

LÄRMREDUKTION IN SCHRAUBENKOMPRESSOREN DURCH DIE KONTROLLE VON ROTOR-ÜBERTRAGUNGS-FEHLERN

DR. CHRISTOPHER S. HOLMES

HOLROYD, Abteilung Forschung & Entwicklung
Rochdale, Lancashire, Großbritannien

Email: chris.holmes@holroyd.com

KURZDARSTELLUNG

Lärmreduktion in Kompressoren wurde durch die Anwendung von Helixkompensierung an Rotoren während der Herstellung erreicht. Eine Analyse des Effekts von verallgemeinerten Fehlstellungen und Verzerrungen wurde erstellt und dafür verwendet, die Übertragungsfehler und Beschleunigungen vorauszusagen. Die Forschungspartner von Holroyd präsentieren hier die Belege für eine Lärmreduktion.

Schlüsselworte: Schraubenkompressor, Lärm, Rotoren, Übertragungsfehler

1. EINFÜHRUNG

Es ist seit langem bekannt, dass Herstellungsabweichungen bei Schraubenkompressor-Rotoren und ihren Gehäusen zu unerwünschtem Lärm führen können, und dass extremere Erscheinungsformen, wie z. B. Rotorrattern, wenn der Rotorenkontakt schnell von einem Flanke zum anderen oszilliert, die Lebensdauer des Rotors deutlich mindern können.

Es gibt zahlreiche Beweise aus dem Bereich der Schneckengetriebe, dass die Häufigkeit von Lärm in engem Zusammenhang mit Übertragungsfehlern steht. Diese allgemeine Theorie wurde erstmals von Harris (1) veröffentlicht, dann weiter entwickelt von Harris, Gregory & Munro (2). Munro (3) hat eine exzellente Bearbeitung über die Theorie und das Messen von Übertragungsfehlern geschrieben. Ein Lehrbuch mit einer breiten Abdeckung dieses Themas, das auch den Effekt der Schraubenballigkeit auf Übertragungsfehler beinhaltet, wurde kürzlich von Smith (4) geschrieben.

Es gibt relativ wenige Veröffentlichungen über den Einfluss des Rotors auf den Kompressorlärm. Eine neuere Arbeit von Yoshimura (5) konzentriert sich auf den Einfluss von Gaskräften und Profilformen, z. B. Evolventen. In der vorliegenden Studie wird jedoch angenommen, dass die Bewegung eher durch den Helical-Ablauf als durch die Eigenschaften der Profilform übertragen wird. Jedoch ist die allgemeine Theorie sowohl für Profil- als auch für Helical-Auswirkung gleichermaßen gültig.

Übertragungsfehler treten im angetriebenen Teil eines Paares dann auf, wenn ihre unmittelbare Winkelposition von der theoretischen Winkelposition abweicht, die durch das Übersetzungsverhältnis festgelegt ist. Grundsätzlich ist ein Übertragungsfehler immer dann positiv, wenn der angetriebene Teil etwas vor seiner theoretischen Position ist. Der Fehler wird in Mikrons am Teilkreisradius ausgedrückt. Die Verschiebungen und Beschleunigungen können gemäß der Fourier-Analyse transformiert werden, und dieses Spektrum hat sich als besonders relevant zum Lärm in Getrieben erwiesen.

Das Holroyd Paar-Messsystem wurde von Holmes und Munro (6) beschrieben. Die Maschine misst sowohl Übertragungsfehler als auch das Profilspiel des Rotors. Die Ergebnisse der Maschine sind in Abb. 1 ersichtlich. Die untere Linie ist der Vorwärts-Übertragungsfehler, die obere schwache Linie ist der Rückwärts-Übertragungsfehler, und die obere dicke Linie ist das Verdrehflankenspiel (das Verdrehflankenspiel ergibt sich aus der Subtraktion der Vorwärtsbewegung von der Rückwärtsbewegung der Übertragungsfehler). In der Übertragungsfehler-Linie stellen die längeren Wellen den Effekt des Auslaufs dar, die kürzeren Wellen die

Zahn-an-Zahn Effekte, die durch Teilungsfehler und Steigungsfehler hervorgerufen werden, und die kürzesten Wellen beziehen sich auf Fehler in der Profil- oder Helixform.

