

Diplomarbeit

Auslegung einer Schwungscheibe für einen Turbinenprüfstand

Günter Buchinger

Eingereicht im April 2014

Am Institut für Thermische Turbomaschinen
und Maschinendynamik der TU Graz

Betreuer:

Dipl.-Ing. Dr.techn. Andreas Marn
Dipl.-Ing. Thorsten Selic

Graz, 10.April 2014

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtliche und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

(Unterschrift)

Danksagung

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik an der Technischen Universität Graz.

Ich möchte mich herzlich bei Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Marn, Dipl.Ing. Thorsten Selic und Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Michael Bader vom Institut für Maschinenelemente für die Unterstützung und Hilfe bei dieser Arbeit bedanken.

Ein besonderer Dank gilt insbesondere meinen Eltern. Ich widme ihnen diese Diplomarbeit, sie haben mich immer bei meinen Entscheidungen unterstützt und stehen immer hinter mir!

Danke!

Günter Buchinger

INHALT

1	EINLEITUNG	- 1 -
1.1	Aufgabenstellung.....	- 1 -
2	VARIANTEN.....	- 4 -
2.1	Ausgekoppeltes Schwungmassensystem, Antrieb mittels Kette oder Riemen... - 5 -	
2.1.1	Aufbau und Wirkungsweise von Riemen- und Kettentrieben:	- 5 -
2.1.2	Ausführung des Riementriebs	- 7 -
2.2	Ausgekoppeltem Schwungmassensystem - Anbau eines Getriebes zum Herabsetzen der Drehzahl mit Riemenantrieb.....	- 9 -
2.3	Direkter Anbau des Schwungmassesystems am Prüfstand, Zwischenschalten eines Getriebes zum Herabsetzen der Drehzahl.....	- 11 -
2.4	Einbau einer Bremsanlage an der Rotorwelle.....	- 13 -
2.4.1	Fliehkraftbremse.....	- 13 -
2.4.2	Backenbremse	- 15 -
2.4.3	Scheiben- bzw. Trommelbremse.....	- 15 -
2.5	Direkter Anbau des Schwungmassesystems an der Rotorwelle.....	- 19 -
2.6	Auswahl der besten Variante	- 21 -
2.7	Varianten der Wellenkonstruktion.....	- 22 -
2.7.1	Wellenstummel mit Flansch.....	- 25 -
2.7.2	Welle mit langen Passfedern	- 29 -
2.7.3	Welle mit kurzen Passfedern.....	- 31 -
2.8	Varianten der elastischen Kupplung.....	- 37 -
2.8.1	Klauenkupplung	- 38 -
2.8.2	Wulstkupplung	- 39 -
2.8.3	Metallbalgkupplung	- 40 -
2.8.4	Thomaskupplung.....	- 41 -
2.9	Schwungmasse	- 42 -
2.9.1	Allgemein	- 42 -
2.9.2	Dynamische Beanspruchung der Schwungscheibe	- 42 -
2.9.3	Scheibe gleicher Dicke.....	- 42 -
2.9.4	Scheibe gleicher Festigkeit:	- 44 -

2.9.5	Allgemeines.....	- 48 -
2.9.6	Wuchtgüte	- 50 -
2.9.7	Auswuchten.....	- 53 -
2.10	Werkstoffwahl	- 53 -
2.10.1	Schlussfolgerung	- 53 -
2.11	Fundament	- 53 -
2.11.1	Allgemein	- 53 -
2.11.2	Stahlkonstruktion des Schwungmassensystems.....	- 56 -
2.11.3	Unterbau Varianten	- 56 -
2.11.4	Variante 3	- 58 -
2.12	Darstellung des Systems nach dem Umbau	- 61 -
3	AUSLEGUNG DER MASCHINENELEMENTE.....	- 63 -
3.1	Wellenberechnung.....	- 63 -
3.1.1	Wellendurchmesser	- 63 -
3.1.2	Masseträgheitsmoment der Welle	- 63 -
3.1.3	Spannungsberechnungen der Welle	- 63 -
3.2	Passfederberechnung	- 64 -
3.3	Warum kein Presssitz?	- 64 -
3.4	Lagerberechnung	- 65 -
3.5	Warum kein Gleitlager?	- 68 -
4	SCHWINGUNGEN.....	- 69 -
4.1	Allgemein.....	- 69 -
4.2	Holzertabelle	- 72 -
4.3	Grundlagen zur Holzertabelle.....	- 73 -
4.3.1	Beispielhafte Berechnung der Torsionsschwingungen am Beispiel des bestehenden Prüfstands.....	- 74 -
4.4	Biegeschwingung	- 75 -
4.4.1	Vorgehensweise: (20).....	- 75 -
4.4.2	Durchführung	- 77 -
4.5	Verwendete Software zur Berechnung der Maschinenelemente:.....	- 78 -
4.5.1	MATHCAD:.....	- 78 -

4.5.2	MATLAB	- 78 -
4.5.3	ANSYS.....	- 86 -
4.5.4	Was ist eine Finite Elemente Methode.....	- 86 -
5	VERWENDETE FORMELN ZUR BERECHNUNG DER MASCHINENELEMENTE	- 87 -
5.1	Wellenberechnung.....	- 87 -
5.2	Schwungmassenberechnung.....	- 87 -
5.3	Passfederberechnung	- 88 -
5.4	Lagerberechnung	- 88 -
5.5	Biegeschwingung	- 89 -
6	LITERATURVERZEICHNIS	- 90 -
7	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	- 92 -
8	TABELLENVERZEICHNIS	- 96 -
ANHANG A:	BERECHNUNGEN.....	- 97 -
ANHANG B:	HOLZERTABELLEN.....	- 114 -
ANHANG C:	TABELLEN UND DIAGRAMME.....	- 128 -
ANHANG D:	PLÄNE UND FERTIGUNGSZEICHNUNGEN.....	- 137 -

Kurzfassung

Das Institut für Thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik betreibt seit 2009 einen Turbinenprüfstand für aerodynamische und akustische Untersuchungen. Dabei kam es ein Mal zu einem Ausfall der Wasserbremse, damit war keine durchgehende Betriebssicherheit mehr gegeben.

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein Schwungmassensystem konstruiert und gefertigt, das im Fall eines Bremskraftverlustes Energie aufnimmt und so die maximal auftretende Drehzahl begrenzt.

Die maximale Drehzahl, auf die die Schwungmasse ausgelegt wird, beträgt $12.000 \frac{1}{\text{min}}$. Die maximale Leistung am Prüfstand ist 700 kW. Das Massenträgheitsmoment soll $\Theta = 10 \text{ kgm}^2$ betragen. Der Werkstoff der Bauteile soll so gewählt werden, dass die errechnete Spannung einen deutlichen Sicherheitsabstand zu der zulässigen Streckgrenze aufweist.

Abstract

The Institute for Thermal Turbomachinery and Machine Dynamics operates since 2009 a turbine test facility for aerodynamic and acoustic tests. It was a time to failure of the water brake, so was no continuous operational reliability longer exists.

In this work a flywheel system is designed and manufactured, which takes in the case of a brake energy loss, thus reducing the speed maximum occurring.

The maximum speed at which the flywheel is designed is $12,000 \frac{1}{\text{min}}$. The maximum power is 700 kW at the test bench. The moment of inertia should be $\Theta = 10 \text{ kgm}^2$. The material of the components should be selected so that the calculated voltage has a significant safety margin to the allowable yield stress.

Nomenklatur

Bei der Berechnung von Maschinenelementen und Schwingungen werden verschiedenste Bezeichnungen verwendet. Zur Unterscheidung verschiedener Abmessungen und Beiwerte werden verschiedene Indexe verwendet. In Tabelle 1-1 ist die verwendete Nomenklatur dargestellt.

Tabelle 1-1 Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bezeichnung
P	kW (Kilowatt)	Leistung
M	Nm	Moment
Q	N (Newton)	Querkraft
F	N (Newton)	Kraft
i		Übersetzung
D	mm (Millimeter)	Durchmesser
m	kg (Kilogramm)	Masse
Θ	kgm^2	Massenträgheitsmoment
E	J (Joule)	Energie
n	1/min (Umdrehung pro Minute)	Drehzahl
ω	rad/s	Winkelgeschwindigkeit
σ	N/mm^2	Zug / Druckspannung
τ	N/mm^2	Torsions / Schubspannung
w	mm	Durchbiegung
ψ	rad	Winkeländerung

1 Einleitung

Das Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik betreibt einen Prüfstand zum Testen von Rotoren bzw. für verschiedene Schaufelprofile die auf dem Rotor aufgesetzt werden. Im Jahr 2010 kam es aufgrund eines fehlerhaften Drehmomentgebers zu einem Ausfall der Wasserbremse beim subsonischen Turbinenprüfstand.

Ein zu hoher Messwert veranlasste die Regelung die Bremswirkung drastisch zu reduzieren. Der defekte Regler (der die Drehmomentenreduzierung nicht feststellen konnte) veranlasste, dass die Drehzahl stetig stieg, um das Drehmoment zu senken.

Dies hatte ein „Durchgehen“ der Turbine zur Folge. Obwohl alle Sicherheitsmaßnahmen aktiv waren (abschalten der Verdichteranlage, öffnen der Bypass-Klappen) beschleunigte der Läufer weiter und erreichte eine Enddrehzahl von $12.500 \frac{1}{\text{min}}$, was eine schwere Beschädigung des Rotors zur Folge hatte.

Bei einer Schadenanalyse stellt sich heraus dass die Bremswirkung nicht gegeben war, da die verbleibenden Luftmassen in den Rohrleitungen noch sehr viel Energie besaßen.

Um dies ein weiteres Mal zu verhindern, wurden zahlreiche Verbesserungen am Sicherheitssystem durchgeführt, wie zum Beispiel:

- Verkürzung der Klappenöffnungszeiten
- Umstellen von Regelung auf Steuerung der Wasserbremse
- Schwungscheibe als Energiespeicher

Die Idee hinter der Schwungscheibe ist, dass sie als Energiespeicher dient wenn die Wasserbremse ausfällt. Die verbleibende Energie der Luft, die sich noch in den Rohrleitungen befindet, wird zur Beschleunigung der Schwungscheibe benötigt. Die Größe der Schwungmasse richtet sich nach der maximal erlaubten Enddrehzahl bei vorgegebener Leistung. Zusätzliche Forderungen sind, dass es bei Betriebspunkten bei kleiner Leistung möglich sein soll, das Massenträgheitsmoment zu reduzieren und die Belastung auf den Wasserbremsenflansch nicht über 120N steigen sollte. Weiters sollen die Beeinflussung der Biege- und Torsionsschwingungen so wenig wie möglich beeinflusst werden. Durch den beengten Bauraum muss die Bauform möglichst kompakt gehalten werden.

1.1 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Arbeit soll die Betriebssicherheit des Prüfstandes durch einige Umbaumaßnahmen verbessert werden. Es soll ein Schwungmassensystem konstruiert werden, das im Fall eines Bremskraftverlustes Energie aufnimmt und so die maximal auftretende Drehzahl reduziert.

Die maximale Drehzahl, auf die die Schwungmasse ausgelegt werden soll, beträgt $12.000 \frac{1}{\text{min}}$. Die maximale Antriebsleistung beträgt 700 kW. Das geforderte Massenträgheitsmoment soll $\Theta = 10 \text{ kgm}^2$ betragen, um die maximale Drehzahl im Fall eines Bremskraftverlustes auf $8.500 \frac{1}{\text{min}}$ zu begrenzen.

Der Werkstoff muss so gewählt werden, dass eine deutliche Sicherheit in Bezug auf die zulässige Streckgrenze gewährleistet wird. Auf Grund der geometrischen Abmessung es Prüfstandes ist die Scheibe im Durchmesser begrenzt.

Dazu sollen verschiedene Varianten erarbeitet und betrachtet werden, anschließend die sinnvollste der Varianten umgesetzt werden.

In den folgenden Abbildungen ist der Prüfstand im Ausgangszustand dargestellt.

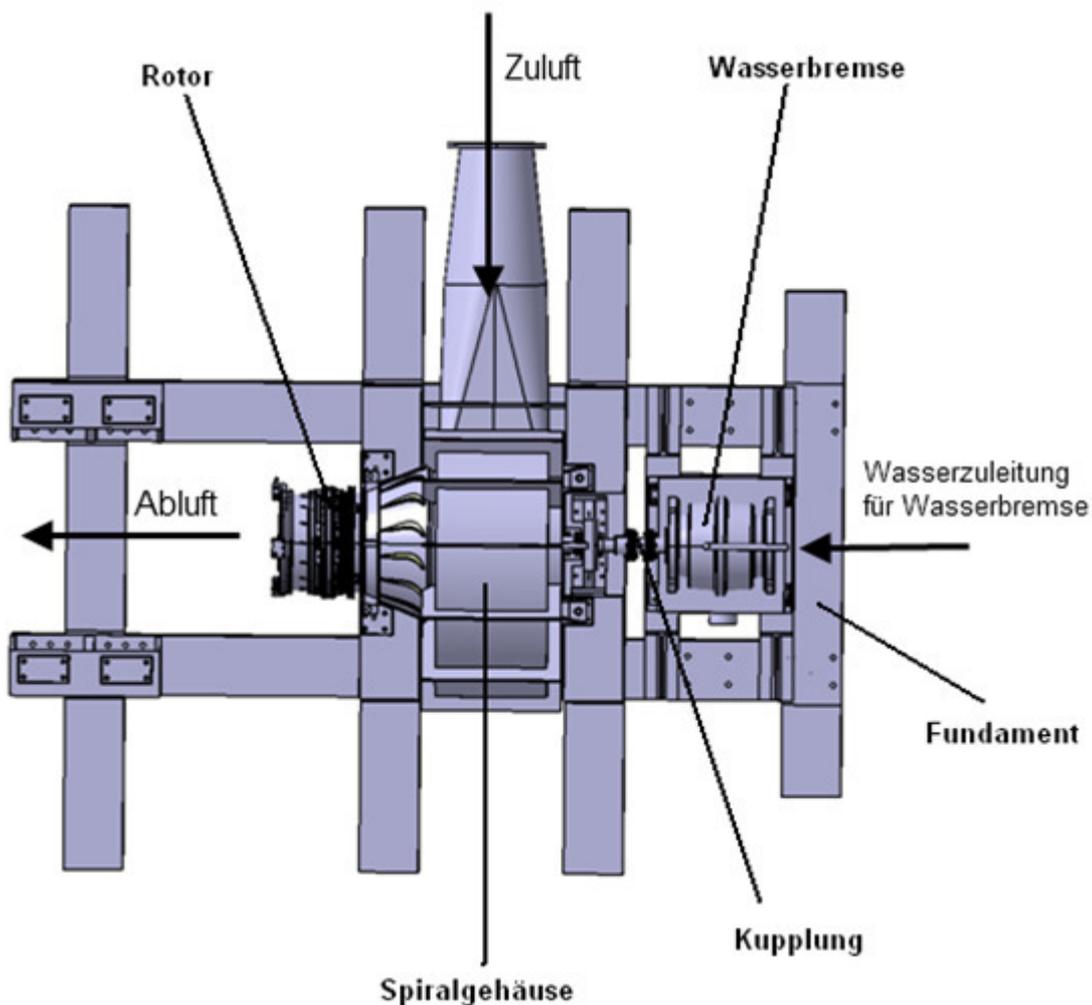


Abbildung 1: Draufsicht Prüfstand im Ausgangszustand

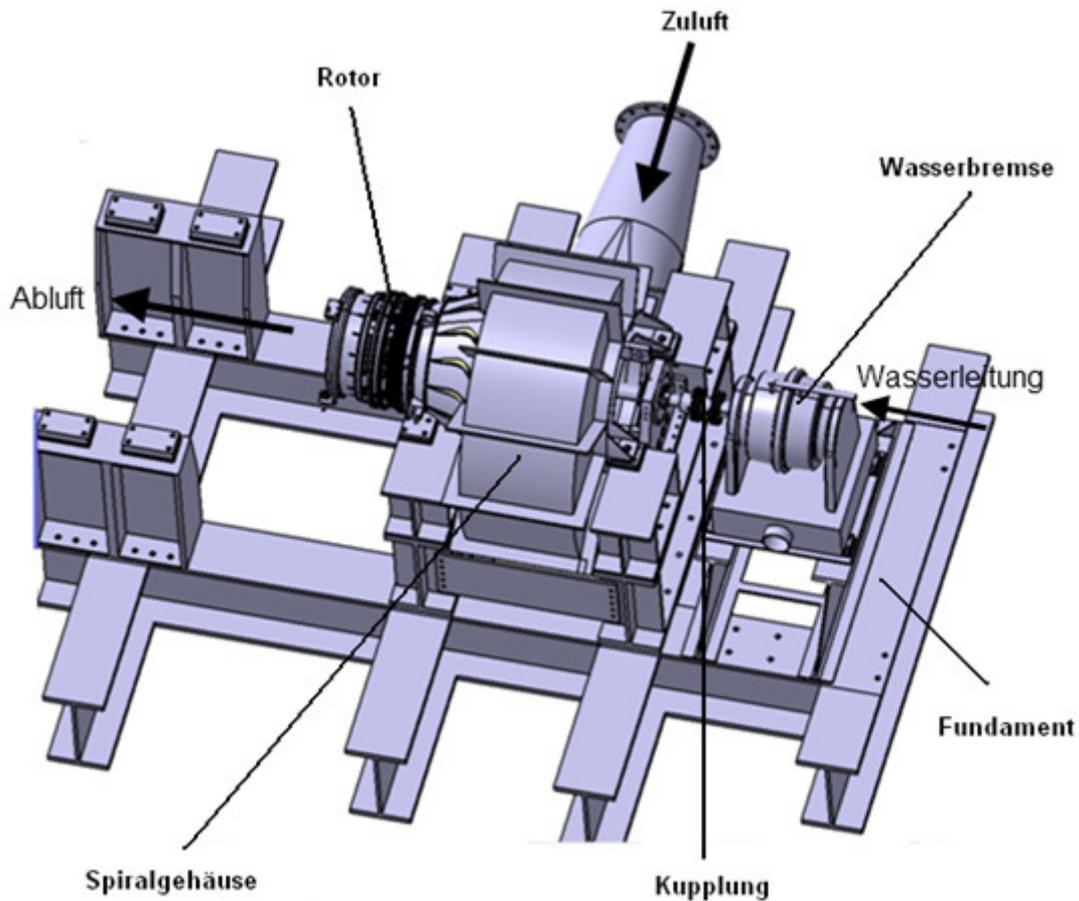


Abbildung 2: Isometrische Ansicht des Prüfstands im Ausgangszustand

Da der Prüfstand in das Prüfgebäude integriert ist und kein Umbau möglich ist muss der Anbau der Schwungscheibe im rechten Teil des Prüfstands erfolgen.

Es wäre sinnvoll die Schwungscheibe auf die Turbinenwelle zu setzen, denn damit wäre sie auch bei einem Kupplungsbruch wirksam. Da dies nicht realisierbar ist, wird das Schwungmassensystem hinter die Wasserbremse gesetzt.

2 Varianten

Bei der anfänglichen Untersuchung zeigt sich dass ein direkter Anbau von zusätzlichen Bauelementen an den Prüfstand vermieden werden soll, da sich die Biege - und Torsionseigenfrequenzen des gesamten Prüfstandes ändern würden, für eine optimale Auslegung werden im weiteren folgende Varianten untersucht:

- Entkoppeltes Schwungmassensystem, Antrieb mittels Kette oder Riemen
- Entkoppeltes Schwungmassensystem, Anbau eines Getriebes zum Herabsetzen der Drehzahl mit Riemenantrieb
- Direkter Anbau des Schwungmassesystems am Prüfstand, Zwischenschalten eines Getriebes zum Herabsetzen der Drehzahl
- Einbau einer Bremsanlage an der Rotorwelle
- Direkter Anbau des Schwungmassesystems an der Rotorwelle

Nach Auswahl der besten Variante erfolgt die Wellenkonstruktion und Auswahl einer Kupplung.

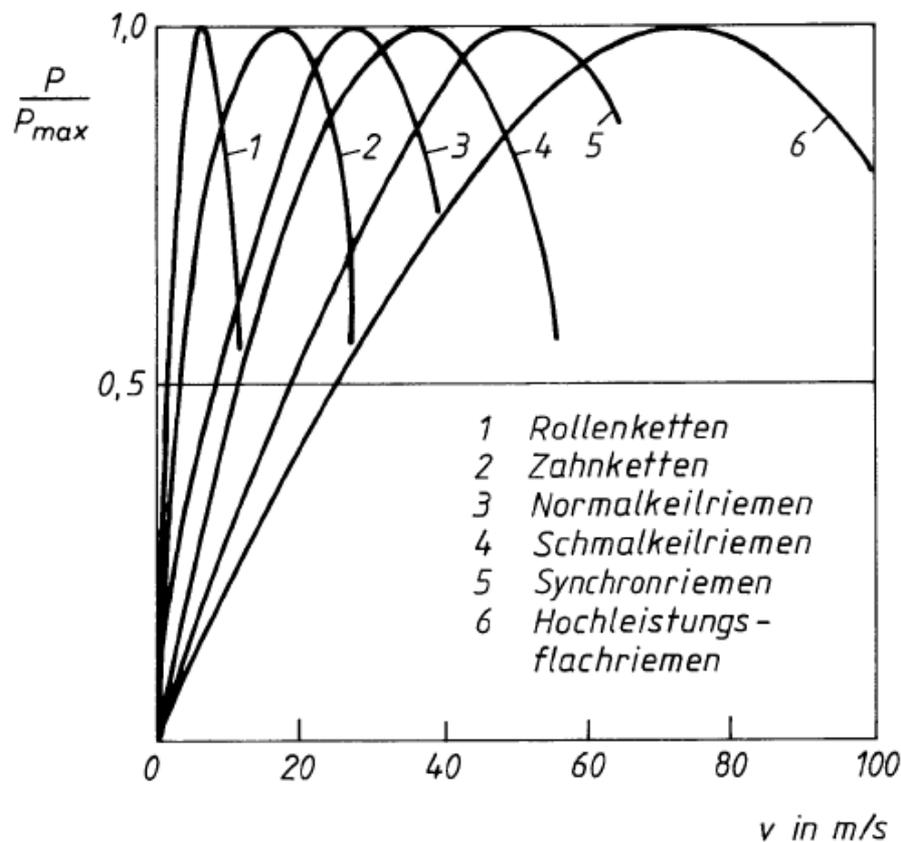


Abbildung 3: Einsatzbereich der Zugmittel in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit (1)

2.1 Ausgekoppeltes Schwungmassensystem, Antrieb mittels Kette oder Riemen

Der erste Ansatz für einen Entwurf ist ein bezüglich der Biegeschwingung komplett entkoppeltes Schwungmassensystem, das mittels einer Kette mit dem Hauptprüfstand verbunden ist und neben diesem auf bereits existierenden I-Trägerprofilen montiert wird (vgl. Abbildung 5). In Abbildung 3 ist der Einsatzbereich verschiedenster Zugmittel in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit abgebildet.

Ein Vorteil ist das Ausnutzen der Riemenscheiben bzw. der Zahnräder als zusätzlich Schwungmasse und somit eine Verkleinerung der anzubauenden Schwungmasse, das den begrenzten Bauraum zu Gute kommt.

2.1.1 Aufbau und Wirkungsweise von Riemen- und Kettentrieben:

Riementriebe haben ein biegeweiches, elastisches Zugmittel das als Flach- oder Keilriemen ausgeführt werden kann. Die Kraftübertragung ist rein reibschlüssig (außer bei Zahnriemen, da ist die Kraftübertragung zusätzlich formschlüssig). Der Vorteil gegenüber Kettentrieben und Zahnradgetrieben ist ein geräuschärmerer, stoß- und schwingungsdämpfender Lauf. Ein weiterer Vorteil ist der geringe Wartungsaufwand, da die Schmierung des Zugmittels entfällt. Ein Riemen kann auch höhere Umfangsgeschwindigkeiten als ein Kettenrieb übertragen.

Ein Nachteil des Riementriebes gegenüber dem Kettentrieb ist der durch die Dehnung des Riemens bedingte Schlupf bei Flachriemen, da die Kraftübertragung bei Kettentrieben rein formschlüssig erfolgt. Diese wird durch die Oberflächenbeschaffenheit der Riemenscheibe beeinflusst. Umwelteinflüsse wie Wärme, verschmutzte Umgebung können die Reibung zwischen Riemen und Riemenscheibe ebenso verschlechtern. Ein weiterer Nachteil ist der Platzbedarf gegenüber leistungsmäßig gleichen Zahnradgetrieben und Kettentrieben

Ein wichtiges Kriterium bei der Auswahl eines Riementriebes ist die Art des Riemens. Damit legt man auch das Riemenprofil fest.

Zu beachten ist auch der Durchmesser der Riemenscheiben. Hier ist das richtige Übersetzungsverhältnis wichtig. Je kleiner eine Scheibe ist, desto größer werden die Biegespannungen im Riemen. Solche Beanspruchungen gehen zur Last der Lebensdauer des Riemens und die Lager- bzw. Wellenkräfte erhöhen sich

Das Übersetzungsverhältnis bei dem auszuführenden Systems wird mit $i=1$ festgelegt, der Achsabstand beträgt 1200 mm. Bei einer Übersetzung von $i=1$ ($i \leq 1$ Übersetzen ins Schnelle, Abtriebsseite hat kleineren Scheibenradius) handelt es sich um einen sogenannten Übertrager.

Bei einer Übersetzung ins Langsame (Abtriebsseite hat größeren Scheibendurchmesser) $i > 1$ ändert sich das Massenträgheitsmoment quadratisch mit dem Übersetzungsverhältnis, da

$$i = \frac{D_{\text{getrieben}}}{D_{\text{treibend}}} \quad 2-1$$

$$\Theta = \frac{D^2}{8} m \quad 2-2$$

und bei gleicher Masse m und gleichem Durchmesser D folgt für das Massenträgheitsmoment der getriebenen Masse $\Theta_{\text{getrieben}}$:

$$\Theta_{\text{getrieben}} = \frac{D^2}{8} m * i^2 \quad 2-3$$

In Abbildung 4 ist die Abhängigkeit des Massenträgheitsmoments von der Übersetzung bei einem Durchmesser $D=500\text{mm}$ und $m=160\text{kg}$ dargestellt.

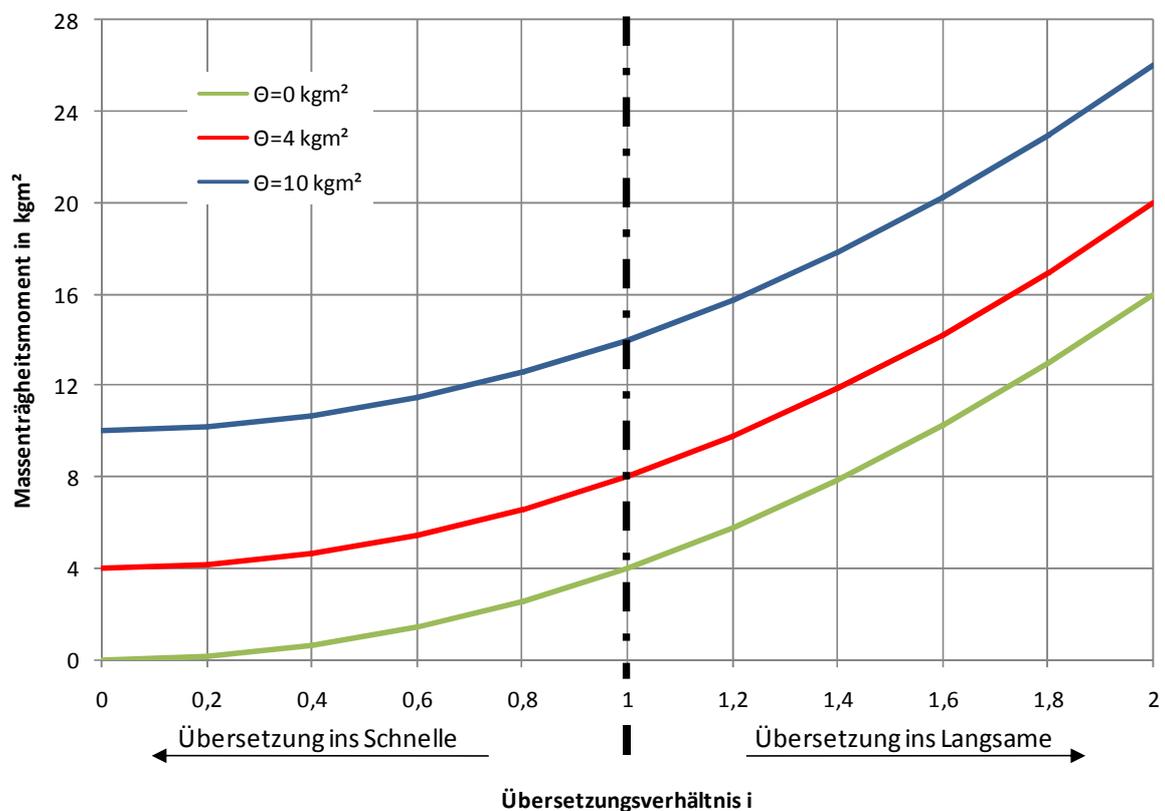


Abbildung 4 : Massenträgheitsmoment der Schwungscheibe bei unterschiedlichen Übersetzungen

Der Bauraum ist mit $H 510 \text{ mm} \times L 750 \text{ mm}$ sehr begrenzt, somit ist eine Übersetzung ins Langsame nicht realisierbar, eine Übersetzung ins schnellere ist ebenso nicht realisierbar. Eine Übersetzung von $i=1$ bietet weiters den Vorteil dass die Drehzahl auch an der Schwungscheibe abgenommen werden kann und keine weitere Umrechnung erforderlich ist.

Sowohl Ketten- als auch Riementriebe sind weitgehend wartungsfrei und robust.

2.1.2 Ausführung des Riementriebs

In Abbildung 5 ist ein schematischer Aufbau des Systems Riemen- bzw. Kettentrieb dargestellt.

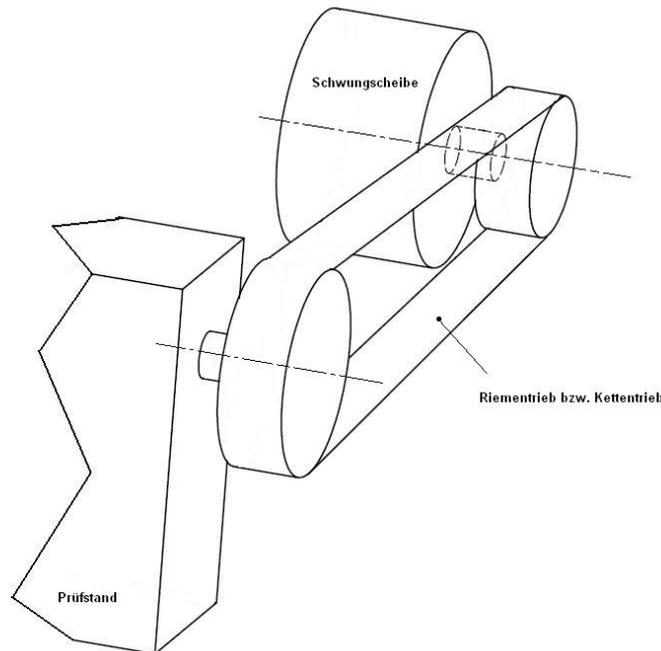


Abbildung 5: Schematischer Aufbau Riementrieb / Kettentrieb

Das Hauptproblem dieser Variante sind die sehr hohen Drehzahlen, die auf diesem Prüfstand gefahren werden. In Abbildung 6 ist das Leistungsschaubild für Rollenketten abgebildet. Aus diesem Diagramm ist eine maximale Drehzahl für Rollenketten abzulesen, die mit $2.200 \frac{1}{\text{min}}$ begrenzt ist.

Ebenso übersteigt die zu übertragende Leistung von 700 kW die maximale übertragbare Leistung von 500 kW der stärksten angeführten Kette.

Daher wird das Konzept Kette nicht weiter verfolgt.

Wie bereits anfänglich erwähnt stellt der Riementrieb eine weitere Möglichkeit der Kraftübertragung dar. Der Riementrieb hat sich bereits bei einem anderen Prüfstand des Institutes sehr gut bewährt. Das Übersetzungsverhältnis wird wieder mit $i=1$ festgelegt. Wie beim Kettentrieb ist diese Variante weitgehend wartungsfrei.

Die zu übertragende maximale Leistung von 700 kW ist mit Hochleistungsriemen verschiedenster Hersteller realisierbar. Auch die zu erwartenden Temperaturschwankungen während des Betriebes stellen kein Problem dar, da Hochleistungsriemen zwischen -30° und $+130^\circ\text{C}$ einsetzbar sind.

Ein weiterer Vorteil eines Riementriebes gegenüber einem Kettentriebes ist die weniger starre Verbindung zwischen Prüfstand und Schwungmassensystem. Hier ist eine elastische Kraftübertragung und ein stoß- und schwingungsdämpfender Lauf gewährleistet, wodurch die vom Schwungmassensystem hervorgerufenen Eigenschwingungen besser kompensiert werden können.

Ein Nachteil stellt das notwendige Anbringen eines Spannsystems für den Riemen dar, der einen weiteren konstruktiven Aufwand bedeutet.

Da der Achsabstand Prüfstand zu Schwungmassensystem über 1.200 mm liegt, kann der Riemen, trotz 2t Vorspannung, zu schwingen beginnen, was wiederum ein Abheben oder Verschieben des Riemens von oder auf den Laufrollen zur Folge haben kann. Um dies zu verhindern, wurden unterschiedliche Hochleistungszahnriemen untersucht.

Unter anderem kommen dabei auch die Vorteile eines Zahnriemens zu tragen, dass sie durch Formschlüssigkeit höhere Kräfte übertragen können und Schlupf unmöglich wird.

Begrenzend sind bei dieser Variante wieder die sehr hohen Drehzahlen. Derzeit (zum Zeitpunkt der Diplomarbeit) sind keine Riemen verfügbar die eine ausreichende Festigkeit bei $12.000 \frac{1}{\text{min}}$ gewährleisten. Bei diesen hohen Drehzahlen kommen weiters die hohen Riemengeschwindigkeiten bis $55 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ zu tragen. Hersteller von Zahnriemen geben eine Grenzgeschwindigkeit von $40 - 45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ an, um das Abheben des Riemens von der Rolle zu vermeiden, was wiederum ein Überspringen von Zähnen zu Folge hat und die vorgesehene Funktion des „Bremsens“ des Prüfstandes nicht mehr gewährleistet ist.

Es würden auch die Durchmesser der Laufrollen stark ansteigen, da der Umlenkwinkel beziehungsweise Umschlingungswinkel größer sein müsste.

Die Welle der Wasserbremse darf laut Angabe des Herstellers nur mit 120N auf Zug belastet werden, sie würde daher bei der erforderlichen Vorspannkraft des Riemens von 20kN beschädigt werden und so ihre Funktion verlieren. Eine Abstützung oder zusätzliche Lagerung der Welle der Wasserbremse ist zwar mit einer zusätzlichen Kupplung möglich, der Konstruktionsaufwand ist aber nicht gerechtfertigt sofern eine zweckmäßigere Lösung möglich ist.

Die Torsionseigenfrequenz wird stark durch die hohe Vorspannkraft von 20 kN beeinflusst, die Belastung auf die Welle auf Grund der Vorspannung ist dominant und nach Kapitel 5.5 sinkt die biegekritische Drehzahl, was wiederum für den Betrieb des Prüfstands problematisch ist.

Daher muss diese Variante in dieser Weise verworfen werden. Wie sich im Zuge der Entwurfsphase herausstellte, waren die hohen Betriebsdrehzahlen des Prüfstands dabei das Hauptproblem.

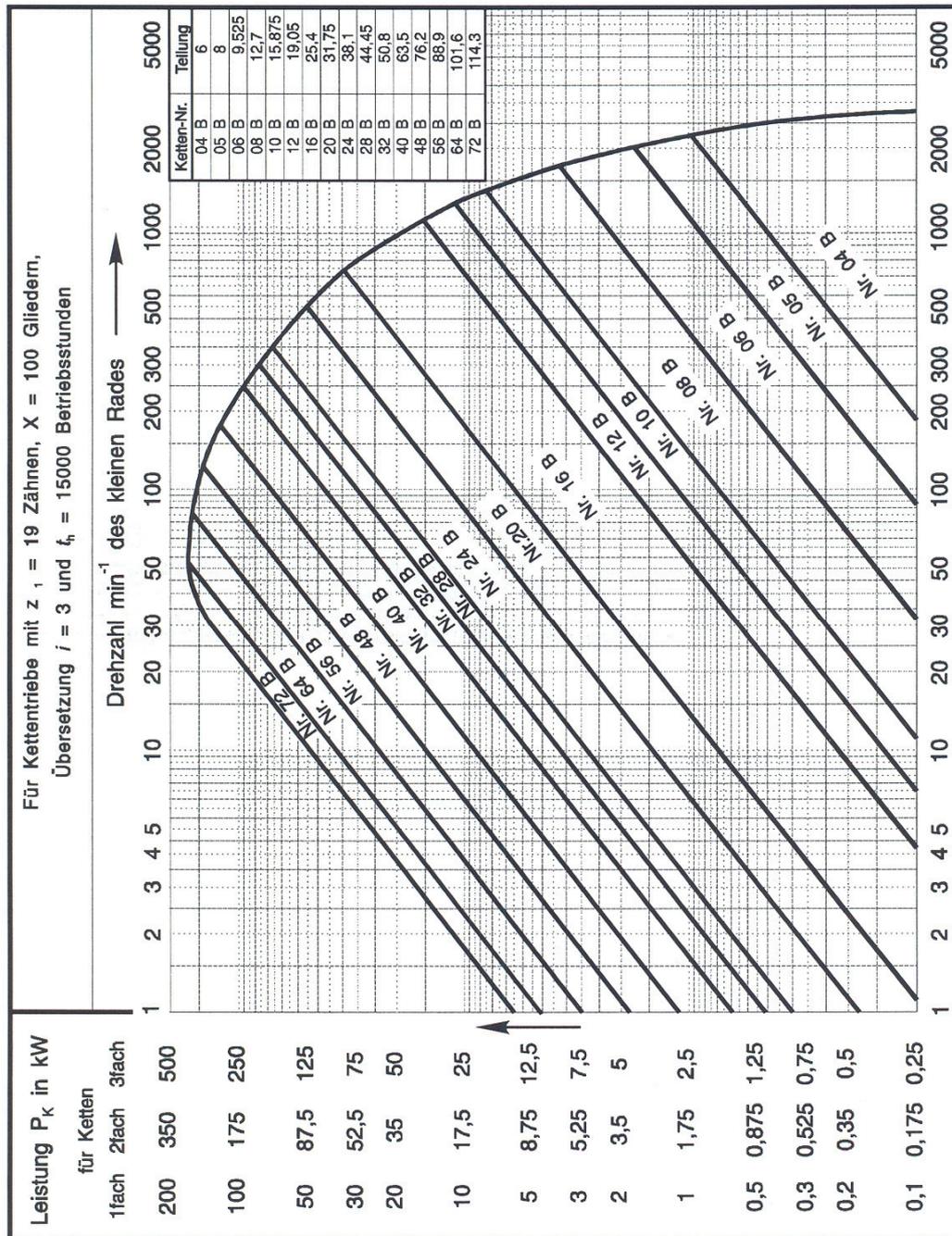


Abbildung 6: Leistungsschaubild für Rollenketten nach DIN 8187

2.2 Ausgekoppeltem Schwungmassensystem - Anbau eines Getriebes zum Herabsetzen der Drehzahl mit Riemantrieb

Wie schon in den vorherigen Kapiteln beschrieben, stellen die hohen Drehzahlen ein großes Problem dar, da die Grenzen des technisch Möglichen für Riemen erreicht werden.

Ein weiterer Ansatz ist nun diese hohen Drehzahlen zu reduzieren, um Riemen mit entsprechend zulässiger Drehzahl verwenden zu können. Hierzu wird ein mehrstufiges

Standgetriebe zwischen Prüfstand und Schwungmassensystem geschaltet.

Die hohe Eingangsdrehzahl wird über das Getriebe ins Langsame übersetzt und auf Grund der geringeren Ausgangsdrehzahl des Getriebes über einen Riementrieb oder Kette an das Schwungmassensystem abgegeben.

Das hat den Vorteil, dass die Maschinenelemente des Schwungmassensystems geringer dimensioniert und somit die Kosten dafür gesenkt werden. Ein weiteres Problem ist das Getriebe selbst, da sehr hohe Drehzahl bei sehr hoher Leistung auftreten. Hersteller solcher Getriebe stellen zwar Getriebesysteme mit hoher Leistungsabnahme zur Verfügung, die vorgegebene Drehzahl ist aber zu niedrig. Bei Getrieben mit einer höheren zulässigen Drehzahl kann wiederum keine so hohe Leistung übertragen werden.

Wäre dennoch ein solches Getriebe verfügbar, das die Randbedingungen für den Prüfstand erfüllt, kommen noch weitere Problemstellungen hinzu. Der Prüfstand überträgt eine maximale Leistung von 700 kW. Werden die inneren Verluste des Getriebes mit 5% (sehr optimistisch) berücksichtigt, sind das 35 kW. Diese Verluste treten als Wärme in Erscheinung und müssen abgeführt werden. Um eine Abwärme von 35 kW abzuführen und um Schäden an den Maschinenelementen (primär an Wälzlagern) zu vermeiden, muss eine Ölkühlung samt dazugehörigen Komponenten vorgesehen werden. Diese Bauteile sind teuer, wartungsintensiv und stehen somit für die Verwendung bei diesem Prüfstand nicht zur Verfügung.

Für das Anflanschen direkt an die Wasserbremse wäre ein zusätzlicher Unterbau unter dem Getriebe nötig, da die Wasserbremse nicht mehr als 120N Belastung zulässt.

In Abbildung 7 ist der schematische Aufbau mit einem zusätzlichen Getriebe und den Anbau Riementrieb dargestellt.

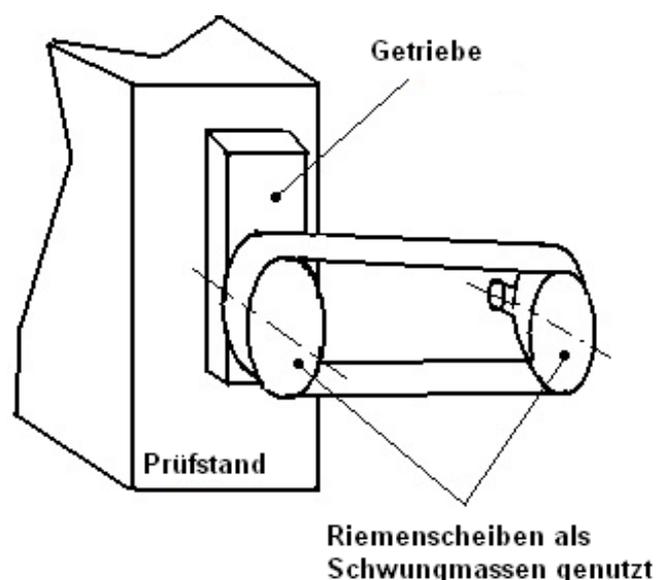


Abbildung 7: Schematischer Aufbau für Anbau Getriebe / Riementrieb

Abbildung 8 zeigt ein Anbaubeispiel des Hersteller CHALLENGE (1) für einen Riementrieb mit Steckgetriebe.

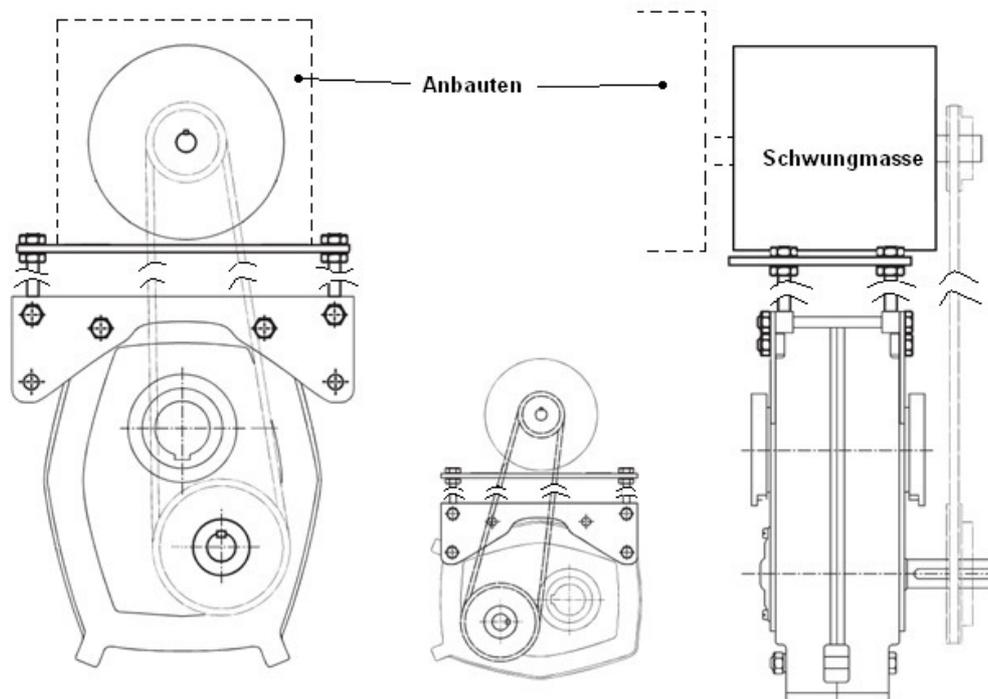


Abbildung 8: Anbaubeispiel Getriebe / Riementrieb mit Steckgetriebe des Hersteller CHALLENGE (2)

2.3 Direkter Anbau des Schwungmassesystems am Prüfstand, Zwischenschalten eines Getriebes zum Herabsetzen der Drehzahl

Eine weitere Option ist ein Standgetriebe, das direkt an die Wasserbremse angebaut wird und an der Abtriebsseite die Schwungmassen befestigt wird. Auch hier ist ein Unterbau zum Stützen für das Getriebe notwendig. Diese Variante wird aber aus Kostengründen nicht weiter verfolgt.

In Abbildung 9 ist der schematische Aufbau mit dem direkten Anbau eines Getriebes dargestellt.

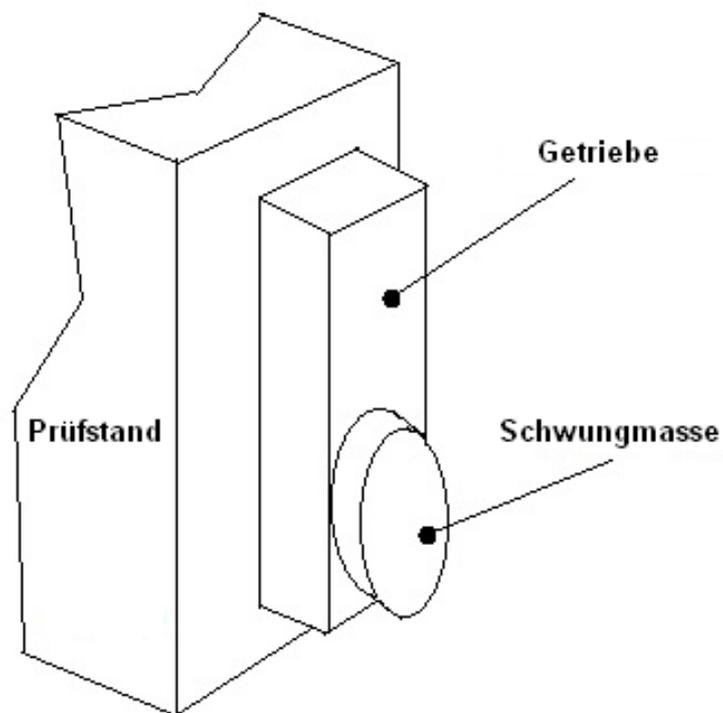


Abbildung 9: Schematischer Aufbau für Anbau eines Getriebes

Ein Beispiel hierfür ist ein Stirnradflachgetriebe in Austeckausführung des Herstellers LENZE, wie in Abbildung 10 dargestellt.

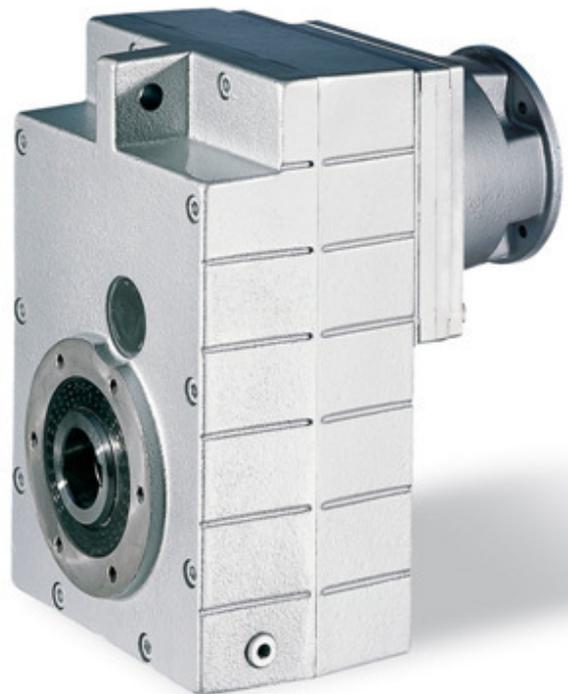


Abbildung 10: Stirnradflachtriebe in Aufsteckausführung der Firma LENZE (3)

2.4 Einbau einer Bremsanlage an der Rotorwelle

Eine sehr kostengünstige und einfache Lösung ist das Anbauen eines Bremssystems. Dieses können mechanisch, elektrisch, pneumatisch oder hydraulisch betätigt werden. Bremsen haben unter anderem die Funktion sich bewegende Massen zu verzögern. Die Drehmomentenübertragung erfolgt bei Bremsen über einen beweglichen und einem mit dem Maschinengehäuse verbundenen Bauteil, welcher das Gegenmoment aufnimmt.

Bei verschiedenen Betriebspunkten muss auch die maximale Bremskraft einstellbar sein, was bei einer Bremse, die für die maximale Leistung ausgelegt wird einen zusätzlichen Konstruktionsaufwand bedeutet.

