

Pulsationen und Geräusche an Rohrleitungssystemen

Dipl.-Ing. (FH), M.Sc. **Timm Schaer**, Dr.-Ing. **Jan Steinhausen**,
KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG, Rheine

1. Kurzfassung

Rohrleitungen dienen zur Förderung von Erdgas, Prozessgas und diversen Flüssigkeiten mit unterschiedlichen Temperaturen, Drücken und Fließgeschwindigkeiten. Vor allem Kolbenverdichter und -pumpen erzeugen durch den Ausstoßprozess nach dem Fördervorgang Druckpulsationen im angeschlossenen Rohrleitungssystem. Diese breiten sich akustisch innerhalb der Rohrleitung aus und es können sich zwischen Reflexionsstellen (z.B. Regelventile, Behälteranschlüsse, Durchmessersprünge usw.) stehende Wellen, d.h. akustische Resonanzen, ausbilden.

Druckpulsationen leiten dynamische Kräfte über Rohrleitungsbögen, T-Stücke und Armaturen in das Rohrleitungssystem ein und regen es zu mechanischen Schwingungen an. Die Anregung von strukturmechanischen Eigenfrequenzen führt häufig zu hohen Schwingungsamplituden. Durch Berechnung und Simulation der Druckpulsationen und der strukturmechanischen Analyse des Rohrleitungssystems lassen sich viele Schwachstellen schon in der Planungsphase der Anlage identifizieren und durch geeignete Minderungsmaßnahmen beseitigen.

Zudem kann an der Oberfläche der an die Maschinen angeschlossenen Rohrleitungen und Behälter eine starke Schallabstrahlung auftreten. Oft sind es Einbauten in Rohrleitungen, z.B. Armaturen und Blenden, die zu einer Anregung führen, die durch die mechanischen Eigenschaften der Rohrleitungswand verstärkt wird. Hierdurch können im Schallspektrum Einzeltöne hervorstechen. Wirbelablösungen an z.B. Sensorschutzrohren oder das Überströmen von Leitungsverzweigungen sind mögliche Anregungsmechanismen. Einzeltonhaltiger Lärm einer Anlage wird als sehr störend empfunden und bei der Genehmigung einer Anlage nach der TA Lärm streng bewertet.

Anhand von Fallbeispielen aus der Praxis werden die unterschiedlichen Anregungs- und Verstärkungsmechanismen und mögliche Minderungsmaßnahmen erläutert.

2. Grundlagen

2.1 Akustische Anregung

In diesem Abschnitt sollen zunächst die bedeutenden Anregungsmechanismen beschrieben werden, die Gaspulsationen und Einzeltöne in Rohrleitungen anregen können.

2.1.1 Kolbenverdichter und -pumpen

Kolbenmaschinen erzeugen während des Ansaug- und Ausstoßvorganges Druckpulsationen, die sich ohne weitere Maßnahmen nur schwach gedämpft in den angeschlossenen Rohrleitungen ausbreiten. In Bild 1 ist der Zylinder eines Kolbenverdichters schematisch dargestellt. Beginnend vom saugseitigen Zylinderflansch, der Gaspassage und dem Zylinderraum, hin zur druckseitigen Gaspassage und dem Zylinderflansch.

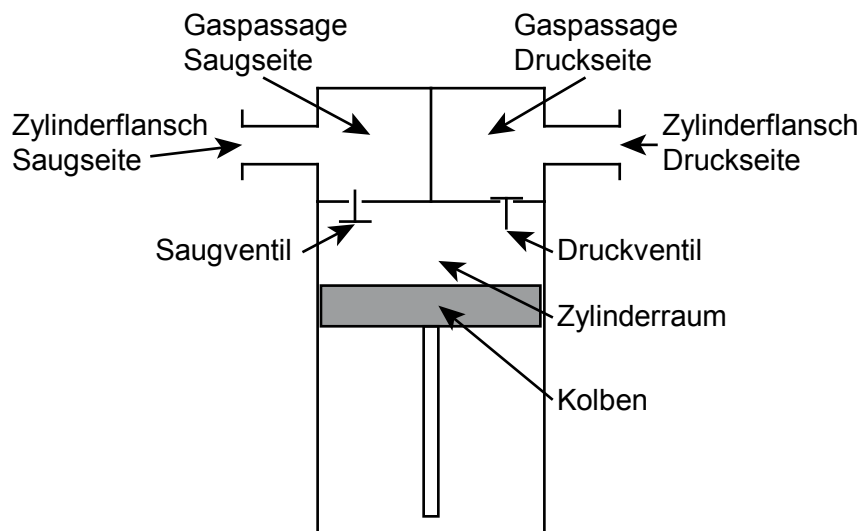


Bild 1: Schematische Darstellung eines Zylinders eines Kolbenverdichters

Der Kurbeltrieb wandelt die Rotationsbewegung der Kurbelwelle in eine periodische translatorische Bewegung des Kolbens im Zylinderraum um. In Bild 2 ist der simulierte Indizierdruck im Zylinderraum in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Hieran lassen sich die 4 Phasen des Verdichtungs Vorganges erkennen.

1. Ansaugen:

Durch die Bewegung des Kolbens nach unten entsteht im Zylinderraum ein Unterdruck. Das Saugventil öffnet sich und das zu fördernde Medium strömt in den Zylinderraum.

2. Verdichten:

Herrscht gegenüber der Saugleitung Überdruck im Zylinderraum, schließt sich das Saugventil. Der Kolben bewegt sich weiter nach oben und der Druck im Zylinderraum steigt an.

3. Ausstoßen:

Das Druckventil öffnet sich, wenn der Druck im Zylinderraum größer ist, als in der Druckleitung. Das verdichtete Medium wird ausgestoßen.

4. Rückexpansion:

Der Druck des verbleibenden Mediums im Zylinderraum wird durch die Abwärtsbewegung des Kolbens reduziert, bis sich wieder ein Unterdruck einstellt.

