

Schlussbericht 2005 zum Teilvorhaben:

Entwicklung magnetischer Aktoren und mechanischer Systeme zum Einsatz in der Narkosetechnik

Inhaltsverzeichnis

1	KURZFASSUNG	2
2	SPEZIFIKATION / SYSTEMÜBERSICHT	3
3	WISSENSCHAFTLICH - TECHNISCHE ERGEBNISSE IM BERICHTSZEITRAUM	6
3.1	AUFGABENSTELLUNG	6
3.2	VORÜBERLEGUNGEN ZUM SYSTEMDESIGN	6
3.3	SIMULATION DER MAGNETLAGERAKTORIK.....	7
3.3.1	<i>Auslegung der passiven Radiallager</i>	8
3.3.2	<i>Auslegung des aktiven Axiallagers</i>	13
3.3.3	<i>Konfiguration der Magnetlageraktorik</i>	13
3.4	SIMULATION DES ANTRIEBSMOTORS UND AUSWAHL DES DREHZAHLSSENSORS.....	14
3.5	ROTORDYNAMISCHE UNTERSUCHUNGEN	16
3.6	KONSTRUKTION DES VERDICHTERS	20
3.7	SENSORIK	22
3.8	DÄMPFUNG UND STEIFIGKEIT	26
3.9	SYSTEMAUFBAU	33
3.10	INBETRIEBNAHME UND VORTESTS	34
3.10.1	<i>Axiallagerung</i>	34
3.10.2	<i>Radiallagerung</i>	34
3.10.3	<i>Motor</i>	35
3.11	GESAMTINBETRIEBNAHME	38
3.12	ZUVERLÄSSIGKEITSTESTS / VOLLAUSLAUF	39
4	PROJEKTERFOLG	40
5	VERÖFFENTLICHUNGEN	40

1 Kurzfassung

Im Rahmen des Projektes wurde unter Einsatz von Magnetlager- und Antriebstechnik ein Funktionsmuster für einen berührungslos gelagerten Radialverdichter entwickelt und erstellt, dessen Drehzahl sich hochdynamisch ändern kann, dessen Rotor also sehr schnell beschleunigt und verzögert werden kann, so dass sich die Drehzahl und Pumpleistung dem Atemrhythmus anpasst.

Der Projektpartner für die Applikation war die Firma Drägerwerk AG. Aufgabe für die Firma Levitec war die Simulation und die daran anschließende Entwicklung und der Aufbau eines magnetgelagerten Verdichters. Daran anschließend sind Tests zur Beurteilung des Systemverhaltens durchgeführt worden.

Das gewählte Konzept lässt aber auch viel versprechende Anwendungen z.B.: in Bereichen der Pharma- und Biotechnologie erkennen, in denen es u. A. um Reinheit und leichte Reinigbarkeit von mit dem Medium in Kontakt kommenden Komponenten geht.

Durch das Ausscheiden der Firma Dräger aus dem Projekt sind die Aufgabenstellungen der Verbundpartner angepasst worden. Für Levitec sind insbesondere die Themen Spaltrohr-lösungen und Zuverlässigkeitstest erweitert worden.

Um obige Ziele zu erreichen, wurden folgende wissenschaftlich - technische Aufgaben bearbeitet und gelöst:

- Systementwurf eines mechatronischen Systems
- Simulation des Komplettsystems unter Beachtung der mechanischen Anforderungen
- Auslegung der Teilkomponenten
- Aufbau und Test des Systems zur Erfüllung der Spezifikation
- Zuverlässigkeitstest

2 Spezifikation / Systemübersicht

Die Verdichterkomponenten Rotor mit Laufrad, Spalttopf und Spiralgehäuse (alle patientengasführenden Bauteile) müssen von ungeübtem Personal einfach demontierbar, waschbar, sterilisierbar und montierbar sein. Die Aufbereitung der patientengasführenden Bauteile geschieht entweder per Wischdesinfektion mit gängigen Desinfektionsmitteln oder maschinell durch eine Wäsche bei max. 90°C. Das Ziel ist eine Keimreduzierung mit in den Krankenhäusern etablierten Verfahren. Die Verwendung von Peek und korrosionsfreien Edelstählen wird empfohlen.

Grundsätzlich müssen alle aufbereitbaren Bauteile beliebig austauschbar sein.

Allgemeine mechanische Kenndaten Verdichter:

Druckdifferenz Verdichtereinlass/Auslass	Δp	[mbar]	100
Durchmesser Verdichterlaufrad	D_{Rad}	[mm]	50
Trägheitsmoment Verdichterlaufrad	J_{Rad}	[kgm ²]	$< 1 \cdot 10^{-6}$
Masse Verdichterlaufrad	m_{Rad}	[g]	5
max. Rotortemperatur	T_{Rmax}	[°C]	140
max. Rotortemperatur im Betrieb	T_{Rmax}	[°C]	60
Länge der Komponente Verdichter (Kartusche)	$L_{Kartusche}$	[mm]	< 160
Durchmesser der Komponente Kartusche	$D_{Kartusche}$	[mm]	< 80
max. zulässige radiale Bewegung des Rotors	x_{max}	[mm]	+/- 1
max. zulässige axiale Bewegung des Rotors	z_{max}	[mm]	+/- 0.3
max. radiale Prozesskraft pneumatisch, ortsfest, nicht mitdrehend, quasi statisch	F_{rad_max}	[N]	< 0.6
max. radiale Unwucht mitdrehend	F_{rad_max}	[N]	< 5
max. axiale Prozesskraft	F_{ax_max}	[N]	< 2
Schutzart			IP 00
Umgebungstemperatur Lagerung	ϑ_S	[°C]	-25 ... + 70
Umgebungstemperatur Betrieb	ϑ_B	[°C]	0 ... + 40
Umgebungsbedingungen Klima	rel. Feuchte	[%]	15 ... 85; nicht betauend
Umgebungsdruck Lagerung	P	[mbar]	115 ... 1100
Umgebungsdruck Betrieb	P	[mbar]	570 ... 1000

Elektrische Kenndaten axiale aktive Magnetlagerung:

Versorgungsspannung	U_V	[V]	48
Mittlere Leistungsaufnahme im Betrieb	P_D	[W]	< 20
max. Leistungsaufnahme Aufstart Power up	P_p	[W]	< 50

Elektrische Kenndaten dynamischer Antrieb:

Spitzendrehzahl	n_{\max}	[1/min]	42.000
Grunddrehzahl / Standbydrehzahl	n_0	[1/min]	> 2.000
max. Drehzahldynamik (oberhalb n_0)	$\Delta n / \Delta t$	[1/min/ 100ms]	20.000
	$\Delta \omega / \Delta t$	[1/s ²]	
Versorgungsspannung	U_V	[V]	48 (42)
Dauerleistung	P_D	[W]	60
Spitzenleistung (<10% ED) ohne Rotordynamik	P_P	[A]	120
Spitzenstrom, für ca. 0,5 s für Rotordynamik	I_P	[A]	2.5
typ. Arbeitszyklus (Beatmung)	f_B	[1/min]	10
max. Arbeitszyklus	$f_{B\max}$	[1/min]	< 60

System Schnittstellen:

Versorgungsspannung Antrieb, optische Trennung zur 24 V Versorgung muss gewährleistet sein	U	[V]	48 +/- 2 (42 langfristig)
max. Strom	I_{\max}	[A]	2.5
Versorgungsspannung Allgemein	U	[V]	24 +/- 10%
Wärmeabfuhr durch Kühlgebläse vorgesehen, Ein-Austritt axial nach unten			
Patientengas Steckverbindung Konus Ein – Austritt axial nach oben; Außenkonus	D	[mm]	22 bis 22.5
	Winkel	[°]	7
	L	[mm]	20

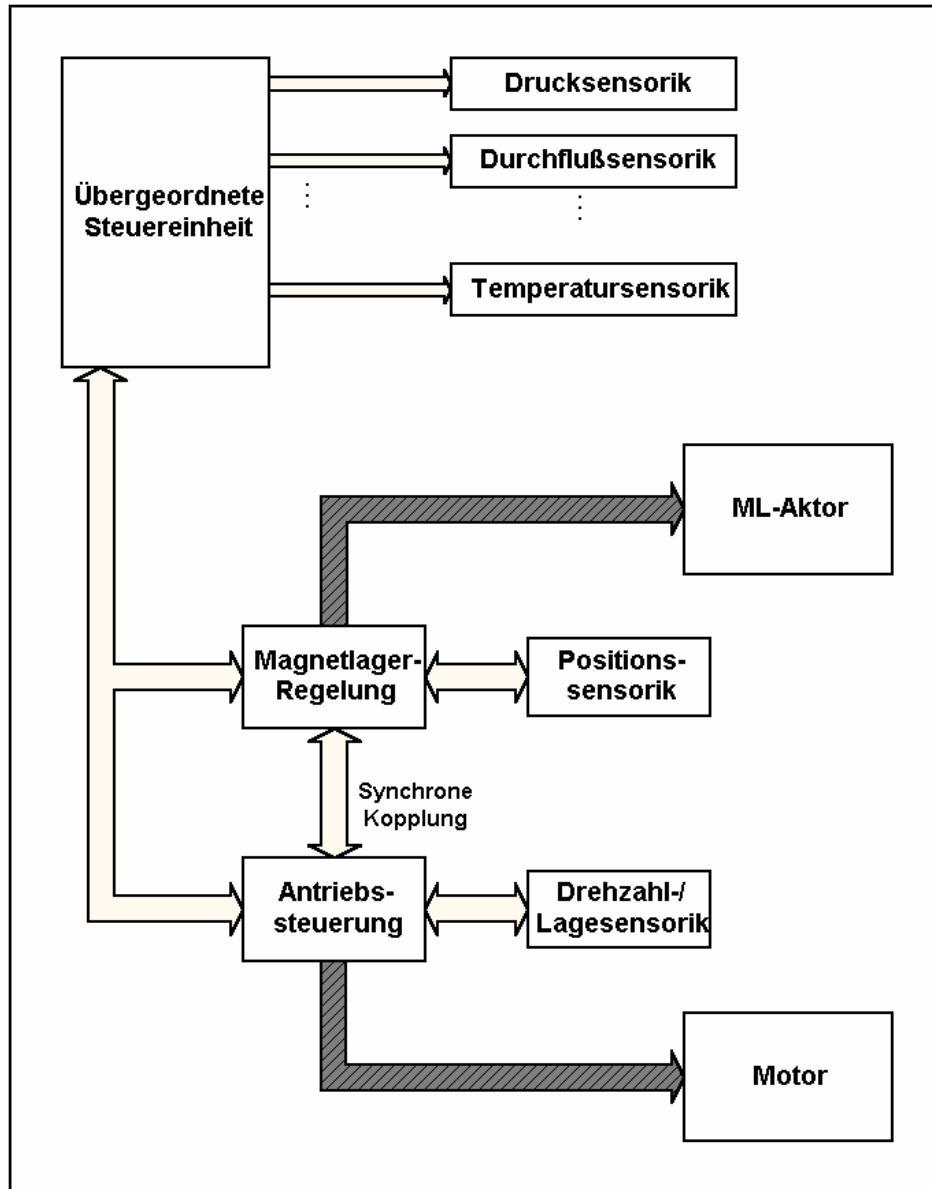
Normen:

IEC 601-1 (Sicherheit)
IEC 601-1-2 (EMV)

Spezifikationen zur Schwingungs- und Stoßprüfung:

Schwingen rauschförmig EN 600068-2-64 Methode 1
Dauerschocken halbsinusförmig EN 600068-2-29

Systemübersicht



Dynamis: Aufbau des Gesamtsystems

Abbildung 1: Systemübersicht

3 Wissenschaftlich - technische Ergebnisse im Berichtszeitraum

3.1 Aufgabenstellung

Im Rahmen des Projektes soll mit Hilfe der Magnetlagertechnik in Verbindung mit neuen Lösungen der Antriebselektronik ein Funktionsmuster für einen Radialverdichter entwickelt und aufgebaut werden, dessen Drehzahl sich hochdynamisch ändern kann, dessen Rotor also sehr schnell beschleunigt und verzögert werden kann, so dass sich die Drehzahl und Pumpleistung dem Atemrhythmus anpasst. Dazu sind von einem Projektpartner entsprechende Randbedingungen und Spezifikationen vorgegeben (für Levitec relevante):

- magnetgelagert
- hochdynamischer Betrieb
- gasdicht, dichtungsfreies System
- einfache Demontage und Montage
- verschleißfrei, hohe Lebensdauer
- problemlose Sterilisierbarkeit
- geringe Lärmentwicklung, geringer Leistungsbedarf
- geeignete Fanglager
- physiologische Verträglichkeit
- chemische Beständigkeit

3.2 Vorüberlegungen zum Systemdesign

Grundsätzlich eignen sich verschiedene Rotorformen um eine Welle anzutreiben und dabei auch berührungsfrei, magnetisch zu lagern. Bei der Variante 1 (Abbildung 2) handelt es sich um einen sog. lagerlosen Scheibenläufermotor. Hierbei ist die Antriebs- und Lagerfunktionalität in der gleichen Ebene realisiert und der Impeller würde auf der Scheibe aufliegen. Bei diesem Aufbau sind die Verkippungskräfte des Rotors passiv stabilisiert.

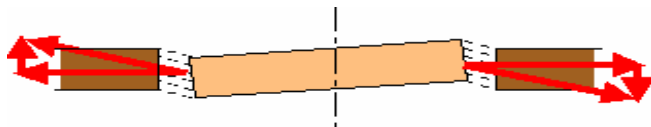


Abbildung 2: Lagerloser Scheibenläufermotor

Demgegenüber steht die Variante 2 (Abbildung 3) mit zwei separaten Lagerstellen und dazwischenliegendem Antriebsmotor.

