

SONDERAUSGABE

Thema Kolbenverdichter.



Kolbenverdichter sind die technischen Dinosaurier unter den Arbeitstieren. Einige tragen seit Jahrzehnten

durch ihre Zuverlässigkeit und Wirtschaftlichkeit zum Erfolg von chemischen Anlagen, Raffinerien oder Gasversorgern bei.

Doch aufgrund ihrer Arbeitsweise führen sie immer wieder zu erhöhten Schwingungen, die am Verdichter selbst, aber auch am angeschlossenen Rohrleitungssystem Probleme verursachen können.

So unterschiedlich die Aufgabenstellungen unserer Projekte rund um den Kolbenverdichter waren, so vielfältig waren auch die Ursachen und Lösungen, die wir gefunden haben.

Eine Auswahl unserer Kolbenverdichterprojekte der letzten Jahre haben wir in dieser Ausgabe für Sie zusammengestellt.

Ihr Dr.-Ing. Johann Lenz

Ertüchtigung einer Kolbenverdichteranlage.

In einem Erdgasspeicher in Osteuropa sind in den 70er und 80er Jahren insgesamt fünf Kolbenverdichter installiert worden. Die Maschinen verdichten Erdgas in zwei Stufen von 17 bar auf maximal 140 bar bei einer festen Verdichterdrehzahl von 370 1/min. Zur Steigerung des Wirkungsgrades bei Teillastbetrieb wurde an den Zylindern der 1. Verdichterstufe eine Saugventilregelung nachgerüstet. Seit dieser Zeit werden vom Betriebspersonal deutlich erhöhte Schwingungen beobachtet. Es wurde befürchtet, dass dies zu Schäden an den Verdichtern führen könnte. Daher ist im Rahmen einer messtechnischen Untersuchung die aktuelle Situation und der tatsächliche Grund dieser neu aufgetretenen Schwingungen ermittelt und beurteilt worden.

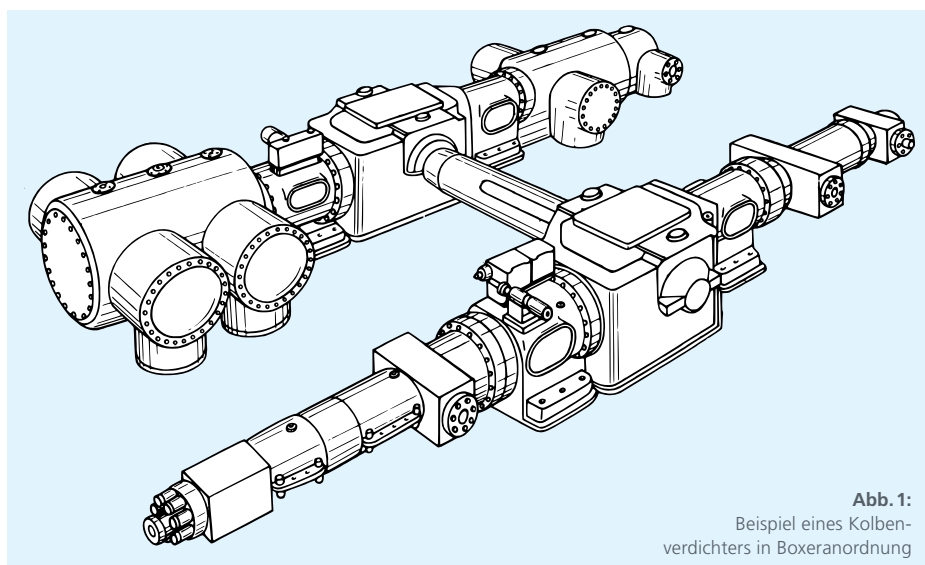


Abb. 1:
Beispiel eines Kolbenverdichters in Boxeranordnung

Inhalt

- Ertüchtigung einer Kolbenverdichteranlage.
- Poster „Schwingungsrichtwerte für Kolbenverdichteranlagen“
- Geräuschprobleme an einer Kolbenverdichteranlage beseitigt.
- Der Sommerfeld-Effekt.
- Wirbelgaszähler und Kolbenverdichter.
- Kostengünstige Minderung von Erschütterungen.
- Optimaler Phasenversatz = 15°!
- Ursachenanalyse zu Fundamentalschwingungen an einem Hyper-Verdichter.
- Fundament beruhigt.

Da das Betriebspersonal ausschließlich von einer Verschlechterung der Schwingungssituation an den Zylindern der ersten Verdichterstufe sprach, wurden insbesondere an den Rohrleitungen und Zylindern dieser Stufe Druck- und Schwingungssensoren installiert. Mit Hilfe dieser Sensoren war es möglich, sowohl die Druckpulsationen in den Rohrleitungen und Zylindern als auch die Schwingungen zeitgleich bei den unterschiedlichen Betriebszuständen zu erfassen. Der Saugdruck der Verdichter wurde während der Messungen ebenso variiert wie der Volumenstrom, so dass ein möglichst vollständiger Überblick über die Schwingungssituation gewonnen wurde.

Die Messergebnisse zeigten, dass offensichtlich die Schwingungssituation an den Zylindern sowohl vom Ansaugdruck als auch vom Volumenstrom beeinflusst wird. So wurden z. B. bei einem Ansaugdruck von 26 bar und 32% Last Schwinggeschwindigkeiten von 15 mm/s RMS gemessen, während bei gleichem Ansaugdruck und geringfügig größerer Belastung von 38% nur 7 mm/s RMS protokolliert wurden.

