

9. Workshop Kolbenverdichter

26. / 27. Oktober 2005

Vortrag 15

Synchronisation von Hyperverdichtern

Dr.-Ing. Andreas Brümmer

KÖTTER Consulting Engineers

Synchronisation von Hyperverdichtern

Dr.-Ing. Brümmer, Andreas

KÖTTER Consulting Engineers, Rheine, Deutschland

Zusammenfassung

In einer LDPE-Anlage arbeiten zwei Höchstdruckverdichter parallel. Zur Veränderung der Produkteigenschaften wurde geplant, auf der Druckseite der Kompressoren den statischen Druck auf 2.400 bar zu erhöhen. Durch geeignete Maßnahmen musste verhindert werden, dass beim künftigen Betrieb die Sicherheitsventile durch Druckspitzen aufgrund von Pulsationen ausgelöst werden. Außerdem musste ein aus schwingungstechnischer Sicht sicherer und zuverlässiger Anlagenbetrieb gewährleistet werden. Die Durchführung erfolgte mit Hilfe einer Pulsationsstudie in Verbindung mit Druck- und Rohrleitungsschwingungsmessungen. Es zeigte sich, dass das pulsationsbedingte Auslösen der Sicherheitsventile am günstigsten durch eine Synchronisation der beiden Kompressoren vermieden werden konnte. Außerdem wurden starke Rohrleitungsschwingungen durch den Einbau von Blenden und neuen Rohrhalterungen beseitigt. Schließlich wurde der Enddruck nach Durchführung der Maßnahmen auf 2.400 bar erhöht, ohne dass irgendwelche Pulsations- oder Schwingungsprobleme auftraten.

1 Einführung

Für die Herstellung von Polyäthylen (LDPE) werden in einer Anlage zwei 2-stufige 4-kurbelige Höchstdruckkolbenverdichter (Hyperverdichter) verwendet, die in einem Parallelbetrieb derzeit einen mittleren Reaktordruck (Ausgangsdruck der 2. Stufe) von 2.250 bar erzeugen. Zur Veränderung der Produkteigenschaften ist der mittlere Reaktordruck der Anlage auf 2.400 bar zu erhöhen. Dieser erhöhte Förderdruck übersteigt nicht den ursprünglichen Auslegungsbereich der Anlage. Deshalb sind keine grundsätzlichen Umbaumaßnahmen für die Kompressoren und das Rohrleitungssystem geplant.

Aufgrund vorangegangener Untersuchungen und nach den Erfahrungen des Betreibers ist allerdings bekannt, dass die Maximaldrücke im Rohrleitungssystem zeitweise erheblich über dem mittleren statischen Druck liegen. Ursächlich hierfür sind die von den Hubkolbenverdichtern angeregten Pulsationen. Liegen Spitzen des Momentandrucks oberhalb des Ansprechdrucks der Sicherheitsventile, so erfolgt ein Abblasvorgang mit unverzüglicher Abschaltung der Anlage.

Primäres Ziel der im Folgenden vorgestellten Pulsationsstudie ist deshalb die Auslegung von Maßnahmen, um die maximalen Druckspitzen der 2. Stufe auf einen Wert unter 2.500 bar zu mindern. Hierzu sind zwei Vorgehensweisen zu prüfen: Eine Möglichkeit besteht in einer Synchronisation beider Kompressoren (feste Phasenbeziehung). Die andere Möglichkeit besteht im Einbau von Pulsationsdämpfern (z. B. $\lambda/4$ -Resonatoren). Das sekundäre Ziel der Pulsationsstudie liegt darin, einen schwingungstechnisch sicheren und zuverlässigen Anlagenbetrieb für den geplanten Förderdruck sicherzustellen. Dazu sind wirksame Maßnahmen auszulegen und vorzuschlagen.

2 Generelle Vorgehensweise

Die Bearbeitung des Projekts erfolgt in zwei Phasen.

In Phase I erfolgt eine schwingungsmesstechnische Bestandsaufnahme der Anlage im Bereich der Höchstdruckverdichter, und zwar von der Saugseite der 1. Stufe über die Zwischenstufe zur Druckseite der 2. Stufe und bis zum Eingang des Reaktors. Hierbei werden die Druckpulsationen beider Kompressoren an verschiedenen Stellen synchron mit den Rohrleitungsschwingungen und den Signalen des oberen Totpunkts des 8. Zylinders jedes Kompressors registriert. Die Messungen erfolgen bei konstantem Betrieb der Anlage. Um festzustellen, welchen Einfluss der mittlere statische Druck auf die Pulsationen und Schwingungen ausübt, wurde der Enddruck kurzzeitig um ca. 150 bar abgesenkt und wieder angehoben. Die Messwerte werden im Hinblick auf auffällige Schwingungen analysiert und mit den zulässigen Richtwerten verglichen.

In Phase II werden die beiden Kompressoren sowie das Rohrleitungssystem vom saugseitigen Pulsationsdämpfer der 1. Stufe bis zum Reaktor digitalisiert. Danach wird die instationäre, viskose, kompressible Strömung in diesem Anlagenbereich numerisch berechnet. Die Ergebnisse werden mit den Messungen verglichen und das numerische

Modell sowie die akustischen Randbedingungen im Reaktor werden entsprechend angepasst.

Mit dem überprüften und verifizierten Berechnungsmodell wird die hinsichtlich minimaler Pulsationen optimale Phasenbeziehung zwischen beiden Kompressoren für den erhöhten Enddruck von 2.400 bar berechnet. Des Weiteren werden verschiedene Pulsationsdämpfer simuliert und deren Wirkungen untereinander verglichen. Anhand der Veränderungen in den Pulsationen - und damit auch in den anregenden Kräften - werden die Veränderungen in den Rohrleitungsschwingungen prognostiziert. Bei erwarteten kritischen Rohrleitungsschwingungen werden wirksame Maßnahmen ausgelegt.

