

Probleme bei der Inbetriebnahme einer gasgeschmierten Gleitringdichtung eines Getriebeturboverdichters

Situation und Aufgabenstellung

In einer neu installierten Chemiefabrik wurde die Inbetriebnahme eines Anlagenteils über mehrere Monate verzögert. Grund war ein zum wiederholten Male defektes Gleitringdichtungssystem an der Ritzelwelle eines Getriebeturboverdichters (Bild 1).

Das Dichtungssystem, das die mit ca. 35.000 Umdrehungen pro Minute rotierende Ritzelwelle gegenüber dem stehenden Gehäuse abdichtet, basiert auf einer gasgeschmierten Gleitringdichtung. Gegenüber konventionellen Gleitringdichtungen reduziert der kontaktfreie Betrieb in dem von hohen Geschwindigkeiten geprägten Anwendungsbereich das Reibmoment und den Verschleiß der Dichtung entscheidend.

Die Dichtung besteht aus einem stationären federbelasteten Gleitring und einem rotierenden Gegenring (Bild 2). Die Dichtfläche dieser beider Ringe gleitet berührungslos aufeinander. Im äußeren Bereich des rotierenden Gegenringes wird aufgrund der eingearbeiteten Nuten das abzudichtende Gas eingefördert und verdichtet. Man unterscheidet in der Nutgeometrie zwischen drehrichtungsabhängigen (unidirektionalen) und drehrichtungsunabhängigen (bidirektionalen) Nuten (Bild 3).

Das Gas strömt durch den Dichtspalt, wobei aufgrund der geringen Spaltweite ein sehr niedriger Leckstrom erreicht wird. Der innere Bereich des Gegenringes ist ohne besondere Oberflächenauf-

prägung und führt so zu einer Drosselwirkung der Leckage.

Der Spalt, der sich im Betrieb zwischen dem drehenden und dem stehenden Ring bildet, hat nur eine Dicke von ca. 4 µm. Der sich dort einstellende Gasfilm wirkt wie eine Feder mit einer progressiven Kennlinie zwischen den beiden Gleitflächen. Dies führt zu einem stabilen Dichtspalt, so dass auch Schwingungen prinzipiell ohne Berührung der beiden Dichtflächen übertragen werden können.

Neben dieser Gleitringdichtung ist im vorliegenden Fall zur Verdichterseite eine Labyrinthdichtung und zur gegenüberliegenden Maschinen- oder Getriebe-seite ein Dichtungssystem mit federbehafteten Kohleringen angeordnet. Anhand eines Über-



Dr.-Ing. Johann Lenz
KÖTTER Consulting
Engineers, Rheine

druckes des Sperrgases A bzw. des Trenngases C besteht so eine Art äußeres Dichtungssystem.

Fast alle Schadensfälle wurden kurz nach einem Trip-Alarm der überwachten Leckgasmenge oder der Schwingungen festgestellt. Verschiedene bereits durchgeführte Maßnahmen, wie z. B. der Austausch des Dichtungssystems durch das

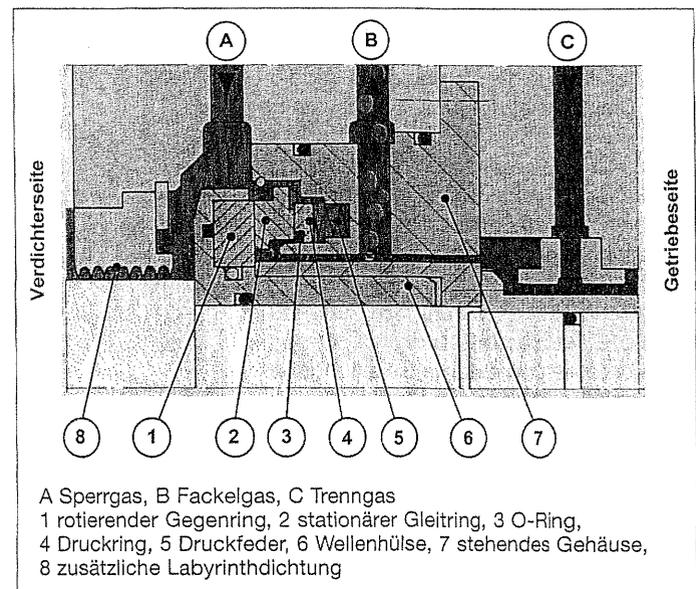


Bild 2:
Funktionale Anordnung einer gasgeschmierten Gleitringdichtung [1, 2]

