

Versuche zur Ermittlung des Widerstandsbeiwertes nicht-isothermer Strömungen mit Bremsflüssigkeit in geometrisch verschiedenen Rohren für die Modell-druckschätzung im ESP

K. Pohl, Dr. C. Betz, Robert Bosch GmbH

kathrin.pohl@de.bosch.com, christoph.betz@de.bosch.com

Prof. B. Lampe, Universität Rostock – Fakultät für Informatik
und Elektrotechnik

bernhard.lampe@uni-rostock.de

Zusammenfassung

Zur Verbesserung der Druckstellgenauigkeit des Elektronischen Stabilitätsprogramm (ESP) von Fahrzeugen wird der Einfluss der Temperatur und der Geometrie auf den Widerstandsbeiwert bei der Druckverlustberechnung in einer mit Bremsflüssigkeit durchströmten Leitung experimentell untersucht und mit der in der Literatur angegebene Theorie verglichen.

1 Motivation

Das Elektronische Stabilitätsprogramm ESP stabilisiert das Fahrzeug in kritischen Situationen durch gezieltes Abbremsen einzelner Räder. Das ESP verfügt über hydraulische Komponenten, die gezielt Bremsdruck in einem oder mehreren Rädern auf- oder abbauen. Aktuell erfolgt die Bremsdruckstellung und Bremsdruckmodellierung im ESP ohne explizite Berücksichtigung des Einflusses der Bremsleitung und der Temperatur. Ziel dieser Untersuchungen ist es, den Einfluss von Temperatur und Leitungsgeometrie auf den Druckabfall in der Leitung zu ermitteln. Für viele Fluide insbesondere newtonsche Fluide wie Wasser und verschiedene Gase gibt es diesbezüglich zahlreiche Untersuchungen. Bremsflüssigkeit ist experimentell bisher nicht so detailliert untersucht worden. Die identifizierten Parameter für Bremsflüssigkeit sollen zur Berechnung eines vereinfachten Widerstandsmodells, welches im Fahrzeugsteuergerät gerechnet werden kann, genutzt werden. Zur Verbesserung der Druckstellgenauigkeit des ESP soll dieses Widerstandsmodell bei der Bremsdruckmodellierung berücksichtigt werden.

2 Grundlagen und Versuch

2.1 Druckstellung und Druckschätzung im ESP

Die Funktionalität des ESP untergliedert sich in die zwei Ebenen Software und Hardware. Die Hardware besteht aus Pumpe, Motor sowie Hydraulikventilen, die durch die Software angesteuert werden. Die Softwareebene untergliedert sich in den fahrzeugspezifischen und hardwarespezifischen Teil. Im fahrzeugspezifischen Teil werden die fahrdynamischen Funktionen wie Antiblockiersystem und Fahrdynamikregler abgebildet. Hier werden innerhalb einer fahrdynamischen Regelung die erforderlichen Bremsdrücke berechnet und die Fahrzeugdynamik überwacht. Im hardwarespezifischen Softwareteil wird der sogenannte Hydrauliktreiber abgebildet. Dieser ist für die hardwareseitige Druckstellung, also Ansteuerung der hydraulischen Komponenten, sowie für die Bremsdruckmodellierung zuständig. Aufgrund der berechneten Ansteuerung wird ein Modelldruck geschätzt und an die überlagerte fahrdynamische Funktion übergeben. Die Radruckmodellierung ist für die Fahrdynamikregelung notwendig, da nur die Raddrehzahlen jedoch nicht die Raddrücke mit Sensoren erfasst werden [1]. Einfach formuliert ergibt sich der modellierte Radruck aus dem Vordruck, der vom Fahrer mit dem Bremspedal im Hauptbremszylinder (HZ) eingestellt wird +/- dem Druckabfall über den Magnetventilen (MV1, MV2). Der Druckabfall über der Bremsleitung vom Hydraulikaggregat bis hin zur Bremszange bleibt unberücksichtigt (Abbildung 1). Ziel dieser Untersuchungen ist es, einfache Modellierungsansätze für den Druckverlust der Bremsflüssigkeitsströmung in der Bremsleitung zu finden.

