

Schwingungsreduzierung an einem Erdgas-Turboverdichter

Labyrinthdichtungen als Ursache rotordynamischer Instabilität

Dr.-Ing. **Johann Lenz**, KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG, Rheine

Kurzfassung

Bei der Inbetriebnahme einer Verdichterstation für Erdgas führten erhöhte Wellenschwingungen an allen drei installierten Turboverdichtern wiederholt zu Abschaltungen. Eine messtechnische Untersuchung ergab subsynchrone Wellenschwingungen und Pulsationen in einer konstanten Frequenz auf der Druckseite der Stufengruppendichtungen. Es wurde ferner eine Übereinstimmung von theoretisch bestimmter erster Biegefrequenz und beobachteter subharmonischer Schwingfrequenz festgestellt. Die weiteren Analysen stärkten die Hypothese einer strömungsinduzierten Instabilität des Rotorsystems, die durch einen Selbsterregungsmechanismus in den als Labyrinth ausgeführten Stufengruppendichtungen hervorgerufen wurde. Durch die Installation von Drallbrechern konnte die Stabilitätsgrenze der Verdichter über die obere Betriebsdrehzahl verschoben werden.

Abstract

During commissioning of a new built compressor station for natural gas elevated shaft vibrations led to emergency shutdowns at all installed turbo compressors. A measurement based survey showed subsynchronous shaft vibration at a fixed frequency and pressure pulsation of equal frequency at the high pressure side of the installed interstage seals. A rotor dynamic analysis yielded a first natural frequency similar to the measured subsynchronous frequency of shaft vibration. Further analysis led to the conclusion that a fluid induced instability caused by a self excitation mechanism of the labyrinth-type seal between the stages was the root cause for the observed vibrations. The modification of the seals by means of swirl breakers extended the stability of the rotor system beyond the maximum operating speed of the compressors.

1. Einleitung

Die relativ hohe Flexibilität von Turboverdichtern in Bezug auf Fördermenge, Förderdruck und Wirkungsgrad machen diese Maschinen für viele industrielle Anwendungen interessant. Erreicht wird dies durch den Einsatz frequenz geregelter Antriebe und durch verstellbare Leitschaufeln. In der Erdgasindustrie werden Turboverdichter unter anderem bei der Ein- und Ausspeicherung von Erdgas in Untergrundspeicher oder für die Transportdruckerhöhung in Ferngasleitungen eingesetzt.

Grundlage dieses Beitrags ist eine Verdichterstation zur Druckerhöhung in einer Ferngasleitung. Hier werden drei baugleiche, mehrstufige Radialverdichter mit frequenzgeregeltem Elektromotor und Zwischengetriebe eingesetzt. Die obere Nenndrehzahl der Verdichter liegt bei 13.000 min^{-1} und die Nennleistung beträgt 5.000 kW je Einheit. Die Maschinen können sowohl einstufig als auch zweistufig betrieben werden. Der Saugdruck ist zwischen 17 und 54 bar variabel und der Enddruck der Anlage liegt bei 72 bar. Bild 1 zeigt den Schnitt eines Aggregates mit den Stufengruppen, den Dichtungen sowie den Lagerungen der Welle. Gegen Atmosphäre werden - wie bei Maschinen dieser Art üblich - Gleitringdichtungen eingesetzt, während die Abdichtung der einzelnen Stufen und Stufengruppen untereinander durch Labyrinthdichtungen realisiert wird.

Während der Inbetriebnahme wurde die Anlage bei Parallelbetrieb der Stufen mehrfach und unabhängig vom aktiven Verdichter aufgrund erhöhter lateraler Wellenschwingungen von mehr als $50 \mu\text{m}$ (Spitze-Spitze) automatisch abgeschaltet.