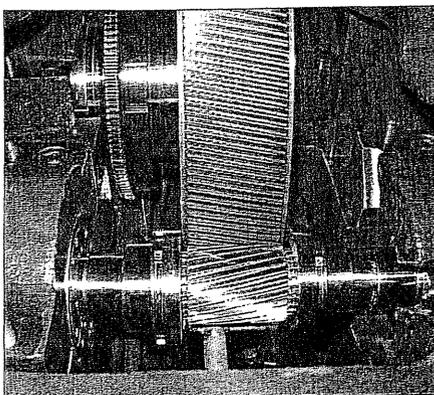


Bild 1: Einblick auf Ritzelwelle (Vordergrund) und Radwelle eines Getriebeturboverdichters

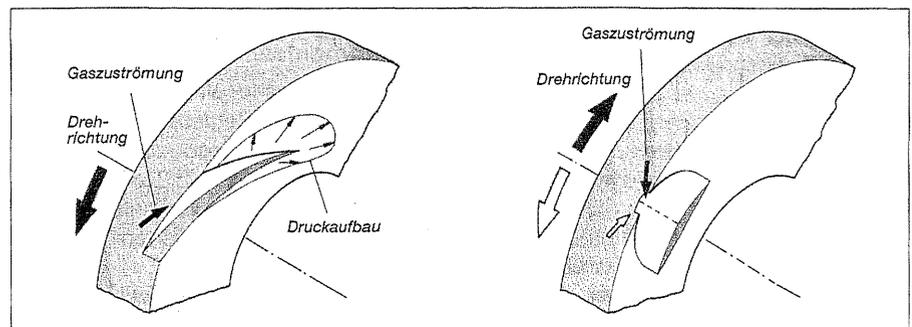


Bild 3: Drehrichtungsabhängige (links) und drehrichtungsunabhängige (rechts) Nutgeometrie des rotierenden Gegenringes [1, 2]

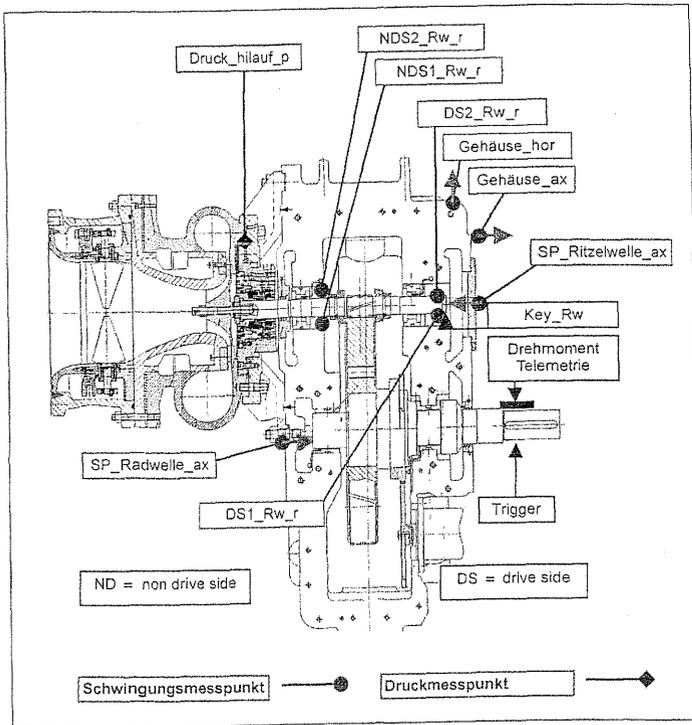


Bild 4: Messpunkte am Getriebeturboverdichter

Die Messung wurde mit Stickstoff im Close-Loop-Betrieb des Verdichters durchgeführt. In einem ersten Schritt wurde das Überfahren der ersten biegekritischen Eigenfrequenz der Ritzelwelle beim Hoch- bzw. Auslauf des Verdichters überprüft.