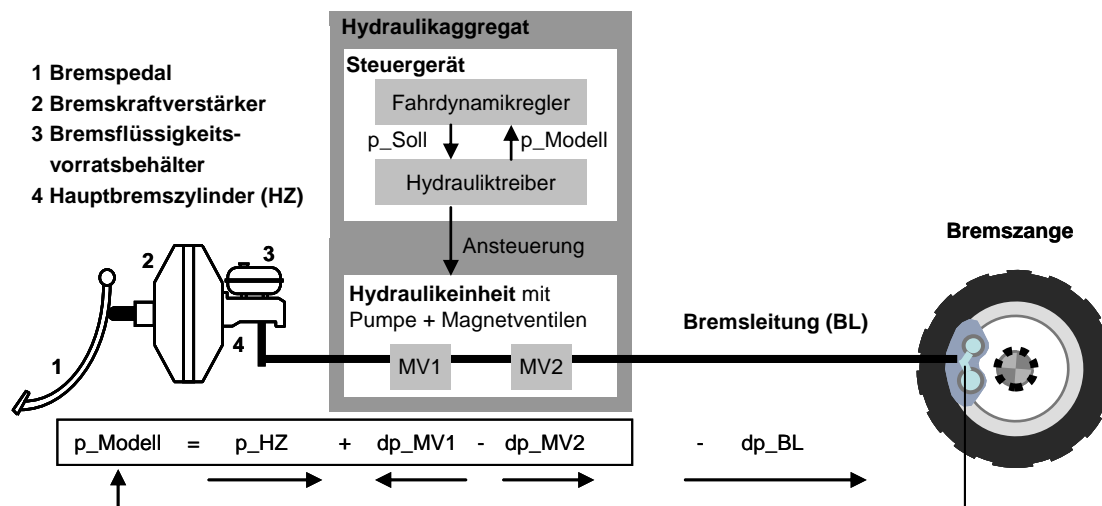


Abbildung 1: Druckstellung und Druckmodellierung im ESP-System

Um den Einfluss der Bremsleitung in der Modelldruckschätzung berücksichtigen zu können, muss der Druckverlustanteil respektive Widerstandsbeiwert der Bremsflüssigkeitsströmung in der Leitung ermittelt werden. Strömungen in Bremsleitungen sind nicht-isotherm. Zudem sind die Leitungen bauraumbedingt von unterschiedlicher Geometrie. Die genannten Einflüsse auf den Verlustterm der Leitung werden nachfolgend betrachtet.

2.2 Widerstandsbeiwert der Rohrströmung

In der Literatur gibt es zahlreiche Angaben zum Widerstandsbeiwert von Rohrströmungen, sowohl für den nicht-isothermen Fall als auch für Strömungen in anderen als geraden Rohren. Viele der Untersuchungen beziehen sich auf das Strömungsmedium Wasser, einige auf verschiedenen Hydrauliköle oder Gase. Für Bremsflüssigkeit gibt es bisher keine Versuchsdaten. Nachfolgend wird der aktuelle Stand der Theorie zum Widerstandsbeiwert im durchströmten Rohr bei verschiedenen Bedingungen dargestellt. Anschließend wird der Versuchsaufbau zur Ermittlung der Widerstandsparameter von Strömungen mit Bremsflüssigkeit erläutert.

2.2.1 Isothermer Widerstandsbeiwert

Der Druckabfall in einer isotherm und stationär durchströmten geraden Rohrleitung kann bekanntermaßen mittels der Navier-Stokes Gleichungen (NSG)

$$\rho \left(\frac{\partial v_r}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi^2}{r} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} \right) = f_r - \frac{\partial p}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \tau_{rr})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial z} - \frac{\tau_{\varphi\varphi}}{r} \quad (1)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_\varphi}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} - \frac{v_r v_\varphi}{r} + v_z \frac{\partial v_\varphi}{\partial z} \right) = f_\varphi - \frac{\partial p}{\partial \varphi} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial r} (r^2 \tau_{r\varphi}) + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\varphi\varphi}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{\varphi z}}{\partial z} \quad (2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \varphi} - \frac{v_\varphi^2}{r} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} \right) = f_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial (r \tau_{rz})}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\varphi z}}{\partial \varphi} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \quad (3)$$

bestimmt werden [2]. Hierin sind ρ die Dichte des Fluids, t die Zeit, v die Strömungsgeschwindigkeit in die jeweilige Koordinatenrichtung (r , φ , z), f die Volumenkraft, p der Druck und τ die viskosen Spannungen.

