

Entwicklung von Berechnungsverfahren zur numerischen Simulation des instationären Betriebs von Turboladern

Dipl.-Ing. Christian Daniel¹⁾, Dipl.-Ing. Steffen Nitzschke²⁾, Dipl.-Ing. Elmar Woschke³⁾, Prof. Dr.-Ing. habil. Jens Strackeljan⁴⁾

¹⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, christian.daniel@ovgu.de, 03916711329

²⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, steffen.nitzschke@ovgu.de, 039167112679

³⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, elmar.woschke@ovgu.de, 03916711329

⁴⁾ IFME, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland, jens.strackeljan@ovgu.de, 03916718437

Zusammenfassung

Die Simulation komplexer dynamischer Systeme rückt immer mehr in den Vordergrund der Konstruktionsphase im Maschinenbau. Damit sollen aufwendige Vorversuche reduziert- und das Systemverständnis erhöht werden. Mit der Kenntnis der Systemeigenschaften lassen sich frühzeitig konstruktive Gegenmaßnahmen einleiten. In diesem Beitrag wird die Simulation eines Abgasturboladers näher betrachtet. Dabei wird auf die Methoden der Simulation und auf die Modellierung eingegangen.

Schlüsselwörter: MKS, Turbolader, Simulation, Schwimmbuchsenlagerung, Wälzlager

1. Einleitung

Der Abgasturbolader stellt im Rahmen der fortlaufenden Anstrengungen zur Verbrauchsreduktion von Verbrennungskraftmaschinen einen wichtiges Teilsystem dar. Die im Abgasstrom noch vorhandene Energie wird in für den Verbrennungsprozess nutzbare Energie umgewandelt. Dabei treibt der Abgasstrom ein Turbinenlaufrad an, welches direkt über eine Welle mit einem Verdichterlaufrad verbunden ist. Dieses komprimiert die angesaugte Luft und vergrößert damit den Massenstrom für den Verbrennungsprozess. Dabei kann entweder der Wirkungsgrad der Maschine angehoben werden oder die abgegebene Leistung. Entscheidend für das Gesamtsystem ist die Funktionsfähigkeit des Turboladers, dabei spielen bei aktuellen Entwicklungen auch akustische Eigenschaften des Laders eine Rolle. Je nach Anwendung werden hier Drehzahlen von 100.000 U/min bis 300.000 U/min erreicht. Die Lagerung erfolgt bei automotiven Anwendungen aus Kostengründen häufig in Gleitlagern. Diese besitzen jedoch eine Grenzdrehzahl oberhalb der sie nicht stabil betrieben werden können. Wälzlager haben dieses Stabilitätsproblem nicht, sie scheiden jedoch meist wegen der akustischen Eigenschaften aus.

Dennoch müssen verschiedene Lagerungen im Vorfeld einer Entwicklung simuliert werden können. Grundlage für die dynamische Simulation kann nur ein Mehrkörperdynamik-System (MKS) bilden, welches die Bewegungsgleichungen in Abhängigkeit von den geometrischen Parametern aufstellt und diese im Zeit oder Frequenzbereich lösen kann. Solche MKS Programme sind kommerziell verfügbar und teilweise durch nutzergeschriebene Elemente erweiterbar. Die Erweiterung der Programme um nichtlineare Elemente wie das Gleitlager stellt einen erheblichen Programmieraufwand dar, welcher zusätzlich durch gekapselte und wenig dokumentierte Lösungsalgorithmen erschwert wird. Daher wird in diesem Beitrag eine eigene Simulationsumgebung vorgestellt, welche eine vollständige Implementierung nichtlinearer Elemente z.B. Gleitlager erlauben. Weiterhin sollen die Eigenwerte rotierender Systeme für ein Campbell-Diagramm bestimmbar sein. Dies ist bei bestimmten kommerziellen Programmen nicht möglich, da die Eigenwertbestimmung nur mit den fest definierten Relativkoordinaten erfolgt, was zu falschen Ergebnissen führt.

2. System Abgasturbolader

Die mechanisch relevanten Komponenten des Turboladers sind in Abbildung 1 dargestellt. Die Modellierung umfasst die Welle mit den Schaufelrädern, welche auch mit ihren elastischen Eigenschaften abgebildet werden kann. Die Strömung in der Turbine und im Verdichter wird nur durch ihre resultierenden Kräfte auf die Welle abgebildet. Eine detaillierte rückwirkungsbehaftete CFD Simulation ist aus Gründen der beschränkten Simulationszeit nicht möglich.

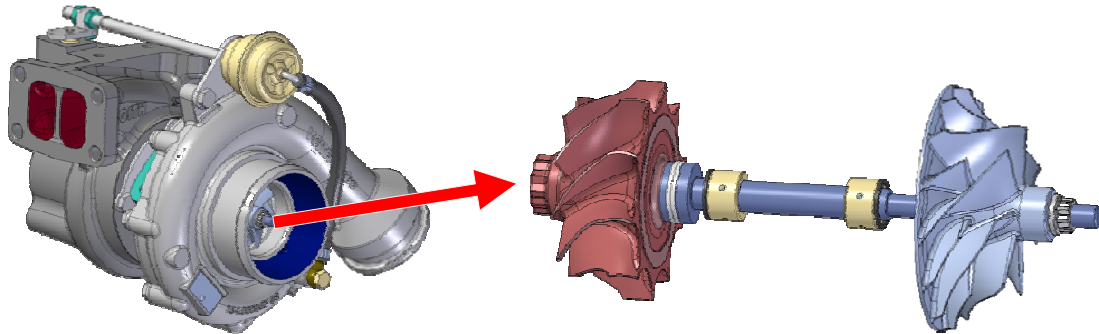


Abbildung 1: Abgasturbolader mit Schwimmbuchsen für kleine bis mittlere Nutzfahrzeuge im Detail