3 Beurteilungsgrundlagen und Richtwerte

Als erste Orientierungswerte für die Beurteilung stationärer Biegeschwingungen von Rohrleitungen dienen die in Bild 1 gezeigten Werte [1], die auch in die VDI Richtlinie 3842 [2] aufgenommen wurden. Hierbei handelt es sich um Erfahrungswerte, die statistisch über einen Zeitraum von mehr als 25 Jahren aus Messungen an Rohrleitungen bestimmt wurden, deren Geometrien und Halterungsabstände den in der petrochemischen Industrie üblichen Maßen entsprachen. Sie eignen sich nicht zur Beurteilung von Schalenschwingungen, Kurzzeitschwingungen oder Schwingungen von kurzen Leitungsbauten (z.B. Messstutzen).

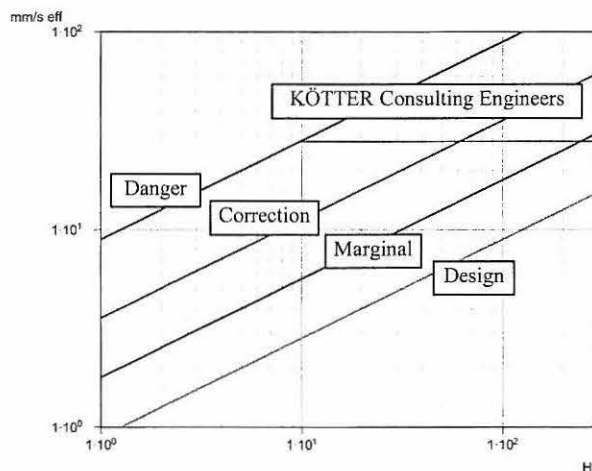


Abbildung 1: Orientierungswerte für zulässige Rohrleitungsschwingungen

Liegen die ermittelten Schwingschnellen oberhalb der Linie "unzulässig", so werden sie üblicherweise als so gefährlich erachtet, dass die Anlage Schaden erleiden kann.

Darüber hinaus werden die Rohrleitungsbiegeschwingungen oberhalb einer Frequenz von 10 Hz, die einen Effektivwert von 28 mm/s überschreiten, einer genaueren Analyse unterzogen. Dieses Vorgehen beruht auf unserer Erfahrung und einer hausinternen Richtlinie von Neuman & Esser [3], die für Rohrleitungsbiegeschwingungen diesen Grenzwert vorsieht und eine Erweiterung der früheren VDI Richtlinie 2056 [4] darstellt.

Es wird allgemein darauf hingewiesen, dass die angegebenen Werte lediglich Orientierungswerte darstellen. Der entscheidende Faktor für die Zulässigkeit einer Schwingung ist letztendlich die Materialbeanspruchung innerhalb der Rohrleitungswandung, die an kritischen Stellen mit einem mobilen Dehnungsmessstreifen-Messgerät erfasst/registriert wurde.

4 Grundlagen numerischer Berechnungen

4.1 Kompressordaten

Beide Höchstdruckverdichter sind vom gleichen Typ und wurden von N.P.O Frunze, Sumy, Ukraine, im Jahr 1977 hergestellt.

Typ:	Äthylen-Höchstdruckverdichter, 4-kurbelig, 2-stufig
Zylinder:	8, einfachwirkend (2/2 A-Strom und 2/2 B-Strom)
Drehzahl:	250 1/min (fest)
Saugdruck:	250 bar
Zwischenstufendruck:	ca. 1.100 bar
Enddruck:	2.250 bar (bislang gefahrener Enddruck) 2.400 bar (angestrebter Enddruck)
Antrieb:	elektrischer Synchronmotor
Antriebsleistung:	5 MW

4.2 Numerische Strömungssimulation

Der Prozess besteht aus zwei getrennten Strömungen, dem A-Strom und dem B-Strom. Die beiden Teilströme werden auf der Saugseite der 1. Stufe der beiden Kompressoren gebildet und im Reaktor wieder zusammengeführt. Die numerische Strömungssimulation erfolgt jeweils getrennt für den A-Strom und den B-Strom. Exemplarisch werden die Rohrleitungsabschnitte der Zwischenstufe vom Kompressor A und die Druckseite der 2. Stufe der beiden Kompressoren (B-Strom) in den Abbildungen 2 und 3 gezeigt. Der digitalisierte Rohrleitungsabschnitt beginnt am Eingangsflansch des Pulsationsdämpfers, 1. Stufe, Saugseite, und endet am Eintritt in den Reaktor. Das akustische Modell beinhaltet die beteiligten Zylinder und Ventile der Kompressoren. Da auf der Saugseite der 1. Stufe der Verdichter keine Druckänderung vorgesehen ist, muss die Strömungssimulation nicht auf diese Seite ausgedehnt werden.