Die Amplitude der Wellenschwingung wies weder beim Hoch- noch beim Auslauf des Verdichters auffällig resonant erhöhte Werte auf (1. Biegeeigenfrequenz liegt bei ca. 200 Hz) (Bild 6). Auch im stationären Betrieb wurden die zulässigen Grenzwerte der radialen Wellenschwingung nicht überschritten.

Im nächsten Schritt wurden folgende Punkte überprüft bzw. mit den auffälligen Ergebnissen der vom Hersteller durchgeführten Berechnungen verglichen:

1. Während des Hochlaufes des Kompressors findet ein Wechsel der axialen Ritzelwellenbelastung statt. Die Berechnungen zeigen einen Richtungswechsel kurz vor Erreichen der Enddrehzahl des Kompressors.
2. Im stationären Stickstoffbetrieb des Verdichters tritt eine axiale Ritzelwellenkraft von ca. 1.030 N in Richtung der Verdichterseite auf. Aufgrund dieser geringen Axiallast ist eine Lageinstabilität der Ritzelwelle durchaus denkbar.

Hinsichtlich des ersten Punktes wurde beim Hochlauf des Verdichters die axiale Verschiebung der Ritzel- und Radwelle aufgezeichnet (Bild 7). Es zeigt sich eine Verschiebung der Ritzelwelle um ca. 0,3 mm sowie der Radwelle um ca. 0,05 mm in Richtung der Verdichterseite (siehe Messpunktlage in Bild 4). Ein Vergleich mit dem vorgegebenen mechanischen Spiel des Druckkamms (0,25 mm)

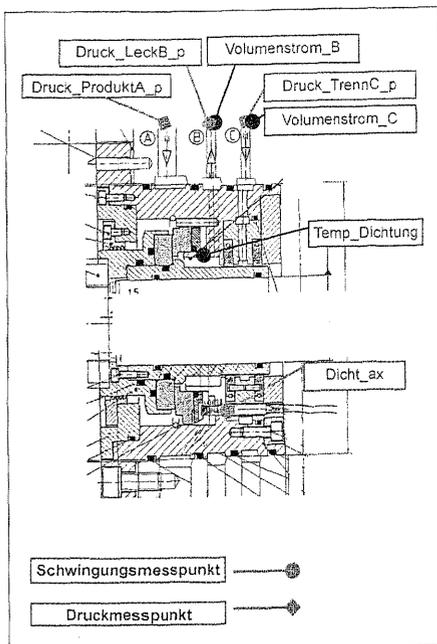


Bild 5: Messpunkte im direkten Bereich der Gleitringdichtung

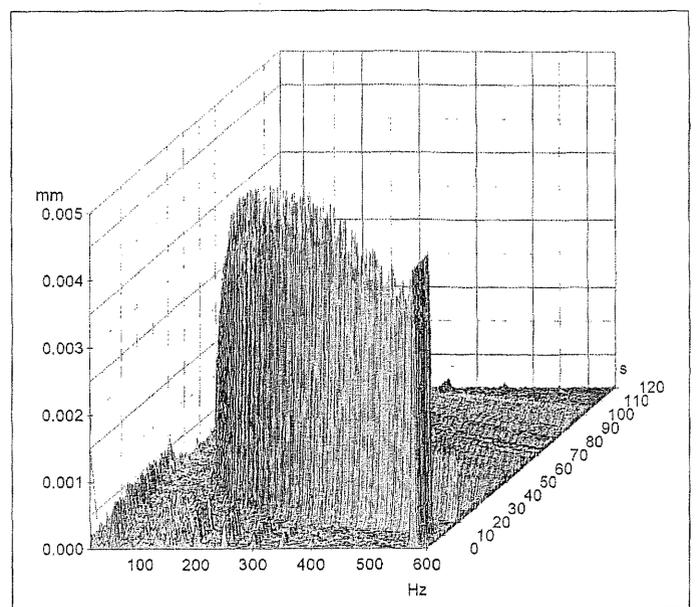
eines anderen Herstellers, zeigten keinen Erfolg. Der Anlagenbauer vermutete eine Lageinstabilität der Ritzelwelle. Nachdem innerhalb eines Jahres insgesamt sechs Gleitringsschäden aufgetreten waren, wurde eine umfassende Ursachenanalyse bei KÖTTER Consulting Engineers beauftragt.

