

Schwingungen an Schraubenverdichtern

- Phänomene, Effekte, Maßnahmen -

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

Kurzfassung

In verschiedensten Industriebereichen werden bevorzugt Schraubenverdichter zur Bereitstellung von Gasen in einem mittleren Druckbereich eingesetzt. Das Gas wird vom Ansaug- zum Druckstutzen in sich verkleinernden Kammern komprimiert und anschließend in den Druckstutzen ausgeschoben. Aufgrund der diskontinuierlichen Arbeitsweise können in Abhängigkeit vom angeschlossenen Rohrleitungssystem akustische bzw. mechanische Resonanzen auftreten. Diese führen zu dynamischen Belastungen in Form von erhöhten Bauteilschwingungen oder oft auch zu auffälligen Einzeltönen. Zur systematischen Problembehebung an bestehenden Anlagen wird zuerst der Ist-Zustand durch eine zeitgleiche Messung von Medien-, Körper- und ggf. Luftschallschwingungen erfasst. Auf Basis dieser Daten wird anschließend die Situation beurteilt und der physikalische Wirkmechanismus analysiert. Zur Auslegung von Minderungsmaßnahmen werden sowohl abgestimmte akustische als auch strukturmechanische Simulationen durchgeführt. Diese Vorgehensweise wird an verschiedenen Beispielen aus praktischen Problemstellungen beschrieben und die jeweils entwickelten Minderungsmaßnahmen werden vorgestellt.

Abstract

In several industrial sectors screw compressors are the preferred technology for gas accomodation at medial pressure levels. The gas is compressed along the rotating screw by means of size-reducing chambers and ejected at the outlet. Due to the discontinuous mode of operation an excitation of acoustic and mechanical resonances of the connected piping can occur. In result, dynamic loads can be observed in form of mechanical vibrations and distinct tones at specific frequencies. To systematically solve these issues at existing plants, in a first step the current vibration states of structure, fluid and – if necessary – acoustic noise are measured synchronously. On the basis of these data the situation can be evaluated and the physical mechanism can be identified. To engineer effective measures, case-specific simulations are performed for the acoustic system as well as for the structural

mechanics. This method is presented on the basis of selected practical examples and the developed striking measures for these cases are described.

1. Grundlagen

Der Schraubenverdichter ist eine in der Regel mehrwellige Verdrängermaschine, der von der Größenordnung des maximal möglichen Volumenstromes zwischen Kolben- und Turboverdichter einzuordnen ist. Der Rotationsverdichter nutzt das kinematische Prinzip von schräg verzahnten Rotorprofilen und ist sowohl in der Druckluft als auch in der Kälte- und Verfahrenstechnik weit verbreitet. Man unterscheidet sie nach trockenlaufenden und flüssigkeitseingespritzten Schraubenverdichtern, die in der Regel im Leistungsbereich zwischen wenigen kW und 2 MW liegen.

1.1 Arbeitsweise

Die Arbeitsweise des Schraubenverdichters wird charakterisiert durch einen gekapselten Arbeitsraum, der sich während eines Arbeitsspiels zyklisch ändert. Durch die Anordnung der Profilflanken vom Haupt- und vom Nebenrotor wird Gas in axialer Richtung von der Saug- zur Druckseite hin unabhängig vom Gegendruck komprimiert. Die Höhe des Verdichtungsenddruckes wird durch die innere Verdichtung bestimmt. Anhand der druckseitigen Steuerkanten wird eine Verbindung zur förderdruckseitigen Rohrleitung geschaffen. Die ölgeschmierten Verdichter laufen in der Regel ohne Gleichlaufgetriebe, wobei das Öl sowohl kühlende, abdichtende als auch lärmreduzierende und schmierende Aufgaben übernimmt.

1.2 Akustik

Zur Beschreibung der akustischen Eigenschaften des Mediums innerhalb der Rohrleitung können unterschiedliche Modelle herangezogen werden. Ausgehend von dem dreidimensionalen Verhalten kann man durch eine getrennte Betrachtung der Ausbreitungsrichtung zwei Wellentypen unterscheiden. Bei der Longitudinalwelle ist die Ausbreitungsrichtung in Richtung der Rohrleitungsmittellinie also in oder entgegen der Strömungsrichtung. Bei der Transversalwelle ist die Ausbreitungsrichtung quer zur Rohrleitungsmittellinie bzw. quer zur Strömungsrichtung. Entscheidend für das Auftreten möglicher akustischer Verstärkungen ist neben den geometrischen Abmaßen die Mediumschallgeschwindigkeit.

Die sich ausbreitenden Wellen werden z. B. an Einbauten oder Umrundungen reflektiert. Durch Überlagerung von einfallenden und reflektierten Wellen können sich sowohl in Längs-

richtung („Plane Wave“) als auch in Querrichtung akustische Resonanzen („Diometrical“ oder „Annular Mode“) ausbilden (siehe Bild 1). Bei diesen Quermoden unterscheidet man zwischen Anzahl der radialen (n) und der über den Umfang verteilten Knotenlinien (m).

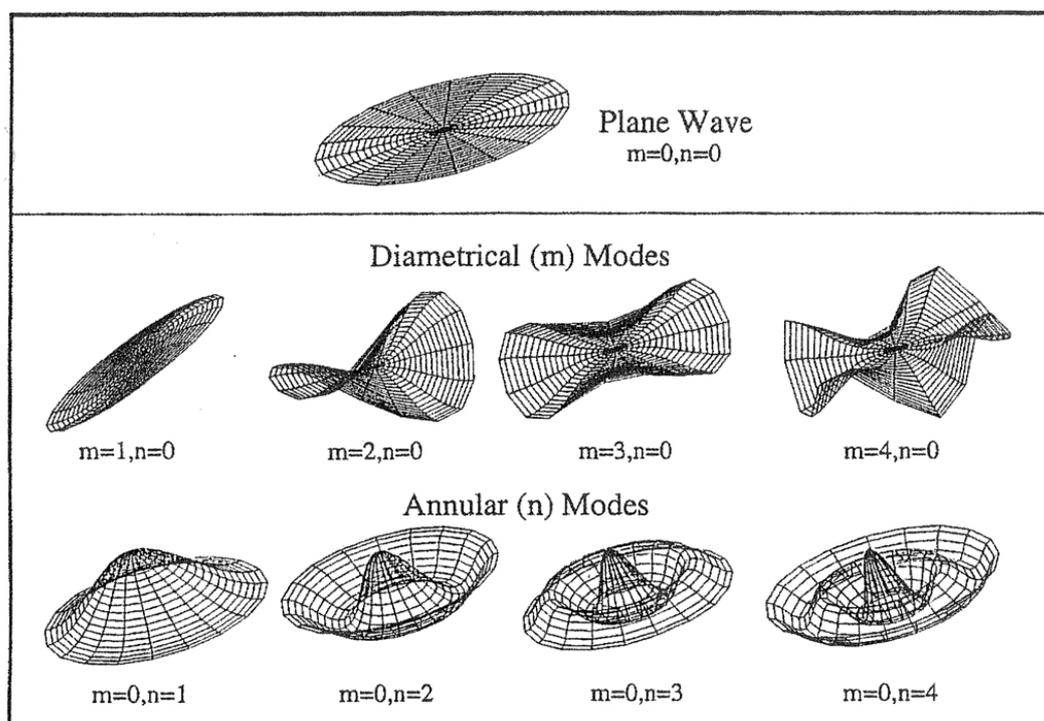


Bild 1: Graphische Darstellung akustischer Resonanzen in Rohrleitungen.

Nachfolgend sind beispielhaft für einen typischen Rohrleitungsdurchmesser von $D = 250$ mm die Frequenzen der akustischen Quermoden für Erdgas ($c = 400$ m/s) dargestellt.

Tabelle 1: Berechnete akustische Quermodenfrequenzen (Erdgas) für einen Rohrleitungsdurchmesser von $D = 250$ mm.

