

**VEREIN
DEUTSCHER
INGENIEURE**

**Messung und Beurteilung mechanischer
Schwingungen von Schraubenverdichtern und
Rootsgebläsen**

VDI 3836

Ergänzung von DIN ISO 10816-3
**Measurement and evaluation of mechanical
vibration of screw-type compressors and
Roots blowers**

Addition to DIN ISO 10816-3

**Ausg. deutsch/englisch
Issue German/English**

Die deutsche Version dieser Richtlinie ist verbindlich.

The German version of this guideline shall be taken as authoritative. No guarantee can be given with respect to the English translation.

Inhalt	Seite
Vorbemerkung	2
Einleitung	2
1 Anwendungsbereich	3
2 Messungen	5
2.1 Messgrößen und Messbereiche	5
2.2 Messeinrichtung	6
2.3 Messorte und Messrichtungen	7
2.4 Montage und Ankopplung der Aufnehmer	8
2.5 Kontinuierliche und intermittierende Schwingungsüberwachung	8
2.6 Betriebsbedingungen	9
3 Kriterien für die Beurteilung	11
4 Bewertung	12
4.1 Kriterium I – Schwingungsgröße	12
4.2 Kriterium II – Änderung der Schwingungsgröße	15
5 Grenzwerte für den Betrieb	16
5.1 Festlegung der ALARM-Grenze	16
5.2 Festlegung der ABSCHALT-Grenze	17
Anhang A Messorte und Messrichtungen – Beispiele für die Aufstellung	18
Anhang B Übersicht über die wichtigsten Erregerfrequenzen eines Verdichters und deren Berechnung	21
Anhang C Beispiel für die Festlegung der Frequenzbereiche A und B und die Interpretation von Messergebnissen	22
Schrifttum	24

Contents	Page
Preliminary note	2
Introduction	2
1 Scope	3
2 Measurements	5
2.1 Measurands and measurement ranges	5
2.2 Measurement device	6
2.3 Measuring positions and directions	7
2.4 Installation and connection of transducers	8
2.5 Continuous and intermittent vibration monitoring	8
2.6 Operating conditions	9
3 Assessment criteria	11
4 Evaluation	12
4.1 Criterion I – Magnitude of vibration	12
4.2 Criterion II – Change in the vibration quantity	15
5 Limit values for operation	16
5.1 Definition of the ALARM limit	16
5.2 Definition of the SWITCH-OFF limit	17
Annex A Measuring positions and measuring directions – examples of installation	18
Annex B Overview of the most important exciter frequencies of a compressor and their calculation	21
Annex C Example of definition of frequency ranges A and B and the interpretation of measurement results	22
Bibliography	24

Vorbemerkung

Der Inhalt dieser Richtlinie ist entstanden unter Beachtung der Vorgaben und Empfehlungen der Richtlinie VDI 1000.

Alle Rechte, insbesondere die des Nachdrucks, der Fotokopie, der elektronischen Verwendung und der Übersetzung, jeweils auszugsweise oder vollständig, sind vorbehalten.

Die Nutzung dieser VDI-Richtlinie ist unter Wahrung des Urheberrechts und unter Beachtung der Lizenzbedingungen (www.vdi-richtlinien.de), die in den VDI-Merkblättern geregelt sind, möglich.

Allen, die ehrenamtlich an der Erarbeitung dieser VDI-Richtlinie mitgewirkt haben, sei gedankt.

Einleitung

Die Richtlinie VDI 3836 ist das Ergebnis einer Gemeinschaftsarbeit des Ausschusses A 322/C 22 „Messung und Beurteilung der Schwingungen von Schraubenverdichtern“ im Fachbereich Schwingungstechnik.

Die allgemeinen Anforderungen für die Messung und Bewertung der Schwingungen an den nicht rotierenden Teilen von Maschinen werden in DIN ISO 10816-1 genannt. Auf dieser Norm basiert u.a. die DIN ISO 10816-3 für industrielle Maschinen aller Art mit Leistungen über 15 kW, wenn Messungen im Betriebszustand ausgeführt werden. Im Geltungsbereich der DIN ISO 10816-3 sind aber Schraubenverdichter und Rootsgebläse ausgeschlossen. Auch die bis 2004 erschienenen internationalen Normen (ISO oder API) können keine Kriterien für die Bewertung von Schwingungsmessungen an Schraubenverdichtern und Rootsgebläsen im Betriebszustand liefern. Sie sind nur für Abnahmemessungen beim Hersteller anwendbar.

Die allgemeinen Anforderungen für die Messung und Bewertung der Schwingungen an den rotierenden Teilen von Maschinen werden in DIN ISO 7919-1 erläutert. Auf dieser Norm basiert u.a. die DIN ISO 7919-3 für industrielle Maschinen. Bei deren Bearbeitung konnten aber die speziellen Eigenheiten von Schraubenverdichtern und Rootsgebläsen noch nicht berücksichtigt werden.

Es besteht daher aus der Sicht verschiedener europäischer Hersteller, Kunden und Betreiber von Schraubenverdichtern und Rootsgebläsen sowie von Beratern und Serviceunternehmen ein Bedarf, Kriterien für die Beurteilung der Schwingungen von derartigen Maschinen verbindlich festzulegen. Das ist die wesentliche Aufgabe der Richtlinie VDI 3836.

Preliminary note

The content of this guideline has been developed in strict accordance with the requirements and recommendations of the guideline VDI 1000.

All rights are reserved, including those of reprinting, reproduction (photocopying, micro copying), storage in data processing systems and translation, either of the full text or of extracts.

The use of this guideline without infringement of copyright is permitted subject to the licensing conditions specified in the VDI Notices (www.vdi-richtlinien.de).

We wish to express our gratitude to all honorary contributors to this guideline.

Introduction

The present guideline is the outcome of collaborative work carried out by Committee A 322/C 22 “Measurement and evaluation of the vibrations of screw compressors” in the Technical Division Vibration Technology.

The general requirements relating to the measurement and evaluation of vibrations in the non-rotating parts of machinery will be found in DIN ISO 10816-1. This standard is the foundation for, among other standards, DIN ISO 10816-3 for industrial machines of all types with nominal power above 15 kW when measured in situ. Screw compressors and Roots blowers are not, however, covered by the scope of application of DIN ISO 10816-3. Nor do those international standards (ISO or API) published up to 2004 provide any criteria for evaluating vibration measurements of screw compressors and Roots blowers in their operating states. They are applicable only to acceptance measurements conducted at the manufacturers.

The general requirements applicable to the measurement and evaluation of vibrations in the rotating parts of machinery are presented in DIN ISO 7919-1. This standard is the foundation for, among other standards, DIN ISO 7919-3 for industrial machines. However, it has not yet been possible to cover the special characteristics of screw compressors and Roots blowers when preparing these standards.

From the point of view of the various European manufacturers, customers and operators of screw compressors and Roots blowers as well as consultants and service companies a need therefore exists for defining mandatory criteria for the evaluation of vibrations in machines of this kind. This is the main task of guideline VDI 3836.

Ziel der Richtlinie

Die Richtlinie VDI 3836 gibt Hinweise zum Messen und Bewerten der Schwingungen von zweifeligen Drehkolbenverdichtern (Schraubenverdichter und Rootsgebläsen), im weiteren Text dieser Richtlinie allgemein als Verdichter bezeichnet, wenn Messungen an den nicht rotierenden und/oder den rotierenden Teilen derartiger Maschinen im Betriebszustand ausgeführt werden.

Ziel ist die Unterstützung in der Bewertung und die einheitliche Beurteilung von gemessenen Schwingungen an den Verdichterstufen dieser Maschinen. Die Ergebnisse der Messungen an der jeweiligen Verdichterstufe sollen Hinweise auf ein normales Verhalten oder – bei Überschreiten der festgelegten Richtwerte – auf mögliche Fehler oder Probleme der Verdichterstufe selbst oder der Maschine in Verbindung mit den Aufstellbedingungen geben.

Die in der Richtlinie VDI 3836 behandelten Verdichter sind als Folge der zyklischen Arbeitsweise der rotierenden Drehkolben in ihrem Schwingungsverhalten zwischen den Hubkolben- und Turboverdichtern einzuordnen. Sie verfügen nicht über oszillierende Massen, erzeugen aber einen mit der Ausstoßfrequenz pulsierenden Ausschub des Arbeitsfluids.

Während bei den trocken laufenden Verdichtern durch das Gleichlaufgetriebe die Haupt- und Nebenläufer berührungsfrei verdichten, befinden sich bei den ölüberfluteten Verdichtern Haupt- und Nebenläufer im Zahneingriff. Das hat die schwingungstechnische Besonderheit zur Folge, dass bei den ölüberfluteten Verdichtern die Zahneingriffsfrequenz der Rotoren den gleichen Zahlenwert hat wie die Ausstoßfrequenz. Diese Frequenz (Zahneingriffsfrequenz der Rotoren oder Ausstoßfrequenz) und ihre Harmonischen spielen bei der Schwingungsanregung dieser Maschinen eine entscheidende Rolle.

Ergänzende, allgemeine Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen aller Art finden sich in der Richtlinie VDI 3839 Blatt 1.

1 Anwendungsbereich

In der Richtlinie VDI 3836 werden Kriterien für die Bewertung der Schwingungen von Schraubenverdichtern und Rootsgebläsen genannt, wenn Messungen an den nicht rotierenden und an den rotierenden Bauteilen von Maschinen am Aufstellungsort ausgeführt werden. Diese sind auch anwendbar bei Abnahmemessungen an Verdichterstufen auf Prüffeldern beim Hersteller.

Aim of the guideline

Guideline VDI 3836 provides information on measuring and evaluating the vibrations of twin-shaft rotary piston compressors (screw compressors and Roots blowers) – hereafter in this guideline referred to simply as compressors – when measurements are carried out at the non-rotating and/or the rotating parts of this kind of machine in its operating condition.

The guideline aims at providing support in the evaluation and uniform assessment of measured vibrations on the air ends of such machines. The results of measurements made at the air end in question should reveal whether the machine is behaving normally or – in the case of defined guideline values being exceeded – whether there are possible faults or problems in the air end itself or in the machine in combination with the installation conditions.

Due to the cyclic mode of operation of the rotating piston, the compressors covered by guideline VDI 3836 from the point of view of their oscillatory behaviour should be classified between reciprocating piston compressors and turbo compressors. Although these compressors have no oscillating masses, the working fluid as delivered still has pulsations corresponding to the output frequency.

While in the case of dry-running compressors their timing gears mean that the male and female rotors compress without contacting each other, with oil-flooded compressors there is meshing of the male and female rotors. The peculiar consequence of this from the vibration point of view is that with oil-flooded compressors the meshing frequency of the rotors has the same numerical value as the output frequency. This frequency (the meshing frequency of the rotors or the output frequency) and its harmonics play a decisive role in the excitation of vibrations in these machines.

Additional general information about the measurement and interpretation of the vibrations of machinery of all types will be found in guideline VDI 3839 Part 1.

1 Scope

Guideline VDI 3836 lays down criteria for the evaluation of vibrations in screw compressors and Roots blowers when measurements are taken at the non-rotating and rotating components of these machines in their place of installation. These criteria are also applicable to acceptance measurements of compressor stages carried out in the manufacturer's test facilities.

Grundsätzlich gilt die Richtlinie VDI 3836 für starr oder elastisch aufgestellte Verdichter mit Leistungen nach Tabelle 1 in Abschnitt 4.1.2), wenn der Antrieb über einen Elektromotor oder eine Dampfturbine erfolgt. Bei mehrstufigen Verdichtern in Kompaktbauweise sind die Bewertungskriterien auf jede der Stufen anzuwenden.

Für Maschinen kleinerer Leistung kann die Anwendung dieser Richtlinie zwischen Hersteller und Kunde vereinbart werden.

Die Richtlinie VDI 3836 gilt nicht für Verdichter mit Antrieb durch Verbrennungsmotoren. Die Bewertungskriterien der Richtlinie VDI 3836 gelten nicht für die Schwingungen der antreibenden Maschinen. Diese sind nach den hierfür geltenden Normen zu beurteilen.

Die Richtlinie VDI 3836 gilt für Messungen an den in Abschnitt 2.3 genannten Messorten an der Verdichterstufe selbst und unter Betriebsbedingungen, die in Abschnitt 2.6 erläutert sind. Bei Messungen an den nicht rotierenden Teilen ist die Bewertungsgröße der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit in zwei Frequenzbereichen mit unterschiedlichen Obergrenzen.

Der Frequenzbereich A überdeckt alle wesentlichen mechanischen und strömungstechnischen Schwingungsanregungen. Im zusätzlichen Frequenzbereich B werden nur die Schwingungsanteile mit einfacher und doppelter Drehfrequenz der Rotoren erfasst, die üblicherweise von Unwuchten herrühren. Für beide Bereiche werden im Abschnitt 4 Beurteilungen genannt.

Wenn bei Verdichtern mit gleitgelagerten Rotoren die Rotorschwingungen relativ zu den Lagern gemessen werden, ist die Kenngröße der größte Wert der Schwingungsbreite (Spitze-Spitze-Wert $S_{(p-p)}$) des Schwingwegs.