Vorgehensweise bei der Ursacheanalyse

Um die physikalischen Zusammenhänge für die Beschädigung der Gleitringdichtung aufzudecken, wurde eine messtechnische Untersuchung durchgeführt. Aufgrund der Schadenshistorie ist der Schwerpunkt auf die Dynamik der Ritzelwelle und der Gleitringdichtung gelegt worden. Dazu wurden unter anderem die axialen Verschiebungen und Schwingungen der Ritzel- und Radwelle, die Radialschwingungen der Ritzelwelle sowie sowohl die absoluten Gehäuse-schwingungen als auch das dynamische Drehmoment der Antriebswelle und die dynamischen bzw. statischen Drücke und Leckageströme des Dichtungssystems und des Verdichters zeitgleich erfasst (Bild 4 und 5).

trungdichtung aufzudecken, wurde eine messtechnische Untersuchung durchgeführt. Aufgrund der Schadenshistorie ist der Schwerpunkt auf die Dynamik der Ritzelwelle und der Gleitringdichtung gelegt worden. Dazu wurden unter anderem die axialen Verschiebungen und Schwingungen der Ritzel- und Radwelle, die Radialschwingungen der Ritzelwelle sowie sowohl die absoluten Gehäuse-schwingungen als auch das dynamische Drehmoment der Antriebswelle und die dynamischen bzw. statischen Drücke und Leckageströme des Dichtungssystems und des Verdichters zeitgleich erfasst (Bild 4 und 5).

Bild 6: Wasserfalldiagramm der Amplitudenspektren der radialen Wellenschwingungen auf der Abtriebsseite der Ritzelwelle (non drive side, Messpunkt NDS1_RW_r) beim Auslauf (Betriebsdrehzahl ca. 570 Hz) des Verdichters



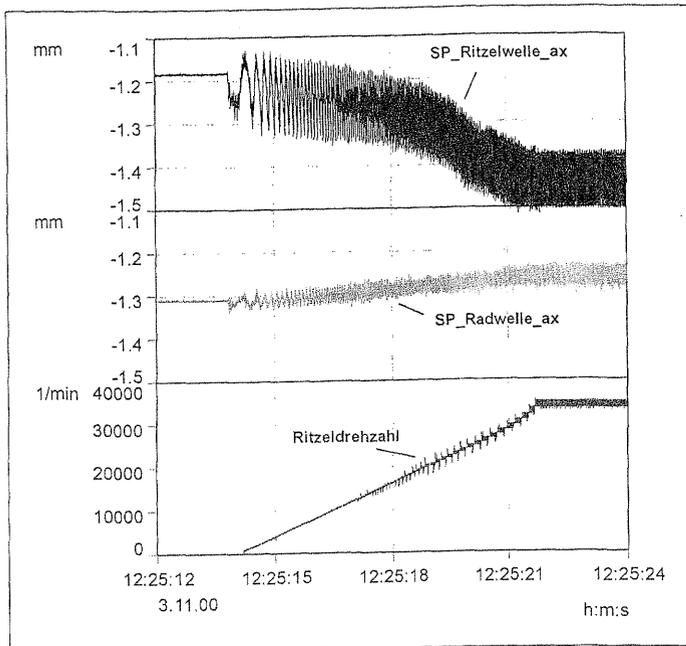


Bild 7: Axiale Verschiebung der Ritzel- und Radwelle beim Hochlauf des Verdichters

sowie des Axiallagers (0,1 mm) bestätigt die Zulässigkeit der im Betrieb festgestellten Verschiebungen.

Der zweite Punkt zeigt, dass rechnerisch relativ geringe axiale Kräfte die Position der Ritzelwelle bestimmen. Aus diesem Grunde wurde die axiale Belastung der Ritzelwelle für verschiedene Betriebsbedingungen theoretisch und experimentell bestimmt. Insgesamt wurden neun stationäre Betriebspunkte (Tabelle 1) durch Variation des Förderdruckes und der Fördermenge des Verdichters gezielt angefahren.

