

AKTIVE BEEINFLUSSUNG VON MAGNETGELAGERTEN ELASTISCHEN ROTOREN MIT ADAPTIVEN REGELVERFAHREN

X. Zhang, R. Markert

Institut für Mechanik, Technische Universität Darmstadt

Hochschulstraße 1, 64289 Darmstadt, Germany

Tel.: +49-6151-164184, Fax: +49-6151-164125

zhang@mechanik.tu-darmstadt.de, markert@mechanik.tu-darmstadt.de

Abstrakt

In dieser Arbeit werden zwei adaptive Regelverfahren vorgestellt, mit denen ein magnetgelagerter elastischer Rotor bei Hoch- oder Auslauf mehrere kritische Drehzahlen durchfahren kann, ohne daß große Resonanzamplituden auftreten. Beim ersten Verfahren handelt es sich um eine gesteuert Adaption der Regelparameter. Die aktive Magnetlagersteifigkeit wird in Abhängigkeit von der Drehzahl des Rotors zwischen mehreren vorbestimmten optimalen Werten umgeschaltet, so daß Resonanzamplituden vermieden werden. Die zweite Methode ist eine geregelte Adaption der Regelparameter. Bei dieser Methode wird die Magnetlagersteifigkeit in Abhängigkeit vom gemessenen Schwingungsstand des Rotors kontinuierlich eingestellt, so daß der Rotor über einen größeren Drehzahlbereich im Tilgerzustand läuft und die Schwingungsamplituden klein bleiben. Als Indikator für die Tilgerstelle wird die Phasendifferenz der Auslenkungen von zwei ausgewählten Positionen am Rotor benutzt.

1 Einführung

Bei Hoch- und Auslauf von rotierenden Maschinen mit elastischen Rotoren müssen häufig mehrere Resonanzzonen mit großen Resonanzamplituden durchfahren werden. Dies kann große Probleme, manchmal sogar Schäden in den Maschinen verursachen. Der sichere Betrieb dieser Maschinen erfordert eine gefahrlose Resonanzdurchfahrt, sowohl beim Hochlauf als auch beim Auslauf, [1,2]. In den letzten Jahrzehnten sind zahlreiche Untersuchungen zum Thema Schwingungsminderung konventionell gelagerter Rotoren durchgeführt worden und es wurden beispielweise die Dämpfung, Steifigkeit und Masse von Wälz- und Gleitlagern optimiert, [3,4]. Aber alle Methoden könnten die inhärenten Einschränkungen von passiven Maßnahmen nicht überwinden.

Aktive Magnetlager eröffnen hier neue Möglichkeiten. In Rotorsystemen übernehmen sie nicht nur die reine Lagerungsfunktion, sondern sie können auch als Aktuatoren verwendet werden, mit denen das Schwingungs- und Stabilitätsverhalten des Rotors in einem weiten Drehzahlbereich optimal beeinflusst werden kann, [5,6,7,8]. In dieser Arbeit werden zwei adaptive Regelverfahren für magnetgelagerte elastische Rotorsysteme vorgestellt. Das erste benutzt die gesteuerte Adaption der Regelparameter, das zweite die geregelte Adaption der Regelparameter. Bei beiden Verfahren werden die aktiven Parameter des Magnetlagers, insbesondere die Magnetlagersteifigkeit, in Abhängigkeit von Eingangs- oder Ausgangszuständen des Systems permanent angepaßt, so daß beispielsweise der magnetgelagerte elastische Rotor während des Hoch- oder Auslaufs mehrere Resonanzzonen durchfahren kann, ohne daß Resonanzamplituden sichtbar werden.

2 FE-Modell des magnetgelagerten Rotorsystems

Der Versuchsstand für die Implementierung und Erprobung der vorgestellten adaptiven Regelverfahren ist in Bild 1 dargestellt. Der von zwei Magnetlagern getragene elastische Rotor besteht aus einer dünnen Welle und fünf starren Scheiben, zwei davon sind die

Lagerzapfen der beiden Magnetlager. Die gesamte Masse des Rotors beträgt ca. 5.2 kg und die Welle ist 615 mm lang. Die zwei Magnetlager befinden sich zwischen den Scheiben mit einer Stützweite von 430 mm. Bild 2 stellt schematisch die Konstruktion des Versuchsstands dar.

