

16. Workshop Kolbenverdichter 2012

24. / 25. Oktober

Vortrag 17

**Akustische Entkopplung parallel arbeitender
Kolbenverdichter**

Dr.-Ing. Christian Jansen

KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG

Welche Folgen können erhöhte Schwingungen an Kolbenverdichtern und den angeschlossenen Rohrleitungen haben? Und wie identifiziert und bekämpft man die verantwortlichen Ursachen? An einem Projektbeispiel wird die Effektivität eines kombinierten Ansatzes aus messtechnischer Erfassung der Schwingungssituation, Analyse und modellbasierter Auslegung von Minderungsmaßnahmen verdeutlicht.

Zusammenfassung

In einem Stahlwerk in Osteuropa sollten 4 drehzahlfeste Kolbenverdichter für den pneumatischen Transport von Kohlenstaub eingesetzt werden. 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 auf diese Weise optimal ausgelegten Blenden und Mehrkammerbehältern läuft die Anlage nun einwandfrei.

Einleitung

Zur Reduzierung der Produktionskosten wird in Hochöfen zunehmend Koks partiell durch alternative Energieträger, wie z. B. Kohle, ersetzt. Um diesen Brennstoff einsetzen zu können, wird dieser zu Kohlenstaub gemahlen, gereinigt und pneumatisch in einen hochbeladenen Stickstoffstrom in den Hochofenprozess eingeblasen. Der Prozess ist technologisch hoch anspruchsvoll. Der Ausfall einzelner Komponenten des Gesamtprozesses kann für einen Hochofen drastische Folgen haben und hohe Wiederherstellungs- und Ausfallkosten verursachen.

Für ein großes Stahlwerk in Osteuropa wurde aus genau diesem Grund eine redundante Gasversorgung mit 4 drehzahlfesten Kolbenkompressoren realisiert. Die über Elektromotoren und Riemen angetriebenen einstufigen Maschinen mit je zwei doppelwirkenden Zylindern verdichten Stickstoff von 6 bar auf 19 bar. Während immer ein Aggregat als Ausfallsicherung vorzuhalten ist, werden die verbleibenden 3 Verdichter bedarfsabhängig eingesetzt. Neben der Mengenregelung über die Aggregatanwahl besteht für jede Maschine die Möglichkeit der Zylinderabschaltung (Abbildung 1).

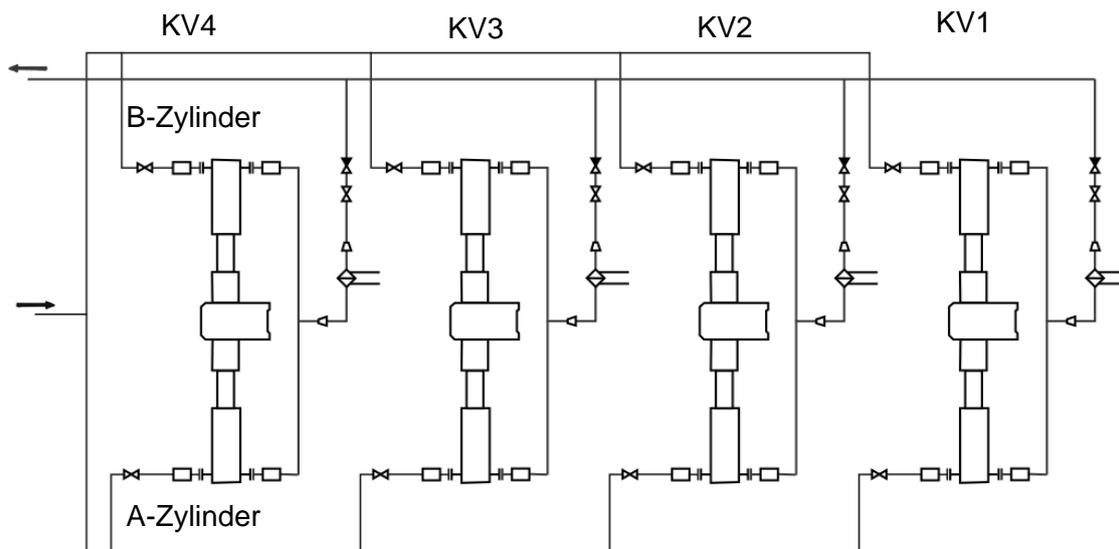


Abbildung 1: Medienversorgung einer pneumatischen Kohlenstaubförderung durch 3 + 1 einstufige Kolbenverdichter mit je 2 doppelwirkenden Zylindern.

Während der Inbetriebnahme wurden starke Schwingungen beobachtet. Der Abriss von Stutzen und Schäden an den Hauptrohrleitungen führten wiederholt zum Ausfall der Anlage (Abbildung 2). Ein Parallelbetrieb der Verdichter war praktisch unmöglich.

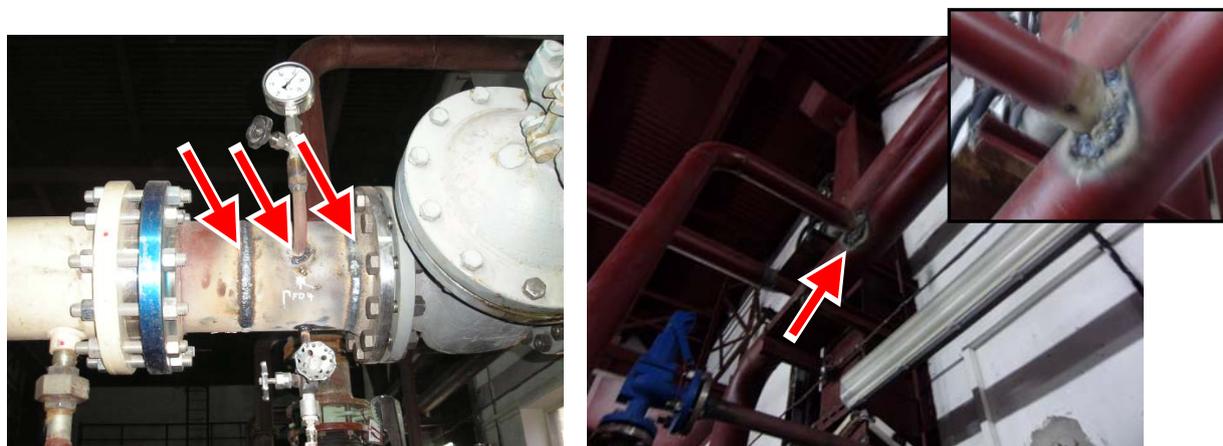


Abbildung 2: Notdürftig instandgesetzte Rohrleitungen.