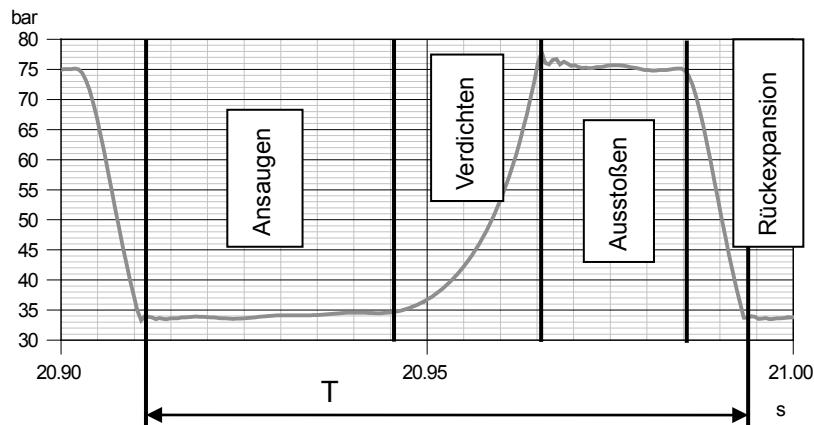


Bild 2: Simulierter Indizierdruckverlauf im Zylinderraum. Die Zeit T entspricht einer Kurbelwellendrehung

Der Drehzahlbereich von Kolbenverdichtern und -pumpen erstreckt sich von ca. 120 min^{-1} bei großen Maschinen bis zu ca. 1.800 min^{-1} bei kleineren Maschinen. Daraus ergeben sich Pulsationsfrequenzen von ca. 2 Hz bis zu ca. 30 Hz für die 1. Ordnung. Pulsationsfrequenzen bis zu ca. 200 Hz können durch höhere Ordnungen angeregt werden.

2.1.2 Turboverdichter

Turboverdichter zählen zu den Strömungsmaschinen. Aufgrund ihres unterschiedlichen Arbeitsprinzips treten bei Turboverdichter keine niederfrequenten Druckpulsationen auf.

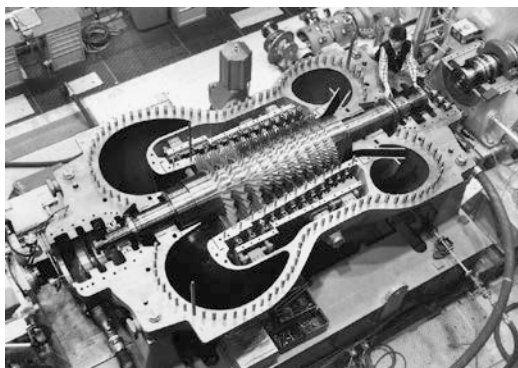


Bild 3: Geöffneter Axial-Turboverdichter mit Rotor [1]

Auf Bild 3 ist ein geöffneter Axial-Turboverdichter mit der Saugseite (links) und der Druckseite (rechts) dargestellt. Auf dem Rotor in der Bildmitte sind die Lafradschaufeln gut zu erkennen. Die

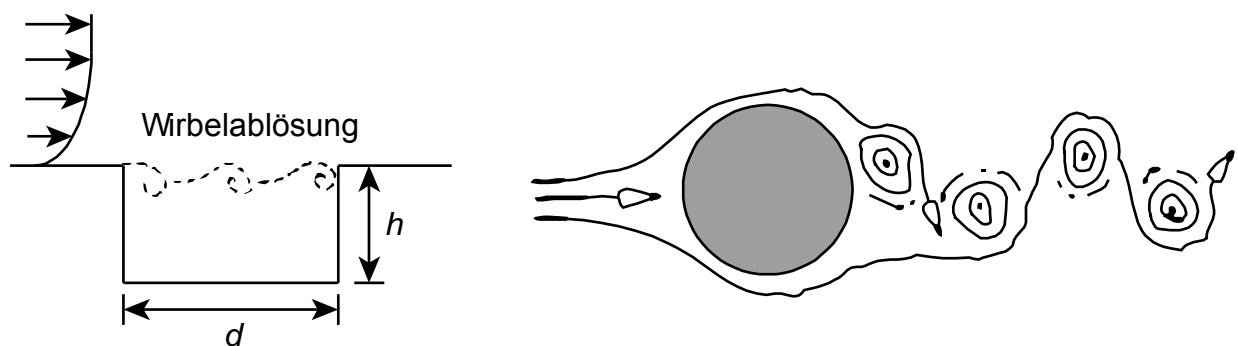
Interaktion zwischen dem Fluidstrom und der rotierenden Schaufeln erzeugt hochfrequente Druckpulsationen, den sog. Schaufeldrehklang, der sich wie folgt berechnet:

$$f = Z_{LA} \frac{n}{60}, \quad (1)$$

worin Z_{LA} die Anzahl der Laufradschaufeln und n die Drehzahl (in Umdrehungen pro Minute) ist. Bei einem Turboverdichter beispielsweise mit einer typischen Drehzahl von 10.000 min^{-1} und 15 Laufradschaufeln liegt der Schaufeldrehklang bei 2.500 Hz für die 1. Ordnung.

2.1.3 Wirbelablösung

Neben den Anregungsmechanismen der Arbeitsmaschinen, können durch Wirbelablösungen an Einbauten im Rohrleitungssystem, wie z.B. Armaturen, Messeinrichtungen, Kanten und T-Stücke an nichtdurchströmten Abzweigen, Einzeltöne entstehen.



a) periodische Wirbelablösung an einer Kante

b) periodische Wirbelablösung an einem umströmten Zylinder

Bild 4: Schematische Darstellung der Wirbelablösung an einer Kante (a) und an einem umströmten Zylinder (b) [2]

Wird beispielsweise eine Kante überströmt, lösen sich Wirbel ab und können eine Gassäule zu Schwingungen ähnlich einer Orgelpfeife anregen. Die Frequenz f des Einzeltones hängt dabei von der Länge h und dem Durchmesser d der Gassäule, den Stoffeigenschaften und dem Volumenstrom des Mediums ab (siehe [Bild 4a](#)). Hierbei zeigt sich, dass sich die Tönhöhe (Frequenz) bei kontinuierlichem Anstieg des Volumenstromes sprunghaft verändert und einrastet [3]. Dieses Verhalten ist damit zu erklären, dass die Wirbelablösefrequenz zwar mit dem Volumenstrom steigt, sich die Gassäule aber nur bei bestimmten diskreten Frequenzen, den akustischen Eigenfrequenzen f_1, f_2, f_3, \dots , zu Resonanzschwingungen anregen lässt (siehe [Bild 5](#) und [Bild 6b](#)).

