



TECHNISCHE  
UNIVERSITÄT  
WIEN

Vienna University of Technology

# DIPLOMARBEIT

## Entwicklung eines Rad-Schiene Prüfstandes für Kranlaufräder

Ausgeführt am Institut für

Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik,

Forschungsbereich Konstruktionslehre und Fördertechnik

der Technischen Universität Wien

unter der Anleitung von Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Georg Kartnig

durch

Johannes Strommer

Matrikelnummer: 0525292

1130 Wien, Österreich

Wien, September 2014

---

Johannes Strommer

# Inhalt

Eidesstattliche Erklärung.....	IV
Kurzfassung.....	V
Abstract .....	VI
1 Einleitung .....	1
1.1 Zweck der Diplomarbeit.....	1
1.2 Aufbau der Diplomarbeit.....	2
1.3 Die verschiedenen Bauarten von Radprüfständen.....	3
1.4 Beispiele von ausgeführten Radprüfständen .....	5
1.4.1 Prüfstand der Voestalpine .....	5
1.4.2 Prüfstand der TU Stuttgart .....	7
2 Planen und Klären der Aufgabenstellung.....	8
2.1 Klären der Aufgabenstellung.....	8
2.2 Anforderungsliste .....	9
2.2.1 Dokumentation der technisch-kundenspezifischen Leistungsanforderungen.....	10
2.2.2 Ergänzen und Erweitern der Anforderungen mittels Hauptleitlinie.....	11
2.2.3 Festlegen der Forderungen und Wünsche in der Anforderungsliste.....	12
3 Konzipieren .....	15
3.1 Arbeitsschritte beim Konzipieren.....	15
3.2 Abstrahieren zum Erkennen der wesentlichen Probleme.....	16
3.3 Aufstellen der Funktionsstruktur: Gesamt- und Teilfunktionen.....	16
3.4 Suchen von Wirkprinzipien - Morphologischer Kasten.....	19
3.5 Kombinieren der Wirkprinzipien zur Wirkstruktur.....	20
3.6 Auswahl geeigneter Kombinationen .....	24
3.7 Konkretisieren zu prinzipiellen Lösungsvarianten .....	25
3.8 Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien - .....	28

Festlegung der prinzipiellen Lösung (Konzept) .....	28
4 Entwerfen .....	32
4.1 Einleitung.....	32
4.1.1 Erkennen der gestaltungsbestimmenden Anforderungen.....	32
4.1.2 Klären der räumlichen Bedingungen.....	34
4.1.3 Strukturieren in gestaltungsbestimmende Hauptfunktionsträger .....	34
4.1.4 Weitere Hauptarbeitsschritte .....	34
4.2 Baugruppen.....	35
4.2.1 Antriebsstrang .....	36
4.2.2 Querkraftaufbringung.....	57
4.2.3 Normalkraftaufbringung.....	73
4.2.4 Rahmenkonstruktion .....	89
4.2.5 Zubehör .....	110
4.3 Ausgeführter Detailentwurf.....	111
4.4 Prüfstand der Firma Künz.....	114
5 Zusammenfassung und Ausblick .....	116
6 Verzeichnisse .....	117
6.1 Literaturverzeichnis .....	117
6.2 Abbildungsverzeichnis .....	118
6.3 Tabellenverzeichnis .....	120
7 Anhang .....	122

# Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

## **DIPLOMARBEIT**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin.

Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Abhandlungen selbstständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur, genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_  
Johannes Strommer

## **Kurzfassung**

Um vor allem den Verschleiß und in Folge die Lebensdauer von unterschiedlichen Kranlaufrädern bestimmen zu können, wird ein entsprechender Rad-Schiene Prüfstand benötigt. Diese Diplomarbeit befasst sich mit der Konstruktion einer solchen Versuchseinrichtung, mit der neben dem Verschleiß auch der Laufwiderstand, der Schlupf und die Flächenpressung untersucht werden können. Die vorliegende Arbeit lässt sich dabei in vier Hauptabschnitte unterteilen:

Der erste Teil beschreibt Zweck und Aufbau der Diplomarbeit. Zudem werden unterschiedliche Prüfstandskonzepte und zwei in der Praxis ausgeführte Beispiele vorgestellt.

Im zweiten Abschnitt erfolgen die Klärung der Aufgabenstellung und die Ermittlung der dadurch entstehenden Forderungen des auszuführenden Außentrommelprüfstandes. Als Ergebnis erhält man die sogenannte Anforderungsliste.

Der darauf folgende Abschnitt beschäftigt sich mit dem Konzipieren. Zunächst wird die Funktionsstruktur des Prüfstandes erstellt. Dabei handelt es sich um ein Blockschaltbild mit den zur Erfüllung der Gesamtfunktion notwendigen Teilfunktionen, für die dann passende Wirkprinzipien zu finden sind. Die ermittelten Wirkprinzipien kombiniert man zu möglichen Wirkstrukturen, die anschließend nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien bewertet werden müssen. Nur die bei dieser Bewertung am besten abschneidende Variante wird weiter verfolgt, man bezeichnet sie auch als prinzipielle Lösung.

Der vierte und zugleich umfangreichste Teil der Arbeit ist das Entwerfen. Dabei wird jedoch nicht der Weg zur Lösung des Problems beschrieben, sondern nur die gefundene Baustruktur präsentiert und auch begründet, warum die einzelnen Komponenten so und nicht anders auszusehen haben. Der Prüfstand wird in fünf Baugruppen unterteilt: Antriebsstrang, Querkraftaufbringung, Normalkraftaufbringung, Rahmenkonstruktion und benötigtes Zubehör. Zu jeder dieser Baugruppen gibt es eine ausführliche Beschreibung, alle dazugehörenden Einzelteile werden berechnet.

## **Abstract**

To specifically determine the attrition and as a result the lifespan of different crane wheels, a corresponding wheel-rail testing bench is required. This thesis addresses the construction of such a test facility allowing for the examination of attrition, rolling resistance, wheel spin and contact pressure. This thesis is divided into four main sections:

Section one outlines the purpose and structure of the thesis. Furthermore, different concepts for testing benches are also presented, two of which have been practically implemented.

Section two concentrates on the clarification of the task and on analyzing resulting claims through the use of the drum testing bench. The result is the so-called list of requirements.

In section three we look at the conceptual design. First, the functional structure of the testing bench is created. This is a block diagram showing the partial functions which are necessary for the performance of the overall function. For these partial functions, suitable operating principles have to be found. The determined operating principles are combined into possible operating structures. These structures are then rated according to technical and economic criteria. Only the best performing variant, also known as the 'basic solution', is pursued.

Section four is embodiment design and the most extensive part of the process. However, the way to solve the problem is not described. The work just presents the building structure found. Furthermore, it explains why the individual components look just so. The wheel-rail testing bench is divided into five modules: power train, lateral force application, normal force application, framework construction and necessary accessories. For each module a detailed description is available including all relevant calculations.

# 1 Einleitung

## 1.1 Zweck der Diplomarbeit

Die Anforderungen an Kranlaufräder wachsen laufend, da immer größere Radlasten, Beschleunigungen und Fahrgeschwindigkeiten erreicht werden sollen. Aufgrund der höheren Belastungen tritt jedoch verstärkter Verschleiß auf. Durch Zusatzbeanspruchungen, wie zum Beispiel Radschräglauf oder das Gleiten des Rades auf der Schiene, ist die Lebensdauer nur schwer vorhersehbar. Der Austausch defekter Räder verzögert den Betriebsablauf und verursacht zudem hohe Kosten. Einerseits sollen die Räder daher verschleißfester werden, andererseits ist es von großem Interesse, die ungefähre Lebensdauer von Rädern bei verschiedenen Betriebsbedingungen bestimmen zu können. Neben der zu erwartenden Lebensdauer ist auch der Schlupf von Interesse, weil dadurch unter anderem die maximal mögliche Beschleunigung ermittelt werden kann. Die Messung des Laufwiderstandes ist ebenfalls nützlich, da eine exakte Berechnung der Rollreibung nicht möglich ist und man folglich auf Richtwerte angewiesen ist.

Aus den angeführten Gründen benötigt man einen Rad-Schiene Prüfstand für Kranlaufräder, der alle Betriebssituationen möglichst gut abbilden kann. Da es keine geeigneten Prüfstände gibt, hat sich das Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik der Technischen Universität Wien entschieden, einen Prüfstand zu entwickeln und diese Aufgabe als Diplomarbeit zu vergeben. Diese Diplomarbeit befasst sich demnach mit der kompletten Konstruktion eines Rad-Schiene Prüfstandes, der für verschiedene Belastungsfälle und Raddurchmesser folgende Untersuchungen ermöglichen soll:

1. Flächenpressung zwischen Rad und Schiene (Hertzsche Pressung)
2. Laufwiderstand
3. Schlupf
4. Verschleiß und in Folge die Lebensdauer bestimmen
5. Schräglaufräfte

## 1.2 Aufbau der Diplomarbeit

Der prinzipielle Aufbau der Diplomarbeit erfolgt weitgehend nach dem Springer-Lehrbuch „Konstruktionslehre“ von Pahl/Beitz. Der Entwicklungs- und Konstruktionsprozess besteht demnach aus vier Hauptphasen, wobei eine exakte Abgrenzung dieser Phasen oft nicht gewährleistet werden kann (G. PAHL, 2007, S. 194):

- Planen und Klären der Aufgabenstellung
- Konzipieren
- Entwerfen
- Ausarbeiten

Es folgt nun eine kurze Erklärung zu den einzelnen Hauptarbeitsschritten. Die erste Phase ist das Planen und Klären der Aufgabe. Die Aufgabe kann dabei entweder durch den Kunden vorgegeben werden - so wie es hier der Fall ist - oder sie wird durch eine Produktplanung festgelegt. Klären der Aufgabe bedeutet, sich über alle Anforderungen und Bedingungen, die das fertige Produkt zu erfüllen hat, möglichst genau zu informieren. Als Ergebnis erhält man die Anforderungsliste. Dabei handelt es sich um die informative Festlegung. (G. PAHL, 2007, S. 195).

Unter Konzipieren versteht man das prinzipielle Festlegen einer Lösung „*durch Abstrahieren auf die wesentlichen Probleme, Aufstellen von Funktionsstrukturen und durch Suche nach geeigneten Wirkprinzipien und deren Kombination in einer Wirkstruktur*“ (G. PAHL, 2007, S. 195).

Nach dem Konzipieren erfolgt das Entwerfen: Dabei wird anhand der vorhin gefundenen prinzipiellen Lösung die Baustruktur erstellt, wobei sowohl technische als auch wirtschaftliche Kriterien zu berücksichtigen sind. „*Das Entwerfen ist, ausgehend von den qualitativen Vorstellungen, die quantitative gestalterische Festlegung der Lösung*“ (G. PAHL, 2007, S. 196).

Der letzte Arbeitsschritt des Konstruierens ist das Ausarbeiten. Dazu zählt unter anderem die Auswahl der passenden Werkstoffe und die Festlegung der notwendigen Oberflächengüte und Toleranzen. Auch die optimale Fertigungsart für die einzelnen Bauteile wird hier bestimmt. Das Ausarbeiten ist somit „*die herstellungstechnische Festlegung der Lösung*“ (G. PAHL, 2007, S. 197), wobei die letzte Phase in dieser Arbeit nicht behandelt wird. Es gibt jedoch im Anhang eine Stückliste mit den Hauptbestandteilen des Prüfstandes.

### 1.3 Die verschiedenen Bauarten von Radprüfständen

In diesem Kapitel werden zunächst die prinzipiell möglichen Bauarten von Radprüfständen vorgestellt. In Abbildung 1 ist die einfachste Form eines solchen Prüfstandes zu sehen: Ein Wagen mit vier Rädern, der entlang einer Schiene hin- und her bewegt wird.

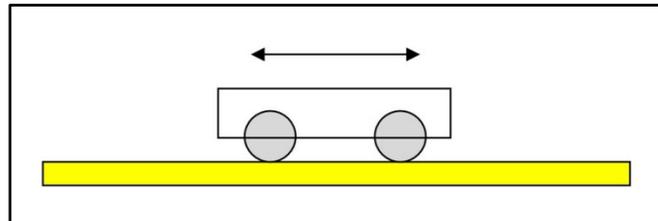


Abbildung 1: Prüfwagen

Die in der Praxis ausgeführten Bauarten sind der nächsten Abbildung zu entnehmen, wobei das zu prüfende Rad immer in grau dargestellt wird.

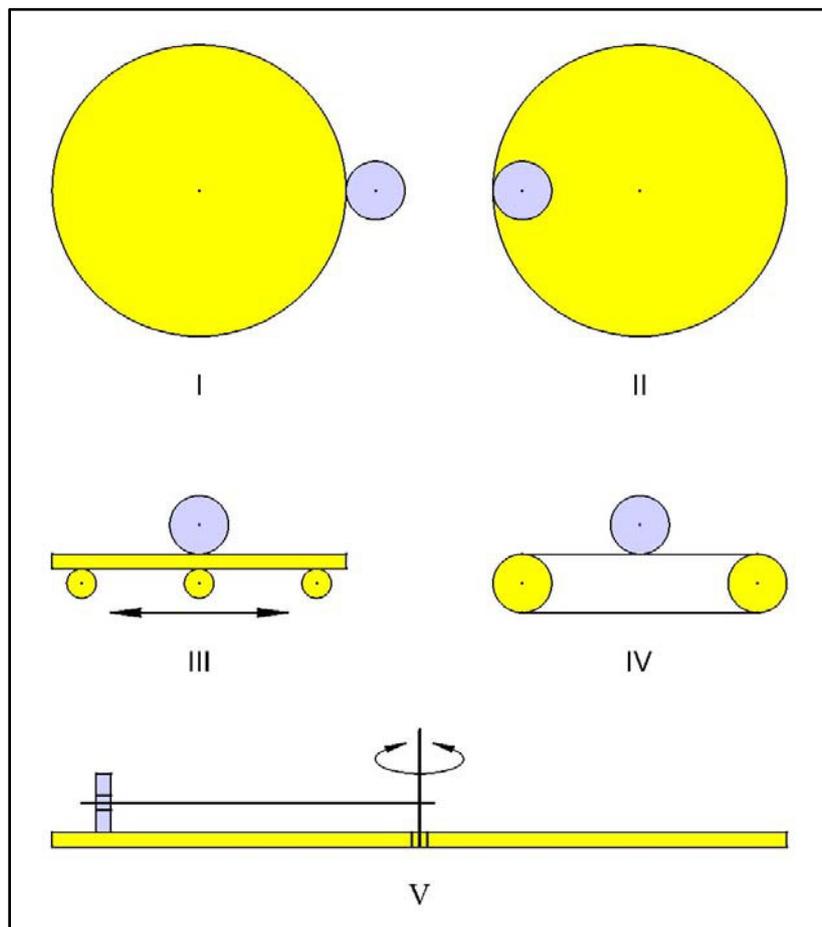


Abbildung 2: Bauarten von Radprüfständen

Die römischen Ziffern bezeichnen dabei folgende Bauarten:

- I: Außentrommelprüfstand
- II: Innentrommelprüfstand
- III: Linearprüfstand
- IV: Flachbandprüfstand
- V: Tellerprüfstand (sogenannter Kreisaktuator)

Recht verbreitet aufgrund des relativ einfachen Aufbaus sind Trommelprüfstände, wobei es Außentrommel- (Bauart I) und Innentrommelprüfstände (Bauart II) gibt. Innentrommelprüfstände sind etwas platzsparender, dafür gestaltet sich unter anderem der Tausch des Prüfrades bei Außentrommelprüfständen einfacher. Bei diesen beiden Prüfstandskonzepten wird der Rad-Schiene Kontakt nicht exakt nachgebildet, da es sich hier um eine Berührung zwischen zwei Rädern handelt, während in der Realität das große Rad eine ebene Schiene ist. Solange das Prüfrad im Vergleich zum großen Rad klein ist, spielt das jedoch kaum eine Rolle.

Abbildung III zeigt einen Linearprüfstand: Die Welle des zu prüfenden Rades wird dabei fest gelagert, die Schiene bewegt sich hin und her. Der Vorteil dieses Konzeptes ist die perfekte Nachbildung des Rad-Schiene Kontaktes, da im Unterschied zu den beiden Trommelprüfständen das Gegenstück eine ebene Schiene ist. Nachteilig ist jedoch das notwendige wiederholte Beschleunigen und Abbremsen der Schiene, weshalb nur eine relativ geringe Fahrgeschwindigkeit erreicht werden kann.

Aufgrund der hohen Radlasten und da man eine Schiene nicht als Band modellieren kann, kommt ein Prüfstand der Bauart IV für das System Rad-Schiene nicht in Frage, diese Ausführung wird hauptsächlich für die Untersuchung von KFZ-Reifen verwendet.

Beim Prüfstand der Bauart V handelt es sich um einen sogenannten Kreisaktuator. Das Rad ist dabei auf einem Arm montiert, der im Mittelpunkt der kreisringförmigen Bahn drehbar gelagert wird. Im Stillstand wäre die Abbildung des Rad-Schiene Kontaktes sehr gut, im Betrieb jedoch beschreibt das Prüfrad eine Kreisbahn mit einem sehr engen Radius. So enge Kurven kommen bei Kränen nicht vor, außerdem kann man mit diesem Prüfstand keine Geradeausfahrt simulieren. Daher ist dieses Prüfstandskonzept für Kranlaufräder eher nicht geeignet.

## 1.4 Beispiele von ausgeführten Radprüfständen

Ein Prüfstand für Kranlaufräder aus Stahl konnte trotz ausführlicher Recherche nicht gefunden werden. Im Anschluss werden zwei ausgeführte Radprüfstände beschrieben. Der Prüfstand der Voestalpine dient der Untersuchung von Eisenbahnradern und könnte bei einer entsprechenden Adaption auch für Kranlaufräder verwendet werden. Der Prüfstand der TU Stuttgart wurde für Räder und Rollen von Flurförderzeugen aus Polyurethan entwickelt. Beim Einbau von einer oder mehreren kreisringförmigen Schienen wäre er auch bedingt für Laufräder aus Metall geeignet.

### 1.4.1 Prüfstand der Voestalpine

Beim Prüfstand der Voestalpine handelt es sich um einen Linearprüfstand (Bauart III in Abbildung 2) für die Untersuchung der Rollkontakt-Ermüdung und des Verschleißes eines Eisenbahnrades. Es können sowohl Normal- und Horizontalkräfte als auch Longitudinalkräfte aufgebracht werden. Zusätzlich ist es möglich, die Schienenneigung, den Winkel zwischen Rad und Schiene und die Kontaktbedingung zu verändern. Die Aufbringung der erforderlichen Kräfte erfolgt hydraulisch.

Die technischen Daten lauten (R. STOCK, 2007):

- Normalkraft: 100 t
- Horizontalkraft: 10 t
- Longitudinalkraft: +/- 3.5 t
- Schienenneigung: 1:20 - 1:40 - eben
- Winkel Rad/Schiene: 0° - 0.5°
- Kontaktbedingungen: trocken - nass - geschmiert

Die Abbildung auf der nächsten Seite zeigt diesen Prüfstand.



**Abbildung 3: Prüfstand der Voestalpine für Eisenbahnräder (R. STOCK, 2007, S. 3)**

## 1.4.2 Prüfstand der TU Stuttgart

Am Institut für Fördertechnik und Logistik (IFT) der TU Stuttgart wurde ein sogenannter Kreisaktuator gebaut, der der Bauart V in Abbildung 2 entspricht. Dies ist ein Prüfstand für Räder und Rollen von Flurförderzeugen aus Polyurethan. Die ebene Fahrbahn besteht aus einem Kreisring, auf dem die beiden Räder laufen. Dabei können der Laufbahndurchmesser, die Geschwindigkeit und die Prüfkraft in weiten Bereichen verändert werden. Zudem ist es möglich, Räder mit unterschiedlichen Durchmessern zu verwenden.

Die technischen Daten lauten (M. SCHRÖPPEL, M. WEBER, C. VORWERK, 2009):

- Normalkraft (Prüfkraft): 50 kN pro Rad
- Radantriebs-/Bremsmoment: 3000 Nm
- Maximale Fahrgeschwindigkeit: 10 m/s
- Lenkwinkel: 25°
- Raddurchmesser: 200 mm - 400 mm
- Laufbahndurchmesser: 4 - 6 m

In der folgenden Abbildung ist dieser Prüfstand zu sehen.



**Abbildung 4: Prüfstand der TU Stuttgart für Räder von Flurförderfahrzeugen (M. SCHRÖPPEL, M. WEBER, C. VORWERK, 2009, S. 80)**

## 2 Planen und Klären der Aufgabenstellung

### 2.1 Klären der Aufgabenstellung

Laut Springer-Lehrbuch „Konstruktionslehre“ von Pahl/Beitz ist der erste Schritt des Produktentwicklungsprozesses das Planen und Klären der Aufgabenstellung. Zum Planen der Aufgabe gehören die folgenden Punkte (G. PAHL, 2007, S. 198):

- Analysieren der Markt-, Unternehmens- und Umfeldsituation
- Finden und Auswählen von Produktideen
- Formulieren eines Produktvorschlags

Diese Vorgangsweise bezeichnet man als Produktplanung, die jedoch im vorliegenden Fall nicht erforderlich ist, da die Aufgabe bereits durch die TU Wien vorgegeben wird. Daher kann mit der Klärung der Aufgabenstellung begonnen werden. Das Thema dieser Diplomarbeit und damit die zu lösende Aufgabe lautet: „Entwicklung eines Rad-Schiene Prüfstandes für Kranlaufräder“.

In der Konstruktionsphase des Prüfstandes kam es an der TU Wien zu einem Gespräch mit einem Vertreter der Firma Künz. Künz ist ein Unternehmen, das neben anderen Produkten verschiedenste Kräne herstellt. Dabei hat sich die folgende - nicht wortgetreu wiedergegebene - wichtige Aussage ergeben:

*Ein Kranlaufrad ist eine Komponente, die sehr stark durch verschiedene Lastfälle beansprucht wird. Dazu zählen unter anderem der Radschräglauf oder das Gleiten des Rades auf der Schiene, das zum Beispiel durch einen Stromausfall verursacht werden kann. Aus diesem Grund ist der Verschleiß und in weiterer Folge die Lebensdauer nur schwer vorhersehbar.*

Es besteht daher ein Bedarf an einem Rad-Schiene Prüfstand für Kranlaufräder, um diese Zusammenhänge genauer untersuchen zu können. Dieser Prüfstand soll für Räder mit unterschiedlichen Raddurchmessern geeignet sein und als Außentrommelprüfstand verwirklicht werden, zudem sind alle denkbaren Betriebssituationen zu ermöglichen. Neben der Lebensdauer soll auch die Flächenpressung zwischen Rad und Schiene, der Laufwiderstand, das Gleitverhalten und der Schlupf bestimmt werden können.

## 2.2 Anforderungsliste

Nachdem die Aufgabenstellung geklärt wurde, kann mit dem Aufstellen der Anforderungsliste begonnen werden. In Abbildung 5 sind die dazu notwendigen Hauptarbeitsschritte dargestellt.

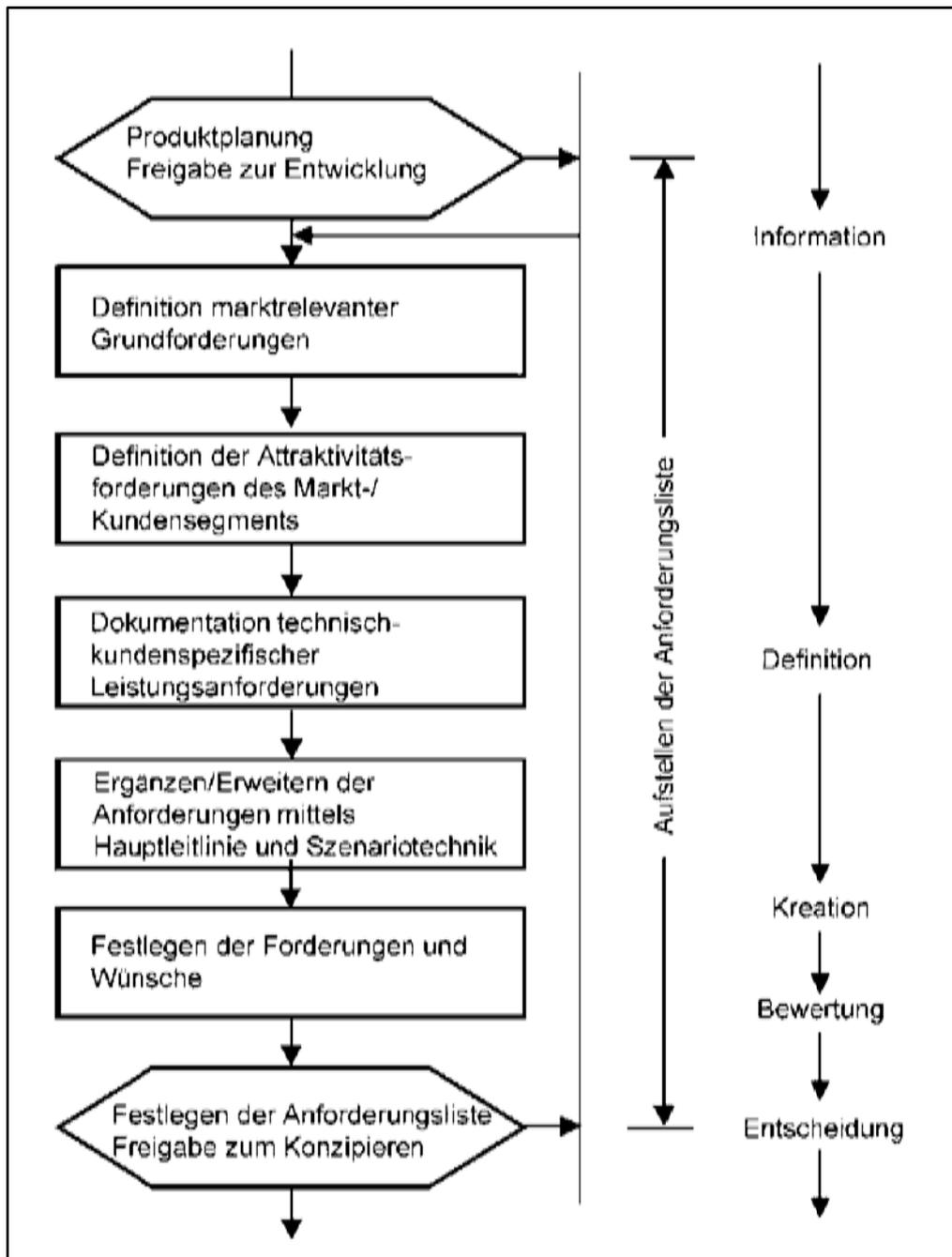


Abbildung 5: Hauptarbeitsschritte zum Aufstellen der Anforderungsliste (G. PAHL, 2007, S. 214)

Die ersten zwei Punkte „Definition marktrelevanter Grundforderungen“ und „Definition der Attraktivitätsforderungen des Markt-/Kundensegments“ sind durch die Aufgabenstellung bereits vorgegeben, daher wird mit dem nächsten Schritt begonnen.

### 2.2.1 Dokumentation der technisch-kundenspezifischen Leistungsanforderungen

Diese Anforderungen werden vom Kunden - im konkreten Fall vom Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik der Technischen Universität Wien - festgelegt. Es sollen demnach Laufräder mit einem Durchmesser von 100 mm bis 630 mm geprüft werden können, hauptsächlich dient der zu konstruierende Prüfstand jedoch dem Testen von Rädern mit einem Durchmesser von 500 mm. Diese Radgröße wird dabei als Standardrad bezeichnet. Tabelle 1 zeigt die maximal zulässigen Radkräfte bei unterschiedlichen Schienenbreiten in Abhängigkeit vom Raddurchmesser, die fettgedruckten Werte entsprechen dabei den üblicherweise verwendeten Schienen.

**Tabelle 1: Kenn-Radkraft R0 (DIN, 1977, S. 2)**

	<i>Bei schmalen Laufrädern</i>			<i>Bei breiten Laufrädern</i>			
<i>Durchmesser</i>	für A45	für A55	für A65	für A55	für A65	für A75	für A100
Ø200	<b>41 kN</b>						
Ø250	<b>52 kN</b>						
Ø315	<b>65 kN</b>			<b>79 kN</b>			
Ø400	83 kN	<b>101 kN</b>		(101 kN)	119 kN	<b>132 kN</b>	
Ø500	104 kN	<b>126 kN</b>		(126 kN)	148 kN	<b>165 kN</b>	
Ø630		<b>159 kN</b>	187 kN		187 kN	<b>208 kN</b>	(282 kN)

Für das Standardrad mit einem Durchmesser von 500 mm ergibt sich in Kombination mit einer Kranschiene A75 laut Tabelle eine maximale Radlast von 165 kN. Dieser Wert entspricht in der Anforderungsliste der Normalkraft. Die maximale Querkraft soll 10 % der Normalkraft betragen, also 16.5 kN. Unter Querkraft versteht man die Kraft, die auf den Spurkranz des Kranrades wirkt.

Die Bauart des auszuführenden Prüfstandes wird schon in der Aufgabenstellung vorgegeben, es soll - wie bereits erwähnt - ein Außentrommelprüfstand konstruiert werden. Diese Forderung bedingt einen rotatorischen Radantrieb. Der Maximaldurchmesser des großen

Antriebsrades darf aufgrund der Fertigung bzw. des verfügbaren Platzes nicht mehr als 2000 mm betragen und die Umfangsgeschwindigkeit muss höher als 2.5 m/s sein.

Der Prüfstand sollte möglichst kostengünstig ausgeführt werden können, daher werden die maximale Antriebsleistung auf 35 kW und das maximale Antriebsdrehmoment auf 10 kNm beschränkt. Der Druck im Hydrauliksystem wird mit 160 bar festgelegt, da in diesem Fall eventuell auch eine Handpumpe zum Erzeugen des notwendigen Druckes eingesetzt werden kann.

### **2.2.2 Ergänzen und Erweitern der Anforderungen mittels Hauptleitlinie**

Die bis jetzt gesammelten Anforderungen sind alles Vorgaben durch den Kunden und müssen noch erweitert werden. Diese Erweiterung kann entweder mit der Szenariotechnik und/oder durch das Arbeiten nach der Leitlinie mit Hauptmerkmallisten erfolgen, siehe auch Abbildung 5. Im vorliegenden Fall wird ausschließlich nach der zweiten Methode vorgegangen, daher wird auch nur diese Vorgangsweise beschrieben: *„Ausgehend von konkreten Punkten der vorliegenden Aufgabe werden durch Assoziationen weitere Erkenntnisse zu den betreffenden Punkten hervorgerufen, die dann zu relevanten Anforderungen führen können“* (G. PAHL, 2007, S. 219). Eine Auflistung aller Hauptmerkmale mit dazu passenden Beispielen findet man im Springer-Lehrbuch „Konstruktionslehre“ von Pahl/Beitz auf Seite 220, Abbildung 5.3. Es werden jedoch meist nicht alle Merkmale benötigt, die Verwendung hängt von der jeweiligen Aufgabenstellung ab. In diesem Fall entsprechen die Hauptmerkmale den dreizehn Punkten in der Anforderungsliste: Geometrie, Kinematik, Kräfte und Momente, Energie, Stoff, Signal, Sicherheit, Ergonomie, Fertigung, Montage, Gebrauch, Instandhaltung und Kosten.

Die wichtigsten der oben angeführten Merkmale wurden schon behandelt. Da die meisten Anforderungen selbsterklärend sind, wird hier nur kurz auf das sechste Merkmal (Signal) eingegangen, das einer näheren Betrachtung bedarf: Damit die tatsächlich wirkenden Belastungen bekannt sind, muss die aufgebrachte Normal- bzw. Querkraft gemessen werden. Um den Laufwiderstand ermitteln zu können, braucht man unter anderem das am Antriebsrad wirkende Drehmoment, für die Bestimmung des Schlupfes werden die Drehzahlen des Antriebs- und des Kranrades benötigt. Der Verschleiß kann zum Beispiel anhand der Durchmesseränderung des kleinen Rades festgestellt werden.

### **2.2.3 Festlegen der Forderungen und Wünsche in der Anforderungsliste**

Die Tabelle auf den folgenden zwei Seiten zeigt die Endfassung der Anforderungsliste, die nach mehrmaligen Anpassungen entstanden ist. Bei den Anforderungen wird zwischen Forderungen und Wünschen unterschieden. Das F in der ersten Spalte bedeutet Forderung, diese Anforderung muss also unbedingt erfüllt sein, W heißt Wunsch und muss demnach nicht zwangsweise umgesetzt werden.

Tabelle 2: Anforderungsliste

Anforderungsliste für Rad-Schiene-Prüfstand		Blatt 1	Seite 1
F/W	Anforderungen		
	1. Geometrie:		
W	Kompakte Abmessungen des gesamten Prüfstandes		
F	Schienendurchmesser:	< 2000 mm	
F	Prüfraddurchmesser:	100 mm bis 630 mm	
	2. Kinematik:		
F	Bewegungsart:	Radantrieb: rotatorisch	
F		Kraftaufbringung: translatorisch	
F	Umfangsgeschwindigkeit:	> 2.5 m/s	
	Beschleunigung:	< 0.1 m/s <sup>2</sup>	
F	Winkel zwischen Rad und Schiene:	0° bis 0.1°	
F	Genaueres Einstellen dieses Winkels erforderlich		
W	Kontaktbedingung:	trocken/nass/geschmiert	
	3. Kräfte und Momente:		
F	Normalkraft:	0 kN bis 165 kN	
F	Querkraft:	0 kN bis 10 % von Normalkraft = 16.5 kN	
F	Maximales Antriebsmoment:	10 kNm	
F	Verformungen der gesamten Konstruktion sind gering zu halten		
	4. Energie:		
	Elektrischer Antrieb:	Antreiben der Schiene: Motor < 35 kW	
		Bremsen des Rades: Motor < 30 kW	
	Hydraulischer Antrieb:	Aufbringen der Normal- und Querkraft, Nenndruck 160 bar	
F	Dauerbetrieb, daher soll der Gesamtwirkungsgrad hoch sein		
F	Fremdkühlung der Motoren sicherstellen (bei niedrigen Drehzahlen nötig)		
	5. Stoff:		
F	Beständigkeit gegen Wasser:	Schiene und Rad	
F	Temperaturbereich:	10° C bis 35° C (Raumtemperatur)	

Anforderungsliste für Rad-Schiene-Prüfstand		Blatt 1	Seite 2
F/W	Anforderungen		
	6. Signal:		
F	Fortlaufende Speicherung/Auswertung aller folgenden zu messenden Größen:		
F	Drehmoment am Antriebsrad		
F	Drehzahl Antriebsrad		
F	Drehzahl Kranrad		
F	Normalkraft		
F	Querkraft		
F	Pressung zwischen Rad und Schiene		
W	Automatische Messung vom Weg aufgrund Abnutzung		
	7. Sicherheit:		
F	Arbeitssicherheit: Schutz des Bedienpersonals ist sicherzustellen		
F	Betriebssicherheit: zuverlässige Funktion im Dauerbetrieb		
	8. Ergonomie:		
W	Zwei-Mann-Bedienung		
W	einfacher und schneller Wechsel der Räder		
W	einfacher und schneller Wechsel der Kräfte		
	9. Fertigung:		
W	Möglichst viel sollte selbst angefertigt werden können		
	10. Montage:		
F	Solides Beton-Fundament vorhanden		
F	Zusammenbau direkt am Einsatzort		
	11. Gebrauch:		
F	Einsatzort: in einer Halle		
F	Muss für Dauerbetrieb geeignet sein		
	12. Instandhaltung:		
W	Wartung maximal 2 mal pro Jahr		
	13. Kosten:		
F	< 100.000 €		

# 3 Konzipieren

## 3.1 Arbeitsschritte beim Konzipieren

Nach dem Fertigstellen der Anforderungsliste kann mit dem Konzipieren begonnen werden. Das Ergebnis des Konzipierens ist die prinzipielle Festlegung einer Lösung (G. PAHL, 2007, S. 231). In der nachfolgenden Abbildung sind die einzelnen Arbeitsschritte beim Konzipieren dargestellt - es wird in den nächsten Kapiteln weitgehend nach dieser Graphik vorgegangen.

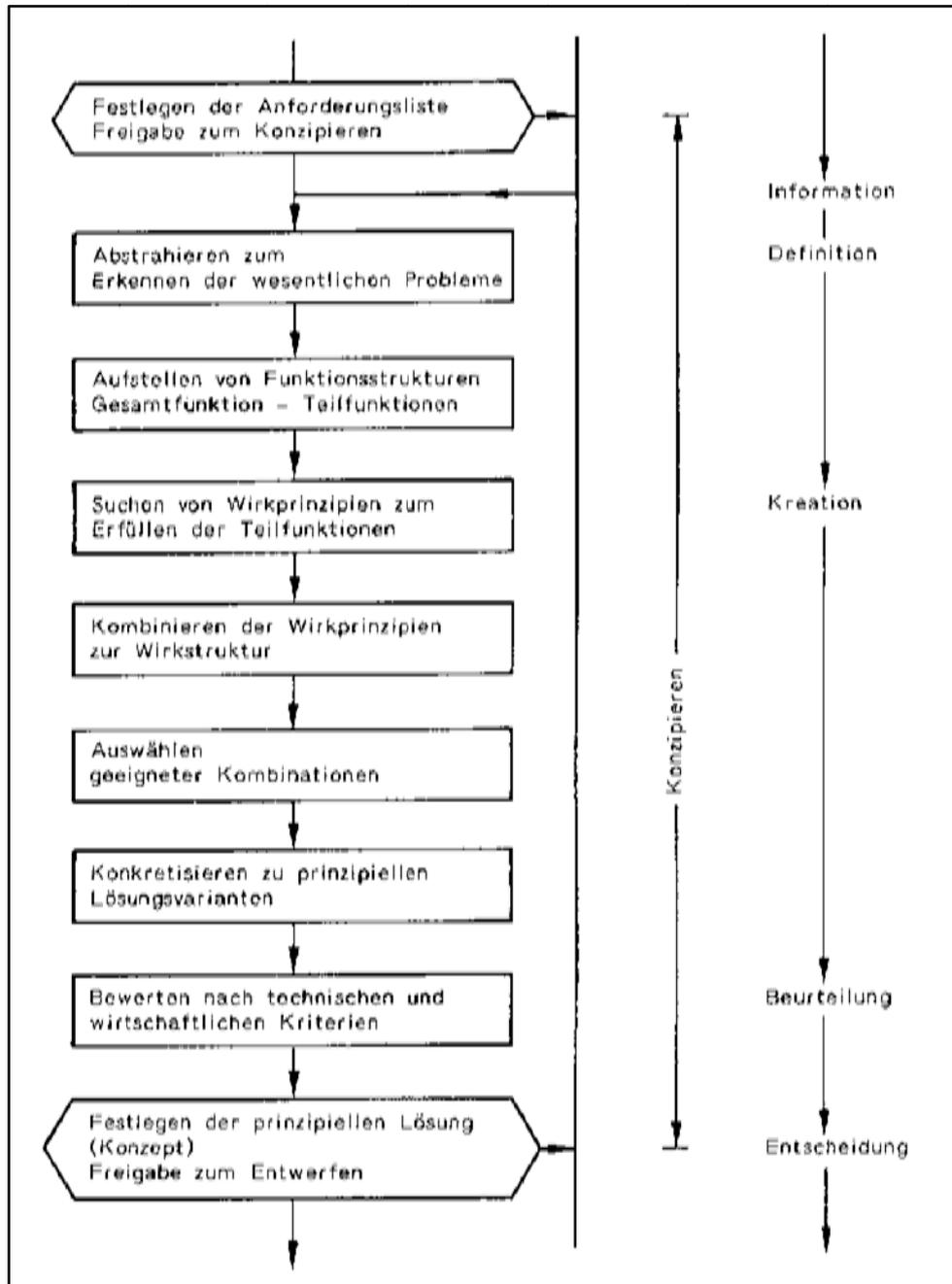


Abbildung 6: Arbeitsschritte beim Konzipieren (G. PAHL, 2007, S. 232)

### **3.2 Abstrahieren zum Erkennen der wesentlichen Probleme**

Laut Abbildung 6 ist der erste Arbeitsschritt beim Konzipieren das Abstrahieren zum Erkennen der wesentlichen Probleme. Beim Konzipieren darf man sich keineswegs mit schon bekannten Lösungen zufrieden geben, da jedes Konzept irgendwann einmal technologisch überholt sein wird. Man sollte daher immer schauen, ob sich nicht auch neuere, bessere Lösungsmöglichkeiten anbieten. Beim Abstrahieren wird alles Zufällige und Individuelle weggelassen, damit nur das Wesentliche übrig bleibt. Das Ergebnis dieser Verallgemeinerung zeigt den Wesenskern der Aufgabe. (G. PAHL, 2007, S. 233)

Das Abstrahieren erfolgt meist in mehreren Schritten, wobei sich dieser Vorgang mit Hilfe der Anforderungsliste ziemlich einfach bewerkstelligen lässt. Auf die Aufzählung der einzelnen Schritte wird hier jedoch verzichtet, die abstrahierte, lösungsneutrale Formulierung lautet:

*Flächenpressung, Laufreibung, Schlupf und Verschleiß des Rad-Schiene Systems  
bei unterschiedlichen Belastungen messen, anzeigen und speichern.*

### **3.3 Aufstellen der Funktionsstruktur: Gesamt- und Teilfunktionen**

Sobald eine abstrahierte Lösung ermittelt worden ist, kann auch die Gesamtfunktion angeführt werden. Die Gesamtfunktion für die vorliegende Aufgabenstellung heißt:

*Flächenpressung, Reibung, Schlupf und Verschleiß messen, anzeigen und speichern.*

Nun muss die Gesamtfunktion in einzelne Teilfunktionen zerlegt werden. In der folgenden Abbildung ist die sogenannte Funktionsstruktur des geplanten Prüfstandes mit den notwendigen Teilfunktionen zu sehen. Durchgezogene Pfeile stellen dabei den Energiefluss, strichlierte Pfeile den Signalfluss dar. Die strichliert umrahmten Funktionen sind Hilfsfunktionen, die nur eine untergeordnete Rolle spielen. Diese Blockdarstellung zeigt zudem anschaulich den Zusammenhang zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen.

Die Teilfunktion „Flächenpressung ermitteln“ ist nicht eingezeichnet, da diese Messung nur im Stillstand durchgeführt werden kann und daher nicht in diese Abbildung passt. Außerdem können Schräglaufkräfte ermittelt werden, indem die auftretende Querkraft gemessen wird.

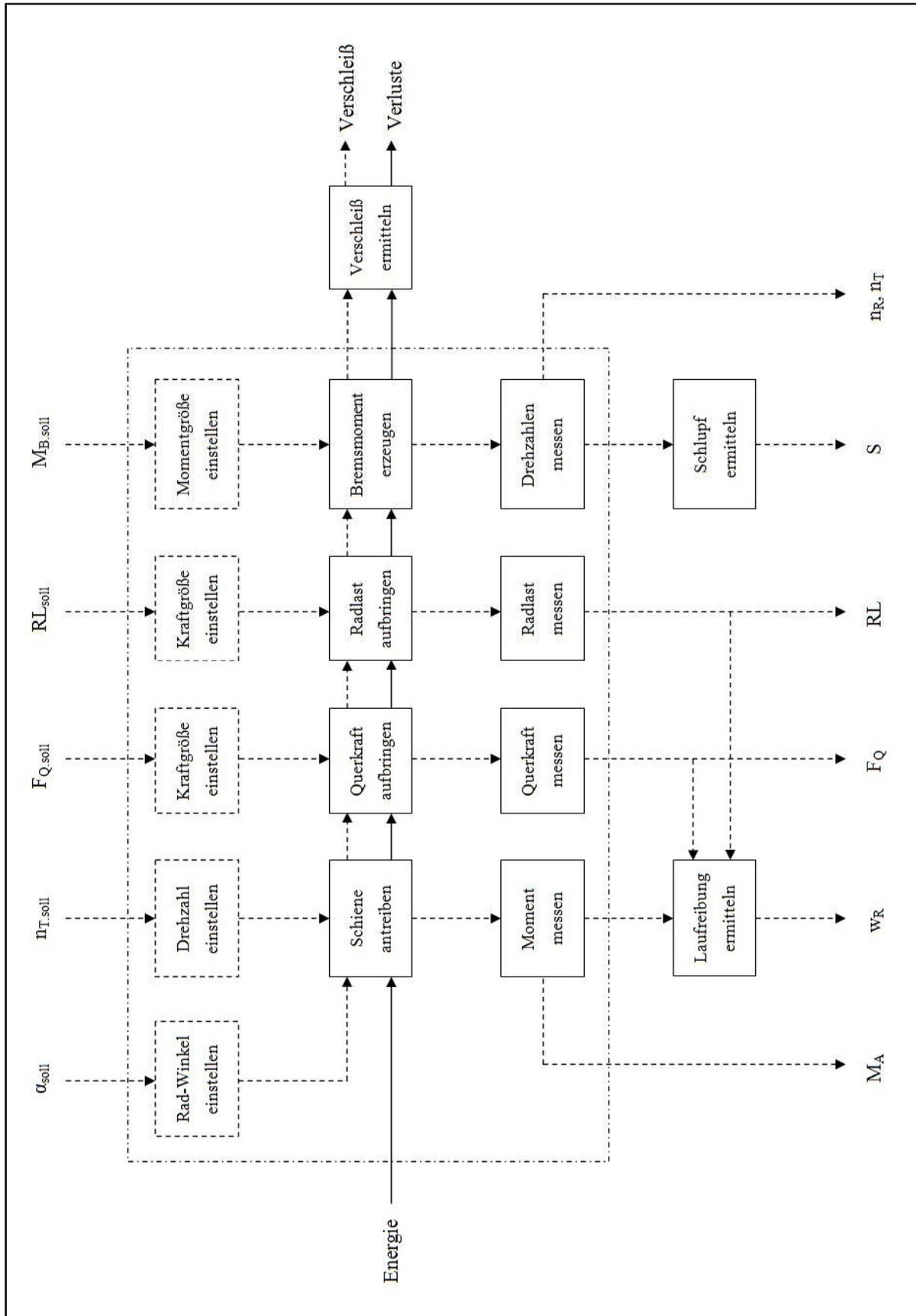


Abbildung 7: Funktionsstruktur für den zu konstruierenden Rad-Schiene Prüfstand

### Eingangsgrößen (Soll- Größen):

- $\alpha_{\text{soll}}$ : Winkel zwischen Rad und Schiene
- $n_{\text{T.soll}}$ : Drehzahl des Antriebsrades
- $F_{\text{Q.soll}}$ : aufgebrachte Querkraft
- $RL_{\text{soll}}$ : aufgebrachte Radlast
- $M_{\text{B.soll}}$ : wirkendes Drehmoment

### Ausgangsgrößen (Ist- Größen):

- $M_{\text{A}}$ : gemessenes Drehmoment
- $w_{\text{R}}$ : ermittelte Laufreibung
- $F_{\text{Q}}$ : gemessene Querkraft
- $RL$ : gemessene Radlast
- $S$ : berechneter Schlupf zwischen Antriebsrad und Kranrad
- $n_{\text{R}}$ : gemessene Drehzahl des Kranrades
- $n_{\text{T}}$ : gemessene Drehzahl des Antriebsrades
- Verschleiß

### Teilfunktionen:

- Schiene antreiben
- Querkraft aufbringen
- Radlast aufbringen
- Bremsmoment erzeugen
- Drehmoment messen
- Querkraft messen
- Radlast (= Normalkraft) messen
- Drehzahlen messen
- Laufreibung ermitteln
- Schlupf ermitteln
- Verschleiß ermitteln

### 3.4 Suchen von Wirkprinzipien - Morphologischer Kasten

Für die einzelnen Teilfunktionen sind nun passende Wirkprinzipien zu finden. Als Wirkprinzipien bezeichnet man Lösungsvarianten, die die Teilfunktionen erfüllen. „In der Regel sucht man nach Wirkprinzipien, die das physikalische Geschehen mit den dazu notwendigen geometrischen und stofflichen Merkmalen beinhalten und kombiniert sie bei Vorliegen mehrerer Teilfunktionen zu einer Wirkstruktur“ (G. PAHL, 2007, S. 255).

Tabelle 3 zeigt einen sogenannten Morphologischen Kasten. In der ersten Spalte werden die Teilfunktionen, daneben die dazugehörigen Wirkprinzipien aufgelistet. Für das Antreiben sind zwei Teilfunktionen denkbar: Schiene antreiben oder Kranrad antreiben.

**Tabelle 3: Morphologischer Kasten**

Nr.		Teilfunktionen	Wirkprinzipien			
			1	2	3	4
A		LaufRad-Winkel einstellen	Schrauben			
B		Rad führen	translatorisch	rotatorisch		
C		Querkraft aufnehmen	Rad mit Rippen	Stützrolle	Horizon. Schiene	
D	Antreiben	Schiene	translatorisch	rotatorisch		
E		Kranrad	rotatorisch			
F		Bremsmoment erzeugen	elektrisch	mechanisch		
G		Radkraft aufbringen	Spindel	hydraulisch	Feder	Gewicht
H		Querkraft aufbringen	Spindel	hydraulisch	Feder	Gewicht
I		Radkraft messen	DMS	Kraftaufnehmer		
J		Querkraft messen	DMS	Kraftaufnehmer		
K		Flächenpressung ermitteln	Druckmessfolie			
L		Laufreibung ermitteln	DM-Messflansch	Drehzahl/Zeit	Kraftmessdose	
M		Schlupf ermitteln	Drehzahlen bestimmen			
N		Verschleiß ermitteln	Händisch	Wegmessung		
O		Hydraul. Druck aufbauen	Handpumpe	Elektr. Pumpe		

### 3.5 Kombinieren der Wirkprinzipien zur Wirkstruktur

Laut Morphologischem Kasten gibt es fünfzehn Teilfunktionen. Die dazu passenden Wirkprinzipien müssen nun zu verschiedenen möglichen Wirkstrukturen kombiniert werden. Es würden sich für die aufzustellende Wirkstruktur sehr viele Varianten ergeben, da fast alle Teilfunktionen beliebig miteinander kombinierbar sind. Aufgrund dieser Tatsache wird eine sogenannte Auswahlliste erstellt, die in Tabelle 4 zu sehen ist. Damit können die möglichen Lösungsvarianten, die in der ersten Spalte aufgelistet und mit LV abgekürzt sind, erheblich reduziert werden. Mit den Großbuchstaben werden die einzelnen Teilfunktionen bezeichnet, die dahinter stehende Ziffer gibt mögliche Wirkprinzipien an. Das heißt, jedem Wirkprinzip entspricht eine eigene Zeile. Für die unterschiedlichen Lösungsvarianten sind folgende vier Auswahlkriterien zu beachten:

- Ist die Verträglichkeit mit der Aufgabenstellung gegeben?
- Sind die Forderungen der Anforderungsliste erfüllt?
- Ist diese Variante grundsätzlich technisch und wirtschaftlich realisierbar?
- Ist der bei der Umsetzung entstehende Aufwand vertretbar?

Die obigen Fragen können in den vier Spalten, die mit A bis D bezeichnet sind, wie folgt beantwortet werden:

- Ein „+“ bedeutet ein Ja.
- Ein „-“ bedeutet ein Nein.
- Mit einem „?“ werden Fragen beantwortet, bei denen noch zu wenig Informationen vorliegen, um eine eindeutige Antwort geben zu können.
- Bei der Beantwortung mit einem „!“ sollte die Anforderungsliste nochmals überprüft werden, ob die dort gestellte Forderung nicht geändert werden kann.
- Bei einem leeren Feld trifft keines der vier Kriterien zu, es handelt sich hier also um eine neutrale Antwort.

Die nächste Spalte „Bemerkungen“ dient allfälligen Hinweisen bzw. Begründungen, warum die jeweilige Lösung für die Teilfunktion geeignet ist oder nicht. In der letzten Spalte werden schließlich alle Lösungsvarianten gekennzeichnet. Es wären prinzipiell wieder die vier obigen Kriterien möglich, allerdings kann in der Endfassung hier nur ein „+“ oder ein „-“ stehen. Es werden nur jene Lösungsvarianten weiterverfolgt, die mit einem „+“ gekennzeichnet sind.

Tabelle 4: Auswahlliste zum Morphologischen Kasten, nach (G. PAHL, 2007, S. 262)

TU Wien Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik		Auswahlliste für Rad-Schiene Prüfstand					Blatt: 1	Seite: 1
Lösungsvarianten (LV) nach <u>Auswahlkriterien</u> beurteilen: (+) ja (-) nein (?) Informationsmangel (I) Anforderungsliste überprüfen Mit Aufgabenstellung verträglich Forderungen der Anforderungsliste erfüllt Grundsätzlich realisierbar Aufwand zulässig							Entscheiden Lösungsvarianten (LV) kennzeichnen: (+) Lösung weiterverfolgen (-) Lösung ausscheiden (?) Information beschaffen, Lösung erneut beurteilen (I) Anforderungsliste auf Änderung prüfen	
LV	A	B	C	D	E	F	Bemerkungen (Hinweise, Begründungen)	
B1	+	+					Einzige Alternative	+
B2	+	-		+			Bei kleineren Rädern symmetrische Belastung nicht gegeben	-
C1	+	+	+				Beanspruchung von Welle und Antriebsrad sehr hoch	+
C2	+	+	+				Aufwändigere Konstruktion, Messung der Laufreibung verfälscht	+
C3	-	+	+				Entspricht der Wirklichkeit, nicht mit Aufgabe verträglich	-
D1	-	+	+				Entspricht der Wirklichkeit, nicht mit Aufgabe verträglich	-
D2	+	+	+	+			Einfach zu realisieren, entspricht allerdings nicht der Wirklichkeit	+
E1	+	+	+				Auch denkbar: statt Schiene Kranrad antreiben, Aufwand höher	+
F1	+	+	+	+			Energiesparend, kaum Verschleiß	+
F2	+	-	+				Energieverluste/Verschleiß bei Dauerbetrieb zu hoch	-
G1	+	+	-				Notwendige hohe Belastung nur schwer realisierbar	-
G2	+	+	+				Etwas hoher Aufwand, komfortable Bedienung	+
G3	+	+		-			Notwendige hohe Belastung nur schwer realisierbar	-
G4	+	-	+	+			Notwendige hohe Belastung nur schwer realisierbar	-
H1	+	+	+	-			Andere Lösungen einfacher umsetzbar	-
H2	+	+	+				Etwas hoher Aufwand, komfortable Bedienung	+
H3	+	+	+	+			Leicht umsetzbar	+
H4	+	+	?	-			Zu komplizierte Lösung	-
I1	+	+		-			Zu hoher Aufwand	-
I2	+	+	+	+			Einfache Montage	+
J1	+	+		-			Zu hoher Aufwand	-

TU Wien Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik						Auswahlliste für Rad-Schiene Prüfstand		Blatt: 1      Seite: 2	
LV	A	B	C	D	E	F	Bemerkungen (Hinweise, Begründungen)	LV	
J2	+	+	+	+			Einfache Montage	+	
L1	+	+	+	+			Einzigste Alternative, am einfachsten zu realisieren	+	
L2	+	-	+				Methode zu ungenau	-	
L3	+	+	+	-			Methode zu ungenau, Aufwand zu hoch	-	
N1	+	-					Methode zu ungenau	-	
N2	+	+					Einzigste Alternative	+	
O1	+	+	+	+			Einfach, kann erst nach Ausführung beurteilt werden, ob möglich	+	
O2	+	+					Kann erst nach Ausführung beurteilt werden, ob benötigt wird	+	

Wie man sieht, scheiden einige Lösungsvarianten aus. Daher kann in Tabelle 5, die verschiedene Kombinationswege für prinzipiell mögliche Wirkstrukturen zeigt, die 4. Spalte für die Wirkprinzipien entfallen. Dieses Kombinationsschema ist mit dem Morphologischen Kasten fast identisch, nur sind zusätzlich die fünf Wirkstrukturen eingezeichnet:

- Variante 1: blau
- Variante 2: rot
- Variante 3: grün
- Variante 4: violett
- Variante 5: schwarz

Die Teilfunktion „Querkraft aufbringen“ kann dabei noch zusätzlich variiert werden, sodass sich in Summe zehn Wirkstrukturen ergeben. Diese als B-Varianten bezeichneten Variationen werden mit strichlierten Pfeilen dargestellt. Obwohl Variante 5 laut voriger Tabelle auszuschließen ist, wird sie zur Ergänzung dennoch angeführt, da sie bei einer leicht veränderten Aufgabenstellung durchaus interessant wäre.

Der Aufbau des hydraulischen Druckes mit Hilfe einer Handpumpe ist eine technisch sehr einfache und daher kostengünstig zu realisierende Lösung. Es ist momentan jedoch noch nicht vorhersehbar, ob damit alle Anforderungen erfüllt werden können. Sollte der Druck in der Hydraulikleitung zu schnell abfallen, werden stattdessen eine elektrische Pumpe und ein Regelkreis benötigt (Lösungsvariante O2).

**Tabelle 5: Kombinationsschema für mögliche Wirkstrukturen**

		Wirkprinzipien						
		1					2	3
Nr.	Teilfunktionen	Wirkstrukturen						
		1	2	3	4	5		
A	Laufrad-Winkel einstellen	↓	↓	↓	↓	↓		
B	Rad führen	↓	↓	↓	↓	↓		
C	Querkraft aufnehmen	↓	↓	↓	↓	↓		
D	Antreiben	Schiene	↓	↓	↓	↓		
E			Kranrad	↓	↓	↓	↓	
F	Bremsmoment erzeugen	↓	↓	↓	↓	↓		
G	Radkraft aufbringen	↓	↓	↓	↓	↓		
H	Querkraft aufbringen	↓	↓	↓	↓	↓		
I	Radkraft messen	↓	↓	↓	↓	↓		
J	Querkraft messen	↓	↓	↓	↓	↓		
K	Flächenpressung ermitteln	↓	↓	↓	↓	↓		
L	Laufreibung ermitteln	↓	↓	↓	↓	↓		
M	Schlupf ermitteln	↓	↓	↓	↓	↓		
N	Verschleiß ermitteln	↓	↓	↓	↓	↓		
O	Hydraul. Druck aufbauen	↓	↓	↓	↓	↓		

Die zehn möglichen Wirkstrukturen lauten also:

Variante 1A: A1-B1-C1-D2-F1-G2-H2-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 1B: A1-B1-C1-D2-F1-G2-H3-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 2A: A1-B1-C2-D2-F1-G2-H2-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 2B: A1-B1-C2-D2-F1-G2-H3-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 3A: A1-B1-C2-E1-F1-G2-H2-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 3B: A1-B1-C2-E1-F1-G2-H3-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 4A: A1-B1-C1-E1-F1-G2-H2-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 4B: A1-B1-C1-E1-F1-G2-H3-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 5A: A1-B1-C3-D1-F1-G2-H2-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

Variante 5B: A1-B1-C3-D1-F1-G2-H3-I2-J2-K1-L1-M1-N2-O1

### 3.6 Auswahl geeigneter Kombinationen

Damit sich das anschließende Konkretisieren zu prinzipiellen Lösungsvarianten nicht zu komplex gestaltet, werden Varianten, die nicht so geeignet erscheinen, schon jetzt ausgeschieden (G. PAHL, 2007, S. 295). Variante 5A und 5B fallen - wie schon vorhin erwähnt - durch die Aufgabenstellung weg, da ein Außentrommelprüfstand vorgeschrieben wird.

Die Varianten 1 und 2 bzw. 3 und 4 unterscheiden sich unter anderem in der Teilfunktion „Schiene oder Kranrad antreiben“, eine der beiden Lösungen ist nun zu streichen. Wegen den Verlusten im Antriebstrang ist der Antriebsmotor stets größer und damit schwerer als der Bremsmotor. Der entsprechende Motor kann jedoch nicht fix mit dem Kranrad verbunden werden, da dieses Rad zumindest ab und zu ausgetauscht werden muss, außerdem sind gewisse Relativbewegungen des Kranrades und des Motors gegenüber der Schiene für die Funktion des Prüfstandes unumgänglich. Beim Umsetzen der Variante „Schiene antreiben“ ist der größere Antriebsmotor fix befestigt, der Motor für die Erzeugung des Bremsmomentes wird auf der Welle des Kranrades montiert. Dabei ergeben sich folgende Vorteile:

- Das große Rad muss zwecks Kalibrierung für die Laufreibungsmessung sowieso angetrieben werden, ein Bremsmotor ist aber in einer ersten Ausbaustufe nicht unbedingt erforderlich.
- Der Bremsmotor ist leichter und kleiner als der Antriebsmotor, daher lässt er sich einfacher ein- und ausbauen, zudem wird weniger Platz benötigt.
- Zwischen Antriebsmotor und Antriebsrad ist für die Messung der Laufreibung ein Drehmoment-Messflansch vorzusehen. Wenn der Antriebsmotor fix befestigt wird, ergibt sich damit eine konstruktiv einfachere Lösung.

Ein Antrieb des Kranrades hat nur den einen Vorteil, dass diese Lösung der Wirklichkeit entsprechen würde. Es spielt jedoch kaum eine Rolle, welches der beiden Räder angetrieben wird. Die Varianten 3 und 4 werden daher aus den oben angeführten Gründen nicht weiter verfolgt, somit bleiben von den ursprünglich zehn Wirkstrukturen nur mehr folgende vier Varianten übrig: Variante 1A bzw. 1B und Variante 2A bzw. 2B.



### Allgemeine Bezeichnungen:

L1: Lager1 (Loslager)  
L2: Lager2 (Festlager)  
AR: Antriebsrad (gelb)  
PR: Prüfrad (hellgrau)

### Wellen (grün):

AWM: Antriebswelle, motorseitig  
AWR: Antriebswelle, radseitig  
BWM: Bremswelle, motorseitig  
BWR: Bremswelle, radseitig

### Aufbringbare Kräfte und Momente, einstellbarer Winkel (schwarz):

RL: Radlast  
F<sub>Q</sub>: Querkraft  
MA: Antriebsdrehmoment  
MB: Bremsmoment  
PRW: Einstellbarer Winkel des Prüfrades

### Motore (dunkelbraun):

AM: Antriebsmotor  
BM: Bremsmotor

### Getriebe (hellbraun):

AG: Getriebe für den Antriebsmotor  
BG: Getriebe für den Bremsmotor

### Sensoren (rot):

DMF: Drehmoment-Messflansch zum Messen des Antriebsdrehmomentes  
KA1: Kraftaufnehmer zur Messung der aufgebrauchten Querkraft  
KA2: Kraftaufnehmer zur Messung der aufgebrauchten Radlast  
DM1: Drehzahlmesser zum Feststellen der Antriebsraddrehzahl  
DM2: Drehzahlmesser zum Feststellen der Prüfraddrehzahl

### Beschreibung von Abbildung 8:

Der Prüfstand besteht aus dem Antriebsmotor und einem dazugehörenden Getriebe, da sich das Antriebsrad nur relativ langsam drehen soll. Das Antriebsrad ist auf einer Antriebswelle, die sich auf zwei Lagern abstützt, fix montiert. Das Lager, das sich näher beim Motor befindet, wird dabei als Festlager, das gegenüberliegende als Loslager ausgeführt. Auf das Antriebsrad drückt das Prüfrad mit einer als Radlast bezeichneten Kraft, zusätzlich kann auch eine Querkraft aufgebracht werden, die in Folge auf den Spurkranz des Kranrades wirkt. Auf der Welle dieses Kranrades ist ein Getriebe mit einem Motor befestigt, der das notwendige Bremsmoment erzeugt. Alle Kräfte, das Antriebsmoment, die Drehzahl des Antriebsmotors und der Winkel zwischen Prüfrad und Antriebsrad können in einem gewissen Bereich beliebig variiert werden.

Für die Messung der in der Aufgabenstellung vorgegebenen Größen werden einige Sensoren benötigt. Zwischen dem Getriebe und dem Antriebsrad befindet sich ein Drehmoment-Messflansch, er dient hauptsächlich dem Ermitteln der Laufreibung. Damit man die tatsächlich aufbrachten Kräfte der Größe nach kennt, werden zwei Kraftaufnehmer eingebaut. Für die Berechnung des Schlupfes werden die Drehzahlen der beiden Räder benötigt, deshalb ist auf den zwei Wellen eine Vorrichtung für die Drehzahlbestimmung angebracht.

Wenn die Querkraft ohne Stützrolle aufgenommen werden soll - Variante „Rad mit Rippen“ - ergeben sich folgende notwendige konstruktive Maßnahmen:

- Antriebsrad muss durch seitliche Rippen verstärkt werden.
- Wesentlich massivere Ausführung der Antriebswelle, da durch die Querkraft eine zusätzliche Biegung auftritt.
- Zusätzliche Belastung der beiden Flanschlager, zudem wirkt auch eine Axialkraft, daher werden größere Lager benötigt.

Ob nun eine Stützrolle eingebaut wird oder nicht, entscheidet sich im nächsten Kapitel: In diesem Abschnitt werden die möglichen Varianten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien bewertet.

### 3.8 Bewerten nach technischen und wirtschaftlichen Kriterien - Festlegung der prinzipiellen Lösung (Konzept)

Die vier übriggebliebenen Varianten der Wirkstrukturen verlaufen meist ident, sie unterscheiden sich nur in den vorhin angeführten Teilfunktionen. Aus diesem Grund werden nicht die gesamten Varianten bewertet, sondern nur die Unterschiede in den einzelnen Wirkprinzipien. Es ist dabei eine Bewertung sowohl nach technischen, als auch nach wirtschaftlichen Kriterien vorzunehmen, wobei 0 bis maximal 4 Punkte vergeben werden können. Die Vergabe der Punkte stellt sich dabei teilweise als recht kompliziert dar, weil schwer einzuschätzen ist, welche Gewichtung den einzelnen Kriterien beizumessen ist (G. PAHL, 2007, S. 271).

Folgende Forderungen der Anforderungsliste, die noch nicht beachtet wurden, da bisher hauptsächlich die Erfüllung der technischen Funktion sicherzustellen war, werden nun berücksichtigt: Ergonomie, Sicherheit, Fertigung, Instandhaltung und Kosten (G. PAHL, 2007, S. 265f).

In Tabelle 6 ist die technische Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufnehmen“ zu sehen, es werden die beiden Varianten „Rad mit Rippen“ und „Stützrolle“ verglichen.

**Tabelle 6: Technische Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufnehmen“ nach (G. PAHL, 2007, S. 272)**

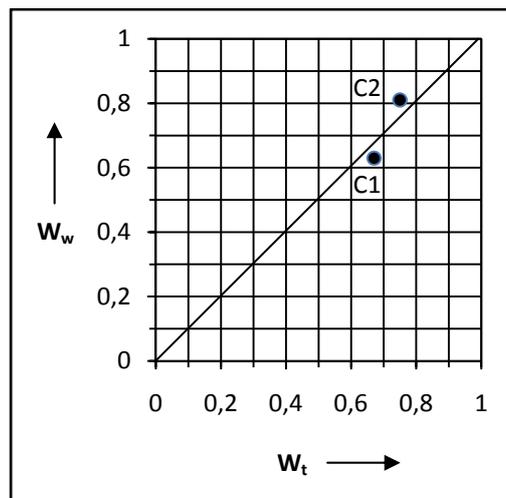
<i>Technisches Kriterium</i>	<i>Variante</i>	<i>Rad mit Rippen (C1)</i>	<i>Stützrolle (C2)</i>
Einfache Bedienung		3	2
Betriebssicherheit		3	3
Einfacher Aufbau		2	4
<i>Summe</i>		8	9
<i>Summe/maximal mögliche Gesamtpunkte (12)</i>		0.67	0.75

Die folgende Tabelle zeigt die Bewertung derselben Teilfunktion nach wirtschaftlichen Kriterien.

**Tabelle 7: Wirtschaftliche Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufnehmen“ nach (G. PAHL, 2007, S. 272)**

<i>Variante</i>	<i>Rad mit Rippen (C1)</i>	<i>Stützrolle (C2)</i>
<i>wirtschaftliches Kriterium</i>		
Geringe Materialkosten	2	3
Geringe Fertigungskosten	2	3
Möglichst Fertigung in eigener Werkstatt	3	4
Geringe Instandhaltungskosten	3	3
<i>Summe</i>	10	13
<i>Summe/maximal mögliche Gesamtpunkte (16)</i>	0.63	0.81

Abbildung 9 zeigt den Vergleich der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten für die Teilfunktion „Querkraft aufnehmen“.  $W_t$  bezeichnet dabei die technische und  $W_w$  die wirtschaftliche Wertigkeit.



**Abbildung 9: Vergleich der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten für die Teilfunktion C**

In beiden Fällen schneidet das Wirkprinzip „Stützrolle“ (C2) besser ab, daher ist entweder Variante 2A oder Variante 2B umzusetzen.

Nun erfolgt die Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufbringen“, zunächst wieder nach technischen Kriterien, siehe Tabelle 8.

**Tabelle 8: Technische Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufbringen“ nach (G. PAHL, 2007, S. 272)**

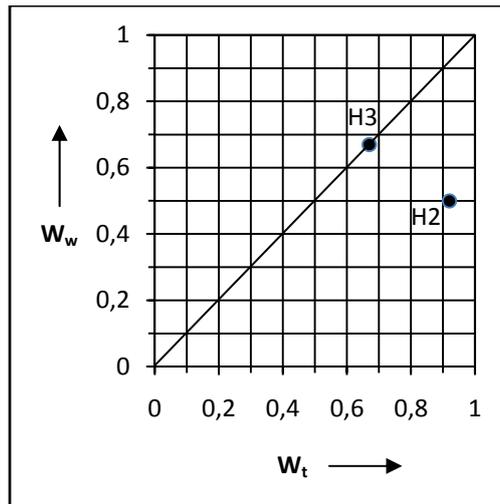
<i>Technisches Kriterium</i> \ <i>Variante</i>	<i>Hydraulisch (H2)</i>	<i>Feder (H3)</i>
Einfache Bedienung	4	2
Betriebssicherheit	3	4
Einfacher Aufbau	4	2
<i>Summe</i>	11	8
<i>Summe/maximal mögliche Gesamtpunkte (12)</i>	0.92	0.67

In Tabelle 9 wird die wirtschaftliche Bewertung derselben Teilfunktion vorgenommen.

**Tabelle 9: Wirtschaftliche Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufbringen“ nach (G. PAHL, 2007, S. 272)**

<i>wirtschaftliches Kriterium</i> \ <i>Variante</i>	<i>Hydraulisch (H2)</i>	<i>Feder (H3)</i>
Geringe Materialkosten	2	3
Möglichst Fertigung in eigener Werkstatt	1	1
Geringe Instandhaltungskosten	3	4
<i>Summe</i>	6	8
<i>Summe/maximal mögliche Gesamtpunkte (12)</i>	0.50	0.67

In der folgenden Abbildung sieht man den Vergleich der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten für die Teilfunktion „Querkraft aufbringen“.



**Abbildung 10: Vergleich der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten für die Teilfunktion H**

Technisch überzeugt klar die hydraulische Lösung - vor allem wegen des einfachen Aufbaus und der guten Bedienbarkeit - wirtschaftlicher ist jedoch die Alternativausführung mit der Feder. Für eine Gesamtbeurteilung werden daher die jeweiligen Werte in den letzten Zeilen addiert und durch zwei geteilt: Für die hydraulische Variante erhält man 0.71, für die Federlösung 0.67 als Ergebnis. Die verbliebene Variante 2A setzt sich damit endgültig durch, die prinzipielle Lösung ist also festgelegt und es erfolgt die Freigabe zum Entwerfen.

Anmerkung zur vorliegenden Lösungsvariante: Man muss bedenken, dass es sich bei diesem Prüfstand - im Gegensatz zur Realität - um eine Berührung zwischen zwei Rädern handelt. Dieser Effekt muss bei allen Messungen berücksichtigt werden, daher wird im Kraftfahrzeugbau bei solchen Prüfständen eine Korrekturgleichung verwendet (B. HEISSING, 2007, S. 375).

# 4 Entwerfen

## 4.1 Einleitung

Da nun eine prinzipielle Lösung festgelegt wurde, kann mit dem Entwerfen des Rad-Schiene-Prüfstandes begonnen werden:

Es wird anhand der vorhin gefundenen prinzipiellen Lösung die eindeutige Baustruktur erstellt, wobei sowohl technische als auch wirtschaftliche Kriterien zu berücksichtigen sind. Als Ergebnis erhält man die gestalterische Festlegung der Lösung, wobei sich das Entwerfen meist ziemlich aufwändig gestaltet (G. PAHL, 2007, S. 305f):

- Viele Tätigkeiten sind zur selben Zeit durchzuführen.
- Einige Arbeitsschritte müssen im Zuge von Iterationen öfter wiederholt werden.
- Änderungen oder Ergänzungen haben auf schon fertig ausgearbeitete Bereiche einen Einfluss.

Aus den vorhin angeführten Gründen können die in Abbildung 11 aufgelisteten Hauptarbeitsschritte beim Entwerfen nicht alle eins zu eins umgesetzt werden, die ersten drei Punkte sind davon jedoch ausgenommen.

### 4.1.1 Erkennen der gestaltungsbestimmenden Anforderungen

Die gestaltungsbestimmenden Anforderungen erhält man aus der Anforderungsliste, dazu zählen die folgenden Bedingungen:

- Umfangsgeschwindigkeit:  $v_T > 2.5 \text{ m/s}$
- Winkel zwischen Rad und Schiene:  $0^\circ \text{ bis } 0.5^\circ$
- Maximales Antriebsmoment:  $M_{A,max} = 10 \text{ kNm}$
- Radlast:  $RL = 165 \text{ kN}$
- Querkraft:  $FQ = 16.5 \text{ kN}$
- Nennleistung Antriebsmotor:  $P_N < 35 \text{ kW}$
- Nennleistung Bremsmotor:  $P_{N,B} < 30 \text{ kW}$
- Nenndruck für Hydraulikzylinder:  $160 \text{ bar}$
- Maximale Gesamtkosten:  $< 100.000\text{€}$

Obwohl es sich bei allen Angaben um Maximalwerte handelt, müssen sie auch auf Dauer ertragen werden können.

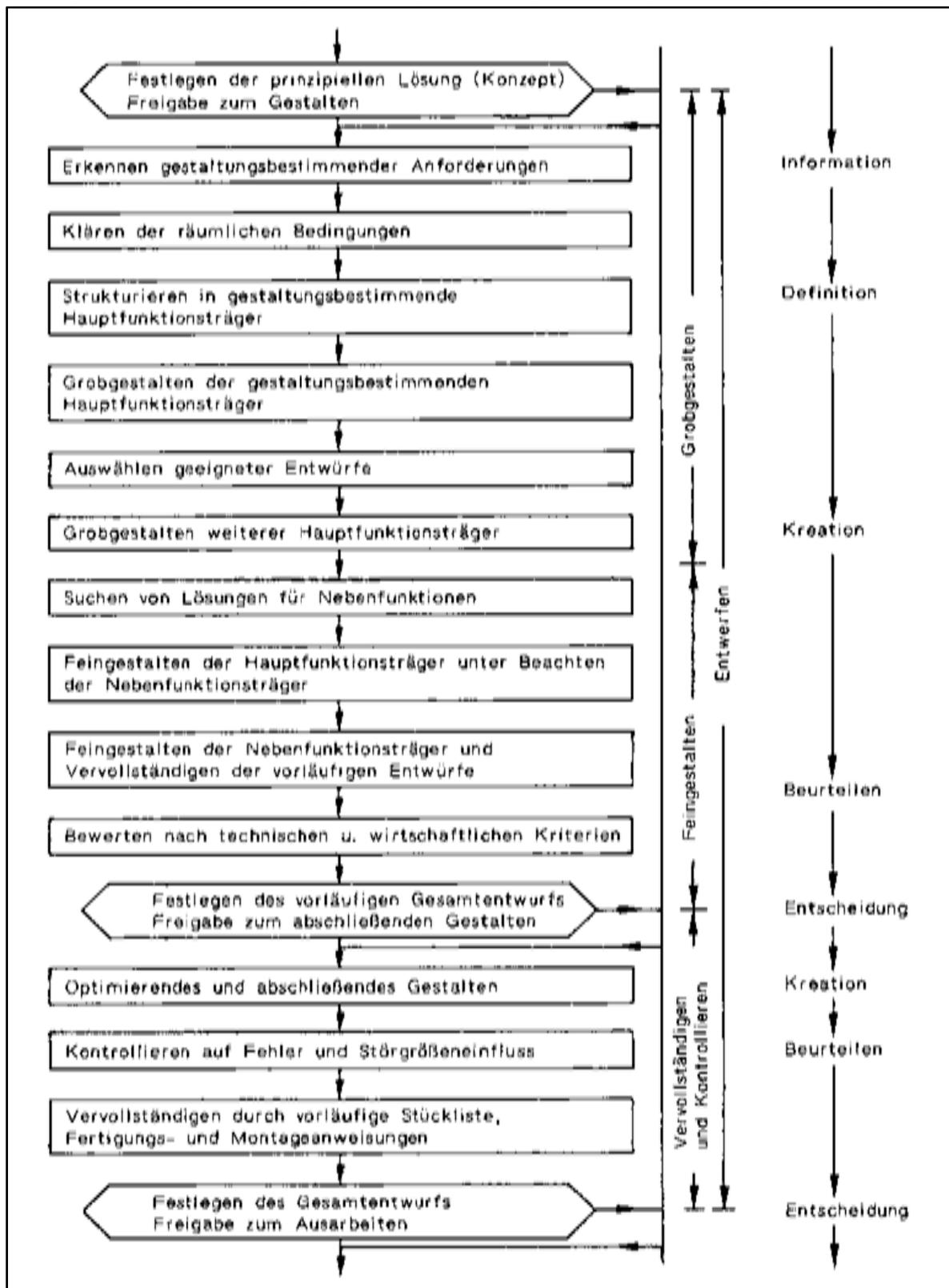


Abbildung 11: Hauptarbeitsschritte beim Entwerfen (G. PAHL, 2007, S. 307)

#### **4.1.2 Klären der räumlichen Bedingungen**

Diese Bedingungen werden Großteils schon in der Aufgabenstellung vorgegeben: Der Prüfstand soll als Außentrommelprüfstand verwirklicht werden und für Räder mit unterschiedlichen Raddurchmessern geeignet sein. In der Anforderungsliste werden zudem folgende Werte festgelegt:

Maximaler Durchmesser des Antriebsrades:	$D_T = 2000 \text{ mm}$
Prüfraddurchmesser:	100 mm bis 630 mm

#### **4.1.3 Strukturieren in gestaltungsbestimmende Hauptfunktionsträger**

Dazu zählen der Antriebs- und der Bremsmotor, die beiden dazugehörenden Getriebe, das Antriebsrad und die Normal- und Querkraftaufbringung.

