

TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

VIENNA
UNIVERSITY OF
TECHNOLOGY

DIPLOMARBEIT

MASTER'S THESIS

Physikalische Untersuchung des strömungsdynamischen Verhaltens eines Rohrsystems einschließlich Dreifachrohrverzweigung (Trifurkator)

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

A. o. Univ. Prof. Dipl. Ing. Dr. techn. Reinhard PRENNER

E222, Institut für Wasserbau und Ingenieurhydrologie
Abteilung Konstruktiver Wasserbau
Institute for Hydraulic and Water Resources Engineering
Department for Hydraulic Engineering

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Bauingenieurwesen
von

Eduard Josef LUGGER

Martr. Nr.: 9618464

Wien, 2007

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die mich in unterstützender Weise durch dieses Studium begleitet und wesentlich zur Fertigstellung dieser Diplomarbeit beigetragen haben. Mein besonderer Dank gilt meiner Freundin Alexandra für ihr großes Vertrauen und ihren starken Rückhalt. Du hast mir während meines Studiums, zwar nicht ganz geplant aber zu meiner großen Freude, unsere Tochter Johanna Sophie geschenkt. Ihre Ankunft hat mein Leben wesentlich verändert und mit viel Freude erfüllt, weshalb ich Euch beiden diese Arbeit widmen möchte.

Vielen Dank meinen Eltern Theresia und Eduard. Ihr habt stets an meine Fähigkeiten geglaubt und mir die Freiheit gelassen, meinen eigenen Weg zu gehen.

Meinen Geschwistern Claudia, Johannes und Sylvia mit Harald danke ich für ihre Unterstützung und ihre Gabe mich zu motivieren. Euch hat es auch in schwierigen Situationen nie an den richtigen Worten gefehlt.

Ein herzliches Dankeschön an den Betreuer meiner Diplomarbeit Herrn a.o.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Reinhard Prenner, für sein Engagement und seine Unterstützung. Mein Dank gilt auch Frau Dipl.-Ing. Anne Joeppen für ihre fachliche Hilfestellung. Herzlichen Dank an das Laborpersonal des Instituts für Konstruktiven Wasserbau, für die angenehme und freundschaftliche Atmosphäre, in der ich eine Zeit lang mitarbeiten durfte.

Bedanken möchte ich mich auch bei der Technischen Universität Wien, der Fakultät für Bauingenieurwesen, den Professoren und Assistenten, die mit unermüdlichen und persönlichen Einsatz, in kollegialen Umgang, stets bemüht waren ihr umfangreiches Wissen weiterzuvermitteln.

Einen hohen persönlichen Wert hatte für mich auch die Mitwirkung im Orchester der Technischen Universität Wien.

Danke, dass ich die wesentlichste und wichtigste Zeit meines Lernens an dieser Institution verbringen durfte.

Ich danke weiters meinen Studienkollegen und Freunden für die schöne gemeinsame Zeit.

Kurzfassung

Im Rahmen eines Forschungsprojektes, das im Auftrag der VA TECH HYDRO GmbH am Institut für Konstruktiven Wasserbau der Technischen Universität Wien bearbeitet wurde, hat man das strömungsdynamische Verhalten des Triebwasserweges der bestehenden Kraftwerksanlage ANGOSTURA in Costa Rica, anhand eines hydraulischen Modells untersucht.

Die Verteilung des Triebwassers aus der Druckrohrleitung zu den Turbinenzulaufleitungen erfolgt bei wasserbaulichen Kraftwerksanlagen mittels Rohrverzweigungen. Diese gibt es in den verschiedensten Ausführungen: Einfachverzweigungen, Bifurkatoren (Hosenrohre) und in letzter Zeit vorzugsweise Trifurkatoren (Dreifachrohrverzweigungen). Die Ausführung von Trifurkatoren scheint bei einigen Betriebszuständen vorteilhaft gegenüber Bifurkatoren, jedoch kann man bei bestimmten Lastfällen hydrodynamische Probleme bezüglich Strömungsablösungen und Wirbelbildungen feststellen.

Die vermutete Ursache dafür liegt in der besonderen Geometrie, da sich die Achsen der drei Verteilstränge in einem Punkt mit der Hauptleitung schneiden und die Rohrstränge symmetrisch abzweigen.

Bei der bestehenden Wasserkraftanlage ANGOSTURA in Costa Rica treten, verursacht durch instationäre Strömungsvorgänge im Rohrleitungssystem, Druckschwankungen auf, die zu Achslängsschwingungen der Turbinensätze und damit zu einer erhöhten Beanspruchung dieser führen. Die dort eingebaute Verzweigung der Druckrohrleitung in die Turbinenzulaufleitungen wurde in Form eines Trifurkatoren ausgeführt.

Als Ursache für die auftretenden Phänomene wird die Kombination von Strömungsablösungen im Trifurkator mit Saugrohrpulsationen bzw. hochfrequenten Druckschwingungen in der Turbine selbst vermutet. Es ist auch möglich, dass diese durch Saugrohrpulsationen bzw. ungünstige

Verhältnisse der Verteilrohrleitungslängen verstärkt werden und zu den erwähnten Resonanzschwingungen führen.

Die vorliegende Arbeit ist in die Dissertation von A. Joeppen, die derzeit am Institut ausgearbeitet wird, eingebettet.

Weiters werden die vorangegangenen Modelluntersuchungen von *Voggeneder* und *Schmid* mit einer hier untersuchten, modifizierten Trifurkatorgeometrie verglichen.

Das Versuchsprogramm beinhaltete eine Visualisierung der Strömungsvorgänge zur qualitativen Beurteilung verschiedener Durchströmungskonfigurationen im Trifurkator sowie die Messung von Druckschwankungen in verschiedenen Punkten des Rohrsystems, um instationäre Vorgänge, die eventuell durch die Trifurkatorgeometrie hervorgerufen werden zu analysieren.

Es erfolgte auch die Ermittlung des Frequenzganges bzw. von System-eigenfrequenzen durch die externe Aufprägung von Einzelimpulsen sowie von periodischen Druckschwankungen (Impulsator - Simulation der Turbinen). Besondere Beachtung fand dabei der Lastfall, bei dem nur ein außenliegender Rohrstrang beaufschlagt war, da hauptsächlich dieser zu den erläuterten Problemen am Prototyp führt.

Abstract

Within the scope of a research project, which is currently carried out at the Institute of Hydraulic Engineering at the Technical University of Vienna commissioned by VA Tech Hydro GmbH, the hydrodynamic behaviour of the penstock in the hydropower plant ANGOSTURA in Costa Rica, was analyzed by means of a hydraulic model.

The distribution of water from the main penstock or power shaft to the turbines is realized by junctions and manifolds in hydropower plants. There different junctions exist: single junctions, bifurcators and recently preferred trifurcators (triple junction). Under some operating conditions trifurcators seem to be more advantageous than bifurcators. Nevertheless in certain loading cases hydrodynamic problems due to flow separations and vortex shedding can be occur.

The supposed reason is probably the particular geometry, because the axes of the three branches converge in one single point with the main conduit and are arranged symmetrically.

In the power plant ANGOSTURA in Costa Rica pressure fluctuations, are occurring caused by unsteady flow conditions in the penstock system. This leads to longitudinal axial vibrations of the runner and consequently to higher stresses. The junction there is built as trifurcator.

These phenomena are assumed to be caused by the combination of flow separation in the trifurcator and draft tube pulsations respectively by high frequency pressure oscillations of the turbine itself. It is also possible that the adverse length of the individual approaching turbine penstocks amplify the mentioned vibrations.

This diploma work is embedded in the PhD-thesis of A. Joeppen which is currently worked out at the Institute. The previous studies of *Voggeneder* and *Schmid* are compared with a modified geometry of the trifurcator.

Visualizations of different flow configurations and pressure fluctuation measurements were realized for further analysis. Additionally the frequency response respectively the eigenfrequency of the system was determined by external impression of single and periodic pressure waves.

The loading case which only admits one lateral turbine penstock was especially considered, because in this case the mentioned vibrations occur strongest at the prototype.

INHALTSVERZEICHNIS

Danksagung	I
Kurzfassung	II
Abstract	IV
1 EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG	1
1.1 Allgemeines	1
1.2 Problemstellung und Untersuchungen	3
2 ALLGEMEINE BETRACHTUNGEN	5
2.1 Theoretische Grundlagen	5
2.1.1 Reynoldszahl	6
2.1.2 Strömungen, Navier-Stokes Gleichungen, Wirbelbildung und das Schallfeld	6
2.1.3 Die Cut-Off-Frequenz (Grenzfrequenz)	8
2.2 Problematik der Ablöseerscheinungen	10
2.3 Ähnlichkeitsbetrachtungen	14
2.4 Das Cauchy - Mach`sche Modellgesetz	17
2.5 Die Strouhalzahl	18
2.6 Trifurkatoren	19
2.7 Zusammenfassende Erkenntnisse	20
3 MODELL- UND VERSUCHSAUFBAU	21
3.1 Allgemeines	22
3.2 Modellaufbau	23
3.3 Funktionsprinzip	25
3.4 Trifurkatorgeometrien der Untersuchungen von Voggeneder und Schmid	27
3.5 Trifurkatorgeometrie dieser Untersuchung	29
3.6 Messtechnik	30
3.6.1 Messgrößen	32
3.6.2 Messung des Durchflusses	32
3.6.3 Messung des Druckes	33
3.6.4 Messung des Wasserstandes	34

3.6.5	Messung der Rotordrehzahl des Impulsators	35
3.6.6	Wassertemperatur	38
3.6.7	Erfassung, Umwandlung Verarbeitung und Speicherung der Messdaten	38
3.6.8	Interaktive Auswertung und FFT Analyse	40
3.6.8.1	Interaktive Auswertung	40
3.6.8.2	Kalibrierung	40
3.6.8.3	BEAM-Spider 8	40
3.6.8.4	FFT – Analyse (Fast Fourier Transformation) und Spektren	41
4	BESCHREIBUNG DER BEREITS DURCHGEFÜHRTEN UNTERSUCHUNGEN VON VOGGENEDER UND SCHMID	42
4.1	Durchgeführte Versuchsreihen - Nebenversuche	42
4.2	Einfluss der Laborpumpe auf das Messergebnis	42
4.3	Einfluss der Messrate auf das Messergebnis	43
4.4	Einfluss der Messkette auf das Messergebnis	44
4.5	Einfluss des Elektromotors auf das Messergebnis	44
4.6	Einfluss der Schieberschwingungen	45
5	HAUPTVERSUCHE	45
5.1	Versuchsreihen	46
5.2	Versuchsablauf	46
6	HAUPTVERSUCHE – STRÖMUNGSVISUALISIERUNG	48
6.1	Strömungsvisualisierung	48
7	HAUPTVERSUCHE – OHNE ÄUSSERE ANREGUNG	55
7.1	Interpretation und Vergleich der Ergebnisse	61
8	HAUPTVERSUCHE – EINZELIMPULSE	63
8.1	Quasistationäre Druckmessung	63
8.1.1	Physikalische Untersuchung der Druckwellenausbreitung im Rohrsystem	63
8.2	Einzeldruckwellen	64

8.3	Ermittlungen der Druckwellen- fortpflanzungsgeschwindigkeiten	66
8.4	Vergleich der Ergebnisse	68
8.5	Ermittlungen der Eigenfrequenzen und Vergleich mit den vorangegangenen Arbeiten	72
9	HAUPTVERSUCHE – MIT PERIODISCHER ANREGUNG	84
9.1	Periodische Anregung – stationär	84
9.2	Periodische Anregung – instationär	88
9.3	Interpretation und Vergleich der Ergebnisse	96
9.4	Interpretation Versuchsreihe ohne Durchfluss	96
9.5	Interpretation Versuchsreihe mit Durchfluss	99
9.6	Zusammenfassende Erkenntnisse	105
10	ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSBETRACHTUNGEN	107
	Literaturverzeichnis	110
	Internetlinks	111

1 EINLEITUNG UND PROBLEMSTELLUNG

Das einführende Kapitel gibt einen Überblick der fluiddynamischen Vorgänge bei Turbinenzulaufleitungen und eine Erläuterung der Problemstellung.

1.1 Allgemeines:

Das Triebwassersystem wasserbaulicher Kraftwerksanlagen besteht aus einer Vielzahl von Rohrleitungselementen wie Verzweigern, Krümmern, Drosseln, Stell- und Regelorganen sowie Verschlüssen. Die Verzweigungen dienen der Aufteilung (Verteilbetrieb) oder dem Zusammenführen (Sammelbetrieb) von Flüssigkeitsströmen und werden in den verschiedensten Varianten ausgeführt.

Je nach Anlage gibt es bestimmte spezifische Kennwerte wie Fallhöhe, Geometrie und Länge der Druckrohrleitung, Transport, Montage und Verlegung der Leitungsteile und vor allem die Anzahl, Lage und den Typ der installierten Turbinen im Krafthaus. Diese wesentlichen Randbedingungen sind bei der Wahl der Verzweigungsart und deren Formgebung von entscheidender Bedeutung.

Am häufigsten kommen symmetrische und asymmetrische Zweifachrohrverzweigungen auch Bifurkatoren genannt, in Form von Hosenrohren oder hintereinander gekoppelten Mehrfachkombinationen zum Einbau. Zur Klärung von Strömungsstabilität, Kavitation und Energieverlusten wurden für diese Art zahlreiche Untersuchungen an hydraulischen Modellen (z.B. *Petermann*) oder mittels computergestützten Berechnungsmethoden durchgeführt.

Dreifachrohrverzweigungen auch Trifurkatoren, symmetrisch ausgeführt, kommen vor allem in den letzten Jahren zum Einsatz. Diese Konstruktion stellt einen Sonderfall dar, wenn sich die Achsen der drei Verteil- bzw. Sammelstränge und der Hauptleitung in einem Punkt schneiden.

Die geometrische Form zeitgemäßer Trifurkatoren besteht unter Ausnutzung des Membranspannungszustandes meist aus Kegelstümpfen und sphärischen Elementen.

Hinsichtlich der Energieverluste überzeugen Trifurkatoren für die meisten Strömungskonfigurationen auch gegenüber einer Anordnung zweier hintereinander geschalteter Bifurkatoren.

Das Phänomen von Leistungseinbrüchen an den Turbinen lässt sich durch beachtliche Druck- und Durchflussschwankungen in den triebwasserführenden Rohrsträngen, die auf instationäre Strömungsphänomene im Trifurkator zurückzuführen sind, erklären [Ruprecht]. Weitgehend noch unerforscht sind die Ursachen dieser Strömungszustände.

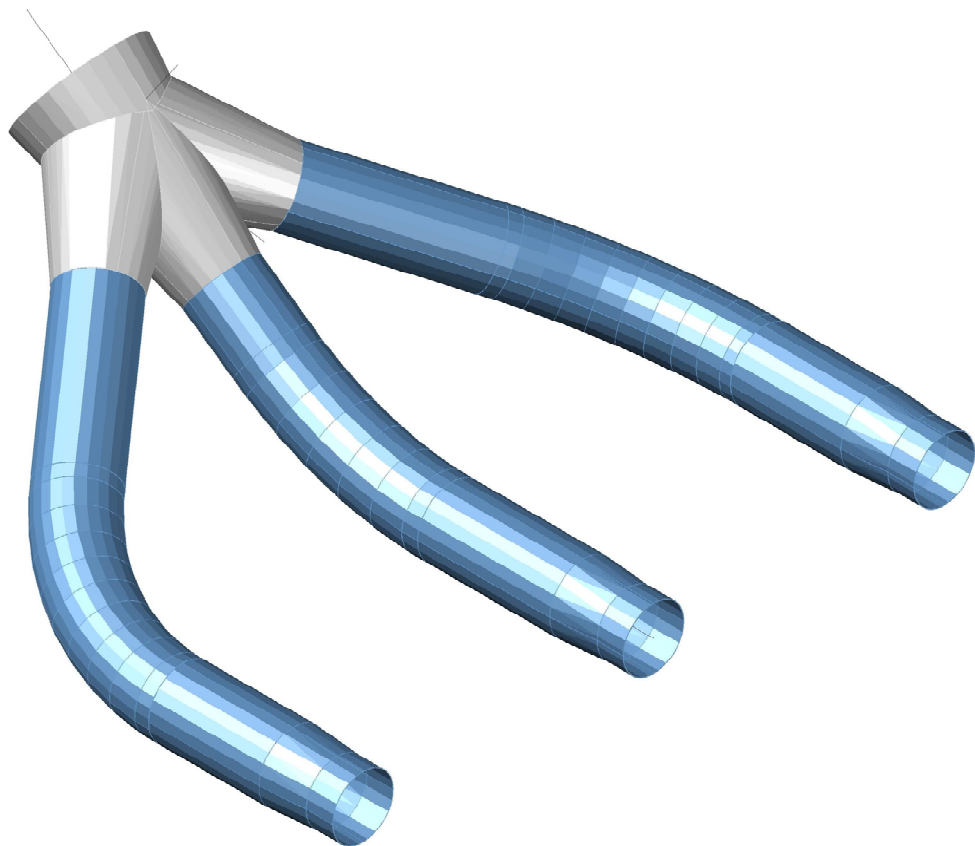


Abbildung 1.1: 3D Modell - Trifurkator mit den Verteilrohrsträngen

Die VA TECH HYDRO GmbH beauftragte das Institut für Konstruktiven Wasserbau der Technischen Universität Wien mit der strömungsdynamischen Untersuchung des Triebwasserweges der bestehenden Kraftwerksanlage ANGOSTURA in Costa Rica.

In dieser Anlage kommt es im asymmetrischen Einstranglastfall zu extremen Druckschwankungserscheinungen. Die dort festgestellten Druckschwankungen liegen in einem Frequenzbereich von 10 bis 11 Hz und einer Druckhöhenschwankung von ca. $\pm 1,5$ Meter.

Diese äußern sich in Längsschwingungen der Turbinenlaufräder respektive einer höheren Lärmpegelentwicklung und daraus resultierend einem Leistungsabfall der Turbinensätze.

Als Ursache der Schwingungen wird die geometrische Ausführung des Trifurkators vermutet. Es wird angenommen, dass durch Wirbelablösungen an den Schnittkanten Druckschwingungen im Triebwassersystem induziert werden. Bewegen sich die dort induzierten Druckschwingungen im Bereich einer (Teil-) Systemfrequenz, kommt es zu einer massiven Verstärkung der Druckamplituden und somit zu einer höheren Belastung des gesamten Triebwassersystems einschließlich der darin eingebundenen Maschinensätze, die langfristig zu Ermüdungserscheinungen führen können. Weitere mögliche Ursachen für die auftretenden Druckschwankungen stellen der Wirbelzopf im Saugrohr der Francisturbinen sowie die in der Lauf- und Leitradzone induzierten hochfrequenten Druckschwingungen dar.

1.2 Problemstellung und Untersuchungen:

Strömungsdynamische Untersuchungen an hydraulischen Modellen, zum Verhalten von Rohrsystemen einschließlich eines Trifurkators, basierend auf der Anlage in ANGOSTURA wurden bereits von *Voggeneder* und *Schmid* durchgeführt.

Voggeneder visualisierte anhand eines Modellversuchs (Maßstab 1:21,5) das Strömungsverhalten bei verschiedenen Betriebszuständen und untersuchte anschließend die instationären Vorgänge im Einstranglastfall (nur ein seitlicher Strang beaufschlagt) am Trifurkator und in den anschließenden Rohrsträngen.

Schmid untersuchte anhand der gleichen Trifurkatorgeometrie und des gleichen Versuchsaufbau wie *Voggeneder* die Resonanzerscheinungen durch die von den Turbinen induzierten Schwingungen, durch das Einbringen von periodischen Druckschwankungen mit bestimmten Frequenzen in das System, vorzugsweise für den Einstranglastfall.

Die Untersuchung der auftretenden Druckschwankungen im Triebwassersystem gliedert sich in zwei Problemkreise, deren Behandlungen mit Hilfe eines physikalischen Modells unterschiedlichen Regeln folgen. Zum einem ist die Ursache der Schwankungen zu ermitteln, zum anderen ihre Verstärkung innerhalb des Rohrsystems zu überprüfen.

Für die Schwingungsanregung wurden vor allem die strömungsungünstig ausgebildete Trifurkatorgeometrie und die dadurch verursachten Wirbel verantwortlich gemacht. Dabei handelt es sich vorrangig um ein hydraulisches Problem.

Das Resonanzverhalten des Triebwassersystems wird hauptsächlich durch die strömungsakustischen Eigenschaften des Systems bestimmt. Dabei ist zusätzlich das Materialverhalten der Rohrwandung zu berücksichtigen.

In dieser Arbeit wird speziell auf Resonanzerscheinungen durch die von der Turbine induzierten Schwingungen eingegangen, also auf instationäre Verhältnisse. Die Simulation der Turbine erfolgte über einen elektromotorisch angetriebenen Drehflügel. Diese Baueinheit wird im Folgenden als Impulsator (Schwingungserreger) bezeichnet. Damit wurden periodische Druckschwankungen mit bestimmten Frequenzen in das System eingebracht. Zusätzlich wurden Versuche zur Bestimmung der

Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit und der Eigenfrequenzen des Modells durchgeführt. In einer Versuchsreihe erfolgte auch die Visualisierung von Strömungs- bzw. Wirbelablösungen.

2 ALLGEMEINE BETRACHTUNGEN

In diesem Kapitel erfolgt die Erläuterung grundsätzlicher Sachverhalte zur Modellierung und mathematischen Handhabung strömungsdynamischer Probleme. Es wird auch auf die Problematik der Ablöseerscheinungen eingegangen. In weiterer Folge werden Ähnlichkeitsbetrachtungen und das Cauchy-Mach'sche Modellgesetz behandelt und konstruktive Vorschläge für die Geometrie und konstruktive Durchbildung von Trifurkatoren gegeben.

2.1 Theoretische Grundlagen:

In den vorliegenden Untersuchungen ist zu überprüfen ob durch strömungsdynamische Phänomene in der Verzweigung (insbesondere Scherschichtwirbel) Schallwellen (Druckwellen) im Triebwassersystem induziert werden können, die bei entsprechenden Frequenzen durch das Resonanzverhalten des Rohrsystems zu hohen Druckamplituden an den Turbinensätzen führen.

Scherschichtwirbel ergeben sich infolge der Kelvin-Helmholtz Instabilität. Idealisiert stellt eine Scherschicht eine Fläche mit einer ausgeprägten Geschwindigkeitsdiskontinuität in Normalenrichtung dar. Bereits kleine Störungen verursachen eine Änderung von Druck- und Geschwindigkeitsfeld, die zu einer weiteren Verstärkung der Störung führen. Hieraus ergibt sich letztendlich ein stark wirbelbehaftetes Geschwindigkeitsfeld und die Scherschicht rollt sich auf. Dabei entzieht sie der Hauptströmung Energie. Durch die Viskosität der Flüssigkeit kommt es zur Dämpfung dieses Prozesses bzw. die entstehenden Wirbel werden dissipiert. Ein Teil der Energie der Scherschichtwirbel (bzw. der kohärenten Strukturen) wird

dabei direkt in Schall und Wärme dissipiert, während ein anderer Teil die Energiekaskade der turbulenten Strömung durchläuft.

2.1.1 Reynoldszahl:

Nach *Naudascher & Rockwell* wird durch die Scherschicht jedoch nur ein bestimmter, von der Reynoldszahl Gl. 2.1, abhängiger Frequenzbereich der Störung tatsächlich verstärkt. Innerhalb dieses Frequenzbereichs ist der Verstärkungsfaktor wiederum eine Funktion der Reynoldszahl und der Frequenz.

$$Re = \frac{v \cdot L}{\nu} \quad \text{Gleichung 2.1}$$

v ... Fließgeschwindigkeit

ν ... kinematische Viskosität

L ... Länge des betrachteten Rohstranges

Die Reynolds-Zahl (Re) ist eine dimensionslose Kennzahl. Sie stellt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften dar (bzw. das Verhältnis von spezifischer Impulskonvektion zu Impulsdiffusion im System). Für eine ideale Flüssigkeit ohne Viskosität ist das Verhältnis unendlich.

Daraus ergibt sich, dass es für ein kontinuierliches Spektrum einer Strömung, wie es in einer turbulenten Strömung vorhanden ist, im Bereich der Scherschicht zur Verstärkung eines Teilbereichs mit einer Konzentration um die von der Reynoldszahl abhängige, maximal verstärkte Frequenz kommt.

2.1.2 Strömungen, Navier-Stokes Gleichungen, Wirbelbildung und das Schallfeld:

Die theoretischen Grundlagen bezüglich der Strömung als Schallgenerator wurden von *Lighthill* hergeleitet.

Aus den Navier-Stokes-Gleichungen, Gl. 2.2 und der Kontinuitätsgleichung leitet *Lighthill* eine Wellengeschwindigkeit ab, die insbesondere die im Fluid auftretenden Spannungen als Quellterme enthält.

Durch weitere Umformungen und Vereinfachungen ergibt sich in den Quelltermen der von *Powell* zuerst hergeleitete, so genannte Wirbelschall nach Gleichungen 2.3. Danach induziert ein Wirbel Druckwellen, wenn entweder seine Wirbelstärke und/oder seine Konvektionsgeschwindigkeit zeitlich veränderlich sind.

X-Komponente:

$$\frac{\partial v_x}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_x}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_x}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_x}{\partial z} = f_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_x}{\partial z^2} \right)$$

Y-Komponente:

$$\frac{\partial v_y}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_y}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_y}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_y}{\partial z} = f_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_y}{\partial z^2} \right)$$

Z-Komponente:

$$\frac{\partial v_z}{\partial t} + v_x \frac{\partial v_z}{\partial x} + v_y \frac{\partial v_z}{\partial y} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = f_z - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 v_z}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right)$$

Gleichung 2.2: Navier-Stokes Gleichungen in Komponentenschreibweise

$$\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \frac{1}{c^2} \Delta p' = -div \left\{ \rho (\vec{\omega} \times \vec{u}) + grad \left(\rho \frac{u^2}{2} \right) \right\} \quad \text{Wirbelschallgleichung 2.3}$$

Mit Kenntnis des zeitlich veränderlichen Geschwindigkeitsfeldes lässt sich mit Gl. 2.2 das akustische Potential einer Wirbelstruktur abschätzen. Im unmittelbaren Nahfeld der Schallquelle ist das Schallfeld im Allgemeinen dreidimensional und stellt sich als Überlagerung verschiedener akustischer Moden dar.

Die Beschreibung ist nur mit Hilfe der vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen in Verbindung mit der Kontinuität möglich. Im Fernfeld jedoch sind Vereinfachungen möglich, die das Verhalten der Druckwellen mit ausreichender Genauigkeit beschreiben.

2.1.3 Die Cut-Off-Frequenz (Grenzfrequenz):

In Rohrströmungen kann für Frequenzen unterhalb der Cut-Off-Frequenz Gl. 2.4 (Grenzfrequenz) der ersten höheren Mode das Schallfeld eindimensional, d.h. als ebene Welle betrachtet werden. Für ein Rohr mit rundem Querschnitt liegt diese Cut-Off-Frequenz bei

$$f_{c01} = \frac{1,84 \cdot c}{2\pi \cdot r} \quad \text{Gleichung 2.4}$$

c ... Wellenausbreitungsgeschwindigkeit

r ... Querschnittsradius

Maßgebliche Faktoren für das Ausbreitungsverhalten und somit auch das Resonanzverhalten eines Systems sind dementsprechend die geometrischen Parameter und die Materialeigenschaften der Einzelrohre, sowie Rand- und Übergangsbedingungen an den Enden der einzelnen Rohrabschnitte.

Bei einer periodischen Anregung kommt es aufgrund der Reflexionen und Transmissionen an den Unstetigkeitsstellen des Rohrsystems zur Ausbildung einer stehenden Welle. Diese ist allgemein als Überlagerung zweier gegenläufiger Wellen (einlaufende und reflektierte Welle) darstellbar vgl. Abbildung 2.1.

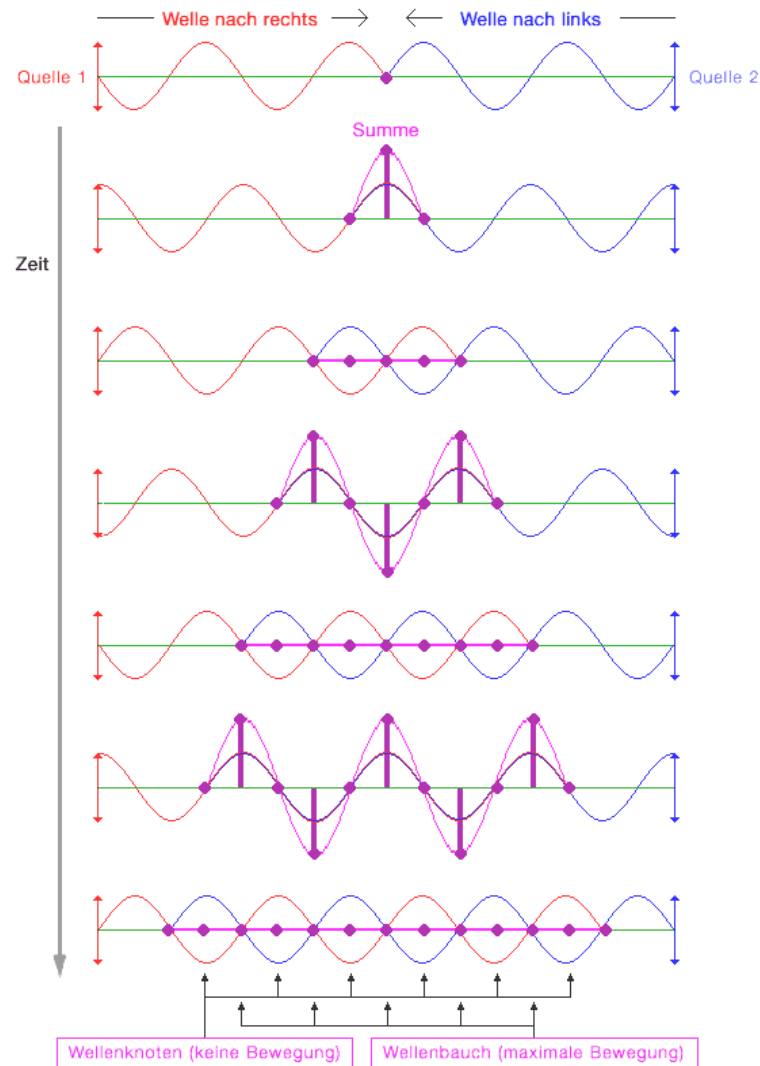


Abbildung 2.1: Stehende Welle aus [Wikipedia]

Die eindimensionale Betrachtungsweise liegt auch der im Wasserbau relevanten Druckstoßberechnung zu Grunde.

Häufig eingesetzt wird hier das Charakteristikaverfahren. Dieses löst die eindimensionalen Wellengleichungen im Zeitbereich unter der Annahme, dass sich eine Störung nur mit der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit entgegen oder mit der stationären Strömung im Rohr fortpflanzen kann. Um den eingeschwungenen Zustand für eine periodische Anregung, wie z.B. die wirbelinduzierten Druckwellen zu erhalten, ist daher die Berechnung eines entsprechend langen Zeitraumes nötig.

Im Gegensatz dazu löst die Impedanzmethode das Gleichungssystem im Frequenzbereich und verkürzt auf diese Weise die Rechenzeit.

2.2 Problematik der Ablöseerscheinungen:

Im Zustand turbulenter Rohrströmung treten neben der Reibung an den Rohrwandungen auch Rotations- und Schwankungsbewegungen auf die zu Druckverlusten führen. Die beiden wichtigsten Verlustquellen sind die Strömungsablösungen und die Sekundärströmungen.

Strömungsablösungen treten auf wenn ein Medium gegen steigenden Druck strömt. Dabei wird die Strömung verzögert Abb. 2.2. Die Geschwindigkeit ist wegen der Wandhaftbedingung in Wandnähe sehr klein, so dass ein Druckanstieg dazu führen kann, dass in diesen Bereichen auch die Geschwindigkeit negativ wird, und daher Rückströmung eintritt. In diesen Ablösungszonen treten durch die Verwirbelung der Flüssigkeit Verluste auf. Die Wirbelenergie wird durch Reibung in innere Energie umgewandelt.

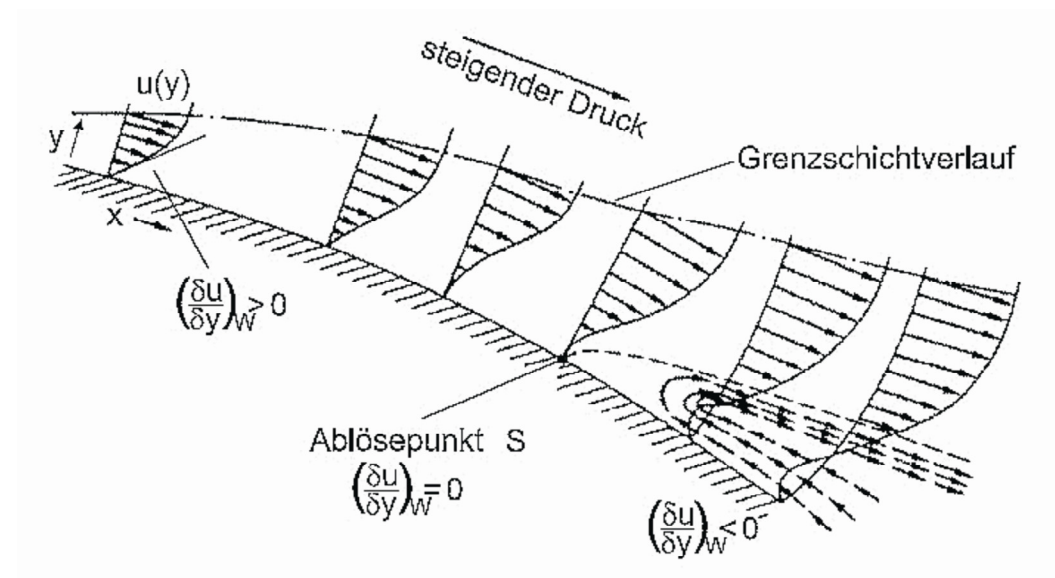


Abbildung 2.2: Entstehung der Strömungsablösung an einer gekrümmten Oberfläche mit positivem Druckgradienten aus [Tinapp]

Druckverluste die durch Einbauten oder Krümmungen verursacht werden, steigen im Gegensatz zu den Verlusten aus Reibung nicht proportional mit

der Länge des durchströmten Rohrstückes an. Sie entstehen durch Querschnittsänderungen und Umlenkungen in denen der Verlauf der Rohrströmung gestört wird und einen zusätzlichen Druckverlust zur Folge hat.

Im Falle eines Krümmers Abb. 2.3 wird die vertikale Strömung in eine horizontale Strömung umgelenkt. Dafür wird im geraden vertikalen Rohrstück eine stationär ausgebildete Rohrströmung und ein konstanter Druck in radialer Richtung quer zur Strömung vorausgesetzt. Der Druck in radialer Richtung steigt an, um mit der Fliehkraft ein Gleichgewicht zu halten. Es baut sich ein Druckgradient quer zur Strömungsrichtung auf. Dieser führt zu einem Druckanstieg an der Außenwand und zu einem Druckabfall an der Innenwand des Krümmers. Ein Anstieg des Druckes in Strömungsrichtung führt zu Strömungsablösungen, welche daher zuerst an der Außenwand (Punkt A) einsetzen. Beim Austritt aus dem Krümmer gleicht sich der Druck quer zur Strömungsrichtung wieder aus, dadurch fällt der Druck an der Außenwand ab und steigt an der Innenwand an. Dies hat eine Strömungsablösung im Punkt B, an der Innenwand und ein Wiederanlegen der Strömung an der Außenwand zur Folge. Da der Druck quer zur Strömungsrichtung im Folgenden nichtgekrümmten Abschnitt wieder konstant wird, legt sich auch an der Innenwand die Strömung wieder an. Diese beschriebenen Rezirkulationsbereiche bewirken einen zusätzlichen Energieverlust der Strömung [Langer].

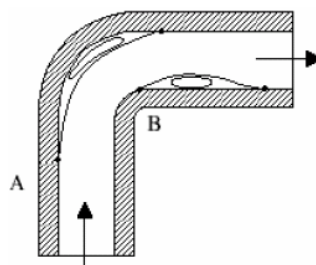


Abbildung 2.3: Strömungsablösung in einem Krümmer aus [Langer]

Bei Diffusoren mit einem Öffnungswinkel von $\alpha > 8^\circ$, treten ebenfalls hohe Druckverluste aufgrund von Strömungsablösungen auf Abb. 2.4. Dabei ist die abgelöste freie Grenzschicht hochgradig instationär und durch

periodisch auftretende Wirbelstrukturen mit charakteristischer Wellenlänge und Frequenz gekennzeichnet.

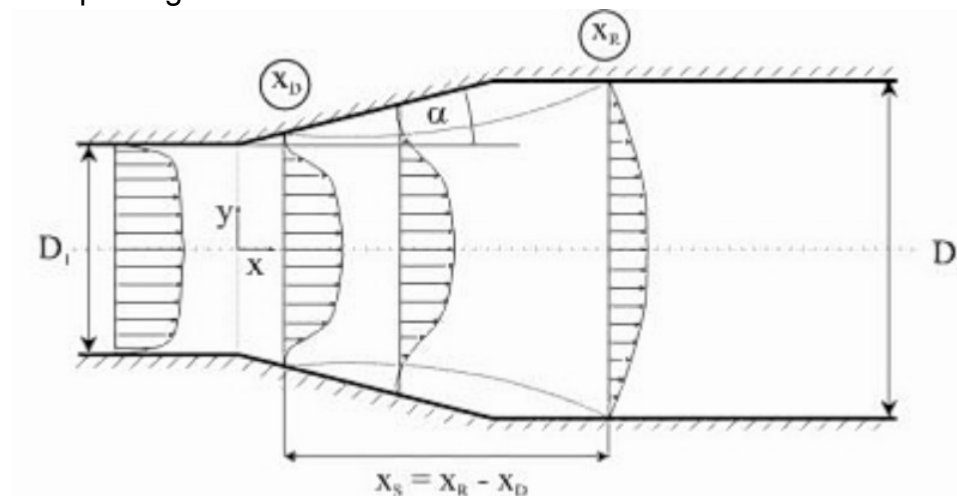


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung eines Diffusors mit Geschwindigkeitsverteilung und Ablösezonen [TU-Berlin - ISTA]

An der Technischen Universität – Berlin am Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik (ISTA) wurden an einem überkritischen Diffusor Versuche durchgeführt. Das Ziel war die Ermittlung der druckinduzierten Strömungsablösungen und dadurch die Verringerung der Druckverluste in der Rohraufweitung. Mit einem Drucksensor, der im Bereich des zeitlich gemittelten Wideranlegepunktes an die Wand montiert war, wurde die für das Vortex-Shedding (Wirbelablösung) typische Frequenz im Spektrum ermittelt Abb. 2.5.

In einem weiteren Schritt erfolgte eine periodische Anregung der Diffusorströmung in diesem Frequenzbereich. Durch Ringschlitzaktuatoren Abb. 2.6 die seitlich an der Wand des Diffusors abgebracht waren. Damit regte man die Strömung an, und es konnte eine Verstärkung der Struktur erzielt werden. Durch den Einsatz der Aktuatoren gelang eine Reduktion der Strömungsablösungen um mehr als die Hälfte und damit eine deutliche Senkung der Druckverluste.

