

AKTUELLE PROBLEMSTELLUNGEN ZUR DYNAMIK VON LABORZENTRIFUGEN

Moderne Laborzentrifugen sind Universalmaschinen, weil sie mit einer Vielzahl unterschiedlicher Rotoren lauffähig sein müssen. Aus Sicht der Dynamik ist dies ein Problem, weil Lagerung, Antrieb und die Verbindung zwischen Motor und Rotor für alle Rotoren unverändert bleiben, obwohl die Rotore sich bezüglich Masse und Trägheitsmoment erheblich unterscheiden. Neben klassischen Problemen der Resonanz ergeben sich bei schnell drehenden Rotorsystemen häufig Fragestellungen durch innere Reibung. Der Beitrag behandelt Ergebnisse Untersuchungsergebnisse einer speziellen werkzeugfreien Rotor-Welle-Verbindung. Diese erlaubt zwar einen einfachen Wechsel von Rotoren, bietet aber auch eine Vielzahl von Entstehungsmöglichkeiten für interne Dämpfung vor allem auch im Zusammenhang mit Nichtlinearitäten. Es werden aktuellen Entwicklungen und Anforderungen an moderne Laborzentrifugen und deren Auswirkungen auf die Rotordynamik präsentiert.

Modern Laboratory centrifuges are characterized as being designed like universal machines, so a wide variety of different rotors could run on one drive. From the perspective of the rotor dynamic, that is a crucial point because the spring suspension elements, the entire drive and the shaft connecting the motor and the rotor are the same for all rotors with a wide range of mass and moment of inertia. This leads to a compromise design solution. Beside classical problems of resonance the main problem in high speed rotor systems occurs due to internal damping effects. In this paper we present results from an investigation of stability problems in a special rotor shaft joint of a centrifuge which is designed tool free with a plug and lock mechanism. It enables an easy change of rotors, but generates a couple of mechanisms for internal damping in combination with nonlinear stiffness. The paper shows current trend in the design of laboratory centrifuges and points out arising dynamic problems.

Einleitung

Zentrifugen kommen zum Einsatz, wenn zur Trennung von Mehrphasengemischen unterschiedlicher Partialdichten die Ausnutzung des natürlichen Schwerfeldes nicht mehr ausreicht. Erst die durch Zentrifugen unterschiedlicher Bauform künstlich erzeugten Schwerfelder ermöglichen es in vielen Anwendungen der Umwelt- und Gentechnologie sowie in medizinischen, biotechnischen und chemischen Labors, dass der gewünschte Trennungsprozess innerhalb des Zentrifugiergutes mit akzeptablen Trennzeiten stattfinden kann. Weiterentwicklungen von Analyse- und Nachweismethoden erfordern gleichzeitig die Erhöhung der Trennfaktoren und eine Verringerung der Zentrifugierzeiten. Eine Möglichkeit diesen Anforderungen gerecht zu werden, ist eine Steigerung der Enddrehzahlen. So werden mit handelsüblichen Laborzentrifugen in Abhängigkeit des Einsatzbereiches und der verwendeten Rotoren aktuell Drehzahlen von etwa 5000 U/min bis zu 30000 U/min erreicht. Hochgeschwindigkeitszentrifugen, sogenannte Ultrazentrifugen, arbeiten in Drehzahlbereichen bis 80000 U/min. Neben den steigenden Drehzahlen werden auch weitere konstruktive Anforderungen an moderne Laborzentrifugen gestellt, die teilweise Auswirkungen auf das dynamische Verhalten mit sich führen. Dieser Beitrag stellt anhand ausgewählter Beispiele Abhängigkeiten dar und zeigt auf, welche konstruktiven Lösungsansätze gewählt werden können, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten.

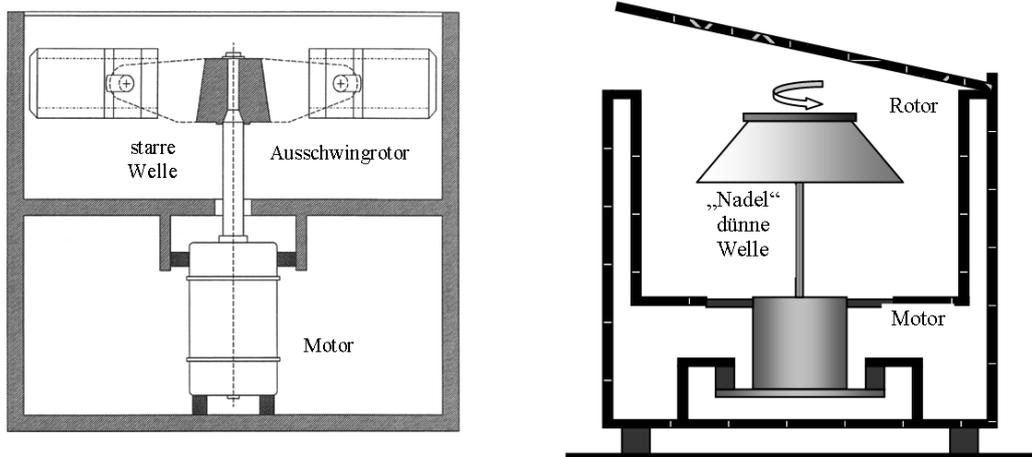


Abbildung 1. Prinzipskizzen von unterschiedlichen Ausführungen einer Laborzentrifuge

2. Die Laborzentrifuge als Rotorsystem

Eine Laborzentrifuge ist aus der Sicht der Maschinendynamik ein elastisch gelagertes Rotorsystem mit grundsätzlich unwuchtigen Rotoren. Dabei stützen sich die Auflagerungen gegen ein zunächst als starr anzunehmendes Gehäuse ab. Die Masse des Gehäuses ist mit allen notwendigen Einbauten deutlich größer als diejenige des Rotorsystems. Je nach Anwendungsfeld können schwere Blutbankzentrifugen bis zu 400 kg Masse besitzen, während kleinere Tischgeräte schon

mit Massen von nur ca. 10 kg zum Einsatz kommen. Der Rotor, der grundsätzlich sowohl mit einer statischen als auch mit einer dynamischen Unwucht behaftet ist, rotiert in einem Hygienekessel, der von dem als Schutzvorrichtung fungierenden Panzerkessel umgeben ist.

