

Pulsationsreduzierende Maßnahmen am Kolbenverdichter

In einem Stahlwerk wurden mehrere baugleiche Kolbenverdichter zur Druckerhöhung von Stickstoff eingesetzt. Bei der Inbetriebnahme der Verdichteranlage wurden stark überhöhte Schwingungen an den Rohrleitungen beobachtet, die bereits nach kurzer Zeit vehemente Schäden an den Rohrleitungen verursachten. Ein Parallelbetrieb der Anlagen war praktisch unmöglich.

Zur Ursachenanalyse wurde eine umfassende Untersuchung durchgeführt. Durch Messungen konnte gezeigt werden, dass neben einem ungeeigneten Halterungskonzept deutlich überhöhte Druckpulsationen ursächlich für die unbefriedigende Schwingungssituation waren.

Es wurden kurzfristig effektive Minderungsmaßnahmen benötigt, mit denen ein problemloser Parallelbetrieb von bis zu drei Aggregaten gewährleistet werden konnte. Die Auslegung dieser Maßnahmen erfolgte mit Hilfe von numerischen Modellen, die auf die vorliegenden Messdaten abgestimmt wurden.

Nach der Installation der abgestimmten Maßnahmen konnte die Anlage ohne weitere Probleme im Parallelbetrieb betrieben werden.

CHRISTIAN JANSEN

Für ein Stahlwerk wurde eine redundante Gasversorgung mit vier drehzahlfesten, zweizylindrigen Kolbenkompressoren realisiert. Während immer ein Aggregat als Ausfallsicherung vorzuhalten ist, werden die verbleibenden drei Verdichter bedarfsabhängig für einen Stickstoffenddruck von 19 bar eingesetzt. Neben der Mengenregelung über die Aggregatanwahl besteht für jede Maschine die Möglichkeit der Zylinderabschaltung.

Während der Inbetriebnahme wurden starke Schwingungen beobachtet. Der Abriss von Stützen und Schäden an den Hauptrohrleitungen führten wiederholt zum Ausfall der Anlage (**Bild 1**). Ein Parallelbetrieb der Verdichter war praktisch unmöglich.

Nachdem mehrfache Nachbesserungen vor Ort erfolglos waren und die Schwingungssituation der Anlage weiter unbefriedigend blieb, entschied man sich für eine umfassende Untersuchung der Problematik. Da der Zeitplan für die Inbetriebnahme der Anlage gefährdet war, wurde KÖTTER Consulting Engineers (KCE) damit beauftragt, kurzfristig eine Messung und Analyse durchzuführen sowie wirksame Minderungsmaßnahmen auszulegen.

BEURTEILUNGSGRUNDLAGEN

Rohrleitungsschwingungen Eine allgemein gültigere Bewertung einer Rohrleitungsschwingung in Bezug auf ihr Schadenspotential ist über die durch die Dynamik hervorgerufene Zusatzbelastung des Werkstoffes möglich. Diese kann zum Beispiel durch feste oder mobile Dehnungsmessstreifen (DMS) an ausgewählten Punkten gemessen werden. Sie ist aber im Allgemeinen nicht allumfassend ermittelbar.

Für die Beurteilung von Rohrleitungsschwingungen werden üblicherweise Orientierungswerte für zulässige Schwinggeschwindigkeiten herangezogen. Die VDI-Richtlinie 3842 gibt Orientierungswerte für zulässige effektive Schwinggeschwindigkeiten von Rohrleitungen in Abhän-

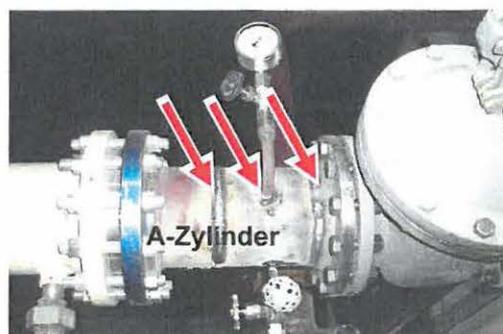


Bild 1: Notdürftig instandgesetzte Rohrleitungen.