#### **4.1.4 Weitere Hauptarbeitsschritte**

Die weiteren Arbeitsschritte wurden zwar weitgehend durchgeführt, die vorliegende Arbeit präsentiert aber nur die - nach oft mehrmals notwendigen Iterationen - gefundene Lösung der vorgegeben Aufgabenstellung und begründet, weshalb einzelne Bauteile so und nicht anders ausgeführt werden sollen. Öfters waren auch größere Änderungen notwendig, zumal das ursprüngliche Konzept einen relativ einfach gestalteten Prüfstand vorsah, der hauptsächlich der Messung des Laufwiderstandes von kleinen Prüfrädern dienen sollte.

Anfangs waren ein Raddurchmesser von maximal 315 mm und eine Radlast von nur 35 kN geplant. Diese Radlast stellte sich als zu gering heraus, daher wurde sie auf 65 kN erhöht. Zu diesem Zeitpunkt sollte die Kraftaufbringung noch durch Gewichte erfolgen. Da letztlich auch Räder mit einem Durchmesser von 630 mm geprüft werden sollten, wurde die Radlast auf 165 kN erhöht. Das bedingte eine Änderung auf eine hydraulische Kraftaufbringung, zudem wurde ein maximales Antriebsmoment, das zunächst 5 kNm betrug, von 10 kNm festgelegt. Auch der Antriebsmotor musste nun eine starke Nennleistung aufweisen.

## 4.2 Baugruppen

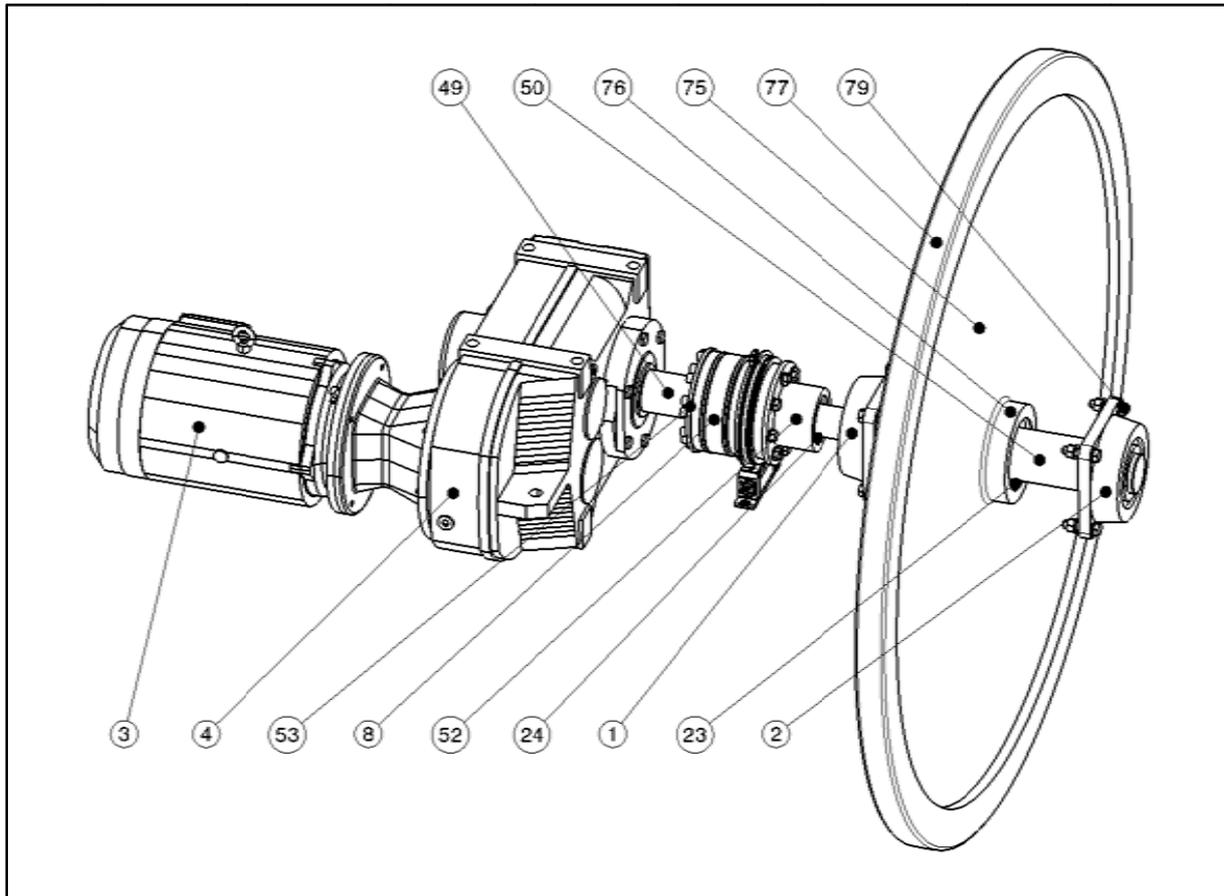
Der Rad-Schiene-Prüfstand setzt sich aus insgesamt fünf Baugruppen zusammen: Antriebsstrang, Querkraftaufbringung, Normalkraftaufbringung, Rahmenkonstruktion und benötigtes Zubehör. In den folgenden Kapiteln werden die einzelnen Baugruppen genau beschrieben und die dazugehörenden Teile berechnet.

Die vorkommenden Bezeichnungen der einzelnen Größen stimmen mit der detaillierten Berechnung im Anhang überein. Die Nummern in den Klammern im Text und in den Überschriften beziehen sich auf die Bauteilnummern in den Zeichnungen bzw. in der Stückliste. Die gesuchten Auflagerkräfte werden immer mit einem roten Pfeil, die bekannten mit einem schwarzen Pfeil dargestellt. Für die folgende Berechnung und in den Zeichnungen wird der Radblock DRS 500 von der Firma DEMAG verwendet. Dabei handelt es sich um ein Kranrad mit einem einseitigen Spurkranz, der Durchmesser beträgt 500 mm. Es können aber auch andere Radblöcke von DEMAG bzw. von jedem beliebigen Hersteller verwendet werden. Der Rad-Schiene-Prüfstand ist für alle Räder - mit Spurkranz oder mit einer Horizontalrollenführung - mit Durchmessern von 100 mm bis maximal 630 mm ausgelegt. Man muss jedoch bedenken, dass ein größeres Laufrad - unter anderem aufgrund der Verschiebung des Schwerpunktes des Radblocks - höhere Auflagerreaktionen und damit auch höhere Spannungen in den Bauteilen verursacht, zudem stellt die Berechnung nur eine Näherung dar. Daher sind immer ausreichend hohe Sicherheiten einzuplanen.

Im Normalfall werden die Ergebnisse gleich neben den entsprechenden Gleichungen angegeben, oft hängen die berechneten Auflagerkräfte aber davon ab, ob die Querkraft  $F_Q$  und die Kraft  $F_{A,max}$  wirken oder nicht.  $F_{A,max}$  bezeichnet dabei die vom Antriebsrad auf das Laufrad maximal übertragbare Kraft. Die beiden Kräfte  $F_Q$  und  $F_{A,max}$  können dabei völlig unabhängig voneinander auftreten, sodass unter Umständen bis zu vier Fälle unterschieden werden müssen. Die berechneten Ergebnisse sind dann einer Tabelle zu entnehmen.

## 4.2.1 Antriebsstrang

Als erste der fünf Baugruppen wird der Antriebsstrang des Schienenrades behandelt. In Abbildung 12 ist der ausgeführte Antriebsstrang mit den dazugehörigen Bauteilnummern dargestellt.



**Abbildung 12: Antriebsstrang mit Bauteilnummern**

Der Antriebsstrang besteht unter anderem aus dem Antriebsmotor (3) mit dem Getriebe (4) und dem Antriebsrad. Das Antriebsrad selbst setzt sich aus mehreren Teilen zusammen, siehe auch Kapitel 4.2.1.7. Zwischen der kleinen Antriebswelle (49) und der Antriebswelle (50) befindet sich ein Drehmoment-Messflansch (8), der zum Ausgleich eines leichten Versatzes der beiden Wellenenden mit der drehsteifen Kupplung Modulflex® ausgestattet ist. Zwei Flanschlager nehmen die Belastungen der Antriebswelle auf, wobei das Lager (1) als Festlager und das Lager (2) als Loslager ausgeführt ist.

#### 4.2.1.1 Antriebsmotor (3) mit Getriebe (4)

Die Auswahl des Antriebsmotors (3) und der Untersetzung des Getriebes (4) erfolgt nach mehreren Iterationen, wobei zwei Werte vorgegeben sind: der Durchmesser  $D_T$  des Antriebsrades und die maximale Umfangsgeschwindigkeit des Rades, die zwischen 2 und 3 m/s betragen soll. Zunächst werden einige für die weitere Berechnung benötigten Kennwerte angegeben. Die Reibungszahl  $\mu_{TL}$  beträgt für ein Pendelrollenlager 0.0018 (SKF, 2014 a). Der Hersteller DEMAG gibt folgende Daten an:

Gleitreibwert zwischen Rad (Sphäroguss) und Schiene:	$\mu_G = 0.15$ (DEMAG, 2013, S. 144)
Haftreibwert zwischen Rad (Sphäroguss) und Schiene:	$\mu_S = 0.2$ (DEMAG, 2013, S. 149)
Spezifischer Rollwiderstand des Laufrades DRS 500:	$w_R = 34 \text{ N}/(\text{t} \cdot \text{g})$ (DEMAG, 2013, S. 145)
Wälzlagerreibmoment des Laufrades DRS 500:	$M_{LL} = 58.5 \text{ Nm}$ (DEMAG, 2013, S. 145)

Das Antriebsmoment setzt sich aus verschiedenen Teilmomenten zusammen. Für die nun folgende Berechnung des Antriebsmomentes bzw. der Antriebsleistung müssen einige Variablen verwendet werden, die erst im weiteren Verlauf ermittelt werden können. Alle errechneten Werte gelten ab dem Drehmoment-Messflansch. Die Winkelgeschwindigkeit des Antriebsrades (siehe auch Seite 43) beträgt:

$$\omega_T := \frac{v_T}{\frac{D_T}{2}} = 2.793 \frac{1}{\text{s}}$$

Die Gleichung für die Berechnung des Anteils der Lagerreibung am Antriebsmoment gilt nur, wenn  $P < 0.1 \cdot C$  (SKF, 2014 a).  $P$  bezeichnet dabei die äquivalente dynamische Lagerbelastung,  $C$  ist die dynamische Tragzahl des Lagers.

Die Auflagerkräfte  $A_{xz}$  und  $B_{xz}$  werden im Kapitel 4.2.1.4 ermittelt, für die dynamischen Tragzahl  $C_{\text{dyn.FL}}$  sei auf das Kapitel 4.2.1.5 verwiesen. Das Verhältnis der äquivalenten dynamischen Lagerbelastung zur dynamischen Tragzahl des Flanschlagers beträgt im vorliegenden Fall:

$$\frac{A_{xz}}{C_{\text{dyn.FL}}} = 0.195$$

Die oben angeführte Bedingung ist in etwa erfüllt, daher kann nun das Lagerreibungsmoment näherungsweise berechnet werden (SKF, 2014 a):

$$M_{TL} := \mu_{TL} \cdot (A_{xz} + B_{xz}) \cdot \frac{d_{TW}}{2} = 19.433 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Das Moment aufgrund der Lauffreibung des Rades auf der Schiene beträgt:

$$M_R := w_R \cdot RL \cdot \frac{D_T}{2} = 572.061 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Nun können das Antriebsmoment und die Antriebsleistung berechnet werden, die Spurkranzreibung, der Rad-Schräglauf und das Bremsmoment sind dabei noch nicht berücksichtigt:

$$M_{R.L} := M_{TL} + M_{LL} + M_R = 0.65 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$P_{R.L} := M_{R.L} \cdot \omega_T = 1.815 \cdot \text{kW}$$

Bei einem Radschräglauf von  $0.1^\circ$  (das sind 1.7453 Promille) ergibt sich bei der Verwendung eines Rades aus Sphäroguss folgendes Antriebsmoment bzw. folgende Antriebsleistung (DEMAG, 2013, S. 144), wobei die Variable  $w$  dem Schräglauf entspricht, der in Promille einzusetzen ist:

$$M_{SL} := \mu_G \cdot RL \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \tan\left(\frac{w \cdot 180}{1000 \cdot \pi}\right) = 2.483 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$P_{SL} := M_{SL} \cdot \omega_T = 6.935 \cdot \text{kW}$$

Der Schräglauf verursacht eine Querkraft, die - abhängig vom eingestellten Winkel - auch negativ sein kann:

$$F_{SL} := \frac{M_{SL}}{\frac{D_T}{2}} = 2.483 \cdot \text{kN}$$

Zum Vergleich: Bei einem Radschräglauf von  $0.5^\circ$  (das sind 8.7269 Promille) ergibt sich folgendes Antriebsmoment bzw. folgende Antriebsleistung:

$$M_{SL} := \mu_G \cdot RL \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \tan\left(\frac{w \cdot 180}{1000 \cdot \pi}\right) = 13.521 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$P_{SL} := M_{SL} \cdot \omega_T = 37.761 \cdot \text{kW}$$

Die durch den Radschräglauf verursachte Querkraft beträgt dann:

$$F_{SL} := \frac{M_{SL}}{\frac{D_T}{2}} = 13.521 \cdot \text{kN}$$

Man sieht, dass durch einen Radschräglauf von nur ein paar Zehntel Grad große Querkräfte hervorgerufen werden. Der Anteil der Spurrkranzreibung am Antriebsmoment bzw. an der Antriebsleistung beträgt bei maximaler Querkraft:

$$M_{SK} := \mu_G \cdot F_Q \cdot \frac{D_T}{2} = 2.475 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$P_{SK} := M_{SK} \cdot \omega_T = 6.912 \cdot \text{kW}$$

Bei der Verwendung eines Stahlrades ist das nötige Antriebsmoment und somit die Antriebsleistung höher, da  $\mu_G$  Werte von 0.4 bis 0.7 annehmen kann (D. MUHS, 2005, S. 20). Zählt man nun alle bisherigen Teilmomente zusammen, erhält man das folgende Antriebsmoment:

$$M_{R.L.SK} := M_{R.L} + M_{SK} + M_{SL} = 5.608 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Ähnlich geht man bei der Ermittlung der Antriebsleistung vor:

$$P_{R.L.SK} := M_{R.L.SK} \cdot \omega_T = 15.662 \cdot \text{kW}$$

Das Prüfrad soll aber auch gebremst werden können. Das maximal mögliche Bremsmoment ist durch den Haftreibungswert zwischen Rad und Schiene begrenzt und berechnet sich wie folgt:

$$M_B := \mu_S \cdot R_L \cdot \frac{D_T}{2} = 33 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Die maximale Bremsleistung beträgt demnach:

$$P_B := M_B \cdot \omega_T = 92.158 \cdot \text{kW}$$

Bei der Verwendung eines Stahlrades erhält man auch hier höhere Ergebnisse, da in diesem Fall  $\mu_S$  Werte von 0.5 bis 0.8 annehmen kann (D. MUHS, 2005, S. 20). Es können

physikalisch bedingt nicht alle Anteile gleichzeitig auftreten. Das maximal mögliche Moment erhält man, wenn die Lagerreibung der Flanschlager, die Spurkranzreibung und das maximale Bremsmoment zur selben Zeit auftreten. Das Gesamtantriebsmoment und die Gesamtantriebsleistung betragen somit:

$$M_A := M_{SK} + M_B + M_{TL} = 35.494 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$P_A := M_A \cdot \omega_T = 99.124 \cdot \text{kW}$$

Laut dieser Berechnung müssten ein sehr leistungsstarker Antriebsmotor und ein Messflansch, der für ein Drehmoment von 50 kNm ausgelegt ist, beschafft werden. Diese Kosten sind wirtschaftlich nicht vertretbar, daher ist in der Anforderungsliste das Antriebsmoment  $M_{A,max}$  auf 10 kNm beschränkt. Man kann aber folgende Überlegungen anstellen:

- Alle Teilmomente müssen nicht gemeinsam zur selben Zeit auftreten.
- Das ermittelte Bremsmoment gilt für eine Blockade des Rades. Ein so hohes Bremsmoment ist aber eher selten erforderlich.

Daher wird die Lösung getroffen, dass Versuche, die eine Blockade des Rades erfordern, mit verminderter Radlast durchgeführt werden. Es können aber zum Beispiel auch kleinere Räder verwendet werden, die dann mit der für sie maximal zulässigen Radlast belastet werden dürfen. Die vom Antriebsrad auf das Laufrad maximal übertragbare Kraft kann somit mit der folgenden Formel berechnet werden, wobei die Kraft in Wirklichkeit geringfügig kleiner ist, da das Lagerreibungsmoment von 20 Nm vernachlässigt wird:

$$F_{A,max} := \frac{M_{A,max}}{\frac{D_T}{2}} = 10 \cdot \text{kN}$$

Nach mehreren Iterationen wurden der High-Efficiency Energiesparmotor DRE 200L4 mit einer Nennleistung von 30 kW und das dazu passende Getriebe FH127B von der Firma SEW ausgewählt. Beim Getriebe handelt es sich um ein dreistufiges Flachgetriebe in Fußausführung, die Verbindung zur kleinen Antriebswelle wird durch eine Hohlwelle mit Schrumpfscheibe bewerkstelligt. Die für die weitere Berechnung wichtigen technischen Daten des Motors (SEW, 2009 a, S. 50) und des dazugehörigen Getriebes (SEW, 2009 b, S. 301) lauten:

Nennleistung des Motors:

$$P_N = 30 \text{ kW}$$

Nennmoment des Motors:	$M_{N,A} = 194 \text{ Nm}$
Nennzahl des Motors (Frequenz von 50Hz):	$n_N = 1475 \text{ min}^{-1}$
Massenträgheitsmoment des Motors:	$J_{\text{Mot}} = 2360 \cdot 10^{-4} \text{ kgm}^2$
Untersetzung des Getriebes:	$i_M = 55.31$
Maximales Abtriebsdrehmoment des Getriebes:	$M_{a,\text{max.G}} = 12 \text{ kNm}$
Maximale Drehzahl des Motors (mit Frequenzumrichter):	$n_{\text{max}} = 4000 \text{ min}^{-1}$ (SEW, 2009 a, S. 105)
Wirkungsgrad des 3-stufigen Getriebes:	$\eta_{\text{Getriebe}} = 0.94$ (SEW, 2009 b, S. 39)

Mit diesen Angaben wird zuerst der Betriebsfaktor bestimmt (SEW, 2009 b, S. 43):

$$f_B := \frac{M_{a,\text{max.G}}}{M_{A,\text{max}}} = 1.2$$

Als nächstes muss der Massenbeschleunigungsfaktor berechnet werden, wobei die beiden Getriebe nicht berücksichtigt werden, da ihre Massenträgheitsmomente unbekannt sind. Diese Massenträgheitsmomente dürften im Vergleich zu dem des Antriebsrades sowieso vernachlässigbar sein. Die in den Gleichungen vorkommenden Größen, die hier nicht angeführt werden, sind in der Berechnung im Anhang zu finden. Das externe auf die Motorwelle reduzierte Massenträgheitsmoment von Antriebsrad und Antriebswelle berechnet sich wie folgt:

$$J_{\text{extern\_reduziert}} := \frac{1}{2} \cdot \left[ 2m_W \cdot \left( \frac{d_{\text{TW}}}{2} \right)^2 + m_{\text{T.Scheibe}} \cdot r_{\text{TW.Innen}}^2 + m_{\text{T.Schiene}} \cdot \left[ r_{\text{TW.Innen}}^2 + \left( \frac{D_{\text{T}}}{2} \right)^2 \right] \right] \cdot \left( \frac{1}{i_M} \right)^2$$

$$J_{\text{extern\_reduziert}} = 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

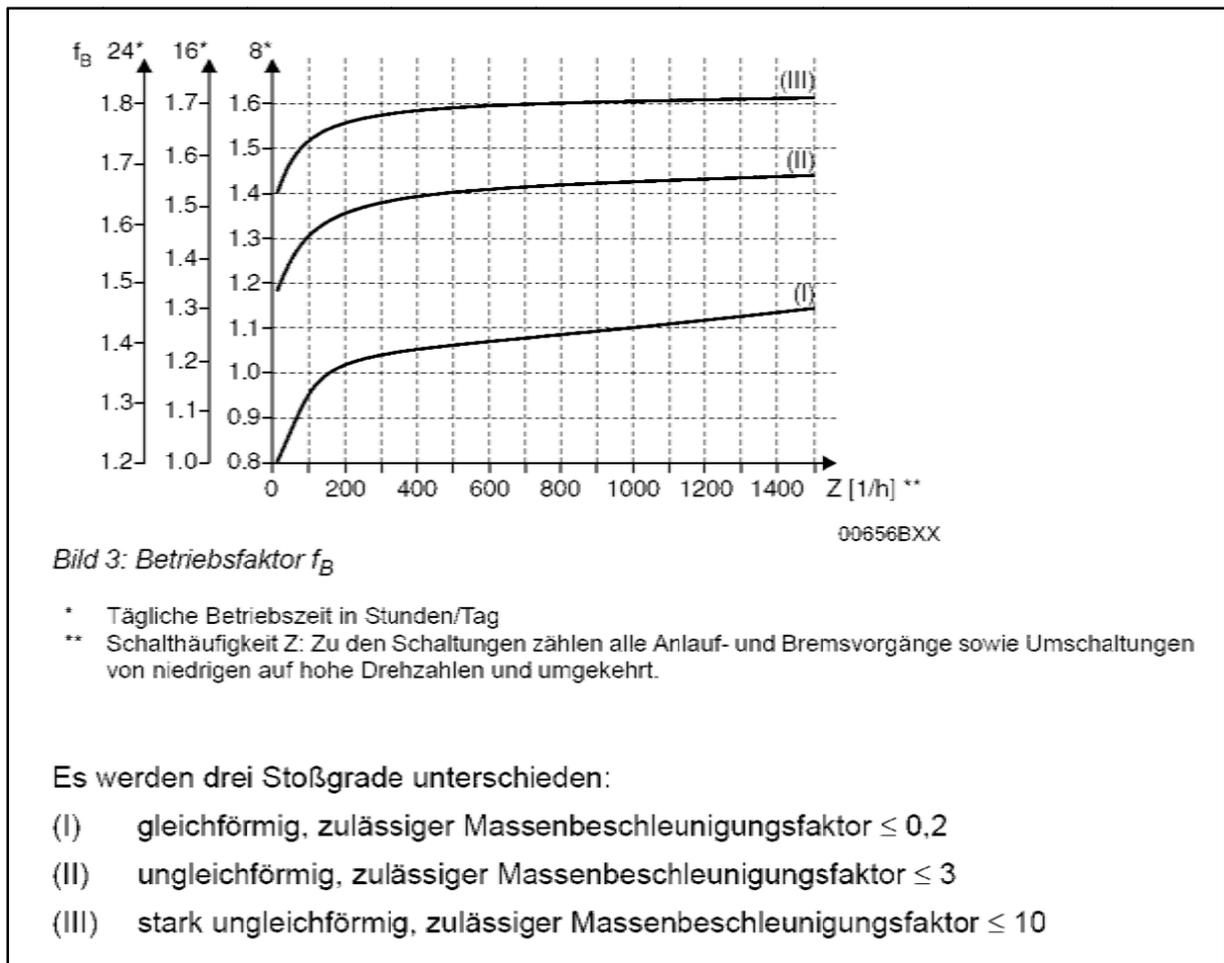
Zusätzlich benötigt man das Massenträgheitsmoment vom Laufrad. Dieses Moment wird ebenfalls auf die Getriebewelle reduziert:

$$J_{\text{LR\_reduziert}} := \frac{1}{2} \cdot \left[ m_{\text{LR.Rad}} \cdot \left( \frac{d_{\text{LR}}}{2} \right)^2 \right] \cdot \left( \frac{1 \cdot D_{\text{T}}}{i_M \cdot D_{\text{LR}}} \right)^2 = 6.213 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Nun kann der Massenbeschleunigungsfaktor berechnet werden (SEW, 2009 b, S. 44):

$$f_{MB\_Gesamt} := \frac{J_{\text{extern\_reduziert}} + J_{\text{LR\_reduziert}}}{J_{\text{Mot}}} = 0.721$$

Abbildung 13 zeigt den zulässigen Betriebsfaktor in Abhängigkeit von der gewünschten Schalthäufigkeit bei verschiedenen Massenbeschleunigungsfaktoren.



**Abbildung 13: Betriebsfaktor Antriebsmotor (SEW, 2009 b, S. 43)**

Ein Betriebsfaktor von 1.2 und ein Massenbeschleunigungsfaktor von rund 0.75 bedeuten folglich, dass das Getriebe bei einem 24 h-Betrieb für ungefähr 5 Schaltungen/h ausgelegt ist. Das genügt den Anforderungen auf jeden Fall, da die Drehzahl des Antriebsrades bei einem Dauerbetrieb nur selten verändert werden muss. Bei einem 8 h-Betrieb wären hingegen schon einige 100 Schaltungen/h möglich. Die Umfangsgeschwindigkeit des Antriebsrades beträgt bei der Nenndrehzahl des Motors - das heißt bei einer Frequenz von 50 Hz:

$$v_T := \frac{D_T \cdot \pi \cdot n_N}{i_M} = 2.793 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$v_T = 167.559 \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$$

Für die Winkelgeschwindigkeit erhält man:

$$\omega_T := \frac{v_T}{\frac{D_T}{2}} = 2.793 \frac{1}{\text{s}}$$

Diese Geschwindigkeit liegt im gewünschten Bereich von 2 bis 3 m/s. Bei der Verwendung eines Frequenzumrichters kann die Geschwindigkeit jedoch auf bis zu 7.5 m/s erhöht werden - sie wird durch die zulässige Maximaldrehzahl des Motors begrenzt - allerdings steht dann das Nenndrehmoment nicht mehr zur Verfügung. Zusätzlich muss auch die maximal zulässige Drehzahl des Bremsmotors berücksichtigt werden: Bei dem in diesem Prüfstand eingesetzten Motor darf die maximale Umfangsgeschwindigkeit bei einem Raddurchmesser von 500 mm nur 5.7 m/s betragen, siehe Kapitel 4.2.2.1. In Abbildung 14 ist das Verhältnis des verfügbaren Moments zum Nennmoment in Abhängigkeit von der Frequenz der Stromversorgung aufgetragen.

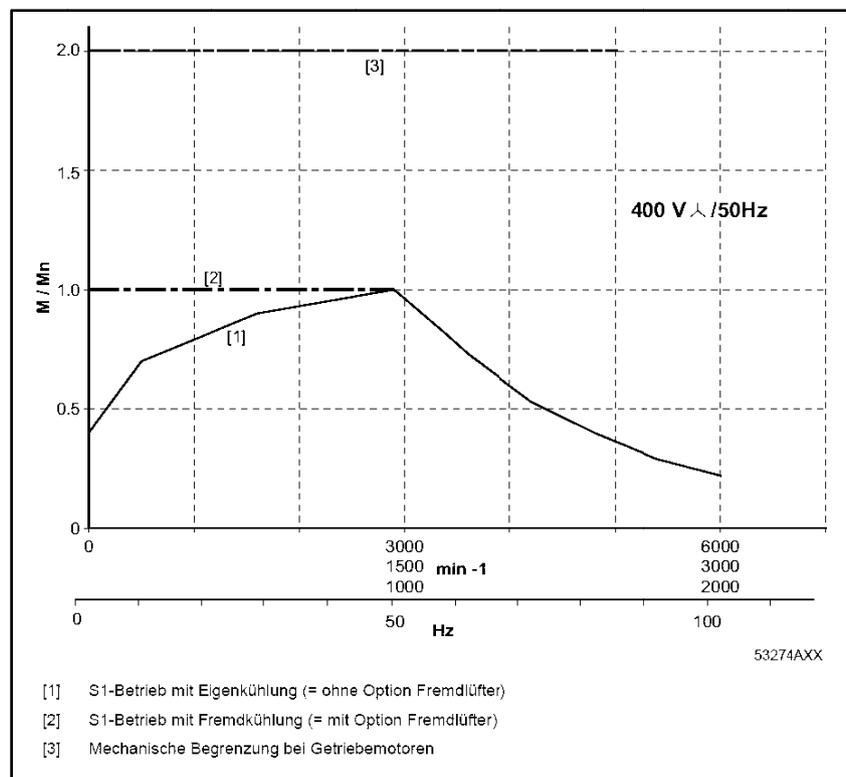


Abbildung 14: Verfügbares Moment/Nennmoment (SEW, 2009 a, S. 103)

Wenn der Motor fremdgekühlt wird, steht also das Nennmoment von 0 Umdrehungen/min bis zur Nenndrehzahl zur Verfügung. Das Maximalmoment darf kurzfristig das 1.6 bis 1.8-fache des Nennmoments betragen (SEW, 2009 a, S. 18). Das notwendige Abtriebsnennmoment muss kleiner als das Nennmoment  $M_{N,A}$  des Motors sein:

$$M_N := \frac{M_{A,max}}{\eta_{\text{Getriebe}}} = 192.34 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Das Nennmoment des Motors beträgt 194 Nm und somit ist diese Bedingung erfüllt. Mit Hilfe der Winkelgeschwindigkeit und dem Getriebewirkungsgrad kann schließlich die benötigte Antriebsleistung  $P_{A,max}$  des Motors ermittelt werden.

$$P_{A,max} := \frac{\omega_T \cdot M_{A,max}}{\eta_{\text{Getriebe}}} = 29.709 \cdot \text{kW}$$

Die errechnete Leistung kann bei der Nenndrehzahl des Motors nicht überschritten werden, da das maximale Antriebsmoment durch den Drehmoment-Messflansch auf 10 kNm beschränkt wird, und muss auch auf Dauer ertragen werden können. Sie ist geringfügig kleiner als die Nennleistung des Motors, die 30 kW beträgt. Somit sind alle Bedingungen erfüllt und der ausgewählte Motor und das Getriebe entsprechen den gewünschten Anforderungen.

#### **4.2.1.2 Kleine Antriebswelle (49) mit Flansch (53)**

Zwischen dem Getriebe und dem Drehmoment-Messflansch befindet sich die kleine Antriebswelle (49). Die Verbindung zum Getriebe erfolgt über eine Hohlwelle mit Schrumpfscheibe. Am anderen Ende ist ein Flansch (53) für die Befestigung des Drehmoment-Messgerätes aufgeschweißt. Die Verbindung zwischen den beiden Teilen erfolgt durch 16 Schrauben ISO 4762 M16x35.

Der Durchmesser  $d_{AMW}$  der kleinen Antriebswelle beträgt 105 mm - er wird durch die Getriebehohlwelle vorgegeben. Mit dem polaren Widerstandsmoment kann die maximale Torsionsspannung durch das Antriebsmoment berechnet werden:

$$W_{p,AMW} := \frac{d_{AMW}^3 \cdot \pi}{16} = 2.273 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

$$\tau_{AMW} := \frac{M_{A,max}}{W_{p,AMW}} = 43.995 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Da die Drehrichtung nicht geändert wird und immer das Schienenrad das Laufrad antreibt, liegt eine schwellende Torsionsbeanspruchung vor. Der verwendete Werkstoff soll eine gute Schweißneigung aufweisen, weil der Flansch auf der Welle angeschweißt werden muss. Da aufgrund der Spannverbindung eine relativ hohe Kerbwirkung zu erwarten ist, wird sicherheitshalber ein Baustahl S355 verwendet.

#### **4.2.1.3 Drehmoment-Messflansch (8), Nabe (52) und Spannsatz (24)**

Zwischen den beiden Antriebswellen ist ein Drehmoment-Messflansch (8) angeordnet. Mit diesem Messflansch können das aufgebrachte Antriebsmoment und die Drehzahl der Welle ermittelt werden. Das maximale Antriebsmoment beträgt, wie schon vorhin erwähnt, 10 kNm. Es wird ein Messflansch mit der Bezeichnung K-T10F-010R-SF1-G-2-V5-Y von der Firma HBM ausgewählt, der für diese Belastung geeignet ist. Dieser Drehmoment-Messflansch besitzt ein integriertes Drehzahlmesssystem und eine schon montierte drehsteife Kupplung Modulflex®, die einen leichten Versatz der beiden Wellenenden ausgleichen kann (HBM, o. J. a). Für die genauen technischen Daten sei auf den Anhang verwiesen.

Wie schon im vorigen Kapitel beschrieben, erfolgt die Verbindung mit der kleinen Antriebswelle über einen Flansch. Für die Drehmomentübertragung vom Messflansch auf die Antriebswelle gelangen eine Nabe (52) und ein Spannsatz (24) zum Einsatz. Der Spannsatz wird dabei zwischen Antriebswelle und Nabe montiert, die Nabe wird mit 8 Schrauben ISO 4017 M18x45 direkt auf dem Drehmoment-Messflansch befestigt. Der Antriebswellendurchmesser  $d_{MW}$  an der Stelle des Spannsatzes beträgt 80 mm, daher wird der Spannsatz mit der Bezeichnung Dobikon 1012-080-120 des Herstellers BIKON eingebaut. Dieser Spannsatz kann ein maximales Drehmoment von 14.4 kNm übertragen (BIKON, 2014 a, S. 18). Als Werkstoff für die Nabe wird ein Baustahl S235 verwendet, somit beträgt die Streckgrenze:

$$R_{p0.2} := 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Flächenpressung an der Nabe laut Hersteller (BIKON, 2014 a, S. 18):

$$p_{N.MW} := 128 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Der Nabenformfaktor ist von der Einbausituation abhängig, er beträgt in diesem Fall laut Hersteller (BIKON, 2014 a, S. 53):

$$C_S := 1$$

Mit diesen Daten kann nun der Mindestnabenaußendurchmesser berechnet werden (BIKON, 2014 a, S. 53):

$$D_{N.MW} := d_{MW} \cdot \sqrt{\frac{R_{p0.2} + P_{N.MW} \cdot C_S}{R_{p0.2} - P_{N.MW} \cdot C_S}} = 147.35 \cdot \text{mm}$$

Es wird ein Nabenaußendurchmesser von 160 mm gewählt.

#### 4.2.1.4 Berechnung der Auflagerreaktionen der Antriebswelle (50)

In Abbildung 15 sieht man die Antriebswelle (50) mit den für die Berechnung der Auflagerreaktionen relevanten Kräften. Das Lager A, das sich zwischen dem Antriebsrad und dem Drehmoment-Messflansch befindet, wird als Festlager, das Lager B als Loslager ausgeführt.

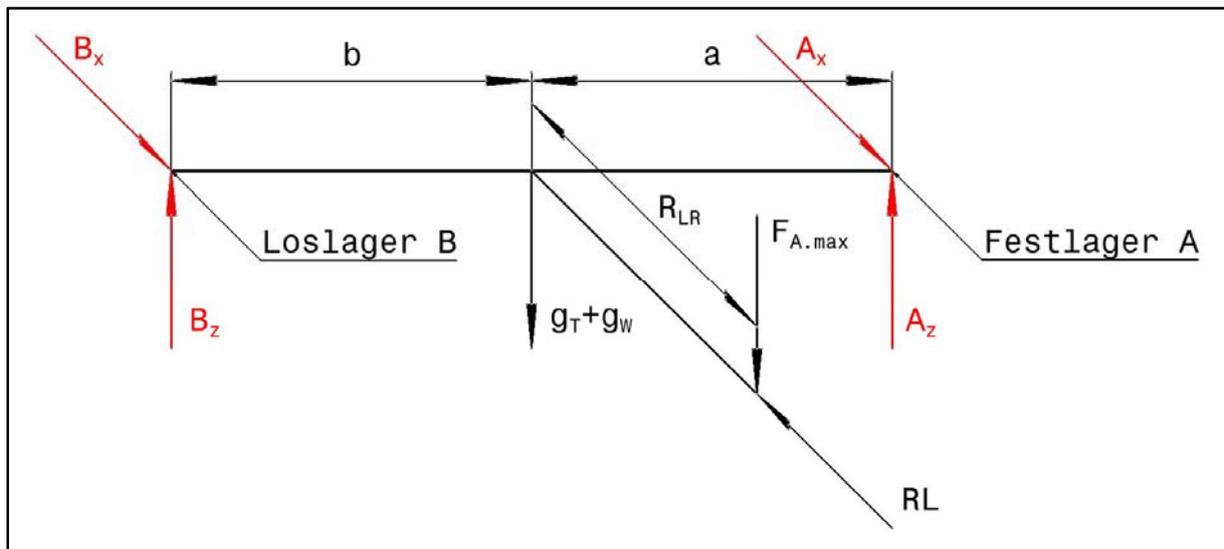


Abbildung 15: Auflagerkräfte der Antriebswelle

Da die Querkraft von einer Stützrolle aufgenommen wird, wirkt im Festlager A im Normalfall keine Axialkraft. Falls jedoch diese Rolle (siehe Kapitel 4.2.4.5) nicht am Antriebsrad anliegen sollte, kann eine Kraft in Längsrichtung auftreten. Weil a gleich lang wie b ist, sind die Auflagerkräfte A und B ident. Zuerst werden die Belastungen der Lager in x-Richtung berechnet:

$$B_x := \frac{RL}{2} = 82.5 \cdot \text{kN}$$

$$A_x := RL - B_x = 82.5 \cdot \text{kN}$$

Um die Belastungen der Lager in z-Richtung bestimmen zu können, braucht man noch die folgenden Gewichtsangaben, die mit dem CAD-Programm Catia berechnet wurden:

Gesamtgewicht des Antriebsrades inklusive Nabe und Spannsatz:  $g_T = 8.041 \text{ kN}$

Gewicht der Antriebswelle:  $g_W = 0.981 \text{ kN}$

Die Auflagerreaktionen in z-Richtung lauten somit:

$$B_z := \frac{g_T + g_W + F_{A.\text{max}}}{2} = 9.511 \cdot \text{kN}$$

$$A_z := g_T + g_W + F_{A.\text{max}} - B_z = 9.511 \cdot \text{kN}$$

Die radialen Lagerbelastungen der Lager A und B betragen folglich:

$$B_{xz} := \sqrt{B_x^2 + B_z^2} = 83.046 \cdot \text{kN}$$

$$A_{xz} := \sqrt{A_x^2 + A_z^2} = 83.046 \cdot \text{kN}$$

Da alle Kräfte symmetrisch wirken, sind die Auflagerkräfte in den Lagern A und B gleich groß.

#### **4.2.1.5 Auswahl der Flanschlager (1 und 2)**

Für die Lager der Antriebswelle werden Flanschlager der Firma SKF verwendet. SKF bietet zwei verschiedene Ausführungen von Flanschlager an: Kugel- und Rollenlager-Einheiten. Die Lebensdauer errechnet sich zu:

$$L_{10h.A} := \frac{10^6}{n_T} \cdot \left( \frac{C_{\text{dyn.FL}}}{A_{xz}} \right)^p$$

Der Lebensdauerexponent p beträgt für Kugellager 3, für Rollenlager 10/3. Die erhältlichen Lager sind in Tabelle 10 angeführt, die Lebensdauer gilt bei Dauerbetrieb mit der

Nennzahl unter Maximalbelastung.

**Tabelle 10: Flanschlager von SKF: Kugellager (SKF, 2014 b) und Pendelrollenlager (SKF, 2014 c)**

<i>Flanschlager- einheit</i>	<i>Wellen- durchmesser</i>	<i>Lagerausführung</i>	<i>Lagerbe- zeichnung</i>	<i>C<sub>dynamisch</sub></i>	<i>Lebens- dauer</i>
FYJ 100 TF	100 mm	Kugellager	YAR 220-2F	124 kN	0.24 J.
FYNT 80 F/L	80 mm	Pendelrollenlager	22216 E	236 kN	2.3 J.
FYNT 90 F/L	90 mm	Pendelrollenlager	22218 E	325 kN	6.7 J.
FYNT 100 F/L	100 mm	Pendelrollenlager	22220 E	425 kN	16.5 J.

Das Lager FYJ 100 TF ist die größte verfügbare Kugellagereinheit, es hält bei Dauerbetrieb nur ungefähr ein viertel Jahr. Weil die Lager aber mindestens 5 Jahre halten sollen, können lediglich Pendelrollenlagereinheiten verwendet werden. Es kommen folglich nur das Lager FYNT 90 bzw. das Lager FYNT 100 in Betracht.

Die Verdrehung der Antriebswelle soll gering bleiben, außerdem ist die Lebensdauer des Lagers FYNT 90 relativ kurz: Es ist nämlich auch zu berücksichtigen, dass die Drehzahl des Antriebsrades mit einem Frequenzumrichter auf das bis zu 2.7 fache der Nennzahl erhöht werden kann. Dadurch verkürzt sich die Lebensdauer des größeren Lagers von 16.5 auf nur rund 6 Jahre. Und noch etwas ist zu beachten: Falls die Stützrolle, die normalerweise die Querkraft aufnimmt, nicht am Antriebsrad anliegen sollte, treten zusätzliche Lagerkräfte durch die Biegebeanspruchung der Welle und eine Axialkraft auf, die in der Berechnung nicht berücksichtigt werden. Aus diesen Gründen wird das Lager FYNT 100 eingebaut, das es in Fest- und Loslagerausführung gibt. Bei diesem Flanschlager handelt es sich um eine sogenannte ConCentra Lagereinheit (Stufenhülsenbefestigung).

Die Montage des Lagers auf der Welle erfolgt laut SKF auf folgende Weise (SKF, 2014 d):

*„Das ConCentra Befestigungskonzept basiert auf der Expansion und Kontraktion der beiden Berührungsflächen. Dies sind der Mantel der Stufenhülse und die Bohrung des Lagers. Beide Flächen sind mit einem sägezahnförmigen Profil versehen. Beim Anziehen der Gewindestifte am Einbauring werden die Passflächen axial verschoben. Dadurch wird der Lagerinnenring erweitert und gleichzeitig zieht sich die Stufenhülse gleichmäßig zusammen. So entsteht der voll konzentrische Kraftschluss zwischen Lager, Stufenhülse und Welle. Bei metrischen SKF ConCentra Lagereinheiten dient die Wellfeder dem leichten Ausbau und wird gegen den Stützring auf der gegenüberliegenden Seite der Lagereinheit gedrückt und dabei vorgespannt.“*

*Über den Umfang schafft die ConCentra Hülse eine kraftschlüssige Verbindung und vermeidet damit Passungsrost bzw. eine Beschädigung der Welle. Die spezielle SKF ConCentra Befestigungstechnik erhöht die Zuverlässigkeit der Lagerung bei gleichzeitig verbesserter Lebensdauer.“*

#### **4.2.1.6 Antriebsrad (75-77)**

Das Antriebsrad besteht aus einer Radscheibe (75), die in eine ringförmige Kranschiene A75 (77) eingeschweißt wird, und einer Radnabe (76). Da sowohl Radscheibe als auch Radnabe aus dem Werkstoff S235 bestehen, kann die Scheibe direkt auf der Nabe angeschweißt werden. Die Kranschiene weist dabei eine Stärke auf, die ein mehrmaliges Überdrehen zulässt.

Die Befestigung der Nabe auf der Antriebswelle (50) erfolgt mittels eines Spannsatzes (23). Bei der Auswahl des Spannsatzes ist nicht das Drehmoment maßgebend, sondern es sind der relativ große Durchmesser der Welle, der 130 mm beträgt, und die Länge des Spannsatzes aufgrund der großen Kerbwirkung von Bedeutung; je länger der Spannsatz ist, desto kleiner wird das Biegemoment an den Stellen der Spannsatzenden. Es kommt der Spannsatz mit der Bezeichnung Dobikon 1012-130-180 des Herstellers BIKON zum Einsatz, der ein maximales Drehmoment von 51.5 kNm übertragen kann (BIKON, 2014 a, S. 18). Um den Mindestnabenaußendurchmesser berechnen zu können, werden noch einige Werte benötigt. Die Streckgrenze der Nabe lautet:

$$R_{p0.2} := 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Flächenpressung an der Nabe beträgt laut Hersteller (BIKON, 2014 a, S. 18):

$$p_{N,TW} := 126 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Der Nabenformfaktor  $C_S$  hängt von der Einbausituation ab, er ist im vorliegenden Fall laut Hersteller (BIKON, 2014 a, S. 53) gleich eins zu setzen. Mit diesen Daten kann nun der erforderliche Mindestnabenaußendurchmesser berechnet werden, wobei die verwendete Formel ebenfalls von der Firma BIKON stammt (BIKON, 2014 a, S. 53):

$$D_{N,TW} := d_{TW} \cdot \sqrt{\frac{R_{p0.2} + p_{N,TW} \cdot C_S}{R_{p0.2} - p_{N,TW} \cdot C_S}} = 236.583 \cdot \text{mm}$$

Es wird ein Radnabenaußendurchmesser von 250 mm gewählt. Zuletzt muss man das Antriebsrad noch auf ein mögliches Beulen aufgrund der Radlast untersuchen. Die Berechnung der Sicherheit gegenüber Beulen erfolgt mit Catia. Dabei wird angenommen, dass das Rad bei der Bohrung fest eingespannt ist, die Vernetzung erfolgt mit 32456 Tetraederelementen. Die Sicherheit gegen seitliches Beulen sollte zwischen fünf und zehn liegen. Die Berechnung hat ergeben, dass eine Radscheibe mit einer Wandstärke von 20 mm eine 6.76-fache Sicherheit gegenüber Beulen aufweist. Die Beulsicherheit kann bei Bedarf erhöht werden, indem die Wandstärke einfach etwas dicker gewählt wird.

In Abbildung 16 sieht man das Rad mit dem FE-Netz und den von Mises-Spannungen in den Knoten, wobei die gelben Pfeile der aufgebrauchten Radlast entsprechen. Die grünen Linien in der Mitte der Bohrung sollen die feste Einspannung des Rades darstellen. Der Skalierungsfaktor beträgt 600.

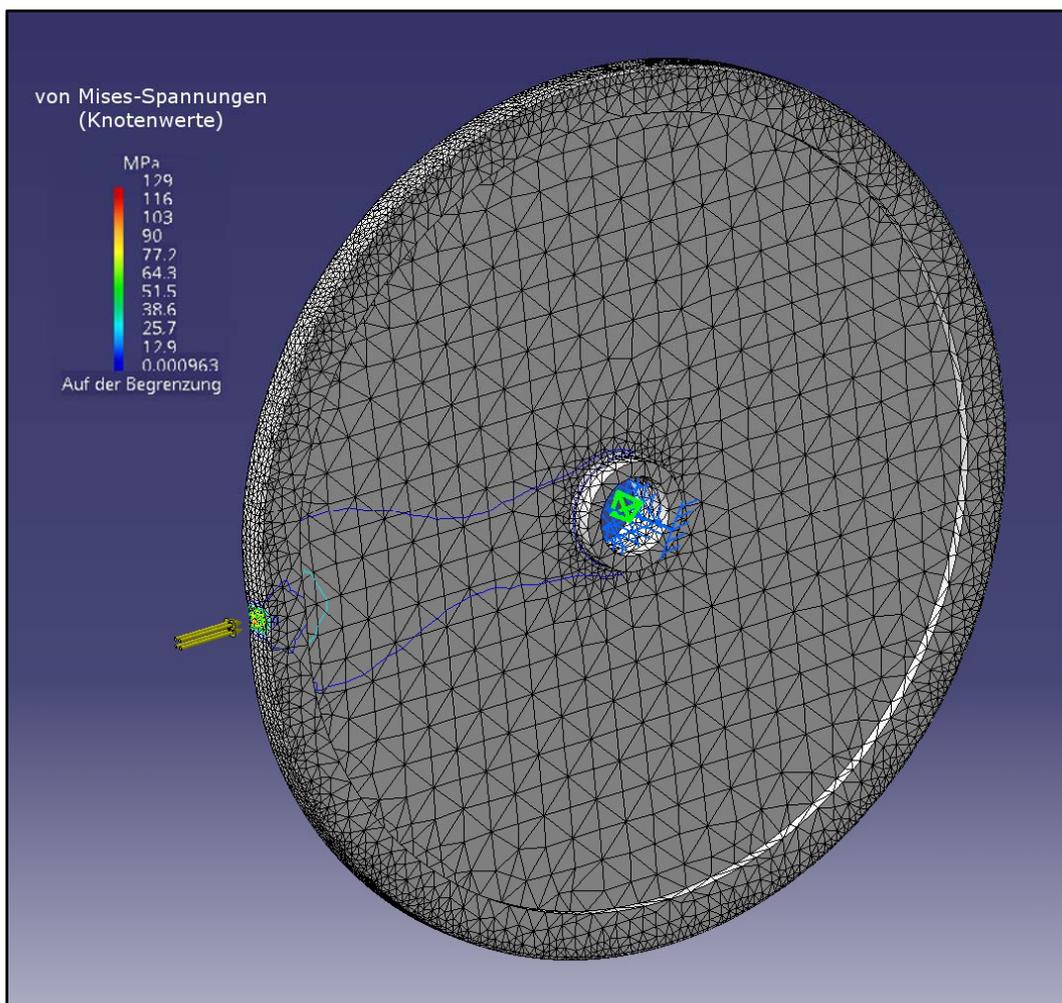


Abbildung 16: Rad mit Finitem Elemente Netz und den berechneten von Mises-Spannungen

#### 4.2.1.7 Berechnung der Antriebswelle (50) nach DIN 743 (DIN, 2012)

Während fast der gesamte Prüfstand statisch beansprucht ist, wird die Antriebswelle (50) hingegen mit der aufgetragenen Radlast dynamisch wechselnd belastet. Außerdem ergibt sich durch das Antriebsmoment eine schwelende Torsionsbeanspruchung. Da ein Bruch der Antriebswelle fatale Folgen hätte, erfolgt die Auslegung der Welle nach DIN 743, wobei eine Mindestsicherheit gegen Dauerbruch von 1.8 gefordert wird. Die folgende Berechnung zeigt, dass für die Antriebswelle der Werkstoff 42CrMo4 am besten geeignet ist.

Abbildung 17 zeigt die Antriebswelle mit den beiden Flanschlagern und den Spannsätzen. Außerdem sind sowohl die Bereiche A bis E, die alle überprüft werden müssen, als auch die für die weitere Berechnung relevanten Abmessungen eingezeichnet.

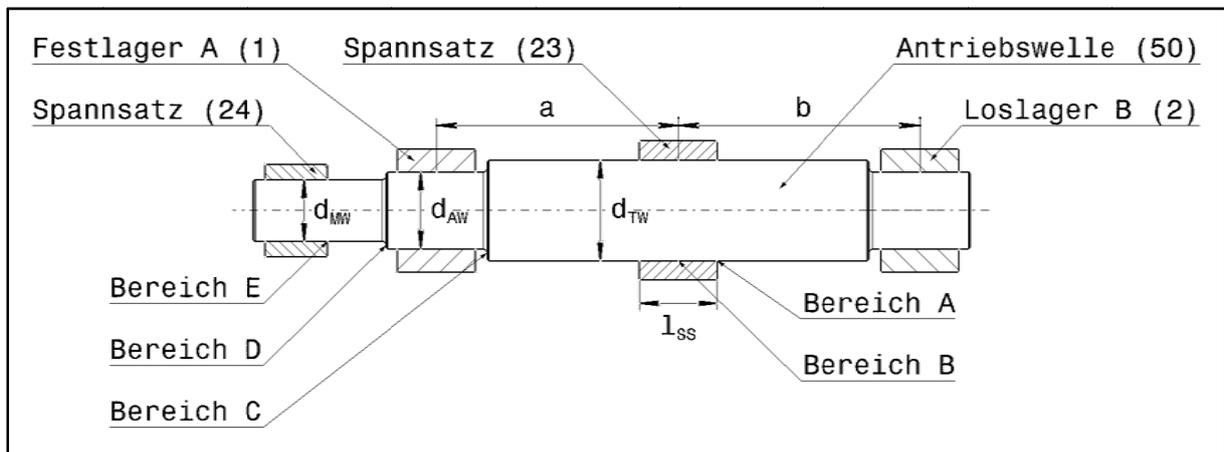


Abbildung 17: Antriebswelle mit den Flanschlagern, Spannsätzen und kritischen Bereichen

Die Zahlenwerte für die in Abbildung 17 vorkommenden Bezeichnungen werden nun aufgelistet:

Abstand Festlager A zu Trommelmitte:	$a = 311.5 \text{ mm}$
Abstand Loslager B zu Trommelmitte:	$b = 311.5 \text{ mm}$
Nabenlänge des Spannsatzes (23):	$l_{ss} = 114 \text{ mm}$
Durchmesser an der Stelle des Spannsatzes des Antriebsrades:	$d_{TW} = 130 \text{ mm}$
Durchmesser an der Stelle des Pendelrollenlagers:	$d_{AW} = 100 \text{ mm}$
Durchmesser beim Spannsatz des Drehmoment-Messflansches:	$d_{MW} = 80 \text{ mm}$

Da die Radlast symmetrisch angreift, ist  $a$  gleich lang wie  $b$ . Es müssen nun die fünf Stellen der Welle auf die Sicherheit gegen Dauerbruch und gegen bleibende Verformungen

untersucht werden. Die Ermittlung der ertragbaren Amplituden erfolgt immer nach Fall 2 der DIN 743, da man so im Zweifelsfall auf der sicheren Seite ist, wenngleich sich die Ergebnisse beider Berechnungsmethoden nur geringfügig voneinander unterscheiden. Für die genaue Berechnung sei auf den Anhang verwiesen, da in dieser Arbeit nur ein Auszug dargestellt werden kann.

#### Stelle des Spannsatzendes (Bereich A):

Wie die detaillierte Berechnung im Anhang zeigt, ist der gefährdetste Abschnitt die Stelle des Spannsatzendes, da hier durch den Presssitz des Spannsatzes eine hohe Kerbwirkung auftritt. Daher wird dieser Bereich hier etwas genauer betrachtet. Mit dem Biegemoment und dem axialen Widerstandsmoment kann die Spannungsamplitude an der Stelle des Spannsatzendes berechnet werden. Da eine wechselnde Belastung vorliegt, ist die Mittelspannung  $\sigma_{bm}$  gleich 0.

$$M_{By} := B_{xz} \left( b - \frac{l_{SS}}{2} \right) = 21.135 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$W_y := \frac{d_{TW}^3 \cdot \pi}{32} = 2.157 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

$$\sigma_{ba} := \frac{M_{By}}{W_y} = 97.989 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Mithilfe des polaren Widerstandsmomentes wird die Torsionsspannung durch das Antriebsmoment bestimmt:

$$W_p := \frac{d_{TW}^3 \cdot \pi}{16} = 4.314 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$$

$$\tau := \frac{M_{A,max}}{W_p} = 23.181 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Da das Antriebsmoment als schwelende Belastung wirkt, ergeben sich die Mittelspannung und die Spannungsamplitude durch Torsion wie folgt:

$$\tau_{tm} := \frac{\tau}{2} = 11.591 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{ta} := \frac{\tau}{2} = 11.591 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Nun werden die Vergleichsmittelspannungen für Biegung und Torsion berechnet:

$$\sigma_{mv} := \sqrt{\sigma_{bm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 20.076 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 11.591 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Die Kerbwirkungszahl des Spannsatzes beträgt laut Hersteller (BIKON, 2014 b):

$$\beta_{\sigma,d.BK} := 1.6$$

Die ertragbaren Amplituden für Biegung bzw. Torsion ergeben sich zu:

$$\sigma_{bADK} := \frac{\sigma_{bWK}}{1 + \psi_{b\sigma K} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}} = 203.052 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tADK} := \frac{\tau_{tWK}}{1 + \psi_{\tau K} \cdot \frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}}} = 173.012 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Die Sicherheit gegen Dauerbruch an der Stelle des Spannsatzendes, berechnet nach Fall 2 der DIN 743, lautet daher:

$$S_{DB} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}} = 2.052$$

Zum Vergleich wird die Sicherheit gegen Dauerbruch auch nach Fall 1 der DIN 743 berechnet:

$$S_{DB,1} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK,1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK,1}}\right)^2}} = 2.087$$

Wie man sieht, unterscheiden sich die beiden Sicherheiten nur sehr geringfügig, daher ist es im Prinzip egal, nach welchem Fall gerechnet wird. Die Spannsätze gibt es nur in Durchmesser-Abstufungen von 10 mm. Bei einem Wellendurchmesser von 120 mm würde die Sicherheit gegen Dauerbruch 1.64 betragen und somit die geforderte Mindestsicherheit von 1.8 unterschreiten. Außerdem ist auch die folgende Tatsache interessant: Die Kerbwirkungszahl des Spannsatzes beträgt laut Hersteller BIKON 1.6. Ermittelt man die Kerbwirkungszahl allerdings nach DIN 743, bekommt man einen weit höheren Wert:

$$\beta_{\sigma, d.BK} := 2.7 \cdot \left( \frac{\sigma_B}{1000 \frac{N}{mm^2}} \right)^{0.43} = 2.505$$

Somit erhält man deutlich kleinere ertragbare Amplituden für Biegung bzw. Torsion:

$$\sigma_{bADK} := \frac{\sigma_{bWK}}{1 + \psi_{b\sigma K} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}} = 129.018 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tADK} := \frac{\tau_{tWK}}{1 + \psi_{\tau K} \cdot \frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}}} = 114.111 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

In diesem Fall beträgt die Sicherheit gegen Dauerbruch an der Stelle des Spannsatzendes:

$$S_{DB} := \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}} \right)^2}} = 1.305$$

Dieser Wert ist nur etwas größer als die Mindestsicherheit, die in der DIN 743 gefordert wird. Außerdem kann, wenn die Stützrolle (siehe Kapitel 4.2.4.5) nicht am Antriebsrad anliegt, ein Biegemoment auftreten, das bei der Berechnung nicht berücksichtigt wird. Aus diesen Gründen wird die Antriebswelle mit einem Durchmesser von 130 mm ausgeführt. Es erfolgt nun die Berechnung der Sicherheit gegen bleibende Verformungen, da dieser Nachweis laut DIN 743 geführt werden muss. Diese Sicherheit ist in allen Bereichen sehr hoch, weshalb sie nur für die Stelle des Spannsatzendes berechnet wird, in der detaillierten Berechnung im Anhang werden jedoch alle Bereiche untersucht. Die Bauteilfließgrenze für die Biegung bzw.

Torsion wird auf die folgende Weise ermittelt, wobei die einzelnen Einflussfaktoren der genaueren Ausführung im Anhang entnommen werden können:

$$\sigma_{bFK} := K_{1.S} \cdot K_{2F.b} \cdot \gamma_{F.b} \cdot \sigma_{S.16} = 820.504 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tFK} := K_{1.S} \cdot K_{2F.t} \cdot \gamma_{F.t} \cdot \frac{\sigma_{S.16}}{\sqrt{3}} = 430.653 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Nun kann die Sicherheit gegen bleibende Verformungen berechnet werden:

$$S_{BV} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} = 7.634$$

Die Mindestsicherheit sollte 1.2 betragen, diese Bedingung ist auf jeden Fall erfüllt.

#### Stelle der maximalen Biegung (Bereich B):

Auch diese Stelle soll etwas genauer betrachtet werden. Mithilfe des Biegemoments und des axialen Widerstandsmoments kann die Spannungsamplitude an der Stelle der maximalen Biegung berechnet werden:

$$M_{By.m} := B_{xz} \cdot b = 25.869 \cdot kN \cdot m$$

$$\sigma_{ba.m} := \frac{M_{By.m}}{W_y} = 119.936 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Da die gleiche Torsionsspannung wie im Bereich A wirkt und die Mittelspannung  $\sigma_{bm}$  wieder Null beträgt, gelten dieselben Vergleichsmittelspannungen wie vorher. Die Kerbwirkungszahl ist in diesem Fall eins, die ertragbaren Amplituden für Biegung bzw. Torsion lauten:

$$\sigma_{bADK.m} := \frac{\sigma_{bWK.m}}{1 + \psi_{b\sigma K.m} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba.m}}} = 290.563 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{tADK.m} := \frac{\tau_{tWK.m}}{1 + \psi_{\tau K.m} \cdot \frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}}} = 169.081 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Da die auftretende Biegung nur etwas größer als an der Stelle des Spannsatzendes ist und die große Kerbwirkung durch den Spannsatz wegfällt, ergibt sich eine höhere Sicherheit gegen Dauerbruch:

$$S_{DB.m} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba.m}}{\sigma_{bADK.m}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK.m}}\right)^2}} = 2.39$$

#### Die restlichen Bereiche:

Die Sicherheit gegen Dauerbruch ist in all diesen Bereichen größer als an den vorher berechneten Stellen. Die Sicherheit gegen Dauerbruch an der Stelle des Absatzes zwischen Lager und Antriebsrad (Bereich C) lautet:

$$S_{DB.A} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba.A}}{\sigma_{bADK.A}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta.A}}{\tau_{tADK.A}}\right)^2}} = 2.778$$

Die Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch an der Stelle des Absatzes zwischen Lager und Drehmoment-Messflansch (Bereich D) ist relativ einfach, da keine Biegespannung auftritt:

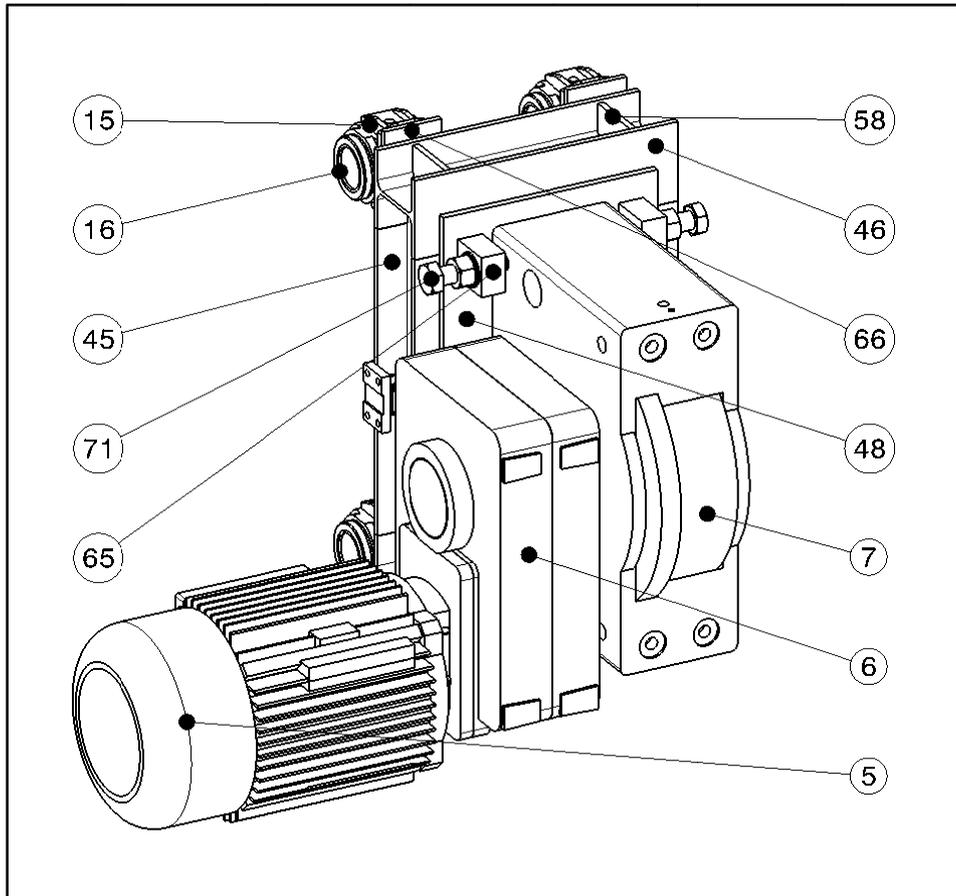
$$S_{DB.A2} := \frac{\tau_{tADK.A2}}{\tau_{ta.A2}} = 2.803$$

An der Stelle des Spannsatzes des Drehmoment-Messflansches (Bereich E) gibt es natürlich auch keine Biegespannung. Die Sicherheit gegen Dauerbruch beträgt hier:

$$S_{DB.MW} := \frac{\tau_{tADK.MW}}{\tau_{ta.A2}} = 3.859$$

## 4.2.2 Querkraftaufbringung

Abbildung 18 zeigt die sogenannte Querkraftaufbringung mit den dazugehörigen Bauteilnummern, Blick auf das Laufrad. Mit Hilfe dieser Baugruppe kann eine seitliche Kraft auf den Spurkranz des Laufrades ausgeübt werden.

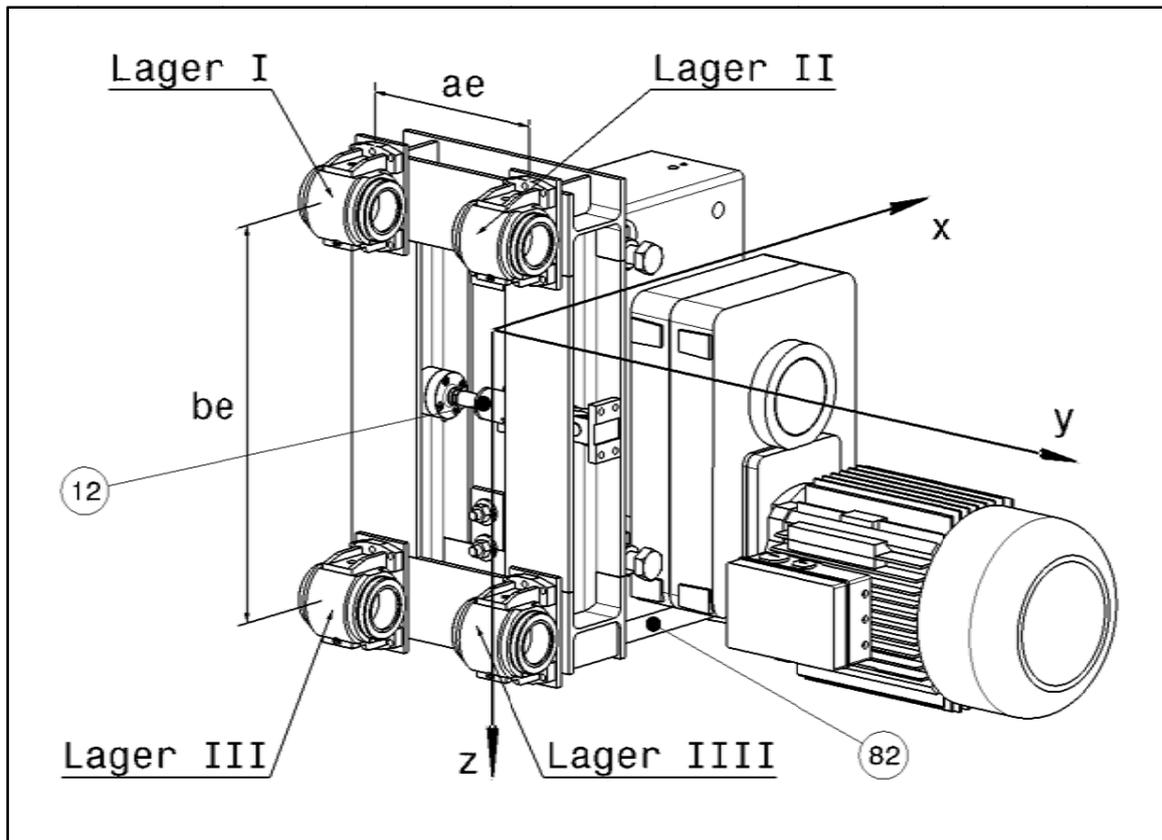


**Abbildung 18: Querkraftaufbringung mit Bauteilnummern, Blick auf das Laufrad**

Die Querkraftaufbringung ist über die vier Lineargleitlager (16), die in einem dazu passenden Gehäuse (15) auf einer Platte (66) montiert werden, auf den zwei Lineargleitlager-Führungsstangen der Normalkraftaufbringung (siehe nächstes Kapitel 4.2.3) in y-Richtung frei beweglich gelagert. Der Rahmen setzt sich aus vier I-Trägern IPB 160 zusammen: zwei Steher (45) und zwei Querverbindungen (46). Auf den I-Trägern sind die vier Platten mit den Gehäusen für die Lineargleitlager und eine 15 mm starke Platte (48) aufgeschweißt, in der der Radblock (7) mit einem Zapfen (74, in dieser Abbildung nicht sichtbar) drehbar gelagert ist. Direkt an diesen Radblock wird das Getriebe (6) mit dem dazugehörigen Bremsmotor (5) befestigt. Auf der 15 mm dicken Platte sind zudem vier Blöcke (65) angeschweißt, mit den

Schrauben (71) kann ein bestimmter Radwinkel eingestellt werden. Alle angefertigten Teile bestehen aus dem Baustahl S235.

Die nächste Abbildung zeigt wieder die Querkraftaufbringung, allerdings aus einem anderen Blickwinkel.



**Abbildung 19: Querkraftaufbringung mit Bauteilnummern und Beschriftung, Ansicht von hinten**

In dieser Zeichnung sind die vier Lineargleitlager beschriftet, damit man weiß, um welches Lager es sich in den folgenden Skizzen handelt, außerdem werden die zwei wichtigsten Abmessungen und das verwendete Koordinatensystem dargestellt. Des Weiteren sind der kleine Hydraulikzylinder (12), der die gewünschte Querkraft erzeugt, und die erforderliche Drehmomentstütze (82) für den Bremsmotor zu sehen.

#### 4.2.2.1 Radblock (7)

In Abbildung 18 ist der Radblock (7) mit der Herstellerbezeichnung DRS-500-A110-D90-K-H-80 von der Firma DEMAG zu sehen. Das Laufrad hat einen einseitigen Spurkranz und besteht aus Sphäroguss, der Durchmesser beträgt 500 mm. Auf dem verwendeten Radblock kann zusätzlich eine Horizontalrollenführung befestigt werden. Die Montage am Rahmen erfolgt über einen Kopfanschluss, die Verbindung zum Getriebe wird über eine Hohlwelle mit Evolventenprofil bewerkstelligt. Der Radblock ist mit einem Zapfen (74, in dieser Abbildung nicht sichtbar) auf einer Stahlplatte (48) drehbar befestigt. Auf dieser Platte sind vier Blöcke (65) angeschweißt, in denen sich eine Bohrung mit dem Feingewinde M36x1.5 befindet. Je nach Stellung der vier Schrauben (71) ergibt sich ein bestimmter Radwinkel, der den gewünschten Radschräglauf bewirkt. Durch die kreisringförmigen Langlöcher in der Platte werden acht Schrauben gesteckt, mit denen der Radblock anschließend in der gewünschten Stellung fixiert werden kann. Die für die Berechnung wichtigsten Daten des Radblocks lauten:

Laufraddurchmesser:	$D_{LR} = 500 \text{ mm}$
Laufradradius:	$R_{LR} = 250 \text{ mm}$
Gewicht des Laufrades mit Rahmen:	$F_{LR} = 3923 \text{ N}$ , Reserven vorhanden (DEMAG, 2013, S. 51)

Es können aber auch andere Radblöcke von DEMAG bzw. von jedem beliebigen Hersteller verwendet werden. Der Rad-Schiene-Prüfstand ist für alle Räder mit Durchmessern von 100 mm bis maximal 630 mm ausgelegt. Das verwendete Laufrad besteht aus Sphäroguss, DEMAG bietet jedoch auch Räder aus Hydropur oder Polyamid an (DEMAG, o. J., S. 6).

#### 4.2.2.2 Bremsmotor (5) mit Getriebe (6)

Die Auswahl des Bremsmotors (5) und des Getriebes (6) ist einfacher als die Auswahl des Antriebsmotors, da in diesem Fall schon alle wichtigen Größen bekannt sind. Unter der Annahme, dass kein Schlupf auftritt, berechnet sich die Drehzahl des kleinen Rades, die durch die Umfangsgeschwindigkeit vorgegeben ist, wie folgt:

$$n_{LR} := \frac{v_T}{D_{LR} \cdot \pi} = 1.778 \cdot \frac{1}{s}$$

Die Winkelgeschwindigkeit beträgt demnach:

$$\omega_{LR} := \frac{v_T}{\frac{D_{LR}}{2}} = 11.171 \frac{1}{s}$$

Schlussendlich werden der Motor mit der Bezeichnung ZNE 180 B4 - die Nennleistung beträgt 22 kW - und das dazu passende Getriebe ADE 80 vom Hersteller DEMAG ausgewählt. Der Motor ist speziell für Dauerbetrieb geeignet und hat keine eingebaute mechanische Bremse, da sie anfangs nicht erforderlich schien. Im Zuge eines Gespräches mit einem Vertreter der Fima Künz - zu einem Zeitpunkt, als die Diplomarbeit schon weitgehend abgeschlossen war - stellte sich jedoch heraus, dass auch Versuche, die ein zuverlässiges Blockieren des Prüfrades erfordern, sehr interessant wären. Solche Versuche lassen sich mit einem Motor, der eine mechanische Bremse besitzt, einfacher durchführen. Der dafür in Frage kommende Motor hat die Bezeichnung ZBE 180 B4 und ist etwas schwerer als der momentan verwendete Antrieb. Da jedoch bei der nachfolgenden Berechnung ausreichend hohe Sicherheiten eingeplant werden, könnte man auch diesen Motor problemlos verwenden.

