

# Realisierung eines Rotorprüfstandes zur Veranschaulichung gyroskopischer Effekte

Mario Wille, und Franz-Josef Falkner (supervisor)

**Abstract**—In this study, the frequency behavior of a rotor at various speeds was investigated, because the behaviour is based on the rotationspeed. To enhance system longevity and reduce noise, it's crucial to avoid rotor resonance, requiring knowledge of its natural frequencies. Since these frequencies depend on speed due to gyroscopic effects, the change with different speeds was analyzed.

Therefore a rotor equipped with self-aligning roller ball bearings and two load disks was set up. Using two inductive distance sensors positioned horizontally and vertically, the natural frequencies after exciting the rotor with an impulse hammer were measured. To ensure safety, an automated impulse hammer was implemented, operated by a solenoid, all controlled by a microcontroller, which is scripted in MATLAB.

Measurements were taken at nine evenly spaced points along the rotor shaft, covering speeds from 0 Hz to 35 Hz. Subsequently, eigenmode analysis (EMA) was conducted and eigenmodes and eigenfrequencies were computed, referring to [1] and [2] for relevant literature with similar testbenches.

Based on our measurements, the first three natural frequencies at a motor speed of 0 Hz were 37.2 / 38.5 Hz, 74.0 / 75.7 Hz, and 197.3 Hz. At a motor speed of 35 Hz, they were 32.3 / 42.0 Hz, 70.0 / 78.0 Hz, and 192.0 / 204.0 Hz.

As a result of this study, a Campbell diagram was generated and the first and second modes were calculated, plotting both forward and backward modes for each.

**Index Terms**—Frequency Response Function (FRF), Experimental Modal Testing of a Rotor, automated impulse hammer, Campbell-diagram.

## I. EINLEITUNG

**D**ER Einsatz von rotierenden Teilen, insbesondere von Rotoren in verschiedenen Formen und

M. Wille at MCI, e-mail: sm3660@mci4me.at.

bei unterschiedlichen Betriebsdrehzahlen ist weit verbreitet, aber um die Lebensdauer von Maschinen zu erhöhen und auch die Akustik zu verbessern werden die Eigenfrequenzen und Eigenmoden benötigt[3][4]. Bei einer Veränderung der Drehzahl ändern sich diese Parameter aufgrund von gyroskopischen Effekten und sind nicht immer über den gesamten Drehzahlbereich konstant[5]. Um diese Effekte zu zeigen, wurde ein Rotorprüfstand im kleinen Maßstab realisiert und Messungen in einem Drehzahlbereich von 0 bis 35 Hz durchgeführt.

Die experimentelle Modalanalyse (EMA) wird zur Bestimmung der Eigenfrequenzen und Moden eingesetzt. In der Maschinendynamik ist dies eine gängige Methode zur Bestimmung dieser unbekannt-ten Größen [1]. Als Anregung wird ein Impulshammer verwendet und die Auslenkung des Rotors gemessen.

## II. METHODIK

Im Prinzip besteht die Struktur aus einer Welle mit zwei Schwungrädern, die auf zwei gelenkigen Auflagern montiert ist. In Abbildung 1 ist das schematische Modell des Rotors zu sehen. Eines der beiden Schwungräder ist dabei am ausragenden Teil der Welle angebracht. Infolgedessen sind die gemessenen Ausschläge größer, denn die geringere Steifigkeit bedeutet auch, dass der Einfluss der gyroskopischen Effekte entsprechend größer ist [1].

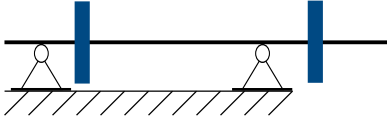


Abbildung 1. Schematisches Modell des Rotorprüfstandes mit den beiden Schwungrädern in blau.

Zur Beschreibung eines Systems wird die dazugehörige Bewegungsgleichung benötigt. Im Fall von rotierenden Systemen muss dabei zusätzlich noch die Gyroskopische Matrix  $\mathbf{G}$  berücksichtigt werden. Folgend wird nur auf Systeme mit **kleinen** Auslenkungen und linearem Verhalten eingegangen. Das Verhalten wird im Wesentlichen von den zugrundeliegenden Differentialgleichungen beschrieben, die zeitabhängig aufgrund von Unwuchten usw. sein können.

Bei dem verwendeten Rotor handelt es sich aber um eine rotationssymmetrische Struktur. Deshalb sind die Trägheits- und Steifigkeitseigenschaften des Rotors nicht mehr vom aktuellen Drehwinkel abhängig und somit nicht mehr zeitabhängig sondern nur mehr von der Drehzahl  $\Omega$ .