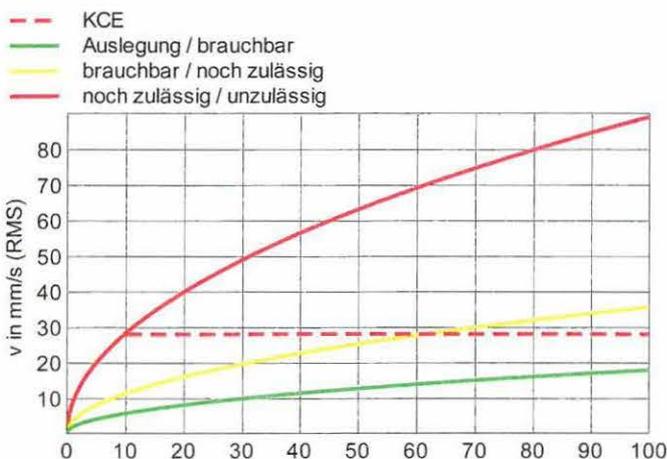


Bild 2: Orientierungswerte zulässiger Rohrleitungsschwingungen nach VDI-Richtlinie 3842 und KCE-Erfahrungswert.

gigkeit der Schwingfrequenz an (Bild 2). Die Bewertung des Schwingungszustandes anhand dieser Richtwerte stellt gewissermaßen einen notwendigen Kompromiss dar und unterstellt einen proportionalen Zusammenhang zwischen der Schwinggeschwindigkeit und dem dynamischen Anteil der Werkstoffspannung. Es kann gezeigt werden, dass dieser Zusammenhang für balkenartige Strukturen wie zum Beispiel Rohrleitungen gegeben ist.

Bei Verwendung dieser Orientierungswerte empfiehlt sich im Zweifel eine konservative Beurteilung. Bei KCE ist man dazu übergegangen, Rohrleitungsschwingungen, die einen Effektivwert von 28 mm/s überschreiten, bei Frequenzen oberhalb von 10 Hz generell einer näheren Analyse zu unterziehen.

Druckpulsationen Üblicherweise verständigen sich Kunde und Lieferant einer Kolbenverdichteranlage auf

ein zulässiges Pulsationsniveau. Häufig wird dazu der API Standard 618 bzw. die VDI-Richtlinie 3842 herangezogen.

Nach der vierten Ausgabe des API Standards 618 beträgt die maximal zulässige Amplitude der Druckpulsationen im Rohrleitungssystem vor dem saugseitigen Pulsationsbehälter bzw. nach dem druckseitigen Pulsationsbehälter:

$$\hat{p}_{zul} = 1,986 \sqrt{\frac{p_{stat}}{d \cdot f}}$$

\hat{p}_{zul} [bar] maximal zulässige Amplitude der Druckpulsationen für die Grundfrequenz bzw. Harmonischen des Fördervorganges

f [Hz] Pulsationsfrequenz

p_{stat} [bar] statischer Druck in der Rohrleitung

d [mm] Innendurchmesser der Rohrleitung

Die obige Beziehung gilt für statische Drücke p_{stat} zwischen 3,5 bar und 200 bar. Für Drücke unterhalb von 3,5 bar sind die zulässigen Werte für 3,5 bar maßgebend.

Die aktuelle 5. Ausgabe des API Standards 618 berücksichtigt zusätzlich die Schallgeschwindigkeit des Fluids.

MESSTECHNISCHE UNTERSUCHUNG

Um einen Überblick über die Strukturodynamik von Rohrleitungen und Zylindern sowie die akustischen Bedingungen im Rohrleitungssystem zu erhalten, wurden umfangreiche Messungen durchgeführt. Für die Datenaufnahme wurden ein 24- und ein 8-kanaliges Messsystem eingesetzt. Die Abtastfrequenz lag bei 2.000 Hz je Kanal.

Tabelle 1: Druckpulsationen (p-p) im Einzelbetrieb (50 % oder 100 %) der Verdichter an verdichternahen Messpunkten.