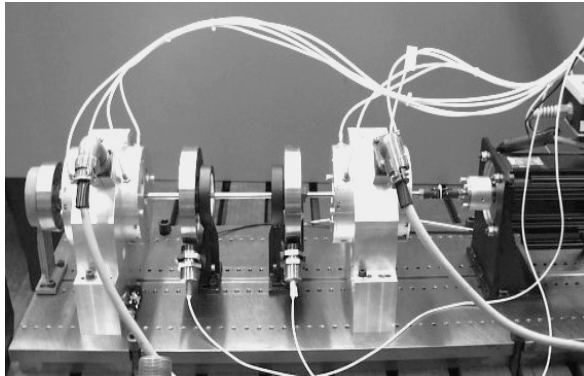


Bild 1: Foto des Versuchsstands

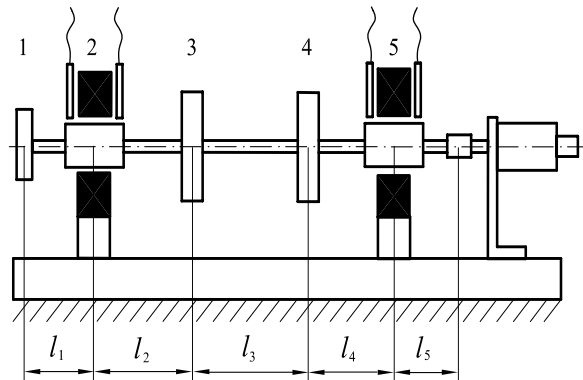


Bild 2: Schematische Darstellung des Versuchsstands

Das mathematische Modell des Versuchsstands wird sinnvollerweise mit der finite Elemente Methode (FEM) aufgestellt. Dazu wird der Rotor in Wellenelemente und starre Scheibenelemente aufgeteilt. Unter Berücksichtigung der Kreiselwirkung der Scheiben ergeben sich die Bewegungsgleichungen des gesamten Magnetlager-Rotorsystems zu

$$(\mathbf{M}_{wy} + \mathbf{M}_d)\ddot{\mathbf{q}}_y + \Omega \mathbf{G}_d \dot{\mathbf{q}}_z + \mathbf{C}_{wy} \mathbf{q}_y = \mathbf{f}_y - \mathbf{P}_M \mathbf{F}_{MY} \quad (\text{in der } x, y \text{- Ebene}), \quad (1)$$

$$(\mathbf{M}_{wz} + \mathbf{M}_d)\ddot{\mathbf{q}}_z - \Omega \mathbf{G}_d \dot{\mathbf{q}}_y + \mathbf{C}_{wz} \mathbf{q}_z = \mathbf{f}_z - \mathbf{P}_M \mathbf{F}_{MZ} \quad (\text{in der } x, z \text{- Ebene}), \quad (2)$$

wobei die Zustandsvektoren

$$\mathbf{q}_y = \{y_1, \varphi_{z1}, \dots, y_6, \varphi_{z6}\}^T \quad \text{und} \quad \mathbf{q}_z = \{z_1, \varphi_{y1}, \dots, z_6, \varphi_{y6}\}^T$$

die Ausbiegungen und Neigungen aller Elementknoten des Rotors in der x, y - bzw. x, z -Ebene enthalten. \mathbf{M}_{wy} , \mathbf{M}_{wz} , \mathbf{C}_{wy} und \mathbf{C}_{wz} sind die Massen- und Steifigkeitsmatrizen der Welle, \mathbf{M}_d ist die diagonale Massenmatrix der Scheiben, \mathbf{G}_d die schiefsymmetrische Kreiselmatrix und Ω ist die Drehfrequenz des Rotors. Die Unwuchtkräfte werden von den Vektoren \mathbf{f}_y und \mathbf{f}_z beschrieben, während \mathbf{F}_{MY} und \mathbf{F}_{MZ} die aktiven Kräfte der beiden Magnetlager repräsentieren, deren Wirkungsposition durch die Matrix

$$\mathbf{P}_M = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}^T$$

festgelegt wird.

Mit diesem FE Modell lassen sich die Eigenfrequenzen und Eigenformen bei unterschiedlichen Magnetlagersteifigkeiten und Magnetlagerdämpfungen berechnen, wie sie in Bild 3 anhand von zwei Beispielen dargestellt sind.