D = 250 mm n = kreisförmige Knotenanzahl	m = radiale Knotenanzahl				
	m = 0	m = 1	m = 2	m = 3	m = 4
n = 0	0 Hz	1951 Hz	3575 Hz	5180 Hz	6784 Hz
n = 1	937 Hz	2715 Hz	4349 Hz	5964 Hz	7568 Hz
n = 2	1553 Hz	3417 Hz	5078 Hz	6707 Hz	8327 Hz
n = 3	2140 Hz	4085 Hz	5781 Hz	7431 Hz	9060 Hz
n = 4	2709 Hz	4726 Hz	6458 Hz	8128 Hz	9778 Hz

1.3 Strukturmechanik

Zur Beschreibung der dynamischen Eigenschaften einer mechanischen Struktur können unterschiedliche Modellbildungen herangezogen werden. Zur Erläuterung möglicher Phänomene wird nachfolgend auf den Einfreiheitsgradschwinger als Grundmodell zurückgegriffen.

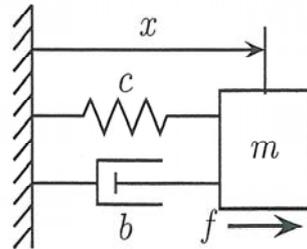


Bild 2: Grundmodell als Einfreiheitsgradschwinger zur Schwingungsbeschreibung.

Zur Vereinfachung werden die punktförmigen Parameter Steifigkeit c , Masse m und Dämpfung b eingeführt. Zur mathematischen Beschreibung wird über das 2. Newtonsche Grundgesetz das Kräftegleichgewicht gebildet und die Gleichung in den Frequenzbereich transformiert:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = f$$

$$(-m\omega^2 + b\omega + c)X = F$$

Aus dem Quotienten Ausgang X zu Eingang F wird die Übertragungsfunktion H wie folgt gebildet:

$$H = \frac{X}{F} = \frac{1}{-m\omega^2 + jb\omega + c}$$

$$\omega_0^2 = c/m \quad 2D\omega_0 = b/m$$

Als weitere Parameter werden die Eigenfrequenz ω_0 und die Dämpfungskonstante D eingeführt. Zur Diskussion möglicher Fallunterscheidungen ist in Bild 3 die Übertragungsfunktion an einem Beispiel dargestellt.

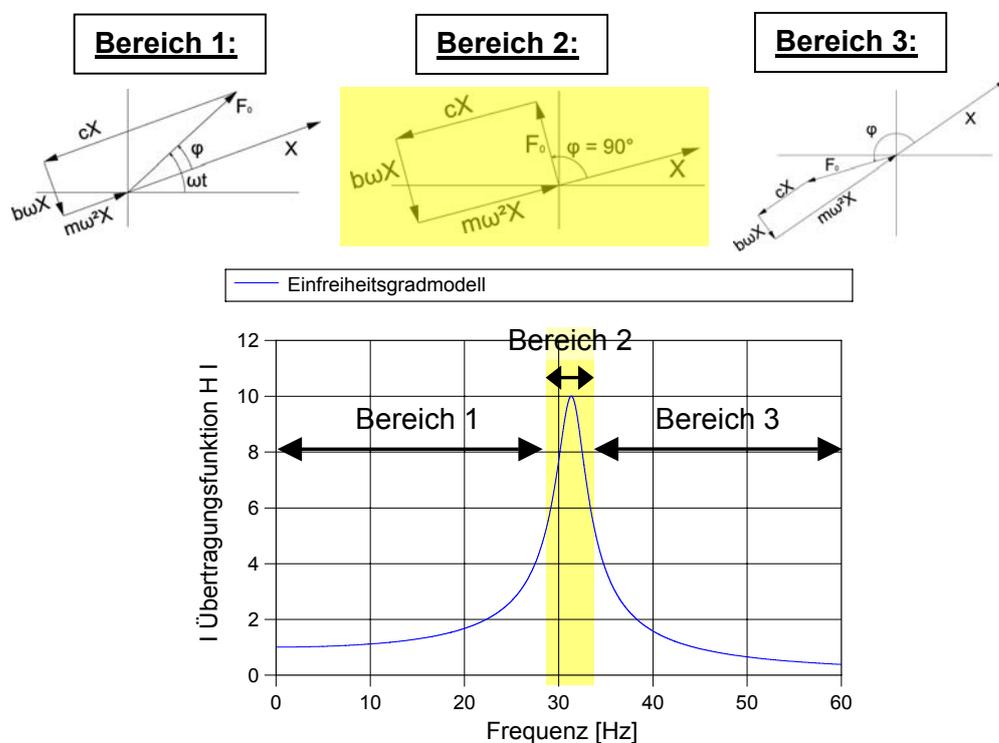
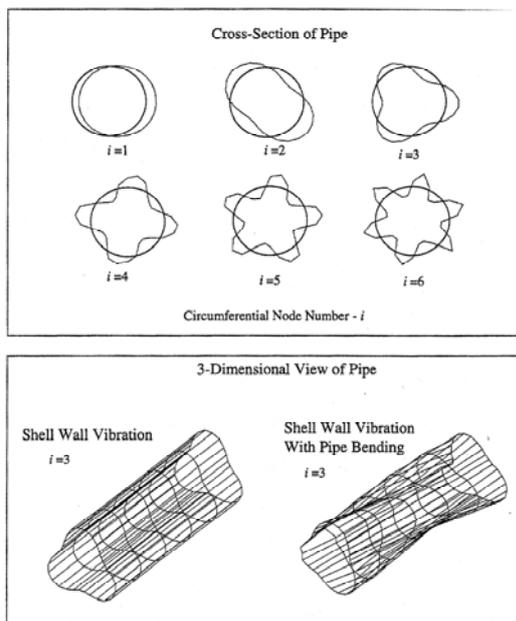


Bild 3: Übertragungsfunktion mit Fallunterscheidungen.

Je nach Lage der Erregerfrequenz ω zur Eigenfrequenz ω_0 unterscheidet man zwischen drei Fällen. Für den Fall, dass die Erregerfrequenz kleiner als die Eigenfrequenz ist, sind Erregerkraft und Systemantwort gleichgerichtet bzw. in Phase. Das System verhält sich quasistatisch – proportional zur Steifigkeit stellt sich eine Verschiebung ein (Bild 3: Bereich 1). Sofern Minderungsmaßnahmen erforderlich sind, sollte die Steifigkeit entsprechend erhöht werden, um geringere Antwortamplituden zu erreichen. Wenn die Erregerfrequenz deutlich über der Eigenfrequenz liegt, sind Erregerkraft und Trägheitskraft entgegengesetzt (Bild 3: Bereich 3). Zur Schwingungsminderung empfiehlt sich dann, entsprechend die Masse zu erhöhen. Im dritten Fall sind Erregerfrequenz und Eigenfrequenz nahezu identisch (Bild 3: Bereich 2). Dies wird als Resonanzfall bezeichnet, bei dem Trägheitskraft und Steifigkeitskraft im Gleichgewicht stehen. Zur Schwingungsreduzierung empfiehlt sich, die Dämpfungskraft zu erhöhen oder alternativ ein zusätzliches Tilgersystem einzuführen.

Zur weiteren Betrachtung von schwingenden Systemen, wie z. B. den am Verdichter angeschlossenen Rohrleitungen, ist die Modellbetrachtung vom punktförmigen auf das ortsabhängige Schwingungsverhalten zu erweitern. Dementsprechend treten dann Eigenfrequenzen bzw. Eigenformen auf, die ortsabhängige Verformungen aufweisen. Beispielhaft sind die mechanischen Schalenmoden eines Druckrohres mit dem Durchmesser von 170 mm bzw. einer Wandstärke von 4,5 mm sowie die vereinfachten Berechnungsgleichungen in Bild 4 dargestellt.



$$f_{(i)} = \frac{\lambda_{(i)}}{\pi \cdot d_i} \left(\frac{E}{\gamma(1-\nu^2)} \right)^{1/2}$$

$$\lambda_{(i)} = \frac{1}{12^{1/2}} \frac{s}{R} \frac{i(i^2-1)}{(1+i^2)^{1/2}}$$

- $f_{(i)}$ Frequenz der Resonanz
- s Rohrwandstärke
- $2R$ Rohrdurchmesser
- $2 \cdot i$ Anzahl der Knotenlinie auf dem Umfang
- γ Dichte Rohrwandmaterial
- ν Querkontraktionszahl Rohrwandmaterial

i	1	2	3	4	5
Eigenfrequenz i	0 Hz	405 Hz	1144 Hz	2194 Hz	3548 Hz

Bild 4: Beispiel zu berechneten Eigenfrequenzen als Schalenmode der Druckrohrleitung (170 x 4,5 mm) sowie Skizzen zu deren Erscheinungsformen.

