwand ist abhängig von der Wanddicke und dem Ausrundungsradius. Besondere Sorgfalt bei der Herstellung einer Schalung und deren Richten nach einer bestimmten Anzahl produzierter Rohre ist aus diesem Grund unabdingbar. Insbesondere für die Bereiche der Schalung, die formgebend für die Ausrundung sind, ist besonderes Augenmerk auf die Übereinstimmung mit der idealen Geometrie der zugehörigen Kugelschicht zu legen. Bei Verwendung einer Schalung, wie sie in Abbildung 6-3 dargestellt ist, unterliegt der obere Teil der Schalung, der das Spitzende formt, dem Druck des steigenden Betons. Da die Schalung an dieser Stelle wie ein Kragarm ausgebildet ist, kann es nach einer bestimmten Anzahl an Befüllungsvorgängen dazu kommen, dass die Schalung minimal nach oben ausweicht.



**Abbildung 6-9: Betonierdruck auf die Schalung**

Das Ausweichen der Schalung wird in Abbildung 6-9 schematisch gezeigt. Da der innere Rand der Form nicht gehalten ist, kann er dem von unten hochsteigendem Beton ausweichen. Auch wenn der Betondruck durch den geringen Höhenunterschied zwischen der inneren und der äußeren Schalung nicht sehr groß ist, ist eine Verformung durch kontinuierliche Befüllung und Ausschabung nicht vollständig auszuschließen. Wie oft die Schalung ggfs. nachjustiert werden muss, wird im Rahmen der Qualitätssicherung im Fertigteilwerk durch Anfangs kontinuierliche, später turnusmäßige Messungen festgelegt.

Das Ausweichen des oberen Schalungsrandes würde auf Dauer dazu führen, dass die produzierten Rohre auf der Innenseite des Spitzendes kontinuierlich von einer Befüllung zur nächsten ein wenig länger würden. In der Folge würde der Ausrundungsradius durch die Streckung nach oben geringfügig größer und der Winkel der Muffe würde steiler. Dieser Veränderungsprozess führt dazu, dass Spitz- und Muffenende von Rohren aus ein und derselben Schalung nicht vollflächig aufeinanderzuliegen kommen, wenn sie beim Vortrieb ineinandergeschoben werden.

### 6.3.8 Ansätze für die Bemessung unter Berücksichtigung der Herstelltoleranzen

So wie die gegenseitige Abwinklung zwischen den Vortriebsrohren mit ebenem Rohrspiegel wesentlich die maximale Druckspannung in der Rohrfügung bestimmt (vgl. [5]), gilt dies in mindestens gleichem Maß für die Imperfektionen der geometrischen Ausbildung von sphärischen Muffen. Das Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] berücksichtigt von den im Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] beschriebenen Herstelltoleranzen bei der Bemessung von Vortriebsrohren in Längsrichtung explizit lediglich die Abweichung des Rohrspiegels von der Rechtwinkligkeit. Die Abweichung von der Geraden innerhalb eines Rohres wird durch den Wert  $\varphi_{st}$ , der unplanmäßige Abweichungen von der Vortriebsachse beschreibt, berücksichtigt. Bei der Baulängentoleranz liegt es auf der Hand, dass ein Rohr, das in geringem Maß von der Soll-Länge abweicht, keinen Einfluss auf die Tragfähigkeit hat. Der Rohraußendurchmesser darf in definierten Grenzen kleiner sein als das Nennmaß des Herstellers. In die Bemessung in Längsrichtung geht der kleinste Außendurchmesser  $d_{a,min}$  ein. Dieser findet sich immer im Bereich des Spitzendes und ist immer kleiner als der kleinste Außendurchmesser des Rohres selbst. Demzufolge muss auch der Toleranzwert für den Außendurchmesser für die Bemessung keine Berücksichtigung finden. Allerdings muss gewährleistet werden, dass die zulässigen Betondruckspannungen in der Muffe nicht überschritten werden. Dies wird nach Kapitel 5.10 dadurch gewährleistet, dass der Ausnutzungsgrad auf 90% beschränkt wird.

Für die Abweichung von der Geraden wurde im Kapitel 6.3.4 gezeigt, dass, unter Ausnutzung der zulässigen Toleranz, die Rohrachse um das Maß  $\varphi_{\Delta G} = 0,19^\circ$  von der geraden Trassierung abweicht. Der Winkel  $\varphi_{\Delta a,cal}$  zur Berücksichtigung der Abweichung von der Rechtwinkligkeit im Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] hat für ein Vortriebsrohr DN 2000 mit drei Metern Baulänge einen Wert von ca.  $0,21^\circ$  und ist damit etwa in der gleichen Größenordnung wie die Abwinklung aus der Abweichung von der Geraden.

Für die Bemessung von sphärischen Vortriebsrohren sind folgende Toleranzen zu berücksichtigen:

- Abweichung von der Rechtwinkligkeit
- Abweichung der Rohrachse von der Geraden
- Formtreue der Schalung in Bezug auf die Muffenoberfläche

Die Rauheit der Muffenoberfläche ist grundsätzlich auch ein Bemessungskriterium. Im Gegensatz zu den vorgenannten drei Parametern für Toleranzen sollte für die Rauigkeit in weiterführenden Berechnungen und ggfs. Praxisversuchen ein Optimum gefunden und die Erreichung dieses Optimums im Fertigungsprozess angestrebt werden. Die Rauheit und daraus folgend der Haft- und Gleitreibungsbeiwert sind dann nicht mehr als Absolutwert, sondern in ihrer Variabilität im Herstellprozess zu berücksichtigen. Die Streubreite muss durch eine statistische Auswertung der Fertigungsergebnisse ermittelt werden. Abhängig davon, ob eine kleinere oder größere Reibung in der Muffe für die Bemessung günstiger ist, muss der jeweils andere Grenzwert in die Bemessung eingehen, um konservative Ergebnisse zu erhalten. Wie auch im Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] sollte ein Abminderungsfaktor gefunden werden, der berücksichtigt, dass eine vollständige Aufsummierung aller ungünstigen Abweichungen von den Sollwerten bei der Herstellung unwahrscheinlich ist. Für einen solchen Gleichzeitigkeitsfaktor, mit dem die relative Unwahrscheinlichkeit der Überlagerung aller ungünstigen

Abweichung erfasst werden soll, wird im Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] ohne gesonderten Nachweis der Wert  $\Psi=0,8$  angesetzt.

## 7. Ansätze zur Optimierung

### 7.1 Zusammenfassung der Anforderungen

In den vorangegangenen Kapiteln wurde die grundsätzliche geometrische Ausformung von sphärischen Rohren erarbeitet und die Auswirkung der neuen Geometrie auf die hydraulischen und statischen Eigenschaften der Rohre untersucht. Dabei wurden zwei widerstrebende Forderungen in Bezug auf den Ausrundungsradius identifiziert. Während für die Länge des Stahlführungsringes bzw. den erforderlichen Arbeitsweg der Dichtung(en) und für die Optimierung der Hydraulik möglichst kleine Ausrundungsradien notwendig sind, muss im Hinblick auf die statischen Eigenschaften zur Minimierung von Ringzugspannungen ein möglichst großer Radius gewählt werden. Im Kapitel 4.6.5 wurde bereits gezeigt, dass eine Vergrößerung des Ausrundungsradius, in Verbindung mit der Forderung mindestens 95% des freien Querschnitts zu erhalten, schnell dazu führt, dass die mögliche Abwinklung unter dem gewünschten Mindestwert von  $1^\circ$  liegt. Schon bei  $r_A/DN = 3$  kann diese Anforderung nicht mehr erfüllt werden. Die Werte für die zulässigen Reibungskoeffizienten sinken mit zunehmenden Ausrundungsradius ebenfalls ab, wie im Kapitel 5.6 gezeigt wurde. Ausrundungsradien mit einer Größe von deutlich über der Nennweite sind daher nicht praxistauglich. Im Kapitel 5.10 konnte herausgearbeitet werden, dass die zulässige Betondruckspannung aufgrund der, durch die erforderlichen Fasen, relativ kleinen verbleibenden Druckübertragungsfläche den möglichen Ausrundungsradius auf unter  $1,5 DN$  begrenzt. Berücksichtigt man ein gewisses Sicherheitsmaß, verbleibt ein Variationsspielraum für den Ausrundungsradius (siehe Tabelle 5-9) von:

$$\frac{DA}{2} \leq r_A < 1,5 \cdot DN \quad (7.1)$$

Die geringe Bandbreite des möglichen Ausrundungsradius erfordert in der Kombination mit marktüblichen Dichtungssystemen immer einen deutlich längeren Stahlführungsring, als ihn konventionelle Vortriebsrohre aufweisen. Eine klassische Optimierung, die für alle Nachteile ein Minimum bzw. eine optimale Kombination aller Eigenschaften/Anforderungen ergibt, ist für sphärische Vortriebsrohre nicht möglich, da sich die Zielgrößen widerstrebend verhalten. Im Folgenden sollen aus diesem Grund Möglichkeiten aufgezeigt werden, die einzelnen Eigenschaften zu verbessern, ohne Nachteile für andere Eigenschaften zu generieren.

## 7.2 Optimierung der Statik

### 7.2.1 Abminderungen der Bewehrungsdeckung

Im Kapitel 5.9 wurde gezeigt, dass die Einhaltung der üblichen Bewehrungsdeckung von  $c_{\text{nom}}$  in der Größe von 30 bis 35 mm nach [19] für abwasserberührte Bauteile aus geometrischen Gründen, bei endlichen Ausrundungsradien am Muffenende, nicht eingehalten werden kann.  $c_{\text{nom}}$  ist das Maß, welches mit einem Vorhaltemaß von 15 mm Sicherheit die Verlegeungenauigkeit der Bewehrung garantieren soll, sodass die erforderliche Mindestüberdeckung der Bewehrung in jedem Fall eingehalten wird. In DIN V 1201 wird als maximaler Wert für  $c_{\text{nom}}$  35 mm genannt. Über diese Mindestanforderungen gehen allerdings häufig die Anforderungen von öffentlichen Auftraggebern zum Teil deutlich hinaus. Für Abwasserkanäle wird i. d. R. eine Betondeckung von mindestens  $c_{\text{nom}} = 45$  mm gefordert. Eine Betondeckung von  $c_{\text{min}} = 30$  mm wird durch dieses Vorhaltemaß gewährleistet. Beispiele für Anforderungen an Vortriebsrohre sind die Zusätzlichen Technischen Vertragsbedingungen der Stadtentwässerungsbetriebe Köln (STEB) und der Emschergenossenschaft (EG). Die STEB fordern eine Betondeckung von mindestens  $c_{\text{nom}} = 50$  mm in Verbindung mit den Expositionsklassen XC 4, XF 1, XA 2, WU. In den Zusätzlichen Technischen Vertragsbedingungen der EG wird  $c_{\text{nom}}$  mit 45 mm und die Expositionsklassen XC 4, XD 2, XM 2, XA 3 festgelegt. Maßgebend für die Bewehrungskorrosion sind die Expositionsklassen XC, XD und XS. Es ist davon auszugehen, dass der wesentliche Angriff aus dem Abwasser auf der Innenseite eines Rohrs erfolgt. Ob die gleiche Betondeckung auch auf der Außenseite zwingend erforderlich ist, kann auf Basis der Ergebnisse der Baugrunduntersuchung überlegt werden. Liegt der Rohrstrang beispielsweise dauerhaft im oder außerhalb des Grundwassers, kann ggfs. für die Rohraußenseite XC 1 angesetzt werden. Die Anforderungen der STEB an  $c_{\text{nom}}$  könnten für diesen Fall für die Außenseite der Rohre von 50 mm auf 25 mm reduziert werden<sup>13</sup>.

Die Emschergenossenschaft lässt für die Anordnung der Spaltzug- und Randzugbewehrung eine Abminderung von  $c_{\text{nom}}$  auf 35 mm zu den Fugenflächen zu. Das würde eine dichter an der Ausrundung der Muffe verlaufende Bewehrungsführung zulassen.

Für Rohre mit ebenem Rohrspiegel ist eine Differenzierung zwischen Rohrrinnen- und -außenwand nicht erforderlich, da die Vortriebskräfte ausschließlich in Längsrichtung übertragen werden. Die teilweise Umlenkung der Vortriebskräfte in der sphärischen Muffe nach außen lässt diese Überlegung sinnvoll werden, da die Bewehrung am Muffenende möglichst weit außen liegen sollte.

### 7.2.2 Ausführung der Rohrenden in Stahlfaserbeton

Kann die Betondeckung aufgrund von Inhaltsstoffen im Baugrund und/oder Grundwasser oder wegen wechselnder Grundwasserstände nicht wie im Kapitel 7.2.1 beschrieben abgemindert werden, kann alternativ der Muffenbereich oder sogar das gesamte Rohr in Stahlfaserbeton ausgeführt werden. Theoretisch würde es ausreichen, die Bereiche, in denen der Ringzug aus der Umlenkung der Vortriebskräfte aufgenommen werden muss, aus Stahlfaserbeton herzustellen. Das erscheint allerdings unwirtschaftlich zu sein, da die Betonmischung

<sup>13</sup> Aufgrund der wechselnden Rheinwasserstände ist das für Köln zwar nicht zutreffend, kann aber als Beispiel dienen.

mit und ohne Stahlfaserbeton insgesamt dreimal während eines Befüllvorgangs gewechselt werden müsste. Nach der bauaufsichtlichen Einführung der DAfStb-Richtlinie „Stahlfaserbeton“ im Jahr 2012 dürfte die Akzeptanz von Stahlfaserbetonbauteilen steigen. Spezielle Regeln für den Einsatz von Stahlfaserbeton in der Abwasseranleitung sind auch in der DIN V 1201 [19] und DIN V 1202 [20] enthalten.

### 7.2.3 Vorspannung des Stahlführungsrings

Für Steinzeugrohre werden ab der Nennweite DN 600 die Rohrenden vorgespannt, um Kantenabplatzungen zu vermeiden [75]. Dazu werden Edelstahlringe soweit erhitzt, dass sie gerade auf die Rohrenden aufgezogen werden können. Beim Erkalten ziehen sich die Ringe zusammen und üben eine Druckspannung auf das Rohrende aus.



**Abbildung 7-1: Vorgespanntes Rohrende bei Steinzeugrohren [75]**

Diese Vorspannung würde auch das Muffenende sphärischer Vortriebsrohre günstig beeinflussen, da die nach außen umgelenkte Vortriebskraft zunächst die infolge der Vorspannung auftretenden Druckspannungen im Beton überwinden müsste, bevor Ringzugspannungen auftreten könnten.

## 7.3 Festlegung des Ausrundungsradius auf Basis der Hydraulik

Es wurde gezeigt, dass eine Optimierung aller Anforderungen, also Statik, Hydraulik und Reibungsbeiwert, nicht möglich ist, da die Statik möglichst große, die Hydraulik und der maximal mögliche Reibungsbeiwert möglichst kleine Ausrundungsradien erforderlich machen. Während die Statik und der Reibungsbeiwert durch technische Maßnahmen positiv beeinflusst werden können, ist das bei der Hydraulik nicht der Fall. Abbildung 4-5 zeigt den verbleibenden Querschnitt in Abhängigkeit vom Verhältnis  $r_A/DN$  und der Verdrehung. Eine Abminderung des freien Querschnitts auf 95% des Querschnitts außerhalb der Muffen wird als tolerierbar angesehen. Mit den Formeln, die Abbildung 4-5 zugrunde liegen, kann man errechnen, dass bei einem Verhältnis von  $r_A/DN = 2,3$  mit einer Abweichung von weniger als 0,01 Prozentpunkten die für den Abfluss zur Verfügung stehende Fläche 95% des Ausgangsquerschnitts im unverdrehten Zustand beträgt. Es wurde allerdings in Kapitel 5.10 gezeigt, dass schon bei einem Verhältnis von  $r_A/DN = 2$  die zulässigen Betondruckspannungen bei einer Abwinklung von  $1^\circ$  überschritten werden. In Anlehnung an die dort gemachten Berechnungen wird das Verhältnis von  $r_A/DN$

auf den Wert 1,7 festgelegt. Berechnet man mit  $r_A/DN = 1,7$  den maximal möglichen Reibungswert analog zu Abbildung 5-29, so ergibt sich ein Wert von rund 0,2 für die Nennweite DN 1000 bis rund 0,32 bei DN 2600. Dieser liegt deutlich unter dem bisher für Beton angenommenen Wert von 0,65 (vgl. Kapitel 5.6). Es müsste ein geeignetes Schmiermittel verwendet werden. Der Wert  $r_A/DN = 2,3$  entspricht einer Muffenneigung von rund  $14,5^\circ$ . Dieser Wert liegt unter der Grenze von  $33^\circ$ , ab der die Schnittkräfte in der Muffe nicht mehr durch Reibung übertragen werden können. Allerdings wurden die zugehörigen Kurven in Abbildung 5-5 mit  $\mu = 0,65$  berechnet. Mit  $\mu = 0,2$  liegt die Grenze bei ca.  $11,4^\circ$ . Bei einer Muffenneigung von  $14,5^\circ$  muss rund 19% der Vortriebskraft als Querkraft in der Muffe übertragen werden. Für die daraus resultierenden Spannungen mit der Muffe muss eine ausreichende Bewehrung eingelegt werden.

## 7.4 Alternative Ausbildungen der Rohrfügung

### 7.4.1 Neuartiges außenliegendes Dichtsystem

Durch die Ausrundung von sphärischen Rohren entsteht eine Muffenform, die der von Rohren mit Glockenmuffe ähnelt. Durch das Ineinanderstecken der Muffen können sich zwei aufeinanderfolgende Rohre auch ohne einen Stahlführungsring nicht unabhängig voneinander quer zur Rohrachse bewegen. Der Verzicht auf den Führungsring ist grundsätzlich möglich, es muss aber ein alternatives Dichtungssystem gefunden werden, das die Kombination Führungsring/außenliegende Dichtung ersetzt. Der Ersatz dieser konventionellen Kombination durch ein anderes starres System ist nicht sinnvoll, da das Problem des Zusammenspiels zwischen dem Arbeitsweg einer Dichtung und einem starren, gegen die Dichtung drückenden Systems die gleichen Probleme nach sich ziehen würde wie ein Stahlführungsring. Eine in die Muffenoberfläche eingelassene Dichtung wäre grundsätzlich denkbar. Diese müsste aber in der Lage sein, den Schubkräften und dem Abrieb durch die Bewegungen in den Muffen standhalten. Eine Alternative könnte ein neu zu entwickelndes, außenliegendes Dichtsystem aus einem dauerelastischen und abwasserbeständigen Material wie EPDM sein.

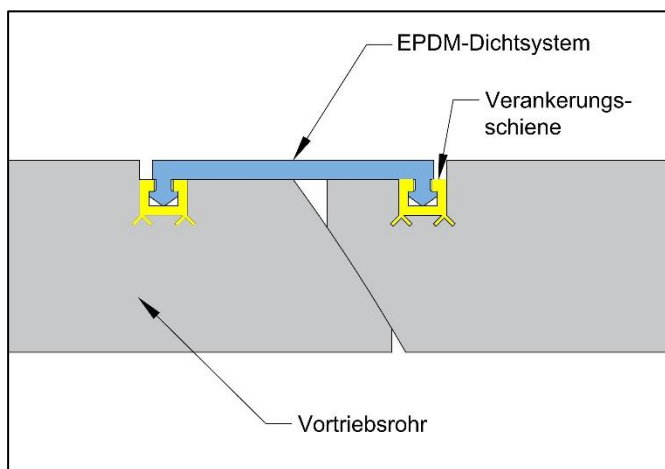
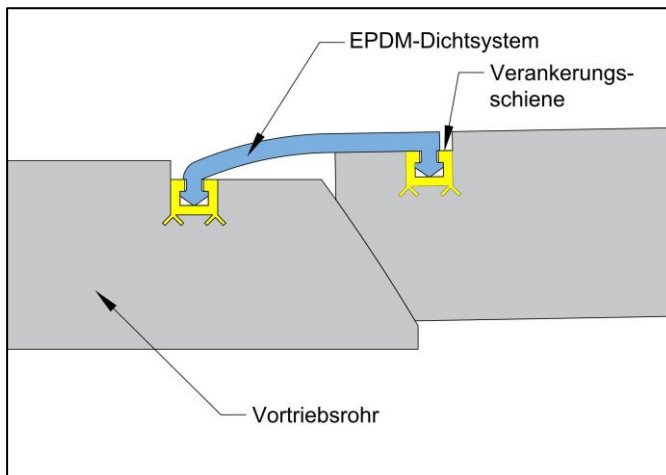


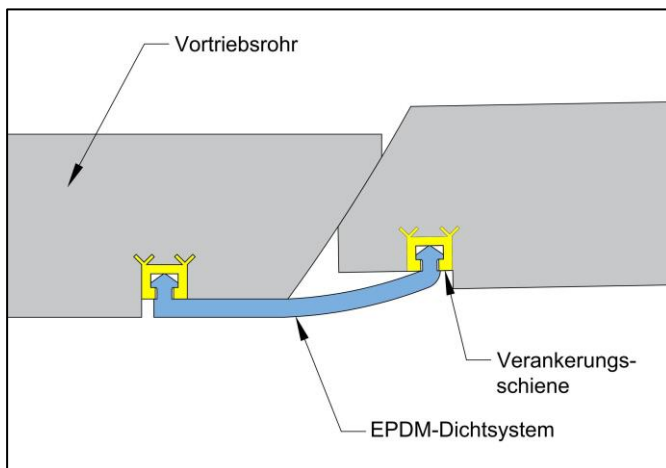
Abbildung 7-2: Außenliegende Dichtung

Eine außenliegende Dichtung, wie sie in Abbildung 7-2 beispielhaft dargestellt ist, könnte zwischen zwei Verankerungsschienen (z. B. aus PE) über die Rohrfügung gespannt werden. Am Dichtsystem befestigte bzw. mit dem Dichtsystem in einem Produktionsschritt hergestellte Ankerprofile könnten in die Ankerschienen eingeschlagen werden und so das Dichtprofil kraftschlüssig mit den Vortriebsrohren verbinden. Das Material, aus dem das Dichtsystem gefertigt wird, muss die Bewegungen in der Muffe durch Dehnung aufnehmen können.