	Druckpulsation in mbar							
	50%				100%			
	VD 1	VD 2	VD 3	VD 4	VD 1	VD 2	VD 3	VD 4
MPO6_VD_A_SD (Saugseite)	825	1.470	-	1.080	515	460	-	360
MPO7_VD_FD (Druckseite)	925	510	-	950	1.400	332	-	1.140
MP10_nRueck_FD (Druckseite)	430	250	220	260	475	195	125	360
MP11_LG_FD (Druckseite)	360	160	120	180	475	195	125	360

	Druckpulsation in % vom statischen Mitteldruck							
	50%				100%			
	VD 1	VD 2	VD 3	VD 4	VD 1	VD 2	VD 3	VD 4
MPO6_VD_A_SD (Saugseite)	12,7	22,6	-	16,6	7,9	7,1	-	5,5
MPO7_VD_FD (Druckseite)	5,3	2,9	-	5,4	8,0	1,9	-	6,5
MP10_nRueck_FD (Druckseite)	2,5	1,4	1,3	1,5	4,1	1,3	0,8	2,4
MP11_LG_FD (Druckseite)	2,1	0,9	0,7	1,0	2,7	1,1	0,7	2,1

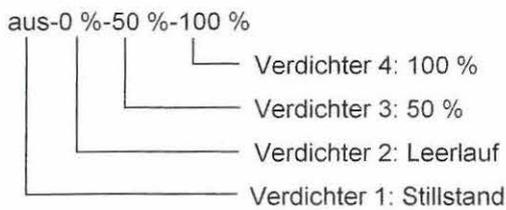


Bild 3: Kennzeichnung unterschiedlicher Lastzustände

Die komplexe Mengenregelung durch eine Fahrmatrix (Maschinen- und Zylinderabschaltung) und die Kombination mit einem Riementrieb machte einen umfangreichen Messplan erforderlich. Die unterschiedlichen Lastzustände der Verdichter sowie die Einzel- und Parallelfahrten wurden nach dem Schema in Bild 3 benannt:

MESSERGEBNISSE

Auszugsweise sind im Folgenden die ermittelten Maximalwerte effektiver Schwinggeschwindigkeiten für besonders auffällige Messpunkte jeweils für den Einzelbetrieb der Verdichter dargestellt.

Die Schwingungen an der Saugleitung der Verdichter überschritten mit Spitzenwerten von über 70 mm/s (eff.) deutlich den Orientierungswert (Bild 4 und Bild 5). Während Verdichter 1 und 2 erhöhte Schwingungen im Bereich der A-Zylinder aufwiesen, waren an den Maschinen 3 und 4 die Zuleitungen zu den B-Zylindern auffälliger.

Auf der Druckseite der Maschinen wurden mit Spitzenwerten von über 200 mm/s (eff.) (Bild 6) die höchsten Rohrleitungsschwingungen gemessen. Das Ergebnis stimmte mit den beobachteten Schadensbildern überein. Besonders auffällig war, dass die Schwingungssituation auf der Druckseite von der Maschine und der Betriebsweise abhängig war. Die Verdichter 1 und 4 zeigten ein tendenziell günstigeres Verhalten als die Verdichter 2 und 3. Vor allem bei Abschaltung einzelner Zylinder wurden die extremen Überschreitungen des KCE-Orientierungswertes von 28 mm/s (eff.) beobachtet.

In der Tabelle 1 sind die gemessenen Druckpulsationen an ausgewählten Messpunkten im Bereich der Kompressoren aufgeführt. Alle dargestellten Daten wurden bei Einzelbetrieb der Kompressoren aufgenommen.

Die Messpunkte MP06_VD_A_SD (Saugleitung der A-Zylinder) und MP07_VD_FD (gemeinsame Druckleitung beider Zylinder) befanden sich an der jeweils laufenden Maschine, während die Messpunkte MP10_nRueck_FD (hinten der druckseitigen Rückschlagklappe) und MP11_LG_FD (an der Liefergrenze) während des gesamten Messzeitraums unverändert installiert waren.

Es fiel auf, dass die Druckschwankungen auf der Saugseite der Kompressoren abhängig von der

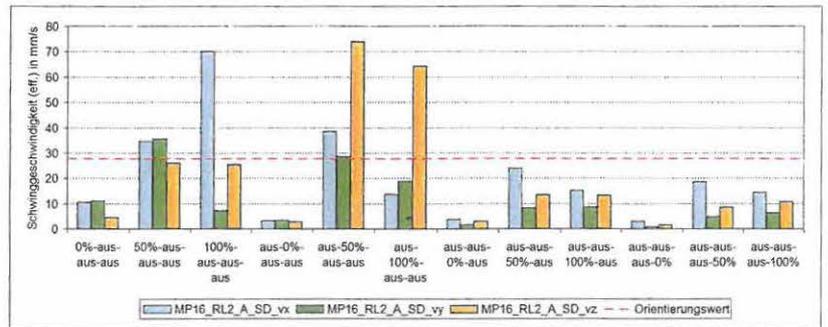


Bild 4: Effektive Rohrleitungsschwingungen an der Zuleitung zum Zylinder A.

