

Unterscheidung verschiedener Fehlerarten beim modellbasierten Monitoring

Thomas Thümmel¹, Markus Roßner¹, Heinz Ulbrich¹, Daniel Rixen¹

¹ Lehrstuhl für Angewandte Mechanik, Technische Universität München, Boltzmannstraße 15, 85748 Garching, Germany

Emails: thuemmel@tum.de, markus.rossner@tum.de, ulbrich@tum.de, rixen@tum.de

Kurzfassung

Der Beitrag gibt einen Überblick zu Schadensmodellen eines akademischen Monitoringsystems für rotierende Maschinen. Die Schlüsselrolle nimmt dabei die klare Schadensdefinition mit Modell und Parametrisierung ein. Die Schadensfälle werden zunächst anhand des LAVAL-Rotors physikalisch interpretiert. Als Indikator dienen Orbits des Flächenmittelpunktes von Wellenquerschnitten. Er werden Störungen durch Unwucht, Schlag, Rundheitsfehler und Versatz (statorfest und in Kupplungen) unterschieden. Nach einer signalbasierten Zuordnung einer Störung in eine Gruppe möglicher Schäden erfolgt die modellbasierte Phase der Schadenstrennung und Abschätzung der Parameterwerte für das konkrete physikalische Schadensmodell. Zwei Beispiele geben praktische Erfahrungen mit dem Rotor eines Laborprüfstandes wieder. Das erste Beispiel zeigt die Trennung von Schlag und Zusatzunwucht nach Eliminierung des Rundheitsfehlers aus einer Orbitmessung. Das zweite Beispiel verwendet Weg- und Kraftorbits und trennt Parallel- und Winkelversatz der Motorlagerung und Zusatzunwucht. Die Übersicht und die physikalisch plausible aber auch hinreichend mathematisch begründete Unterscheidung der Schäden stehen im Fokus des Beitrages, nicht die spezielle Umsetzung in einer Industrieanlage.

1 Einleitung

Orbitmessungen mit Wegsensoren spielen bei der Interpretation und Bewertung von Rotorschwingungen eine wesentliche Rolle. Beim Monitoring von Rotorsystemen und bei der Suche nach Störquellen können Orbits der Wellenauslenkung helfen, die Treffsicherheit und Aussagekraft der Ergebnisse zu erhöhen. Der vorliegende Beitrag nutzt gerade diese Möglichkeiten.

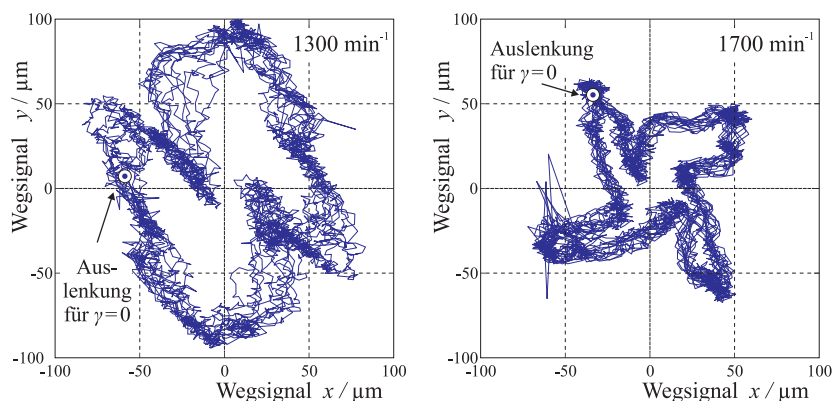


Bild 1: Beispiele für gemessene „scheinbare Orbits“ (vgl. Kapitel 5)

Im Bild 1 sind verschiedene am Prüfstand gemessene Orbits dargestellt. Es stellen sich viele Fragen: Müssen Orbits rund sein? Wie erkenne ich Schlag oder Rundheitsfehler der Welle an der Orbitmessstelle? Was ändert sich durch Biegeschwingungen der Welle? Wie beeinflussen Lagerversatz oder Kupplungsversatz die Form des Orbits? Können aus dem Orbit gleichzeitig am Rotorsystem auftretende Effekte selektiert werden? Die Autoren versuchen, möglichst viele dieser Fragen zu beantworten.

Doch zunächst soll der Stand der Technik beim Monitoring für Rotorsysteme umrissen werden. Die klassische Monitoringmethode ist die Überwachung der Beschleunigungssignale am Lagergehäuse. Des Weiteren gibt

Die Transformation vom inertialen I -System in das mitrotierende R -System erfolgt durch eine Euler-Drehung um den aktuellen Winkel γ . Kräfte und Auslenkungen ohne vorangestellten Index sind im I -System definiert.

$${}_I \underline{r}_M := \underline{r}_M = {}_R \underline{r}_M \cdot e^{j\gamma} \quad (2)$$

Mit der komplexen Schreibweise ist es oft ausreichend, die Formeln anhand von Skizzen der x - z -Ebene des Rotors herzuleiten, die y - z -Ebene ergibt sich analog. Damit kann das 3D-Bild des LAVAL-Rotors zu dem rechts im Bild 2 gezeigten Einmassen-Schwinger vereinfacht werden. Die Trägheit der Scheibe wird durch die Punktmasse m im Schwerpunkt S abgebildet. Die Welle des LAVAL-Rotors ist masselos und biegeelastisch mit EI . Die Steifigkeit k erzeugt die Rückstellkraft, welche sich hier aus Wellensteifigkeit $k_M = 48EI/L^3$ und Kupplungssteifigkeit k_K zusammensetzt. Gyroskopische Wirkungen und Dämpfung sollen zur besseren Veranschaulichung der Rotorfehler vernachlässigt werden. Für den Rotor wird angenommen, dass er sich stationär mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit $\Omega = \dot{\gamma} = \text{const.}$ dreht.

Der Punkt M definiert den geometrischen Mittelpunkt der Scheibe (in der Literatur auch als Wellendurchstoßpunkt mit Index W bekannt). Dessen Auslenkung \underline{r}_M von der Lagerachse AB (= Verbindung der Lagerzapfenmittelpunkte) beschreibt den Orbit. Dieser liegt in der x - y -Ebene und hängt vom Drehwinkel γ , von der Rotorgeometrie (Schlag) sowie von den statischen und dynamischen elastischen Verformungen ab. Der „Flächenschwerpunkt“ M muss nicht identisch mit dem [Massen-]Schwerpunkt S sein. Im fehlerfreien Fall (ohne Schlag und ohne Versatz, Index 0) gilt die DGL:

$$m \ddot{\underline{r}}_S = \sum_i \underline{F}_i = - \underbrace{k_M \underline{r}_M}_{\underline{F}_{M,0}} - \underbrace{k_K \underline{r}_M}_{\underline{F}_{K,0}} \quad (3)$$

Diese Gleichung enthält noch zwei verschiedene komplexe Koordinaten: \underline{r}_M und \underline{r}_S . Auch die äußere Störkraft $\vec{F}(t)$ entsprechend Bild 2 fehlt in der DGL (3). Sowohl der Übergang allein auf die Koordinate \underline{r}_M , der eine Unwuchtkraft ergibt, als auch mögliche Störkräfte durch Schlag und Versatz werden schließlich in Summe die äußere Erregerkraft $\vec{F}(t)$ erzeugen. Deren Herleitung liefern die nächsten beiden Abschnitte.