Die im Abschnitt 4 genannten Beurteilungskriterien gelten nur für Schwingungen, die der Verdichter selbst erzeugt, nicht jedoch für Schwingungen, die von der antreibenden Maschine oder von externen Quellen auf den Verdichter übertragen werden.

Die im Abschnitt 4 genannten Beurteilungskriterien sind nicht geeignet, bei Verdichtern den Zustand von eingebauten Wälzlagern, Zahnradstufen und den Schraubeneingriff zu beurteilen. Hinweise zur Messung und Beurteilung des Körperschalls von Wälzlagern finden sich in der Richtlinie VDI 3832.

Die von dieser Richtlinie erfassten Maschinen werden in vier Gruppen eingeteilt:

As a basic rule, guideline VDI 3836 applies to rigidly or resiliently mounted compressors with outputs as shown in Table 1 of Section 4.1.2, when powered by an electric motor or a steam turbine. In the case of multiple-stage compressors of compact design the evaluation criteria should be applied to each of the stage air ends.

For less powerful machines, application of this guideline can be agreed on between the manufacturer and the customer.

Guideline VDI 3836 does not apply to compressors powered by internal combustion engines. The evaluation criteria presented in guideline VDI 3836 do not apply to the vibrations of the driving machines, which should be evaluated on the basis of the corresponding standards.

Guideline VDI 3836 applies to measurements made on the air ends itself at the measuring positions given in Section 2.3 and under the operating conditions explained in Section 2.6. In the case of measurements of non-rotating parts the evaluation variable is the root-mean-square value of the vibration velocity in two frequency ranges with different upper limits.

Frequency range A covers all major mechanical and flow-related vibration excitations. The additional frequency range B covers only those vibration components with single and doubled rotational frequency of the rotors which usually originate in imbalances. Assessments are given for both ranges in Section 4.

If, in the case of compressors with rotors running on sleeve bearings, the rotor vibrations relative to the bearings are measured, the characteristic variable will be the greatest value of the vibration amplitude (peak-to-peak value $S_{(p-p)}$) of the vibration displacement.

The assessment criteria mentioned in Section 4 only apply to such vibrations as the compressor generates itself and not to vibrations which are transmitted to the compressor from the driving machine or from external sources.

The assessment criteria mentioned in Section 4 are not suitable in the case of compressors for assessing the condition of built-in roller bearings, drive gears, or screw meshing. Information on measuring and assessing structure-borne sound of roller bearings may be found in guideline VDI 3832.

The machines forming the subject of this guideline are subdivided into four groups:

- Gruppe 1:** Schraubenverdichter mit Gleitlagern und Gleichlaufgetriebe. In diese Gruppe fallen üblicherweise Schraubenverdichter für Prozessgase.
- Gruppe 2:** Schraubenverdichter mit Wälzlagern oder Wälz- und Gleitlagern und Gleichlaufgetriebe. In diese Gruppe fallen üblicherweise ölfreie Schraubenverdichter zur Drucklufterzeugung.
- Gruppe 3:** Schraubenverdichter ohne Gleichlaufgetriebe. In diese Gruppe fallen üblicherweise die ölüberfluteten Schraubenverdichter.
- Gruppe 4:** Rootsgebläse mit Wälzlagern und Gleichlaufgetriebe.

2 Messungen

2.1 Messgrößen und Messbereiche

Nach Abschnitt 1 basiert die Bewertung der Schwingungen an den nicht rotierenden Teilen von Schraubenverdichtern und Rootsgebläsen auf der Messung oder Berechnung des Effektivwerts der Schwinggeschwindigkeit in zwei unterschiedlichen Frequenzbereichen. Sie werden als *Frequenzbereich A* und *Frequenzbereich B* bezeichnet. Bei beiden Bereichen liegt die Frequenz-Untergrenze für die Mehrzahl der Maschinen bei 10 Hz. Sie muss bei den langsam drehenden Rootsgebläsen auf 2 Hz abgesenkt werden.

Im **Frequenzbereich A** soll die Frequenzobergrenze bei mindestens 1000 Hz liegen. Sie ist so zu bemessen, dass mindestens die 3. Harmonische der Ausstoßfrequenz f_A erfasst wird. Wenn notwendig, muss daher die Frequenzobergrenze über 1000 Hz hinaus in 500-Hz-Schritten angehoben werden. Die Obergrenze ist damit keine feste Größe, sondern hängt vom Maschinentyp ab und muss in Messprotokollen immer angegeben werden.

Im **Frequenzbereich B** ist der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit in einem ausgefilterten Frequenzbereich maßgebend, der von 10 Hz bis zum 2,2-Fachen der Drehfrequenz f_n reicht. Bei zweiflügeligen Rootsgebläsen erstreckt sich der Frequenzbereich von 2 Hz bis zum 1,8-Fachen der Drehfrequenz. In den meisten Fällen genügt es allerdings, die Effektivwerte der Schwinggeschwindigkeit mit einfacher und doppelter Drehfrequenz der Rotoren zu ermitteln.

Die wichtigsten Erregerfrequenzen eines Verdichters und deren Berechnung sind im Anhang B zusammengestellt. Ein Beispiel für die Festlegung der Frequenzbereiche A und B und die Interpretation von Messergebnissen wird im Anhang C gegeben.

- Group 1:** Screw compressors with sleeve bearings and timing gears. Screw compressors for process gases normally belong to this group.
- Group 2:** Screw compressors with roller bearings or roller and sleeve bearings and timing gears. Oil-free air screw compressors will normally be classed with this group.
- Group 3:** Screw compressors without timing gears. Oil-flooded screw compressors will normally fall in this group.
- Group 4:** Roots blowers with roller bearings and timing gears.

2 Measurements

2.1 Measurands and measurement ranges

According to Section 1, evaluation of vibrations in the non-rotating parts of screw compressors and Roots blowers is based on the measurement or calculation of the RMS value of the vibration velocity in two different frequency ranges. They are referred to as *frequency range A* and *frequency range B*. For both ranges the lower frequency limit for the majority of the machines is 10 Hz. In the case of the slow-rotating Roots blowers it must be reduced to 2 Hz.

In **frequency range A** the upper frequency limit must be at least 1000 Hz. It should be dimensioned such that at least the 3rd harmonic of the output frequency f_A is registered. If necessary, the high frequency cut-off must therefore be raised beyond 1000 Hz in 500-Hz steps. The top limit is thus not a fixed quantity but rather depends on the machine type and must always be specified in measurement records.

In the **frequency range B** the RMS value of the vibration velocity within a filtered-out frequency range is of decisive importance, this range extending from 10 Hz up to 2,2 times the rotational frequency f_n . In the case of two-lobed Roots blowers the frequency range extends from 2 Hz up to 1,8 times the rotational frequency. In most cases it will, however, suffice to determine the RMS values of the vibration velocity at single and doubled rotational frequency of the rotors.

The most important exciter frequencies of a compressor and their calculation are listed in Annex B. An example of specification of frequency ranges A and B and of the interpretation of measurement results is provided in Annex C.

2.2 Messeinrichtung

In beiden Frequenzbereichen können die maßgebenden Effektivwerte der Schwinggeschwindigkeit mit einem geeigneten Gerät direkt gemessen werden. Dieses muss mit Bandpassfiltern ausgerüstet sein, deren Frequenzobergrenzen auf die dem Maschinentyp entsprechenden Werte eingestellt werden können. Die Effektivwerte lassen sich aber auch aus dem Spektrum des breitbandig gemessenen Signals ermitteln. Der für die Bewertung maßgebende Effektivwert ist dann aus den Maximalwerten der Komponenten im Spektrum zu berechnen. Hinweise werden im Anhang C gegeben.

Zum Messen der Schwinggeschwindigkeit werden heute vorwiegend piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer eingesetzt. Diese sind kleiner, leichter und weniger stoßempfindlich als die früher verwendeten elektrodynamischen Schwinggeschwindigkeitsaufnehmer. Das Ausgangssignal ist im ganzen Arbeitsfrequenzbereich der Beschleunigung proportional und muss zum Messen der Schwinggeschwindigkeit einmal elektronisch integriert werden. Beschleunigungsaufnehmer mit Piezoelementen als Wandler und eingebautem Ladungsverstärker oder solche mit Halbleiterbauelementen als Wandler haben oft nur einen begrenzten Arbeitstemperaturbereich, und sind damit für Messungen an heißen Teilen von Verdichtern dauerhaft nicht einsetzbar. Als Abhilfe können fallweise zur Senkung der Temperatur am Aufnehmer Messstangen, Abschirmbleche oder kühlende Luftströme eingesetzt werden. Es sind heute auch spezielle Hochtemperatur-Aufnehmer verfügbar.

Bei Verdichtern mit gleitgelagerten Rotoren werden gelegentlich auch die radialen Rotor- oder Wellenschwingungen direkt mittels berührungslos arbeitender Wegaufnehmer gemessen. Standard ist dann auch bei Schraubenverdichtern die Verwendung von je zwei Aufnehmern (siehe Anhang A, Bild A4 und DIN ISO 10817-1), die in einer Ebene rechtwinklig zueinander in unmittelbarer Nähe der Lager angeordnet sind. Auf diese Weise werden die relativen Wellenschwingungen erfasst, wodurch die Beurteilung der Wellenbewegung in Bezug auf die vorhandenen Lagerspiele ermöglicht wird. Die Messungen ermöglichen die Beurteilung des mechanischen Laufverhaltens der Rotoren unter dem Aspekt der Wuchtgüte, der möglichen Lagerspielüberbrückung oder des Lagerverschleißes. Auch werden subsynchrone Schwingungen als Folge von Lagerinstabilitäten erkannt. Die Analyse der Wellenorbits lässt Aussagen über Ausrichtfehler zu, die zu einer Positionierung der Wellenzapfen in Zwangslagen innerhalb der Lagerschalen führen.

2.2 Measurement device

In both frequency ranges the relevant RMS values of the vibration velocity can be measured directly with a suitable instrument. This must be equipped with band-pass filters whose high frequency cut-offs can be adjusted to the values corresponding to the machine type. The RMS values can, however, also be obtained from the spectrum of the broadband measured signal. The RMS value relevant to evaluation is then to be calculated from the peak values of the components in the spectrum. Information in this regard is given in Annex C.

Today, vibration velocity is mostly measured using piezoelectric accelerometers. They are smaller, lighter, and less sensitive to shock than the electrodynamic vibration-velocity transducers used in the past. The output signal is proportional over the entire working frequency range of the acceleration and needs to be electronically integrated once to measure the vibration velocity. Accelerometers with piezoelectric elements as converters and built-in charge amplifiers or those with semiconductor components as converters frequently have only a limited working temperature range – in other words, they cannot be used on a long-term basis for measurements at the hot parts of compressors. In some cases the temperature at the transducer can be reduced by using measuring rods, screening panels, or a flow of cooler air. Special high-temperature transducers are also available nowadays.

In the case of compressors with rotors running in sleeve bearings, the radial rotor or shaft vibrations are also occasionally measured directly by means of contactless displacement transducers. Even with screw compressors it is thus standard procedure to use two transducers in each case (see Annex A, Figure A4, and DIN ISO 10817-1), which are arranged on a plane at right-angles to each other and in the direct vicinity of the bearings. In this way the relative shaft vibrations can be registered, meaning that the shaft movement can be assessed in relation to the present bearing clearances. These measurements make it possible to assess mechanical running from the point of view of balance quality, possible bearing clearance reduction or bearing wear. Even subsynchronous vibrations as a consequence of bearing instabilities are detected. Analysis of the shaft orbits permits conclusions to be drawn regarding alignment errors which are forcing the shaft studs into constrained positions within the bearing shells.

Als Beurteilungsgröße wird entsprechend DIN ISO 7919-1 der größte Wert der Schwingungsbreite (Spitze-Spitze-Wert $S_{(p-p)}$) des Schwingwegs in einer der beiden Messrichtungen verwendet. Der Möglichkeit einer Abweichung von der tatsächlichen maximalen Schwingbreite von bis zu 30 % muss bei der Festlegung von ALARM- und ABSCHALT-Werten Rechnung getragen werden (siehe Abschnitt 5).

Die allgemeinen Informationen in DIN ISO 7919-1 zur Messtechnik und Beurteilung von Wellenschwingungen gelten im Grundsatz auch für Schraubenmaschinen und Rootsgebläse.

Die verwendeten Messgeräte sollen den Anforderungen in DIN 45662 und DIN ISO 10817-1 entsprechen und im festgelegten (zu bewertenden) Frequenzbereich eine Messunsicherheit von höchstens ± 10 % aufweisen.

Allgemeine Informationen über die genannten Mess- und Beurteilungsgrößen sowie über die üblichen Verfahren und Geräte zur Messung und Analyse von Maschinenschwingungen werden in der Richtlinie VDI 3839 Blatt 1 gegeben.