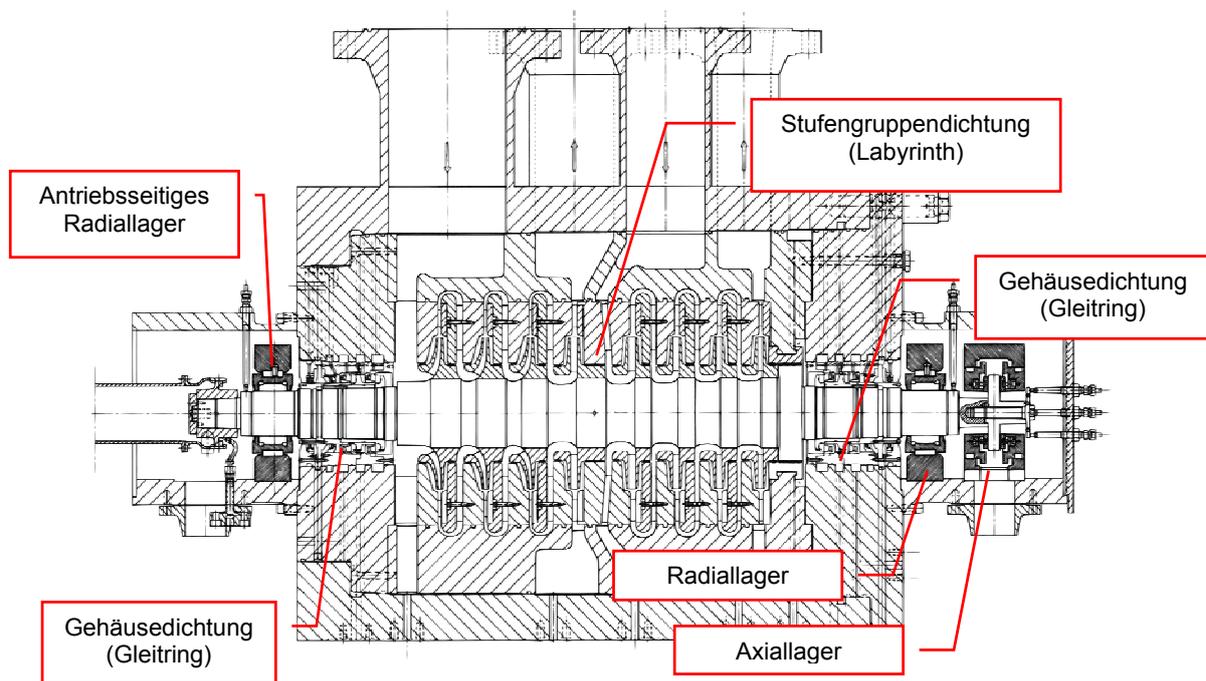


Bild 1: Schnitt des Verdichters mit Darstellung der Stufengruppen, Wellendichtungen und Lagerungen

2. Akustische Studie

Es ist Stand der Technik, die Rohrleitungsschwingungen bzw. die Akustik (Pulsationen in der Rohrleitung) für eine Verdichteranlage bereits während der Planungsphase numerisch zu bestimmen und zu bewerten. Damit können in einem relativ frühen Projektstadium korrigierende Maßnahmen, wie z. B. Blenden, Behälter oder Halterungen, vorgesehen werden, mit denen ein schwingungsoptimierter Betrieb der Anlage möglich ist.

Die Modellierung der Akustik basiert auf den Navier-Stokes Gleichungen. Diese werden mit Hilfe der Kontinuitätsgleichung und der Zustandsgleichung des Fördermediums in gewöhnliche Differentialgleichungen für eine eindimensionale Rohrströmung überführt. Die Lösung erfolgt dann mit Hilfe eines Charakteristikenverfahrens.

Für die hier betrachtete Anlage wurde eine Überprüfung der Koinzidenz von möglichen Wirbelablösefrequenzen und akustischen Eigenfrequenzen durchgeführt. Wirbelablösungen sind bei verzweigten Rohrleitungssystemen eine mögliche Anregungsquelle für Druckpulsationen. Sie können durch die Anlagencharakteristik verstärkt z. B. zu einer periodischen Schwankung des Fördervolumenstroms oder zur Anregung von Rohrleitungsschwingungen führen. Exemplarisch zeigt das folgende Bild 2 die zu betrachtenden Rohrleitungsabschnitte einer derartigen Studie für einen Verdichter.