**Abbildung 7-3: Außenliegende Dichtung verformt Kurveninnenseite**

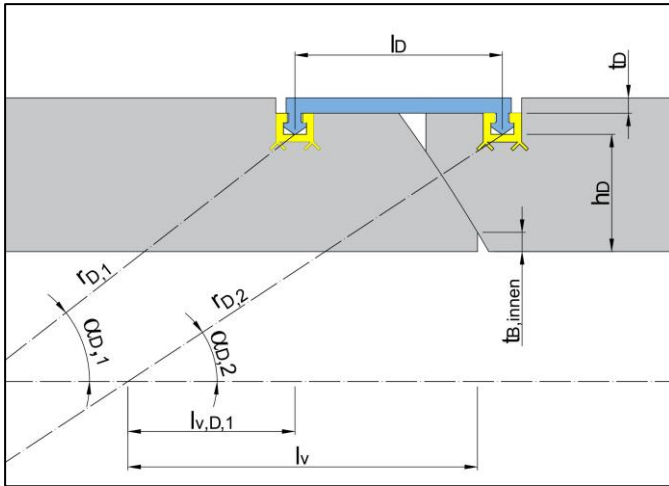
Die Verformung der neuen außenliegenden Dichtung an der Kurveninnenseite bei einer Abwinklung von  $1^\circ$  zeigt Abbildung 7-3. Während sich ein (Stahl-)Führungsring an dieser Stelle vom Folgerohr abheben würde, hält die Verankerung das neuartige Dichtprofil an der Rohraußenseite. Das Profil erfährt eine Verformung quer zur Rohrachse und insbesondere eine Längenänderung.



**Abbildung 7-4: Außenliegende Dichtung verformt Kurvenaußenseite**

Während sich die außenliegende Dichtung auf der Kurveninnenseite (Abbildung 7-3) durch die Verschiebung der Muffen verkürzen muss, wird sie auf der Kurvenaußenseite (Abbildung 7-4) gedehnt. Um beide Längenänderungen realisieren zu können, muss das Dichtsystem vorgespannt sein. Bei der Längenverkürzung auf der Innenseite der Kurve wird diese Vorspannung (teilweise) aufgebraucht.




**Abbildung 7-5: Abmessung außenliegende Dichtung (unmaßstäblich)**

Auf der Basis der in Abbildung 7-5 definierten Abmessungen der außenliegenden Dichtung kann die Verschiebung und daraus die Längenänderung der Dichtung berechnet werden. Die Längenänderung wird näherungsweise als Änderung des Maßes  $l_D$  angesetzt. In der Abbildung 7-5 ist das Maß  $l_{v,D,1}$  der Abstand in x-Richtung zwischen dem Mittelpunkt des Ausrundungskreises und dem Mittelpunkt der Dichtungsverankerung. Die Winkel  $\alpha_{D,n}$  beschreiben die Winkel zwischen der Rohrachse und der Verbindung jeweils vom Mittelpunkt der Ausrundung zu den Mittelpunkten der Dichtungsanker.

$$\alpha_{D,1} = \tan^{-1} \left( \frac{\frac{DN}{2} + h_D}{l_{v,D,1}} \right) \quad (7.2)$$

$$\alpha_{D,2} = \tan^{-1} \left( \frac{\frac{DN}{2} + h_D}{l_{v,D,1} + l_D} \right) \quad (7.3)$$

$$r_{D,1} = \frac{l_{v,D,1}}{\cos(\alpha_{D,1})} \quad (7.4)$$

$$r_{D,2} = \frac{l_{v,D,1} + l_D}{\cos(\alpha_{D,2})} \quad (7.5)$$

$$x'_D = r_{D,2} \cdot \cos(\alpha_{D,2} \pm \alpha_K) - r_{D,1} \cdot \cos(\alpha_{D,1}) \quad (7.6)$$

$$y'_D = r_{D,2} \cdot \sin(\alpha_{D,2} \pm \alpha_K) - r_{D,1} \cdot \sin(\alpha_{D,1}) \quad (7.7)$$

$$l'_D = \sqrt{x_D'^2 + y_D'^2} \quad (7.8)$$

$$\Delta l_D = |l'_D - l_D| \quad (7.9)$$

Die Länge des Dichtsystems  $l_D$  sei 270 mm. Für das Vortriebsrohr wird DN 2000 und DA 2400 mit einem Ausrundungsradius  $r_A = 2.000$  mm angesetzt. Am Spitzende ist die Dichtung um das Maß  $l_{v,D} = 240$  mm vom Rohranfang zurückgesetzt. Das Maß  $h_D$  beträgt 150 mm und die Abwinklung aus der Kurvenfahrt  $\alpha_K = 1^\circ$ . Der Abstand vom Mittelpunkt der Ausrundung zum Mittelpunkt der Dichtungsverankerung am Spitzende ist  $l_{v,D,1} = 1.480$  mm. In dieser Konstellation betragen die Längenänderungen auf der Außen- und Innenseite der Kurve jeweils rd. 19 mm. Um der Vereinfachung Rechnung zu tragen, werden diese Werte mit einer Sicherheit von 25% beaufschlagt. Die weiteren Berechnungen werden mit einer Längenänderung  $\Delta l_D$  von 24 mm durchgeführt. Aufgrund der Dekompression der Dichtung auf der Kurveninnenseite muss die Vorspannung der Dichtung mindestens diesen Wert haben. Das heißt, dass die Dichtung in diesem Beispiel eine Vorspannung von 10% aufweist. Für das Material EPDM werden die nachstehenden Materialkennwerte angesetzt.

E-Modul	E:	20 N/mm <sup>2</sup>
Zugfestigkeit	$f_t$ :	10 N/mm <sup>2</sup>
Bruchdehnung	$\varepsilon_b$	400%

Mit der Vorspannung von 24 mm weist die Dichtung eine Länge von 240 mm auf. Die Ausgangslänge ist demzufolge 216 mm. Die Dehnung im Einbauzustand und während eines geraden Vortriebs beträgt  $\varepsilon_{D,0} = 0,11$ . Durch die Abwinklung von  $1^\circ$  erfährt die Dichtung auf der Außenseite eine weitere Längenänderung um +24 mm. Die Dehnung steigert sich auf  $\varepsilon_{D,K} = 0,22$ . In der Dichtung herrscht während der Kurvenfahrt eine Spannung von:

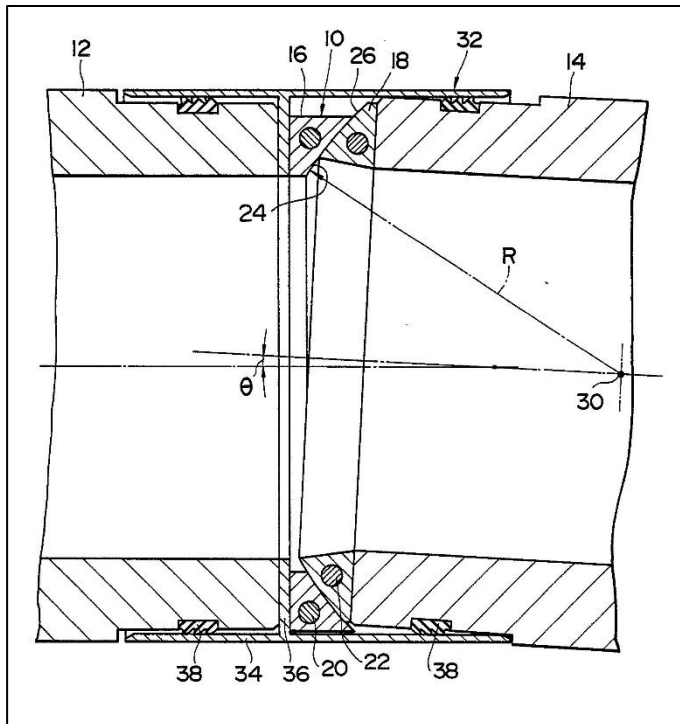
$$\sigma_{D,K} = E \cdot \varepsilon_{D,K} = 30 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,22 = 6,7 \frac{N}{mm^2} \quad (7.10)$$

Die Spannung in der Dichtung liegt um 33% unter der Zugfestigkeit. Eine ausreichende Sicherheit gegen das Reißen der Dichtung ist gegeben. Nach dieser ersten überschlägigen Berechnung scheint das beschriebene Dichtsystem aus EPDM geeignet zu sein, das konventionelle Dichtsystem aus der Kombination von Stahlführungsring und Dichtring für sphärische Vortriebsrohre zu ersetzen.

In den Kämpferbereichen ist die Verformung am größten. Dort muss das Dichtprofil eine Längenänderung tolerieren. Im Scheitel und in der Sohle ist der Verformungsweg zwar deutlich geringer, dafür entsteht dort eine Schubverformung (vgl. Abbildung 5-31) durch die Verdrehung zweier Rohre in der Horizontalebene gegen einander. Die Dichtung muss daher auch eine ausreichende Scherfestigkeit aufweisen.

### 7.4.2 Muffenaufsätze

Eine weitere Möglichkeit die Problematik der Ringzugkräfte in Verbindung mit der erforderlichen Betondeckung insbesondere am Muffenende der sphärischen Vortriebsrohre zu lösen ist die Verwendung von Aufsätzen, die die Ausrundung aufnehmen. Im Kapitel 2.3 wurde bereits ein Patent [42] beschrieben, welches eine Kraftübertragung in der Rohrfügung mittels Aufsätzen aus anderen Materialien als Beton zum Ziel hat.



**Abbildung 7-6: Muffenaufsatz nach [42]**

Der Aufsatz soll gemäß der Patentschrift [42] aus GFK, Kunststoff oder Asbestzement<sup>14</sup> gefertigt werden. Zusätzlich ist eine ringförmige Verstärkung (Nr. 20 und 22 in Abbildung 7-6) vorgesehen. Während Asbestzement in den 1980er Jahren noch ein gängiger Baustoff war, wurde seine Verwendung bereits Ende des 20. Jahrhunderts wegen der gesundheitsschädlichen Aspekte der Asbestfasern verboten. Heutzutage wäre beispielsweise eine Ausführung eines derartigen Aufsatzes aus Epoxidharz denkbar. Epoxidharze weisen Druckfestigkeiten zwischen 60 und 110 N/mm<sup>2</sup> und Zugfestigkeiten zwischen 40 und 90 N/mm<sup>2</sup> auf. Durch die Verwendung von Glasfasern können sowohl die Druck- als auch die Zugfestigkeit auf Werte über 200 N/mm<sup>2</sup> gesteigert werden [76]. Diese Werte liegen deutlich über denen von Betonen, die in der Fertigteilproduktion für die Herstellung von Vortriebsrohren verwendet werden. Hier kommen in der Regel Betone der Festigkeitsklassen C 50/60 oder C 65/75 zum Einsatz. Die hohen Zugfestigkeitswerte bei der Verwendung von Glasfasern machen es möglich, den Ausrundungsradius auch kleiner als einmal DN zu wählen. Mit weiterführenden FEM-Berechnungen ist zu überprüfen, wie stark bei diesem Anwendungsfall die Höhe der Fasern re-

<sup>14</sup> Zur Zeit der Patenterteilung (1988) war Asbestzement noch ein akzeptierter Baustoff. Das Verbot von Asbest trat in Deutschland erst 1993 in Kraft.

duziert werden kann. Während die Fase am Spitzende vorwiegend aus konstruktiven Gründen zur Vermeidung von Abplatzungen angeordnet wurde, ist der Hauptgrund am Muffenende die erforderliche Bewehrungsdeckung, wie im Kapitel 5.9.1 beschrieben. Für Muffenaufsätze aus glasfaserverstärktem Epoxidharz muss keine Betondeckung berücksichtigt werden. Die Fase kann auf das konstruktiv zur Vermeidung von Spannungsspitzen erforderliche Minimum reduziert werden. Die Reduzierung der Fasenhöhen führt zu einer Vergrößerung der Kontaktfläche und beeinflusst die Statik der Muffe positiv.

Der E-Modul von reinen Epoxidharzen liegt lediglich in einer Größenordnung von 200 bis 3.000 N/mm<sup>2</sup>. Durch die Verwendung von mineralischen Füllstoffen kann dieser in die Größenordnung des E-Moduls von Beton gebracht werden [76]. Die Verwendung von ausgerundeten Muffenaufsätzen aus Epoxidharz, ggfs. mit einer Glasfaserverstärkung und der Beigabe von mineralischen Füllstoffen stellt offensichtlich eine Lösung für die Beherrschung der Ringzugspannungen in der sphärischen Muffe dar. Auch bei dieser Lösung müssen die Herstelltoleranzen berücksichtigt werden. Hier wäre im Praxistest zu untersuchen, ob es ggfs. sinnvoll ist, den E-Modul der Aufsätze geringfügig kleiner einzustellen als den des verwendeten Betons, um durch kleine Verformungen aus dem Aufbringen der Vortriebskräfte die Geometrien der Muffen in situ aneinander anzupassen.

Wie Abbildung 7-6 verdeutlicht, treten allerdings auch bei dieser Ausbildung einer sphärischen Muffe Verschiebungen auf, die das Zusammenspiel zwischen der Dichtung und dem Führungsring aufgrund relativ großer Verschiebungen negativ beeinflussen. Eine Lösung könnte die Kombination des im vorherigen Kapitel 7.4.1 beschriebenen Dichtsystems mit einem Muffenaufsatz aus Epoxidharz darstellen.

## 8. Wirtschaftlichkeitsanalyse

### 8.1 Mehrkosten bei der Herstellung von sphärischen Rohren

#### 8.1.1 Fertigteilschalungen

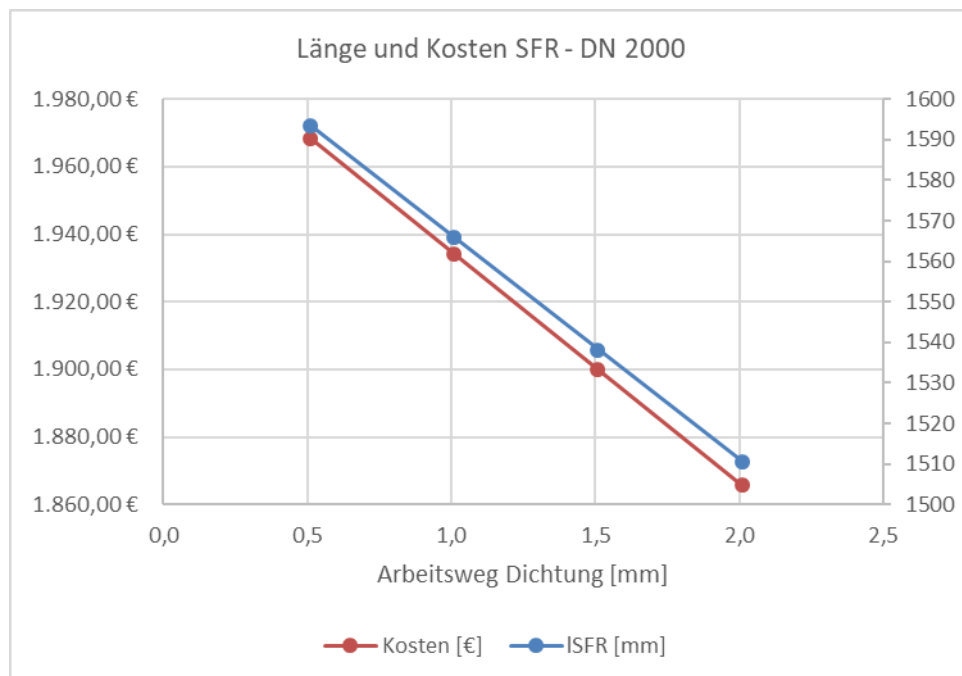
Nach Angaben der Fa. SCHLÜSSELBAUER Technology GmbH & Co KG [77] liegt der Verkaufspreis einer Schalung für ein Vortriebsrohr DN 600 bei ca. 22.500 Euro netto. Der Aufpreis für eine Schalung für ein sphärisches Rohr gleicher Nennweite wurde mit etwa 1.200 Euro netto beziffert. Die Mehrkosten für die sphärische Schalung würden dann rd. 5,3% betragen. Sollten sich die ausgerundeten Rohre als praxistauglich erweisen, könnte sich der geringe Mehraufwand bei der Anschaffung einer solchen Schalung relativ schnell amortisieren. Dabei wird unterstellt, dass der prozentuale Mehraufwand auch für die übrigen Nennweiten Gültigkeit hat.

#### 8.1.2 Mehrmenge Bewehrungsstahl

Als Erfahrungswert wird der Bewehrungsgehalt eines Vortriebsrohrs mit 90 bis 100 kg Stahl je Kubikmeter Beton abgeschätzt. Für ein Rohr DN 2000 mit einer Baulänge von 3,0 Metern und einer Wanddicke von 0,20 Metern ergeben sich aus der Abschätzung ca. 125 bis 140 kg an erforderlichem Bewehrungsstahl. Kalkuliert man mit einem Preis von 500 Euro netto je Tonne Bewehrungsstahl ergeben sich Einkaufskosten von 60 bis 70 Euro netto für den Bewehrungsstahl eines Standardrohres DN 2000. Wie im Kapitel 5.11.2 beschrieben, werden für ein sphärisches Rohr mit gleichen geometrischen Randbedingungen bei einem Ausrundungsradius von  $0,8 \cdot DN$  rd. 200 kg mehr Stahl benötigt. Diese Mehrmenge an Bewehrung würde rd. 150% der üblicherweise erforderlichen Stahlmenge entsprechen. Die Mehrkosten lägen bei ca. 100 Euro netto. Bei der Berechnung der Bewehrungsgehalte zeigte sich auch, dass diese mit wachsendem Ausrundungsradius sehr schnell abnehmen. Schon bei  $r_A = DN$  sinkt die Stahlmenge auf rd. 18 kg. Die Kosten für diese geringe Mehrmenge liegen im Genauigkeitsbereich der überschlägigen Berechnung und haben damit keinen entscheidenden Einfluss auf die Herstellkosten eines Rohres. Das Herstellen und Liefern eines Vortriebsrohrs DN 2000 wird nach Marktpreisen mit Stand Anfang 2018 mit ca. 1.200 Euro netto angeboten. Im Hinblick auf die Materialkosten können sphärische Rohre mit Ausrundungen von  $r_A = DN$  mit Mehrkosten von weniger als 10% gegenüber konventionellen Rohren hergestellt werden. Bei der Verlegung von Vortriebsrohren DN 2000 auf einer Gesamtlänge von 3.000 Metern in einem Projekt entstünden Mehrkosten von schätzungsweise 100.000 Euro netto. Projekte dieser Größe rangieren in der Regel bei einem Investitionsvolumen im hohen ein- bis niedrigen zweistelligen Millionenbereich. Die Projektkosten würden zunächst durch die Mehrkosten der sphärischen Rohre um etwa 1% steigen. Es müssen daher Einsparungen im Projekt generiert werden, die die höheren Kosten bei der Rohrproduktion kompensieren. Die Möglichkeit, auch mit Rohren großer Nennweite enge Kurvenradien auffahren zu können, ohne die Baulänge der Rohre zu reduzieren, könnte solche Einsparpotentiale herbeiführen.

### 8.1.3 Mehrkosten Stahlführungsring

Sollten sich neuartige Dichtsysteme mit deutlich größeren Arbeitswegen nicht entwickeln lassen, muss die Länge des Stahlführungsringes vergrößert werden. Insbesondere wenn Auftraggeber die Verwendung von Edelstahl für den Stahlführungsring fordern, kann die Wirtschaftlichkeit von sphärischen Rohren verlorengehen. Ein Stahlführungsring DA 2400 mit einer Wanddicke von 15 mm wiegt rd. 445 kg/m. Kalkuliert man mit einem Edelstahlpreis von etwa 1.400 Euro pro Tonne (Angaben aus Mai 2018 für Edelstahl 1.4301), würde ein Stahlführungsring der Länge 250 mm 500 Euro netto günstiger sein als einer mit einem Meter Länge. Bei Rohrlängen von 3 Metern und 150 Metern Vortrieb würden 25.000 Euro netto im Einkauf des Stahls mehr für ein Projekt benötigt. Der Vorteil des Einsatzes der sphärischen Rohre müsste daher mindestens in dieser Größenordnung liegen. Wie im Kapitel 3.4.5 und 3.4.6 beschrieben, ist der mögliche Arbeitsweg der Dichtungen von entscheidender Bedeutung für die Länge des Stahlführungsringes.



**Abbildung 8-1: Erforderliche Länge und Kosten Stahlführungsring**

Beispielhaft sind in Abbildung 8-1 die erforderlichen Längen und die daraus resultierenden Kosten für einen Edelstahlführungsring DA 2400 mit einer Wanddicke von 15 mm für die Kombination mit Dichtungen mit Arbeitswegen, wie sie derzeit am Markt verfügbar sind aufgetragen. Da der Ring in diesen Verwendungsfall mindestens die dreifache Länge eines üblichen Rings hätte, würden pro Rohr Mehrkosten in einer Größenordnung von rd. 1.200 bis 1.300 Euro entstehen. Das entspricht den gesamten Herstellkosten eines konventionellen Vortriebsrohrs dieser Nennweite. Die Verwendung sphärischer Rohre ist bei diesen Mehrkosten nur dann wirtschaftlich, wenn im Projekt Einsparungen in mindestens gleicher Größenordnung erzielt werden können, etwa durch den Entfall von Schächten. Der Entfall von Schächten könnte durch engere Kurvenradien erreicht werden, wenn dadurch ein Knickpunktschacht nicht erforderlich würde. Bei der Verwendung von Schwarzstahl vermindert sich der Mehrkostenanteil etwa auf ein Drittel. Entsprechend geringere Kosteneinsparungen

wären im Projekt erforderlich. Neben der Entwicklung von Dichtungen mit größeren Arbeitswegen (vgl. Kapitel 3.4.6) könnte die Nutzung eines neuartigen außenliegenden Dichtsystems, wie es im Kapitel 7.4.1 beschrieben wird, eine Optimierung durch den Entfall des Stahlführungsringes darstellen.