Im wesentlichen werden zwei Konstruktionsprinzipien unterschieden, wobei sich die klassische Laborzentrifuge (Abbildung 1, links) in der Rotor-Motor-Verbindung von der Nadelzentrifuge (Abbildung 1, rechts) unterscheidet. Die klassische Zentrifuge besteht aus einem direkt an einer starren Motorwelle befestigten Rotor. Durch die starre Ankopplung resultiert eine hohe Steifigkeit zwischen Rotor und Motor. Oberhalb der kritischen Drehzahl stellt sich im System Rotor, Welle und Motoranker eine Selbstzentrierung um den neuen Gesamtschwerpunkt ein.

Die Folge ist eine Reduzierung der Lebensdauer der Zentrifuge durch hohe Belastungen der Motorwälzlager und der Antriebswelle. Der Durchmesser einer solchen starren Antriebswelle liegt i.d.R. zwischen 10–25 mm. Bei Hochleistungszentrifugen mit Drehzahlen zwischen 15000 U/min und 30000 U/min wird die Wellenverbindung zwischen Antriebsmotor und Rotor daher i.a. als dünne elastische Nadel ausgeführt und verhindert dadurch das Auftreten übermäßiger Biege- und Lagerbeanspruchungen (Abbildung 1, links).

Abweichend von diesem Aufbau ist es aus rotordynamischer Sicht für die Sicherstellung eines stabilen Laufverhaltens bedeutsam, den Rotor mit zusätzlicher äußerer Dämpfung zu versehen. Die gewünschte Entkopplung zwischen Rotor und Antrieb gestaltet eine Bedämpfung des Rotors über Elastomerkomponenten am Motor als schwierig und es wird die Ankopplung eines Dämpferelements an die rotierende Wellen notwendig. Die konstruktive Auslegung dieser Dämpfer- Federkombination stellt bei den vorliegenden Drehzahlen hinsichtlich der Lagerlebensdauer eine anspruchsvolle Aufgabe dar. Abbildung 2 zeigt eine mögliche Variante dieser Nadelbedämpfung.

3. Anforderungsprofil einer modernen Laborzentrifuge

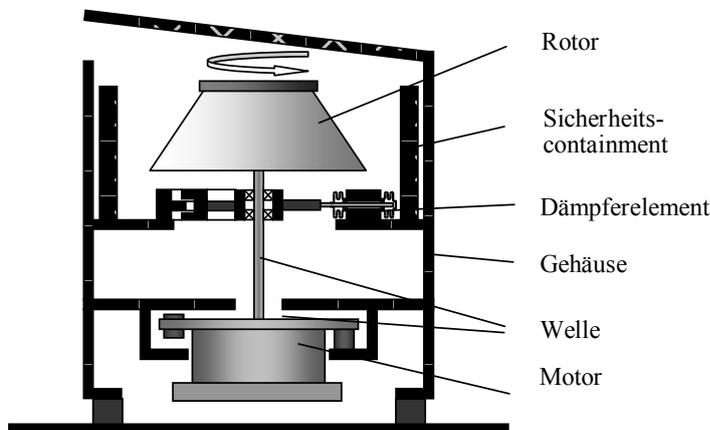


Abbildung 2. Darstellung einer Hochleistungszentrifuge mit bedämpfter Antriebswelle [11]

Bevor näher auf mögliche rotordynamische Problemstellungen im Laufverhalten von Laborzentrifugen eingegangen wird, sollen zunächst kurz die aus Sicht der Hersteller und Kunden definierten Anforderungen an eine moderne Laborzentrifuge aufgeführt werden.

- Betrieb mit vielfältiger Rotorpalette:

In den letzten Jahren hat sich bei Laborzentrifugen zumindest bei Geräten der mittleren und höheren Preisklasse immer mehr der Trend zu sogenannten Universalmaschinen durchgesetzt, bei denen auf einem Rotorantrieb eine Vielzahl unterschiedlicher Rotoren lauffähig sein muss. Die dabei abzudeckende Rotorpalette ist überaus vielfältig und reicht von kleinen Festwinkelrotoren bis zu großvolumigen mit Massen bis 20 kg, für spezielle Rotoren in Blutbankzentrifugen auch 60 kg und umfasst zusätzlich Ausschwingrotore in unterschiedlichen Ausführungen. Hierbei treten auch

unsymmetrische Bauformen auf, und die häufig verwendeten Windkesselrotoren sind hinsichtlich der erreichbaren Restunwuchten des den Rotors umschließenden Kessels überaus problematisch. Abbildung 3 zeigt beispielhaft die Palette von Rotoren, die heute auf einer modernen Laborzentrifuge betrieben werden können.

