

---

# **DIPLOMARBEIT**

---

Herr Ing.  
**Ladner Fabian**

**Entwicklung und Konstruktion eines  
universellen Getriebeprüfstandes für  
Stirnrad- und Kegelradgetriebe**

Mittweida, 2022

Fakultät Ingenieurwissenschaften

---

# **DIPLOMARBEIT**

---

## **Entwicklung und Konstruktion eines universellen Getriebepfstandes für Stirnrad- und Kegelradgetriebe**

Autor:

**Herr Ing. Ladner Fabian**

Studiengang:

**Mechatronik**

Seminargruppe:

**KM17sMFA**

Erstprüfer:

**Prof. Dr.-Ing. Jörg Matthes**

Zweitprüfer:

**Dipl.-Ing. Claudius Petzold**

Einreichung:

**Mittweida, 31.08.2022**

Verteidigung/Bewertung:

**Mittweida, 2022**

## **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass ich die vorliegende Diplomarbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer Hilfsmittel, außer den angegebenen Quellen, angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Stellen sind als solche kenntlich gemacht. Die Arbeit wurde bisher, weder in gleicher oder ähnlicher Form, keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch nicht veröffentlicht.

Flirsch, am 08.08.2022

Ladner Fabian

## Vorwort

Während des zweiten Semesters (6. Semesters) wurden wir von einigen Professoren darauf aufmerksam gemacht, uns für ein Thema zu entscheiden, das in Form einer Diplomarbeit erarbeitet werden soll.

Nach einem Gespräch mit meinem Arbeitgeber, bot er mir als Projekt, die Planung eines Getriebeprüfstandes an. Obwohl das Thema am Anfang sehr komplex und schwierig erschien, wurde das Thema für mein Abschlussprojekt doch angenommen.

Als erste Vorarbeit diente das Praxismodul 1. In dieser Arbeit wurde die Getriebetechnik, gleichmäßig übersetzter Getriebe, wie Stirnräder und Kegelräder, besprochen.

Die Getriebeuntersuchung war ebenfalls Teil dieses Praxismoduls und gab einen Einblick in die Schadensformen von Zahnrädern. Nicht nur die Analyse von „verschlissenen“ Zahnrädern, sondern auch die Möglichkeiten von Verbesserungen hinsichtlich des Laufverhaltens und der Lebensdauer wurden beschrieben.

Danach folgte das Praxismodul 2, das sich mit elektrischen Antrieben auseinandersetzte. Zu Beginn wurden einige Elektromotoren anhand ihres Aufbaus und ihrer Funktionsweise erklärt. Die Servomotoren, als modernste Antriebsmöglichkeit, waren das letzte Kapitel zu der Beschreibung elektrischer Antriebe. Am Ende wurde die Auslegung anhand eines praxisnahen Beispiels besprochen.

Die letzte Arbeit, vor der Diplomarbeit, war das Forschungsmodul. Es wurden die ersten Entwürfe zum Aufbau des Antriebs bzw. Abtriebsstranges erarbeitet. Die Idee von einem Übersetzungsgetriebe, zwischen dem Antriebsmotor und dem Antriebsstrang, wurde schon im Forschungsmodul umgesetzt. Am Ende dieser Arbeit hatte man schon eine Vorstellung, wie groß der Prüfstand werden könnte.

Da während des Forschungsmoduls noch keine Berechnungen durchgeführt wurden, war es notwendig einige Änderungen zu vollziehen.

Die Diplomarbeit erwies sich als sehr umfangreich und zeitaufwendig, da viel Berechnungs- und Konstruktionsarbeit geleistet wurde. Das Projekt des universellen Prüfstandes konnte leider nicht ganz fertiggestellt werden, da manche Komponenten für diese Anwendung modifiziert werden müssen, und dadurch noch keine eindeutigen Angaben zur Verfügung stehen.

Mein Arbeitgeber und ich sind mit dem aktuellen Ergebnis mehr als zufrieden, denn die Endplanung des universellen Prüfstands steht kurz vor der Ziellinie.

## Kurzbeschreibung

Seit zirka vier Jahren beschäftigt sich die Firma KTZ mit der Entwicklung von Zahnradgetrieben. Mit einfachen Methoden wurden bisher die Testläufe von Prüfgetrieben durchgeführt und ohne jegliche Messergebnisse bewertet.

Das Ziel der Diplomarbeit ist einen universellen Prüfstand zu entwickeln, der hochgenaue, wiederholbare Qualitätsprüfungen von Getrieben ermöglicht.

Bei der Planung sollen folgende Punkte beachtet werden:

- Die Prüfung von Getrieben mit verschiedenen Achsabständen und Achsrichtungen
- Umsetzung einer einfachen Montage und Demontage
- Prüfungen hoher Lasten bis ca. 4000 Nm
- Abarbeitung von 48h Dauerläufen
- Kontinuierliche Messung von Drehmoment und Drehzahl
- Einbindung weiterer Sensoren (z.B. für Frequenz-, Temperatur- und Verformungsmessungen)

Anhand eines Prüfgetriebes wird der universelle Prüfstand dimensioniert und konstruiert. Zu den Berechnungen wird zusätzlich eine FEM- Analyse, die durch eine externe Firma oder durch uns, durchgeführt wird.

## Abstract

For about four years the development of gearboxes is an important part in our company. The test runs of such new gearboxes were done with easy methods, but the measuring of important values wasn't possible.

Our goal of the diploma project is the development of a universal gearbox test rig, to enable precise and iterable test runs.

The following things should be considered during the diploma project:

- Possibility to do test runs of gearboxes with different center distances and different directions of the axis
- An easy mounting and demounting of all components
- The measuring of torques around 4000 Nm
- The processing of test runs up to 48 hours
- Continuous measuring of torque and rotating speed
- To upgrade the test rig with different sensors for measuring other values like frequency, temperature and elastic deformation

Due to the information of a test gearbox, the universal test rig will be dimensioned and constructed. Additional to the calculation of this project an FEM- analysis will be done by another company or on our own.

## **Inhaltsverzeichnis:**

1. Abbildungsverzeichnis
2. Einleitung
3. Aufgabenstellung
4. Prüfgetriebe
5. Auslegung, Dimensionierung und Auswahl der Komponenten
  - 5.1 Baugruppe Antrieb
    - 5.1.1 Antriebsmotor
    - 5.1.2 Zahnriemenscheibe/ Zahnriemenübersetzung
    - 5.1.3 Riemenspannplatte
  - 5.2 Baugruppe Antriebsstrang
    - 5.2.1 Eingangswelle- Motor
    - 5.2.2 Eingangswelle- Getriebe
    - 5.2.3 Lagerung
    - 5.2.4 Lagergehäuse
    - 5.2.5 Lagerdeckel
    - 5.2.6 Lagergehäusedeckel
    - 5.2.7 Flansch- Drehmomentsensor
    - 5.2.8 Drehmomentsensor
    - 5.2.9 Kupplung
    - 5.2.10 Schnittdarstellung der Baugruppe Eingangswelle- Getriebe
  - 5.3 Baugruppe Abtriebsstrang
    - 5.3.1 Abtriebswelle- Generator
    - 5.3.2 Abtriebswelle- Getriebe
    - 5.2.3 Lagerung
  - 5.4 Baugruppe Leistungsbremse
    - 5.4.1 Generator
    - 5.4.2 Zahnriemenscheibe/ Zahnriemenübersetzung
  - 5.5 Aufspannplatten und Spannmittel
    - 5.5.1 Aufspannplatte- Lagergehäuse
    - 5.5.2 Aufspannplatte- Antrieb/ Aufspannplatte- Abtrieb
    - 5.5.3 Spannwinkel mit Zwischenplatte
    - 5.5.4 Spannbock
    - 5.5.5 Maschinentisch
  - 5.6 Fundamentierung
  - 5.7 Getriebeschmierung
  - 5.8 Sicherheitseinrichtung

## 6. Prüfprozess

- 6.1 Prüfablauf
- 6.2 Ausgabe der Messergebnisse
- 6.3 Analyse und Optimierung (Getriebeuntersuchung)

## 7. Konstruktion

- 7.1 Ableitungszeichnungen der An- und Abtriebswellen
- 7.2 Explosionsansicht Eingangsstrang
- 7.3 Zusammenbauansicht Prüfstand- Komplet
- 7.4 Zeichnungsableitung des Prüfstands mit Hauptmaßen

## 8. Zusammenfassung, weitere Vorgehensweisen und Ziel

## 9. Anhang

### 9.1 Berechnung

- 9.1.1 Statischer Festigkeitsnachweis mit Nennspannungen
- 9.1.2 Ermüdungsfestigkeitsnachweis mit Nennspannungen
- 9.1.3 Passfederberechnung Eingangswelle- Getriebe
- 9.1.4 Passfederberechnung Eingangswelle- Motor
- 9.1.5 Passfederberechnung Ausgangswelle- Getriebe
- 9.1.6 Berechnung: Schrumpfsitz von Ausgangswelle- Motor
- 9.1.7 Lagerberechnung Eingangsstrang
- 9.1.8 Lagerberechnung Ausgangsstrang
- 9.1.9 Schraubenberechnung Lagergehäuse
- 9.1.10 Anziehmoment der Schraube zur Erzeugung der Vorspannkraft
- 9.1.11 Berechnung des Anziehmoments für die Schrauben am Drehmoments.
- 9.1.12 Zahnriemenberechnung + Unterlagen
- 9.1.13 Berechnung Winkelbeschleunigung  $\alpha$

### 9.2 Produktdatenblätter

- 9.2.1 Lenze Servo-Asynchronmotor 60kW (MQA26T22H)
- 9.2.2 Zahnriemenscheibe z48
- 9.2.3 Taperlock- Buchse 2517
- 9.2.4 Pendelrollenlager 22212 E
- 9.2.5 Pendelrollenlager 22312 E
- 9.2.6 Klemmutter KMFE 12
- 9.2.7 Wellendichtring
- 9.2.8 Wellendichtring
- 9.2.9 O- Ring für Ein- und Ausgangsstrang (Radialdichtung)
- 9.2.10 O- Ring für Eingangsstrang (Axialdichtung)
- 9.2.11 O- Ring für Ausgangsstrang (Axialdichtung)
- 9.2.12 Ölschauglas
- 9.2.13 Hall- Sensor



9.2.14 Drehmomentsensor (Honeywell 2112-50K)

9.2.15 Kupplung (Fa. Flender)

9.2.16 Spannbock mit Gegenmutter

9.2.17 Fixator (Maschinenrichtelement)

### 9.3 Werkstoffliste

## 1. Abbildungsverzeichnis

- Bild 1** (S.12): Prüfgetriebe Lissmac
- Bild 2** (S.14): Motorkennlinie MQA26T22H (fremdbelüftet)
- Bild 3** (S.15): Explosionsansicht Baugruppe Motor
- Bild 4** (S.16): Baugruppe Antriebsstrang
- Bild 5** (S.16): Eingangswelle- Motor
- Bild 6** (S.17): Eingangswelle- Getriebe
- Bild 7** (S.17): Pendelrollenlager 22212 E
- Bild 8** (S.18): Lagergehäuse (Eingang)
- Bild 9** (S.18): Lagerdeckel (Eingang)
- Bild 10** (S.18): Lagergehäusedeckel (Eingang)
- Bild 11** (S.19): Flansch Eingangswelle- Motor
- Bild 12** (S.19): Flansch Eingangswelle- Getriebe
- Bild 13** (S.19): Drehmomentsensor (2112-50K)
- Bild 14** (S.19): Kupplung Fa. Flender
- Bild 15** (S.19): Kupplungsflansch
- Bild 16** (S. 20): Schnittdarstellung Baugruppe Eingangswelle- Getriebe
- Bild 17** (S. 20): Baugruppe Antriebsstrang
- Bild 18** (S. 21): Abtriebswelle- Generator
- Bild 19** (S. 21): Abtriebswelle- Getriebe
- Bild 20** (S. 23): Aufspannplatte Lagergehäuse
- Bild 21** (S. 23): Aufspannplatte- Antrieb
- Bild 22** (S. 24): Spannwinkel
- Bild 23** (S. 24): Zwischenplatte
- Bild 24** (S. 24): Schraubbock mit Gegenmutter (vereinfacht dargestellt)
- Bild 25** (S. 25): Maschinentisch (Haupttisch)
- Bild 26** (S. 25): Fixator der Fa. BWF (vereinfacht dargestellt)
- Bild 27** (S. 28): „Ableitungszeichnung“ Antriebswelle- Motor
- Bild 28** (S. 29): „Ableitungszeichnung“ Antriebswelle- Getriebe
- Bild 29** (S. 29): „Ableitungszeichnung“ Abtriebswelle- Motor
- Bild 30** (S. 29): „Ableitungszeichnung“ Abtriebswelle- Getriebe
- Bild 31** (S. 30): Explosionsansicht Eingangsstrang
- Bild 32** (S. 30): Zusammenbauansicht 1 Prüfstand- Komplet
- Bild 33** (S. 31): Zusammenbauansicht 2 Prüfstand- Komplet
- Bild 34** (S. 31): Zeichnungsableitung 1- Prüfstand
- Bild 35** (S. 32): Zeichnungsableitung 2- Prüfstand

## 2. Einleitung

In unserem Unternehmen ist die Produktion von Antriebselementen, wie Stirnräder und Kegelräder, das Hauptgeschäft. Unser Betrieb zeichnet sich vor allem durch die Fertigung komplexer Bauteile mit hohen Genauigkeitsanforderungen aus. Durch präzise Sonderbearbeitungsmaschinen, wie Wälzfräs-, Stoß- und Zahnflankenschleifmaschinen wird die Produktion solcher Bauteile erst ermöglicht. Nach der Beschaffung des Rohmaterials findet, bis auf die die Wärmebehandlungen (Einsatzhärten und Langzeitgasnitrieren) und Oberflächenbehandlungen (Verzinken und Verchromen), die gesamte Wertschöpfungskette bei uns statt. In unserem Lohnfertigungsbetrieb werden nach der Endkontrolle nicht nur Einzelteile versendet, sondern zum Teil auch zusammengebaute Getriebe, die bisher noch keiner aussagekräftige Qualitätskontrolle unterzogen werden können.

Obwohl sich unsere Firma hauptsächlich auf die Lohnfertigung konzentriert, startete man den Versuch ein vierstufiges Stirnradgetriebe zu entwickeln. Nach der Fertigung eines Prototyps wurden einfache Laufversuche durchgeführt und diese subjektiv von einem langjährigen Mitarbeiter bewertet. Der zweite Prototyp war für den Kunden sehr zufriedenstellend und die Produktion des Getriebes ging in „Serie“. Es werden nun jährlich ungefähr 50 Stück solcher Getriebe hergestellt.

Für die nächsten Neuentwicklungen von Zahnradgetrieben wäre ein Prüfstand von Vorteil, der die Möglichkeit bietet, aussagekräftige Messungen, hinsichtlich des Drehmoments, Drehzahl, Temperatur, Lautstärke, Schwingungen und Verformungen durchzuführen.

Im Praxismodul 1 wurde ein Überblick über die Getriebetechnik verschafft, wobei die Thematik der Getriebeuntersuchung von besonderem Interesse für die Diplomarbeit ist. Es wurde auf die einzelnen Faktoren hingewiesen, die Einfluss auf die Funktionsweise eines Getriebes haben und wie sie analysiert bzw. verbessert werden können.

Das Praxismodul 2 setzt sich mit dem Thema der elektrischen Antriebe auseinander. Die Funktionsweise der Elektroantriebe, deren Vor- und Nachteile, die Anwendung der Servotechnik und die Auslegung von elektrischen Antrieben sind Teil dieser Arbeit.

Im Forschungsmodul wurden erste Ideen ausgearbeitet, wie der Prüfstand aufgebaut werden könnte. Nach der Ausarbeitung der ersten Entwürfe wurden schon erste CAD- Konstruktionen vom Antrieb und Abtrieb ausgearbeitet. Man hatte nun die ersten Vorstellungen hinsichtlich Größe und Aufbau des Prüfstands.

Der universelle Getriebeprüfstand soll ein Prototyp werden, dessen Komponenten durch Prüfläufe Verbesserungen widerfahren könnten. Darum wurde auf eine einfache Demontage und Erweiterbarkeit geachtet.

### 3. Aufgabenstellung

Die folgenden Punkte sollen die Anforderungen an den Getriebeprüfstand verdeutlichen:

- Anhand eines vorgegebenen Getriebes soll der Getriebeprüfstand ausgelegt werden.
- Der Prüfstand soll universell sein, d.h. es sollen Getriebe mit verschiedenen Achsabständen, verschiedenen Achsrichtungen und einem hohen Lastenspektrum<sup>1</sup> geprüft werden können.
- Drehzahl und Drehmoment sollen immer gemessen werden
- Optionale Einbindung weiterer Sensoren (Dehnungsmessstreifen, Temperatursensor, Schwingungssensor, Lautstärkesensor)
- Realisierung von 48h Dauer- Prüfläufen
- Dokumentation der Messwerte

<sup>1</sup>Warum Lastenspektrum und nicht Leistungsspektrum?

Bei größeren Getrieben kann eine Eingangsleistung > 60 kW nicht übertragen werden. Durch Einbindung eines zusätzlichen Übersetzungsgetriebes wird, durch Vernachlässigung der Drehzahl, das gewünschte Drehmoment übertragen.

### 4. Prüfgetriebe

Das zu prüfende Getriebe, ist ein selbst entwickeltes Getriebe der Firma KTZ. Es weist vier Stufen auf, welche im Stillstand zu schalten sind. Die Leistungsübertragung erfolgt über geradverzahnte Stirnräder.

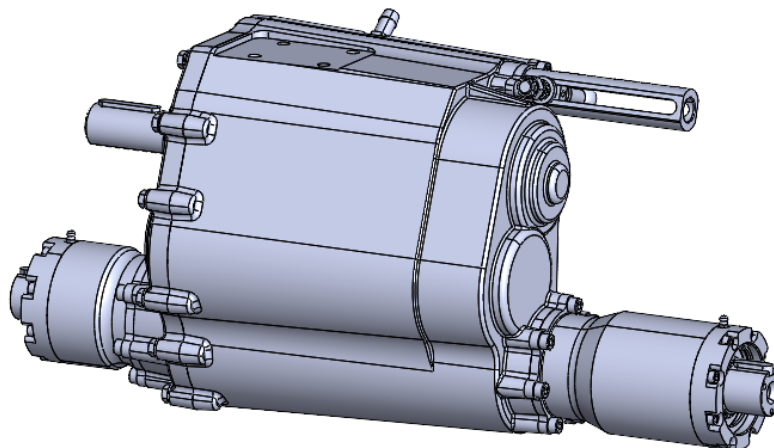


Bild 1: Prüfgetriebe Fa. Lissmac

Die geforderten Parameter für den Antrieb sind:

$$M_{\text{antrieb}} = 160 \text{ Nm}$$
$$n_{\text{antrieb}} = 2700 \text{ U/min}$$

Die zu realisierende Übersetzungen des Getriebes:

- 1. Gang:  
 $M_1 = 400 \text{ Nm}$   
 $n_1 = 1080 \text{ min}^{-1}$
- 2. Gang:  
 $M_2 = 283 \text{ Nm}$   
 $n_2 = 1546 \text{ min}^{-1}$
- 3. Gang:  
 $M_3 = 188 \text{ Nm}$   
 $n_3 = 2362 \text{ min}^{-1}$
- 4. Gang:  
 $M_4 = 147 \text{ Nm}$   
 $n_4 = 2945 \text{ min}^{-1}$

## 5. Auslegung, Dimensionierung und Auswahl der Komponenten

Die Auswahl der folgenden Komponenten richtet sich einerseits nach den Berechnungswerten im Anhang. Für die Auslegung des Eingangsstranges wurde das maximale Moment (max. Anlaufmoment) des Servomotors angenommen. Für die Berechnung des Ausgangsstranges ist die Übersetzung des Prüfgetriebes zu beachten. Der Ausgangsstrang wurde so dimensioniert, dass der universelle Prüfstand die Möglichkeit bietet, ein Getriebe mit einer max. Übersetzung von  $i = 4$  (bezogen auf das max. Anlaufmoment) zu evaluieren.

Es wurden für die Dimensionierung der Wellen eigenständige Festigkeitsberechnungen und Berechnungen zu den Wellen- Nabenverbindungen ausgearbeitet. Ebenfalls wurde die Schraubenverbindung für die Lagergehäuse berechnet. Die Auslegung für die Zahnriemenge triebe ist auch ein Teil dieser Diplomarbeit. Alle weiteren Auslegungen bzw. Überprüfungen, der einzelnen Komponenten, werden durch eine FEM- Analyse des gesamten Systems erar beitet. Diese Arbeit wird entweder an eine externe Firma weitergegeben oder nach einen oder mehreren Weiterbildungskursen, mit einer geeigneten FEM- Software, eigenständig analy siert.

### 5.1 Baugruppe Motor

Die Baugruppe Motor setzt sich aus den folgenden Hauptkomponenten zusammen:

- Antriebsmotor
- Zahnriemenscheibe
- Riemenspannplatte

### 5.1.1 Antriebsmotor

Die Eingangsparameter, die von dem Prüfgetriebe vorgegeben werden, sind ausschlaggebend für die Auswahl des folgenden Motors.

Ausgewählt wurde ein 60kW Servo- Asynchronmotor der Firma Lenze mit der Modellbezeichnung MQA26T22H (fremdbelüftet).

Motorkennlinie des Motors:

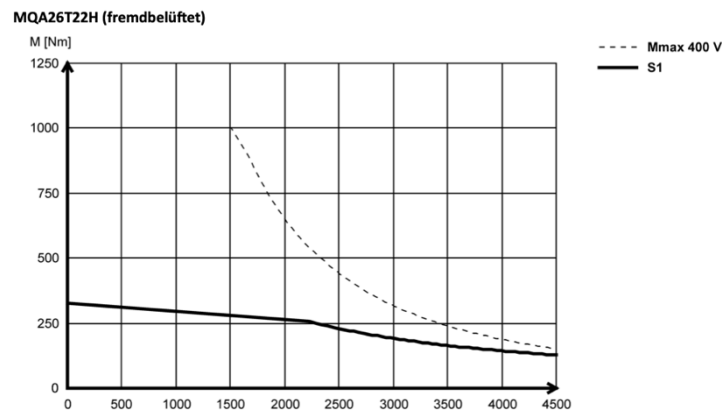


Bild 2: Motorkennlinie MOA26T22H (fremdbelüftet)

Quelle: Fa. Lenze, Produktkatalog Servo- Asynchromotoren

Aus der Kennlinie ist ersichtlich, dass der Elektromotor bei einer Drehzahl von 2700 U/min ein Drehmoment von ca. 200 Nm übertragen kann.

Der Motor kann die Leistungsübertragung problemlos durchführen. Die vorhandenen Leistungsreserven spielen, nach der Auslegung des gesamten Antriebssystems, eine wichtige Rolle für die Berechnung der Winkelbeschleunigung  $\alpha$ .

### 5.1.2 Zahnriemenscheibe

Die Leistungsübertragung mit einem Zahnriemengetriebe hat den Vorteil, dass zusätzliche Übersetzungen realisiert werden können. Entspricht die Motorkennlinie nicht den Angaben eines Prüfgetriebes, besteht die Möglichkeit einer Drehmoment- bzw. Drehzahlanpassung.

Anhand der getätigten Zahnriemenberechnung wird die Zahnriemenform HDT 8M und eine Riemenbreite von 85mm ausgewählt. Für die Prüfung des Lissmac- Getriebes erfolgt keine Übersetzungsänderung vom Motor auf den Eingangsstrang.

Eine Taperlock- Buchse dient als Wellen- Nabenverbindung zwischen dem Antriebsmotor und der Zahnriemenscheibe. Diese zuverlässige Verbindung erfolgt kraft- und formschlüssig.

Je nach Größe der Zahnriemenscheibe kommen verschiedene Größen von Taper- Buchsen zum Einsatz.

Für unsere Prüfanwendungen sind die kostengünstigeren Standard- Zahnriemenscheiben zu bevorzugen. Sie sind mit der Paarung der Taper- Buchse 2517 in den Größen z 48, z 56 und z 64 erhältlich.

Die nächstgrößeren Standardscheiben sind mit einer größeren Taperbuchse (Nr. 3012.) kombiniert. Die Zahnriemenscheiben sind mit dieser Paarung in den Größen z72, z 80, z 90 und z 112 erhältlich.

### 5.1.3 Riemenspannplatte

Die Riemenspannplatte dient als Aufbringung der Vorspannkraft auf den Riemen. Diese Baugruppe ist eine vierteilige Konstruktion aus den Hauptkomponenten:

- Grundplatte
- Motorplatte
- Führungsschienen (2x)

Die zwei Führungsschienen, die jeweils mit drei Schrauben und zwei Passstiften mit der Motorplatte verbunden sind, sind in der Grundplatte geführt. Die Führung erfolgt über zwei ausgefräste Nuten in der Grundplatte. Die zwei stirnseitigen M12 Schrauben ermöglichen die Aufbringung der Vorspannkraft.

Nach dem Vorspannen des Riemens wird die Motorplatte mit der Grundplatte mit vier M14 Schrauben gespannt.

Um den Riemenwechsel zu erleichtern, ist das Lockern des Riemens mit einer Abdrückschraube gewährleistet.

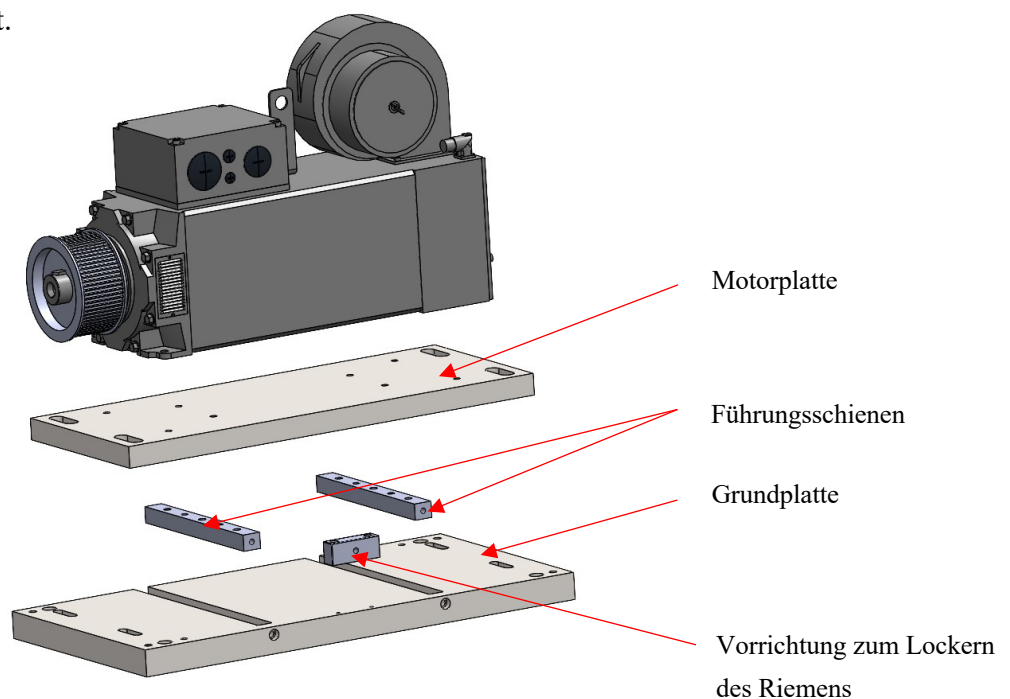


Bild 3: Explosionsansicht Baugruppe Motor

## 5.2 Baugruppe Antriebsstrang

Der Antriebsstrang oder Eingangsstrang ist zuständig für die Leistungsübertragung vom Motor zum Getriebe.

Für die Auslegung wird das maximale Anlaufmoment des Antriebsmotors berücksichtigt und für den kritischsten Durchmesser fällt ebenfalls die Vorspannkraft ins Gewicht. Es wurde für die Antriebswelle- Motor und Antriebswelle- Getriebe jeweils eine Fest- und Loslagerung ausgewählt und bei der Gestaltung der Komponenten wurde darauf geachtet, dass die Dichtigkeit gegenüber des Lagerschmierstoffes gewährleistet ist.

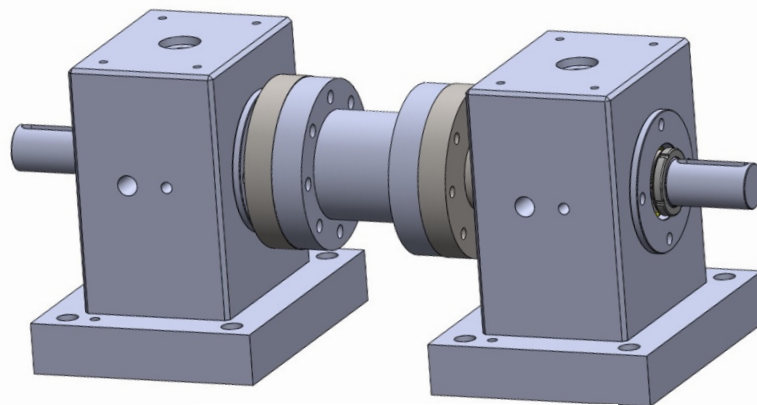


Bild 4: Baugruppe Antriebsstrang

### 5.2.1 Eingangswelle- Motor

Die Eingangswelle- Motor überträgt, über die Zahnriemenscheibe mit Taperlockbuchse, die Rotationsenergie auf das ganze Antriebssystem. Sie ist im Lagergehäuse durch zwei Pendelrollenlager gelagert. Die Eingangswelle- Motor wurde nach dem ersten Entwurf (Forschungsmodul) etwas abgeändert. Sie benötigt keinen zusätzlichen Sitz, der die Verzahnung aufweist, sondern der Durchmesser, an dem die zwei Pendelrollenlager anliegen, ist mit der Verzahnung nach Din 5480 versehen. Der Vorteil eines geringeren Biegemomentes, durch die Minderung der Vorspannkraft des Zahnriemens, ist dadurch gegeben.

Auf der Loslagerseite ist ein Flansch befestigt, der die Verbindung zum Drehmomentsensor ermöglicht. Die Passfedern wurden entsprechend der Berechnungen ausgelegt.

