

Praxisnahe Vorgehensweise zur Vermeidung von Pulsationen und Rohrleitungsschwingungen an Neuanlagen

Andreas Brümmer

Rohrnetz, Schwingungsprobleme, Druckpulsationen, Pulsationsstudie, Dämpferplatten

Sind umfangreiche, theoretische Studien über zu erwartende fluid- und strukturmechanische Schwingungen an Kolbenverdichter-Neuanlagen ein „Muss“ oder sollte der Betreiber ganz darauf verzichten – in der Hoffnung, dass ein aufwendiger Sanierungsfall ausbleibt? – Der folgende Artikel stellt die Vor- und Nachteile verschiedener Vorgehensweisen gegenüber und beschreibt eine praxisorientierte, kostengünstige Methode zur Vermeidung von Schwingungen an Neuanlagen.

Are extensive, theoretical studies about fluid- and mechanical vibrations at new reciprocating compressor plant a „must“ or should the operating company completely do without – hoping that a cost-intensive redevelopment will not take place? – The following article discusses the pros and cons of different procedures and presents a practical method which helps to avoid vibrations at new plant for a reasonable price.

Wie können Verzögerungen infolge von Schwingungsproblemen bei der Inbetriebnahme von Neuanlagen kostengünstig vermieden werden? Vor dieser Frage stehen Anlagenplaner und Betreiber bei der Projektierung neuer Anlagen. Grundsätzlich ist das Spektrum der möglichen Vorgehensweise breit gefächert. Zum einen können im Vorfeld theoretische Studien über die zu erwartenden fluid- und strukturmechanischen Schwingungen beauftragt werden. Das Ergebnis dieser Berechnungen sind Maßnahmen, die entweder auf eine Minderung der Druckpulsationen innerhalb der Rohrleitungen (z. B. zusätzliche Behälter, Blenden) oder auf die Reduktion von Strukturschwingungen abzielen (z. B. zusätzliche Stützen, Versteifungen). Entsprechend setzen sich die Kosten für dieses Vorgehen aus den Aufwendungen für die Studie und die umzusetzenden Maßnahmen zusammen. Außerdem zeigt die Praxis, dass dieses Vorgehen das spätere Ausbleiben von Schwingungsproblemen nicht gänzlich sicherstellt, wodurch ggf. weitere Kosten entstehen.

Auf der anderen Seite kann der Anlagenplaner auf die Durchführung von Pulsationsstudien komplett verzichten und die eingesparten Mittel bei Problemen zur Sanierung der Neuanlage einplanen. In diesem Fall trägt er jedoch ein erhöhtes Risiko, da die zur Beseitigung der Schwingungen erforderlichen Veränderungen an der Anlage sehr aufwendig

und zeitintensiv sein können (z. B. Nachrüstung zusätzlicher Pulsationsbehälter).

Um dem Anlagenplaner und Betreiber diesbezüglich eine Entscheidungshilfe zu geben, wird im weiteren zwischen den aufgezeigten Extrema der umfassenden Studie und dem risiko-reichen Abwarten eine praxisnahe Vorgehensweise erarbeitet. Hierzu werden anhand ausgewählter Beispiele typische Schwingungsprobleme an Neuanlagen vorgestellt und die realisierten

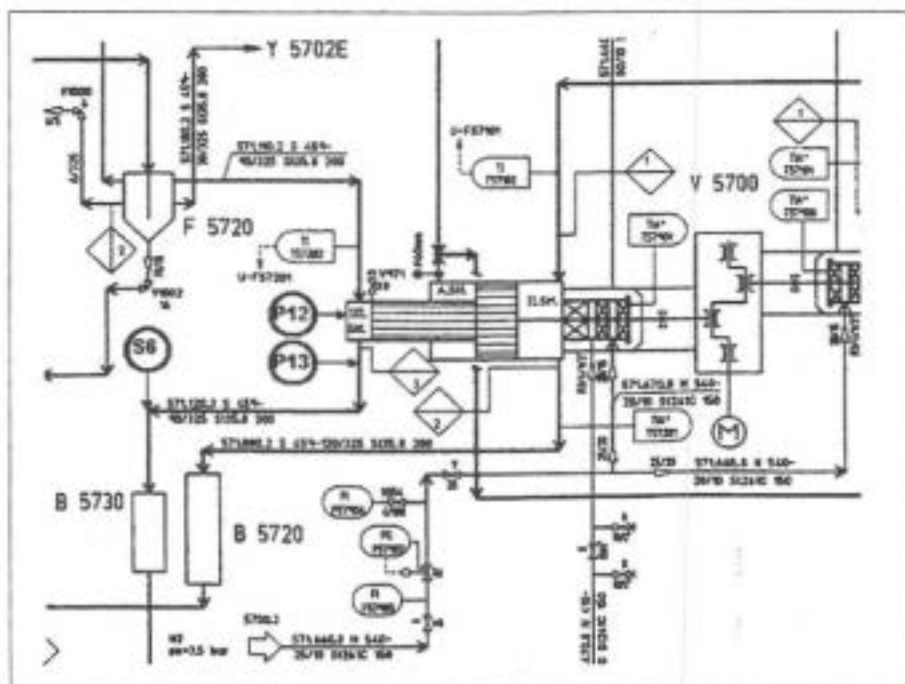


Bild 1. R & I Fließbild einer Oxogas-Verdichteranlage im Bereich der 3. Stufe sowie Lage und Bezeichnung der Druckmesspunkte P12, P13 und des Schwingungsmesspunktes S6.

Dr.-Ing. Andreas Brümmer, KÖTTER Consulting Engineers, Bonifatiusstraße 400, D-48432 Rheine. E-mail: andreas.bruegger@koetter-consulting.com, www.koetter-consulting.com.