Es stehen folgende Bremssysteme zur Auswahl:

- Fliehkraftbremse: Bremsbeläge werden bei bestimmter Drehzahl an Innenseite eines Hohlzylinders gepresst
- Backenbremse: auf einen Bremszylinder werden Bremsbacken gepresst
- Trommelbremse: zylinderförmiges, umlaufendes Gehäuse, an das beim Bremsen innen oder außen liegende, feststehende Bremsbacken gepresst werden
- Scheibenbremse: auf eine mit der Welle mitlaufenden Scheibe werden beim Bremsvorgang feststehenden, beiderseits montierten Bremsklötze gepresst

2.4.1 Fliehkraftbremse

Im ersten Ansatz wird eine durch Fliehkraft ausgelöste Bremse in Betracht gezogen. Bei dieser Bremsvariante wäre aber keine gleichmäßige Bremswirkung gewährleistet, da diese Art von Bremse die Drehzahl nur begrenzt und nicht reduziert. Bei abnehmender Drehzahl lösen sich die Bremsbeläge wieder und das System wird durch die in den Rohrleitungen noch verbleibende Luft wieder beschleunigt. Das hätte zur Folge, dass der Prüfstand dauernden, wechselnden Beschleunigungskräften ausgesetzt ist.

Außerdem soll ein zu starkes Abbremsen vermieden werden. Bei Betriebspunkten mit kleiner Leistung und großer Drehzahl muss auch die Bremskraft entsprechend reduziert werden. Bei Betriebspunkten mit hoher Leistung muss eine Überbelastung der Kupplung und somit ein Kupplungsbruch durch angepasste Bremskraft vermieden werden.

Abbildung 11 zeigt den erdachten schematischen Aufbau für den Anbau einer Fliehkraftkupplung.

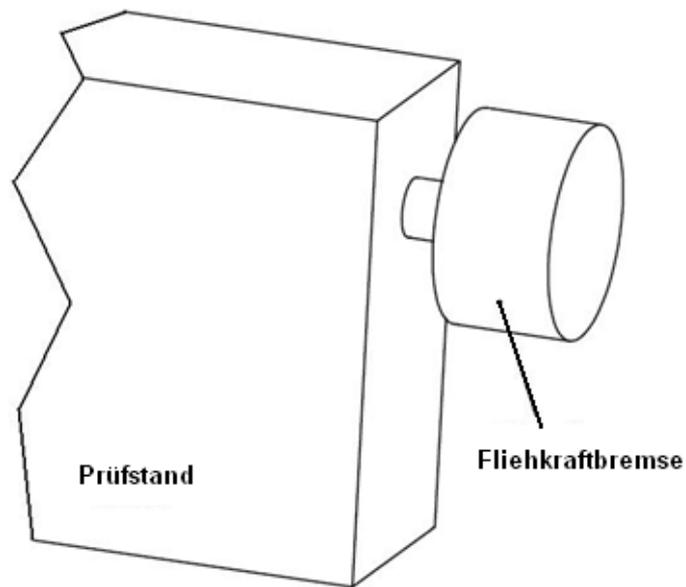


Abbildung 11: Schematischer Aufbau für Anbau einer Fliehkraftkupplung

In Abbildung 12 ist der Aufbau einer Fliehkraftkupplung des Herstellers SUCO der Baureihe W dargestellt.

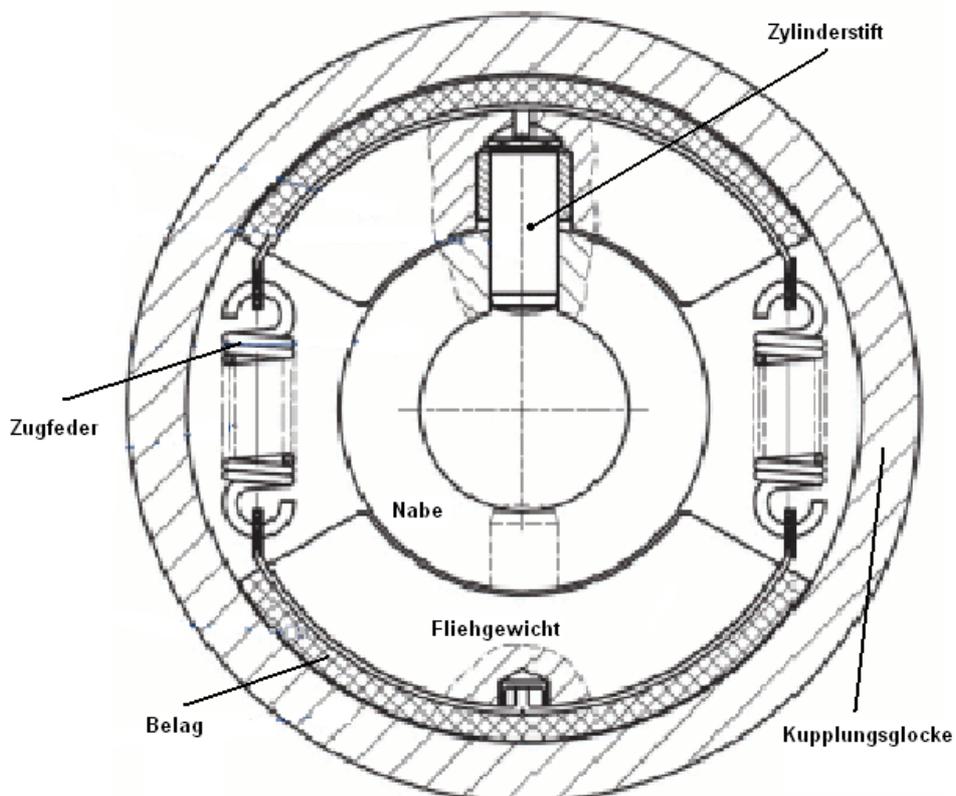


Abbildung 12: Aufbau einer Fliehkraftbremse des Herstellers SUCO der Baureihe W (4)

Auf der ringförmigen Nabe sind je nach Bauart zwei oder mehrere Fliehgewichte gelagert, die von Zylinderstiften in Position gehalten und seitlich geführt werden. Die Beläge werden auf einem Bügel befestigt, die wiederum durch Federn miteinander verbunden sind.

Die Zugfedern halten die Gewichte so lange zurück, bis die Fliehkraft die Federkraft überwindet und sich die Fliehgewichte aus dem Sitz lösen und mit den Reibbelägen an den Innendurchmesser der Kupplungsglocke anlegen. Dadurch wird das Drehmoment kraftschlüssig übertragen.

In der Tabelle in Abbildung 13 sind die Leistungsdaten und Abmessungen SUCO Baureihe W aufgelistet:

Baugröße	D [mm]	B [mm] ¹⁾	d max. [mm]	Standard-Bohrungs-durchmesser d [mm] (inch) ²⁾	Md bei nE 750 und nB 1500 [Nm]	empfohlene Motorleistung ³⁾ [kW]	Md bei nE 1250 und nB 2500 [Nm]	empfohlene Motorleistung ³⁾ [kW]	Md bei nE 1500 und nB 3000 [Nm]	empfohlene Motorleistung ³⁾ [kW]
04	80	15	15	15	1,7	0,14	4,6	0,6	6,6	1,0
05	90	20	25	14 (5/8)	3,7	0,3	10,3	1,4	14,8	2,3
06	100	20	30	30	5,7	0,45	16,0	2,0	23,0	3,6
07	110	20	40	-	8,6	0,7	24,0	3,2	34,5	5,5
08	125	20	40	20; 30 (1 1/2)	14,0	1,0	38,5	5,0	55	8,5
09	138	25	55	-	27,0	2,2	75,0	9,8	110	17
10	150	25	60	38 (1 1/8)	36,5	3,0	102	13	145	23

¹⁾ Die Kupplungsleistung kann erhöht werden, wenn die Breite B vervielfacht wird.

²⁾ Auf Kundenwunsch werden auch Konus-Anschlüsse und Sondermaße gefertigt.

³⁾ Motorleistung wurde mit einem Sicherheitsfaktor 2 berechnet.

Die endgültige Auslegung der Kupplung erfolgt durch SUCO!

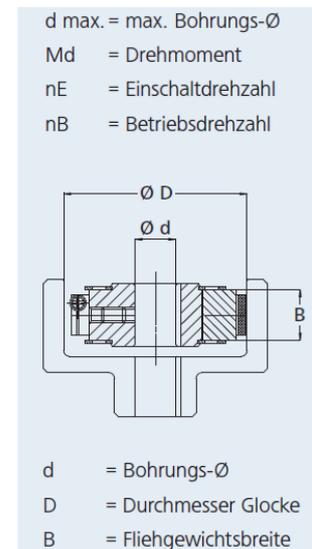


Abbildung 13: Leistungsdaten und Abmessungen für Kupplungen der Baureihe W (4)

2.4.2 Backenbremse

Eine im Maschinenbau gängige Bremsanlage ist die Backenbremse. Sie ist im Aufbau einfach und kostengünstig. Hierbei wird mit einer Bremsbacke radial auf einem Bremszylinder Druck ausgeübt.

Meist werden aber zwei gegenüberliegende Backen angepresst.

2.4.3 Scheiben- bzw. Trommelbremse

Im nächsten Schritt der Untersuchungen wird ein Bremssystem mit einer Scheibenbremse bzw. Trommelbremse (Abbildung 14) in Betracht gezogen. Bremsbacken sollen dabei beim Überschreiten einer bestimmten Drehzahl schließen.

So ein Bremssystem hat den Vorteil, eine konstante Bremskraft zu gewährleisten, da die Bremsbacken sich nicht mehr öffnen und so ein Beschleunigen des Rotorsystems auf Grund

der konstanten Bremskraft (wenn der Bremskraftverlust auf Grund von Erwärmung vernachlässigt wird) verhindern.

Nachteilig ist der abrupte Bremsvorgang, der den zu prüfenden Rotor bzw. die Rotorwelle durch zu erwartende, große Torsionsmomente beschädigen könnte. Probleme können auch die möglichen auftretenden Schwingungen der Bremsscheibe beim Bremsvorgang und eine mögliche Kühlung des Bremssattels zum Abführen der auftretenden Bremswärme sein. Ein Problem ist aber das Abführen der entstehenden Reibwärme. Hierzu wäre ein Kühlsystem notwendig, das aber wegen dem Platzmangel und aus Kostengründen nicht verwirklicht werden kann.

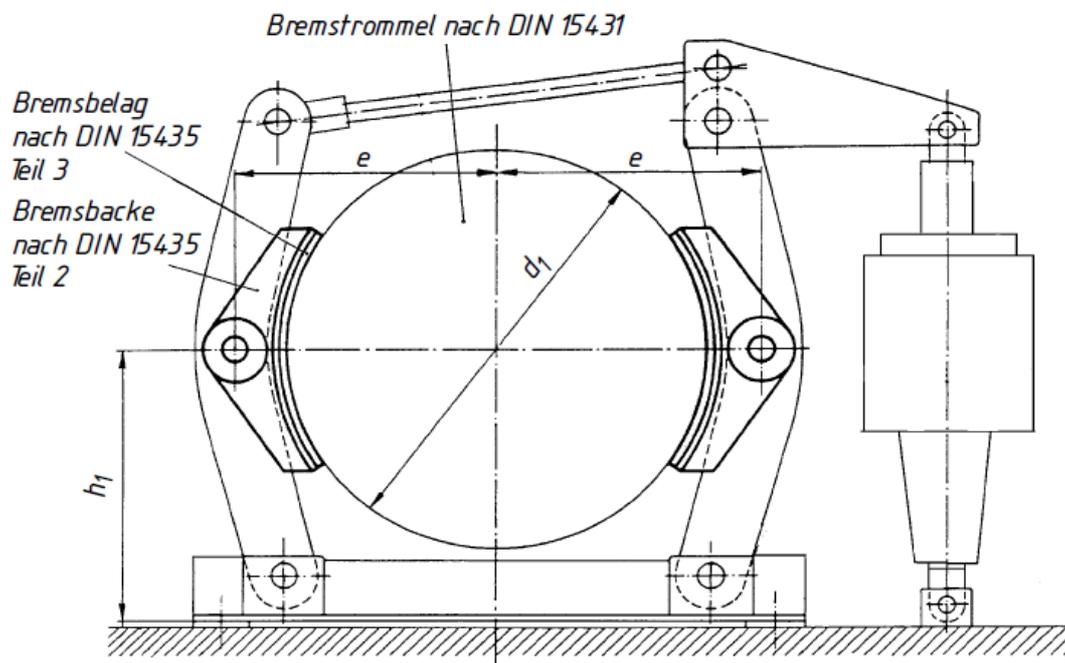


Abbildung 14: Trommel- Außenbackenbremse (1)

Abbildung 15 zeigt den erdachten schematischen für den Anbau einer Scheibenbremse. In Abbildung 16 ist der Querschnitt einer Scheibenbremse mit den wichtigsten Komponenten dargestellt.

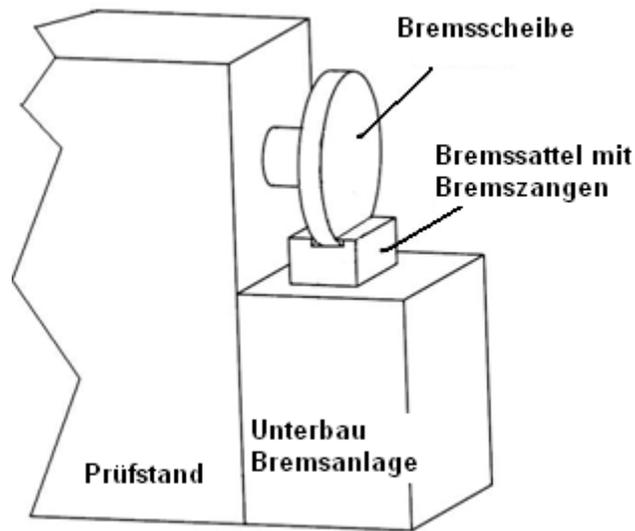


Abbildung 15: Schematischer Aufbau für Anbau einer Scheibenbremse

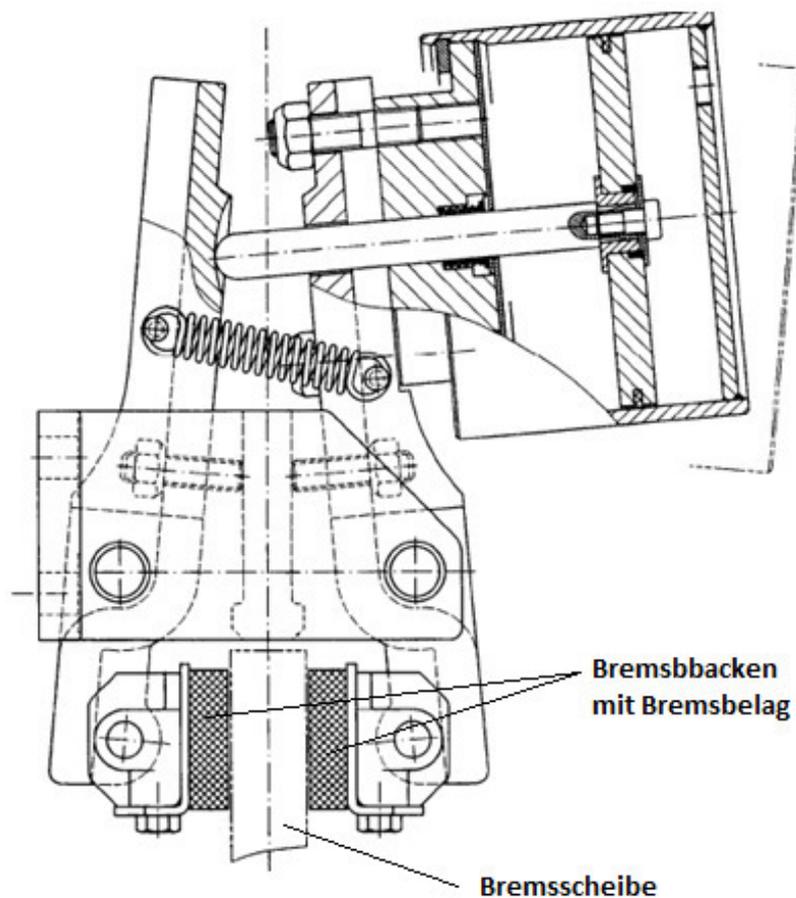


Abbildung 16: Querschnitt Scheibenbremse (1)

Aus den genannten Gründen wird diese Variante mit den zu erwartenden Problemen nicht mehr in Betracht gezogen.

In Abbildung 17 sind Klauenkupplungen des Herstellers ROTEX abgebildet. Die erste Variante ist die Bauart BTAN mit Bremstrommel für Außen - Doppelbacken Trommelbremse in Anlehnung an DIN 15431/15435, die zweite Variante dieses Herstellers ist die Bauart SBAN mit einer Bremsscheibe für Bremszangen.



Abbildung 17: ROTEX drehelastische Klauenkupplung mit Bremstrommel/ Bremsscheibe (5)

Die Bremstrommel beziehungsweise Bremsscheibe dieser Varianten des Herstellers ROTEX ist auf das Wellenende zu setzen, an dem das größere Massenträgheitsmoment wirksam wird. Das maximale Bremsmoment darf nicht größer sein als das maximale Moment der Kupplung, da in jedem Fall ein Kupplungsbruch vermieden werden muss.

2.5 Direkter Anbau des Schwungmassesystems an der Rotorwelle

Als nächster Schritt wird der direkte Anbau des Schwungmassesystems an die Rotorwelle zur Aufnahme der Rotationsenergie untersucht.

Es soll möglichst viel Energie in der Schwungmasse gespeichert werden, aus dem Energieerhaltungssatz berechnet sich nun das erforderliche Massenträgheitsmoment Θ_{Scheibe} für das Abbremsen des Systems:

$$E_{\text{kin}} + E_{\text{pot}} = \text{konst.} \quad 2-4$$

Die potentielle Energie bleibt auch bei Änderung der Drehzahl konstant, deshalb kann man diese vernachlässigen. Übrig bleibt nur mehr die kinetische Energie.

$$E_{\text{kin,rot}} = \frac{1}{2} * \Theta_{\text{Scheibe}} * \omega^2 \quad 2-5$$

Es stellt sich nun folgende Gleichung auf:

$$E_{\text{kin } 1} + P * dt = E_{\text{kin } 2} \quad 2-6$$

Die potentielle Energie $E_{\text{pot } 2}$ ist die sich noch nach dem Schließen der Klappen im Zuluftkanal befindliche Energie. Es kommt nun auf die Reaktionszeit der Notfallschließung der Klappen und somit die zugeführte Energie an. Die im Zuluftkanal befindliche Luft beschleunigt den Prüfstand noch durch Ausfall der Wasserbremse. In Abbildung 18 sind die Zeit über die Drehzahl abgebildet, die das System zum Beschleunigen des Systems braucht. Es ist deutlich zu sehen, dass der Prüfstand ohne zusätzliche Schwungmasse innerhalb 2 Sekunden eine für den Prüfstand bzw. Rotor, gefährlich hohe Drehzahl bekommt. Im gleichen Zeitraum hat der Prüfstand mit Schwungmasse eine um wenig höhere Drehzahl als die Betriebsdrehzahl erreicht.

Es hat sich herausgestellt, daß eine Schwungmasse größer als 10 kgm^2 keinen großen Nutzen mehr hat, da sich die Drehzahlen nicht mehr merklich ändern. Somit errechnet sich das notwendige Massenträgheitsmoment $\Theta_{\text{Scheibe}} = 10 \text{ kgm}^2$.

In Abbildung 19 die kinetische Energie bei unterschiedlichen Drehzahlen und konstanten Massenträgheitsmoment der Schwungscheibe dargestellt.

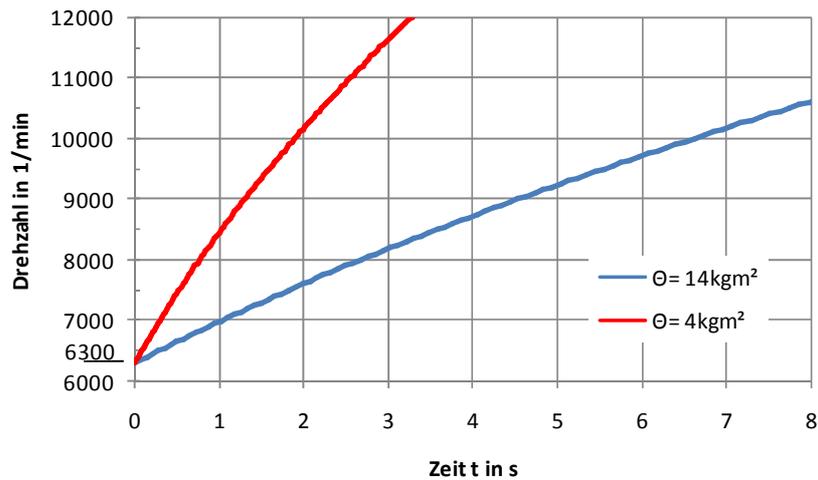


Abbildung 18: Zeitlicher Verlauf der Beschleunigung des Prüfstandes mit und ohne Schwungmasse

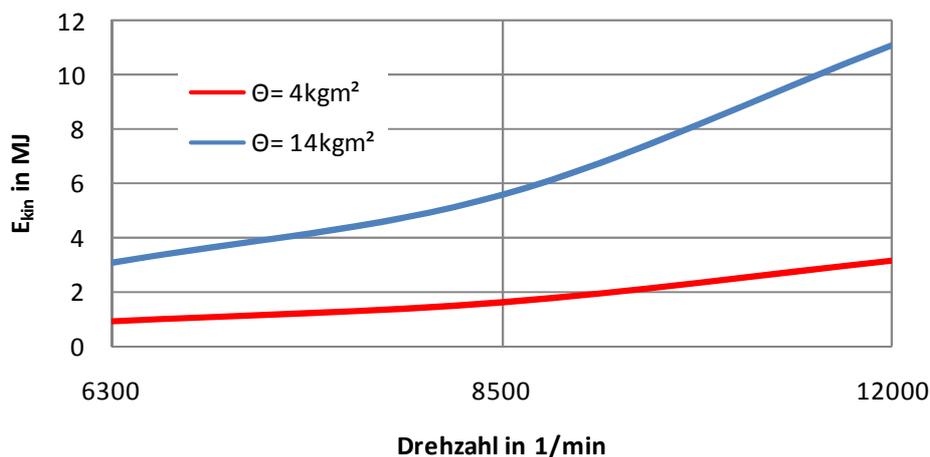


Abbildung 19 : Abhängigkeit der kinetischen Energie von der Drehzahl

Damit stellt sich ein direktes Anbringen der Schwungmassen an die Wasserbremsenwelle als kostengünstige Variante für den Prüfstand dar. Weiters ist dies durch den Umstand der hohen Drehzahlen und der hohen Leistung die optimale Lösung. Ein weiterer Vorteil dieser Variante sind die Fertigungs- und Baukosten.

Nachteilig wirkt sich allerdings die Veränderung auf die Torsions- und Biegefrequenz des bestehenden Systems aus, da sich die Eigenfrequenzen gegenüber (des schon bestehenden Prüfstandes) ändern. Weiters stellt sich die Frage ob mit dem zusätzlichen Anbauten die Betriebspunkte noch gefahren werden können.

In Abbildung 20 ist der schematische Aufbau für den direkten Anbau einer Schwungmasse dargestellt.

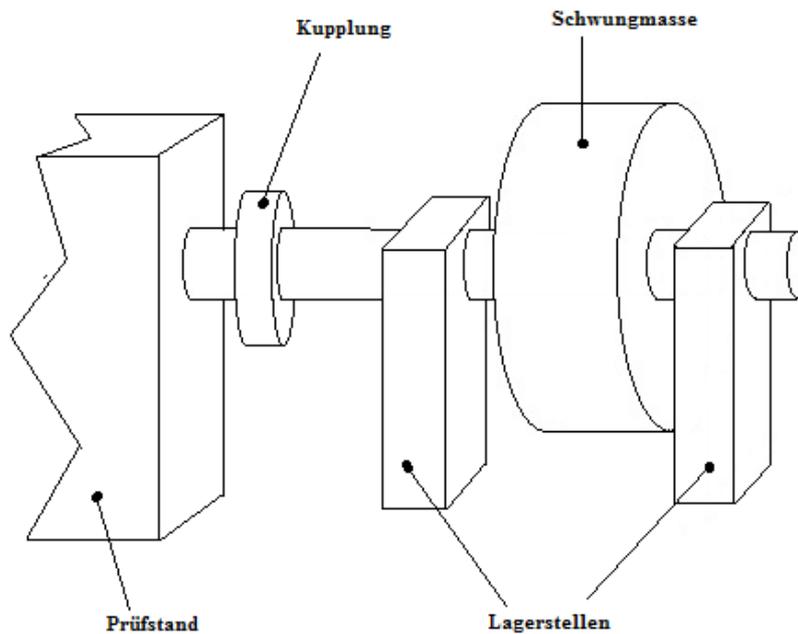


Abbildung 20: Schematischer Aufbau für den direkten Anbau einer Schwungmasse

Ein weiteres Kriterium, das nun berücksichtigt werden muss, ist dass der Flansch der Wasserbremse nur eine maximale Belastung von 120N aufnehmen darf. Somit muss das Eigengewicht des Schwungmassensystem von zwei eigenen Lagern aufgenommen werden und kann nicht als freies Ende ausgeführt werden.

2.6 Auswahl der besten Variante

Die Auswahl der optimalen Variante erfolgt mit einem morphologischen Kasten, wie in Tabelle 2-1 dargestellt. Dabei werden die erwähnten Varianten noch einmal gebündelt untersucht.

Es werden die Hauptkriterien für den Prüfstand auf jede durchdachte Idee angewandt und so die beste Lösung in Betracht gezogen. Ein Hauptaugenmerk wird hierbei auf den Platzbedarf, da für das Schwungmassensystem sehr wenig Platz zur Verfügung steht, und die hohen Drehzahlen gelegt.

Tabelle 2-1: Morphologischer Kasten für Variantenauswahl

Parameter	Varianten						
	Antrieb mittels Kette	Antrieb mittels Riemen	Getriebe + Riementrieb	Stufengetriebe	Fliehkraftbremse	Bremsscheibe	direkter Anbau an Rotorwelle
Platzbedarf	hoch	hoch	hoch	gering	sehr gering	gering	gering
Fertigungskosten	hoch	hoch	hoch	Sehr hoch	gering	gering	gering
Einfluss auf Rotordynamik	gering	gering	gering	gering	hoch	hoch	hoch
Fertigung von Bauteilen	ja	ja	ja	ja	nein	nein	ja
Anschaffungskosten	hoch	hoch	hoch	Sehr hoch	niedrig	niedrig	niedrig
Fundament	ja	ja	ja	ja	ja	ja	ja
modulare Bauweise d. Schwungmassen	ja	ja	ja	ja	ja	ja	ja
Steifigkeit	hoch	hoch	hoch	sehr hoch	sehr niedrig	niedrig	hoch
Wartungsaufwand	niedrig	niedrig	hoch	hoch	niedrig	niedrig	niedrig
zusätzliche Kühlung	nein	nein	ja	ja	nein	nein	nein
elektrisches Auslösen mittels Sensor	nein	nein	nein	nein	nein	ja	nein
Drehzahlschwankungen ausgleichen	nein	nein	nein	nein	bedingt	Bedingt	nein
Fertigungszeit	Sehr hoch	Sehr hoch	Sehr hoch	Sehr hoch	niedrig	niedrig	hoch

2.7 Varianten der Wellenkonstruktion

Einen schematischen Aufbau zur Auslegung von Wellen ist in Abbildung 24 dargestellt.

Die Gestaltung von Wellen und Achsen wird durch ihre Verwendung, die Anordnung und Anzahl der Lager, Kupplungen, Dichtungen und andere aufzunehmende Bauteile geprägt. Es sollte eine kompakte Bauweise angestrebt werden und um Bearbeitungskosten zu sparen sind Fertigwellen bzw. normierte Halbzeuge zu bevorzugen. Es sind soweit als möglich Kerben an der Welle und Achse zu vermeiden, da diese Kerben die Dauerfestigkeit herabsetzen.

Bei der Dimensionierung von Wellen und Achsen ist die zu übertragende Drehzahl und die dazugehörige Leistung ausschlaggebend. Massen, umlaufende exzentrische Massen und an der Welle angebaute Bauteile verursachen zusätzliche Querkräfte. Diese Momente und Kräfte bewirken Torsions- und Biegespannungen, in der Welle, die auf Dauerbruch untersucht werden müssen. Der Einfachheit halber werden die äußeren Kräfte als punktförmig angreifende Kräfte angenommen, wobei die Wirklinie allgemein durch die Mitte der Angriffsfläche gelegt wird. Gewichtskräfte können im Gegensatz zur Untersuchung von Verformung und kritischer Drehzahl bei der Festigkeitsberechnung vernachlässigt werden.

Es sollen kleine Lagerabstände bzw. die Lager eng an die Scheiben gelegt werden, da sich dadurch die Biegemomente und sich somit die Durchmesser der Welle verkleinern. Außerdem ist bei einer solchen kompakten Bauweise die kritische Drehzahl hoch, das das Risiko, das der Betriebspunkt mit einer solchen kritischen Drehzahl zusammenfällt, minimiert. Die kritische Drehzahl hängt nur von der Gestalt und Werkstoff (E-Modul) ab, nicht von den äußeren Kräften oder der Lagerung der Welle.

Damit verkleinern sich auch die zu den Bauteilen zusammengehörigen Teile wie z.B. Paßfedern die ebenfalls kleiner dimensioniert werden können. Bei Paßfedern ist bei Umlaufbiegung darauf zu achten, dass die Paßfedernut nicht bis an den Übergang herangeführt wird. Somit wird die Kerbwirkung verkleinert (siehe Abbildung 21) Um Spannungsspitzen an den Durchmesserübergängen zu vermeiden ist die Ausrundung dieser Durchmesserprünge festigkeitsmäßig günstig auszulegen. Dies gilt allgemein für alle Bauteile, wenn es konstruktiv nicht unbedingt notwendig ist, vor allem bei schnelllaufenden Teilen.

Freistriche sind z.B. bei zu schleifende Oberflächen vorzusehen, damit z.B. eine Schleifscheibe freien Auslauf hat und den Bauteil nicht beschädigt.

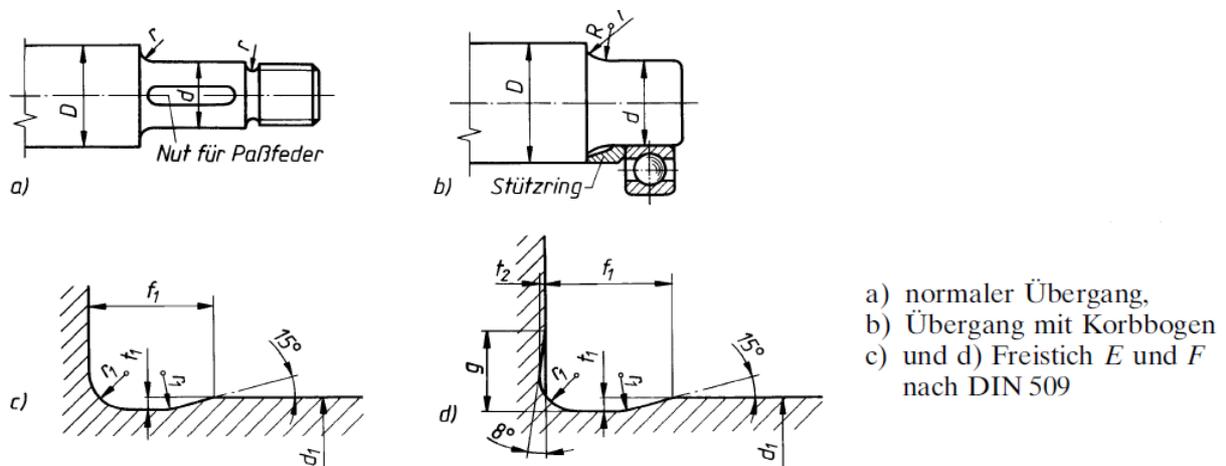


Abbildung 21: Gestaltung der Durchmesserübergänge bei Wellen (1)

Scheiben und Räder sind gegen axiales Verschieben möglichst mit Distanzscheiben oder Distanzhülsen, Wellenabsätze bzw. Wellenschultern zu sichern und wenn möglich nicht mit Sicherungsringe zu sichern. Letztere können durch auftretende axiale Kraft abgeschert werden. Außerdem sind die dazu notwendigen Nuten für diese Ringe eine Schwächung der Welle und somit eine Kerbe in der Welle. Dadurch erhöht sich die Dauerbruchgefahr der Welle. Sicherungsringe sollten nur am äußeren Rand einer Welle angebracht werden. (Abbildung 22). Für höher beanspruchte Wellen werden vorzugsweise die Vergütungsstähle nach DIN EN 10 083, verwendet.

Da es sich bei der auszulegenden Welle und Schwungscheibe um hochtourig laufende Bauteile handelt, ist bei der Fertigung ein genaues Auswuchten unabdingbar. Es sind Bohrungen und Nuten vor der Endbearbeitung der Oberfläche zu fertigen um Druckstellen und mögliche Verformungen durch Spannfutter der Bohr- bzw. Fräsmaschine zu vermeiden.

Bei dieser Konstruktion wird nicht eine Schwungmasse erdacht, sondern eine Modulbauweise bevorzugt. Eine solche Bauform hat den Vorteil, dass bei einem niedrigeren Leistungsspektrum die geeigneten Schwungmassen zur Verfügung stehen und leicht getauscht werden können.

Die Schwungmasse wird nun geteilt ausgeführt. Die einzelnen Schwungmassen haben ein Gewicht von je 160 kg, die Welle 25 kg. Dieses Konzept ist somit flexibel und ein Umbau ist schnell möglich.

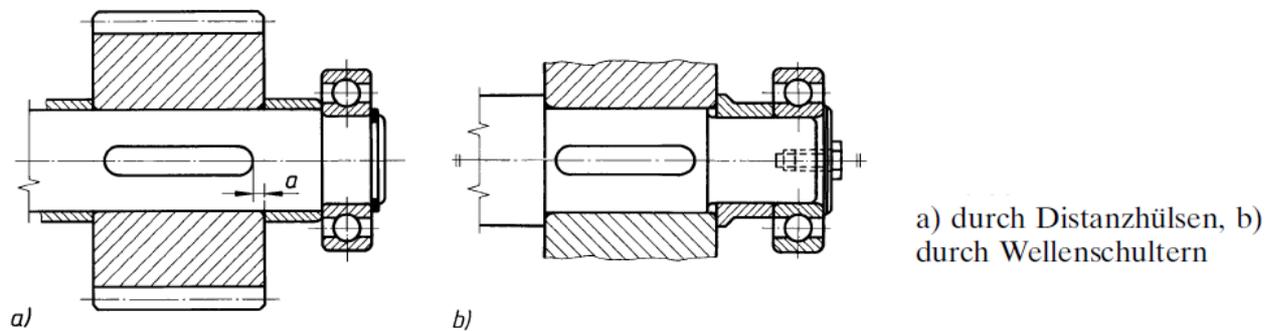
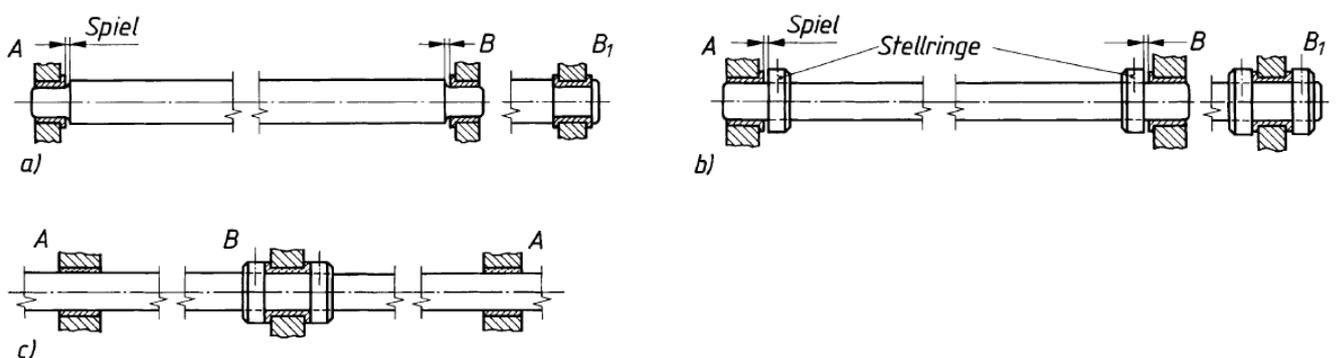


Abbildung 22: Festlegen von Rädern bzw. Scheiben (1)



a) durch Wellenschultern, b) durch Stellringe, c) bei mehrfacher Lagerung

Abbildung 23: Axiale Führung von Achsen und Wellen (1)

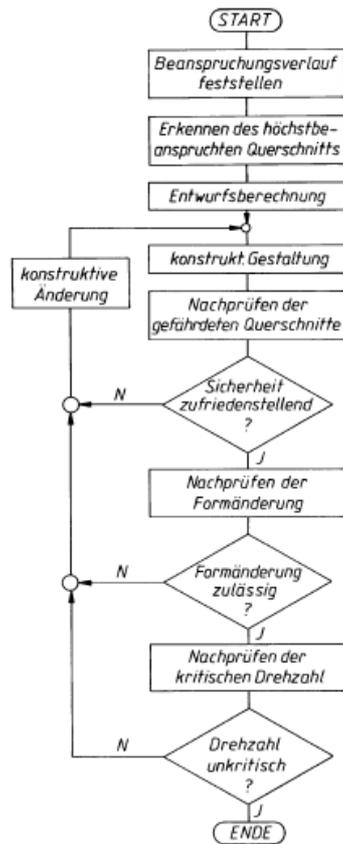


Abbildung 24: Aufbauplan zur Berechnung von Achsen und Wellen (6)

2.7.1 Wellenstummel mit Flansch

Als erster Ansatz zum Schwunmassensystem wird die Variante „Wellenstummel mit Flansch“ untersucht, das Bauprinzip ist in Abbildung 25 abgebildet.

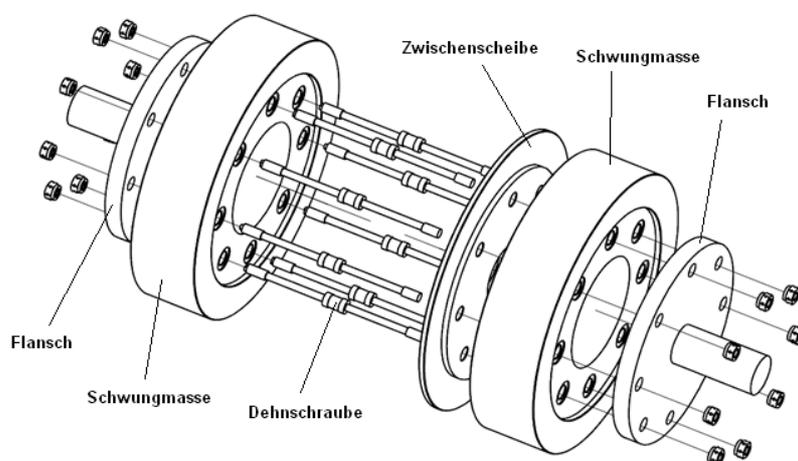


Abbildung 25: Prinzipaufbau Flansch - Schwungmassen

Zwei Wellenstummel mit Flansch werden an den Schwungmassen mit Dehnschrauben verschraubt, wie in

Abbildung 25 dargestellt. Dies bietet den Vorteil, dass die Schwungmassen nicht als Ringscheiben ausgeführt werden. Ringscheiben haben den Nachteil, dass sie sich mehr weiten und der Werkstoff so höheren Spannungen ausgesetzt ist.

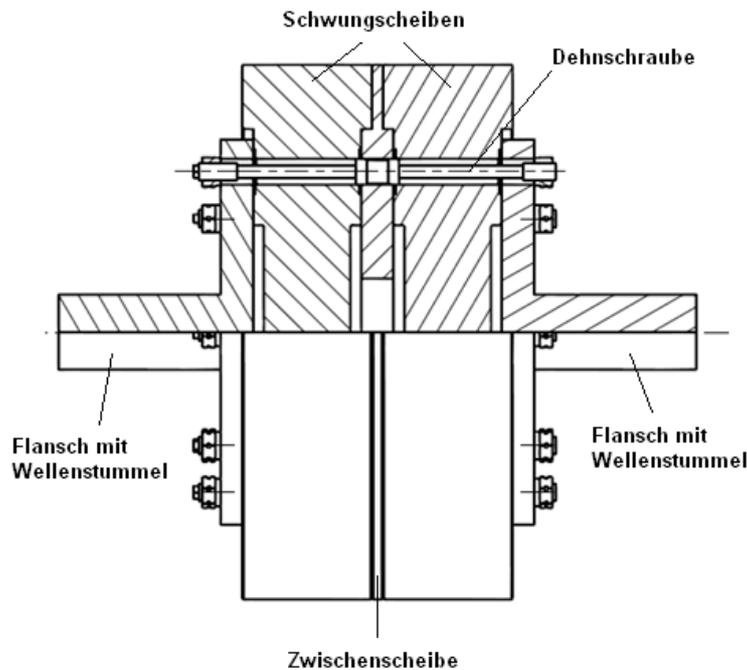


Abbildung 26: Zwischeneibe Variante 1

Da die voll ausgeführten Schwungscheiben dennoch Löcher für die Dehnschrauben haben müssen, werden nach Genta (7) die Spannungen an den Bohrungen berechnet. Die berechneten Spannungen liegen im Bereich der vorgegebenen Parameter.

Die FEM Berechnung (vgl. Abbildung 27 und Abbildung 28) förderte aber zu Tage, dass die Dehnschrauben hohen zusätzlichen Belastungen ausgesetzt wären. Bei Belastung am Übergang Flansch – Schwungmasse und Dehnscheibe – Schwungmasse würden die Schrauben auf Abscherung belastet werden.

Der Grund dafür sind die verschiedenen Dehnungen, denen die Bauteile ausgesetzt sind. Durch die zu großen Massenunterschiede dehnen sich die Schwungscheiben und Zwischenscheibe nicht gleichmäßig und die Scheiben beginnen oberhalb der Schraubenbefestigung auseinander zu klaffen.

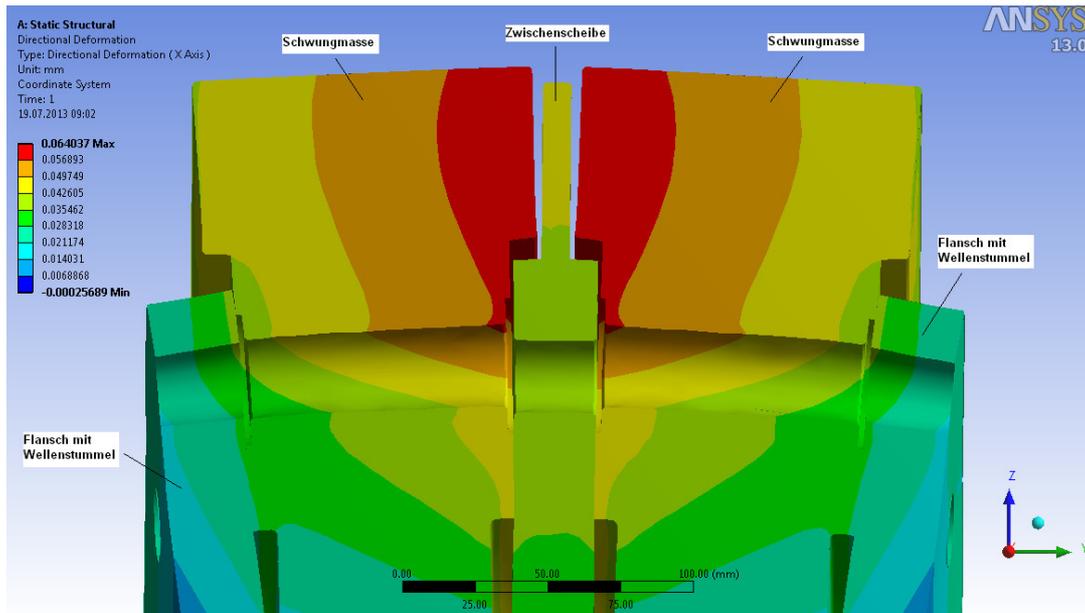


Abbildung 27: Verformung Verbindung Flansch – Schwungmassen Variante 1

Diesen Effekt wird mit dem nach außen setzen der Bohrungen (Abbildung 28) entgegenwirkt. Positiver Nebeneffekt ist die Verringerung der Spannungen um die Bohrungen. Die Zwischenscheibe, wie in

Abbildung 25 dargestellt, ist ein zusätzliches Verspannungselement gegen die Schwungscheiben. Sie soll unter Belastung einen festen Sitz gewährleisten. Dieser Effekt kommt durch die große Mittelbohrung und den Massen des Ringes die nach außen ziehen, zustande. Sie legt sich durch starke Dehnung an die Schwungscheiben an und gewährleistet somit eine Art Presssitz.

Der zu kleinen Dehnung der Zwischenscheibe wird mit einer großen, mittig angebrachten Bohrung entgegen gewirkt. Es stellt sich bei einer näheren Untersuchung heraus dass diese Maßnahmen die Erwartungen nicht erfüllen.

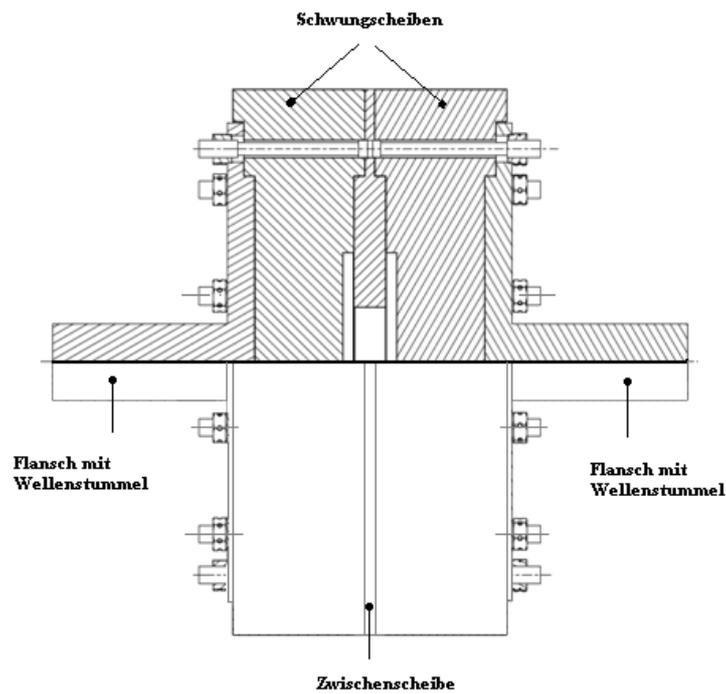


Abbildung 28: Zwischenscheibe Variante 2

Wie in Abbildung 29 dargestellt, werden die Dehnschrauben nun an drei Stellen zu großen Belastungen ausgesetzt und ein Abscheren der Schrauben kann eintreten. Wie sich ebenfalls zeigt, werden die Flansche aufgrund der Belastungen bei der zweiten Variante ausbeulen

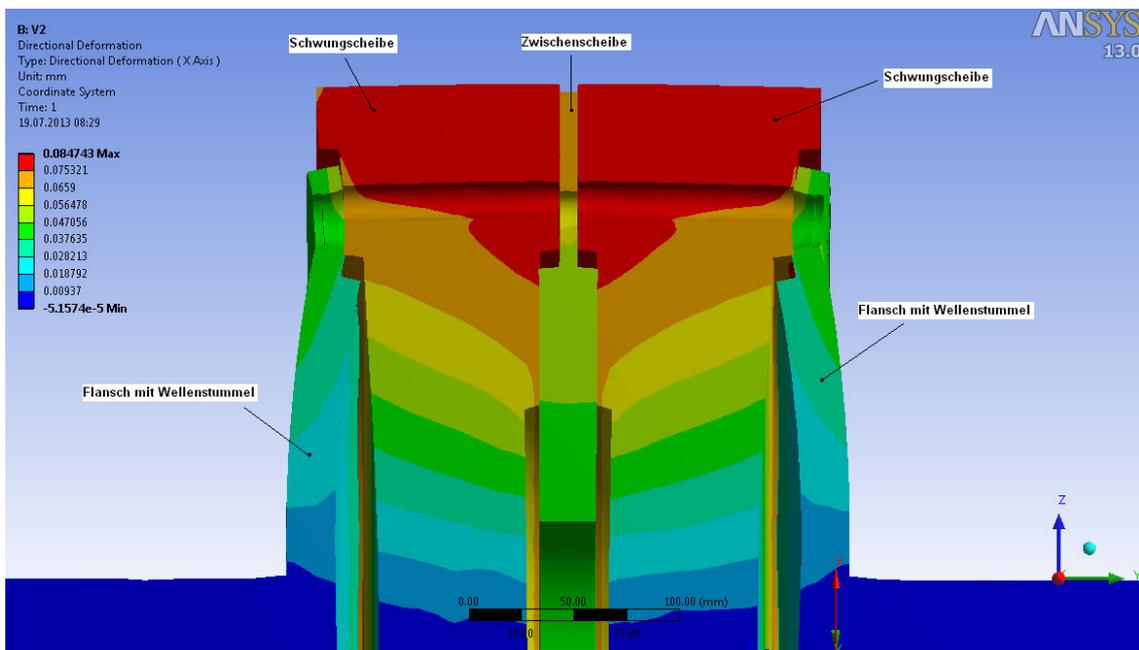


Abbildung 29: Verformung Flansch – Schwungmassen Variante 2

2.7.2 Welle mit langen Passfedern

Die in 2.7.1 beschriebene Variante mit Flanschen wird verworfen und es wird das Konzept einer vollen Welle mit mittig aufgesteckten Schwungmassen untersucht.

Das axiale Verrutschen soll einerseits durch eine Wellenschulter in Kupplungsrichtung (links in Abbildung 30) und andererseits durch eine Wellenmutter in die andere Richtung verhindert werden.