Die Ergebnisse des Vorwärts-Übertragungsfehlers werden in ein Spektrum konvertiert, das die Fourier-Analyse anwendet, wie in Abb. 2 dargestellt. Dies lässt die im Rotor existierenden Ansteuerfrequenzen erkennen. Die Amplitude der Verschiebungen wird in Abhängigkeit von der Frequenz, die als Zyklen pro Umdrehung des angetriebenen Rotors ausgedrückt wird, aufgezeichnet. In diesem Fall erscheint die Grundfrequenz bei 5 Zyklen pro Umdrehung, da der Hauptläufer-Rotor 5 Zähne hat. Harmonischen können bei 10, 15 etc. gesehen werden. Da die Anzahl der Zähne auf dem Hauptläufer und dem Nebelläufer normalerweise unterschiedlich ist, ist es möglich zu identifizieren, welcher Rotor sich auf welche Eigenschaft auf dem Spektrum bezieht. Zum Beispiel: die größte Frequenzlinie im Diagramm ist bei einem Zyklus pro Umdrehung des Hauptläufer-Rotors mit 5 Zähnen (angetriebenen), und die Linie links daneben ist für den Nebelläufer-Rotor mit 7 Zähnen, der mit $5/7$ des Tempos des Hauptläufers rotiert. Was die Übertragungskurve angeht, stellen die niedrigen Frequenzen den Auslauf-Effekt dar, die mittleren Frequenzen den Zahn-zu-Zahn-Effekt, der durch Teil- und Steigungsfehler hervorgerufen wurde, und die hohen Frequenzen beziehen sich auf Fehler in der Profil- und Helix-Form. Winkelbeschleunigungen können in ähnlicher Form dargestellt werden.

