



mtb messtechnische briefe

Experimentelle Beanspruchungsanalyse an einem Notstromdieselmotor eines Kernkraftwerkes

Burkhard Kempf,
Thomas Marschner,
AREVA NP GmbH,
Erlangen

Problemstellung

Notstromdiesel in Kernkraftwerken sind sicherheitsrelevante Aggregate. Als Schiffsantriebe haben solche Maschinen ihre Zuverlässigkeit vielfältig nachgewiesen. Abweichend vom Schiffsbetrieb müssen sie in ihrer Funktion als Notstromaggregate innerhalb von Sekunden betriebsbereit sein, und sie laufen dann mit konstanter Drehzahl, um einen direkt gekoppelten Generator anzutreiben.

An einem solchen Notstromdiesel (20 Zylinder, 5 MW Leistung), wurde bei der jährlichen Revision eine schadhafte Stößelstange sowohl im Auslass als auch im Einlass der Ventiltriebe festgestellt. Ein ähnlicher Schaden war bereits vor einigen Jahren aufgetreten und wurde als Einzelfehler eingestuft.

Die Stößelstange ist ein zylindrisches Rohrstück der Länge 750 mm mit zwei als Kugelkopf ausgebildeten Endstücken. Sie ist zwischen dem Schleppebel und dem Kipphebel in Halbschalen gelenkig gelagert. Damit sich die Stößelstange in den Halbschalen reibungsarm bewegen kann, wird über den Schleppebel eine permanente Schmierung gewährleistet.

Es stellte sich schon beim ersten Schaden die Frage, warum ein nur druckbelastetes Bauteil durch Biegeschwingungen geschädigt wird. Als damalige Maßnahme gegen erneute Schäden wurde die Prüfung der Stößel auf Rundlauf eingeführt, da man bei einem schlanken, nicht ideal geraden Stab eine Knickbeanspruchung als mögliche Ursache sah. In der Folge kamen nur Stößel mit einer Toleranz des Rundschlages kleiner 0,1 mm zum Einsatz. Der erneute Schaden erforderte nun eine eindeutige Klärung.

Die Schäden (Stößelbruch) traten ziemlich genau in der Mitte des Stößels auf. Metallurgische Untersuchungen deuteten auf hochzyklische Schwingungsbelastungen als Ursache hin.

In einer Viertakt-Maschine rotiert die Nockenwelle mit halber Drehzahl. Bei 1500 min^{-1} bedeutet dies eine dynamische Anregung des Stößels mit einer Wiederholfrequenz von 12,5 Hz. Vom Hersteller war eine Biegeeigenfrequenz von über 100 Hz genannt worden, also zu weit weg, um von einer Resonanzanregung auszugehen.

Experimentelle Beanspruchungsanalyse an einem Notstromdieselmotor eines Kernkraftwerkes

