

Modellierung der Flanschverbindungen von Verbrennungsmotorkomponenten unter Berücksichtigung von Mikroschlupf

Dr.-Ing. **C. Schedlinski**, ICS Engineering GmbH, Langen;

Dr.-Ing. **B. Läer**, Volkswagen AG, Wolfsburg;

Dipl.-Ing. **A. Genzo**, Volkswagen AG, Wolfsburg

Kurzfassung

Diese Veröffentlichung behandelt die Modellierung von Zusammenbauten von Gehäusebauteilen eines Verbrennungsmotors. Bei diesen Zusammenbauten findet man eine Vielzahl an Flanschverbindungen, die zum Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten des Gesamtverbandes beitragen. Am Beispiel eines Vierzylinderverbrennungsmotors wird eine Finite Elemente Modellierungstechnik vorgestellt, die auf eine korrekte Abbildung der Flanschregion zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel zielt. Speziell wird eine numerische Methode gezeigt und angewendet, die die nichtlinearen Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften des Systems berücksichtigt. Die Ergebnisse der numerischen Analyse werden ferner mit experimentellen Daten verglichen, um die Wirksamkeit der Methode zu demonstrieren.

1. Einleitung

In den Zusammenbauten von Gehäusebauteilen (Ölwanne, Zylinderkurbelgehäuse, Kurbelwellengrundlagerdeckel etc.) eines Verbrennungsmotors sind verschiedene Verbindungsflansche vorhanden, deren Steifigkeit und Dämpfungsvermögen zur Gesamtsteifigkeit und –dämpfung des Bauteilverbandes beitragen und dadurch sein dynamisches Verhalten beeinflussen. Für die numerische Analyse der erzwungenen Schwingungen solcher Bauteilverbände müssen die zugrunde liegenden physikalischen Phänomene in den Verbindungsflanschen verstanden sein sowie durch realitätsnahe und universell anwendbare Modellierungstechniken abgebildet werden.

Am Beispiel der Verbindungsflansche zwischen zwei Gehäusebauteilen, dem Zylinderkurbelgehäuse und dem Kurbelwellengrundlagerdeckel, eines Vierzylindermotors wird eine Finite Elemente (FE) Modellierungstechnik vorgestellt. Das dynamische Verhalten der Einzelbauteile wird dabei mit Hilfe einer modalen Beschreibung abgebildet, die die modalen Größen, Eigenfrequenzen, Eigenschwingungsformen und modale Dämpfungen, umfaßt. Da

die Qualität von analytischen modalen Beschreibungen maßgeblich von der Güte der verwendeten FE- Modelle abhängt, werden zunächst die berechneten mit experimentell bestimmten modalen Größen miteinander verglichen. Werden dabei Abweichungen festgestellt, die außerhalb eines festgelegten zulässigen Gütebereichs liegen, so werden die physikalischen Parameter, im wesentlichen Elastizitätsmodul und Dichte, der FE- Modelle mittels der computerunterstützten Modellanpassung (CMA) angepaßt.

Der Zusammenbau von Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel wird dann mit einer harmonischen Kraft zu erzwungenen Schwingungen angeregt, wodurch sich kleine, harmonische Relativverschiebungen in den Verbindungsflanschen einstellen. Die Relativverschiebungen führen im Zusammenspiel mit den Rauheiten und den Anpreßdrücken in den Kontaktflächen zu Mikroschlupfeffekten, die sich in Form von Nichtlinearitäten in den Meßdaten bemerkbar machen.

In diesem Beitrag wird eine Berechnungsmethode vorgestellt, die die nichtlinearen Steifigkeits- und Dämpfungseigenschaften in den Verbindungsflanschen eines Bauteilverbandes berücksichtigt. Die Methode basiert auf dem Verfahren der harmonischen Balance und ist in der Lage, die nichtlinearen Normal- und Reibkräfte in den Kontaktzonen der Verbindungsflansche zu linearisieren. Die linearisierten Kontaktkräfte werden dann zusammen mit den modalen Beschreibungen der Einzelbauteile verwendet, um die erzwungenen harmonischen Schwingungen des Bauteilverbandes zu berechnen.

Um die Wirksamkeit der Berechnungsmethode zu zeigen, werden berechnete und gemessene Schwingungsantworten des Bauteilverbandes, bestehend aus Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel (unter quasi frei/freien Randbedingungen) miteinander verglichen. Für die Aufnahme der Meßdaten wird eine kraftgeregelte Schrittsinusanregung genutzt. Diese Art der Versuchsdurchführung kommt in Hinblick auf die Systemanregung und Systemantwort den wesentlichen Voraussetzungen der harmonischen Balance, wie sie in der Berechnungsmethode verwendet wird, sehr nahe.

2. Theorie

2.1 Modale Beschreibung der zusammengebauten Motorteile

Die elastischen Gehäusebauteile, das Zylinderkurbelgehäuse und der Kurbelwellengrundlagerdeckel, werden mit der Finiten Elemente Methode diskretisiert und vernetzt. Die daraus resultierenden FE-Modelle werden benutzt, um das Eigenschwingungsverhalten der

elastischen Gehäusebauteile zu ermitteln. Die modale Beschreibung eines elastischen Gehäusebauteils besteht aus den Eigenfrequenzen $\omega_{0j,k}$ und den Eigenschwingungsformen $\hat{\mathbf{u}}_{j,k}$, die aus einer FE- Analyse bestimmt werden und den modalen Dämpfungswerten $D_{j,k}$, die sich aus einer experimentellen Modalanalyse ergeben. Die Indizes j und k kennzeichnen dabei die Nummer der Eigenschwingungsform und des Gehäusebauteils, wobei im vorliegenden Beispiel $k=1$ das Zylinderkurbelgehäuse und $k=2$ den Kurbelwellengrundlagerdeckel bezeichnen. Unter der Annahme, daß die auf den Bauteilverband einwirkenden Erregerkräfte harmonisch mit der Erregerkreisfrequenz Ω sind, wird auch von einer harmonischen Systemantwort ausgegangen, wenn linear elastisches Materialverhalten für die Gehäusebauteile vorausgesetzt wird. Aus Gründen der Einfachheit wird im Folgenden die komplexe Schreibweise verwendet, um die im Bauteilverband auftretenden Kräfte und Verschiebungen zu beschreiben. Somit lassen sich die Erregerkräfte in der Form

$$\mathbf{f}_E(t) = \hat{\mathbf{f}}_E e^{i\Omega t} \quad (1)$$

schreiben, die modalen Verschiebungen sind durch

$$\mathbf{q}(t) = \hat{\mathbf{q}} e^{i\Omega t} \quad (2)$$

und die physikalischen Verschiebungen durch

$$\mathbf{w}(t) = \hat{\mathbf{w}} e^{i\Omega t} . \quad (3)$$

gegeben, wobei zwischen den modalen und physikalischen Verschiebungen der Zusammenhang

$$\hat{\mathbf{w}} = \mathbf{X} \hat{\mathbf{q}} \quad (4)$$

besteht. Die Matrix \mathbf{X} wird als Modalmatrix bezeichnet und enthält in ihren Spalten die berechneten $j=1, \dots, N$ Eigenvektoren der frei/freien Systeme, die für die Verformungsbeschreibung von Zylinderkurbelgehäuse ($k=1$) und Kurbelwellengrundlagerdeckel ($k=2$) genutzt werden.

$$\mathbf{X} = (\hat{\mathbf{u}}_{1,1}, \dots, \hat{\mathbf{u}}_{N,1}, \hat{\mathbf{u}}_{1,2}, \dots, \hat{\mathbf{u}}_{N,2}) . \quad (5)$$