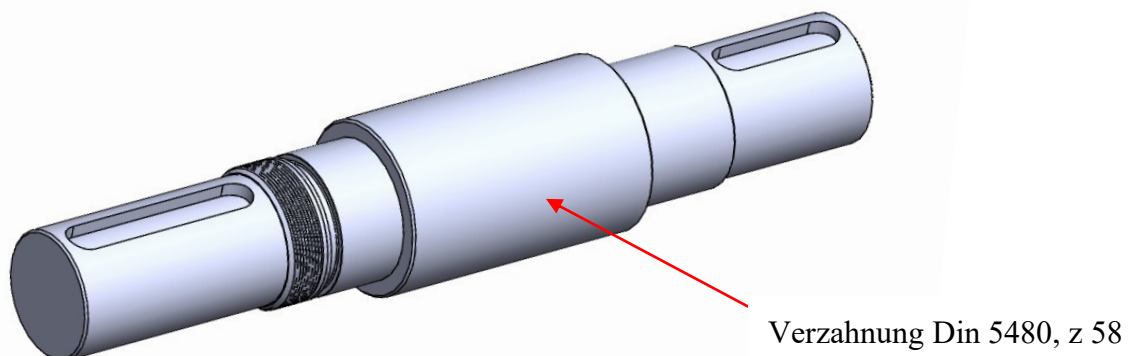


Bild 5: Eingangswelle- Motor



### 5.2.2 Eingangswelle- Getriebe

Die Eingangswelle- Getriebe dient einerseits, durch die Montage eines Flansches, als Verbindung zum Drehmomentsensor und andererseits als Übertragungselement zum Getriebe. Zwischen dem Lissmac Getriebe und der Eingangswelle- Getriebe befindet sich eine Kupplung der Marke Flender. Der Drehmomentsensor- Flansch ist hier axial nicht gesichert, sodass Wärmedehnungen ausgeglichen werden können. Die Passfeder mit der Länge 30mm wurde entsprechend der Berechnung ausgelegt.

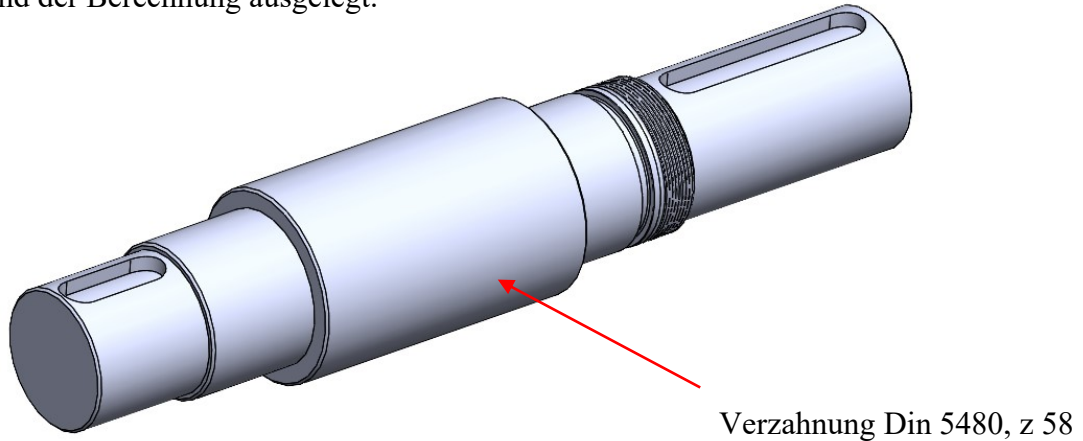


Bild 6: Eingangswelle- Getriebe

### 5.2.3 Lagerung

Als Lagerung für den Antriebsstrang wurden Pendelrollenlager lt. Berechnung ausgewählt. Trotz ihrer kompakten Form können sie riesige Radiallasten aufnehmen. Da auch keine Axialkräfte auf die Lager wirken, fiel die Entscheidung auf Pendelrollenlager.

Zu Beginn fanden abgedichtete, fettgeschmierte Lager ihren Einsatz, die dann durch ölgeschmierte Lager ersetzt wurden.

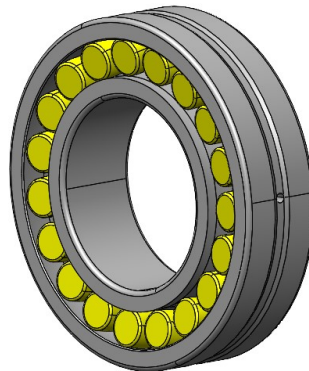


Bild 7: Pendelrollenlager 22212 E

### 5.2.4 Lagergehäuse

Die zwei Lagergehäuse des Eingangsstrangs, die die Lagerung der zwei Eingangswellen gewährleisten, sind identisch. Zu Beginn der Projektierung wurde die Lagerschmierung mit Schmierfett ausgelegt, das jedoch durch die „hohen“ Drehzahlen zu riskant war. Die Lagerschmierung erfolgt stattdessen durch ein Schmieröl.

Die Lagergehäuse sind aus diesem Grund aufwendiger zu fertigen, da sie eine Ölkammer aufweisen. Das Lagergehäuse dient auch zur Aufnahme eines Hall- Sensors, der die Drehzahl über die Impulse einer Verzahnung misst. Ein eingeschraubtes Ölschauglas dient zur Kontrolle des Ölstandes (Fassungsvermögen mind. 1,5l).

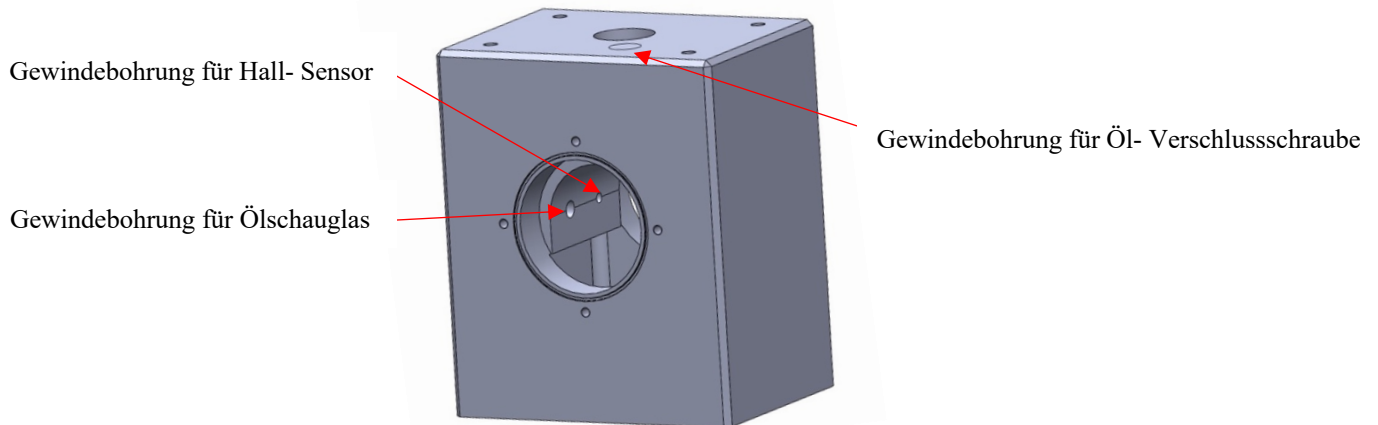


Bild 8: Lagergehäuse (Eingang)

### 5.2.5 Lagerdeckel

Der Lagerdeckel hat die Funktion sich an den Außenring des Pendelrollenlagers anzustellen. Alle vier Lagerdeckel des Eingangsstranges sind identisch. Zwischen Deckel und Welle sitzt ein Wellendichtring, der die Dichtheit gegenüber dem Schmieröl gewährleistet.

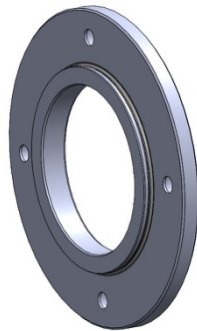


Bild 9: Lagerdeckel (Eingang)

### 5.2.6 Lagergehäusedeckel

Das Lagergehäuse wird mit dem Lagergehäusedeckel abgedichtet. Die Dichtflächen werden vor der Montage mit einer Flächendichtmasse (Loctite 510) bedeckt. Zum Schluss wird der Deckel mit vierzehn M5 Schrauben fixiert.

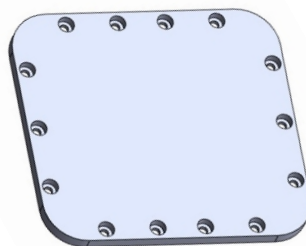


Bild 10: Lagergehäusedeckel (Eingang)

### 5.2.7 Flansch- Drehmomentsensor

Die zwei Flansche, die die Verbindung mit dem Drehmomentsensor ermöglichen, sind auf der Eingangswelle- Motor bzw. Eingangswelle- Getriebe befestigt. Der antriebsseitige Flansch weist eine Gewindebohrung auf, wodurch er mit Hilfe einer Madenschraube axial gesichert werden kann.

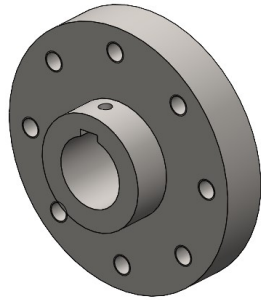


Bild 11: Flansch Eingangswelle- Motor

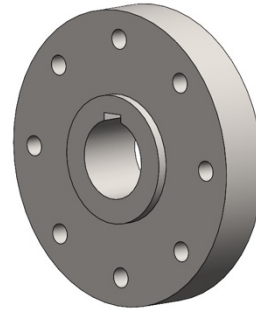


Bild 12: Flansch Eingangswelle- Getriebe

### 5.2.8 Drehmomentsensor

Der Drehmomentsensor der Marke Honeywell und der Modelnummer 2112-50K wird für den Eingangs- und Ausgangsstrang verwendet. Für den Eingangsstrang wäre unter Betrachtung des Drehmomentes eine kleinere Bauform möglich gewesen. Durch die Auswahl desselben Wellendurchmessers am Eingang sowie am Ausgang musste jeweils der Drehmomentsensor mit einer messbaren Maximalbelastung von 5650 Nm ausgewählt werden.

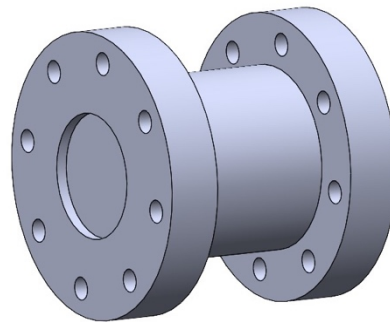


Bild 13: Drehmomentsensor (2112-50K)

### 5.2.9 Kupplung

Die hochelastische Kupplung der Marke Flender wurde speziell für die Prüfung des Lissmac-Getriebes ausgewählt. Die dreiteilige Kupplung wird mit einem selbst hergestellten Flansch verschraubt.

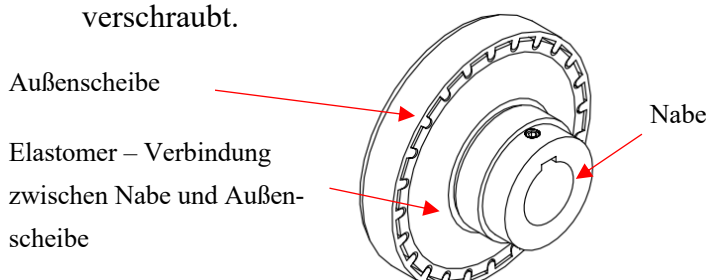


Bild 14: Kupplung Fa. Flender

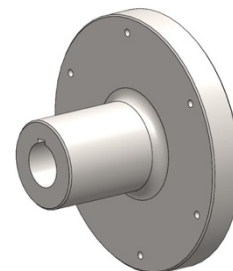


Bild 15: Kupplungsflansch

### 5.2.10 Schnittdarstellung: Baugruppe Eingangswelle- Getriebe

In der folgenden Darstellung wird die Lagerung (Festlagerung und Loslagerung) veranschaulicht. Weiters wird die Abdichtung mit den O- Ringen und mit den Wellendichtringen gezeigt. Der in der Abbildung ersichtliche Anstellring, der durch Anziehen der Klemmmutter die Festlagerung erst ermöglicht, wird nicht explizit erwähnt. Es ist zu beachten, dass der Anstellring am Außendurchmesser eine drallfreie Oberfläche aufweist (! Lauffläche Wellendichtring!).

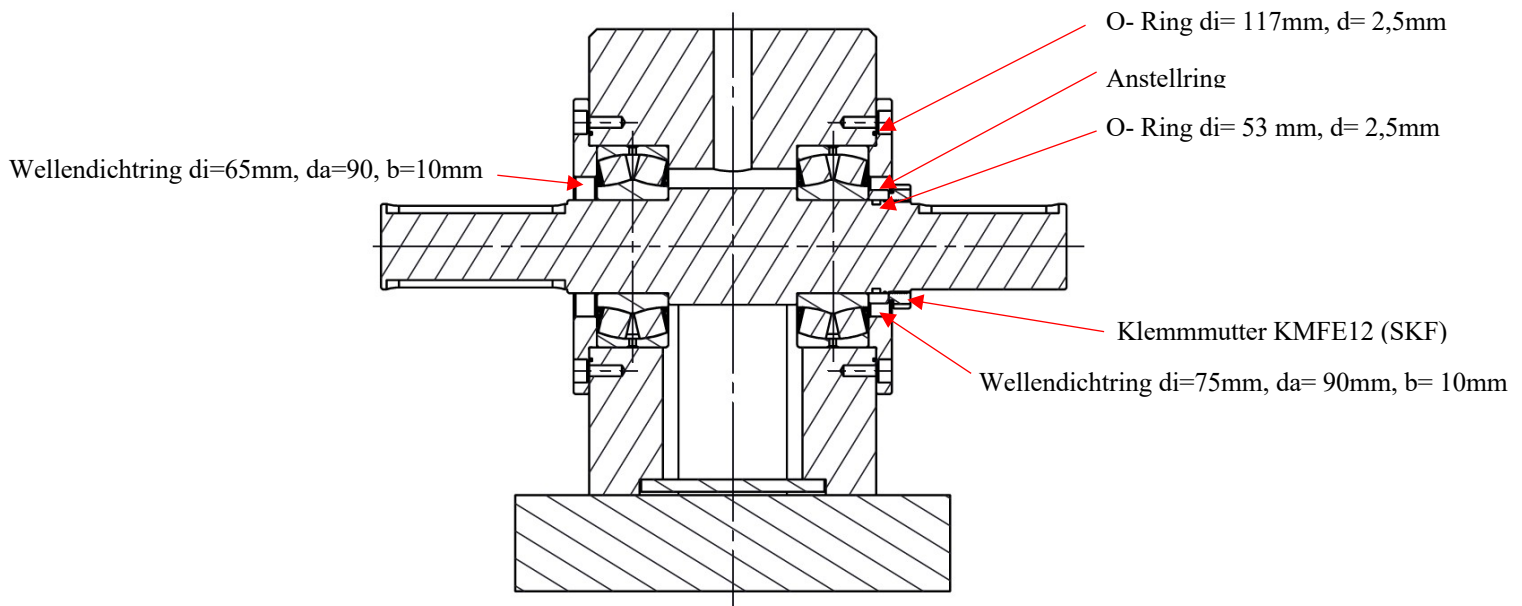


Bild 16: Schnittdarstellung Baugruppe Eingangswelle- Getriebe

### 5.3 Baugruppe Abtriebsstrang

Der Abtriebsstrang ist bis auf kleine Änderungen der Längenmaße identisch mit dem Eingangsstrang. Er ist 200mm länger als der Antriebsstrang, da größere Pendelrollenlager verwendet werden. Aus der Berechnung ist zu erkennen, dass der Passungssitz für den losen Flansch (Verbindung Drehmomentsensor), aus Festigkeitsgründen der Passfeder, länger wird als auf der Antriebsseite.

In diesem Abschnitt werden nun die zwei Abtriebswellen und die Lagerung erwähnt und etwas genauer beschrieben.

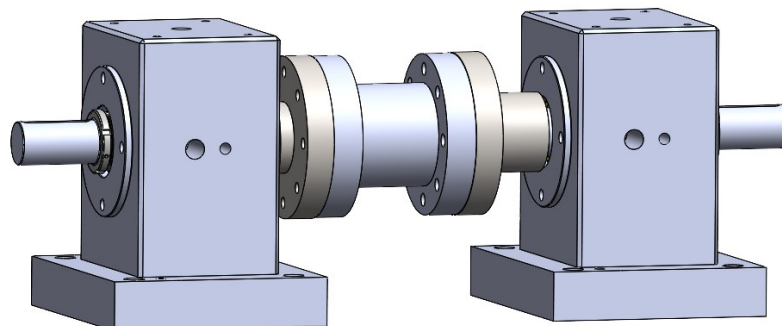


Bild 17: Baugruppe Abtriebsstrang

### 5.3.1 Abtriebswelle- Generator

Die Abtriebswelle- Generator wird für die Prüfung des aktuellen Getriebes, gleich wie bei der Antriebswelle- Motor, über ein Zahnriemengetriebe (Zahnriemenscheibe mit Taperlock-Buchse) mit dem Generator verbunden. Der Flansch, der die Verbindung mit dem Drehmomentsensor ermöglicht, ist wegen des hohen Drehmoments auf die Welle aufgeschraubt. Die Abtriebswelle weist auf dem Schrumpfsitz, wie die Eingangswelle- Getriebe, eine Eindrehung und mittig zu dieser Eindrehung eine durchgehende Querbohrung auf. Durch die stirnseitig angebrachte Gewindebohrung kann der Flansch zerstörungsfrei zu gelöst werden. Der Flansch, der aufgeschraubt ist, darf durch das große Schrumpfmaß keiner Wärmebehandlung widerfahren (in diesem Fall 42 CrMo4V **nicht** gasnitriert).

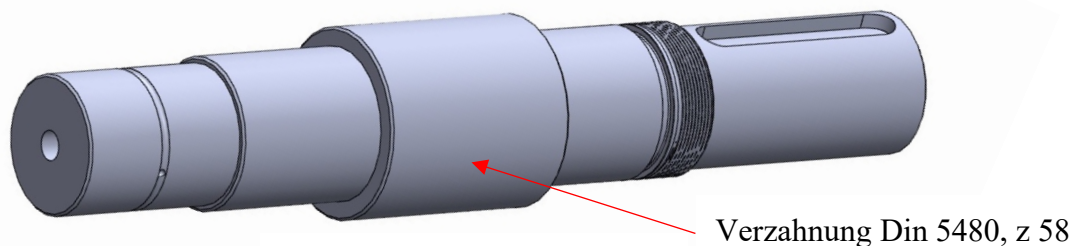
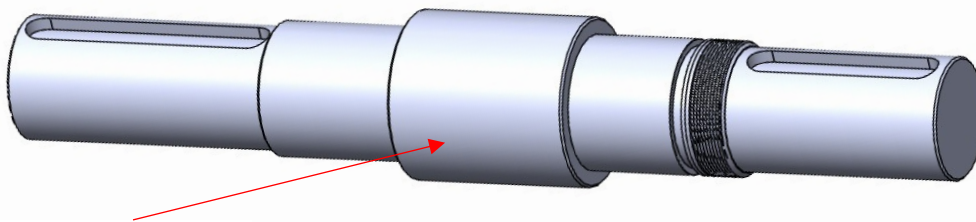


Bild 18: Abtriebswelle- Generator

### 5.3.2 Abtriebswelle- Getriebe

Die Abtriebswelle- Getriebe weist die größte Länge aller Antriebs Elemente auf. Grund dafür ist die Passfederverbindung mit dem Flansch, der mit dem Drehmomentsensor verbunden ist. Ausschlaggebend ist die Länge der Passfeder, die mit 100mm Traglänge ausgelegt wurde. Berechnet wurde nur die Passfederverbindung mit 80mm Länge, die ebenfalls einen Festigkeitsnachweis für diese Welle liefert.



Verzahnung Din 5480, z 58

Bild 19: Abtriebswelle- Getriebe

### 5.3.3 Lagerung

Als Lagerung des Ausgangsstrangs finden Pendelrollenlager von SKF mit der Nummer 22312E ihre Anwendung. Die Lager werden, wie im Eingangsstrang, mit Öl geschmiert. Die Lagergehäuse sind aus diesem Grund wieder mit einer Ölkammer ausgeführt. Die genauen Daten zur Lebensdauer sind der Berechnung zu entnehmen.

## 5.4 Baugruppe Leistungsbremse

Ein Vorteil des universellen Prüfstands liegt darin, dass die Komponenten des Ein- und Ausgangs ähnlich aufgebaut sind. Die Baugruppe Leistungsbremse spiegelt sich in der Funktion und der Ausführung des Antriebsstranges wieder. Die vier Hauptkomponenten Generator, Motorplatte, Führungsschienen und die Grundplatte sind nahezu identisch. Abweichungen finden sich nur in der Grundplatte, die um 200 mm länger gestaltet wurde als die Grundplatte der Baugruppe Antrieb.

### 5.4.1 Generator (Leistungsbremse)

Der 60 kW Servomotor wird hier mit einer Übersetzungsänderung angetrieben. Ein wichtiges Kriterium ist, dass der Motor in der Nähe des Nennbereichs betrieben wird, da in diesem Punkt der höchste Wirkungsgrad herrscht. Bis noch wurden vom Hersteller keine Informationen zu dem Generator geliefert und leider konnten noch keine aussagekräftigen Berechnungen erarbeitet werden. Der Grund dafür ist, dass der Generator für unsere Anwendung modifiziert wird.

Für jede einzelne Getriebestufe (1.Gang bis 4. Gang) wird in der Berechnung ein Arbeitspunkt ausgewählt. Die Leistungsreserven werden miteinander verglichen und das kleinste übrige Restmoment wird für die Berechnung der Winkelbeschleunigung (wie im Punkt 5.1.1) herangezogen.

### 5.4.2 Zahnriemenscheibe/ Zahnriemenübersetzung

Für jede der vier Getriebestufen wird eine Zahnriemenberechnung erarbeitet, die bis zum aktuellen Stand noch nicht durchgeführt werden konnten, da die benötigten Kennwerte des Generators noch nicht bekannt sind.

Bei der Größenauswahl der Zahnriemenscheiben wird darauf geachtet bzw. soll darauf geachtet werden, dass man sich so nahe wie möglich dem Nennbereich des Generators nähert.

## 5.5 Aufspannplatten und Spannmittel

Unter diesen Punkt fallen alle Elemente, die nötig sind, um eine Fixierung auf den Maschinentisch zu ermöglichen. Bis auf die Berechnung im Punkt 5.5.1 wurden keine weiteren Berechnungen durchgeführt. Diese Schraubenberechnung war von den kleinen Gewindeabständen her, und den daraus resultierenden hohen Momenten schon am Anfang der Projektierungsphase zu erledigen.

(Für das Lissmac Getriebe wurde noch keine Spannvorrichtung geplant und wird in dieser Arbeit nicht weiter erwähnt.)

### 5.5.1 Aufspannplatte- Lagergehäuse

Diese Komponente dient als Aufspannung des Lagergehäuses. Mit vier M16 Schrauben wird das Gehäuse auf diese Platte fixiert. Zusätzlich dienen zwei Passstifte zur Positionierung. Alle vier Aufspannplatten, die zwei des Eingangsstrangs und die zwei des Ausgangsstrangs, sind genau gleich aufgebaut.

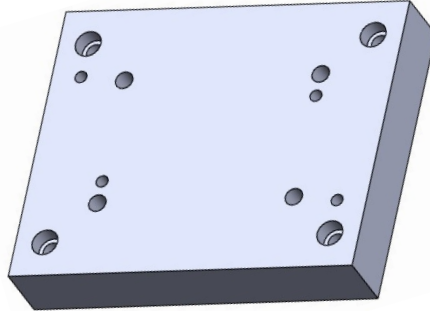


Bild 20: Aufspannplatte- Lagergehäuse

### 5.5.2 Aufspannplatte- Antrieb/ Aufspannplatte- Abtrieb

Diese Platte dient zur Aufspannung der Grundplatte des Antriebes bzw. der Grundplatte des Abtriebes. Die Spannung erfolgt mit vier M16 Schrauben und eine genaue Positionierung der Grundplatte mit der Aufspannplatte wird mit zwei Passstiften ermöglicht.

Die zwei Lagergehäuse des Eingangsstranges, sowie des Ausgangsstranges, werden ebenfalls mit vier M16 Schrauben, je Gehäuse, gespannt. Pro Gehäuse dienen wieder zwei Passstifte für eine exakte Lagebestimmung.

Die Aufspannplatte- Antrieb und die Aufspannplatte- Abtrieb weisen zwei Langlöcher auf, die eine Aufspannung direkt auf den Maschinentisch ermöglichen.

Weiters weisen sie auf der langen Stirnseite vier M16 Gewinde auf, die eine Fixierung mit einer Spannvorrichtung (Spannwinkel) ermöglichen. Diese vier Gewinde sind ebenfalls auf der gegenüberliegenden Stirnseite angebracht.

Diese zwei Platten weisen die Eigenschaft auf, dass der Motor um 180° gedreht werden kann und dadurch die Antriebsseite des Eingangsstrangs bzw. des Ausgangsstrangs zur Abtriebsseite wird.

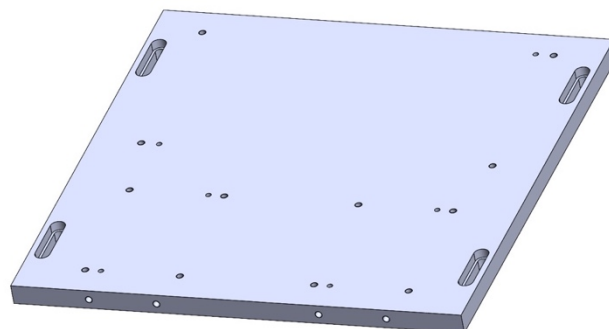


Bild 21: Aufspannplatte- Antrieb

### 5.5.3 Spannwinkel mit Zwischenplatte

Findet die Fixierung der Aufspannplatte nicht direkt am Maschinentisch statt, sondern auf einer eingestellten Höhe, dann kommen die Spannwinkel mit Zwischenplatte zum Einsatz. Dieses Spannelement weist horizontale und vertikale Langlöcher auf um ein Spannen, je nach gegebenem Höhenunterschied zu gewährleisten.

Die Zwischenplatte liegt zwischen den M16 Schrauben und dem Spannwinkel, um einen besseren Kraftfluss zu befähigen.

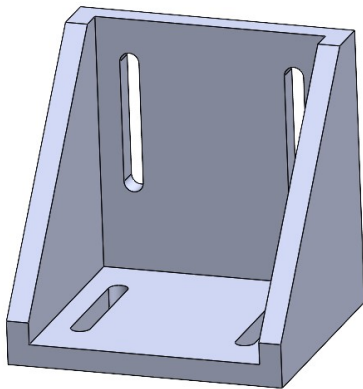


Bild 22: Spannwinkel

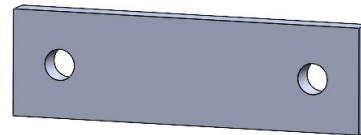


Bild 23: Zwischenplatte

### 5.5.4 Spannbock

Die Spannböcke dienen bei unserer Anwendung nicht zum Spannen, sondern zur Positionierung der Aufspannplatte Antrieb bzw. Aufspannplatte Generator in der Höhe. Nach der Einstellung des gewünschten Maßes (z.B. mit digitalem Tiefenmaß), kann der Schraubbock mit Hilfe der Gegenmutter fixiert werden. Die Möglichkeit der Feinjustierung der Aufspannplatte ist somit gewährleistet.

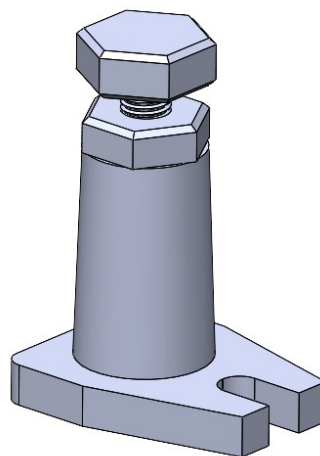


Bild 24: Spannbock mit Gegenmutter (vereinfacht dargestellt)



### 5.5.5 Maschinentisch

Die konstruierte Ausführung des Maschinentisches dient für den Fall, dass der Eingangsstrang bzw. der Ausgangsstrang über ein Zahnriemengetriebe angetrieben wird.

(!Würde der Anwendungsfall auftreten, dass die Drehachse des Motors mit der Drehachse des Eingangsstrangs fluchten soll, dann reicht die Größe des Haupttisches nicht aus!)

Der Haupttisch weist eine Länge von 3m auf und der Seitentisch hat eine Länge von 1,8m. Sie sind mit 20mm breiten T- Nuten versehen, in denen Nutensteine eingesetzt werden, um die Spannung aller Spann- und Vorrichtungselemente zu realisieren.

Die Fundamentierung des Haupttisches erfolgt über zehn Fixatoren und der dazu rechtwinklig ausgerichtete Seitentisch weist sechs Bohrungen für die Fixierung auf.

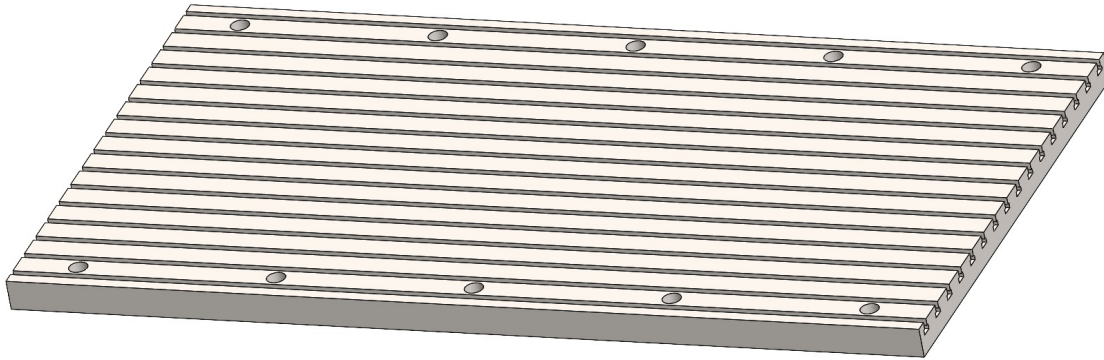


Bild 25: Maschinentisch (Haupttisch)

### **5.6 Fundamentierung**

Zum Justieren, Ausrichten und Arretieren des Maschinen- Haupttisches und des Seitentisches werden Maschinenrichtelemente (Fixatoren) des Herstellers BWF verwendet.

Nach den Angaben des Herstellers wurden die Fixatoren der Reihe RK II ausgewählt, die ausreichende Sicherheit gegenüber der Prüfung von schwereren Getrieben bieten.

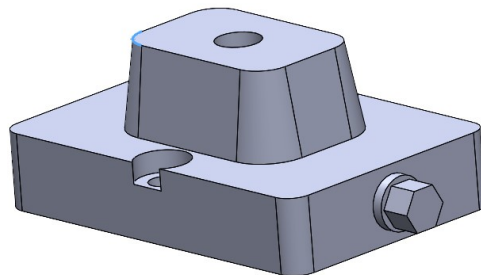


Bild 26: Fixator der Fa. BWF (vereinfacht dargestellt)

Je nach Befestigungsart sind unterschiedliche Maximalwerte angegeben. Als Befestigungsmöglichkeit zwischen Fundament und Fixator wäre zwischen den zwei Möglichkeiten  $we$  oder  $we/2$  zu wählen und als Befestigungsmöglichkeit zwischen dem Maschinenrichtelement und dem Maschinentisch würden die zwei Varianten  $ste$  und  $ste/2$  in Frage kommen. Genauer Informationen zur Abmessung und Belastung der Fixatoren sind den Produktdatenblättern zu entnehmen.

