

## Auffällige Schwingungen einer Pumpe in Rohöl-Pipeline wirkungsvoll reduziert

In der Einspeisestation einer Rohöl-Pipeline sind drei bauähnliche Pumpen installiert. Nach einer Revision und Anpassung der Förderhöhen der Pumpen A, B und C an veränderte Betriebsbedingungen wurden vom Betreiber erhöhte Schwingungen und Lärmemissionen beobachtet. Die bemängelte Situation trat bei Einzel- und Reihenbetrieb der Pumpe B (2 stufig; Förderhöhe 362 m; Nennleistung 1754 kW; Drehzahl 1492 min<sup>-1</sup>) auf.

Da der Ursache-Wirkungs-Mechanismus für die bemängelte Situation nicht bekannt war, wurde KÖTTER Beratende Ingenieure Berlin GmbH (KBI) mit einer umfassenden schwingungstechnischen Untersuchung beauftragt. Basierend auf den hierdurch ermittelten Ursachen sollten gezielte Maßnahmen erarbeitet werden, um schwingungsbedingte Anlagenausfälle zu verhindern. Darüber hinaus galt es, drohende Betriebseinschränkungen durch Überschreitungen der zulässigen Lärmimmissionsrichtwerte in der Nachbarschaft zu vermeiden.

Die Untersuchung wurde in Form einer mobilen Betriebsschwingungsmessung bei Einzelbetrieb der Pumpe B sowie bei Reihenbetrieb der Pumpen A+B und B+C durchgeführt. Zur Erfassung und Analyse der Situation wurden synchron mit 32 Kanälen die Schwinggeschwindigkeiten an den Aggregaten, Maschinenfundamenten und Rohrleitungen sowie saug- und förderdruckseitige Druckpulsationen (höherfrequente Druckschwankungen) in Abhängigkeit der Betriebszustände gemessen. Ergänzend erfolgten Schallimmissionsmessungen auf dem Anlagengelände. In Abbildung 1 werden der Aufbau einer Pumpeneinheit und die Lage ausgewählter Messpunkte schematisch skizziert.

In einem ersten Untersuchungsschritt wurden die Schwingungen bewertet. Die gemessenen Schwinggeschwindigkeiten der Antriebsmotoren sowie der Fundamentblöcke lagen auf einem unkritischen Niveau. Auch die gemessenen Werte an den Lagergehäusen der Pumpen A sowie C jeweils bei Reihenbetrieb mit B lagen deutlich unterhalb des Richtwertes der Zonengrenze B/C nach DIN ISO 10816 – Teil 7. Im Sinne der DIN war somit für die erfassten Betriebszustände ein uneingeschränkter Dauerbetrieb dieser beiden Pumpen zulässig.

An der Pumpe B wurden bei Einzelbetrieb und insbesondere bei Reihenbetrieb deutliche Richtwertüberschreitungen (Zone D der DIN ISO 10816 – Teil 7) festgestellt. Abbildung 2 zeigt die Messwerte der Lagerschwingungen bei Reihenbetrieb der Pumpen A+B. Bei unverändertem Weiterbetrieb waren somit Schäden an der Pumpe B zu befürchten.

Da nur innerhalb des Werkgeländes Schallmessung durchgeführt werden konnten, wurde auf Basis von zwei Ersatzmesspunkten (verdeckte Messung) eine Schallausbreitungsrechnung in Anlehnung an die DIN 9613-2 durchgeführt. Demnach wird im Nachtzeitraum am maßgeblichen Immissionsort in der Nachbarschaft der Immissionsrichtwert für Mischgebiete der TA Lärm von L<sub>Nacht</sub> = 45 dB(A) überschritten.

Für die Ursachenanalyse der überhöhten Pumpenschwingungen der Pumpe B wurden die Frequenzspektren der saug- und förderdruckseitigen Druckpulsationen in den maschinennahen Rohrleitungsabschnitten und die strukturmechanischen Lagerschwingungen verglichen. Es zeigten sich zwei Hauptfrequenzkomponenten mit pegelbestimmenden Amplituden bei 99,6 Hz und 149,0 Hz. Dabei traten bei Betrieb der Pumpe B im Vergleich zu den Messwerten der Pumpen A und C deutlich höhere Druckpulsationen auf. Die daraus resultierenden Wechselkräfte regten das Pumpengehäuse der Pumpe B zu überhöhten gleichfrequenten Schwingungen an. Diese Pulsationen verursachten als primäre Erregerquelle auch die auffälligen – jedoch nach VDI-Richtlinie 3842 noch zulässigen – Rohrleitungsschwingungen.

MASCHINENDYNAMIK

In einem weiteren Auswerteschritt wurden die geplanten Pumpenkennlinien den gemessenen Betriebspunkten gegenübergestellt. Während die Förderhöhen der Pumpe A und C eine gute Übereinstimmung mit der vorliegenden Kennlinie der Servicefirma zeigten, ergaben die Messungen an der Pumpe B größere Förderhöhen als geplant.

Es stellte sich heraus, dass Pumpe B im Rahmen der Revision mit einem, für die geplante Kennlinie, zu großem Laufrad ausgeliefert wurde. Der vergrößerte Laufraddurchmesser führte zur Verschiebung der Kennlinie in Richtung zu großer Förderhöhen. Aus schwingungstechnischer Sicht konnte der relativ kleine Spalt zwischen Laufrad und Gehäuse für die überhöhten Druckpulsationen im Fördermedium als Verursacher aufgezeigt werden. Damit war die primäre Ursache der auffälligen Betriebsschwingungen identifiziert.