Die absoluten und dynamischen Drücke vor und hinter dem Laufrad sowie in den verschiedenen Dichtungsabschnitten wurden zeitgleich mit den Schwingungen und Verschiebungen der beiden Wellen gemessen. Durch Rückrechnung der Drücke über die verschiedenen beaufschlagten Flächen sowie den Impulssatz konnte die in den insgesamt neun Betriebspunkten an der Ritzelwelle angreifende Axiallast berechnet werden (Bild 8).

In Bild 9 sind diese Berechnungsergebnisse mit den in den verschiedenen Betriebszuständen gemessenen absoluten axialen Ritzelwellenverschiebungen dargestellt.

Ausgehend von dem Betriebspunkt A zeigt sich auch durch die in dem Diagramm eingezeichnete Gerade eine sehr gute lineare Abhängigkeit zwischen der Axialverschiebung und der Axiallast, so dass eine axiale Instabilität der Ritzelwelle (wie z. B. durch Schubumkehr der Ritzelwelle) im stationären Zustand ausgeschlossen werden kann.

In Bild 10 sind die in den einzelnen Betriebspunkten gemessenen axialen

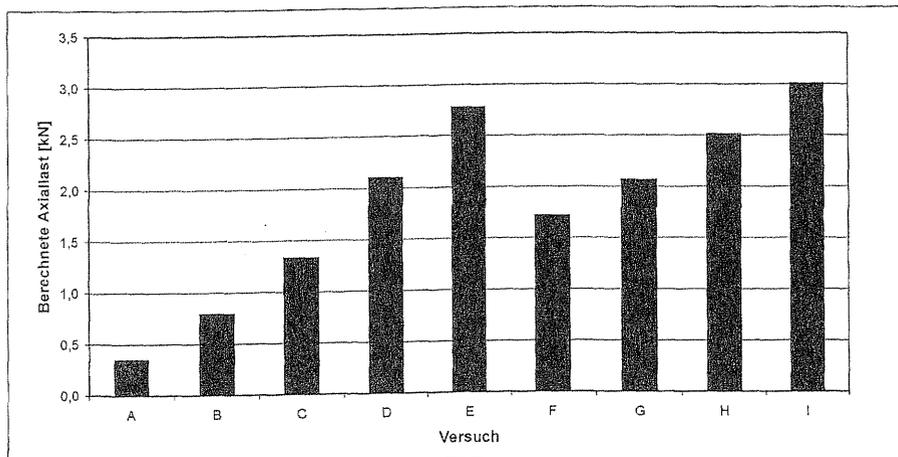


Bild 8: Aus den Messdaten berechnete Axiallast der Ritzelwelle in den verschiedenen Betriebspunkten

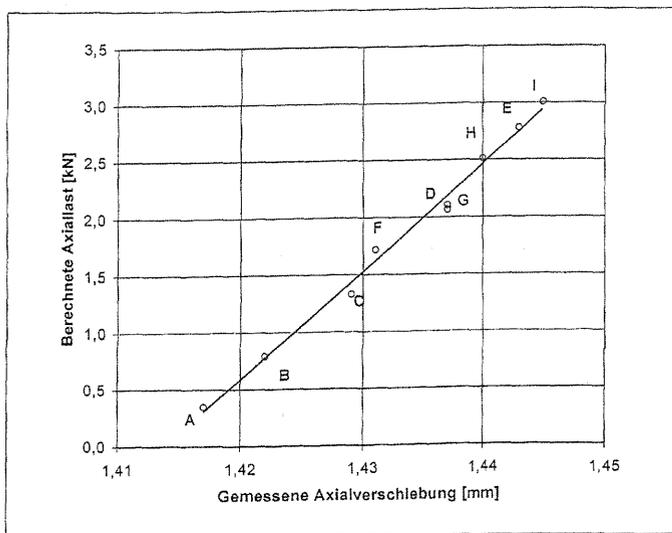


Bild 9: Vergleich von gemessener Axialverschiebung und der aus den Messdaten berechneten Axiallasten an der Ritzelwelle für die verschiedenen Betriebspunkte