2. Beurteilungsgrundlagen

2.1 Schwingungen am Schraubenverdichter

Die Verdichterschwingungen werden anhand der VDI-Richtlinie 3836 [1] bewertet. Hiernach muss der Schraubenverdichter entsprechend seiner Arbeitsweise, Antriebsleistung und konstruktiven Ausführung in eine der vier aufgeführten Maschinengruppen eingeteilt werden. Je nach schwingungstechnischer Aufstellung der Verdichteranlage wird in starr (erste Eigenfrequenz der Aufstellungskonstruktion liegt oberhalb der Betriebsdrehfrequenz) oder in elastisch (erste Eigenfrequenz der Aufstellungskonstruktion liegt unterhalb der Betriebsdrehfrequenz) aufgeteilt.

2.2 Rohrleitungsschwingungen

Als erste Orientierungswerte zur Bewertung von stationären Biegeschwingungen an Rohrleitungen [2] dienen die effektiven Schwinggeschwindigkeiten, die auch in die VDI-Richtlinie 3842 [3] aufgenommen wurden. Hierbei handelt es sich um Erfahrungswerte, die über einen Zeitraum von über 25 Jahren statistisch durch Messungen an Rohrleitungen mit in der Petrochemie üblichen Geometrien und Halterungsabständen ermittelt wurden. Sie sind nicht geeignet zur Beurteilung von Schalenschwingungen, kurzzeitigen Rohrleitungsschwingungen oder Schwingungen an kurzen Rohrleitungsanbauten (z. B. Stützen).

Für die vom Schraubenverdichter erzeugten hochfrequenten Schwingungen können die Richtwerte der VDI-Richtlinie 3842 oft nicht herangezogen werden. Für die lokal sehr unterschiedlichen Schwingungsamplituden hat sich aus unserer Erfahrung und aus der Praxis [4] die Messung des C-bewerteten Luftschallpegels im Abstand von ca. 25 mm von der Rohrleitungsoberfläche bewährt (siehe Tabelle 2).

Tabelle 2: Orientierungswerte für hochfrequente Rohrleitungsschwingungen.

Luftschallpegel in 2,5 cm Abstand zur Rohrwandung	Bewertung
$L_p < 124 \text{ dB (C)}$	geringe Schadenswahrscheinlichkeit
$124 \text{ dB (C)} < L_p < 130 \text{ dB (C)}$	undefinierter Zwischenbereich
$L_p > 130 \text{ dB (C)}$	hohe Schadenswahrscheinlichkeit

3. Case Studies

Nachfolgend wird die Vorgehensweise bei Schwingungsproblemen an Schraubenverdichtern an zwei unterschiedlichen Case Studies aus der Praxis erläutert.

3.1 Erhöhte Rohrleitungsschwingungen am Druckrohr

Zum Verdichten von Chlormethangas wird ein Schraubenverdichter mit einer Antriebsleistung von 600 kW über einen drehzahlgeregelten Elektromotor angetrieben. Zur Verbesserung der Schwingungssituation wurde der Verdichter im Vorfeld mit einem neuen Schalldämpfer ausgestattet. Trotz dieser Maßnahme kam es nach wie vor zu erhöhten Schwingungen, die zu Beschädigungen an der druckseitigen Rohrleitung führten.

Aufgabe und Ziel der durchgeführten messtechnischen Untersuchung war es, die vorhandenen Strukturschwingungen am Verdichter zu erfassen, zu analysieren, zu bewerten und entsprechende Maßnahmen vorzuschlagen. In Bild 5 sind auszugsweise Schwingungsmesspunkte der durchgeführten Messungen dargestellt.

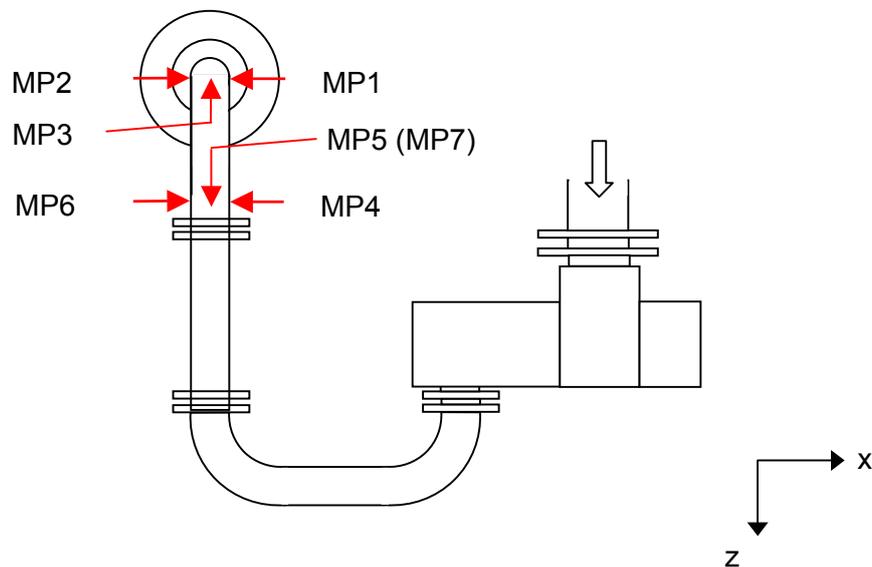


Bild 5: Lage der Schwingungsmesspunkte an der druckseitigen Rohrleitung (Auszug).

3.1.1 Messdaten und Analysen

Zur Messung wurde der Verdichter im Bereich von 1.400 1/min bis 900 1/min stufenweise in 10 1/min Schritten verfahren. In Bild 6 sind auszugsweise die gemessenen Effektivwerte am oberen Rohrleitungsabschnitt (MP1 - MP7) zusammen mit der Motordrehzahl aufgetragen.