- Unwuchttoleranz:

Es gibt umfangreiche Bemühungen und Forderungen den Anwender zur Steigerung des Bedienkomforts von Tarierarbeiten möglichst zu befreien. Dennoch können die Grenzen der zulässigen Beladungsunwucht nicht beliebig nach oben verschoben werden. Eine zulässige Unwucht von 20 g bei einer Rotormasse von 8 kg übersteigt die früher als Richtwert für Starrwellenzentrifugen angegebene Rotorunwucht von 1 % um den Faktor 2.5 und kann in Kombination mit einem nicht hinreichend gut gewuchteten Rotor zu einem nicht akzeptablen Laufverhalten führen. Es ist allerdings sehr wohl möglich, Unwuchten im Bereich von 10 % der Rotormasse zu beherrschen, wenn zugehörige Antriebskonzepte



Abbildung 3. Unterschiedliche Rotoren, die auf einem Zentrifugenantrieb betrieben werden können. (Unterlagen der Firma Thermo Scientific) [11]

des Rotors realisiert werden. Aus Sicht der Rotordynamik kritisch erscheint die Integration eines Elastomers zwischen Rotor und Welle. Eine solche elastische Ankopplung wird gelegentlich verwendet, um eine Selbstzentrierung des Rotors bei hohen Drehzahlen auch bei großen Unwuchten zu ermöglichen. So lassen sich die Rotorbewegungen weitgehend von der Wellenbewegung entkoppeln.

- Werkzeugfreien Welle-Rotor-Verbindungen:

Es werden heute vermehrt Welle-Rotor-Verbindungen eingesetzt, die ein Aufstecken des Rotors auf der Welle ohne zusätzliche Montagehilfen möglich machen. Hieraus ergibt sich zwangsläufig, dass immer Spiel zwischen Rotorwelle und Rotornabe vorhanden ist. Vor einigen Jahren hätten Fachleute derartige Verbindungen bei den hier vorliegenden Drehzahlen von mehr als 20.000 U/min noch als völlig unrealisierbar angesehen, weil das Auftreten von innerer Reibung nicht verhindert werden kann. Theoretische Studien an schon relativ einfachen Rotorsystemen [1,2,3,4,5] zeigen, dass z.B. durch Reibungsvorgänge, welche in einem rotorfesten Koordinatensystem formuliert werden können, u. U. instabile Systemzustände mit exponentiell wachsenden Amplituden auftreten, wenn einerseits die Rotordrehzahl höher als eine der Gleichlaufefigenfrequenzen ist -also allemal im typischen Betriebsdrehzahlbereich- und wenn andererseits die äußere Bedämpfung, welche gegenüber einem laborfesten Koordinatensystem angenommen wird, nicht genügend groß ist. Derartige Phänomene treten bei der Konstruktion von Laborzentrifugen relativ häufig auf und enden meist mit erheblichen Zerstörungen von Zentrifuge und deren Umfeld. Dabei stammt die vorgenannte sogenannte „mitbewegte Reibung“ häufig aus Mikro-Gleitvorgängen zwischen Rotoraufnahme am oberen Nadelende und dem Rotor. Bei nicht fest montierten Rotoren ist diese Gefahr natürlich besonders groß.

- Kompakte Bauform (Leichtbau):

Für Laborräume und Arztpraxen sind auf dem Tisch betreibbare Laborzentrifugen besonders komfortabel. Um bei einem solchen Tischgerät die Bedienbarkeit vor allem beim Rotorwechsel zu ermöglichen, müssen die Geräte sehr flach gebaut sein und die zur Verfügung stehende Bauhöhe wird dem Rotor zur Verfügung gestellt, womit das für den Motor und dessen Lagerung vorhandene Bauvolumen natürlich abnimmt.

- Verbesserung der Komfoteigenschaften hinsichtlich der Geräusentwicklung:

Auch aus dieser Forderung ergeben sich konstruktive Vorgaben hinsichtlich der Antriebs- und Lagerungskonstruktion. So lassen sich Dämpfungsmaßnahmen, die zwar zu einer Verbesserung des Schwingungsverhaltens führen, nicht in jedem Fall umsetzen, da diese auch mit einer Steigerung der auf das Gehäuse eingeleiteten Kräfte und häufig auch mit einer erhöhten Schallabstrahlung verbunden ist.

- Höhere Sicherheitsstandards und geringere Wartungsintervalle:

Nicht nur die Anforderungen an die Sicherheit der Konstruktion selbst, die sich z.T. durch Tests des Herstellers nachweisen lässt, sind gestiegen, sondern es ist erforderlich, einen sicheren Betrieb einer Laborzentrifuge beim Kunden über die gesamte Einsatzdauer einer Zentrifuge zu garantieren, weil die Folgen eines Crash oft gravierende Folgen haben (Abbildung 4). Der heute schon erkennbare Trend zu „intelligenten“ Geräten mit Überwachungsfunktionen wird sich daher in den nächsten Jahren verstärken. Als Beispiel sei hier die Ablösung des mechanisch arbeitenden Unwuchtdetektors durch fest installierte Beschleunigungssensoren genannt [11].

Gegen diese überschaubaren Grundprinzipien der Auslegung solcher Laborzentrifugen steht jedoch der Tatbestand, dass die praktische Realisierung dieser Rotorsysteme häufig große Schwierigkeiten bereitet und das tatsächliche dynamische Verhalten in vielen Fällen völlig unakzeptabel ist. Daher sollen kurz einige immer wieder auftretende Schwierigkeiten im Laufverhalten von Laborzentrifugen skizziert und die Hintergründe näher beschrieben werden.