## 5.7 Getriebeschmierung

Das Prüfgetriebe von Lissmac hat dank der Sumpfschmierung eine einfache Schmiermethode.

Bei Getrieben mit einer Umlaufschmierung ist für praxisnahe Prüfläufe ein gesteuerter Ölkreislauf erforderlich.

Für die Auslegung eines zuverlässigen Schmierprozesses sind folgende Merkmale von Bedeutung:

- Einstellbarer Druck und Volumenstrom
- Ölmenge (Tank)
- Kühlleistung (falls erforderlich)
- Filterung
- Anzahl der Pumpen (für Schmutz- und Reintank)
- Leistung der Pumpen

Genauer wird auf den Schmierprozess nicht mehr eingegangen. Eine explizite Auseinandersetzung mit der Umlaufschmierung wird anhand eines entsprechenden Getriebes durchgeführt.

## 5.8 Sicherheitseinrichtung

Als Sicherheitseinrichtung dienen Lichtschranken, die bei Auslösung einen laufenden Prüfvorgang in den Not- Aus Betrieb versetzen. Diese Methode der Sicherheitsüberwachung soll um beide Maschinentische ein imaginäres Lasergitter erzeugen, das bei Kontakt mit einem Körperteil sofort ein Signal an die Steuerung sendet.

Zusätzlich, zu den Lichtschranken, werden Blechabdeckungen am Antriebs- und am Abtriebsstrang montiert. Die Gewindebohrungen an den Lagergehäusen dienen zur Montage dieser Schutzeinrichtung. Die Abdeckungen müssen so ausgeführt sein, dass kein „Spalt“ zwischen den Prüfstandskomponenten und dem Abdeckblech besteht. Es muss jeglicher Kontakt mit drehenden bzw. beweglichen Teilen vermieden werden.

Es wurde noch keine konkrete Lösung für die Sicherheitseinrichtung getroffen. Die Sicherheitsbestimmungen, die nach gewissen Normen festgelegt sind, weisen einen großen Umfang auf, die zuvor studiert werden müssen, um alle Anforderungen einer solchen Prüfmaschine abzudecken.

## 6. Prüfprozess

Für eine Getriebeprüfung ist im Vorhinein abzuklären, welche Parameter, neben der Drehzahl und dem Drehmoment, zu evaluieren sind.

Die Implementierung zusätzlicher Sensoren, oder einer Druckluftversorgung, sollte einfach sein. Diese Eigenschaft ist von den Softwareentwicklern, die die Steuerung zu dem Getriebeprüfstand erarbeiten, umzusetzen. Die Steuerung sollte eine smarte und flexible Einbindung solcher Eingänge besitzen.

Die Entwicklung und Umsetzung der Steuerung erfolgt durch die Kooperation mit der Firma Lenze und der Firma Ematic. Bei der Softwareentwicklung ist darauf zu achten, dass Maximalwerte hinsichtlich des Drehmoments und der Drehzahl programmiert werden, über die hinaus keine Getriebeprüfungen möglich sind.

### 6.1 Prüfablauf

Wenn alle Komponenten fachgerecht auf den Maschinentisch fixiert und der Antriebsstrang und der Abtriebsstrang mit dem Getriebe gekuppelt wurde, kann der Probelauf beginnen. Was für Parameter sind vor dem Prüflauf zu beachten:

- Prüfdauer
- Arbeitspunkt bzw. Arbeitsbereich des Motors
- Arbeitspunkt bzw. Arbeitsbereich des Generators
- Grenzwert Drehmoment und Drehzahl- für Ein- und Ausgang  
(Bei Überschreitung -> Programmierter Stop)

!Nach vollständiger Eingabe aller benötigten Werte ist ein Prozessstart möglich!

### 6.2 Ausgabe der Messergebnisse

Die Möglichkeiten der heutigen Softwareentwicklung bietet unzählige Methoden, um die Ausgabe von Messergebnissen zu Visualisieren.

Ob ein erfasster Wert bzw. erfasste Messergebnisse in Form eines Kreis-, Balken, oder Liniendiagramms ausgegeben werden ist einfach und unkompliziert.

Für ein aussagekräftiges Messergebnis ist die Auflösung zu beachten, mit der die Messwerte protokolliert werden. Kleine Zeitabstände liefern viele Messergebnisse und das Messprotokoll wird unübersichtlich. Zu große Zeitabstände bringen eventuelle Unklarheiten.

### 6.3 Analyse und Optimierung (Getriebeuntersuchung)

Dieser Punkt ist der Grund, warum der universelle Prüfstand realisiert werden soll.

Schon der Testlauf eines Getriebes kann unvorhergesehene Erscheinungen simulieren, die den realen Einsatz stark beeinträchtigen würden. Im Punkt 2 wurde kurz auf eine subjektive Prüfung hingewiesen, die durch viel Erfahrung und Wissen erfolgte. Der heutige Stand der Technik fordert jedoch genaue Dokumentationen und Protokollierung vor der Abnahme eines Qualitätprodukts.

Mit diesem Prüfstand kann das Einsatzverhalten des Getriebes bis zu einer Laufzeit von 48h getestet werden. Im Hintergrund findet die automatische Protokollierung der Messwerte statt und bei Bedarf können weitere Prüfvorgänge hintereinander erfolgen.

Die Getriebeuntersuchung war Teil des Praxismoduls 1, wo Schadensformen und weitere Erscheinungsbilder erwähnt wurden. Zusammenfassend ist ein Getriebe ein System, das aus vielen Komponenten aufbaut und darum ist von einer Prüfung unabsehbar.

## 7. Konstruktion

Die folgenden Konstruktionen sollen zum Berechnen und zur Veranschaulichung dienen. Bis auf die Aufspannelemente des Getriebes und die Normteile, wie Schrauben und Passstifte, sind alle Komponenten in der Konstruktion auffindbar. Vom Beginn bis zum Ende wurden einige Änderungen durchgeführt, die nun dieses Endergebnis liefern.

### 7.1 Ableitungszeichnungen der An- und Abtriebswellen

Diese Ableitungszeichnungen waren für die Durchführung der Passfeder- und Lagerberechnung sehr wichtig. Es ist zu beachten, dass nur Maße ohne Toleranzen veranschaulicht werden. Diese Zeichnungen sind nicht als relevante Fertigungszeichnungen anzusehen.

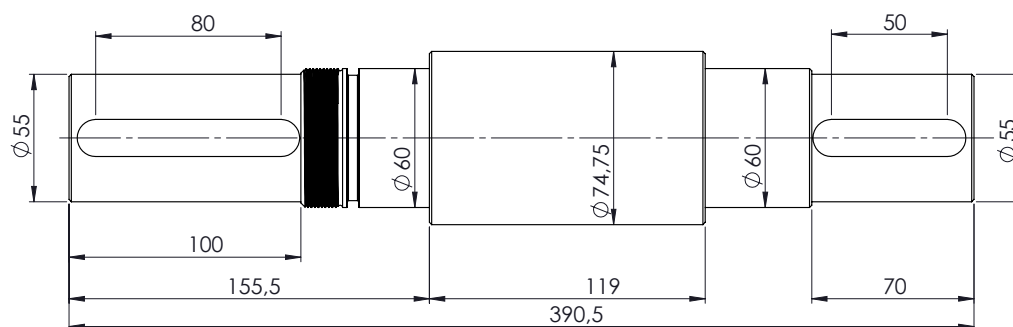


Bild 27: „Ableitungszeichnung“ Antriebswelle- Motor

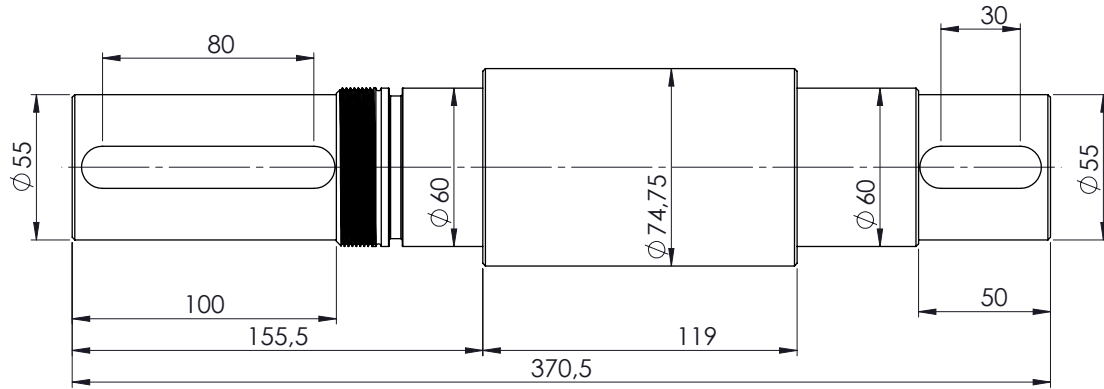


Bild 28: „Ableitungszeichnung“ Antriebswelle- Getriebe

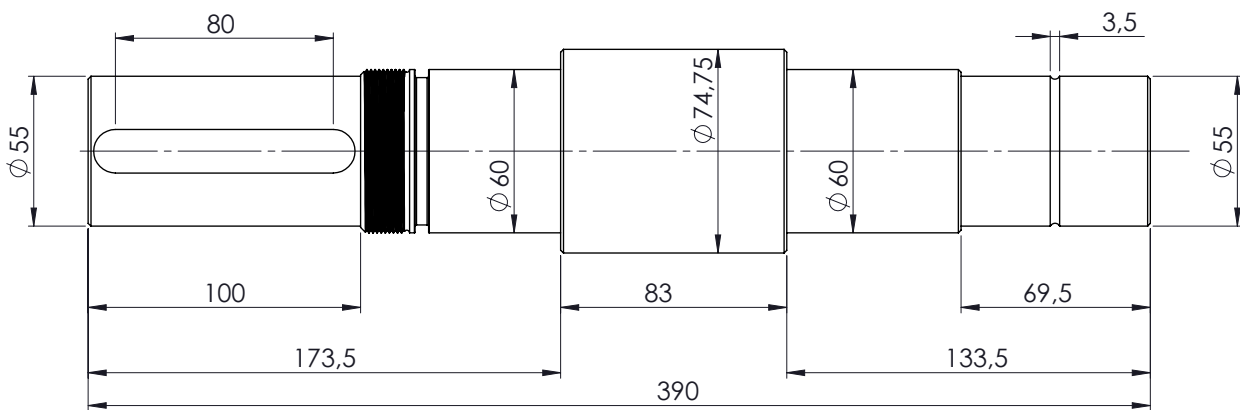


Bild 29: „Ableitungszeichnung“ Abtriebswelle- Motor

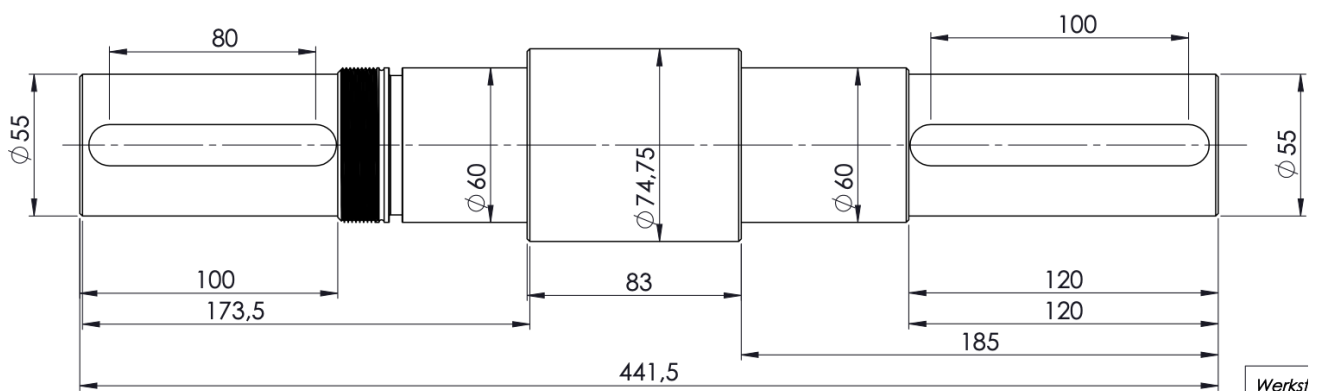


Bild 30: „Ableitungszeichnung“ Abtriebswelle- Getriebe

## 7.2 Explosionsansicht Eingangsstrang

Zu Veranschaulichung der des Antriebsstranges wurde eine Explosionsansicht erstellt. Die einzelnen Elemente werden nicht mit explizit erwähnt, da es zu unübersichtlich wäre.

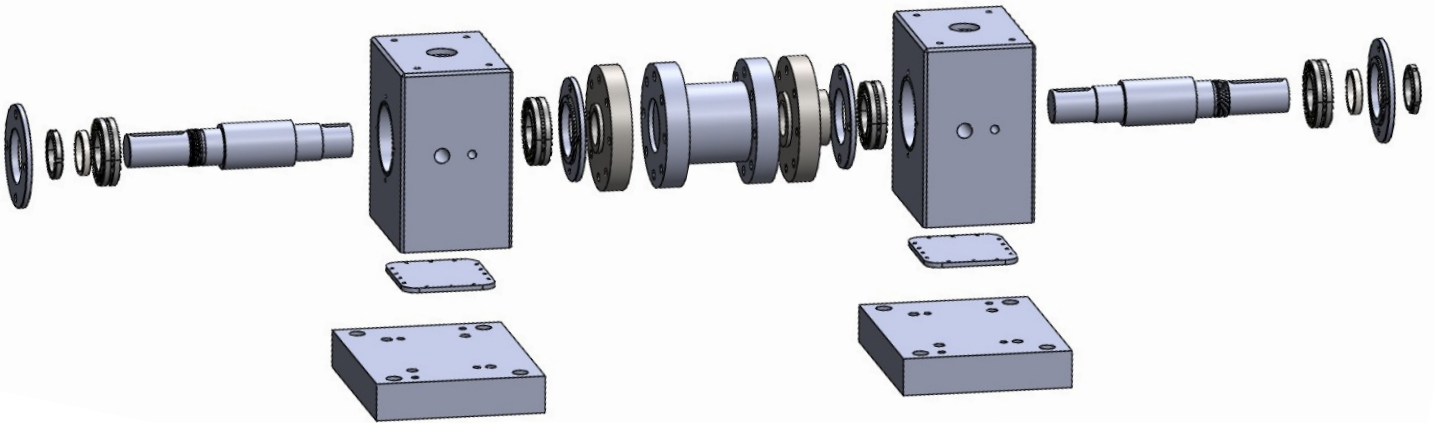


Bild 31: Explosionsansicht Eingangsstrang

## 7.3 Zusammenbauansicht Prüfstand- Komplet

Die Zusammenbauansicht des universellen Prüfstands stellt die ganze Maschine in einem Bild dar. Es werden zwei Ansichten abgebildet, um fast alle Einzelteile zu veranschaulichen. Es ist gut zu erkennen, dass die Aufspannplatte- Antrieb mit den Schraubböcken in der Höhe positioniert und mit den Spann winkeln fixiert wird. Die Aufspannplatte- Abtrieb wird, über die vier Langlöcher, direkt auf den Haupttisch gespannt.

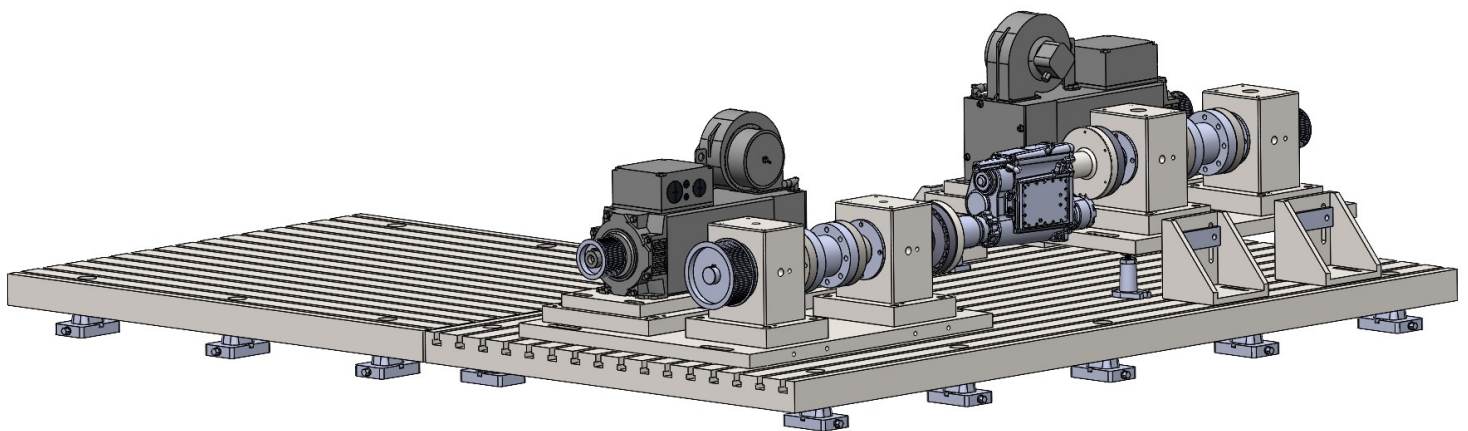


Bild 32: Zusammenbauansicht 1 Prüfstand- Komplet

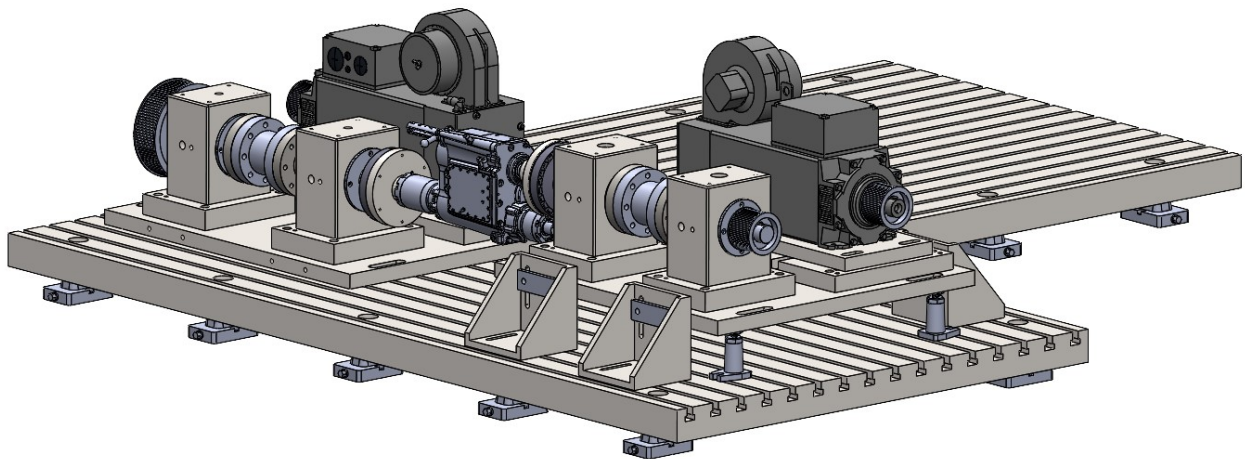


Bild 33: Zusammenbauansicht 2 Prüfstand- Komplett

#### 7.4 Zeichnungsableitung des Prüfstands mit Hauptmaßen

Es folgen zwei Zeichnungsableitungen zu dem kompletten Zusammenbau des universellen Prüfstands. In der Zeichnungsableitung 1 erkennt man den Haupttisch mit den ganzen aufgebauten Komponenten. In der Zeichnungsableitung 2 wird der Maschinentisch, aufgebaut aus Haupttisch und Nebentisch, dargestellt und mit einigen Maßen versehen, um die Größe der Maschine zu verkörpern.

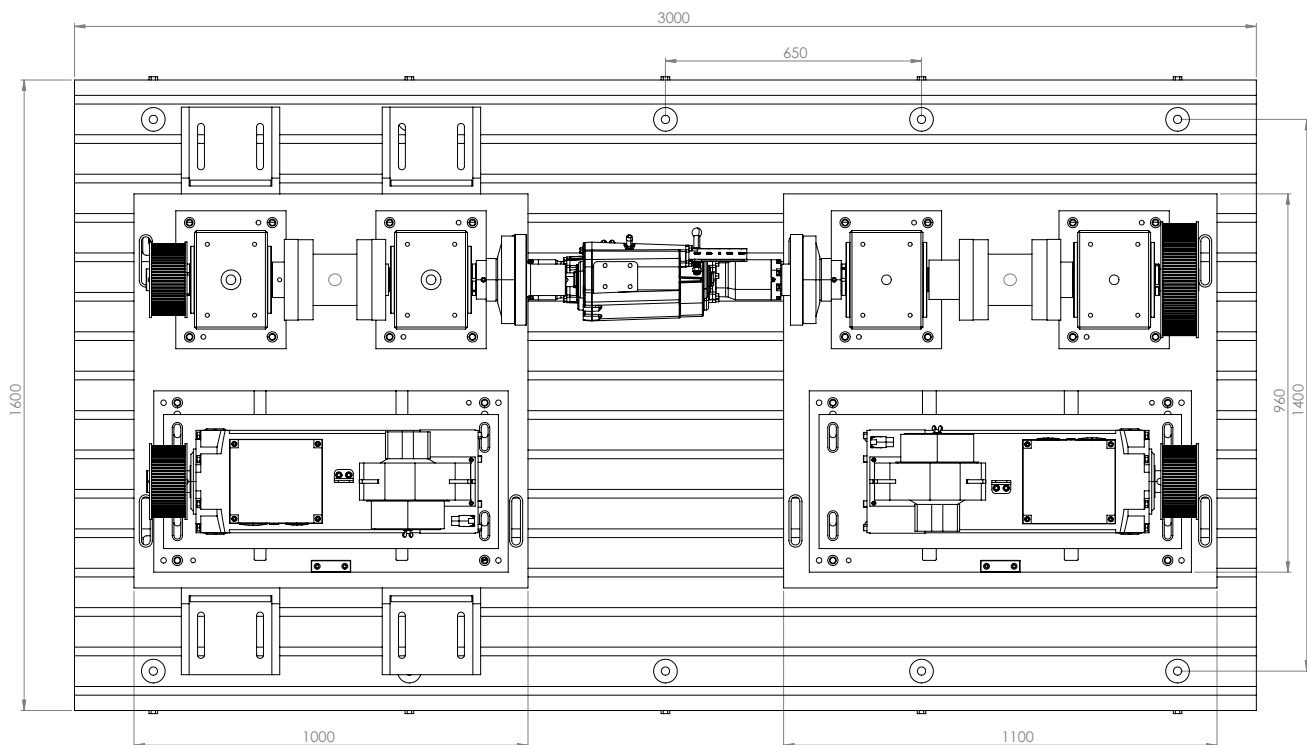


Bild 34: Zeichnungsableitung 1- Prüfstand

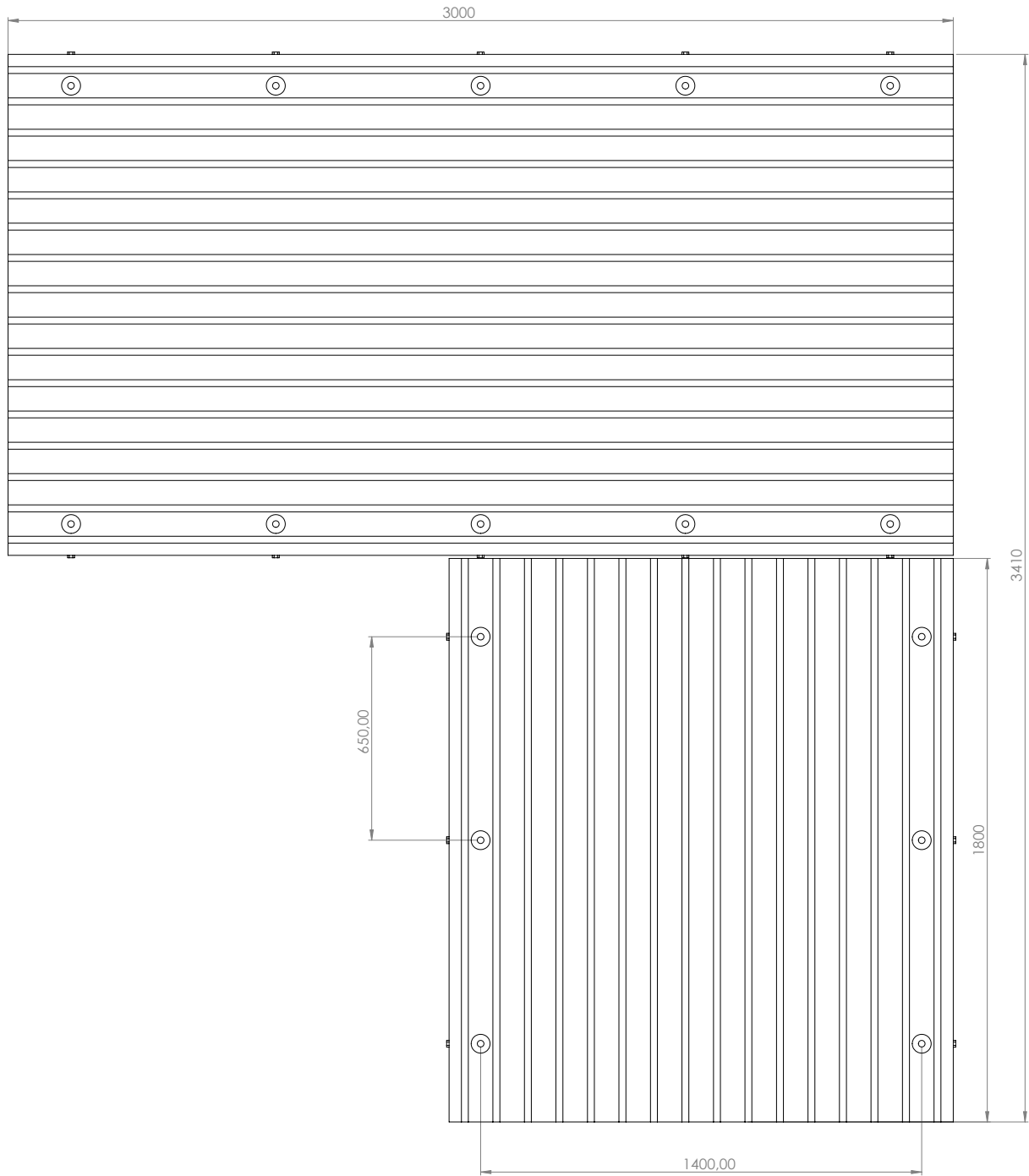


Bild 35: Zeichnungsableitung 2- Prüfstand (Maschinentisch)



## 8. Zusammenfassung, weitere Vorgehensweisen, Ziel

Die Diplomarbeit zu dem universellen Getriebeprüfstand war ein sehr aufwendiges Projekt, bei dem rückblickend sehr viel Neues, aber auch sehr viel Gelerntes zur Umsetzung nötig war.

Besonders möchte ich mich bei einem meiner Arbeitskollegen recht herzlich bedanken, der mich, durch die ein oder andere Diskussion, auf gute Ideen gebracht hat.

Leider konnte uns die Firma Lenze keine Daten zu dem Generator zukommen lassen, sodass eine Auslegung des Abtriebes noch nicht möglich war.

Die Antriebsauslegung konnte jedoch umgesetzt werden. Sie ist somit eine Vorlage für die restlichen Berechnungen der Baugruppe- Abtrieb.

Wenn diese Prüfmaschine als Prototyp realisiert wird, kann sicher das eine oder andere Problem auftreten. Es wurden zwar in der Projektierungsphase schon viele Fehler ausgemerzt und viele Sachen überdacht.

Ein Punkt, der sehr interessant ist und zu erarbeiten wäre, ist die Auseinandersetzung mit der Ausrichtung und Nivellierung des Getriebes mit dem Eingangsstrang bzw. Ausgangsstrang. Unsere Firma besitzt einen Messarm, mit einer Länge von ungefähr 2m, der Messungen von Maß- und Lagetoleranzen durchführen kann.

Für einen schnellen Aufbau wären jedoch Hilfsmittel von Vorteil, die ein einfaches Ausrichten mit den gewünschten Abständen gewährleisten.

Mein Ziel hat sich mit der Entwicklung dieses Getriebeprüfstands erfüllt. Er ist jedoch noch nicht in einer perfekten Ausgangslage, um gebaut zu werden, da sich die Steuerung, Programmierung und der Generator noch in der Entwicklungsphase befinden.

Für größere Getriebe spielen größere Lasten eine Rolle. Der Abtriebsstrang wurde für ein Moment bis 4400 Nm ausgelegt und kann mit einer entsprechenden Leistungsbremse mit diesem Moment belastet werden. Für zukünftige Prüfungen könnte der Prüfstand mit einer solchen lastsimulierenden Komponente erweitert werden. Jedoch müsste man den Haupttisch für eine solche Anwendung verlängern.

Zum Abschluss möchte ich mich noch bei meinem Betreuer Prof. Dr.-Ing. Jörg Matthes bedanken, denn er hat mich nach jeder abgeschlossenen Praxis- bzw. Forschungsarbeit wieder neu motiviert und auch seine Ratschläge haben zu dieser Diplomarbeit beigetragen.