Das mechanische Modell ist in Abbildung 2 als vereinfachter Strukturbaum schematisch dargestellt. Hier sind alle beweglichen Körper und deren Verbindung untereinander dargestellt. Die Verbindung bzw. der Kraftfluss zwischen Welle und Gehäuse wird durch eine Schwimmbuchsenlagerung realisiert. Hier wären auch einfache Gleitlager oder Wälzlager möglich.

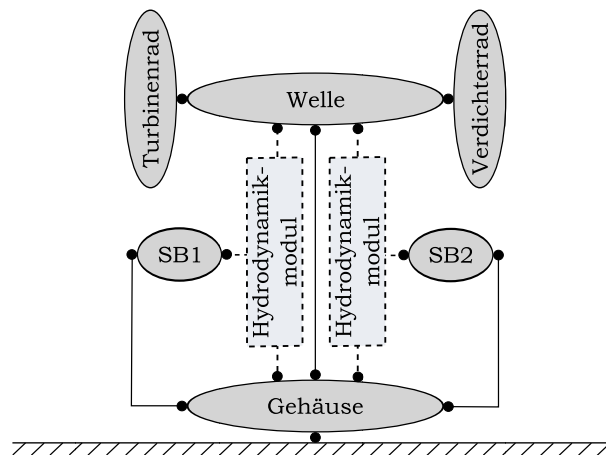


Abbildung 2 : Strukturbaum des MKS Modells

Im Folgenden wird auf die Besonderheiten bei der Modellierung der unterschiedlichen Lagerungsarten eingegangen.

2.1 Gleitlagerung

Gleitlager basieren auf der hydrodynamischen Tragfähigkeit eines sich verengenden Ölfilms zwischen zwei Kontaktpartnern. Das Lager muss so ausgelegt werden, dass die Kontaktpartner immer hinreichend getrennt sind um Festkörperkontakt und den damit einhergehenden Verschleiß zu minimieren. Ein Problem der Gleitlagerung ist die beschränkte Drehzahl in der ein stabiler Betrieb möglich ist. Oberhalb einer definierten Grenzdrehzahl kommt es zu selbsterregten Schwingungen die mit der Frequenz des umlaufenden Öls im Schmierpalt erfolgen. Diese wird oft auch als Oil-Whirl bezeichnet. Trifft diese eine Biegeeigenfrequenz des Rotorsystems, entsteht ein sogenannter Oil-Whip, bei dem die Frequenz unabhängig von der Wellendrehzahl ist. Klingen diese selbsterregten Schwingungen nicht hinreichend schnell ab, so entstehen über einen langen Zeitraum große Schwingungsamplituden, die das System und die Lager bis zur Zerstörung belasten.

Zur Verbesserung der Stabilität können die Lagerschalen mit bestimmten Profilen versehen werden. Die Kontur ist daraus folgend kein reiner Zylinder, sondern in mehrere Segmente unterteilt. Der Fertigungsaufwand ist allerdings sehr hoch.

Grundlage für die Simulation eines Gleitlagers stellt die Grundgleichung von Navier-Stokes für newtonsche Fluide dar. Zusammen mit der Kontinuitätsgleichung und angewendet auf die Gegebenheiten in einem Radialgleitlager ergibt sich die reynoldssche Differentialgleichung (1).

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u_m \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho h)}{\partial t} \quad (1)$$

Diese beschreibt die Zusammenhänge zwischen der Spalthöhe h , dem hydrodynamischen Druck p , der zeitlicher Ableitung $\frac{\partial h}{\partial t}$ und der mittleren Umfangsgeschwindigkeit u_m der Kontaktpartner. Die Gleichung

muss für das Lösungsgebiet angewendet und gelöst werden. Analytische Lösungen existieren nur für Sonderfälle, die nicht allgemeingültig sind und trotz des erheblichen Rechenzeitgewinns wegen des sehr eingeschränkten praktischen Nutzens hier nicht betrachtet werden. Weiterhin kommt hinzu, dass Gebiete zusätzlicher Quellen und Senken, wie z.B. eine Ölzufuhr nicht analytisch eingebunden, sondern nur bei einer numerischen Näherungslösung berücksichtigt werden können. Gerade beim Turbolader muss die Ölzufuhr des Gleitlagers beim Druckaufbau berücksichtigt werden, da diese einen erheblichen Beitrag zur statischen Vorlast des Systems beiträgt. Grundsätzlich lässt sich sagen, dass gering belastete Gleitlager eher zu einem instabilen Verhalten neigen. In Bezug auf den Abgasturbolader lassen sich die äußeren Lasten wie folgt trennen: das Eigengewicht, die Zentrifugalkräfte der unwuchtigen Schaufelräder und die resultierenden Kräfte durch die Luftströmung an den Schaufelrädern, wobei die Zentrifugalkraft dominiert. Bei geringen Drehzahlen ist die Ölversorgung für einen stabilen Betrieb notwendig, da die äußeren Kräfte alleine für eine ausreichende statische Vorlast nicht ausreichend sind.