Beim eingebauten Getriebe handelt es sich um ein zweistufiges Flachgetriebe in Drehmomentstützenausführung. Die Verbindung vom Getriebe zum Laufrad erfolgt über eine Vollwelle mit Evolvente. Die wichtigsten technischen Daten des Motors (DEMAG, 2012, S. 294) und des dazugehörigen Getriebes (DEMAG, 2012, S. 244) lauten:

Nennleistung des Motors:	$P_{N.B} = 22 \text{ kW}$
Nennmoment des Motors:	$M_{N.B} = 143 \text{ Nm}$
Gewicht des Motors:	$F_{MB} = 2.716 \text{ kN}$
Nennzahl des Motors (Frequenz von 50Hz):	$n_{N.B} = 1470 \text{ min}^{-1}$
Massenträgheitsmoment des Motors:	$J_{Mot.B} = 287 \cdot 10^{-3} \text{ kgm}^2$
Verhältnis $M_{A.B}$ zu $M_{N.B}$ (Anzugsmoment/Nennmoment):	$V_{A.M.B} = 2.9$
Verhältnis $M_{K.B}$ zu $M_{N.B}$ (Kippmoment/Nennmoment):	$V_{K.M.B} = 2.7$
Getriebegewicht:	$F_{GB} = 2.089 \text{ kN}$
Betriebsfaktor des Getriebes:	$f_{B.B} = 3.38$
Untersetzung des Getriebes:	$i_{M.B} = 13.6$
Wirkungsgrad des 2-stufigen Getriebes:	$\eta_{Getriebe2} = 0.96$ (DEMAG, 2012, S. 14)

Maximale Drehzahl des Motors:

$$n_{\max.B} = 3000 \text{ min}^{-1}$$

(DEMAG, 2012, S. 306)

Es folgt nun eine Berechnung, die die passende Auswahl des Motors bzw. des Getriebes belegt. Alle Momente und die jeweiligen Leistungen beziehen sich auf die Motorabtriebswelle. Das theoretisch maximal mögliche Bremsmoment berechnet sich wie folgt:

$$M_{LR.\max} := M_{A.\max} \cdot \frac{D_{LR}}{D_T \cdot i_{MB}} \cdot \eta_{\text{Getriebe2}} = 176.471 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$P_{LR.\max} := M_{LR.\max} \cdot \omega_{LR} \cdot i_{MB} = 26.809 \cdot \text{kW}$$

Dieses Moment kann allerdings in der Praxis nie auftreten, da es immer eine Rollreibung und eine Lagerreibung in den Pendelrollenlagern bzw. in den Lagern der Stützrolle geben muss. Um das tatsächlich maximal mögliche Bremsmoment zu erhalten, müssen alle Reibungen vom maximalen Antriebsmoment  $M_{A.\max}$  abgezogen werden:

$$M_{LR} := (M_{A.\max} - M_{R.L}) \cdot \frac{D_{LR}}{D_T \cdot i_{MB}} \cdot \eta_{\text{Getriebe2}} = 165 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$P_{LR} := M_{LR} \cdot \omega_{LR} \cdot i_{MB} = 25.067 \cdot \text{kW}$$

Durch die Spurkranzreibung entsteht folgendes Moment:

$$M_{LR.SK} := M_{SK} \cdot \frac{D_{LR}}{D_T \cdot i_{MB}} \cdot \eta_{\text{Getriebe2}} = 43.676 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Die dazugehörige Leistung beträgt:

$$P_{LR.SK} := M_{LR.SK} \cdot \omega_{LR} \cdot i_{MB} = 6.635 \cdot \text{kW}$$

Durch einen Radschräglauf von  $0.1^\circ$  entsteht ein Bremsmoment, das  $M_{A.\max}$  gegebenenfalls verringern kann:

$$M_{LR.SL} := M_{SL} \cdot \frac{D_{LR}}{D_T \cdot i_{MB}} \cdot \eta_{\text{Getriebe2}} = 43.823 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Die Leistung, die durch diesen Schräglauf des Rades entsteht, berechnet sich wie folgt:

$$P_{LR,SL} := M_{LR,SL} \cdot \omega_{LR} \cdot i_{MB} = 6.658 \cdot \text{kW}$$

Das Nennbremsmoment, das der ausgewählte Motor erbringen kann, beträgt:

$$M_{LR,max2} := \frac{P_{N,B}}{\omega_{LR} \cdot i_{MB}} = 144.813 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Der verwendete Motor kann also 88 % des maximal möglichen Bremsmoments aufnehmen. Falls das Rad etwas schräg steht, ist das auftretende Bremsmoment schon kleiner als das Nennmoment des Motors. Außerdem muss man berücksichtigen, dass der Motor kurzfristig wesentlich stärker belastet werden darf (vgl.: das Verhältnis Kippmoment zu Nennmoment beträgt 2.7). Das auftretende Bremsmoment erzeugt eine Kraft, die über eine Drehmomentstütze (82) auf den I-Träger (46) des Rahmens übertragen wird.

Falls kein Schlupf auftritt, ergibt sich bei einer Stromversorgung mit einer Frequenz von 50 Hz somit folgende Motordrehzahl:

$$\text{Bremsmotordrehzahl} := n_{LR} \cdot i_{MB} = 1.451 \times 10^3 \cdot \frac{1}{\text{min}}$$

Diese Drehzahl ist etwas kleiner als die Nenndrehzahl des Motors, die 1470 Umdrehungen pro Minute beträgt. Aufgrund der verfügbaren Getriebeübersetzungen ist nicht jede beliebige Drehzahl erreichbar, bei Fremdkühlung stellt dies aber auf keinen Fall ein Problem dar. Der Motor und das Getriebe sind für einen Laufraddurchmesser von 500 mm optimal ausgelegt, können aber begrenzt auch für andere Räder verwendet werden. Je kleiner das Laufrad ist, desto schneller dreht es sich. Man muss daher aufpassen, dass die Maximaldrehzahl des Motors, die 3000 U/min beträgt, nie überschritten wird. Die Maximaldrehzahl des Rades beträgt:

$$n_{LR,max} := \frac{n_{max,B}}{i_{MB}} = 3.676 \cdot \frac{1}{s}$$

Damit kann nun die maximal zulässige Umfangsgeschwindigkeit für ein Rad mit einem Durchmesser von 500 mm berechnet werden:

$$v_{T,max2} := D_{LR} \cdot \pi \cdot n_{LR,max} = 5.775 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Ein Rad, dessen Durchmesser 250 mm beträgt, kann folglich mit einer Umfangsgeschwindigkeit von 2.89 m/s (das sind 173 m/min) betrieben werden.

#### **4.2.2.3 Berechnung der Auflagerkräfte in den Lineargleitlagern (16)**

Zunächst erfolgt die Berechnung der Auflagerreaktionen der Lineargleitlager (16). Da vier Lager verwendet werden, handelt es sich hier um ein statisch unbestimmtes System. Man kann jedoch das Gesamtsystem in Teilbereiche zerlegen. Mithilfe der Symmetrie und unter der Annahme, dass sich die Belastung immer gleichmäßig auf alle vier Lager aufteilt, sind die Auflagerkräfte dennoch recht genau zu ermitteln. Für die Berechnung werden die maximale Radlast und die maximale Querkraft verwendet, die gesuchten Auflagerkräfte sind immer in Richtung des Koordinatensystems eingezeichnet. Zunächst werden alle in den Skizzen vorkommenden Variablen definiert:

Horizontaler Abstand zwischen zwei Lineargleitlagern:	$ae = 380 \text{ mm}$
Vertikaler Abstand zwischen zwei Lineargleitlagern:	$be = 780 \text{ mm}$
Abstand kleiner Hydraulikzylinder - Mitte Gleitstange:	$ce = 160 \text{ mm}$
Abstand Laufradwelle - Mitte Gleitstange:	$de = 583 \text{ mm}$
Abstand Laufradmitte - Mitte Getriebe:	$ee = 275 \text{ mm}$
Abstand Mitte Getriebe - Motorschwerpunkt:	$fe = 470 \text{ mm}$
Horizontaler Abstand Lager III - Drehmomentstütze:	$dh = 33.5 \text{ mm}$
Vertikaler Abstand Lager III - Drehmomentstütze:	$dv = 50 \text{ mm}$
Abstand Mitte Gleitstange - Schwerpunkt Laufradbefestigung:	$cs = 180 \text{ mm}$
Gewicht Laufradbefestigung, ermittelt mit Catia:	$F_{LB} = 2.55 \text{ kN}$

Abbildung 20 zeigt eine Seitenansicht der Querkraftaufbringung mit der in x-Richtung wirkenden Radlast, der Kreis symbolisiert das Laufrad. Die Lager I und II bzw. die Lager III und IIII werden in der Skizze zu je einem Lager zusammengefasst, um ein statisch bestimmtes System zu erhalten. Da die Radlast genau in der Mitte der vier Lineargleitlager angreift, teilt sich die Belastung auf alle Lager gleichmäßig auf.

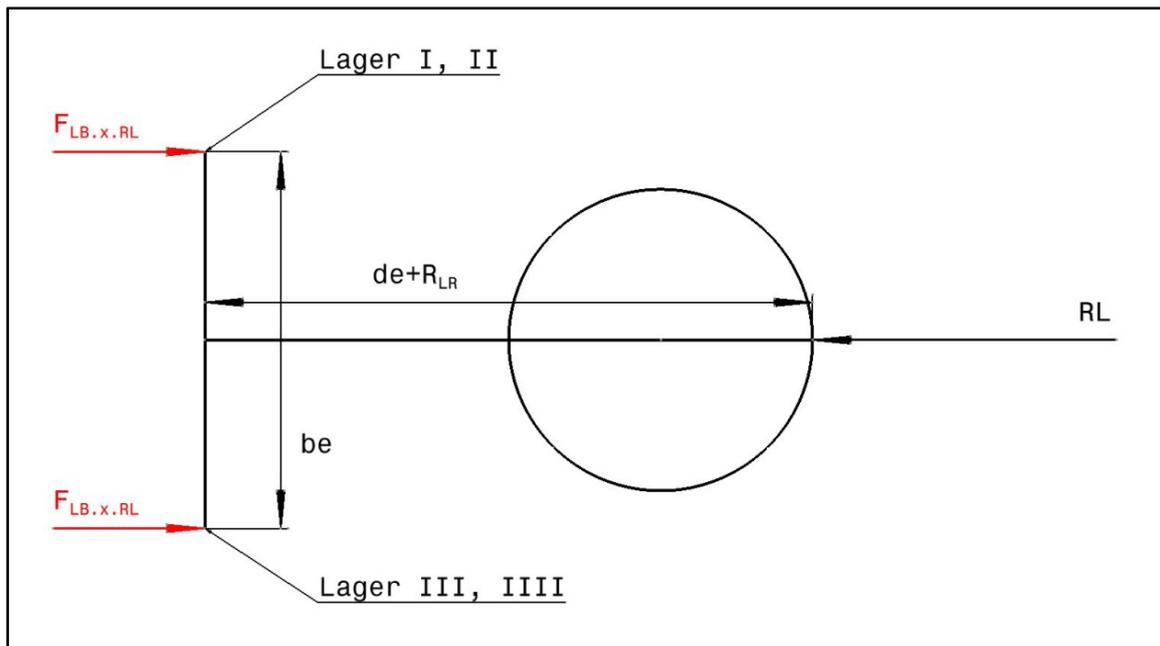


Abbildung 20: Seitenansicht der Querkraftaufbringung, Kräfte in x-Richtung

Die Auflagerkraft eines Lagers in x-Richtung durch die Radlast beträgt somit:

$$F_{LB.x.RL} := \frac{RL}{4} = 41.25 \cdot \text{kN}$$

Die durch das Bremsmoment hervorgerufene Kraft belastet hauptsächlich das Lager III, daher kann die Belastung der restlichen Lager vernachlässigt werden. Das maximale Getriebeabtriebsmoment beträgt:

$$M_{MB} := (M_{A.max} - M_{R.L}) \frac{D_{LR}}{D_T} = 2.338 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Die Getriebeabtriebswelle ist von der Drehmomentstütze 440 mm entfernt, somit kann die Kraft berechnet werden:

$$F_{BM} := \frac{M_{MB}}{440 \text{ mm}} = 5.313 \text{ kN}$$

Die Auflagerkraft des Lagers IIII in x-Richtung durch die Drehmomentstütze lautet daher:

$$F_{LB.x.F.BM.III} := \frac{F_{BM} \cdot (ae + dh) \cdot (dv + be)}{ae \cdot be} = 6.151 \text{ kN}$$

In der folgenden Draufsicht sieht man die in y-Richtung angreifende Querkraft, die durch den sogenannten kleinen Hydraulikzylinder hervorgerufen wird. Die Lager I und III bzw. die Lager II und III werden in dieser Abbildung zu je einem Lager zusammengefasst.

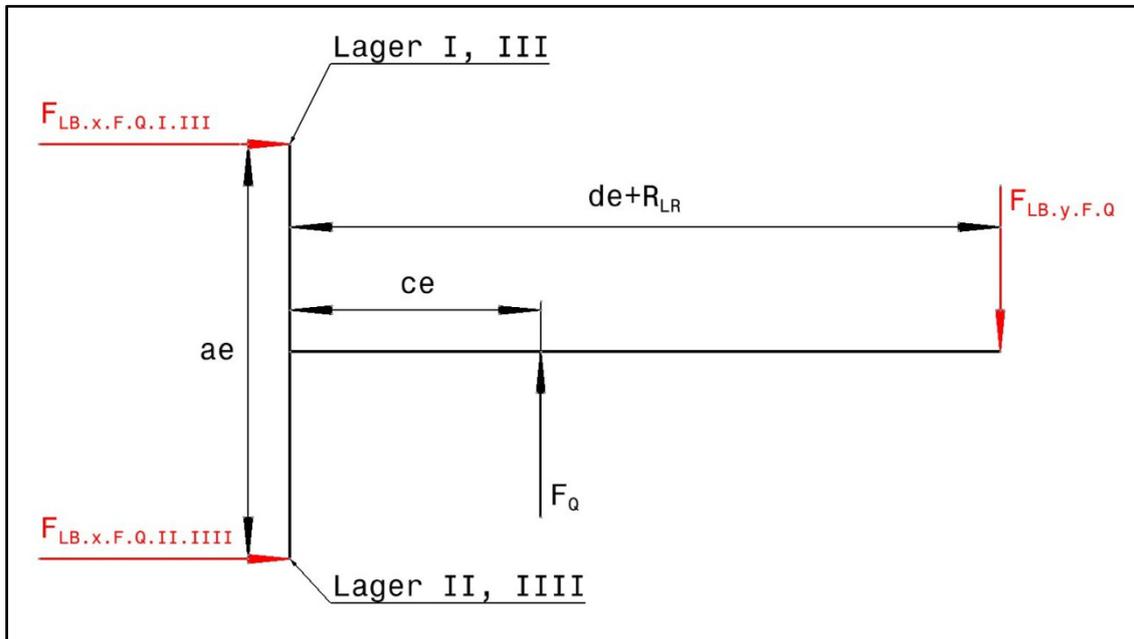


Abbildung 21: Draufsicht der Querkraftaufbringung (Kräfte in y-Richtung)

Mit dem Kräftegleichgewicht in y-Richtung erhält man die Kraft, die auf den Spurkranz des Laufrades wirkt:

$$F_{LB,y.F.Q} := F_Q = 16.5 \text{ kN}$$

Die Auflagerkräfte der Lager in x-Richtung durch die Querkraft berechnen sich mit Abbildung 21 zu:

$$F_{LB,x.F.Q.I.III} := \frac{F_Q \cdot (ce - de - R_{LR})}{2 \cdot ae} = -14.611 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB,x.F.Q.II.IIIII} := -F_{LB,x.F.Q.I.III} = 14.611 \cdot \text{kN}$$

Da die Querkraft genau in der Mitte der Lager I und III bzw. der Lager II und IIII angreift, wird angenommen, dass sich die Kraft auf alle vier Lager gleichmäßig aufteilt. Aus diesem Grund steht im Nenner die Zahl 2. Die folgende Zeichnung zeigt wieder eine Seitenansicht,

diesmal mit den genau zwischen den Lagern I und II bzw. den Lagern III und IIII in z-Richtung wirkenden Kräften.

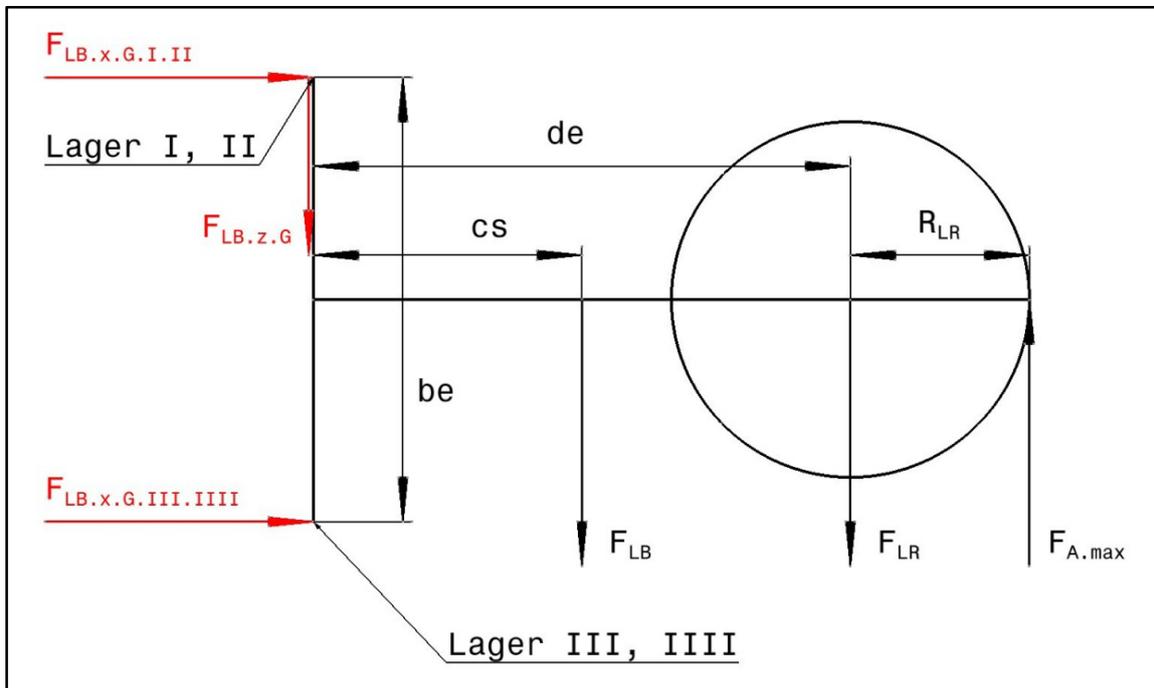


Abbildung 22: Seitenansicht der Querkraftaufbringung, Kräfte in z-Richtung

Die Auflagerkräfte der Lager in x-Richtung durch das Gewicht des Laufrades, des Rahmens und die maximal übertragbare Kraft werden wie folgt berechnet:

$$F_{LB.x.G.I.II} := \frac{F_{A.max} \cdot (de + R_{LR}) - F_{LR} \cdot de - F_{LB} \cdot cs}{2 \cdot be}$$

$$F_{LB.x.G.III.IIII} := -F_{LB.x.G.I.II}$$

Unter der Annahme, dass sich die Belastung auf alle vier Lager gleichmäßig aufteilt, erhält man für die z-Richtung:

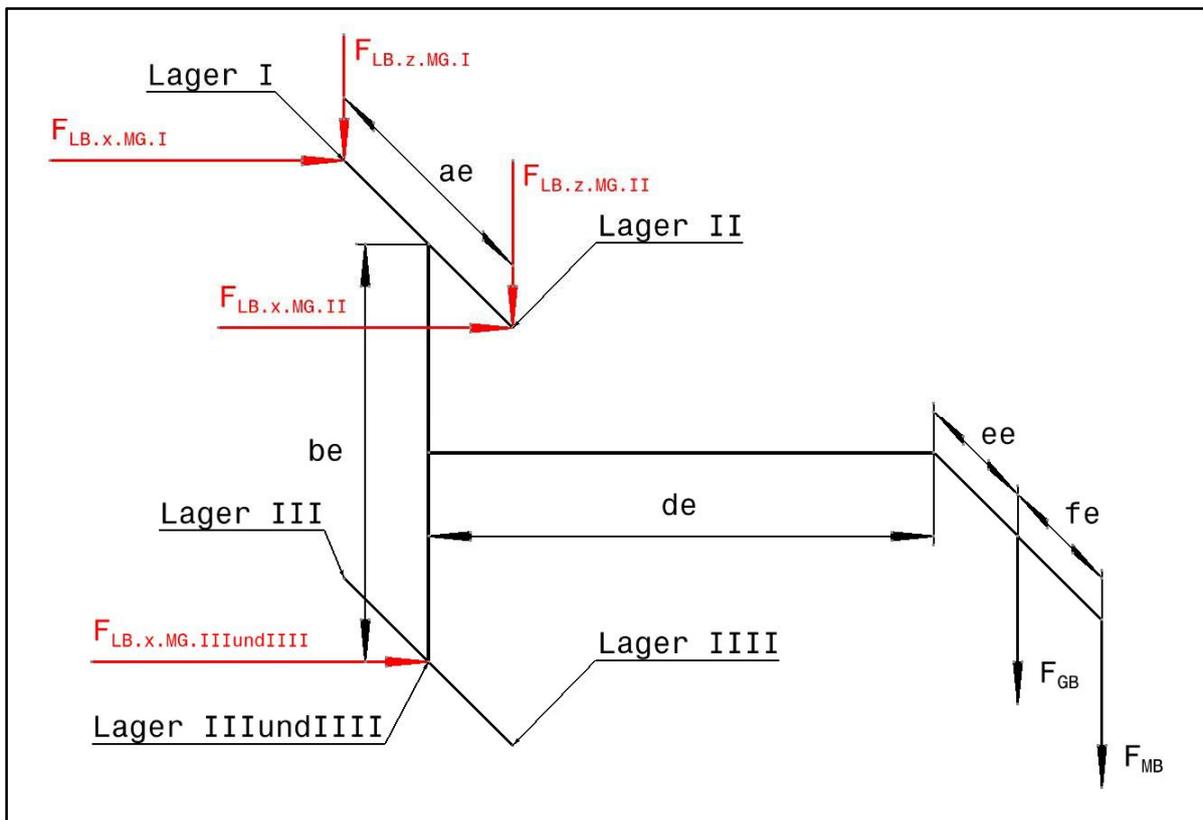
$$F_{LB.z.G} := \frac{F_{A.max} - (F_{LR} + F_{LB})}{4}$$

Da die einzelnen Kräfte genau zwischen den Lagern I und II bzw. III und IIII wirken und die Laufradwelle in der Mitte der Lager I und III bzw. II und IIII angeordnet ist, werden alle Lager mit derselben Kraft belastet. Die von  $F_{A.max}$  abhängenden Auflagerkräfte werden in der nächsten Tabelle angegeben, einmal mit und einmal ohne diese Kraft:

**Tabelle 11: Auflagerkräfte in x- und z-Richtung, abhängig von  $F_{A,max}$**

Auflagerkraft in x-Richtung	ohne $F_{A,max}$	mit $F_{A,max}$
$F_{LB,x,G.I.II}$	-1.76 kN	3.58 kN
$F_{LB,x,G.III.IIII}$	1.76 kN	-3.58 kN
$F_{LB,z,G}$	-1.618 kN	0.882 kN

Mit Hilfe der folgenden dreidimensionalen Abbildung der Querkraftaufbringung können die Auflagerreaktionen der Lager berechnet werden, die durch nicht symmetrisch wirkende Belastungen verursacht werden. Um ein statisch bestimmtes System zu erhalten, muss man ein etwas vereinfachtes Modell erstellen, daher gilt die folgende Berechnung nur näherungsweise: Die Lager III und IIII werden durch ein Lager ersetzt, das Kräfte nur in x-Richtung aufnehmen kann. Bei der Berechnung der Gesamtauflagerreaktionen werden die Lagerkräfte allerdings auf alle vier Lager aufgeteilt. Das spielt jedoch kaum eine Rolle, da die Gewichte des Bremsmotors und des Getriebes im Vergleich zu den anderen Belastungen relativ klein sind.



**Abbildung 23: 3D-Ansicht der Querkraftaufbringung**

Die Auflagerkräfte der Lager in x-Richtung durch das Gewicht des Getriebes und des Bremsmotors ergeben sich mit Abbildung 23 zu:

$$F_{\text{LB.x.MG.IIIundIII}} := \frac{(F_{\text{GB}} + F_{\text{MB}}) \cdot d_e}{b_e} = 3.592 \text{ kN}$$

Die Kraft  $F_{\text{LB.x.MG.IIIundIII}}$  wird jeweils auf Lager III und IIII aufgeteilt. Die weiteren Kräfte betragen:

$$F_{\text{LB.x.MG.II}} := \frac{-F_{\text{LB.x.MG.IIIundIII}}}{2} = -1.796 \text{ kN}$$

$$F_{\text{LB.x.MG.I}} := -F_{\text{LB.x.MG.IIIundIII}} - F_{\text{LB.x.MG.II}} = -1.796 \text{ kN}$$

In z-Richtung gilt:

$$F_{\text{LB.z.MG.II}} := \frac{-\left[ F_{\text{GB}} \left( ee + \frac{ae}{2} \right) + F_{\text{MB}} \left( ee + fe + \frac{ae}{2} \right) \right]}{ae} = -9.24 \cdot \text{kN}$$

$$F_{\text{LB.z.MG.I}} := -(F_{\text{GB}} + F_{\text{MB}} + F_{\text{LB.z.MG.II}}) = 4.435 \cdot \text{kN}$$

Nun werden die Gesamtaullagerkräfte der vier Lineargleitlager in x-Richtung berechnet, indem man alle Teilkräfte addiert:

$$F_{\text{LB.x.I}} := F_{\text{LB.x.RL}} + F_{\text{LB.x.F.Q.I.III}} + F_{\text{LB.x.G.I.II}} + F_{\text{LB.x.MG}}$$

$$F_{\text{LB.x.II}} := F_{\text{LB.x.RL}} + F_{\text{LB.x.F.Q.II.III}} + F_{\text{LB.x.G.I.II}} + F_{\text{LB.x.MG.II}}$$

$$F_{\text{LB.x.III}} := F_{\text{LB.x.RL}} + F_{\text{LB.x.F.Q.I.III}} + F_{\text{LB.x.G.III.III}} + \frac{F_{\text{LB.x.MG.IIIundIII}}}{2}$$

$$F_{\text{LB.x.IIIII}} := F_{\text{LB.x.RL}} + F_{\text{LB.x.F.Q.II.III}} + F_{\text{LB.x.G.III.III}} + \frac{F_{\text{LB.x.MG.IIIundIII}}}{2} - F_{\text{LB.x.F.BM.IIIII}}$$

Da die Kraft  $F_{\text{LB.x.F.BM.IIIII}}$  auch Null sein kann und man nur an den maximal möglichen Kräften interessiert ist, wird sie bei der Berechnung der Gesamtaullagerkräfte nicht berücksichtigt. Die maximalen Belastungen der Lager in x-Richtung hängen unter anderem auch davon ab, wie groß die Querkraft  $F_Q$  und  $F_{A.\text{max}}$  sind. Daher ist es notwendig, vier verschiedene Fälle zu betrachten. Die sich somit ergebenden Gesamtaullagerkräfte in x-Richtung sind Tabelle 12 zu entnehmen:

**Tabelle 12: Gesamtauflagerkräfte in x-Richtung, abhängig von  $F_{A,max}$  und  $F_Q$**

<i>Gesamtauflagerkraft in x-Richtung</i>	<i>ohne <math>F_Q</math>, mit <math>F_{A,max}</math></i>	<i>ohne <math>F_Q</math>, ohne <math>F_{A,max}</math></i>	<i>mit <math>F_Q</math>, ohne <math>F_{A,max}</math></i>	<i>mit <math>F_Q</math>, mit <math>F_{A,max}</math></i>
$F_{LB,x,I}$	<b>43.043 kN</b>	37.694 kN	23.083 kN	28.423 kN
$F_{LB,x,II}$	43.043 kN	37.694 kN	52.305 kN	<b>57.645 kN</b>
$F_{LB,x,III}$	39.466 kN	<b>44.806 kN</b>	30.195 kN	24.855 kN
$F_{LB,x,IIII}$	39.466 kN	44.806 kN	<b>59.417 kN</b>	54.077 kN

Die fett gedruckten Werte in der Tabelle sind die jeweils maximal möglichen Auflagerkräfte für die vier Lager bei den unterschiedlichen Belastungsfällen.

Bei der Berechnung der Gesamtauflagerkräfte in z-Richtung werden die Kraft  $F_{LB,z,MG,I}$  auf die Lager I und III und die Kraft  $F_{LB,z,MG,II}$  auf die Lager II und IIII aufgeteilt. Ob man die Kräfte auf alle vier Lager aufteilt oder sie nur in den Lagern I und II wirken lässt wie in Abbildung 23, hat kaum einen Einfluss - dies zeigt die Berechnung im Anhang. Die Gesamtauflagerkräfte in z-Richtung erhält man wieder, indem man alle Teilkräfte addiert:

$$F_{LB,z,I} := F_{LB,z,G} + \frac{F_{LB,z,MG,I}}{2}$$

$$F_{LB,z,II} := F_{LB,z,G} + \frac{F_{LB,z,MG,II}}{2}$$

$$F_{LB,z,III} := F_{LB,z,G} + \frac{F_{LB,z,MG,I}}{2}$$

$$F_{LB,z,IIII} := F_{LB,z,G} + \frac{F_{LB,z,MG,II}}{2}$$

Da die Querkraft auf diese Kräfte keinen Einfluss hat, ergeben sich nur zwei Möglichkeiten. Die Gesamtauflagerkräfte in z-Richtung sind Tabelle 13 zu entnehmen:

**Tabelle 13: Gesamtauflagerkräfte in z-Richtung, abhängig von  $F_{A,max}$**

<i>Gesamtauflagerkraft in z-Richtung</i>	<i>ohne <math>F_{A,max}</math></i>	<i>mit <math>F_{A,max}</math></i>
$F_{LB,z,I}$	0.599 kN	<b>3.099 kN</b>
$F_{LB,z,II}$	<b>-6.238 kN</b>	-3.738 kN
$F_{LB,z,III}$	0.599 kN	<b>3.099 kN</b>
$F_{LB,z,IIII}$	<b>-6.238 kN</b>	-3.738 kN

Die Formeln für die Gesamtauflagerreaktionen für jedes Lager lauten:

$$F_{LB.I} := \sqrt{F_{LB.x.I}^2 + F_{LB.z.I}^2}$$

$$F_{LB.II} := \sqrt{F_{LB.x.II}^2 + F_{LB.z.II}^2}$$

$$F_{LB.III} := \sqrt{F_{LB.x.III}^2 + F_{LB.z.III}^2}$$

$$F_{LB.III} := \sqrt{F_{LB.x.III}^2 + F_{LB.z.III}^2}$$

Auch hier ist es nötig, vier verschiedene Fälle zu betrachten. Die Gesamtauflagerkräfte in den Lineargleitlagern, die sowohl von der Querkraft  $F_Q$  als auch von  $F_{A.max}$  abhängig sind, werden in der folgenden Tabelle angeführt:

**Tabelle 14: Gesamtauflagerkräfte, abhängig von  $F_{A.max}$  und  $F_Q$**

<i>Gesamtauflagerkraft in den Linearlagern</i>	<i>ohne <math>F_Q</math>, mit <math>F_{A.max}</math></i>	<i>ohne <math>F_Q</math>, ohne <math>F_{A.max}</math></i>	<i>mit <math>F_Q</math>, ohne <math>F_{A.max}</math></i>	<i>mit <math>F_Q</math>, mit <math>F_{A.max}</math></i>
$F_{LB.I}$	<b>43.145 kN</b>	37.699 kN	23.091 kN	28.591 kN
$F_{LB.II}$	43.196 kN	38.207 kN	52.676 kN	<b>57.766 kN</b>
$F_{LB.III}$	39.588 kN	<b>44.810 kN</b>	30.201 kN	25.048 kN
$F_{LB.III}$	39.643 kN	45.238 kN	<b>59.744 kN</b>	54.206 kN

Die größte Kraft tritt im Lager III auf und zwar dann, wenn die Querkraft aufgebracht wird und  $F_{A.max}$  gleich null ist. Die Lager müssen daher für eine maximale Belastung von 60 kN ausgelegt sein. Als Lineargleitlager wird das Produkt LPAR80 von SKF verwendet. Dies ist das größte Lager, das SKF anbietet. Der Lagerinnendurchmesser  $d_{GLF}$  beträgt 80 mm,  $C_{dynamisch}$  29 kN bei einer Geschwindigkeit von 0.1 m/s und  $C_{statisch}$  100 kN (SKF, o. J., S. 22). Mit dieser Wahl bleibt noch eine Sicherheit gegenüber Berechnungsungenauigkeiten - die Ermittlung der Kräfte ist nur eine Näherung, außerdem muss man berücksichtigen, dass die Lineargleitlager bei Abnutzung des Spurkranzes bzw. der Schiene nicht mehr symmetrisch belastet werden. Da hier bei Belastung statische Verhältnisse vorliegen, sind die Lager ausreichend dimensioniert. Vom Hersteller SKF gibt es auch die dazu passenden Lagergehäuse LUCS80. Diese Lagergehäuse werden auf kleine Platten (66) geschraubt, die wiederum auf I-Träger (46) geschweißt sind.

#### 4.2.2.4 Kleiner Hydraulikzylinder (12) mit Kraftaufnehmer (10)

Der kleine Hydraulikzylinder (12) befindet sich zwischen der Querkraft- und der Normalkraftaufbringung. Mit Hilfe dieses Zylinders wird die Querkraft  $F_Q$  erzeugt. Um die aufgebrachte Kraft messen zu können, gibt es den Kraftaufnehmer (10), der für die Messung von sowohl Zug- als auch Druckkräften geeignet ist. Daher können auch Schräglaufkräfte ermittelt werden, indem die auftretende Zugkraft gemessen wird. In der folgenden Detailansicht sieht man die Befestigung des Hydraulikzylinders und den integrierten Kraftaufnehmer.

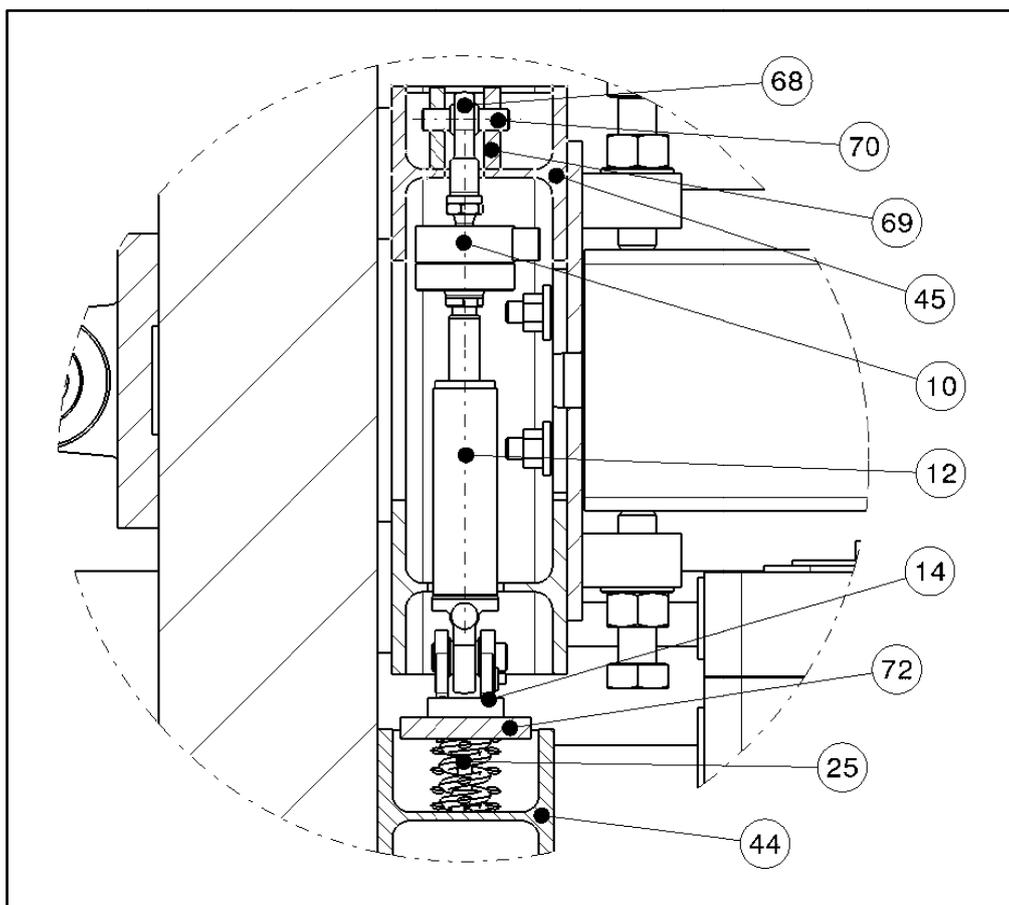


Abbildung 24: Detailansicht des kleinen Hydraulikzylinders mit dem Kraftaufnehmer

Die Querkraft beträgt laut Anforderungsliste 16.5 kN, daher wird der Kraftaufnehmer U2B-20 von der Firma HBM ausgewählt, der Zug- und Druckkräfte bis 20 kN messen kann. Im Aufnehmer befindet sich ein Loch mit einem ISO-Feingewinde M20x1.5 (HBM, o. J. b). Da die Kolbenstange des ausgewählten Zylinders am Ende dasselbe Gewinde besitzt, wird der Differentialzylinder mit der Bezeichnung CDL2MP5/50/28/110D1X/B11CKUMWW vom

Hersteller Bosch Rexroth eingebaut. Damit gestaltet sich der Zusammenbau der beiden Komponenten besonders kompakt und einfach, wenngleich der ausgewählte Zylinder leicht überdimensioniert ist, denn bei einem Betriebsdruck von 160 bar wird eine Kraft von 31.40 kN erreicht (BOSCH REXROTH, 2013, S. 6). Der verwendete Zylinder kann sowohl Zug- als auch Druckkräfte aufbringen. Für die genauen technischen Daten sei auf den Anhang verwiesen.

Der Hydraulikzylinder (12) wird an einem Ende mit einem Gabel-Lagerbock (14) befestigt. Der Lagerbock selbst ist auf einer Platte (72) angeschraubt. Zwischen dieser Platte und dem vertikalen I-Träger (44) der Normalkraftaufbringung sind drei Druckfedern (25) mit der Bezeichnung D-450 angeordnet. Die Federn stammen vom Hersteller GuteKunst, die Höchstkraft einer Feder beträgt 7.686 kN und die Federrate 873.414 N/mm. Der Federweg beträgt bei maximaler Querkraft daher:

$$s_{\text{Feder}} := \frac{F_Q}{873.414 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 3} = 6.297 \text{ mm}$$

Falls der Hydraulikzylinder etwas nachgibt, sorgen die Federn dafür, dass der ausgewählte Druck dennoch auf den Spurkranz wirkt. Eine Alternative wäre ein Metall-Gummipuffer, leider sind die verfügbaren Gummielemente für die vorhandene Kraft zu groß und kommen daher nicht in Frage.

Die Kolbenstange des Zylinders wird direkt in den Kraftaufnehmer (10) geschraubt. Auch die Verbindung von Kraftaufnehmer und Gelenköse (68) erfolgt durch einfaches Zusammenschrauben. Diese Gelenköse mit der Bezeichnung 1-U2A/2t/ZGOW, die ebenfalls von der Firma HBM stammt und auf den verwendeten Kraftaufnehmer abgestimmt ist, wird auf einer Achse (70) montiert. Die Befestigung der Achse erfolgt mit zwei Blechen (69), die auf dem I-Träger (45) der Querkraftaufbringung angeschweißt sind. Die maximale Biegespannung der Achse beträgt rund 265 N/mm<sup>2</sup>, daher wird der Werkstoff Ck50 verwendet. Die zulässige Spannung beträgt in dem vorliegenden Fall 310 N/mm<sup>2</sup>. Für Details zu dieser Berechnung sei wieder auf den Anhang verwiesen.

### 4.2.3 Normalkraftaufbringung

In Abbildung 25 sieht man die sogenannte Normalkraftaufbringung mit den dazugehörigen Bauteilnummern. In dieser Darstellung sind die vier Lineargleitlager und die eingebauten Wellenböcke beschriftet, zudem sind wieder die zwei wichtigsten Abmessungen und das verwendete Koordinatensystem eingezeichnet.

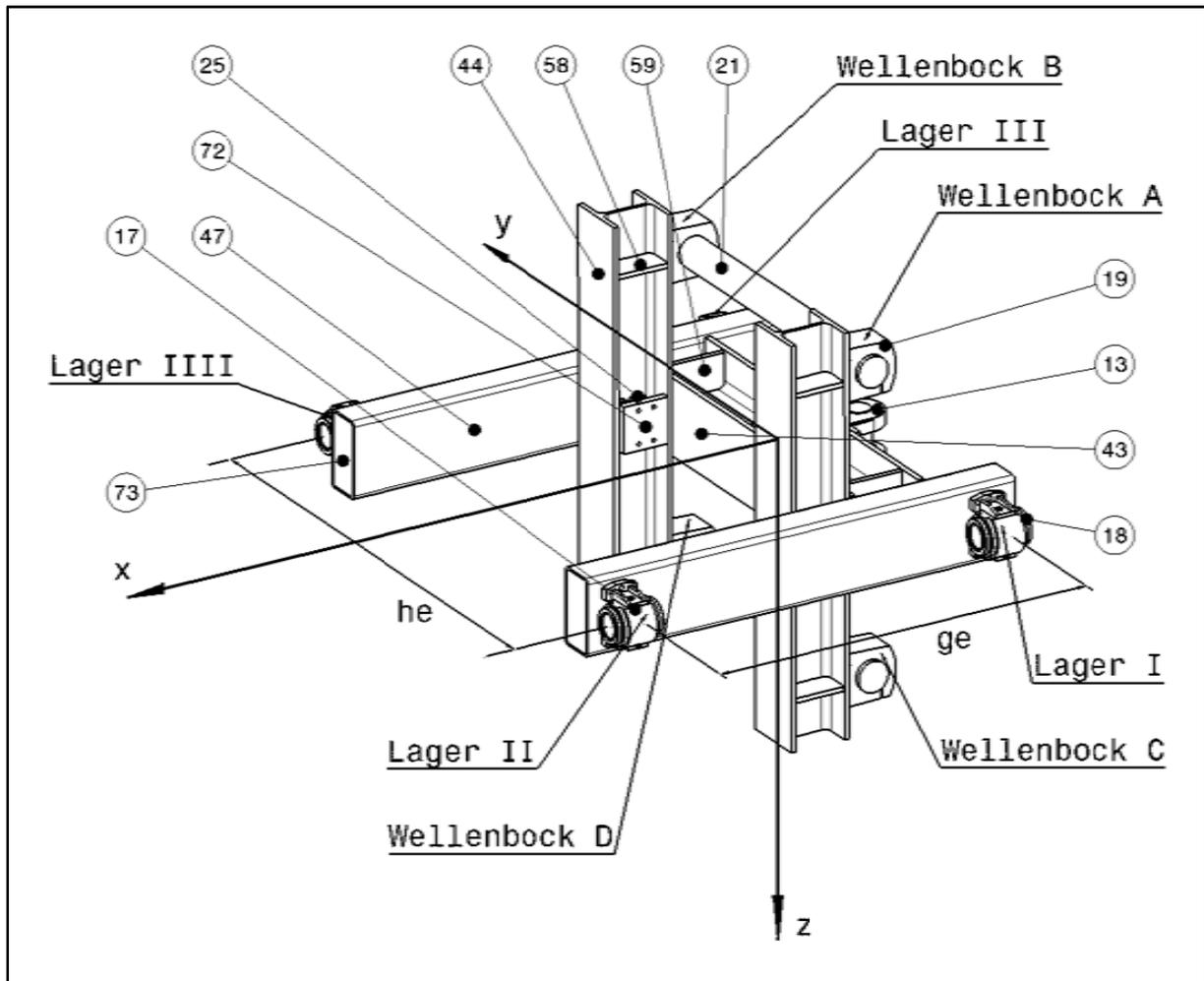


Abbildung 25: Normalkraftaufbringung mit Bauteilnummern, Beschriftung der Lager und Wellenböcke

Auf dem I-Träger (43) ist der große Gabel-Lagerbock (13) befestigt. Dieser Lagerbock dient zur Montage des großen Hydraulikzylinders, der die gewünschte Radlast aufbringt. Die Querkraftaufbringung ist auf den beiden Lineargleitlagerführungsstangen (21) in y-Richtung frei beweglich gelagert. Die Lineargleitlagerführungsstangen werden mit vier Wellenböcken (19) auf den vertikalen I-Trägern (44) befestigt. Darauf ist jeweils ein Rechteck-Hohlprofil (47) montiert, auf dem die Gehäuse (17) mit den integrierten Lineargleitlagern (18)

angeschraubt sind. Dieses Hohlprofil wird mit dem I-Träger (43) fest verbunden, an gewissen Stellen - zum Beispiel bei den Lagern - sind Platten (73) eingeschweißt. Die gesamte Baugruppe ist damit in x-Richtung frei beweglich gelagert. Auf dem vertikalen I-Träger werden die 3 Federn (25) mit der Druckplatte (72) befestigt. Darauf wird der kleine Hydraulikzylinder montiert, der für die Aufbringung der Querkraft zuständig ist. In alle I-Träger sind Bleche (58 bzw. 59) geschweißt, die einen optimalen Kraftfluss an den kritischen Stellen sicherstellen. Der Zusammenbau der gesamten Einheit erfolgt - bis auf die Montage der Wellenböcke - durch Schweißen.

#### **4.2.3.1 Berechnung der Auflagerkräfte in den Wellenböcken (19)**

Zunächst werden die Auflagerkräfte in den Wellenböcken (19) ermittelt, wobei zwecks einfacherer Berechnung für alle vier Lager die maximal möglichen Gesamtauflagerkräfte in x-Richtung eingesetzt werden. Damit ist man auf der sicheren Seite, da in der Praxis nicht gleichzeitig in den Lagern I und II bzw. in den Lagern III und IIII die Maximalbelastung auftreten kann. Es ergeben sich dadurch aber nur zwischen 7 bis 8 % höhere Kräfte in den Wellenböcken. Die Maximalwerte der Auflagerkräfte in x-Richtung werden alle aufgerundet:

$$F_{LB,x,I,max} := 44\text{kN}$$

$$F_{LB,x,II,max} := 58\text{kN}$$

$$F_{LB,x,III,max} := 45\text{kN}$$

$$F_{LB,x,IIII,max} := 60\text{kN}$$

Die höchsten Gesamtauflagerkräfte in x-Richtung sind immer positiv, für die Kräfte in z-Richtung gilt dies aber nicht, vergleiche auch Tabelle 13. Daher müssen zwei Fälle unterschieden werden, wobei die Kräfte in den Lagern I und III bzw. in den Lagern II und IIII gleich groß sind. Falls  $F_{A,max}$  nicht wirkt (Fall 1), gelten folgende Maximalkräfte:

$$F_{LB,z,I,max} := 0.6\text{kN}$$

$$F_{LB,z,II,max} := -6.3\text{kN}$$

Mit der Kraft  $F_{A,max}$  (Fall 2) müssen folgende Kräfte für die weitere Berechnung verwendet werden:

$$F_{LB.z.I.max.2} := 3.1kN$$

$$F_{LB.z.II.max.2} := -3.8kN$$

Damit man mit der eigentlichen Berechnung der Auflagerreaktionen beginnen kann, muss man noch den Abstand  $ne$  zwischen den beiden Wellenböcken A und B festlegen:  $ne = 800$  mm.

Abbildung 26 zeigt die obere Lineargleitlagerführungsstange (21) mit den beiden Wellenböcken (19). Die Bezeichnungen Lager I und Lager II beziehen sich auf Abbildung 19.

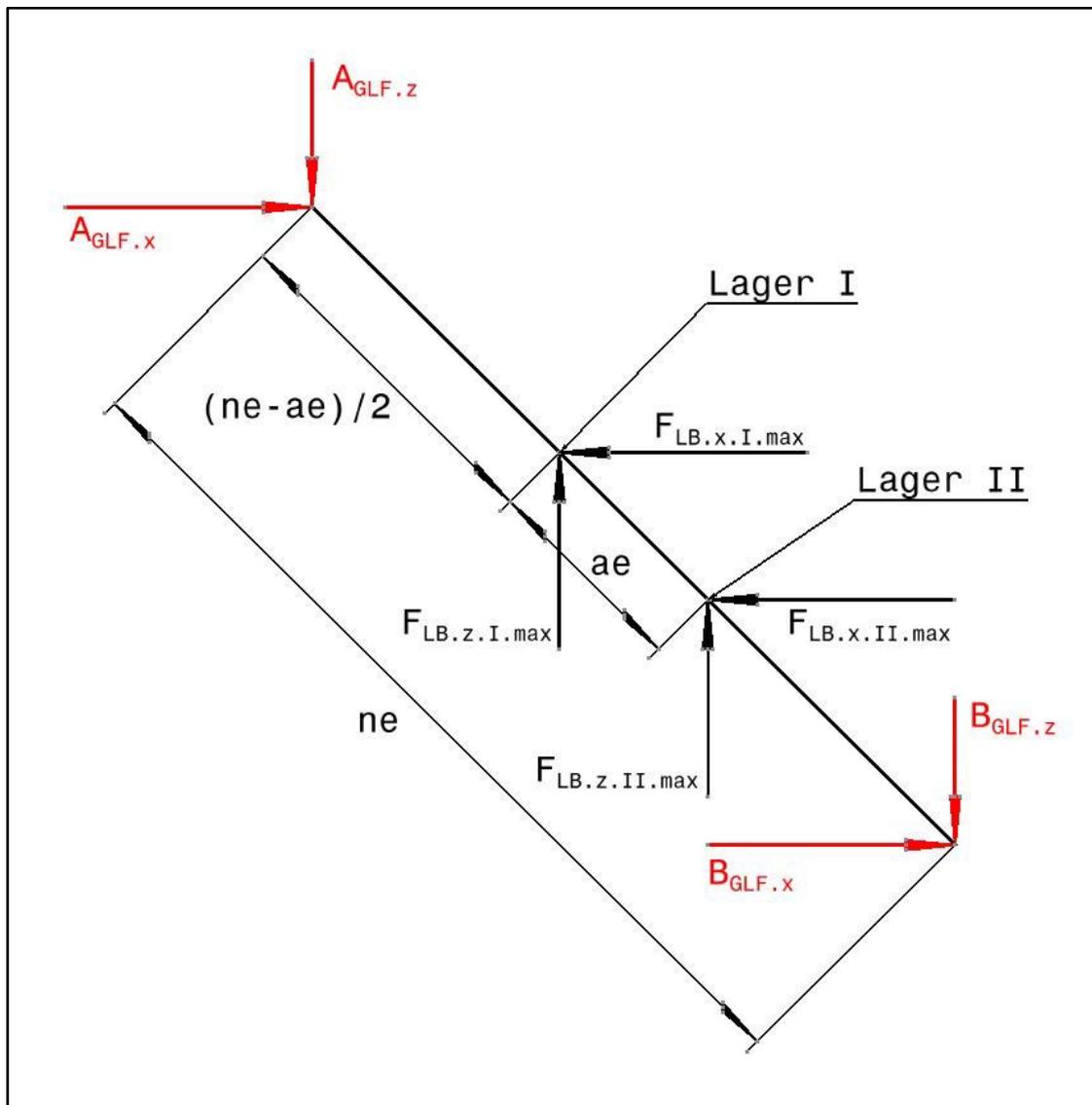


Abbildung 26: Lineargleitlagerführungsstange (21) mit den beiden Wellenböcken (19)

Die Auflagerkräfte in den Wellenböcke A und B in x-Richtung ergeben sich mit voriger Abbildung zu:

$$B_{GLF,x} := \frac{F_{LB,x,II,max} \left( \frac{ae + ne}{2} \right) + F_{LB,x,I,max} \left( \frac{ne - ae}{2} \right)}{ne} = 54.325 \text{ kN}$$

$$A_{GLF,x} := F_{LB,x,II,max} + F_{LB,x,I,max} - B_{GLF,x} = 47.675 \text{ kN}$$

In z-Richtung müssen die beiden möglichen Fälle unterschieden werden. Für Fall 1 werden die Kräfte auf folgende Weise berechnet:

$$B_{GLF,z} := \frac{F_{LB,z,II,max} \left( \frac{ae + ne}{2} \right) + F_{LB,z,I,max} \left( \frac{ne - ae}{2} \right)}{ne} = -4.489 \text{ kN}$$

$$A_{GLF,z} := F_{LB,z,II,max} + F_{LB,z,I,max} - B_{GLF,z} = -1.211 \text{ kN}$$

Die Ergebnisse für den Fall 2 lauten:

$$B_{GLF,z,2} := \frac{F_{LB,z,II,max,2} \left( \frac{ae + ne}{2} \right) + F_{LB,z,I,max,2} \left( \frac{ne - ae}{2} \right)}{ne} = -1.989 \text{ kN}$$

$$A_{GLF,z,2} := F_{LB,z,II,max,2} + F_{LB,z,I,max,2} - B_{GLF,z,2} = 1.289 \text{ kN}$$

Da die Auflagerkraft im Wellenbock A im Fall 2 - auch betragsmäßig - größer als in Fall 1 ist, erfolgt die weitere Berechnung mit  $A_{GLF,z,2}$ . Analog zur vorigen Berechnung werden nun die Auflagerreaktionen der Wellenböcke C und D in x-Richtung ermittelt. Dazu müssen vorerst einige Änderungen in Abbildung 26 vorgenommen werden: Wellenbock A wird durch Wellenbock C und Wellenbock B durch Wellenbock D ersetzt, statt  $F_{LB,I,max}$  und  $F_{LB,II,max}$  werden jetzt die Kräfte  $F_{LB,III,max}$  und  $F_{LB,III,max}$  verwendet.

$$D_{GLF,x} := \frac{F_{LB,x,III,max} \left( \frac{ae + ne}{2} \right) + F_{LB,x,III,max} \left( \frac{ne - ae}{2} \right)}{ne} = 56.063 \text{ kN}$$

$$C_{GLF,x} := F_{LB,x,III,max} + F_{LB,x,III,max} - D_{GLF,x} = 48.937 \text{ kN}$$

Für die Berechnung der Biegespannung der Lineargleitlagerführungsstange benötigt man noch die Gesamtauflagerkräfte. Weil  $F_{LB.z.I.max}$  gleich  $F_{LB.z.III.max}$  und  $F_{LB.z.II.max}$  gleich  $F_{LB.z.III.max}$  ist, ergeben sich die maximal möglichen Auflagerreaktionen mit folgenden Formeln:

$$A_{GLF} := \sqrt{A_{GLF.x}^2 + A_{GLF.z.2}^2} = 47.692 \text{ kN}$$

$$B_{GLF} := \sqrt{B_{GLF.x}^2 + B_{GLF.z}^2} = 54.51 \text{ kN}$$

$$C_{GLF} := \sqrt{C_{GLF.x}^2 + A_{GLF.z.2}^2} = 48.954 \text{ kN}$$

$$D_{GLF} := \sqrt{D_{GLF.x}^2 + B_{GLF.z}^2} = 56.242 \text{ kN}$$

#### 4.2.3.1 Biegespannung in der Lineargleitlagerführungsstange (21)

Wie die vorige Berechnung zeigt, tritt die maximale Kraft im Wellenbock D auf. Der Durchmesser der Welle ist durch das verwendete Linearlager LPAR80 vorgegeben und beträgt 80 mm. Für die Berechnung der Biegespannung braucht man noch das axiale Widerstandsmoment der Lineargleitlagerführungsstange:

$$W_{y.GLf} := \frac{d_{GLF}^3 \cdot \pi}{32} = 50.265 \cdot \text{cm}^3$$

Somit kann die maximale Biegebeanspruchung berechnet werden:

$$\sigma_{GLF.III} := \frac{D_{GLF} \cdot \left( \frac{ne - ae}{2} \right)}{W_{y.GLf}} = 234.968 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Stangen können nicht von der Firma SKF bezogen werden, da die angebotenen Wellen eine zu geringe Festigkeit aufweisen. Aus diesem Grund muss das einzubauende Bauteil selbst hergestellt werden. Als Werkstoff wird der Vergütungsstahl 42CrMo4 verwendet, dessen Streckgrenze bei einem Bezugsdurchmesser von 16 mm 900 N/mm<sup>2</sup> beträgt. Der technologische Größeneinflussfaktor für die Streckgrenze von Vergütungsstählen wird nach DIN 743 berechnet:

$$K_{1.GLF} := 1 - 0.34 \cdot \log\left(\frac{d_{GLF}}{d_{B.16}}\right) = 0.762$$

Da eine statische Belastung (höchstens 20.000 Lastwechsel) vorliegt, kann die maximal zulässige Biegespannung auf folgende Weise ermittelt werden:

$$\sigma_{GLF.zul} := K_{1.GLF} \cdot \frac{Re_{42CrMo4}}{1.6} = 428.822 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Die errechnete Spannung von rund 235 N/mm<sup>2</sup> liegt deutlich unter dem gerade bestimmten Maximalwert. Es muss jedoch eine ausreichend hohe Sicherheit eingeplant werden, da die Lineargleitlager beim Verschleiß des Spurkranzes bzw. der Schiene nicht mehr symmetrisch belastet werden, außerdem verursacht ein Laufrad mit einem Durchmesser von 630 mm größere Spannungen als die eben berechneten.

#### 4.2.3.2 Berechnung der I-Träger (43 und 44)

Als nächstes wird die maximale Biegespannung im I-Träger (43), auf dem der große Hydraulikzylinder befestigt ist, ermittelt. Dabei handelt es sich um einen I-Träger IPB200. Das axiale Widerstandsmoment  $W_{y.I.200}$  beträgt 570 cm<sup>3</sup>. Somit kann die Biegespannung berechnet werden, die durch die Radlast verursacht wird:

$$\sigma_{y.I.ZB} := \frac{RL \cdot ne}{4 \cdot W_{y.I.200}} = 57.895 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Der I-Träger besteht aus dem Werkstoff S235. Die Streckgrenze dieses Baustahls beträgt:

$$Re_{S235} := 235 \frac{N}{mm^2}$$

Da auch hier eine statische Beanspruchung vorliegt, muss die Streckgrenze durch 1.6 dividiert werden, um die maximal zulässige Biegespannung zu erhalten:

$$\sigma_{S235.zul} := \frac{Re_{S235}}{1.6} = 146.875 \frac{N}{mm^2}$$

Bei der Verwendung eines IPB160 würde die Spannung  $110 \text{ N/mm}^2$  betragen. Diese Beanspruchung wäre laut voriger Berechnung immer noch zulässig, aber schon allein die Größe des eingebauten Gabel-Lagerbocks würde einen I-Träger mit einer Breite von  $180 \text{ mm}$  verlangen. Da aber die auftretende Biegung klein zu halten ist, um eine unnötige Belastung der Lineargleitlager (18) bzw. der Lineargleitlagerführungsstange (22) durch die resultierende Verdrehung des Rechteck-Hohlprofils (47) zu verhindern, wird ein I-Träger IPB200 ausgewählt.

In Abbildung 27 sieht man einen der zwei vertikalen I-Träger (44) mit den in den beiden Wellenböcken angreifenden Kräften.

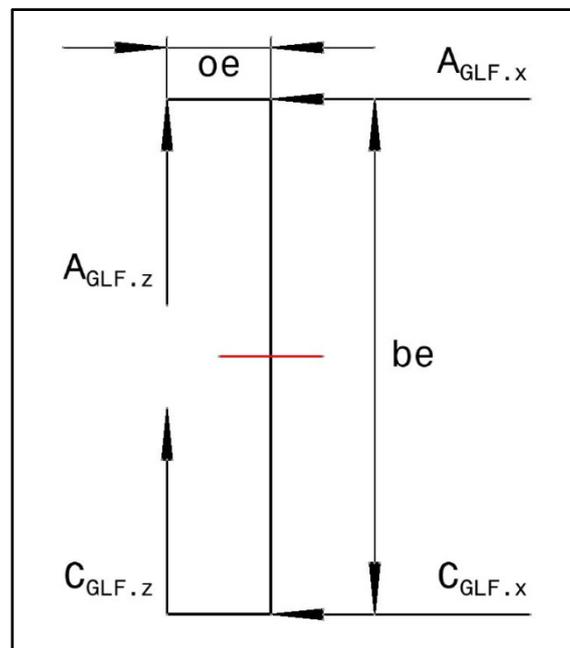


Abbildung 27: vertikaler I-Träger (44)

Anhand dieser Skizze kann die maximale Biegespannung in den vertikalen I-Trägern der Normalkraftaufbringung berechnet werden. Um die maximale Belastung zu erhalten, muss aufgrund des negativen Vorzeichens in der Formel die Kraft  $A_{GLF.z}$  verwendet werden. Bei den vertikalen I-Trägern handelt es sich um IPB160, die aus dem Baustahl S235 bestehen. Das axiale Widerstandsmoment eines solchen Trägers beträgt:

$$W_{y.I.160} := 311 \text{ cm}^3$$

Für die weitere Berechnung benötigt man noch den Abstand  $oe$  von der Lineargleitlagerführungsstange bis zur Mitte des vertikalen I-Trägers, der 160 mm beträgt. Somit können nun die maximalen Biegespannungen ermittelt werden:

$$\sigma_{y.A.GLF.max} := \frac{A_{GLF.x} \cdot \frac{be}{2} - A_{GLF.z} \cdot oe}{W_{y.I.160}} = 60.409 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{y.B.GLF.max} := \frac{B_{GLF.x} \cdot \frac{be}{2} - B_{GLF.z} \cdot oe}{W_{y.I.160}} = 70.434 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{y.C.GLF.max} := \frac{C_{GLF.x} \cdot \frac{be}{2} + A_{GLF.z} \cdot oe}{W_{y.I.160}} = 60.745 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{y.D.GLF.max} := \frac{D_{GLF.x} \cdot \frac{be}{2} + B_{GLF.z} \cdot oe}{W_{y.I.160}} = 67.994 \frac{N}{mm^2}$$

Die auftretenden Spannungen sind relativ klein. Die Träger brauchen aber diese Dimension für die Unterbringung des kleinen Hydraulikzylinders, außerdem sind so noch genügend Reserven bei Ungenauigkeiten in der Berechnung vorhanden. Falls ein Rad mit einem Durchmesser von 630 mm eingebaut wird, würden sich höhere Spannungen ergeben, da dann der Schwerpunkt des Radblocks weiter vorne liegt. Zudem werden gewisse Auflagerkräfte bei zunehmendem Verschleiß größer.

#### **4.2.3.3 Berechnung der Auflagerkräfte in den Lineargleitlagern (18)**

In diesem Kapitel erfolgt die Berechnung der Auflagerreaktionen der Lineargleitlager (18). Da vier Lager verwendet werden, handelt es sich hier wieder um ein statisch unbestimmtes System. Man geht bei der Berechnung ähnlich vor wie bei der Bestimmung der Auflagerreaktionen der Lineargleitlager der Querkraftaufbringung: Zuerst zerlegt man das Gesamtsystem in Teilbereiche. Mithilfe der Symmetrie und der Annahme, dass sich die Belastung immer gleichmäßig auf alle vier Lager aufteilt, kann man die Auflagerkräfte ganz gut abschätzen. Für die Berechnung wird die maximale Querkraft verwendet. Zunächst werden alle in den Skizzen vorkommenden Variablen definiert, die für die weitere Berechnung benötigt werden:

Abstand zwischen zwei Lineargleitlagern in x- Richtung:	$g_e = 1000 \text{ mm}$
Abstand zwischen zwei Lineargleitlagern in y- Richtung:	$h_e = 1280 \text{ mm}$
ungefährer Abstand Schwerpunkt Rahmen der Querkraftaufbringung - Lineargleitlager II und III:	$i_e = 600 \text{ mm}$
ungefährer Abstand Schwerpunkt Normalkraftaufbringung - Lineargleitlager II und III:	$j_e = 670 \text{ mm}$
Abstand Lineargleitlager II und III - Mitte Laufradwelle:	$l_e = 187 \text{ mm}$
Gewicht der Normalkraftaufbringung, mit Hilfe von Catia berechnet:	$F_{LE} = 3 \text{ kN}$

Abbildung 28 zeigt eine Seitenansicht der Normalkraftaufbringung mit den genau zwischen den Lagern I und III bzw. den Lagern II und III in z-Richtung wirkenden Kräften. Die Lager I und III bzw. die Lager II und III werden in der Skizze zu je einem Lager zusammengefasst, um ein statisch bestimmtes System zu erhalten.

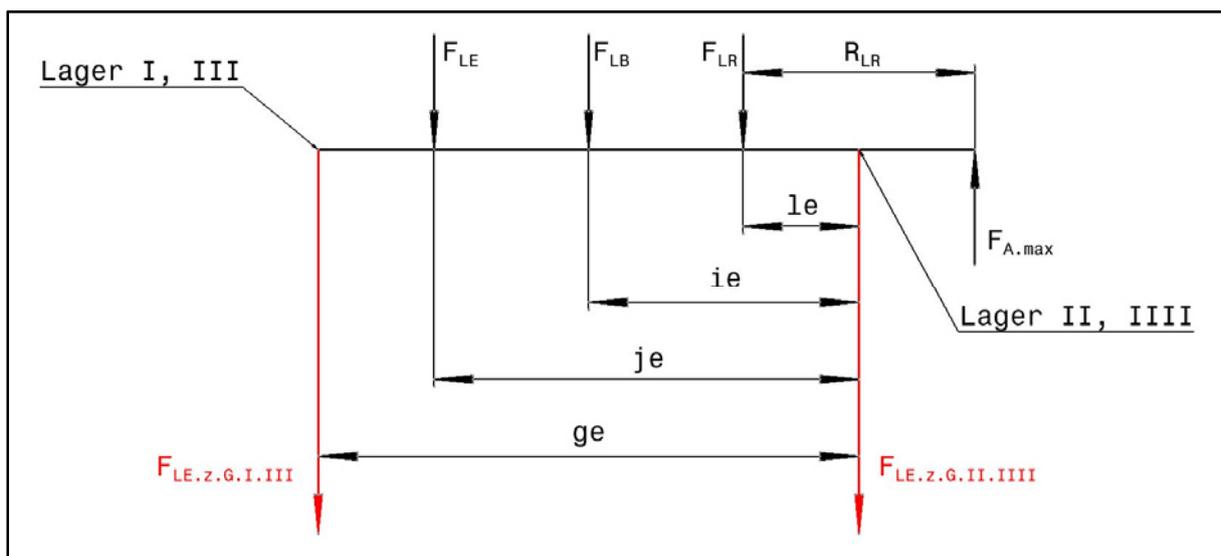


Abbildung 28: Seitenansicht der Normalkraftaufbringung, Kräfte in z-Richtung

Weil alle Belastungen symmetrisch wirken, können die berechneten Kräfte auf die Lager I und III bzw. II und III aufgeteilt werden - daher steht in den Formeln im Nenner die Zahl 2:

$$F_{LE.z.G.I.III} := \frac{-[F_{LR} \cdot l_e + F_{LE} \cdot j_e + F_{LB} \cdot i_e + F_{A.max} \cdot (R_{LR} - l_e)]}{2 \cdot g_e}$$

Mit dem Kräftegleichgewicht in z-Richtung erhält man:

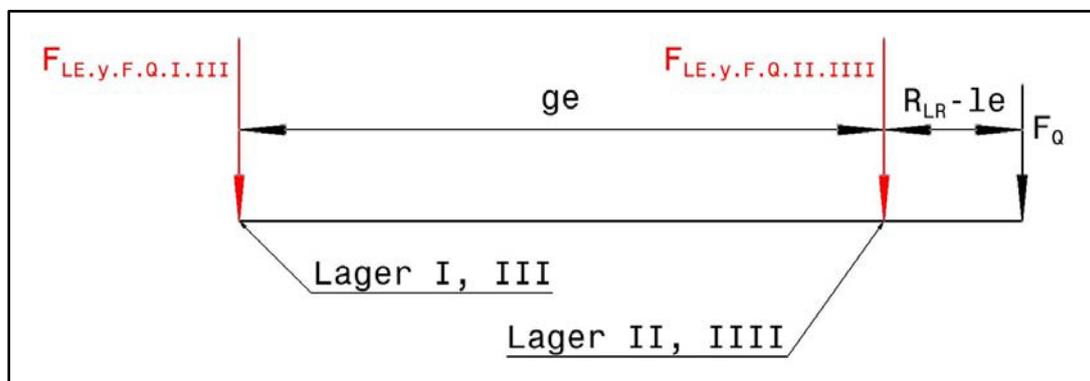
$$F_{LE.z.G.II.III} := \frac{F_{A.max} - (2F_{LE.z.G.I.III} + F_{LE} + F_{LB} + F_{LR})}{2}$$

Die Auflagerreaktionen der Lager durch bezüglich der Mittellinie symmetrische Belastungen werden stark von  $F_{A.max}$  beeinflusst, daher ist notwendig, zwei verschiedene Fälle zu betrachten. Die Auflagerkräfte in z-Richtung können Tabelle 15 entnommen werden:

**Tabelle 15: Auflagerkräfte in z-Richtung, abhängig von  $F_{A.max}$**

Auflagerkraft in z-Richtung	ohne $F_{A.max}$	mit $F_{A.max}$
$F_{LE.z.G.I.III}$	-2.137 kN	<b>-2.452 kN</b>
$F_{LE.z.G.II.III}$	-2.6 kN	<b>2.715 kN</b>

In der nächsten Draufsicht sieht man die in y-Richtung angreifende Querkraft. Die Lager I und III bzw. die Lager II und III werden in dieser Abbildung zu je einem Lager zusammengefasst - diese Berechnung stellt allerdings nur eine Näherung dar.



**Abbildung 29: Draufsicht der Normalkraftaufbringung (Kräfte in y-Richtung)**

Es wird wieder angenommen, dass sich die Kräfte auf die Lager I und III bzw. II und III gleichmäßig aufteilen, daher wird die berechnete Kraft durch 2 geteilt. Die Auflagerkräfte der Lager in y-Richtung durch die Querkraft ergeben sich mit Abbildung 29 zu:

$$F_{LE.y.F.Q.I.III} := \frac{F_Q \cdot (R_{LR} - le)}{2ge} = 0.52 \text{ kN}$$

$$F_{LE.y.F.Q.II.III} := -\frac{F_Q \cdot (R_{LR} - le + ge)}{2ge} = -8.77 \text{ kN}$$

Die Auflagerkräfte der Lager durch die Gewichte des Motors und des Getriebes kann man auf zwei Arten berechnen: Entweder wie im Skript „Grundlagen der Konstruktionslehre“, oder näherungsweise mit der nachfolgenden, dreidimensionalen Abbildung. Die Ergebnisse beider Varianten unterscheiden sich nur geringfügig, wie die Berechnung im Anhang beweist. Da die Methode zwei wesentlich einfacher ist, werden hier die Auflagerkräfte auf diese Weise berechnet. Dass man die Kraft im Lager I vernachlässigen kann, zeigt auch wieder die Berechnung im Anhang. Anhand des Kräftegleichgewichts sieht man, dass es hier in x- und in y-Richtung keine Auflagerreaktionen gibt.

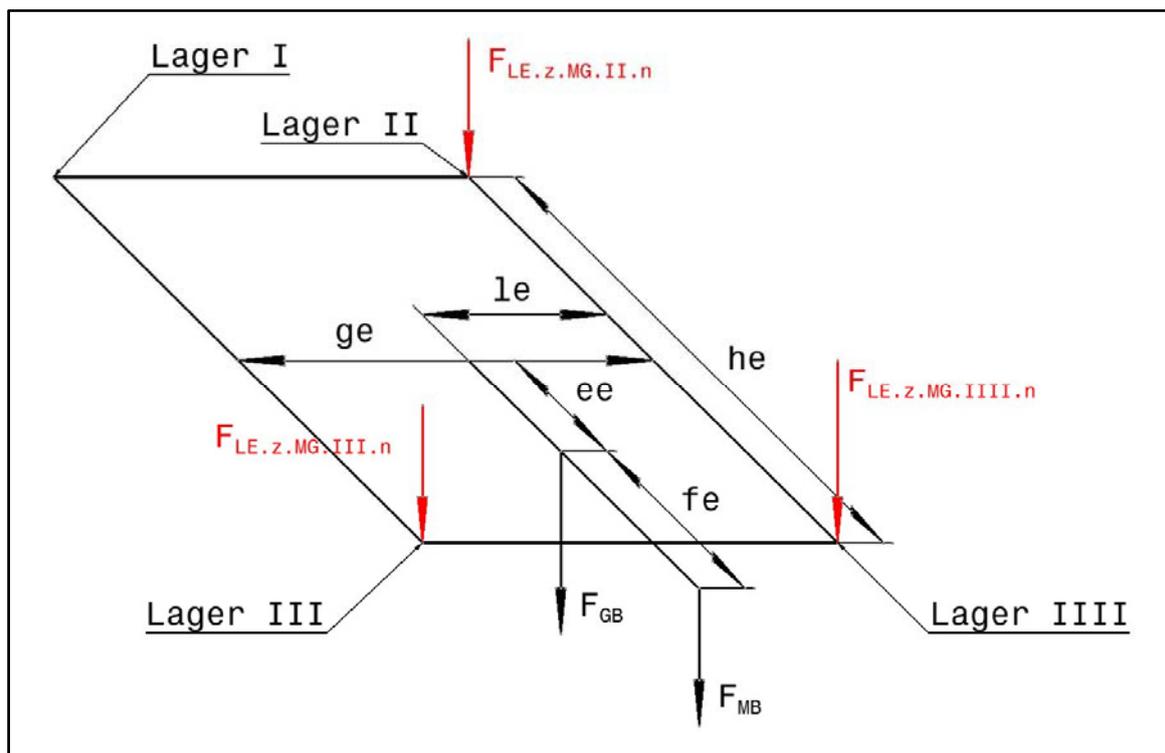


Abbildung 30: 3D-Ansicht der Querkraftaufbringung

Die gesuchten Auflagerkräfte ergeben sich anhand der Skizze:

$$F_{LE.z.MG.III.n} := -(F_{GB} + F_{MB}) \cdot \frac{le}{ge} = -0.899 \text{ kN}$$

$$F_{LE.z.MG.IIIII.n} := \frac{-\left[ F_{LE.z.MG.III.n} \cdot he + F_{GB} \cdot \left( \frac{he}{2} + ee \right) + F_{MB} \cdot \left( \frac{he}{2} + ee + fe \right) \right]}{he} = -3.534 \text{ kN}$$

$$F_{LE.z.MG.II.n} := -F_{LE.z.MG.III.n} - F_{LE.z.MG.IIIII.n} - F_{GB} - F_{MB} = -0.373 \text{ kN}$$

Nun berechnet man die Gesamtauflagerkräfte der vier Lineargleitlager in z-Richtung, indem man alle Teilkkräfte addiert. Für die Auflagerkräfte der Lager durch die Gewichte des Motors und des Getriebes werden allerdings die Kräfte aus der Berechnung im Anhang verwendet, die sich jedoch nur geringfügig unterscheiden.

$$F_{LE,z.I} := F_{LE,z.G.I.III} + F_{LE,z.MG.I}$$

$$F_{LE,z.II} := F_{LE,z.G.II.III} + F_{LE,z.MG.II}$$

$$F_{LE,z.III} := F_{LE,z.G.I.III} + F_{LE,z.MG.III}$$

$$F_{LE,z.IV} := F_{LE,z.G.II.III} + F_{LE,z.MG.IV}$$

Da die maximalen Gesamtauflagerkräfte in z-Richtung davon abhängen, wie groß  $F_{A,max}$  ist, muss man wieder zwei Fälle unterscheiden. Die berechneten Werte sind in Tabelle 16 angegeben:

**Tabelle 16: Gesamtauflagerkräfte in z-Richtung, abhängig von  $F_{A,max}$**

<i>Gesamtauflagerkraft in z-Richtung</i>	<i>ohne <math>F_{A,max}</math></i>	<i>mit <math>F_{A,max}</math></i>
$F_{LE,z.I}$	-2.137 kN	<b>-2.452 kN</b>
$F_{LE,z.II}$	<b>-3.265 kN</b>	2.050 kN
$F_{LE,z.III}$	-2.966 kN	<b>-3.281 kN</b>
$F_{LE,z.IV}$	<b>-6.203 kN</b>	-0.888 kN

Die Auflagerreaktionen für jedes Lager berechnen sich mit den folgenden Formeln:

$$F_{LE.I} := \sqrt{F_{LE,y.F.Q.I.III}^2 + F_{LE,z.I}^2}$$

$$F_{LE.II} := \sqrt{F_{LE,y.F.Q.II.III}^2 + F_{LE,z.II}^2}$$

$$F_{LE.III} := \sqrt{F_{LE,y.F.Q.I.III}^2 + F_{LE,z.III}^2}$$

$$F_{LE.IV} := \sqrt{F_{LE,y.F.Q.II.III}^2 + F_{LE,z.IV}^2}$$

Die Gesamtauflagerkräfte in den Lineargleitlagern, die sowohl von der Querkraft  $F_Q$  als auch von  $F_{A,max}$  abhängig sind, können der nächsten Tabelle entnommen werden:

**Tabelle 17: Gesamtauflagerkräfte, abhängig von  $F_{A,max}$  und  $F_Q$**

<i>Gesamtauflagerkraft in den Lagern</i>	<i>ohne <math>F_Q</math>, mit <math>F_{A,max}</math></i>	<i>ohne <math>F_Q</math>, ohne <math>F_{A,max}</math></i>	<i>mit <math>F_Q</math>, ohne <math>F_{A,max}</math></i>	<i>mit <math>F_Q</math>, mit <math>F_{A,max}</math></i>
$F_{LE.I}$	2.452 kN	2.137 kN	2.199 kN	<b>2,506 kN</b>
$F_{LE.II}$	2.05 kN	3.265 kN	<b>9.358 kN</b>	9,006 kN
$F_{LE.III}$	3.281 kN	2.966 kN	3.011 kN	<b>3,321 kN</b>
$F_{LE.IIIII}$	0.888 kN	6.203 kN	<b>10.742 kN</b>	8,815 kN

Wie aus voriger Tabelle ersichtlich ist, wird das Lager IIII am höchsten belastet und zwar dann, wenn die Querkraft aufgebracht wird und  $F_{A,max}$  nicht wirkt, daher bestimmt es die Lagerauswahl. Die von der Firma SKF angebotenen Lineargleitlager sind in Tabelle 18 zu sehen, wobei es sich hier nur um einen Auszug handelt:

**Tabelle 18: Lineargleitlager von SKF (SKF, o. J., S. 22)**

<i>Bezeichnung</i>	<i>Wellendurchmesser</i>	<i><math>C_{dynamisch} (0.1m/s)</math></i>	<i><math>C_{dynamisch} (4m/s)</math></i>	<i><math>C_{statisch}</math></i>
LPAR40	40 mm	8 kN	0.200 kN	28 kN
LPAR50	50 mm	12 kN	0.300 kN	41.5 kN
LPAR60	60 mm	16.6 kN	0.415 kN	60 kN

Das Lineargleitlager LPAR40 würde den Anforderungen genügen. Man muss jedoch bedenken, dass ein Rad mit einem Durchmesser von 630 mm größere Auflagerkräfte in y-Richtung verursacht und somit auch die Gesamtauflagerkraft im Lager IIII erhöht wird. Ein weiteres Problem stellt die Biegebelastung der Lineargleitlagerführungsstange (22) dar - siehe auch Kapitel 4.2.4.2. Da bei diesem Lager die auftretende Biegespannung zu groß wäre, wird das Lineargleitlager LPAR60 eingebaut. SKF bietet auch die dazu passenden Lagergehäuse LUCS60 (17) an.