Hier sei bereits auf eine Erscheinung kurz hingewiesen, die für die geregelte Adaption wichtig ist: Aus den Eigenformen erkennt man, daß die Scheiben 4 und 5 bei der dritten Eigenform in Phase schwingen, während sie bei der vierten Eigenform in Gegenphase schwingen.

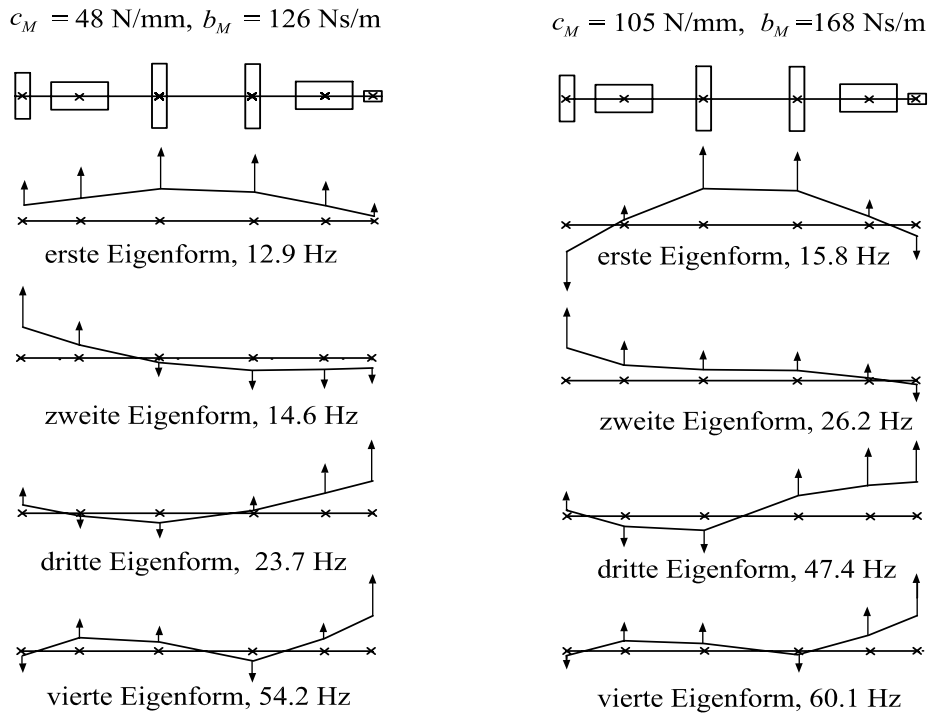


Bild 3: Berechnete Eigenfrequenzen und Eigenformen des Rotors für zwei unterschiedliche Magnetlagersteifigkeiten und Dämpfungen ($\Omega = 0$)

3 Gesteuerte Adaption der Regelparameter

Bei einem adaptiven Regelsystem paßt sich der Regler optimal dem sich verändernden Betriebszustand des Systems an, so daß die gewünschten Eigenschaften erreicht werden. Die Änderungen des Betriebszustands beziehen sich sowohl auf die Eingangssignale (Unwuchten, Drehzahl) als auch auf die Ausgangssignale (Schwingungsauslenkungen) des Systems. Als Grundregler für die Magnetlager wird hier ein PID-Regler eingesetzt. In dieser Arbeit wurde das magnetgelagerte Rotorsystem durch die adaptive Regelung so optimiert, daß die Unwuchtschwingungen der Scheibe 4 klein bleiben. Natürlich können mit diesem Verfahren auch die Unwuchtschwingungen an anderen Positionen des Rotors klein gehalten werden.