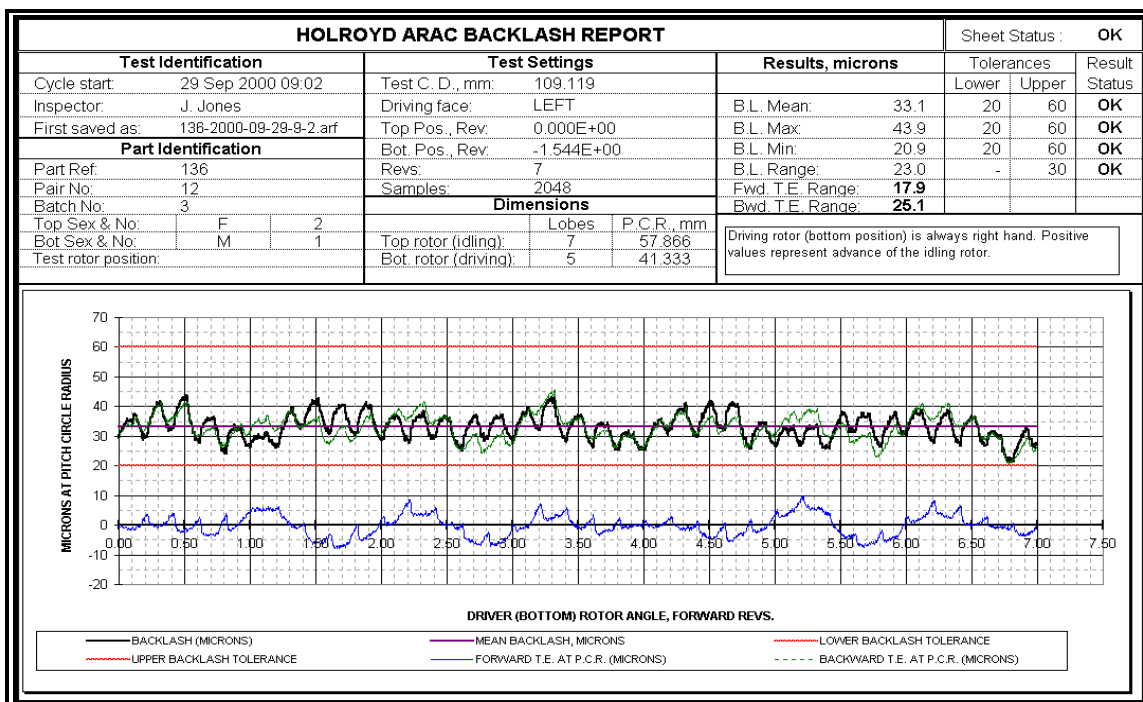


Abb. 1 ARAC-Bericht: Übertragungsfehler und Verdrehflankenspiel

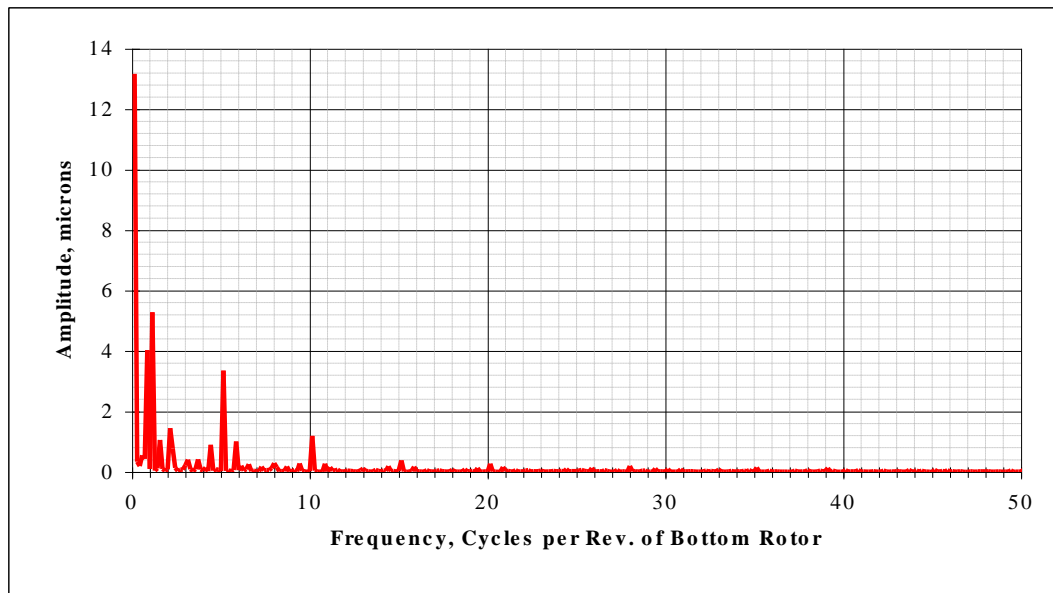


Abb. 2 ARAC-Bericht: Fourier-Spektrum des Vorwärts-Übertragungsfehlers

2. ÜBERTRAGUNGSFEHLER PROGNOSE

2.1 Anschauliches Beispiel mit linearer Diskrepanz

Um Übertragungsfehler zu verstehen, stellen Sie sich vor, dass ein Rotorenpaar mit einer Helix-Diskrepanz von 10 Mikron über seiner Körperlänge arbeitet, so dass der Kontakt zwischen dem Zahn an der Druckseite entsteht. Jetzt stellen Sie sich ein einzelnes Zahnpaar vor, und alle anderen wurden entfernt. Dieses Paar rotiert durch einen Volldurchlauf, vom anfänglichen Kontakt an der Ansaugseite zu dem Punkt, wo der letzte Kontakt an der Druckseite erfolgt. Der Positionsfehler am leerlaufenden (oder angetriebenen) Rotor wird als Null angenommen, wenn die Zähne den ersten Kontakt an der Druckseite haben, und während das Paar rotiert, rückt der leerlaufende Rotor ständig vorwärts, vor seinem theoretisch korrekten Winkel, der von der Übersetzung festgelegt worden war. Dieser Effekt ist in Abb. 3 dargestellt.

Die horizontale Achse zeigt die Rotation des angetriebenen Rotors, ausgedrückt als Axial-Bewegung des Kontaktpunktes auf dem Kontaktband. In diesem Papier wird die Abweichung des leerlaufenden Rotors ausgedrückt in Mikron, normal zur Oberfläche an dem Wälzkreis. Obwohl dies nicht der übliche Weg ist, Übertragungsfehler auszudrücken, erleichtert es die Kombination der Abweichungen von mehreren Quellen im Aufbau, hierzu später mehr. Wenn benötigt, kann das Endergebnis leicht in die transversale Ebene übertragen werden, z. B. für den Vergleich mit aktuellen Lärm-Messungen.