## **8.2 Mögliche Kostenoptimierungen**

### **8.2.1 Entfall des Druckübertragungsringes**

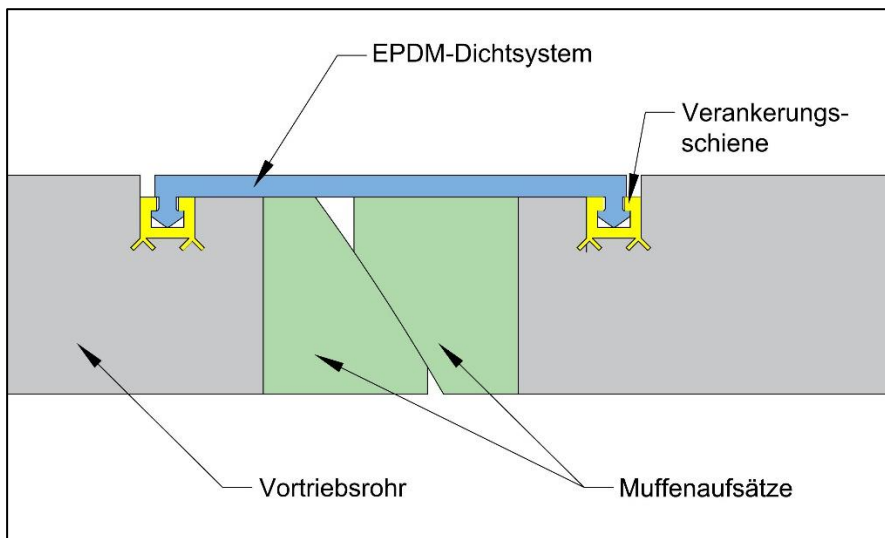
Wie im Kapitel 5.7 beschrieben wurde, scheint es keine geeigneten Materialien für Druckübertragungsringe für sphärische Rohre zu geben. Bei der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung wirkt sich dieser Umstand positiv aus. Eine pauschale Angabe zu den möglichen Kosteneinsparungen ist allerdings nicht möglich. Die Kosten für Druckübertragungsringe variieren ebenso, wie die Kosten für die Rohre selbst über die Nennweite, respektive die Wanddicke eines Rohres. Je größer die Wanddicke, desto breiter kann der Druckübertragungsring ausgeführt werden, was sich wiederum positiv auf die Rohrstatik, bei der Bemessung in Längsrichtung, auswirkt. Beispielhaft wurden die Kosten für einen DÜR DN 2000 aus OSB bei einem Hersteller angefragt. Laut Auskunft der Firma BERDING BETON GmbH liegen die reinen Materialkosten für einen solchen Ring bei ca. 45 bis 55 Euro netto. Fertig montiert wurden die Kosten inkl. Lohn mit ca. 100 bis 130 Euro netto angegeben.

### **8.2.2 Kombination mit konventionellen Rohren**

Sollten in einem Projekt eine Trasse aufgefahren werden, die eine Kurve ausschließlich am Ende der Trasse aufweist, könnte es sich als wirtschaftlich erweisen, nur die ersten Rohre, die für die Kurvenfahrt benötigt werden, mit ausgerundeten Muffen auszubilden. Da die nachfolgenden Rohre dann keine Kurve mehr durchfahren müssten, würde der ebene Rohrspiegel keinen Nachteil darstellen. Insbesondere wenn die Kurve bei der Verwendung von konventionellen Rohren mit teureren Kurzrohren aufgefahren werden müsste, könnten sich die jeweils erforderlichen Mehrkosten mindestens ausgleichen und die sphärischen Rohre würden keinen wirtschaftlichen Nachteil für das Projekt darstellen. Ähnliche Kalkulationen stellen in aktuellen Projekten Vortriebsunternehmen für die Mehrkosten bei der Verwendung der Hydraulischen Fuge gegenüber dem Einsatz von Kurzrohren an.

### 8.2.3 Muffenaufsätze

Die im Kapitel 7.4.2 beschriebenen Muffenaufsätze – beispielsweise aus Epoxidharz – weisen mehrere Vorteile gegenüber der vollständigen Fertigung sphärischer Vortriebsrohre aus Beton auf. Bei geeigneter Ausformung können diese auf konventionelle Rohre aufgesetzt werden, ohne dass die vorhandenen Schalungen für die Herstellung der Rohre angepasst werden müssen. Es müssten in diesem Fall Gussformen für die Produktion der (Epoxidharz-) Aufsätze neu angeschafft werden. Da diese wesentlich kleiner sind als die Fertigteilformen für ganze Rohre, stellt diese Variante eine wirtschaftliche Alternative zur Anschaffung neuer Schalungen für sphärische Rohre dar.



**Abbildung 8-2: Kombination Muffenaufsätze und neuartiges Dichtsystem**

Eine weitere Möglichkeit, in der die sphärischen Muffenaufsätze mit dem im Kapitel 7.4.1 beschriebenen neuartigen Dichtungssystem kombiniert werden, zeigt Abbildung 8-2. Bei dieser Kombination kann der Stahlführungsring entfallen und es muss keine zusätzliche Lösung zur Abdichtung der Aufsätze gefunden werden, wie das bei der vollständigen Verwendung konventioneller Rohre der Fall wäre. Für diese Kombination sind Vortriebsrohre mit gleichartig geformten Enden mit jeweils einer Verankerungsschiene für das Dichtsystem erforderlich. Die Muffenaufsätze können auf die ebenen Rohrspiegel aufgeklebt werden, wie das üblicherweise auch mit den Druckübertragungsrings aus Holz praktiziert wird.

### 8.3 Vortrieb – Ausführung und Qualitätskontrolle

Projekte mit Kurvenvortrieben nehmen - mit dem Zuwachs an Erkenntnissen über die Spannungsverteilung in der Rohrfügung und damit der Möglichkeit Schäden am Rohr vorzubeugen - in den letzten Jahren deutlich zu. Die Entwicklung und der zunehmende Einsatz von Systemen wie der Hydraulischen Fuge [37] oder CoJack Hydra [35] zeigt, dass der Bedarf nach der Optimierung von Kurvenvortrieben mit immer kleineren Trassenradien besteht. Sphärische Rohre könnten hier eine weitere Entwicklungsstufe darstellen, da ihre Abwinkelbarkeit im Gegensatz zu Standardrohren unabhängig vom Durchmesser des Rohres ist. Diese Eigenschaft könnte insbesondere bei großen Nennweiten einen wirtschaftlichen Vorteil für



sphärischen Rohre darstellen. Kurvenvortriebe werden immer dann geplant, wenn Hindernisse umfahren werden müssen. Um zum Beispiel das Unterfahren von Gebäuden zu vermeiden müssen bei gerader Trassenführung Knickpunktschächte hergestellt werden. Können diese durch eine gekrümmte Trassierung vermieden werden, kann ein zum Teil erheblicher wirtschaftlicher Vorteil erzielt werden.

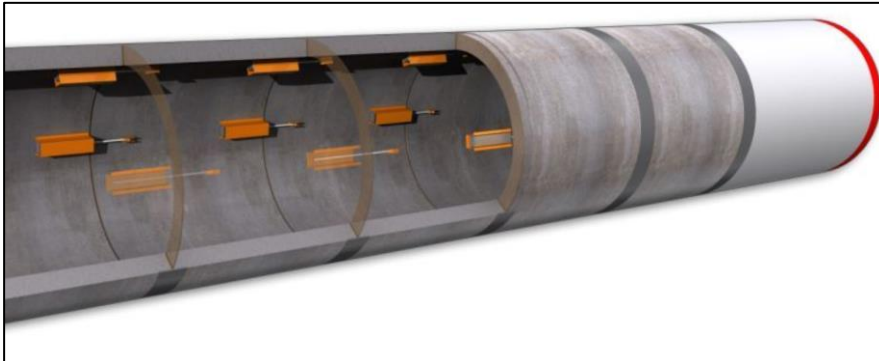
### **8.3.1 Investition Maschinenteknik / Mehraufwand auf der Baustelle**

Sollen Sonderrohre für den Übergang des Rohrstrangs auf die Vortriebsmaschine vermieden werden, muss die Rohraufnahme am Ende der Maschine ebenfalls sphärisch ausgebildet werden. Es kommt nicht selten vor, dass eine Maschine „aufgedoppelt“ wird. Das bedeutet, dass die Vortriebsfirma dieselbe Maschine für bis zu drei Nennweiten verwendet. Es empfiehlt sich aus diesem Grund, demontierbare Übergangsrings von der sphärischen Muffe auf die ebene Rohraufnahme der Vortriebsmaschine zu verwenden, um die unterschiedlichen Nennweiten mit ihren unterschiedlichen Ausrundungsradien schnell und einfach mit jeder Maschine verwenden zu können. Das bietet darüber hinaus den Vorteil, dass durch die Demontage des Übergangsstücks die Maschine auch weiterhin für konventionelle Vortriebe verwendet werden kann. Gleiches gilt für den Druckverteilungsring an den Hydraulikpressen sowie an evtl. erforderlich werdenden Zwischenpressstationen.

Ein Mehraufwand auf den Baustellen ist derzeit nicht erkennbar. Die sphärischen Rohre unterscheiden sich nicht nennenswert in ihrem Gewicht von konventionellen. Sollten sich deutlich längere Stahlführungsringe nicht durch innovative Dichtsysteme vermeiden lassen, könnte ein geringfügiger Mehraufwand beim Anlegen und Ineinanderfügen der Rohre entstehen, da die längeren Stahlführungsringe das Koppeln der Rohre geringfügig erschweren würden.

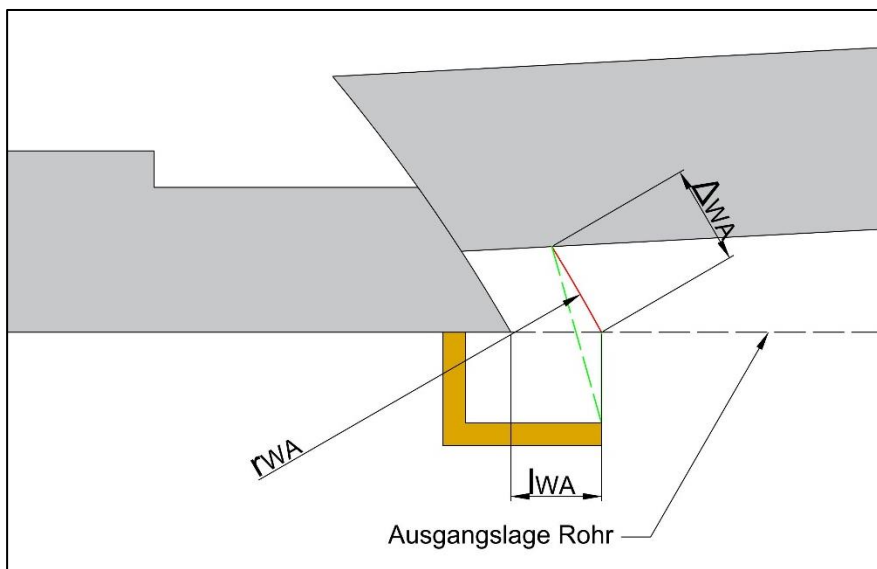
### 8.3.2 Übertragbarkeit der kontinuierlichen Messung nach Arbeitsblatt DWA-A 125

Nach Arbeitsblatt DWA-A 161 [5] darf der Teilsicherheitsbeiwert  $\gamma_F$  von 1,3 auf 1,15 abgemindert werden, falls die Vortriebskräfte und „...ein kontinuierlich messendes Überwachungssystem für Abwinkelungen und Vortriebskräfte eingesetzt wird“ [5]. Auf am Markt befindliche Systeme, die diese kontinuierliche Messung ermöglichen, wurde beispielhaft bereits im Kapitel 2.2.8 eingegangen. Die Systeme basieren der Messung des Fugenspalts mithilfe von Weggebern.



**Abbildung 8-3: Wegsensoren zur Fugenspaltmessung (Quelle: S & P Consult GmbH)**

Eine einfache Adaption dieser Systeme auf Vortriebe mit ausgerundeten Rohren ist nicht möglich, weil durch das gegenseitige Verschieben der Rohre in der Rohrfügung auch Querversätze entstehen (vgl. Kapitel 3.4). Im Gegensatz zu konventionellen Vortrieben ist die Bewegung in der Muffe zweiaxial und dadurch mit den verwendeten linearen Wegaufnehmern nicht praktikabel messbar.



**Abbildung 8-4: Mögliche Ausbildung Wegaufnehmer**

In Abbildung 8-4 ist eine mögliche Ausbildung für einen einfachen Wegaufnehmer dargestellt, mit dem die Abwinkelung zweier Rohre gegeneinander gemessen werden kann. Der Wegaufnehmer muss dafür auf einer Konsole gelenkig gelagert werden und so zwei Rohre

miteinander verbinden. Über den Abstand  $l_{WA}$  kann der Bewegungsradius  $r_{WA}$  und daraus die Abwinklung  $\alpha_{WA1}$  berechnet werden.

$$r_{wa} = \sqrt{\left(\frac{DN}{2}\right)^2 + (l_v + l_{WA})^2} \quad (8.1)$$

Die Berechnung von  $l_v$  ist Gleichung (3.1) zu entnehmen.

Die Länge des Wegaufnehmers vor der Abwinklung der Rohre (also auf gerader Strecke) wird mit  $wa_0$  definiert. Die Länge in abgewinkelter Lage mit  $wa_1$ . Die Bestimmung der Schnittpunkte eines Kreises mit dem Radius  $wa_1$  und dem Kreis mit dem Radius  $r_{WA}$ , der die Bewegungsbahn des Wegaufnehmers beschreibt, ergibt die Koordinaten des Endpunktes des Wegaufnehmers in der ausgelenkten Position. Aus den Koordinaten lässt der Auslenkwinkel  $\alpha_{WA1}$  berechnen. Da dieser nicht an den Rohrenden liegt, muss er noch auf den Auslenkwinkel an dieser Position umgerechnet werden. Auf die vollständige Herleitung der Berechnung der Abwinklung mithilfe eines gelenkig gelagerten Wegaufnehmers wird an dieser Stelle verzichtet, da zum aktuellen Zeitpunkt noch keine gesicherte und einfache Berechnungsmethode für sphärische Rohre analog zum Arbeitsblatt DWA-A 161 verfügbar ist. Es kann aus diesem Grund nicht abschließend beurteilt werden, ob eine Online-Messung der Verschiebungen der Rohrfügung überhaupt eine in situ Berechnung auf Basis der Messdaten ermöglichen und den Vortrieb optimieren kann. Sollte dazu eine aufwendige FEM-Berechnung unter Berücksichtigung des exakten Winkels zwischen zwei Rohren unverzichtbar bleiben, wäre eine Online-Messung nicht von Vorteil. In diesem Fall liefert eine einfache, händische Messung des Fugenspalts eine hinreichend genaue Berechnungsgrundlage für die Ermittlung der Abwinklung.

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{\frac{DN}{2} + t_{Fuge}}{r_A}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{DN}{2 \cdot r_A}\right) \quad (8.2)$$

Die Überschlagsberechnung nach Gleichung (8.2) mit  $t_{Fuge}$  als Maß für die Fugentiefe wurde an der Geometrie eines Rohrs DN 2000, DA 2400,  $r_A = DN$  mit einer Abwinklung von  $3^\circ$  überprüft. Je nach Ablesegenauigkeit<sup>15</sup> kann mit der Überschlagsrechnung eine Genauigkeit von  $0,1^\circ$  erzielt werden.

<sup>15</sup> Unterstellt wird, dass auf zwei Millimeter genau abgelesen werden kann.

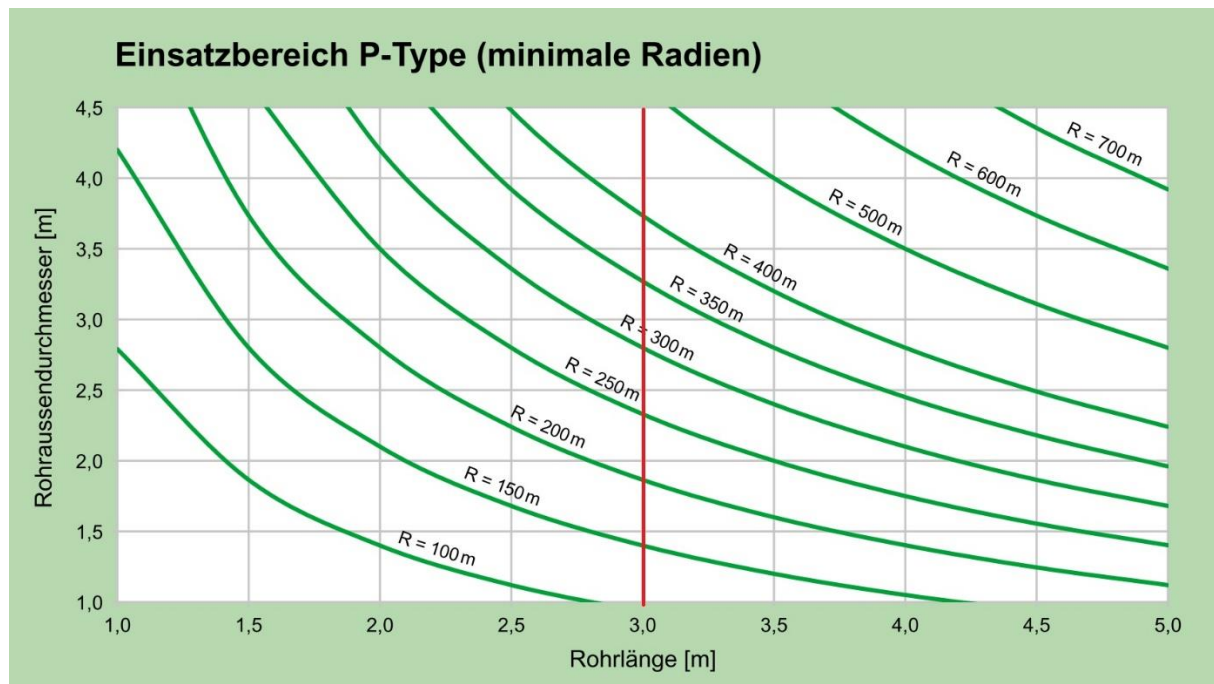
### 8.3.3 Dichtheitsprüfung

Die Prüfung des fertig hergestellten Rohrstrangs erfolgt entsprechend des Hinweises im Arbeitsblatt DWA-A 125, dort heißt es: „Die Beurteilung der Dichtheit gegen inneren und äußeren Wasserdruck erfolgt nach den Anforderungen und Prüfverfahren von DIN EN 12889 (Freispiegelleitungen nach DIN EN 1610 in Verbindung mit Arbeitsblatt ATV-DVWK-A 139, Abwasserdruckleitungen in Analogie zur DIN EN 805)“ [16]. Die benannten Regelungen lassen die Prüfungen des Rohrstrangs mit Wasser (Verfahren „W“) oder Luft (Verfahren „L“) sowie die Prüfung einzelner Verbindungen - also der Muffen - zu. Zur Prüfung der Einzelverbindungen führt das Arbeitsblatt DWA-A aus: „Die Dichtheitsprüfung sollte haltungsweise als Rohrleitungsprüfung durchgeführt werden. Die Dichtheitsprüfung kann mit Begründung auch als Einzelverbindungsprüfung erfolgen“ [15]. Eine Muffenprüfung ist bei sphärisch ausgerundeten Rohren, mit am Markt befindlichen Geräten, nicht durchführbar, da diese nicht mit größeren Versätzen in der Rohrfügung einsetzbar sind.

