

## **2. KÖTTER-Workshop Gasmengenmessung**

**10. / 11. März 2004**

**Vortrag 11**

### **Schwingungen in Gasmess-Stationen - Risiken, Phänomene, Effekte -**

**Dr.-Ing. Andreas Brümmer**

**KÖTTER Consulting Engineers**

## **Schwingungen in Gasmess-Stationen** **- Risiken, Phänomene, Effekte -**

### **1. Einleitung**

Der weitaus überwiegende Teil der installierten Meß- und Regelanlagen zeigt im Hinblick auf Schwingungen keinerlei Auffälligkeiten. Lediglich vereinzelt kommt es zu Unregelmäßigkeiten, die dann von Betreibern zum Beispiel durch

- auffällige Geräusche oder Töne
- unruhige Rohrleitungen oder sich wiederholt lösende Handräder
- Vibrationen im Fußboden bzw. auf Laufgittern
- Beschädigungen z. B. an Anbauten oder Temperaturfühlern
- Probleme mit der Mengenummessung

wahrgenommen werden. In dieser Situation steht ein Betreiber vor der Frage, ob Handlungsbedarf besteht oder sogar sicherheitstechnische Bedenken gegen den Betrieb der Anlage sprechen. Welche Maßnahmen sind einzuleiten, um einen ordnungsgemäßen Betrieb der Anlage zu gewährleisten. Des Weiteren ist im Nachgang zu klären, inwiefern die Probleme bereits in der Planungsphase hätten vermieden werden können.

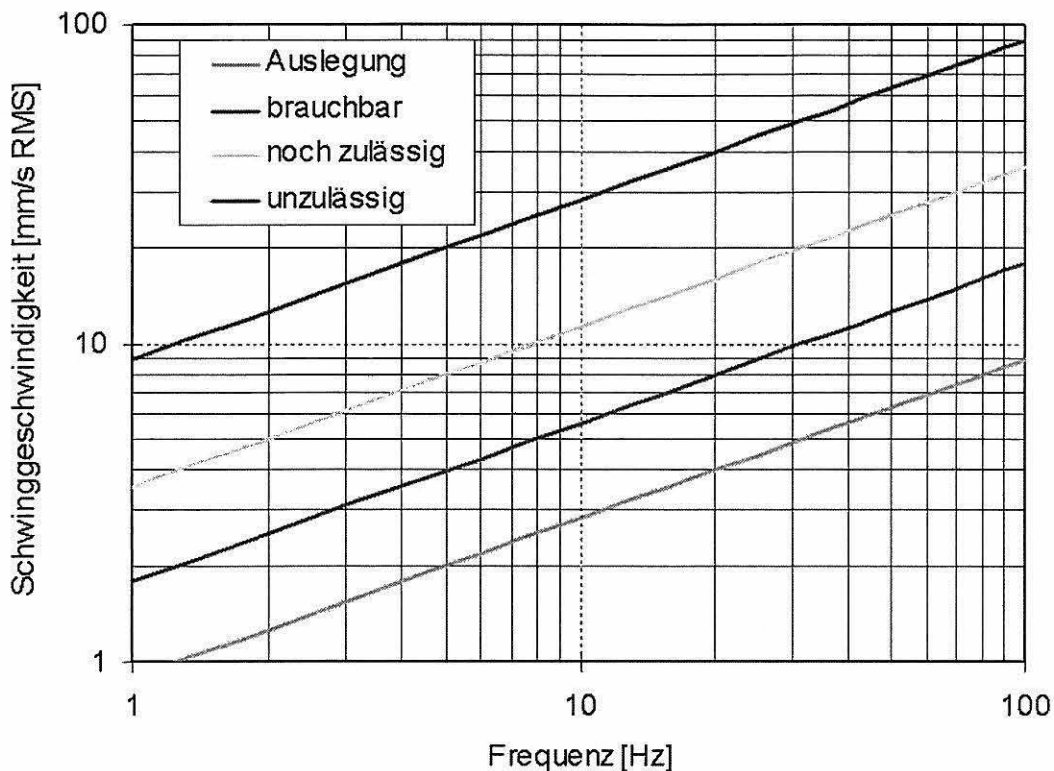
An ausgewählten Beispielen aus der Praxis wird diese Fragestellung im folgenden aufgegriffen und der "rote Faden" zur Beantwortung erläutert. Hinsichtlich der Notwendigkeit von Minderungsmaßnahmen spielt die Beurteilung einer festgestellten Schwingung eine wichtige Rolle. Zunächst werden daher die zur Beurteilung von Rohrleitungsschwingungen gebräuchlichen Richtlinien und Grundlagen kurz erläutert. Weitere Grenzwerte für Detailprobleme werden dann bei der Beschreibung der Praxisbeispiele aufgeführt.

## **2. Bewertungsgrundlagen und Richtwerte für Rohrleitungsschwingungen**

Zur Beurteilung der Belastung einer Rohrleitung infolge von Schwingungen ist die Kenntnis der Materialspannungen erforderlich. Eine direkte Messung der Spannungen ist in der Regel recht aufwendig und daher nur in Ausnahmefällen praktikabel. Aus diesem Grund wurden Näherungsverfahren zur Bewertung von Rohrleitungsschwingungen entwickelt, die einen Zusammenhang zwischen einer einfach meßbaren Schwinggröße und der Materialspannung herstellen. Zur Anwendung dieser Verfahren ist jedoch im allgemeinen die Beanspruchungsart des schwingenden Bauteils zu berücksichtigen. Es muß insbesondere zwischen einer Biegeschwingung (i. d. R. niederfrequent) und einer Schalenschwingung (i. d. R. höherfrequent) unterschieden werden.

### **2.1. Stationäre Biegeschwingungen**

Als erste Orientierungswerte zur Bewertung von stationären Biegeschwingungen an Rohrleitungen dienen die in Abbildung 1 dargestellten effektiven Schwinggeschwindigkeiten [1], die auch in dem Entwurf der VDI Richtlinie 3842 aufgenommen wurden [2]. Hierbei handelt es sich um Erfahrungswerte, die über einen Zeitraum von über 25 Jahren statistisch durch Messungen an Rohrleitungen mit in der Petrochemie üblichen Geometrien und Halterungsabständen ermittelt wurden. Sie sind nicht geeignet zur Beurteilung von Schalenschwingungen, kurzzeitigen Rohrleitungsschwingungen oder Schwingungen an kurzen Rohrleitungsanbauten (z. B. Stutzen).