Die dynamische Steifigkeitsmatrix $\hat{\mathbf{A}}_k$ enthält die modale Beschreibung eines elastischen Gehäusebauteils (die j Eigenschwingungsformen sind dabei auf die modale Masse gleich Eins skaliert) und ist durch den Zusammenhang

$$\hat{\mathbf{A}}_k = \mathbf{diag} \left(\omega_{0j}^2 - \Omega^2 + i 2 \omega_{0j} \Omega D_j \right)_k \quad (6)$$

definiert. Um das Eigenschwingungsverhalten des Bauteilverbandes bestehend aus dem Zylinderkurbelgehäuse und dem Kurbelwellengrundlagerdeckel zu beschreiben, werden die modalen Beschreibungen der beiden Teile in der dynamischen Systemsteifigkeitsmatrix

$$\hat{\mathbf{A}} = \mathbf{diag}(\hat{\mathbf{A}}_k) \quad (7)$$

zusammengefaßt. Die Vektoren, die die modalen Verschiebungen und die Erregerkräfte enthalten, werden durch die Vektoren $\hat{\mathbf{q}}$ und $\hat{\mathbf{f}}_E$ beschrieben, die wie folgt aufgebaut sind:

$$\hat{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{q}}_1 \\ \hat{\mathbf{q}}_2 \end{bmatrix}, \quad \hat{\mathbf{f}}_E = \begin{bmatrix} \hat{\mathbf{f}}_{E1} \\ \hat{\mathbf{f}}_{E2} \end{bmatrix} \quad (8)$$

Schließlich wird zur Berücksichtigung der Kontaktkräfte in den Flanschverbindungen zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel ein Kontaktkraftvektor $\hat{\mathbf{f}}_C$ eingeführt, mit dem sich die erzwungenen Schwingungen des Bauteilverbandes dann im Frequenzbereich durch die modalen (generalisierten) Verschiebungen beschreiben lassen:

$$\hat{\mathbf{A}} \hat{\mathbf{q}} = \mathbf{X}_E^T \hat{\mathbf{f}}_E + \mathbf{X}_C^T \hat{\mathbf{f}}_C . \quad (9)$$

2.2 Modellierung der Flanken- und Verschraubungskontakte

Das Zylinderkurbelgehäuse und der Kurbelwellengrundlagerdeckel sind, wie in Bild 1 zu sehen ist, über vier Kontaktstellen, zwei Flankenkontakte und zwei Verschraubungskontakte, miteinander gekoppelt. Wichtig ist hierbei anzumerken, daß die Flanken bzw. die Seitenflächen des Kurbelwellengrundlagerdeckels mit einem gewissen Übermaß gefertigt sind, wodurch sich im Zusammenbau mit dem Zylinderkurbelgehäuse vom Übermaß abhängige Flächenpressungen in den Flankenkontakten einstellen.

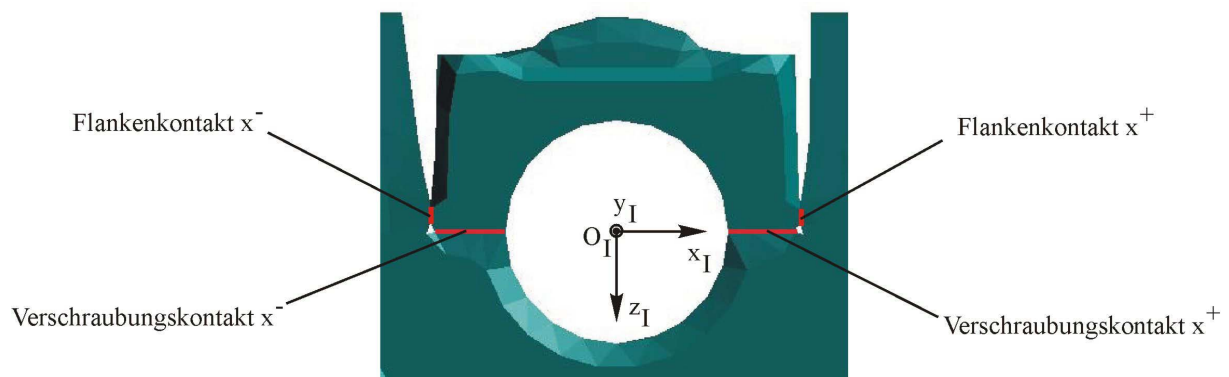


Bild 1: Kontakte zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellegrundlagerdeckel

Die Kontaktstellen zwischen den Motorgehäusebauteilen können als Oberflächen interpretiert werden, in denen jeweils zwei Körper in Kontakt treten. Für die Modellierung des Kontaktverhaltens werden die Kontaktflächen mit Hilfe von Kontaktknoten und Kontaktelementen diskretisiert. Im Flächenschwerpunkt der Kontaktflächen befinden sich Kontrollpunkte K_i , an denen die Informationen für die globale Bewegung der Kontaktflächen in Form von generalisierten Koordinaten abgelegt sind. Unter der Annahme, daß die elastischen Verformungen der Kontaktflächen klein bleiben, kann die Bewegung der diskreten Kontaktknoten auf der Kontaktfläche durch die Bewegung der Kontrollpunkte approximiert werden. Der Zusammenhang zwischen der Bewegung der diskreten Kontaktknoten und der Kontrollpunkte wird zu diesem Zweck durch die Starrkörperkinematik hergestellt. Dadurch können Rechenzeit und Speicherplatzaufwand gering gehalten werden.

Um die Relativbewegung zwischen zwei Kontaktknoten in der Kontaktfläche zu bestimmen, wird ein *Punktkontaktmodell* eingesetzt, welches im Detail in [3] und [4] beschrieben ist. In diesem Punktkontaktmodell wird davon ausgegangen, daß die auf unterschiedlichen Körpern befindlichen Kontaktknoten im unbelasteten Zustand an derselben Position in der Kontaktfläche liegen. Die Oberflächenrauheit in den Kontaktflächen wird im Punktkontaktmodell über die Summenhäufigkeit der Rauheitsspitzen berücksichtigt, wie in [5] beschrieben; die Summenhäufigkeit der Rauheitsspitzen wird auch als *Abbott-Kurve* bezeichnet. Die Abbott-Kurve kann als prozentuale Kontaktfläche interpretiert werden, die entsteht, wenn zwei raue Oberflächen mit einer Normalkraft F_N zusammengedrückt werden. Ein gemessenes Rauheitsprofil und eine gemessene Abbott-Kurve sind in den Bildern 2a und 2b abgebildet. Die prozentuale Kontaktfläche kann analytisch durch ein Polynom dritter Ordnung angenähert werden. Das Integral dieses Polynoms beschreibt die nichtlineare Kraft-/Verschiebung-Beziehung zwischen den Kontaktknoten in Normalenrichtung und berücksichtigt somit die nichtkonstan-

te Flächenpressungsverteilung in den Kontaktflächen. Abhängig von den Relativverschiebungen zwischen den Kontaktknoten in Normalenrichtung und in tangentialer Richtung können mit Hilfe des Punktkontaktmodells Mikroschlupfeffekte modelliert werden, die auf die folgenden beiden Mechanismen zurückzuführen sind:

1. Die in einer Kontaktfläche liegenden Kontaktknoten erfahren unterschiedlich große Relativverschiebungsamplituden. Dadurch entsteht in den Kontaktflächen die Situation, daß einige Kontaktknoten, die großen Relativverschiebungsamplituden ausgesetzt sind, relativ zueinander gleiten während gleichzeitig andere Kontaktknoten, die kleineren Relativverschiebungsamplituden unterliegen, haften.
2. Eine aufgrund der Oberflächenrauheit in den Kontaktflächen herrschende nichtkonstante Flächenpressungsverteilung führt zu unterschiedlich großen Normalkräften und somit auch zu unterschiedlich großen Haft- bzw. Gleitkräften in verschiedenen Bereichen der Kontaktfläche. Dadurch sind in der Kontaktfläche gleichzeitig Haft- und Gleitbereiche vorhanden.

An dieser Stelle ist anzumerken, daß Mikroschlupfeffekte den wesentlichen Dämpfungsmechanismus in den Flansch- und Verschraubungskontakten des Zylinderkurbelgehäuse-Kurbelwellengrundlager-Verbandes darstellen.