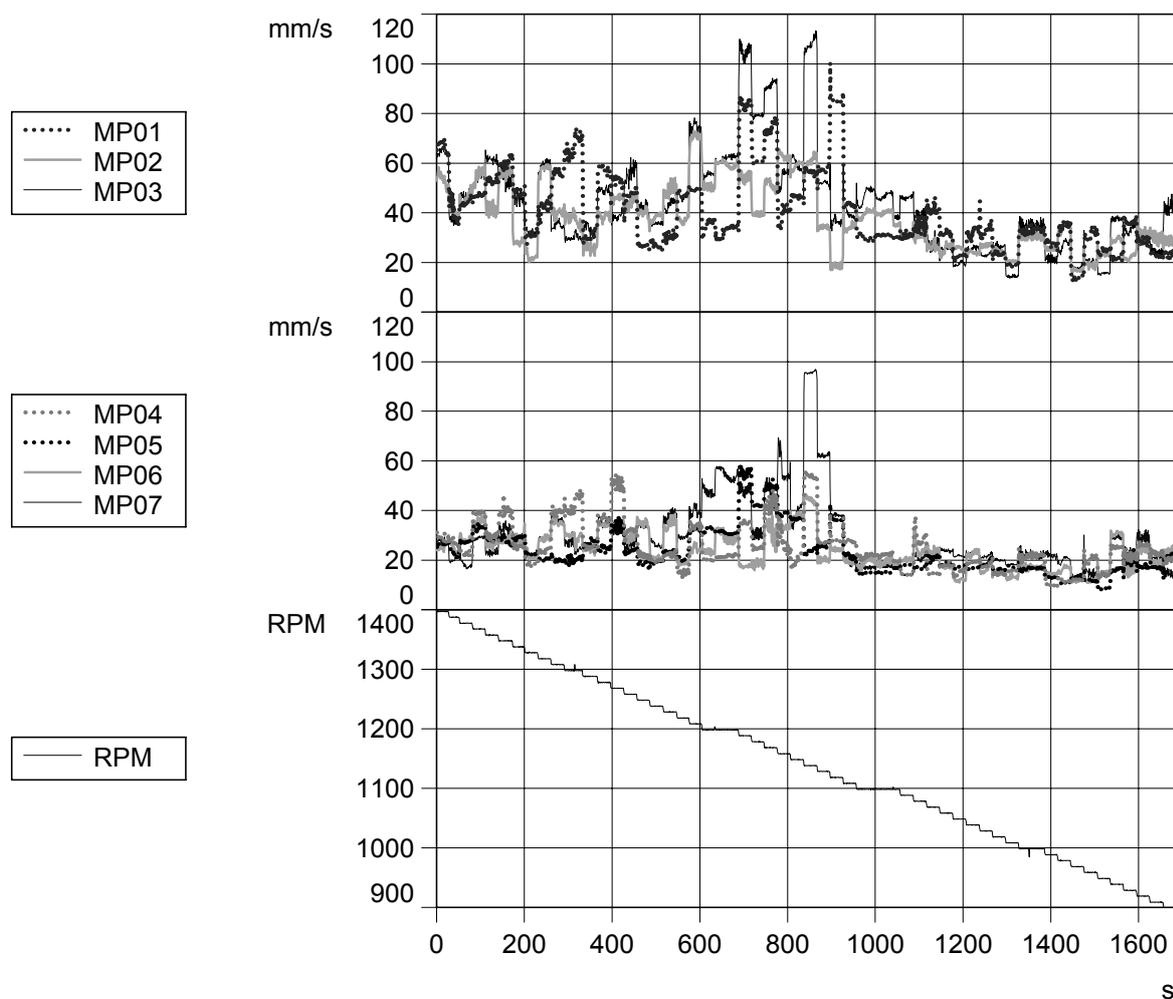


Bild 6: Gemessene Rohrleitungsschwingungen als effektive Schwinggeschwindigkeit an den Messpunkten des oberen Rohrabschnittes zusammen mit der Motordrehzahl (Auszug).

Es zeigte sich, dass Rohrleitungsschwingungen von bis zu 115 mm/s eff in starker Abhängigkeit von der Last bzw. der Drehzahl auftraten. Insbesondere im Bereich zwischen 1.100 1/min und 1.200 1/min konnten auffallend hohe Werte festgestellt werden. Zur Beurteilung der Situation wurde eine zusätzliche Messung des von der Rohrleitung abgestrahlten Luftschalls vorgenommen. Im Bereich zwischen 1.100 1/min und 1.200 1/min

wurde der Richtwert von 130 dB (C) überschritten. Ein Dauerbetrieb in diesem Drehzahlbereich war aus schwingungstechnischer Sicht nicht empfehlenswert, da die Schadenswahrscheinlichkeit recht hoch war.

3.1.2 Theoretische Betrachtung möglicher Schwingungsverstärkungen

Da während der durchgeführten Schwingungsmessung keine Erfassung von Druckschwankungen in der Rohrleitung möglich war, wurden mögliche akustische Resonanzen berechnet. Für den vermessenen Fall (Druckrohr 273 mm x 5 mm) errechnen sich aus den vorliegenden Gasdaten (Schallgeschwindigkeit $c = 278$ m/s) die akustischen und mechanischen Resonanzfrequenzen. In Bild 7 sind die Pulsationsanregungsfrequenzen des Schraubenverdichters zusammen mit den berechneten akustischen und mechanischen Resonanzfrequenzen über der gefahrenen Motordrehzahl (900 bis 1.400 1/min) als Ergebnis der theoretischen Untersuchung dargestellt.

Für einen anschließenden Vergleich mit den gemessenen Frequenzen wurde die zeitliche Reihenfolge der auftretenden Resonanzen beim Verfahren von 1.400 1/min auf 900 1/min (Motordrehzahl) gekennzeichnet.

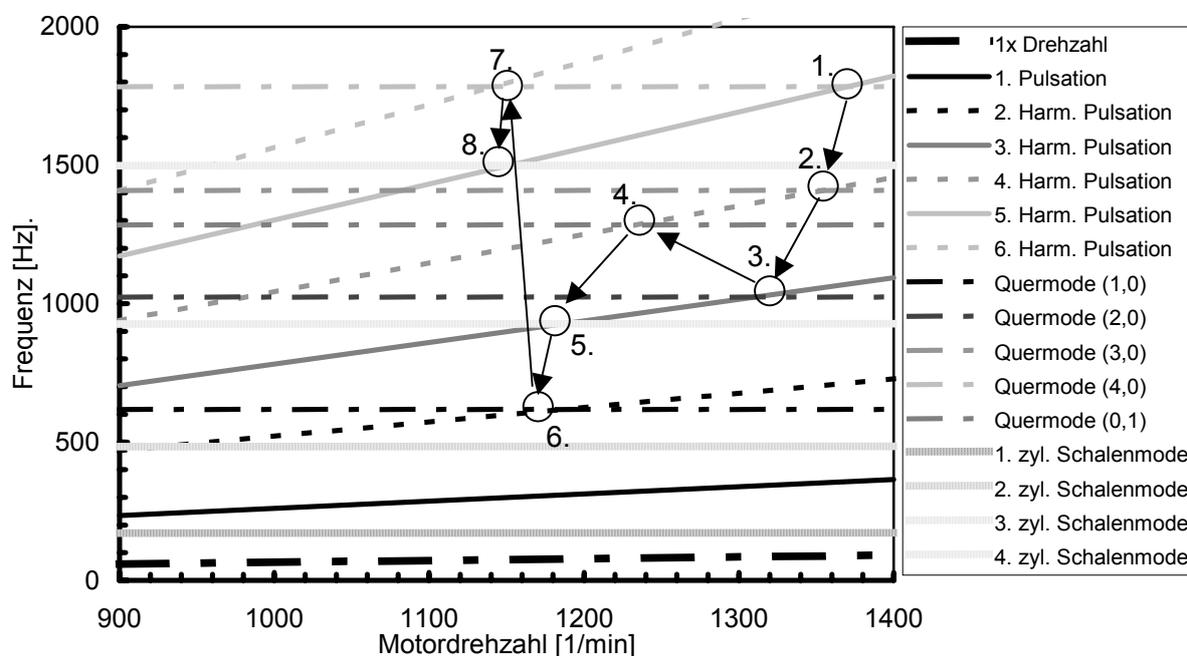


Bild 7: Chartmap der Pulsationsanregungsfrequenzen (1. bis 5. Harmonische) und möglichen akustischen und mechanischen Eigenfrequenzen bei einem Druckrohr von 273 mm x 5 mm.

Zum Vergleich mit den gemessenen Schwingungsfrequenzen sind nachfolgend auszugsweise die Amplitudenspektren des gesamten Drehzahlbereiches von 1.400 1/min bis 900 1/min für den Messpunkt MP1 über den Messzeitraum von ca. 1.700 Sekunden dargestellt. Auch hier ist die zeitliche Reihenfolge durch eine Nummerierung gekennzeichnet.