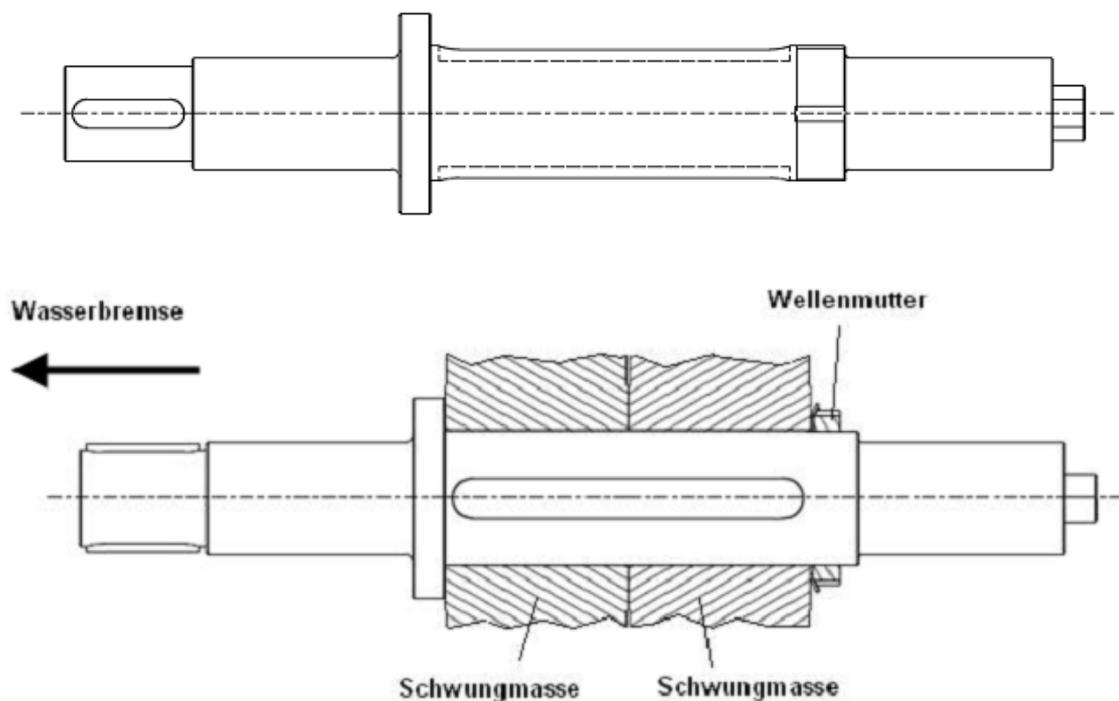


Abbildung 30: Welle mit langen Passfedern

Es ist somit eine neue Art der Befestigung Welle – Schwungmasse nötig und wird in Form einer Passfeder umgesetzt. Es werden zwei durchgängige Passfedern ausgeführt. Der Vorteil ist, dass nur ein Fräsvorgang ohne Absetzen der Passfedernut erforderlich ist.

Das Festschrauben der Passfedern ist bei allen untersuchten Varianten unumgänglich, da bei diesen hohen Drehzahlen die Gefahr des Abhebens, beziehungsweise Aufbiegens der Passfedern in der Nut besteht.

Ein weiterer Nachteil ist auch das außermittige Anbringen der Schwungmassen. Bei einer Durchbiegung stellt sich eine Schrägstellung der Schwungscheiben ein. Das hat eine Kreiselwirkung des Wellen – Schwungmassesystems zur Folge. Die Kreiselwirkung entsteht durch den Drehimpuls, welcher das Produkt aus Trägheitstensor und Drehgeschwindigkeit ist. Eine solche Kreiselwirkung ist in diesem Fall unerwünscht, da sie die Bauteile mit einem

zusätzlichen Moment belastet. Um die modulare Bauweise zu gewährleisten muss, wie in Abbildung 31 dargestellt, anstatt einer Schwungmasse, eine Abdeck – bzw. Spannhülse aufgesteckt werden.

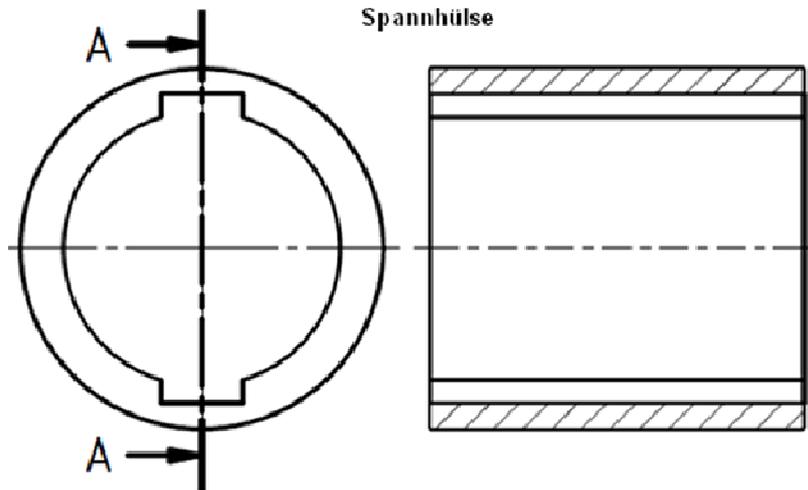


Abbildung 31: Spannhülse

In Abbildung 32 ist die Schwungmasse halbiert. Um die eine Schwungmasse dennoch sicher montieren zu können, wird statt der fehlenden zweiten Schwungmasse eine Spannhülse geschoben. Diese wird mit Hilfe einer Wellenmutter fixiert.

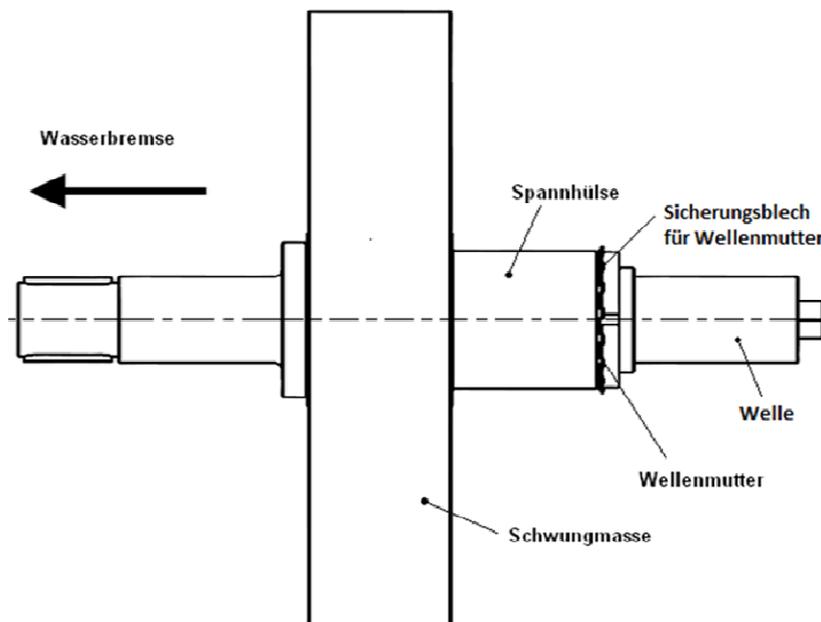


Abbildung 32: Welle mit langer Passfeder und Schwungmasse

2.7.3 Welle mit kurzen Passfedern

Dieses Konzept, stellt sich als die optimale Lösung heraus. Mit Schwungmassen, die zentral und symmetrisch auf eine Welle aufgesetzt sind, sind die Lagerkräfte gleichmäßig verteilt. Die Wellenschulter wird mittig auf der Welle aufgesetzt und somit ist die Symmetrie der Welle gewährleistet.

Das hat den Vorteil, dass gleiche Wälzlager eingesetzt werden können. Auch das Abnehmen einer der Schwungmassen, zur Reduktion des Massenträgheitsmomentes des Gesamtsystems ist einfach ausführbar. Die Zusammenstellung des Systems ist in Abbildung 44 dargestellt.

Abbildung 33 zeigt die für die Fertigung freigegebene und ausgeführte Welle. Wie oben beschrieben ist die Welle symmetrisch ausgeführt. In Abbildung 34 ist das Belastungsschema für das Simulationsprogramm Ansys dargestellt. Die Randbedingungen wurden den zu erwartenden Randbedingungen angeglichen. Zwei Auflager für Wälzlager, die die Querkraft aufnehmen und die Momente. Das Antriebsmoment M_{an} wird über die zwei Passfedern an der Kupplungsseite eingebracht und an den vier Passfedern der Schwungmassen abgeführt.

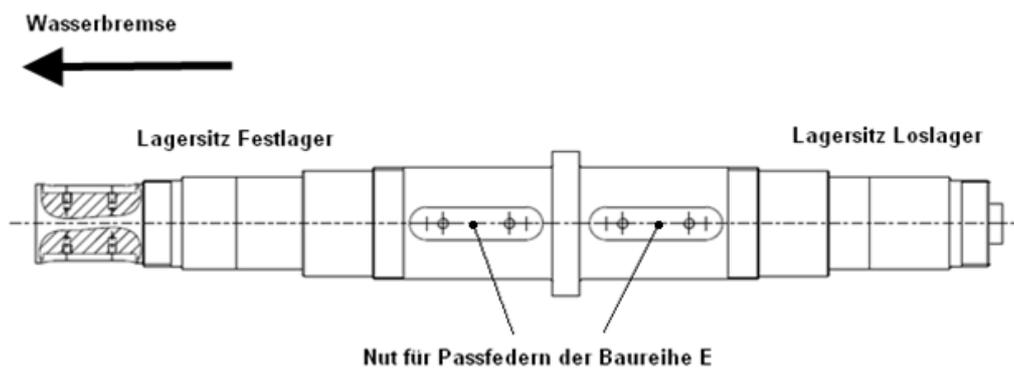


Abbildung 33: Welle mit kurzen Passfedern (ausgeführtes Modell)

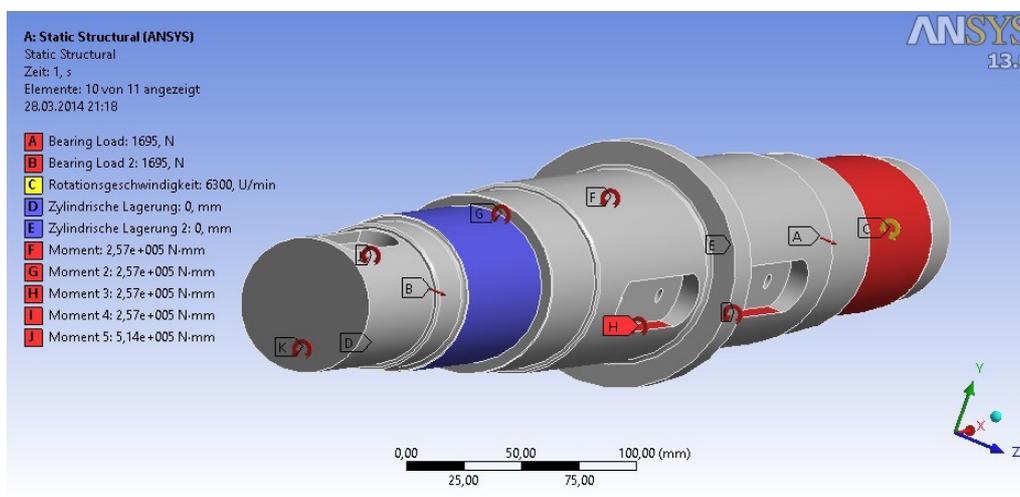


Abbildung 34: System zur Berechnung der Kräfte an der Welle

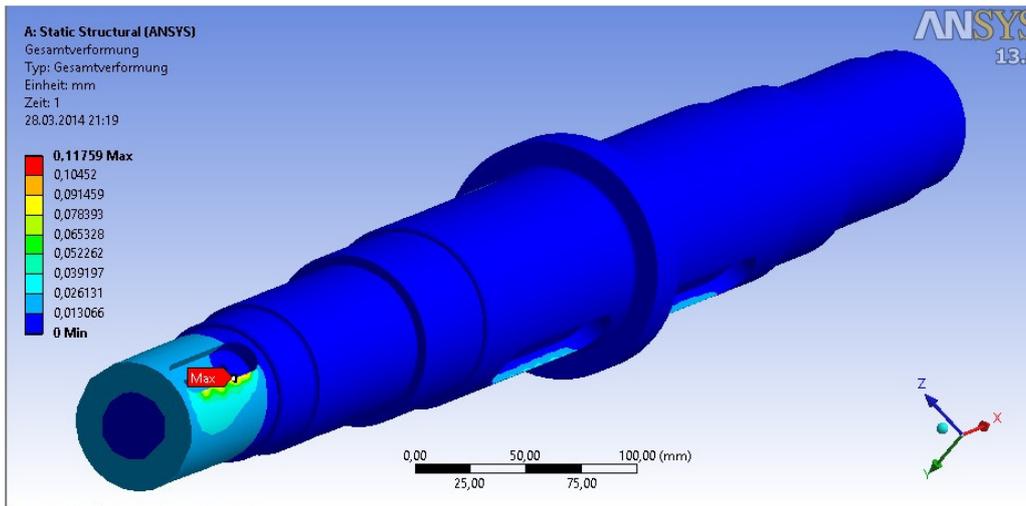


Abbildung 35: Gesamtverformung der Welle

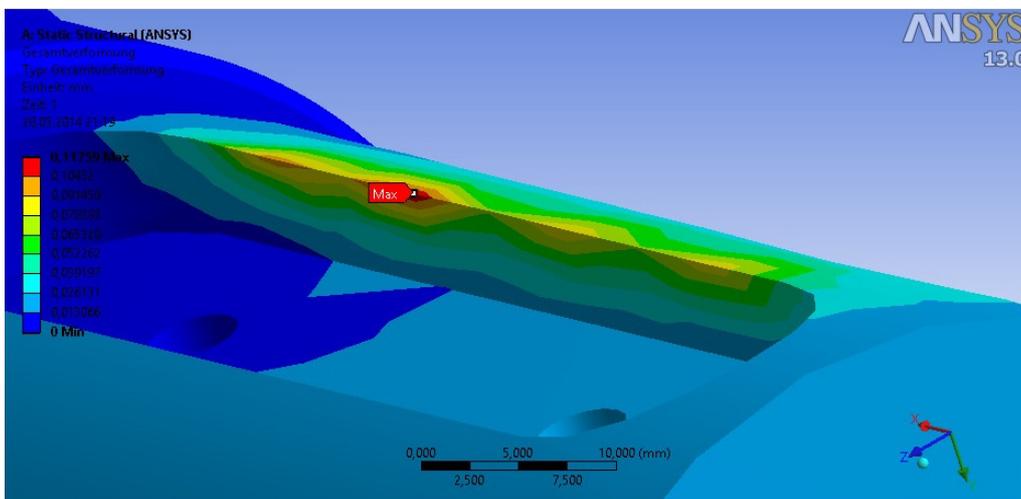


Abbildung 36: Detail Kupplungspañfedernut wo maximale Verformung auftritt

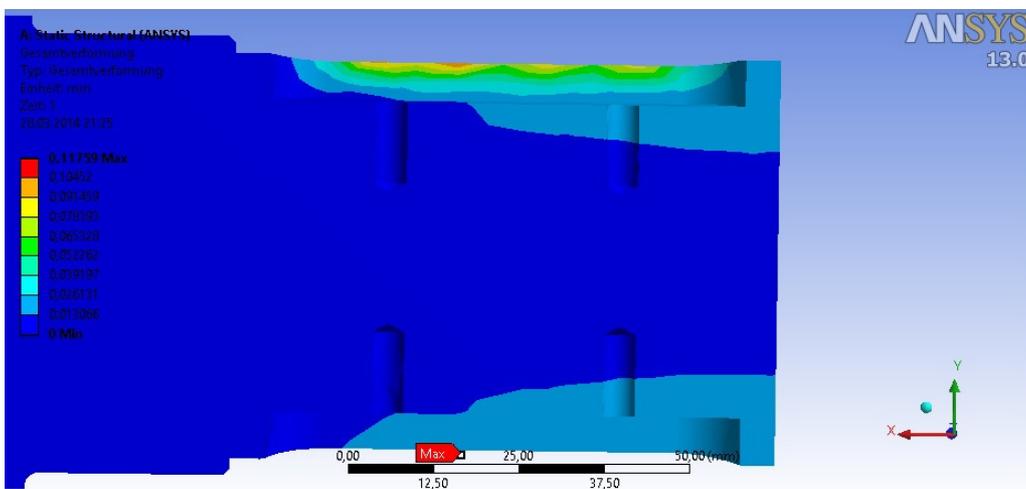


Abbildung 37: Querschnitt durch Pañfedernuten Kupplung wo maximale Verformung auftritt

In Abbildung 35 ist die Gesamtverformung der Welle bei der Betriebsdrehzahl abgebildet. In der Abbildung 36 und Abbildung 37 wird in den Detailansichten die Verformung der Passfedernut Kupplungsseitig gezeigt. Man sieht, dass sich nur am äußersten Rand der Passfedernut ein hoher Wert der Verformung einstellt. Abbildung 38 und Abbildung 39 zeigt die Verformung der Passfedernuten Schwungscheibenseitig. Hier ist deutlich zu erkennen, dass die Gesamtverformung unter 0,02mm liegen.

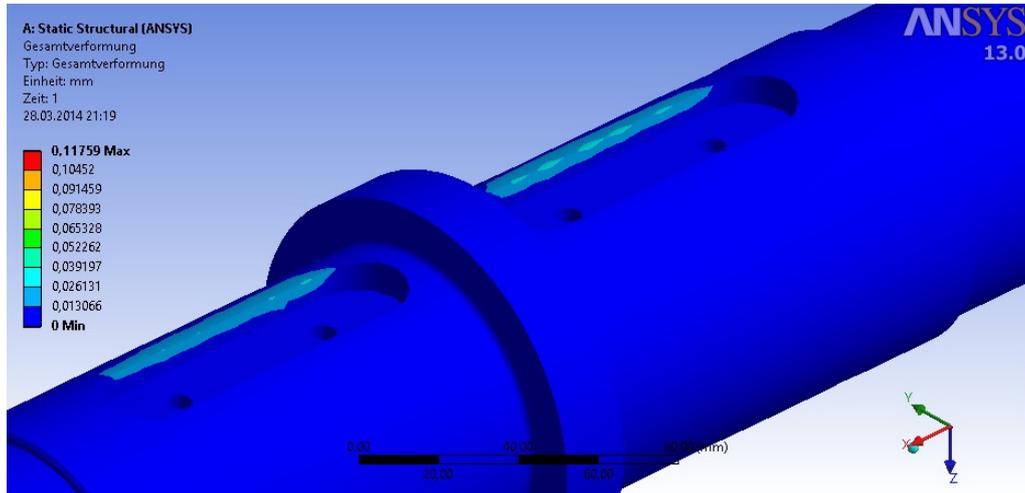


Abbildung 38: Detail der Paßfedernuten Schwungscheiben

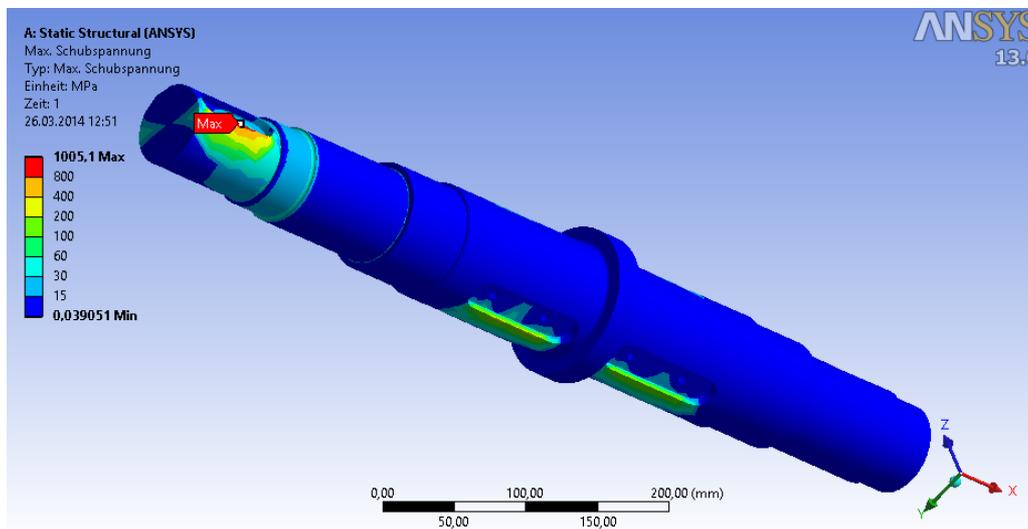


Abbildung 39: maximale Schubspannung der Welle

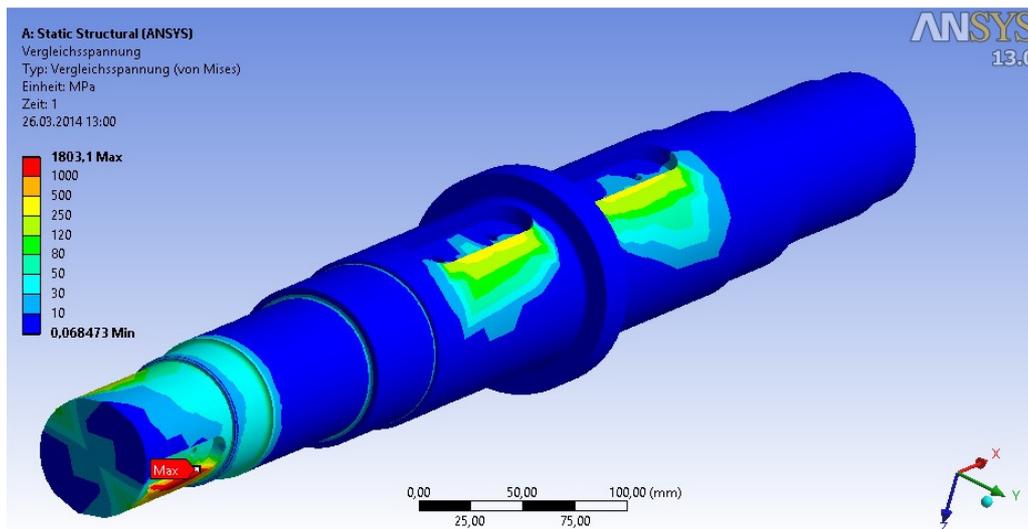


Abbildung 40: Vergleichsspannungen der Welle

In den vorherigen Abbildung 39 wird die maximale Schubspannung dargestellt. Wie zu erwarten war treten diese an den Passfedernuten der Welle aufgrund der dort übertragenen Momente auf. In Abbildung 40 wird die auftretende Vergleichsspannung, die in der Welle auftritt, dargestellt. Ansys bestätigt auch hier die händische Berechnung der niedrigen Vergleichsspannung. Diese Berechnung ist im Anhang zu entnehmen.

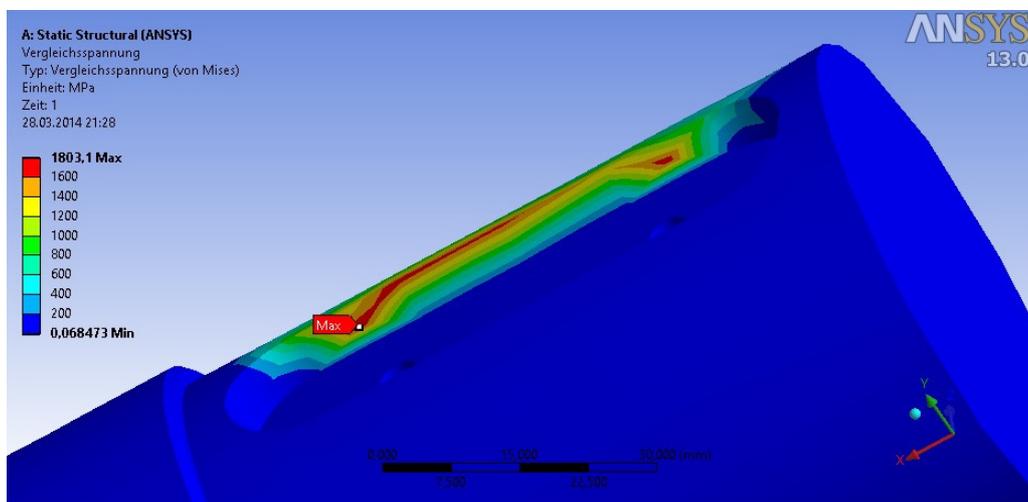


Abbildung 41: Detailansicht Maximalwert der Vergleichsspannung Paßfedernut

Abbildung 41 zeigt die Detailaufnahme des am meist durch die Vergleichsspannung beanspruchten Wellenstückes. Es handelt sich hierbei um den oberen Teilabschnitt der Passfedernut der Kupplungspassfeder. Dieser Wert ist mit dem Einleiten des Antriebsmomentes von der Rotorwelle auf die Schwungmassenwelle zu erklären.

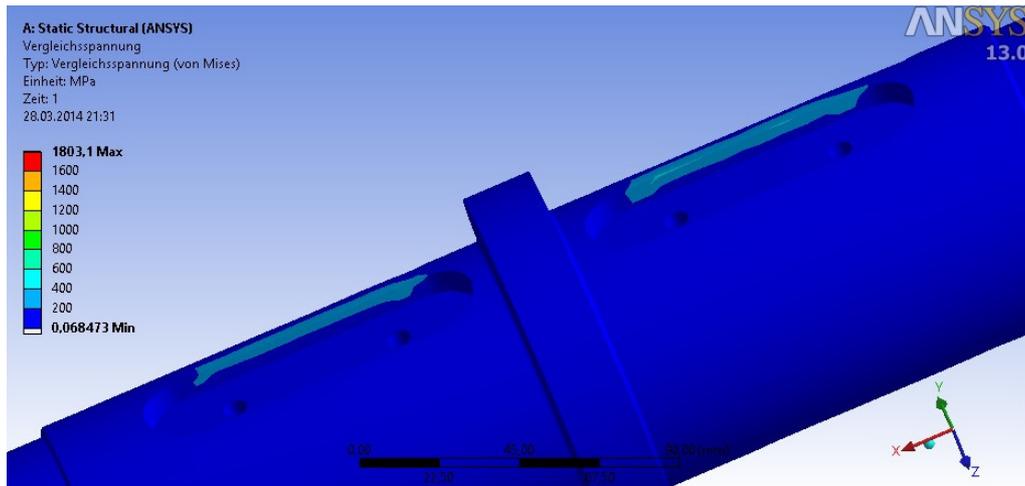


Abbildung 42: Detailansicht Paßfedernuten Schwungscheibe für Vergleichsspannung

Die FEM Berechnung mit Ansys hat die händische Berechnung bestätigt, dass die Welle bei Betriebsdrehzahl dauerfest ausgelegt ist. Zu beachten ist, dass die maximale Spannung und Verformung der Welle an den Passfedern vorhanden sind. An diesen exponierten Stellen und an den Durchmesserübergängen wurde eine Netzverfeinerung (Abbildung 43) durchgeführt um ein noch genaueres Ergebnis zu erhalten und gegebenenfalls Spannungsspitzen zu finden

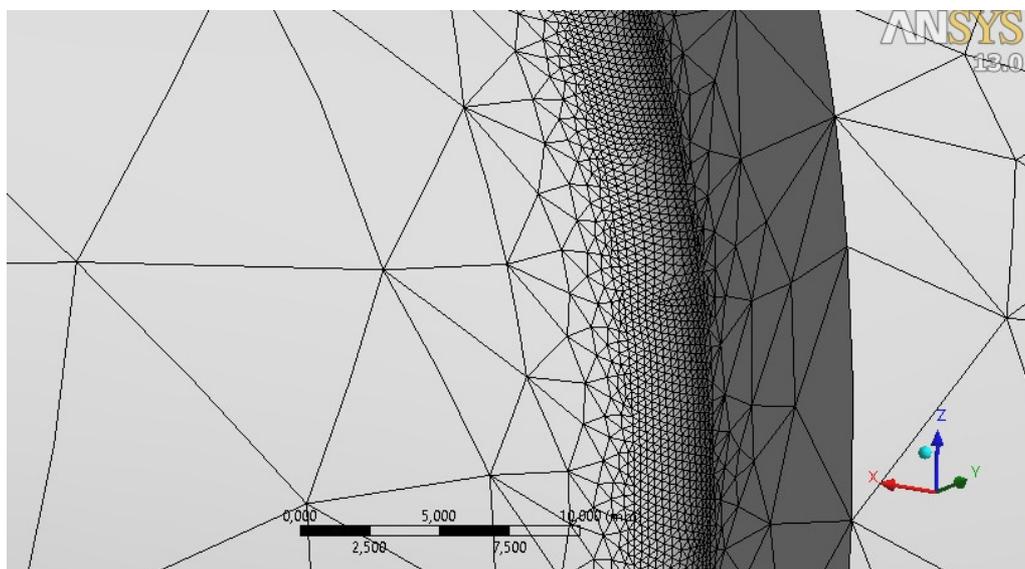


Abbildung 43: Netzverfeinerung an Durchmesserübergang an Welle

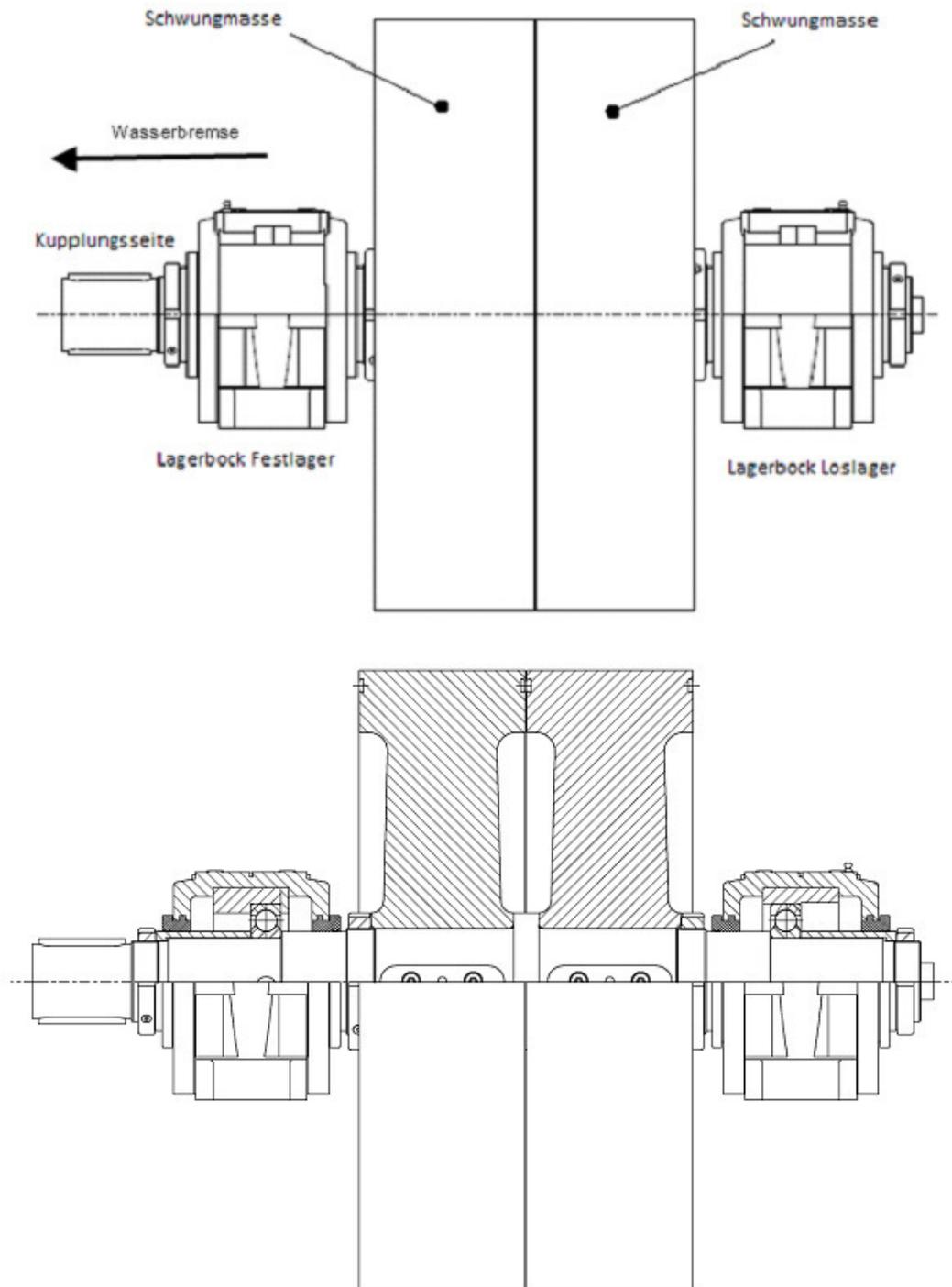


Abbildung 44: Zusammenstellungszeichnung des Schwungmassensystems

2.8 Varianten der elastischen Kupplung

Um Schwingungen, verursacht durch mögliche Unwucht der Bauteile und Fertigungsfehlern, so wenig wie möglich an die Rotorwelle weiterzuleiten, bedarf es eines elastischen Maschinenelementes. Die Varianten werden in Form eines morphologischen Kastens in Tabelle 2-2 gegenüber gestellt.

Untersucht werden im Folgenden die Varianten:

- Klauenkupplung mit Kunststoffeinslagen
- Wulstkupplung
- Hardy Kupplungen
- Metallbalgkupplung
- Thomas Kupplung

Tabelle 2-2: Morphologischer Kasten für Kupplungsauswahl

Parameter	Varianten				
	Klauen-Kupplung	Wulst-Kupplung	Hardy Kupplung	Metallbalg-Kupplung	Thomas Kupplung
Hohe Drehzahl	X		X	X	X
Geringer Platzbedarf	X	X		X	
Kosten	X				X
hohes Moment aufnehmen	X		X		X
Achsausgleich	X	X	X	X	X
Längsverlagerung der Welle	X	X		X	X
Dämpfungselemente für hohe Drehzahlen			X	X	X
Drehsteifigkeit	X			X	X
Verschleiß der Dämpfungselemente	X	X	X		
Radiale Steifigkeit				X	X
Hohes Massenträgheitsmoment			X		X
Temperaturbeständig				X	X

Die Wahl fällt auf eine elastische, nicht schaltbare Kupplung.

Wie bei den anderen auszulegenden Teilen spielte auch hier die hohe Drehzahl die Hauptrolle. Das Problem bei solchen elastischen Kupplungen sind die Kunststoffteile, die als Dämpfer fungieren um Drehzahlschwankungen beziehungsweise Drehmomentschwankungen auszugleichen.

Je höher diese Drehzahlschwankungen (schwankende Drehmomente) sind, desto höher sollte die Elastizität (gummielastische Elemente) der Kupplung sein. Diese Kunststoffdämpfer können aufgrund ihrer Beschaffenheit und ihres Massenträgheitsmomentes bei hoher Drehzahl zu fließen beginnen. Dabei verliert die Kupplung ihre dämpfende Wirkung und wird dadurch nutzlos. Es werden ausnahmslos nichtschaltbare Kupplungen betrachtet.

2.8.1 Klauenkupplung

In Abbildung 45 ist eine Klauenkupplung des Herstellers ROTEX abgebildet. Diese Kupplungsart ist eine sehr einfache Bauform und gehört zu den formschlüssigen Kupplungen. Sie können gewissen Axialversatz der Wellen kompensieren, ist günstig in der Anschaffung und ist wartungsfrei.

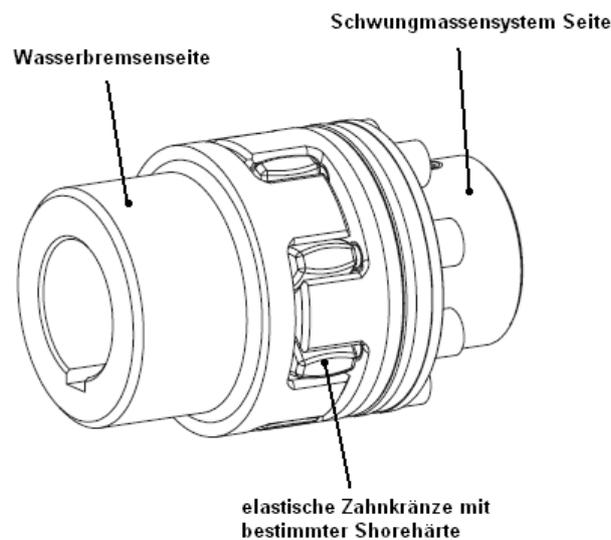


Abbildung 45: Klauenkupplung des Herstellers ROTEX der Bauart BFN (8)

Durch Einlegen von einem Zahnkranz aus Kunststoff verschiedener Härte, kann man die dämpfende Eigenschaft beeinflussen. Der große Nachteil dieser Plastikeinlagen ist das Fließverhalten bei hohen Drehzahlen wie sie bei diesem Prüfstand auftreten.

2.8.2 Wulstkupplung

Eine weitere Variante einer elastischen Kupplung ist ein Wulstkupplung, wie in Abbildung 46 dargestellt.

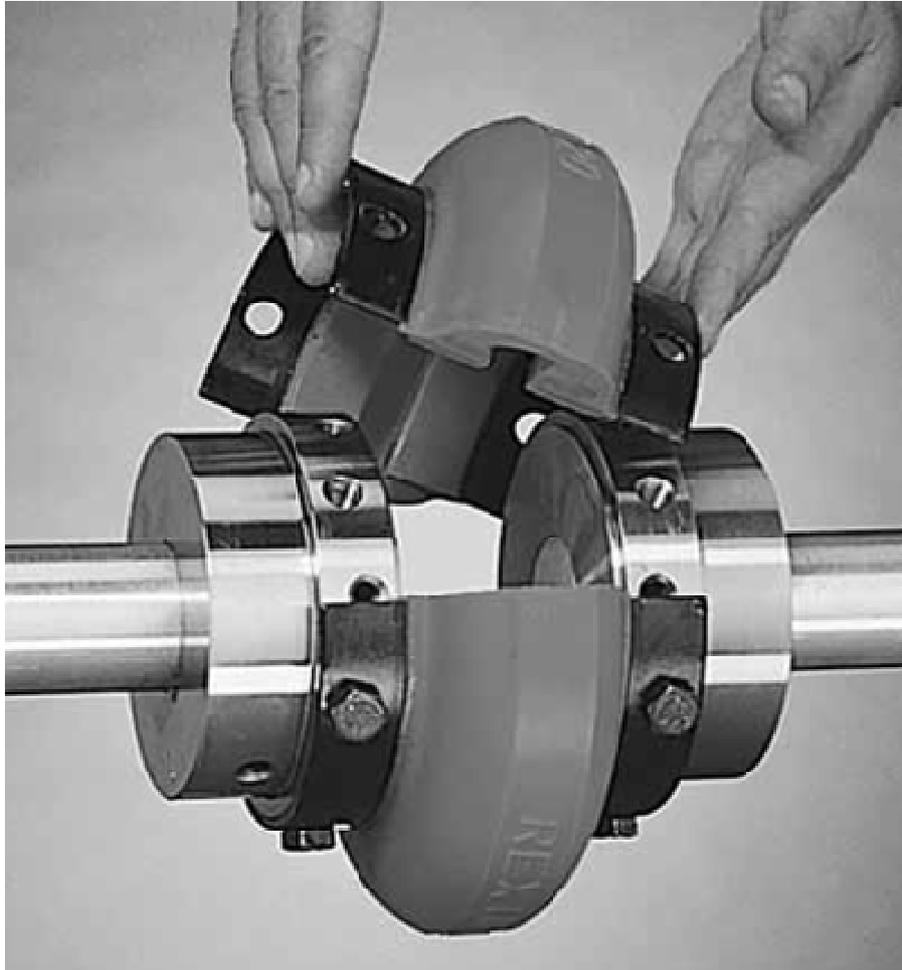


Abbildung 46: Wulstkupplung des Herstellers REXNORD Baureihe OMEGA (9)

Diese Kupplungsart ist eine hochelastische, nicht schaltbare Kupplung. Die Kupplungshälften sind über geteilte Gummiwulste die auf Stahlhalbschalen aufvulkanisiert sind miteinander verbunden.

Diese Gummiwulste werden mit den Wellenenden verschraubt. Der Vorteil ist eine einfache Montage, der Nachteil dieser Bauart ist wiederum das Fließverhalten des Gummis bei hohen Drehzahlen. Das hätte die Folge des Zerlegens der Kupplung und somit der Verlust der Verbindung Prüfstand – Schwungmassensystem. Das ist unbedingt zu vermeiden, da sonst der Totalausfall des Schwungmassensystems droht und kein Bremseffekt mehr auftritt.

Eine weitere Bauform einer Wulstkupplung wird in Abbildung 47: Elastische Kupplung des Herstellers MÄDLER Bauart MU gezeigt. Der Hersteller MÄDLER hat zwischen den Kupplungshälften aus Magnesium eine Membran aus Neopren verbaut. Diese Membran

nimmt stoßartige Belastungen auf. Wie bei den anderen bisher vorgestellten Kupplungen sind hohe Drehzahlen mit hohen Drehmomenten bei diesem Typ nicht vereinbar.



Abbildung 47: Elastische Kupplung des Herstellers MÄDLER Bauart MU (10)

2.8.3 Metallbalgkupplung

Wegen dem eingegengten Bauplatz wird auch der Einbau einer Balgkupplung wie in Abbildung 48 zu sehen, angedacht

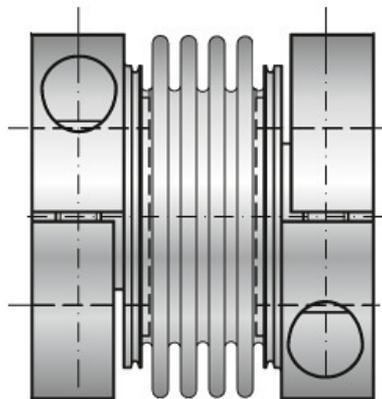


Abbildung 48: Metallbalgkupplung des Herstellers R + W Bauart BKS(11)

Ein Wellrohr wird dabei zwischen zwei Muffen gespannt. Dieser Balg erlaubt einen Ausgleich von Fluchtungsfehlern und ist schwingungsdämpfend. Ein weiterer Vorteil ist die leichte Montage, der geringen Abmessungen und die hohen Drehzahlbelastbarkeit. Leider kommt bei einer näheren Untersuchung der Nachteil des zu gering übertragbaren Drehmoments zu tragen.

2.8.4 Thomaskupplung

Als optimale Kupplung stellt sich eine biegenachgiebige Ganzmetallkupplung, auch Thomas Kupplung genannt, des Herstellers Sapitflex wie in Abbildung 49 dargestellt, heraus. Diese Kupplungsart wird oft in Turbomaschinen verbaut. Außerdem ist eine solche Kupplung bereits im vorhandenen Prüfstand verbaut und somit auch schon erprobt.

Statt der sonst üblichen Kunststoffeinlagen wird diese Kupplung mit Metalleinlagen vom Hersteller angeboten. Je ein Lamellenpaket wird zwischen Wellennabe und Zwischenstück verschraubt.

Bei Wellenverlagerungen verformen sich die Lamellen. Eine Thomaskupplung ist ebenfalls wartungs-, verschleiß- und spielfrei. Ein großer Vorteil ist auch die Temperaturbeständigkeit (bis 270°C).

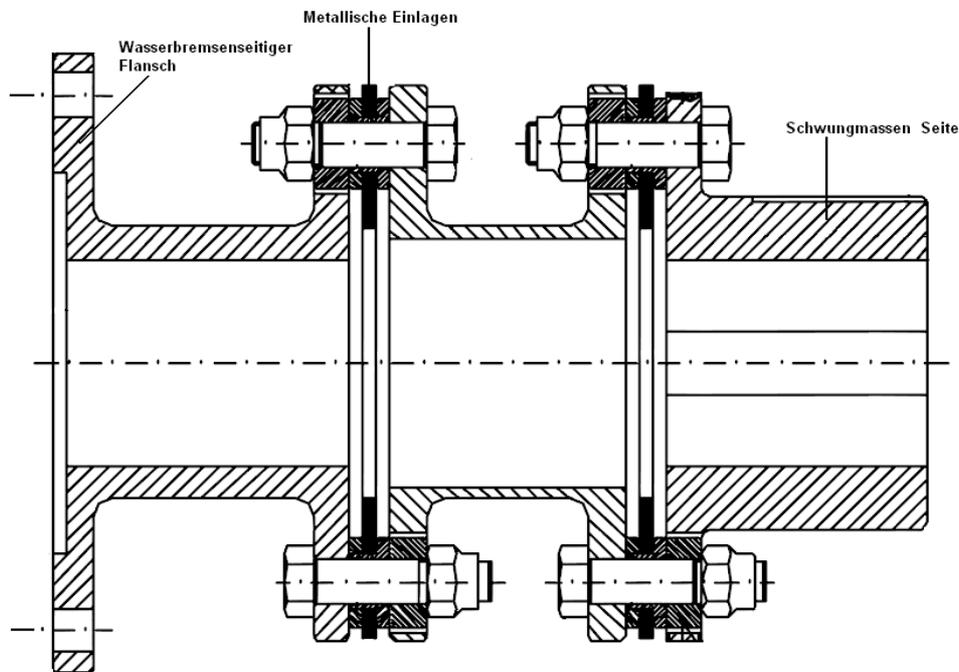


Abbildung 49: Elastische Kupplung des Herstellers TAT TECHNOM Bauart Sapitflex (12)

2.9 Schwungmasse

2.9.1 Allgemein

Ein Massenträgheitsmoment gibt den Widerstand eines starren Körpers gegen Verdrehung um eine bestimmte Achse an. Das geforderte Massenträgheitsmoment der Schwungmasse beträgt $\Theta = 10 \text{ kgm}^2$ (Abbildung 19).

Schwungmassen im Maschinenbau werden als Energiespeicher verwendet. Bei diesem Prüfstand soll eine zu hohe Drehzahl, durch Umwandlung von Energie in Rotationsenergie beim Beschleunigen der Schwungmasse, vermieden werden.

2.9.2 Dynamische Beanspruchung der Schwungscheibe

Im Zuge dieser Arbeit wurde für drei verschiedene Drehzahlen die Weitung der Nabe berechnet. Einmal für den Extremfall von $12.000 \frac{1}{\text{min}}$, einmal für $8.500 \frac{1}{\text{min}}$ und einmal für den Betriebsfall von $6.300 \frac{1}{\text{min}}$.

2.9.3 Scheibe gleicher Dicke

„Bei der Scheibe gleicher Dicke ist infolge der ungleichmäßigen Spannungsverteilung der Werkstoff schlecht ausgenutzt. Die äußeren Teile verursachen verhältnismäßig hohe Fliehkräfte, die die kleineren inneren Ringquerschnitte hoch belasten. Als Gedankenmodell kann man sich einen innen herausgeschnittenen Ring vorstellen, der die Fliehkräfte der nach außen angebrachten Kugelmassen aufnehmen muss.“ (13)

Um dieses Problem zu beheben, wird das Profil der Scheibe schlanker gemacht. In Abbildung 50 ist eine Scheibe mit konstanter Dicke dargestellt. Den Spannungsverlauf in einer Scheibe gleicher Dicke ist in Abbildung 51 dargestellt. Es sind deutlich die Spannungsunterschiede in der Scheibe zu erkennen.

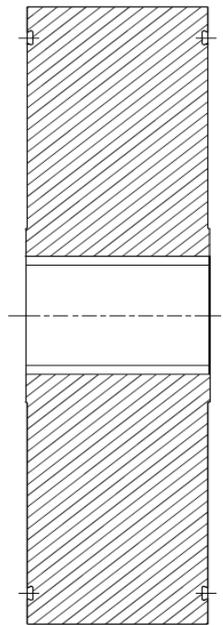


Abbildung 50: Scheibe gleicher Dicke

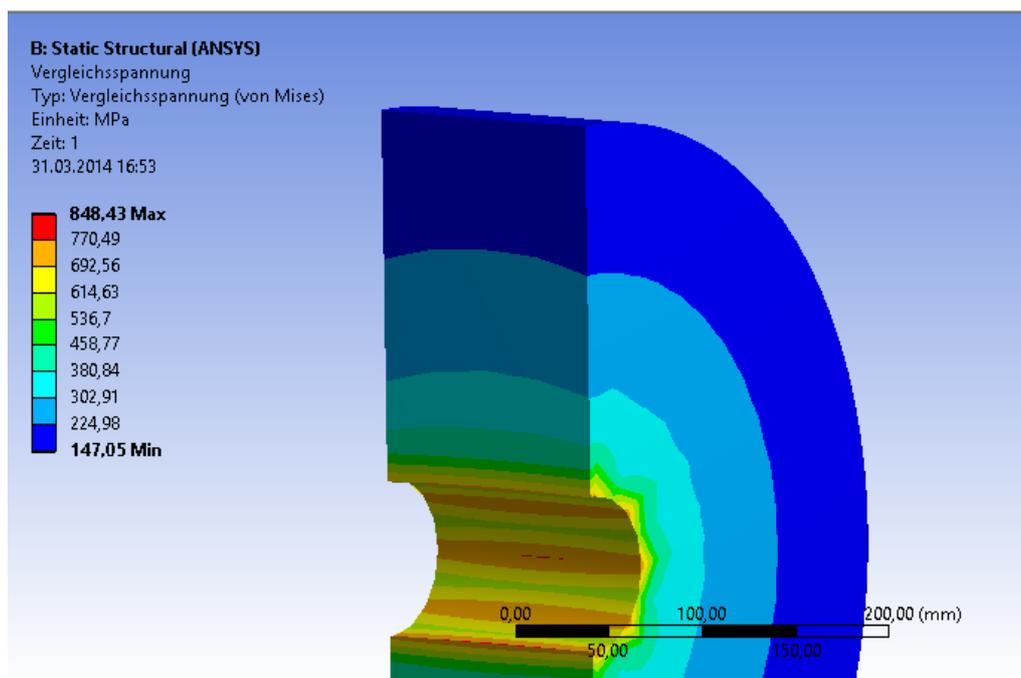


Abbildung 51: Spannungsverteilung in Scheibe gleicher Dicke

2.9.4 Scheibe gleicher Festigkeit:

Eine spannungstechnisch bessere Lösung ist, den Ring zu verstärken und die Massen außen zu verkleinern. Das Ergebnis ist eine Form, wie sie in Abbildung 52 gezeigt wird. Ist die Form aus der Bedingung $\sigma = \text{konst.}$ berechnet, spricht man von einer Scheibe gleicher Festigkeit

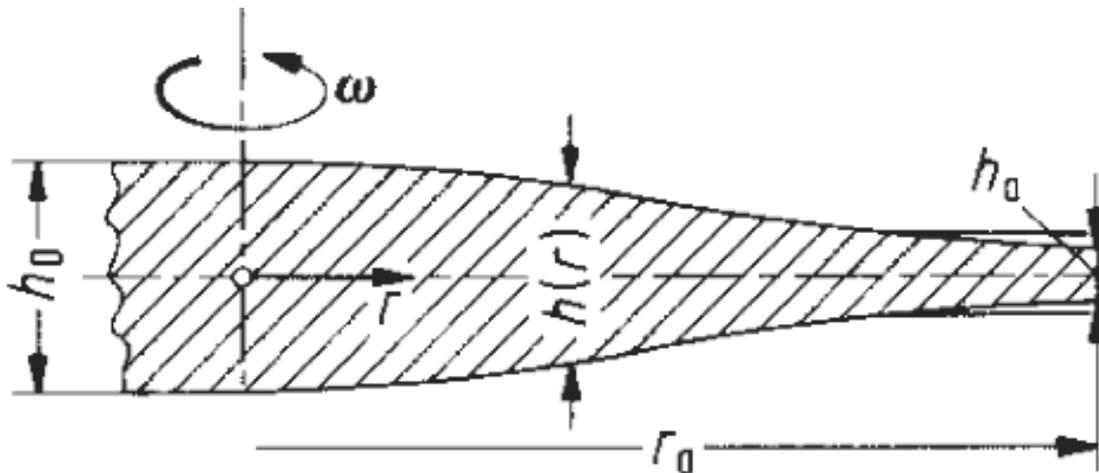


Abbildung 52: Scheibe gleicher Festigkeit (14) C38

Diese Form gewährleistet, dass die Spannungen in jedem Querschnitt der Scheibe den gleichen Wert haben. Somit ist eine ideale Ausnutzung der Werkstoffeigenschaften gewährleistet.