## 9. Anhang

### 9.1 Berechnungen

#### 9.1.1

Statistischer Festigkeitsnachweis  
mit Nennspannungen

#### o Bestimmung der Werkstoffkennwerte

$$R_m = K_{d,m} \cdot K_A \cdot R_{m,N}$$

$$R_p = K_{d,p} \cdot K_A \cdot R_{p,N}$$

$K_{d,m}$  u.  $K_{d,p}$ ... technologischer  
Größeneinflussfaktor  
siehe Tab. 3.25

$K_A$ ... Anisotropiefaktor siehe  
Tabelle 3.10

$R_{m,N}$  u.  $R_{p,N}$ ... Zugfestigkeit und  
Streckgrenze siehe  
Werkstofftabelle

Material: 42 CrMo4

$$R_{m,N} = 1100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_{p,N} = 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$K_{d,m} = \frac{1 - 0,7686 \cdot a_{d,m} \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff}}}{9,5 \text{ mm}}\right)}{1 - 0,7616 \cdot a_{d,m} \cdot \lg\left(\frac{d_{\text{eff},N,m}}{9,5 \text{ mm}}\right)}$$

$$d_{\text{eff}} = d_{\text{eff},N,m} \quad \text{für Vollwelle}$$

$$\underline{K_{d,m} = 1 \quad \text{u.} \quad K_{d,p} = 1} \quad (\text{Berechnung mit gleicher Formel nur anderer Faktor; statt } a_{d,m} \text{ } a_{d,p})$$

$$\underline{K_A = 0,83} \Rightarrow \text{für } R_m \text{ von } 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \text{ bis } 1200 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$R_m = 1 \cdot 0,83 \cdot 1100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\underline{R_m = 913 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$R_p = 1 \cdot 0,83 \cdot 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\underline{R_p = 747 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

### o Bestimmung der Konstruktionskennwerte

$$n_{pe,b} = \text{MIN} \left( \sqrt{R_{p,max}/R_p} ; K_{p,b} \right)$$

$$n_{pe,t} = \text{MIN} \left( \sqrt{R_{p,max}/R_p} ; K_{p,t} \right)$$

$n_{pe}$  ... Plastische Stützweite  
 $K_{p,b}$  u.  $K_{p,t}$  ... Grenzwerte der  
 plastischen Stützweite

$$\sqrt{\frac{R_{p,max}}{R_p}} = \sqrt{\frac{1150 \text{ N/mm}^2}{742 \text{ N/mm}^2}} = \underline{1,24}$$

Für eine Vollwelle gelten folgende Grenzwerte  
 für die plastische Stützweite

$$K_{p,b} = 1,7 \quad ; \quad K_{p,t} = 1,33$$

$$\underline{n_{pe,b}} = \text{MIN} (1,24 ; 1,7) = \underline{1,24}$$

$$\underline{n_{pe,t}} = \text{MIN} (1,24 ; 1,33) = \underline{1,24}$$

### o Ermittlung der Bauteilfestigkeit

$$\underline{\sigma_{SK,zd}} = f_{\sigma} \cdot R_p = 1 \cdot 742 \frac{N}{mm^2} = \underline{742 \frac{N}{mm^2}}$$

$$\underline{\sigma_{SK,b}} = f_{\sigma} \cdot R_p \cdot n_{pe,b} = 1 \cdot 742 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,24 = \underline{920 \frac{N}{mm^2}}$$

$$\underline{\tau_{SK,ls}} = f_{\tau} \cdot R_p = 0,577 \cdot 742 \frac{N}{mm^2} = \underline{428 \frac{N}{mm^2}}$$

$$\underline{\tau_{SK,te}} = f_{\tau} \cdot R_p \cdot n_{pe,te} = 0,577 \cdot 742 \frac{N}{mm^2} \cdot 1,24 = \underline{530,9 \frac{N}{mm^2}}$$

$f_{\sigma}$  u.  $f_{\tau}$ ... Aus Tab. 3.17

$f_{\sigma}$ ... Druckfestigkeitsfaktor

$f_{\tau}$ ... Schubfestigkeitsfaktor

### o Ermittlung der Sicherheitsfaktoren

$$j_{ges} = j_s \cdot j_z \cdot \text{MAX} \left( \frac{j_m}{K_{T,m}} ; \frac{R_p}{R_m} ; j_p ; \frac{j_{mT}}{K_{T,p}} \cdot \frac{R_p}{R_m} ; \frac{j_{pT}}{K_{T,p}} \right)$$

$j_s$ ... Lastfaktor;  $j_s = 1$  wenn die Last ausreichend sicher angenommen wurde

$$\underline{j_s = 1}$$

$j_p$ ... Nachweis gegen Fließen bei normaler und kurzzeitig hoher Temperaturen; Entfällt bei  $R_p/R_m > 0,75$   
 $\frac{900}{1100} = 0,81 \Rightarrow$  entfällt ☺

$j_z$ ... Sicherheitsfaktor für Gussteile und geschweißte Bauteile  
 $\Rightarrow$  entfällt in der Berechnung

$j_m$  ... Nachweis gegen Bruch bei normalen und kurzzeitig höheren Temperaturen gegen Zugfestigkeit  $R_m$  oder Wärmeleitfähigkeit  $R_{m,t}$   
 Siehe Tab. 3.12  
 Bei  $\frac{R_p}{R_m} \leq 0,75$  entfällt dieser Teil

$$\underline{j_m = 1,8} \quad (\text{aus Tab. 3.12})$$

$j_{m,t}$  ... Nachweis gegen Bruch bei lange wirkenden hohen Temperaturen gegen Zeitstandfestigkeit  $R_{m,t0}$   
 Siehe Tab. 3.12,  
 Bei  $\frac{R_p}{R_m} \leq 0,75$  und normalen Temperaturen entfällt dieser Anteil.

$j_{p,t}$  ... Nachweis gegen Fließen bei lange wirkenden hohen Temperaturen gegen Zeitdehnprellzahl  $A_{p,t0}$   
 Bei  $\frac{R_p}{R_m} \leq 0,75$  und normalen Temperaturen entfällt dieser Anteil.

$K_{T,m}$  ... Temperaturfaktor (Tab. 3.17)

Die Berechnung dieses Wertes gilt für  
 Temperaturen  $> 100^\circ\text{C}$ .  
 Auswahl von  $K_{T,m}$  aus einem  
 Lehrbeispiel. Betriebstemperatur von  
 $-10^\circ\text{C}$  bis  $30^\circ\text{C} \Rightarrow \underline{K_{T,m} = 1}$

$$\underline{\underline{K_{T,m} = 1}}$$

$$j_{ges} = j_s \cdot \left( \frac{j_m}{K_{T,m}} \cdot \frac{R_p}{R_m} \right)$$

$$j_{ges} = 1 \cdot \left( \frac{1,8}{1} \cdot \frac{742 \text{ N/mm}^2}{913 \text{ N/mm}^2} \right)$$

$$j_{ges} = 1 \cdot 1,46$$

$$\underline{j_{ges} = 1,46}$$

### Berechnung des Auslastungsgrades

Berechnung nur für Ausspannung  
für eine Übersetzung von  $i = 4$  und dem  
max. Motormoment (kurzzeitig) von  $1100 \text{ Nm}$ .

Für das Biegemoment wird die maximal mögliche  
Korpuskraft, in der Angabe des Motors,  
angenommen  $\rightarrow \underline{F_{v,max} = 6950 \text{ N}}$

Für die Berechnungslängen, sind die Hälften  
der Abtriebsreichweiten der Wellen zu entnehmen,  
(Lagerbreite der Ausspannrollen  $b = 40 \text{ mm}$ )

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_B} = \frac{F_v \cdot e}{\frac{d^3 \cdot \pi}{32}}$$

$$\sigma_B = \frac{6950 \text{ N} \cdot 102 \text{ mm}}{\frac{55^3 \text{ mm}^3 \cdot \pi}{32}}$$

$$\underline{\sigma_B = 43,4 \text{ N/mm}^2}$$

$$a_{SK,b} = \frac{\sigma_B}{\left(\frac{\sigma_{SK,b}}{i_{gs}}\right)} = \frac{43,4 \frac{N}{mm}}{\left(\frac{920 \frac{N}{mm^2}}{1,46}\right)} = 0,069$$

$$\underline{a_{SK,b} = 0,069 = 6,9\%}$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{4400 \cdot 10^3 \text{ Nmm}}{\frac{553 \cdot \pi}{16}}$$

$$\underline{\tau_t = 134,69 \frac{N}{mm^2}}$$

$$a_{SK,\tau} = \frac{\tau_t}{\left(\frac{\tau_{SK,t}}{i_{gs}}\right)} = \frac{134,69 \frac{N}{mm^2}}{\left(\frac{530,9 \frac{N}{mm^2}}{1,46}\right)} = 0,37$$

$$\underline{a_{SK,\tau} = 0,37 = 37\%}$$

Mit dem Vergleichsauslastungsgrad:

$$a_{SK,SV} = q \cdot \bar{a}_{NH} + (1-q) \cdot a_{GH}$$

$$q = \frac{\sqrt{J} - (1/\sqrt{J})}{\sqrt{J} - 1}$$

$f_J$  - Schubfestigkeitsfaktor  
siehe Tab. 3.27

$$\underline{q = \frac{\sqrt{J} - (1/0,578)}{\sqrt{J} - 1} = 0,0027}$$

$$a_{NH} = \frac{1}{2} - |s| + \sqrt{s^2 + 4t^2}$$

$$\underline{s = a_{SK,b} \quad \text{und} \quad t = a_{SK,r}}$$

$$a_{NH} = \frac{1}{2} - |a_{SK,b}| + \sqrt{a_{SK,b}^2 + 4 \cdot a_{SK,r}^2}$$

$$a_{NH} = \frac{1}{2} - 0,069 + \sqrt{0,069^2 + 4 \cdot 0,37^2}$$

$$\underline{a_{NH} = 1,17}$$

$$a_{GH} = \sqrt{s^2 + t^2} = \sqrt{0,069^2 + 0,37^2}$$

$$\underline{a_{GH} = 0,38}$$

$$a_{SK,SV} = 0,0027 \cdot 1,17 + (1 - 0,0027) \cdot 0,38$$

$$\underline{a_{SK,SV} = 0,382 = 38,2\%}$$

Der Vergleichsauslastungsgrad beträgt 38,2%

Quelle: Prof. Dr.-Ing. Frank Weidemann,  
Lehrunterlagen Festigkeitslehre



9.1.2Ermüdungsbeständigkeitsnachweiso Bestimmung Werkstoffkennwerte

$$\sigma_{W,20} = f_{W,\sigma} \cdot R_m$$

$$\tau_{W,20} = f_{W,\tau} \cdot \sigma_{W,20}$$

$f_{W,\sigma}$  u.  $f_{W,\tau}$  ... Zugbruch- und  
Schubwechsellastig-  
keitsfaktoren, siehe  
Tab. 3.13

Werkstoff = 42 CrMo4

$$\underline{f_{W,\sigma} = 0,45} \quad \text{und} \quad \underline{f_{W,\tau} = 0,577}$$

$$R_m = K_{dim} \cdot K_A \cdot R_{m,n} = 1 \cdot 0,85 \cdot 1100 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{R_m = 913 \text{ N/mm}^2} \quad (\text{wie in statischem Nachweis})$$

$$\sigma_{W,20} = 0,45 \cdot 913 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\sigma_{W,20} = 410,85 \text{ N/mm}^2}$$

$$\tau_{W,20} = 0,577 \cdot 410,85 \text{ N/mm}^2$$

$$\underline{\tau_{W,20} = 237,06 \text{ N/mm}^2}$$

§ Berechnung ohne Temperaturfaktoren?

### o Berechnung der Konstruktionsfaktoren

$$K_{WK,b} = \left( K_{F,b} + \frac{1}{K_{R,\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \cdot \frac{1}{K_{NL}}$$

$$K_{WK,t} = \left( K_{F,t} + \frac{1}{K_{R,\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}$$

$K_{WK,b}$  ... Konstruktionsfaktor für Biegebeanspruchung

$K_{WK,\tau}$  ... Konstruktionsfaktor für Torsionsbeanspruchung

$$K_{F,b} = \frac{K_{t,b}}{n_{\sigma}(r) \cdot n_{\sigma}(d)} \quad ; \quad K_{F,t} = \frac{K_{t,t}}{n_{\tau}(r) \cdot n_{\tau}(d)}$$

Für die Berechnung von  $n_{\sigma}$  benötigt man das bereichsweises Spannungszustände, in Abhängigkeit der Konstruktion  $G_{\sigma}(r)$  und  $G_{\tau}(r) \Rightarrow$  Tabelle 3.21

$$G_{\sigma}(r) = \frac{2,3}{r} \cdot (1 + \psi)$$

$$G_{\tau}(r) = \frac{1,15}{r}$$

$$\psi = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t}{r} + 2}} = \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{2,5}{1,6} + 2}}$$

$$\underline{\underline{\psi = 0,14}} \quad (\text{? für } \frac{t}{d} \leq 0,25 \text{ ?})$$

! Aus Konstruktion  $\rightarrow t = D - d = 60 \text{ mm} - 55 \text{ mm} = \underline{\underline{2,5 \text{ mm}}}$   
Übergangsradius  $r = 1,6 \text{ mm}$

$$\sigma_{\sigma}(r) = \frac{2,3}{r} \cdot (1+\nu) = \frac{2,3}{1,6 \text{ mm}} \cdot (1+0,14)$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\sigma}(r) = 1,64 \text{ mm}^{-1}}}$$

$$\sigma_{\tau}(r) = \frac{1,15}{r} = \frac{1,15}{1,6 \text{ mm}}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\tau} = 0,72 \text{ mm}^{-1}}}$$

Das bezogene lokale Spannungsspektrum infolge der Belastung (Biegung, Torsion)  $\sigma_{\sigma}(d)$  und  $\sigma_{\tau}(d)$  ist je nach Abmessung  $d$ :

$$\underline{\underline{\sigma_{\sigma}(d) = \frac{2}{d} = \frac{2}{55 \text{ mm}} = 0,036 \text{ mm}^{-1}}}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\tau}(d) = \frac{2}{d} = 0,036 \text{ mm}^{-1}}}$$

$$\sigma_{\sigma} = \sigma_{\sigma}(r) + \sigma_{\sigma}(d) = 1,64 + 0,036$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\sigma} = 1,68 \text{ mm}^{-1}}} \quad \sigma_{\sigma} \dots \text{Gesamt-Spannungsspektrum Biegung}$$

$$\sigma_{\tau} = \sigma_{\tau}(r) + \sigma_{\tau}(d) = 0,72 + 0,036$$

$$\underline{\underline{\sigma_{\tau} = 0,76 \text{ mm}^{-1}}} \quad \sigma_{\tau} \dots \text{Gesamt-Spannungsspektrum Torsion}$$

Für die Berechnung von  $n_{\sigma}(r)$ ,  $n_{\sigma}(d)$ ,  $n_{\tau}(r)$  und  $n_{\tau}(d)$  geltende folgende Gleichungen.

Für die Berechnung von  $n_{\sigma}(v)$  und  $n_{\sigma}(d)$  gilt:

Für  $1 \text{ mm}^{-1} < \sigma_{\sigma} \leq 100 \text{ mm}^{-1}$  bzw.

für  $0,1 \text{ mm}^{-1} < \sigma_{\gamma} \leq 1 \text{ mm}^{-1}$  gelten folgende Berechnungen:

$$n_{\sigma}(v) = 1 + \sqrt[4]{\sigma_{\sigma}(v) \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(a_{\sigma} + \frac{R_m}{b_{\sigma} \cdot \text{N/mm}^2}\right)}$$

$$n_{\sigma}(d) = 1 + \sqrt[4]{\sigma_{\sigma}(d) \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(a_{\sigma} + \frac{R_m}{b_{\sigma} \cdot \text{N/mm}^2}\right)}$$

Austab. 3.20:  $a_{\sigma} = 0,5$  und  $b_{\sigma} = 2700$

$$n_{\sigma}(v) = 1 + \sqrt[4]{1,64 \text{ mm}^{-1} \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(0,5 + \frac{913 \text{ N/mm}^2}{2700 \text{ N/mm}^2}\right)}$$

$$\underline{n_{\sigma}(v) = 2,28}$$

$$n_{\sigma}(d) = 1 + \sqrt[4]{0,036 \text{ mm}^{-1} \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(0,5 + \frac{913 \text{ N/mm}^2}{2700 \text{ N/mm}^2}\right)}$$

$$\underline{n_{\sigma}(d) = 1,58}$$

$$n_{\gamma}(v) = 1 + \sqrt{\sigma_{\gamma}(v) \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(a_{\gamma} + \frac{R_m}{b_{\gamma} \cdot \text{N/mm}^2}\right)}$$

$$n_{\gamma}(d) = 1 + \sqrt{\sigma_{\gamma}(d) \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(a_{\gamma} + \frac{R_m}{b_{\gamma} \cdot \text{N/mm}^2}\right)}$$

$$n_{\gamma}(v) = 1 + \sqrt{0,72 \text{ mm}^{-1} \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-\left(0,5 + \frac{913 \text{ N/mm}^2}{2700 \text{ N/mm}^2}\right)}$$

$$\underline{n_{\gamma}(v) = 1,99}$$

$$n_{\gamma}(d) = 1 + \sqrt{0,036 \text{ mm}^{-1} \cdot \text{mm}} \cdot 10^{-0,5 \cdot \frac{913 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}{2700 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}}$$

$$\underline{n_{\gamma}(d) = 1,03}$$

Berechnung von  $K_{t,b}$  und  $K_{t,t}$ :

Siehe Tabelle 3.3

$$\boxed{\alpha_{\sigma,b} = K_{t,b}} \quad \text{und} \quad \boxed{\alpha_{\sigma,t} = K_{t,t}}$$

$$K_{t,b} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{r}{t} + 11,6 \cdot \frac{r}{\alpha} \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{\alpha}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}}$$

$$K_{t,b} = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \cdot \frac{1,6}{2,5} + 11,6 \cdot \frac{1,6}{55} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{1,6}{55}\right)^2 + 0,2 \cdot \left(\frac{1,6}{2,5}\right)^3 \cdot \frac{55}{60}}}$$

$$\underline{K_{t,b} = 2,10}$$

$$K_{t,t} = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{r}{t} + 38 \cdot \frac{r}{\alpha} \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{\alpha}\right)^2 + 1,0 \cdot \left(\frac{r}{t}\right)^3 \cdot \frac{d}{D}}}$$

$$= 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \cdot \frac{1,6}{2,5} + 38 \cdot \frac{1,6}{55} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{1,6}{55}\right)^2 + 1,0 \cdot \left(\frac{1,6}{2,5}\right)^3 \cdot \frac{55}{60}}}$$

$$\underline{K_{t,t} = 1,51}$$

$$K_{f,b} = \frac{K_{t,b}}{n_{\sigma}(r) \cdot n_{\sigma}(d)} = \frac{2,1}{2,28 \cdot 1,58} =$$

$$\underline{K_{f,b} = 0,58}$$

$$K_{f,t} = \frac{K_{t,t}}{n_{\sigma}(r) \cdot n_{\sigma}(d)} = \frac{1,51}{1,99 \cdot 1,33} =$$

$$\underline{K_{f,t} = 0,57}$$

$$K_{R\sigma} = K_{R\tau} = 1 \quad (\text{für polierte bzw. "glatt" geschliffene Oberflächen})$$

$$K_{NL} = 1 \quad (\text{für Stähle außer Gussstähle})$$

Siehe Tabelle 3.9

$$K_V = 1,1 \quad (\text{für Randschichtgehärtete Werkstoffe})$$

wäre  $K_V = 1,1$ , z.B. durch Nitrieren,  
Kupelstrahlen, Walzen oder Härten)

↑  
für Werkstoff  
42CrMo4 + gasnitriert

$$K_{WK,b} = \left( K_{f,b} + \frac{1}{K_{R\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} \cdot \frac{1}{K_{NL}}$$

$$K_{WK,b} = \left( 0,58 + \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,1} \cdot \frac{1}{1} =$$

$$\underline{K_{WK,b} = 0,53}$$

$$K_{WK,t} = \left( K_{f,t} + \frac{1}{K_{R\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V}$$

$$K_{WK,t} = \left( 0,57 + \frac{1}{1} - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,1} \Rightarrow \underline{K_{WK,t} = 0,52}$$

### o Berechnung Bauhilfsfaktor

$$\sigma_{WK,b} = \frac{\sigma_{W,zD}}{K_{WK,b}} = \frac{410,85 \frac{N}{mm^2}}{0,53}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{WK,b} = 775,19 \frac{N}{mm^2}}}$$

$$\tau_{WK,t} = \frac{\tau_{W,t}}{K_{WK,t}} = \frac{237,06 \frac{N}{mm^2}}{0,52}$$

$$\underline{\underline{\tau_{WK,t} = 455,88 \frac{N}{mm^2}}}$$

### o Berechnung Sicherheitsfaktoren

$$j_D = j_S \cdot \frac{j_F \cdot j_G}{K_{T,D}}$$

$K_{T,D}$  ... Temperaturfaktor siehe Tab. 3.28  
 $\Rightarrow$  keine hohen Temp.  $K_{T,D} = 1$

$j_S$  ... Lastfaktor  $j = 1$ , wenn die Last ausreichend sicher angenommen wurde  $\rightarrow$  wie im statischen Nachweis.

$j_G$  ... Gussfaktor  $\rightarrow j_G = 1,4$  bei Gusswerkstoffen  
 alle anderen Materialien  $j_G = 1$

$j_F$  ... Material Sicherheitsfaktor siehe Tab. 3.32

$j_F = 1,35$  für regelmäßige Inspektion und hohe Schadensfolge

$$j_D = 1 \cdot \frac{1,35 \cdot 1}{1}$$

$$\underline{j_D = 1,35}$$

### o Berechnung des Auslastungsgrads

Aus dem statischen Nachweis werden die berechneten Werte für die Biege- und Torsionsspannung übernommen.

$$\underline{\sigma_{A,b} = 43,4 \text{ N/mm}^2 \text{ und } \tau_{A,t} = 134,69 \text{ N/mm}^2}$$

$$a_{BK,b} = \frac{\sigma_{A,b}}{\left( \frac{\sigma_{WK,b}}{j_D} \right)} = \frac{43,4 \text{ N/mm}^2}{\left( \frac{775,19 \text{ N/mm}^2}{1,35} \right)}$$

$$\underline{a_{BK,b} = 0,076 = 7,6\%}$$

$$a_{BK,t} = \frac{\tau_{A,t}}{\left( \frac{\tau_{WK,t}}{j_D} \right)} = \frac{134,69 \text{ N/mm}^2}{\left( \frac{455,88 \text{ N/mm}^2}{1,35} \right)}$$

$$\underline{a_{BK,t} = 0,399 = 39,9\%}$$



Berechnung des Vergleichsauslastungsgrades:

$$a_{BK,SV} = q \cdot a_{NH} + (1-q) \cdot a_{GH}$$

$$q = 0,0027 \quad (\text{wie im statischen Nachweis})$$

$$a_{NH} = 0,5 - |s| + \sqrt{s^2 + 4t^2}$$

$$\underline{s = a_{BK,b}} \quad \text{und} \quad \underline{t = a_{BK,t}}$$

$$a_{NH} = 0,5 - |0,076| + \sqrt{0,076^2 + 4 \cdot 0,399^2}$$

$$\underline{a_{NH} = 1,226}$$

$$a_{GH} = \sqrt{s^2 + t^2} = \sqrt{0,076^2 + 0,399^2}$$

$$\underline{a_{GH} = 0,406}$$

$$a_{BK,SV} = 0,0027 \cdot 1,226 + (1 - 0,0027) \cdot 0,406$$

$$\underline{a_{BK,SV} = 0,408 = 40,8\%}$$

Der Vergleichsauslastungsgrad des Ermüdungsnachweis beträgt 40,8%.

Quelle: Prof. Dr.-Ing. Frank Weidemann,  
Lehrunterlagen Festigkeitslehre

## 9.1.3

Passfederberechnung für Einzugswelle - Getriebe

$$P_m \approx \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot h' \cdot e' \cdot n \cdot y}$$

$$T = K_A \cdot T_{\text{nom}} \\ (\text{dyn. Belastung})$$

$$T = 1,1 \cdot 1100 \text{ Nm}$$

$$\underline{T = 1210 \text{ Nm}}$$

$T$ ... zu übertr. Drehmoment

$T_{\text{nom}}$ ... Max. Nennmoment

$K_\lambda$ ... Lastverteilungsfaktor (Methode B)

$h'$ ... tragende Passfederhöhe

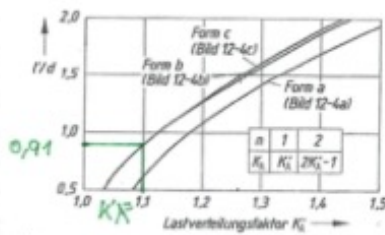
$e'$ ... Passfederlänge

$n$ ... Anzahl Passfedern

$y$ ... Tragfaktor

$K_\lambda \rightarrow$  aus Tabelle 12-2c

c) Lastverteilungsfaktor  $K_\lambda$  (Richtwerte)<sup>1)</sup>



<sup>1)</sup> für  $D/d = 1,6 \dots 3,0$ , bei dünneren Naben gelten größere Werte bei Form a, kleinere Werte bei Form b und c.

$$\Rightarrow K_\lambda' = 1,1$$

$$K_\lambda = K_\lambda' = 1,1$$

(bei einer Passfeder)

$$h' = 4 \text{ mm}$$

$$e' = 50 \text{ mm}$$

$$n = 1$$

$$y = 1 \dots \Rightarrow \text{bei } n=1, y=1$$

für Passfedern  $e = 66 \text{ mm}$  und  $b = 16 \text{ mm}$

Berechnung der Passfederwindung nach Methode B:

$$P_m \approx \frac{2 \cdot 1210 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 1,1}{55 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 50 \text{ mm} \cdot 1 \cdot 1}$$

$$\underline{P_m = 242 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$$P_{zul} = f_s \cdot f_H \cdot R_e / S_F$$

Annahme Passfederwerkstoff

C45E

$$\underline{R_e = 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$S_F$ ... Sicherheit gegen  
plast. Verformung

$$S_F = 1,3$$

↳ aus Tab 12-1 b)

$$P_{zul} = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 490 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} / 1,3$$

$$\underline{P_{zul} = 376,9 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}$$

$f_s$ ... Stückfaktor  
 $f_H$ ... Härteeinflussfaktor  
↳ aus Tab 12-2 d)

$$f_s = 1,0 ; f_H = 1,0$$

$$\boxed{P_m \leq P_{zul}}$$

✓ ☺

Für die Passfederberechnungen

Quelle: Herbert Willel / Dieter Muhs / Dieter Jannasch /

Jochim VerBick: Relieff/Mottek Maschinenelemente.

Normung, Berechnung, Gestaltung (19. Auflage), Wiesbaden:

Vieweg + Teubner GWV Fachverlag GmbH. 2009

## 9.1.4

Passfederverbindung für Eingangswelle - Motor

$$h' = 4 \text{ mm}$$

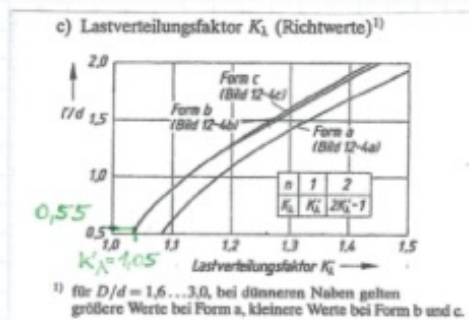
$$n = 2$$

$$e' = 30 \text{ mm}$$

$$y = 0,75$$

$$T = 1210 \text{ Nm}$$

$k_\lambda \rightarrow$  aus Tabelle 12-2c



$$\Rightarrow k'_\lambda = 1,05$$

$$K_\lambda = 2 \cdot k'_\lambda - 1 = \underline{1,1}$$

(bei 2 Passfedern)

$$P_m \approx \frac{2 \cdot T \cdot k_\lambda}{d \cdot h' \cdot e' \cdot n \cdot y} = \frac{2 \cdot 1210 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 1,1}{55 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 30 \text{ mm} \cdot 2 \cdot 0,75}$$

$$P_m = 268,89 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{zul} \text{ für Passfederverwerkstoff C45E} = \underline{376,9 \text{ N/mm}^2}$$

$\Rightarrow$  aus Passfederberechnung Eingangswellen-Gebriebe

$P_m \leq P_{zul}$	✓ ☺
$268,89 \leq 376,9$	

## 9.1.5

Passfederberechnung für Ausgangswelle-Gehäuse

$$P_m = \frac{2 \cdot T \cdot K_\lambda}{d \cdot r' \cdot e' \cdot n \cdot y}$$

$$e = 96 \text{ mm}$$

$$e' = 16 \text{ mm}$$

(Passfederfrühl)

$$T = K_A \cdot T_{\text{Nenn}}^*$$

(dyn. Belastung)

$$T = 1,1 \cdot 4400 \text{ Nm}$$

$$\underline{T = 4840 \text{ Nm}}$$

$K_\lambda \rightarrow$  aus Tabelle 12-2 c)

$T$ : zu übertragendes Drehmoment

$K_\lambda$ : ... Lastverteilungsfaktor (Methode B)

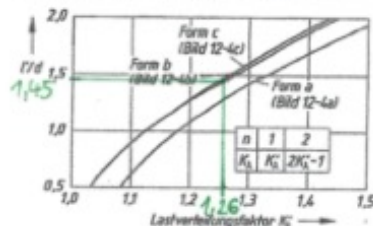
$r'$ : ... tragende Passfederhöhe

$e'$ : ... Passfederlänge

$n$ : ... Anzahl der Passfedern

$y$ : ... Trochfaktor

c) Lastverteilungsfaktor  $K_\lambda$  (Richtwerte)<sup>1)</sup>



<sup>1)</sup> für  $D/d = 1,6 \dots 3,0$ , bei dünneren Naben gehen größere Werte bei Form a, kleinere Werte bei Form b und c.

$$\Rightarrow K'_\lambda = 1,26$$

$$\underline{K_\lambda = 2 \cdot K'_\lambda - 1 = 1,52}$$

(bei 2 Passfedern 8)

$$r' = 4 \text{ mm (aus Tabellenbuch Metall) (} r = 10 \text{ mm)}$$

$$e' = 16 \text{ mm (} e = 96 \text{ mm)}$$

$$n = 2$$

$$y = 0,75 \rightarrow \text{bei 2 Passfedern}$$

\*  $T_{\text{Nenn}}$  = Max. Eingangsmoment  $\times$  max. Übersetzung des Getriebes

Berechnung der Passfederverbindung nach Methode B:

↳ Bei wechselnd wirkendem Drehmoment ist eine Berechnung nach DIN 6892, Methode B erforderlich

$$P_m \approx \frac{2 \cdot 4840 \cdot 10^3 \text{ Nmm} \cdot 1,52}{55 \text{ mm} \cdot 4 \text{ mm} \cdot 80 \text{ mm} \cdot 2 \cdot 0,75}$$

$$\underline{P_m = 557 \text{ N/mm}^2}$$

$$P_{zul.} = f_s \cdot f_H \cdot R_e / S_F$$

Annotierte Passfederverwerksstoff

16 MnCr5 (einsatzbereit!)

$$\underline{R_e = 695 \text{ N/mm}^2}$$

$S_F$ ... Sicherheit gegen plastische Verformung

$$S_F = 1,3$$

↳ aus Tabelle 12-1 b)

$$P_{zul.} = 1,0 \cdot 1,15 \cdot 695 \text{ N/mm}^2 / 1,3$$

$f_s$ ... Schutzfaktor  
 $f_H$ ... Härteeinflussfaktor  
↳ aus Tabelle 12-2 d)

$$\underline{P_{zul.} = 614 \text{ N/mm}^2}$$

$$f_s = 1,0; f_H = 1,15$$

$$\boxed{P_m \leq P_{zul.}}$$

✓ ☺

(Berechnung des Nabe (Werkstoff 42CrMo4) ist überflüssig)  
weil  $R_e = 900 \text{ N/mm}^2$ .

## 9.1.6

Berechnung: Schruppsitz von Ausgangswellen-Flansh

⚠ Die gefährdeten Stellen des Pressverbandes sind entweder am Außenteil innen oder bei dünnwandigen Hohlwellen am Innenteil innen!

In unserem Fall → Berechnung Außenteil innen!