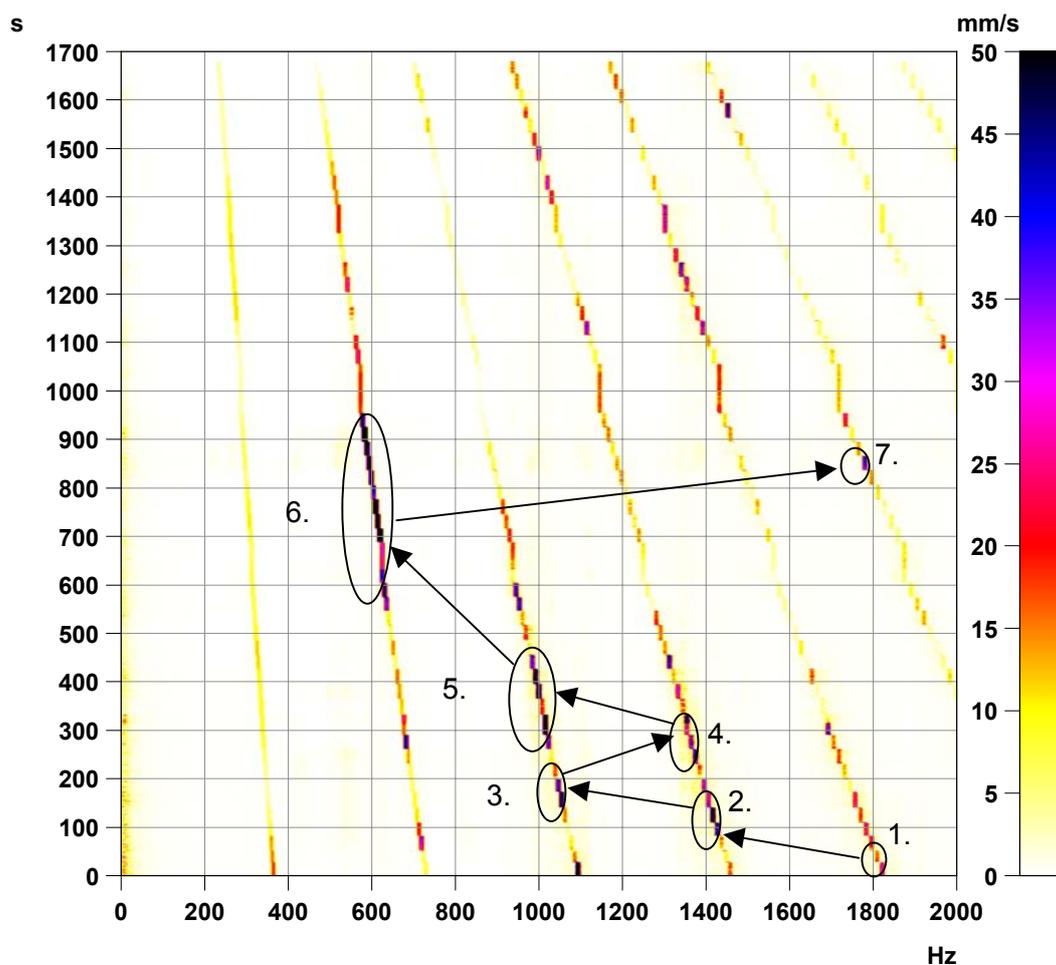


Bild 8: Gemessene Amplitudenspektren der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt MP1 als Farbkarte (Vertikalachse entspricht Messzeit).

Der Vergleich von Berechnung und Messung zeigte eine relativ gute Übereinstimmung. Die durchgeführten Messungen und Analysen belegten, dass in erster Linie die akustischen Quermoden aber auch die mechanischen Schaleneigenfrequenzen des Druckrohres Einfluss auf das Schwingungsverhalten der Anlage hatten. Die im Weiteren aufgeführten kurzfristigen Maßnahmen zielten daher auf eine Verbesserung der Akustik und der Schwingungsmechanik des Druckrohres ab. Langfristig besteht die Möglichkeit, den Schalldämpfer direkt

neben dem Verdichter aufzustellen und durch ein verkürztes Druckrohr die Lage zu entschärfen. Vor Ort wurde als erste Maßnahme im Anschluss an die Messungen der Drehzahlbereich in Absprache mit dem Betriebspersonal auf eine Motordrehzahl von 920 1/min bis 1.050 1/min eingeschränkt.

3.1.3 Minderungsmaßnahmen und Nachmessung

Zur gezielten Bedämpfung der akustischen Resonanzen im Druckrohr wurde eine Pulsations-Dämpferplatte mit Quermoden-Brecher eingebaut (Bild 9). Durch Pulsations-Dämpferplatten werden primär die ebenen "stehenden Wellen" reduziert. Durch den zusätzlichen Rohreinbau wird darüber hinaus die Ausbildung von akustischen Quermoden verhindert.

Zur weiteren Vermeidung eines Zusammentreffens von akustischen und mechanischen Resonanzen wurde empfohlen, zusätzlich die Rohrleitung mit einer Wanddicke von 17,5 mm zwischen Verdichter und Schalldämpfer zu wählen.



Bild 9: Lösungsvorschlag Pulsations-Dämpferplatten mit Quermodenbrecher.

Zur Überprüfung der umgesetzten Minderungsmaßnahmen wurde der Verdichter analog zur ersten Messung in mehreren Abschnitten von 1.400 1/min bis 900 1/min stufenweise verfahren. In den folgenden Abbildungen sind die gemessenen Effektivwerte der Messung von der Situation ohne (Bild 10) und mit Minderungsmaßnahmen (Bild 11) über der Motordrehzahl aufgetragen.

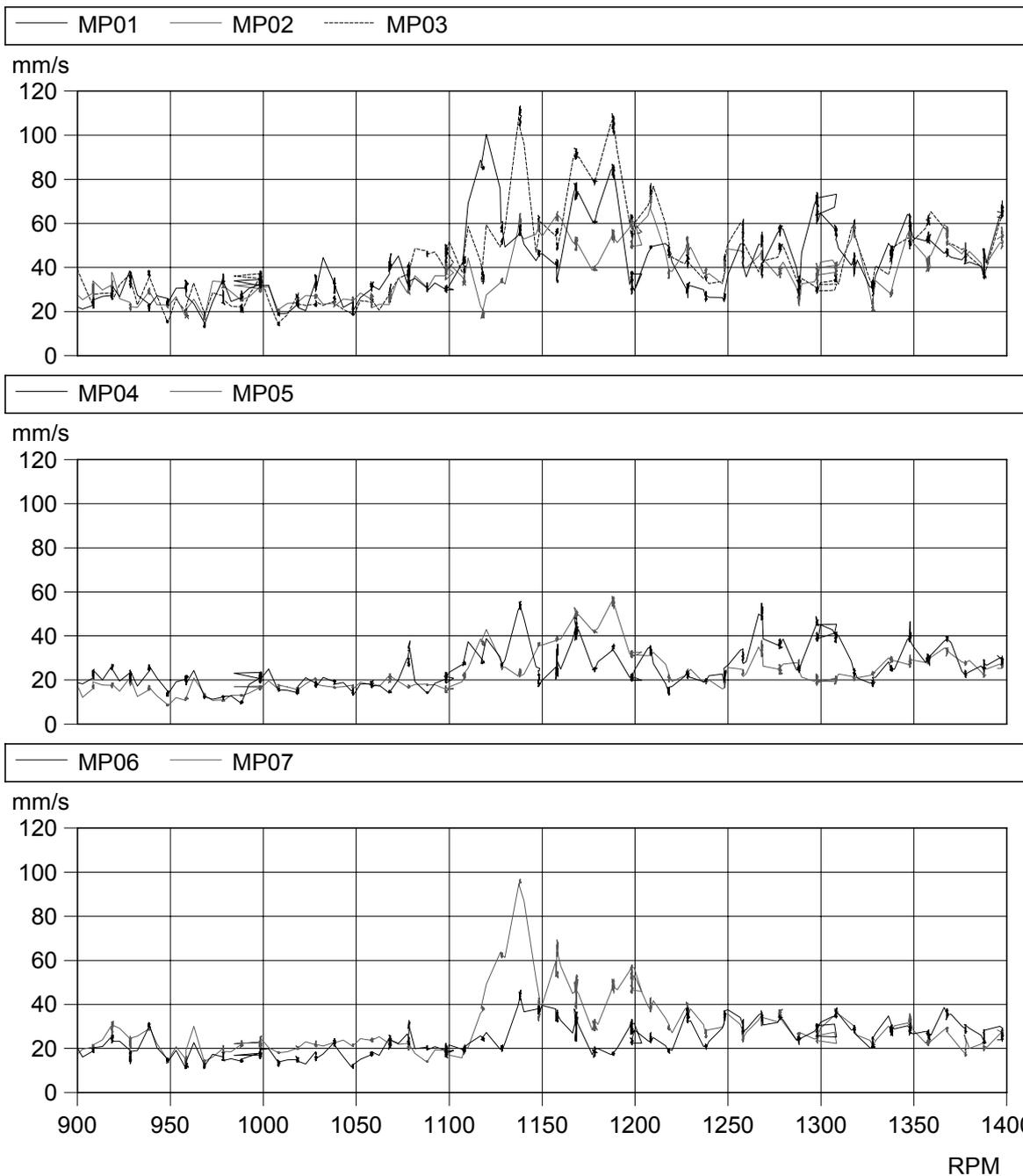


Bild 10: Effektive Schwinggeschwindigkeit ohne Minderungsmaßnahmen an den Schwingungsmesspunkten MP01 bis MP07 über der Motordrehzahl dargestellt.