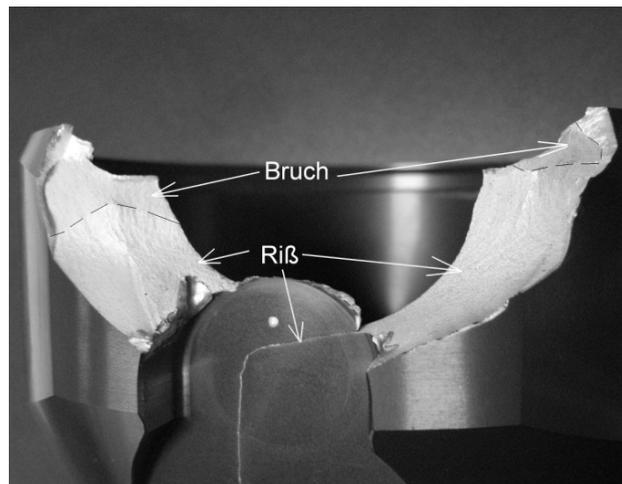
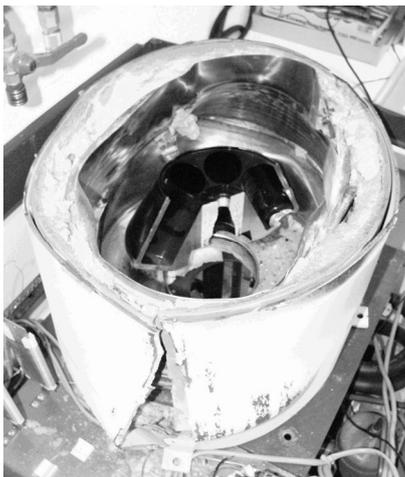


Abbildung 4. Folgewirkungen eines Rotorcrash in einer Laborzentrifuge (links). Ribbildung und Bruch in einem Ausschwingrotor

Wie sich u.a. aus umfangreichen theoretischen und experimentellen Beziehungen und den Forderungen und Erfahrungen von Betreibern und Herstellern herausgestellt hat, müssen an ein Rotorsystem entsprechend den Prinzipskizzen (Abbildung 1 u. 2) gewisse Anforderungen gestellt werden, deren Erfüllung am besten noch vor Aufbau eines Prototypen per Modellsimulation nachgewiesen werden sollte:

1. Bei dem üblicherweise notwendigen Durchfahren von kritischen Drehfrequenzen im Bereich unterhalb von 50 Hz sollen die Schwingungsamplituden hinreichend klein bleiben.
2. Der Betriebsdrehzahlbereich oberhalb von etwa 3000 U/min muss frei von unzulässigen Eigenfrequenzen sein.

3. Die Eigenfrequenzen des Rotorsystems, welche unterhalb der jeweiligen Drehfrequenzen liegen, müssen hinreichend bedämpft sein. Das heißt konkret, dass die modalen Dämpfungsmaße dieser Eigenfrequenzen möglichst höher als 2% sein müssen.

4. Die elastische Abstützung des Motors und gegebenenfalls des Rotors soll möglichst isotrop ausgeführt werden.

5. Die Lagerbelastungen sämtlicher Wälzlager sollen aufgrund des dynamischen Verhaltens eine Lebensdauer von über 5000 h zulassen.

6. Im Falle eines Rotorcrash muss die Sicherheit des Bedienpersonals gewährleistet werden. Dieser Forderung kann der Konstrukteur nachkommen, indem die konstruktive Auslegung der Zentrifuge so gestaltet wird, dass bestehende Normen und Sicherheitsstandards eingehalten werden.

In vielen Fällen von Neukonstruktionen oder solchen, bei denen an bestehenden Geräten „nur“ geringe Modifikationen, wie z.B. die Anhebung der Maximaldrehzahl vorgenommen werden soll, wird gegen eine oder mehrere dieser Forderungen verstoßen. Die Folge hiervon kann sein, dass im schlimmsten Fall ein derartiges Gerät für den praktischen Einsatz nicht tauglich ist.

4. Dynamisches Verhalten ausgewählter Problemstellungen

Es sollen nachfolgend anhand einiger ausgewählter Problemstellungen wesentliche Phänomene im dynamischen Verhalten von Laborzentrifugen beschrieben werden, die bei der konstruktiven Auslegung in jedem Fall Beachtung finden müssen.

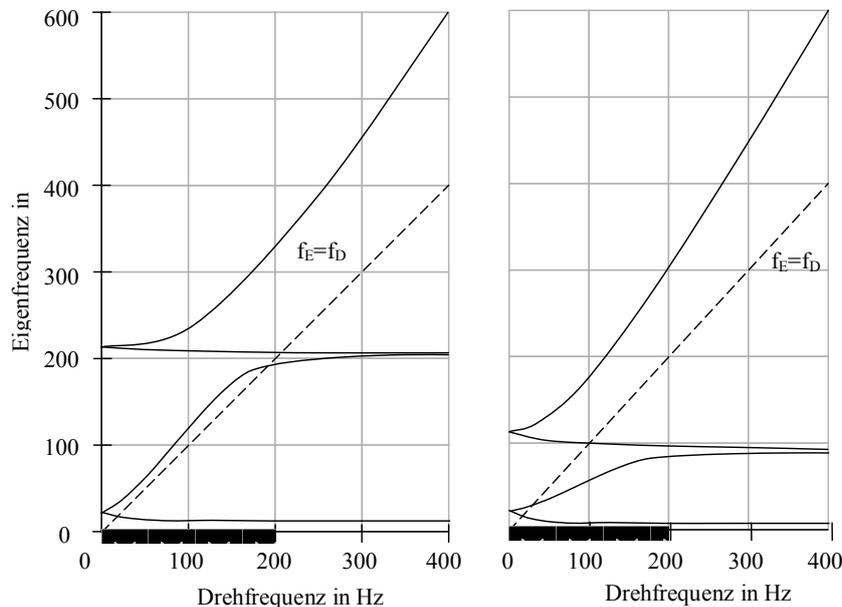


Abbildung 5. Nadelzentrifuge mit Resonanzstelle im oberen Betriebsdrehzahlbereich (links) und optimierte Variante (rechts)

4.1 Resonanzfreiheit des Betriebsdrehzahlbereichs

Möglicherweise aufgrund recht vieler und in ihren Auswirkungen schlecht abzuschätzender Systemparameter werden immer wieder Zentrifugen entworfen, die in ihrem dynamischen Verhalten einen sehr unruhigen Lauf auch in höheren Drehzahlbereichen, also weit oberhalb der klassisch durchlaufenen kritischen Drehfrequenzen, aufweisen. Ein solches Verhalten wird am Besten verdeutlicht, wenn man sich die Abhängigkeit der Eigenfrequenzen von der Drehfrequenz für eine solche Fehlkonstruktion vor Augen hält. Diese sehen dann alle ähnlich wie diejenigen in Abbildung 5 aus.