## 9. Fazit

Ziel dieser Arbeit war die Modellierung einer gelenkigen Rohrverbindung im Sinne des Patents DE 3622965 C1 [7] bzw. der Offenlegungsschrift DE 10 2008 039 820 A1 [8]. Dazu wurden zunächst die geometrischen Zusammenhänge in einer ausgerundeten Muffe untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass sphärische Muffen sich bei Kurvenfahrten gänzlich anders verhalten als konventionelle Muffen. Zwar entstehen bei Kurvenfahrten in den ausgerundeten Rohrfügungen keine Fugenklaffungen, jedoch verdrehen sich die Rohre gegeneinander. Dieser grundsätzlich gewollte Effekt bringt auch Nachteile mit sich. Wie im Kapitel 4 erläutert wurde, wird durch die Verdrehung der freie Querschnitt in der Rohrfügung eingeengt und beeinflusst dadurch die Hydraulik der sphärischen Rohre. Die Berechnungen haben zu der Einschätzung geführt, dass die verminderte Abflussleistung, bei einer Abwinklung von  $1^\circ$ , bis zu einem Verhältnis von  $r_A/DN = 2,3$  akzeptabel ist. Große Ausrundungsradien führen auch dazu, dass größere Anteile der Vortriebskraft als Normalspannungen von einem Rohr auf das folgende Rohr übertragen werden. Kapitel 5 hat gezeigt, dass sich große Ausrundungsradien positiv auf die Rohrstatik auswirken, da sie geringere Ringzugspannungen in der Rohrfügung hervorrufen als kleinere Radien. Mit einem wachsenden Normalkraftanteil vergrößert sich jedoch auch die, für das Auslösen der Drehbewegung in der Muffe, erforderliche Kraft. Entsprechend der Berechnungen im Kapitel 5.6 darf der Haftreibungsbeiwert für eine Ausrundung  $r_A/DN = 1,7$  einen Wert von  $\mu = 0,2$  bis  $0,3$  nicht überschreiten. Weitere Untersuchungen müssen zeigen, ob mit modernen Fertigteilschalungen eine ausreichend glatte Betonoberfläche hergestellt werden kann oder ob die Muffen mit einem Schmiermittel behandelt werden müssen. Die Wirtschaftlichkeitsbetrachtung im Kapitel 8.1.2 hat ergeben, dass die Herstellung von sphärischen Rohren höhere Kosten verursacht, als die konventioneller Rohre. Insbesondere für Rohre mit größeren Nennweiten können diese Mehrkosten in Projekten überkompensiert werden, wenn durch engere Kurvenradien die Projektkosten gesenkt werden können. Denkbar ist hier beispielsweise der Entfall von Knickpunktschächten oder eine bessere Anpassung des Vortriebes an eine gekrümmte Trasse zur Umgehung von Hindernissen. Hier erweist es sich als wesentlicher Vorteil der sphärischen Rohre, dass ihre Abwinklung bei einem definierten Kurvenradius unabhängig von der Nennweite ist. Folgt man der Empfehlung des Arbeitsblatts DWA-A 125 [16] den Mindestradius nicht kleiner als  $200 \times DA$  zu wählen, sind sphärische Vortriebsrohre den marktüblichen Rohren mit planem Rohrspiegel ab einer Nennweite von ca. DN 600 oder einem Außendurchmesser von rd. 800 mm insofern überlegen, als dass der empfohlene Mindestradius bei dieser Nennweite bei rd. 160 Metern und die Abwinklung der sphärischen Rohre bei rd.  $1^\circ$  liegt. Die konstante und von der Nennweite unabhängige Abwinklung in der sphärischen Muffe führt dazu, dass die Abwinklung  $1^\circ$  auch bei Großrohren größer DN 2000 möglich ist. Der empfohlene Mindestradius nach Arbeitsblatt DWA-A 125 [16] betrüge dann für ein Rohr DN 2000, bei einer marktüblichen Wanddicke von 200 mm, schon 480 Meter. Zwar werden auch schon Vortriebe mit geringeren als den empfohlenen Radien aufgeföhren, allerdings werden zu deren Realisierung in der Regel besonders aufwendige Überwachungstätigkeiten und/oder besondere Druckübertragungsmittel wie zum Beispiel die Hydraulische Fuge erforderlich. In [78] wird beispielsweise ein Vortrieb mit einem Außendurchmesser von 3040 mm und einem Mindest-

kurvenradius von 200 Metern beschrieben. Um den kleinen Kurvenradius realisieren zu können, entschied man sich in diesem Projekt Rohre mit nur 1,5 Metern Baulänge zu verwenden. Der Autor kommt daher auch zu dem Schluss: „Derart komplexe Rohrvortriebe können nur dann verwirklicht werden, wenn folgende Faktoren stimmen: disziplinierte Arbeit auf der Baustelle, niedrige Pressenkräfte, detaillierte Planung, um Verzögerungen zu vermeiden, und schließlich die Auswahl der passenden Maschine zur Bauausführung“ [78]. Mit sphärischen Vortriebsrohren könnten Projekte mit den genannten Randbedingungen zum Standard werden, da auch bei dieser Nennweite ein Kurvenradius von nur 165 Metern bei 1° Abwinklung mit Rohren mit einer Baulänge von drei Metern erreicht werden könnte.



**Abbildung 9-1: Anwendungsbereich hydraulische Fuge [37]**

In der vorstehenden Abbildung 9-1 ist der mögliche Anwendungsbereich der hydraulischen Fuge P-Type der Fa. Jackcontrol AG dargestellt. Das Nomogramm zeigt die möglichen Kurvenradien in Abhängigkeit von der Rohrnennweite und der Rohrlänge. Ergänzt wurde durch den Autor dieser Arbeit die rote Linie, welche die möglichen Radien bei der marktüblichen Rohrlänge von drei Metern aufzeigt. Der kleinste mögliche Trassenradius bei dieser Rohrlänge von 150 Metern entspricht ca. einer Abwinklung von 1,1° bei sphärischen Rohren. Es ist ersichtlich, dass ab einem Rohraussendurchmesser von 1,5 Metern Vortriebsrohre mit sphärischen Muffen den Vortrieben mit hydraulischen Fugen bei einer Rohrlänge von drei Metern überlegen sein könnten, wenn sich die Richtigkeit der theoretisch erarbeiteten Grundlagen durch Praxistests wie beschrieben nachweisen lässt.

Als weitere Alternative zu Druckübertragungsmitteln aus Holz steht derzeit der EDAR® M [41] am Markt zur Verfügung. Dieser weist momentan noch den Nachteil auf, dass er erst ab Rohraußendurchmessern von 2,5 Metern einsetzbar ist. Bei dieser Nennweite kann ein Mindestkurvenradius von 300 Metern aufgefahren werden. Das entspricht übertragen auf die sphärische Rohrfügung einer Abwinklung von rd. 0,5° und liegt damit deutlich unter den Möglichkeiten sphärischer Vortriebsrohre.

Nachteile weisen sphärische Vortriebsrohre bei der hydraulischen und statischen Bemessung sowie den Anforderungen an das Zusammenspiel zwischen der Rohrdichtung und dem Stahlführungsring auf.

Im Kapitel 4 „Hydraulik der sphärischen Rohre“ wurde ein Bemessungsansatz auf Basis in der Praxis üblicher Bemessungsgrundlagen hergeleitet. Die durchgeführte CFD Analyse [60] zeigt allerdings, dass die Verschiebung in der Muffe zu Strömungsablösungen auf der Kurvenaußenseite führen und es damit zu Verlusten bei der hydraulischen Leistungsfähigkeit kommen kann. Eine quantitative Aussage über die Höhe dieser Verluste ist nur durch weitere CFD-Analysen und insbesondere mithilfe von Praxisversuchen in einem Wasserlabor möglich. Unter der berechtigten Annahme, dass die hydraulische Leistungsfähigkeit wesentlich von der durchströmten Fläche und dem benetzten Umfang abhängt, scheint es möglich, mithilfe einer überschaubaren Variation des Innendurchmessers und des Gefälles, eine allgemeingültige Berechnungsmethode herleiten zu können. Diese Aussage hat allerdings nur solange Gültigkeit, bis eine turbulente Strömung entsteht. Sobald sich Verwirbelungen in der Muffe etablieren, kann eine Berechnung mit praxisüblichen Berechnungsmethoden aus der Rohrhydraulik nicht mehr erfolgen.

Die Masterarbeit von Silkens kommt zu dem Schluss „...“, dass es aus statischer Sicht durchaus möglich ist, mit gelenkigen Vortriebsrohren einen kurvengängigen Vortrieb durchzuführen“ [62]. Durch die Ablenkung der Vortriebskräfte in der Muffe nach innen am Spitzende bzw. nach außen am Muffenende entstehen Kräfte in Ringrichtung, die bei konventionellen Rohren nicht entstehen. Nach [62] können diese durch die Einlage einer zusätzlichen Bewehrung aufgenommen werden. Alternativ könnten die sphärischen Vortriebsrohre aus Stahlfaserbeton hergestellt, oder Gelenkstücke aus zugfesten Materialien wie glasfaserverstärktes Epoxidharz verwendet werden. Die Ergebnisse der Arbeit von Silkens müssen allerdings ebenso wie die hydraulischen Berechnungen zunächst in Praxisversuchen verifiziert werden.

Einen weiteren wichtigen Aspekt stellt die Abhängigkeit zwischen dem möglichen Arbeitsweg der Dichtung und der daraus resultierenden erforderlichen Länge des Stahlführungsrings dar. Marktübliche Dichtungen weisen lediglich geringe Arbeitswege auf. Neben der Einschränkung der hydraulischen Leistungsfähigkeit durch die Muffenverschiebung stellt der mögliche Arbeitsweg der Rohrdichtung einen wesentlichen Faktor für die Begrenzung der maximalen Abwinklung auf zunächst  $1^\circ$  dar. Kapitel 5.5 hat gezeigt, dass selbst bei der Begrenzung auf eine Abwinklung von  $1^\circ$  bei einer üblichen Länge von 250 mm für den Stahlführungsring eine erhebliche Differenz der Anpresskräfte der Dichtung an den Stahlführungsring zwischen der Kurveninnen- und der -außenseite auftreten. Diese Differenz muss entweder durch neuartige Dichtprofile oder durch deutlich längere Stahlführungsringe und daraus resultierende kleinere Verformungen der Dichtung begrenzt werden. Abhilfe könnten auch neu zu entwickelnde Dichtsysteme leisten, wie sie beispielhaft im Kapitel 7.4.1 beschreiben werden, die ohne einen Stahlführungsring auskommen.

Für die Produktion sphärischer Vortriebsrohre aus Stahl- oder Stahlfaserbeton werden neue Fertigteilschalungen oder zumindest Modifikationen an den bisher marktüblichen und damit bei den Herstellern vorhandenen Schalungssätzen erforderlich. Ob sich die dafür erforderli-

chen Investitionen perspektivisch rechnen, kann erst nach den oben beschriebenen Versuchen zur Hydraulik und Statik sowie in situ Vortriebsversuchen abschließend beurteilt werden.

Vortriebsrohre mit sphärischen Muffen aus Stahl- oder Stahlfaserbeton erscheinen nach den Erkenntnissen dieser Arbeit grundsätzlich für den Einsatz in der Praxis geeignet. Ein wesentlicher Vorteil der sphärischen Muffe ist, dass die Abwinklung zweier aufeinanderfolgender Rohre bei einem definierten Kurvenradius – im Gegensatz zu konventionellen Rohren – unabhängig vom Rohrdurchmesser ist.



## 10. Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde die geometrische Ausbildung von sphärischen Vortriebsrohren festgelegt und Grundlagen für die hydraulische und statische Bemessung derartiger Rohre untersucht.

Um die entwickelte gelenkige Verbindung auf ihre Praxistauglichkeit zu untersuchen, ist es im weiteren Vorgehen erforderlich, ergänzende theoretische Berechnungen (CFD und FEM) aufzustellen und deren Ergebnisse durch Versuche an realen Rohren zu überprüfen.

Um allgemeingültige Bemessungsansätze für die hydraulische Bemessung zu entwickeln, müssen Rohre verschiedener Durchmesser gefertigt und in Versuchen hydraulisch untersucht werden. Grundsätzlich ist unter der Annahme, dass der Abfluss proportional zum Gefälle, dem durchströmten Querschnitt und dem benetzten Umfang ist, die Durchführung von Versuchen mit lediglich einem Rohrdurchmesser ausreichend. Jedoch könnte der einragende Kämpfer - zumindest bei größeren Fließgeschwindigkeiten - ggfs. Verwirbelungen erzeugen, die diese theoretische Annahme zunichtemachen. Um Beeinflussungen aus dem Zulauf des Wasserstroms in den Rohrstrang zu vermeiden bzw. zu minimieren, sollte vor der zu prüfenden Kurve eine ausreichend lange, gerade Vorlaufstrecke angeordnet werden. Ebenso sollte eine gerade Nachlaufstrecke die Beeinflussung der Ergebnisse durch den Ausfluss des Wassers aus der Versuchsstrecke minimieren. Übliche Längen von Vortriebsrohren betragen drei bis vier Meter. Die Vortriebslängen werden in ihrer Anwendung in der Praxis kontinuierlich gesteigert und betragen aktuell nicht selten einen Kilometer oder mehr, wobei die Länge der Kurvenfahrt selbst auch deutlich über 100 Meter betragen kann. Ein Versuchsaufbau dieser Dimension ist in Laboren nicht möglich und auch nicht finanzierbar. Daher müsste zunächst ein Maßstabsfaktor für ein Modell mit kleinen Durchmessern und Rohrlängen hergeleitet werden, über den man auf reale Rohrdimensionen schließen kann. Beispielsweise könnte zunächst mittels CFD untersucht werden, ob der Abfluss in einem Rohr DN 80 mit einer Baulänge von 300 mm über einen Maßstabsfaktor auf ein Rohr DN 800 mit drei Metern Länge übertragen werden kann.

Um das Tragverhalten sphärische Rohre zu überprüfen, müssten in jedem Fall ein Spitz- und ein Muffenende gemeinsam in einer Presse bis zur Bruchlast zusammengedrückt werden. Es sind Versuche sowohl für den geraden als auch für den abgewinkelten Zustand erforderlich.

In einer Kooperation mit Herstellern von Dichtungsprofilen könnten neuartige Rohrdichtungen entwickelt werden, welche bei gleicher Dichtheit wesentlich größere Arbeitswege aufweisen als bisher am Markt befindliche Dichtungen für Vortriebsrohre. Diese Profile würden wesentlich zur Wirtschaftlichkeit sphärischer Rohre beitragen, da sie kurze Stahlführungsringe auch für sphärische Vortriebsrohre ermöglichen würden.

Ein neuer Stand der Technik ist möglich, wenn die noch durchzuführenden Praxis- und Laborversuche erfolgreich absolviert werden und Dichtprofile mit deutlich größeren Arbeitswegen entwickelt werden können.

## 11. Literatur

- [1] *Brombach, H., Dettmar, J.*: Im Spiegel der Statistik: Abwasserkanalisation und Regenwasserbehandlung in Deutschland. *Korrespondenz Abwasser*. 3/2016, 176-186.
- [2] *Berliner Wasserbetriebe*: Berliner Wasserbetriebe - Microtunneling. <http://www.bwb.de/content/language1/html/1037.php>. 2015.
- [3] *bi medien, Germany*: Rohrvortrieb spart erhebliche CO2-Emissionen ein. [http://www.bi-umweltbau.de/Artikel\\_UB\\_Hobas\\_Czajka.AxCMS](http://www.bi-umweltbau.de/Artikel_UB_Hobas_Czajka.AxCMS). 2011.
- [4] *Scherle, M., Rößler, U.*: Fernseminar Rohrvortrieb. 8. Fortsetzung am 08.08.04. [www.maxscherle.com](http://www.maxscherle.com). 2004.
- [5] DWA-A 161: Statische Berechnung von Vortriebsrohren: Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall. Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e. V. 2014.
- [6] *Osebold, R.*: Abschlußbericht zum Forschungsvorhaben Überwachung und Qualitätssicherung von Rohrvortrieben. RWTH Aachen - ibb - Institut für Baumaschinen und Baubetrieb 2009.
- [7] *Pinkernell, H.D.I.*: Vorgefertigtes Rohr oder vorgefertigter Rohrring. <http://www.google.com/patents/DE3622965C1?cl=de>. Deutschland. DE3622965 C1. 05.07.1986.
- [8] *Körkemeyer, K.*: Vortriebsrohr und Aufsatz für ein Vortriebsrohr. Deutschland. DE 10 2008 039 820 A1 2010-03.04. 22.08.2008.
- [9] *Ay, C.*: Geschichte der CNC-Technik. <http://www.cnc-lehrgang.de/geschichte-der-cnc-technik/>. 2014.
- [10] Axial-Kugelgelenk / Stahl - Schaeffler Technologies AG & Co. KG. <http://www.directindustry.de/prod/schaeffler-technologies-ag-co-kg/product-169-805379.html>. 2018.
- [11] *Breit, W., Körkemeyer, K.*: ZIM Forschungsvorhaben. Entwicklung eines hochleistungsfähigen Vortriebsrohres mit sphärischer Fuge unter Verwendung von Alumosilikaten. TU Kaiserslautern, Bernhard Müller GmbH Betonwerk, ZERNA Planen und Prüfen.
- [12] DWA-A 110: Hydraulische Dimensionierung und Leistungsnachweis von Abwasserleitungen und -kanälen: Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall. Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e. V. 2006.
- [13] DIN EN 681-1. Elastomer-Dichtungen. DIN: Beuth (07/2016).
- [14] DIN EN 1610 Verlegung und Prüfung von Abwasserleitungen und -kanälen. DIN: Beuth (12/2015).
- [15] DWA-A 139: Einbau und Prüfung von Abwasserleitungen und -kanälen: Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall (DWA) e.V. Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e. V. 2019.
- [16] DWA-A 125: Rohrvortrieb und verwandte Verfahren: Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall (DWA) e.V. Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e. V. 2008.
- [17] DIN EN 1916. Rohre und Formstücke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton. DIN: Beuth (04/2003).
- [18] DIN EN 12889 Grabenlose Verlegung und Prüfung von Abwasserleitungen und -kanälen. DIN: Beuth (03/2000).

- [19] DIN V 1201:2004-08 Rohre und Formstücke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton für Abwasserleitungen und -kanäle – Typ 1 und Typ 2 – Anforderungen, Prüfung und Bewertung der Konformität. DIN: Beuth (08/2004).
- [20] DIN V 1202:2004-08 Rohrleitungen und Schachtbauwerke aus Beton, Stahlfaserbeton und Stahlbeton für die Ableitung von Abwasser - Entwurf, Nachweis der Tragfähigkeit und Gebrauchstauglichkeit, Bauausführung. DIN: Beuth (08/2008).
- [21] *Acker, C.*: Untersuchung der Machbarkeit von neuartigen Vortriebsrohren mit sphärisch ausgeformten Rohrenden unter bauverfahrens- und fertigungstechnischen Gesichtspunkten. Diplomarbeit. TU Kaiserslautern 23.03.2015.
- [22] *BERDING BETON GmbH*: Vortriebsrohre - Maße - Gewichte. 2018.
- [23] M 149-3: ATV-DVWK-Regelwerk. Teil 3: Zustandsklassifizierung und -beurteilung: Ges. zur Förderung der Abwassertechnik. ATV-DVWK, Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall 2004.
- [24] *Abwassertechnische Vereinigung*: ATV-A 161 Statische Berechnung von Vortriebsrohren. Abwassertechnische Vereinigung 01/1990.
- [25] *Körkemeyer, K., Vogler, G.*: Druckübertragung an Rohrenden. Die Bedeutung des Druckübertragungsrings als zentrales Element beim Rohrvortrieb. BFT INTERNATIONAL Betonwerk + Fertigteil-Technik. 5/2005, S. 14–22.
- [26] *Kirchhartz, M., Ufermann, F.*: Druckübertragungsrings aus Holz und Holzwerkstoffen im Rohrvortrieb. Auf dem Prüfstand. bi-UmweltBau. 6/2014, S. 28–32.
- [27] *Uffmann, H.-P., Deisenroth, W.*: Neue Erkenntnisse über die Spannungsverteilung in der Rohrfuge beim Rohrvortrieb. TIS Tiefbau - Ingenieurbau - Straßenbau. 10/2010, S. 12–22.
- [28] *Averesch, U.*: Entwicklung eines Rechenmodells zur Bestimmung der Vortriebskräfte beim Rohrvortrieb. Dissertation. RWTH Aachen 1997.
- [29] *Osebold, R.*: „Entwicklung und Praxiserprobung eines Überwachungssystems zur Vermeidung von Schäden an Vortriebsrohren“. Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben. RWTH Aachen, ibb – Institut für Baumaschinen und Baubetrieb 2006.
- [30] *Bohle, U.*: Risikominimierung bei Rohrvortrieben. 1. NO DIG BERLIN 2013. GSTT 2013.
- [31] *Thewes, M., Kentgens, S.*: Untersuchungen zur Bestimmung des Last- Verformungsverhalten eines EDA-Ringes aus SBR im Auftrag der Emschergenossenschaft, Essen. Versuchsbericht. Ruhr-Universität Bochum 01/2008.
- [32] *Bosseler, B., Liebscher, M.*: Der IKT Vortriebssimulator. Entwicklung, Bau, Versuche und Ergebnisse. IKT, Institut für Unterirdische Infrastruktur 2007.
- [33] *Stein, D.*: Grabenloser Leitungsbau: Ernst & Sohn 2003.
- [34] *Trümpi-Althaus, S.*: Tragverhalten und Bemessung von Stahlbetonvortriebsrohren. Dissertation. ETH Zürich 2005.
- [35] CoJackHydra - Die optimierte Hydraulische Fuge | S & P Consult GmbH. <http://www.s-up-consult.de/cojackhydra-die-optimierte-hydraulische-fuge>. 2018.
- [36] *Körkemeyer, K., Stein, D.*: Druckübertragungsteil für Vortriebsrohre. European Patent Office. EP 1 413 708 A1. 22.10.2003.
- [37] *Jackcontrol AG*: Die Hydraulische Fuge. Kurvenvortrieb in Perfektion (2017).
- [38] *Baumgartner, F.*: Druckausgleichsring zur Einlage zwischen den Rohrstirnflächen beim unterirdischen Vortrieb von Rohren. Deutschland. DE19937344 C1. 11.8.1999.
- [39] *Baumgartner, F.*: Druckausgleichsring für eine Verbindung zwischen Vortriebsrohren. European Patent Office. EP 1 079 064 B1. 11.08.2000.