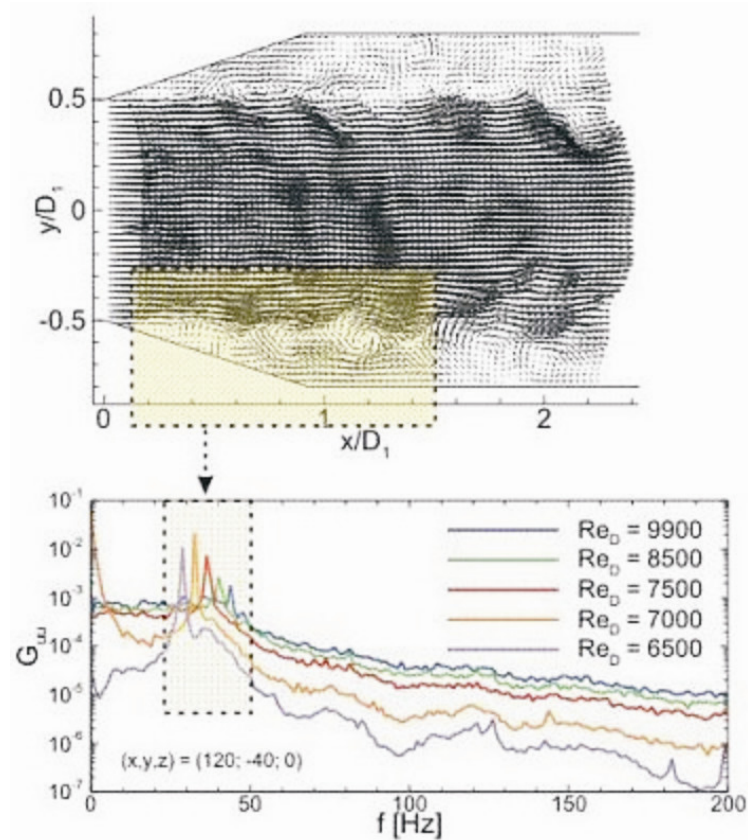


Abbildung 2.5: Typische Wirbel im instationären Geschwindigkeitsfeld (oben) und das korrespondierende Frequenzspektrum der Wanddruckschwankungen (unten) [TU-Berlin - ISTA]

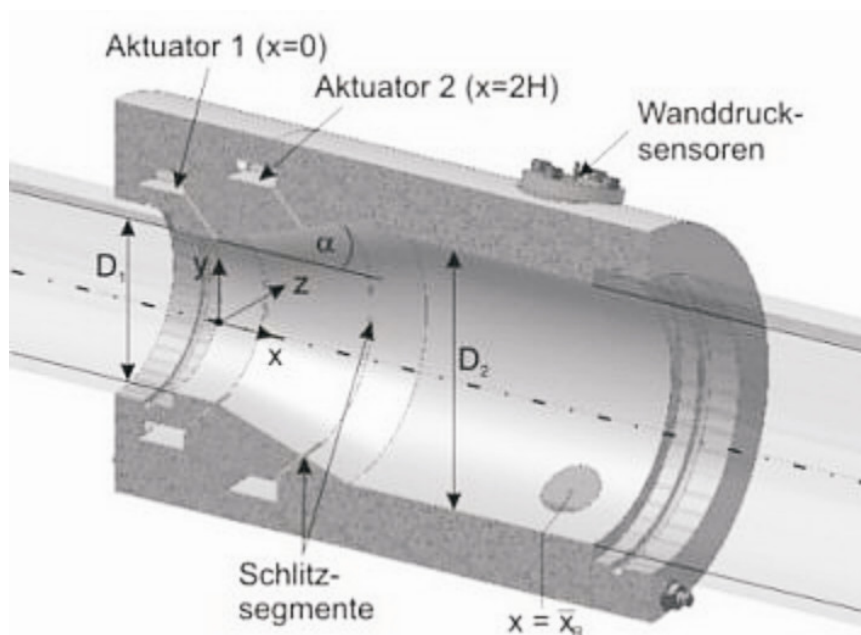


Abbildung 2.6: Aktuatoren im Diffusor [TU-Berlin - ISTA]

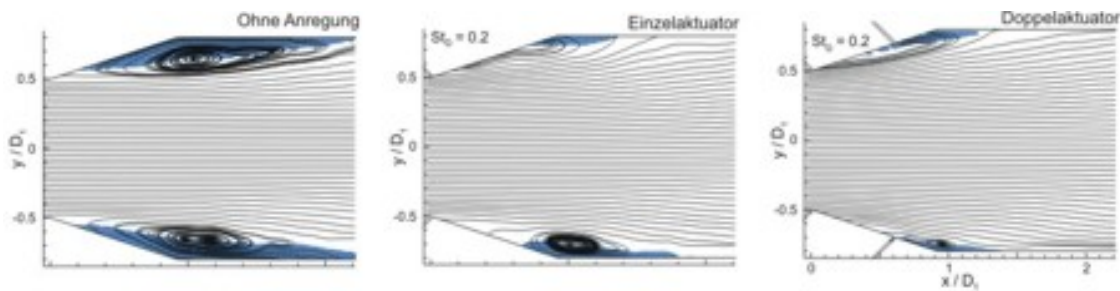


Abbildung 2.7: Zeitgemittelte Strömungsfelder in Stromliniendarstellung im Vergleich [TU-Berlin - ISTA]

Durch den gleichzeitigen Betrieb eines weiteren, stromabwärts liegenden Aktuators, ließ sich dieser positive Effekt verstärken Abb. 2.7.

Als Ursache dafür macht man die Verkleinerung des Ablösungsgebietes verantwortlich. Dies geschieht durch die Intensivierung des Impulsaustausches zwischen der Außenströmung und dem Ablösegebiet. Dadurch wird der Druckgradient im Diffusor abgebaut und die Strömung legt sich früher an die Wand an.

2.3 Ähnlichkeitsbetrachtungen:

Als hydraulisches Modell bezeichnet man eine verkleinerte Nachbildung eines Naturbauwerks, an dem die physikalischen Vorgänge durch die gleichen physikalischen Gesetze wie im Naturbauwerk beschrieben werden können [Martin und Pohl].

Die Forderung nach Ähnlichkeit der ablaufenden Prozesse eines Modells mit der Natur ist nur dann erfüllt, wenn die geometrischen, die kinematischen und die dynamischen Größen in einem bestimmten Verhältnis (Längen-, Zeit- und Kräftemaßstab) übertragbar sind. Diese Forderungen erfüllt das Cauchy - Mach'sche Modellgesetz.

Um das Potential der Scherschichtwirbel als Schallgenerator im physikalischen Modellversuch untersuchen zu können, ist grundsätzlich eine Ähnlichkeit der Strömung des Prototyps und des Modells zu fordern.

Es existieren zahlreiche Grundlagenuntersuchungen bezüglich Strömungskonfigurationen mit Ablösungszonen und Scherschichten z.B.

Backward-Facing-Step (computergestützte Berechnung turbulenter Strömungen). Für die zeitgemittelte Betrachtung ergeben sich für unterschiedliche Anströmungsgeschwindigkeiten für die turbulente Strömung Geschwindigkeitsfelder, die relativ gut mit der Anströmgeschwindigkeit skalieren und auch der Vergleich der Messergebnisse unterschiedlicher Modelle untereinander legt eine qualitative Ähnlichkeit des Geschwindigkeitsfeldes der abgelösten Strömung nah.

Modellversuche von *Song* und *Eaton* belegen, dass das stationäre Geschwindigkeitsfeld in einer Strömungskonfiguration zwar mit der Anströmgeschwindigkeit skalierbar ist, nicht jedoch die in der Scherschicht auftretenden Schubspannungen.

Song und *Eaton* ermittelten einen empirischen Skalierungsansatz, nachdem die Reynoldsspannungen im Bereich der Rezirkulationszone mit dem Quadrat der Geschwindigkeit im Wendepunkt des Geschwindigkeitsprofils skalieren. Diese Geschwindigkeit wird als Maß für die Differenz der Geschwindigkeiten in der Hauptströmung und dem Rezirkulationsgebiet angesehen und repräsentiert somit einen globalen Geschwindigkeitsgradienten.

Weiterhin ist zu berücksichtigen, dass das dimensionslose Geschwindigkeitsprofil einer ausgebildeten Strömung mit zunehmender Reynoldszahl eine Veränderung erfährt. Die Grenzschicht wird immer weiter zum Strömungsrand gedrückt, d.h. der Geschwindigkeitsgradient in Randnähe steigt Abb. 2.8.

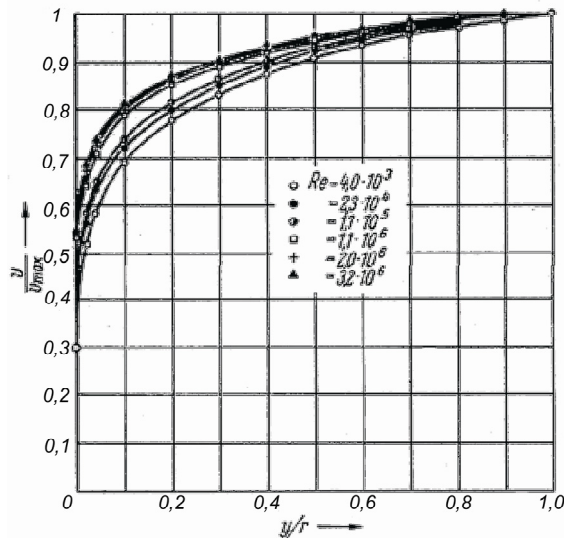


Abbildung 2.8: Dimensionslose Geschwindigkeitsprofile
in Abhängigkeit von der Reynoldszahl aus [Nikursade]

Das ankommende Geschwindigkeitsprofil stellt die Randbedingung für die anschließende Scherschicht dar, d.h. für höhere Anströmgeschwindigkeiten ergibt sich zunächst eine dünnere Scherschicht mit einem ausgeprägteren dimensionslosen Geschwindigkeitsgradienten. Bei reiner Betrachtung von Geschwindigkeitsprofilen im Bereich der Ablösung sind diese Abweichungen kaum erkennbar, jedoch führen schon leichte Veränderungen des Profils zu entsprechenden Änderungen – in diesem Fall Erhöhung - der Geschwindigkeitsgradienten zwischen Rezirkulationszone und Hauptströmung. Auf Grund der Proportionalität von Scherspannungen und des Geschwindigkeitsgradienten ist die Scherschicht für höhere Reynoldszahlen daher auch durch größere Schubspannungen gekennzeichnet. Von der Struktur der Scherzone ist wiederum die Ausbildung der Schwertschichtwirbel abhängig. Es ist anzunehmen, dass ihre Intensität ebenso wie ihre Frequenz mit dünnerer Scherschicht bzw. höheren Schubspannungen zunimmt.

Baur stellt in dem von ihm untersuchten Reynoldszahlenbereich $2,4 \cdot 10^4 < Re_h < 7,2 \cdot 10^4$ (entspricht ca. $2,0 \cdot 10^5 < Re < 6,0 \cdot 10^5$ bezogen auf die Anströmung vor der Schwelle unter Berücksichtigung des vierfachen hydraulischen Radius) in der Scherschicht hinter einer

Blockschwelle eine konstante Strouhalzahl, d.h. eine linear von der Geschwindigkeit abhängige Wirbelfrequenz fest. Für die Wirbelstärke und die Zirkulation einzelner Strukturen ergeben sich mit steigender Anströmgeschwindigkeit absolut höhere Werte. Bei Betrachtung der dimensionslosen Größen ist hingegen eine Abnahme zu verzeichnen.

Bei der Geschwindigkeitsmessung nach dem Wirbelfrequenzprinzip wird ein ähnlicher Zusammenhang genutzt. Für einen weiten Reynoldszahlbereich besteht auch hier ein linearer Zusammenhang zwischen der Anströmgeschwindigkeit und der Wirbelablösefrequenz hinter Störkörpern in der Rohrströmung. Der lineare Zusammenhang beschränkt sich jedoch auf einen eingeschränkten Bereich der Reynoldszahl bezogen auf die ungestörte Anströmung. $3,0 \cdot 10^2 < Re < 1,5 \cdot 10^5$ vgl. Abb. 2.8. Inwieweit dieser Gültigkeitsbereich auf die Wirbelfrequenz in einzelnen Scherschichten übertragbar ist, ist jedoch nicht geklärt, da hier insbesondere die Interaktion von zwei Scherschichten eine Rolle spielt. Die im Nachlauf eines Störkörpers entstehenden Wirbel besitzen im Allgemeinen ein wesentlich ausgeprägteres Frequenzverhalten als die im vorliegenden Fall relevanten Wirbel in einer freien Scherschicht [Naudascher & Rockwell].

2.4 Das Cauchy - Mach'sche Modellgesetz:

Die Bestimmung des Modellmaßstabes ergab sich hauptsächlich aus der Einhaltung des Mach'schen Modellgesetztes zur Nachbildung des charakteristischen Ausbreitungsverhaltens von Druckwellen im Triebwassersystem, sowie des zur Verfügung stehenden Raumes im Wasserbaulabor.

Die Ähnlichkeit des Resonanzverhaltens des Rohrsystems ist aufgrund des Mach'schen Modellgesetztes gegeben.

Das Modellgesetz fordert, dass für die Durchquerung einer geometrisch ähnlichen Länge im Modell, eine ähnliche Zeit benötigt werden muss wie im Naturbauwerk, d.h. das Verhältnis der Druckwellenfortpflanzungs-

geschwindigkeiten der Einzelrohre zur stationären Fließgeschwindigkeit (Machzahl) muss im Modell und Prototyp gleich sein.

Die Machzahl Gl. 2.5 drückt dieses Verhältnis, Trägheitsreaktionen zu Elastizitätskräften des Fluids aus und ergibt sich zu ergibt zu:

$$Ma = \frac{v}{a} \text{ mit } a = \sqrt{\frac{1}{\rho_w \cdot \left(\frac{1}{E_w} + \frac{D}{s \cdot E_R} \right)}} \quad \text{Gleichung 2.5 für dünnwandige Rohre}$$

v ... mittlere Stömungsgeschwindigkeit

ρ_w ... Rohddichte Wasser

E_R ... Elastizitätsmodul Rohrleitung

D ... Rohrdurchmesser

E_w ... Elastizitätsmodul Wasser

s ... Wandstärke

Da die Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit maßgeblich von der Stärke der Rohrwandung und deren Materialverhalten beeinflusst ist, war eine adäquate Wahl des Maßstabs, der Rohrwandstärke und des Materials erforderlich. Durch die Wahl von Plexiglas konnte ein ausführbarer Modellmaßstab nämlich 1:21,5 gefunden werden.

2.5 Die Strouhalzahl:

Die Strouhalzahl (Sr) Gl. 2.6 ist eine dimensionslose Frequenz. Bei instationären Strömungsvorgängen kann aus der dimensionslosen Strouhalzahl die Ablösefrequenz von Wirbeln bestimmt werden. Sie drückt das Verhältnis aus dem Produkt aus Wirbelablösefrequenz f und der Größe des umströmten Hindernisses L zur Strömungsgeschwindigkeit aus. Den Zusammenhang zwischen Reynoldszahl und Strouhalzahl verdeutlicht Abb. 2.9.

$$Sh = \frac{L}{v \cdot T} = \frac{L \cdot f}{v} \quad \text{Gleichung 2.6}$$

L ... charakteristische Länge

v ... Strömungsgeschwindigkeit

T ... Schwingungsdauer

f ... Wirbelablösefrequenz

Die Forderung nach gleicher Mach- und Strouhalzahl in Modell und Natur ließ sich annähernd erfüllen.

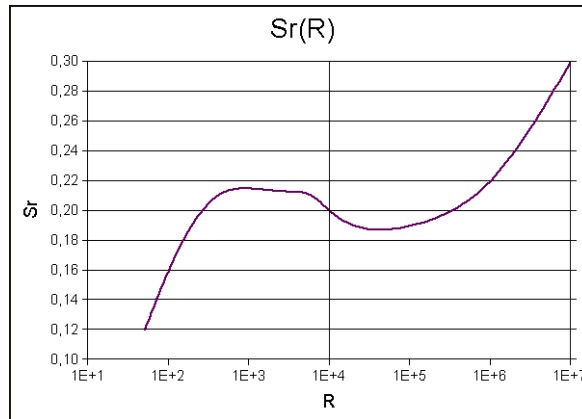


Abbildung 2.9: Zusammenhang zwischen Strouhalzahl und Reynoldszahl bei der Geschwindigkeitsmessung nach dem Wirbelfrequenzprinzip aus [Pankanin]

2.6 Trifurkatoren:

Bei der konstruktiven Durchbildung eines Trifurkatoren ist auf bestimmte konstruktive und statische Forderungen zu achten. Neben der Herstellung und Montage sind sowohl statische Aspekte wie Materialfestigkeit und Schwingungsverhalten, als auch hydraulische Erscheinungen wie Kavitation, Energiehöhenverluste und Druckstöße maßgebend.

Neben Energieverlusten können durch die Ausbildung von Wirbeln und Ablösungen im Verzweigungsbereich auch Druckschwingungen induziert und somit Druckstöße im gesamten Triebwassersystem hervorgerufen werden. Die Überlagerung dieser Frequenzen mit den im Betriebsfall vorhandenen hochfrequenten Druckschwingungen der Turbinen bzw. mit Saugrohrpulsationen kann zu unerwünschten Resonanzerscheinungen im gesamten Rohrleitungssystem führen.

Der Membranspannungszustand kann im Bereich der Verzweigung aus statischen und geometrischen Gründen zwischen den abzweigenden Rohrsträngen nicht aufrechterhalten werden. Aus diesem Grund müssen zwischen den Verschneidungen zur Aufnahme der auftretenden Kräfte Stahlelemente angeordnet werden. Dafür haben sich folgende Ausführungen bewährt [Mayr]:

-
- Sulzer“ – Kragplatten (für Kräfteaufnahmen über Passplatten)
 - aufgeschweißte Kragplatten
 - „EWZ“ – Innensichel, mit biegemomentfreier Sichelform
 - Innenplatten
 - überspannendes, entlastendes Kugelgehäuse

2.7 Zusammenfassende Erkenntnisse:

Im Folgenden sind grundlegende Erkenntnisse für die konstruktive Durchbildung von Trifurkatoren zusammengefasst [Mayr]:

- Vorwiegend werden Kegelstümpfe und sphärische Elemente zur Konstruktion von wasserbaulich genutzten Trifurkatoren verwendet.
- Charakteristisch für die meisten Trifurkatoren ist die Aufweitung des Fließquerschnittes der Zuströmleitung (Eintrittsdiffusor).
- Bei statisch wirksamen Innensicheln als strömungsführende Elemente werden keine signifikanten Beeinflussungen der Energieverlustbeiwerte gemessen. Wird das Einströmen in die abzweigenden Rohrstränge jedoch beeinträchtigt, ist mit erhöhten Energieverlustbeiwerten zu rechnen.
- Eine ablösungsfreie Strömung im Eintrittsdiffusor reduziert die Energieverluste der Verzweigung entscheidend.
- Mit steigendem Öffnungswinkel der Eintrittsdiffusoren bzw. dem Einbau von Kalottenelementen steigt die Intensität sich bildender Wirbel, und in weiterer Folge steigen auch die Energieverluste an. Solche Wirbel erstrecken sich bis in die abzweigenden Rohrstränge.
- Im Zweistrangbetrieb ist es zur Erzielung minimaler Energieverluste zweckdienlich, den mittleren und einen der beiden seitlichen Stränge zu beaufschlagen, keinesfalls die beiden seitlichen Stränge.
- Vergleicht man eine Anordnung von einem Trifurkator mit zwei hintereinander geschalteten Bifurkatoren, zeigt sich, dass die Anordnung mit dem Trifurkator in den meisten Fällen Vorteile hinsichtlich der Energieverluste bringt.

-
- Im Sammelbetrieb sind die Verlustbeiwerte meist höher als im Verteilbetrieb.

Verwirbelungen und Ablöseerscheinungen rühren häufig aus einer mangelnden Anpassung der Geometrie der Rohrleitungselemente an die vorherrschenden Strömungsbedingungen.

Dies führte beispielsweise im Falcon Damm (USA) zu Vibrationen an einer unterwasserseitig eines Bifurkators angeordneten Drosselklappe. Nach Verbesserung der Strömungsführung im Bifurkator konnte man dieses Problem in den Griff bekommen.

Von entscheidender Bedeutung hinsichtlich der Abzweigverluste und Strömungsablösungen bei Rohrleitungsverzweigungen ist also die Formgebung und Ausbildung der konstruktiv notwendigen Versteifungen. Die druckinduzierte Verzögerung sowie die nachfolgende Ablösung einer turbulenten Grenzschicht von einer Wand ist ein fundamentaler physikalischer Vorgang, der häufig zu unerwünschten Nebeneffekten wie Leistungseinbrüchen oder Lärmentwicklung mit Bauteilvibrationen führt. Bei geometrisch bedingten Ablösevorgängen an Kanten entstehen Scherschichten, die maßgeblichen Einfluss auf die Entwicklung von langlebigen „kohärenten Wirbelstrukturen“ haben. Ähnlich wie in freien Scherschichten lassen sich diese Strukturen durch periodische Anregung gezielt beeinflussen.

3 MODELL- UND VERSUCHSAUFBAU

Dieses Kapitel beschreibt den Modellaufbau und den Ablauf der Untersuchungen. Anschließend erfolgt eine Beschreibung des Prototyps in der Anlage ANGOSTURA und die Geometrie der Trifurkatoren aus den Untersuchungen von *Voggeneder* und *Schmid*. Abschließend erfolgt eine detaillierte Beschreibung der verwendeten Messtechnik, Messlogistik und Messdatenverarbeitung.

3.1 Allgemeines:

Die Versuchsdurchführung erfolgte im Labor für Konstruktiven Wasserbau - Asperngründe - der Technischen Universität Wien. Der bereits von *Voggeneder* und *Schmid* verwendete Versuchsstand, im Modellmaßstab 1:21,5, kam auch im Zuge dieser Untersuchungen zum Einsatz.

Zur Untersuchung des strömungsdynamischen Verhaltens des Trifurkators wurden dynamische Drücke an verschiedenen Punkten ober- und unterhalb des Trifurkators gemessen.

Zur Vereinfachung und zur eindeutigen Lastfallzuordnung wurde folgende Symbolik eingeführt. Jeweils in Strömungsrichtung gesehen wird die rechte Turbinenzuleitung als Strang 2, die linke als Strang 3 und das mittig vom Trifurkator abzweigende Rohr mit Strang 4 bezeichnet Abb. 3.1.

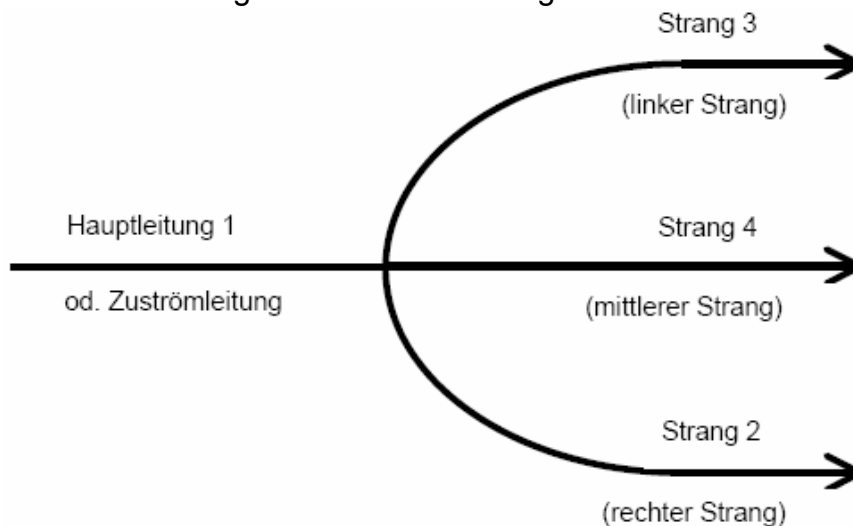


Abbildung 3.1: Zuordnung der Modellrohrleitungen

beaufschlagte Rohrleitung			Lastfall- bezeichnung
Strang 2	Strang 4	Strang 3	
X	0	0	X00
0	X	0	0X0
0	0	X	00X
X	X	0	XX0
0	X	X	0XX
X	0	X	X0X
X	X	X	XXX

Tabelle 3.1: Bezeichnungen der Modellrohrleitungen

Je nach Beaufschlagung wird für einen durchströmten Strang das Symbol „X“ und für einen nicht beaufschlagten Strang das Symbol „0“ gesetzt Tab. 3.1.

3.2 Modellaufbau:

Der für die Untersuchung errichtete Versuchsstand ist in Abb. 3.2 dargestellt. Der Maßstab des Modells war 1:21,5.

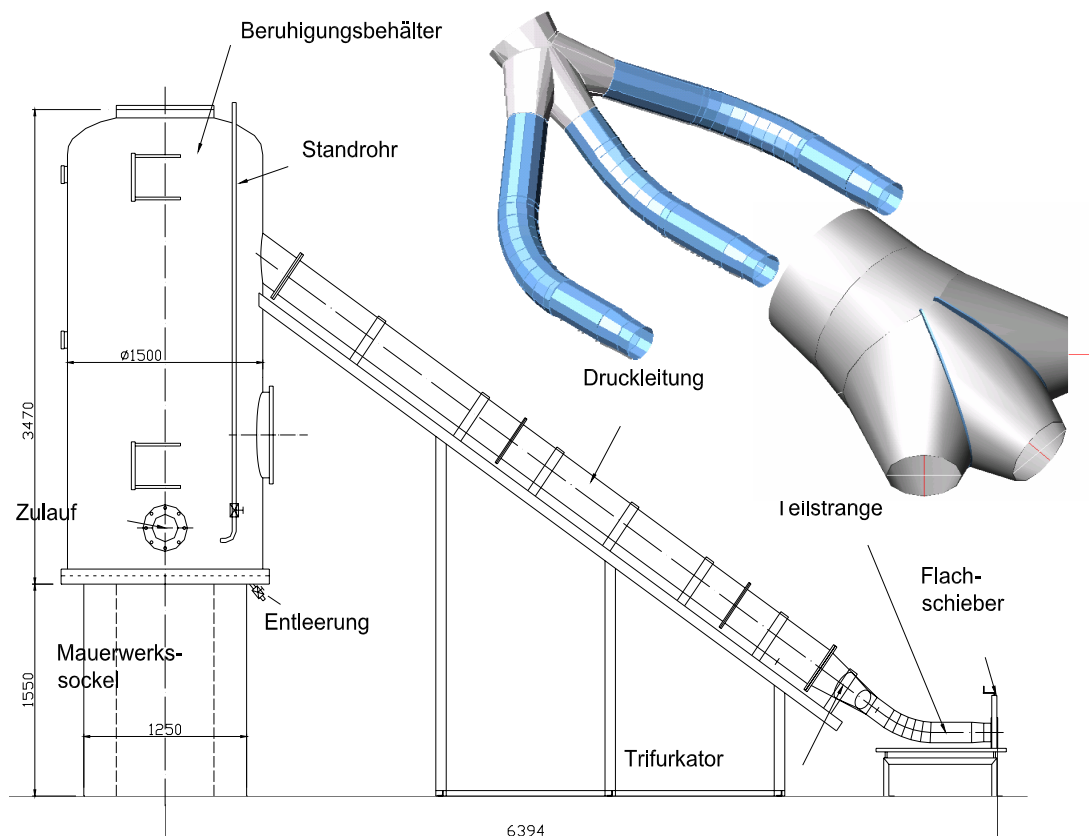


Abbildung 3.2: Versuchsstand im Wasserbaulabor – Übersicht

Der Versuchsstand wurde aus einem Wassertank über die fix installierte Laborpumpe gespeist. Der maximale Durchfluss bei einer Druckhöhe von 4m betrug 103,5 l/s. Die Versorgungsleitung vom Tank zum Durchflussmesser war ein Stahlrohr DN 150 mm mit vorgeschaltetem Handschieber und dem induktiven Durchflussmesser, somit konnte die Durchflussmenge reguliert werden.

Zur Erzielung einer ausreichenden Druckhöhe für das hydraulische System wurde oberwasserseitig ein Beruhigungsbehälter aus Stahl mit einem Durchmesser von 150 cm und einer Höhe von 347 cm auf einem 155 cm hohen Mauerwerksockel installiert. Die Kontrolle des Wasserstandes erfolgte mit einem digitalen Überdruckmessgerät und zusätzlich mit einem seitlich am Behälter angebrachten Standrohr.

In einer Höhe von 238 cm bezogen auf die Behälterunterkante, war die Zuleitung zum Trifurkator, ein Plexiglasrohr mit Lichtweite 290 mm, Länge 5 Meter und einem Neigungswinkel von 35° angeflanscht. Das Zuleitungsrohr bestand aus 3 Teilen die miteinander verschraubt und an den Schraubstellen zusätzlich mit Silikon abgedichtet waren. Gelagert wurde die Zuleitung auf einem Stahlgerüst aus Formrohren Abb. 3.3.

Erläuterungen zu Abb. 3.3.:

- 1 Anzeige des Induktiven Durchflussmessers
- 2 Flachschieber
- 3 Standrohr
- 4 Leitung zum Überdruckmessgerät
- 5 Entleerungsleitung
- 6 Zuleitung zum Trifurkator
- 7 Stahlgerüst aus Formrohren
- 8 Mauerwerksockel

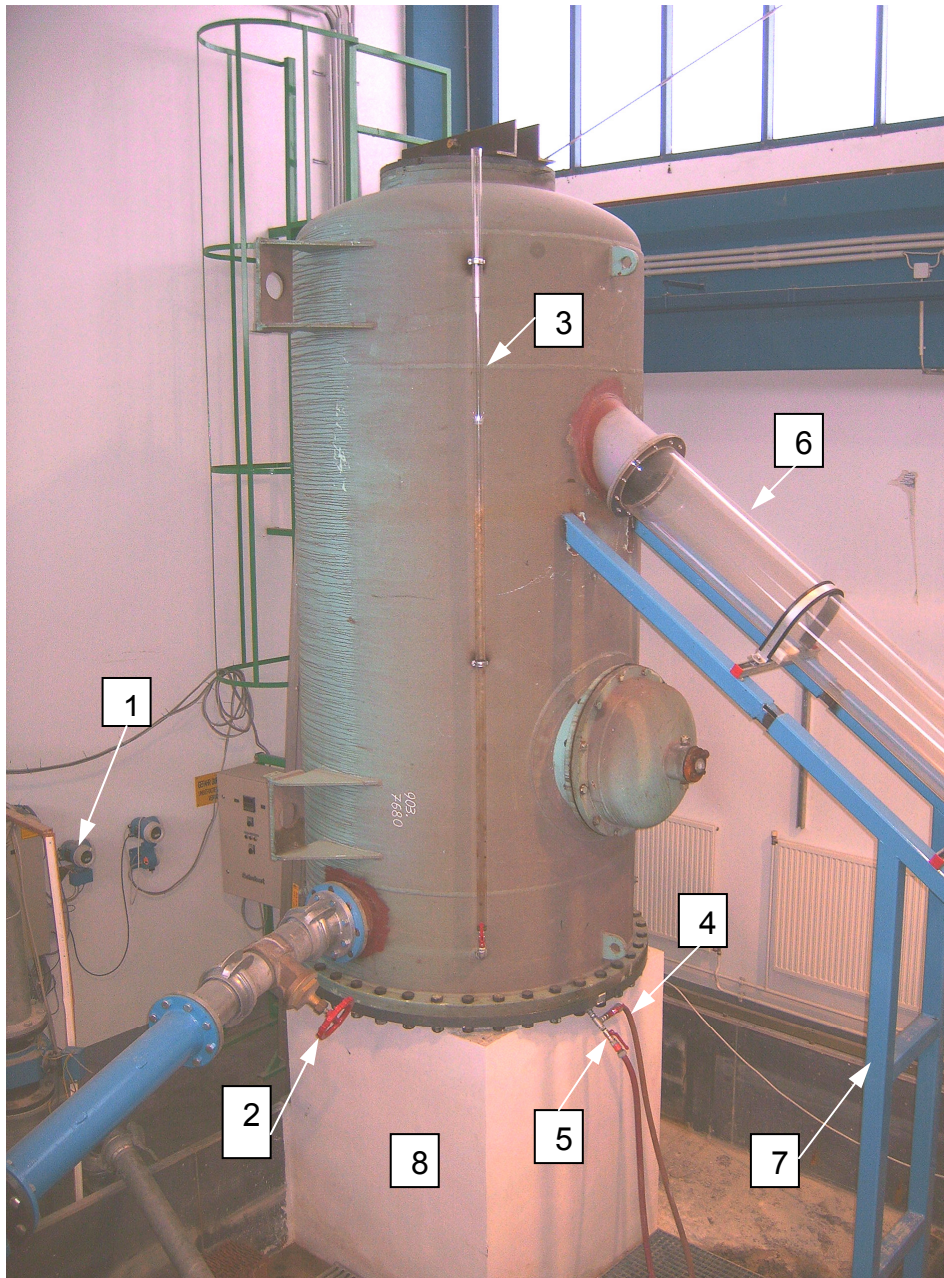


Abbildung 3.3: Beruhigungsbehälter mit Zuleitung

3.3 Funktionsprinzip:

Das Wasser kam durch die Zuleitung in den Trifurkator und von dort in die drei gekrümmten, durch Flachschieber am Ende absperrbaren Verteilungsleitungen. Die gekrümmten Stränge wurden aus geraden Rohrelementen und schräg geschnittenen Segmenten mit einer Lichtweite von 144 mm bzw. 127 mm und einer Wandstärke von 3 mm zusammengeklebt Abb. 3.4. Die bereits erwähnten Schließ- bzw.

Regulierungsorgane in Form von Flachschiebern waren jeweils an den Enden der Stränge montiert. Das frei aus den Schiebern austretende Wasser wurde über ein Auffangbecken in den unterirdischen Wassertank zurückgeleitet Abb. 3.5.

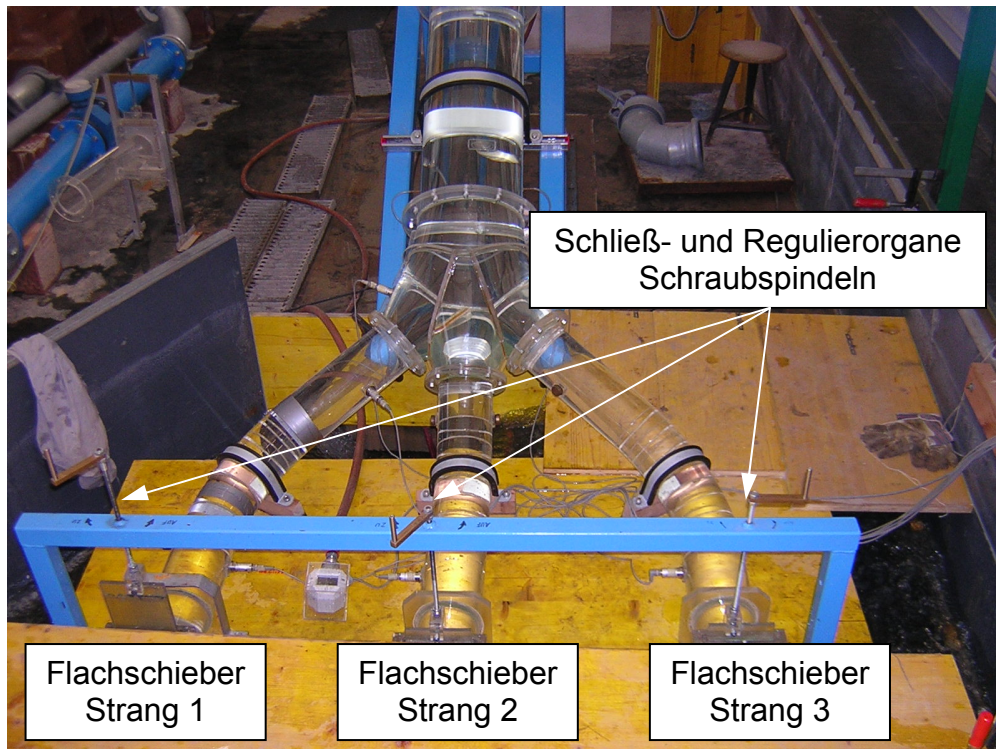


Abbildung 3.4: Trifurkator mit Verteilungssträngen und Schiebern



Abbildung 3.5: abgedecktes Wasserauffangbecken - Unterwasser

3.4 Trifurkatorgeometrien der Untersuchungen von Voggeneder und Schmid:

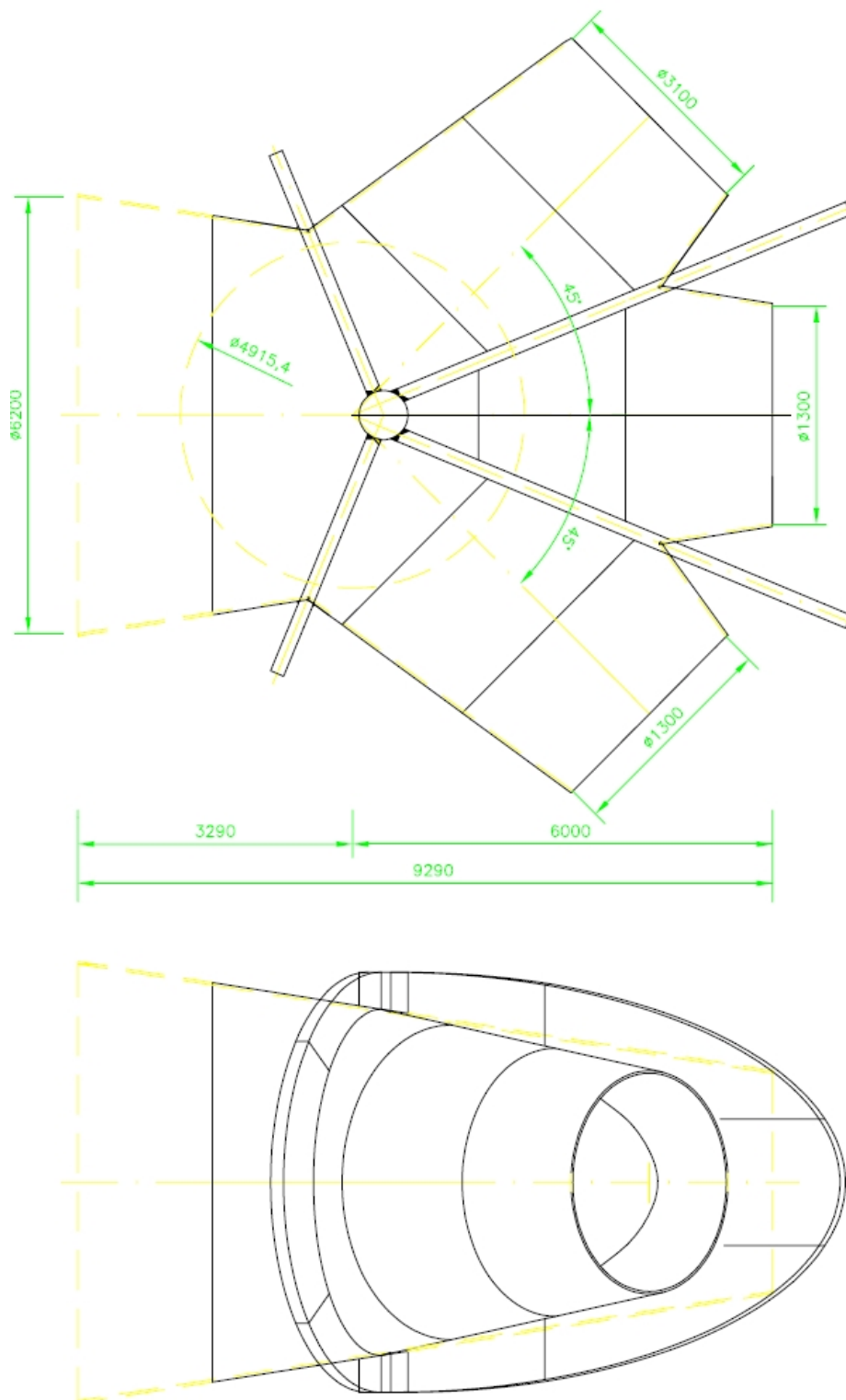
Die geometrische Ausbildung des Trifurkators wurde vom Auftraggeber VA Tech vorgegeben.