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 damit beauftragt, kurzfristig eine Messung und Analyse durchzuführen sowie wirksame Minderungsmaßnahmen auszulegen.

Schwingungstechnische Besonderheiten

Aus schwingungstechnischer Sicht besitzt die Anlage einige Besonderheiten, welche bei der Untersuchung berücksichtigt werden müssen.

Rohrleitungshalterung

Die Saugleitung ist von den Zylindern durch Gummikompensatoren entkoppelt worden (Abbildung 3). Ein Aufbau dieser Art resultiert ohne weitere Halterungen zwangsläufig in sehr tief abgestimmten Rohrleitungssegmenten, deren Eigenfrequenzen im Anregungsbereich des Kolbenverdichters liegen können.

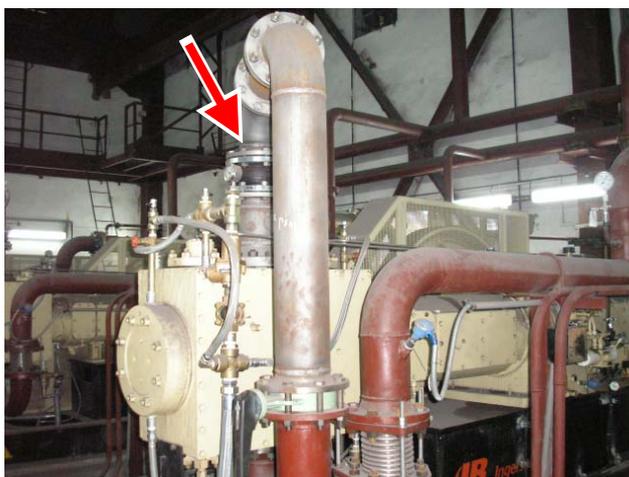


Abbildung 3: Entkopplung von Rohrleitungssystem und Zylinder durch Gummikompensatoren.

Pulsationsdämpfer

In der gemeinsamen Saugleitung etwa 15 m vor den Verdichtern befinden sich 2 Filterbehälter und etwa 25 m stromab der Verdichter sind über einen Abgang 4 großvolumige Speicher mit einer Höhe von jeweils 19 m und einem Durchmesser von etwa 3 m angebunden. Darüber hinaus besitzt diese Anlage keinerlei pulsationsdämpfende Einbauten.

Antrieb

Die Maschinen werden über Riemen durch einen drehzahlfesten E-Motor angetrieben. In Abhängigkeit von der Last und dem Zustand des Riementriebes tritt damit ein variabler Schlupf auf. Dieser führt dazu, dass die Drehzahlen der aktiven Verdichter geringfügig unterschiedlich sind und die Ansaug- und Ausstoßvorgänge dieser Maschinen nicht synchronisiert sind. Meist kann bei technischen Schwingungsvorgängen Linearität angenommen werden und es gilt das Prinzip der Superposition. In der Konsequenz bedeutet dies, dass bei Parallelbetrieb der Verdichter Schwebungserscheinungen auftreten, da sich zeitabhängig die Überlagerung der Druckpulsationen und Strukturanregungen kompensieren bzw. addieren.

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 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 Abhängigkeit der Schwingfrequenz an (Abbildung 4). 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 z. B. Rohrleitungen gegeben ist.

Bei Verwendung dieser Orientierungswerte empfiehlt sich im Zweifel eine konservative Beurteilung. Bei KÖTTER Consulting Engineers (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.

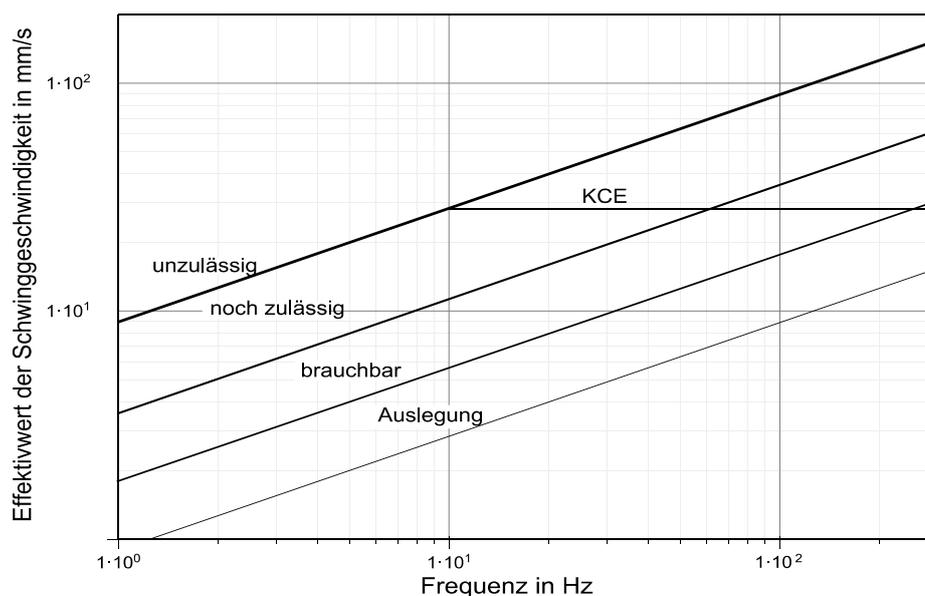


Abbildung 4: Orientierungswerte zulässiger Rohrleitungsschwingungen nach VDI-Richtlinie 3842 und KCE-Erfahrungswert.