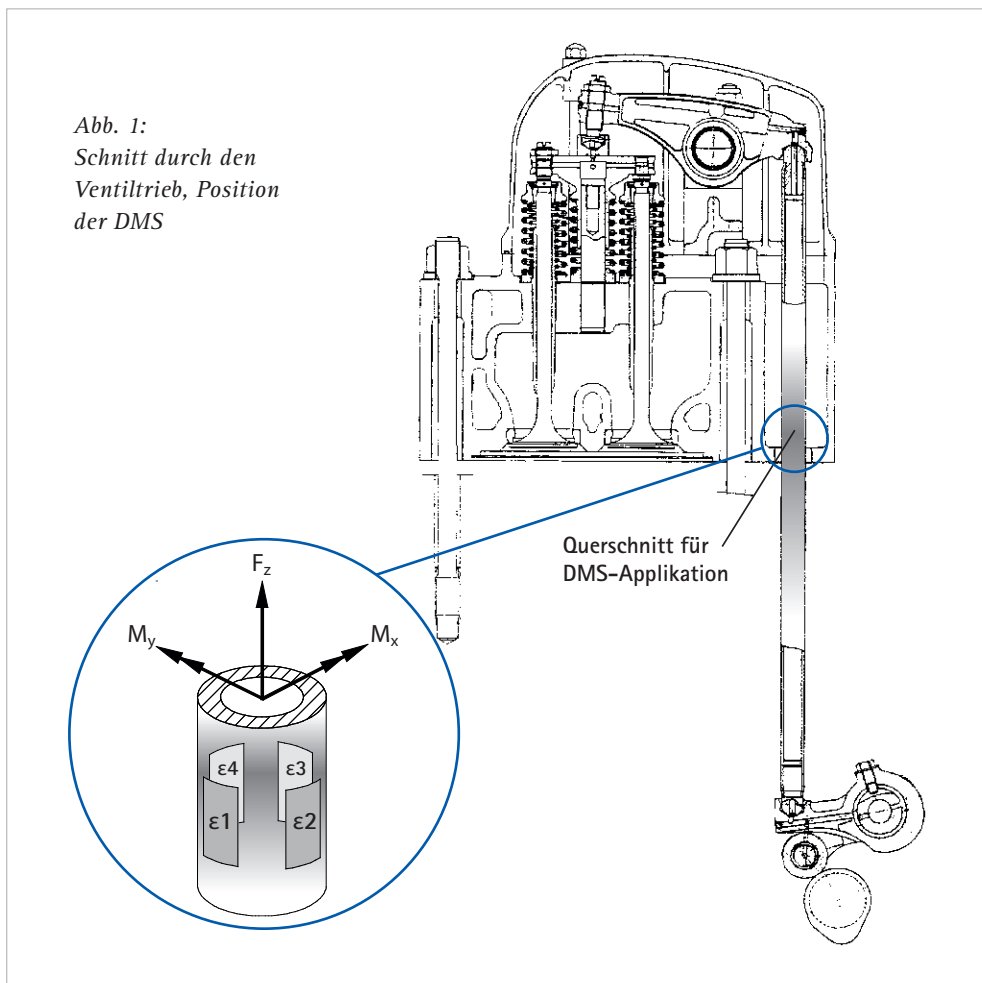
Burkhard Kempf, Thomas Marschner, AREVA NP GmbH, Erlangen

Messprogramm

Das Problem führte zu folgender experimentellen Vorgehensweise:

1. Feststellen der Eigenfrequenz des Stößels
Die Eigenfrequenz wurde anhand einer impulsförmigen Anregung zu 115 Hz bestimmt. Dieser Wert zeigt eine gute Übereinstimmung mit der analytischen Herleitung der Biege-eigenfrequenz.
2. Präparation der beiden Prüflinge mit elektrischen Dehnungsmessstreifen (DMS) und Messen der Belastung bei Betrieb des Diesels im Hochlauf und bei verschiedenen Laststufen.

Die folgende Abbildung zeigt einen Schnitt durch den Ventiltrieb und die Positionen der einzelnen DMS:



Im Folgenden sind zunächst die wesentlichen Angaben zur Messtechnik aufgelistet:

- Montage der mit DMS präparierten Stößel während der Revision
- Durchführung der Signal-Leitungen durch vorbereitete Ventildeckel
- Ergänzung der Einzel-DMS außerhalb des Ventiltriebes zu Halbbrücken
- Verschaltung mit einem Trägerfrequenzmessverstärker
- Einbeziehung der Betriebsparameter Leistung und Drehzahl
- Digitalisierung und Datenerfassung im angrenzenden Dieselleitstand

