

Schwingungen in Gasmess-Stationen – Risiken, Phänomene, Effekte –

Vibration in gas metering stations: Risks, phenomena and effects

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. 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.

Following discussion of the applicable codes of practice and empirical data for permissible pipe vibration, three selected vibration problems in gas metering stations are examined. The road from detection of the problem by the operator, via analysis of the physical cause, up to the design and implementation of remedial provisions is then outlined. It can be ascertained, all in all, that vibration problems occur in C&I systems, and can be observed by the operator, in various forms. Systematic analysis of physical relationships does, however, permit definition of effective remedies which will result in the elimination of the problematical influence of vibration.

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 Temperaturfühler, sowie
- Probleme mit der Mengemessung

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

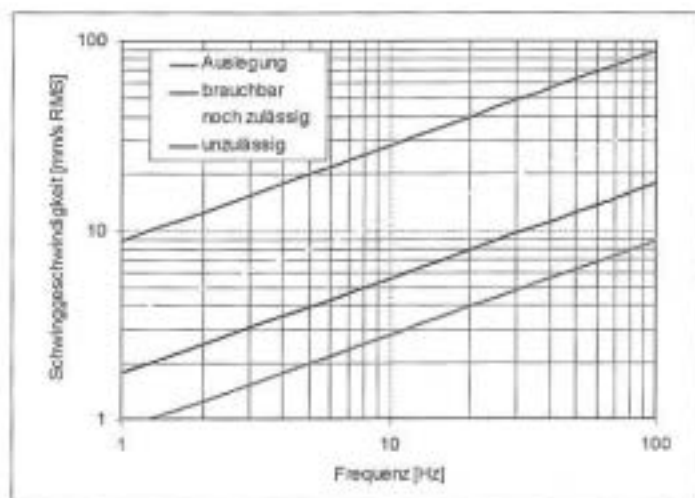
Schwingung eine wichtige Rolle. Zunächst werden daher die zur Beurteilung von Rohrleitungsschwingungen gebräuchlichen Richtlinien und Grundlagen kurz erläutert. Weitere Grenzwerte für Detailprobleme werden dann bei der Beschreibung der Praxisbeispiele aufgeführt.

Bewertungsgrundlagen und Richtwerte für Rohrleitungsschwingungen

Zur Beurteilung der Belastung einer Rohrleitung infolge von Schwingungen ist die Kenntnis der Materialspannungen erforderlich. Eine direkte Messung der Span-

Bild 1: Orientierungswerte zulässiger Rohrleitungsschwingungen bei einer stationären Biegebeanspruchung

Fig. 1: Guide values for permissible pipe vibration under steady-state bending load



Dr.-Ing. Andreas Brümmer
KÖTTER Consulting Engineers
GmbH, Rheine



Tel: 0 59 71 /
97 10 62
E-Mail: bruemmer@
koetter-
consulting.com

nungen ist in der Regel recht aufwendig und daher nur in Ausnahmefällen praktikabel. Aus diesem Grund wurden Näherungsverfahren zur Bewertung von Rohrleitungsschwingungen entwickelt, die einen Zusammen-

hang 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.

Stationäre Biegeschwingungen

Als erste Orientierungswerte zur Bewertung von stationären Biegeschwingungen an Rohrleitungen dienen die in **Bild 1** dargestellten effektiven Schwinggeschwindig-

Tabelle 1: Orientierungswerte zur Beurteilung von breitbandigen Schallenschwingungen