Aus den genannten Gründen muss die Gleichung (1) numerisch durch ein Näherungsverfahren gelöst werden. Eine Möglichkeit ist die finite Differenzenmethode (FDM), welche das Gebiet in rechteckige Teilstücke zerlegt. An den Knotenpunkten werden die Ableitungen in (1) durch finite Differenzenquotienten angenähert. Die Anwendung auf alle Gitterpunkte liefert ein lineares Gleichungssystem, aus dessen Lösung die Druckverteilung an jedem Gitterpunkt resultiert. Die Integration über die Lagerfläche liefert schließlich die gewünschte Tragkraft. Dies wird ausführlich in [1] beschrieben.

2.2 Schwimmbuchsenlagerung

Die Schwimmbuchsenlagerung ergibt sich als Forderung der Reduktion der relativen Drehzahlen zwischen den Lagerpartnern, um den stabilen nutzbaren Drehzahlbereich zu vergrößern. Zwischen Welle und Schale wird eine zylindrische Buchse eingebracht, welche frei beweglich ist und durch die Schubspannungen, die vom inneren und äußeren Schmierfilm aufgebracht werden, in Rotation versetzt wird. Somit entstehen zwei in Reihe geschaltete Gleitlager. Das Systemverhalten unterscheidet sich deutlich von der gewöhnlichen Gleitlagerung. Jedes der beteiligten Gleitlager kann zwar instabil werden, aber der andere Schmierfilm kann die Auswirkungen dämpfen. Weiterhin ist der fertigungstechnische Aufwand im Vergleich zu einem Mehrflächengleitlager geringer, daher erhält die Schwimmbuchsenlagerung auch aus Kostengründen meist den Vorrang.

Die Simulation einer Schwimmbuchsenlagerung bedeutet weitestgehend nur die Verwendung von zwei Gleitlagern für eine Lagerstelle. Die Schwimmbuchse enthält jedoch Kommunikationsbohrungen um den inneren Spalt mit Öl zu versorgen. Der Druckaufbau des äußeren Gleitlagers beeinflusst den Druckaufbau des inneren Gleitlagers. Die Gleichungssysteme zur Lösung der einzelnen Gleitlager müssen daraus resultierend zusammen gelöst werden. Es entsteht ein großes Gleichungssystem mit Koppeltermen. Die Kopplung erfolgt im Gebiet der Bohrungen an diskreten Gitterpunkten, die innen und außen deckungsgleich sein müssen. Somit ergibt sich damit die Forderung eines schwimmbuchsenfesten Gitters für den inneren und äußeren Schmierfilm damit im Gebiet der Kommunikationsbohrungen immer Gitterpunkte zur Kopplung vorhanden sind - Abbildung 3.

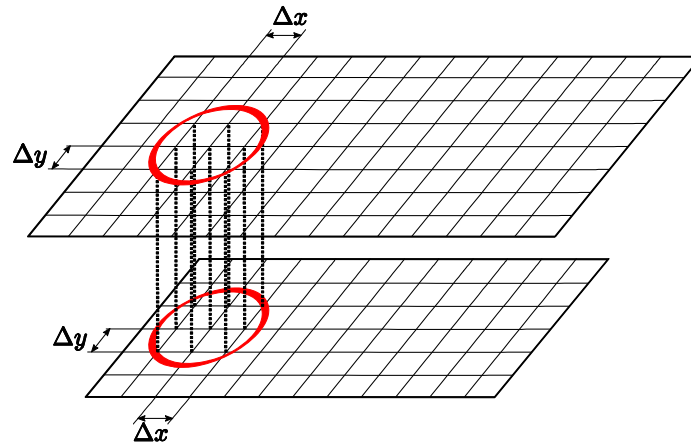


Abbildung 3 : Druckkopplung zwischen inneren und äußerem Gitter

Dies bedeutet einen erheblichen Mehraufwand bei der Modellierung gegenüber einem gewöhnlichen Gleitlager. Zudem müssen die Tragkräfte von zwei Schmierfilmen auf drei Lagerpartner verteilt werden. Den Reibmomenten kommt hier besondere Bedeutung zu, sie sorgen für eine Beschleunigung der Schwimmbuchse. Gängige Modellierungen der Schwimmbuchsenlagerung vernachlässigen die freie Bewegung der Schwimmbuchse und berechnen die Drehzahl aus quasistatischen Gleichgewichtsbedingungen [2].

2.3 Wälzlagerung

Die dynamische Simulation des Wälzlagers wird hauptsächlich von der Kontaktsituation der unterschiedlichen Lagerpartner determiniert. Je nach Normalkraft gleitet oder rollt ein Wälzkörper am Außen- oder Innenring. Die Bestimmung des Kontaktpunktes, der resultierenden Penetration und der Normalgeschwindigkeit im Kontakt für alle Kontaktpartner bedarf eines großen Teils des Rechenaufwandes. Erschwerend kommt hinzu, dass diese Systeme extrem steif sind, d.h. geringe Masse der Wälzkörper bei hohen Kontaktsteifigkeiten. Daher ergeben sich sehr steife Differentialgleichungen bzw. sehr große Eigenfrequenzen im System, welche kleine Zeitintegrationsschrittweiten erfordern.

