

BMBF-Forschungsprojekt **VeriSim**



Messmethodenentwicklung zur Verifikation neuartiger Berechnungsverfahren der Flüssigkeitsschallausbreitung in fluidtechnischen Leitungssystemen

Förderkennzeichen **17N2311**

Abschlussbericht

**ingenieur
wissenschaften
htw saar**

Zuwendungsempfänger:
**Hochschule für Technik und Wirtschaft des
Saarlandes**

Fakultät für Ingenieurwissenschaften
Forschungsgruppe Fluidtechnik
Göbenstraße 40
66117 Saarbrücken, Germany

Industriepartner des Vorhabens:

FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH
Jülicher Straße 338a
52070 Aachen, Germany



Projektleiter: Prof. Dr.-Ing. Jochen Gessat

Autor und Projektwissenschaftler: Tobias Speicher M.Sc.

Laufzeit des Forschungsvorhabens und Berichtszeitraum: 01.10.2011 bis 30.09.2014, kostenneutral
verlängert bis 31.10.2014

Das diesem Bericht zugrunde liegende Vorhaben wurde mit Mitteln
des Bundesministeriums für Bildung und Forschung unter dem
Förderkennzeichen 17N2311 gefördert. Die Verantwortung für den
Inhalt dieser Veröffentlichung liegt beim Autor.

GEFÖRDERT VOM



**Bundesministerium
für Bildung
und Forschung**

Inhalt

I) Kurze Darstellung

1. Projektkontext und Aufgabenstellung	-1-
2. Planung und Ablauf des Forschungsvorhabens	-2-
3. Ausgangslage - Stand von Wissenschaft und Technik	-4-
4. Zusammenarbeit mit Partnern	-7-

II) Eingehende Darstellung

1. Darstellung der Ergebnisse	-8-
1.1. Konzeption und Aufbau einer Testeinrichtung zur Untersuchung von Leitungssystemen und Komponenten	-8-
1.1.1. Das Prinzip der 4-Kanal-Pulsationsmessung	-8-
1.1.2. Prüfstand für Komponenten und Systemuntersuchungen	-10-
1.1.2.1. Systemprüfstand „HOSE EXPERT 1.0“	-10-
1.1.2.2. Messmittelfähigkeit und Optimierungspotential	-12-
1.1.2.3. Systemprüfstand „HOSE EXPERT 2.0“	-16-
1.2. Überprüfung der Testeinrichtung auf ihre Messmittelfähigkeit und Komponentenuntersuchungen	-20-
1.2.1. Analyse der Messmittelfähigkeit	-20-
1.2.2. Untersuchungen an Komponenten hydraulischer Leitungssysteme	-22-
1.2.2.1. Rohrleitungen	-22-
1.2.2.2. Rohrleitungen mit Verschraubungen	-25-
1.2.2.3. Schlauchleitungen	-26-
1.3. Abgleich von Messung und Simulation, Systemanalysen	-28-
1.3.1. Theoretischer Ansatz der Rohr- und Schlauchleitungsmodelle	-28-
1.3.1.1. Modelle mit konzentrierten Parametern	-28-
1.3.1.2. Modelle mit verteilten Parametern	-28-
1.3.2. Modellierung von Rohrleitungen und Verbindern	-29-
1.3.3. Modellierung von Schlauchleitungen	-30-
1.3.3.1. Berechnung und Identifikation der Modellparameter	-30-
1.3.3.2. Modelle realer Schlauchleitungen	-35-
1.3.4. Verkettete Modelle	-37-
1.3.4.1. Rohrleitungen mit Durchmessersprüngen	-37-
1.3.4.2. Rohrleitungen mit Abzweigesonator	-40-
1.3.4.3. Verkettete Schlauchleitungsmodelle	-43-
1.3.4.4. Anwendungsbeispiele der Systemsimulation	-44-

2. Übersicht der wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises	-46-
3. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit	-47-
4. Voraussichtlicher Nutzen, insbesondere Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplanes	-47-
4.1. Wirtschaftliche Verwertung und Aussichten	-47-
4.2. Wissenschaftlich-technische Verwertung und Aussichten	-48-
4.3. Wissenschaftliche und wirtschaftliche Folgeentwicklungen/-projekte	-48-
5. Während der Durchführung des Vorhabens bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen	-48-
6. Veröffentlichungen	-49-
6.1. Erfolgte Veröffentlichungen	-49-
6.2. Geplante Veröffentlichungen	-49-
6.3. Studien- und Abschlussarbeiten	-49-
III) Erfolgskontrollbericht	-51-
IV) Kurzfassung (Berichtsblatt)	

I. Kurze Darstellung

1. Projektkontext und Aufgabenstellung

Ausgangslage/Voraussetzungen:

Der Vorteil hydraulischer Maschinen liegt bekanntermaßen in der hohen Kraftdichte und der dezentralen Energieverteilung mit Hilfe von Leitungssystemen, so dass hiermit sehr kompakte und flexible technische Lösungen entstehen.

Anders als bei konkurrierenden hochintegrierten elektromechanischen Systemen kann in der Hydraulik eine Systemlösung durch komponentenweise Entwicklung schneller und kostengünstiger erreicht werden. Pumpen und hydraulische Motoren werden dabei mit Hilfe von Leitungssystemen verbunden, deren Gestaltung im Wesentlichen von den Bauraumbedingungen abhängt. Dem Vorteil der freien Anordnung der Aktoren steht jedoch der Nachteil der von den Leitungssystemen abhängigen Systemeigenschaften gegenüber, was sich in ungünstigen Fällen in Geräuschen oder Schwingungen bemerkbar macht, z.B. kann ein Leitungssystem in Resonanz mit einer Pumpenanregung stehen.

In jüngster Zeit gewinnt Energieeffizienz bei gleichzeitiger Erhöhung von Komfortansprüchen wie z.B. Akustik zunehmend an Bedeutung. So kann beispielsweise eine bedarfsabhängige Energieversorgung über einen drehzahlgeregelten Antrieb realisiert werden, was jedoch – anders als bei einer Konstantpumpe – ein Frequenzspektrum der Pumpenanregung bedeutet. Ferner führen Energiesparsysteme zu neuen Systemarchitekturen, z.B. Anordnung von elektrohydraulischen Motorpumpenaggregaten mit sehr kurzen Leitungssystemen in die Nähe von den Verbrauchern. Die bedarfsabhängige Energieversorgung bedingt weiterhin eine anspruchsvollere, durch das Leitungssystem wesentlich beeinflusste Akustik, da der Grundschaallpegel durch eine ständig laufende Pumpe fehlt.

Die Wettbewerbsfähigkeit hydraulischer Systeme hängt dabei also zunehmend von der technischen Beherrschung der Komponente „Leitungssystem“ zwischen Energieerzeugern und Aktoren ab.

Aufgabenstellung/Ziele:

Die o.g. Leitungssysteme wurden bislang vorwiegend als Energieübertragungselemente behandelt, ihre Signalübertragungseigenschaften (-gewollte und ungewollte Flüssigkeitsschallausbreitung-) sind unzureichend und nicht geschlossen erforscht worden.

Zwar wurden in den letzten Jahren die Simulationsmodelle erheblich erweitert, der immens hohe Aufwand für eine experimentelle Verifikation wurde aus wirtschaftlichen Gründen jedoch unterlassen. Auf der anderen Seite gibt es pragmatische Ansätze in der Produktentwicklung, wo verschiedenartige Messverfahren eingesetzt werden, um eine Komponentenvorauswahl zu treffen. Hier ist jedoch die Messmittelfähigkeit fragwürdig, ferner fehlt die Korrelation zum Gesamtsystem.

Das Projekt zielt darauf, die verbleibende Lücke zwischen den neuartigen Simulationsverfahren und ihrer noch fehlenden experimentellen Verifikation zu schließen.

2. Planung und Ablauf des Forschungsvorhabens

Das Vorhaben gliedert sich, wie in Abbildung 1 dargestellt, in 10 Arbeitspakete.

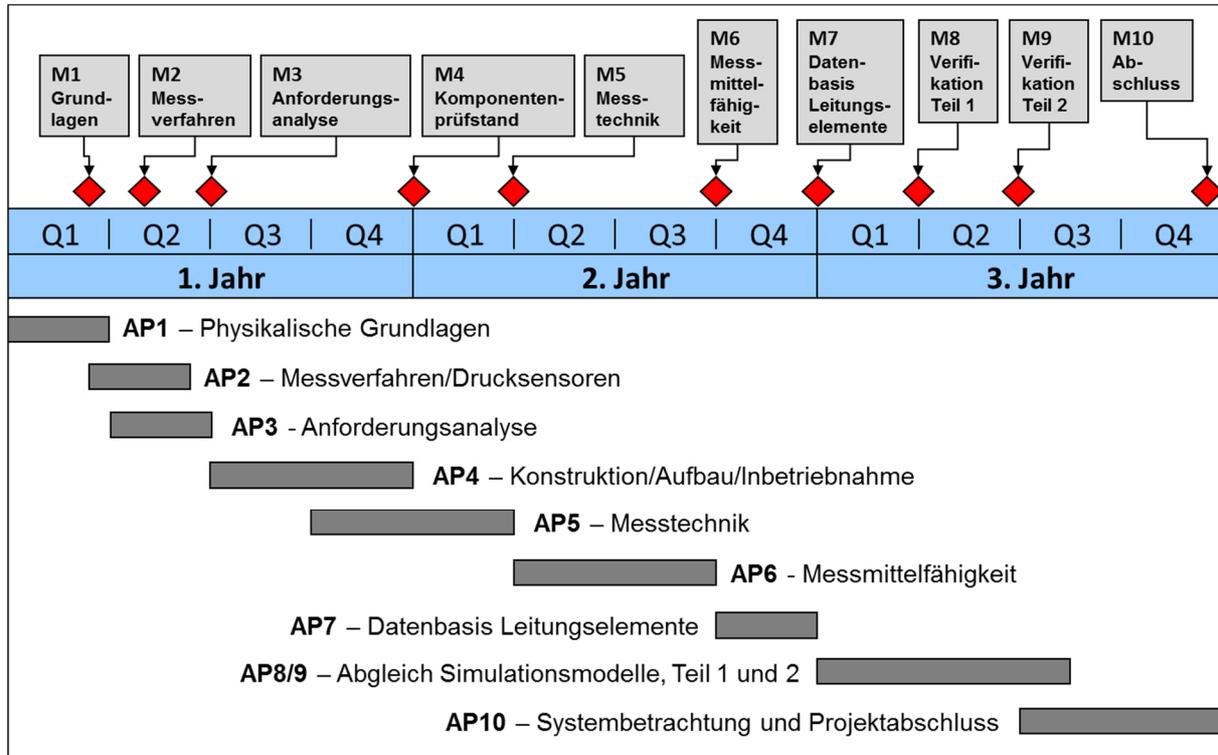


Abb. 1: Geplanter Projektverlauf

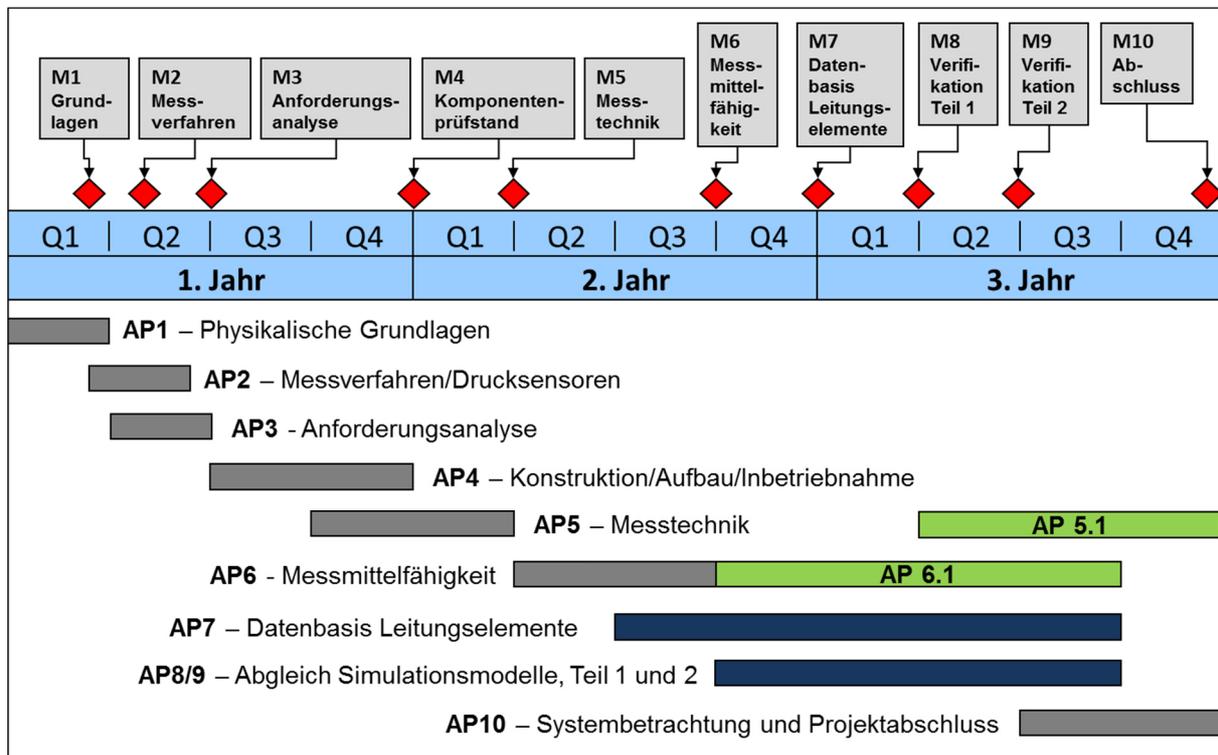


Abb. 2: Tatsächlicher Projektverlauf (angepasste Arbeitspakete, zusätzliche Arbeitspakete)

Kurze Darstellung

Besagte Arbeitspakete lassen sich dabei nochmals 3 übergeordneten Themengebieten zuordnen:

- STEP 1: Konzeption und Aufbau einer Testeinrichtung zur Untersuchung von Leitungssystemen und Komponenten (AP1 bis AP5)
- STEP 2: Überprüfung der Testeinrichtung auf ihre Messmittelfähigkeit und Komponentenuntersuchungen (AP6 und AP7)
- STEP 3: Abgleich von Messung und Simulation, Systemanalysen (AP8 bis AP10)

Das Ziel von STEP 1 ist es, ein System aufzubauen, welches geeignet ist, das dynamische Übertragungsverhalten von hydraulischen Leitungselementen und ganzen -systemen zu bestimmen.

In STEP 2 wird durch Anwendung anerkannter statistischer Methoden die Messmittelfähigkeit des Systems überprüft und nach erfolgtem Nachweis eine Datenbasis von Leitungselementen erstellt.

Im Verlauf von STEP 3 erfolgt der Abgleich der Simulationsmodelle mit den durch die Messungen gewonnenen Daten und die Anwendung der Komponentenmodelle bei der Simulation zunehmend komplexer Systeme.

Während der Projektdurchführung mussten am geplanten Ablauf nur geringe Änderungen vorgenommen werden. Zum einen war es möglich, die Arbeitspakete AP7, AP8 und AP9 jeweils etwas früher zu beginnen, da die grundlegende Messmittelfähigkeit des Systems schneller als erwartet nachgewiesen werden konnte.

Wegen der Vielfalt der Leitungssystemkomponenten mit stellenweise recht unterschiedlichem Übertragungsverhalten wurde die Studie zur Messmittelfähigkeit jedoch ausgeweitet und in Form von Stichproben weitergeführt (siehe Abb.2 – AP6.1).

Bei den Arbeitspaketen AP7, AP8 und AP9 hat sich schnell gezeigt, dass es sinnvoller ist, diese nicht wie geplant konsekutiv, sondern parallel ablaufen zu lassen. So erfolgt nach der Untersuchung einer bestimmten Gruppe von Komponenten direkt schon deren Modellierung. So war es möglich, parallel zu der Modellierung bereits die nächste Gruppe von Komponenten zu vermessen, was eine effizientere Vorgehensweise darstellte.

Letztlich wurde noch Arbeitspaket AP 5.1 zusätzlich geschaffen, in welchem noch Verbesserungen am Messsystem vorgenommen wurden. Diese Veränderungen betreffen nicht das Messprinzip per se, erweitern jedoch die Nutzungsmöglichkeiten des Systems auch über die Laufzeit des Forschungsvorhabens hinaus.

3. Ausgangslage – Stand von Wissenschaft und Technik

Modellierung von hydraulischen Leitungselementen und –systemen:

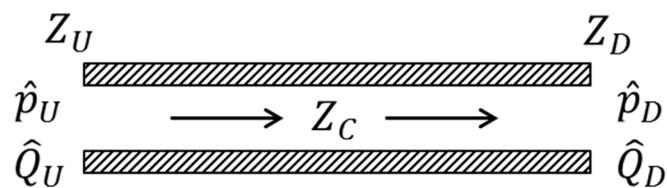
Veröffentlichungen zum Thema Leitungspulsationen zeigen, dass sich viele Zusammenhänge der dynamischen Rohrströmung prinzipiell leichter im Frequenzbereich formulieren lassen.

Insbesondere gilt dies für die Berücksichtigung der dynamischen Reibung, die entscheidenden Einfluss auf das Schwingungsverhalten von Leitungen hat, die Teilstücke aus Schläuchen oder Dehnschläuchen enthalten. Es liegt daher nahe, die Modellierung von Leitungen im Frequenzbereich vorzunehmen, zumal die Verfahren im Frequenzbereich einen relativ geringen Rechenaufwand bedeuten.

Den genannten Vorteilen steht jedoch ein gravierender Nachteil gegenüber: die Frequenzbereichsmodelle können keine nichtlinearen Zusammenhänge abbilden. Sie sind jeweils nur für einen bestimmten Betriebszustand gültig. Außerdem ist für reale Systeme häufig die Übertragung der Randbedingungen auf den Frequenzbereich schwierig. Für die Simulation vollständiger hydraulischer Systeme sind sie daher kaum einzusetzen.

In jüngster Zeit werden die neuen Ansätze mit Modellen im Zeitbereich verwendet [4], [13]. Dieser Typus von Simulationsmodellen findet auch im weiteren Verlauf des Forschungsvorhabens Anwendung. Genau wie die Frequenzbereichsmodelle sind diese Modelle in der Lage, die frequenzabhängige Reibung der Leitung abzubilden. Ist es möglich, diese Ansätze auf typische Leitungselemente zu übertragen, so können diese Modelle direkt in Systemmodelle, die im Zeitbereich rechnen, eingesetzt werden. Zur Verifikation und zum Abgleich der Modelle ist es allerdings notwendig, das Pulsationsübertragungsverhalten der realen Bauteile experimentell zu ermitteln.

Das Übertragungsverhalten wird hierbei durch die Übertragungsmatrix T beschrieben. Die Matrix verknüpft die Vektoren aus Druck- und Volumenstrompulsation an zwei Punkten miteinander, z. B. Leitungsanfang und -ende.



$$\begin{pmatrix} \hat{p}_U \\ \hat{Q}_U \end{pmatrix} = T \begin{pmatrix} \hat{p}_D \\ \hat{Q}_D \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \hat{p}_D \\ \hat{Q}_D \end{pmatrix}$$

Abb.3: Übertragungsmatrix T für Druck- und Volumenstrompulsationen

Als geeignetes Maß für die Güte der Dämpfung hat sich in der Praxis das Element T_{11} bewährt. Es stellt das Verhältnis der Druckamplitude am Leitungseingang zur Druckamplitude am Leitungsausgang bei ideal geschlossenem Ende dar [7].

Die Modellerstellung basiert auf der langjährigen Erfahrung des Kooperationspartners FLUIDON im Bereich der Simulation von fluidtechnischen Systemen. Hier existiert mit dem Tool DSHplus die benötigte Softwareinfrastruktur, auch komplexe Modelle zu implementieren, siehe [1], [2] und [3].

Messverfahren zur Bestimmung des Pulsationsübertragungsverhaltens:

Wie zuvor bereits erwähnt, ist es zur Erstellung von Komponentenmodellen, welche im Zeitbereich rechnen, zwingend erforderlich, die Übertragungsmatrix T messtechnisch zu ermitteln. Hierzu wurden unterschiedliche Methoden entwickelt.

Zur Beschreibung von Dämpfern werden häufig das Einfügedämmmaß oder das Durchlassdämmmaß angegeben. Ersteres stellt das Verhältnis der Druckpulsationsspektren stromab der Dämpfeinbauposition dar, die sich einmal mit und einmal ohne Dämpfer einstellen. Der Messaufwand ist aufgrund des notwendigen Umbaus aufwändig.

Das Durchlassdämmmaß kann hingegen in einem Messaufbau ermittelt werden. Es entspricht der Übertragungsfunktion der Druckpulsation zwischen Messpositionen vor und nach dem Dämpfer. Ein großer Nachteil beider Maße ist, dass sie von der Systemkonfiguration abhängig sind und aus dem Verhalten einer Konfiguration nicht ohne weiteres auf andere Systeme geschlossen werden kann.

Beim Messverfahren, das Johnston und Edge [5], [6] einsetzen, werden die Druckspektren dreier Drucksignale in der Rohrleitung vor dem untersuchten Bauteil aufgezeichnet. An den Harmonischen der Spektren wird der Reflexionskoeffizient bestimmt, aus dem sich bei bekannter Rohrimpedanz die Impedanz der untersuchten Komponente berechnen lässt.

Kojima und Edge [10] setzen eine ursprünglich zur Beurteilung von Auspuff-Schalldämpfern entwickelte Methode zur messtechnischen Ermittlung der Übertragungsmatrizen von hydraulischen Schalldämpfern ein. Die Methode kann auch auf andere hydraulische Komponenten mit konduktivem Charakter, z. B. Rohre, Schläuche oder Ventile, oder auch ganze Systeme oder Teilsysteme übertragen werden. Bei diesem Verfahren lassen sich beliebige Volumenströme durch das untersuchte Bauteil einstellen. Lau et al. [12] wenden ein ähnliches Verfahren an.

In [5] stellen Drew, Longmore und Johnston ein Verfahren vor, mit dem (4x4)-Übertragungsmatrizen einer Schlauchleitung experimentell ermittelt werden können, die auch die mechanischen Schwingungsgrößen berücksichtigen. Ortwig et al. [14] verwenden einen Aufbau mit reflexionsarmem Leitungsabschluss, um das Durchgangsdämmmaß von Dämpfern zu ermitteln.

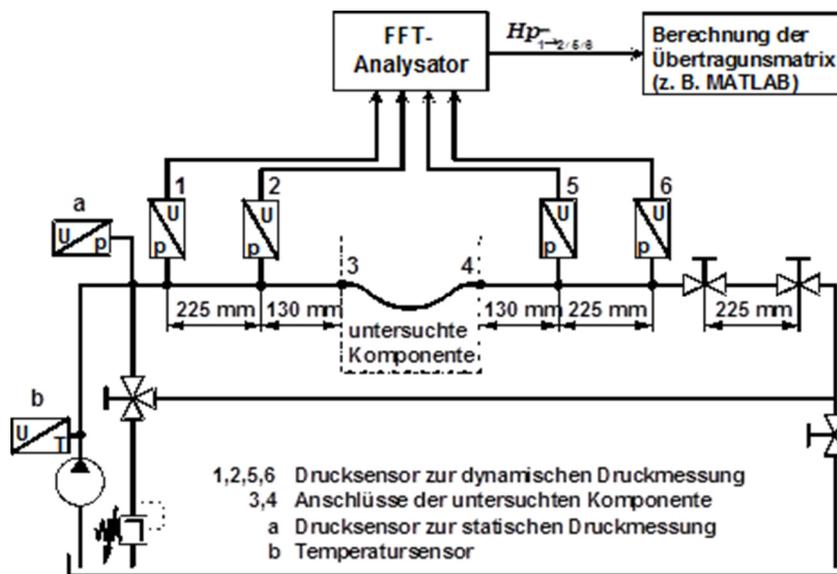


Abb.4: Prinzip der 4-Kanal-Messung

Mit dem von Kojima und Edge [10] vorgeschlagenen Messsystem lässt sich die Übertragungsmatrix eines hydraulischen Teilsystems oder Bauteils mit zwei Anschlüssen ermitteln. Die Matrix verknüpft die Vektoren aus Druck- und Volumenstrompulsation an zwei Punkten miteinander: Sowohl die Druck- und Volumenstrompulsationen als auch die Matrixterme stellen komplexe Funktionen im Frequenzbereich dar. Die Übertragungsmatrix kann ermittelt werden, wenn Druck- und Volumenstrompulsationen an beiden Punkten bekannt sind. Während sich die Druckpulsationen direkt messen lassen, ist dies für Volumenstrompulsationen in den betrachteten Frequenzbereichen nicht möglich. Allerdings lässt sich aus den Drucksignalen an zwei oder mehr Punkten einer Leitung mit bekanntem Übertragungsverhalten auf die Volumenstrompulsation schließen, ähnlich dem Prinzip der Schallintensitätsmessung. Daher wird das untersuchte System zwischen zwei Referenzrohrleitungen geschaltet, wie in Abbildung 4 skizziert.

Die Terme der gesuchten Matrix können dann in Funktion der bekannten Übertragungsmatrizen der Referenzrohre und der Übertragungsfunktionen der Druckpulsation zwischen den Messpositionen 1, 2, 5 und 6 (vgl. Abbildung 4) ausgedrückt werden.