Bei der Saugventilregelung wird das Saugventil des Zylinders mit Hilfe eines Aktuators so lange offen gehalten, bis genau noch die Menge Gas im Zylinder ist, die

auch komprimiert werden soll (siehe Abb. 2). Im Vergleich zu einer Volumenstromregelung, z. B. durch eine Bypassregelung, hat dieses Verfahren den Vorteil, dass nur das Gas verdichtet wird, welches auch tatsächlich gefördert werden soll, so dass unter energetischen Gesichtspunkten deutliche Vorteile im Teillastbetrieb vorhanden sind. Da mit dieser Methode der zeitliche Druckverlauf im Zylinder beeinflusst wird, ändern sich die Amplituden der Druckpulsationen in dem angeschlossenen Rohrleitungssystem. Dieses kann dazu führen, dass in Abhängigkeit vom Volumenstrom deutlich unterschiedliche Schwingungen an Rohrleitungssystemen und Verdichter gefunden werden.

In dem hier beschriebenen Fall war durch die Volumenstromregelung in bestimmten Lastbereichen eine Vergrößerung der

Schwingungen am Zylinder im Frequenzbereich von 180 Hz bis 190 Hz bewirkt worden. Die zeitgleich gemessenen Druckpulsationen zeigen keine markant erhöhten Amplituden in diesem Frequenzbereich, so dass in diesem Fall eine Strukturresonanz am Zylinder bei ca. 180 Hz bis 190 Hz zu diesen erhöhten Schwingungen führte.

Auch an den anderen Zylindern waren im Wesentlichen Strukturresonanzen für die Schwingungsüberhöhung verantwortlich, allerdings lagen die dominanten Frequenzen hier in einem deutlich niedrigeren und damit für die Strukturbelastung gefährlicheren Bereich. Da der Verstärkungsmechanismus noch während der Messung erkannt wurde, konnte mit einem Provisorium zur Fixierung der Druckrohrleitung am Zylinder, bereits die Auswirkung einer Verschiebung der

Struktureigenfrequenz auf die Schwingungssituation am Zylinder gezeigt werden (Abb. 3).

Als Maßnahme zur Verbesserung der Schwingungssituation wurde daher die Verschiebung der Struktureigenfrequenzen der Zylinder vorgeschlagen. Da darüber hinaus in dem Anlagenpiping Rohrleitungsabschnitte mit deutlich überhöhten Schwinggeschwindigkeiten gefunden wurden, wurden zusätzlich Maßnahmen zur Verringerung der Druckpulsationen in den Rohrleitungen empfohlen.

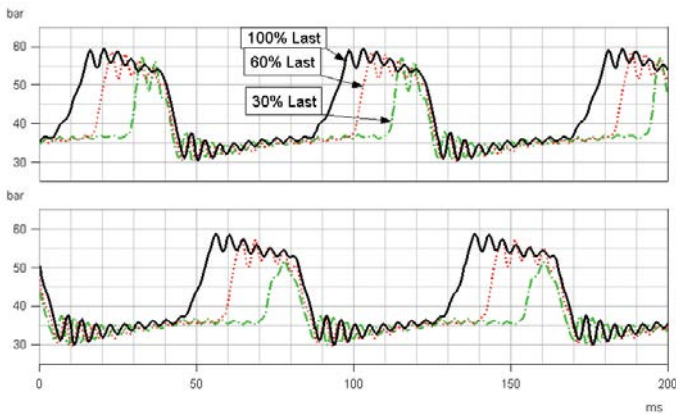
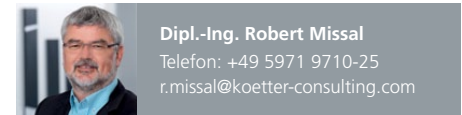


Abb. 2:

Indizierdruckverlauf im deckelseitigen (oberes Diagramm) und kurbelseitigen (unteres Diagramm) Zylinder bei unterschiedlichem Volumenstrom (Last)

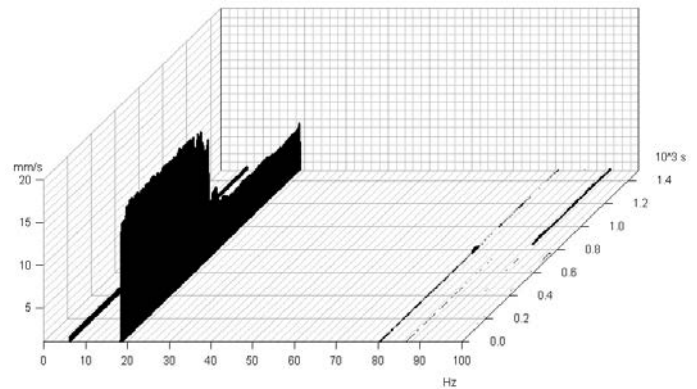


Abb. 3:

FFT-Analysen der Schwinggeschwindigkeiten am Zylinder (ab ca. t = 850 s ist die Druckrohrleitung vor Ort zusätzlich gehaltert worden)



Poster „Schwingungsrichtwerte für Kolbenverdichteranlagen“

Ist alles in Ordnung oder sind Maßnahmen erforderlich? Unser Poster zeigt die empfohlenen Schwingungsrichtwerte für die Hauptkomponenten Ihres Kompressorsystems. Es basiert auf der ISO 10816 Teil 8 und dient als Entscheidungshilfe für die weitere Vorgehensweise bei auftretenden Schwingungen.

Bestellen Sie Ihr eigenes kostenfreies Exemplar und senden Sie eine E-Mail an recips@koetter-consulting.com

Geräuschprobleme an einer Kolbenverdichteranlage beseitigt.