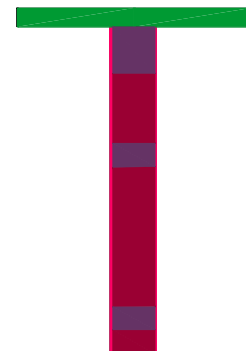


Abbildung 3: Länglicher Rotor mit zwei Radiallagerstellen

Die Eigenschaften der beiden Varianten lassen sich wie folgt charakterisieren:

Scheibenförmiger Rotor

- kompakte Konstruktion
- hohes Trägheitsmoment
- hohe Drehzahlen kritisch
- problematische Starrkörpermodes

Länglicher Rotor

- ‚konventionelle‘ Konstruktion
- kleines Trägheitsmoment
- limitiert durch Biegeeigenfrequenzen

Eine Berechnung der benötigten Beschleunigungsleistungen liefert nachfolgende Ergebnisse:

$$P_{B_Scheibe} < 200 \text{ W und } P_{B_längl.} > 1500 \text{ W}$$

Auf Grund der Spezifikationen „Elektrische Kenndaten dynamischer Antrieb“ kommt als Lösung für den „Hochdynamischen Radialverdichter“ die Variante mit dem länglichen Rotor zum Einsatz. Die Auslegung der Magnetlagerung und des Antriebs erfolgt unter den zusätzlichen Aspekten: geringes Massenträgheitsmoment zur Minimierung der Beschleunigungsleistung aber dennoch die Sicherstellung des unterkritischen Betriebs (Drehzahl unterhalb der 1. Biegeeigenfrequenz des Rotors).

Aus den Spezifikationen und den Vorüberlegungen zum Systemdesign werden nachfolgende Geometrieparameter als Startwerte für die Auslegung festgelegt:

Wellendurchmesser ca.:	10 .. 12 mm
Wellenlänge ca.:	100 ~ 120 mm
Magnetlagerstatorbohrungsdurchmesser ca.:	13 .. 15 mm
Motorstatorbohrungsdurchmesser ca.:	> 13 .. 15 mm
magnetischer Luftspalt: ca.:	2 mm
max. Aussendurchmesser der Statorkomponenten: ~	70 mm

3.3 Simulation der Magnetlageraktorik

Für die magnetische Lagerung kommen grundsätzlich zwei Prinzipien zum Einsatz:

Passive Magnetlager

Passive Magnetlager bestehen aus speziell magnetisierten permanentmagnetischen Ringen, die untereinander abstoßende und anziehende Kräfte erzeugen. Diese Kräfte verhalten sich wie die einer Feder mit einer definierten Steifigkeit. Eine einfache passive Lagerstelle verhält sich mit ihren Lagerkräften und der Masse des Rotors also wie ein einfaches Feder-Masse-System. Dies hat zur Folge, daß Schwingungen dieses sehr einfachen Systems nur mit sehr großen Zeitkonstanten abklingen, da praktisch keine Dämpfung vorhanden ist. Insbesondere im Resonanzfall ist dieses Verhalten nicht zu vertreten. Um eine Dämpfung der Schwingung zu erreichen, können Dämpfungselemente entworfen werden, welche entweder auf Wirbelstromeffekten basieren oder den Statorteil des Lagers mechanisch gedämpft mit der Umgebung verbinden.

Ein wichtiger unerwünschter Nebeneffekt beim Einsatz von passiven Magnetlagern macht sich durch Kräfte bemerkbar, welche destabilisierend orthogonal zu den eigentlichen ‚Nutzkräften‘ wirken. So entsteht bei einem Radiallager, welches mit einer Steifigkeit von 30 N/mm in der X- und Y-Achse wirkt, eine destabilisierende Kraft in Z-Richtung, welche mit mindestens 60 N/mm wirkt. Diese destabilisierenden Kräfte müssen bei der Systemauslegung berücksichtigt werden und vom aktiv geregelten Freiheitsgrad stabilisiert werden. Eine Stabilisierung von allen 5 Freiheitsgraden nur mit passiven Magnetlagern ist nicht möglich. Mindestens ein Freiheitsgrad muß aktiv gelagert werden.

Aktive Magnetlager

Die aktive magnetische Lagerung bietet ein deutlich höheres Potenzial in Bezug auf externe Störanregungen und Erfassung von Prozessdaten. Aufgrund der aktiven Regelung kann das Verhalten des Systems in gewissen Grenzen softwaremäßig verändert werden und so an andere Einsatzbedingungen angepasst werden. Aufgrund der höheren Performance des Systems entstehen durch die auftretenden radialen Kräfte generell kleinere Auslenkungen als bei der Passivlager-Konstruktion. Weiterhin sind Steifigkeit und Dämpfung in gewissen Grenzen einstellbar.

In einem ersten Schritt sollen die Radiallagerstellen als passives und das Axiallager als aktives Magnetlagerausgeführt werden. Aber auch eine aktive Radiallagerung und passive Axiallagerung wäre denkbar. Die Startwerte für die Simulationen werden durch Vorüberlegungen festgelegt. magnetischer Luftspalt radial / axial: ca.:2 / 0.5 mm;

3.3.1 Auslegung der passiven Radiallager

Geometrie 1:

Es sind 4 Magnetscheiben, jeweils in unterschiedlichen axialen Richtungen magnetisiert, übereinander angeordnet.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Durchmesser Scheibe	d1	10	mm
Innendurchmesser	d _{ri}	14	mm
Außendurchmesser	d _r	22	mm
Magnetdicke	d	4	mm
Luftspalt	l	2	mm
Magnetmaterial		NdFe30	

Ergebnisse 1:

Annahme: Magnetmaterial: NdFe30

Ortsvektor [x y z] in mm	Kraftvektor in N
[0, 0, 0]	[0, 0, 0]
[0, 0, -0,1]	[0, 0, -3,227]
[0, 0, 0,1]	[0, 0, 3,327]
[0, 0, -0,2]	[0, 0, -6,379]
[0, 0, 0,2]	[0, 0, 6,504]
[0, 0, -0,4]	[0, 0, -12,877]
[0, 0, 0,4]	[0, 0, 12,956]
[-0,1 0, 0]	[1,721 0, 0]
[0,1 0 0]	[-1,662 0, 0]
[-0,2 0, 0]	[3,682 0, 0]
[0,2 0 0]	[-3,296 0, 0]
[-0,4 0, 0]	[6,447 0, 0]
[0,4 0 0]	[-6,476 0, 0]

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Steifigkeit axial	k_xa	- 32,24	N/mm
Steifigkeit radial	k_xr	16,84	N/mm

Ergebnisse 1a

Eine Änderung der axialen Position hat auch eine Veränderung der radialen Steifigkeit zur Folge. Ziel der Simulation ist es, diesen Zusammenhang zu ermitteln.

Ortsvektor [x y z] in mm	Kraftvektor in N
[0, 0, 0]	[0, 0, 0]
[0, 0, -0,1]	[0, 0, -3,141]
[0, 0, 0,1]	[0, 0, 3,325]
[0, 0, -0,2]	[0, 0, -6,379]
[0, 0, 0,2]	[0, 0, 6,504]
[0, 0, -0,4]	[0, 0, -12,342]
[0, 0, 0,4]	[0, 0, 12,547]

[-0,1 0, -0.1]	[1,567 0, -3,212]
[0,1 0 -0.1]	[-1,572 0, -3,149]
[-0,1 0, -0.2]	[1,529 0, -6,367]
[0,1 0 -0.2]	[-1,547 0, 6,367]
[-0,1 0, -0.4]	[1,522 0, -12,624]
[0,1 0 -0.4]	[-1,515 0, 12,643]

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Steifigkeit axial	k_xa	- 32,24	N/mm
Steifigkeit radial	k_xr	15,69 / d=0.1mm	N/mm
Steifigkeit radial	k_xr	15,38 / d=0.2mm	N/mm
Steifigkeit radial	k_xr	15,15 / d=0.4mm	N/mm

vgl.: Abbildung 4 und Abbildung 5

Geometrie 2

Ziel der neuen Geometrie ist es, genügend Platz für einen für dämpfungszwecke vorzusehende Kupferring im Stator zu schaffen. Im ersten Ansatz wird ausgehend von der Originalkonfiguration der Innendurchmesser der Statormagnete um 1 mm und der Aussendurchmesser um 2 mm erhöht.

Es sind ebenfalls 4 Magnetscheiben, jeweils unterschiedlich axial magnetisiert, übereinander angeordnet.

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Durchmesser Scheibe	d1	10	mm
Innendurchmesser	d _{ri}	15	mm
Außendurchmesser	d _r	24	mm
Magnetdicke	d	4	mm
Luftspalt	l	2,5	mm
Magnetmaterial		NdFe30	

Ergebnisse 2:

Annahme: Die Rotormagnete werden in x bzw. z Richtung (bezogen auf das Maxwell Koordinatensystem) bewegt. Magnetmaterial: NdFe30

Ortsvektor [x y z] in mm	Kraftvektor in N
[0, 0, 0]	[0, 0, 0]
[0, 0, -0,1]	[0, 0, -2,392]
[0, 0, 0,1]	[0, 0, 2,437]
[0, 0, -0,2]	[0, 0, n.s.]
[0, 0, 0,2]	[0, 0, n.s.]
[0, 0, -0,4]	[0, 0, n.s.]
[0, 0, 0,4]	[0, 0, n.s.]
[-0,1 0, 0]	[1,230 0, 0]
[0,1 0 0]	[-1,255 0, 0]
[-0,2 0, 0]	[2,399 0, 0]
[0,2 0 0]	[-2,384 0, 0]
[-0,4 0, 0]	[4,847 0, 0]
[0,4 0 0]	[-4,764 0, 0]
[-0,8 0, 0]	[9,820 0, 0]
[0,8 0 0]	[-9,856 0, 0]

Bezeichnung	Symbol	Wert	Einheit
Steifigkeit axial	k_xa	- 24,15	N/mm
Steifigkeit radial	k_xr	12,17	N/mm

Zusammenfassung

Eine Vergrößerung des Luftspaltes von radial 2.0 auf 2.5 mm reduziert die radiale Steifigkeit um ca.: 30 %. Das entspricht annähernd einer Reduktion der Stator- bzw. Rotormagnete von 4 auf 3. Ob eine Steifigkeitsreduzierung zulässig ist werden die rotodynamischen Betrachtungen ergeben.

Magnetmaterial BMN-40SH

Bei der Verwendung von BMN40SH als Lagermagnetmaterial ist mit der Geometrie 1 eine Erhöhung der radialen Steifigkeit um ca.: 32% auf 21.12 N/mm zu erwarten. Bei der Geometrie 2 ist eine radiale Steifigkeit von ca.: 16.23 N/mm (bei 4 Magnetpaaren) erreichbar.

Ausgewählte Feldbilder zu den Simulationen

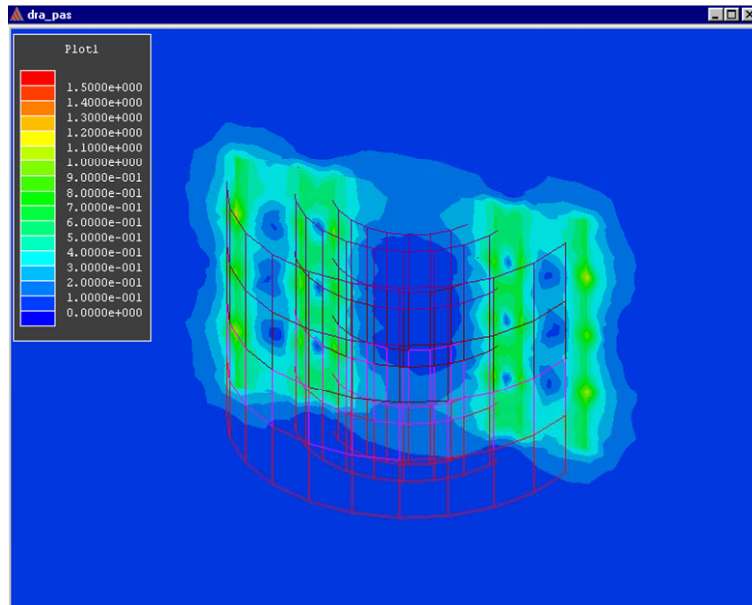


Abbildung 4: Radiale Auslenkung: 0.2 mm

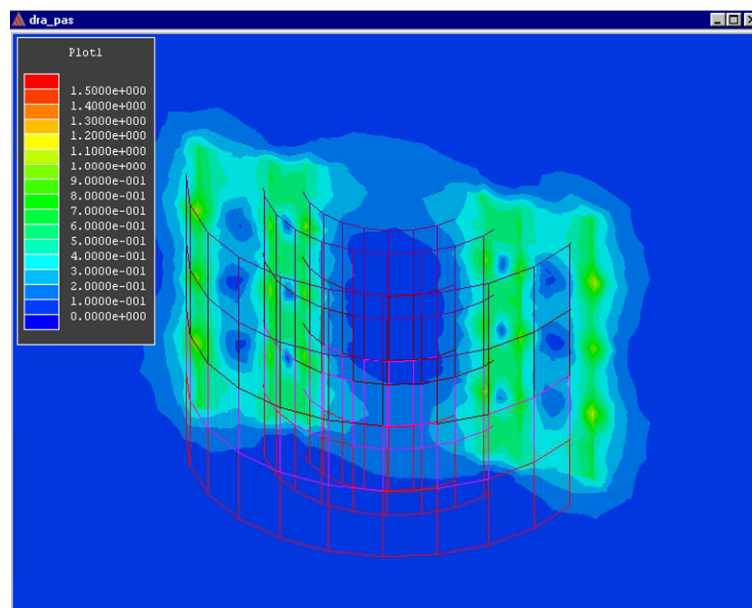


Abbildung 5: Axiale Auslenkung: 0.2 mm

3.3.2 Auslegung des aktiven Axiallagers

Das aktive Axiallager besteht aus einer Kombination von Elektro- und Permanentmagnet. Durch die Anordnung und Gestaltung des Lagers ist es möglich am Ende der Welle Kräfte in beiden axialen Richtungen aufzubringen. Wichtige Größen für die Auslegung sind die Prozeßkräfte und die negativen Steifigkeitsbeiträge der passiven Radiallager. In Abbildung 6 sind die Lagergrößen k_i und k_x als Simulationsergebnisse dargestellt.