Aufgrund der reinen Verwendung von Aluminium und der Tatsache dass Metalle eine sehr geringe Dämpfung aufweisen, wird angenommen, dass im System keine Dämpfung auftritt [6]. Dadurch vereinfacht sich das System des Rotors und es kann als ein ungedämpftes gyroskopisches System betrachtet werden. Unter der Annahme, dass die Massen- $\mathbf{M}$  sowie Steifigkeitsmatrix  $\mathbf{K}$  bei Drehzahlkonstant sind, einsetzen der Gyroskopischen Matrix  $\mathbf{G}$  und wegfallen der Dämpfungsmatrix  $\mathbf{C}$  erhält man die Bewegungsgleichung eines ungedämpften rotierenden Systems mit:

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}}(t) + \Omega\mathbf{G}\dot{\mathbf{q}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{q}(t) = \mathbf{f}(t) \quad [5][7].$$

Die gyroskopische Matrix  $\mathbf{G}$  beschreibt dabei die gyroskopischen Kopplungen im System und ist Drehzahlabhängig. Außerdem kann gezeigt werden, dass für die Matrizen folgendes gilt,

$$\mathbf{M} = \mathbf{M}^T, \quad \mathbf{K} = \mathbf{K}^T, \quad \mathbf{G} = -\mathbf{G}^T \quad [5].$$

Wodurch sich die Berechnung der Eigenvektoren erheblich vereinfacht [5]. Unter Annahme eines einfachen Rotors mit Auslenkungen in  $x$ - und  $y$ -Richtung um die jeweiligen Achsen sehen die Systemmatrizen folgendermaßen aus,

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_0 & 0 \\ 0 & M_0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} K_0 & 0 \\ 0 & K_0 \end{bmatrix},$$

$$\mathbf{G} = \begin{bmatrix} 0 & G_0 \\ -G_0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f} = \begin{bmatrix} f_x \\ f_y \end{bmatrix}, \quad \mathbf{q} = \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \quad [5].$$

Um die Größe des Prüfstandes zu reduzieren, wurde zuerst ein Simulationsmodell mit den bereits bekannten Parametern verwendet, um alle unbekannt Parameter zu erhalten, und dann wurde der reale Prüfstand gebaut. Die im Voraus gewählten Parameter waren die Länge der Welle mit 1.1 m, der Durchmesser der Welle mit 17 mm aufgrund der in der realen Struktur verwendeten Lager, das Material Aluminium und die Verwendung von zwei Aluminiumscheiben. Die Simulation wurde dann mit einer zufälligen Position und Größe der Scheiben gestartet. Dann wurde die Größe und Position so optimiert, dass die ersten drei Eigenfrequenzen unter 250 Hz liegen.

Das Simulationsmodell selbst wurde mit Hilfe von MATLAB erstellt. Dazu wurde die Welle als Stab und die Scheiben als starre Körper modelliert. Es wurde davon ausgegangen, dass die Scheiben immer senkrecht zur Wellenachse stehen und somit als starr angenommen werden können, was auch durch die Messung der Eigenfrequenzen der Scheiben mit über 4 kHz bestätigt. Außerdem wurde die Balgkupplung des Motors durch eine Feder und die Lager durch mehrere Federsteifigkeiten beschrieben, die sowohl die Verschiebung als auch die Biegung beeinflussen. Um die Simulation mit dem realen System in Einklang zu bringen, wurden die Federsteifigkeiten so angepasst, dass sie mit der Simulation und dem realen System übereinstimmen.

Der reale Prüfstand wurde dann auf einer Grundplatte aus Item-Profilen aufgebaut, um die Lagerposition bei Bedarf anpassen zu können, damit die Simulation

und das reale System übereinstimmen. Als Lager wurden Pendelrollenlager verwendet, um einer gelenkigen Lagerung möglichst nahe zu kommen und die Schwingungsformen nicht durch zusätzliche Versteifungen des Systems zu beeinflussen. Die Scheiben sind mit Spannhülsen befestigt, um sie bei Bedarf auch einfach lösen und verschieben zu können.

Der reale Rotorprüfstand ist in Abbildung 2 zu sehen. Die endgültigen Eigenschaften des Rotors sind eine Welle mit einer Länge von 1.1 m und einem Durchmesser von 17 mm, zwei Scheiben mit einem Durchmesser von 180 mm und einer Dicke von 20 mm. Die Scheiben befinden sich 185 mm bzw. 800 mm vom motorseitigen Ende der Welle entfernt.