In Abbildung 53 ist die ausgeführte Variante der Schwungscheibe abgebildet. Es wurde versucht annähernd die Form einer Scheibe gleicher Festigkeit und somit einen gleichmäßigen Spannungsverlauf in der Scheibe, zu erreichen. Der Einfachheit halber wurde die parabolische Kurve bei der ausgeführten Scheibe an eine Geraden angeglichen. Ein ganz wichtiger Aspekt für einen günstigen Spannungsverlauf in der Scheibe ist das großzügige Ausrunden der Durchmesserübergänge. Diese großen Rundungen verhindern Spannungsspitzen im Werkstück die der Kerbwirkung spitz zulaufender bzw. zu klein angenommenen Radien entgegenwirken. Zu klein angenommene Übergangsradien können zu Beschädigung der Scheibe führen oder im schlimmsten Fall zu Versagen der Festigkeit und es kann zum Bruch kommen.

Da der Bauraum sehr begrenzt ist und dennoch ein große Massenträgheitsmoment gefordert ist, wurden die Scheibe am äußeren Teil des Scheibendurchmessers wieder etwas verdickt. Die FEM Berechnung (Abbildung 57) zeigte, dass die Vergleichsspannung die Scheibe gering belastet und weit unter der $R_{p0,2}$ liegt. Somit wird eine dauerhafte Verformung bei der Betriebsdrehzahl ausgeschlossen. In Abbildung 58 wird detailliert die maximal auftretende Vergleichsspannung gezeigt. Dieses Maximum tritt an der Aussenfläche der Passfedernut auf. Dies ist wie bei der Welle mit dem Übertragen der Momente zu erklären.

In Abbildung 54 sind die Kräfte und Momente, die an der Scheibe angreifen, abgebildet. In den folgenden Abbildung 55 bis Abbildung 59 sind die wichtigsten Spannungen und Verformungen der Schwungscheibe dargestellt. Wie bei der Berechnung der Welle wurden die Passfedernuten und Rundungen einer Netzverfeinerung unterzogen um genauere Rechenwerte zu erhalten (Abbildung 61).

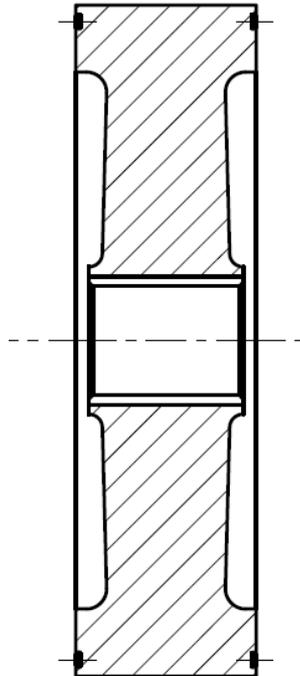


Abbildung 53: Ausgeführte Version der Schwungmasse (Annäherung an Scheibe gleicher Festigkeit) – Spannungen in der Schwungscheibe

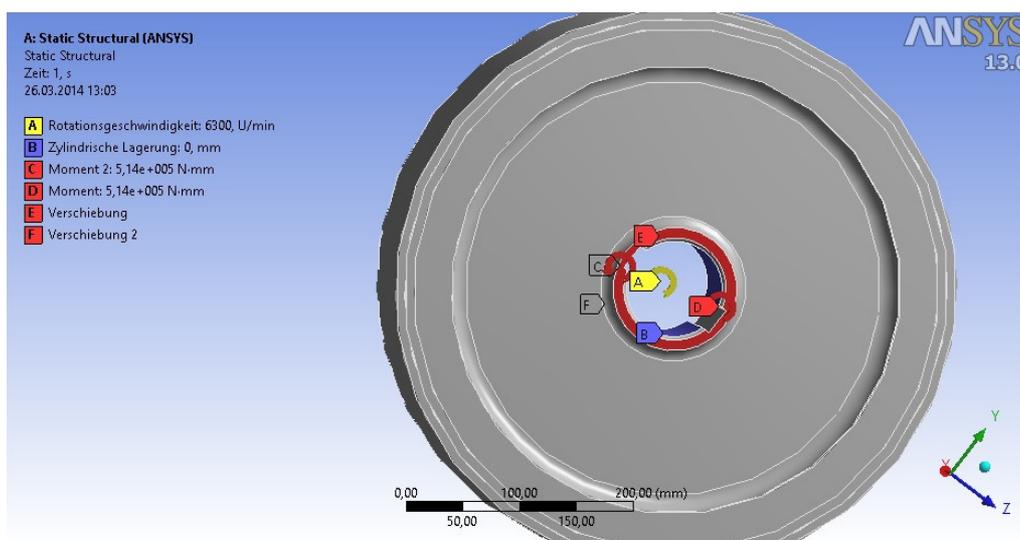


Abbildung 54: System zur Berechnung der Kräfte an der Schwungscheibe

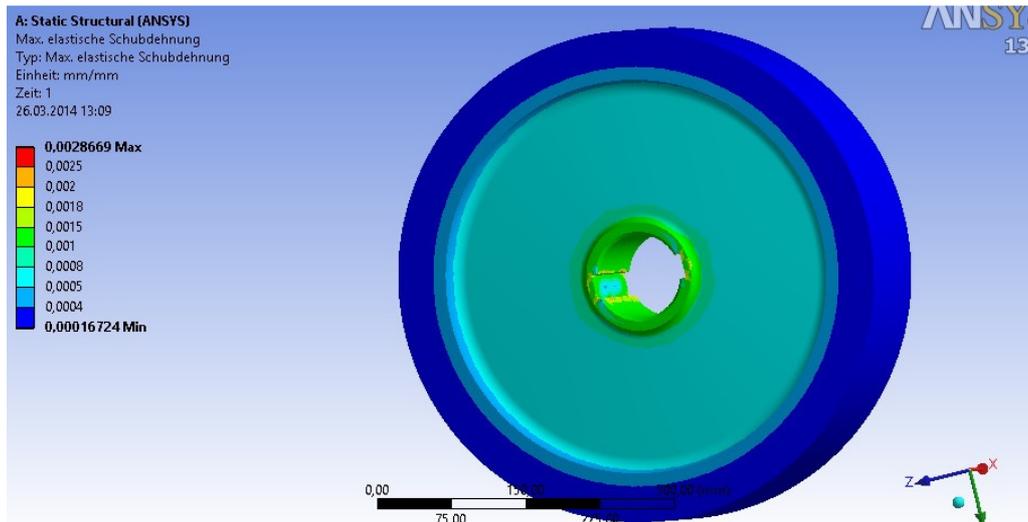


Abbildung 55: maximale elastische Schubdehnung an der Schwungscheibe

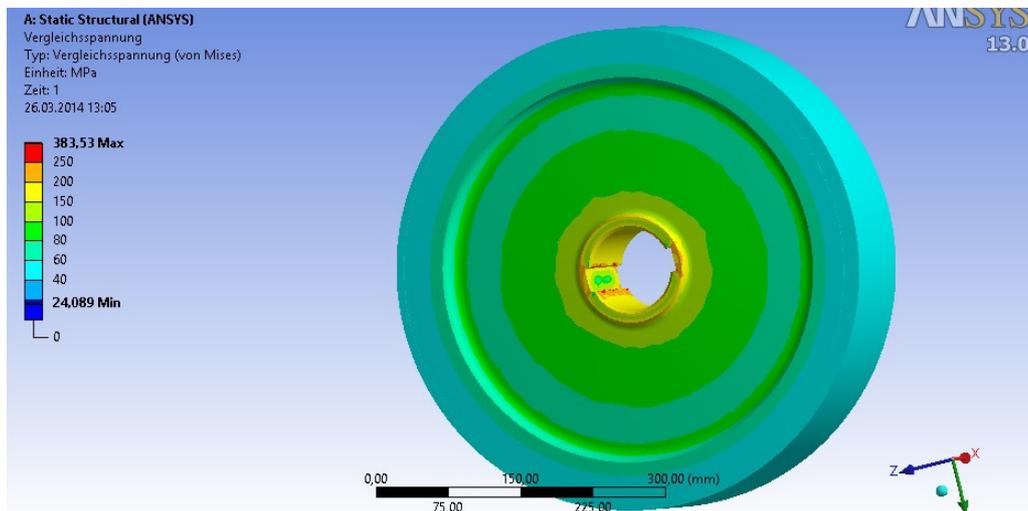


Abbildung 56: Vergleichsspannungen an der Schwungscheibe

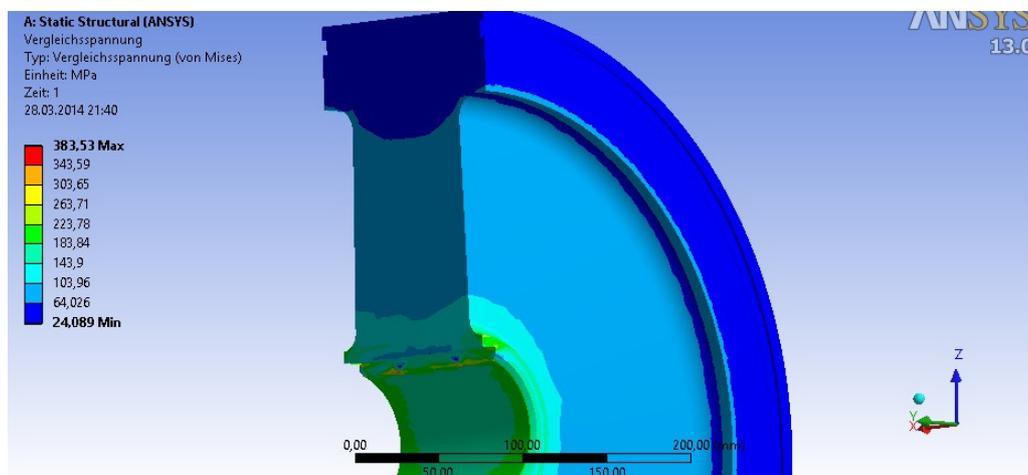


Abbildung 57: Detail max. Vergleichsspannungsverteilung in Schwungscheibe (Halbschnitt)

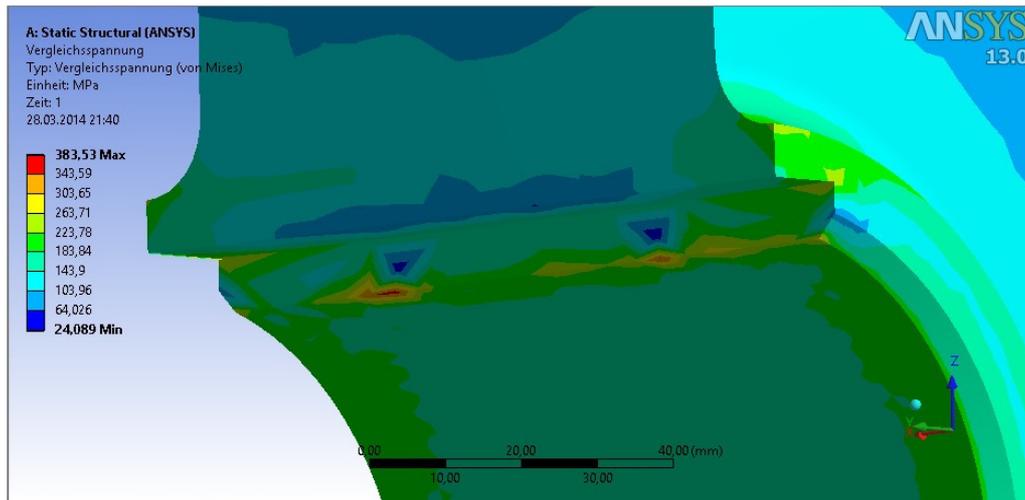


Abbildung 58: Detail maximaler Vergleichsspannungswert in Passfeder der Schwungscheibe

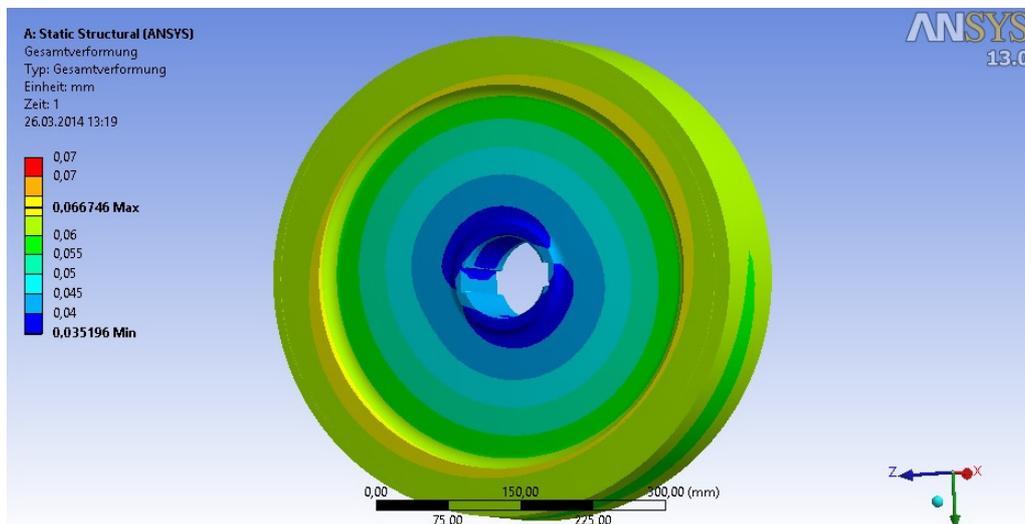


Abbildung 59: Gesamtverformung der Schwungscheibe

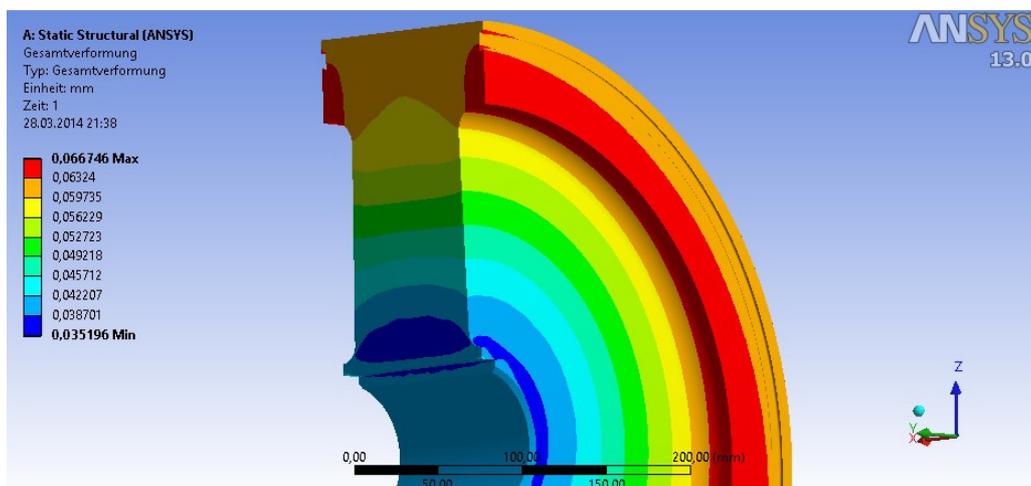


Abbildung 60: Gesamtverformung der Schwungscheibe

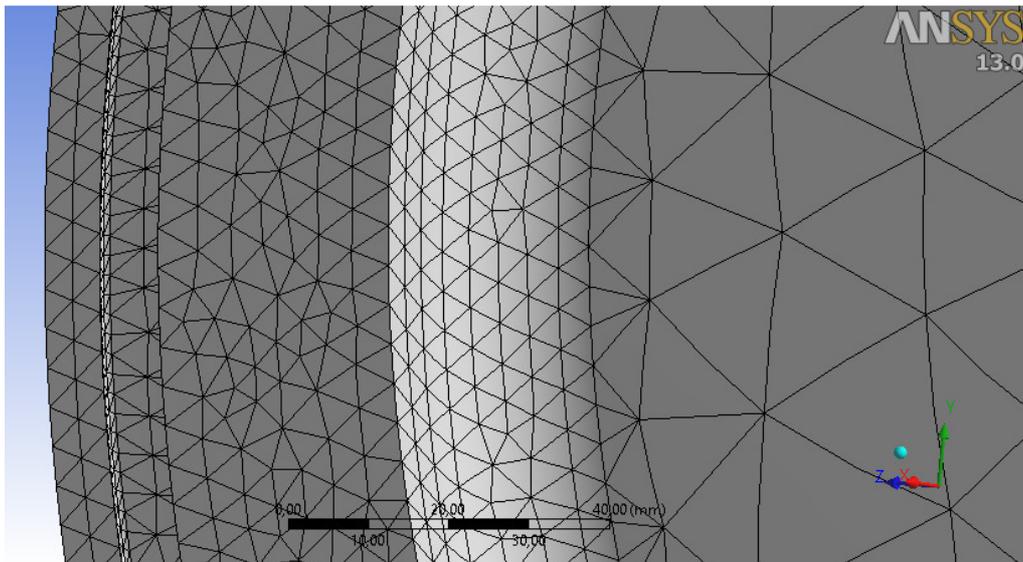


Abbildung 61: Netzverfeinerung an Schwungscheibe

2.9.5 Allgemeines

Bei unausgewuchteten rotierenden Massen entstehen Fliehkräfte, die sich auf das System übertragen. Sie machen sich durch Schwingungen bzw. Rüttelkräfte im Takt der Drehzahl bemerkbar. Fliehkräfte wachsen proportional zum Quadrat der Drehzahl. Je höher die Drehzahl ist, umso genauer muß ausgewuchtet werden. Eine vollkommen ausgewuchtete Scheibe überträgt keine Fliehkräfte.

Im Allgemeinen darf die Unwucht umso größer sein, je schwerer der Rotor ist. Die Restunwucht U_{zul} wird deshalb auf die Rotormasse bezogen. Statistische Auswertungen von Schadensfällen ergaben, dass auch die Drehzahl eine erhebliche Rolle bei auftretenden Schadensfällen spielt.

Man unterscheidet zwei Arten von Rotoren:

- Starre Rotoren: dies sind Rotoren wo die Betriebsdrehzahl unterhalb seiner ersten biegekritischen Drehzahl liegt. Ein solch ein Rotor ist ausgewuchtet, wenn eine seiner Hauptträgheitsachsen mit der Drehachse zusammenfällt
- Elastische Rotoren: hier liegt die erste biegekritische Drehzahl unterhalb des Betriebspunktes. Das heißt, dass diese durchfahren werden muß. Hier erfährt der Rotor durch die Fliehkraft eine Verformung, die man nicht mehr vernachlässigen darf. Hier ist darauf zu achten, daß die übertragenen Kräfte im Betriebspunkt möglichst klein sind.

Im Allgemeinen kann man drei Arten von Unwucht unterscheiden:

2.9.5.1 Statische Unwucht

Hierbei handelt es sich um ein System, bei dem der Schwerpunkt nicht auf der Drehachse liegt, sondern um einen Abstand „ e “ von dieser entfernt ist (vgl. Abbildung 62). Diese Trägheitsachse ist parallel zur Drehachse. Es entstehen Fliehkräfte normal zur Drehachse. Als Beispiel wäre hier die Unwucht eines Rades zu nennen, das von dem Ventil verursacht wird. Eine solche Unwucht kann durch Anbringen eines Wuchtgewichtes behoben werden.

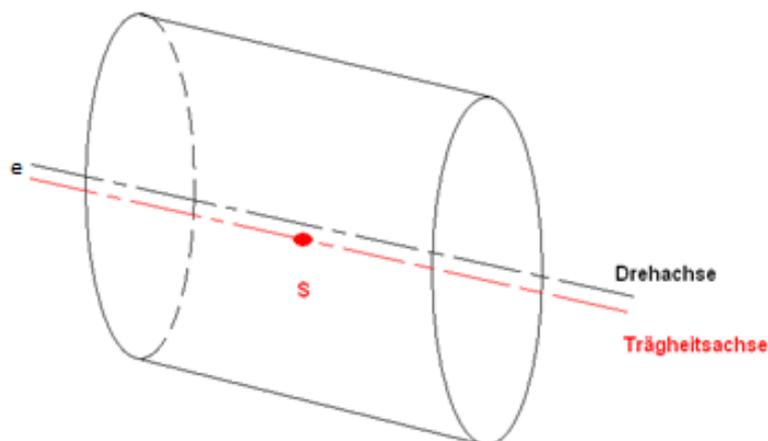


Abbildung 62: statische Unwucht

2.9.5.2 Reine dynamische Unwucht

Die reine dynamische Unwucht wird auch als „Momentenunwucht“ bezeichnet. Dabei liegt der Schwerpunkt des Systems zwar auf der Drehachse, die Hauptträgheitsachse ist aber nicht parallel zur Drehachse, wie in Abbildung 63 dargestellt. Dies führt zu Momentenbelastungen der Welle, die wiederum eine Verformung verursacht und die Lagerungen zusätzlich belasten bzw. schädigen kann. Eine solche Unwucht wird durch Anbringen zweier Wuchtgewichte in zwei Ebenen ausgeglichen, damit die Hauptträgheitsachse wieder in der Drehachse liegt.

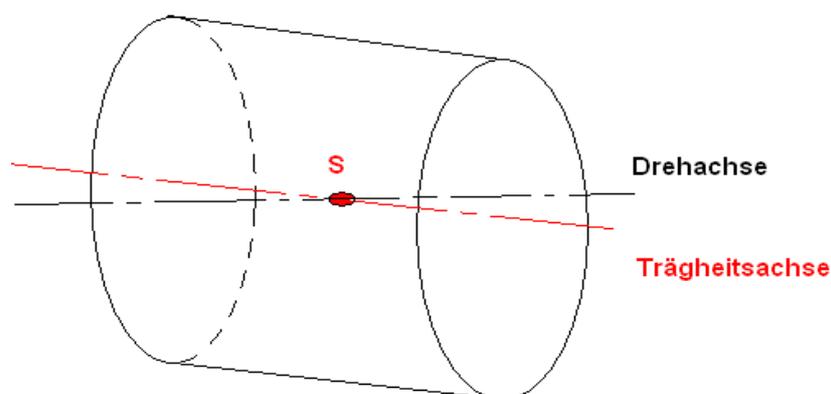


Abbildung 63: dynamische Unwucht

2.9.5.3 Allgemeine dynamische Unwucht

Hierbei handelt es sich um eine Kombination von statischer und reiner dynamischer Unwucht. Eine solche Unwucht kann durch Anbringen von Wuchtgewichten oder Wegnahme (aufbohren) von Material in zwei Ebenen eliminiert werden.

2.9.5.4 Auswuchten elastischer Rotoren

Wie bereits erwähnt ändert sich der Wuchtzustand mit der Drehzahl. Diesen Unwuchten kann man durch Anbringen von Ausgleichsmassen in zwei Ebenen, aber nur für eine bestimmte Drehzahl, ausgewuchtet werden. Das Ausbiegen der Bauteile ist aufgrund der inneren Momente. Diese Momente würden verschwinden, wenn man jede Unwucht auf der Stelle ausgleicht. Dies ist jedoch nicht möglich, da man nicht an jeder beliebigen Stelle einen Ausgleich machen kann und die Unwuchtverteilung über den Rotor nicht bekannt. Zu jeder Drehzahl gehört eine bestimmte Exzentrizität mit ihrer dazugehörigen Fliehkraftbelastung. Das Ziel des Auswuchtens elastischer Rotoren ist, dass die auftretenden Fliehkräfte so klein als möglich gehalten werden

2.9.6 Wuchtgüte

Die Wuchtgüte gibt die zusätzliche Belastung durch Restunwucht vor. Gilt $e_{zul} * \omega = const.$, ist annähernd mit gleicher Lagerbelastung zu rechnen.

In ISO 1940 Teil 1(15), dargestellt in Tabelle 2-3, wird eine Wuchtgüte von mindestens G6.3 nach für Schwungrädern und Läufer für Strahltriebwerken empfohlen. Somit ist $e_{zul} * \omega = 6,3 \frac{mm}{s}$ abzulesen. Daraus ergibt sich die maximale Exzentrizität e_{zul} von 0,005 mm

Tabelle 2-3: Wuchtgüte nach ISO 1940 (15)

Auswucht-Gütestufe	Produkt der Beziehung $(e_{\text{zul}} \cdot \omega)^1, ^2)$ mm/s	Rotortypen — Allgemeine Beispiele
G 4000	4000	Kurbeltriebe ³⁾ starr aufgestellter langsamlaufender Schiffsdieselmotoren mit ungerader Zylinderzahl ⁴⁾
G 1600	1600	Kurbeltriebe starr aufgestellter Zweitakt-Großmotoren
G 630	630	Kurbeltriebe starr aufgestellter Viertakt-Großmotoren Kurbeltriebe elastisch aufgestellter Schiffsdieselmotoren
G 250	250	Kurbeltriebe starr aufgestellter schnelllaufender 4-Zylinder-Dieselmotoren ⁴⁾
G 100	100	Kurbeltriebe schnelllaufender Dieselmotoren mit sechs und mehr Zylindern ⁴⁾ , komplette (Otto- oder Diesel-)PKW-, LKW-, Lok-Motoren ⁵⁾
G 40	40	Autoräder, Felgen, Radsätze, Gelenkwellen Kurbeltriebe elastisch aufgestellter schnelllaufender Viertaktmotoren (Otto oder Diesel) mit sechs und mehr Zylindern ⁴⁾ Kurbeltriebe von PKW-, LKW-, Lok-Motoren
G 16	16	Antriebswellen (Propellerwellen, Kardanwellen) mit besonderen Anforderungen Teile von Zerkleinerungs- und Landwirtschafts-Maschinen Einzelteile von PKW-, LKW-, Lok-Motoren (Otto oder Diesel) Kurbeltriebe von Motoren mit sechs und mehr Zylindern mit besonderen Anforderungen
G 6,3	6,3	Teile der Verfahrenstechnik; Zentrifugentrommeln Getriebe für Hauptturbine in Handelsschiffen Ventilatoren, Schwungräder, Kreiselpumpen Maschinenbau- und Werkzeugmaschinen-Teile Walzen von Papier- und Druckmaschinen Läufer von Strahltriebwerken Motoren-Einzelteile mit besonderen Anforderungen, mittlere und große Elektromotoren-Anker (von Elektromotoren mit mindestens 80 mm Wellenhöhe) ohne besondere Anforderungen Kleinmotoren-Anker, meist in Serienfertigung, bei schwingungsunempfindlichen Anwendungen und/oder bei schwingungsisolierter Aufstellung
G 2,5	2,5	Gas- und Dampfturbinen einschließlich Hauptturbinen in Handelsschiffen Turbogebälse, starre Turbogeneratorläufer; Werkzeugmaschinen-Antriebe, mittlere und größere Elektromotoren-Anker mit besonderen Anforderungen Pumpen mit Turbinenantrieb Computer-Speicher-Trommeln und -Platten Kleinmotoren-Anker, für die eine oder beide Voraussetzungen der Gütestufe G 6,3 nicht zutreffen
G 1	1	Magnetophon- und Phono-Antriebe Schleifmaschinen-Antriebe; Kleinmotoren-Anker mit besonderen Anforderungen
G 0,4	0,4	Feinstschleifmaschinen-Anker, -Wellen und -Scheiben; Kreisel

1) $\omega = \pi \cdot 2 \pi / 60 = n / 10$ mit ω in rad/s und n in 1/min

2) Hinsichtlich der Verteilung der zulässigen Restunwucht auf die Ausgleichsebenen siehe Abschnitt 7

3) Unter Kurbeltrieb sei die Baugruppe: Kurbelwelle, Schwungrad, Kupplung, Riemenscheibe, Schwingungsdämpfer, rotierender Pleuelanteil usw. verstanden (siehe Abschnitt 3.5).

4) In diesem Teil von ISO 1940 werden unter langsamen Dieselmotoren solche verstanden, in denen die Kolbengeschwindigkeit weniger als 9 m/s beträgt; schnelllaufende Dieselmotoren sind solche mit einer Kolbengeschwindigkeit über 9 m/s.

5) Bei kompletten Motoren ist unter der Rotormasse die Summe der Massen der zum Kurbeltrieb gehörenden Teile zu verstehen (siehe Fußnote 3).

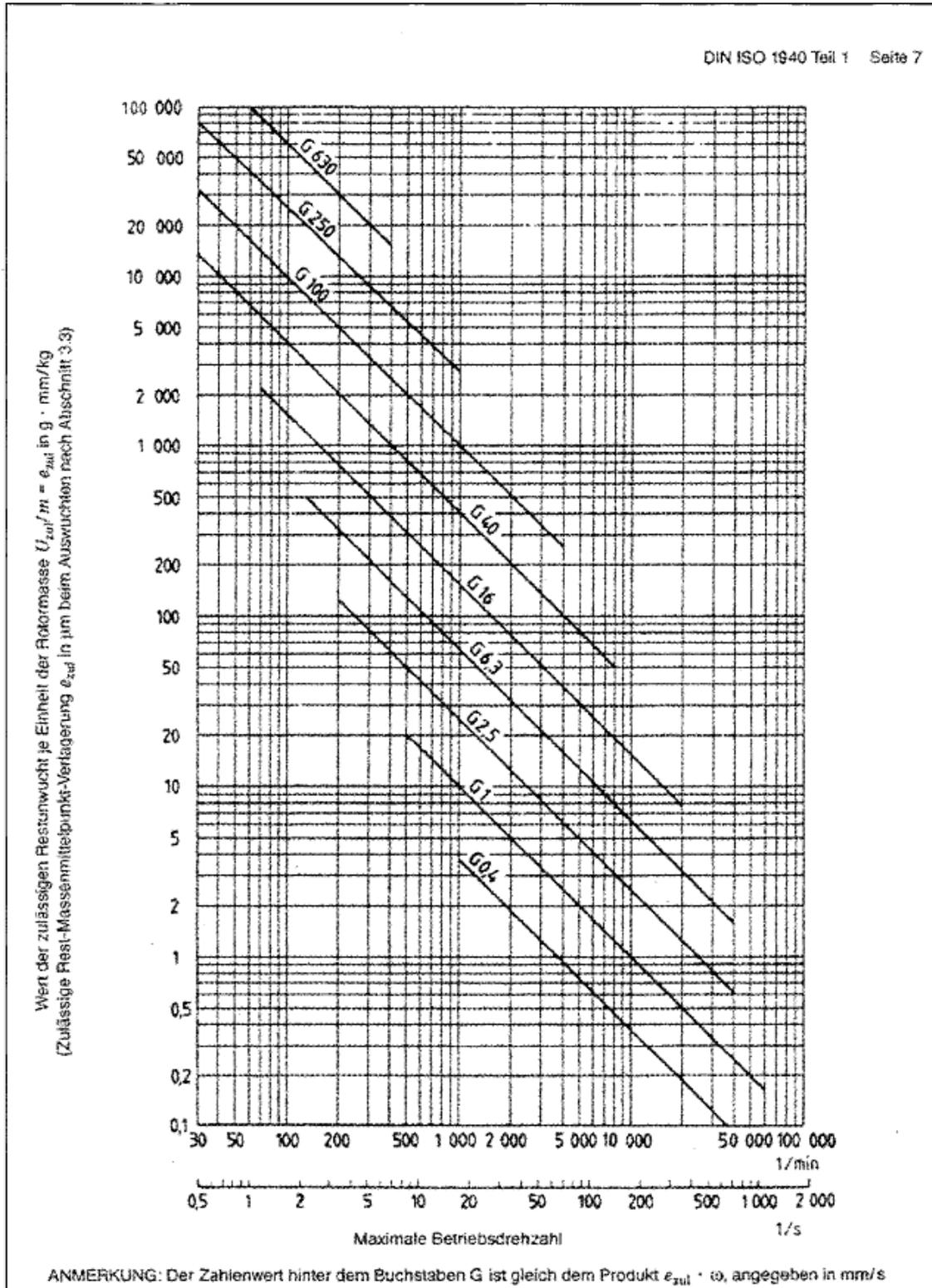


Abbildung 64: Zulässige bezogene Restunwucht in Abhängigkeit von der Maximalen Betriebsdrehzahl für verschiedene Gütestufen G (DIN ISO 1940)

2.9.7 Auswuchten

In der Praxis besteht immer das Bestreben die Unwucht- Erregerkräfte möglichst klein zu halten. Dies wird durch den Vorgang des Auswuchtens, bei dem geeignete Ausgleichsgewichte am Läufer angesetzt werden, erreicht. Beim Auswuchten ist zu prüfen, ob der zu wuchtende Läufer als starrer oder elastisch einzustufen ist. (14), O17.

2.10 Werkstoffwahl

Aufgrund der berechneten Spannungen und Weitung der Scheibe, wird ein Werkstoff mit der verlangten Sicherheit gewählt.

Die Wahl fällt auf den Vergütungsstahl 41CrMo4 mit einer Zugfestigkeit $R_{p0,2}$ von 800-1000 $\frac{N}{mm^2}$. Vergütungsstähle werden bei Konstruktionen höherer Festigkeit verwendet. Dabei handelt es sich um einen sehr einfach im Handel erhältlichen Stahl, der, bei einer Beschädigung eines Teiles des Prüfstandesschnell, wieder beschafft werden kann und so eine kurze Standzeit des Prüfstandes gewährleistet.

2.10.1 Schlussfolgerung

Das hohe Gewicht von 320 kg der Schwungmasse stellt ein großes Problem dar da das Handling der großen Scheibe eher problematisch ist. Allerdings ist die Schwere Scheibe für die dazugehörige Leistung optimal.

In Bevorzugung einer Modulbauweise und um den Aufwand zum Wechsel der Scheibe sowie eine Änderung der Masse zu ermöglichen wurde die Schwungmasse geteilt. Dies erlaubt eine individuelle Anpassung der Schwungmasse an niedrigere Leistungen.

Daher wird die Schwungscheibe in zwei Teile á 160 kg geteilt. Nachteilig wirkt sich die Zwei-Scheiben Lösung auf die Fertigung aus, da nun zwei Scheiben ausgewuchtet werden müssen und zusätzliche Maschinenelemente zur Montage der Scheiben benötigt werden.

2.11 Fundament

2.11.1 Allgemein

Schwingungen haben nicht nur einen störenden akustischen Effekt, sie können auch für die Umgebung einen störenden Einfluss haben. Vibrationen, die von fix montierten Maschinen hervorgerufen werden, können andere in der Umgebung stehende Maschinen und Gebäude beschädigen

Um diese Auswirkungen zu reduzieren werden Maschinen, bei denen mit hoher Wahrscheinlichkeit mit großen Vibrationen auftreten ist, auf sogenannte Federfundamente gestellt.

In Tabelle 2-4 ist eine Übersicht der Normen und Richtlinien zur Schwingungsisolierung dargestellt, in Tabelle 2-5 finden sich Beispiele zur Schwingungsisolierung bei verschiedenen Aufstellungsarten.

Tabelle 2-4 : Normen und Richtlinien zur Schwingungsisolierung (Auszug) (16)

BS 7385	(British Standard): Measurement and Evaluation of Vibration in Buildings
DIN ISO 10 816-1	Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messungen an nichtrotierenden Teilen
DIN 4150 Teil 2	Erschütterungen im Bauwesen, Einwirkungen auf Menschen in Gebäuden
DIN 30 786	Transportbelastungen, Teil 1: Grundlagen, Teil 2: Schwingungen und Stoßbeanspruchungen beim Straßentransport
E DIN ISO 8002	Mechanische Schwingungen Landfahrzeuge
DIN EN ISO 5349-1	Messung und Bewertung der Einwirkungen von Schwingungen auf das Hand-Arm-System des Menschen
DIN EN 28 662-1	Handgehaltene motorbetriebene Maschinen. Messung mechanischer Schwingungen am Handgriff – Allgemeines Hand-Arm-System des Menschen
SN 640 323	(Schweizer Norm) Erschütterungseinwirkungen auf Bauwerke
VDI 2057 1-4	Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen
VDI 2059 1-5	Wellenschwingungen von Turbosätzen
VDI 2062-1	Schwingungsisolierung; Begriffe und Methoden
VDI 2062-2	Schwingungsisolierung, Isolierelemente
VDI 3831	Schutzmaßnahmen gegen die Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen

Tabelle 2-5: Schwingungsisolierung bei verschiedenen Aufstellungsarten (Auszug) (16)

	Aufstellung direkt auf dem Baugrund		Aufstellung auf Bauwerksdecke oder Tragkonstruktionen	
Maschinen- drehzahl in 1/min	kleine Erregerkräfte (gut ausgewuchtet, Massenausgleich)	große Erregerkräfte (nicht ausgewuchtet, kein Massenausgleich)	kleine Erregerkräfte (gut ausgewuchtet, Massenausgleich)	große Erregerkräfte (nicht ausgewuchtet, kein Massenausgleich)
0 bis 500	Fundamentplatte; statische Berechnung bei Resonanzfreiheit	hohe Abstimmung; kleiner Fundamentblock; Baugrund mit großer Sohlfläche	Verankerung; statische Berechnung bei Resonanzfreiheit	tiefe Abstimmung; großer Fundamentblock; Stahlfeder
300 bis 1000	hohe, tiefe oder gemischte Abstimmung; kleiner Fundamentblock; Baugrundfeder; auf Resonanzfreiheit achten	hohe oder gemischte Abstimmung; kleiner Fundamentblock; Baugrundfeder oder tiefe Abstimmung; großer Fundamentblock; Stahl- oder Gummifedern	tiefe Abstimmung; kleiner oder kein Fundamentblock; Stahl- oder Gummifedern oder hohe Abstimmung; Verankerung	tiefe Abstimmung; große Fundamentmasse; Stahl- oder Gummifedern
über 1000	tiefe Abstimmung; kleiner Fundamentblock; Baugrundfederung bei kleiner Sohlfläche; federnde Zwischenschichten oder Einzelfedern	tiefe Abstimmung; großer Fundamentblock; Baugrundfederung; federnde Zwischenschicht oder Einzelfedern	tiefe Abstimmung; kleiner oder kein Fundamentblock; Stahl- oder Gummifedern; elastische Zwischenschichten; Tragkonstruktionen	tiefe Abstimmung; großer Fundamentblock; Stahl- oder Gummifedern

Dabei gelten folgende Begriffe:

Tiefe Abstimmung: Die höchste Eigenfrequenz der Fundamentschwingung ist kleiner als die niedrigste Erregerfrequenz.

Hohe Abstimmung: Die Eigenfrequenzen der Fundamentschwingungen liegen über dem Erregerfrequenzspektrum.

Gemischte Abstimmung: Die Spektren der Eigen- und Erregerfrequenzen überlagern sich teilweise, es tritt aber keine Resonanz auf.

2.11.2 Stahlkonstruktion des Schwungmassensystems

Eine Stahlkonstruktion sollte verwindungsfrei und steif sein damit Eigenschwingungen möglichst vermieden werden und somit auch keinen Einfluss auf die Rotordynamik haben. Es ist daher eine Mindeststeifigkeit einzuhalten.

Es werden hierfür die schon am alten Prüfstand verwendeten Bauteile vermessen und – soweit möglich – in die neue Stahlkonstruktion integriert. Für den bestehenden Prüfstand wurden I-Träger DIN 1025-4 verwendet. Um die Steifigkeit der I-Träger noch zu erhöhen werden Stützbleche eingeschweißt.

Die verwendeten I-Träger können das Schwungmassensystem nicht genau auf Achsenhöhe anheben sodass sich eine Achsflucht einstellt. Daher werden Beilegbleche (sogenannte Schimbleche) eingesetzt. Diese müssen unter den Lagerböcken platziert werden und vor Ort mit den Trägern verschweißt und verbohrt werden.

Der Zwischenraum kann als Kabelkanal für die Mess – und Überwachungssensoren genutzt werden, das hat den Vorteil, dass Beispielsweise Kabel und Messschläuche nicht im Weg liegen.

2.11.3 Unterbau Varianten

Für den Unterbau werden nachfolgend einige Varianten untersucht.

2.11.3.1 Variante 1

Die Variante 1 (Abbildung 65) der Stahlbaukonstruktion hat den Vorteil, dass die mittleren I-Träger keinen Spalt haben. Der obere I-Träger wird quer zu den unteren gelegt und verschraubt.

Der Hauptgrund für das Ausscheiden dieser Variante ist das komplizierte Ausschneiden der I-Träger, die die Lagerböcke tragen, um Platz für die Schwungmassen zu schaffen.

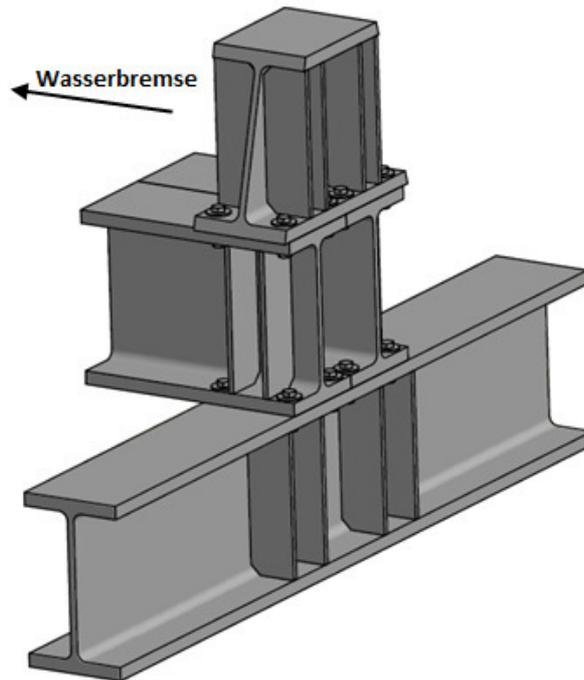


Abbildung 65: Unterbau des Schwungmassensystems – Variante 1

2.11.3.2 Variante 2

Variante 2 (Abbildung 66) hat den Vorteil, dass die Lagerböcke in Längsrichtung in jeder Position montierbar sind und eine breite Auflagerfläche auf der Grundplatte hat.

Nachteilig ist der Spalt zwischen den Zwischenträgern, was die Steifigkeit des Fundaments mindert. Um die Steifigkeit zu erhöhen, werden wiederum Versteifungsbleche eingeschweißt.

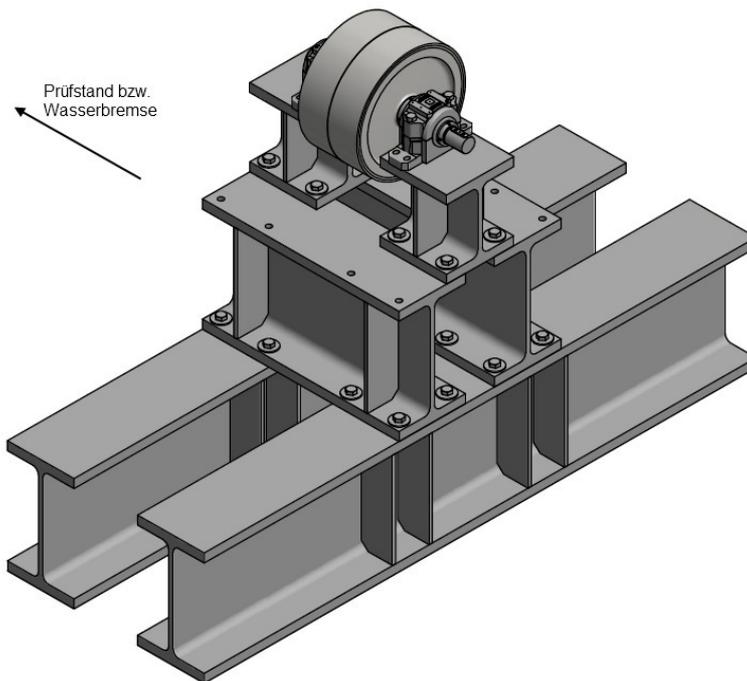


Abbildung 66: Unterbau des Schwunghmassensystems – Variante 2

2.11.4 Variante 3

Bei Variante 3 (Abbildung 67) wird der hintere I-Träger gekürzt um Platz für Messapparaturen zu schaffen. Ebenso wird der kupplungsseitige Lagerträger gekürzt um eine optimalen Platznutzung der Kupplung und eine kompaktere Bauweise zu gewährleisten.

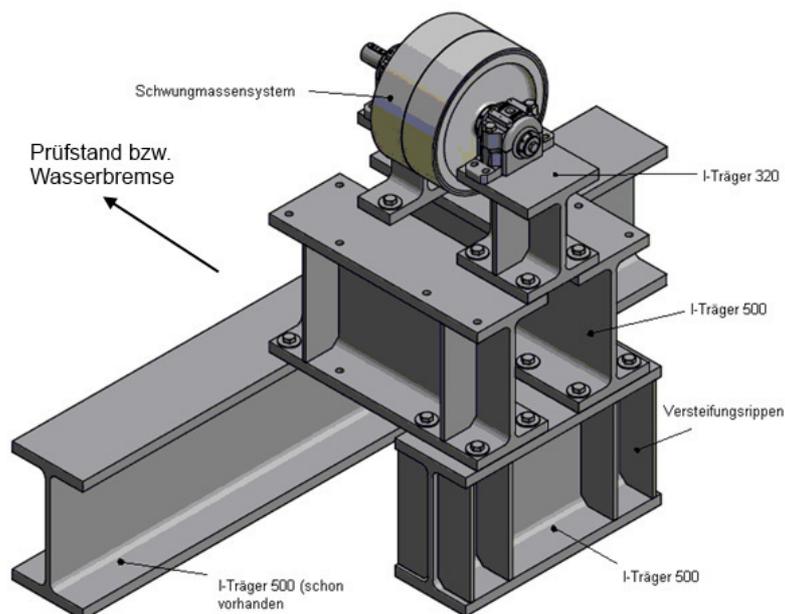


Abbildung 67: Unterbau des Schwunghmassensystems - Variante 3

Da Variante 3 nicht die notwendige Steifigkeit aufweist, wird diese Variante nachgebessert.

Die unteren I-Träger werden zueinander näher gerückt und schräg abgeschnitten. Dies erhöht die Auflagefläche auf dem Unterboden. Um das neue Fundamentteil effektiver mit dem vorhandenen Fundament des bestehenden Prüfstandes zu verbinden, wird der Wasserbremsenseitige I-Träger bis zum Steg gekürzt und anschließend mit diesem verschweißt.

Die I-Träger des Mittelbaus werden ebenfalls zueinander näher gerückt. Die augenscheinlichste Änderung betrifft die Träger, auf denen die Lagerböcke stehen. Diese werden nun als Kastenform gebaut, was wiederum eine erhebliche Versteifung des Systems zur Folge hat. In Abbildung 68 sind diese Verbesserungen veranschaulicht.