- [1] Baum, H. (FLUIDON GmbH); Hofmann, M.: A New Method for Power Steering Hose Assembly Design and Acoustic Optimization by means of Time Domain Hydraulic Line Simulation Models. Centre for Power Steering Transmission and Motion Control (PTMC), University of Bath, 2007
- [2] Baum, H. (FLUIDON GmbH); Johannig, H.-P.: Simulation von Dehnschlauchleitungen für Lenkung und Fahrwerk. 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2009
- [3] de Ben, D. (FLUIDON GmbH); Goenechea, E.: Methodik zur Analyse und Optimierung des Übertragungsverhaltens hydraulischer Leitungssysteme. In: O+P Ölhydraulik und Pneumatik. (3) 2005
- [4] J. E. Drew: The use of flexible hose to reduce pressure ripple in power steering
PhD Thesis, University of Bath, 1997.
- [5] J. E. Drew, D. K. Longmore und D. N. Johnston: Measurement of the longitudinal transmission characteristics of fluid-filled hoses, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers / Part I, 211, S. 219-228, 1997.
- [6] K. A. Edge und D. N. Johnston: The impedance characteristics of fluid power components: relief valves and accumulators, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers / Part I, 205, S. 11-22, 1991.
- [7] Gessat, J.: Auszug aus Lenkungshandbuch, Kap. Elektrohydraulische Lenksysteme, Hrsg.: Pfeffer, Peter / Harrer, Manfred, 2011. Ca. 450 S. Geb. ISBN: 978-3-8348-0751-9, Erscheinungsdatum: 4/2011
- [8] D. N. Johnston und K. A. Edge: The impedance characteristics of fluid power components: restrictor and flow control valves, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers / Part I, 205, S. 3-10, 1991.
- [9] D. N. Johnston und K. A. Edge: In-situ measurement of the wave speed and bulk modulus in hydraulic lines, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers / Part I, 205, S. 191-197, 1991.
- [10] E. Kojima und K. A. Edge: Experimental determination of hydraulic silencer matrices
- [11] and assessment of the method for use as a standard test procedure, Seventh Bath International Fluid Power Workshop, Bath, 1994.
- [12] K. K. Lau, D. N. Johnston und K. A. Edge: Fluid borne noise characteristics of hydraulic filters and silencers, Seventh Bath International Fluid Power Workshop, Bath, 1994.
- [13] Müller, B.: Einsatz der Simulation zur Pulsations- und Geräuschminderung hydraulischer Anlagen. Dissertation, RWTH Aachen, 2002
- [14] H. Ortwig, K. Goebels und T. Schwarz: Hydrodämpfer zur Geräuschreduzierung in hydraulischen Anlagen, O+P "Ölhydraulik und Pneumatik", 43, 9, S. 652-656, 1999.

Normen (DIN, ISO, ASME) zu derartigen Messverfahren für hydraulische Leitungssysteme sind nicht bekannt. (Bemerkung: Anders verhält es sich in der Akustik, wo für ähnliche Fragestellungen Vorgehensweisen und Randbedingungen beschrieben werden, z.B. ISO 10534-2 und ASTM E 1050-98).

Patente finden sich i. d. R. nur zu den Fragestellungen des übergeordneten Systems, z.B. der Schallabstrahlung einer Pumpe (z.B. DE 4121227 Verfahren zur Bestimmung des durch die Pumpe eines Servosystems bedingten Geräuschanteils, DaimlerChrysler AG, 70567 Stuttgart), oder zu (passiven) Schwingungsdämpfern (z.B. DE102004045100A1, Dämpfungseinrichtung, AUDI NSU AUTO UNION AG), nicht jedoch zu den hydraulischen Leitungssystemen selbst.

4. Zusammenarbeit mit Partnern

Über die gesamte Projektlaufzeit hinweg hat eine enge Kooperation der htwsaar mit der FLUIDON Gesellschaft für Fluidtechnik mbH in Aachen stattgefunden. Neben einem gegenseitigen Datenaustausch fanden hier auch regelmäßige Treffen sowie mehrtägige Mentoring-Aufenthalte statt. Auch Veröffentlichungen wurden gemeinsam verfasst und es sind weitere geplant.

Neben dieser Kooperation konnte auch die Fa. Parker Polyflex Division für eine Zusammenarbeit bei der Untersuchung von Schlauchleitungen gewonnen werden. Hier wurden uns freundlicherweise eine ganze Reihe von Testschläuchen zur Verfügung gestellt und die Ergebnisse konnten in mehreren Treffen diskutiert und bewertet werden.

II. Eingehende Darstellung

1. Darstellung der Ergebnisse

Wie bereits bei der kurzen Vorstellung des Ablaufes des Forschungsvorhabens unter 1.2 beschrieben, lassen sich die erfolgten Arbeiten drei übergeordneten Schwerpunkten zuordnen. Diese sind

- 1.1. STEP 1: Konzeption und Aufbau einer Testeinrichtung zur Untersuchung von Leitungssystemen und Komponenten
- 1.2. STEP 2: Überprüfung der Testeinrichtung auf ihre Messmittelfähigkeit und Komponentenuntersuchungen
- 1.3. STEP 3: Abgleich von Messung und Simulation, Systemanalysen

Für die folgende Darstellung der Ergebnisse ist es sinnvoll, diese Schwerpunkte beizubehalten und die dazugehörigen Resultate zunächst einzeln zu betrachten.

1.1. Konzeption und Aufbau einer Testeinrichtung zur Untersuchung von Leitungssystemen und Komponenten

Das im Zuge des Forschungsvorhabens eingesetzte Messprinzip geht im Wesentlichen auf die Arbeiten von Kojima und Edge [KOJ] sowie die darauf aufbauende Erweiterung durch Müller [MUE] zurück. Um die weitere Umsetzung des Prinzips in Form des aufgebauten Prüfstands zu verstehen, wird im Folgenden das Prinzip kurz erläutert. Für eine tiefere Beschäftigung mit dieser Thematik sei auf genannte Quellen verwiesen.

1.1.1. Das Prinzip der 4-Kanal-Pulsationsmessung

Das hier eingesetzte Messverfahren erlaubt es, die Übertragungsmatrix eines hydraulischen Bauteils oder Teilsystems mit zwei Anschlüssen zu ermitteln. Zur Beschreibung der hydraulischen Komponente wird eine 2x2-Übertragungsmatrix verwendet, welche die Vektoren aus Druck- und Volumenstrompulsation an den beiden Anschlüssen miteinander verknüpft.



Abbildung 1.1.1: Vierpolmatrix eines Leitungselements

Bei dieser Form der Darstellung stellen die Druck- und Volumenstrompulsationen sowie die Matrixterme komplexe Funktionen im Frequenzbereich dar. Um die Matrix aufstellen zu können, müssen die Druck- und Volumenstrompulsationen an beiden Anschlüssen bekannt sein. Die Druckpulsationen lassen sich direkt messen, hier ist Sensorik auch für die Untersuchung hochfrequenter Druckänderungen verfügbar. Bei der Bestimmung der Volumenstrompulsation ist keine direkte Messung der Pulsation mehr möglich. Die verfügbare Sensorik ist hier Prinzip- und Bauformbedingt nicht in der Lage, schnellen Volumenstromänderungen zu folgen. Die schnellsten

Systeme erreichen maximal eine obere Grenzfrequenz von um die 50 Hz [TUD], es interessieren in der Anwendung jedoch Pulsationen bis um 2kHz. Daher muss hier die Messung indirekt erfolgen. Es wird sich einem Verfahren aus der Schallintensitätsmessung bedient, bei welchem aus dem Drucksignal an zwei oder mehr Punkten einer Leitung mit bekanntem Übertragungsverhalten auf die Volumenstrompulsation geschlossen werden kann. Um dieses Prinzip nutzen zu können, wird das untersuchte System zwischen zwei gerade Rohrleitungen montiert, die jeweils einen Drucksensor an ihrem Anfang und Ende besitzen (vgl. Abb. 1.1.2). Für diese geraden, gleichförmigen Leitungen kann das Übertragungsverhalten analytisch berechnet werden und sie sind somit bestens als Referenzrohrleitungen geeignet.

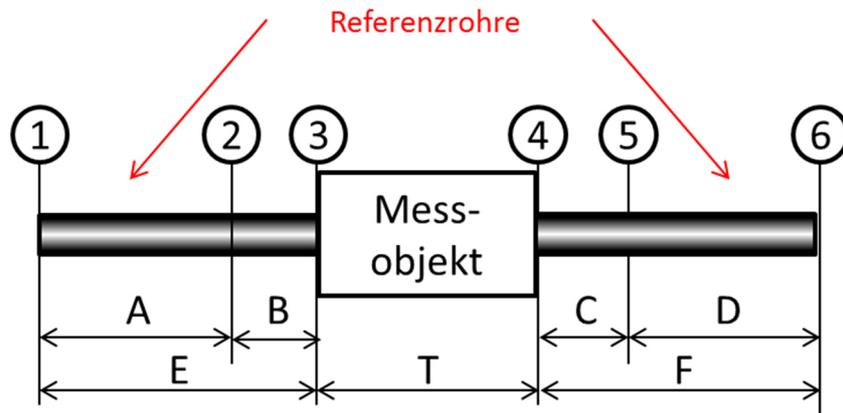


Abbildung 1.1.2: Schematischer Aufbau einer 4-Kanal Pulsationsmessung

An den Übergangsstellen der Resonanzrohre zum untersuchten System kann es durch Durchmessersprünge oder auch nur eine Materialänderung der Leitungswandung zu instationären Strömungsverhältnissen kommen, welche sich negativ auf die Präzision der Druckpulsationsmessung auswirken können. Um diesen Einfluss zu minimieren, werden die Messstellen (Pos. 2 und 5) durch jeweils ein zusätzliches Rohrstück auf Abstand von besagten Übergangsstellen (Pos. 3 und 4) gebracht.

Jetzt ist es möglich, die gesuchte Übertragungsmatrix (von Pos. 3 nach 4) als Funktion der Übertragungsfunktionen der Druckpulsation zwischen den Messpositionen 1,2,5 und 6 sowie den bekannten Übertragungsmatrizen der Referenzrohre auszudrücken.

Das so aufgestellte Gleichungssystem enthält jedoch zu viele Unbekannte, nämlich die Volumenströme sowie die Matrixelemente, um voll bestimmt werden zu können. Es werden mehr Daten benötigt, welche aus einer zweiten Messung gewonnen werden. Hierbei wird das System in einen veränderten Schwingungszustand gesetzt, wodurch sich ein zweiter Satz Gleichungen ergibt.

In Kombination mit den ersten Gleichungen ist es nun möglich, nach der Matrix T auszulösen. Es ergeben sich für die Terme der Matrix

$$T_{11} = \frac{Z_4^1/Hp_{34}^1 - Z_4^2/Hp_{34}^2}{Z_4^1 - Z_4^2} \quad (1)$$

$$T_{12} = \frac{1/Hp_{34}^1 - 1/Hp_{34}^2}{Z_4^1 - Z_4^2} Z_4^1 Z_4^2 \quad (2)$$

$$T_{21} = \frac{Z_4^1/(Z_3^1 Hp_{34}^1) - Z_4^2/(Z_3^2 Hp_{34}^2)}{Z_4^1 - Z_4^2} \quad (3)$$

$$T_{22} = \frac{1/(Z_3^1 Hp_{34}^1) - 1/(Z_3^2 Hp_{34}^2)}{Z_4^1 - Z_4^2} Z_4^1 Z_4^2 \quad (4)$$

Eingehende Darstellung

Die Terme enthalten dabei die Impedanz am Einlass (Pos 3, Z_3^1, Z_3^2) und Auslass (Pos 4, Z_4^1, Z_4^2) der untersuchten Komponente sowie die Druckübertragungsfunktion über der Komponente (Hp_{34}^1, Hp_{34}^2).

$$Hp_{34}^m = \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^m = \frac{(D_{11}F_{12} - D_{12}F_{11})(Hp_{16}^m/Hp_{15}^m) - F_{12} A_{12}Hp_{15}^m}{(A_{11}E_{12} - A_{12}E_{11})/Hp_{12}^m - E_{12} D_{12}Hp_{12}^m} \quad (5)$$

$$Z_3^m = \frac{-B_{12}/Hp_{12}^m + A_{11}B_{12} + A_{12}B_{22}}{B_{11}/Hp_{12}^m - A_{11}B_{11} - A_{12}B_{21}} \quad (6)$$

$$Z_4^m = \frac{(D_{11}F_{12} - D_{12}F_{11})(Hp_{16}^m/Hp_{15}^m) - F_{12}}{(D_{11}F_{12} - D_{12}F_{21})(Hp_{16}^m/Hp_{15}^m) - F_{22}} \quad (7)$$

Alle benötigten Impedanzen und Druckübertragungsfunktionen ergeben sich nun aus den gemessenen Druckübertragungsfunktionen und den Elementen der bekannten Übertragungsmatrizen für die Referenzrohre (A,B,C und D) sowie den durch Multiplikation entstehenden Elementen E und F.

1.1.2. Prüfstand für Komponenten und Systemuntersuchungen

Bei der Umsetzung des beschriebenen Prinzips in einen konkreten Prüfstand wurde in 2 Stufen vorgegangen. In einem ersten Schritt musste die generelle Anwendbarkeit des Messprinzips für die geplanten Untersuchungen überprüft werden. Ferner sollten potentielle Probleme bzw. notwendige Verbesserungen identifiziert werden. Hierzu diente ein erster Prüfstand, orientiert an der Konstruktion, welche Müller [MUE] in seiner Arbeit vorstellt. Die hiermit gewonnenen Erkenntnisse konnten dann in der Folge in die Konzeptionierung und den Aufbau eines neuen Messsystems einfließen, welches dauerhaft auch für die dem Forschungsvorhaben folgenden Untersuchungen zur Verfügung steht.

1.1.2.1. Systemprüfstand „HOSE EXPERT 1.0“

Der erste Messaufbau orientiert sich sehr stark an der Konfiguration von Kojima und Edge, welche diese bei ihren Arbeiten zum grundlegenden Prinzip der 4-Kanal-Pulsationsmessung verwenden [KOJ] und berücksichtigt zusätzlich die Änderungen und Anmerkungen von Müller [MUE]. Der Aufbau ist in Bild 1.1.3 dargestellt.

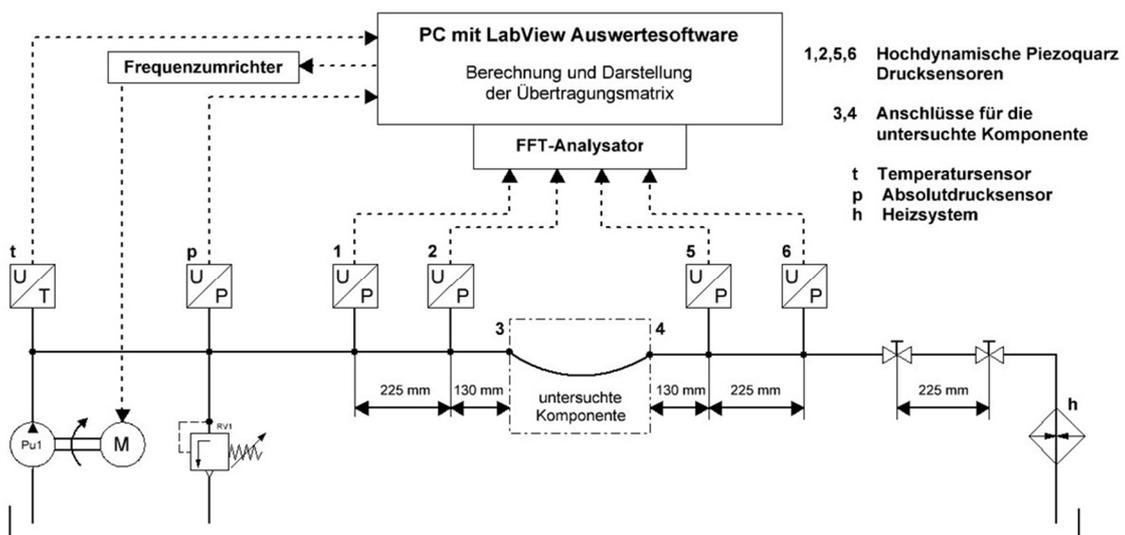


Abbildung 1.1.3: Funktionsschema des Prüfstands „Hose Expert 1.0“

Zur Pulsationsmessung kommen piezoelektrische Drucksensoren (Fa. Kistler) zum Einsatz, die entsprechend der 4-Kanal-Konfiguration (Bild 1.1.3) an den Positionen 1,2,5 und 6 in den Referenzrohrleitungen montiert sind. Die Signale der Sensoren werden über Ladungsverstärker an einen PC übermittelt, welcher die Daten sichert und zur Weiterverarbeitung bereitstellt. Wichtig für die

Eingehende Darstellung

Präzision der Messung ist es, die Sensoren möglichst so einzubauen, dass ihre messende Membran mit der Innenfläche der Referenzrohrleitung in einer Ebene liegt. Steht der Sensor hervor oder ist er in seiner Montagebohrung versenkt, kommt es zu Verwirbelungen am Sensor sowie einer Beeinflussung der Strömung in der Referenzstrecke, was beides die Messung negativ beeinflusst. Ferner sollte auf möglichst geringe Abweichungen der Frequenz- und Phasengänge von Sensoren und Verstärkern untereinander und eine simultane Abtastung geachtet werden. Die Güte der Messkette beeinflusst ganz entscheidend die untere Grenzfrequenz des Messsystems.

Wie schon bei der Beschreibung des Prinzips erwähnt, sind Messungen bei zwei unterschiedlichen Schwingungszuständen nötig, um das Gleichungssystem lösen zu können. Aus der Schallintensitätsmessung sind drei Verfahren bekannt, um diese Variation des Schwingungszustands zu erreichen. Eine gute Übersicht hierzu findet sich bei Pies [PIE], für die theoretischen Hintergründe sei auf Mathis [MAT] verwiesen. Bei der Zweiquellenmethode erfolgt die Anregung der Pulsation bei den beiden Messungen jeweils aus verschiedenen Richtungen, einmal von Pos.1 bzw. von Pos.6 aus. Bei symmetrischen Komponenten scheitert diese Methode jedoch, und auch der Aufwand ist groß, da entweder zwei Quellen erforderlich sind oder aber ein Umbau erfolgen muss. Die Zweiimpedanzenmethode belässt die Pulsationsanregung auf Seiten von Pos.1, verändert jedoch die Abschlussimpedanz der Leitung hinter Pos.6. In der Akustik geschieht dies entweder durch eine zweite Quelle am Leitungsende, die durch Überlagerung der Hauptquelle den Schwingungszustand ändert oder durch eine strukturelle Veränderung, z.B. ein dämpfendes Material oder eine veränderte Leitungslänge. Für die Anwendung in der Hydraulik bietet sich die Zweiimpedanzenmethode an, da diese ohne großen Aufwand realisiert werden kann. Die Leitungslänge hinter Pos.6 wird einfach durch 2 Kugelhähne veränderbar aufgebaut. Messung 1 erfolgt mit geschlossenem erstem Kugelhahn, Messung 2 entsprechend mit geöffnetem erstem Kugelhahn und geschlossenem zweitem Kugelhahn.

Die Anregung der Pulsationen erfolgt über eine drehzahlvariabel angetriebene Außenzahnradpumpe. Diese wurde konstruktiv so beeinflusst, dass Sie eine möglichst hohe Pulsation im System erzeugt. Ein statischer Offset-Druck ist mittels des Druckbegrenzungsventils einstellbar, die Öltemperatur kann über ein Heizelement im Rücklauf erhöht werden.



Abbildung 1.1.4: Der Prüfstand „Hose Expert 1.0“ – Messtechnik (links) und Prüftisch mit Aggregat

Neben den Sensoren selbst ist auch die Wahl der Längen der Resonanzstrecken und des Abstands der beiden Kugelhähne entscheidend für eine erfolgreiche Messung. Es müssen eine ganze Reihe von Randbedingungen eingehalten werden:

- Entspricht der Abstand der Sensoren der halben Wellenlänge der sich ausbildenden stehenden Welle im System, können die Anteile aus vor- und zurücklaufender Welle nicht eindeutig voneinander getrennt werden. Die Gleichungen (1 bis 4) sind schlecht konditioniert oder im Extremfall sogar unbestimmt (Division Null durch Null).
- Möglichst große Amplitudenverhältnisse und Phasendifferenzen zwischen den 4 Drucksignalen erfordern, besonders bei niedrigen Frequenzen, weit auseinanderliegende Sensoren.
 - Länge der Resonanzstrecken wird so gewählt, dass sie nicht in der Nähe der halben Wellenlänge liegt. Es wird eine Länge von 225mm ausgewählt, was einen Messbereich bis etwa 2kHz erlaubt.
- Auch der Abstand der Kugelhähne darf nicht in der Nähe der halben Wellenlänge liegen, da sich sonst ein Lauflängenunterschied von genau einer Wellenlänge ergibt. Dies ergäbe ein genau identisches Schwingungsbild bei beiden Messungen, das Gleichungssystem bleibt unterbestimmt.
- Ein möglichst großer Unterschied der beiden Schwingungszustände sollte erreicht werden.
 - Der Abstand wird analog zu den Resonanzstrecken ebenfalls zu 225mm gewählt.

Die Berechnung der Übertragungsmatrix aus den bekannten Daten der Referenzrohrleitungen und den Druckpulsationen erfordert eine umfangreiche numerische Weiterverarbeitung der mit dem Prüfstand erzeugten Messdaten. Dies erfolgt im Anschluss an die Messung entweder mit einem vom Projektpartner erstellten Tool oder Mittels einem eigens in NI-LabView erstellten Programm. Beide Programme liefern am Ende die Matrixelemente T11 bis T22 als Funktionen der Frequenz.

1.1.2.2. Messmittelfähigkeit und Optimierungspotential

Eine erste Kontrolle des Aufbaus stellt die Untersuchung eines 1m langen Stahlrohres dar. Dieses Rohr dient auch für alle weiteren Messungen als Referenz, mit ihm wird regelmäßig in Form von Stichproben die Funktion des Prüfstands kontrolliert.

Das Übertragungsverhalten des Referenzrohrs (Werkstoff E235N – St.37.4; L=1000mm; $d_A=10\text{mm}$; $d_I=7\text{mm}$), welches analytisch berechnet werden kann, wird mit dem gemessenen Übertragungsverhalten verglichen.

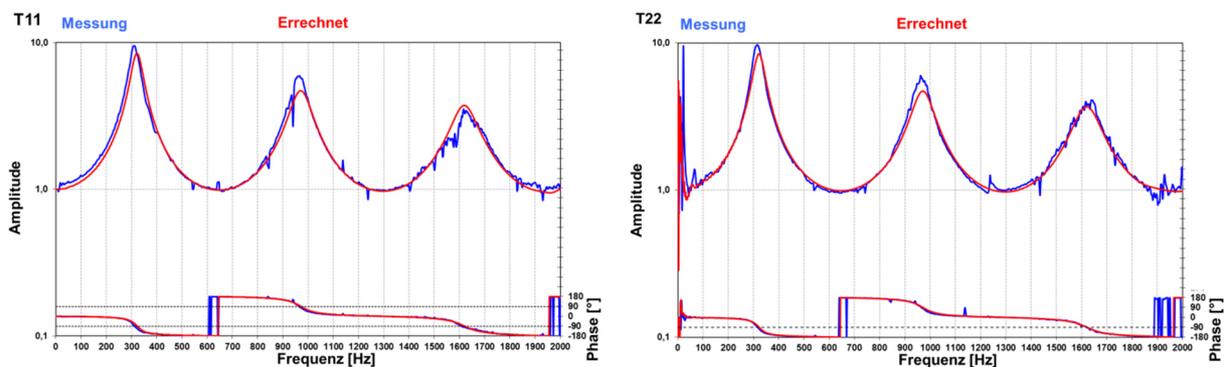


Abbildung 1.1.5: Vergleich errechnete und gemessene Matrixelemente T11 und T22 (Druck- bzw. Volumenstromübertragungsfunktion)

Es zeigt sich eine gute bis sehr gute Übereinstimmung von Messung und Rechnung (Abbildung 1.1.5). Der Phasenverlauf wird nahezu perfekt getroffen, lediglich die Amplitude der Resonanzen weicht geringfügig ab. Diese Abweichung resultiert aus vielfältigen Einflüssen, beispielsweise kleinen

Eingehende Darstellung

Luftblasen in der Leitung, Temperaturabweichungen zwischen Messung und Rechnung oder den Öleigenschaften. Die Größenordnung der Abweichung ist jedoch nicht kritisch und bereitet für die spätere Modellbildung keine Probleme.

Um die Messmittelfähigkeit des Systems noch genauer bewerten zu können, erfolgen im Anschluss an diesen ersten Vergleich weitere Studien gemäß Methoden der Statistik, wie sie auch in der Industrie Anwendung finden.

a) **Auflösungsvermögen**

Die Auflösung, d.h. die Fähigkeit des Prüfstands, zwei Zustände voneinander zu unterscheiden, wird in der Auswertung begrenzt. Durch die Wahl einer entsprechenden Blockgröße für die FFT-Analyse ergibt sich in der Folge eine Schrittweite für die Frequenzen, welche unterschieden werden. Es hat sich für den hier untersuchten Prüfstand ein Auflösungsvermögen von 2,441 Hz herausgestellt.

Hieraus lassen sich nur auch Rückschlüsse auf die mögliche Toleranz des Prüfstandes schließen.

Hier sollte gelten: das Auflösungsvermögen soll höchstens 10% der Toleranz (besser 5%) betragen. Für unseren Fall ergibt sich also eine Toleranz von 48,82 Hz.

b) **Studie 1: Messmittelfähigkeit C_g und C_{gk}**

Die Messmittelfähigkeit prüft, ob ein Referenzteil durch einen Prüfer gut genug gemessen werden kann. Dazu wird ein Teil mindestens 25 Mal (besser 50 Mal) vermessen. Aus den Messdaten wird die Streuung (Standardabweichung) der Messwerte und eine eventuell vorhandene Mittelwert-Verschiebung (Bias) berechnet.

Als Referenzteil dient hier das Stahlrohr R10x1,5 mit einer Länge von 1m, welches 50mal vermessen wurde.