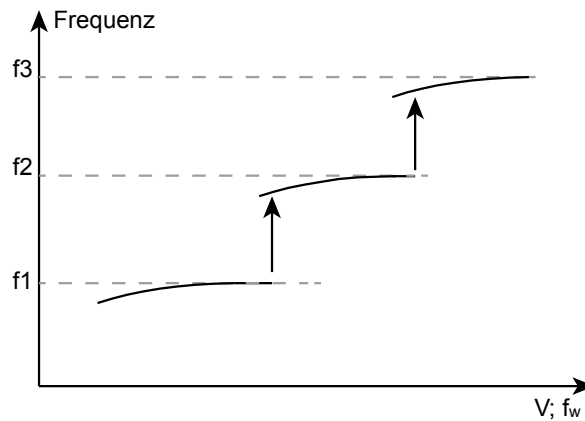


Bild 5: Schematische Darstellung der anregbaren Resonanzfrequenzen einer Gassäule in Abhängigkeit des Volumenstroms bzw. der Wirbelablösefrequenzen

Auch hinter einem Hindernis, welches in den Fluidstrom hineinragt, z.B. das Schutzrohr eines Temperaturfühlers, lösen sich Wirbel in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit bzw. der Reynoldszahl ab (siehe [Bild 4b](#)). Diese Wirbel verursachen einen Wecheldruck hinter dem Hindernis und können dieses zu stärkeren mechanischen Resonanzschwingungen anregen, sobald die Wirbelablösefrequenz mit der strukturmechanischen Eigenfrequenz übereinstimmt. Die Schwinggeschwindigkeiten können in diesem Fall sehr hoch werden und zu einem Materialversagen des Bauteils führen.

2.2 Akustische Resonanzen in Rohrleitungen

Innerhalb von Rohrleitungen breiten sich Pulsationen als ebene Wellen aus, solange die Wellenlänge größer ist als der Innendurchmesser d der Rohrleitung. D.h. die Wellenfronten sind parallel zueinander und stehen senkrecht zur Ausbreitungsrichtung. Die dynamischen Druckschwankungen innerhalb der Rohrleitung sind über den gesamten Querschnitt konstant.

Akustische Resonanzen (stehende Wellen) entstehen in Rohrleitungen durch Reflexionsstellen. Dies können z.B. geschlossene Rohrenden oder Armaturen sowie Querschnittsprünge sein. In [Bild 6a](#) und [6c](#) sind die akustischen Resonanzen in einem Rohr mit einem geschlossenen (Position 0) und einem offenen Ende (Position l) dargestellt. Stehende Wellen bilden sich unter diesen Randbedingungen bei Frequenzen aus, bei denen ein ungeradzahliges Vielfaches einer viertel Wellenlänge der Rohrleitungslänge l entspricht.

[Bild 6b](#) und [6d](#) zeigen dieselbe Situation jedoch mit einem Querschnittsprung an der Position $l/2$. In diesem Fall gibt es keinen einfachen Zusammenhang mehr zwischen den Resonanzfrequenzen und der Länge des betrachteten Rohrleitungsabschnitts. Daher erfolgt die Berechnung der Pulsationen in komplexeren Rohrleitungssystemen mit numerischen Verfahren, wie z.B. bei Pulsationsstudien für Kolbenkompressoren.