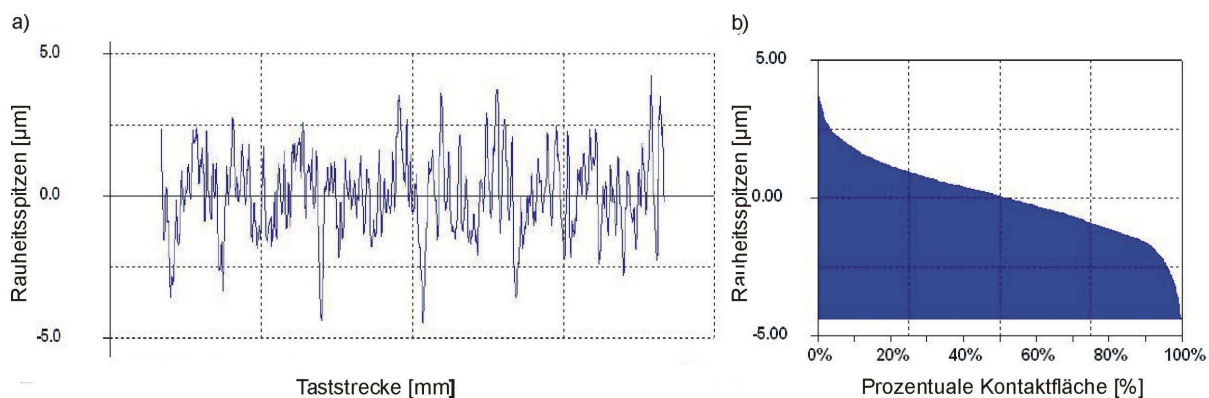


Bild 2: Oberflächenrauheit: a) gemessenes Rauheitsprofil; b) Prozentuale Kontaktfläche zu a)

Die Relativverschiebungen $\hat{\mathbf{w}}_C$ in den Flanken- und Verschraubungskontakten werden gemäß Gleichung (4) in Form von generalisierten Koordinaten bestimmt:

$$\hat{\mathbf{w}}_C = -\mathbf{X}_C \hat{\mathbf{q}} = -\mathbf{R}_{CI} \mathbf{X} \hat{\mathbf{q}}, \quad (10)$$

mit der Modalmatrix \mathbf{X} , die in Gleichung (5) definiert wurde, und der Matrix \mathbf{R}_{CI} , mit deren Hilfe die generalisierten Verschiebungen vom globalen Koordinatensystem $[O_I; x_I; y_I; z_I]$ in die kontaktflächenfesten Koordinatensysteme $[O_C; x_C; y_C; z_C]$ transformiert werden. Diese Koordinatensysteme sind mit den Kontrollpunkten auf den Kontaktflächen verknüpft. Die Normal- und Reibkräfte in der Kontaktfläche hängen nichtlinear von den Relativverschiebungen und den Kontaktparametern des Punktkontaktmodells ab: der globalen Normalkontaktsteifigkeit c_N , der globalen Tangentialsteifigkeit c_T , der mittleren Normalkontaktkraft F_N , der gemittelten Rauhtiefe R_Z und dem Reibkoeffizienten μ .

2.3 Erzwungene Schwingungen der gekoppelten Gehäusebauteile

Mit Hilfe der *Methode der harmonischen Balance* können die nichtlinearen Kraft-Verschiebungs-Beziehungen für den Normal- und Tangentialkontakt harmonisch linearisiert werden. Bei der harmonischen Linearisierung der nichtlinearen Kontaktkräfte ergeben sich Steifigkeits- und Dämpfungskoeffizienten, die in einer komplexen Steifigkeitsmatrix $\hat{\mathbf{K}}_C$ abgelegt werden. Zusammen mit den Relativverschiebungen $\hat{\mathbf{w}}_C$ aus Gleichung (10) ergeben sich dann die harmonisch linearisierten Kontaktkräfte zu:

$$\hat{\mathbf{f}}_C = \hat{\mathbf{K}}_C \hat{\mathbf{w}}_C = -\hat{\mathbf{K}}_C \mathbf{R}_{CI} \mathbf{X} \hat{\mathbf{q}}. \quad (11)$$

Wird Gleichung (11) in Gleichung (9) eingesetzt und wird dabei der Zusammenhang $\mathbf{X}_C^T = \mathbf{X}^T \mathbf{R}_{CI}^T$ berücksichtigt, so ergibt sich die Beziehung:

$$[\hat{\mathbf{A}} + \mathbf{X}^T \mathbf{R}_{CI}^T \hat{\mathbf{K}}_C \mathbf{R}_{CI} \mathbf{X}] \hat{\mathbf{q}} = \mathbf{X}_E^T \hat{\mathbf{f}}_E. \quad (12)$$

Nach der iterativen Lösung von Gleichung (12) mit einem *gedämpften Newton-Raphson-Verfahren* können die erzwungenen Schwingungen an beliebigen Orten auf dem Zylinderkurbelgehäuse-Kurbelwellengrundlager-Verband analysiert werden.

3 Beispiel

3.1 Validierung der Komponentenmodelle

Für das Zylinderkurbelgehäuse (Bild 3) und den Kurbelwellengrundlagerdeckel (Bild 4) sind Ausgangs FE-Volumenmodelle verfügbar gewesen. Diese Modelle wurden als erstes für eine Versuchsplanung verwendet.

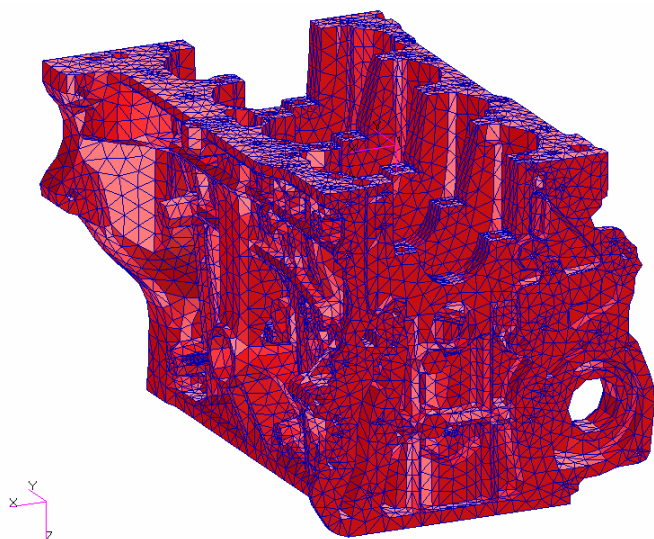


Bild 3: Zylinderkurbelgehäuse

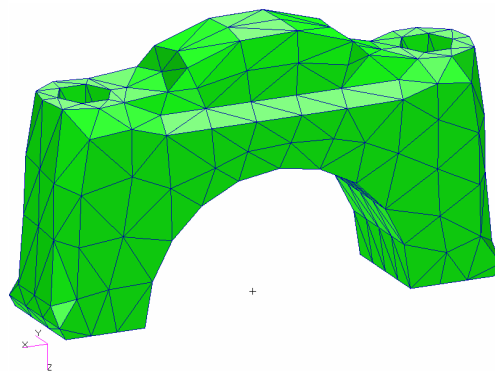


Bild 4: Kurbelwellengrundlagerdeckel

Danach wurden Modaltests mit wandernder Hammeranregung durchgeführt, wobei quasi frei/freie Randbedingungen (Aufhängung in Gummisielen) gewählt wurden. Anschließend wurden die modalen Parameter identifiziert. Für das Zylinderkurbelgehäuse konnten im untersuchten Frequenzbereich bis 4 kHz 23 Eigenformen identifiziert werden. Für den Kurbelwellengrundlagerdeckel wurden drei Eigenformen bis 8 kHz ermittelt. Die Qualität der identifizierten Daten war dabei sehr gut.

Für das Zylinderkurbelgehäuse und den Kurbelwellengrundlagerdeckel sind die Korrelationen vor und nach der Validierung in den Tabellen 1 und 2 zusammengefaßt. Für das Zylinderkurbelgehäuse wurden die Modellmasse an die gewogene Masse angepaßt sowie der E-Modul mit Hilfe der CMA eingestellt. Für den Kurbelwellengrundlagerdeckel wurde lediglich ein Massenabgleich durchgeführt. Alles in allem sind die Ausgangskorrelationen bereits sehr gut (hohe MAC-Werte, kleine Frequenzabweichungen). Die Validierung konnte somit – in diesem Fall – lediglich eine Feineinstellung der Ergebnisse bewirken.