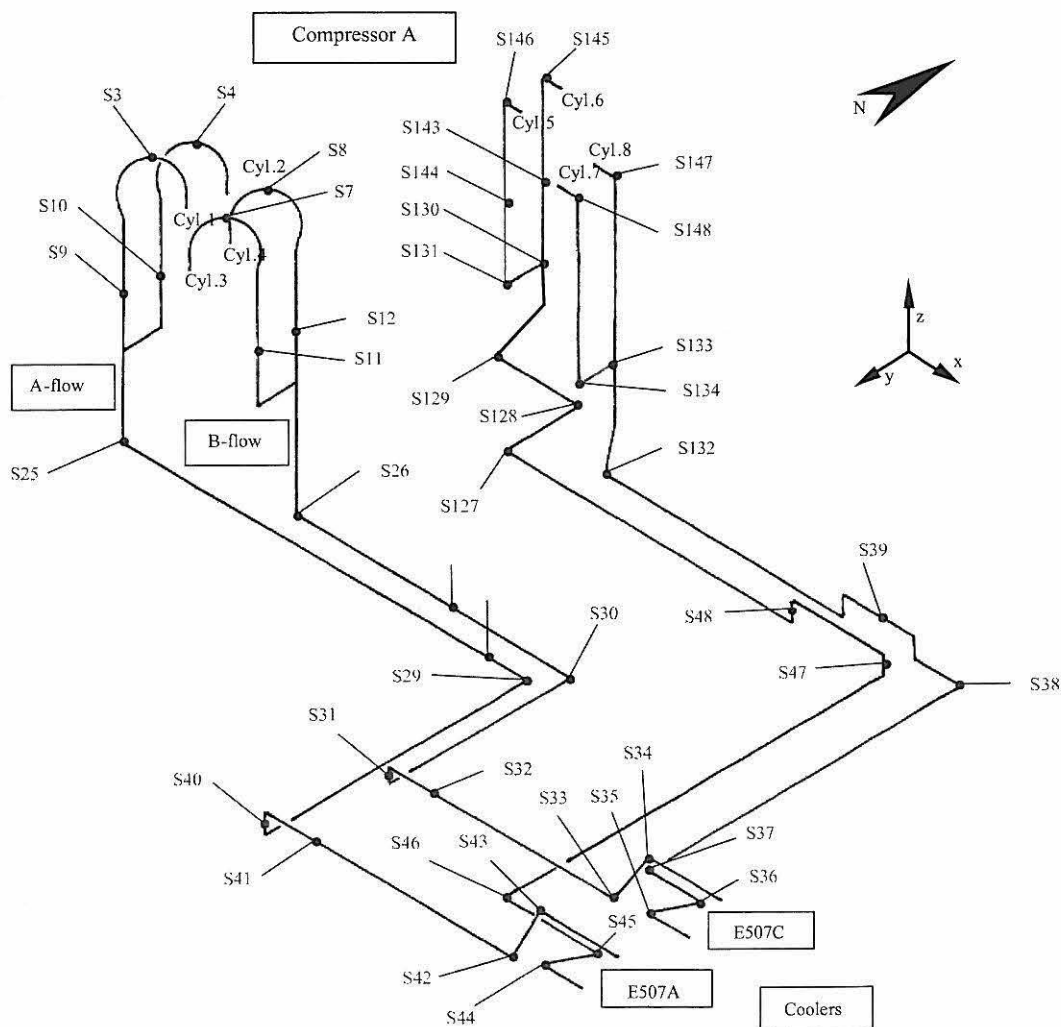


Abbildung 2: Skizze der Zwischenstufe vom Kompressor A (A- und B-Strom) und der Punkte für die Messungen der Rohrleitungsschwingungen (z.B. S48) und der Druckpulsationen (z.B. PT1578)

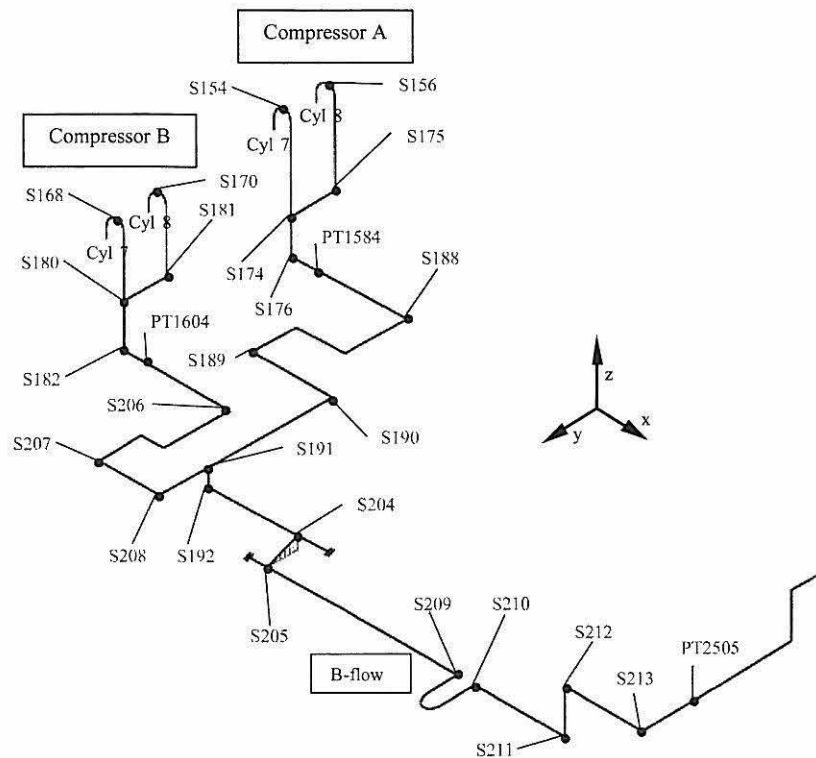


Abbildung 3: Skizze der Druckseite, 2. Stufe, (B-Strom) der beiden Kompressoren und der Punkte für die Messungen der Rohrleitungsschwingungen (z.B. S170) und der Druckpulsationen (z.B. PT1604)

Als physikalische Randbedingung wurde am Anfang des digitalisierten Rohrleitungsabschnitts ein reflexionsfreier Abschluss vorgesehen. Am Ende des digitalisierten Rohrleitungsabschnitts (Reaktor) wird die Randbedingung an die Messergebnisse angepasst. Wie sich zeigte, war auch hier ein reflexionsfreier Abschluss angebracht.