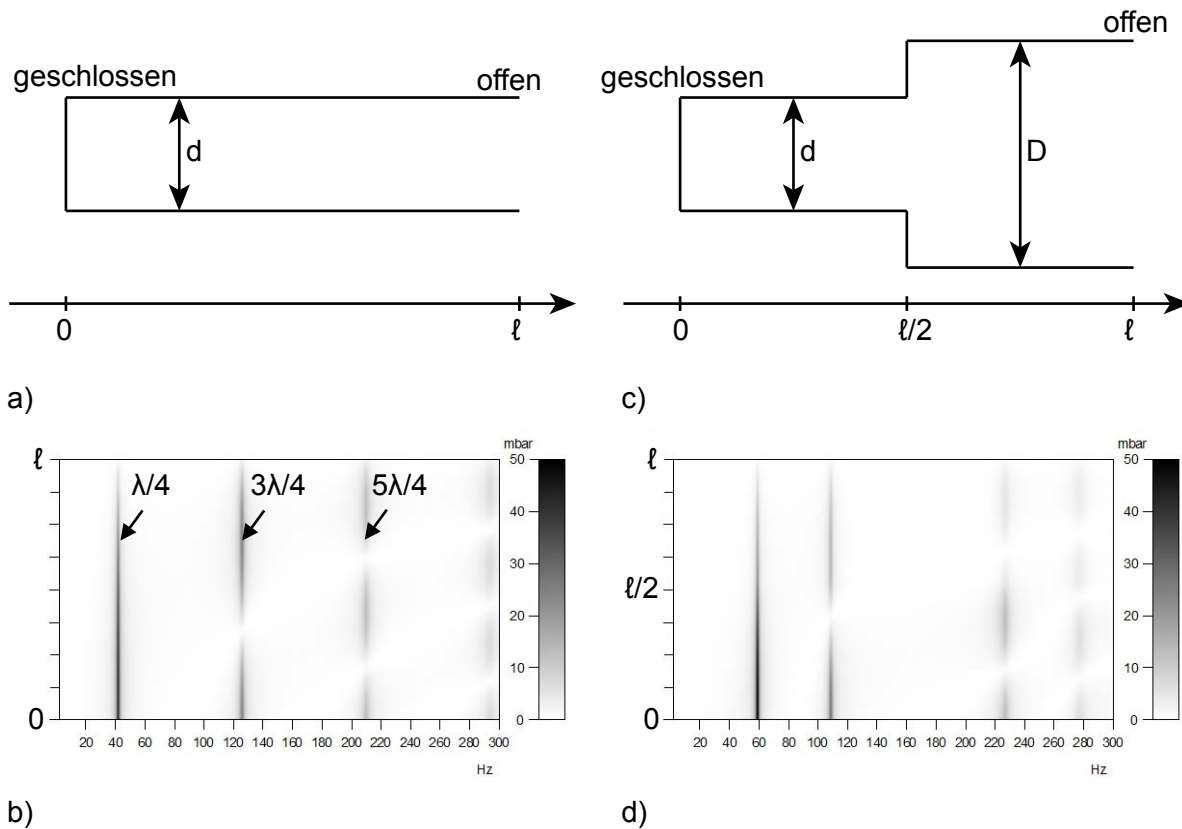
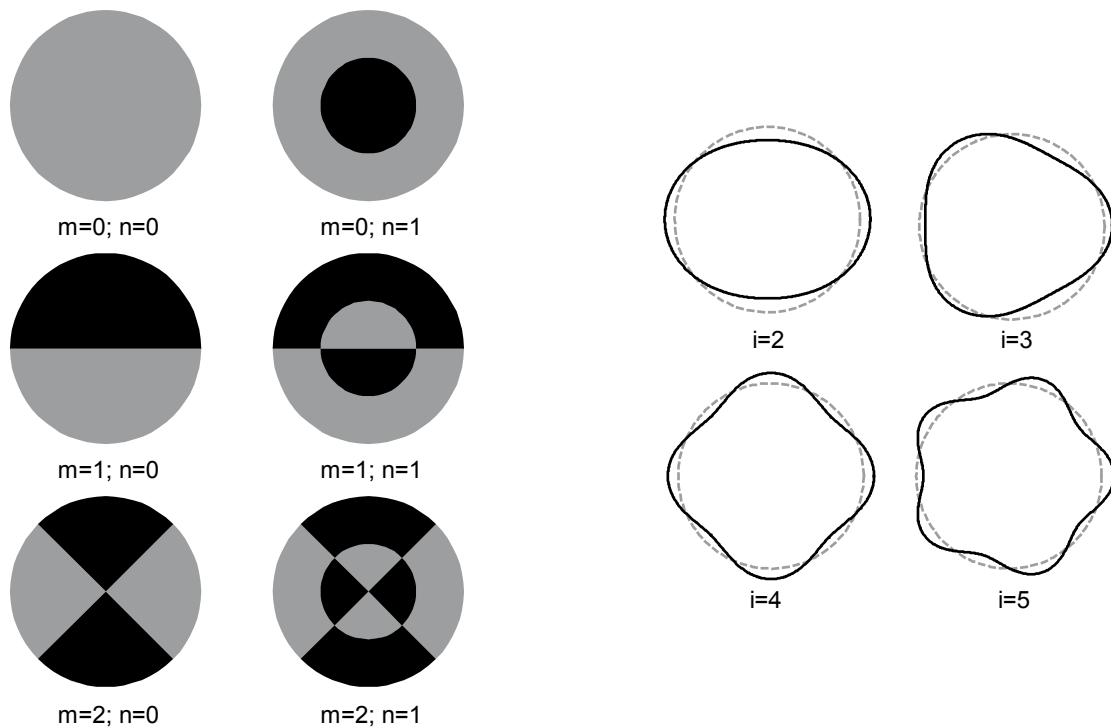


Bild 6: Darstellung stehender Wellen, die sich innerhalb einer Rohrleitung mit einem offenen und einem geschlossenen Ende ausbilden. Oben: schematischer Rohrleitungsverlauf. Unten: simulierte Frequenz-Orts-Spektren (Sweep-Anregung).

2.3 Quer- und Schalenmoden

Für Wellenlängen kleiner als der Rohrinne Durchmesser d können sich sogenannte akustische Quermoden ausbilden. Die Druckschwankungen breiten sich hierbei quer zur Strömungsrichtung aus und werden an den Rohrleitungswänden reflektiert. Durch die Interferenz zwischen der radial hin- und rücklaufenden Schallwelle entstehen bei diskreten Frequenzen akustische Resonanzen, die als Quermoden bezeichnet werden. In [Bild 7a](#) sind die Quermoden mit radialen Knotenlinien m und den kreisförmigen Knotenlinien n schematisch dargestellt. Der Frequenzbereich der Quermoden liegt beispielsweise für eine Rohrleitung mit einem Innendurchmesser von ca. 310 mm für Erdgas zwischen ca. 860 Hz bis ca. 3 kHz.

Die strukturmechanischen Eigenschwingungen der dünnwandigen Rohrleitungsschalen hängen von den geometrischen Abmessungen und den Materialeigenschaften der Rohrleitung ab. In [Bild 7b](#) sind die mechanischen Schalenmoden der unteren Eigenfrequenzen schematisch dargestellt. Für eine Rohrleitung, beispielsweise mit einem Innendurchmesser von ca. 310 mm und einer Wandstärke von 10 mm liegen die Schalenmoden zwischen ca. 250 Hz bis ca. 3 kHz.



a) akustische Quermoden mit radialen Knotenlinien m und kreisförmigen Knotenlinien n

b) mechanischen Schalenmoden in Abhängigkeit der radialen Knotenlinien

Bild 7: Schematische Darstellung der akustischen Quermoden und mechanischer Schalenmoden in einem Rohrleitungsquerschnitt

In der Praxis werden laute und somit störende Einzeltöne oft von der Rohrleitungsoberfläche abgestrahlt, wenn eine Koinzidenz von einem akustischen Quermode und einem mechanischen Schalenmode vorliegt (Resonanzfall).