Maßnahmen zur Beseitigung dieser Probleme beschrieben. Es folgt eine kritische Diskussion, ob die Schwingungen in der Planungsphase durch eine Pulsationsstudie erkannt worden wären und welcher Vorteil sich hierdurch – im Vergleich zur Sanierung – erreichen ließe. Aus den erläuterten Zusammenhängen wird ein neuer Weg zur kostengünstigen und risikoarmen Vermeidung von Schwingungsproblemen an Neuanlagen abgeleitet.

1. Typische Schwingungsprobleme in Neuanlagen

1.1 Akustisch bedingte Rohrleitungsschwingungen

Eine in der Praxis häufig anzutreffende Ursache für Rohrleitungsschwingungen sind Pulsationen innerhalb des geförderten Fluids. Als Beispiel hierzu werden im weiteren Messergebnis diskutiert, die an der Oxogas-Verdichteranlage (2-kurbeliger Kolbenverdichter, Drehzahl 298 U/min, 3 Stufen) erfasst wurden. Ein Ausschnitt der Anlage im Bereich der 3. Stufe ist in Bild 1 dargestellt.

Der indizierte Druckverlauf im Zylinder der 3. Stufe (Messpunkt P12) und die zwischen dem Druckventil und dem Pulsationsdämpfer B5730 (Messpunkt P13) zeitgleich gemessene Druckpulsation ist in Bild 2 dargestellt.

Der Spitze-Spitze-Wert der Druckpulsation am Messpunkt P13 beträgt 24 bar und überschreitet den Richtwert der API 618 [1] von 16 bar (Der genannte Richtwert ergibt sich unter der Annahme, dass die in der API 618 genannten Beziehungen auch für Drücke oberhalb von 200 bar gelten.) ganz erheblich. Verursacht werden diese starken Druckschwankungen durch eine akustische Resonanz ($\lambda/4$ -Resonanz) zwischen dem Druckventil und dem Behälter B5730, die über eine 4,8 m lange Rohrleitung miteinander verbunden sind.

Die starken Pulsationen führen zu zwei Problemen. Zum einen beeinflussen sie die Leistung des Verdichters und die Standzeiten des Druckventils (Bild 2 Messpunkt P12). Zum anderen führen die akustischen Wechsellasten an der Rohrleitung zum Behälter B5730 (Messpunkt S6) zu effektiven Schwing-

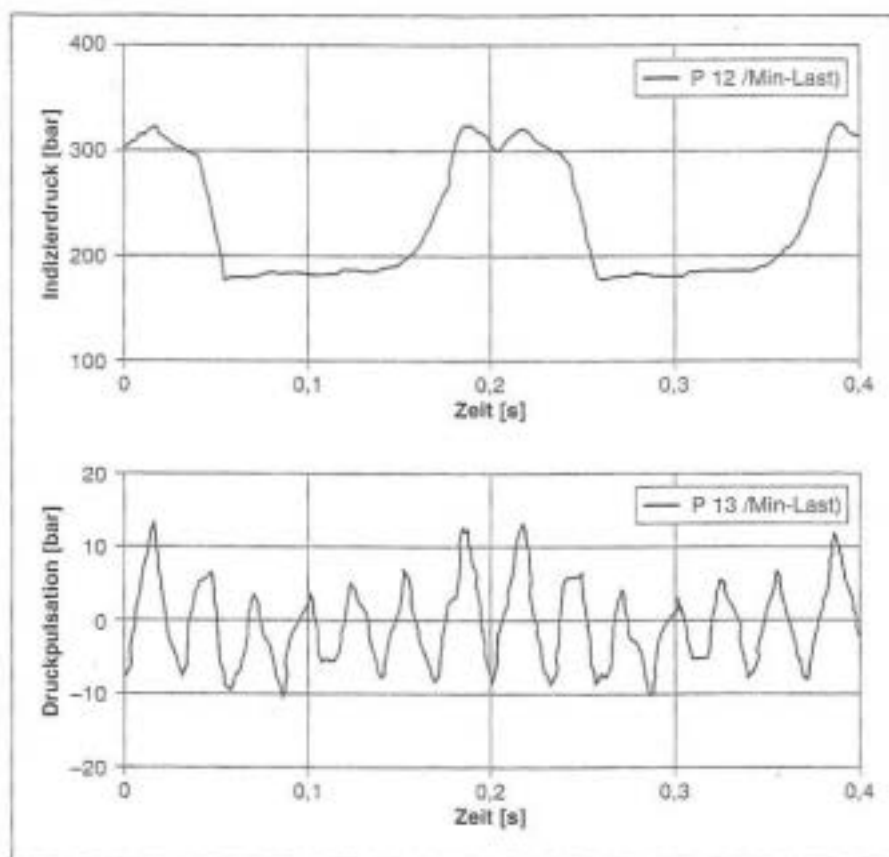


Bild 2. Indizierdruck der 3. Stufe (Messpunkt P12) und Druckpulsation stromab des Druckventils (Messpunkt P13) (Fördertemperatur 75 °C bei 12 200 Nm³/h).

