

17. Workshop Kolbenverdichter 2013

16. / 17. Oktober

Vortrag 13

**Ursachenanalyse von Kupplungsschäden
an Kolbenverdichtern**

Dipl.-Ing. Patrick Waning

KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG

1.) Einleitung

In vielen Industriebereichen werden verschiedenste Verdichterarten zur Druckerhöhung eingesetzt. Kolbenverdichter besitzen u. a. den Vorteil, dass sie auch bei stark veränderlichen Betriebsbedingungen betrieben werden können. Dementsprechend sind die damit verbundenen variablen dynamischen Lasten zu berücksichtigen. Dies gilt z. B. für die Triebwerksbelastung, das Pulsations- und Schwingungsverhalten sowie für das auftretende statische Drehmoment bzw. das überlagerte Wechseldrehmoment. Je nach Ausführung und Einsatzgebiet des Verdichters müssen diese Größen bei der Auslegung sowie auch bei Änderungen der Betriebsbedingungen durch Berechnungen bzw. Messungen überprüft werden.

2.) Drehmomentschwingungen an Kolbenverdichtern

Aufgrund der immer vielfältigeren Einsatzbereiche geht man dazu über, im Vorfeld eine Torsionsschwingungsberechnung durchzuführen, um so eine Überbeanspruchung der zulässigen Momente des Antriebsstranges während des Verdichterbetriebs zu vermeiden. Grundlage hierfür bilden u. a. der API Standard 618 und API Standard 684 mit Angaben zu den Beurteilungskriterien sowie zur Art und zum Umfang der Berechnung.

Zur Darstellung einer Torsionsform zeigt die Abbildung 1 eine vektorielle Momentaufnahme eines tordierenden Antriebsstranges, bestehend aus Motor, Kupplungen, Zwischenwelle und Verdichter. Aus der Vektordarstellung geht hervor, dass die Hauptverformung dieses Torsionsmodes im Bereich der Kupplung stattfindet (Drehwinkeldifferenz der blauen Pfeile).

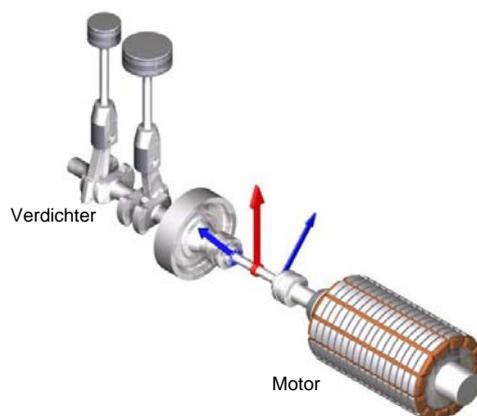


Abbildung 1: Vektordarstellung als Momentaufnahme der Torsionsschwingung am Antriebsstrang.

Bei der Erstellung eines detaillierten Berechnungsmodells zur Torsionsschwingungsanalyse des Gesamtstranges eines Kolbenverdichters werden der Antriebsmotor, die Kupplung, das Schwungrad, die Kurbelwelle und alle anderen zusätzlich angekoppelten Bauteile berücksichtigt. Abbildung 2 zeigt beispielhaft ein solches Modell mit Kennzeichnung der Massenträgheiten sowie Angriffspunkte des Antriebsmoments und der Gas- und oszillierenden Massenkräfte.

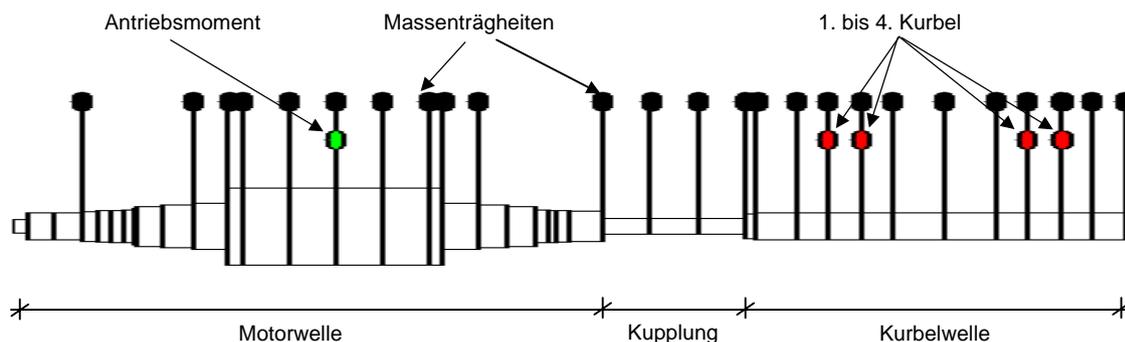


Abbildung 2: Schematische Darstellung eines Torsionsmodells für einen 4-kurbeligen Verdichter.

Im Rahmen der Modalanalyse erfolgt zunächst die Ermittlung der Eigenfrequenzen und -formen des Antriebsstrangs. Anschließend wird ein mögliches Zusammentreffen (Koinzidenz) der Torsionseigenfrequenzen mit den durch den Verdichterbetrieb generierten Anregungsfrequenzen in einem Campbell-Diagramm überprüft. Unter Berücksichtigung der Vorgaben des API Standards 618 können so für drehzahlkonstante Maschinen ausreichende Sicherheitsabstände zwischen Torsionseigen- und Anregungsfrequenzen vorgesehen werden.

Bei drehzahlvariablen Maschinen sind Sicherheitsabstände zwischen Torsionseigen- und Anregungsfrequenz über den gesamten Drehzahlbereich nahezu unmöglich, so dass es zu Resonanzdurchläufen kommt. Daher wird das zu erwartende Torsionsschwingungsniveau, welches durch die Gaskräfte und die dynamischen Kräfte (z. B. oszillierende Massen von Kolben und Kreuzkopf) generiert wird, mittels einer Betriebsschwingungsanalyse („Mechanical Response Analysis“) bestimmt. Die berechneten Werkstoffbelastungen der Bauteile werden anschließend mit den Vorgaben der Hersteller verglichen. Ggf. wird die Sperrung bestimmter Drehzahlbereiche empfohlen.

Da oft nicht alle Parameter bei der Berechnung der Drehmomentschwingungen detailliert berücksichtigt werden können (wie z. B. Kupplungs-Nichtlinearitäten usw.), wird im Allgemeinen eine messtechnische Überprüfung bei der Inbetriebnahme von torsions-technisch kritischen Maschinen empfohlen. Zu diesem Zweck werden unter Berücksichtigung der geometrischen Lage der zu untersuchenden Torsionseigenformen Dehnungsmessstreifen (DMS) auf der Welle appliziert. Die DMS sind als Vollbrücke verdrahtet, um mögliche Biegespannungseinflüsse zu kompensieren. Das Torsionssignal wird anschließend für die weitere Verarbeitung mit einer Funk-Telemetrie zu einem Empfänger gesendet und mit einem Messsystem aufgezeichnet.

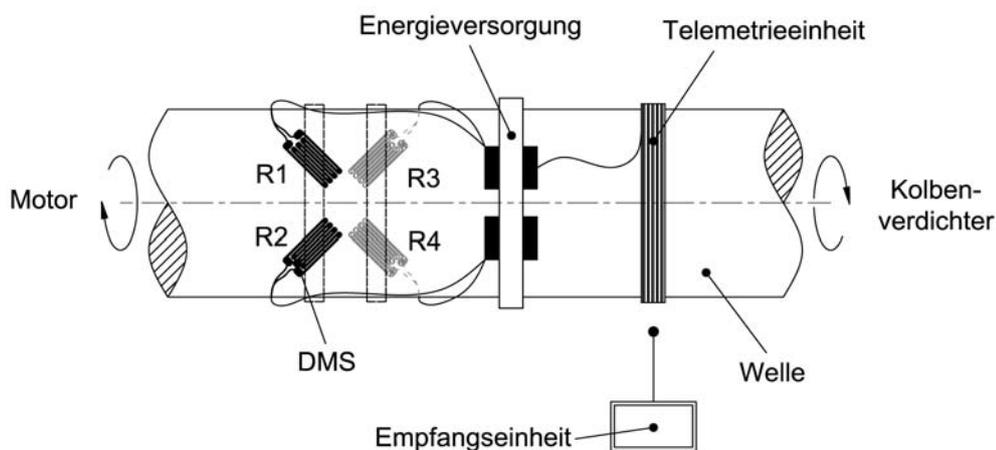


Abbildung 3: Prinzipieller Aufbau einer Drehmomentmessung.