Betrachtet man eine isotherme Rohrströmung mit folgenden Annahmen:

- Inkompressibel, stationär und hydraulisch ausgebildet
- Keine Geschwindigkeit in radialer und Umfangsrichtung
- Druck in jedem Querschnitt konstant

und Randbedingungen:

- endliche Geschwindigkeit in z-Richtung
- Haftbedingung an der Rohrwand

vereinfachen sich die Gleichungen 1-3 mit Vernachlässigung der Volumenkräfte zur sogenannten Hagen-Poiseuille Gleichung mit der Dichte ρ , der Rohrlänge l , dem Rohrradius d , der Geschwindigkeit v und der dynamischen Viskosität μ zu

$$\Delta p = \frac{64}{\text{Re}} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \frac{l}{d} \cdot v^2 \quad \text{mit} \quad \text{Re} = \frac{\rho \cdot v \cdot d}{\mu} \quad (4)$$

Die Reynoldszahl Re ist das Verhältnis zwischen Trägheits- zu Reibungstermen ist ein Maß für das Strömungsverhalten (laminar, turbulent). Der isotherme Reibwert λ_{iso} in laminar durchströmten Rohren ergibt sich als Funktion der Reynoldszahl zu [2]

$$\lambda_{iso} = \frac{64}{Re}. \quad (5)$$

2.2.2 Nicht-isothermer Widerstandsbeiwert

Die Grundlagen zur Berechnung nicht-isothermer Strömungen bilden die Navier-Stokes Gleichungen zusammen mit der Energiegleichung. Die stationäre 2-dimensionale Impuls- und Energiegleichung für ein Rohr kann bei Vernachlässigung der Dissipation wie folgt geschrieben werden [3]

$$\rho \left(v \frac{\partial u}{\partial r} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(\mu r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right), \quad (6)$$

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{\partial}{\partial r} \left(k \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{k}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right). \quad (7)$$

Hierin sind u und v die Geschwindigkeiten in axialer (x) und radialer (r) Richtung, c_p die Wärmekapazität, k die Wärmeleitfähigkeit und T die Temperatur des Fluids. Durch die Kopplung von Geschwindigkeit und Temperatur bei nicht ausgebildetem Geschwindigkeits- und Temperaturprofil sind die Gleichungen nur numerisch lösbar. Ein numerisches Lösungsverfahren ist für diese Untersuchungen sehr aufwendig. Im Fokus dieser Arbeit steht, eine möglichst einfache Modellierung des Zusammenhangs zwischen Temperatur und Druckverlust für Rohrströmungen mit Bremsflüssigkeit zu finden. In der Literatur werden einige empirisch ermittelte Korrelationen für den Widerstandsbeiwert bei nicht-isothermen Strömungen genannt. Nach Kakac et al. [3] lässt sich der Reibwert aus dem Verhältnis von Viskosität der Mischungstemperatur μ_b zu Viskosität entsprechend der Rohrwandtemperatur μ_w mit folgender Relation

$$\lambda = \lambda_{iso} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^m \quad (8)$$

berechnen. Je nach Randbedingung (konstanter Wärmestrom, konstante Wandtemperatur) werden in der Literatur unterschiedliche Werte für den Exponenten m genannt, die zudem noch davon abhängen, ob die Rohrwand gekühlt oder geheizt wird. Kakac [3] nennt für den beheizten Fall mit konstantem Wärmestrom eine Relation für Flüssigkeiten nach Deissler die analytisch ermittelt wurde

$$\lambda = \lambda_{iso} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{-0.58} \quad (9)$$

sowie eine Korrelation nach Test auf Basis experimenteller Versuche

$$\lambda = \lambda_{iso} \cdot \frac{25}{89} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.2} \quad (10)$$

2.2.3 Geometrieabhängiger Widerstandsbeiwert

Bei laminaren Rohrströmungen in Rohren mit Umlenkungen erhöht sich der Gesamtdruckverlust. Je nach Rohrgeometrie wird dieser Umlenkverlust durch einen Widerstandsbeiwert additiv (z.B. 90°- Umlenkungen) oder als Faktor (z.B. Rohrwendeln) im Reibungsterm berücksichtigt. Für Umlenkungen berechnet sich der Gesamtdruckverlust nach Wagner [4] zu

$$\Delta p_{Gesamt} = \left(\zeta + \lambda \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (11)$$

Der Widerstandsbeiwert ζ wird häufig als Funktion von Krümmungsradius zu Rohrdurchmesser angegeben (R/d). Einige Autoren nennen auch einen konstanten Wert oder definieren eine Abhängigkeit von der Reynoldszahl. Da in diesem Anwendungsfall das R/d Verhältnis konstant ist, werden im nachfolgenden Diagramm (Abbildung 2) die Angaben des Widerstandsbeiwertes dreier Autoren in Abhängigkeit von der Reynoldszahl gezeigt. Wagner [4] gibt Verlustfunktionen von Nier und Herning an, die sich für $Reynolds > 400$ stark unterscheiden. Auch die Angaben von Will [5] zeigen ab $Reynolds > 400$ einen anderen Verlauf.