Man erkennt bei dieser tatsächlich gebauten Nadelzentrifuge im Bereich zwischen etwa 20 Hz und 190 Hz einen „resonanznahen Lauf“ („Anfahrgerade“ nahe der Eigenfrequenz (f_E)-Drehfrequenz (f_D)-Kurve) mit einer Resonanzstelle bei etwa 190 Hz, welche im Betriebsdrehzahlbereich liegt und ohne weitere Maßnahmen hochgefährlich wäre. Die hier gewählte „Problemlösung“ bestand in einer extremen Bedämpfung des Antriebsmotors mit einer Vielzahl viskoser Dämpfer zur Unterdrückung der Resonanzamplituden. Dabei würde bei diesem Problem eine Veränderung der Schwerpunktslage und des Massenträgheitsmomentes des Motors zu einem deutlich besseren Systemverhalten führen, wie Abbildung 5 (rechts) anschaulich darlegt. Der Resonanzdurchgang konnte auf 25 Hz reduziert werden und der in Abbildung 5 (links) sichtbare schleifende Schnitt zwischen der Anfahrgeraden und dem Eigenfrequenzverlauf verschwindet [10,11]. Die Durchführung derartiger Optimierungen erfolgt sinnvollerweise automatisiert. Hierfür bieten sich verschiedene Methoden des Softcomputing an. Die Autoren haben mit dem Einsatz von Evolutionären Strategien zur Auswahl optimaler Konstruktionsparameter gute Erfahrungen gesammelt.

4.2 Instabilität aufgrund innerer Reibung

Wie schon erwähnt, kann man auch an einfachen Rotorsystemen zeigen, dass durch Reibungsvorgänge, welche in einem rotorfesten Koordinatensystem formuliert werden, instabile Systemzustände auftreten können. Dabei stammt die innere Reibung häufig aus möglichen Mikro-Gleitvorgängen zwischen wellenseitiger Rotoraufnahme und dem Rotor selbst. Diesem Effekt kann bei Nadelzentrifugen oft nur durch eine Bedämpfung des Rotors begegnet werden, bei Zentrifugen mit starrer Welle ist häufig auch die direkte Dämpfung über den Motor möglich. FISCHER [8] hat sowohl für einfache Rotorsysteme als auch für komplexe Laborzentrifugen den Einfluss der inneren Reibung sehr detailliert untersucht. Hierin

findet sich auch eine umfangreiche und aktuelle Literaturübersicht zum Thema der inneren Reibung, das im Prinzip seit den Arbeiten von KIMBALL [1] und NEWKIRK[2] schon seit 80 Jahren bekannt ist. Das Thema ist durch den Trend zur Nutzung werkzeuffreier Welle-Rotor-Verbindungen, die praktisch immer eine Mikrobewegung zulassen, von hoher Aktualität.

Die Möglichkeiten der numerischen Simulation eines Rotorsystems auch zur Prüfung von Instabilitätserscheinungen, sind heute weit fortgeschritten, aber es bleiben Unsicherheiten, so dass kein Konstrukteur eine Maschine lediglich aufgrund von Testläufen auf dem Computer bis zur Serienreife entwickeln wird. Dennoch können Simulationen der Eigenfrequenz-Drehfrequenz und der Dämpfungs-Drehfrequenz-Verläufe interessante Aufschlüsse über die vorhandene Restdämpfung geben. Abbildung 6 zeigt im linken Teil für eine Zentrifugenkonstruktion mit einem Ausschwingrotor von 12 kg Masse die Eigenfrequenz-Drehfrequenz-Abhängigkeit der beiden unteren Starrkörpereigenfrequenzen. Eingezeichnet sind die beiden Gleich- und Gegenläufe, wobei für die Bestimmung der kritischen Dämpfung der höchste Gegenlauf unterhalb der Drehfrequenz die größte Bedeutung besitzt. Im rechten Teil von Abbildung 6 sind die zu den Eigenfrequenzen gehörenden Dämpfungsverläufe eingezeichnet. Bei einer Simulationsendfrequenz von 100 Hz verbleibt eine äußere Dämpfung des kritischen Eigenwertes von 1.7 %. Dieser Wert wäre für einen praktischen Einsatz vermutlich zu gering, weil z.B. noch Reserven für einen temperaturbedingten Dämpfungsverlust der Elastomere berücksichtigt werden sollten.