Table 1: Guide values for assessment of broad-band shell vibration

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

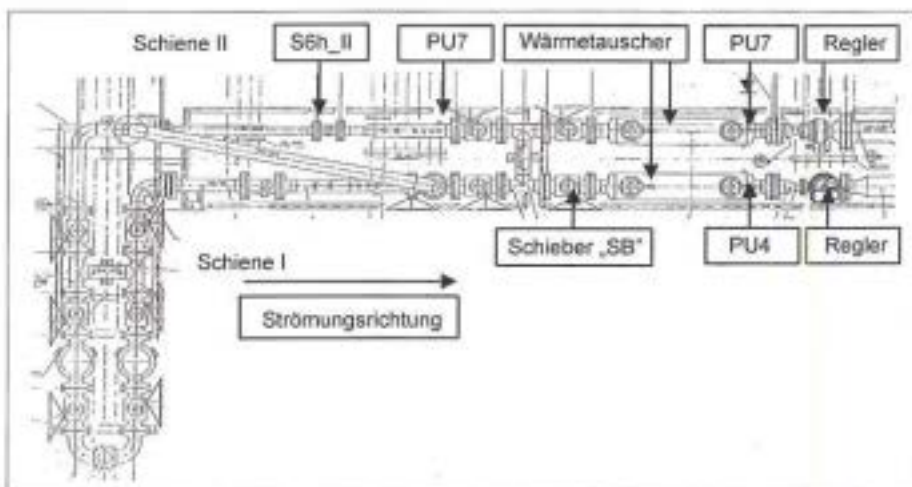


Bild 2: Geometrie der untersuchten M & R-Anlage sowie Lage und Bezeichnung der Messpunkte

Fig. 2: Geometry of the C&I system examined, also showing the location and identification of the measuring points

keiten [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 Schallenschwingungen, kurzzeitigen Rohrleitungsschwingungen oder Schwingungen an kurzen Rohrleitungsanbauten (z. B. Stützen).

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.

Stationäre Schallenschwingungen

Bei Schallenschwingungen wird die Rohrlitungswand in Umfangrichtung verformt. Eine breitbandige Schallenschwingung, die zum Beispiel im Bereich von Regelventilen oder Turbinen mit großen Volumenströmen beobachtet wird, lässt sich näherungsweise über den C-bewerteten Schalldruckpegel beurteilen (**Tabelle 1**), der in unmittelbarer Wandnähe zu messen ist. Aus einer Vielzahl von Vergleichsmessun-

gen zwischen der tatsächlichen Materialspannung und dem wandnahen C-bewerteten Schalldruckpegel lassen sich die in **Tabelle 1** benannten Bereiche abgrenzen [3]:

Zur Beurteilung von monofrequenten Schallenschwingungen, 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.

Beispiele auffälliger Mess- und Regelanlagen

Strukturschwingungen in Verbindung mit Wärmetauschern

In einer M & R-Anlage für Erdgas (**Bild 2**) wurden vom Betreiber in bestimmten Betriebsituationen ungewöhnliche Schwingungen an den gasführenden Rohrleitun-