Die gesamte Grundplatte des Prüfstands ist auf Schaumstoffmatten positioniert. Dies ist in der Abbildung 4 zu sehen. Diese Schaumstoffmatten dienen dazu, den Aufbau vom Untergrund zu isolieren, so dass keine unerwünschten Schwingungen in das System eingebracht werden können.



Abbildung 2. Realer Aufbau des Rotorprüfstands mit den beiden Schwungrädern, den beweglichen Sensorhalterungen rechts und dem Motor am oberen Ende der Abbildung.

Der Rotor wird dann im Betrieb mit einem automatischen Impulshammer angeregt und die Reaktion des Systems mit zwei induktiven Abstandssensoren gemessen. Einer der Sensoren ist waagrecht und der andere senkrecht dazu an einem Klappbügel

montiert, der an einer Gleitführung befestigt ist, um die Sensoren entlang des gesamten Rotors bewegen zu können, damit alle Messpunkte abgefahren werden können. Der Impulshammer wird mit Hilfe eines Zylindermagneten ausgelenkt [8]. Gesteuert wird der Impulshammer von einem Teensy 4.1 Mikrocontroller und dem Pololu DRV8876(QFN)-Motortreiber. Dadurch ist es möglich, wiederholbare Impulse in einem Bereich von 70 N bis max. 170 N zu erzeugen, abhängig von der verwendeten Spitze und der verwendeten elektrischen Leistung. Es wurden drei verschiedene Spitzen verwendet: Gummi, PETG und Stahl.

In Abbildung 3 ist der automatische Impulshammer zu sehen. Der Impulshammer ist in einer Halterung montiert, die eine stufenlose Einstellung des Anregungswinkels zwischen 0 und 90 Grad ermöglicht, um die bestmögliche Anregung des Rotors in beiden Symmetrieebenen zu erreichen. Der verwendete Kraftsensor ist ein piezoelektrischer PCB-208C02-Sensor und hat einen Messbereich von 0 N bis 444 N.

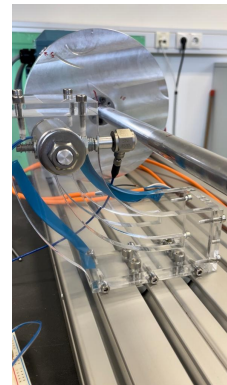


Abbildung 3. Automatisierter Impulshammer in der verstellbaren Halterung in horizontaler Position. Der Zylindermagnet ist in der Achse der Halterung versteckt und der Kraftsensor ist an der Spitze zu sehen.

Die Datenerfassung erfolgte im ersten Schritt mit dem NI CompactRio-System, das mit den Messkarten NI9234, NI9230 und NI9263 ausgestattet war.

Der gesamte Messprozess sowie die Steuerung des automatisierten Impulshammers werden dann von einem eigens geschriebenen Skript aus MATLAB heraus durchgeführt. Später erfolgte die Datenerfassung dann mit dem NI6002 USB-Modul.

Mit den Messwerten der Wenglor IW070RM65MG3 Sensoren und dem gemessenen Impuls wird die Übertragungsfunktion mit Ausgang (Abstand) über Eingang (Impuls) berechnet. So werden die Eigenfrequenzen schnell identifiziert. Für die Modeshapes wird der gesamte Rotor in kleine Teilstücke zerlegt. An jedem Ende der Teilstücke befindet sich ein Messpunkt. Durch Messen der Verschiebungen an den einzelnen Messpunkten können anschließend die Eigenformen berechnet, dargestellt und mit der Simulation verglichen werden.

Der fertige Prüfstand mit montierten Sensoren und Schaumstoffauflagern ist in der Abbildung 4 unten zu sehen.

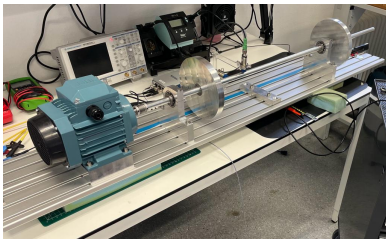


Abbildung 4. Realer Aufbau des Rotorprüfstandes mit den beiden Schwungrädern, den Sensoren, den beweglichen Sensorhalterungen, den grünen Schaumstoffmatten und dem Motor.

### III. ERGEBNISSE

Die Messungen wurden von 0 Hz bis 35 Hz Drehzahl durchgeführt. Dabei kam eine maximale Verschiebung zwischen den Forward- und Backward-Moden von 9.7 Hz heraus.