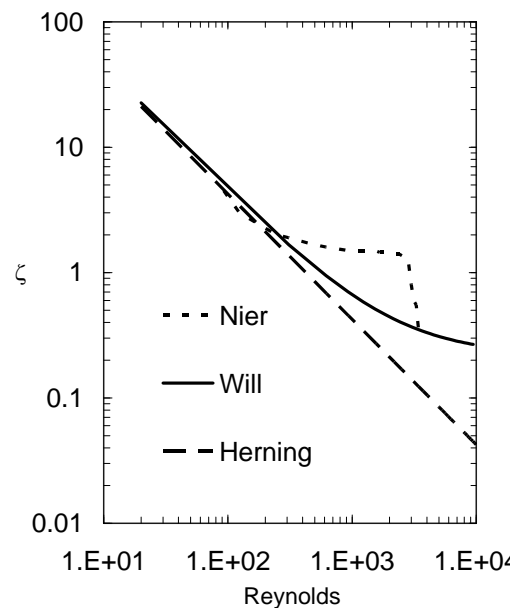


Abbildung 2: Widerstandsbeiwert aus Literatur für 90°-Umlenkungen bei $R/d=3.75$ [4], [5]

Der Druckverlust in Rohrwendeln berechnet sich nach Wagner [4] allgemein aus

$$\Delta p_{Gesamt} = f_w \cdot \lambda_{iso} \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2 \quad (12)$$

Der Faktor f_w ist abhängig vom Verhältnis Rohrdurchmesser zu Wendeldurchmesser (d/D). In der Literatur werden unterschiedliche Angaben zur Berechnung des Faktors gemacht (vgl. Tabelle 1).

Formel	Autor
$f_w = 1 + 0,14 \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^{0,97} \cdot \text{Re}^{1-0,644\left(\frac{d}{D}\right)^{0,312}}$	[4]
$f_w = \left[1 + 0,033 \cdot \left(\log \left(\text{Re} \cdot \sqrt{\frac{d}{D}} \right) \right)^4 \right] \cdot \left(\frac{\eta_w}{\eta} \right)^{0,27}$	[6]

Tabelle 1: Literaturangaben zum Verlustfaktor durchströmter Rohrwendeln

2.3 Versuchsbeschreibung

Abbildung 3 zeigt den prinzipiellen Versuchsaufbau. Ein Universalprüfstand erzeugt mittels Pumpen und Stromregelventilen den erforderlichen Volumenstrom. Zu Beginn und Ende der Messstrecke befinden sich die Anschlüsse für die Absolutdruck- (p_{End}), Differenzdruck- (Δp) und Temperatursensoren (T1, T2, T6). Die Temperatursensoren ragen durch eine Bohrung in die Strömung hinein. Der Druckverlust über die Messstrecke wird für alle Messstreckenvariationen bei Volumenströmen zwischen $5 \text{ cm}^3/\text{s}$ und $40 \text{ cm}^3/\text{s}$ gemessen. Differenzdruck, Absolutdruck, Volumenstrom und Fluidtemperatur werden während jeder Messung aufgezeichnet. Die Messstrecken variieren je nach Versuchsziel.