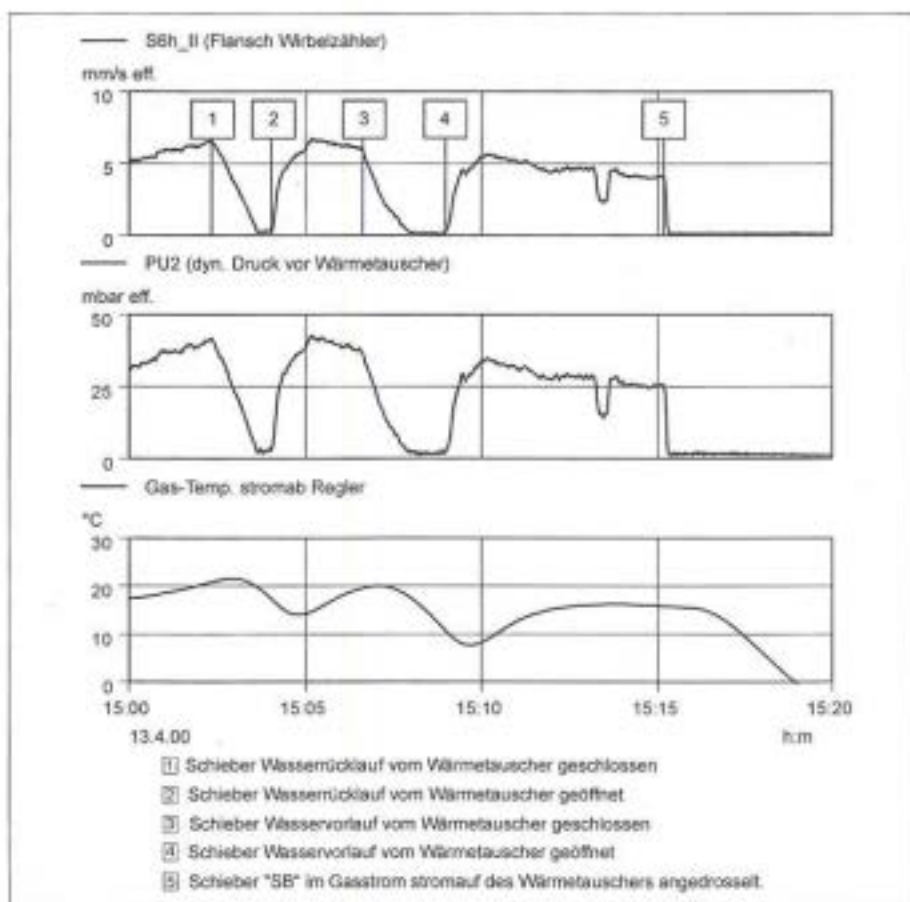


Bild 3: Effektivwerte der Rohrleitungsschwingungen und der Druckpulsationen sowie die Gastemperatur stromab des Reglers für verschiedene Betriebsituationen bei aktiver Schiene II (Messpunktbezeichnung vgl. Bild 2)

Fig. 3: Effective values for pipe vibration and pressure surges, plus gas temperature downstream the controller, for a range of different operating situations with activated line (see Figure 2 for identification of the measuring points)

gen sowie Anbauten (z. B. Stutzen, 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.

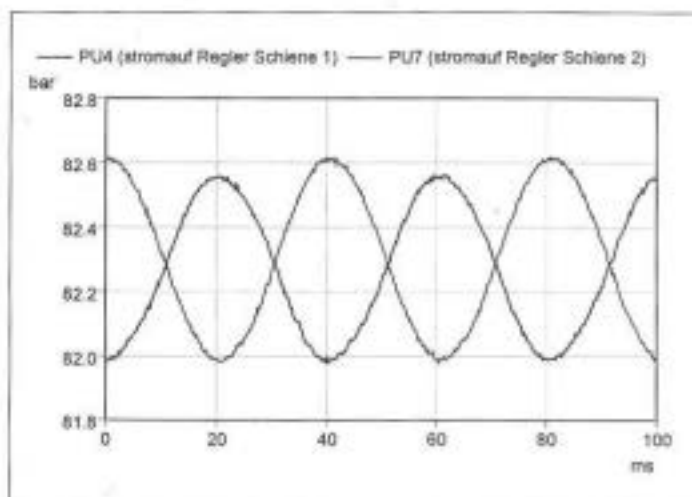
Bei der Untersuchung zeigte sich, dass die gasführenden Rohrleitungen primär eine monofrequente Biegeschwingung bei einer Frequenz von 24,5 Hz durchführen. Die gemessene maximale effektive Schwinggeschwindigkeit der Hauptrohrleitung betrug 7 mm/s eff. und liegt entsprechend Abbildung 1 im unkritischen Bereich. Eine unmittelbare Gefährdung der gasführenden Leitungen infolge der Schwingungen bestand demnach nicht. Dennoch wurde 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 im **Bild 3** die zeitgleich erfassten Effektivwerte der Rohrleitungsschwingungen, der Druckschwankungen im Erdgas sowie die Gastemperatur stromab des Reglers für verschiedene Betriebsituationen dargestellt.

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

Bild 4: Zeitgleich erfasste Druckpulsationen stromauf der Regelventile der Schienen I und II

Fig. 4: Pressure surges registered simultaneously downstream the control valves in Lines I and II



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 unmittelbar stromauf der beiden Regelventile auftreten und diese Signale gerade gegenphasig verlaufen (**Bild 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.

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.