1. Belastungsdaten:  $M_{\max} = 4400 \text{ Nm}$

Erhält sich aus maximaler Eingangsmoment und höchster zulässiger Übersetzung des Prüfgetriebes.

$$M_{\max} = M_{\max \text{ ein}} \cdot i_{\max} = 1100 \text{ Nm} \cdot 4 = \underline{4400 \text{ Nm}}$$

$$F_t = \frac{M_{\max}}{\left(\frac{d_{iA}}{2}\right)}$$

$d_{iA}$  - Außendurchmesser Welle

$$\underline{d_{iA} = 55 \text{ mm}}$$

$$F_t = \frac{4400 \text{ Nm}}{\left(\frac{0,055 \text{ m}}{2}\right)}$$

$$\underline{F_t = 160\,000 \text{ N} = 160 \text{ kN}}$$

Auswahl: Betriebsfaktor  $K_A$

$$K_A = 1,1$$

↳ für gleichmäßige, aber „größere“ häufige Anlaufmomente

Auswahl: Haftbarkeit  $S_H$

~~Annahme: Aufgeschraubter Flansch aus 42CrMo4 - vergütet (→ duktil).~~

$$\underline{S_H = 2} \Rightarrow \text{für schwelende Belastung}$$

1

2. Geometrische Daten:

$$d_F = 55 \text{ mm}$$

$$d_{Aa} = 80 \text{ mm (kleinster Außen-}\sigma)$$

$$d_{Ai} = 0 \text{ mm}$$

$$R_{ZAi} = 4 \text{ }\mu\text{m}$$

3. Werkstoffdaten

Außenkil (Nabe): Flansch 42CrMo4V + versüßelt

$$R_{eA} = 900 \text{ N/mm}^2; E_A = 210\,000 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu_A = 0,3$$

E... Elastizitätsmodul

Innenkil (Welle): Ausparingswellen-Motor  $R_e$ ... Streckgrenze

42CrMo4  
+ gasnitriert

$\nu$ ... Querdehnzahl

4. Ermittlung der Hilfsgrößen

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}}$$

$Q_A$ ... Durchmesserverhältnis

$$Q_A = \frac{55 \text{ mm}}{80 \text{ mm}} =$$

$D_F$ ... Nipendurchmesser

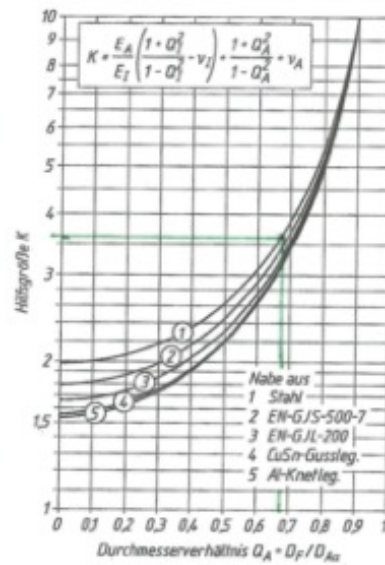
$$\underline{Q_A = 0,6875}$$

$D_{Aa}$ ... (kleinste) Außendurchmesser  
der Nabe

K  $\rightarrow$  Bestimmung über ein Diagramm,  
da  $D_{Ti} = \emptyset$

K... Hilfsgröße





→ Aus Tabelle 12-7 ⇒ K = 3,6

$G = 0,8 (R_{2Ai} + R_{2ia})$  G... auftretende Glättung beim Feigen

$G = 0,8 (4\mu m + 4\mu m)$

$G = 6,4 \mu m$

5. Ermittlung der kleinsten erforderlichen  $T_{\text{Feigenmessung}} P_{FK}$

$$P_{FK} = \frac{K_A \cdot S_H \cdot T_t}{D_F \cdot \pi \cdot e_F \cdot \mu}$$

$\mu$ ... Haftbeiwert für Querspresspassung (Schaumphy)

$$P_{FK} = \frac{1,1 \cdot 2 \cdot 160000 N}{55 mm \cdot \pi \cdot 69,5 mm \cdot 0,18}$$

$\mu = 0,18 \rightarrow$  aus Tabelle 12-6 a)

$e_F = 69,5 \rightarrow$  aus Konstruktion

$$P_{FK} = 162,84 \frac{N}{mm^2}$$

Tabelle 12-6 a)

Innenteil Stahl		Längspresspassung – Haftbeiwert		Querspresspassung – Haftbeiwert $\mu$ (Schrumpfpassung)
Außenteil	Schmierung	bei Lösen $\mu_s$	bei Rutschen $\mu_r$	
Stahl, GS	Öl trocken	0,07 ... 0,08	0,06 ... 0,07	0,12
		0,1 ... 0,11	0,08 ... 0,09	0,18 ... 0,2
Gusseisen	Öl trocken	0,06	0,05	0,1
		0,10 ... 0,12	0,09 ... 0,11	0,16
Cu-Leg. u. a.	Öl trocken	–	–	–
		0,07	0,06	0,17 ... 0,25
Al-Leg. u. a.	Öl trocken	0,05	0,04	–
		0,07	0,06	0,1 ... 0,15

### 6. Ermittlung der größten zulässigen Flächenpressung

$$P_{FG} = \frac{R_{cA}}{S_{FA}} \cdot \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}}$$

$S_{FA} = 1,3 \rightarrow$  für duktile Werkstoffe (von 1... 1,3)

Annahme: Nabe aus 42CrMo4 + verzinkt

$S_{FA}$  ... Sicherheit gegen  
plastische Verformung

$$P_{FG} = \frac{900 \text{ N/mm}^2}{1,3} \cdot \frac{1 - 0,6875^2}{\sqrt{3}}$$

$$P_{FG} = 210,78 \text{ N/mm}^2$$

### 7. Ermittlung der größten zulässigen Flächenpressung am Innenteil

$$P_{FGI} = \frac{R_{cI}}{S_{FI}} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}}$$

$S_{FI} = 2,5 \Rightarrow$  für Weichwerkstoff 42CrMo4  
+ gasnitriert (3mode)

$$P_{FGI} = \frac{900 \text{ N/mm}^2}{2,5} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}}$$

$$\underline{\underline{P_{FGI} = 415,69 \text{ N/mm}^2}}$$

4

### 8. Gegenüberstellung der berechneten Flächenmessungen

$$P_{FG} < P_{FGi}$$



$$210,78 \frac{N}{mm^2} < 415,69 \frac{N}{mm^2} \quad \checkmark \quad \text{😊}$$

$$P_{FK} < P_{FG}$$



$$162,84 \frac{N}{mm^2} < 210,78 \frac{N}{mm^2} \quad \checkmark \quad \text{😊}$$

### 9. Berechnung der Übermaße $\bar{u}_K$ und $\bar{u}_G$

$$z_K = P_{FK} \cdot D_F \cdot K / E_A \quad \boxed{z_K \dots \text{kleinste Halbm.}}$$

$$z_K = 162,84 \frac{N}{mm^2} \cdot 55 \text{ mm} \cdot 3,6 / 210000 \frac{N}{mm^2}$$

$$\underline{z_K = 0,153 \text{ mm}}$$

$$z_G = P_{FG} \cdot D_F \cdot K / E_A \quad \boxed{z_G \dots \text{größte Halbm.}}$$

$$z_G = 210,78 \frac{N}{mm^2} \cdot 55 \text{ mm} \cdot 3,6 / 210000 \frac{N}{mm^2}$$

$$\underline{z_G = 0,20 \text{ mm}}$$

Quelle: Herbert Wittel/ Dieter Muhs/ Dieter Jansch/  
 Joachim Voßiek: Roloff/ Matek Maschinenelemente  
 Normung, Berechnung, Gestaltung. (19. Auflage)  
 Wiesbaden: Vieweg + Teubner GWV Fachverlag  
 GmbH, 2019

## 9.1.7

Lagerberechnung Eingangswellen

Die Lagerabstände und der Abstand zur Zahnradscheibe sind bei beiden Eingangswellen identisch.

o Auswahl des Lagers: Rendebolllager 22212E

$$\begin{aligned} d &= 60 \text{ mm} \\ B &= 28 \text{ mm} \\ D &= 110 \text{ mm} \end{aligned}$$

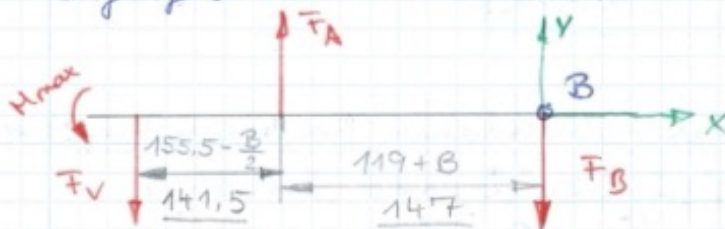
$$C_0 = 166 \text{ kN}$$

$$C = 159 \text{ kN}$$

Berechnung mit Maximalwerten

$$\underline{F_V = 6950 \text{ N}} \quad \underline{M_{\max} = 1100 \text{ N}}$$

Die Maße wurden aus der Zeichnungsableitung der Diplomarbeit S. 23 und S. 24 zu den Eingangswellen entnommen.



$$\sum M_B = 0: F_A \cdot 0,147 \text{ m} - F_V \cdot 0,2885 \text{ m} - M_{\max} = 0$$

$$\Rightarrow F_A = \frac{F_V \cdot 0,2885 \text{ m} + M_{\max}}{0,147 \text{ m}}$$

$$F_A = \frac{6950 \text{ N} \cdot 0,2885 \text{ m} + 1100 \text{ Nm}}{0,147 \text{ m}}$$

$$\underline{F_A = 21122,96 \text{ N} = 21,12 \text{ kN}}$$

$$\sum F_y = 0 : F_A - F_B - F_V = 0 \Rightarrow F_B = F_A - F_V$$

$$F_B = 21122,96 \text{ N} - 6950 \text{ N}$$

$$\underline{F_B = 14172,96 \text{ N} = 14,17 \text{ kN}}$$

Berechnung der Lebensdauer nur für Lager A,  
da bei dem Tausch beide Lager gewechselt werden.

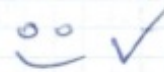
◦ Berechnung der statischen Tragfähigkeit:

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = \frac{166 \text{ kN}}{21,12 \text{ kN}} = \underline{7,86} \quad C_0 \dots \text{ stat. Tragzahl}$$

Richtwert der stat. Tragfähigkeit für Pendelrollenlager:

◦ keine Stoßbelastungen 3,5

◦ bei Stoßbelastungen  $\geq 4$



$$\boxed{7,86 \geq 4}$$

◦ Berechnung der Lebensdauer für Maximalbelastung

Annahme  $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad \begin{array}{l} P \dots \text{ Exponent der Lebensdauer} = \\ \text{gleichung} \\ \rightarrow \text{für Pendelrollenl. } p = \frac{10}{3} \end{array}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 2000 \text{ min}^{-1}} \cdot \left(\frac{159 \text{ kN}}{21,12 \text{ kN}}\right)^{\frac{10}{3}} \quad \begin{array}{l} C \dots \text{ dyn. Tragzahl} \\ P \dots \text{ äquivalente dyn. Lagerbelast.} \\ n \dots \text{ Drehzahl} \end{array}$$

$$\underline{L_{10h} = 6968,88 \text{ h}}$$

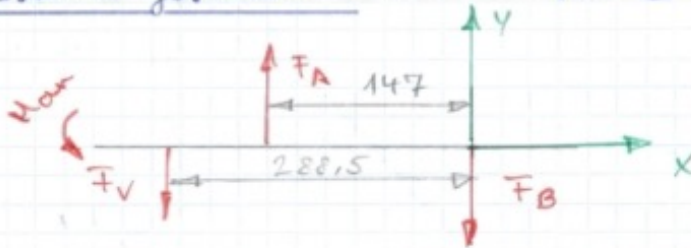
$$\underline{\approx 290,4 \text{ Tage}}$$

$L_{10h}$  ... nominelle Betriebs-  
lebensdauer bei 90%  
Überlebenswahrscheinlichkeit.

Berechnung der Lebensdauer für unsere Anwendung:

Leis,max Gebiete:

$$n = 2700 \text{ min}^{-1}$$



$$\underline{M_{\max} = 160 \text{ Nm}}$$

$$\underline{F_V = 3849 \text{ N}}$$

Aus Berechnung S.1.  $F_A = \frac{F_V \cdot 0,2885 \text{ m} + M_{\max}}{0,147 \text{ m}}$

$$F_A = \frac{3849 \text{ N} \cdot 0,2885 \text{ m} + 160 \text{ Nm}}{0,147 \text{ m}}$$

$$\underline{F_A = 8642,43 \text{ N} = 8,64 \text{ kN}}$$

$F_B < F_A \rightarrow$  Wird nicht mehr berechnet!

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 2700 \text{ min}^{-1}} \left( \frac{159 \text{ kN}}{8,64 \text{ kN}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$\underline{L_{10h} = 101569,4 \text{ h} \approx 4232 \text{ Tage}}$$

! Zweckes Öلتاوضح mit SKF-Verbetchung abspreehen!

Quelle: SKF Wälzlagerkatalog S. 89 ff

## 9.1.8

Lagerberechnung Ausgangswellen

Die Lagerabstände und der Abstand zur Zahnradscheibe sind bei beiden Eingangswellen identisch.

o Auswahl des Lagers: Pendelrollenlager 22312 E

$$d = 60 \text{ mm}$$

$$C_0 = 335 \text{ kN}$$

$$D = 130 \text{ mm}$$

$$C = 325 \text{ kN}$$

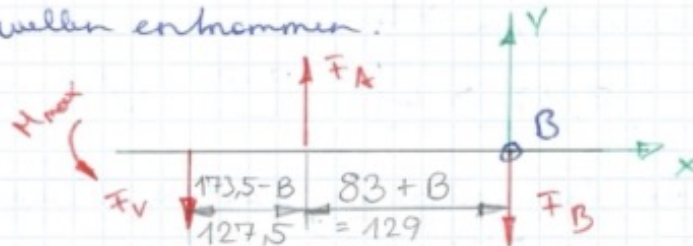
$$B = 46 \text{ mm}$$

Berechnung mit den Maximalwerten

$$F_V = 6950 \text{ N}$$

$$M_{\max} = 4400 \text{ Nm (bei } i=4)$$

Die Maße wurden aus der Zeichnungsableitung der Diplomarbeit S. 24 zu den Ausgangswellen entnommen.



$$\sum M_B = 0: F_A \cdot 0,129 \text{ m} - F_V \cdot 0,1275 \text{ m} - M_V = 0$$

$$F_A = \frac{F_V \cdot 0,2565 \text{ m} + M_V}{0,129 \text{ m}}$$

$$F_A = \frac{6950 \cdot 0,2565 + 4400 \text{ Nm}}{0,129 \text{ m}}$$

$$\underline{F_A = 47927,71 \text{ N} = 47,93 \text{ kN}}$$

$$\sum F_V = 0: F_A - F_B - F_V = 0 \Rightarrow F_B = F_A - F_V$$

$$F_B = 477927,72 - 6950 \text{ N} =$$

$$\underline{F_B = 40977,72 \text{ N} = 40,98 \text{ kN}}$$

Wieder nur Berechnung für Layer A  
 $\Rightarrow$  höhere Belastung (und gleichzeitiger Tausch)

Berechnung der statischen Tragsicherheit

$$\underline{S_0 = \frac{C_0}{\rho_0} = \frac{335 \text{ kN}}{47,93 \text{ kN}} = 6,99}$$

Richtwert der statischen Tragsicherheit

- o keine Stoßbelastung  $\geq 3,5$
- o bei Stoßbelastungen  $\geq 4$

$$\boxed{6,99 \geq 4} \quad \text{😊} \quad \checkmark$$

Berechnung der Lebensdauer für Maximalbelastung

Annahme  $n = 500 \text{ min}^{-1}$

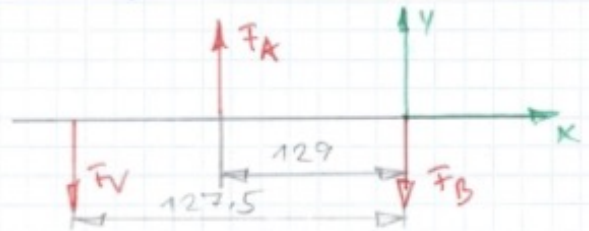
$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^9$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot 500 \text{ min}^{-1}} \cdot \left(\frac{325 \text{ kN}}{47,93 \text{ kN}}\right)^{\frac{10}{3}}$$

$$\underline{L_{10h} = 19669,74 \text{ h} = 819,6 \text{ Tage}}$$



## Berechnung der Lebensdauer für unsere Anwendung



1. Stufe:  $M_1 = 400 \text{ Nm}$   
 $n_1 = 1080 \text{ min}^{-1}$

4. Stufe:  $M_4 = 147 \text{ Nm}$   
 $n_4 = 2945 \text{ min}^{-1}$

Aus Berechnung S. 1

$F_V$  wurde noch nicht berechnet  
 Es wird für beide Getriebestufen  
 die maximale Vorspannkraft  
 angenommen ☹

$$F_{A1} = \frac{F_V \cdot 0,2565 + M_1}{0,129}$$

$$\underline{F_V = 6950 \text{ N}}$$

$$F_{A1} = \frac{6950 \text{ N} \cdot 0,2565 \text{ m} + 400 \text{ Nm}}{0,129}$$

$$\underline{F_{A1} = 16919,96 \text{ N} = 16,92 \text{ kN}}$$

$$F_{A4} = \frac{6950 \text{ N} \cdot 0,2565 + 147 \text{ Nm}}{0,129}$$

$$\underline{F_{A4} = 14958,72 \text{ N} = 14,96 \text{ kN}}$$

$$L_{10h1} = \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L_{10h1} = \frac{10^6}{60 \cdot 1080 \text{ min}^{-1}} \cdot \left( \frac{325 \text{ kN}}{16,92 \text{ kN}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

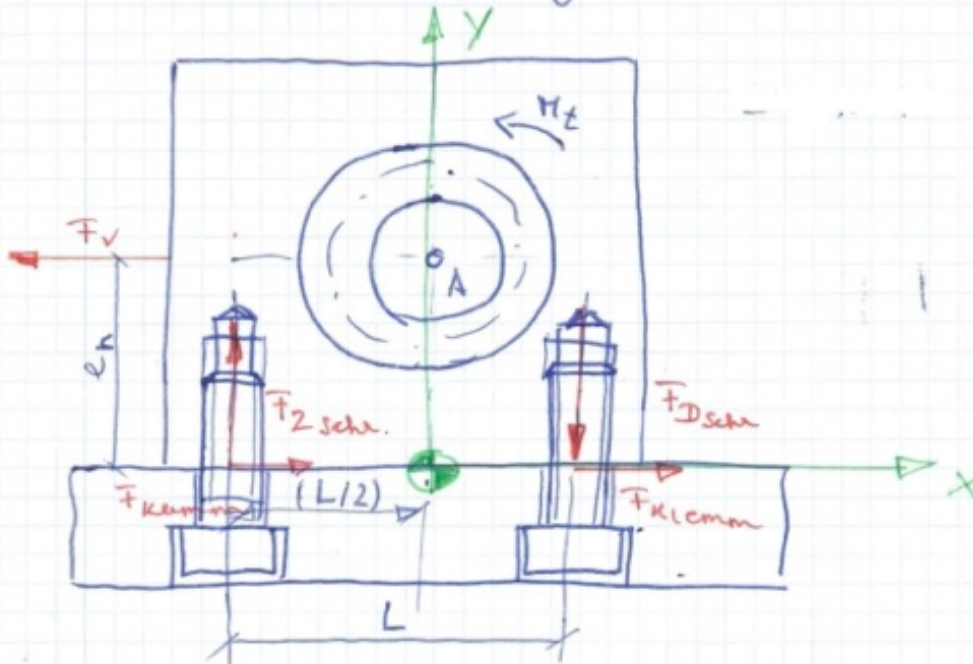
$$\underline{L_{10h1} = 292888 \text{ h} = 12203,7 \text{ Tage} \Rightarrow \text{Lebensdauer für Betrieb 1. Gang}}$$

$$L_{10h2} = \frac{10^6}{60 \cdot 2945 \text{ min}^{-1}} \cdot \left( \frac{325 \text{ kN}}{14,96 \text{ kN}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$\underline{L_{10h2} = 161908,39 \text{ h} = 6746,2 \text{ Tage} \Rightarrow \text{Lebensdauer für Betrieb 4. Gang}}$$

☹ Wegen des Schmieröls → Absprache mit SKF ☹

## 9.1.9

Schraubenberechnung Lagergehäuse

$$\sum M_A = 0: M_t - F_{zsch} \cdot \frac{e}{2} - F_{dsch} \cdot \frac{e}{2} - F_v \cdot e_h$$

$$M_t = F_{zsch} \cdot \frac{e}{2} + F_{dsch} \cdot \frac{e}{2} + F_v \cdot e_h$$

$$[ \sum F_y = 0 ]: F_{zsch} - F_{dsch} = 0 \Rightarrow F_{zsch} = F_{dsch}$$

$$M_t = F_{zsch} \cdot \frac{e}{2} + F_{zsch} \cdot \frac{e}{2} + F_v \cdot e_h$$

$$M_t = 2 \cdot F_{zsch} \cdot \frac{e}{2} + F_v \cdot e_h$$

$$M_t = F_{zsch} \cdot e + F_v \cdot e_h$$

$$\Rightarrow \underline{F_{zsch} = \frac{M_t}{e} + F_v \cdot e_h}$$

$$\underline{M_t = 4400 \text{ Nm} ; L = 0,2 \text{ m} ; L_h = 0,13 \text{ m}}$$

$$\underline{F_V = 6950 \text{ N}}$$

$$F_{2 \text{ Sch}} = \frac{M_t}{L} + F_V \cdot e_h = \frac{4400 \text{ Nm}}{0,2 \text{ m}} + 6950 \text{ N} \cdot 0,13$$

$$\underline{F_{2 \text{ Sch}} = 22903,5 \text{ N} \approx 23 \text{ kN}}$$

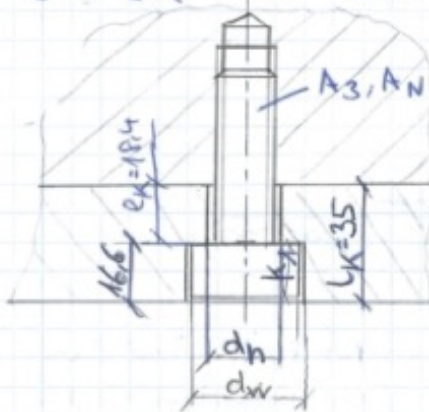
aus Holzb/Metall Maschinenelemente Tabellenbuch  
Tabelle 8.13 Schraubentabelle

M16 - 8.8  $\rightarrow$  stat. Axialkraft bis 40 kN

$$\underline{\text{Annahme } \mu_{Ges} = \mu_G = \mu_K = 0,14}$$

Nachgiebigkeit der Schraube

$$S_S = S_K + S_1 + S_2 + S_G + S_M$$



$$d_n = 17,5 \text{ mm}$$

$$d_w = 24 \text{ mm}$$

DIN 4762 - M16 x 40 (4x)

$$S_S = \frac{1}{E_S} \left( \frac{0,4 \cdot d}{A_N} + \frac{e_1}{A_3} + \frac{0,5 \cdot d}{A_3} + \frac{0,4 \cdot d}{A_N} \right) \quad 2$$

$$p_s = \frac{1}{210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} \left( \frac{0,4 \cdot 16 \text{ mm}}{201,06 \text{ mm}^2} + \frac{18,4 \text{ mm}}{144,1 \text{ mm}^2} + \frac{0,5 \cdot 16 \text{ mm}}{144,1 \text{ mm}^2} \right. \\ \left. \dots + \frac{0,4 \cdot 16 \text{ mm}}{201,06 \text{ mm}^2} \right)$$

$$\underline{p_s = 1,18 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} \quad \text{Nachgiebigkeit der Schraube}$$

$$A_{cs} = \frac{\pi}{4} \cdot (d_w^2 - d_k^2) + \frac{\pi}{8} \cdot d_w \cdot (D_A - d_w) \cdot [(x+1)^2 - 1]$$

$$\text{Bei } D_A > d_w + e_k \Rightarrow D_A = d_w + e_k$$

$$D_A = 24 \text{ mm} + 18,4 \text{ mm}$$

$$\underline{D_A = 42,4 \text{ mm}}$$

$$x = \sqrt[3]{\frac{e_k \cdot d_w}{D_A^2}} = \sqrt[3]{\frac{18,4 \text{ mm} \cdot 24 \text{ mm}}{42,4 \text{ mm}^2}}$$

$$\underline{x = 0,626}$$

$$A_{cs} = \frac{\pi}{4} \cdot (24 \text{ mm}^2 - 17,5 \text{ mm}^2) + \frac{\pi}{8} \cdot 24 \text{ mm} \cdot (42,4 \text{ mm} - 24 \text{ mm}) \cdot [(0,626+1)^2 - 1]$$

$$\underline{A_{cs} = 496,92 \text{ mm}^2}$$

$$p_T = \frac{e_k}{A_{cs} \cdot E_T} = \frac{18,4 \text{ mm}}{496,92 \text{ mm}^2 \cdot 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} =$$

$$\underline{p_T = 1,76 \cdot 10^{-7} \frac{\text{mm}}{\text{N}}} \Rightarrow \text{Nachgiebigkeit der} \\ \text{verspannten Teile}$$

$$\overline{F_{2\text{Schr}}} = \overline{F_B}$$

$F_B$ ... Betriebskraft in Längsrichtung der Schrauben

$$\underline{\underline{F_B = 23000\text{ N}}}$$

$$\underline{\underline{F_{Klemm} = ?}}$$

Siehe Seite 2. Schraubenberechnung Lagergehäuse

$$\sum F_x = 0 : 4 \cdot \overline{F_{Klemm}} - F_V = 0$$

$$\Rightarrow \overline{F_{Klemm}} = \frac{F_V}{4} = \frac{6950\text{ N}}{4}$$

$$\underline{\underline{F_{Klemm} = 1737,5\text{ N}}}$$

$$\overline{F_{Spez}} = \overline{F_{Ke}} + \overline{F_B} = 1737,5\text{ N} + 23000\text{ N} = 24737,5\text{ N}$$

$$\underline{\underline{F_{Spez} \approx 25\text{ kN}}}$$

① Das Selbsthalten der Schraubenverbindung ist noch zu berücksichtigen?

$$\overline{f_2} = \frac{f_2}{S_S + S_T}$$

$f_2$ ... Selbstzug  
Mittelwert 0,011 mm

$$\overline{f_2} = \frac{0,011\text{ mm}}{1,18 \cdot 10^6 + 1,76 \cdot 10^7}$$

$$\underline{\underline{f_2 = 8112\text{ N}}}$$

$$\underline{\underline{F_{Vmin}} = \overline{F_{Spez}} + \overline{f_2} = 25000\text{ N} + 8112\text{ N} = 33112\text{ N}}$$

$$F_{VM} = K_A \cdot F_{Vmin} = 1,3 \cdot 33112 \text{ N}$$

$$\underline{F_{VM} = 43045,6 \text{ N}}$$

$F_{VM}$ ... Montageverspannkraft  
unter Berücksichtigung  
des Anziehungsfaktors

$K_A$ ... Anziehungsfaktor Tab. 3-11

Erforderliches Anziehungsmoment  $M_A$ :

$$M_A = F_{VM} \cdot (0,159 \cdot P + 0,577 \cdot \mu_{ges} \cdot d_2 + \mu_k \cdot d_k / 2)$$

$$M_A = 43045,6 \text{ N} \cdot (0,159 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \text{ m} + 0,577 \cdot 0,14 \cdot 14,701 \cdot 10^{-3} + 0,14 \cdot \dots \dots \cdot 24 \cdot 10^{-3} / 2)$$

$$\underline{M_A = 137,12 \text{ Nm}}$$

$d_2$ ... Flankendurchmesser  
des Gewindes

$P$ ... Steigung des Gewindes

Berechnung der Flächenpressung  $p$  an der Mutterfläche:

$$p = \frac{F_{VM}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d_w - d_k)^2} = \frac{43045,6 \text{ N}}{\frac{\pi}{4} \cdot (24 \text{ mm}^2 - 17,5^2)} =$$

$$\underline{p = 203,19 \text{ N/mm}^2}$$

$$p \leq p_g$$

Für die Werkstoffauswahl wird ein kostengünstiges  
Material wie S 235 ausgewählt.

$$p_g = 490 \text{ N/mm}^2$$

$$203 \text{ N/mm}^2 \leq 490 \text{ N/mm}^2 \quad \checkmark \quad \text{😊}$$

9.1.10

Anziehungsmoment der Schrauben, zur Erzeugung der Vorspannkraft.

Vorspannung des Antriebsröhren

$$\underline{F_V = 3850 \text{ N}}$$

Die Kraftaufbringung erfolgt über zwei M8 (8.8) Schrauben.

$$\underline{F_{SP} = \frac{F_V}{2} = \frac{3850 \text{ N}}{2} = \underline{1925 \text{ N}}}$$

$$M_A = 1925 \text{ N} \cdot (0,159 \cdot p + \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot d_K / 2)$$

$$M_A = 1925 \text{ N} \cdot (0,159 \cdot 1,75 \text{ mm} + 0,14 \cdot 10,863 \text{ mm} + 0,14 \cdot 18 \text{ mm} / 2)$$

$$\underline{M_A = 5888,71 \text{ N mm} = \underline{5,89 \text{ Nm}}}$$

Dieser Wert wurde berechnet um sich an einem Wert zu orientieren. Eine Messung der Vorspannung des Zahnriemens ist zwingend notwendig!

Zu allen Schraubenberechnungen.

Quelle: Herbert Wittel / Dieter Muhs / Dieter Jannasch /

Joachim Voßsieh: Roloff/Matek Maschinenelemente.

Normung Berechnung, Gestaltung. (19. Auflage).

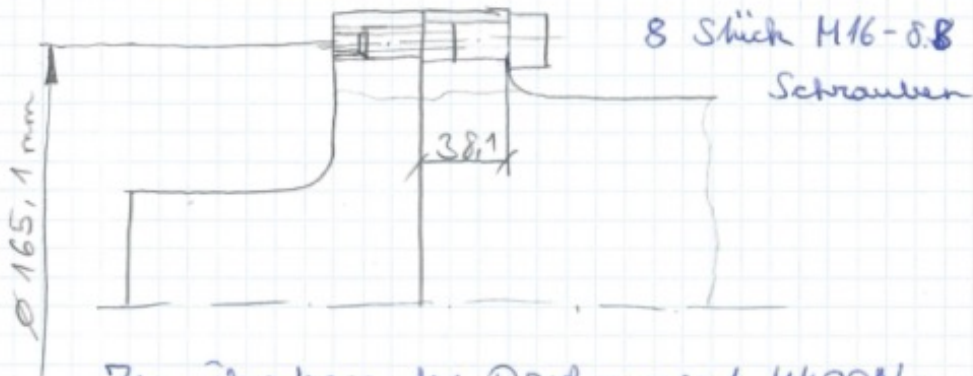
Wiesbaden: Vieweg + Teubner GWV Fachver-

lag, GmbH. 2009

9.1.11

12. 10800

Berechnung des Anziehmoments für die  
Schrauben am Drehmomentensensor



Zu übertragendes Drehmoment 4400 Nm.

$$\underline{\underline{F_{qv} = \frac{2 \cdot T}{D \cdot n} = \frac{2 \cdot 4400 \text{ Nm}}{165,1 \text{ mm} \cdot 8} = 6662,62 \text{ N}}}$$

$$\underline{\underline{F_{ke} = \frac{F_{qv}}{\mu} = \frac{6662,62 \text{ N}}{0,5} =$$

Haftreibungswert für Stahl und Stahl  $\mu = 0,5$ .

$$\underline{\underline{F_{ke} = 13325,26 \text{ N}}}$$

$$M_A = F_{ke} \cdot (0,159 \cdot r + 0,577 \cdot \mu_{ges} \cdot d_2 + \mu_k \cdot d_k / 2)$$

$$M_A = 13325,26 \text{ N} \cdot (0,159 \cdot 2 \text{ mm} + 0,577 \cdot 0,14 \cdot 14,701 \text{ mm} + 0,14 \cdot 24 \text{ mm} / 2)$$

$$\underline{\underline{M_A = 42448,24 \text{ Nmm} = 42,5 \text{ Nm}}}$$

Aufgerundet auf 50 Nm, da der Sechsbroy  
nicht berücksichtigt wurde.