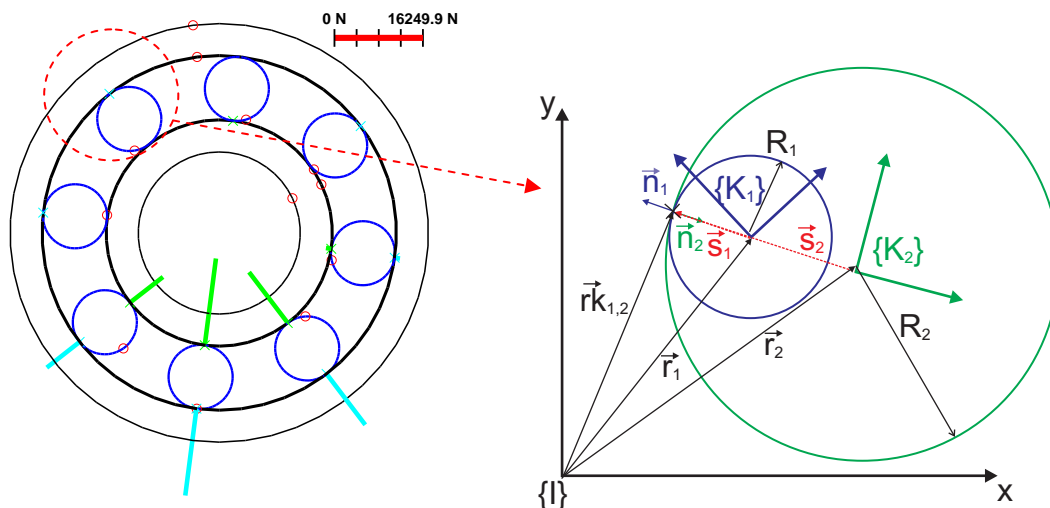


Abbildung 4 : 2D Normalkraftverlauf (li.) und Kontaktmodell (re.) für ein Radiallager

Die Kontaktsituation eines Radiallagers wird in Abbildung 4 für eine Kreiskontur im zweidimensionalen Fall dargestellt. Dies stellt die einfachste Möglichkeit der Erkennung dar. Eine Ausbaustufe ist die Berücksichtigung der Wälzlagerdeformation in radialer und tangentialer Richtung. Eine 3D Kontaktsimulation im Wälzlager bedeutet einen drastischen Mehraufwand. Hier sind Kontakte zwischen nahezu beliebig profilierten Lauffringen und Wälzkörpern möglich. Grundlage ist dabei das nach der DIN ISO 281 [3] vorgeschlagene Scheibenmodell, welches den Wälzkörper in eine endliche Zahl von unabhängigen Scheiben in Längsrichtung unterteilt.

Die Wälzlagermodelle lassen sich mit beliebigen MKS Modellen kombinieren, so dass ein wälzgelagerte ATL simuliert werden kann.

3. Kopplung der Teilprobleme

Die Verbindung der berechneten Tragkräfte aus den Lagermodellen mit den Bewegungsgleichungen des MKS Modells ist in Abbildung 5 dargestellt.

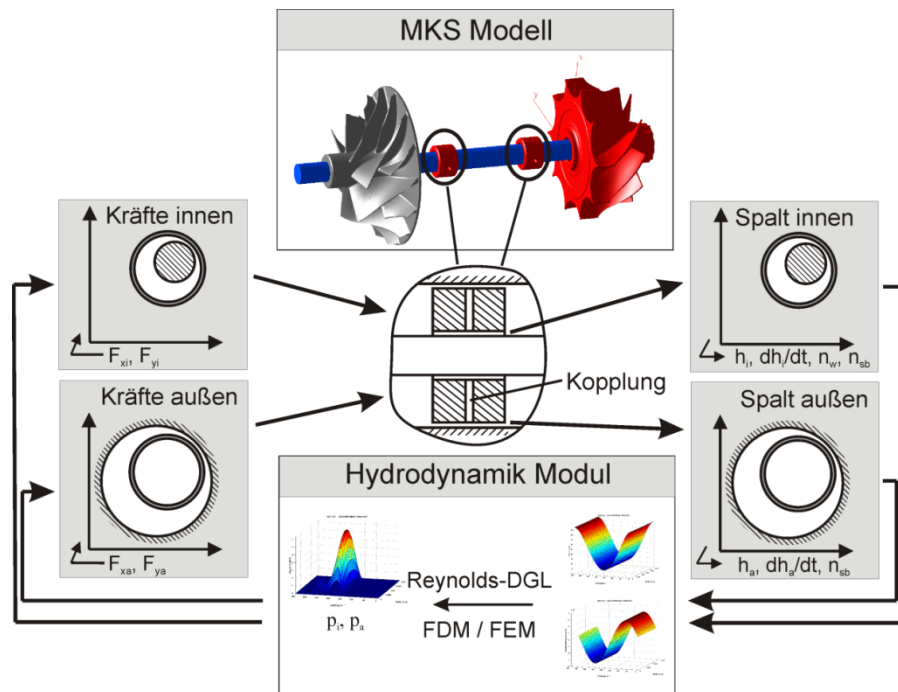


Abbildung 5 : Einbindung der Hydrodynamik in das MKS Modell

Zunächst muss das Modell an den Lagerstellen frei geschnitten werden. Im Schnitt werden alle notwendigen kinematischen Größen als Eingangsgrößen aus dem aktuellen Zeitschritt bestimmt. Diese Größen werden dem Hydrodynamik Modul der Schwimmbuchse zur Bestimmung der Tragkräfte innen und außen zugeführt. Die Tragkräfte müssen anschließend als Aktion und Reaktion auf alle drei Lagerpartner verteilt werden.