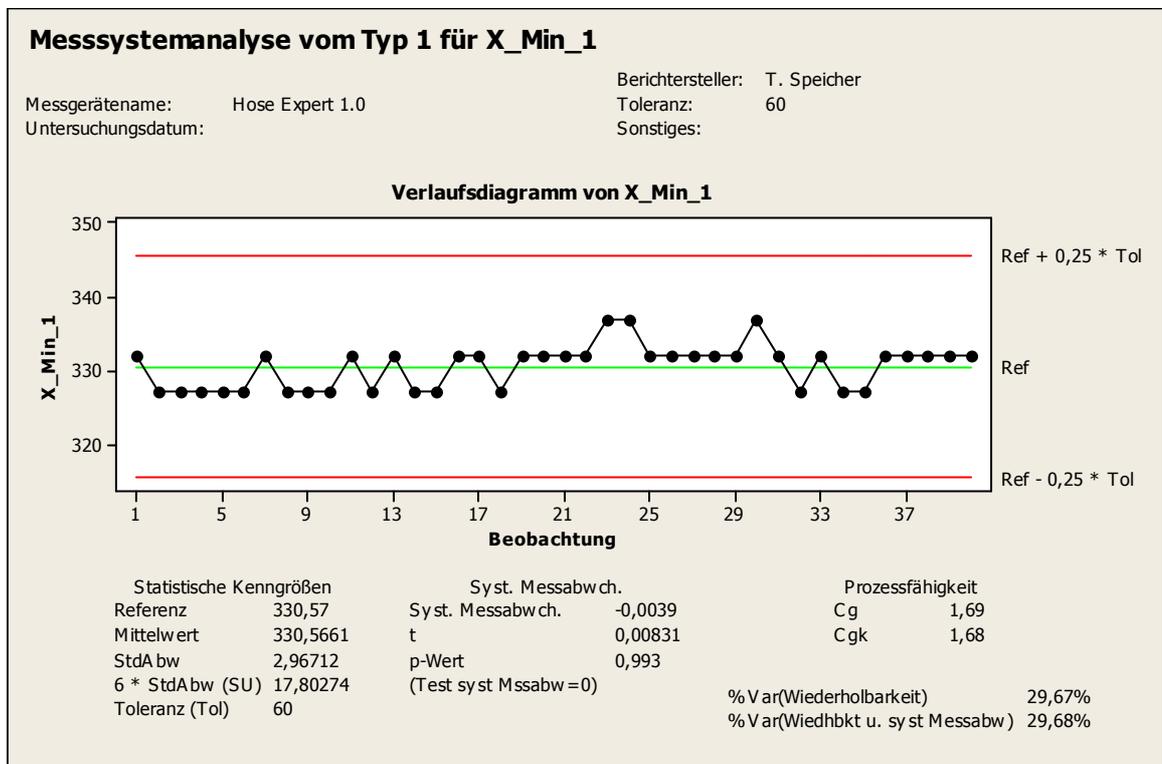


Abbildung 1.1.6: Messsystemanalyse – Antwortvariable ist die erste Resonanzfrequenz

Die Ergebnisse der Studie 1 zeigen, dass der untersuchte Prüfstand in den von uns definierten Grenzen Messmittelfähig ist. Diese Grenzen sind unter anderem ein

Eingehende Darstellung

Frequenzbereich von 0Hz bis 1500Hz sowie eine maximale tolerierbare Streuung von +/-3% der Resonanzfrequenzen um den analytisch ermittelten Wert. Abbildung 1.1.6 zeigt exemplarisch die Resultate der Minitab-Analyse für die Frequenz der ersten Resonanz.

Es zeigt sich keine systematische Messabweichung und die Standardabweichung liegt mit 2,97Hz unter 1% des erwarteten Wertes. Die Kennzahlen C_g und C_{gk} liegen deutlich über den typischen Schwellwert von 1,33, was die Systemfähigkeit zusätzlich belegt.

Deutlich zu beobachten ist jedoch auch eine Zunahme der Streuung und damit der Messungenauigkeit mit steigender Frequenz. Abbildung 1.1.7 zeigt die Resultate der Minitab-Analyse für die Frequenz der zweiten Resonanz.

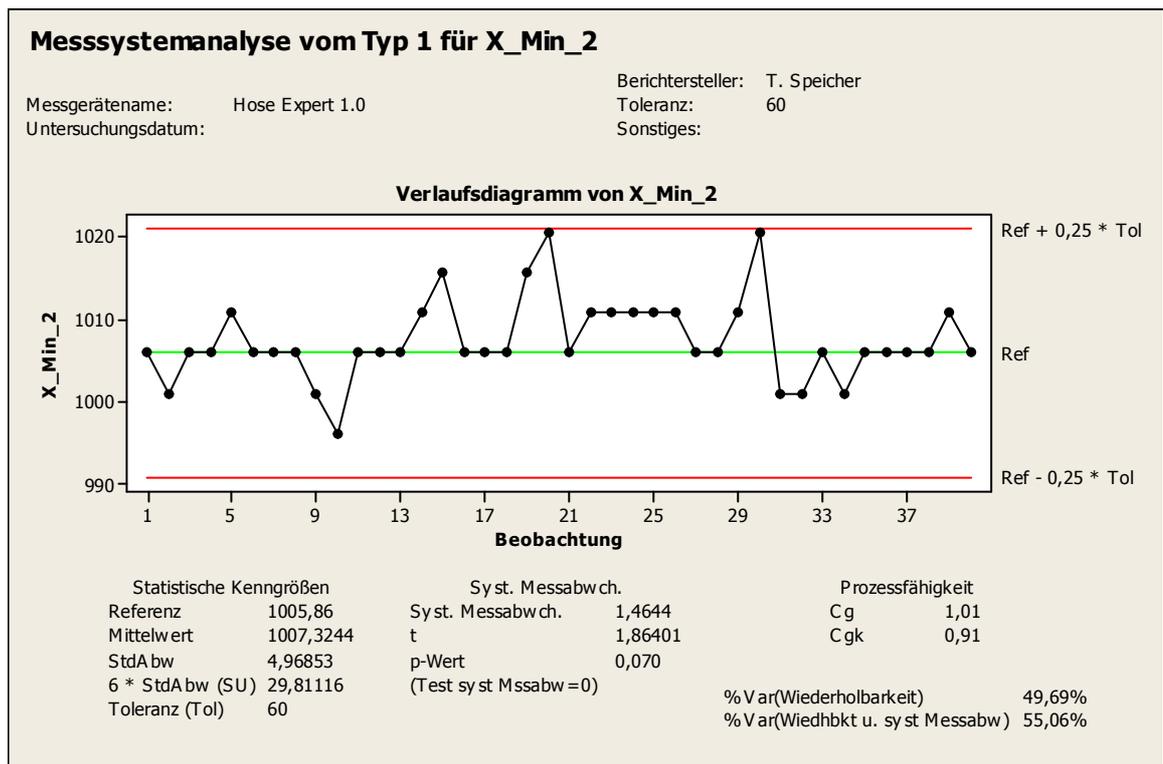


Abbildung 1.1.7: Messsystemanalyse ohne Anpassung des Toleranzbereichs – Antwortvariable ist die zweite Resonanzfrequenz

Nimmt man die gleichen Randbedingungen hinsichtlich der Toleranz an wie bei der ersten Resonanz, so besteht das System den Test auf Messmittelfähigkeit nicht. Für die zweite Resonanzfrequenz gilt jedoch $f(\text{Res}2) = 3 * f(\text{Res}1)$, daher kann bei der Bestimmung der charakteristischen Resonanzfrequenz der Rohres für die Messung auch die dreifache Toleranz zugelassen werden. Berücksichtigt man nun dies bei der Analyse, so bleibt das System weiterhin fähig (vgl. Abb. 1.1.8).

Eingehende Darstellung

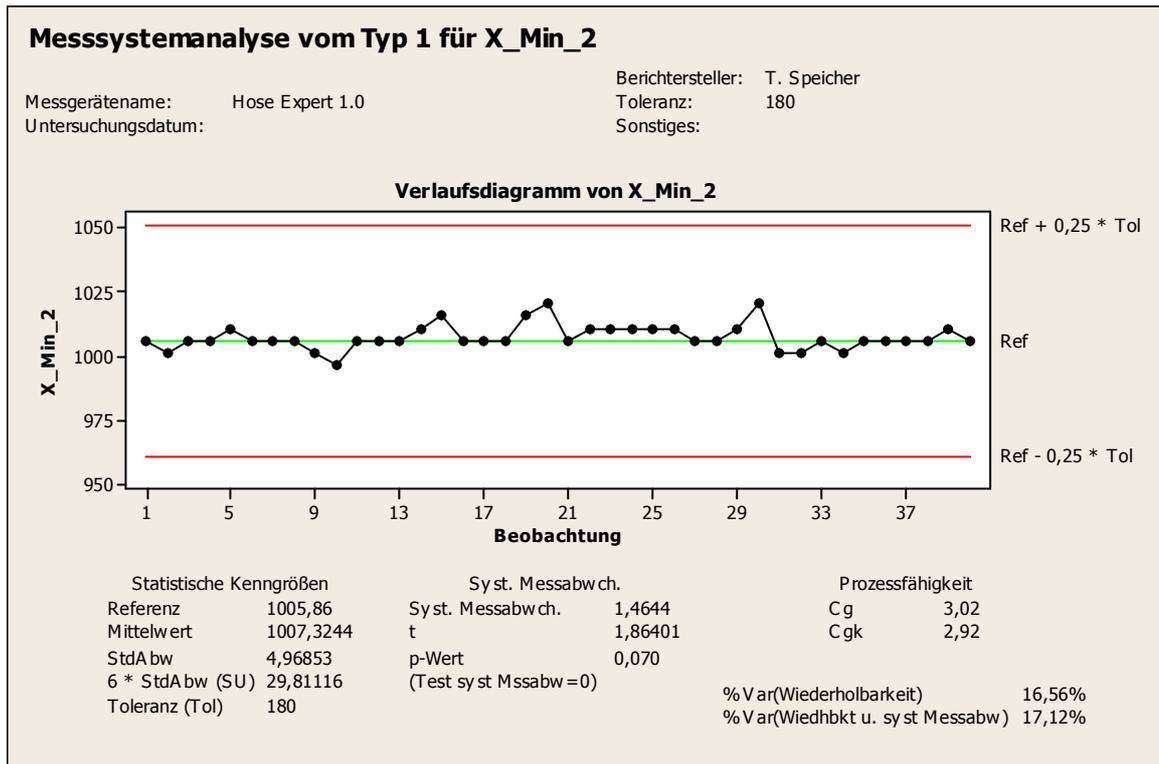


Abbildung 1.1.8: Messsystemanalyse mit Anpassung des Toleranzbereichs – Antwortvariable ist die zweite Resonanzfrequenz

c) Studie 2: Gage R&R: Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit

Vergleiche Kapitel 1.2.1

Es lässt sich aus den durchgeführten Analysen also folgern, dass der Prüfstand in den definierten Grenzen voll messfähig ist und für die folgenden Untersuchungsreihen auch eingesetzt werden kann. Nichts desto trotz haben sich bei den erfolgten Messungen eine ganze Reihe von Optimierungsmöglichkeiten herausgestellt, welche in einen erweiterten Aufbau einfließen. Die wichtigsten Punkte, bei denen Veränderungen vorgenommen werden sollen, sind:

- Variabilität
- Referenzstrecken und Sensoren
- Automatisierungsgrad
- Benutzerkomfort
- Mobilität

Die Veränderungen werden im Folgenden bei der Beschreibung des erweiterten Prüfstands-Layout „HOSE EXPERT 2.0“ im Detail besprochen.

1.1.2.3. Systemprüfstand „HOSE EXPERT 2.0“

Der erweiterte Prüfstand „HOSE EXPERT 2.0“ folgt ebenfalls dem Prinzip der 4-Kanal-Pulsationsmessung und entspricht auch in weiten Teilen dem zuvor beschriebenen Layout, setzt jedoch an einer ganzen Reihe von Stellen entscheidende Optimierungen um.

✓ Variabilität:

Die Quelle im ersten Prüfstandsentswurf stellt ein integriertes Motor-Pumpen-Aggregat aus dem Bestand der Forschungsgruppe Fluidtechnik dar. Das Aggregat erfüllt in Sachen Leistung, Druckniveau und Volumenstrom alle Anforderungen, arbeitet jedoch mit einer im Tank unter Öl laufenden Pumpe. Es kann – je nach Anwendungsfall - jedoch notwendig sein, auf die Pumpe leicht zugreifen zu können, z.B. um auf einen anderen Typ von Pumpe zu wechseln.

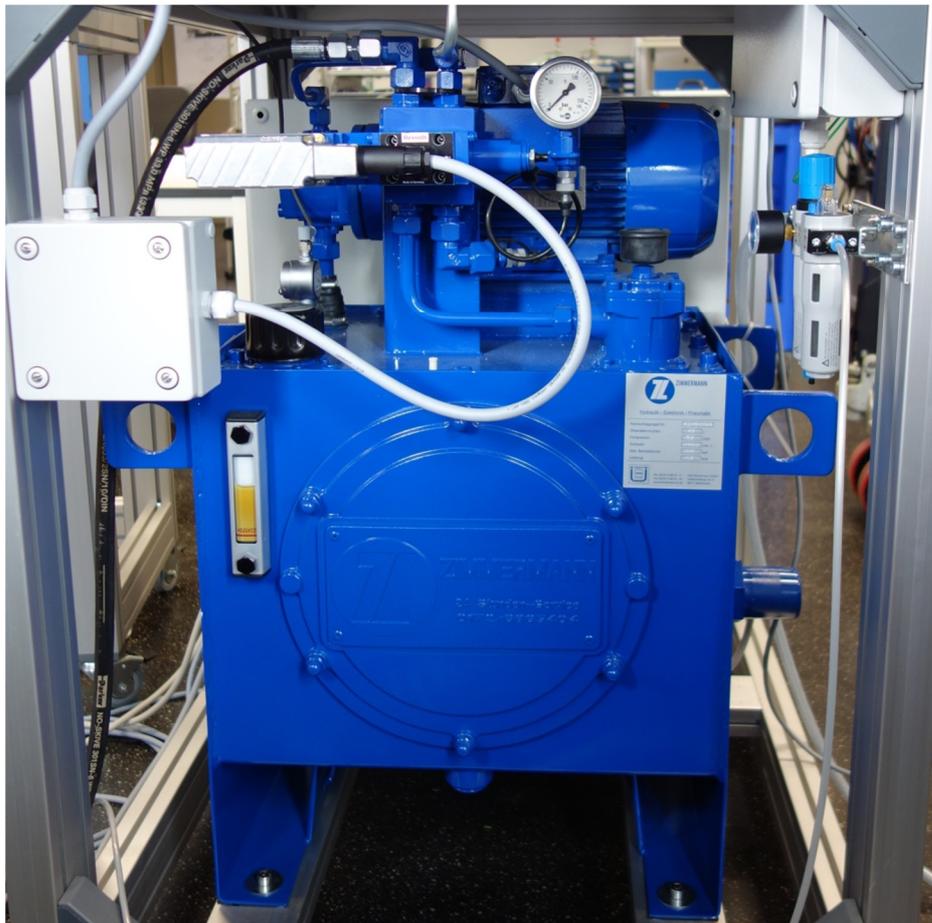


Abbildung 1.1.9: Hydraulikaggregat des Prüfstands „Hose Expert 2.0“

Für den erweiterten Aufbau wird daher ein Motor-Pumpen-Aggregat beschafft, welches den Motor wie auch die Pumpe leicht zugänglich auf dem Tank montiert hat, wodurch ein schneller Zugriff auf diese Komponenten möglich wird (Abbildung 1.1.9).

✓ Referenzstrecken und Sensoren:

Bei der ersten Festlegung der Referenzstrecken wurde deren Länge so gewählt, dass sich erst für eine Frequenz größer 2kHz der problematische Zustand $l = \lambda/2$ einstellt. Es besteht

Eingehende Darstellung

jedoch auch ein Zusammenhang mit der Schallausbreitungsgeschwindigkeit in der Leitung, welche stark Komponentenabhängig ist. Es gilt:

$$f_{prob} = c_{Fluid} / 2 * l_{ref}$$

Geht man, wie bei der ersten Auslegung der Referenzstrecken, von der Schallausbreitungsgeschwindigkeit in Stahlrohren aus, welche in etwa $c = 1200 \text{ m/s}$ ist, ergibt sich für die Referenzstrecke der Länge 225mm eine kritische Frequenz von um die 2700Hz, mit 30% Frequenzabstand ist also im Frequenzbereich von etwa 1900Hz bis 3500Hz mit schlechten bis unbrauchbaren Ergebnissen zu rechnen.

Bei weichen Schlauchleitungen sinkt die Schallgeschwindigkeit jedoch schnell auf Werte unter 800 m/s , der Problembereich verschiebt sich entsprechend auf Frequenzen zwischen 1300Hz und 2300Hz.

Abbildung 1.1.10 veranschaulicht das Problem für die Referenzstrecke der Länge 225mm.

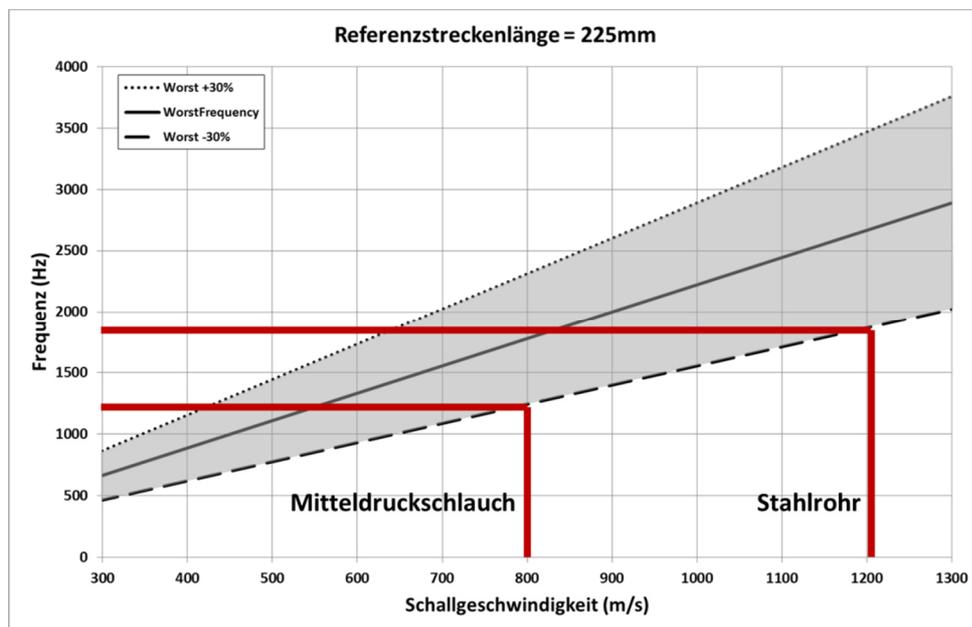


Abbildung 1.1.10: Resonanzbedingt ungeeigneter Frequenzbereich einer Referenzstrecke der Länge 225mm über der Schallgeschwindigkeit im Fluid

Ein weiteres Problem ergibt sich aus dem Prüfstand selbst. Im Gesamt-Leitungssystem des Prüfstands bilden sich, abhängig von der Anregungsfrequenz, stehende Wellen aus. Liegt nun ein Knoten dieser Welle genau bei der Position eines Drucksensors, so wird an dieser Stelle keine Pulsation gemessen.

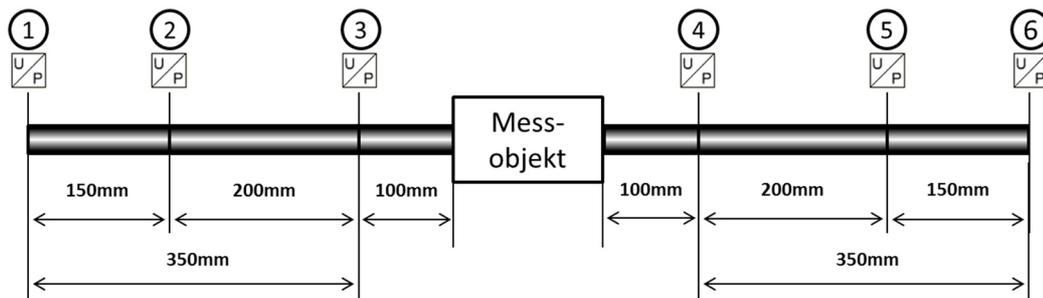


Abbildung 1.1.11: Schematischer Aufbau einer 4-Kanal Pulsationsmessung mit 6 Sensoren

Eingehende Darstellung

Dadurch ergeben sich für die Druckübertragungsfunktionen, welche Signale dieses Sensors nutzen, für die entsprechende Frequenz falsche Ergebnisse.

Beiden Problemen wird nur dadurch begegnet, dass beide Referenzstrecken um einen zusätzlichen dritten Sensor erweitert werden. Die Sensoren werden gemäß Abbildung 1.1.11 positioniert, wodurch sich drei unterschiedlich lange Referenzstrecken an Stelle einer einzelnen Referenzstrecke ergeben.

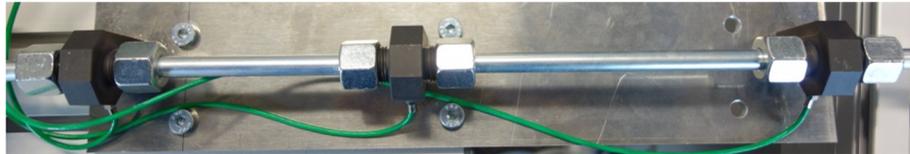


Abbildung 1.1.12: Referenzstrecke des „Hose Expert 2.0“ mit 3 Sensorpositionen

So stehen für den Fall, dass sich eine der drei Referenzstrecken im ungünstigen Frequenzbereich befindet, noch zwei weitere Strecken zur Verfügung, die bessere Signale liefern. Auch stehen immer noch ausreichend Pulsationsdaten zur Berechnung der Übertragungsmatrix zur Verfügung, wenn einer der Sensoren durch oben beschriebene stehende Wellen keine Pulsation misst.

✓ Automatisierungsgrad/Benutzerkomfort:

Die Untersuchung einer Komponente oder eines Systems erfolgt jeweils bei festen Rahmenbedingungen für Druck und Temperatur. Diese werden vor jeder Messung durch den Anwender manuell mittels eines Druckbegrenzungsventils und eines Heizelements eingestellt. Um eine vollumfängliche Charakterisierung einer Komponente zu erreichen kann es erforderlich sein, sie bei einer ganzen Reihe verschiedener Randbedingungen zu untersuchen. Die Notwendigkeit, diese Randbedingungen manuell einzustellen, bedingt die ständige Anwesenheit des Anwenders, was die effektive Nutzungszeit des Prüfstandes stark einschränkt. Daher wird für den erweiterten Prüfstand der Automationsgrad stark erhöht. Das manuelle DBV wird durch ein Proportional-Druckbegrenzungsventil ersetzt, welches über die Prüfstandsoftware gesteuert wird. Auch die Temperatureinstellung erfolgt nun durch die Software.

Um eine vollständige Automation der Messung zu erreichen, wurde letztlich auch noch die Betätigung der Kugelhähne von Handbetrieb auf gesteuerte pneumatische Betätigung umgestellt.

Der Anwender kann somit das zu untersuchende System / die Komponente auf dem Prüfstand montieren, die Druck- und Temperaturstufen angeben, bei welchen Messungen stattfinden sollen und die Messungen dann automatisiert ablaufen lassen. Die Auslastung wird so massiv erhöht, es können mehr Untersuchungen in gleicher Zeit fertiggestellt werden.

✓ Mobilität:

Für den ersten Aufbau diente eine Nutzenplatte mit Schnellspannvorrichtungen zur Montage der Referenzstrecken und des Prüflings. Es zeigte sich jedoch schnell, dass mit diesem System nicht die notwendige Flexibilität vorliegt, auch komplexe Systeme oder große Komponenten zu untersuchen. Es wurden daher für den erweiterten Prüfstand die zweite Referenzstrecke mitsamt Kugelhähnen auf einem separaten, mobilen Profilgestell montiert, zu sehen in Abbildung 1.1.13

Eingehende Darstellung



Abbildung 1.1.13: Abschlussseitige Referenzstrecke und pneumatisch betätigte Kugelhähne

Somit kann flexibel auf die unterschiedlichen Geometrien der Prüfkomponten reagiert werden, der ständige Zeitaufwand für einen Umbau des Prüfstandes kann stark reduziert werden.

Der entstandene Komponenten- und Systemprüfstand basiert somit auf dem durch den ersten Versuchsaufbau validierten Messprinzip, setzt aber zusätzlich mehrere Optimierungen hinsichtlich Messung sowie an der Schnittstelle zum Anwender um. Der Aufbau des Prüfstandes ist schematisch in Abbildung 1.1.14 dargestellt.