Tabelle 1: Korrelationsergebnisse für das Zylinderkurbelgehäuse

Zustand	Anzahl der verfügbaren Testeigenformen	Anzahl der zugeordneten Testeigenformen	Mittlere Frequenzabweichung [Hz]	Maximale Frequenzabweichung [Hz]	Mittlerer MAC Wert [%]	Minimaler MAC Wert [%]
Ausgang	23	23	1,74	3,07	94,18	72,72

Validiert	23	23	-0,26	-2,72	93,95	70,91
-----------	----	----	-------	-------	-------	-------

Tabelle 2: Korrelationsergebnisse für den Kurbelwellengrundlagerdeckel

Zustand	Anzahl der verfügbaren Testeigenformen	Anzahl der zugeordneten Testeigenformen	Mittlere Frequenzabweichung [Hz]	Maximale Frequenzabweichung [Hz]	Mittlerer MAC Wert [%]	Minimaler MAC Wert [%]
Ausgang	3	3	-4,13	-5,68	97,47	95,33
Validiert	3	3	-2,95	-4,49	97,48	95,35

3.2 Schnittstellen

Für die Schnittstellen zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel wurde zunächst das Modell nach Bild 5 verwendet. Die Verbindung wurde über starre Elemente realisiert, die die individuellen Knoten der gegenüberliegenden Flanschflächen miteinander verbinden. Die Schrauben selber wurden als Balken idealisiert, während der nominale Schraubenquerschnitt angesetzt wurde. Die Verbindung zu Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel wurde ebenfalls über starre Elemente hergestellt. Die Flankenkontakte sind an dieser Stelle noch nicht explizit modelliert worden.

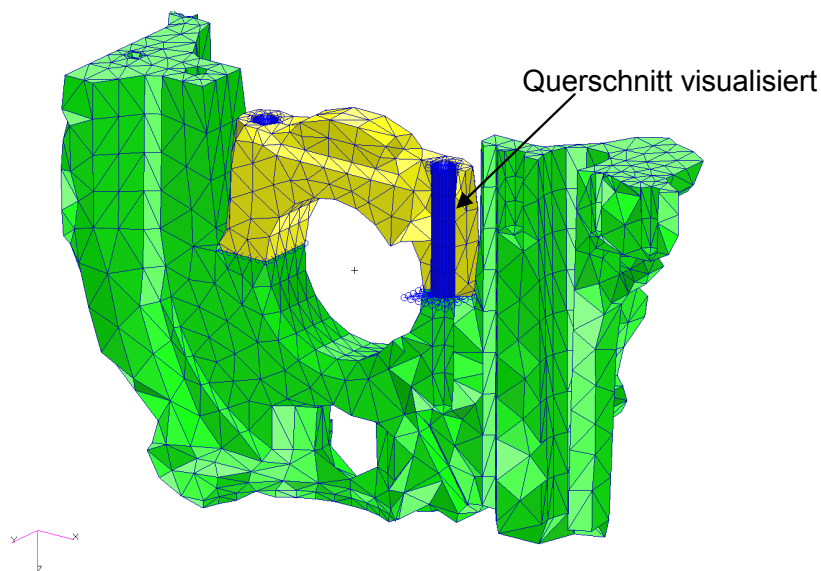


Bild 5: Ausgangsmodell der geschraubten Flanschverbindung

Nach einer Versuchsplanung wurde wieder ein Modaltest mit wandernder Hammeranregung unter quasi frei/freien Randbedingungen (Aufhängung in Gummisielen) durchgeführt, wobei

mehrere Referenzen Verwendung fanden. Die Identifikation modaler Parameter lieferte für den Verband schließlich 27 Eigenformen im untersuchten Frequenzbereich bis 4 kHz. Die Qualität der Daten war sehr gut, mit Ausnahme eines schmalen Frequenzbandes um etwa 1500 Hz. In diesem Frequenzband ist das Kippen des Kurbelwellengrundlagerdeckels in Motorachsrichtung zu finden.

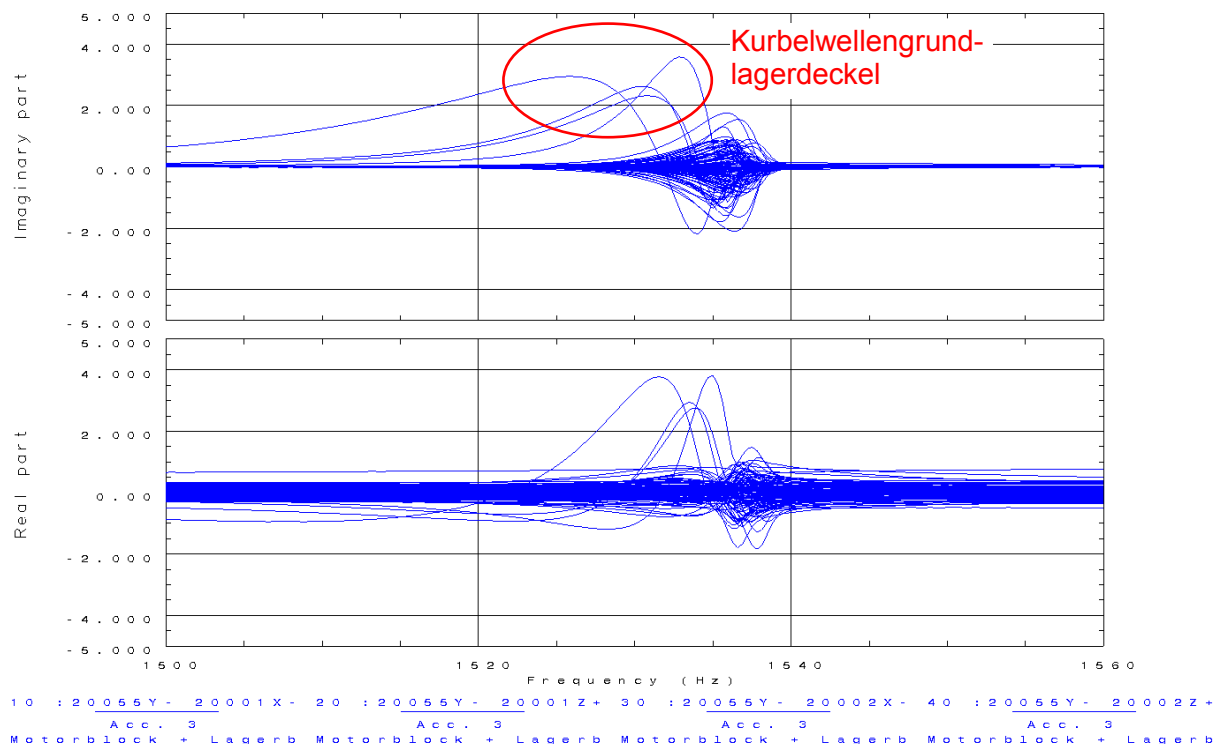


Bild 6: Detailansicht der gemessenen Frequenzgänge für den Verband

Für eine der gemessenen Referenzen zeigt Bild 6 (oben) ein Detail der gemessenen Frequenzgänge (alle gemessenen Freiheitsgrade) im gestörten Frequenzbereich. Hier sind nichtlineare Effekte klar zu erkennen (nicht symmetrische Resonanzspitzen, Resonanzverschiebungen für individuelle Frequenzen), wobei speziell die Meßfreiheitsgrade auf dem Kurbelwellengrundlagerdeckel betroffen sind. Die Hauptursache für die Nichtlinearitäten wird in der durch das Kippen des Kurbelwellengrundlagerdeckels erzeugten Reibung in der Kontaktregion zum Zylinderkurbelgehäuse vermutet.

Um diese Vermutung zu bestätigen wurde ein neuer Modalversuch durchgeführt, wobei die Flanken des Kurbelwellengrundlagerdeckels derart abgeschliffen wurden, daß sich ein definierter Spalt zwischen Kurbelwellengrundlagerdeckel und Zylinderkurbelgehäuse einstellte. Der Versuch wurde vollständig analog zum ersten Versuch durchgeführt, und es konnten 26

Eigenformen im Bereich bis 4 kHz identifiziert werden (also eine weniger). Die Qualität der Daten war bei diesem Versuch generell sehr gut. Ferner war keinerlei nichtlineares Verhalten mehr zu erkennen. Die Frequenz der Kippeigenform des Kurbelwellengrundlagerdeckels ist bei dieser Variante deutlich reduziert, was zeigt, daß die reibungsinduzierte Steifigkeit nicht mehr vorhanden ist.