2.3 Messorte und Messrichtungen

Die Gehäuseschwingungen werden im Allgemeinen an Orten der Maschinenoberfläche gemessen, die direkt zugänglich sind. Es sollte darauf geachtet werden, dass die Messungen die betrachteten Schwingungen angemessen wiedergeben und nicht durch lokale Resonanzen oder Verstärkungen verfälscht werden.

Die Festlegung der Messorte und Messrichtungen erfolgt durch den Hersteller, wobei die Zugänglichkeit der Messorte bei laufendem Verdichter zu beachten ist. Bei der Auswahl der Messorte wird empfohlen, Messungen jeweils in Lagernähe, an einem Messort auf der Antriebsseite und an einem Messort an der dem Antrieb entgegen gesetzten Seite auszuführen, in den Richtungen eines rechtwinkligen x - y - z -Koordinatensystems, wobei z die Richtung der Antriebsdrehachse ist, x und y vorzugsweise horizontal und vertikal gerichtet sind. Beispiele für übliche Messorte und Richtungen zeigen im Anhang A Bild A1 bis Bild A3. Die Messorte und Messrichtungen sind im Messprotokoll anzugeben.

Bei der Dauerüberwachung eines Verdichters werden meist nur ein oder zwei Gehäuseschwingungsaufnehmer eingesetzt. Es ist darauf zu achten, dass Messorte und Messrichtung nach Erfahrung repräsentative Informationen über die Größe der Maschinenschwingung liefern. Vor allem muss dabei die Hauptschwingungsrichtung am Lager oder Gehäuse erfasst werden.

In accordance with DIN ISO 7919-1, the variable used for assessment is the greatest value of the vibration amplitude (peak-to-peak value $S_{(p-p)}$) of the vibration displacement in one of the two measuring directions. The possibility of a deviation from the actual maximum vibration amplitude of up to 30 % must be taken into account when defining ALARM and SHUT-OFF values (see Section 5).

The general information in DIN ISO 7919-1 about measuring techniques and assessment of shaft vibrations basically also applies to screw compressors and Roots blowers.

The measuring instruments used should meet the requirements presented in DIN 45662 and DIN ISO 10817-1 and within the specified frequency range (to be evaluated) have a measurement uncertainty not exceeding ± 10 %.

General information about the measurement and assessment variables mentioned and also about normal procedures and equipment for measuring and analysing machine vibrations may be found in guideline VDI 3839 Part 1.

2.3 Measuring positions and directions

Housing vibrations are generally measured at those locations on the machine surface which are directly accessible. It should be ensured that the measurements reproduce the vibrations of interest to a reasonable extent and not be falsified by local resonances or amplifications.

The manufacturer specifies the measuring positions and measuring directions, taking into account the accessibility of the measuring positions while the compressor is running. When selecting the measuring positions it is recommended that measurements are taken close to the bearing, at a measuring position on the drive side and at a measuring position at the opposite end to the drive, on the axes of a right-angled x - y - z coordinate system, where z is the direction of the drive rotation axis, x and y are preferably aligned horizontally and vertically. Examples of usual measuring positions and directions are shown in Figure A1 to Figure A3 in Annex A. The measuring positions and measuring directions should be declared in the measurement record.

In the case of long-term monitoring of a compressor, in most cases only one or two housing vibration transducers are used. It should be ensured that measuring positions and measuring direction supply representative information about the magnitude of machine vibration. In particular the main direction of vibration must be picked up at the bearing or housing.

Grundsätzlich sollte bei der Messung der Gehäuse-schwingungen gewährleistet sein, dass die von den Rotoren und der Lagerung induzierten Schwingungen gut vom Entstehungsort zum Aufnehmer übertragen werden. Allgemeine Hinweise zur Wahl des Messorts und zur Montage von Aufnehmern werden in VDI 3839 Blatt 1, Abschnitt 5 und in DIN ISO 5348 gegeben. Spezielle Hinweise zur Messung des Körperschalls von Wälzlagern finden sich in der Richtlinie VDI 3832.

Zur Messung der relativen Rotorschwingungen werden üblicherweise an jedem Messort zwei rechtwinklig zueinander angeordnete, berührungslos arbeitende Aufnehmer verwendet. Die Messorte liegen im Gehäuseinneren unmittelbar an den Gleitlagern (siehe Bild A4).

2.4 Montage und Ankopplung der Aufnehmer

Wegen des breiten Schwingungsspektrums und den möglichen hohen Temperaturen am Messort und in deren Umgebung bereitet die Ankopplung der Aufnehmer oft Probleme. Der Messfehler und der Frequenzgang werden beide von der Art der Aufnehmerbefestigung beeinflusst. Die Vor- und Nachteile der verschiedenen, gebräuchlichen Ankopplungsverfahren werden in VDI 3839 Blatt 1, Abschnitt 5.2 ausführlich beschrieben. Zusätzliche Informationen zur Befestigung von Beschleunigungsaufnehmern werden in DIN ISO 5348 gegeben.

Es muss immer auf eine möglichst starre Ankopplung geachtet werden, vor allem bei großen Schwingungswerten. Wenn Halterungen notwendig sind, müssen diese sehr starr sein, um Messfehler durch angeregte Eigenschwingungen des Systems *Aufnehmer-Halterung* zu vermeiden. Eventuell ist die Steifigkeit der Aufnehmerbefestigung durch Anschlagversuche zu überprüfen.

2.5 Kontinuierliche und intermittierende Schwingungsüberwachung

Verdichter, die in komplexe Anlagen oder Prozesse eingebunden sind, werden häufig mit kontinuierlich arbeitenden Schwingungsüberwachungseinrichtungen für Gehäuse- und/oder Wellenschwingungen ausgerüstet, die ein Maschinen-monitoring (Aufzeichnen von Trendkurven) auch im zentralen Leitsystem ermöglichen. Darüber hinaus werden in aller Regel ALARM- und ABSCHALT-Signale zum Zwecke des automatischen Maschinenschutzes erzeugt. Die Entscheidung für oder gegen eine Dauerüberwachung trifft nicht der Maschinenhersteller, sondern der Betreiber entsprechend seiner Einschätzung der Prozessbedeutung des Verdichters.

Sollen kontinuierlich oder intermittierend aufgenommene Schwingungswerte verglichen werden

As a basic rule, when measuring housing vibrations it should be ensured that the vibrations induced by the rotors and the bearing should be transmitted properly from the place of origin to the transducer. General information about the measuring positions and about installing transducers can be found in VDI 3839 Part 1, Section 5 and in DIN ISO 5348. Special information on measuring structure-borne sound in the case of roller bearings is provided in guideline VDI 3832.

To measure the relative rotor vibrations, two contactless transducers arranged at right angles to each other are normally used at each measuring position. The measuring positions are located inside the housing directly on the sleeve bearings (see Figure A4).

2.4 Installation and connection of transducers

Due to the wide vibration spectrum and the possible high temperatures at the measurement position and its environment, attachment of the transducer is often problematic. Both, the measurement error and the frequency response are influenced by the way the transducer is attached. The advantages and disadvantages of the different attachment methods commonly used are described in detail in Section 5.2 of VDI 3839 Part 1. Additional information about attaching accelerometers is provided in DIN ISO 5348.

Always there must be ensured the most rigid coupling, particularly in the case of high vibration values. If holders are necessary, they must be very rigid if measurement errors due to excited natural vibrations of the *transducer-holder* system are to be avoided. It may be necessary to check the rigidity of transducer attachment by testing (striking).

2.5 Continuous and intermittent vibration monitoring

Compressors built into complex installations or processes are frequently equipped with continuously operating vibration monitoring devices for housing and/or shaft vibrations and these make it possible for machines to be monitored (plotting of trend curves) even in the central control system. In addition, in nearly all cases ALARM and SWITCH-OFF signals are generated for the purpose of automatic machine protection. The decision for or against permanent monitoring is not the responsibility of the machine manufacturers but rather of the operator on the basis of what importance he estimates the compressor has in the process.

If continuously or intermittently recorded vibration values are to be compared (trend observations),

(Trendbetrachtungen), ist darauf zu achten, dass die Messungen in einem vergleichbaren Betriebszustand des Verdichters, am gleichen Messort und in der gleichen Messrichtung ausgeführt wurden.

Ausgehend von den aufgenommenen Trendkurven eines dauerüberwachten Verdichters ist es möglich und sinnvoll, die ALARM- und ABSCHALT-Werte, deren Einstellung sich bei neu in Betrieb genommenen Maschinen an den in Abschnitt 5 genannten Grenzwerten orientiert, zu verringern und in Relation zum tatsächlich gemessenen Schwingungsniveau zu stellen. Beim An- und Abfahren der Anlagen sollte das Überwachungssystem die Möglichkeit bieten, auftretende transiente Schwingungen so abzufangen, dass keine Fehlalarme oder gar Abschaltungen ausgelöst werden. Dies kann beispielsweise durch die Erhöhung der Werte um einen definierten Faktor für eine bestimmte Zeitspanne erreicht werden.

Für den Fall, dass nicht in eine aufwendige Überwachungsinstrumentierung investiert werden soll oder keine Möglichkeit dafür besteht, können auch regelmäßige Schwingungsdiagnosen mithilfe mobiler Messsysteme durchgeführt werden.

Ausführliche Informationen zur Art und Auswahl von Systemen und Verfahren zur Schwingungsüberwachung von Maschinen werden in VDI 3841, DIN ISO 13373-1 und DIN ISO 13373-2 gegeben.

2.6 Betriebsbedingungen

Die im Abschnitt 4 angegebenen Bewertungskriterien für Schwingungen an Verdichtern gelten für Schwingungsmessungen unter nachfolgend genannten Betriebsbedingungen:

- Der Verdichter muss betriebswarm sein und sich in einer stabilen Laufphase befinden. Die spezifizierten Betriebsparameter müssen erreicht sein (Betriebsdruck, Drehzahl, Temperaturen usw.). Messungen bei Lastwechseln können also nicht zur Bewertung herangezogen werden.
- Rohrleitungen müssen spannungsfrei (z.B. mit Kompensatoren) an die Verdichteranlage angeschlossen sein, um Schwingungsanregungen von außen abzukoppeln.

Anmerkung: In der Regel werden Lateralkompensatoren (mit Zugankern) eingesetzt, das heißt die inneren Gaskräfte (auch die dynamischen) sind nach außen nicht wirksam. Bei großen Prozessgas-Rootsgebläsen kommen auch Axialkompensatoren zum Einsatz.

Die in den Rohrleitungsquerschnitten wirksamen Druckpulsationen müssen dann vom Maschinenfundament über ein Gebläsegehäuse aufgenommen werden.

Bei Verdichtern mit variablen Drehzahlen und Belastungen müssen mehrere Messungen durchge-

care should be taken that the measurements were taken in a comparable operating state of the compressor, at the same measuring position and in the same measuring direction.

On the basis of the trend curves plotted for a permanently monitored compressor it is possible and sensible to reduce the ALARM and SWITCH-OFF values whose setting in the case of machines going into service for the first time is oriented by the limit values mentioned in Section 5 and set them in relation to the vibration level actually measured. When installations are started up or shut down, the monitoring system should be able to intercept any transient vibrations occurring so that no false alarms are given or even shutdowns initiated. This can, for example, be done by increasing the values by a defined factor for a specific period of time.

In the event that cost or other reasons rule out investment in an expensive monitoring instrumentation system, it is still possible to carry out regular vibration diagnoses with the aid of mobile measurement systems.

Detailed information on the types and choice of systems and procedures for the vibration monitoring of machines is given in VDI 3841, DIN ISO 13373-1 and DIN ISO 13373-2.

2.6 Operating conditions

The assessment criteria given in Section 4 for vibrations at compressors apply to vibration measurements under the following operating conditions:

- The compressor must have warmed up and be in a stable operating phase. The operating parameters specified must have been reached (operating pressure, speed, temperatures, and so on). Measurements taken during load-changing therefore cannot be used for evaluation purposes.
- Pipes must be connected stressless to the compressor unit (by means of expansion joints, for example) so that excitations of vibration from outside are insulated.

Note: As a rule lateral expansion joints (with tie bolts) are used – in other words, the internal gas forces (including the dynamic forces) do not act externally. In the case of large process-gas Roots blowers, even axial expansion joints can be used.

In such a case the pressure pulsations effective in the pipe cross-sections will need to be absorbed by the machine foundation via the blower housing.

In the case of compressors with variable speeds and loads it will be necessary to take several meas-

führt werden, die den Betriebsbereich erfassen, in welchem der Verdichter für längere Zeit betrieben wird.

Zur Beurteilung der Schwingungen eines Verdichters mit variabler Drehzahl reicht es üblicherweise aus, eine Messung bei der maximalen Drehzahl $n_{\max}$ und der minimalen Drehzahl $n_{\min}$ sowie bei der Hälfte dieser Drehzahlspanne durchzuführen. Bei diesen Drehzahlen sollen jeweils jene zugesicherten Eintritts- und Austrittsdrücke eingestellt werden, bei denen die maximale Leistungsaufnahme auftritt. Falls zu erwarten ist, dass ein Verdichter längere Zeit im Leerlauf betrieben wird, ist dieser Betriebspunkt separat zu messen. Bei Verdichtersätzen mit anlagenbedingt häufig vorkommenden An- und Abfahrten oder mit einem weiteren Drehzahlbereich empfiehlt es sich, die Resonanzfreiheit mit einer Nachlaufanalyse zu überprüfen. Dazu werden in VDI 3839 Blatt 1 nähere Hinweise gegeben. Weitere Messungen sind im Bedarfsfall zwischen Hersteller und Kunde zu vereinbaren.