- [40] *Baumgartner, F.*: Druckausgleichsring zur Anordnung zwischen zwei Vortriebsrohren eines unterirdischen Rohrvortriebs. European Patent Office. EP 2 653 766 A2. 05.04.2013.
- [41] *Jackcontrol AG*: Der EDAR. Die clevere Lösung für Druckübertragung und Innendichtung (2017).
- [42] *Akesaka, T.*: Thrust transmitting device. <https://encrypted.google.com/patents/EP0319724A1?cl=en>. European Patent Office. EP 0319724 A1. 09.11.1988.
- [43] *Bosseler, B., Liebscher, M.*: Qualitätssicherung beim Rohrvortrieb durch kontinuierliche Fugenvermessung. Abschlussbericht. IKT, Institut für Unterirdische Infrastruktur 2009.
- [44] *Bronštejn, I. N.*: Taschenbuch der Mathematik: Deutsch 1981.
- [45] *Scherle, M., Rößler, U.*: Fernseminar Rohrvortrieb. 3. Fortsetzung am 09.09.03. [www.maxscherle.com](http://www.maxscherle.com). 2003.
- [46] *Matheplanet, M.*: MP Forum - Druckansicht (Matroids Matheplanet). Mantelfäche auf Kugel (Zweieck). <http://matheplanet.com/matheplanet/nuke/html/printtopic.php?topic=178437>. 2016.
- [47] DIN EN 10088-1 Nichtrostende Stähle - Teil 1: Verzeichnis der nichtrostenden Stähle; Deutsche Fassung EN 10088-1:2014. DIN: Beuth (12/2014).
- [48] DIN EN 10025 Warmgewalzte Erzeugnisse aus Baustählen. DIN: Beuth (04/2011).
- [49] DIN 50929-3 Korrosion der Metalle - Korrosionswahrscheinlichkeit metallener Werkstoffe bei äußerer Korrosionsbelastung - Teil 3: Rohrleitungen und Bauteile in Böden und Wässern. DIN: Beuth (03/2018).
- [50] DVGW GW 9: Beurteilung der Korrosionsbelastungen von erdüberdeckten Rohrleitungen und Behältern aus unlegierten und niedrig legierten Eisenwerkstoffen in Böden: Beuth. Deutsche Verein des Gas- und Wasserfaches e.V. 05/2011.
- [51] *DS Dichtungstechnik GmbH*: Groß- und Vortriebsrohre, Rahmenteile. <http://www.dsseals.net/de/gross-und-vortriebsrohre-rahmenteile.html>. 2016.
- [52] *Daldrup, B.*: Gelenkfügung Vortriebsrohre Dichtung mit 2mm Arbeitsweg. E-Mail (13.06.2016).
- [53] DIN 4060 Rohrverbindungen von Abwasserkanälen und -leitungen mit Elastomerdichtungen - Anforderungen und Prüfungen an Rohrverbindungen, die Elastomerdichtungen enthalten. DIN: Beuth (07/2016).
- [54] *FBS-Fachvereinigung Betonrohre und Stahlbetonrohre e.V.*: Technisches-Handbuch-FBS. FBS-Fachvereinigung Betonrohre und Stahlbetonrohre e.V. 2011.
- [55] Produktdatenblatt DS-BLT (08.02.2016).
- [56] *Oumeraci, H.*: Hydromechanik. Vorlesungsumdruck für die Bachelorvorlesung „Hydromechanik“ 04/2015.
- [57] DIN EN 752 Entwässerungssysteme außerhalb von Gebäuden Teil 4: Hydraulische Berechnung und Umweltschutzaspekte Deutsche Fassung EN 752-4 : 1997. DIN (04/2008).
- [58] *itwh*: Produkt Detailansicht - itwh. <http://www.itwh.de/de/software/software-produkte/produkt-detailansicht/hystem-extran.html>. 2017.
- [59] *Ehrbar, D.*: HYDRAULIK I. Zusammenfassung von Daniel Ehrbar, D-BAUG.
- [60] *Valero, D.*: Hydraulic performance of a DN 800 pipe with rough inner joints: a numerical study. FH Aachen 2017.
- [61] DWA-A 118: Hydraulische Bemessung und Nachweis von Entwässerungssystemen: DWA. Deutsche Vereinigung für Wasserwirtschaft, Abwasser und Abfall e. V. 2006.
- [62] *Silkens, K.*: Entwicklung eines Bemessungskonzeptes für gelenkig verbundene Vortriebsrohre aus Stahlbeton. Masterarbeit. Ruhr-Universität Bochum 05.02.2018.

- [63] *Swain, G. F., Mehmel, A.*: Festigkeitslehre: Springer Berlin Heidelberg 2013.
- [64] *Gollwitzer Beton*: Produktionsliste deutsch. Vortriebsrohre von DN 300 bis DN 3200. [http://www.gollwitzer-beton.de/?lang=de&site\\_id=468](http://www.gollwitzer-beton.de/?lang=de&site_id=468). 2008.
- [65] *Matsumoto, S., Okada, M., Morinaga, E.*: Horizontal vektor jacking force and tail void measurements for sharp curve jacking as well as mechanisms involved. Int. NO-DIG Perth 2000. ISTT. ISTT 2000. <http://www.istt.com/main/task.pdf?pdfquery=&bycompany=&bycategory=&byevent=466&between1=&between2=&pdfsearch=search>.
- [66] *Beckmann, D.*: Berechnungsmethode für umweltschonende Bauvorhaben zur Bestimmung der beim grabenlosen Rohrvortrieb auftretenden Führungskräfte und zusätzlichen Rohrbeanspruchungen zur langfristigen Vermeidung von Bauwerksschäden. Abschlussbericht Teil 1: Hauptteil. Gefördert unter dem Az: 29481 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt. 2014.
- [67] *MURSOFT Wörgötter, K. O.*: RuckZuck 6.0. Statik und Bemessungssoftware. <http://www.ruckzuck.co.at/>. 2010.
- [68] *Gössner, S.*: Schub und Scherung. <http://goessner.net/learn/tm/skripte/elastostatik/schub/index.html>. 2006.
- [69] *Schweizer*: Lagereigenschaften von Gummielementen. <https://www.schweizer-fn.de/lagerung/lagerdaten/lagerdaten.php#berechfkfaktor>. 2018.
- [70] *Körkemeyer, K.*: Rohrleitungen 1. Teil V Zementgebundene Rohrwerkstoffe: Springer 2016.
- [71] *Kuch, H., Schwabe, J.-H., Palzer, U.*: Betonwaren und Betonfertigteile. Herstellungsverfahren und -ausrüstungen: Verl. Bau + Technik 2009.
- [72] *Tritzschak, E.*: Passgenaue Rohrverbindungen durch Nachbearbeitung. Geprägte Verbindungen. BFT Beton- und Fertigteiltechnik. 6/2004, S. 30–33.
- [73] *Momber, A. W., Schulz, R.-R.*: Handbuch der Oberflächenbearbeitung Beton. Bearbeitung, Eigenschaften, Prüfung: Birkhäuser 2006.
- [74] *Gross, D., Hauger, W., Schröder, J., Wall, W. A.*: Haftung und Reibung. 2016.
- [75] *Bohle, U.*: Rohrvortrieb nach DWA-A 125. Teil 2: Rohre. Korrespondenz Abwasser. 8/2017, S. 676–682.
- [76] *S & P Consult GmbH, Bochum*: EP-Harze (Epoxidharze). <https://www.unitracc.de/know-how/fachbuecher/instandhaltung-von-kanalisationen/sanierung/renovierung/beschichtungsverfahren/stoffe-fuer-die-moertelbeschichtung/reaktionsharzmoumlrtel-und-betone/ep-harze-epoxidharze>. 2004.
- [77] *Gramberger, J.*: Kosten Schalung sphärische Rohre. E-Mail (02.05.2018).
- [78] *Boomfield, J. D.*: Der komplexeste Rohrvortrieb der Welt. TIS Tiefbau - Ingenieurbau - Straßenbau. 10/2018, 10 - 12.

## **Anhang**

Anhang 1: Allgemeingültige Konstruktion sphärischer Rohre

Anhang 2: Berechnung verbleibender freier Querschnitt

Anhang 3: CFD-Simulation eines DN 800 Rohrstrangs

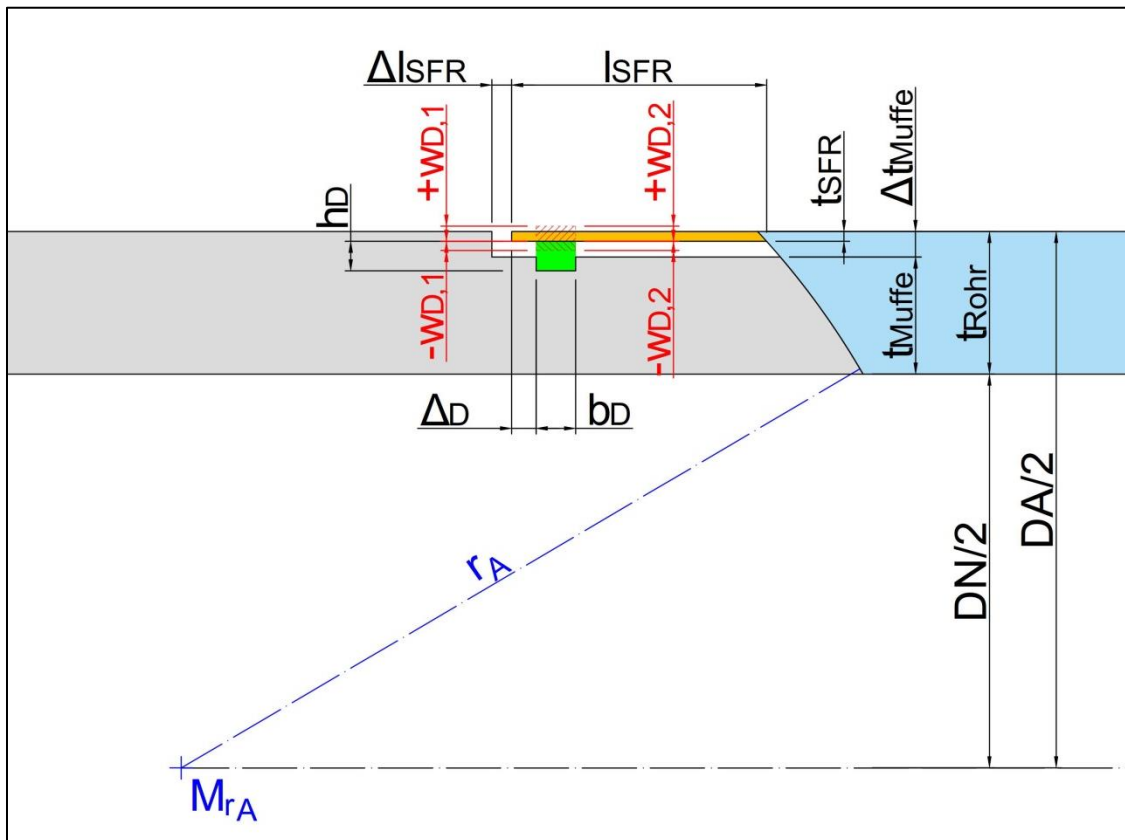
## **Anhang 1**

### **Allgemeingültige Konstruktion sphärischer Rohre**





## Erforderliche Kenngrößen



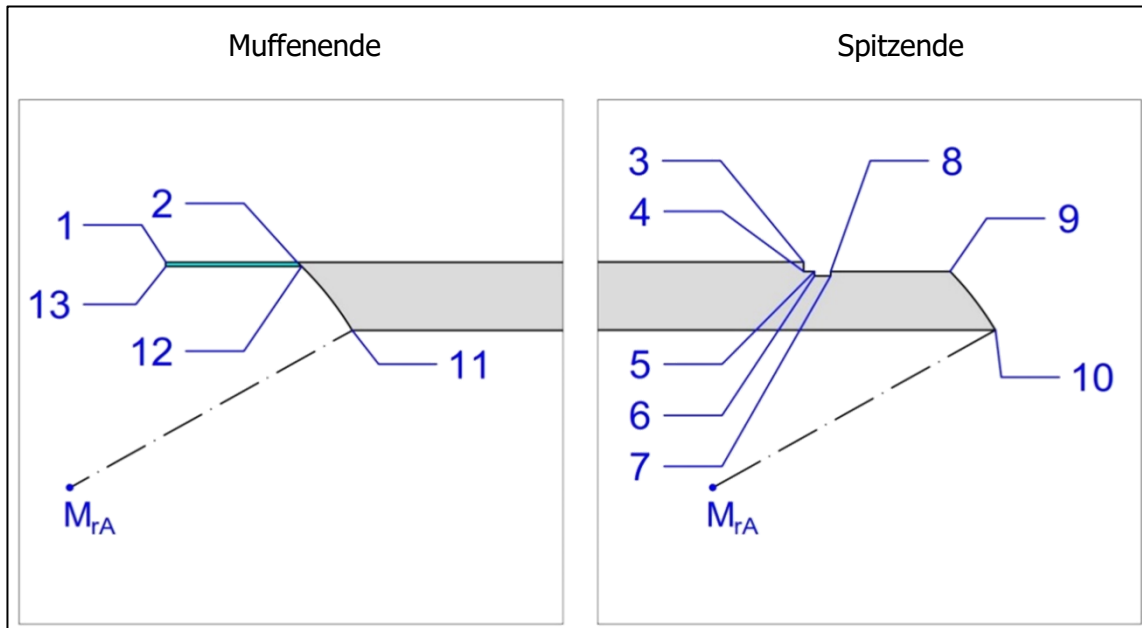
**Abbildung 1-1: Geometrische Kenngrößen der Muffen**

Erläuterung der Bemaßung:

$DA/2$	: Hälfte des Außendurchmessers des Rohres
$DN/2$	: Hälfte des Innendurchmessers des Rohres
$r_A$	: Ausrundungsradius
$t_{Rohr}$	: Wanddicke des Rohres
$t_{Spitz}$	: Wanddicke des Spitzendes
$l_{SFR}$	: Länge des SFR ohne den, im Rohr eingebetteten Teil
$\Delta l_{SFR}$	: Abstand SFR vom Spitzende
$t_{SFR}$	: Wanddicke SFR
$h_D$	: Höhe der Dichtung im komprimierten Zustand
$b_D$	: Breite der Dichtung
$\Delta_D$	: Abstand der Dichtung vom Spitzende
$\pm w_D$	: Arbeitsweg der Dichtung

Zu beachten ist, dass der Arbeitsweg der Dichtung nicht konstant ist, sondern über die Dichtungsbreite und ihren Umfang variiert. Im Bereich der Kämpfer ist  $w_D$  am größten (vgl. Kapitel 3.4). Die folgenden Betrachtungen sind daher auf den Kämpferbereich begrenzt.

## Lage der Koordinatenpunkte



**Abbildung 1-2: Koordinatenpunkte am Muffen- und Spitzende**

Die Länge des Stahlführungsringes (SFR) wird zwischen den Punkten 12 und 13 in x-Richtung gemessen.  $l_{SFR}$  ist damit die freie Länge des SFR auf seiner, dem Rohrinne zugewandten Seite. Die Punkte 4 bis 8 definieren die Geometrie der Dichtungsnut. Diese wird im Wesentlichen durch die Breite der Dichtung und ihre Höhe im komprimierten Zustand bestimmt. Die Lage der Dichtungsnut in x-Richtung auf dem Spitzende wird durch den Wert  $\Delta_D$ , also den Abstand zwischen der Spitze des SFR und der Dichtung bestimmt.  $\Delta_D$  ist der Abstand zwischen den Punkten 4 und 5.

**Berechnung der Koordinatenpunkte:**

Punkt	x-Koordinate	y-Koordinate
1	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} - l_{SFR}$	$\frac{DA}{2}$
2	$\sqrt{r_A^2 - \frac{DA^2}{4}}$	$\frac{DA}{2}$
3	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} - l_{SFR} + l_{R,eff} - \Delta l_{SFR}$	$\frac{DA}{2}$
4	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} - l_{SFR} + l_{R,eff} - \Delta l_{SFR}$	$\frac{DA}{2} - t_{SFR}$
5	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} - l_{SFR} + l_{R,eff} + \Delta_D$	$\frac{DA}{2} - t_{SFR}$
6	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} - l_{SFR} + l_{R,eff} + \Delta_D$	$\frac{DA}{2} - t_{SFR} - h_D$
7	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} - l_{SFR} + l_{R,eff} + \Delta_D + b_D$	$\frac{DA}{2} - t_{SFR} - h_D$
8	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} - l_{SFR} + l_{R,eff} + \Delta_D + b_D$	$\frac{DA}{2} - t_{SFR}$
9	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DN}{2} + t_{Spitz}\right)^2} + l_{R,eff}$	$\frac{DN}{2} + t_{Spitz}$
10	$\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}} + l_{R,eff}$	$\frac{DN}{2}$
11	$\sqrt{r_A^2 - \frac{DN^2}{4}}$	$\frac{DN}{2}$
12	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2}$	$\frac{DA}{2} - t_{SFR}$
13	$\sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DA}{2} - t_{SFR}\right)^2} - l_{SFR}$	$\frac{DA}{2} - t_{SFR}$

## Beispiel einer Rohrkonstruktion

Am Beispiel eines Rohres DN 600 mit  $r_A = DN$  soll die allgemein gültige Konstruktion für sphärische Rohre erläutert werden.

### Geometrische Vorgaben:

DA/2	430	mm
DN/2	300	mm
$t_{\text{Rohr}}$	130	mm
$r_A$	600	mm
$l_{\text{SFR}}$	250	mm
$t_{\text{SFR}}$	8	mm
$h_D$	20	mm
$b_D$	30	mm
$\Delta_D$	10	mm
$\pm W_D$	4	mm

Die erforderlichen Maximal- bzw. Mindestwerte für  $t_{\text{Spitz}}$  und  $\Delta l_{\text{SFR}}$  werden abhängig von der gewählten Abwinkelung aus einer Kurvenfahrt berechnet. Die Abwinkelung  $\alpha_K$  wird mit  $1^\circ$  angenommen. Es ergeben sich folgende Werte:

<b>Berechnung Rohre mit sphärischer Muffe</b>			
<b>Ergebnisse Muffengeometrie bei Ausrundung</b>	<b><math>r_A</math></b>	<b>600 mm</b>	
erf. Arbeitsweg der Dichtung auf Kurveninnenseite	$W_{D1,i}$	3,32 mm	Dekompression
	$W_{D2,i}$	3,84 mm	Dekompression
erf. Arbeitsweg der Dichtung auf Kurvenaußenseite	$W_{D1,a}$	3,19 mm	Kompression
	$W_{D2,a}$	3,72 mm	Kompression
erf. Weg für SFR auf Kurveninnenseite	$\Delta l_{\text{SFR}}$	7,53 mm	in x-Richtung
erf. Weg für SFR auf Kurvenaußenseite	$\Delta l_{\text{SFR}}$	7,34 mm	in x-Richtung
erf. Weg für SFR auf Kurvenaußenseite	$\Delta t_{\text{Spitz}}$	7,51 mm	in y-Richtung
max. Wanddicke Spitzende	$t_{\text{Spitz}}$	114,49 mm	= $t_{\text{Rohr}} - \Delta t_{\text{Spitz}}$

Mit den so ermittelten Werten kann das sphärische Rohr zusammen mit den Vorgabewerten konstruiert werden:

	<b>X</b>	<b>Y</b>
<b>P 1</b>	176,52	430,00
<b>P 2</b>	418,45	430,00
<b>P 3</b>	3067,82	430,00
<b>P 4</b>	3067,82	422,49
<b>P 5</b>	3085,35	422,49
<b>P 6</b>	3085,35	403,30
<b>P 7</b>	3115,35	403,30
<b>P 8</b>	3115,35	422,49
<b>P 9</b>	3324,86	422,49
<b>P 10</b>	3418,45	300,00
<b>P 11</b>	519,62	300,00
<b>P 12</b>	426,52	422,00
<b>P 13</b>	176,52	422,00

Alle Werte in der Einheit Millimeter. Die x-Achse ist dabei in Vortriebsrichtung ausgerichtet.