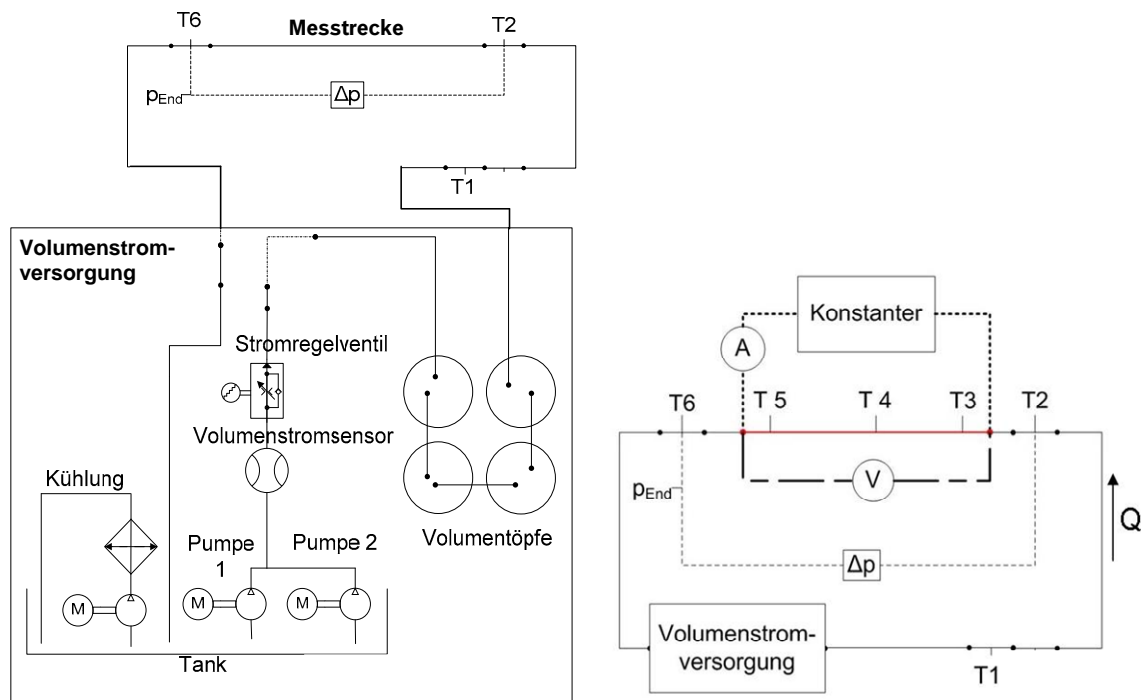


Abbildung 3: Versuchsaufbau für isotherme (links) und nicht-isotherme Messungen (rechts)

Zur Ermittlung des Druckverlustes im laminar durchströmten geraden Rohr wird für die Messstrecke eine 1 Meter lange Bremsleitung mit einem Durchmesser von 4 mm verwendet. Zur Messung des Druckverlustes im nicht-isothermen Fall wird das Messrohr entlang der Messstrecke mit einem Konstanter elektrisch beheizt (Abbildung 3 rechts). Aufgrund des elektrischen Widerstandes des Rohrleitungsmaterials erwärmt sich das Rohr zwischen den

Anschlussstellen. Die Temperatursensoren T1, T2 und T6 erfassen die Fluidtemperatur, während die Sensoren T3, T4 und T5 auf der Rohraußenwand angebracht sind und somit die Rohrleitungstemperatur erfassen. Um Wärmeverluste über die Rohroberfläche auszuschließen, wird der gesamte Messaufbau isoliert. Für die Messung des Widerstandsbeiwertes für unterschiedliche Rohrgeometrien werden nacheinander drei Messstreckenvariationen verbaut. Zum einen ein 90° Knick mit einer Gesamtlänge von 1 m sowie R/d=3.75 und zum anderen 2 Rohrwendeln mit einer Länge von jeweils 2 m und 6 m (vgl. Abbildung 4).

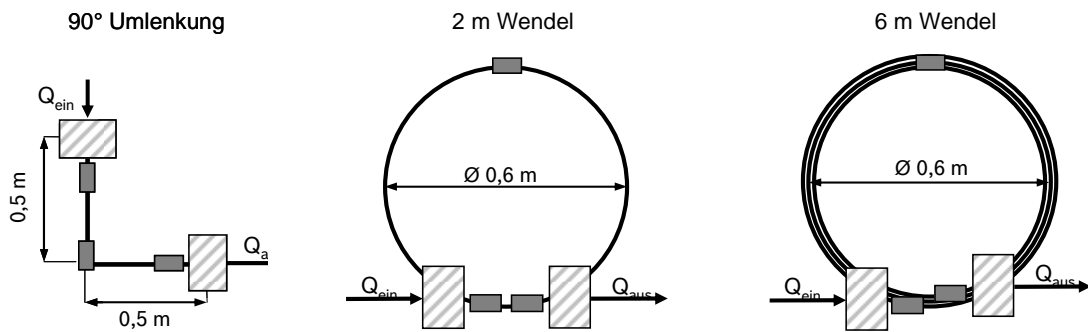


Abbildung 4: Geometrievariationen der Messtrecke

3 Ergebnisse und Vergleich zur Literatur

3.1 Isothermer Widerstandsbeiwert

Abbildung 5 zeigt Ergebnisse der Reibwertermittlung aus der Differenzdruckmessung für drei verschiedene Messreihen (MR) im Vergleich zu Messdaten von McKeon et al. [7] und Hagen [8].