3.3.3 Konfiguration der Magnetlageraktuatorik

In Abbildung 7 ist die Konfiguration der Magnetlageraktuatorik dargestellt. Das stärkere Radiallager ist an der Seite des Impellers plaziert, da hier der größte Beitrag der radialen Prozeßkräfte kompensiert werden muß. Exakte Längenabmessungen werden sich erst nach Abschluß der Rotordynamikuntersuchungen ergeben.

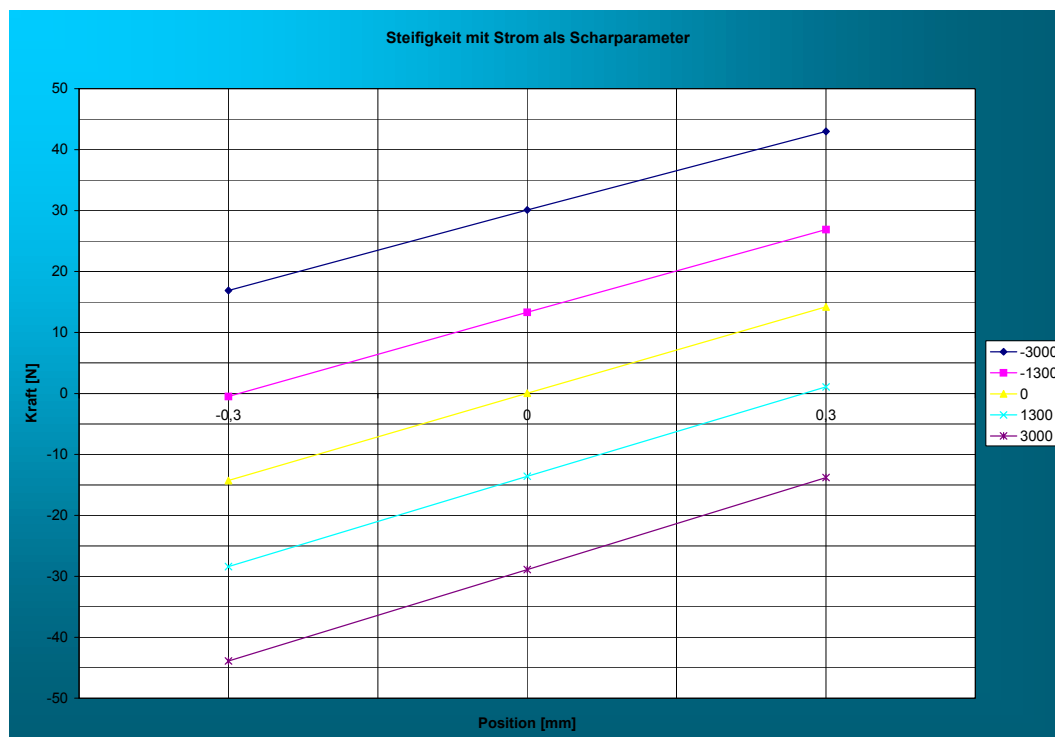


Abbildung 6: k_i - k_x Aktivlager

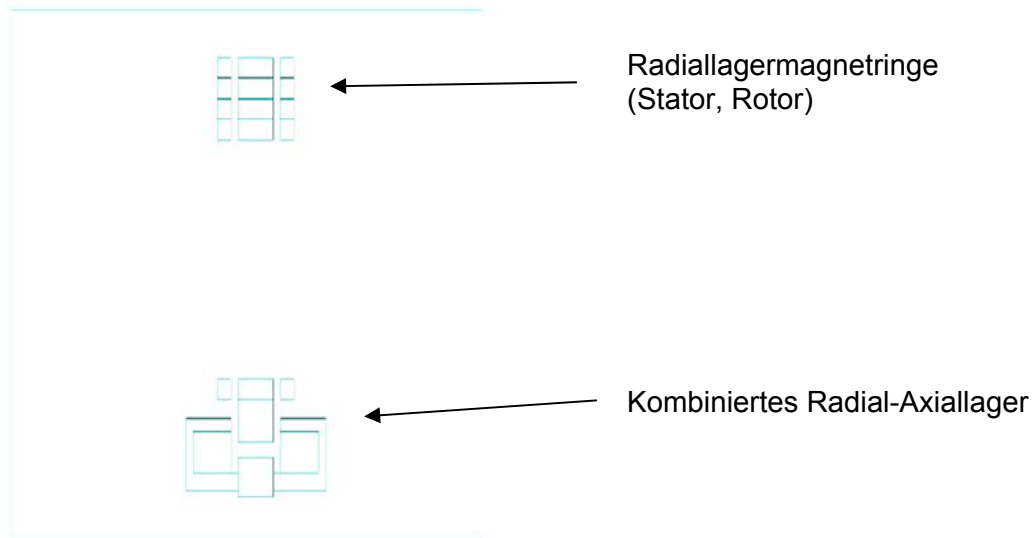


Abbildung 7: Konfiguration der Magnetlageraktuatorik

3.4 Simulation des Antriebmotors und Auswahl des Drehzahlsensors

Als Antriebsmotor soll ein Permanentmagnet erregter 4 poliger Synchronmotor zum Einsatz kommen.

Bisherige Erkenntnisse:

$$\begin{aligned}
 m_{\text{Welle}} &= 65 \text{ g} \\
 r_{\text{Welle}} &= 5,5 \text{ mm} \\
 J_{\text{welle}} &= 0,91 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2 \\
 J_{\text{Jaufrad}} &= 1,00 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2 \\
 J_{\text{ges.}} &= 1,92 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2
 \end{aligned}$$

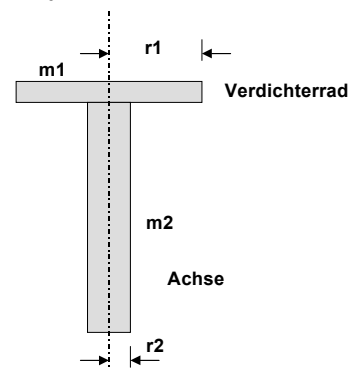


Abbildung 8: Rotordesign

Die nachfolgenden Feldlinienbilder zeigen die magnetische Auslegung des Motorstators und des Rotors.

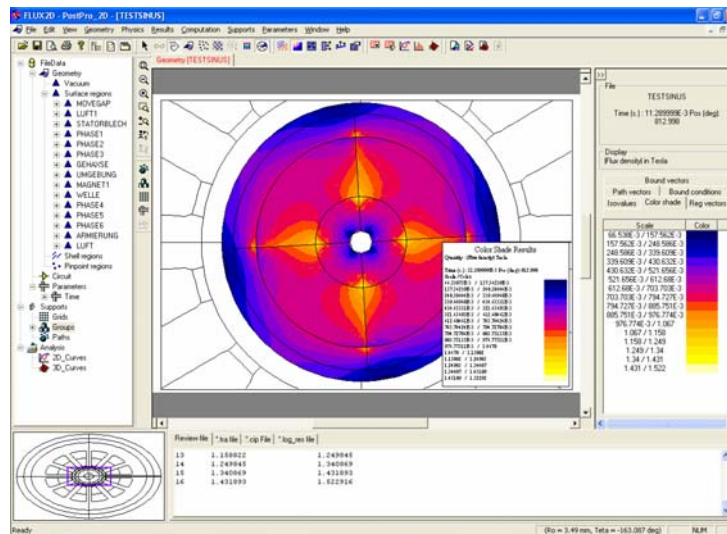


Abbildung 9: Feldlinien im Rotor

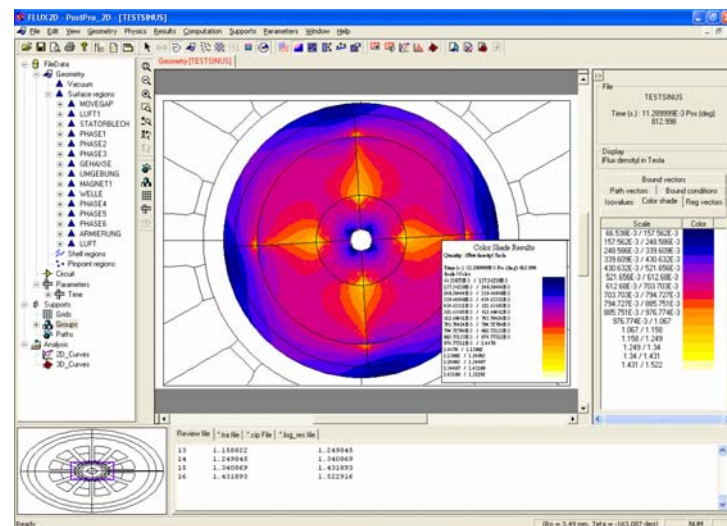


Abbildung 10: Feldlinien im Stator

Die aus der Simulation resultierenden Längen des Stator- und Rotorelements liegt im Bereich der im Vorfeld getroffenen Annahmen und werden wieder abgeglichen.

Drehzahlsensor

Zur Erfassung der Drehzahl sind unterschiedliche Verfahren geeignet. Auf Grund eigener Erkenntnisse und der Ergebnisse des Projektpartners Lust Antriebstechnik ist es an dieser Stelle sinnvoll die Drehzahlerfassung über „Hall Schalter“ zu realisieren. Dazu werden mindestens zwei „Hall Schalter“ im Bereich des Motorstators plziert, welche dann durch Pegelwechsel einen Polwechsel des Magneten signalisieren. Die Ansteuerlektronik muß über eine entsprechend schnelle Auswertung (Hard- und Software) verfügen (4 pol. Magnet; max. Drehzahl 700 Hz), gleichzeitig muß aber auch eine Filterung von Störsignalen erfolgen.

3.5 Rotordynamische Untersuchungen

Folgende Optimierungsziele für den mechanischen Aufbau des Systems sind zu beachten:

- Der Rotor soll unterkritisch laufen, das heißt die Biege-Eigenfrequenz des Rotors muß deutlich über der Spitzendrehzahl (700 Hz) liegen. Die Biegeeigenfrequenz sinkt üblicherweise mit steigender Länge und kleiner werdendem Durchmesser.
- Der Durchmesser der Welle und ihre Länge sollten klein sein, um die Beschleunigungsleistung zu begrenzen.
- Die Welle muß lang genug sein, um genügend Platz für zwei radiale Lagerstellen und einen geeigneten Motor zu bieten.

Um die technischen Grenzen in Anbetracht dieser Ziele zu bestimmen wurden Berechnungen für Rotoren verschiedener Länge und verschiedener Durchmesser durchgeführt (vgl. Abbildung 11 und Abbildung 14). Bei der untersuchten Variante handelt es sich um einen Aufbau der Welle aus einem Rohr als tragendes Element für die Komponenten aus Magnetmaterial, welche später in das Rohr eingesetzt werden.

Zusammenfassend kann gesagt werden, daß eine rohrförmige Konstruktion mit einem Durchmesser von 8 bis 12 mm bei einer Länge bis zu 100 mm beim Einsatz von Metall den Anforderungen voll gerecht wird. Da diese Konstruktionsweise aus fertigungstechnischer Sicht Vorteile mit sich bringt und günstigere Bedingungen für die Sterilisierbarkeit bietet, wird in den weiteren Untersuchungen diese Variante verfolgt. Zu beachten ist bei der späteren definitiven Materialauswahl, daß der spezifische elektrische Widerstand des Materials für die Erwärmung der Welle durch Wirbelstromverluste entscheidend ist.

Der Durchmesser der Welle wird zunächst auf 11 mm festgelegt. Dieser Wert bietet ausreichende Sicherheitsreserven und ermöglicht in der Serienfertigung eventuell die Verwendung preiswerter Standardelemente. Die Welle wird aus einem wahrscheinlich metallischen Rohr mit ca.: 0,5 mm Wandstärke gefertigt.

Die notwendige Länge der Welle hängt von den verwendeten Aktorikkomponenten ab. In einem ersten Schritt wurden die hier angesetzten ca.: 100 mm als realistisch angesehen. Vorteilhafter Weise werden die radialen Magnetlager in möglichst großem Abstand voneinander plaziert. Es bietet sich deshalb an, den Motor in der Mitte der Welle zwischen den beiden Lagern zu plazieren.

Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die Wellengeometrie und Untersuchungsergebnisse. Um unterhalb der Biegeeigenfrequenz des Rotors zu bleiben, darf der Rotor nicht länger als 125 mm sein (Abbildung 11). Um auch die Nutationsfrequenz bei 42000 !/min noch dämpfen zu können sollte diese möglichst hoch liegen (Abbildung 12).