In einer neuen Erdgasverdichterstation wurden drei baugleiche, drehzahlgeregelte, 2-stufige Kolbenkompressoren installiert. Nach der Inbetriebnahme wurden vom Betreiber bei bestimmten Anlagenfahrweisen deutlich wahrnehmbare Geräusche festgestellt. Erste Messungen durch den Betreiber zeigten, dass es sich im Wesentlichen um eine Art Pfeifgeräusch bei einer Frequenz von ca. 1 kHz handelte. Da hierdurch auch außerhalb der Verdichterhallen eine nicht akzeptable Lärmsituation entstanden war, wurde KÖTTER Consulting Engineers mit einer messtechnischen Untersuchung beauftragt. Ziel der Untersuchung war, den genauen Entstehungsort der Geräusche zu lokalisieren und den Anregungsmechanismus aufzudecken. Auf Basis dieser Ergebnisse sollten Maßnahmen zur Verbesserung der Geräuschsituation aufgezeigt werden.

Bei der Messung wurden sowohl die Druckpulsationen und Schwingungen im Rohrleitungssystem der drei Verdichter sowie der Luftschall an unterschiedlichen Positionen innerhalb und außerhalb der Verdichterhallen zeitgleich mit einem mehrkanaligen Messdatenerfassungssystem bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen aufgezeichnet.

Es wurde – unabhängig davon, welcher Verdichter in Betrieb war – ein dominanter Einzelton im Luftschall bei einer Frequenz von ca. 950 Hz festgestellt. Dieser trat ebenfalls in den Druckpulsationen sowie als Körperschall an der Oberfläche der jeweiligen saugseitigen Rohrleitung und am Pulsationsdämpfer der 1. Stufe auf. Des Weiteren zeigte sich, dass die Frequenz – anders als z. B. bei einer periodischen Wirbelablösung an einer Tauchhülse – unabhängig von der Strömungsgeschwindigkeit nahezu konstant blieb. Dieses Verhalten deutete darauf hin, dass es sich um eine Anregung sogenannter akustischer „Quermoden“ handelte.

Im Gegensatz zu Schallwellen, die sich in Richtung der Rohrleitungsachse ausbrei-

ten, bilden sich die als Quermoden bezeichneten akustischen Resonanzen quer zur Strömungsrichtung aus. Die Abbildung 1 zeigt hierzu beispielhaft die Ausbildung der ersten Quermoden mit diagonaler und konzentrischer Knotenlinie. Für höherfrequente Quermoden treten entsprechend weitere Knotenlinien auf.

Außerdem ließen die Körperschallmessungen am Leitungssystem vermuten, dass durch die akustischen Resonanzen auch mechanische Schalenmoden (Eigenformen) der Rohrleitungen und des Pulsationsdämpferbehälters angeregt wurden. Hierdurch war auch die beobachtete starke Schallabstrahlung in die Umgebung zu erklären. Diese Vermutung wurde durch die Ergebnisse der anschließend durchgeführten Berechnungen bestätigt.

Als Quelle für die Anregung der Quermoden wurde eine breitbandige und relativ energiereiche Wirbelablösung an der Lochblende am Eintrittsflansch der saugseitigen Pulsationsdämpfer ermittelt.

Zur Verbesserung der bemängelten Geräuschsituation wurde auf Basis der

patentierten Pulsations-Dämpferplatte nach dem KÖTTER-Prinzip ein speziell auf diesen Anregungsmechanismus und die Frequenz abgestimmter Quermodenbrecher entwickelt und anstelle der ursprünglich montierten herkömmlichen Lochblende eingebaut (siehe Abb. 2).

Hierbei musste besonders darauf geachtet werden, dass dieses neue Bauteil die gleiche pulsationsdämpfende Wirkung wie die bisher eingebaute Lochblende besitzt, gleichzeitig aber die Ausbildung des festgestellten Quermoden an dieser Stelle verhindert.

Nach Einbau des Quermodenbrechers und der Wiederinbetriebnahme der Anlage zeigte sich, dass trotz des variablen Betriebsbereiches keine störenden Geräusche mehr auftreten und der Betreiber die Anlage uneingeschränkt betreiben konnte.



Dipl.-Ing. Martin Westermann
Telefon: +49 5971 9710-53
m.westermann@koetter-consulting.com

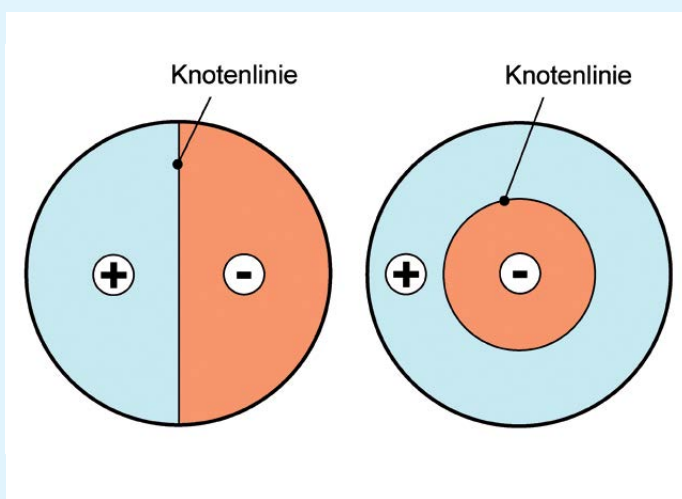


Abb. 1:

Druckverteilung der untersten Quermoden mit diagonaler (links Mode 1/0) und konzentrischer Knotenlinie (rechts Mode 0/1)

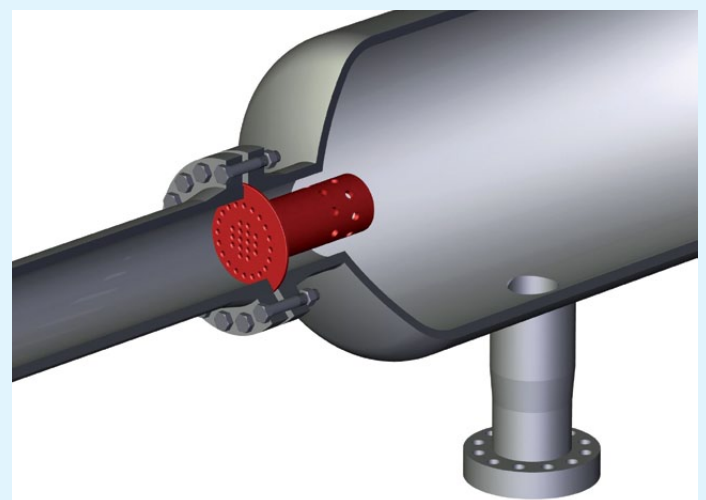


Abb. 2:

Einbauposition des Quermodenbrechers

Der Sommerfeld-Effekt.