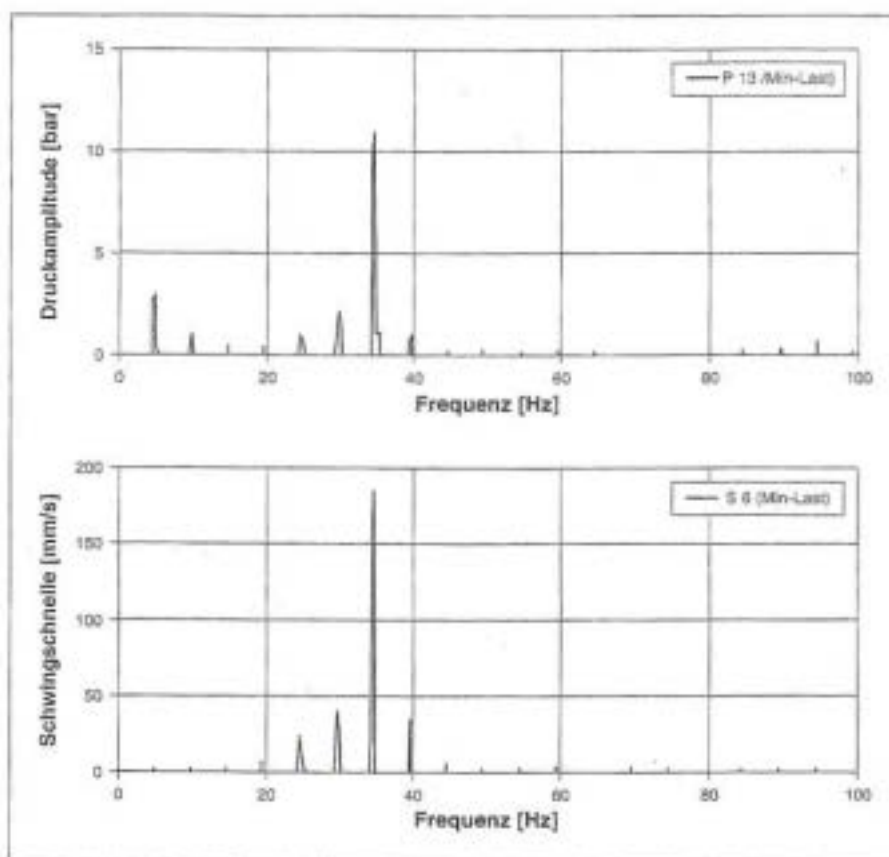


Bild 3. Amplitudenspektrum der Druckpulsation am Messpunkt P13 und der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S 6.

schnellen von 140 mm/s eff, die deutlich über dem – für starr am Kolbenverdichter angekoppelte Rohrleitungen – zulässigen Richtwert von 28 mm/s eff. [2, 3, 4] liegen (Bild 3).

Zur Sanierung der Probleme empfiehlt es sich, am Gaseintrittsflansch des Behälters B5730 z. B. eine patentierte „Pulsations-Dämpferplatte nach dem KÖTTER-Prinzip“ [5] zu installieren. Auf diese Weise lässt sich am Gaseintritt in den Behälter ein akustisch reflexionsfreier Abschluss realisieren und damit die verursachende Resonanz beseitigen.

Im Hinblick auf ein praxisnahes Vorgehen zur Vermeidung derartiger Probleme stellen sich die Fragen:

- Wäre das Problem durch eine theoretische Studie erkannt worden?
- Welche zusätzlichen und kostengünstigeren Abhilfemaßnahmen hätten in der Planungsphase der Anlage realisiert werden können?

Anhand der zur Sanierung der oben vorgestellten Anlage

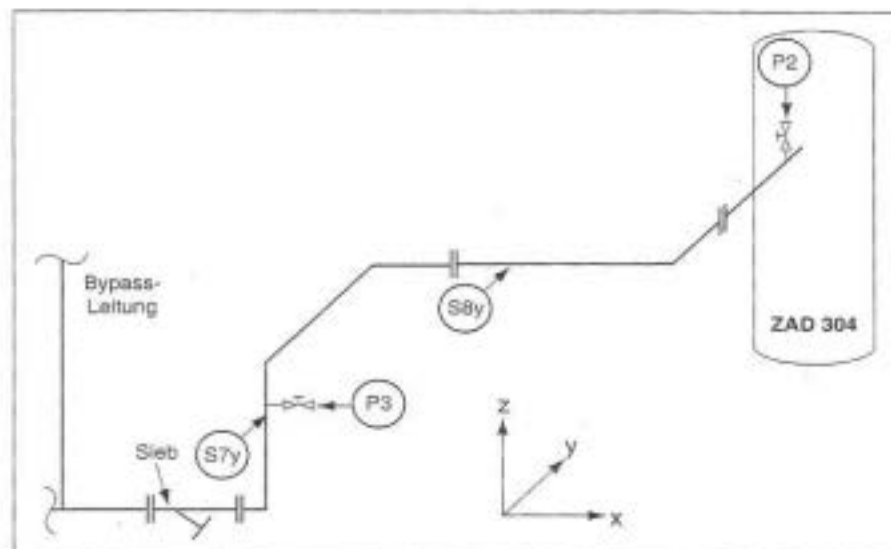


Bild 4. Prinzipskizze der saugseitigen Rohrleitung der 1. Stufe stromauf des Pulsationsdämpfers ZAD 304 sowie Lage und Bezeichnung der Messpunkte.