Einzeltöne werden von Anliegern einer Anlage (z.B. einer Verdichterstation zum Einspeichern von Erdgas in unterirdische Kavernen) als sehr störend empfunden und müssen, falls möglich, schon bei der Planungsphase oder spätestens bei der Abnahmemessung der ganzen Anlage berücksichtigt werden. Die Technische Anleitung zum Schutz gegen Lärm (TA Lärm) verweist für die Berechnung des Beurteilungspegels auf die DIN 45645-1. Darin wird für die Prognose ein Tonzuschlag von 3 dB für auffällige Töne und von 6 dB für besonders auffällige Töne festgelegt. Die messtechnische Bestimmung der Tonhaltigkeit erfolgt nach DIN 45681. Je nach Auffälligkeit wird hier jedoch ein Tonzuschlag zwischen 0 dB und 6 dB in 1 dB Schritten vergeben. Der Berechnungsalgorithmus ist in der DIN 45681 detailliert beschrieben.

3. Fallbeispiele

Die folgenden typischen Fallbeispiele aus der Praxis stellen einen kleinen Querschnitt durch die Vielzahl möglicher akustischer Anregungsquellen von Arbeitsmaschinen und Rohrleitungseinbauten dar. Treten z.B. überhöhte Schwingungen oder eine starke Lärmabstrahlungen in Form von Einzeltönen auf, ist eine detaillierte Untersuchung der Mechanismen in vielen Fällen unumgänglich.

3.1 Verdichterstation zum Einspeichern von Erdgas

Die in diesem Fall betrachtete Station zum Einspeichern von Erdgas in unterirdische Kavernen besteht aus drei baugleichen Kolbenverdichtern sowie einem großen Rohrleitungsnetz. In Bild 8 ist das Rohrleitungssystem einer ähnlichen Station dargestellt.



Bild 8: Rohrleitungssystem einer ähnlichen Verdichterstation zum Einspeichern von Erdgas [4]

Die umfangreiche Abnahmemessung der Station umfasste Rohrleitungsschwingungen und Druckpulsationen der verdichternahen Leitungsbereiche. Dabei fielen sehr starke tieffrequente Schwingungen (in y-Richtung, s. Skizze in Bild 9) und daraus resultierende Schlaggeräusche an einem Rohrleitungsbogen.

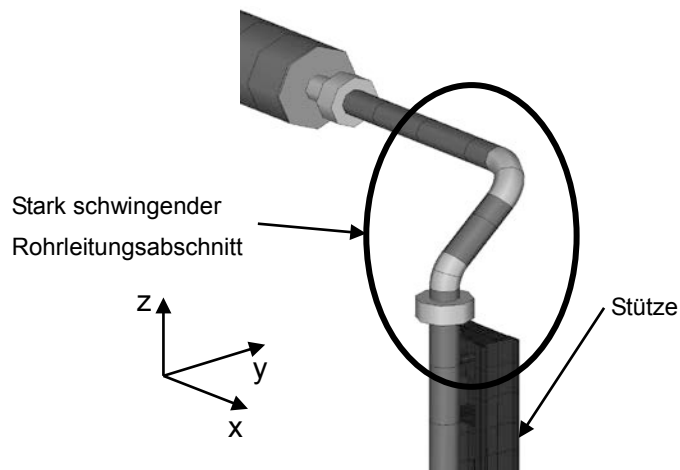
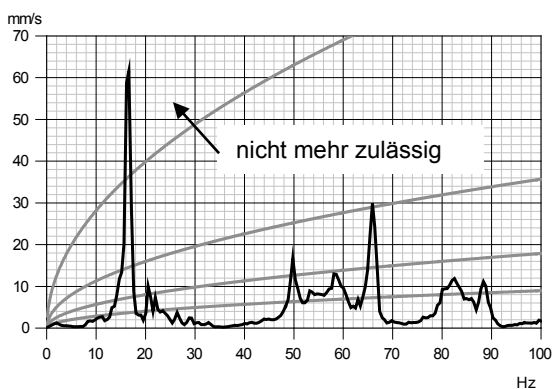
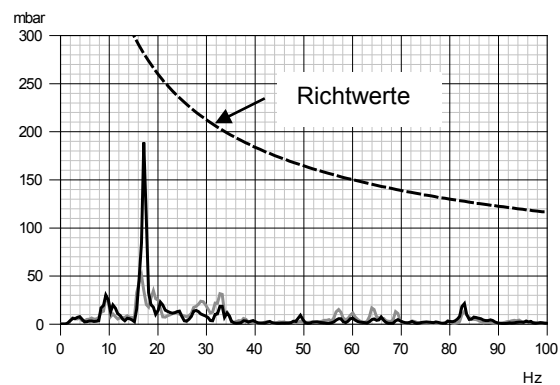


Bild 9: Schematische Darstellung des stark schwingenden Rohrleitungsabschnitts

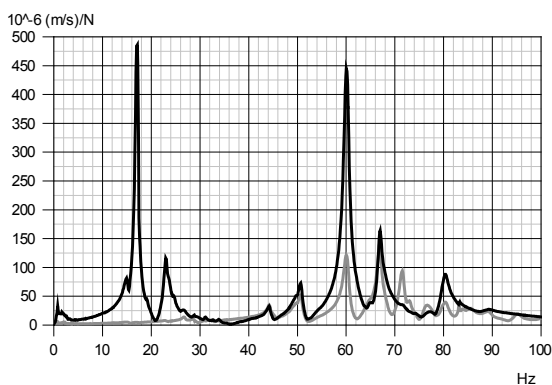
In Bild 10a sind das Spektrum der gemessenen Schwinggeschwindigkeit und die frequenzabhängigen Bewertungskurven für Schwinggeschwindigkeiten nach der VDI 3842 [5] dargestellt. Hier zeigt sich, dass bei ca. 17 Hz das Schwingungsniveau 'nicht mehr zulässig' ist. Der Kolbenverdichter lief mit einer Drehzahl von ca. 1.000 min^{-1} . Die gemessenen 17 Hz sind somit eindeutig der ersten Drehzahlfrequenz des Kolbenverdichters zuzuordnen.



a) Gemessene Maximalwertspektren der Schwinggeschwindigkeit



b) Gemessene Druckpulsationen



c) Gemessene Übertragungsfunktionen in y- und z-Richtung

Bild 10: Darstellung des gemessenen Maximalwertspektrums der Schwinggeschwindigkeit, der Gaspulsationsfrequenzen an zwei Messpositionen vor und nach dem Rohrleitungsbereich sowie der Übertragungsfunktionen in y- und z-Richtung.