Energiesparen durch Schwingungsminimierung

Arnold Sommerfeld (1868-1951) war ein theoretischer Physiker, der vielen Ingenieuren durch seine Arbeiten über Gleitlagerungen bekannt ist (Sommerfeldzahl). Im Jahr 1901 führte Sommerfeld einem erstaunten Fachpublikum ein kleines Experiment vor:

Auf einer biegeweichen Tischplatte montierte er einen Elektromotor mit Unwucht. Diesen Motor konnte er durch einen Spannungsregler in der Drehzahl verfahren. Sommerfeld hatte die Aufstellung so gewählt, dass eine Resonanz im Anregungsbereich der Unwucht vorhanden war. Als nun die Motorspannung kontinuierlich erhöht wurde, konnte man einen besonderen Effekt beobachten (siehe Abbildung 1): Zunächst stiegen Drehzahl und Antriebsleistung mit der Spannung an. Im Bereich der Resonanz verharrte das System in der Drehzahl, während die Antriebsleistung überproportional anstieg. Motor und Platte begannen deutlich zu schwingen. Oberhalb der Resonanzfrequenz schien die Drehzahl sprunghaft auf ein Niveau zu wechseln, wie es ohne Resonanz erwartet werden konnte.

Überträgt man dieses Verhalten auf eine reale technische Maschine, kann man zum einen festhalten, dass der Betrieb in einer Aufstellungsresonanz mit erhöhten mechanischen Schwingungen verbunden

ist. Diese stellen eine Belastung beispielsweise für die Wellenlager dar und führen zu einem erhöhten Verschleiß. Darüber hinaus zeigt dieser Versuch deutlich, dass man das Übel erhöhter Schwingungen auch noch teuer bezahlen muss, da ein Teil der Antriebsleistung nicht in die gewünschte Rotation der Welle überführt wird, sondern der Aufrechterhaltung der Schwingung dient.

Wie deutlich dieser Nutzleistungsverlust ausfallen kann, demonstrierte eindrucksvoll ein aktuelles Projekt an einer Erdgasverdichteranlage: Ein neu errichteter Kolbenverdichter war hier auf einem Fundament aufgestellt worden, bei dem die erste Eigenfrequenz durch den Betrieb des drehzahlfesten Verdichters angeregt wurde. In der Konsequenz der erhöhten Fundamentalschwingungen wurden ganze Gebäude im Umfeld angeregt. Eine kombinierte messtechnisch-theoretische Untersuchung zeigte die Minderungsmöglichkeiten durch eine Fundament-sanierung auf. Nachdem diese abge-

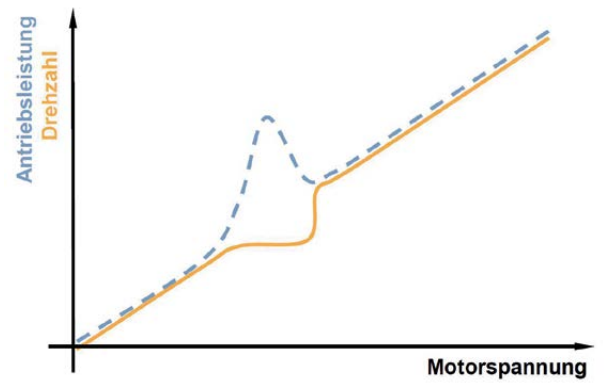


Abb. 1:
Antriebsleistung und Drehzahl eines Motors mit Unwucht in Abhängigkeit der Motorspannung bei Resonanzaufstellung

schlossen war, erfolgte die Bestimmung des Leistungsbedarfs des Motors vor und nach der Sanierungsmaßnahme. Bei einer Nennleistung von ca. 4,2 MW ist hier durch die Optimierung der Aufstellung ein Rückgang der erforderlichen Antriebsleistung von ca. 100 kW festgestellt worden. Auf der Grundlage von 2.000 Volllaststunden und einem angenommenen Strompreis von 150 EURO/MWh liegt der finanzielle Vorteil bei 30.000 EURO in einem Jahr.

Sollten Sie die Schwingungen am Fundament Ihrer Maschine jetzt mit anderen Augen sehen, dann rufen Sie uns gerne an.



Dr.-Ing. Christian Jansen
Telefon: +49 5971 9710-30
c.jansen@koetter-consulting.com

Wirbelgaszähler und Kolbenverdichter.

Mehrere hundert Meter hinter einem neu installierten Kolbenverdichter befindet sich ein Wirbelgaszähler (F50) für die Messung des Volumenstroms und zur Abrechnung der produzierten Wasserstoffmenge. Beim Abnehmer in drei Kilometer Entfernung ist ebenfalls ein Wirbelgaszähler (F70) von gleicher Bauart installiert. Der Vergleich der von beiden Zählern angezeigten Menge, soll zur Leckage-Überwachung der Rohrleitung genutzt werden.