**Abbildung 1:** Orientierungswerte zulässiger Rohrleitungsschwingungen bei einer stationären Biegebeanspruchung.

Festgestellte Schwinggeschwindigkeiten im Bereich "unzulässig" werden üblicherweise als so gefährlich angesehen, daß Schäden an der Anlage entstehen können. Schwingschnellen im Bereich "noch zulässig" werden üblicherweise als für den Kurzzeitbetrieb geeignet und für den Dauerbetrieb ungeeignet angesehen. Sobald sich eine günstige Gelegenheit ergibt, sollten Abhilfemaßnahmen realisiert werden. Schwinggeschwindigkeiten im Feld "brauchbar" werden in der Regel als für den Dauerbetrieb geeignet angesehen.

## 2.2. Stationäre Schalenschwingungen

Bei Schalenschwingungen wird die Rohrleitungswand in Umfangrichtung verformt. Eine breitbandige Schalenschwingung, die zum Beispiel im Bereich von Regelventilen oder Turbinen mit großen Volumenströmen beobachtet wird, läßt sich näherungsweise über den C-bewerteten Schalldruckpegel beurteilen, der in unmittelbarer Wandnähe zu messen ist. Aus einer Vielzahl von Vergleichsmessungen zwischen der tatsächlichen Materialspannung und dem wandnahen C-bewerteten Schalldruckpegel lassen sich nachfolgende Bereiche abgrenzen [3]:

Schalldruckpegel in 2 bis 3 cm Wandabstand	Bewertung
$L_p < 124 \text{ dB (C)}$	geringe Versagenswahrscheinlichkeit
$124 \text{ dB (C)} < L_p < 130 \text{ dB (C)}$	Unsicherheitsbereich
$L_p > 130 \text{ dB (C)}$	hohe Versagenswahrscheinlichkeit

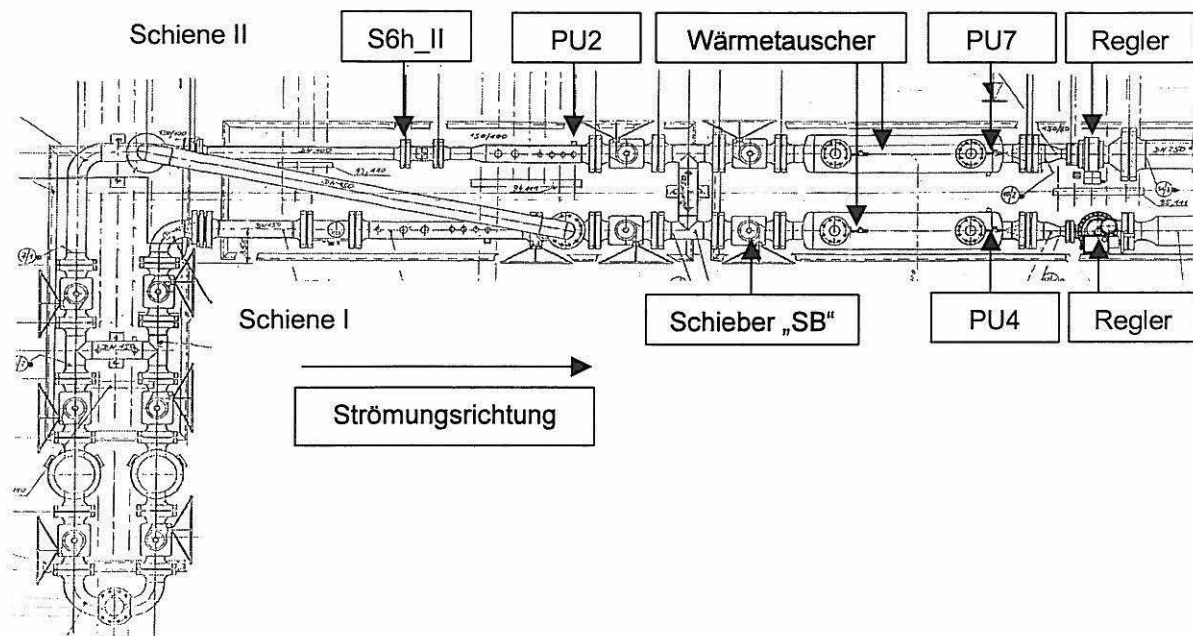
Tabelle 1: Orientierungswerte zur Beurteilung von breitbandigen Schalenschwingungen.

Zur Beurteilung von monofrequenten Schalenschwingungen, wie sie zum Beispiel im Bereich von Schraubenverdichtern oder in Verbindung mit dem Auftreten von akustischen Quermoden an Rohrleitungen beobachtet werden, liegen bislang keine Orientierungswerte für zulässige Schwingstärken vor. Hier muß die zusätzliche Materialspannung infolge der Schwingung entweder direkt gemessen oder über eine – mit gemessenen Schwingwerten abgeglichenen – numerische Strukturrechnung ermittelt werden.