Für allgemeine Erweiterungen des Hydrodynamik-Moduls sind Informationen für die Berechnung einer zeitlichen Ableitung von definierten physikalischen Größen an den Gitterpunkten aus vergangenen Zeitschritten notwendig. Dies kann nur erfolgen, wenn sicher gestellt ist, dass der aktuelle Funktionsaufruf auch ein valider Schritt ist der konvergiert ist. Nicht konvergente Schritte sowie die Berechnung von Jakobi-Matrizen müssen von den validen Schritten abgegrenzt werden können, damit das Hydrodynamik-Modul weiß, wann es Daten für zukünftige Schritte abspeichern kann. Diese Informationen stehen bei kommerziellen Programmen nicht immer eindeutig zur Verfügung.

4. EMD-Simulationsumgebung für rotordynamische Anwendungen

Neben den Problemen beim Zugriff auf Informationen des Solvers gibt es bei kommerziellen Programmen in Hinblick auf die Nutzung für rotordynamische Probleme weitere Unzulänglichkeiten. Das MKS Program SIMPACK verwendet als beschreibende Größen für die Lage und Orientierung der Körper Relativkoordinaten. Dies liefert kleine Gleichungssysteme mit teilweise konstanten Matrizen und ist für die Zeitintegration optimal. Die Eigenwertanalyse mit den linearisierten Systemmatrizen liefert für ein rotierendes System nicht interpretierbare Eigenwerte. Es beschreibt zwar die relativen Schwingungen, aber die für die Rotordynamik wichtigen Eigenfrequenzen, sind diejenigen die ein ruhender Beobachter wahrnimmt. Zwar lassen sich Übertragungsfunktionen auch mit inertialen Größen durchführen, die Ergebnisse lassen sich jedoch nicht so eindeutig interpretieren wie berechnete Eigenwerte. Soll ein Campbell-Diagramm über die Rotordrehzahl erstellt werden, so ist dies mit SIMPACK nicht möglich.

Es liegen hinreichend viele Gründe vor das MKS Programm zu wechseln, jedoch werden die Probleme dann nur verlagert. Es wurde daher von den Autoren das MKS Programm EMD entwickelt, welches einfache Mehrkörpersysteme abbilden kann und die Zustandsgrößen inertialsystemfest formuliert. Weiterhin können die

Lösungsalgorithmen für die Zeitintegration speziell auf die gekoppelten Probleme angepasst werden. Außerdem wird die Arbeit an Schnittstellen zu fremden unbekanntem Programmen vermieden. Dies stellt bei der Entwicklung von Nutzerrouitinen für kommerzielle Programme einen nicht zu unterschätzenden Anteil dar. Teilweise müssen gute Lösungsansätze verworfen werden, weil sich diese in den kommerziellen Programmen nicht umsetzen lassen.

4.1 Formulierung der Bewegungsgleichungen

Die Bewegungsgleichungen beschreiben das dynamische Kräfte- und Momentengleichgewicht an einem Körper. Zunächst sollen nur starre Körper betrachtet werden. Für die Bewegungsgleichungen der Translation und Rotation werden das newtonsche Grundgesetz und der Drehimpulsatz verwendet.

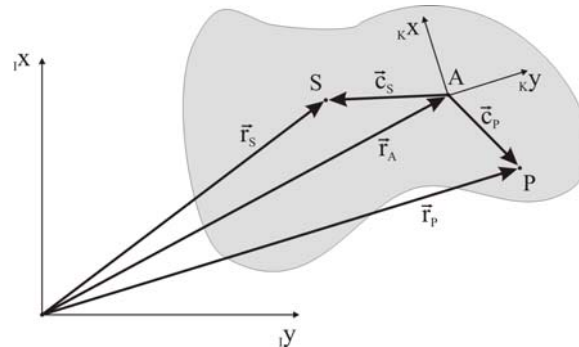


Abbildung 6 : starrer Körper

Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird hier nur auf die Gleichungen der Rotation eingegangen. Hier lassen sich wichtige Effekte aufzeigen. Ausgangspunkt ist der Drehimpulsatz, welcher mit dem newtonschen Grundgesetz kombiniert wird (2). Für einen starren Körper der aus mehreren infinitesimal kleinen Punkten P mit der Masse dm besteht lässt sich der Drehimpuls \vec{L}^A und die äußeren angreifenden Momente \vec{M}_a bezüglich des Punktes A wie folgt formulieren:

$$\dot{\vec{L}}^A - \int \dot{\vec{c}}_P \times \dot{\vec{r}}_P dm = \sum_i \vec{M}_a^{Ai} \quad (2)$$