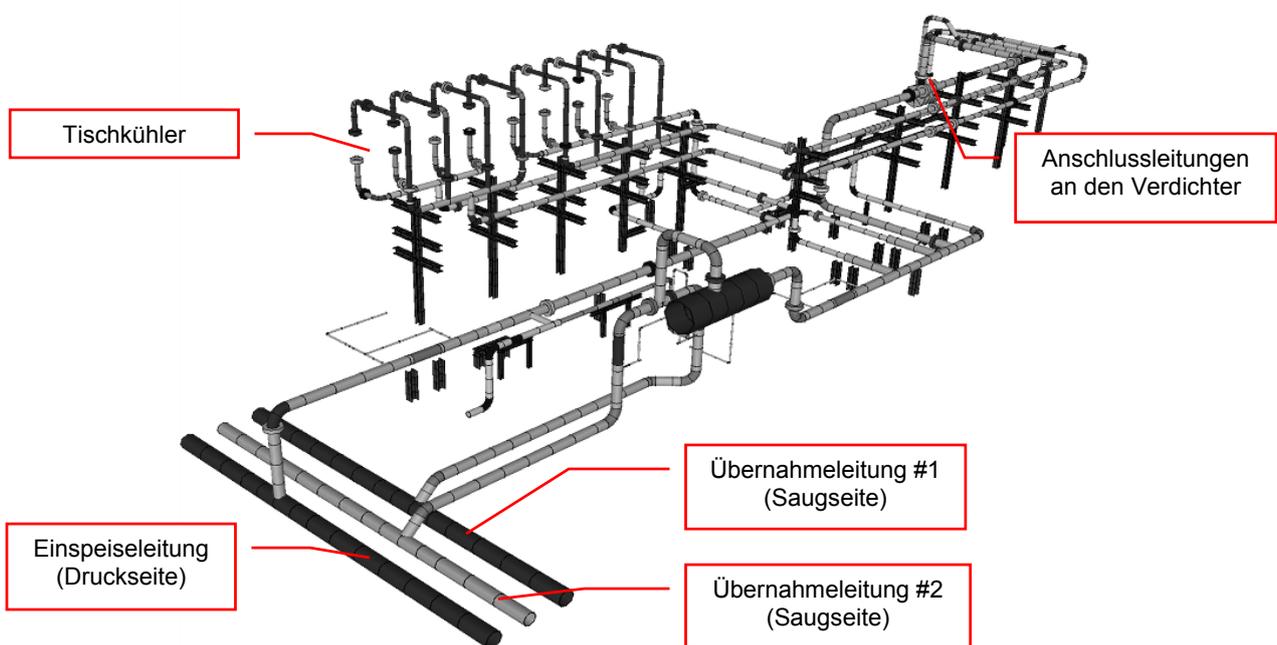


Bild 2: Umfang eines Modells zur Bestimmung der Rohrleitungsakustik für einen Verdichter

Auf der Basis dieser im Vorfeld durchgeführten Untersuchung wurden keine signifikant überhöhten Druckpulsationen infolge des Anlagenbetriebes erwartet. Eine Anlagenabschaltung infolge einer akustischen Rückwirkung bei einstufiger Fahrweise wurde aus diesem Grund als unwahrscheinlich betrachtet. Auf Wunsch des Betreibers der Anlage wurde daher eine messtechnische Untersuchung zur Ursachenanalyse der auftretenden überhöhten Wellenschwingungen durch KÖTTER Consulting Engineers durchgeführt.

3. Messtechnische Untersuchung und Ursachenanalyse

Da zum Zeitpunkt der Inbetriebnahme keine verwertbaren Informationen zur Ursache und Wirkungskette vorlagen, wurde zunächst eine umfangreiche messtechnische Untersuchung durchgeführt. Zu diesem Zweck wurden die Messsignale der vorhandenen Wellenschwingungsüberwachung (siehe Bild 3) sowie zusätzlich installierte Schwingungsaufnehmer an den Lagerebenen und Druckaufnehmer in den einzelnen Stufen an ein Datenerfassungssystem angeschlossen. Die Signale dieser Sensoren wurden mit hoher Abtastrate und Auflösung zeitsynchron aufgezeichnet.

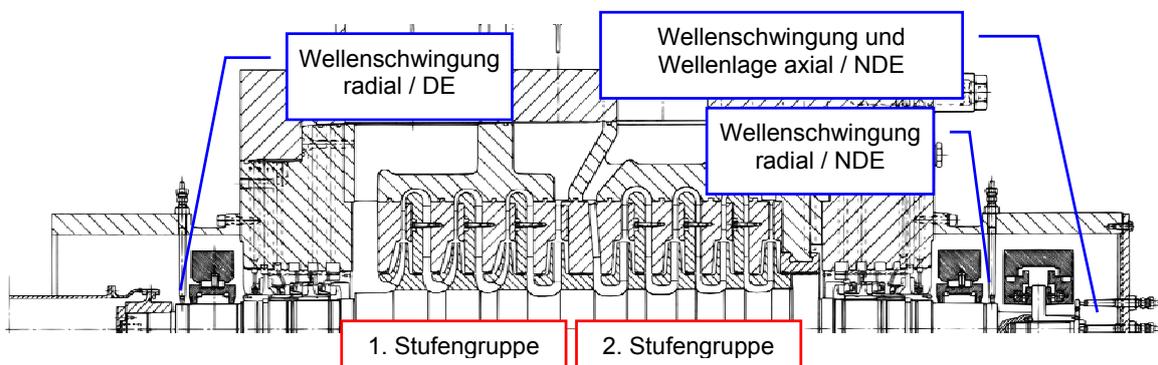


Bild 3: Messpunkte zur Erfassung der Wellenschwingungen

Im Rahmen der messtechnischen Untersuchung wurde eine der drei Maschinen innerhalb ihres Betriebsbereiches verfahren. Dabei wurden mehrfach die Abschaltwerte für Wellenschwingungen abrupt überschritten und die Anlage wurde automatisch durch die Schwingungsüberwachung heruntergefahren. Die den Abschaltpunkten zugehörigen Betriebszustände sind in der Kennfeldübersicht in Bild 4 dargestellt.