Die Pulsationen (siehe [Bild 10b](#)) innerhalb des Rohrleitungsabschnitts wurden mittels dynamischer Drucksensoren gemessen. Das Pulsationsniveau zeigte bei 17 Hz eine ausgeprägte Spitze, die jedoch noch unterhalb der einschlägigen frequenzabhängigen Richtwerte¹ lag. Die Eigenfrequenzen des Rohrleitungsabschnitts wurden bei Stillstand der Anlage (Anschlagversuche) gemessen. Die unterste mechanische Eigenfrequenz lag ebenfalls bei ca. 17 Hz (siehe [Bild 10c](#)). Daher konnten die überhöhten Rohrleitungsschwingungen auf Anregung einer strukturmechanischen Eigenfrequenz durch die Pulsationen der Kolbenverdichters in der 2. Ordnung zurückgeführt werden.

Die strukturmechanischen Eigenfrequenzen der Rohrleitungsabschnitte an den beiden anderen Verdichtern lagen bei ca. 19 Hz und somit um ca. 2 Hz höher und damit genug entfernt von der anregenden Pulsationsfrequenz (siehe graue Kurve in [Bild 11](#)). Deshalb traten hier keine überhöhten Schwingungen auf.

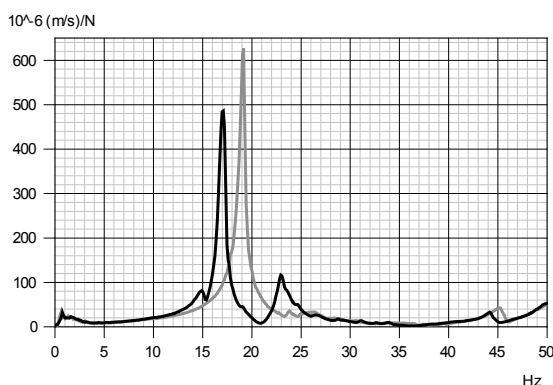


Bild 11: Vergleich der strukturmechanischen Eigenfrequenzen des stark schwingenden Rohrleitungsabschnitts (schwarze Kurve) mit der des gleichen Abschnitts an einem der weiteren Verdichter (graue Kurve)

Daher ergab sich eine ohne großen Aufwand umzusetzende Maßnahme an Verdichter 1: Die Verschiebung (nach oben) der strukturmechanischen Eigenfrequenz durch eine Versteifung der Rohrleitungsstütze. Zur Verbindung der Stütze mit dem Fundament wurde eine zusätzliche Querstrebe eingebaut.

Das Fallbeispiel zeigt, dass tieffrequente Pulsationen, auch wenn sie im Vergleich zu Richtwerten gering sind, starke Rohrleitungsschwingungen anregen können, falls die Pulsationsfrequenzen mit strukturmechanischen Eigenfrequenzen zusammentreffen. Je nach Frequenz können diese Schwingungen selbst als Lärmquelle in Erscheinung treten, häufig sind es aber auch sekundäre Effekte, wie die in diesem Fall beobachteten Schlaggeräusche.

¹ Die API Standard 618 [6] legt frequenzabhängige Richtwerte für zulässige Druckpulsationen innerhalb von Rohrleitungen fest. Diese hängen vom Innendurchmesser der Rohrleitung, der Pulsationsfrequenz, des absoluten Leitungsdruckes und der Schallgeschwindigkeit des Gases ab.

3.2 Gasdruck-Regel- und Messstation

In einer Gasdruck-Regel- und Messstation zur Übernahme und Weiterleitung von Erdgas aus einer Fernleitung in das regionale Netz (ohne Verdichtereinheiten) werden die Gasmengen in mehreren parallel aufgebauten Messschienen erfasst. Die einzelnen Schienen bestehen aus unterschiedlichen Mess- und Regelarmaturen. In Bild 12 ist eine Messschiene einer ähnlichen Station gezeigt.



Bild 12: Messschiene einer ähnlichen Station zur Übergabe von Erdgas [4]

Bei der Inbetriebnahme stellte der Betreiber fest, dass ab einem Volumenstrom von ca. 500.000 Nm³/h sehr laute hochfrequente Einzeltöne bei z.B. ca. 2,5 kHz und 3,1 kHz von den Rohrleitungen abgestrahlt wurden. Für das Betriebspersonal war ein Arbeiten selbst mit Gehörschutz an der Anlage kaum möglich. Der von der Rohrleitung abgestrahlte Luftschall zeigte, dass die Einzeltöne sehr stark vom Volumenstrom abhängen.

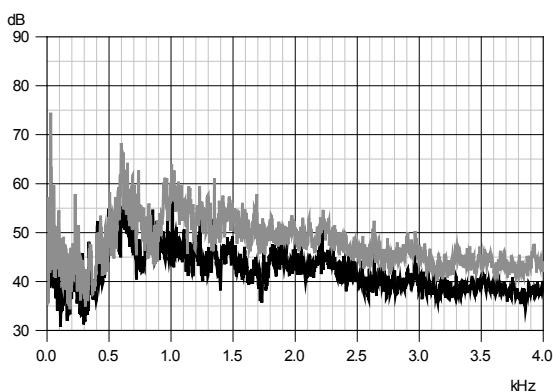
Treten an einer Rohrleitung hochfrequente Einzeltöne auf, besteht in der Regel der Verdacht, dass akustische Quermoden und mechanische Schalenmoden zu einer verstärkten Abstrahlung beitragen (vergl. Abschnitt 2.3). Die gemessenen Einzeltöne (durchgezogene Kreise in Bild 13) konnten eindeutig den berechneten Quer- und Schalenmoden zugeordnet werden. In Bild 13 sind die Spektren (schwarze Kurven) des Luftschalldruckes in der Halle in ca. 2 m Entfernung von der Rohrleitung für Volumenströme zwischen 400.000 Nm³/h und 700.000 Nm³/h dargestellt.