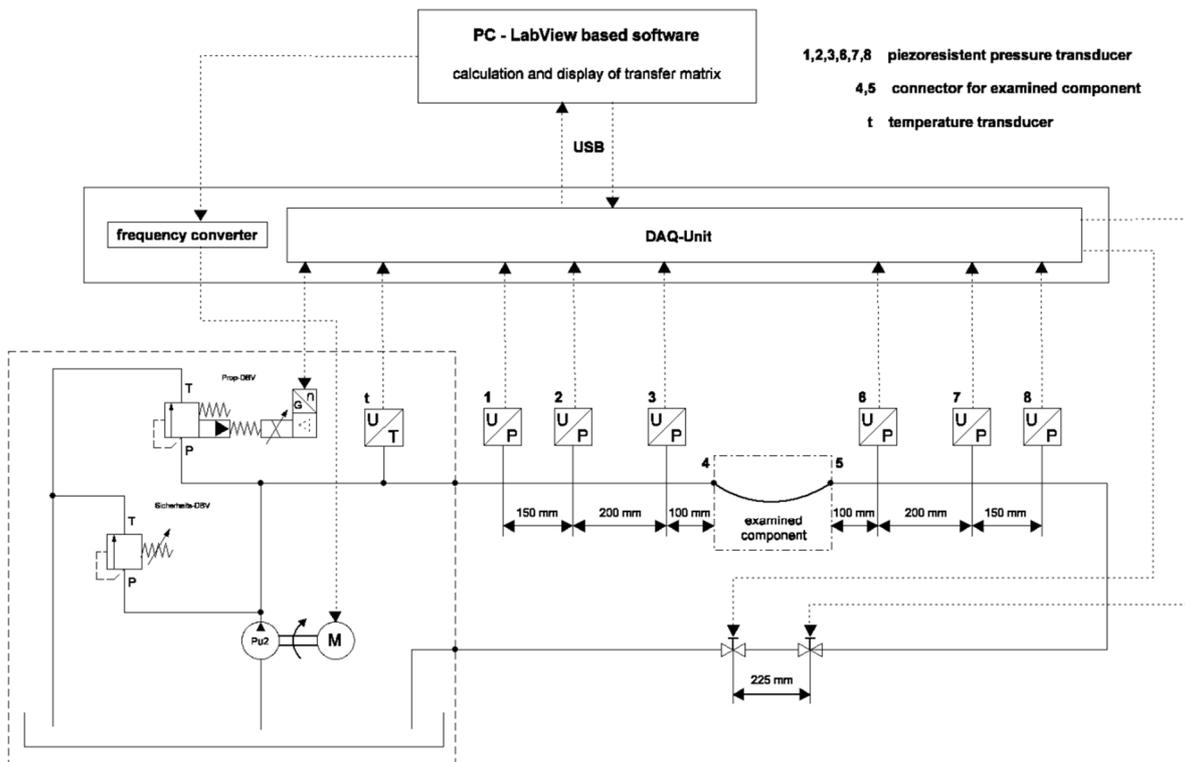


Abbildung 1.1.14 : Funktionsschema des Prüfstands „Hose Expert 2.0“

1.2. Überprüfung der Testeinrichtung auf ihre Messmittelfähigkeit und Komponentenuntersuchungen

1.2.1. Analyse der Messmittelfähigkeit

Analog den ersten Untersuchungen zum Nachweis der grundlegenden Messmittelfähigkeit (Kapitel 1.1.2.1) wurden auch hier wiederholte Messungen durchgeführt, um Aussagen über systematische oder stochastische Abweichungen des Messsystems machen zu können. Da von der Messmittelfähigkeit für ein Rohr nicht automatisch auch auf eine entsprechende Fähigkeit bei Komponenten oder Systemen gänzlich anderen Aufbaus geschlossen werden kann, wurden hier verschiedene Komponententypen betrachtet. Abbildung 1.2.1 zeigt eine Auswahl der Auswertungen für drei unterschiedliche Komponenten. Zwar nimmt die Standardabweichung bei den Komponenten unterschiedliche Werte an, bleibt aber in einer ähnlichen Größenordnung und unterhalb der Schwelle, welche tolerierbar ist. Auch die Kennzahlen der Messmittelfähigkeit bleiben für alle Komponenten im Bereich des positiven Nachweises.

Studie 2: Gage R&R: Wiederholbarkeit und Reproduzierbarkeit

Nach dem erfolgten Nachweis der Messmittelfähigkeit durch Studie 1 (Vorher sowie Kapitel 1.1.2.2) folgt nun in einer zweiten Studie die Untersuchung der Wiederholbarkeit sowie der Reproduzierbarkeit. Jedes Prüfteil in der Studie 2 wird mindestens 2-3 Mal gemessen, um die Wiederholpräzision ermitteln zu können. Mit der Studie 2 / Gage R&R wird geprüft, ob es bei verschiedenen Teilen (mindestens 5) aus dem Prozess Einflüsse durch die Prüfer und Messwiederholungen auf die Messdaten gibt.

Wiederholbarkeit heißt, dass ein Prüfer bei einer wiederholten Messung an einem Teil zu gleichen bzw. ähnlichen Ergebnissen kommt. Die Reproduzierbarkeit bezieht sich dagegen auf die Situation, wenn verschiedene Prüfer ein Teil vermessen. Auch unterschiedliche Prüfer sollten bei ein- und demselben Teil zu gleichen bzw. ähnlichen Messdaten kommen.

Die Wiederholbarkeit ist in diesem Fall bereits in der Studie 1 enthalten, da hierfür die Daten aller Prüfer sowie aller Wiederholungen zusammen betrachtet wurden. Wieder unterscheiden sich die Werte bei unterschiedlichen Komponententypen, allen gemein ist jedoch wieder die gleiche Größenordnung. Hier zeigt sich eine gute Wiederholbarkeit, jedoch sollten, um noch gesicherte Informationen zu erhalten, mehrere Messungen durchgeführt und das Ergebnis gemittelt werden.

Der Einfluss des Prüfers kann dagegen als nicht relevant angenommen werden (vergleiche Abbildung 1.2.2).

Eingehende Darstellung

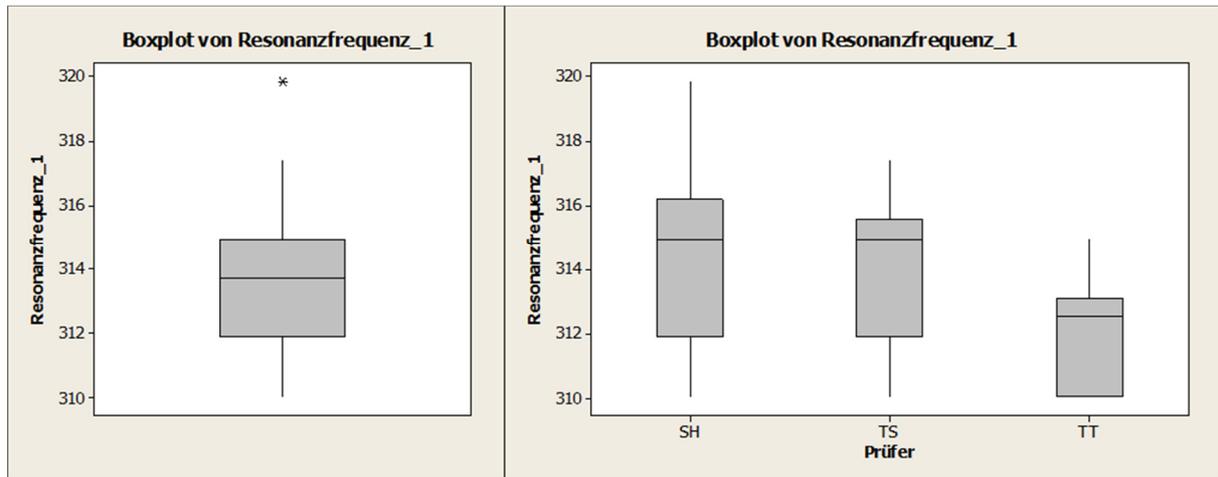


Abbildung 1.2.2 : Streuung durch Prüferinfluss (rechts) im Vergleich zur Gesamtstreuung

1.2.2. Untersuchung an Komponenten hydraulischer Leitungssysteme

Nachdem der Nachweis der Messmittelfähigkeit des Systems erfolgt ist, werden in der Folge eine ganze Reihe von Komponenten untersucht, welche bei Leitungssystemen der Hydraulik Verwendung finden. Dabei wird das Augenmerk besonders auf Standardkomponenten gerichtet, welche in großer Zahl Anwendung finden und die auch den Großteil eines Gesamtleitungssystems repräsentieren. Dies sind in erster Linie Rohrleitungen sowie Verbindungselemente für Rohre (z.B. Verschraubungen), gefolgt von Schlauchleitungen. Insbesondere die Schlauchleitungen genießen hier besondere Aufmerksamkeit, da hier noch der größte Nachholbedarf hinsichtlich der Simulation dieser Komponenten besteht. Im Folgenden wird die Auswahl der Komponenten dargestellt und eine Reihe von typischen Messungen gezeigt. Eine Bewertung bzw. Diskussion der Messergebnisse erfolgt erst zusammen mit der Darstellung des Modellabgleichs (Kapitel 1.2.3.).

1.2.2.1. Rohrleitungen

Rohre stellen, insbesondere in fest installierten Hydraulikanlagen, die Hauptkomponente des Leitungssystems dar. Ferner sind hier bereits gute Modelle verfügbar, weshalb sich die Rohre auch gut zur Verifikation eignen. Bei der Auswahl der Rohrleitungen werden drei Restriktionen bzw. Kriterien berücksichtigt:

- Verfügbare Leistung des Prüfstands:

Der Prüfstand „HoseExpert 1.0“ erlaubt einen maximalen Druck von 160bar, das erweiterte System „HoseExpert 2.0“ ist auf 100bar druckbegrenzt. Daher werden keine Komponenten untersucht, die explizit für Hoch- oder Höchstdruckanwendungen ausgelegt sind, es wird sich auf Nieder- und Mitteldruckkomponenten beschränkt.

Eingehende Darstellung

- Die Nenngröße der untersuchten Komponenten ist ebenfalls begrenzt:

Hier sind neben einem begrenzten Einbauraum auch die Pulsationsanregung durch die Zahnradpumpe und die Qualität der Messung beschränkende Faktoren. Komponenten über DN12 lassen sich nur noch sehr umständlich montieren und die Analysen zur Messmittelfähigkeit zeigen auch, dass die Qualität der Ergebnisse abnimmt, wenn die Differenz zwischen dem Durchmesser der Prüfkomponeute und dem der Referenzstrecke größer wird.

- Verzicht auf Sondergrößen und Spezialkomponenten:

Es wird sich auf Standardkomponenten konzentriert. Dies erfolgt sowohl hinsichtlich der Nenngrößen wie auch des Materials. Neben der größeren Relevanz dieser Komponenten für die Technik spielt hier auch eine Begrenzung der Kosten eine Rolle.

Unter Berücksichtigung der genannten Kriterien wurden folgende Rohrleitungen für Untersuchungen ausgewählt:

- Rohre Stahl E235N (nach EN 10305-4; St37.4), nahtlos kaltgezogen und blank gegläht
- Rohre in den Dimensionen:
 - R06X1 (Ø-Außen 6mm; Wandstärke 1mm; Ø-Innen 4mm)
 - R08X1 (Ø-Außen 8mm; Wandstärke 1mm; Ø-Innen 6mm)
 - R08X1,5 (Ø-Außen 8mm; Wandstärke 1,5mm; Ø-Innen 5mm)
 - R10X1,5 (Ø-Außen 10mm; Wandstärke 1,5mm; Ø-Innen 7mm)
 - R14X1,5 (Ø-Außen 14mm; Wandstärke 1,5mm; Ø-Innen 11mm)
 - R14X2 (Ø-Außen 14mm; Wandstärke 2mm; Ø-Innen 10mm)
- Rohre in den Längen:
500mm, 600mm, 1000mm, 1400mm, 1800mm, 2200mm (330mm, 660mm)

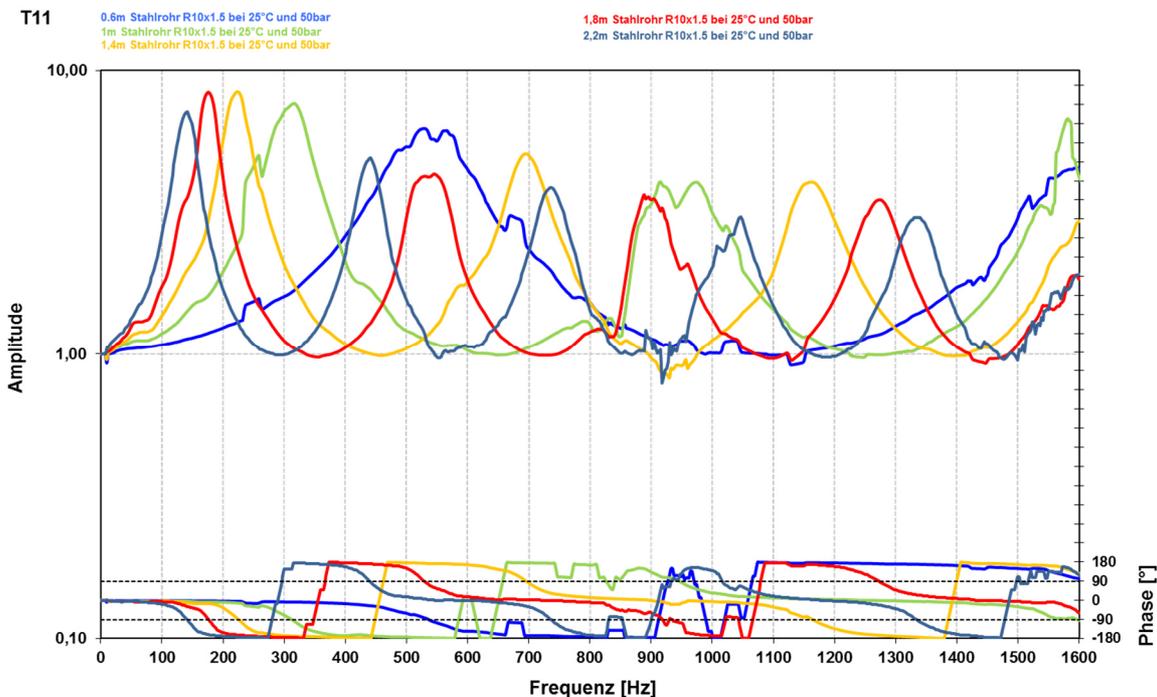


Abbildung 1.2.3 : Druck-Übertragungsfunktionen für ein Stahlrohr ($d_{Innen}=7\text{mm}$, $d_{Außen}=10\text{mm}$) bei Rohrlängen von 600mm, 1000mm, 1400mm, 1800mm und 2200mm

Eingehende Darstellung

Exemplarisch für diese Untersuchungen zeigen die Abbildungen 1.2.3 und 1.2.4 jeweils die Druckübertragungsfunktion der Rohrleitung. Dieses Element der Übertragungsmatrix eignet sich hervorragend für den direkten Vergleich von Leitungselementen untereinander und dient später auch zum Abgleich der Modelle mit der Messung.

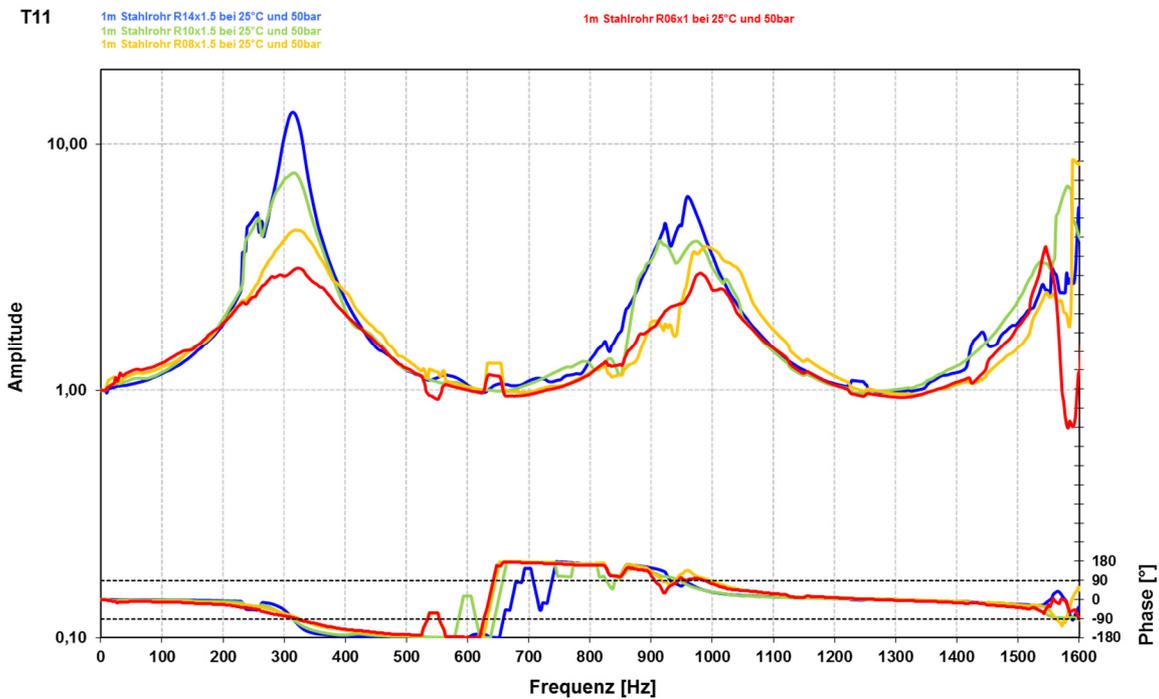


Abbildung 1.2.4 : Druck-Übertragungsfunktionen für ein Stahlrohr der Länge 1000mm und 4 verschiedene Durchmesser

1.2.2.2. Rohrleitungen mit Verschraubungen

Neben den Rohrleitungen selbst spielt auch die Verschraubungstechnik für das Leitungssystem eine wichtige Rolle. Auf komplexe Biegegeometrien wird meist verzichtet, es kommen mittels Verschraubungen verkettete einzelne Rohre zum Einsatz. Lediglich bei hochintegrierten Leitungssystemen (z.B. im Bereich Automotive) wird versucht, die Zahl der Verschraubungen zu reduzieren. Wegen der großen Zahl unterschiedlichster Verschraubungsformen und Herstellersysteme, die aktuell am Markt sind, wird hier die Auswahl sehr stark eingeschränkt. Lediglich die wirklichen Standardverschraubungen, die in hohen Millionenstückzahlen produziert werden, sind hier Gegenstand der Untersuchungen. Es ist jedoch bei Bedarf ohne großen Aufwand möglich, auch noch speziellere Verschraubungen oder Produkte anderer Hersteller zu testen.

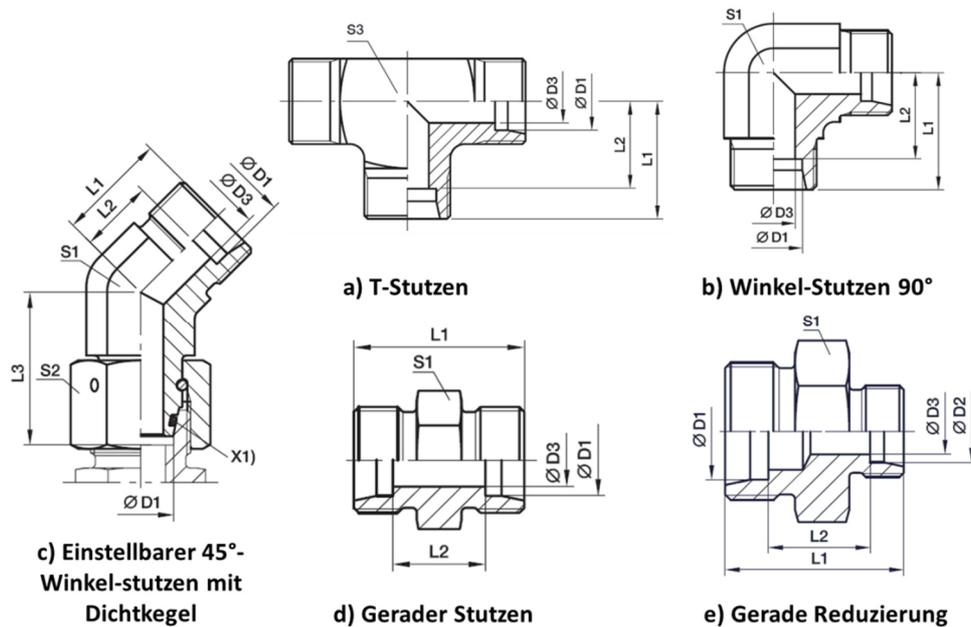


Abbildung 1.2.5 : Schematische Darstellungen der getesteten Verschraubungen

Die fünf hier untersuchten Verschraubungen (siehe Abbildung 1.2.5) bilden, bezogen auf ihre öldurchströmte Geometrie, außerdem alle grundlegenden Verschraubungstypen ab. Von der einfachen geraden Verschraubung mit zum Rohrdurchmesser identischer Bohrung (Abb. 1.2.5 d)), 45°- bzw. 90°- Winkelverschraubungen (Abb. 1.2.5 c) und b)), ebenfalls mit zum Rohr identischem Bohrungsdurchmesser über Reduzierungen (Abb. 1.2.5 e)), die eine Durchmesseränderung darstellen, bis hin zu T-Stutzen (Abb. 1.2.5 a)), die eine Abzweigung darstellen, sind alle Typen vertreten.

Durch das Messprinzip bedingt ist es nicht möglich, die Verschraubungen isoliert zu untersuchen. Der extrem kurze Weg zwischen den beiden Referenzstrecken bringt entsprechend geringe Laufzeitunterschiede mit sich, was die Messqualität verschlechtert. Schwerer wiegt jedoch der Umstand, dass bei den geringen Abmessungen der Verschraubungen sich Effekte erst für sehr kurze Wellenlängen, d.h. hohe Frequenzen zeigen, welche jedoch nur schlecht oder überhaupt nicht ausgewertet werden können. Daher werden die Verschraubungen immer in einer der Realität angepassten Konfiguration untersucht, montiert zwischen zwei passenden Rohrstücken.

Eingehende Darstellung

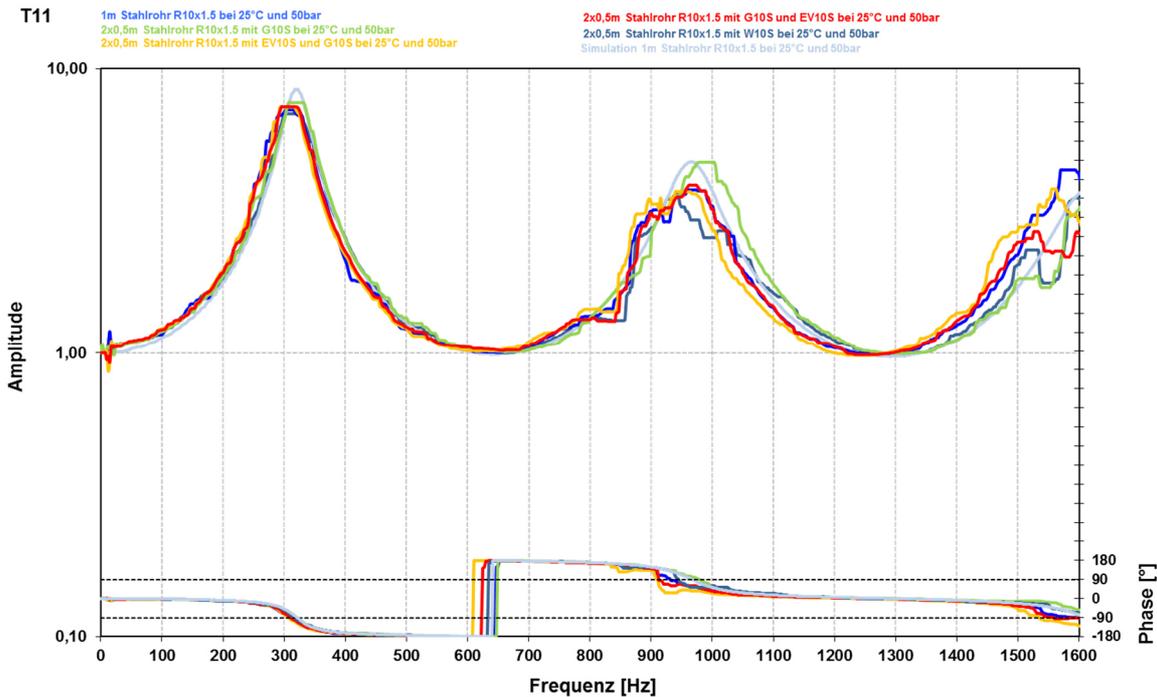


Abbildung 1.2.6 : Vergleich der Druck-Übertragungsfunktionen des Referenz-Stahlrohres ($d_{Innen}=7\text{mm}$, $d_{Außen}=10\text{mm}$) mit 1000mm Länge und der Verschraubungen (hier jeweils mit 500mm Rohr vor und nach der Verschraubung)

1.2.2.3. Schlauchleitungen

Die dritte Gruppe untersuchter Leitungssystemkomponenten stellen die Schlauchleitungen dar. Sie sind für das Forschungsvorhaben von besonderem Interesse, da sie in vielen Anwendungen auch zur Dämpfung von Pulsationen eingesetzt werden. Hier sind tiefere Kenntnisse des Pulsationsübertragungsverhalten betreffend, so wie sie in den folgenden Untersuchungen gewonnen werden, von großem Nutzen.

Noch stärker, als dies bei den Verschraubungen notwendig war, muss hier die Gruppe der Untersuchten Leitungen eingeschränkt werden. Es gelten die gleichen Restriktionen wie auch bei den Rohrleitungen; Nieder- und Mitteldruckkomponenten, Nenngrößen maximal DN12 sowie Konzentration auf repräsentative Schlauchtypen.

Es erfolgte aus diesen Bedingungen gefolgert, die Auswahl folgender Schlauchleitungen für die Versuchsreihen:

- Parker 421SN-6 Mitteldruckschlauch für allgemeine Hydraulikanwendungen
- Parker 560-6 Polyflex-Mitteldruckschlauch für allgemeine Hydraulikanwendungen
- Parker 518C-6 Polyflex-Mitteldruckschlauch, elektrisch nichtleitend
- Parker 2030T-06V70 Polyflex-Mitteldruckschlauch für Hochtemperaturanwendungen

Jeder dieser Schlauchtypen wurde uns in den Längen 600mm, 1000mm, 1400mm, 1800mm und 2200mm freundlicherweise von Parker Polyflex Division fertig mit Anschlussarmaturen versehen gefertigt und zur Verfügung gestellt.

Eingehende Darstellung

In der folgenden Tabelle finden sich die wichtigsten Kennwerte der Schläuche wieder.

