

Gefördert durch:



aufgrund eines Beschlusses
des Deutschen Bundestages

Die IGF-Vorhaben 9232 B und 10337 B der Forschungsvereinigung Forschungsgesellschaft Stahlverformung e.V. wurden über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und –entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Die Langfassungen der Abschlussberichte können bei der FSV, Goldene Pforte 1, 58093 Hagen, angefordert werden.

Kennlinie und Eigenfrequenzen von Schraubenfedern

Die ersten beiden großen Forschungsprojekte [1], [2] gemeinsam mit dem Verband der Deutschen Federnindustrie (VDFI), gefördert von der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF), hatten das Thema Schwingungen und Eigenfrequenzen von Schraubenfedern zum Inhalt. Die Idee und wesentliche Teile der Aufgabenstellung wurden von Dipl.-Ing. Joachim Huhnen entwickelt, der bei der Fa. Bosch angestellt war, und auch in eigener Fertigung Zugfedern mit großer innerer Vorspannung herstellte. Huhnen erläuterte um 1991 das aktuelle Problem, dass Federn bei dynamischer Anwendung brechen, obwohl sie dauerfest ausgelegt waren. Da vermutet wurde, dass dies durch Eigenschwingungen der Federn begründet sein könnte, war der Anlass gegeben, die Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet zu starten. Es wurde das Ziel gesetzt, Eigenfrequenzen der Federn in Längs-, Dreh- und vor allem in Querrichtung berechenbar zu machen und mit gemessenen Werten die aufgestellten Modelle zu überprüfen.

1 Grundlegende Berechnung der Eigenfrequenzen von Schraubenfedern

Zuerst wurden grundlegende analytische Berechnungsbeziehungen für die Längs-, Dreh- und Quereigenfrequenzen hergeleitet und später durch die Berücksichtigung bestimmter Gestaltmerkmale der Federn erweitert. Für die Längseigenfrequenz ist bereits eine Gleichung in DIN EN 13906-1 angegeben. Sie beruht auf einer Torsionsbeanspruchung im Federdraht, wie sie auch beim axialen Spannen der Federn auftritt. Analog lässt sich eine Beziehung aus einer Differentialgleichung für Drehschwingungen eines Kontinuums ableiten. Hierbei führt eine Biegebeanspruchung im Draht zur Aufweitung und Verringerung des Windungsdurchmessers. Die Gleichungen sind für Druck- und Zugfedern identisch.

Die Berechnung der Quereigenfrequenzen gestaltet sich komplizierter. Hier haben die Länge der gespannten Feder und auch die axiale Federkraft Einfluss. Ebenso sind hier zwei Beanspruchungsarten gleichzeitig zu berücksichtigen, Biegung und Torsion. Die Herleitung wurde in zwei Schritte unterteilt. Im ersten Schritt wird eine Differentialgleichung für Biegeschwingungen aufgestellt und in der Lösung für die erste Quereigenfrequenz werden die Eigenschaften des Stabes durch die der Schraubenfeder ersetzt. Im zweiten Schritt wird die eingeführte Mittenquerrfederrate R_{QM} aus der Differentialgleichung der Biegelinie berechnet.

Zur Lösung der Schwingungsdifferentialgleichung für **Druckfedern** wird für die Randbedingungen angenommen, dass die Federenden fest und verdrehsicher auf der Unterlage (Federteller) befestigt sind. Bei der Lösung für **Zugfedern** werden die Federenden (Ösen) als fest gegen Verschiebungen, jedoch drehbar angesehen. Die Drehfreiheit wird praktisch durch das Einhängen der Öse auf einem Bolzen realisiert.

Stellvertretend sind nachfolgend die Berechnungsgleichungen für Druckfedern genannt. Die ausführlichen Gleichungen sind in [3] für Druck- und Zugfedern zu finden.