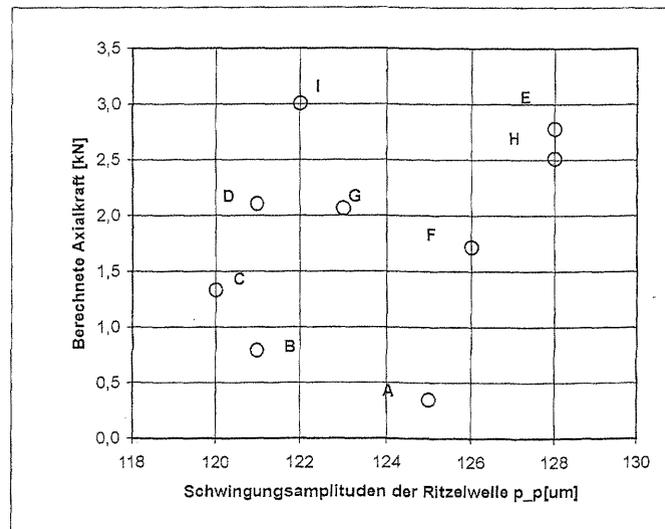


Bild 10: Vergleich von gemessenen Axialschwingungen und der aus den Messdaten berechneten axialen Kräfte an der Ritzelwelle für die verschiedenen Betriebspunkte

Tab. 1: Randbedingungen der zur Messung angefahrenen stationären Betriebspunkte

Versuch	Leitradposition	Anlagen-			
		Saugdruck p _s [bar a]	Enddruck p _{Ed} [bar a]	Druck_ProduktA_p [bar a]	Druck-hiLauf_p [bar a]
A	70 °	3,069	3,39	3,65	3,71
B	60 °	3,065	3,41	3,86	3,92
C	60 °	3,16	4,88	4,16	4,25
D	60 °	3,13	5,47	4,43	4,53
E	60 °	3,12	5,79	4,68	4,79
F	0 °	3,13	4,56	4,32	4,42
G	0 °	3,11	5,17	4,42	4,53
H	0 °	3,08	5,60	4,55	4,67
I	0 °	3,07	5,86	4,73	4,84

auch für die mehrfach aufgetretenen Beschädigungen der Gleitringdichtung war eine Unwucht im langsam laufenden Antriebstrang. Nach präzisiertem dynamischen Auswuchten an der Kupplung zwischen dem Getriebe und dem E-Motor konnten die Gehäuseschwingungen entscheidend vermindert werden. Parallel dazu reduzierten sich die Axial-schwingungen der Ritzelwelle und damit auch der Gleitringdichtung um mehr als die Hälfte. Es zeigte sich, dass in dieser Getriebebauweise die Axial-schwingungen der schnelllaufenden Ritzelwelle

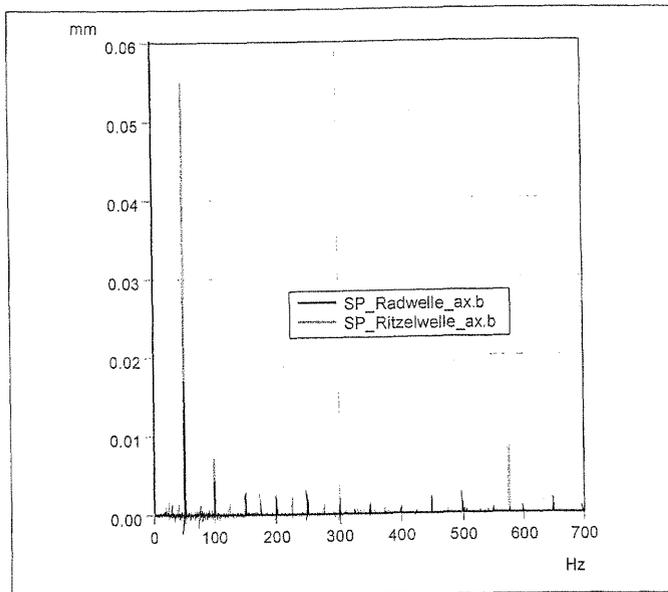


Bild 11: Amplitudenspektren der gemessenen axialen Schwingungen von Ritzel- und Radwelle