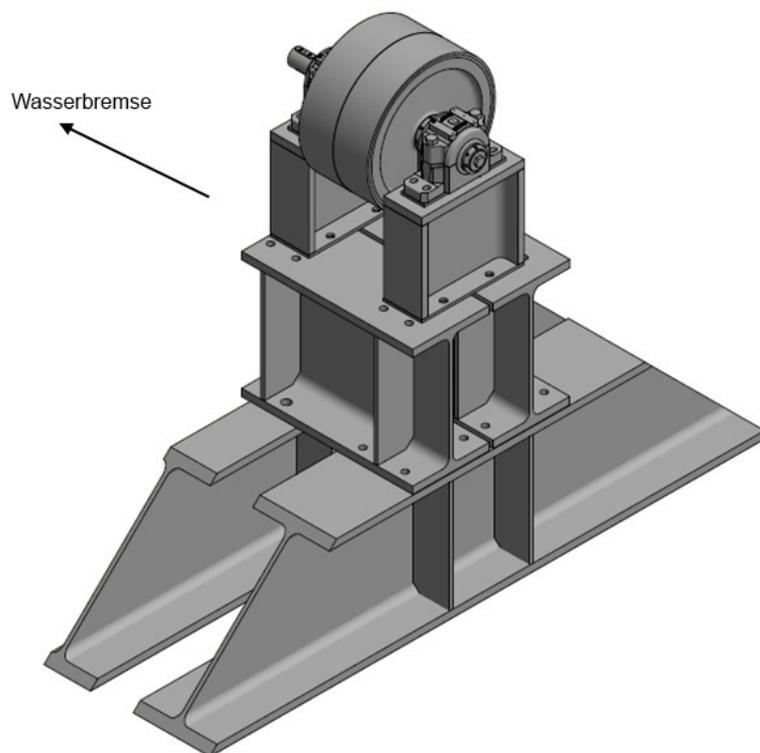


Abbildung 68: Ausgeführte Variante des Unterbaues für das Schwungmassensystem

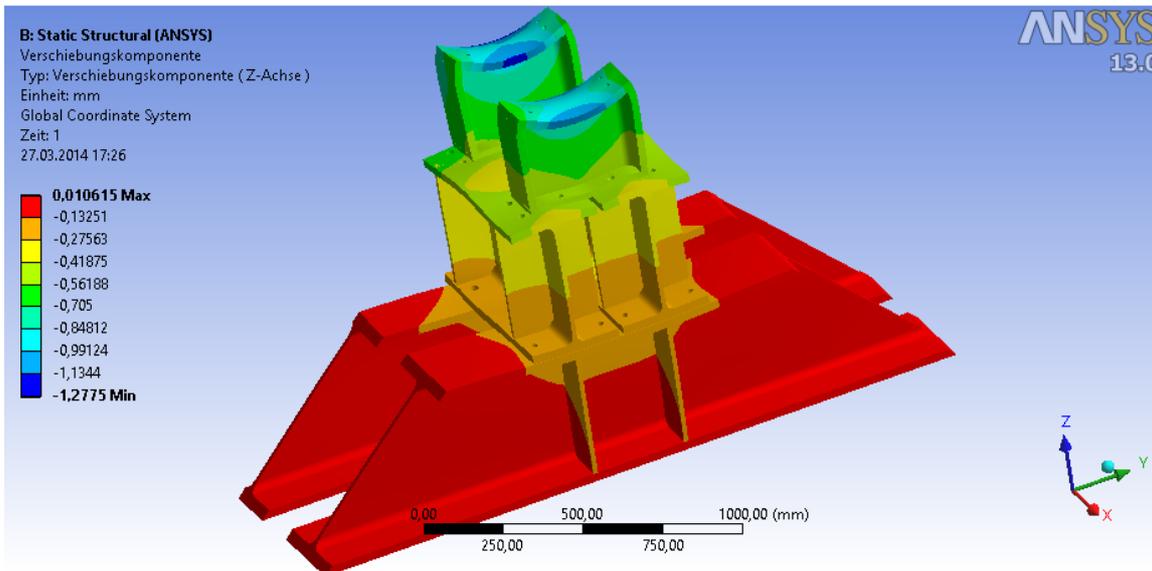


Abbildung 69: Verschiebung in z-Richtung des Schwungmassenfundaments

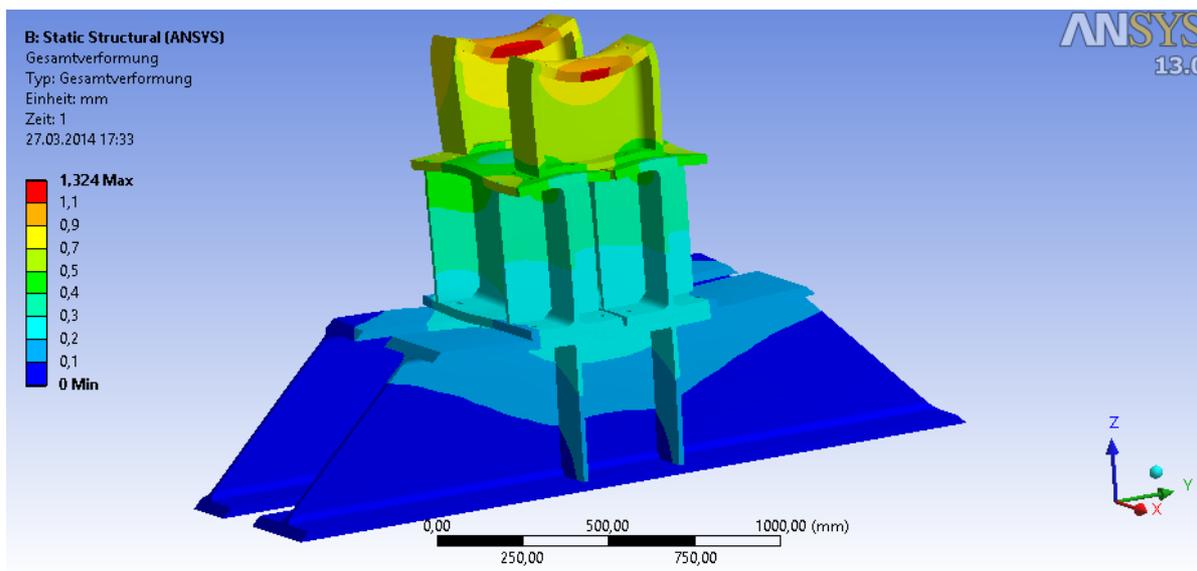


Abbildung 70 : Gesamtverformung des Schwungmassenunterbaus

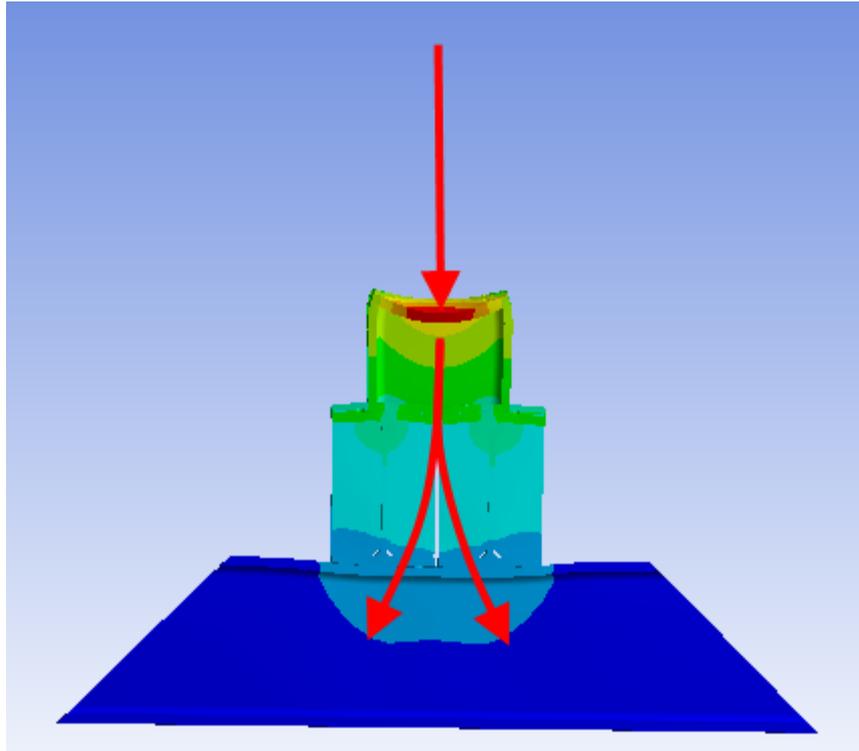


Abbildung 71 : Kraftverlauf im Schwungmassenfundament

In Abbildung 69 wird die Verschiebung in die z-Richtung (normal zur Grundplatte) dargestellt. In Abbildung 70 wird die Gesamtverformung unter Belastung, in Abbildung 71 ist der Kräfteverlauf im Schwungmassenfundament dargestellt. Von dieser Verformung kann man nun auf die Steifigkeit des Fundamentes zurückrechnen, da die Steifigkeit von der angebrachten Kraft und der Durchbiegung linear abhängt. Dies ist wichtig für die Berechnung der biegekritischen Drehzahl.

2.12 Darstellung des Systems nach dem Umbau

In Abbildung 72 ist der Prüfstand mit dem angebauten Schwungmassensystem dargestellt.

Es hat sich schlußendlich herausgestellt, dass sich das Fahrverhalten durch den Zubau des Schwungmassensystems signifikant verbessert hat. Ohne das zusätzliche Schwungmassensystem war der bisherige Betriebspunkt bzw. Betriebsdrehzahl des vorhandenen Prüfstandes genau in einem kritischen Drehzahlbereich angesiedelt. Durch den Zubau wurden diese kritischen Drehzahlen weit von der Betriebsdrehzahl verschoben. Die genaue Berechnung der kritischen Drehzahlen für den Prüfstand mit und ohne Schwungmassensystem ist im Anhang zu entnehmen.

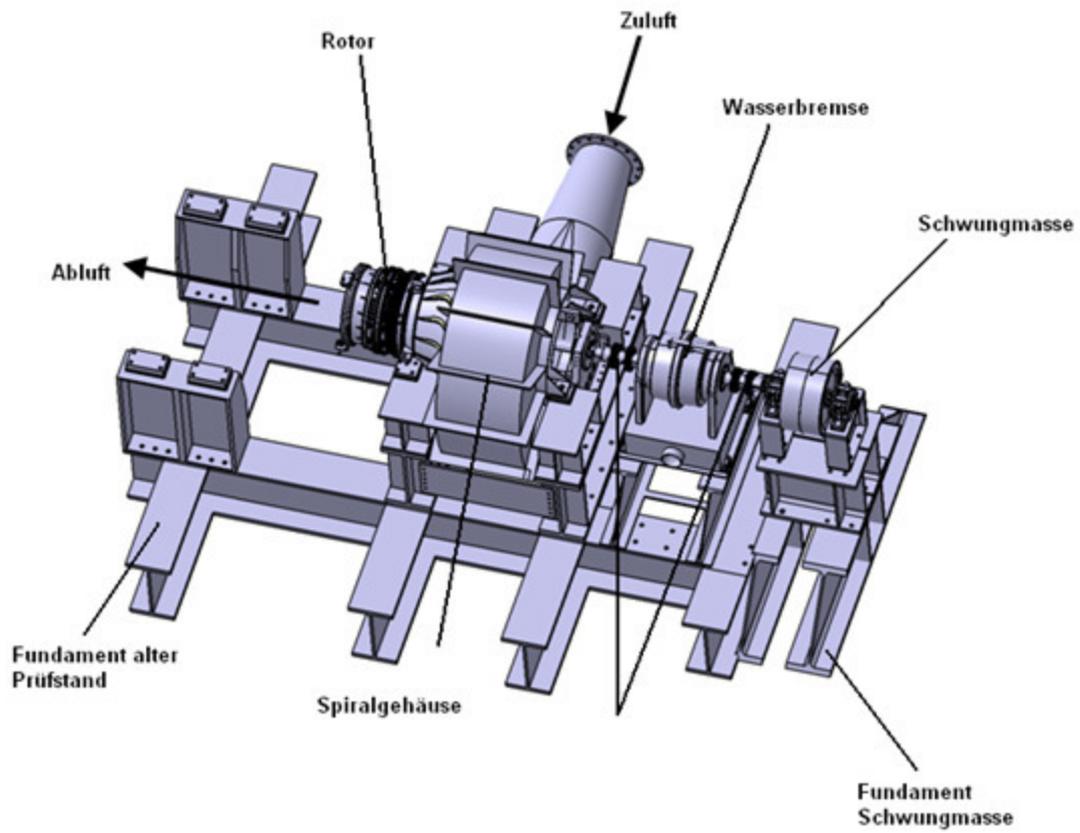


Abbildung 72: Darstellung des Prüfstands nach dem Umbau

3 Auslegung der Maschinenelemente

Im Folgenden ist die Auslegung der Maschinenelemente im Detail dargestellt.

3.1 Wellenberechnung

Eine Welle dient zur Übertragung von Drehmomenten. Sie wird bei diesem Prüfstand hauptsächlich auf Torsion beansprucht und meist zusätzlich mit einer Querkraft belastet, was wiederum eine Durchbiegung der Welle hervorruft.

In der Welle treten Normalspannung und Schubspannungen in alle drei Raumrichtungen auf. Diese lassen sich zu einer sogenannten Vergleichsspannung zusammenfassen. Diese Vergleichsspannung ist eine gedachte einachsige Spannung die demselben realen dreidimensionalen Spannungszustand entspricht.

Die äußere Form einer Welle wird allgemein durch ihre Belastung und Verwendung gekennzeichnet, außerdem fließt die Lagerungsart in die Konstruktion und Berechnung ein.

Bei der Auslegung einer Welle soll die Gefahr des Dauerbruchs weitestgehend vermieden werden, aber auch kleine Abmessungen und eine kostengünstige Fertigung angestrebt werden.

(1)

3.1.1 Wellendurchmesser

Bei der Wellenberechnung wird der Betriebsfaktor $k_a=1$ nach DIN 3990 T1 gewählt. (6) Dieser Faktor ist abhängig von den Betriebsverhältnissen und der Arbeitsmaschine. In diesem Fall wurde eine gleichmäßig arbeitende Arbeitsmaschine (Gasturbine) und die Arbeitsweise für Turboverdichter gewählt.

3.1.2 Massenträgheitsmoment der Welle

In das Gesamtträgheitsmoment fließt auch das Massenträgheitsmoment der Welle ein. Dieses ist in Summe gesehen aber so gering, dass es bei der Berechnung vernachlässigt wurde.

3.1.3 Spannungsberechnungen der Welle

Die Spannungsberechnungen der Welle werden nach Roloff-Matek, Maschinenelemente, 14.Auflage (1) durchgeführt,

Der kritische Durchmesser wird am Übergang des Kupplungsstummels auf den Wellenmutterdurchmesser festgelegt. Hier ist der kleinste Wellendurchmesser und hier wird ebenso das Moment eingeleitet Die Welle wird auf Dauerfestigkeit berechnet.

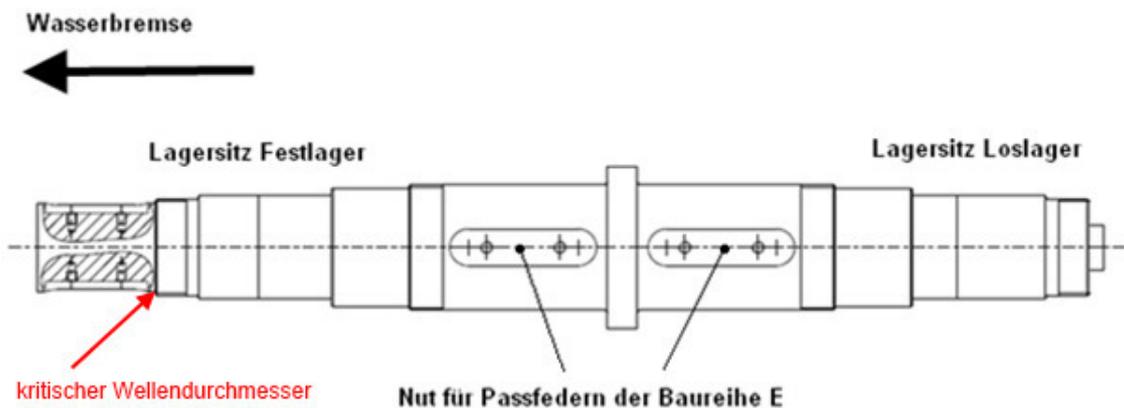


Abbildung 73: Kritischer Wellendurchmesser

3.2 Passfederberechnung

Eine Passfederbindung ist eine Welle - Naben Verbindung, die ein Drehmoment an andere Bauteile überträgt.

Bei diesem Schwungmassensystem sind Passfedern der Baureihe E nach DIN 6885 zu bevorzugen, da bei hohen Drehzahlen die Gefahr des Abhebens der Passfeder in der Nut besteht. (1)

Dies wird durch das Verschrauben mit der Welle verhindert. Es werden je zwei Passfedern pro Bauteile verwendet, damit die Flächenpressung an den Stellen der Kraftübertragung gesenkt wird.

3.3 Warum kein Presssitz?

Es stellt sich die Frage warum wurde kein Presssitz für die Wellen – Nabenverbindung verwendet wird, das hat folgende Gründe:

Die Aufweitung der Schwungscheiben aufgrund der hohen Drehzahlen, die wiederum keinen festen Sitz mehr gewährleistet (vgl. Kapitel 5.2 bzw. Rechenbericht im Anhang).

Es widerspricht der Modulbauweise des Systems und schränkt die Flexibilität sehr stark ein.

Die Passungen für einen im Betrieb festsitzenden Presssitz ist mechanisch sehr schwierig herzustellen und entsprechend teuer.

3.4 Lagerberechnung

Die Lagerauslegung erfolgt nach SKF Werksvorgaben.

Eine sehr wichtige Bedingung um eine einwandfreie Funktion bzw. Genauigkeit der Lagerung zu gewährleisten ist die Neigung der Welle in den Lagerstellen. Dies kann entscheidend für die Auswahl der Wälzlager sein.

Es ist darauf zu achten, dass die Betriebsdrehzahl nicht in eine kritische Drehzahl fällt. In der Praxis liegen diese kritischen Drehzahlen 10- 20% über, wenn nicht vermeidbar unter der Betriebsdrehzahl.

Um dies zu verhindern sind unter Anderem konstruktive Möglichkeiten vorhanden. Die Lager sollen bei umlaufenden Scheiben möglichst dicht an diese gebaut werden um die Durchbiegung der Welle klein zu halten. Massenträgheitsmomente bei umlaufenden Teilen sollen möglichst klein sein, da diese ebenfalls eine Durchbiegung verursachen.

Ein Grund warum das Schwungmassensystem gelagert werden muss ist, dass der Flansch der Wasserbremse nicht mehr als 120N belasten werden darf. Um diese Vorgabe erfüllen zu können, wird das Schwungmassensystem auf zwei eigenen Lagern gestellt.

Da infolge der hohen Drehzahlen hohe Lagertemperaturen erwartet werden, werden Lager mit Messingkäfig bevorzugt. Ein weiterer Vorteil ist eine lebenslange Schmierung der Wälzlager bzw. eine Reduktion der Wartungszeit der Lager.

Eine lebenslange Schmierung ist bei solch hohen Drehzahlen allerdings nicht möglich. Dieses Problem wird mit einem SKF Lagerbock gelöst, wo die Wälzlager gegenüber der Umgebung abgeschlossen sind und manuell abgeschmiert werden können.

Die Lagerböcke werden so gewählt, dass auch Aufnehmer für Sensoren zur Überwachung der Lagertemperatur und Lagerschwingungen, vorhanden sind.

Das Festlager wird in Richtung der Wasserbremse festgelegt, um einen möglichen axialen Schub des Rotors zu kompensieren.

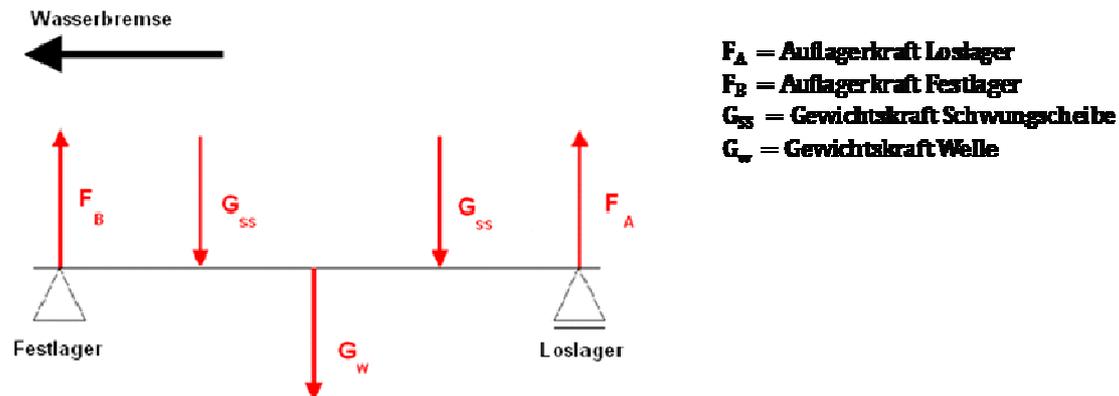


Abbildung 74: Freischnitt des Schwungmassensystems

In Abbildung 74 ist der Freischnitt des Schwungmassensystems dargestellt. Die Gewichtskräfte wurden nach der Formel $G = V \cdot \rho$ berechnet. Da es sich um drehsymmetrische Bauteile handelt, wird das Volumen eines Zylinders herangezogen. Die genaue Berechnung der Volumen und der einzelnen Gewichtskräfte sind ebenfalls dem Anhang zu entnehmen.

Die Berechnung der Lager ist im Anhang A näher erläutert.

Es werden Vierpunktlager QJ 214 N2MA der Firma SKF gewählt. Vierpunktlager sind eine Sonderbauform des Schrägkugellages. durch die geringe Baubreite kann diese Lagerform eine hohe radiale und eine besonders hohe axiale Belastung aufnehmen. Der Innenring ist geteilt, das ermöglicht mehr Kugeln unterzubringen. Die Lauffläche besteht aus zwei in der Mitte spitz zusammenlaufenden Kreisbögen sodass die Wälzkörper (Kugeln) diese an vier Punkten berühren.

Da der Außendurchmesser des gewählten Lagers kleiner ist als der Innendurchmesser des Lageraufnehmers des Lagerbockes, müssen zusätzlich Distanzbuchsen angefertigt werden (Darstellung in Abbildung 75).

Das Verwenden von einer kleineren Bauart der Lagerböcke ist wegen dem Wellendurchmesser und den normalerweise zugewiesenen Pendelrollenlager für diesen Typ von Gehäuse nicht möglich. Weiteres waren zum Konstruktionszeitpunkt keine passenden Pendelrollenlager im Standardsortiment für die Drehzahlen verfügbar.

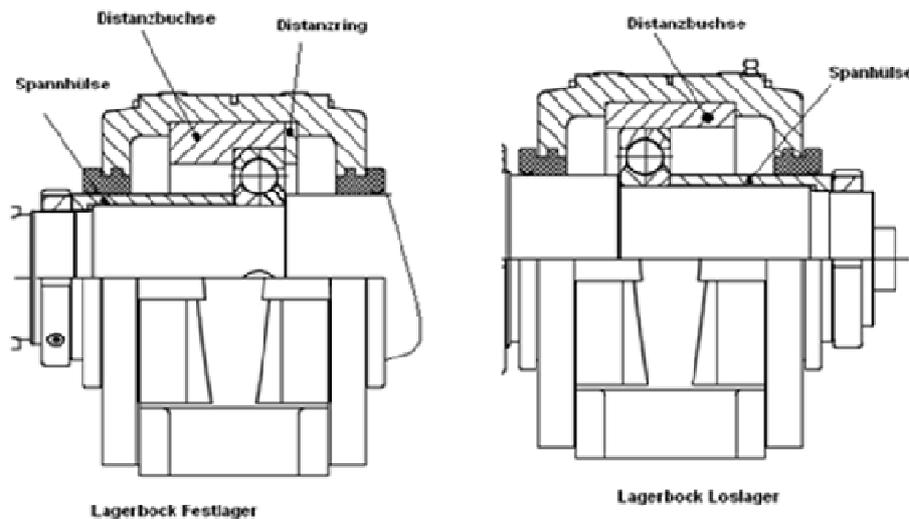


Abbildung 75: Lagerbock Festlager (links), Lagerbock Loslager (rechts)

Solche Vierpunktwälzlager haben den Vorteil, dass sie auch geringe auftretende Axialkräfte, die der Rotor verursachen könnte, aufnehmen können. Ausschlaggebend für Lagerungen ist die Lebensdauer der Lager. Diese wird als nominellen Lebensdauer bezeichnet, die in Umdrehungen pro Minute (L_{10vp}) oder in Stunden (L_{10hvp}), angegeben ist.

Es ist eine Mindestbelastung der Wälzlager erforderlich. Diese dient dazu, dass Wälzkörper wegen zu geringer Belastung beim Anfahren nicht auf dem Innen – bzw. Außenring des Lagers nicht zu gleiten beginnen. Das Gleiten der Wälzkörper hätte zur Folge, dass sich die Wälzkörper an einer Seite abschleifen können (vergleichbar mit einem „Bremsplatten“), dadurch unrund werden und im schlimmsten Fall kein Abrollen des Wälzkörpers mehr gewährleistet wäre. Dies hätte wiederum einen sehr schnellen Totalausfall der Lager zur Folge.

Ein nicht zu unterschätzender Schaden kann auftreten, wenn die Lagerung eine Zeit lang nicht bewegt wird. Hier kann es durch eine lange Standzeit zu einem Abfließen des Schmiermittels und somit zu einem Trockenlegen zwischen Wälzkörper und Abrollfläche kommen. Bei sofortiger, voller Belastung kann es zum Verreiben des Wälzkörpers kommen, da sich kein Schmierfilm dazwischen aufbauen kann. Um einen solchen Schaden an diesem Prüfstand auszuschließen, wurde ein Sechskant an der Welle angebracht. Dies gibt die Möglichkeit vor dem eigentlichen Betrieb, händisch, die Wellen langsam zu drehen und so wieder einen Schmierfilm zwischen den Wälzkörper und Abrollpunkten aufzubauen.

Es wird ein Hochleistung Wälzlagerfett vom Hersteller SKF gewählt, das hohe thermische und mechanische Stabilität, gute Anlaufverhalten auch bei niedrigen Temperaturen gewährleistet und für hohe Drehzahlen geeignet ist.

In Abbildung 76 ist der schematische Aufbau der beiden am Schwungmassesystem verbauten Lagerblöcke dargestellt.

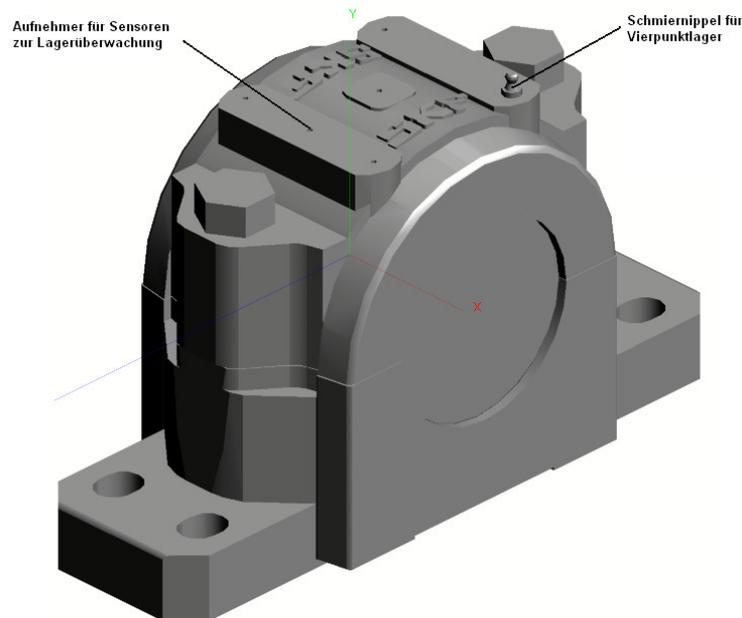


Abbildung 76: Schematischer Aufbau Lagerbock der Firma SKF Baureihe FSNL 517 (17)

3.5 Warum kein Gleitlager?

Man unterscheidet grundsätzlich zwei Arten von Gleitlagern – hydrodynamische, wo sich der Schmierfilm ohne äußere Einwirkungen aufbaut und hydrostatische Lager, wo der Druck von einer außerhalb des Lagers angebrachten Pumpe erzeugt wird. Das Zwischenmedium können Öle, Gase und Fette sein.

Das Problem ist – wie schon beschrieben – der eingeschränkte Bauraum um den vorhandenen Prüfstand. Bei Gleitlagern sind zusätzlich Aggregate (Pumpen) zu verbauen. Auch wenn die Wahl auf ein hydrodynamisches Lager gefallen wäre bleibt immer noch das Problem mit der Kühlung des Zwischenmediums. Eine zusätzliche Kühlanlage wäre von Nöten gewesen. Eine solche Kühlanlage ist am Prüfstand nicht unterzubringen und wäre zudem zu teuer in der Anschaffung gewesen. Somit wurde eine Gleitlagerung von Vorhinein ausgeschlossen

4 Schwingungen

Im Folgenden ist die schwingungstechnische Auslegung des Systems dargestellt.

4.1 Allgemein

Schwingungen sind zeitliche Schwankungen von Zustandsgrößen, die gleichmäßig oder ungleichmäßig wiederholt auftreten, und von einem Mittelwert abweichen. Schwingungen können in jedem System auftreten. Mechanische Schwingungen werden in nationalen und internationalen Regelwerken wie z.B. DIN ISO 10816 und DIN ISO 7919 behandelt.

Man unterscheidet im Maschinenbau verschiedene Schwingungstypen:

- periodische und nichtperiodische Schwingungen.
- lineare und nichtlineare Schwingungen.
- gedämpfte und ungedämpfte Schwingungen
- freie und erzwungene Schwingung
- selbsterregte und permanenterregte Schwingungen

Regt ein schwingender Bauteil mit einer Erregerfrequenz einen anderen Bauteil mit einer Eigenfrequenz zum Schwingen an, so spricht man von einer Resonanz. Eine solche auftretende Schwingung wird Resonanzschwingung genannt und tritt besonders häufig auf. Hier liegt die Anregungsfrequenz in der Nähe einer Resonanzfrequenz des Bauteiles. Voraussetzung ist die Schwingfähigkeit des Systems und die Art der Dämpfung. Liegt eine starke Dämpfung (weiche Dämpfung) vor, werden Schwingungen „geschluckt“ und die Amplitude ist nicht so hoch. Bei einem nicht gedämpften System (harte Dämpfung) kann die Amplitude um ein Vielfaches ausschlagen als gegenüber einem gedämpften Systems. Solche Resonanzschwingungen sollen wenn möglich vermieden werden da zu starke Schwingungen zu Beschädigungen von Bauteilen zur Folge haben können. Auf solche Resonanzschwingungen läßt sich die kritische Drehzahl beziehen. Eine kritische Drehzahl stellt eine Gefahr für schnell rotierende Bauteile dar und sollte so schnell als möglich beim Anfahren durchfahren werden. Es ist besonders darauf zu achten, dass die Betriebsdrehzahl eines Systems nicht mit einer dieser kritischen Drehzahlen zusammenfällt oder in der Nähe einer solchen liegt. In Abbildung 77 ist ein Beispiel eines solchen Verlaufes dargestellt. ω ist die Drehfrequenz und wird mit $\omega = \frac{n \cdot \pi}{30}$ berechnet. Über die dazugehörige Eigenfrequenz f_i kann man die dazugehörige kritische Drehzahl n_k bestimmen. Es kann also gesagt werden, dass eine kritische Drehzahl jene Drehzahl ist, bei der die Frequenz eines Drehmomentes mit einer Eigenfrequenz des Wellenstranges übereinstimmt.

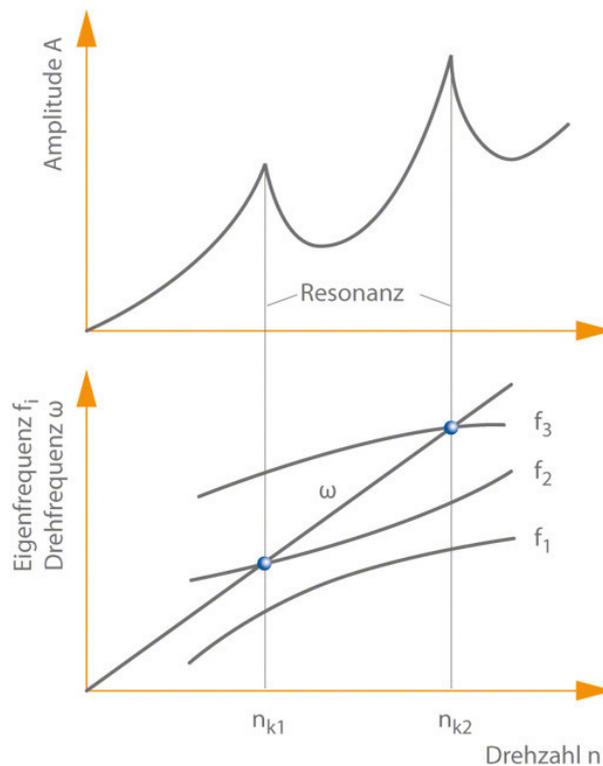


Abbildung 77: Schematischer Amplitudenverlauf einer drehfrequenten Schwingung eines Rotors über die Drehzahl (18)

Biegeschwingungen sind elastische Biegungen. Sie entstehen zum Beispiel durch Einwirken zeitlich periodischer äußerer Kräfte. Kommt es bei Biegeschwingungen zu einer Überlagerung der Erregerfrequenz (Drehzahl) mit der Eigenfrequenz, bewirkt dies eine Resonanz.

Um den Zustand an einem Ort der Welle zu beschreiben, werden vier Zustandsgrößen definiert (19):

- Durchbiegung w
- Neigungswinkel des Balkenquerschnittes ψ
- Biegemoment am Balken M
- Querkraft am Balken Q

Die Amplituden dieser vier Zustandsgrößen werden zu einem Spaltenvektor – dem sogenannten Zustandsvektor – zusammengefasst.

$$y = \begin{pmatrix} -w \\ \psi \\ M \\ Q \end{pmatrix} \quad 4-1$$

Die Lösung jedes Feldes wird dann in einer frequenzabhängigen Matrix $A_j(\omega)$

zusammengefasst. Sie beschreibt dann Übertragungsverhalten des Feldes vom linken bis zum rechten Rand.

$$y_j = A_j * y_{j-1} \quad 4-2$$

Die Amplituden am rechten Rand hängen auch hier nach obiger Gleichung linear von den Größen am linken Rand ab. Wie auch bei der Torsionsschwingungen lässt sich nun auch hier der Zustand am rechten Rand dadurch berechnen, dass man die Eigenfrequenz schätzt und so lange variiert bis die Randbedingungen am rechten Rand erfüllt ist. Vorausgesetzt ist auch hier die Kenntnis des Zustandes am linken Rand.

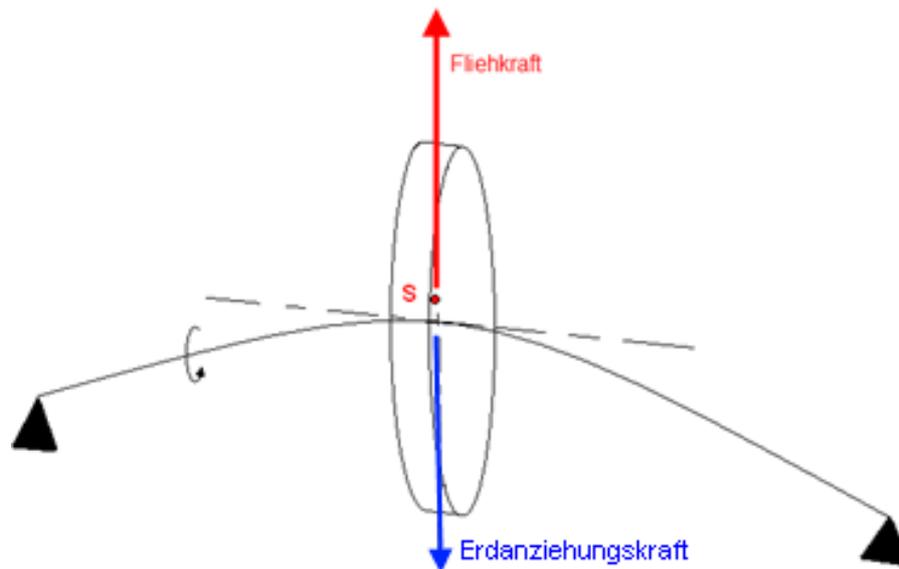


Abbildung 78: Biegeschwingung aufgrund Unwucht einer einfach besetzten Welle

Unter einer Torsionsschwingung versteht man eine Drehschwingung, die um die Hauptachse eines Systems schwingt. Die Größe der Amplitude hängt im Allgemeinen von der Steifigkeit des Bauteiles ab. Bei einer Welle kann konstruktiv über eine Erhöhung der Durchmesser oder kürzen der Längen Einfluss auf die Schwingungen genommen werden.

Über eine geeignete Werkstoffwahl (Schubmodul G) kann die Federsteifigkeit beeinflusst werden. Da es sich in der Praxis meist um Stahl handelt und sich dadurch der Schubmodul kaum ändern wird, werden die konstruktiven Änderungen bevorzugt.

In das polare Flächenträgheitsmoment fließt der Durchmesser ein:

$$I_p = \frac{\pi * d_m^4}{32} \quad 4-3$$

In die Federsteifigkeit auch die Länge:

$$c = \frac{G \cdot I_p}{l}$$

4-4

4.2 Holztabelle

Eine Holztabelle ist eine Vereinfachung von der Aneinanderreihung verschiedenster Torsionsschwingern in eine Torsionsschwingerkette. Daraus kann man sehr einfach die Eigenkreisfrequenz des Gesamtsystems und ihrer Komponenten herauslesen. Hierfür bietet sich eine tabellarische Darstellung an. In Abbildung 80 ist das Gesamtsystem zum Aufbau der Holztabelle dargestellt.

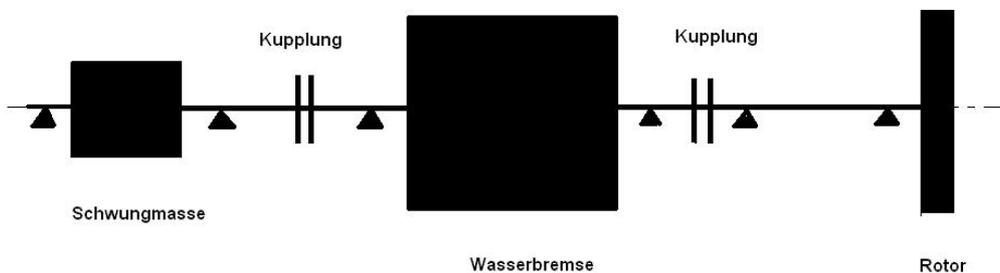


Abbildung 79: Schematischer Aufbau Rotorwelle

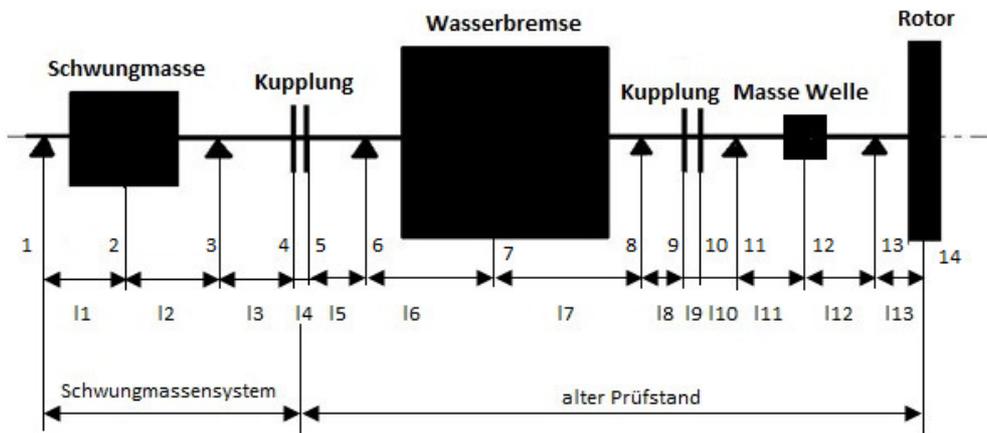


Abbildung 80: Darstellung des Gesamtsystems

4.3 Grundlagen zur Holzertabelle

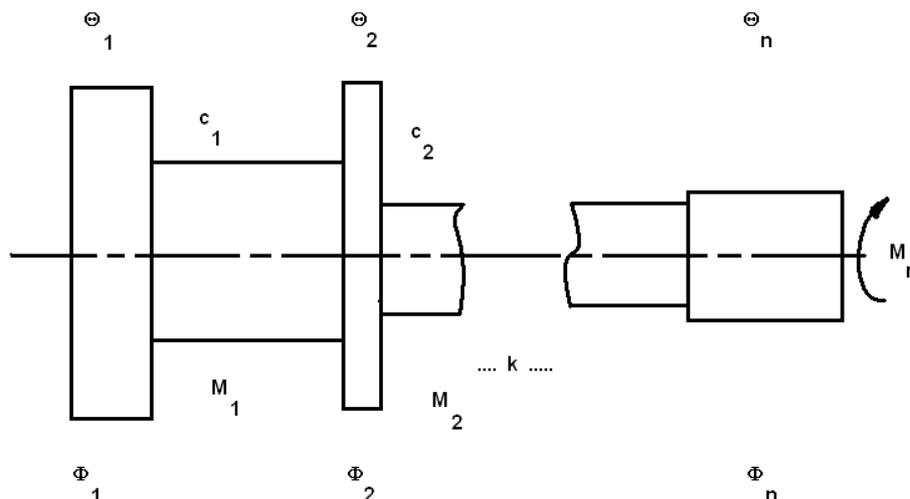


Abbildung 81: Schwingerkette

Mit Hilfe der Bewegungsgleichungen

$$\Theta_n * \ddot{\varphi}_n = M_n - M_{n-1} \quad 4-5$$

und

$$M_n = M_0(t) \quad 4-6$$

mit

$$M_0(t) = 0 \quad 4-7$$

$$-\Theta_1 * \ddot{\varphi}_1 + M_1 = 0 \quad 4-8$$

$$-M_1 - \Theta_2 * \ddot{\varphi}_2 + M_2 = 0 \quad 4-9$$

$$-\Theta_1 * \ddot{\varphi}_1 - \Theta_2 * \ddot{\varphi}_2 + M_2 = 0 \quad 4-10$$

Summiert man nun bis zur k-ten Masse der Schwingerkette ergibt sich:

$$-\Theta_1 * \ddot{\varphi}_1 - \Theta_2 * \ddot{\varphi}_2 - \dots - \Theta_k * \ddot{\varphi}_k + M_k = 0 \quad 4-11$$

Wobei

$$M_k = -\Omega^2 \sum_{n=1}^n \Theta_k \Phi_k \quad 4-12$$

Es kann mit $M_k = c_k * (\varphi_{k+1} - \varphi_k)$ weitergerechnet werden und bei erzwungener

Schwingung mit $\varphi = \Phi * \sin\Omega t$ rechnet, ergibt sich:

$$\Theta_1 \Omega^2 \Phi_1 + \Theta_2 \Omega^2 \Phi_2 + \dots + \Theta_k \Omega^2 \Phi_k + c_k * (\varphi_{k+1} - \varphi_k) = 0 \quad 4-13$$

Nun setzt man den Verdrehungswinkel $\Phi_1 = 1$ und nimmt man $\Omega = \Omega_{\text{Start}}$ an, so lassen sich die anderen Verdrehungswinkel $\Phi_2 \dots \Phi_n$ iterativ berechnen.

Zur Berechnung der Eigenfrequenz wird ω anstelle Ω verwendet.

In Tabelle 4-1 ist der schematische Aufbau einer Holztabelle dargestellt.

Tabelle 4-1: Aufbau einer Holztabelle

i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$\frac{1}{c_i} * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	~	~	1	~	~	~	Δ_1
2	~	~	$1 - \Delta_1$	~	~	~	Δ_2
3	~	~	$1 - \Delta_1 - \Delta_2$	~	~	~	Δ_3
4	~	~	$1 - \Delta_1 - \Delta_2 - \Delta_3$	~	~	~	Δ_4
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
n	~	~	$1 - \Delta_1 - \dots - \Delta_{n-1}$	~	$-M_n$	x	x

↳ ! 0

Im Anhang sind die Torsionsschwingungen berechnet.

4.3.1 Beispielhafte Berechnung der Torsionsschwingungen am Beispiel des bestehenden Prüfstands

Zuerst wurde der bestehende Prüfstand auf Torsionsschwingung nachgerechnet. Es stellte sich heraus, dass die erste kritische Drehzahl bei $6.271,59 \frac{1}{\text{min}}$ liegt, also gefährlich nahe an der Betriebsdrehzahl von $6.300 \frac{1}{\text{min}}$ und somit zu Schäden an den Maschinenelementen verursachen kann. Ebenso die zweite kritische Drehzahl von $8.388,49 \frac{1}{\text{min}}$ liegt gefährlich nahe an den geforderten $8.500 \frac{1}{\text{min}}$. Wie sich also zeigt, fährt der bestehende Prüfstand in keinem optimalen Bereich für Torsionsschwingung.

Als nächster Schritt wird der bestehende Prüfstand mit angebautem Schwungmassesystem berechnet. Wie sich herausstellt, wird der gesamte Prüfstand mit den zusätzlichen Schwungmassen erheblich verbessert.

Die erste kritische Drehzahl wurde verringert, auf $3.626,18 \frac{1}{\text{min}}$. Sie wird zwar zum Erreichen der Betriebsdrehzahl durchfahren, aber ist deutlich darunter. Die zweite kritische Drehzahl

veränderte sich nicht signifikant. Diese beträgt $7.856,71 \frac{1}{\text{min}}$, aber ist doch weiter von $8.500 \frac{1}{\text{min}}$ entfernt als ohne zusätzliche Schwungmassen.

Um auch eine Sicherheit bei der Halbierung der Schwungmasse zu erreichen, wird auch diese berechnet. Auch hier zeigte sich, dass sich die kritischen Drehzahlen weit genug von der Betriebsdrehzahl befinden.

Die detaillierte Berechnung ist im Anhang dargestellt.

4.4 Biegeschwingung

Das Übertragungsverfahren läßt sich gut für unverzweigte Strukturen anwenden, da einfache Modelle mit wenigen Freiheitsgraden zum besseren Systemverständnis von besonderem Interesse sind.

Ziel ist es, das System so zu gestalten dass es eine harmonische Bewegung gleicher Frequenz oder Phasenlage durchführt (nur die Amplituden sind verschieden und auch negativ). Bei einem ungeämpften System entspricht dies einer Phasenlage von 180° . Daruch verschwinden die Restgrößen (Erregermoment bzw. Erregerkraft) wenn die Schwingungsfrequenz des Systems mit einer Eigenfrequenz zusammenfällt.

Mit den so erhaltenen Zustandsvektoren in jedem Feld wird die Eigenform abgeleitet.

4.4.1 Vorgehensweise: (20)

- Das System wird in Teilabschnitte zerlegt. Hier werden die Orts- und Zeitabhängigkeit gelöst und in die Schwingungsgleichung eingesetzt. Daraus wird die Übertragungsmatrix gebildet.
- Die Lösung jedes Abschnitts wird so in Form gebracht, dass sie durch die Zustandsgrößen am Anfang (Amplituden von Verschiebung, Neigung, Moment, Querkraft), ausgedrückt wird.

Einfache Modelle mit wenigen Freiheitsgraden sind allerdings auch heute noch für Abschätzungen oder Überschlagsrechnungen von großem Interesse. Das Übertragungsverfahren eignet sich besonders gut für unverzweigte Strukturen.

Wesentlich ist der Gedanke der Erfüllung der Randbedingungen bzw. des Verschwindens der Restgrößen (Erregerkraft bzw. Erregermoment), wenn die angenommene Schwingungsfrequenz des Systems mit einer Eigenfrequenz zusammenfällt.

Der Grundgedanke ist, dass bei einer Eigenschwingung alle Massen des Systems harmonische Bewegungen gleicher Frequenz und gleicher (oder gegenphasiger) Phasenlage durchführen. Lediglich die Amplituden sind verschieden und auch negativ (dies entspricht dem

Phasenwinkel 180°). Dies gilt für ein ungedämpftes System.

Mithilfe der erhaltenen Eigenfrequenz und der Zustandsvektoren in jedem Feld, kommt man auf die Eigenform.

Grundsätze des Verfahrens:

Die Struktur wird in Teilabschnitte zerlegt (hier in Balkenelemente), für die die Schwingungsgleichungen durch Ansätze für die Orts- und Zeitabhängigkeit vorab gelöst werden. (Übertragungsmatrix)

Die Lösung wird in eine Form gebracht, die es erlaubt, die Zustandsgrößen (Amplituden von Verschiebung, Neigung, Moment, Querkraft) am Ende eines Abschnittes durch die Zustandsgrößen am Anfang eines Abschnittes ausdrücken:

$$\begin{pmatrix} w_{i+1} \\ \psi_{i+1} \\ M_{i+1} \\ Q_{i+1} \end{pmatrix} = \overline{\overline{U}}_{(\omega)} \begin{pmatrix} w_i \\ \psi_i \\ M_i \\ Q_i \end{pmatrix}$$

Die Übertragungsmatrix $\overline{\overline{U}}$ vermittelt diesen Zusammenhang. In sie gehen die Abschnittseigenschaften wie Masse, Länge, Steifigkeit und die Frequenz, mit der das System schwingt, ein.

Die Schwingungsgleichungen für die Gesamtstruktur werden dann unter Berücksichtigung von Verträglichkeit und Gleichgewicht aus den Lösungen der Teilabschnitte zusammengefügt. Die Zwischenunbekannten der Verbindungsstellen fallen heraus. Bei einer unverzweigten Struktur entsteht dann ein sehr kleines Gleichungssystem, dass nur noch die Zustandsgrößen vom Anfang und vom Ende enthalten. In dieses Gleichungssystem lassen sich die Randbedingungen leicht einbauen.

So wird eine gelagerte Welle (Abbildung 82) in die Teilsysteme aufgeteilt.

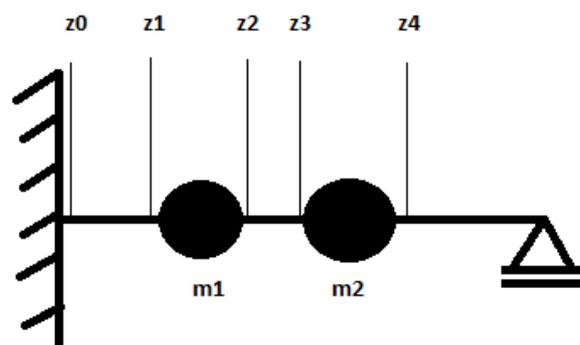


Abbildung 82: Masseloser Stab mit zwei Punktmassen

Die elastische Lagerung kann wie eine Feder betrachtet werden, daraus folgen die Teilsysteme „massenloses Balkenelement“, „Punktmasse“ und „translatorische Feder“.

In Tabelle 4-2 sind die einzelnen Teilsysteme mit ihrer Übertragungsfunktion aufgestellt.

Tabelle 4-2 : Teilsysteme des System amsseloser Stab mit zwei Punktmassen

Teilsystem	Skizze	Übertragungsfunktion
Massenloses Balkenelement		$\bar{U}_1 = \begin{pmatrix} 1 & 1 & -\frac{1}{2 * E * I} & -\frac{1}{6 * E * I} \\ 0 & 1 & -\frac{1}{E * I} & -\frac{l^2}{2 * E * I} \\ 0 & 0 & 1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
Punktmasse		$\bar{U}_2 = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -m * \omega^2 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$
Translatorische Feder		$A_L = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -c & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$

4.4.2 Durchführung

Alle Startbedingungen des Zustandsvektors die nicht null sind (siehe Randbedingungen) werden mit eins angenommen. Damit bekommt man bei den Ergebnissen nur Verhältnisse und keine Absolutwerte.

Aufgrund des linearen Zusammenhangs können die Durchrechnungen separat gerechnet werden und am Ende Supersuperponiert werden.

Diese beiden Lösungen sind nun so zu überlagern, dass die Randbedingungen am rechten Rand erfüllt sind. Der linke Rand ist aufgrund der Startbedingungen erfüllt. Daraus ergibt sich

ein lineares Gleichungssystem, das genau dann eine nicht triviale Lösung hat wenn die Koeffizientendeterminante null wird.

Diese Determinante ist allerdings nur abhängig von der Kreisfrequenz Ω . Daraus können nun, wenn möglich analytisch, ansonsten numerisch die Eigenfrequenzen bestimmt werden.

4.5 Verwendete Software zur Berechnung der Maschinenelemente:

4.5.1 MATHCAD:

MATHCAD ist ein von der Firma PARAMETRIC TECHNOLOGY CORPORATION entwickeltes Rechenprogramm. Es stellt alle Berechnungen auf Arbeitsblättern dar und eine gut lesbare Dokumentation wird bereits bei der Berechnung erstellt.

4.5.2 MATLAB

MATLAB ist ein Entwicklungstool und eignet sich für komplexe Berechnungen und ausführliche Programmabläufe und numerische Simulationen. Es ist für komplexe Matrizenberechnung sehr gut geeignet und wird deshalb zur Ermittlung der Biegeschwingungen verwendet.

Als nächstes ist das Programm für die Biegeschwingung beschrieben:

```
clear all; clc; formatshorteng
```

Zuerst werden die Angaben eingegeben. Dabei müssen alle Werte in SI-Einheiten angeführt werden. Angefangen wird mit dem Drehzahlbereich bzw. dem Ω – Bereich in dem die Biegeeigenfrequenzen ermittelt werden.

```
n=10000;
```

Es werden nun die Längen der einzelnen Balkenabschnitte wie sie in Abbildung 80 dargestellt sind, definiert.

```
l_1=0.1575;  
l_2=0.1565;  
l_3=0.1755;  
l_4=0.0965;  
l_5=0.08;  
l_6=0.2425;  
l_7=0.2425;
```

$l_8=0.116;$
 $l_9=0.0965;$
 $l_{10}=0.211;$
 $l_{11}=0.552;$
 $l_{12}=0.552;$
 $l_{13}=0.270;$

Als nächstes die einzelnen Massen der Elemente:

$m_{SS}=360;$
 $m_K=5;$
 $m_R=23.857;$
 $m_{WB}=40;$
 $m_{RW}=30;$

Nun die Steifigkeiten der einzelnen Bauteile die aus den Simulationen durch Ansys und der Formel

$$c = E * I \quad 4-14$$

berechnet wird.