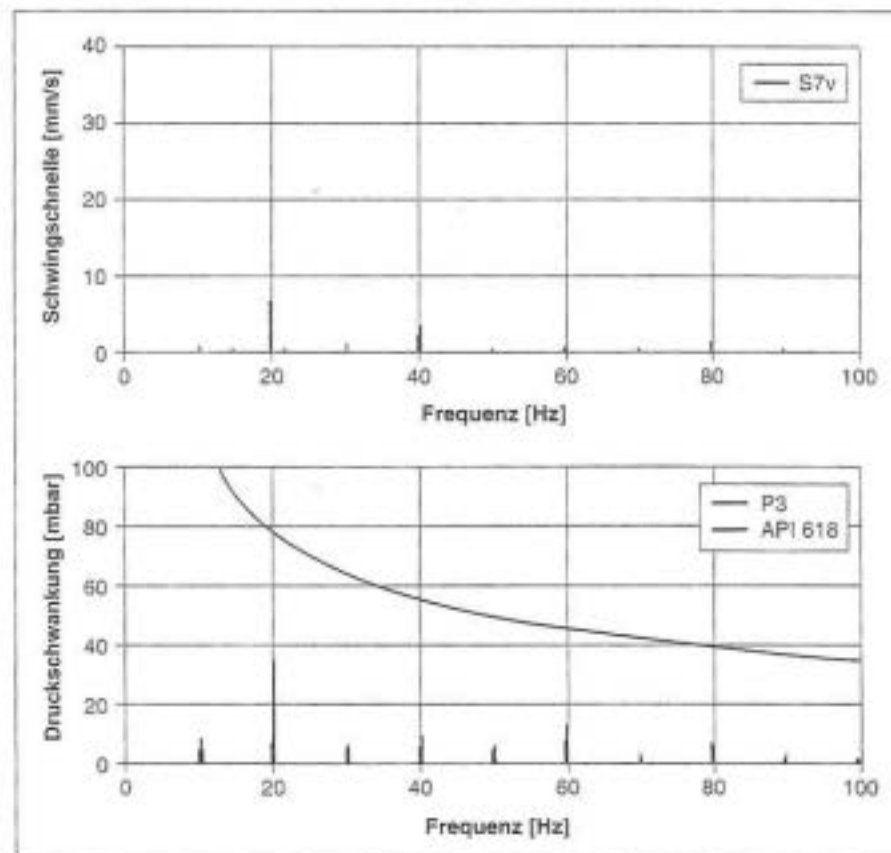


Bild 5. Amplitudenspektren der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S7y und der Druckpulsationen am Messpunkt P3.

durchgeführten akustischen Studie wird deutlich, dass das Problem in der Planungsphase zu erkennen gewesen wäre. In dieser Situation hätte sich – neben der genannten Abhilfemaßnahme – eine Vergrößerung der Nennweite oder eine Verkürzung der Rohrleitung zwischen Druckventil und Behälter angeboten. Die zusätzlichen Betriebskosten infolge des Druckverlustes durch die Pulsations-Dämpferplatte (Sanierung) stehen demnach den Aufwendungen für eine vergrößerte Rohrleitungsnennweite (Planung) gegenüber. Eine Verschiebung des Behälters in Richtung des Druckventils wäre auch in der Planungsphase zu aufwendig gewesen.

Rückblickend lässt sich demnach festhalten, dass eine akustische Studie auf die unzulässig hohen Druckpulsationen hingewiesen hätte und damit eine günstigere Abhilfemaßnahme zu realisieren gewesen wäre.

1.2 Mechanisch bedingte Rohrleitungsschwingungen

Neben erhöhten Pulsationen sind häufig strukturmechanische Resonanzen als Ursache für Schwingungsprobleme in Neuanlagen zu benennen. Als Beispiel hierfür wird im weiteren die Sanierung der Rohrleitungsschwingung in einer Kohlenmonoxydanlage vorgestellt.

In der Anlage wurde der vorhandene Kolbenverdichter (Drehzahl 595 U/min, 2-kurbelig, 2 Stufen, doppelt wirkend) zur Erhöhung der Förderkapazität umgebaut. Nach dem Umbau traten auf der Saugseite der 1. Stufe stromauf des Pulsationsdämpfers ZAD 304 im Bereich der Messpunkte S7y und S8y (Bild 4) erhöhte Rohrleitungsschwingungen auf.

Die dominante Frequenz der Schwingung beträgt 19,8 Hz und stimmt mit der dominanten Frequenz der Druckpulsation (doppelte Drehzahl des Verdichters) überein (Bild 5).

Während die Rohrleitungsschwingungen mit einem Effektivwert von 23 mm/s (Messpunkt S7y) den zulässigen Richtwert von 18 mm/s eff für „Rohrleitungen im Verbund“ überschreiten [2], liegen die Druckpulsationen deutlich unterhalb des Richtwertes der API 618 [1]. Zur weiteren Analyse wurden aus den Phasenbeziehungen der an verschiedenen Stellen gemessenen Pulsationen und der Anlagengeometrie die Druckwechselkräfte bestimmt, die als anregende Größe auf die Rohrleitung wirken.

Hierbei zeigt sich, dass die schwachen Pulsationen als alleinige Ursache für die gemessenen Strukturschwingungen auszuschließen sind. Vielmehr werden die erhöhten Schwingschnellen durch eine strukturelle Resonanz der Rohrleitung im Bereich der Messpunkte S7y und S8y hervorgerufen. Als effektive Minderungsmaßnahme wurde daher die Installation einer dynamisch stabilen Stütze am Messpunkt S8y empfohlen und erfolgreich realisiert.

Das geschilderte Problem wäre vermutlich auch durch eine umfassende Pulsationsstudie in der Planungsphase erkannt worden. Als Abhilfemaßnahme hätte sich jedoch – wie bei der Sanierung umgesetzt – die Installation einer zusätzlichen Stütze angeboten. Der Vorteil der Studie läge demnach allein in der zeitlich früheren Erkennung des Problems. Ein kostenmäßiger Vorteil im Hinblick auf die Realisierung der Minderungsmaßnahme wäre nicht gegeben.

1.3 Schwingungen an Stützen und Armaturen

Häufig sind es nicht die Hauptrohrleitungen, sondern die sekundären Anlagenteile – wie zum Beispiel Stützen mit Absperrhähnen, ausladende Armaturen oder Umfahrungen – die infolge von Schwingungen unzulässig belastet oder sogar beschädigt werden. So kam es in einer Sauerstoff-Verdichteranlage zum Abriss einer Armatur-Umfahrung, über deren Ursache im weiteren berichtet wird.

In der neuen Anlage werden zwei Kolbenverdichter (2-kurbelig, eine Stufe, doppelt wirkend, drehzahl geregelt) zum Transport von Sauerstoff betrieben. Auf der Saugseite der Verdichter befindet sich ein Handschieber, der mit einer Umfahrung ausgestattet ist (Bild 6).