Voggeneder und *Schmid* führten ihre Untersuchungen an einem Modell des Prototyps im Maßstab von 1:21,5 laut der Konstruktionszeichnung Abb. 3.6 durch.

Der Trifurkator bestand aus vier kegelstumpfförmigen Elementen und vier Kragplatten, die aus statischen Gründen am Prototyp notwendig sind, am Modell jedoch nicht ausgeführt wurden.

Nachfolgend sind die Abmessungen und spezifischen Daten des in der Kraftwerksanlage ANGOSTURA in Costa Rica eingebauten Prototyps angeführt:

- | | |
|--|----------|
| ➤ Innendurchmesser der Zuströmleitung | 6300 mm |
| ➤ Innendurchmesser der abzweigenden Stränge | 3100 mm |
| ➤ Verhältnis der Eintrittsfläche der Rohrquerschnitte zur Summe der Austrittsflächen | 1,37 |
| ➤ Abzweigungswinkel der Seitenstränge | 45° |
| ➤ Maximale Wassermenge im Turbinenbetrieb | 202 m³/s |



Die Kragbleche ragen nicht in den Fließquerschnitt

Abbildung 3.6: Konstruktionszeichnung der Trifurkatorgeometrie von Voggeneder und Schmid laut Vorgabe der VA-Tech

3.5 Trifurkatorgeometrie dieser Untersuchung:

Der im Zuge dieser Arbeit untersuchte Trifurkator hat als signifikanten Unterschied zu den von *Voggeneder* und *Schmid* untersuchten Trifurkatoren keine Verjüngung des Fließquerschnittes in der Zuströmleitung, sondern eine Vergrößerung des Fließquerschnittes in Richtung der Verzweigungsstelle Abb. 3.7.

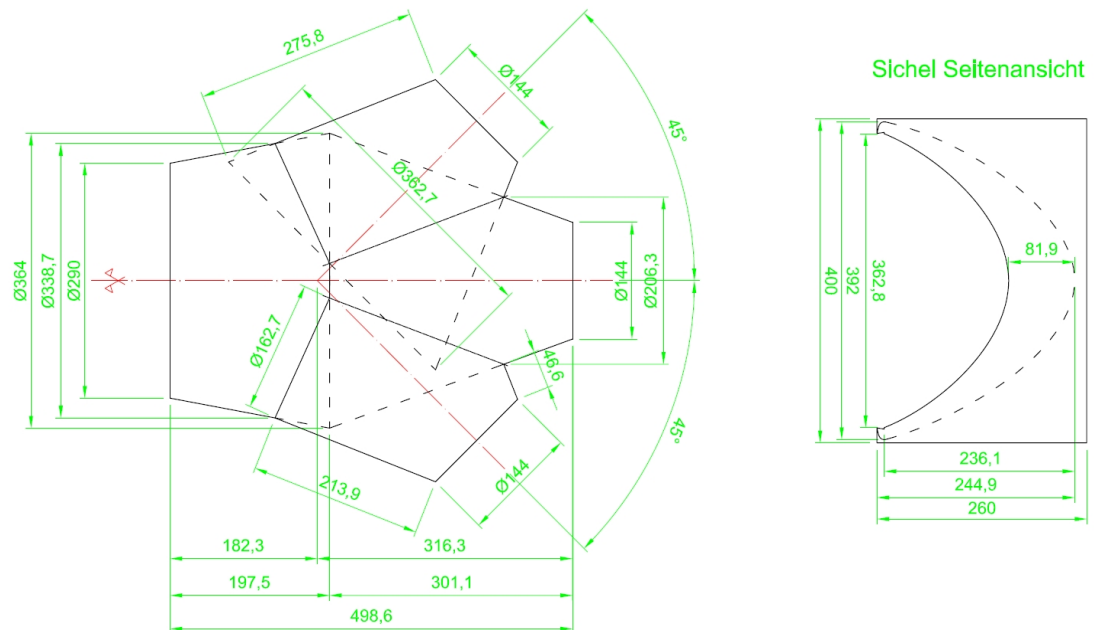


Abbildung 3.7: modifizierte Trifurkatorgeometrie

Daraus ergibt sich ein vergleichsweise großer Spitzenöffnungswinkel in den Verschneidungen zwischen den Kegelstümpfen der abzweigenden Rohrstränge und der Verjüngung der Zuströmleitung von 45° bei gleichzeitiger Beschleunigung der Strömung.

Dieser Knick stellt einen Ausgangspunkt für Strömungsablösungen während des Turbinenbetriebes dar und trägt damit zur Generierung von Wirbeln bei.

Die vier kegelstumpfförmigen Elemente des Trifurkatoren bestanden aus jeweils zwei zusammengeklebten Hälften. Zur Fertigung dieser Teile wurden Plexiglasplatten im erhitzten Zustand auf vorgefertigte Holzkegel gewickelt, verklebt und auf die nötigen Maße zugeschnitten. Trifurkator

und Rohrstränge wurden mit Hilfe von Flanschen, welche an den jeweiligen Endsegmenten angeklebt waren verschraubt und mit Silikon abgedichtet.

Einen Vergleich der beiden Trifurkatorgeometrien zeigt Abb. 3.8. Wie bereits erwähnt wurde die Geometrie für diese Versuchsdurchführung hinsichtlich strömungsdynamischer Aspekte optimiert und daraus ergab sich eine Aufweitung des Fließquerschnittes in der Hauptzuströmleitung.

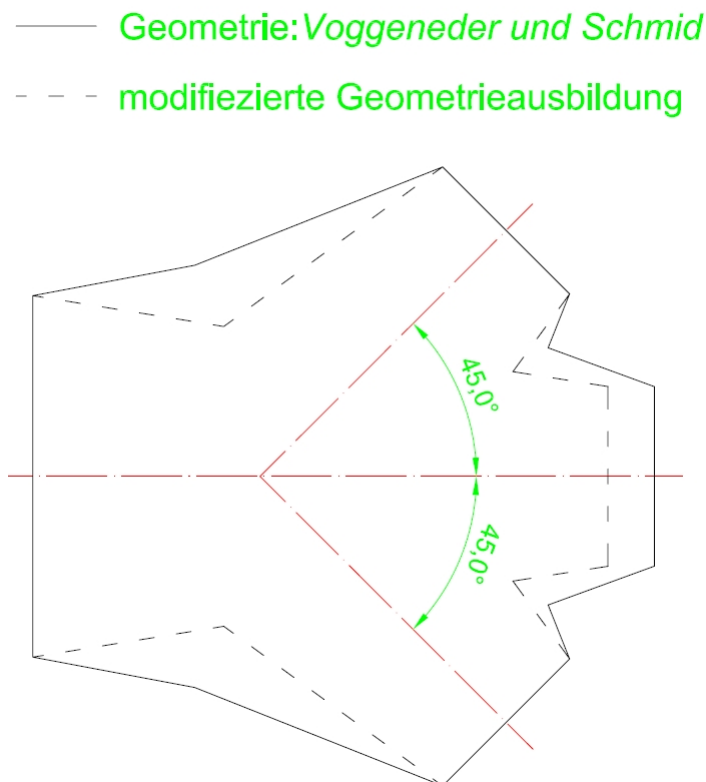


Abbildung 3.8: Vergleich der verschiedenen Trifurkatorgeometrien

Die geometrische Nachbildung der beiden Modelle erfolgte auf Grundlage des Cauchy - Mach'schen Ähnlichkeitsgesetzes, welches bei Druckstoßproblemen in Rohrleitungen anzuwenden ist.

3.6 Messtechnik:

Die Untersuchungen wurden mit computergestützten Messmethoden und Messeinrichtungen durchgeführt, welche die stationären und instationären Messgrößen erfassten. Die Erfassung fluiddynamisch generierter

Druckschwankungen sowie die Untersuchung der Ausbreitung von Einzelldruckwellen im Rohrsystem und die Analyse der Druckantwort bei kontinuierlicher Anregung waren Bestandteil des Versuchsprogramms.

Die Anordnung der einzelnen Messpunkte, die mit Druckmessdosen bestückt wurden, ist in Abb. 3.9 dargestellt.

In Tabelle 3.2 sind die jeweiligen Höhenlagen der Messpunkte bezogen auf das horizontale Niveau der untersten Messpunkte (2-1, 3-1, 4-1) sowie deren Abstände zum jeweiligen Aufweitungsbeginn des Trifurkators aufgelistet.

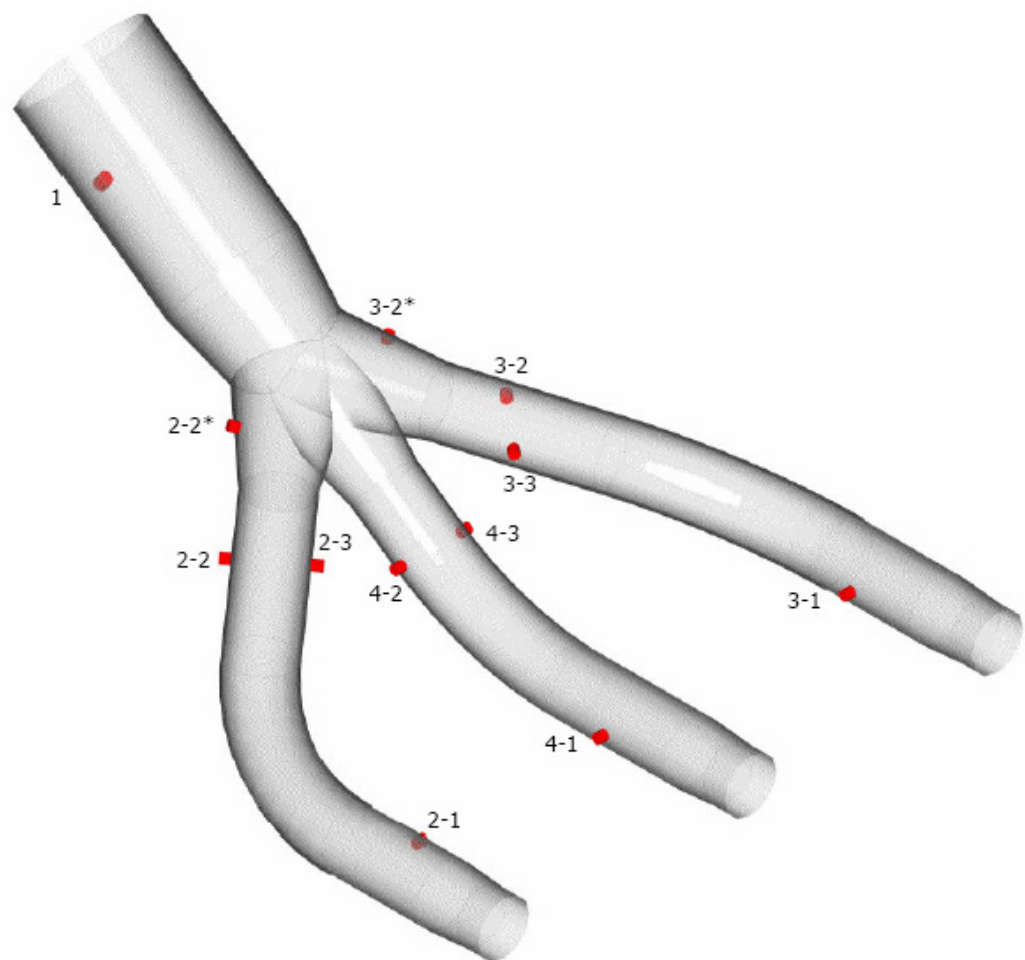


Abbildung 3.9: Lage der Messpunkte am Modell

Messpunkt 2-2* kommt in den weiteren Auswertungen als Messpunkt 2-4 vor.

Messpunkt	Leitung	Höhenlage [mm]	Abstand [cm] D ... Hauptleitungsdurchmesser
1	Hauptleitung	515	29 cm = 1*D
2-1	Strang 2	-	90,3 cm = 6,3*D
2-2	Strang 2	165	14,4 cm = 1*D
2-2*	Strang 2	315	Kegelstumpfl. / 2
2-3	Strang 2	165	14,4 cm = 1*D
3-1	Strang 3	-	90,3 cm = 6,3*D
3-2	Strang 3	165	14,4 cm = 1*D
3-2*	Strang 3	315	Kegelstumpfl. / 2
3-3	Strang 3	165	14,4 cm = 1*D
4-1	Strang 4	-	67,3 cm = 4,7*D
4-2	Strang 4	115	14,4 cm = 1*D
4-3	Strang 4	115	14,4 cm = 1*D

Tabelle 3.2: Lage und Abstand der Druckmesspunkte

3.6.1 Messgrößen:

Stationäre Größen:

- Durchflußmessung mittels induktiven Durchflussmesser in der Versorgungsleitung
- Druckmessung mittels digitalen Überdruckmessgerät (Wasserstand im Behälter)

Instationäre Größen:

- Druckmessung mittels 10 bar Überdruckaufnehmer der Fa. HOTTINGER & BALDWIN

3.6.2 Messung des Durchflusses:

Die Durchflussmessung wurde in der Versorgungsleitung DN 150 mm des Beruhigungsbehälters mittels eines induktiven Sensors (Durchflussmesser) der Fa. ENDRESS HAUSER gemessen siehe Abb. 3.3, Bauelement 1. Durch einen manuell zu betätigenden Flachschieber ließ sich der gewünschte Durchfluss einstellen, welcher an der in der Nähe des Schiebers installierten Programmier- und Ablesevorrichtung des Durchflussmesssystems ablesbar war.

3.6.3 Messung des Druckes:

Es standen 6 Druckmessdosen der .Fa. HOTTINGER & BALDWIN Mess-technik GmbH zur Verfügung. Bei diesen Aufnehmern handelt es sich um 10 bar Überdruckaufnehmer des Typs P 11 mit einer Kennlinienabweichung von 0,30 % Abb. 3.10.

Die Funktionsweise ist wie folgt:

Bei einer Druckänderung verformt sich die Frontmembrane. Diese Verschiebung wird von einem induktiven Wegaufnehmer erfasst und in ein elektronisches Signal umgewandelt. Die Messgrösse (Druck) wird also in ein elektrisches Signal (Spannung) umgewandelt und über ein abgeschirmtes Kabel zum Analog/Digital Wandler (A/D Wandler) übertragen. Bei Volllast also 10 bar wird ein Nennwert von 8 mV/V gemessen. Der vom Hersteller angegebene Linearitätsfehler von max. 0,30 % bei den verwendeten 10 bar Überdruckaufnehmern liegt im Bereich der festgestellten Druckschwankungen. Bei 0,30 % $\approx$ 0,03 bar, d.h. für den verwendeten Messbereich von 0,40 bar ist die Kennlinienabweichung laut Datenblatt des Herstellers kleiner und der Einfluss auf die Genauigkeit der Druck-höhen und auf das Frequenzspektrum geringer.

Voggeneder führte Vergleichsmessungen mit besser angepasstem Messbereich mit Aufnehmern der Fa. KISTLER durch, und kam zum Schluss, dass man die Ergebnisse der beiden Systeme als gleichwertig ansehen kann.



Abbildung 3.10: Induktiver Aufnehmer der Fa. HOTTINGER & BALDWIN,
Typ P 11

Vor jeder durchgeführten Versuchsreihe erfolgt ein Abgleich der Aufnehmer. Referenzdruck war der Umgebungsluftdruck, der Zweite der Druck bei einem stationären Wasserstand von 4 m und geschlossenen

Schiebern, bezogen auf die untersten Messpunkte (Strang 2-1, 3-1, und 4-1).

Die absoluten Druckhöhen waren bei diesen Versuchen nicht von Bedeutung. Um den Relativdruck zu erhalten wurde bei einer Belastung von 4 Metern Wasserdruck ein Nullabgleich durchgeführt.

Zur Vermeidung von Strömungsinstabilitäten durch die eingeschraubten Aufnehmer wurden diese im Fließquerschnitt so montiert, dass die Frontmembran mit der Innenkontur der Rohrwandungen eine möglichst einheitliche Ebene bildete. Das erreichte man durch die Verwendung von Messaugen in unterschiedlichen Stärken, die man auf Plexiglasrohre aufklebte und die Aufnehmer eingeschraubt wurden. Als Dichtung zwischen Messdose und Messauge dienten O-Ringe.

3.6.4 Messung des Wasserstandes:

Die Messung bzw. Kontrolle und Regulierung des Wasserstandes war notwendig, um für alle durchgeführten Messungen mit verschiedenen Durchflusskonfigurationen einheitliche Bedingungen zu haben. Zu diesem Zweck wurde ein digitales Überdruckmessgerät (Digibar) des Typs PE 200 der Fa. HOTTINGER BALDWIN Messtechnik GmbH benutzt Abb. 3.11. Zur visuellen Kontrolle diente das Standrohr in Abb. 3.3 Bauteil 3. Mit dem Digibar wurde die Druckdifferenz zwischen dem Wasserstand im Beruhigungsbehälter und den untersten, in einer horizontalen Ebene liegenden Messpunkten (2-1, 3-1 und 4-1) gemessen. Die Ableseeinheit dieses Gerätes wurde auf gleicher Höhe und in unmittelbarer Nähe dieser Punkte montiert und über einen Schlauch mit dem Beruhigungsbehälter verbunden.

Bei dem jeweils eingestellten Durchfluss wurde mit dem Schieber des beaufschlagten Stranges 2, sprich Lastfall X00 der Wasserspiegel im Behälter so reguliert, dass sich für alle Versuche eine konstante Druckhöhendifferenz von 0,40 bar (4 Meter Wassersäule) einstellte.

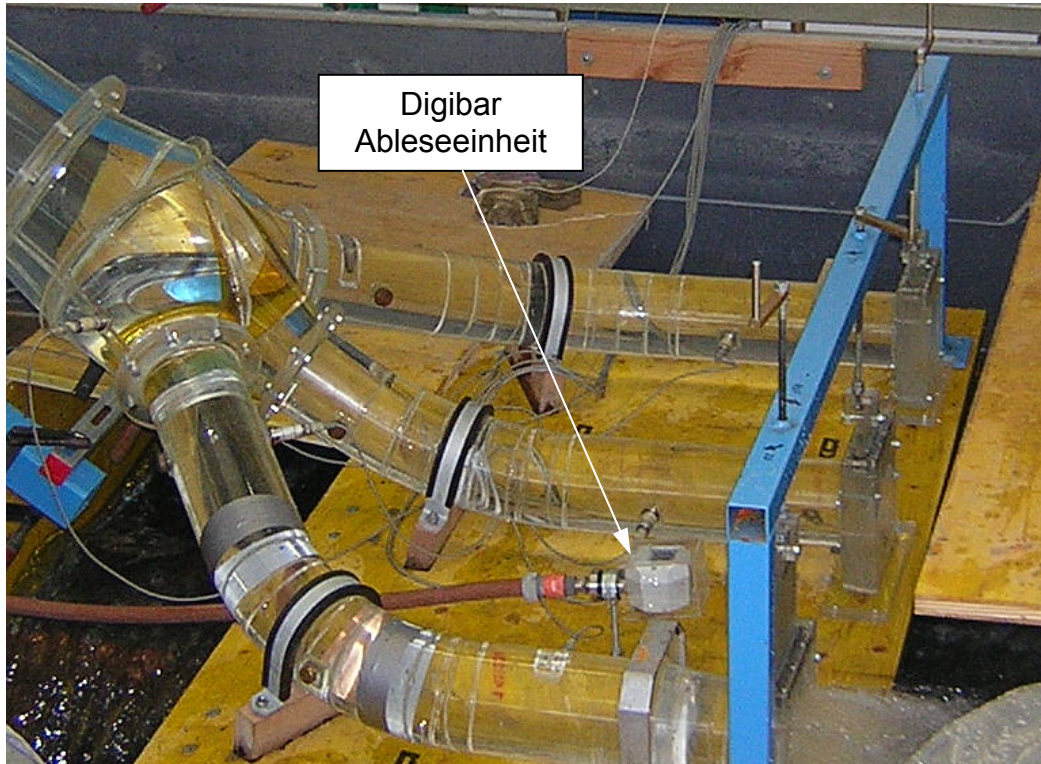


Abbildung 3.11: Digitales Überdruckmessgerät (Digibar) des Typs PE 200

3.6.5 Messung der Rotordrehzahl des Impulsators:

Durch die installierten Francisturbinen werden periodische Druckstöße in das System eingebracht.

Die Simulation der Turbinen erfolgte mit dem Impulsator Abb. 3.12 und Abb.: 3.13. Mit dieser Konstruktion war es möglich periodische Druckstöße in verschiedenen Frequenzbereichen in das System einzubringen und so die installierten Turbinen zu modellieren.

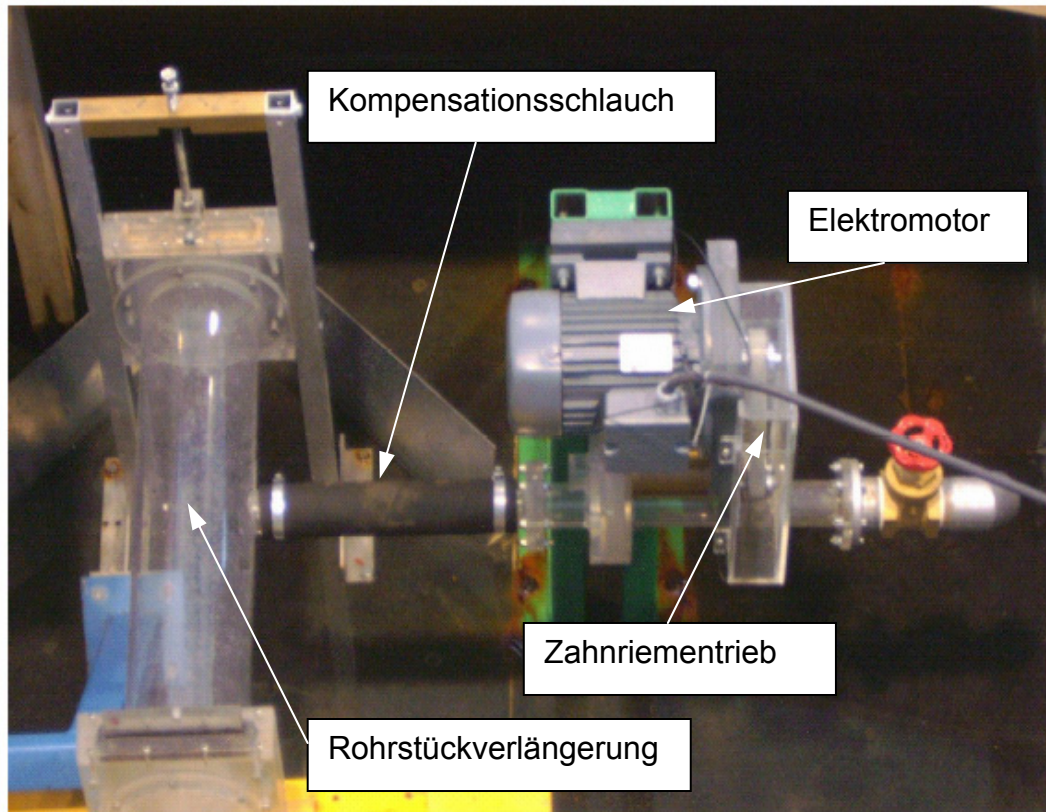


Abbildung 3.12: Baueinheit Impulsator

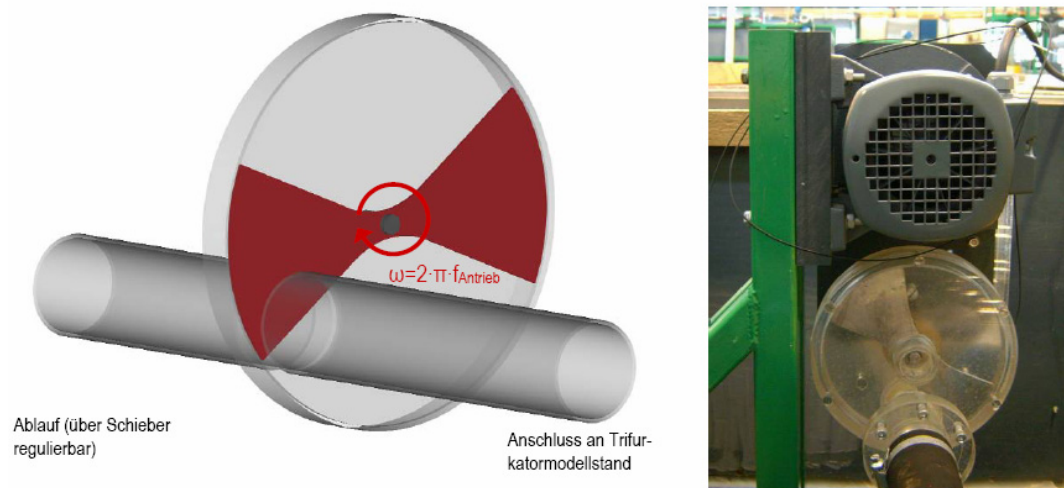


Abbildung 3.13: Prinzipskizze Impulsatorvorrichtung (links) und Detail - Ansicht: Rotor mit E-Antrieb und Kühlwasserschlauch

Die Baueinheit Impulsator besteht aus einem in einem Plexiglasgehäuse eingebauten zweiflügeligem Drehflügel, der elektromotorisch angetrieben wurde. Unterhalb des Flachschiebers wurde eine Verlängerung des seitlichen Rohrstranges vorgesehen. Der Durchfluss im Verlängerungsstück konnte über einen weiteren Flachschieber geregelt werden. Seitlich an der Verlängerung war auf Höhe der Turbinenachse im Modellmaßstab (ca. 34 cm hinter dem ersten Flachschieber) der Impulsator über ein kurzes Rohrstück ($D = 5\text{ cm}$) angeschlossen.

Auf einer Breite von ca. 2 mm des Abzweigs wurde der Durchfluss durch einen mit vorgegebener Frequenz rotierenden Doppelflügel unterbrochen und auf diese Weise eine Folge von kurzen Durchfluss- bzw. Druckschwankungen in das Rohrsystem eingebracht. Die durch den Doppelflügel in das System eingetragene Frequenz (Erregerfrequenz) betrug somit das Zweifache der Antriebsfrequenz des Motors. Um eine direkte Übertragung von Schwingungen über das Rohrstück zu vermeiden, wurde ein Kompensationsschlauch aus elastischem Material zwischengeschaltet. Der Durchfluss durch das seitliche Schlauchstück war zudem über einen Schieber hinter dem Impulsator regulierbar.

Der Antrieb des Rotors erfolgte über eine Welle, die über einen Zahnriementrieb von einem Drehstrom Asynchronmotor Typ K21R 63 K4 mit einer Leistung von 0,75 kW angetrieben wurde Abb. 3.13.



Abbildung 3.14: Motorsteuereinheit: Frequenzumrichter

Die Umdrehungen der Drehflügelantriebswelle wurden mittels einer fotooptischen Drehzahlmessung kontrolliert. Die Kontrolle der Drehzahl war notwendig, da durch den Schlupf zwischen den Zahnrädern und dem Riemen der Antriebseinheit, sowie durch den Reibungswiderstand des Rotors im Wasser die Drehzahl den vorgegebenen Wert des Motors nicht erreicht hat.

Die Regelung der Motordrehzahl und damit der Impulsatorfrequenz erfolgte über den in Abb.: 3.14 dargestellten Frequenzumrichter des Typs FVR-E9S-EN der Firma Fuji. Mit dem Frequenzumrichter war es möglich die Drehzahl und damit die Anzahl der pro Sekunde eingebrachten Druckstöße einzustellen.

3.6.6 Wassertemperatur:

Die gesamte Versuchsdurchführung erfolgte in der klimatisierten Halle des Instituts. Die Wassertemperatur betrug während der gesamten Versuchsdauer $16^{\circ} \pm 1^{\circ}\text{C}$., was einer Temperaturdifferenz von 2°C entspricht. Diese Differenz ist für die Genauigkeit der durchgeführten Messungen unerheblich, weil laut Datenblatt der Hersteller die Druckaufnehmer bei einer Temperaturdifferenz von 1°C einen von 0,05 % vom Endwert haben.

3.6.7 Erfassung, Umwandlung Verarbeitung und Speicherung der Messdaten:

Wegen der hohen Genauigkeitsanforderungen an die durchgeführten Versuche wurden an die messtechnischen Einrichtungen hohe qualitative Ansprüche gestellt. Abgesehen von den Aufnehmern spielte auch die Qualität der Datenverarbeitung wie die Verstärkung, Filterung und Digitalisierung der Messwerte eine große Rolle für die Erzielung guter Messergebnisse. Die für die Versuchsdurchführung verwendete Messkette zur Datenerfassung der dynamischen Drücke in den einzelnen Messpunkten bestand aus den bereits ausführlich beschriebenen

Überdruckaufnehmern, dem Messwerterfassungssystem Spider 8 und einem Messcomputer in Form eines gängigen PCs.

Die gesamte Erfassung, Umwandlung und Verarbeitung der Messdaten erfolgte mit dem Messdatenerfassungssystem BEAM-Spider 8. Dieses System vereint die gesamte Signalkonditionierung – Verstärkung, Digitalisierung, Rechnerinterface und Anschlusstechnik in sich. Das Spider 8 System hat 8 Kanäle und arbeitet mit einer Trägerfrequenztechnik von 4,8 kHz und ist für DMS (Dehnmessstreifen)- sowie für Induktivaufnehmer konzipiert. Insgesamt standen 6 Trägerfrequenzmodule vom Typ SR55 zur Verfügung, an denen jeweils ein Überdruckaufnehmer angeschlossen war. Jeder Kanal arbeitet mit einem eigenen A/D Wandler (Analog/Digital Wandler), der Messraten von 1/s bis 9600/s erlaubt. Somit deckt das Spidersystem den gesamten Bereich mechanischer Messprobleme ab. Durch die Synchronisierung aller A/D Wandler war ein zeitgleiches Messen auf allen Kanälen möglich.

Der Großteil der Versuche wurde mit einer Abtastrate von 1200 Werten pro Sekunde und einer Messperiode von 10 Sekunden gefahren. Damit war es möglich die auftretenden Druckschwankungen ausreichend genau zu registrieren und zu erfassen. Um die Qualität der Signalaufnahme sicherzustellen, wurden auch Messungen mit Abtastraten von 600, 2400 und 4800 Werten pro Sekunde und den entsprechenden Zeitintervallen durchgeführt. Die angeschlossenen Kanäle wurden im Messverstärker zeitgleich aufgenommen und mit einer Datentiefe von 100.000 pro Datenkanal zwischengespeichert. Die Datenübertragung vom Spider 8 zum Mess-PC erfolgte über eine RS 232 Schnittstelle mit einer Datentransferrate von 9600 Baud.

Die Speicherung der Messdaten, Steuerung der Messwertverstärker und eine erste Echtzeit Kontrolle - interaktive Betrachtung der gemessenen Daten - erfolgte mit der Messsoftware BEAM-Spider 8.

Zur Identifikation der jeweiligen Versuche mit ihren verschiedenen Parametern, wurden die Daten jeder Messung unter einem Dateinamen, einer bestimmten Logik entsprechend abgespeichert. Diese Messdateien wurden nach jeder Messung automatisch erstellt und in einen Ordner abgelegt. Die Bezeichnung der Ordner erfolgte der gewählten Logik entsprechend nach Datum und der jeweiligen Anordnung der Versuchsreihe. Weiters enthalten waren auch noch die spezifischen Strukturdaten der Versuchsreihen.

3.6.8 Interaktive Auswertung und FFT Analyse:

Nachfolgend sind die wesentlichen Arbeitsschritte der Messdatenverarbeitung und Darstellung, die im Zuge der Untersuchungen nötig war zusammengestellt und erläutert.

3.6.8.1 Interaktive Auswertung:

Die Messwerterfassungssoftware BEAM-Spider 8 ermöglicht zur besseren und schnelleren visuellen Kontrolle der gemessenen Daten die Darstellung einer Echtzeitgrafik (t-y Funktion). Die Umrechnung der gemessenen Spannungssignale in physikalische Größen erfolgt mit den Kalibrierungsdaten.

3.6.8.2 Kalibrierung:

Für jeden Kanal werden zwei Kalibrierungsgrößen eingegeben. Dies ist notwendig, um, die korrekte Umrechnung der Spannungssignale der einzelnen Messkanäle in physikalische Einheiten zu gewährleisten.

3.6.8.3 BEAM-Spider 8:

Die Menüpunkte der Software ermöglichen eine einfache Einstellung aller für die Versuchsführung relevanten Einstellungen wie z.B.: Abtastrate, Datentiefe, Übertragungsrate (Baudrate) zum Mess-PC und die Kanaleinstellungen.

Zur Berechnung der Amplitudenspektren der Druckschwankungen wurden die zeitabhängigen Messwerte mittels Fast Fourier Transformation (FFT-Analyse) in den Frequenzbereich transformiert. Nach Beendigung der Messung und einer ersten interaktiven Kontrolle der Daten erfolgte die Speicherung der Daten.

3.6.8.4 FFT – Analyse (Fast Fourier Transformation) und Spektren:

Die Versuchsreihe ohne äußere Anregung liefert eine kontinuierliche stochastische Signalantwort. Bei den Versuchen mit Einzelimpulsanregung handelt es sich um nicht kontinuierliche, kurzzeitige Signale. Die Signale in der Versuchsreihe mit periodischer Anregung werden als kontinuierlich, periodisch eingestuft.

Mathematisch formuliert ist die Fourier Transformation eine Methode basierend auf der Zerlegung einer Funktion in bestimmte Frequenzen (Eigenfunktionen), ausgedrückt durch die trigonometrischen Grundfunktionen Sinus und Cosinus.

Jede Zeitreihe oder Signal lässt sich als eine Überlagerung verschiedener Funktionen darstellen. Die Variablen sind Amplitude, Frequenz und Phaseverschiebung. Ein Indikator für das Vorhandensein einer dominanten Frequenz ist dabei die Höhe der Amplitude, die aber nicht mit der tatsächlich auftretenden Druckhöhe identisch ist. Die Druckaufnehmer können diese Signale erfassen und als Zeitschrieb visualisieren.

Die FFT-Analyse wurde im Rahmen dieser Arbeit von der Messwert-erfassungssoftware BEAM-Spider 8 durchgeführt.

Die Weiterverarbeitung, Berechnung und Darstellung im Frequenzbereich der Spektren aus der FFT-Analyse erfolgte mit der Tabellenkalkulationssoftware EXCEL. Dafür wurde ein Makro (Unterprogramm) programmiert, das die Werte aus dem BEAM-Spider 8 einlesen, editieren und darstellen konnte.

4 BESCHREIBUNG DER BEREITS DURCHGEFÜHRTEN UNTERSUCHUNGEN VON VOGGENEDER UND SCHMID

Dieses Kapitel beinhaltet die bereits im Rahmen der vorangegangenen Arbeiten von *Voggeneder* bzw. *Schmid* durchgeführten Untersuchungen.

Ein Wiederholen dieser Versuche schien im Zuge dieser Abhandlung nicht erforderlich, da außer der Geometrie des Trifurkators keine signifikanten Änderungen am Modellstandaufbau vorgenommen wurden.

Man bediente sich der bereits gewonnenen Erkenntnisse. In den folgenden Punkten sind die gewonnenen Erkenntnisse angeführt.

4.1 Durchgeführte Versuchsreihen - Nebenversuche:

Sie stehen nicht im unmittelbaren Zusammenhang mit den eigentlichen Versuchen, sondern dienten vielmehr, die örtlichen Gegebenheiten und die äußeren Einflüsse vom Versuchsstand auf die Messungen bzw. Messergebnisse herauszufiltern bzw. zu berücksichtigen. Zu diesen Einflüssen zählten:

- der Einfluss der Laborpumpe auf das Messergebnis
- der Einfluss der Messrate auf das Messergebnis
- Einfluss der Messkette auf das Messergebnis
- Einfluss des Elektromotors auf das Messergebnis:
- Einfluss der Schieberschwingungen (induzierte Druckschwankungen durch teilgeöffnete Schieber)

4.2 Einfluss der Laborpumpe auf das Messergebnis:

Die Regulierung des Durchflusses im Modell erfolgte über die Stellung der Flachschieber an den Enden der einzelnen Stränge. Die Pumpe kann eine Menge von 33 l/s fördern, schaltet bei einer Überschreitung dieser Menge automatisch auf den nächst höheren Drehzahlbereich von 985 U/min und kann dann bis zu einer Menge von 260 l/s fördern.

Um auch bei niedrigeren Durchflüssen messen zu können, wurden 40l/s über ein Nebengerinne geleitet und somit die automatische Drehzahlregulierung der Pumpe umgangen.

Voggeneder untersuchte den Frequenzbereich für die von der Laborpumpe verursachten Schwingungen und konnte einen Peak bei 14 Hz feststellen. Die Pumpenrehzahl von 985 U/min liefert eine Frequenz von ca. 16 Hz. Die Differenz lässt sich auf die Dämpfung durch die Rohrleitung und den Einfluss der einzelnen Rohrleitungselemente (Krümmer, freitragende Leitungen) zurückführen.

Für die Versuchsreihe mit Durchfluss wird im Folgenden die vorhandene Schwingung mit 14 Hz als fremderregte Pumpenschwingung ausgewiesen [*Voggeneder*].

4.3 Einfluss der Messrate auf das Messergebnis:

Wie bereits erwähnt wurde ein Großteil der Messungen mit einer Messrate von 1200 Werten pro Sekunde durchgeführt. Zur Ermittlung der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten erschien es sinnvoll, diese Messrate zu ändern. Dazu führte *Schmid* Messungen durch und kam zu folgendem Ergebnis:

Eine Steigerung der Messrate hat auch eine Steigerung der Druckhöhen zur Folge, die Frequenzen bleiben unverändert. Die Erklärung dieses Verhaltens liegt im Berechnungsverfahren der FFT-Analyse, wodurch eine höhere zeitliche Auflösung der Messdaten die Absolutwerte der Amplituden ansteigen lassen. Die Auflösung von 1200 Werten pro Sekunde wird für die Darstellung der Messwerte im Frequenzbereich als ausreichend erachtet. Die Größenordnung der Drücke ist daher für die Analyse der Messergebnisse nicht maßgebend. Im gegebenen Fall wurde eine Änderung der Messrate nur für die Bestimmung der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten aus Genauigkeitsgründen angewandt.

4.4 Einfluss der Messkette auf das Messergebnis:

Bei diesen Versuchen wurde die eingebaute Messkette einer Nullmessung – kein Durchfluss, eingestaut auf 4 Meter und ohne zusätzliche mittelbare oder unmittelbare Fremderregung wie z. B. Laborpumpe unterzogen. In einem weiteren Versuch verifizierte man die Ergebnisse durch eine Messung, bei der die Druckmessdose frei an einem Kabel hängend nur dem äußeren Luftdruck ausgesetzt war.

Die Ergebnisse beider Messungen boten qualitativ ein ähnliches Bild. Bei beiden Versuchen traten Peaks bei 10 Hz und 50 Hz, allerdings mit sehr geringen Amplituden auf.

Es ist nicht geklärt, ob eventuell eine Verstärkung durch zusätzliche Anregung einer Eigenfrequenz des Messsystems bei der Versuchsdurchführung vorliegen kann [Schmid].

4.5 Einfluss des Elektromotors auf das Messergebnis:

Der Einfluss des Impulsatorantrieb wurde ohne Durchfluss und bei abgeschalteter Laborpumpe ermittelt und der Antriebsriemen zwischen dem Antrieb und dem Motor weggenommen um keine Druckschwankungen zu provozieren.