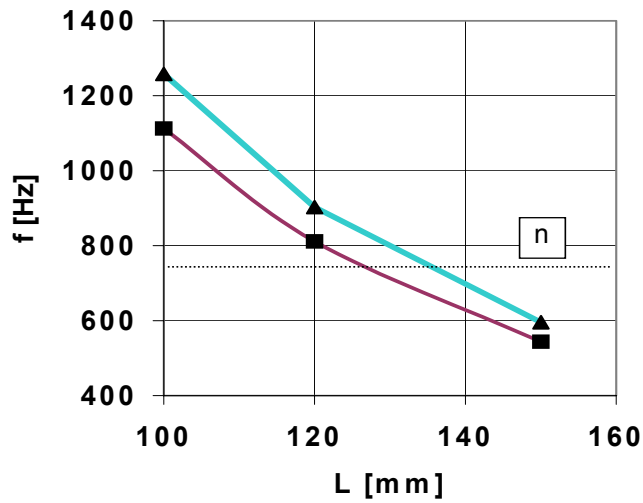


Abbildung 11: Verlauf der Biegung in Abhängigkeit der Wellenlänge

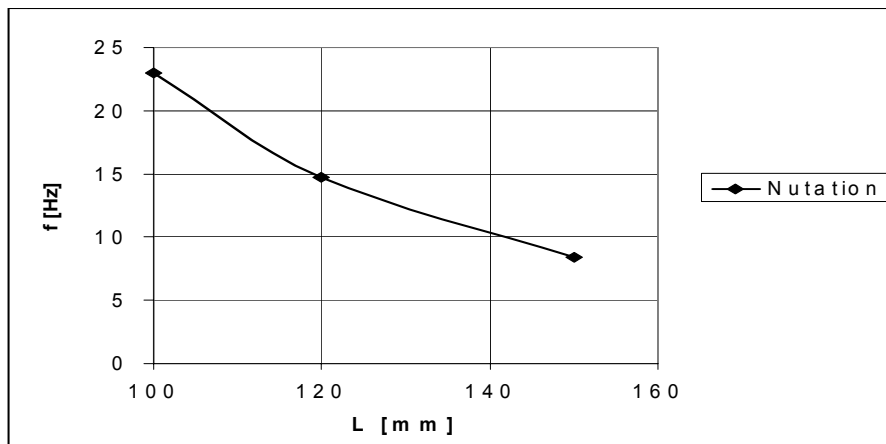


Abbildung 12: Nutation als Funktion der Wellenlänge

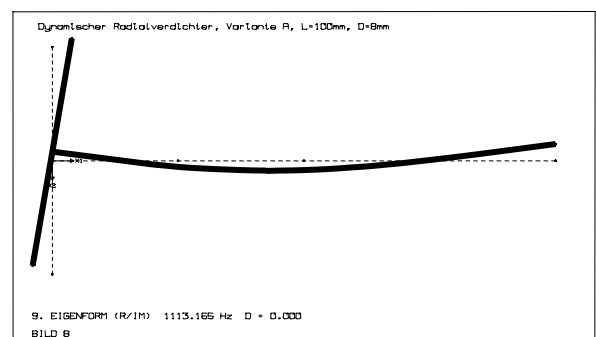
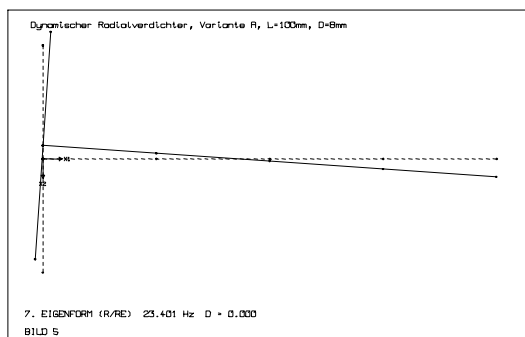


Abbildung 13: Eigenformen der Welle

Antwort auf rauschförmige Erregung

Im Folgenden sind die spektralen Leistungsdichten der Erregung G_z und der Antworten G_y dargestellt. In den Bildern die Erregung und Antwort enthalten, ist auch der Effektivwert der Antwort angegeben. Der Effektivwert entspricht der Standardabweichung der Antwort. Die maximal mögliche Auslenkung der Welle im Luftspalt ergibt sich mit dem Crest-Faktor von 2,5 (Abbildung 15).

Bewertung der Ergebnisse:

Die unten dargestellten Berechnungs - Ergebnisse sind folgendermaßen zu interpretieren:

Die maximal mögliche Auslenkung aufgrund der Störanregungen sinkt mit steigender Eigenfrequenz und überschreitet in den untersuchten Fällen nie den Wert von ca.: $800 \mu\text{m}$. Aus dieser Feststellung läßt sich schließen, daß es prinzipiell in Anbetracht dieser Ergebnisse möglich ist, ein passiv gelagertes Magnetlagersystem zu entwerfen, welches Auslenkungen aufgrund der rauschförmigen Störanregungen toleriert. Andere Faktoren wie z.B. die Prozesskräfte werden im folgenden zusätzlich berücksichtigt. Voraussetzung für diese Aussage ist allerdings ein Erreichen von entsprechenden Dämpfungsmaßen.

Ergebnisse der Berechnungen zur rauschförmigen Störanregung

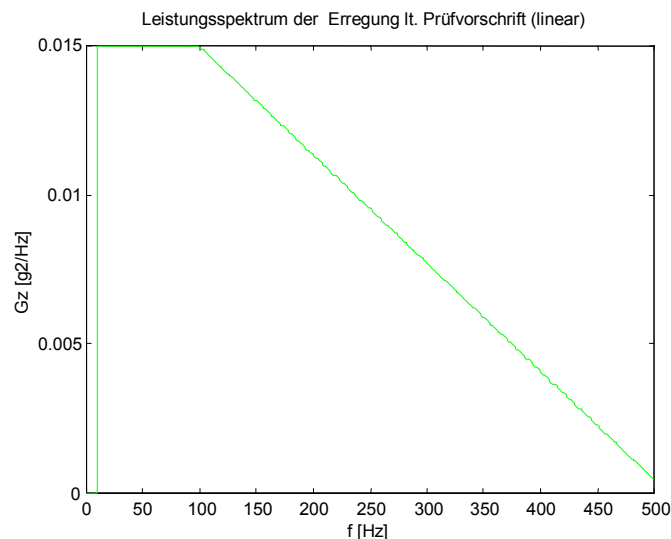


Abbildung 15: Spektrale Leistungsdichten

Theoretische Maximalauslenkung

Die maximale Auslenkung der Welle in den Lagern wird bestimmt, indem die Auswirkungen der verschiedenen Einzeleffekte aufsummiert werden. Von besonderem Interesse ist hierbei die Frage, welchen Anteil Spalttopf und Rotormantel an dem zur Verfügung stehenden magnetischen Luftspalt von 2mm haben dürfen.

Hier sollen beispielhaft die entscheidenden Drehzahlen von 700 Hz und 100 Hz betrachtet werden: Bei 700 Hz treten die maximalen Prozesskräfte auf, bei ca.: 100 Hz sind die Auslenkungen aufgrund von Resonanzen am größten. Diese Betrachtung ermöglicht eine Abschätzung der notwendigen Verstärkungen oder vorhandenen Sicherheitsreserven der beispielhaft untersuchten Konfiguration. Durch eine Veränderung der Lagereigenschaften, der Prozesskräfte oder der Prüfbedingungen können die hier angegebenen Auslenkungen beeinflusst werden.

Bei der untersuchten Lagerkonfiguration wird demnach also ein freier mechanischer Spalt zwischen Rotor und Spalttopf von über 1,1 mm benötigt. Die Wandstärke von Spalttopf und Rotormantel muß also zusammen deutlich unter 0,9 mm liegen. Nicht berücksichtigt sind hierbei noch zusätzlich auftretende mechanische Toleranzen. Bei entsprechender Verstärkung des unteren Radiallagers und entsprechender Dämpfung sollte es relativ gut möglich sein, die Auslenkungen zu reduzieren und so auch größere Wandstärken zuzulassen. Eine weitere Möglichkeit ist die Auslegung der Radiallager auf einen größeren magnetischen Luftspalt.

Die Ergebnisse basieren auf der Annahme, daß Dämpfungen von mindestens 10% erreichbar sind.

3.6 Konstruktion des Verdichters

Aufbauend auf den bisherigen Erkenntnissen kann ein Grobdesign des Verdichters erfolgen. Die genauen Abmessungen sind unter anderem noch von der Axiallagersensorik abhängig. Hierfür wird ein gewisser Platzbedarf in der Konstruktion reserviert. Die Spezifikationen bzgl. der Aussenabmessungen werden eingehalten. Eine geforderte Entnehmbarkeit von Welle und Spalttopf ist gegeben (vgl.: Abbildung 16).

Die verwendeten Materialien sind chemisch beständig und physiologisch verträglich. Die passive Radiallagerung ist inhärent stabil und benötigt für den Normalbetrieb keine Fanglager. Für prozeßbedingte Anschläge in radialer Richtung ist die Fanglagerung durch die Materialkombination der Welle und des Spalttopfs gegeben. Das aktive Axiallager hingegen benötigt ein Fanglager, welches im oberen Bereich des Impellers als „Stern“ und im unteren Bereich der Axiallagerspule als „Punktlager“ ausgeführt werden soll.

Im Anschluß an das Grobdesign kann jetzt die Detailkonstruktion mit der Erstellung der Fertigungszeichnungen erfolgen.

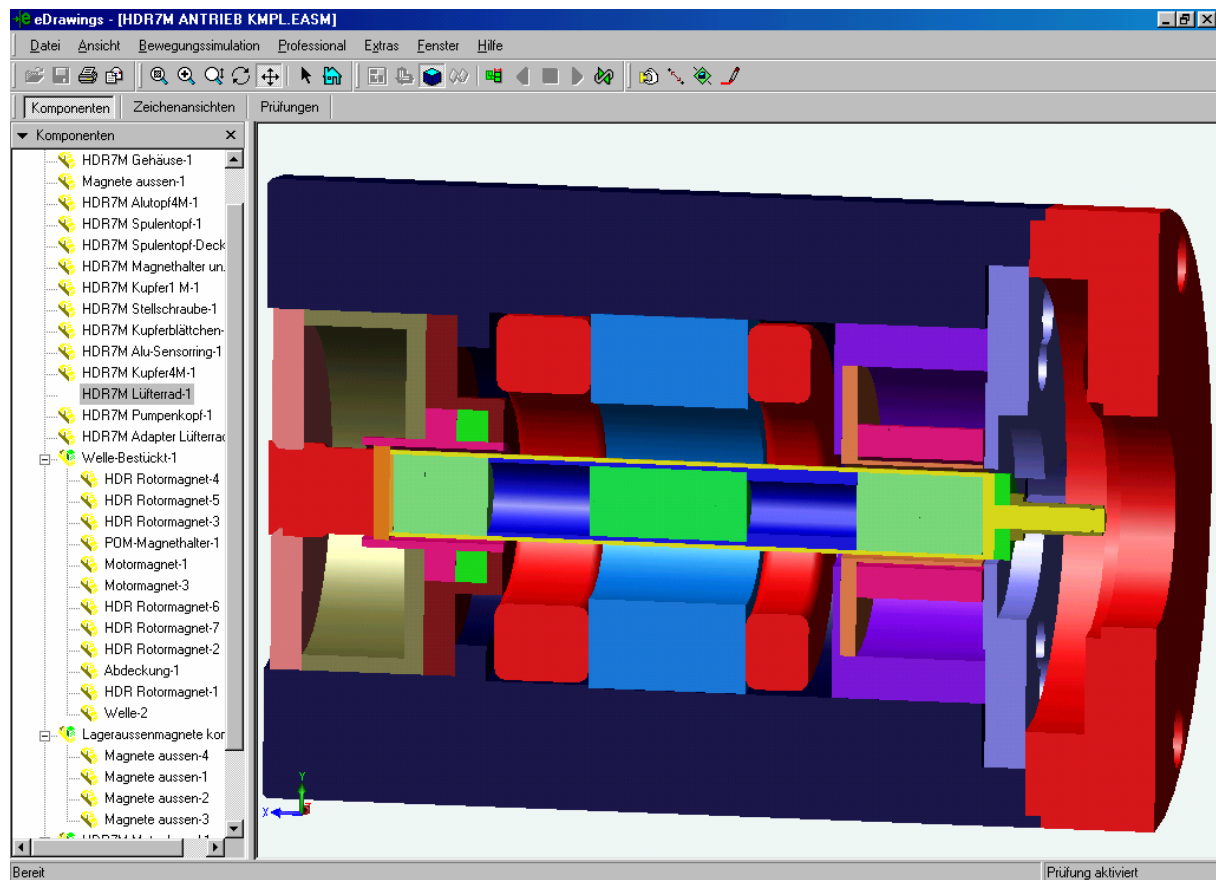


Abbildung 16: Querschnitt Verdichter

3.7 Sensorik

Im Folgenden werden die für eine aktive Magnetlagerung geeigneten Positionssensorprinzipien vorgestellt.

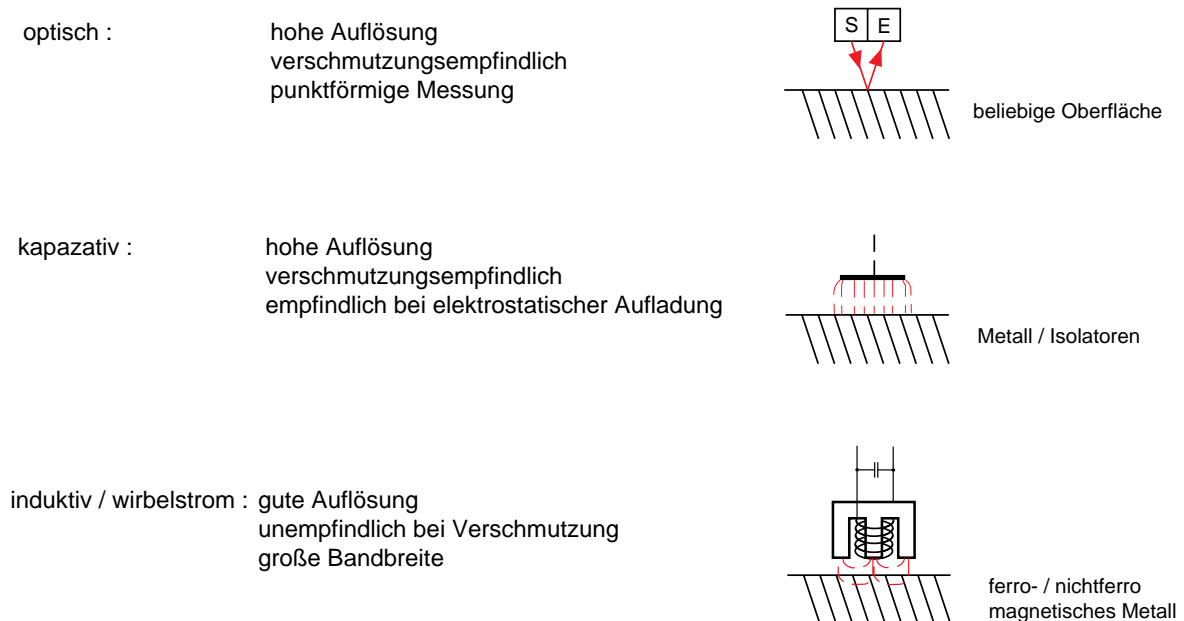


Abbildung 17: Sensorprinzipien

Anforderungen an die axiale Positionssensorik

- Messbereich: ca.: +/- 0.5 mm
- radialer Luftspalt: ca.: 2 mm
- Messung durch Statorspaltrohr (Kunststoff) und Rotorspaltrohr (Edelstahl)
- geringer axialer und radialer Platzbedarf
- unempfindlich gegen Temperaturschwankungen
- hinteres Wellenende frei
- geeignet für hohe Drehzahlen
- unempfindlich bzgl. Verkippungen

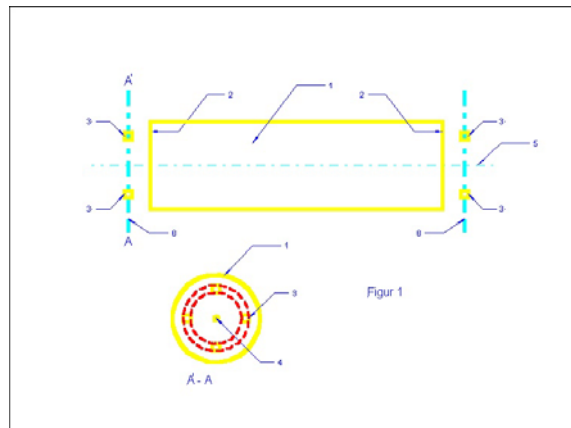
D.h. eine Positionsmessung auf der Basis induktiv / Wirbelstrom erscheint hier sinnvoll zu sein.