Ein Indiz für den akustischen Anregungsmechanismus ist die sprunghafte Änderung der Einzeltonfrequenzen bei kontinuierlicher Änderung des Volumenstromes. Wie bereits in Abschnitt 2.1.3 dargestellt, zeigt sich dieses Verhalten bei einer Gassäule, die durch Wirbelablösungen zu Resonanzschwingungen angeregt wird. In einem Gasmengenzähler konnte ein derartiges Bauteil identifiziert werden. Diese Anregungshypothese wurde dadurch erhärtet, dass an einer baugleichen Messschiene ohne den betreffenden Gasmengenzähler keine hochfrequenten Einzeltöne festgestellt wurden (siehe Bild 13 graue Kurven).

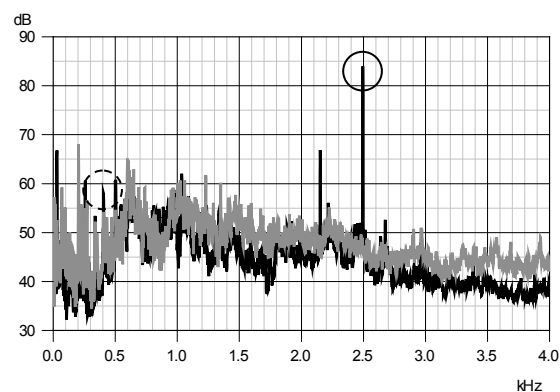
Minderungsmaßnahmen sollten in diesem Fall an der akustischen Quelle ansetzen. Das Bauteil in dem Gasmengenzähler, welches im Verdacht stand, die hochfrequenten Einzeltöne zu verursachen, muss konstruktiv und strömungstechnisch so verändert werden, sodass die Wirbelablösung an der Kante vermieden wird.

Die Spektren des Luftschalls in Bild 13 zeigten einen weiteren tieffrequenten Einzelton bei ca. 400 Hz (gestrichelte Kreise), der mit zunehmendem Volumenstrom immer deutlicher hervortrat. Diese Frequenz konnte der strukturmechanischen Eigenfrequenz des Schutzrohres eines Temperaturfühlers zugeordnet werden, welches in den Gasstrom hineinragte. Bei hohen Volumenströmen stimmte die Wirbelablösefrequenz mit der strukturmechanischen Eigenfrequenz überein (Resonanzfall).

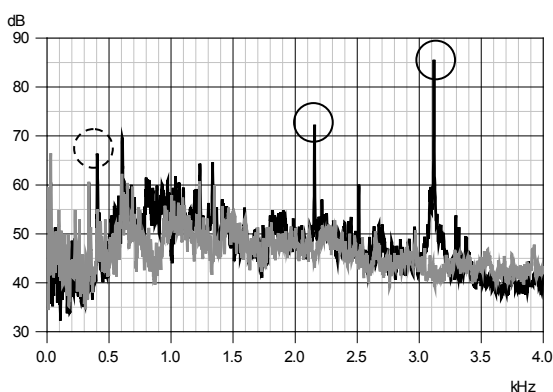
Um ein Versagen des Schutzrohres zu vermeiden, wurden daraufhin an allen Temperaturfühlern verkürzte Schutzrohre mit einer deutlich dickeren Wandstärke eingesetzt, sodass die strukturmechanische Eigenfrequenz nunmehr bei ca. 1 kHz liegt.



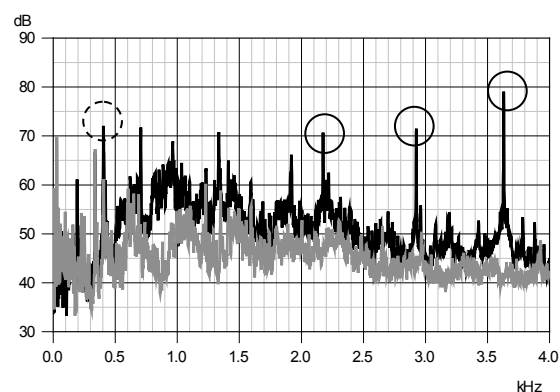
(a) Volumenstrom: ca. 400.000 Nm³/h



(b) Volumenstrom: ca. 500.000 Nm³/h



(c) Volumenstrom: ca. 600.000 Nm³/h



(d) Volumenstrom: ca. 700.000 Nm³/h

Bild 13: Gemessene spektrale Verteilung des Schalldrucks in ca. 2 m Abstand von der mit unterschiedlichen Volumenströmen durchflossenen Rohrleitung.

3.3 Turboverdichter

In einer neuen Verdichterstation für den Weitertransport von Erdgas wurde ein zweistufiger Turboverdichter mit fester Drehzahl (ca. 11.000 min^{-1}) installiert. Bei der Inbetriebnahme wurden erhöhte einzeltonhaltige Schallemissionen festgestellt. In der Verdichterhalle waren die beiden Frequenzen 2.760 Hz und 3.125 Hz und deren Harmonische stark ausgeprägt (siehe [Bild 14](#)). Die beiden Einzeltöne konnten eindeutig als Schaufeldrehklang der 1. und 2. Stufe identifiziert werden (vergl. Gleichung 1). Im Außenbereich auf der Druckseite der zweiten Stufe trat nur noch der Einzelton mit 2.760 Hz mit seiner ersten Harmonischen deutlich hervor.