Die Messungen zeigten, dass die aufgetretenen Amplituden bei 10 Hz den im vorigen Punkt erläuterten Einfluss des Messsystems zuordenbar sind.

Auch für die Versuche im höheren Frequenzbereich von 20 Hz bis 50 Hz ergaben sich keine nennenswerten Druckhöhen.

Zusammenfassend kann man ableiten, dass die, wenn auch vereinzelt aufgetretenen Spitzen der Amplituden, verglichen mit den tatsächlich während der eigentlichen Versuchsdurchführung auftretenden Amplituden vernachlässigbar klein waren und auch qualitativ nahezu ident mit den vom Impulsator induzierten Frequenzen waren.

4.6 Einfluss der Schieberschwingungen:

Weiters wurde auch der Einfluss von teilgeöffneten Schiebern auf induzierte Druckschwankungen untersucht. Vorrangig interessierten bei diesen Ergebnissen nicht die Amplituden, sondern der Frequenzbereich der angeregten Schwingungen. Durch einen an einem Flachschieber aufgeklebten Beschleunigungsaufnehmer wurden diese Messungen durchgeführt.

Die Messungen brachten folgende Ergebnisse:

Für den Schieber am Ende des seitlichen Stranges 2 liegt das für diese Untersuchungen interessante Maximum im Frequenzbereich von 75 Hz bis 80 Hz. Alle untersuchten Durchflüsse lieferten diesen Frequenzbereich. Eine registrierte Frequenzverschiebung von ca. 25 Hz bei einem Durchfluss von 70 l/s im Nahbereich von 200 Hz war für die weiteren Untersuchungen irrelevant.

5 HAUPTVERSUCHE

In den folgenden Kapiteln 6, 7, 8 und 9 erfolgt eine detaillierte Beschreibung der umfangreich durchgeführten experimentellen Untersuchungen. Ziel dieser Versuchsreihen war die Abklärung von strömungsinduzierten Schwingungserscheinungen am Trifurkator und deren Auswirkungen auf das Rohrsystem.

Die dargestellten Ergebnisse und Diagramme haben repräsentativen Charakter und bieten damit einen ausgewogenen Querschnitt über die durchgeführten Messungen.

Abschließend zu jeder behandelten Versuchsreihe folgen eine Interpretation und ein Vergleich der Ergebnisse aus den vorangegangenen Arbeiten von *Voggeneder* und *Schmid*.

5.1 Versuchsreihen:

In den Untersuchungen wurde hauptsächlich auf Resonanzerscheinungen durch eventuell von der Turbine induzierte Schwingungen geachtet.

Ziel der Untersuchungen war zu erkennen, bei welchen Belastungen das System vorrangig welchen Schwingungen in den verschiedenen Betriebszuständen ausgesetzt ist.

Die Betriebszustände wurden durch die Änderung des Durchflusses und der aufgeprägten, periodischen Druckschwingungen (Impulsator) simuliert. Der Großteil der Versuche wurde in der Konfiguration X00, einige wenige in der Konfiguration 0X0 durchgeführt.

Es wurden im Prinzip vier Versuchsreihen durchgeführt:

- Strömungsvisualisierung
- Versuchsreihe ohne äußere Anregung
- Versuchsreihe Einzelimpulse
- Versuchsreihe mit periodischer Anregung

5.2 Versuchsablauf:

Als erstes wurde das Modell geflutet und durch das Öffnen der Flachschieber an den Enden der Stränge wurde so jeder Strang entlüftet. Als nächstes folgte das Befüllen der Hauptzuströmleitung auf einem Wasserstand von 1m bezogen auf das horizontale Niveau der Druckmessdosen 2-1, 3-1 und 4-1. Diese Druckhöhe war der Referenzdruck zum Abgleichen der induktiven Überdruckaufnehmer. Die zweite Druckhöhe war bei einem Wasserstand von 4 m stationärer Wassersäule.

Auch der Nullabgleich wurde bei einer Druckhöhe von 4 Metern durchgeführt. Dies war möglich, weil für die Versuchsdurchführung nur die Relativdrücke, nicht aber die Absolutdrücke von Interesse waren.

Anschließend wurde mit der eigentlichen Versuchsdurchführung begonnen. Die Fördermenge der Pumpe wurde am Pumpensteuerpult

voreingestellt, dadurch konnten alle Versuche mit der gleichen Pumpendrehzahl gefahren werden. An dem manuell zu bedienenden Flachschieber wurde der gewünschte Durchfluss mittels induktiven Durchflussmessern eingestellt Abb. 3.3 (Baueinheit 1).

Alle Versuche wurden mit einer Druckhöhendifferenz von 0,40 bar gefahren, das entspricht 4 Metern Wassersäule. Dies erreichte man durch Variation der Stellung der Flachschieber am Ende der jeweils beaufschlagten Stränge. Die visuelle Kontrolle der Druckdifferenz erfolgte über das am Ausgleichsbehälter montierte Standrohr.

Wie bereits erwähnt standen nur sechs Druckmessdosen zur Verfügung. Daher wurden auch die instationären Druckschwankungen im System an sechs für den Lastfall maßgebenden Punkten registriert.

Um statistische bzw. zufällig auftretende Ergebnisverfälschungen zu minimieren, wurden jeweils mehrere Messungen unter den gleichen Randbedingungen durchgeführt. Somit konnte mit aussagekräftigen und realistischen Messergebnissen gerechnet werden.

Die Einstellungen wie Messraten und Zeitintervall wurden vom PC aus vorgenommen. Der Großteil der Messungen wurde mit einer Messrate von 1200 Daten pro Sekunde und einer Dauer von 10 Sekunden durchgeführt. Zur Erzielung bestimmter Messergebnisse wurden diese Einstellungen geändert, dies wird aber bei den betroffenen Messreihen gesondert angeführt.

6 HAUPTVERSUCHE- STRÖMUNGSVISUALISIERUNG

In dieser Versuchsreihe wurde eine Strömungsvisualisierung für die verschiedenen Lastfallkonfigurationen durchgeführt.

6.1 Strömungsvisualisierung:

Die Visualisierung diente als Analysewerkzeug für die Interpretation der Ergebnisse aus den Druckschwankungen und Wirbelablösungen.

Zur Visualisierung der Strömungszustände bzw. Wirbel- und Ablöseerscheinungen in den verschiedenen Lastfällen wurde direkt oberhalb des Trifurkators bei max. Durchfluss von ca. 103 l/s Luft in die Hauptzuströmleitung eingebracht.

Dafür wurde quer zur Strömungsrichtung verschiebbares Edelstahlrohr DN 4 mm eingebaut, über das mit einem Kompressor Luft eingeblasen wurde.

Die dabei auftretenden Strömungserscheinungen (Drallströmungen) wurden zur Dokumentation mit einer Digitalkamera aufgezeichnet und zur Analyse im Zeitraffer wiedergegeben Abb. 6.1.

Die Visualisierung ermöglichte die qualitative Lokalisierung von Ablösungszonen sowie großräumigen Wirbelstrukturen.

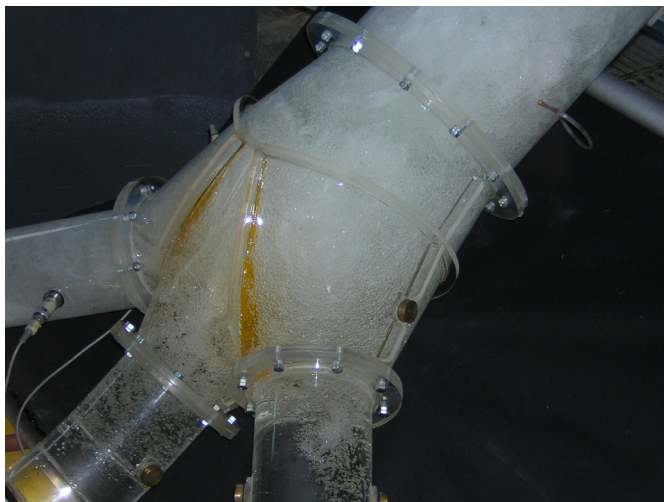


Abbildung 6.1:
Strömungsvisualisierung
und Wirbelbildung –
Einblasen von Luft
oberhalb des Trifurkators

Tab. 6.1 gibt einen Überblick über die für die Strömungsvisualisierung durchgeführten Lastfallkonfigurationen.

In den Abb. 6.2 bis 6.6 sind neben dem charakteristischen Strömungsbild des Lastfalls X00 auch die Ergebnisse für weitere Lastfälle dargestellt.

untersuchte Lastfälle:	
XXX	✓
XX0	✓
X0X	✓
0X0	✓
X00	✓

Tabelle 6.1: Lastfallkonfigurationen für die Strömungsvisualisierung

Die Ergebnisse der Visualisierungen sind in den abgebildeten Grafiken eingetragen. Die Beschreibung und der Bereich der beobachteten Wirbel und Strömungen sowie der Ablösungszonen sind in den nebenstehenden Legenden ersichtlich.

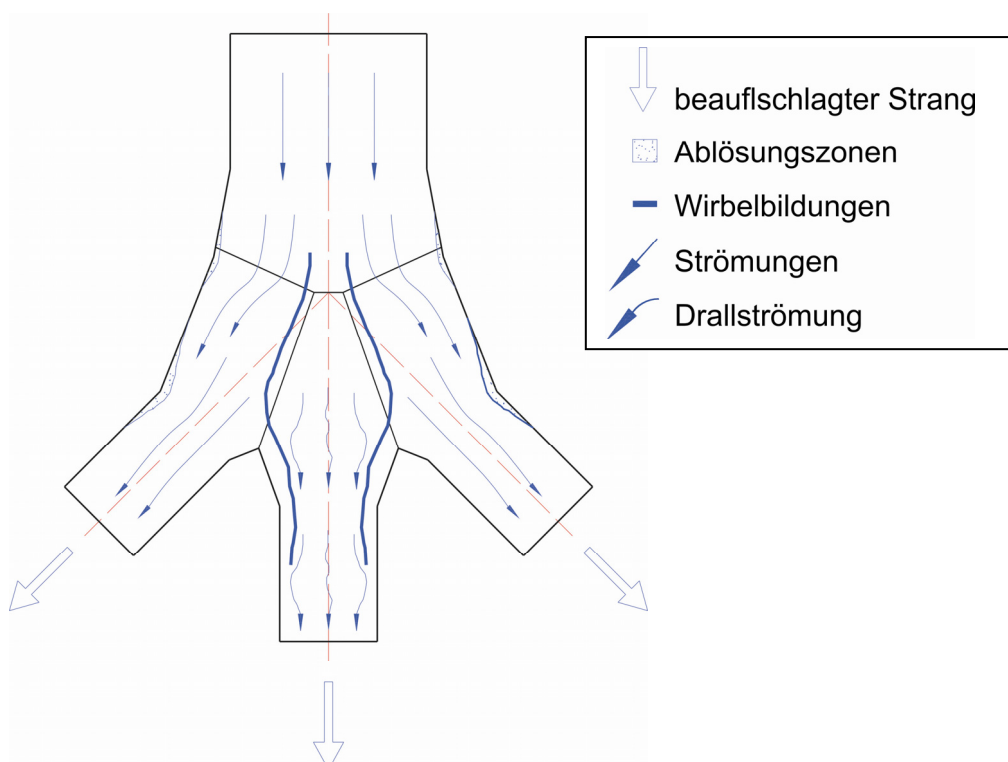
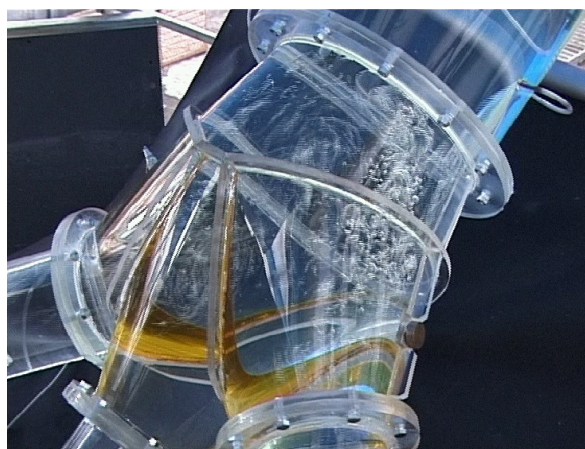
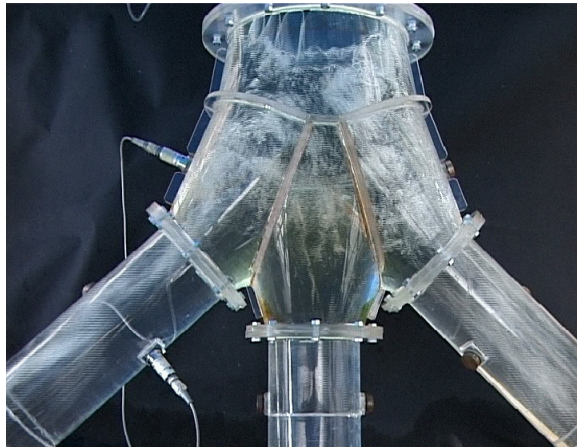


Abbildung 6.2: Analyse - Strömungsvisualisierung im Lastfall XXX

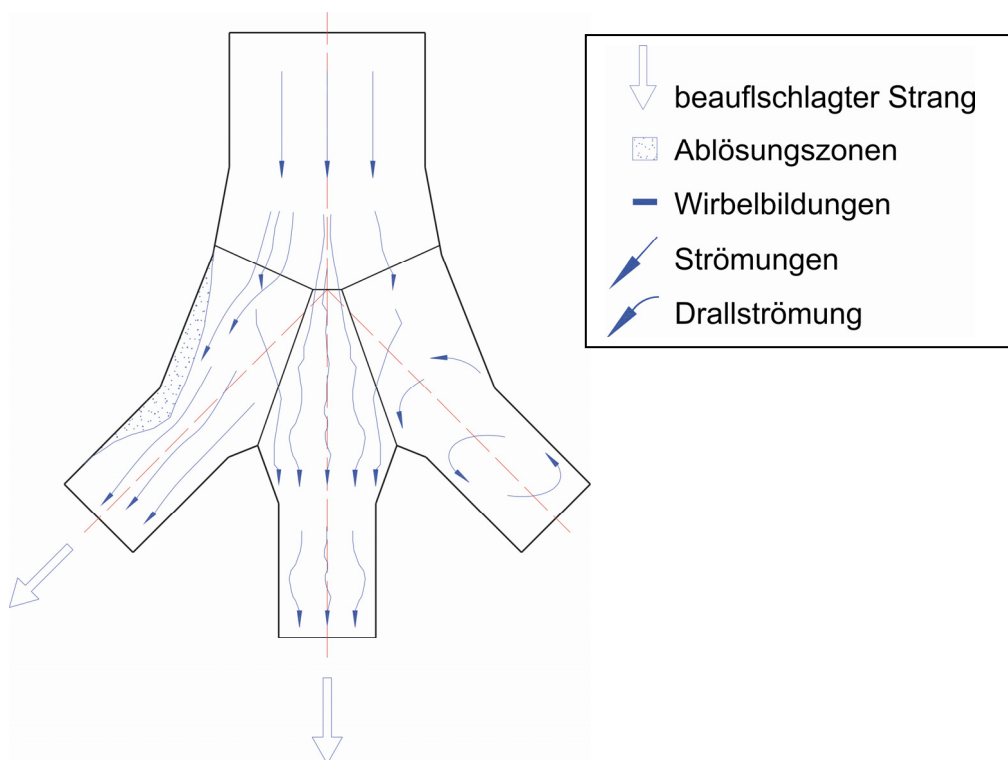
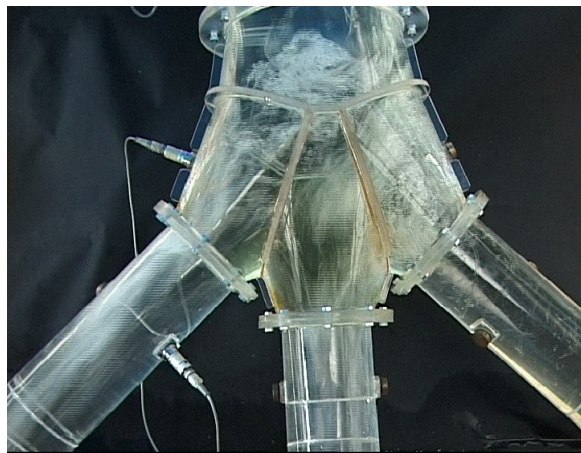
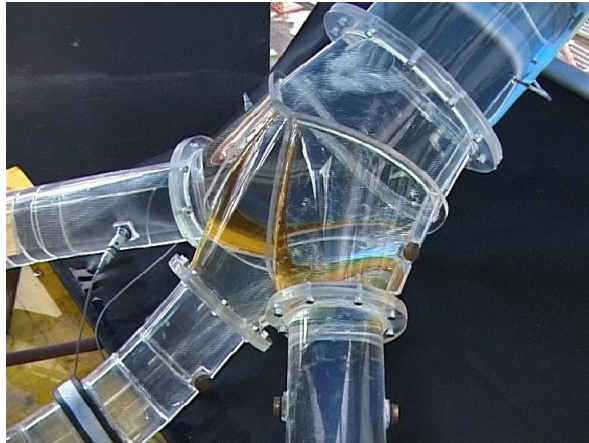


Abbildung 6.3: Analyse - Strömungsvisualisierung im Lastfall XX0

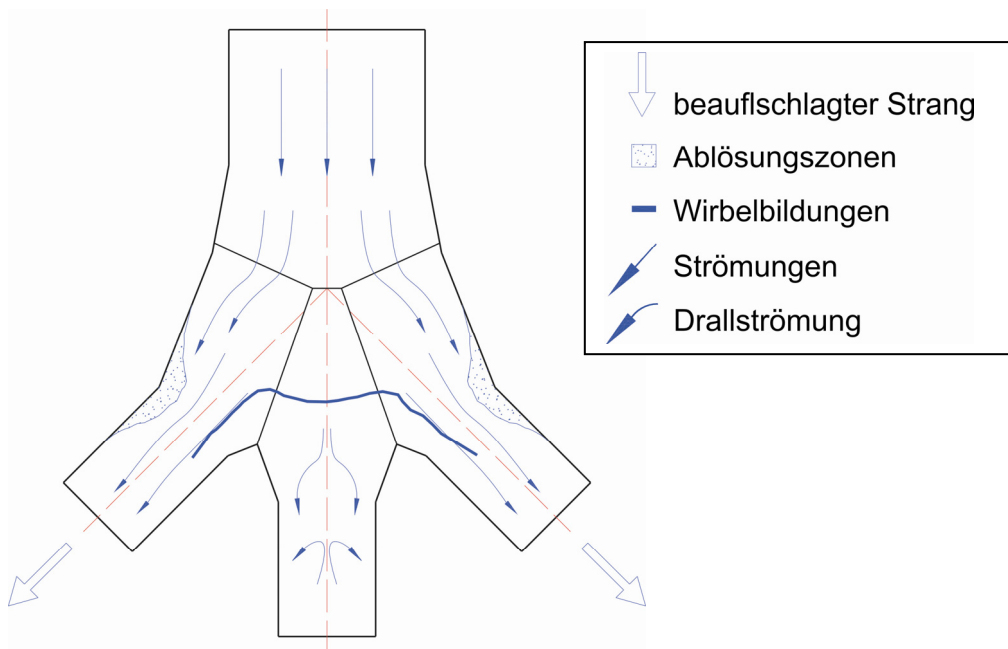
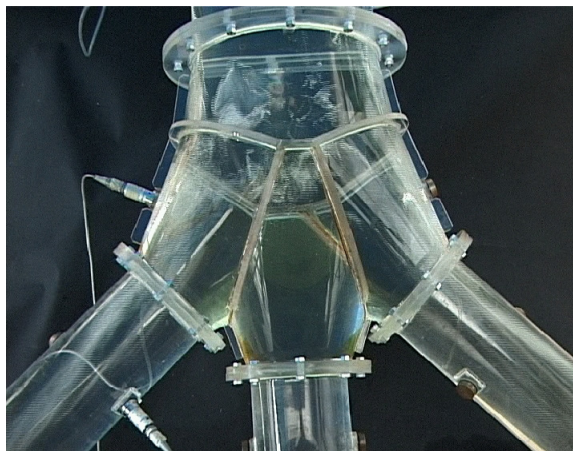
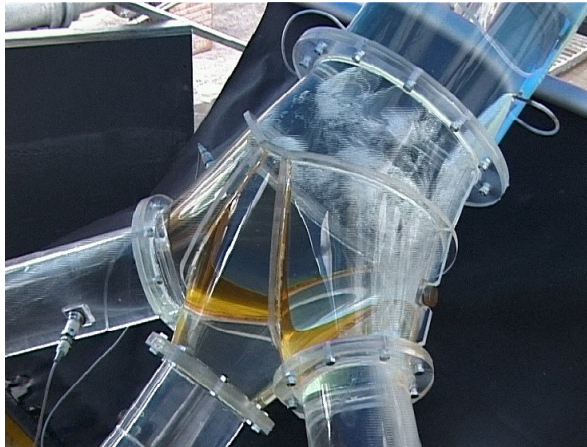


Abbildung 6.4: Analyse - Strömungsvisualisierung im Lastfall X0X

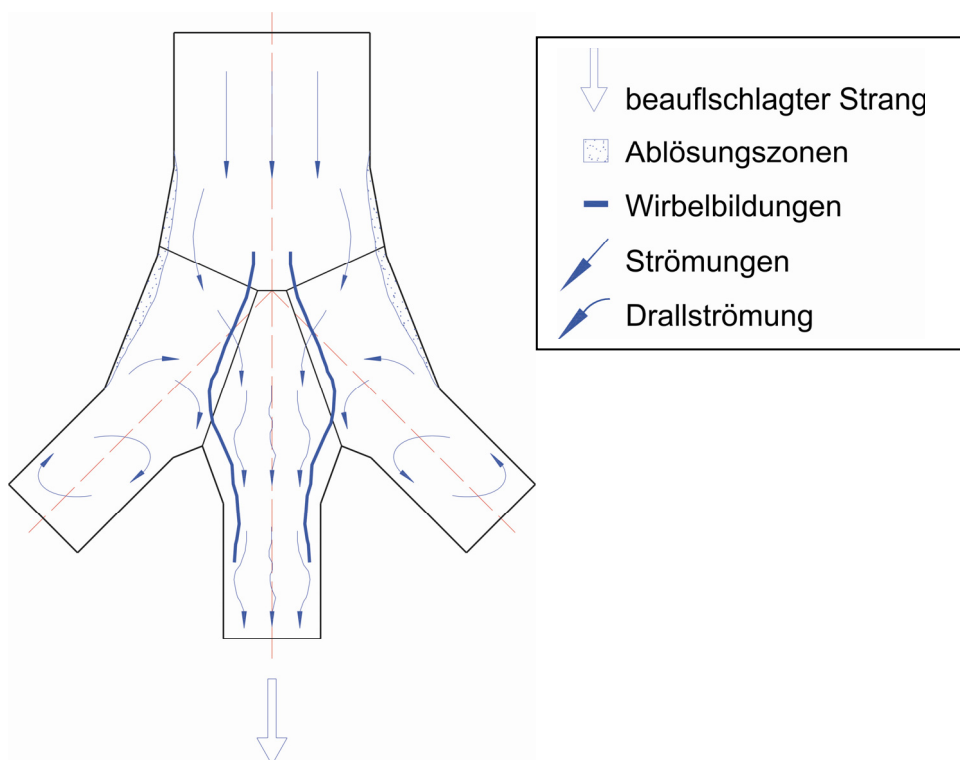
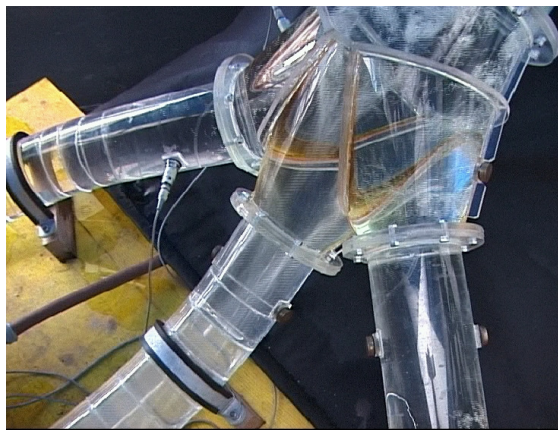
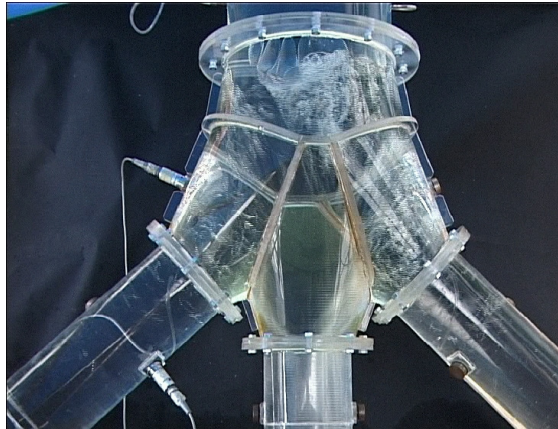


Abbildung 6.5: Analyse - Strömungsvisualisierung im Lastfall 0X0

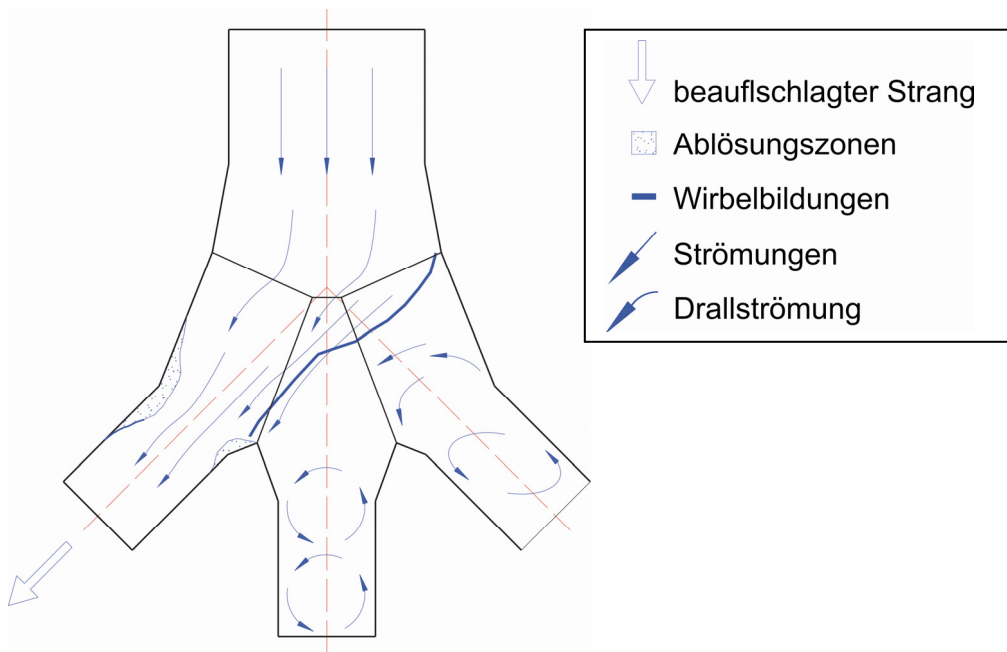
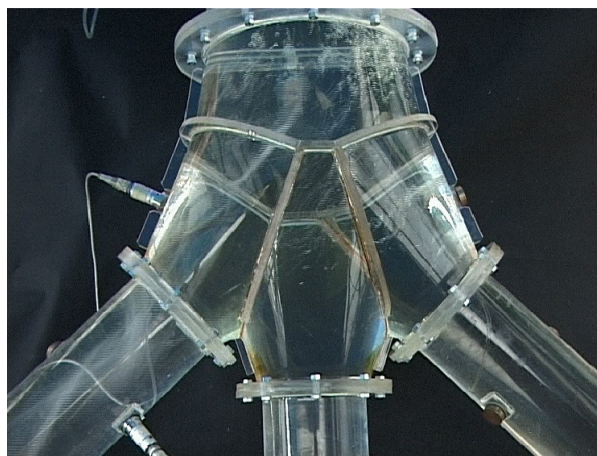
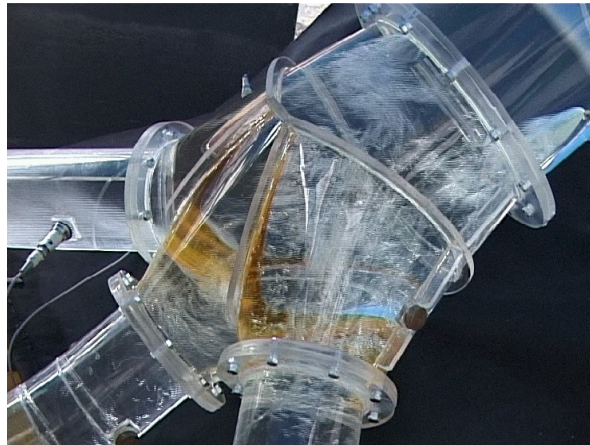


Abbildung 6.6: Analyse - Strömungsvisualisierung im Lastfall X00

7 HAUPTVERSUCHE – OHNE ÄUSSERE ANREGUNG

In dieser Versuchsreihe wurden die strömungsinduzierten Schwingungen analog nach *Voggeneder* und *Schmid* erfasst.

In Abb. 7.1 ist das Ergebnis der Strömungsvisualisierung von *Voggeneder* für den Lastfall X00 dargestellt.

In den nachfolgenden Abbildungen 7.2 bis 7.16 sind die Amplitudenspektren der Drücke in den Messpunkten beispielhaft für Durchflüsse von 50, 90 und 100 l/s für den Lastfall X00 zusammengestellt.

Dabei werden die Ergebnisse von *Voggeneder* und *Schmid* mit den Messungen der optimierten, in dieser Arbeit untersuchten Trifurkatorgeometrie verglichen.

Lastfall X00

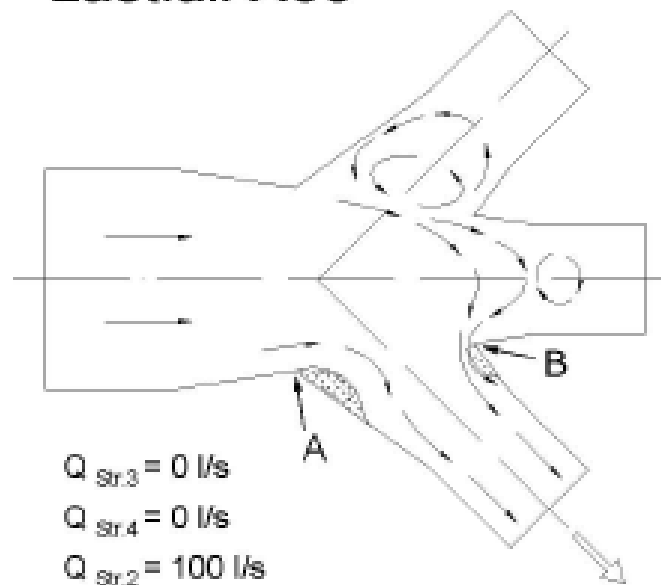


Abbildung 7.1: Ablösungen und Verwirbelungen für den Lastfall X00
aus [*Voggeneder*]