An der Schweißnaht zwischen der Saugleitung und der Umfahrung kam es zu einer Beschädigung. Um einen erneu-

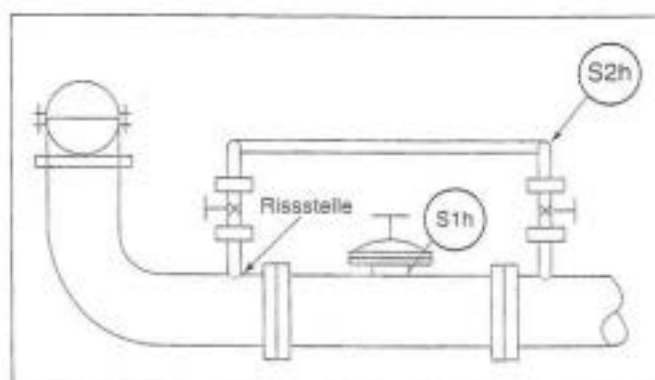


Bild 6. Prinzipskizze der Umfahrung eines Handschiebers sowie Lage und Bezeichnung der Messpunkte.

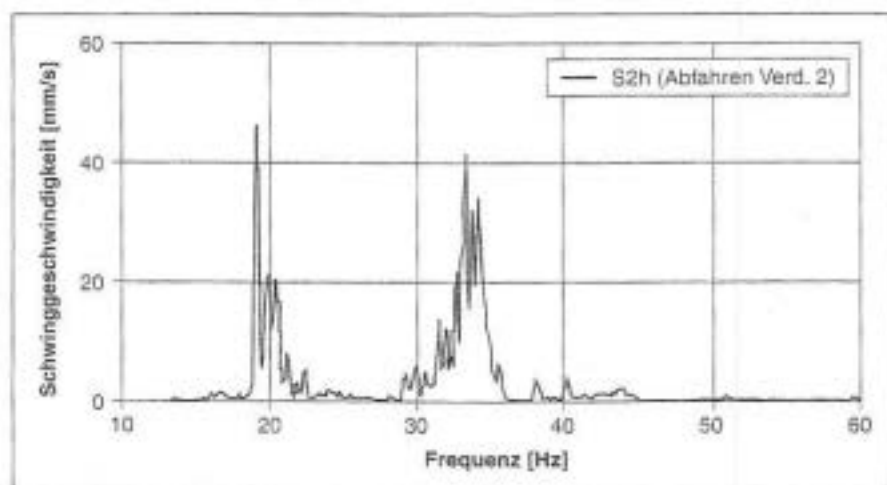


Bild 7. „peak-hold“-Amplitudenspektrum der Schwingschnelle am Messpunkt S2h beim Abfahren eines Verdichters von 540 U/min auf 280 U/min.

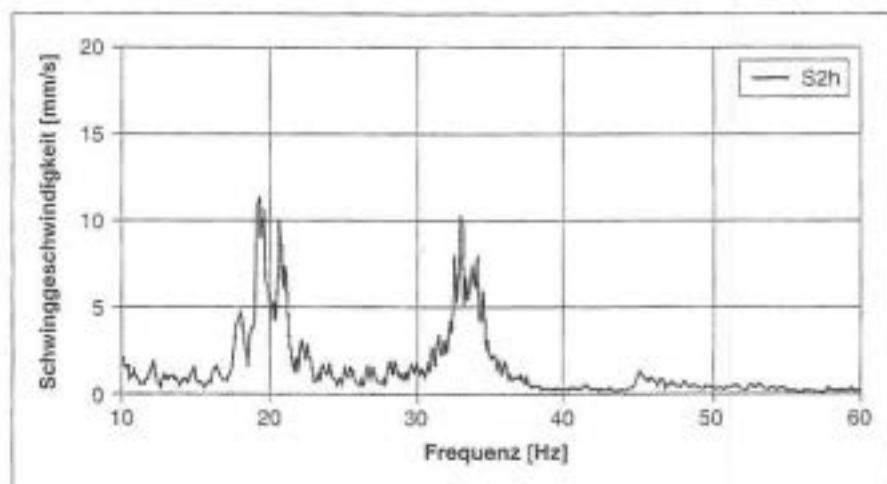


Bild 8. Amplitudenspektrum der Schwingschnelle am Messpunkt S2h infolge einer Impulsanregung bei abgeschalteten Verdichtern.

ten Ausfall der Anlage zu vermeiden, wurde die Schwingungssituation der Anlage nach der Reparatur an ausgewählten Punkten messtechnisch erfasst. An der genannten Umfahrung wurde hierzu die Schwingschnelle am Messpunkt S2h mittels eines „peak-hold“-Amplitudenspektrums beim Abfahren eines Verdichters von maximale auf minimale Drehzahl gemessen (Bild 7).

Im Frequenzbereich um 19 Hz (Verdichterdrehzahl 290 U/min) und um 33 Hz (Verdichterdrehzahl 500 U/min) kommt es zu unzulässig hohen Schwingschnellen. Angeregt

werden die Schwingungen durch die Hauptrohrleitung, die infolge von Druckpulsationen bei 19 Hz mit einer Amplitude von 3,7 mm/s und bei 33 Hz mit einer Amplitude von 3,6 mm/s schwingt (Messpunkt S1h). Bereits diese schwachen Anregungen führen zu den genannten, unzulässigen Schwinggeschwindigkeiten, da sie jeweils infolge einer strukturellen Resonanz verstärkt werden (Bild 8).

Als Sofortmaßnahme wurden die Drehzahlbereiche um 290 U/min und 500 U/min für einen stationären Betrieb der Verdichter gesperrt. Die Produktion konnte auf diese Weise unmittelbar fortgesetzt werden. Zu einem späteren Zeitpunkt sollte dann die Eigenfrequenz der Umföhrung durch eine Versteifung oder eine zusätzliche Stütze aus dem Anregungsbereich der Verdichter verschoben werden.