3.1 Die Methode

Bild 4 zeigt die berechneten Resonanzkurven der Scheibe 4 für vier verschiedene Magnetlagersteifigkeiten. Es fällt auf, daß jede Kurve ein Tiefteil mit kleinen Amplituden hat und

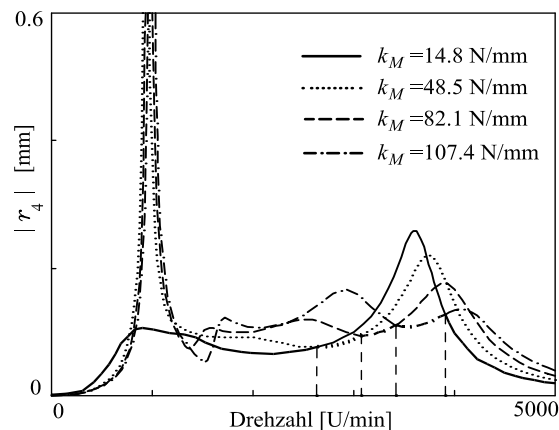


Bild 4: Berechnete Resonanzkurven der Scheibe 4 bei verschiedenen Magnetlagersteifigkeiten

sich dessen Frequenzpositionen durch die Steifigkeitenvariation verschieben läßt. Daher ist es möglich, die aktive Magnetlagersteifigkeit während des Hoch- oder Auslaufs in vorbestimmten Drehzahlbereichen derart auf den jeweils optimalen Werten zu schalten, daß große Resonanzamplituden vermieden werden. Bei dieser gesteuerten Adaption hängt die Magnetlagersteifigkeit bzw. der Regelparameter nur von der Rotordrehzahl ab, wie es im Blockdiagramm von Bild 5 dargestellt ist.

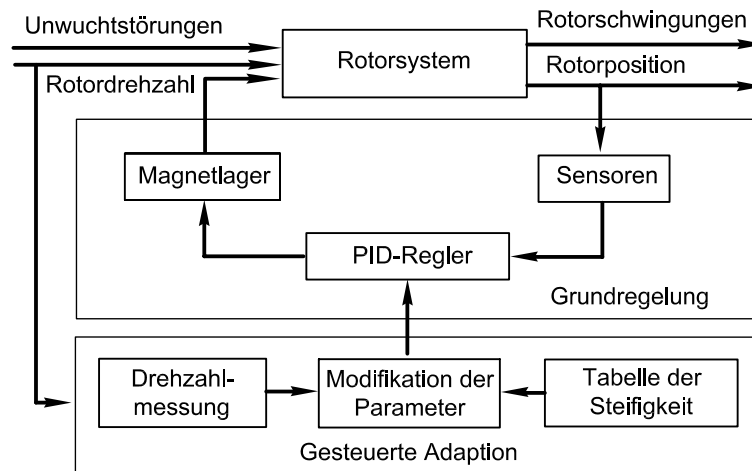


Bild 5: Block Diagramm der gesteuerten Adaption

Die optimalen Werte für die Magnetlagersteifigkeit erhält man aus den gemessenen Resonanzkurven für feste Magnetlagerparameter. Gleichzeitig werden die Umschaltungs-drehzahlen vorbestimmt, beispielsweise jeweils dort, wo sich zwei Resonanzkurven der Scheibe 4 schneiden. So entsteht die Steifigkeits- und Drehzahl-tabelle für die gesteuerte Adaption (Tabelle 1).

Tabelle 1: Steifigkeits- und Drehzahl-tabelle für die gesteuerte Adaption

Rotordrehzahl [U/min]	Steifigkeit [N/mm]
0-2750	14,8
2750-3300	48,5
3300-3630	82,1
3630-3980	105,3
3980-5000	14,8

3.2 Versuchsergebnisse der gesteuerten Adaption

Das gesteuerte Adaptionsverfahren wurde in ein dSPACE-Regelsystem implementiert. Beim Hochlauf wurde der Rotor innerhalb von 180 s von 0 auf 5000 U/min beschleunigt und die Schwingungen wurden an mehreren Positionen des Rotors gemessen. Die Drehzahl wird von einem Drehwinkelgeber geliefert. In Bild 6 sind die Ergebnisse der gesteuerten Adaption (dicke Kurven) dargestellt. Das obere Bild (a) zeigt die Rotorauslenkung der Scheibe 4 sowie zum Vergleich die gemessenen Resonanzkurven (dünne Kurven) für vier verschiedene konstante Magnetlagersteifigkeiten. Das mittlere Bild (b) zeigt die Variation der aktiven Steifigkeit bei der gesteuerten Adaption. Es ist deutlich zu erkennen, daß der Rotor mehrere kritische Drehzahlen durchfahren kann, ohne daß Resonanzerscheinungen auftreten. Im unteren Bild (c) sind die Auslenkungen der beiden Magnetlagerzapfen bei der gesteuerten

Adaption zu sehen. Man erkennt, daß auch diese keine große Resonanzamplituden haben. Allerdings treten beim Umschalten dort Sprünge in den Auslenkungen auf, während die Amplitude der Scheibe 4 bei Hoch- oder Auslauf fast stetig verläuft.