Auf Basis der Messwerte können dann die Ergebnisse der theoretischen Studie überprüft bzw. Torsionsschwingungsprobleme erkannt werden. Darüber hinaus können Torsionsbelastungen während aller zum normalen Verdichterbetrieb zählenden Zustände - wie z. B. Starten und Stoppen des Verdichters mit Resonanzdurchfahrt, Umschaltung der Zylinder, schnelle Fördermengenänderungen über die stufenlose Saugventil-Steuerung, Beschleunigungs- und Bremsmanöver bei Drehzahländerungen, Druckänderungen im Gassystem (Saug- und Förderdruck) usw. - mit einem vertretbaren Aufwand messtechnisch erfasst werden.

Durch die Kombination aus Berechnung und Messung kann somit ein problemloser Betrieb der Verdichteranlage gewährleistet werden. Die Torsionsschwingungssituation wird jedoch nicht immer im Vorfeld überprüft. Nachfolgend wird die Problematik an drei Fallbeispielen aus der Praxis näher erläutert.

1. Fallbeispiel

Bei dem Einsatz von 2-kurbeligen stehenden Kolbenverdichtern (Rückverflüssigungsverdichter) kam es wiederholt zu Schäden an den eingesetzten Stahllamellenkupplungen.

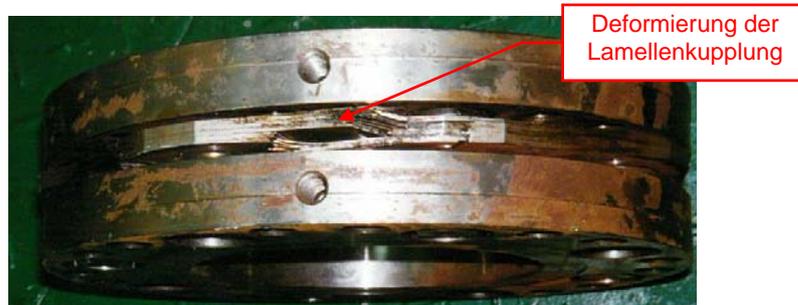


Abbildung 4: Schadensbild an einer Stahllamellenkupplung.

Die Besonderheit im Aufbau dieser Anlage ist eine lange Zwischenwelle zwischen Antriebsmotor und Kolbenverdichter. Diese Welle wurde in Verbindung mit einer Wellendichtung und einer Zwischenwand zur gasdichten Trennung zwischen Elektromotor und Verdichterraum eingesetzt, um den Explosionsschutz sicherzustellen.

Verschiedene Maßnahmen, wie Kupplungsaustausch sowie Neuausrichtung von Motor und Kompressor, führten zu keiner wesentlichen Verbesserung der Situation. Daher wurde eine messtechnische Ursachenanalyse der aufgetretenen Schäden durchgeführt. Den Schwerpunkt der Untersuchung bildete neben der Ermittlung der absoluten Anlagenschwingungen und der Wellenschwingungen auch die Erfassung des dynamischen Drehmomentverlaufes im Antriebsstrang (siehe Abbildung 5).

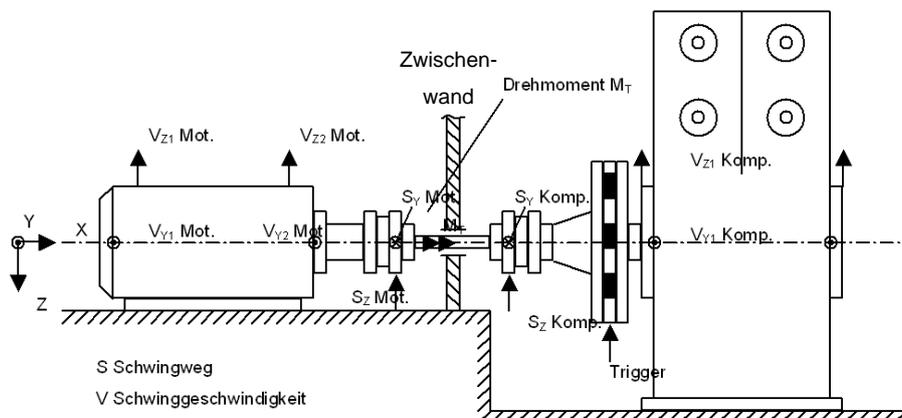


Abbildung 5: Schwingungsmesspunkte und Drehmomentaufnahme.

Durch Applikation von Dehnmessstreifen auf der Antriebseinheit und einer Signalübertragungstrecke per Telemetrie wurde das Drehmoment der rotierenden Antriebswelle beim Hoch- und Abfahren sowie bei verschiedenen Lastzyklen erfasst.

Diese Drehmomentmessung zeigte eine markante, dem Nenndrehmoment überlagerte Torsionsschwingung in der doppelten Drehfrequenz der Anlage bei ca. 20 Hz, die zu einer unzulässig hohen Wechselbeanspruchung der Kupplung führte.

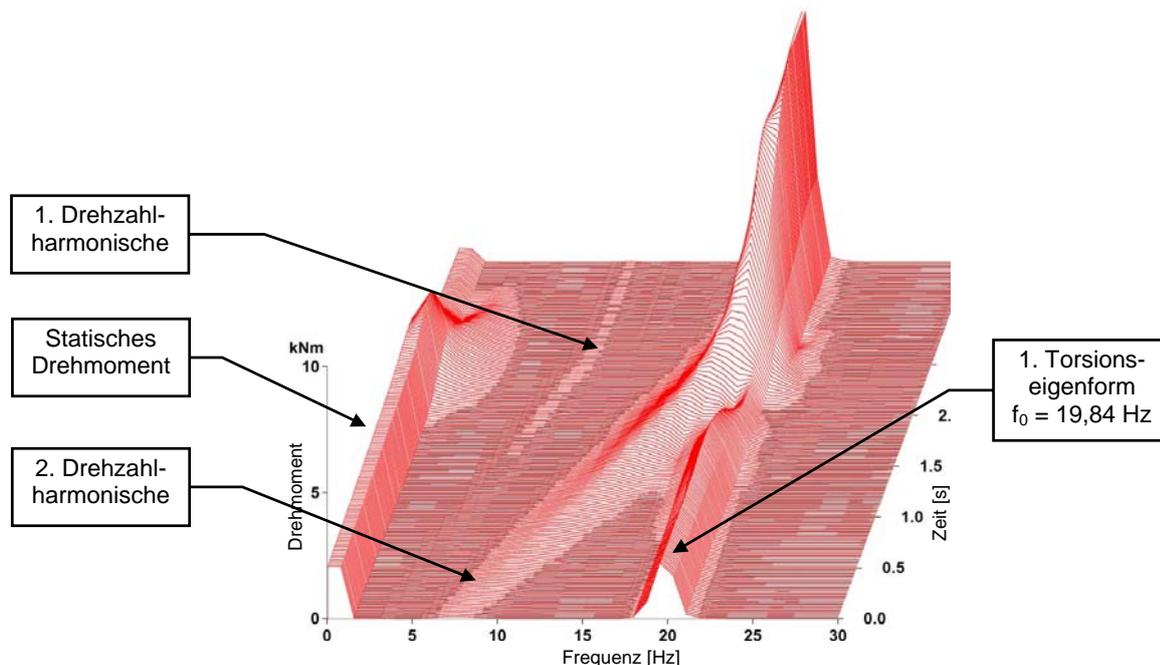


Abbildung 6: Amplitudenspektrum des Drehmomentverlaufs beim Hochlauf des Verdichters.

Eine Analyse der Torsionseigenfrequenz im Stillstand der Anlage ergab, dass die 1. Torsionseigenfrequenz des Antriebsstranges in unmittelbarer Frequenznähe der doppelten Betriebsdrehzahl des Kompressors lag. Durch die doppelwirkende Arbeitsweise des Kolbenverdichters (je ein Verdichtungsraum oberhalb und unterhalb des Kolbens) werden pro Umdrehung zwei Verdichtungen durchgeführt, so dass das auf die Kurbelwelle eingeleitete Drehmoment in der doppelten Drehfrequenz des Verdichters auftrat.