### 3. Beispiele auffälliger Meß- und Regelanlagen

#### 3.1. Strukturschwingungen in Verbindung mit Wärmetauschern

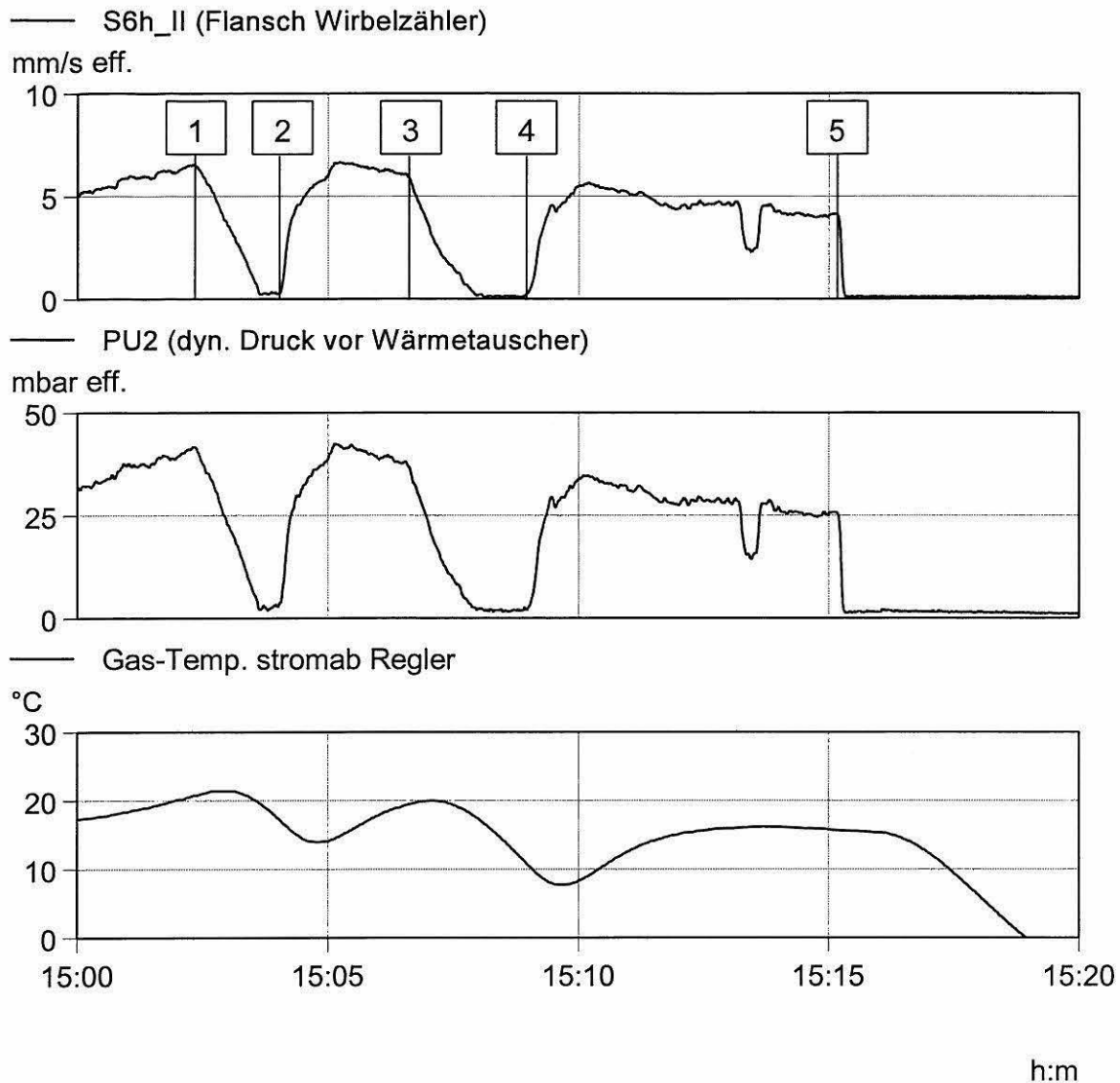
In einer M & R-Anlage für Erdgas (siehe [Abbildung 2](#)) wurden vom Betreiber in bestimmten Betriebssituationen ungewöhnliche Schwingungen an den gasführenden Rohrleitungen sowie Anbauten (z. B. Stützen, Hilfsleitungen der Regler) beobachtet. Zur Beurteilung dieser Schwingungen sowie zur Auslegung geeigneter Abhilfemaßnahmen wurde entschieden, eine umfassende Untersuchung an der Anlage durchzuführen. Die Grundlage hierzu bildet eine Schwingungsmessung, bei der neben ausgewählten PLS-Signalen sowohl die Druckschwankungen im Erdgas als auch die Strukturschwingungen erfaßt werden.



**Abbildung 2:** Geometrie der untersuchten M & R-Anlage, in der auffällige Rohrleitungsschwingungen beobachtet wurden, sowie Lage und Bezeichnung der Meßpunkte.

Bei der Untersuchung zeigte sich, daß die gasführenden Rohrleitungen primär eine monofrequente Biegeschwingung bei einer Frequenz von 24,5 Hz durchführen. Die gemessene maximale effektive Schwinggeschwindigkeit der Hauptrohrleitung betrug 7 mm/s eff. und liegt entsprechend Abbildung 1 im unkritischen Bereich. Eine unmittelbare Gefährdung der gasführenden Leitungen infolge der Schwingungen bestand demnach nicht. Dennoch wurden vom Betreiber entschieden, die Schwingungssituation auf der Station durch entsprechende Maßnahmen zu verbessern.

Grundlage einer gezielten Auslegung von Minderungsmaßnahmen ist ein Verständnis der physikalischen Zusammenhänge, die für die bemängelte Situation verantwortlich sind. Zur Erläuterung der vorliegenden Wirkungskette sind in der Abbildung 3 die zeitgleich erfaßten Effektivwerte der Rohrleitungsschwingungen, der Druckschwankungen im Erdgas sowie die Gastemperatur stromab des Reglers für verschiedene Betriebssituationen dargestellt.