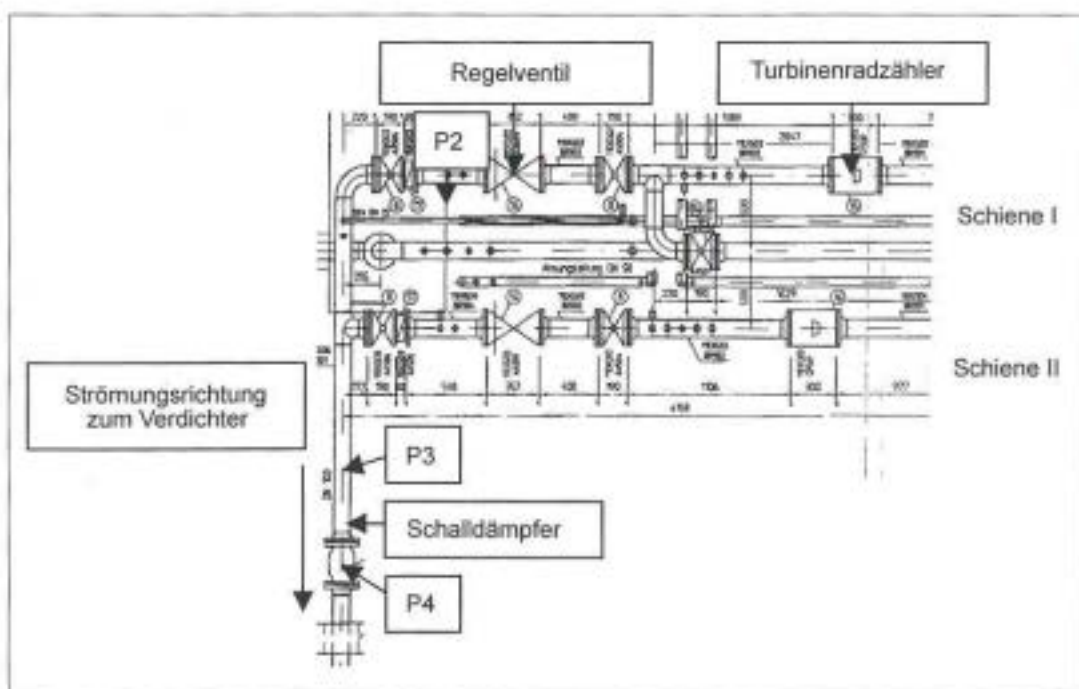


Bild 5: Geometrie der M & R-Anlage eines Heizkraftwerks

Fig. 5: Geometry of the C&I system of a heat+power cogeneration plant

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 (Bild 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.

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 Volumenschwankungen innerhalb des Gasstroms zurückzuführen ist.

Aufgrund der spektralen Zusammensetzung der Pulsationen konnte der stromab des Regelventils installierte Schraubenverdichter als dominante Quelle der Druckschwankungen 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 Turbinen-