Mit einem vereinfachten Drehschwingungsmodell des Antriebsstranges wurde die Frequenz der 1. Torsionseigenform berechnet. Es zeigte sich eine gute Übereinstimmung zur gemessenen Eigenfrequenz.

Somit konnten mit dem Drehschwingungsmodell verschiedene konstruktive Möglichkeiten zur Verschiebung der Eigenfrequenzen überprüft und im Rahmen einer Kosten-Nutzen-Analyse miteinander verglichen werden. Maßnahmen wie die Vergrößerung der Schwungradmasse, die Reduzierung des Wellendurchmessers, das Verkürzen der Verbindungswelle oder die Reduzierung des Schwungradaußendurchmessers hätten rechnerisch zu keinem ausreichenden Abstand zwischen Eigen- und Drehfrequenz geführt. Nach Abwägung der Vor- und Nachteile der verschiedenen Möglichkeiten sowie der Kosten der konstruktiven Umsetzung wurde letztendlich der Zwischenwellendurchmesser vergrößert, wodurch die Torsionseigenfrequenz auf 26 Hz und somit aus dem Erregerbereich verschoben wurde.

Seit der Realisierung dieser Maßnahme trat an dieser und an weiteren baugleichen Verdichteranlagen kein Kupplungsversagen mehr auf.

2. Fallbeispiel

In einem Erdgasspeicher werden seit ca. 10 Jahren zwei 1-stufige Kolbenverdichter mit jeweils 2 Zylindern und E-Motor im Speicherbetrieb gefahren. Die Verdichter werden mit einer festen Drehzahl von 600 min^{-1} betrieben. Die Mengenregelung erfolgt über eine stufenlose Saugventil-Steuerung. Zwischen Antrieb und Verdichter ist jeweils eine Ganzmetall-Lamellenkupplung mit Zwischenstück (Zweigelenkkupplung) montiert. Wiederholt traten Schäden an den Kupplungen beider Verdichter auf. Als Ursache wurden erhöhte Torsionsschwingungen vermutet. Zur Ursachenanalyse wurde eine messtechnische Untersuchung an beiden Verdichtern durchgeführt.

In der Abbildung 7 ist die Installation der Drehmoment- bzw. Torsionsmessung dargestellt. Die Dehnungsmessstreifen (DMS) befanden sich mittig auf dem Zwischenstück. Sie wurden als temperatur- und biegemomentkompensierte Vollbrückenschaltung appliziert. Die Signalübertragung erfolgte von der drehenden Kupplung über eine Funkstrecke zur Empfangsantenne.

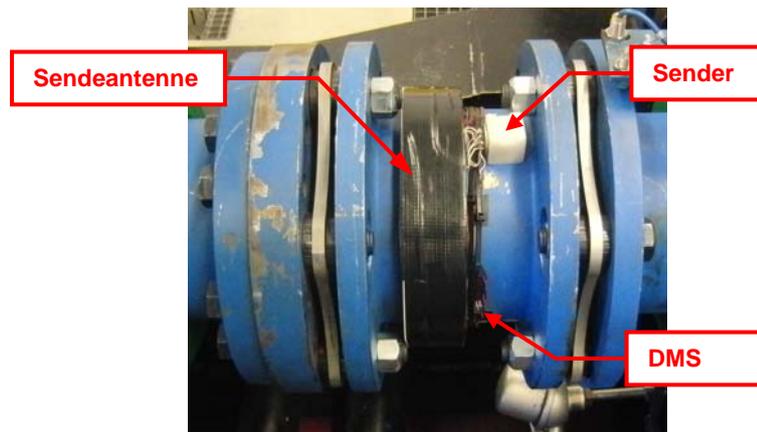


Abbildung 7: Installation der Drehmomentmessung auf dem Zwischenstück der Kupplung.

Die Torsionsschwingungsmessungen wurden an beiden Verdichtern im Einzelbetrieb durchgeführt. Die Verdichter wurden unter anderem im Automatikbetrieb in Volumenstromschritten von 1.000 Nm³/h von Maximalmenge nach Minimalmenge verfahren. Abbildung 8 zeigt den Verlauf des Drehmomentes, des Wechseldrehmomentes sowie die daraus ermittelten Maximal- und Minimalamplituden für verschiedene Volumenströme bzw. Saugventil-Stellungen des Verdichters 2.

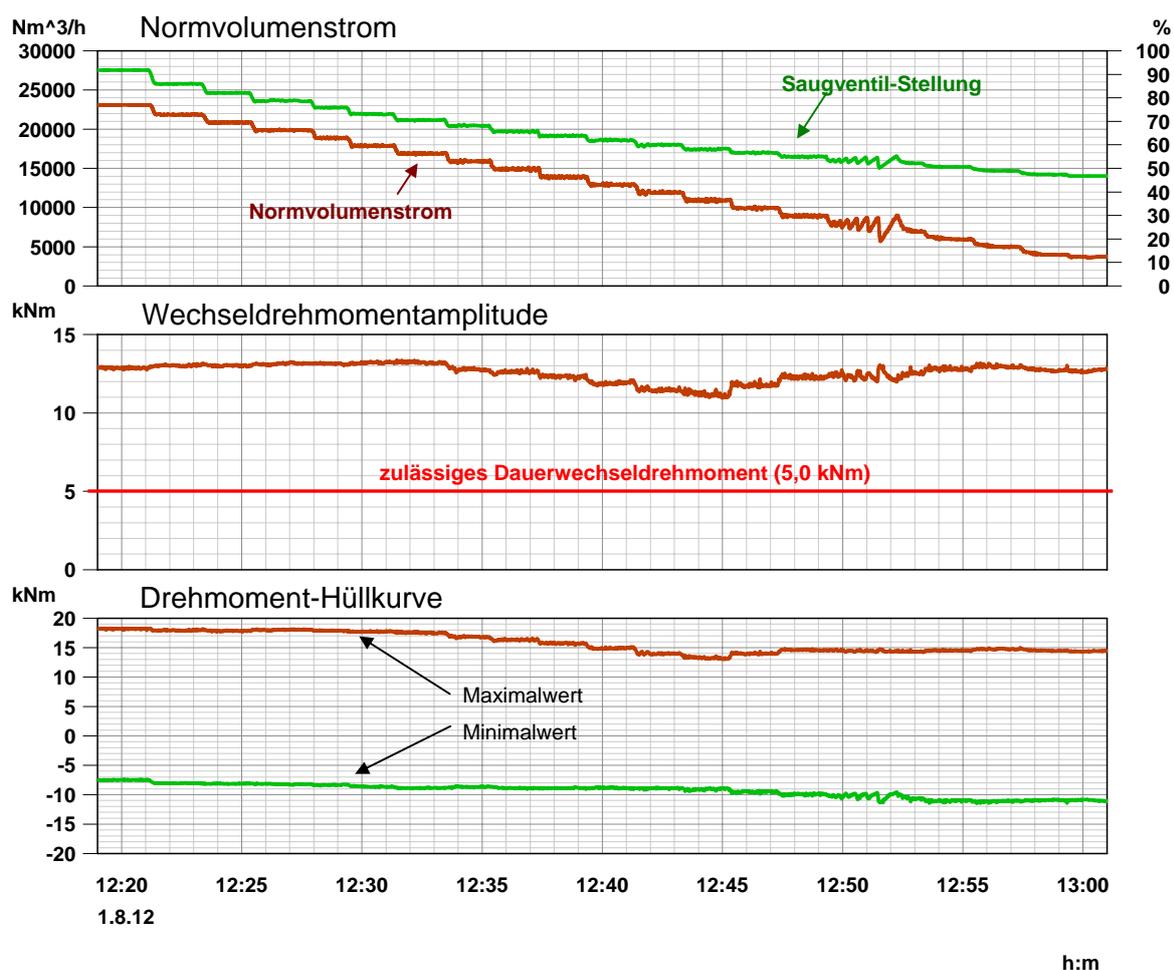


Abbildung 8: Verdichter 2: Zeitverlauf des Normvolumenstroms, der Saugventil-Stellung (oben), des Wechseldrehmoments zusammen mit den zulässigen Werten (Mitte) sowie Hüllkurven des Drehmomentverlaufs (unten).

