
Strömungsinduzierte Schwingungen durchströmter Hubventile

Ibrahim Budde

Band 24



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



FLUID
SYSTEM
TECHNIK

Forschungsberichte zur Fluidsystemtechnik

Herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz

Strömungsinduzierte Schwingungen durchströmter Hubventile

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.)

genehmigte

D I S S E R T A T I O N

vorgelegt von

Ibrahim Budde, M. Sc.

aus Tizi Ouzou in Algerien.

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Richard Markert
Tag der Einreichung:	10.04.2018
Tag der mündlichen Prüfung:	12.06.2018

Darmstadt 2020

D 17

Forschungsberichte zur Fluidsystemtechnik

Band 24

Ibrahim Budde

**Strömungsinduzierte Schwingungen
durchströmter Hubventile**

D 17 (Diss. TU Darmstadt)

Shaker Verlag
Düren 2020

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 2019

Copyright Shaker Verlag 2020

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-7401-7

ISSN 2194-9565

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren

Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort des Herausgebers

Die Bedeutung von Ventilen in der Prozessindustrie wird an zwei Zahlen deutlich, die Herr Ibrahim Budde in seiner Dissertation nennt: „Am Standort Ludwigshafen sind in den rund 200 Produktionsanlagen circa 30 000 Ventile verbaut“. Die Industriearmatur ist der wesentliche Akteur zur Regelung von chemischen Prozessen. Der zweite Akteur im Fluidsystem der Prozessindustrie, die Pumpe, hat häufig nicht die für die Produktqualität geforderte Dynamik und Stellgüte, obgleich durch Drehzahlregelung wesentlich Energie gespart werden kann. Die Prioritätsrangfolge in der chemischen Industrie ist aber verständlicherweise die folgende: An erster Stelle steht die Produktqualität, an zweiter Stelle die Anlagenverfügbarkeit und erst an dritter Stelle steht der Aufwand, welcher in Energieverbrauch und Investitionen gemessen wird.

Es mehren sich Berichte aus der Industrie, von Komponentenherstellern und Anlagenbetreibern, dass Hubventile so stark schwingen, dass Anlagen abgestellt werden müssen. Eine stehende Anlage birgt für ein produzierendes Unternehmen große finanzielle Einbußen, und der Druck auf Anlagenplaner und Komponentenhersteller wächst, inakzeptable Ventilschwingungen bereits während der Planung vorzusehen. Eine Vorausschau ist aber nur bei bekanntem Modell möglich.

Hypothese und Methode

Es ist naheliegend, die Struktur und Flüssigkeit des Ventils räumlich und zeitlich feingranular mittels kommerziellen Fluid-Struktur-Lösern zu diskretisieren. Wie Herr Budde in seiner Arbeit ausführt, ist dieses naheliegende Vorgehen mit heutiger Rechenleistung nicht praktikabel. Zur Berechnung des Verhaltens bei nur einem Betriebspunkt entsteht ein Aufwand, der für einen Komponentenhersteller, einen Anlagenplaner und selbst im akademischem Umfeld unverhältnismäßig ist.

In der Industrie wird das Schwingen des Ventilkegels zumeist als fremderregter Vorgang diskutiert. Die Anregung soll dabei aus zyklischen Strömungsvorgängen kommen, die ihre Ursache weiter stromauf haben. Viel wahrscheinlicher ist jedoch eine Selbsterregung: In der Tat ist ein Zusammenspiel der Ventilströmung mit der Schwingung des Ventilkörpers inklusive der Stange

denkbar. Kommt es zur Schwingung, so kommt es zu einer Änderung des Spalts über den Umfang. Damit einher geht eine über den Umfang ungleichförmige Verteilung des Massenstroms sowie eine ungleichförmige Verteilung des Druckfeldes. Es ist zu erwarten, dass sich der Druck synchron zur Schwingung ändert. Daraus resultiert eine Radialkraft, die bei entsprechender Phase die Schwingung des Ventilkörpers anfacht. Die Energie hierfür kommt aus der Strömung. Ein zweites Argument spricht für eine strömungsinduzierte Instabilität: die Strömungskraft auf die Stirnfläche des Ventilkörpers ist eine sogenannte Folgekraft, der Stab ist ein sogenannter „Beckstab“.