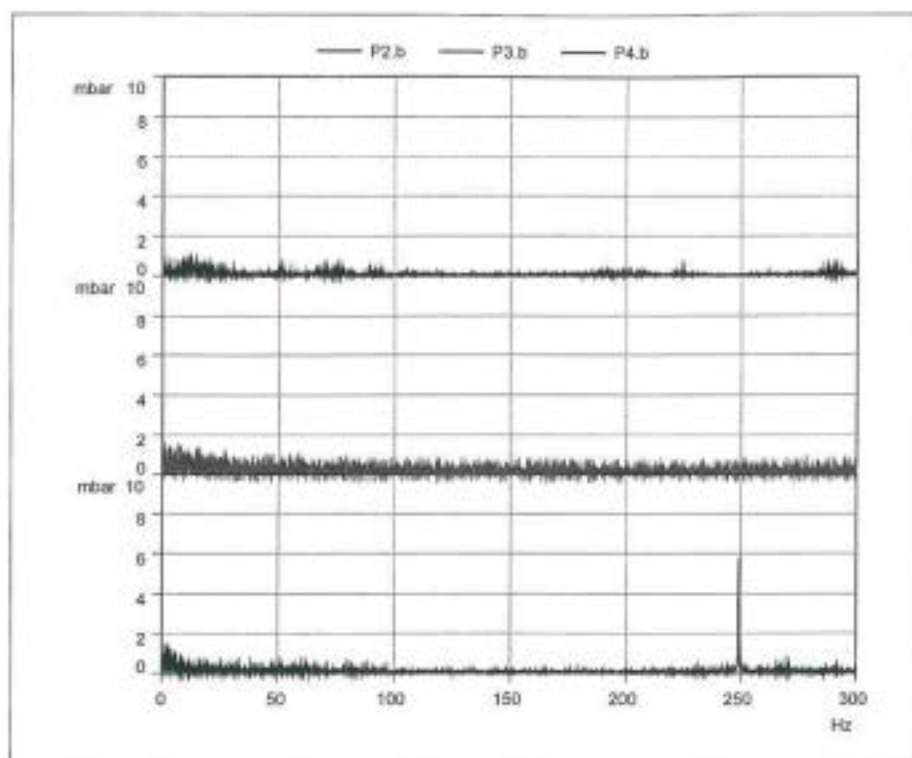


Bild 7: Amplitudenspektren der Druckpulsationen stromauf (P2 und P3) sowie stromab (P4) des nachgerüsteten Schalldämpfers

Fig. 7: The amplitude spectra of pressure surges upstream (P2 and P3) and downstream (P4) the retrofitted silencer

radzähler wurde daher vorgeschlagen, auf der Saugseite des Verdichters einen speziell auf 250 Hz abgestimmten Schalldämpfer nachzurüsten.

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

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 (Bild 7). Eine Beschädigung der Turbinenradzähler infolge von Schwingungen ist seither nicht mehr zu erwarten.

Mengenmessfehler an einem Massendurchflussmesser

Im Zuge einer Anlagenvergrößerung wurde ein vorhandener Coriolis-Massenmeter durch einen größeren Massenmeter ersetzt. Bei der Bilanzierung der Ein- und Ausgangsmengen zeigte sich jedoch, dass die vom neuen Massenmeter angezeigten Mengen um ca. 2 bis 3 % zu groß waren. Zur Klärung der Ursache wurde der neue Coriolis-Massenmeter auf einem Hochdruckprüfstand getestet. Es ergaben sich jedoch keinerlei Auffälligkeiten. Des Weiteren wurde der neue Massenmeter 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.

Der betroffene Massendurchflussmesser besteht aus zwei durchströmten parallelen Messrohren, die mit einer Resonanzfrequenz von 160 Hz gegeneinander schwingen (Bild 8). An den beiden Messrohren befinden sich zwei Messaufnehmer (LPO

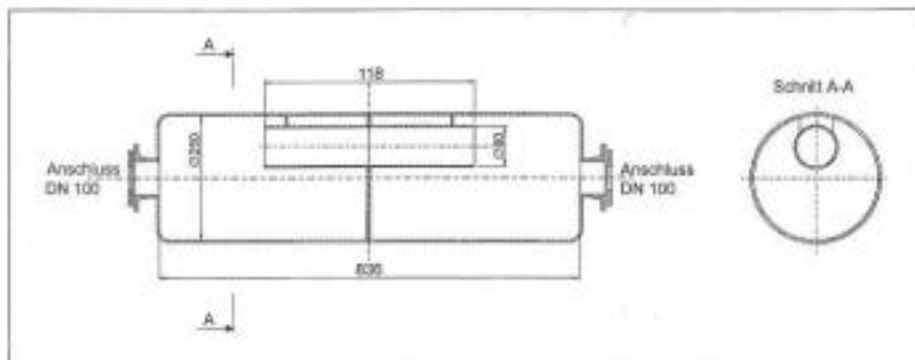


Bild 6: Zweikammer-Resonanzschalldämpfer mit Innenrohr zur Dämpfung von monofrequenten Pulsationen bei 250 Hz

Fig. 6: Twin-chamber resonance-type silencer with internal tube for attenuation of monofrequency surges at 250 Hz