Erfahrungsgemäß gibt es in drehzahlregelbaren Verdichteranlagen mitunter durch Schwingungen verursachte Störungen an Anbauteilen. Diese treten unabhängig vom Schwingungsniveau des Verdichters auf, also auch dann, wenn das Niveau niedrig ist. Sie können durch ungünstige Ankopplung, Übereinstimmen einer Eigenfrequenz des Anbauteils mit einer Anregungsfrequenz des Verdichters oder des Antriebs, sowie durch geringe Dämpfung im Anbauteil verursacht sein. Wenn solche Anbauteile zu untersuchen sind, empfiehlt sich ein langsames Durchfahren des Drehzahlbereichs bei gleichzeitiger Messung der Schwingung an dem fraglichen Anbauteil.

Es kann in Sonderfällen zur Vervielfachung des Schwingungsniveaus bei bestimmten Betriebsbedingungen kommen, wenn an den Verdichter angebaute Teile bei einzelnen Frequenzen die Schwingungen der Maschine verstärken. Falls eine Überschreitung der Schwingungsgrenzwerte in einer Gesamtanlage auftritt, bei welcher der Verdichter als ein Bauteil zugeliefert wurde, ist das Schwingverhalten der Anbauteile selbst zu prüfen.

Bei Abnahmemessungen in Prüffeldern kann es Schwierigkeiten bereiten, die spezifischen Betriebsbedingungen (Leistung, Temperaturen) zu gewährleisten.

Die Prüfbedingungen sind dann zwischen dem Hersteller und dem Kunden zu vereinbaren.

Mitunter müssen Messungen in einer Umgebung durchgeführt werden, in der Schwingungen von außen die Messergebnisse beeinflussen können.

Measurements covering the operating range within which the compressor is run for extended periods.

To assess the vibrations of a variable-speed compressor it will normally suffice to take one measurement at maximum speed $n_{\max}$ and one at minimum speed $n_{\min}$ as well as one in the middle of this speed range. With these speeds, in each case the guaranteed inlet and discharge pressures should be set at which the maximum power consumption occurs. If it is expected that a compressor will be run in idling mode for extended periods, this operating point should be measured separately. In the case of compressor sets with start-ups and shut-downs occurring frequently due to the nature of the overall system or sets which have a wider speed range, it is recommended that a check be made for freedom from resonance by means of a coast-down analysis. More detailed information about this is given in VDI 3839 Part 1. Additional measurements may be agreed on between manufacturer and customer, if needed.

Experience shows that in speed-controlled compressor units, add-on components can be badly affected among other things by faults caused by vibration. These occur independently of the vibration level of the compressor – in other words, even if this level is low. They can be caused by poor coupling, by a natural frequency of the add-on component coinciding with an excitation frequency of the compressor or of the drive, and also by a low level of damping in the add-on component. If add-on components of this kind need to be investigated, a slow traverse of the speed range while measuring the vibration at the add-on component in question is recommended.

In special cases, multiplication of the vibration level may occur under certain operating conditions if parts mounted on the compressor amplify the vibrations of the machine at particular frequencies. If vibration limits are exceeded within the overall installation (for which the compressor was supplied as a component unit), the vibration behaviour of the mounted parts themselves should be investigated.

In the case of acceptance measurements in test bays it may be difficult to guarantee specific operating conditions (performance, temperatures).

The manufacturer and the user will need to come to agreement regarding test conditions.

Occasionally, measurements will have to be conducted in an environment in which vibrations from outside can influence measurement results. One

Zum Beispiel bei einer Messung beim Kunden, wenn in der Nähe andere, Schwingungen erzeugende Maschinen laufen. Dann sollen Messungen im Stillstand des Verdichters ausgeführt werden. Falls die im Stillstand gemessenen Schwingungen größer als 25 % der Werte beim Betrieb des Verdichters sind, ist es notwendig, den Einfluss der Störschwingungen zu reduzieren.

3 Kriterien für die Beurteilung

In dieser Richtlinie wird die Schwingstärke von Verdichtern nach folgenden Parametern klassifiziert:

- Maschinengruppe entsprechend Bauart und Lagerung, siehe Abschnitt 1
- Art der Maschinenaufstellung

Die Maschinenaufstellungen werden hinsichtlich ihrer Elastizität in bestimmten Richtungen in zwei Gruppen eingeteilt:

- starre Aufstellung
- elastische Aufstellung

Die Zuordnung zu diesen Aufstellungsarten ergibt sich aus dem Verhältnis der Elastizitäten des Verdichters einschließlich seines Unterbaus zu der des Fundaments. Üblicherweise werden Verdichteranlagen inklusive ihrer Antriebe (Motor, Getriebe) und Nebenaggregate auf starren Grundrahmen aufgebaut. Dieser kann direkt auf dem Fundament (Betonplatte, Hallenboden usw.) aufgesetzt und fest mit ihm verschraubt werden (starre Aufstellung). Ein typisches Beispiel zeigt Bild A5 im Anhang A.

Alternativ besteht die Möglichkeit, nur die Antriebseinheit (Motor und Verdichter) oder sogar das Gesamtaggregate auf definierten Federelementen zu lagern, um das Fundament (Geschossdecke, Schiffsdeck, Schallhaubengrundrahmen usw.) gegen Schwingungsanregungen zu isolieren. Dies ist sehr häufig bei kleineren bis mittelgroßen Serien-Verdichteranlagen, in Ausnahmefällen aber auch bei Prozessgasverdichtern anzutreffen. In Bild A6 im Anhang A ist das Gesamtaggregate elastisch aufgestellt.

Zur Unterscheidung in Zweifelsfällen, ob ein Unterbau starr oder elastisch ist, muss bei Anwendung dieser Richtlinie (abweichend von DIN ISO 10816-3) die Gesamtmasse und die vertikale Federsteifigkeit der Aufstellung des jeweiligen Teils des Verdichteraggregats betrachtet werden. Es wird von elastischer (tief abgestimmter) Aufstellung des Verdichteraggregats gesprochen, wenn die zugehörige erste vertikale Eigenfrequenz des

example might be measurements at the customer's premises when other vibration-generating machines are running in the vicinity. In this case measurements should be taken with the compressor at a standstill. If vibrations measured at standstill are greater than 25 % of the corresponding values when the compressor is operating, it will be necessary to reduce the influence of these unwanted vibrations.

3 Assessment criteria

In this guideline the vibration severity of compressor is classified on the basis of the following parameters:

- machine group corresponding to machine design and bearings; see Section 1
- type of machine mounting

Machine mountings are subdivided into two groups on the basis of their elasticity in particular directions:

- rigid mounting
- resilient mounting

Assignment to these mounting types is based on the ratio of the elasticity of the compressor (including its base) and the elasticity of the foundation. Normally compressor units are installed on rigid base frames together with their drives (engine, gearing) and ancillary systems. This base frame can be mounted directly upon the foundation (concrete slab, industrial building flooring, etc.) and bolted down permanently to it (rigid mounting). A typical example is shown in Figure A5 in Annex A.

Another possibility is to mount only the drive unit (motor and compressor) or even the entire set on defined spring elements so as to insulate the foundation (intermediate floor of building, ship's deck, base frame of acoustic hood, etc.) against vibration excitations. This is very often encountered with smaller to mid-range mass-produced compressor units but in exceptional cases also with process-gas compressors. In Figure A6 in Annex A the entire set is installed on resilient mountings.

Should it be necessary in doubtful cases to decide whether a subframe is rigid or resilient, if this guideline is used (rather than DIN ISO 10816-3) the entire mass and the vertical spring stiffness of the mounting of the compressor set part in question must be taken into consideration. A resilient (low-tuned) mounting of the compressor set means that the corresponding first vertical natural frequency of the total vibration system consisting of com-

Gesamtschwingsystems aus Verdichter und Unterbau um mindestens 25 % geringer ist als die kleinste vorhandene relevante Erregerfrequenz (bei einer Verdichterstufe ist dies die einfache Drehfrequenz des Nebenrotors, im Gesamtsystem meist die Drehfrequenz des Antriebsmotors, wenn auch dieser auf dem Grundrahmen aufgebaut ist). Das Schwingungsniveau bei elastisch aufgestellten Maschinen ist erfahrungsgemäß höher als bei einer starren Aufstellung.

4 Bewertung

Diese Richtlinie beschreibt in allgemeiner Form die zwei Kriterien zur Bewertung der Gehäuse- und Rotorschwingungen von Schraubenverdichtern und Rootsgebläsen. Das eine Kriterium betrachtet die Größe der breitbandig gemessenen Schwingung, das andere die Änderung der Schwingungsgröße, unabhängig davon, ob es sich um einen Anstieg oder einen Abfall handelt.

4.1 Kriterium I – Schwingungsgröße

Dieses Kriterium befasst sich mit der Festlegung von Grenzen für die Größe der Schwingungen. Die an jedem Messort des Gehäuses ermittelten effektiven Schwingungsgeschwindigkeiten in den Frequenzbereichen A und B werden in drei Bewertungszonen eingeordnet. Für die Bewertung der Gehäuseschwingungen eines Verdichters ist der größte an einem der festgelegten Messorte ermittelte Zonenwert in den Frequenzbereichen A oder B maßgebend.

4.1.1 Bewertungszonen

Die folgenden Bewertungszonen erlauben eine qualitative Beurteilung der Schwingung eines Verdichters und geben Hinweise auf eventuell notwendige Maßnahmen.

Zone I: Verdichter, deren Schwingungen in dieser Zone liegen, werden als geeignet angesehen, ohne Einschränkungen im Dauerbetrieb zu laufen.

Zone II: Verdichter in dieser Zone weisen hohe Schwingungswerte auf. Es muss in jedem Einzelfall geprüft werden, ob die gemessenen Werte unter Berücksichtigung der jeweiligen Konstruktion und der Betriebsbedingungen für einen unbegrenzten Dauerbetrieb zulässig sind. Im Allgemeinen darf der Verdichter aber für eine begrenzte Zeit in diesem Zustand betrieben werden, bis sich eine günstige Gelegenheit für Abhilfemaßnahmen ergibt.

pressor and subframe is at least 25 % less than the smallest existing relevant exciter frequency (with a compressor stage this is the simple rotational frequency of the secondary rotor, in the overall system in most cases the rotational frequency of the drive motor even if this is installed on a base frame). With resiliently mounted machines the vibration level tends to be higher than is the case with a rigid mounting.

4 Evaluation

This guideline describes in a generalized form the two criteria for evaluating the housing and rotor vibrations of screw compressors and Roots blowers. One criterion relates to the magnitude of the broadband measured vibration, the other relates to the change in the magnitude of vibration irrespective of whether it is an increase or a decrease.

4.1 Criterion I – Magnitude of vibration

This criterion is concerned with defining limits for the magnitude of the vibrations. The effective vibration velocities in frequency ranges A and B measured at each measuring position of the housing are classified into three evaluation zones. For the evaluation of housing vibrations of a compressor, the highest zone value measured at one of the specified measuring positions in frequency ranges A or B is of decisive importance.

4.1.1 Evaluation zones

The following evaluation zones make possible a qualitative evaluation of the vibration of a compressor and give an indication of any steps which need to be taken.

Zone I: Compressors whose vibrations fall within this zone are regarded as suitable for running without restrictions in continuous operation.

Zone II: Compressors in this zone have high vibration values. A check must be made in each individual case to see whether the measured values are permissible for unlimited continuous operation taking into account the design and operating conditions of the unit in question. In general the compressor may, however, be run for a limited time in this state until a suitable opportunity arises for remedial measures.

Zone III: Verdichter, deren Schwingungswerte in dieser Zone liegen, werden meistens für eine Untersuchung und Instandsetzung abgeschaltet, da ihre Schwingungswerte als so hoch angesehen werden, dass Schäden an der Maschine entstehen können.

Die den Grenzen der Zonen zugeordneten Zahlenwerte sind nicht dazu bestimmt, als Garantiewerte zu dienen. Die Garantiewerte müssen zwischen dem Verdichterhersteller und dem Kunden vereinbart werden. Die Werte geben jedoch Hinweise, um grobe Fehler oder unrealistische Anforderungen auszuschließen. In bestimmten Fällen kann es bei einem besonderen Verdichter spezielle Eigenschaften geben, die andere Grenzwerte der Zonen erfordern (höhere oder niedrigere). Dann ist es üblicherweise notwendig, dass der Hersteller dafür eine Begründung gibt und insbesondere bestätigt, dass der Verdichter ohne Gefahr mit höheren Schwingungswerten betrieben werden kann.