Abb. 1:

Bereits unmittelbar während der Inbetriebnahme des Verdichters zeigten sich ganz erhebliche Abweichungen zwischen beiden Messstellen. Nachdem eine undichte Rohrleitung als Ursache ausgeschlossen werden konnte, wurde eine Veränderung der Einstellungen des Wirbelgaszählers vorgenommen. Hierdurch konnte jedoch die Problematik nicht beseitigt werden. Mit dem Ziel,

die Ursache für die Gasmengendifferenzen zu ermitteln und Abhilfemaßnahmen aufzuzeigen, wurde daher eine messtechnische Untersuchung durchgeführt. Hierbei wurden neben den Pulsationen und Strukturschwingungen zeitgleich auch die Nutzsignale des Wirbelgaszählers F50 für verschiedene Betriebsbedingungen erfasst.

Kostengünstige Minderung von Erschütterungen.

Erschütterungen in der Nachbarschaft einer Verdichterstation erfolgreich reduziert

Beim Betrieb einer Kolbenverdichterstation stellten sich in einem Bürogebäude in der Nachbarschaft erhebliche Erschütterungseinwirkungen ein. Diese waren so stark, dass die Mitarbeiter an den CAD-Arbeitsplätzen im 1. Obergeschoss vor vibrierenden Tischen saßen und störungsfreies Arbeiten unmöglich war.

Im Vorfeld hatte es bereits diverse Untersuchungen mit aufwendigen Lösungsvorschlägen gegeben, deren Umsetzungskosten je zwischen 250.000 und 500.000 € lagen. Vor diesem Hintergrund wünschte sich der Betreiber eine kostengünstige, praktikable Lösung.

Zur Ausgangssituation: Die Verdichterstation besteht aus zwei baugleichen, 2-stufigen, doppelt wirkenden Kolbenverdichtern. Der Antrieb der Kompressoren erfolgt über E-Motoren mit je 1.400 kW Antriebsleistung. Beide Verdichter sind auf einer gemeinsamen Fundamentplatte montiert.

Die Gesamtfördermenge wird durch einen Bypass geregelt. Dazu hat jeder Verdichter ein Regelventil, das die Überschussmenge von der 1. Stufe auf die Saugseite zurückführt. Beide Regelventile sind parallel geschaltet und werden elektropneumatisch angesteuert.

Eine messtechnische Untersuchung der Schwingungen ergab, dass die Erschütterungssituation in der Nachbarschaft von starken Schwankungen mit einer Periodendauer von ca. 12 Minuten geprägt war.

Außerdem zeigte sich eine Beeinflussung der Erschütterungen durch eine Änderung der Belastung der Verdichter. Durch eine Vergrößerung der Belastung änderte sich der Schlupf der Antriebsmotoren und damit die Periodendauer der Schwebungserscheinungen in der Nachbarschaft. Bei einem festen Phasenversatz der beiden Verdichter zueinander ergab sich in der Nachbarschaft ein Minimum der Erschütterungen.

Aufgrund dieser Resultate wurden kurzfristig folgende Maßnahmen konzipiert und umgesetzt:

- Anbringen eines OT-Sensors auf den Schwungrädern der Verdichter
- Protokollierung des Ausgangssignals vom PLS-System als Phasenversatz der beiden Verdichter
- Beim Anstieg des Phasenversatzes über eine definierte obere Reaktionsschwelle zusätzliches Schließen des Bypassventils von Verdichter A um 4 % bei zusätzlicher Öffnung des Bypassventils vom B-Verdichter um 4 %
- Als Reaktion darauf ändert sich durch die unterschiedliche Belastung der Verdichter der Trend des Phasenversatzes
- Bei Erreichen einer definierten unteren Reaktionsschwelle Verstellen der Regelventile in die entgegengesetzte Richtung

Die Messung nach Installation bestätigte den Erfolg der Maßnahme, denn die ermittelten Schwingungsgeschwindigkeiten lagen deutlich unter den geforderten Werten – bei uneingeschränkter Verfügbarkeit und Leistung sowie bei Kosten weiter unter 50.000 €.



Dipl.-Ing. Robert Missal

Telefon: +49 5971 9710-25
r.missal@koetter-consulting.com

Es zeigt sich, dass – trotz des beachtlichen Abstandes von mehreren hundert Metern – die vom Kolbenverdichter angeregten Pulsationen für die Gleichlaufabweichung verantwortlich waren. Zur Verifikation dieser Aussage wurde in einem Versuch eine Handarmatur zwischen Verdichter und Wirbelgaszähler F50 kurzfristig angedrosselt. Durch diese zusätzliche akustische Dämpfung konnte der Gleichlauf beider Zähler bereits während der Untersuchung deutlich verbessert werden (s. Abb. 1, zwischen 15:30 Uhr und 15:50 Uhr).

Die Handarmatur wurde daraufhin durch ein Regelventil (Differenzdruck ca. 200 mbar) ersetzt, wodurch die Abweichung zwischen den Zählern von über 40 % auf ca. 7% reduziert werden konnte. Mit der Zielsetzung, den pulsationsbedingten Messfehler auf 1% zu reduzieren, wird daraufhin ein speziell auf die Situation abgestimmter Helmholtz-Resonator erfolgreich in Betrieb genommen (s. Abb. 2).



Dipl.-Ing. Franz-Josef Düttmann

Telefon: +49 5971 9710-26
fj.duettmann@koetter-consulting.com



Abb. 2:
Installierter Helmholtz-Resonator zur Reduktion des pulsationsbedingten Messfehlers.

Optimaler Phasenversatz = 15°!

Ausgefeilte Pulsationsstudie für Hyperkompressoren

In einer Anlage zur Herstellung von Polyethylen wurden zwei Hyperkompressoren (2-stufig, 8 Zylinder, 5 MW Synchronmotor pro Verdichter) mit einem Enddruck von 2.250 bar parallel betrieben. Aus Verfahrensgründen sollte der Enddruck auf 2.400 bar angehoben werden. Hierzu war es erforderlich, ein Auslösen der Sicherheitsbetriebsventile (SBV) infolge der pulsationsbedingten Druckspitzen zu verhindern und kritische Verdichter- und Rohrleitungsschwingungen infolge veränderter Pulsationskräfte zu unterbinden.