Für die Messung der Belastung wurden zwei Stößel mit HBM-Dehnungsmessstreifen vom Typ K-LY41-3/120 bestückt. In der Mitte des Stößels wurden je vier Streifen, längs um 90° verteilt und mit Klebstoff Z70 appliziert. Die DMS vom Typ K-LY41 verfügen bereits über Teflon isolierte Anschlussleitungen, die ausreichend lang waren, um sie aus einem präparierten Ventildeckel herauszuführen. Die Messstellen wurden mit einem klebenden Schrumpfschlauch geschützt. Da nur die dynamischen Dehnungen interessierten, konnte die einfache 2-Leiterschaltung mit Ergänzung durch Dummywiderstände zur Anwendung kommen. Anhand der einzelnen Dehnungssignale ist es möglich, durch Summenbildung die axialen Spannungen und Kräfte bzw. durch Differenzbildung die Biegedehnungen, sowie daraus abgeleitet, die Biegespannungen und -momente einschließlich der Richtung der maximalen Biegeschwingung zu bestimmen. Die dazu erforderlichen Gleichungen sind im Folgenden dargestellt.

1. Normalkraft F_z

$$\sigma_z = \frac{F_z}{A} = \frac{1}{4}(\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4) \cdot E \quad F_z = \frac{1}{4}(\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 + \varepsilon_4) \cdot E \cdot A \quad (1)$$

2. Biegemoment M_x

$$\sigma_x = \frac{M_x}{W_b} = \frac{1}{2}(\varepsilon_4 - \varepsilon_2) \cdot E \quad M_x = \frac{1}{2}(\varepsilon_4 - \varepsilon_2) \cdot E \cdot W_b \quad (2)$$

3. Biegemoment M_y

$$\sigma_y = \frac{M_y}{W_b} = \frac{1}{2}(\varepsilon_3 - \varepsilon_1) \cdot E \quad M_y = \frac{1}{2}(\varepsilon_3 - \varepsilon_1) \cdot E \cdot W_b \quad (3)$$

Kalibrierung

Die Kalibrierung der Messketten erfolgte durch das Aufbringen einer genau bekannten Einzellast (Gewicht von 10 kg) in der Mitte des beidseitig gelenkig gelagerten Stößels. Der waagrecht liegende Stößel wurde somit durch die Einzellast in der Mitte plus der Linienlast aus dem Eigengewicht auf Biegung beansprucht. Das Durchdrehen des Stößels auf den Auflagern führte zu einer wechselnden Biegedehnung in den Hauptachsen. Der Vergleich der Messwerte mit den Erwartungswerten gemäß der Geometrie- und Werkstoffgesetze ergab eine Abweichung von nur 0,5% (vgl. **Abbildung 2**, V_{Soll} , V_{Ist}).

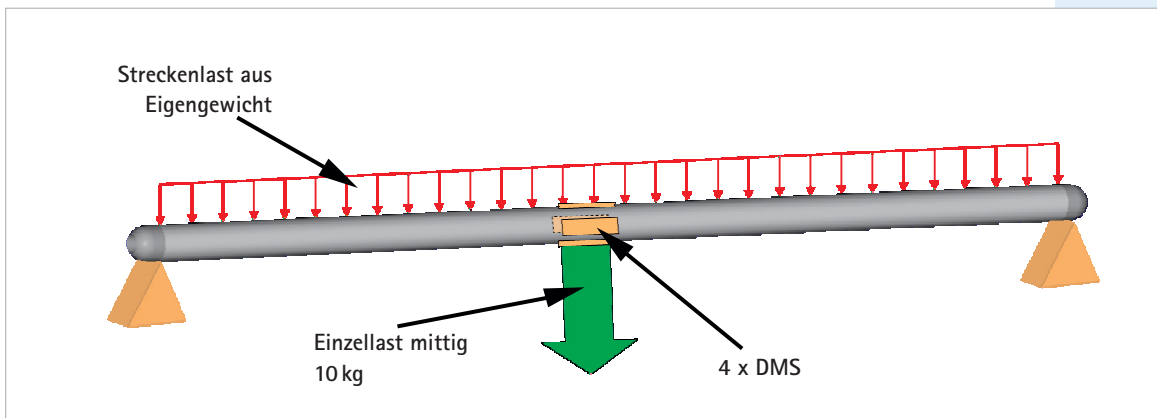


Abb. 2:
Darstellung der
Kalibrierung der
Messstellen

$$\epsilon_{b,Soll} = \frac{\sigma_b}{E} = \frac{M_b}{W_b \cdot E} = 85 \mu\text{m/m}$$