#### **4.2.3.4 Auslegung der Lineargleitlagerbefestigung (47)**

Für die beiden Lineargleitlagerbefestigungen (47) wird ein Rechteck-Hohlprofil 200x100x6 verwendet. Auf diesem Profil, das aus dem Baustahl S275 gefertigt ist, werden je zwei Lagergehäuse LUCS60 (17) angeschraubt. Die Lineargleitlagerbefestigungen selbst sind auf den beiden Enden des I-Trägers (43) angeschweißt. An gewissen Stellen - zum Beispiel bei

den Lagern und bei den vertikalen I-Trägern (44) - sind Platten (73) eingeschweißt, die einen optimalen Kraftfluss sicherstellen. Dieses Bauteil wird sowohl auf Biegung als auch auf Torsion belastet. Zunächst müssen noch zwei Abstände definiert werden:

Abstand Mitte Lineargleitlager II / III - Kontaktfläche I-Träger (43) / (44):  $me = 690\text{mm}$

Abstand Lineargleitlagerführungsstange - Mitte Lineargleitlagerbefestigung:  $ke = 110\text{ mm}$

Die axialen Widerstandsmomente dieses Trägers betragen:

$$W_{x.200.100.6} := \frac{100\text{mm} \cdot (200\text{mm})^2 - 88\text{mm} \cdot (188\text{mm})^2}{6} = 148.288 \cdot \text{cm}^3$$

$$W_{y.200.100.6} := \frac{200\text{mm} \cdot (100\text{mm})^2 - 188\text{mm} \cdot (88\text{mm})^2}{6} = 90.688 \cdot \text{cm}^3$$

Das polare Widerstandsmoment lautet:

$$W_{p.200.100.6} := 2 \cdot 194\text{mm} \cdot 94\text{mm} \cdot 6\text{mm} = 218.832 \cdot \text{cm}^3$$

Da das Linearlager III am stärksten beansprucht wird und auch die Biegelänge  $me$  hier am größten ist, erfolgt die Berechnung der Biegespannungen mit den maximalen Auflagerkräften, die in diesem Lager wirken.  $F_{LE.z.III.max}$  beträgt rund -6.3 kN, siehe auch Tabelle 16. Damit können die Spannungen in x- bzw. y-Richtung berechnet werden:

$$\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}.x} := \frac{|F_{LE.z.III.max}| \cdot me}{W_{x.200.100.6}} = 29.315 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}.y} := \frac{|F_{LE.y.F.Q.II.III}| \cdot me}{W_{y.200.100.6}} = 66.725 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Gesamtspannung lautet daher:

$$\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}} := \sqrt{\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}.x}^2 + \sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}.y}^2} = 72.88 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die vorhandene Torsionsspannung beträgt:

$$\tau_{\text{Lineargleitlagerträger}} := \frac{|F_{LE.z.III.max}| \cdot ke}{W_{p.200.100.6}} = 3.167 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Damit kann die Vergleichsspannung berechnet werden:

$$\sigma_{V.\text{Lineargleitlagerträger}} := \sqrt{\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}}^2 + 3\tau_{\text{Lineargleitlagerträger}}^2} = 73.086 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die auftretende Vergleichsspannung ist für die vorliegenden statischen Verhältnisse relativ klein, die auf diesem Bauteil befestigten Lagergehäuse benötigen aber einen 200 mm hohen Träger. Zusätzlich ist die Tatsache zu berücksichtigen, dass auch hier die Verformungen möglichst klein gehalten werden sollen, außerdem stellen eventuelle Berechnungsungenauigkeiten - die Berechnung von  $F_{LE,y.F.Q.II.III}$  ist nur eine grobe Näherung - und ein größerer Laufraddurchmesser kein Problem dar.

#### 4.2.3.5 Großer Hydraulikzylinder (11) mit Kraftaufnehmer (9)

Der große Hydraulikzylinder (11) ist zwischen der Normalkraftaufbringung und dem Rahmen angeordnet und erzeugt die benötigte Radlast. Damit die aufgebrachte Belastung auch gemessen werden kann, wird zusätzlich ein Kraftaufnehmer (9) eingebaut. In der folgenden Abbildung sieht man den Hydraulikzylinder mit dem integrierten Kraftaufnehmer.

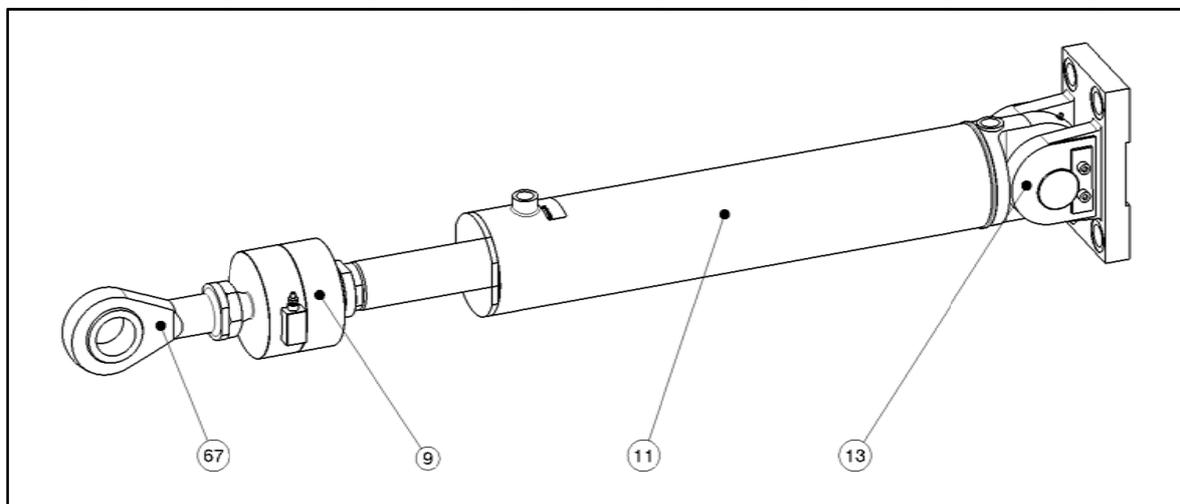


Abbildung 31: Großer Hydraulikzylinder mit Kraftaufnehmer

Die maximale Radlast soll laut Anforderungsliste 165 kN betragen, daher wird der Kraftaufnehmer U2B-200 von der Firma HBM ausgewählt, der für Zug- und Druckkräfte bis 200 kN geeignet ist (HBM, o. J. b). Der eingebaute Differentialzylinder mit der Bezeichnung CDL2MP5/125/70/620D1X/B11CKUMWW stammt wieder vom Hersteller Bosch Rexroth.

Dieser Zylinder kann bei einem Betriebsdruck von 160 bar eine maximale Kraft von 196.25 kN erzeugen und sowohl Zug- als auch Druckkräfte aufbringen (BOSCH REXROTH, 2013, S. 6). Für die genauen technischen Daten sei wieder auf den Anhang verwiesen.

Der Kraftaufnehmer (9) besitzt auf beiden Seiten ein ISO-Feingewinde M48x2. Somit können die Kolbenstange des Hydraulikzylinders (11) und die Gelenköse (67) mit der Bezeichnung 1-U2A/20t/ZGOW, die ebenfalls von der Firma HBM stammt, direkt am Aufnehmer angeschraubt werden. Sowohl auf dem I-Träger der Normalkraftaufbringung (43) als auch auf dem I-Träger der Rahmenkonstruktion (29) ist ein Gabel-Lagerbock (13) montiert, mit denen der Hydraulikzylinder befestigt wird. Da sich die gesamte Rahmenkonstruktion aufgrund der relativ großen Normalkraft verformt, kann auf federnde Zwischenelemente - wie sie beim kleinen Zylinder nötig sind - verzichtet werden.

#### 4.2.4 Rahmenkonstruktion

Abbildung 32 zeigt die Rahmenkonstruktion des Rad-Schiene-Prüfstandes mit den dazugehörigen Bauteilnummern. In dieser Zeichnung sind außerdem die vier Wellenböcke beschriftet, damit man weiß, um welchen Wellenbock es sich in den folgenden Skizzen handelt. Zudem werden die beiden oberen I-Träger und deren Enden mit Buchstaben bezeichnet.

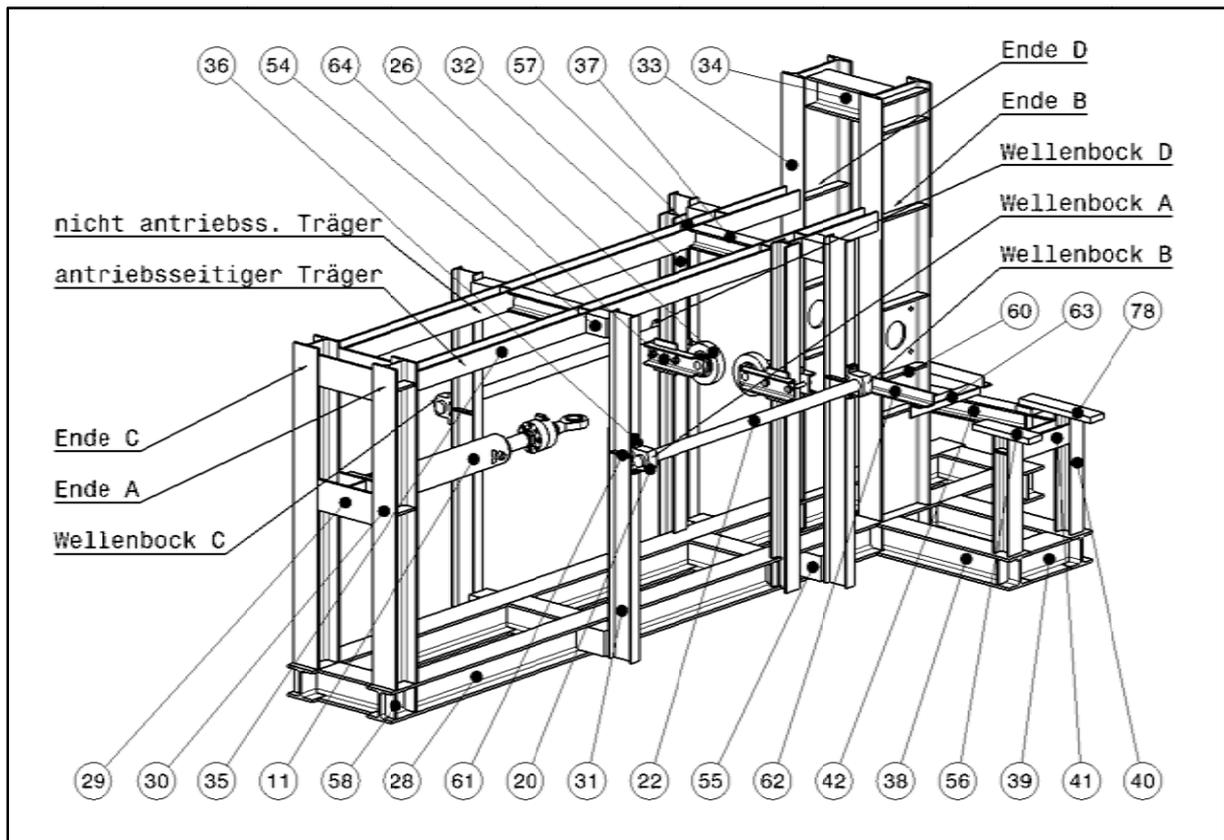


Abbildung 32: Rahmenkonstruktion mit Bauteilnummern, Beschriftung der Lager und Wellenböcke

Der Rahmen des Prüfstandes besteht hauptsächlich aus I-Trägern. In alle I-Träger sind Bleche (57, 58, 60 und 61) geschweißt, die für einen optimalen Kraftfluss an den kritischen Stellen sorgen. Der solide Grundrahmen besteht aus den zwei unteren I-Trägern IPB160 (28) mit dazwischen geschweißten Querverbindungen (29). Darauf werden die beiden vertikalen Steher (30) für die Befestigung des großen Hydraulikzylinders (11) und die zwei Steher (33), auf denen die Antriebswelle gelagert ist, montiert. Zwischen den beiden vertikalen I-Trägern befindet sich der Querverbinder (29), auf dem der große Gabel-Lagerbock (13, in dieser Ansicht nicht sichtbar) angeschraubt wird. Dieser Lagerbock dient zur Montage des großen

Hydraulikzylinders, der die gewünschte Radlast bewirkt.

Die Stützrolle (26) ist mit zwei U-Profilen (64) auf dem Steher (32) befestigt. Sie dient zur Aufnahme der aufgebrachten Querkraft. Auf der gegenüberliegenden Seite gibt es eine zweite Stützrolle, die im normalen Betrieb jedoch nicht zum Einsatz gelangt und nur für den Notfall gedacht ist: Wenn der Winkel zwischen Laufrad und Schiene negativ sein sollte, wirkt die Querkraft nämlich in die entgegengesetzte Richtung. Um schwere Schäden am Antriebsrad und an der Antriebswelle zu vermeiden, ist diese zweite Stützrolle erforderlich.

Die beiden Lineargleitlagerführungsstangen (22), die für die freie Beweglichkeit der Normalkraftaufbringung in x-Richtung sorgen, sind mit je zwei Wellenböcken (20) auf den vertikalen I-Träger (31) befestigt. Darauf werden zwei Abstandshalter (54 bzw. 55) geschraubt, die am unteren und am oberen Träger (35) angeschweißt sind. Die beiden oberen I-Träger sind durch zwei kurze IPB100 Profile (37) miteinander verbunden. Zwischen den Wellenböcken (36) und den I-Steher befinden sich dünne Plättchen, die eventuelle Fertigungstoleranzen ausgleichen können.

Die Montage des Getriebes mit dem Antriebsmotor erfordert einen kleinen seitlichen Anbau. Dieser besteht aus einem unteren Rahmen, der sich aus zwei kurzen I-Trägern (38) und einer Querverbindung (39) zusammensetzt, worauf zwei I-Steher IPB100 montiert werden. Auf diese beiden durch eine Strebe (41) verbundenen Steher sind zwei Flachprofile (56 und 78) geschweißt, auf denen der Getriebekasten mit dem Antriebsmotor angeschraubt werden kann. Um dieser Konstruktion einen höhere Stabilität zu verleihen, wird auf dem durch den weit hinausragenden Motor höher belasteten Steher ein I-Träger IPB100 (42) angeschweißt, der eine robuste Verbindung mit dem Hauptrahmen herstellt. Der Drehmoment-Messflansch wird auf einem Winkelprofil (63) befestigt, welches mit Hilfe zweier Winkeleisen (62) auf einem der beiden großen I-Steher (33) montiert ist. Diese zwei I-Steher werden über dem Antriebsrad mit einem Träger (34) verbunden.

Der Zusammenbau der Rahmenkonstruktion erfolgt Großteils durch Schweißen. Das Getriebe samt Antriebsmotor, die Wellenböcke, die beiden Flanschlager und der Gabel-Lagerbock, der zur Befestigung des großen Hydraulikzylinders dient, werden hingegen am Rahmen angeschraubt.

#### 4.2.4.1 Berechnung der Auflagerkräfte in den Wellenböcken (20)

In Abbildung 33 sind die auf der Seite des Antriebsmotors befindliche Lineargleitlagerführungsstange (22) mit den beiden Wellenböcken (20) und die einwirkenden Auflagerkräfte der Lineargleitlager zu sehen.

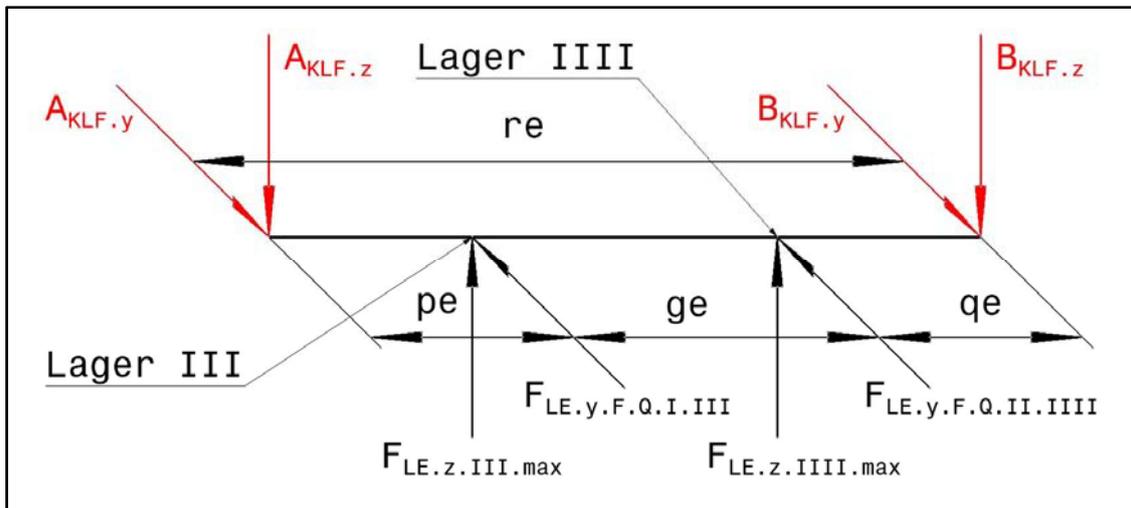


Abbildung 33: Lineargleitlagerführungsstange (22) mit den beiden Wellenböcken (20)

Für die Berechnung der Auflagerkräfte werden noch ein paar Variablen benötigt. Der Abstand  $re$  zwischen den beiden Wellenböcken beträgt immer 1585 mm. Der Abstand  $pe$  vom Wellenbock A zum Lineargleitlager III ist jedoch kein fixer Wert, da er vom Durchmesser des verwendeten Laufrades abhängt.  $qe$  bekommt man, indem man die Differenz  $re - pe - ge$  bildet.

Tabelle 19 kann man die Abstände  $pe$  und  $qe$  in Abhängigkeit des vorhandenen Laufraddurchmessers entnehmen. Die Werte in der Tabelle gelten natürlich nur dann, wenn sowohl das Laufrad als auch das Antriebsrad neuwertig sind. Die dritte Spalte gilt für das kleinste und die letzte Spalte für das größte Rad, das im Prüfstand eingebaut werden kann. In der bisherigen Berechnung und in den Zeichnungen wurde der Radblock DRS 500 von der Firma DEMAG verwendet. Dieses Rad wird in der Tabelle als Standardrad bezeichnet. Die Spalte „Minimum“ gilt für das kleinste Laufrad, dabei dürfen die Radien der Schiene und des Laufrades infolge Verschleißes in Summe um 50mm kleiner werden.

**Tabelle 19: Abstände  $p_e$  und  $q_e$  in Abhängigkeit des Laufraddurchmessers**

Abstände	Minimum (100 mm, mit Verschleiß)	100 mm	500 mm (Standardrad)	630 mm
$p_e$	463 mm	413 mm	213 mm	148 mm
$q_e$	122 mm	172 mm	372 mm	437 mm

Bezogen auf das Standardrad kann sich der Abstand  $p_e$  also um maximal 250 mm vergrößern bzw. um maximal 65 mm verkleinern, abhängig vom gewählten Prüfraddurchmesser bzw. von der Abnutzung von Rad und Schiene. Wenn das größte Laufrad verwendet wird, entsteht die maximale Biegespannung in der Lineargleitlagerführungsstange, da dann sowohl die Kraft  $F_{LE,y.F.Q.II.III}$  als auch der Abstand  $q_e$  größer werden. Die weitere Berechnung berücksichtigt aber wie bisher nur das Standardrad, es werden aber dementsprechend höhere Sicherheiten eingeplant. Die Auflagerkräfte in y-Richtung können nun mit den folgenden Formeln berechnet werden:

$$B_{KLF,y} := \frac{F_{LE,y.F.Q.II.III}(p_e + q_e) + F_{LE,y.F.Q.I.III}p_e}{r_e} = -6.642 \text{ kN}$$

$$A_{KLF,y} := -B_{KLF,y} + F_{LE,y.F.Q.II.III} + F_{LE,y.F.Q.I.III} = -1.608 \text{ kN}$$

Anmerkung: Wenn man  $A_{KLF,y}$  und  $B_{KLF,y}$  addiert und das Ergebnis mal zwei rechnet, erhält man 16.5 kN. Dieser Wert entspricht genau der aufgebrachten Querkraft  $F_Q$  und damit scheint die bisherige Berechnung plausibel.

Die Auflagerreaktionen in z-Richtung hängen davon ab, wie groß  $F_{LE,z.III}$  und  $F_{LE,z.III}$  sind. Daher müssen zwei verschiedene Fälle betrachtet werden. Für den Fall, dass  $F_{A,max}$  wirkt, werden die Auflagerreaktionen auf folgende Weise ermittelt:

$$B_{KLF,z} := \frac{F_{LE,z.III}(p_e + q_e) + F_{LE,z.III}p_e}{r_e} = -1.121 \text{ kN}$$

$$A_{KLF,z} := F_{LE,z.III} + F_{LE,z.III} - B_{KLF,z} = -3.048 \text{ kN}$$

Wenn die Kraft  $F_{A,max}$  nicht auftritt, gilt für die Auflagerreaktionen in z-Richtung:

$$B_{KLF,z,o} := \frac{F_{LE,z.III,o}(p_e + q_e) + F_{LE,z.III,o}p_e}{r_e} = -5.146 \text{ kN}$$

$$A_{KLF,z,o} := F_{LE,z.III,o} + F_{LE,z.III,o} - B_{KLF,z,o} = -4.023 \text{ kN}$$

Da die Kräfte in y-Richtung im Wellenbock A und C bzw. B und D gleich groß sind, brauchen sie nicht bestimmt werden. Ähnlich zur vorigen Berechnung geschieht die Ermittlung der Auflagerreaktionen der Wellenböcke C und D in z-Richtung. Dazu müssen einige Änderungen in Abbildung 33 vorgenommen werden: Wellenbock A wird durch Wellenbock C und Wellenbock B durch Wellenbock D ersetzt, statt  $F_{LE.z.III.max}$  und  $F_{LE.z.III.max}$  werden jetzt  $F_{LE.z.I.max}$  und  $F_{LE.z.II.max}$  verwendet. Wie vorhin müssen wieder zwei Fälle unterschieden werden. Wenn  $F_{A.max}$  wirkt, berechnen sich die Auflagerkräfte auf folgende Weise:

$$D_{KLF.z} := \frac{F_{LE.z.II}(pe + ge) + F_{LE.z.I}pe}{re} = 1.239 \text{ kN}$$

$$C_{KLF.z} := F_{LE.z.II} + F_{LE.z.I} - D_{KLF.z} = -1.641 \text{ kN}$$

Im anderen Fall erhält man:

$$D_{KLF.z.o} := \frac{F_{LE.z.II.o}(pe + ge) + F_{LE.z.I.o}pe}{re} = -2.786 \text{ kN}$$

$$C_{KLF.z.o} := F_{LE.z.II.o} + F_{LE.z.I.o} - D_{KLF.z.o} = -2.616 \text{ kN}$$

Somit können die maximalen Gesamtaulagerkräfte in den Wellenböcken berechnet werden.

Zunächst werden die Kräfte ohne  $F_{A.max}$  ermittelt:

$$A_{KLF.o} := \sqrt{A_{KLF.y}^2 + A_{KLF.z.o}^2} = 4.333 \text{ kN}$$

$$B_{KLF.o} := \sqrt{B_{KLF.y}^2 + B_{KLF.z.o}^2} = 8.402 \text{ kN}$$

$$C_{KLF.o} := \sqrt{A_{KLF.y}^2 + C_{KLF.z.o}^2} = 3.071 \text{ kN}$$

$$D_{KLF.o} := \sqrt{B_{KLF.y}^2 + D_{KLF.z.o}^2} = 7.202 \text{ kN}$$

Mit der Kraft  $F_{A.max}$  erhält man folgende Auflagerreaktionen:

$$A_{KLF} := \sqrt{A_{KLF.y}^2 + A_{KLF.z}^2} = 3.446 \text{ kN}$$

$$B_{KLF} := \sqrt{B_{KLF.y}^2 + B_{KLF.z}^2} = 6.735 \text{ kN}$$

$$C_{\text{KLF}} := \sqrt{A_{\text{KLF.y}}^2 + C_{\text{KLF.z}}^2} = 2.298 \text{ kN}$$

$$D_{\text{KLF}} := \sqrt{B_{\text{KLF.y}}^2 + D_{\text{KLF.z}}^2} = 6.756 \text{ kN}$$

Wie nun ersichtlich ist, treten die maximalen Gesamtauflagerkräfte dann auf, wenn die Kraft  $F_{\text{A,max}}$  nicht wirkt.

#### 4.2.4.2 Biegespannung in der Lineargleitlagerführungsstange (22)

Der Durchmesser der Welle wird durch das verwendete Linearlager LPAR60 bestimmt und beträgt daher 60 mm. Für die Berechnung der Biegespannung in der Lineargleitlagerführungsstange (22) benötigt man noch das axiale Widerstandsmoment:

$$W_{\text{y.KLF}} := \frac{d_{\text{KLF}}^3 \cdot \pi}{32} = 21.206 \cdot \text{cm}^3$$

Nun können die einzelnen Biegespannungen ermittelt werden. Wie die vorige Berechnung zeigt, ist der Wellenbock B am höchsten belastet. Da der Abstand  $q_e$  größer als die Länge  $p_e$  ist, tritt die maximale Biegespannung an der Stelle auf, wo die Kräfte  $F_{\text{LE.z.II,max}}$  und  $F_{\text{LE.y.F.Q.II.III}}$  angreifen.

$$\sigma_{\text{KLF.I}} := \frac{A_{\text{KLF.o}} \cdot p_e}{W_{\text{y.KLF}}} = 43.521 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{KLF.II}} := \frac{B_{\text{KLF.o}} \cdot q_e}{W_{\text{y.KLF}}} = 147.388 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{KLF.III}} := \frac{C_{\text{KLF.o}} \cdot p_e}{W_{\text{y.KLF}}} = 30.846 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{KLF.IV}} := \frac{D_{\text{KLF.o}} \cdot q_e}{W_{\text{y.KLF}}} = 126.345 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Wellen stammen, wie die Lineargleitlager, ebenfalls von der Firma SKF. Die verwendete Präzisionsstahlwelle mit der Herstellerbezeichnung LJM60 besteht aus dem Vergütungsstahl Ck60. Bei einem Werkstoff-Bezugsdurchmesser von 16 mm beträgt die Streckgrenze:

$$Re_{CK60} := 580 \frac{N}{mm^2}$$

Der technologische Größeneinflussfaktor für die Streckgrenze von Vergütungsstählen wird nach DIN 743 ermittelt:

$$K_{1.KLF} := 1 - 0.34 \cdot \log\left(\frac{d_{KLF}}{d_{B.16}}\right) = 0.805$$

Da eine statische Belastung vorliegt, kann die maximal zulässige Biegespannung auf folgende Weise berechnet werden:

$$\sigma_{KLF.zul} := K_{1.KLF} \cdot \frac{Re_{CK60}}{1.6} = 291.751 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Die ermittelte Maximalspannung von rund 150 N/mm<sup>2</sup> liegt weit unter dem soeben bestimmten zulässigen Wert. Es gilt jedoch einiges zu berücksichtigen: Zum einen kann die Berechnung der Querkraft nur als Näherung angesehen werden, zum anderen ergeben sich bei der Verwendung eines Laufrades mit einem Durchmesser von 630 mm größere Spannungen als die eben berechneten, da dann sowohl die Kraft  $F_{LE,y.F.Q.II.III}$  als auch der Abstand  $q_e$  größer werden. Außerdem muss auch die Durchbiegung des I-Träger (43) der Normkraftaufbringung, auf dem der große Hydraulikzylinder befestigt ist, bedacht werden. Durch die Biegung entsteht nämlich eine Verdrehung des Rechteck-Hohlprofils (47) mit den darauf angeschraubten Lineargleitlagern (18). Dies führt in weiterer Folge zu einer höheren Belastung der Lager und somit auch zu größeren Biegespannungen in der Lineargleitlagerführungsstange (22).

#### **4.2.4.3 Dimensionierung des I- Stehers der Lineargleitlagerführung (31)**

Auf dem I-Träger (31) werden die Wellenböcke (20) angeschraubt. Zwischen dem I-Steher und den Wellenböcken befinden sich unterschiedlich dünne Platten (36), mit deren Hilfe man eventuelle Fertigungstoleranzen ausgleichen kann. Zunächst werden die Auflagerkräfte in den beiden oberen I-Trägern (35) berechnet. In Abbildung 34 ist der I-Steher mit den im Wellenbock A angreifenden Kräften zu sehen. Wie eine Überprüfung gezeigt hat, werden die maximalen Auflagerkräfte immer dann erreicht, wenn in z-Richtung  $F_{A,max}$  nicht wirkt.

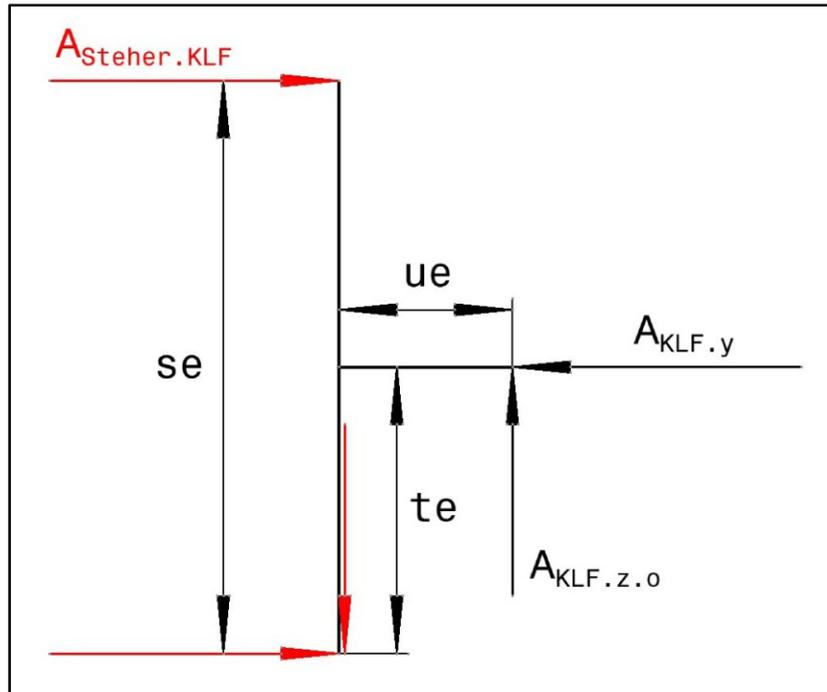


Abbildung 34: I-Steher A der Lineargleitlagerführung (31)

Bevor allerdings mit der Berechnung der gesuchten Kraft  $A_{\text{Steher.KLF}}$  begonnen werden kann, müssen noch einige Variablen definiert werden:

Abstand Mitte oberer Träger (35) - Mitte unterer Träger (28):	$se = 1620 \text{ mm}$
Abstand Mitte unterer Träger - Mitte Lineargleitlagerführungsstange:	$te = 980 \text{ mm}$
Abstand Mitte I-Steher (31) - Mitte Lineargleitlagerführungsstange:	$ue = 132 \text{ mm}$

Da nun alle in der Skizze vorkommenden Größen bekannt sind, kann die Auflagerkraft  $A_{\text{Steher.KLF}}$  ermittelt werden:

$$A_{\text{Steher.KLF}} := \frac{A_{\text{KLF.y}} \cdot te + A_{\text{KLF.z.o}} \cdot ue}{se} = -1.301 \text{ kN}$$

Für die Berechnung der restlichen Auflagerreaktionen geht man analog vor, indem alle in der Zeichnung vorkommenden Kräfte einfach durch die im jeweiligen Wellenbock wirkenden Belastungen ersetzt werden:

$$B_{\text{Steher.KLF}} := \frac{B_{\text{KLF.y}} \cdot te + B_{\text{KLF.z.o}} \cdot ue}{se} = -4.437 \text{ kN}$$

$$C_{\text{Steher.KLF}} := \frac{A_{\text{KLF.y}} \cdot te + C_{\text{KLF.z.o}} \cdot ue}{se} = -1.186 \text{ kN}$$

$$D_{\text{Steher.KLF}} := \frac{B_{\text{KLF.y}} \cdot te + D_{\text{KLF.z.o}} \cdot ue}{se} = -4.245 \text{ kN}$$

Die maximale Biegespannung ergibt sich im Steher B, da hier die höchste Auflagerkraft auftritt. Bei diesem Steher handelt es sich um einen I-Träger I140, der eine Breite von 66 mm besitzt. Um die Spannung berechnen zu können, wird noch das axiale Widerstandsmoment benötigt:

$$W_{y.I.140.66} := 81.9 \text{ cm}^3$$

Die maximale Biegespannung beträgt somit:

$$\sigma_{B.KLF.max} := \frac{|B_{\text{Steher.KLF}}| \cdot (se - te)}{W_{y.I.140.66}} = 34.673 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die sich ergebende Spannung ist relativ gering. Für die auf diesem Steher montierten 62 mm breiten Wellenböcke werden aber diese I-Träger benötigt, zudem soll die gesamte Rahmenkonstruktion eine relativ hohe Stabilität aufweisen. Aus diesem Grund werden auch alle weiteren Bauteile relativ gering beansprucht.

#### ***4.2.4.4 Dimensionierung des I- Stehers für die Montage der Stützrolle (32)***

Der Steher (32) dient ausschließlich der Befestigung der Stützrolle (26). Die Berechnung dieses I-Trägers erfolgt wieder mit Hilfe der vorigen Abbildung, statt  $A_{\text{KLF.y}}$  wirkt jetzt allerdings die aufgebrauchte Querkraft  $F_Q$ . In z-Richtung tritt keine Kraft auf.

$$F_{Q.\text{Steher}} := \frac{F_Q \cdot te}{se} = 9.981 \text{ kN}$$

Das axiale Widerstandsmoment des verwendeten I-Trägers IPB100 beträgt:

$$W_{y.I.100} := 89.9 \text{ cm}^3$$

Somit kann die unter Belastung auftretende Biegespannung berechnet werden:

$$\sigma_{Q,Steher} := \frac{|F_{Q,Steher}| \cdot (s_e - t_e)}{W_{y,I.100}} = 71.058 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

#### 4.2.4.5 Dimensionierung und Befestigung der Stützrolle (26)

Dieser Abschnitt beschäftigt sich mit der Auslegung der Stützrolle und deren Montage auf dem vorhin berechneten I-Steher. Ohne diese Rolle wären das Antriebsrad und die Antriebswelle aufgrund der Querkraft  $F_Q$  sehr stark auf Biegung beansprucht, außerdem würde im Flanschlager A eine zusätzliche Axialkraft wirken. Deshalb ist darauf zu achten, dass die Stützrolle bei einer vorhandenen Querkraft immer am Antriebsrad anliegt. Rolle und Antriebsrad nützen sich während des Betriebes laufend ab, wodurch sich der Abstand zwischen den beiden Rädern verringert. Aufgrund dieses Umstandes muss die Stützrolle hin und wieder neu positioniert werden.

Es sei an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen, dass im Prüfstand zwei idente Stützrollen eingebaut werden müssen, da die Querkraft unter Umständen auch in die entgegengesetzte Richtung wirken kann.

Abbildung 35 zeigt das Rad mit dem integrierten Kugellager und die für die Befestigung notwendigen Teile.

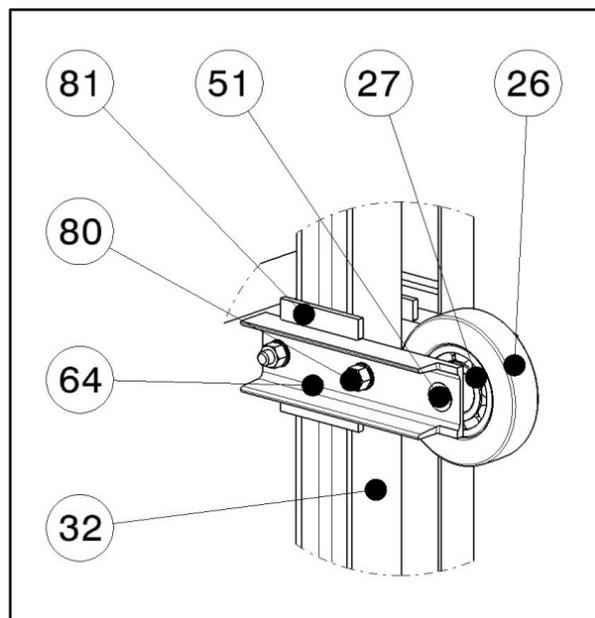


Abbildung 35: Montage der Stützrolle

Die Stützrolle (26) ist auf einem Kugellager (27) montiert, in das eine Achse (51) gesteckt wird. Diese Achse ist auf zwei U-Profilen (64) befestigt. Vier auf dem I-Steher (32) festgeschweißte Flachstähle (81) sorgen dafür, dass das Rad samt den beiden U-Profilen nur in y-Richtung frei beweglich ist. Mit zwei Schrauben (80) kann die ganze Einheit auf dem vertikalen I-Träger festgeklemmt werden.

Für die richtige Dimensionierung des U-Profiles muss zunächst die notwendige Schraubenkraft berechnet werden. Da die beiden Reibflächen auch leicht ölig sein können, wird die Haftreibungszahl  $\mu_U$  mit nur 0.1 angenommen. Die Kraft, die beide Schrauben zusammen erbringen müssen, berechnet sich mit einer Sicherheit  $S_U$  von zwei wie folgt:

$$F_U := \frac{S_U \cdot F_Q}{\mu_U \cdot 2} = 165 \text{ kN}$$

Da zwei Schrauben verwendet werden, beträgt die Kraft pro Schraube die Hälfte der Kraft  $F_U$ :

$$F_{\text{Schraube}} := \frac{F_U}{2} = 82.5 \text{ kN}$$

Es werden schließlich Schrauben mit einem Gewinde M20 und einer Länge von 150 mm ausgewählt, deren Festigkeitsklasse beträgt 8.8. Der Spannungsquerschnitt lautet:

$$A_{\text{Schraube}} := 245 \text{ mm}^2$$

Somit berechnet sich die in einer Schraube wirkende Spannung wie folgt:

$$\sigma_{\text{Schraube}} := \frac{F_{\text{Schraube}}}{A_{\text{Schraube}}} = 336.735 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Mit dem axialen Widerstandsmoment  $W_{y,U.100} = 41.2 \text{ cm}^3$  und dem maximalen Abstand  $l_U = 40 \text{ mm}$  kann schließlich die maximale Biegespannung im U-Profil ermittelt werden:

$$\sigma_U := \frac{F_{\text{Schraube}} \cdot l_U}{W_{y,U.100}} = 80.097 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Der Außendurchmesser  $D_{SR}$  der Stützrolle wird aufgrund der Einbausituation auf 210 mm festgelegt. Die Lauffläche ist einem hohen Verschleiß ausgesetzt, daher wird der Werkstoff

Cf53 verwendet. Um die Lebensdauer des Kugellagers zu bestimmen, berechnet man zunächst die Drehzahl:

$$n_{SR} := n_{T,max} \cdot \frac{D_{T,SR}}{D_{SR}} = 3.992 \frac{1}{s}$$

Nun muss das erforderliche Kugellager (27) ermittelt werden. Das Lager soll für die maximale Querkraft und für Dauerbetrieb ausgelegt sein. Es wird das zweireihige Rillenkugellager 4312 ATN9 von SKF verwendet. Die dynamische Tragzahl  $C_{dyn,SRL}$  dieses Lagers beträgt 112 kN (SKF, 2014 e). Somit kann die Lebensdauer berechnet werden:

$$L_{10h,SR} := \frac{10^6}{n_{SR}} \cdot \left( \frac{C_{dyn,SRL}}{F_Q} \right)^3 = 2.484 \cdot \text{Jahre}$$

Das Lager wird unter den vorher genannten Bedingungen rund 2.5 Jahre halten. Das genügt vollauf, zumal die Querkraft nicht immer wirken wird, außerdem stellt der Tausch des Lagers auch kein großes Problem dar. Zum Schluss wird noch die Stützrollenachse (51) berechnet. Da die Achse starr im Rahmen gelagert ist, tritt nur schwellende Belastung auf. Die Länge  $a_{SR}$  beträgt 106 mm, der Durchmesser  $d_{SR}$  60 mm. Der Durchmesser ist durch das verwendete Lager, die Länge durch die Konstruktion vorgegeben. Mit Hilfe des axialen Widerstandsmoment  $W_{y,SR}$  und dem maximalen Biegemoment  $M_{By,SR}$  lässt sich die Spannung  $\sigma_{ba,SR}$  bestimmen:

$$W_{y,SR} := \frac{d_{SR}^3 \cdot \pi}{32} = 2.121 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$$

$$M_{By,SR} := F_Q \cdot \frac{a_{SR}}{4} = 0.437 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$\sigma_{ba,SR} := \frac{M_{By,SR}}{W_{y,SR}} = 20.619 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die auftretende Spannung ist gering, daher wird als Werkstoff ein gewöhnlicher Baustahl S235 verwendet.

#### 4.2.4.6 Dimensionierung des oberen, nicht antriebsseitigen Trägers (35)

Es gibt zwei sogenannte obere Träger: der eine befindet sich links und der andere rechts vom Antriebsrad. In Abbildung 32 wird das Bauteil, das sich näher beim Antriebsmotor befindet, als antriebsseitiger Träger bezeichnet. Dieses Kapitel befasst sich aber mit dem gegenüberliegenden, also nicht antriebsseitigen Träger (35).

Im I-Träger wirkt folgende Normalkraft, die durch die Radlast hervorgerufen wird:

$$R_{L_{\text{Träger.oben.x}}} := \frac{R_{L \cdot t_e}}{2s_e} = 49.907 \text{ kN}$$

Um die Biegespannungen berechnen zu können, werden zuerst die Reaktionen an den beiden Enden C bzw. D ermittelt. Es treten nur Kräfte in y-Richtung auf, da angenommen wird, dass alle z-Kräfte der untere Träger aufnimmt. Die Kräfte in x-Richtung, die durch die Reibung in den Lineargleitlagern hervorgerufen werden, sind vernachlässigbar. Bei der Bestimmung der Auflagerreaktionen werden die Querverbindungen zwischen den beiden oberen I-Trägern nicht berücksichtigt, die Spannungen sind also wahrscheinlich kleiner als die hier berechneten und die gesamte Berechnung stellt daher nur eine grobe Näherung dar. Die nächste Abbildung ist eine Draufsicht des oberen, nicht antriebsseitigen Trägers mit den beiden in y-Richtung angreifenden Kräften.

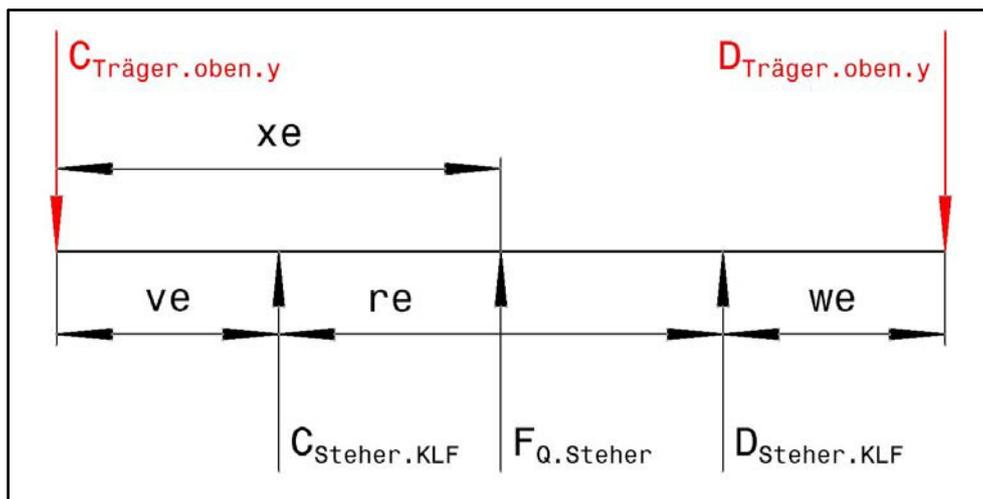


Abbildung 36: Draufsicht vom oberen, nicht antriebsseitigen Träger (35)

Für die weitere Berechnung müssen vorerst noch ein paar Variablen definiert werden:

Fläche des oberen I-Trägers:  $A_{I.100} = 26 \text{ cm}^2$

Abstand Mitte I-Steher Hydraulikzylinder (30) - Mitte I-Steher C (31):  $ve = 1396 \text{ mm}$

Abstand Mitte I-Steher D (31) - Mitte I-Steher Antriebsradbef. (33):  $we = 691 \text{ mm}$

Abstand Mitte I-Steher Hydraulikzylinder (30) - Mitte I-Steher (32):  $xe = 2729 \text{ mm}$

Ohne die Querkraft  $F_Q$  treten keine nennenswerten Auflagerreaktionen in den Enden C und D auf, daher wird immer mit dieser Kraft gerechnet:

$$D_{\text{Träger.oben.y.m}} := \frac{D_{\text{Steher.KLF}} \cdot (ve + re) + C_{\text{Steher.KLF}} \cdot ve + F_{Q.\text{Steher}} \cdot xe}{ve + re + we} = 3.521 \cdot \text{kN}$$

$$C_{\text{Träger.oben.y.m}} := D_{\text{Steher.KLF}} + C_{\text{Steher.KLF}} - D_{\text{Träger.oben.y.m}} + F_{Q.\text{Steher}} = 1.029 \cdot \text{kN}$$

Somit kann man die Biegespannungen an den Stellen der angreifenden Kräfte ermitteln:

$$\sigma_{D.\text{Träger.oben}} := \frac{|D_{\text{Träger.oben.y}}| \cdot we}{W_{y.I.100}} + \frac{R_{L\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 46.26 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{C.\text{Träger.oben}} := \frac{|C_{\text{Träger.oben.y}}| \cdot ve}{W_{x.I.100}} + \frac{R_{L\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 62.09 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Q.\text{Träger.oben}} := \frac{|C_{\text{Träger.oben.y}} \cdot xe - C_{\text{Steher.KLF}} \cdot (xe - ve)|}{W_{y.I.100}} + \frac{R_{L\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 68.029 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die auftretenden Spannungen sind relativ klein, es gilt jedoch folgendes zu berücksichtigen: Einerseits soll die Rahmenkonstruktion stabil ausgeführt sein - das heißt, Verformungen sollen klein gehalten werden - andererseits stellt die gesamte Berechnung eine grobe Näherung dar. Zudem werden auch nicht alle Belastungsfälle berücksichtigt: Falls zum Beispiel ein größeres Laufrad verwendet wird, ergeben sich höhere Auflagerkräfte.

#### **4.2.4.7 Dimensionierung des oberen, antriebsseitigen Trägers (35)**

Die Dimensionierung des oberen, antriebsseitigen Trägers (35) erfolgt analog zum vorherigen Kapitel. Die zweite Stützrolle, die sich zwischen den beiden I-Steher A und B befindet, wird bei dieser Berechnung nicht berücksichtigt, da sie nur für Notfälle vorgesehen ist und die auftretende Belastung im Vergleich zur Querkraft  $F_Q$  klein ist.

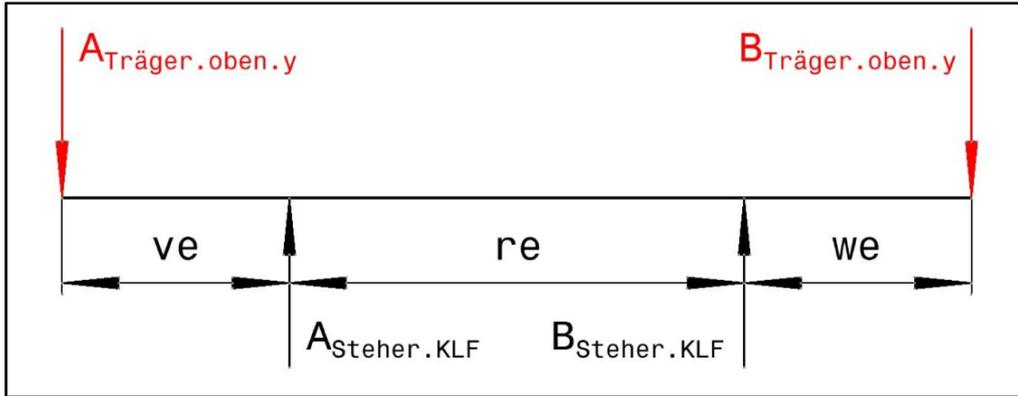


Abbildung 37: Draufsicht vom oberen, antriebsseitigen Träger (35)

Anhand von Abbildung 37 können nun die beiden Auflagerkräfte berechnet werden:

$$B_{\text{Träger.oben.y}} := \frac{B_{\text{Steher.KLF}} \cdot (ve + re) + A_{\text{Steher.KLF}} \cdot ve}{ve + re + we} = -4.097 \cdot \text{kN}$$

$$A_{\text{Träger.oben.y}} := B_{\text{Steher.KLF}} + A_{\text{Steher.KLF}} - B_{\text{Träger.oben.y}} = -1.641 \cdot \text{kN}$$

Damit lauten die maximalen Biegespannungen im oberen I-Träger:

$$\sigma_{B.\text{Träger.oben}} := \frac{|B_{\text{Träger.oben.y}}| \cdot we}{W_{y.I.100}} + \frac{R_{L\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 50.683 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{A.\text{Träger.oben}} := \frac{|A_{\text{Träger.oben.y}}| \cdot ve}{W_{y.I.100}} + \frac{R_{L\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 44.681 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Auch diese Werte sind recht klein, es gelten aber dieselben Kriterien wie im vorigen Kapitel, außerdem wurde bei der Berechnung die zweite Stützrolle nicht berücksichtigt.

#### 4.2.4.8 Befestigung des großen Hydraulikzylinders (11) am Rahmen

Zuerst erfolgt die Berechnung der beiden Steher (30), welche die Radlast aufnehmen. Diese Steher bestehen aus I-Trägern IPB160, die axialen Widerstandsmomente betragen:

$$W_{y.I.160} = 311 \text{ cm}^3$$

$$W_{x.I.160} = 111 \text{ cm}^3$$

In x-Richtung wirkt nur die Radlast, daher wird die Spannung wie folgt berechnet:

$$\sigma_{A,\text{Steher,Radlast},x} := \frac{R_{L,\text{Träger,oben},x} \cdot (s_e - t_e)}{W_{y,I.160}} = 102.703 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Kraft  $A_{\text{Träger,oben},y}$  ist größer als  $C_{\text{Träger,oben},y}$ , daher wird die Spannung in y-Richtung nur in dem Steher berechnet, in dem diese Kraft auftritt. Für die y-Richtung erhält man:

$$\sigma_{A,\text{Steher,Radlast},y} := \frac{A_{\text{Träger,oben},y} \cdot (s_e - t_e)}{W_{x,I.160}} = -9.463 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Damit kann die Gesamtbiegespannung im Steher A bestimmt werden:

$$\sigma_{A,\text{Steher,Radlast}} := \sqrt{(\sigma_{A,\text{Steher,Radlast},x})^2 + (\sigma_{A,\text{Steher,Radlast},y})^2} = 103.138 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die maximal zulässige Spannung für einen Baustahl beträgt, vgl. auch Kapitel 4.2.3.2:

$$\sigma_{S235,\text{zul}} := \frac{R_{eS235}}{1.6} = 146.875 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bei der Verwendung eines I-Träger IPB140 würden sich Spannungen bis zu 149 N/mm<sup>2</sup> ergeben, es sind aber nur 147 N/mm<sup>2</sup> zulässig. Aus diesem Grund wurde ein IPB160 ausgewählt.

Nun muss noch die maximale Biegespannung im I-Träger der Hydraulikzylinderbefestigung (29) bestimmt werden. Der Abstand  $y_e$  zwischen den beiden oberen I-Trägern beträgt 510mm, damit kann man die Biegespannung berechnen:

$$\sigma_{y,I,\text{Verbinder}} := \frac{\frac{R_L \cdot y_e}{4}}{W_{y,I.160}} = 67.645 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Es muss aus Befestigungsgründen für die Hydraulikzylinderbefestigung derselbe I-Träger wie für die beiden Steher verwendet werden, außerdem würde sich die Montage vom Gabel-Lagerbock für den großen Hydraulikzylinder nicht ausgehen. Daher fällt die Spannung etwas klein aus.

#### 4.2.4.9 Dimensionierung des Stehers, der die Radlast aufnimmt (33)

Auf diesem Steher (33) werden die beiden Flanschlager angeschraubt, die der Lagerung der Antriebswelle mit dem darauf montierten Antriebsrad dienen. Die Steher müssen relativ hoch ausgeführt sein, damit sie über dem Rad mittels eines I-Trägers IPB160 (34) miteinander verbunden werden können. Bevor man mit der Berechnung der Spannungen beginnen kann, benötigt man noch alle Widerstandsmomente dieses I-Trägers. Es befindet sich im Steher für die Befestigung des Antriebsrades ein Loch, das dem Durchstecken der 130 mm dicken Antriebswelle dient. Dieses Loch hat einen Durchmesser von 140 mm und muss bei der Berechnung des Widerstandsmoments bzw. des Flächenträgheitsmoments berücksichtigt werden. Abbildung 38 zeigt den Querschnitt dieses I-Trägers.

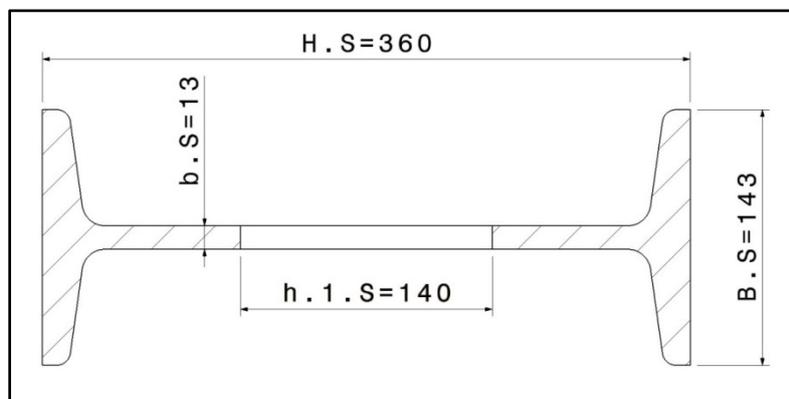


Abbildung 38: Querschnitt des I-Stehers der Antriebsradbefestigung (33), mit Loch

Wie der vorigen Skizze zu entnehmen ist, handelt es sich um einen I-Träger I360. Erst ein Träger dieser Größe ermöglicht eine problemlose Unterbringung der Flanschlager. Die beiden Flächenträgheitsmomente für einen I-Träger I360 ohne Loch lauten:

$$I_{y.I.360.143} = 1.961 \times 10^4 \cdot \text{cm}^4$$

$$I_{x.I.360.143} = 818 \cdot \text{cm}^4$$

Somit können die Flächenträgheitsmomente für den eingebauten I-Träger ermittelt werden:

$$I_{y.I.360.143.L} := I_{y.I.360.143} - \frac{b_S \cdot h_{1.S}^3}{12} = 1.931 \times 10^4 \text{ cm}^4$$

$$I_{x.I.360.143.L} := I_{x.I.360.143} - \frac{b_S^3 \cdot h_{1.S}}{12} = 815.437 \text{ cm}^4$$

Mit den Flächenträgheitsmomenten werden nun die beiden axialen Widerstandsmomente bestimmt:

$$W_{y.I.360.143.L} := \frac{I_{y.I.360.143.L}}{\frac{H_S}{2}} = 1.073 \times 10^3 \text{ cm}^3$$

$$W_{x.I.360.143.L} := \frac{I_{x.I.360.143.L}}{\frac{B_S}{2}} = 114.047 \text{ cm}^3$$

Zum Vergleich seien noch die Widerstandsmomente für einen intakten I-Träger angegeben. Der Wert  $W_x$  ist gerundet, daher ist er sogar kleiner als  $W_{x.I.360.143.L}$ .

$$W_{y.I.360.143} = 1.09 \times 10^3 \cdot \text{cm}^3$$

$$W_{x.I.360.143} = 114 \cdot \text{cm}^3$$

Wie man sieht, werden die Widerstandsmomente durch das Loch nur minimal beeinflusst. Neben dem großen Loch gibt es außerdem vier Bohrungen für die Befestigungsschrauben der Lager, die ebenfalls berücksichtigt werden müssten. Da sich aber auch diese Momente nicht gravierend von einem I-Träger ohne Löcher unterscheiden und folglich die maximale Biegespannung an der Stelle des großen Loches auftritt, kann hier auf die Angabe dieser Werte verzichtet werden. Nun muss man noch das polare Widerstandsmoment an der Stelle des Wellendurchgangs bestimmen, wobei in der Berechnung wieder die große Bohrung berücksichtigt wird. Den Faktor  $\eta_S = 1.31$  bekommt man aus dem Skriptum „Grundlagen der Konstruktionslehre“ (B. GRÖSEL, 2006, S. 11 - Anhang).

$$I_{p.I.360.143.L} := \frac{\eta_S}{3} \left[ 2 \cdot B_S \cdot t_S^3 + b_S^3 \cdot (h_S - h_{1.S}) \right] = 106.498 \cdot \text{cm}^4$$

$$W_{p.I.360.143.L} := \frac{I_{p.I.360.143.L}}{t_S} = 55.324 \cdot \text{cm}^3$$

Für die Ermittlung der Spannungen werden noch ein paar Auflagerreaktionen gebraucht. Die folgende Abbildung zeigt den I-Steher der Antriebsradbefestigung am Ende B mit den angreifenden Kräften und den gesuchten Auflagerreaktionen.

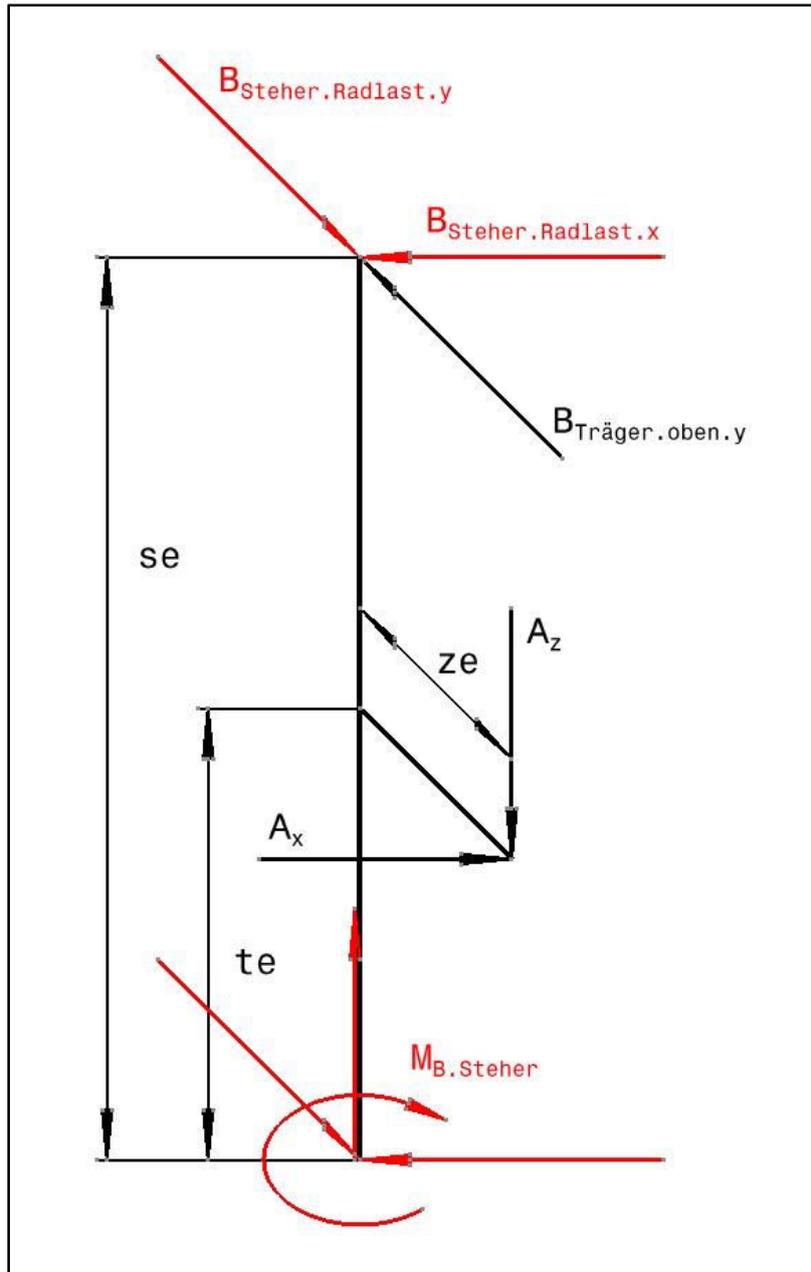


Abbildung 39: I-Steher der Antriebsradbefestigung (33) mit Kräften

Da die Antriebswelle symmetrisch belastet wird, ist  $A_z$  gleich  $B_z$  und  $A_x$  entspricht  $B_x$ . Für die Berechnung des zweiten I-Steher kann daher dieselbe Skizze verwendet werden, nur die Kraft  $B_{\text{Träger.oben.y}}$  muss durch die Kraft  $D_{\text{Träger.oben.y}}$  ersetzt werden. Der Abstand  $z_e$  berechnet sich wie folgt:

$$z_e := \frac{(a + b - y_e)}{2} = 56.5 \text{ mm}$$

Anhand von Abbildung 39 werden nun alle unbekanntes Auflagerreaktionen ermittelt. Für die Auflagerkräfte in x-Richtung erhält man:

$$B_{\text{Steher.Radlast.y}} := B_{\text{Träger.oben.y}} - \frac{A_z \cdot z_e}{s_e} = -4.428 \text{ kN}$$

$$D_{\text{Steher.Radlast.y}} := D_{\text{Träger.oben.y}} - \frac{A_z \cdot z_e}{s_e} = 3.19 \text{ kN}$$

Die Auflagerkraft in x-Richtung ist für beide Steher gleich groß und beträgt:

$$B_{\text{Steher.Radlast.x}} := A_x \cdot \frac{t_e}{s_e} = 49.907 \text{ kN}$$

$B_{\text{Steher.Radlast.x}}$  muss natürlich dieser schon früher ermittelten Kraft entsprechen:

$$R_{\text{LTräger.oben.x}} = 49.907 \text{ kN}$$

Das unbekanntes Moment berechnet sich auf folgende Weise:

$$M_{\text{B.Steher}} := A_x \cdot z_e = 4.661 \text{ kN} \cdot \text{m}$$

Da jetzt alle gesuchten Auflagerreaktionen bestimmt sind, können die auftretenden Spannungen an der Stelle der Antriebswelle berechnet werden. Die Biegespannungen aufgrund der Querkraft lauten:

$$\sigma_{\text{B.Steher.Radlast.x}} := \frac{|B_{\text{Steher.Radlast.y}}| \cdot (s_e - t_e)}{W_{x.I.360.143.L}} = 24.851 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{D.Steher.Radlast.x}} := \frac{D_{\text{Steher.Radlast.y}} \cdot (s_e - t_e)}{W_{x.I.360.143}} = 17.906 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Biegespannung infolge der Radlast beträgt:

$$\sigma_{\text{B.Steher.Radlast.y}} := \frac{B_{\text{Steher.Radlast.x}} \cdot (s_e - t_e)}{W_{y.I.360.143.L}} = 29.77 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Somit können die Gesamtbiegespannungen ermittelt werden:

$$\sigma_{\text{B.Steher.Radlast}} := \sqrt{(\sigma_{\text{B.Steher.Radlast.x}})^2 + (\sigma_{\text{B.Steher.Radlast.y}})^2} = 38.779 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{D.Steher.Radlast} := \sqrt{(\sigma_{D.Steher.Radlast})^2 + (\sigma_{B.Steher.Radlast})^2} = 34.74 \frac{N}{mm^2}$$

Da die Flanschlager nicht in der Mitte des I-Trägers angeordnet sind, kommt es zu einer Verdrehung des I-Trägers um die z-Achse. Die Torsionsspannung beträgt:

$$\tau_{AB.Steher.Radlast} := \frac{M_{B.Steher}}{W_{p.I.360.143.L}} = 84.254 \frac{N}{mm^2}$$

Die Vergleichsspannungen in den beiden I-Steher berechnen sich mit den folgenden Formeln:

$$\sigma_{V.B.Steher.Radlast} := \sqrt{\sigma_{B.Steher.Radlast}^2 + 3 \cdot \tau_{AB.Steher.Radlast}^2} = 150.997 \frac{N}{mm^2}$$

$$\sigma_{V.D.Steher.Radlast} := \sqrt{\sigma_{D.Steher.Radlast}^2 + 3 \cdot \tau_{AB.Steher.Radlast}^2} = 150.01 \frac{N}{mm^2}$$

Die maximal zulässige Spannung für einen Baustahl S235 beträgt 145 N/mm<sup>2</sup>. Aufgrund der Höhe der auftretenden Spannungen wird ein I-Träger aus dem Baustahl S355 verwendet. Die Streckgrenze dieses Baustahls lautet:

$$Re_{S355} := 355 \frac{N}{mm^2}$$

Da hier eine statische Beanspruchung vorliegt, muss die Streckgrenze durch 1.6 dividiert werden. Die maximal zulässige Biegespannung beträgt daher:

$$\sigma_{S355.zul} := \frac{Re_{S355}}{1.6} = 221.875 \frac{N}{mm^2}$$

Bei der Verwendung dieses I-Trägers sind auch noch genügend Reserven für eventuelle Berechnungsungenauigkeiten vorhanden. Damit ist gesamte Berechnung des Rad-Schiene-Prüfstandes abgeschlossen.

## 4.2.5 Zubehör

Dieses Kapitel behandelt kurz alle bis jetzt noch nicht beschriebenen Bestandteile des Rad-Schiene-Prüfstandes, die aber für das korrekte Funktionieren wichtig sind. Dazu zählen die folgenden Bauteile:

- Drehzahlmessung des Kranrades: Um den Schlupf bestimmen zu können, benötigt man neben der Drehzahl des Antriebsrades, die im Drehmoment-Messflansch ermittelt wird, auch die Drehzahl des Kranrades.
- Messung des zurückgelegten Weges der Normal- bzw. Querkraftaufbringung, um den Verschleiß ermitteln zu können: Die Messung kann dabei automatisiert oder manuell erfolgen, da sich ein merkbarer Verschleiß erst nach mehreren Tagen oder Wochen ergibt.
- Druckmessfolie für die Messung der Pressung zwischen Rad und Schiene.
- Hydraulikanlage: Im Prüfstand werden zwei Hydraulikzylinder eingebaut, die mit einem Nenndruck von 160 bar betrieben werden. Daher braucht man einen Vorratsbehälter für das Hydrauliköl, einen ÖlfILTER, diverse Ventile zum Ansteuern der beiden Zylinder und eine Pumpe.

Wenn die aufgebrachte Kraft im Hydraulikzylinder über längere Zeit einigermaßen konstant bleibt, genügt zum Erzeugen des notwendigen Druckes eine Handpumpe, andernfalls benötigt man zusätzlich einen Regelkreis und eine elektrische Pumpe.

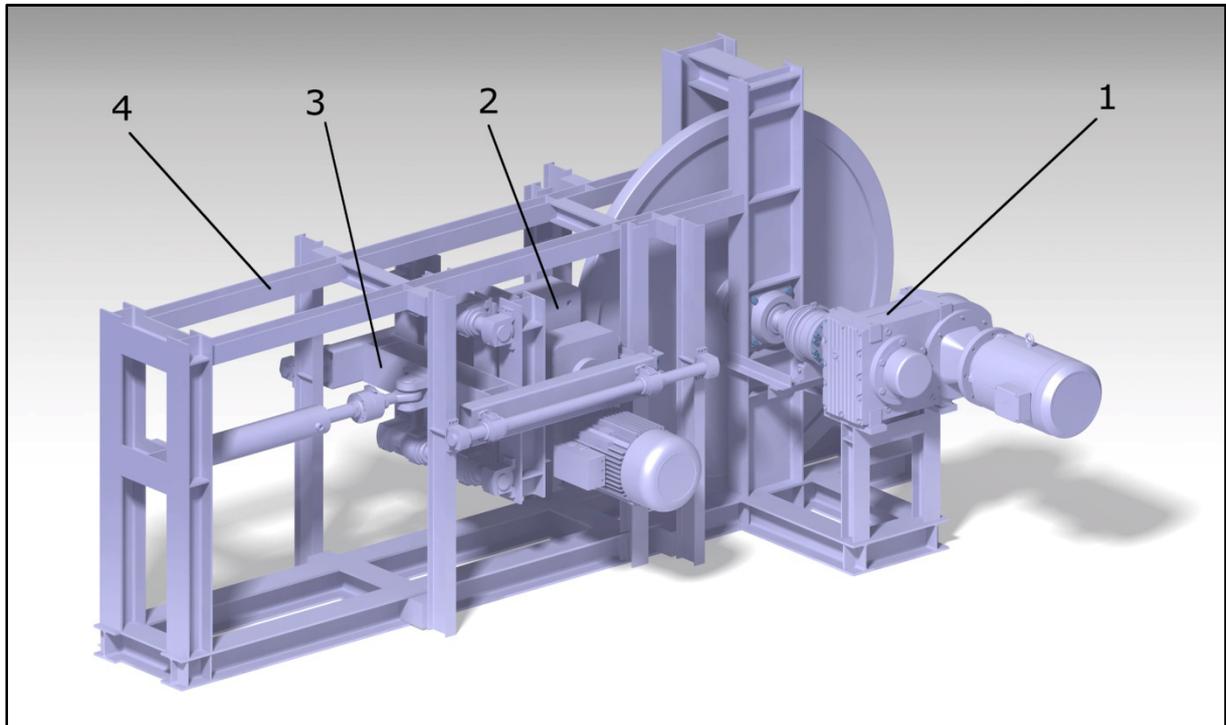
- Motorenansteuerung: Im Prüfstand sind zwei Drehstrommotoren eingebaut, einer zum Antreiben des großen Rades und einer zum Bremsen des Prüfrades. Es sollen unterschiedliche Antriebs- bzw. Bremsmomente und Umfangsgeschwindigkeiten eingestellt werden können, daher benötigt man zwei Frequenzumrichter.

Weil der Prüfstand für Langzeitversuche - zum Beispiel für die Ermittlung des Verschleißes - dauernd in Betrieb sein wird, muss das Bremsen des kleinen Rades generatorisch erfolgen. Ansonsten wäre einerseits der Stromverbrauch zu groß, andererseits würde sich in Folge die Halle zu stark erwärmen.

- Messuhr zum Feststellen des Winkels zwischen Rad und Schiene.
- Diverse Sicherheitseinrichtungen: Es muss gewährleistet werden, dass keine Personen zu Schaden kommen können; der gesamte Prüfstand ist mit einem Gitter zu umzäunen und die Bedienung darf nur durch entsprechend eingeschulte Fachkräfte erfolgen.
- Auswertungssoftware: Alle Messwerte müssen laufend angezeigt und gespeichert werden können.

### 4.3 Ausgeführter Detailentwurf

In diesem Kapitel werden zwei Bilder des ausgeführten Detailentwurfs gezeigt. In der ersten Abbildung ist der Rad-Schiene-Prüfstand mit allen Baugruppen, die im Kapitel 4.2 behandelt werden, zu sehen:

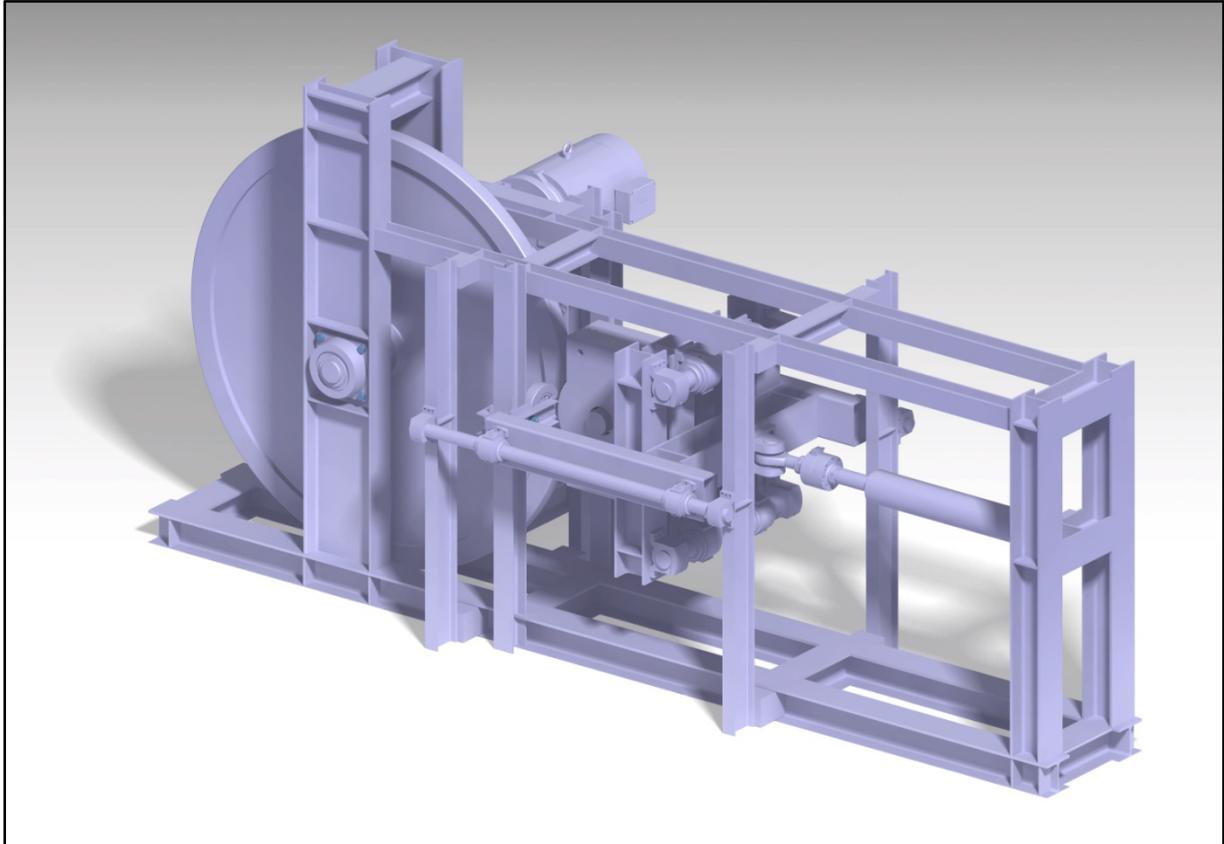


**Abbildung 40: Ausgeführter Detailentwurf, Ansicht 1, mit Bauteilgruppennummern**

Die vorkommenden Nummern bezeichnen dabei folgende Baugruppen:

- 1: Antriebsstrang
- 2: Querkraftaufbringung
- 3: Normalkraftaufbringung
- 4: Rahmenkonstruktion

Die folgende Abbildung zeigt ebenfalls den Rad-Schiene-Prüfstand, allerdings von der anderen Seite aus gesehen. Gut sichtbar ist hier die Stützrolle zur Aufnahme der aufbrachten Querkraft.



**Abbildung 41: Ausgeführter Detailentwurf, Ansicht 2**

An dieser Stelle sei auch auf die beiden Zusammenstellungszeichnungen im Anhang hingewiesen: Auf dem einen A3-Blatt sind Grundriss, Aufriss, Seiten- und 3D-Ansicht des Rad-Schiene-Prüfstandes abgebildet, auf dem anderen findet man eine horizontale Schnittansicht durch die beiden Lineargleitlager. In diesen Zeichnungen sind zudem alle in der Berechnung bzw. Stückliste vorkommenden Bauteile mit den entsprechenden Nummern versehen.

Im Anschluss werden noch die wichtigsten technischen Daten des ausgeführten Rad-Schiene-Prüfstandes aufgelistet.