Diese Aufgabe wurde an KÖTTER Consulting Engineers übertragen, die – gemeinsam mit dem Betreiber – eine gezielte Bearbeitung in zwei Phasen realisierten.

In Phase I wurden die tatsächlich vorhandenen Druckpulsationen und Schwingungen der Anlage für die aktuelle Situation von 2.250 bar Enddruck messtechnisch erfasst. Für die Druckmessungen wurden hierzu die fest installierten Drucktransmitter des Prozessleitsystems benutzt, so dass keine aufwendigen Messvorbereitungen in der Anlage erforderlich waren. In Kenntnis der physikalischen Zusammenhänge wurde in Phase II eine Pulsationsstudie durchgeführt. Hierbei wurde das numerische Modell im ersten Schritt durch die Messdaten aus Phase I verifiziert. Anschließend wurde das abgestimmte Modell zur Berechnung der Pulsationen für die Situation mit angehobenem Enddruck

sowie zur Auslegung von Minderungsmaßnahmen benutzt.

Ein Ausschnitt der 2. Stufe sowie der berechneten und gemessenen Druckpulsationen in diesem Abschnitt ist in den Abbildungen 1 und 2 dargestellt. Die beiden Verdichter haben in dieser Situation eine feste Phasenbeziehung (Synchronmotoren), die sich zufällig beim Anfahren der Anlage ergeben hatte (Abb. 3). Insgesamt zeigen sich erhebliche Pulsationen, die durch die Berechnung gut abgebildet werden.

Zur Reduktion der pulsationsbedingten Druckspitzen wurde untersucht, inwiefern sich die Pulsationen durch eine veränderte Phasenbeziehung der beiden Verdichter in der Situation mit angehobenem Enddruck minimieren lassen. Als optimal ergab sich ein konstanter Phasenversatz von $\varphi = 15^\circ$.

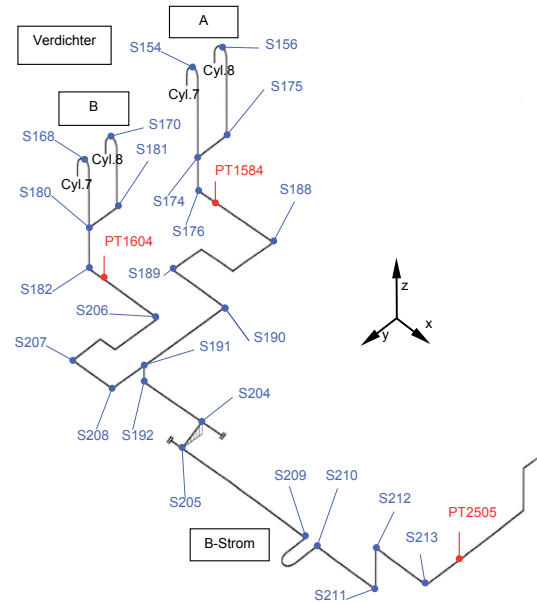


Abb. 1: Skizze eines Ausschnitts der Enddruckseite der beiden Hyperverdichter und der Lage der Messpunkte

Ein Auslösen der Sicherheitsbetriebsventile war bei dieser Phasenbeziehung rechnerisch nicht mehr zu befürchten, so dass zusammen mit dem Betreiber die Umsetzung dieser Maßnahme entschieden wurde. Des Weiteren wurden auf Basis der Messungen und begleitender Strömungs- und Struktursimulationen Maßnahmen zur Minderung der Strukturschwingungen vorgeschlagen und realisiert.

Bereits während der erneuten Inbetriebnahme stellte der Betreiber ein deutlich ruhigeres Laufverhalten der gesamten Anlage fest. Der angestrebte Enddruck konnte im Weiteren ohne Auslösen der SBV und ohne Schwingungsprobleme eingestellt werden. Zusätzlich bestätigte eine abschließende Messung die gute Wirkung der Maßnahmen (siehe Abb. 2). Zwei Verdichter im Einklang sind eben manchmal besser als einer.

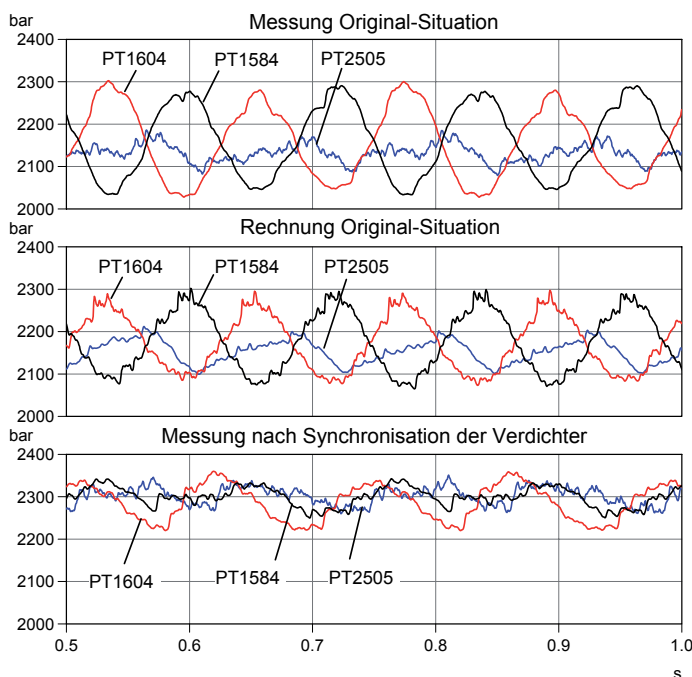


Abb. 2: Druckpulsationen vor und nach Umsetzung der Synchronisation der beiden Verdichter

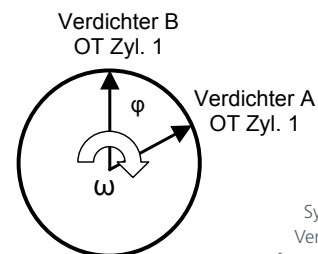


Abb. 3: Synchronisation der Verdichter mit einem festen Phasenwinkel φ .