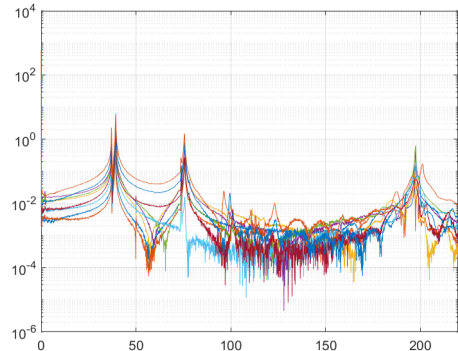


Abbildung 5. Zu sehen ist die Überlagerung aller gemessenen Übertragungsfunktionen von den einzelnen Messpunkten des Rotors. Die ersten beiden Eigenfrequenzen sind gut erkennbar.

Die Ergebnisse der Messungen sind in Tab.I aufgelistet. Dabei sieht man bereits im Stillstand, dass nicht nur jeweils eine Frequenz, sondern zwei Frequenzen mit einem Unterschied von 1.7 Hz vorliegen. Die Ursache davon ist, dass der Rotor nicht perfekt rotationssymmetrisch aufgrund der Fertigung ist. Die Übertragungsfunktionen von den jeweiligen Messpunkten bei stillstehendem Rotor sind in Abb.5 zu sehen.

Tabelle I  
AUFLISTUNG DER ERSTEN ZWEI EIGENFREQUENZEN BEI VERSCHIEDENEN DREHZAHLEN.

Drehzahl in Hz	$\omega_1$ in Hz	$\omega_2$ in Hz
0	37.2 / 38.5	74.0 / 75.7
5	36.7 / 39.4	73.2 / 75.8
10	36.2 / 39.7	72.8 / 76.0
20	34.9 / 40.0	71.9 / 76.8
30	33.2 / 41.5	70.6 / 77.7
35	32.3 / 42.0	70.0 / 78.0

Mit den Messdaten aus Tab.I und der Drehzahl umgerechnet in  $1/\text{min}^{-1}$  kann dann ein Campbell-Diagramm erzeugt werden. Das Diagramm ist in Abb.6 zu sehen.

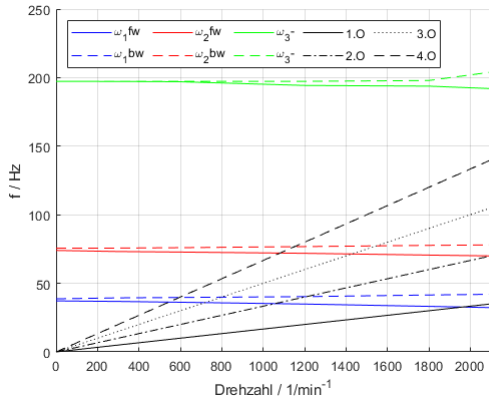


Abbildung 6. Zu sehen ist das erzeugte Campbell-Diagramm des Rotors bei einer Drehzahl von  $0\text{ 1/min}^{-1}$  bis  $2100\text{ 1/min}^{-1}$ .

Aus dem Diagramm kann sehr schön entnommen werden wie sich die Aufspaltung der Frequenzen bei steigender Drehzahl verhält. Der maximale Unterschied zwischen den Frequenzen liegt bei  $8,0\text{ Hz}$  bis  $12,0\text{ Hz}$ . Im Campbell-Diagramm 6 kommt es einmal bei  $1950\text{ 1/min}^{-1}$  und  $32,5\text{ Hz}$  zu einem Schnittpunkt der 1. Ordnung und dem Frequenzverlauf. Das heißt in diesem Betriebszustand kommt es zur Resonanz des Rotors in der ersten Eigenfrequenz die in Drehzahlrichtung wirkt. Durch Betrachtung der Phase kann auch festgestellt werden ob es sich um einen Backward- oder Forward-Mode handelt. In den folgenden vier Abbildungen ist jeweils der gemessene Backward- und Forward-Mode der ersten und zweiten Eigenfrequenz zu sehen. In blau ist die unverformte Rotorwelle und in orange die Schwingform des Rotors dargestellt. Die Drehzahl bei der Messung betrug  $30\text{ Hz}$ .

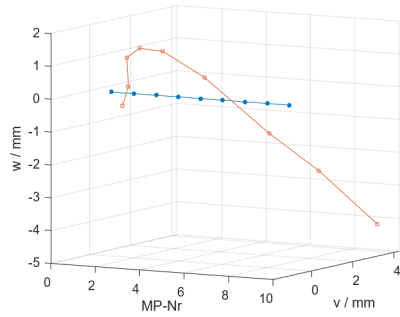


Abbildung 7. Erster Backward-Mode bei  $30\text{ Hz}$ .