### Technische Daten:

Radlast:	0 kN bis 165 kN
Querkraft:	0 kN bis 16.5 kN
Winkel zw. Rad und Schiene:	0° bis 0.5° (= 0.873 %)
Umfangsgeschwindigkeit:	2.8 m/s (= 168 m/min) bei Nenndrehmoment 5.7 m/s (= 342 m/min) bei reduziertem Moment
Raddurchmesser:	100 mm bis 630 mm; Standardrad 500 mm
Kranschiene:	A75; bei Bedarf auch andere Schienen möglich
Drehmoment des Messflansches:	10 kNm
Nennantriebsleistung:	30 kW
Bremsmotor- Nennleistung:	22 kW
Schienenendurchmesser:	2000 mm
Integrierte Sensoren:	- Kraftaufnehmer für Radlast - Kraftaufnehmer für Querkraft - Drehmoment- Messwelle für Antriebsdrehmoment - Drehzahlmessung des Antriebrades - Drehzahlmessung des Kranrades - Druckmessfolie für Messung der Pressung zwischen Rad und Schiene

## 4.4 Prüfstand der Firma Künz

Man muss bedenken, dass diese Versuchseinrichtung ursprünglich nur als Prüfstand zur Messung der Laufreibung konzipiert war. Im Laufe der Arbeit haben sich jedoch die Anforderungen an den Prüfstand geändert, so sollte damit nun auch der Verschleiß bzw. die Lebensdauer von Kranrädern ermittelt werden können. Dies erforderte größere Änderungen in vielen Bereichen.

Bei einem Gespräch mit einem Vertreter der Firma Künz, das jedoch erst zu einem Zeitpunkt stattfand, als die Konstruktion des Prüfstandes schon weitgehend abgeschlossen war, ergaben sich folgende interessante Punkte:

- Das Standardrad der Firma Künz hat einen Durchmesser von 630 mm. In diesem Fall müsste die Radkraft 300 kN betragen. So eine hohe Kraft würde aber zu einem recht teuren Prüfstand führen, daher sollte standardmäßig ein Rad mit einem Durchmesser von 400 mm verwendet werden.
- Die Umfangsgeschwindigkeit ist zu erhöhen, da eine Prüfung der Kranräder ansonsten zu lange dauert: Bei einem normalen Betrieb haben Laufräder mit Horizontalführung eine Lebensdauer von 15.000 bis 20.000 h, Laufräder mit Spurkranz eine Lebensdauer von 9.000 bis 12.000 h.
- Ein gezieltes Blockieren des Laufrades ist zu ermöglichen.

Diese Argumente führten unter anderem zu einem teilweise stark veränderten Prüfstandskonzept. Vorher handelte es sich um einen reinen Institutsprüfstand, nun müssen auch viele Vorstellungen der Firma Künz berücksichtigt werden, wodurch sich ein neues Konzept ergibt.

Das neue Konzept sieht wieder einen Außentrommelprüfstand mit hydraulischer Kraftaufbringung vor, es kommt jedoch zu zwei wesentlichen Abweichungen: Das Kranlaufrad wird pendelnd montiert - dies würde dem Wirkprinzip B2 im morphologischen Kasten (Tabelle 3) entsprechen - und der Radschräglauf wird durch eine Verschiebung der Pendelstützte bewirkt. Abbildung 42 zeigt eine Skizze des neuen Prüfstandes.

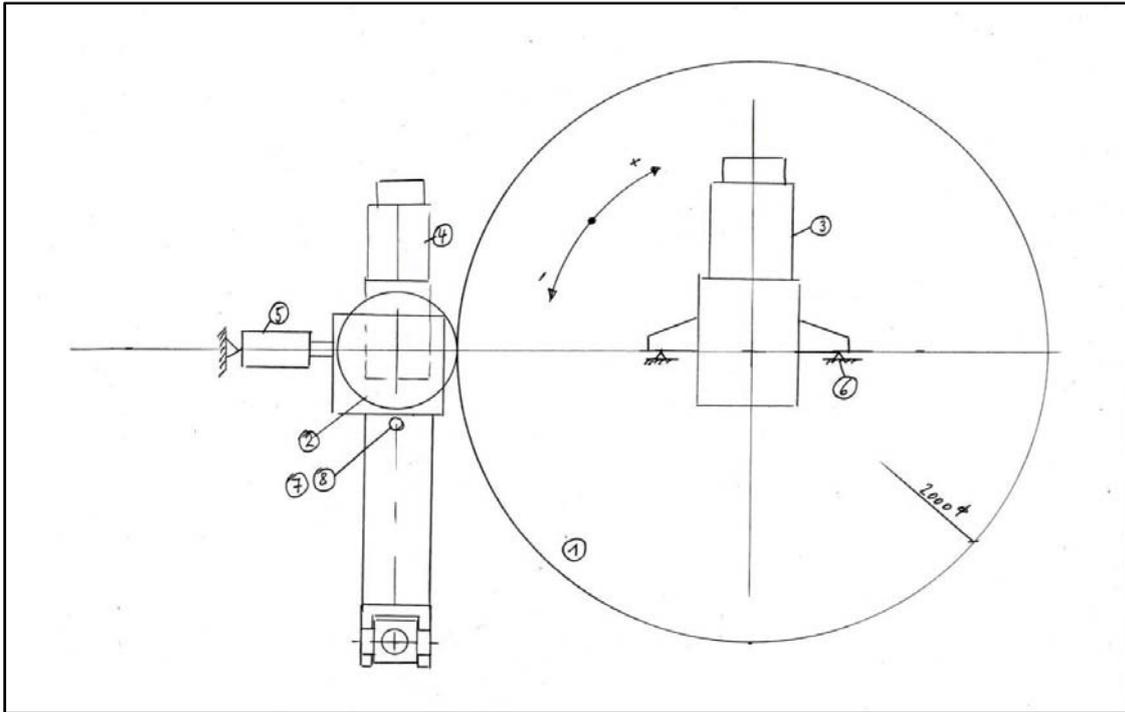


Abbildung 42: Skizze des neuen Prüfstandes (LERCHENMÜLLER, 2013, S. 2)

Erklärung der in der Skizze vorkommenden Ziffern:

- 1 Schienenrad
- 2 zu prüfendes Laufrad 200 mm - 400 mm
- 3 Antrieb für Schienenrad (Getriebe, Motor, Bremse, Stellungsgeber)
- 4 Antrieb für Prüfrad (Getriebe, Motor, Bremse, Stellungsgeber)
- 5 Hydraulikzylinder (Aggregat, Drucksensor)
- 6 Drehmomentstütze mit Messaufnehmern
- 7 Verstellvorrichtung für Radschrägstellung
- 8 Messaufnehmer

Technische Daten:

Radlast:	100 kN
Querkraft:	25 kN
Nennantriebsleistung Schienenrad:	26 kW
Nennantriebsleistung Prüfrad:	10 kW
Raddurchmesser:	400 mm
Schienenendurchmesser:	2000 mm

## 5 Zusammenfassung und Ausblick

Viele Vorgänge beim System Rad-Schiene, wie zum Beispiel der Radschräglauf oder das Gleiten des Rades auf der Schiene sind zu komplex, um sie bei einer Berechnung der Lebensdauer berücksichtigen zu können. Hersteller oder aber auch Kunden würden jedoch gerne wissen, welche Lebensdauer Kranräder bei gewissen Betriebszuständen erreichen können. Da es bislang keine geeigneten Versuchseinrichtungen gibt, hat das Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik der Technischen Universität Wien beschlossen, einen Rad-Schiene Prüfstand zu entwickeln, der den Verschleiß und folglich auch die Lebensdauer von verschiedenen Kranlaufrädern bestimmen kann. Dieser Aufgabe widmet sich die vorliegende Diplomarbeit.

Es gibt verschiedene Bauarten von Rad-Schiene Prüfständen, die für die geforderte Aufgabe in Betracht kommen würden: Neben Innen- und Außentrommelprüfständen gibt es auch Linearprüfstände, dieses Konzept hat zum Beispiel das Unternehmen Voestalpine umgesetzt. Da jedoch schon in der Aufgabenstellung vorgegeben wird, dass die Versuchseinrichtung als Außentrommelprüfstand umzusetzen ist, braucht man sich mit den anderen Möglichkeiten nicht näher zu beschäftigen.

Auf Basis der VDI-Richtlinie 2221 wurde ein Rad-Schiene Prüfstand entwickelt. Der Prüfstand erfüllt alle Anforderungen, die in der Aufgabenstellung vorgegeben sind, zudem wäre auch folgende Ausbaumöglichkeit denkbar: Die Schiene könnte mit Wasser besprüht werden, da Antriebsrad und Kranrad laut Anforderungsliste dagegen beständig sein müssen. Dies dient dem Untersuchen des Gleitverhaltens bzw. des Schlupfes und der Messung der Laufreibung auf nassen Schienen, eventuell sind auch Änderungen im Verschleißverhalten feststellbar.

In der vorliegenden Arbeit konnte nicht geklärt werden, ob für das Erzeugen des hydraulischen Druckes eine Handpumpe genügt. Falls die aufgebrachte Kraft über einen gewissen Zeitraum nicht einigermaßen konstant bleiben sollte, müsste man statt der Handpumpe einen Regelkreis und eine elektrische Pumpe verwenden.

Im Zuge einer Kooperation mit der Firma Künz wurde der hier entwickelte Prüfstand variiert und soll im Herbst 2014 am Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik der Technischen Universität Wien in Betrieb genommen werden. Es ist geplant, in den kommenden Jahren damit umfangreiche Versuche durchzuführen.

## 6 Verzeichnisse

### 6.1 Literaturverzeichnis

- B. GRÖSEL. (2006). *Grundlagen der Konstruktionslehre*. Wien: TU Wien.
- B. HEISSING, M. E. (2007). *Fahrwerkhandbuch*. Wiesbaden: Vieweg.
- BIKON. (2014 a). *Welle-Nabe-Verbindung*. Neuss, Deutschland: Bikon.
- BIKON. (2014 b). e-mail Anfrage. Neuss, Deutschland: Bikon.
- BOSCH REXROTH. (2013). *Hydrozylinder Rundbauart*. Lohr am Main, Deutschland: Bosch Rexroth AG.
- D. MUHS, H. W. (2005). *Roloff/Matek Maschinenelemente - Tabellen*. Wiesbaden: Vieweg.
- DEMAG. (2013). *Demag Radblock-System DRS*. Wetter, Deutschland: Demag Cranes & Components GmbH.
- DEMAG. (o. J.). *Demag Radspektrum*. Wetter, Deutschland: Demag Cranes & Components GmbH.
- DEMAG. (2012). *Getriebemotoren*. Wetter, Deutschland: Demag Cranes & Components GmbH.
- DIN. (1977). *DIN 15070*. Berlin: Beuth.
- DIN. (2012). *DIN 743*. Berlin: Beuth.
- G. PAHL, W. B. (2007). *Konstruktionslehre*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag.
- HBM. (o. J. a). *T10F Drehmoment-Messflansch*. Darmstadt, Deutschland: HBM.
- HBM. (o. J. b). *U2B Kraftaufnehmer*. Darmstadt, Deutschland: HBM.
- LERCHENMÜLLER. (2013). *Prüfstand für Kranlaufräder*. Wien: Künz.
- M. SCHRÖPPEL, M. WEBER, C. VORWERK. (2009). *Innorad*. Stuttgart. Abgerufen am 28. Mai 2014 von Neue Prüfstandskonzepte für Räder:  
[http://www.innorad.de/Daten/Download/Veroeffentlichungen/2009\\_03\\_Hebezeuge-Foerdermittel.pdf](http://www.innorad.de/Daten/Download/Veroeffentlichungen/2009_03_Hebezeuge-Foerdermittel.pdf)
- R. STOCK. (2007). *Voestalpine Schienen GmbH*. o. O.: Voestalpine Schienen GmbH.
- SEW. (2009 a). *SEW Drehstrommotoren*. Bruchsal, Deutschland: SEW

SEW. (2009 b). *SEW DRS-Getriebemotoren*. Bruchsal, Deutschland: SEW.

SKF. (2014 d). *Befestigung auf der Welle*. Göteborg: SKF. Abgerufen am 11. Juni 2014 von <http://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/roller-bearing-units-general/designs/location-on-the-shaft/index.html>

SKF. (2014 c). *Flanschlagereinheiten, SKF ConCentra, für metrische Wellen*. Göteborg: SKF. Abgerufen am 11. Juni 2014 von <http://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/bearing-units/roller-bearing-units/flanged-roller-bearing-units/skf-concentra-for-metric-shafts/index.html>

SKF. (2014 e). *Rillenkugellager, zweireihig*. Göteborg: SKF. Abgerufen am 12. Juni 2014 von <http://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/double-row-deep-groove-ball-bearings/double-row/index.html>

SKF. (2014 a). *Überschlägige Ermittlung des Reibungsmoments*. Göteborg: SKF. Abgerufen am 10. Juni 2014 von <http://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/friction/estimating-frictional-moment/index.html>

SKF. (o. J.). *Wellenführungen*. o. O.: SKF.

SKF. (2014 b). *Y-Flanschlagereinheiten, Gussgehäuse, quadratischer Flansch, Gewindestiftbefestigung*. Göteborg: SKF. Abgerufen am 11. Juni 2014 von <http://www.skf.com/at/products/bearings-units-housings/bearing-units/ball-bearing-units/y-bearing-flanged-units/cast-housing-square-flange-grub-screw-locking/index.html>

## 6.2 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prüfwagen .....	3
Abbildung 2: Bauarten von Radprüfständen .....	3
Abbildung 3: Prüfstand der Voestalpine für Eisenbahnräder (R. STOCK, 2007, S. 3).....	6
Abbildung 4: Prüfstand der TU Stuttgart für Räder von Flurförderfahrzeugen (M. SCHRÖPPEL, M. WEBER, C. VORWERK, 2009, S. 80) .....	7
Abbildung 5: Hauptarbeitsschritte zum Aufstellen der Anforderungsliste (G. PAHL, 2007, S. 214).....	9
Abbildung 6: Arbeitsschritte beim Konzipieren (G. PAHL, 2007, S. 232).....	15

Abbildung 7: Funktionsstruktur für den zu konstruierenden Rad-Schiene Prüfstand .....	17
Abbildung 8: Skizze des auszuführenden Rad-Schiene Prüfstandes .....	25
Abbildung 9: Vergleich der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten für die Teilfunktion C .....	29
Abbildung 10: Vergleich der technischen und wirtschaftlichen Wertigkeiten für die Teilfunktion H.....	31
Abbildung 11: Hauptarbeitsschritte beim Entwerfen (G. PAHL, 2007, S. 307).....	33
Abbildung 12: Antriebsstrang mit Bauteilnummern.....	36
Abbildung 13: Betriebsfaktor Antriebsmotor (SEW, 2009 b, S. 43).....	42
Abbildung 14: Verfügbares Moment/Nennmoment (SEW, 2009 a, S. 103) .....	43
Abbildung 15: Auflagerkräfte der Antriebswelle.....	46
Abbildung 16: Rad mit Finitem Elemente Netz und den berechneten von Mises-Spannungen .....	50
Abbildung 17: Antriebswelle mit den Flanschlagern, Spannsätzen und kritischen Bereichen	51
Abbildung 18: Querkraftaufbringung mit Bauteilnummern, Blick auf das Laufrad.....	57
Abbildung 19: Querkraftaufbringung mit Bauteilnummern und Beschriftung, Ansicht von hinten.....	58
Abbildung 20: Seitenansicht der Querkraftaufbringung, Kräfte in x-Richtung.....	64
Abbildung 21: Draufsicht der Querkraftaufbringung (Kräfte in y-Richtung).....	65
Abbildung 22: Seitenansicht der Querkraftaufbringung, Kräfte in z-Richtung.....	66
Abbildung 23: 3D-Ansicht der Querkraftaufbringung.....	67
Abbildung 24: Detailansicht des kleinen Hydraulikzylinders mit dem Kraftaufnehmer.....	71
Abbildung 25: Normalkraftaufbringung mit Bauteilnummern, Beschriftung der Lager und Wellenböcke.....	73
Abbildung 26: Lineargleitlagerführungsstange (21) mit den beiden Wellenböcken (19) .....	75
Abbildung 27: vertikaler I-Träger (44) .....	79
Abbildung 28: Seitenansicht der Normalkraftaufbringung, Kräfte in z-Richtung.....	81

Abbildung 29: Draufsicht der Normalkraftaufbringung (Kräfte in y-Richtung) .....	82
Abbildung 30: 3D-Ansicht der Querkraftaufbringung.....	83
Abbildung 31: Großer Hydraulikzylinder mit Kraftaufnehmer .....	87
Abbildung 32: Rahmenkonstruktion mit Bauteilnummern, Beschriftung der Lager und Wellenböcke.....	89
Abbildung 33: Lineargleitlagerführungsstange (22) mit den beiden Wellenböcken (20) .....	91
Abbildung 34: I-Steher A der Lineargleitlagerführung (31).....	96
Abbildung 35: Montage der Stützrolle.....	98
Abbildung 36: Draufsicht vom oberen, nicht antriebsseitigen Träger (35) .....	101
Abbildung 37: Draufsicht vom oberen, antriebsseitigen Träger (35) .....	103
Abbildung 38: Querschnitt des I-Steher der Antriebsradbefestigung (33), mit Loch .....	105
Abbildung 39: I-Steher der Antriebsradbefestigung (33) mit Kräften.....	107
Abbildung 40: Ausgeführter Detailentwurf, Ansicht 1, mit Bauteilgruppennummern.....	111
Abbildung 41: Ausgeführter Detailentwurf, Ansicht 2.....	112
Abbildung 42: Skizze des neuen Prüfstandes (LERCHENMÜLLER, 2013, S. 2).....	115

### **6.3 Tabellenverzeichnis**

Tabelle 1: Kenn-Radkraft R0 (DIN, 1977, S. 2) .....	10
Tabelle 2: Anforderungsliste.....	13
Tabelle 3: Morphologischer Kasten .....	19
Tabelle 4: Auswahlliste zum Morphologischen Kasten, nach (G. PAHL, 2007, S. 262).....	21
Tabelle 5: Kombinationsschema für mögliche Wirkstrukturen .....	23
Tabelle 6: Technische Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufnehmen“ nach (G. PAHL, 2007, S. 272) .....	28
Tabelle 7: Wirtschaftliche Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufnehmen“ nach (G. PAHL, 2007, S. 272).....	29

Tabelle 8: Technische Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufbringen“ nach (G. PAHL, 2007, S. 272) .....	30
Tabelle 9: Wirtschaftliche Bewertung der Teilfunktion „Querkraft aufbringen“ nach (G. PAHL, 2007, S. 272).....	30
Tabelle 10: Flanschlager von SKF: Kugellager (SKF, 2014 b) und Pendelrollenlager (SKF, 2014 c).....	48
Tabelle 11: Auflagerkräfte in x- und z-Richtung, abhängig von $F_{A,max}$ .....	67
Tabelle 12: Gesamtaflagerkräfte in x-Richtung, abhängig von $F_{A,max}$ und $F_Q$ .....	69
Tabelle 13: Gesamtaflagerkräfte in z-Richtung, abhängig von $F_{A,max}$ .....	69
Tabelle 14: Gesamtaflagerkräfte, abhängig von $F_{A,max}$ und $F_Q$ .....	70
Tabelle 15: Auflagerkräfte in z-Richtung, abhängig von $F_{A,max}$ .....	82
Tabelle 16: Gesamtaflagerkräfte in z-Richtung, abhängig von $F_{A,max}$ .....	84
Tabelle 17: Gesamtaflagerkräfte, abhängig von $F_{A,max}$ und $F_Q$ .....	85
Tabelle 18: Lineargleitlager von SKF (SKF, o. J., S. 22).....	85
Tabelle 19: Abstände $p_e$ und $q_e$ in Abhängigkeit des Laufraddurchmessers .....	92

## 7 Anhang

Der Anhang beinhaltet:

- Stückliste mit den Hauptbestandteilen des Prüfstandes
- Detaillierte Berechnung
- Datenblätter:  
Hydraulikzylinder, Drehmoment-Messwelle mit Kupplung, Kraftaufnehmer,  
Radblock DRS-500, Feder
- Zwei Zusammenstellungszeichnungen:
  - ein A3-Blatt mit Grundriss, Aufriss, Seiten- und 3D-Ansicht
  - ein A3-Blatt mit einer horizontalen Schnittansicht durch die Lineargleitlager

6	Querverbinder_160, IPB160	29	DIN 1025-2	S235JR			
2	Unterer Träger, IPB160	28	DIN 1025-2	S235JR			
2	Rillenkugellager, zweireihig, $C_{dyn.}=112$ kN	27	4312 ATN9		SKF		
2	Stützrolle, Ø210 mm	26		Cf53			
3	Druckfeder, $F=7.686$ kN, $R=873.414$ N/mm	25	D-450	EN 10270-1-SH	GuteKunst Feder		
1	Spannsatz	24	Dobikon 1012-080-120		Bikon		
1	Spannsatz	23	Dobikon 1012-130-180		Bikon		
2	Vollwelle aus Präzisionsstahl, Ø60 mm	22	LJM60	Ck60	SKF		
2	Vollwelle aus Präzisionsstahl, Ø80 mm	21		42CrMo4			
4	Wellenbock, Ø60 mm	20	LSCS60	Aluminium	SKF		
4	Wellenbock, Ø80 mm	19	LSCS80	Aluminium	SKF		
4	Lineargleitlager, $C_{stat.}=60$ kN, Ø60 mm	18	LPAR60		SKF		
4	Gehäuse für Lineargleitlager	17	LUCS60		SKF		
4	Lineargleitlager, $C_{stat.}=100$ kN, Ø80 mm	16	LPAR80		SKF		
4	Gehäuse für Lineargleitlager	15	LUCS80		SKF		
1	Gabel-Lagerbock_klein	14	CLCD 25		Bosch-Rexroth		
2	Gabel-Lagerbock_groß	13	CLCD 63		Bosch-Rexroth		
1	Hydraulikzylinder, 160 bar, 31.40 kN	12	CDL2MP5/50/28/110D 1X/B11CKUMWW		Bosch-Rexroth		
1	Hydraulikzylinder, 160 bar, 196.25 kN	11	CDL2MP5/125/70/620 D1X/B11CKUMWW		Bosch-Rexroth		
1	Kraftaufnehmer, 20 kN	10	U2B_20kN		HBM		
1	Kraftaufnehmer, 200 kN	9	U2B_200kN		HBM		
1	Drehmoment-Messflansch mit Kupplung Modulflex, $M_{max}=10$ kNm	8	K-T10F-010R-SF1-G-2- V5-Y		HBM		
1	Radbloc Ø500 mm, Sphäroguss	7	DRS-500-A110-D90-K- H-80		DEMAG		
1	Getriebe, 2-stufig, $i=13.6$ , $\eta=0.96$	6	ADE 80		DEMAG		
1	Bremsmotor, 22kW, 100% Einschaltdauer	5	ZNE 180 B4		DEMAG		
1	Getriebe, 3-stufig, $i=1:55.31$ , $\eta=0.94$	4	FH127B_AM200		SEW		
1	Antriebsmotor, 30 kW, $M_N=194$ Nm	3	DRE 200L4		SEW		
1	Flanschlager, $C_{dyn.}=425$ kN, $d=100$ mm	2	FYNT 100 L		SKF		
1	Flanschlager, $C_{dyn.}=425$ kN, $d=100$ mm	1	FYNT 100 F		SKF		
Stück -zahl	Benennung			Teil- Nr.	Norm/ <i>BNr.</i>	Werkstoff	Bemerkung
	Datum	Name	Matr. Nr.	<b>Technische Universität Wien</b> <b>Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik</b>			
Gezeichnet	22.04.2014	J. Strommer	0525292				
Geprüft							
Normgeprüft							
Maßstab	<b>Rad-Schiene-Prüfstand</b>					Nr.	
-							1
Freimaß- Toleranzen							Ersatz für:
-		Ersatz durch:					

1	Unterlage_Motor_kurz	56		S235JR			
4	Abstandshalter_unten	55		S235JR			
4	Abstandshalter_oben	54		S235JR			
1	Befestigung für Drehmoment-Messflansch	53		S235JR			
1	Nabe für Spannsatz Drehmoment-Messflansch	52		S235JR			
2	Stützrollenachse, Ø60	51		S235JR			
1	Antriebswelle_groß, Ø130 mm	50		42CrMo4			
1	Antriebswelle_klein, Ø105 mm	49		S355JR			
1	Krafteinheit_Platte (d=15 mm)	48		S235JR			
2	Normalkraftaufbringung_Lineargleitlagerbefestigung, Hohlprofil 200x100x6	47		S275JR			
2	Querverbindung, IPB160	46	DIN 1025-2	S235JR			
2	Vertikaler I-Träger, IPB160	45	DIN 1025-2	S235JR			
2	Normalkraftaufbringung_vertikaler I-Träger, IPB160	44	DIN 1025-2	S235JR			
1	Normalkraftaufbringung_Hydraulikzylinderbefestigung, IPB200	43	DIN 1025-2	S235JR			
1	Oberer Träger_Motor, IPB100	42	DIN 1025-2	S235JR			
1	Querverbindung_Motor, IPB100	41	DIN 1025-2	S235JR			
2	Steher_Motor, IPB100	40	DIN 1025-2	S235JR			
1	Bodenauflage_Motor_quer, IPB160	39	DIN 1025-2	S235JR			
2	Bodenauflage_Motor, IPB160	38	DIN 1025-2	S235JR			
2	Querverbindung_obere Träger, IPB100	37	DIN 1025-2	S235JR			
4	Unterlegsplatte für I140	36	DIN 1025-1	S235JR			
2	Oberer Träger, IPB100	35	DIN 1025-2	S235JR			
1	Querverbindung_Antriebsradbefestigung, IPB160	34	DIN 1025-2	S235JR			
2	Steher Antriebsradbefestigung, I360	33	DIN 1025-1	S355JR			
2	Steher Stützrollenbefestigung, IPB100	32	DIN 1025-2	S235JR			
4	Steher Linearführungsbefestigung, I140	31	DIN 1025-1	S235JR			
2	Steher Hydraulikzylinderbefestigung_groß, IPB160	30	DIN 1025-2	S235JR			
Stückzahl	Benennung			Teil-Nr.	Norm/BNr.	Werkstoff	Bemerkung
	Datum	Name	Matr. Nr.	<b>Technische Universität Wien</b> <b>Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik</b>			
Gezeichnet	22.04.2014	J. Strommer	0525292				
Geprüft							
Normgeprüft							
Maßstab	<b>Rad-Schiene-Prüfstand</b>					Nr.	
-							
Freimaß-Toleranzen							
-			Ersatz für:				
			Ersatz durch:				

1	Drehmomentstütze für Bremsmotor	82		S235		
8	Führung für U-Profil-Stützrollenbefestigung	81		S235JR		
4	Schraube für Befestigung der Stützrolle, M20x150	80	ISO 4017			
8	Schraube für Befestigung der Flanschlager, M20x80	79	ISO 4017			
1	Unterlage_Motor_lang	78		S235JR		
1	Kranschiene A75	77		S355JR		
1	Radnabe	76		S235JR		
1	Radscheibe	75		S235JR		
1	Drehzapfen	74		S235JR		
10	Blech für Rechteckhohlprofil	73		S235JR		
1	Druckplatte für Federn	72		S235JR		
4	Schraube für Einstellen des Winkels	71				
1	Achse für kleinen Hydraulikzylinder	70		Ck50		
2	Befestigung kleiner Hydraulikzylinder	69		S235JR		
1	Gelenköse für Nennkraft 20 kN	68	1-U2A/2t/ZGOW		HBM	
1	Gelenköse für Nennkraft 200 kN	67	1-U2A/20t/ZGOW		HBM	
4	Unterlegsplatte für IPB 160	66		S235JR		
4	Klotz für Einstellung des Winkels	65		S235JR		
4	U-Profil zur Befestigung der <b>Stützrolle</b> , U100	64	DIN 1026-1	S235JR		
1	Befestigungswinkel_quer für Drehmoment-Messflansch	63		S235JR		
2	Befestigungswinkel für Drehmoment-Messflansch	62		S235JR		
8	Blech für I140	61		S235JR		
18	Blech für I360	60		S235JR		
6	Blech für IPB200	59		S235JR		
18	Blech für IPB160	58		S235JR		
16	Blech für IPB100	57		S235JR		
Stückzahl	Benennung		Teil-Nr.	Norm/BNr.	Werkstoff	Bemerkung
	Datum	Name	Matr. Nr.	<b>Technische Universität Wien</b> <b>Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik</b>		
Gezeichnet	22.04.2014	J. Strommer	0525292			
Geprüft						
Normgeprüft						
Maßstab	<b>Rad-Schiene-Prüfstand</b>			Nr.		
-				3		
Freimaß-Toleranzen				-	Ersatz für:	
			Ersatz durch:			

# Rad-Schiene-Prüfstand

## Angaben und grundlegende Berechnungen

### Querschnittsflächen, Widerstands- und Flächenträgheitsmomente von verschiedenen I-Trägern

I- Träger IPB 100:	$A_{I.100} := 26.0\text{cm}^2$		$W_{y.I.100} := 89.9\text{cm}^3$	$W_{x.I.100} := 33.5\text{cm}^3$
I- Träger IPB 120:	$A_{I.120} := 34\text{cm}^2$		$W_{y.I.120} := 144\text{cm}^3$	$W_{x.I.120} := 52.9\text{cm}^3$
I- Träger IPB 140:	$A_{I.140} := 43.0\text{cm}^2$		$W_{y.I.140} := 216\text{cm}^3$	$W_{x.I.140} := 78.5\text{cm}^3$
I- Träger IPB 160:	$A_{I.160} := 54.3\text{cm}^2$	$I_{y.I.160} := 2490\text{cm}^4$	$W_{y.I.160} := 311\text{cm}^3$	$W_{x.I.160} := 111\text{cm}^3$
I- Träger IPB 180:	$A_{I.180} := 65.3\text{cm}^2$		$W_{y.I.180} := 426\text{cm}^3$	$W_{x.I.180} := 151\text{cm}^3$
I- Träger IPB 200:	$A_{I.200} := 78.1\text{cm}^2$	$I_{y.I.200} := 5700\text{cm}^4$	$W_{y.I.200} := 570\text{cm}^3$	$W_{x.I.200} := 200\text{cm}^3$
I- Träger IPB 220:	$A_{I.220} := 91\text{cm}^2$		$W_{y.I.220} := 736\text{cm}^3$	$W_{x.I.220} := 258\text{cm}^3$

I- Träger I 140:	$A_{I.140.66} := 18.2\text{cm}^2$	$W_{y.I.140.66} := 81.9\text{cm}^3$	$W_{x.I.140.66} := 10.7\text{cm}^3$
I- Träger I 360:	$A_{I.360.143} := 97\text{cm}^2$	$W_{y.I.360.143} := 1090\text{cm}^3$	$W_{x.I.360.143} := 114\text{cm}^3$
		$I_{y.I.360.143} := 19610\text{cm}^4$	$I_{x.I.360.143} := 818\text{cm}^4$

Rechteckhohlprofil 200x100x6 (S275):

$$W_{x.200.100.6} := \frac{100\text{mm} \cdot (200\text{mm})^2 - 88\text{mm} \cdot (188\text{mm})^2}{6} = 148.288 \cdot \text{cm}^3$$

$$W_{y.200.100.6} := \frac{200\text{mm} \cdot (100\text{mm})^2 - 188\text{mm} \cdot (88\text{mm})^2}{6} = 90.688 \cdot \text{cm}^3$$

$$W_{p.200.100.6} := 2 \cdot 194\text{mm} \cdot 94\text{mm} \cdot 6\text{mm} = 218.832 \cdot \text{cm}^3$$

Elastizitätsmodul Stahl:

$$E_{\text{Stahl}} := 210000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze des Baustahls S235:

$$Re_{S235} := 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bei statischer Beanspruchung maximal zulässige Spannung:

$$\sigma_{S235.zul} := \frac{Re_{S235}}{1.6} = 146.875 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze des Baustahls S355:

$$Re_{S355} := 355 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bei statischer Beanspruchung maximal zulässige Spannung:

$$\sigma_{S355.zul} := \frac{Re_{S355}}{1.6} = 221.875 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

## Aufgebrachte Kräfte und Momente, Reibungszahlen, Trommeldaten

Radlast (für Bremsen maximal 12kN, sonst 165kN):	$RL := 165\text{kN}$
Querkraft:	$F_Q := \frac{RL}{10} = 16.5\text{kN}$
Radschräglauf in Promille (das sind 0.1°):	$w := 1.745331024$
Maximal zulässiges Antriebsmoment (beschränkt durch Drehmoment-Messflansch):	$M_{A.\text{max}} := 10\text{kN}\cdot\text{m}$
Haftreibungwert zwischen Rad (Sphäroguss) und Schiene (laut DEMAG):	$\mu_S := 0.2$
Gleitreibungwert zwischen Rad (Sphäroguss) und Schiene (laut DEMAG):	$\mu_G := 0.15$
$\mu$ vom Trommelwellen-Pendelrollenlager (laut SKF):	$\mu_{TL} := 0.0018$
Trommel- (=Schiene-)durchmesser:	$D_T := 2000\text{mm}$
Schieneinnenradius:	$r_{TW.\text{Innen}} := 895\text{mm}$
Masse der Kranschiene:	$m_{T,\text{Schiene}} := 380\text{kg}$
Masse der Scheibe, incl. Nabe und Schweißnähte:	$m_{T,\text{Scheibe}} := 440\text{kg}$
Gesamtmasse der Trommel:	$m_T := m_{T,\text{Schiene}} + m_{T,\text{Scheibe}} = 820\text{kg}$
Gesamtgewicht der Trommel:	$g_T := m_T \cdot g = 8.041\text{kN}$

## Antriebswelle

Masse der Welle:	$m_W := 100\text{kg}$
Gewicht der Welle:	$g_W := m_W \cdot g = 0.981\text{kN}$
Werkstoff:	42CrMo4 (Vergütungsstahl)
Gemittelte Rautiefe (nach BIKON):	$R_z := 10\mu\text{m}$
Schubmodul:	$G_W := 81000 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Durchmesser beim Spannsatz des Antriebrades:	$d_{TW} := 130\text{mm}$
Axiales Widerstandsmoment (Spannsatz Rad):	$W_y := \frac{d_{TW}^3 \cdot \pi}{32} = 2.157 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$
Polares Widerstandsmoment (Spannsatz Rad):	$W_p := \frac{d_{TW}^3 \cdot \pi}{16} = 4.314 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$
Polares Flächenträgheitsmoment (Spannsatz Rad):	$J_p := \frac{d_{TW}^4 \cdot \pi}{32} = 2.804 \times 10^7 \cdot \text{mm}^4$
Durchmesser beim Pendelrollenlager:	$d_{AW} := 100\text{mm}$

Axiales Widerstandsmoment (Absatz):	$W_{y.AW} := \frac{d_{AW}^3 \cdot \pi}{32} = 9.817 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$
Polares Widerstandsmoment (Absatz):	$W_{p.AW} := \frac{d_{AW}^3 \cdot \pi}{16} = 1.963 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$
Polares Flächenträgheitsmoment (Absatz):	$J_{p.AW} := \frac{d_{AW}^4 \cdot \pi}{32} = 9.817 \times 10^6 \cdot \text{mm}^4$
Durchmesser beim Spannsatz des Drehmoment-Messflansches:	$d_{MW} := 80\text{mm}$
Axiales Widerstandsmoment (Spannsatz Messfl.):	$W_{y.MW} := \frac{d_{MW}^3 \cdot \pi}{32} = 5.027 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$
Polares Widerstandsmoment (Spannsatz Messfl.):	$W_{p.MW} := \frac{d_{MW}^3 \cdot \pi}{16} = 1.005 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$
Polares Flächenträgheitsmoment (Spannsatz Mfl.):	$J_{p.MW} := \frac{d_{MW}^4 \cdot \pi}{32} = 4.021 \times 10^6 \cdot \text{mm}^4$
Durchmesser beim Antriebsmotor:	$d_{AMW} := 105\text{mm}$
Axiales Widerstandsmoment (Antriebsmotor):	$W_{y.AMW} := \frac{d_{AMW}^3 \cdot \pi}{32} = 1.136 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$
Polares Widerstandsmoment (Antriebsmotor):	$W_{p.AMW} := \frac{d_{AMW}^3 \cdot \pi}{16} = 2.273 \times 10^5 \cdot \text{mm}^3$
Polares Flächenträgheitsmoment (Antriebsmotor):	$J_{p.AMW} := \frac{d_{AMW}^4 \cdot \pi}{32} = 1.193 \times 10^7 \cdot \text{mm}^4$

### Antriebsmotor und Getriebe DRE 200L4 von SEW

gewählte Motorleistung:	$P_N := 30\text{kW}$
Motornennmoment:	$M_{N,A} := 194\text{N}\cdot\text{m}$
Motordrehzahl:	$n_N := 1475\text{min}^{-1}$
Maximale Motordrehzahl bei Verwendung eines Frequenzumrichters:	$n_{\max} := 4000\text{min}^{-1}$
Motorgewicht:	$F_M := 260\text{kg}\cdot g = 2.55\cdot\text{kN}$
Getriebebewegicht:	$F_G := 425\text{kg}\cdot g = 4.168\cdot\text{kN}$
Massenträgheitsmoment Motor:	$J_{\text{Mot}} := 2360 \cdot 10^{-4} \text{kg}\cdot\text{m}^2$
Untersetzung des Getriebes:	$i_M := 55.31$
Wirkungsgrad Getriebe (3-stufig):	$\eta_{\text{Getriebe}} := 0.94$

Abtriebsnennmoment muss < als 194 Nm sein:	$M_N := \frac{M_{A,max}}{i_M \cdot \eta_{Getriebe}} = 192.34 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
Maximales Abtriebsdrehmoment des Getriebes:	$M_{a,max,G} := 12 \text{kN} \cdot \text{m}$
Maximale Umfangsgeschwindigkeit der Trommel: (bei einer Frequenz von 50Hz)	$v_T := \frac{D_T \cdot \pi \cdot n_N}{i_M} = 2.793 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad v_T = 167.559 \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$
Maximale Umfangsgeschwindigkeit der Trommel mit Frequenzumrichter:	$v_{T,max} := \frac{D_T \cdot \pi \cdot n_{max}}{i_M} = 7.573 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad v_{T,max} = 454.398 \cdot \frac{\text{m}}{\text{min}}$
Verhältnis der beiden Geschwindigkeiten:	$\frac{v_{T,max}}{v_T} = 2.712$
Maximale Drehzahl der Trommel bei 50Hz:	$n_T := \frac{v_T}{D_T \cdot \pi} = 0.444 \frac{1}{\text{s}} \quad n_T = 26.668 \cdot \frac{1}{\text{min}}$
Maximale Winkelgeschwindigkeit der Trommel: (bei einer Frequenz von 50Hz)	$\omega_T := \frac{v_T}{\frac{D_T}{2}} = 2.793 \frac{1}{\text{s}}$
Maximal übertragbare Kraft:	$F_{A,max} := \frac{M_{A,max}}{\frac{D_T}{2}} = 10 \cdot \text{kN}$
<u>Maximal nötige Antriebsleistung:</u>	$P_{A,max} := \frac{\omega_T \cdot M_{A,max}}{\eta_{Getriebe}} = 29.709 \cdot \text{kW}$

### **Bremsmotor ZNE\_180\_B\_4 und Getriebe ADE\_80\_13\_6 von DEMAG**

Motorleistung:	$P_{N,B} := 22 \text{kW}$
Motornennmoment:	$M_{N,B} := 143 \text{N} \cdot \text{m}$
Motordrehzahl:	$n_{N,B} := 1470 \text{min}^{-1}$
Maximale Motordrehzahl bei Verwendung eines Frequenzumrichters:	$n_{max,B} := 3000 \text{min}^{-1}$
Motorgewicht:	$F_{MB} := 277 \text{kg} \cdot g = 2.716 \cdot \text{kN}$
Getriebegewicht:	$F_{GB} := 213 \text{kg} \cdot g = 2.089 \cdot \text{kN}$
Massenträgheitsmoment Motor:	$J_{Mot,B} := 287 \cdot 10^{-3} \text{kg} \cdot \text{m}^2$
Untersetzung des Getriebes:	$i_{MB} := 13.6$
Betriebsfaktor des Getriebes:	$f_{B,B} := 3.38$
Getriebeabtriebsmoment:	$M_{MB,Nenn} := 1985 \text{N} \cdot \text{m}$
Wirkungsgrad (2-stufig), laut DEMAG:	$\eta_{Getriebe2} := 0.96$

## Laufraddaten DRS 500 von Demag

Laufraddurchmesser:	$D_{LR} := 500\text{mm}$
Laufradradius:	$R_{LR} := \frac{D_{LR}}{2} = 250\text{mm}$
Laufradwellendurchmesser:	$d_{LR} := 60\text{mm}$
Masse des Laufrades:	$m_{LR.Rad} := 264\text{kg}$
Masse des Laufrades, inklusive Rahmen:	$m_{LR} := 400\text{kg}$
Gewicht des Laufrades, inklusive Rahmen:	$F_{LR} := m_{LR} \cdot g = 3.923\text{kN}$
Spezifischer Rollwiderstand des Rades (laut DEMAG):	$w_R := 34 \frac{\text{N}}{\text{t} \cdot \text{g}}$
Wälzlagerreibmoment (laut DEMAG):	$M_{LL} := 58.5\text{N} \cdot \text{m}$
Maximale Drehzahl des Rades: (bei einer Frequenz von 50Hz)	$n_{LR} := \frac{v_T}{D_{LR} \cdot \pi} = 1.778 \frac{1}{\text{s}}$
Maximale Winkelgeschwindigkeit des Rades: (bei einer Frequenz von 50Hz)	$\omega_{LR} := \frac{v_T}{\frac{D_{LR}}{2}} = 11.171 \frac{1}{\text{s}}$
Drehzahl des Bremsmotors bei 50Hz:	Bremsmotordrehzahl := $n_{LR} \cdot i_{MB} = 1.451 \times 10^3 \cdot \frac{1}{\text{min}}$
Maximal zulässige Drehzahl des Rades:	$n_{LR,max} := \frac{n_{max.B}}{i_{MB}} = 3.676 \frac{1}{\text{s}}$
Damit die Motordrehzahl nicht überschritten wird, darf die Geschwindigkeit maximal betragen:	$v_{T,max2} := D_{LR} \cdot \pi \cdot n_{LR,max} = 5.775 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Korrekturfaktor:	$KF := \sqrt{\frac{D_T}{D_T + D_{LR}}} = 0.894$

## Berechnung der Massenträgheitsmomente

Massenträgheitsmoment von Laufrad, Getriebe vernachlässigt, da unbekannt, auf Motorwelle reduziert:

$$J_{LR\_reduziert} := \frac{1}{2} \cdot \left[ m_{LR.Rad} \left( \frac{d_{LR}}{2} \right)^2 \right] \cdot \left( \frac{1 \cdot D_T}{i_M \cdot D_{LR}} \right)^2 = 6.213 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Ungefähre externe Massenträgheitsmomente von Antriebsrad und Antriebswelle, auf Motorwelle reduziert; Getriebe vernachlässigt, da unbekannt:

$$J_{extern\_reduziert} := \frac{1}{2} \cdot \left[ 2m_W \left( \frac{d_{TW}}{2} \right)^2 + m_{T.Scheibe} \cdot r_{TW.Innen}^2 + m_{T.Schiene} \cdot \left[ r_{TW.Innen}^2 + \left( \frac{D_T}{2} \right)^2 \right] \right] \cdot \left( \frac{1}{i_M} \right)^2$$

$$J_{\text{extern\_reduziert}} = 0.17 \text{ m}^2 \cdot \text{kg}$$

Massenbeschleunigungsfaktor Gesamt (ohne Getriebe):

$$f_{\text{MB\_Gesamt}} := \frac{J_{\text{extern\_reduziert}} + J_{\text{LR\_reduziert}}}{J_{\text{Mot}}} = 0.721$$

Massenbeschleunigungsfaktor Laufrad (ohne Getriebe):

$$f_{\text{MB\_Laufrad}} := \frac{J_{\text{LR\_reduziert}}}{J_{\text{Mot}}} = 2.633 \times 10^{-3}$$

Betriebsfaktor:

$$f_B := \frac{M_{\text{a.max.G}}}{M_{\text{A.max}}} = 1.2$$

### **Lineargleitlagerdaten LPAR80 von SKF**

Bezugsdurchmesser:

$$d_{\text{B.16}} := 16 \text{ mm}$$

Statische Tragzahl:

$$C_{\text{LGL80.stat}} := 100 \text{ kN}$$

Innendurchmesser:

$$d_{\text{GLF}} := 80 \text{ mm}$$

Axiales Widerstandsmoment der Vollwelle:

$$W_{y.\text{GLF}} := \frac{d_{\text{GLF}}^3 \cdot \pi}{32} = 50.265 \cdot \text{cm}^3$$

Technologischer Größeneinflussfaktor:

$$K_{1.\text{GLF}} := 1 - 0.34 \cdot \log\left(\frac{d_{\text{GLF}}}{d_{\text{B.16}}}\right) = 0.762$$

Streckgrenze des verwendeten Werkstoffs  
42CrMo4 bei einem Durchmesser von 16mm:

$$Re_{42\text{CrMo4}} := 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zulässige Spannung bei statischer Beanspruchung:  $\sigma_{\text{GLF.zul}} := K_{1.\text{GLF}} \cdot \frac{Re_{42\text{CrMo4}}}{1.6} = 428.822 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

### **Lineargleitlagerdaten LPAR60 von SKF**

Statische Tragzahl:

$$C_{\text{LGL60.stat}} := 60 \text{ kN}$$

Innendurchmesser:

$$d_{\text{KLF}} := 60 \text{ mm}$$

Axiales Widerstandsmoment der Vollwelle:

$$W_{y.\text{KLF}} := \frac{d_{\text{KLF}}^3 \cdot \pi}{32} = 21.206 \cdot \text{cm}^3$$

Technologischer Größeneinflussfaktor:

$$K_{1.\text{KLF}} := 1 - 0.34 \cdot \log\left(\frac{d_{\text{KLF}}}{d_{\text{B.16}}}\right) = 0.805$$

Streckgrenze des verwendeten Werkstoffs CK60 bei einem Durchmesser von 16mm:

$$Re_{CK60} := 580 \frac{N}{mm^2}$$

Zulässige Spannung bei statischer Beanspruchung:  $\sigma_{KLF.zul} := K_{1.KLF} \cdot \frac{Re_{CK60}}{1.6} = 291.751 \cdot \frac{N}{mm^2}$

### Berechnung der Auflagerreaktionen der Antriebswelle

Berechnung mit maximaler Belastung der Drehmoment-Messwelle.

Axiale Lagerbelastung des Festlagers A:

$$A_y := 0 \text{ kN}$$

Radiale Lagerbelastungen der Lager A und B:

$$B_x := \frac{RL}{2} = 82.5 \cdot \text{kN} \quad B_z := \frac{g_T + g_W + F_{A,max}}{2} = 9.511 \cdot \text{kN} \quad B_{xz} := \sqrt{B_x^2 + B_z^2} = 83.046 \cdot \text{kN}$$

$$A_x := RL - B_x = 82.5 \cdot \text{kN} \quad A_z := g_T + g_W + F_{A,max} - B_z = 9.511 \cdot \text{kN} \quad A_{xz} := \sqrt{A_x^2 + A_z^2} = 83.046 \cdot \text{kN}$$

Dynamische Tragzahl des Flanschlagers:

$$C_{dyn.FL} := 425 \text{ kN}$$

Definition eines Jahres:

$$\text{Jahre} := h \cdot 24 \cdot 365$$

Lebensdauer des Flanschlagers A:

$$L_{10h.A} := \frac{10^6}{n_T} \cdot \left( \frac{C_{dyn.FL}}{A_{xz}} \right)^{\frac{10}{3}} = 16.478 \cdot \text{Jahre}$$

Lebensdauer des Flanschlagers B:

$$L_{10h.B} := \frac{10^6}{n_T} \cdot \left( \frac{C_{dyn.FL}}{B_{xz}} \right)^{\frac{10}{3}} = 16.478 \cdot \text{Jahre}$$

### Berechnung der notwendigen Antriebsleistung bzw. des notwendigen Antriebsmoments

Verhältnis P/C:

$$\frac{A_{xz}}{C_{dyn.FL}} = 0.195$$

Anteil Lagerreibung am Antriebsmoment:  
(gilt nur, wenn  $P \sim 0.1 \cdot C$ )

$$M_{TL} := \mu_{TL} \cdot (A_{xz} + B_{xz}) \cdot \frac{d_{TW}}{2} = 19.433 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Anteil Lagerreibung an der Antriebsleistung:

$$P_{TL} := M_{TL} \cdot \omega_T = 0.054 \cdot \text{kW}$$

Wälzlagerreibmoment des Laufrades:

$$M_{LL} = 58.5 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

Anteil Laufradlagerreibung:

$$P_{LL} := M_{LL} \cdot \omega_T = 0.163 \cdot \text{kW}$$

Anteil Laufreibung am Antriebsmoment:	$M_R := w_R \cdot RL \cdot \frac{D_T}{2} = 572.061 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
Anteil Laufreibung an der Antriebsleistung:	$P_R := M_R \cdot \omega_T = 1.598 \cdot \text{kW}$
Antriebsmoment ohne Spurkranzreibung und ohne Bremsmoment:	$M_{R.L} := M_{TL} + M_{LL} + M_R = 0.65 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$
Antriebsleistung ohne Spurkranzreibung und ohne Bremsmoment:	$P_{R.L} := M_{R.L} \cdot \omega_T = 1.815 \cdot \text{kW}$
Anteil durch Rad-Schräglauf (nach Demag) am Antriebsmoment:	$M_{SL} := \mu_G \cdot RL \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \tan\left(\frac{w \cdot 180}{1000 \cdot \pi}\right) = 2.483 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$
Anteil durch Rad-Schräglauf (nach Demag) an der Antriebsleistung:	$P_{SL} := M_{SL} \cdot \omega_T = 6.935 \cdot \text{kW}$
Durch den Rad-Schräglauf ergibt sich eine Querkraft, die auch negativ sein kann:	$F_{SL} := \frac{M_{SL}}{\frac{D_T}{2}} = 2.483 \cdot \text{kN}$
Anteil Spurkranzreibung am Antriebsmoment:	$M_{SK} := \mu_G \cdot F_Q \cdot \frac{D_T}{2} = 2.475 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$
Anteil Spurkranzreibung an der Antriebsleistung:	$P_{SK} := M_{SK} \cdot \omega_T = 6.912 \cdot \text{kW}$
Antriebsmoment mit Spurkranzreibung und Rad-Schräglauf:	$M_{R.L.SK} := M_{R.L} + M_{SK} + M_{SL} = 5.608 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$
Antriebsleistung mit Spurkranzreibung und Rad-Schräglauf:	$P_{R.L.SK} := M_{R.L.SK} \cdot \omega_T = 15.662 \cdot \text{kW}$
Anteil Bremsmoment:	$M_B := \mu_S \cdot RL \cdot \frac{D_T}{2} = 33 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$
Anteil Bremsleistung:	$P_B := M_B \cdot \omega_T = 92.158 \cdot \text{kW}$
<u>Maximales Gesamtantriebsmoment:</u>	$M_A := M_{SK} + M_B + M_{TL} = 35.494 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$
<u>Maximale Gesamtantriebsleistung:</u>	$P_A := M_A \cdot \omega_T = 99.124 \cdot \text{kW}$

### Berechnung der Bremsleistung

(Berechnung des Moments bezieht sich auf die Motorwelle)

Realistisch maximal nötiges Bremsmoment:	$M_{LR} := (M_{A.max} - M_{R.L}) \cdot \frac{D_{LR}}{D_T \cdot i_{MB}} \cdot \eta_{\text{Getriebe2}} = 165 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
Realistisch maximal nötige Bremsleistung:	$P_{LR} := M_{LR} \cdot \omega_{LR} \cdot i_{MB} = 25.067 \cdot \text{kW}$
Theoretisch maximal nötiges Bremsmoment:	$M_{LR.max} := M_{A.max} \cdot \frac{D_{LR}}{D_T \cdot i_{MB}} \cdot \eta_{\text{Getriebe2}} = 176.471 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$
Theoretisch maximal nötige Bremsleistung:	$P_{LR.max} := M_{LR.max} \cdot \omega_{LR} \cdot i_{MB} = 26.809 \cdot \text{kW}$
Nennbremsmoment des Motors:	$M_{LR.max2} := \frac{P_{N.B}}{\omega_{LR} \cdot i_{MB}} = 144.813 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

Anteil Spurkranzreibung am Bremsmoment:  $M_{LR.SK} := M_{SK} \frac{D_{LR}}{D_T \cdot i_{MB}} \cdot \eta_{\text{Getriebe2}} = 43.676 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

Anteil Spurkranzreibung an der Bremsleistung:  $P_{LR.SK} := M_{LR.SK} \cdot \omega_{LR} \cdot i_{MB} = 6.635 \cdot \text{kW}$

Anteil durch Rad-Schräglauf am Antriebsmoment:  
(bei einem Winkel von  $0.1^\circ$ )  $M_{LR.SL} := M_{SL} \frac{D_{LR}}{D_T \cdot i_{MB}} \cdot \eta_{\text{Getriebe2}} = 43.823 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$

Anteil durch Rad-Schräglauf an der Bremsleistung:  
(bei einem Winkel von  $0.1^\circ$ )  $P_{LR.SL} := M_{LR.SL} \cdot \omega_{LR} \cdot i_{MB} = 6.658 \cdot \text{kW}$

Maximales Getriebeabtriebsmoment:  $M_{MB} := (M_{A.\text{max}} - M_{R.L}) \frac{D_{LR}}{D_T} = 2.338 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Abstand Laufradwelle - Drehmomentstütze:  $l_{\text{Drehmomentstütze}} := 440 \text{mm}$

Maximale Kraft für Drehmomentstütze:  $F_{BM} := \frac{M_{MB}}{l_{\text{Drehmomentstütze}}} = 5.313 \cdot \text{kN}$

### Verdrehung der Antriebswelle

Länge bis zum Absatz:  $l_A := 55 \text{mm}$

Länge der Welle:  $l_{MW} := 123 \text{mm}$

Verdrehwinkel:  $\varphi_{MW} := \frac{M_{A.\text{max}}}{G_W \cdot J_{p.MW}} \cdot l_{MW} = 0.216^\circ$

### Dimensionierung der Antriebswelle im Abschnitt Motor - Drehmoment-Messflansch

Maximale Torsionsspannung durch Antrieb:  $\tau_{AMW} := \frac{M_{A.\text{max}}}{W_{p.AMW}} = 43.995 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

### Berechnung der Achse des kleinen Hydraulikzylinders

Schwellende Belastung, da Achse starr, wenige Lastwechsel.

Durchmesser der Achse:  $d_{HK} := 20 \text{mm}$

Länge der Achse:  $a_{HK} := 50 \text{mm}$

Axiales Widerstandsmoment (Antriebsmotor):  $W_{y.Hk} := \frac{d_{HK}^3 \cdot \pi}{32} = 785.398 \cdot \text{mm}^3$

Biegemoment in Achsenmitte:  $M_{By.Hk} := F_Q \cdot \frac{a_{HK}}{4} = 0.206 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Spannungsamplitude:

$$\sigma_{\text{ba.Hk}} := \frac{M_{\text{By.Hk}}}{W_{y.\text{Hk}}} = 262.606 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Technologischer Größeneinflussfaktor:

$$K_{1.\text{HK}} := 1 - 0.34 \cdot \log\left(\frac{d_{\text{Hk}}}{d_{\text{B.16}}}\right) = 0.967$$

Streckgrenze des verwendeten Werkstoffs CK50 bei einem Durchmesser von 16mm:

$$Re_{\text{CK50}} := 520 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zulässige Spannung bei statischer Beanspruchung:

$$\sigma_{\text{HK.zul}} := K_{1.\text{HK}} \cdot \frac{Re_{\text{CK50}}}{1.6} = 314.291 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

### Berechnung des Federwegs:

$$s_{\text{Feder}} := \frac{F_Q}{873.414 \frac{\text{N}}{\text{mm}} \cdot 3} = 6.297 \cdot \text{mm}$$

### Dimensionierung der Naben für die Spannsätze (Berechnung laut Hersteller BIKON)

Streckgrenze des Nabenwerkstoffes (S235):

$$R_{p0.2} := 235 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Flächenpressung an der Nabe (Antriebsrad):  
(laut Hersteller BIKON)

$$p_{\text{N.TW}} := 126 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Flächenpressung an der Nabe (Messwelle):  
(laut Hersteller BIKON)

$$p_{\text{N.MW}} := 128 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Nabenformfaktor (laut Hersteller BIKON):

$$C_S := 1$$

Mindestnabenaußendurchmesser (Antriebsrad):

$$D_{\text{N.TW}} := d_{\text{TW}} \cdot \sqrt{\frac{R_{p0.2} + p_{\text{N.TW}} \cdot C_S}{R_{p0.2} - p_{\text{N.TW}} \cdot C_S}} = 236.583 \cdot \text{mm}$$

Mindestnabenaußendurchmesser (Messwelle):

$$D_{\text{N.MW}} := d_{\text{MW}} \cdot \sqrt{\frac{R_{p0.2} + p_{\text{N.MW}} \cdot C_S}{R_{p0.2} - p_{\text{N.MW}} \cdot C_S}} = 147.35 \cdot \text{mm}$$

## Dimensionierung der Antriebswelle nach DIN 743

Die Antriebswelle wird durch die Radlast auf schwingende Biegung beansprucht, durch das Antriebsmoment ergibt sich eine schwelende Torsionsbeanspruchung.

### Allgemeine Angaben

Abstand Festlager A zu Trommelmitte:	$a := 311.5\text{mm}$
Abstand Loslager B zu Trommelmitte:	$b := 311.5\text{mm}$
Länge des Spannsatzes:	$l_{SS} := 114\text{mm}$
Zugfestigkeit:	$\sigma_{B.16} := 1100 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Zugstreckgrenze:	$\sigma_{S.16} := 900 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Bezugsdurchmesser 2:	$d_{B.7.5} := 7.5\text{mm}$
Biegewechselfestigkeit: (Bezugsdurchmesser $\leq 7.5\text{mm}$ )	$\sigma_{bW.7.5} := 550 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Torsionswechselfestigkeit: (Bezugsdurchmesser $\leq 7.5\text{mm}$ )	$\tau_{tW.7.5} := 330 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Kerb-Bezugsdurchmesser für Presssitz:	$d_{BK} := 40\text{mm}$

Es gibt mehrere Bereiche der Welle, die genauer untersucht werden müssen.

### Berechnung an der Stelle des Spannsatzes des Antriebrades

Biegemoment an den Stellen der Spannsatzenden:	$M_{By} := B_{xz} \cdot \left( b - \frac{l_{SS}}{2} \right) = 21.135 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$
Spannungsamplitude an den Stellen der Spannsatzenden (Biegung wegen Radlast):	$\sigma_{ba} := \frac{M_{By}}{W_y} = 97.989 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Mittelspannung (Biegung wegen Radlast):	$\sigma_{bm} := 0$
Torsionsspannung durch Antriebsmoment:	$\tau := \frac{M_{A.\text{max}}}{W_p} = 23.181 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Mittelspannung (Torsion durch Antrieb):	$\tau_{tm} := \frac{\tau}{2} = 11.591 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Spannungsamplitude (Torsion durch Antrieb):	$\tau_{ta} := \frac{\tau}{2} = 11.591 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Die Vergleichsmittelspannungen errechnen sich zu:

$$\sigma_{mv} := \sqrt{\sigma_{bm}^2 + 3 \cdot \tau_{tm}^2} = 20.076 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{mv} := \frac{\sigma_{mv}}{\sqrt{3}} = 11.591 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Biegemoment an Stelle der maximalen Biegung:

$$M_{By,m} := B_{xz} \cdot b = 25.869 \cdot kN \cdot m$$

Spannungsamplitude an der Stelle der maximalen Biegung (Biegung wegen Radlast):

$$\sigma_{ba,m} := \frac{M_{By,m}}{W_y} = 119.936 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Für die Wärmebehandlung maßgebender Durchmesser:

$$d_{eff} := d_{TW} = 130 \cdot mm$$

Technologischer Größeneinflussfaktor: (Zugfestigkeit)

$$K_{1,B} := 1 - 0.26 \log\left(\frac{d_{eff}}{d_{B.16}}\right) = 0.763$$

Technologischer Größeneinflussfaktor: (Streckgrenze)

$$K_{1,S} := 1 - 0.34 \log\left(\frac{d_{eff}}{d_{B.16}}\right) = 0.691$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_2(d)$ : (Biegung und Torsion)

$$K_2 := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{TW}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.81$$

Zugfestigkeit des Bauteils (Näherung):

$$\sigma_B := K_{1,B} \cdot \sigma_{B.16} = 839.791 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Kerbwirkungszahl (Biegung) für Bezugsdurchmesser (Berechnung mit DIN 743):

$$\beta_{\sigma,d,BK,DIN} := 2.7 \cdot \left(\frac{\sigma_B}{1000 \frac{N}{mm^2}}\right)^{0.43} = 2.505$$

Kerbwirkungszahl (Biegung) für Bezugsdurchmesser (Angabe laut Hersteller BIKON):

$$\beta_{\sigma,d,BK} := 1.6$$

Kerbwirkungszahl (Torsion) für Bezugsdurchmesser:  $\beta_{\tau,d,BK} := 0.65 \cdot \beta_{\sigma,d,BK} = 1.04$

Die Formzahl  $\alpha_{\sigma, \tau}$  kann näherungsweise durch die Kerbwirkungszahl  $\beta_{\sigma, \tau}(d_{BK})$  ersetzt werden:

$$\alpha_{\sigma} := \beta_{\sigma,d,BK} = 1.6$$

$$\alpha_{\tau} := \beta_{\tau,d,BK} = 1.04$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\sigma}(d)$ :

$$K_{3\sigma,d} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{\sigma}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{TW}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.961$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\tau}(d)$ :

$$K_{3\tau,d} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{\tau}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{TW}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.997$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\sigma}(d_{BK})$ : 
$$K_{3\sigma,d.BK} := 1 - 0.2 \log(\alpha_\sigma) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{BK}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.977$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\tau}(d_{BK})$ : 
$$K_{3\tau,d.BK} := 1 - 0.2 \log(\alpha_\tau) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{BK}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.998$$

Kerbwirkungszahl (Biegung) für Bauteildurchmesser: 
$$\beta_\sigma := \beta_{\sigma,d.BK} \cdot \frac{K_{3\sigma,d.BK}}{K_{3\sigma,d}} = 1.627$$

Kerbwirkungszahl (Torsion) für Bauteildurchmesser: 
$$\beta_\tau := \beta_{\tau,d.BK} \cdot \frac{K_{3\tau,d.BK}}{K_{3\tau,d}} = 1.041$$

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit  $K_{F\sigma}$ : 
$$K_{F\sigma} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left( \log\left(\frac{\sigma_B}{20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right) - 1 \right) = 0.863$$

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit  $K_{F\tau}$ : 
$$K_{F\tau} := 0.575 K_{F\sigma} + 0.425 = 0.921$$

Einflussfaktor der Oberflächenverfestigung  $K_V$ : 
$$K_V := 1$$

Statische Stützwirkung für Biegung (Vollwelle): 
$$K_{2F,b} := 1.2$$

Statische Stützwirkung für Torsion (Vollwelle): 
$$K_{2F,t} := 1.2$$

Erhöhungsfaktor der Fließgrenze für Biegung:  
(abhängig von  $\beta_\sigma$ ) 
$$\gamma_{F,b} := 1.1$$

Erhöhungsfaktor der Fließgrenze für Torsion: 
$$\gamma_{F,t} := 1$$

Bauteilfließgrenze für die Biegung: 
$$\sigma_{bFK} := K_{1,S} \cdot K_{2F,b} \cdot \gamma_{F,b} \cdot \sigma_{S.16} = 820.504 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Bauteilfließgrenze für die Torsion: 
$$\tau_{tFK} := K_{1,S} \cdot K_{2F,t} \cdot \gamma_{F,t} \cdot \frac{\sigma_{S.16}}{\sqrt{3}} = 430.653 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

**Man muss nun zwei Fälle unterscheiden;  
An der Stelle der maximalen Biegung gilt:**

Die Kerbwirkung gilt nur für die Enden des Naben-  
sitzes, daher werden  $\beta_{\sigma,\tau}$  gleich 1 gesetzt: 
$$\beta_{\sigma,m} := 1 \quad \beta_{\tau,m} := 1$$

Gesamteinflussfaktor für Biegung: 
$$K_{\sigma,m} := \left( \frac{\beta_{\sigma,m}}{K_2} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1.394$$

Gesamteinflussfaktor für Torsion: 
$$K_{\tau,m} := \left( \frac{\beta_{\tau,m}}{K_2} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1.321$$

Biegewechselfestigkeit:

$$\sigma_{bWK.m} := \frac{\sigma_{bW.7.5} \cdot K_{1.B}}{K_{\sigma.m}} = 301.19 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Torsionswechselfestigkeit:

$$\tau_{tWK.m} := \frac{\tau_{tW.7.5} \cdot K_{1.B}}{K_{\tau.m}} = 190.743 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Einflussfaktoren der Mittelspannungsempfindlichkeit:

$$\psi_{b\sigma K.m} := \frac{\sigma_{bWK.m}}{2 \cdot K_{1.B} \cdot \sigma_{B.16} - \sigma_{bWK.m}} = 0.219$$

$$\psi_{\tau K.m} := \frac{\tau_{tWK.m}}{2 \cdot K_{1.B} \cdot \sigma_{B.16} - \tau_{tWK.m}} = 0.128$$

**Es wird (im Zweifelsfall besser) nach Fall 2 gerechnet:**

$$\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba.m}} = 0.167 \cdot \frac{\sigma_{bFK} - \sigma_{bWK.m}}{\sigma_{bWK.m} - \sigma_{bFK} \cdot \psi_{b\sigma K.m}} = 4.26$$

$$\frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}} = 1 \cdot \frac{\tau_{tFK} - \tau_{tWK.m}}{\tau_{tWK.m} - \tau_{tFK} \cdot \psi_{\tau K.m}} = 1.77$$

Die folgenden zwei Bedingungen sind daher erfüllt:

$$\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba.m}} \leq \frac{\sigma_{bFK} - \sigma_{bWK.m}}{\sigma_{bWK.m} - \sigma_{bFK} \cdot \psi_{b\sigma K.m}}$$

$$\frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}} \leq \frac{\tau_{tFK} - \tau_{tWK.m}}{\tau_{tWK.m} - \tau_{tFK} \cdot \psi_{\tau K.m}}$$

Ertragbare Amplitude für die Biegung:

$$\sigma_{bADK.m} := \frac{\sigma_{bWK.m}}{1 + \psi_{b\sigma K.m} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba.m}}} = 290.563 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Ertragbare Amplitude für die Torsion:

$$\tau_{tADK.m} := \frac{\tau_{tWK.m}}{1 + \psi_{\tau K.m} \cdot \frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}}} = 169.081 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit gegen Dauerbruch:  
( $S_{min} = 1.2$ )

$$S_{DB.m} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba.m}}{\sigma_{bADK.m}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK.m}}\right)^2}} = 2.39$$

**An den Stellen der Nabenenden gilt:**

Einflussfaktoren der Oberflächenrauheit  $K_{F\sigma, \tau}$  sind laut DIN 743 gleich 1 zu setzen:

$$K_{F\sigma.N} := 1 \quad K_{F\tau.N} := 1$$

Gesamteinflussfaktor für Biegung:

$$K_{\sigma} := \left( \frac{\beta_{\sigma}}{K_2} + \frac{1}{K_{F\sigma.N}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.009$$

Gesamteinflussfaktor für Torsion:

$$K_{\tau} := \left( \frac{\beta_{\tau}}{K_2} + \frac{1}{K_{F\tau.N}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1.286$$

Biegewechselfestigkeit: 
$$\sigma_{bWK} := \frac{\sigma_{bW.7.5} \cdot K_{1.B}}{K_{\sigma}} = 208.963 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Torsionswechselfestigkeit: 
$$\tau_{tWK} := \frac{\tau_{tW.7.5} \cdot K_{1.B}}{K_{\tau}} = 195.849 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Einflussfaktoren der Mittelspannungsempfindlichkeit: 
$$\psi_{b\sigma K} := \frac{\sigma_{bWK}}{2 \cdot K_{1.B} \cdot \sigma_{B.16} - \sigma_{bWK}} = 0.142$$

$$\psi_{\tau K} := \frac{\tau_{tWK}}{2 \cdot K_{1.B} \cdot \sigma_{B.16} - \tau_{tWK}} = 0.132$$

**Berechnung nach Fall 1:**

$$\sigma_{mv} = 20.076 \cdot \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{\sigma_{bFK} - \sigma_{bWK}}{1 - \psi_{b\sigma K}} = 712.828 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{mv} = 11.591 \cdot \frac{N}{mm^2} \cdot \frac{\tau_{tFK} - \tau_{tWK}}{1 - \psi_{\tau K}} = 270.511 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Die folgenden zwei Bedingungen sind daher erfüllt: 
$$\sigma_{mv} \leq \frac{\sigma_{bFK} - \sigma_{bWK}}{1 - \psi_{b\sigma K}}$$

$$\tau_{mv} \leq \frac{\tau_{tFK} - \tau_{tWK}}{1 - \psi_{\tau K}}$$

Ertragbare Amplitude für die Biegung: 
$$\sigma_{bADK.1} := \sigma_{bWK} - \psi_{b\sigma K} \cdot \sigma_{mv} = 206.11 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Ertragbare Amplitude für die Torsion: 
$$\tau_{tADK.1} := \tau_{tWK} - \psi_{\tau K} \cdot \tau_{mv} = 194.319 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit gegen Dauerbruch:  
( $S_{min} = 1.2$ )

$$S_{DB.1} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK.1}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK.1}}\right)^2}} = 2.087$$

**Berechnung (im Zweifelsfall besser) nach Fall 2:**

$$\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}} = 0.205 \quad \frac{\sigma_{bFK} - \sigma_{bWK}}{\sigma_{bWK} - \sigma_{bFK} \cdot \psi_{b\sigma K}} = 6.62$$

$$\frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}} = 1 \quad \frac{\tau_{tFK} - \tau_{tWK}}{\tau_{tWK} - \tau_{tFK} \cdot \psi_{\tau K}} = 1.689$$

Die folgenden zwei Bedingungen sind daher erfüllt: 
$$\frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}} \leq \frac{\sigma_{bFK} - \sigma_{bWK}}{\sigma_{bWK} - \sigma_{bFK} \cdot \psi_{b\sigma K}}$$

$$\frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}} \leq \frac{\tau_{tFK} - \tau_{tWK}}{\tau_{tWK} - \tau_{tFK} \cdot \psi_{\tau K}}$$

Ertragbare Amplitude für die Biegung:

$$\sigma_{bADK} := \frac{\sigma_{bWK}}{1 + \psi_{b\sigma K} \cdot \frac{\sigma_{mv}}{\sigma_{ba}}} = 203.052 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Ertragbare Amplitude für die Torsion:

$$\tau_{tADK} := \frac{\tau_{tWK}}{1 + \psi_{\tau K} \cdot \frac{\tau_{mv}}{\tau_{ta}}} = 173.012 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit gegen Dauerbruch:  
( $S_{min} = 1.2$ )

$$S_{DB} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{ba}}{\sigma_{bADK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{ta}}{\tau_{tADK}}\right)^2}} = 2.052$$

Maximale Biegespannung:

$$\sigma_{bmax} := \sigma_{ba} = 97.989 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Maximale Torsionsspannung:

$$\tau_{tmax} := 2 \cdot \tau_{ta} = 23.181 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit gegen bleibende Verformungen:

$$S_{BV} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax}}{\sigma_{bFK}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax}}{\tau_{tFK}}\right)^2}} = 7.634$$

### **Berechnung an der Stelle des Absatzes zwischen Lager und Antriebsrad:**

Biegemoment an der Stelle dieses Absatzes:

$$M_{By.A} := B_{xz} \cdot l_A = 4.568 \cdot kN \cdot m$$

Spannungsamplitude (Biegung wegen Radlast):

$$\sigma_{ba.A} := \frac{M_{By.A}}{W_{y.AW}} = 46.525 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Mittelspannung (Biegung wegen Radlast):

$$\sigma_{bm.A} := 0$$

Torsionsspannung durch Antrieb:

$$\tau_A := \frac{M_{A,max}}{W_{p.AW}} = 50.93 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Mittelspannung (Torsion durch Antrieb):

$$\tau_{tm.A} := \frac{\tau_A}{2} = 25.465 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Spannungsamplitude (Torsion durch Antrieb):

$$\tau_{ta.A} := \frac{\tau_A}{2} = 25.465 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Die Vergleichsmittelspannungen errechnen sich zu:

$$\sigma_{mv.A} := \sqrt{\sigma_{bm.A}^2 + 3 \cdot \tau_{tm.A}^2} = 44.106 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

$$\tau_{mv.A} := \frac{\sigma_{mv.A}}{\sqrt{3}} = 25.465 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Für die Wärmebehandlung maßgebender Durchmesser:

$$d_{\text{eff.A}} := d_{\text{AW}} = 100 \cdot \text{mm}$$

Technologischer Größeneinflussfaktor: (Zugfestigkeit)

$$K_{1.B.A} := 1 - 0.26 \log \left( \frac{d_{\text{eff.A}}}{d_{\text{B.16}}} \right) = 0.793$$

Technologischer Größeneinflussfaktor: (Streckgrenze)

$$K_{1.S.A} := 1 - 0.34 \log \left( \frac{d_{\text{eff.A}}}{d_{\text{B.16}}} \right) = 0.729$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_2(d)$ : (Biegung und Torsion)

$$K_{2.A} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log \left( \frac{d_{\text{AW}}}{d_{\text{B.7.5}}} \right)}{\log(20)} = 0.827$$

Zugfestigkeit des Bauteils (Näherung):

$$\sigma_{\text{B.A}} := K_{1.B.A} \cdot \sigma_{\text{B.16}} = 872.378 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Zugstreckgrenze des Bauteils (Näherung):

$$\sigma_{\text{S.A}} := K_{1.S.A} \cdot \sigma_{\text{S.16}} = 656.461 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Verhältnis  $d/D$  muss  $> 0.67$  sein:

$$V_A := \frac{d_{\text{AW}}}{d_{\text{TW}}} = 0.769$$

Absatzhöhe:

$$t_A := \frac{d_{\text{TW}} - d_{\text{AW}}}{2} = 15 \cdot \text{mm}$$

Rundungsradius:

$$r_A := 5 \text{ mm}$$

$$\phi_A := \frac{1}{4 \cdot \sqrt{\frac{t_A}{r_A} + 2}} = 0.112$$

Bezogenes Spannungsgefälle (Biegung):

$$G_{\text{Strich.}\sigma.A} := \frac{2.3 \cdot (1 + \phi_A)}{r_A} = 0.512 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

Bezogenes Spannungsgefälle (Torsion):

$$G_{\text{Strich.}\tau.A} := \frac{1.15}{r_A} = 0.23 \cdot \frac{1}{\text{mm}}$$

Stützzahl bei vergüteten Wellen (Biegung):

$$n_{\sigma.A} := 1 + \sqrt{G_{\text{Strich.}\sigma.A} \cdot \text{mm} \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_{\text{S.A}}}{712 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right)}}$$

$$n_{\sigma.A} = 1.04$$

Stützzahl bei vergüteten Wellen (Torsion):

$$n_{\tau.A} := 1 + \sqrt{G_{\text{Strich.}\tau.A} \cdot \text{mm} \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_{\text{S.A}}}{712 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}}\right)}}$$

$$n_{\tau.A} = 1.027$$

Verhältnis  $r/t$  muss größergleich 0.03 sein,  
 Verhältnis  $d/D$  muss kleingleich 0.98 sein,  
 die Formzahl  $\alpha_{\sigma, \tau}$  muss kleingleich 6 sein.

$$\frac{r_A}{t_A} = 0.333 \quad \frac{d_{AW}}{d_{TW}} = 0.769$$

Formzahl (Biegung):  $\alpha_{\sigma, A} := 1 + \frac{1}{\sqrt{0.62 \cdot \frac{r_A}{t_A} + 11.6 \cdot \frac{r_A}{d_{AW}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_A}{d_{AW}}\right)^2 + 0.2 \cdot \left(\frac{r_A}{t_A}\right)^3 \cdot \frac{d_{AW}}{d_{TW}}}} = 2.046$

Formzahl (Torsion):  $\alpha_{\tau, A} := 1 + \frac{1}{\sqrt{3.4 \cdot \frac{r_A}{t_A} + 38 \cdot \frac{r_A}{d_{AW}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_A}{d_{AW}}\right)^2 + \left(\frac{r_A}{t_A}\right)^2 \cdot \frac{d_{AW}}{d_{TW}}}} = 1.533$

Kerbwirkungszahl (Biegung) für Bauteildurchmesser:  $\beta_{\sigma, A} := \frac{\alpha_{\sigma, A}}{n_{\sigma, A}} = 1.967$

Kerbwirkungszahl (Torsion) für Bauteildurchmesser:  $\beta_{\tau, A} := \frac{\alpha_{\tau, A}}{n_{\tau, A}} = 1.493$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\sigma}(d)$ :  $K_{3\sigma, d, A} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{\sigma, A}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{AW}}{d_{B, 7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.946$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\tau}(d)$ :  $K_{3\tau, d, A} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{\tau, A}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{AW}}{d_{B, 7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.968$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\sigma}(d_{BK})$ :  $K_{3\sigma, d, BK, A} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{\sigma, A}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{BK}}{d_{B, 7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.965$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\tau}(d_{BK})$ :  $K_{3\tau, d, BK, A} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{\tau, A}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{BK}}{d_{B, 7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.979$