$c_R=6.105*10^6;$
 $c_K=1*10^6;$
 $c_{WB}=1*10^7;$
 $c_{SS}=6*10^6;$
 $c_{LL}=1.25*10^9;$
 $c_{FL}=1.25*10^9;$

Da die notwendigen angaben jetzt vorhanden sind, kann die Berechnung und Erstellen der Übertragungsmatrizen begonnen werden.

Schleife zur Simulation der Drehzahlbereiche:

$for\ i = 1:1:n\ ()$
 $\quad\ \Omega = i;$

Es werden die Übertragungsmatrizen des Los- und Festlagers aufgestellt.

$A_{LL}=[1\ 0\ 0\ 0;0\ 1\ 0\ 0;0\ 0\ 1\ 0;-c_{LL}\ 0\ 0\ 1];$
 $A_{FL}=[1\ 0\ 0\ 0;0\ 1\ 0\ 0;0\ 0\ 1\ 0;-c_{FL}\ 0\ 0\ 1];$

Und hier die Übertragungsmatrizen der Punktmassen. Es wird hierzu der Ansatz aus Tabelle 4-2 herangezogen.

Für die Schwungmasse

$$A_{SS} = [1 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 1 \ 0; m_{SS} * \Omega^2 \ 0 \ 0 \ 1];$$

Für die Kupplungsscheibe

$$A_K = [1 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 1 \ 0; m_K * \Omega^2 \ 0 \ 0 \ 1];$$

Für die Wasserbremse

$$A_{WB} = [1 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 1 \ 0; m_{WB} * \Omega^2 \ 0 \ 0 \ 1];$$

Für den Rotor

$$A_R = [1 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 1 \ 0; m_R * \Omega^2 \ 0 \ 0 \ 1];$$

Für die Rotorwelle

$$A_{RW} = [1 \ 0 \ 0 \ 0; 0 \ 1 \ 0 \ 0; 0 \ 0 \ 1 \ 0; m_{RW} * \Omega^2 \ 0 \ 0 \ 1];$$

Als nächstes werden die Matrizen masselosen Wellenstücke wie in Tabelle 4-2 aufgestellt.

$$A_{1_2} = [1 \ l_1 \ l_1^2 / (2 * c_{SS}) \ l_1^3 / (6 * c_{SS}); 0 \ 1 \ l_1 / (c_{SS}) \ l_1^2 / (2 * c_{SS}); 0 \ 0 \ 1 \ l_1; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{2_3} = [1 \ l_2 \ l_2^2 / (2 * c_{SS}) \ l_2^3 / (6 * c_{SS}); 0 \ 1 \ l_2 / (c_{SS}) \ l_2^2 / (2 * c_{SS}); 0 \ 0 \ 1 \ l_2; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{3_4} = [1 \ l_3 \ l_3^2 / (2 * c_{SS}) \ l_3^3 / (6 * c_{SS}); 0 \ 1 \ l_3 / (c_{SS}) \ l_3^2 / (2 * c_{SS}); 0 \ 0 \ 1 \ l_3; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{4_5} = [1 \ l_4 \ l_4^2 / (2 * c_K) \ l_4^3 / (6 * c_K); 0 \ 1 \ l_4 / (c_K) \ l_4^2 / (2 * c_K); 0 \ 0 \ 1 \ l_4; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{5_6} = [1 \ l_5 \ l_5^2 / (2 * c_{WB}) \ l_5^3 / (6 * c_{WB}); 0 \ 1 \ l_5 / (c_{WB}) \ l_5^2 / (2 * c_{WB}); 0 \ 0 \ 1 \ l_5; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{6_7} = [1 \ l_6 \ l_6^2 / (2 * c_{WB}) \ l_6^3 / (6 * c_{WB}); 0 \ 1 \ l_6 / (c_{WB}) \ l_6^2 / (2 * c_{WB}); 0 \ 0 \ 1 \ l_6; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{7_8} = [1 \ l_7 \ l_7^2 / (2 * c_{WB}) \ l_7^3 / (6 * c_{WB}); 0 \ 1 \ l_7 / (c_{WB}) \ l_7^2 / (2 * c_{WB}); 0 \ 0 \ 1 \ l_7; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{8_9} = [1 \ l_8 \ l_8^2 / (2 * c_{WB}) \ l_8^3 / (6 * c_{WB}); 0 \ 1 \ l_8 / (c_{WB}) \ l_8^2 / (2 * c_{WB}); 0 \ 0 \ 1 \ l_8; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{9_{10}} = [1 \ l_9 \ l_9^2 / (2 * c_K) \ l_9^3 / (6 * c_K); 0 \ 1 \ l_9 / (c_K) \ l_9^2 / (2 * c_K); 0 \ 0 \ 1 \ l_9; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{10_{11}} = [1 \ l_{10} \ l_{10}^2 / (2 * c_R) \ l_{10}^3 / (6 * c_R); 0 \ 1 \ l_{10} / (c_R) \ l_{10}^2 / (2 * c_R); 0 \ 0 \ 1 \ l_{10}; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{11_{12}} = [1 \ l_{11} \ l_{11}^2 / (2 * c_R) \ l_{11}^3 / (6 * c_R); 0 \ 1 \ l_{11} / (c_R) \ l_{11}^2 / (2 * c_R); 0 \ 0 \ 1 \ l_{11}; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{12_{13}} = [1 \ l_{12} \ l_{12}^2 / (2 * c_R) \ l_{12}^3 / (6 * c_R); 0 \ 1 \ l_{12} / (c_R) \ l_{12}^2 / (2 * c_R); 0 \ 0 \ 1 \ l_{12}; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$A_{13_{14}} = [1 \ l_{13} \ l_{13}^2 / (2 * c_R) \ l_{13}^3 / (6 * c_R); 0 \ 1 \ l_{13} / (c_R) \ l_{13}^2 / (2 * c_R); 0 \ 0 \ 1 \ l_{13}; 0 \ 0 \ 0 \ 1];$$

$$l_{13}^2/(2*c_R);0\ 0\ 1\ l_{13};0\ 0\ 0\ 1];$$

Es kann nun mit der Berechnung der Gesamtmatrizen fortgefahren werden. Zuerst der Prüfstand ohne dem Schwungmassensystem. Begonnen wird mit der Übertragungsmatrix vom Rotor zum linken Lager der Wasserbremse:

$$A_{14_5} = A_R * A_{13_14} * A_{FL} * A_{12_13} * A_{RW} * A_{11_12} * A_{LL} * A_{10_11} * A_K * A_{9_10} * A_K * A_{8_9} * A_{FL} * A_{7_8} * A_{WB} * A_{6_7} * A_{LL} * A_{5_6} * A_K;$$

Berechnung des Zustandsvektors nach dem linken Lager. Die Momente und Querkräfte sind Null.

$$Y5_1(i,:) = A_{14_5} * [1;0;0;0]; \text{ (Nur Durchbiegung)}$$

$$Y5_2(i,:) = A_{14_5} * [0;1;0;0]; \text{ (Nur Verdrehwinkel)}$$

Bilden der Determinantenmatrix

$$M = \text{zeros}(2);$$

Moment im Punkt 5 = 0

$$M(1,1) = Y5_1(i,3);$$

$$M(1,2) = Y5_2(i,3);$$

Querkraft im Punkt 5 = 0

$$M(2,1) = Y5_1(i,4);$$

$$M(2,2) = Y5_2(i,3);$$

Determinante berechnen

$$Det(i,1) = \det(M);$$

Nun wird das Schwungmassensystem zu dem vorhandenen Prüfstand dazugerechnet. Begonnen wird wie bei dem Prüfstand ohne Schwungmassensystem bei dem Rotor. Es wird die Übertragungsmatrix vom Rotor zum linken Lager der Schwungmasse aufgestellt.

$$A_{14_1} = A_{14_5} * A_{4_5} * A_K * A_{3_4} * A_{FL} * A_{2_3} * A_{SS} * A_{1_2} * A_{LL};$$

Berechnung des Zustandvektors nach dem linken Lager der Schwungmasse.

$$Y1_1(i,:) = A_{14_1} * [1;0;0;0]; \text{ (Nur Durchbiegung)}$$

$$Y1_2(i,:) = A_{14_1} * [0;1;0;0]; \text{ (Nur Verdrehwinkel)}$$

Determinantenmatrix bilden

```
M=zeros(7);
```

Moment im Punkt 1 = 0

```
M_SS(1,1)=Y1_1(i,3);
```

```
M_SS(1,2)=Y1_2(i,3);
```

Querkraft im Punkt 1 = 0

```
M_SS(2,1)=Y1_1(i,4);
```

```
M_SS(2,2)=Y1_2(i,3);
```

Determinante berechnen

```
DetSS(i,1)=det(M_SS);
```

```
end (Ende Schleifendurchlauf)
```

Erstellen der Eigenwertmatrix:

```
Omega_Eigen(1)=0;
```

```
Omega_EigenSS(1)=0;
```

Ermitteln der Eigenfrequenzen durch suchen wo die Determinante Null wird:

```
For i=2:1:n
```

```
  If (Det(i,1)>0 & Det(i-1,1)<0 | Det(i,1)<0 & Det(i-1,1)>0) &&
```

```
    Omega_Eigen(1)==0;
```

```
    Omega_Eigen(1)=i;
```

```
  else
```

```
    Omega_Eigen(length(Omega_Eigen)+1)=i;
```

```
  end
```

```
  if (DetSS(i,1)>0 & DetSS(i-1,1)<0 | DetSS(i,1)<0 & DetSS(i-1,1)>0) &&
```

```
    Omega_EigenSS(1)==0;
```

```
    Omega_EigenSS(1)=i;
```

```
  else
```

```
    Omega_EigenSS(length(Omega_EigenSS)+1)=i;
```

```
  end
```

```
end
```

Um das Ergebnis anschaulicher zu gestalten, wird in eine Frequenz umgerechnet.

```
Drehzahl_Eigen=Omega_Eigen*30/pi
```

```
Drehzahl_EigenSS=Omega_EigenSS*30/pi
```

Ermittlung der Eigenform - Definition aller Zustandsvektoren

$$\begin{aligned}
A14_{13} &= A_R * A_{13_{14}}; \\
A14_{12} &= A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}}; \\
A14_{11} &= A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}}; \\
A14_{10} &= A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}}; \\
A14_9 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}}; \\
A14_8 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}} * A_K * A_{8_9}; \\
A14_7 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}} * A_K * A_{8_9} * A_{FL} * A_{7_8}; \\
A14_5 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}} * A_K * A_{8_9} * A_{FL} * A_{7_8} * A_{WB} * A_{6_7}; \\
A14_5 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}} * A_K * A_{8_9} * A_{FL} * A_{7_8} * A_{WB} * A_{6_7} * A_{LL} * A_{5_6}; \\
A14_4 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}} * A_K * A_{8_9} * A_{FL} * A_{7_8} * A_{WB} * A_{6_7} * A_{LL} * A_{5_6} * A_K * A_{4_5}; \\
A14_3 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}} * A_K * A_{8_9} * A_{FL} * A_{7_8} * A_{WB} * A_{6_7} * A_{LL} * A_{5_6} * A_K * A_{4_5} * A_K * A_{3_4}; \\
A14_2 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}} * A_K * A_{8_9} * A_{FL} * A_{7_8} * A_{WB} * A_{6_7} * A_{LL} * A_{5_6} * A_K * A_{4_5} * A_K * A_{3_4} * A_F * L * A_{2_3}; \\
A14_1 &= \\
&A_R * A_{13_{14}} * A_{FL} * A_{12_{13}} * A_{RW} * A_{11_{12}} * A_{LL} * A_{10_{11}} * A_K * A_{9_{10}} * A_K * A_{8_9} * A_{FL} * A_{7_8} * A_{WB} * A_{6_7} * A_{LL} * A_{5_6} * A_K * A_{4_5} * A_K * A_{3_4} * A_F * L * A_{2_3} * A_{SS} * A_{1_2};
\end{aligned}$$

$$Z = [1; 0; 0; 0];$$

Zustandsvektor der Ausgangswelle ohne Schwungmasse

$$\begin{aligned}
\Omega &= \text{Drehzahl_Eigen}(1); \\
y13 &= A14_{13} * Z; \\
y12 &= A14_{12} * Z; \\
y11 &= A14_{11} * Z; \\
y10 &= A14_{10} * Z; \\
y9 &= A14_9 * Z;
\end{aligned}$$

$$y8=A14_8*Z;$$

$$y7=A14_7*Z;$$

$$y6=A14_5*Z;$$

$$Y(13,2) = y13(1);$$

$$Y(12,2)=y12(1);$$

$$Y(11,2)=y11(1);$$

$$Y(10,2)=y10(1);$$

$$Y(9,2)=y9(1);$$

$$Y(8,2)=y8(1);$$

$$Y(7,2)=y7(1);$$

$$Y(6,2)=y6(1);$$

$$Y(13,1) = l_13;$$

$$Y(12,1)=Y(13,1)+l_12;$$

$$Y(11,1)=Y(12,1)+l_11;$$

$$Y(10,1)=Y(11,1)+l_10;$$

$$Y(9,1)=Y(10,1)+l_9;$$

$$Y(8,1)=Y(9,1)+l_8;$$

$$Y(7,1)=Y(8,1)+l_7;$$

$$Y(6,1)=Y(7,1)+l_6;$$

Darstellung der Eigenfrequenzen

```
figure(1);
```

```
hold on;
```

```
for i=6:13
```

```
    scatter(Y(i,1),Y(i,2),'blue');
```

```
end
```

Zustandsvektor der Ausgangswelle mit Schwungmasse:

$$\Omega = \text{Drehzahl_EigenSS}(1);$$

$$y13=A14_13*Z;$$

$$y12=A14_12*Z;$$

$$y11=A14_11*Z;$$

$$y10=A14_10*Z;$$

$$y9=A14_9*Z;$$

$$y8=A14_8*Z;$$

$$y7=A14_7*Z;$$

$$y6=A14_5*Z;$$

$$y5=A14_5*Z;$$

```

y4=A14_4*Z;
y3=A14_3*Z;
y2=A14_2*Z;
y1=A14_1*Z;

```

```

YSS(13,2) = y13(1);
YSS(12,2)=y12(1);
YSS(11,2)=y11(1);
YSS(10,2)=y10(1);
YSS(9,2)=y9(1);
YSS(8,2)=y8(1);
YSS(7,2)=y7(1);
YSS(6,2)=y6(1);
YSS(5,2)=y5(1);
YSS(4,2)=y4(1);
YSS(3,2)=y3(1);
YSS(2,2)=y2(1);
YSS(1,2)=y1(1);

```

```

YSS(13,1) = l_13;
YSS(12,1)=YSS(13,1)+l_12;
YSS(11,1)=YSS(12,1)+l_11;
YSS(10,1)=YSS(11,1)+l_10;
YSS(9,1)=YSS(10,1)+l_9;
YSS(8,1)=YSS(9,1)+l_8;
YSS(7,1)=YSS(8,1)+l_7;
YSS(6,1)=YSS(7,1)+l_6;
YSS(5,1)=YSS(6,1)+l_5;
YSS(4,1)=YSS(5,1)+l_4;
YSS(3,1)=YSS(4,1)+l_3;
YSS(2,1)=YSS(3,1)+l_2;
YSS(1,1)=YSS(2,1)+l_1;

```

Darstellung der Eigenfrequenzen

```

figure(1);
hold on;

for i=6:13
    scatter(Y(i,1),Y(i,2),'b');
end

scatter(YSS(:,1),YSS(:,2),'d');

```

4.5.3 ANSYS

ANSYS ist ein Tool für FEM- Analysen und ein modernes Berechnungsprogramm im Ingenieurwesen. Es dient zur Darstellung in der Festkörpersimulation.

4.5.4 Was ist eine Finite Elemente Methode

Für den Maschinenbau ist es interessant welche mechanische Verhalten feste, verformbare Körpern unter dem Einfluß äußerer Kräfte an den Tag legen. Dies wird in der Festigkeitslehre beschrieben. Es werden hierzu die Verschiebung und die Spannungen in jedem Punkt des Bauteiles berechnet. Die Spannung wird nur durch die Verformung beeinflusst.

Ein numerisches Verfahren zur Lösung solcher komplexen partiellen Differentialgleichungen ist die Finite Elemente Methode oder kurz FEM.

Es wird der zu berechnende Körper durch Flächen und Linien in beliebig große Anzahl von Elementen (Volumen) unterteilt. Diese Elemente sind finit, also endlich klein. Benachbarte Elemente sind durch Knoten miteinander verbunden. Auftretende Kräfte werden zwischen den Elementen nur durch die gemeinsamen Knotenpunkte übertragen, aber nicht dazwischen.

Innerhalb dieser finiten Elemente werden Ansatzfunktionen definiert. Solche Ansatzfunktionen werden zur Näherung verwendet. Bei gegebenen Rand-, Anfangs- und Übergangsbedingungen erhält man ein Gleichungssystem das zu lösen ist. Das ist die Lösung der betrachteten Differentialgleichungen.

5 Verwendete Formeln zur Berechnung der Maschinenelemente

Im Folgenden sind die verwendeten Formeln zur Berechnung der Maschinenelemente dargestellt.

5.1 Wellenberechnung

Wellendurchmesser:

$$d_W = \sqrt[4]{\frac{k_a \cdot P_{an}}{n_{an}}} \quad 5-1$$

Torsionsspannung:

$$\tau_t = \frac{M_{an}}{W_p} \quad 5-2$$

polares Widerstandsmoment:

$$W_p = \frac{d_k^3}{16} * \pi \quad 5-3$$

Torsionsmoment:

$$T = \frac{P}{2 * \pi * n} \quad 5-4$$

5.2 Schwungmassenberechnung

Masse der Scheibe:

$$m_{Scheibe} = A_{Scheibe} * u_{SP} * \rho_{Fe} \quad 5-5$$

Massenträgheitsmoment:

$$\Theta_{Scheibe} = \frac{(2 * r_{Scheibe})^2}{8} * m_{Scheibe} \quad 5-6$$

Torsionsspannung in Radialrichtung:

$$\sigma_{tr} = 2 * c_1 * \omega^2 * r_{Scheibe}^2 * \left(1 + c_4 * \frac{r_{iScheibe}^2}{r_{Scheibe}^2}\right) \quad 5-7$$

Weitung des Innendurchmessers:

$$u_i = \rho_{Fe} * \omega^2 * r_{Scheibe} * [2 * c_1 * r_{Scheibe}^2 + (c_1 - c_2) * r_{i\ Scheibe}^2] * \frac{1}{E_{Fe}} \quad 5-8$$

Weitung des Außendurchmessers:

$$u_a = \rho_{Fe} * \omega^2 * r_{Scheibe} * [2 * c_1 * r_{i\ Scheibe}^2 + (c_1 - c_2) * r_{Scheibe}^2] * \frac{1}{E_{Fe}} \quad 5-9$$

Unwuchtkraft:

$$F_{zul} = e_{zul} * m_{Scheibe} * \omega^2 \quad 5-10$$

zulässige Restunwucht:

$$U_{zul} = e_{zul} * m_{Scheibe} \quad 5-11$$

5.3 Passfederberechnung

Pressung Passfeder:

$$p_{Pf} = \frac{2 * M_{an}}{d * h * l * \varphi * n_{Pf}} \quad 5-12$$

5.4 Lagerberechnung

nominelle Lebensdauer pro Minute:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad 5-13$$

nominelle Lebensdauer in Stunden:

$$L_{10h} = \frac{L_{10} * 10^6}{60 * n} \quad 5-14$$

geforderte Mindestbelastung für SKF Kugellager:

$$\frac{P}{C} = 0,01 \quad 5-15$$

5.5 Biegeschwingung

Fliehkraft:

$$F_{Fk} = m * r * \omega^2 \quad 5-16$$

Fliehkraft mit Unwucht:

$$F_{Fk} = m * (y + e) * \omega^2 \quad 5-17$$

kritische Biegeeigenfrequenz für 1 Massen System:

$$\omega_k = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad 5-18$$

kritische Biegeeigenfrequenz für Mehrmassen Systeme:

$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega_{k0}^2} + \frac{1}{\omega_{k1}^2} + \frac{1}{\omega_{k2}^2} + \dots + \frac{1}{\omega_{kn}^2} \quad 5-19$$

6 Literaturverzeichnis

1. **Muhs, Dieter, et al.** *Roloff/ Matek Maschinenelemente, 18.Auflage*. Wiesbaden : Vieweg, 2007.
2. Challenge Power Transmission. [Online] [Zitat vom: 20. 12 2013.]
<http://www.challengept.com/flipcatalogue/index.html?pageNumber=302>.
3. Lenze. [Online] [Zitat vom: 20. 12 2013.] http://www.directindustry.de/prod/lenze-se/stirnradgetriebe-6239-739757.html#product-item_739715.
4. Suco. [Online] [Zitat vom: 20. 12 2013.]
http://www.suco.de/antriebstechnik/fliehkraft_kupplungen_und_bremsen/w-typ.php.
5. **Rotex**. ROTEX drehelastische Kupplung mit T-PUR®. [Online] [Zitat vom: 30. 01 2014.]
http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/de/ktr_042_de.pdf.
6. **Muhs, Dieter, et al.** *Roloff/Matek Maschinenelemente 17.Auflage Tabelle*.
7. **Genta, G.** *Kinetic energy storage*. London : Butterworth & Co, 1985.
8. **ROTEX**. ROTEX Bauart AFN und BFN. [Online] [Zitat vom: 20. 12 2013.]
http://www.ktr.com/root/img/pool/pdf/produktkataloge/de/ktr_049_de.pdf.
9. **Rexnord**. [Online] [Zitat vom: 12. 01 2014.]
10. **Mädler**. Elastische Kupplung MU, S.331f. [Online] [Zitat vom: 24. 02 2014.]
http://progecad.partcommunity.com/FileService/File/maedler/katalog39_de.pdf.
11. **R + W**. R + W, BKS Metallbalgkupplung Edelstahl. [Online] [Zitat vom: 25. 01 2014.]
<http://www.rw-kupplungen.de/produkte/metallbalgkupplungen/bk/bks/>.
12. [Online] 15. 01 2014. [Zitat vom: 01. 02 2014.] <http://sapitflex.trizerodb.com/it/dtl-giuntilamellari.php?lang=EN&pid=ROS010>.
13. **BRUNO ASSMANN, PETER SELKE**. *TECHNISCHE MECHANIK: BAND2: FESTIGKEITSLEHRE*. Oldenbourg : OLDENBOURG VERLAG, 2013.
14. **Grote, Karl-Heinrich und Feldhusen, Jörg**. *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, 22.Auflage*. Magdeburg : Springer, 2007.
15. **NORM**. ISO 1940. *Wuchtgüte*.
16. **Dresig, Hans und Holzweißig, Franz**. *Maschinendynamik, 7.Auflage*. Auerswalde : Springer, 2006.
17. **SKF**. Split plummer block housings, SNL series for bearings on an adapter sleeve, with standard seals . [Online] [Zitat vom: 02. 01 2014.]
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-housings-snl-2-3-5-and-6-series/snl-series-adapter-sleeve-with-standard-seals/index.html?prodid=5201970517>.
18. [Online] [Zitat vom: 20. 03 2014.]
www.ksb.com/kreiselpumpenlexikon_de/Pumpenlexikon/1563568/kritische_drehzahl.html.
19. **Marn**. *Skriptum Rotordynamik*. Graz : TU Graz, Inst. für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, 2013.
20. **Heitmeier, Franz**. Vorlesungsskriptum Maschinendynamik II. [Buchverf.] Prof. Dr. Franz Heitmeier. *Maschinendynamik II*. Graz : Institut für thermische Turbomaschinen und Maschinendynamik, Inffeldgasse 25A, 2013.
21. **Gasch, Robert, Nordmann, Rainer und Pfützner, Herbert**. *Rotordynamik, 2.Auflage*. Berlin : Springer, 2005.
22. **Schneider, Hatto**. *Auswuchttechnik, 7., neu bearbeitet Auflage*. Heppenheim : Springer, 2007.
23. **Böge, Alfred**. *Das Techniker Handbuch 5., überarbeitete und erweiterte Auflage Band 1 Ausgabe für Österreich*. Braunschweig : Friedrich Vieweg & Sohn, 1989.

24. —. *Das Techniker Handbuch 5., überarbeitete und erweiterte Auflage Band 2 Ausgabe für Österreich.* Braunschweig : Friedrich Vieweg & Sohn, 1989.
25. **Frischherz, Adolf und Piegler, Herbert.** *Technisches Zeichnen - 1.Teil: Allgemeine Zeichengrundlagen.* s.l. : Bohmann Verlag.
26. **Frischherz, Adolf und Semrad, Karl.** *Technisches Zeichnen - 2.Teil: Darstellung von genormten Maschinenteilen und praktisches Zeichnen.* s.l. : Bohmann Verlag.
27. **Decker, Karl-Heinz.** *Maschinenelemente - Gestaltung und Berechnung 10., vollständig überarbeitete und erweiterte Auflage.* München, Wien : Carl Hauser Verlag, 1989.
28. **NORM.** DIN 8187. *Rollenketten.*
29. —. DIN 15431/15435. *Bremstrommel/ Bremsscheiben.*
30. —. DIN 3990T1.
31. —. DIN 6885. *Passfedern.*
32. —. DIN 1025-4. *I-Profile.*

7 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Draufsicht Prüfstand im Ausgangszustand	- 2 -
Abbildung 2: Isometrische Ansicht des Prüfstands im Ausgangszustand	- 3 -
Abbildung 3: Einsatzbereich der Zugmittel in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit (1)	- 4 -
Abbildung 4 : Massenträgheitsmoment der Schwungscheibe bei unterschiedlichen Übersetzungen	- 6 -
Abbildung 5: Schematischer Aufbau Riementrieb / Kettentrieb	- 7 -
Abbildung 6: Leistungsschaubild für Rollenketten nach DIN 8187	- 9 -
Abbildung 7: Schematischer Aufbau für Anbau Getriebe / Riementrieb	- 10 -
Abbildung 8: Anbaubeispiel Getriebe / Riementrieb mit Steckgetriebe des Hersteller CHALLENGE (2)	- 11 -
Abbildung 9: Schematischer Aufbau für Anbau eines Getriebes	- 12 -
Abbildung 10: Stirnradflachtriebe in Aufsteckausführung der Firma LENZE (3)	- 12 -
Abbildung 11: Schematischer Aufbau für Anbau einer Fliehkraftkupplung	- 14 -
Abbildung 12: Aufbau einer Fliehkraftbremse des Herstellers SUCO der Baureihe W (4)-	- 14 -
Abbildung 13: Leistungsdaten und Abmessungen für Kupplungen der Baureihe W (4) ...	- 15 -
Abbildung 14: Trommel- Außenbackenbremse (1)	- 16 -
Abbildung 15: Schematischer Aufbau für Anbau einer Scheibenbremse.....	- 17 -
Abbildung 16: Querschnitt Scheibenbremse (1)	- 17 -
Abbildung 17: ROTEX drehelastische Klauenkupplung mit Bremstrommel/ Bremsscheibe (5)	- 18 -
Abbildung 18: Zeitlicher Verlauf der Beschleunigung des Prüfstandes mit und ohne Schwungmasse.....	- 20 -
Abbildung 19 : Abhängigkeit der kinetischen Energie von der Drehzahl	- 20 -
Abbildung 20: Schematischer Aufbau für den direkten Anbau einer Schwungmasse	- 21 -
Abbildung 21: Gestaltung der Durchmesserübergänge bei Wellen (1)	- 23 -
Abbildung 22: Festlegen von Rädern bzw. Scheiben (1).....	- 24 -
Abbildung 23: Axiale Führung von Achsen und Wellen (1)	- 24 -

Abbildung 24: Aufbauplan zur Berechnung von Achsen und Wellen (6)	- 25 -
Abbildung 25: Prinzipaufbau Flansch - Schwungmassen.....	- 25 -
Abbildung 26: Zwischeneibe Variante 1	- 26 -
Abbildung 27: Verformung Verbindung Flansch – Schwungmassen Variante 1	- 27 -
Abbildung 28: Zwischenscheibe Variante 2	- 28 -
Abbildung 29: Verformung Flansch – Schwungmassen Variante 2	- 28 -
Abbildung 30: Welle mit langen Passfedern.....	- 29 -
Abbildung 31: Spannhülse	- 30 -
Abbildung 32: Welle mit langer Passfeder und Schwungmasse.....	- 30 -
Abbildung 33: Welle mit kurzen Passfedern (ausgeführtes Modell)	- 31 -
Abbildung 34: System zur Berechnung der Kräfte an der Welle.....	- 31 -
Abbildung 35: Gesamtverformung der Welle	- 32 -
Abbildung 36: Detail Kupplungspassfedernut wo maximale Verformung auftritt.....	- 32 -
Abbildung 37: Querschnitt durch Passfedernuten Kupplung wo maximale Verformung auftritt.....	32 -
Abbildung 38: Detail der Passfedernuten Schwungscheiben.....	- 33 -
Abbildung 39: maximale Schubspannung der Welle.....	- 33 -
Abbildung 40: Vergleichsspannungen der Welle.....	- 34 -
Abbildung 41: Detailansicht Maximalwert der Vergleichsspannung Passfedernut.....	- 34 -
Abbildung 42: Detailansicht Passfedernuten Schwungscheibe für Vergleichsspannung	- 35 -
Abbildung 43: Netzverfeinerung an Durchmesserübergang an Welle.....	- 35 -
Abbildung 44: Zusammenstellungszeichnung des Schwungmassensystems.....	- 36 -
Abbildung 45: Klauenkupplung des Herstellers ROTEX der Bauart BFN (8).....	- 38 -
Abbildung 46: Wulstkupplung des Herstellers REXNORD Baureihe OMEGA (9)	- 39 -
Abbildung 47: Elastische Kupplung des Herstellers MÄDLER Bauart MU (10).....	- 40 -
Abbildung 48: Metallbalgkupplung des Herstellers R + W Bauart BKS(11).....	- 40 -
Abbildung 49: Elastische Kupplung des Herstellers TAT TECHNOM Bauart Sapitflex (12) ..	41 -

Abbildung 50: Scheibe gleicher Dicke.....	- 43 -
Abbildung 51: Spannungsverteilung in Scheibe gleicher Dicke.....	- 43 -
Abbildung 52: Scheibe gleicher Festigkeit (14) C38.....	- 44 -
Abbildung 53: Ausgeführte Version der Schwungmasse (Annäherung an Scheibe gleicher Festigkeit) – Spannungen in der Schwungscheibe	- 45 -
Abbildung 54: System zur Berechnung der Kräfte an der Schwungscheibe	- 45 -
Abbildung 55: maximale elastische Schubdehnung an der Schwungscheibe.....	- 46 -
Abbildung 56: Vergleichsspannungen an der Schwungscheibe	- 46 -
Abbildung 57: Detail max. Vergleichsspannungsverteilung in Schwungscheibe (Halbschnitt) -	46 -
Abbildung 58: Detail maximaler Vergleichsspannungswert in Passfeder der Schwungscheibe -	47 -
Abbildung 59: Gesamtverformung der Schwungscheibe.....	- 47 -
Abbildung 60: Gesamtverformung der Schwungscheibe.....	- 47 -
Abbildung 61: Netzverfeinerung an Schwungscheibe	- 48 -
Abbildung 62: statische Unwucht	- 49 -
Abbildung 63: dynamische Unwucht	- 49 -
Abbildung 64: Zulässige bezogene Restunwucht in Abhängigkeit von der Maximalen Betriebsdrehzahl für verschiedene Gütestufen G (DIN ISO 1940)	- 52 -
Abbildung 65: Unterbau des Schwungmassensystems – Variante 1	- 57 -
Abbildung 66: Unterbau des Schwungmassensystems – Variante 2	- 58 -
Abbildung 67: Unterbau des Schwungmassensystems - Variante 3	- 58 -
Abbildung 68: Ausgeführte Variante des Unterbaues für das Schwungmassensystem.....	- 59 -
Abbildung 69: Verschiebung in z-Richtung des Schwungmassenfundaments.....	- 60 -
Abbildung 70 : Gesamtverformung des Schwungmassenunterbaus	- 60 -
Abbildung 71 : Kraftverlauf im Schwungmassenfundament.....	- 61 -
Abbildung 72: Darstellung des Prüfstands nach dem Umbau.....	- 62 -
Abbildung 73: Kritischer Wellendurchmesser	- 64 -
Abbildung 74: Freischnitt des Schwungmassensystems.....	- 66 -

Abbildung 75: Lagerbock Festlager (links), Lagerbock Loslager (rechts)	- 67 -
Abbildung 76: Schematischer Aufbau Lagerbock der Firma SKF Baureihe FSNL 517 (17)-	68
-	
Abbildung 77: Schematischer Amplitudenverlauf einer drehfrequenten Schwingung eines Rotors über die Drehzahl (18)	- 70 -
Abbildung 78: Biegeschwingung aufgrund Unwucht einer einfach besetzten Welle.....	- 71 -
Abbildung 79: Schematischer Aufbau Rotorwelle.....	- 72 -
Abbildung 80: Darstellung des Gesamtsystems.....	- 72 -
Abbildung 81: Schwingerkette.....	- 73 -
Abbildung 82: Masseloser Stab mit zwei Punktmassen.....	- 76 -

8 Tabellenverzeichnis

Tabelle 0-1 Nomenklatur	VI
Tabelle 2-1: Morphologischer Kasten für Variantenauswahl	- 22 -
Tabelle 2-2: Morphologischer Kasten für Kupplungsauswahl	- 37 -
Tabelle 2-3: Wuchtgüte nach ISO 1940 (15)	- 51 -
Tabelle 2-4 : Normen und Richtlinien zur Schwingungsisolierung (Auszug) (16)	- 54 -
Tabelle 2-5: Schwingungsisolierung bei verschiedenen Aufstellungsarten (Auszug) (16) -	55 -
Tabelle 4-1: Aufbau einer Holztabelle	- 74 -
Tabelle 4-2 : Teilsysteme des System amsseloser Stab mit zwei Punktmassen	- 77 -

ANHANG A: Berechnungen

Berechnungen Schwungmassenteil für TTM Prüfstand

bekannte Größen:

$$P_{\text{an}} := 700 \text{ kW}$$

Leistung = P [kW]

$$n_{\text{an}} := 6500 \frac{1}{\text{min}}$$

Drehzahl = n [1/min]

Antriebsmoment:

$$M_{\text{an}} := \frac{P_{\text{an}}}{2 \cdot \pi \cdot n_{\text{an}}} = 1.028 \times 10^3 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Wellenberechnung

überschlägiger Wellendurchmesser:

$$k_a := 1$$

$$d_{\perp} := 129 \sqrt[4]{k_a \cdot \frac{P_{\text{an}}}{n_{\text{an}}}}$$

laut *Roloff-Matek,*
Maschinenelemente,

$$d_{\text{w}} := 73.8985 \text{ mm}$$

S.335/11.19

gewählt: $d_{\text{w}} := 75 \text{ mm}$

Spannungsberechnungen Welle

$$d_{\text{kupplung}} := 60 \text{ mm} \quad \text{Kupplungsinwenddurchmesser}$$

$$d_E := 65 \text{ mm} \quad \text{Enddurchmesser}$$

Torsionsspannung in A:

$$W_{pA} := \frac{d_{\text{kupplung}}^3 \cdot \pi}{16} = 42411.501 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{tA} := \frac{M_{\text{an}}}{W_{pA}} = 24.248 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Torsionsspannung in B:

$$W_{pB} := \frac{d_E^3 \cdot \pi}{16} = 53922.493 \text{ mm}^3$$

$$\tau_{tB} := \frac{M_{\text{an}}}{W_{pB}} = 19.072 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Biegespannung in A:

$$W_b := \frac{d_E^3 \cdot \pi}{32} = 26961.246 \text{ mm}^3$$

$$x_{\text{hebel}} := 186.5 \text{ mm}$$

$$F_{\text{last}} := \frac{360}{2} \cdot 9.81 \text{ N}$$

$$M_b := x_{\text{hebel}} \cdot F_{\text{last}} = 329.322 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{\text{bwelle}} := \frac{M_b}{W_b} = 12.215 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Paßfederberechnung

Paßfeder Kupplung:

$$d_{\text{ikupplung}} = 60 \cdot \text{mm}$$

$n_p := 2$ Anzahl der Passfedern

aus Tabellenbuch Roloff Matek, S.110, Tab.12.2 :

für Durchmesser 58-65 mm -> gewählte Passfederdimension:

$$\varphi_p := 0.75$$

$$h := 11 \cdot \text{mm}$$

$$b := 18 \cdot \text{mm}$$

$$l_p := 70 \cdot \text{mm} - 18 \cdot \text{mm} = 52 \cdot \text{mm}$$

$$h_p := 0.45 \cdot h = 4.95 \cdot \text{mm}$$

$$P_{\text{mpassfeder}} := \frac{2 \cdot M_{\text{an}}}{d_{\text{ikupplung}} \cdot h_p \cdot l_p \cdot n_p \cdot \varphi_p} = 88.784 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Passfeder gewählt: DIN 6885 E18x11x70

Paßfeder Schwungscheibe:

$$d_{\text{ischwung}} := 85 \cdot \text{mm}$$

$n_{\text{pschwung}} := 2$ Anzahl der Passfedern

aus Tabellenbuch Roloff Matek, S.110, Tab.12.2 :

für Durchmesser 85-95 mm -> gewählte Passfederdimension:

$$\varphi_p = 0.75$$

$$h_2 := 14 \cdot \text{mm}$$

$$b_2 := 25 \cdot \text{mm}$$

$$l_{p2} := 100 \cdot \text{mm} - 25 \cdot \text{mm} = 75 \cdot \text{mm}$$

$$h_{p2} := 0.45 \cdot h_2 = 6.3 \cdot \text{mm}$$

$$P_{\text{mschwungscheibe}} := \frac{2 \cdot M_{\text{an}}}{d_{\text{ischwung}} \cdot h_{p2} \cdot l_{p2} \cdot n_{\text{pschwung}} \cdot \varphi_p} = 34.141 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Passfeder gewählt: DIN 6885 E25x14x100

Massenberechnungen Schwungscheibe Welle :

$$r_{\text{scheibe}} := 250 \text{ mm}$$

Radius Schwungscheibe

$$r_{\text{ischeibe}} := 85 \text{ mm}$$

Innenradius Schwungscheibe

$$b_{\text{scheibe}} := 115 \text{ mm}$$

Breite Schwungscheibe

$$\rho_{\text{eisen}} := 7.85 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Dichte des gewählten Werkstoffs

oberes Rechteck:

$$l_{\text{or}} := 134 \text{ mm}$$

Länge

$$b_{\text{or}} := 50 \text{ mm}$$

Breite

$$r_{\text{ior}} := 200 \text{ mm}$$

Innenradius

$$r_{\text{aor}} := 250 \text{ mm}$$

Außenradius

$$A_{\text{or}} := l_{\text{or}} \cdot b_{\text{or}} = 6.7 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

unteres Rechteck:

$$l_{\text{ur}} := 115 \text{ mm}$$

$$b_{\text{ur}} := 12.5 \text{ mm}$$

$$r_{\text{iur}} := 42.5 \text{ mm}$$

$$r_{\text{aur}} := 55 \text{ mm}$$

$$A_{\text{ur}} := l_{\text{ur}} \cdot b_{\text{ur}} = 1.438 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

Trapez:

$$l_{\text{itr}} := 95 \text{ mm}$$

Länge Trapez innen

$$l_{\text{atr}} := 88 \text{ mm}$$

Länge Trapez außen

$$b_{\text{tr}} := 145 \text{ mm}$$

Breite Trapez

$$r_{\text{itr}} := 55 \text{ mm}$$

$$r_{\text{atr}} := 200 \text{ mm}$$

$$A_{\text{tr}} := b_{\text{tr}} \cdot l_{\text{atr}} + \frac{(l_{\text{itr}} - l_{\text{atr}})}{2} \cdot b_{\text{tr}} = 1.327 \times 10^4 \cdot \text{mm}^2$$

$$A_{\text{scheibe}} := A_{\text{or}} + A_{\text{ur}} + A_{\text{tr}} = 2.14 \times 10^4 \cdot \text{mm}^2$$

Schwerpunkt Geometrie:

unteres Rechteck: $y_{\underline{ur}} := \frac{r_{\underline{aur}} - r_{\underline{iur}}}{2} + r_{\underline{iur}} = 48.75 \text{ mm}$

Trapez: $y_{\underline{tr}} := r_{\underline{itr}} + \frac{\left[\frac{b_{\underline{tr}} \cdot l_{\underline{atr}}}{2} \cdot \left(\frac{r_{\underline{atr}} - r_{\underline{itr}}}{2} \right) + \left(\frac{l_{\underline{tr}} - l_{\underline{atr}}}{2} \right) \cdot b_{\underline{tr}} \cdot \frac{b_{\underline{tr}}}{3} \right]}{A_{\underline{tr}}} = 126.576 \text{ mm}$

oberes Rechteck: $y_{\underline{or}} := r_{\underline{iior}} + \left(\frac{r_{\underline{aor}} - r_{\underline{iior}}}{2} \right) = 225 \text{ mm}$

$$y_{\underline{s}} := \frac{y_{\underline{ur}} \cdot A_{\underline{ur}} + y_{\underline{tr}} \cdot A_{\underline{tr}} + y_{\underline{or}} \cdot A_{\underline{or}}}{A_{\underline{scheibe}}}$$

$$y_{\underline{s}} = 152.157 \text{ mm}$$

Schwerpunkt Kreisumfang: $u_{\underline{sk}} := 2 \cdot y_{\underline{s}} \cdot \pi = 956.03 \text{ mm}$

Masse einer Schwungscheibe:

$$m_{\underline{scheibe}} := \rho_{\underline{eisen}} \cdot u_{\underline{sk}} \cdot A_{\underline{scheibe}} = 160.641 \text{ kg}$$

Masse Welle

$$r_{w1} := 30 \cdot \text{mm}$$

$$l_{w1} := 80 \cdot \text{mm}$$

$$r_{w2} := 32.5 \cdot \text{mm}$$

$$l_{w2} := 30 \cdot \text{mm}$$

$$r_{w3} := 35 \cdot \text{mm}$$

$$l_{w3} := 143 \cdot \text{mm}$$

$$r_{w4} := 42.5 \cdot \text{mm}$$

$$l_{w4} := 130 \cdot \text{mm}$$

$$r_{w5} := 55 \cdot \text{mm}$$

$$l_{w5} := 20 \cdot \text{mm}$$

$$r_{w6} := 42.5 \cdot \text{mm}$$

$$l_{w6} := 130 \cdot \text{mm}$$

$$r_{w7} := 35 \cdot \text{mm}$$

$$l_{w7} := 143 \cdot \text{mm}$$

$$r_{w8} := 32.5 \cdot \text{mm}$$

$$l_{w8} := 5 \cdot \text{mm}$$

$$V_w := \left(r_{w1}^2 \cdot l_{w1} + r_{w2}^2 \cdot l_{w2} + r_{w3}^2 \cdot l_{w3} + r_{w4}^2 \cdot l_{w4} + r_{w5}^2 \cdot l_{w5} + r_{w6}^2 \cdot l_{w6} + r_{w7}^2 \cdot l_{w7} + r_{w8}^2 \cdot l_{w8} \right)$$

$$m_{welle} := \rho_{\text{eisen}} \cdot \pi \cdot V_w = 24.401 \text{kg}$$

Unwucht

$$\omega_{\text{scheibe}} := 1256 \text{s}^{-1}$$

Wuchtgüte G6.3 nach ISO 1940 Teil 1 gewählt

$$e_{\text{zul}} \cdot \omega := 6.3 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$$

maximale Exzentrizität

$$e_{\text{zul}} := \frac{6.3 \frac{\text{mm}}{\text{s}}}{\omega_{\text{scheibe}}} = 5.016 \mu\text{m}$$

Unwuchtkraft

$$F_z := e_{\text{zul}} \cdot m_{\text{scheibe}} \cdot \omega_{\text{scheibe}}^2 = 1271.12 \text{N}$$

Restunwucht

$$U_{\text{zul}} := e_{\text{zul}} \cdot m_{\text{scheibe}} = 0.8058 \text{kg} \cdot \text{mm}$$

Dauerfestigkeit Welle

Abstand gefährdeter Querschnitt von linker Seite: $\underline{x_{gef}} := \underline{64.5\text{mm}}$

Durchmesser gefährdeter Querschnitt: $\underline{d_{gef}} := \underline{80\text{mm}}$

Schnittkräfte x-y-Ebene:

$$\underline{F_I} := \frac{360}{2} \cdot 9.81 \cdot \underline{N}$$

$$\underline{F_{ges}} := \underline{F_I} + \frac{\underline{F_Z}}{2} = 2401.36 \underline{N}$$

$$\underline{Q_x} := \underline{F_{ges}} = 2401.36 \underline{N}$$

$$\underline{M_{b_z}} := \underline{F_{ges}} \cdot \underline{x_{gef}} = 154.888 \underline{N \cdot m}$$

Resultierende Schnittkräfte:

$$\underline{Q_{res}} := \underline{Q_x} = 2.401 \times 10^3 \underline{N}$$

$$\underline{M_{b_{res}}} := \underline{M_{b_z}} = 154.888 \underline{N \cdot m}$$

Fläche gefährdeter Querschnitt:

$$\underline{A_{gef}} := \frac{\underline{d_{gef}}^2 \cdot \pi}{4} = 5.027 \times 10^3 \cdot \underline{\text{mm}^2}$$

Axiales Widerstandsmoment:

$$\underline{W_{x_{gef}}} := \frac{\underline{d_{gef}}^3 \cdot \pi}{32} = 5.027 \times 10^4 \cdot \underline{\text{mm}^3}$$

Polares Widerstandsmoment:

$$\underline{W_{p_{gef}}} := \frac{\underline{d_{gef}}^3 \cdot \pi}{16} = 1.005 \times 10^5 \cdot \underline{\text{mm}^3}$$

Spannungen:

$$\text{Bruchspannung } \sigma_{\underline{B}} := \frac{M_{\underline{b}_{\text{res}}}}{W_{\underline{x}_{\text{gef}}}} = 3.081 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Biegeoberspannung } \sigma_{\underline{O}} := (\sigma_{\underline{B}}) = 3.081 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Biegeunterspannung } \sigma_{\underline{U}} := (-\sigma_{\underline{B}}) = -3.081 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Mittelspannung } \sigma_{\underline{m}} := \frac{(\sigma_{\underline{O}} + \sigma_{\underline{U}})}{2} = 0 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Ausschlagsspannung } \sigma_{\underline{a}} := \frac{(\sigma_{\underline{O}} - \sigma_{\underline{U}})}{2} = 3.081 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Torsionsspannung } \tau_{\underline{t}} := \frac{M_{\underline{an}}}{W_{\underline{p}_{\text{gef}}}} = 10.23 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Torsionsoberspannung } \tau_{\underline{O}} := (\tau_{\underline{Q}} + \tau_{\underline{t}}) = 10.707 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Torsionsunterspannung } \tau_{\underline{U}} := -\tau_{\underline{Q}} + \tau_{\underline{t}} = 9.752 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Torsionsmittelspannung } \tau_{\underline{m}} := \frac{(\tau_{\underline{O}} + \tau_{\underline{U}})}{2} = 10.23 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Ausschlagsspannung } \tau_{\underline{a}} := \tau_{\underline{O}} - \tau_{\underline{m}} = 0.478 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\text{Schubspannung } \tau_{\underline{Q}} := \frac{Q_{\text{res}}}{A_{\text{gef}}} = 0.478 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

aus SMITH - Diagramm:**Werkstoff 41CrMo4:**

$$\sigma_{\underline{bw}} := 530 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\underline{w}} := 370 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\underline{bs}} := 1250 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\underline{s}} := 630 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\underline{bsch}} := 920 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\underline{sch}} := 630 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

mittlere Ausschlagsspannungen:

$$\sigma_{\underline{Am}} := \frac{2 \cdot \sigma_{\underline{m}} \cdot (\sigma_{\underline{bsch}} - \sigma_{\underline{bw}})}{\sigma_{\underline{bsch}}} + (\sigma_{\underline{bw}} - \sigma_{\underline{m}}) = 530 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\underline{Am}} := \frac{2 \cdot \tau_{\underline{m}} \cdot (\tau_{\underline{sch}} - \tau_{\underline{w}})}{\tau_{\underline{sch}}} + (\tau_{\underline{w}} - \tau_{\underline{m}}) = 368.214 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

mittlere Vergleichsspannung:

$$\sigma_{\underline{vm}} := \sqrt{\sigma_{\underline{m}}^2 + \left(\frac{\sigma_{\underline{bs}}}{\tau_{\underline{s}}}\right)^2 \cdot \tau_{\underline{m}}^2} = 20.297 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Beiwerte :

Einflußzahl Oberfläche(Biegung) $\alpha_{\underline{ob}} := 0.8\epsilon$

Einflußzahl Oberfläche (Torsion) $\alpha_{\underline{ot}} := 0.575 \alpha_{\underline{ob}} + 0.425 = 0.92$

Enflußzahl Bauteil (Biegung) $\alpha_{\underline{gb}} := 0.62$

Einflußzahl Bauteil (Torsion) $\alpha_{\underline{gt}} := 0.77$

$\beta_{\underline{kmulti}} := 1.15$

Kerbwirkungszahl (Biegung) $\beta_{\underline{kb600}} := 1.35$

$\beta_{\underline{kb}} := \beta_{\underline{kb600}} \beta_{\underline{kmulti}} = 1.553$

Kerbwirkungszahl (Torsion) $\beta_{\underline{kt600}} := 1.35$

$\beta_{\underline{kt}} := \beta_{\underline{kt600}} \beta_{\underline{kmulti}} = 1.553$