Durch eine Pulsationsstudie wäre der geschilderte Schaden voraussichtlich nicht vermieden worden, da kleinere Stützen und Umföhrungen bei der strukturellen Analyse häufig unberücksichtigt bleiben. Das Gleiche gilt zum Beispiel für ausladende Armaturen, die zwar als konzentrierte Masse an der Hauptleitung in die strukturelle Schwingungsberechnung einfließen, deren Masseverteilung quer zur Rohrleitung jedoch in der Regel unbeachtet bleibt [6]. Wird eine derartige Anordnung zu Resonanzschwingungen angeregt, dann führt diese Schwingung an der Hauptleitung zu einer i. a. unerwünschten Torsionsbelastung.

Hinsichtlich der Vermeidung von Resonanzschwingungen z. B. an Stützen und Armaturen besteht demnach die Gefahr, dass sie auch bei einer umfangreichen akustischen und strukturellen Studie in der Planungsphase nicht erkannt werden.

1.4 Schwingungsinduzierte Durchflußmessfehler

Pulsationen innerhalb der Fluidsäule sind nicht nur als Anregung von Strukturschwingungen, sondern auch als Verursacher von z. T. erheblichen Mengenmessfehlern zu benennen. Betroffen hiervon sind beinahe alle bekannten Messverfahren, wobei sich der kritische Frequenzbereich der Pulsationen sowie die Auswirkung der Störung bei den verschiedenen Messprinzipien stark unterscheiden.

Als Beispiel ist in Bild 9 der innerhalb einer Ethylenleitung über eine Messblende erfasste Wirkdruck und die daraus resultierende Massenstromschwankung dargestellt [7].

Bei einer Erfassung und Analyse des zugehörigen Wirkdruckes anhand der üblichen Methode würde diese Schwankung zu einem um ca. 4% zu großen Massenstrom führen. An den stromab folgenden Turbinenradzählern verursacht die gleiche Massenstromschwankung eine Mehranzeige von ca. 6% [8]. Beide Fehler sind im Hinblick auf die Kosten für das Ethylen erheblich zu groß.

Zur Minderung dieser – durch einen vorgelagerten Kolbenverdichter verursachten – Pulsationen wurden mit dem Betreiber verschiedene Maßnahmen diskutiert. Letztendlich wurde entschieden, die Massenstromschwankungen kontinuierlich über die Messblende zu erfassen und zur „Online“-Korrektur der von den Turbinenradzählern ausgegebenen Ethylenmengen zu benutzen.

Anhand einer akustischen Pulsationsstudie wäre das Problem der pulsationsbedingten Messfehler während der Planung der Anlage voraussichtlich zu erkennen gewesen. Gegenüber der „Online“-Korrektur (Sanierung) hätte sich zu diesem Zeitpunkt zum Beispiel die Installation eines zusätz-

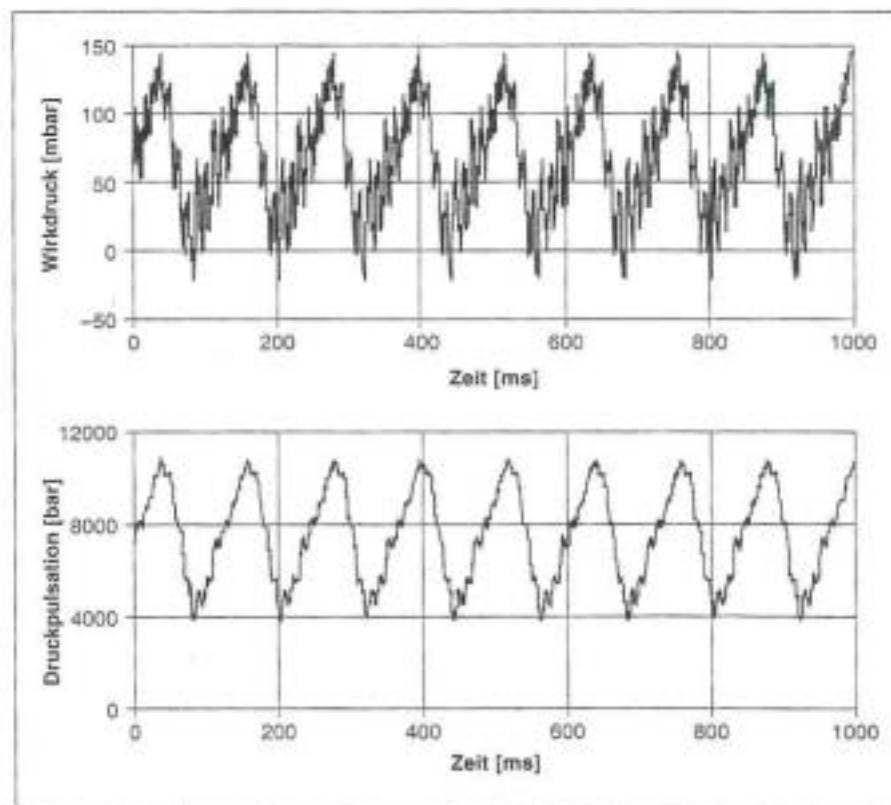


Bild 9. Gemessene Wirkdruckschwankung an einer Messblende und daraus berechnete Massenstromschwankung innerhalb einer Ethylenleitung.

lichen Pulsationsbehälters (akustisches Filter) angeboten. Auch der Einsatz einer anderen Messmethode (z. B. Ultraschallzähler, Coriolis-Massendurchflußmesser) wäre zu prüfen gewesen. Insgesamt lässt sich rückblickend vermuten, dass die Durchführung einer akustischen Pulsationsstudie von Vorteil gewesen wäre.