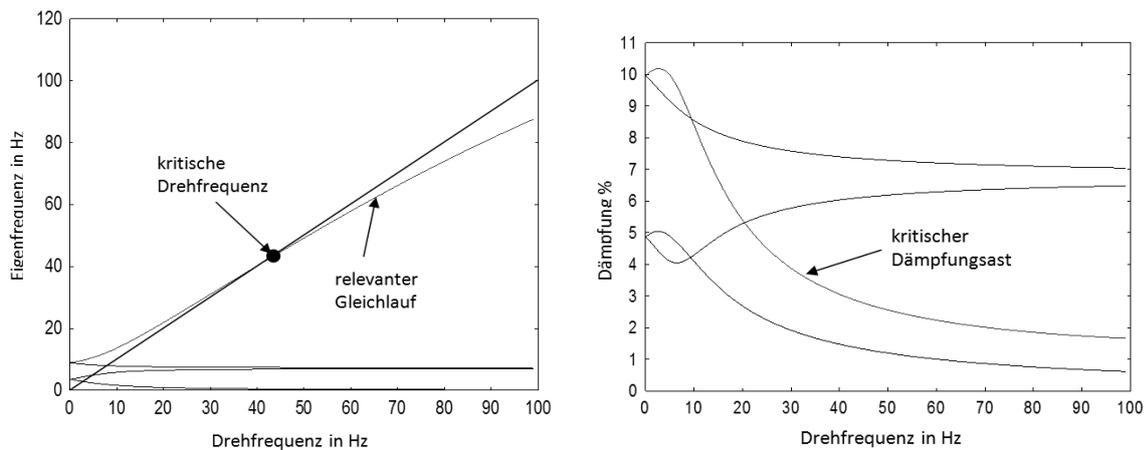


Abbildung 6. Simulationsergebnisse der Eigenfrequenz-Dämpfungsabhängigkeit der vier unteren Eigenfrequenzen einer Laborzentrifuge

Beispiele instabiler Laborzentrifuge

Zur experimentellen Beurteilung des Stabilitätsverhaltens genügt in der Regel die Vermessung der Schwingbewegung (z.B. Beschleunigung am Motor) als Reaktion auf ein leichtes Anschlagen des Gehäuses oder der nichtrotierenden Motorkomponenten.

Die nachfolgende kurze Präsentation einer durchgeführten experimentellen Stabilitätsuntersuchung einer Laborzentrifuge mit Festwinkelrotor verdeutlicht die mit der inneren Reibung verknüpfte Problematik eindrucksvoll. Die

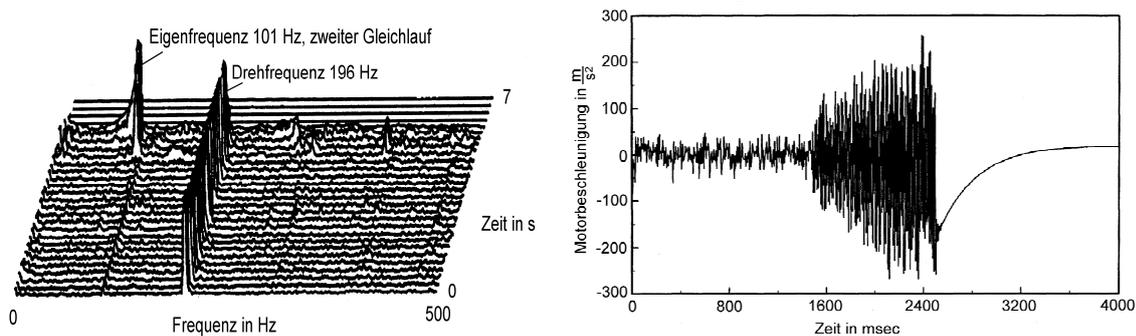


Abbildung 7. Wasserfalldarstellung der Fourierpektren der Motorbeschleunigung einer Laborzentrifuge (links) mit innerer Reibung nach der Stoßanregung. Zeitschrieb des Motors bis zur Zerstörung der Maschine (rechts)

Wasserfalldarstellung in Abbildung 7 (links) zeigt die Fourierpektren der Motorbeschleunigung senkrecht zur Rotordrehachse über einen Zeitraum von 7 s.

Nachdem bis zum Zeitpunkt der Stoßanregung bei ungefähr 5 s die Unwuchtschwingung mit $f_d = 196$ Hz deutlich das Gesamtschwingungsverhalten dominiert, kommt es unmittelbar nach dem Stoß zu einem deutlichen Anstieg der Schwingung mit der Eigenfrequenz $f_E = 101$ Hz, die dann innerhalb von ca. 1 s zur Zerstörung der Maschine führt. Der Zeitschrieb der Motorbeschleunigung in Abbildung 7 (rechts) verdeutlicht, wie gering die Eingriffsmöglichkeiten im Falle des Auftretens einer solchen Instabilität sind, denn die Amplituden vergrößern sich praktisch innerhalb von nur einer Sekunde um den Faktor 8.

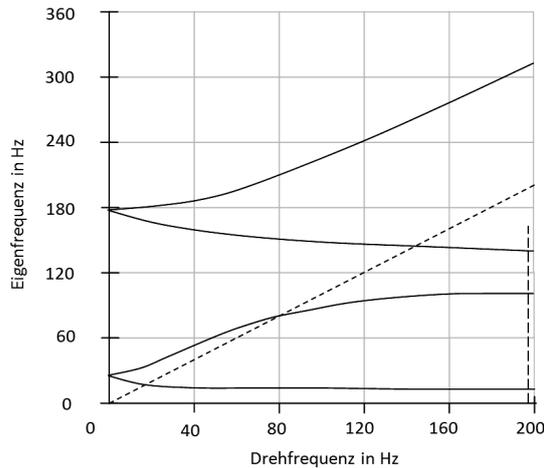


Abbildung 8. Eigenfrequenz-Drehfrequenz-Verläufe einer hinsichtlich innerer Reibung untersuchten Zentrifuge. Bei einer Drehfrequenz von 196 Hz hat die zweite Gleichlauf(eigenfrequenz) unterster Gleichlauf ist nicht dargestellt) einen Wert von ca. 100 Hz

Die Darstellung der drehzahlabhängigen Eigenfrequenzen (Abbildung 8) zeigt, dass es sich hierbei keineswegs um ein Resonanzproblem handelt, sondern lediglich die zuvor genannten Voraussetzungen für das Auftreten einer Instabilität in geradezu idealer Weise vorliegen. Kommt es bei der Erprobung eines Rotorsystems nach dem Anschlagen zum Auftreten von schwach oder gar nicht gedämpften Schwingungskomponenten unterhalb der Drehfrequenz, sollten in jedem Falle konstruktive Maßnahmen zur Dämpfungserhöhung vorgenommen oder aber es müssen die Ursachen für die Instabilitätsphänomene gefunden werden.