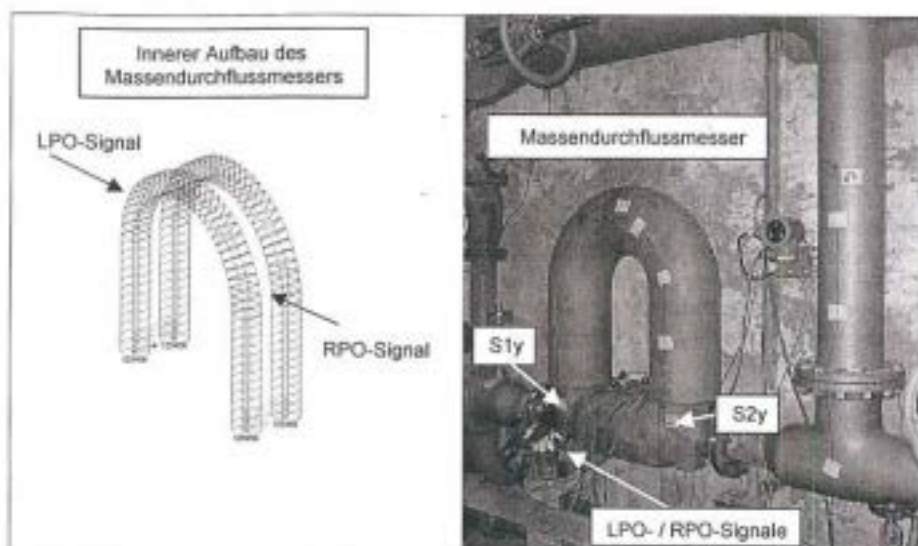


Bild 8: Geometrie der untersuchten Anlage sowie Lage und Bezeichnung der Messpunkte
Fig. 8: Geometry of the system examined, also showing the location and identification of the measuring points

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 in diesem Fall – neben den Strukturschwingungen und Druckpulsationen – die eigentlichen Nutzsignale LPO und RPO sowie der ausgewiesene Massendurchsatz des Massenmeters 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 strukturellmechanisch 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

Stör-Amplitude 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-Massen-

durchflussmesser 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 Massenmeters ein Schwingungserreger (Shaker) befestigt. Durch systematisches Ein- und Ausschalten des Shakers konnte der Massenmesser 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 Stör-Amplitude kann dann aus den zeitgleich erfassten LPO- und RPO-Signalen berechnet werden. Exemplarisch für diese Messungen sind im **Bild 9** einige Messergebnisse dargestellt.