Im Folgenden wird der Bezugspunkt A des Momentengleichgewichts auf den Schwerpunkt S gelegt, damit vereinfachen sich die Gleichungen erheblich. Wird diese Vektorgleichung in Koordinaten des Inertialsystems entwickelt, so entstehen die Bewegungsgleichungen (3). Diese stellen Differentialgleichungen dar, welche mittels numerischer Verfahren gelöst werden können.

$$\sum_i \underline{I} \underline{M}_a^{Si} = \underline{J}^S \cdot \dot{\underline{\omega}} + \underline{J}^S \cdot \underline{\omega} \quad (3)$$

Die Entwicklung in Koordinaten des körperfesten Relativsystems K ergibt die Gleichung (4).

$$\sum_i \underline{K} \underline{M}_a^{Si} = \underline{J}^S \cdot \dot{\underline{\omega}} + \underline{\tilde{\omega}} \cdot \underline{J}^S \cdot \underline{\omega} \quad (4)$$

Die Gleichungen (3) und (4) haben eine ähnliche Gestalt, aber ihre Umsetzung für die numerische Integration der Differentialgleichung ist hingegen sehr unterschiedlich. Entscheidend ist die Bereitstellung des Trägheitstensors \underline{J} , welcher für die Aufstellung in die Koordinaten eines Bezugssystems entwickelt werden muss. Im körperfesten System ist die Matrix \underline{J}^S konstant, während die Matrix \underline{J}^S von der Orientierung des Körpers abhängig ist. In der Zeitintegration muss die Differentialgleichung sehr häufig aufgestellt werden, eine

konstante Massenmatrix ist effizient, zumal das Relativsystem bei bestimmten Körpern so ausgerichtet werden kann, dass \underline{J}_K^S eine Diagonalmatrix ist, was den numerischen Aufwand weiter reduziert.

Die Aufstellung der Bewegungsgleichung ist im körperfesten System einfacher, leider sind die körperfesten Größen zur Beschreibung der Kinematik ungünstig für die Eigenwertberechnung von rotierenden Systemen.

Im Hinblick auf die Berücksichtigung elastischer Körper muss der Impulssatz im Relativsystem des jeweiligen Körpers aufgestellt werden. Im mitbewegten Relativsystem lassen sich die elastischen Eigenschaften des Körpers übersichtlich beschreiben [4]. Außerdem können die Eingangsdateien von SIMPACK verwendet werden.

Damit muss ein Kompromiss gefunden werden. Der Drehimpulserhaltungssatz wird immer im körperfesten Relativsystem ausgeführt. Die Integration erfolgt jedoch über die inertialsystemfesten Größen. Dazu muss bei jeder Auswertung zwischen den Winkelgeschwindigkeiten im körperfesten System ${}_K\underline{\omega}$ und im Inertialsystem ${}_I\underline{\omega}$ umgerechnet werden. Diejenigen Zustandsgrößen, die nach außen gegeben werden, sind damit immer inertialsystemfeste Größen. Trotzdem bleiben die Vorteile der Formulierung im Relativsystem erhalten.

4.2 Einbindung elastischer Körper

Die elastische Deformation wird in Mehrkörpersystemen durch eine Überlagerung der Starrkörperbewegung abgebildet. Ein elastischer Körper ist zunächst ein starrer Körper, dessen Angriffspunkte zusätzlich noch elastische Deformationen erfahren. Diese Methode wird auch als "Floating Preference Frame" bezeichnet und wurde durch Schwertassek und Wallrapp [4] geprägt und findet im Programmsystem SIMPACK Verwendung. Die elastischen Freiheitsgrade werden zusätzlich einer modalen Reduktion unterzogen. Die Integration findet mit den modalen Freiheitsgraden statt, somit kann der Aufwand in der Zeitintegration deutlich verringert werden.

4.3 Zeitintegration

Die Lösung im Zeitbereich erfolgt mittels bewährter ODE Solver (Ordinary Differential Equation). Dazu müssen die Bewegungsgleichungen bzw. die Zustandsgrößen in Form einer gewöhnlichen Differentialgleichung erster Ordnung formuliert werden. Auf die Verwendung von Zwangsbedingungen wird bei EMD ausdrücklich verzichtet, da sonst DAE Solver (Differential Algebraic Equation) notwendig sind, um die zusätzlichen algebraischen Gleichungen zu erfüllen. Diese sind erheblich komplexer und in jedem Zeitintegrationsschritt müsste die Jacobimatrix der Zwangsbedingungen aufgestellt werden. Die meisten rotordynamischen Systeme kommen ohne Zwangsbedingungen aus, anderenfalls müssen diese als eingeprengte Kraft über ein Feder-Dämpfer-Element realisiert werden. Mit diesem Kompromiss ist der programmtechnische Aufwand für die Bereitstellung der Bewegungsgleichungen geringer und für die Lösungen können etablierte ODE Solver verwendet werden.

Besonders ode23s[5] und ode23t[6] sind mit kleinen Modifikationen im Algorithmus brauchbare und schnelle Lösungsverfahren. Eine wichtige Modifikation der Algorithmen ist die selektive Fehlerschranke für die einzelnen Zustandsgrößen Weg, Geschwindigkeit und elastische Zustandsgrößen. Damit werden bestimmte Zustandsgrößen nicht unnötig genau berechnet, die Schrittweite wird somit möglichst groß gehalten.