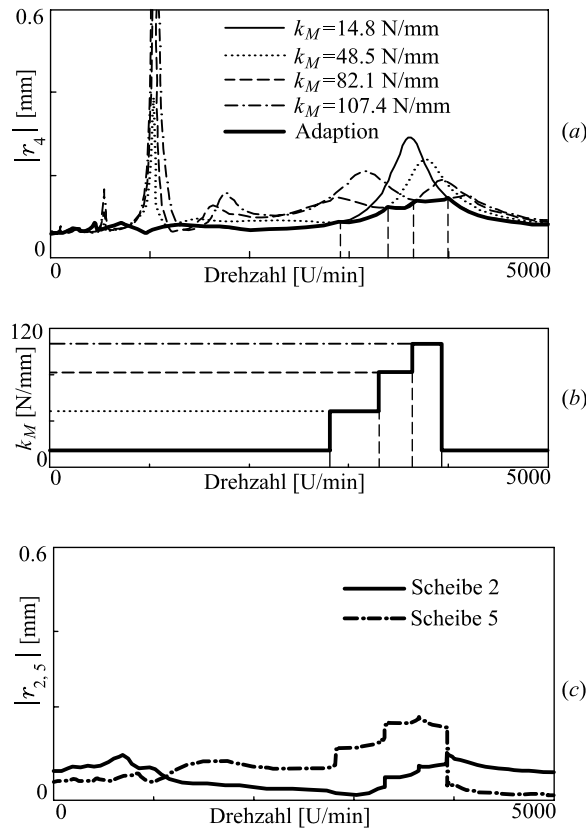


Bild 6: Experimentelle Ergebnisse bei gesteuerter Adaption
 (a) Amplitudenkurven der Scheibe 4
 (b) Variation von Magnetlagersteifigkeit
 (c) Amplitudenkurven der Scheiben 2 und 5

Wie in Bild 5 gezeigt, erfolgt die gesteuerte Adaption in einem offenen Regelkreis, da als aktuelle Information nur die Rotordrehzahl herangezogen wird. Diese einfache und schnell umzusetzende Methode benötigt a priori Kenntnisse über die Abhängigkeit der optimalen Reglerparameter von der Drehzahl, kann aber keine Veränderungen des Systems ausgleichen.

4 Geregelte Adaption

Um die Nachteile der gesteuerten Adaption zu überwinden, wurde ein geregeltes Adaptionsverfahren entwickelt. Im Unterschied zur gesteuerten Adaption liegt bei der geregelten Adaption ein geschlossener Regelkreis vor (Bild 8). Aus meßbaren Indikatoren wird ein Gütekriterium bestimmt, anhand dessen die optimalen Reglerparameter, also die aktive Steifigkeit des Magnetlagers kontinuierlich nachgeführt werden, und zwar so, daß die Schwingungsamplituden stets klein bleiben.

4.1 Die Methode

In Bild 7 sind die berechneten Resonanzkurven der Scheibe 4 für zwei verschiedene Magnetlagersteifigkeiten (48 N/mm und 105 N/mm) bei unveränderter Magnetlagerdämpfung (21 Ns/m) dargestellt. Es fallen zwei Tatsachen auf:

- Zwischen zwei Resonanzen existiert immer eine Tilgerstelle mit minimaler Schwingungsamplitude.

- Mit der Variation der Magnetlagersteifigkeit verschieben sich die Frequenzpositionen der Tilgerstellen.