2. Möglichkeiten und Grenzen von Pulsationsstudien

2.1 Akustische Simulation

Ohne im Detail auf die zur Zeit verwendeten Theorien und die erforderlichen Eingabedaten der Berechnungen einzugehen, werden im weiteren die grundsätzlichen Möglichkeiten und die Grenzen theoretischer Betrachtungen aufgezeigt. So liefert die Berechnung der Anregung und Ausbreitung akustischer Störungen innerhalb von Rohrleitungen als Ergebnis die Druck- und Volumenstromschwankungen als Funk-

tion des Ortes und der Zeit. Anhand dieser Ergebnisse lassen sich

- Rückwirkungen auf den Kompressor (z. B. Leistungsverlust, Ventilbelastungen)
- Wechsellasten z. B. auf Rohrleitungen und Behälter-/Trennwände
- Einflüsse auf Sekundäranlagenteile z. B. Rückschlagklappen, SBV's, SAV's
- Einflüsse auf Durchflussmessanlagen z. B. Turbinenradzähler, Messblenden/-düsen und Wirbelstromzähler ermitteln. Sofern störende Pulsationen auftreten, werden zu deren Minderung in der Regel
- zusätzliche oder manipulierte Pulsationsbehälter (z. B. akustische Filter)
- Blenden oder Pulsations-Dämpferplatten [5]
- veränderte Rohrmennweiten/-längen
- Resonanzschalldämpfer (z. B. Helmholtz-Resonatoren, $\lambda/4$ -Resonatoren)

empfohlen. Die Umsetzung dieser Maßnahmen ist in der Planungsphase mit einem überschaubaren Aufwand verbunden. Demgegenüber lassen sich diese Maßnahmen bei einer Sanierung nur bedingt realisieren und erfordern einen häufig unerwünschten Anlagenstillstand.

Die Genauigkeit der akustischen Berechnung wird maßgeblich durch die Annahmen der Theorie und die Genauigkeit der eingegebenen Daten (z. B. Kompressordaten, Anlagegeometrien) vorgegeben. Entsprechend sind als primäre Gründe für auffällige Abweichungen zwischen der akustischen Simulation und der Praxis

- Abweichungen zwischen der Planung und dem „as-build“-Zustand
- falsch / ungenau angenommene akustische Randbedingungen (z. B. reflexionsfreie Abschlüsse, akustisch offene oder geschlossene Enden)
- Ungenauigkeiten infolge der Annahme ebener Wellenfronten z. B. in Behältern

zu benennen. Zur Kompensation dieser Unsicherheiten wird üblicherweise bei der Simulation eine Variation der Schallgeschwindigkeit durchgeführt. Auf diese Weise lässt sich ein Großteil der Unzulänglichkeiten auf einfache Weise ausgleichen.

2.2 Strukturmechanische Simulation

Als Ergebnis einer strukturmechanischen Berechnung liegen

- die Resonanzfrequenzen / Schwingungsformen
- die dynamischen Zusatzspannungen im Material
- die Schwingschnellen

der Anlage an beliebigen Orten als Funktion der Zeit vor. Durch einen Vergleich mit den zulässigen Werten können schwingungstechnisch kritische Anlagenbereiche erkannt und Minderungsmaßnahmen ausgearbeitet werden. Als Anlagenveränderungen werden in der Regel

- zusätzliche oder manipulierte Stützen
- lokale Versteifungen

vorgeschlagen. Die Realisierung dieser Maßnahmen ist sowohl in der Planungsphase als auch bei der Sanierung ohne nennenswerten Mehraufwand möglich. Bei der Sanierung besteht jedoch zusätzlich das Risiko, dass es infolge sicherheitstechnisch relevanter Schwingungen bis zur Reali-

sierung der Abhilfemaßnahme zu einer Verzögerung der Inbetriebnahme oder einer nur eingeschränkt möglichen Fahrweise der Anlage kommen kann.

Im Hinblick auf die Zuverlässigkeit der Strukturberechnung werden die Grenzen durch die Annahmen der Theorie und die Genauigkeit der Eingangsdaten definiert. Als dominante Gründe für ungenaue Ergebnisse sind

- Abweichungen zwischen der Planung und dem „as-build“-Zustand
 - falsch/ungenau angenommene strukturmechanische Randbedingungen (z. B. Fest- / Loslager)
 - ungenau berechnete, akustische Wechsellasten
 - die Vernachlässigung zu berücksichtigender Anlagenteile (z. B. Stützen unterhalb von Rohrbrücken)
 - vereinfachte, theoretische Modelle (z. B. lineare Beziehungen zwischen den anregenden Wechsellasten und den resultierenden Schwingschnellen)
- zu benennen.

Im Gegensatz zur eindimensionalen akustischen Studie ist die Anzahl der benötigten Annahmen und Randbedingungen bei einer Strukturberechnung – aufgrund der Dreidimensionalität – erheblich größer. Entsprechend steigt auch die Gefahr falscher oder ungenauer Annahmen deutlich an, zumal die Praxis zeigt, dass z. B. als Festlager eingeplante Befestigungen bzw. Stützen diese Funktion häufig nur unzureichend erfüllen. Des Weiteren basiert die strukturmechanische Schwingungsanalyse auf den theoretisch ermittelten Druckwechsellasten, die bereits mit einer Unsicherheit behaftet sind.

3. Empfohlenes Vorgehen zur Vermeidung von Schwingungsproblemen an Neuanlagen

Aufgrund der erläuterten Zusammenhänge ist das folgende Vorgehen zur Vermeidung von Schwingungen bzw. Schäden an Neuanlagen zu empfehlen:

- In der Planungsphase einer Neuanlage sollte eine akustische Studie durchgeführt werden. Die berechneten Pulsationen sind mit zulässigen Werten zu vergleichen. Erforderliche Maßnahmen – wie zum Beispiel zusätzliche oder veränderte Pulsationsbehälter – sollten in dieser Phase realisiert werden. Minderungsmaßnahmen, die auch während der Inbetriebnahme der Anlage einfach zu verwirklichen sind (z. B. die Installation von Pulsations-Dämpferplatten), sollten nur bei einer erheblichen Überschreitung der Richtwerte bereits vor der Inbetriebnahme realisiert werden. Ansonsten bietet es sich an, die optimalen Einbauorte der Pulsations-Dämpferplatten lediglich durch das Setzen von Flanschpaaren und Distanzringen auf einen gegebenenfalls später erfolgenden Austausch vorzubereiten.
- Bei der Inbetriebnahme der Anlage sollten die tatsächlich vorhandenen Pulsationen und Strukturschwingungen messtechnisch erfasst werden. Sofern unzulässig starke Strukturschwingungen auftreten, ist die jeweilige Ursache für die Schwingung zu ermitteln. Akustisch bedingte Schwingungen können dann auf einfache Weise z. B. durch den Austausch der installierten Distanzringe durch Pulsations-Dämpferplatten saniert werden. Schwingun-

gen, die hingegen durch eine strukturelle Resonanz verursacht werden, sind durch gezielte Installation bzw. Versteifung von Stützen zu beseitigen.