## 9.1.12

Zahnriemenberechnung - Eingang

Eingangsparameter vorgegeben von Fa. Lissmac:

$$M_{\text{ein}} = 160 \text{ Nm}$$

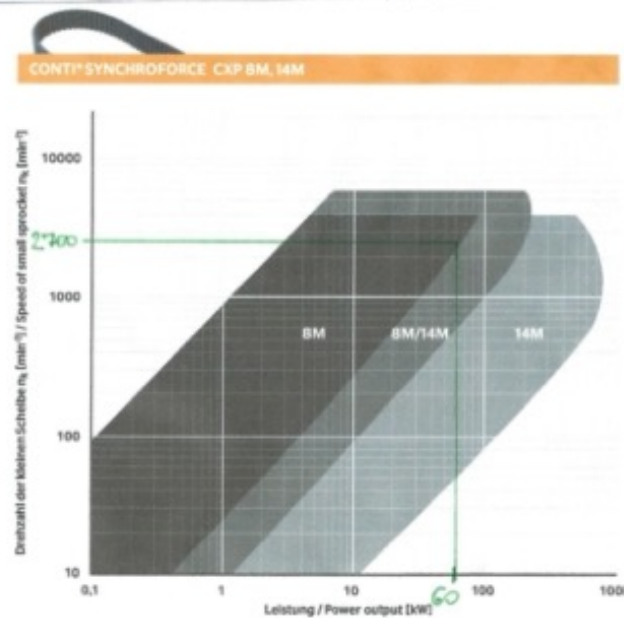
$$n_{\text{ein}} = 2700 \text{ min}^{-1}$$

1. Auswahl eines geeigneten Zahnriemens

Die Auswahl erfolgt mit Hilfe eines Auswahldiagramms

Durch den Vergleich der einzelnen Auswahlprogramme wurde der Zahnriemen Conti Synchroforce CXP ausgewählt (Hochleistungszahnriemen).

Der Riemen weist im Verhältnis zur übertragenden Leistung eine „geringe“ Zahnbreite auf.



1

Aus dem Auswahldiagramm ist ersichtlich, dass sich der Zahnriemen mit der Form  $\delta$  H am besten eignet.

Nun zur Berechnung:

### o Ermittlung des Gesamtriebsfaktors $C_0$

$$C_0 = C_2 + C_3 + C_4$$

$C_2$  ... Belastungsfaktor

$C_3$  ... Beschleunigungsfaktor

$C_4$  ... Ermüdungsfaktor

$C_2$  aus Tabelle gewählt:  $C_2 = 1,7$

↳ für Schleif-, Bohr- und Fräsmaschinen und Betrieb mit Elektromotor über  $2,5 \times$  Nennmoment.

$C_3 = 0 \Rightarrow$  keine Übersetzung

$C_4$  aus Tabelle gewählt:  $C_4 = 0,4$

↳ Betrieb über 16h am Tag

$$\underline{C_0 = 1,7 + 0 + 0,4 = 2,1}$$

### o Wahl der Zahnriemenkennung

Wurde mit Hilfe des Auswahldiagramms schon erledigt.

### o Bestimmung des Wirkdurchmessers $d_w$ und Zahnzahlen der Scheibe.

Die Auswahl richtet sich in unserem Fall nach der Auswahl der Tapulock - Buchse.

Tapulock - Buchse Nr. 2517:  $M_{\max} = 1310 \text{ Nm}$   
 $n_{\max} = 3000 \text{ min}^{-1}$

Die dazu entsprechenden Zahnriemenscheiben HTD 8M für Riemenbreite 50 mm (Standardgröße 8) sind:

256, 264, 272

Für die weitere Berechnung wird die kleinste Scheibe mit der Zahnzahl 256 verwendet.

### o Berechnung der Zahnriemenlänge $L_w$ und Achsabstand $a$

Für diesen Berechnungsschritt wird ein Achsabstand von  $a \approx 550 \text{ mm}$  angenommen.

$$L_w \approx 2 \cdot a + \frac{t}{2} \cdot (Z_G + Z_K) + \underbrace{\frac{\left[\frac{t}{\pi} \cdot (Z_G - Z_K)\right]^2}{4 \cdot a}}_{=0 \text{ weil } Z_G - Z_K \neq 0}$$

$$L_w \approx 2 \cdot 550 + \frac{8}{2} \cdot (56 + 56)$$

$$\underline{L_w \approx 1548 \text{ mm}}$$

$t$  ... Riementeilung

$Z_G$  ... Zahnzahl große Scheibe

$Z_K$  ... Zahnzahl kleine Scheibe

Auswahl des Zahnriemens 1600-8 M

↳  $L_W = 1600 \text{ mm}$ ;  $z = 200$  Zähne

$$a = \frac{L_W - \pi \cdot d_w}{2}$$

$$d_w = 142,6 \text{ mm (für } z=56)$$

$d_w$  ... Wirkdurchmesser

$$a = \frac{1600 - \pi \cdot 142,6}{2}$$

$$\underline{\underline{a = 576 \text{ mm}}}$$

◦ Berechnung Zahneingriffsfaktor  $C_1$  und Längenfaktor  $C_5$

Eingreifende Zähne  $z_e$

$$z_e = z_k \cdot \frac{\beta}{360}$$

$$\beta = 2 \cdot \arccos \left[ \frac{t \cdot (z_G - z_k)}{2 \cdot u \cdot a} \right]$$

$\Rightarrow 0$  weil  $z_G - z_k = 0$

$$\beta = 2 \cdot \arccos(0)$$

$$\underline{\underline{\beta = 180^\circ}}$$

$C_1$  aus Tabelle

$$\underline{\underline{z_e \geq 6 \Rightarrow C_1 = 1,0}}$$

$$z_e = 56 \cdot \frac{180^\circ}{360^\circ} \Rightarrow \underline{\underline{z_e = 28}}$$

$C_5$  aus Tabelle gewählt:  $C_5 = 1,1$

↳ Für Wirklänge von 1600 mm für 8-teilige

### o. Berechnung (Kontrolle) Zahnriemenbreite

∴  $C_G$  Riemen  $\geq C_{G\text{er}}$  ∴  $C_G$  Breitenfaktor

$$C_{G\text{er}} = \frac{P \cdot C_0}{P_N \cdot C_1 \cdot C_5}$$

$P_N$ ... Leistungswert  
(aus Tabelle)

$P$ ... Reale, zu übertragende Leistung

$$C_{G\text{er}} = \frac{60 \cdot 2,1}{40,18 \cdot 1,0 \cdot 1,1}$$

$$\underline{\underline{C_{G\text{er}} = 2,85}}$$

$$\underline{\underline{C_G \text{ Riemen} = 2,73}} \Rightarrow \text{aus Tabelle}$$

$$2,73 \geq 2,85 \quad \times$$

$\Rightarrow$  Umstieg auf andere Riemenbreite ∴

Auswahl der Zahnbreite 85 mm  $\Rightarrow$  Standardbreite

### o. Erneute Bestimmung des Wirkdurchmessers

Die Auswahl richtet sich wieder nach der  
Taperlock - Buchse Nr. 2517

Die dazu entsprechenden Zahnriemenscheiben  
HTD 8M für die Riemenbreite 85 mm (Standard =  
größer 8) sind:

$$248, 256, 264$$

Für die weitere Berechnung wird die kleinste Riemenscheibe mit der Zähnezahl 24 verwendet.

### Berechnung der Zahnriemenlänge $L_W$ und Achsabstand $a$

Es wird wieder der ungefähre Achsabstand von 550 mm angenommen.

$$L_W \approx 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (z_1 + z_2)$$

$$L_W \approx 2 \cdot 550 + \frac{\pi}{2} \cdot (48 + 48)$$

$$\underline{L_W \approx 1484 \text{ mm}}$$

$$\underline{L_W \text{ gewählt} = 1520 \text{ mm}} \quad (\text{Riemen } 1520\text{-}8\text{M})$$

$$a = \frac{L_W - \pi \cdot d_w}{2} \quad d_w = 122,23 \text{ mm}$$

$$a = \frac{1520 - \pi \cdot 122,23}{2}$$

$$\underline{a = 568 \text{ mm}}$$

### Berechnung der Gesamtverspannkraft

$$F_V = K_1 \cdot K_2 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot P \cdot \sin \frac{\beta}{2}}{t \cdot 2\kappa \cdot n\kappa}$$

Verspannungsbelastungsfaktor  $K_1 = 0,85$   
 ↳ aus Tabelle → für konstante Belastung

Verspannungsbelastungsfaktor  $K_2 = 1,25$

↳ aus Tabelle → für  $C_{over} \geq 2,0$ , ( $C_0 = 2,1$ )

$$F_V = 0,85 \cdot 1,25 \cdot \frac{60 \cdot 10^6 \cdot 60 \text{ kW} \cdot \sin \frac{180^\circ}{2}}{8 \text{ mm} \cdot 46 \cdot 2700 \text{ min}^{-1}}$$

$$\underline{F_V = 3849 \text{ N} \approx 3,85 \text{ kN}}$$

### Resultierende statische Trunkkraft $F_{stat}$

$$F_{stat} = \frac{F_V}{2 \cdot \sin \frac{\beta}{2}} = \frac{3849 \text{ N}}{2 \cdot \sin \frac{180^\circ}{2}} =$$

$$\underline{F_{stat} = 1925 \text{ N}}$$

### Berechnung der daraus abgeleiteten Soll-Frequenz $f$

$$f = \sqrt{\frac{F_{stat}}{4 \cdot m \cdot L_f^2}}$$

$$m = m_s \cdot b = 5,7 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 85$$

$$\underline{m = 0,4845}$$

$m$  ... Zahnringgewicht  
pro Meter Länge

$m_s$  ... Spezifisches Zahn-  
ringgewicht  
→ für CXP HDT 8M

$$m_s = 5,7 \cdot 10^{-3}$$

Gewicht pro mm Breite in  $\frac{\text{kg}}{\text{m}}$

7

$$L_f = a \cdot \sin \frac{\beta}{2}$$

$L_f$  ... Beitragslänge

$$L_f = 568 \text{ mm} \cdot \sin \frac{180^\circ}{2}$$

$$\underline{\underline{L_f = 568 \text{ mm}}}$$

$$f = \sqrt{\frac{1925 \text{ N}}{4 \cdot 0,4845 \frac{\text{kg}}{\text{m}} \cdot 0,568^2}}$$

$$\underline{\underline{f = 55,5 \text{ Hz}}}$$

Quelle: Conti Tech Antriebssysteme GmbH, Endlose Zahnriemen, Berechnungsgang / Design Data



Zahneingriffsfaktor / Teeth in mesh factor

Tab. 31

Eingreifende Zähnezahl $z_a$ meshing number of teeth $z_a$	Zahneingriffsfaktor $c_1$ Teeth in mesh factor $c_1$
3	0,4
4	0,6
5	0,8
$\geq 6$	1,0

**Belastungsfaktor  $c_2$** 

Der Belastungsfaktor  $c_2$  berücksichtigt die Art der Antriebs- und Arbeitsmaschine. Besondere Betriebsbedingungen sind in diesen Werten noch nicht berücksichtigt. Die angegebenen Faktoren sind Richtwerte.

Tab. 32 Belastungsfaktor  $c_2$ 

		Antriebsmaschinen		
		Elektromotoren mit niedrigem Anlaufmoment (bis 1,5 x Nennmoment)	Elektromotoren mit mittlerem Anlaufmoment (1,5 bis 2,5 x Nennmoment)	Elektromotoren mit hohem Anlauf- und Bremsmoment (über 2,5 x Nennmoment)
		Wasser- u. Dampfturbinen		Hydraulikmotoren
		Verbrennungsmotoren mit 6 und mehr Zylindern	Verbrennungsmotoren mit 4 bis 6 Zylindern	Verbrennungsmotoren bis 4 Zylinder
Arbeitsmaschinen				
Büromaschinen	Scanner, Drucker, Fotokopiergeräte	1,1	1,2	1,3
Präzisionsgeräte	Fehwerk- und Messgeräte	1,0	1,1	1,2
Haushaltsmaschinen	Zentrifugen,	1,0	1,1	1,2
Nähmaschinen	Küchenmaschinen, Aleschneider	1,1	1,2	1,3
	Haushaltsnähmaschinen	1,1	1,2	1,3
Wäschermaschinen	Industrienähmaschinen	1,2	1,3	1,4
	Trockner	1,2	1,4	1,6
Förderanlagen	Waschmaschinen	1,4	1,6	1,8
	Bandförderer für leichtes Gut,	1,1	1,2	1,3
	Band- und Rollenförderer für mittelschwere Belastungen	1,2	1,4	1,6
Rührwerke	Förderanlagen für schweres Gut, Elevatoren, Schraubenförderer, Rechenwerke	1,4	1,6	1,8
	Mischmaschinen, flüssige Medien	1,2	1,4	1,6
	Mischmaschinen, halbfüssige Medien	1,3	1,5	1,7
Bäckereimaschinen	Bäcker- und Teigmaschinen	1,4	1,6	1,8
Werkzeugmaschinen	Drehmaschinen	1,2	1,4	1,6
	Bohr-, Schließ-, Fräs-, Hobelmaschinen	1,3	1,5	1,7
Holzbearbeitungsmaschinen	Drehmaschinen und Bandsägen	1,2	1,3	1,5
	Hobelmaschinen und Kreissägen	1,2	1,4	1,6
Sägewerkmaschinen		1,4	1,6	1,8
	Ziegeleimaschinen	1,4	1,6	1,8
Textilmaschinen	Mischmaschinen	1,6	1,8	2,0
	Lehmmöhlen	1,2	1,4	1,6
Papierherstellungsmaschinen	Spul- und Zettelmäschinen	1,2	1,4	1,6
	Trockenmaschinen	1,3	1,5	1,7
Druckereimaschinen	Webmaschinen	1,2	1,4	1,6
	Rührwerke, Kalandr,	1,4	1,6	1,8
Siebmaschinen	Trockenmaschinen	1,2	1,4	1,6
	Pumpen, Holzschleifer	1,4	1,6	1,8
Ventilatoren, Gebläse	Schneid- und Falzmaschinen	1,2	1,4	1,6
	Rotationsdruckmaschinen	1,3	1,5	1,7
Kompressoren	Trommelsiebe	1,2	1,4	1,6
	Vibrationsiebe	1,3	1,5	1,7
Pumpen	Exhaustoren, Radialgebläse	1,4	1,6	1,8
	Grubenlüfter, Axialgebläse	1,6	1,8	2,0
Generatoren	Schraubenkompressoren	1,4	1,5	1,6
	Kolbenkompressoren	1,6	1,8	2,0
Aufzüge	Kreisel- und Zahnradpumpen	1,2	1,4	1,6
	Kolbenpumpen	1,7	1,9	2,1
Zentrifugen	Generatoren und Erzeugmaschinen	1,4	1,6	1,8
	Aufzüge und Hebezeuge	1,4	1,6	1,8
Kautschukindustrie		1,5	1,7	1,9
	Möhlen	1,5	1,7	1,9
	Kugel-, Walzen- und Kieselöhlen	1,7	1,9	2,1

**Load Factor  $c_2$** 

The load factor  $c_2$  takes account of the type of prime mover and of the driven machine. Particular operating conditions are not considered in these values. The cited factors are reference values for guidance purposes.

Load Factor  $c_2$ 

Tab. 32

		Prime movers		
		Electric motors with a low starting torque (up to 1.5 times the rated torque)	Electric motors with a medium starting torque (1.5 to 2.5 times the rated torque)	Electric motors with high starting and braking torque (more than 2.5 times the rated torque)
		Water and steam turbines		Hydraulic motors
		Int. combustion engine with 8 or more cylinders	Int. combustion engine with 4 or 6 cylinders	Int. combustion engine with 4 or fewer cylinders
Driven machines				
Office equipment	Scanners, printers, photocopiers	1.1	1.2	1.3
Precision equipment	Sensitive measuring instruments	1.0	1.1	1.2
Domestic appliances	Centrifuges	1.0	1.1	1.2
	Kitchen appliances, universal cutters	1.1	1.2	1.3
Sewing machines	Domestic sewing machines	1.1	1.2	1.3
	Industrial sewing machines	1.2	1.3	1.4
Laundry machines	Tumble driers	1.2	1.4	1.6
	Washing machines	1.4	1.6	1.8
Conveyor systems	Belt conveyors for lightweight goods	1.1	1.2	1.3
	Belt and roller conveyors for moderately heavy loads	1.2	1.4	1.6
	Belt conveyors for heavy goods, elevators, feed screws, bucket elevators	1.4	1.6	1.8
Mechanical stirrers	Mixers, liquid substances	1.2	1.4	1.6
	Mixers, semi-liquid substances	1.3	1.5	1.7
Bakery machines	Bakery dough mixers	1.4	1.6	1.8
Machine tools	Lathes	1.2	1.4	1.6
	Drilling, grinding, milling and planing machines	1.3	1.5	1.7
Wood working machines	Wood turning lathes and band saws	1.2	1.3	1.5
	Planing machines and circular saws	1.2	1.4	1.6
Sewing-mill machines		1.4	1.6	1.8
Brickworks machinery	Mixing machines	1.4	1.6	1.8
	Loam mills	1.6	1.8	2.0
Textile machinery	Bobbin winding and warping machines,	1.2	1.4	1.6
	spinning and twisting machines,	1.3	1.5	1.7
	weaving machines			
Paper industry	Agitators, calenders, driers	1.2	1.4	1.6
	Pumps, stuff grinders	1.4	1.6	1.8
Printing machines	Slitting and folding machines	1.2	1.4	1.6
	Rotary presses	1.3	1.5	1.7
Screen machines	Drum screens	1.2	1.4	1.6
	Vibration screens	1.3	1.5	1.7
Fans, blowers	Exhausters, radial blowers	1.4	1.6	1.8
	Pit ventilators, axial blowers	1.6	1.8	2.0
Compressors	Helical compressors	1.4	1.5	1.6
	Piston compressors	1.6	1.8	2.0
Pumps	Centrifugal and gear pumps	1.2	1.4	1.6
	Reciprocating pumps	1.7	1.9	2.1
Generators	Generators and existers	1.4	1.6	1.8
Elevators	Elevators and hoists	1.4	1.6	1.8
Centrifuges		1.5	1.7	1.9
Rubber industry	Rubber processing machines	1.5	1.7	1.9
Mills	Hammer mills	1.5	1.7	1.9
	Ball, roller and gravel mills	1.7	1.9	2.1

## 3 Berechnungsunterlagen / Calculation Documentation

**Beschleunigungsfaktor  $c_3$** 

Der Beschleunigungsfaktor  $c_3$  ist einzusetzen, wenn die Übersetzung ins Schnelle  $> 1,24$  ist.

**Acceleration Factor  $c_3$** 

The acceleration factor  $c_3$  is to be applied when the step-up transmission ratio is  $> 1,24$ .

Tab. 33 Beschleunigungsfaktor  $c_3$  / Acceleration Factor  $c_3$ 

Übersetzung 1/i Transmission ratio 1/i	Beschleunigungsfaktor $c_3$ Acceleration factor $c_3$
1,00 – 1,24	–
1,25 – 1,74	0,1
1,75 – 2,49	0,2
2,50 – 3,49	0,3
$\geq 3,5$	0,4

**Ermüdungsfaktor  $c_4$** 

Der Ermüdungsfaktor  $c_4$  berücksichtigt die tägliche Betriebsdauer und besondere Betriebsbedingungen.

**Fatigue Factor  $c_4$** 

The fatigue factor  $c_4$  takes account of the daily operating period and particular operating conditions.

Tab. 34 Ermüdungsfaktor  $c_4$  / Fatigue Factor  $c_4$ 

Betriebsdauer und -art Type and period of operation	Ermüdungsfaktor $c_4$ Fatigue factor $c_4$
Tägliche Betriebsdauer 10 - 16 Stunden Daily operating period 10 - 16 hours	+ 0,2
Tägliche Betriebsdauer über 16 Stunden Daily operating period exceeding 16 hours	+ 0,4
Zusätzliche Riemenlenkung z.B. durch Spannrollen Additional belt deflection e.g. by belt pulleys	+ 0,2
Intermittierender Betrieb Intermitting operation	- 0,2

**Längenfaktor  $c_5$** 

Der Längenfaktor  $c_5$  berücksichtigt die Biegewechsel in Abhängigkeit von der Zahnriemenwirklänge  $L_w$ .

**Length factor  $c_5$** 

The length factor  $c_5$  takes account of the belt flexing frequency as function of the timing belt pitch length  $L_p$ .

Tab. 35 Längenfaktor  $c_5$  / Length Factor  $c_5$ 

Zahnriemen / Synchronous drive belts – 3M						
Wirklänge $L_w$ mm	> 191	191-260	261-400	401-600	> 600	
Pitch length $L_p$ mm						
$c_5$	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	
Zahnriemen / Synchronous drive belts – 5M						
Wirklänge $L_w$ mm	< 441	441-600	601-800	801-1100	> 1100	
Pitch length $L_p$ mm						
$c_5$	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	
Zahnriemen / Synchronous drive belts – 8M						
Wirklänge $L_w$ mm	< 640	640-959	960-1279	1280-1799	>1799	
Pitch length $L_p$ mm						
$c_5$	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	
Zahnriemen / Synchronous drive belts – 14M						
Wirklänge $L_w$ mm	< 1400	1400-1777	1778-2099	2100-2589	2590-3499	>3499
Pitch length $L_p$ mm						
$c_5$	0,8	0,9	0,95	1,0	1,05	1,1

**Breitenfaktor  $c_B$** 

Die  $c_B$ -Faktoren sind zusammen mit den Leistungswerten  $P_N$  für die verschiedenen Zahnprofile auf den Seiten 37 bis 47 aufgeführt.

**Width factor  $c_B$** 

The  $c_B$  factors are listed on pages 37 to 47, as are the power ratings  $P_N$  for the different toothed profiles.

**Vorspannungsbelastungsfaktor  $k_1$** 

Der Vorspannungsbelastungsfaktor  $k_1$  berücksichtigt unterschiedliche Betriebsbedingungen.

**Initial load factor  $k_1$** 

The initial load factor  $k_1$  takes account of different operating conditions.

Vorspannungsbelastungsfaktor  $k_1$  / Initial Load Factor  $k_1$ 

Tab. 36

Leichte Antriebe, konstante Belastung Light-duty drives, constant load	0,85
Mittlere Belastung Average load	1
Häufige Lastwechsel Frequent load change	1,25
Hohe Stoßbelastung Impact load	1,4

**Vorspannungsbetriebsfaktor  $k_2$** 

Der Vorspannungsbetriebsfaktor  $k_2$  berücksichtigt den aufgrund der gewählten Riemenbreite errechneten Betriebsfaktor.

**Initial service factor  $k_2$** 

The initial service factor  $k_2$  take account of the service factor calculated on the basis of the selected belt width.

Vorspannungsbelastungsfaktor  $k_2$  / Initial Load Factor  $k_2$ 

Tab. 37

Errechneter Betriebsfaktor $c_{Derr}$ Calculated service factor $c_{Derr}$	Vorspannungsbetriebsfaktor $k_2$ Initial service factor $k_2$
$\leq 1,49$	1,12
1,50 - 1,74	1,13 - 1,16
1,75 - 2,00	1,17 - 1,20
$> 2,00$	1,20 - 1,60

3 Berechnungsunterlagen / Calculation Documentation

Zulässige Umfangskraft  $F_{U,zul}$

Die zulässige Umfangskraft  $F_{U,zul}$  ist in Tabelle 38 aufgeführt.

Permissible effective pull  $F_{U,zul}$

The permissible effective pull  $F_{U,zul}$  in N is shown in Table 38.

Tab. 38 Zulässige Umfangskraft in N / Permissible effective pull in N

Teilung/Teilung Breite/width [mm]	3M		5M		8M		14M		
	CXP $F_U$ [N]	CXP $F_U$ [N]	CXP $F_U$ [N]	Supreme $F_U$ [N]	CXA $F_U$ [N]	Extreme $F_U$ [N]	CXP $F_U$ [N]	CXA $F_U$ [N]	Extreme $F_U$ [N]
6	88	185							
9	142	290							
12	196	395							
15	250	500							
20	340	675	1150	1100	1900	1900			
30			1800	1720	2900	2900			
40			2450	2300	3900	3900	3550	5800	6750
50			3100	2900	4900	4900	4450	7350	8500
55							4900	8100	9375
65							7600	12650	14625

Frequenzmessverfahren

Bei diesem Verfahren wird die Vorspannung durch Messen der Eigenfrequenz des in Schwingung versetzten Zahnriementrums ermittelt.

$$F_{stat} = 4 \cdot 10^6 \cdot m \cdot L_f^2 \cdot f^2 \quad [N]$$

m Zahnriemengewicht in kg/m

$L_f$  freie Trumlänge in mm

f Eigenfrequenz in Hz

Die spezifischen Zahnriemengewichte  $m_s$  von CONTI SYNCHROFORCE® Hochleistungszahnriemen sind in nachstehender Tabelle 39 angegeben.

Frequency measuring method

In this method, the initial tension is obtained by measuring the natural frequency of the belt span when set vibrating.

m Timing belt weight in kg/m

$L_f$  Free span length in mm

f Natural frequency in Hz

The specific belt weights  $m_s$  of CONTI SYNCHROFORCE® Heavy-Duty Timing Belts are shown in Table 39 below.

Tab. 39 Spezifische Zahnriemengewichte / Specific belt weights

Gewicht pro mm Breite in kg/m / kg/m per mm belt width

Zahnriemenprofil / Timing belt profile

CXP					Supreme CXA				Extreme			
HTD 3M	HTD 5M	HTD 8M	HTD 14M	STD S 8M	STD S 8M	HTD 8M	HTD 14M	STD S 8M	HTD 8M	HTD 14M	CTD 8M	CTD 14M
$2,50 \cdot 10^{-3}$	$3,40 \cdot 10^{-3}$	$5,70 \cdot 10^{-3}$	$10,30 \cdot 10^{-3}$	$5,20 \cdot 10^{-3}$	$5,20 \cdot 10^{-3}$	$4,15 \cdot 10^{-3}$	$8,16 \cdot 10^{-3}$	$4,13 \cdot 10^{-3}$	$4,49 \cdot 10^{-3}$	$9,7 \cdot 10^{-3}$	$4,49 \cdot 10^{-3}$	$4,49 \cdot 10^{-3}$

In der Praxis erfolgt die Vorspannungskontrolle durch einen einfachen Vergleich von vorgegebener SOLL- zur vorhandenen IST-Frequenz.

Die SOLL-Frequenz errechnet sich aus der vorgegebenen Vorspannkraft:

$$f = \sqrt{\frac{1 \cdot 10^6 \cdot F_{stat}}{4 \cdot m \cdot L_f^2}} \quad [Hz]$$

Wenn die gemessene IST-Frequenz höher als der errechnete SOLL-Wert ist, muss die Zahnriemenvorspannung verringert werden, im umgekehrten Fall ist die Vorspannung zu erhöhen.

In practice the initial tension is checked by making a simple comparison between the predefined desired frequency and the actual as-measured frequency.

The desired frequency is calculated from the predefined initial tension:

If the actual as-measured frequency is higher than the calculated desired frequency, the initial tension of the timing belt must be reduced. In the reverse case, its initial tension must be increased.

CONTI SYNCHROFORCE® CXP Hochleistungszahnriemen / Heavy-Duty Timing Belts

Tab. 44

Zahnprofil/Toothed profile HTD 8M - 20 mm Riemenbreite/Belt width - Leistungswert/Power rating  $P_N$  in kW

Drehzahl der kleinen Zahn-scheibe Speed of small toothed pulley $n_1$ (min <sup>-1</sup> ) rpm	Zahnzahl der kleinen Zahn-scheibe $z_1$ No. of teeth of the small toothed pulley $z_1$															
	22	24	26	28	30	32	34	36	38	40	44	48	52	56	64	72
	Wirk- $\emptyset$ $d_w$ in mm Pitch diameter of toothed pulley $d_w$ (mm)															
	56,02	61,12	66,12	71,30	76,39	81,49	86,58	91,67	96,77	101,86	112,05	122,23	132,42	142,60	162,97	183,35
10	0,07	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,18	0,20	0,23	0,25	0,30	0,35
40	0,25	0,28	0,31	0,34	0,38	0,41	0,45	0,48	0,52	0,55	0,63	0,71	0,79	0,87	1,04	1,22
50	0,30	0,34	0,38	0,42	0,46	0,50	0,54	0,59	0,63	0,68	0,77	0,87	0,96	1,07	1,28	1,49
100	0,56	0,63	0,71	0,78	0,86	0,93	1,01	1,10	1,18	1,26	1,44	1,61	1,80	1,99	2,38	2,79
200	1,05	1,18	1,32	1,45	1,60	1,74	1,89	2,04	2,19	2,35	2,67	3,01	3,35	3,70	4,43	5,19
300	1,51	1,70	1,89	2,09	2,30	2,51	2,72	2,94	3,16	3,38	3,85	4,33	4,82	5,32	6,37	7,47
400	1,96	2,20	2,45	2,71	2,97	3,24	3,52	3,80	4,09	4,38	4,98	5,60	6,24	6,89	8,25	9,67
500	2,39	2,69	3,00	3,31	3,63	3,96	4,30	4,65	5,00	5,35	6,09	6,84	7,62	8,42	10,08	11,81
600	2,82	3,17	3,53	3,90	4,28	4,67	5,07	5,47	5,88	6,31	7,17	8,06	8,98	9,92	11,87	13,91
700	3,24	3,64	4,05	4,48	4,92	5,38	5,82	6,28	6,76	7,24	8,23	9,26	10,31	11,39	13,54	15,68
800	3,65	4,10	4,57	5,05	5,54	6,05	6,56	7,08	7,62	8,16	9,26	10,44	11,62	12,84	15,37	18,01
950	4,26	4,79	5,33	5,89	6,47	7,05	7,65	8,27	8,89	9,53	10,83	12,18	13,56	14,99	17,94	21,02
1000	4,46	5,01	5,58	6,17	6,77	7,39	8,01	8,66	9,31	9,97	11,34	12,75	14,20	15,69	18,78	22,01
1200	5,25	5,91	6,58	7,27	7,98	8,70	9,44	10,19	10,96	11,75	13,36	15,02	16,73	18,48	22,12	25,92
1450	6,23	7,00	7,80	8,61	9,45	10,31	11,19	12,08	12,99	13,92	15,83	17,80	19,82	21,90	26,22	30,72
1600	6,80	7,65	8,52	9,41	10,33	11,26	12,22	13,20	14,20	15,21	17,29	19,44	21,66	23,93	28,54	33,56
1800	7,56	8,50	9,47	10,46	11,48	12,52	13,58	14,67	15,78	16,91	19,22	21,61	24,07	26,60	31,84	37,31
2000	8,31	9,34	10,40	11,50	12,62	13,76	14,93	16,13	17,34	18,58	21,13	23,78	26,46	29,24	34,99	41,01
2200	9,05	10,18	11,33	12,52	13,74	14,99	16,27	17,57	18,89	20,24	23,02	25,88	28,82	31,85	38,12	44,67
2500	10,15	11,41	12,71	14,05	15,41	16,81	18,24	19,70	21,19	22,71	25,82	29,02	32,33	35,72	42,76	50,10
2850	11,42	12,84	14,30	15,80	17,34	18,91	20,52	22,16	23,84	25,54	29,04	32,65	36,36	40,18	48,09	56,36
3000	11,96	13,44	14,97	16,54	18,16	19,80	21,49	23,21	24,96	26,74	30,41	34,19	38,08	42,07	50,36	59,01
3500	13,73	15,44	17,20	19,00	20,85	22,74	24,68	26,65	28,66	30,71	34,92	39,25	43,73	48,32	57,53	67,77
4000	15,48	17,41	19,39	21,42	23,51	25,64	27,82	30,05	32,31	34,63	39,37	44,26	49,30	54,47	65,20	76,41
4500	17,21	19,35	21,55	23,81	26,13	28,50	30,92	33,40	35,92	38,49	43,75	49,20	54,80	60,55	72,47	84,93
5000	18,91	21,27	23,69	26,17	28,72	31,33	33,99	36,71	39,48	42,31	48,10	54,06	60,23	66,55	79,66	93,35
5500	20,60	23,17	25,80	28,51	31,28	34,12	37,03	39,99	43,01	46,08	52,40	58,91	65,61	72,50	86,78	101,69
6000	22,28	25,05	27,90	30,83	33,83	36,90	40,04	43,24	46,50	49,83	56,65	63,69	70,94	78,39	93,83	109,95

Breitenfaktor / Width factor  $c_f$

Tab. 45

Zahnriemenbreite (mm) Belt width (mm)	Breitenfaktor $c_f$ Width factor $c_f$	20	30	40	50	65	85
		1	1,58	2,16	2,73	3,60	4,76

Standardbreiten sind durch Fettdruck hervorgehoben. / Standard widths are printed in bold type.