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 Schwingungs-

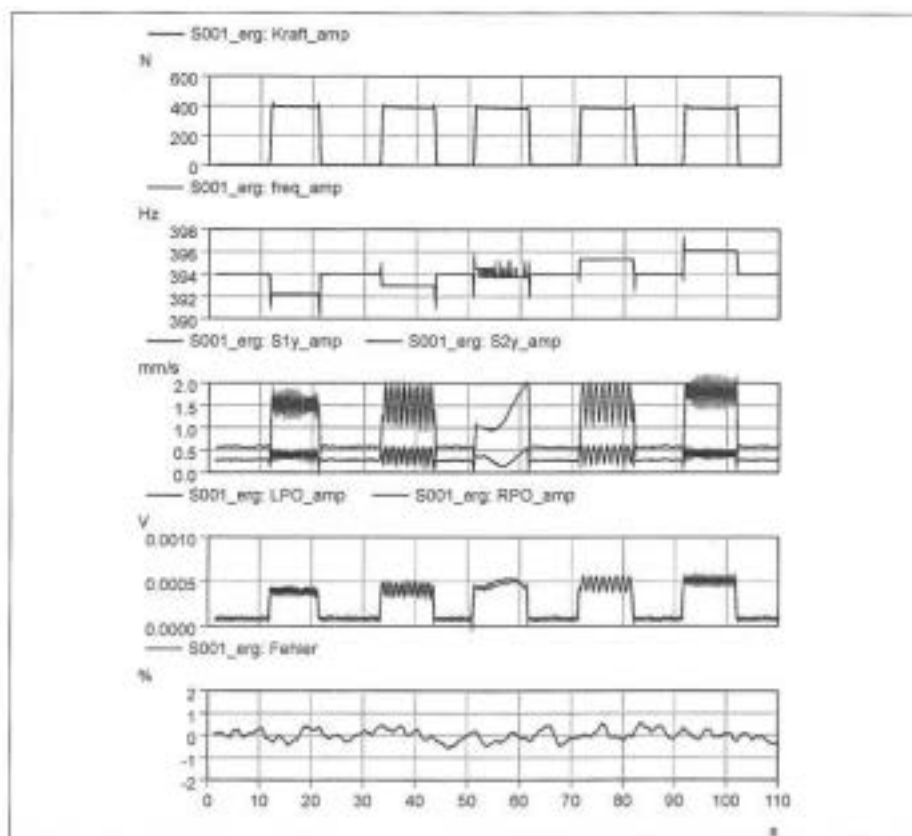


Bild 9: Amplituden der Anregungskraft, der Schwingstärken und Störpegel im LPO- und RPO-Signal sowie Anregungsfrequenzen und Abweichungen vom Mittelwert des Massenstroms über der Zeit bei einer Schwingungsanregung am Punkt S2y (bandpassgefiltert um die jeweilige Anregungsfrequenz)
Fig. 9: Amplitudes of excitation force, vibration severity and background noise level in the LPO and RPO signal, plus exotiation frequencies and divergences from the mean of mass flow against time with vibration excitation at Point S2y

amplitude 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 Auswertsoftware nicht mehr durch die vom Schraubenverdichter angelegten periodischen Strukturschwingungen beeinflusst wird. Dieser Zusammenhang wurde auch durch den Betreiber der Anlage bestätigt, der nach dem Aufspielen der neuen Auswertsoftware keine signifikanten Abweichungen in seiner Massenbilanzierung mehr feststellte.

Literatur

- [1] Wachel, J. C.; Martson, S. J.; Atkins, K. E.: Piping vibration analysis. Proceedings of the 19th 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 27th turbomachinery symposium 1998. The turbomachinery laboratory, Texas, A & M University System College station, pp 111 – 118.



Energieeinsparung in Gebäuden

- Stand der Technik
- Entwicklungstendenzen

2. vollständig überarbeitete Auflage – gemäß EnEV 2002

Herausgeben von Lajos Joos
 Vulkan-Verlag, 2. Auflage 2004,
 495 Seiten, 16,5 x 23 cm, gebunden, € 110,-
 ISBN 3-8027-2376-7

Die 2. Auflage des Buches basiert auf den Anforderungen der EnEV 2002 und beinhaltet daher die Auswirkungen der Energieeinsparverordnung auf den Energieverbrauch in Gebäuden. Das Handbuch, in dem anerkannte Fachleute aus der Wissenschaft und der Ingenieurpraxis die Themen behandeln, skizziert Entwicklungstendenzen und spiegelt den aktuellen Stand der Technik wider. Beispiele aus der Praxis runden das Bild ab und bringen konkrete Zahlen für die erzielbare Energie- und Energiekosteneinsparung. Wer beruflich mit der Energieeinsparung im Gebäudebereich zu tun hat, für den ist dieses aktualisierte und kompakte Buch ein unersetzliches Nachschlagewerk.

Zum Inhalt: Bedeutung der Energieeinsparverordnung; Wärmedämmung; Heizungstechnik; Warmwasserbereitung; Beleuchtung; Haushaltsgeräte; Gebäudeautomation; Kraft-Wärme-Kopplung; Erneuerbare Energien für Stromerzeugung; Blockheizkraftwerke; Contracting.

FAX-BESTELLSCHEIN

Name: _____
 Firma: _____
 Anschrift: _____
 Datum/ Unterschrift: _____

VULKAN VERLAG
Ein Unternehmen der Oetiker-Gruppe

Fax 0201/ 82002-34