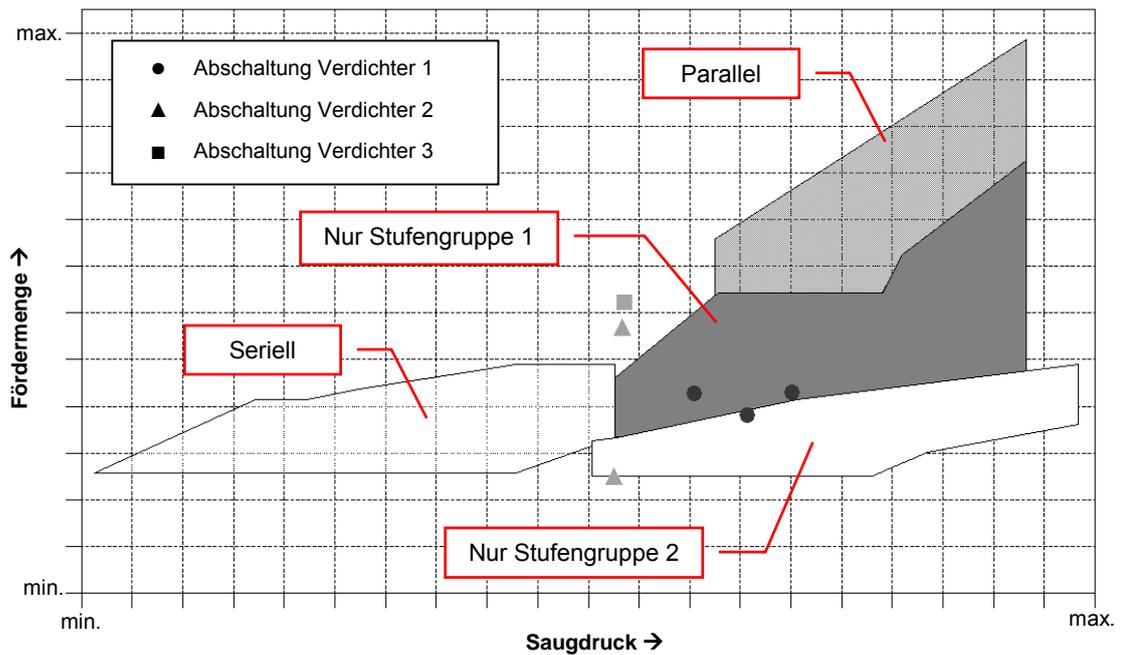


Bild 4: Kennfeldübersicht der Verdichterfahrweisen mit Kennzeichnung von Anlagenabschaltungen infolge erhöhter Wellenschwingungen

Die überhöhten Wellenschwingungen wurden dabei nur in den Betriebsfällen beobachtet, in denen die Stufen nicht seriell gefahren worden sind. Darüber hinaus wurde festgestellt, dass bei einheitlicher Mindestdrehzahl maschinenabhängig leicht unterschiedliche Druckverhältnisse $\Pi = p_2 / p_1$ erforderlich waren, um die erhöhten Wellenschwingungen zu reproduzieren: Ein Verdichter reagierte bereits ab $\Pi = 1,6$ während die beiden anderen Aggregate bis $\Pi = 1,85$ betrieben werden konnten.

Exemplarisch ist in Bild 5 für einen Vorgang die typische Entwicklung der Wellenschwingungen und relevanter Betriebsparameter bis zum Erreichen des Abschaltwertes dargestellt. Es wird deutlich, dass die Wellenschwingungen plötzlich und überproportional zu den Änderungen der Betriebsparameter ansteigen.