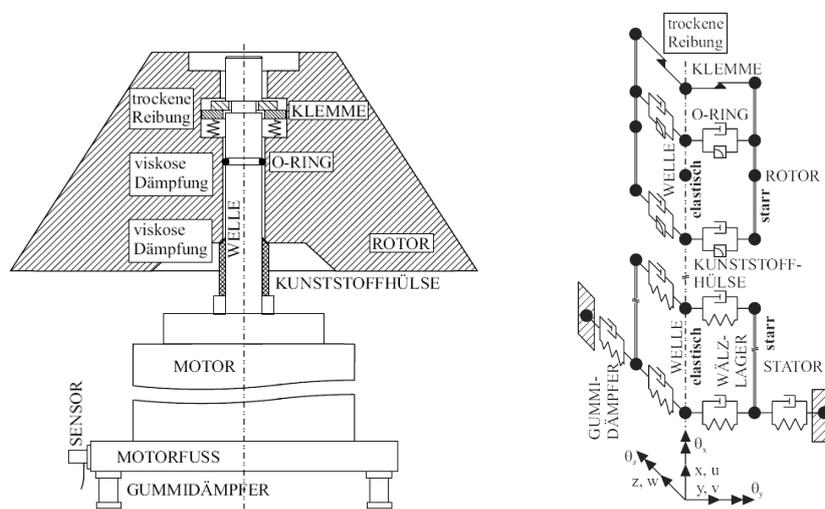


Abbildung 9. Schematische Darstellung einer Laborzentrifuge mit spezieller Rotor-Welle Verbindung. Daneben die Umsetzung in ein Modell zur numerischen Simulation [8]

Instabilität aufgrund des Spieles zwischen Welle und Rotor

Bei der in Abbildung 9 dargestellten Laborzentrifuge traten große Rotorauslenkungen infolge innerer Reibung oberhalb einer bestimmten kritischen Drehzahl auf. Das Auftreten dieses Effektes hing entscheidend von der Höhe der Anregung des Systems durch einen Impuls ab. Die Welle-Rotor-Verbindung besteht bei diesem Gerät aus einem Steck- und Klemmmechanismus und ermöglicht einen leichten, werkzeugfreien Rotorwechsel. Die Verbindung besteht aus drei Teilen: einer Klemme, um die Verbindung zu schließen, einem O-Ring, der zur Zentrierung des Rotors dient und einer Hülse zur Führung des Rotors [8].

In Abbildung 10 sind die Beschleunigungen dargestellt, die am Motorfuß wurde bei einer Drehfrequenz von 125 Hz gemessen wurden. Eine zusätzliche Anregung erfolgte mittels eines Impulshammer, der gegen den Motorfuß schlug. Bei einem starken Impuls besteht die Möglichkeit, dass sich die Klemme öffnet, weil die wirkende Kraft die Haftkraft übersteigt. Da die Amplituden aufklingen, aber beschränkt bleiben, kann auf eine Nichtlinearität der Kraftgesetze in der Welle-Rotor-Verbindung geschlossen werden. Dies trifft für O-Ring und Hülse ebenfalls zu, da deren Steifigkeiten aufgrund des begrenzten Spieles zwischen Welle und Rotor nichtlinear sind.

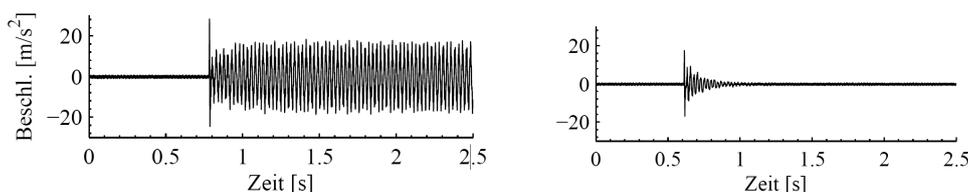


Abbildung 10. Gemessene Beschleunigungen des Motorfußes bei einer Drehfrequenz von 125 Hz, starker Kraftimpuls (links) geringer Kraftimpuls (rechts) [8]

Als Simulationsansatz der hier betrachteten Zentrifuge wird die Welle-Rotor-Verbindung in Teilsysteme. Für jedes Teil der Verbindung wird ein nichtlineares Kraftgesetz formuliert. In separaten Versuchen werden für jede Komponente Parameter bestimmt, die zur Beschreibung der dort auftretenden Mechanismen erforderlich sind. Dies wird zum Beispiel durch die Aufnahme von Hystereseschleifen zur Ermittlung von Dämpfung und Steifigkeit in einer Hydro-Puls-Anlage durchgeführt. Man erhält damit ein Verbindungsmodell, welches relativ einfach aufgebaut ist und welches sich für transiente Berechnungen eignet. Die Ergebnisse sind in der Abbildung 10 dargestellt. Simulation und Messung stimmen gut überein.

Die Simulation ergibt, dass hohe Amplituden nur dann auftreten, wenn der Kraftimpuls ausreichend groß ist (Abbildung 11, oben). Wenn der Kraftimpuls niedriger ist (Abbildung 11, unten), bleibt die Klemmverbindung geschlossen und die Amplituden nehmen nach der Anregung ab. Die Amplituden der Schwingung nach dem Öffnen der Klemme hängen wesentlich von den Parametern des O-Rings und der Hülse, also von Dämpfungs-, Steifigkeits- und Spielparametern ab.