### Koordinatenwerte am Muffenende

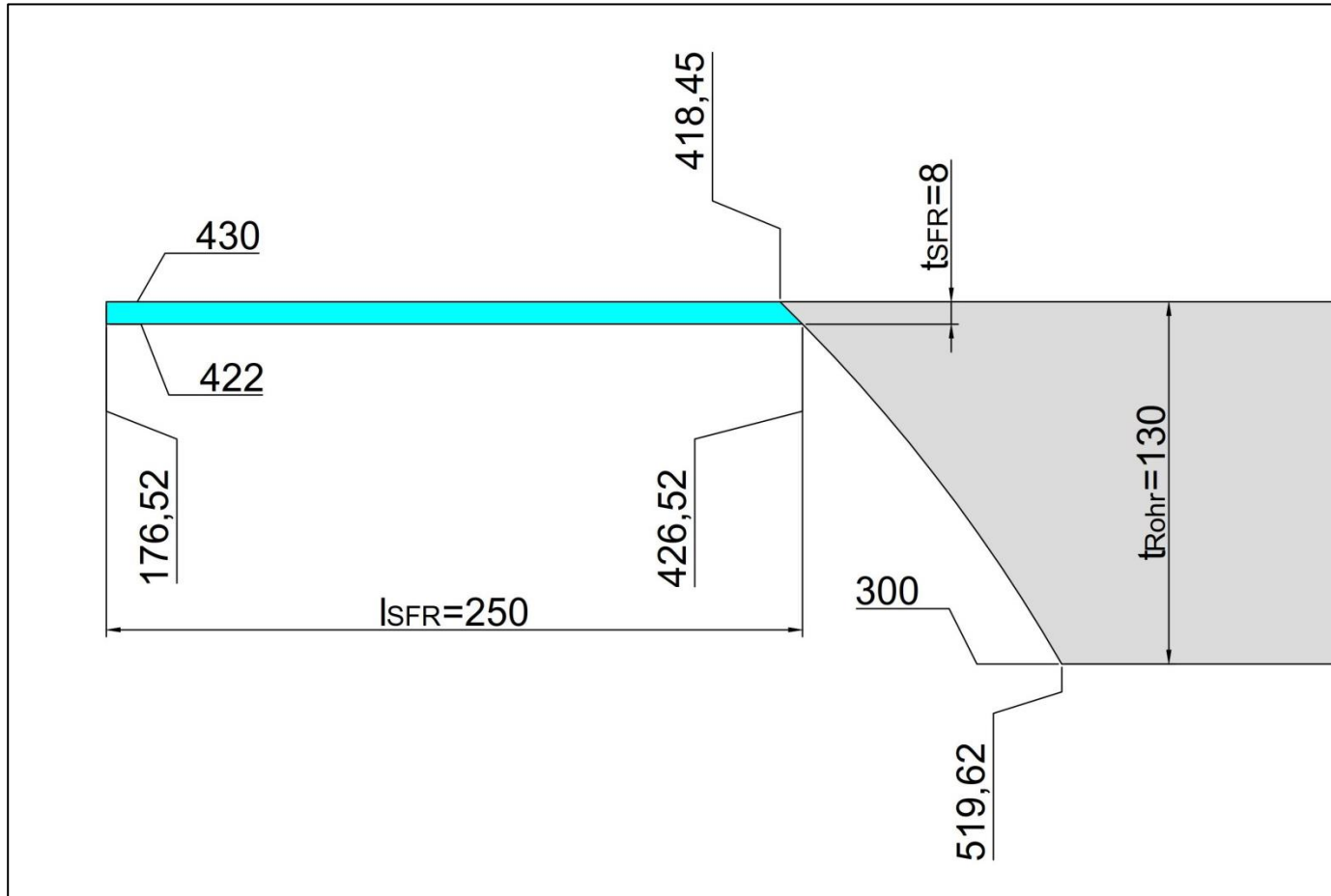


Abbildung 1-3: Koordinaten am Muffenende

### Koordinatenwerte am Spitzende

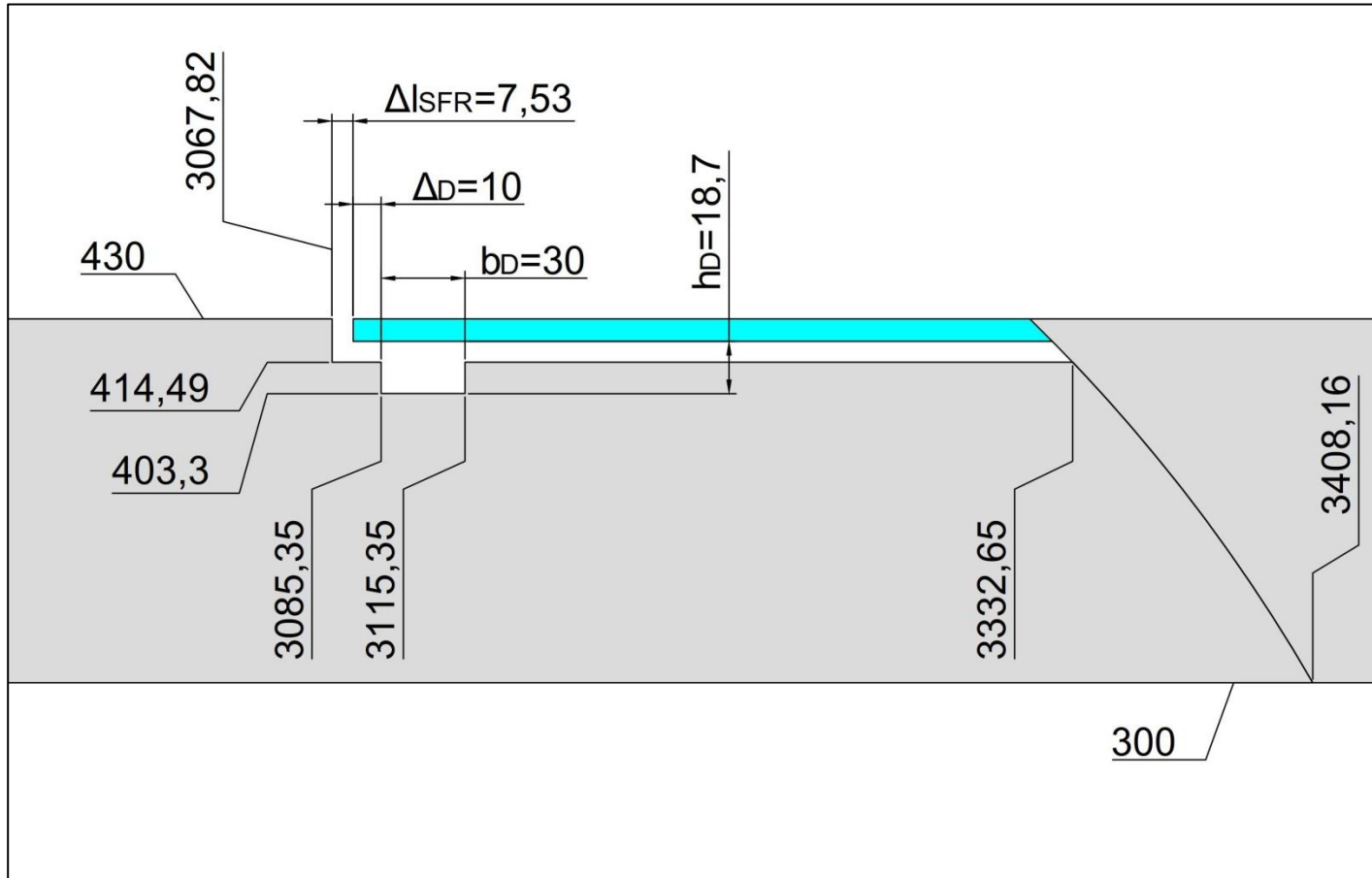


Abbildung 1-4: Koordinaten am Spitzende

### Bewegung Stahlführungsring und Arbeitsweg Dichtung

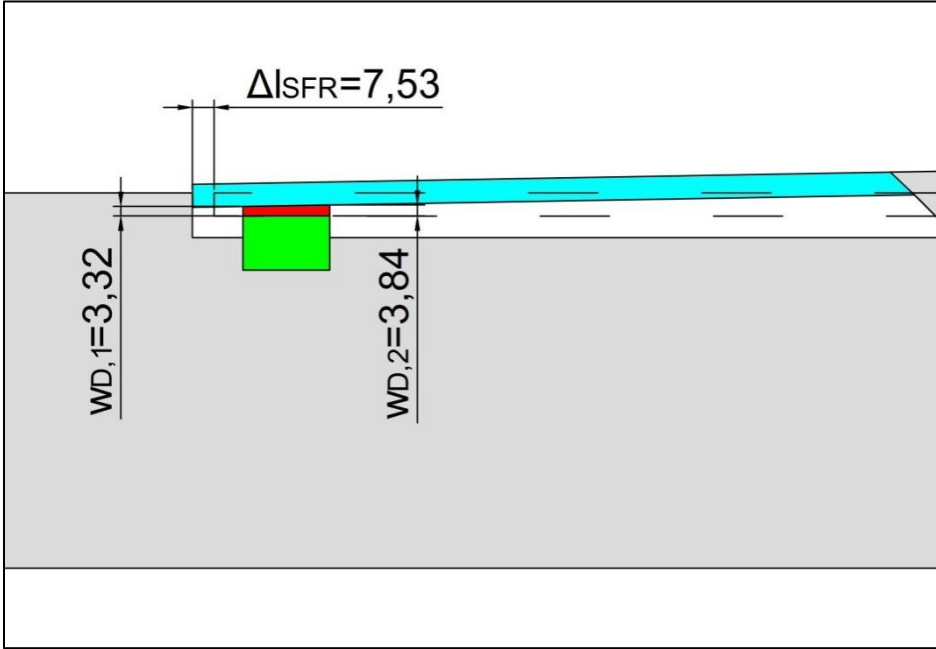


Abbildung 1-5: Kurveninnenseite

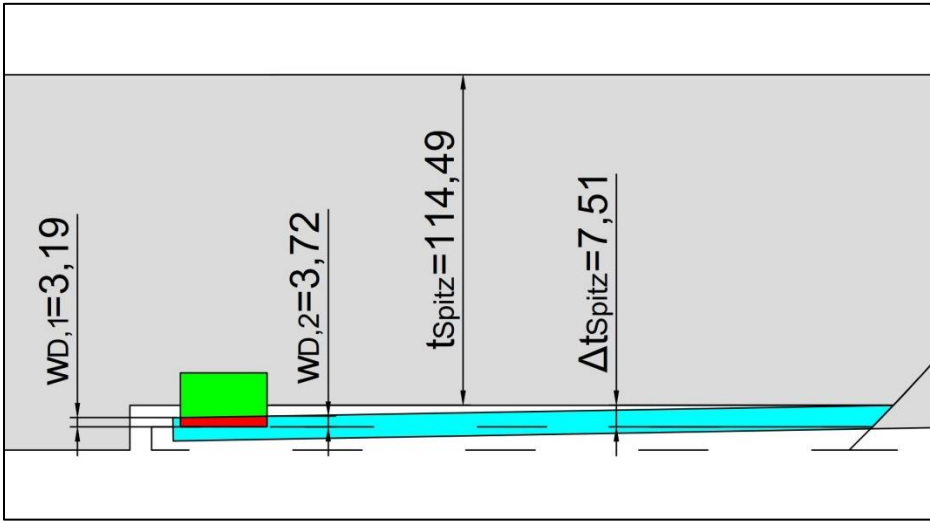


Abbildung 1-6: Kurvenaußenseite



## **Anhang 2**

### **Berechnung verbleibender freier Querschnitt**



## Berechnung des Kreissegments

$$A_{Kreis} = \frac{DN^2}{4} * \arccos \left( 1 - \frac{\frac{DN}{2} - S_x}{\frac{DN}{2}} \right) - S_x * \sqrt{\frac{DN^2}{4} - S_x^2}$$

$$l_v = \sqrt{r_A^2 - \left(\frac{DN}{2}\right)^2}$$

Mit:  $r_A = c * DN$

$$l_v = DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}}$$

$$S_x = l_v * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right)$$

$$S_x = DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right)$$

Es ergibt sich für das Kreissegment:

$$A_{Kreis} = \frac{DN^2}{4} * \arccos \left( 1 - \frac{\frac{DN}{2} - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right)}{\frac{DN}{2}} \right) - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) * \sqrt{\frac{DN^2}{4} - \left( DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) \right)^2}$$

## Berechnung des Ellipsenabschnitts

$$A_{\text{Ellipse}} = a * b * \arccos\left(\frac{h}{a}\right) - h * b * \sqrt{1 - \frac{h^2}{a^2}}$$

$$a = \frac{DN}{2} * \cos \alpha$$

$$b = \frac{DN}{2}$$

$$h_1 = \left| DN/2 * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) \right|$$

$h_1$  wurde in der Formel für  $h$  bereits substituiert.

$$h = a - h_1$$

$$h = \frac{DN}{2} * \cos \alpha - \left| DN/2 * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) \right|$$

Es ergibt sich für den Ellipsenabschnitt:

$$A_{\text{Ellipse}}$$

$$= \frac{DN}{2} * \cos \alpha * \frac{DN}{2}$$

$$* \arccos\left(\frac{\frac{DN}{2} * \cos \alpha - \left| DN/2 * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) \right|}{\frac{DN}{2} * \cos \alpha}\right)$$

$$- \frac{DN}{2} * \cos \alpha - \left| DN/2 * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) \right|$$

$$* \frac{DN}{2}$$

$$* \sqrt{1 - \frac{\left( \frac{DN}{2} * \cos \alpha - \left| DN/2 * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) \right| \right)^2}{\left( \frac{DN}{2} * \cos \alpha \right)^2}}$$

## Vereinfachung / Linearisierung

Für einen vorgegebenen Winkel  $\alpha$  aus der der Kurvenfahrt wird definiert:

$$c_\alpha = \left( \frac{\cos \alpha}{\sin \alpha} - \sin \alpha - \frac{\cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right)$$

### Kreissegment

$$A_{\text{Kreis}} = \frac{DN^2}{4} * \arccos \left( 1 - \frac{\frac{DN}{2} - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha}{\frac{DN}{2}} \right) - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha$$

$$* \sqrt{\frac{DN^2}{4} - \left( DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right)^2}$$

Weiter vereinfacht ergibt sich:

$$A_{\text{Kreis}} = \frac{DN^2}{4} * \arccos \left( 1 - \frac{\frac{DN}{2} - DN * 2 * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha}{\frac{DN}{2}} \right) - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha$$

$$* \sqrt{\frac{DN^2}{4} - \left( DN^2 * \left( c^2 - \frac{1}{4} \right) * c_\alpha^2 \right)}$$

$$A_{\text{Kreis}} = \frac{DN^2}{4} * \arccos \left( 1 - 2 * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right) - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha * DN * \sqrt{\frac{1}{4} - \left( c^2 - \frac{1}{4} \right) * c_\alpha^2}$$

$$A_{\text{Kreis}} = \frac{DN^2}{4} * \arccos \left( 1 - 2 * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right) - DN^2 * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha * \sqrt{\frac{1}{4} - \left( c^2 - \frac{1}{4} \right) * c_\alpha^2}$$

### Ellipsenabschnitt

$A_{\text{Ellipse}}$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{DN}{2} * \cos \alpha * \frac{DN}{2} \\
 &* \arccos \left( \frac{\left( \frac{DN}{2} * \cos \alpha - \left| \frac{DN}{2} * \cos \alpha - DN * 2 * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * 2 * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right| \right)}{\frac{DN}{2} * \cos \alpha} \right) - \frac{DN}{2} * \cos \alpha \\
 &- \left| \frac{DN}{2} * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right| * \frac{DN}{2} \\
 &* \sqrt{1 - \frac{\left( \frac{DN}{2} * \cos \alpha - \left| \frac{DN}{2} * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right| \right)^2}{\left( \frac{DN}{2} * \cos \alpha \right)^2}}
 \end{aligned}$$

$A_{\text{Ellipse}}$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{DN}{2} * \cos \alpha * \frac{DN}{2} * \arccos \left( \frac{\cos \alpha - \left| \cos \alpha - 2 * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| 2 * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right|}{\cos \alpha} \right) - \frac{DN}{2} * \cos \alpha \\
 &- \left| \frac{DN}{2} * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right| * \frac{DN}{2} \\
 &* \sqrt{1 - \frac{\left( \frac{DN}{2} * \cos \alpha - \left| \frac{DN}{2} * \cos \alpha - DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * \sin \alpha \right| + \left| DN * \sqrt{c^2 - \frac{1}{4}} * c_\alpha \right| \right)^2}{\left( \frac{DN}{2} * \cos \alpha \right)^2}}
 \end{aligned}$$

## **Anhang 3**

### **CFD-Simulation eines DN 800 Rohrstrangs**

## **Anhang 3.1**

### **Bericht zu den Ergebnissen der CFD-Simulation**



## Hydraulic performance of a DN 800 pipe with rough inner joints: a numerical study

### General remarks

A CFD simulation has been conducted in order to study the hydraulic performance of a novel joints system for pipes. The main goal of this study has been to determine the feasibility of the structure to convey free surface flows. Thus, initially it has been set the pipe to a nearly empty state and the flow rate has been gradually (and slowly) increased.

### Numerical settings

The numerical code employed is the one provided by the CFD package FLOW-3D (version 11.1), which uses the Finite Volume Method to solve the flow equations. Flow dynamics are computed using the Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) equations. Computation time comprised 5 days and 6 hours, which reproduced one hundred seconds of simulation time. Gravity is accounted as purely perpendicular to the pipe bed (null slope). The turbulence model employed is  $k - \epsilon$ , which is the two-equations more widely employed turbulence model. Water properties have been used for the modelled fluid. For the moving free surface, the Volume-of-Fluid (VOF) method has been employed as originally defined. Advection terms are computed using a second order scheme with monotonicity preserving features. Viscous terms are also accounted with a second order scheme. For the resulting linear systems, Generalized Minimal Residual Method (GMRES) has been employed.

### Geometry and meshing

A DN 800 geometry has been input to the numerical model, accounting for a curved reach. The total length of the modelled domain is 27 m, from which 14 m correspond to a straight reach allowing for smooth development of the flow conditions. The total number of cells correspond to four million cells, yielding roughly 2 cm average cell size in all  $x$ ,  $y$  and  $z$  directions.

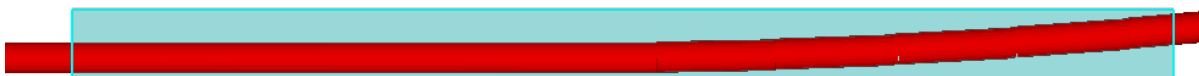


Figure 1. Horizontal view of the pipe outer geometry (red) and meshed domain (blue).

### Boundary conditions

In order to study the hydraulic performance of the structure for different flow rates, the inlet flow rate has been slowly (and linearly) varied from 0 to 2.297 m<sup>3</sup>/s (at times 0 and 100 seconds correspondingly, see table 1). However, the flow depth has been set to the constant value of 0.56 m. For the lower boundary condition, the flow depth is set to the constant value of 0.48 m. No variation of the downstream boundary condition has been done based on the previous numerical observation that the most sensitive part of the pipe flow behaviour takes place upstream of the first joint. Excepting from the explicitly reproduced pipe joints, the solid roughness has been set to smooth.

Table 1. Inlet flow conditions (upstream boundary).

Time (s)	0	25	50	75	100
Flow rate (m <sup>3</sup> /s)	0	0.574	1.149	1.723	2.297

### Results

The pipe works on an open channel flow regime only for the lower flow rates. At a certain moment, the flow becomes unstable and collapses, pressurizing the pipe immediately upstream of the first joint. The flow within the bending starts a chaotic rotating trajectory.

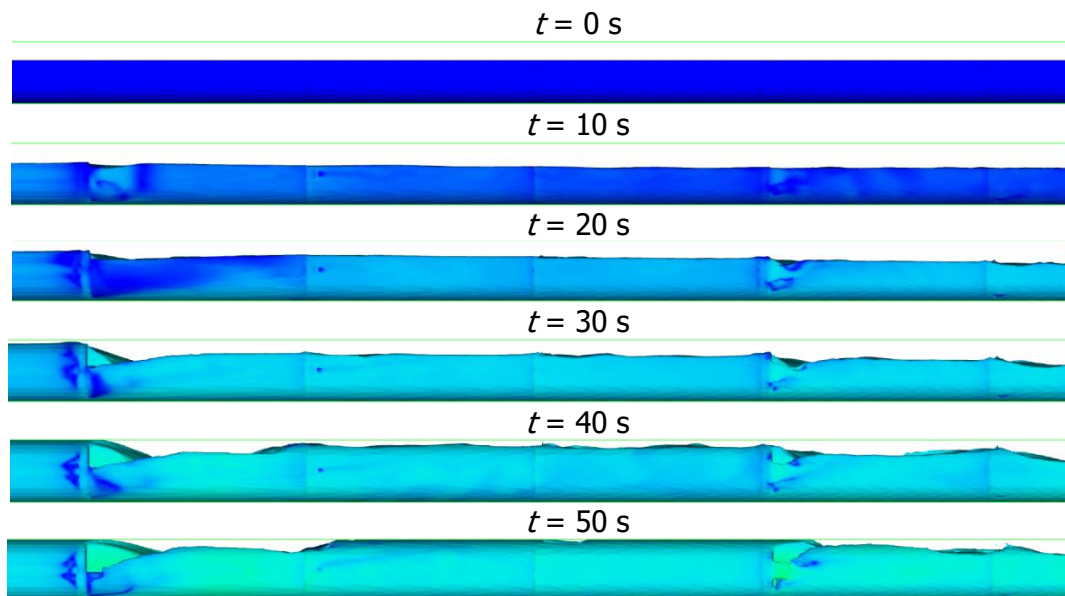


Figure 2. Side view of the flow after the first joint. Flow from left to right.

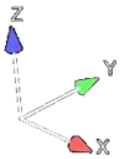
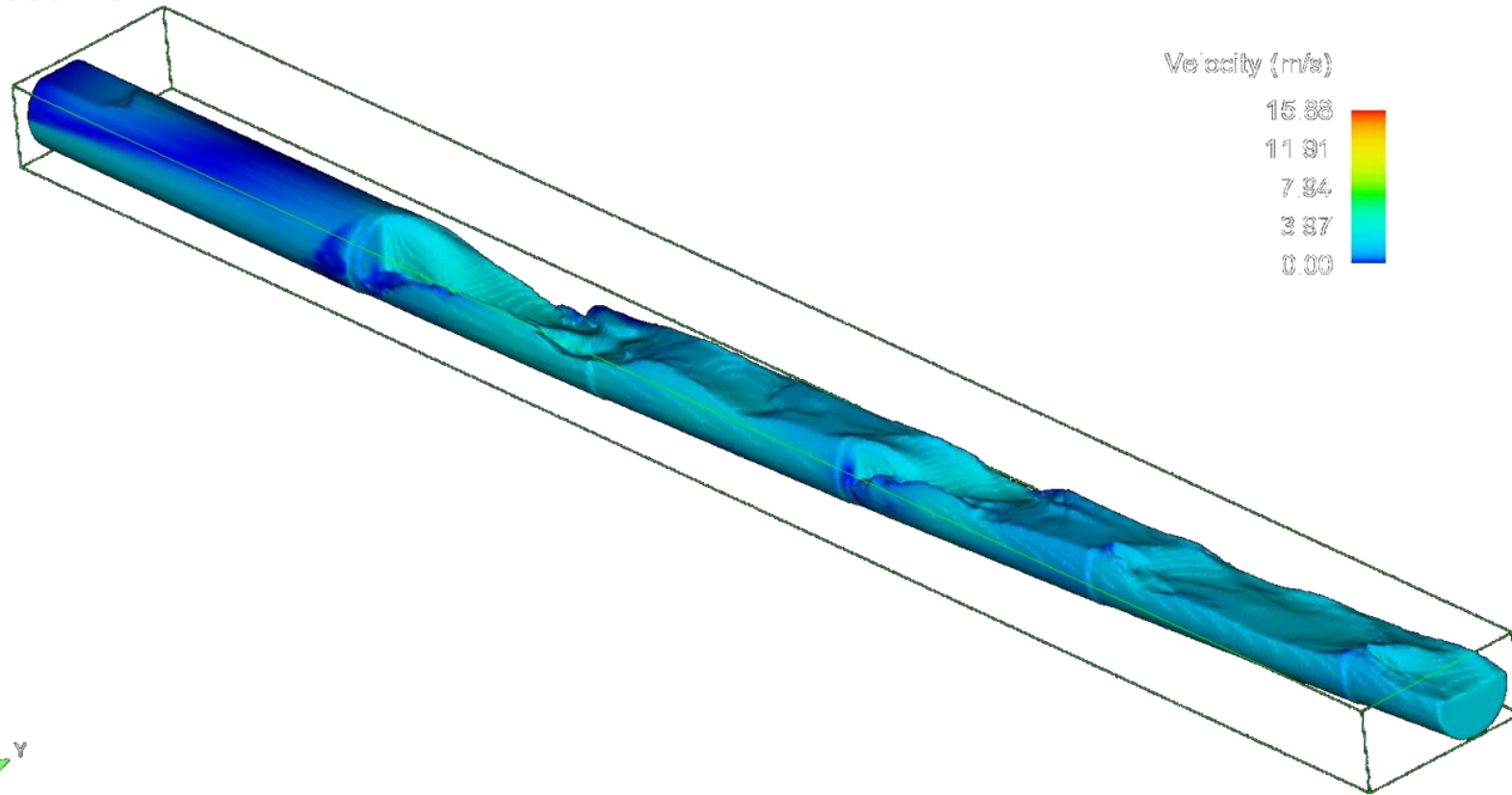
At approximately  $t \approx 27$  s the free surface reaches the upper pipe surface, producing the pressurization. Thus, the pipe presents an inappropriate flow behaviour for  $Q > 0.620$  m<sup>3</sup>/s.