Das Ergebnis der messtechnischen Untersuchung zeigte, dass das zulässige Wechseldrehmoment der Kupplung nahezu unabhängig vom Betriebspunkt überschritten wurde. Zur weiteren Analyse der erhöhten Torsionsschwingungen des Antriebsstranges ist auszugsweise in der folgenden Abbildung 9 der Drehmomentverlauf des Verdichters 2 als Farbspektrum zusammen mit dem Verlauf des Normvolumenstroms und der stufenlosen Saugventil-Stellung dargestellt.

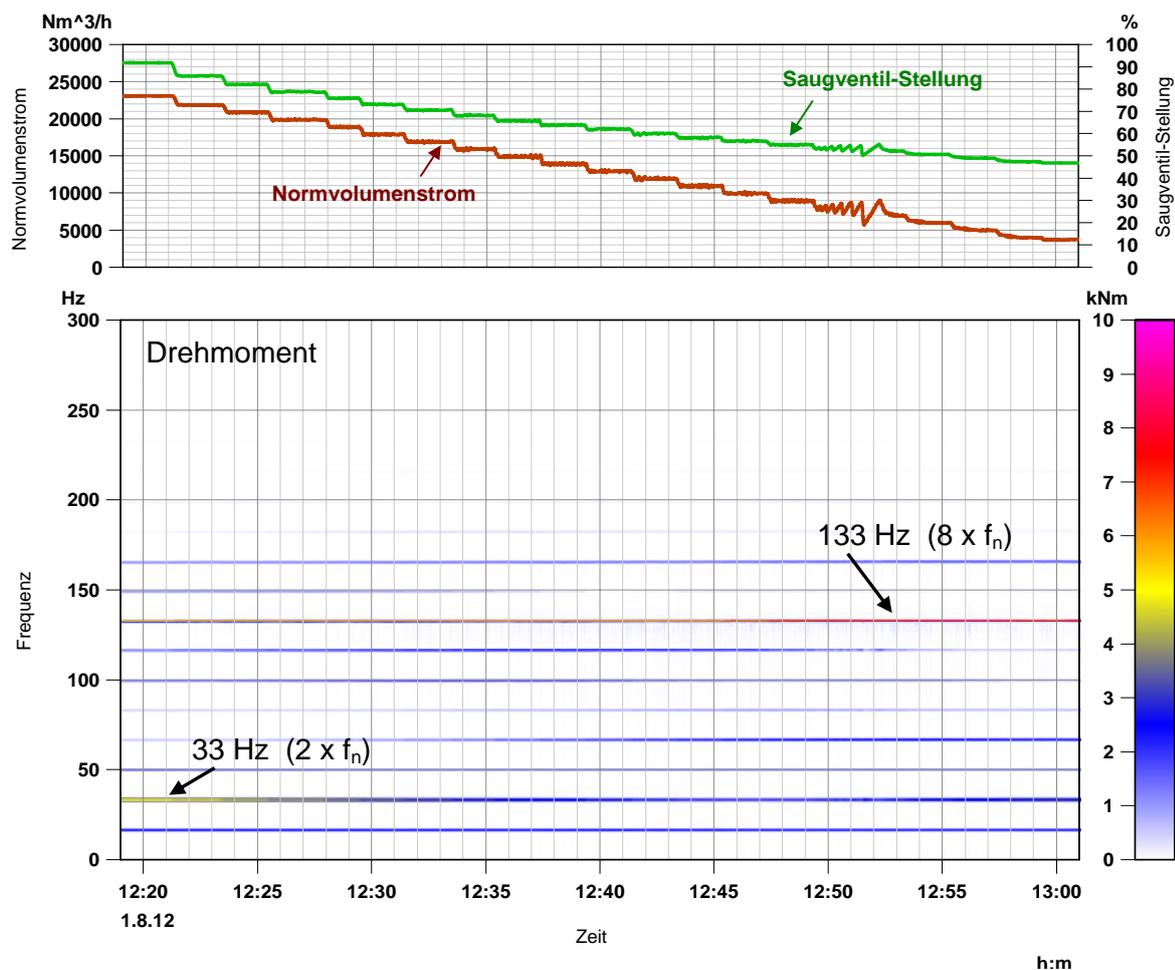


Abbildung 9: Zeitverlauf des Normvolumenstroms und der Saugventil-Stellung zusammen mit dem Farbspektrum des Drehmomentverlaufes des Verdichters 2.

Im Farbspektrum des Drehmomentverlaufes war neben der einfachen Drehfrequenz eine hohe Anzahl von Drehzahlharmonischen vorhanden. Die Auswertung zeigte, dass die Hauptfrequenzanteile bei 33 Hz (2 x Drehzahlharmonische) und 133 Hz (8 x Drehzahlharmonische) lagen. Der Drehmomentanteil bei doppelter Drehfrequenz wurde durch dynamische Kräfte im Kurbeltrieb hervorgerufen (Verdichtervorgang bei doppelwirkendem Zylinder), wohingegen der Frequenzanteil bei 8-facher Drehzahl beim Eingriff der Regelung markant erschien.

Abbildung 10 zeigt im gemittelten Amplitudenspektrum des Drehmoments im Bereich von 130 Hz eine Torsionseigenfrequenz, welche die benachbarte 8-fache Drehfrequenzkomponente entsprechend verstärkte.

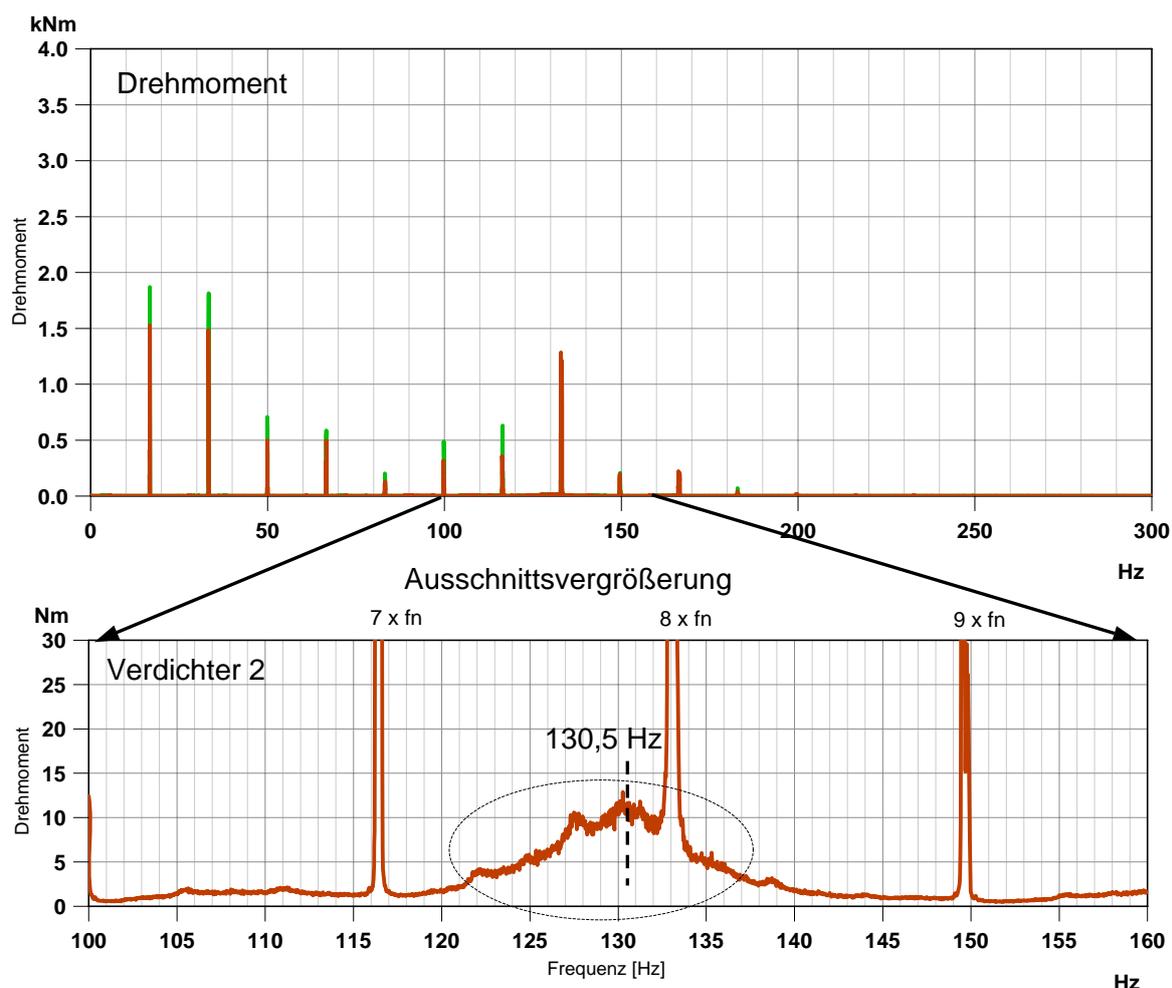


Abbildung 10: Gemitteltetes Amplitudenspektrum des Drehmoments über die gemessenen Fördermengen sowie Ausschnittsvergrößerung zur Darstellung des „Rauschsaums“ bei der Torsionseigenfrequenz.