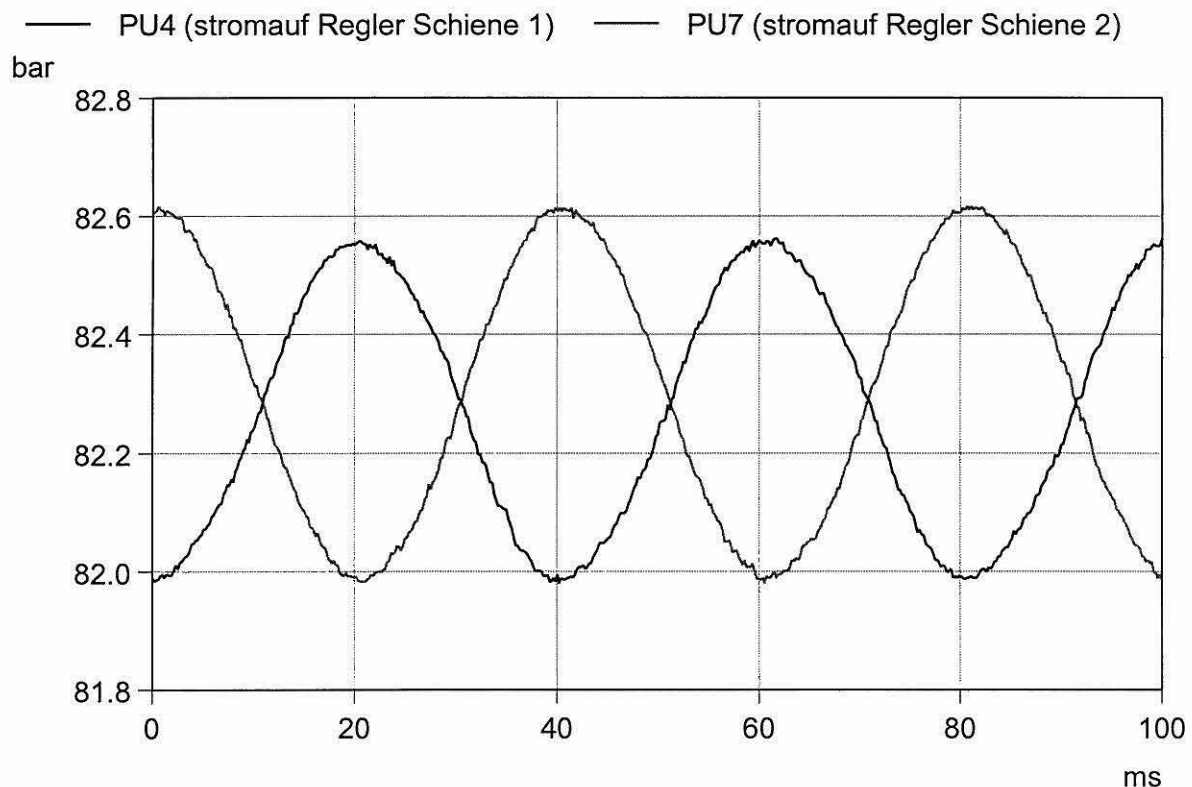


**Abbildung 3:** Effektivwerte der Rohrleitungsschwingungen und der Druckpulsationen sowie die Gastemperatur stromab des Reglers für verschiedene Betriebssituationen bei aktiver Schiene II (Meßpunktbezeichnung vgl. Abbildung 2):

- 1... Schieber Wasserrücklauf vom Wärmetauscher geschlossen
- 2... Schieber Wasserrücklauf vom Wärmetauscher geöffnet
- 3... Schieber Wasservorlauf vom Wärmetauscher geschlossen
- 4... Schieber Wasservorlauf vom Wärmetauscher geöffnet
- 5... Schieber "SB" im Gasstrom stromauf des Wärmetauschers angedrosselt.

Wie sich zeigt, besteht ein eindeutiger Zusammenhang zwischen den Druckschwankungen im Erdgas und den Rohrleitungsschwingungen. Die Schwingungen der Gasleitungen werden demnach durch Druckpulsationen angeregt. Des weiteren können die Druckpulsationen im Erdgas – und damit auch die Strukturschwingungen – durch eine Unterbrechung der Heizfunktion des Wärmetauschers beseitigt werden. Eine vergleichbare Wirkung hat das Androsseln des Schiebers "SB" im Gasstrom stromauf des Wärmetauschers. Ein erneutes Anfachen der Schwingungen bei angedrosseltem Schieber war nicht möglich.

Die Analyse der zeitgleich an verschiedenen Meßpositionen erfaßten Druckschwankungen zeigt weiter, daß die größten Pulsationen mit ca. 600 mbar Spitze-Spitze unmittelbar stromauf der beiden Regelventile auftreten und diese Signale gerade gegenphasig verlaufen (Abbildung 4). Es handelt sich folglich um eine akustische Resonanz in Form einer "stehenden Welle" ( $\lambda/2$ -Resonanz), die sich eingangsseitig zwischen den beiden Regelventilen ausbildet. Die Intensität der Druckpulsationen ist hierbei durchaus mit den von Kolbenverdichtern angeregten Druckschwankungen vergleichbar.



**Abbildung 4:** Zeitgleich erfaßte Druckpulsationen stromauf der Regelventile der Schienen I und II bei aktiver Regelschiene I.



Als Anregung für die akustische Resonanz wird eine Wechselwirkung zwischen dem Wärmetauscher und dem jeweils aktiven Regelventil vermutet. Durch das Androsseln des Schiebers im Gasstrom stromauf des Wärmetauschers wird diese Anregung zwar nicht beeinflusst, die Ausbildung der akustischen Resonanz jedoch vollständig unterbunden. Als Maßnahme zur Beseitigung der Schwingungen wurde daher pro Schiene jeweils an einem bestehenden Flansch stromauf der Wärmetauscher eine Pulsations-Dämpferplatte installiert. Der Wirkmechanismus, der für die Strukturschwingungen verantwortlich war, konnte auf diese Weise gezielt unterbrochen werden. Auffällige Schwingungen werden an der Station seither nicht mehr beobachtet.

### 3.2. Lagerschäden an Turbinenradzählern

In einer M & R-Anlage für ein Heizkraftwerk wird die transportierte Gasmenge in zwei parallelen Schienen (Betriebs- und Reserveschiene) über Turbinenradgaszähler gemessen (Abbildung 5). Anschließend wird der eingangsseitige Gasdruck über das jeweils aktive Regelventil um ca. 2 bar auf den maximal zulässigen Saugdruck eines stromab folgenden Schraubenverdichters (ca. 16 bar a) reduziert. Bereits nach einer relativ kurzen Betriebszeit zeigte sich an dem überwiegend aktiven Turbinenradzähler ein Lagerschaden. Vom Betreiber wurde vermutet, daß dieser Schaden auf Schwingungen zurückzuführen ist. Um eine wiederholte Beschädigung der Zähler zu vermeiden, wurde eine Schwingungsuntersuchung an der Station durchgeführt.