	Typ 421SN	Typ 560	Typ 518C	Typ 2030T
Innendurchmesser (mm)	9,5	9,5	9,5	9,7
Außendurchmesser (mm)	17,4	16,3	16	13
P_{max}-Betrieb (bar)	180	190	155	175
P_{min}-Berst (bar)	720	760	620	800
Temperaturbereich (°C)	-40 bis +100	-40 bis +121	-40 bis +100	-50 bis +150
Min. Biegeradius (mm)	130	57	51	100
Seele	Nitril (NBR)	Polyester-Elastomer	Polyester-Elastomer	Polytetrafluorethylen
Druckträger	Stahldrahtgeflecht	Stahldrahtgeflecht	Synthesefasergeflecht	Edelstahldrahtgeflecht
Deckschicht	Synthetischer Gummi	Polyurethan	Polyurethan	

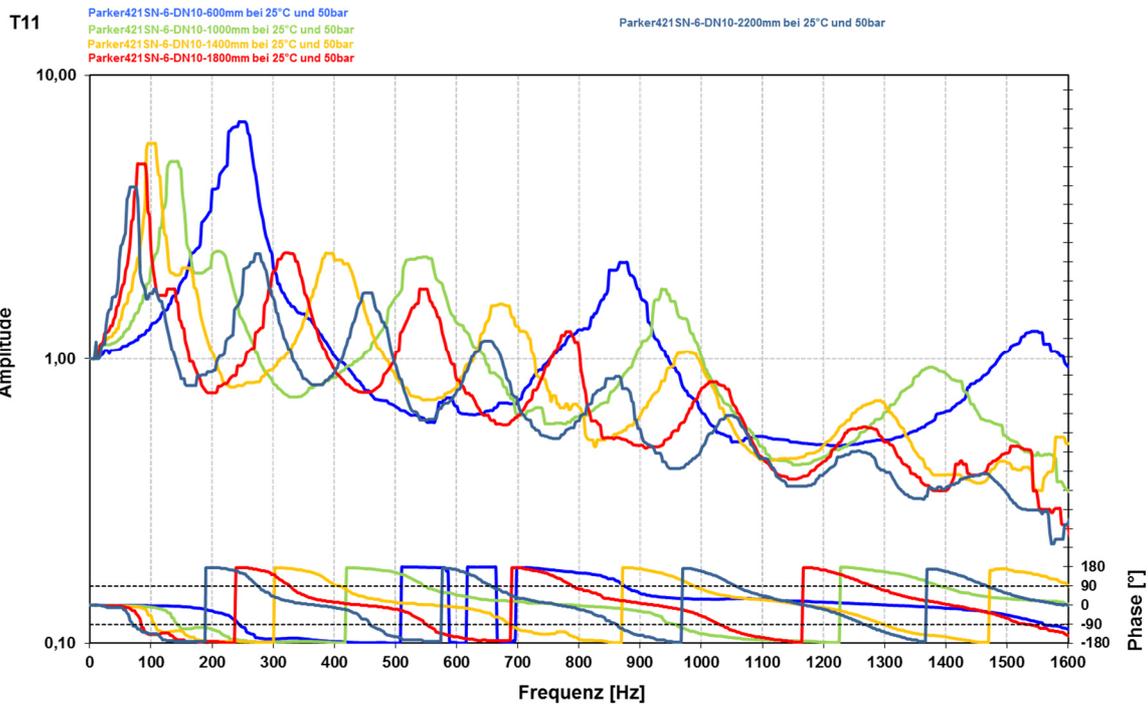


Abbildung 1.2.7 : Druck-Übertragungsfunktionen einer Schlauchleitung vom Typ Parker 421SN-6 für die Längen 600mm, 1000mm, 1400mm, 1800mm und 2200mm

1.3. Abgleich von Messung und Simulation, Systemanalysen

1.3.1. Theoretischer Ansatz der Rohr- und Schlauchleitungsmodelle

Bei der Modellierung hydraulischer Rohrleitungen stehen grundsätzlich zwei verschiedene Ansätze zur Verfügung, deren Eignung sich aus dem Kontext der Anwendung ergibt.

1.3.1.1. Modelle mit konzentrierten Parametern

Der Ansatz mit konzentrierten Parametern verteilt die Eigenschaften Masse, Elastizität und Reibung der Flüssigkeit auf ausreichend viele Elemente, welche jeweils ausschließlich eine der genannten Eigenschaften nachbilden. Diese hydraulischen Kapazitäten, Induktivitäten und Widerstände werden zu einem geeigneten Netzwerk verschaltet, wodurch ein Modell der Rohrleitung entsteht (Abb. 1.3.1 - Links).

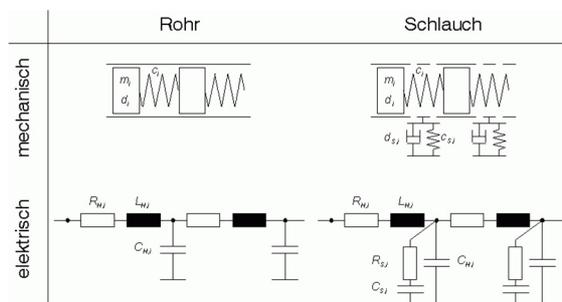


Abbildung 1.3.1: Ersatzschaltbilder für Modelle mit konzentrierten Parametern

Soll an Stelle einer starren Rohrleitung ein nachgiebiger Schlauch mit seinen Dehnungs- und Dämpfungseigenschaften nachgebildet werden, ist eine entsprechende Erweiterung des konzentriert-parametrischen Modells z.B. um eine Feder-Dämpfer-Kombination erforderlich /1/ (Abb. 1.3.1 – Rechts).

1.3.1.2. Modelle mit verteilten Parametern

Für die meisten Anwendungsfälle werden mit konzentrierten Parametern gute Ergebnisse erzielt, sollen jedoch auch hochfrequente Eigenschaften (>120 Hz), wie z.B. Druckpulsationen und deren Dämpfung, nachgebildet werden, ist diese Form der Modellierung ungeeignet. Dies liegt zum einen an der großen Anzahl von benötigten Rohrelementen, um die Frequenzen überhaupt auflösen zu können, wie auch an den vielen zwingend erforderlichen Kapazitäten, welche aus numerischer Sicht als Tiefpassfilter wirken und die höheren Ordnungen der Leitungsresonanz zum Teil stark dämpfen und eventuell sogar deren Frequenzen verschieben.

Hier kommt der Modellierungsansatz mit verteilten Parametern zum Einsatz, bei dem neben der stationären Reibung auch die frequenzabhängige Reibung in Leitungen sowie bei Schläuchen das viskoelastische Verhalten des Wandungsmaterials Berücksichtigung finden. Gerade bei letzterem steht man vor dem Problem der korrekten Parametrierung, da genaue Kennwerte für das Elastizitäts- und Dämpfungsverhalten notwendig sind. Meist sind nur Angaben zur statischen Volumendehnung verfügbar, die hier nicht mehr ausreichen. Es besteht aber die Möglichkeit, weitere erforderliche Parameter aus der gemessenen Übertragungsfunktion des Leitungselementes zu gewinnen.

1.3.2. Modellierung von Rohrleitungen und Verbindern

Die Modellierung der Rohrleitungen und der Verbindungselemente gelingt mittels DSHplus Modellbaustein „Rohr verteiltparametrisch plus“. Dieses Modell berechnet die Strömungsverhältnisse nach dem Charakteristiken-Verfahren und bietet eine ganze Reihe von Parametern, um eine möglichst feine Abstimmung zu ermöglichen. Neben den geometrischen Eigenschaften der Leitung ermöglichen Parameter wie Wandstärke, Elastizitätsmodul sowie Querkontraktionszahl des Rohrmaterials auch eine Nachbildung der Wandungsreaktion auf Druckpulsationen, was besonders bei dünnwandigen Leitungselementen interessant ist.

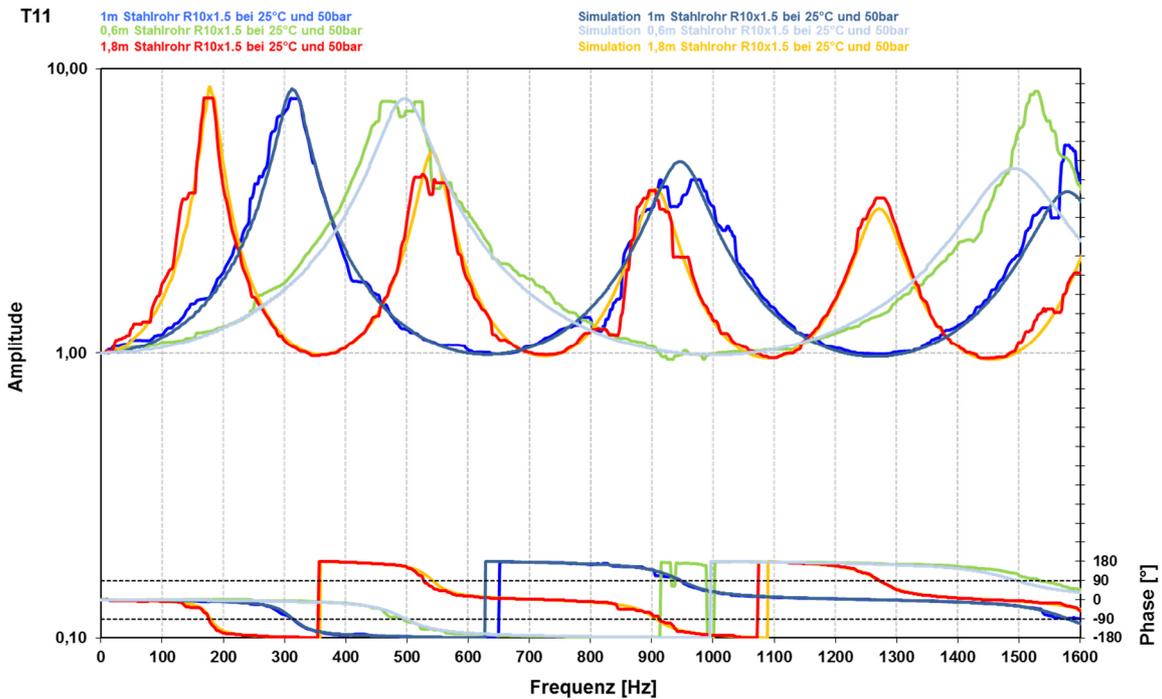


Abbildung 1.3.2 : Vergleich zwischen Messung und Simulation für die Druck-Übertragungsfunktion des Stahlrohres ($d_{Innen}=7\text{mm}$, $d_{Außen}=10\text{mm}$) und 3 verschiedene Längen.

Dazu wird in zwei Schritten der Ersatzkompressionsmodul bestimmt. Zuerst erfolgt die Berechnung eines Zwischenwertes aus dem E-Modul des Fluids, wobei auch der Anteil ungelöster Luft berücksichtigt wird. Mit diesem Zwischenwert wird danach über die Korteweg-Gleichung die Schallgeschwindigkeit berechnet, woraus sich der Ersatzkompressionsmodul ergibt. Es ist auch möglich, Krümmungen der Leitung über die Parameter Krümmungsradius und Krümmungswinkel zu berücksichtigen, was insbesondere für die Simulation von Verschraubungen benötigt wird. Die frequenzabhängige Reibung kann über verschiedene Ansätze einfließen.

Mit diesen Modellen lassen sich verschiedenste Rohrleitungen und Verbindungselemente schnell und ohne komplexe Parameteridentifikation nachbilden. Abbildung 1.3.2 zeigt für ein Stahlrohr mit Innendurchmesser 10mm, Wandstärke 1,5mm und Längen von 600mm, 1000mm und 1800mm jeweils einen Vergleich der Messung und der Simulation. Nur durch die Eingabe der geometrischen Parameter sowie der Materialparameter des Rohres wird eine sehr gute Übereinstimmung der Modelle mit den gemessenen Daten erreicht. Die Simulation entspricht den aus analytischen Berechnungen gefolgerten Erwartungen, die Abweichungen zu den gemessenen Übertragungsfunktionen entstehen durch Störeinflüsse in der Messung. Auch für veränderte Rohrdurchmesser bleiben die Modelle voll gültig. Abbildung 1.3.3 zeigt drei Stahlrohre von 1000mm Länge, jedoch unterschiedlichen Innendurchmessern sowie Wandstärken. Wieder ist das Modell exakter als es die Messung ist; bis auf den Frequenzbereich zwischen 900Hz und 1kHz, wo es zu Prüfstandbedingten störenden Einflüssen gekommen ist, liegt wieder hervorragende Übereinstimmung vor.

Eingehende Darstellung

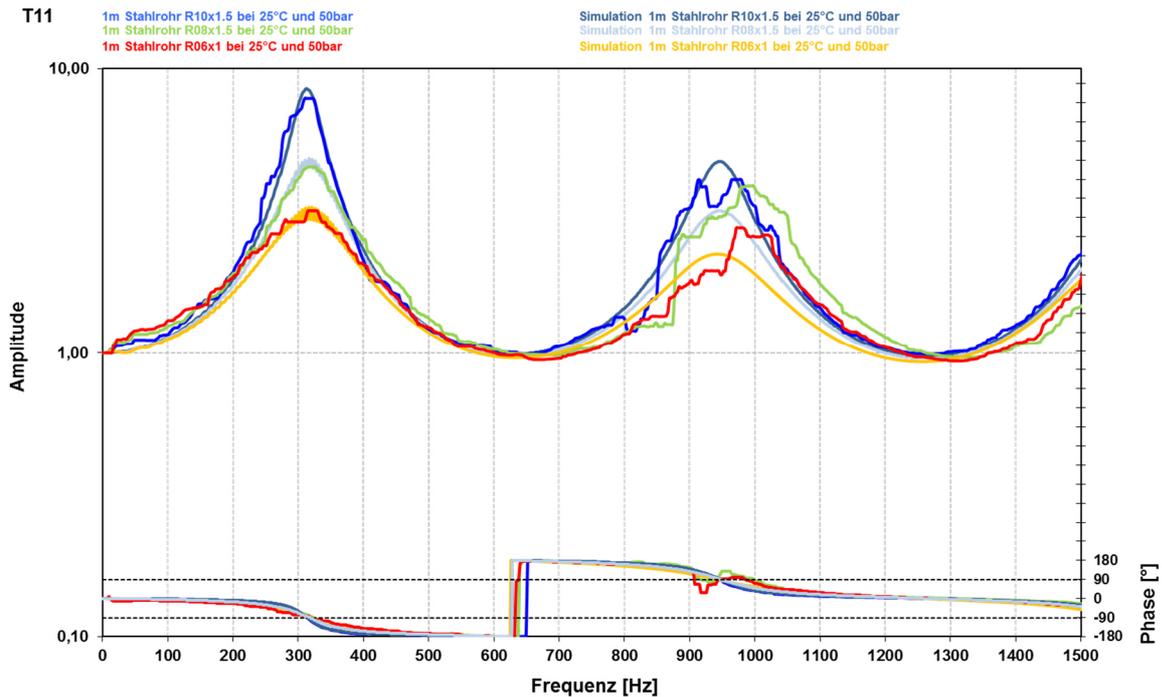


Abbildung 1.3.3: Vergleich zwischen Messung und Simulation für die Druck-Übertragungsfunktion eines Stahlrohres von 1000mm Länge und 3 verschiedene Durchmessern

Die Modellierung der Verbindungselemente kann ebenfalls rein durch die Angabe ihrer geometrischen Parameter und der Materialeigenschaften erfolgen. Es treten keine speziellen, nur für Verschraubungen typische Effekte auf, weshalb die Standardmodelle für Rohre eingesetzt werden können. Oftmals schneller und einfacher ist es, die Verschraubungen gleich in die Modelle der angeschlossenen Rohre mit einzurechnen, was keine negativen Auswirkungen auf die Simulationsergebnisse hat. Eine gerade Verschraubung mit gleichem Innendurchmesser wie dem der angeschlossenen Rohre ist in Messung wie Simulation nicht von einem gleich langen, durchgehenden Rohr zu unterscheiden.

1.3.3. Modellierung von Schlauchleitungen

1.3.3.1. Berechnung und Identifikation der Modellparameter

Der für die Nachbildung des Übertragungsverhaltens einer Schlauchleitung verwendete Simulationsbaustein mit verteilten Parametern basiert, genau wie der Baustein der Rohrsimulation, auf der Theorie der Wellengleichung und rechnet numerisch nach dem Charakteristikenverfahren [MUE]. Geometrische Parameter wie Innen- und Außendurchmesser oder die Länge können dem Modell einfach anhand der Schlauchspezifikation übergeben werden, die Werte der Parameter des Wandmodells dagegen müssen erst aus vorhandenen Informationen entwickelt werden. Die erste bei der Parametrierung des Modells relevante Größe ist die mittlere Schallgeschwindigkeit c_0 des Fluids in der Schlauchleitung.

Um diese zu bestimmen, werden die Resonanzen der Leitung abhängig von der freien Gewebelänge benötigt, d.h. die Frequenzen, an denen eine Druckpulsation am Zufluss am Ende der Leitung diese maximal verstärkt wieder verlässt. Hierzu werden Schläuche gleichen Typs aber unterschiedlicher

Eingehende Darstellung

Länge messtechnisch untersucht und aus den Druckübertragungsfunktionen kann die Frequenz der ersten Resonanz abgelesen werden. Untersuchungen zeigen, dass es bei der Bestimmung der Resonanzfrequenz praktikabler ist, die Frequenz des Phasendurchganges durch 90° und nicht die Frequenz des Maximums des Amplitudenganges zu wählen [SEN].

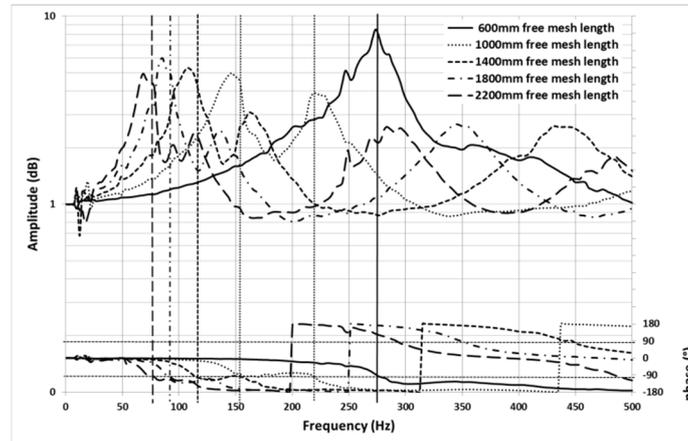


Abbildung 1.3.4: Resonanzfrequenzen eines Schlauches bei unterschiedlicher Gewebelänge

Da die Materialparameter der Leitung sowohl druck- als auch temperaturabhängig sind, gelten alle weiteren Berechnungen immer nur für den bei der Messung eingestellten Arbeitspunkt (T und p const).

Eine Resonanz 1. Ordnung stellt sich in einem Leitungsstück der Länge L dann ein, wenn eine $\lambda/4$ Resonanzbedingung erfüllt ist [MUR].

$$\frac{\lambda}{4} = L \quad \text{mit} \quad \lambda = \frac{c_0}{f}$$

Es ergibt sich somit für die Schallgeschwindigkeit:

$$c_0 = 4 * L * f$$

Stellt man die so ermittelten realen Schallgeschwindigkeiten gegenüber, wird deutlich, dass sie je nach freier Gewebelänge variieren.

Freie Gewebelänge (m)	0,61	1,01	1,42	1,81	2,21
Resonanzfrequenz (Hz)	305	185	132	104	85
Mittlere Schallgeschwindigkeit (m/s)	740,54	745,18	747,12	752,13	752,76

Resonanzen und Schallgeschwindigkeiten

Die Berechnung der Materialparameter erfordert jedoch eine konstante Schallgeschwindigkeit, die dem Gewebematerial für den bestimmten Betriebspunkt fest zugeordnet werden kann. Um diese charakteristische Schallgeschwindigkeit zu berechnen, wird folgende Modellvorstellung zu Grunde gelegt:

Eingehende Darstellung

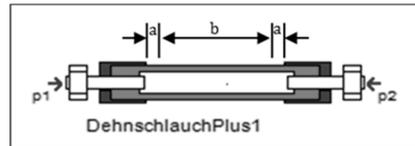


Abbildung 1.3.5.: Schlauch mit Abschnitten unterschiedlicher Schallgeschwindigkeit

- In der Nähe der Schlaucharmaturen entsteht durch die montagebedingte Verpressung eine Zone der Länge a, in welcher das Gewebematerial versteift wird. Dies führt in diesem Bereich zu einer Erhöhung der Schallgeschwindigkeit ca.
- Der dazwischenliegende Bereich der Länge b bleibt unbeeinflusst von der Schlaucharmatur. In diesem Bereich stellt die Schallgeschwindigkeit den gesuchten, für das Gewebematerial charakteristischen Wert c_b dar.

Aus den Daten der Messung lässt sich die Wellenlaufzeit T berechnen, welche eine Druckwelle benötigt, um die Leitung der Länge L zu durchlaufen.

$$T = \frac{L}{c_0}$$

Unter Verwendung der obigen Annahme unterschiedlicher Schallgeschwindigkeiten in den Bereichen „a“ und „b“ lässt sich daraus folgende Approximationsgleichung aufstellen

$$T = 2 \frac{L_a}{c_a} + \frac{L - 2L_a}{c_b}$$

Diese Gleichung mit den drei Unbekannten L_a , c_a und c_b wird höchstwahrscheinlich keine exakte, für alle gemessenen Längen gültige, Lösung liefern, da die gesuchten Größen neben Druck und Temperatur noch von zu vielen stochastischen Einflussfaktoren abhängen (Charge, Fertigung, Versuch). Eine numerische Optimierung kann jedoch eine für alle Längen gültige Näherungslösung liefern.

Mit der so ermittelten, für das Gewebematerial charakteristischen, Schallgeschwindigkeit wird nun ein Ersatzelastizitätsmodul für das Wandmaterial bestimmt, der genaue Aufbau der Wand aus mehreren Lagen Garn und Elastomer muss hier keine weitere Berücksichtigung finden.

Dem Simulationsmodell ist der Zusammenhang zwischen Elastizitätsmodul der Wandung und Schallgeschwindigkeit durch die sogenannte Korteweg-Gleichung hinterlegt.

$$c = \sqrt{\frac{E'_{\text{öl}}}{\rho} \left(1 + (1 - \nu^2) \frac{E'_{\text{öl}} * D_i}{E * \frac{D_a - D_i}{2}} \right)^{-1}}$$

Der Ersatzkompressionsmodul $E'_{\text{öl}}$ des Fluids berücksichtigt hierbei auch ungelöste Luft in der Flüssigkeit /2/

Die von der Fluidtemperatur und dem lokalen Druck abhängigen Größen Dichte und Elastizitätsmodul werden während der Simulation kontinuierlich angepasst.

Durch umstellen der Korteweg-Gleichung erhält man folglich für den Ersatzelastizitätsmodul

$$E = \frac{(1 - \nu^2) * (E'_{\text{öl}} * D_i)}{\left(\frac{E'_{\text{öl}}}{\rho * c^2} - 1 \right) \left(\frac{D_a - D_i}{2} \right)}$$

Eingehende Darstellung

Alleine dieser Parameter ist jedoch zur genauen Abbildung einer Schlauchleitung nicht ausreichend. Das Modell zeigt sich zu steif, bildet die Resonanzstellen schon nahe der messtechnisch ermittelten Frequenzen ab, insbesondere die erste Resonanz liegt jedoch noch leicht zu hochfrequent. Die Dämpfung der simulierten Übertragungsfunktion ist aber noch viel zu gering und entspricht eher der einer Stahlleitung (vgl. Abb. 1.3.6)

Aus diesem Grund benötigen Schlauchmodelle, verglichen mit Rohrmodellen, zusätzlich noch ein Feder-Dämpfer-Ersatzmodell (vgl. Abb. 1.3.1 - rechts). Dieses Ersatzmodell beschreibt die materialspezifische druckabhängige Radiusänderung der Leitung. Die Feder, repräsentiert durch eine exponentielle Druckfeder Gleichung mit den Parametern k_{visc} und e_{visc} , wirkt auf die Frequenz der Resonanz. Die Leitungsdämpfung kann über die druckänderungsabhängige viskoelastische Materialdämpfung d_{visc} eingestellt werden.

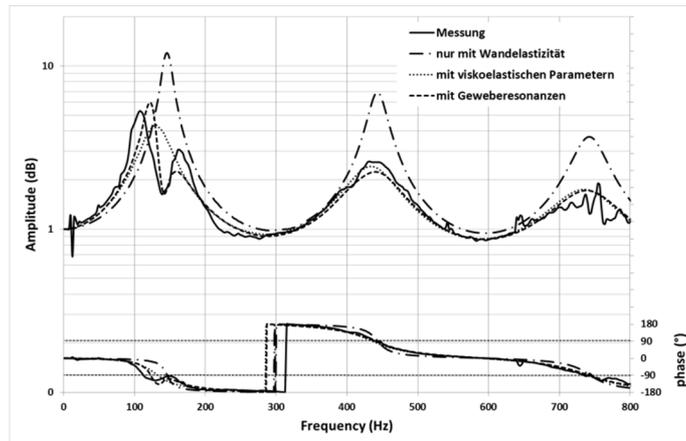


Abbildung 1.3.6.: Vergleich von Schlauchmodellen mit unterschiedlich hohem Detaillierungsgrad

Daraus berechnet das Modell für jedes Teilstück der Leitung separat die sich ergebende Radiusänderung zu

$$\Delta r_t = \Delta r_{t-1} + \frac{(p_{t-1} - k_{visc} * (\Delta r_{t-1})^{e_{visc}})}{d_{visc}} * \Delta t$$

Bei der Parameterfindung kann auf die meist vom Hersteller verfügbaren Information zur prozentualen Volumenzunahme bei einem bestimmten statischen Druck zurückgegriffen werden. Es lässt sich die dazu benötigte Radiusänderung berechnen:

$$\Delta r = \left(\sqrt{1 + \Delta V[\%]} - 1 \right) * r$$

Bei diesem statischen Zustand stehen Leitungsinnen- und druckabhängiger, durch die Feder erzeugter Ersatzdruck im Gleichgewicht:

$$p - k_{visc} * (\Delta r)^{e_{visc}} = 0$$

Durch Einsetzen von Gl.8 in Gl.9 und umstellen erhält man k_{visc} , nur noch abhängig vom Exponenten e_{visc}

$$k_{visc} = \frac{p}{\left(\left(\sqrt{1 + \Delta V[\%]} - 1 \right) r \right)^{e_{visc}}}$$

Da die druckabhängige Volumenzunahme der Schlauchleitung direkt von der druckabhängigen Radiusänderung bestimmt wird, kann deren Charakteristik über den Parameter e_{visc} eingestellt werden. Neben einer linearen Volumenzunahme ($e_{visc}=1$) ist auch ein degressiver ($e_{visc}>1$, z.B. Servolenkungsleitungen) oder progressiver Verlauf ($e_{visc}<1$, z.B. Bremsleitungen) einstellbar.