Um die Nichtlinearität klassifizieren zu können, und um Daten für einen Vergleich von Versuch und Analyse zu erhalten, wurden schließlich Schrittsinusversuche durchgeführt. Für diese Versuche wurden die Erregerkräfte mit einer gegebenen Toleranz auf ein Sollanregungsniveau geregelt. Daten wurden dabei sowohl für die Variante ohne als auch mit Flankenreibung aufgenommen. Bild 7 zeigt den Versuchsaufbau, und Bild 8 gibt eine Übersicht über die Meßfreiheitsgrade auf dem Kurbelwellengrundlagerdeckel.

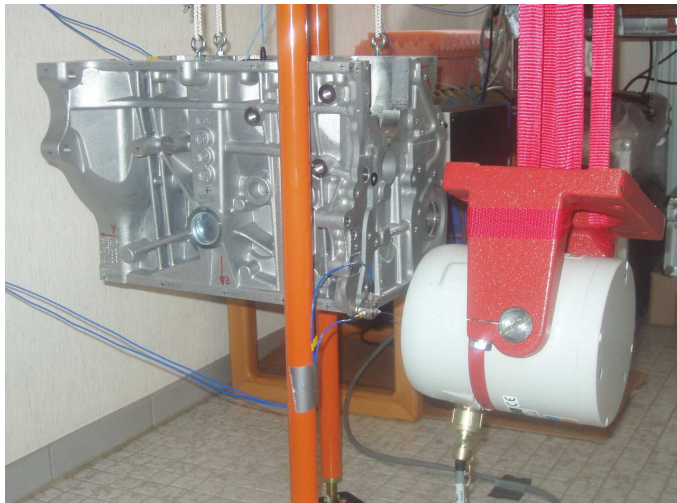


Bild 7: Versuchsaufbau mit Modalerreger



Bild 8: Kurbelwellengrundlagerdeckel

Das grundlegende Prinzip der Schrittsinusversuche wird im folgenden kurz erläutert: als erstes werden Frequenzband und Frequenzauflösung festgelegt. Wenn ein geregelter Versuch durchgeführt werden soll, muß weiterhin ein Kontrollkanal ausgewählt werden (hier wird die Erregerkraft gewählt, um eine nachfolgende Korrelation mit Analysedaten aus einer harmonischen Balance Rechnung zu ermöglichen). Die Regelung selber wird innerhalb eines frei wählbaren Toleranzbandes um den Sollwert (hier: Erregerkraftamplitude) realisiert, wobei die Einregelung für jede zu messende Spektrallinie erneut erfolgen muß. Der Nachteil einer eher langen Meßzeit wird von mehreren Vorteilen ausgeglichen, die eine gezielte Analyse der zugrundeliegenden Nichtlinearitäten erlauben. Speziell die definierte Anregung an jeder indi-

viduellen Spektrallinie und die Datenerfassung unter eingeschwungenen Bedingungen (keine transienten Effekte) sind dabei zu nennen.

Für den Verband wurden die folgenden zwei Frequenzbereiche untersucht: einer beinhaltet eine globale Eigenform des Systems, der andere die lokale Kippschwingung des Kurbelwellengrundlagerdeckels. Bilder 9 und 10 zeigen die gemessenen Spektren der Erregerkraft. Man erkennt, daß die Kraftamplitude sehr gut kontrolliert werden kann.

1) *Verband mit Reibung*

1a) 1190 Hz ... 1220 Hz (0,25 Hz Auflösung)	Kraftamplitude	1,5 N ± 3%
		7,5 N ± 3%
		15,0 N ± 3%
1b) 1460 Hz ... 1560 Hz (0,25 Hz Auflösung)	Kraftamplitude	1,5 N ± 3%
		7,5 N ± 3%
		15,0 N ± 3%
		18,0 N ± 3%

2) *Verband ohne Reibung*

2a) 1190 Hz ... 1220 Hz (0,25 Hz Auflösung)	Kraftamplitude	1,5 N ± 3%
		7,5 N ± 3%
		15,0 N ± 3%
2b) 1350 Hz ... 1400 Hz (0,25 Hz Auflösung)	Kraftamplitude	1,5 N ± 3%
		7,5 N ± 3%
		15,0 N ± 3%
		18,0 N ± 3%

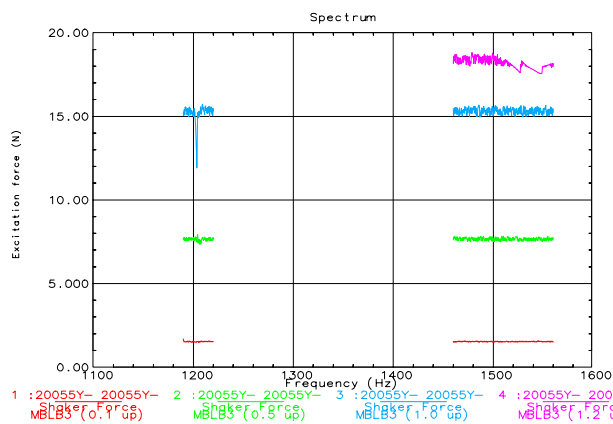


Bild 9: Kraftspektren – mit Reibung

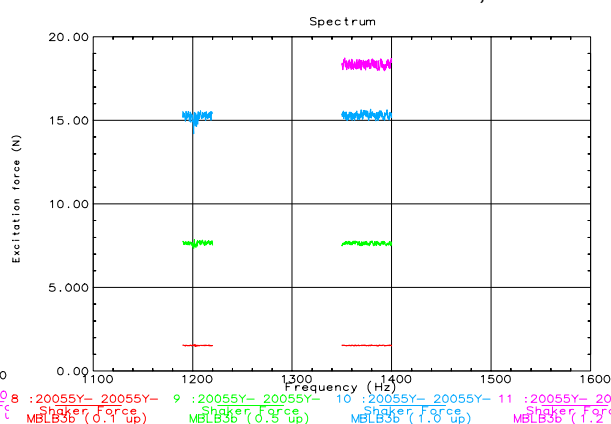


Bild 10: Kraftspektren – ohne Reibung

Bilder 11 bis 14 (unten) zeigen exemplarisch Beschleunigungsspektren an der Oberkante des Kurbelwellengrundlagerdeckels in axiale Richtung. Für die globale Eigenform (Bereiche 1a/2a) kann eine schwache Dämpfungs nichtlinearität beobachtet werden. Mit zunehmender Kraftamplitude nimmt die Dämpfung zu. Außerdem ist eine leichte Verringerung der Steifigkeit zu erkennen.