2.2 Definition und Modell mehrerer Rotorfehler

Die Auswuchttechnik definiert die *Unwucht* als Produkt der Unwuchtmasse mit dem Abstandes des Massenschwerpunktes S zur Lagerachse [15]. Die Fliehkraft $\underline{F}_z = m \Omega^2 \underline{r}_S$ wirkt zentrifugal und greift am Schwerpunkt S an. Für den starren Rotor (ohne Schlag) gilt $M \in AB$ und die Unwucht wird allein durch die Masse m und den Vektor $\underline{e} := {}_R \underline{r}_S$ (Exzentrizität von S gegenüber Gerade AB) bestimmt:

$$\underline{U} := \frac{{}_R \underline{F}_z}{\Omega^2} = m \underline{r}_S = m \underline{e} \quad \text{mit} \quad \underline{U}, \underline{e} \in \mathbb{C} \quad (4)$$

Der Betrag der Exzentrizität $|\underline{e}| = \overline{OS}$ wird hier ausschließlich durch die Geometrie und Masseverteilung festgelegt und ist eine körperfeste Rotoreigenschaft. Die komplexe Unwucht \underline{U} entspricht nur im Fall $M \in AB$ der normierten Fliehkraft. Die komplexen Größen \underline{U} und \underline{e} können wiederum entsprechend Gleichung (1) durch Betrag und Phase ausgedrückt werden.

Bei einem biegeelastischen Rotor mit Schlag wird der Abstand \underline{r}_S nicht allein durch die Geometrie und Masseverteilung hervorgerufen, sondern auch durch die aktuelle drehzahlabhängige Biegeverformung ($\underline{r}_M \neq 0$). Beim Auswuchten auf einer kraftmessenden Auswuchtmaschine kann der Anwender die Anteile von Schlag, Kupplungsversatz u.a. nicht von der Wirkung der Masseverteilung unterscheiden. Genau dies soll jedoch beim Monitoring erreicht werden.

Deswegen wird im folgenden die Exzentrizität (und folglich auch Unwucht) als Vektor zwischen geometrischem Mittelpunkt M und Schwerpunkt S definiert [4] [8]. Dieser Vektor ist im rotorfesten Koordinatensystem konstant: ${}_R \underline{r}_{MS} := \underline{\varepsilon} = \text{const.}$ und enthält weder Schlag noch elastische Verformungen der Welle. Im inertialfesten System und mit dem Drehwinkel γ ergibt sich entsprechend Bild 2 folgende geometrische Zwangsbedingung, die später in der Gleichung (9) verwendet wird:

$${}_I \underline{r}_S = {}_I \underline{r}_M + \underline{\varepsilon} e^{j\gamma} \quad (5)$$

Im allgemeinen Fall und bei zusätzlicher Dämpfung besitzen ${}_I \underline{r}_S$, ${}_I \underline{r}_M$ und ${}_I \underline{\varepsilon} = \underline{\varepsilon} e^{j\gamma}$ verschiedene Phasen und spannen ein Dreieck auf, wie es im Bild 2 veranschaulicht ist.

Schlag als Eigenschaft des Rotors beschreibt eine *bleibende* Abweichung des geometrischen Mittelpunktes M von der Lagerachse, d. h. auch im Stillstand und ohne äußere Kräfte wie z.B. die Schwerkraft [8] [14]. Schlag kann durch plastische oder thermische Dehnungen entstehen, aber auch durch einen fertigungsbedingten Konzentritätsfehler zwischen Lagerzapfen und der restlichen Rotorwelle. Die Ausprägung von Schlag am LAVAL-Rotor wird durch $\underline{a} = \underline{r}_M(\gamma = 0, \dot{\gamma} = 0)$ charakterisiert und ist eine rotorfeste Größe. Da der Rotor diese Lage ohne äußere Kräfte einnimmt, ist diese die Gleichgewichtslage der isolierten Rotorwelle, d. h. die Rückstellkraft \underline{F}_M wirkt relativ zur Auslenkung durch Schlag:

$$\underline{F}_M = k_M \cdot (\underline{r}_M - \underline{a} e^{j\gamma}) \quad (6)$$

Besteht die Welle aus mehreren mit Kupplungen verbundenen Segmenten, wären die Kupplungen zur Schlagmessung zu öffnen, da diese ansonsten eine äußere Kraft auf den Rotor bewirken. Wird anstelle des LAVAL-Rotors ein MDOF- oder Kontinuumsrotor betrachtet, dann hängt der Schlag \underline{a} auch von der Axialposition z ab [14].

Achsversatz tritt bei statisch überbestimmt gelagerten Rotoren auf, wenn keine gemeinsame Lagerachse für alle Lager besteht. Bild 3 (links) zeigt zwei per Kupplung verbundene Rotoren mit Achsversatz. Um das Prinzip dieses Fehlers mit einfachen Formeln am LAVAL-Rotor zu demonstrieren, greift im rechten Bildteil die Kupplungskraft direkt an der mittigen Schwungscheibe an. Eine Kupplung am Wellenende würde ein vergleichbares Verhalten hervorrufen, jedoch eine wesentlich umfangreichere Herleitung erfordern. Der per Kupplung verbundene Rotor ist inertialfest um \underline{b}_{AV} versetzt, d. h. beide Teilrotoren besitzen keine gemeinsame Drehachse. Die Achse des zweiten Teilrotors (am Prüfstand: Motoreinheit) wird als ideal starr angenommen, damit wird der Versatz zu einer geometrischen Randbedingung. Die Kupplung ist für $\underline{r}_M = \underline{b}_{AV}$ spannungsfrei, damit beträgt deren Rückstellkraft:

$$\underline{F}_K = k_K \cdot (\underline{r}_M - \underline{b}_{AV}) \quad (7)$$

Der Achsversatz (AV) bewirkt im Modell eine statorfeste Biegelinie [4] [7]. Signalbasierte Monitoringsysteme verwenden häufig auch die 2. EO als Indikator für Achsversatz. Trotz vieler Forschungsarbeiten besteht jedoch immer noch kein Modell, dass diesen Effekt eindeutig wiedergibt, weswegen hier die 2. EO nicht für das modellbasierte Monitoring verwendet wird.