4.1.2 Grenzen der Bewertungszonen für die Gehäuseschwingungen

Die in der Tabelle 1 genannten Werte für die Zonengrenzen gelten für die maximalen Effektivwerte der Schwinggeschwindigkeit in den zwei unterschiedlichen Frequenzbereichen A und B mit den im Abschnitt 2.1 spezifizierten Bandunter- und -obergrenzen.

Für die Bewertung der Gehäuseschwingungen eines Schraubenverdichters oder Rootsgebläses ist der größte Zonenwert maßgebend, der im Frequenzbereich A oder B an einem der festgelegten Messorte ermittelt wurde. Ein Beispiel für das Ermitteln der Bewertung aus den Zonenwerten ist in Anhang C zusammengestellt.

4.1.3 Bewertungszonen für die relativen Rotorschwingungen gleitgelagerter Schraubenverdichter der Maschinen- gruppe 1

In Anlehnung an DIN ISO 7919-3 für gekuppelte industrielle Maschinen sind die empfohlenen Bewertungszonen auch hier eine Funktion der Drehzahl des Hauptrotors. Sie werden im Bild 1 dargestellt.

Die jeweiligen Zonengrenzen lassen sich aus folgenden Gleichungen berechnen:

Zonengrenze I/II

$$S_{p-p} = \frac{14800}{\lg(n) \cdot \sqrt{n}} \mu\text{m} \quad (1)$$

Zone III: Compressors whose vibration values fall within this zone are usually shut down for examination and repair since their vibration values are regarded as so high that damage could be caused to the machine.

The numerical values assigned to the limits of the zones are not intended to be used as guaranteed values – these will need to be agreed between compressor manufacturer and the customer. The values do, however, give information which allows serious errors or unrealistic requirements to be excluded. In certain cases a particular compressor may have special properties which call for different limit values for the zones (higher or lower). It will then be normally necessary for the manufacturer to account for this and in particular to confirm that the compressor can be operated without danger at higher vibration values.

4.1.2 Limits of the evaluation zones for housing vibrations

The values given in Table 1 for the zone limits apply to the maximum RMS values of the vibration velocity in the two different frequency ranges A and B with the upper and lower band limits specified in Section 2.1.

For the evaluation of the housing vibrations of a compressor or Roots blower, the highest zone value measured at one of the specified measuring positions in frequency ranges A or B is of decisive importance. An example of obtaining the evaluation from the zone values is summarized in Annex C.

4.1.3 Evaluation zones for the relative rotor vibrations of sleeve-bearing screw compressors of machine group 1

Based on DIN ISO 7919-3 for coupled industrial machines, the recommended evaluation zones are here too a function of the speed of the male rotor. They are shown in Figure 1.

The various zone limits can be calculated using the following equations:

Zone limit I/II

$$S_{p-p} = \frac{14800}{\lg(n) \cdot \sqrt{n}} \mu\text{m} \quad (1)$$

Tabelle 1. Empfohlene Grenzwerte für die Gehäuseschwingungen als Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit in mm/s

Maschinengruppe	Aufstellung	Zonengrenze	Frequenzbereich A	Frequenzbereich B
Gruppe 1 Schraubenverdichter mit Gleitlagern und Gleichlaufgetriebe $P \geq 55$ kW	starr	I/II II/III	8,0 12,0	3,0 4,5
	elastisch	I/II II/III	10,0 15,0	4,5 7,0
Gruppe 2 Schraubenverdichter mit Wälzlagern oder Wälz- und Gleitlagern und Gleichlaufgetriebe $P \geq 37$ kW	starr	I/II II/III	10,0 15,0	3,0 4,5
	elastisch	I/II II/III	12,0 18,0	4,5 7,0
Gruppe 3 Schraubenverdichter ohne Gleichlaufgetriebe $P \geq 55$ kW	starr	I/II II/III	8,0 12,0	3,0 4,5
	elastisch	I/II II/III	10,0 15,0	4,5 7,0
Gruppe 4 Rootsgebläse mit Wälzlagern $P \geq 22$ kW	starr	I/II II/III	10,0 15,0	4,5 7,0
	elastisch	I/II II/III	12,0 18,0	7,0 11,0

Anmerkung 1: Diese Werte gelten für Messungen in radialer Richtung an den Gehäusen des Verdichters und für Messungen in axialer Richtung an Drucklagern beim stationären Betrieb mit Nenndrehzahl oder innerhalb des vorgesehenen Drehzahlbereichs. Sie sind nicht anwendbar, wenn der Verdichter transiente Zustände durchläuft (z.B. wechselnde Drehzahlen oder Belastungen).

Anmerkung 2: Unterschiedliche und/oder größere Werte können bei speziellen Verdichtern oder speziellen Unterbau- und Betriebsbedingungen zugelassen werden. In diesen Fällen sollte das zwischen dem Hersteller und dem Kunden vereinbart werden. Es gibt erfahrungsgemäß Verdichter, insbesondere mit hoher Drehzahl und leicht konstruiert, deren Schwingungen oberhalb der hier genannten Werte liegen ohne dass im langjährigen Dauerbetrieb Schäden aufgetreten sind.

Table 1. Recommended limit values for housing vibrations as RMS value of the vibration velocity in mm/s

Machine group	Type of installation	Zone limit	Frequency range A	Frequency range B
Group 1 Screw compressors with sleeve bearings and timing gears $P \geq 55$ kW	rigid	I/II II/III	8,0 12,0	3,0 4,5
	resilient	I/II II/III	10,0 15,0	4,5 7,0
Group 2 Screw compressor with roller bearings or roller and sleeve bearings and timing gears $P \geq 37$ kW	rigid	I/II II/III	10,0 15,0	3,0 4,5
	resilient	I/II II/III	12,0 18,0	4,5 7,0
Group 3 Screw compressors without timing gears $P \geq 55$ kW	rigid	I/II II/III	8,0 12,0	3,0 4,5
	resilient	I/II II/III	10,0 15,0	4,5 7,0
Group 4 Roots blowers with roller bearings $P \geq 22$ kW	rigid	I/II II/III	10,0 15,0	4,5 7,0
	resilient	I/II II/III	12,0 18,0	7,0 11,0

Note 1: These values apply to measurements taken in the radial direction at the housings of the compressor and to measurements taken in the axial direction at thrust bearings during steady-state operation at nominal speed or within the intended speed range. They must not be used if the compressor passes through transient states (for example, changing speeds or loads).

Note 2: Different and/or higher values can be permitted in the case of special compressors or special subframe and operating conditions. In such cases, this should be agreed between manufacturer and customer. Experience shows that there are compressors, particularly high-speed and lightweight compressors, whose vibrations lie above the values given here but which, nevertheless, do not incur damage over years of continuous operation.

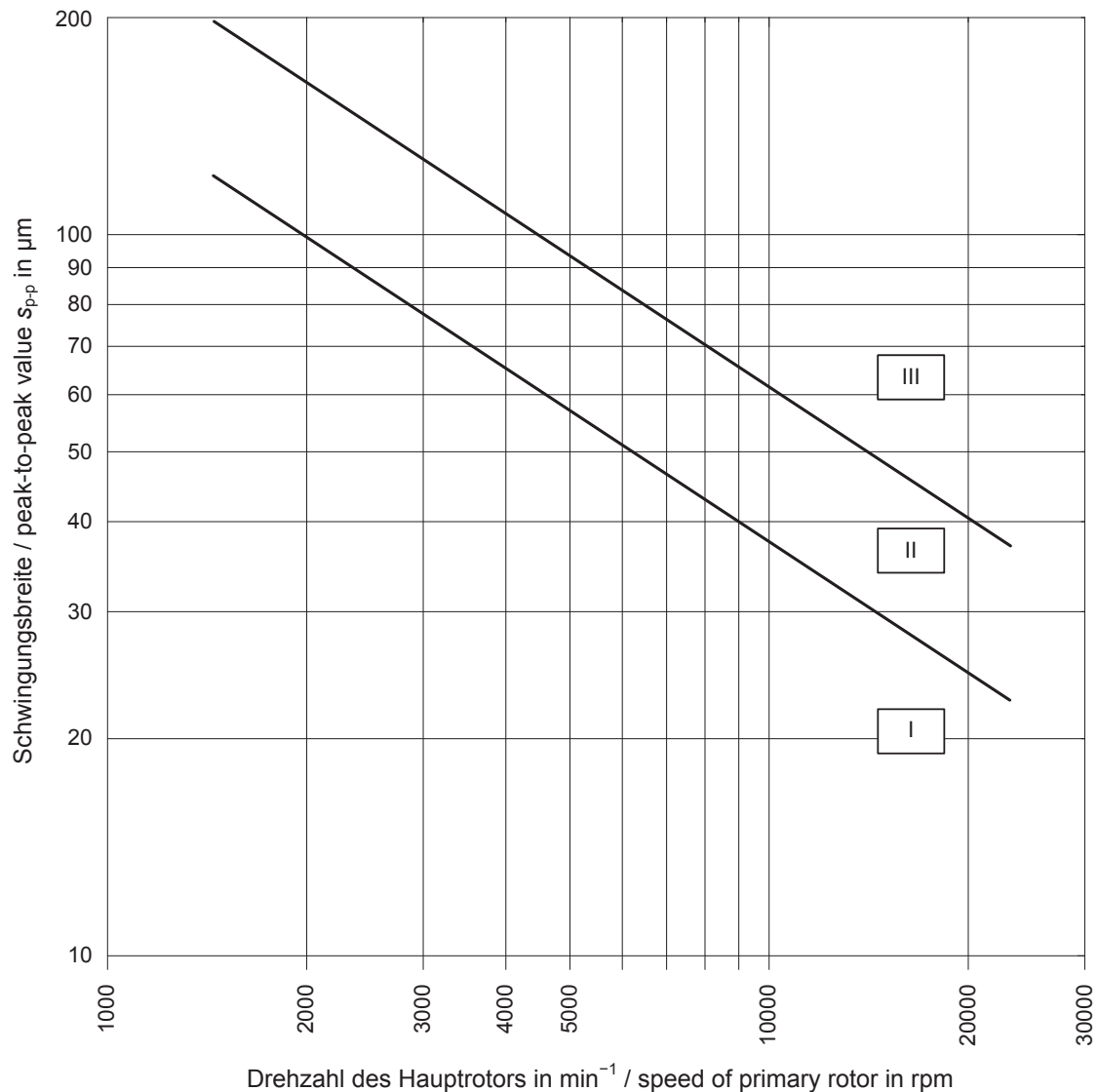


Bild 1. Empfohlene Bewertungszonen der relativen Rotorschwingungen

Figure 1. Recommended evaluation bands of the relative rotor vibrations

Zonengrenze II/III

$$S_{p-p} = \frac{25000}{\lg(n) \cdot \sqrt{n}} \mu\text{m} \quad (2)$$

Anmerkung: Bild 1, Gleichung (1) und Gleichung (2) berücksichtigen die engen Lagerspiele, die kompakten Lagerabmessungen sowie die vorhandenen Betriebserfahrungen mit gleitgelagerten Schraubenverdichtern. Die Grenzwerte sind als Orientierungshilfe zu verstehen. Insbesondere ist es ratsam, die tatsächlich vorhandenen Lagerdurchmesser oder Lagerspiele bei der Beurteilung eines Schraubenverdichters zu berücksichtigen.

4.2 Kriterium II – Änderung der Schwingungsgröße

Dieses Kriterium liefert Beurteilungen für die Änderung des Werts der Schwingungsgröße gegenüber einem vorher festgelegten Referenzwert. Es kann ein wesentlicher Anstieg oder Abfall der Schwingungen auftreten, der Maßnahmen erforderlich macht, auch wenn Zone III nach Kriterium I

Zone limit II/III

$$S_{p-p} = \frac{25000}{\lg(n) \cdot \sqrt{n}} \mu\text{m} \quad (2)$$

Note: Figure 1, Equation (1) and Equation (2) take into account the tight bearing clearances, the compact dimensions of the bearings, as well as operating experience gained with sleeve-bearing screw compressors. The limit values are to be understood as guides for orientation. When assessing a screw compressor it is particularly advisable to take into account the actual bearing diameter or bearing clearances.

4.2 Criterion II – Change in the vibration quantity

This criterion enables evaluations to be made regarding the change in the value of the vibration quantity with regard to a predefined reference value. A marked increase or decrease in vibrations can occur which makes it necessary to take steps, even if zone III according to criterion I has not yet

noch nicht erreicht ist. Solche Änderungen können plötzlich oder im Lauf der Zeit eintreten und können ein Indiz für einen Schaden sein. Sie warnen vor einem bevorstehenden Ausfall oder anderen Unregelmäßigkeiten. Kriterium II basiert auf Änderungen der unter stationären Betriebsbedingungen gemessenen Schwingungsgröße. Stationäre Betriebsbedingungen lassen auch kleine Änderungen der Maschinenbelastung zu.