Nenn-Ausschlagsfestigkeit

$$\sigma_{\underline{NA}} := \frac{\alpha_{\underline{ob}} \cdot \alpha_{\underline{gb}}}{\beta_{\underline{kb}}} \cdot \sigma_{\underline{Am}} = 182.026 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Torsions-Nenn-Ausschlagsfestigkeit

$$\tau_{\underline{NA}} := \frac{\alpha_{\underline{ot}} \cdot \alpha_{\underline{gt}}}{\beta_{\underline{kt}}} \cdot \tau_{\underline{Am}} = 167.923 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Vergleichsspannung Ausschlag

$$\sigma_{\underline{va}} := \sqrt{\sigma_{\underline{a}}^2 + \left(\frac{\sigma_{\underline{NA}}}{\tau_{\underline{NA}}}\right)^2 \cdot \tau_{\underline{a}}^2} = 3.125 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{Amvm}} := \frac{2\sigma_{\text{vm}}(\sigma_{\text{bsch}} - \sigma_{\text{bw}})}{\sigma_{\text{bsch}}} + (\sigma_{\text{bw}} - \sigma_{\text{vm}}) = 526.911 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{NAvm}} := \frac{\alpha_{\text{ob}} \cdot \alpha_{\text{gb}}}{\beta_{\text{kb}}} \cdot \sigma_{\text{Amvm}} = 180.966 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

SICHERHEIT der Welle:

$$\underline{S}_{\text{Welle}} := \frac{\sigma_{\text{NAvm}}}{\sigma_{\text{va}}} = 57.916$$

Dynamische Beanspruchung der Schwungscheibe: nach Dubbel / C 38

bei $n=12000$ 1/min

Beiwerte: $\nu := 0.3$ Querdehnzahl für Stahl

$$\underline{c}_1 := \frac{3 + \nu}{8} = 0.413$$

$$\underline{n}_{\text{scheibe}} := 12000 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\underline{c}_2 := \frac{1 + 3 \cdot \nu}{8} = 0.238$$

$$\underline{\omega}_{\text{scheibe}} := 2 \cdot \pi \cdot \underline{n}_{\text{scheibe}} = 1256.637 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\underline{c}_3 := \frac{(1 + 3 \cdot \nu)}{3 + \nu} = 0.576$$

$$\underline{c}_4 := \frac{1 - \nu}{3 + \nu} = 0.212$$

$$\sigma_{\text{tr}} := 2 \cdot \underline{c}_1 \cdot \rho_{\text{eisen}} \cdot \underline{\omega}_{\text{scheibe}}^2 \cdot \underline{r}_{\text{scheibe}}^2 \cdot \left(1 + \underline{c}_4 \cdot \frac{\underline{r}_{\text{scheibe}}^2}{\underline{r}_{\text{scheibe}}^2} \right) = 654.854 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dynamische Beanspruchung der Schwungscheibe:

nach Dubbel / C 38

bei $n=8500$ 1/min

Beiwerte: siehe Berechnung bei $n = 12000$ 1/min

$$\underline{n_{\text{scheibe8500}}} := 8500 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\underline{\omega_{\text{scheibe8500}}} := 2 \cdot \pi \cdot \underline{n_{\text{scheibe8500}}} = 890.118 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\underline{\sigma_{\text{tr8500}}} := 2 \cdot \underline{c_1} \cdot \underline{\rho_{\text{eisen}}} \cdot \underline{\omega_{\text{scheibe8500}}}^2 \cdot \underline{r_{\text{scheibe}}}^2 \cdot \left(1 + \underline{c_4} \cdot \frac{\underline{r_{\text{ischeibe}}}^2}{\underline{r_{\text{scheibe}}}^2} \right) = 328.564 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Dynamische Beanspruchung der Schwungscheibe:

nach Dubbel / C 38

bei $n=6300$ 1/min

Beiwerte: siehe Berechnung bei $n = 12000$ 1/min

$$\underline{n_{\text{scheibe6300}}} := 6300 \frac{1}{\text{min}}$$

$$\underline{\omega_{\text{scheibe6300}}} := 2 \cdot \pi \cdot \underline{n_{\text{scheibe6300}}} = 659.734 \frac{1}{\text{s}}$$

$$\underline{\sigma_{\text{tr6300}}} := 2 \cdot \underline{c_1} \cdot \underline{\rho_{\text{eisen}}} \cdot \underline{\omega_{\text{scheibe6300}}}^2 \cdot \underline{r_{\text{scheibe}}}^2 \cdot \left(1 + \underline{c_4} \cdot \frac{\underline{r_{\text{ischeibe}}}^2}{\underline{r_{\text{scheibe}}}^2} \right) = 180.494 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

gewählter Werkstoff: 41CrMo4

$$\sigma_{\text{zug}} := 640 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad R_{p0.2} := 880 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_{p0.2} > \sigma_{\text{tr}} \quad \underline{\text{OK!}}$$

Verschiebung u für Schwungscheibe: bei $n=12000$ 1/min

$$E_{\text{Stahl}} := 2.1 \cdot 10^5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$u_{\text{innen12000}} := \rho_{\text{eisen}} \cdot \omega_{\text{scheibe}}^2 \cdot r_{\text{ischeibe}} \cdot \left[2 \cdot c_1 \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 + (c_1 - c_2) \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 \right] \cdot \frac{1}{E_{\text{Stahl}}}$$

$$u_{\text{innen12000}} = 265.06 \mu\text{m}$$

$$u_{\text{außen12000}} := \rho_{\text{eisen}} \cdot \omega_{\text{scheibe}}^2 \cdot r_{\text{ischeibe}} \cdot \left[2 \cdot c_1 \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 + (c_1 - c_2) \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 \right] \cdot \frac{1}{E_{\text{Stahl}}}$$

$$u_{\text{außen12000}} = 249.373 \mu\text{m}$$

Verschiebung u für Schwungscheibe:**bei n=8500 1/min**

$$\underline{u_{\text{innen8500}}} := \rho_{\text{eisen}} \cdot \omega_{\text{scheibe8500}}^2 \cdot r_{\text{ischeibe}} \cdot \left[2 \cdot c_1 \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 + (c_1 - c_2) \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 \right] \cdot \frac{1}{E_{\text{Stahl}}}$$

$$\underline{u_{\text{innen8500}}} = 132.99 \mu\text{m}$$

$$\underline{u_{\text{außen8500}}} := \rho_{\text{eisen}} \cdot \omega_{\text{scheibe8500}}^2 \cdot r_{\text{ischeibe}} \cdot \left[2 \cdot c_1 \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 + (c_1 - c_2) \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 \right] \cdot \frac{1}{E_{\text{Stahl}}}$$

$$\underline{u_{\text{außen8500}}} = 125.119 \mu\text{m}$$

Verschiebung u für Schwungscheibe:**bei n=6300 1/min**

$$\underline{u_{\text{innen6300}}} := \rho_{\text{eisen}} \cdot \omega_{\text{scheibe6300}}^2 \cdot r_{\text{ischeibe}} \cdot \left[2 \cdot c_1 \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 + (c_1 - c_2) \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 \right] \cdot \frac{1}{E_{\text{Stahl}}}$$

$$\underline{u_{\text{innen6300}}} = 73.057 \mu\text{m}$$

$$\underline{u_{\text{außen6300}}} := \rho_{\text{eisen}} \cdot \omega_{\text{scheibe6300}}^2 \cdot r_{\text{ischeibe}} \cdot \left[2 \cdot c_1 \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 + (c_1 - c_2) \cdot r_{\text{ischeibe}}^2 \right] \cdot \frac{1}{E_{\text{Stahl}}}$$

$$\underline{u_{\text{außen6300}}} = 68.733 \mu\text{m}$$

Massenträgheitsmoment Schwungscheibe:

gefordertes Massenträgheitsmoment $I_{\text{gefordert}} := 10 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

$$I_{\text{Scheibe}} := \frac{(2 \cdot r_{\text{Scheibe}})^2}{8} \cdot m_{\text{Scheibe}} = 5.02 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad \text{Schwungscheibe}$$

$$I_{\text{ges}} := 2 \cdot I_{\text{Scheibe}} = 10.04 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

$$I_{\text{ges}} > I_{\text{gefordert}} \quad \text{OK!}$$

Kräfteberechnung:

Nomenklatur:

F_s = Gewichtskraft Schwungscheibe

F_w = Gewichtskraft Welle

F_B = Auflagerkraft Loslager

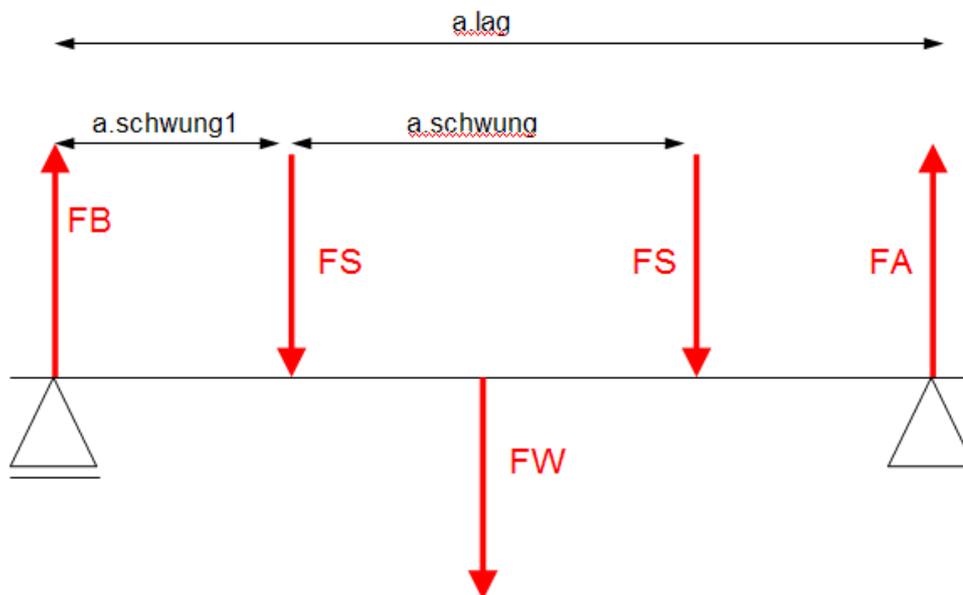
F_A = Auflagerkraft Festlager

G = Gewicht System ($F_s + F_w$)

a_{lag} = Abstand Lagerböcke (Mitte)

$a_{schwung1}$ = Abstand Lagerbock - Schwungscheibe

$a_{schwung}$ = Abstand Schwungscheiben (Mitte)



$$F_S := m_{\text{scheibe}} \cdot g = 1.575 \text{ kN}$$

$$F_W := m_{\text{welle}} \cdot g = 0.239 \text{ kN}$$

$$a_{\text{lag}} := 443 \text{ mm}$$

$$a_{\text{schwung1}} := 154 \text{ mm}$$

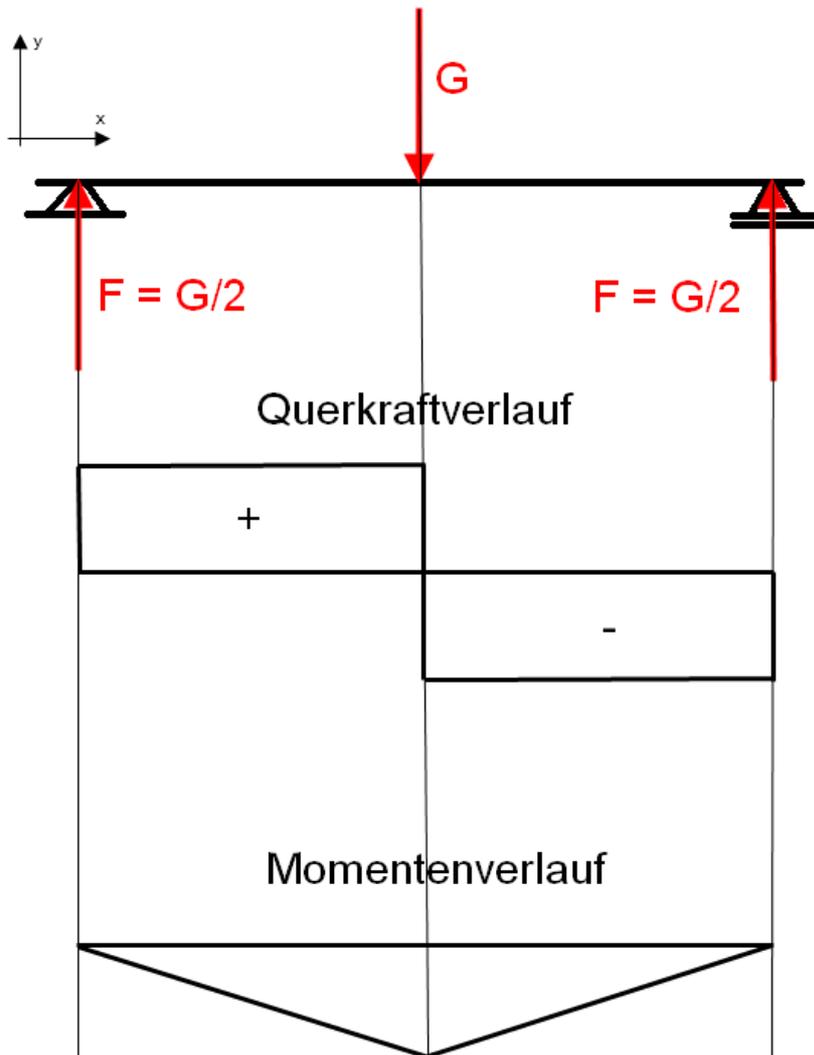
$$a_{\text{schwung}} := 135 \text{ mm}$$

Annahmen: Axialkräfte = 0 !

statisches System

$$\Sigma M_B = 0 \quad F_A := \frac{F_S \cdot (a_{\text{schwung1}} + a_{\text{schwung1}} + a_{\text{schwung}}) + F_W \cdot \left(\frac{a_{\text{lag}}}{2}\right)}{a_{\text{lag}}} = 1.695 \text{ kN}$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad F_B := 2 \cdot F_S + F_W - F_A = 1.695 \text{ kN}$$



Lagerberechnung :

gewählte Lager : Vierpunktkugellager : SKF QJ 214 N2MA

Lebensdauerberechnung Vierpunktlager:

$$p := 3$$

$$P := F_A = 1.695 \text{ kN}$$

$$C := 120 \text{ kN}$$

Aus Lagerkatalog SKF

$$L_{10} := \left(\frac{C}{P} \right)^p = 3.548 \times 10^5 \text{ nominelle Lebensdauer in Umdrehungen pro Minute}$$

$$L_{10h} := \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n_{\text{Scheibe}} 8500} = 1.16 \times 10^4 \cdot \text{hr} \text{ nominelle Lebensdauer in Stunden}$$

Mindestbelastung von SKF gefordert, damit kein Gleiten des Wälkörpers im Ring auftritt:

$$P/C = 0,01$$

$$\frac{P}{C} = 0.014$$

$$0,014 > 0,01$$

OK! Mindestbelastung erreicht

Nebenrechnung Biegeschwingung

$$\underline{R}_R := 39 \text{ mm}$$

$$\underline{R}_{WB} := 45 \text{ mm}$$

$$\underline{R}_{SS} := 42.5 \text{ mm}$$

$$\underline{R}_{Ka} := 39 \text{ mm}$$

$$\underline{R}_{Ki} := 36 \text{ mm}$$

Biegesteifigkeiten der Wellen.

$$c_R := E_{\text{Stahl}} \cdot \underline{R}_R^4 \cdot \frac{\pi}{4} = 3.816 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

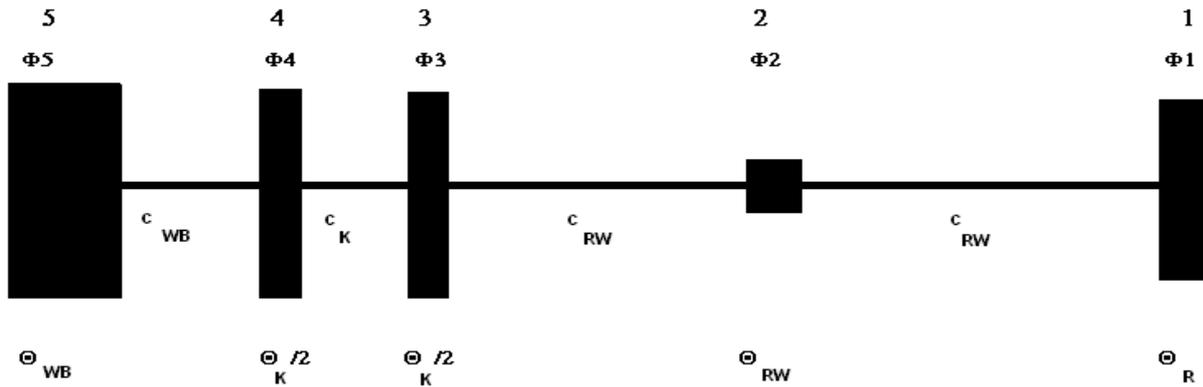
$$c_{WB} := E_{\text{Stahl}} \cdot \underline{R}_{WB}^4 \cdot \frac{\pi}{4} = 6.763 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

$$c_{SS} := E_{\text{Stahl}} \cdot \underline{R}_{SS}^4 \cdot \frac{\pi}{4} = 5.381 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

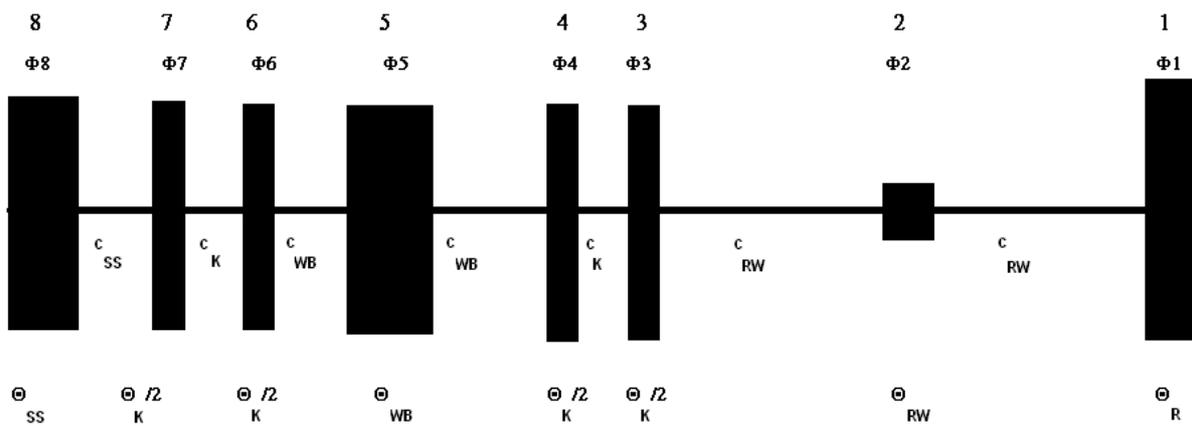
$$c_K := E_{\text{Stahl}} \cdot \left(\underline{R}_{Ka}^4 - \underline{R}_{Ki}^4 \right) \cdot \frac{\pi}{4} = 1.045 \times 10^5 \text{ N} \cdot \text{m}^2$$

ANHANG B: Holzertabellen

Holzertabelle Prüfstand ohne Schwungmassensystem



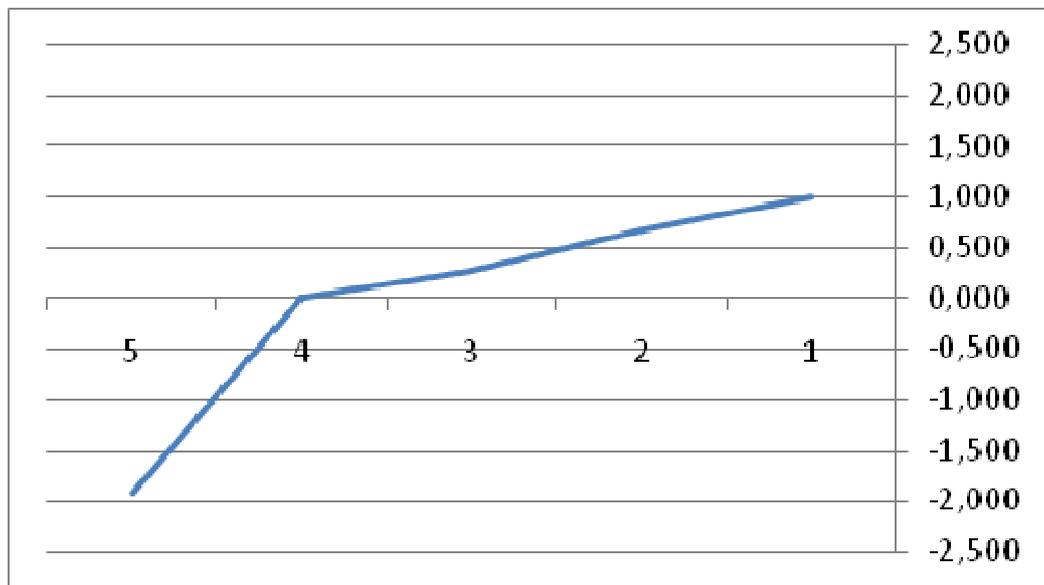
Holzertabellen Prüfstand mit Schwungmassensystem



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	129399,88	1,000	129399,88	129399,88	392000	0,3301
2	0,088	37957,2982	0,670	25427,53	154827,41	392000	0,3950
3	0,7625	328891,362	0,275	90422,23	245249,64	922000	0,2660
4	0,7625	328891,362	0,009	2937,97	248187,61	128800	1,9269
5	0,3	129399,88	-1,918	-248187,61	0	X	X

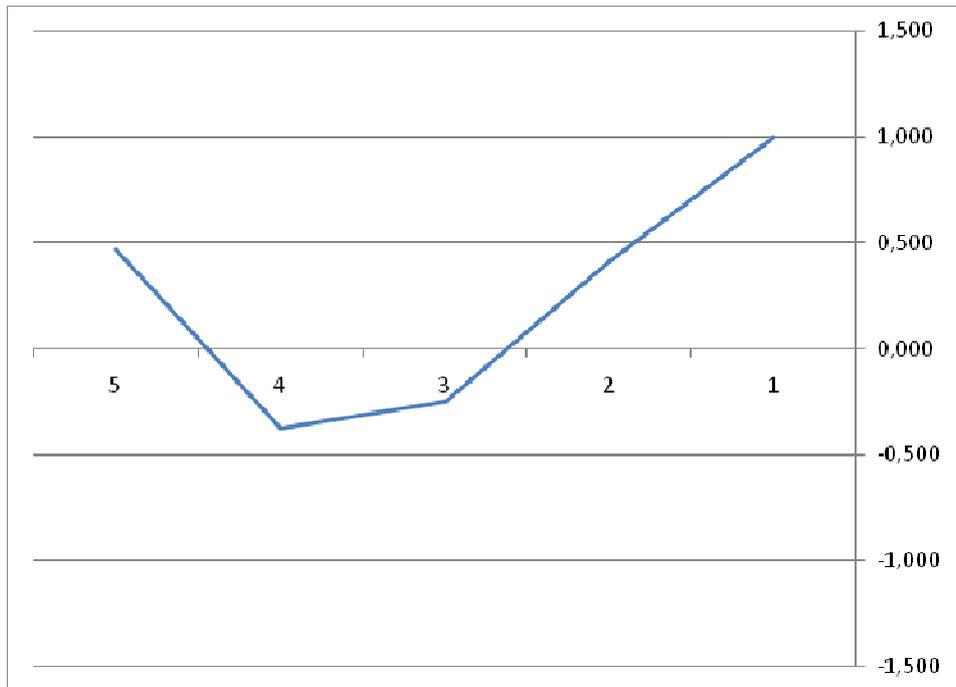
$$\Omega = 104,53 \text{ Hz}$$

$$\Omega = 6271,59 \text{ rpm}$$



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	231497,545	1,000	231497,55	231497,55	392000	0,5906
2	0,088	67905,9466	0,409	27803,75	259301,30	392000	0,6615
3	0,7625	588389,594	-0,252	-148296,46	111004,84	922000	0,1204
4	0,7625	588389,594	-0,372	-219136,04	-108131,20	128800	-0,8395
5	0,3	231497,545	0,467	108131,20	0	X	X

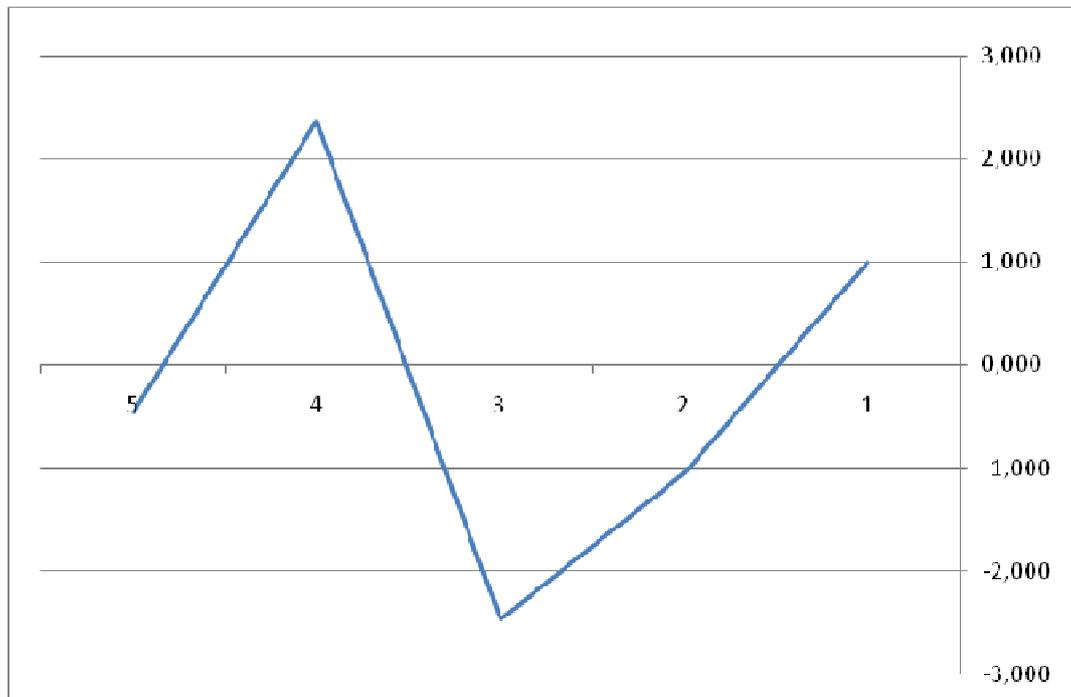
$\Omega =$	878,44	rad/s
$\Omega =$	8388,49	rpm



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	800434,881	1,000	800434,88	800434,88	392000	2,0419
2	0,088	234794,232	-1,042	-244638,15	555796,73	392000	1,4178
3	0,7625	2034438,66	-2,460	-5004260,38	-4448463,65	922000	-4,8248
4	0,7625	2034438,66	2,365	4811494,94	363031,29	128800	2,8186
5	0,3	800434,881	-0,454	-363031,29	0	X	X

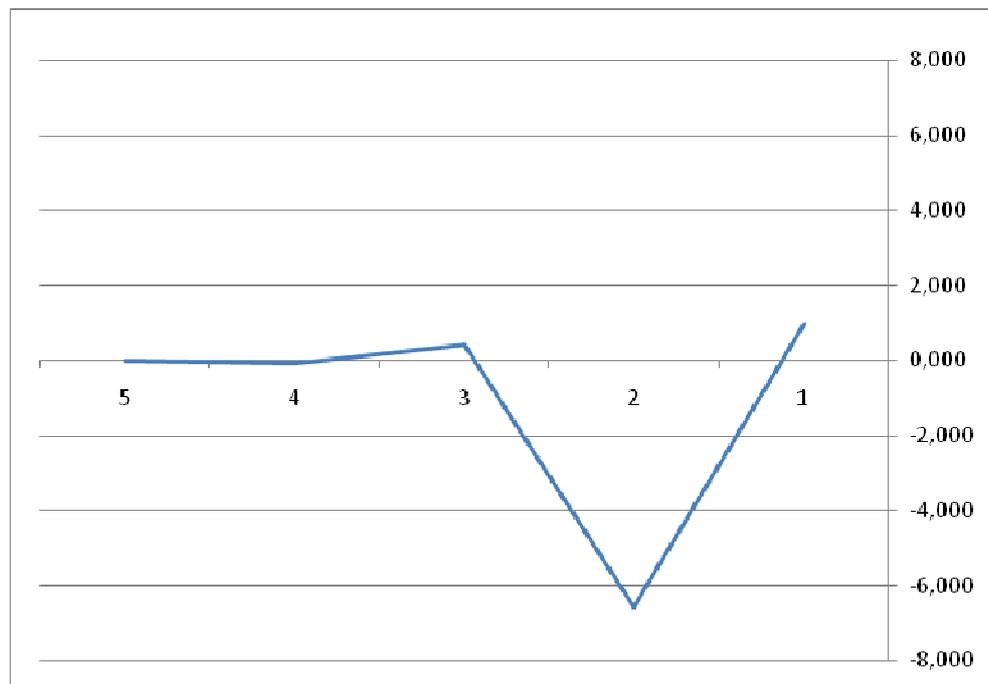
$$\Omega = 1633,44 \text{ rad/s}$$

$$\Omega = 15598,17 \text{ rpm}$$



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	2962608,08	1,000	2962608,08	2962608,08	392000	7,5577
2	0,088	869031,704	-6,558	-5698826,33	-2736218,25	392000	-6,9801
3	0,7625	7529962,21	0,422	3181220,12	445001,87	922000	0,4826
4	0,7625	7529962,21	-0,060	-453104,49	-8102,61	128800	-0,0629
5	0,3	2962608,08	0,003	8102,61	0	X	X

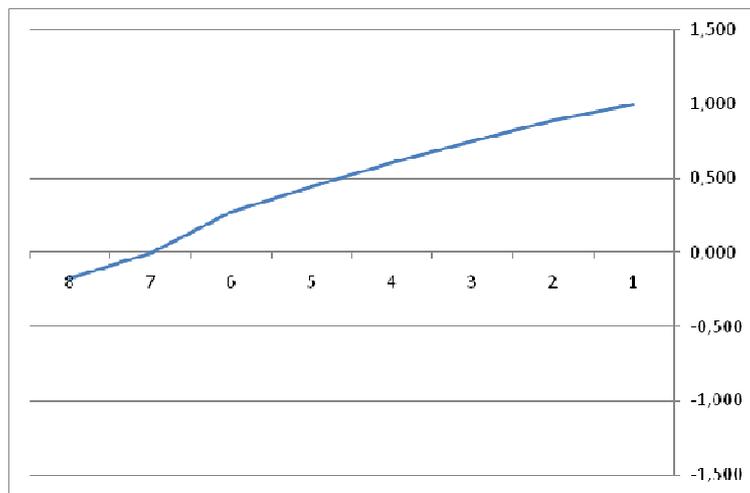
$\Omega =$	3142,51	rad/s
$\Omega =$	30008,75	rpm



Es zeigte sich, dass der vorhandene Prüfstand nahe einer kritischen Drehzahl seine Betriebsdrehzahl ($n = 6.500 \frac{1}{\text{min}}$) hatte.

i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	43259,0278	1,000	43259,03	43259,03	392000	0,1104
2	0,088	12689,3148	0,890	11288,99	54548,02	392000	0,1392
3	0,7625	109950,029	0,750	82516,64	137064,66	922000	0,1487
4	0,7625	109950,029	0,602	66171,45	203236,11	1288000	0,1578
5	0,3	43259,0278	0,444	19208,74	222444,86	1288000	0,1727
6	0,7625	109950,029	0,271	29833,23	252278,08	922000	0,2736
7	0,7625	109950,029	-0,002	-251,35	252026,73	1467000	0,1718
8	10,04	1447735,46	-0,174	-252026,73	0	X	X

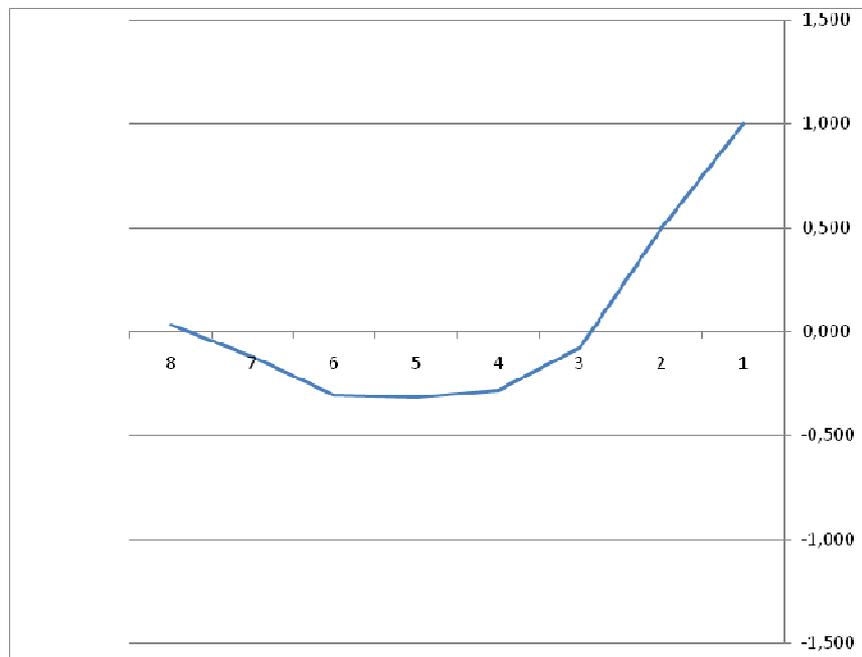
$\Omega =$	379,73	rad/s
$\Omega =$	3626,18	rpm



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	196946,996	1,000	196947,00	196947,00	392000	0,5024
2	0,088	57771,119	0,498	28746,00	225692,99	392000	0,5757
3	0,7625	500573,616	-0,078	-39126,45	186566,54	922000	0,2023
4	0,7625	500573,616	-0,281	-140417,44	46149,10	1288000	0,0358
5	0,3	196946,996	-0,316	-62302,83	-16153,72	1288000	-0,0125
6	0,7625	500573,616	-0,304	-152074,96	-168228,69	922000	-0,1825
7	0,7625	500573,616	-0,121	-60739,99	-228968,68	1467000	-0,1561
8	10,04	6591159,48	0,035	228968,68	0	X	X

$$\Omega = 810,24 \text{ rad/s}$$

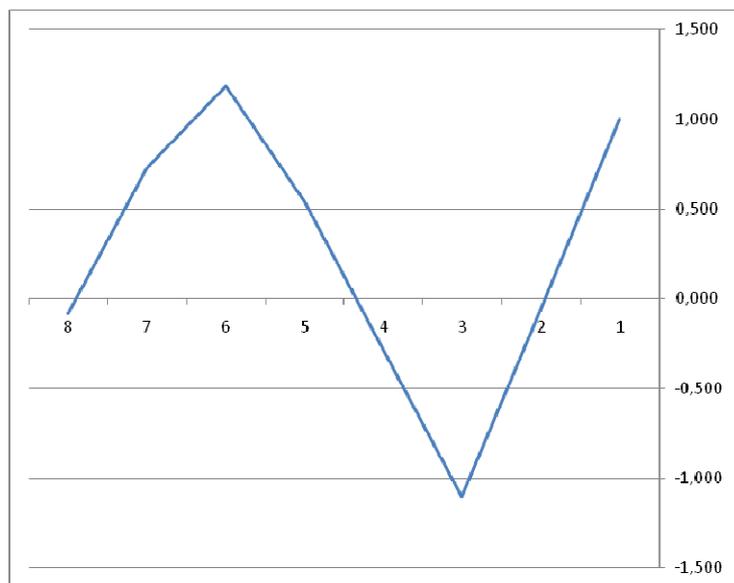
$$\Omega = 7856,71 \text{ rpm}$$



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	416286,138	1,000	416286,14	416286,14	392000	1,0620
2	0,088	122110,601	-0,062	-7565,29	408720,85	392000	1,0427
3	0,7625	1058060,6	-1,105	-1168743,95	-760023,11	922000	-0,8243
4	0,7625	1058060,6	-0,280	-296563,36	-1056586,47	1288000	-0,8203
5	0,3	416286,138	0,540	224811,80	-831774,66	1288000	-0,6458
6	0,7625	1058060,6	1,186	1254679,27	422904,61	922000	0,4587
7	0,7625	1058060,6	0,727	769366,14	1192270,75	1467000	0,8127
8	10,04	13931709,4	-0,086	-1192270,75	0	X	X

$$\Omega = 1177,97 \text{ rad/s}$$

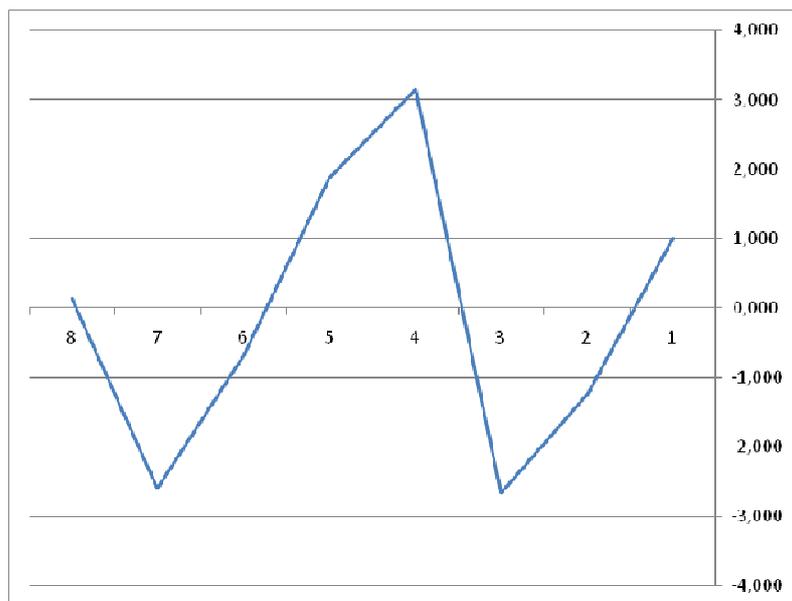
$$\Omega = 11248,81 \text{ rpm}$$



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	875147,229	1,000	875147,23	875147,23	392000	2,2325
2	0,088	256709,854	-1,233	-316399,63	558747,60	392000	1,4254
3	0,7625	2224332,54	-2,658	-5912042,28	-5353294,68	922000	-5,8062
4	0,7625	2224332,54	3,148	7002824,93	1649530,24	1288000	1,2807
5	0,3	875147,229	1,868	1634416,47	3283946,71	1288000	2,5496
6	0,7625	2224332,54	-0,682	-1517123,31	1766823,40	922000	1,9163
7	0,7625	2224332,54	-2,598	-5779599,21	-4012775,81	1467000	-2,7354
8	10,04	29288260,6	0,137	4012775,81	0	X	X

$$\Omega = 1707,97 \text{ rad/s}$$

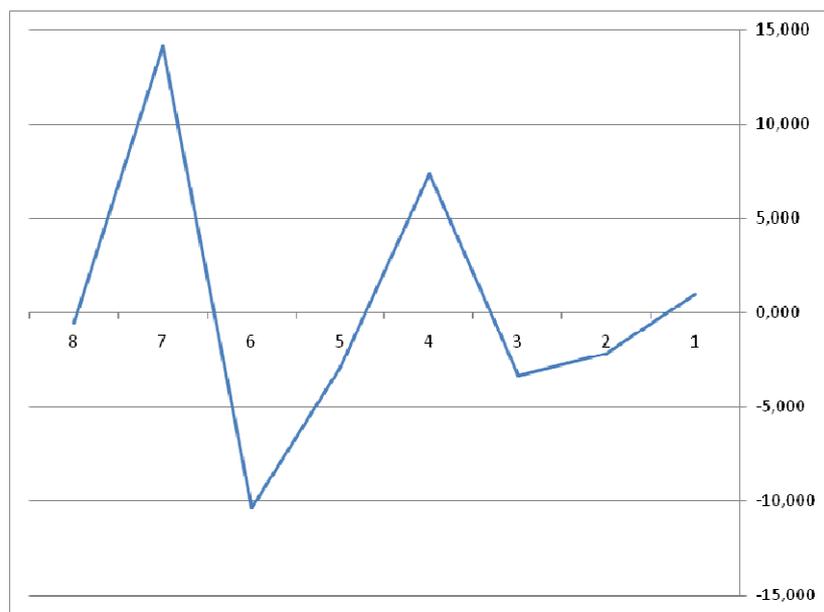
$$\Omega = 16309,9 \text{ rpm}$$



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	1226677,84	1,000	1226677,84	1226677,84	392000	3,1293
2	0,088	359825,499	-2,129	-766169,31	460508,53	392000	1,1748
3	0,7625	3117806,17	-3,304	-10301377,67	-9840869,14	922000	-10,6734
4	0,7625	3117806,17	7,369	22976195,61	13135326,47	1288000	10,1982
5	0,3	1226677,84	-2,829	-3470134,00	9665192,47	1288000	7,5040
6	0,7625	3117806,17	-10,333	-32216039,41	-22550846,94	922000	-24,4586
7	0,7625	3117806,17	14,126	44041194,64	21490347,71	1467000	14,6492
8	10,04	41052818,3	-0,523	-21490347,71	0	X	X

$$\Omega = 2022,11 \text{ rad/s}$$

$$\Omega = 19309,72 \text{ rpm}$$

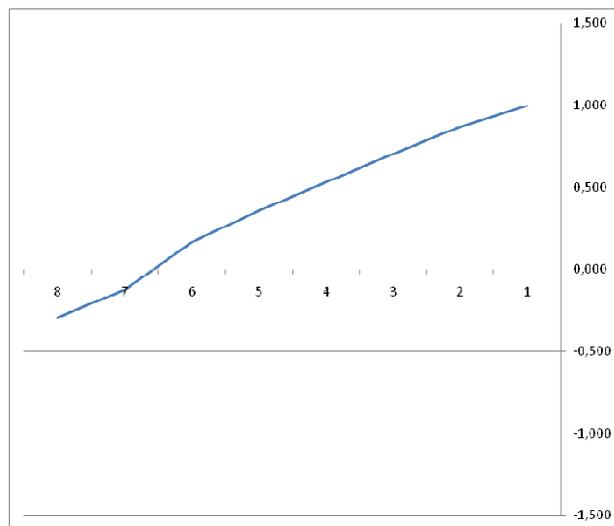


Holzertabelle : Prüfstand mit halber Schwungmasse

i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	51406,5502	1,000	51406,55	51406,55	392000	0,1311
2	0,088	15079,2547	0,869	13101,77	64508,32	392000	0,1646
3	0,7625	130658,315	0,704	92022,49	156530,82	922000	0,1698
4	0,7625	130658,315	0,535	69840,22	226371,04	1288000	0,1758
5	0,3	51406,5502	0,359	18443,22	244814,26	1288000	0,1901
6	0,7625	130658,315	0,169	22041,87	266856,13	922000	0,2894
7	0,7625	130658,315	-0,121	-15774,80	251081,33	1467000	0,1712
8	5,02	860202,94	-0,292	-251081,33	0	X	X

$$\Omega = 413,95 \text{ rad/s}$$

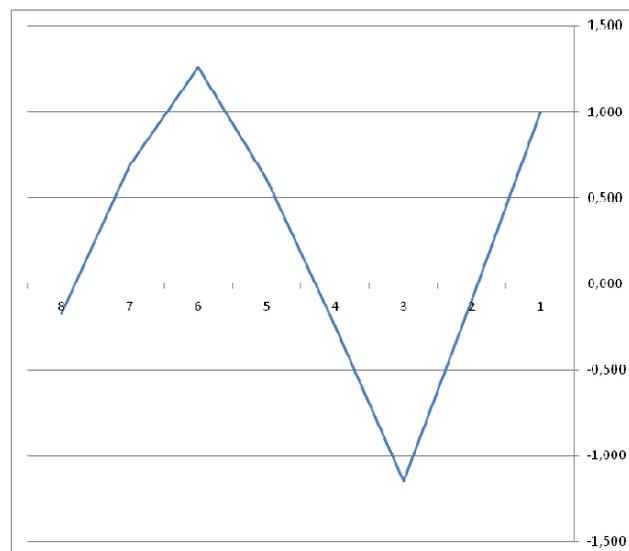
$$\Omega = 3952,94 \text{ rpm}$$



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	426853,882	1,000	426853,88	426853,88	392000	1,0889
2	0,088	125210,472	-0,089	-11132,83	415721,05	392000	1,0605
3	0,7625	1084920,28	-1,149	-1247035,41	-831314,36	922000	-0,9016
4	0,7625	1084920,28	-0,248	-268825,20	-1100139,56	1288000	-0,8541
5	0,3	426853,882	0,606	258828,08	-841311,48	1288000	-0,6532
6	0,7625	1084920,28	1,260	1366516,11	525204,64	922000	0,5696
7	0,7625	1084920,28	0,690	748506,18	1273710,81	1467000	0,8682
8	5,02	7142688,29	-0,178	-1273710,81	0	X	X

$$\Omega = 1192,83 \text{ rad/s}$$

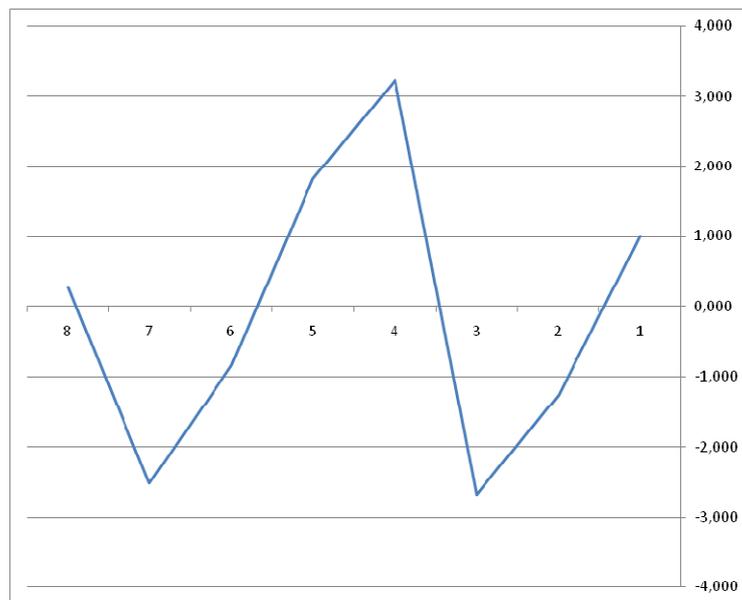
$$\Omega = 11390,7 \text{ rpm}$$



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	883393,491	1,000	883393,49	883393,49	392000	2,2536
2	0,088	259128,757	-1,254	-324832,10	558561,39	392000	1,4249
3	0,7625	2245291,79	-2,678	-6013915,99	-5455354,61	922000	-5,9169
4	0,7625	2245291,79	3,238	7271184,78	1815830,17	1288000	1,4098
5	0,3	883393,491	1,829	1615380,54	3431210,71	1288000	2,6640
6	0,7625	2245291,79	-0,835	-1875661,35	1555549,36	922000	1,6871
7	0,7625	2245291,79	-2,523	-5663798,23	-4108248,87	1467000	-2,8004
8	5,02	14782117,8	0,278	4108248,87	0	X	X

$$\Omega = 1716,00 \text{ rad/s}$$

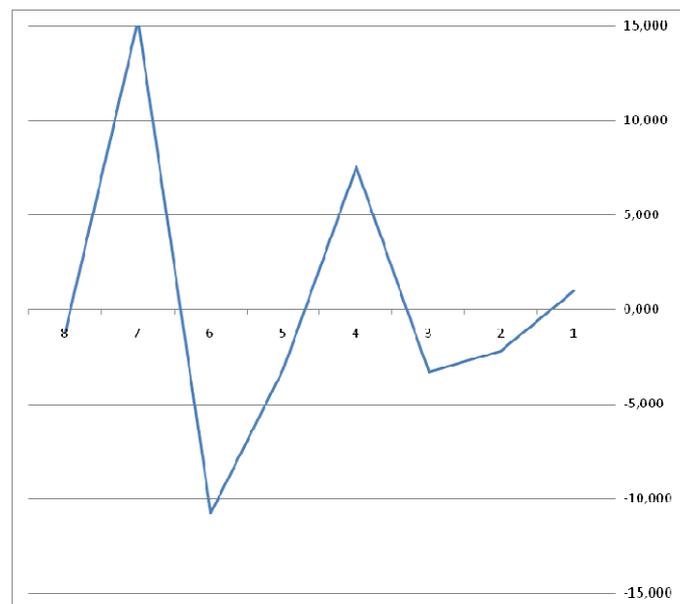
$$\Omega = 16386,56 \text{ rpm}$$



i	Θ_i	$\Omega^2 * \Theta_i$	Φ_i	$\Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	$\Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$	c_i	$1/c_i * \Sigma \Omega^2 * \Theta_i * \Phi_i$
1	0,3	1238926,93	1,000	1238926,93	1238926,93	392000	3,1605
2	0,088	363418,568	-2,161	-785175,95	453750,98	392000	1,1575
3	0,7625	3148939,29	-3,318	-10448356,63	-9994605,65	922000	-10,8401
4	0,7625	3148939,29	7,522	23686574,43	13691968,78	1288000	10,6304
5	0,3	1238926,93	-3,108	-3850993,98	9840974,80	1288000	7,6405
6	0,7625	3148939,29	-10,749	-33847440,11	-24006465,31	922000	-26,0374
7	0,7625	3148939,29	15,289	48142692,08	24136226,78	1467000	16,4528
8	5,02	20731377,4	-1,164	-24136226,78	0	X	X

$$\Omega = 2032,18 \text{ rad/s}$$

$$\Omega = 19405,89 \text{ rpm}$$



ANHANG C: Tabellen und Diagramme



Werkstoff-Datenblatt

Saarstahl - 41Cr4 - 41CrS4

WerkstoffNr:	Alte Werkmarke:	Internationale Bezeichnungen:
1.7035	VC 140	BS: 530M40, 530A40, 530H40 AFNOR: 41C4, 42C4 SAE: 5140
1.7039		

Werkstoffgruppe: Vergütungsstahl nach DIN EN 10083

Chemische Zusammensetzung: (Richtanalyse in %)	Stahl	C	Si	Mn	Cr	S	Sonst.
	41Cr4	0,42	0,25	0,70	1,05	<0,035	(Pb)
	41CrS4	0,42	0,25	0,70	1,05	0,020 0,035	(Pb)

Verwendung: Cr-legierter Vergütungsstahl mit einer Zugfestigkeit von 800 - 1100 N/mm² für Antriebsteile, wie z.B. Kurbelwellen, Vorderachsen, Achsschenkel, Lenkungsteile.