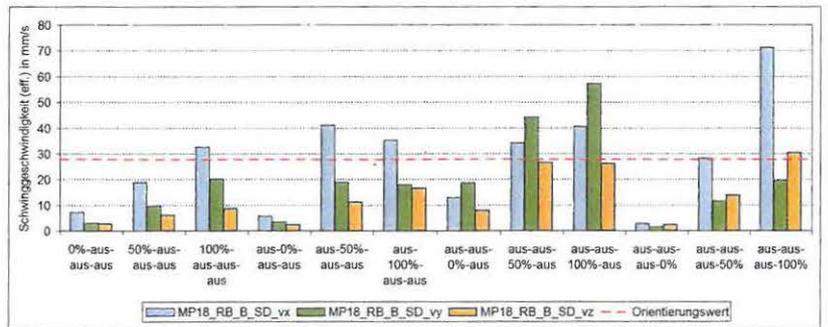


Bild 5: Effektive Rohrleitungsschwingungen an der Zuleitung zum Zylinder B.

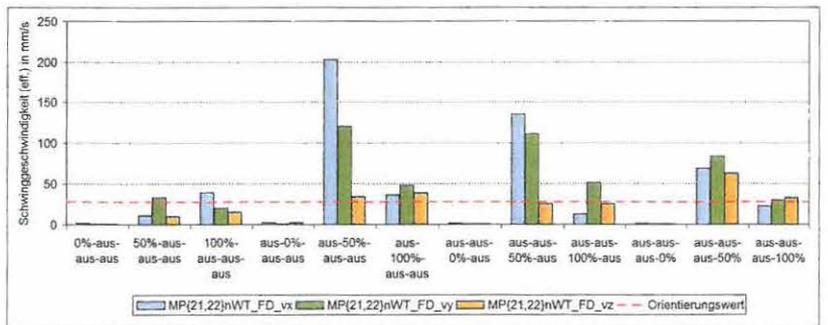


Bild 6: Effektive Rohrleitungsschwingungen an den Druckleitungen nach dem Wärmetauscher.

laufenden Maschine und dem Lastzustand deutlich unterschiedlich waren. Der Teillastbereich war auch hier besonders auffällig. Bezogen auf den statischen Mitteldruck wurden saugseitig Spitze-Spitze-Werte der Pulsationen von bis zu 22,6 Prozent gemessen.

Auf der Druckseite wurden die Verdichter 1, 2 und 4 vermessen. Die Kompressoren 1 und 4 zeigten trotz vergleichbarer Einbauposition der Sensoren einen deutlichen Unterschied gegenüber Kompressor 2. Vermutlich wurde das Pulsationsniveau durch lokale akustische Resonanzen („stehende Wellen“) geprägt.

Ein Vergleich mit den üblichen Orientierungswerten (VDI-Richtlinie 3842, API Standard 618) zeigte saug- und druckseitig deutliche Überschreitungen.

NUMERISCHE UNTERSUCHUNG

Um optimal wirksame Maßnahmen zu Verminderung von Druckpulsationen auszulegen, ist es notwendig,

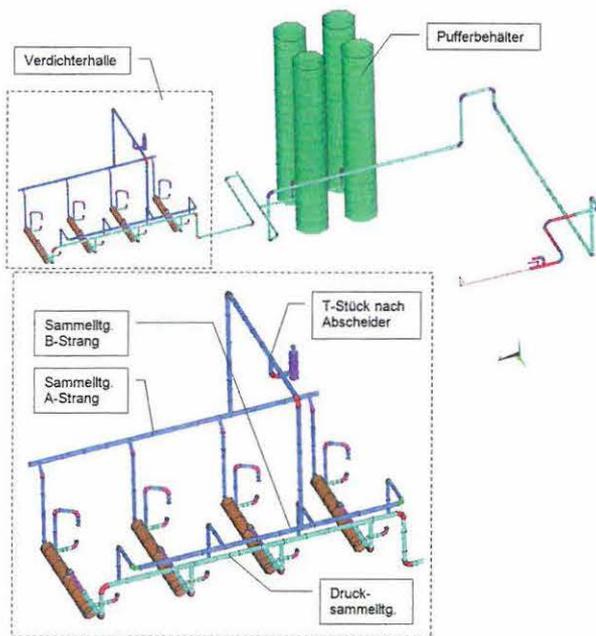


Bild 7: Rohrleitungssystem der Saug- und Druckseite im Endzustand.