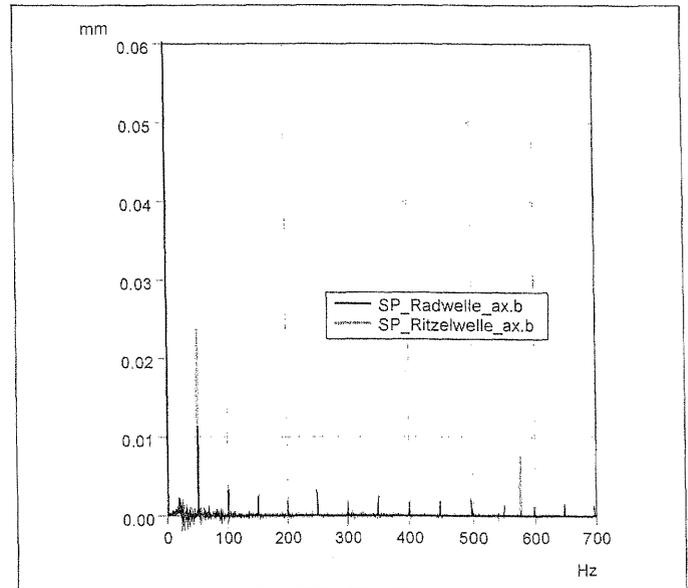


Bild 12: Amplitudenspektren der gemessenen axialen Schwingungen von Ritzel- und Radwelle nach dem Auswuchten

Ritzelwellenschwingungen dargestellt. Es ist hier kein funktionaler Zusammenhang zu den angreifenden Kräften an der Ritzelwelle festzustellen.

Neben diesen bisher unauffälligen Erkenntnissen wurde jedoch ein erhöhter Pegel der axialen Wellenschwingungen der Ritzelwelle (Bild 10) festgestellt. Das gemessene Spektrum, dargestellt in Bild 11, weist für die Axial-schwingung der Ritzelwelle eine Amplitude von ca. 55 µm bei der Drehfrequenz der langsam laufenden Radwelle von 49,5 Hz auf.

Der vom Hersteller angegebene Grenzwert für die Axial-schwingung der Dichtung wird überschritten, so dass eine unzulässige Belastung der Dichtung dabei durchaus eintreten kann. Bemerkenswert war, dass die Axial-schwingung der angetriebenen Radwelle bei dieser Drehfrequenz nur eine Amplitude von ca. 18 µm aufweist (Bild 11).

Folglich war zu analysieren, wie diese Axial-schwingung von der Radwelle zur

Ritzelwelle verstärkt wird. Eine zeitgleiche Messung, der zur Wellenlage um 90° versetzten horizontalen Gehäuseschwingung, zeigt eine überhöhte Schwinggeschwindigkeit von $v_{eff} = 5,6$ mm/s mit einer markanten Amplitude von 7 mm/s ebenfalls in der Drehfrequenz der Radwelle. Da die Rundlaufgenauigkeit der langsam laufenden Radwelle schon im Vorfeld mehrfach überprüft worden war, wurde die Radwelle dynamisch am Kupplungsflansch gewuchtet. Damit konnte die horizontale Gehäuseschwingung auf einen Effektivwert von 1,2 mm/s reduziert werden. Gleichzeitig wurde auf diese Weise auch die erhöhte Axial-schwingung der Ritzelwelle auf eine Amplitude von ca. 23 µm vermindert (Bild 12).

Ergebnis

Ursache für die erhöhten Axial-schwingungen der Ritzelwelle und vermutlich

sehr sensibel auf eine Unwucht der langsam laufenden Radwelle reagieren.

Darüber hinaus wurde die eingesetzte bidirektionale Gleitringdichtung durch eine ursprünglich schon einmal am Verdichter eingesetzte schwingungsunempfindlichere unidirektionale Dichtung ersetzt. Nach der Umsetzung der Maßnahmen konnte der Verdichter problemlos in Betrieb genommen werden und läuft seit Dezember 2000 ohne weitere Störungen.

Literatur

- [1] Burgmann, F.: Gasgeschmierte Gleitringdichtung, Beiträge der Mitarbeiter der Firma Feodor Burgmann Dichtungswerke GmbH & Co., Wolfratshausen, ISBN 3-929682-15x, 1997
- [2] Tietze, W.: Handbuch Dichtungspraxis, 2. Auflage, Vulkan Verlag, Essen, ISBN 3-8027-2192-6, 2000

Weitere Informationen über Kennziffer 260