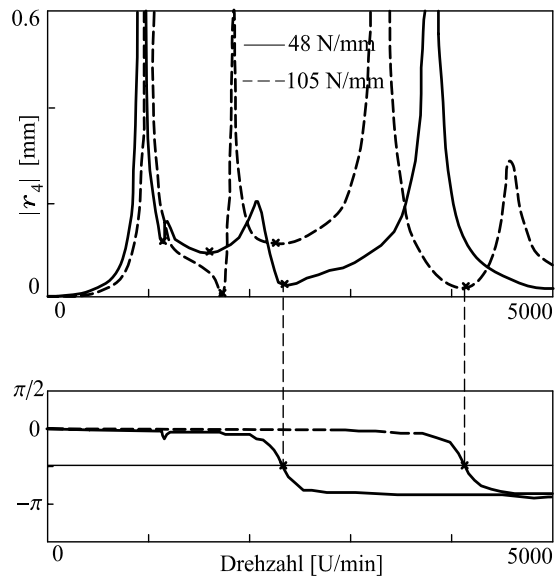


Bild 7: Berechnete Amplitudenkurven der Scheibe 4 und die Phasendifferenz zwischen Scheibe 4 und 5

Ausgehend von diesen zwei Tatsachen wurde ein geregeltes Adaptionverfahren entwickelt, bei dem die Magnetlagersteifigkeit während des Betriebs in Abhängigkeit vom gemessenen Schwingungszustand des Rotors ständig so eingestellt wird, daß der Rotor über einen größeren Drehzahlbereich im Tilgerzustand läuft. Hier wird diese geregelte Adaption auf die Tilgerstelle zwischen der dritten und vierten Resonanz abgestimmt, da diese Tilgerstelle bei Variation der Magnetlagersteifigkeit einen weiten Drehzahlbereich überdeckt. Das Blockdiagramm der geregelten Adaption ist in Bild 8 dargestellt. Aus den aktuell gemessenen Schwingungssignalen wird zuerst die Tilgerstelle identifiziert. Wenn der Rotor nicht im Tilgerzustand läuft, wird die Steifigkeit des Magnetlagers anhand eines Gütekriteriums adaptiert.

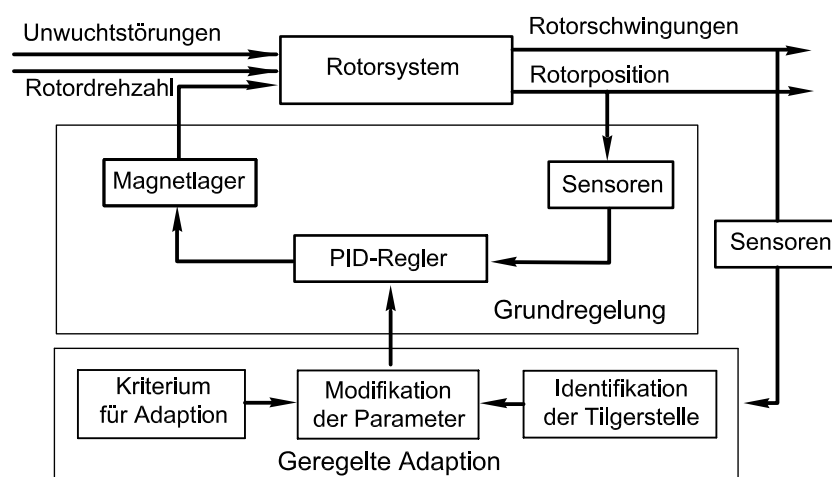


Bild 8: Blockdiagramm der geregelten Adaption

4.2 Identifikation der Tilgerstelle

Wie in Bild 3 gezeigt, schwingen die Scheiben 4 und 5 bei der dritten Eigenform in Phase, bei der vierten Eigenform in Gegenphase. Das bedeutet, daß die Phasendifferenz der beiden

Scheibenschwingungen von 0 auf $-\pi$ übergeht, wenn der Rotor von der dritten zur vierten kritischen Drehzahl hochläuft. Wie in Bild 7 (unten) dargestellt, ist die Phasendifferenz in der Tilgerstelle nahezu unabhängig von der Magnetlagersteifigkeit und beträgt ungefähr $-\pi/2$. Darüber hinaus sind die Schwingungsamplituden in der Tilgerstelle null, wenn die Magnetlagerdämpfung null ist. Allerdings kann in der Praxis das System ohne Dämpfung nicht stabil laufen. Für höhere Dämpfung zeigt die Phasendifferenz an der Tilgerstelle eine kleine Verschiebung von $-\pi/2$. Die Tilgerstelle kann dennoch identifiziert werden, wenn man einen kleinen Offset zu $-\pi/2$ addiert. Für die Bestimmung der Phasendifferenz wird ein Drehwinkelgeber verwendet, der Sinus- und Kosinussignale ohne Phasenverschiebung liefert. Bild 9 zeigt das Prinzip der Messung der Phasendifferenz. Aus den jeweiligen Phasen der Scheiben 4 und 5 bezüglich des Standardsignals erhält man leicht die Phasendifferenz zwischen den beiden Scheiben.