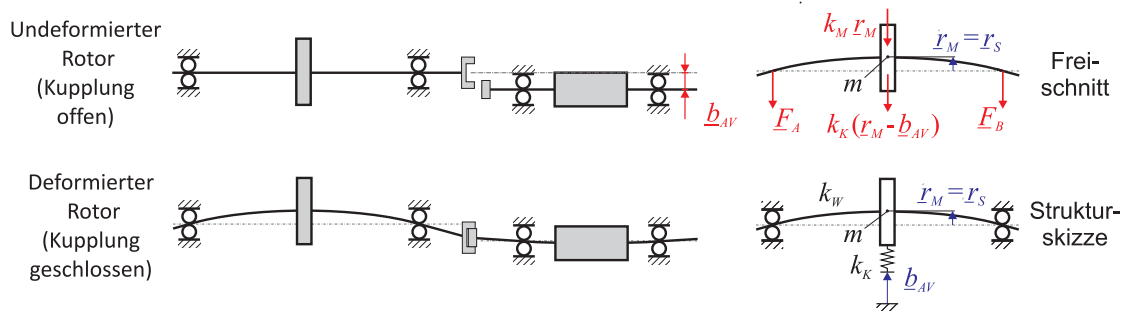


Bild 3: Links: Beispielrotor mit Achsversatz, rechts: Minimalmodell als LAVAL-Rotor

Als letzter Fehler wird der *Kupplungsversatz* betrachtet. Hier besitzen Motor und Rotor zwar prinzipiell eine gemeinsame Drehachse, jedoch ist die Achse eines Kupplungsanschlusses (innerhalb der Kupplung) um \underline{b}_{KV} gegenüber der Lagerachse versetzt (Bild 4). Dies ist wiederum ein geometrischer Zwang, der jedoch rotorfest ist. Deswegen wirkt sich dieser Fehler folgendermaßen auf die Kupplungskraft aus:

$$\underline{F}_K = k_K \cdot (\underline{r}_M - \underline{b}_{KV} e^{j\gamma}) \quad (8)$$

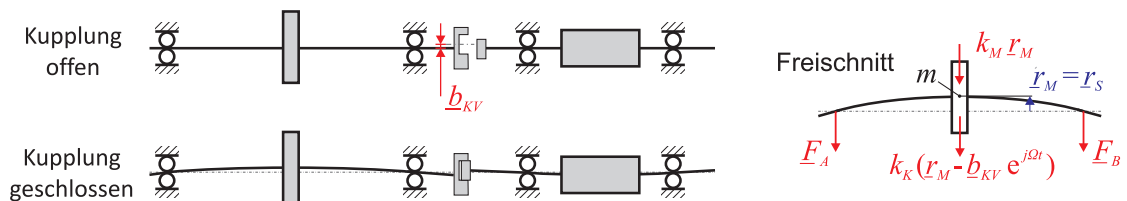


Bild 4: Links: Beispielrotor mit Kupplungsversatz, rechts: Minimalmodell als LAVAL-Rotor

2.3 Dynamik des LAVAL-Rotors infolge der Rotorfehler

Bei Zusammenfassung aller Fehler aus Abschnitt 2.2, mit $\Omega = \text{const}$ und mit der Zwangsbedingung (5) ergibt sich aus (3) folgende Differentialgleichung für die Wellenauslenkung \underline{r}_M :

$$m \ddot{\underline{r}}_M + (k_M + k_K) \underline{r}_M = \underbrace{m \underline{\varepsilon} \Omega^2 e^{j\Omega t}}_{\underline{h}_U} + \underbrace{k_M \underline{a} e^{j\Omega t}}_{\underline{h}_a} + \underbrace{k_K \underline{b}_{AV}}_{\underline{h}_{AV}} + \underbrace{k_K \underline{b}_{KV} e^{j\Omega t}}_{\underline{h}_{KV}} \quad (9)$$

Die \underline{h}_i sind die äquivalenten Fehlerkräfte durch Unwucht, Schlag, Achs- bzw. Kupplungsversatz. Die stationäre Lösung dieser linearen DGL wird mit Superpositionsprinzip und Ansatz vom Typ der rechten Seite bestimmt:

$$\underline{r}_M(t) = \frac{k_M a + k_K b_{KV} + m \underline{\varepsilon} \Omega^2}{k_M + k_K - m \Omega^2} \cdot e^{j\Omega t} + \frac{k_K}{k_M + k_K} \underline{b}_{AV} \quad (10)$$

Mit der Eigenkreisfrequenz $\omega^2 = \frac{k_M + k_K}{m}$ und dem Abstimmungsverhältnis $\eta = \frac{\Omega}{\omega}$ folgt daraus:

$$\underline{r}_M(t) = \left[\frac{\frac{k_M}{k_M + k_K}}{1 - \eta^2} \cdot \underline{a} + \frac{\frac{k_K}{k_M + k_K}}{1 - \eta^2} \cdot \underline{b}_{KV} + \frac{\eta^2}{1 - \eta^2} \cdot \underline{\varepsilon} \right] \cdot e^{j\Omega t} + \frac{k_K}{k_M + k_K} \underline{b}_{AV} \quad (11a)$$

$$\approx \left[\frac{1}{1 - \eta^2} \cdot \left(\underline{a} + \frac{k_K}{k_M} \underline{b}_{KV} \right) + \frac{\eta^2}{1 - \eta^2} \cdot \underline{\varepsilon} \right] \cdot e^{j\Omega t} + \frac{k_K}{k_M} \underline{b}_{AV} \quad \text{für } k_K \ll k_M \quad (11b)$$

Aus diesen Gleichungen können einige Zusammenhänge für das Monitoring abgeleitet werden: Der Orbit ist kreisförmig. Der Achsversatz beeinflusst den statischen Anteil des Orbits und damit die Lage des Mittelpunkts. Deswegen lässt sich der Achsversatz von den anderen Fehlern trennen, welche die 1. EO anregen. Diese beeinflussen den Radius und die Phase des Orbits (Ψ_M , anschaulich: Winkel der Auslenkung bei $\gamma = 0$). Schlag und Kupplungsversatz besitzen beide einen konstanten Zähler, die Unwucht einen mit der Drehzahl quadratisch skalierten. Deswegen kann bei Messung der Orbits bei zwei Drehzahlen zwischen Unwuchtanteil und Summe aus Schlag- und Kupplungsversatzanteil unterschieden werden [11]. Zur weiteren Trennung von \underline{a} und \underline{b}_{KV} fehlen jedoch im Orbit weitere Informationen.