Die Berechnung der Strömungen in den beschriebenen Bereichen erfolgt auf Basis der eindimensionalen, instationären, viskosen, kompressiblen Navier-Stokes-Gleichung, der Kontinuitätsgleichung und der Energieerhaltung mit Hilfe der Charakteristiken-Methode im Zeitbereich. Hierbei wird durch ein adaptives Netz der Kolbenbewegung in jedem Zylinder – und damit der Zeitabhängigkeit des Volumens im Zylinderraum - voll Rechnung getragen. Das Öffnen und Schließen der Saug- und Druckventile erfolgt im Einklang mit den vorliegenden Differenzdrücken am jeweiligen Ventil. Die Zustandsgrößen des Fluids im Zylinderraum und im gesamten Rohrleitungssystem werden kontinuierlich über die Abhängigkeiten $\rho(p,T)$, $c_p(p,T)$, $c_v(p,T)$ [5] mit den jeweils aktuellen Drücken p und Temperaturen T berechnet. Im vorliegenden Fall wird damit das reale Gasverhalten über die Zustandsgleichungen sowie der Einfluss der Rohrwandung auf die Schallgeschwindigkeit im Fluid voll berücksichtigt.

Als Ergebnis liefert die numerische Simulation letztlich für jeden Punkt des gesamten Systems die Zeitfunktionen des Drucks, der Dichte und der Strömungsgeschwindigkeit. Mit dieser Information werden die anregenden Kräfte berechnet, die von den Pulsationen hervorgerufen werden und auf die Rohrleitung einwirken.

4.3 Numerische Simulation der mechanischen Schwingung

Aufgrund der unveränderten Anregungsfrequenzen (Verdichterzahl) und der unveränderten Resonanzfrequenzen der Rohrleitung ist eine numerische Berechnung der mechanischen Rohrleitungsschwingungen nicht für das gesamte Rohrleitungssystem erforderlich. Hingegen sind die veränderten Anregungskräfte durch die veränderten Pulsationen aufgrund des erhöhten mittleren statischen Drucks maßgebend für die zu erwartenden Änderungen in den Rohrleitungsschwingungen.

Im Fall notwendiger Änderungen an den Rohrleitungshalterungen in Bereichen auffälliger Strukturschwingungen wird der entsprechende Anlagenabschnitt mit und ohne Änderungen mit Hilfe des Programms ANSYS modelliert.

5 Messergebnis und Beurteilung (Ausgangssituation)

Aus den Signalen der Näherungssensoren für die oberen Totpunkte ergibt sich eine Phasendifferenz von $\varphi = 285^\circ$ zwischen den Kompressoren A und B während der gesamten Untersuchung der Rohrleitungsschwingungen. Damit ist Zylinder Nr. 8 des Kompressors A 285° (190 ms) früher im oberen Totpunkt als Zylinder Nr. 8 des Kompressors B. Die Aufeinanderfolge der Zylinder in Bezug auf den oberen Totpunkt folgt der Sequenz

Zyl. 1 + 6 – Zyl. 4 + 7 – Zyl. 2 + 5 – Zyl. 3 + 8,

wobei der Kröpfungswinkel jeweils 90° beträgt. Demnach beträgt die Hauptpulsationsfrequenz 8,3 Hz und entspricht dem Doppelten der Kompressordrehzahl (250 1/min).

5.1 Mechanische Schwingungen

Die Schwingungen wurden an über 300 Messpunkten an den Rohrleitungen und Kompressoren gemessen. An jedem Messpunkt wurden die Schwingungen in drei Richtungen erfasst:

- x... Kurbelwellenrichtung der Kompressoren
- y... horizontal, normal zur x-Achse
- z... vertikal, normal zur x-Achse.

Es zeigten sich bereits im unveränderten System erhöhte Schwingungen, deren Ursache im Folgenden erörtert wird. Zu diesem Zweck werden als Extrakt aus dem Gesamtsystem die gemessenen Schwingungen der Rohrleitung in der Zwischenstufe des Kompressors A (A- und B-Strom) und auf der Druckseite, 2. Stufe, der beiden Kompressoren (B-Strom) in den Abbildungen 4 und 5 dargestellt. Die entsprechenden Messpunkte sind in den Abbildungen 2 und 3 beschrieben.

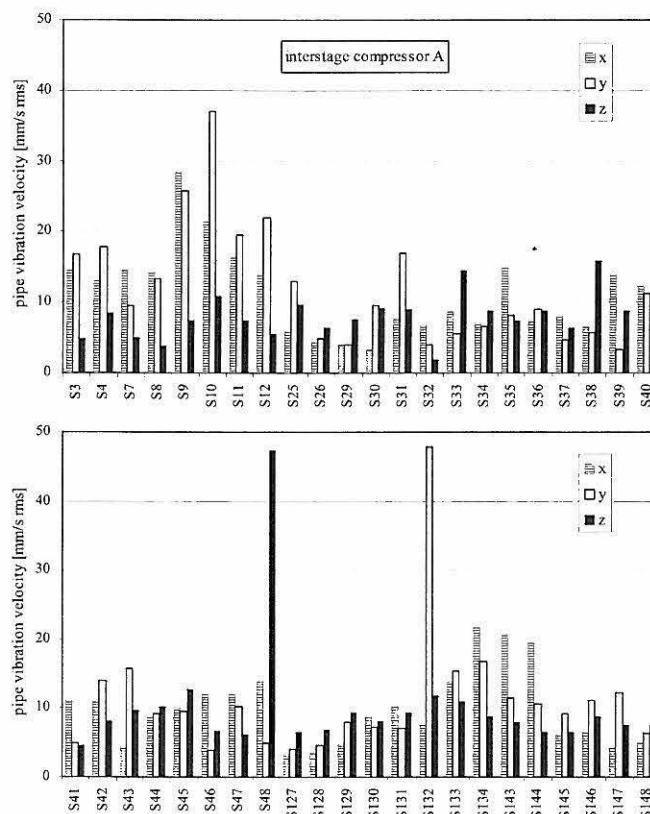


Abbildung 4: Effektive Schwinggeschwindigkeiten (2 – 1.000 Hz) der Rohrleitungen der Zwischenstufe des Kompressors A