Abb. 4 zeigt die beiden anliegenden Zahnpaare. Das nachlaufende Paar (untere Linie) wird den Netto-Übertragungsfehler über diesem Rotationswinkel nicht betreffen, und das führende Paar wird die meiste Zeit die Rotation dominieren.

Der kombinierte Effekt aller Zahnkombinationen wird in Abb. 5 gezeigt. Der Übertragungsfehler, angezeigt durch die dicke umhüllende Linie, hat die Form von Sägezähnen, wo die Kontrolle plötzlich von einer Zahnkombination auf die Nächste übergeht. In diesem Fall könnte man erwarten, dass die Rotoren kurzzeitig, am Ende eines jeden Zahneingriffs, den Kontakt verlieren. Die „Sägezähne“ könnten genauso in die entgegengesetzte Richtung zeigen. In diesem Fall würden plötzliche Vorwärtsbeschleunigungen auftreten.

2.2 Effekt mit weiteren Abweichungen

Es ist leicht vorstellbar, dass Übertragungsfehler von vielen Quellen erzeugt werden, zusätzlich zur einfachen Fehlstellung. Die Stärke und Richtung der Abweichungen in jeglicher besonderen Situation sind abhängig von Konstruktion, Herstellung und Betriebsbedingungen. Viele Szenarios sind möglich, das endgültige Urteil muss der Entwickler des Kompressors treffen, basierend auf seiner genauen Kenntnis dieses Produktes.

In dieser Studie waren die folgenden Abweichungen in die Simulation einbezogen: Steigungsfehler, Nicht-Linearität der Steigung, Lage der Bohrungen am Gehäuse, Lagerfederungen, und Biegung unter Gaskräften. Andere Einflüsse wurden hier ausgeschlossen, da sie entweder als zu vernachlässigend oder in diesem Fall als nicht anwendbar eingestuft wurden. Diese waren: Teilungsfehler, Profil am Kontaktband, und fehlerhafte Kontakte (z.B. an dem Fußkreis). Zahnbiegung unter variablem Gasdrehmoment war ebenfalls ausgeschlossen, dies könnte möglicherweise die Basis einer zukünftigen Studie werden.

Das daraus resultierende Muster des Übertragungsfehlers ist in Abbildung 6 dargestellt.

2.3 Entlastungsstrategie (oder Balligkeit)

Bei Verwendung eines leistungsfähigen Maschinenwerkzeugs kann die Helix auf verschiedene Arten entlastet werden. Abb. 7 zeigt eine unveränderte Helix (dicke Linie), mit Entlastungen an jedem Ende RA1 und RA2. Diese können jeglichen Wert haben und können abweichen. Entlastung kann als linear (wie im Beispiel) oder parabelförmig spezifiziert werden. Die Längen RL1 und RL2 können ebenfalls alle Werte bis zur Hälfte der Körperlänge erreichen. Im Fall der gewählten Abweichungen waren Typ, Menge und Länge der Entlastung optimiert, um die Verschiebung für den erwarteten Versatz zu minimieren. Eine parabelförmige Entlastung wurde ausgewählt. Der kombinierte Effekt der angenommenen Abweichungen und der Entlastungen ist in Abb. 8 sichtbar. Der Netto-Übertragungsfehler wurde auf etwa 2,5 Mikron reduziert.

3. LÄRMPROGNOSE

Die Fourier-Spektren über Verschiebungen ohne Helix-Entlastung werden in Abb. 9 aufgezeigt. Der Effekt, wenn eine Entlastung mit einbezogen wird, in Abb. 10. Die Reduktionen im Beschleunigungsspektrum können durch Vergleichen von Abb. 11 und Abb. 12 erkannt werden. Falls gewünscht, kann auch das Spektrum über die Umlaufgeschwindigkeit angezeigt werden, wie auch die 3. Ableitung, („Stoß“). Die Relation zwischen Lärm und den verschiedenen Spektren ist noch nicht voll erforscht, obwohl man beobachten kann, dass das Beschleunigungsspektrum eine engere Relation zum auftretenden Lärm hat als das Verschiebungsspektrum. Anmerkung: die untere Linie „Zyklen pro Umdrehung“ kann in Frequenz in Hz konvertiert werden, wenn man sie mit der Rotationsgeschwindigkeit des angetriebenen Rotors in U/min multipliziert und dann durch 60 teilt.