4.4 Eigenwertberechnung

Die Berechnung der Eigenwerte ist für rotordynamische Anwendung besonders wichtig. Damit lassen sich Campbell-Diagramme über die Rotordrehzahl erstellen, die für die Bewertung von Anlaufvorgängen wichtig sind. Die Verwendung von inertialen Zustandsgrößen ist eine wichtige Grundlage für die korrekte Berechnung der Eigenwerte. Vor der eigentlichen Eigenwertberechnung muss das nichtlineare System zu einem bestimmten Zustand linearisiert werden. Die entstehende Systemmatrix ist quadratisch und unsymmetrisch. In EMD wird ein QR-Algorithmus verwendet, um die komplexen Eigenwerte zu erhalten. Für die Darstellung der zugehörigen Eigenschwingformen werden nur die rechts-Eigenvektoren berechnet und ausgegeben.

5. Ergebnisse

Als kleinen Auszug der durchgeführten Simulationen zum Abgasturbolader, werden anschließend Ergebnisse von Simulationen aus dem Frequenzbereich und dem Zeitbereich dargestellt.

5.1 Campbell-Diagramm

Zur Erstellung des Campbell-Diagramms wurde der ATL in linearen isotropen Federn gelagert. Damit ist die Steifigkeit der Lager nicht von der Wellendrehzahl abhängig und es dominieren die gyroskopischen Momente, die zur Aufspaltung der Eigenfrequenzen führen. Abbildung 7 zeigt den bekannten Verlauf eines starren Rotors mit vier Freiheitsgraden. Es ergeben sich zwei Gleichläufe und zwei Gegenläufe. Für einfache Systeme lässt sich dieser Verlauf auch analytisch berechnen.

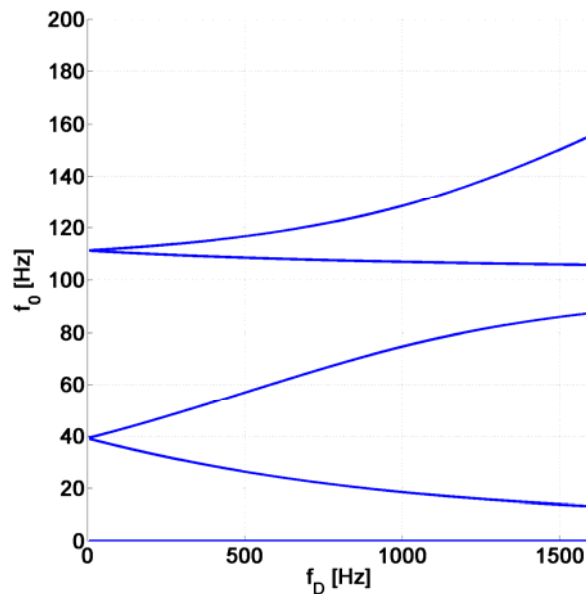


Abbildung 7 : Campbell-Diagramm ATL in isotropen Lagern

In Anlehnung an die nichtlinearen Lagerungselemente des ATL werden in einem weiteren Simulationsmodell orthotrope Federn verwendet. Bei Gleitlagern gibt es noch Koppelterme zwischen den Richtungen, diese werden hier nicht berücksichtigt. Das resultierende Campbell-Diagramm ist in Abbildung 8 dargestellt, und zeigt einen deutlich anderen Verlauf. Dieser Verlauf deckt sich qualitativ mit den Darstellungen aus [7].

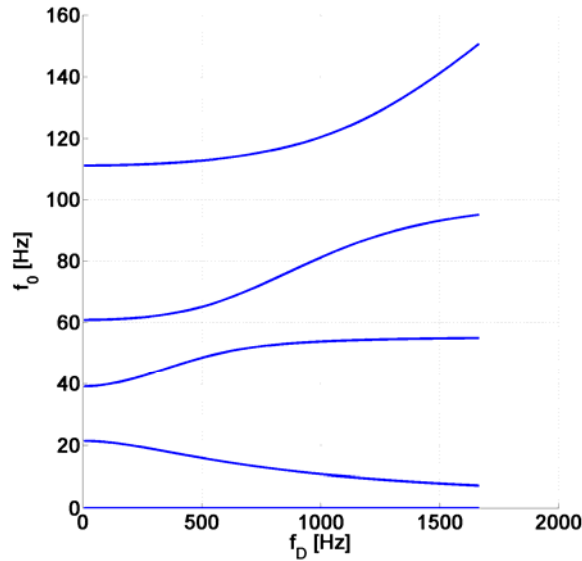


Abbildung 8 : Campbell-Diagramm ATL orthotropen Lagern

5.2 Hochlaufsimulation ATL

Der Hochlauf des Abgasturboladers erfolgt durch eine Vorgabe der Rotordrehzahl. Im realen Betrieb wird, diese durch den Fluss des Abgasstroms determiniert. In erster Näherung werden daher Prüfstandsversuche simuliert. Die Simulation der Lagerung erfolgt daher durch nichtlineare Schwimmbuchselemente, bei denen die Reynolds-Gleichung in jedem Zeitschritt numerisch gelöst wird.

Zur Validierung der Simulation werden auch Messungen am Kaltgasprüfstand des IFME durchgeführt, nur so ist eine Kontrolle der Modellierung möglich. Erste Vergleiche zeigen eine gute qualitative Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung. Problematisch ist bei nichtlinearen Systemen die korrekte Erfassung der Randbedingung, daher wird nie eine absolute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung vorliegen.