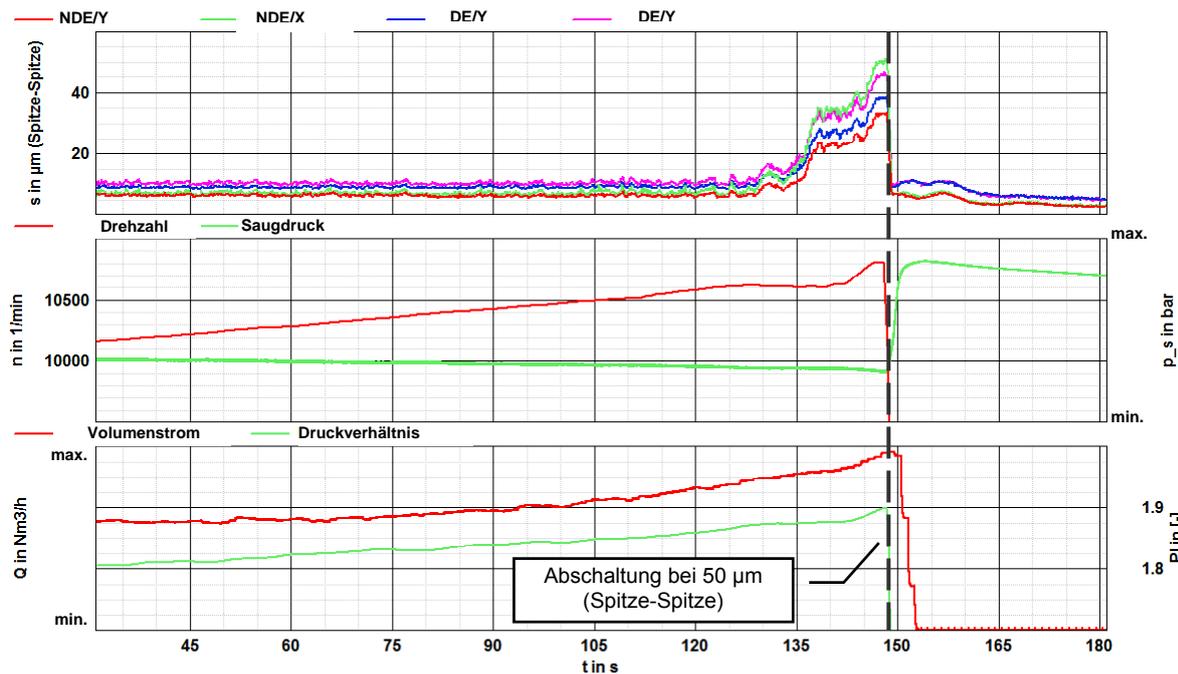


Bild 5: Typische Entwicklung der Wellenschwingungen im Vorfeld einer Abschaltung

Bild 6 zeigt das Wasserfalldiagramm für die Amplituden der Schwinggeschwindigkeit gemessen am antriebsseitigen Wellenlager. Bis zum Zeitpunkt $t = 120$ s werden keine signifikant erhöhten Einzelfrequenzen im Spektrum deutlich. Bis kurz vor Erreichen der maximal zulässigen Wellenschwingungen zum Zeitpunkt $t = 148$ s ist mit zunehmender Drehzahl der Anstieg einer subsynchronen Frequenzkomponente ohne ein rationales Verhältnis Ω zur Drehfrequenz feststellbar. Diese Komponente dominiert das Spektrum. Zum Zeitpunkt der Abschaltung liegt Ω bei ca. 0,48.

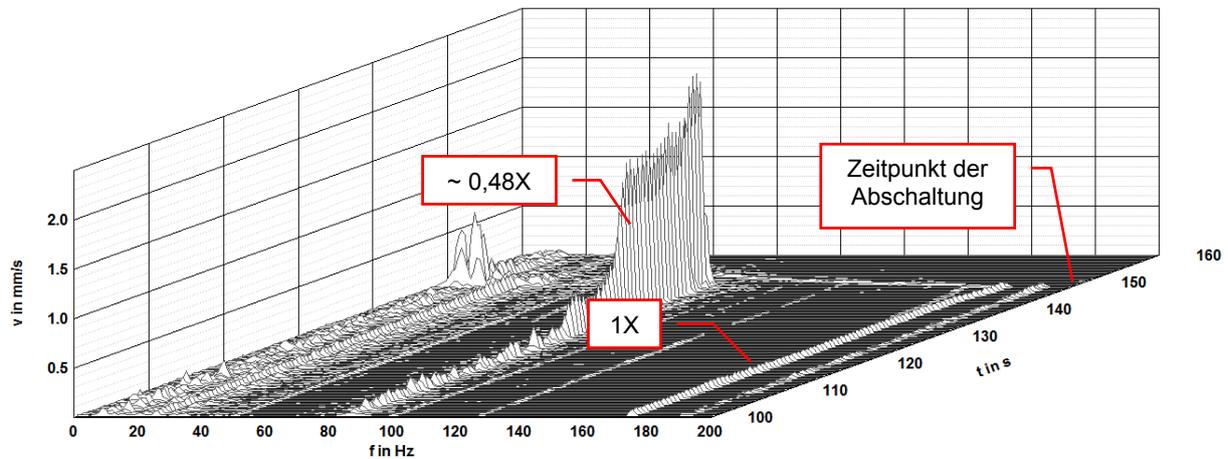


Bild 6: Wasserfalldiagramm der horizontalen Schwinggeschwindigkeit gemessen am antriebsseitigen Wellenlager

Eine Darstellung der 0,48 X-Wellenbahn für beide Messebenen zeigt kurz vor der Abschaltung eine vorwärtsgerichtete Rotation der Welle (Bild 7). Die Phase in Bezug auf die Wellenrotation ist für beide Messpunkte identisch. Dies deutet auf eine Betriebschwingungsform hin, die der theoretischen 1. Biegeeigenform des Rotors ähnelt. Diese Feststellung kann durch die ermittelten Schwinggeschwindigkeiten gestützt werden: Die subsynchronen Komponenten sind an beiden Lagern und für die gleiche Messrichtung ebenfalls in Phase.