Eingehende Darstellung

Es ist jedoch unbedingt zu berücksichtigen, dass ein Teil der Volumenzunahme im Modell bereits durch die Korteweg-Gleichung und den Elastizitätsmodul dargestellt wird. Im Feder-Dämpfer-Ersatzmodell muss also nur ein Teil der in der Herstellerspezifikation angegebenen Volumenänderung abgebildet werden

$$\Delta V[\%] = \Delta V_{\text{spec}} - \Delta V_{\text{compression}}$$

Das so parametrisierte Modell ist nun in der Lage, das Verhalten der realen Schlauchleitung sowohl hinsichtlich der Lage der Resonanzstellen wie auch der Dämpfung nachzubilden (Figure 2.4).

Schließlich gilt es noch, das Modell hinsichtlich der Berücksichtigung von Gewebeschwingungen anzupassen. Analysen [SEN], [BAU] zeigen, dass der hierfür wichtige Zusammenhang zwischen Geweberesonanz und Leitungslänge über die $\lambda/2$ -Resonanzbedingung beschrieben werden kann

$$\frac{\lambda}{2} = L \Leftrightarrow f = \frac{c_b}{\lambda} = \frac{c_b}{2 * L}$$

Das Modell bildet das dynamische Verhalten der Schlauchwand durch parallel geschaltete PT2-Glieder ab, denen die über Gl.12 bestimmte Frequenz als Grundfrequenz dient. Die Werte für die Verstärkung und den Dämpfungsgrad können aus den Messungen grafisch bestimmt werden.

Bei der Parametrierung und zur Verifikation der Simulationsmodelle wird die Übertragungsfunktion der zu simulierenden Komponente benötigt, die mittels des vorgestellten Prüfstands zur Verfügung steht. Die Anregung von Pulsationen erfolgt über eine Außenzahnradpumpe, deren innerer Aufbau leicht modifiziert wurde, um eine stärkere Pulsation zu erzeugen. Die Pumpe regt das System äquivalent zur Pumpendrehzahl an

$$f = N_{\text{Dreh}} * N_{\text{Zähne}}$$

Um einen breiten Frequenzbereich anzuregen, wird die Pumpendrehzahl mehrere Male rampenförmig variiert. Während sich die Druckpulsationen direkt messen lassen, ist dies mangels geeigneter Sensorik im betrachteten hochfrequenten Bereich für die Volumenstrompulsation nicht möglich. Diese kann jedoch mathematisch aus Drucksignalen an zwei oder mehr Stellen einer Leitung mit bekannten Übertragungsverhalten berechnet werden, analog zum Prinzip der Schallintensitätsmessung [TOD]. Zu diesem Zweck wird die untersuchte Komponente also zwischen zwei Referenz-Messstrecken montiert, als Abschluss der Messstecke dienen zwei Kugelhähne, über die zwei unterschiedliche Systemzustände einstellbar sind, was prinzipbedingt notwendig ist.

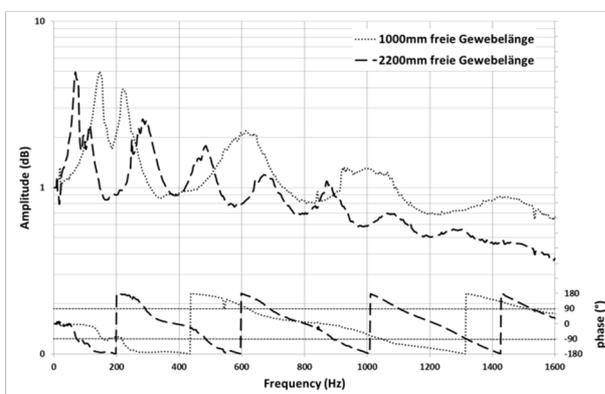


Abbildung 1.3.7: Gemessene Übertragungsfunktionen für hose type 1 in zwei Längen im Betriebspunkt 25°C, 50bar

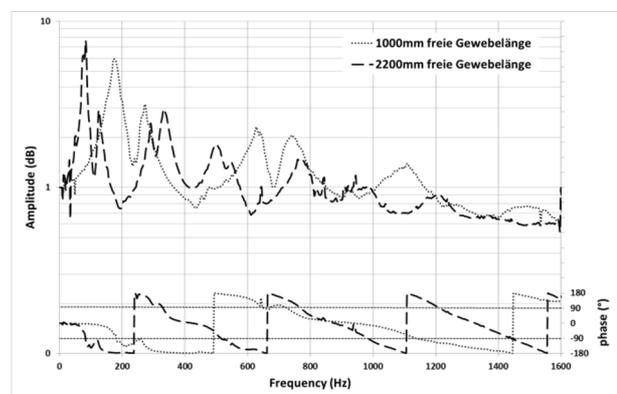


Abbildung 1.3.8: Gemessene Übertragungsfunktionen für hose type 2 in zwei Längen im Betriebspunkt 25°C, 50bar

Eingehende Darstellung

Auf diesem Prüfstand wurden mehrere Typen Schläuche jeweils in 5 Längenabstufungen in unterschiedlichen Betriebspunkten (p und $T = \text{const.}$) untersucht. Die Parametrierung des zugehörigen DSH-Schlauchmodells erfolgt, jeweils nur gültig für einen Betriebspunkt, unter Verwendung der in Kapitel 2 dargestellten Vorgehensweise auf Basis der durch die Messreihen ermittelten Übertragungsfunktionen.

Zwei der untersuchten und im Anschluss mittels Modell simulierten Schlauchleitungen werden im Folgenden vorgestellt. Es handelt sich bei den Schläuchen um Mitteldruck-Hydraulikschläuche für allgemeine Anwendungen, wie sie in großer Zahl in der Industrie und der Mobilhydraulik im Einsatz sind.

Aus den ermittelten Übertragungsfunktion (T_{11} , $p_{Up} \rightarrow p_{Down}$, Abb. 1.3.7) erhält man für die beiden Schläuche für die fünf Längen die Resonanzfrequenzen und damit die mittleren Schallgeschwindigkeiten in der Leitung. Aus den so gewonnenen Informationen lässt sich in Form einer Regressionsgeraden eine Funktion der mittleren Schallgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Gewebelänge entwickeln. Diese Funktion dient als Basis der Optimierungsrechnung, an deren Ende sich ein längenunabhängiger Näherungswert für die Gewebesoundgeschwindigkeit ergibt (Gl. 4).

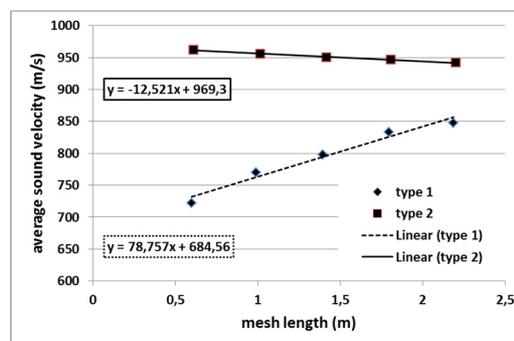


Abbildung 1.3.9: Regression der Gewebesoundgeschwindigkeiten

Diese Schallgeschwindigkeit führt danach im nächsten Schritt zum Ersatz-Elastizitätsmodul für die Schlauchwandung. Dieser ergibt sich aus der umgestellten Korteweg-Gleichung (Gl.6) für die beiden betrachteten Schläuche im Arbeitspunkt Temperatur $T=25^{\circ}\text{C}$ und Druck $p=50\text{bar}$ zu $E_{\text{type1}} = 2678 \text{ N/mm}^2$ sowie $E_{\text{type2}} = 3615 \text{ N/mm}^2$

Aus der sich durch die vom Elastizitätsmodul beschriebene Wandungsnachgiebigkeit ergebenden Volumenzunahme und der vom Hersteller angegebenen statischen Volumenzunahme folgt (Gl. 7 – 11) für die Parametrierung des Feder-Dämpfer-Ersatzmodells der Leitungswandung

Type 1:	$k_{\text{visc}} = 9,744 \cdot 10^8 \text{ bar/m}$	$e_{\text{visc}} = 1,5$	$d_{\text{visc}} = 8000 \text{ bar}^* \text{s/m}$
Type 2:	$k_{\text{visc}} = 9,511 \cdot 10^8 \text{ bar/m}$	$e_{\text{visc}} = 1,5$	$d_{\text{visc}} = 8000 \text{ bar}^* \text{s/m}$

1.3.3.2. Modelle realer Schlauchleitungen

Das vollständig parametrisierte Modell der Schlauchleitung wird nun zur Verifikation in ein Simulationsmodell (Abb. 1.3.10) integriert, welches den Prüfstand nachbildet. Die Anregung erfolgt im Modell direkt über einen Frequenzgenerator, welcher dem System eine Druckpulsation aufprägt. Die Frequenz der Druckpulsation wird dabei über den gesamten interessierenden Bereich variiert und zweimal wiederholt. Die zur Quelle in Linie angeordneten Komponenten sind so parametrisiert, dass sie den realen Prüfstand nachbilden.

Eingehende Darstellung

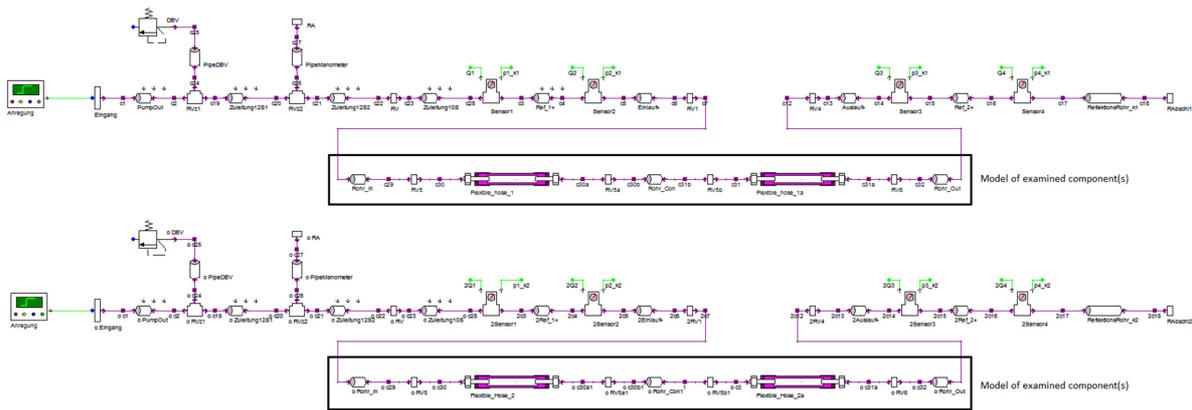


Abbildung 1.3.10: DSHplus-Modell des Systemprüfstands zur Verifikation der Schlauchmodelle

Im eingerahmten Bereich erfolgt die Modellierung der untersuchten Komponente(n). Das Modell rechnet simultan beide Schwingungszustände des Systems, aus den so erhaltenen 8 Drucksignalen kann im Anschluss direkt die Übertragungsfunktion berechnet werden.

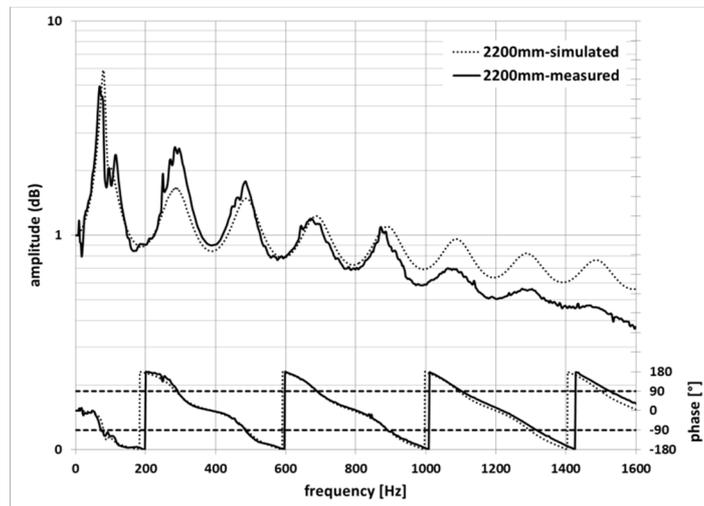


Abbildung 1.3.11: Simulation und Messung für Schlauch type 1, $l=2200\text{mm}$

Die messtechnisch ermittelte Übertragungsfunktion und die mit der Simulation berechnete werden verglichen. Abbildung 1.3.11 und Abbildung 1.3.12 zeigen exemplarisch Messung und Simulation für die Schläuche type 1 und 2 im Betriebspunkt $T=25^\circ\text{C}$ und $p=50\text{bar}$

Es zeigt sich, dass die Simulation die realen Schlauchleitungen gut nachzubilden vermag. Insbesondere für die Lage der Resonanzfrequenzen im Bereich bis 1kHz erreichen Messung und Simulation eine hervorragende Übereinstimmung, abzulesen an der nahezu vollständigen Deckungsgleichheit des gemessenen und simulierten Phasenganges. Auch die Verstärkung respektive Dämpfung wird in ihrer Amplitude gut wiedergegeben.

Eingehende Darstellung

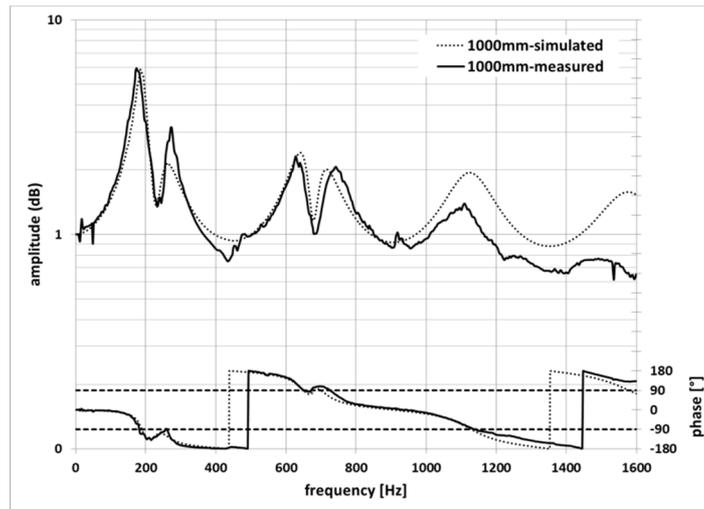


Abbildung 1.3.12: Simulation und Messung für Schlauch type 2, $l=1000\text{mm}$

Gleiches gilt auch für das Modell des Schlauches type2. Hier bleibt festzustellen, dass der Grad der Übereinstimmung für Schläuche zunehmender Länge noch Optimierungspotential birgt. Auch zeigt sich eine noch zu geringe Nachbildung der Dämpfung bei höheren Frequenzen.

1.3.4. Verkettete Modelle – Systemsimulation

Für den Anwender ist in erster Linie nicht das einzelne Komponentenmodell von Interesse sondern die Modelle sollen in der Simulation ganzer hydraulischer (Leitungs-)Systeme zum Einsatz kommen. Ziel ist die Vorausberechnung des Systemverhaltens, wodurch ein aufwändiger Prototyp des entsprechenden Systems eingespart werden kann. Um die grundsätzliche Eignung der zuvor beschriebenen Modelle einzelner Komponenten für dieses Einsatzgebiet zu überprüfen, werden verschiedene Konfigurationen verketteter Leitungssysteme simuliert, abgebildet aus verschalteten Modellen der Einzelkomponenten. Zur Validierung erfolgt auch eine Messung der entsprechenden Kombination auf dem Systemprüfstand.

1.3.4.1. Rohrleitungen mit Durchmessersprüngen

Die simpelste Form der Verkettung stellen zwei oder mehr in Reihe verbundene Rohre dar, weshalb dieser Aufbau auch für die ersten Tests von verketteten Modellen gewählt wurde. Die Verkettung von Rohren gleichen Innendurchmessers wurde hierbei nicht nochmals gesondert betrachtet, da dieser Fall bereits bei den Untersuchungen von Verschraubungen mit abgedeckt wurde. Hier erfolgten nun Tests mit Rohren unterschiedlichen Innendurchmessers und auch unterschiedlicher Wandstärken. Die Verbindung der beiden Rohrstücke erfolgt mittels einer jeweils passenden Reduzierschraubung, gleiches gilt für die Adaption an die Referenzstrecken, welche für alle Rohre ungleich R10x1,5 notwendig ist. Das Versuchs-Setup stellt Abbildung SSS schematisch dar.

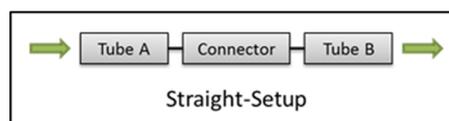


Abbildung 1.3.13: Setup der Messungen mit Durchmessersprung

Jede unstete Erweiterung bzw. Verjüngung des durchströmten Querschnitts stellt eine sprunghafte Änderung der Leitungsimpedanz dar. Es kommt an diesen Stellen somit zur teilweisen Reflexion einer Druckwelle in der Leitung, was die Übertragungscharakteristik entscheidend beeinflusst.

Eingehende Darstellung

Die hier beschriebenen Untersuchungen dienen der Kontrolle, ob die verwendeten Modelle entsprechende Effekte korrekt nachbilden.

Die Messreihe erfolgte nochmals in drei Varianten unterteilt:

- Erweiterung des durchströmten Querschnitts von Tube A zu Tube B
- Verjüngung des durchströmten Querschnitts von Tube A zu Tube B
- Variation des Längenverhältnisses von Tube A zu Tube B

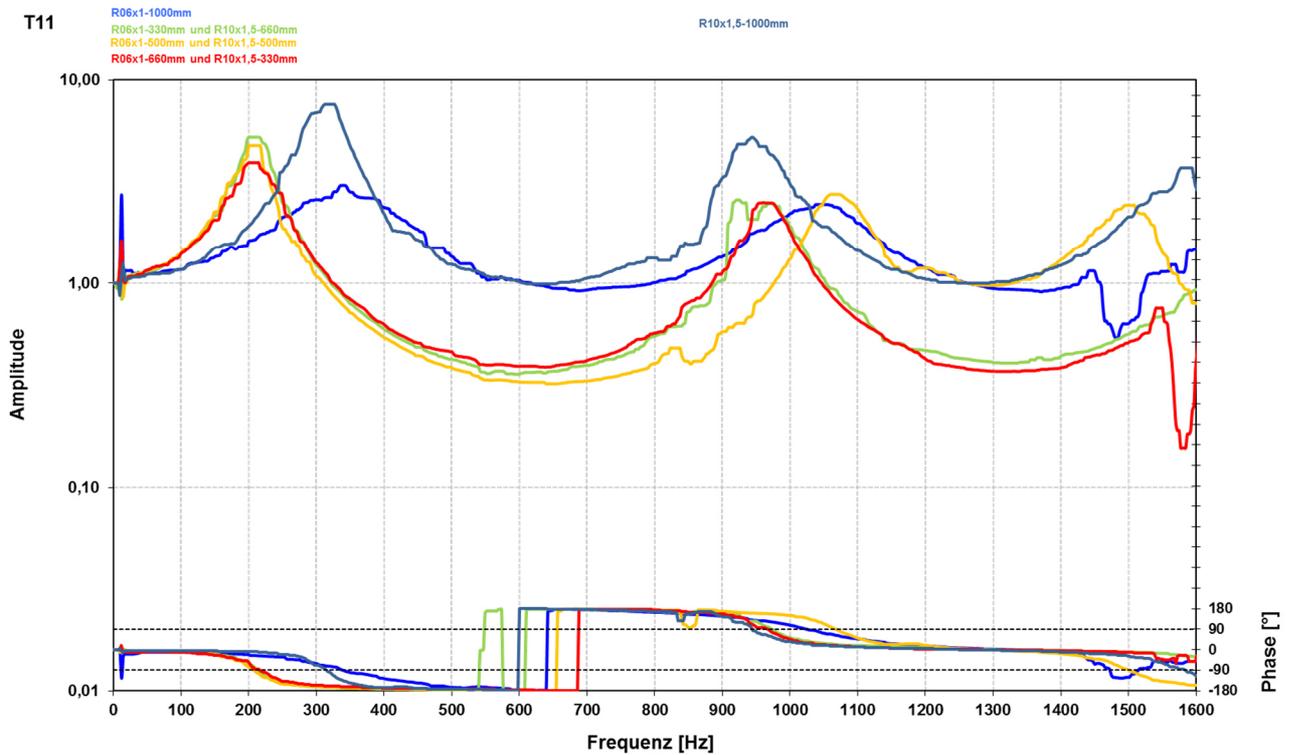


Abbildung 1.3.14: Vergleich von gemessenen Druck-Übertragungsfunktionen bei unsteter Erweiterung d. Durchmessers (blau:R06x1_1m – graublau:R10x1,5_1m – rot:R06x1_660mm auf R10x1,5_330mm – gelb: R06x1_500mm auf R10x1,5_500mm – grün: R06x1_330mm auf R10x1,5_660mm)

Eingehende Darstellung

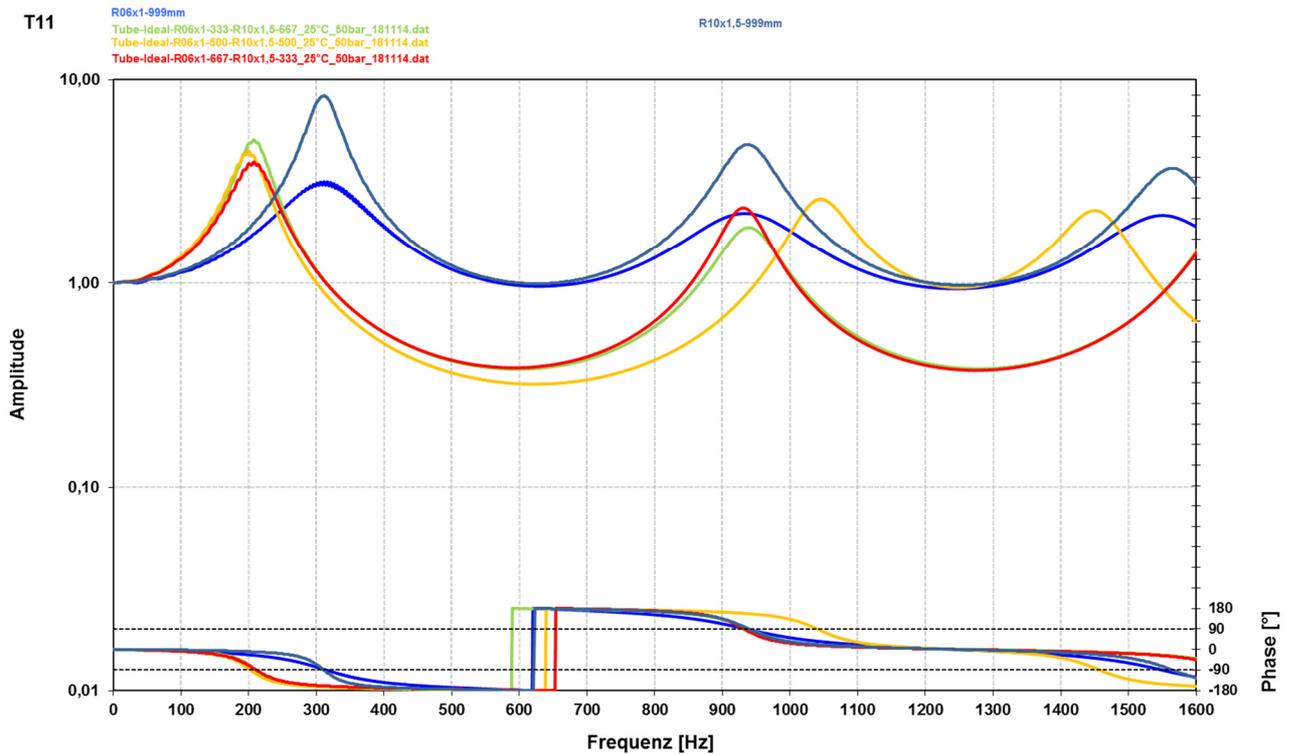


Abbildung 1.3.15: Vergleich von simulierten Druck-Übertragungsfunktionen bei unsteter Erweiterung d. Durchmessers (blau:R06x1_1m – graublau:R10x1,5_1m – rot:R06x1_660mm auf R10x1,5_330mm – gelb: R06x1_500mm auf R10x1,5_500mm – grün: R06x1_330mm auf R10x1,5_660mm)