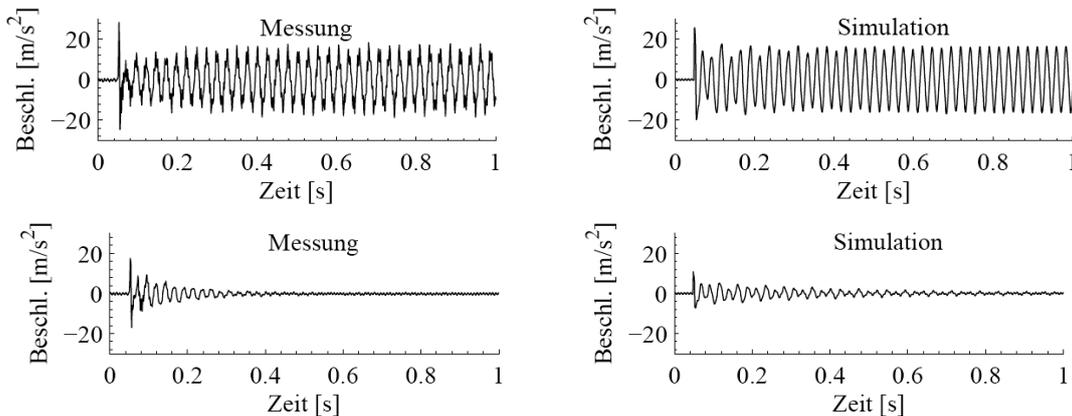


Abbildung 11. Gemessene und berechnete Beschleunigungen des Motorfußes bei einer Drehfrequenz von 125 Hz, starker Kraftimpuls (oben) geringer Kraftimpuls (unten) [8]

5. Zusammenfassung

Es wurden in diesem Beitrag einige Aspekte der Dynamik von Laborzentrifugen beschreiben, die sich aus aktuellen Trends und Anforderungen an derartige Systeme ergeben. Vor allem die Möglichkeit zur Mikrobewegung im rotierendem System ist eine kritische Entwicklung, die aufgrund der dann auftretenden inneren Reibung zu sehr hohen Schwingungsamplituden und zur Zerstörung der Geräte führen kann. Dies insbesondere dann, wenn die Verbindung des Rotors zur Welle lösbar über Klemmmechanismen gestaltet oder der Rotor über ein Elastomer mit der Welle verbunden wird. Letzteres dient dazu, die Rotorschwingung von den Wellenbewegungen abzukoppeln und eine Selbstzentrierung des Rotors bei hohen Drehzahlen und hohen Unwuchten zu ermöglichen. Dadurch lassen sich die Wälzlagerkräfte reduzieren.

Die Möglichkeiten der numerischen Simulation sind heute so weit fortgeschritten, dass die Ergebnisse eine zuverlässige Abschätzung des Risikos bzgl. möglicher Instabilitäten erlauben. Auch Effekte wie eine frequenzabhängige Dämpfung sowohl für die innere als auch für die äußere Dämpfung können in Programm wie z.B. FERAN [8] abgebildet werden. Dennoch darf auf die experimentelle Ermittlung des Stabilitätsverhaltens unter keinen Umständen verzichtet werden. Die Folgeschäden im Falle eines Rotorcrash sind zu weitreichend, als das alleine aufgrund von Simulationen über die Eignung einer Zentrifuge entschieden werden kann.

Literatur

- [1] Kimball, A. (1924) : Internal friction theory of shaft whirling. In: General Electric Review 27, Nr. 4, S. 244 – 251
- [2] Newkirk, B. (1924): Shaft whipping. In: General Electric Review 27, Nr. 3, S. 169 -178
- [3] Kellenberger, W. (1963) : Die Stabilität rotierender Wellen infolge innerer und äußerer Dämpfung. In: Ingenieur-Archiv 32, S. 323 – 340
- [4] Schäfer, H. (1994): Erhöhung der Laufsicherheit schnellrotierender Rotorsysteme, Technische, Universität Clausthal, Dissertation
- [5] Gasch, R. ; Nordmann, R. ; Pfützner, H. (2002): Rotordynamik. 2. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York : Springer Verlag
- [6] Fischer, J. and Strackeljan, J. (2006): Stability analysis of high speed lab centrifuges considering internal damping in rotor-shaft joints. Technische Mechanik, 26 (2), pp. 131–147.
- [7] Fischer J., Strackeljan J. (2009): A nonlinear numerical simulation of a lab centrifuge with internal damping Nonlinear Dynamics, Springer, ISSN 0924-090X (Print) 1573-269X
- [8] Fischer J., (2011): Welle-Rotor-Verbindungen mit innerer Dämpfung, Simulation und Analyse von einfachen Läufern und Laborzentrifugen, Dissertationsschrift, OvGU Magdeburg.
- [9] Fischer J., Strackeljan J. (2011): Stability analysis and simulations of nonlinear rotor-shaft joints with internal, SIRM 2011 - 9th International Conference on Vibrations in Rotating Machines, Darmstadt, Germany, 21. – 23. February 2011
- [10] Feng, X. und Strackeljan, J. (2002): A pareto Optimization with EA in Application of Centrifuge Design. In: Intelligent Technologies: Theory and Applications, Editor: P. Sincak, IOS Press, Ohmsha.
- [11] Strackeljan, J. (2002): Einsatzmöglichkeiten von Softcomputing- Methoden zur Auslegung, Optimierung und Überwachung von Rotorsystemen, Habilitationsschrift.