Im nächsten Schritt wird die Summe der Lagerkräfte $\underline{F}_A + \underline{F}_B$ betrachtet. Diese entspricht der Federkraft \underline{F}_M . Durch Einsetzen von (11a) in (6) ergibt sich:

$$\underline{F}_M(t) = k_M \cdot \left[\left(\frac{\frac{k_M}{k_M + k_K}}{1 - \eta^2} - 1 \right) \cdot \underline{a} + \frac{\frac{k_K}{k_M + k_K}}{1 - \eta^2} \cdot \underline{b}_{KV} + \frac{\eta^2}{1 - \eta^2} \cdot \underline{\varepsilon} \right] \cdot e^{j\Omega t} + \frac{k_M k_K}{k_M + k_K} \underline{b}_{AV} \quad (12a)$$

$$\approx \left[\left(\frac{k_M \eta^2}{1 - \eta^2} - \frac{k_K}{1 - \eta^2} \right) \cdot \underline{a} + \frac{k_K}{1 - \eta^2} \cdot \underline{b}_{KV} + \frac{k_M \eta^2}{1 - \eta^2} \cdot \underline{\varepsilon} \right] \cdot e^{j\Omega t} + k_K \underline{b}_{AV} \quad \text{für } k_K \ll k_M \quad (12b)$$

$$\approx \left[\frac{k_K}{1 - \eta^2} \cdot \underline{b}_{KV} + \frac{k_M \eta^2}{1 - \eta^2} \cdot (\underline{\varepsilon} + \underline{a}) \right] \cdot e^{j\Omega t} + k_K \underline{b}_{AV} \quad \text{für } k_K \ll k_M \eta^2 \quad (12c)$$

Auch in den Kräften bewirkt der Achsversatz einen statischen Anteil und Unwucht, Schlag und Kupplungsversatz einen rotierenden Anteil. Die Lagerkraftmessung spielt beim Auswuchten eine große Rolle. Hier wird der Kupplungsversatz häufig durch Bandantriebe vermieden. Damit enthält gemäß (12c) die Lagerkraft die Summe $\underline{a} + \underline{\varepsilon}$. Schlag und Unwucht haben also dieselbe Auswirkung. Diese Summe entspricht der in der Auswuchttechnik geläufigen Definition einer Exzentrizität, vgl. Anmerkungen zu Gl. (4). Dies heißt jedoch auch, dass hier ein Rotor mit $\underline{a} = -\underline{\varepsilon}$ als ideal gewuchtet bezeichnet wird. Dieser „ideal gewuchtete“ Rotor wird jedoch nach Gl. (11) in der 1. EO schwingen. Gegenüber dem Auswuchten tritt in der Lagerkraft des eingebauten Rotors (d. h. mit Kupplung) zusätzlich der Anteil $\frac{k_K}{1 - \eta^2} \underline{a}$ auf, vgl. (12b). Für einen schwingungsarmen Betrieb sollte also neben dem Auswuchten auch immer der Schlag des Rotors überprüft werden, z. B. durch Rundlaufmessung mit einer Messuhr.

Der Anteil $\frac{k_K}{1 - \eta^2} \underline{a}$ in (12b) mag zunächst überraschen, da der Schlag die statische Gleichgewichtslage ist, d. h. man würde im Stillstand eine Kraft von Null erwarten. Jedoch bezieht sich das Gleichgewicht auf den isolierten Rotor, vgl. Gl. (6). Die Kraft im Stillstand resultiert daraus, dass durch den Schlag der Kupplungsanschlusstelle auch die Kupplung vorgespannt wird, dies wirkt sich auf die Kraft ähnlich wie ein Kupplungsversatz aus. Des Weiteren kann aus den Gleichungen (11) und (12) abgelesen werden, dass am LAVAL-Rotor sowohl Weg- als auch Kraftmessung erforderlich sind, um Schlag, Unwucht und Kupplungsversatz eindeutig voneinander zu trennen.

3 Orbitmessungen

Der Orbit des Rotors ist definiert als die Bahn des geometrischen Mittelpunktes M des Rotorquerschnitts an einem Ort der Längsachse (Messstelle), wobei die Auslenkung y_M über x_M angetragen wird, vgl. englische Definition in [8]. Üblicherweise werden jedoch zur Orbitmessung Sensoren verwendet, die den Abstand zwischen Sensor und Wellenoberfläche messen. Dies ist kein Problem, solange der Abstand zwischen Wellenoberfläche und geometrischen Mittelpunkt konstant ist, also der Querschnitt ideal kreisrund ist.

In der Praxis besitzt die Welle jedoch einen gewissen *Rundheitsfehler*, der die Messdaten verfälscht. Dieser wird mit einem winkelabhängigen Abstand $r_R(\Psi)$ zwischen M und der Oberfläche modelliert, vgl. Bild 5. Für das Monitoring soll der Rundheitsfehler online während des Normalbetriebes abgeschätzt werden, ohne dass eine spezielle Messung bei sehr langsamer Drehung nötig ist.

Die Abweichung Δr_R vom mittleren Radius r_0 lässt sich durch folgende Fourierreihe mit den Erregerordnungen (EO) k beschreiben [13]:

$$\Delta r_R(\Psi) = r_R(\Psi) - r_0 = \sum_k \Delta \hat{r}_{R,k} e^{jk\Psi} \quad \text{für } k \in \mathbb{Z} \setminus \{-1, 0, 1\} \quad (13)$$

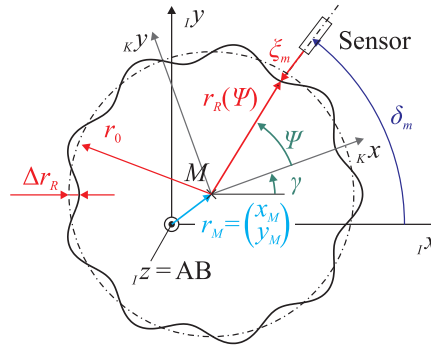


Bild 5: Abstandsmessung an einer Welle mit Rundheitsfehler

Im Bild 5 sind Orbit und Rundheitsfehler mit überhöhten Amplituden dargestellt. Die x - und y -Komponente des Orbits werden getrennt voneinander mit einer komplexen Fourierreihe entwickelt:

$$\vec{r}_M = \begin{bmatrix} x_M(t) \\ y_M(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_k \hat{x}_{M,k} e^{jk\gamma} \\ \sum_k \hat{y}_{M,k} e^{jk\gamma} \end{bmatrix} \quad \text{für } k \in \mathbb{Z}; \gamma = \Omega t \quad (14)$$