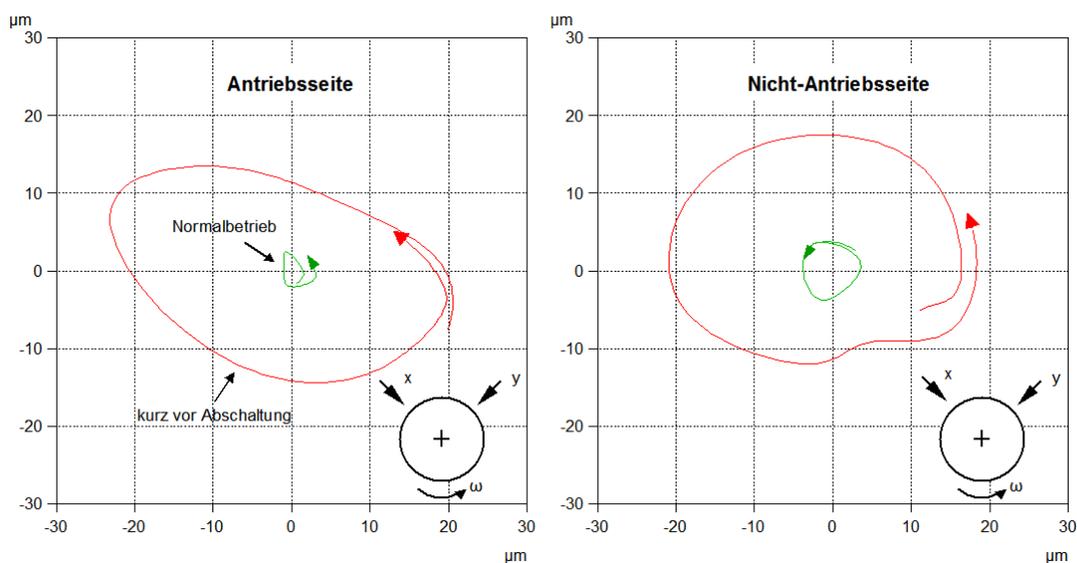


Bild 7: Darstellung des gefilterten Orbits der subsynchronen Wellenschwingung am antriebs- und nicht-antriebsseitigen Lager der Verdichterwelle

Wie bereits festgestellt wurde, konnte das Phänomen der erhöhten Wellenschwingungen nur bei Einzel- oder Parallelbetrieb der Stufengruppen reproduziert werden. Bei Serienbetrieb der Verdichter bedient die Druckseite der 1. Stufengruppe die Saugseite der 2. Stufengruppe. Damit ist die Druckdifferenz über die eingesetzte Labyrinthdichtung klein. In den anderen Betriebsfällen ist die Druckdifferenz über diese Dichtung durch den Saug- und den Enddruck des Verdichters bestimmt.

Da im Rahmen der messtechnischen Untersuchung zusätzlich Drucksensoren installiert waren, konnten auch Pulsationen und Mitteldrücke im Rohrleitungssystem und im Verdichter ausgewertet werden. Bild 8 zeigt auszugsweise die Lage von Druckmesspunkten am Verdichtergehäuse.

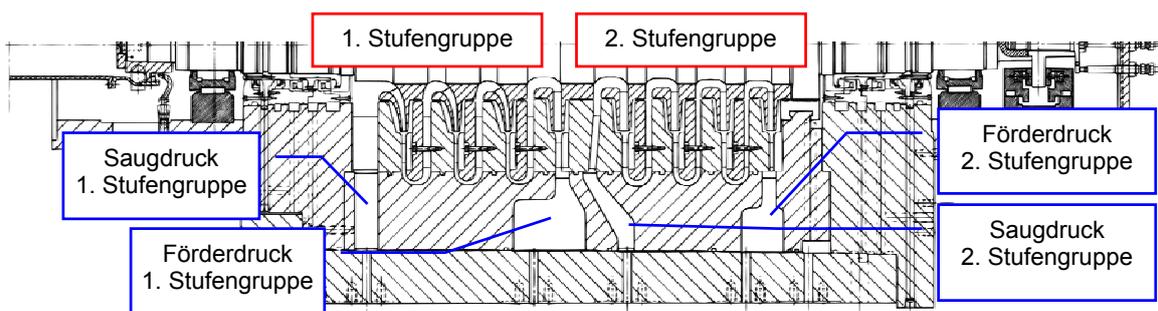


Bild 8: Verdichternahe Messpunkte zur Erfassung des statischen und des dynamischen Drucks am Verdichtergehäuse

Es zeigt sich, dass zum Zeitpunkt erhöhter Wellenschwingungen auch auffällig erhöhte subsynchrone Pulsationen auf der Druckseite der Stufengruppendichtung (SS 2. SG in Bild 9) auftraten.

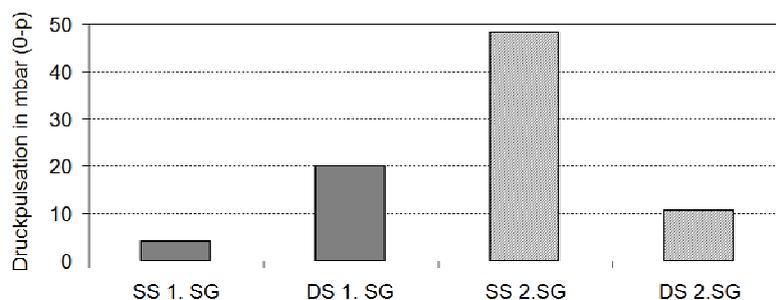


Bild 9: 0,48 X-Anteil der Druckpulsationen auf den Saug- und Druckseiten der beiden Stufengruppen

4. Numerische Analyse der Rotordynamik

Zum Zweck der Eigenfrequenzanalyse wurde eine theoretische Überprüfung des Verdichters mit kommerziell verfügbaren Programmen zur Rotoranalyse durchgeführt. Bereits ein vereinfachtes Modell (Bild 10) mit diskretisierten Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten für die Radiallager ergab mit einer ersten Biegeeigenfrequenz von 80,6 Hz eine gute Übereinstimmung mit der messtechnisch ermittelten subharmonischen Wellenschwingung von ca. 84 Hz.