$$V_{Soll} = 1,75 \text{ V}$$

$$V_{Ist,1/2} = 1,74 / 1,77 \text{ V}$$

Messung und Auswertung

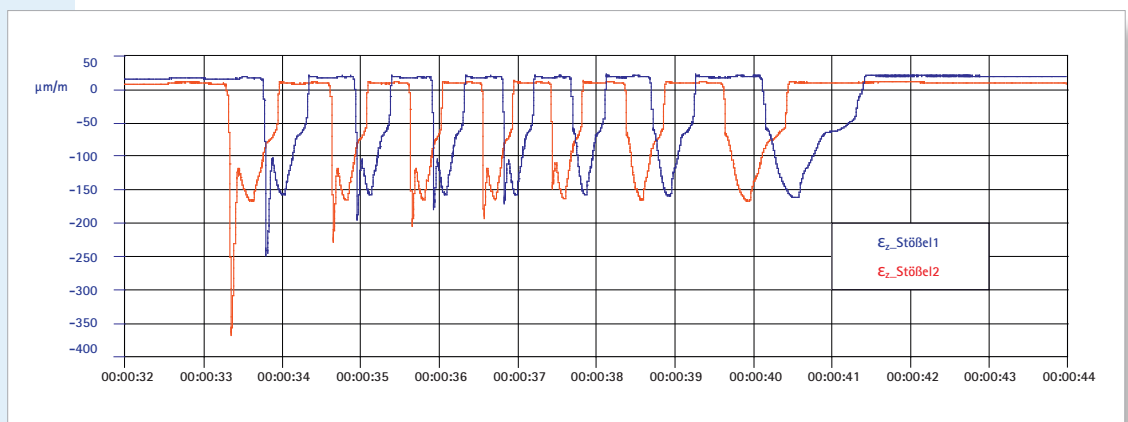
Die beiden im Labor präparierten Stößel wurden am Notstromdiesel an verschiedenen Zylindern eingesetzt. Zwei Ersatz-Ventildeckel hatte man mit Bohrungen versehen, durch die die vier Adernpaare herausgeführt und die Messstellen zu Halbbrücken ergänzt wurden.

Ventilstößel können sich in ihren Kugelfpannen drehen. Dies ist sogar gewünscht, doch gibt es keinen Zwangsmechanismus für eine Drehung. Für eine ständige oder auch nur länger dauernde Messung hätte eine telemetrische Signalübertragung installiert werden müssen. Dieser hohe Aufwand erschien nicht notwendig, da man bei kurzer Laufzeit nur mit wenigen Drehungen des Stößels zu rechnen hatte. Die sich in einem solchen Fall spiralförmig aufwickelnden Anschlussdrähte wurden mit ausreichender Länge vorgehalten.

Experimentelle Beanspruchungsanalyse an einem Notstromdieselmotor eines Kernkraftwerkes
 Burkhard Kempf, Thomas Marschner, AREVA NP GmbH, Erlangen