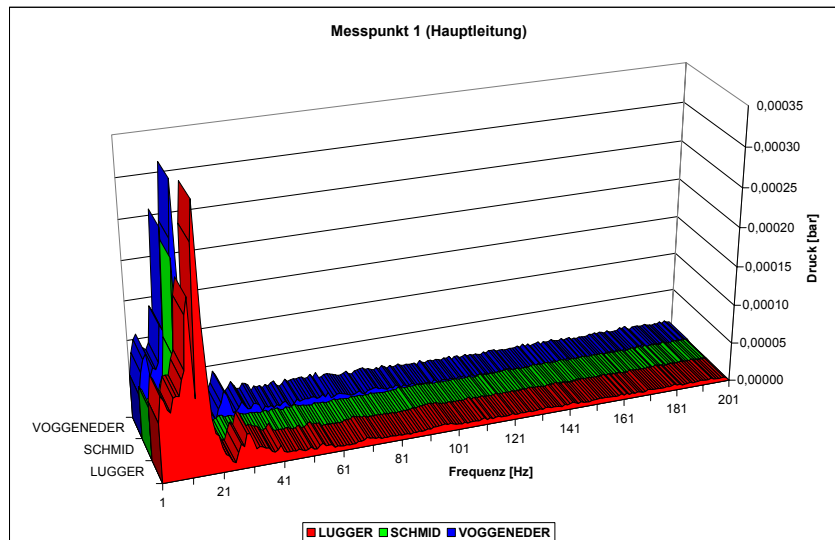


Abbildung 7.2: Amplitudenspektrum des Messpunktes 1 für $Q = 50 \text{ l/s}$

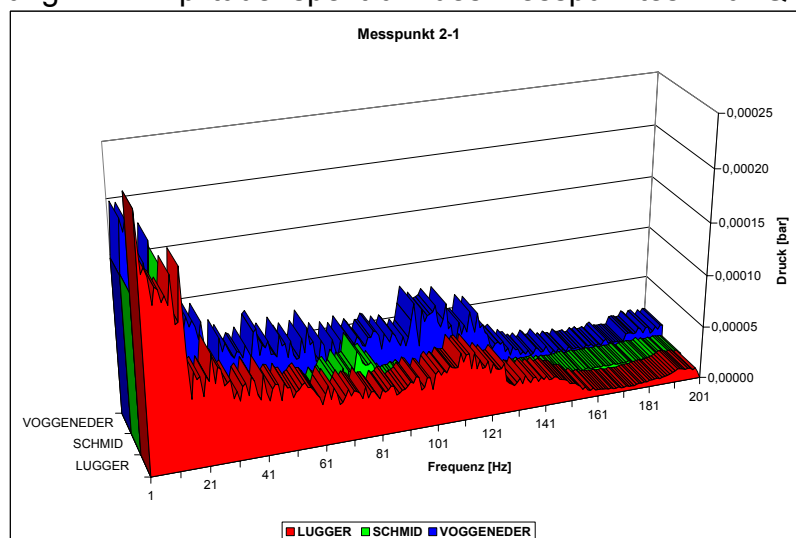


Abbildung 7.3: Amplitudenspektrum des Messpunktes 2-1 für $Q = 50 \text{ l/s}$

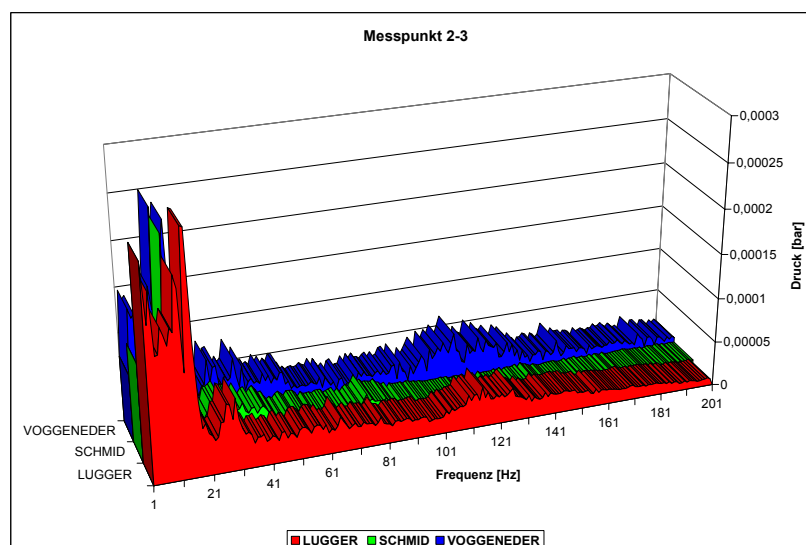


Abbildung 7.4: Amplitudenspektrum des Messpunktes 2-3 für $Q = 50 \text{ l/s}$

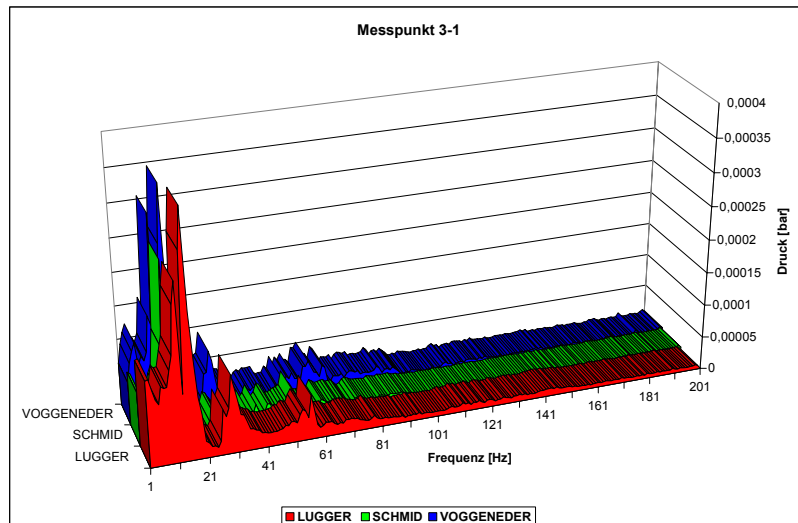


Abbildung 7.5: Amplitudenspektrum des Messpunktes 3-1 für $Q = 50$ l/s

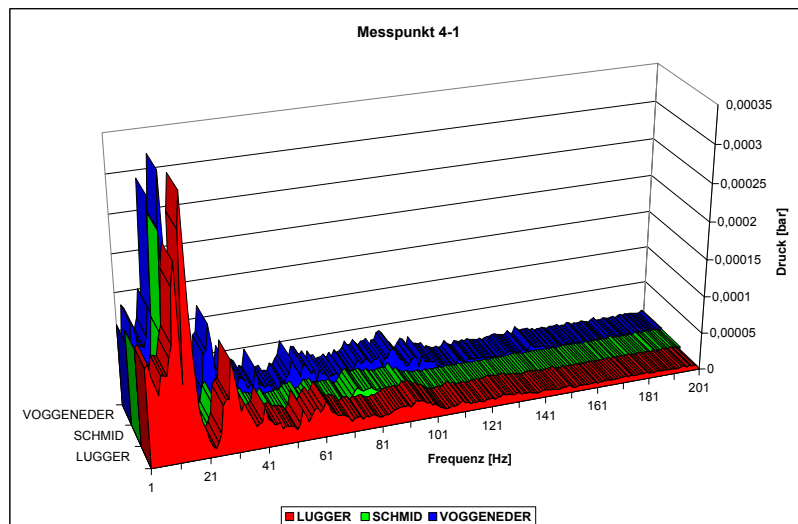


Abbildung 7.6: Amplitudenspektrum des Messpunktes 4-1 für $Q = 50$ l/s

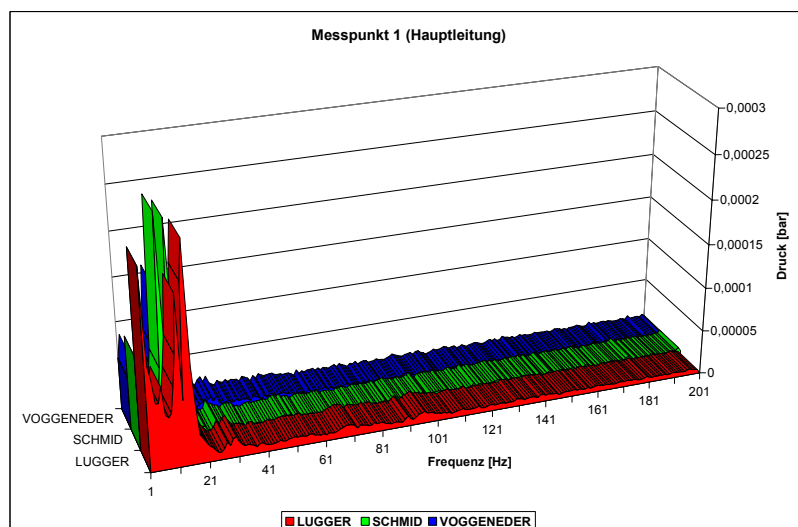


Abbildung 7.7: Amplitudenspektrum des Messpunktes 1 für $Q = 90$ l/s

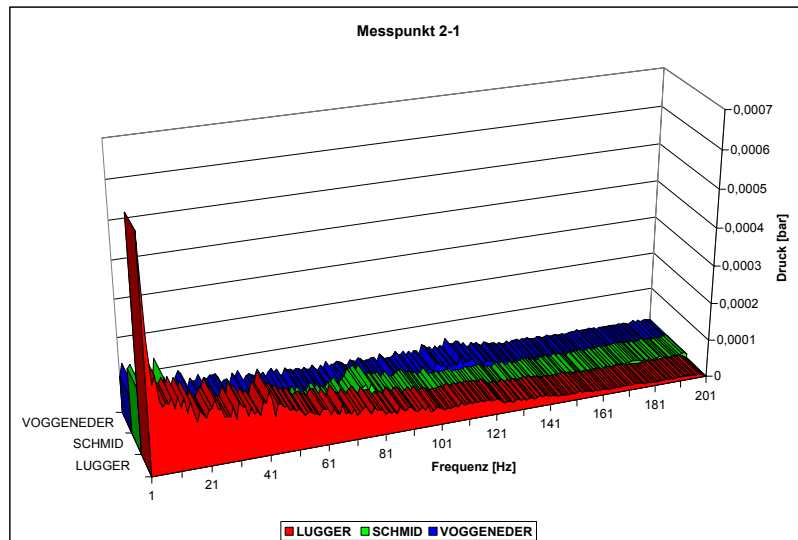


Abbildung 7.8: Amplitudenspektrum des Messpunktes 2-1 für $Q = 90 \text{ l/s}$

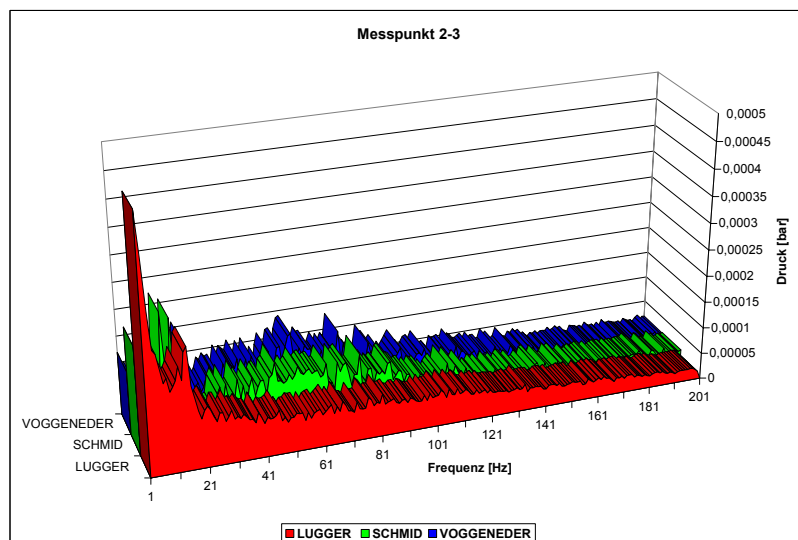


Abbildung 7.9: Amplitudenspektrum des Messpunktes 2-3 für $Q = 90 \text{ l/s}$

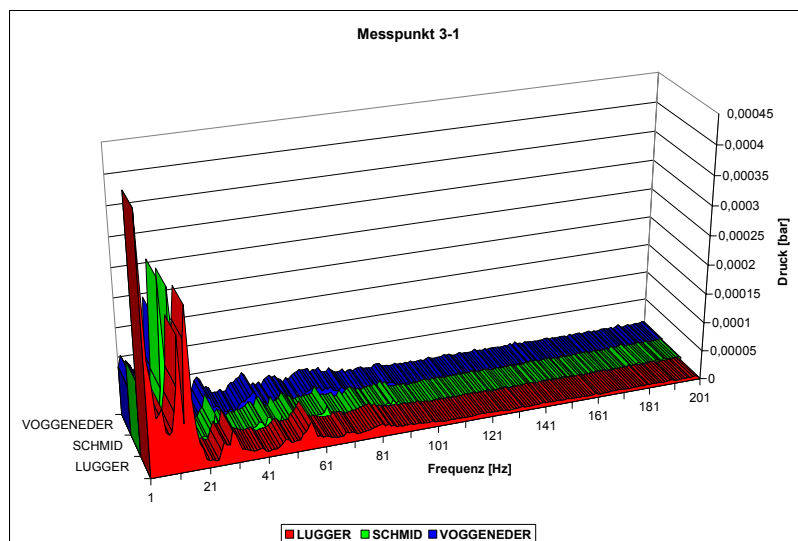


Abbildung 7.10: Amplitudenspektrum des Messpunktes 3-1 für $Q = 90 \text{ l/s}$

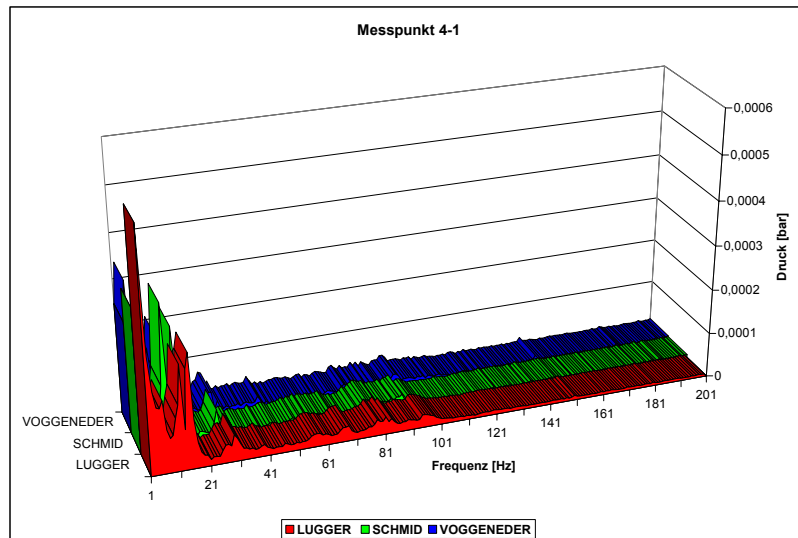


Abbildung 7.11: Amplitudenspektrum des Messpunktes 4-1 für $Q = 90$ l/s

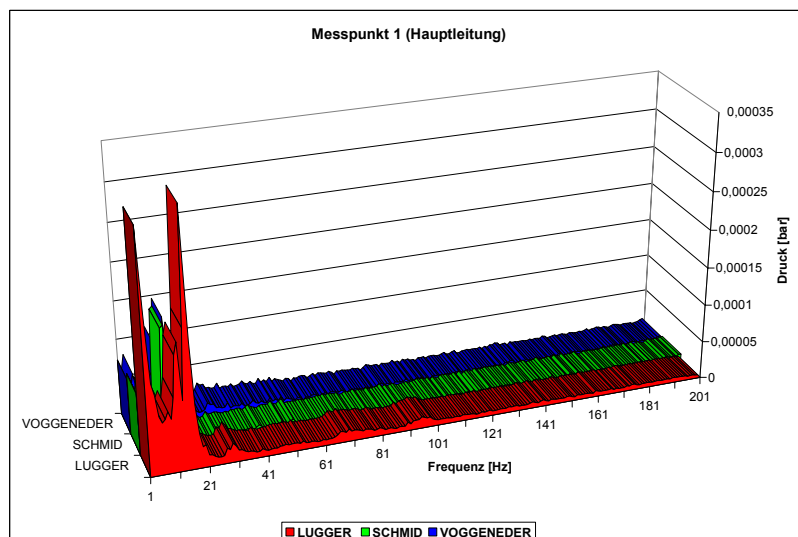


Abbildung 7.12: Amplitudenspektrum des Messpunktes 1 für $Q = 100$ l/s

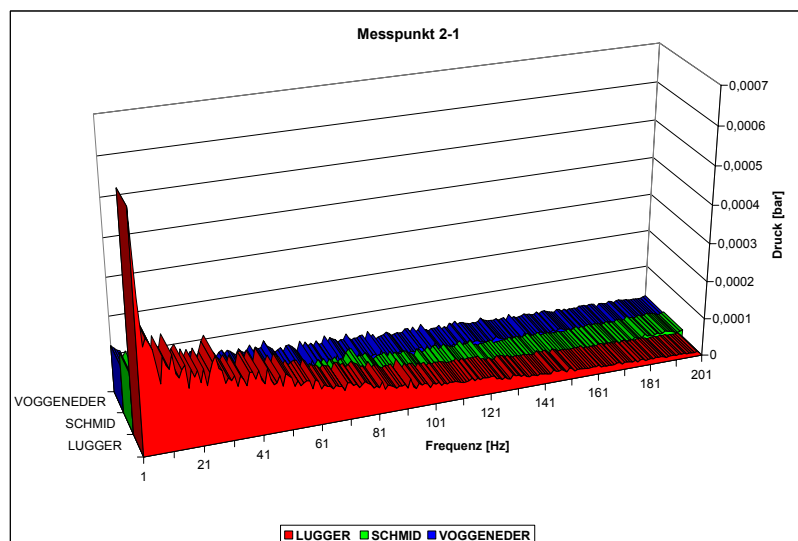


Abbildung 7.13: Amplitudenspektrum des Messpunktes 2-1 für $Q = 100$ l/s

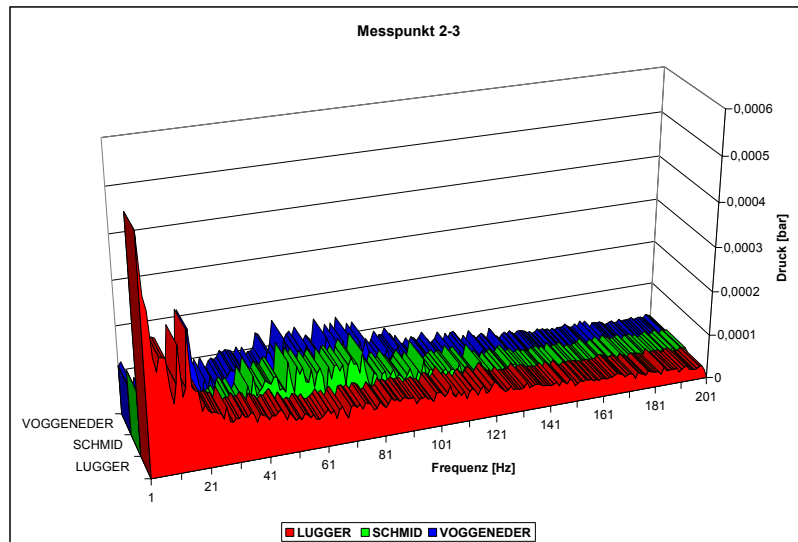


Abbildung 7.14: Amplitudenspektrum des Messpunktes 2-3 für $Q = 100 \text{ l/s}$

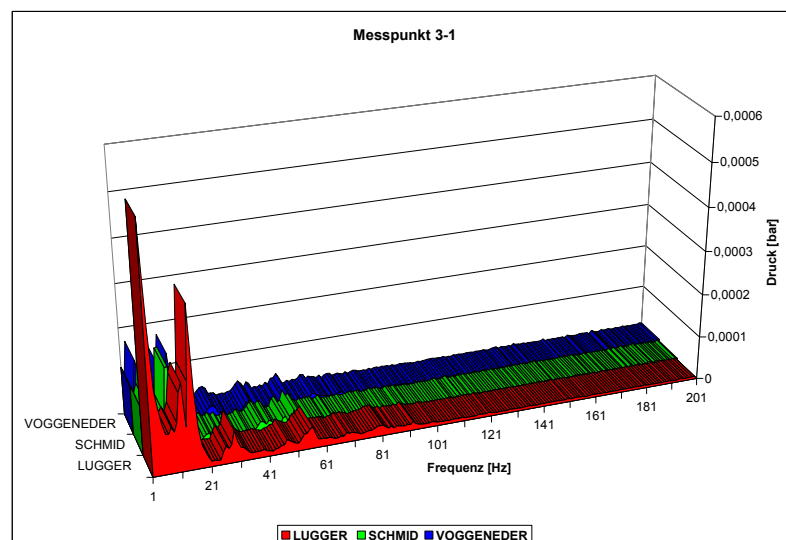


Abbildung 7.15: Amplitudenspektrum des Messpunktes 3-1 für $Q = 100 \text{ l/s}$

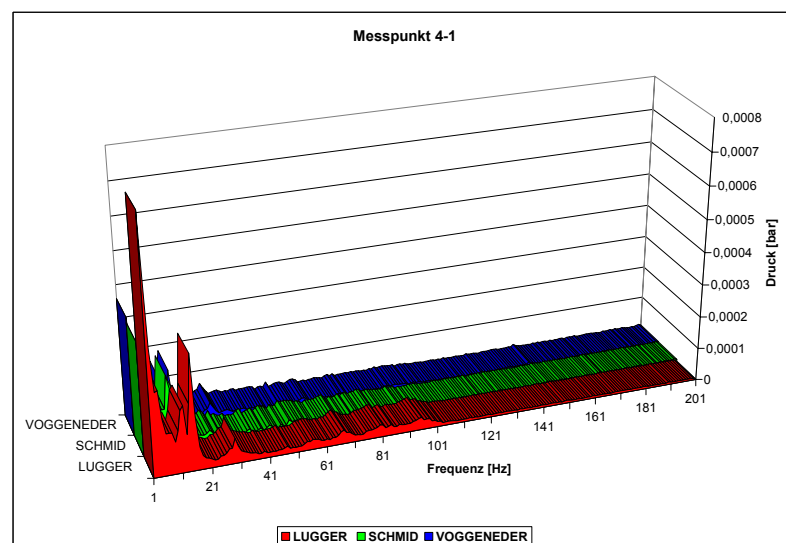


Abbildung 7.16: Amplitudenspektrum des Messpunktes 4-1 für $Q = 100 \text{ l/s}$

7.1 Interpretation und Vergleich der Ergebnisse:

Bei der Beaufschlagung mit einem Durchfluss von 50 l/s weist das Spektrum des Messpunktes 2-1 einen leichten Peak im Bereich von 110-120 Hz auf.

Hierbei handelt es sich um den Druckaufnehmer unmittelbar vor dem Schieber, da dieser Schwingungen in diesem Frequenzbereich aufweist, wird angenommen, dass sich die Schieberschwingungen im Strang 2 entgegen der Fließrichtung fortpflanzen.

In den Messpunkten 2-3 werden diese Amplituden nur mit geringerer Intensität registriert und in allen anderen Messpunkten nicht mehr festgestellt.

Wie in den Abb. 7.2 bis Abb. 7.6 zu sehen ist, kam *Voggeneder* auf idente Ergebnisse, allerdings mit höheren Amplituden woraus man ableiten könnte, dass die vom Flachschieber übertragenen Schwingungen auf das System von *Voggeneder* stärker übertragen wurden als auf das System mit der optimierten Geometrie.

Schmid konnte diese Peaks auch feststellen, allerdings in einem Frequenzbereich von ca. 80 Hz. Die Differenz der festgestellten Frequenzen ist global gesehen nicht sehr groß. Die Verschiebungen des Frequenzbereiches und die Ähnlichkeit der Ergebnisse von *Voggeneder* und dem gegenständlichen Fall lassen sich durch die Veränderung der Gesamtsteifigkeit des Systems und durch den Modellumbau erklären.

Die Messpunkte 3-1 und 4-1 weisen kleine Amplituden bei den Frequenzen 30 Hz, 45 Hz und 55 Hz auf.

Voggeneder wies diese Erscheinungen dem im Auffangbecken rückströmenden Wasser zu. Durch das rückströmende Wasser wird vermutlich die Unterkonstruktion des Trifurkatormodells in diesem Bereich angeregt.

Schmid konnte diese Erscheinungen nur in abgeschwächter Form feststellen, da am Hallenboden vor der Modellabstützung strömungsabweisende Bleche montiert wurden. Bei höheren Durchflüssen traten diese Amplituden in abgeschwächter Form wieder auf, da die Schutzbleche zum Teil überströmt wurden.

Im gegenständlichen Fall wurden diese abweisenden Bleche beibehalten. Überraschenderweise sind die Messergebnisse qualitativ ähnlich mit den Ergebnissen von *Voggeneder*, woraus man interpretieren kann, dass die strömungsabweisenden Bleche keine Verbesserung der Situation zur Folge hatten.

Die Diagramme zeigen, dass man diese Peaks in den Messpunkten 3-1 und 4-1 bei allen Durchflusskonfigurationen feststellen kann und sich mit der Zunahme des Durchflusses auch die Größe der Amplituden erhöht. Der Interpretationsspielraum in diesem Fall ist sehr vielfältig.

Ein möglicher Grund für dieses Phänomen lässt sich aus der Abb. 6.6 ableiten. Dort konnten bei der Strömungsvisualisierung ein vermehrtes Aufkommen von Drallströmungen im den Strängen 3 und 4 beobachtet werden. Diese Erkenntnis bestätigen auch die in den Abb. 7.10 und 7.11 sowie 7.15 und 7.16 zu erkennenden Peaks in den Messpunkten 3-1 und 4-1 in einem Bereich von ca. 100 Hz.

Es liegt nahe, dass die auftretenden Peaks durch das aus dem Trifurkator austretende Wasser, das in diesem Bereich Drallströmungen aufweist und daher einen Strömungszustand mit größeren Turbulenzen aufweist, verursacht werden. Wenn man diese Interpretation zulässt muss man daraus aber ableiten, dass die optimierte Trifurkatorgeometrie in dieser Hinsicht nicht die erwartete Verbesserung liefert.

Bei der Beaufschlagung mit einem Durchfluss von 90 l/s und 100 l/s konnte *Schmid* sowie *Voggeneder* für den Messpunkt 2-3 in einem Frequenzbereich von 30 Hz bis 90 Hz erhöhte Druckschwankungen feststellen. Ihre größte Intensität erreichen sie bei ca. 60 Hz, die

Voggeneder auf die Strömungsablösungen an der Verschneidungskante B Abb. 7.1 verursachten Schwingungen zurück.

Bei einem Durchfluss von 50 l/s sind diese Peaks im Messpunkt 2-3 nicht feststellbar.

Im gegenständlichen Fall kann man das nicht beobachten, vielmehr zeigen die Diagramme Abb. 7.8 und 7.9 sowie Abb. 7.13 und Abb. 7.14 einen wesentlich gleichmäßigeren und mit der Frequenz abnehmenden Verlauf der registrierten Drücke der Messpunkte 2-1 und 2-3, was auf die ver-besserte Linieführung der optimierten Trifurkatorgeometrie zurückzuführen ist.

Die ausgeprägten Amplituden im Bereich von 12 Hz bis 14 Hz lassen sich in allen fünf Messpunkten analog zu *Voggeneder* und *Schmid* feststellen und werden auf die in Punkt 4.2 (Einfluss der Laborpumpe auf das Messergebnis) präsentierten Ergebnisse zurückgeführt.

8 HAUPTVERSUCHE – EINZELIMPULSE

Diese Versuchsreihe wurde in zwei Abschnitten durchgeführt. Einerseits mit stationären und andererseits mit instationären Durchflussverhältnissen.

8.1 Quasistationäre Druckmessung:

Die Benennung quasistationär war die Versuchskonfiguration, während derer Messungen kein Durchfluss $Q=0$ und das Modell auf 2 Meter bzw. 4 Meter Wassersäule eingestaut war.

8.1.1 Physikalische Untersuchung der Druckwellenausbreitung im Rohrsystem:

Für die Ausbreitung von Druckwellen in Rohrsystemen ist das Mach'sche Modellgesetz maßgebend, d.h. die Übertragung der Modellergebnisse auf

den Prototyp ist vorwiegend abhängig von den Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten.

Durch das Aufbringen von Einzelimpulsen konnte daher die Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit im Modell annähernd bestimmt werden, sowie erste Aussagen zu Systemeigenfrequenzen gemacht werden.

Grundsätzlich sei darauf hingewiesen, dass die Systemeigenfrequenzen maßgeblich von den Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten, den Rohrlängen sowie den Randbedingungen des Systems abhängig sind [Zielke].

Ein Vergleich aus dem Konstruktiven Ingenieurbau zu dieser Thematik bietet sich an, beispielsweise ein Stabwerksystem mit unterschiedlichen Steifigkeiten, Stablängen und Lagerungsbedingungen der einzelnen Stäbe.

8.2 Einzeldruckwellen:

Zur Bestimmung der Systemparameter Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit und den Systemeigenfrequenzen wurde zunächst das Verhalten bezüglich eines Einzelimpulses untersucht.

Über den Anschlussstutzen zum Impulsator wurde mittels eines Kolbens durch einen kurzen Schlag mit einem Gummihammer eine steile Einzeldruckwelle in das Rohrsystem eingebracht Abb. 8.1.

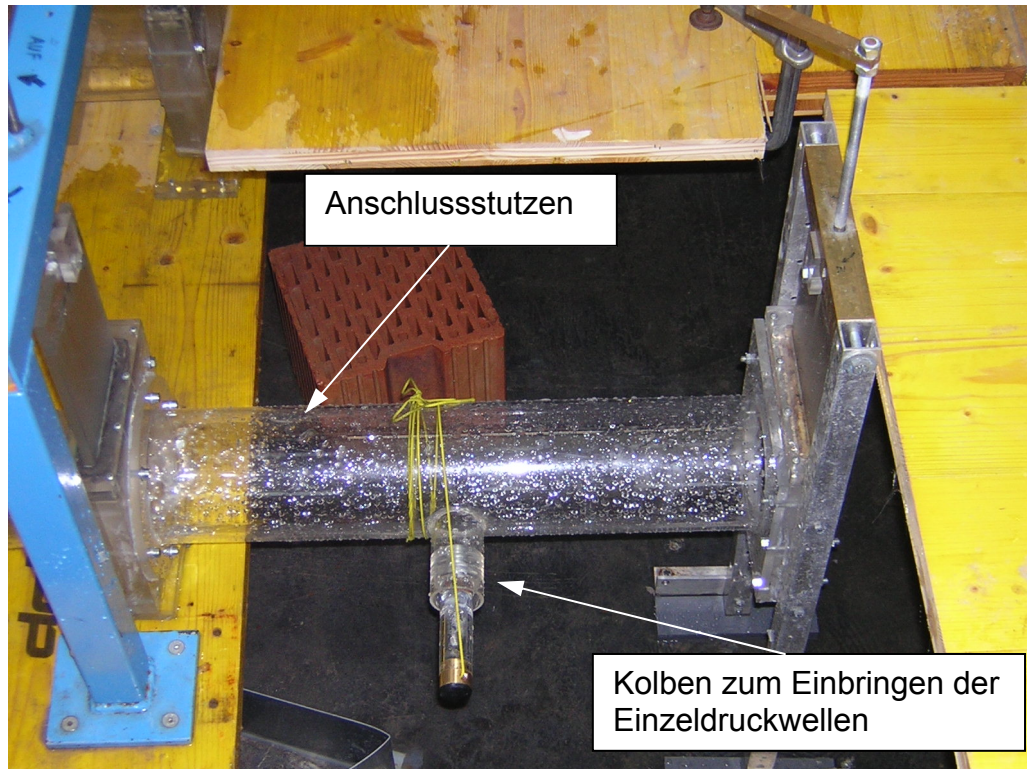


Abbildung 8.1: Kolben zum Einbringen eines Einzelimpulses

Die Anregung durch einen Einzelimpuls zwingt das Modell in seiner Eigenfrequenz zu schwingen. Die Messungen erfolgten bei einer stationären Wasserhöhe von 4 Metern und geschlossenem Schieber.

Durch eine Triggerung beim Überschreiten des Schwellenwertes im Messpunkt 2-1 wurde die Messung ausgelöst, wobei eine ausreichende Vorlaufzeit zur Erfassung des gesamten Anstiegs durch das Messprogramm gespeichert wurde.

Um eine Beeinflussung der Messung durch die laufende Laborpumpe zu unterbinden, wurde diese vollständig abgeschaltet. Der Verlauf der Drücke ist in Abb. 8.2 für die einzelnen Messpunkte über einen repräsentativen Zeitraum dargestellt.

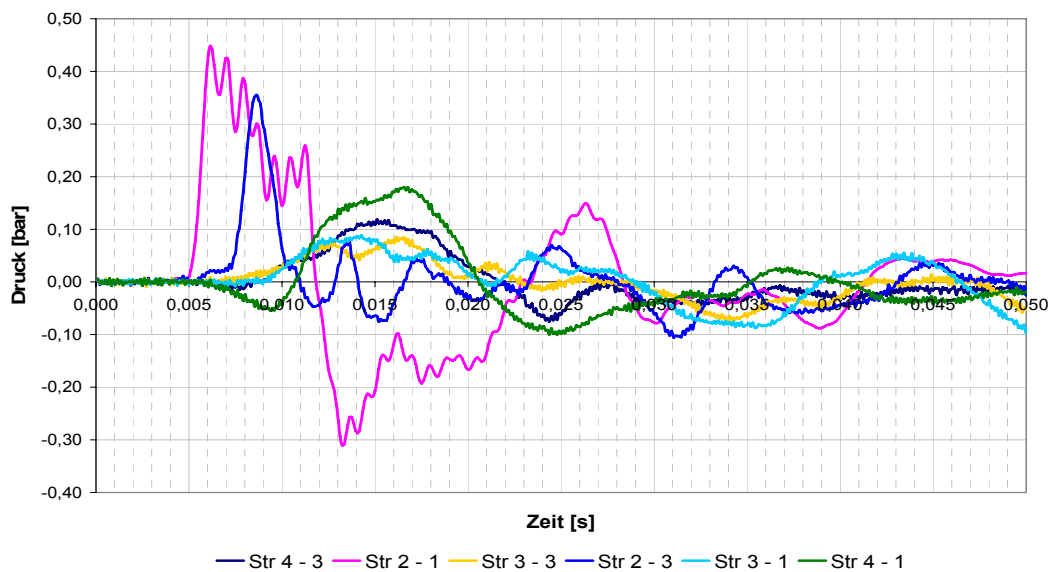


Abbildung 8.2: Druckwellenverlauf über die Zeit für einen Einzelimpuls
in den einzelnen Messsträngen

Tabelle 8.1 gibt einen Überblick über alle Konfigurationen der durchgeführten Versuche zur Versuchsreihe Einzelimpulse.

Alle Versuche wurden neben der Abtastfrequenz von 9600 Hz und einer Abtastrate von 8200 Werten pro Sekunde noch mit einer Abtastfrequenz von 12000 Hz und einer Abtastrate von 1200 Werten pro Sekunde durchgeführt.

Durchflusskonfiguration	H = 2 m	H = 4 m
Q = 0 l/s (Schieber geschlossen-stationär)	✓	
Q = 0 l/s (Schieber geschlossen-stationär)		✓
Q = 50 l/s (instationär)		✓
Q = 100 l/s (instationär)		✓

Tabelle 8.1: Durchflusskonfigurationen der Versuchsreihe Einzelimpulse -
stationär und instationär

8.3. Ermittlungen der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten:

Zur Berechnung der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit im seitlichen Rohrstrang wurde die zeitliche Differenz des Druckwellenan-

stiegspunktes in den Messpunkten 2-1 und 2-3 herangezogen. Dieser ist noch weitgehend unbeeinflusst von Reflexionen. Da jedoch insbesondere im Messpunkt 2-3 die eindeutige Identifikation des Druckwellenanstiegspunktes schwierig ist, vgl. Abb. 8.3 wurde durch eine lineare Regression im Bereich des ersten Druckwellenanstiegs in den beiden Messpunkten Funktionen ermittelt, aus deren Nullstellen sich der zeitliche Abstand bestimmt.

Aus dem zeitlichen Abstand und dem Weg entlang der Mittelachse zwischen den beiden Messpunkten ($\Delta x \sim 0,759 \text{ m}$) errechnet sich die Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit.

Der Zeitaufschrieb beinhaltet die Vorläuferwelle im Material. Zudem ist es bereits zu einer starken Dispersion der Druckwelle gekommen. Mögliche Ursachen hierfür sind das visko-elastische Materialverhalten des Plexiglasses und die hohe Makrorauheit des aus Teilrohren zusammengesetzten Rohrabschnittes.

Da der Wegabschnitt zur Bestimmung der Wellengeschwindigkeit zudem sehr kurz ist, machen sich bereits kleine Abweichungen bei der Bestimmung der Zeitverschiebung stark bemerkbar.

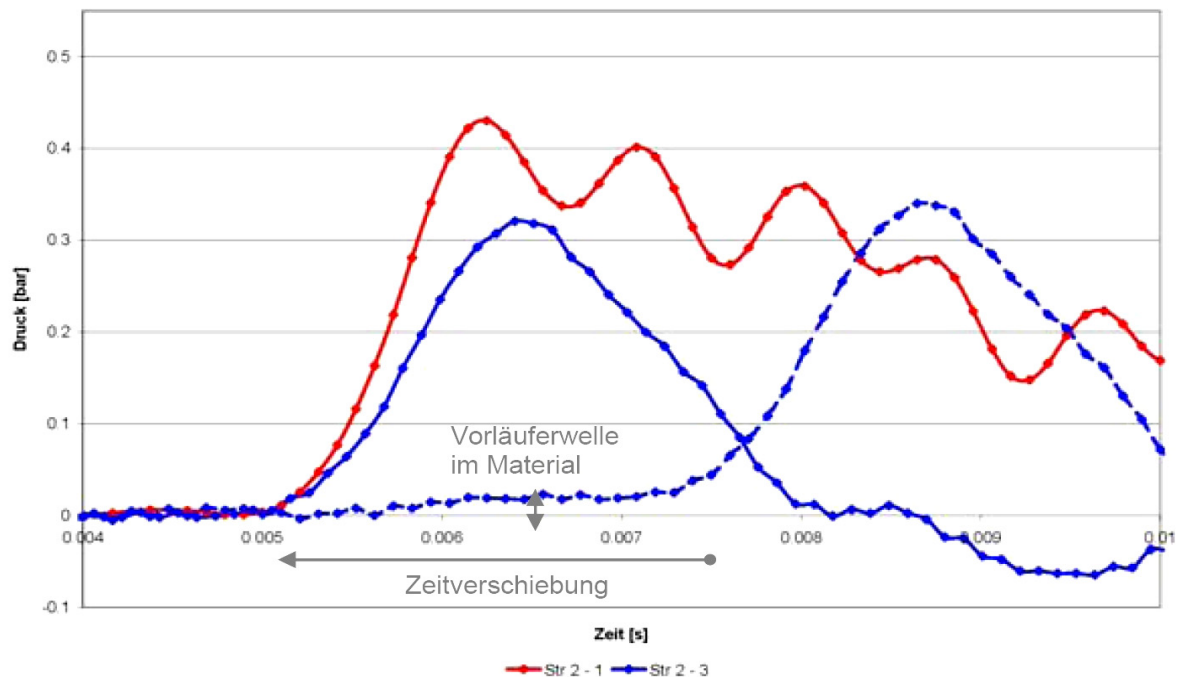


Abbildung 8.3: Experimentelle Bestimmung der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit

Es kann daher lediglich ein Bereich bestimmt werden, in dem sich die tatsächliche Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit befindet. Dieser Bereich liegt nach Betrachtung verschiedener Einzelimpulsversuche zwischen 270 m/s bis 365 m/s.

Eine Mittelung der Ergebnisse mehrer Messreihen mit unterschiedlich hohen und steilen, eingetragenen Drücken ergibt eine Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit von 315 m/s.

8.4 Vergleich der Ergebnisse:

In den Tab. 8.2 und 8.3 sind die errechneten Werte der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten angeführt, und anschließend der Mittelwert gebildet worden.

In den Grafiken in den Abb. 8.4 und 8.5 sind die Werte der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten aufgetragen. Abb. 8.6 zeigt eine grafische Darstellung der Messungen von Schmid.

Versuchskonfiguration	Druckwellenfortpflanzungs- geschwindigkeit [m/s]
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-1	316
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-2	304
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-3	365
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-4	316
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-5	304
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-6	291
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-7	304
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-8	347
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-9	347
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-10	270
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-11	304
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-12	383
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-13	316
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-14	318
9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0I-15	347
Durchschnittsgeschwindigkeit	322

Tabelle 8.2: Errechnete Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten

Versuchskonfiguration	Druckwellenfortpflanzungs- geschwindigkeit [m/s]
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-1	347
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-2	304
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-3	292
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-4	318
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-5	331
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-6	280
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-7	304
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-8	292
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-9	291
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-10	292
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-11	331
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-12	291
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-13	331
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-14	304
9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0I-15	292
Durchschnittsgeschwindigkeit	307

Tabelle 8.3: Errechnete Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten

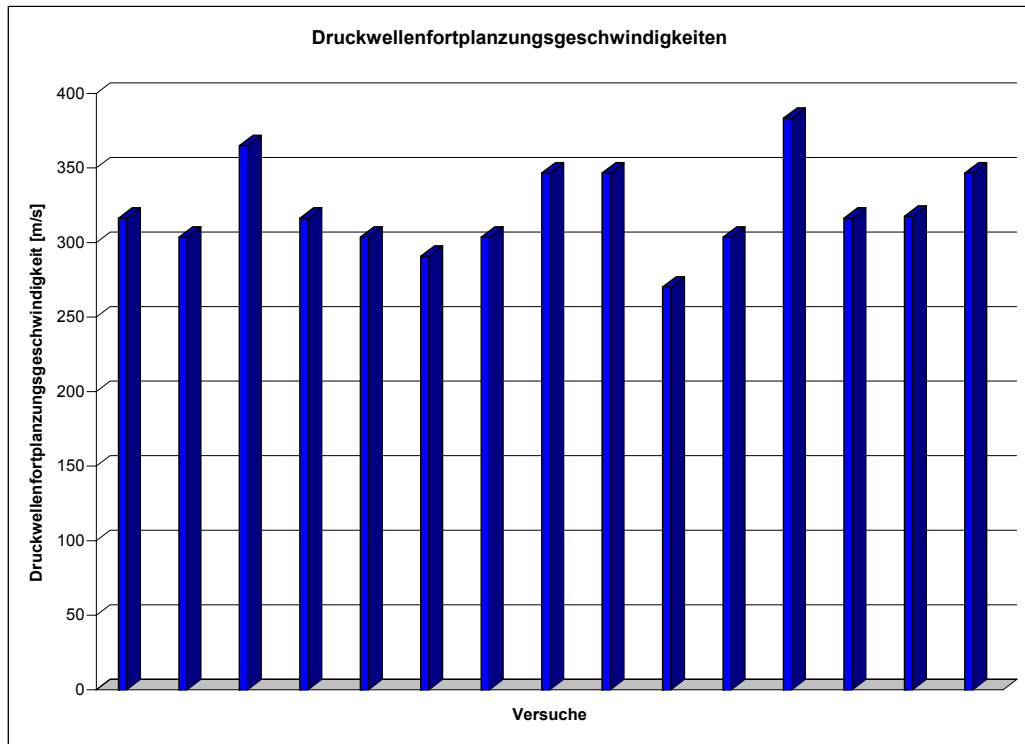


Abbildung 8.4: Grafik der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten zur
Tabelle 8.2

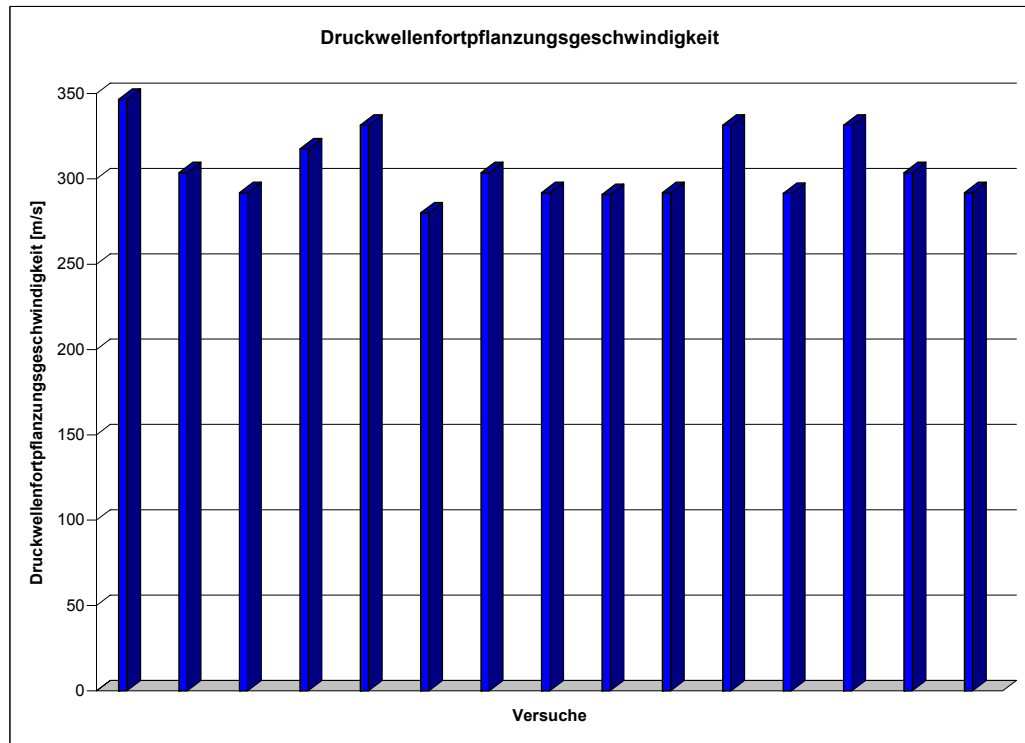


Abbildung 8.5: Grafik der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten zur
Tabelle 8.3

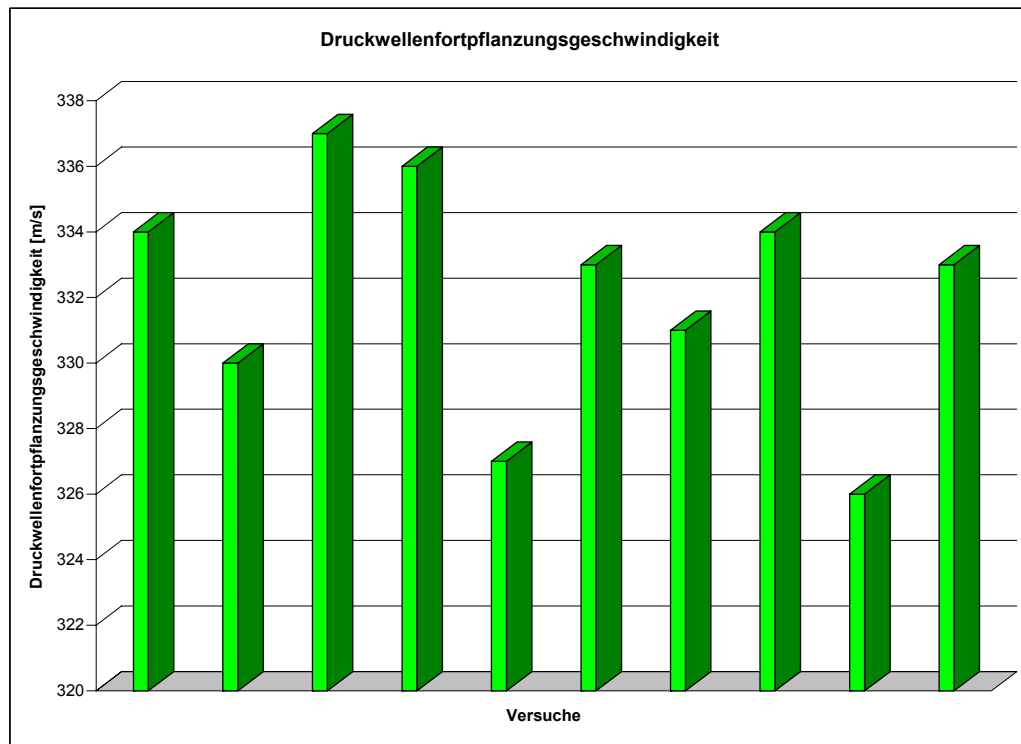


Abbildung 8.6: Grafik der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten nach Schmid

Der gemittelte Wert aus den Versuchen von Schmid liefert für die von ihm untersuchte Trifurkatorgeometrie eine Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit von 332 m/s.