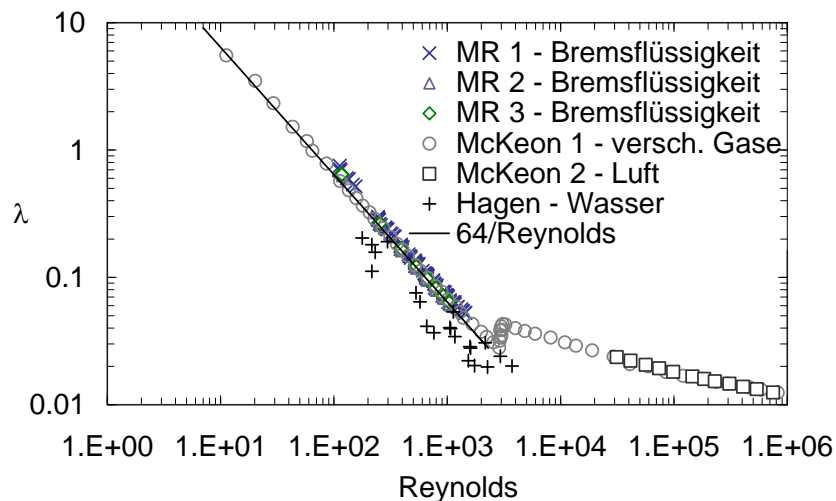


Abbildung 5: isothermer Widerstandsbeiwert Vergleich Literatur und Versuche mit Bremsflüssigkeit (MR1-MR3)

Bereits die 1839 von Hagen [8] durchgeführten Versuche mit Wasser zeigen die Tendenz der analytischen Lösung (Gleichung 4-5) der NSG. Die Abweichungen sind vermutlich auf Messungenauigkeiten zurückzuführen. Die Messungen des Widerstandsbeiwertes von Rohrströmungen mit Bremsflüssigkeit entsprechen der analytischen Lösung. Die im Diagramm

kaum erkennbaren Abweichungen der Bremsflüssigkeitsmessungen zum theoretischen Reibwert sind vergleichbar zu den Abweichungen der von McKeon et al. [7] aufgeführten Messdaten für verschiedenen Gase und Luft. Es zeigt sich, dass im Rahmen der Genauigkeit der hier verwendeten Messtechnik [9] der Differenzdruck bei höheren Reynoldszahlen sehr gut bestimmt werden kann. Jedoch bei kleinen Volumenströmen respektive Reynoldszahlen, führen die Messungenauigkeiten zu größeren Abweichungen. Dies muss bei der Auswertung weiterer Versuche berücksichtigt werden.

3.2 Nicht-isothermer Widerstandsbeiwert

Nachfolgende Abbildungen zeigen den experimentell ermittelten nicht-isothermen Reibwert für Bremsflüssigkeitsströmungen im Vergleich zu Relationen nach Test und Deissler (Gleichungen 9 und 10). Die beiden Messreihen wurden mit unterschiedlichen Wärmeströmen von ca. 21 W (Abb. 6 links) und 89 W (Abb. 6 rechts) durchgeführt.