Vorbetrachtungen

Die Messung der axialen Rotorposition ist grundsätzlich über mindestens zwei unterschiedliche Ansätze möglich:

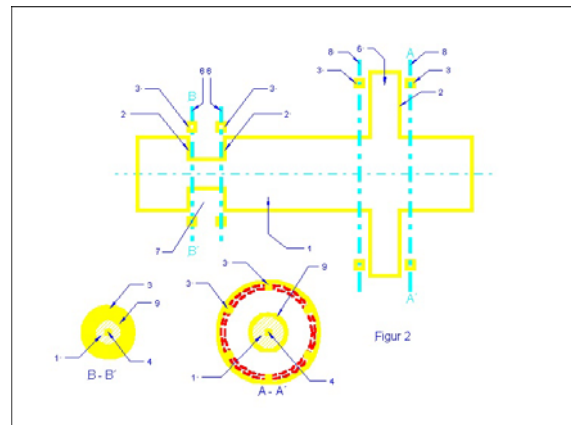
axiale Positionssensorik (axiale Anordnung)

- Wirbelstrom/ Induktiv
- dif. Anordnung
- Ausgleich von Verkippungen
- hohe Drehzahlen unkritisch
- hoher (radialer) Platzbedarf
- Wellenende belegt



axiale Positionssensorik (radiale Anordnung)

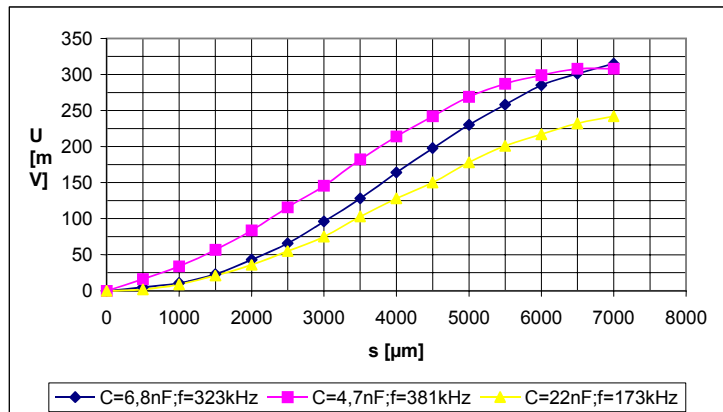
- Wirbelstrom/ Induktiv
- dif. Anordnung
- geringer Platzbedarf
- Ausgleich von Verkippungen
- hohe Drehzahlen unkritisch
- Wellenenden frei



Für das hier vorliegende gekapselte System ist eine radiale Anordnung von Vorteil, da das Wellenende durch andere Komponenten verdeckt ist. Die nachfolgenden Untersuchungen beziehen sich auf Messungen für eine radiale Anordnung und haben das Ziel eine geeignete Geometrie für den Sensor zu finden.

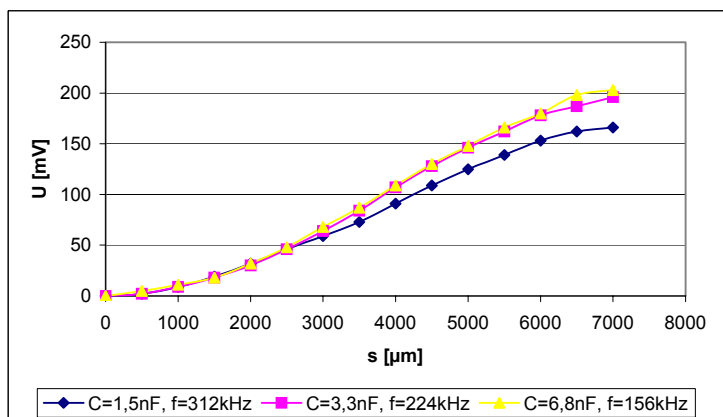
Variante 1

- Spulenkörper mit 1mm Wickelbereich,
- 30 Windungen, 0,15mm Drahtdurchmesser
- Abstand Spule <-> Messfläche: ca. 3mm
- Material: ST37
- Erregerspannung $U_{err} = 10V$



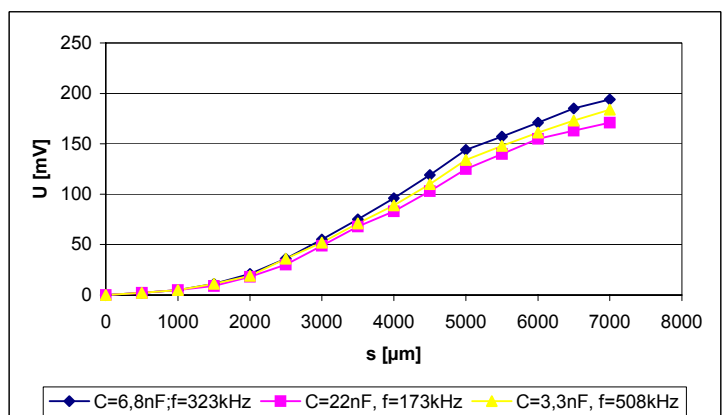
Variante 2

- Spulenkörper mit 1mm Wickelbereich,
- 60 Windungen, 0,09mm Drahtdurchmesser
- Abstand Spule <-> Messfläche: ca. 3mm
- Material: ST37
- Erregerspannung $U_{err} = 10V$



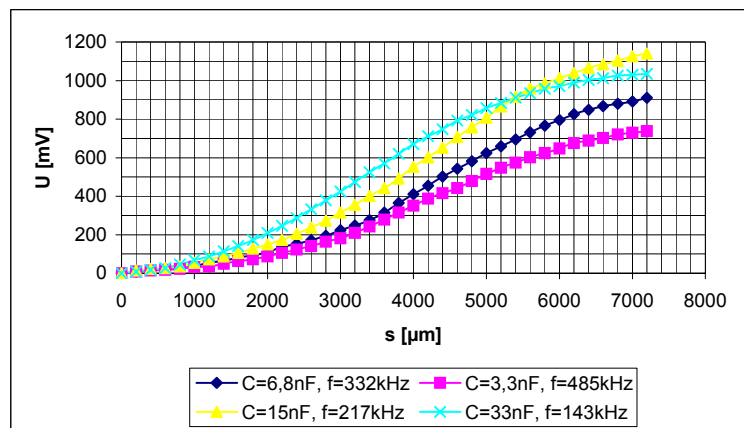
Variante 3

- Spulenkörper mit 1mm Wickelbereich,
- 30 Windungen, 0,09mm Drahtdurchmesser
- Abstand Spule <-> Messfläche: ca. 3mm
- Material: ST37
- Erregerspannung $U_{err} = 10V$



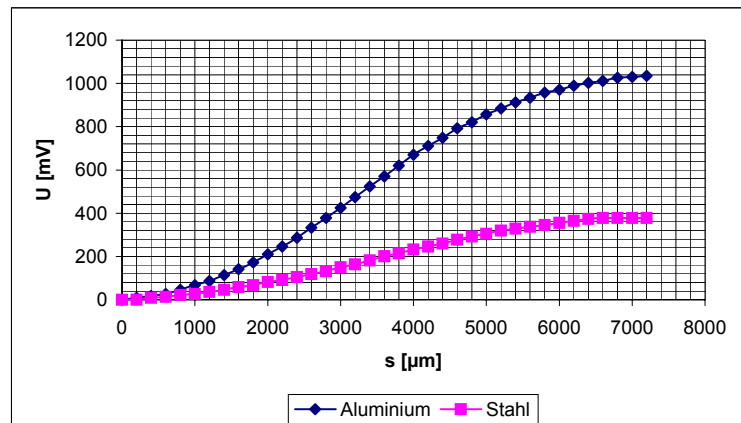
Variante 4

- Spulenkörper mit 2mm Wickelbereich,
- 30 Windungen, 0,315mm Drahtdurchmesser
- Abstand Spule <-> Messfläche: ca. 2mm
- Material: Aluminium
- Erregerspannung $U_{err} = 10V$



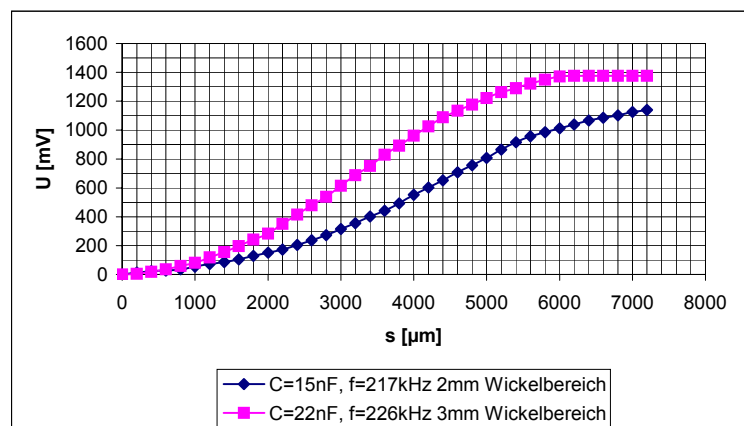
Variante 5

- Spulenkörper mit 2mm Wickelbereich,
- 30 Windungen, 0,315mm Drahtdurchmesser
- Abstand Spule <-> Messfläche: ca. 2mm
- Material: Vergleich Stahl <-> Aluminium
- Erregerspannung $U_{err} = 10V$



Variante 6

- Vergleich: Spulenkörper mit 2 und 3mm Wickelbereich,
- 30 Windungen, 0,315mm Drahtdurchmesser
- Abstand Spule <-> Messfläche: ca. 2mm
- Material: Aluminium
- Erregerspannung $U_{err} = 10V$



3.8 Dämpfung und Steifigkeit

Um das aus der Simulation geforderte Dämpfungsverhalten überprüfen zu können werden verschiedene Anregungen im schwebenden und „nicht schwebenden“ Zustand durchgeführt. Durch kombiniertes Auswerten der Meßergebnisse sind dann Aussagen über Dämpfung und Steifigkeit der Lager möglich.