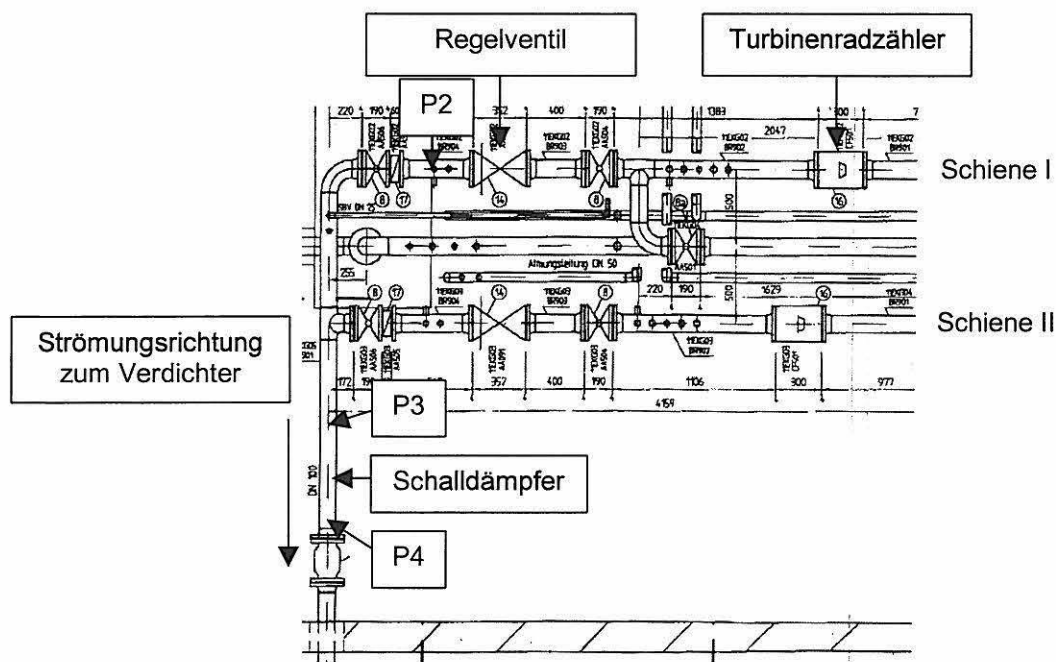
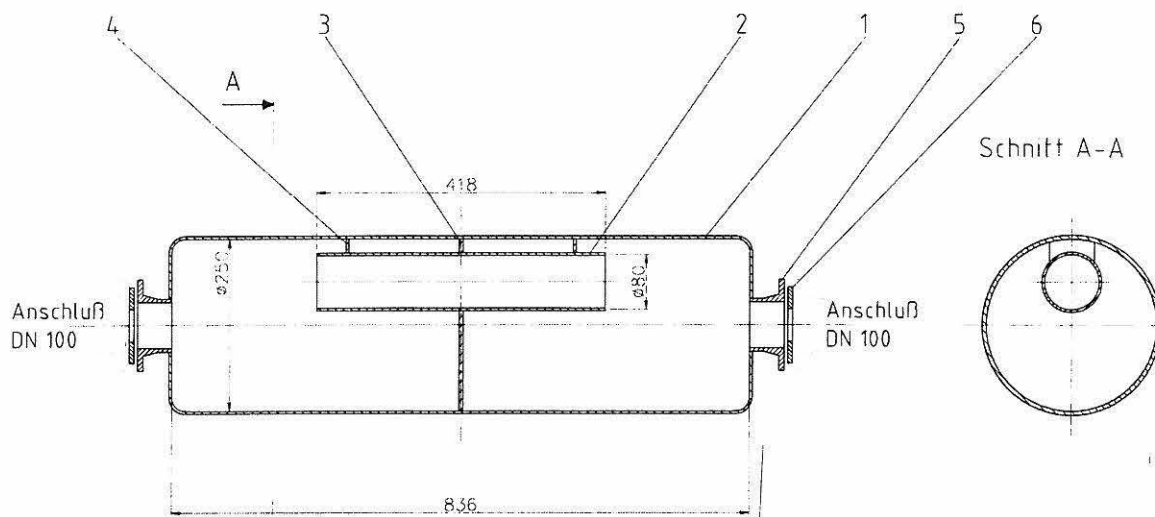


Abbildung 5: Geometrie der M & R-Anlage eines Heizkraftwerks, in der nach ungewöhnlich kurzer Betriebszeit ein Lagerschaden am Turbinenradzähler auftrat.

Neben den Strukturschwingungen an den Turbinenradzählern sowie den Rohrleitungen wurden bei dieser Untersuchung auch die Druckpulsationen im Bereich der Zähler gemessen. Es zeigt sich, daß die mechanischen Schwingungen der Zähler den vom Hersteller genannten maximal zulässigen Effektivwert von 1 mm/s eff. in keinem Betriebspunkt überschreiten. Dem hingegen werden die vom Hersteller benannten maximal zulässigen Druckpulsationen von 0,5 % Spitze-Spitze zum Teil um das Doppelte überschritten. Es ist demnach zu vermuten, daß der Lagerschaden am Turbinenradzähler auf die Druckpulsationen und die damit verbundenen Volumenstromschwankungen innerhalb des Gasstroms zurückzuführen ist.

Aufgrund der spektralen Zusammensetzung der Pulsationen konnte als dominante Quelle der Druckschwankungen der stromab des Regelventils installierte Schraubenverdichter identifiziert werden. Dieser Verdichter wird mit einer konstanten Drehzahl von 3.000 U/min betrieben und hat auf dem Hauptläufer fünf Kammern, so daß sich eine Pulsationsfrequenz von 250 Hz ergibt. Zum Schutz der Turbinenradzähler wurde daher vorgeschlagen, auf der Saugseite des Verdichters einen speziell auf 250 Hz abgestimmten Schalldämpfer nachzurüsten (Einbauort vgl. Abbildung 5).

Die Auslegung des Schalldämpfers wurde anhand einer numerische Strömungssimulation durchgeführt. Als günstigste Lösung ergab sich letztlich ein Zweikammerbehälter mit Innenrohr (Abbildung 6). Zur Vermeidung von akustischen Resonanzen wurde zusätzlich jeweils am Ein- und Austrittsflansch des Schalldämpfers eine Blende installiert.



**Abbildung 6:** Zweikammer-Resonanzschalldämpfer mit Innenrohr zur gezielten Dämpfung von monofrequenten Pulsationen bei 250 Hz.

Nach der Inbetriebnahme des Schalldämpfers wurde die Situation erneut vermessen. Es zeigte sich, daß der Dämpfer die zuvor bemängelten Pulsationen bei 250 Hz vollständig beseitigt (Abbildung 7). Eine Beschädigung der Turbinenradzähler infolge von Schwingungen ist seither nicht mehr zu erwarten.