ihre Wirkung im Vorfeld zu prüfen. Dies erfolgt durch die Simulation der zu erwartenden Gassäulenschwingungen mit Hilfe eines numerischen Modells. Gerade bei Anlagen mit mehreren parallel arbeitenden Maschinen können damit für alle möglichen Betriebsfälle Informationen für eine zielgerichtete Auslegung von Minderungsmaßnahmen gewonnen werden.

Modellbildung In einem ersten Schritt wird dazu das Rohrleitungssystem in einzelne charakteristische Segmente unterteilt und diskretisiert. Für die Verdichter (einschließlich der Zylinder, Ventile und Gaskanäle), Wärmetauscher, Abscheider und die weiteren Einbauten (wie zum Beispiel Rückschlagklappen) werden auf Basis von vorliegenden Fertigungszeichnungen und den Vorgaben des Auftraggebers akustische Ersatzmodelle entwickelt. Des Weiteren wird die Mengenregelung implementiert (Saugventilabhebung: 50 Prozent Fahrweise, Deckelseite Zylinder A, Kurbelseite Zylinder B und umgekehrt etc.). Darüber hinaus sind für die Berechnung verschiedene Annahmen und Abschätzungen vorzunehmen. Diese werden immer auf Basis einer kritischen Betrachtung gewählt, so dass sie gegebenenfalls zu einer Überschätzung der berechneten Pulsationen führen („Worst Case“). Die Rechenergebnisse sind dadurch mit einem gewissen Sicherheitsfaktor behaftet. Zum Beispiel werden folgende Annahmen getroffen:

- Die Expansion/Kompression des Gases im Zylinderraum erfolgt unter Berücksichtigung des Realgasverhaltens quasi isentrop.
- Die Ein-/Ausströmöffnungen werden schlagartig geöffnet bzw. geschlossen.

Auf der Basis dieser Parameter und Annahmen werden dann die instationären reibungsbehafteten Bewegungsgleichungen für das kompressible Fluid (eindimensionale Betrachtungsweise) aufgestellt und im Zeitbereich gelöst. Damit steht schließlich der räumliche und zeitliche Verlauf der Größen Druck, Volumenstrom, Dichte und Temperatur zur Verfügung.

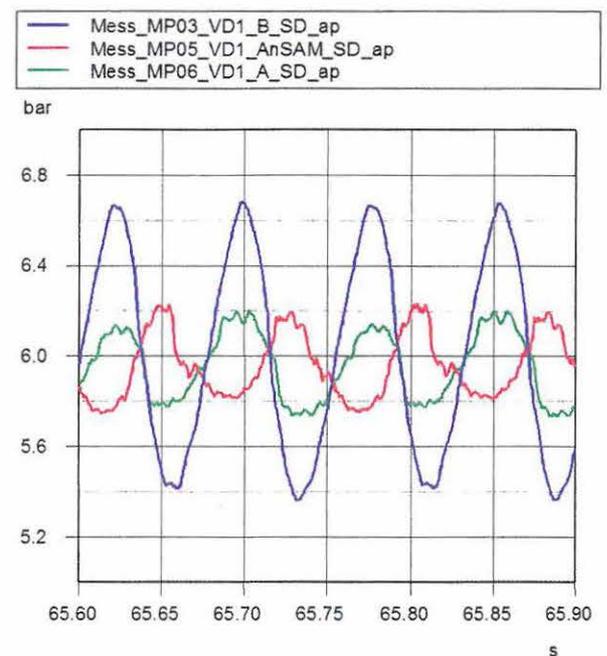
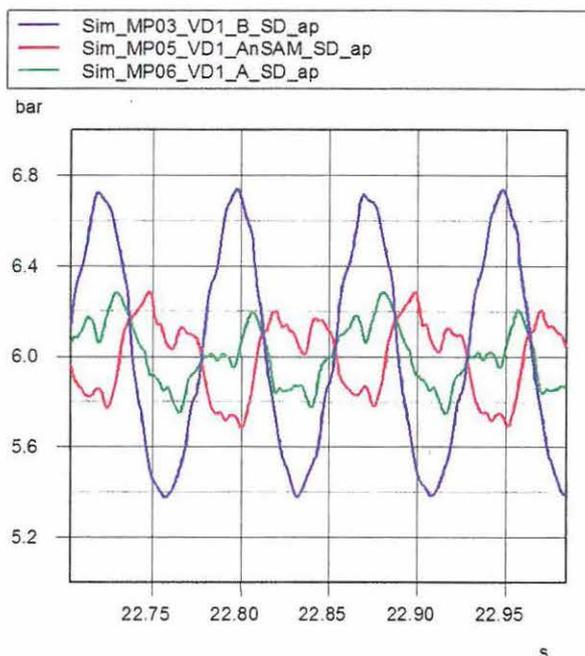