Test 1: Nicht-schwebender Zustand, Anregung durch Stoßauslenkung

Wandstärke des Kupferringes: 1mm

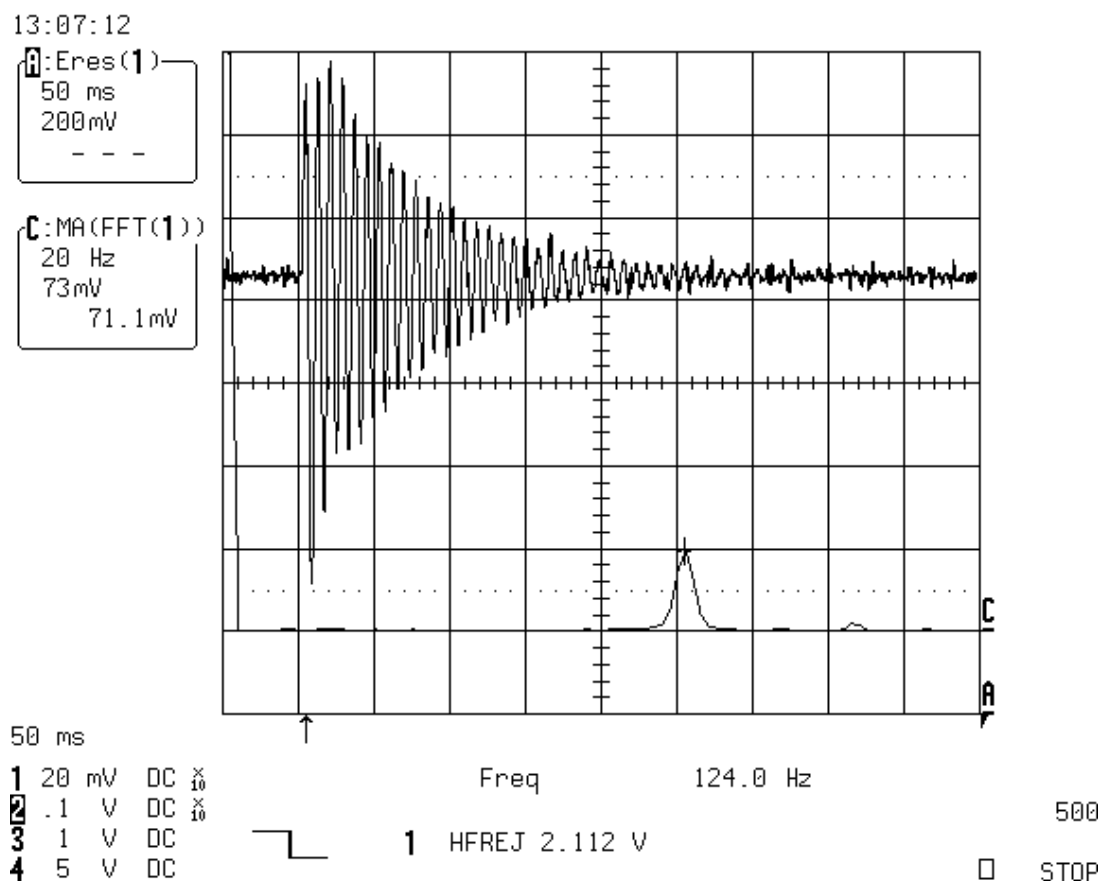


Bild1: Abklingverhalten bei nicht-schwebender Welle und Stoßauslenkung

Nutationsfrequenz: ~125Hz
Dauer der Abklingphase: ~250ms

Test 4: Nicht-schwebender Zustand, Anregung durch Stoßauslenkung

Wandstärke des Kupferringes: 0,5mm

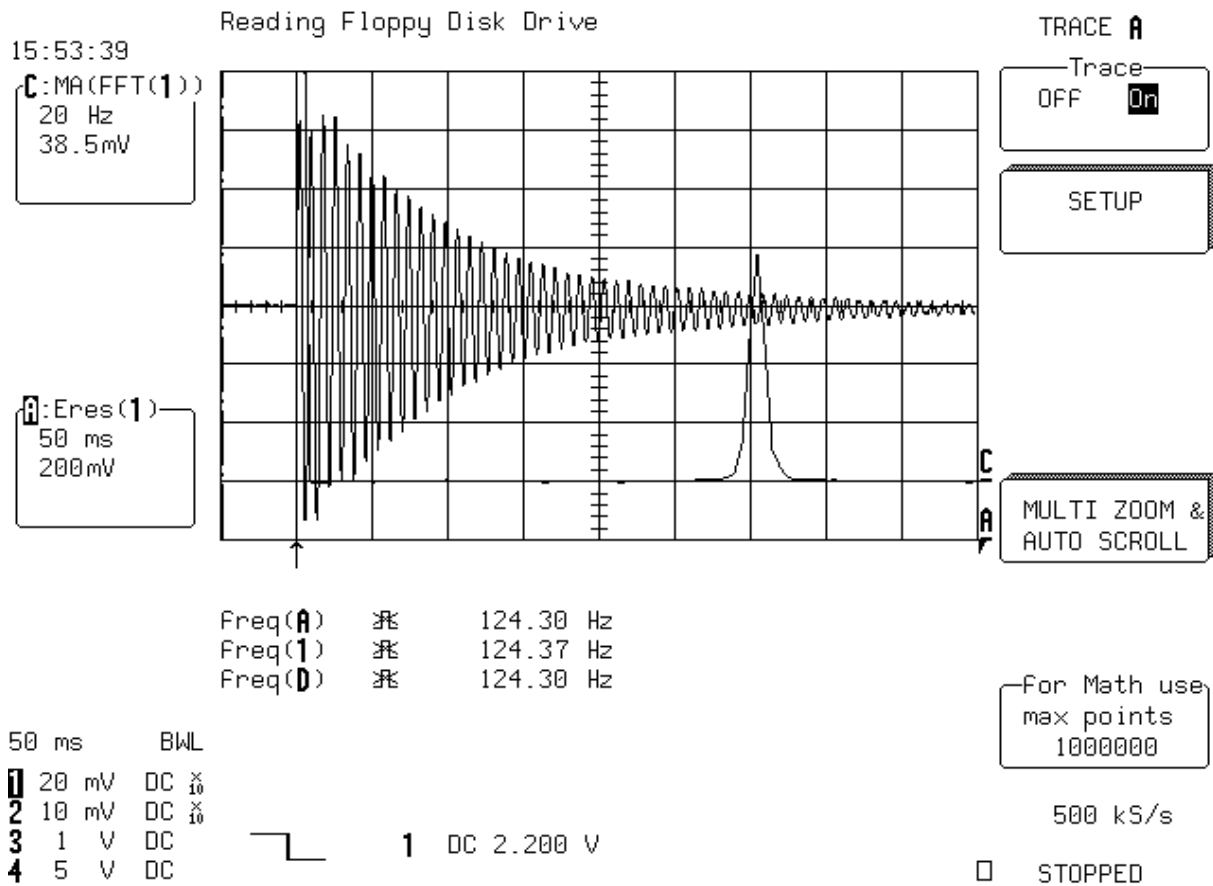


Bild1: Abklingverhalten bei nicht-schwebender Welle und Stoßauslenkung

Nutationsfrequenz: ~125Hz

Dauer der Abklingphase: ~400ms

Test 6: Schwebender Zustand, Anregung durch Stoßauslenkung

Wandstärke des Kupferringes: 0,5mm

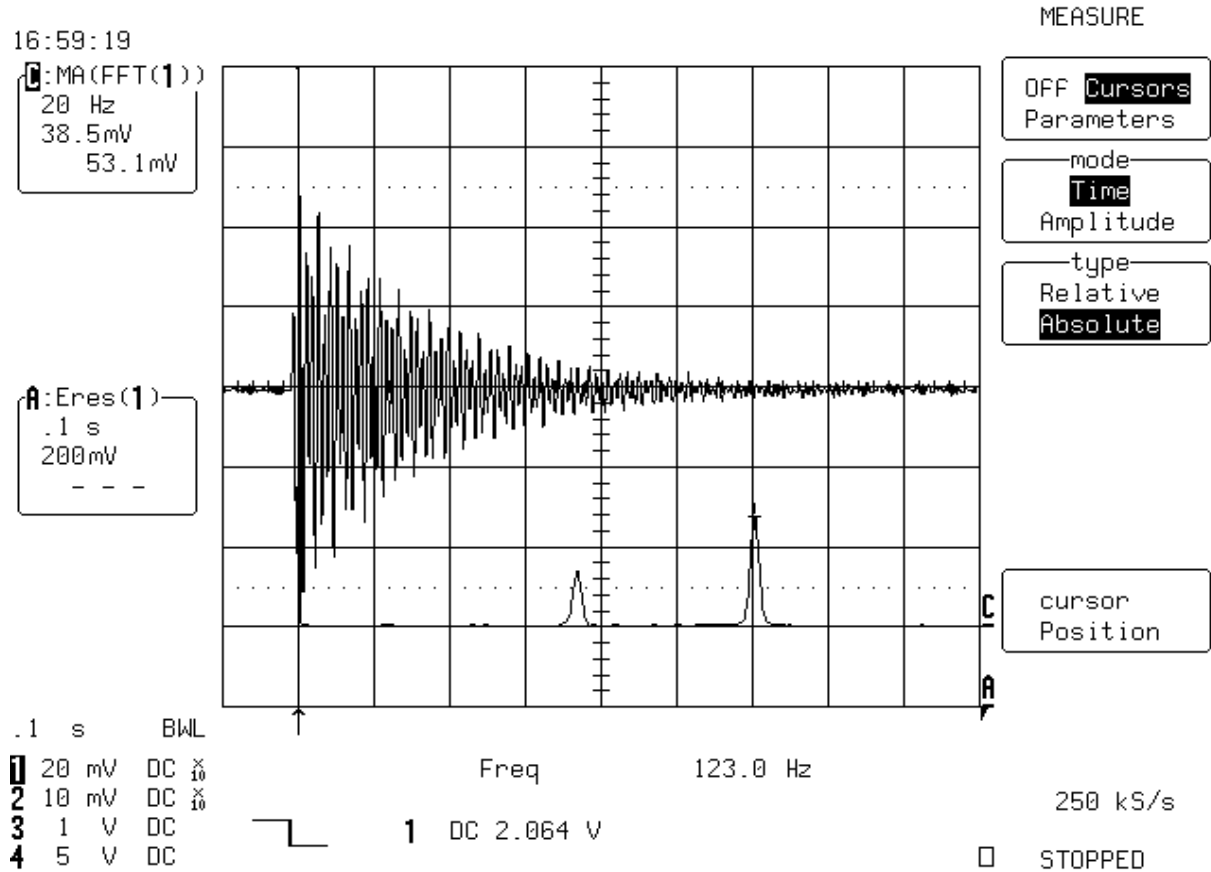


Bild 3: Abklingverhalten bei nicht-schwebender Welle und Stoßauslenkung

Nutationsfrequenz: ~124Hz
 Translationsfrequenz: ~78Hz
 Dauer der Abklingphase: ~500ms

Test 7: Nicht-schwebender Zustand, Anregung durch Stoßauslenkung

Wandstärke des Kupferringes: 0mm (ohne Kupferring)

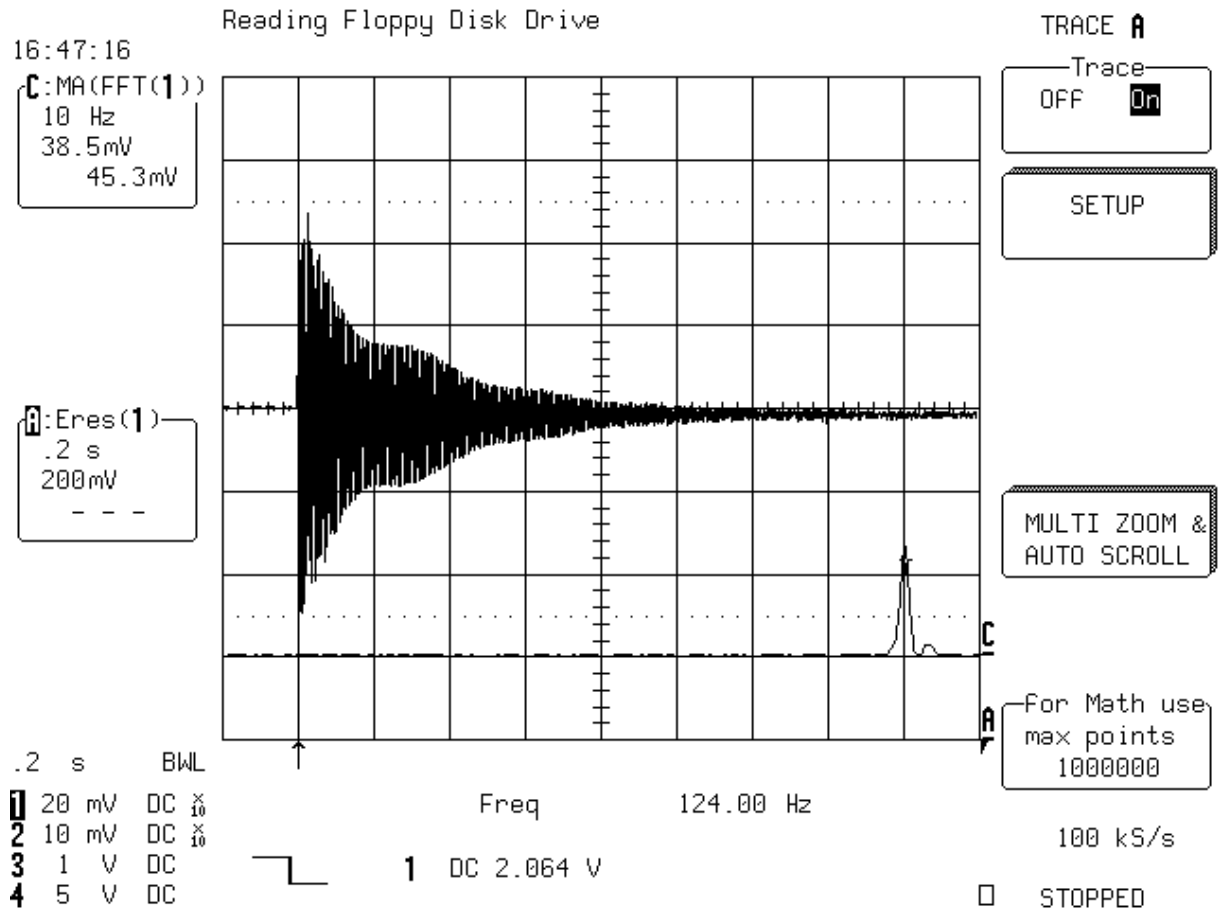


Bild1: Abklingverhalten bei nicht-schwebender Welle und Stoßauslenkung

Nutationsfrequenz: ~124Hz
 Dauer der Abklingphase: ~1000ms

Test 9: Schwebender Zustand, Anregung durch Stoßauslenkung

Wandstärke des Kupferringes: 0mm (ohne Kupfering)