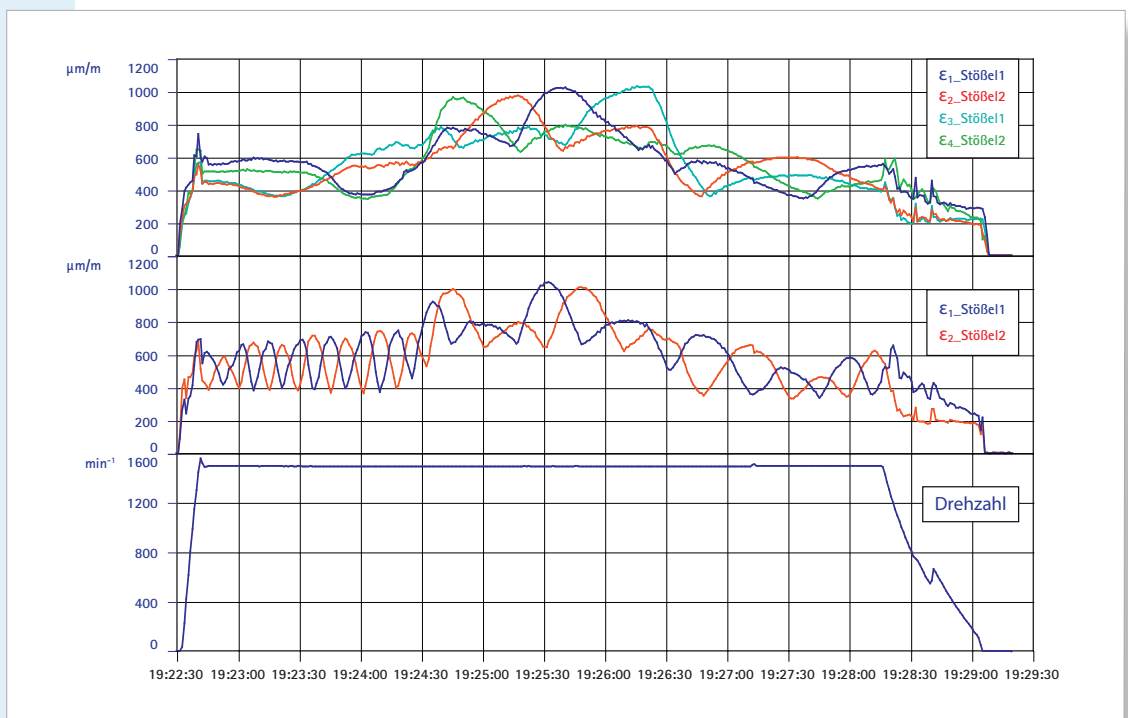
In ca. 25 m Entfernung wurden die Messstellen an Trägerfrequenzmessverstärker angeschlossen und die Signale mit einer Datenerfassung (Abtastrate 2 kHz) aufgezeichnet. Zu Beginn der Anfahrphase wurde der Dieselmotor über eine pressluftgetriggerte Drehvorrichtung angelesen. Die Messung bei diesem langsamen Drehen bildet die reine Stößelbelastung aus den Ventildfedern ab (Abbildung 3).

Abb. 3:
 Zeitverlauf der gemittelten Axialdehnung beim ersten Drehen des Motors mit Pressluft im sogenannten Turnbetrieb



Erneut konnte die Messung überprüft werden, indem man die axialen Kräfte mit statischen Federkräften verglich, die zuvor mit einer Messuhr gemessen wurden. Die folgende Abbildung 4 zeigt den eigentlichen Belastungsverlauf des Diesels und die Schwankungsbreite der maximalen Dehnungen.

Abb. 4:
 Gleitende Schwankungsbreite der Einzeldehnungen



Experimentelle Beanspruchungsanalyse an einem Notstromdieselmotor eines Kernkraftwerkes

Burkhard Kempf, Thomas Marschner, AREVA NP GmbH, Erlangen

Schon während des Betriebes war am Einzug des Kabels erkennbar, dass sich die Stößel langsam drehen, der eine etwas schneller als der andere. Dies bildet sich in dem wechselseitigen An- und Abswellen der Biegedehnungen ab, siehe **Abbildung 4**. Damit war klar, dass die Biegeschwingung keine feste Richtung in Bezug auf den Stößel hatte, sondern höchstwahrscheinlich in Bezug auf die Maschine. (Die Einschränkung auf wahrscheinlich muss gemacht werden, da kein Bezugsmarkengeber für den Winkel des Stößels installiert worden war.) Damit war auch klar, dass nicht Knickung aus einer Inhomogenität des Stößels die Ursache für die Biegeschwingung war.