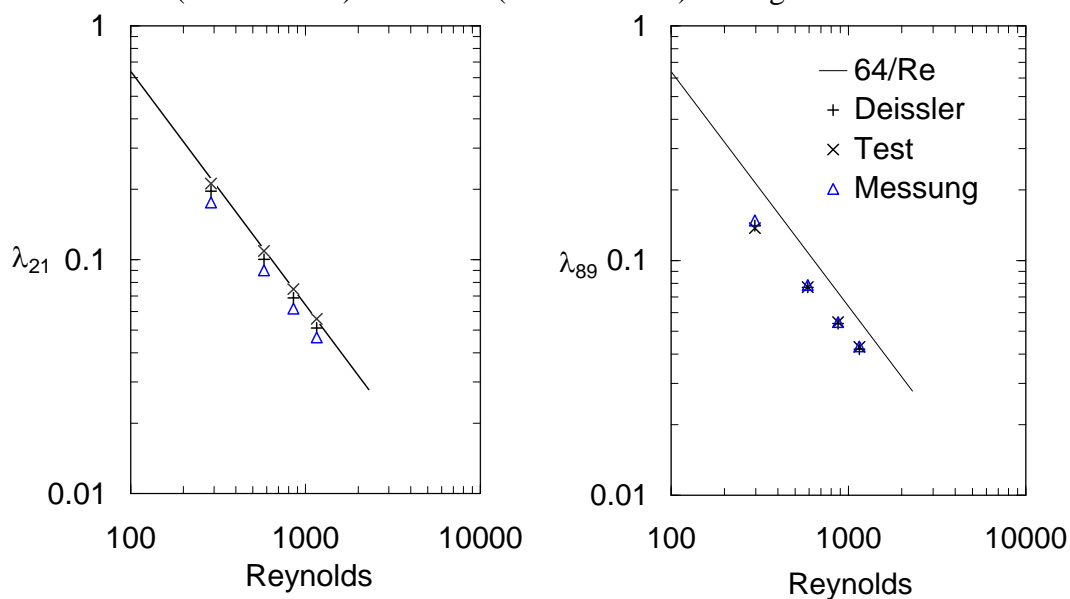


Abbildung 6: Vergleich nicht-isothermer Widerstandsbeiwert aus Literatur und Versuch mit Bremsflüssigkeit (Messung)

Es zeigt sich, dass die experimentellen Ergebnisse für größere Wärmeströme sehr gut mit den Korrelationen nach Test und Deissler übereinstimmen. Bei kleinen Wärmeströmen liefern die Messungen deutlich kleinere Widerstandsbeiwerte als durch die Relationen vorhergesagt werden.

3.3 Geometrieabhängiger Widerstandsbeiwert

Der Vergleich des experimentell ermittelten Widerstandsbeiwertes der Durchströmung von 90°-Umlenkungen mit Bremsflüssigkeit zu den Angaben von Nier, Herning [4] und Will [5] ist in Abbildung 7 dargestellt. Die Tendenz der steigenden Verlustbeiwerte mit kleiner Reynoldszahl ist auch bei den Messungen mit Bremsflüssigkeit zu erkennen. Die Abweichungen für $Re < 300$ sind auf die in Abschnitt 3.1 erwähnten Messungenauigkeiten zurück zu führen. Für $Re > 300$ zeigen die Messdaten einen ähnlichen Verlauf, wie die Angaben von Nier.