Die messtechnische Untersuchung zeigte damit, dass die Kupplungen an den Verdichtern hinsichtlich des zulässigen Wechselmoments unterdimensioniert waren. Grund für die erhöhten Wechselmomente war eine Überlagerung der 8-fachen Drehzahlharmonischen mit einer Torsionseigenfrequenz.

Auf Basis einer Berechnung wurde empfohlen, die Kupplungen auszutauschen, so dass bei gleicher Baugröße ein entsprechend größeres Wechseldrehmoment zulässig ist.

3. Fallbeispiel

Untersucht wurde ein drehzahl geregelter 1-stufiger Kolbenverdichter für Erdgas. Als Verbindung zwischen dem 1,8 MW Elektromotor und dem Kolbenverdichter wurde eine elastische Wellenkupplung eingesetzt. Nach ca. 8 Jahren Betriebszeit wurde zusätzlich eine stufenlose Saugventil-Steuerung zur Mengenregelung installiert, um bei der Minimum-Drehzahl von 600 min^{-1} geringere Mengen fördern zu können. Wenige Monate später trat erstmalig ein Schaden an der elastischen Wellenkupplung zwischen Antriebsmotor und Verdichter auf (siehe Abbildung 11).

Die daraufhin installierte neue Kupplung zeigte nach ca. 3 Wochen ein ähnliches Schadensbild. Anschließend wurden Modifikationen an der Steuerung durchgeführt. Nach Inbetriebnahme mit neuer Kupplung fiel die Anlage nach nur einem Tag erneut wegen eines vergleichbaren Kupplungsschadens aus.

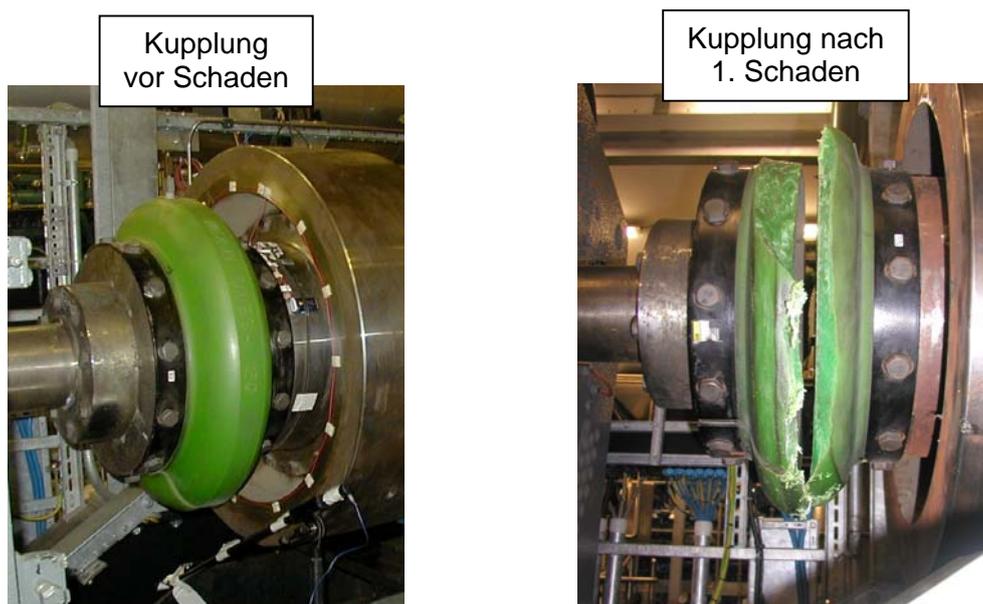


Abbildung 11: Elastische Wellenkupplung vor und nach dem 1. Schaden.

Aufgrund der Schadenshistorie wurde ein Schwerpunkt der Untersuchung auf den Einfluss der nachträglich installierten stufenlosen Saugventil-Steuerung gelegt. Teil der Untersuchung war die Ermittlung des Torsionsschwingungsverhaltens des Antriebsstranges in Bezug auf die Belastung der elastischen Wellenkupplung bei unterschiedlichen Drehzahlen und Saugventil-Stellungen.

Die Dehnungsmessstreifen für die Torsionsmessung wurden im Bereich der Kupplung an der Motorwelle appliziert. Die folgende Abbildung 12 zeigt den gemessenen Verlauf des Drehmomentes bei Erhöhung der Gasmenge über die stufenlose Saugventilabhebung. Die Verdichterrehzahl war mit 600 min^{-1} konstant.