## **Anhang 3.2**

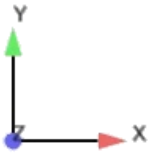
### **Auswertung der Ergebnisse der CFD-Simulation**

**Zeitschritt  $t = 10 \text{ s}$ ,  $Q = 230 \text{ l/s}$**

Time = 10.000228

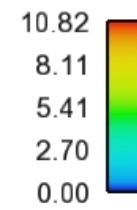


Time = 10.00 s

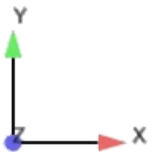


**FLOW-3D**

Velocity (m/s)



Time = 10.00 s



**FLOW-3D**

Pressure (Pa)

29053.25

18968.90

8884.55

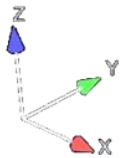
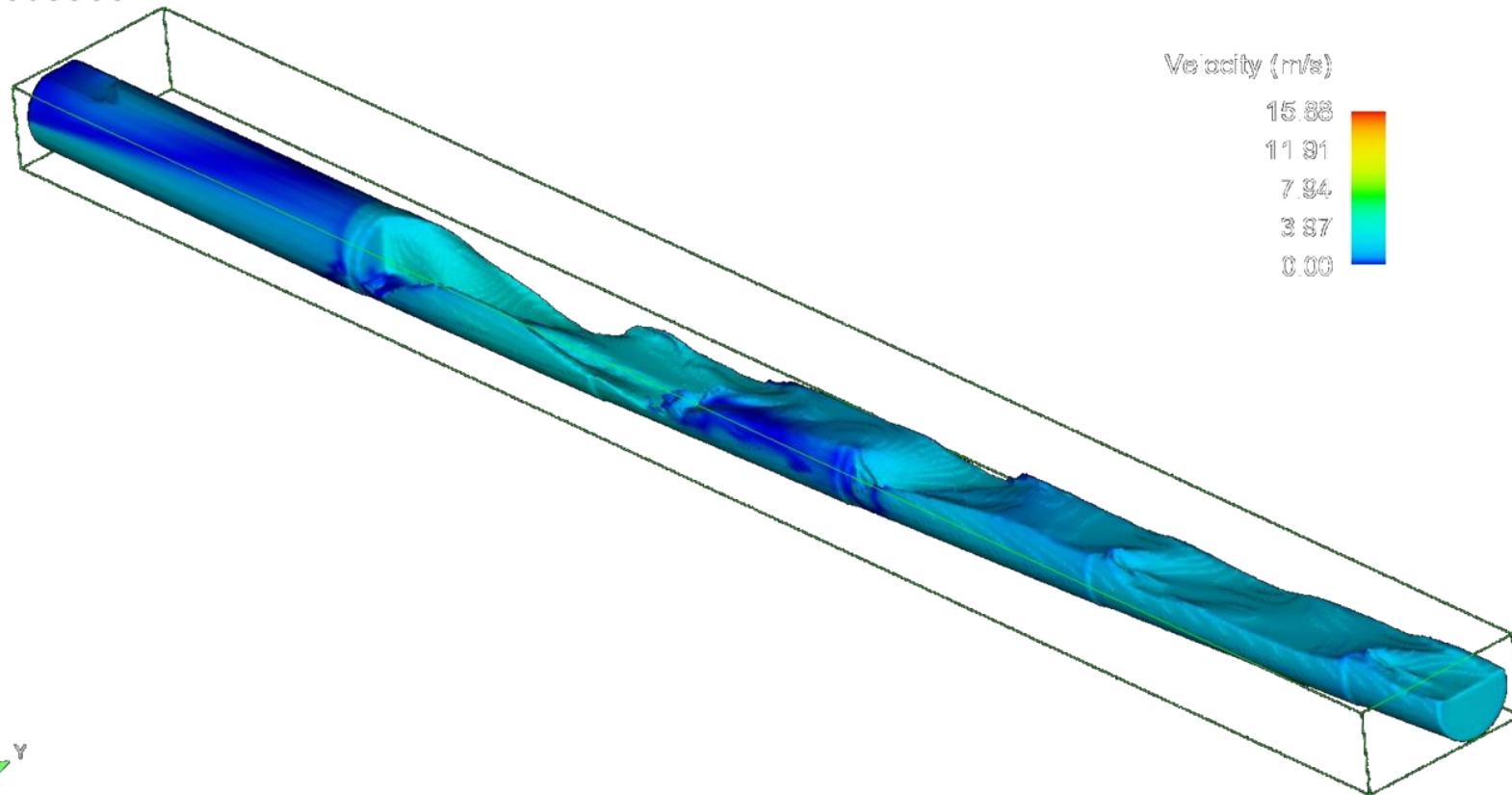
-1199.80

-11284.15

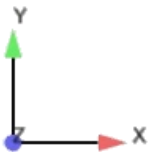


Zeitschritt  $t = 20 \text{ s}$ ,  $Q = 459 \text{ l/s}$

Time = 19.999966

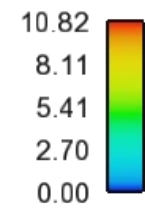


Time = 20.00 s



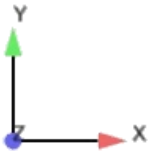
**FLOW-3D**

Velocity (m/s)





Time = 20.00 s



**FLOW-3D**

Pressure (Pa)

29053.25

18968.90

8884.55

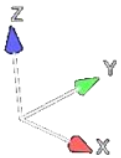
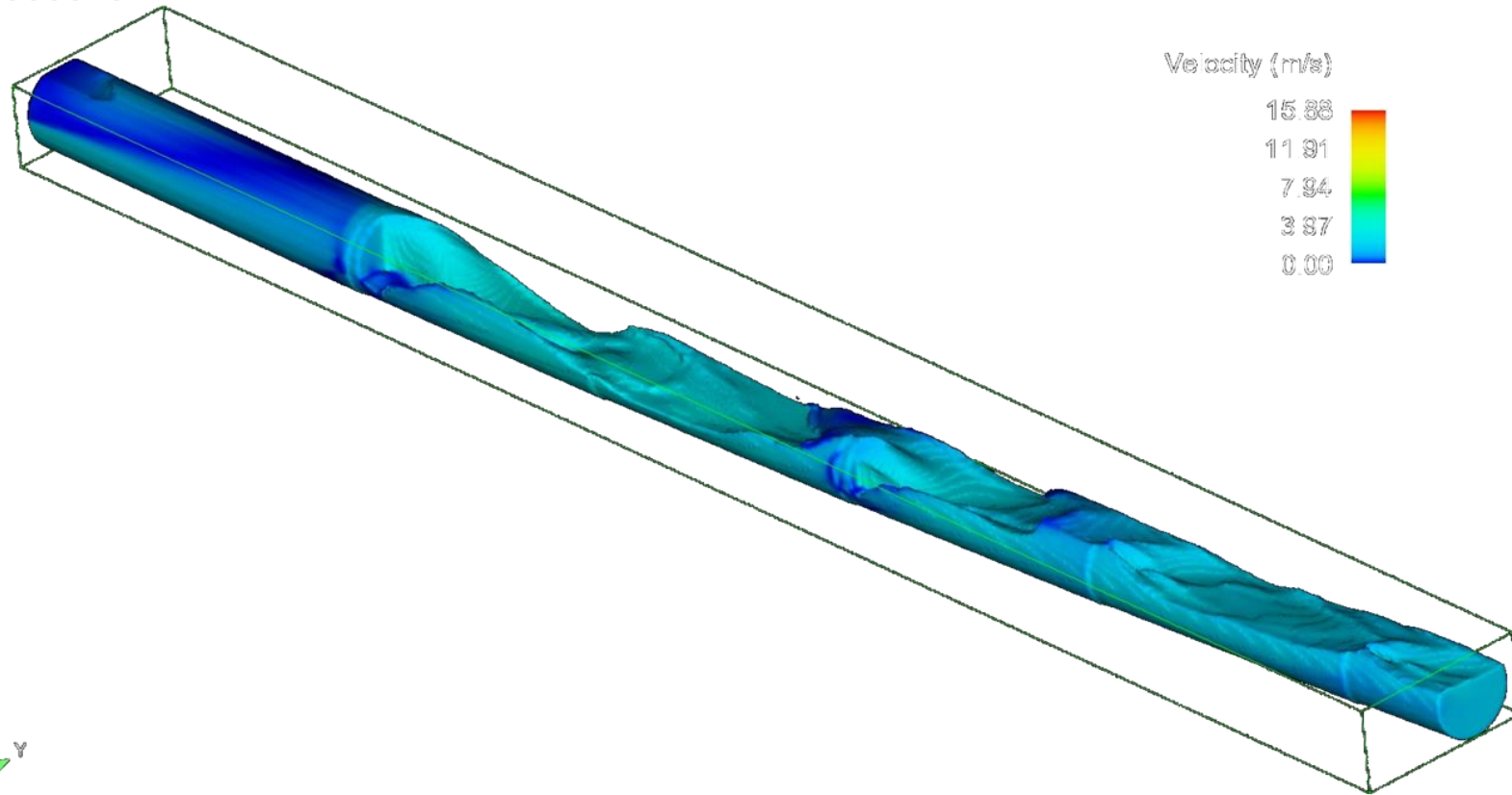
-1199.80

-11284.15

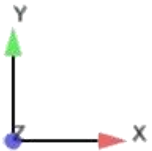


**Zeitschritt  $t = 30 \text{ s}$ ,  $Q = 689 \text{ l/s}$**

Time = 30.000013

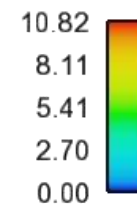


Time = 30.00 s

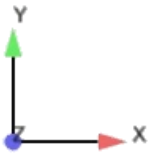


**FLOW-3D**

Velocity (m/s)



Time = 30.00 s



**FLOW-3D**

Pressure (Pa)

29053.25

18968.90

8884.55

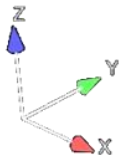
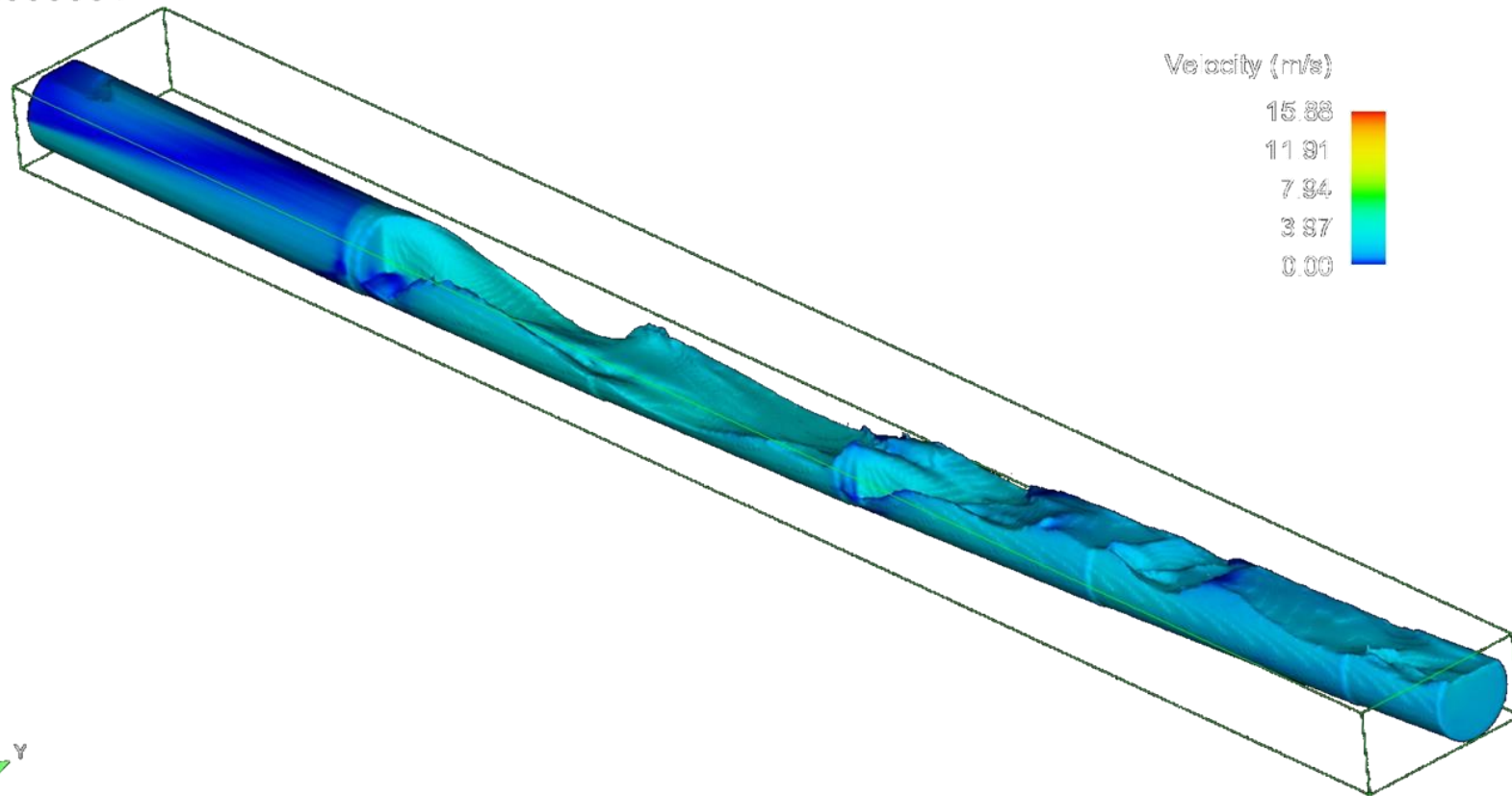
-1199.80

-11284.15



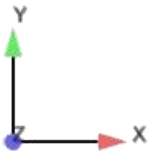
Zeitschritt  $t = 40 \text{ s}$ ,  $Q = 919 \text{ l/s}$

Time = 40.000004



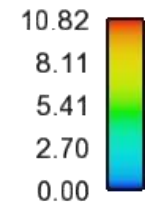
FLOW-3D

Time = 40.00 s

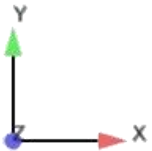


**FLOW-3D**

Velocity (m/s)



Time = 40.00 s



**FLOW-3D**

Pressure (Pa)

29053.25

18968.90

8884.55

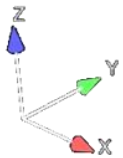
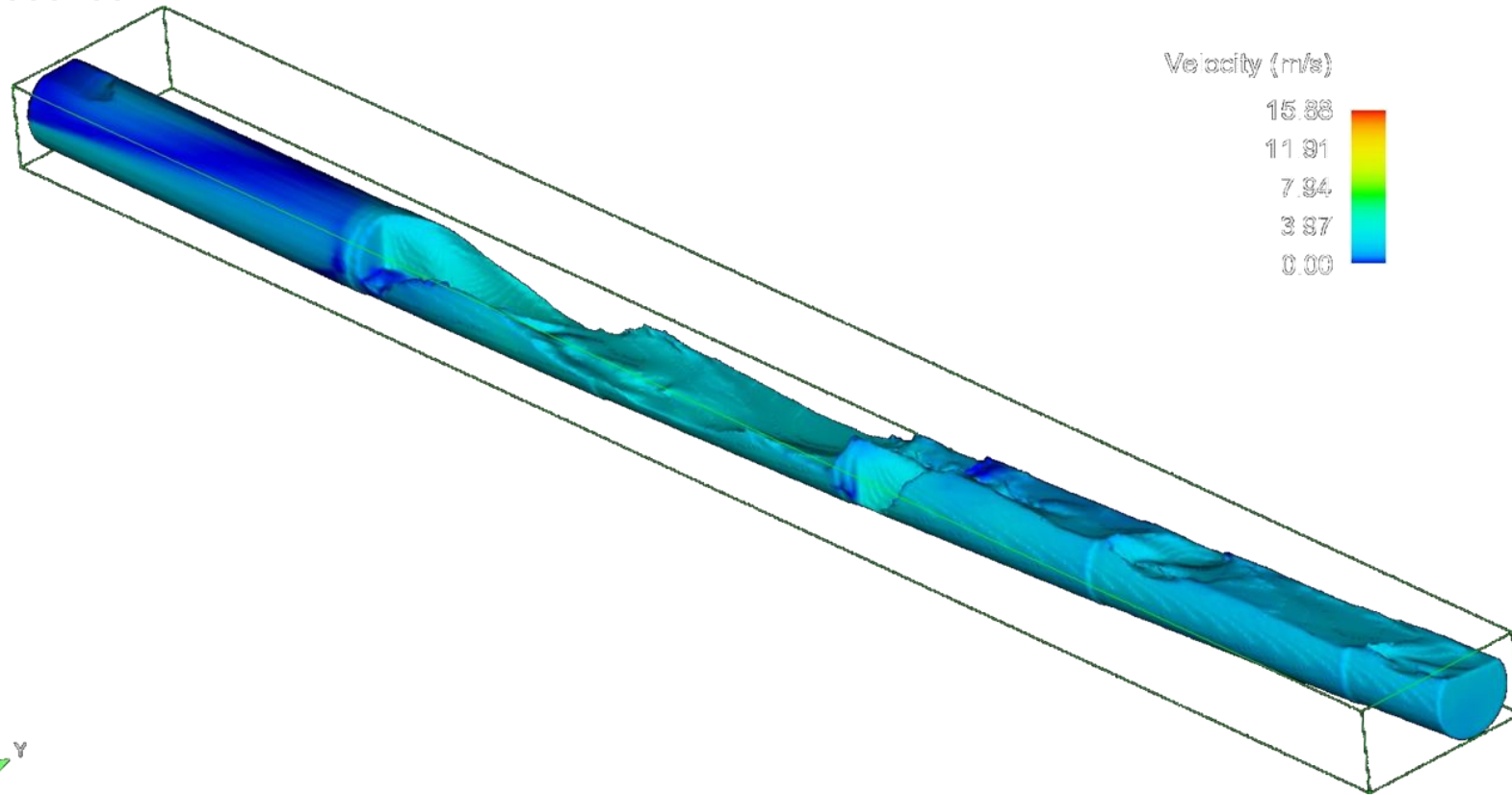
-1199.80

-11284.15



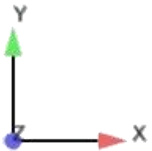
**Zeitschritt  $t = 50 \text{ s}$ ,  $Q = 1.148 \text{ l/s}$**

Time = 50.000156



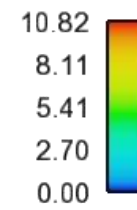


Time = 50.00 s

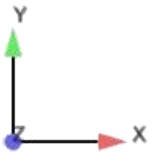


**FLOW-3D**

Velocity (m/s)



Time = 50.00 s



**FLOW-3D**

Pressure (Pa)