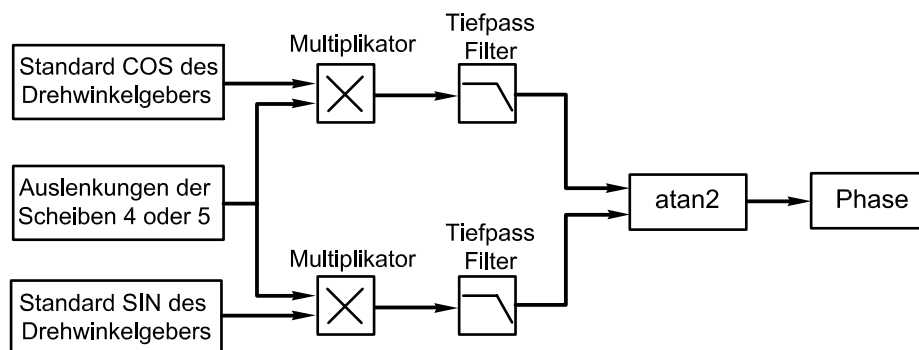


Bild 9: Prinzip zur Bestimmung der Phasendifferenz

Für die Adaption der Magnetlagersteifigkeit wurde das Integral-Kriterium

$$k_M = k_{M0} + k_I \int (\Delta\theta_a - \Delta\theta_t) dt \quad (3)$$

eingesetzt, wobei k_{M0} die anfängliche Magnetlagersteifigkeit ist und der Integrationsfaktor k_I passend zu wählen ist. Die ständig gemessene Phasendifferenz $\Delta\theta_a$ wird mit der vorgegebenen Phasendifferenz für die Tilgerstelle $\Delta\theta_t$ (hier -100°) verglichen, und die daraus resultierende Steifigkeit wird vom Regler selbständig eingestellt. Die so errechnete optimale Magnetlagersteifigkeit wird also nur innerhalb eines gewissen Wertbereichs umgesetzt, der zur Sicherung der Stabilität des Systems oben und unten beschränkt ist.

4.3 Die experimentellen Ergebnisse

Die vorgestellte geregelte Adaption wurde am Versuchsstand im Drehzahlbereich von 0 bis 5000 U/min erprobt. Bei niedriger Drehzahl läuft der Rotor mit dem unteren Grenzwert für die Magnetlagersteifigkeit (14.8 N/mm). Oberhalb von 1850 U/min startet die geregelte Adaption selbständig und die Magnetlagersteifigkeit wird gemäß der gemessenen Phasendifferenz kontinuierlich adaptiert. Sie steigt an, bis sie den oberen Grenzwert von 150 N/mm erreicht. Der Adaptionsvorgang endet daher bei einer Drehzahl von 4300 U/min. Die experimentellen Ergebnisse der geregelten Adaption sind in Bild 10 dargestellt (dicke Kurven). Es ist offensichtlich, daß im ganzen Drehzahlbereich keine Resonanzen auftreten und die Schwingungsamplituden an der Scheibe 4 sehr klein bleiben. Die anderen Diagramme von Bild 10 zeigen die adaptierte Magnetlagersteifigkeit, die Auslenkungen der Scheiben 2 und 5 in den zwei Magnetlagern und die Phasendifferenz der Auslenkungen der Scheiben 4 und 5. Diese beträgt im Adaptionsbereich etwa -100° und der Rotor läuft im Tilgerszustand.