Erwartungsgemäß zeigte sich bei den Stößelkräften eine gewisse Abhängigkeit von der Motorleistung, da neben den Federkräften auch die Drücke im Zylinder auf die Ventile wirken.

Die folgende **Abbildung 5** zeigt einen gezoomten Ausschnitt von Hochpass gefilterten Biegedehnungssignalen bei stationärem Teillastbetrieb.

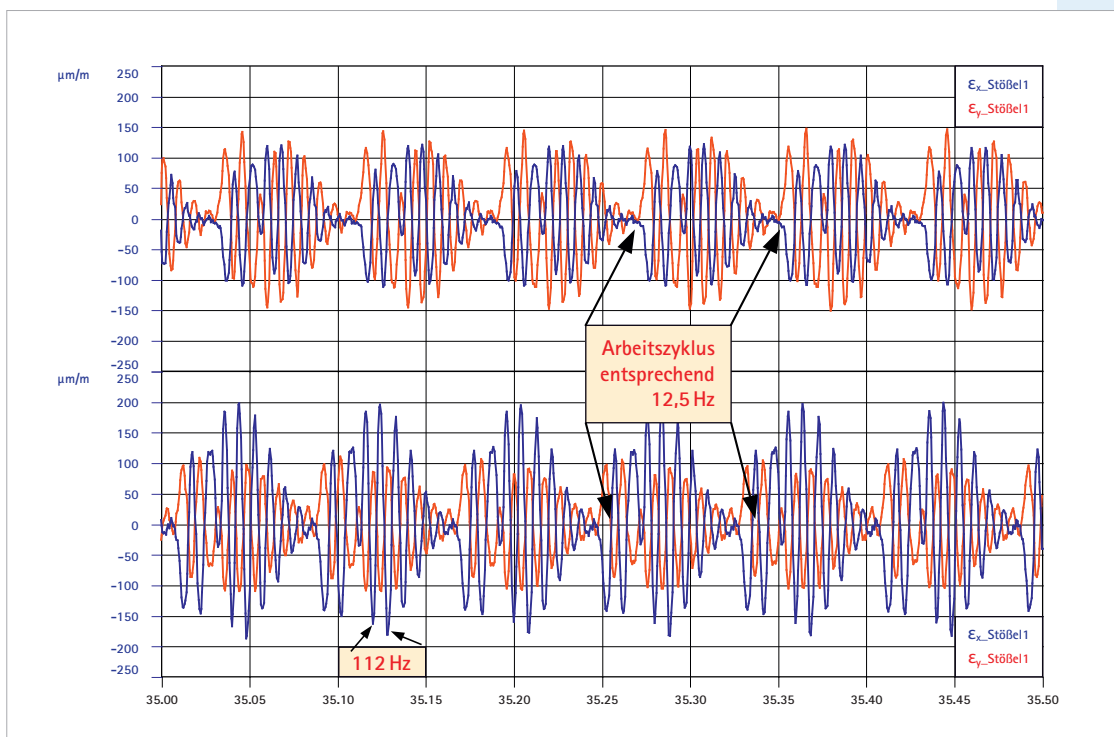


Abb. 5:
Biegedehnungen an beiden
Stößeln bei stationärem
Betrieb