Wenn Kriterium II angewendet wird, müssen die zu vergleichenden Schwingungsmessungen am selben Messort und in derselben Messrichtung sowie unter annähernd gleichen stationären Betriebsbedingungen ausgeführt werden. Wesentliche Abweichungen von den Basiswerten – ohne Beachtung ihrer Größe – sollten untersucht werden, um gefährliche Zustände zu vermeiden. Wenn der Anstieg oder Abfall des Werts der Schwingungsgröße die in Abschnitt 4.1.2 und Abschnitt 4.1.3 definierten Zonengrenzen I/II um mehr als 25 % übersteigt, sollten die Änderungen als wesentlich angesehen werden, vor allem wenn sie plötzlich auftreten. Es sollten dann eingehende Untersuchungen veranlasst werden, um die Ursache der Änderungen zu ermitteln und zu entscheiden, welche weiteren Maßnahmen notwendig sind.

5 Grenzwerte für den Betrieb

Es ist gängige Praxis, für den Betrieb Schwingungsgrenzwerte festzulegen. Diese Grenzen werden als ALARM und ABSCHALTUNG bezeichnet.

ALARM ist die Warnung, dass ein festgelegter Schwingungsgrenzwert erreicht oder eine deutliche Änderung eingetreten ist und Abhilfemaßnahmen notwendig werden. Wenn eine ALARM-Situation eintritt, darf der Betrieb im Allgemeinen solange fortgesetzt werden, bis die Gründe für die Änderung des Schwingungszustands gefunden und Abhilfemaßnahmen festgelegt sind.

ABSCHALTUNG ist der Schwingungsgrenzwert, oberhalb dessen ein Weiterbetrieb des Verdichters Schäden verursachen kann.

Wenn der ABSCHALT-Grenzwert überschritten wird, muss die Maschine sofort abgeschaltet werden.

5.1 Festlegung der ALARM-Grenze

Die ALARM-Grenzen können bei den einzelnen Verdichtern sehr verschieden hoch liegen. Üblicherweise werden die gewählten Werte auf einen Basiswert bezogen, der sich aus den Erfahrungen für die Messorte und Messrichtungen der jeweiligen Maschine ergibt.

been reached. Changes of this kind can occur suddenly or over time and can be an indication of damage. They are a warning of an impending failure or other irregularities. Criterion II is based on changes in the vibration quantity measured under steady-state operating conditions. Steady-state operating conditions may also permit small changes in machine loading.

If criterion II is applied, the vibration measurements to be compared must be taken at the same measuring position and in the same measuring direction as well as under approximately the same steady-state operating conditions. Any marked deviations from the basic values – irrespective of their magnitude – should be investigated to prevent dangerous states from occurring. If the increase or decrease in the value of the vibration quantity exceeds band limits I/II (defined in Section 4.1.2 and Section 4.1.3) by more than 25 %, the changes should be regarded as serious, particularly if they take place suddenly. Thorough investigation should then be initiated in order to ascertain the cause of the changes and to decide what further steps need to be taken.

5 Limit values for operation

It is common practice to define vibration limit values for operation. These limits are referred to as ALARM and SWITCH-OFF.

ALARM is the warning that a defined vibration limit value has been reached or that a considerable change has occurred and remedial measures have become necessary. If an ALARM situation occurs, operation should generally only be continued until the reasons for the change in the vibration state have been identified and remedial measures have been specified.

SWITCH-OFF is the vibration limit value above which further operation of the compressor can cause damage.

Once the SWITCH-OFF limit is exceeded, the machine must be shut down immediately.

5.1 Definition of the ALARM limit

The ALARM limits can be set at very different levels for the individual compressors. Normally the selected values are defined in relation to a basic value which is obtained from practical experience gathered with the measuring positions and measuring directions of the machine in question.

Es wird empfohlen, die ALARM-Grenze um den Betrag von 25 % des oberen Grenzwerts der Zone I über den gemessenen Basiswert zu legen. Wenn der Basiswert sehr niedrig ist, kann die ALARM-Grenze auch deutlich unterhalb der Zone II liegen.

In Fällen, in denen kein Basiswert vorliegt, wie bei einem neuen Verdichter, sollte ein erster Wert für die ALARM-Grenze entweder auf den Erfahrungen mit anderen, ähnlichen Verdichtern oder auf vereinbarten Abnahmewerten basieren. Nach einiger Zeit wird ein stationärer Basiswert festgestellt; die ALARM-Grenze sollte dann entsprechend eingestellt werden.

Es wird empfohlen, die ALARM-Grenze nicht höher einzustellen als das 1,25-Fache der Obergrenze von Zone I.

Wenn sich der stationäre Basiswert ändert (z.B. nachdem der Verdichter überholt worden ist), sollte die ALARM-Grenze entsprechend korrigiert werden.

5.2 Festlegung der ABSCHALT-Grenze

Die ABSCHALT-Grenzen ergeben sich im Allgemeinen aus der Anforderung, dass der Verdichter keinen mechanischen Schaden nehmen darf. Sie hängen von den speziellen Konstruktionsmerkmalen ab, die beim Entwurf des Verdichters vorgesehen wurden, um außergewöhnlich große dynamische Kräfte zu ertragen. Deshalb sind die gebräuchlichen Werte im Allgemeinen für alle Verdichter ähnlicher Bauart gleich und sind üblicherweise nicht auf den stationären Basiswert bezogen, der zur Festlegung der ALARM-Grenze herangezogen wird.

Es gibt jedoch Unterschiede zwischen Verdichtern verschiedener Bauart, weshalb es nicht möglich ist, eine Anleitung zur Festlegung absoluter Werte für die ABSCHALT-Grenze zu geben. Im Allgemeinen liegt die ABSCHALT-Grenze innerhalb der Zone II oder Zone III. Es wird aber empfohlen, die ABSCHALT-Grenze nicht höher einzustellen, als das 1,25-Fache des oberen Grenzwerts von Zone II.

It is recommended that the ALARM limit be defined as a value which exceeds the measured base value by 25 % of the upper limit value for zone I. If the base value is very low, the ALARM limit may even be located well below zone II.

If no base value is available, such as might be the case with a new compressor, a first value for the ALARM limit should be based either on experiences with other, similar compressors or on agreed acceptance values. After some time a steady-state base value will have been determined and the ALARM limit should be set accordingly.

It is recommended that the ALARM limit should not be set higher than 1,25 times the upper limit of zone I.

If the steady-state base value changes (for example, after overhauling the compressor), the ALARM limit should be corrected accordingly.

5.2 Definition of the SWITCH-OFF limit

The SWITCH-OFF limits are generally derived from the requirement that the compressor must not suffer any mechanical damage. They depend on the special features incorporated in the compressor design in order that it can withstand extraordinarily large dynamic forces. For this reason the usual values are generally the same for all compressors of similar design and do not normally relate to the steady-state base value which is used for defining the ALARM limit.

There are, however, differences between compressors of different designs which is why it is not possible to provide instructions on defining absolute values for the SWITCH-OFF limit. Generally the SWITCH-OFF limit lies within zone II or zone III. It is recommended that the SWITCH-OFF limit should not be set higher than 1,25 times the upper limit of zone II.

**Anhang A Messorte und Messrichtungen
– Beispiele für die Aufstellung**

**Annex A Measuring positions and
measuring directions –
examples of installation**

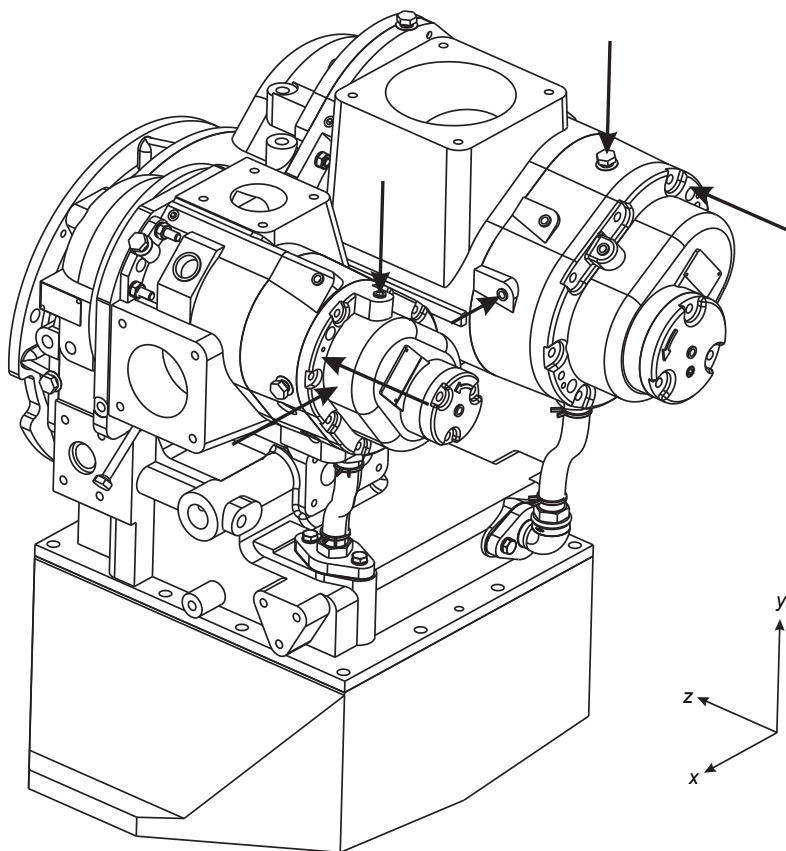


Bild A1. Beispiel für die Messorte und Messrichtungen an einer zweistufigen Schraubenverdichtereinheit in Kompaktbauweise aus der Maschinen-
gruppe 2

Figure A1. Example of the measuring positions and measuring directions for a two-stage screw compressor unit of compact design from machine
group 2

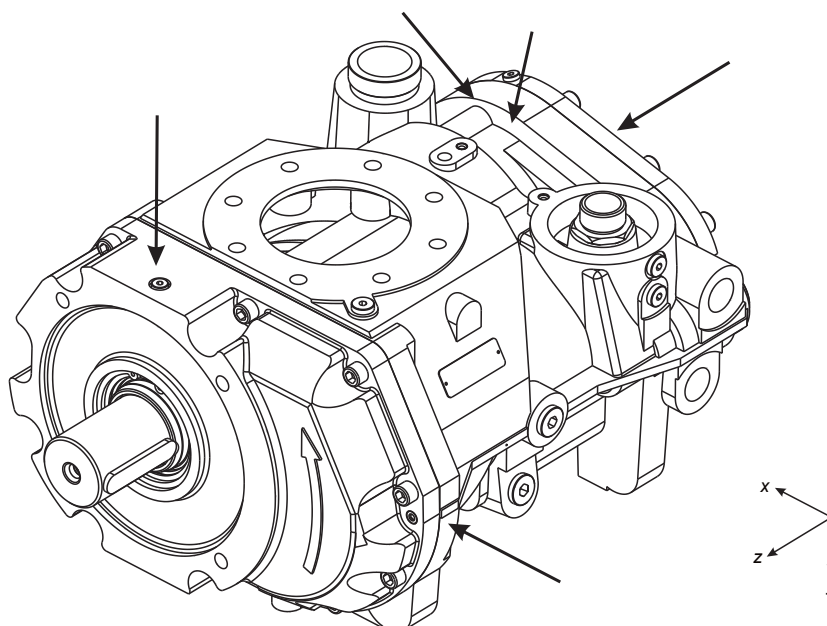


Bild A2. Beispiel für die Messorte und Messrichtungen zur Messung der Lagerschwingungen an einem Schraubenverdichter aus der Maschinen-
gruppe 3

Figure A2. Example of the measuring positions and measuring directions for measuring the bearing vibrations of a screw compressor from machine
group 3

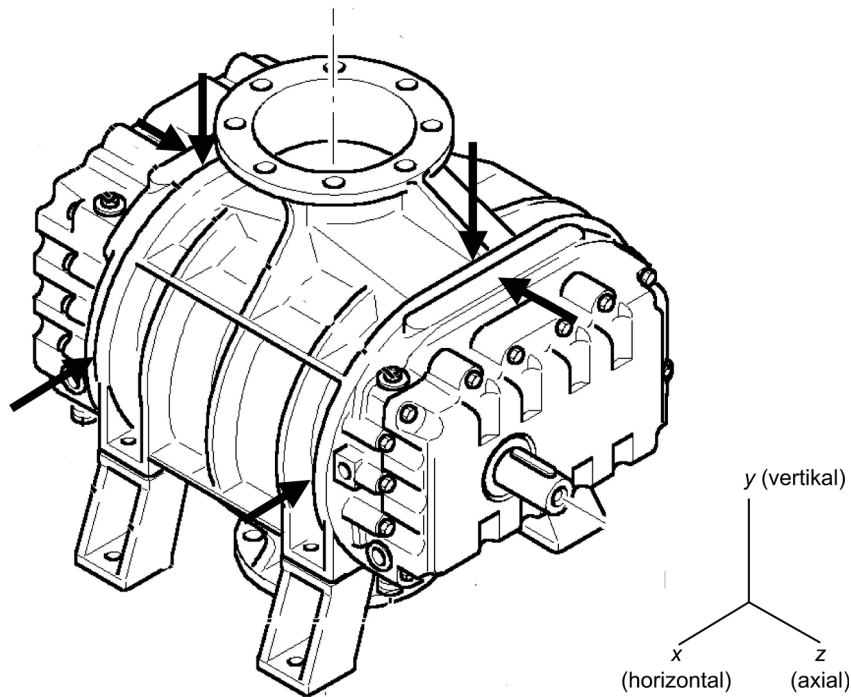


Bild A3. Beispiel für die Messorte und Messrichtungen zur Messung der Lagerschwingungen an einem Rootsgebläse aus der Maschinengruppe 4