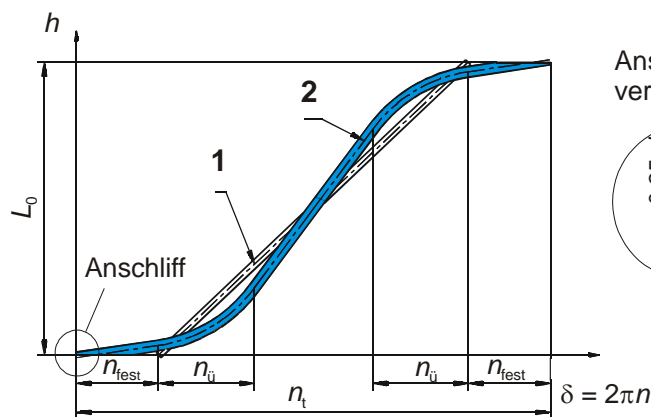
Längseigenfrequenz	$f_e = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{R}{m_f}} = \frac{3560d}{n_f D^2} \sqrt{\frac{G}{\rho}}$
Dreheigenfrequenz	$f_d = \frac{1}{\pi D^2 n_f} \sqrt{\frac{EI_z}{A_d \rho}} = \frac{2516d}{D^2 n_f} \sqrt{\frac{E}{\rho}}$
Quereigenfrequenz	$f_q = 0,2570 \sqrt{\frac{R_{QM}}{m_f}}$ mit $R_{QM} = \frac{F_q}{s_{QM}} = \frac{F}{\left(1 + \frac{F}{\gamma}\right) \frac{1}{q} \tan\left(q \frac{L}{4}\right) - \frac{L}{4}}$

Der zusammenfassende Faktor q beinhaltet noch die Biegesteifigkeit β und die Schubsteifigkeit γ der Feder.

2 Einfluss der federnden Windungszahl

Aus den obigen Gleichungen für die Längs- und Quereigenfrequenz ist ersichtlich, dass diese nicht von der Länge der gespannten Feder abhängig sind. Im Versuch wurden jedoch mit Vergrößerung des Federweges bei Druckfedern immer steigende Eigenfrequenzen festgestellt. Bei Zugfedern sind die beiden Eigenfrequenzen nahezu konstant über den Federweg gemessen worden.

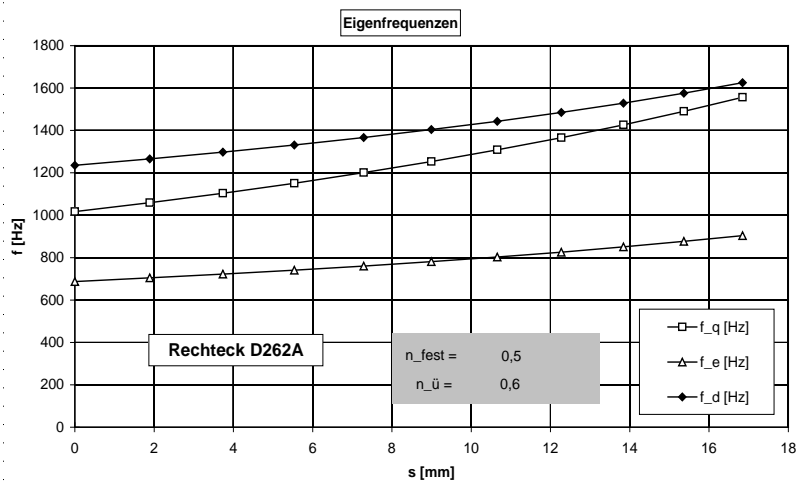
Die Ursache für dieses Verhalten ist in der Änderung der federnden Windungszahl n_f über den Vorspannweg bei Druckfedern zu suchen. Hier legen sich die Übergangswindungen $n_{\ddot{u}}$ an die zu keiner Zeit federnden festen Endwindungen n_{fest} an.



Bei Zugfedern hingegen bleibt nach Überwindung der inneren Vorspannung die federnde Windungszahl konstant. Daher ist in [3] ein Modell zur Berechnung der statischen Kennlinie von Druckfedern angegeben, welches bei einer Feder die Gesamtwindungszahl n_t und die Windungsanteile n_{fest} und $n_{\ddot{u}}$ berücksichtigt (Bild 1).