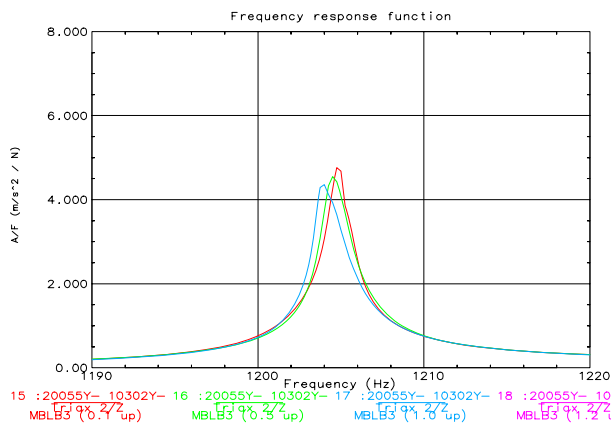


Bild 11: Bereich 1a, Beschleunigungsspektren mit Reibung

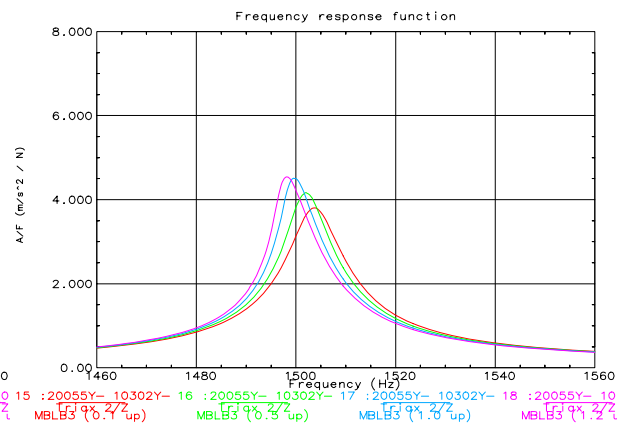


Bild 12: Bereich 1b, Beschleunigungsspektren mit Reibung

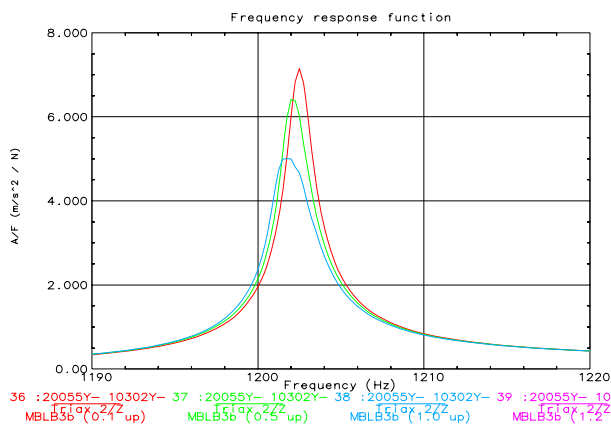


Bild 13: Bereich 2a, Beschleunigungsspektren ohne Reibung

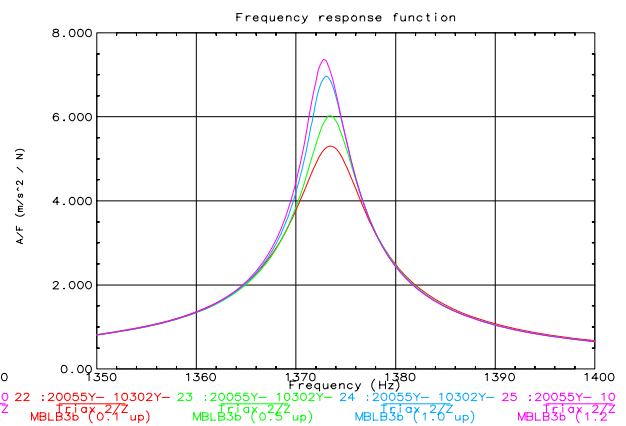


Bild 14: Bereich 2b, Beschleunigungsspektren ohne Reibung

Für die lokale Eigenform (Bereiche 1b/2b) kann generell eine Dämpfungs nichtlinearität beobachtet werden. Hier nimmt die Dämpfung mit steigender Kraftamplitude jedoch ab. Zusätzlich ist auch hier wieder eine Abnahme der Steifigkeit zu erkennen. Für den Verband mit Flankenreibung tritt dieser Effekt klar hervor – die Resonanzfrequenz fällt vom niedrigsten zum höchsten Kraftniveau um circa 5,5 Hz ab (für den Verband ohne Reibung beträgt der Abfall lediglich 1 %).

Alles in allem können die folgenden Schlußfolgerungen gezogen werden

1. Die Resonanzfrequenz nimmt für den Verband mit Flankenreibung im ersten Bereich um 2,5 Hz zu, im zweiten jedoch um etwa 125 bis 130 Hz (in Abhängigkeit vom Kraftniveau). Das deutet darauf hin, daß die Flankenreibung zu einer deutlichen Steigerung der Steifigkeit für die Kippeigenform des Kurbelwellengrundlagerdeckels führt.
2. Die Dämpfung ist für den Verband mit Flankenreibung insgesamt höher als für den Verband ohne Flankenreibung.

Bevor die Modellierung des Flankenkontakts selber angegangen wird, um die nichtlinearen Reibungseffekte zu erfassen, wird die Schraubverbindung zunächst alleine untersucht. Dies erfolgt auf Basis der Daten aus dem Versuch ohne Flankenreibung. Hier sind keine – oder zumindest vernachlässigbar kleine – zusätzliche Dämpfungseffekte zu beobachten. Tabelle 3 zeigt die Korrelationsergebnisse, die mit Hilfe des Modells nach Bild 5 erzielt werden können. Die maximale Frequenzabweichung von 6,51 % tritt für die Kippeigenform des Kurbelwellengrundlagerdeckels auf. Es ist offensichtlich, daß die gewählte Modellierungsstrategie zu steif ist und daher überarbeitet werden muß.

Tabelle 3: Ausgangskorrelation für den Verband ohne Reibung

Zustand	Anzahl der verfügbaren Testeigenformen	Anzahl der zugeordneten Testeigenformen	Mittlere Frequenzabweichung [Hz]	Maximale Frequenzabweichung [Hz]	Mittlerer MAC Wert [%]	Minimaler MAC Wert [%]
Ausgang	26	22	0,28	6,51	91,72	72,22

Zwei alternative Varianten für die Schraubverbindung wurden deshalb entwickelt:

Variante 1 (Bild 15)

- Verbindung des Kurbelwellengrundlagerdeckels zum Zylinderkurbelgehäuse über koinzidente Knoten und starre Elemente
- Abbildung der Schrauben über Volumenelemente
- Verbindung der Schrauben über koinzidente Knoten und starre Elemente (RBE2)

Variante 2 (Bild 16)

- Verbindung des Kurbelwellengrundlagerdeckels zum Zylinderkurbelgehäuse über koinzidente Knoten und starre Elemente
- Abbildung der Schrauben als Punktmassen
- Verbindung der Schraubenmassen über Constraint-Elemente (RBE3)

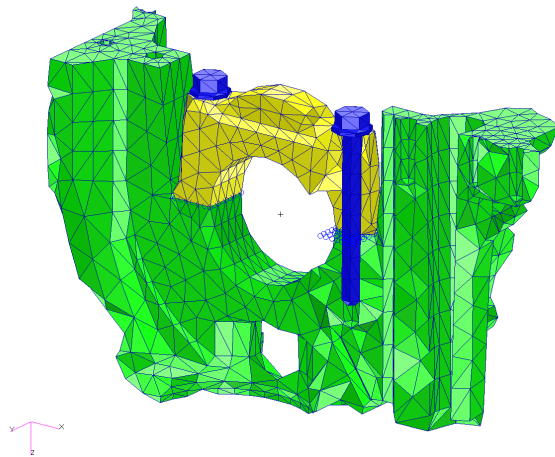


Bild 15: Variante 1

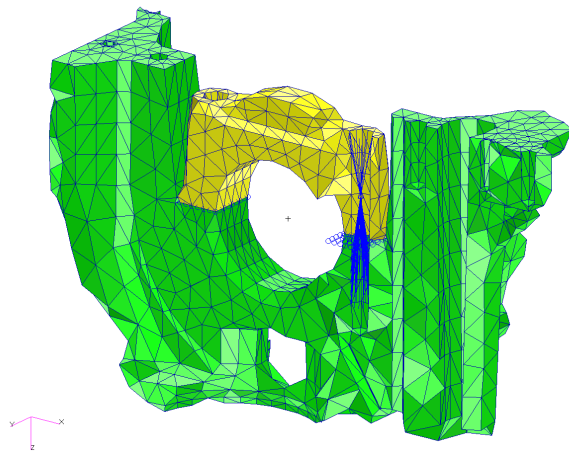


Bild 16: Variante 2

Tabelle 4 zeigt die Korrelationsergebnisse für die beiden Varianten 1 und 2. Für beide Varianten können sehr gute Ergebnisse erzielt werden. Speziell für die Kippeigenform des Kurbelwellengrundlagerdeckels ist die Frequenzabweichung in beiden Fällen kleiner als 2 %. Folglich sind beide Varianten gleich gut zur Abbildung der Schraubverbindung geeignet.

Tabelle 4: Korrelation für Verband ohne Reibung – Varianten

Zustand	Anzahl der verfügbaren Testeigenformen	Anzahl der zugeordneten Testeigenformen	Mittlere Frequenzabweichung [Hz]	Maximale Frequenzabweichung [Hz]	Mittlerer MAC Wert [%]	Minimaler MAC Wert [%]
Var. 1	26	24	-0,29	-2,80	95,21	87,54
Var. 2	26	24	-0,36	-2,81	95,42	87,18

Für beide Varianten konnte beobachtet werden, daß die Versuchseigenformen 19 und 20 nicht mit MAC-Werten größer 70 % zugeordnet werden konnten. Eine nähere Betrachtung zeigte, daß die zugehörigen Eigenformen aus der Analyse sehr eng benachbarte Eigenfre-

quenzen aufweisen (Frequenzabweichung von circa 3,6 %). Eine erneute Korrelation unter Verwendung einer Unterraumtransformationmethode (siehe auch [6]), die eine Korrelation von Linearkombinationen von Eigenformen erlaubt, liefert schließlich eine gute Korrelation aller 26 Versuchseigenformen. Speziell die MAC-Werte der vorher unbefriedigend zugeordneten Eigenformen 19 und 20 konnten auf über 85 % angehoben werden. Die zugehörigen Frequenzabweichungen waren dabei kleiner 1 %.