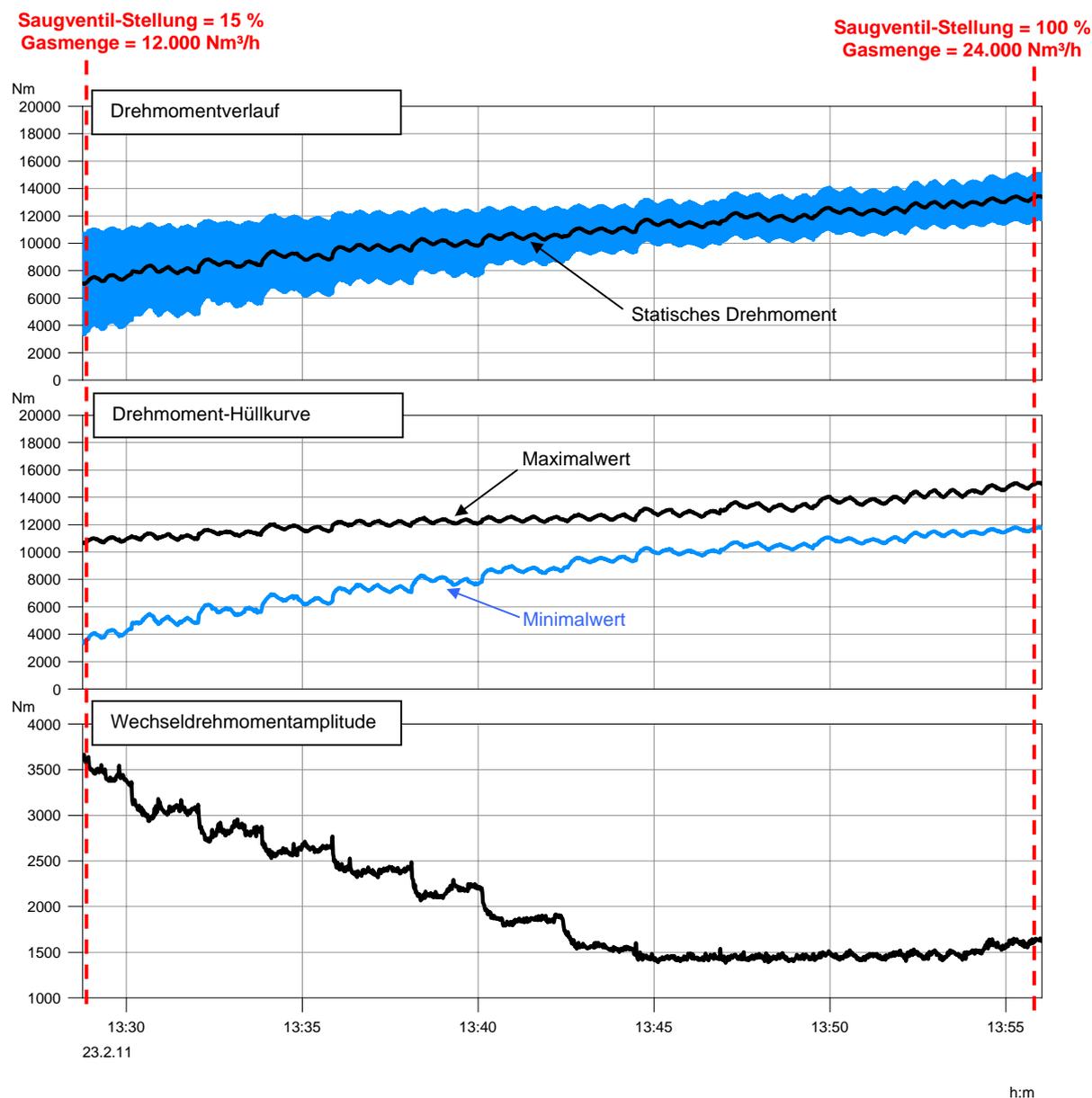


Abbildung 12: Zeitverlauf des Drehmomentes bei Mengenregelung über die stufenlose Saugventilabhebung (oben) zusammen mit den Spitzenwerten (Mitte) und Wechseldrehmomenten (unten). Die Verdichterrehzahl war mit 600 min^{-1} konstant.

Mit Erhöhung der Gasmenge nahm erwartungsgemäß das statische Drehmoment zu. Auffällig war hierbei die Reduzierung der Wechseldrehmomentamplitude bei Verringerung der Zugriffsintensität der stufenlosen Saugventilabhebung. Zur Visualisierung des Einflusses der stufenlosen Saugventilabhebung auf das Wechselmoment zeigt die Abbildung 13 den Druckverlauf im Zylinderraum zusammen mit dem Verlauf des Wechselmomentes für 15 % und 100 % Saugventil-Stellung für drei Verdichterumdrehungen.

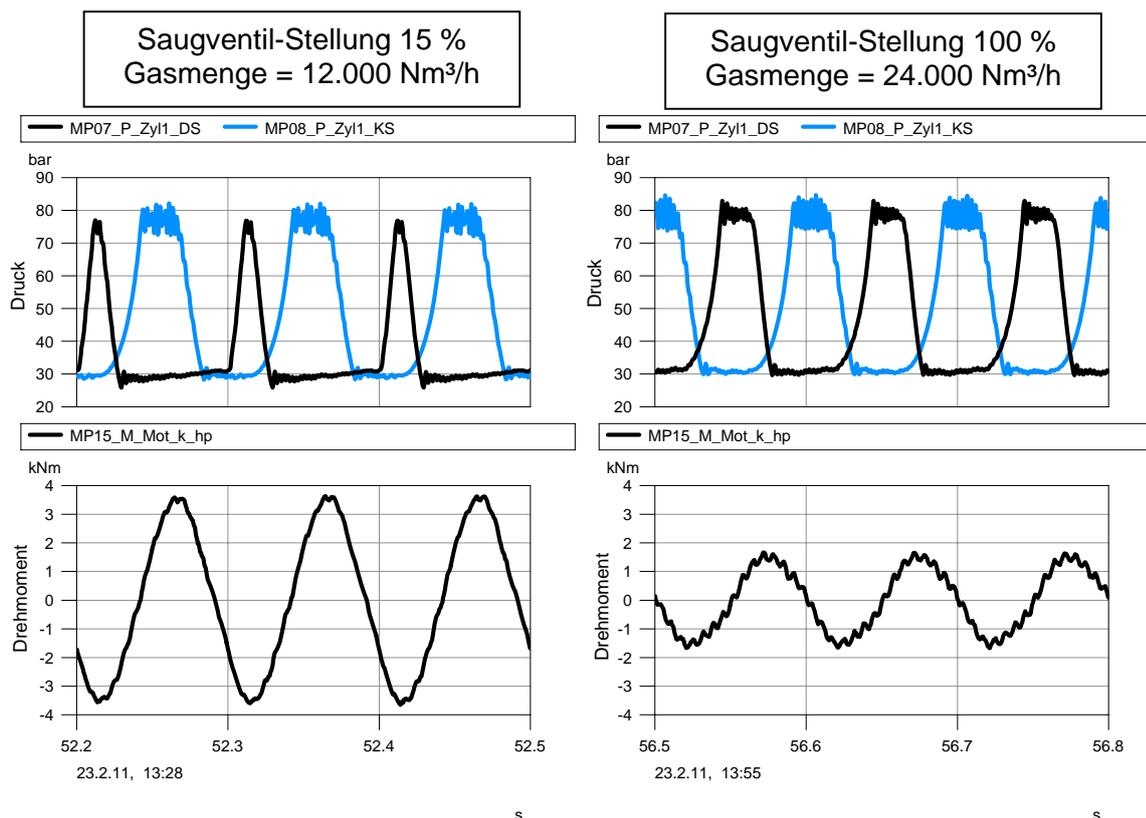


Abbildung 13: Zylinderinnenraumdrücke auf der Deckel- und Kurbelseite eines Zylinders (oben) zusammen mit dem Wechselmoment für 15 % und 100 % Saugventil-Stellung (unten).

Gut zu erkennen ist, dass bei der Saugventil-Stellung 15 % die deckelseitigen Saugventile des Kolbenverdichters während des Verdichtungshubes für einen definierten Zeitraum offengehalten wurden, so dass eine geringere Gasmenge im Zylinder verdichtet wurde.

In Abbildung 14 sind die Amplitudenspektren der Wechsellmomente für 15 % und 100 % Saugventil-Stellung im Frequenzbereich dargestellt. Zudem ist die Lage der 1. Torsionseigenfrequenz gekennzeichnet, welche sich mit 7,6 Hz unterhalb der Verdichter-drehfrequenz von 10 Hz befand und nur beim Verdichterhochlauf kurzzeitig angeregt wurde.

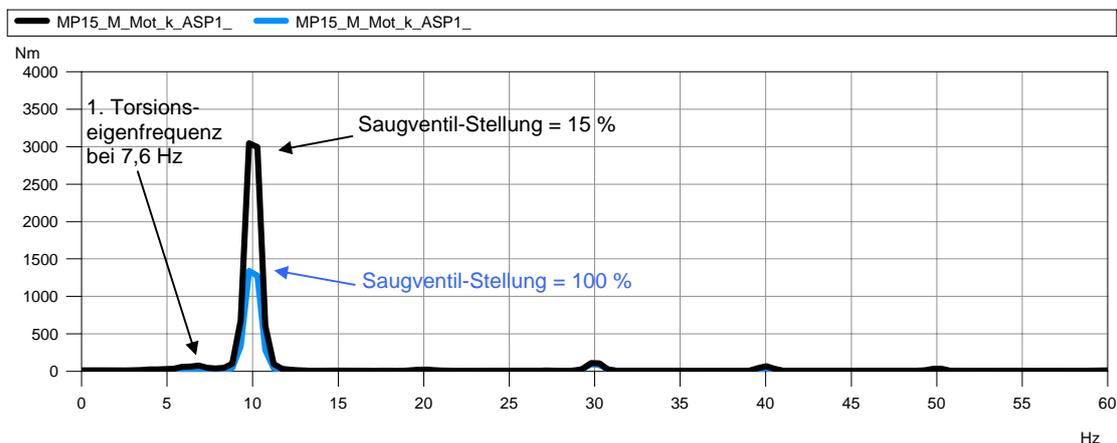


Abbildung 14: Vergleich der angeregten Frequenz.

Mit der Verringerung der Zugriffsintensität der stufenlosen Saugventilabhebung nahm die Wechselbelastung im Dauerbetrieb der Kupplung ab. Hierbei kam es zu einer Reduzierung des Wechsellmomentes bei der 1. Drehzahlharmonischen von 10 Hz.

Die Messung bestätigte den Einfluss der stufenlosen Saugventilabhebung auf die dynamische Belastung der Kupplung. Da für diesen Kupplungstyp keine eindeutigen Angaben bezüglich zulässiger Wechseldrehmomente vorlagen, wurde beschlossen, einen anderen Kupplungstyp einzusetzen. Um die entstehenden Wechselbelastungen und Drehmomente zu bestimmen, wurde eine Torsionsschwingungsberechnung durchgeführt.