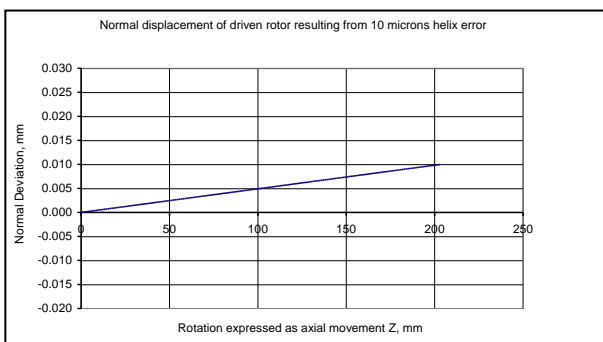


Abb. 3 Übertragungsfehler des Zahnpaars

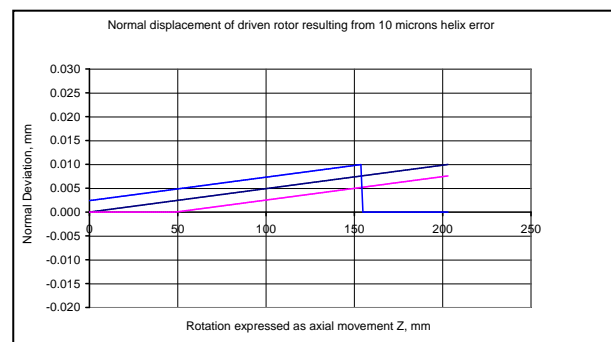


Abb. 4 Zahnpaar 1 mit nachlaufenden und vorlaufenden Paaren

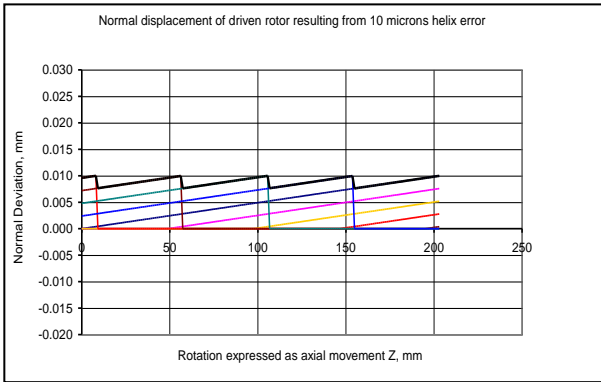


Abb. 5 Alle 7 Zahnpaar-Kombinationen

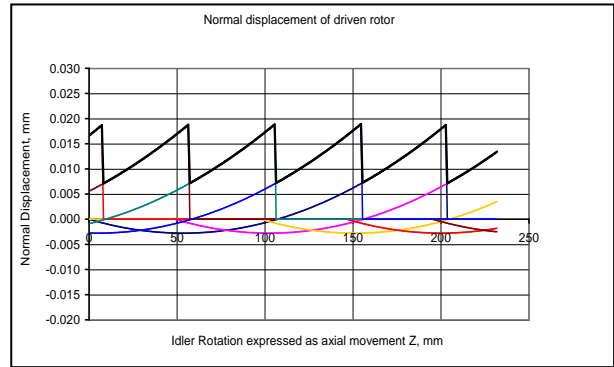


Abb. 6 Alle Abweichungen kombiniert

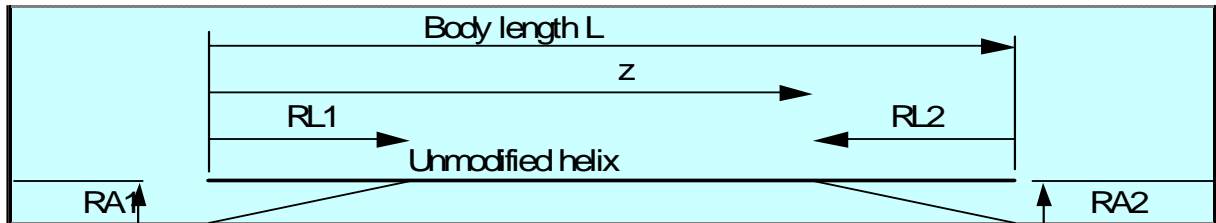


Abb. 7 Helix-Relief

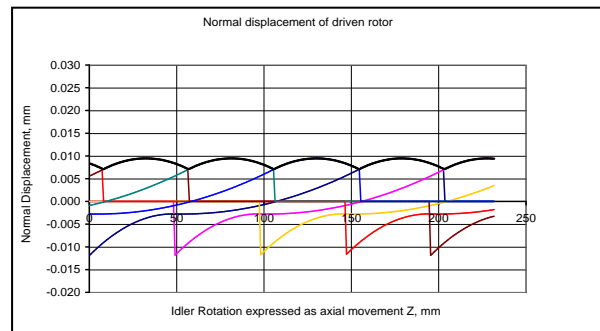


Abb. 8 Glättende Wirkung des Helix-Relief

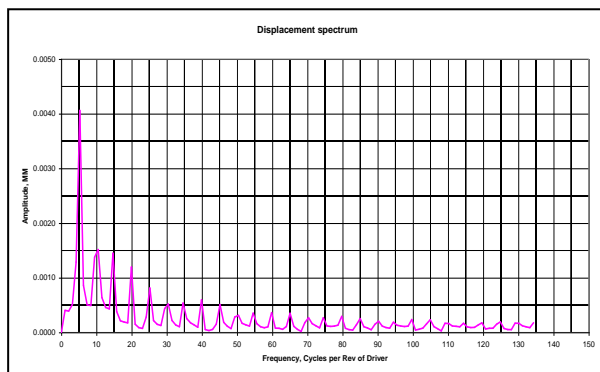


Abb. 9 Verschiebungsspektrum ohne Helix-Relief

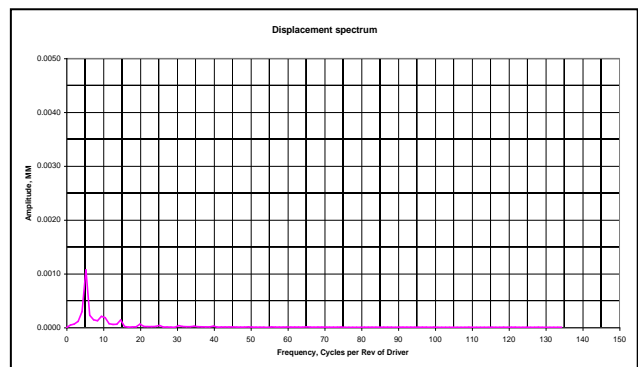


Abb. 10 Verschiebungsspektrum mit Helix-Relief

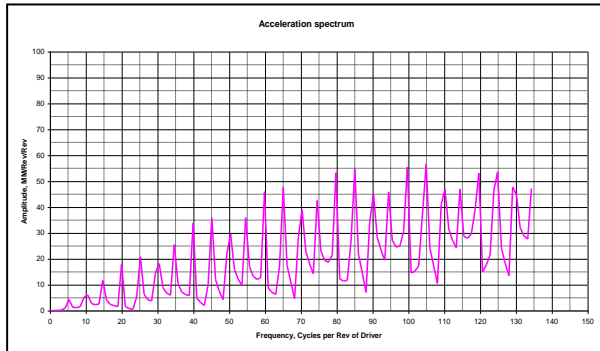


Abb. 11 Beschleunigungsspektrum ohne Helix-Relief

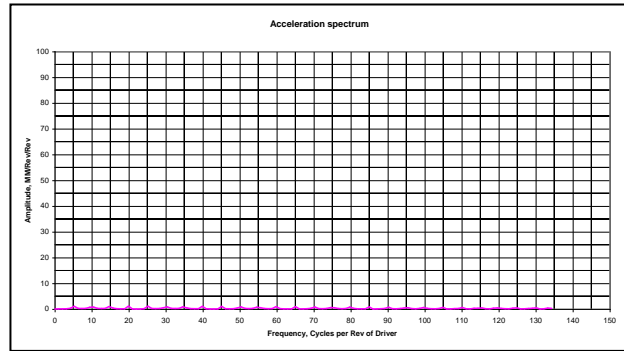


Abb. 12 Beschleunigungsspektrum mit Helix-Relief

4. LÄRMMESSUNGEN

Lärmmessungen wurden bei zwei Kältetechnik-Firmen durchgeführt, die bereits vorher mit Holroyd in der Rotor-Entwicklung zusammen gearbeitet hatten. Beide berichten über signifikante Rückgänge. Die Lärmergebnisse werden in Abb. 13 sichtbar gemacht. Diese Abbildung zeigt einen Rückgang um 6 dB bei höherem Verdichtungsverhältnis. Man könnte von