Nach adäquater Modellierung der Schraubenverbindung, soll nun die Flankenreibung ebenfalls berücksichtigt werden. Um dies zu erreichen, werden die Versuchsdaten aus dem Schrittsinusversuch genutzt. Die Berechnung der zugehörigen analytischen Frequenzgänge wird auf zwei verschiedenen Weisen durchgeführt: zum einen mittels einer linearisierten Berechnung auf Basis der harmonischen Balance, zum anderen mit Hilfe einer rein linearen FE-Berechnung.

Bei der ersten Option wird die Berechnung der analytischen Frequenzgänge, wie in Abschnitt 2 beschrieben, durchgeführt. Neben anderem ist hier die direkte Analyse für verschiedene Kraftniveaus möglich. Die Analyse selber erfolgt mit den validierten FE-Modellen der Komponenten sowie der Schraubverbindungsvariante 2. Bei der zweiten Option wird ein lineares FE-Modell genutzt, welches ebenfalls auf Basis der validierten Komponentenmodelle und der Schraubverbindungsvariante 2 aufgebaut wird. Um den Kontakt abzubilden, werden zusätzliche lineare Federn in der Kontaktregion eingebaut. Die Federsteifigkeiten werden dabei auf Werte gesetzt, die mittels der linearisierten Methode auf Basis der harmonischen Balance gewonnen werden können. Dämpfung wird durch individuelle modale Dämpfung berücksichtigt, und die verschiedenen Kraftniveaus können über individuelle Federsteifigkeiten und/oder Dämpfungswerte erfaßt werden. Für die praktische Anwendung kann die korrekte Wahl der Parameter a priori allerdings Schwierigkeiten bereiten.

Bild 17 zeigt den Vergleich zwischen Versuch und Analyse für den Anregungsfreiheitsgrad für beide untersuchten Frequenzbereiche. In Bildern 18 und 19 sind die drei senkrechten (axialen) Meßfreiheitsgrade auf dem Kurbelwellengrundlagerdeckel gezeigt. Alles in allem kann eine gute Übereinstimmung zwischen Versuch und Analyse erzielt werden. Die linearisierte Methode auf Basis der harmonischen Balance überschätzt dabei jedoch leicht den Grad der Nichtlinearität. Beide Analysemethoden erlauben allerdings die korrekte Erfassung der zusätzlichen, reibungsindizierten Steifigkeit (zweiter Frequenzbereich). Daher sind beide

Methoden gleich gut dazu geeignet, die nichtlinearen Effekte in der Kontaktregion zu erfassen.

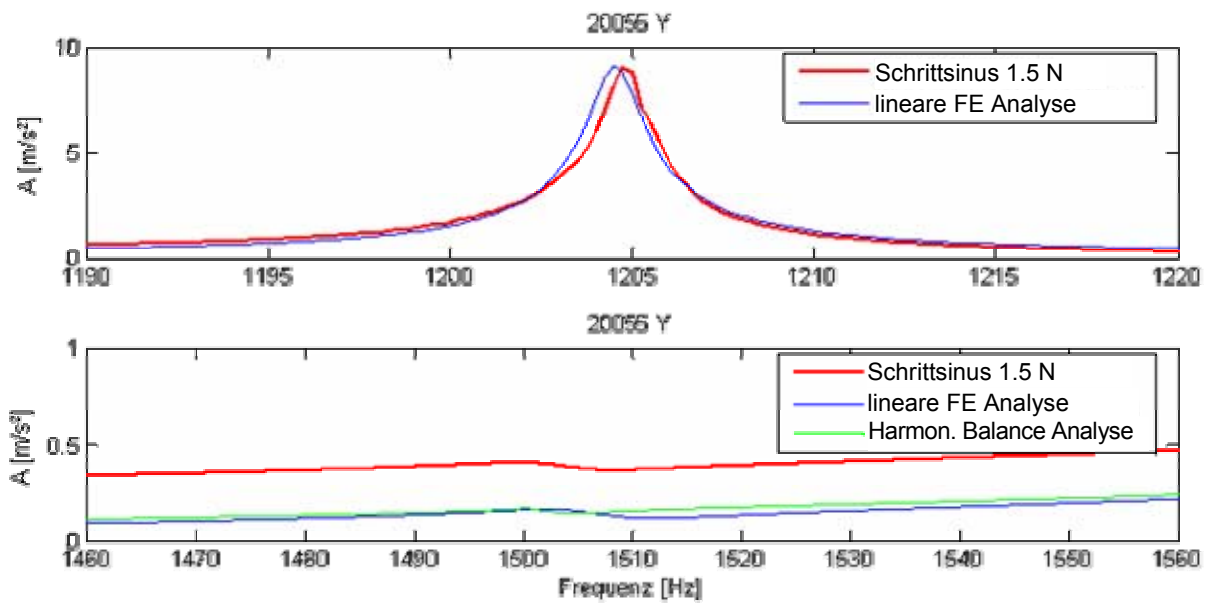


Bild 17: Frequenzantworten am Erregerpunkt– Frequenzbereiche 1 und 2

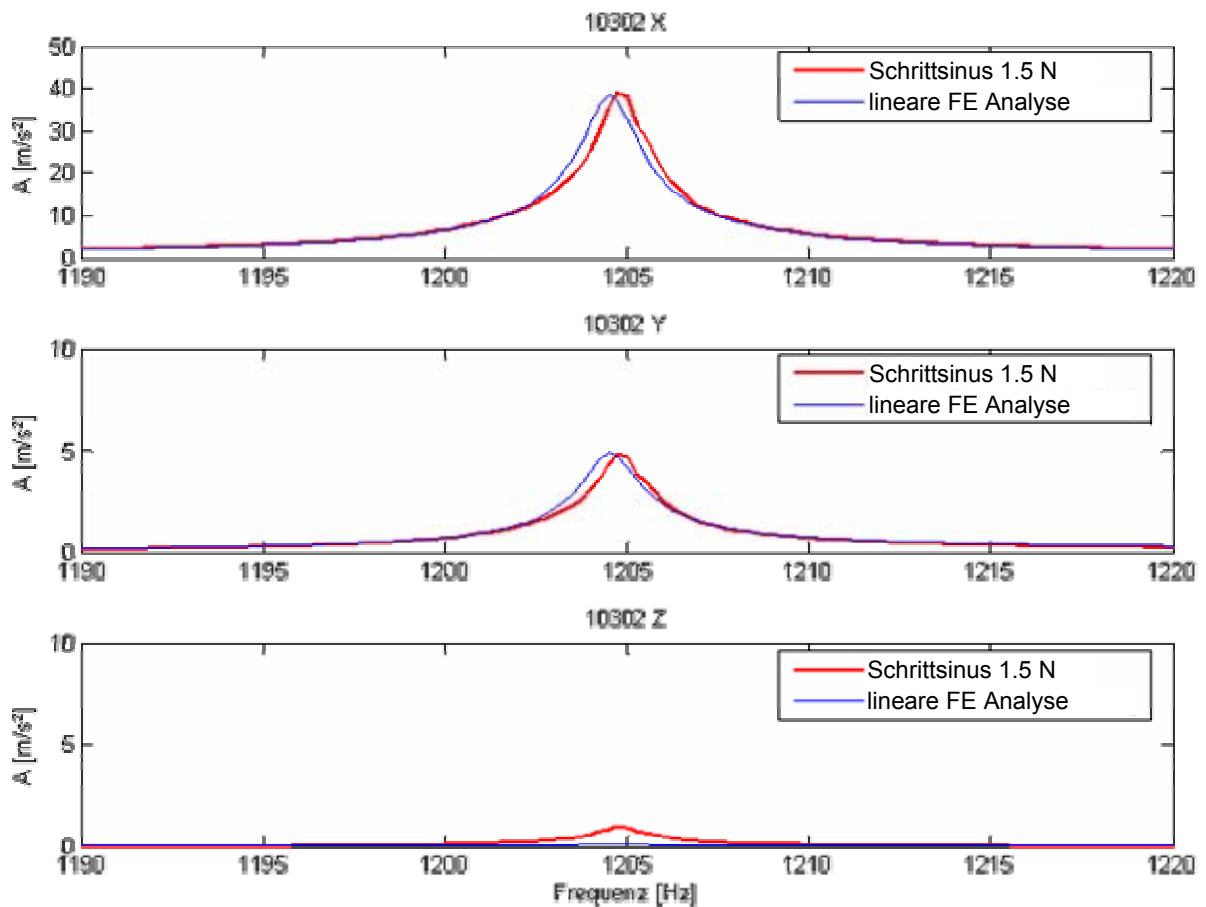


Bild 18: Frequenzantworten auf dem Kurbelwellengrundlagerdeckel – Frequenzbereich 1