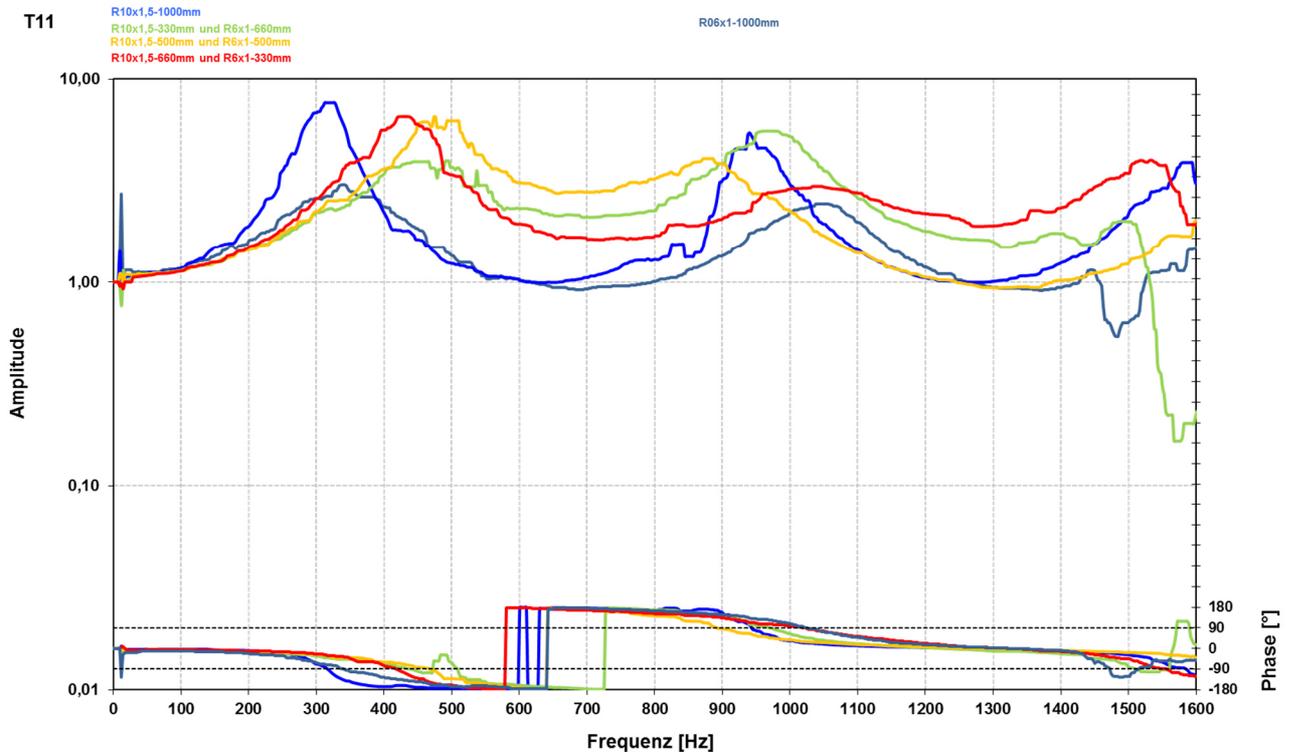


Abbildung 1.3.16: Vergleich von gemessenen Druck-Übertragungsfunktionen bei Verjüngung d. Durchmessers (blau:R06x1_1m – graublau:R10x1,5_1m – rot:R10x1,5_660mm auf R06x1_330mm – gelb: R10x1,5_500mm auf R06x1_500mm – grün: R10x1,5_330mm auf R06x1_660mm)

Eingehende Darstellung

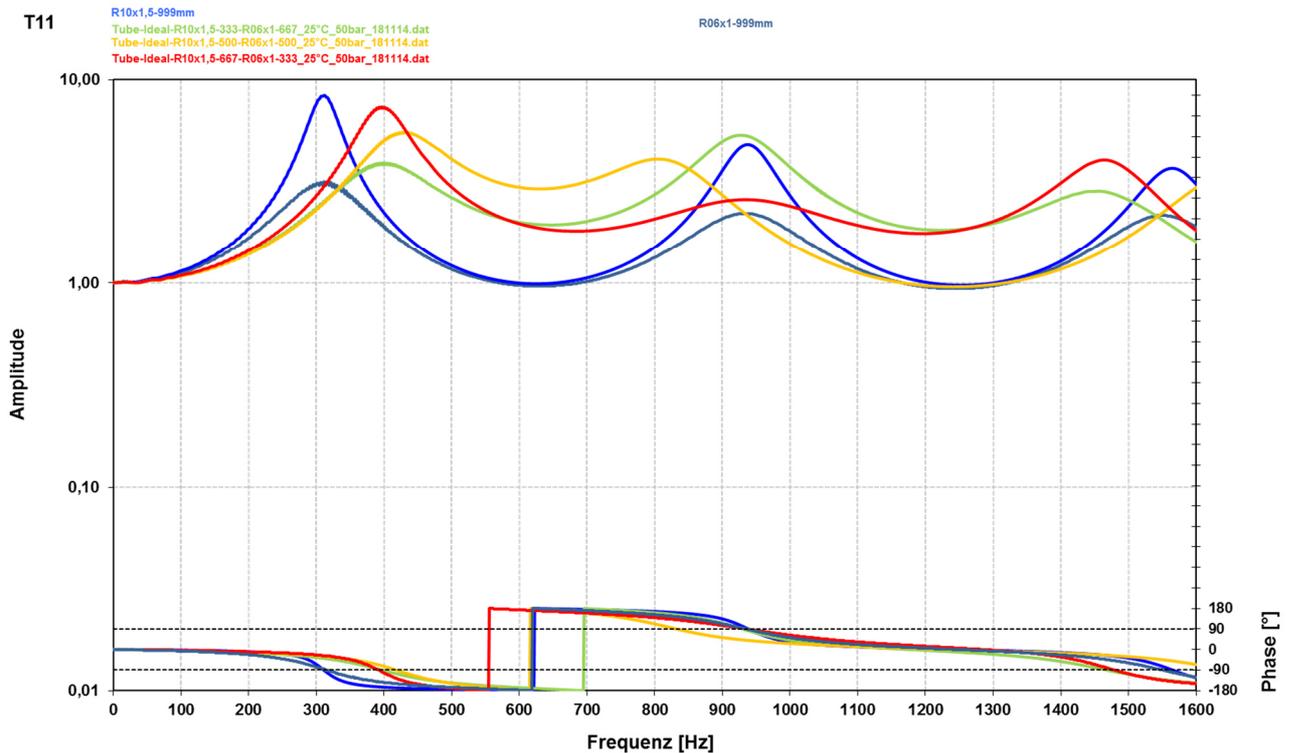


Abbildung 1.3.17: Vergleich von simulierten Druck-Übertragungsfunktionen bei Verjüngung d .
 Durchmessers (blau:R06x1_1m – graublau:R10x1,5_1m – rot:R10x1,5_660mm auf R06x1_330mm –
 gelb: R10x1,5_500mm auf R06x1_500mm – grün: R10x1,5_330mm auf R06x1_660mm)

1.3.4.2. Rohrleitungen mit Abzweigresonator

Nachdem die korrekte Abbildung von in Reihe geschalteten Rohren und den damit verbundenen Effekten erfolgreich nachgewiesen wurde, wird im nächsten Schritt die zweite wichtige Form der Verkettung untersucht, die Abzweigung. Als gut geeignet für diesen Nachweis zeigen sich Abzweigresonatoren, da die hier vorkommenden Effekte in der Theorie gut beschrieben (siehe z.B. Esser [ESS]) sind und somit eine Plausibilitätsprüfung von Messung und Simulation gegen die Theorie möglich ist.

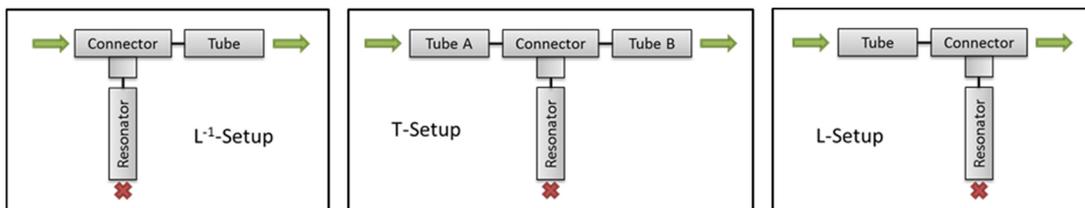


Abbildung 1.3.18: Setup der Messungen mit Abzweigresonator

Die einfachste Form eines solchen Resonators stellt ein abzweigendes, am Ende geschlossenes Rohr dar. Funktion eines solchen Resonators ist es, Pulsationen bestimmter Frequenzen zu dämpfen und damit das Systemverhalten positiv zu beeinflussen.

Eingehende Darstellung

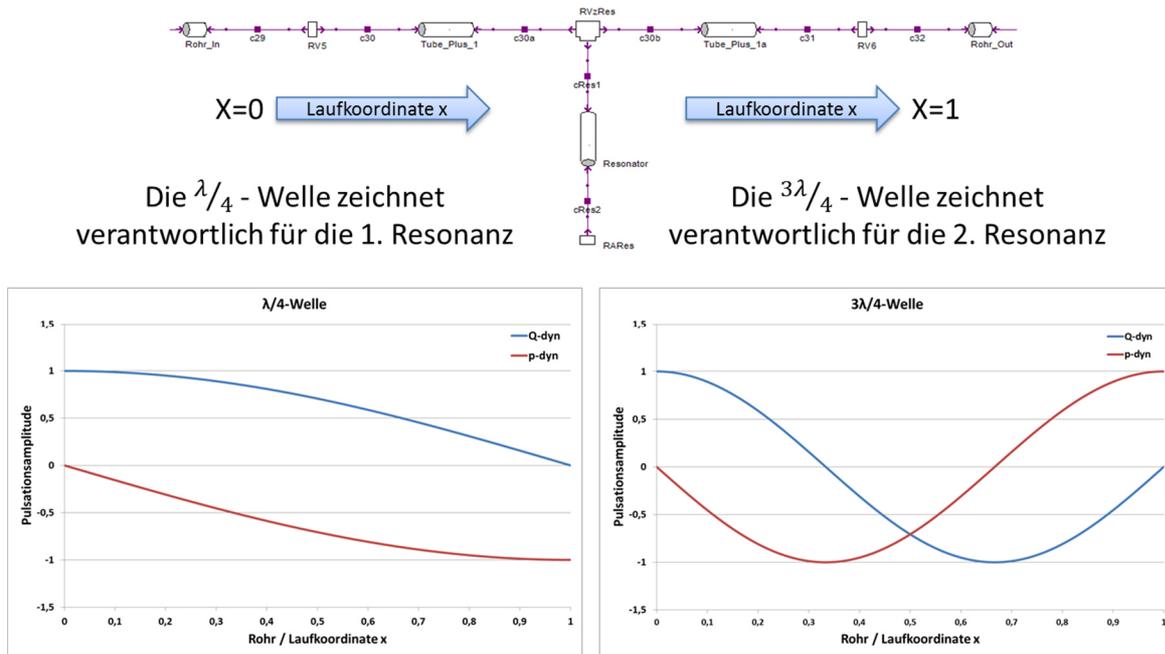


Abbildung 1.3.19: DSHplus-Setup und Amplitudenverläufe der $\lambda/4$ und $3\lambda/4$ Welle

Die Druckwelle, welche durch eine Leitung läuft, teilt sich am Anschlusspunkt des Resonators in Hauptleitung und Resonator auf. Wählt man die Länge des Resonators nun genau so, dass sie einem Viertel der Wellenlänge der Druckwelle entspricht, so entspricht der Laufzeitunterschied zwischen der reflektierten Resonatorwelle und der Hauptwelle genau der halben Wellenlänge und es kommt zu einer Auslöschung.

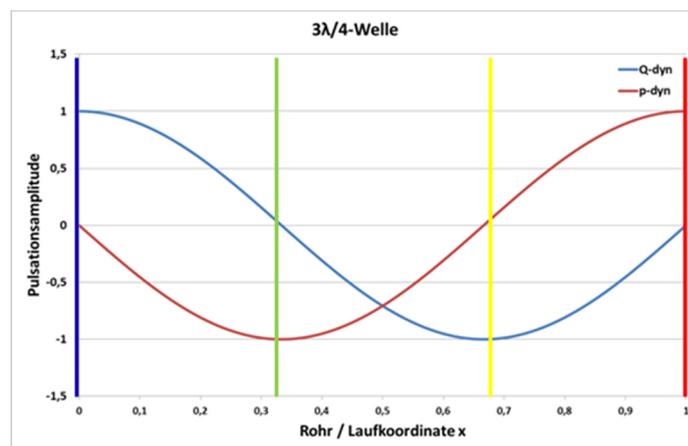


Abbildung 1.3.20: $3\lambda/4$ Welle mit charakteristischen Positionen

Die Effektivität der Dämpfung hängt jedoch noch von der Einbauposition des Resonators ab. Dies macht man sich am Besten an einem Beispiel plausibel: Betrachtet man beispielsweise einen Resonator der Länge $L=330\text{mm}$, so bedämpft dieser Druckpulsationen bei einer Frequenz um 950Hz herum. Diese Frequenz entspricht in etwa der 2. Resonanz der in Abbildung 1.3.19 gezeigten Leitung der Länge $L=1000\text{mm}$. Für diese Resonanz zeichnet die $3\lambda/4$ Welle verantwortlich, nochmals dargestellt in Abbildung 1.3.20, rote Kurve. Sitzt der Resonator nur in besagter Leitung ganz zu Beginn ($x=0$, Abb. 1.3.20, blaue vertikale Linie) oder bei 666mm ($x=666\text{mm}$, Abb. 1.3.20, gelbe vertikale Linie), so hat die Pulsation dort eine Amplitude nahe Null, da die Welle dort einen Knoten besitzt.

Eingehende Darstellung

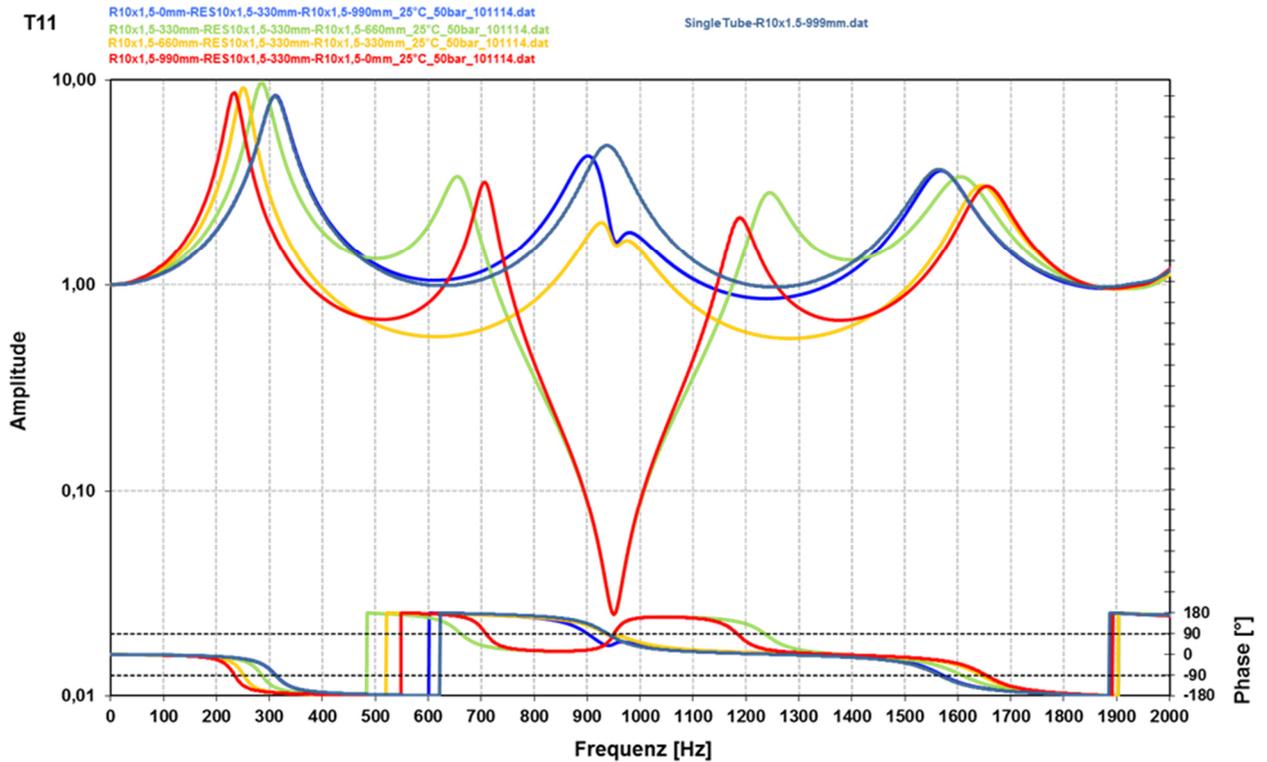


Abbildung 1.3.21: Druck-Übertragungsfunktionen mit Abzweigresonator an den unterschiedlichen Einbaupositionen aus Abb. 1.3.20

Der Resonator wird also nicht oder nur sehr schwach angeregt (vgl. Abbildung 1.3.21, blaue und gelbe Kurve) und kann somit auch keine gute Dämpfung erzielen.

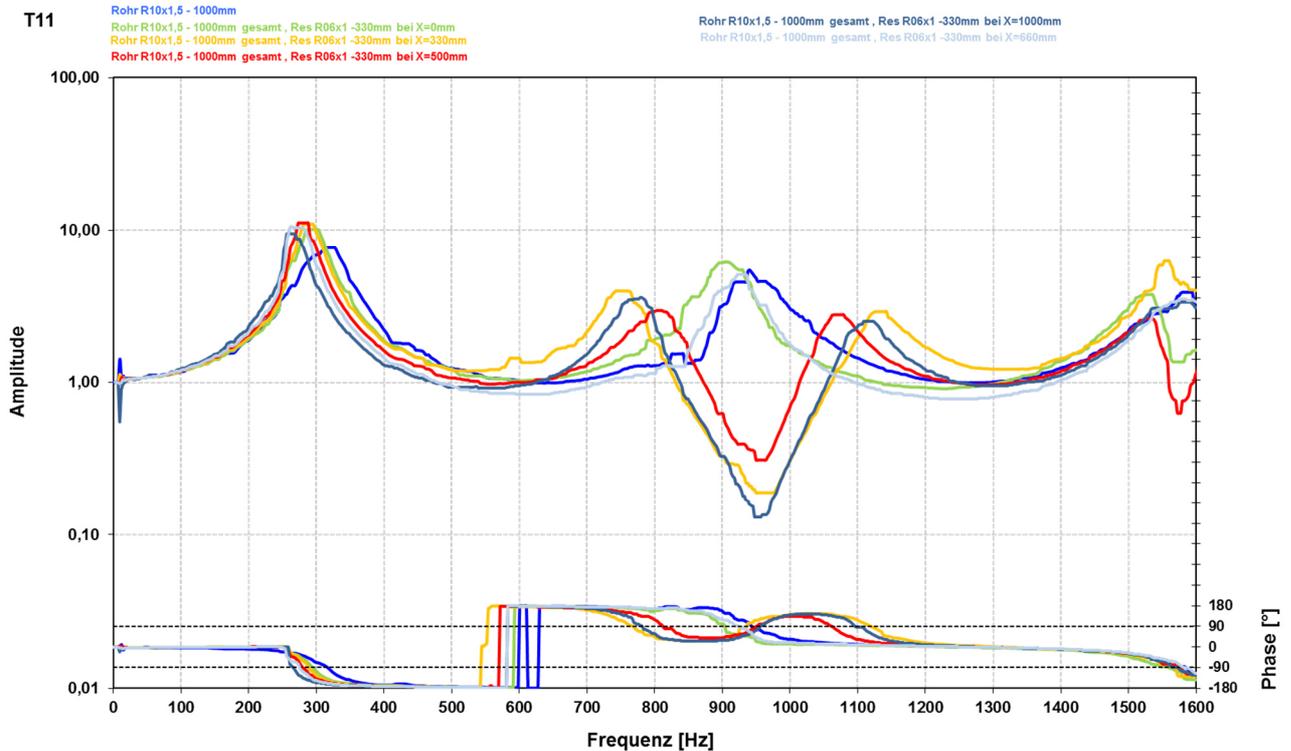


Abbildung 1.3.22: Vergleich Messung mit Abzweigresonator an unterschiedlichen Einbaupositionen

Eingehende Darstellung

Das genaue Gegenteil hiervon stellen die Einbaupositionen ganz am Ende ($x=1000$, Abb. 1.3.20, rote vertikale Linie) und bei 333mm ($x=333$, Abb. 1.3.20, grüne Linie) dar, wo sich die Bäuche der Welle befinden und die Pulsationsamplitude somit maximal ist. Hier wird der Resonator maximal angeregt (vgl. Abbildung 1.3.21, rote und grüne Kurve) und kann sein volles Potential entfalten.

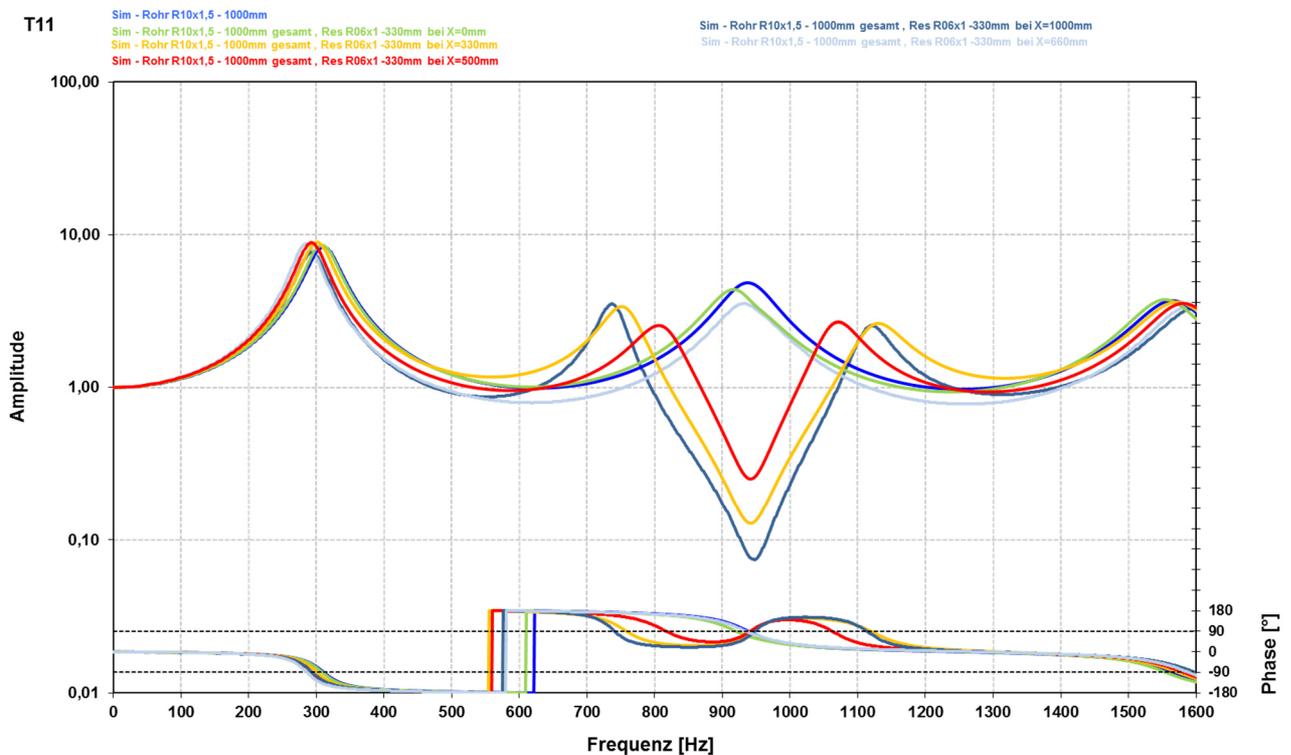


Abbildung 1.3.23: Vergleich Simulation mit Abzweigresonator an unterschiedlichen Einbaupositionen

1.3.4.3. Verkettete Schlauchleitungsmodelle

Für den Anwender ist in erster Linie nicht das einzelne Komponentenmodell von Interesse sondern die Schlauchmodelle sollen in der Simulation ganzer hydraulischer (Leitungs-)Systeme zum Einsatz kommen. Ziel ist die Vorausberechnung des Systemverhaltens, wodurch ein aufwändiger Prototyp des entsprechenden Systems eingespart werden kann. Um die grundsätzliche Eignung der zuvor beschriebenen Modelle einzelner Schläuche für dieses Einsatzgebiet zu überprüfen, werden verschiedene Konfigurationen verketteter Schläuche simuliert, abgebildet aus verschalteten Modellen der Einzelkomponenten. Zur Validierung erfolgt auch eine Messung der entsprechenden Schlauchkombination auf dem Systemprüfstand (Abb. 1.1.4).

Stellt man wieder Messung und Simulation gegenüber, so erkennt man beispielsweise für die Aneinanderreihung zweier Schläuche des gleichen Typs aber unterschiedlicher Länge (type 1, Abb. 1.3.24) wie schon bei der einzelnen Komponente eine sehr gute Übereinstimmung. Wieder wird der Frequenzgang hervorragend abgebildet, die Resonanzfrequenzen somit genau dargestellt. Auch die Amplituden von Resonanzen und Dämpfungen entsprechen der Realität.

Eingehende Darstellung

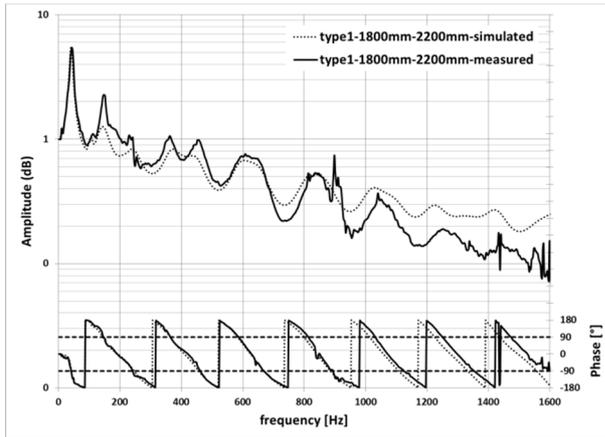


Abbildung 1.3.24: comparison of measured and simulated pressure transfer function for 2 connected hoses type1

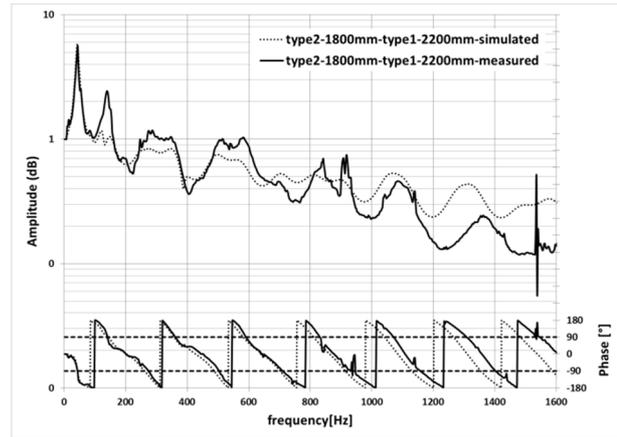


Abbildung 1.3.25: comparison of measured and simulated pressure transfer function for 2 connected different hoses

Die leicht zunehmende Abweichung des Einzelkomponentenmodells für Frequenzen größer 1kHz bedingt erwartungsgemäß auch eine entsprechende Abweichung des Modells der Kombination. Eine Hintereinanderschaltung zweier Schläuche unterschiedlichen Typs (type 1 und type 2, Abb. 1.3.25) führt ebenfalls zu einer guten Nachbildung der gemessenen Übertragungsfunktion des Druckes. Für höhere Frequenzen weicht die Simulation hier etwas stärker ab, was aufgrund der stärkeren Abweichung des Einzelkomponentenmodells type 2 für hohe Frequenzen zu erwarten ist.