Figure A3. Example of the measuring positions and measuring directions for measuring the bearing vibrations of a Roots blower from machine group 4

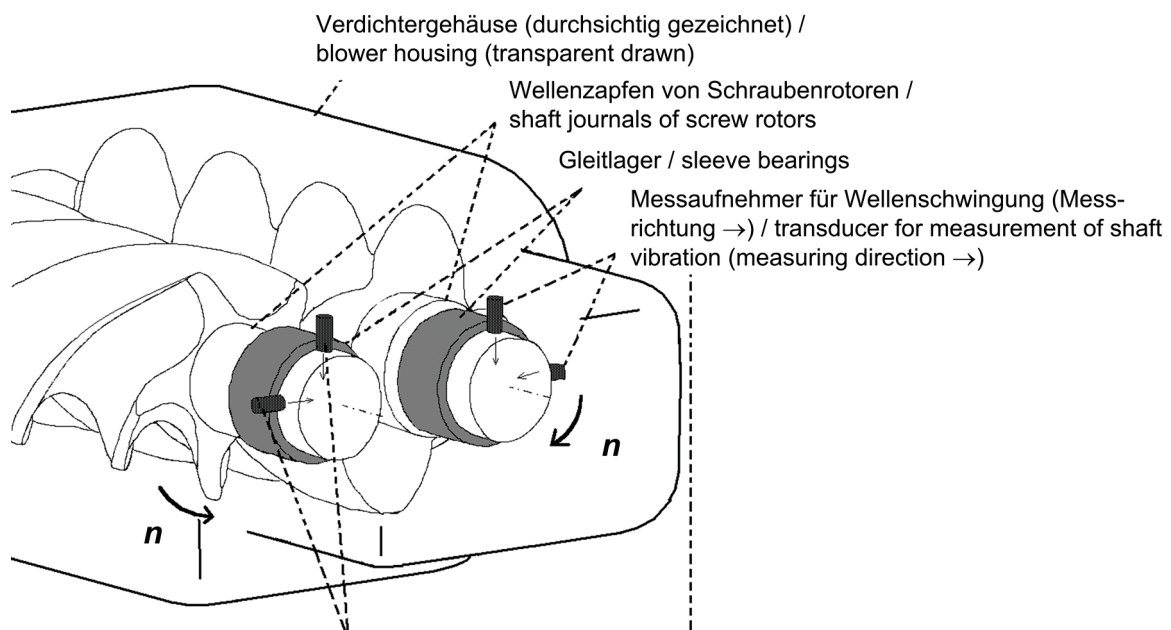


Bild A4. Beispiel für die Anordnung der Aufnehmer zur Messung der Wellenschwingungen an einem Schraubenverdichter mit Gleitlagern

Figure A4. Example of the arrangement of transducers for measuring the shaft vibrations of a screw compressor with sleeve bearings

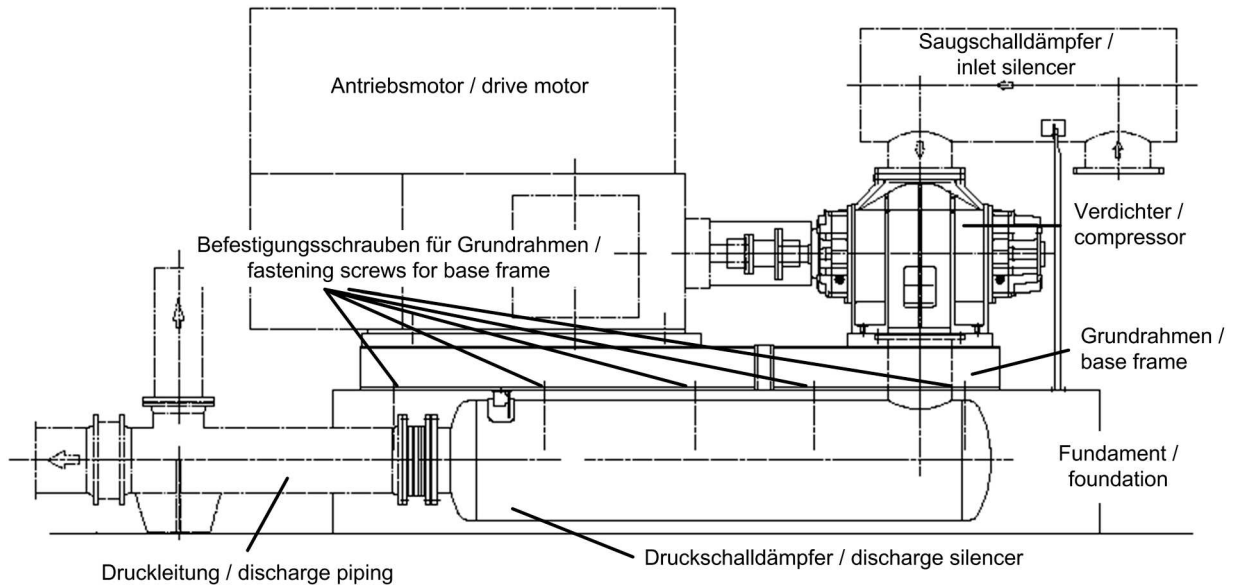


Bild A5. Beispiel für die starre Aufstellung eines Aggregats

Figure A5. Example of the rigid mounting of a unit

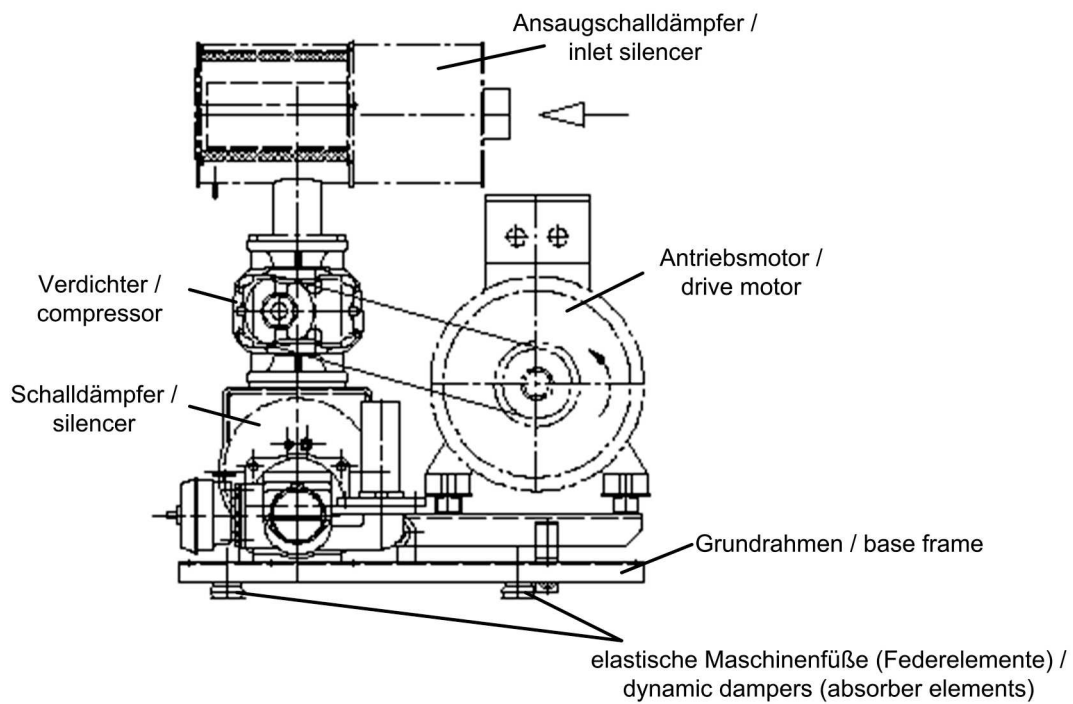


Bild A6. Beispiel für die elastische Aufstellung eines Aggregats

Figure A6. Example of the resilient mounting of a unit

Anhang B Übersicht über die wichtigsten Erregerfrequenzen eines Verdichters und deren Berechnung

(Erregerfrequenzen in Hz)

- Drehfrequenzen (HL, NL, Motor)

$$F_n = n/60 \quad (B1)$$

Dabei ist

n Drehzahl in min^{-1}

- Zahneingriffsfrequenz der Rotoren

$$f_Z = z_{\text{HL}} \cdot f_{n,\text{HL}} = z_{\text{NL}} \cdot f_{n,\text{NL}} \quad (B2)$$

Dabei ist

z Zähnezahl

Index HL Hauptläufer

Index NL Nebenläufer

- Ausstoßfrequenz

$$f_A = z_{\text{HL}} \cdot f_{n,\text{HL}} = z_{\text{NL}} \cdot f_{n,\text{NL}} \quad (B3)$$

- Riemenbiegefrequenz (bei Keilriemenantrieb)

$$f_K = k \cdot (\pi \cdot D_S \cdot n_S) / l_K \quad (B4)$$

Dabei ist

k Scheibenanzahl (für die offene Zwei-Scheiben-Ausführung ist $k = 2$)

D_S Durchmesser Riemenscheibe

n_S Drehzahl Riemenscheibe

l_K Keilriemenlänge

- Zahneingriffsfrequenz (bei Antriebsgetriebe)

$$f_Z = z_1 \cdot f_{n,1} = z_2 \cdot f_{n,2} \quad (B5)$$

Dabei ist

z_1 Zähnezahl Welle 1

z_2 Zähnezahl Welle 2

- Harmonische (ganzzahlige Vielfache) dieser Frequenzen

Annex B Overview of the most important exciter frequencies of a compressor and their calculation

(exciter frequencies in Hz)

- rotational frequencies (male rotor, female rotor, motor)

$$F_n = n/60 \quad (B1)$$

where

n speed in rpm

- meshing frequency of the rotors

$$f_Z = z_{\text{HL}} \cdot f_{n,\text{HL}} = z_{\text{NL}} \cdot f_{n,\text{NL}} \quad (B2)$$

where

z number of teeth

Index HL male rotor

Index NL female rotor

- output frequency

$$f_A = z_{\text{HL}} \cdot f_{n,\text{HL}} = z_{\text{NL}} \cdot f_{n,\text{NL}} \quad (B3)$$

- belt flexing frequency (with V-belt drive)

$$f_K = k \cdot (\pi \cdot D_S \cdot n_S) / l_K \quad (B4)$$

where

k number of pulleys (for the open two pulley design $k = 2$)

D_S diameter of belt pulley

n_S speed of belt pulley

l_K length of V belt

- meshing frequency (with drive gears)

$$f_Z = z_1 \cdot f_{n,1} = z_2 \cdot f_{n,2} \quad (B5)$$

where

z_1 number of teeth on shaft 1

z_2 number of teeth on shaft 2

- harmonic (whole-number multiple) of these frequencies

Anhang C Beispiel für die Festlegung der Frequenzbereiche A und B und die Interpretation von Messergebnissen

Das Beispiel in Bild C1 zeigt das gemessene Spektrum eines Schraubenverdichters der Gruppe 3 mit elastischer Aufstellung. Aus den Frequenzen im Datenfenster ergibt sich für den Frequenzbereich A eine obere Grenzfrequenz von 1000 Hz. Da die 3. Harmonische der Ausstoßfrequenz $3 \times 218 \text{ Hz} = 654 \text{ Hz}$ beträgt, muss nach den im Abschnitt 2.1 genannten Kriterien auf 1000 Hz aufgerundet werden. Die Drehfrequenz des Hauptläufers liegt bei $f_n = 43,6 \text{ Hz}$. Damit kann die Frequenzobergrenze des Frequenzbereichs B gemäß Abschnitt 2.1 zu $2,2 \cdot f_n = 95,92 \text{ Hz}$ berechnet werden. Dieser Wert wird auf 100 Hz aufgerundet.

Der für die Bewertung maßgebende Effektivwert im Frequenzbereich A oder B muss entweder vom Messgerät ermittelt oder aus den Maxima im Spektrum der Schwinggeschwindigkeit nach Gleichung (C1) berechnet werden.