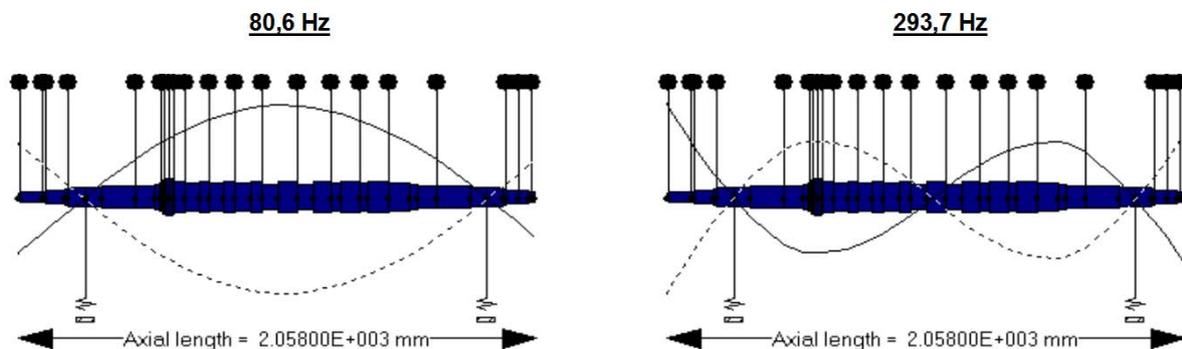


Bild 10: Numerisch bestimmte 1. und 2. Biegeeigenform der Verdichterwelle

5. Strömungsinduzierte rotordynamische Instabilität durch Labyrinthdichtungen

Die Bindung der subsynchronen Schwingungen an eine feste Frequenz bei veränderlicher Drehzahl ist ein Indiz für eine strömungsinduzierte Instabilität des Rotors. Die Tatsache, dass das beobachtete Phänomen nur in Betriebsweisen mit Druckgefälle über die Stufen-gruppendingung auftritt, und das Vorhandensein erhöhter subsynchroner Pulsationen auf der Druckseite der Dichtung deuten auf eine selbsterregte Schwingung infolge der Spaltströmungen im Labyrinth hin.

Das instabile Verhalten eines gleitgelagerten Rotors lässt sich auf eine Tangentialkraft, die an dem Gleitlager durch den Schmierfilm eingebracht wird, zurückführen. Diese Kraft nimmt mit der Drehzahl zu und wirkt der Lagerdämpfung entgegen. Oberhalb einer Grenzdrehzahl führt dies zu einer „negativen“ Dämpfung und damit zu ansteigenden subharmonischen Schwingungsamplituden. Nichtlineares Dämpfungs- und Steifigkeitsverhalten kann jedoch zu einer erneuten Stabilisierung des Systems auf einem Niveau erhöhter Schwingungen führen.

Neben Gleitlagern sind unter anderem auch Labyrinthdichtungen für eine destabilisierende Wirkung bekannt [1,3]. Durch Störungen angefachte Biegeschwingungen der Rotorwelle haben bei diesen Bauteilen über dem Umfang veränderliche Spaltmaße zwischen Labyrinthkamm und Welle zur Folge. Dies verursacht eine zeitlich und umlaufend variable Leckagestromrate und Druckverteilung. Bei entsprechender Phasenlage ist damit durch die resultierenden Kraftwirkungen auf die Welle ein Selbsterregungsmechanismus gegeben [2].

Die messtechnisch ermittelten Phänomene decken sich mit den Kriterien einer Instabilität durch Selbsterregung in einer Labyrinthdichtung. Die erhöhten Wellenschwingungen wurden darüber hinaus nur in Betriebsfällen mit einem Mindestdruckgefälle zwischen den Stufen beobachtet. Die theoretisch ermittelte Biegeeigenfrequenz der Verdichterwelle in der Größenordnung der beobachteten subharmonischen Wellenschwingungsfrequenz stärkt die Hypothese einer Labyrinthinstabilität weiter. Auf dieser Grundlage wurde vorgeschlagen, die Dichtung zu modifizieren.

6. Maßnahmen

Es sind verschiedene Ansätze zur dynamischen Optimierung von Labyrinthdichtungen bekannt. Dies sind zum Beispiel variable Kammabstände und Spaltmaße oder die Ausbildung von Helmholtz-Resonatoren [3]. Darüber hinaus gibt es Ansätze, die Strömungsgeschwindigkeit des Leckagestroms zu reduzieren. Dies geschieht zum Beispiel durch tangenciales Einblasen von Prozessmedium in die Dichtung entgegen der Rotation [4]. Eine weitere einfache Möglichkeit besteht in der Installation einer sogenannten Vordrallbremse (Bild 11).