Bei den hier vorgestellten Ergebnissen handelt es sich jedoch um eine grobe Abschätzung, insbesondere da die Druckwelle zwischen den Messpunkten den Krümmer einschließlich zahlreicher Klebestellen durchläuft. Es wird jedoch deutlich, dass die tatsächliche Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit im Modell die theoretisch vorhandene deutlich überschreitet.

Mögliche Ursachen hierfür sind die hohen Toleranzen bezüglich der geometrischen Abmessungen von Plexiglasrohren und die kaum erfassbaren Lagerungsbedingungen im vorliegenden Modellstand. Bei der Dimensionierung des Modells entsprechend dem Mach'schen Modellgesetz wurde bei der Abschätzung der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeiten im Prototyp lediglich die Stahlstärke der Teilrohre

berücksichtigt, nicht jedoch die den Trifurkator und die Teilstränge überdeckende Stahlbetonhülle. Es ist daher davon auszugehen, dass auch die Fortpflanzungsgeschwindigkeiten des Prototyps im Bereich der Verzweigung und der Teilstränge höher liegen. Die am Modell ermittelten Resonanzfrequenzen können nach der Umrechnung auf den Prototyp aufgrund der zuvor gemachten Einschränkungen nur zur näherungsweisen Beurteilung herangezogen werden.

8.5 Ermittlungen der Eigenfrequenzen und Vergleich mit den vorangegangenen Arbeiten:

Durch FFT-Analyse lassen sich aus den Druck- Zeit- Verläufen die maßgebenden Eigenfrequenzen des Systems abschätzen. In den Abb. 8.7 bis 8.12 sind die errechneten Spektren der Schwingungsantworten auf geschlagene Einzelimpulse bei einem Durchfluss von $Q = 0$ (geschlossener Schieber), also quasistationäre Verhältnisse dargestellt.

Tabelle 8.4 bietet einen Überblick über die gemessenen Durchflusskonfigurationen.

Aus den im Folgenden dargestellten Spektren lässt sich die Eigenfrequenz des Systems ablesen.

Beispielhaft und zur besseren Verdeutlichung sind die Spektren aus Abb. 8.7 und Abb. 8.10 nochmals in den Abb. 8.8 bzw. 8.11 mit einer kleineren Skalierung dargestellt.

Versuchsreihe Einzelimpulse (stationär):

Durchflusskonfiguration	H = 2 m	H = 4 m
Q = 0 l/s (Schieber geschlossen-stationär)	√	□
Q = 0 l/s (Schieber geschlossen-stationär)		√

Tabelle 8.4: Versuchskonfigurationen der Versuchsreihe
Einzelimpuls – stationär

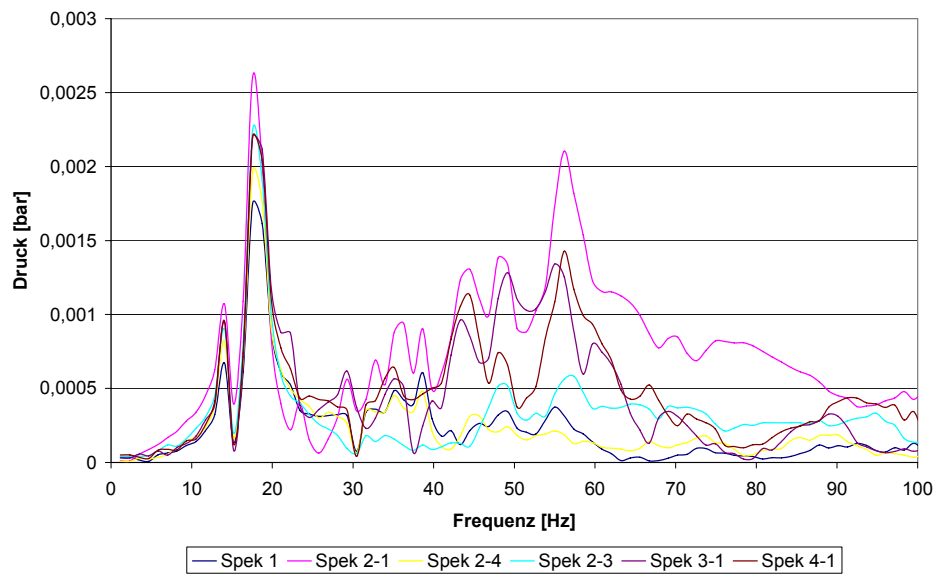


Abbildung 8.7: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0-3l

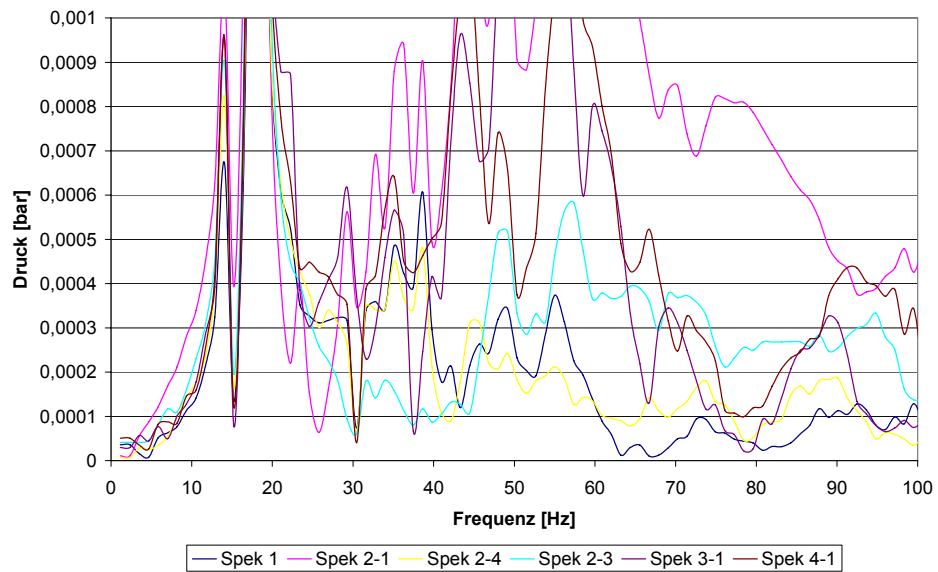


Abbildung 8.8: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0-3l,
kleinere Skalierung

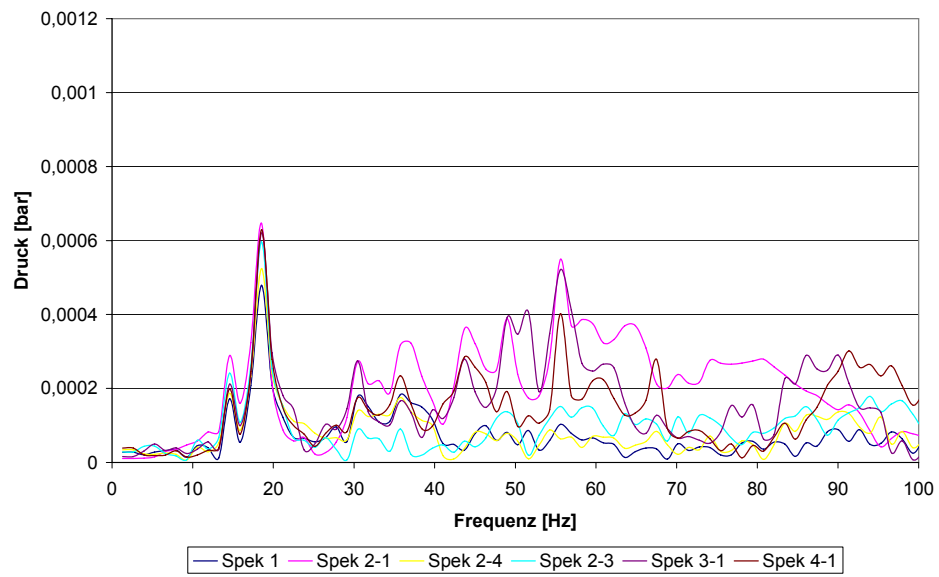


Abbildung 8.9: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=2m-Q=0-10l

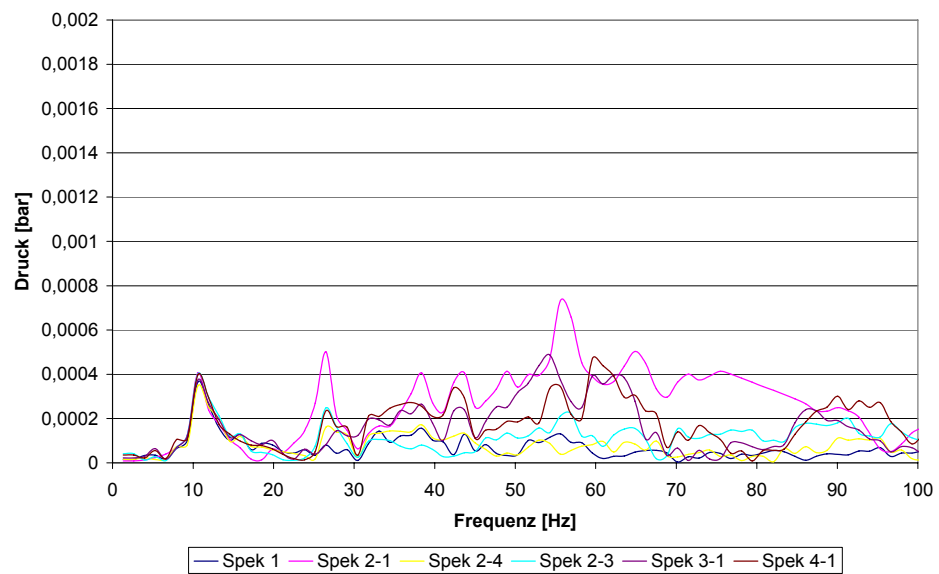


Abbildung 8.10: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0-5l

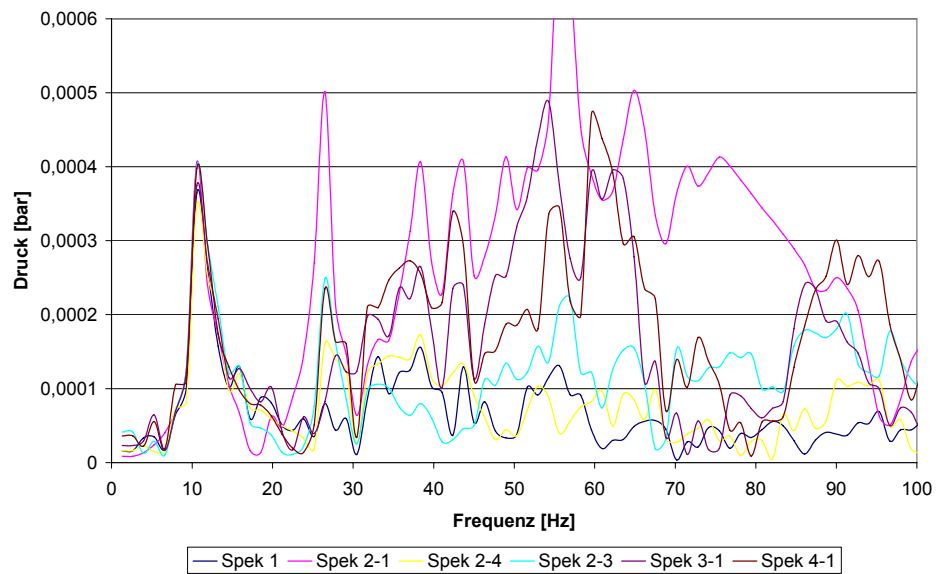


Abbildung 8.11: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0-5l, kleinere Skalierung

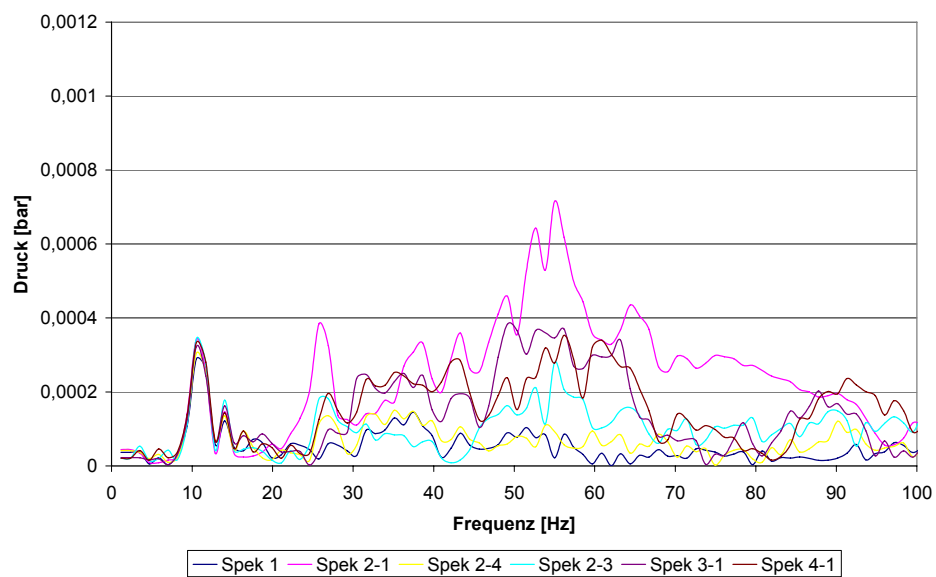


Abbildung 8.12: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=0-6l

Für alle Messpunkte zeigen sich ein ausgeprägter Peak bei ca. 14 Hz sowie weitere gemeinsame Peaks bei ca. 18 Hz.

Somit lassen sich die erste Eigenfrequenz bei 14 Hz und eine zweite bei 18 Hz identifizieren.

Bei höheren Frequenzen ist kein einheitliches Schwingungsverhalten in allen Messpunkten registrierbar. Jedoch bei Frequenzen im Bereich von ca. 40 Hz und im Bereich von ca. 56 Hz ist ein qualitativ ähnliches Verhalten in allen Messpunkten zu erkennen. Der Schluss liegt nahe, dass es sich hierbei um Eigenfrequenzen von Teilsystemen handelt - Vielfache der Grundfrequenz von 14 Hz - sogenannte Moden. Die Spektren der verschiedenen Einzelmessungen sind sich qualitativ ähnlich, jedoch unterscheiden sich die Verhältnisse der Peaks untereinander von Messung zu Messung.

Schmid konnte bei der Impulseinbringung durch Zusammendrücken des Schlauches eine Eigenfrequenz bei ca. 9 Hz feststellen.

Bei der Impulseinbringung mittels geschlagenen Impuls lag die erste Eigenfrequenz bei ca. 10,5 Hz. Weitere Eigenfrequenzen stellte er bei 13 Hz bzw. 14 Hz und im Nahbereich von 25 Hz fest, sowie weitere markante Ausschläge im Bereich von ca. 38,5 Hz und ca. 60 Hz, die er als Vielfache der Grundfrequenz und somit als weitere Eigenfrequenzen identifizierte.

Voggeneder stellte in seinen Untersuchungen Eigenfrequenzen des Modells im Bereich von ca. 60 Hz fest. Nach der Umrechnung konnte er die im Bereich von 10 Hz bis 11 Hz am Prototyp gemessenen Frequenzen bestätigen.

Versuchsreihe Einzelimpulse (instationär):

Tabelle 8.5 bietet wieder einen Überblick über die gemessenen Durchflusskonfigurationen.

Durchflusskonfiguration	H = 2 m	H = 4 m
Q = 50 l/s (instationär)		√
Q = 100 l/s (instationär)		√

Tabelle 8.5: Versuchskonfigurationen der Versuchsreihe
Einzelimpuls – instationär

Diese Versuche sollen zeigen, bei welchen Durchflüssen Eigenfrequenzen im System angeregt werden und damit Schwingungen im System verstärkt werden.

In den Abb. 8.13 bis 8.22 sind auszugsweise die errechneten Spektren der Schwingungsantworten auf geschlagene Einzelimpulse bei einem Durchfluss von $Q = 50\text{ l/s}$ bzw. 100 l/s und einem Wasserstand von 4 Metern, also bei instationären Verhältnissen dargestellt.

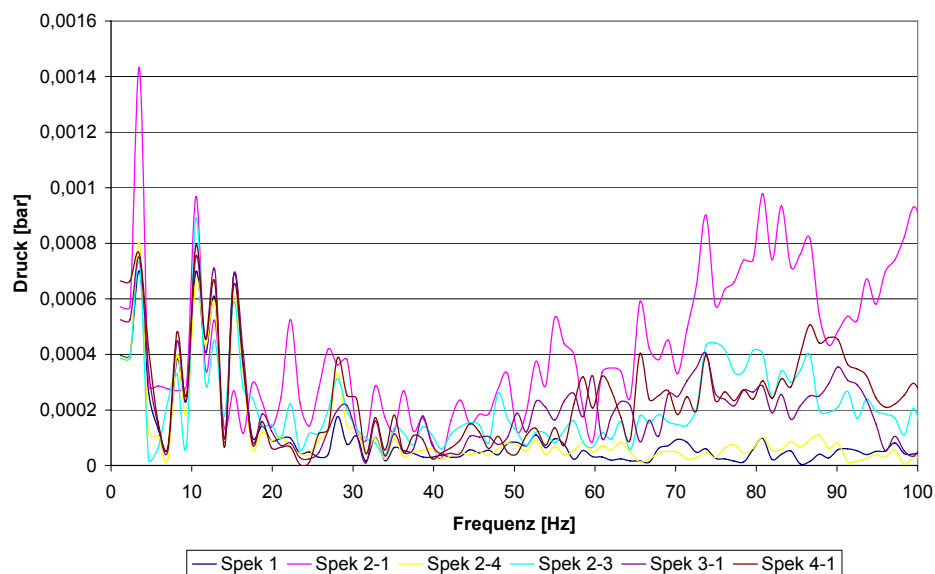


Abbildung 8.13: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=50l-1

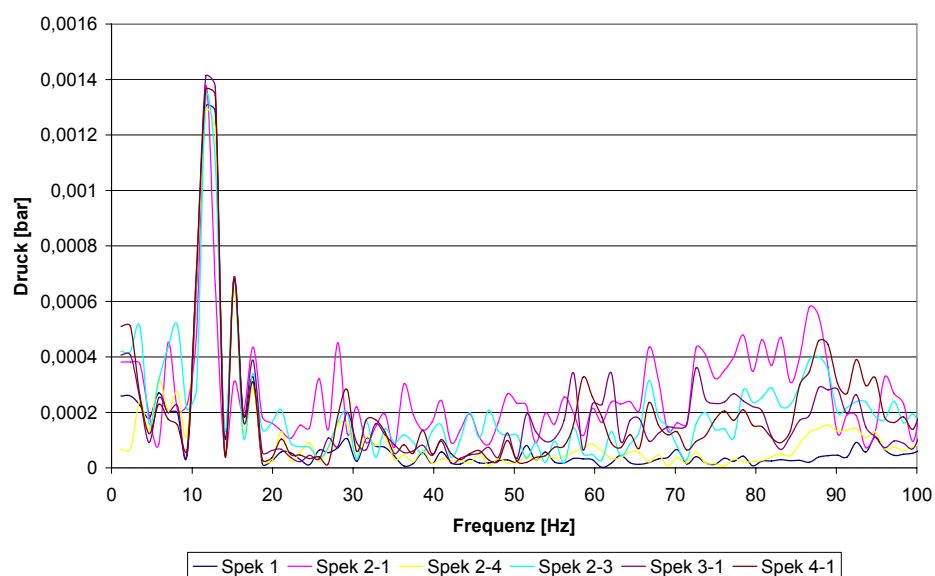


Abbildung 8.14: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=50l-3

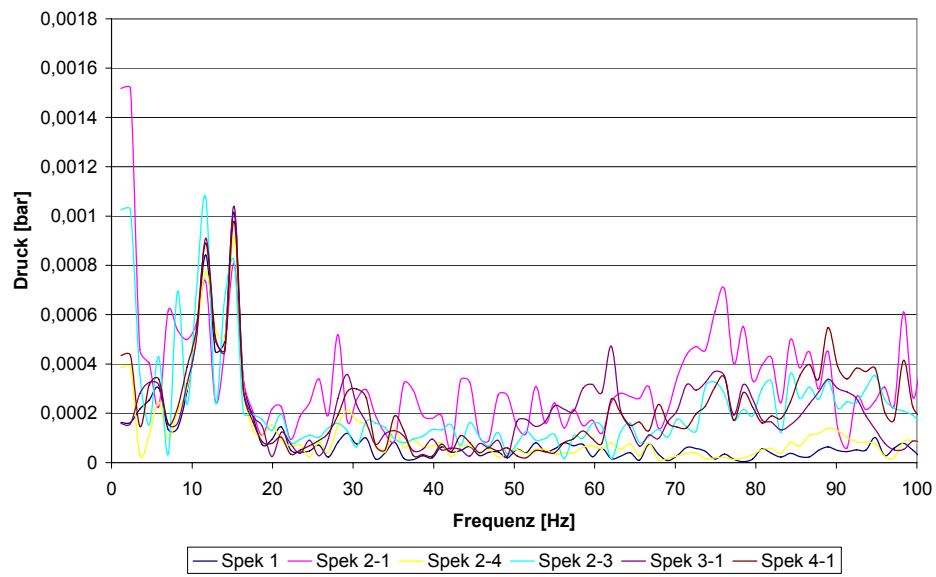


Abbildung 8.15: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=50l-6

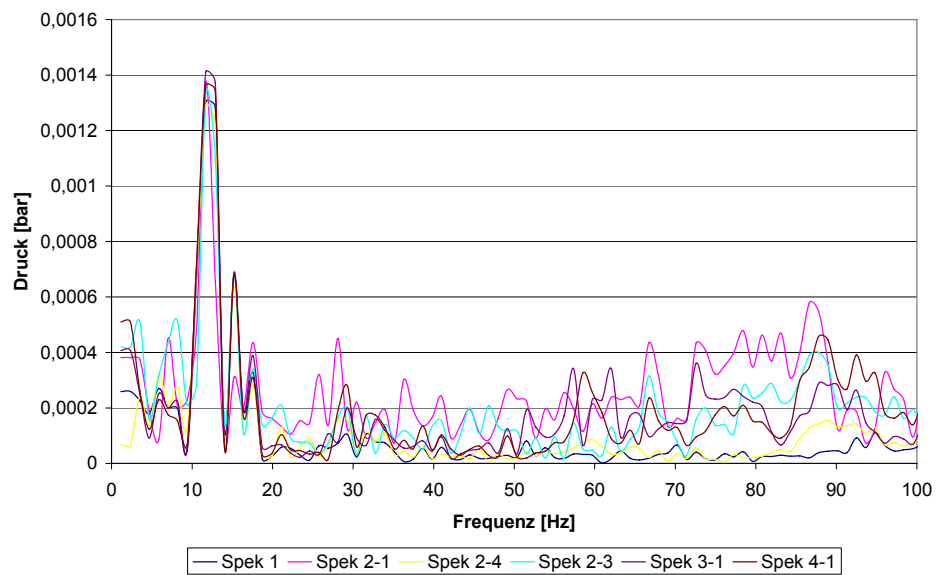


Abbildung 8.16: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=50l-8

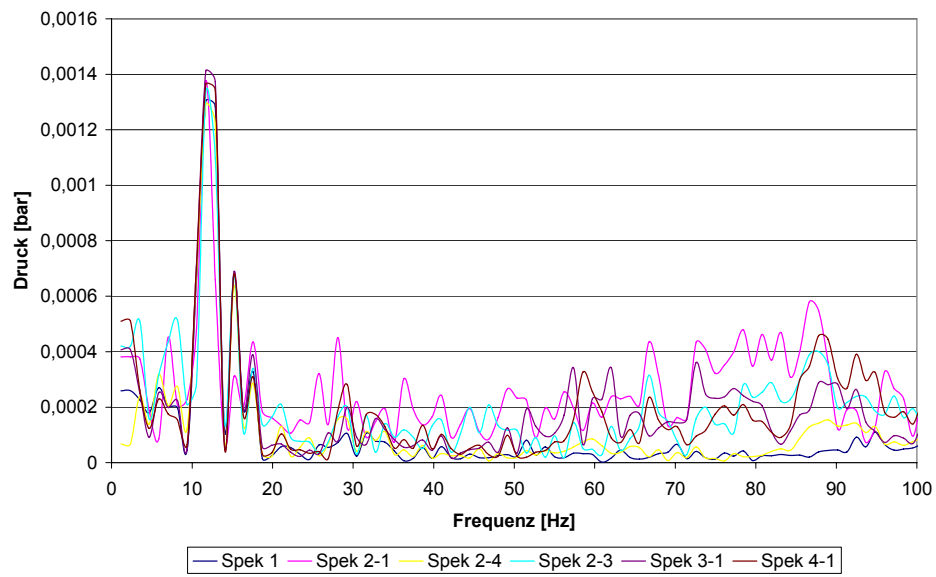


Abbildung 8.17: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=50l-12

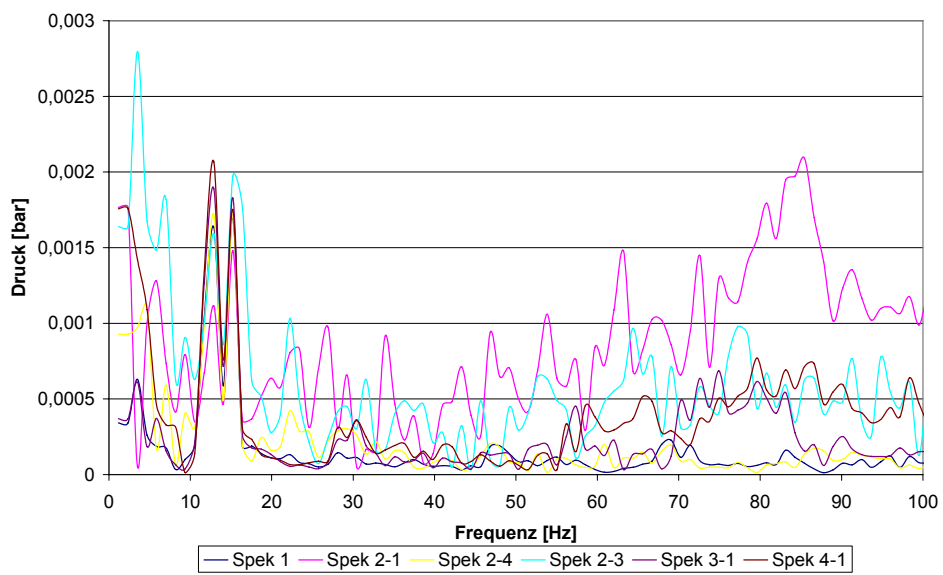


Abbildung 8.18: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=100l-2

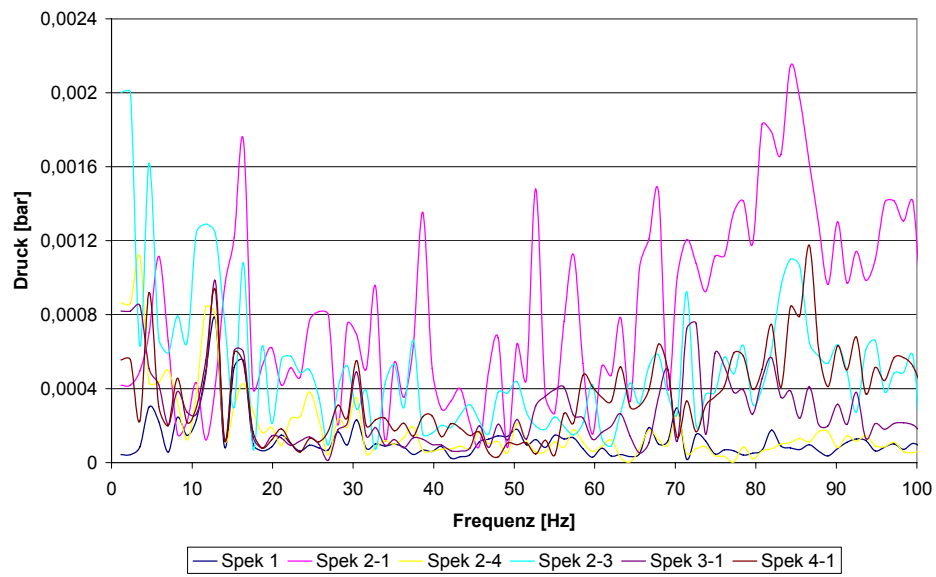


Abbildung 8.19: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=100I-3

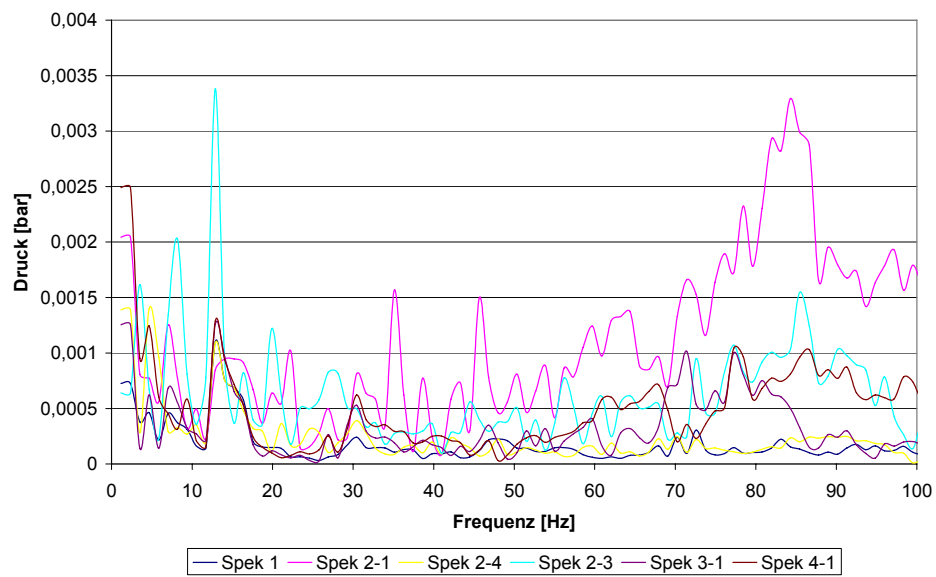


Abbildung 8.20: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=100I-7

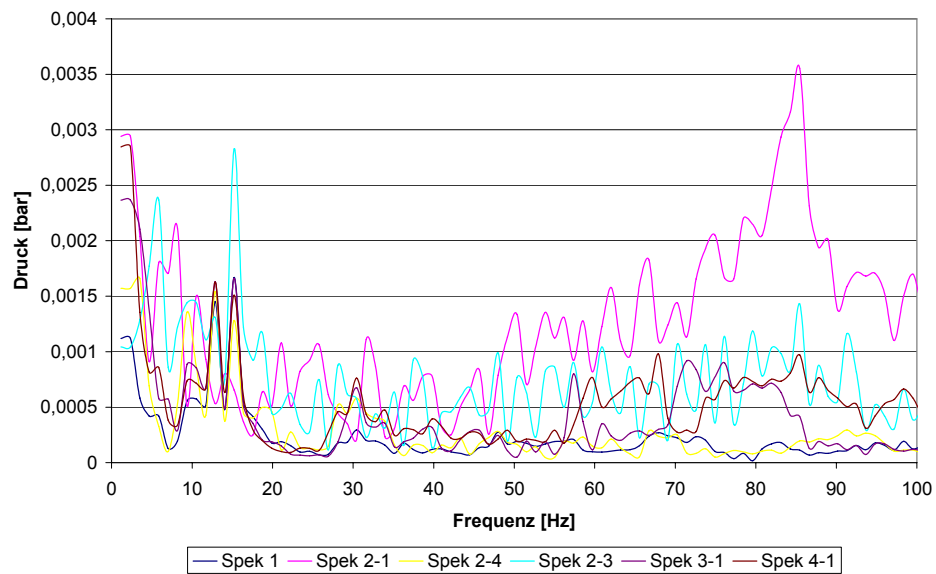


Abbildung 8.21: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=100I-8

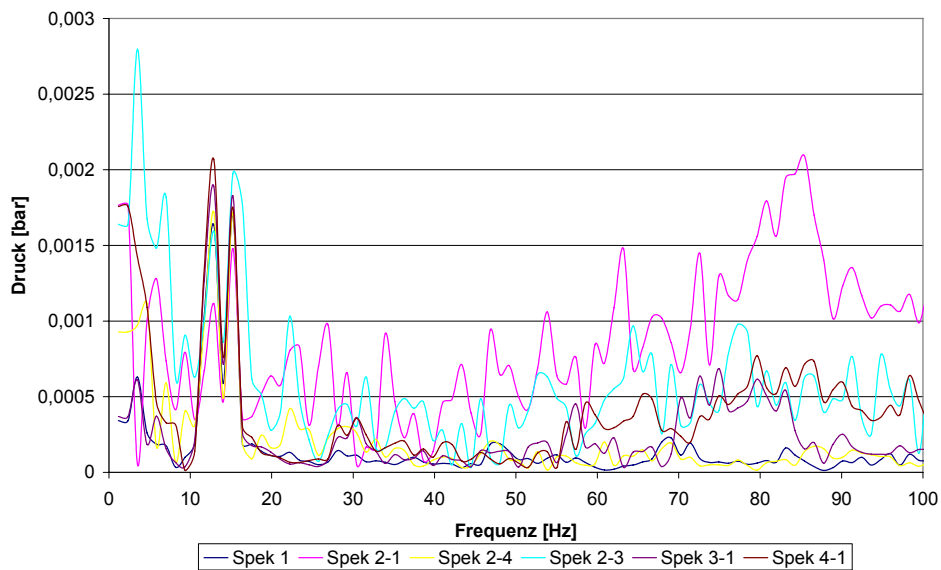


Abbildung 8.22: Einzelimpuls-9600Hz-8200Werte-H=4m-Q=100I-9

Bei einem Durchfluss von 50 l/s lassen sich gemeinsame Peaks bei ca. 9 Hz und im Bereich von 12 Hz bzw. 14 Hz bis 16 Hz, sowie auch zwischen 30 Hz und 40 Hz registrieren.

Die Spektren unterscheiden sich in den höheren Frequenzbereichen deutlich von dem zuvor präsentierten bei geschlossenem Schieber.

Dies ist vorrangig auf die veränderten Ausflussrandbedingungen im seitlichen Strang zurückzuführen.

Ein qualitativ ähnliches Verhalten zeigt sich auch für die Versuche mit einem Modelldurchfluss von 100 l/s. Allerdings ist hier deutlich zu erkennen, dass durch den großen Durchfluss und die damit turbulenten Ausströmbedingungen die Aufnehmer in den Messpunkten 2-1 und 2-3 vermehrt Druckschwankungen registrierten.

Die Abb. 8.23 bis 8.25 zeigen jeweils die Spektren in den Messpunkten 2-1, 2-2 und 2-2*, beginnend bei 20 l/s bis zum Maximaldurchfluss von 100 l/s bei Einzelimpulsanregung. Für diese Grafiken wurden die Spektren der Durchflüsse in einer Stufung von 10 l/s aufgetragen.

Die anschließende Bestimmung des Frequenzganges durch periodische Anregung soll weitere Einblicke bezüglich der Systemantwort auf spezifische Erregerfrequenzen geben.

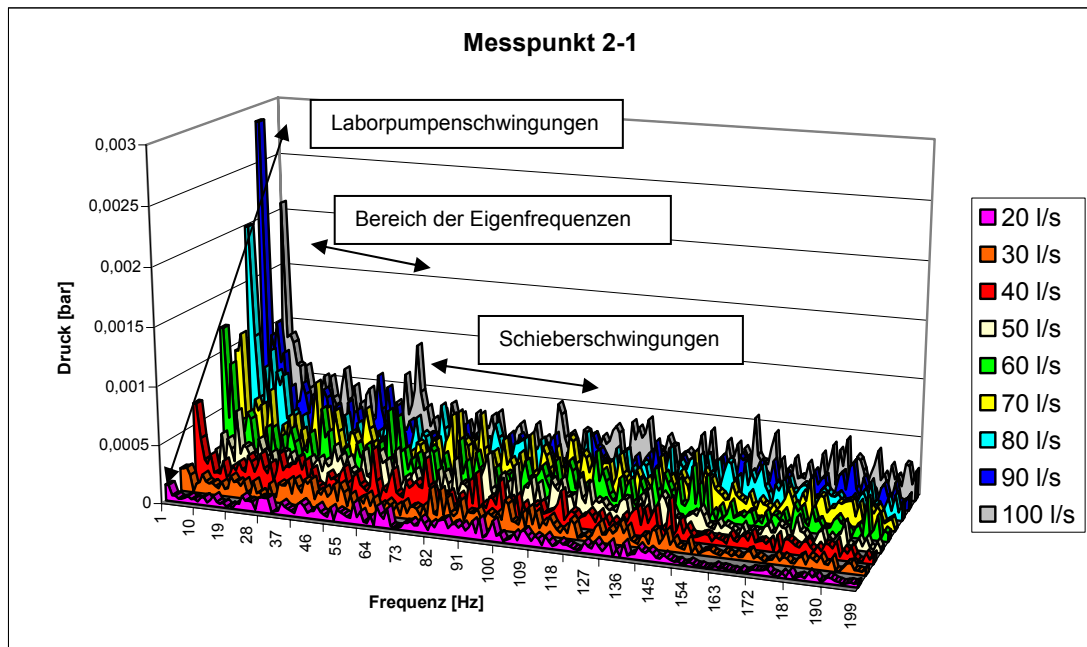


Abbildung 8.23: Spektren im Messpunkt 2-1

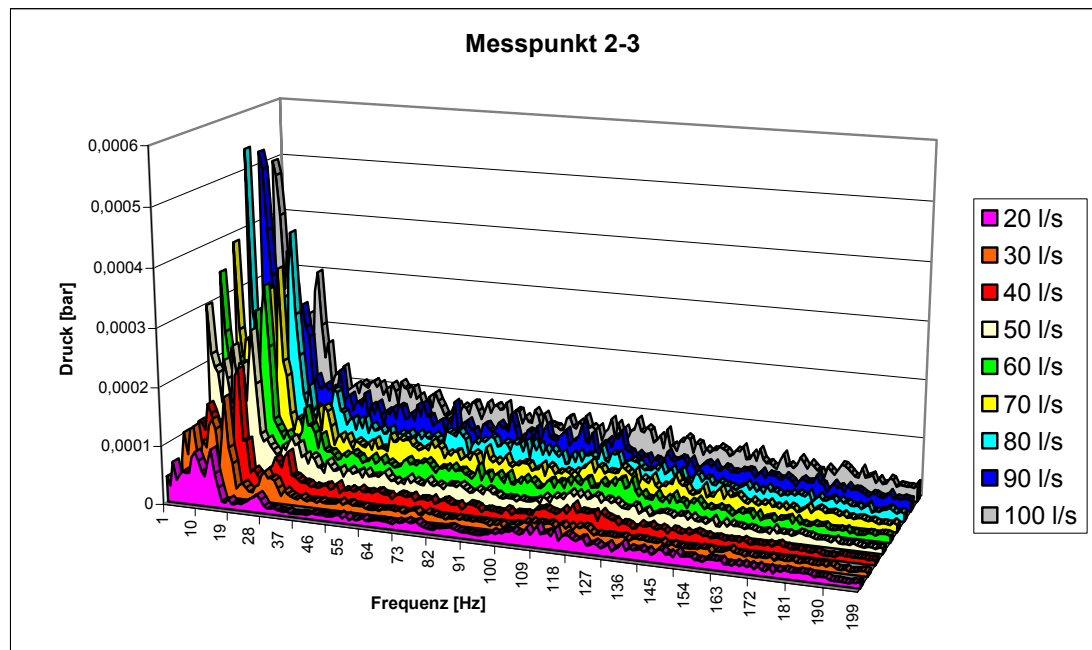


Abbildung 8.24: Spektren im Messpunkt 2-3

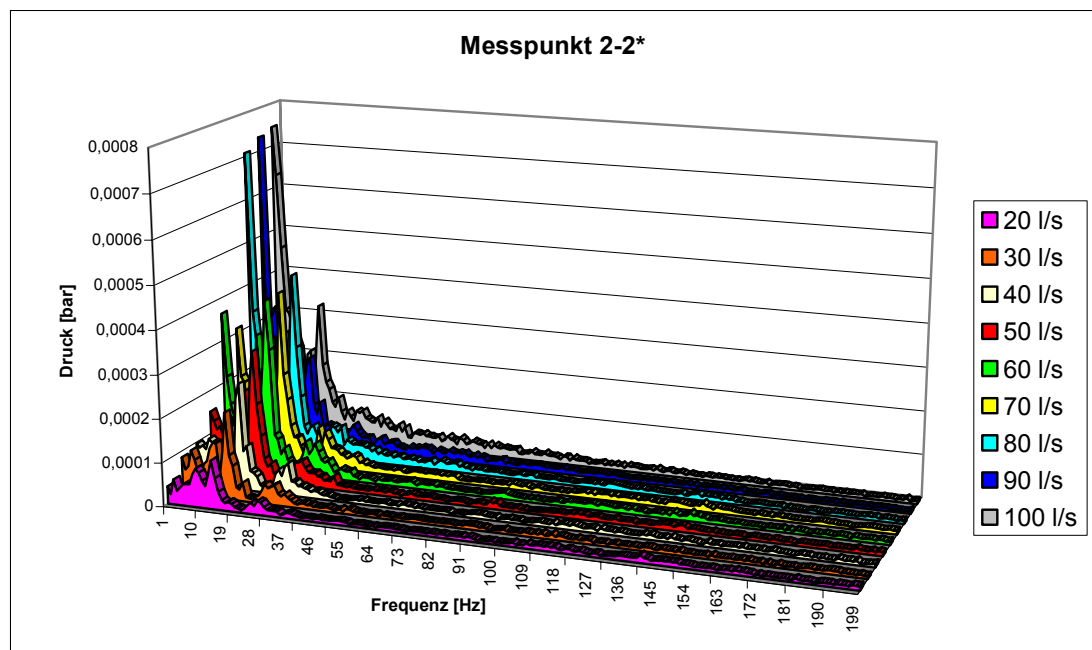


Abbildung 8.25: Spektren im Messpunkt 2-2*

9 HAUPTVERSUCHE – MIT PERIODISCHER ANREGUNG

Die Versuchsreihe mit periodischer Schwingungsanregung diente der Ermittlung der Frequenzgänge, also der Systemantwort auf verschiedene Erregerfrequenzen (durch den rotierenden Flügel eingetragene Frequenz), unter Variation einzelner Einflussparameter. Es wurde eine sehr umfangreiche Versuchskampagne durchgeführt. Hierbei wurden Druckwellen mittels Impulsator in das System eingebracht.