Warmformgebung und Wärmebehandlung:	Schmieden oder Walzen:	1100 - 850°C
	Normalglühen:	850 - 880°C/Luft
	Weichglühen:	680 - 720°C/Ofen
	Härten:	820 - 880°C/Oel, Wasser
	Anlassen:	540 - 680°C

Mechanische Eigenschaften: Behandelt auf Scherbarkeit, +S: max. 255 HB
weichgeglüht, +A: max. 241 HB

im vergüteten Zustand, +QT:

Durchmesser d [mm]	< 16	>16 - 40	>40 - 100	>100 - 160	>160 - 250
Dicke t [mm]	< 8	8<t<20	20<t<60	60<t<100	100<t<160
Streckgrenze R _{p0,2} [N/mm ²]	min. 800	min. 660	min. 560	-	-
Zugfestigkeit R _m [N/mm ²]	1000 - 1200	900 - 1100	800 - 950	-	-
Bruchdehnung A ₅ [%]	min. 11	min. 12	min. 14	-	-
Brucheinschnürung Z [%]	min. 30	min. 35	min. 40	-	-
Kerbschlagarbeit ISO-V [J]	min. 30	min. 35	min. 35	-	-

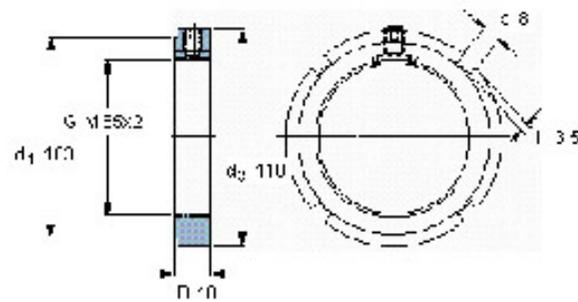
KMK-Wellenmutter mit Klemmstück

<http://www.skf.com/de/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/lock-nuts/kmk-lock-nut...>



Germany Produkte Lager, Lagereinheiten und Gehäuse Wälzlager-Zubehör Wellenmutter KMK-Wellenmutter mit Klemmstück

Gewindegröße	Abmessungen			Axiale Tragfähigkeit statisch	Bezeichnungen		Gewindestift	
	d_3	B	G		Wellenmutter	Passender Schlüssel	Größe	Empfohlenes Anzugsmoment
mm	mm	-	-	kN	-	-	-	Nm
85	110	18	M 85x2	190	KMK 17	HN 17	M 10	35



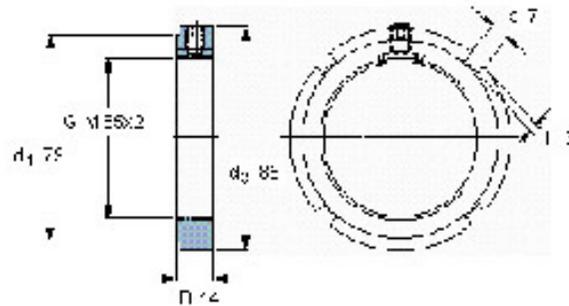
KMK-Wellenmuttern mit Klemmstück

<http://www.skf.com/de/products/bearings-units-housings/bearing-accessories/lock-nuts/kmk-lock-nut...>



Germany Produkte Lager, Lagereinheiten und Gehäuse Wälzlager-Zubehör Wellenmutter KMK-Wellenmuttern mit Klemmstück

Gewindegröße	Abmessungen			Axiale Tragfähigkeit	Bezeichnungen		Gewindestift	
	d_3	B	G		Wellenmutter	Passender Schlüssel	Größe	Empfohlenes Anzugsmoment
mm	mm	-		statisch				
65	85	14	M 65x2	108	KMK 13	HN 12-13	M 8	18



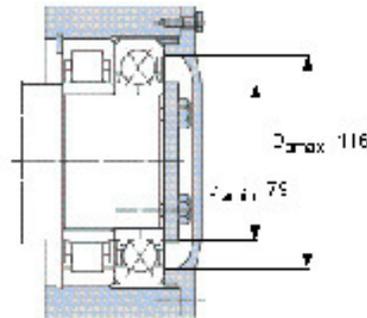
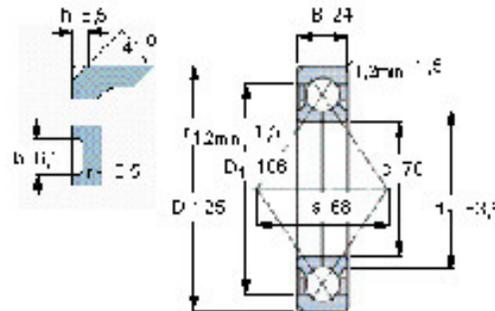
Schräggugellager, Vierpunktlager

<http://www.skf.com/de/products/bearings-units-housings/ball-bearings/angular-contact-ball-bearings/p...>



Germany Produkte Lager, Lagereinheiten und Gehäuse Kugellager Schräggugellager Schräggugellager, Vierpunktlager

Hauptabmessungen			Tragzahlen		Bezugsdrehzahlen		Bezeichnung
d	D	B	dynamisch C	statisch C ₀	Referenzdrehzahl	Grenzdrehzahl	* SKF Explorer Lager
mm			kN		r/min		-
70	125	24	120	122	6300	9000	QJ 214 N2MA *



Berechnungswerte

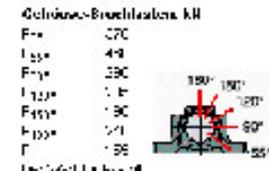
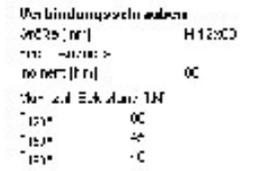
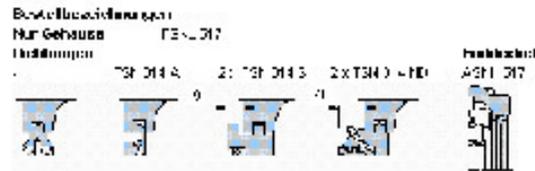
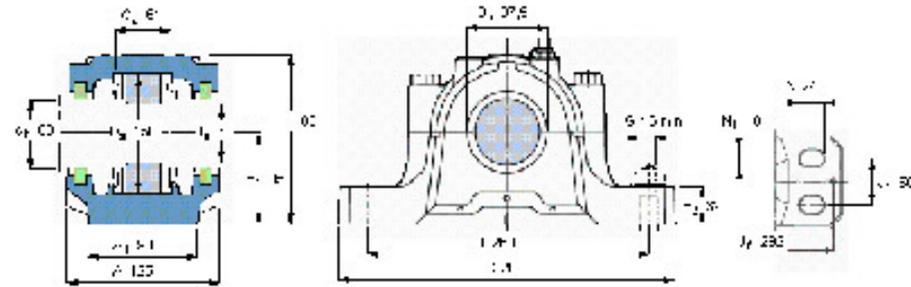
- $\epsilon = 1$
- $\omega = 0,95$
- $\chi = 0,7$
- $\gamma_1 = 0,00$
- $\gamma_2 = 1,07$
- $\gamma_L = 0,88$

Geteilte Stehlagergehäuse der Reihe SNL für Lager mit zylindrischer Bohrung, mit Standarddichtungen <http://www.skf.com/de/products/bearings-units-housings/bearing-housings/split-plummer-block-hous...>



Germany Produkte Lager, ... Lagergehäuse SNL-Stehlagergehäuse, Reihen 2, 3, 5 und 6
 Geteilte Stehlagergehäuse der Reihe SNL für Lager mit zylindrischer Bohrung, mit Standarddichtungen

Welle		Passende Lager (Basiskennzeichen)			Pendelrollenlager		CARB-Lager	Bezeichnung Gehäuse
d_a	d_b	Pendelkugellager						
mm	-							
70	80	1314	2314	21314	22314	C 2314	FSNL 517	



Passende SKF Lager mit Zubehör

Lager	Wellennutter	Sicherung	Festringe
1314	NH 14	SH 14	2 x FRS 5110
2314	NH 14	SH 14	2 x FRS 5110
21314	NH 14	SH 14	2 x FRS 5110
22314	NH 14	SH 14	2 x FRS 5110
C 2314	NH 14	SH 14	2 x FRS 5110

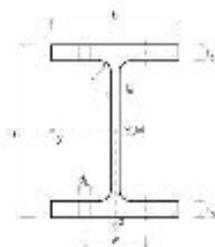
Passende Befestigungsschrauben

Größe	Material
H 12 x D	A1

Leistungen, kg

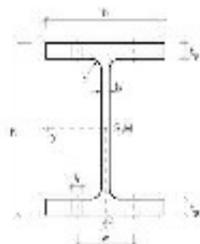
Einheit	Wert
Einheit	0,82
Reibschwingung	0,015

DIN (ISO)	Maße	M 2	M 3	M 4	M 5	M 6	M 7	M 8	M 10	M 12
558 (4018) 933 (4017) 961 (8676)	$s_{DIN / ISO}$	4	5,5	7	8	10	11	13	17 / 16	19 / 18
	k	1,4	2	2,8	3,5	4	4,8	5,3	6,4	7,5
	a_{max}	1,2	1,5	2,1	2,4	3	3	3,75	4,5	5,25
	b_1	10	12	14	16	18	20	22	26	30
	b_2	-	-	-	22	24	26	28	32	36
	b_3	-	-	-	-	-	-	-	45	49
601 (4016) 931 (4014) 960 (8765)	$s_{DIN / ISO}$	22 / 21	24	27	30	32 / 34	36	41	46	50
	k	8,8	10	11,5	12,5	14	15	17	18,7	21
	a_{max}	6	6	7,5	7,5	7,5	9	9	10,5	10,5
	b_1	34	38	42	46	50	54	60	66	72
	b_2	40	44	48	52	56	60	66	72	78
	b_3	53	57	61	65	69	73	79	85	91
b ₁) Für $l \leq 125$ mm b ₂) Für 125 mm $< l \leq 200$ mm b ₃) Für $l > 200$ mm	$s_{DIN / ISO}$	55	60	65	70	75	80	85	95	
	k	22,5	25	26	28	30	33	35	40	
	a_{max}	12	12	13,5	13,5	15	15	16,5	18	
	b_1	78	84	90	96	102	-	-	-	
	b_2	84	90	69	102	108	116	124	140	
	b_3	97	103	109	115	121	129	137	153	



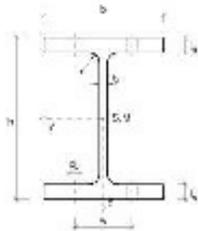
HE-M Profile nach DIN 1025-4, EURONORM 53-62

Profil	Abmessungen					Flächen		G	Biegung um die y-Achse			Biegung um die z-Achse			Löcher		
	h	b	ts	tg	r	A	Asteg		Iy	Iy	Wy	Iz	Iz	Wz	dL	w	w1
HE-M	mm	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ²	kg/m	cm ⁴	mm	cm ³	cm ⁴	mm	cm ³	mm	mm	mm
100	120.00	106.00	12.00	20.00	12.00	53.20	9.90	41.75	1140.00	46.30	190.00	396.00	27.40	75.30	13.00	73.00	60.00
120	140.00	126.00	12.50	21.00	12.00	66.40	12.30	52.12	2020.00	55.10	299.00	709.00	32.50	112.00	17.00	89.00	68.00
140	160.00	146.00	13.00	22.00	12.00	80.50	15.10	63.27	3290.00	65.90	411.00	1140.00	37.70	157.00	21.00	88.00	76.00
160	180.00	166.00	14.00	23.00	15.00	97.10	18.80	76.22	5100.00	72.50	566.00	1790.00	42.00	212.00	21.00	95.00	80.00
180	200.00	186.00	14.50	24.00	15.00	115.00	21.00	88.71	7480.00	81.50	748.00	2580.00	47.70	277.00	28.00	115.00	100.00
200	220.00	206.00	15.00	25.00	18.00	131.00	25.50	102.84	10040.00	90.00	967.00	3650.00	52.70	354.00	28.00	121.00	110.00
220	240.00	226.00	15.50	26.00	18.00	149.00	29.10	116.97	14800.00	98.90	1270.00	5010.00	57.90	444.00	28.00	122.00	120.00
240	270.00	248.00	18.00	27.00	21.00	200.00	37.10	157.00	24290.00	110.00	1800.00	8150.00	63.90	657.00	28.00	130.00	100.00
260	290.00	268.00	18.00	27.50	24.00	230.00	40.50	173.70	31310.00	119.00	2160.00	10450.00	66.00	780.00	28.00	136.00	110.00
280	310.00	288.00	19.50	29.00	24.00	240.00	45.10	188.40	39550.00	128.00	2550.00	13160.00	74.00	914.00	28.00	137.00	116.00
300	340.00	310.00	21.00	30.00	27.00	305.00	55.00	237.86	50200.00	140.00	3180.00	19000.00	80.00	1250.00	28.00	145.00	120.00
320/305	320.00	305.00	16.00	29.00	27.00	225.00	41.90	176.63	40950.00	135.00	2560.00	13740.00	78.10	901.00	28.00	140.00	120.00
320	350.00	309.00	21.00	40.00	27.00	312.00	58.60	244.92	68130.00	145.00	3800.00	19710.00	76.50	1280.00	28.00	145.00	126.00
340	377.00	309.00	21.00	40.00	27.00	316.00	62.40	248.06	76370.00	156.00	4050.00	19710.00	79.00	1280.00	28.00	145.00	126.00
360	395.00	308.00	21.00	40.00	27.00	319.00	66.20	250.62	84870.00	165.00	4300.00	19520.00	78.30	1270.00	28.00	145.00	126.00
400	432.00	307.00	21.00	40.00	27.00	326.00	73.90	255.91	104100.00	179.00	4820.00	19340.00	77.00	1260.00	28.00	145.00	126.00
450	476.00	307.00	21.00	40.00	27.00	335.00	83.60	262.98	131500.00	198.00	5500.00	19340.00	75.90	1260.00	28.00	145.00	126.00
500	524.00	306.00	21.00	40.00	27.00	344.00	93.20	270.04	161900.00	217.00	6180.00	19150.00	74.60	1250.00	28.00	145.00	130.00
550	572.00	306.00	21.00	40.00	27.00	354.00	103.00	277.89	196000.00	236.00	6920.00	19160.00	73.50	1250.00	28.00	145.00	130.00
600	620.00	305.00	21.00	40.00	27.00	364.00	113.00	285.74	237400.00	256.00	7660.00	18980.00	72.20	1240.00	28.00	145.00	130.00
650	669.00	305.00	21.00	40.00	27.00	374.00	123.00	293.59	291700.00	275.00	8430.00	18980.00	71.30	1240.00	28.00	145.00	130.00
700	716.00	304.00	21.00	40.00	27.00	383.00	134.00	300.66	329300.00	295.00	9200.00	18800.00	70.10	1240.00	28.00	145.00	130.00
800	814.00	303.00	21.00	40.00	30.00	404.00	154.00	317.14	442600.00	331.00	10970.00	18630.00	67.90	1230.00	28.00	151.00	132.00
900	910.00	302.00	21.00	40.00	30.00	424.00	174.00	332.84	570400.00	367.00	12540.00	18450.00	66.00	1220.00	28.00	151.00	132.00
1000	1009.00	302.00	21.00	40.00	30.00	444.00	195.00	348.14	722300.00	403.00	14330.00	18400.00	64.50	1220.00	28.00	151.00	132.00



HE-M Profile nach DIN 1025-4, EURONORM 53-62

Profil	Flächen				Querschnittsgewicht		Mantel	Biegung						Torsion	e/t-Verhältnis			
	A _y	A _z	A _{v,y}	A _{v,z}	V	A _m /V	U	S _{y,max}	W _{pl,y}	a _{pl,y}	i _{kg}	S _{z,max}	W _{pl,z}	a _{pl,z}	i _p	I _t	e/t Gurt	e/t Steg
HE-M	cm ²	cm ²	cm ²	cm ²	cm ³ /m	l/m	m ² /m	cm ³	cm ³		mm	cm ³	cm ³		mm	cm ⁴		
100	35,71	11,12	45,28	18,00	5320,00	116,35	0,62	118,00	236,00	1,24	29,00	28,09	116,31	1,55	53,80	58,50	1,75	4,67
120	40,44	13,74	55,99	21,15	6640,00	111,15	0,74	175,00	350,00	1,22	34,50	41,67	171,63	1,53	64,00	92,00	2,13	5,92
140	53,85	16,53	67,99	24,50	8060,00	106,53	0,86	247,00	494,00	1,20	40,00	55,62	240,51	1,53	74,20	120,00	2,48	7,08
160	63,99	20,19	80,42	30,86	9710,00	99,90	0,97	337,00	674,00	1,19	45,20	79,22	325,46	1,54	84,10	163,00	2,65	7,43
180	71,74	23,93	95,56	34,70	11300,00	95,46	1,09	442,00	884,00	1,18	50,80	103,79	425,99	1,54	94,30	204,00	2,95	8,41
200	86,19	26,99	107,85	40,75	13100,00	91,60	1,20	568,00	1136,00	1,18	56,10	132,61	543,22	1,54	104,30	260,00	3,10	8,93
220	98,28	30,47	122,71	44,87	14900,00	88,59	1,32	710,00	1420,00	1,16	61,60	165,00	678,55	1,55	114,60	316,00	3,36	9,81
240	132,81	39,64	155,74	59,48	20000,00	73,00	1,46	1060,00	2120,00	1,18	67,80	246,32	1005,93	1,53	127,20	530,00	2,94	9,11
260	145,67	42,93	181,76	67,25	22000,00	71,56	1,57	1260,00	2520,00	1,17	75,10	291,79	1162,47	1,55	137,60	722,00	3,11	9,83
280	159,89	47,39	197,94	71,87	24000,00	70,42	1,69	1480,00	2960,00	1,16	78,50	342,14	1296,68	1,53	147,90	910,00	3,36	10,60
300	202,24	58,75	251,88	90,75	30300,00	60,40	1,83	2040,00	4080,00	1,17	84,70	458,49	1913,16	1,55	161,20	1410,00	3,01	9,90
320/305	147,75	43,17	183,79	68,40	22500,00	79,11	1,78	1460,00	2920,00	1,14	82,90	337,22	1274,41	1,53	156,00	690,00	4,05	13,00
320	206,77	62,61	257,28	94,80	31200,00	59,94	1,87	2120,00	4240,00	1,17	84,30	472,00	1950,73	1,52	168,00	1510,00	3,95	10,70
340	206,80	66,36	257,29	98,80	31600,00	60,13	1,90	2360,00	4720,00	1,17	84,10	477,40	1952,71	1,53	174,90	1510,00	2,93	11,60
360	206,17	70,12	256,48	102,60	31500,00	60,50	1,93	2490,00	4980,00	1,16	83,60	479,32	1942,35	1,53	180,80	1510,00	3,91	12,40
400	205,57	77,84	255,68	110,40	32600,00	61,35	2,00	2790,00	5580,00	1,16	82,90	471,24	1934,13	1,54	194,90	1520,00	2,90	14,20
450	205,64	87,43	255,68	119,40	33500,00	62,69	2,10	3170,00	6340,00	1,15	82,30	471,24	1939,20	1,54	212,00	1530,00	2,90	16,40
500	205,06	97,04	254,88	129,20	34400,00	63,57	2,18	3530,00	7100,00	1,15	81,50	468,18	1932,02	1,55	229,50	1540,00	2,89	18,60
550	205,14	107,05	254,68	139,20	35400,00	64,41	2,26	3970,00	7940,00	1,15	80,90	468,18	1937,31	1,55	247,20	1560,00	2,89	20,90
600	204,56	117,06	254,38	150,00	36400,00	65,11	2,37	4390,00	8780,00	1,15	80,10	465,13	1930,38	1,56	266,00	1570,00	2,88	23,10
650	204,64	127,06	254,09	160,00	37400,00	65,04	2,47	4830,00	9660,00	1,15	79,50	465,13	1935,67	1,56	284,10	1580,00	2,88	25,40
700	204,06	137,05	253,28	169,80	38300,00	65,34	2,56	5270,00	10540,00	1,15	78,70	462,08	1928,78	1,56	301,30	1590,00	2,86	27,70
800	203,50	157,55	253,11	194,80	40400,00	68,07	2,75	6240,00	12480,00	1,15	77,20	459,05	1930,39	1,57	337,50	1650,00	2,78	32,10
900	203,05	177,44	252,31	214,80	42400,00	69,10	2,93	7220,00	14440,00	1,15	76,00	456,32	1928,66	1,58	372,80	1680,00	2,76	36,70
1000	203,26	197,66	252,31	234,80	44400,00	70,59	3,13	8280,00	16560,00	1,16	75,00	456,32	1939,68	1,59	409,10	1710,00	2,76	41,30

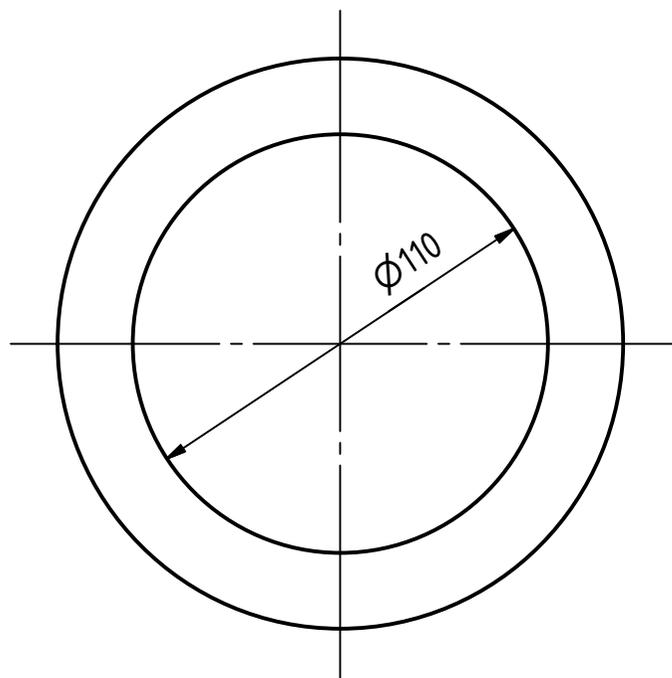
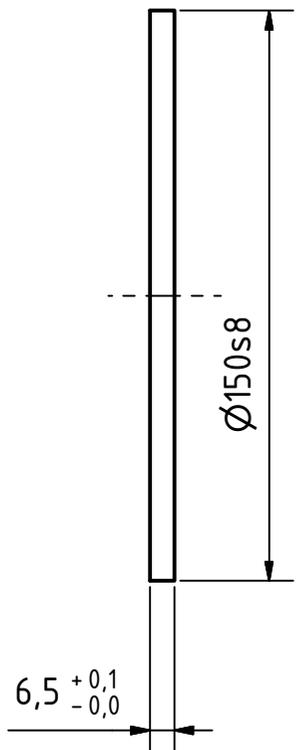


HE-M Profile nach DIN 1025-4, EURONORM 53-62

Profil	Wölbstörion						Grenzschnittgrößen für $f_y, d = 218,2 \text{ N/mm}^2$							$f_{y,d} = 21,36 \text{ KN/cm}^2$	
	I_{ω} cm ⁴	W_{ω} cm ³	$W_{\omega, \max}$ cm ³	$S_{\omega, \max}$ cm ⁴	$W_{pl, \omega}$ cm ³	$\alpha_{pl, \omega}$	$M_{pl, d}$ kN	$V_{pl, z, d}$ kN	$M_{pl, y, d}$ kNm	$V_{pl, y, d}$ kN	$M_{pl, x, d}$ kNm	$M_{pl, xs, d}$ kNm	$M_{pl, us, d}$ kNm ²		$V_{pl, z, d} \text{ [EC 3]}$ kN
100	9925.00	374.53	25.50	140.45	561.80	1.50	1162.00	151.20	51.45	534.20	25.38	5.69	26.71	1.23	222.50
120	24790.00	661.33	37.49	247.95	991.05	1.50	1449.00	197.40	76.50	666.00	37.45	7.53	39.66	2.16	260.90
140	54330.00	1078.62	50.57	404.47	1617.88	1.50	1758.00	226.00	107.70	805.20	52.48	9.64	58.84	3.53	301.60
160	109100.00	1659.12	65.15	621.90	2497.62	1.50	2117.00	276.90	147.20	961.90	71.01	12.15	75.51	56.43	390.00
180	193300.00	2485.24	81.84	913.35	3653.34	1.50	2471.00	321.50	192.80	1125.00	92.77	14.86	98.97	73.7	427.40
200	306300.00	3490.34	100.43	1292.97	5171.89	1.50	2864.00	369.50	247.70	1297.00	118.50	17.90	126.50	111.29	506.10
220	572700.00	4736.58	130.91	1776.17	7104.67	1.50	3281.00	417.80	304.70	1486.00	148.00	21.27	158.40	151.50	558.00
240	1152000.00	7806.99	147.56	2527.59	11710.40	1.50	4355.00	509.60	461.90	1995.00	215.50	34.70	217.90	25.55	740.90
260	1728000.00	10315.00	172.53	3756.75	15026.00	1.50	4792.00	583.00	550.60	2194.00	260.20	38.69	267.50	32.79	825.10
280	2520000.00	12635.40	199.44	4738.69	19954.80	1.50	5240.00	645.50	647.00	2394.00	304.70	43.13	331.60	41.36	889.40
300	3360000.00	18801.80	235.28	7050.74	28202.00	1.50	6613.00	796.20	889.70	3046.00	417.40	63.99	458.40	61.53	1117.00
320/305	2903000.00	13083.20	221.99	4906.49	19625.90	1.50	4911.00	586.50	638.50	2228.00	299.90	35.43	324.20	42.82	844.60
320	5004000.00	20306.20	246.43	7614.61	30458.40	1.50	6808.00	843.00	967.60	3114.00	425.60	67.15	496.20	66.45	1170.00
340	5595000.00	21453.20	260.33	8044.27	32177.10	1.50	6891.00	891.50	1029.00	3114.00	426.00	67.65	524.70	70.20	1217.00
360	6137000.00	22451.10	275.35	8419.18	33676.70	1.50	6956.00	939.10	1080.00	3104.00	423.80	67.94	550.00	73.48	1263.00
400	7410000.00	24629.40	300.86	9236.40	36945.60	1.50	7138.00	1037.00	1215.00	3094.00	422.00	68.77	606.40	80.61	1359.00
450	9252000.00	27522.20	335.17	10320.50	41201.10	1.50	7519.00	1159.00	1381.00	3094.00	423.10	70.05	677.50	90.07	1476.00
500	11190000.00	30213.90	370.26	11330.00	45919.80	1.50	7512.00	1280.00	1548.00	3084.00	421.50	71.12	746.30	98.88	1597.00
550	13520000.00	33210.50	405.98	12453.60	49814.40	1.50	7732.00	1407.00	1731.00	3084.00	422.70	72.46	820.30	106.70	1722.00
600	15910000.00	35970.60	442.25	13488.60	53954.50	1.50	7934.00	1534.00	1914.00	3074.00	421.20	73.59	891.30	117.70	1846.00
650	18650000.00	38947.50	478.85	14604.90	59419.70	1.50	8154.00	1661.00	2107.00	3074.00	422.30	74.92	965.10	127.50	1970.00
700	21400000.00	41649.80	513.76	15618.30	62473.20	1.50	8357.00	1788.00	2299.00	3064.00	420.80	76.05	1035.00	136.30	2095.00
800	27790000.00	47373.00	585.30	17765.00	71060.20	1.50	8920.00	2047.00	2725.00	3053.00	421.20	78.57	1182.00	155.00	2346.00
900	34750000.00	52897.80	638.35	18836.90	79347.50	1.50	9243.00	2301.00	3151.00	3043.00	420.80	81.04	1324.00	173.10	2545.00
1000	43020000.00	58956.90	730.84	22071.40	89295.50	1.50	9692.00	2561.00	3615.00	3043.00	423.20	83.76	1473.00	192.60	2899.00

ANHANG D: Pläne und Fertigungszeichnungen

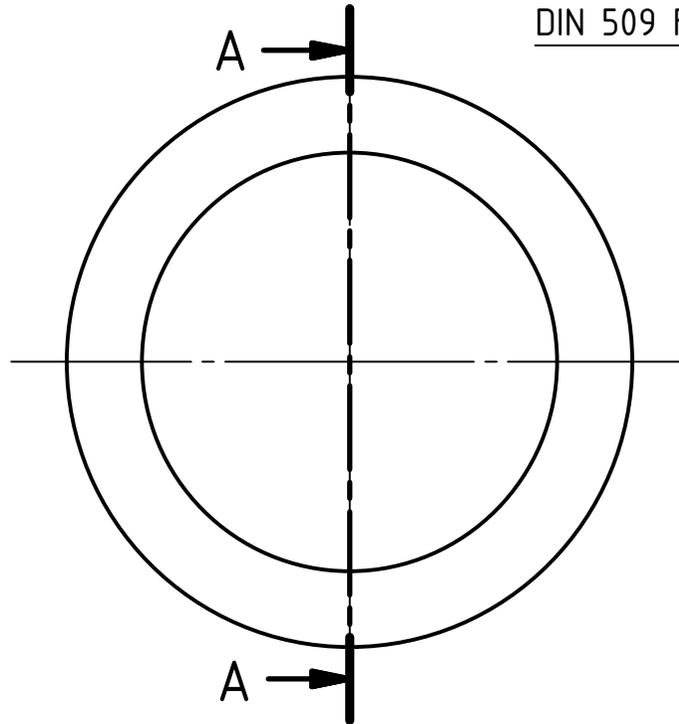
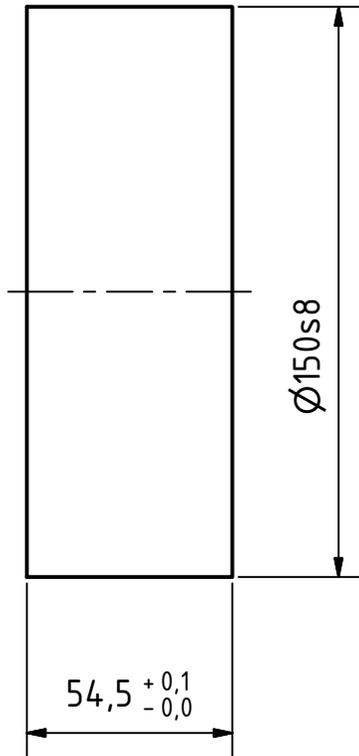
Die Pläne werden hier nur symbolisch dargestellt, die Originale sind am Institut verfügbar.



alle nicht bemaßten Kanten: 0,5mm brechen ,  Ra 3,2

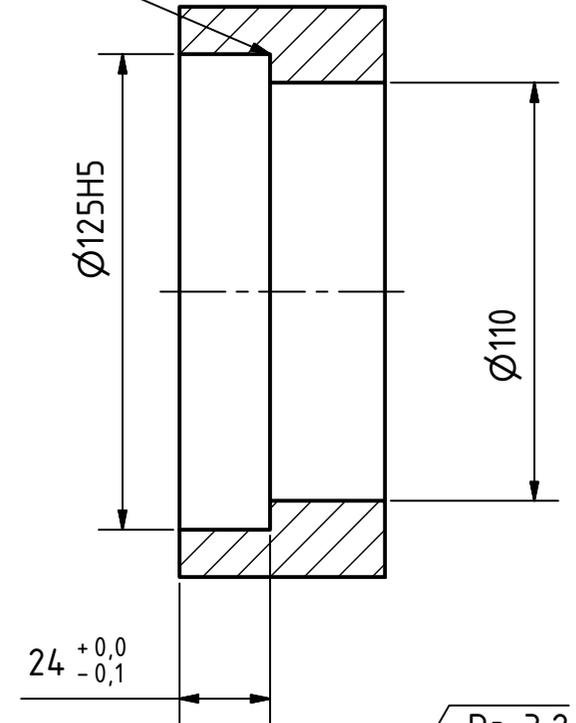
				Allgemeint. 2768-m		Maßstab 1:2			
						41Cr4			
				Datum		Name		Schwungmasse	
				Gezeichnet 17.09.2013		Herstatter			
				Kontrolliert					
				Norm					
				Gewicht		0,4 kg			
								Distanzring Lagerbock	
								1	
								A4	
Status		Änderungen		Datum		Name			

Toleranzen		
Toleranzmaß	Kleinstmaß	Größtmaß
Ø150s8	150.085	150.148



DIN 509 F - 0,4x0,2

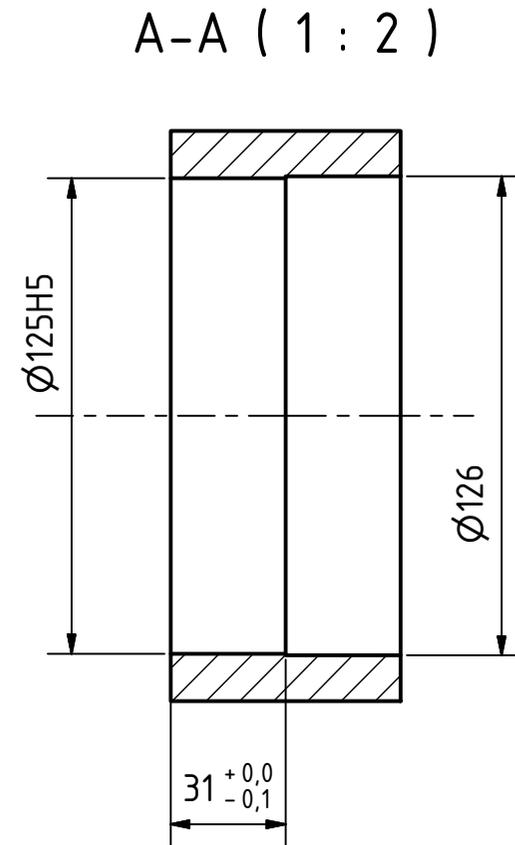
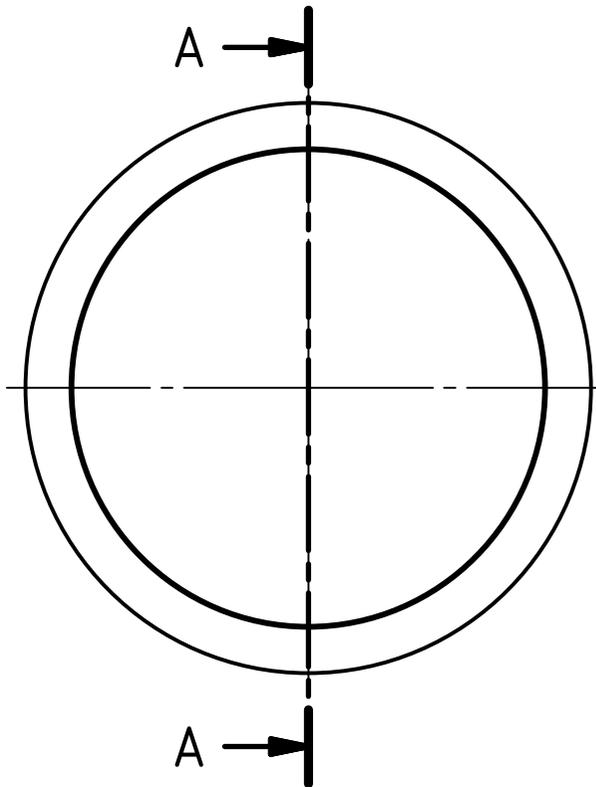
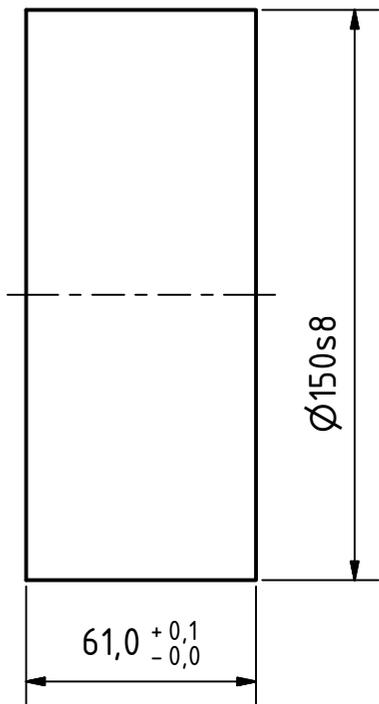
A-A (1 : 2)



alle nicht bemaßten Kanten: 0.5mm brechen ,

Toleranzen		
Toleranzmaß	Kleinstmaß	Größtmaß
Ø125H5	125,000	125,018
Ø150s8	150,085	150,148

Allgemeint. 2768-m		Maßstab 1:2	
		41Cr4	
	Datum	Name	
	Gezeichnet 13.11.2013	Herstatter	
	Kontrolliert		
	Norm		
	Gewicht	3,3 kg	
		Schwungmasse	
		Lagerhülse Festlager	
		1	
		A4	
Status	Änderungen	Datum	Name

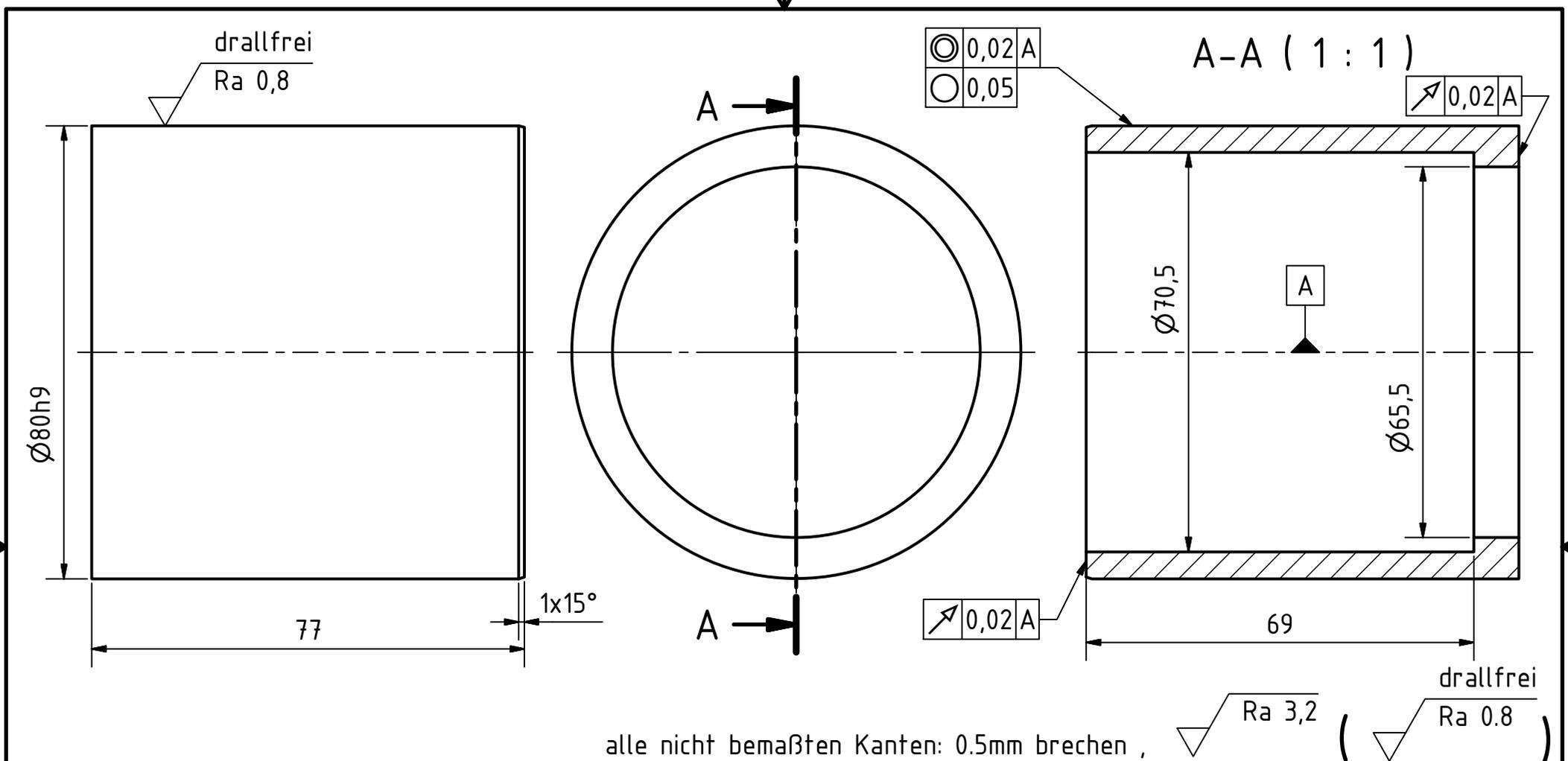


$\sqrt{\text{Ra } 3,2}$

alle nicht bemaßten Kanten: 0.5mm brechen ,

Toleranzen		
Toleranzmaß	Kleinstmaß	Größtmaß
$\varnothing 125H5$	125,000	125,018
$\varnothing 150s8$	150,085	150,148

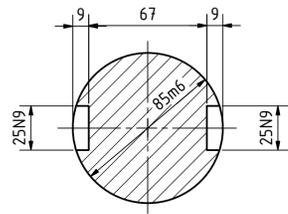
				Allgemeint. 2768-m	Maßstab 1:2			
					41Cr4			
				Datum	Name			
				Gezeichnet	13.11.2013	Herstatter		Schwungmasse
				Kontrolliert				
				Norm				
				Gewicht	3,3 kg			
				Lagerhülse Loslager				1
								A4
Status	Änderungen	Datum	Name					



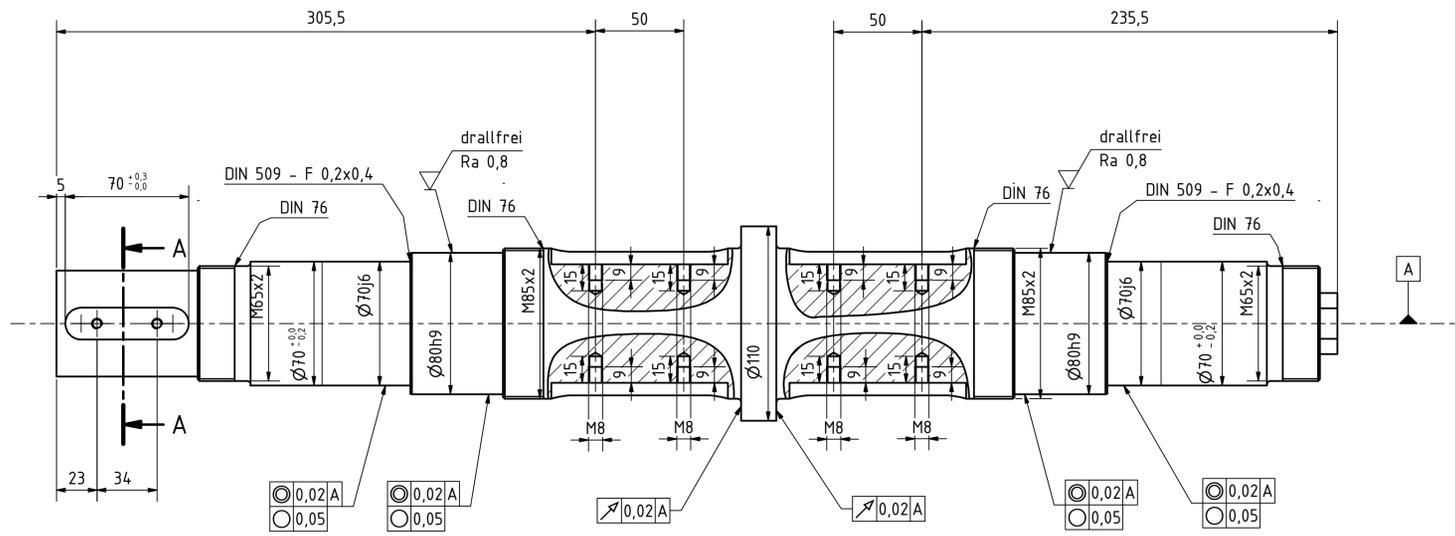
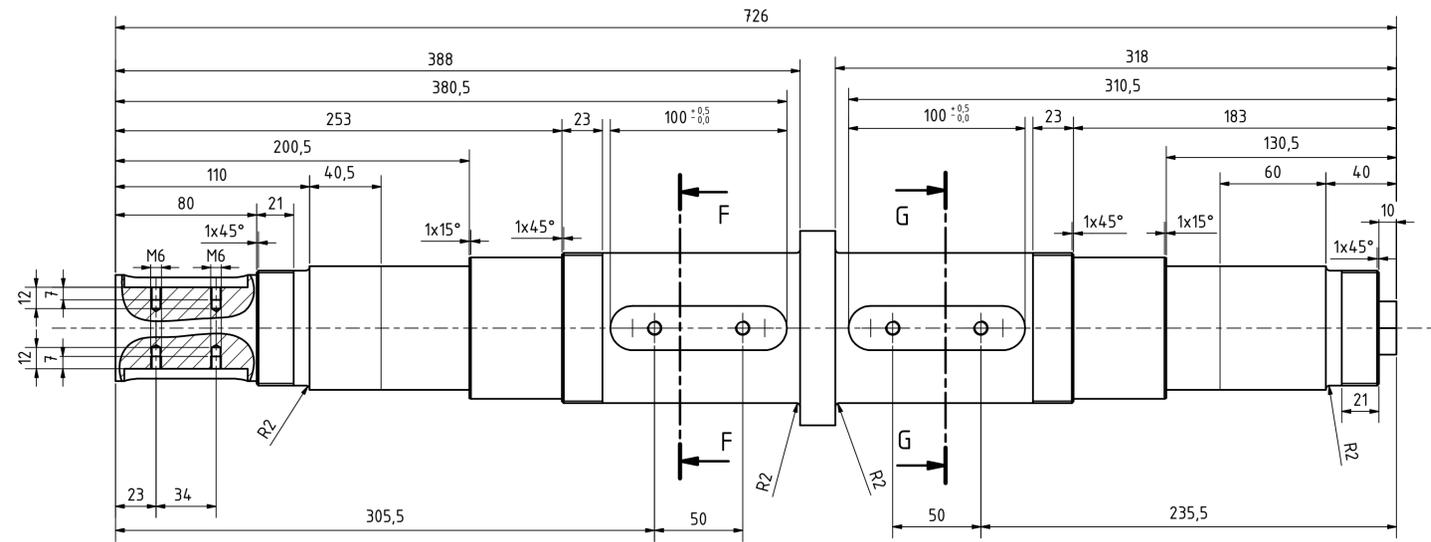
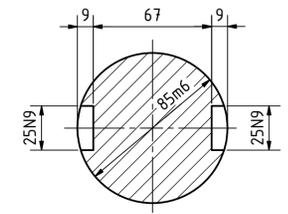
				Allgemeint. 2768-m		Maßstab 1:1			
						41Cr4			
				Datum		Name			
				Gezeichnete 17.09.2013		Herstatter			
				Kontrolliert					
				Norm					
				Gewicht		0,8 kg			
								Schwungmasse	
								Spannhulse	
								1	
								A4	
Status	nderungen	Datum	Name						

Toleranzen		
Toleranzmaß	Kleinstmaß	Grstma
$\varnothing 80h9$	79,926	80,000

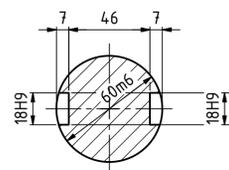
F-F (1 : 2)



G-G (1 : 2)



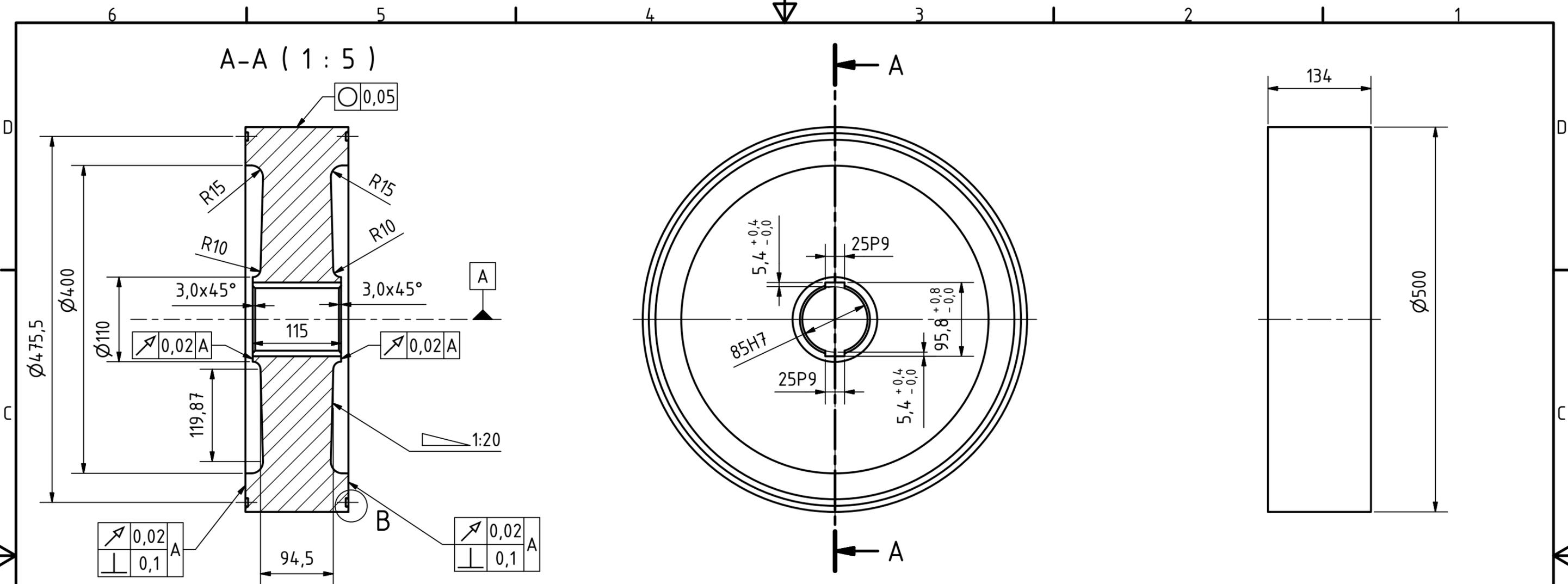
A-A (1 : 2)



alle nicht bemaßten Kanten: 0,5mm brechen, $\sqrt{Ra\ 3,2}$ ($\sqrt{Ra\ 0,8}$) drallfrei

Toleranzen		
Toleranzmaß	Kleinstmaß	Größtmaß
18H9	18,000	18,043
25N9	24,948	25,000
60h6	59,981	60,000
70j6	70,012	70,081
80h9	79,926	80,000
85m6	85,013	85,035

Allgemeint. 2768-m		Maßstab 1:2 41Cr4	
Gezeichnet	09.08.2013	Name	Hersteller
Schwungmasse			
Welle			1 A1
Status	Änderungen	Datum	Name



$\sqrt{0,02}$	A
$\perp 0,1$	

$\sqrt{0,02}$	A
$\perp 0,1$	

Toleranzen		
Toleranzmaß	Kleinstmaß	Größtmaß
25P9	24,926	24,978
$\varnothing 85H7$	85,000	85,035

Allgemeint. 2768-m		Maßstab 1:5 (2:1)	
		41Cr4	
Gezeichnet 19.08.2013		Herstatter	
Kontrolliert			
Norm			
Gewicht		160,4 kg	
		Schwungmasse	
		Schwungmasse	
		1	
		A3	
Status	Änderungen	Datum	Name