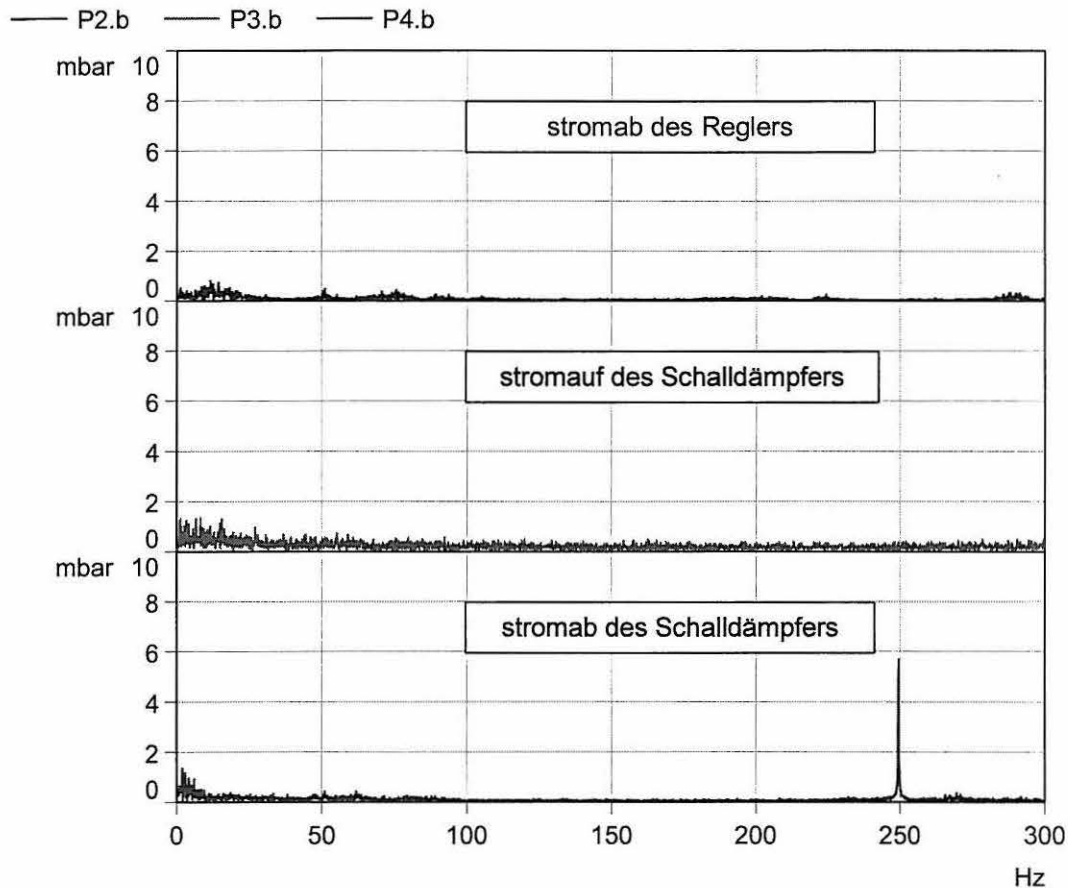
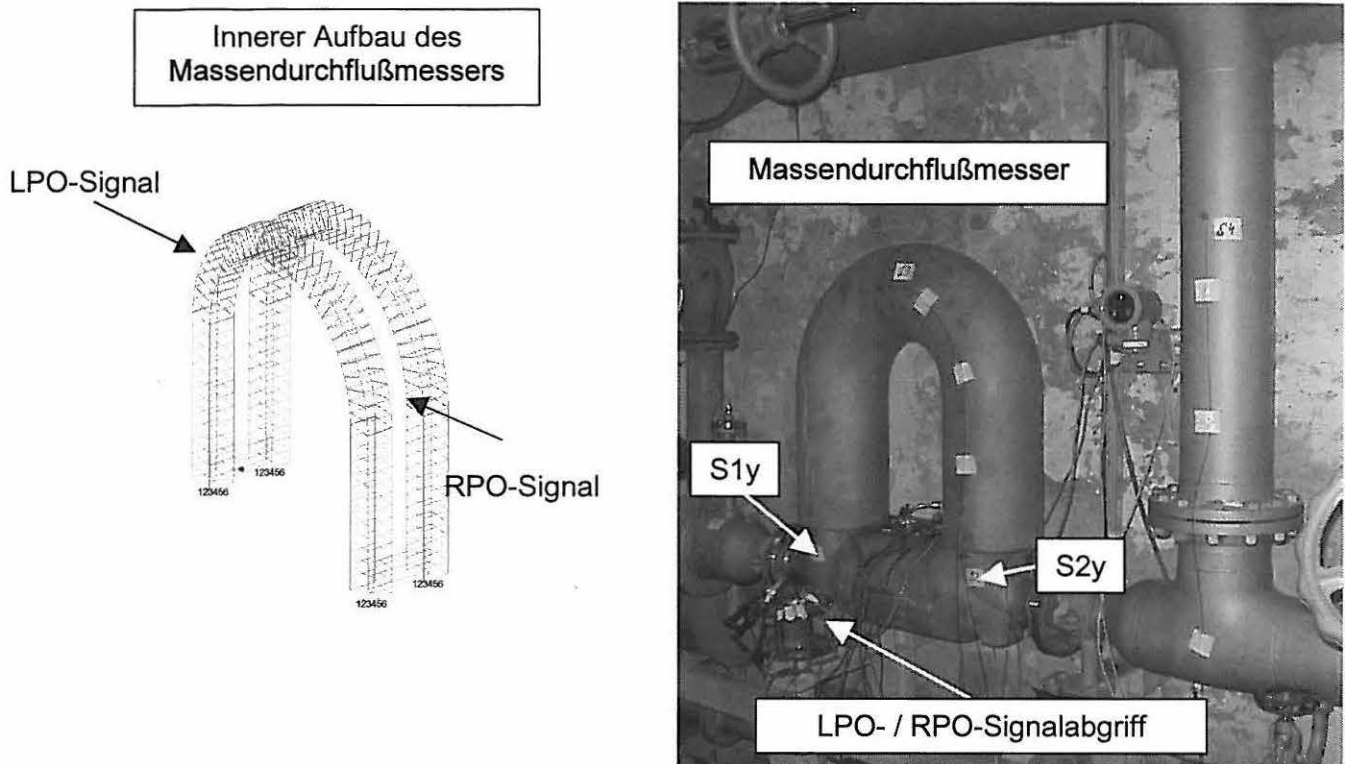


Abbildung 7: Amplitudenspektren der Druckpulsationen stromauf (P2 und P3) sowie stromab (P4) des nachgerüsteten Schalldämpfers.

### 3.3. Mengenmeßfehler an einem Massendurchflußmesser (MDM)

Im Zuge einer Anlagenvergrößerung wurde ein vorhandener Coriolis-Massendurchflußmesser für Ethylen durch einen größeren MDM ersetzt. Bei der Bilanzierung der Ein- und Ausgangsmengen zeigte sich jedoch, daß die vom neuen MDM angezeigten Mengen um ca. 2 bis 3 % zu groß waren. Zur Klärung der Ursache wurde der neue Coriolis-Durchflußmesser auf einem Hochdruckprüfstand getestet. Es ergaben sich jedoch keinerlei Auffälligkeiten. Des weiteren wurde der neue MDM kurzzeitig durch den kleineren Vorgänger ersetzt. In dieser Situation war der Meßfehler beseitigt. Der Betreiber vermutete nun, daß es durch Schwingungen zu den Anzeigefehlern kommt. Als Ursache für diese Schwingungen wurde ein stromab der Meßstelle installierter Schraubenverdichter angesehen.