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit  $K_{F\sigma}$ :  $K_{F\sigma, A} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu\text{m}}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_{B, A}}{20 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}}\right) - 1\right) = 0.859$

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit  $K_{F\tau}$ :  $K_{F\tau, A} := 0.575 K_{F\sigma, A} + 0.425 = 0.919$

Erhöhungsfaktor der Fließgrenze für Biegung:  
 (abhängig von  $\beta_{\sigma}$ )  $\gamma_{F, b, A} := 1.1$

Bauteilfließgrenze für die Biegung:  $\sigma_{bFK, A} := K_{1, S, A} \cdot K_{2F, b} \cdot \gamma_{F, b, A} \cdot \sigma_{S, 16} = 866.528 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$

Bauteilfließgrenze für die Torsion:  $\tau_{tFK, A} := K_{1, S, A} \cdot K_{2F, t} \cdot \gamma_{F, t} \cdot \frac{\sigma_{S, 16}}{\sqrt{3}} = 454.809 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$

Gesamteinflussfaktor für Biegung:

$$K_{\sigma.A} := \left( \frac{\beta_{\sigma.A}}{K_{2.A}} + \frac{1}{K_{F\sigma.A}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 2.542$$

Gesamteinflussfaktor für Torsion:

$$K_{\tau.A} := \left( \frac{\beta_{\tau.A}}{K_{2.A}} + \frac{1}{K_{F\tau.A}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1.893$$

Biegewechselfestigkeit:

$$\sigma_{bWK.A} := \frac{\sigma_{bW.7.5} \cdot K_{1.B.A}}{K_{\sigma.A}} = 171.578 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Torsionswechselfestigkeit:

$$\tau_{tWK.A} := \frac{\tau_{tW.7.5} \cdot K_{1.B.A}}{K_{\tau.A}} = 138.23 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Einflussfaktoren der Mittelspannungsempfindlichkeit:

$$\psi_{b\sigma K.A} := \frac{\sigma_{bWK.A}}{2 \cdot K_{1.B.A} \cdot \sigma_{B.16} - \sigma_{bWK.A}} = 0.109$$

$$\psi_{\tau K.A} := \frac{\tau_{tWK.A}}{2 \cdot K_{1.B.A} \cdot \sigma_{B.16} - \tau_{tWK.A}} = 0.086$$

**Es wird (im Zweifelsfall besser) nach Fall 2 gerechnet:**

$$\frac{\sigma_{mv.A}}{\sigma_{ba.A}} = 0.948 \cdot \frac{\sigma_{bFK.A} - \sigma_{bWK.A}}{\sigma_{bWK.A} - \sigma_{bFK.A} \cdot \psi_{b\sigma K.A}} = 9.017$$

$$\frac{\tau_{mv.A}}{\tau_{ta.A}} = 1 \cdot \frac{\tau_{tFK.A} - \tau_{tWK.A}}{\tau_{tWK.A} - \tau_{tFK.A} \cdot \psi_{\tau K.A}} = 3.195$$

Die folgenden zwei Bedingungen sind daher erfüllt:

$$\frac{\sigma_{mv.A}}{\sigma_{ba.A}} \leq \frac{\sigma_{bFK.A} - \sigma_{bWK.A}}{\sigma_{bWK.A} - \sigma_{bFK.A} \cdot \psi_{b\sigma K.A}}$$

$$\frac{\tau_{mv.A}}{\tau_{ta.A}} \leq \frac{\tau_{tFK.A} - \tau_{tWK.A}}{\tau_{tWK.A} - \tau_{tFK.A} \cdot \psi_{\tau K.A}}$$

Ertragbare Amplitude für die Biegung:

$$\sigma_{bADK.A} := \frac{\sigma_{bWK.A}}{1 + \psi_{b\sigma K.A} \cdot \frac{\sigma_{mv.A}}{\sigma_{ba.A}}} = 155.5 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Ertragbare Amplitude für die Torsion:

$$\tau_{tADK.A} := \frac{\tau_{tWK.A}}{1 + \psi_{\tau K.A} \cdot \frac{\tau_{mv.A}}{\tau_{ta.A}}} = 127.279 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit gegen Dauerbruch:  
( $S_{min} = 1.2$ )

$$S_{DB.A} := \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{\sigma_{ba.A}}{\sigma_{bADK.A}} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{ta.A}}{\tau_{tADK.A}} \right)^2}} = 2.778$$

Maximale Biegespannung:

$$\sigma_{bmax.A} := \sigma_{ba.A} = 46.525 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Maximale Torsionsspannung:  $\tau_{tmax.A} := 2 \cdot \tau_{ta.A} = 50.93 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Sicherheit gegen bleibende Verformungen:  $S_{BV.A} := \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_{bmax.A}}{\sigma_{bFK.A}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{tmax.A}}{\tau_{tFK.A}}\right)^2}} = 8.052$

### **Berechnung an der Stelle des Absatzes zwischen Lager und Drehmoment-Messflansch:**

Biegemoment an der Stelle dieses Absatzes:  $M_{By.A2} := 0kN \cdot m$

Spannungsamplitude (Biegung wegen Radlast):  $\sigma_{ba.A2} := \frac{M_{By.A2}}{W_{y.MW}} = 0 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Mittelspannung (Biegung wegen Radlast):  $\sigma_{bm.A2} := 0$

Torsionsspannung durch Antrieb:  $\tau_{A2} := \frac{M_{A.max}}{W_{p.MW}} = 99.472 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Mittelspannung (Torsion durch Antrieb):  $\tau_{tm.A2} := \frac{\tau_{A2}}{2} = 49.736 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Spannungsamplitude (Torsion durch Antrieb):  $\tau_{ta.A2} := \frac{\tau_{A2}}{2} = 49.736 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Die Vergleichsmittelspannungen errechnen sich zu:

$\sigma_{mv.A2} := \sqrt{\sigma_{bm.A2}^2 + 3 \cdot \tau_{tm.A2}^2} = 86.145 \cdot \frac{N}{mm^2}$   $\tau_{mv.A2} := \frac{\sigma_{mv.A2}}{\sqrt{3}} = 49.736 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Für die Wärmebehandlung maßgebender Durchmesser:  $d_{eff.A2} := d_{MW} = 80 \cdot mm$

Technologischer Größeneinflussfaktor: (Zugfestigkeit)  $K_{1.B.A2} := 1 - 0.26 \log\left(\frac{d_{eff.A2}}{d_{B.16}}\right) = 0.818$

Technologischer Größeneinflussfaktor: (Streckgrenze)  $K_{1.S.A2} := 1 - 0.34 \log\left(\frac{d_{eff.A2}}{d_{B.16}}\right) = 0.762$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_2(d)$ : (Biegung und Torsion)  $K_{2.A2} := 1 - 0.2 \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{MW}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.842$

Zugfestigkeit des Bauteils (Näherung):  $\sigma_{B.A2} := K_{1.B.A2} \cdot \sigma_{B.16} = 900.095 \cdot \frac{N}{mm^2}$

Zugstreckgrenze des Bauteils (Näherung):

$$\sigma_{S.A2} := K_{1.S.A2} \cdot \sigma_{S.16} = 686.115 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Verhältnis d/D muss > 0.67 sein:

$$V_{A2} := \frac{d_{MW}}{d_{AW}} = 0.8$$

Absatzhöhe:

$$t_{A2} := \frac{d_{AW} - d_{MW}}{2} = 10 \cdot mm$$

Rundungsradius:

$$r_{A2} := 5 \cdot mm$$

Bezogenes Spannungsgefälle (Torsion):

$$G_{\text{Strich.}\tau.A2} := \frac{1.15}{r_{A2}} = 0.23 \cdot \frac{1}{mm}$$

Stützzahl bei vergüteten Wellen (Torsion):

$$n_{\tau.A2} := 1 + \sqrt{G_{\text{Strich.}\tau.A2} \cdot mm \cdot 10^{-\left(0.33 + \frac{\sigma_{S.A2}}{712 \cdot \frac{N}{mm^2}}\right)}}$$

$$n_{\tau.A2} = 1.024$$

Verhältnis r/t muss größergleich 0.03 sein,  
Verhältnis d/D muss kleinergleich 0.98 sein,  
die Formzahl  $\alpha_{\sigma, \tau}$  muss kleinergleich 6 sein.

$$\frac{r_{A2}}{t_{A2}} = 0.5 \quad \frac{d_{MW}}{d_{AW}} = 0.8$$

Formzahl (Torsion):

$$\alpha_{\tau.A2} := 1 + \frac{1}{\sqrt{3.4 \cdot \frac{r_{A2}}{t_{A2}} + 38 \cdot \frac{r_{A2}}{d_{MW}} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r_{A2}}{d_{MW}}\right)^2 + \left(\frac{r_{A2}}{t_{A2}}\right)^2 \cdot \frac{d_{MW}}{d_{AW}}}} = 1.451$$

Kerbwirkungszahl (Torsion) für Bauteildurchmesser:

$$\beta_{\tau.A2} := \frac{\alpha_{\tau.A2}}{n_{\tau.A2}} = 1.417$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\tau}(d)$ :

$$K_{3\tau.d.A2} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{\tau.A2}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{MW}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.974$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3\tau}(d_{BK})$ :

$$K_{3\tau.d.BK.A2} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{\tau.A2}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{BK}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.982$$

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit  $K_{F\sigma}$ :

$$K_{F\sigma.A2} := 1 - 0.22 \cdot \log\left(\frac{R_z}{\mu m}\right) \cdot \left(\log\left(\frac{\sigma_{B.A2}}{20 \cdot \frac{N}{mm^2}}\right) - 1\right) = 0.856$$

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit  $K_{F\tau}$ :

$$K_{F\tau.A2} := 0.575 K_{F\sigma.A2} + 0.425 = 0.917$$

Bauteilfließgrenze für die Torsion:

$$\tau_{tFK.A2} := K_{1.S.A2} \cdot K_{2F.t} \cdot \gamma_{F.t} \cdot \frac{\sigma_{S.16}}{\sqrt{3}} = 475.355 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Gesamteinflussfaktor für Torsion: 
$$K_{\tau,A2} := \left( \frac{\beta_{\tau,A2}}{K_{2,A2}} + \frac{1}{K_{F\tau,A2}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1.773$$

Torsionswechselfestigkeit: 
$$\tau_{tWK,A2} := \frac{\tau_{tW,7.5} \cdot K_{1,B,A2}}{K_{\tau,A2}} = 152.304 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Einflussfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit: 
$$\psi_{\tau K,A2} := \frac{\tau_{tWK,A2}}{2 \cdot K_{1,B,A2} \cdot \sigma_{B,16} - \tau_{tWK,A2}} = 0.092$$

**Es wird (im Zweifelsfall besser) nach Fall 2 gerechnet:**

$$\frac{\tau_{mv,A2}}{\tau_{ta,A2}} = 1 \quad \frac{\tau_{tFK,A2} - \tau_{tWK,A2}}{\tau_{tWK,A2} - \tau_{tFK,A2} \cdot \psi_{\tau K,A2}} = 2.981$$

Die folgende Bedingung ist daher erfüllt: 
$$\frac{\tau_{mv,A2}}{\tau_{ta,A2}} \leq \frac{\tau_{tFK,A2} - \tau_{tWK,A2}}{\tau_{tWK,A2} - \tau_{tFK,A2} \cdot \psi_{\tau K,A2}}$$

Ertragbare Amplitude für die Torsion: 
$$\tau_{tADK,A2} := \frac{\tau_{tWK,A2}}{1 + \psi_{\tau K,A2} \cdot \frac{\tau_{mv,A2}}{\tau_{ta,A2}}} = 139.418 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Sicherheit gegen Dauerbruch:  
( $S_{\min} = 1.2$ ) 
$$S_{DB,A2} := \frac{\tau_{tADK,A2}}{\tau_{ta,A2}} = 2.803$$

Maximale Torsionsspannung: 
$$\tau_{tmax,A2} := 2 \cdot \tau_{ta,A2} = 99.472 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}$$

Sicherheit gegen bleibende Verformungen: 
$$S_{BV,A2} := \frac{\tau_{tFK,A2}}{\tau_{ta,A2}} = 9.558$$

### **Berechnung an der Stelle des Spannsatzes des Drehmoment-Messflansches:**

Die bisherige Berechnung für die Stelle des Absatzes gilt auch für diese Berechnung.

Kerbwirkungszahl (Biegung) für Bezugsdurchmesser (Berechnung mit DIN 743): 
$$\beta_{\sigma,d,BK,MW,DIN} := 2.7 \cdot \left( \frac{\sigma_{B,A2}}{1000 \cdot \frac{N}{\text{mm}^2}} \right)^{0.43} = 2.581$$

Kerbwirkungszahl (Biegung) für Bezugsdurchmesser (Angabe laut Hersteller BIKON): 
$$\beta_{\sigma,d,BK,MW} := 1.6$$

Kerbwirkungszahl (Torsion) für Bezugsdurchmesser: 
$$\beta_{\tau,d,BK,MW} := 0.65 \cdot \beta_{\sigma,d,BK,MW} = 1.04$$

Die Formzahl  $\alpha_T$  kann näherungsweise durch die Kerbwirkungszahl  $\beta_T$  ( $d_{BK}$ ) ersetzt werden:

$$\alpha_{T.MW} := \beta_{T.d.BK.MW} = 1.04$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3T}(d)$ : 
$$K_{3T.d.MW} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{T.MW}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{MW}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)} = 0.997$$

Geometrischer Größeneinflussfaktor  $K_{3T}(d_{BK})$ : 
$$K_{3T.d.BK.MW} := 1 - 0.2 \log(\alpha_{T.MW}) \cdot \frac{\log\left(\frac{d_{BK}}{d_{B.7.5}}\right)}{\log(20)}$$

$$K_{3T.d.BK.MW} = 0.998$$

Kerbwirkungszahl (Torsion) für Bauteildurchmesser: 
$$\beta_{T.MW} := \beta_{T.d.BK.MW} \cdot \frac{K_{3T.d.BK.MW}}{K_{3T.d.MW}} = 1.041$$

Bauteilfließgrenze für die Torsion: 
$$\tau_{tFK.MW} := \tau_{tFK.A2} = 475.355 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Einflussfaktor der Oberflächenrauheit  $K_{FT}$  ist laut DIN 743 gleich 1 zu setzen: 
$$K_{FT.MW} := 1$$

Gesamteinflussfaktor für Torsion: 
$$K_{T.MW} := \left( \frac{\beta_{T.MW}}{K_{2.A2}} + \frac{1}{K_{FT.MW}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_V} = 1.236$$

Torsionswechselfestigkeit: 
$$\tau_{tWK.MW} := \frac{\tau_{tW.7.5} \cdot K_{1.B.A2}}{K_{T.MW}} = 218.438 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Einflussfaktor der Mittelspannungsempfindlichkeit: 
$$\psi_{TK.MW} := \frac{\tau_{tWK.MW}}{2 \cdot K_{1.B.A2} \cdot \sigma_{B.16} - \tau_{tWK.MW}} = 0.138$$

**Es wird (im Zweifelsfall besser) nach Fall 2 gerechnet:**

$$\frac{\tau_{mv.A2}}{\tau_{ta.A2}} = 1 \cdot \frac{\tau_{tFK.MW} - \tau_{tWK.MW}}{\tau_{tWK.MW} - \tau_{tFK.MW} \cdot \psi_{TK.MW}} = 1.681$$

Die folgende Bedingung ist daher erfüllt: 
$$\frac{\tau_{mv.A2}}{\tau_{ta.A2}} \leq \frac{\tau_{tFK.MW} - \tau_{tWK.MW}}{\tau_{tWK.MW} - \tau_{tFK.MW} \cdot \psi_{TK.MW}}$$

Ertragbare Amplitude für die Torsion: 
$$\tau_{tADK.MW} := \frac{\tau_{tWK.MW}}{1 + \psi_{TK.MW} \cdot \frac{\tau_{mv.A2}}{\tau_{ta.A2}}} = 191.932 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

Sicherheit gegen Dauerbruch:  
( $S_{min} = 1.2$ ) 
$$S_{DB.MW} := \frac{\tau_{tADK.MW}}{\tau_{ta.A2}} = 3.859$$

## Berechnung der Querkraftaufbringung

Die Auflagerreaktionen werden in verschiedene Anteile aufgespalten und einzeln berechnet. Die Vorzeichen der Kräfte stimmen mit den Skizzen überein. F.Q und F.A.max können auch - unabhängig voneinander - 0 sein!

### Angaben

Horizontaler Abstand zwischen zwei Lineargleitlagern:	ae := 380mm
Vertikaler Abstand zwischen zwei Lineargleitlagern:	be := 780mm
Abstand kleiner Hydraulikzylinder - Mitte Gleitstange:	ce := 160mm
Abstand Laufradwelle - Mitte Gleitstange:	de := 583mm
Abstand Laufradmitte - Mitte Getriebe:	ee := 275mm
Abstand Mitte Getriebe - Motorschwerpunkt:	fe := 470mm
Abstand zwischen 2 Wellenböcken vom Lineargleitlager:	ne := 800mm
Abstand Lineargleitlagerführungsstange - Mitte vertikaler I-Träger:	oe := 160mm
Horizontaler Abstand Lager IIII - Drehmomentstütze:	dh := 33.5mm
Vertikaler Abstand Lager IIII - Drehmomentstütze:	dv := 50mm
Abstand Mitte Gleitstange - Schwerpunkt Laufradbefestigung:	cs := 180mm
Gewicht Laufradbefestigung:	F <sub>LB</sub> := 260kg·g = 2.55·kN

### Berechnung der Auflagerkräfte in den Lineargleitlagern

Auflagerkraft eines Lagers in x-Richtung durch Radlast:

$$F_{LB.x.RL} := \frac{RL}{4} = 41.25 \cdot \text{kN}$$

Auflagerkraft in y-Richtung durch Querkraft:

$$F_{LB.y.F.Q} := F_Q = 16.5 \cdot \text{kN}$$

Auflagerkraft eines Lagers in x-Richtung durch Querkraft:

$$F_{LB.x.F.Q.I.III} := \frac{F_Q \cdot (ce - de - R_{LR})}{2 \cdot ae} = -14.611 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.x.F.Q.II.III} := -F_{LB.x.F.Q.I.III} = 14.611 \cdot \text{kN}$$

Horizontaler Anteil Auflagerkraft des Lagers in x-Richtung durch Drehmomentstütze:

$$F_{LB.x.F.BM.III.h} := \frac{F_{BM} \cdot dh}{ae} = 468.339 \text{ N}$$

$$F_{LB.x.F.BM.III.h} := \frac{F_{BM} \cdot (ae + dh)}{ae} = 5.781 \cdot \text{kN}$$

Vertikaler Anteil Auflagerkraft des Lagers in x-Richtung durch Drehmomentstütze:

$$F_{LB.x.F.BM.III.v} := \frac{F_{BM} \cdot (dv + be)}{be} = 5.653 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.x.F.BM.II.v} := F_{LB.x.F.BM.III.v} - F_{BM} = 340.545 \text{ N}$$

Gesamtauflagerkraft des Lagers III in x-Richtung durch Drehmomentstütze:

$$F_{LB.x.F.BM.III} := \frac{F_{BM} \cdot (ae + dh) \cdot (dv + be)}{ae \cdot be} = 6.151 \cdot \text{kN}$$

Auflagerkraft eines Lagers in x-Richtung durch Gewichte des Laufrades und des Rahmens:

$$F_{LB.x.G.I.II} := \frac{F_{A.max} \cdot (de + R_{LR}) - F_{LR} \cdot de - F_{LB} \cdot cs}{2 \cdot be} \quad F_{LB.x.G.I.II} = 3.58 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.x.G.III.III} := -F_{LB.x.G.I.II} \quad F_{LB.x.G.III.III} = -3.58 \cdot \text{kN}$$

Auflagerkraft eines Lagers in z-Richtung durch Gewichte des Laufrades und des Rahmens:

$$F_{LB.z.G} := \frac{F_{A.max} - (F_{LR} + F_{LB})}{4} \quad F_{LB.z.G} = 0.882 \cdot \text{kN}$$

Maximale Auflagerkräfte der Lager in x-Richtung durch Gewichte des Motors und des Getriebes:

$$F_{LB.x.MG.IIIundIII} := \frac{(F_{GB} + F_{MB}) \cdot de}{be} = 3.592 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.x.MG.II} := \frac{-F_{LB.x.MG.IIIundIII}}{2} = -1.796 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.x.MG.I} := -F_{LB.x.MG.IIIundIII} - F_{LB.x.MG.II} = -1.796 \cdot \text{kN}$$

Maximale Auflagerkraft des Lagers II in z-Richtung durch Gewichte des Motors und des Getriebes:  
(beim Addieren wird angenommen, dass diese Kraft nur halb so groß ist, die andere Hälfte wirkt in Lager III)

$$F_{LB.z.MG.II} := \frac{\left[ F_{GB} \cdot \left( ee + \frac{ae}{2} \right) + F_{MB} \cdot \left( ee + fe + \frac{ae}{2} \right) \right]}{ae} = -9.24 \cdot \text{kN}$$

Maximale Auflagerkraft des Lagers I in z-Richtung durch Gewichte des Motors und des Getriebes:  
(beim Addieren wird angenommen, dass diese Kraft nur halb so groß ist, die andere Hälfte wirkt in Lager III)

$$F_{LB.z.MG.I} := -(F_{GB} + F_{MB} + F_{LB.z.MG.II}) = 4.435 \cdot \text{kN}$$

Gesamt- Auflagerkräfte der Lager in x-Richtung:

$$F_{LB.x.I} := F_{LB.x.RL} + F_{LB.x.F.Q.I.III} + F_{LB.x.G.I.II} + F_{LB.x.MG.I}$$

$$F_{LB.x.II} := F_{LB.x.RL} + F_{LB.x.F.Q.II.III} + F_{LB.x.G.I.II} + F_{LB.x.MG.II}$$

$$F_{LB.x.III} := F_{LB.x.RL} + F_{LB.x.F.Q.I.III} + F_{LB.x.G.III.III} + \frac{F_{LB.x.MG.III \text{ und } III}}{2}$$

Da man nur an den Maximalkräften interessiert ist, wird die Kraft durch das Bremsmoment Null gesetzt:

$$F_{LB.x.F.BM.III} := 0$$

$$F_{LB.x.III} := F_{LB.x.RL} + F_{LB.x.F.Q.II.III} + F_{LB.x.G.III.III} + \frac{F_{LB.x.MG.III \text{ und } III}}{2} - F_{LB.x.F.BM.III}$$

$$F_{LB.x.I} = 28.423 \cdot \text{kN} \quad F_{LB.x.II} = 57.645 \cdot \text{kN} \quad F_{LB.x.III} = 24.855 \cdot \text{kN} \quad F_{LB.x.III} = 54.077 \cdot \text{kN}$$

Maximal mögliche Kräfte in x-Richtung:

$$F_{LB.x.I.max} := 44 \text{ kN} \quad F_{LB.x.II.max} := 58 \text{ kN}$$

$$F_{LB.x.III.max} := 45 \text{ kN} \quad F_{LB.x.III.max} := 60 \text{ kN}$$

Gesamt- Auflagerkräfte der Lager in z-Richtung:

( $F_{LB.z.MG.II}$  geteilt mit dem Lager III,  $F_{LB.z.MG.I}$  geteilt mit dem Lager III)

$$F_{LB.z.I} := F_{LB.z.G} + \frac{F_{LB.z.MG.I}}{2} \quad F_{LB.z.I} = 3.099 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.z.II} := F_{LB.z.G} + \frac{F_{LB.z.MG.II}}{2} \quad F_{LB.z.II} = -3.738 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.z.III} := F_{LB.z.G} + \frac{F_{LB.z.MG.I}}{2} \quad F_{LB.z.III} = 3.099 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.z.III} := F_{LB.z.G} + \frac{F_{LB.z.MG.II}}{2} \quad F_{LB.z.III} = -3.738 \cdot \text{kN}$$

Maximal mögliche Kraft in z-Richtung, Fall 1:

$$F_{LB.z.I.max} := 0.6\text{kN} \quad F_{LB.z.II.max} := -6.3\text{kN}$$

Maximal mögliche Kraft in z-Richtung, Fall 2:

$$F_{LB.z.I.max.2} := 3.1\text{kN} \quad F_{LB.z.II.max.2} := -3.8\text{kN}$$

Gesamt- Auflagerkräfte der Lager:

$$F_{LB.I} := \sqrt{F_{LB.x.I}^2 + F_{LB.z.I}^2} \quad F_{LB.I} = 28.591 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.II} := \sqrt{F_{LB.x.II}^2 + F_{LB.z.II}^2} \quad F_{LB.II} = 57.766 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.III} := \sqrt{F_{LB.x.III}^2 + F_{LB.z.III}^2} \quad F_{LB.III} = 25.048 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.III} := \sqrt{F_{LB.x.III}^2 + F_{LB.z.III}^2} \quad F_{LB.III} = 54.206 \cdot \text{kN}$$

Berechnung wie in Skizze, ohne Aufteilung der Lagerkräfte:

$$F_{LB.z.Ib} := F_{LB.z.G} - F_{LB.z.MG.I} = -3.553 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.z.IIb} := F_{LB.z.G} + F_{LB.z.MG.II} = -8.358 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.z.IIIb} := F_{LB.z.G} = 0.882 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.z.IIIb} := F_{LB.z.G} = 0.882 \cdot \text{kN}$$

Gesamt- Auflagerkräfte der Lager, ohne Aufteilung der Lagerkräfte:

$$F_{LB.Ib} := \sqrt{F_{LB.x.I}^2 + F_{LB.z.Ib}^2} = 28.644 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.IIb} := \sqrt{F_{LB.x.II}^2 + F_{LB.z.IIb}^2} = 58.248 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.IIIb} := \sqrt{F_{LB.x.III}^2 + F_{LB.z.IIIb}^2} = 24.871 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LB.IIIb} := \sqrt{F_{LB.x.III}^2 + F_{LB.z.IIIb}^2} = 54.085 \cdot \text{kN} \quad \text{--> es ergeben sich nur minimale Unterschiede!}$$

## Berechnung der Normalkraftaufbringung

### Berechnung der Auflagerkräfte in den Wellenböcken

$$B_{GLF,x} := \frac{F_{LB,x,II,max} \cdot \left(\frac{ae + ne}{2}\right) + F_{LB,x,I,max} \cdot \left(\frac{ne - ae}{2}\right)}{ne} = 54.325 \cdot \text{kN}$$

$$A_{GLF,x} := F_{LB,x,II,max} + F_{LB,x,I,max} - B_{GLF,x} = 47.675 \cdot \text{kN}$$

In z-Richtung müssen die beiden möglichen Fälle unterschieden werden;  
Fall 1:

$$B_{GLF,z} := \frac{F_{LB,z,II,max} \cdot \left(\frac{ae + ne}{2}\right) + F_{LB,z,I,max} \cdot \left(\frac{ne - ae}{2}\right)}{ne} = -4.489 \cdot \text{kN}$$

$$A_{GLF,z} := F_{LB,z,II,max} + F_{LB,z,I,max} - B_{GLF,z} = -1.211 \cdot \text{kN}$$

In z-Richtung, Fall 2:

$$B_{GLF,z,2} := \frac{F_{LB,z,II,max,2} \cdot \left(\frac{ae + ne}{2}\right) + F_{LB,z,I,max,2} \cdot \left(\frac{ne - ae}{2}\right)}{ne} = -1.989 \cdot \text{kN}$$

$$A_{GLF,z,2} := F_{LB,z,II,max,2} + F_{LB,z,I,max,2} - B_{GLF,z,2} = 1.289 \cdot \text{kN}$$

In x-Richtung:

$$D_{GLF,x} := \frac{F_{LB,x,III,max} \cdot \left(\frac{ae + ne}{2}\right) + F_{LB,x,II,max} \cdot \left(\frac{ne - ae}{2}\right)}{ne} = 56.063 \cdot \text{kN}$$

$$C_{GLF,x} := F_{LB,x,III,max} + F_{LB,x,II,max} - D_{GLF,x} = 48.937 \cdot \text{kN}$$

### Gesamtauflagerkräfte in den Wellenböcken:

(da  $F_{LB,z,I,max}$  gleich  $F_{LB,z,III,max}$  und  $F_{LB,z,II,max}$  gleich  $F_{LB,z,III,max}$  ist)

$$A_{GLF} := \sqrt{A_{GLF,x}^2 + A_{GLF,z,2}^2} = 47.692 \cdot \text{kN} \quad B_{GLF} := \sqrt{B_{GLF,x}^2 + B_{GLF,z}^2} = 54.51 \cdot \text{kN}$$

$$C_{GLF} := \sqrt{C_{GLF,x}^2 + A_{GLF,z,2}^2} = 48.954 \cdot \text{kN} \quad D_{GLF} := \sqrt{D_{GLF,x}^2 + B_{GLF,z}^2} = 56.242 \cdot \text{kN}$$

## Berechnung des Rahmens der Normalkraftaufbringung

Maximale Biegespannung der Lineargleitlagerführungsstange:  $\sigma_{\text{GLF.III}} := \frac{D_{\text{GLF}} \cdot \left(\frac{ne - ae}{2}\right)}{W_{y.\text{GLF}}} = 234.968 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$   
(Hauptsächlich schwellende Beanspruchung, wenige Lastwechsel; gilt nur, wenn alles symmetrisch ist.)

Maximale Biegespannung im I-Träger - Zylinderbefestigung groß:

$$\sigma_{y.\text{I.ZB}} := \frac{\frac{RL \cdot ne}{4}}{W_{y.\text{I.200}}} = 57.895 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Verdrehung des I-Trägers durch die Belastung in rad:

$$\alpha_{\text{ZB}} := \frac{RL \cdot ne^2}{16 \cdot I_{y.\text{I.200}} \cdot E_{\text{Stahl}}} = 5.514 \times 10^{-4}$$

Maximale Biegespannungen in den vertikalen I-Trägern der Normalkraftaufbringung:

$$\sigma_{y.\text{A.GLF.max}} := \frac{A_{\text{GLF.x}} \cdot \frac{be}{2} - A_{\text{GLF.z}} \cdot oe}{W_{y.\text{I.160}}} = 60.409 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{y.\text{B.GLF.max}} := \frac{B_{\text{GLF.x}} \cdot \frac{be}{2} - B_{\text{GLF.z}} \cdot oe}{W_{y.\text{I.160}}} = 70.434 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{y.\text{C.GLF.max}} := \frac{C_{\text{GLF.x}} \cdot \frac{be}{2} + A_{\text{GLF.z}} \cdot oe}{W_{y.\text{I.160}}} = 60.745 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{y.\text{D.GLF.max}} := \frac{D_{\text{GLF.x}} \cdot \frac{be}{2} + B_{\text{GLF.z}} \cdot oe}{W_{y.\text{I.160}}} = 67.994 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

## Angaben für die weitere Berechnung

Abstand zwischen zwei Lineargleitlagern in x-Richtung:  $ge := 1000\text{mm}$

Abstand zwischen zwei Lineargleitlagern in y-Richtung:  $he := 1280\text{mm}$

ungefährer Abstand Schwerpunkt Rahmen der Querkraftaufbringung - Lineargleitlager II und III:  $ie := 600\text{mm}$

ungefährer Abstand Schwerpunkt Normalkraftaufbringung - Lineargleitlager II und III:  $je := 670\text{mm}$

Abstand Lineargleitlager II und III - Mitte Laufradwelle:  $l_e := 187\text{mm}$

Abstand Mitte Lineargleitlager II und III - Kontaktfläche I-Träger (43) und (44):  $m_e := 690\text{mm}$

Abstand Lineargleitlagerführungsstange - Mitte Lineargleitlagerbefestigung:  $k_e := 110\text{mm}$

Gewicht Normalkraftaufbringung:  $F_{LE} := 3\text{kN}$

### Berechnung der Auflagerkräfte in den Lineargleitlagern

Auflagerkräfte der Lager durch bezüglich der Mittellinie symmetrische Belastungen:

$$F_{LE.z.G.I.III} := \frac{-[F_{LR} \cdot l_e + F_{LE} \cdot j_e + F_{LB} \cdot i_e + F_{A,max} \cdot (R_{LR} - l_e)]}{2 \cdot g_e} \quad F_{LE.z.G.I.III} = -2.452 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.G.II.III} := \frac{F_{A,max} - (2F_{LE.z.G.I.III} + F_{LE} + F_{LB} + F_{LR})}{2} \quad F_{LE.z.G.II.III} = 2.715 \cdot \text{kN}$$

Auflagerkräfte der Lager durch die Querkraft:  
(wahrscheinlich ist diese Kraft nur halb so groß --> so auch gerechnet)

$$F_{LE.y.F.Q.I.III} := \frac{F_Q \cdot (R_{LR} - l_e)}{2g_e} = 0.52 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.y.F.Q.II.III} := -\frac{F_Q \cdot (R_{LR} - l_e + g_e)}{2g_e} = -8.77 \cdot \text{kN}$$

Auflagerkräfte der Lager durch die Gewichte des Motors und des Getriebes:  
(berechnet wie für Krane im KL-Skript; Unterschied: Last außerhalb;  
Kräfte wirken manchmal entgegengesetzt)

$$F_{LE.z.MG.I.a} := F_{MB} \cdot \left( \frac{l_e}{g_e} \cdot \frac{e_e + f_e - \frac{h_e}{2}}{h_e} \right) = 0.042 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.II.a} := F_{MB} \cdot \left( \frac{g_e - l_e}{g_e} \cdot \frac{e_e + f_e - \frac{h_e}{2}}{h_e} \right) = 0.181 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.III.a} := F_{MB} \cdot \left( \frac{l_e}{g_e} \cdot \frac{e_e + f_e + \frac{h_e}{2}}{h_e} \right) = 0.55 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.III.a} := F_{MB} \cdot \left( \frac{g_e - l_e}{g_e} \cdot \frac{e_e + f_e + \frac{h_e}{2}}{h_e} \right) = 2.39 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.I.b} := F_{GB} \cdot \left( \frac{\frac{he}{2} - ee}{ge} \cdot \frac{le}{he} \right) = 0.111 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.II.b} := F_{GB} \cdot \left( \frac{\frac{he}{2} - ee}{ge} \cdot \frac{ge - le}{he} \right) = 0.484 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.III.b} := F_{GB} \cdot \left( \frac{\frac{he}{2} + ee}{ge} \cdot \frac{le}{he} \right) = 0.279 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.III.b} := F_{GB} \cdot \left( \frac{\frac{he}{2} + ee}{ge} \cdot \frac{ge - le}{he} \right) = 1.214 \cdot \text{kN}$$

Gesamtkräfte durch die Gewichte des Motors und des Getriebes:

$$F_{LE.z.MG.I} := F_{LE.z.MG.I.a} + F_{LE.z.MG.I.b} = 0.153 \cdot \text{kN} \quad \text{wird vernachlässigt: } F_{LE.z.MG.I} := 0$$

$$F_{LE.z.MG.II} := -(F_{LE.z.MG.II.a} + F_{LE.z.MG.II.b}) = -0.665 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.III} := -(F_{LE.z.MG.III.a} + F_{LE.z.MG.III.b}) = -0.829 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.III} := -(F_{LE.z.MG.III.a} + F_{LE.z.MG.III.b}) = -3.604 \cdot \text{kN}$$

Gesamtkräfte durch die Gewichte des Motors und des Getriebes näherungsweise laut Skizze in Diplomarbeit:

$$F_{LE.z.MG.III.n} := -(F_{GB} + F_{MB}) \cdot \frac{le}{ge} = -0.899 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.III.n} := \frac{- \left[ F_{LE.z.MG.III.n} \cdot he + F_{GB} \cdot \left( \frac{he}{2} + ee \right) + F_{MB} \cdot \left( \frac{he}{2} + ee + fe \right) \right]}{he} = -3.534 \cdot \text{kN}$$

$$F_{LE.z.MG.II.n} := -F_{LE.z.MG.III.n} - F_{LE.z.MG.III.n} - F_{GB} - F_{MB} = -0.373 \cdot \text{kN}$$

--> Wie man sieht, unterscheiden sich die beiden Varianten nur geringfügig!

Gesamtauflagerkräfte der Lineargleitlager in z-Richtung:

$$F_{LE.z.I} := F_{LE.z.G.I.III} + F_{LE.z.MG.I}$$

$$F_{LE.z.II} := F_{LE.z.G.II.III} + F_{LE.z.MG.II}$$

$$F_{LE.z.III} := F_{LE.z.G.I.III} + F_{LE.z.MG.III}$$

$$F_{LE.z.III} := F_{LE.z.G.II.III} + F_{LE.z.MG.III}$$

Gesamtauflagerkräfte der Lineargleitlager in z-Richtung, mit F.A.max:

$$F_{LE,z.I} = -2.452 \cdot \text{kN} \quad F_{LE,z.II} = 2.05 \cdot \text{kN} \quad F_{LE,z.III} = -3.281 \cdot \text{kN} \quad F_{LE,z.III} = -0.888 \cdot \text{kN}$$

Gesamtauflagerkräfte der Lineargleitlager in z-Richtung, ohne F.A.max:

$$F_{LE,z.I,o} := -2.137 \text{kN} \quad F_{LE,z.II,o} := -3.265 \text{kN} \quad F_{LE,z.III,o} := -2.966 \text{kN} \quad F_{LE,z.III,o} := -6.203 \text{kN}$$

Maximal mögliche Gesamtauflagerkraft in z-Richtung:

$$F_{LE,z.I,max} := -2.5 \text{kN} \quad F_{LE,z.II,max} := -3.3 \text{kN}$$

$$F_{LE,z.III,max} := -3.3 \text{kN} \quad F_{LE,z.III,max} := -6.3 \text{kN}$$

Gesamtauflagerkräfte der Lineargleitlager:

$$F_{LE,I} := \sqrt{F_{LE,y.F.Q.I.III}^2 + F_{LE,z.I}^2} \quad F_{LE,II} := \sqrt{F_{LE,y.F.Q.II.III}^2 + F_{LE,z.II}^2}$$

$$F_{LE,III} := \sqrt{F_{LE,y.F.Q.I.III}^2 + F_{LE,z.III}^2} \quad F_{LE,III} := \sqrt{F_{LE,y.F.Q.II.III}^2 + F_{LE,z.III}^2}$$

$$F_{LE,I} = 2.506 \cdot \text{kN} \quad F_{LE,II} = 9.006 \cdot \text{kN} \quad F_{LE,III} = 3.321 \cdot \text{kN} \quad F_{LE,III} = 8.815 \cdot \text{kN}$$

**Auslegung der Lineargleitlagerbefestigung (S275):**

$$\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}.x} := \frac{|F_{LE,z.III,max}| \cdot \text{me}}{W_{x,200.100.6}} = 29.315 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}.y} := \frac{|F_{LE,y.F.Q.II.III}| \cdot \text{me}}{W_{y,200.100.6}} = 66.725 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}} := \sqrt{\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}.x}^2 + \sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}.y}^2} = 72.88 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\tau_{\text{Lineargleitlagerträger}} := \frac{|F_{LE,z.III,max}| \cdot \text{ke}}{W_{p,200.100.6}} = 3.167 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die Vergleichsspannung in der Lineargleitlagerbefestigung beträgt:

$$\sigma_{V,\text{Lineargleitlagerträger}} := \sqrt{\sigma_{\text{Lineargleitlagerträger}}^2 + 3\tau_{\text{Lineargleitlagerträger}}^2} = 73.086 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

## Berechnung der Rahmenkonstruktion

### Berechnung der Auflagerkräfte in den Wellenböcken und der Biegespannungen in der Lineargleitlagerführungsstange

$p_e = 213\text{mm}$  bei Raddurchmesser 500mm, Abstand kann sich um 250mm (mit Abnutzung Räder) vergrößern bzw. um 65mm verkleinern (Raddurchmesser 630mm).  $q_e = 372\text{mm}$  bei Raddurchmesser 500mm.

Abstand zwischen 2 Wellenböcken:  $r_e := 1585\text{mm}$

Abstand Wellenbock A - Lineargleitlager III (Raddurchm. 500mm):  $p_e := 213\text{mm}$

Abstand Wellenbock B - Lineargleitlager IIII (Raddurchm. 500mm):  $q_e := r_e - p_e - g_e = 372\text{mm}$

$p_{e_{\max}} := 463\text{mm}$        $p_{e_{\min}} := 148\text{mm}$        $q_{e_{\max}} := 437\text{mm}$        $q_{e_{\min}} := 122\text{mm}$

$$B_{\text{KLF},y} := \frac{F_{\text{LE},y,\text{F.Q.II.III}} \cdot (p_e + g_e) + F_{\text{LE},y,\text{F.Q.I.III}} \cdot p_e}{r_e} = -6.642 \cdot \text{kN}$$

$$A_{\text{KLF},y} := -B_{\text{KLF},y} + F_{\text{LE},y,\text{F.Q.II.III}} + F_{\text{LE},y,\text{F.Q.I.III}} = -1.608 \cdot \text{kN}$$

In z-Richtung müssen wieder zwei möglichen Fälle unterschieden werden:

$$B_{\text{KLF},z} := \frac{F_{\text{LE},z,\text{III}} \cdot (p_e + g_e) + F_{\text{LE},z,\text{III}} \cdot p_e}{r_e} = -1.121 \cdot \text{kN}$$

$$A_{\text{KLF},z} := F_{\text{LE},z,\text{III}} + F_{\text{LE},z,\text{III}} - B_{\text{KLF},z} = -3.048 \cdot \text{kN}$$

$$B_{\text{KLF},z,o} := \frac{F_{\text{LE},z,\text{III},o} \cdot (p_e + g_e) + F_{\text{LE},z,\text{III},o} \cdot p_e}{r_e} = -5.146 \cdot \text{kN}$$

$$A_{\text{KLF},z,o} := F_{\text{LE},z,\text{III},o} + F_{\text{LE},z,\text{III},o} - B_{\text{KLF},z,o} = -4.023 \cdot \text{kN}$$

$$D_{\text{KLF},z} := \frac{F_{\text{LE},z,\text{II}} \cdot (p_e + g_e) + F_{\text{LE},z,\text{I}} \cdot p_e}{r_e} = 1.239 \cdot \text{kN}$$

$$C_{\text{KLF},z} := F_{\text{LE},z,\text{II}} + F_{\text{LE},z,\text{I}} - D_{\text{KLF},z} = -1.641 \cdot \text{kN}$$

$$D_{\text{KLF},z,o} := \frac{F_{\text{LE},z,\text{II},o} \cdot (p_e + g_e) + F_{\text{LE},z,\text{I},o} \cdot p_e}{r_e} = -2.786 \cdot \text{kN}$$

$$C_{\text{KLF},z,o} := F_{\text{LE},z,\text{II},o} + F_{\text{LE},z,\text{I},o} - D_{\text{KLF},z,o} = -2.616 \cdot \text{kN}$$

### Gesamtauflagerkräfte mit F.A.max:

$$A_{\text{KLF}} := \sqrt{A_{\text{KLF},y}^2 + A_{\text{KLF},z}^2} = 3.446 \cdot \text{kN}$$

$$B_{\text{KLF}} := \sqrt{B_{\text{KLF},y}^2 + B_{\text{KLF},z}^2} = 6.735 \cdot \text{kN}$$

$$C_{\text{KLF}} := \sqrt{A_{\text{KLF},y}^2 + C_{\text{KLF},z}^2} = 2.298 \cdot \text{kN}$$

$$D_{\text{KLF}} := \sqrt{B_{\text{KLF},y}^2 + D_{\text{KLF},z}^2} = 6.756 \cdot \text{kN}$$

### Gesamtauflagerkräfte ohne F.A.max:

$$A_{\text{KLF},o} := \sqrt{A_{\text{KLF},y}^2 + A_{\text{KLF},z,o}^2} = 4.333 \cdot \text{kN}$$

$$B_{\text{KLF},o} := \sqrt{B_{\text{KLF},y}^2 + B_{\text{KLF},z,o}^2} = 8.402 \cdot \text{kN}$$

$$C_{\text{KLF},o} := \sqrt{A_{\text{KLF},y}^2 + C_{\text{KLF},z,o}^2} = 3.071 \cdot \text{kN}$$

$$D_{\text{KLF},o} := \sqrt{B_{\text{KLF},y}^2 + D_{\text{KLF},z,o}^2} = 7.202 \cdot \text{kN}$$

### Maximale Biegespannungen der Gleitlagerführungsstange:

$$\sigma_{\text{KLF},\text{I}} := \frac{A_{\text{KLF},o} \cdot p_e}{W_{y,\text{KLF}}} = 43.521 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{KLF},\text{II}} := \frac{B_{\text{KLF},o} \cdot q_e}{W_{y,\text{KLF}}} = 147.388 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{KLF},\text{III}} := \frac{C_{\text{KLF},o} \cdot p_e}{W_{y,\text{KLF}}} = 30.846 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{KLF},\text{III}} := \frac{D_{\text{KLF},o} \cdot q_e}{W_{y,\text{KLF}}} = 126.345 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

### **Angaben für die weitere Berechnung**

Abstand Mitte oberer I-Träger (35) - Mitte unterer I-Träger (28):  $s_e := 1620 \text{mm}$

Abstand Mitte unterer I-Träger - Mitte Lineargleitlagerführungsstange:  $t_e := 980 \text{mm}$

Abstand Mitte I-Steher (31) - Mitte Lineargleitlagerführungsstange:  $u_e := 132 \text{mm}$

Abstand Mitte I-Steher Hydraulikzylinderbefestigung (30) - Mitte I-Steher C (31):  $v_e := 1396 \text{mm}$

Abstand Mitte I-Steher D (31) - Mitte I-Steher Antriebsradbefestigung (33):  $w_e := 691 \text{mm}$

Abstand Mitte I-Steher Hydraulikzylinderbefestigung (30) - Mitte I-Steher (32):  $x_e := 2729 \text{mm}$

Abstand zwischen den beiden oberen I-Trägern:  $y_e := 510 \text{mm}$

## Dimensionierung der I-Steher

Auflagerkräfte im oberen I-Träger:

$$A_{\text{Steher.KLF}} := \frac{A_{\text{KLF.y}} \cdot te + A_{\text{KLF.z.o}} \cdot ue}{se} = -1.301 \cdot \text{kN} \quad B_{\text{Steher.KLF}} := \frac{B_{\text{KLF.y}} \cdot te + B_{\text{KLF.z.o}} \cdot ue}{se} = -4.437 \cdot \text{kN}$$

$$C_{\text{Steher.KLF}} := \frac{A_{\text{KLF.y}} \cdot te + C_{\text{KLF.z.o}} \cdot ue}{se} = -1.186 \cdot \text{kN} \quad D_{\text{Steher.KLF}} := \frac{B_{\text{KLF.y}} \cdot te + D_{\text{KLF.z.o}} \cdot ue}{se} = -4.245 \cdot \text{kN}$$

Maximale Biegespannungen im I-Steher der Lineargleitlagerführung:

$$\sigma_{\text{A.KLF.max}} := \frac{|A_{\text{Steher.KLF}}| \cdot (se - te)}{W_{y.I.140.66}} = 10.165 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{\text{B.KLF.max}} := \frac{|B_{\text{Steher.KLF}}| \cdot (se - te)}{W_{y.I.140.66}} = 34.673 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{\text{C.KLF.max}} := \frac{|C_{\text{Steher.KLF}}| \cdot (se - te)}{W_{y.I.140.66}} = 9.269 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \sigma_{\text{D.KLF.max}} := \frac{|D_{\text{Steher.KLF}}| \cdot (se - te)}{W_{y.I.140.66}} = 33.17 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Maximale Biegespannung im I-Steher der Laufrollenbefestigung:

$$F_{\text{Q.Steher}} := \frac{F_{\text{Q}} \cdot te}{se} = 9.981 \cdot \text{kN} \quad \sigma_{\text{Q.Steher}} := \frac{|F_{\text{Q.Steher}}| \cdot (se - te)}{W_{y.I.100}} = 71.058 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

## Dimensionierung des oberen, nicht antriebsseitigen Trägers

(alles ohne Querverbindungen gerechnet)

Normalkraft im oberen Träger:  $RL_{\text{Träger.oben.x}} := \frac{RL \cdot te}{2se} = 49.907 \cdot \text{kN}$

Auflagerkräfte in den Enden C und D mit der Querkraft:

$$D_{\text{Träger.oben.y}} := \frac{D_{\text{Steher.KLF}} \cdot (ve + re) + C_{\text{Steher.KLF}} \cdot ve + F_{\text{Q.Steher}} \cdot xe}{ve + re + we} = 3.521 \cdot \text{kN}$$

$$C_{\text{Träger.oben.y}} := D_{\text{Steher.KLF}} + C_{\text{Steher.KLF}} - D_{\text{Träger.oben.y}} + F_{\text{Q.Steher}} = 1.029 \cdot \text{kN}$$

Maximale Biegespannungen im oberen, nicht antriebsseitigen Träger (mit Querkraft):

$$\sigma_{D,\text{Träger.oben}} := \frac{|D_{\text{Träger.oben.y}}| \cdot w_e}{W_{y,I.100}} + \frac{RL_{\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 46.26 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{C,\text{Träger.oben}} := \frac{|C_{\text{Träger.oben.y}}| \cdot v_e}{W_{x,I.100}} + \frac{RL_{\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 62.09 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{Q,\text{Träger.oben}} := \frac{|C_{\text{Träger.oben.y}} \cdot x_e - C_{\text{Steher.KLF}} \cdot (x_e - v_e)|}{W_{y,I.100}} + \frac{RL_{\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 68.029 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

### Dimensionierung des oberen, antriebsseitigen Trägers

(alles ohne Querverbindungen gerechnet)

$$B_{\text{Träger.oben.y}} := \frac{B_{\text{Steher.KLF}} \cdot (v_e + r_e) + A_{\text{Steher.KLF}} \cdot v_e}{v_e + r_e + w_e} = -4.097 \cdot \text{kN}$$

$$A_{\text{Träger.oben.y}} := B_{\text{Steher.KLF}} + A_{\text{Steher.KLF}} - B_{\text{Träger.oben.y}} = -1.641 \cdot \text{kN}$$

Maximale Biegespannungen im oberen, antriebsseitigen Träger:

$$\sigma_{B,\text{Träger.oben}} := \frac{|B_{\text{Träger.oben.y}}| \cdot w_e}{W_{y,I.100}} + \frac{RL_{\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 50.683 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{A,\text{Träger.oben}} := \frac{|A_{\text{Träger.oben.y}}| \cdot v_e}{W_{y,I.100}} + \frac{RL_{\text{Träger.oben.x}}}{A_{I.100}} = 44.681 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

### Befestigung des großen Hydraulikzylinders am Rahmen

Maximale Biegespannungen im Steher, der die Radlast aufnimmt:

$$\sigma_{A,\text{Steher.Radlast.x}} := \frac{RL_{\text{Träger.oben.x}} \cdot (s_e - t_e)}{W_{y,I.160}} = 102.703 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{A,\text{Steher.Radlast.y}} := \frac{A_{\text{Träger.oben.y}} \cdot (s_e - t_e)}{W_{x,I.160}} = -9.463 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{A,\text{Steher.Radlast}} := \sqrt{(\sigma_{A,\text{Steher.Radlast.x}})^2 + (\sigma_{A,\text{Steher.Radlast.y}})^2} = 103.138 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{C,\text{Steher.Radlast.y}} := \frac{C_{\text{Träger.oben.y}} \cdot (s_e - t_e)}{W_{x,I.160}} = 5.935 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{C,\text{Steher.Radlast}} := \sqrt{(\sigma_{A,\text{Steher.Radlast.x}})^2 + (\sigma_{C,\text{Steher.Radlast.y}})^2} = 102.875 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Maximale Biegespannung im I-Träger der Hydraulikzylinderbefestigung:

$$\sigma_{y.I.Verbinder} := \frac{\frac{RL \cdot ye}{4}}{W_{y.I.160}} = 67.645 \cdot \frac{N}{mm^2}$$

**Berechnung des Stehers, der die Radlast aufnimmt**

Angaben:

$$\begin{aligned} H_S &:= 360\text{mm} & B_S &:= 143\text{mm} & h_{1,S} &:= 140\text{mm} & t_S &:= 19.25\text{mm} & b_S &:= 13\text{mm} \\ h_S &:= H_S - 2 \cdot t_S = 321.5\text{mm} & h_{2,S} &:= 195\text{mm} & h_{3,S} &:= 243\text{mm} & \eta_S &:= 1.31 \end{aligned}$$

Eigene Berechnung:

$$I_{y.I.360.143.e} := \frac{B_S \cdot (H_S^3 - h_S^3) + b_S h_S^3}{12} = 1.96 \times 10^4 \cdot \text{cm}^4$$

$$W_{y.I.360.143.e} := \frac{I_{y.I.360.143.e}}{\frac{H_S}{2}} = 1.089 \times 10^3 \cdot \text{cm}^3$$

$$I_{y.I.360.143.L.e} := \frac{B_S \cdot (H_S^3 - h_S^3) + b_S (h_S^3 - h_{1,S}^3)}{12} = 1.93 \times 10^4 \cdot \text{cm}^4$$

Exakte Berechnung:

$$I_{y.I.360.143.L} := I_{y.I.360.143} - \frac{b_S \cdot h_{1,S}^3}{12} = 1.931 \times 10^4 \cdot \text{cm}^4 \quad W_{y.I.360.143.L} := \frac{I_{y.I.360.143.L}}{\frac{H_S}{2}} = 1.073 \times 10^3 \cdot \text{cm}^3$$

$$I_{x.I.360.143.L} := I_{x.I.360.143} - \frac{b_S^3 \cdot h_{1,S}}{12} = 815.437 \cdot \text{cm}^4 \quad W_{x.I.360.143.L} := \frac{I_{x.I.360.143.L}}{\frac{B_S}{2}} = 114.047 \cdot \text{cm}^3$$

Zum Vergleich die Werte für einen Träger ohne Loch:

$$I_{y.I.360.143} = 1.961 \times 10^4 \cdot \text{cm}^4$$

$$W_{y.I.360.143} = 1.09 \times 10^3 \cdot \text{cm}^3$$

$$I_{x.I.360.143} = 818 \cdot \text{cm}^4$$

$$W_{x.I.360.143} = 114 \cdot \text{cm}^3$$

Für die zwei kleinen Löcher:

$$I_{y.I.360.143.L.k} := I_{y.I.360.143} - \frac{b_S \cdot (h_{3.S}^3 - h_{2.S}^3)}{12} \quad I_{y.I.360.143.L.k} = 1.886 \times 10^4 \cdot \text{cm}^4$$

$$W_{y.I.360.143.L.k} := \frac{I_{y.I.360.143.L.k}}{\frac{H_S}{2}} \quad W_{y.I.360.143.L.k} = 1.048 \times 10^3 \cdot \text{cm}^3$$

Für das polare Flächenträgheitsmoment ergibt sich mit Hilfe des KL-Skripts (Loch unberücksichtigt):

$$I_{p.I.360.143} := \frac{\eta_S}{3} \cdot (2 \cdot B_S \cdot t_S^3 + b_S^3 \cdot h_S) = 119.929 \cdot \text{cm}^4$$

$$W_{p.I.360.143} := \frac{I_{p.I.360.143}}{t_S} = 62.301 \cdot \text{cm}^3$$

Für das polare Flächenträgheitsmoment ergibt sich mit Hilfe des KL-Skripts (Loch berücksichtigt):

$$I_{p.I.360.143.L} := \frac{\eta_S}{3} \cdot [2 \cdot B_S \cdot t_S^3 + b_S^3 \cdot (h_S - h_{1.S})] = 106.498 \cdot \text{cm}^4$$

$$W_{p.I.360.143.L} := \frac{I_{p.I.360.143.L}}{t_S} = 55.324 \cdot \text{cm}^3$$

Abstand Mitte I-Träger - Mitte Lager:

$$ze := \frac{(a + b - ye)}{2} = 56.5 \cdot \text{mm}$$

Auflagerreaktionen:

$$B_{\text{Steher.Radlast.y}} := B_{\text{Träger.oben.y}} - \frac{A_Z \cdot ze}{se} = -4.428 \cdot \text{kN}$$

$$D_{\text{Steher.Radlast.y}} := D_{\text{Träger.oben.y}} - \frac{A_Z \cdot ze}{se} = 3.19 \cdot \text{kN}$$

$$B_{\text{Steher.Radlast.x}} := A_X \cdot \frac{te}{se} = 49.907 \cdot \text{kN} \quad \text{entspricht} \quad RL_{\text{Träger.oben.x}} = 49.907 \cdot \text{kN}$$

$$M_{B.\text{Steher}} := A_X \cdot ze = 4.661 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Biegespannung an der Stelle der Antriebswelle infolge der Radlast:

$$\sigma_{B.\text{Steher.Radlast.y}} := \frac{B_{\text{Steher.Radlast.x}} \cdot (se - te)}{W_{y.I.360.143.L}} = 29.77 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Biegespannung an der Stelle der Flanschlagerschrauben infolge der Radlast:

$$\sigma_{B.Steher.Radlast.y.k} := \frac{B_{Steher.Radlast.x} \cdot \left( se - te - \frac{219}{2} \text{mm} \right)}{W_{y.I.360.143.L.k}} = 25.27 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Biegespannungen an der Stelle der Antriebswelle infolge der Querkraft:

$$\sigma_{B.Steher.Radlast.x} := \frac{|B_{Steher.Radlast.y}| \cdot (se - te)}{W_{x.I.360.143.L}} = 24.851 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{D.Steher.Radlast.x} := \frac{D_{Steher.Radlast.y} \cdot (se - te)}{W_{x.I.360.143}} = 17.906 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Normalspannung:

$$\sigma_{B.Steher.Radlast.z} := \frac{B_z}{A_{I.360.143}} = 0.981 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \quad \text{--> Normalspannung ist vernachlässigbar!}$$

Torsionsspannung des Trägers aufgrund der Verdrehung um die z-Achse, da Lager nicht in der Mitte sind:

$$\tau_{AB.Steher.Radlast} := \frac{M_{B.Steher}}{W_{p.I.360.143.L}} = 84.254 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamtbiegespannungen:

$$\sigma_{B.Steher.Radlast} := \sqrt{(\sigma_{B.Steher.Radlast.x})^2 + (\sigma_{B.Steher.Radlast.y})^2} = 38.779 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{D.Steher.Radlast} := \sqrt{(\sigma_{D.Steher.Radlast.x})^2 + (\sigma_{B.Steher.Radlast.y})^2} = 34.74 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Vergleichsspannungen im Steher, der die Radlast aufnimmt:

$$\sigma_{V.B.Steher.Radlast} := \sqrt{\sigma_{B.Steher.Radlast}^2 + 3 \cdot \tau_{AB.Steher.Radlast}^2} = 150.997 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$\sigma_{V.D.Steher.Radlast} := \sqrt{\sigma_{D.Steher.Radlast}^2 + 3 \cdot \tau_{AB.Steher.Radlast}^2} = 150.01 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

## Berechnung der Stützrolle samt Befestigung (Lager SKF, Rolle Eigenbau)

Haftreibungszahl, Flächen können leicht ölig sein:  $\mu_U := 0.1$

Sicherheit:  $S_U := 2$

Kraft, die beide Schrauben erbringen müssen:  
(da zwei Reibflächen vorhanden sind 1/2)  $F_U := \frac{S_U \cdot F_Q}{\mu_U \cdot 2} = 165 \cdot \text{kN}$

Kraft pro Schraube:  $F_{\text{Schraube}} := \frac{F_U}{2} = 82.5 \cdot \text{kN}$

Spannungsquerschnitt der Schraube (M20):  $A_{\text{Schraube}} := 245 \text{mm}^2$

Spannung in einer Schraube:  $\sigma_{\text{Schraube}} := \frac{F_{\text{Schraube}}}{A_{\text{Schraube}}} = 336.735 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Axiales Widerstandsmoment des U-Profiles:  $W_{y.U.100} := 41.2 \text{cm}^3$

Maximale mögliche Biegelänge:  $l_U := 40 \text{mm}$

Biegespannung im U-Profil:  $\sigma_U := \frac{F_{\text{Schraube}} \cdot l_U}{W_{y.U.100}} = 80.097 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

SKF Rillenkugellager, zweireihig, 4312 ATN9, d 60  $C_{\text{dyn.SRL}} := 112 \text{kN}$

Außendurchmesser der Stützrolle:  $D_{\text{SR}} := 210 \text{mm}$

Durchmesser der Stützrollenlaufbahn:  $D_{\text{T.SR}} := 188.6 \text{mm}$

Maximale Drehzahl der Stützrolle:  $n_{\text{SR}} := n_T \cdot \frac{D_{\text{T.SR}}}{D_{\text{SR}}} = 3.992 \frac{1}{\text{s}}$

Lebensdauer des Rillenkugellagers:  $L_{10h.SR} := \frac{10^6}{n_{\text{SR}}} \cdot \left( \frac{C_{\text{dyn.SRL}}}{F_Q} \right)^3 = 2.484 \cdot \text{Jahre}$

Schwellende Belastung, da Achse starr.

Durchmesser der Laufrollenachse:  $d_{\text{SR}} := 60 \text{mm}$

Länge der Achse:  $a_{\text{SR}} := 106 \text{mm}$

Axiales Widerstandsmoment (Antriebsmotor):  $W_{y.SR} := \frac{d_{\text{SR}}^3 \cdot \pi}{32} = 2.121 \times 10^4 \cdot \text{mm}^3$

Biegemoment in Achsenmitte:  $M_{\text{By.SR}} := F_Q \cdot \frac{a_{\text{SR}}}{4} = 0.437 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$

Spannungsamplitude in der Achse:  $\sigma_{\text{ba.SR}} := \frac{M_{\text{By.SR}}}{W_{y.SR}} = 20.619 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Hydrozylinder  
Rundbauart

Typ CDL2

**RD 17326**

Ausgabe: 2013-06

Ersetzt: 12.12



- ▶ Baureihe L2
- ▶ Geräteserie 1X

2 Druckbereiche:

- ▶ Nenndruck 160 bar [16 MPa]
- ▶ Nenndruck 250 bar [25 MPa]

**Merkmale**

- ▶ 4 Befestigungsarten
- ▶ Kolben-Ø (**ØAL**) 25 ...200 mm
- ▶ Kolbenstangen-Ø (**ØMM**) 14 ... 125 mm
- ▶ Hublänge bis 3 m
- ▶ Kurze Baulänge

**Inhalt**

Merkmale	1
Bestellangaben	2, 3
Projektierungssoftware ICS (Interactive Catalog System)	3
Technische Daten	4, 5
Durchmesser, Flächen, Kräfte, Volumenstrom	6
Toleranzen	6
Übersicht: Befestigungsarten	7
Abmessungen:	
▶ Befestigungsart MP5	8, 9
▶ Befestigungsart MF3	10, 11
▶ Befestigungsart MT4	12, 13
▶ Befestigungsart M00	14
▶ Gelenkkopf CGKL	15
▶ Gelenkkopf CGKD	16, 17
▶ Schwenzapfen-Lagerbock CLTB	18, 19
▶ Gabel-Lagerbock CLCA	20, 21
▶ Gabel-Lagerbock CLCD	22, 23
Knickung	24
Zulässige Hublänge: MP5; MF3; MT4	24, 25
Übersicht: Einzelteile	26, 27
Dichtungssatz	28
Masse Zylinder	28

Projektierungssoftware **Interactive Catalog System****Online**[www.boschrexroth.com/ics](http://www.boschrexroth.com/ics)

## Bestellangaben

01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
<b>CD</b>	<b>L2</b>		/		/		/		<b>1X</b>	/	<b>B</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>C</b>		<b>U</b>	<b>W</b>	*

01	Differentialzylinder	<b>CD</b>
----	----------------------	-----------

02	Baureihe L2	<b>L2</b>
----	-------------	-----------

## Befestigungsarten

03	Gelenkauge am Boden	<b>MP5</b>
	Rundflansch am Kopf	<b>MF3</b> <sup>1)</sup>
	Schwenkzapfen	<b>MT4</b> <sup>1; 2)</sup>
	Ohne Befestigung	<b>M00</b> <sup>3)</sup>

04	Kolben-Ø ( <b>ØAL</b> ) von 25 ... 200 mm; mögliche Ausführung siehe Seite 6	...
----	--	-----

05	Kolbenstangen-Ø ( <b>ØMM</b> ) bei Nenndruck 160 bar: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56 und 70 mm möglich; siehe Seite 6 Kolbenstangen-Ø ( <b>ØMM</b> ) bei Nenndruck 250 bar: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100 und 125 mm möglich; siehe Seite 6	...
----	--	-----

06	Hublänge in mm; zulässige Hublängen beachten siehe Seite 24 und 25	...
----	--	-----

## Konstruktionsprinzip

07	Kopf und Boden eingeschraubt	<b>C</b> <sup>3)</sup>
	Kopf eingeschraubt, Boden geschweißt	<b>D</b> <sup>4)</sup>

08	Geräteserie 10 ... 19 (10 ... 19: unveränderte Einbau- und Anschlussmaße)	<b>1X</b>
----	---	-----------

## Leitungsanschluss / Ausführung

09	Rohrgewinde nach ISO 228-1	<b>B</b>
----	----------------------------	----------

## Leitungsanschluss / Lage am Kopf

10	Ansicht auf Kolbenstange 	<b>1</b>
----	--	----------

## Leitungsanschluss / Lage am Boden

11	Ansicht auf Kolbenstange 	<b>1</b>
----	--	----------

## Kolbenstangenausführung

12	Maßhartverchromt	<b>C</b>
----	------------------	----------

## Kolbenstangenende

13	Gewinde	<b>H</b> <sup>4)</sup>
	Kolbenstangenende H mit montiertem Gelenkkopf CGKD	<b>K</b> <sup>4)</sup>
	Mit Gelenkkopf, nicht demontierbar	<b>F</b> <sup>4; 5)</sup>
	Innengewinde	<b>E</b> <sup>3)</sup>
	Kolbenstangenende E mit montiertem Gelenkkopf CGKL	<b>L</b> <sup>3)</sup>

## Endlangendämpfung

14	<b>Ohne</b> Endlagendämpfung	<b>U</b>
----	------------------------------	----------

## Dichtungsausführung

15	Standard-Dichtsystem (geeignet für Mineralöle HL, HLP)	<b>M</b>
	Standard-Dichtsystem FKM (für Phosphat-Ester HFDR)	<b>V</b>

**Bestellangaben**

01	02	03	04	05	06	07	08	09	10	11	12	13	14	15	16	17	18				
<b>CD</b>	<b>L2</b>		/		/		/			<b>1X</b>	/	<b>B</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>C</b>		<b>U</b>		<b>W</b>		*

**Option 1**

16	Ohne Option	<b>W</b>
----	-------------	----------

**Option 2**

17	Ohne Option	<b>W</b>
	Mit Kolbenstangenverlängerung „LY“ in mm	<b>Y</b> <sup>6)</sup>

18	Weitere Angaben im Klartext	*
----	-----------------------------	---

- 1) Nur Kolben-Ø (**ØAL**) 25 ... 125 mm
- 2) Lage Schwenkzapfen frei wählbar. Maß „XV/XU“ bei Bestellung immer im Klartext in mm angeben (siehe Bestellbeispiel)
- 3) Nur Kolben-Ø (**ØAL**) 25 ... 32 mm
- 4) Nur Kolben-Ø (**ØAL**) 40 ... 200 mm
- 5) Nur MP5; MT4
- 6) Kolbenstangenverlängerung Maß „LY“ bei Bestellung immer im Klartext in mm angeben (siehe Bestellbeispiel)

**Bestellbeispiel:**

CDL2MT4/100/56/200D1X/B11CHUMWY LY=20 XV=245  
 CDL2MF3/80/45/100D1X/B11CHUMWW

**Projektierungssoftware ICS (Interactive Catalog System)**

Das ICS (Interactive Catalog System) ist eine Auswahl und Projektierungshilfe für Hydrozylinder. Mit Hilfe des ICS können Konstrukteure für Maschinen und Anlagen durch logikgeführte Typschlüssel-Abfrage schnell und zuverlässig die optimale Hydrozylinder-Lösung finden. Die Software ermöglicht es, Konstruktions- und Projektierungsaufgaben noch schneller und effizienter zu bewältigen. Nach der

Führung durch die Produktauswahl erhält der Benutzer schnell und sicher die exakten technischen Daten der ausgewählten Komponente, sowie die 2D und 3D-CAD-Daten im richtigen Datei-Format für alle gängigen CAD-Systeme.

**Technische Daten**

(Bei Geräteinsatz außerhalb der angegebenen Werte bitte anfragen!)

allgemein		
Masse	kg	siehe Seite 28
Einbaulage		beliebig
Umgebungstemperaturbereich	°C	-20 ... +80
Grundanstrich <sup>1)</sup>	µm	min. 40

hydraulisch		
Nenndruck <sup>2)</sup>	bar [MPa]	160 [16] (bei ØMM: 14, 18, 22, 28, 36, 45, 56 und 70 mm)
	bar [MPa]	250 [25] (bei ØMM: 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100 und 125 mm)
Minimaler Betriebsdruck <sup>3)</sup> (ohne Belastung)	bar [MPa]	10 [1]
Statischer Prüfdruck	bar [MPa]	240/375 [24/37,5]
Druckflüssigkeit		siehe Tabelle unten
Druckflüssigkeitstemperaturbereich	°C	-20 ... +80
Viskositätsbereich	mm <sup>2</sup> /s	12 ... 380 (vorzugsweise 20 ... 100)
Maximal zul. Verschmutzungsgrad der Druckflüssigkeit Reinheitsklasse nach ISO 4406 (c)		Klasse 20/18/15 <sup>4)</sup>
Hubgeschwindigkeit (abhängig vom Leitungsanschluss)	m/s	0,5

Druckflüssigkeit	Klassifizierung	Geeignete Dichtungsmaterialien	Normen
Mineralöle	HL, HLP	NBR, FKM	DIN 51524
Schwerentflammbar – wasserfrei	HFDR	FKM	ISO 12922

<sup>1)</sup> Hydrozylinder sind standardmäßig mit einem Anstrich (Farbton enzianblau RAL 5010) grundiert. Andere Farbtöne auf Anfrage. Folgende Flächen sind bei Zylindern und Anbauteilen nicht grundiert oder lackiert:

- ▶ Alle Passungsdurchmesser zur Kundenseite
- ▶ Dichtflächen für Leitungsanschluss

Die nicht lackierten Flächen sind mit Korrosionsschutzmittel (MULTICOR LF 80) geschützt.

<sup>2)</sup> Zylinder dieser Baureihe sind für 2 Millionen Lastwechsel bei einem Nenndruck von 160/250 bar ausgelegt. Höhere Betriebsdrücke auf Anfrage. Bei extremen Belastungen, wie zum Beispiel hoher Zyklenfolge, müssen auf Grund von genormten Geometrien die Befestigungselemente und Kolbenstangengewindeverbindungen für den Anwendungsfall überprüft werden.

<sup>3)</sup> Um eine gute Funktion des Zylinders zu gewährleisten wird ein minimaler Betriebsdruck benötigt. Ohne Belastung ist ein minimaler Druck empfohlen, bei geringeren Drücken bitten wir um Rücksprache

<sup>4)</sup> Die für die Komponenten angegebenen Reinheitsklassen müssen in Hydrauliksystemen eingehalten werden. Eine wirksame Filtration verhindert Störungen und erhöht gleichzeitig die Lebensdauer der Komponenten.

Zur Auswahl der Filter siehe [www.boschrexroth.com/filter](http://www.boschrexroth.com/filter).

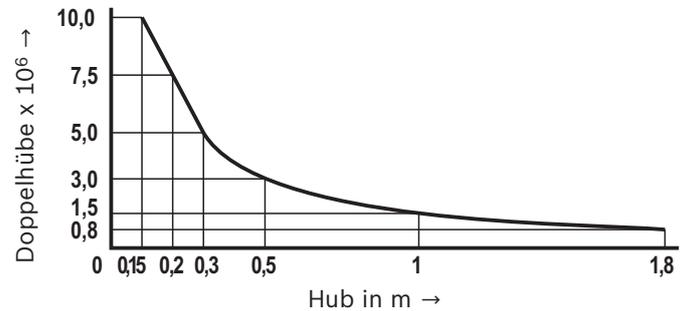
## Technische Daten

(Bei Geräteinsatz außerhalb der angegebenen Werte bitte anfragen!)

### Lebensdauer:

Die Rexroth-Zylinder entsprechen den Zuverlässigkeits-Empfehlungen für industrielle Anwendungen.

≥ 10000000 Doppelhübe im Leerlauf-Dauerbetrieb oder 3000 km Hubweg bei 70 % des Nenndruckes, ohne Belastung der Kolbenstange, bei einer maximalen Geschwindigkeit von 0,5 m/s, mit einer Ausfallquote von weniger als 5 %.



### Hinweis!

#### Rand- und Einsatzbedingungen:

- ▶ Die mechanische Fluchtung der Bewegungsachse und damit die Befestigungspunkte von Hydrozylinder und Kolbenstange sind sicher zu stellen. Seitenkräften auf die Führungen von Kolbenstange und Kolben sind zu vermeiden. Gegebenenfalls ist das Eigengewicht des Hydrozylinders (MP5 oder MT4) oder der Kolbenstange zu berücksichtigen.
- ▶ Die Knicklänge/Knicklast der Kolbenstange bzw. des Hydrozylinders ist zu beachten (siehe Seite 24 und 25).
- ▶ Der maximal zulässige Betriebsdruck ist in jedem Betriebszustand des Hydrozylinders einzuhalten. Mögliche Druckübersetzungen resultierend aus dem Flächenverhältnis von Ringraum- zu Kolbenfläche und möglichen Drosselstellen sind zu beachten.
- ▶ Schädliche Umgebungseinflüsse, wie z. B. aggressive Feinstpartikel, Dämpfe, hohe Temperaturen usw. sowie Verschmutzungen und Schädigungen der Druckflüssigkeit sind zu vermeiden.

#### Normen:

Rexroth Standard; Hauptabmaße wie Kolben-Ø ( $\varnothing AL$ ) und Kolbenstangen-Ø ( $\varnothing MM$ ) entsprechen ISO 3320.

### Abnahme:

Jeder Zylinder wird nach Rexroth-Standard und in Übereinstimmung mit ISO 10100: 2001 geprüft.

### Sicherheitshinweise:

Für Montage, Inbetriebnahme und Wartung von Hydrozylindern ist die Betriebsanleitung 07100-B zu beachten! Service- und Reparaturarbeiten sind durch die Bosch Rexroth AG bzw. durch speziell hierfür geschultes Personal auszuführen. Für Schäden infolge Montage, Wartung oder Reparatur, die nicht durch die Bosch Rexroth AG ausgeführt wurden, wird keine Gewährleistung übernommen.

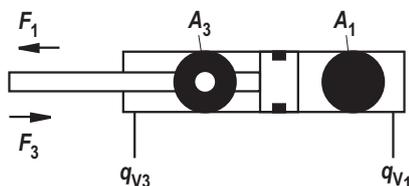
### Checklisten für Hydrozylinder:

Zylinder, deren Kenngrößen und/oder Einsatzdaten von den im Datenblatt angegebenen Werten abweichen, können nur auf Anfrage als Spezialversion angeboten werden. Für Angebote müssen die Abweichungen der Kenngrößen und/oder Einsatzdaten in den Checklisten für Hydrozylinder (07200) beschrieben werden.

**Diese Aufstellung erhebt keinen Anspruch auf Vollständigkeit. Bei Unklarheit bezüglich der Medienverträglichkeit oder Überschreitung der Rand- und Einsatzbedingungen bitten wir um Rücksprache.**

## Durchmesser, Flächen, Kräfte, Volumenstrom

Kolben ØAL  mm	Kolbenstange ØMM mm		Flächen- verhältnis $\varphi$  $A_1/A_3$	Flächen		Druckkraft <sup>1)</sup> $F_1$ kN		Zugkraft <sup>1)</sup> $F_3$ kN		Volumenstrom bei 0,1 m/s <sup>2)</sup>		max. lieferbare Hublänge  mm
	bei Nenndruck			Kolben $A_1$ cm <sup>2</sup>	Ring $A_3$ cm <sup>2</sup>	bei Nenndruck		bei Nenndruck		Aus	Ein	
	160 bar	250 bar				160 bar	250 bar	160 bar	250 bar	$q_{V1}$ l/min	$q_{V3}$ l/min	
25	14	-	1,46	4,91	3,37	7,85	-	5,39	-	2,94	2,02	600
32	18	-	1,46	8,04	5,50	12,86	-	8,79	-	4,82	3,30	800
40	22	-	1,43	12,56	8,76	20,10	-	14,02	-	7,54	5,26	1000
	-	25	1,64			7,65	-	31,40	-		19,13	
50	28	-	1,46	19,63	13,47	31,40	-	21,55	-	11,78	8,08	1200
	-	32	1,69			11,59	-	49,06	-		28,97	
63	36	-	1,49	31,16	20,98	49,85	-	33,57	-	18,69	12,59	1400
	-	40	1,68			18,60	-	77,89	-		46,49	
80	45	-	1,46	50,24	34,34	80,38	-	54,95	-	30,14	20,61	1700
	-	50	1,64			30,62	-	125,60	-		76,54	
100	56	-	1,46	78,50	53,88	125,60	-	86,21	-	47,10	32,33	2000
	-	63	1,66			47,34	-	196,25	-		118,36	
125	70	-	1,46	122,66	84,19	196,25	-	134,71	-	73,59	50,51	2300
	-	80	1,69			72,42	-	306,64	-		181,04	
160	-	100	1,64	200,96	122,46	-	502,40	-	306,15	120,58	73,48	2600
200	-	125	1,64	314,00	191,34	-	785,00	-	478,36	188,40	114,81	3000



<sup>1)</sup> Theoretische statische Zylinderkraft (ohne Berücksichtigung des Wirkungsgrades und zulässiger Belastung für Anbauteile wie z. B. Gelenkköpfe, Platten oder Ventile, usw.)