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

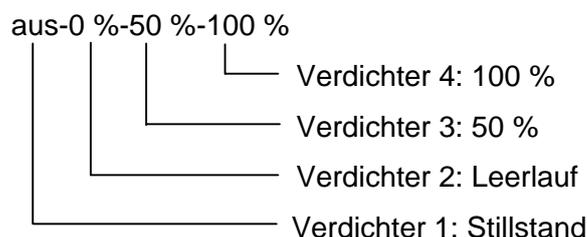
Die obige Beziehung gilt für statische Drücke p_{stat} zwischen 3,5 bar und 200 bar. Für Drücke unterhalb 3,5 bar sind die zulässigen Werte für 3,5 bar maßgebend.

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 wurde ein 24- und ein 8-kanaliges Messsystem eingesetzt. Die Abtastfrequenz lag bei 2.000 Hz je Kanal.

Die komplexe Mengenregelung durch eine Fahrmatrix und die Kombination mit einem Riementrieb machte einen umfangreichen Messplan erforderlich. Die unterschiedlichen Lastzustände der Verdichter sowie die Einzel- und Parallelfahrten wurden nach dem folgenden Schema 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 (Abbildungen 5 und 6). 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.

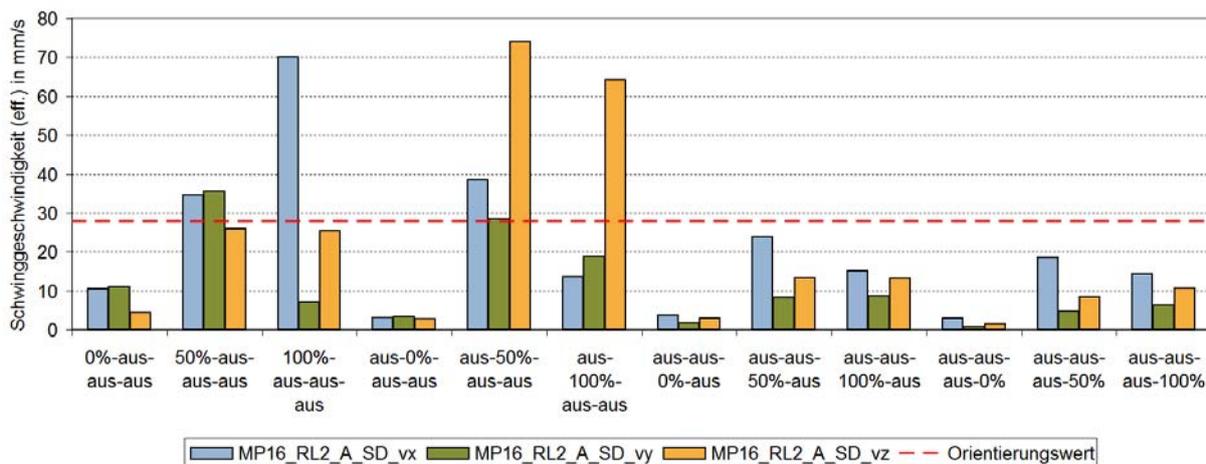


Abbildung 5: Effektive Rohrleitungsschwingungen an der Zuleitung zum Zylinder A.

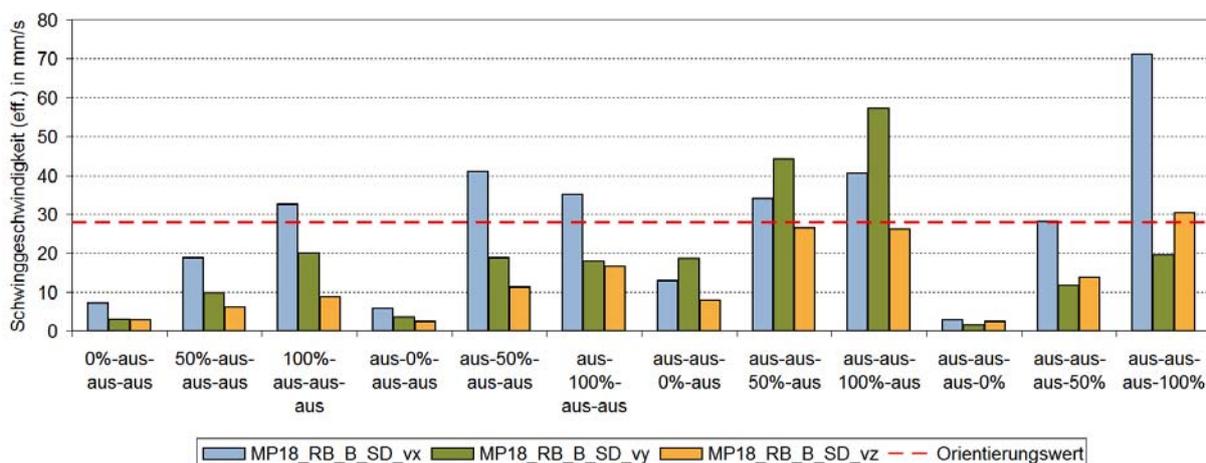


Abbildung 6: Effektive Rohrleitungsschwingungen an der Zuleitung zum Zylinder B.

Auf der Druckseite der Maschinen wurden mit Spitzenwerten von über 200 mm/s (eff.) 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. Verdichter 1 und 4 zeigten ein tendenziell günstigeres Verhalten als Verdichter 2 und 3. Vor allem bei Teilabschaltung der Zylinder wurden die extremen Überschreitungen des KCE-Orientierungswertes von 28 mm/s (eff.) beobachtet.