Bild 1: Verlauf des abgewickelten Federdrahtes
 1 - herkömmliches Modell mit konstanter Steigung bzw. Windungsabstand,
 2 - neues Modell mit Steigungsübergang

Die Übergangswindungen besitzen die Form einer Parabel und vermeiden somit den bisher in den Berechnungen angenommenen Knick zwischen angelegten Endwindungen und federnden Windungen. Sie legen sich mit zunehmender Vorspannung an und die federnde Windungszahl n_f nimmt somit ab. Aus zahlreichen praktischen Untersuchungen wurden als Mittelwerte $n_{fest} = 0,4$ und $n_{\ddot{u}} = 0,8$ je Federende ermittelt. In der Berechnung wie bei der Federfertigung sind n_{fest} und $n_{\ddot{u}}$ veränderlich. Mit diesem Modell ist die bei der Messung an zylindrischen Druckfedern festgestellte Progression in der Kennlinie ebenso nachvollziehbar wie die ansteigenden Längs- und Dreheigenfrequenzen.

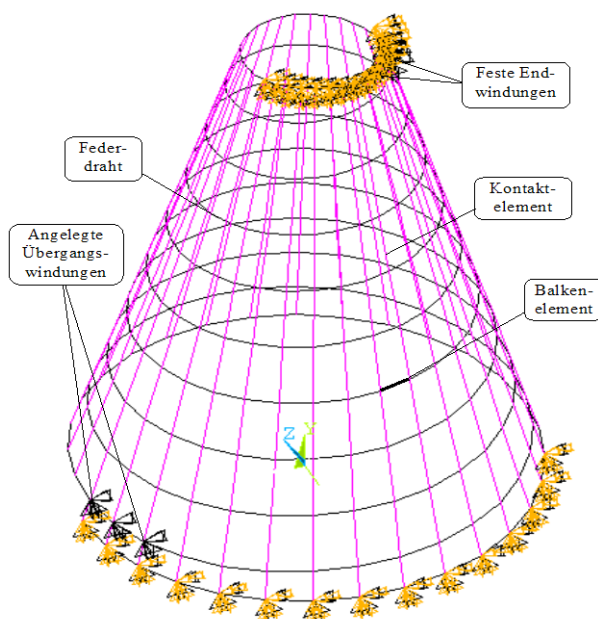


Die Berechnungen sind für die verschiedenen Federarten in der Tabellenkalkulation Microsoft EXCEL aufbereitet und liefern nach Eingabe der Federdaten die statische Kennlinie und die Eigenfrequenzen in Tabellen- und Diagrammform (Bild 2).

Bild 2: Eigenfrequenzen einer zylindrischen Druckfeder mit rechteckigem Drahtquerschnitt

3 Finite-Elemente-Berechnungen

Die Finite-Elemente-Methode (FEM) wurde ebenfalls angewandt, um Kennlinie und Eigenfrequenzen zu ermitteln. Die Berechnungen erfolgten mit der Software ANSYS.



Um eine schnelle Modellgenerierung zu ermöglichen, wurde ein parametrisches Modell erstellt, bei dem nach Eingabe der Federparameter das Modell mit Randbedingungen automatisch erstellt und die Berechnung gestartet wird. Als Ergebnis erhält man Kennlinie, Eigenfrequenzen und –schwingungsformen der Feder.

Im FE-Modell ist die untere Endwindung entsprechend dem üblichen Anschliff fest eingespannt. Die Feder besitzt wie im analytischen Modell Übergangswindungen. Alle Federwindungen sind über Kontaktelemente miteinander verbunden, um ein gegenseitiges Durchdringen zu verhindern (Bild 3).

Bild 3: Finite Elemente Modell einer Kegelstumpffeder

Die Schwingungsanalyse erfolgt in zwei Lastfällen. Im ersten Lastfall wird mittels einer nichtlinearen Analyse die Vorspannung der Feder im Einbauzustand simuliert. Durch die nachfolgende Modalanalyse erhält man die Quer-, Längs- und Dreheigenfrequenzen der Druckfeder.

Bei dem Modell der Schraubenzugfeder wird die Ösenlänge aus den Geometriedaten errechnet, die Ösen werden automatisch generiert. Um die innere Vorspannkraft der Feder zu erzeugen, wird der Federkörper entsprechend Vorspannkraft und Federrate zu kurz modelliert und im ersten Lastfalls auf Einbaulänge auseinandergezogen.