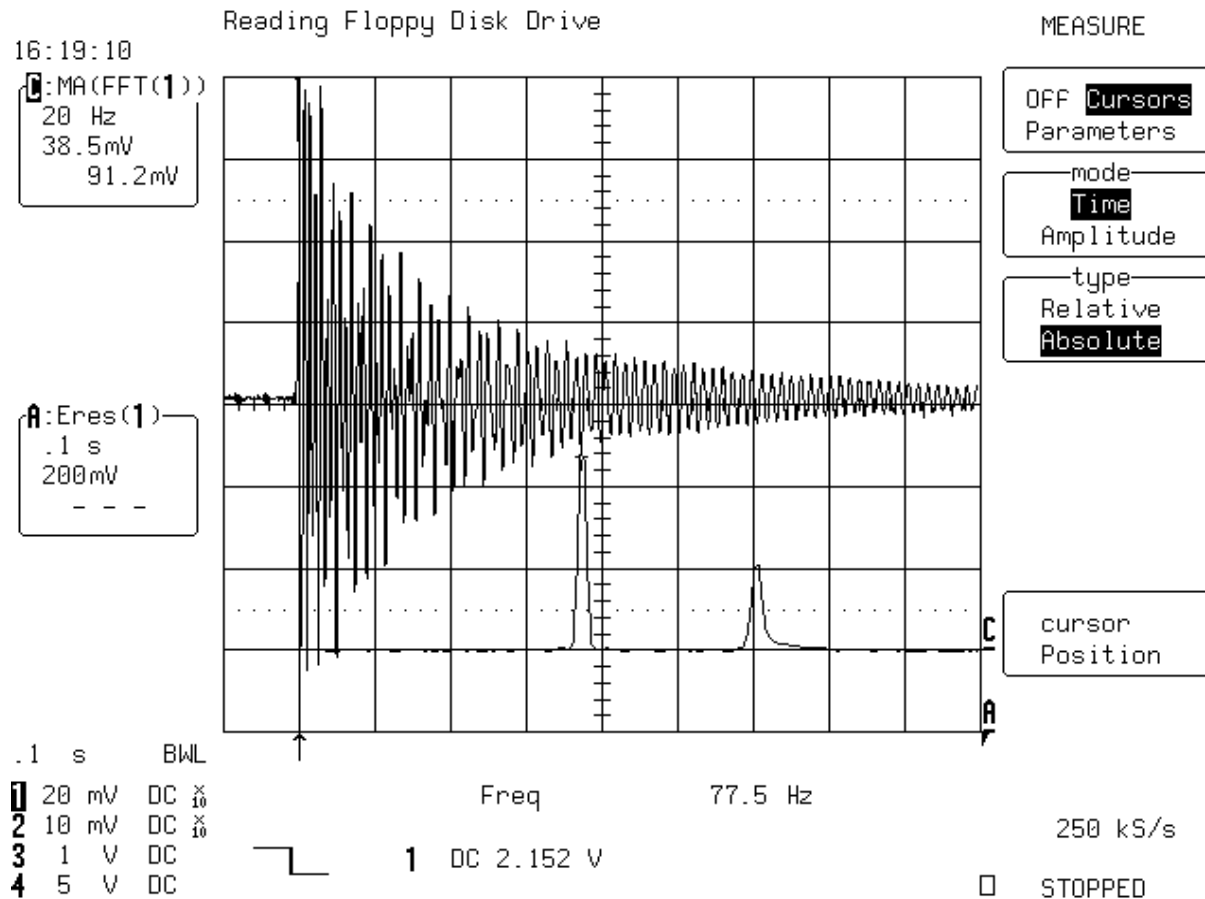


Bild 3: Abklingverhalten bei nicht-schwebender Welle und Stoßauslenkung

Nutationsfrequenz: ~124Hz
 Translationsfrequenz: ~78Hz
 Dauer der Abklingphase: ~1000ms

Ergebnisse:

1. Ermittlung der Dämpfungsgrade über anpassen der Abklingverläufe an:

$$e^{-\delta t}; \quad \delta = D\omega$$

2. Ermittelte Dämpfungsgrade:

ohne Kupfer:	0.5 %
0.5 mm Kupfer:	1.28 %
1.0 mm Kupfer:	1.76 %
Kupfertopf:	3.87 %

3. Ermittlung der Steifigkeiten über Anpassen der Translations- und Kippmodes:

radseitiges Lager:	14000 N/mm
unteres Radiallager:	2300 N/mm

Die Dämpfung ist mit max.: 3.87 % nicht im geforderten Bereich von ca: 15%.

Durch die obigen Meßergebnisse wird deutlich, daß ein Anstreifen des Rotors beim Durchfahren der Starrkörpermoden realistisch ist. Wenn die Drehzahlen und / oder Störfrequenzen nicht im Bereich der Kritischen liegen, ist ein Betrieb des Verdichters ohne Anstreifen möglich.

Hier werden die dynamischen Tests unter Last zeigen, ob ein teilweises Anstreifen in Bezug auf den sicheren Betrieb und evtl. Belastungen der Fanglager zulässig ist.

3.9 Systemaufbau

In den nachfolgenden Abbildungen ist ein Querschnitt des Gesamtsystems sowie der realisierte Verdichter mit der zugehörigen Elektronik zu sehen.

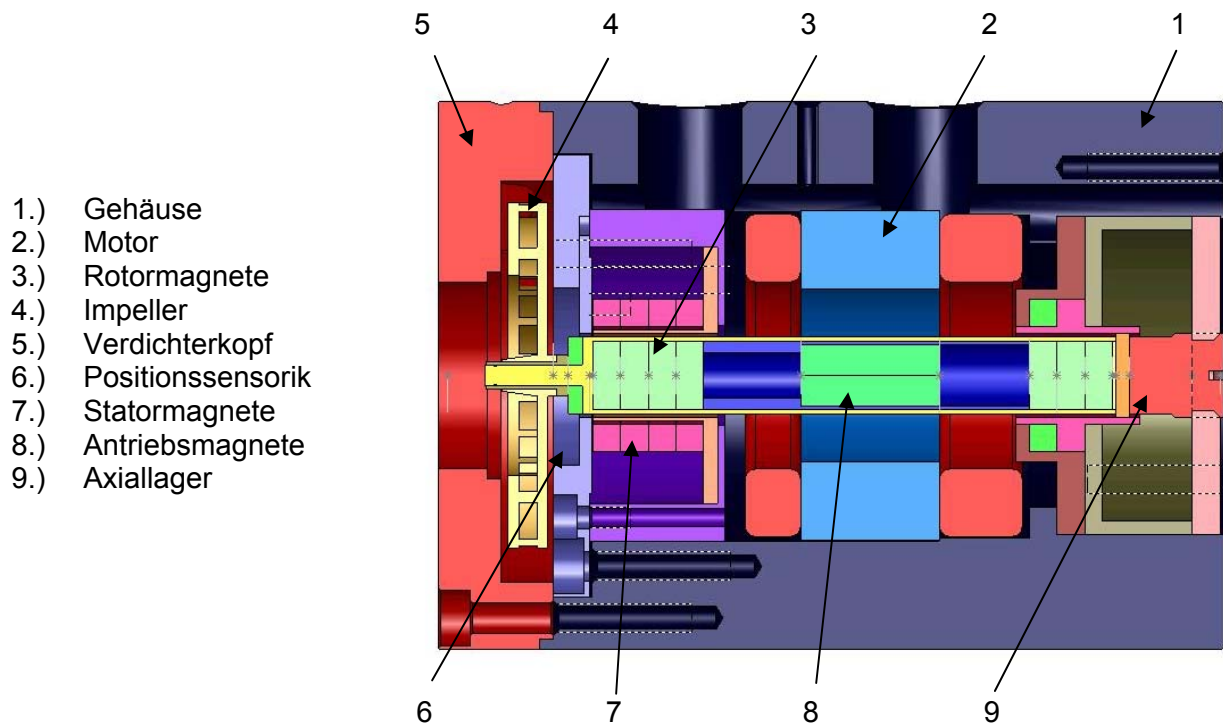


Abbildung 18: Querschnitt des Verdichters

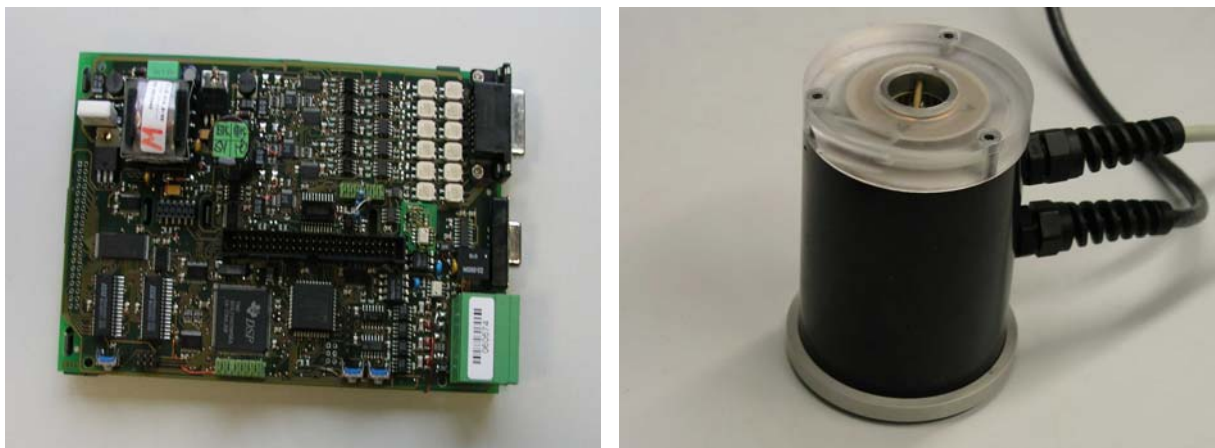


Abbildung 19: Verdichter mit Elektronik

3.10 Inbetriebnahme und Vortests

Nach der Inbetriebnahme werden durch Vortests erste Erkenntnisse des realen Systems gesammelt. Eine abschließende Beurteilung kann erst im Verbund mit dem Gesamtsystem erfolgen.

3.10.1 Axiallagerung

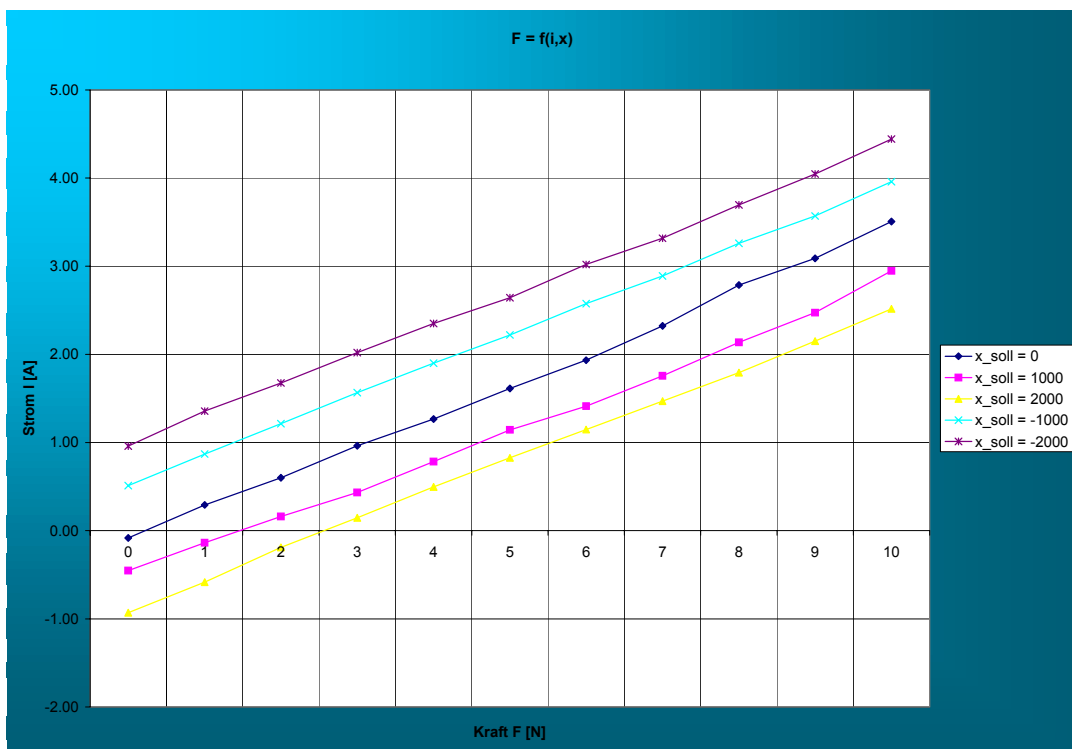


Abbildung 20: Axiallager

Die zur Beschreibung der Magnetlagerung im Arbeitspunkt geeigneten Parameter K_i und K_x lassen sich zu: $K_i = 3 \text{ N/A}$; $K_x = 50 \text{ N/mm}$ ermitteln. Die Radialkraft ist zum Betrieb ausreichend.

3.10.2 Radiallagerung

Die Koeffizienten der Radiallagerung wurden bereits im Kapitel 3.8 ermittelt.

3.10.3 Motor

Der Motor ist als 4 pol. Synchronmotor ausgeführt.

EMK Messung:

Messung: n_{mech} : 321,88 Hz mit 26,6 V U_{SS} ; $\Rightarrow n_{\text{mech}}$: 700 Hz entspricht 57,84 V U_{SS}

Messungen bei $U_{\text{zk}} = 48 \text{ V}$

Stromaufnahme Antriebsmotor bei stationärer Drehzahl

Randbedingungen:

- Strommessung auf der Gleichstromseite vom Netzteil
- Magnetlagerung wurde von einem anderem Netzteil versorgt und mit anderer ML 51.008 betrieben.
- Lüfferrad und Levitec Verdichterkopf montiert
- Saug- & Druckseite offen

Stromaufnahme Antrieb

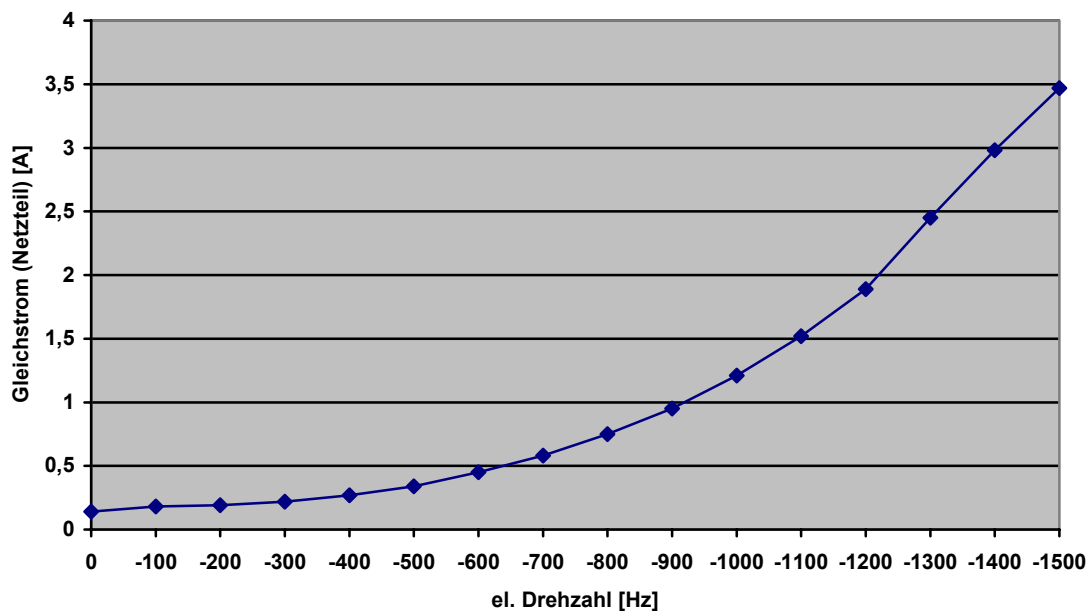


Abbildung 21: Drehzahlabhängige Stromaufnahme

Die Stromaufnahme liegt im spezifizierten Bereich.