9.1.13Berechnung Winkelbeschleunigung  $\alpha$ 

- $\varnothing$  Es müssen alle Massenträgheitsmomente bekannt sein  $\varnothing$
- Die „Leistungsrserve“ des Motors ist ausschlaggebend für die Berechnung von  $\alpha$ .

$$\underline{M_{\text{motor}} - M_{\text{Last}} = M_{\text{rest}}}$$

Berechnung von  $J_{\text{ers}}$ :

Alle Antriebsselemente befinden sich ohne ein Übersetzungsgetriebe auf der gleichen Welle

$$J_{\text{ers}} = \sum \text{aller Massenträgheitsmomente Eingang} + \sum \text{aller Massenträgheitsmomente Ausgang unter Berücksichtigung der Übersetzung des Getriebes}$$

$\varnothing$  Es wird auf eine Welle reduziert  $\varnothing$

$$\circ M_{\text{rest}} = J_{\text{ers}} \cdot \frac{d\omega}{dt}$$

$$M_{\text{rest}} = J_{\text{ers}} \cdot \alpha$$

$$\Rightarrow \boxed{\alpha = \frac{M_{\text{rest}}}{J_{\text{ers}}}}$$

## 9.2 Produktdatenblätter

### 9.2.1 Lenze Servo- Asynchronmotor 60kW (MQA26T22H)



## Produktinformation

Der Baukasten

### Der Baukasten



Fettgedruckte Werte sind Standardausführungen. Nicht fettgedruckte Werte sind mögliche Erweiterungen, teilweise mit Aufpreis.

Motor		MQA20	MQA22	MQA26
Technische Daten				
Bemessungsleistung	KW	10.6 ... 20.3	11.5 ... 38.4	17.0 ... 60.2
Bemessungsdrehmoment	Nm	66.2 ... 71.3	125 ... 145	257 ... 296
Max. Drehmoment	Nm	250	500	1100
Bemessungsdrehzahl	r/min	1420 ... 2930	760 ... 2935	550 ... 2235
Farbe		Grundiert RAL9005 tiefschwarz matt RAL-Farben		
Oberflächen- und Korrosionsschutz		OKS-G OKS in verschiedene Ausführungen		
Abtriebswelle				
<b>Vollwelle mit Passfeder</b>	mm	38 x 80	38 x 80	55 x 110
Vollwelle ohne Passfedernut	mm	38 x 80	38 x 80	55 x 110
Wellenwerkstoff		Stahl		
Wellendichtringwerkstoff		FKM		
Wellendichtung		Standard Öldicht Staubdicht		
A-Lagerschild		Nicht Öldicht Öldicht		
Bauform		Mit Flansch (B3/B35)		
Abtriebsflansch	mm	FF215 FF265	FF265	FF265 FF350
Kühlung		Fremdbelüftet IP23s		
Staubfilter		Ohne Mit		
Motoranschluss				
Leistung + Bremse + Fremdlüfter		Steckverbinder ICN Klemmenkasten	Klemmenkasten	
Geber + Temperaturüberwachung		Steckverbinder ICN		
Federkraft-Haltebremse		Ohne Mit		
Standard-Bremsmoment	Nm	80.0	130	260
Erhöhtem Bremsmoment	Nm	130	260	-
Bremsspannung DC	V	24		
Bremsspannung AC	V	230 (nicht bei cURus und Steckverbinder ICN)		
Rückführung				
Ohne funktionale Sicherheit		Resolver Absolutwertgeber Inkrementalgeber		
Mit funktionaler Sicherheit		Resolver Inkrementalgeber		
Temperaturüberwachung		Temperaturfühler PT1000 Thermokontakt TKD (nicht bei Steckverbinder ICN und Federkraftbremse)		



**Technische Daten**  
Radialkräfte und Axialkräfte

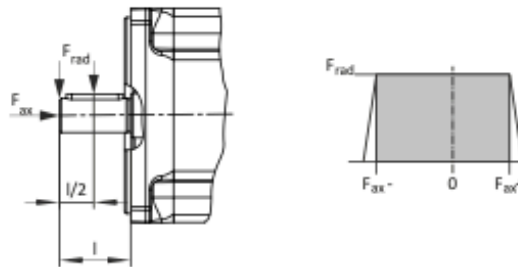


**Radialkräfte und Axialkräfte**



Die Werte der Lagerlebensdauer  $L_{10h}$  beziehen sich auf eine mittlere Drehzahl von 3000 r/min des Motors. Sie werden, abhängig von den Umgebungstemperaturen, zusätzlich durch die Fettgebrauchsdauer eingeschränkt.

**Angriff der Kräfte**



**Kraftangriff bei l/2**

Motor			MQA 20	MQA 22	MQA 25
Lagerlebensdauer 5000					
Radialkraft	$F_{rad}$	N	3400	3600	6950
Min. Axialkraft	$F_{ax-}$	N	-1330	-2370	-2500
Max. Axialkraft	$F_{ax+}$	N	690	1700	1580
Lagerlebensdauer 10000					
Radialkraft	$F_{rad}$	N	2500	2800	5400
Min. Axialkraft	$F_{ax-}$	N	-1020	-1740	-1800
Max. Axialkraft	$F_{ax+}$	N	380	1090	880
Lagerlebensdauer 20000					
Radialkraft	$F_{rad}$	N	1950	2200	4300
Min. Axialkraft	$F_{ax-}$	N	-780	-1280	-1300
Max. Axialkraft	$F_{ax+}$	N	140	640	380
Lagerlebensdauer 30000					
Radialkraft	$F_{rad}$	N	1700	1900	3700
Min. Axialkraft	$F_{ax-}$	N	-690	-1080	-1090
Max. Axialkraft	$F_{ax+}$	N	40	440	160
Lagerlebensdauer 50000					
Radialkraft	$F_{rad}$	N	-	1600	-
Min. Axialkraft	$F_{ax-}$	N	-	-880	-
Max. Axialkraft	$F_{ax+}$	N	-	240	-



## Technische Daten

Bemessungsdaten  
Netzanschluss Umrichter 400 V, Motoren fremdbelüftet

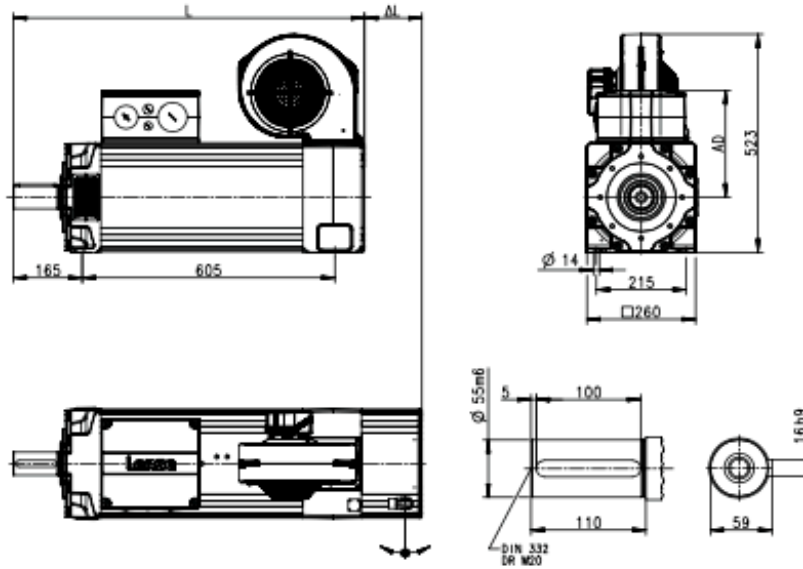
Motor		MQA 26T22H	MQA 26T12H	MQA 26T10H	MQA 26T05H
Schutzart		IP23	IP23	IP23	IP23
Stillstandsrehmoment	$M_0$	Nm	325	325	325
Bemessungsrehmoment	$M_N$	Nm	257	282	296
Max. Drehmoment	$M_{max}$	Nm	1100	1100	1100
Bemessungsdrehzahl	$n_N$	r/min	2235	1200	1090
Max. Drehzahl	$n_{max}$	r/min	5500	5500	5500
Bemessungsleistung	$P_N$	kW	60.2	35.4	31.1
Stillstandsstrom	$I_0$	A	171	109	85.5
Bemessungsstrom	$I_N$	A	138	88.8	76.2
Max. Strom	$I_{max}$	A	552	355	305
Bemessungsspannung	$U_N$	V	340	360	360
Bemessungsfrequenz	$f_N$	Hz	76	42	36
Massenträgheitsmoment	$J$	kgcm <sup>2</sup>	1340	1340	1340
Wirkungsgrad	$\eta$		0.920	0.820	0.870
Ständerklemmenwiderstand	$R_{U/V 20}$ °C	Ω	0.05	0.15	0.196
Ständerklemmenwiderstand	$R_{U/V 150}$ °C	Ω	0.075	0.226	0.295
Hauptinduktivität	$L_H$	mH	18.38	16.8	69.23
Ständerstreuinduktivität	$L_{1e}$	mH	0.78	0.65	2.91
Rotorstreuinduktivität	$L_{2e}$	mH	1.3	0.69	5.09
Ständerwiderstand	$R_{1, 20}$	Ω	0.075	0.075	0.294
Rotowiderstand	$R_{2, 20}$	Ω	0.0621	0.1	0.25
Gewicht	$m$	kg	193	193	193



## Technische Daten

Abmessungen  
Basisabmessungen

**MQA26, fremdbelüftet**  
Bauform B3



8800718-00

Motor			MQA 26T05H	MQA 26T10H	MQA 26T12H	MQA 26T22H
Gesamtlänge ohne Bremse	L	mm	841			
Abstand Motor/Anschluss	AD	mm	256			

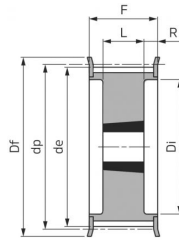
$\Delta L$  ▶ Mehrlängen  $\square 49$

## 9.2.2 Zahnriemenscheibe z48

# Produktinformation

# HABERKORN

### Zahnriemenscheibe HTD 8M, für Riemenbreite 85 mm, Taperlock



18F

<b>Teile-Nr.</b>	<b>T35504</b>
<b>Merkmale</b>	
Profil	<b>HTD 8M</b>
Riemenbreite	<b>85 mm</b>
Zähnezahl	<b>48</b>
Ausführung	<b>18F</b>
Werkstoff	<b>Stahl</b>
Buchsen-Nr.	<b>2517</b>
Wirk-Ø dp	<b>122,23 mm</b>
Außen-Ø de	<b>120,86 mm</b>
Bordscheiben-Ø Df	<b>127 mm</b>
Dm	<b>- mm</b>
Di	<b>97 mm</b>
F	<b>95 mm</b>
L	<b>45 mm</b>
R	<b>25 mm</b>
Gewicht	<b>2,7 kg</b>
Bezeichnung	<b>TL-48-8M-85</b>

#### Produktdetails

Zahnriemenscheibe für Taper-Buchse mit HTD-Profil, metrischer Teilung (8 mm) und Kurvenverzahnung.

#### Vorteile/Ausführungen

- Ausführung 18, 19, 20 = ohne Bordscheiben

#### Material

- Zahnriemenscheibe aus Stahl (Zähnezahl ≤72)/Grauguss (Zähnezahl >72)
- Bordscheiben aus Stahl, verzinkt

#### Bestellhinweis

Lieferung ohne Taperlock-Spannbuchse.

**Haberkorn GmbH**  
www.haberkorn.com  
shop.haberkorn.com

**6961 Wolfurt**

T +43 5574 695-0

**1030 Wien**

T +43 1 74074-0

**6063 Rum/Innsbruck**

T +43 512 24400-0

**4060 Leonding**

T +43 7229 687-0

**9500 Villach**

T +43 4242 42038-0

**8055 Graz**

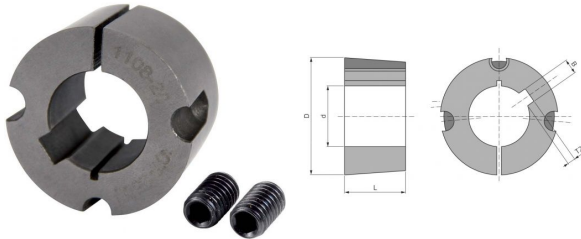
T +43 316 287082-0

## 9.2.3 Taperlock- Buchse 2517

# Produktinformation

# HABERKORN

### Spannbuchse Taperlock, 1615–3030



<b>Teile-Nr.</b>	<b>T31130</b>
<b>Merkmale</b>	
Buchsen-Nr.	2517
Bohrungs-Ø d	55 mm
Länge L	44,5 mm
Außen-Ø D	85,5 mm
Drehmoment	1.310 Nm
Schraube	1/2" x 1"
Anziedrehmoment	48 Nm
Nut B x T2	16 x 4,3 mm
Nut-Toleranz	±0,021 mm
Gewicht	0,96 kg

#### Produktdetails

Taper-Spannbuchse mit metrischer, zylindrischer Fertigbohrung und Passfedernut, für eine kraftschlüssige Welle-Nabe-Verbindung. Die Klemmbuchse schafft eine Verbindung zwischen Welle und Bauteil, z. B. Zahnrad, Kettenrad oder Keilriemenscheibe.

#### Einsatzbereich

- Maschinenbau

#### Vorteile/Ausführungen

- wiederverwendbar
- reduzierter Zeitaufwand bei Montage/Demontage
- vereinfachte Wartung – weniger Stillstandzeiten
- reduzierte Wartungskosten

#### Anwendungen/Hinweise

- \* Bohrung d = mit Flachnut

**Haberkorn GmbH**  
www.haberkorn.com  
shop.haberkorn.com

**6961 Wolfurt**

T +43 5574 695-0

**1030 Wien**

T +43 1 74074-0

**6063 Rum/Innsbruck**

T +43 512 24400-0

**4060 Leonding**

T +43 7229 687-0

**9500 Villach**

T +43 4242 42038-0

**8055 Graz**

T +43 316 287082-0

## 9.2.4 Pendelrollenlager 22212 E



Erstellt von www.skf.com am 2022-08-02



## 22212 E

- Beliebtstes Produkt  
- SKF Explorer

## Pendelrollenlager

## Lagerdaten

## Toleranzen,

Normal, P6, P5, kegelige Bohrung  
1:12, kegelige Bohrung 1:30,

## Radiale Lagerluft,

zylindrische Bohrung, kegelige  
Bohrung

## Lagerschnittstellen

## Passungsempfehlungen,

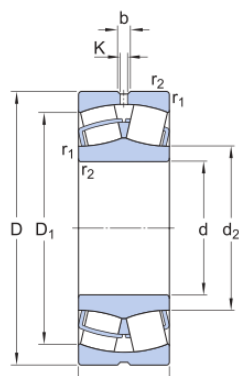
## Toleranzen und Passung

## Technische Spezifikationen

## ABMESSUNGEN

Bohrungstyp		Zylindrisch
Bohrungsdurchmesser	d	60 mm
Außendurchmesser	D	110 mm
Breite	B	28 mm
Schulterdurchmesser des Innenrings	$d_2$	≈ 72.7 mm
Schulter-/Eindrehungsdurchmesser des Außenrings	D1	≈ 96.5 mm
Breite der Umfangsnut	b	6 mm
Durchmesser der Schmierbohrung	K	3 mm
Kantenabstand	$r_{1,2}$	min. 1.5 mm

## ABMESSUNGEN



	Zylindrisch	Bohrungstyp
d	60 mm	Bohrungsdurchmesser
D	110 mm	Außendurchmesser
B	28 mm	Breite
$d_2$	≈ 72.7 mm	Schulterdurchmesser des Innenrings
D1	≈ 96.5 mm	Schulter-/Eindrehungsdurchmesser des Außenrings
b	6 mm	Breite der Umfangsnut

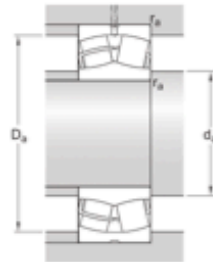


Seite 1 von 3

K	3 mm	Durchmesser der Schmierbohrung
$r_{1,2}$	min. 1.5 mm	Kantenabstand

## ANSCHLUSSMASSE

$d_a$	min. 69 mm	Durchmesser der Wellenanlauffläche
$D_e$	max. 101 mm	Durchmesser der Gehäuseanlauffläche
$r_a$	max. 1.5 mm	Radius der Rundung



## BERECHNUNGSDATEN

Dynamische Tragzahl	C	159 kN
Statische Tragzahl	$C_0$	166 kN
Ermüdungsgrenzbelastung	$P_u$	18.6 kN
Referenzdrehzahl		5 600 r/min
Grenzdrehzahl		7 500 r/min
Grenzwert	e	0.24
Axiallastfaktor	$Y_1$	2.8
Axiallastfaktor	$Y_2$	4.2
Axiallastfaktor	$Y_0$	2.8

## GEWICHT

Gewicht		1.15 kg
---------	--	---------

## 9.2.5 Pendelrollenlager 22312 E



Erstellt von www.skf.com am 2022-08-02



## 22312 E

- Beliebtstes Produkt  
- SKF Explorer

## Pendelrollenlager

## Lagerdaten

## Toleranzen,

Normal, P6, P5, kegelige Bohrung  
1:12, kegelige Bohrung 1:30,

## Radiale Lagerluft,

zylindrische Bohrung, kegelige  
Bohrung

## Lagerschnittstellen

## Passungsempfehlungen,

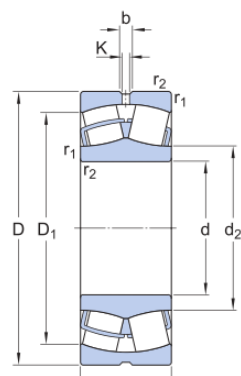
## Toleranzen und Passung

## Technische Spezifikationen

## ABMESSUNGEN

Bohrungstyp		Zylindrisch
Bohrungsdurchmesser	d	60 mm
Außendurchmesser	D	130 mm
Breite	B	46 mm
Schulterdurchmesser des Innenrings	$d_2$	≈ 77.9 mm
Schulter-/Eindrehungsdurchmesser des Außenrings	D1	≈ 110 mm
Breite der Umfangsnut	b	8.3 mm
Durchmesser der Schmierbohrung	K	4.5 mm
Kantenabstand	$r_{1,2}$	min. 2.1 mm

## ABMESSUNGEN



	Zylindrisch	Bohrungstyp
d	60 mm	Bohrungsdurchmesser
D	130 mm	Außendurchmesser
B	46 mm	Breite
$d_2$	≈ 77.9 mm	Schulterdurchmesser des Innenrings
D1	≈ 110 mm	Schulter-/Eindrehungsdurchmesser des Außenrings
b	8.3 mm	Breite der Umfangsnut



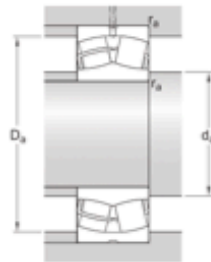
Seite 1 von 3



K	4.5 mm	Durchmesser der Schmierbohrung
$r_{1,2}$	min. 2.1 mm	Kantenabstand

## ANSCHLUSSMASSE

$d_a$	min. 72 mm	Durchmesser der Wellenanlauffläche
$D_e$	max. 118 mm	Durchmesser der Gehäuseanlauffläche
$r_a$	max. 2 mm	Radius der Rundung



## BERECHNUNGSDATEN

Dynamische Tragzahl	C	325 kN
Statische Tragzahl	$C_0$	335 kN
Ermüdungsgrenzelastung	$P_u$	36 kN
Referenzdrehzahl		4 000 r/min
Grenzdrehzahl		5 300 r/min
Grenzwert	e	0.35
Axiallastfaktor	$Y_1$	1.9
Axiallastfaktor	$Y_2$	2.9
Axiallastfaktor	$Y_0$	1.8

## GEWICHT

Gewicht		2.95 kg
---------	--	---------

## 9.2.6 Klemmutter KMFE 12



Erstellt von www.skf.com am 2022-08-04

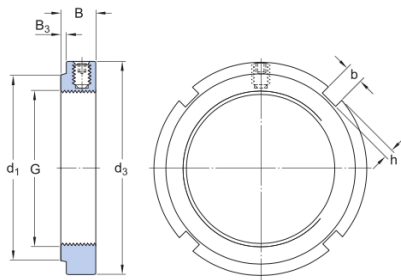


## KMFE 12

- Beliebtes Produkt

Wellenmuttern mit integriertem Sicherungselement

## Technische Spezifikationen



## ABMESSUNGEN

G	M60x2	Gewinde
$d_3$	80 mm	Außendurchmesser
B	14 mm	Breite
$d_1$	69 mm	Durchmesser Festlager-Stirnseite
$B_3$	3 mm	Überstand Stirnseite
b	7 mm	Breite Haltenut
h	3 mm	Tiefe Haltenut

## BERECHNUNGSDATEN

Axiale statische Belastbarkeit	95 kN
--------------------------------	-------

## GEWICHT

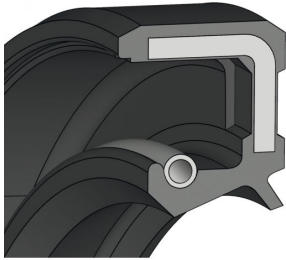
Gewicht Wellenmutter	0.22 kg
----------------------	---------

## MONTAGEDATEN

Passender Schlüssel	HN 12-13
---------------------	----------



Seite 1 von 3

9.2.7 Wellendichtring Loslagerseite**Produktinformation****HABERKORN****Wellendichtring NBR 70 Shore WAS, 60-79,99 mm**

<b>Teile-Nr.</b>	<b>T59735</b>
<b>Merkmale</b>	
Innen-Ø	60 mm
Außen-Ø	90 mm
Stärke	10 mm
Farbe	schwarz

**Produktdetails**

Der WAS ist ein einseitig wirkender Radialwellendichtring mit einem elastomeren Außenmantel, einem metallischen Versteifungsring und einer federunterstützten Dichtlippe. Zusätzlich hat dieser eine Schutzlippe zur Bodenseite.

**Einsatzbereich**

- für rotierende oder schwenkbewegte Wellen, Naben, Achsen

**Vorteile/Ausführungen**

- gute statische Abdichtung
- guten Ausgleich der Wärmeausdehnung
- gute chemische Beständigkeit gegen diverse Mineralöle und Fette

**Technische Daten**

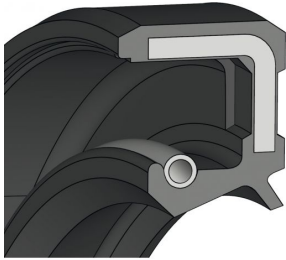
- Temperatur      -40 °C bis +100 °C

**Material**

- Dichtwerkstoff NBR 70
- Bauform A = Aussenmantel gummiert
- Ausführung S = Schutzlippe
- Versteifungsring aus unlegierten Stahl nach DIN EN 10139
- Zugfeder aus unlegierten Federstahl nach DIN EN 10270-1

**Alle Varianten dieses Produkts**

<b>Haberkorn GmbH</b> www.haberkorn.com shop.haberkorn.com	<b>6961 Wolfurt</b> T +43 5574 695-0	<b>6063 Rum/Innsbruck</b> T +43 512 24400-0	<b>9500 Villach</b> T +43 4242 42038-0
	<b>1030 Wien</b> T +43 1 74074-0	<b>4060 Leonding</b> T +43 7229 687-0	<b>8055 Graz</b> T +43 316 287082-0

9.2.8 Wellendichtring Festlagerseite**Produktinformation****HABERKORN****Wellendichtring NBR 70 Shore WAS, 60-79,99 mm**

<b>Teile-Nr.</b>	<b>T64841</b>
<b>Merkmale</b>	
Innen-Ø	<b>75 mm</b>
Außen-Ø	<b>90 mm</b>
Stärke	<b>10 mm</b>
Farbe	<b>schwarz</b>

**Produktdetails**

Der WAS ist ein einseitig wirkender Radialwellendichtring mit einem elastomeren Außenmantel, einem metallischen Versteifungsring und einer federunterstützten Dichtlippe. Zusätzlich hat dieser eine Schutzlippe zur Bodenseite.

**Einsatzbereich**

- für rotierende oder schwenkbewegte Wellen, Naben, Achsen

**Vorteile/Ausführungen**

- gute statische Abdichtung
- guten Ausgleich der Wärmeausdehnung
- gute chemische Beständigkeit gegen diverse Mineralöle und Fette

**Technische Daten**

- Temperatur      -40 °C bis +100 °C

**Material**

- Dichtwerkstoff NBR 70
- Bauform A = Aussenmantel gummiert
- Ausführung S = Schutzlippe
- Versteifungsring aus unlegierten Stahl nach DIN EN 10139
- Zugfeder aus unlegierten Federstahl nach DIN EN 10270-1

**Alle Varianten dieses Produkts**

<b>Haberkorn GmbH</b> www.haberkorn.com shop.haberkorn.com	<b>6961 Wolfurt</b> T +43 5574 695-0	<b>6063 Rum/Innsbruck</b> T +43 512 24400-0	<b>9500 Villach</b> T +43 4242 42038-0
	<b>1030 Wien</b> T +43 1 74074-0	<b>4060 Leonding</b> T +43 7229 687-0	<b>8055 Graz</b> T +43 316 287082-0

## 9.2.9 O- Ring für Ein- und Ausgangsstrang (Radialdichtung)

# Produktinformation

# HABERKORN

### O-Ring FPM 80 Shore, 25–59,99 mm



<b>Teile-Nr.</b>	<b>T61120</b>
<b>Merkmale</b>	
Innen-Ø	53 mm
Stärke	3 mm

#### Produktdetails

Kreisförmige, endlose Ringe mit kreisrundem Querschnitt. Die Dichtwirkung wird durch die Deformation des Querschnitts nach Einbau und Verpressung erzielt. Sie werden aus Elastomerwerkstoffen in Formwerkzeugen durch Vulkanisation hergestellt.

#### Einsatzbereich

- überwiegend zur Abdichtung ruhender Maschinen- und Anlagenteile (statische Anwendung)
- Hydraulik, Pneumatik, Vakuumanwendungen, Armaturenindustrie, Automobilindustrie sowie im Anlagen- und Maschinenbau

#### Vorteile/Ausführungen

- gute chemische Beständigkeit gegen Mineralöle und -fette, Hydrauliköle
- der O-Ring kann radial oder axial im Einbauraum verpresst werden

#### Anwendungen/Hinweise

- unter bestimmten Voraussetzungen können O-Ringe auch bei hin- und hergehenden, rotierenden und überlagerten Schraubenbewegungen eingesetzt werden (dynamische Anwendung)

#### Technische Daten

- Einsatztemperaturbereich -15 °C bis +200 °C
- Maßtoleranzen DIN ISO 3601-1 Industrie Klasse B
- Oberflächenabweichungen DIN ISO 3601-3 Sortenmerkmal N

#### Material

- FPM oder FKM = Fluor Kautschuk
- Farbe schwarz

#### Alle Varianten dieses Produkts

<b>Haberkorn GmbH</b> <a href="http://www.haberkorn.com">www.haberkorn.com</a> <a href="mailto:shop.haberkorn.com">shop.haberkorn.com</a>	<b>6961 Wolfurt</b> T +43 5574 695-0	<b>6063 Rum/Innsbruck</b> T +43 512 24400-0	<b>9500 Villach</b> T +43 4242 42038-0
	<b>1030 Wien</b> T +43 1 74074-0	<b>4060 Leonding</b> T +43 7229 687-0	<b>8055 Graz</b> T +43 316 287082-0

## 9.2.10 O- Ring für Eingangsstrang (Axialdichtung)

# Produktinformation

# HABERKORN

### O-Ring NBR 70 Shore, 100–119,99 mm



<b>Teile-Nr.</b>	<b>T64877</b>
<b>Merkmale</b>	
Innen-Ø	117 mm
Stärke	2,5 mm
Farbe	schwarz

#### Produktdetails

Kreisförmige, endlose Ringe mit kreisrundem Querschnitt. Die Dichtwirkung wird durch die Deformation des Querschnitts nach Einbau und Verpressung erzielt. Sie werden aus Elastomerwerkstoffen in Formwerkzeugen durch Vulkanisation hergestellt.