29053.25

18968.90

8884.55

-1199.80

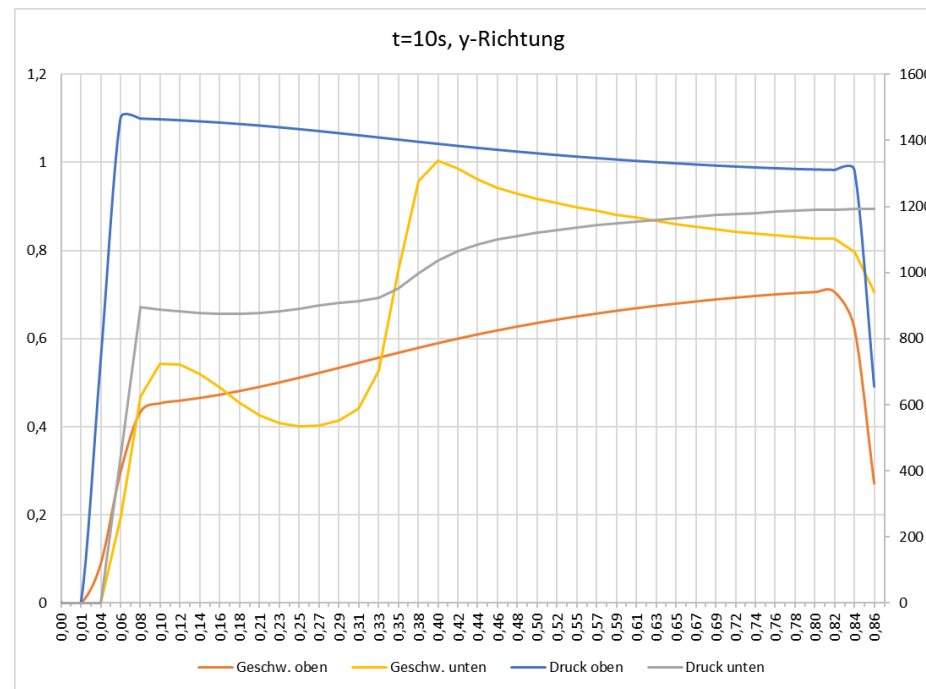
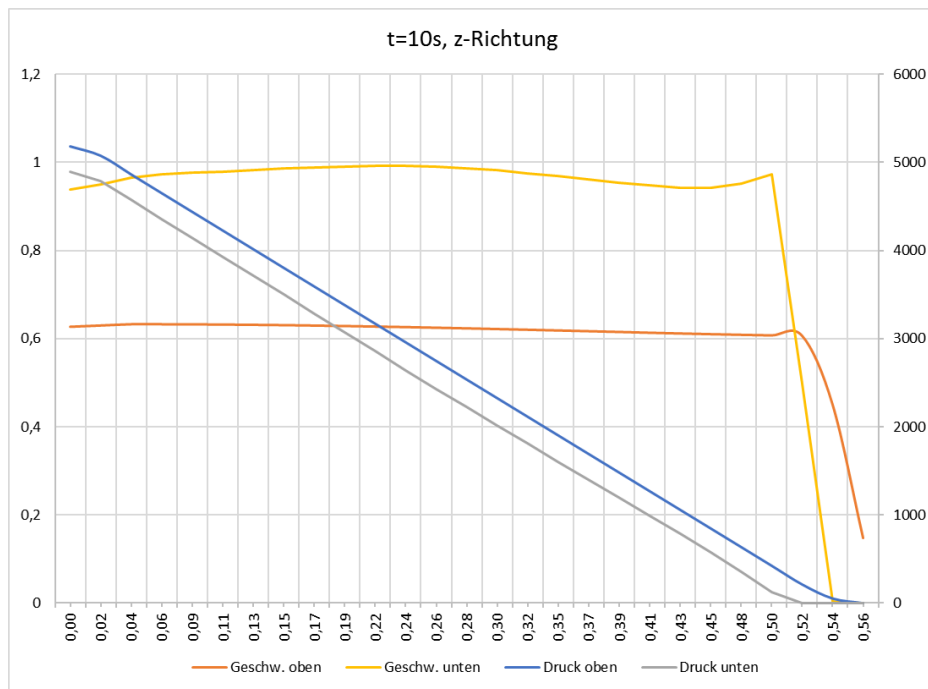
-11284.15



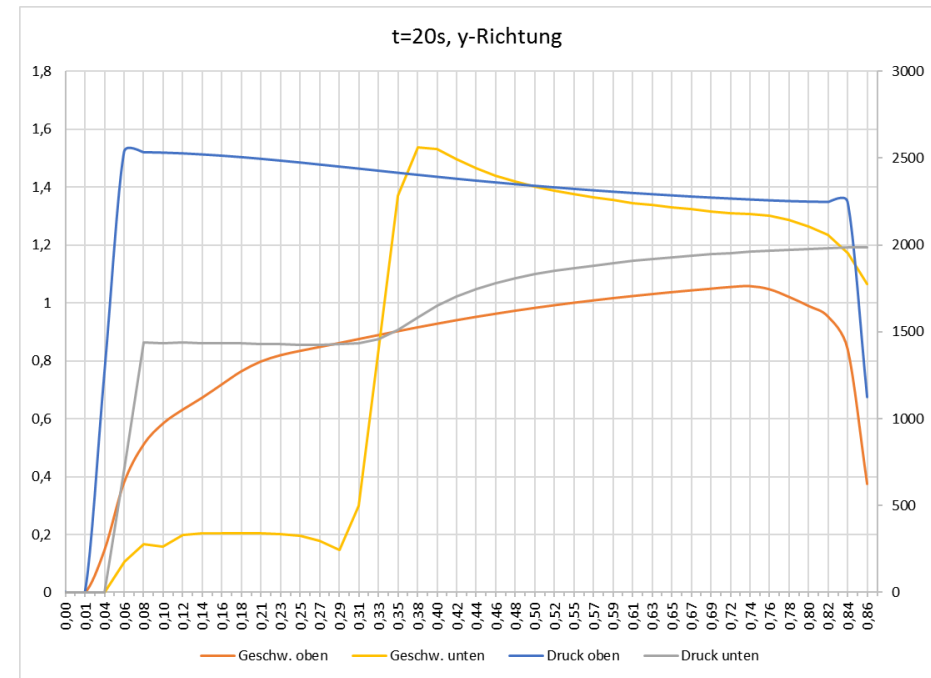
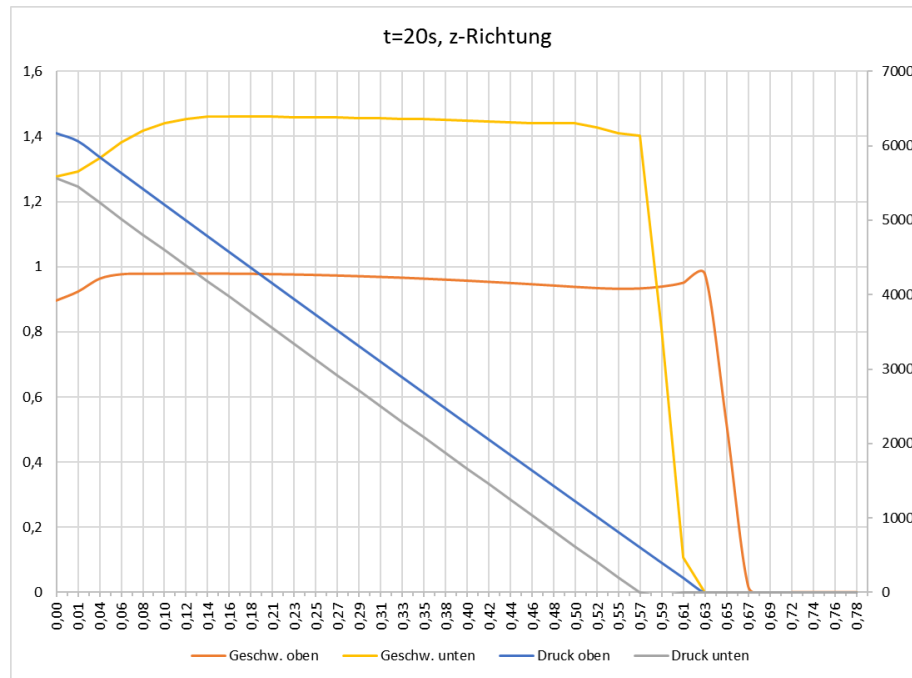
### **Auswertung von Druck und Geschwindigkeit vor und hinter der ersten Muffe**

Zur Auswertung der Simulationsergebnisse wurde 15 cm vor und 25 cm hinter der Muffe in y- und z-Richtung je eine Achse durch Sohle und Scheitel (z-Achse) und durch die beiden Kämpfer (y-Achse) gelegt. Die Achsen wurden in 2-cm-Intervalle zerlegt und an jedem dieser Punkte der Druck und die Geschwindigkeit aus den Simulationsergebnissen abgelesen. In den Diagrammen kann auf der linken Achse die Größe der Geschwindigkeit in m/s und auf der rechten Achse die Höhe des Drucks in Pa abgelsen werden. In den Diagrammen der z-Achse steigt die Betrachtungshöhe von links nach rechts von der Sohle bis zum Scheitel des Rohres bzw. bis zum maximalen Wasserstand an. Das Diagramm der y-Achse zeigt die Werte mit Blick in Fließrichtung von rechts nach links.

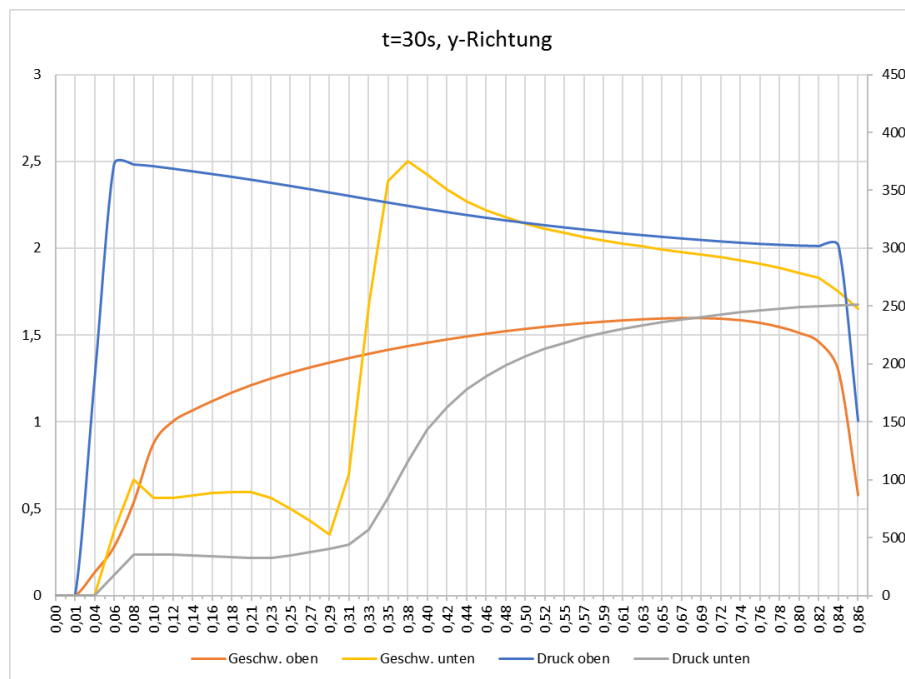
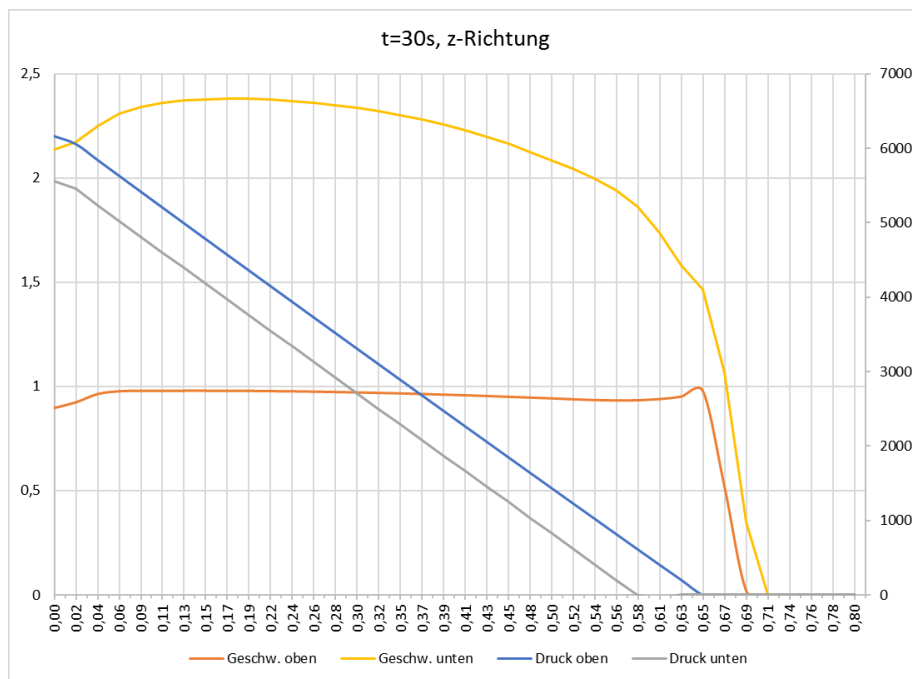
**Zeitschritt t = 10 s, Q = 230 l/s**



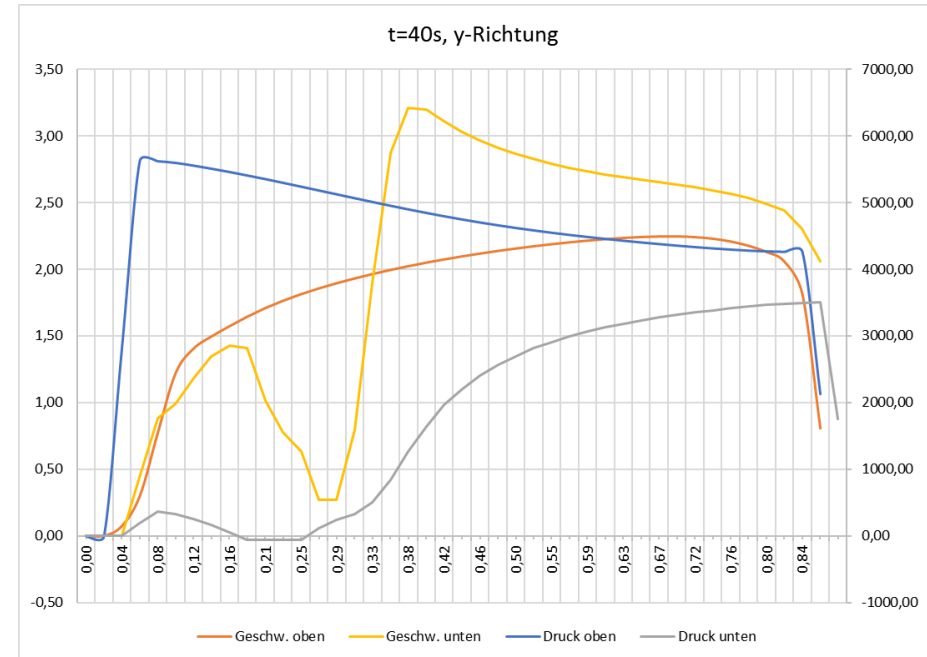
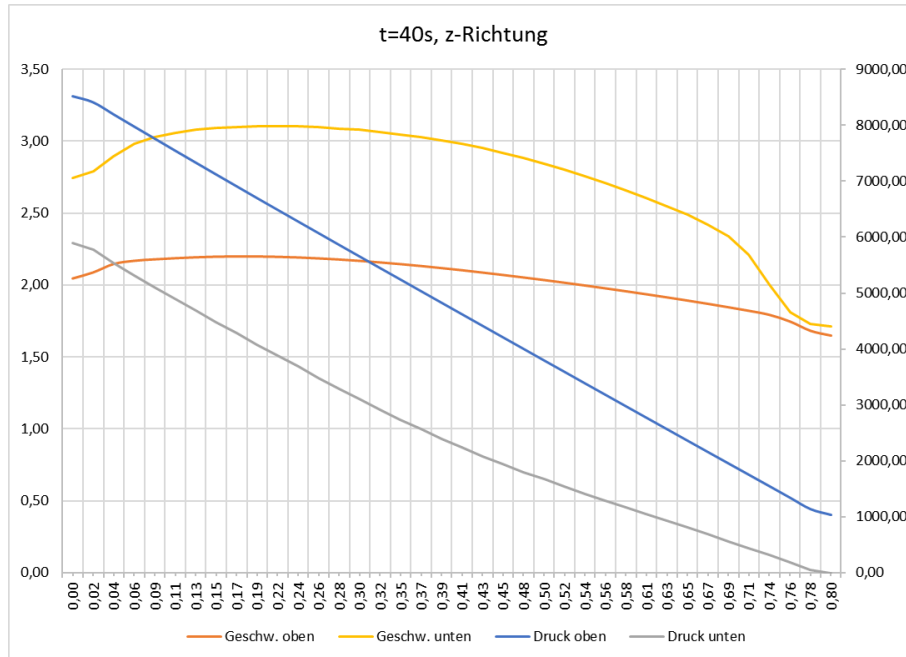
**Zeitschritt  $t = 20\text{ s}$ ,  $Q = 459\text{ l/s}$**



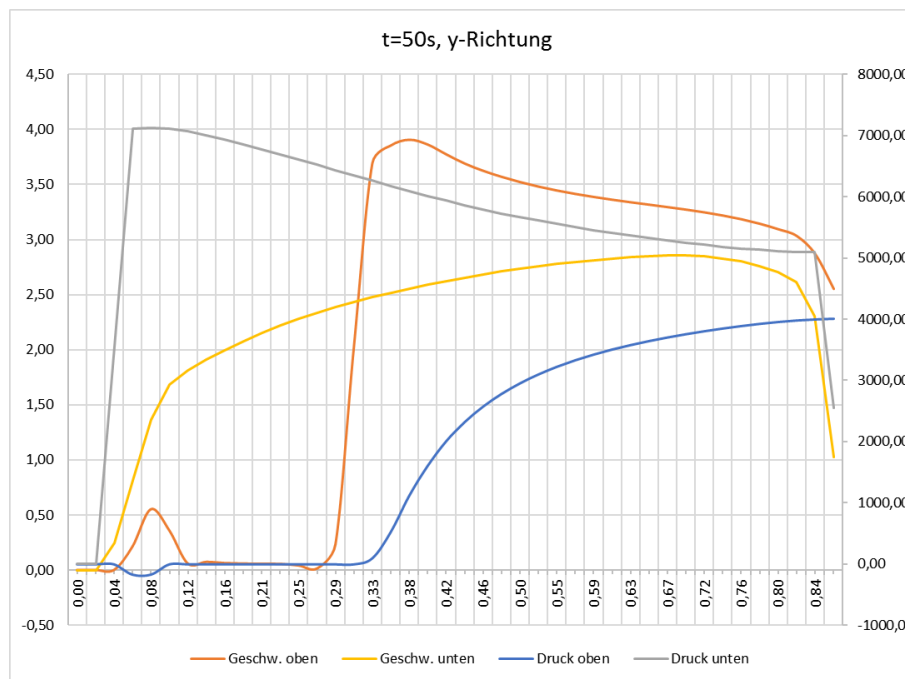
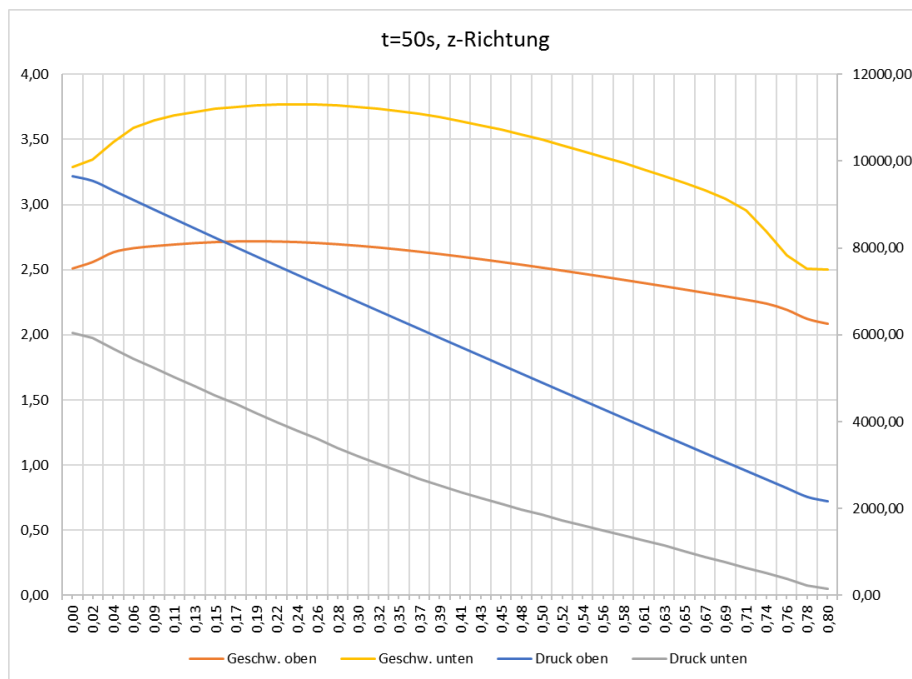
**Zeitschritt t = 30 s, Q = 689 l/s**



**Zeitschritt  $t = 40 \text{ s}$ ,  $Q = 919 \text{ l/s}$**



**Zeitschritt t = 50 s, Q = 1.148 l/s**





# Lebenslauf

## Zur Person

Name: Carsten Machentanz  
Ausbildung: Dipl.-Ing. (TU)  
Staatsangehörigkeit: deutsch

## Beruflicher Werdegang

04/1995 bis 09/2007  
Ingenieurbüro Förster GmbH & Co. KG in Dortmund

10/2007 bis 11/2008  
REMONDIS Aqua Services GmbH in Lünen

seit 12/2008  
Emschergenossenschaft in Essen

## Berufliche Ausbildung

1988 bis 1991                      Universität Dortmund

Grundstudium Bauingenieurwesen im kombinierten Studiengang  
Architektur / Bauingenieurwesen bis zum Abschluss des Vordip-  
loms

1991 bis 1995                      Ruhruniversität Bochum

Vertiefungsstudium Bauingenieurwesen in den Fachrichtungen  
Hydrologie, Siedlungswasserwirtschaft, Grundbau und CAD.  
Diplomarbeit am Lehrstuhl für Grundbau und Bodenmechanik mit  
dem Thema „Analyse der Möglichkeiten grafischer Datenverar-  
beitung für Sondierungsergebnisse bei der Evaluierung von Sa-  
nierungsmaßnahmen für Altlasten“.