Bild 8: Vergleich der berechneten (links) und gemessenen (rechts) Druckpulsationen an verschiedenen Punkten des Rohrleitungssystems.

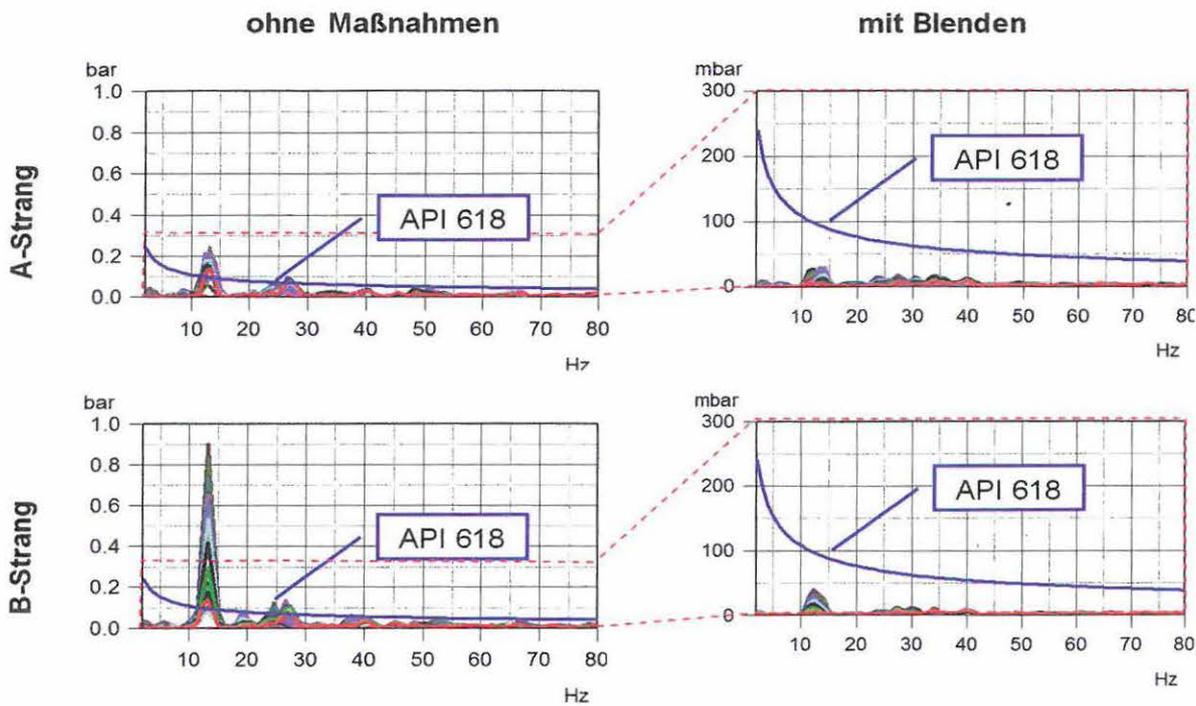


Bild 9: Saugseite Druckpulsationen (Peak-Hold), Einzelbetrieb Verdichter 1, 100 Prozent Last, mit und ohne Blenden.