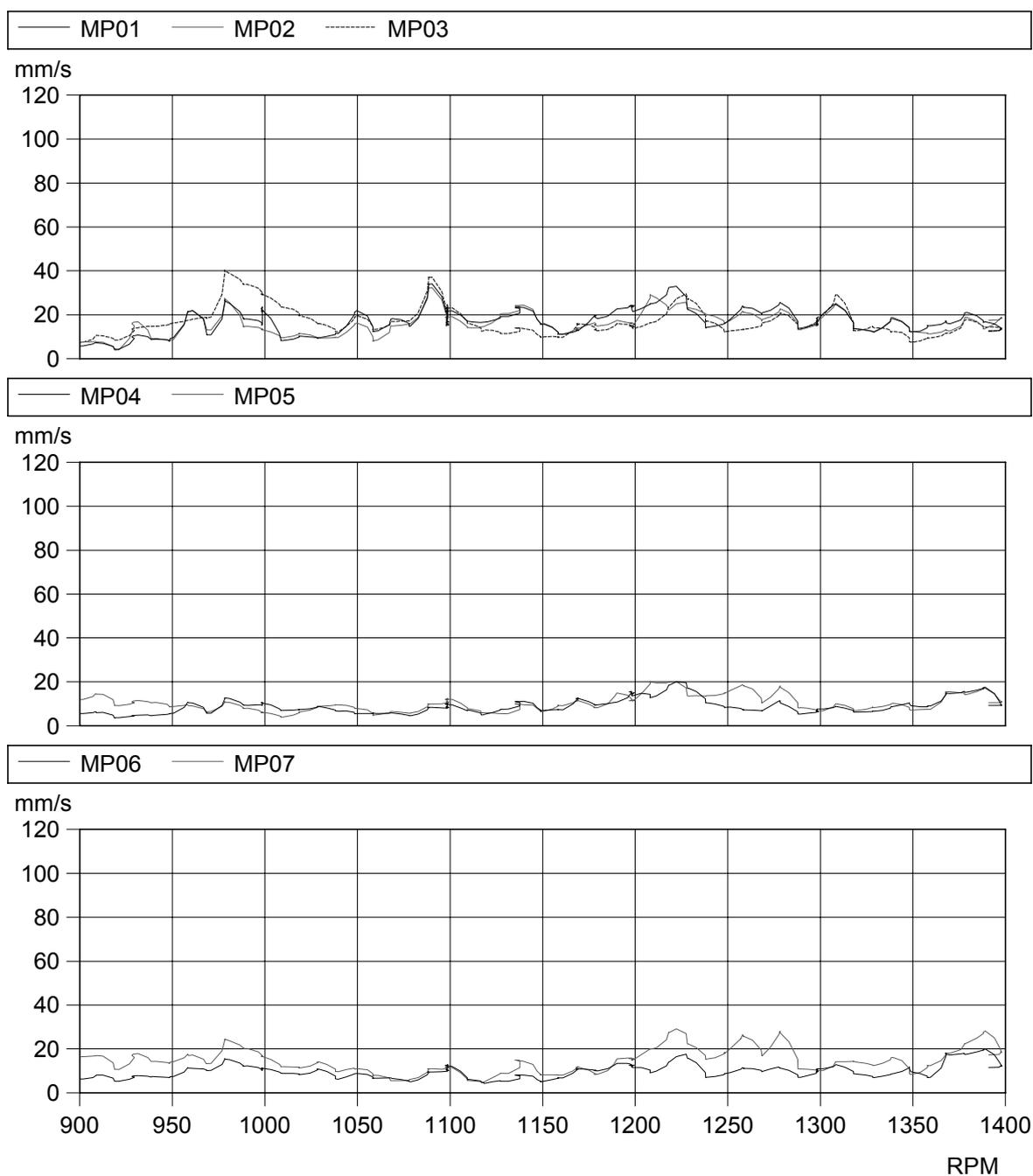


Bild 11: Effektive Schwinggeschwindigkeiten mit Minderungsmaßnahmen an den Schwingungsmesspunkten MP01 bis MP07 über der Motordrehzahl dargestellt.

Der Vergleich der effektiven Schwinggeschwindigkeit in der ursprünglichen Situation mit der Situation nach Realisierung der Minderungsmaßnahmen zeigt, dass durch den Einbau der modifizierten Pulsations-Dämpferplatten mit Quermodenbrecher sowie der Erhöhung der Rohrwanddicke die Strukturschwingungen dieses Rohrleitungsabschnittes deutlich verringert wurden.

3.2 Gezielte Schalldämpferauslegung

In einem Chemiebetrieb werden zur Kühlung drei öleingespritzte Verdichtereinheiten betrieben. Jede Einheit besteht aus einem Schraubenverdichter und einem druckseitigen Ölabscheider. Die Schraubenverdichter werden mit dem Kühlmittel R134a bei einer maximalen Last von 600 kW und einer Drehzahl von 2.980 1/min betrieben und haben jeweils einen Steuerschieber für das Fördervolumen und das Verdichtungsverhältnis. Beim Betrieb der Verdichter kam es insbesondere an den Ölabscheidern zu auffälligen Schwingungen. Ziel der im Weiteren beschriebenen Untersuchung war es, Minderungsmaßnahmen aufzuzeigen. Hierzu war die Ursache für die Schwingungen zu analysieren. Insgesamt waren aus den umfassenden Schwingungsmessungen folgende auffällige Bereiche zu erkennen:

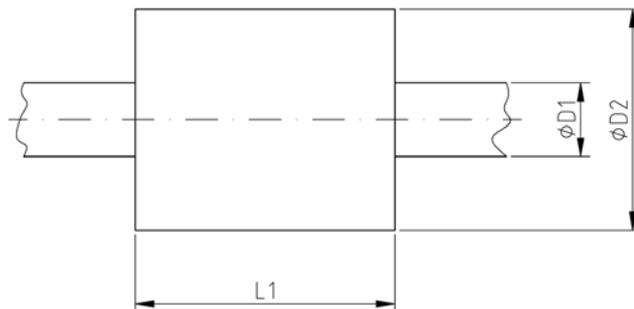
- Druckleitung zwischen Schraubenverdichter und Ölabscheider
- unterer Bereich des Ölabscheiders
- Füllstandsschalter am Ölabscheider.

Die Messungen belegten, dass in erster Linie die Druckpulsationen, die vom Schraubenverdichter in seiner Ausstoßfrequenz von 200 Hz erzeugt werden, verantwortlich für die festgestellten erhöhten Schwingungen waren. Daher waren diese direkt am Ausgang des Schraubenverdichters drastisch zu reduzieren. Hierzu wurde ein entsprechend abgestimmter Schalldämpfer vorgeschlagen und ausgelegt.

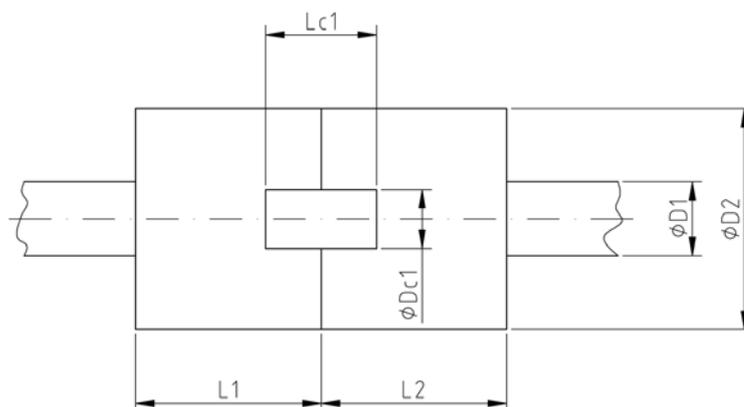
Der Entwurf des Schalldämpfers erfolgte in zwei Schritten. Zuerst wurden die groben Abmaße durch die Berechnung der Durchgangsdämmung bestimmt. Im zweiten Schritt wurde das entscheidende Einfügungsdämmmaß unter Berücksichtigung der tatsächlichen Rohrleitungsanbindung bestimmt. Die Berechnungen erfolgten auf Basis des Charakteristiken-Verfahrens, bei dem die instationären reibungsbehafteten Bewegungsgleichungen für das kompressible Fluid im Zeitbereich gelöst werden.

Drei verschiedene Schalldämpfer wurden untersucht (Bild 12). Aufgrund des vorgegebenen Durchmessers der Druckleitung von $D_1 = 200$ mm und des begrenzten Raumes in der Anlage wurde der innere Durchmesser für alle Schalldämpfer auf $D_2 = 300$ mm festgelegt. Die Länge L_1 wurde hingegen zwischen 150 mm und 300 mm verändert.