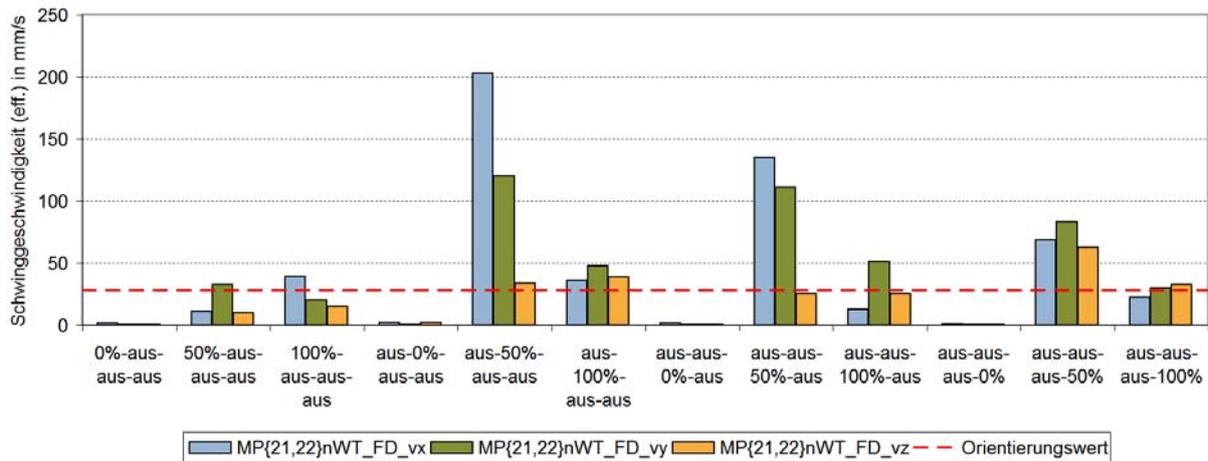


Abbildung 7: Effektive Rohrleitungsschwingungen an den Druckleitungen nach dem Wärmetauscher.

In der Tabelle 1 sind die gemessenen Druckpulsationen an ausgewählten Messpunkten im Bereich der Kompressoren aufgeführt. Alle dargestellten Daten wurden wiederum 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 (hinter der druckseitigen Rückschlagklappe) und MP11_LG_FD (an der Liefergrenze) während des gesamten Messzeitraums unverändert installiert waren.

	Druckpulsationen in mbar (p-p)							
	50%				100%			
	VD 1	VD 2	VD 3	VD 4	VD 1	VD 2	VD 3	VD 4
MP06_VD_A_SD (Saugseite)	825	1470	-	1080	515	460	-	360
MP07_VD_FD (Druckseite)	925	510	-	950	1400	332	-	1140
MP10_nRueck_FD (Druckseite)	430	250	220	260	720	225	140	420
MP11_LG_FD (Druckseite)	360	160	120	180	475	195	125	360

	Druckpulsationen (p-p) in % vom statischen Mitteldruck							
	50%				100%			
	VD 1	VD 2	VD 3	VD 4	VD 1	VD 2	VD 3	VD 4
MP06_VD_A_SD (Saugseite)	12,7	22,6	-	16,6	7,9	7,1	-	5,5
MP07_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

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

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

Analyse

Die Schwingungsanregung des Rohrleitungssystems einer Kolbenverdichteranlage kann unterschiedliche Ursachen haben. Zum einen können die freien Kräfte und Momente des Kurbeltriebs je nach Bauart und Betriebsweise nicht vollständig kompensiert werden und zum anderen werden durch den Ansaug- und Ausstoßvorgang Druckpulsationen in den angeschlossenen Rohrleitungen hervorgerufen. Diese Druckpulsationen werden an Querschnittssprüngen und Rohrbögen in dynamische Kräfte umgesetzt. Darüber hinaus können strömungstechnische Effekte Schwingungen anregen, wenn zum Beispiel an Einbauten periodische Wirbelablösungen entstehen oder an Drosselstellen hochturbulente Strömungsverhältnisse mit einem sehr breiten Anregungsspektrum erzeugt werden. Deutlich erhöhte Rohrleitungsschwingungen sind häufig darauf zurückzuführen, dass eine Anregung bei akustischen Rohrleitungseigenfrequenzen oder aber nahe mechanischer Struktur- oder Rohrleitungseigenfrequenzen vorliegt. Dies sind Frequenzen, bei denen ein dynamisches System Energie konserviert und daher mit geringem Energieaufwand hohe Schwingungsamplituden erreicht werden können.

Auf der Grundlage der Messungen konnten folgende Ursachen für die erhöhten Schwingungen identifiziert werden:

- Sowohl auf der Druckseite als auch auf der Saugseite wurde ein hohes Druckpulsationsniveau festgestellt.
- In einzelnen Abschnitten des Rohrleitungssystems wurden die von den Verdichtern induzierten Druckschwankungen durch akustische Resonanzen des Rohrleitungssystems verstärkt.
- Struktureigenfrequenzen der Rohrleitung führten zu einer Resonanzüberhöhung.

Numerische Untersuchung

Um optimal wirksame Maßnahmen zu Verminderung von Druckpulsationen auszulegen, ist es notwendig, 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 z. B. Rückschlagklappen) werden auf Basis von vorliegenden Fertigungszeichnungen und den Vorgaben des Auftraggebers akustische Ersatzmodelle entwickelt. Des Weiteren wird die Mengenregelung implementiert (Saugventilabhebung: 50 % 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:

- a) Die Expansion / Kompression des Gases im Zylinderraum erfolgt unter Berücksichtigung des Realgasverhaltens quasi isentrop.
- b) 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.

In der Abbildung 8 ist das für die akustische Simulation berücksichtigte saug- und druckseitige Rohrleitungssystem im Endzustand (Zustand mit Minderungsmaßnahmen) dargestellt.