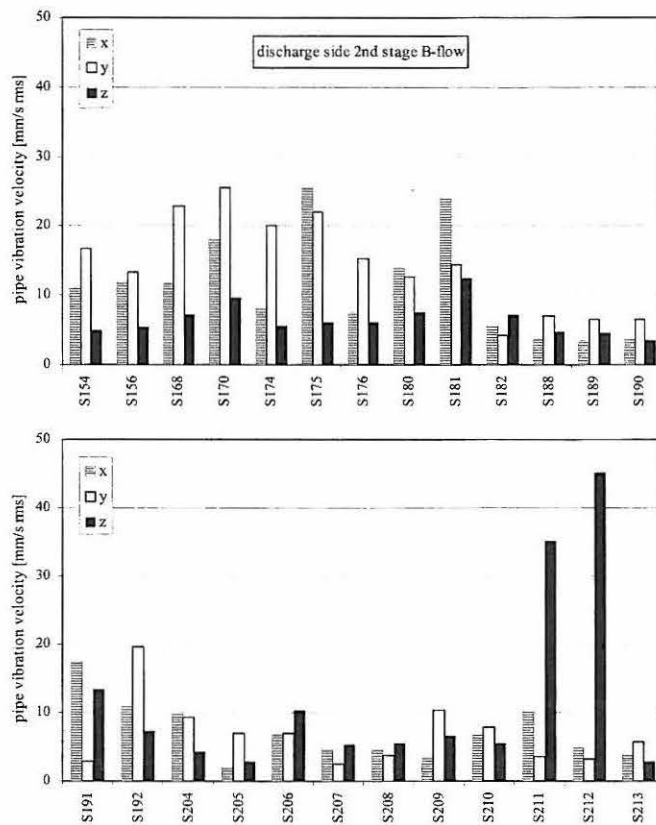


Abbildung 5: Effektive Schwingungsnenn (2 – 1.000 Hz) der Rohrleitung des B-Stroms auf der Druckseite, 2. Stufe

Die gemessenen Schwingungsfrequenzen liegen generell über 20 Hz, so dass als Orientierungswert für zulässige Rohrleitungsschwingungen 28 mm/s effektiv anzusetzen ist. Die gemessenen Schwingungen liegen in verschiedenen Abschnitten im Bereich oder oberhalb dieses Wertes. Starke Schwingungen wurden an den Rohrleitungen der Abbildungen 2 und 3

- in der Umgebung der Zylinder (z.B. S9, S10, S132, S170, S175, S181)
- am A-Strom der Zwischenstufe (z.B. S48)
- am B-Strom, 2. Stufe, Druckseite (z.B. S211, S212).

gemessen. Diese Bereiche wurden aus dem Gesamtsystem aufgrund ihrer typischen Anregungs- und Verstärkungsmechanismen ausgewählt und werden im Folgenden erörtert.

5.2 Druckpulsationen

Die Druckpulsationen wurden unter Verwendung der installierten Absolutdrucksensoren des Prozessleitsystems an mehreren Punkten synchron gemessen. In Verbindung mit dem installierten Trägerfrequenzverstärker ermöglichen diese Sensoren Messungen von Pulsationen bis zu Frequenzen von etwa 200 Hz.

Beispielhaft werden die gemessenen Pulsationen in der Zwischenstufe des Kompressors A und am B-Strom, 2. Stufe, Druckseite, in den Abbildungen 6 und 7 dargestellt. Dabei wird deutlich, dass die dominante Pulsationsfrequenz der doppelten Kompressordrehzahl entspricht.

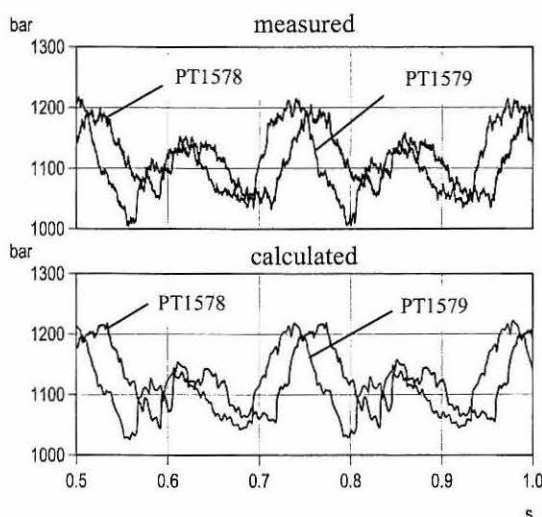


Abbildung 6: Gemessene und berechnete Druckpulsationen in der Zwischenstufe des Kompressors A (Ausgangssituation)

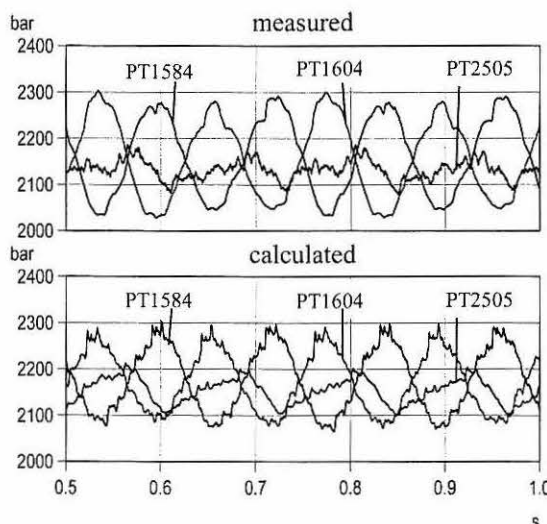


Abbildung 7: Gemessene und berechnete Druckpulsationen auf der Druckseite der 2. Stufe des B-Stroms (Ausgangssituation)

6 Prognose und empfohlene Abhilfemaßnahmen

6.1 Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Pulsationen

Die gemessenen wie auch die numerisch berechneten Druckpulsationen sind in den Abbildungen 6 und 7 dargestellt. Generell besteht eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und numerischer Simulation. Damit kann das numerische Modell als bestätigt angesehen werden. Es wird im Folgenden verwendet für

- das Verständnis der Ursache-Wirkungs-Kette bei auffälligen Rohrleitungsschwingungen
- die Berechnung der optimalen Phasenbeziehung zwischen beiden Kompressoren und die Auslegung erforderlicher Pulsationsdämpfer
- die Berechnung der pulsationsbedingten Kräfte, die auf die Rohrleitung wirken,

in der Situation mit erhöhtem mittlerem statischen Förderdruck.