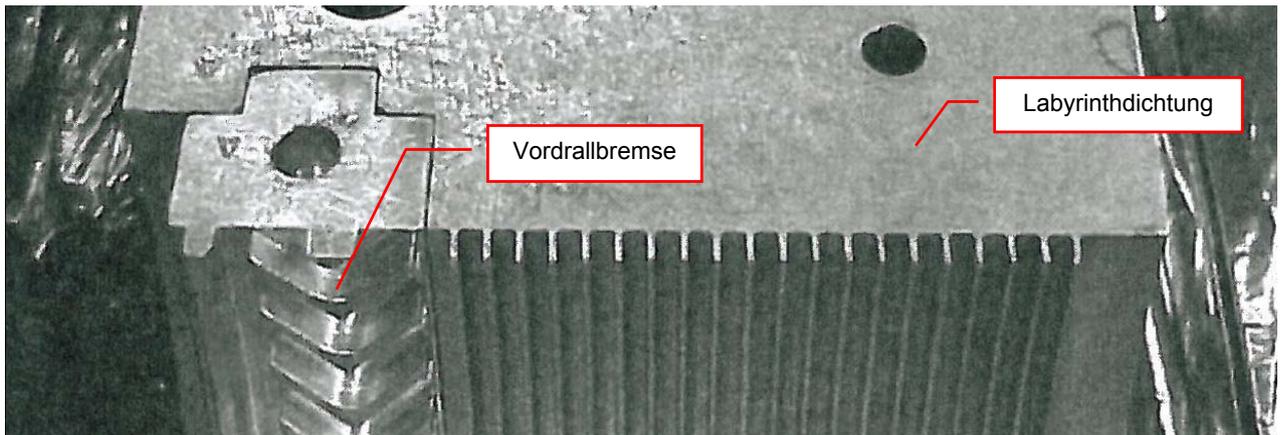


Bild 11: Vordrallbremse zur Erhöhung der effektiven Dämpfung einer Labyrinthdichtung

Zunächst wurde die Stufengruppendichtung an einem der Verdichter modifiziert und mit einem entsprechenden Drallbrecher ausgestattet. Im Rahmen einer Vergleichsmessung konnte gezeigt werden, dass nun im Nennbetriebsbereich der Maschine kein instabiles Verhalten mehr auftrat. Exemplarisch ist in dem folgenden Bild 12 ein Vergleich der Wellenschwingungen dargestellt. In diesem Betriebszustand bei ähnlichem Saugdruck und ähnlicher Fördermenge befand sich die Anlage kurz vor der Abschaltung. Mit modifizierter Labyrinthdichtung lagen die Wellenschwingungen nun mit Maximalwerten von 13 μm deutlich unter dem Abschaltwert von 50 μm .

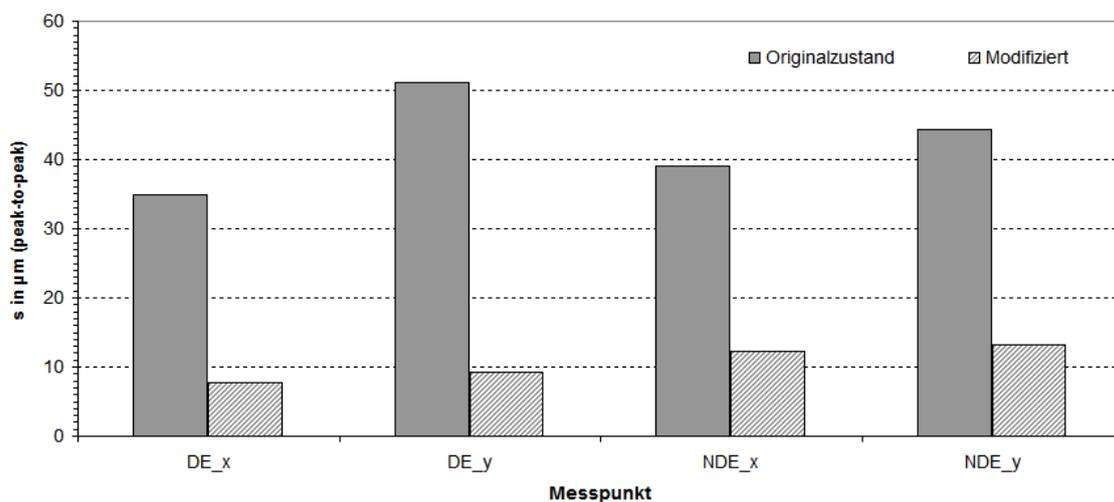


Bild 12: Vergleich der Wellenschwingungen vor und nach der Modifikation bei gleichem Betriebszustand

Literaturhinweise

- [1] VANCE, J. M.; MURPHY, B. T.: Labyrinth seal effect on rotor whirl stability. Inst. Mech. Engrs, 1980, S. 369-373.
- [2] SPURK, Ing JH et al.: Selbsterregte Schwingungen bei Turbomaschinen infolge der Labyrinthströmung. Ingenieur-Archiv, 1974, 43. Jg., Nr. 2-3, S. 127-135.
- [3] VANCE, John; ZEIDAN, Fouad; MURPHY, Brian: Machinery vibrations and rotordynamics. John Wiley & Sons, Inc., 2010.
- [4] BENTLY, Donald E.; HATCH, Charles T.: Fundamentals of rotating machinery diagnostics. Bently Pressurized Bearing Press, 2002.