1.3.4.4. Anwendungsbeispiele der Systemsimulation

In den vorhergehenden Untersuchungen wurden ausschließlich verkettete Modelle untersucht, bei denen jeweils nur Rohre und Verbinder oder Schläuche kombiniert wurden. Der Nachweis der kompletten Systemsimulation bedarf aber auch der Kombination aller Typen von Leitungselementen. Zu diesem Zweck wurden an einer Reihe von Testsystemen, deren Aufbau an realen Leitungssystemarchitekturen angelehnt ist, Vergleiche zwischen gemessener und simulierter Transferfunktion durchgeführt.

Eine typische Leitungssystemarchitektur, wie sie beispielsweise in der Mobilhydraulik an Baggerauslegern vorkommt, stellt die in Abbildung 1.3.26 gezeigte Konfiguration dar. Flexible Schläuche leiten das Fluid in den Bereichen der Gelenke, dazwischen befindet sich ein festes Rohr.

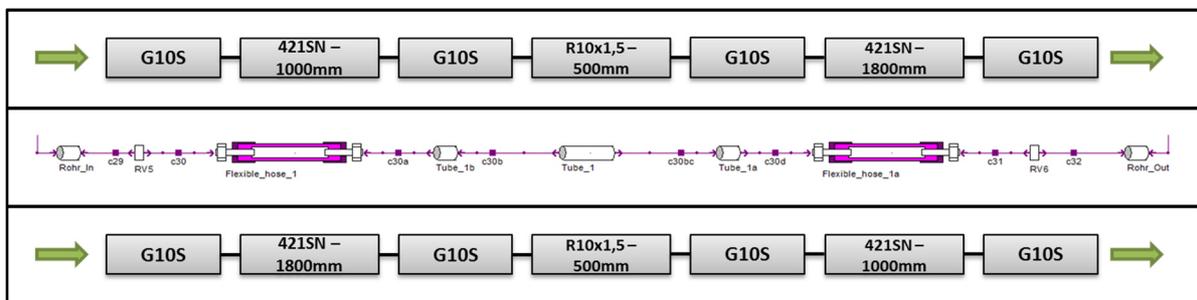


Abbildung 1.3.26: Setup des Anwendungsbeispiels „Rohr-Schlauch-System“ (oben) bzw. „Rohr-Schlauch-System-Invertiert“ (unten)

Da zwei unterschiedlich lange Schläuche Verwendung finden, unterscheiden sich die Übertragungscharakteristiken, für die beiden möglichen Einbaurichtungen. Den Vergleich für ein

Eingehende Darstellung

solches Leitungssystem aus zwei Schläuchen mit dazwischenliegendem Rohr und benötigten Verschraubungen zeigen Abbildungen 1.3.27 und 1.3.28.

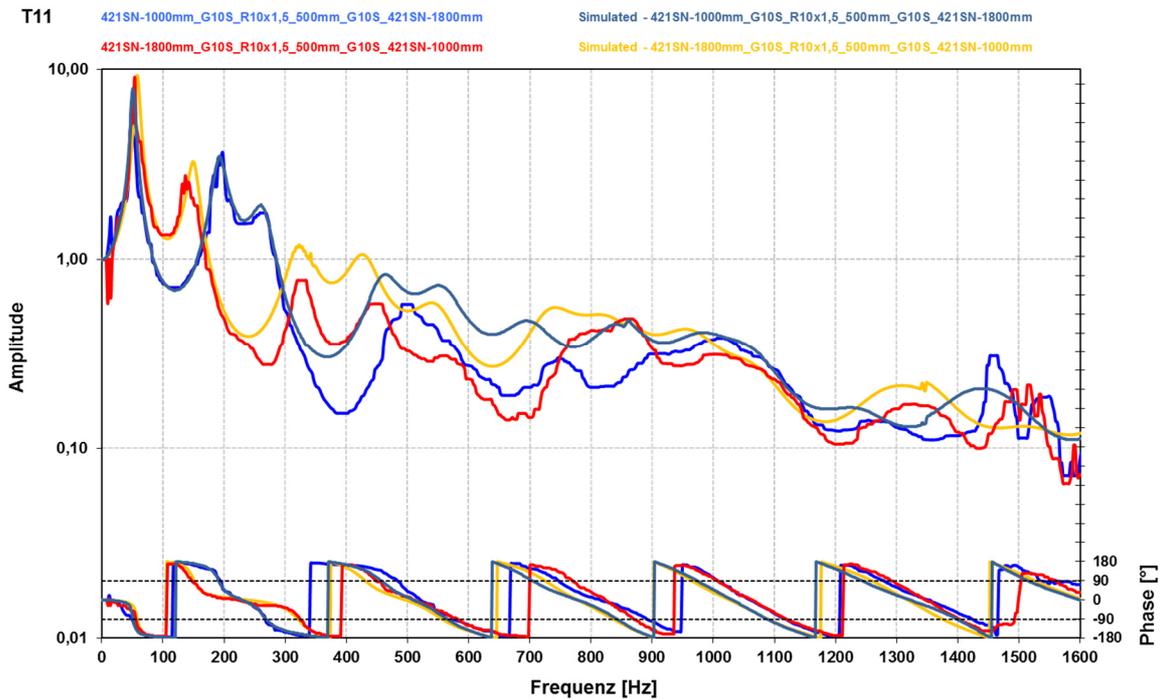


Abbildung 1.3.27: Vergleich Messung und Simulation für das Anwendungsbeispiel „Rohr-Schlauch-System“

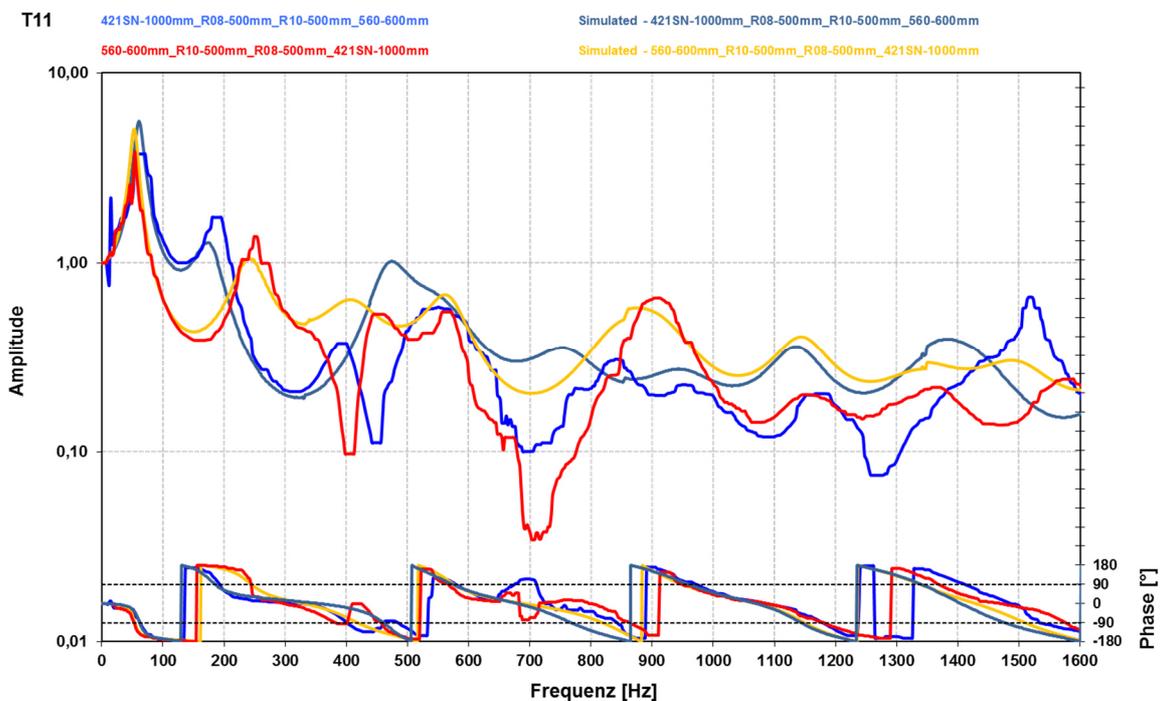


Abbildung 1.3.27: Vergleich Messung und Simulation für das Anwendungsbeispiel „Rohr-Schlauch-System-Invertiert“

2. Übersicht der wichtigsten Positionen des zahlenmäßigen Nachweises

Wie im Gesamtfinanzierungsplan veranschlagt stellen die Personalkosten (Pos. 0812) den größten Posten der Projektausgaben dar. Wegen bei der Antragsstellung zu gering veranschlagten tarifbedingten Lohnerhöhungen sowie der Entscheidung für Herrn Speicher als Projektbearbeiter und seinem dienstzeitbedingten Einstieg mit Lohngruppe E13 Stufe 2 fielen die Kosten hier höher aus als Veranschlagt, konnten aber durch Einsparungen bei anderen Positionen gemäß der 120%-Regelung ausgeglichen werden.

Pos 0812: Planung 168.228€ Resultierend 181.549,68€ (108%)

Bei den Beschäftigungsentgelten (Pos. 0822) konnte bei den Hiwi-Gehältern gegenüber der Planung eingespart werden. Viele hier geplanten Tätigkeiten wurden im Verlauf von Studien- oder Abschlussarbeiten erledigt.

Pos 0822: Planung 19.200€ Resultierend 13.280,79€ (69%)

Auch bei den Allgemeinen Verwaltungsausgaben (Pos. 0843) konnte gegenüber der Planung eingespart werden. Es viel wesentlich weniger Verbrauchsmaterial an wie erwartet und eine ganze Reihe der hierunter geplanten Verbrauchsmaterialien wurden uns unentgeltlich oder zu reduzierten Preisen zur Verfügung gestellt.

Pos 0843: Planung 5.650€ Resultierend 3153,79€ (56%)

Bei den Dienstreisen (Pos. 0846) bewegten sich die Ausgaben nahezu im geplanten Rahmen. Die größten Posten hier sind:

- | | |
|--|-----------|
| • IFK 2012 in Dresden (Konferenz) - Prof. Gessat und Herr Speicher | ca. 1600€ |
| • IFK 2014 in Aachen (Konferenz) - Prof. Gessat und Herr Speicher | ca. 2580€ |
| • FLUIDON-Konferenz 2012 – Prof. Gessat und Herr Speicher | ca. 571€ |
| • FLUIDON-Konferenz 2014 – Prof. Gessat und Herr Speicher | ca. 596€ |
| • AiF-Meeting Nürnberg zum Projektstart – Herr Speicher | ca. 318€ |
| • Meetings mit Projektpartner FLUIDON in Aachen (3 Termine) | ca. 669€ |
| • Austausch-Workshops (Herr Speicher mehrtägig bei FLUIDON) | ca. 727€ |
| • Fahrten im Zuge der Kooperativen Promotion zum Kooperationslehrstuhl von Prof. Böhle an der TU Kaiserslautern (Termine) | ca. 654€ |

Pos 0846: Planung 7240€ Resultierend 7722,79€ (107%)

Bei den Investitionen war es, insbesondere durch den Kauf von günstigeren Sensoren, wiederum möglich, gegenüber der Planung Finanzmittel einzusparen. Die hier entstandene Anlage „Hose Expert 2.0“ (weiter oben beschrieben) besteht im generellen aus 3 größeren Einheiten:

- | | |
|----------------------------------|-----------|
| • Sensorik/Sensortechnik – 15592 | 16415,94€ |
| • Hydraulikaggregat – 15626 | 9521,03€ |
| • Arbeitsplatzsystem – 15665 | 5766,36€ |

Dabei setzt sich die Sensortechnik (Nr. 15592) zusammen aus den 6 Drucksensoren mit Verstärker, einer NI-Datenerfassungskarte sowie einem Panel-Industrie-PC zur Datenverarbeitung.

Das Hydraulikaggregat (Nr. 15626) besteht neben vielen Kleinteilen, die hauptsächlich bei der Verrohrung anfallen, aus dem Motor-Pumpen-Aggregat, einem Gestell zur Montage sowie dem Schaltschrank mit Leistungselektronik und Steuerung.

Das Arbeitsplatzsystem (Nr. 15665) beinhaltet alle weiteren ergänzenden Komponenten, die zur Vervollständigung des Prüfstandes notwendig waren (z.B. Temperatursensor, Kugelhähne, Elektroinstallationsmaterialien uvm.)

Pos 0850 Planung 39.284€ Resultierend 31.703,27€ (81%)

3. Notwendigkeit und Angemessenheit der geleisteten Arbeit

Die übergeordneten Ziele des Forschungsvorhabens „VeriSim“ konnten wie geplant innerhalb des gesteckten Zeitrahmens sowie unter Einhaltung der geplanten Kosten erreicht werden.

Es steht ein Messsystem dauerhaft zur Verfügung, mit welchem auch in weiteren Arbeiten Untersuchungen an hydraulischen Systemen möglich sind und somit auch weiterhin an den erweiterten Simulationsmodellen geforscht werden kann.

Im Zuge der Untersuchungen konnten die wichtigsten Komponenten von Leitungssystemen untersucht und die zugehörigen Modelle erweitert und verifiziert werden.

Somit wurde der Stand der Technik erweitert und gleichzeitig das Forschungsgebiet besser verifiziert.

4. Voraussichtlicher Nutzen, insbesondere Verwertbarkeit des Ergebnisses im Sinne des fortgeschriebenen Verwertungsplanes

Die für das Forschungsvorhaben gesteckten Ziele konnten in vollem Umfang erreicht werden. Insbesondere im Bereich der Simulation von Schlauchleitungen übertreffen die Fortschritte sogar den bei Antragsstellung erwarteten Rahmen. Die Verwertbarkeit des Ergebnisses ist gegeben und auch der Nutzen für Folgeprojekte und –entwicklungen bietet vielversprechende Perspektiven.

Im Folgenden werden die wichtigsten Aspekte des Verwertungsplans aufgegriffen und erläutert; für die vollständige Übersicht sei auf den Verwertungsplan verwiesen.

4.1. Wirtschaftliche Verwertung und Aussichten

Aus dem Forschungsvorhaben und seinen Ergebnissen ergeben sich sowohl für die Hochschule wie auch für den Kooperationspartner FLUIDON eine ganze Reihe vielversprechender Möglichkeiten. Der Hochschule steht durch den im Zuge des Projekts entwickelten und aufgebauten Prüfstand ein vielseitiges Werkzeug zur Verfügung, hydraulische Leitungssysteme und Komponenten zu untersuchen. Dies erlaubt es, in Zukunft auch im Auftrag Dritter solche Untersuchungen durchzuführen.

Weiterhin ermöglichen die gewonnenen Erfahrungen mit der Dynamik hydraulischer Systeme und die Verfügbarkeit einer starken Simulationsumgebung, wie sie DSHplus darstellt, auch tiefgehende systemdynamische Analysen ganzer hydraulischer Kreisläufe. Auch hier bestehen gute Aussichten, hier in Zukunft weitere Aufträge einzuwerben. Ein erstes Projekt dieser Art im Umfeld hydraulisch unterstützter Lenkungen für Kraftfahrzeuge ist bereits erfolgreich durchgeführt worden und hat das Potential nochmals bestätigt.

Auf Seiten des Projektpartners ergibt sich aus den nochmals erweiterten und bestens Validierten Simulationsbibliotheken für hydraulische Leitungselemente eine weitere Stärkung der Marktposition, da ein Alleinstellungsmerkmal des Softwareproduktes DSHplus weiter herausgehoben werden konnte.

4.2. Wissenschaftlich-technische Verwertung und Aussichten

Ein Kernergebnis des Forschungsvorhabens ist die Weiterentwicklung der Messtechnik, mit welcher Untersuchungen des Übertragungsverhaltens hydraulischer Komponenten und Systeme möglich sind. Für die weitere Entwicklung ist somit ein hervorragender Ausgangspunkt geschaffen, noch Detailverbesserungen vorzunehmen oder auch das System auf andere Anforderungen hin zu erweitern.

Neben der Messtechnik bildet eine starke Ausweitung der methodischen Kompetenz auf dem Gebiet des Übertragungsverhaltens von Hydraulikkomponenten einen zweiten Ergebnisschwerpunkt. Aus diesen Erkenntnissen erwächst auch die Schaffung bzw. Ausweitung der Komponentendatenbank für die Simulation hydraulischer Systeme, die im Zuge des Vorhabens erreicht und in Zukunft auch weiter ausgebaut werden wird.

In diesem Zuge wurde bereits eine Reihe von Kontakten zu Komponentenherstellern geknüpft, eine Ausweitung dieser Netzwerkbildung - auch mit Systemherstellern – bietet sich für die weiteren Arbeiten jedoch an.

Letztlich dienen alle diese Vorarbeiten aber auch dem zentralen Ziel der Ausweitung der methodischen Kompetenz auf dem Gebiet der „Systemdynamischen Analyse kompletter hydraulischer Anlagen und Kreisläufe“. Hier steht mit der Komponentendatenbank und durch die Validierung der verketteten Modelle ein schlagkräftiges Werkzeug zur Analyse zur Verfügung. Hier bieten sich für die Zukunft auch noch eine ganze Reihe von Folgearbeiten an, um die Kompetenz hier weiter zu erhöhen und weitere Anwendungsfelder zu erschließen.

4.3. Wissenschaftliche und wirtschaftliche Folgeentwicklungen/-projekte

Die Ergebnisse bieten eine exzellente Basis, um im Anschluss an das Forschungsvorhaben weitere Aktivitäten durchzuführen. Sowohl weitere Forschung, beispielsweise an komplexeren Elementen wie Ventilen, wie auch Industrieaufträge und Kooperationen bieten sich an und können neben den gewonnenen Erfahrungen auch auf die entstandene messtechnische Infrastruktur zurückgreifen.

Mögliche Projekte können sich dabei um Themen der Optimierung bzw. Anpassung der Übertragungscharakteristik von Hydrauliksystemen und –komponenten bewegen.

Ganz konkret fließen die Erkenntnisse des Projekts „VeriSim“ in einem anderen, vom Bundesministerium für Bildung und Forschung geförderten, aktuellen Forschungsvorhaben der Forschungsgruppe Fluidtechnik ein. Hier werden drehzahlvariable Motor-Pumpen-Aggregate untersucht und hinsichtlich Effizienz, Robustheit und intelligenter Features optimiert. Die Kompetenz hinsichtlich der Dynamik von hydraulischen Systemen ist hier bei der Analyse und Simulation der Lastfälle eine große Hilfe.

5. Während der Durchführung des Vorhabens bekannt gewordener Fortschritt auf dem Gebiet des Vorhabens bei anderen Stellen

Parallel zu den Arbeiten dieses Forschungsvorhabens gibt es noch an einer Reihe weiterer Forschungseinrichtungen Anstrengungen rund um die Simulation von Rohren bzw. besonders von Schlauchleitungen.

Insbesondere zu nennen sind hier die Arbeiten des Instituts für Werkzeugmaschinen an der Universität Stuttgart zu nennen. Hier wird sich intensiv mit der Strukturdynamik von Schlauchleitungen und der darauf aufbauenden Modellbildung von Schlauchwandungen beschäftigt. Einen guten Überblick bietet hier die Veröffentlichung von Heisel, Stele und Slavov aus 2014 [HEI14]. Die dort dargestellten Erkenntnisse sind sehr interessant für die weitere Optimierung der in unserem Forschungsprojekt weiterentwickelten Schlauchmodelle. Detailliertere Modelle für die dynamischen Effekte innerhalb der Schlauchwandung können hier helfen, die Genauigkeit der Modelle weiter zu verbessern.

Auch am Institut für Maschinenlehre und hydraulische Antriebstechnik der Johannes Kepler Universität Linz beschäftigt man sich mit der Simulation von Pulsationen in Leitungen. Mit dem hier verwandten Ansatz, der auf einer multi-degrees-of-freedom Approximation basiert, zeigen sich gute Ergebnisse [MIK14] für Rohrleitungen und einfache Systemarchitekturen. Die Modellbildung ist jedoch sehr komplex und die Anwendbarkeit für den Entwickler daher eher schwierig.

Andere Arbeiten zeigen, welcher großer Aufwand bisher bei der Lösung von konkreten Problemen getrieben werden muss [GIM14], die mit den nun verfügbaren DSHplus Modellen auch viel schneller und eleganter gelöst werden können.

6. Veröffentlichungen

6.1. Erfolgte Veröffentlichungen

[SPE14/1] Speicher, T. , Baum, H. , Gessat, J. – New system optimization opportunities by simulation based line tuning – Proceedings of the 9th International Fluid Power Conference, 9th. IFK Aachen 2014

[SPE14/2] Speicher, T. – Optimiertes Systemverhalten durch angepasste Leitungssysteme – erweiterte DSHplus-Schlauchmodelle – Vortrag auf der zweitägigen Anwendertagung FLUIDON Konferenz 2014 in Aachen

6.2. Geplante Veröffentlichungen

[BAU15] Baum, H. – Simulation von Schwingungsphänomenen in hydraulischen Anlagen – Vortrag auf der Fachtagung „Smart Fluid Power Systems“ am ZeMA Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik – 5. Mai 2015 in Saarbrücken

[GES15] Gessat, J. – Richtige Positionierung von Resonatoren – wie man Leitungssysteme optimieren kann – Vortrag auf der Fachtagung „Smart Fluid Power Systems“ am ZeMA Zentrum für Mechatronik und Automatisierungstechnik – 5. Mai 2015 in Saarbrücken

[SPE15] Speicher, T. , Baum, H. , Gessat, J. – Artikel zur Einsatz der Simulation bei der Leitungssystemoptimierung mittels Resonatoren – O+P Ölhydraulik und Pneumatik, in 2015

6.3. Studien- und Abschlussarbeiten

[HEL12] Helfenstein, D. - Untersuchung der stationären und dynamischen Eigenschaften eines Motorpumpen-Aggregates – quasistationäre Kennlinien und Systemverhalten – Bachelor-Abschlussarbeit 2012

[MUR12] Murer, T. – Hydraulische Widerstände von Leitungssystemkomponenten – Studienarbeit in 2012

[LIE12] Lieu, Q. – Drucksensoren – Schwerpunkt hochdynamische Drucksensoren – Studienarbeit in 2012

[LIE13] Lieu, Q. – Konzeption und Aufbau eines piezoerregten Pulsators zur Qualifizierung hydraulischer Drucksensoren für hochdynamische Messungen – Bachelor-Abschlussarbeit 2013

[KHA14] ElKharraz, M. – Hydrostatische Fahrtriebe – Inbetriebnahme eines Traktorgetriebes als Systemdemonstrator – Studienarbeit in 2013/14

[HAY14] ElHayek, M. – Statische Volumendehnung von Schlauchleitungen – Bachelor-Abschlussarbeit 2014

[THI15] Thies, T. – Analyse von Schlauchwandschwingungen mittels High-Speed-Kameraaufnahmen – Studienarbeit in 2014/15

Literaturverzeichnis:

- [BAU] H. Baum, M. Hofmann: *A new method for power steering hose assembly design and acoustic optimization by means of time domain hydraulic line simulation models*, PTMC 2007, University of Bath, 2007
- [KOJ] E. Kojima, K.A. Edge: *Experimental determination of hydraulic silencer matrices and assessment of the method for use as a standard test procedure*, Seventh Bath International Fluid Power Workshop, Bath, 1994
- [MAT] P.K. Mathis: *Ermittlung strömungsakustischer Dämmeigenschaften von gekoppelten Schallfilterelementen für PKW-Motoren mit Hilfe der Transfermatrizenmethode*, Dissertation, TU Kaiserslautern, 2006
- [MUE] B. Müller: *Einsatz der Simulation zur Pulsations- und Geräuschminderung hydraulischer Anlagen*, Dissertation, RWTH Aachen, 2002
- [MUR] H. Murrenhoff: *Grundlagen der Fluidtechnik – Teil 1: Hydraulik*, Umdruck zur Vorlesung, RWTH Aachen, Shaker-Verlag, 2011
- [PIE] K. Pies: *Bestimmung akustischer Kenngrößen an einem fahrzeugunabhängigen Prüfstand zur Modellierung der Schallentstehung und Schallausbreitung in Fahrzeugklimaanlagen*, Dissertation, TU Kaiserslautern, 2011
- [SEN] S. Sentpali: *Körperschallübertragung gerader und gebogener biegeschlaffer Schlauchleitungen im Fahrzeugbau*, Dissertation, TU Kaiserslautern, 2008
- [TOD] C.W.S. To, A.G. Doige: *A Transient Testing Technique for the Determination of Matrix Parameters of Acoustic Systems, I: Theory and Principles*, Journal of Sound and Vibration 62(2), Academic Press London, 1979
- [TUD] M. Dietze, B. Stoffel: *Untersuchungsbericht – Instationäre Volumenstrommessung*, Interner Untersuchungsbericht, Fachgebiet Turbomaschinen und Fluidantriebstechnik, Technische Hochschule Darmstadt, 1995