Die Ergebnisse der Messungen liefern jene Konfigurationen bei denen das System angeregt wird und damit verstärkt schwingt bzw. in Resonanz gerät. Für die Messungen wurde eine Datentiefe von 1200 Werten pro Sekunde über eine Dauer von 10 Sekunden gewählt.

Die erste Versuchsreihe wurde ohne Durchfluss - $Q=0$ (stehendes Wasser im Rohrsystem) durchgeführt, und die Druckhöhen variiert. Der Motorfrequenzbereich wurde bei 2 Hz in Schritten von 1 Hz bis 50 Hz gesteigert.

9.1 Periodische Anregung – stationär:

Tab. 9.1 gibt wieder einen Überblick über die durchgeführten Konfigurationen.

Durchflusskonfiguration	H = 2 m	H = 4 m	Motorfrequenz
$Q = 0 \text{ l/s}$ (Schieber geschlossen-stationär)	✓		2 Hz bis 50 Hz, $\Delta = 1 \text{ Hz}$
$Q = 0 \text{ l/s}$ (Schieber geschlossen-stationär)		✓	2 Hz bis 50 Hz, $\Delta = 1 \text{ Hz}$

Tabelle 9.1: Versuchskonfigurationen der Versuchsreihe
periodische Anregung ohne Durchfluss

In den Abb. 9.1 bis 9.10 sind ausgewählte, für diese Konfiguration charakteristische Systemantworten als Amplitudenspektren der ersten Versuchsreihe dargestellt.

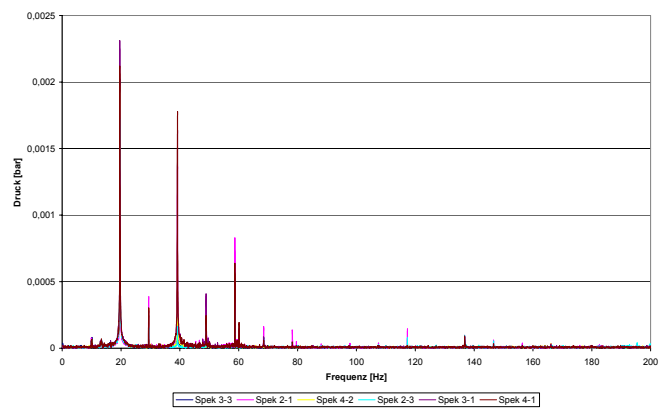


Abbildung 9.1: Amplituden bei $H=2m-Q=0l$ -Motorfrequenz 10 Hz

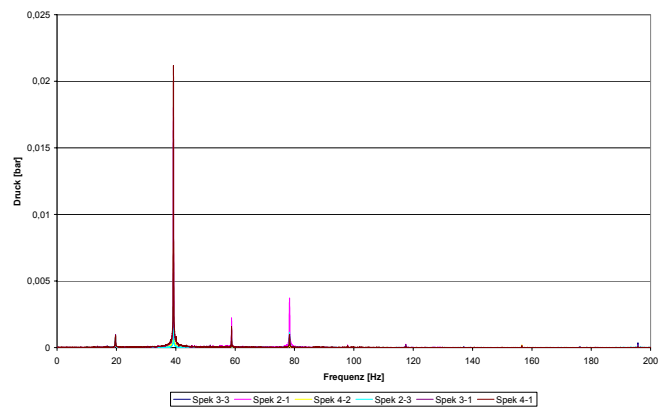


Abbildung 9.2: Amplituden bei $H=2m-Q=0l$ -Motorfrequenz 20 Hz

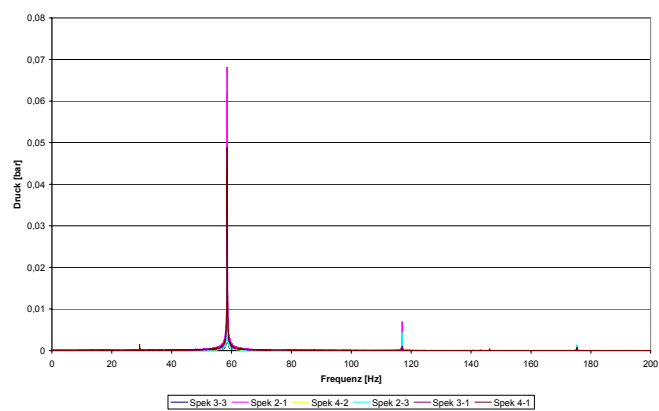


Abbildung 9.3: Amplituden bei $H=2m-Q=0l$ -Motorfrequenz 30 Hz

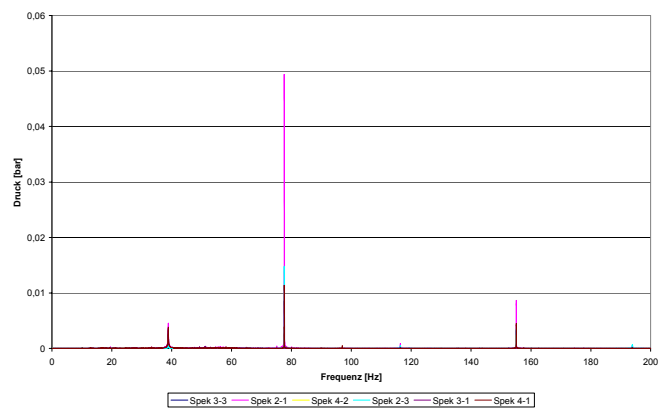


Abbildung 9.4: Amplituden bei H=2m-Q=0I-Motorfrequenz 40 Hz

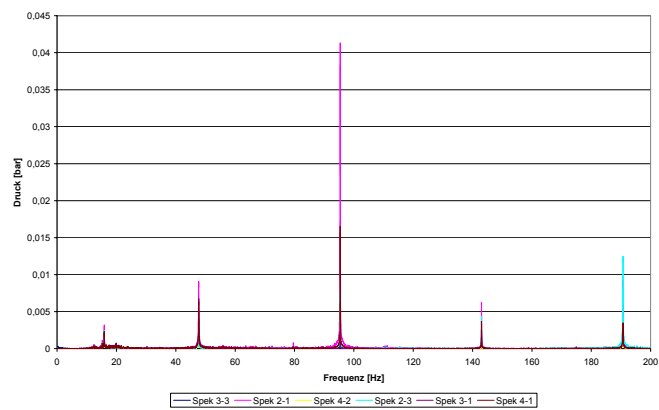


Abbildung 9.5: Amplituden bei H=2m-Q=0I-Motorfrequenz 50 Hz

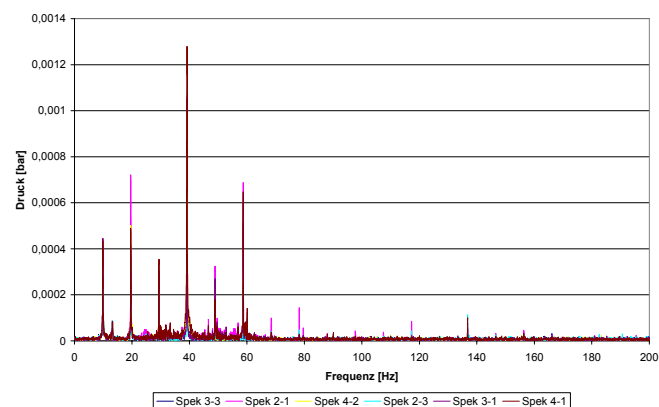


Abbildung 9.6: Amplituden bei H=4m-Q=0I-Motorfrequenz 10 Hz

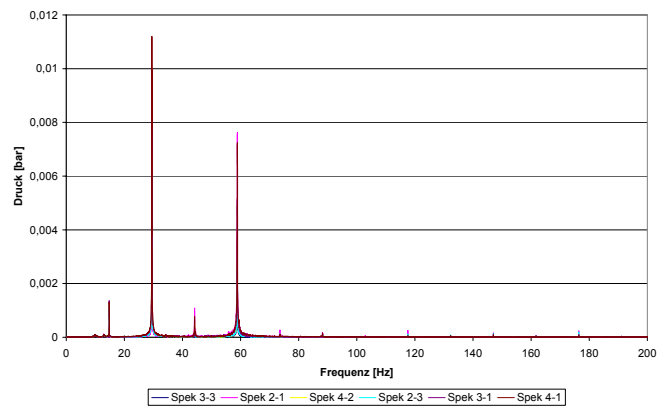


Abbildung 9.7: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=0\text{I}$ -Motorfrequenz 15 Hz

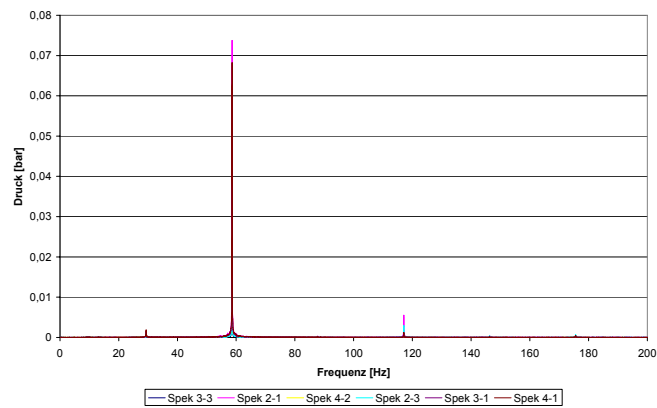


Abbildung 9.8: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=0\text{I}$ -Motorfrequenz 30 Hz

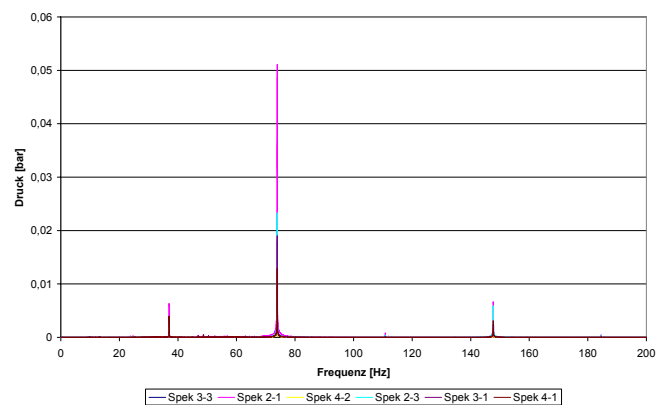


Abbildung 9.9: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=0\text{I}$ -Motorfrequenz 38 Hz

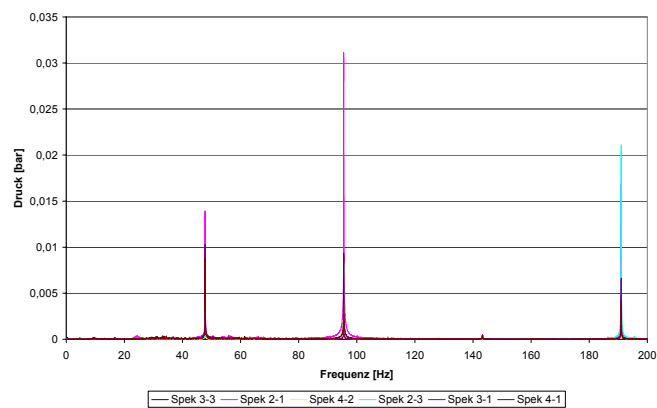


Abbildung 9.10: Amplituden bei H=4m-Q=0l-Motorfrequenz 50 Hz

In einer zweiten Versuchsreihe wurde der Einfluss verschiedener Modell-durchflüsse auf den Frequenzgang untersucht. Dazu wurde mit Hilfe des Handschiebers und des induktiven Durchflussmessers der gewünschte Zufluss zum Modell eingestellt. Der Durchfluss wurde dabei angefangen bei 25 l/s, 50l/s, 75l/s bis 96 l/s erhöht (schrittweise Veränderung der Randbedingungen).

Die Druckhöhe im Behälter wurde über die Stellung des Flachschiebers im geöffneten Strang auf 4,0 Meter konstant gehalten.

Sobald sich ein stationärer Fließzustand eingestellt hatte, wurden über den Impulsator Schwingungen in das System eingetragen. Der Variationsbereich der Erregerfrequenzen lag dabei zwischen 2 Hz und 50 Hz in Schritten von 1 Hz.

9.2 Periodische Anregung – instationär:

Tabelle 9.2 gibt einen Überblick über die Konfigurationen der durchgeführten Versuche zur Versuchsreihe mit periodischer Anregung und Durchfluss.

Durchflusskonfiguration	H = 4 m	Motorfrequenz
Q = 25 l/s	√	2 Hz bis 50 Hz , $\Delta = 1$ Hz
Q = 50 l/s	√	2 Hz bis 50 Hz , $\Delta = 1$ Hz
Q = 75 l/s	√	2 Hz bis 50 Hz , $\Delta = 1$ Hz
Q = 96 l/s	√	2 Hz bis 50 Hz , $\Delta = 1$ Hz

Tabelle 9.2: Versuchskonfigurationen der Versuchsreihe mit periodischer Anregung und Durchfluss

In den Abb. 9.11 bis 9.30 sind ausgewählte, für diese Konfiguration charakteristische Systemantworten als Amplitudenspektren der zweiten Versuchsreihe dargestellt.

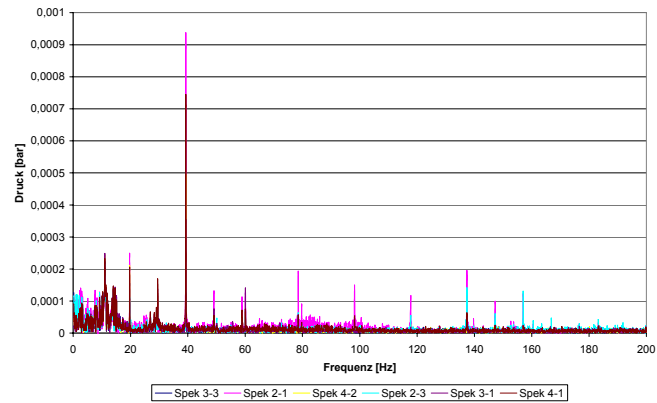


Abbildung 9.11: Amplituden bei H=4m-Q=25I-Motorfrequenz 10 Hz

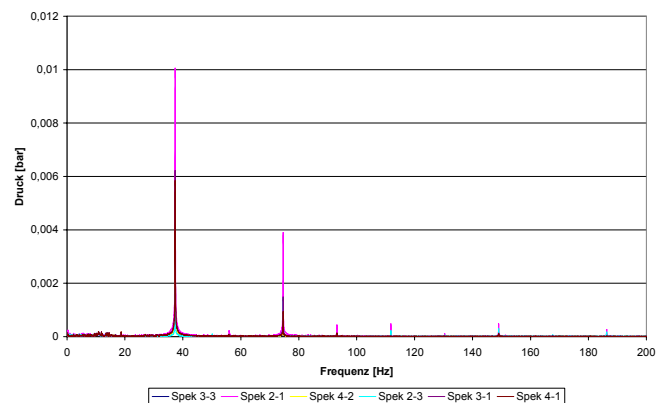


Abbildung 9.12: Amplituden bei H=4m-Q=25I-Motorfrequenz 19 Hz

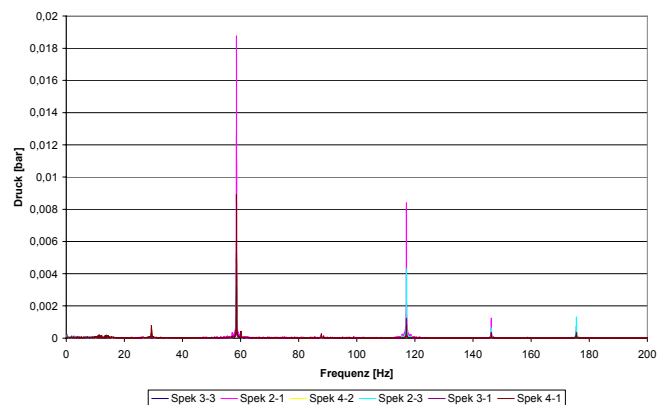


Abbildung 9.13: Amplituden bei H=4m-Q=25I-Motorfrequenz 30 Hz

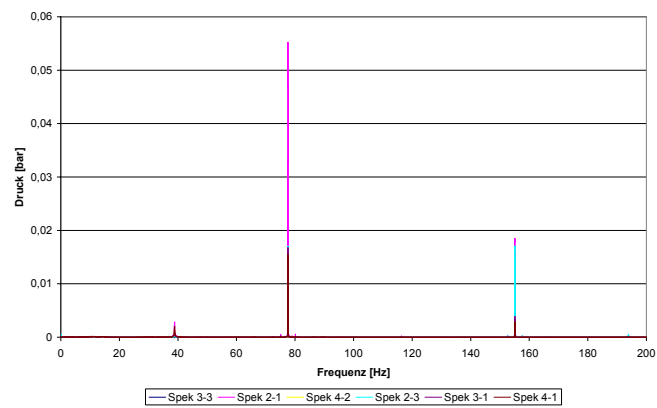


Abbildung 9.14: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=25\text{I}$ -Motorfrequenz 40 Hz

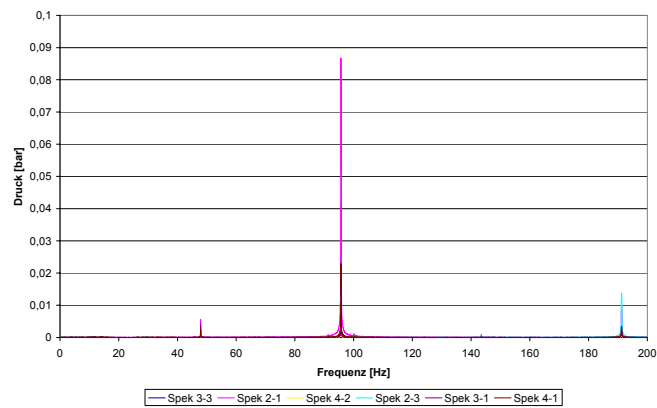


Abbildung 9.15: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=25\text{I}$ -Motorfrequenz 50 Hz

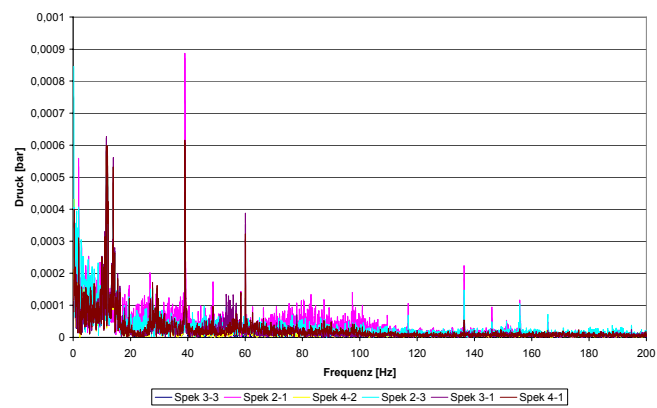


Abbildung 9.16: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=50\text{I}$ -Motorfrequenz 10 Hz

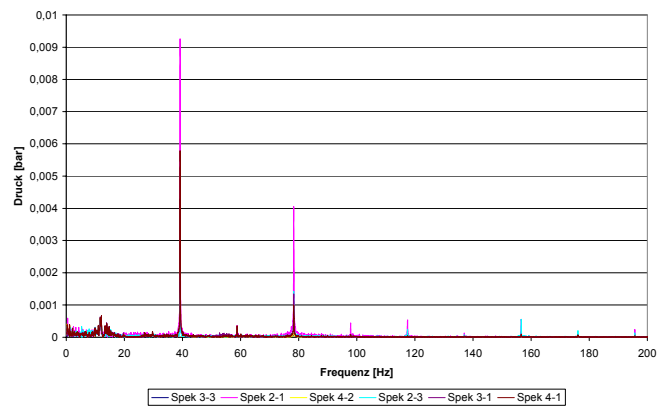


Abbildung 9.17: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=50\text{l}$ -Motorfrequenz 20 Hz

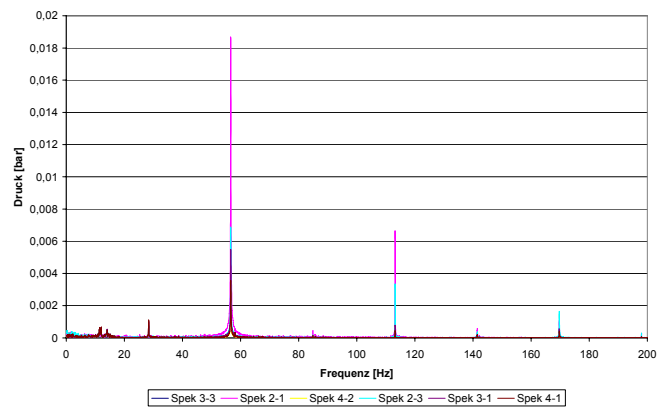


Abbildung 9.18: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=50\text{l}$ -Motorfrequenz 29 Hz

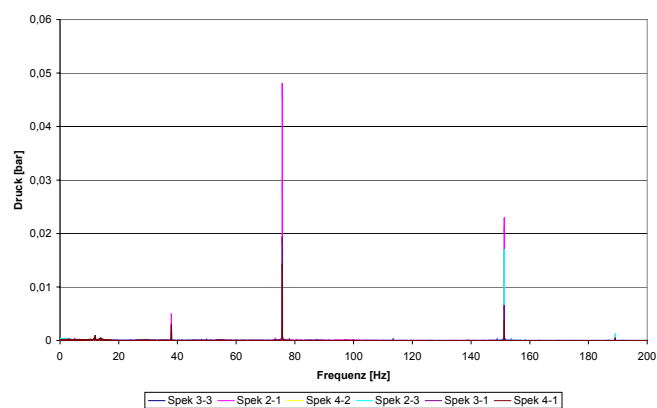


Abbildung 9.19: Amplituden bei $H=4\text{m}$ - $Q=50\text{l}$ -Motorfrequenz 39 Hz

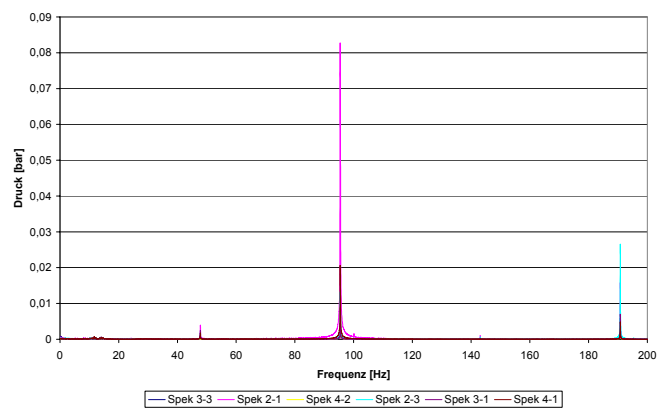


Abbildung 9.20: Amplituden bei H=4m-Q=50I-Motorfrequenz 50 Hz

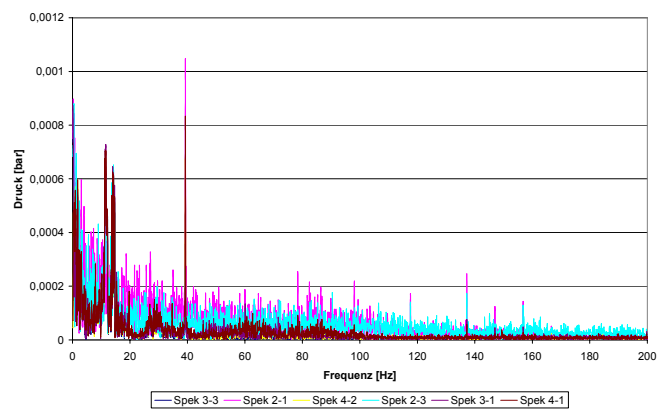


Abbildung 9.21: Amplituden bei H=4m-Q=75I-Motorfrequenz 10 Hz

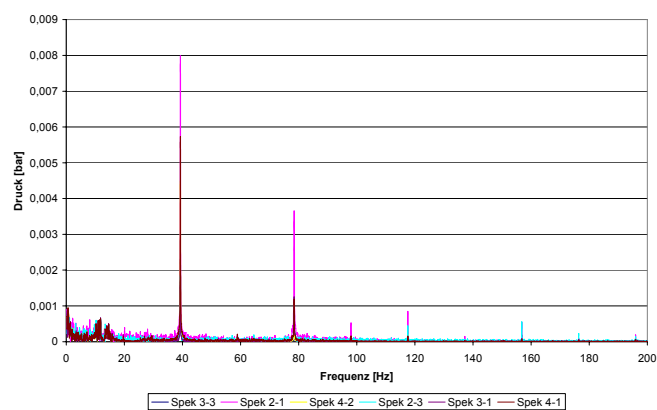


Abbildung 9.22: Amplituden bei H=4m-Q=75I-Motorfrequenz 20 Hz

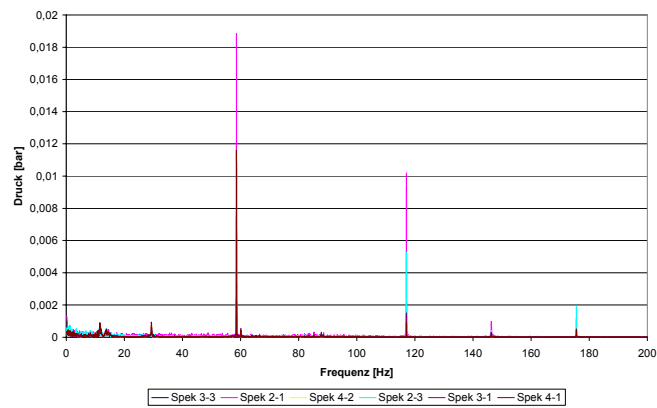


Abbildung 9.23: Amplituden bei H=4m-Q=75l-Motorfrequenz 30 Hz

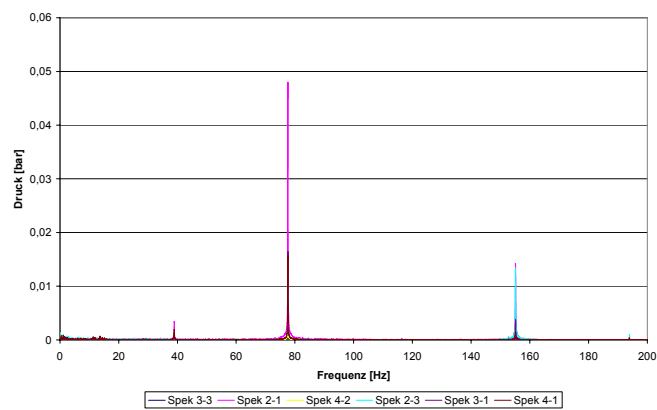


Abbildung 9.24: Amplituden bei H=4m-Q=75l-Motorfrequenz 40 Hz

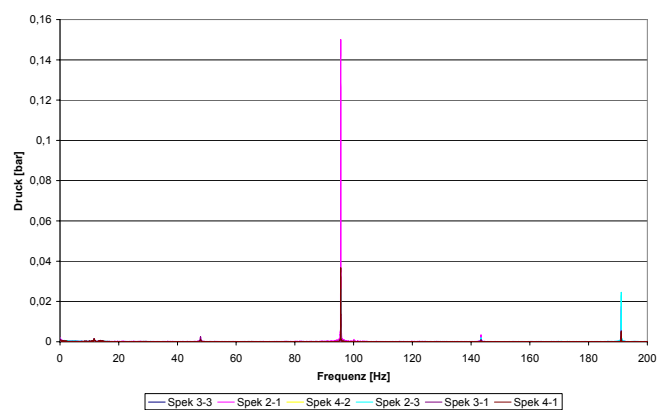


Abbildung 9.25: Amplituden bei H=4m-Q=75l-Motorfrequenz 50 Hz

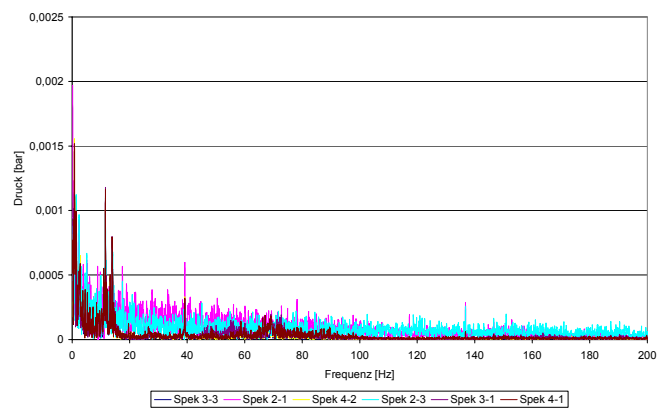


Abbildung 9.26: Amplituden bei H=4m-Q=96l-Motorfrequenz 10 Hz

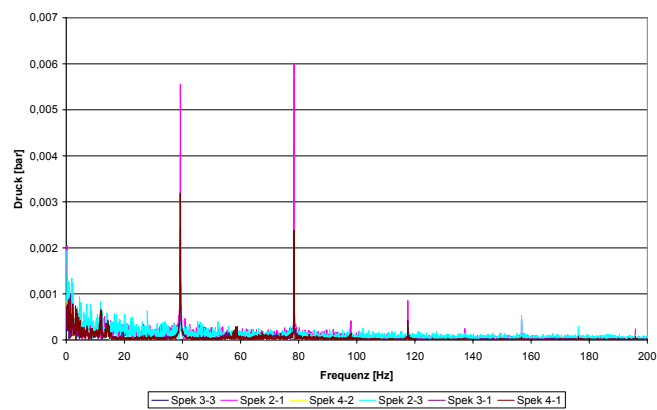


Abbildung 9.27: Amplituden bei H=4m-Q=96l-Motorfrequenz 20 Hz

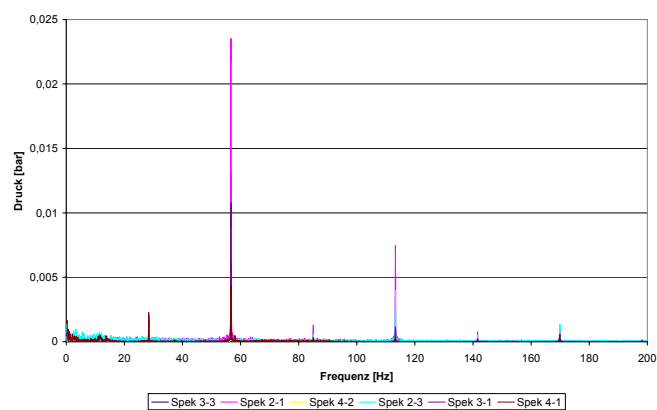


Abbildung 9.28: Amplituden bei H=4m-Q=96l-Motorfrequenz 29 Hz

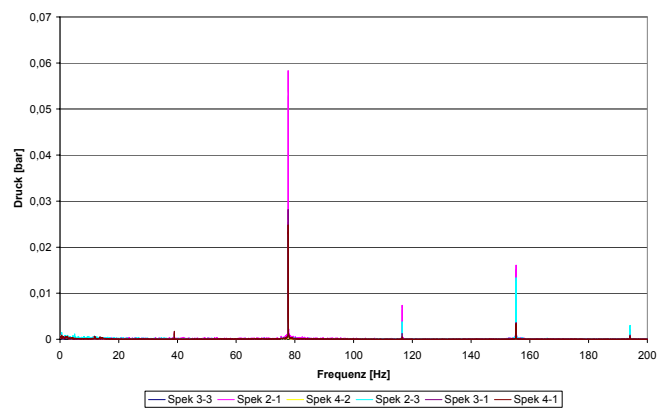


Abbildung 9.29: Amplituden bei H=4m-Q=96l-Motorfrequenz 40 Hz

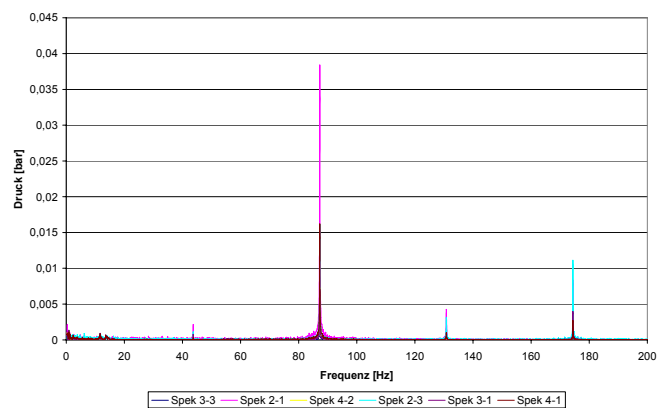


Abbildung 9.30: Amplituden bei H=4m-Q=96l-Motorfrequenz 45 Hz

Das Verhältnis der auftretenden markanten Amplituden in den dargestellten Diagrammen ist abhängig von der eingetragenen Frequenz. Für alle Messpunkte wurden daher die Amplituden der drei maßgebenden Frequenzen mit Hilfe eines automatisierten Verfahrens ermittelt.

Der Vollständigkeit halber ist die Amplitudenentwicklung der Antriebsfrequenz sowie der doppelten Erregerfrequenz auch dargestellt.

Es lässt sich feststellen, dass für alle Frequenzen ähnliche Verhältnisse für den Frequenzgang auftreten, sie unterscheiden sich durch die Auflösung und die Grenzwerte (Maximal- und Minimalwerte) des Frequenzbereichs.

9.3 Interpretation und Vergleich der Ergebnisse:

In den Spektren der Versuchsreihen mit aufgeprägten Schwankungen sind im Allgemeinen eindeutige Amplitudenschläge jeweils bei der Motorfrequenz, der Flügelfrequenz (Erregerfrequenz) sowie der doppelten Erregerfrequenz zu verzeichnen. Kleinere Ausschläge gibt es bei weiteren Vielfachen der Rotorfrequenz, sogenannte Moden. Auch kann man bei allen Messungen die Laborpumpenschwingung von 14 und 16 Hz erkennen.

Nach *Zielke* werden die Resonanzfrequenzen eines Systems hauptsächlich von den Rohrlängen, den Wellengeschwindigkeiten und den Randbedingungen bestimmt.

Aus der Veränderung der Randbedingung im seitlichen Strang, geschlossener bzw. (teil-)geöffneter Schieber, ergibt sich somit das stark unterschiedliche Systemverhalten bei geschlossenen und geöffnetem Schieber.

Die Variation der Rohrlänge des Hauptstrangs durch einen Teileinstau (Druckhöhe $H=2\text{m}$) bewirkt eine weniger starke Variation des Frequenzganges. Dies ist durch die Verzweigungs- und Reibungsverluste und den vergleichsweise großen Rohrdurchmesser mit entsprechend niedriger Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit zu erklären, so dass die Amplitudenentwicklung im Hauptstrang das Gesamtsystem maßgeblich beeinflusst.

9.4 Interpretation Versuchsreihe ohne Durchfluss:

Bei niedrigen Frequenzen ist in allen unteren Messpunkten 2-1, 4-1 und 3-1 ein deutlicher Peak bei der doppelten Erregerfrequenz und ihren Moden zu erkennen.

Mit steigender Frequenz nehmen diese in allen Messpunkten zu und erreichen bei einer Frequenz von ca. 56,5 Hz einen Höhepunkt in der Druckamplitude siehe Abb. 9.31 bis 9.36. Der Druckanstieg erklärt sich

aus der höheren Impulsatorfrequenz, die bewirkt, dass höhere Druckschwankungen in das System eingetragen werden. Wird vereinfachend eine konstante durch den Impulsator beschleunigte bzw. verdrängte Masse vorausgesetzt, ergibt sich bereits eine lineare Zunahme der Druckamplituden mit der eingebrachten Frequenz.

Die Abb. 9.31 bis 9.36 zeigen die Peakanalysen für die Versuchsreihe mit periodischer Anregung ohne Durchfluss und Variation der Druckhöhen von 2 Metern bzw. 4 Metern.