In Bild 7 ist das für die akustische Simulation berücksichtigte, saug- und druckseitige Rohrleitungssystem im Endzustand (Zustand mit Minderungsmaßnahmen) dargestellt.

Validierung des akustischen Modells Zur Bewertung der Modellgüte werden die berechneten den messtechnisch ermittelten Druckpulsationen gegenübergestellt und gegebenenfalls kann eine Anpassung des Modells an die Ist-Situation vorgenommen werden. Dies ist besonders dann von Bedeutung, wenn nicht alle Informationen über den tatsächlichen Zustand der Anlage vorliegen oder wenn zu vermuten ist, dass die Funktionsfähigkeit von Bauteilen eingeschränkt sein könnte (zum Beispiel defekte Rückschlagventile).

Bild 8 zeigt beispielhaft die gemessenen und berechneten Druckpulsationen für den Einzelbetrieb des Verdichters 1 bei 100 Prozent Last an drei Positionen. An diesen, wie auch an den hier nicht dargestellten Messpunkten ist eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Berechnung sowohl in Bezug auf Amplitude als auch Phase gegeben. Es liegt eine gute Modellgüte für die weiteren Berechnungen vor.

Auslegung akustischer Minderungsmaßnahmen

Zur Reduzierung der überhöhten Druckpulsationen wurden verschiedene Minderungsmaßnahmen untersucht und die im Folgenden dargestellten Lochblenden für die Saugseite und Mehrkammerbehälter für die Druckseite favorisiert.

Auf der Saugseite der Verdichter konnte bereits durch den Einsatz von Blenden ein deutlich reduziertes Pulsationsniveau erreicht werden.

Bild 9 zeigt für den identischen Betriebsfall den Vergleich der berechneten Druckpulsationen mit den Richtwerten des API Standards 618. Durch Optimierung der Einbauposition konnten die zulässigen Richtwerte deutlich eingehalten werden und damit eine Sicherheit für die Überlagerung bei Parallelbetrieb geschaffen werden.

Der Druckseite der Verdichter kommt bei dieser Anlage eine besondere Bedeutung zu. Es hat sich bei den Messungen gezeigt, dass die starken Druckpulsationen noch in über 100 m Entfernung zu den Verdichtern Rohrleitungen und Armaturen zu überhöhten Schwingungen anregen. Unter Berücksichtigung der möglichen Folgen bei Totalausfall der Anlage wurden daher im Vorfeld sehr strenge Kriterien für zulässige

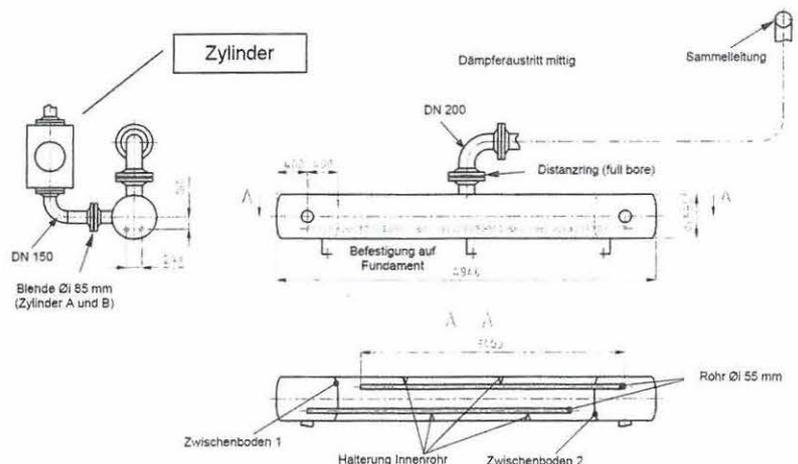


Bild 10: Pulsationsdämpfer in Dreikammer-Ausführung.