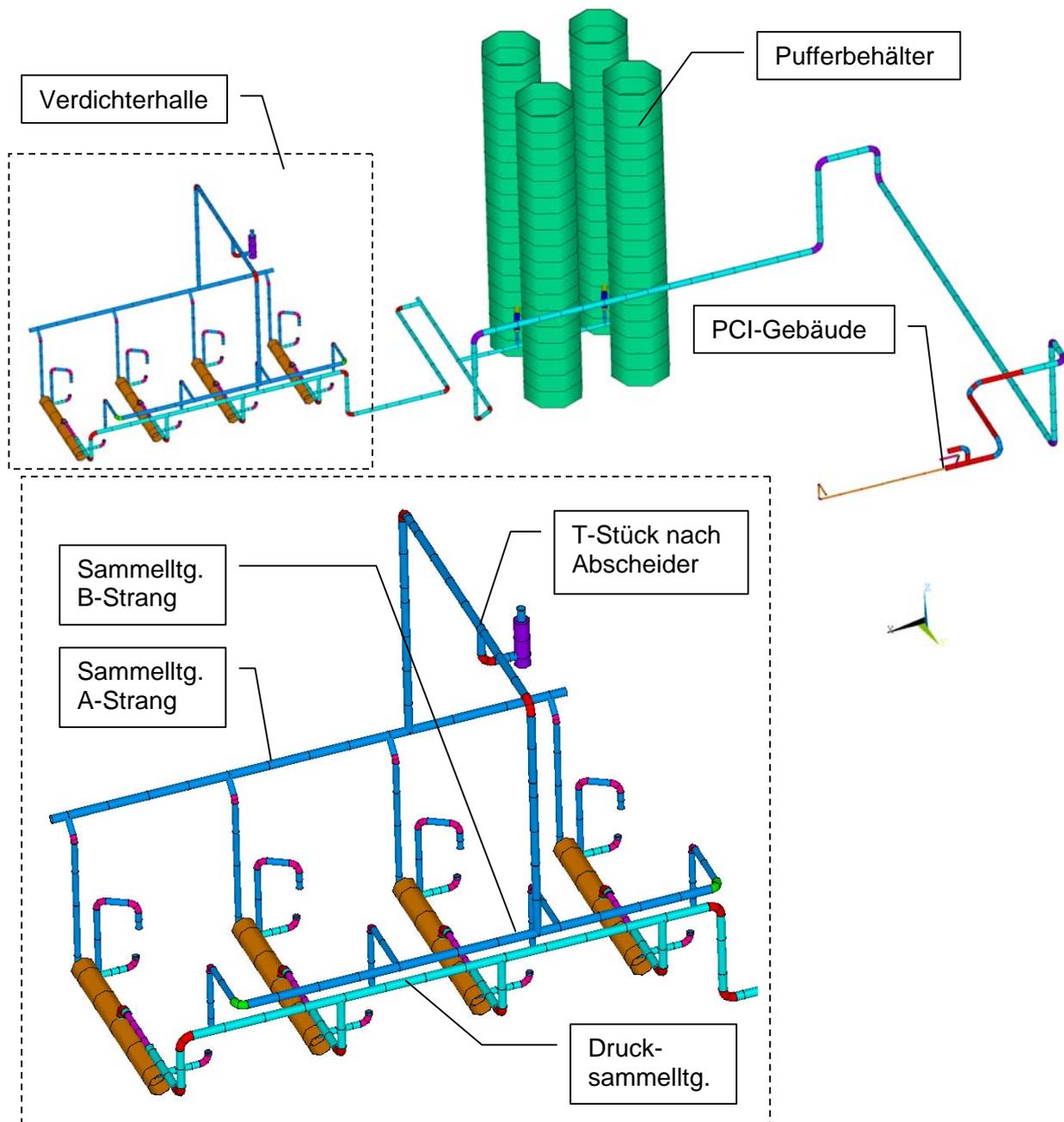


Abbildung 8: Rohrleitungssystem der Saug- und Druckseite im Endzustand.

Validierung des akustischen Modells

Zur Bewertung der Modellgüte werden die berechneten den messtechnisch ermittelten Druckpulsationen gegenübergestellt und ggf. 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 (z. B. defekte Rückschlagventile).

Die Abbildung 9 zeigt beispielhaft die gemessenen und berechneten Druckpulsationen für den Einzelbetrieb des Verdichters 1 bei 100 % 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.

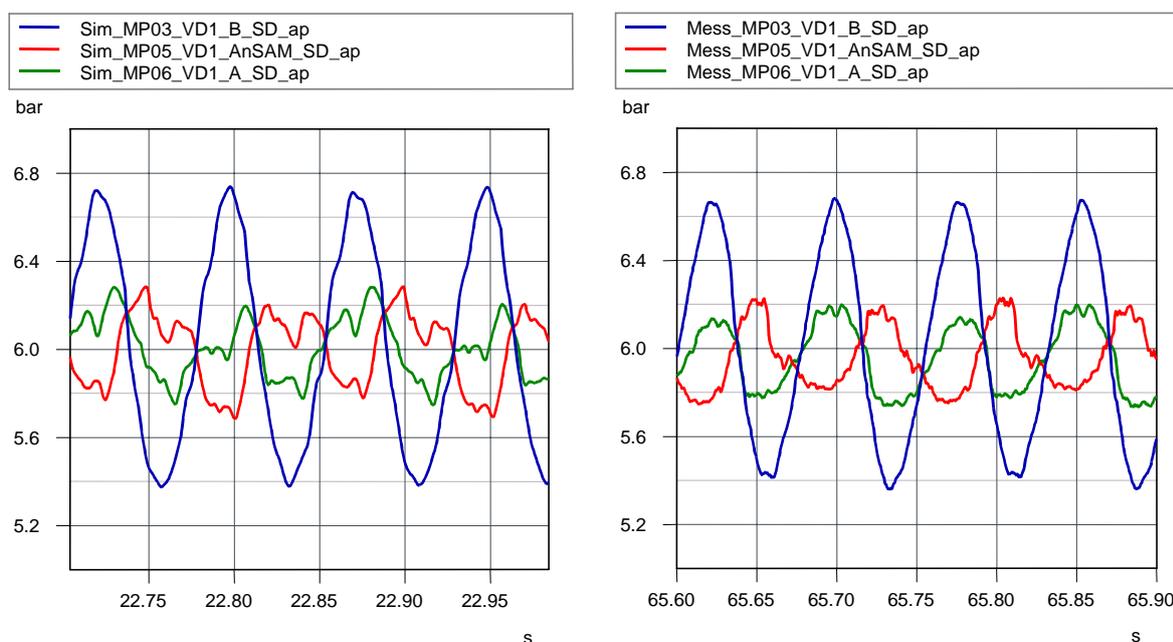


Abbildung 9: Vergleich der berechneten (links) und gemessenen (rechts) Druckpulsationen an verschiedenen Punkten des Rohrleitungssystems.