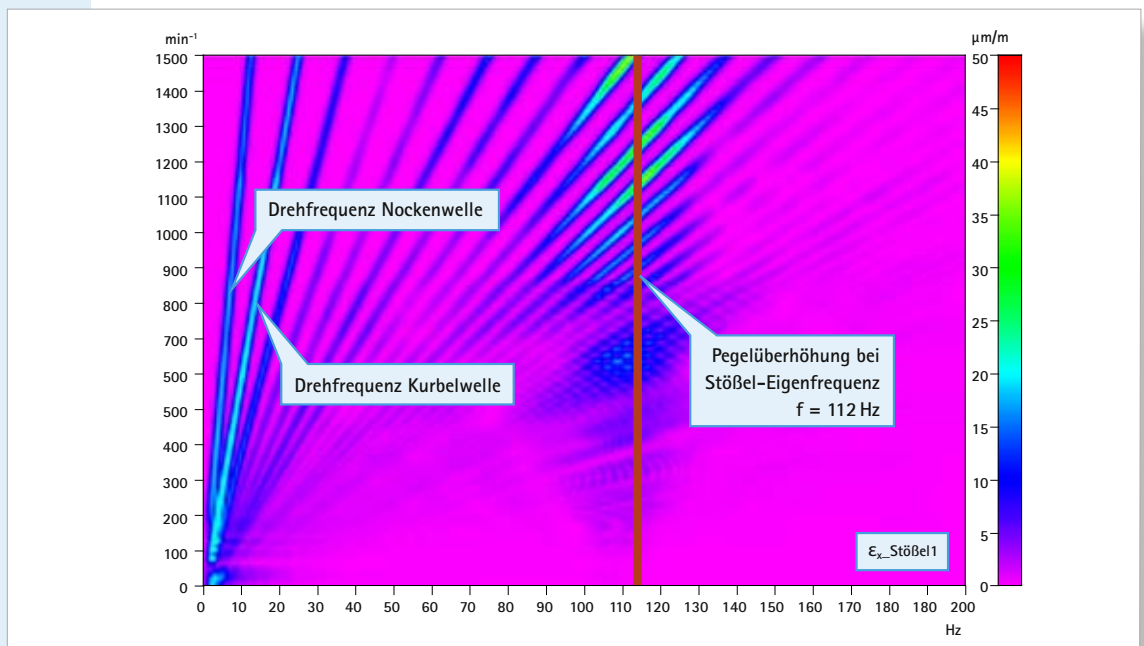
Bei den Biegeschwingungen ist zu sehen, dass bei ca. 115 Hz die Eigenfrequenz stark angeregt wird.

Experimentelle Beanspruchungsanalyse an einem Notstromdieselmotor eines Kernkraftwerkes
 Burkhard Kempf, Thomas Marschner, AREVA NP GmbH, Erlangen

Das folgende Spektrogramm eines Maschinenauslaufs zeigt sehr schön, dass die höheren Harmonischen in Abhängigkeit von der Drehzahl diese Frequenz anregen.