Für den m -ten Sensor im Winkel δ_m hängt der gemessene Abstand ξ_m von Orbit \vec{r}_M und Rundheitsfehler $\Delta r_R(\Psi)$ ab. Da normalerweise $\{\|\vec{r}_M\|, |\Delta r_R|\} \ll r_0$ gilt, werden die Auswirkungen von Orbit und Rundheitsfehler auf ξ_m getrennt hergeleitet und anschließend superponiert:

$$\xi_m(\gamma) = \sum_k \left(-\cos \delta_m \cdot \hat{x}_{M,k} - \sin \delta_m \cdot \hat{y}_{M,k} - e^{-jk\delta_m} \cdot \Delta \hat{r}_{R,k}^* \right) \cdot e^{jk\gamma} = \sum_k \hat{\xi}_{m,k} e^{jk\gamma} \quad (15)$$

Die $\hat{\xi}_{m,k}$ lassen sich durch Approximation (Fitting) der Messdaten mit einer Fourierreihe bestimmen. Für mindestens 3 Sensoren und sinnvoll gewählte δ_m kann aus Gl.(15) ein lineares Gleichungssystem (LGS) erstellt werden, um den Orbit ($\hat{x}_{M,k}$ und $\hat{y}_{M,k}$) vom Rundheitsfehler ($\Delta \hat{r}_{R,k}$) zu trennen. Dieses Verfahren ermöglicht es, auch im laufenden Betrieb Rundheitsfehler zu diagnostizieren [13]. Nach dessen Korrektur ergibt sich der reale Rotororbit, der in seine Erregerordnungen $\hat{r}_{M,k}$ zerlegt wird. Besteht der Orbit v. a. aus der 1. EO im Gleichlauf, dann gibt $\|\hat{r}_{M,+1}\|$ den Radius des Orbits an und $\angle \hat{r}_{M,+1}$ den Phasenwinkel von r_M für $\gamma = 0$.

Ähnlich wie die Auslenkung können auch die Lagerkräfte als Orbit dargestellt werden. Vorteile in der zusätzlichen Messung der Lagerkräfte liegen z. B. in der Trennung von Schlag und Kupplungsversatz (vgl. Kapitel 2 nach Gleichung (12)), einer genaueren Unwuchtidentifikation wie an einer Auswuchtmaschine [15] oder ähnlich wie bei Gehäusebeschleunigungen eine erhöhte Empfindlichkeit gegenüber höherfrequenten Anteilen [4]. Da Wälzlagerhersteller an integrierten Sensoren arbeiten [6], könnte die Lagerkraftüberwachung in Zukunft eine Standardkomponente beim Monitoring von Rotorsystemen werden.

4 Prüfstandsbeschreibung und Rotormodell zur Experimentierbasis

Das modellbasierte Monitoring einschließlich Erkennen, Trennen und Parameterschätzung der Fehlertypen wird am Rotorprüfstand des Lehrstuhls für Angewandte Mechanik getestet, vgl. Bild 6. Die Rotorwelle aus Stahl besitzt einen Durchmesser von 25 mm. Die Welle allein wiegt 2,4 kg, die beiden Schwungscheiben (a) und der Magnetlagerläufer (ML, bei (b), verdeckt) erhöhen die Gesamtmasse auf 11,1 kg. Die Lager (c) haben einen Abstand von $L = 590$ mm. Der Motor (d) lässt sich über eine Vorrichtung winklig und parallel versetzen. Die Metallbalgkupplung (f) enthält Adapter für einen definierten Kupplungsversatz.

Das erste Paar Biegeeigenfrequenzen des Rotors liegt etwa bei 70 Hz. Der Motor erreicht maximal eine Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. Somit dreht der Rotor immer unterkritisch. Ein zweites Paar von Biegeeigenfrequenzen erscheint bei ca. 282 Hz. Das Magnetlager kann den Rotor gezielt extern mit Rauschen oder harmonisch erregen, z.B. mit der 3. Ordnung [12].

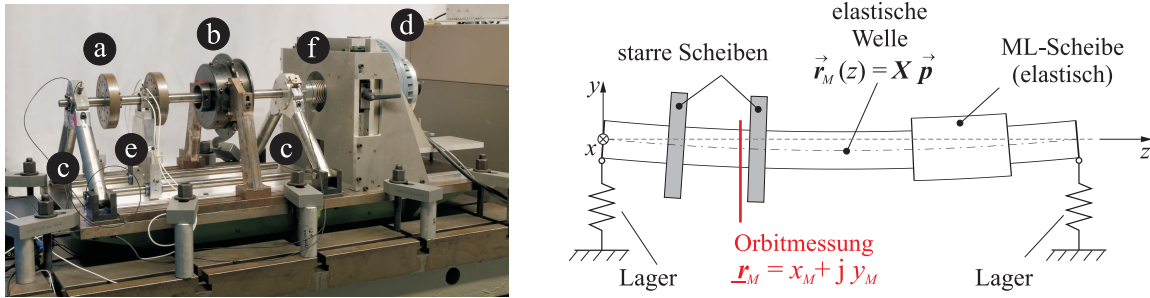


Bild 6: Der Rotorprüfstand (links) und das Simulationsmodell (rechts)

Die Sensorik umfasst [im Paper nicht benutzte] Beschleunigungssensoren auf den beiden Lagern (c) und bis zu vier Wirbelstromsensoren zur Bestimmung von Orbits. Der Haltebock (e) für die Orbitmessung kann in seiner Position parallel zur Lagerachse verschoben werden. Der Motor (d) besitzt zudem einen Drehencoder und Tachogenerator zur Messung von Winkel und Drehzahl. Die $2 \times 2 = 4$ Lagerstützen (c) enthalten in einer hier nicht gezeigten Ausbaustufe jeweils einen 3-Komponenten-Piezo-Kraftsensor. Die Sensoren sind über ein dSPACE-System mit dem Prüfstands-PC verbunden. Die Software arbeitet unter einer MATLAB-Umgebung.

Die folgende Differentialgleichung beschreibt in bekannter Weise die Auslenkung des Rotors ohne zusätzlichen Fehler [14] [16]:

$$M \ddot{\vec{q}} + (D + G) \dot{\vec{q}} + (K + N) \vec{q} = \vec{h} \quad (16)$$