Bei der vorgeschlagenen messtechnischen Untersuchung lassen sich auch Schwingungen an Armaturen, Stützen oder Umfahrungen, die bei einer theoretischen Studie nicht berücksichtigt würden, erfassen und ggf. mindern. Im Hinblick auf einen sicheren Betrieb von Neuanlagen ist die Messung der IST-Situation daher einer theoretischen Betrachtung vorzuziehen. Gleichzeitig lassen sich durch das empfohlene Vorgehen die Planungskosten auf die Durchführung einer akustischen Studie und die Aufwendungen für Abhilfemaßnahmen auf das tatsächlich erforderliche Mindestmaß reduzieren.

4. Zusammenfassung

Anlagenplaner und Betreiber stehen bei der Projektierung neuer Anlagen vor der Frage, wie Schwingungsprobleme kostengünstig und sicher zu vermeiden sind. Auf der einen Seite können sie hierzu umfassende akustische und strukturelle Studien beauftragen, womit das Risiko unerwarteter Schwingungsprobleme zwar reduziert, jedoch nicht gänzlich beseitigt wird. Auf der anderen Seite können sie die Kosten für die Studien und die empfohlenen Maßnahmen zur Sanierung gegebenenfalls tatsächlich eintretender Schwingungsprobleme verwenden. In diesem Fall tragen sie jedoch ein erhöhtes Risiko, da die erforderlichen Abhilfemaßnahmen (z. B. die Installation zusätzlicher Behälter) zum Teil aufwendig und zeitintensiv sind.

Um dem Anlagenplaner und Betreiber diesbezüglich eine Hilfestellung zu geben, werden zunächst typische Schwingungsprobleme an Neuanlagen vorgestellt. Die erforderlichen Abhilfemaßnahmen werden erläutert. Im Anschluss wird kritisch diskutiert, ob die Probleme in der Planungsphase durch eine theoretische Studie erkannt worden wären und gegebenenfalls welche Vorteile sich hierdurch eingestellt hätten. Basierend auf diesen Erfahrungen und den grundsätzlichen Möglichkeiten und Grenzen von Pulsationsstudien wird ein praxisnahes Vorgehen zur Vermeidung von Schwingungsproblemen an Neuanlagen vorgestellt.

Es wird empfohlen, in der Planungsphase eine akustische Studie durchzuführen. Von den Maßnahmen zur Beseitigung unzulässig starker Pulsationen sollten diejenigen, die sich im Sanierungsfall nur mit erhöhtem Aufwand realisieren lassen (z. B. zusätzliche Behälter), unmittelbar umgesetzt werden. Hingegen sollte z. B. die Installation von Pulsations-Dämpferplatten nur bei erheblichen Überschreitungen der zulässigen Werte bereits vor Inbetriebnahme der Anlage durchgeführt werden. Ansonsten bietet es sich an, die optimalen Einbauorte der Pulsations-Dämpferplatten lediglich durch das Setzen von Flanschpaaren und Distanzringen auf die gegebenenfalls später erfolgende Installation vorzubereiten.

Während der Inbetriebnahme sollten dann die tatsächlich vorhandenen Druckpulsationen und Strukturschwingungen messtechnisch erfasst werden. Akustisch bedingte Schwingungen können anschließend auf einfache Weise z. B. durch den vorbereiteten Austausch eines Distanzringes durch eine Pulsations-Dämpferplatte saniert werden. Strukturelle Resonanzen sind durch die gezielte Installation bzw. Versteifung von Stützen zu beseitigen. Durch das empfohlene Vorgehen lassen sich die Planungskosten auf die Durchführung einer akustischen Studie und die Aufwendungen für Abhilfemaßnahmen auf das notwendige Mindestmaß reduzieren.

Literatur

- [1] N.N.: Reciprocating compressors for petroleum, chemical and gas industry services. API Standard 618, 4. Auflage, (1995).
- [2] N.N.: Erweiterung der VDI-Richtlinie 2056. NEN 7-4-1 Werksnorm der Firma Neuman & Esser, (1984).
- [3] N.N.: Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen. VDI 2056, 2. Auflage, (1964) (inzwischen ersetzt durch die DIN/ISO 10816- T1 bis 6).
- [4] Missal, R.: Ursachen, Beurteilung und Reduzierung von Rohrleitungsschwingungen. Industripumpen und Kompressoren, Heft 2, Juni (1999), S. 109-113.
- [5] N.N.: Dämpferplatte für den Einbau in Rohrleitungen. Deutsches Patentamt, Patent Nr. 19538178, (1995).
- [6] Tsou, J. and Atkins, K.: Pulsation and vibration in reciprocating compressors and pump piping systems. Short course 4, 26th Turbomachinery Symposium, (1997).
- [7] Brümmer, A.: Gasmengenmeßfehler und deren Ursache am Beispiel der Wirkdruckverfahren. Erdöl Erdgas Kohle 114, Heft 11, (1998), S. 552-557.
- [8] Brümmer, A.: Der Einfluß von Volumenstrompulsationen auf die Meßgenauigkeit von Turbinenradzählern. GASWÄRME International 47, Heft 11, (1998), S. 619-623.

(Manuskripteingang: 26.6.2000)