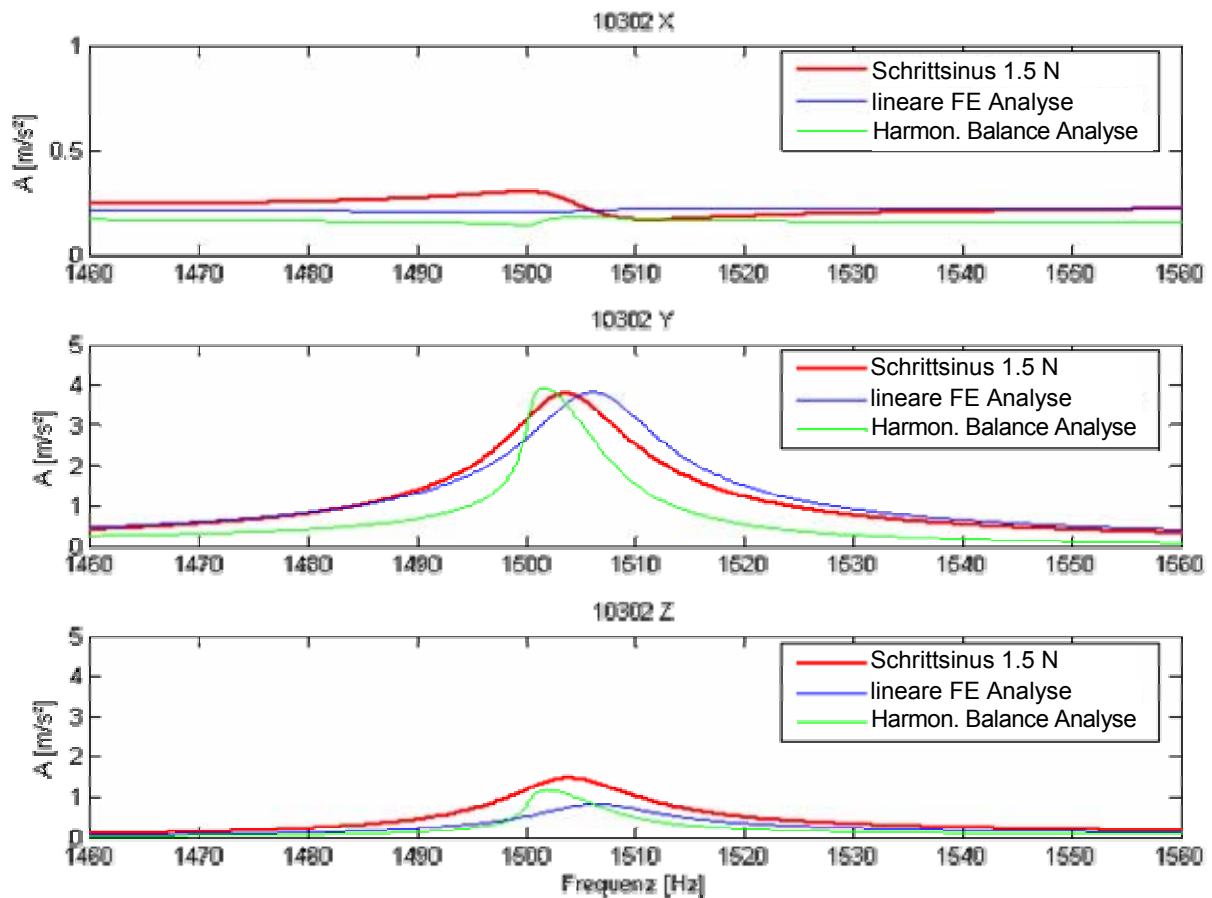


Bild 19: Frequenzantworten auf dem Kurbelwellengrundlagerdeckel – Frequenzbereich 2

4. Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung wurde die Modellierung von Zusammenbauten von Gehäusebauteilen eines Verbrennungsmotors behandelt. Bei diesen Zusammenbauten findet man eine Vielzahl an Flanschverbindungen, die zum Steifigkeits- und Dämpfungsverhalten des Gesamtverbandes beitragen. Am Beispiel eines Vierzylinder Verbrennungsmotors wurde eine Finite Elemente Modellierungstechnik vorgestellt, die auf eine korrekte Abbildung der Flanschregion zwischen Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel zielt.

Die Kopplung von Zylinderkurbelgehäuse und Kurbelwellengrundlagerdeckel kann in vier Schnittstellen unterteilt werden: zwei Schraubverbindungen und zwei Flankenkontakte. Es konnte gezeigt werden, daß die Schraubverbindungen hinreichend genau mit Hilfe linearer FE-Modellierungstechniken abgebildet werden können. Bei den Flankenkontakten kommen hingegen nichtlineare Effekte hinzu, die zusätzlich erfaßt werden müssen.

Um die Reibung in den Kontaktflächen der Flanken zu erfassen, wurden zwei verschiedene Wege beschritten. Zum einen wurde ein klassisches lineares FE-Modell verwendet, wobei weitere Federn eingeführt wurden, um die zusätzliche reibungsinduzierte Steifigkeit zu erfassen. Zum anderen wurde eine linearisierte Methode angewendet, die auf der harmonischen Balance beruht. Diese Methode ist dazu in der Lage, nichtlineare Dämpfungs- und Steifigkeitseigenschaften abzubilden.

Beide Herangehensweisen wurden mit experimentellen Daten verglichen, die aus kraftgeregelten Schrittsinusversuchen gewonnen wurden. Die Wirksamkeit der Methode konnte damit veranschaulicht werden. Speziell die linearisierte Methode auf Basis der harmonischen Balance ist dazu in der Lage, die Systemantworten unter verschiedenen Lastzuständen vorherzusagen. Bei der Methode mit linearem FE-Modell müssen die verschiedenen Lastzustände dagegen über individuelle Einstellungen der Federsteifigkeiten und der modalen Dämpfungen eingestellt werden.

Danksagung

Die vorgestellten Arbeiten wurden mit Unterstützung der Volkswagen AG, Wolfsburg, durchgeführt. Die Autoren danken der Volkswagen AG insbesondere für die Erlaubnis zur Veröffentlichung der Ergebnisse.

Literatur

- [1] Link, Michael: *Updating of Analytical Models – Review of Numerical Procedures and Application Aspects*, Structural Dynamics Forum SD 2000, Los Alamos, New Mexico, USA (April 1999)
- [2] Schedlinski, Carsten, et al.: *Experimental Modal Analysis and Computational Model Updating of a Body in White*, Proceedings of the Noise and Vibration Engineering Conference, ISMA 2004, Leuven, Belgien, 2004
- [3] Sextro, Walter, *Dynamical Contact Problems with Friction: Lecture Notes in Applied Mechanics Vol. 3*, Berlin, Springer-Verlag (2002).
- [4] Popp, K., Panning, L., Sextro, W.: *Vibration Damping by Friction Forces: Theory and Applications*, Journal of Vibration and Control 9 (2003), pp.419- 448.
- [5] Johnson, K. L.: *Contact Mechanics*, Cambridge University Press, Cambridge, New York, Melbourne (1989), pp. 397- 423.
- [6] Schedlinski, Carsten: *Computerunterstützte Modellanpassung rotationssymmetrischer Systeme*, Konferenzband VDI-Schwingungstagung 2004, Wiesloch, 2004