Erste Berechnungsergebnisse zeigten, dass durch den Einbau eines neuen elastischen Kupplungstyps die API-Grenzen und Hersteller-Kriterien nicht eingehalten worden wären. Daher wurde der Einbau eines neuen Kupplungstyps in Kombination mit einem größeren Schwungrad rechnerisch überprüft.

Im Rahmen der Modalanalyse erfolgte für diese Situation zunächst die Ermittlung der Eigenfrequenzen und -formen des Antriebsstranges. Abbildung 15 zeigt die ersten fünf berechneten Torsionseigenfrequenzen und -moden (blaue Linie).

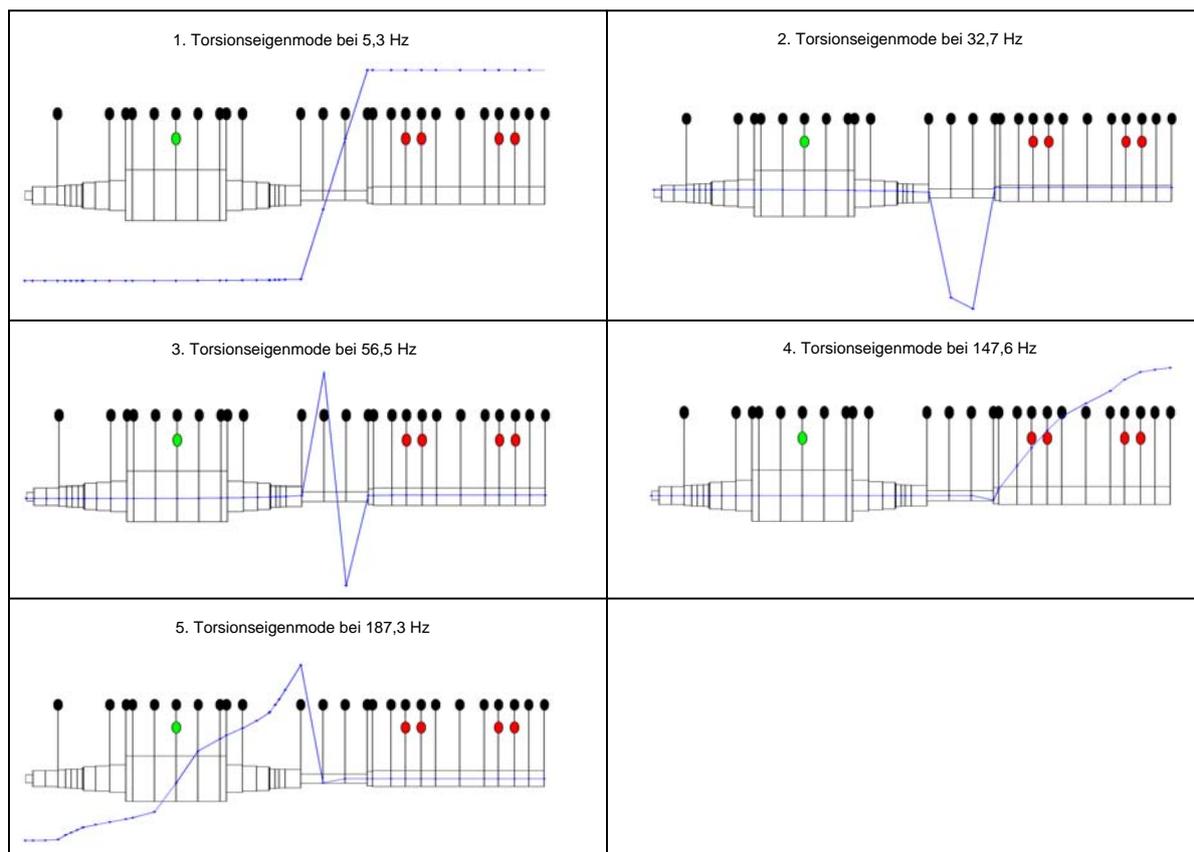


Abbildung 15: Berechnete Torsionseigenfrequenzen und -moden des Gesamtstranges mit neuer Kupplung und geändertem Schwungrad.

Die berechnete 1. Torsionseigenfrequenz wurde von 7,6 Hz auf 5,3 Hz reduziert und lag somit weit außerhalb der Betriebsdrehzahl. Um eine mögliche Anregung der Torsionseigenfrequenzen durch den tatsächlichen Verdichterbetrieb zu identifizieren, erfolgte die Überprüfung in einem Campbell-Diagramm (Abbildung 16). Dargestellt sind die Harmonischen der Drehzahl (rote Linien) sowie die berechneten ersten fünf Torsionseigenfrequenzen (blaue Linien). Die möglichen Resonanzstellen sind mit einem Kreuz gekennzeichnet, an denen Eigen- und Anregungsfrequenz zusammentreffen (Koinzidenz). Aus unserer Erfahrung mit dem Einfluss der stufenlosen Saugventilabhebung wurden – abweichend zum API Standard - auch Koinzidenzen oberhalb der 10. Drehzahlharmonischen berücksichtigt.

Für den Betrieb des Verdichters mit einer festen Drehzahl von 600 min^{-1} (Betriebsfall mit aktiver stufenloser Saugventilabhebung) zeigte sich kein Zusammentreffen von Eigen- und Anregungsfrequenz (Koinzidenz) gemäß Vorgabe des API Standards.

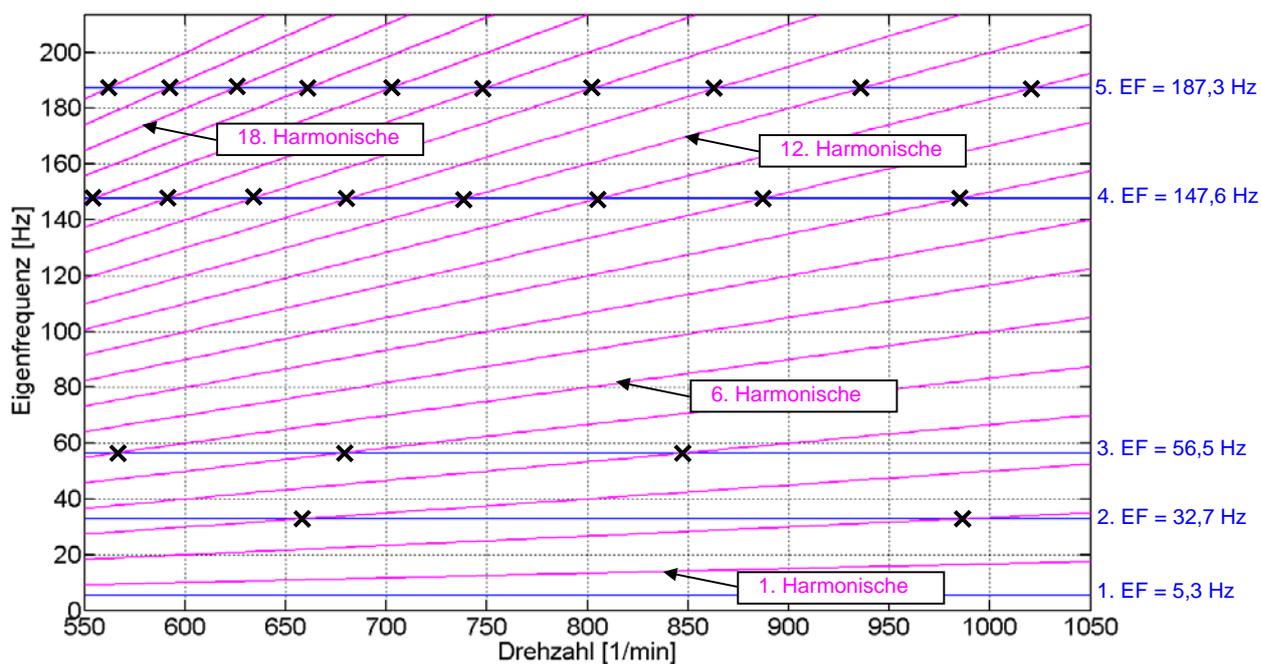


Abbildung 16: Campbell-Diagramm eines Verdichters mit den ersten fünf Torsionseigenfrequenzen für die Situation mit neuer Kupplung und geändertem Schwungrad.