Typ 1



Typ 2



Typ 3

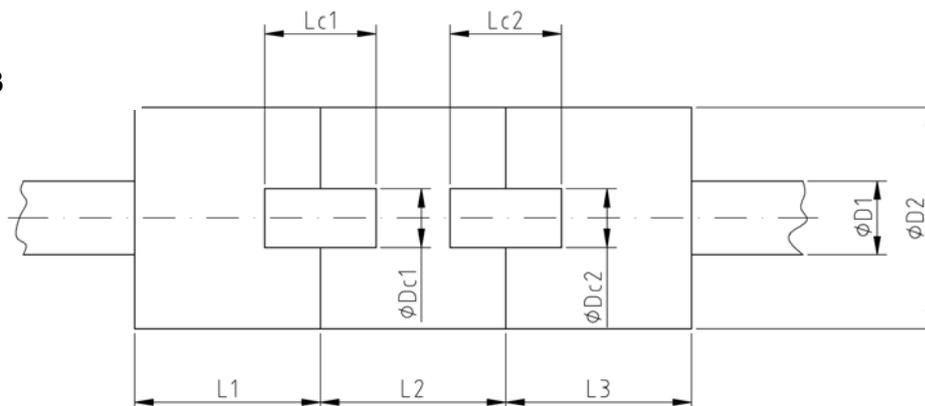


Bild 12: Bauformen der untersuchten Schalldämpfer.

Die berechnete Durchgangsdämmung für verschiedene Längen $L1$ wird in Bild 13 gezeigt. Bedingt durch den Verlauf der Durchgangsdämmung wurde die Länge $L1 = 200$ mm für die folgenden Berechnungen gewählt.

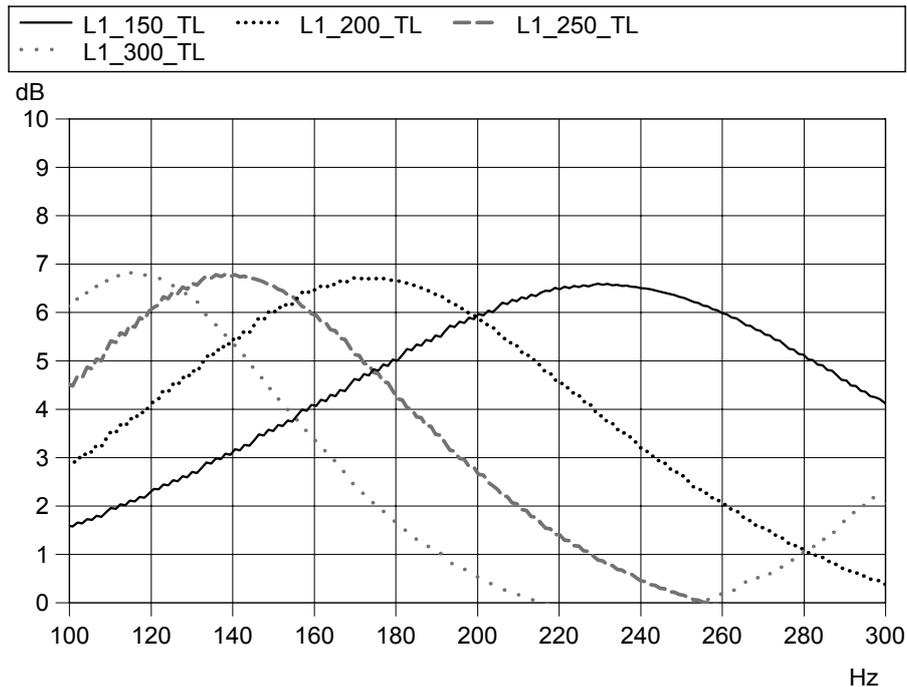


Bild 13: Durchgangsdämmung für Schalldämpfer des Typ 1 mit unterschiedlichen Längen L_1 (L_1 : 150 / 200 / 250 / 300 mm) und einem inneren Durchmesser $D_2 = 300$ mm.

Um die Durchgangsdämmung zu erhöhen, wurden Schalldämpfer der Typen 2 und 3 untersucht. Auf Grundlage eines vertretbaren Druckverlustes wurde der Durchmesser des Zwischenstückes festgelegt ($D_{c1} = 120$ mm, $D_{c2} = 150$ mm). Die günstigste Länge für das Zwischenstück wurde berechnet (Bild 14 und Bild 15). Um eine breitbandig wirksame hohe Durchgangsdämmung zu erhalten, wurden die Längen $L_{c1} = 130$ mm (Typ 2), bzw. $L_{c1} = 130$ mm und $L_{c2} = 100$ mm (Typ 3) ausgewählt.

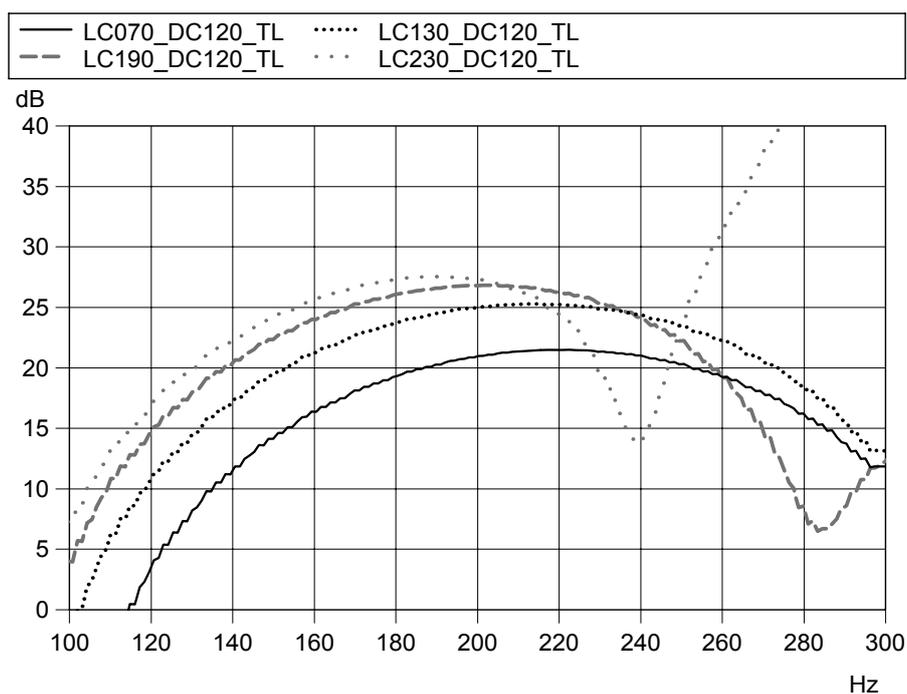


Bild 14: Durchgangsdämmung von Schalldämpfern der Bauform Typ 2 mit unterschiedlichen Längen L_{c1} (L_{c1} : 70 / 130 / 190 / 230 mm) ($L_1 = L_2 = 200$ mm; $D_2 = 300$ mm, $D_{c1} = 120$ mm).

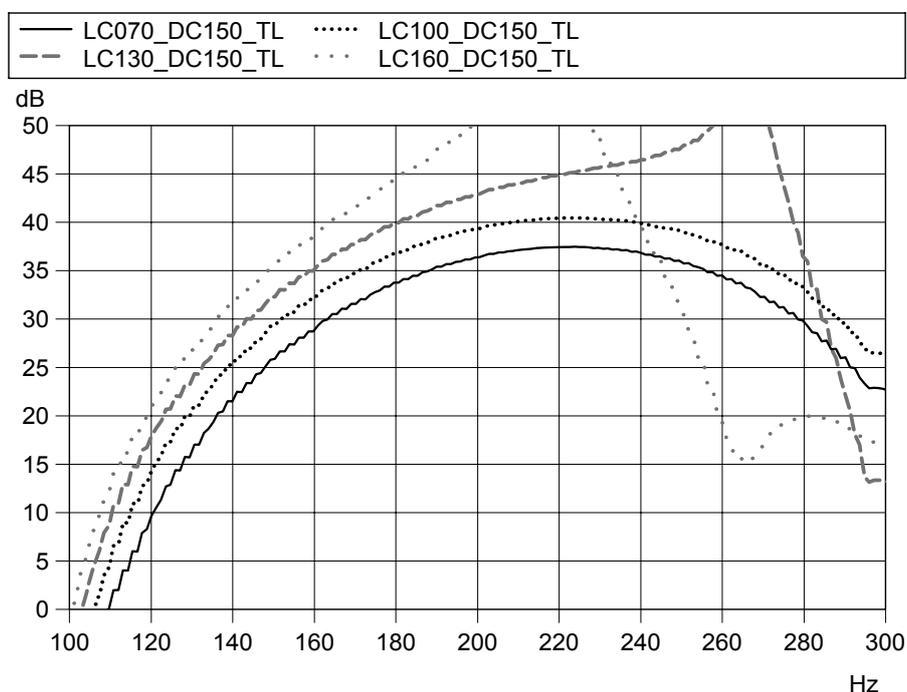


Bild 15: Durchgangsdämmung von Schalldämpfern der Bauform Typ 3 mit unterschiedlichen Längen L_{c2} (L_{c2} : 70 / 100 / 130 / 160 mm) ($L_1 = L_2 = L_3 = 200$ mm; $D_2 = 300$ mm, $L_{c1} = 130$ mm; $D_{c1} = 120$ mm; $D_{c2} = 150$ mm).