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. Dies ist darauf zurückzuführen, dass alle Maschinen nahezu drehzahlkonstant betrieben werden. Die Abbildung 10 zeigt beispielhaft die berechnete lokale Verteilung der Druckpulsationen für den Einzelbetrieb des Verdichters 1 im 100 % Lastfall mit und ohne Lochblenden. Auf der Ordinate ist der Rohrleitungsverlauf aufgetragen. Nummern und charakterisierende Klartextbezeichnungen kennzeichnen die Positionen virtueller Druckmesspunkte entlang der Rohrleitung. Auf der Abszisse wird das Frequenzspektrum dargestellt, das an diesen Pulsationsmesspunkten vorliegt. Durch die Farbe wird die Höhe der Pulsationsamplitude abgebildet. Weiß entspricht 0 und rot der maximal vorliegenden Amplitude.

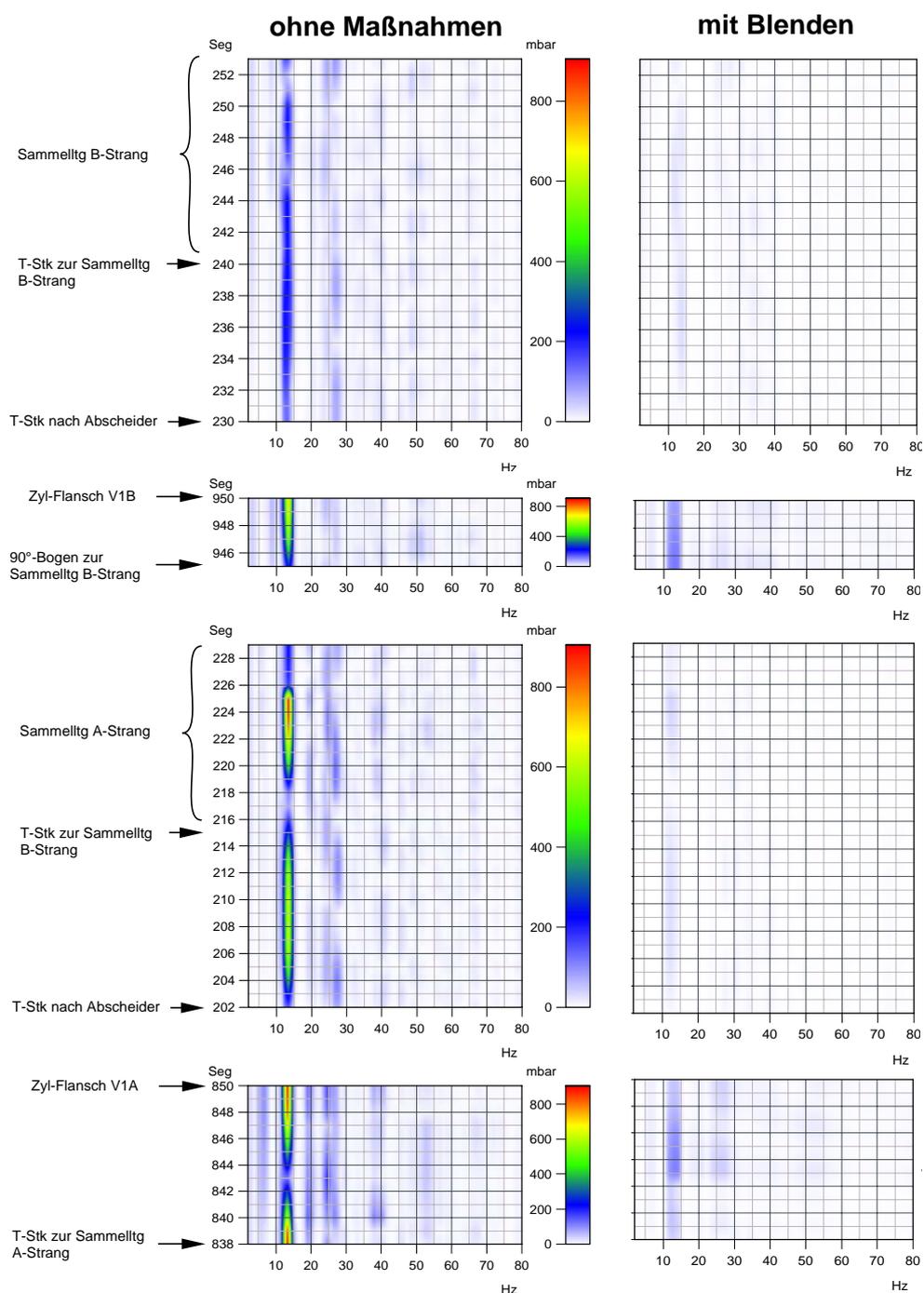


Abbildung 10: Saugseite, lokale Verteilung der Druckpulsationen (vgl. Abbildung 8), Einzelbetrieb Verdichter 1, 100 % Last (links: Ursprungszustand, rechts: mit Lochblenden).

Die folgende Abbildung 11 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.