M.Sc. Patrick Tetenborg
Telefon: +49 5971 9710-46
p.tetenborg@koetter-consulting.com

Ursachenanalyse zu Fundamentalschwingungen an einem Hyper-Verdichter.

Beim ersten mechanischen Probelauf eines Hyper-Verdichters in einer LDPE-Anlage in Asien wurden übererhöhte Schwingungen am Maschinenfundament festgestellt. Der Kolbenkompressor mit einer Leistung von ca. 20 MW soll Ethylen von 250 bar auf einen Enddruck von 2800 bar in zwei Stufen verdichten. Zur Ursachenanalyse wurde durch KÖTTER Consulting Engineers (KCE) eine umfangreiche messtechnische Untersuchung vor Ort durchgeführt. Das Ziel war zunächst eine detaillierte Vermessung der Bewegungen des Kompressorfundamentes während eines weiteren mechanischen Probelaufs des Kompressors.

Die Fundamentalschwingungen, d. h. die Schwinggeschwindigkeiten, wurden an zahlreichen ausgewählten Positionen zeitgleich mit einem Mehrkanalmesssystem erfasst. Um Schwachstellen der gesamten Fundamentierung, die aus einer Pfahlgründung, der Pfahlkopfplatte, Betontisch und der Verbindung Betontisch-Fundament besteht, aufdecken zu können, wurden auch zwei Messpunkte auf der Pfahlkopfplatte ca. 2 m unter Flur appliziert. Darüber hinaus wurden die Maschinenschwingungen von Kompressor und elektrischem Antrieb an unterschiedlichen Positionen gemessen.

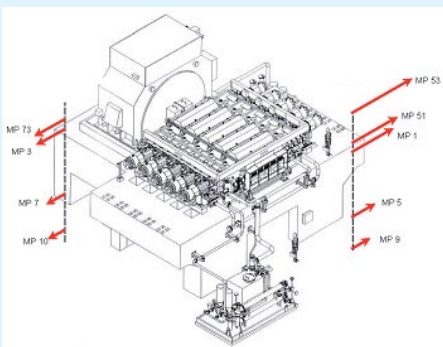


Abb. 1: Relative Auslenkungen (Betrag) in y-Richtung über der Höhe aufgetragen, alle Bewegungen sind gleichphasig, Pfeilsprung entspricht nicht der physikalischen Messposition.

Die höchsten Schwinggeschwindigkeiten auf dem Fundament wurden in horizontaler y-Richtung an MP1 mit 4,6 mm/s bei 3,3 Hz festgestellt. Die Frequenz entspricht der Drehzahl des Verdichters von 200 1/min. Die Messergebnisse zeigten, dass das gesamte Fundament mit der Pfahlkopfplatte sich wie ein Starrkörper verhielt und eine Kippbewegung vollführte (Abb. 1). Das bedeutete, dass die Gründung des Kompressorfundamentes keinen ausreichenden Widerstand gegen die

freien Kräfte und Momente des Kompressorkurbeltriebs leisten konnte.

Für die Erarbeitung von Lösungen zur Ertüchtigung des Fundamentes wurde unter anderem durch KCE eine Berechnungsstudie durchgeführt. Hierbei wurde die gesamte Aufstellung inklusive der Pfahlgründung in einem 3D-FEM-Modell abgebildet. Die Ergebnisse zeigten, dass das zulässige Schwingungsniveau am Fundament nur mit aufwändigen Tiefbaumaßnahmen erreicht werden konnte. Tatsächlich wurde jedoch eine Bodenverbesserung durch eine sogenannte Low-Pressure Bodeninjektion (Einpressen von Betonflüssigkeit in den Untergrund) vorgenommen, die nach einem erneuten Probelauf zwar eine Verringerung der Fundamentalschwingungen zeigte, jedoch erwartungsgemäß nicht das angestrebte Niveau erreichte.

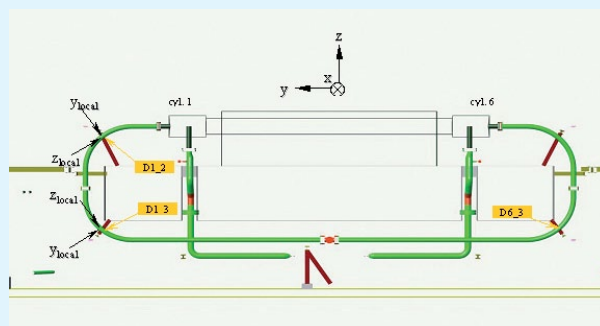


Abb. 2: Messpositionen am verdichternahen Rohrleitungssystem des Sekundärkompressors, Schnittzeichnung durch Maschine und Fundament in der y/z-Ebene, Leitungen der 1. Stufe Zylinder 1 und 6.

Daraufhin wurde unter anderem vereinbart, dass der Schwingungszustand des Hyper-Verdichters kontinuierlich überwacht wird. Zusätzlich wurden während der weiteren Inbetriebnahmephase der Anlage durch KCE detaillierte Schwingungsmessungen vorgenommen, die nicht nur zur Kontrolle und Überwachung der Fundament- und Maschinenschwingungen sondern auch der Rohrleitungs-

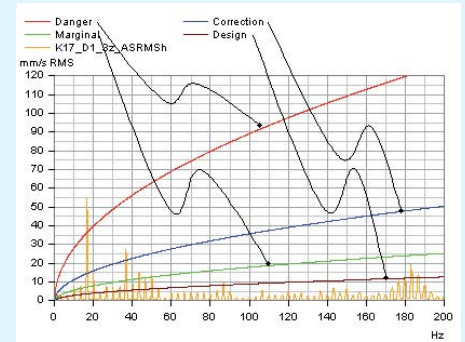


Abb. 3: Peak-Hold-Spektrum der in z-Richtung gemessenen Schwinggeschwindigkeit an Messposition D1_3 während des Ethylen-Startup der Anlage, frequenzabhängige Orientierungswerte nach VDI Richtlinie 3842.

schwingungen des saug- und druckseitigen Leitungssystems des zweistufigen Hyper-Verdichters dienen (Abb. 2).