Um das Einfügedämmmaß des Schalldämpfers zu bestimmen, wurde das numerische Modell erweitert. Im Modell wurde die Amplitude der Geschwindigkeitsschwankungen an die in der Druckleitung gemessenen Druckpulsationen angepasst (ca. 30 kPa (rms)). Dies wird durch das nichtlineare Verhalten der Dämpferelemente in Bezug auf die Geschwindigkeitsschwankungen notwendig.

Um den Variationsbereich der Schallgeschwindigkeit und die Unsicherheiten bezüglich der Leitungslänge zwischen Schalldämpfer und Schraube / Ölabscheider zu berücksichtigen, wurde die Frequenz der Geschwindigkeitsschwankung zwischen 150 Hz and 250 Hz variiert.

Das berechnete Einfügedämmmaß des Schalldämpfers vom Typ 3 wird in Bild 16 (unten) gezeigt. Durch die akustische Resonanz zwischen dem Schalldämpfer und der Schraube / dem Ölabscheider ändert sich das frequenzselektive Einfügedämmmaß deutlich. Um diese Resonanzen zu vermindern, wurden Pulsations-Dämpferplatten (Bild 16, oben) am Ein- und am Austritt des Schalldämpfers installiert. Infolgedessen steigt das untere Einfügedämmmaß deutlich an. Die in diesem Fall erreichte Dämpfung liegt bei über 16 dB.

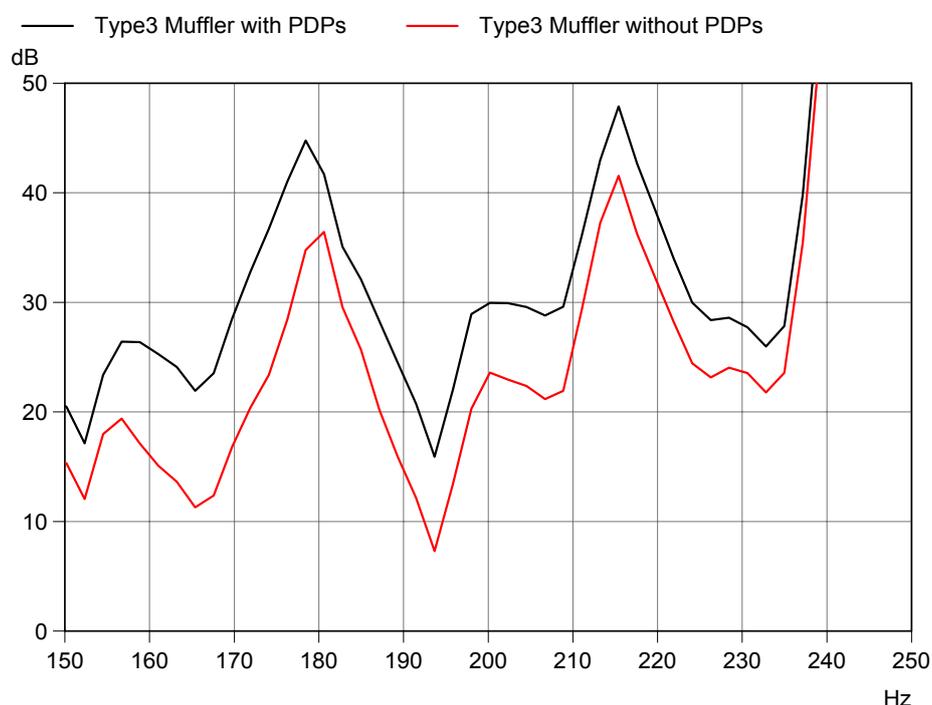


Bild 16: Einfügedämmmaß des Schalldämpfers vom Typ 3 mit und ohne Pulsations-Dämpferplatten am Ein- und Austrittsflansch des Dämpfers (100 % Last bei einer Taupunkttemperatur von 45 °C).

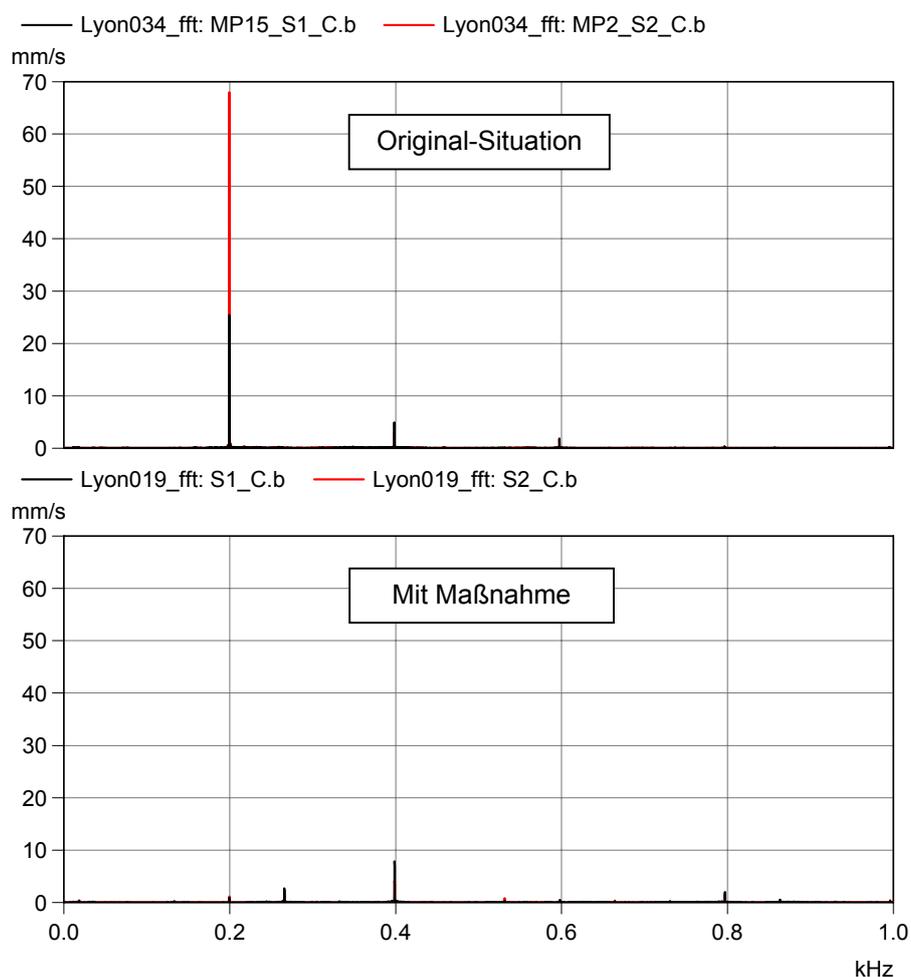


Bild 18: Amplitudenspektrum der Strukturschwingungen am Ölabscheider vor und nach Umsetzung der Minderungsmaßnahmen (60 % Last).

Die Messungen belegten eine deutliche Situationsverbesserung. Die Maßnahme wurde daraufhin an allen drei Schraubenverdichtern erfolgreich umgesetzt.

4. Literaturangaben

- [1] N.N.: Messung und Beurteilung mechanischer Schwingungen von Schraubenverdichtern und Rootsgebläsen. VDI-Richtlinie 3836 (2005).
- [2] 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.
- [3] N.N.: Schwingungen in Rohrleitungssystemen. VDI-Richtlinie 3842 (2004).

- [4] Jungbauer, D.E.; Blodgett, L.E.: Acoustic fatigue involving large turbocompressors and pressure reduction systems. Proceedings of the 27th turbomachinery symposium 1998. The turbomachinery laboratory, Texas, A & M University System College station, pp 111 - 118.