Temperaturmessung bei Zyklusbetrieb

Anmerkungen und Randbedingungen:

- Als Sollwert ist ein Rechteckförmiger Verlauf mit symmetrischem Verhältnis vorgegeben:
 $n_{\min} = \text{ca.: } - 160\text{Hz (} - 4800 \text{ 1/min)}$; $n_{\max} = \text{ca.: } - 1400 \text{ Hz (} - 42'000 \text{ 1/min)}$
- Maximaler Phasenstrom $I_0 = 10 \text{ A}$.
- Der Verdichter wird ohne Befestigungsvorrichtung betrieben.
- Der Temperaturfühler ist folgendermaßen platziert: Gehäuse (in Höhe des Motors)
- Es ist keine zusätzliche Kühlung oder Wärmeabfuhr vorhanden.

Gehäusetemperatur

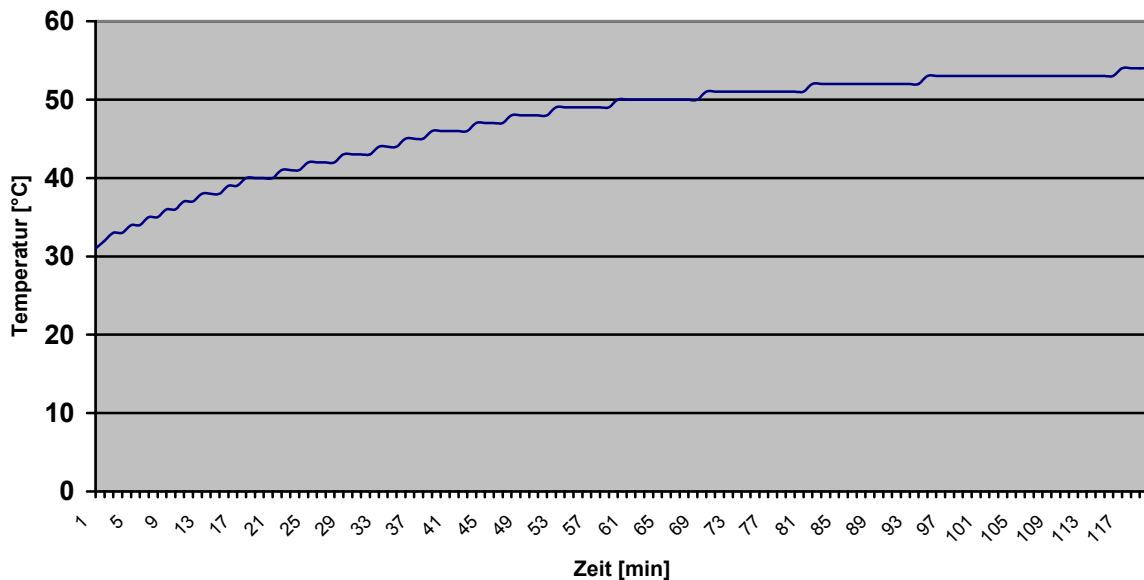


Abbildung 22: Gehäusetemperatur bei Zyklusbetrieb

Die Gehäusetemperatur ist unter obigen Bedingungen bis ca. 55°C abgestiegen. Hier müssen noch weitere Tests durchgeführt werden, um die Akzeptanz des Wertes zu bestätigen.

Zyklischer Betrieb:

Eine wichtige Systemeigenschaft ist der dynamische Betrieb des Verdichters. Die nachfolgenden Abbildungen zeigen die entsprechenden Testsignale und die Istwerte für typische Lastfälle (hier: Drehzahlsprung von 5000 1/min nach 40.000 1/min).

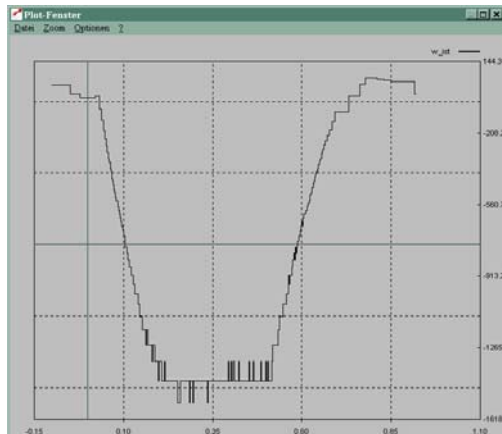


Abbildung 23: Drehzahlsprung 1 Hz

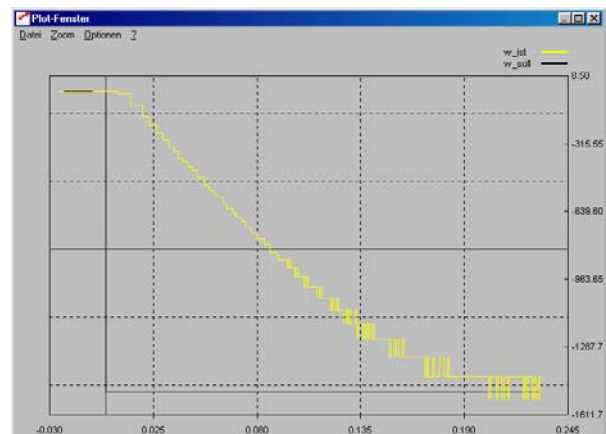


Abbildung 24: geänderte Auflösung

Grundsätzlich ist ein zyklischer Betrieb des Verdichters mit 1 Hz möglich. Die kritischen Drehzahlen führen noch zu einem Kontakt zwischen Stator und Rotor. Dieser Zustand ist aber auch noch von der Konstruktion und der Ausführung des Verdichterkopfes, welcher zum Termin der Tests noch nicht vorlag, abhängig. Dennoch kann im Zyklusbetrieb ein Kontakt zwischen Welle und Spaltrohr nicht ausgeschlossen werden. Wenn die kritische Drehzahl durchfahren wurde ist ein Betrieb ohne Kontakt möglich.

Es ist erkennbar das die Lastenheftvorgabe bzgl. max. Drehzahl von 42.000 1/min und eine Drehzahldynamik von 20.000 1/min in 100 ms erreicht werden.

3.11 Gesamteinbetriebnahme

Die nachfolgende Abbildung gibt einen Überblick über den Testaufbau. Der Radialverdichter wird komplett über eine separate Magnetlagerelektronik von Levitec betrieben. Diese Elektronik kann sowohl die Magnetlager als auch den Antriebsmotor ansteuern.

Die gesamten Tests wurden mit diesem System bzw. Komponenten durchgeführt. Aufgrund des Ausscheidens der Firma Dräger konnten keine Tests im Beatmungsprozess selber durchgeführt werden. Erst im Gesamtsystem kann eine endgültige Aussage über das Systemverhalten, insbesondere auch aus Prozesssicht getroffen werden.

Durch die Anpassung und Erweiterung der Projektziele wurden Fragestellungen hinsichtlich des Absturzverhaltens beim Vollauslauf, d.h. die Magnetlagerung ist fehlerhaft, des Rotors untersucht.

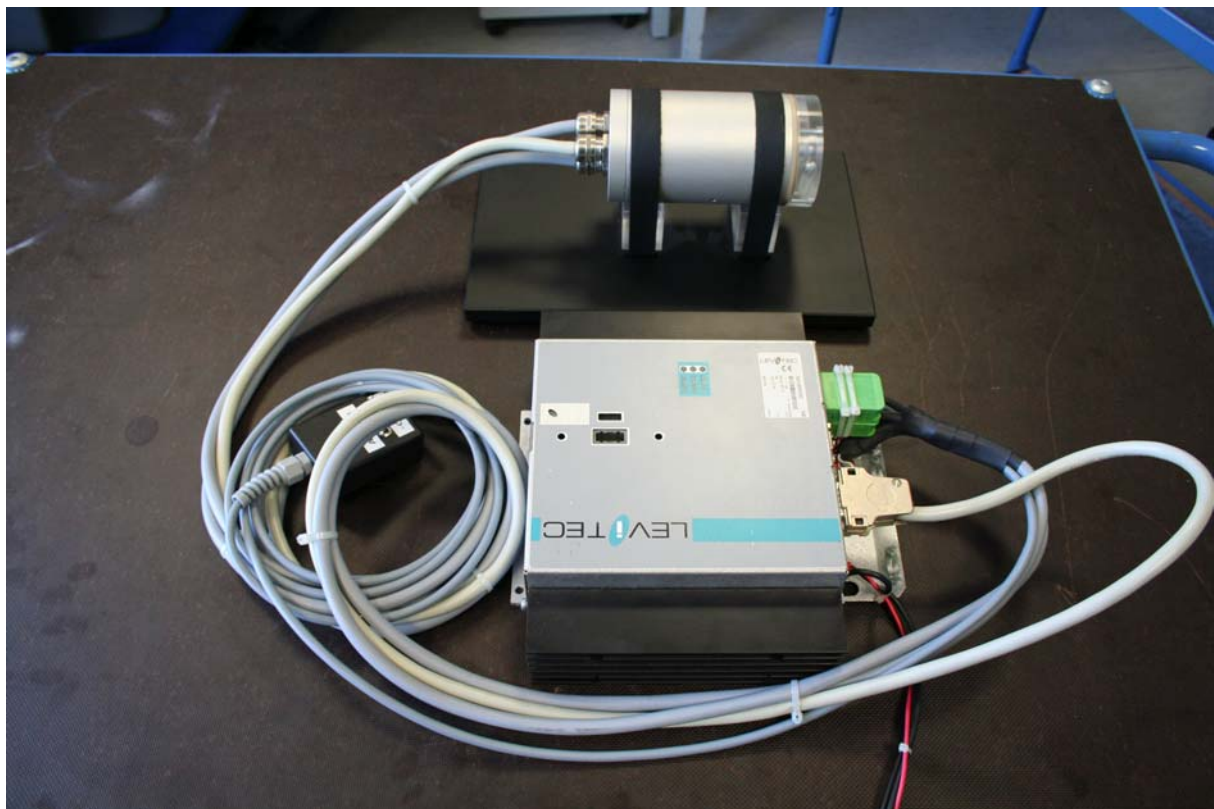


Abbildung 25: Gesamttestsystem

3.12 Zuverlässigkeitstests / Vollausslauf

Im Rahmen der Zuverlässigkeitsuntersuchungen sind im Bereich der Magnetlagertests so genannte Fanglagerqualifizierungen notwendig. Bei Magnetlagern unterscheidet man mindestens zwei Störfälle. Zum einen handelt es sich um kurzfristige Störungen z.B.: aus dem Prozess heraus oder um dauerhafte Störungen die z.B.: aufgrund fehlerhafter Systemkomponenten auftreten. Im Falle einer Störung kommt es zum Kontakt zwischen stehenden und bewegten Komponenten. Damit für diesen Fall keine Beschädigung von Welle oder Stator auftritt, werden sog. Fanglager eingesetzt. Diese können z.B.: als Kugellager oder aber auch wie in diesem Fall als Gleitlager ausgelegt werden. Durch die durchgeführten Tests soll die grundsätzliche Funktionsfähigkeit überprüft werden.

Als Gleitpartner kommen die Welle mit der Edelstahlhülse und der Spalttopf aus verschiedenen Materialien in Betracht. Es wurden unterschiedliche Spaltrohrmaterialien (Polypropylen PP; Polyacetal POM; Polyetheretherketon PEEK) getestet. Bei dem Test wurde die Magnetlagerung bei max. Drehzahl der Welle abgestellt. Die Welle fällt dann in das Fanglager. Zur Beurteilung des Absturzverhaltens und etwaiger Schäden wurde einerseits eine Sichtkontrolle von Spaltrohr und Welle vorgenommen. Andererseits wurde die Welle nach dem Test erneut auf Drehzahl gebracht und anhand der Orbitauslenkung der Wuchtzustand beurteilt.

Als Fazit lässt sich festhalten, dass nach den Tests (es wurden 50 Vollaussläufe durchgeführt) weder erkennbare Beschädigungen an den Spaltrohren noch an der Welle aufgetreten sind.



Abbildung 26: Spaltrohre



Abbildung 27: Welle

4 Projekterfolg

Im Rahmen des Projektes wurden die Projektziele weitestgehend erreicht. Bei den Lösungen wurde insbesondere auf eine vielseitige Verwendbarkeit geachtet, um viele potentielle Anwendungen zu erschließen.

Im Bereich der Magnetlagertechnik zeichnet sich ein weiterer Trend ab. Es eröffnen sich zunehmend neue Absatzchancen für Systeme mit kleinen Baugrößen. D.h. es ist an dieser Stelle die kostengünstige Systemlösung gefragt, da der Kostenanteil der Magnetlager nicht überproportional gegenüber den Gesamtkosten steigen darf. Insbesondere sind nicht nur die Herstellkosten sondern auch die gesamten Betriebskosten (Energiekosten, Wartung ...) zu berücksichtigen.

Das hier geplante und umgesetzte System erfüllt diese Anforderungen, d.h. es ist damit zu rechnen, dass weitere vergleichbare Aufgabenstellungen mit der hier erarbeiteten Lösung erfüllt werden können.

- Die Vorhabensziele wurden fast vollständig erreicht
- Der magnetgelagerte hochdynamische Radialverdichter wurde erfolgreich simuliert und aufgebaut und konnte seine Funktionsfähigkeit gemäß Lastenheft unter Beweis stellen.
- Weiterhin konnten zusätzliche Erfahrungen und Erkenntnisse im Bereich Dämpfung für Magnetlager, gekapselter Systeme und Fanglager für Magnetlager gewonnen werden.

5 Veröffentlichungen

Veröffentlichungen die über die Projektberichte bzw. Projektarbeit hinausgehen sind Levitec nicht bekannt.