6.2 Variation der Phasenbeziehung zwischen beiden Kompressoren

Im vorliegenden Fall besteht die Möglichkeit, die Druckpulsationen auf der Druckseite der 2. Stufe durch Optimierung der Phasenbeziehung φ zwischen den beiden Kompressoren zu reduzieren. Der mittlere statische Druck im Bereich der Kompressoren wird hierzu für die nachstehenden Berechnungen mit 2.400 bar für den A-Strom und mit 2.330 bar für den B-Strom (künftige Situation) angenommen.

Für die Analyse werden die berechneten Amplituden der Druckpulsationen bei 8,3 Hz (doppelte Kompressordrehzahl) in Abhängigkeit des Phasenwinkels φ aufgetragen (Abbildung 8). Damit wird deutlich, dass der Pegel der Pulsationen von der Phasendifferenz φ abhängt. Die Kurven zeigen Periodizität in Bezug auf eine Phasenverschiebung von 180° (z. B. entsprechen sich $\varphi = 15^\circ$ und $\varphi = 195^\circ$). Die physikalische Erklärung hierzu liegt in der sofortigen Zusammenführung der Gasströmungen der beiden Zylinder eines Kompressors (z.B. Zylinder 5 und 6) stromab der Druckventile. Hinsichtlich der Pulsationen ist es unerheblich, ob z.B. Zylinder 5 des Kompressors A mit einer Phasenverschiebung φ gegenüber Zylinder 5 des Kompressors B läuft, oder mit der selben Phasenverschiebung gegenüber Zylinder 6 des Kompressors B.

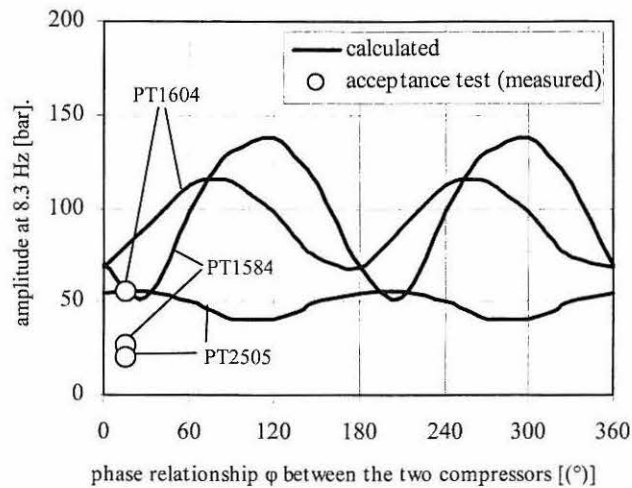


Abbildung 8: Druckpulsationsamplituden im B-Strom für die Frequenz von 8,3 Hz in der geplanten Situation mit erhöhtem mittleren statischen Enddruck in Abhängigkeit vom Phasenversatz φ zwischen den beiden Kompressoren

Es lässt sich erkennen, dass die Phasendifferenz $\varphi = 15^\circ$ besonders günstig ist, da in dieser Situation der B-Strom relativ niedrige Pulsationsamplituden aufweist (A-Strom ebenfalls, doch nicht dargestellt). Um nachzuweisen, dass im Rohrleitungssystem lokal keine höheren Druckschwankungen auftreten, wurden zusätzlich die berechneten Druckpulsationen für zahlreiche Punkte längs der Rohrachse überprüft. Es zeigte sich, dass bei einem mittleren statischen Enddruck von 2.400 bar und fester Phasendifferenz von $\varphi = 15^\circ$ (zwischen beiden Kompressoren) die höchsten Spitzen des Momentandrucks im A-Strom und im B-Strom, Druckseite, 2. Stufe, unterhalb des zulässigen Maximaldrucks von 2.500 bar liegen.

Anstelle der beschriebenen Synchronisation der beiden Kompressoren (feste Phasendifferenz) können die Druckschwankungen im vorliegenden Fall auch wirksam durch Abzweigresonatoren (z.B. $\lambda/4$ -Resonator, Helmholtz-Resonator) gemindert werden. Diese Resonatoren sind einseitig geschlossene Rohrleitungsstücke. Ihr offenes Ende wird über ein T-Stück an die durchströmte Rohrleitung angeschlossen. Mit dieser Dämpfungsvorrichtung ergibt die numerische Strömungssimulation verbleibende Druckpulsationen stromab der Resonatoren – unabhängig von der Phasenverschiebung φ - von weniger als 50 bar (0-Spitze). Die Wirkung der Resonatoren ist also vergleichbar mit der Synchronisation der beiden Kompressoren, so dass eine Wahlmöglichkeit nach betrieblichen und/oder wirtschaftlichen Erwägungen bestand.

Schließlich wurde entschieden, die Synchronisation der beiden Kompressoren mit der festen Phasendifferenz von $\varphi = 15^\circ$ zu realisieren.