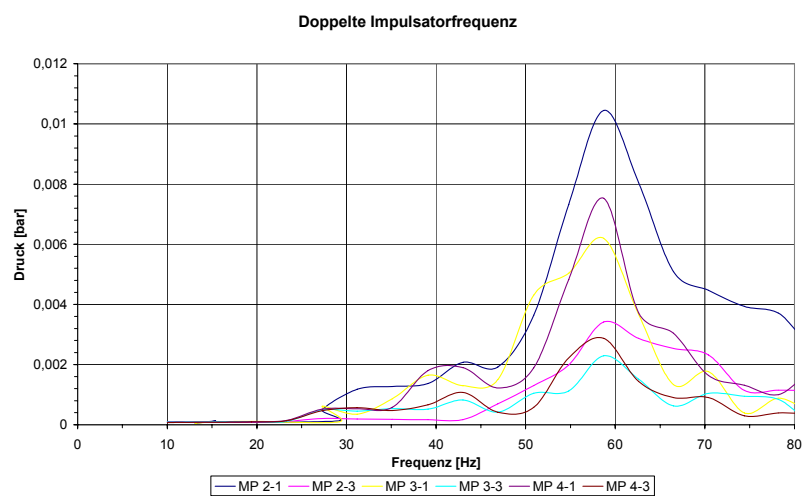


Abbildung 9.31: Peakanalyse für $Q=0l$, $H=2m$

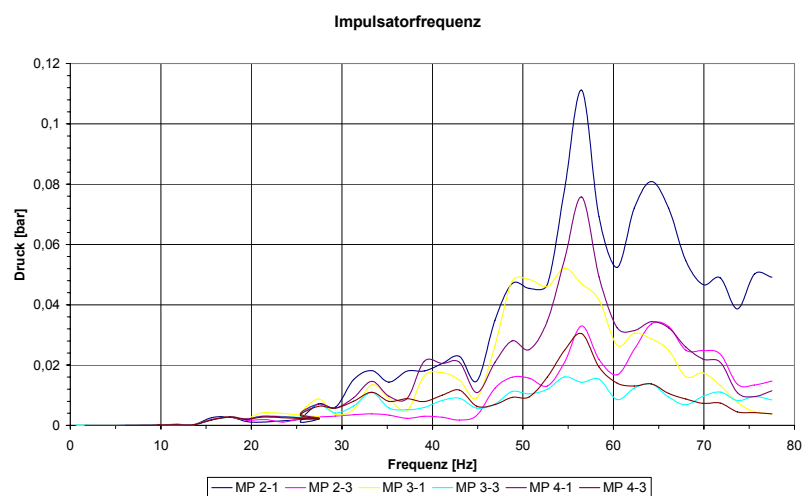


Abbildung 9.32: Peakanalyse für $Q=0l$, $H=2m$

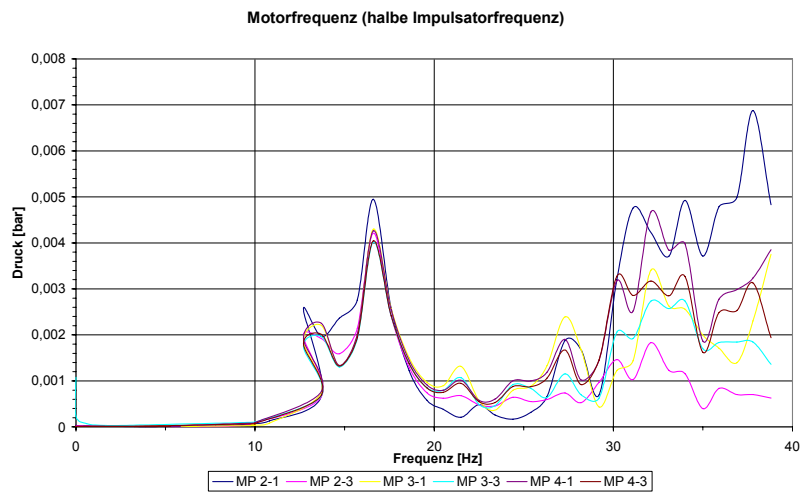


Abbildung 9.33: Peakanalyse für $Q=0l$, $H=2m$

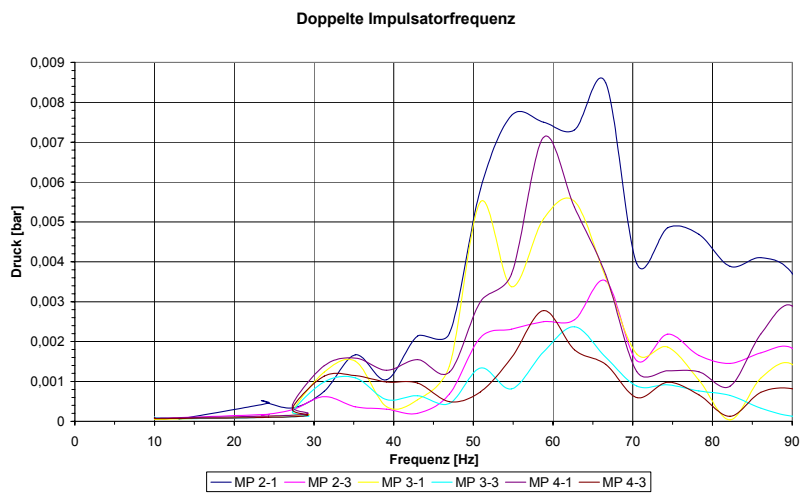


Abbildung 9.34: Peakanalyse für $Q=0l$, $H=4m$

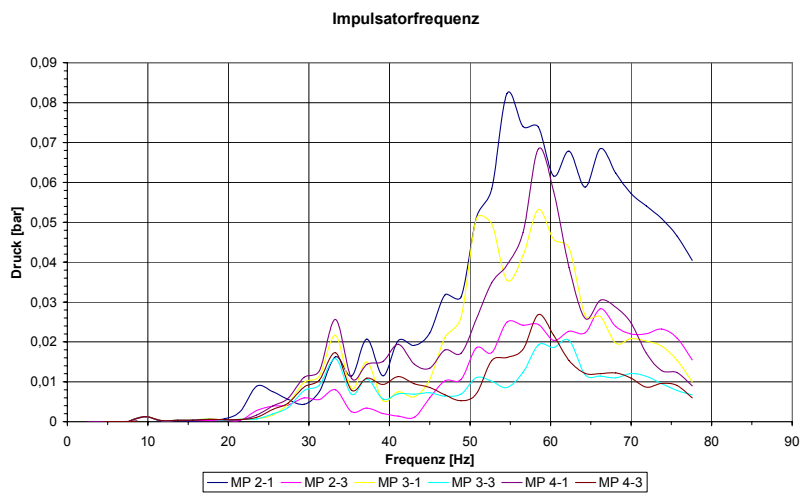


Abbildung 9.35: Peakanalyse für $Q=0l$, $H=4m$

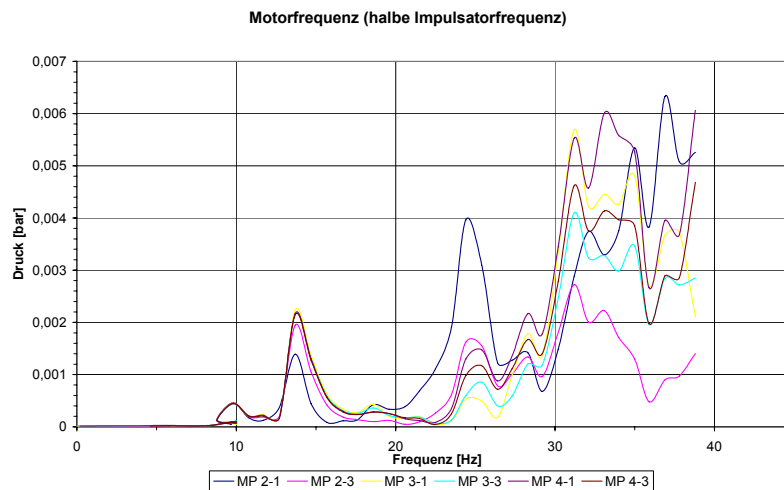


Abbildung 9.36: Peakanalyse für $Q=0l$, $H=4m$

Aus der Peakanalyse lässt sich folgendes erkennen:

Bei der Konfiguration mit einem Einstau von 2 Metern liegt im Bereich zwischen 56 Hz und 58 Hz eine Eigenfrequenz des Systems.

Diese Erkenntnis deckt sich auch mit den Ergebnissen aus der Versuchsreihe Einzelimpulse. Auch dort wurde im Nahbereich von etwa 56 Hz eine Eigenfrequenz diagnostiziert.

Im Bereich zwischen ca. 35 Hz und 45 Hz wird die Anregung durch den Impulsator verstärkt.

Bei der Konfiguration mit einem Einstau von 4 Metern liegt im Bereich von ca. 50 Hz bis ca. 68 Hz eine Eigenfrequenz. Die Verschiebung ergibt sich aus der Änderung der Systemparameter durch den höheren Einstau.

Die Tatsache, dass Messpunkt 2-1 in allen Versuchen die größte Druckamplitude registriert, erklärt sich aus seiner unmittelbaren Nähe zum Anschlussstutzen des Impulsators.

9.5 Interpretation Versuchsreihe mit Durchfluss:

Für die Problemstellung sind vor allem die Versuchskonfigurationen mit (teil-) geöffnetem Schieber von Interesse.

Für die Messpunkte 2-1 und 2-3 ist bei einem Durchfluss von 25 l und 50 l ein stufenartiger Anstieg der Amplituden zu erkennen. Im Bereich von niedrigen Frequenzen liegen diese Peaks bei 40 Hz, ca. 60 Hz, 80 Hz, 100 Hz, 120 Hz und 140 Hz. Mit steigender Impulsatorfrequenz verschieben sich die Amplituden allmählich in Bereiche von 100 Hz bzw. 190 Hz.

Die gleiche Tendenz lässt sich auch für den Modelldurchfluss von 75 l/s feststellen, allerdings steigen die Druckamplituden um bis zu 50 % an, was auf die höhere Umdrehungsgeschwindigkeit des Flügels und daraus folgend auf eine größer eingebrachte Druckschwankung zurückzuführen ist.

Für den Modelldurchfluss von 96 l/s ergibt sich für Frequenzen bis 33 Hz ein ähnliches Bild wie für die Durchflüsse von 25 l/s, 50 l/s und 75 l/s.

Ab einer Impulsatorfrequenz von 34 Hz konnte man bei dem Modelldurchfluss von 96 l/s aufgrund der hohen Umdrehungsgeschwindigkeit und des geringeren Gegendrucks Lufteinzug im Impulsator beobachten. Hierdurch ist eine starke Beeinflussung des Dichteverhaltens aufgrund der höheren Kompressibilität und somit auch der eingebrachten Druckwellen zu erwarten, so dass eine weitere Frequenzsteigerung keine brauchbaren Ergebnisse mehr liefert. Zudem stellen die auftretenden Amplituden bereits eine sehr hohe Belastung für das Modell dar.

Die Abb. 9.37 bis 9.48 zeigen die Peakanalysen für die Versuchsreihe periodische Anregung mit Durchfluss.

Die Darstellungen der Peakanalysen bis zu einer Frequenz von 80 Hz wurden deshalb gewählt, weil höhere Frequenzen für das vorliegende Problem nicht von Bedeutung sind, vielmehr die Frequenzen mit negativen Auswirkungen in den dargestellten Bereichen auftreten.

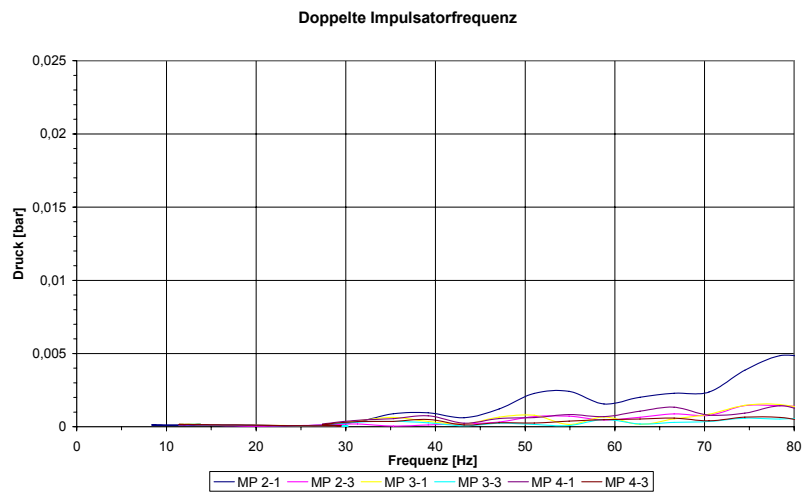


Abbildung 9.37: Peakanalyse für $Q=25$, $H=4\text{m}$

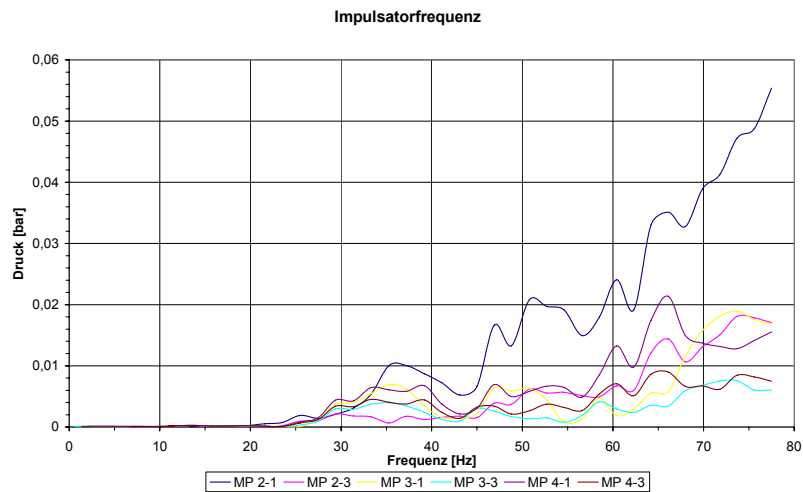


Abbildung 9.38: Peakanalyse für $Q=25$, $H=4\text{m}$

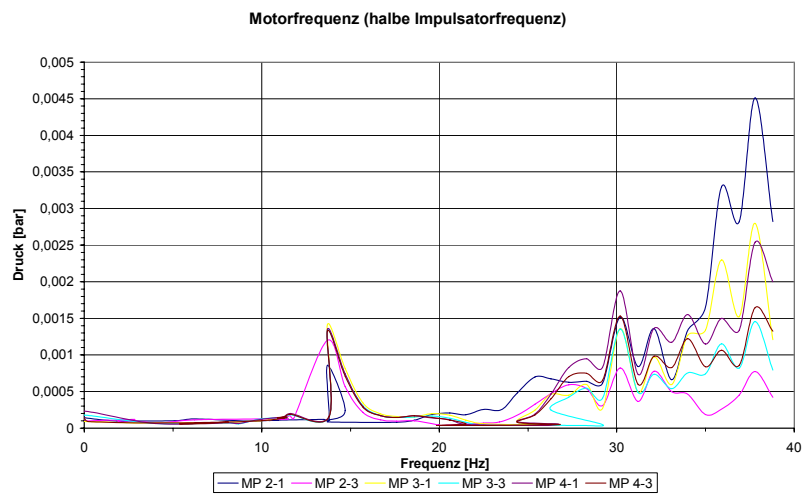


Abbildung 9.39: Peakanalyse für $Q=25$, $H=4\text{m}$

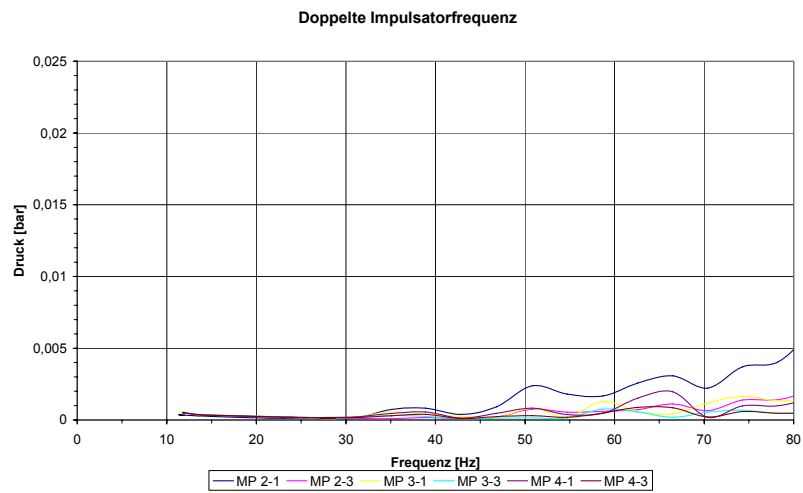


Abbildung 9.40: Peakanalyse für $Q=50$, $H=4\text{m}$

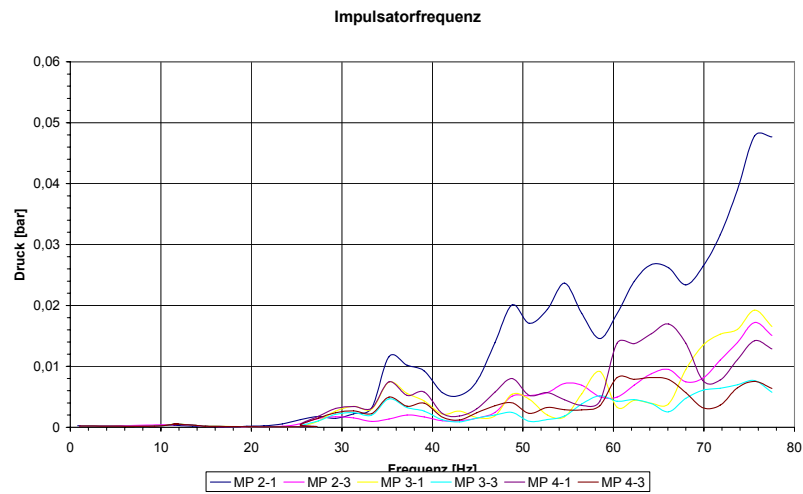


Abbildung 9.41: Peakanalyse für $Q=50$, $H=4\text{m}$

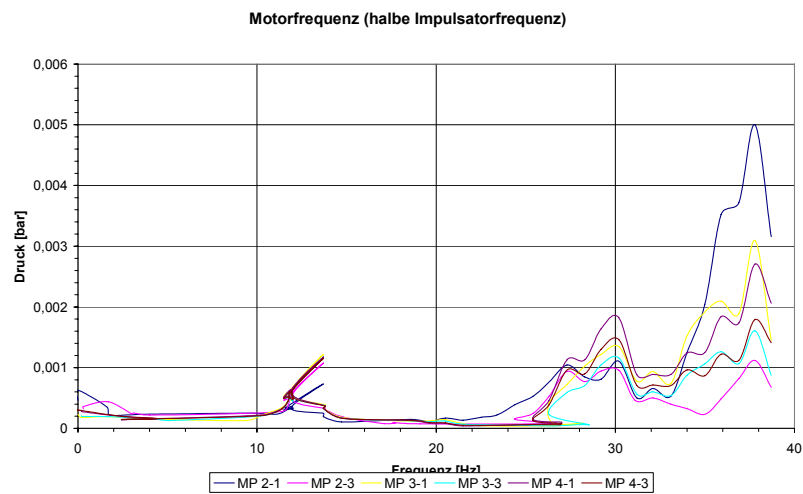


Abbildung 9.42: Peakanalyse für $Q=50$, $H=4\text{m}$

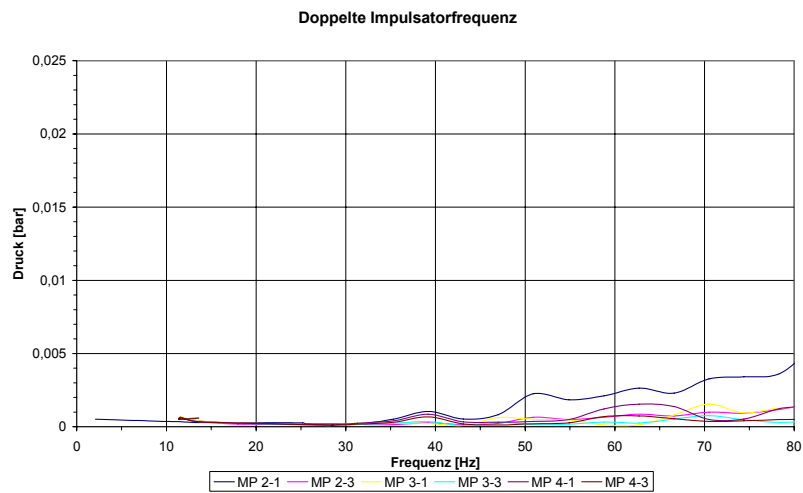


Abbildung 9.43: Peakanalyse für $Q=75$, $H=4\text{m}$

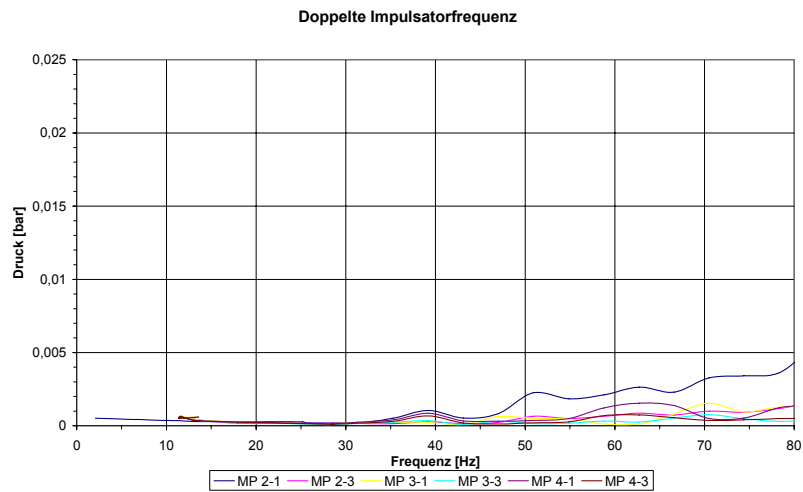


Abbildung 9.44: Peakanalyse für $Q=75$, $H=4\text{m}$

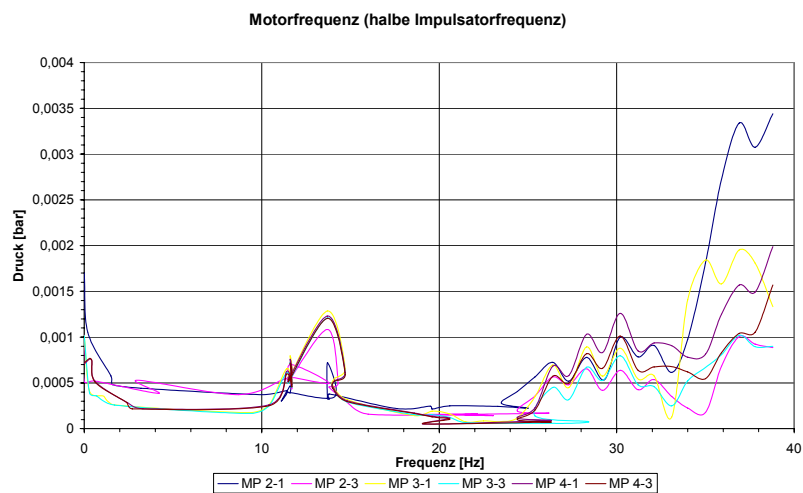


Abbildung 9.45: Peakanalyse für $Q=75$, $H=4\text{m}$

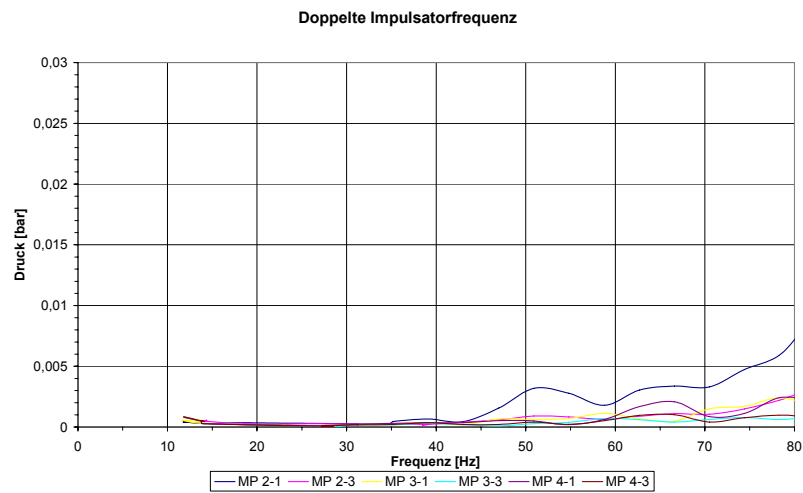


Abbildung 9.46: Peakanalyse für $Q=96$, $H=4\text{m}$

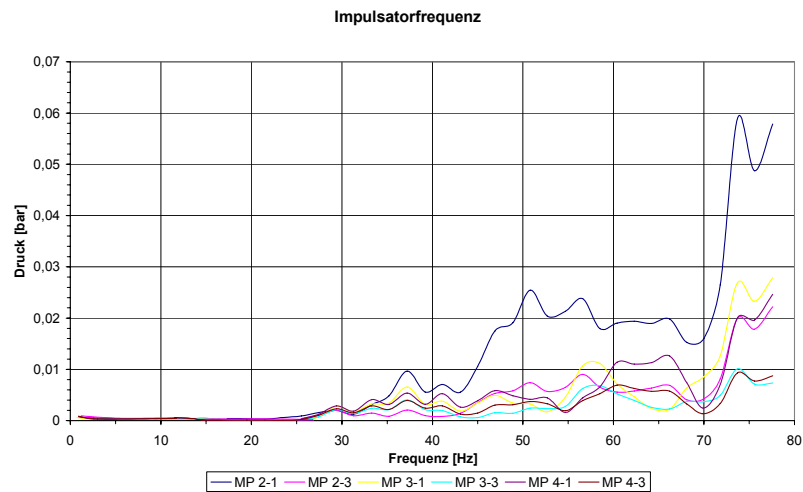


Abbildung 9.47: Peakanalyse für $Q=96$, $H=4\text{m}$

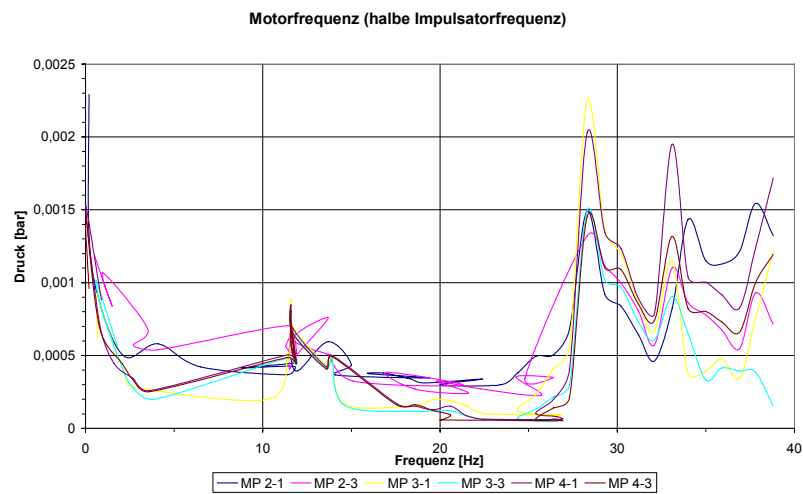


Abbildung 9.48: Peakanalyse für $Q=96$, $H=4\text{m}$

Aus der Peakanalyse lassen sich folgende Erkenntnisse ableiten:

Es lässt sich erkennen, dass die graduelle Veränderung des Modelldurchflusses für den Frequenzgang nur eine untergeordnete Rolle spielt. Die sich ergebenden Veränderungen in den Verläufen sind hauptsächlich auf die stufenweise veränderten Randbedingungen im Auslauf zurückzuführen.

Die Konfiguration mit 25 l/s liefert wieder eine Eigenfrequenz im Bereich von 60 Hz.

Beim Durchfluss mit 50 l/s streuen die Ergebnisse durch den größeren Durchfluss mehr, jedoch kann man für den Bereich zwischen 50 Hz und 60 Hz eine Eigenfrequenz erkennen.

Ein analoges Bild liefern auch die Ergebnisse mit 75 l/s und 96 l/s. Auch in diesen Versuchen konnten Messpunkt 2-1 und auch Messpunkt 2-3 aufgrund ihrer Lage die größten Druckamplituden registrieren.

9.6 Zusammenfassende Erkenntnisse:

Insgesamt zeigt sich für nahezu alle Messpunkte ein Anstieg der aufgezeichneten Druckamplituden, die durch positive und negative Peaks überlagert werden. Der grundsätzliche Anstieg ergibt sich aus der bereits zuvor analysierten Impulsatorcharakteristik. Die eingebrachte Geschwindigkeitsamplitude nimmt nach dem Prinzip des Verdrängungsmechanismus linear mit der Rotorfrequenz zu.

Da die Randbedingungen einer der Hauptparameter bezüglich des Frequenzverhaltens eines Systems sind, ergibt sich aus der Veränderung der Randbedingung im seitlichen Strang das stark unterschiedliche Systemverhalten bei geschlossenem und geöffnetem Schieber.

Die Variation der Rohrlänge des Hauptstranges durch einen Teileinstau (Druckhöhe = 2 Meter) bewirkt eine weniger starke Variation des Frequenzganges.

Eine Umrechnung der ermittelten Eigenfrequenz im Bereich von ca. 60 Hz nach dem Mach'schen Modellgesetz liefert eine Frequenz für den Prototyp im Bereich von 10 Hz.

Unter Berücksichtigung der Maßstabsabweichungen zwischen Modell und Prototyp stellt dieser Wert eine Näherung für den im Prototyp als kritisch bewerteten Frequenzbereich zwischen 10 Hz und 12 Hz dar.

Diese Übertragung ist jedoch kritisch zu betrachten, da nicht alle geometrischen Faktoren des Prototyps im Modell berücksichtigt werden konnten. So ist von einer Mitwirkung der Turbinenspiralen bei der Druckwellenausbreitung auszugehen. Außerdem wurde nur ein Teil der Druckleitung modelliert und die Mitwirkung der Druckleitung oberwasserseitig des Wasserschlosses vollständig ausgeschlossen, obwohl *Hudovernik & Lein* durch in-situ Versuche und Berechnungen nachwiesen, dass eine strikte Trennung der Teilsysteme durch das Wasserschloss häufig nicht gewährleistet ist. Dies hat wiederum Einfluss auf die Systemeigenfrequenzen.

Es ist jedoch davon auszugehen, dass die Modellergebnisse nur gering durch diese Verkürzung beeinflusst werden, da sowohl mit hohen Verzweigungsverlusten als auch mit hohen Verlusten infolge instationärer Reibung und Viskoelastizität des Materials entlang der Hauptleitung zu rechnen ist. Der vergleichsweise große Durchmesser der Hauptleitung lässt zudem bereits hohe Teilreflexionen erwarten. Der Einfluss der Hauptleitung auf das Resonanzverhalten scheint zumindest im Modell vernachlässigbar zu sein.

9.5 Vergleich mit den Ergebnissen von Schmid:

Schmid führte ebenfalls Versuche mit periodischer Anregung mittels Impulsator durch. Wie in dieser Arbeit gab es eine Versuchsreihe ohne Durchfluss und eine weitere mit Durchfluss.

Folgende Ergebnisse konnte Schmid aus seinen Versuchen ableiten:

Die erste signifikante Amplitudenverstärkung ist im Bereich von 38 Hz in allen Strängen zu beobachten.

Weitere maßgebende Frequenzen in den Strängen 2 und 3 liegen im Bereich von 55 Hz bzw. knapp darunter. Im Strang 4 dominiert dagegen der Frequenzbereich 56 Hz bis 66 Hz.

10 ZUSAMMENFASSUNG UND SCHLUSSBETRACHTUNGEN

Voggeneder und *Schmid* führten in vorangegangenen Arbeiten Untersuchungen an einem Modell der Trifurkatorgeometrie der Wasserkraftanlage ANGOSTURA in Costa Rica durch.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der physikalischen Untersuchung des strömungsdynamischen Verhaltens an einem Modell einer modifizierten Trifurkatorgeometrie.

Aufgrund der geänderten Geometrie erhoffte man sich Verbesserungen beim strömungs- und schwingungsdynamischen Verhalten im Trifurkator und daraus resultierend im gesamten Triebwassersystem.

Voggeneder kam zu der Erkenntnis, dass Druckschwankungen im Bereich von 60 Hz auftraten. Die Umrechnung nach dem Mach'schen Modellgesetz ergab in etwa die am Prototyp ermittelten Schwingungen im Bereich von 11 Hz.

Schmid stellte fest, dass an einem Messpunkt unmittelbar nach dem Trifurkator Druckschwankungen im Bereich von 60 Hz auftraten. Nach der Umrechnung ergab sich ebenfalls eine Frequenz von 11 Hz.

Bei den Versuchen mit periodischer Anregung wurden im Frequenzbereich um 60 Hz größere Amplituden festgestellt. Es konnten jedoch auf

Grund fehlender Messungen mit höheren aufgeprägten Frequenzen keine absolut sicheren Aussagen getroffen werden.

Das Resümee dieser Arbeit lautet wie folgt:

Die Strömungsvisualisierung liefert im Gegensatz zu *Voggeneder* keine signifikanten Änderungen, vielmehr bietet die Analyse der Strömungsvisualisierung qualitativ das gleiche Bild wie der Ergebnisse von *Voggeneder*.

Die Bestimmung der Druckwellenfortpflanzungsgeschwindigkeit liefert für diese Untersuchungen einen Wert von 315 m/s. Schmid konnte für die von ihm untersuchte Geometrie einen Wert von 332 m/s ermitteln. Die Differenz lässt sich in den veränderten Systemparametern durch den Modellumbau aber wohl auch durch die geänderte Geometrie erklären.

Für die Anregung durch Einzelimpulse konnten die erste Eigenfrequenz bei 14 Hz und eine zweite bei 18 Hz registriert werden. Im Bereich von 40 Hz und 56 Hz konnte weitere Hinweise auf das Vorhandensein von Eigenfrequenzen bzw. Eigenfrequenzen von Teilsystemen erkannt werden.

Voggeneder konnte die am Prototyp registrieren 11 Hz nachweisen, *Schmid* kam auf 14 Hz und weitere im Bereich von 38,5 Hz und 60 Hz.

Bei der Versuchsreihe mit periodischer Anregung ohne Durchfluss wurde im Bereich von ca. 56 Hz ein Amplitudenmaximum festgestellt. Im Bereich zwischen ca. 35 Hz und 45 Hz wird die Anregung durch den Impulsator verstärkt.

Bei der Konfiguration mit einem Einstau von 4 Metern liegt im Bereich von ca. 50 Hz bis ca. 68 Hz eine Eigenfrequenz.

Bei der Versuchsreihe mit Durchfluss ergab sich die Erkenntnis, dass die graduelle Veränderung des Modelldurchflusses für den Frequenzgang nur

eine untergeordnete Rolle spielt. Die sich ergebenden Veränderungen in den Verläufen sind hauptsächlich auf die stufenweise veränderten Randbedingungen im Auslauf zurückzuführen.

Die Konfiguration mit 25 l/s liefert wieder eine Eigenfrequenz im Bereich von 60 Hz. Ein analoges Bild liefern auch die Ergebnisse mit 75 l/s und 96 l/s. Ab einer Impulsatorfrequenz von 34 Hz konnte man bei dem Modelldurchfluss von 96 l/s aufgrund der hohen Umdrehungsgeschwindigkeit und des geringeren Gegendrucks Lufteinzug im Impulsator beobachten. Aus diesem Grund liegen für diese Konfiguration keine brauchbaren Erkenntnisse vor.

Nach eingehender Beurteilung der gegenübergestellten Versuchsergebnisse ist der Verfasser der Meinung, dass keine signifikanten Veränderungen respektive Verbesserung des fluiddynamischen Verhaltens der hier untersuchten Trifurkatorgeometrie zur ursprünglichen festzustellen ist.

Literaturverzeichnis

BAUR T.: (2002), „*Zum Einfluss kohärenter Wirbelstrukturen auf den Kavitationsbeginn in einer turbulenten Scherschicht*“, Mitteilungen des Instituts für Wasserbau und Wasserwirtschaft, RWTH Aachen, Heft Nr. 126

HUDOVERNIK W., LEIN G.: (1969), „*Frequenzuntersuchungen im Triebwasserweg von Hochdruck-Wasserkraftanlagen*“, In: Österreichische Zeitschrift für Elektrizitätswirtschaft, Sonderdruck aus Jg. 22, Heft 12, pp. 637-648

LANGER U.: (2004): „*Optimierung der Kapazität von Adsorbern für medizinische Zwecke mittels eines flexiblen Adsorbergehäuses*“, Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen

LIGHTHILL M.: (1952), „*On sound generated aerodynamically 1. General theory*“, Proceedings of the Royal Society A, Vol. 211, pp. 563 - 587

MARTIN H. und POHL R.: (2000), „*Technische Hydromechanik 4 – Hydraulische und numerische Modelle*“, Verlag für Bauwesen, Berlin

MAYR D.: (2002), „*Hydraulische Untersuchungen an Dreifachrohrverzweigungen (Trifurcatoren)*“, Dissertation, Technische Universität Graz

NAUDASCHER E., ROCKWELL D.: (1994), „*Flow-induced vibrations*“, Springer-Verlag, Berlin

NIKURSADE J.: (1932), „*Gesetzmäßigkeiten der turbulenten Strömungen in glatten Rohren*“, VDI-Forschungsheft 356, Berlin, VDI-Verlag GmbH

PANKANIN G. L.: (2005), „*The vortex flowmeter: various methods of investigating phenomena*“, Measurement, Science and Technology, Vol. 16, pp. R1-R16

PETERMANN F.: (1929), „*Der Verlust in schiefwinkligen Rohrverzweigungen*“, Mitteilung des Hydraulischen Institutes der Technischen Universität München, Seiten 98 - 119, Verlag von R. Oldenbourg, München

POWELL A.: (1964), „*Theory of Vortex Sound*“, Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 26, No. 1, pp. 177-195

RUPRECHT A., BAUER C., GÖDE E., JANETZKY B., LLOSA B., MAI-HÖFER M. und WELZEL B.: (1998), „*Strömungseffekte in einem Dreifach-Abzweiger (Trifurkation) – Numerische Analyse und deren Grenzen*“ in: 10. Internationales Seminar Wasserkraftanlagen, Wien, Seiten 397 - 405

SCHMID A.: (2005), „*Modelluntersuchungen zum Antwortverhalten eines Rohrsystems mit Trifurkatorabzweigung auf externe Anregung*“, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, Institut für Wasserbau und Ingenieurhydrologie

SONG S. und EATON J. K.: (2004), „*Reynolds number effects on a turbulent boundary layer with separation, reattachment, and recovery*“, Experiments in Fluids, Vol. 36, No.2, pp. 246-258

TINAPP F.: (2001), „*Aktive Kontrolle der Strömungsablösung an einer Hochauftriebs-Konfiguration*“, Dissertation, Technische Universität Berlin, Fakultät V Verkehrs- und Maschinensysteme

VOGGENEDER R.: (2004), „*Strömungsinduzierte Schwingungen in einer Trifurkatorabzweigung*“, Diplomarbeit, Technische Universität Wien, Institut für Wasserbau und Ingenieurhydrologie

ZIELKE W.: (1974), „*Periodische Schwingungen und Resonanzerscheinungen in Druckrohrleitungen*“, / ed. W. Zielke. In: Elektronische Berechnung von Rohr- und Gerinneströmungen, Erich Schmidt Verlag, pp. 233-275. – ISBN 3-503-01095-5

Internetlinks

www.wikipedia.org

www.hfi.tu-berlin.de (2007) Institut für Strömungsmechanik und Technische Akustik ISTA

aero.ilr.tu-berlin.de/forschung/archiv/diffusor/diffusor.html (2007)