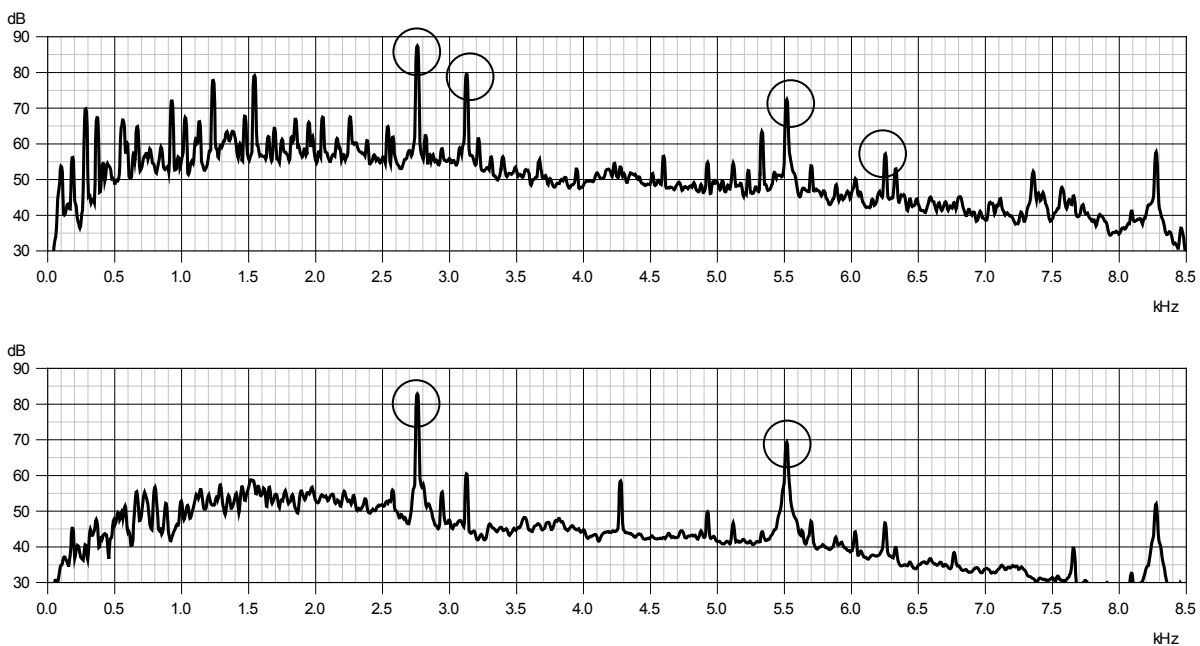


Bild 14: Spektrale Verteilung des Schalldruckpegels innerhalb (obere Graphik) und außerhalb der Verdichterhalle (untere Graphik)

Eine verstärkte Abstrahlung aufgrund von akustischen Quer- und mechanischen Schalenmoden konnte ausgeschlossen werden.

In diesem Fall bestand die Problematik darin, dass die durch den Verdichter verursachten lauten und hochfrequenten Einzeltöne innerhalb der Rohrleitungen im Außenbereich der Verdichterstation als Luftschall abgestrahlt wurden. Der Schaufeldrehklang eines Turboverdichters kann als solches nicht beseitigt werden. Um die Anlieger nicht zu belästigen, wurde deshalb hier als Maßnahme der Einbau eines Schalldämpfers auf der Druckseite erarbeitet, der die Schallenergie der hochfrequenten Einzeltöne aus dem Gasstrom eliminiert.

An den Immissionsorten, die sich in mehreren hundert Metern Entfernung befinden, müssen die Einzeltöne unterhalb der Umgebungsgeräusche liegen werden, da sie von der TA Lärm sonst

streng bewertet werden. Die Vergabe eines Tonzuschlags ist nach der Realisierung des Schalldämpfers nicht zu erwarten.

4. Zusammenfassung

Es wurde gezeigt, dass Kolbenverdichter und –pumpen tieffrequente Druckpulsationen verursachen, die sich innerhalb von Rohrleitungen über große Entfernungen ausbreiten. Zwischen akustischen Reflexionsstellen können sich in diesen Rohrleitungen stehende Wellen ausbilden. Stimmen deren Frequenz mit der strukturdynamischen Eigenfrequenz des Rohrleitungsbereiches überein, treten häufig hohe Resonanzschwingungen auf. Günstig ist in vielen Fällen die Verschiebung der strukturmechanischen Eigenfrequenzen durch eine Aussteifung der Stützenkonstruktion.

Hochfrequente Einzeltöne, die von Rohrleitungen abgestrahlt werden, können unterschiedliche Ursachen haben. Diese können durch Wirbelablösungen an Rohrleitungseinbauten, aber z.B. auch durch den Schaufeldrehklang eines Turboverdichters hervorgerufen werden. Eine verstärkte Abstrahlung tritt häufig auf, wenn akustische Quermoden die mechanischen Schalenmoden anregen.

Die Erfahrung aus der Praxis zeigt, dass Minderungsmaßnahmen für jeden Fall einzeln erarbeitet und abgestimmt werden müssen. Dieses setzt voraus, dass der Anregungs- und Verstärkungsmechanismus vollständig erfasst wird. Hierbei bilden die Ergebnisse der Messungen im Feld und in der Anlage eine wichtige Basis.

5. Literatur

- [1] Sigloch, Herbert „Strömungsmaschinen“, Carl Hanser Verlag, 5. Auflage, 2013
- [2] Steinhausen, Jan „Vibrations at natural gas storage facilities during combined operation of reciprocating and turbo compressors“, International Rotating Equipment Conference - 8th EFRC Conference, Proceedings pp. 219 – 222, September 2012.
- [3] Hall, Donald E. "Musikalische Akustik" Schott Verlag, 2008
- [4] KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG
- [5] VDI-Richtlinie 3842. "Schwingungen in Rohrleitungssystemen" Juni 2004
- [6] Reciprocating compressors for petroleum, chemical and gas industry services. API Standard 618, 5th Edition (2007)