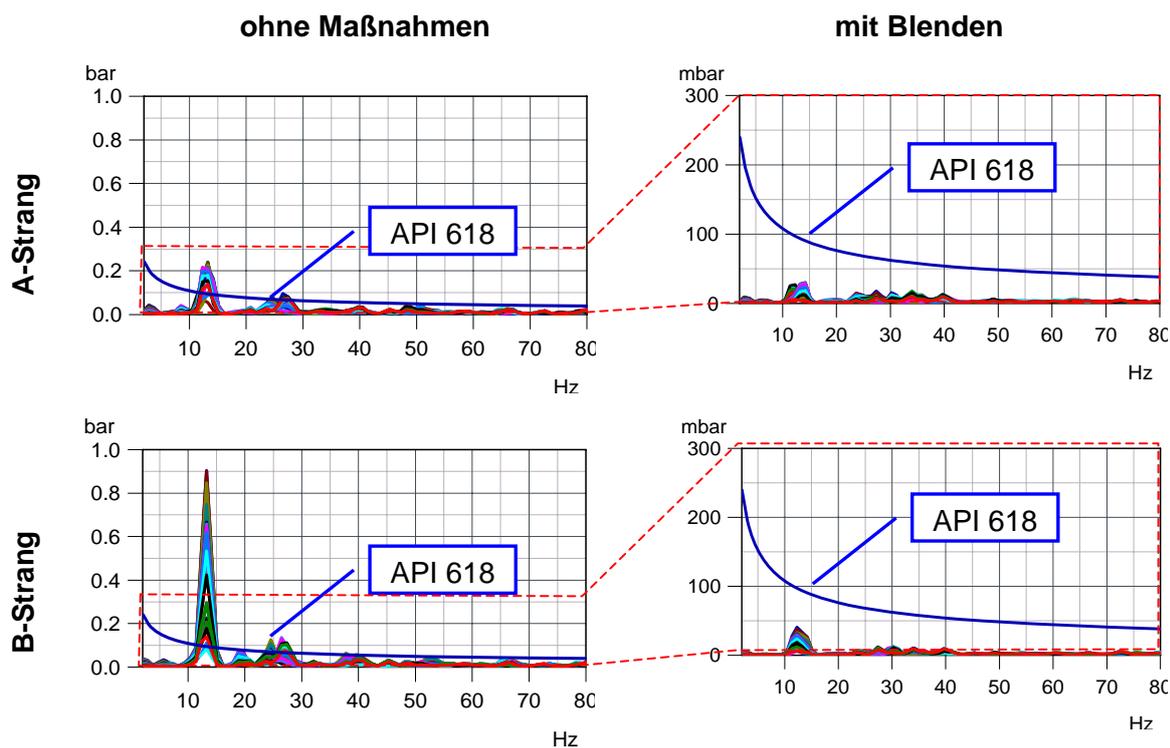


Abbildung 11: Saugseite Druckpulsationen (Peak-Hold), Einzelbetrieb Verdichter 1, 100 % Last, mit und ohne Blenden.

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 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 (Abbildung 12).

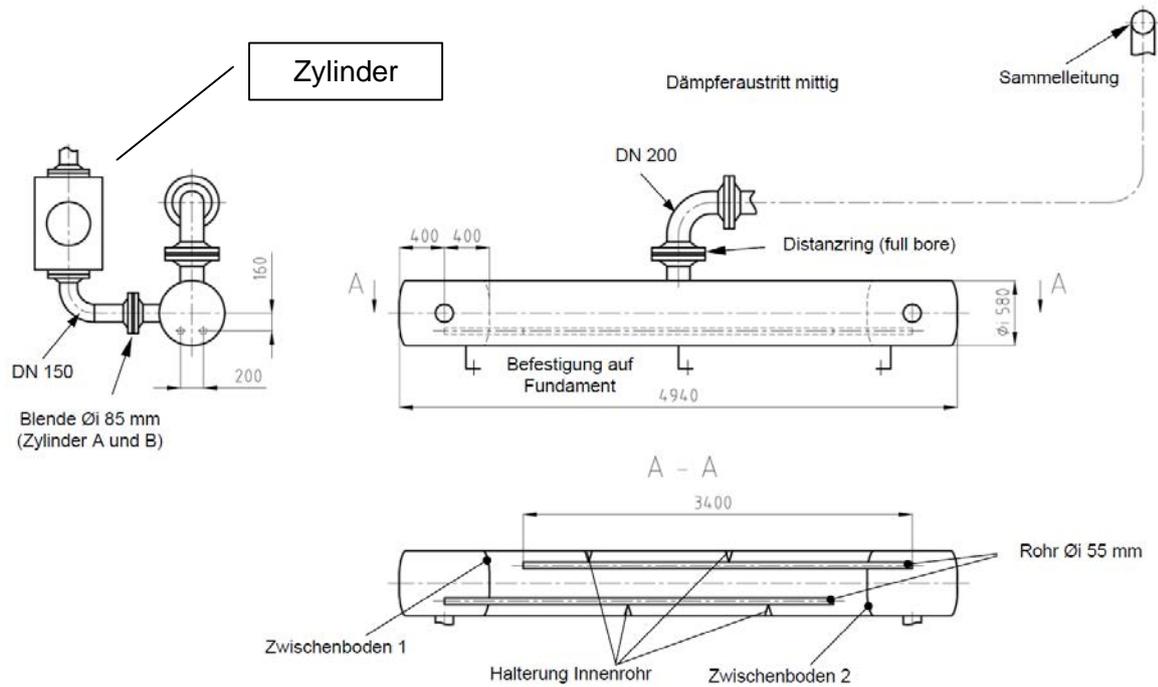


Abbildung 12: Pulsationsdämpfer in Dreikammer-Ausführung.

Durch den Einbau der zusätzlichen Pulsationsdämpfer wurden die Druckpulsationen deutlich reduziert. Die Abbildungen 13 und 14 zeigen beispielhaft die berechneten druckseitigen Pulsationen (Amplitudenspektren) ohne und mit Einsatz dieser Maßnahmen wiederum für den Einzelbetrieb des Verdichters 1 bei 100 % Last sowie den Vergleich mit den Richtwerten des API Standards 618.