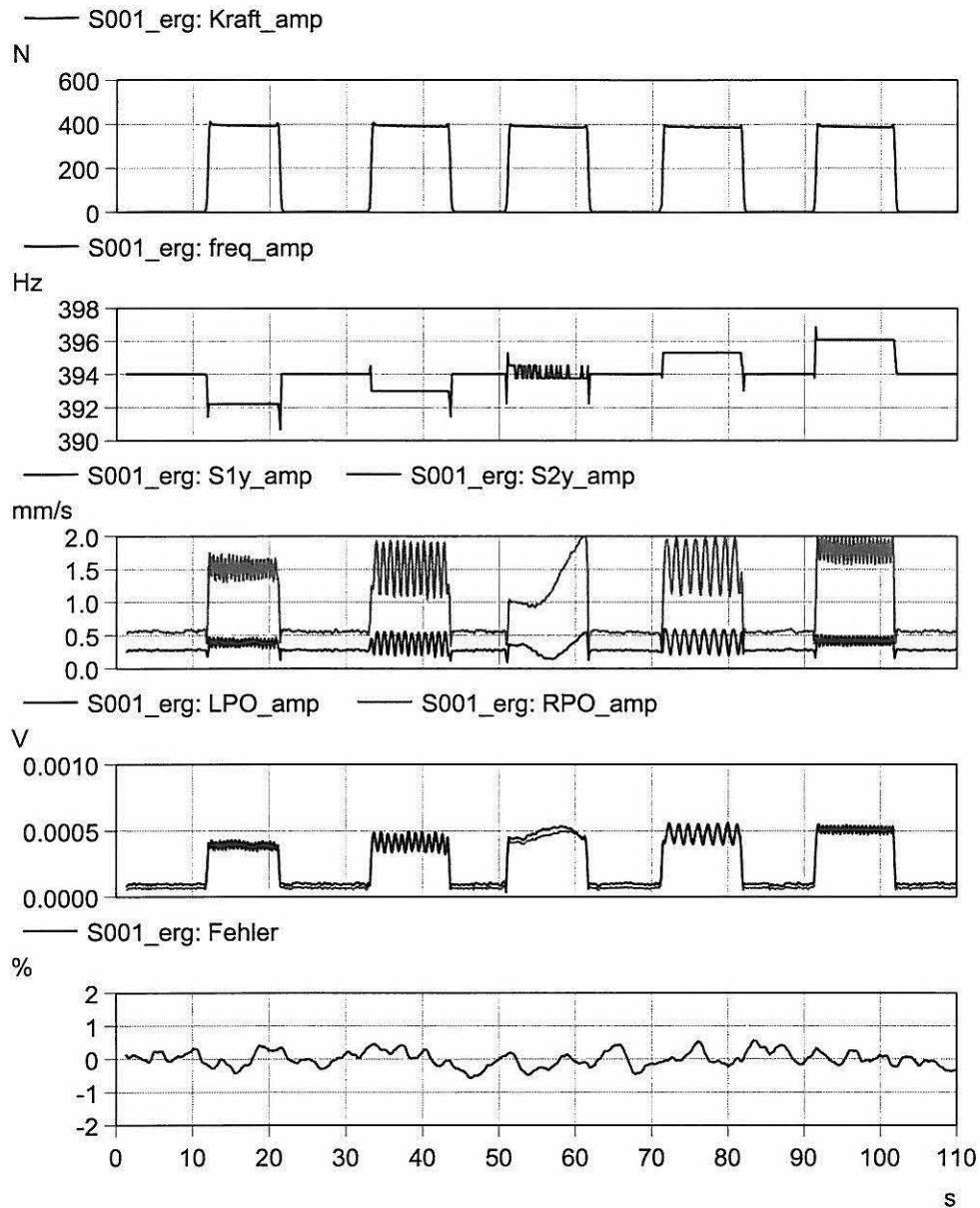


**Abbildung 8:** Geometrie der untersuchten Anlage, bei der es infolge von Struktur-schwingungen zu einem Mengenmeßfehler kam, sowie Lage und Bezeichnung der Meßpunkte.

Der betroffene Massendurchflußmesser besteht aus zwei durchströmten parallelen Meßrohren, die mit einer Resonanzfrequenz von 160 Hz gegeneinander schwingen (Abbildung 8). An den beiden Meßrohren befinden sich zwei Meßaufnehmer (LPO und RPO), die die Relativbewegung der beiden Meßrohre jeweils auf einer Seite abgreifen. Im Idealfall ohne Massendurchsatz laufen beide Signale synchron. Wird der Massendurchflußmesser durchströmt, so führt die Corioliskraft zu einem Phasenversatz zwischen den beiden Meßsignalen. Dieser Phasenversatz ist proportional zum Massendurchsatz und stellt das eigentliche Nutzsignal des Durchflußmessers dar. Beispielsweise beträgt die Phasenverschiebung im vorliegenden Fall bei einem Massenstrom von 24.000 kg/h lediglich 0,087°.

Zur Analyse der Ursache für die Fehlmessungen wurden – neben den Strukturschwingungen und Druckpulsationen – die eigentlichen Nutzsignale LPO und RPO sowie der ausgewiesene Massendurchsatz des MDM zeitgleich mit 12,8 kHz abgetastet und gespeichert. Es zeigte sich, daß die vom Schraubenverdichter angeregten Schwingungen bei 394 Hz in den LPO- und RPO-Signalen des Durchflußmessers in schwacher Form wiederzufinden sind. Diese Störpegel im Nutzsignal des Massendurchflußmessers korrelieren mit den am Gehäuse gemessenen Strukturschwingungen und nicht mit den im Gasstrom gemessenen Druckpulsationen. Des weiteren konnte festgestellt werden, daß sich die Strukturschwingungen aus einem stochastischen und einem periodischen Anteil zusammensetzen und in der Größe der vom Hersteller zugelassenen rein stochastischen Schwingungen lagen. Folglich wurde vermutet, daß es durch die strukturmechanisch angeregten periodischen Schwingungen zu der Fehlmessung kommt. Eine eindeutige Zuordnung der bemängelten Mehranzeige zu den Anlagenschwingungen war jedoch aufgrund der fehlenden Informationen über die zulässigen Verhältnisse von Nutz- zu Störampplitude der LPO- und RPO-Signale zum damaligen Zeitpunkt nicht möglich.