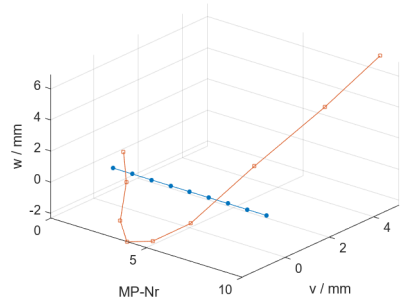


Abbildung 8. Erster Forward-Mode bei  $30\text{ Hz}$ .

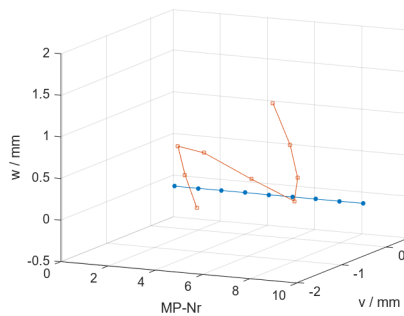


Abbildung 9. Zweiter Backward-Mode bei  $30\text{ Hz}$ .

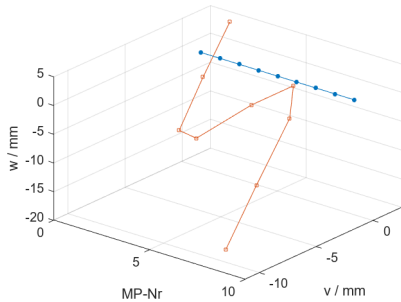


Abbildung 10. Zweiter Forward-Mode bei 30 Hz.

#### IV. ZUSAMMENFASSUNG

Die Ergebnisse der Messungen zeigen, dass die ersten drei Eigenfrequenzen bei einer Motordrehzahl von 0 Hz bei 37,2/38,5 Hz, 74,0/75,7 Hz und 197,3 Hz lagen. Bei einer Motordrehzahl von 35 Hz betragen sie 32,3/42,0 Hz, 70,0/78,0 Hz und 192,0/204,0 Hz. Darüber hinaus traten die Schwingungsformen aufgrund der Rotationssymmetrie immer paarweise auf und waren um  $90^\circ$  zueinander versetzt. In jedem Paar gab es eine Vorwärtsmode und eine Rückwärtsmode, abhängig von der Phasenlage. Am Ende dieser Studie wurde ein Campbell-Diagramm erstellt, und die ersten beiden Moden wurden analysiert [3]. Für jeden Mode wurden sowohl die Vorwärts- als auch die Rückwärtsmoden berechnet und dokumentiert.

Für den Ausblick kann noch die Verbesserung der Schutzeinrichtung genannt werden. Im Moment ist der Aufbau noch ohne Schutzhaube, die aber nachgerüstet werden kann ohne viel Aufwand, weil die Schnittstelle für Kontaktschalter ist bereits vorhanden.

#### LITERATUR

- [1] D. Strohschein, "Experimentelle modalanalyse und aktive schwingungsdämpfung eines biegeelastischen rotors," Ph.D. dissertation, Kassel, Universität, FB 15, Maschinenbau, 2011.
- [2] M. Chouksey, J. K. Dutt, and S. V. Modak, "Experimental modal analysis studies for spinning rotor-shaft system," ResearchGate, january 2012, conference Paper.

- [3] R. Gasch, R. Nordmann, and H. Pfützner, *Rotordynamik*, 2nd ed. Berlin, Heidelberg, New York, Barcelona, Hongkong, London, Mailand, Paris, Tokio: Springer, 2002.
- [4] D. J. Ewins, *Modal Testing: Theory, Practice and Application*, 2nd ed. Baldock, Hertfordshire, England: Research Studies Press LTD., 2000.
- [5] I. Bucher and D. J. Ewins, *Modal Analysis and Testing of Rotating Structures*, 1st ed. online: Royal Society, 2001.
- [6] W. Köster, *Elastizitätsmodul und Dämpfung von Aluminium und Aluminiumlegierungen*, - ed. Berlin/Boston: De Gruyter, 1940.
- [7] G. Giancarlo, *Jeffcott rotor*, 1st ed. New York, NY: Springer US, 2005.
- [8] J. M. und Daniel J. Rixen, "Iterative learning control based on force measurements for automatic impulse hammers," ResearchGate, septembre 2020.



**Mario Wille** absolvierte 2021 den Bachelorstudiengang Mechatronik mit Schwerpunkt Maschinenbau am MCI Innsbruck/Österreich. Von 2021 bis 2023 arbeitete er als Wissenschaftlicher Mitarbeiter im Labor für Strukturdynamik am MCI.