6.3 Minderung auffälliger Rohrleitungsschwingungen

Für die Minderung auffälliger Rohrleitungsschwingungen ist es generell wichtig, die Ursache-Wirkungs-Kette der Schwingungen zu verstehen. Im vorliegenden Fall zeigte sich, dass zwei verschiedene Verstärkungsmechanismen vorlagen. In der Umgebung der Zylinder (z.B. S9, S10, S132, S170, S175, S181) liegt die Hauptursache für starke Schwingungen in einer ausgeprägten Strömungsresonanz (akustische Resonanz) zwischen benachbarten Zylindern (z.B. Zyl. 1 + 2) und ihrer Verbindungsstelle. An weiter von den Zylindern entfernten Stellen (z.B. S48, S211, S212) sind die anregenden Pulsationen im Frequenzbereich über 20 Hz gering. In diesen Bereichen überwiegen Strukturresonanzen als primäre Ursache für starke Rohrleitungsschwingungen.

Abbildung 9 zeigt – als Beispiel pulsationsbedingter Rohrleitungsschwingungen – die Situation am Messpunkt S10 (Zwischenstufe). Die gemessene vorherrschende Schwingungsfrequenz beträgt etwa 33 Hz. Die berechneten Druckpulsationen an S10 – Originalsituation – zeigen ebenfalls diese vorherrschende Frequenz. Aufgrund der Kenntnis der physikalischen Abhängigkeiten besteht die effektivste Möglichkeit zur Minderung der anregenden Pulsationen und damit der starken Rohrleitungsschwingungen in diesem Fall darin, im Bereich der Zusammenführung der getrennten Zylinderströmungen Blenden nachzurüsten. Mit dieser Lösung lässt sich die Strömungsresonanz zwischen benachbarten Zylindern nahezu vollständig beseitigen (Abbildung 9).

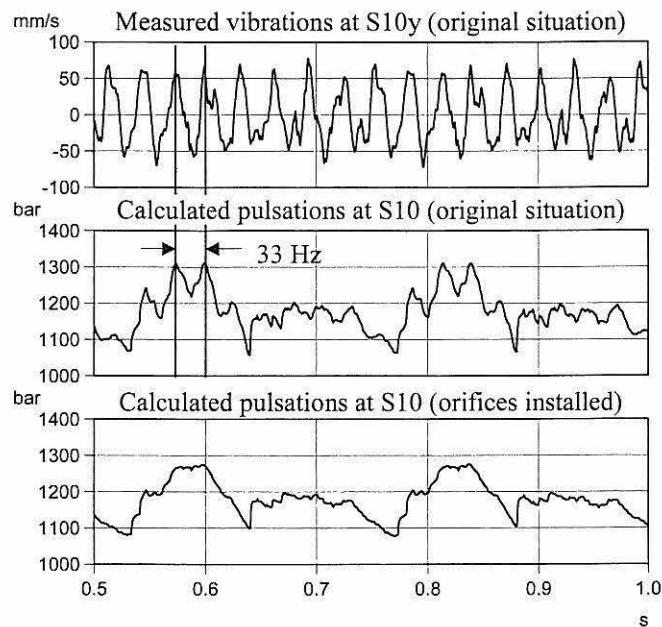


Abbildung 9: Gemessene Rohrleitungsschwingungen am Messpunkt S10 (oben) und berechnete Druckpulsationen (Mitte) in der Originalsituation sowie berechnete Druckpulsationen (unten) in der Situation mit nachgerüsteten Blenden

Über die Schwingungsminderung hinaus ist besonders zu vermerken, dass die Blenden eine Schutzwirkung auf die Kompressorventile wie auch eine Minderung der dynamischen Triebwerksbelastung ausüben, da sie auch die Druckschwankungen im Zylinderraum und in den Gaspassagen mindern. Außerdem sind diese Blenden aufgrund ihrer Einbaupositionen nicht vergleichbar mit Blenden, die in einer gleichförmigen Strömung angeordnet sind. Im vorliegenden Fall bewirken die Blenden in erster Linie eine Minderung der Pulsationen und keine signifikante Veränderung des statischen Drucks vor und hinter der Blende. Auf diese Weise wird zum Beispiel der temporär maximale Absolutdruck – auch zwischen Zylinder und Blende – durch die vorgeschlagenen Blenden gemindert und nicht – wie in einer stationären Strömung – erhöht (Abbildung 9).

Im Hinblick auf Rohrleitungsschwingungen aufgrund von mechanischen Resonanzen wird im Folgenden der Rohrleitungsabschnitt am Messpunkt S212 untersucht. Mittels FEM-Berechnungen wird die Eigenfrequenz und die Betriebsschwingungsform der Rohrleitungsschwingung im Bereich dieses Punktes (Druckseite, 2. Stufe) berechnet (Abbildung 10). Wie sich zeigte, korreliert die berechnete Eigenfrequenz (36 Hz) und die entsprechende Modenform mit der gemessenen Schwingungsfrequenz (33 Hz) und Betriebsschwingungsform (dominierende Schwingungen in vertikaler Richtung).

Die beste Lösung zur Vermeidung der starken Schwingungen besteht deshalb in der Anbringung einer zusätzlichen, besonders in Vertikalrichtung steifen Rohrleitungsstütze. Zur Vermeidung neuer Resonanzschwingungen wurde die verwendete Rohrleitungsbefestigung mit Dämpfungsmaterial versehen.

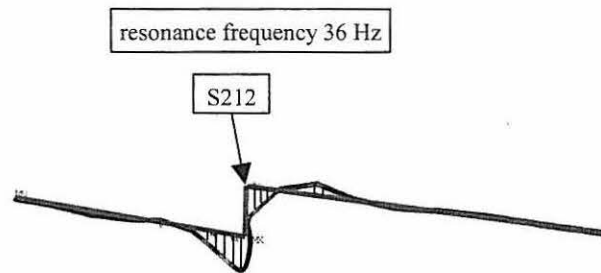


Abbildung 10: Berechnete Modenform der Rohrleitung bei der Resonanzfrequenz von 36 Hz im Bereich des Messpunkts S212

Insgesamt wurde die Aufgabe, die auffälligen Rohrleitungsschwingungen an jedem Zylinder auf der Saugseite und auf der Druckseite zu mindern, durch den Einbau einer Blende gelöst. Der zusätzliche Leistungsverbrauch durch diese 16 Blenden an jedem Kompressor beträgt ca. 1,4 % der Antriebsleistung. An Orten erhöhter Schwingungen aufgrund mechanischer Resonanzen wurden zusätzliche Halter angebracht.