<sup>2)</sup> Hubgeschwindigkeit

## Toleranzen

(Maßangaben in mm)

Einbaumaße	WC	XO/XF <sup>1)</sup>	XV/XU	Hubtoleranzen
Befestigungsart	MF3	MP5	MT4	
Hublänge	Toleranzen			
≤ 1250	±3	±2	±2	+2,5
> 1250 ... ≤ 3000	±4	±3	±4	+4

<sup>1)</sup> Inklusive Hublänge

## Übersicht: Befestigungsarten

### **MP5**

siehe Seite 8 und 9



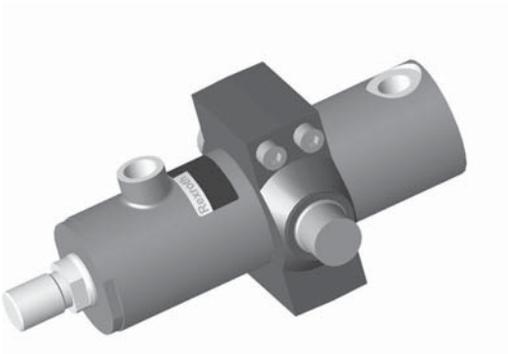
### **MF3**

siehe Seite 10 und 11



### **MT4**

siehe Seite 12 und 13



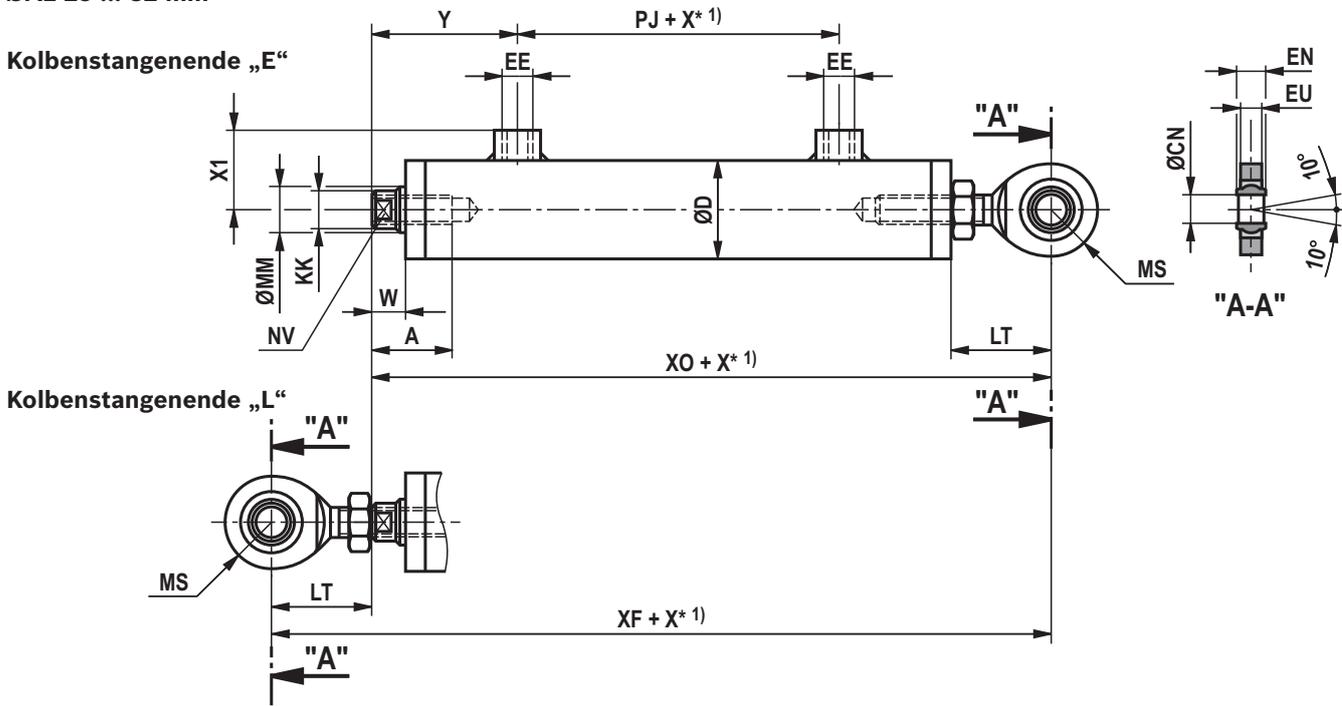
### **M00**

siehe Seite 14



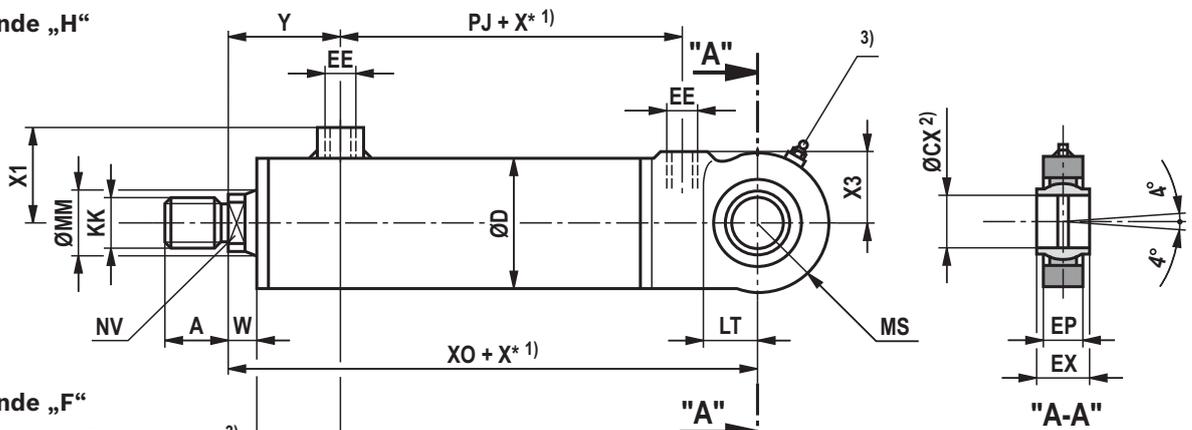
**Abmessungen:** Befestigungsart MP5  
(Maßangaben in mm)

ØAL 25 ... 32 mm

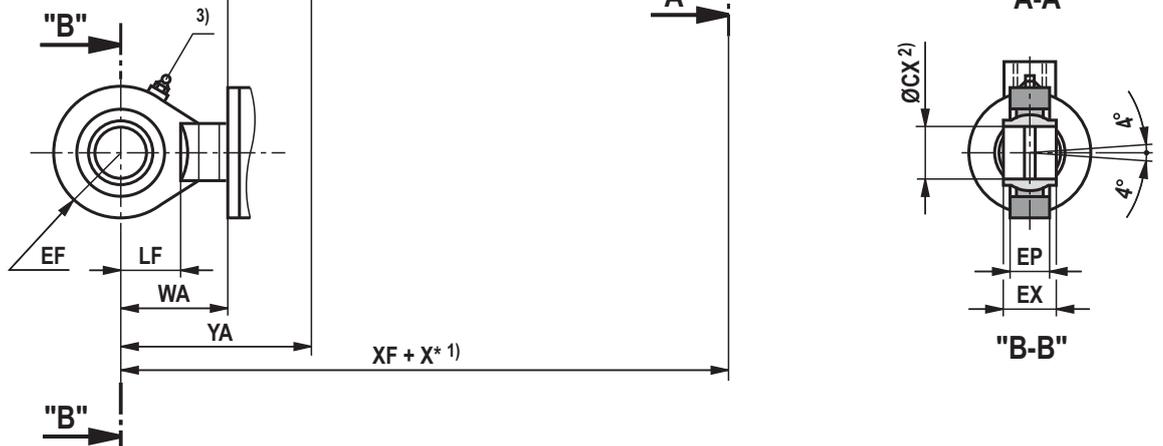


ØAL 40 ... 200 mm

**Kolbenstangenende „H“**



**Kolbenstangenende „F“**



**Abmessungen:** Befestigungsart MP5  
(Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM bei Nenndruck		KK	A	NV	W	WA	ØD	Y	YA	PJ	XO	XF
	160 bar	250 bar											
25	14	-	M10	26	12	10	-	32	44	-	26	131	158
32	18	-	M12	28	15	11	-	40	48	-	31	148	180
40	22	-	M16x1,5	22	17	13	44	50	60	91	50	140	171
	-	25	M20x1,5	28	19	15	41	52	62	88	54	147	173
50	28	-	M20x1,5	28	22	13	50	60	62	99	57	157	194
	-	32	M27x2	36	27	15	52	62	64	101	65	167	204
63	36	-	M27x2	36	28	14	63	75	68	117	69	182	231
	-	40	M33x2	45	32	17	64	78	71	118	72	192	239
80	45	-	M33x2	45	36	16	76	95	84	144	76	208	268
	-	50	M42x2	56	41	19	74	100	84	139	81	222	277
100	56	-	M42x2	56	46	18	88	120	90	160	85	227	297
	-	63	M48x2	63	50	19	90	125	91	162	93	256	327
125	70	-	M48x2	63	60	20	106	150	99	185	93	259	345
	-	80	M64x3	85	65	22	112	160	105	195	113	307	397
160	-	100	M80x3	95	85	30	118	200	124	212	120	390	478
200	-	125	M100x3	112	110	35	143	245	139	247	124	434	542

ØAL	ØMM bei Nenndruck		EE	X1 ±1	X3 ±1	LT	LF	MS ±2	ØCX H7	EX h12	EP max.	EF ±2	ØCN -0,008	EN h12	EU max.
	160 bar	250 bar													
25	14	-	G1/8	24,5	-	27	-	14,5	-	-	-	-	10	9	7,5
32	18	-	G1/4	33	-	32	-	17	-	-	-	-	12	10	8,5
40	22	-	G1/4	39	29	24	23	28	20	20	16	28	-	-	-
	-	25	G1/4	46	30	29	29	31	25	25	20	33	-	-	-
50	28	-	G3/8	45	33	31	29	33	25	25	20	33	-	-	-
	-	32	G3/8	52	37	37	34	39	32	32	22	42	-	-	-
63	36	-	G1/2	55	40	38	34	42	32	32	22	42	-	-	-
	-	40	G1/2	65	44	48	44	48	40	40	26	51	-	-	-
80	45	-	G1/2	65	53	46	44	51	40	40	26	51	-	-	-
	-	50	G1/2	76	57	57	50	60	50	50	34	61	-	-	-
100	56	-	G3/4	80	63	54	50	61	50	50	34	61	-	-	-
	-	63	G3/4	91	70	73	63	73	63	63	42	76	-	-	-
125	70	-	G3/4	95	78	65	63	76	63	63	42	76	-	-	-
	-	80	G3/4	109	88	90	80	92	80	80	52	92	-	-	-
160	-	100	G1	136	97	120	-	110	100	100	72	110	-	-	-
200	-	125	G1	158	120	145	-	130	125	125	92	130	-	-	-

1) X\* = Hublänge

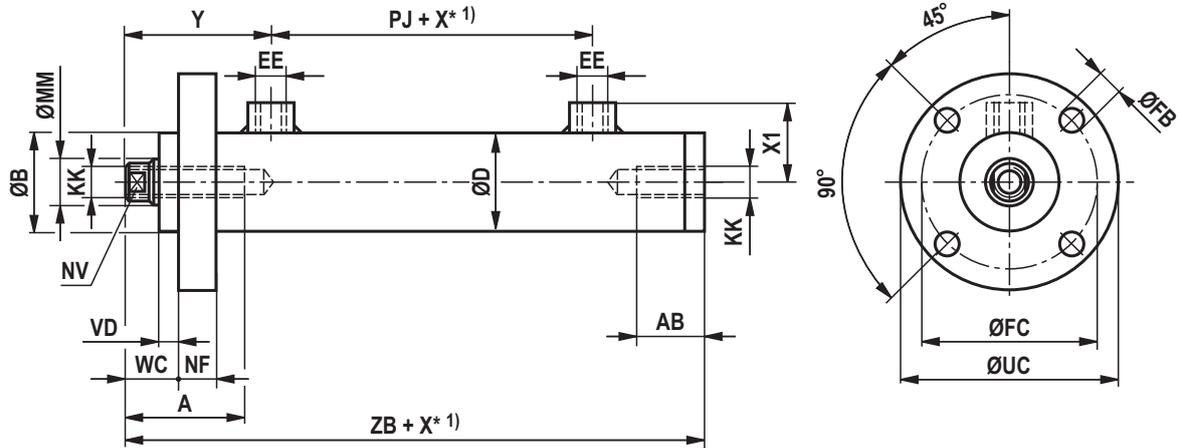
2) Zugehörige Bolzen-Ø j6

3) Schmiernippel Kegelkopf Form A nach DIN 71412

**Abmessungen:** Befestigungsart MF3  
(Maßangaben in mm)

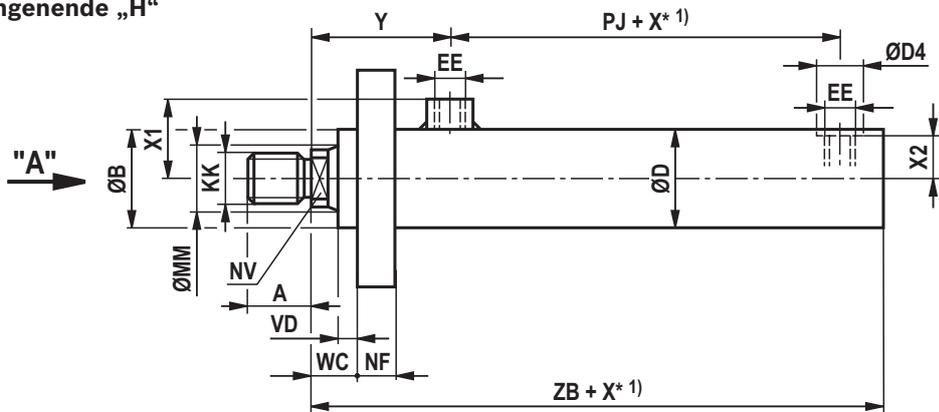
ØAL 25 ... 32 mm

**Kolbenstangenende „E“**

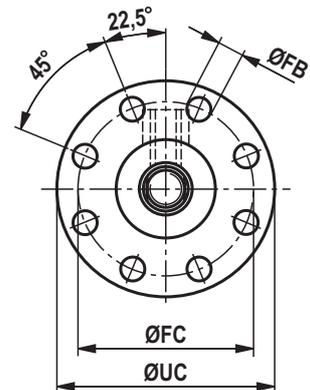
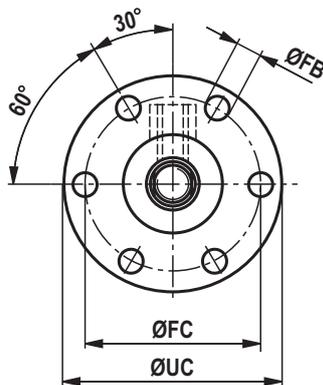
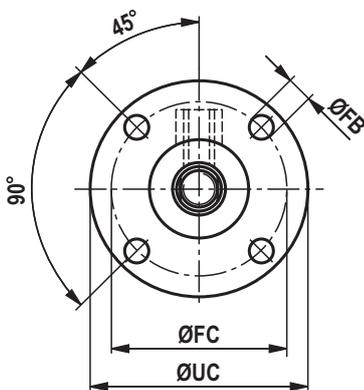


ØAL 40 ... 125 mm

**Kolbenstangenende „H“**



"A"



**Abmessungen:** Befestigungsart MF3  
(Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM bei Nenndruck		KK	A	AB	NV	ØB ±0,3	VD	WC	NF	ØD	Y	PJ
	160 bar	250 bar											
25	14	-	M10	26	21	12	32	6	16	12	32	44	26
32	18	-	M12	28	25	15	40	6	17	12	40	48	31
40	22	-	M16x1,5	22	-	17	50	7	20	14	50	60	50
	-	25	M20x1,5	28	-	19	52	7	22	17	52	72	53
50	28	-	M20x1,5	28	-	22	60	7	20	16	60	62	57
	-	32	M27x2	36	-	27	62	7	22	19	62	77	59
63	36	-	M27x2	36	-	28	75	7	21	20	75	68	71
	-	40	M33x2	45	-	32	78	7	24	22	78	86	71
80	45	-	M33x2	45	-	36	93	7	23	25	95	84	80
	-	50	M42x2	56	-	41	100	10	29	28	100	97	75
100	56	-	M42x2	56	-	46	120	8	26	25	120	90	89
	-	63	M48x2	63	-	50	125 <sup>2)</sup>	11	30	32	125	106	89
125	70	-	M48x2	63	-	60	150 <sup>2)</sup>	9	29	32	150	99	97
	-	80	M64x3	85	-	65	160 <sup>2)</sup>	17	39	35	160	119	102

ØAL	ØMM bei Nenndruck		EE	ØD4	X1 ±1	X2 ±1	ZB	ØFB H13	ØFC	ØUC max.	Anzahl Befestigungsbohrungen
	160 bar	250 bar									
25	14	-	G1/8	-	24,5	-	104	6,6	55	68	4
32	18	-	G1/4	-	33	-	116	9	65	78	4
40	22	-	G1/4	23	39	22	124	11	85	108	4
	-	25	G1/4	23	46	23	139	11	92	114	6
50	28	-	G3/8	27	45	27	135	13,5	100	128	4
	-	32	G3/8	27	52	28	151	13,5	106	132	6
63	36	-	G1/2	36	55	33,5	159	17,5	120	148	4
	-	40	G1/2	36	65	35	177	17,5	132	164	6
80	45	-	G1/2	36	65	44,5	185	22	150	188	4
	-	50	G1/2	36	76	47	192	17,5	160	193	8
100	56	-	G3/4	43	80	57	202	22	180	218	4
	-	63	G3/4	43	91	60	218	22	190	230	6
125	70	-	G3/4	43	95	72	221	17,5	200	238	8
	-	80	G3/4	43	109	77	244	22	230	270	8

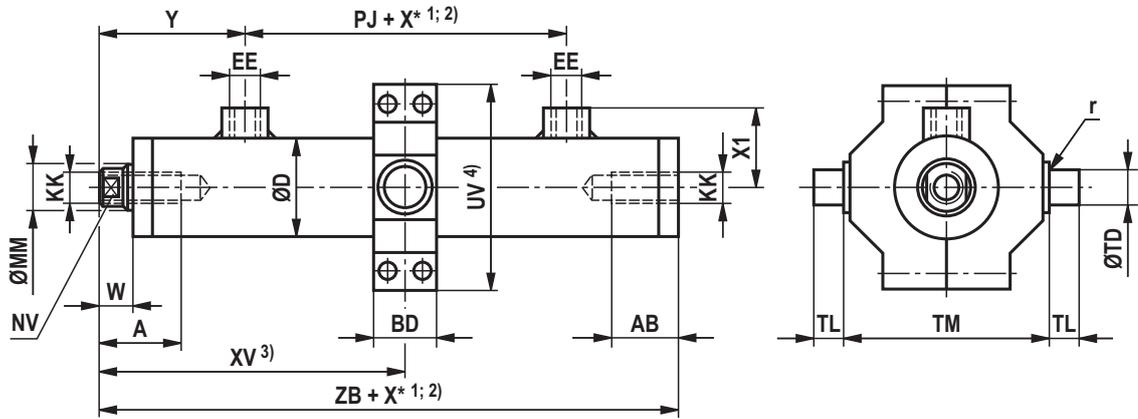
1) X\* = Hublänge

2) Toleranz: ±0,5

**Abmessungen:** Befestigungsart MT4  
(Maßangaben in mm)

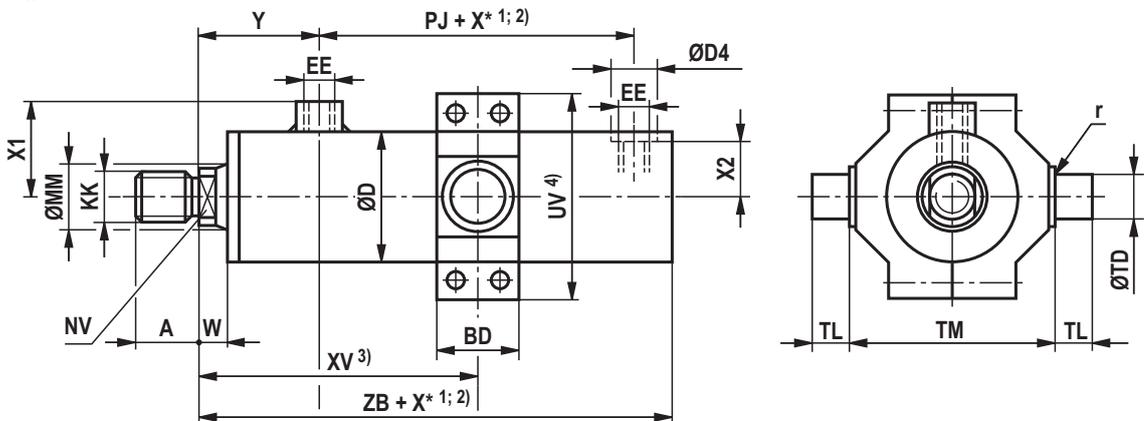
ØAL 25 ... 32 mm

**Kolbenstangenende „E“**

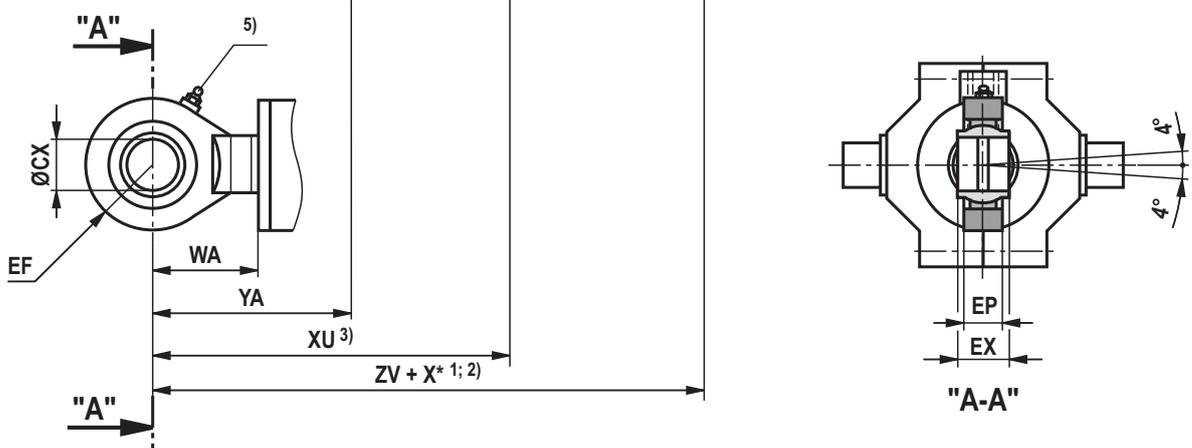


ØAL 40 ... 125 mm

**Kolbenstangenende „H“**



**Kolbenstangenende „F“**



## Abmessungen: Befestigungsart MT4 (Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM bei Nenndruck		KK	A	AB	NV	W	WA	ØD	Y	YA	PJ	X* 2)	XV		XU	
	160 bar	250 bar												min.	max.	min.	max.
25	14	-	M10	26	21	12	10	-	32	44	-	26	21	68	47+X*	-	-
32	18	-	M12	28	25	15	11	-	40	48	-	31	28	78	50+X*	-	-
40	22	-	M16x1,5	22	-	17	13	44	50	60	91	50	23	94	71+X*	125	102+X*
	-	25	M20x1,5	28	-	19	15	41	52	62	88	53	60	112	52+X*	138	78+X*
50	28	-	M20x1,5	28	-	22	13	50	60	62	99	57	32	104	72+X*	141	109+X*
	-	32	M27x2	36	-	27	15	52	62	64	101	62	66	121	55+X*	158	92+X*
63	36	-	M27x2	36	-	28	14	63	75	68	117	71	37	119	82+X*	168	131+X*
	-	40	M33x2	45	-	32	17	64	78	71	118	71	78	135	57+X*	182	104+X*
80	45	-	M33x2	45	-	36	16	76	95	84	144	80	51	144	93+X*	204	153+X*
	-	50	M42x2	56	-	41	19	74	100	84	139	78	91	157	66+X*	212	121+X*
100	56	-	M42x2	56	-	46	18	88	120	90	160	89	69	162	93+X*	232	163+X*
	-	63	M48x2	63	-	50	19	90	125	91	162	90	115	180	65+X*	251	136+X*
125	70	-	M48x2	63	-	60	20	106	150	99	185	97	85	183	98+X*	269	184+X*
	-	80	M64x3	85	-	65	22	112	160	105	195	102	135	208	73+X*	298	163+X*

ØAL	ØMM bei Nenndruck		EE	ØD4	X1 ±1	X2 ±1	ZB	ZV	BD	UV max.	TD f8	TL	TM h12	r	ØCX H7	EX h12	EP max.	EF ±2
	160 bar	250 bar																
25	14	-	G1/8	-	24,5	-	104	-	20	66	12	10	63	1	-	-	-	-
32	18	-	G1/4	-	33	-	116	-	25	77	16	12	75	1	-	-	-	-
40	22	-	G1/4	23	39	22	124	155	35	88	20	16	90	1,5	20	20	16	28
	-	25	G1/4	23	46	23	129	155	40	98	25	20	95	1,5	25	25	20	33
50	28	-	G3/8	27	45	27	135	172	40	102	25	20	105	1,5	25	25	20	33
	-	32	G3/8	27	52	28	141	178	50	114	32	25	112	1,5	32	32	22	42
63	36	-	G1/2	36	55	33,5	159	208	50	129	32	25	120	2	32	32	22	42
	-	40	G1/2	36	65	35	162	209	60	137	40	32	125	1,5	40	40	26	51
80	45	-	G1/2	36	65	44,5	185	245	65	148	40	32	135	2,5	40	40	26	51
	-	50	G1/2	36	76	47	182	237	75	167	50	40	150	2	50	50	34	61
100	56	-	G3/4	43	80	57	202	272	80	178	50	40	160	2,5	50	50	34	61
	-	63	G3/4	43	91	60	204	275	100	201	63	50	180	2,5	63	63	42	76
125	70	-	G3/4	43	95	72	221	307	100	218	63	50	195	3	63	63	42	76
	-	80	G3/4	43	109	77	230	320	120	257	80	63	224	2,5	80	80	52	92

1) X\* = Hublänge

2) Min. Hublänge „X\* min“ beachten!

3) Lange Schwenzapfen frei wählbar. Maße „XV / XU“ bei Bestellung immer im Klartext in mm angeben.

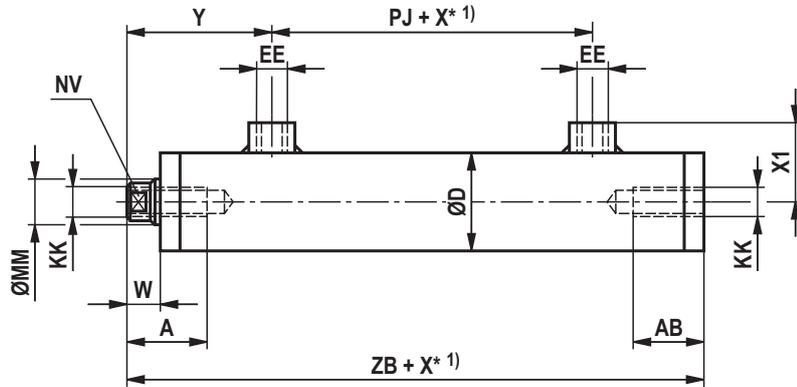
4) Die angegebene Maße sind Maximalwerte

5) Schmiernippel Kegelkopf Form A nach DIN 71412

**Abmessungen:** Befestigungsart M00  
(Maßangaben in mm)

**ØAL 25 ... 32 mm**

**Kolbenstangenende „E“**

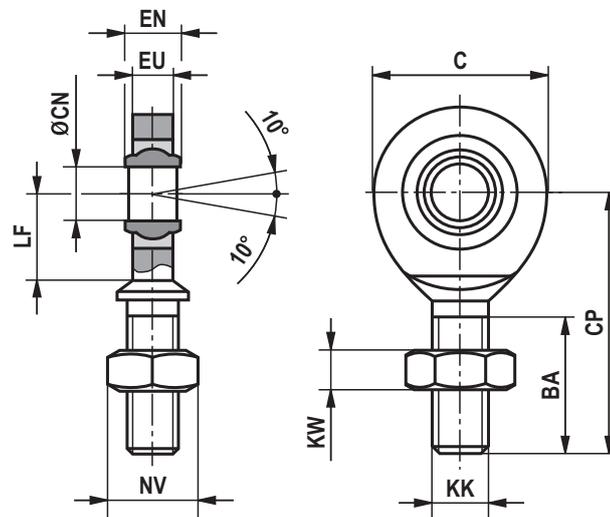


ØAL	ØMM bei Nenndruck		KK	A	AB	NV	W	ØD	Y	PJ	EE	X1 ±1	ZB
	160 bar	250 bar											
25	14	-	M10	26	21	12	10	32	44	26	G1/8	24,5	104
32	18	-	M12	28	25	15	11	40	48	31	G1/4	33	116

1) X\* = Hublänge

**Abmessungen:** Gelenkkopf CGKL  
(Maßangaben in mm)

**ISO 12240-4**



ØAL	ØMM	Typ	Material-Nr.	KK	BA min.	C	ØCN -0,008	CP max.	EN h12	EU max.	KW	LF min.	NV	$m$ <sup>1)</sup> kg	$C_0$ <sup>2)</sup> kN	$F_{zul}$ <sup>3)</sup> kN
25	14	<b>CGKL 10</b>	3712500031	M10	26	29	10	48	9	7,5	5	15	16	0,1	22	8,1
32	18	<b>CGKL 12</b>	3713200031	M12	28	34	12	54	10	8,5	6	18	18	0,1	30,4	11,2

ØAL = Kolben-Ø

ØMM = Kolbenstangen-Ø

<sup>1)</sup>  $m$  = Masse Gelenkkopf in kg

<sup>2)</sup>  $C_0$  = statische Tragzahl des Gelenkkopfes in kN

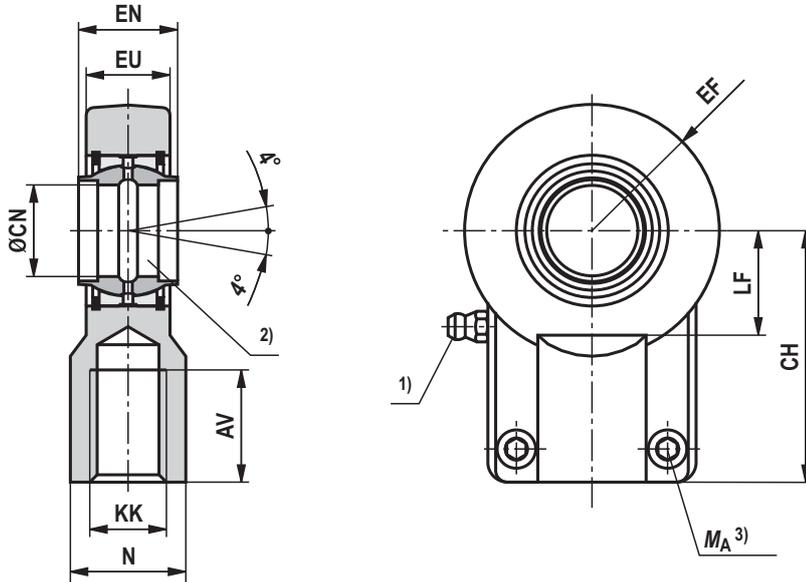
<sup>3)</sup>  $F_{zul}$  = maximal zulässige Belastung des Gelenkkopfes bei Schwell- oder Wechsellasten

**Hinweis!**

Geometrie und Maße können je nach Hersteller differieren. Bei Kombination mit anderen Befestigungselementen muss die Verwendbarkeit geprüft werden.

**Abmessungen:** Gelenkkopf CGKD (klemmbar)  
(Maßangaben in mm)

ISO 8132



ØAL	ØMM	Typ	Material-Nr.	Nennkraft kN	AV min.	N max.	CH js13	EF max.	ØCN H7 <sup>2)</sup>	EN h12	EU max.
40	22	<b>CGKD 20</b>	R900308576	20	23	28	52	25	20	20	17,5
40	25	<b>CGKD 25</b>	R900323332	32	29	31	65	32	25	25	22
50	28										
50	32	<b>CGKD 32</b>	R900322049	50	37	38	80	40	32	32	28
63	36										
63	40	<b>CGKD 40</b>	R900322029	80	46	47	97	50	40	40	34
80	45										
80	50	<b>CGKD 50</b>	R900322719	125	57	58	120	63	50	50	42
100	56										
100	63	<b>CGKD 63</b>	R900322028	200	64	70	140	72,5	63	63	53,5
125	70										
125	80	<b>CGKD 80</b>	R900322700	320	86	91	180	92	80	80	68
160	100	<b>CGKD 100</b>	R900322030	500	96	110	210	114	100	100	85,5
200	125	<b>CGKD 125</b>	R900322026	800	113	135	260	160	125	125	105

**Abmessungen:** Gelenkkopf CGKD (klemmbar)  
(Maßangaben in mm)

$\varnothing$ AL	$\varnothing$ MM	Typ	KK	LF min.	Klemmschraube ISO 4762-10.9	$M_A$ <sup>3)</sup> Nm	$m$ <sup>4)</sup> kg	$C_0$ <sup>5)</sup> kN	$F_{zul}$ <sup>6)</sup> kN
40	22	CGKD 20	M16x1,5	20,5	M8x20	25	0,35	48	17,7
40	25	CGKD 25	M20x1,5	25,5	M8x20	30	0,65	78	28,8
50	28								
50	32	CGKD 32	M27x2	30	M10x25	59	1,15	114	42,1
63	36								
63	40	CGKD 40	M33x2	39	M10x30	59	2,1	204	75,3
80	45								
80	50	CGKD 50	M42x2	47	M12x35	100	4	310	114,4
100	56								
100	63	CGKD 63	M48x2	58	M16x40	250	7,2	430	158,7
125	70								
125	80	CGKD 80	M64x3	74	M20x50	490	15	695	265,5
160	100	CGKD 100	M80x3	94	M24x60	840	25,5	1060	391,1
200	125	CGKD 125	M100x3	116	M24x70	840	52,5	1430	527,7

$\varnothing$ AL = Kolben- $\varnothing$

$\varnothing$ MM = Kolbenstangen- $\varnothing$

1) Schmiernippel Kegelkopf Form A nach DIN 71412

2) Zugehöriger Bolzen- $\varnothing$  m6

3)  $M_A$  = Anziehdrehmoment in Nm  
Der Gelenkkopf muss immer gegen die Schulter der Kolbenstange geschraubt werden. Danach müssen die Klemmschrauben mit dem angegebenen Anziehdrehmoment angezogen werden.

4)  $m$  = Masse Gelenkkopf in kg

5)  $C_0$  = statische Tragzahl des Gelenkkopfes in kN

6)  $F_{zul}$  = maximal zulässige Belastung des Gelenkkopfes in kN bei Schwell- oder Wechsellasten

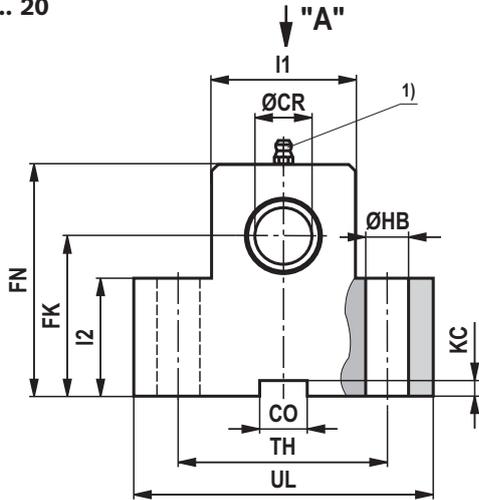
 **Hinweis!**

Geometrie und Maße können je nach Hersteller differieren. Bei Kombination mit anderen Befestigungselementen muss die Verwendbarkeit geprüft werden.

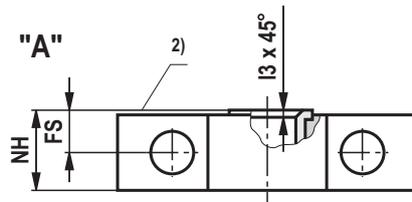
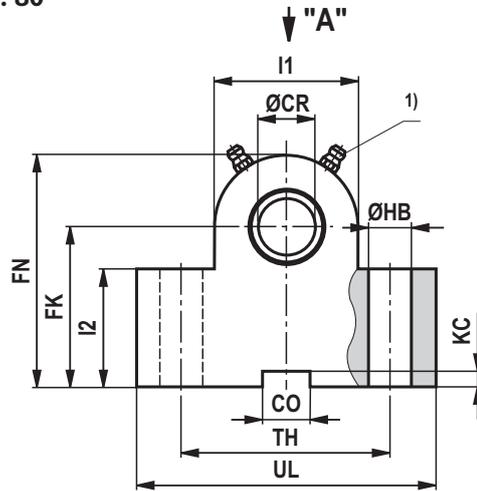
**Abmessungen:** Schwenzapfen-Lagerbock CLTB  
(Maßangaben in mm)

ISO 8132

CLTB 12 ... 20



CLTB 25 ... 80



ØAL	ØMM	Typ <sup>3)</sup>	Material-Nr.	Nennkraft kN <sup>4)</sup>	ØCR H7	CO N9	FK js12	FN max.	FS js14	ØHB H13
25	14	CLTB 12	R900772607	8	12	10	34	50	8	9
32	18	CLTB 16	R900772608	12,5	16	16	40	60	10	11
40	22	CLTB 20	R900772609	20	20	16	45	70	10	11
40	25	CLTB 25	R900772610	32	25	25	55	80	12	13,5
50	28									
50	32	CLTB 32	R900772611	50	32	25	65	100	15	17,5
63	36									
63	40	CLTB 40	R900772612	80	40	36	76	120	16	22
80	45									
80	50	CLTB 50	R900772613	125	50	36	95	140	20	26
100	56									
100	63	CLTB 63	R900772614	200	63	50	112	180	25	33
125	70									
125	80	CLTB 80	R900772615	320	80	50	140	220	31	39

## Abmessungen: Schwenkzapfen-Lagerbock CLTB (Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM	Typ <sup>3)</sup>	KC +0,3	I1	I2	I3	NH max.	TH js14	UL max.	m <sup>5)</sup> kg
25	14	CLTB 12	3,3	25	25	1	17	40	63	0,4
32	18	CLTB 16	4,3	30	30	1	21	50	80	0,85
40	22	CLTB 20	4,3	40	38	1,5	21	60	90	1,2
40	25	CLTB 25	5,4	56	45	1,5	26	80	110	2,1
50	28									
50	32	CLTB 32	5,4	70	52	2	33	110	150	4,55
63	36									
63	40	CLTB 40	8,4	88	60	2,5	41	125	170	7,3
80	45									
80	50	CLTB 50	8,4	100	75	2,5	51	160	210	14,5
100	56									
100	63	CLTB 63	11,4	130	85	3	61	200	265	23,1
125	70									
125	80	CLTB 80	11,4	160	112	3,5	81	250	325	52,3

ØAL = Kolben-Ø

ØMM = Kolbenstangen-Ø

1) Schmiernippel Kegelkopf Form A nach DIN 71412

2) Anlagefläche Schwenkzapfen (Innenseite)

3) Lagerböcke werden immer paarweise geliefert

4) Nennkraft gilt für paarweise Anwendungen

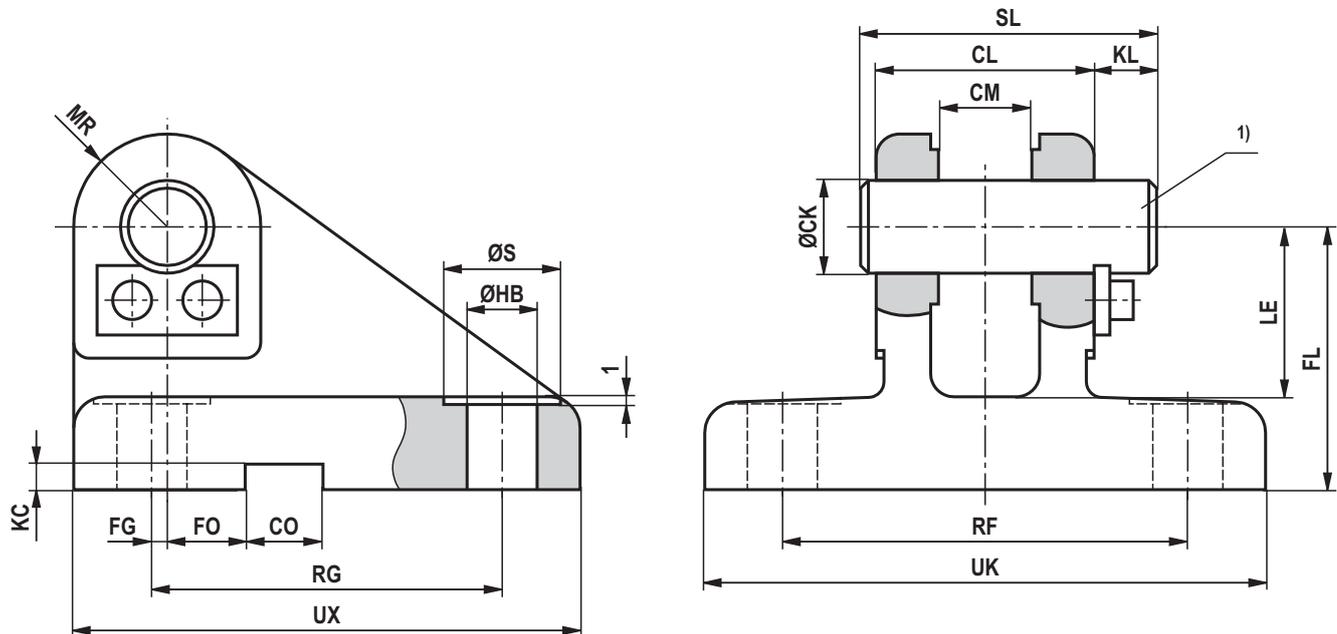
5) **m** = Masse Schwenkzapfen-Lagerbock in kg (Angabe pro Paar)

### Hinweis!

Geometrie und Maße können je nach Hersteller differieren. Bei Kombination mit anderen Befestigungselementen muss die Verwendbarkeit geprüft werden. Die Schwenkzapfen-Lagerböcke sind zum Anbau bei Befestigungsart MT4 geeignet.

**Abmessungen: Gabel-Lagerbock CLCA (klemmbar)**  
 (Maßangaben in mm)

ISO 8132, Form B



ØAL	ØMM	Typ	Material-Nr.	Nennkraft kN	ØCK H9 1)	CL h16	CM A12	CO N9	FG js14	FL js12	FO js14	ØHB H13
25	14	CLCA 10 2)	3)	5	10	24	10	8	2	32	10	6,6
32	18	CLCA 12 2)	R900542861	8	12	28	12	10	2	34	10	9
40	22	CLCA 20	R900542863	20	20	45	20	16	7,5	45	10	11
40	25	CLCA 25	R900542864	32	25	56	25	25	10	55	10	13,5
50	28											
50	32	CLCA 32	R900542865	50	32	70	32	25	14,5	65	6	17,5
63	36											
63	40	CLCA 40	R900542866	80	40	90	40	36	17,5	76	6	22
80	45											
80	50	CLCA 50	R900542867	125	50	110	50	36	25	95	0	26
100	56											
100	63	CLCA 63	R900542868	200	63	140	63	50	33	112	0	33
125	70											
125	80	CLCA 80	R900542869	320	80	170	80	50	45	140	0	39
160	100	CLCA 100	3)	500	100	210	100	63	52,5	180	0	52
200	125	CLCA 125	3)	800	125	270	125	80	75	230	0	52

## Abmessungen: Gabel-Lagerbock CLCA(klemmbar) (Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM	Typ	KC +0,3	KL	LE min.	MR max.	RF js14	RG js14	ØS	SL	UK max.	UX max.	m <sup>4)</sup> kg
25	14	CLCA 10 <sup>2)</sup>	3,3	8	22	10	39	44	11	34	56	60	0,33
32	18	CLCA 12 <sup>2)</sup>	3,3	8	22	12	52	45	15	38	72	65	0,45
40	22	CLCA 20	4,3	10	30	20	75	70	18	58	100	95	1,5
40	25	CLCA 25	5,4	10	37	25	90	85	20	69	120	115	3
50	28												
50	32	CLCA 32	5,4	13	43	32	110	110	26	87	145	145	4,5
63	36												
63	40	CLCA 40	8,4	16	52	40	140	125	33	110	185	170	8,5
80	45												
80	50	CLCA 50	8,4	19	65	50	165	150	40	133	215	200	13,5
100	56												
100	63	CLCA 63	11,4	20	75	63	210	170	48	164	270	230	23,4
125	70												
125	80	CLCA 80	11,4	26	95	80	250	210	57	202	320	280	38,5
160	100	CLCA 100	12,4	30	120	100	315	250	76	246	405	345	99,2
200	125	CLCA 125	15,4	32	170	125	365	350	76	310	455	450	174,1

ØAL = Kolben-Ø

ØMM = Kolbenstangen-Ø

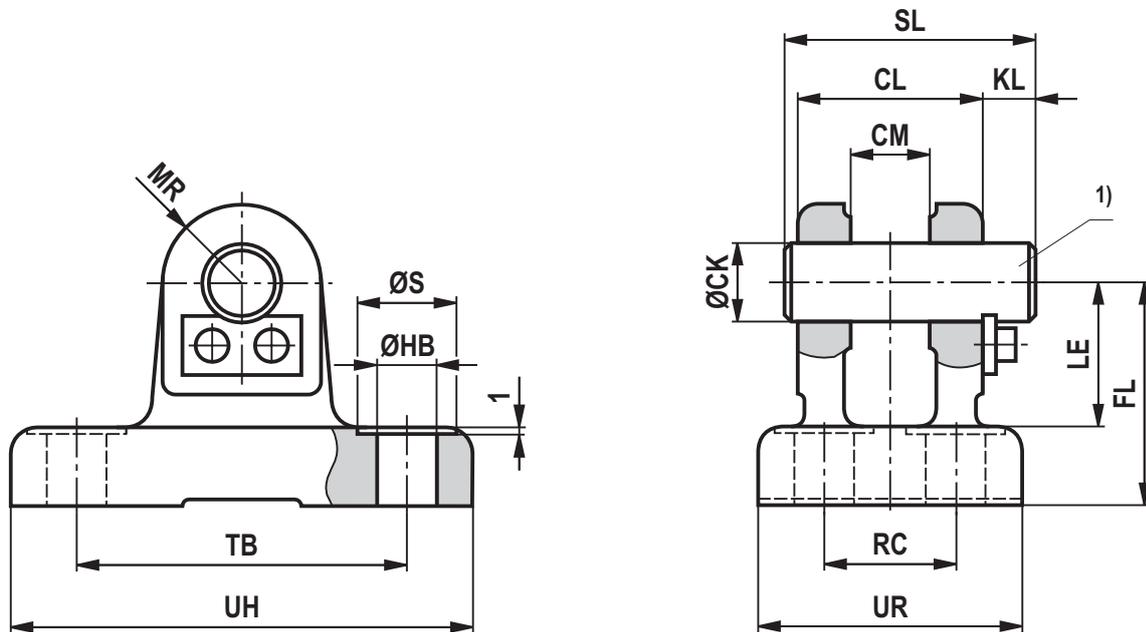
- 1) Zugehöriger Bolzen-Ø m6  
(Bolzen und Bolzensicherung gehören zum Lieferumfang und sind bei Lieferung nicht montiert)
- 2) 2 Unterlegscheiben für Befestigung notwendig
- ▶ für CLCA 10: Unterlegscheibe DIN 988 10x16x0,5  
Material-Nr. R900061310
  - ▶ für CLCA 12: Unterlegscheibe DIN 988 12x18x1  
Material-Nr. R90006948
- 3) Auf Anfrage
- 4) **m** = Masse Gabel-Lagerbock in kg

### Hinweis!

Geometrie und Maße können je nach Hersteller differieren. Bei Kombination mit anderen Befestigungselementen muss die Verwendbarkeit geprüft werden. Die Gabel-Lagerböcke sind zum Anbau bei Befestigungsart MP5 und am Gelenkkopf geeignet.

**Abmessungen:** Gabel-Lagerbock CLCD (klemmbar)  
(Maßangaben in mm)

ISO 8132, Form A



ØAL	ØMM	Typ	Material-Nr.	Nennkraft kN	ØCK H9 1)	CL h16	CM A12	FL js12	ØHB H13	KL	LE min.
25	14	CLCD 10 2)	3)	5	10	24	10	32	6,6	8	22
32	18	CLCD 12 2)	R900542879	8	12	28	12	34	9	8	22
40	22	CLCD 20	R900542881	20	20	45	20	45	11	10	30
40	25	CLCD 25	R900542882	32	25	56	25	55	13,5	10	37
50	28										
50	32	CLCD 32	R900542883	50	32	70	32	65	17,5	13	43
63	36										
63	40	CLCD 40	R900542884	80	40	90	40	76	22	16	52
80	45										
80	50	CLCD 50	R900542885	125	50	110	50	95	26	19	65
100	56										
100	63	CLCD 63	R900542886	200	63	140	63	112	33	20	75
125	70										
125	80	CLCD 80	R900542887	320	80	170	80	140	39	26	95
160	100	CLCD 100	3)	500	100	210	100	180	45	30	120
200	125	CLCD 125	3)	800	125	270	125	230	52	32	170

**Abmessungen:** Gabel-Lagerbock CLCD (klemmbar)  
(Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM	Typ	MR max.	RC js14	ØS	SL	TB js14	UR max.	UH max.	m <sup>3)</sup> kg
25	14	CLCD 10 <sup>2)</sup>	10	17	11	34	42	33	60	0,27
32	18	CLCD 12 <sup>2)</sup>	12	20	15	38	50	40	70	0,35
40	22	CLCD 20	20	32	18	58	75	58	98	0,95
40	25	CLCD 25	25	40	20	69	85	70	113	1,9
50	28									
50	32	CLCD 32	32	50	26	87	110	85	143	3
63	36									
63	40	CLCD 40	40	65	33	110	130	108	170	5,5
80	45									
80	50	CLCD 50	50	80	40	133	170	130	220	10,6
100	56									
100	63	CLCD 63	63	100	48	164	210	160	270	17
125	70									
125	80	CLCD 80	80	125	57	202	250	210	320	32
160	100	CLCD 100	100	160	66	246	315	260	400	74
200	125	CLCD 125	125	200	76	310	385	320	470	129

ØAL = Kolben-Ø

ØMM = Kolbenstangen-Ø

- 1) Zugehöriger Bolzen-Ø m6  
(Bolzen und Bolzensicherung gehören zum Lieferumfang und sind bei Lieferung nicht montiert)
- 2) 2 Unterlegscheiben für Befestigung notwendig
- ▶ für CLCD 10: Unterlegscheibe DIN 988 10x16x0,5  
Material-Nr. R900061310
  - ▶ für CLCD 12: Unterlegscheibe DIN 988 12x18x1  
Material-Nr. R900006948
- 3) Auf Anfrage
- 4) **m** = Masse Gabel-Lagerbock in kg

 **Hinweis!**

Geometrie und Maße können je nach Hersteller differieren. Bei Kombination mit anderen Befestigungselementen muss die Verwendbarkeit geprüft werden. Die Gabel-Lagerböcke sind zum Anbau bei Befestigungsart MP5 und am Gelenkkopf geeignet.

### Knickung

Die zulässige Hublänge bei gelenkig geführter Last und 3,5-facher Sicherheit gegen Knickung ist der jeweiligen Tabelle zu entnehmen. Bei abweichender Einbaulage des Zylinders ist die zulässige Hublänge zu interpolieren. Zulässige Hublänge bei nicht geführter Last auf Anfrage. Die Berechnung auf Knickung wird mit den folgenden Formeln durchgeführt:

**1. Berechnung nach Euler**

$$F = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{\nu \cdot L_K^2} \text{ wenn } \lambda > \lambda_g$$

**2. Berechnung nach Tetmajer**

$$F = \frac{d^2 \cdot \pi \cdot (335 - 0,62 \cdot \lambda)}{4 \cdot \nu} \text{ wenn } \lambda \leq \lambda_g$$

**Erläuterung:**

**E** = Elastizitätsmodul in N/mm<sup>2</sup>

= 2,1 x 10<sup>5</sup> für Stahl

**I** = Flächenträgheitsmoment in mm<sup>4</sup> für Kreisquerschnitt

$$= \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0,0491 \cdot d^4$$

**ν** = 3,5 (Sicherheitsfaktor)

**L<sub>K</sub>** = freie Knicklänge in mm (abhängig von der Befestigungsart siehe die Skizzen A, B, C)

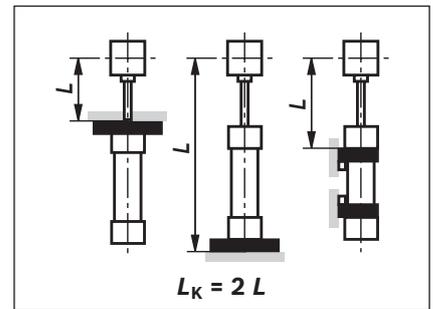
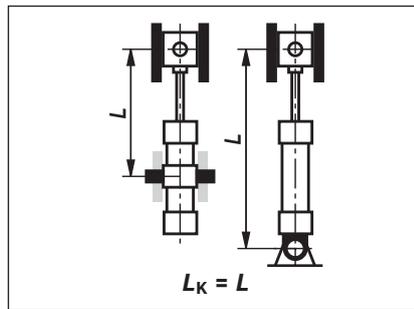
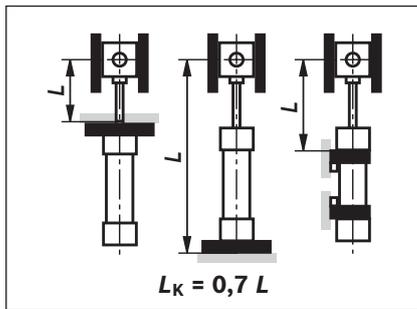
**d** = Kolbenstangen-Ø in mm

**λ** = Schlankheitsgrad

$$= \frac{4 \cdot L_K}{d} \quad \lambda_g = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}}$$

**R<sub>e</sub>** = Streckgrenze des Kolbenstangenmaterials

Einfluss der Befestigungsart auf die Knicklänge:



**Zulässige Hublänge:** Befestigungsart MP5  
(Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM	zulässiger Hub bei									Einbaulage
		80 bar			160 bar			250 bar			
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°	
25	14	170	175	185	105	105	110	-	-	-	
32	18	230	230	250	145	145	150	-	-	-	
40	22	285	290	315	185	190	195	-	-	-	
	25	370	380	425	255	260	270	190	190	195	
50	28	380	390	420	255	260	265	-	-	-	
	32	490	505	570	345	350	365	260	265	270	
63	36	500	515	565	345	350	360	-	-	-	
	40	600	625	715	435	440	465	330	335	340	
80	45	610	630	705	430	440	455	-	-	-	
	50	725	755	890	535	545	580	410	415	430	
100	56	755	780	890	545	555	580	-	-	-	
	63	910	950	1145	685	700	755	540	545	565	
125	70	935	975	1125	690	705	740	-	-	-	
	80	1125	1180	1485	870	895	985	695	705	740	
160	100	1350	1420	1810	1050	1085	1200	840	855	900	
200	125	1645	1735	2250	1300	1340	1500	1045	1065	1130	

1) Zulässiger Hub

**Zulässige Hublänge: Befestigungsart MF3**  
 (Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM	zulässiger Hub bei									Einbaulage
		80 bar			160 bar			250 bar			
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°	
25	14	600	600	600	485	485	495	–	–	–	
32	18	800	800	800	630	635	645	–	–	–	
40	22	1000	1000	1000	735	740	755	–	–	–	
	25	1000	1000	1000	935	950	985	755	760	770	
50	28	1200	1200	1200	955	965	990	–	–	–	
	32	1200	1200	1200	1200	1200	1200	990	1000	1025	
63	36	1400	1400	1400	1250	1260	1310	–	–	–	
	40	1400	1400	1400	1400	1400	1400	1230	1240	1275	
80	45	1700	1700	1700	1530	1550	1620	–	–	–	
	50	1700	1700	1700	1700	1700	1700	1505	1520	1570	
100	56	2000	2000	2000	1875	1910	2000	–	–	–	
	63	2000	2000	2000	2000	2000	2000	1910	1935	2000	
125	70	2300	2300	2300	2300	2300	2300	–	–	–	
	80	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	2300	

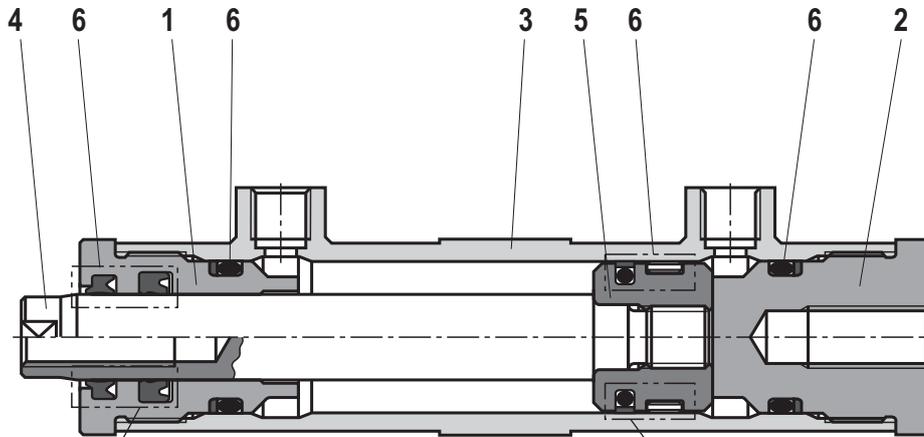
**Zulässige Hublänge: Befestigungsart MT4 <sup>2)</sup>**  
 (Maßangaben in mm)

ØAL	ØMM	zulässiger Hub bei									Einbaulage
		80 bar			160 bar			250 bar			
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°	
25	14	270	275	290	180	180	185	–	–	–	
32	18	355	360	385	245	245	250	–	–	–	
40	22	410	420	450	280	285	290	–	–	–	
	25	515	530	590	365	370	380	275	275	280	
50	28	540	555	595	375	380	390	–	–	–	
	32	680	705	790	495	500	520	380	380	390	
63	36	710	730	800	505	510	525	–	–	–	
	40	840	870	995	620	630	660	480	485	495	
80	45	860	885	985	620	625	650	–	–	–	
	50	1010	1055	1225	755	770	815	595	600	615	
100	56	1050	1090	1230	770	780	815	–	–	–	
	63	1265	1320	1580	965	990	1055	770	780	800	
125	70	1300	1350	1555	970	990	1040	–	–	–	
	80	1565	1645	2050	1230	1260	1380	995	1010	1050	

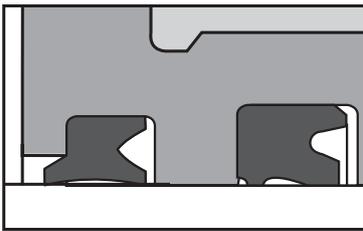
<sup>2)</sup> Schwenkzapfen in Zylindermitte

## Übersicht: Einzelteile

ØAL 25 ... 32 mm

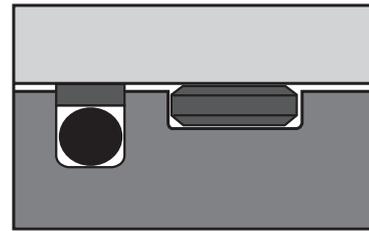


**Kolbenstange**



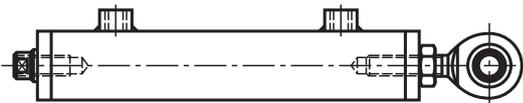
„M“ / „V“

**Kolben**

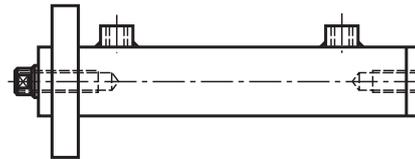


„M“ / „V“

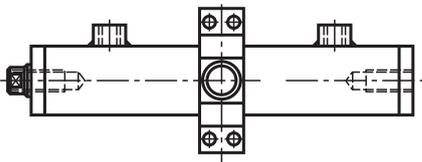
**Befestigungsart MP5**



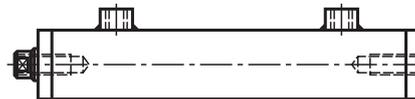
**Befestigungsart MF3**



**Befestigungsart MT4**



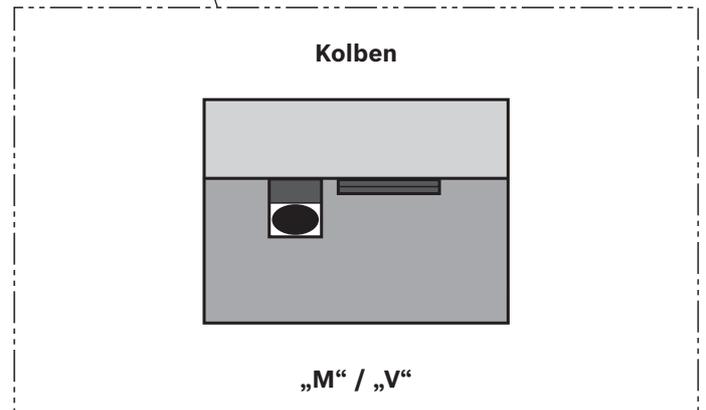
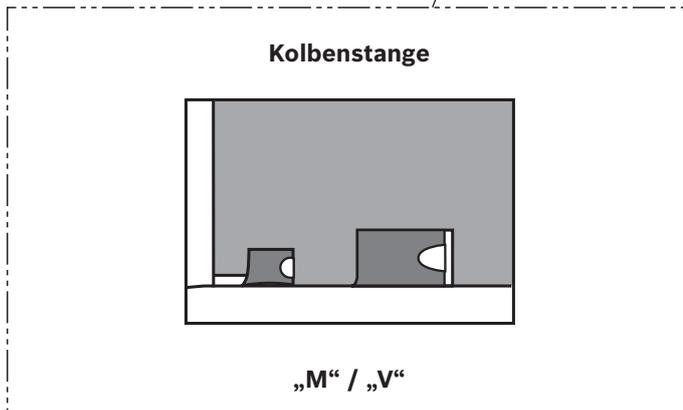
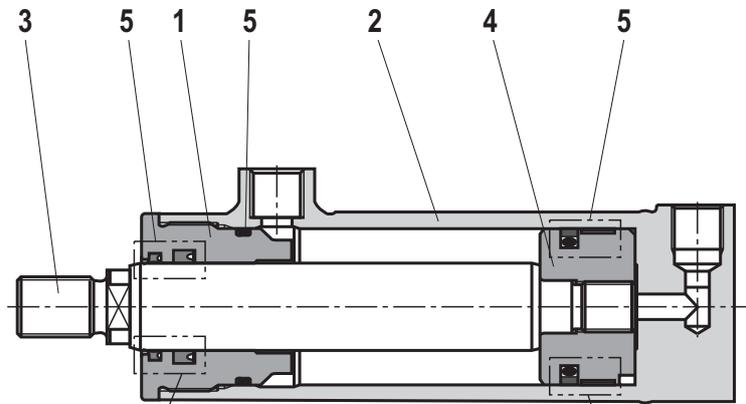
**Befestigungsart M00**



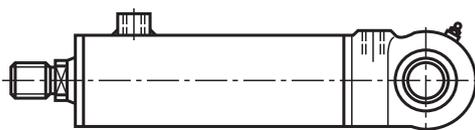
- 1 Kopf
- 2 Boden
- 3 Rohr
- 4 Kolbenstange
- 5 Kolben
- 6 Dichtsatz: Abstreifer, Stangendichtung, Kolbendichtung, O-Ring, Führungsring

## Übersicht: Einzelteile

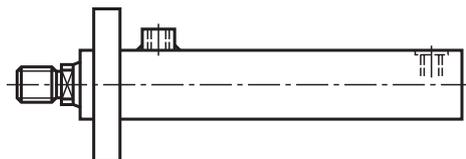
ØAL 40 ... 200 mm



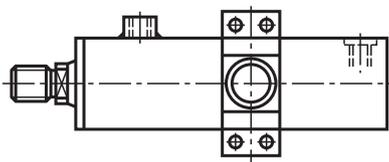
### Befestigungsart MP5



### Befestigungsart MF3



### Befestigungsart MT4



- 1 Kopf
- 2 Rohr
- 3 Kolbenstange
- 4 Kolben
- 5 Dichtsatz: Abstreifer, Stangendichtung, Kolbendichtung, O-Ring, Führungsring

**Dichtungssatz**

ØAL mm	ØMM mm	Material-Nr. für Dichtungssatz für Ausführung	
		M	V
25	14	R961008600	R961008616
32	18	R961008601	R961008617
40	22	R961008602	R961008618
	25	R961008603	R961008619
50	28	R961008604	R961008620
	32	R961008605	R961008621
63	36	R961008606	R961008622
	40	R961008607	R961008623
80	45	R961008608	R961008624
	50	R961008609	R961008625
100	56	R961008610	R961008626
	63	R961008611	R961008627
125	70	R961008612	R961008628
	80	R961008613	R961008629
160	100	R961008614	R961008630
200	125	R961008615	R961008631

**Masse Zylinder**

Kolben ØAL mm	Kolbenstange ØMM mm	Masse Zylinder bei Hublänge 0 mm				Masse Zylinder pro 100 mm Hublänge kg
		MP5 kg	MF3 kg	MT4 kg	M00 kg	
25	14	1	1	1	1	0,4
32	18	2	2	2	2	0,6
40	22	2	3	3	-	0,9
	25	2	4	4	-	1,1
50	28	3	4	5	-	1,2
	32	4	5	7	-	1,5
63	36	5	7	9	-	1,8
	40	6	9	12	-	2,3
80	45	9	13	15	-	2,9
	50	11	15	20	-	3,8
100	56	15	20	26	-	4,6
	63	19	26	36	-	6
125	70	29	35	46	-	7,2
	80	38	43	67	-	10,1
160	100	67	-	-	-	15,1
200	125	110	-	-	-	22

Bosch Rexroth AG  
Hydraulics  
Zum Eisengießer 1  
97816 Lohr am Main, Germany  
Telefon +49 (0) 93 52/18-0  
documentation@boschrexroth.de  
www.boschrexroth.de

© Alle Rechte bei Bosch Rexroth AG, auch für den Fall von Schutzrechtsanmeldungen. Jede Verfügungsbefugnis, wie Kopier- und Weitergaberecht, bei uns. Die angegebenen Daten dienen allein der Produktbeschreibung. Eine Aussage über eine bestimmte Beschaffenheit oder eine Eignung für einen bestimmten Einsatzzweck kann aus unseren Angaben nicht abgeleitet werden. Die Angaben entbinden den Verwender nicht von eigenen Beurteilungen und Prüfungen. Es ist zu beachten, dass unsere Produkte einem natürlichen Verschleiß- und Alterungsprozess unterliegen.

# T10F

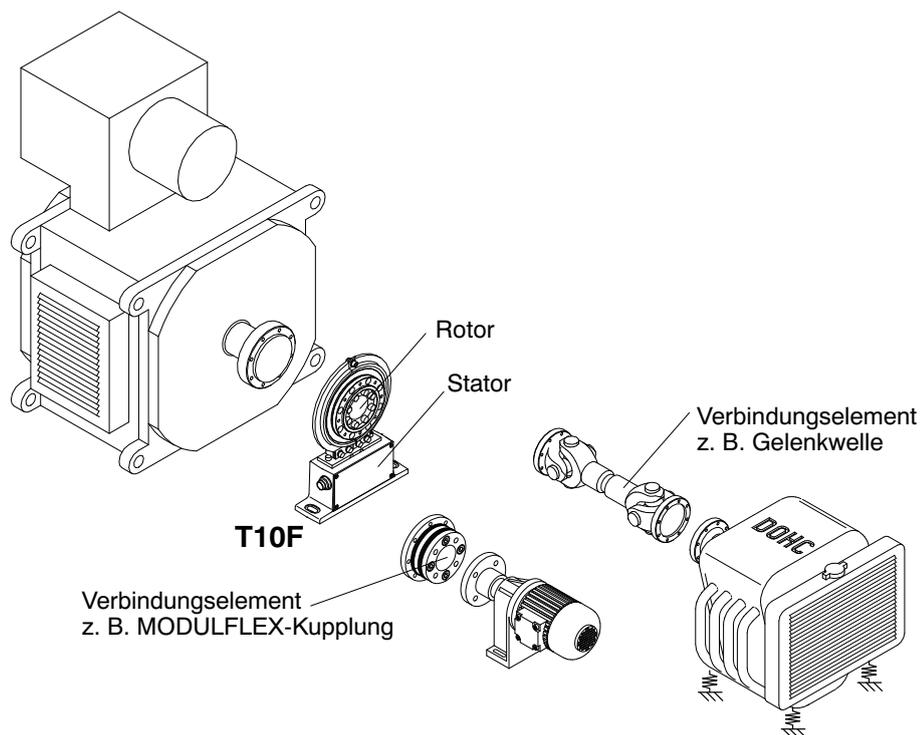
## Drehmoment- Messflansch



### Charakteristische Merkmale

- Extrem kurze Bauweise
- Hohe zulässige dynamische Belastung
- Hohe zulässige Querkräfte und Biegemomente
- Sehr hohe Drehsteifigkeit
- Lager- und schleifringlos
- Abrufbares Kalibriersignal
- Integrierte Drehzahlmessung (Option)

### Einbaubeispiel



# Technische Daten

Typ	T10F									
<b>Genauigkeitsklasse</b>	0,1									
<b>Drehmoment-Messsystem</b>										
<b>Nenn Drehmoment <math>M_{nom}</math></b>	N·m	50	100	200	500	1k	2k	3k	5k	10k
<b>Nennkennwert</b> (Nennsignalspanne zwischen Drehmoment = Null und Nenn Drehmoment)										
Frequenz Ausgang	kHz	5								
Spannung Ausgang	V	10								
<b>Kennwerttoleranz</b> (Abweichung der tatsächlichen Ausgangsgröße bei $M_{nom}$ von der Nennsignalspanne)										
Frequenz Ausgang	%	± 0,1								
Spannung Ausgang	%	± 0,2								
<b>Ausgangssignal bei Drehmoment = Null</b>										
Frequenz Ausgang	kHz	10								
Spannung Ausgang	V	0								
<b>Nennausgangssignal</b>										
Frequenz Ausgang										
bei positivem Nenn Drehmoment	kHz	15 (5 V symmetrisch <sup>1)</sup> /12 V asymmetrisch <sup>2)</sup> )								
bei negativem Nenn Drehmoment	kHz	5 (5 V symmetrisch <sup>1)</sup> /12 V asymmetrisch <sup>2)</sup> )								
Spannung Ausgang										
bei positivem Nenn Drehmoment	V	+10								
bei negativem Nenn Drehmoment	V	-10								
<b>Lastwiderstand</b>										
Frequenz Ausgang	kΩ	≥ 2								
Spannung Ausgang	kΩ	≥ 5								
<b>Langzeitdrift über 48 h</b>										
Spannung Ausgang	mV	≤ ± 3								
<b>Messfrequenzbereich</b>										
Spannung Ausgang	Hz	0 ... 1000 (-3 dB)								
<b>Gruppenlaufzeit</b>										
Frequenz Ausgang	ms	0,15								
Spannung Ausgang	ms	0,9								
<b>Restwelligkeit</b>										
Spannung Ausgang	%	0,4 (Spitze/Spitze)								
<b>Temperatureinfluss pro 10 K im Nenn Temperaturbereich auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne</b>										
Frequenz Ausgang	%	< ± 0,1								
Spannung Ausgang	%	< ± 0,2								
<b>auf das Nullsignal, bezogen auf den Nennkennwert</b>										
Frequenz Ausgang	%	< ± 0,1								< ± 0,05
Spannung Ausgang	%	< ± 0,2								< ± 0,15
<b>Energieversorgung (Ausführung KF1)</b>										
Speisespannung (Rechteck)	V	54 ± 5 % (Spitze/Spitze)								
Auslösen des Kalibriersignals	V	80 ± 5 %								
Frequenz	kHz	ca. 14								
Maximale Stromaufnahme	A	1 (Spitze/Spitze)								
<b>Vorverstärkerspeisespannung</b>	V	0/0/+15								
<b>Vorverstärker, max. Stromaufnahme</b>	mA	0/0/+25								
<b>Energieversorgung (Ausführung SF1/SU2)</b>										
Nennversorgungsspannung (Schutzkleinspannung)	V (DC)	18 ... 30; asymmetrisch								
Stromaufnahme im Messbetrieb	A	< 0,9								
Stromaufnahme im Anlaufbetrieb	A	< 2								
<b>Nennaufnahmeleistung</b>	W	< 12								
<b>Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese, bezogen auf den Nennkennwert</b>										
Frequenz Ausgang	%	< ± 0,1 (< ± 0,05 optional)								
Spannung Ausgang	%	< ± 0,1 (< ± 0,07 optional)								

<sup>1)</sup> Komplementäre Signale RS-422; Werkseinstellung der Ausführung SF1/SU2

<sup>2)</sup> Werkseinstellung der Ausführung KF1 (keine Umschaltung möglich)

## Technische Daten (Fortsetzung)

Nennmoment $M_{nom}$		N·m	50	100	200	500	1k	2k	3k	5k	10k
<b>Rel. Standardabweichung der Wiederholbarkeit</b> nach DIN 1319, bezogen auf die Ausgangssignaländerung		%	ca. 50% von $M_{nom}$ ; genauer Wert ist auf dem Typenschild angegeben								
<b>Kalibriersignal</b>											
<b>Toleranz des Kalibriersignals</b>		%									
<b>Drehzahl-Messsystem</b>											
<b>Messsystem</b>			Optisch, mittels Infrarotlicht und metallischer Schlitzscheibe								
<b>Mechanische Inkremente</b>		Anzahl	360				720				
<b>Positionstoleranz der Inkremente</b>		mm	± 0,05								
<b>Toleranz der Schlitzbreite</b>		mm	± 0,05								
<b>Impulse pro Umdrehung</b> Einstellbar		Anzahl	360; 180; 90; 60; 30; 15				720; 360; 180; 90; 60; 30; 15				
<b>Ausgangssignal</b>		V	5 symmetrisch (komplementäre Signale RS-422) 2 Rechtecksignale um ca. 90° phasenverschoben								
<b>Lastwiderstand</b>		kΩ	≥ 2								
<b>Mindestdrehzahl für ausreichende Impulsstabilität</b>		min <sup>-1</sup>	2								
<b>Gruppenlaufzeit</b>		µs	< 5 typ. 2,2								
<b>Max. zulässige Axialverschiebung des Rotors zum Stator</b>		mm	± 2								
<b>Max. zulässige Radialverschiebung des Rotors zum Stator</b>		mm	± 1								
<b>Hysterese der Drehrichtungsumkehr<sup>3)</sup></b> bei Relativschwingungen zwischen Rotor und Stator											
Drehschwingungen des Rotors		Grad	< ca. 2								
Radialschwingwege des Stators		mm	< ca. 2								
<b>Zulässiger Verschmutzungsgrad</b> , im optischen Weg der Sensorgabel (Linsen, Schlitzscheibe)		%	< 50								
<b>Schutz gegen Streulicht</b>			Durch Gabel und Infrarotfilter								
<b>Allgemeine Angaben</b>											
<b>EMV</b>											
<b>Störfestigkeit</b> (DIN EN50082-2)											
Elektromagnetisches Feld											
Gehäuse		V/m	10								
Leitungen		V <sub>SS</sub>	10								
Magnetisches Feld		A/m	100								
Burst		kV	2/1								
ESD		kV	4/8								
<b>Störaussendung</b> (EN55011; EN55022; EN55014)											
Funkstörspannung			Klasse A								
Funkstörleistung			Klasse B								
Funkstörfeldstärke			Klasse B								
<b>Schutzart nach EN 60529</b>			IP 54								
<b>Gewicht, ca.</b>											
Rotor		kg	0,9	0,9	1,8	3,5	3,5	5,8	7,8	14,0	15,2
Rotor mit Drehzahlmesssystem		kg	1,1	1,1	1,8	3,5	3,5	5,9	7,9	14,1	15,3
Stator		kg	1,1	1,1	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,4	1,4
<b>Referenztemperatur</b>		°C	+23								
<b>Nenntemperaturbereich</b>		°C	+10...+60								
<b>Gebrauchstemperaturbereich</b>		°C	-10...+60								
<b>Lagerungstemperaturbereich</b>		°C	-20...+70								
<b>Stoßbeständigkeit, Prüfschärfegrad nach DIN IEC 68; Teil 2-27; IEC 68-2-27-1987</b>											
Anzahl		n	1000								
Dauer		ms	3								
Beschleunigung (Halbsinus)		m/s <sup>2</sup>	650								
<b>Vibrationsbeständigkeit, Prüfschärfegrad nach DIN IEC 68, Teil 2-6; IEC 68-2-6-1982</b>											
Frequenzbereich		Hz	5...65								
Dauer		h	1,5								
Beschleunigung (Amplitude)		m/s <sup>2</sup>	50								

<sup>3)</sup> Ausschaltbar

## Technische Daten (Fortsetzung)

Neendrehmoment $M_{nom}$	N·m	50	100	200	500	1k	2k	3k	5k	10k
Neendrehzahl (x1000)	min <sup>-1</sup>	15	15	15	12	12	10	10	8	8
<b>Belastungsgrenzen<sup>4)</sup></b>										
Grenzdrehmoment, bezogen auf $M_{nom}$	%	400				200				160
Bruchdrehmoment, bezogen auf $M_{nom}$	%	>800				>400				>300
Grenzlängskraft	kN	2	2	4	7	7	12	14	22	31
Grenzquerkraft	kN	1	1	3	6	8	15	18	30	40
Grenzbiegemoment	N·m	70	70	140	500	500	1000	1600	2500	4000
Schwingbreite nach DIN 50 100 (Spitze/Spitze) <sup>5)</sup>	kN·m	0,16	0,16	0,32	0,8	1,6	3,2	4,8	8,0	12,0
<b>Mechanische Werte</b>										
Drehsteifigkeit $C_T$	kN·m/rad	160	160	430	1000	1800	3300	5100	9900	15000
Verdrehwinkel bei $M_{nom}$	Grad	0,018	0,036	0,027	0,028	0,032	0,034	0,034	0,029	0,038
Maximale Auslenkung bei Grenzlängskraft	mm	< 0,03								
Zusätzlicher max. Rundlauffehler bei Grenzquerkraft	mm	< 0,01			< 0,02			< 0,03		
Zusätzliche Planparallelitätsabweichung bei Grenzbiegemoment	mm	< 0,2								
Auswucht-Gütestufe nach DIN ISO 1940		G 6,3								
Zul. max. Schwingweg des Rotors (Spitze/Spitze) <sup>6)</sup> Wellenschwingungen im Bereich der Anschlussflanche in Anlehnung an ISO 7919-3										
Normalbetrieb (Dauerbetrieb)	µm	$s_{(p-p)} = \frac{9000}{\sqrt{n}}$ (n in min <sup>-1</sup> )								
Start- und Stopbetrieb/Resonanzbereiche (temporär)	µm	$s_{(p-p)} = \frac{13200}{\sqrt{n}}$ (n in min <sup>-1</sup> )								
<b>Massenträgheitsmoment des Rotors</b>										
$I_V$ (um Drehachse) x10 <sup>-3</sup>	kg·m <sup>2</sup>	1,3	1,3	3,4	13,2	13,2	29,6	41	110	120
$I_V$ mit Drehzahlssystem x10 <sup>-3</sup>	kg·m <sup>2</sup>	1,7	1,7	3,5	13,2	13,2	29,6	41	110	120
<b>Anteiliges Massenträgheitsmoment (Messkörperseite)</b>	%	51	51	44	39	39	38	33	31	33
<b>Anteiliges Massenträgheitsmoment mit Drehzahlmesssystem (Messkörperseite)</b>	%	40	40	43	39	39	38	33	31	33
Zul. max. stat. Exzentrizität des Rotors (radial) <sup>7)</sup>	mm	± 2								
Zul. axialer Verschiebeweg zwischen Rotor und Gehäuse <sup>7)</sup>	mm	± 2			± 3					

4) Jede irreguläre Beanspruchung (Biegemoment, Quer- oder Längskraft, Überschreiten des Neendrehmomentes) ist bis zu der angegebenen statischen Belastungsgrenze nur dann zulässig, solange keine der jeweils anderen von ihnen auftreten kann. Andernfalls sind die Grenzwerte zu reduzieren. Wenn je 30 % des Grenzbiegemomentes und der Grenzquerkraft vorkommen, sind nur noch 40 % der Grenzlängskraft zulässig, wobei das Neendrehmoment nicht überschritten werden darf. Im Messergebnis können sich die zul. Biegemomente, Längs- und Querkräfte wie ca. 1 % des Neendrehmomentes auswirken.