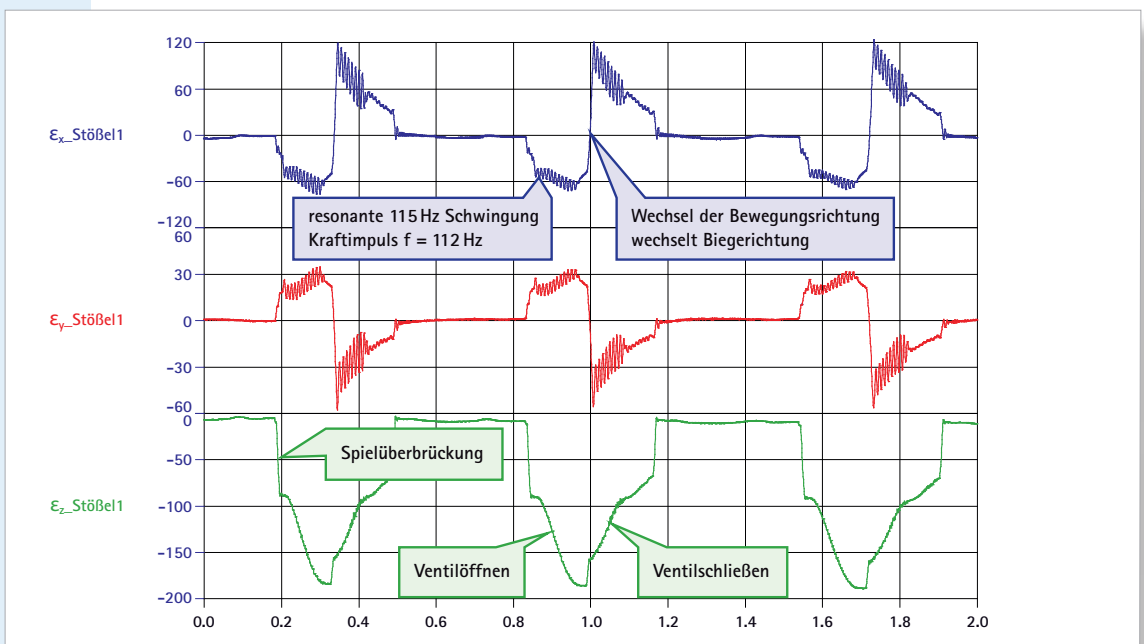
Warum sind bei der Biegedehnung die höheren Harmonischen und besonders die 9. Harmonische so stark ausgeprägt?

Abb. 6:
 Spektrogramm der Biegedehnung während eines Maschinenauslaufs



Betrachten wir in Abbildung 7 einen langsamen Arbeitstakt im Maschinenauslauf.

Abb. 7:
 Analyse eines Arbeitstaktes in Bezug auf Axial- und Biegedehnung



Ein Zyklus der Dauer T teilt sich in etwa auf in $T/4$ für das Öffnen, $T/4$ für das Schließen und $T/2$ für eine passive Phase. In $T/2$ der aktiven Phase steigt und fällt die axiale Kraft gemäß dem Kraftschluss verschiedener Federn an bzw. ab. Bei der Biegedehnung gibt es zum Zeitpunkt der maximalen Kraft und Bewegungsumkehr einen markanten Wechsel der vorherrschenden Biegedehnung. Die Erklärung ist: Mit der Bewegung verändert sich die Winkelstellung zwischen Stößel und Kipphebel und es entsteht ein Reibmoment in den Kugelschalen. Der Wechsel von Aufwärts nach Abwärts ändert die Richtung des Reibmomentes.

In beiden Phasen ist der Biegedehnung eine höherfrequente Oszillation überlagert. Es ist die resonante Schwingung bei 115 Hz, ange regt durch den Kraftimpuls und eine unstete Reibung in den Lagern.

Der Wechsel von Aufwärts nach Abwärts ändert die Richtung des Reibmomentes in sehr kurzer Zeit. Schon aus der Form der Nocke an der Nockenwelle könnte man abschätzen, dass von 360° einer Drehung der Wechsel in einem Teilwinkel stattfindet, z. B. innerhalb von 30° , was zur Dominanz der 9. Harmonischen führt.

Bei Normalbetrieb mit 1500 min^{-1} , also bei deutlich kürzerer Periodendauer als in **Abbildung 7** dargestellt, liefert die steile Flanke des Biegemomentwechsels synchronisiert die Energie für die resonante Schwingung.

Zusammenfassung und Ausblick

Mit den Messungen konnte der Belastungsmechanismus geklärt werden. Die Maschine mit den Kipphebeln gibt die Richtung der Biegeschwingung vor, nicht der Stößel mit einer vermuteten Ungänze.

Die Bewertung der Schwingungsbelastung nach Höhe und Häufigkeit ergab, dass bei dem ursprünglichen Werkstoff die Grenzen der Dauerbelastung erreicht werden können und ein seltenes Versagen der Stößel eintreten konnte.

Als Abhilfe wurden die Stößel aus einem höherwertigen Werkstoff gefertigt.