dieser Messanordnung erwarten, dass der mechanische Lärm des Kompressors nur ein Teil des gesamten gemessenen Lärmes ist, dass der Rest vom Motor, von der Gaspulsation usw. kommt. Es wird angenommen, dass die Lärmreduktion im Kompressor selbst noch deutlich höher ist als die gemessenen 6 dB.

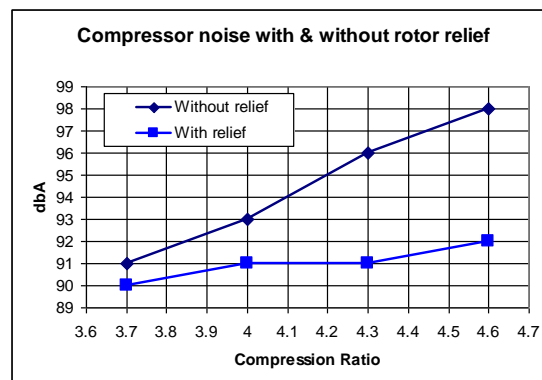


Abb. 13 Lärmtests an Standardrotoren und an ballig Rotoren (gleiches Gehäuse)

5. SCHLUSSFOLGERUNGEN

Die erhebliche Reduktion von Verschiebungen und von Beschleunigungen, die vorausgesagt sind, zeigt, dass eine leistungsstarke Methode existiert, mit der durch Rotoren verursachter Lärm reduziert werden kann, und zwar durch die Anwendung von Helix-Relief. Dies wurde durch Experimente bestätigt. Es ist wünschenswert, diese Arbeit weiter fortzuführen, um die Wechselbeziehung zwischen den verschiedenen Spektren und dem gemessenen Lärm noch besser zu verstehen. Das generelle Verhältnis ist jedoch klar, und Paul Nemit, Yorks Chef-Ingenieur für Kompressoren, sagte: „Der Unterschied im Lärmpegel zwischen zwei beliebigen Rotorensatz kann durch die ARAC Fourier Ergebnisse berechnet werden. Indem wir den Wert der Beschleunigung vergleichen, können wir die Effekte von verschiedenen Balligkeitsgraden sichtbar machen.“