In der Betriebsschwingungsanalyse („Mechanical Response Analysis“) wurde für den Lastfall mit aktiver stufenloser Saugventilabhebung und fester Verdichterfrequenz das zu erwartende Torsionsschwingungsniveau bestimmt. In Abbildung 17 sind die gemessenen Wechselmomente der Ist-Situation den berechneten Wechselmomenten der geplanten Modifikation für die Saugventil-Stellungen 15 % und 100 % gegenübergestellt.

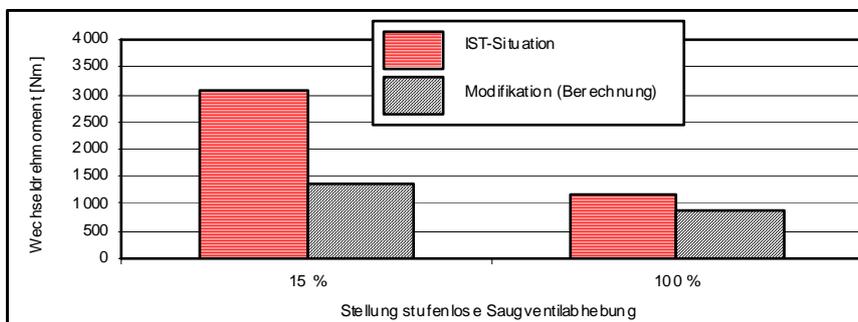


Abbildung 17: Vergleich der gemessenen Wechselmomente der Ist-Situation mit den Wechselmomenten für die berechnete Situation mit neuer Kupplung und geändertem Schwungrad sowie fester Verdichterfrequenz von 600 min⁻¹.

Es zeigte sich eine deutliche Reduzierung des Wechseldrehmomentes bei aktiver stufenloser Saugventilabhebung für die Situation mit neuer Kupplung und geändertem Schwungrad im Vergleich zur gemessenen Situation.

Beim drehzahlvariablen Verdichterbetrieb (Situation mit inaktiver stufenloser Saugventilabhebung) weist das Campbell-Diagramm in Abbildung 16 eine Vielzahl von Koinzidenzen auf. Mittels der Betriebsschwingungsanalyse wurde das zu erwartende Torsionsschwingungsniveau sowie die Verlustleistung der Kupplung für den Drehzahlbereich von 550 min^{-1} bis 1.050 min^{-1} bestimmt. Abbildung 18 zeigt den berechneten Zeitverlauf des Drehmomentes an der Kurbelwelle im Bereich der Kupplung zusammen mit dem zugehörigen Farbspektrum sowie der Verdichterdrehzahl für eine Änderung der Verdichterdrehzahl von 500 min^{-1} bis 1.050 min^{-1} .

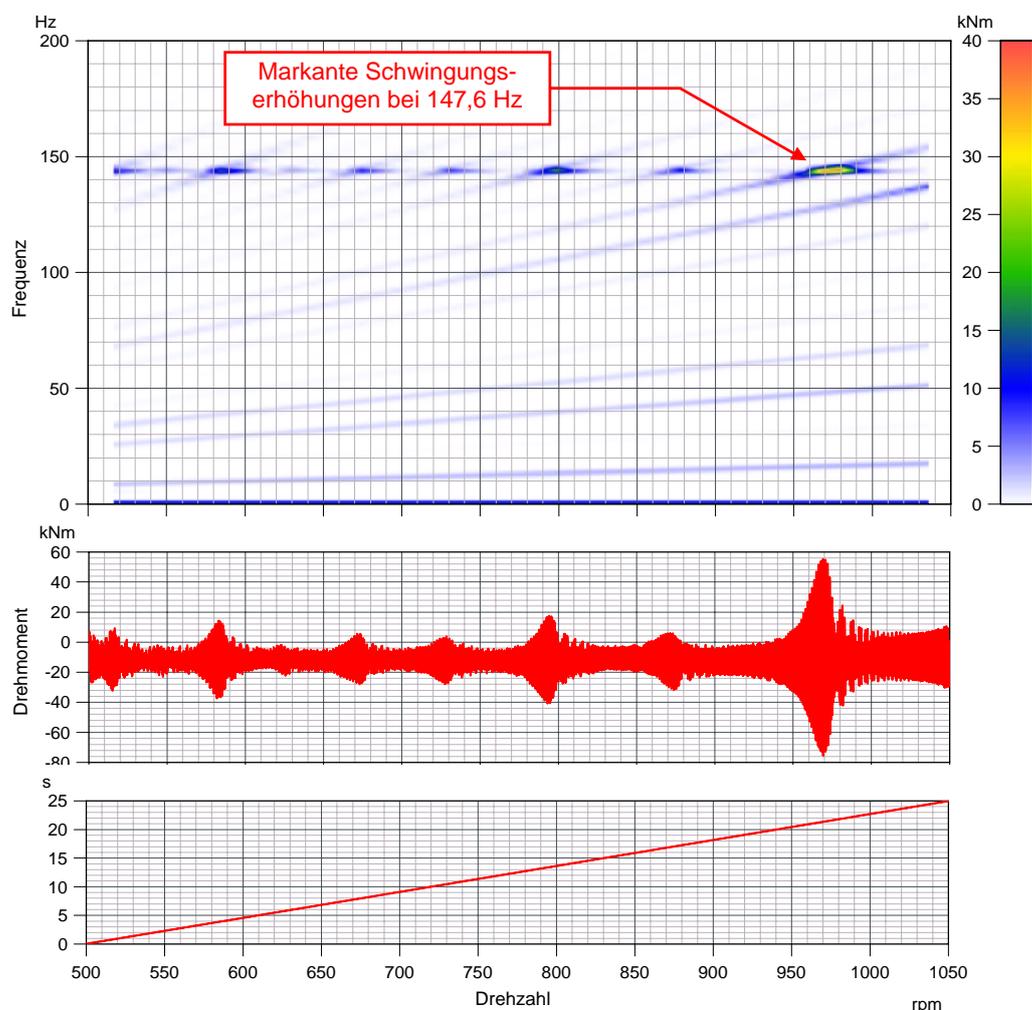


Abbildung 18: Berechnetes Farbspektrum (oben) und Zeitsignal des Drehmomentes (Mitte) bei einer Drehzahländerung (unten) von 500 min^{-1} bis 1.050 min^{-1} .

Im Farbspektrum ist zu erkennen, dass neben der Drehfrequenz auch die Höherharmonischen der Drehzahl angeregt werden. Hierbei zeigte sich eine gute Übereinstimmung der Drehmomenterhöhungen bei 147,6 Hz mit den ermittelten Resonanzstellen für den 4. Eigenschwingungsmodus des Gesamtstranges. Die berechneten Drehmomentamplituden und die maximale Verlustleistung der Kupplung überschritten die zulässigen Werte des Kupplungsherstellers jedoch nicht.

Auf Basis dieser Ergebnisse und unserer Erfahrungen mit elastischen Kupplungen an Kolbenverdichteranlagen wurde der Einsatz des neuen Kupplungstyps in Kombination mit einer Schwungradmodifikation empfohlen.

Aufgrund von Änderungen auf dem Gasmarkt wurde der Verdichter jedoch nur noch zur Förderung von größeren Gasmengen benötigt. Da hierzu die stufenlose Saugventilabhebung nicht benötigt wird, entschied sich der Betreiber für den vorläufigen Betrieb ohne stufenlose Saugventilabhebung und vorerst ohne Umsetzung der vorgeschlagenen Modifikationen. Seit dieser Änderung ist nun auch nach mehr als 20.000 Betriebsstunden kein Schaden mehr an der Kupplung aufgetreten.

3.) Fazit

Die Beispiele aus der Praxis haben gezeigt, dass es sinnvoll ist, Torsionsschwingungsberechnungen im Vorfeld bei Neuinstallationen oder bei Modifikationen von Kolbenverdichteranlagen durchzuführen. Da bei den Berechnungen der Drehmomentschwingungen oft nicht alle Parameter detailliert berücksichtigt werden können, ist eine messtechnische Aufnahme der Ist-Situation an der Anlage empfehlenswert. Durch die Kombination aus Berechnung und Messung kann ein problemloser Betrieb der Verdichteranlage gewährleistet werden.