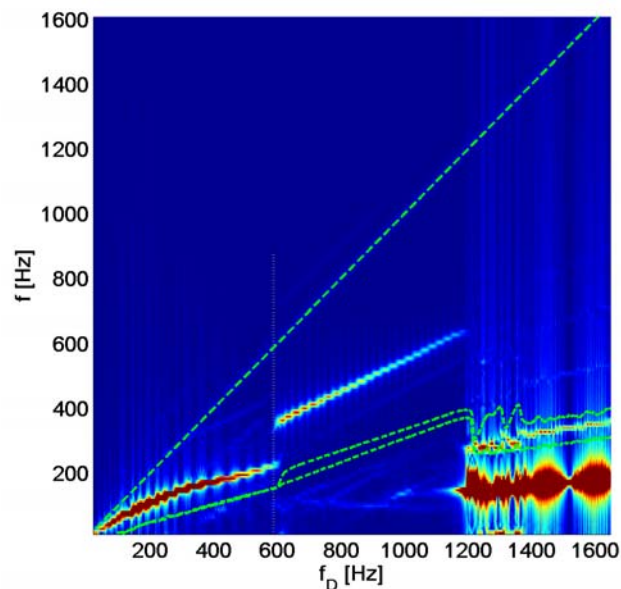


Abbildung 9 : Wellenschwingungen im Frequenzbereich über die Wellendrehzahl

Abbildung 9 zeigt ein Wasserfalldiagramm der Wellenschwingungen. Diese wurden für jeden Drehzahlbereich einer Fourier Transformation unterzogen. So lassen sich die Frequenzinhalte der Wellenschwingung besser charakterisieren. Die grünen Graphen zeigen die Drehfrequenzen der Welle und der Schwimmbuchsen. Dabei ist

deutlich zu erkennen, dass die drehfrequente Unwuchtschwingung einen geringen Anteil an den Wellenschwingungen besitzt. Die Whirl-Schwingungen dominieren das Schwingungsbild. Bei 600 Hz erfolgt ein Sprung zwischen zwei verschiedenen Whirl-Schwingungen, schließlich wird das System bei 1200 Hz instabil. Wobei der Begriff der Instabilität hier nicht mathematisch zu verstehen ist, sondern aus der technischen Betrachtungsweise. Die Schwingungen oberhalb der Wellendrehfrequenz von 1200 Hz sind so groß, dass kontinuierlich Festkörperkontakt in den Schwimmbuchsen vorliegt. Die Parameter des Simulationsmodells beschreiben daher eine ungünstige Konstruktionsvariante. In [8] und [9] sind weitere Untersuchungen der Autoren dokumentiert.

6. Ausblick

Mit EMD steht ein einfaches und leistungsstarkes Simulationsprogramm bereit, welches unabhängig von kommerziellen Programmen Mehrkörper-Systeme berechnen kann. In diesem Beitrag wurde dies am Beispiel eines Abgasturboladers gezeigt.

Die Erweiterung von EMD erfolgt kontinuierlich durch verschiedene Mitarbeitern am IFME, die in ihrem Forschungsschwerpunkt neue Modelle zur Abbildung von verschiedenen dynamischen Systemen untersuchen. So ist EMD z.B. auch in der Lage thermische Probleme in Kopplung mit der Hydrodynamik zu lösen.

Literaturverzeichnis

- [1] Daniel, Ch.; Stackeljan, J.; Woschke, E.: Modellierung von Gleitlagern in rotordynamischen Modellen, SIRM 2009 - 8th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Vienna, Austria, 23 - 25 February 2009, Paper-ID 33
- [2] Fuchs, A.: Schnelllaufende Radialgleitlagerungen im instationären Betrieb; Dissertation TU Braunschweig 2002
- [3] DIN ISO 281: Wälzlager, Beiblatt 4 : Dynamische Tragzahlen und Nominelle Lebensdauer – Verfahren zur Berechnung der modifizierten Referenz-Lebensdauer für allgemein belastete Wälzlager, April 2033
- [4] Schwertassek, R.; Wallrapp O.: Dynamik flexibler Mehrkörpersysteme, Braunschweig / Wiesbaden, Vieweg Verlag, 1999
- [5] Shampine, L. F.; Reichelt, M. W : The MATLAB ODE Suite, SIAM Journal on Scientific Computing, Vol. 18, 1997, pp 1-22.
- [6] Shampine, L. F.; Reichelt, M. W.; Kierzenka, J.A. : Solving Index-1 DAEs in MATLAB and Simulink, SIAM Review, Vol. 41, 1999, pp 538-552.
- [7] Gasch, R.; Nordmann, R.; Pfützner, H.: Rotordynamik, Berlin / Heidelberg, Springer-Verlag, 2001
- [8] Daniel, C.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J. : Numerische Simulation des instationären Verhaltens der Schwimmbuchsenlagerung in Turboladern, SIRM 2011 - 9th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Darmstadt, Germany, 21. – 23. February 2011, Paper-ID 07
- [9] Woschke, E.; Daniel, C.; Nitzschke, S.; Strackeljan, J.: Numerical run-up simulation of a turbocharger with full floating ring bearings, ICOVP 2011 – International Conference on Vibration Problems, Prag, Czech Republic, 05. – 08. September 2011