Als Maßnahmen wurden von KBI dem Betreiber daher – in Abstimmung mit der Servicefirma – die Verringerung des Laufradaußendurchmessers und somit eine Vergrößerung des Spaltmaßes zwischen Laufrad und Gehäuse vorgeschlagen.

Der Betreiber ließ die Maßnahmen wie empfohlen umsetzen. Nach Wiederinbetriebnahme wurde eine schwingungstechnische Abnahmemessung durch KBI durchgeführt. Abbildung 3 stellt exemplarisch die Frequenzspektren der saugseitigen Druckpulsationen den strukturmechanischen Lagerschwingungen der Pumpe B vor und nach der Sanierung gegenüber.

Bei der Hauptfrequenzkomponente von 99,6 Hz hat sich die Amplitude der Druckpulsation durch die Modifikation des Laufrades etwa halbiert. Die gleichfrequente Amplitude der Schwinggeschwindigkeit konnte durch die gezielte Anpassung des Spaltmaßes zwischen Laufrad und Gehäuse auf ca. 1/3 reduziert werden.

Die erzielten Verbesserungen der Maschinenschwingungen zeigen sich in der Gegenüberstellung der gemessenen Gesamtwerte der Schwinggeschwindigkeiten in Abb. 2 deutlich. Fazit: Es zeigte sich wieder, dass eine wirkungsvolle und dauerhafte Reduzierung kritischer Anlagenschwingungen nur bei Kenntnis der Ursachen und der Wirkmechanismen möglich ist. Dies erfordert häufig eine umfassende messtechnische Untersuchung, sichert aber einen ungestörten Dauerbetrieb der betroffenen Anlage und hilft somit, teure Anlagenausfälle oder Betriebseinschränkungen zu vermeiden. Seit der Durchführung der schwingungstechnischen Untersuchung und der darauf basierenden gezielten Sanierung wird die Anlage zur vollen Zufriedenheit des Kunden betrieben.

Gerne entwickeln wir gezielte Lösungsansätze auch für die schwingungstechnischen Aufgabenstellungen in Ihrer Anlage. Wir begleiten Sie dabei bis ans Ziel. Rufen Sie uns gerne an.

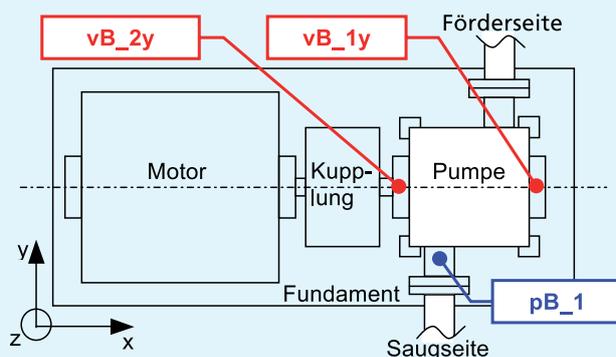


Abbildung 1:  
Draufsichtsskizze der Pumpe B und Lage ausgewählter Druck- (p) und Schwingungsmesspunkte (v)

MASCHINENDYNAMIK

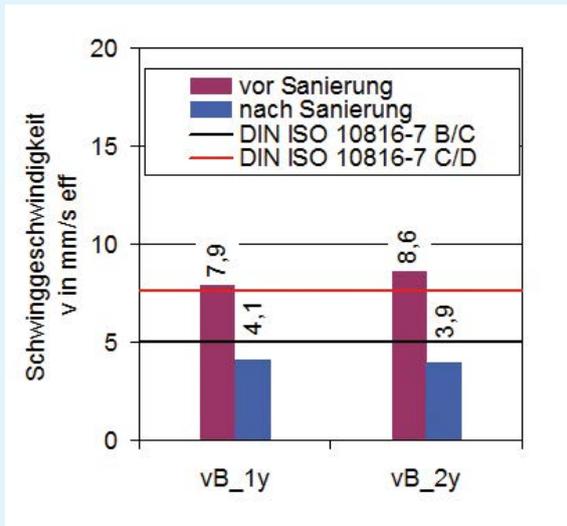


Abbildung 2: Schwinggeschwindigkeiten (Effektivwerte) am Lagergehäuse der Pumpe B bei Reihenbetrieb mit Pumpe A vor und nach der Sanierung mit Zonengrenzen zulässiger Schwingungen nach DIN ISO 10816-7

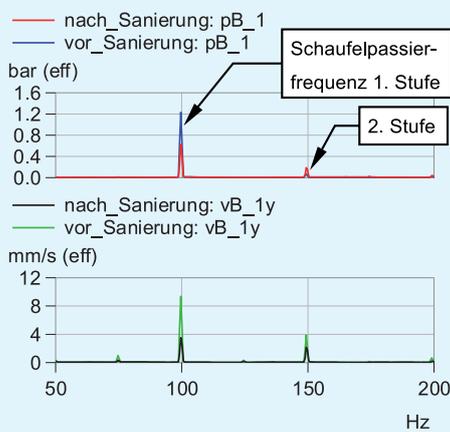


Abbildung 3: Frequenzspektren der saugseitigen Druckpulsationen und der Lagerschwingungen (Effektivwerte) von Pumpe B bei Reihenbetrieb mit Pumpe A vor und nach der Sanierung



**Kontakt:**  
 Dipl.-Ing. Joachim Holstein  
 Telefon: +49 30 526788-23  
 j.holstein@koetter-consulting.com