Die Folge ist, dass Lärm durch Rotoren sowohl vorhergesagt als auch verhindert werden kann, und zwar bereits bei der Herstellung der Rotoren.

QUELLENANGABEN

- (1) Harris, S. L. Dynamic loads on the teeth of spur gears. Proc. Inst. Mech Eng., Vol 172, No. 2, 1958
- (2) Gregory R.W., Harris S.L., Munro R.G. Dynamic behaviour of spur gears. Proc. Inst. Mech Eng., Vol 178, 1963-4, Part 1 No. 8
- (3) Munro R. G. 1979, A Review of the Single Flank Method for Testing Gears. *Annals of the CIRP* 28/1/1979: 325-9
- (4) Smith, D.J. Gear noise and vibration, Marcel Dekker, 1999. ISBN: 0-8247-6005-0
- (5) Yoshimura, Shoji. Impact Vibration Analysis of Screw Compressor Rotor Systems. ICTC 2001. Xi'an Jiaotong University Press.
- (6) Holmes C.S., und Munro, R.G. 1990. A study of Screw Compressor Rotor Geometry with a New Method for the Remote Measurement of Clearances. Presented at Schraubenmaschinen 1990, Dortmund

DANKSAGUNG

Der Autor dankt York International Corporation für die Unterstützung dieser Zusammenarbeit, besonders Paul Nemit für seinen Weitblick, in dieser Arbeit den potentiellen Nutzen zu sehen, und für die Bereitstellung von Lärmdaten für die Veröffentlichung.

© C. S. Holmes 2006