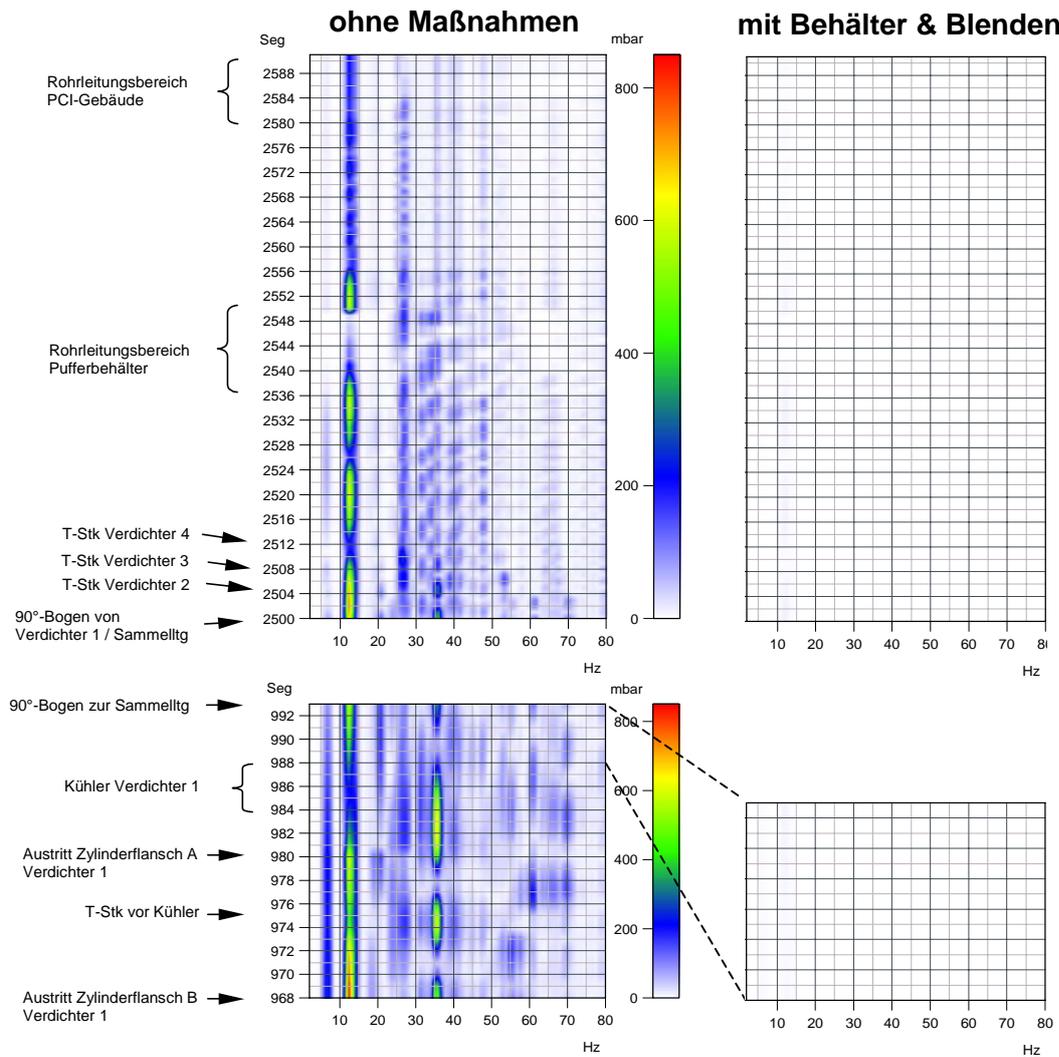


Abbildung 13: Druckseite, lokale Verteilung der Druckpulsationen (vgl. Abbildung 8), Einzelbetrieb Verdichter 1, 100 % Last (links: Ursprungszustand, rechts: mit Pulsationsbehälter und Blenden).

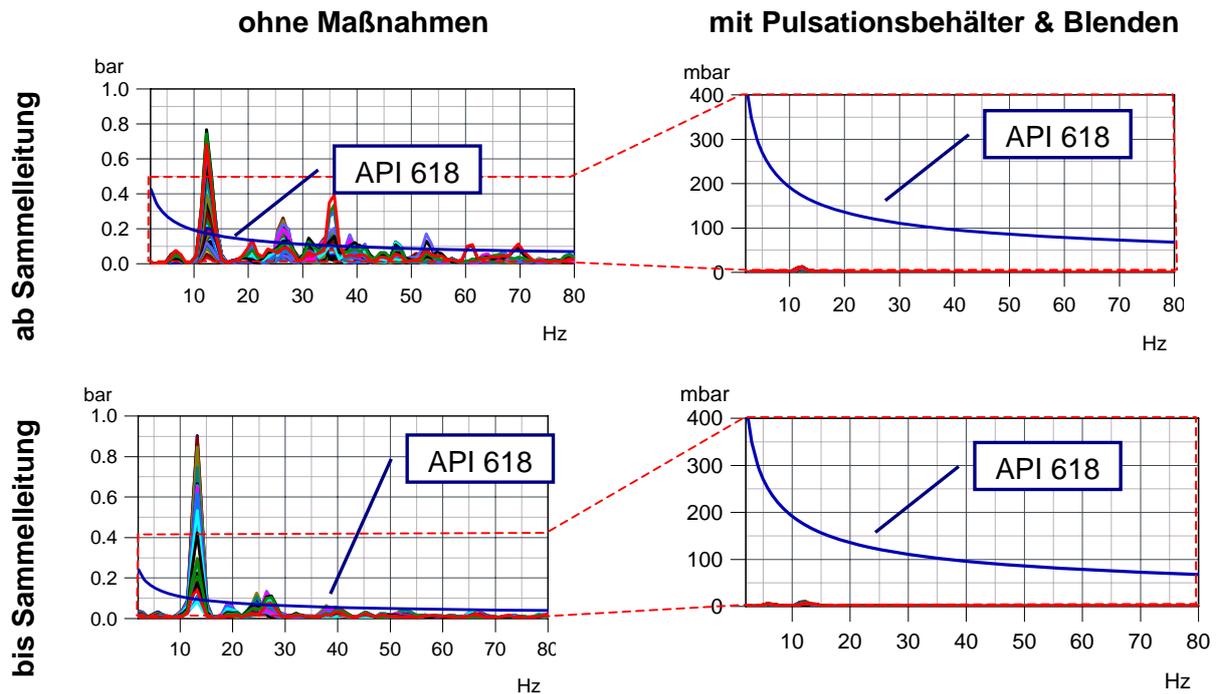


Abbildung 14: Druckseite, Druckpulsationen (Peak-Hold), Einzelbetrieb Verdichter 1, 100 % Last, mit und ohne Pulsationsbehälter sowie Blenden.

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.

Immer wieder kommt es bei der Inbetriebnahme von Neuanlagen zu einem unerwarteten dynamischen Verhalten. Nicht selten wird dadurch der Zeitplan der Inbetriebnahme massiv gefährdet. In diesen Fällen ist eine schnelle und effektive Hilfe erforderlich. Diese kann - wie an diesem Beispiel gezeigt - durch eine Kombination von messtechnischer Untersuchung, Analyse und auf numerischer Simulation basierender Auslegung von Minderungsmaßnahmen geleistet werden.