Wie befürchtet traten am Rohrleitungssystem lokal Überschreitungen der frequenzabhängigen Orientierungswerte für zulässige Schwinggeschwindigkeiten nach VDI 3842 auf. Dies betraf vor allem die druckseitigen Rohrleitungen der ersten Stufe, s. Beispiel in Abb. 3. Hier wurden zum Teil Sofortmaßnahmen getroffen wie z.B. das Einsetzen von provisorischen Abstützungen, Holzkeilen etc., die später

durch entsprechende Stahlkonstruktionen ersetzt wurden (Abb. 4).

Für den Dauerbetrieb der Anlage wurde aufgrund des nicht bekannten Langzeitverhaltens der Bodeninjektion unter anderem empfohlen, die Fundament-,

Maschinen- und Rohrleitungsschwingungen an ausgewählten Stellen kontinuierlich zu überwachen. Etwa einem Jahr nach der Inbetriebnahme wurden zur Kontrolle nochmals detaillierte Schwingungsmessungen in der Anlage durchgeführt. Die Fundamentalschwingungen zeigten ein unverändertes Niveau.

Insgesamt läuft die Anlage nun seit Jahren zuverlässig. Der Fall zeigt, dass mit einem entsprechenden Konzept und Know-How in Einzelfällen Schwingungen z.B. wie hier am Fundament, die ein bestimmtes Richtwertniveau in gewissen Grenzen überschreiten, für den Dauerbetrieb toleriert werden können.

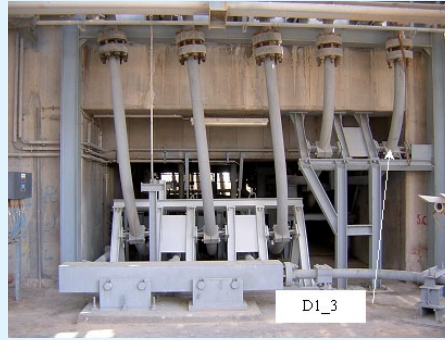


Abb. 4:
Messpunkt D1_3 mit Modifikation der Abstützung.



Dr.-Ing. Jan Steinhausen
Telefon: +49 5971 9710-64
j.steinhausen@koetter-consulting.com

Online-Bibliothek.

Mehr Projektbeispiele, Fachartikel und Vorträge zu diesen und anderen Themen finden Sie in unserer Bibliothek unter

www.koetter-consulting.com/bibliothek

Fundament beruhigt.

Zur Erweiterung eines Erdgasspeichers wurde neben den bestehenden Kolbenverdichtern eine neue Turboverdichteranlage installiert. Um die in das Fundament eingeleiteten dynamischen Kräfte zu reduzieren, war der Turboverdichter auf ein elastisches Fundament mit Stahlfederelement aufgestellt.

Bevor die neue Anlage in Betrieb genommen wurde, traten beim Einzelbetrieb der benachbarten Kolbenverdichter jedoch schon Fundamentalschwingungen am Turboverdichter auf. Eine durchgeführte schwingungstechnische Untersuchung ergab, dass Schwingungen durch den Betrieb der Kolbenverdichter (aufgrund der niedrigeren Fundamenteigenfrequenzen) auf das Fundament des Turboverdichters übertragen werden. Als Minderungsmaßnahme wurde vorgeschlagen, die vorhandenen Federelemente mit zusätzlicher viskoser Dämpfung

auszustatten. Die Auslegung der Dämpfer wurde durch eine strukturdynamische Berechnung durchgeführt. Nach Umbau der Maßnahme wurde eine überprüfende Messung am Fundament bei verschiedenen Drehzahlen des benachbarten Kolbenverdichters vorgenommen. Es zeigte sich, dass keinerlei Resonanz erhöhungen mehr festzustellen waren (siehe Abb. 1) und die Anlage auch bei Parallelbetrieb des Turboverdichters ohne schwingungstechnische Probleme übergeben werden konnte.

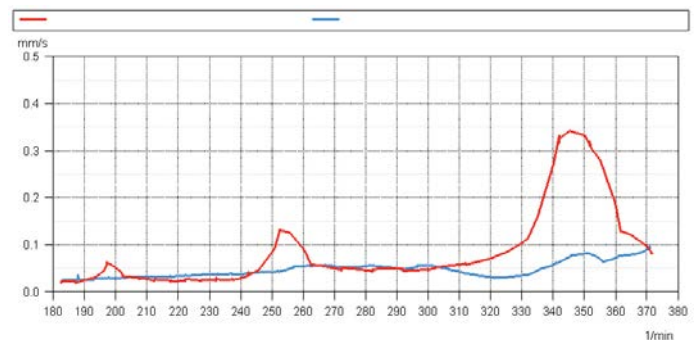
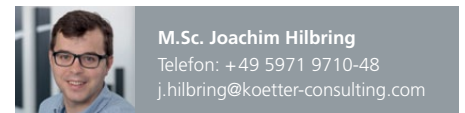


Abb. 1:
Vertikale, effektive Schwinggeschwindigkeiten an den Fundamentmesspunkten vor und nach Einbringung der zusätzlichen Dämpfung.



M.Sc. Joachim Hilbring
Telefon: +49 5971 9710-48
j.hilbring@koetter-consulting.com