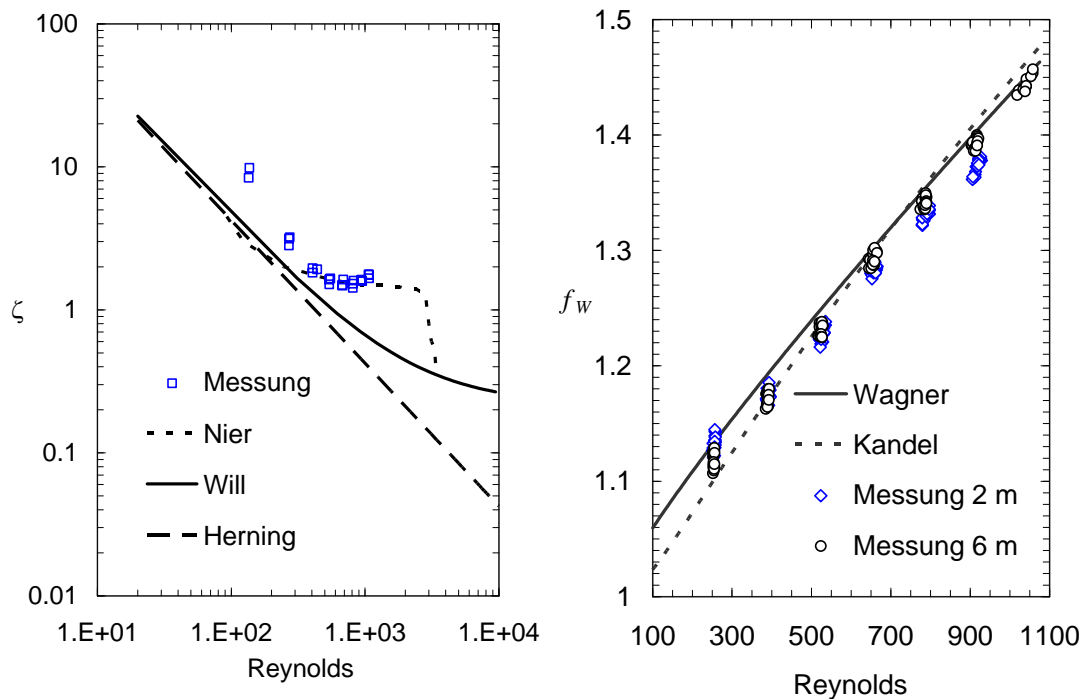


Abbildung 7: Widerstandsbeiwert 90°-Umlenkung (links) und Rohrwendeln (rechts) Vergleich Literatur und Versuch mit Bremsflüssigkeit

Die Ergebnisse der Widerstandsmessung für Rohrwendeln sind in Abbildung 7 dargestellt. Der experimentell ermittelte Faktor f_w liegt sehr nah an den theoretischen Werten von Kandel [6] und Wagner [4].

4 Zusammenfassung und Ausblick

Der Einfluss von Temperatur und Leitungsgeometrie auf den Widerstandsbeiwert von Rohrströmungen wurde experimentell geprüft und mit den Korrelationen aus der Literatur verglichen. Der isotherme Widerstandsbeiwert konnte auch für Bremsflüssigkeitsströmungen bestätigt werden. Im nicht-isothermen Fall stellen sich die Relationen bezüglich ihrer Vorhersage des gemessenen Widerstandsbeiwertes differenzierter dar. Bei hohen Wärmeströmen gibt es sehr gute Übereinstimmungen, bei kleinen Wärmeströmen können die Korrelationen nach Test und Deissler nicht bestätigt werden. Die Versuchsergebnisse für durchströmte 90°-Umlenkungen ähneln den Verlustbeiwerten nach Nier. Die sich teils stark unterscheidenden Angaben zum Verlustbeiwert in der Literatur lassen darauf schließen, dass eine theoretische Bestimmung des Umlenkverlustes unzureichend genau ist. Aufgrund der hohen Anzahl an Umlenkungen in der realen Bremsleitungsgeometrie und der Varianz der theoretischen Verlustbeiwerte ist es nicht sinnvoll, alle Umlenkungen einer verbauten Bremsleitung separat zu modellieren. Es sollte vielmehr geprüft werden, ob der Reibungswiderstand der gesamten Leitungsgeometrie durch Testansteuerungen im Fahrzeug ermittelt werden kann. Der von Wagner und Kandel angegebene Verlustfaktor für Rohrwendeln konnte experimentell bestätigt werden. Somit kann dieser Faktor für weitere Versuche mit Rohrwendeln im Prüfstand berücksichtigt werden. Einen weiteren Einflussfaktor auf den Widerstandsbeiwert bildet die Pulsationsfrequenz des Drucks. Da die Druckstellung im ESP-System in bestimmten System-

ausprägungen pulsationsbehaftet ist, muss auch dieser Einfluss untersucht und evtl. in der Druckschätzung berücksichtigt werden.

Literatur

- [1] Robert Bosch GmbH: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*, Vieweg, 26. Auflage, 2007
- [2] Schlichting H., Gersten K.: *Grenzschicht-Theorie*, Springer Berlin, 10. Auflage, 2006
- [3] Kakac S., Shah Ramesh K., Aung W.: *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley New York, 1. Auflage, 1978
- [4] Wagner W.: *Strömung und Druckverlust*, Vogel Verlag und Druck, 1990
- [5] Will D., Nollau R.: *Hydraulik: Berechnungsgrundlagen*, Springer Berlin, 2008
- [6] Kandel H. G.: *Methoden in der Wirkstoffherstellung*, Wiley-Vch, 2006
- [7] McKeon B. J., Swanson C. J., Zagarola M. V., Donnelly R. J., Smits A. J.: *Friction factors for smooth pipe flow*, Journal of Fluid Mechanics vol. 511, pp. 41–44, 2004
- [8] Hagen G.: *Über die Bewegung des Wassers in engen zylindrischen Röhren*, Pogg. Ann. der Physik Vol 46, pp.423-442, 1839
- [9] Pohl K.: *Parameteridentifikation – „Temperaturabhängigkeit der Druckstellgenauigkeit im ESP“*, Entwicklungsbericht, Robert Bosch GmbH, 2010