Die Koordinaten \vec{q} beinhalten diskrete generalisierte Verschiebungen der neutralen Achse des Rotors (entsprechend \vec{r}_M in Kapitel 2) und der Vektor \vec{h} enthält die generalisierten äußeren Belastungen. Viele Rotorfehler können als äquivalente Fehlerkräfte wie die \underline{h}_i in Gleichung (9) für Unwucht, Schlag, Achs- bzw. Kupplungsversatz modelliert werden. Praktisch können die Matrizen M , D und K für Masse, Dämpfung und Steifigkeit, sowie G und N für die gyroskopische Wirkung und nichtkonservativen Rückstellkräfte durch Diskretisierung des schlanken Rotors mit EULER-BERNOULLI-Balkenelementen der FEM gewonnen werden. Damit entsteht ein MDOF-Rotormodell. Zur Freiheitsgradreduktion wird ein RITZ-Ansatz genutzt. Als Ansatzfunktionen \vec{x}_i dienen die Eigenvektoren der niedrigsten m Eigenfrequenzen des nichtrotierenden Rotors (im rotorfesten KOS) und evtl. weitere s Vektoren \vec{x}_i mit statischen Moden passend zu den Fehlermodellen. Nach Zusammenfassung in der Reduktionsmatrix $\mathbf{X} = [\vec{x}_1 \dots \vec{x}_m \dots \vec{x}_s]$ liefert die Transformation $\vec{q} = \mathbf{X} \vec{p}$:

$$\mathbf{X}^T M \mathbf{X} \ddot{\vec{p}} + \mathbf{X}^T (D + G) \mathbf{X} \dot{\vec{p}} + \mathbf{X}^T (K + N) \mathbf{X} \vec{p} = \mathbf{X}^T \vec{h} \quad (17)$$

Für den ruhenden Rotor entspricht die Transformation mit dem RITZ-Ansatz ohne statische Formfunktionen (mit $\mathbf{X} = [\vec{x}_1 \dots \vec{x}_m]$) einer Modaltransformation. Bei Betriebsdrehzahl ist (17) eine gute Näherung für (16).

Die Experimente am Prüfstand erfolgen im stationären und unterkritischen Betriebszustand, so dominiert vor allem die erste Biegeeigenform (Mode) in der Schwingantwort des Rotors. Deswegen kann z.B. die Summation über Moden entsprechend [4, Gl.(10.48)] nach der ersten Mode abgebrochen werden. Mit dieser Näherung wird das physikalische Verhalten ähnlich zum LAVAL-Rotor mit dessen Fehlermodellen (vgl. Kapitel 2).

5 Experimentelle Ergebnisse und Erfahrungen

Als erstes Beispiel werden die *scheinbaren Orbits* aus Bild 1 näher betrachtet. Der Begriff scheinbarer Orbit weist darauf hin, dass hier lediglich die unkorrigierten Abstandssignale $\xi_1(\delta_1 = 0^\circ, t)$ und $\xi_2(\delta_2 = 90^\circ, t)$ übereinander angetragen sind. Mit den Daten eines dritten Sensors bei 162° und Gl. (15) kann daraus der Rundheitsfehler und der *reale Orbit* (= Bahn von \underline{r}_M) bestimmt werden [13], Bild 7 zeigt die Ergebnisse. Der Rundheitsfehler besitzt eine dominante 3. EO, was im scheinbaren Orbit zu den vier „Ecken“ führt.

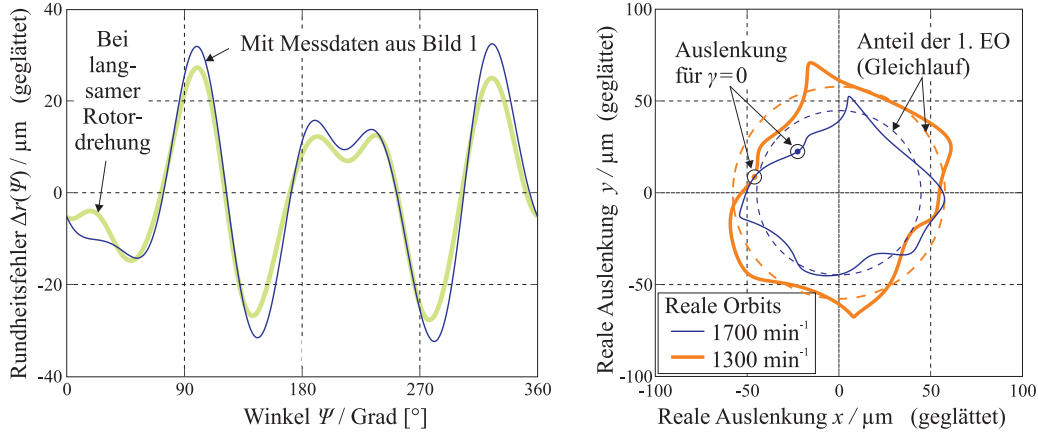


Bild 7: Identifikation von Rundheitsfehler und realen Orbits aus Messdaten in Bild 1

Der reale Orbit zeigt die tatsächliche Dynamik von \underline{r}_M und gibt damit Hinweise auf Fehler. Die Orbits bei der Drehzahlen zeigen eine ausgeprägte 1. EO im Gleichlauf, was der gestrichelte mittlere Radius zeigt (d.h. $|\hat{\underline{r}}_{M,+1}| \gg |\hat{\underline{r}}_{M,k}|, k \neq 1$). In diesem Beispiel wird dies als Indikator für Schlag und Unwucht interpretiert (der Kupplungsversatz war zum Zeitpunkt dieser Messdaten noch nicht implementiert). Die etwas viereckige Gestalt bei 1300 min^{-1} resultiert aus einer merklich vorhandenen 3. EO durch Betrieb in Resonanzdrehzahl ($\Omega \approx \frac{\omega_1}{3}$). Diese ergibt überlagert mit der dominanten 1. EO die Vierecksgestalt, was mithilfe von Additionstheoremen nachgewiesen werden kann. Bei 1700 min^{-1} ist der Rotor nahe der Resonanz der 2. EO und damit tendiert der Orbit zur einer dreieckigen Form. Abseits der Resonanzen werden erhöhte höhere EO momentan als externe Kraftanregung $\underline{h}_{ext}(t) = \hat{\underline{h}}_k e^{jk\gamma}$ interpretiert. Bei Weiterentwicklung des Monitorings müsste hier auch berücksichtigt werden, dass Fehler wie Achsversatz oder Risse auch Ursache für höhere EO sein können.