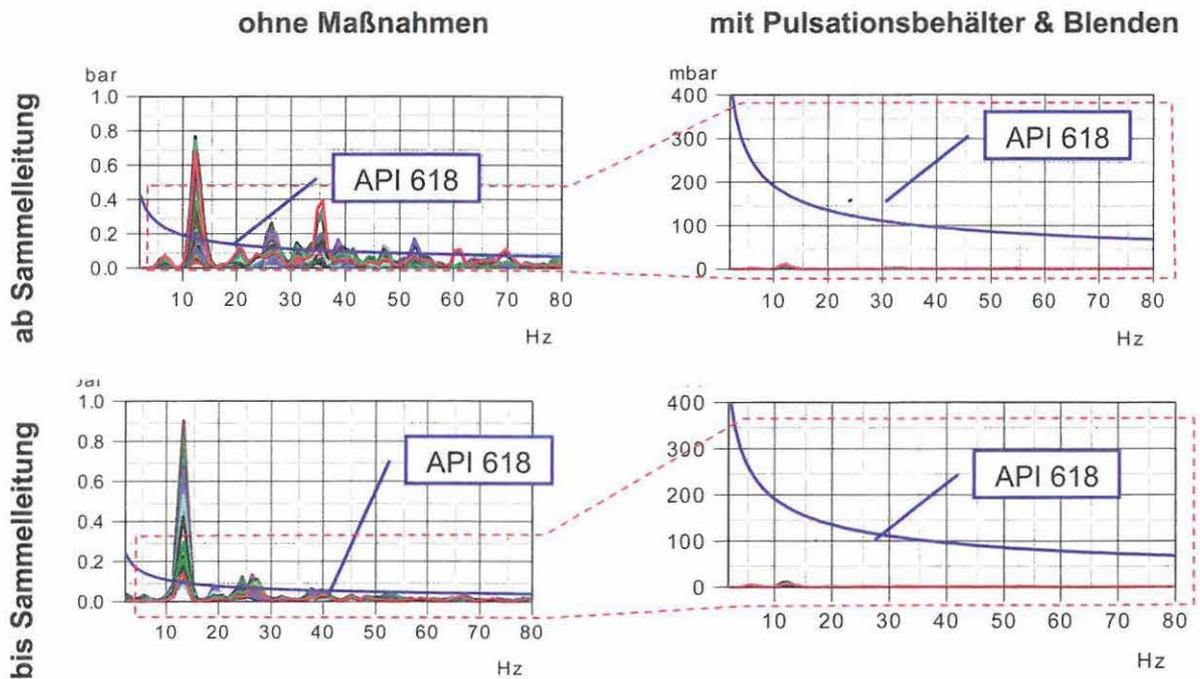


Bild 11: Druckseite, Druckpulsationen (Peak-Hold), Einzelbetrieb Verdichter 1, 100 Prozent Last, mit und ohne Pulsationsbehälter sowie Blenden.

Pulsationen vereinbart. Mit der Installation von Blenden allein waren diese Vorgaben nicht zu erreichen. Daher wurde der Einbau jeweils eines Pulsationsdämpfers pro Verdichter empfohlen. Diese Pulsationsdämpfer wurden als Dreikammerbehälter mit entsprechenden Zwischenböden und Verbindungsrohren sowie mit einer Blende an jedem Behältereintritt ausgelegt (**Bild 10**).

Durch den Einbau der zusätzlichen Pulsationsdämpfer wurden die Druckpulsationen deutlich reduziert. **Bild 11** zeigt beispielhaft die berechneten druckseitigen Pulsationen (Amplitudenspektren) ohne und mit Einsatz dieser Maßnahmen wiederum für den Einzelbetrieb des Verdichters 1 bei 100 Prozent Last sowie den Vergleich mit den Richtwerten des API Standards 618.

FAZIT

Auf Basis der Simulationsergebnisse lässt sich zeigen, dass sich durch die beinahe vollständige akustische Entkopplung der Verdichter durch die Mehrkammerbehälter auf der Druckseite ein hervorragendes Pulsationsniveau in der gesamten Druckleitung erreichen

lässt. Dem Kunden wurden die gezeigten Maßnahmen empfohlen. Bereits wenige Wochen nach dem ersten Kontakt erhielten wir einen erneuten Anruf aus dem Stahlwerk mit der erfreulichen Nachricht, dass nach Umsetzung der von uns empfohlenen Umbaumaßnahmen nun ein einwandfreier Betrieb der Anlage möglich sei. Messungen bestätigten diesen positiven Eindruck.

AUTOR



DR.-ING. CHRISTIAN JANSEN

Fachbereichsleiter Strömungstechnik
 KÖTTER Consulting Engineers
 48432 Rheine
 Tel. +49 5971 9710-30
 christian.jansen@koetter-consulting.com