7 Ergebnisse der Abnahmemessung

Nach Realisierung der empfohlenen Maßnahmen

- feste Phasenbeziehung zwischen beiden Kompressoren ($\varphi = 15^\circ$)
- Einbau von 16 Blenden an jedem Kompressor
- Installation zusätzlicher Rohrleitungshalter an Orten mit mechanischen Rohrleitungsresonanzen

wurden die Druckpulsationen und Rohrleitungsschwingungen nach der Anhebung des Förderdrucks überprüft. Die gemessenen Amplituden der Druckpulsationen sind in [Abbildung 8](#) zu sehen. Die Rohrleitungsschwingungen sind in [Abbildung 11](#) dargestellt. Es zeigt sich, dass alle Werte in einem akzeptablen Bereich liegen.

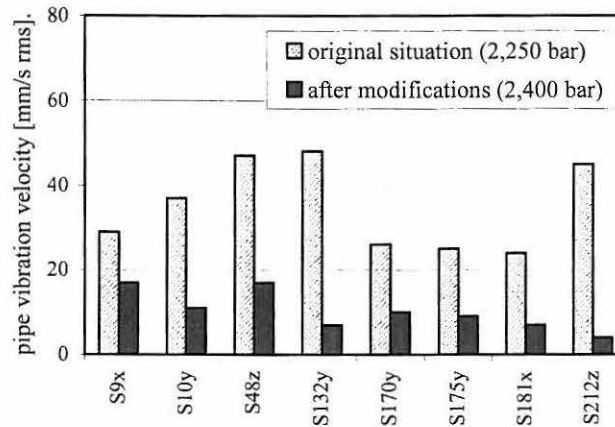


Abbildung 11: Gemessene Rohrleitungsschwingungen in der Ausgangssituation und nach Realisierung von Maßnahmen für den erhöhten Förderdruck von 2.400 bar

Alles in allem konnte das gesamte Projekt der Anhebung des Enddrucks auf 2.400 bar ohne Auslösung der Sicherheitsventile und ohne Schwingungsprobleme realisiert werden. Außerdem beobachtete die Betreiberfirma eine deutliche Verbesserung im Verhalten der Kompressoren in Bezug auf die erforderliche Instandhaltung, was vermutlich eine Folge der verminderten Druckpulsationen im Bereich der Kompressoren ist.

8 Zusammenfassung

In einer LDPE-Anlage arbeiten zwei Höchstdruckverdichter parallel. Zur Veränderung der Produkteigenschaften wurde geplant, auf der Reaktorseite den statischen Druck von 2.250 bar auf 2.400 bar zu erhöhen. Durch geeignete Maßnahmen musste vermieden werden, dass beim künftigen Betrieb die Sicherheitsventile durch pulsationsbedingte Druckspitzen ausgelöst werden. Außerdem musste ein aus schwingungstechnischer Sicht sicherer und zuverlässiger Anlagenbetrieb gewährleistet sein.

Die Bearbeitung dieser Aufgabe erfolgte auf Basis einer Pulsationsstudie, bei der die instationären Strömungen im Bereich beider Kompressoren mit einem Charakteristikenverfahren berechnet wurden. Das Modell wurde hierzu mit gemessenen Drucksignalen überprüft. Anschließend wurde die optimale Phasenbeziehung zwischen den beiden Kompressoren im Hinblick auf die Druckpulsationen bestimmt. Es zeigte sich, dass die verbleibenden Druckpulsationen unter dem zulässigen Grenzwert von 2.500 bar liegen, wenn beide Kompressoren mit einer festen Phasendifferenz von $\varphi = 15^\circ$ synchronisiert sind.

Die Ursachen auffälliger Rohrleitungsschwingungen wurden durch Strömungs- und Struktursimulationen wie auch durch Messungen untersucht. Nahe am Kompressor wurden starke Rohrleitungsschwingungen durch akustische Resonanzen hervorgerufen. Demgegenüber waren für auffällige Schwingungen des Rohrleitungssystems außerhalb der Kompressorumgebung mechanische Eigenfrequenzen maßgebend. Zur Vermeidung starker Rohrleitungsschwingungen wurden die Strömungsresonanzen durch Blenden bedämpft, und die mechanischen Resonanzschwingungen durch zusätzliche Rohrleitungshalter vermieden.

Nach Realisierung der empfohlenen Maßnahmen wurde der mittlere statische Druck auf der Förderseite der beiden Kompressoren ohne Pulsations- oder Schwingungsprobleme auf 2.400 bar angehoben, wie durch eine Abnahmemessung bestätigt wurde.

Literatur

- [1] Wachel, J.C.: Martson, S.J., Atkins, K.E.:
Piping vibration analysis. Proceedings of the 19th turbomachinery symposium 1990. The turbomachinery laboratory, Texas, A & M University System College station, pp 119 - 134.

- [2] N.N.: Schwingungen in Rohrleitungssystemen. VDI-Richtlinie 3842, (2004).

- [3] N.N.: Erweiterung der VDI-Richtlinie 2056.
NEN 7-4-1 Werksnorm der Firma Neuman & Esser, (1984).

- [4] N.N.: Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen. VDI 2056.
2. Auflage, (1964) (in the meantime replaced by the DIN ISO 10816 - part 1 to 6).

- [5] Benzler, H.; Koch u. A.: Ein Zustandsdiagramm für Äthylen bis 10000 ata Druck.
Chem.-Ing.-Technik 17 (1955) 2.