Die Ordnung +1 wird näher analysiert, was im Detail in [11] oder [14] vorgestellt wird. Für den verwendeten Prüfstand sind \underline{D} , \underline{G} und \underline{N} und höhere Moden vernachlässigbar. Deswegen gilt in erster Näherung folgender Zusammenhang, der große Ähnlichkeit zum LAVAL-Rotor in Gl.(12b) besitzt:

$$\underline{r}_M(z_M, t) \approx \left[\frac{1}{1 - \eta^2} \cdot \underline{a}(z_M) + \frac{x_1(z_M)\eta^2}{m_1(1 - \eta^2)} \cdot [x_1(z_{U,R})\underline{U}_R + x_1(z_{U,Z})\underline{U}_Z] \right] \cdot e^{j\Omega t} \quad (18)$$

Dabei ist z_M die Axialposition der Messstelle, $\underline{a}(z_M)$ der Schlag an dieser Stelle, $x_1(z_i)$ der ersten Eigenvektor ausgewertet an z_i (hier: $x_1(z_i) \in \mathbb{R}$) und m_1 die modale Masse der ersten Eigenschwingform (ESF). Die Unwuchten werden durch die Axialposition $z_{U,i}$ und komplexe Amplitude \underline{U}_i parametrisiert, es wird zwischen Restunwucht (R) und Zusatzunwucht (Z) unterschieden. Aus Messung bei mehreren Drehzahlen lassen sich $\underline{a}(z_M)$ und die Gesamtunwucht bestimmen, bei hinreichendem Wissen über die Restunwucht kann das Produkt $x_1(z_{U,Z})\underline{U}_Z$ berechnet werden. Dieses Produkt kann mit den vorliegenden Daten nicht weiter aufgelöst werden, dazu sind z. B. Wegorbits mit signifikanter Beteiligung höherer Moden oder Kraftorbits nötig. Der Term $\underline{a}(z_M)$ in (18) beinhaltet auch den Einfluss von Kupplungsversatz, welcher nach Kapitel 2 erst mit weiteren Messdaten wie Lagerkräften separiert werden kann. Vergleiche von langsamdrehenden „Schlagmessungen“ mit geöffneter und geschlossener Kupplung zeigen, dass Schlag der dominante Anteil in $\underline{a}(z_M)$ ist.

Mit vorgegebener Restunwucht und Axialposition der Zusatzunwucht $z_{U,z}$ können aus den Orbits folgende Werte bestimmt werden (in den eckigen Klammern sind Referenzwerte aus detaillierteren Messungen):

$$\begin{aligned} |\underline{a}(z_M)| &= 85,2 \mu\text{m} [85,0 \mu\text{m}] & |\underline{U}_Z| &= 3525 \text{ g mm} [3000 \text{ g mm}] \\ \angle \underline{a}(z_M) &= 190,6^\circ [192,9^\circ] & \angle \underline{U}_Z &= 42,8^\circ [45^\circ] \end{aligned} \quad (19)$$

Die Werte geben recht gut das Verhalten wieder. Da Schlag und Unwucht gegenphasig wirken, nimmt $|\hat{z}_{M,+1}|$ mit der Drehzahl ab. Aus $\underline{a}(z_M)$ wird der Verlauf $\underline{a}(z)$ über den gesamten Rotor geschätzt, z. B. durch Annahme eines kreisförmigen [11] oder parabolischen Schlages [14]. Dabei ist zu bedenken, dass Fehler in der Schlagmodellierung abseits der Messstelle schwer zu detektieren sind. Ähnlich wie bei der Lagerkraft am LAVAL-Rotor, die von ${}_{R}\underline{L}_S = \underline{a} + \underline{\varepsilon}$ abhängt, so muss am betrachteten Prüfstand abseits von z_M lediglich der Massenschwerpunkt richtig platziert sein, um $\underline{L}_M(z_M, t)$ richtig zu berechnen. Daraus folgt, dass Schlag nur jeweils an z_M gesichert identifiziert werden kann und dass die identifizierte Restunwucht immer vom Schlagmodell abhängt. Bei einem schlagbehafteten Rotor bewirkt Auswuchten nicht immer eine Reduktion der Schwingungen [3], spätestens dann sollte auch bei industriell genutzten Rotoren eine genaue Schlagidentifikation in Erwägung gezogen werden.

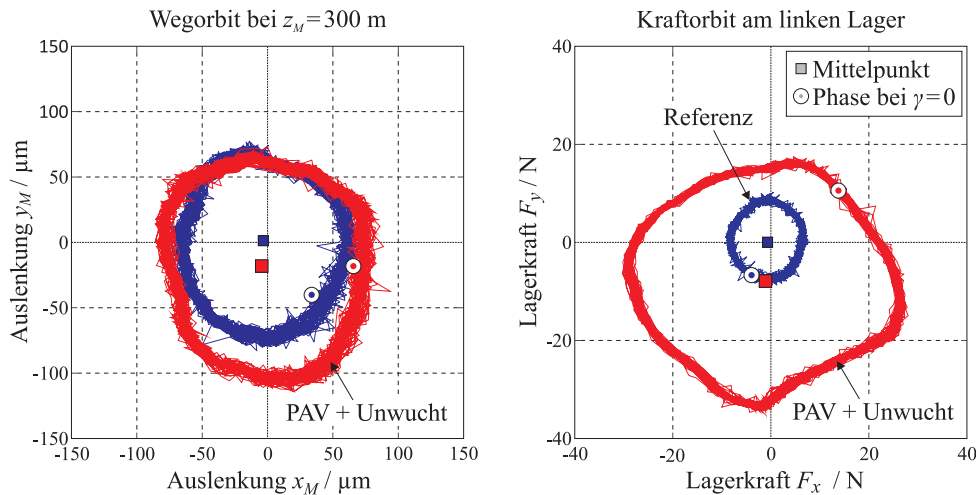


Bild 8: Vergleich von Wegorbit und Kraftorbit bei Fehlerkombination Unwucht und paralleler Achsversatz

Als zweites Beispiel werden die Orbits in Bild 8 näher betrachtet. Gegenüber der blau eingezeichneten Referenz wurde der Motor durch parallelen Achsversatz (PAV) in der roten Messung (PAV+U.) um $100 \mu\text{m}$ in $+y$ verschoben und eine Unwucht von 3000 gmm bei 45° angebracht. Diese und weitere Messungen zeigen, dass sich die Unwucht v. a. auf die erste EO auswirkt, der Achsversatz hingegen auf den statischen Anteil bzw. 0. EO des Orbits.

Im Vergleich zur Referenz dreht die Phase in beiden Orbits in Richtung der Unwucht, also näher an die 45° -Marke. Im Wegorbit besitzen Referenzauslenkung und Unwucht eine ähnliche Phase, deswegen nimmt der Radius mit der Unwucht zu. In der Kraft sind Referenz und fehlerbehafteter Orbit gegenphasig. Hier bewirkt die Unwucht also eine signifikante Phasenänderung. Auch die Amplitudenänderung ist ausgeprägter als bei der Wegmessung.