Auf Basis dieser Erkenntnisse wurde vom Hersteller des Massendurchflußmessers eine verbesserte Auswertesoftware auf das Gerät aufgespielt. In dieser neuen Situation galt es zu prüfen, ob der Coriolis-Massendurchflußmesser eventuell weiterhin durch die in der Anlage vorhandenen periodischen Schwingungen beeinflusst wird. Da eine kurzzeitige Abschaltung des Schraubenverdichters aus prozeßtechnischen Gründen nicht möglich war, wurde die Schwingungsempfindlichkeit des Gerätes im eingebauten Zustand und stationären Betrieb durch Aufbringen einer zusätzlichen Schwingung ermittelt. Hierzu wurde am Gehäuse des MDM ein Schwingungserreger (Shaker) befestigt. Durch systematisches Ein- und Ausschalten des Shakers konnte der MDM temporär mit Schwingungen definierter Frequenz und Stärke beaufschlagt werden. Sofern das gewählte Ein- und Ausschaltmuster für den Shaker im Zeitverlauf des vom Gerät ausgegebenen Massenstroms wiederzufinden ist, kann von einer Schwingungsbeeinflussung gesprochen werden. Das zugehörige Verhältnis von Nutz- zu Störampplitude kann dann aus den zeitgleich erfaßten LPO- und RPO-Signalen berechnet werden. Exemplarisch für diese Messungen sind in der Abbildung 9 einige Meßergebnisse dargestellt.



**Abbildung 9:** Amplituden der Anregungskraft, der Schwingstärken und Störpegel im LPO- und RPO-Signal sowie Anregungsfrequenzen und prozentuale Abweichungen vom Mittelwert des Massenstroms über der Zeit bei einer Schwingungsanregung am Punkt S2y.

Der Shaker wurde bei diesem Versuch fünfmal ein- und ausgeschaltet, wobei die Anregungsfrequenz in Stufen von 392 Hz auf 396 Hz vergrößert wurde. Die bei der jeweiligen Frequenz erzielte Schwingungsamplitude sowie die Amplitude der Störpegel im LPO- und RPO-Signal sind ebenfalls dargestellt. Es zeigt sich, daß der Störpegel durch den Shakerbetrieb – im Vergleich zur Situation bei ausgeschaltetem Shaker – erheblich vergrößert wird. Die prozentuale Abweichung des momentan angezeigten Massendurchsatzes vom Mittelwert des Versuchs zeigt jedoch keine Korrelation zum Aus- und Einschaltmuster des Shakers.



Auf diese Weise konnte nachgewiesen werden, daß der Massendurchflußmesser mit der neuen Auswertesoftware nicht mehr durch die vom Schraubenverdichter angeregten Strukturschwingungen beeinflusst wird. Dieser Zusammenhang wurde auch durch den Betreiber der Anlage bestätigt, der nach dem Aufspielen der neuen Auswertesoftware keine signifikanten Abweichungen in seiner Massenbilanzierung mehr feststellte.

#### **4. Zusammenfassung**

Nach einer Vorstellung der gängigen Richtlinien und Erfahrungswerte für zulässige Rohrleitungsschwingungen werden drei ausgewählte Schwingungsprobleme in Gasmengenmeßanlagen erläutert. Der Weg von der Erkennung des Problems durch den Betreiber über die Analyse der physikalischen Ursache bis zur Auslegung und Umsetzung von Abhilfemaßnahmen wird skizziert.

Stellvertretend für die strömungstechnisch angeregten Strukturschwingungen wird im ersten Beispiel eine Gasübernahmestation vorgestellt, bei der es durch eine Wechselwirkung zwischen einem Wärmetauscher und einem Regelventil zur Ausbildung einer intensiven akustischen Resonanz innerhalb des Gasstroms kam. Durch das gezielte Einbringen einer akustischen Dämpfung konnte die Ausbildung der Resonanz unterbunden werden. Auffällige mechanische Schwingungen werden seit der Umsetzung dieser Maßnahme nicht mehr beobachtet.

Hinsichtlich der eher verdeckten Auswirkungen von Schwingungen wird im zweiten Beispiel die Analyse eines Lagerschadens an einem Turbinenradzähler vorgestellt. Obgleich von außen subjektiv an den Strukturschwingungen kaum wahrzunehmen, zeigten die dynamischen Druckmessungen im Bereich des Turbinenradzählers erhöhte periodische Gassäulenschwingungen. Angeregt wurden diese Pulsationen durch einen stromab gelegenen Schraubenverdichter. Zur gezielten Bedämpfung der monofrequenten Pulsationen wurde – auf Basis einer numerischen Strömungssimulation – ein Resonanzschalldämpfer ausgelegt und installiert. Durch die schwingungstechnische Abnahmemessung des Schalldämpfers konnte nachgewiesen werden, daß eine erneute Beschädigung des Turbinenradlagers infolge von Schwingungen nicht mehr zu erwarten ist.

Die Wirkung von Anlagenschwingungen hinsichtlich der Gasmengenmessung wird im dritten Beispiel erläutert, bei der ein Coriolis-Massendurchflußmesser einen um 2 bis 3 % zu großen Durchsatz anzeigte. Durch eine zeitgleiche Messung der Druckschwankungen, Strukturschwingungen und Nutzsignale des Gerätes konnte ein Zusammenhang zwischen den periodischen Strukturschwingungen in der Anlage und den im Nutzsignal festgestellten Störpegeln nachgewiesen werden. Vom Hersteller wurde daraufhin eine neue Auswertesoftware auf den Massendurchflußmesser gespielt. Anschließend wurde mittels einer systematischen Schwingungsanregung des Gerätes durch einen Schwingungserreger (Shaker) nachgewiesen, daß die weiterhin in der Anlage vorhandenen periodischen Schwingungen keine signifikanten Gasmengenmeßfehler mehr verursachen. Gleichzeitig wurde vom Betreiber der Anlage die Beseitigung der Meßabweichung nach der Implementierung der neuen Auswertesoftware bestätigt.

Insgesamt kann festgestellt werden, daß Schwingungsprobleme in M & R-Anlagen in unterschiedlicher Form auftreten und vom Betreiber beobachtet werden können. Durch eine gezielte Analyse der physikalischen Zusammenhänge lassen sich jedoch wirkungsvolle Abhilfemaßnahmen benennen, die zu einer Beseitigung der bemängelten Schwingungsauswirkungen führen.



### 3. Literatur

- [1] Wachel, J. C.; Martson, S. J.; Atkins, K. E.:  
Piping vibration analysis. Proceedings of the 19<sup>th</sup> turbomachinery symposium 1990. The turbomachinery laboratory, Texas, A & M University System College station, pp 119 – 134.
- [2] N. N.:  
Schwingungen in Rohrleitungssystemen, Entwurf zur VDI-Richtlinie 3842, September 2002.
- [3] Jungbauer, D. E., Blodgett, L. E.:  
Acoustic fatigue involving large turbocompressors and pressure reduction systems. Proceedings of the 27<sup>th</sup> turbomachinery symposium 1998. The turbomachinery laboratory, Texas, A & M University System College station, pp 111 – 118.