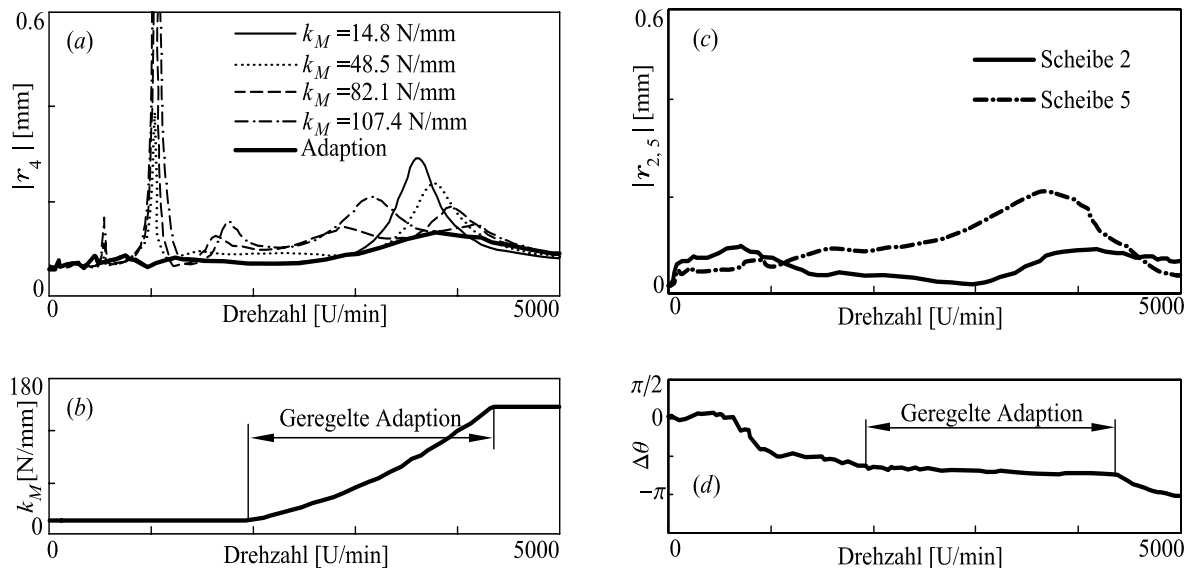


Bild 10: Experimentelle Ergebnisse bei geregelter Adaption während des Hochlaufs
 (a) Amplitudenkurven der Scheibe 4
 (b) Adaptierte Magnetlagersteifigkeit
 (c) Amplitudenkurven der Scheiben 2 und 5
 (d) Gemessene Phasendifferenz

5 Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurden zwei adaptive Regelverfahren vorgestellt, mit denen bei Hoch- oder Auslauf die Resonanzamplituden von magnetgelagerten elastischen Rotoren unterdrückt werden können. Die beiden Methoden wurden am Versuchsrotor implementiert und erfolgreich verifiziert. Im Experiment wurde gezeigt, daß der magnetgelagerte elastische Rotor während des Hoch- oder Auslaufs vier kritische Drehzahlen ohne Resonanzerscheinungen durchfahren kann.

Literatur

- [1] GASCH, R., MARKERT, R., PFÜTZNER, H.: *Acceleration of unbalanced flexible rotors through the critical speeds*. Journal of Sound and Vibration 63 (3) (1979), S. 393 – 409.
- [2] MARKERT, R.: *Resonanzdurchfahrt unwuchtiger biegeelastischer Rotoren*. Fortschritt-Berichte der VDI-Zeitschriften, Reihe 11, Nr. 34 (1980).
- [3] LUND, J.W.: *Stability and damped critical speeds of a flexible rotor in fluid-film bearings*. Trans. ASME, J. Eng. Ind. 92:2, (1974) S. 509 – 517.
- [4] SAITO, S., SOMEYA, T.: *Study of damped critical speeds and damping ratios of flexible rotors*. Trans. ASME, Journal of Vibration, 106:1, (1984), S. 62-71.
- [5] SCHWEITZER, G., TRAXLER, A., BLEULER, H.: *Magnetlager*. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York (1993).
- [6] NONAMI, K.: *Vibration and control of flexible rotor supported by magnetic bearings*. Proc. of the 1st Int. Symp. on Magnetic Bearings, Springer-Verlag (1988), S. 177 – 186.
- [7] HOFFMANN, K.-J., LAIER, D., MARKERT, R.: *Integrated Adaptive Magnetic Bearings*. Proc. of the 6th Int. Symp. on Magnetic Bearings, Technomic Publ. (1998), S. 256 – 265.
- [8] ABRAHAM, D.: *Aktive Beeinflussung von Rotoren*. Diss. UniBW Hamburg (1992).