Herr Budde untersucht also die Hypothese, ob die Ventilschwingung infolge Selbsterregung stattfindet. Hierzu untersucht Herr Budde die Ventilschwingung experimentell und theoretisch.

Von besonderem Wert sind die experimentellen Untersuchungen an einem generischen Ventilprüfstand, Abbildung 3.1 und 3.2. Herr Budde hat am Ventilprüfstand umfangreiche Parametervariationen durchgeführt und wesentlich zur Erkenntnis von selbsterregten Ventilschwingungen beigetragen.

Bei den theoretischen Untersuchungen – die aus meiner Sicht erst einen Anfang darstellen – diskretisiert Herr Budde das Strömungsfeld und die Struktur nicht feingranular. Herr Budde nutzt die Tatsache, dass der Spalt zwischen Drosselkörper und Ventilsitz „dünn“ ist. Änderungen in radialer Richtung können a priori behandelt werden. Die Strömung am Ventilmantel wird quasi zweidimensional. Den Stab behandelt Herr Budde als elastischen, schwingungsfähigen, d.h. massebehafteten, Balken.

Die Arbeit von Herrn Budde bildet eine gute Basis für weiterführende Arbeiten.

Darmstadt, im Mai 2020
Peter F. Pelz

Vorwort

Die vorliegende Dissertationsschrift entstand aus einem Forschungsprojekt am Institut für Fluidsystemtechnik der Technischen Universität Darmstadt.

Als erstes möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz für die Zusammenarbeit und die konstruktive Kritik bedanken. Herr Prof. Pelz hat mir die Möglichkeit eröffnet anhand mehrerer Forschungsprojekte mit industriellen Partnern sowohl analytisch, experimentell als auch numerisch arbeiten zu können, wofür ich sehr dankbar bin. Dabei hat er mir viele Freiheitsgrade gelassen und stand auch unkonventionellen Lösungsansätzen offen gegenüber.

Mein zweiter Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Richard Markert für die hilfreichen Diskussionen im Verlauf dieser Arbeit und für die Mitberichtserstattung. Durch die Leihgabe des Messsystems zur Erstellung der Modalanalyse wurden die experimentellen Arbeiten auf eine fundiertere Grundlage gestellt.

Mein besonderer Dank gilt den Kollegen für die gemeinsame Zeit sowie die Unterstützung bei verschiedensten Problemen. Allen voran möchte ich Christian Schänzle für die konstruktive Kritik und Hilfestellung, die ich nicht nur bei Erstellung dieser Arbeit, erfahren durfte, danke! Ebenso waren die Gespräche mit Sebastian Lang und Ferdinand Cloos immer zielführend und aufschlussreich. Auch den mitwirkenden Studenten möchte ich an dieser Stelle danken. Ohne eure Unterstützung wären die umfangreichen experimentellen Untersuchungen nicht möglich gewesen.

Das beste kommt zum Schluss...

Mein herzlichster Dank gilt meiner Familie und meiner Freundin, ohne sie wäre das Studium und die Erstellung dieser Dissertationsschrift nicht möglich gewesen. Danke Svenja, dass du so ein geduldiger Mensch bist.

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den in ihr ausdrücklich genannten Hilfen, selbständig verfasst habe. Darmstadt, im

April 2018

Ibrahim Budde

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Das generische Hubventil	5
1.2	Stand der Forschung	5
1.3	Forschungsfragen und Methodik	13
1.4	Gliederung der Arbeit	14
2	Modellbildung	17
2.1	Größenordnungen	18
2.2	Spaltkinematik	25
2.3	Strömungskräfte	28
2.3.1	Spaltströmung	29
2.3.2	Staupunktströmung	36
2.4	Elastische Struktur	37
2.5	Lineare Stabilitätsanalyse	40
2.5.1	Stationäres Gleichgewicht	41
2.5.2	Eigenwerte	45
3	Versuchsaufbau	51
3.1	Prüfstand und Messtechnik	51
3.2	Experimentelle Modalanalyse	54
3.3	Kalibration der Dehnungsmessstreifen	55
4	Ergebnisse	57
4.1	Parameterraum	58
4.2	Analyse der elastischen Struktur	60
4.3	Geschwindigkeitsprofil der Messstrecke	62
4.4	Druckverlust und Wandschubspannung	64
4.5	Dynamik des generischen Hubventils	74
4.6	Parameterstudien am generischen Hubventil	87
4.6.1	Experimentelle Untersuchungen	87
4.6.2	Theoretische Betrachtungen	95