#### Einsatzbereich

- überwiegend zur Abdichtung ruhender Maschinen- und Anlagenteile (statische Anwendung)
- Hydraulik, Pneumatik, Vakuumanwendungen, Armaturenindustrie, Automobilindustrie sowie im Anlagen- und Maschinenbau

#### Vorteile/Ausführungen

- gute chemische Beständigkeit gegen Mineralöle und -fette, Hydrauliköle
- der O-Ring kann radial oder axial im Einbauraum verpresst werden

#### Anwendungen/Hinweise

- unter bestimmten Voraussetzungen können O-Ringe auch bei hin- und hergehenden, rotierenden und überlagerten Schraubenbewegungen eingesetzt werden (dynamische Anwendung)

#### Technische Daten

- Einsatztemperaturbereich –30 °C bis +100 °C
- Maßtoleranzen DIN ISO 3601-1 Industrie Klasse B
- Oberflächenabweichungen DIN ISO 3601-3 Sortenmerkmal N

#### Alle Varianten dieses Produkts

Teile-Nr.	Innen-Ø	Stärke	Farbe
560884	100 mm	1 mm	schwarz

**Haberkorn GmbH**  
www.haberkorn.com  
shop.haberkorn.com

**6961 Wolfurt**

T +43 5574 695-0

**1030 Wien**

T +43 1 74074-0

**6063 Rum/Innsbruck**

T +43 512 24400-0

**4060 Leonding**

T +43 7229 687-0

**9500 Villach**

T +43 4242 42038-0

**8055 Graz**

T +43 316 287082-0

## 9.2.11 O- Ring für Ausgangsstrang (Axialdichtung)

# Produktinformation

# HABERKORN

### O-Ring NBR 70 Shore, 120–149,99 mm



<b>Teile-Nr.</b>	<b>560853</b>
<b>Merkmale</b>	
Innen-Ø	144 mm
Stärke	2,5 mm
Farbe	schwarz

#### Produktdetails

Kreisförmige, endlose Ringe mit kreisrundem Querschnitt. Die Dichtwirkung wird durch die Deformation des Querschnitts nach Einbau und Verpressung erzielt. Sie werden aus Elastomerwerkstoffen in Formwerkzeugen durch Vulkanisation hergestellt.

#### Einsatzbereich

- überwiegend zur Abdichtung ruhender Maschinen- und Anlagenteile (statische Anwendung)
- Hydraulik, Pneumatik, Vakuumanwendungen, Armaturenindustrie, Automobilindustrie sowie im Anlagen- und Maschinenbau

#### Vorteile/Ausführungen

- gute chemische Beständigkeit gegen Mineralöle und -fette, Hydrauliköle
- der O-Ring kann radial oder axial im Einbauraum verpresst werden

#### Anwendungen/Hinweise

- unter bestimmten Voraussetzungen können O-Ringe auch bei hin- und hergehenden, rotierenden und überlagerten Schraubenbewegungen eingesetzt werden (dynamische Anwendung)

#### Technische Daten

- Einsatztemperaturbereich –30 °C bis +100 °C
- Maßtoleranzen DIN ISO 3601-1 Industrie Klasse B
- Oberflächenabweichungen DIN ISO 3601-3 Sortenmerkmal N

#### Alle Varianten dieses Produkts

Teile-Nr.	Innen-Ø	Stärke	Farbe
G34660	114,71 mm	6,99 mm	schwarz

**Haberkorn GmbH**  
www.haberkorn.com  
shop.haberkorn.com

**6961 Wolfurt**

T +43 5574 695-0

**1030 Wien**

T +43 1 74074-0

**6063 Rum/Innsbruck**

T +43 512 24400-0

**4060 Leonding**

T +43 7229 687-0

**9500 Villach**

T +43 4242 42038-0

**8055 Graz**

T +43 316 287082-0

## 9.2.12 Ölschauglas

# Produktinformation

# HABERKORN

### Ölschauglas mit Sechskant, Aluminium



<b>Teile-Nr.</b>	<b>T21005</b>
<b>Merkmale</b>	
Ausführung	mit Sichtstern
G	G 3/8"
D	24 mm
h	16 mm
a	8 mm
d	11 mm
SW	22 mm
e	22 mm
f	1,5 mm
Anziehdrehmoment	20 Nm

#### Produktdetails

Ölschauglas aus Alu mit eingepresstem Naturglas.

#### Einsatzbereich

- Gerätebau
- Fahrzeugbau
- Maschinenbau
- Verfahrenstechnik

#### Vorteile/Ausführungen

- langlebig
- vielseitig verwendbar
- hoher Qualitätsstandard

#### Anwendungen/Hinweise

- mit oder ohne Sichtstern
- zur optimalen Dichtigkeit Anziehdrehmoment einhalten

**Haberkorn GmbH**  
www.haberkorn.com  
shop.haberkorn.com

**6961 Wolfurt**  
T +43 5574 695-0  
**1030 Wien**  
T +43 1 74074-0

**6063 Rum/Innsbruck**  
T +43 512 24400-0  
**4060 Leonding**  
T +43 7229 687-0

**9500 Villach**  
T +43 4242 42038-0  
**8055 Graz**  
T +43 316 287082-0



9.2.13 Hall-Sensor



## Industrial VRS Magnetic Speed Sensors

3/8 INCH (M12") SENSORS (All dimensions for reference only. mm/[in])

\*Contact Honeywell for availability of metric mounting thread versions.

### LOW RESISTANCE COILS FOR HIGH FREQUENCY APPLICATIONS

#### General Specifications

Parameter	Characteristic	Parameter	Characteristic
Min. output voltage	17 Vp-p	Inductance	15 mH max.
Coil resistance	45 Ohm to 65 Ohm	Gear pitch range	36 DP (module 0.70) or coarser
Chisel pole piece width	0,25 mm [0.010 in]	Optimum actuator	32 DP (module 0.80)
Min. surface speed	0,75 m/s [30 in/s] typ.	Max. operating frequency	60 kHz typ.
Operating temp. range	-40 °C to 107 °C [-40 °F to 225 °F]	Vibration	Mil-Std 202F Method 204D
Mounting thread	3/8-24 UNF-2A	Termination	24 AWG PVC-insulated leads

#### Test Condition Specifications

Parameter	Characteristic
Surface speed	25 m/s [1000 in/s]
Gear	20 DP (module 1.27)
Air gap	0,127 mm [0.005 in]
Load resistance	100 kOhm

Catalog Listing	Weight	
3014A	28 g [1.0 oz]	

### HIGH RESISTANCE COILS FOR HIGH FREQUENCY APPLICATIONS

#### General Specifications

Parameter	Characteristic	Parameter	Characteristic
Min. output voltage	55 Vp-p	Inductance	75 mH max.
Coil resistance	275 Ohm to 330 Ohm	Gear pitch range	32 DP (module 0.80) or coarser
Chisel pole piece width	0,25 mm [0.010 in]	Optimum actuator	N/A
Min. surface speed	0,38 m/s [15 in/s] typ.	Max. operating frequency	40 kHz typ.
Operating temp. range	-40 °C to 107 °C [-40 °F to 225 °F]	Vibration	Mil-Std 202F Method 204D
Mounting thread	3/8-24 UNF-2A	Termination	24 AWG PVC-insulated Leads

#### Test Condition Specifications

Parameter	Characteristic
Surface speed	25 m/s [1000 in/s]
Gear	20 DP (module 1.27)
Air gap	0,127 mm [0.005 in]
Load resistance	100 kOhm

Catalog Listing	Weight	
3024A	28 g [1.0 oz]	

## 9.2.14 Drehmomentsensor (Honeywell 2112-50K)

<b>Honeywell</b>						
<b>Flanged Reaction Torque Sensor</b>						
<b>MECHANICAL SPECIFICATIONS</b>						
Model	Capacity Nm [lb-in]	Overload Nm [lb-in]	Torsional stiffness Nm/rad [lb-in/rad]	Max. overhung moment WxS Nm [lb-in]	Max. shear W N [lb]	Max. thrust P N [lb]
2110-2K	225 [2000]	340 [3000]	43384 [384000]	113 [1000]	6675 [1500]	8895 [2000]
2110-5K	565 [5000]	845 [7500]	103941 [920000]	226 [2000]	8896 [2000]	13344 [3000]
2111-10K	1130 [10000]	1690 [15000]	302784 [2680000]	565 [5000]	17800 [4000]	26688 [6000]
2111-20K	2250 [20000]	3380 [30000]	649630 [5750000]	1130 [10000]	28900 [6500]	44480 [10000]
2111-30K	3390 [30000]	5085 [45000]	1129790 [10000000]	1695 [15000]	3863 [8500]	57824 [13000]
2112-50K	5650 [50000]	8475 [75000]	903833 [8000000]	2704 [24000]	53375 [12000]	80064 [18000]
2112-100K	11300 [100000]	16950 [150000]	2259584 [20000000]	5650 [50000]	89000 [20000]	133440 [30000]
2113-200K	22600 [200000]	33900 [300000]	3773505 [33400000]	10170 [90000]	133440 [30000]	177920 [40000]
2114-300K	33900 [300000]	50850 [450000]	6778752 [60000000]	16950 [150000]	186800 [42000]	266880 [60000]
2114-500K*	56500 [500000]	84750 [750000]	12879628 [114000000]	22600 [200000]	244640 [55000]	355840 [80000]
2115-600K*	67796 [600000]	101695 [900000]	18079096 [160000000]	22600 [200000]	422560 [95000]	400320 [90000]
2115-750K*	84745 [750000]	127119 [1125000]	23728814 [210000000]	28250 [250000]	489280 [110000]	467040 [105000]
2116-1200K*	135593 [1200000]	203375 [1800000]	20338983 [180000000]	39550 [350000]	622720 [140000]	578240 [130000]
2116-2400K*	271186 [2400000]	406800 [3600000]	48567570 [430000000]	79096 [700000]	1000800 [225000]	934080 [210000]

\* Calibration performed to 300000 lb-in. Consult factory for higher calibrations.

**MOUNTING DIMENSIONS**

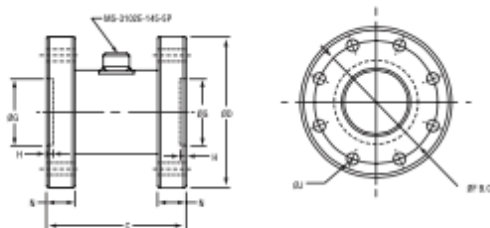
Model	C cm [in]	D cm [in]	F cm [in]	G* cm [in]	H cm [in]	N cm [in]	J** cm [in]
2110-2K, -5K	7,62 [3]	10,16 [4]	8,26 [3.25]	3,81 [1.50]	0,32 [0.13]	1,27 [0.50]	0,83 [0.33]
2111-10K, -20K	8,89 [3.50]	12,70 [5]	10,80 [4.25]	5,08 [2.00]	0,64 [0.25]	1,91 [0.75]	0,99 [0.39]
2112-50K, -100K	18,73 [7.38]	20,32 [8]	16,51 [6.50]	8,89 [3.50]	0,79 [0.31]	3,81 [1.50]	1,63 [0.65]
2113-200K	21,59 [8.50]	24,77 [9.75]	20,32 [8]	10,16 [4]	0,79 [0.31]	3,81 [1.50]	1,94 [0.77]
2114-300K, -500K****	26,67 [10.50]	35,63 [14]	27,94 [11]	15,24 [6]	0,79 [0.31]	5,08 [2]	2,59 [1.02]
2115-600K, -750K****	26,67 [10.50]	38,10 [15]	30,48 [12]	15,24 [6]	0,79 [0.31]	5,08 [2]	3,85 [1.52]
2116-1200K, -2400K****	40,64 [16]	50,80 [20]	40,64 [16]	20,32 [8]	1,27 [0.50]	5,08 [2]	3,86 [1.52]***

\* Tolerance on shaft diameter +0.002 - 0.00

\*\* Eight equally spaced holes are located within 0.005 in of true position

\*\*\* 16 equally spaced holes

\*\*\*\* Calibration performed to 300000 lb-in max.



For reference only

9.2.15 Spannbock mit Gegenmutter

Datenblatt

**Atlas-Schraubbock, höchste Auflagehöhe: 200 mm****Bestelldaten**

Bestellnummer	374000 200
GTIN	4020772072568
Artikelklasse	35A

**Beschreibung****Ausführung:**

- Spindel aus Vergütungsstahl; Körper aus Grau-Guss.
- Spindel mit Trapezgewinde.

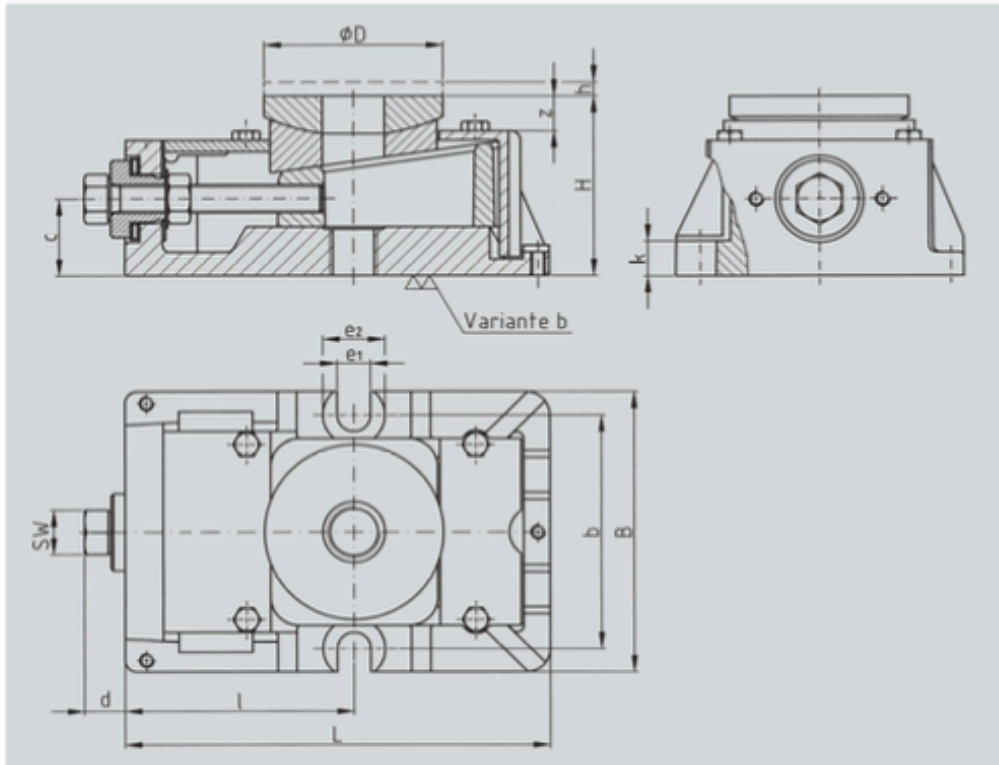
**Hinweis:**

Mit Zentrierloch  $\varnothing$  12 mm für Aufsätze Nr. 375000 – 375030.  
 kleinste Auflagehöhe: 140 mm  
 Kopf-SW: 46 mm  
 Schlitzbreite: 18 mm  
 Tragkraft: 60 kN

**Technische Beschreibung**

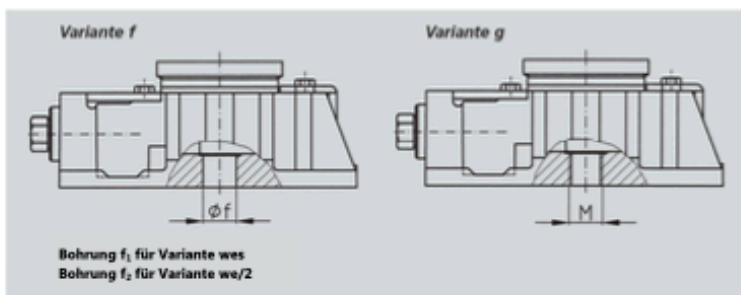
Kopf-SW	46 mm
höchste Auflagehöhe	200 mm
Schlitzbreite	18 mm
Tragkraft	60 kN
kleinste Auflagehöhe	140 mm

## 9.2.16 Fixator (Maschinenrichtelement)

**Abmessungen der Baureihe RK****GA** Grundausführung

Größe	L	B	H*	$\phi D$	SW	d	c	z	h	l	b	e1	e2	k
I	175	105	55	60	19	16	21	13	5	92	90	14	26	12
II	178	120	75	75	19	15	31	15	5	96	100	14	26	13
III	220	150	95	90	24	22	40	17	6	118	130	18	32	22
IV	275	180	115	110	30	24	49	17	8	142	160	24	38	24
V	345	230	135	150	36	34	58	20	10	180	205	28	46	34
VI	420	270	165	200	46	34	67	32	13	230	245	28	46	31

\*Höhenangabe bei bearbeiteter Grundfläche (Variante b)



Größe	$\phi f_1$	$\phi f_2$	g
I	17	19	M12
II	21	25	M20
III	25	31	M24
IV	31	37	M30
V(M36)	37	44	M36
V(M42)	44	-	-
VI	58	-	M42



BW-Fixatoren Baureihe RK

2

Technische Änderungen vorbehalten!

## Technische Daten der Baureihe RK

Größe	Dim	RKI	RKII	RKIII	RKIV	RKV	RKVI	
Max. zulässige Belastung <sup>1)</sup>	N	90 000	120 000	240 000	360 000	700 000	1 200 000	
Empf. anteilige Maschinenlast <sup>2)</sup>	N	10 000	20 000	40 000	60 000	120 000	200 000	
Federkonstante „C“ im Betriebsbereich <sup>3)</sup>	N/μm	2 000	4 500	8 000	10 000	14 000	18 000	
Drehmoment an Stellschraube	Spezifisches- $\frac{N \cdot m}{10^3 \text{ kg}}$	3	3	4	4,5	5,5	7	
	Maximales-	N-m	27	36	96	160	385	700
	Sicherungs-	N-m	2,5-5	2,5-5	3,5-7	4-8	5-10	20
Höhenverstellung pro Umdrehung	mm	0,25	0,25	0,29	0,35	0,43	0,5	
Gewicht der Grundauführung	kg	4	5,5	11,5	21	42	70	

<sup>1)</sup> Bis zu dieser Belastung können die BW-Fixatoren<sup>®</sup> verstellt werden.

<sup>2)</sup> Die empfohlene anteilige Maschinenlast ist ein Richtwert zur Bestimmung der Größe der BW-Fixatoren<sup>®</sup>.

<sup>3)</sup> Der Betriebsbereich ist nach dem Ausrichten der Maschine und Anziehen der Fundamentschrauben erreicht, die angegebene Federkonstante wurde im Betriebsbereich ermittelt durch Aufbringen einer Wechsellast in Höhe der empfohlenen anteiligen Maschinenlast.

Berechnungsformel für die Nachgiebigkeit der BW-Fixatoren<sup>®</sup> Baureihe RK

$$\Delta f[\mu\text{m}] = \frac{\Delta F}{c} = \frac{\text{Laständerung N}}{\text{Federkonstante N}/\mu\text{m}}$$

### Wichtig:

**Die Summe der auftretenden Kräfte a - e darf die maximal zulässige Belastung nicht übersteigen.**

- a) Anteilige Maschinenlast
- b) Spannkraft durch Ankerschraube
- c) Dynamische Kräfte (Beschleunigungskräfte)
- d) Wechsellasten (wandernde Maschinenteile bzw. Werkstücke)
- e) Gegenkräfte zu Momenten

### Größenbestimmung der BW-Fixatoren<sup>®</sup>

Die „empfohlene anteilige Maschinenlast“ ist der Richtwert zur Bestimmung der BW-Fixatorgröße und ergibt sich durch Division des reinen Maschinengewichtes durch die Anzahl der Auflagepunkte (BW-Fixatoren<sup>®</sup>).

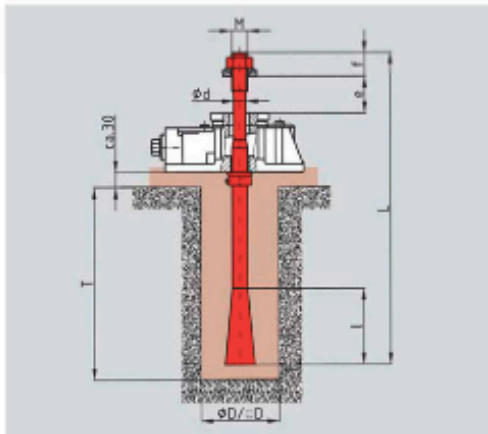
Bei Maschinen mit starken partiellen Gewichtsunterschieden muss der Bereich des höchsten Maschinengewichtes mit der entsprechenden Anzahl der Auflagepunkte separat gesehen werden. Die hierbei ermittelte Größe der BW-Fixatoren<sup>®</sup> muss aber für die ganze Maschine verwendet werden.



BW-Fixatoren Baureihe RK

3

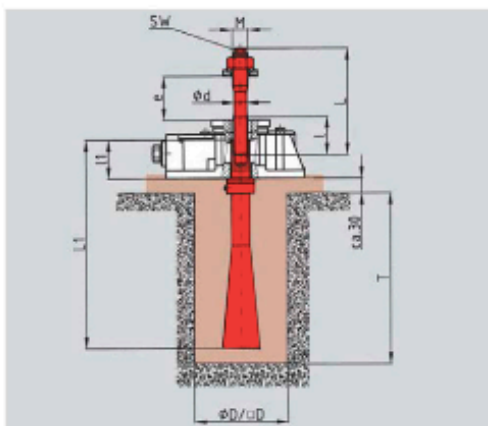
## Befestigungsmöglichkeiten



### wes

Wellenstein-Dehnschraube zur direkten Verbindung von Maschine und Fundament

RK	M	L	l	f	∅ d	e		Fundament		Spannkraft max. N
						von	bis	D	T	
I	M16	330	90	30	13	20	60	70	230	53 000
II	M20	400	100	40	16	20	90	80	270	81 000
III	M24	500	135	50	19	30	100	100	340	115 000
IV	M30	600	150	55	24	35	135	120	410	182 000
V	M36	800	180	65	29	40	150	150	570	265 000
	M42	1000	260	75	35	40	200	170	760	385 000
VI	Nähere Informationen auf Anfrage.									



### we/2

Geteilte Wellenstein-Dehnschraube zur direkten Befestigung der Maschine mit dem Fundament

#### Hinweis:

Bei Bestellung ist Maß „e“ Maschinenfußhöhe anzugeben.

RK	M	L1	l1	∅ d	SW	kurz		e		lang		e		Fundament		Spannkraft max. N
						L	l	von	bis	L	l	von	bis	D	T	
I	M16	190	39	13	10	130	55	20	55	155	60	60	80	80	150	53 000
II	M20	275	48	16	13	140	50	20	50	190	80	55	100	100	220	81 000
III	M24	360	63	19	17	165	60	30	60	225	90	65	120	120	290	115 000
IV	M30	450	85	24	19	190	70	35	70	255	110	75	135	150	360	182 000
V	M36	600	105	29	24	220	80	40	80	275	120	85	135	170	500	265 000
VI	Nähere Informationen auf Anfrage.															

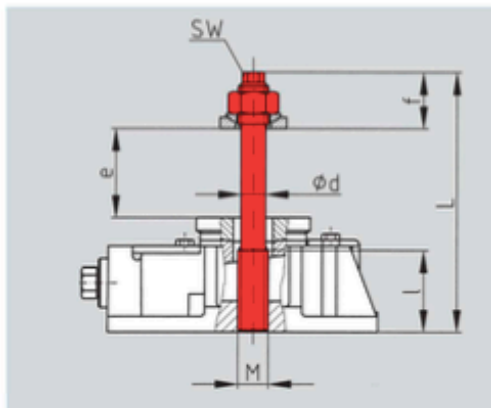


BW-Fixatoren Baureihe RK

4

Technische Änderungen vorbehalten!

## Befestigungsmöglichkeiten



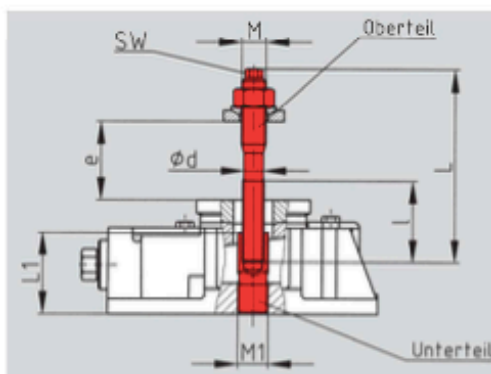
### ste

Dehnschraube kurz und lang zum Befestigen der Maschinen auf dem BW-Fixator®

#### Hinweis:

Bei Bestellung ist Maß „e“ Maschinenfußhöhe anzugeben.

RK	M	$\phi d$	SW	f	kurz		e		lang		e		Spannkraft max. N
					L	l	von	bis	L	l	von	bis	
I	M12	-	-	-	130	-	20	40	160	-	40	70	32 000
II	M20	16	13	40	175	55	20	55	205	55	50	85	81 000
III	M24	19	17	50	215	70	20	70	260	70	65	115	115 000
IV	M30	24	19	55	260	85	30	85	310	85	80	135	182 000
V	M36	29	24	65	315	105	40	105	360	105	100	150	265 000
VI	Nähere Informationen auf Anfrage.												



### ste/2

Geteilte Dehnschraube zum Befestigen der Maschinen auf dem BW-Fixator®

#### Hinweis:

Bei Bestellung ist Maß „e“ Maschinenfußhöhe anzugeben.

RK	M	$\phi d$	SW	kurz		e		lang		e		L1	M1	Spannkraft max. N
				L	l	von	bis	L	l	von	bis			
II	M16	13	10	130	55	20	60	155	60	65	85	55	M20	53 000
III	M20	16	13	140	50	20	50	190	80	55	100	70	M24	81 000
IV	M24	19	17	165	60	30	60	225	90	65	120	85	M30	115 000
V	M30	24	19	190	70	40	70	255	110	75	135	105	M36	182 000

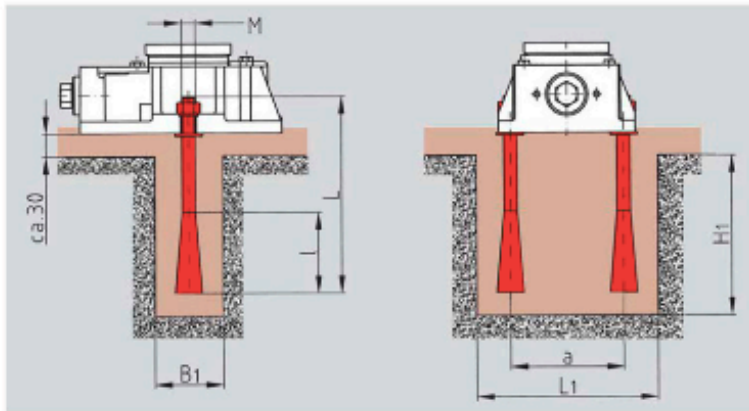


BW-Fixatoren Baureihe RK

6

Technische Änderungen vorbehalten!

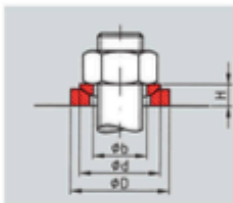
## Befestigungsmöglichkeiten



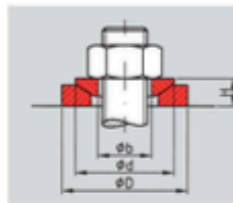
**C** Befestigung des BW-Fixators® mit zwei seitlichen Steinschrauben

RK	M	L	l	a	Fundament			Spannkraft max. N
					L1	B1	H1	
I	M12	150	70	90	140	60	140	65 000
II	M12	150	70	100	160	60	140	65 000
III	M16	250	90	130	200	70	240	120 000
IV	M20	300	100	160	240	80	290	190 000
V	M24	350	135	205	305	100	350	275 000

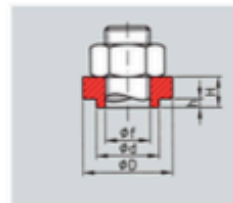
## Zubehör



**P** Kugelausgleichscheibe für nicht winklige Auflageflächen



**r** Kugelausgleichscheibe groß für nicht winklige Auflageflächen



**Z** Montagehilfe zum zentrischen Einsetzen der Ankerschrauben im Ankerloch der Maschine

RK	∅D	H	∅d	∅b
I (M12)	40	9	30	13
I (M16)	40	9	30	17
II	44	10	36	21
III	56	13	44	25
IV	68	16	56	31
V (M36)	78	20	68	37
V (M42)	100	26	90	44

RK	∅D	H	∅d	∅b
I	44	10	36	17
II	56	13	44	21
III	68	16	56	25
IV	80	16	56	31
V (M36)	100	20	68	37
V (M42)	125	26	90	44

RK	∅f	∅D	H	∅d	h
I	16,2	32	13	22	4
II	20,2	40	14	28	4
III	24,2	44	18	32	5
IV	30,2	54	21	42	5
V (M36)	36,3	60	26	45	6
V(M42)	42,5	70	32	56	6



BW-Fixatoren Baureihe RK

7





### 9.3 Werkstoffliste

#### Werkstoffliste

Komponente	Material	Wärmebehandlung	Gewicht
Eingangswelle- Motor	42CrMo4V	gasnitiert	9,4 kg
Eingangswelle- Getriebe	42CrMo4V	gasnitiert	8,9 kg
Flansch Drehmoments. o. a. S. (Eingang)*	42CrMo4V	gasnitiert	7,8 kg
Flansch Drehmoments. m. a. S. (Eingang)*	42CrMo4V	gasnitiert	8,5 kg
Kupplungsflansch (Eingang)	42CrMo4V	gasnitiert	10,8 kg
Lagergehäuse Eingang	S335	-	79 kg
Lagerdeckel Eingang	S235	-	-
Lagergehäusedeckel Eingang	S235	-	-
Ausgangswelle- Generator	42CrMo4V	gasnitiert	9,4 kg
Ausgangswelle- Getriebe	42CrMo4V	gasnitiert	9,7 kg
Flansch Drehmoments. o. a. S. (Ausgang)*	42CrMo4V	gasnitiert	10,7 kg
Flansch Drehmoments. m. a. S. (Ausgang)*	42CrMo4V	-	8,6 kg
Kupplungsflansch (Ausgang)	42CrMo4V	gasnitiert	9,1 kg
Lagergehäuse Ausgang	S335	-	78 kg
Lagerdeckel Ausgang	S235	-	-
Lagergehäusedeckel Ausgang	S235	-	-
Anstellring	42CrMo4V	gasnitiert	-
Grundplatte- Motor	S335	-	152 kg
Motorplatte	S335	-	88 kg
Grundplatte- Generator	S335	-	163 kg
Generatorplatte	S335	-	95 kg
Führungsschiene	C15E	gehärtet	-
Spannplatte Lagergehäuse	S335	-	46 kg
Aufspannplatte Antrieb	S335	-	365 kg
Aufspannplatte Abtrieb	S335	-	380 kg
Spannwinkel	S235	-	24kg
Zwischenplatte	S235	-	-
Haupttisch	S235	-	3314 kg
Nebentisch	S235	-	1988 kg

\*o. a. S.: ohne axiale Sicherung

\* m. a. S.: mit axialer Sicherung

Die Materialauswahl zu den Spannplatten, den Lagergehäusen, und dem Spannwinkel kann sich durch das Ergebnis der FEM- Analyse ändern!