Für den Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit gilt:

$$v_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{2}(\hat{v}_1^2 + \hat{v}_2^2 + \dots + \hat{v}_n^2)} \quad (\text{C1})$$

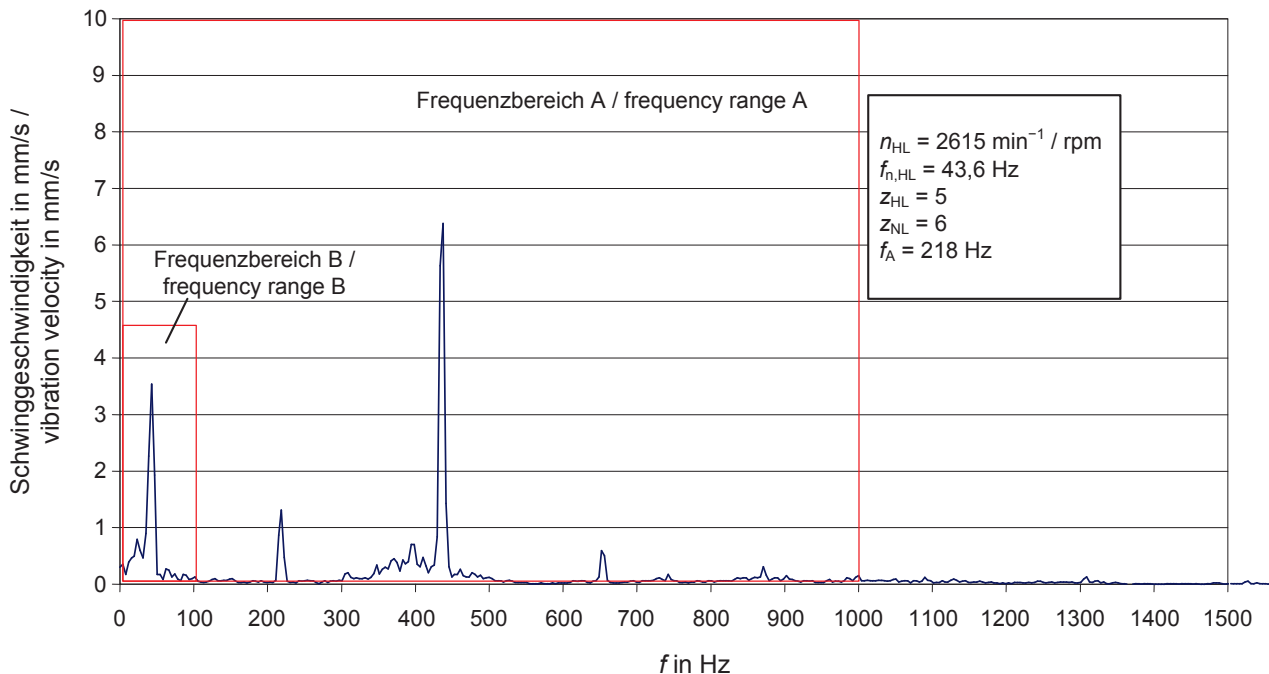
Annex C Example of definition of frequency ranges A and B and the interpretation of measurement results

The example in Figure C1 shows the spectrum measured for a screw compressor of group 3 with resilient mounting. From the frequencies in the data window an upper limit frequency of 1000 Hz is obtained for frequency range A. Since the 3rd harmonic of the output frequency is $3 \times 218 \text{ Hz} = 654 \text{ Hz}$, according to the criteria given in Section 2.1 this must be rounded up to 1000 Hz. The rotational frequency of the male rotor is at $f_n = 43,6 \text{ Hz}$. This means that the high frequency cut-off of frequency range B according to Section 2.1 can be calculated as $2,2 \cdot f_n = 95,92 \text{ Hz}$. This value is rounded up to 100 Hz.

The RMS value relevant to calculation in frequency range A or B must be obtained either from the measuring instrument or from the peak values in the spectrum for vibration velocity according to Equation (C1).

The RMS value of the vibration velocity is:

$$v_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{2}(\hat{v}_1^2 + \hat{v}_2^2 + \dots + \hat{v}_n^2)} \quad (\text{C1})$$



Frequenzbereich A: 10 Hz bis 1000 Hz mit Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit 5,39 mm/s

Frequenzbereich B: 10 Hz bis 100 Hz mit Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit 2,56 mm/s

Frequency range A: 10 Hz to 1000 Hz with RMS value of vibration velocity 5,39 mm/s

Frequency range B: 10 Hz to 100 Hz with RMS value of the vibration velocity 2,56 mm/s

Bild C1. Spektrum eines Schraubenverdichters der Gruppe 3 mit elastischer Aufstellung

Figure C1 Spectrum for a screw compressor of group 3 with resilient mounting

Dabei ist

$\hat{v}$ Schwinggeschwindigkeit eines Maximums im Spektrum

Der oben für Frequenzbereich A genannte Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit von 5,39 mm/s wurde vom Messgerät angezeigt. Nach Gleichung (C1) ergibt sich für die sieben Maxima im Spektrum ein Effektivwert von 5,32 mm/s. Das gemessene Spektrum zeigt die 2. Harmonische der Ausstoßfrequenz bei 436 Hz als dominierende Komponente. Oberhalb der 3. Harmonischen der Ausstoßfrequenz 654 Hz sind keine nennenswerten Schwingungsanteile mehr vorhanden.

Im Frequenzbereich B befinden sich zwei nennenswerte Maxima der Schwinggeschwindigkeit, ein kleines mit 0,79 mm/s und das zweite mit 3,54 mm/s. Diese beiden Werte in Gleichung (C1) eingesetzt, ergeben $v_{\text{eff}} = 2,56$ mm/s. Ausreichend wäre auch, nur das zweite Maximum zur Berechnung heranzuziehen. Dann ergibt sich $v_{\text{eff}} = 2,50$ mm/s.

Der gemessene Verdichter liegt mit den Effektivwerten der Schwinggeschwindigkeit sowohl im Frequenzbereich A als auch im Frequenzbereich B deutlich unterhalb der in Tabelle 1 in Abschnitt 4.1.2 für die Gruppe 3 bei elastischer Aufstellung genannten Zonengrenze I/II. Der Verdichter kann daher ohne Einschränkungen im Dauerbetrieb laufen.

Wenn dagegen z.B. im Frequenzbereich A der Effektivwert der Schwinggeschwindigkeit bei 11 mm/s liegen würde, das heißt die doppelte Größe hätte, ergäbe sich eine kritischere Bewertung der Gehäuseschwingungen. Da für die Einstufung der größte an einem der festgelegten Messorte ermittelte Zonenwert im Frequenzbereich A oder B maßgebend ist, muss die Maschine in die Zone II eingestuft werden. Das heißt, es wäre zu prüfen, ob die gemessenen Schwingungen unter Berücksichtigung der jeweiligen Konstruktion und der Betriebsbedingungen für einen unbegrenzten Dauerbetrieb zulässig sind.

where

$\hat{v}$ vibration velocity of a peak in the spectrum

The RMS value of 5,39 mm/s of the vibration velocity given above for frequency range A was displayed by the measuring instrument. According to Equation (C1) this yields an RMS value of 5,32 mm/s for the seven maxima in the spectrum. The measured spectrum displays the 2nd harmonic of the output frequency at 436 Hz as the dominant component. Above the 3rd harmonic of the output frequency of 654 Hz there are no more vibration components worth mentioning.

In frequency range B there are two not inconsiderable vibration velocity peak values, a small one at 0,79 mm/s and the second at 3,54 mm/s. Inserting these two values into Equation (C1) gives $v_{\text{eff}} = 2,56$ mm/s. It would also suffice to use just the second maximum for the calculation. The result is $v_{\text{eff}} = 2,50$ mm/s.

With the RMS values of the vibration velocity both, in frequency range A and in frequency range B, the compressor which was measured lies considerably below the I/II zone limit given in Table 1 in Section 4.1.2 for group 3 in the case of resilient installation. For this reason the compressor can be run in continuous operation without restrictions.

If, on the other hand, in frequency range A the RMS value of the vibration velocity were, for example, at 11 mm/s – in other words, twice as high – this would result in a more critical evaluation of the housing vibrations. Since the greatest band value in frequency range A or B measured at one of the specified measuring positions is the value determining classification, the machine must be classified as zone II. This means a check would need to be made to see whether the measured vibrations would permit unrestricted continuous operation, taking into consideration the particular design of the machine and the operating conditions.

Schrifttum / Bibliography

DIN 45662:1996-12 Schwingungsmesseinrichtungen; Allgemeine Anforderungen und Prüfung (Vibration measuring instrumentation; Fundamental requirements and verification). Berlin: Beuth Verlag

DIN EN 60034-14*VDE 0530-14:2008-03 Drehende elektrische Maschinen; Teil 14: Mechanische Schwingungen von bestimmten Maschinen mit einer Achshöhe von 56 mm und höher; Messung, Bewertung und Grenzwerte der Schwingstärke (IEC 60034-14:2003 + A1:2007); Deutsche Fassung EN 60034-14:2004 + A1:2007 (Rotating electrical machines; Part 14: Mechanical vibration of certain machines with shaft heights 56 mm and higher; Measurement, evaluation and limits of vibration severity (IEC 60034-14:2003 + A1:2007); German version EN 60034-14:2004 + A1:2007). Berlin: Beuth Verlag

DIN ISO 5348:1999-07 Mechanische Schwingungen und Stöße; Mechanische Ankopplung von Beschleunigungsaufnehmern (ISO 5348:1998) (Mechanical vibration and shock; Mechanical mounting of accelerometers (ISO 5348:1998)). Berlin: Beuth Verlag

DIN ISO 7919-1:1997-08 Mechanische Schwingungen von Maschinen mit Ausnahme von Kolbenmaschinen; Messung und Bewertung von Wellenschwingungen; Teil 1: Allgemeine Anleitungen (ISO 7919-1:1996) (Mechanical vibration of non-reciprocating machines; Measurements on rotating shafts and evaluation; Part 1: General guidelines (ISO 7919-1:1996)). Berlin: Beuth Verlag

DIN ISO 7919-3:2009-08 Mechanische Schwingungen; Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an rotierenden Wellen; Teil 3: Gekoppelte industrielle Maschinen (ISO 7919-3:2009) (Mechanical vibration; Evaluation of machine vibration by measurements on rotating shafts; Part 3: Coupled industrial machines (ISO 7919-3:2009)). Berlin: Beuth Verlag

DIN ISO 10816-1:1997-08 Mechanische Schwingungen; Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht rotierenden Teilen; Teil 1: Allgemeine Anleitungen (ISO 10816-1:1995) (Mechanical vibration; Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts; Part 1: General guidelines (ISO 10816-1:1995)). Berlin: Beuth Verlag

DIN ISO 10816-3:2009-08 Mechanische Schwingungen; Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nicht rotierenden Teilen; Teil 3: Industrielle Maschinen mit einer Nennleistung über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min⁻¹ und 15000 min⁻¹ bei Messungen am Aufstellungsort (ISO 10816-3:2009) (Mechanical vibration; Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts; Part 3: Industrial machines with nominal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ (ISO 10816-3:2009)). Berlin: Beuth Verlag

DIN ISO 10817-1:1999-11 Messeinrichtung für die Schwingungen rotierender Wellen; Teil 1: Erfassung der relativen und der absoluten Radialschwingungen (ISO 10817-1:1998) (Rotating shaft vibration measuring systems; Part 1: Relative and absolute sensing of radial vibration (ISO 10817-1:1998)). Berlin: Beuth Verlag

DIN ISO 13373-1:2002-07 Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen; Schwingungszustandsüberwachung; Teil 1: Allgemeine Anleitungen (Condition monitoring and diagnostics of machines; Vibration condition monitoring; Part 1: General procedures (ISO 13373-1:2002)). Berlin: Beuth Verlag

DIN ISO 13373-2:2006-01 Zustandsüberwachung und -diagnostik von Maschinen; Schwingungszustandsüberwachung; Teil 2: Verarbeitung, Analyse und Darstellung von Schwingungsmesswerten (Condition monitoring and diagnostics of machines; Vibration condition monitoring; Part 2: Processing, analysis and presentation of vibration data (ISO 13373-2:2005)). Berlin: Beuth Verlag

VDI 1000:2010-06 VDI-Richtlinienarbeit; Grundsätze und Anleitungen (VDI Guideline Work; Principles and procedures). Berlin: Beuth Verlag

VDI 2059 Blatt 3:1985-10 Wellenschwingungen von Industrieturbosätzen; Messung und Beurteilung (Shaft vibrations of industrial turbosets; measurement and evaluation). Zurückgezogen 2008-11

VDI 3832:2007-01 Körperschallmessungen zur Zustandsbeurteilung von Wälzlager in Maschinen und Anlagen (Measurement of structure-borne sound of rolling element bearings in machines and plants of evaluation of state condition). Berlin: Beuth Verlag

VDI 3839 Blatt 1:2001-03 Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen; Allgemeine Grundlagen (References to measurement and interpretation of machinery vibration; Fundamental principles). Berlin: Beuth Verlag

VDI 3839 Blatt 2:2003-05 Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von Maschinen; Schwingungsbilder für Anregungen aus Unwuchten, Montagefehlern, Lagerungsstörungen und Schäden an rotierenden Bauteilen (Instructions on measuring and interpreting the vibrations of machines; Vibration patterns for excitation arising from unbalance, incorrect assembly, bearing faults and damage to rotating components). Berlin: Beuth Verlag

VDI 3841:2002-11 Schwingungsüberwachung von Maschinen mit rotierenden Massen; Erforderliche Messungen (Vibration monitoring of machinery; Necessary measurements). Berlin: Beuth Verlag