4.7 Diskussion der Ergebnisse	101
Fazit und Ausblick	107
Literatur	109
A Spaltströmung	115
A.1 Größenordnungen	115
A.2 Radiale Integration	116
A.3 Impulsdispersion	119
A.4 Perturbationsansatz	124
B Staupunktströmung	127
B.1 Kraftbilanz	127
B.2 Momentenbilanz	130
C Lagersteifigkeiten	133

Symbolverzeichnis

Die Symbole der ersten Spalte werden in der zweiten Spalte beschrieben. Die dritte Spalte, wenn vorhanden, gibt die Dimension als Monom mit den Basisgrößen Länge (L), Masse (M), Zeit (T).

Dimensionsbehaftete Größen:

Symbol	Beschreibung	Dimension
\bar{A}	Fläche	L^2
\bar{b}_φ	Dämpfung	ML^2T^{-1}
\bar{E}	Elastizitätsmodul	$L^{-1}MT^{-1}$
\bar{f}	Frequenz	T^{-1}
\bar{F}	Kraft	LMT^{-2}
\bar{h}	mittlere Spalthöhe	L
\tilde{h}	Spalthöhe	L
\bar{I}	Flächenträgheitsmoment	L^4
\bar{k}_1	Drehsteifigkeit	L^2MT^{-2}
\bar{k}_2	Federsteifigkeit	MT^{-2}
\bar{l}	Länge	L
\bar{m}	Masse	L
\bar{M}	Moment	ML^2T^{-2}
\bar{p}	Druck	$L^{-1}MT^{-1}$
\bar{Q}	mittlerer Volumenstrom	L
\bar{R}	Radius	L
\bar{R}	mittlerer Radius	L
\bar{t}	Zeit	T
\bar{u}	Geschwindigkeit	LT^{-1}
\bar{U}	mittlere Geschwindigkeit	LT^{-1}
\bar{v}	Geschwindigkeit	LT^{-1}
\bar{w}	Absenkung Ventilstange	L

\tilde{r}	Radius	L
\tilde{x}	kartesische Koordinate	L
\tilde{y}	kartesische Koordinate	L
\tilde{z}	kartesische Koordinate in Balkenachse und Hauptströmungsrichtung	L
α	Winkel	-
β	Winkel	-
φ	Winkel	-
Ψ	Winkel	-
$\tilde{\varepsilon}$	Absenkung Balken	L
$\bar{\varepsilon}$	Anfangsexzentrizität	L
$\bar{\tau}$	Schubspannung	$L^{-1}MT^{-1}$
$\bar{\rho}$	Dichte	ML^{-3}
$\bar{\nu}$	Viskosität	M^2T^{-1}
$\bar{\theta}$	Trägheitsmoment	L^2M

Dimensionslose Größen:**Symbol Beschreibung**

B	relative Dämpfung
c_f	Reibungskoeffizienten
C_R	Reibungsbeiwert
C	Konstante
F	Kraft
k	Frequenzparameter
K_φ	Steifigkeitsverhältnis
m	Massenverhältnis
M	Moment
p	Druck
Q	Flussgröße
r	Radius
t	Zeit
T	Zeitfunktion
u	Geschwindigkeit
v	Geschwindigkeit
w	Balkenabsenkung
W	Eigenform
x	kartesische Koordinate
y	kartesische Koordinate
z	kartesische Koordinate
Γ	Geschwindigkeitsverhältnis
δ	Messfehler
χ	Störgröße
Δ	Differenz
ε	relative Exzentrizität
ε_r	relative radiale Bewegung des Drosselkörpers
λ	Rohrreibungszahl
Λ	Eigenwert
Π	Funktion
κ	Kraftverhältnis
σ	Schwingungsindikator
τ	Schubspannung
ξ	Fehler
ζ	Verlustbeiwert

Indices

Index	Beschreibung	Index	Beschreibung
A	axiale Richtung	B	Dämpfung
D	Drosselkörper	Exp	experimentell ermittelt
F	Fluid	H	Hebelarm
K	Ventilsitz bzw. Kanalwand	L	Lager
m	Masse	max	maximaler Wert
Q	Volumenstrommessung	P	Messung mittels Pitotrohr
S	Spalt	St	Ventilstange
x	Absenkung in x-Richtung	y	Absenkung in y-Richtung