Der Achsversatz zeigt sich in beiden Kurven als Verschiebung des statischen Anteils. Da der Rotors durch den Versatz eine Kraft in $+y$ am motorseitigen Ende erfährt, senkt sich der Rotor zwischen beiden Lagern ab. Noch deutlicher ist der Versatz in der nicht gezeigten Lagerkraft am rechten Lager (= motornahes Lager) sichtbar, was durch Betrachtung der Gleichgewichtsbedingungen am Rotor offensichtlich ist. Das Monitoring liefert folgendes Ergebnis für den parallelen Achsversatz:

$$|\underline{b}_{AV}| = 120 \mu\text{m} [100 \mu\text{m}] \quad \angle \underline{b}_{AV} = 86^\circ [90^\circ] \quad (20)$$

Mit den verwendeten Piezo-Kraftsensoren kann jedoch nur schlagartig auftretender Achsversatz diagnostiziert werden. So driftet der Mittelwert etwa um $0,008 \frac{\text{N}}{\text{s}}$ und nimmt nach ca. 10 Minuten einen ähnlichen Wert an wie die tatsächliche Kraft für $100 \mu\text{m}$ Versatz. Speziell für diese Anwendung wären DMS-basierte Kraftaufnehmer geeigneter. Allerdings müssen diese umso nachgiebiger gestaltet werden, je höher die Anforderungen an Genauigkeit sind. Sie sind damit weniger geeignet für Rotoren, die eine hohe Lagersteifigkeit erfordern.

Im Bild 8 ist die 3. EO beim Kraftorbit stärker ausgeprägt. Eine Änderung der 3. EO dürfte also im Kraftorbit signifikanter sein, möglicherweise lassen sich dadurch bestimmte Fehler eher erkennen. Für andere Anwendungen kann diese EO jedoch als zusätzliche Störung negative Konsequenzen haben. Relativ zum Weg zeigen die Kraftsensoren geringeres Rauschen, sodass der Kraftorbit in Bild 8 etwas dünner als der Wegorbit ist.

Insgesamt lässt sich erkennen, dass die zusätzliche Messung der Lagerkraft einige Vorteile für das Monitoring verspricht. Diese sollen in zukünftigen Untersuchungen detaillierter betrachtet werden.

6 Zusammenfassung und Perspektive

Diese Veröffentlichung zeigt, dass es auch bei mehreren gleichzeitig auftretenden Fehlern möglich ist, diese anhand von Messungen im laufenden Betrieb zu erkennen. Jedoch zeigen bereits die relativ einfachen Fehler Unwucht, Schlag, Achsversatz, Kupplungsversatz und Rundheitsfehler, dass diese Diagnose nur bei klarer Definition und physikalisch fundierter Modellierung der Fehler möglich ist. Des Weiteren müssen auch Art und Position der Sensoren und die gemessenen Betriebszustände geeignet gewählt werden. Mehr dazu steht in der Dissertation von M. ROSSNER, die eingereicht ist und 2015 erscheinen soll.

Die Installation modellbasierter Systeme bedeutet zwar zunächst viel Aufwand, jedoch bieten sie mit der Bestimmung des genauen Schadensausmaßes deutliche Vorteile, was auch die Beispiele zeigen. Deswegen ist davon auszugehen, dass modellbasierte Systeme in Zukunft deutlich häufiger verwendet werden.

Danksagung

Diese Arbeit wird von der Deutschen Forschungsgemeinschaft im Rahmen des Projektes „Modellbasiertes Monitoring von Rotorsystemen“ (UL 105/37-2) gefördert.

Literatur

- [1] Bachschmid, N., Pennacchi, P., Vania, A. (2002): Identification of Multiple Faults in Rotor Systems, *Journal of Sound and Vibration*, **254**(2), pp. 327-366
- [2] Beckerle, P., Schaede, H., Rinderknecht, S. (2014): Fault diagnosis and state detection in centrifugal pumps – A review of applications. In: *Proc. 9th IFToMM Conference on Rotor Dynamics 2014*, Mailand, Italien
- [3] Edwards, S., Lees, A.W., Friswell, M.I. (1998): Fault Diagnosis of Rotating Machinery, *Shock and Vibration Digest*, **30**(1), pp. 4-13
- [4] Gasch, R., Nordmann, R., Pfützner, H. (2002): *Rotordynamik*, 2. Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg
- [5] Ginzinger, L., Sahinkaya, M., Heckmann, B., Keogh, P., Ulbrich, H. (2011): On the optimization problem of model-based monitoring. *SCIENCE CHINA Technological Sciences*, **54**(5), pp. 1-12
- [6] Greiner, J. (2014): Internet of Things – Die Zukunft von Condition Monitoring in Wind Turbinen. In: *VDI-Berichte 2220: Schwingungen von Windenergieanlagen 2014*, Bremen, Deutschland. VDI-Verlag, Düsseldorf
- [7] Heckmann, B., Ginzinger, L., Ulbrich, H. (2010): Model-based Identification of Unbalance and Angular Misalignment in a Rotor System. In *Proc. 13th Int. Symp. on on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC)*, Honolulu, USA, Paper-ID 25
- [8] IFToMM PC on Standardization of Terminology (2014): IFToMM Dictionary, Chapter 8: Rotor dynamics and measurement. http://www.iftomm.org/index.php?option=com_content&view=article&id=101&Itemid=196
- [9] Lees, A.W., Friswell, M.I. (2006): Where Next for Condition Monitoring of Rotating Machinery? *Advances in Vibration Engineering*, **5**(4), pp. 263-277
- [10] Platz, R. (2004): *Untersuchungen zur modellgestützten Diagnose von Unwuchten und Wellenrissen in Rotor-systemen*. Dissertation, TU Darmstadt. VDI-Verlag, Düsseldorf: Fortschrittsberichte, Reihe 11, Nr. 325
- [11] Roßner, M., Heckmann, B., Thümmel, T., Ulbrich, H. (2013): Modellbasiertes Monitoring von Schlag und Unwucht am Rotor. In: *10. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen (SIRM)*, Berlin, Deutschland, Paper-ID ABS-229
- [12] Roßner, M., Heckmann, B., Thümmel, T., Rixen, D., Ulbrich, H. (2013): Modellbasiertes Monitoring von Rotoren am Beispiel Schlag und Unwucht. In: *VDI-Berichte 2191: 3. VDI-Fachtagung Schwingungsanalyse&Identifikation 2013*. VDI-Verlag, Düsseldorf, S. 45-54
- [13] Roßner, M., Thümmel, T., Ulbrich, H. (2014): Online Roundness Error Identification and Model-based Monitoring for Rotors. In: *Proc. 10th Int. Conf. on Vibration Engineering and Technology of Machinery (Vetomac)*, Manchester, UK, pp. 743-752
- [14] Roßner, M., Thümmel, T., Ulbrich, H. (2014): Inclusion of Unsteady Bow in a Model-Based Monitoring System for Rotors. In: *Proc. 9th IFToMM Conference on Rotor Dynamics 2014*, Mailand, Italien
- [15] Schneider, H. (2003): *Auswuchttechnik*, 6., neu bearbeitete Auflage. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg
- [16] Ulbrich, H. (1986): *Dynamik und Regelung von Rotorsystemen*. Habilitation, TU München. VDI-Verlag, Düsseldorf: Fortschrittsberichte, Reihe 11, Nr. 86