4 Experimentelle Untersuchungen

Bei den Versuchen zur Ermittlung der Eigenfrequenzen der Federn wurde eine Methode aus der Systemtheorie angewendet, bei der ein System mit einem bekannten Eingangssignal beaufschlagt und die Antwort des Systems ausgewertet wird. Die Schraubenfeder wird dazu in eine Universalprüfmaschine eingespannt. Die Anregung der Feder geschieht einmalig mit einem Impulshammer. Die freien Schwingungen der Feder mit ihren Eigenfrequenzen im Ausschwingvorgang werden von einem piezoelektrischen Dreiachs-Kraftaufnehmer und einem Drehmomentaufnehmer erfasst. Das Ladungssignal wird einem Ladungsverstärker und dann einem PC zugeführt und dort verarbeitet (Bild 4).

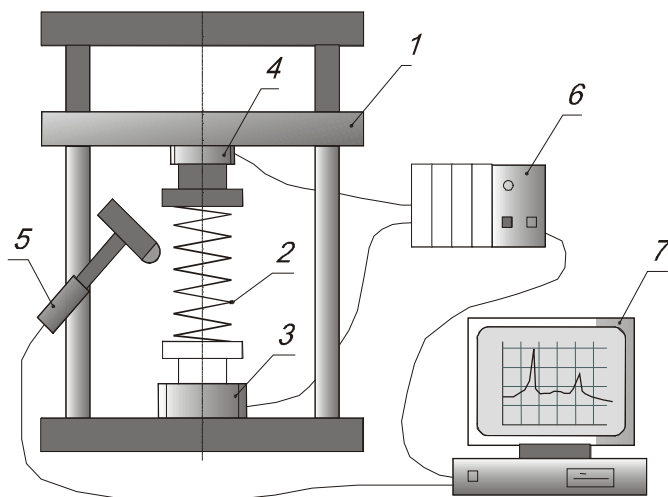


Bild 4: Versuchseinrichtung
1 – Universalprüfmaschine
2 – Prüffeder
3 – Dreiachs-Kraftaufnehmer
4 – Drehmomentaufnehmer
5 – Impulshammer
6 – 4-Kanal-Ladungsverstärker
7 – PC mit Messwertverarbeitung

5 Zusammenfassung

An einer Vielzahl Federn wurden Eigenfrequenzmessungen bei verschiedenen Vorspannungen durchgeführt. Der Vergleich mit den analytisch berechneten Werten und den FEM-Ergebnissen ergibt Abweichungen vorwiegend im Bereich $\pm 15\%$. Neben den gebräuchlichsten Druckfedern mit zylindrischer Form, rundem Drahtquerschnitt und konstanter Steigung wurden analytische Berechnungsmodelle auch für rechteckigen Drahtquerschnitt, linear veränderliche Steigung und Kegelstumpffedern aufgestellt. Bei Zugfedern sind die innere Vorspannung und die Ösenlänge variierbar. Weitere Ergebnisse dieser Projekte sind Aussagen zum Verhältnis von Längs- zu Dreieigenfrequenz, zur Dämpfung und zu unterschiedlichen Aufhängungsmöglichkeiten von Zugfederösen.

Literatur

- [1] Schorcht, H.-J.; Lutz, St.: Quer-Eigenfrequenzen von zylindrischen Schraubenfedern aus runden Drähten. Abschlussbericht zum AiF-Projekt 9232B. TU Ilmenau 1995
- [2] Schorcht, H.-J.; Lutz, St.: Gestaltabhängige Kennwerte zur Berechnung der Eigenfrequenzen von Schraubenfedern. Abschlussbericht zum AiF-Projekt 10337B. TU Ilmenau 1998
- [3] Lutz, St.: Kennlinie und Eigenfrequenzen von Schraubenfedern (Diss.). Verlag ISLE, Ilmenau, 2000

Ansprechpartner

[Dr.-Ing. St. Lutz](mailto:mailto:stz-federn@tu-ilmenau.de), STZ Federntechnik an der TU Ilmenau,
Werner-von-Siemens-Str. 12, 98693 Ilmenau, Tel: 03677/4691-80, Fax: 03677/4691 88,
e-mail: mailto:stz-federn@tu-ilmenau.de