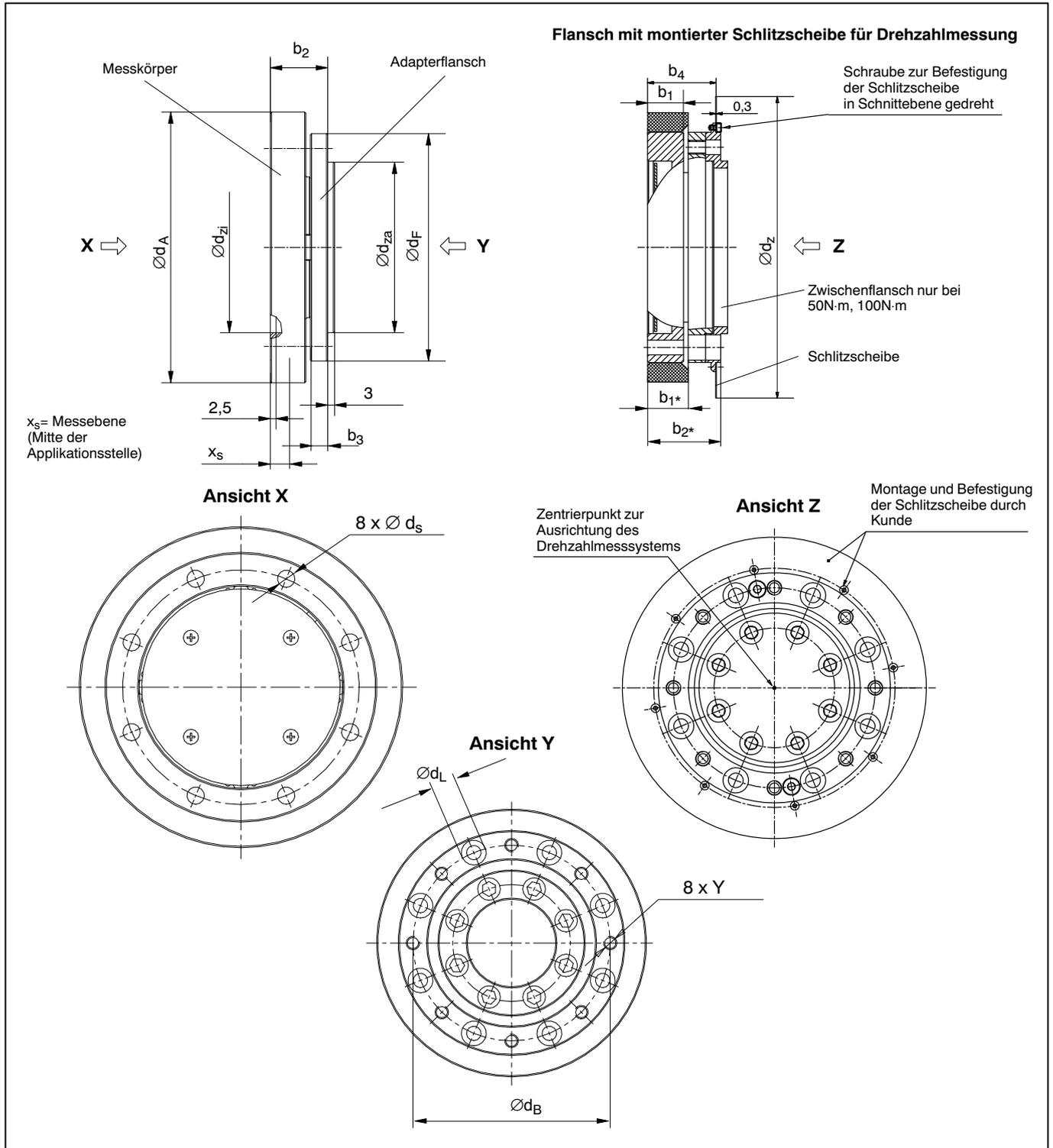
5) Bei T10F/50 N·m ist ein Überschreiten des Neendrehmomentes um 100 % zulässig, bei T10F/100 N·m bis 10 kN·m darf das Neendrehmoment nicht überschritten werden.

6) Beeinflussung der Schwingungsmessungen durch Rundlauffehler, Schlag, Formfehler, Kerben, Riefen, örtlichen Restmagnetismus, Gefügeunterschiede oder Werkstoffanomalien sind zu berücksichtigen und von der eigentlichen Wellenschwingung zu trennen.

7) Siehe eingeschränkte Werte bei Drehzahl-Messsystem

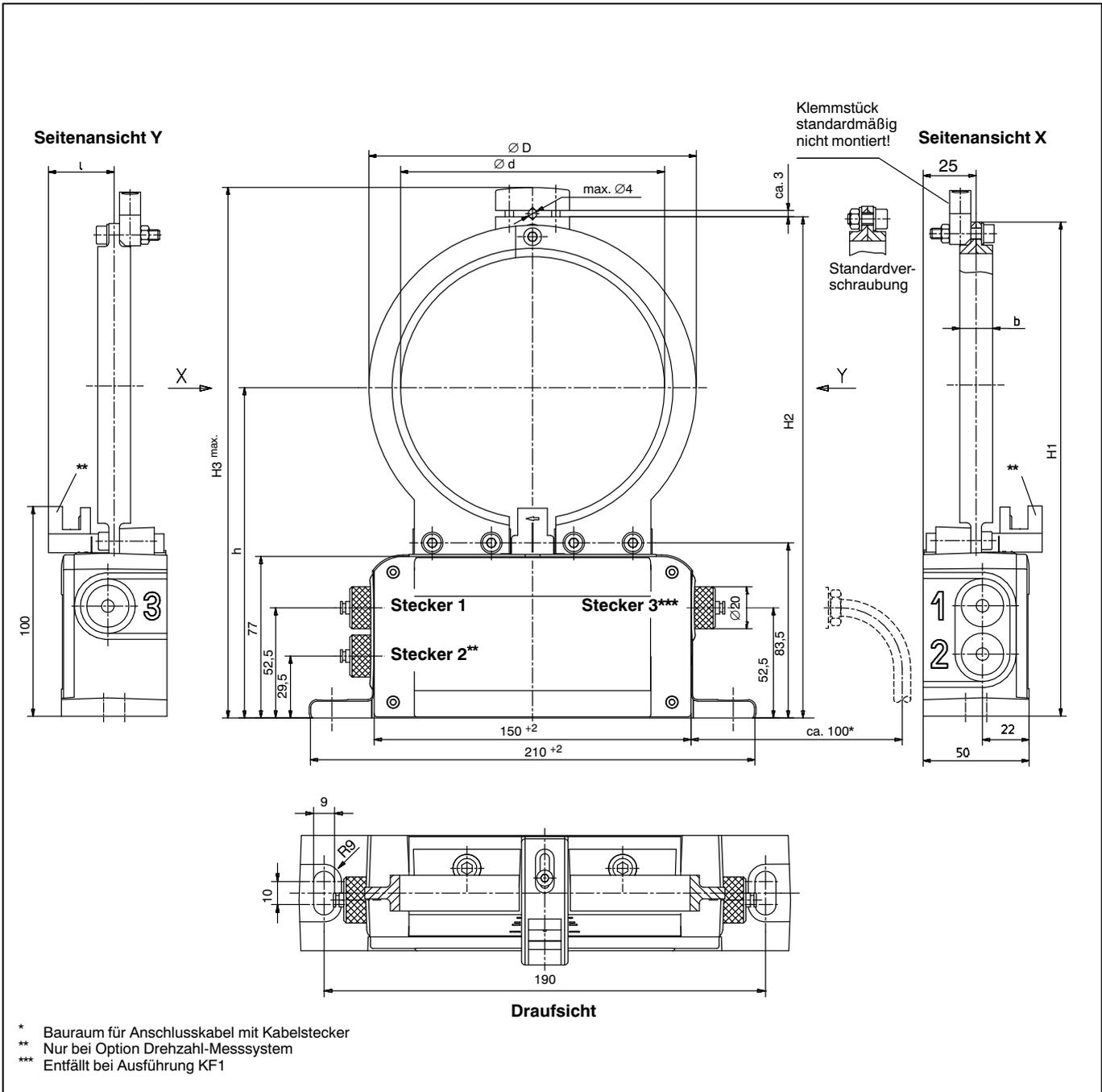
T10F-Ausführung	KF1	SF1	SU2
Messgröße			
Drehmoment	■	■	■
Drehzahl (Option)		■	■
Energieversorgung			
Speisespannung 54 V <sub>SS</sub> /14 kHz, Rechteck	■		
Versorgungsspannung 18 V...30 V DC		■	■
Ausgangssignal			
10 kHz ± 5 kHz	■	■	■
± 10 V			■
Verbindungskabel			
Drehmoment	V1, V2, V3, V4	V5, V6	V5, V6
Drehzahl		W1, W2	W1, W2

# Abmessungen Rotor



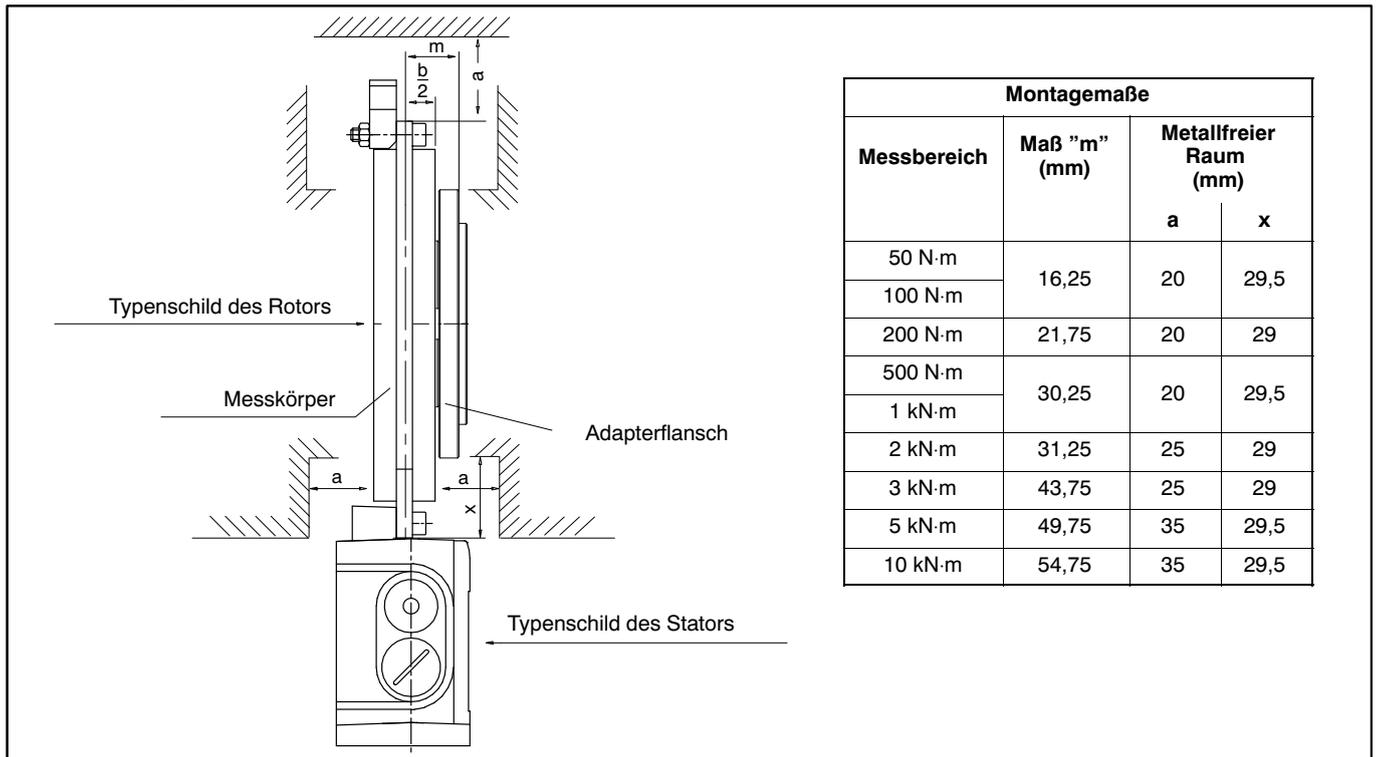
Messbereich	Abmessungen in mm															
	$b_1$	$b_{1^*}$	$b_2$	$b_{2^*}$	$b_3$	$b_4$	$\varnothing d_A$	$\varnothing d_B$	$\varnothing d_F$	$\varnothing d_L$	$\varnothing d_Z$	$\varnothing d_{za\ g5}$	$\varnothing d_{zi}^{H6}$	$\varnothing d_s$	Y	$X_s$
50 N-m	15,5	17,5	25	31,5	7,5	29,5	117	87	100	11	131	75	75	6,4	M6	13
100 N-m																
200 N-m	17,5	17,5	30,5	30,5	11	29,5	137	105	121	14	151	90	90	8,4	M8	14
500 N-m	20,5	20,5	40,5	40,5	18	33	173	133	156	20	187	110	110	13	M12	15,5
1 kN-m																
2 kN-m	22,5	22,5	42,5	42,5	18	35	207	165	191	24	221	140	140	15	M14	16,5
3 kN-m	27,0		55	55												26
5 kN-m	28,5	28,5	64	64	33,5	41	254	206	238	30	269	174	174	19	M18	19,5
10 kN-m	33,5		69	69												22,5

# Abmessungen Stator B

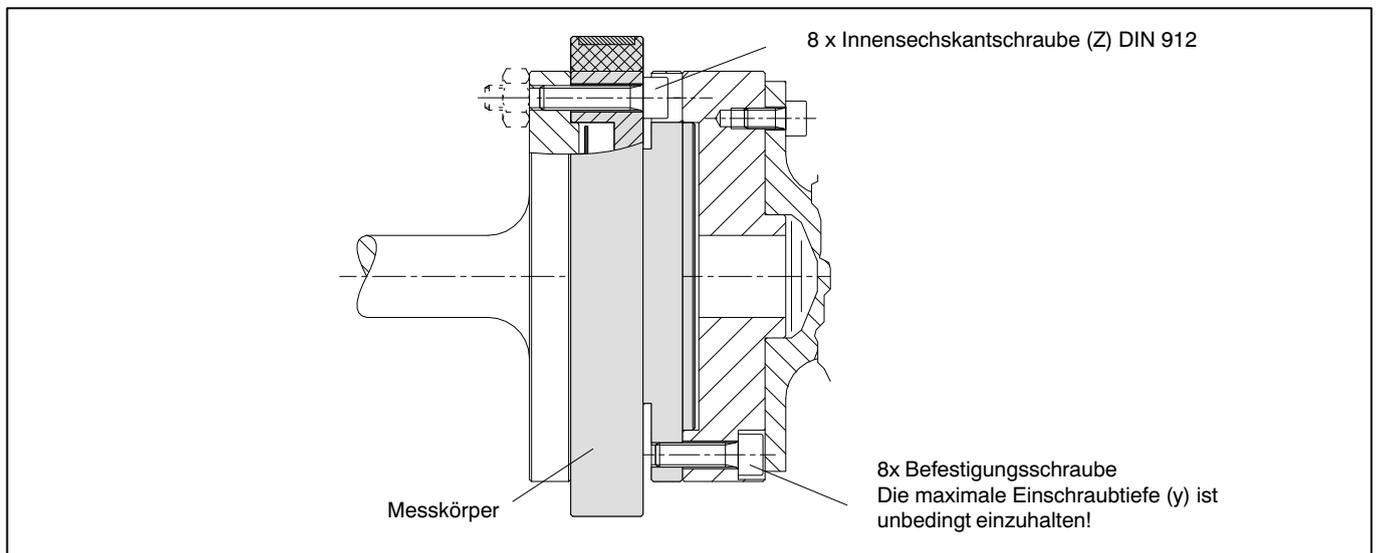


Messbereich	Abmessungen in mm							
	b	Ød	ØD	H1	H2	H3	h	l
50 N·m	17,5	125	155	235	239	253	157,5	31,5
100 N·m								
200 N·m	17,5	145	175	255	259	273	167,5	31,5
500 N·m	20,5	181	211	291	295	309	185,5	33,5
1 kN·m								
2 kN·m	22,5	215	245	325	329	343	202,5	34,5
3 kN·m								
5 kN·m	28,5	262	292	373	377	391	226,5	37,5
10 kN·m								

## Abmessungen



## Verschraubung des Rotors



Nenn Drehmoment (N·m)	Befestigungsschrauben (Z)	Befestigungsschrauben Festigkeitsklasse	Maximale Einschraubtiefe (y) der Schrauben im Adapterflansch (mm)	Vorgeschriebenes Anzugsmoment (N·m)
50	M6	10.9	7,5 <sup>1)</sup>	14
100				
200	M8		11	34
500	M12		18	115
1k	M12		18	115
2k	M14		18	185
3k	M14		26	185
5k	M18		33,5	400
10k	M18	12.9	33,5	470

<sup>1)</sup> Bei Option Drehzahlmodul 14 mm; wegen Zwischenflansch 6 mm längere Schrauben verwenden.

## Bestellnummer

Code	Option 1: Messbereich
050Q	50 N·m
100Q	100 N·m
200Q	200 N·m
500Q	500 N·m
001R	1 kN·m
002R	2 kN·m
003R	3 kN·m
005R	5 kN·m
010R	10 kN·m

Code	Option 4: Drehzahl-Messsystem <sup>2)</sup>
0	Ohne Drehzahlmesssystem
1	360 Impulse/Umdrehung
2	180 Impulse/Umdrehung
3	90 Impulse/Umdrehung
4	60 Impulse/Umdrehung
5	30 Impulse/Umdrehung
6	15 Impulse/Umdrehung
7	720 Impulse/Umdrehung <sup>3)</sup>

Code	Option 2: Elektrische Konfiguration
KF1	Ausgangssignal 10 kHz ± 5 kHz, Speisespannung 14 kHz / 54 V; Rechteck
SF1	Ausgangssignal 10 kHz ± 5 kHz, Versorgungsspannung 18...30 V DC
SU2	Ausgangssignal 10 kHz ± 5 kHz und ± 10 V, Versorgungsspannung 18...30 V DC

Code	Option 5: Anschlusskabel
V0	Ohne Anschlusskabel
V1	Anschlusskabel Drehmoment für KF1, 423-freie Enden, 6 m
V2 <sup>*)</sup>	Anschlusskabel Drehmoment für KF1, 423-freie Enden, max. 80 m
V3	Anschlusskabel Drehmoment für KF1, 423-MS3106PEMV, 6 m
V4 <sup>*)</sup>	Anschlusskabel Drehmoment für KF1, 423-MS3106PEMV, max. 80 m
V5	Anschlusskabel Drehmoment für SF1/SU2, 423-D-Sub 15P, 6 m
V6 <sup>*)</sup>	Anschlusskabel Drehmoment für SF1/SU2, 423-D-Sub 15P, max. 50 m
W1	Je ein Kabel Drehmoment und Drehzahl, 423-D-Sub 15P, 6 m
W2 <sup>*)</sup>	Je ein Kabel Drehmoment und Drehzahl, 423-D-Sub 15P, max. 50 m

Code	Option 3: Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese
S	< ±0,1
G	< ±0,05 <sup>1)</sup>

Code	Option 6: Montierte Kupplungen MODULFLEX <sup>®</sup> 4)
N	Ohne Kupplung
Y	Mit Kupplung

- 1) Bei Spannungsausgang < ±0,07
- 2) Nur bei Option 2, Code SF1, SU2
- 3) Nur bei Option1, Code 002R, 003R, 005R, 010R
- 4) Spezifikationen siehe Datenblatt B0507

Bestellnummer: K-T10F - [ ] [ ] [ ] [ ] - [ ] [ ] [ ] - [ ] [ ] [ ] - [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] [ ] m<sup>\*)</sup>

Bestellbeispiel: K-T10F - 5 0 0 Q - S F 1 - S - 0 - V 5 - Y [ ] [ ] [ ] [ ] m<sup>\*)</sup>

<sup>\*)</sup> Bei Auswahl V2, V4, V6 und W2 bitte gewünschte Kabellänge angeben.

## Zubehör, zusätzlich zu beziehen

Kabeldose 423G-7S, 7polig, gerade Kabeleinführung, für Drehmomentausgang (Stecker 1, 3), Bestell-Nr. 3-3101.0247

Kabeldose 423W-7S, 7polig, 90° Kabeleinführung, für Drehmomentausgang (Stecker 1, 3), Bestell-Nr. 3-3312.0281

Kabeldose 423G-8S, 8polig, gerade Kabeleinführung, für Drehzahlausgang (Stecker 2), Bestell-Nr. 3-3312.0120

Kabeldose 423W-8S, 8polig, 90° Kabeleinführung, für Drehzahlausgang (Stecker 2), Bestell-Nr. 3-3312.0282

Meterware Kab8/00-2/2/2, Bestell-Nr. 4-3301.0071

Änderungen vorbehalten.

Alle Angaben beschreiben unsere Produkte in allgemeiner Form. Sie stellen keine Eigenschaftszusicherung im Sinne des §459, Abs. 2, BGB dar und begründen keine Haftung.

**Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH**

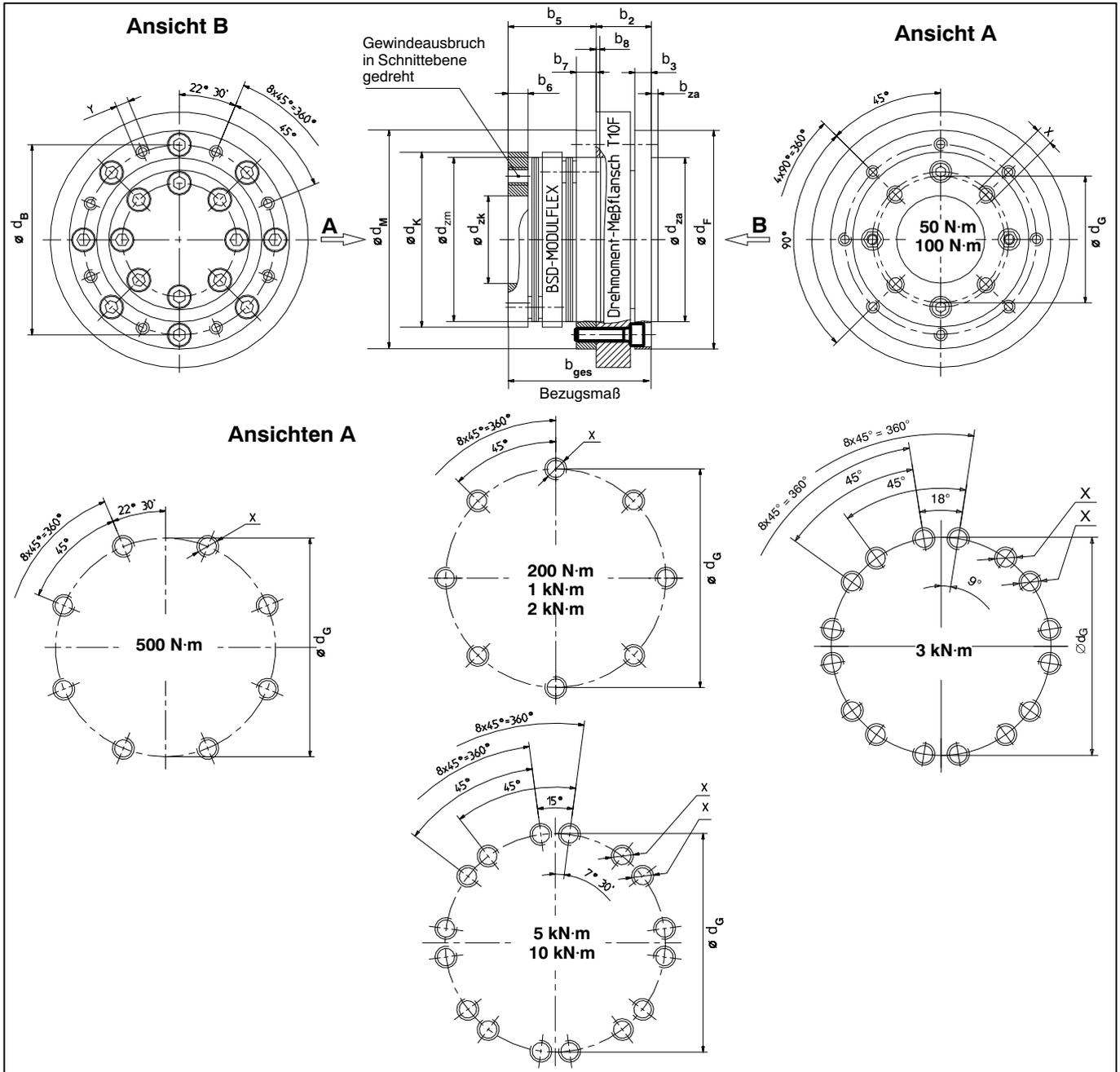
Im Tiefen See 45, D-64293 Darmstadt  
Tel.: +49 6151 8030; Fax: +49 6151 803 9100  
E-mail: [support@hbm.com](mailto:support@hbm.com) [www.hbm.com](http://www.hbm.com)



measurement with confidence

# BSD Drehsteife Kupplungen MODULFLEX<sup>®</sup>

für Drehmoment-Messflansch T10F



## Abmessungen

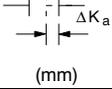
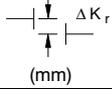
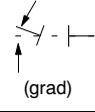
Messbereich (N·m)	T <sub>Kmax</sub> (N·m)	Kupplung (mm)											Drehmoment-Messflansch (mm)						
		ød <sub>ZK</sub> <sup>H7</sup>	ød <sub>K</sub>	ød <sub>ZM</sub>	ød <sub>M</sub>	ød <sub>G</sub>	b <sub>ges</sub>	b <sub>5</sub>	b <sub>6</sub>	b <sub>7</sub>	b <sub>8</sub>	X	ød <sub>ZA</sub>	ød <sub>F</sub>	ød <sub>B</sub>	b <sub>2</sub>	b <sub>3</sub>	b <sub>ZA</sub>	Y
50	250	40	80	75 <sub>g6</sub>	100	58	65	40	9	9	2	M8	75 <sub>g5</sub>	100	87	25	7,5	3	M6
100																			
200	400	50	95	90 <sub>g6</sub>	120	67	81,7	51,2	12	12	1,8	M8	90 <sub>g5</sub>	121	105	30,5	11	M8	
500																			1575
1k	2800	82	156	140 <sub>g6</sub>	193	182	145	90	17	19	2	M12	140 <sub>g5</sub>	191	165	55	26	M14	
2k																			4400
3k	4500	102	200	185	116	22,8	22,8	2	M16	174 <sub>g5</sub>	238	206	69	33,5	M18				
5k																20000	135	248	174 <sub>g6</sub>
10k	20000	135	248	174 <sub>g6</sub>	238	224	185	116	22,8	22,8	2	M16	174 <sub>g5</sub>	238	206				

## Technische Daten

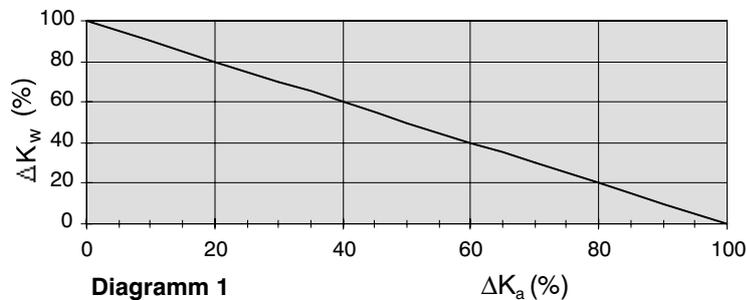
Messbereich T10F  (N·m)	Artikelnummer	Nenn Drehmoment  (N·m)	Maximale Drehzahl <sup>1)</sup>  (min <sup>-1</sup> )	Grenzdrehmoment  (N·m)	Schwingbreite (Drehmoment) DIN 50100 (Spitze-Spitze)  (N·m)	Gewicht Kupplung  (kg)	Massenträgheitsmoment J (ohne Drehmoment-Messflansch)  (kgm <sup>2</sup> )	Drehsteifigkeit C <sub>T ges</sub> (ohne Drehmoment-Messflansch)  (10 <sup>6</sup> N·m/rad)
50	1-4412.0001	100	15000	200	100	1,15	0,0014	0,024
100	1-4412.0001	100		200	100	1,15	0,0014	0,024
200	1-4412.0002	200		400	200	1,95	0,0035	0,050
500	1-4412.0003	500	12000	1000	630	3,8	0,0136	0,280
1k	1-4412.0004	1000		2000	1400	7,1	0,0284	0,690
2k	1-4412.0005	2000	10000	4000	2200	13,2	0,0617	1,195
3k	1-4412.0007	3000		6000	4500	14,6	0,0905	1,940
5k	1-4412.0006	10000	8000	16000	11000	24,8	0,276	3,595
10k								

<sup>1)</sup> Die angegebenen Werte wurden in einer verfügbaren Maschinenanlage ermittelt. Die maximale Drehzahl und die Resonanzbereiche stehen im engen Zusammenhang mit den Laufeigenschaften und dem Schwingungsverhalten der gesamten Maschinenanlage in der das Aggregat Drehmoment-Messflansch und Kupplung eingesetzt wird. Die Resonanzbereiche können sich entsprechend den jeweils vorliegenden stabilen und instabilen Verhältnissen in den unterschiedlichen Maschinenanlagen verändern!

## Zulässige Verlagerung der Wellenenden

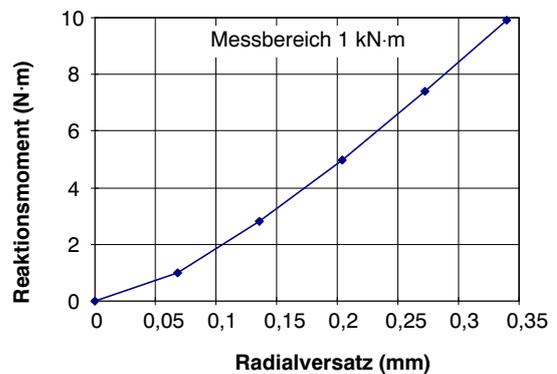
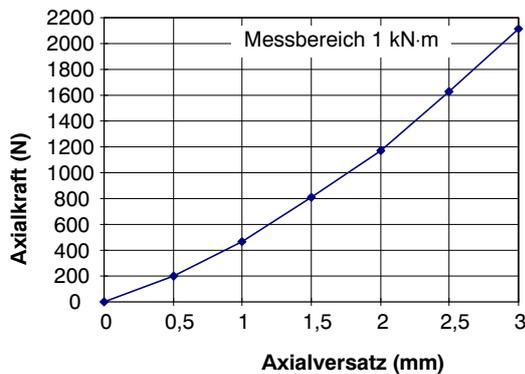
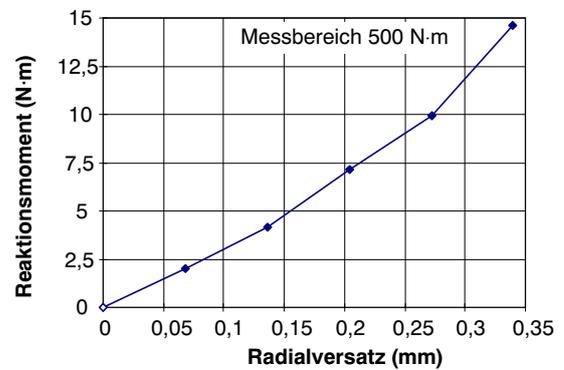
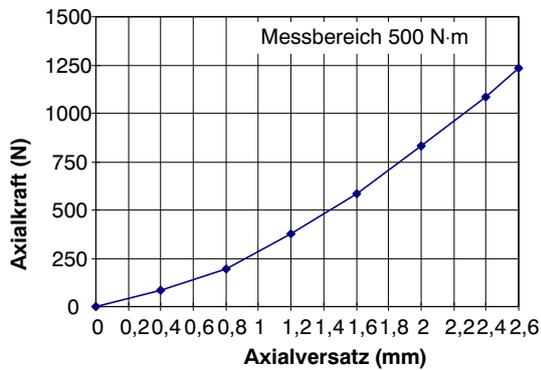
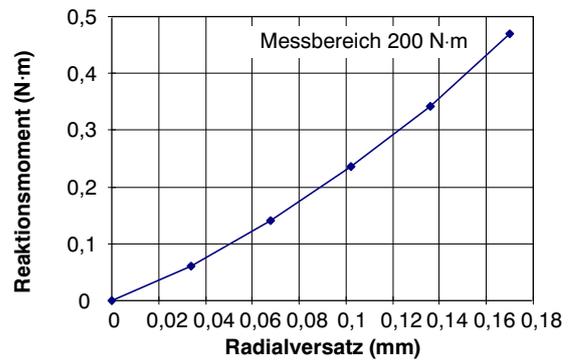
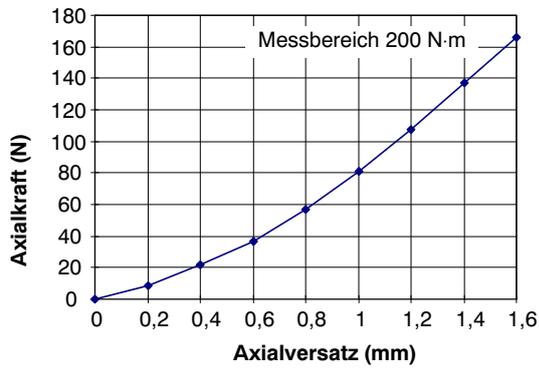
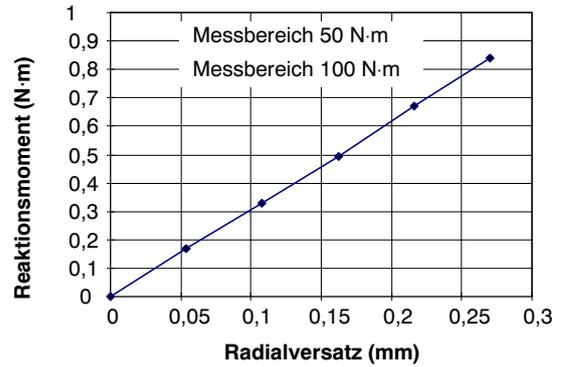
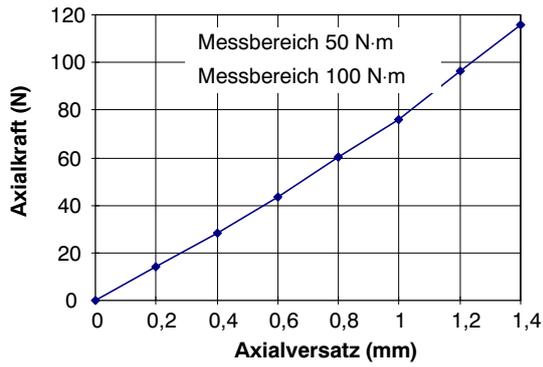
Messbereich  (N·m)	Max. zul. axialer Versatz der Kupplungshälften    (mm)	Max. zul. radialer Versatz der Kupplungshälften    (mm)	Winkerversatz, ΔK <sub>w</sub>    (grad)
50	± 1,4	0,27	1
100			
200	± 1,6	0,17	0,5
500	± 2,6	0,34	1
1k	± 3,0		
2k	± 3,2	0,40	0,5
3k	± 4,0		
5k	± 5,0	0,75	0,75
10k			

Die genannten Nachgiebigkeiten sind Maximalwerte beim Auftreten nur einer Nachgiebigkeitsrichtung. Werden im Betrieb mehrere Nachgiebigkeiten gleichzeitig gefordert, so reduzieren sich die Nachgiebigkeiten entsprechend Diagramm 1:

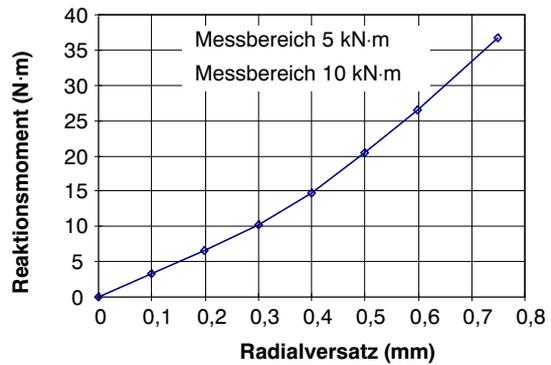
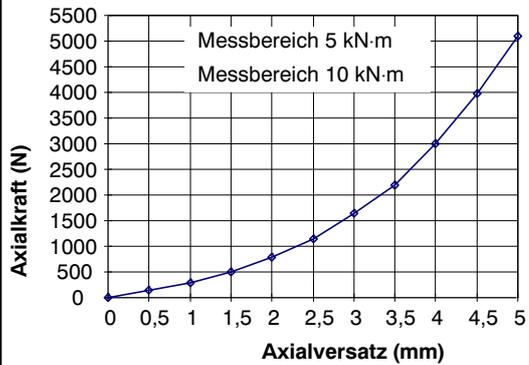
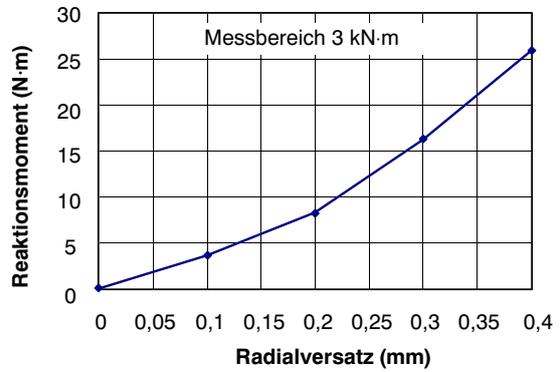
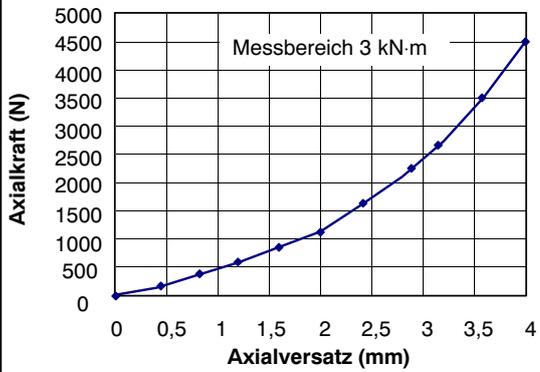
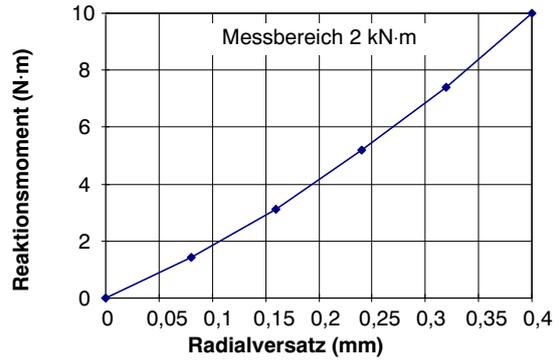
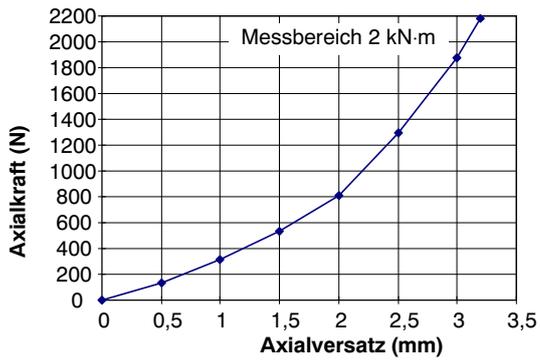


**Gültige Normen:** Kupplungskennwerte nach DIN 740, Teil 2, Abschnitt 2.1. Beanspruchungsgrößen nach DIN 740, Teil 2, Abschnitt 2.2 und 3 (Auslegung der Kupplung für speziellen Einsatzfall).

# Diagramme Axial- und Radialversatz



# Diagramme Axial- und Radialversatz (Fortsetzung)



## Allgemeine Hinweise zum Einbau

Die Lamellenpakete der Kupplungen dürfen nicht über die angegebenen zulässigen Nachgiebigkeiten hinaus überdehnt werden!

## Einbaulage

Die BSD-MODULFLEX-Kupplung kann mit dem Drehmoment-Messflansch T10F/... in beliebiger Einbaulage (horizontal oder vertikal) betrieben werden. Achten Sie bei vertikalem Betrieb darauf, dass die zul. Längskraft durch die prüfstandseitigen Massen nicht überschritten wird.

## Lieferzustand

- Bei T10F-Bestellung mit Kupplung (Code 6: Y; siehe Datenblatt B0120-x.x de), wird die Kupplung bei HBM an den Drehmoment-Messflansch montiert. Kupplung und Drehmoment-Messflansch sind nach DIN ISO1940 in den Gütestufen G 2,5 (Kupplung) und G 6,3 (Messflansch) einzeln gewuchtet. Die Kombination wird nach der Montage nicht neu gewuchtet.
- Bei Bestellung ohne Kupplung (Code 6: N) kann die Kupplung einzeln nachbestellt werden.

## Einbau

- Für die einwandfreie Funktion ist das Bezugsmaß  $b_{ges}$  unbedingt einzuhalten!
- Wenn die Kupplung als getrennt geliefert wird (Bestellcode 6: N), müssen Sie zuerst die Kupplung an den Drehmoment-Messflansch montieren, bevor Sie die Kombination dann in den Wellenstrang einbauen. Es dürfen nur die in der Tabelle 1 angegebenen Schrauben verwendet werden! (Zylinderschrauben DIN EN ISO 4762 - 10.9 (Messbereich 10 kN·m DIN EN ISO 4762-12.9), schwarz, geölt,  $\mu_{ges}=0,125$ ).
- Reinigen Sie die Flansche und entfetten Sie diese mit einem Lösungsmittel (z. B. Aceton).
- Ziehen Sie die Schrauben "über Kreuz" zunächst mit halbem Anzugsmoment an. Danach wiederum "über Kreuz" mit vollem Anzugsmoment anziehen (Anzugsmomente siehe Tabelle 1).
- Montieren Sie jetzt die Kombination in den Wellenstrang. Ziehen Sie die Schrauben "über Kreuz" zunächst mit halbem Anzugsmoment an. Danach wiederum "über Kreuz" mit vollem Anzugsmoment anziehen (Anzugsmomente siehe Tabelle 2).

**Achtung:** Die kundenseitigen Verbindungsschrauben dürfen die Funktion der Kupplungen nicht beeinträchtigen (siehe maximale Einschraubtiefe, Tabelle 2).

Prüfen Sie bitte nach dem Einbau, ob die Kupplungen verspannungsfrei eingebaut sind.

Messbereich (N·m)	Schraubenanzahl	Zylinderschraube DIN EN ISO 4762 -10.9 sw/geölt/ $\mu_{ges}=0,125$	Vorgeschriebenes Anzugsmoment (N·m)	Gewicht Schraube (kg/Stück)
50	8	M6x25	14	0,00759
100				
200		M8x30	34	0,01690
500		M12x35	115	0,04290
1k		M12x35		0,04290
2k		M14x40	185	0,06300
3k		M14x45		0,06900
5k		M18x50	400	0,14700
10k	M18x55 (DIN EN ISO 4762 -12.9)	470	0,15700	

**Tabelle 1:** Verbindungsschrauben Kupplung-Drehmoment-Messflansch T10F (Ansicht B)

Messbereich (N·m)	Schraubenanzahl	Befestigungsschrauben Festigkeitsklasse10.9	Vorgeschriebenes Anzugsmoment (N·m)	Maximale Einschraubtiefe (mm)
50	4	M8	34	9
100				12
200	8	M12	115	12,5
500				15,5
1k				19
2k	16	M16	290	17
3k				17
5k				22,8
10k				22,8

**Tabelle 2:** Befestigungsschrauben Kupplung-Prüfstand (Ansicht A)

Weitere Montagehinweise finden Sie in der Montageanleitung Drehmoment-Messflansch T10F.

Änderungen vorbehalten.

Alle Angaben beschreiben unsere Produkte in allgemeiner Form. Sie stellen keine Beschaffenheits- oder Haltbarkeitsgarantie im Sinne des §443 BGB dar und begründen keine Haftung.

B0507-7.0 de

## **Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH**

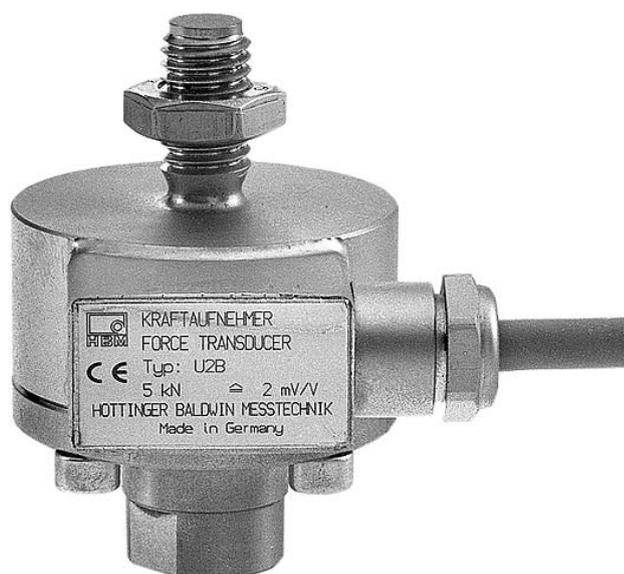
Postfach 10 01 51, D-64201 Darmstadt  
Im Tiefen See 45, D-64293 Darmstadt  
Tel.: +49 6151 803-0 Fax: +49 6151 803 9100  
Email: [support@hbm.com](mailto:support@hbm.com) Internet: [www.hbm.com](http://www.hbm.com)



measurement with confidence

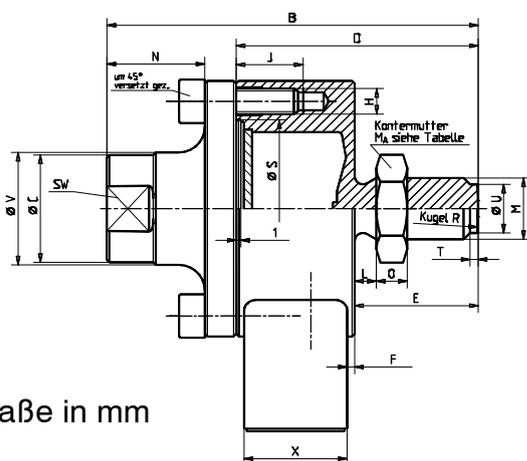
# U2B

## Kraftaufnehmer

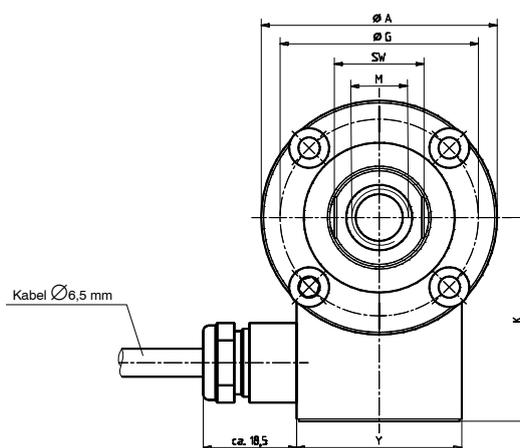


### Charakteristische Merkmale

- Zug-/Druckkraftaufnehmer aus nichtrostenden Materialien
- Nennkräfte 500 N ... 200 kN
- Integrierter Querkraftabgleich
- niedrige Bauhöhe



Alle Maße in mm



Nennkraft	ØA <sub>0,2</sub>	B	ØC	D	E	F	ØG	H	J	K	L	M	N	O	ØS <sub>10</sub> <sup>H8</sup>	SW	T	ØU	ØV	X	Y	M <sub>A</sub> (N·m)	Kugel R
0,5-5 kN	50	72	21	47	24	1,5	42	4xM5	13	43,5	4,2	M12	19	6	34	19	1,6	9,5	22	20	35	60	60
10 kN											7,6												
20 kN	90	112	33	72	38	2	70	4xM10	20,5	63,5	10,6	M20x1,5	15	10	55	30	2	17	34	30	50	300	100
50 kN	100	141	40	86	47	6	78	4xM12	19	68	13,2	M24x2	20	12	61	36		20	42				
100 kN	135	197	68	122	67	17	105	8xM12	16	85,5	19	M39x2	29	19	79	60	2,2	36	70	30	50	2500	160
200 kN	155	232	82	142	85	19	125	8xM16	26	95,5	24,2	M48x2	32	22	97	70		43	84			4500	

## Technische Daten nach VDI/VDE 2638

Kraftaufnehmer Typ		U2B										
<b>Nennkraft</b>	$F_{nom}$	kN	0,5	1	2	5	10	20	50	100	200	
<b>Genauigkeitsklasse</b>			0,2	0,1								
<b>Nennkennwert</b>	$C_{nom}$	mV/V	2									
rel. Kennwertabweichung Zug/Druck	$d_c$	%	<0,2/1,5	<0,2/0,5								
rel. Nullsignalabweichung	$d_{s,o}$	%	<1									
<b>Rel. Umkehrspanne (0.5F<sub>nom</sub>)</b>	$u$	%	<0,2	<0,15								
<b>Linearitätsabweichung</b>	$d_{lin}$	%	<0,2	<0,1								
<b>Temperatureinfluss auf den Kennwert/10 K</b> bezogen auf den Nennkennwert	$TK_C$	%	0,1									
<b>Temperatureinfluss auf das Nullsignal/10 K</b> bezogen auf den Nennkennwert	$TK_0$	%	0,05									
<b>Exzentrizitätseinfluss bei 1 mm</b>	$d_E$	%	0,05									
<b>Querkrafteinfluss (Querkraft 10 % F<sub>nom</sub>)<sup>1)</sup></b>	$d_Q$	%	0,1									
<b>Rel. Kriechen über 30 min</b>	$d_{crF+E}$	%	< ± 0,06									
<b>Eingangswiderstand</b>	$R_e$	Ω	>345									
<b>Ausgangswiderstand</b>	$R_a$	Ω	300...400									
<b>Isolationswiderstand</b>	$R_{is}$	Ω	>2·10 <sup>9</sup>									
<b>Referenzspeisespannung</b>	$U_{ref}$	V	5									
<b>Gebrauchsbereich der Speisespannung</b>	$B_{U,GT}$	V	0.5...12									
<b>Nenntemperaturbereich</b>	$B_{t,nom}$	°C	-10...+70									
<b>Gebrauchstemperaturbereich</b>	$B_{t,G}$	°C	-30...+85 (120) <sup>2)</sup>									
<b>Lagerungstemperaturbereich</b>	$B_{t,S}$	°C	-50...+85									
<b>Referenztemperatur</b>	$t_{ref}$	°C	+23									
<b>Max. Gebrauchskraft</b>	$(F_G)$	%	130	150								
<b>Bruchkraft</b>	$(F_B)$	%	>300									
<b>Statische Grenzquerkraft<sup>1)</sup></b>	$(F_Q)$	%	25									
<b>Nennmessweg</b>	$S_{nom}$	mm	<0,1				<0,07		<0,09			
<b>Grundresonanzfrequenz</b>	$f_G$	kHz	4	6	8,7	14	17,5	8	8,5	6	5,6	
<b>Gewicht</b>		kg	0,8				2,9	4,3	10,7	15,9		
<b>Rel. zul. Schwingbeanspruchung</b>	$F_{rb}$	%	100	160								
<b>Schutzart nach DIN EN 60529</b>			IP67									
<b>Kabellänge, 6-Leitertechnik</b>			3 m				6 m		12 m			

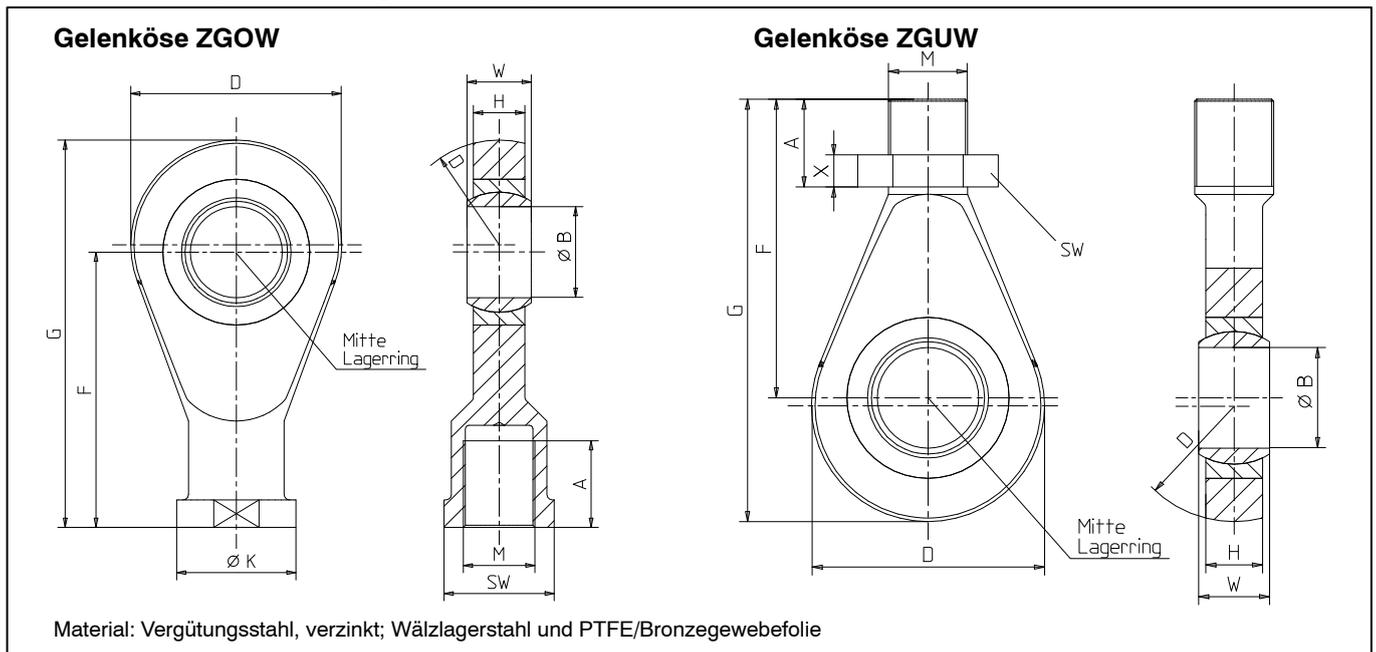
<sup>1)</sup> bezogen auf einen Kräfteinleitungspunkt 20 mm über der Membran

<sup>2)</sup> 120 Grad Ausführung optional. Die technischen Daten im erweiterten Gebrauchstemperaturbereich können von den o. g. abweichen. Die 120 Grad Ausführung ist nicht geeignet für nullpunktbezogene Langzeitmessungen.

### Belegung der Kabeladern (Sechisleiterschaltung)



# Einbauhilfen (Abmessungen in mm)



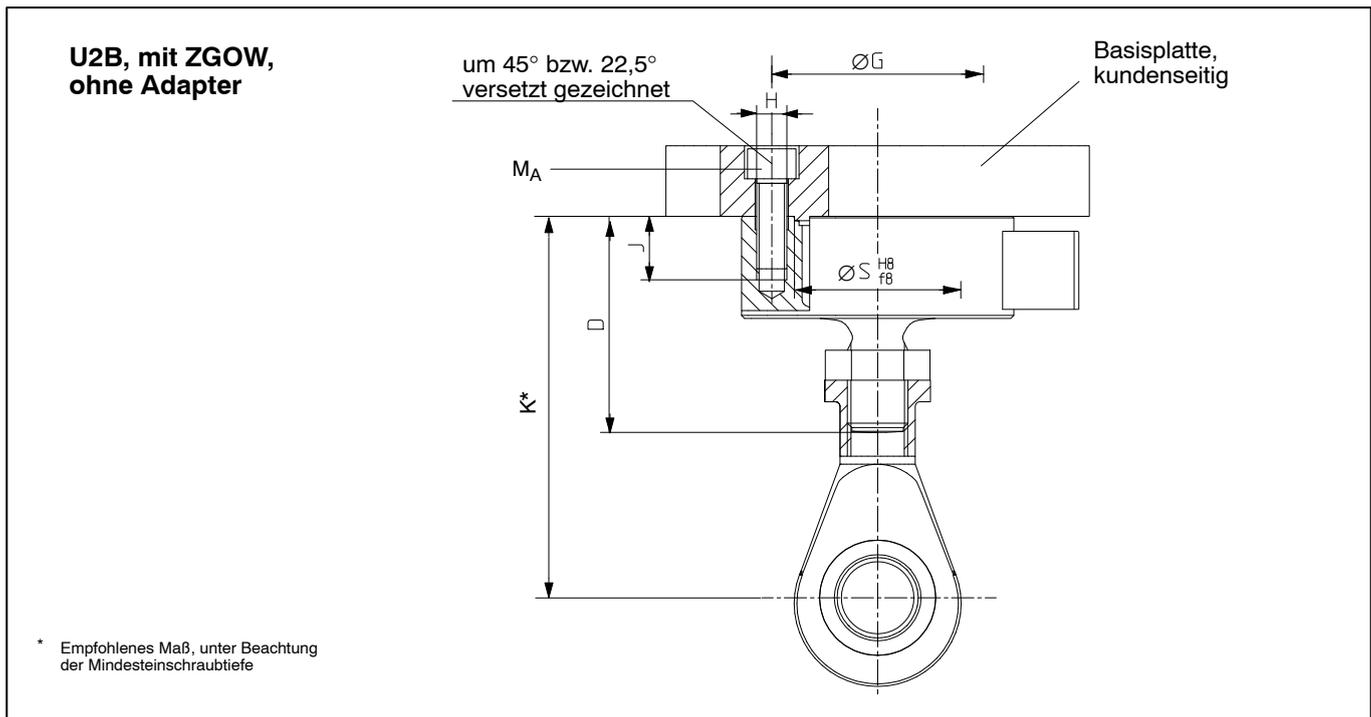
Nennkraft in kN	Bestell Nr. Gelenköse ZGOW	Gewicht in kg	A	ØB	D	F	G	H	ØK	M	SW	W
0,5...10	1-U2A/1t/ZGOW	0,2	22	12 <sup>H7</sup>	32	50	66	12	22	M12	19	16
20	1-U2A/2t/ZGOW	0,5	33	20 <sup>H7</sup>	50	77	102	18	34	M20x1,5	32	25
50	1-U2A/5t/ZGOW	0,8	42	25 <sup>H7</sup>	60	94	124	22	42	M24x2	36	31
100	1-U2A/10t/ZGOW	3,2	50	50 <sup>+0,002 -0,014</sup>	115	151	212,5	28	65	M39x2	60	35
200	1-U2A/20t/ZGOW	4,8	60	60 <sup>+0,003 -0,018</sup>	126	167	235	36	82	M48x2	70	44

Nennkraft in kN	Bestell Nr. Gelenköse ZGUW	Gewicht in kg	A	ØB	D	F	G	H	M	SW	W	X
0,5...10	1-U2A/1t/ZGUW	0,1	33	12 <sup>H7</sup>	32	54,5	70,5	12	M12	19	16	7
20	1-U2A/2t/ZGUW	0,2	47	20 <sup>H7</sup>	50	79,8	104,8	18	M20x1,5	30	25	9
50	1-U2A/5t/ZGUW	0,4	54	25 <sup>H7</sup>	60	94,5	124,5	22	M24x2	36	31	10
100	1-U2A/10t/ZGUW	1,1	65,5	50 <sup>+0,002 -0,014</sup>	115	148,5	210	28	M39x2	60	35	16
200	1-U2A/20t/ZGUW	3,2	80	60 <sup>+0,003 -0,018</sup>	126	168	236	36	M48x2	75	44	18

### Kraftaufnehmer U2B mit montierten Gelenkösen ZGOW, ZGUW

Nennkraft in [kN]	A <sub>min</sub>	A <sub>max</sub>	F <sub>min</sub>	F <sub>max</sub>	Mindesteinschraubtiefe		Maximale Einschraubtiefe
					b	c	
0,5...10	139	156	171	188	9,6	9,6	25
20	212	234	262	284	16	16	40
50	260	288	320	348	19,2	19,2	55
100	418	436	541	559	27	31,2	75
200	466	489	602	625	36,6	38,4	90

## Einbauhilfen, Fortsetzung (Abmessungen in mm)



Nennkraft in kN	D	ØG	H	J	K	ØS	MA <sup>1)</sup> [N·m]
0,5...10	47	42	4xM5	13	84...86,4	34	5
20	72	70	4xM10	20,5	131,6	55	35
50	86	78	4xM12	19	158,2	61	60
100	122	105	8xM12	16	244	79	60
200	142	125	8xM16	26	270,2	97	150

<sup>1)</sup> Empfohlene Werte bei trockenem Gewinde und Benutzung eines Drehmomentschlüssels

## Optionen

- Gebrauchstemperaturbereich erweitert auf 120 °C

## Zubehör, zusätzlich zu beziehen:

- Gelenköse U2B, oben, U2A/.../ZGOW
- Gelenköse U2B, unten, U2A/.../ZGUW

Änderungen vorbehalten.  
Alle Angaben beschreiben unsere Produkte in allgemeiner Form. Sie stellen keine Eigenschaftszusicherung im Sinne des §459, Abs. 2, BGB dar und begründen keine Haftung.

## Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH

Postfach 10 01 51, D-64201 Darmstadt  
Im Tiefen See 45, D-64293 Darmstadt  
Tel.: +49 6151 803-0 Fax: +49 6151 803 9100  
Email: [support@hbm.com](mailto:support@hbm.com) Internet: [www.hbm.com](http://www.hbm.com)



measurement with confidence

## Technische Beschreibung

### Position 1

#### **1 Demag Radblock DRS-500-A110-D-90-K-H-A80**

Der Radblock ist ausgeführt nach unserem Katalog 203 350 44, den wir Ihnen bei Bedarf gerne zur Verfügung stellen.

#### Technische Daten:

Radblock angetrieben	A
Nabenprofil nach DIN 5480	N 110
Lafraddurchmesser	500 mm
Lafradbreite	170 mm
Lafradausdrehung:	90,0 mm
Lafradausführung	D - einseitiger Spurkranz
Lafradwerkstoff:	Sphäroguss EN-GJS-700-2
Gewicht netto ca.	362,0 kg

#### Ausstattung:

Anbaubare Getriebegröße A80  
Radblock vorbereitet für Kopfanschluss  
Radblock vorbereitet für Horizontalrollenführung  
Radblock vorbereitet für Drehmomentstützenmontage

#### Farbgebung:

RAL 7001, silbergrau

#### Dokumentation:

Betriebsanleitung/Montageanleitung  
EU-Dokumente gemäß Maschinenrichtlinie

Datenblatt Druckfeder : D-450



04.2014

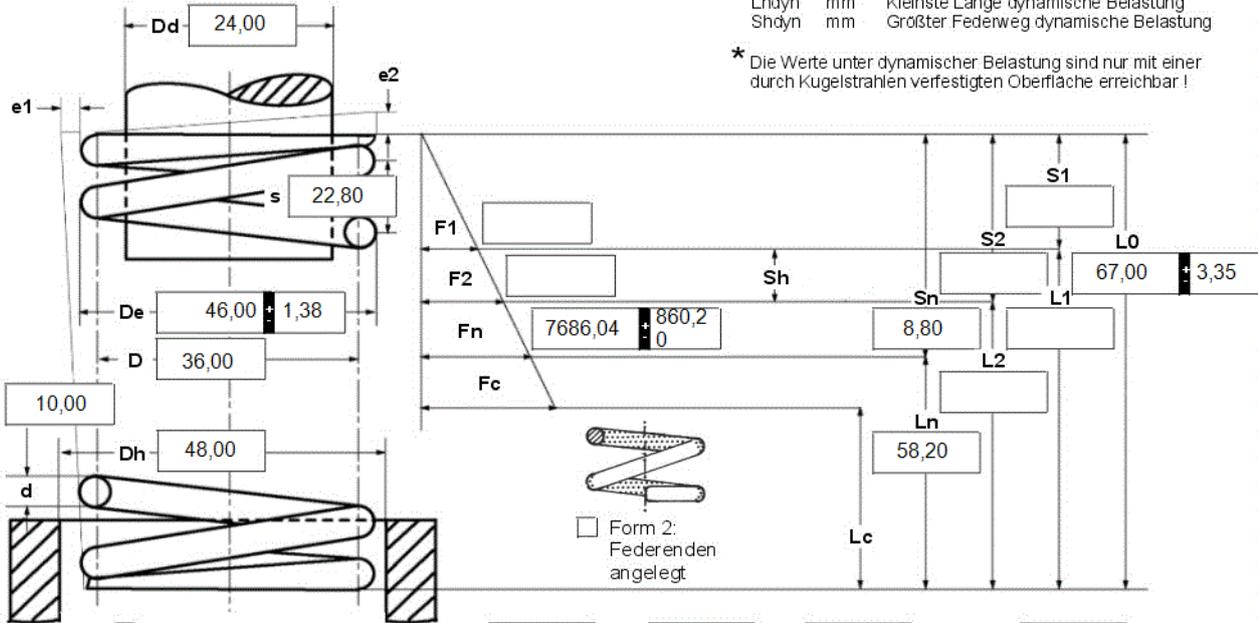
d mm Drahtdurchmesser  
 D mm Mittlerer Windungsdurchmesser  
 Dd mm Dorndurchmesser  
 De mm Äußerer Windungsdurchmesser  
 Dh mm Hülsendurchmesser  
 e1 mm Abweichung von Mantellinie  
 e2 mm Abweichung von Parallelität  
 F1 N Kraft der Feder vorgespannt  
 F2 N Kraft der Feder gespannt

Fn N Höchstkraft der Feder  
 Fc N Theo. Federkraft bei Blocklänge  
 L0 mm Ungespannte Länge der Feder  
 L1 mm Länge der Feder vorgespannt  
 L2 mm Länge der Feder gespannt  
 Lk mm Knicklänge  
 Ln mm Kleinste Länge der Feder  
 Lc mm Blocklänge  
 n St. Anzahl federnden Windungen

nt St. Anzahl der Gesamtwindungen  
 R N/mm Federrate  
 s mm Steigung der Federn  
 S1 mm Strecke der Feder vorgespannt  
 S2 mm Strecke der Feder gespannt  
 Sh mm Arbeitsweg (Hub)  
 Sn mm Grösste Strecke der Feder  
 Gewicht g Gewicht der einzelnen Feder

Fndyn N Dynamische Höchstkraft  
 Fndtol N (+/-) Toleranz dynamische Höchstkraft  
 Lndyn mm Kleinste Länge dynamische Belastung  
 Shdyn mm Größter Federweg dynamische Belastung

\* Die Werte unter dynamischer Belastung sind nur mit einer durch Kugelstrahlen verfestigten Oberfläche erreichbar !



Form 1: Federenden angelegt und geschliffen

n 2,50 nt R 873,414 Gewicht 315,962

Federprüfung nach DIN ISO 2859/1 Prüfniveau II

**1 Windungsrichtung**  
 links  rechts

**7 Führung und Lagerung DIN EN 13906-1**  
 Dorn  Hülse  
 Knicklänge **Lk** bei Lagerungsbeiwert  $v=0,5 / \text{Bild 5}$  0,00 mm

**12 Toleranzen nach DIN EN 15800**

Gütegrad	De, Di, D	L0	F1, F2	e1, e2	Drahtstärke d nach DIN 2076
1	<input type="checkbox"/>				
2	<input checked="" type="checkbox"/>				
3	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>

**2 Dynamische Beanspruchung \***

Fndyn	5327,83
Fndtol	599,70
Lndyn	60,90
Shdyn	2,41

**8 Werkstoff**  
 EN 10270-1-SH

**13 Fertigungsausgleich durch**

Eine Federkraft mit zugehöriger Länge	L0	<input type="checkbox"/>
Eine Federkraft mit zugehöriger Länge und L0	n, d	<input checked="" type="checkbox"/>
	n, De, Di	<input type="checkbox"/>
Zwei Federkräfte mit zugehörigen Längen	L0, n, d	<input type="checkbox"/>
	L0, n, De, Di	<input type="checkbox"/>

**3 Arbeitsweg Sh** mm

**9 Draht- oder Staboberfläche**  
 gezogen  gewalzt  spanend bearbeitet

**4 Lastspielzahl N**

**10 Federn entgratet**  innen  außen

**5 Lastspielfrequenz n** /

**11 Oberflächenschutz**  kugelgestrahlt

**6 Arbeitstemperatur** °C

**14 Federn setzen**  
 Alle Federn, die nach ihrer Baugröße zum Setzverhalten neigen, sind vorgesetzt.

**Bemerkungen**

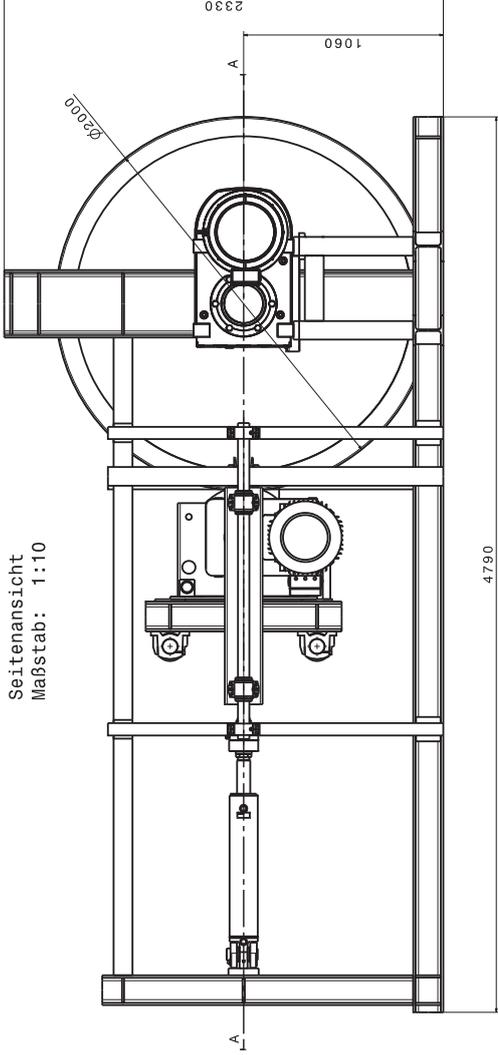
**Staffelpreise**

Mengenstaffel	Einzelpreis [EUR]
1	12,3500 €
2	12,3500 €
3	6,5600 €
5	6,5600 €
7	4,8400 €
17	3,3800 €
37	2,9000 €
75	2,8200 €
125	2,7736 €
175	2,7161 €
250	2,6531 €
350	2,5727 €
450	-

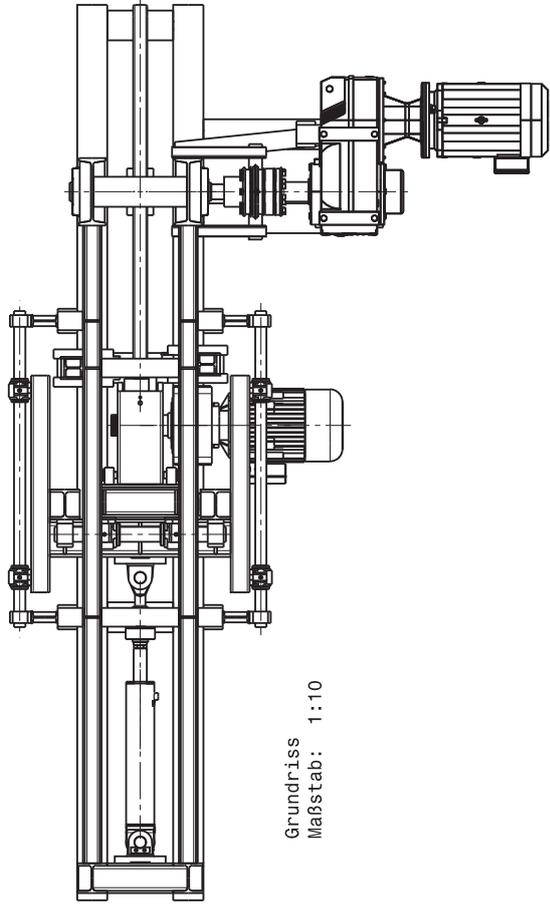
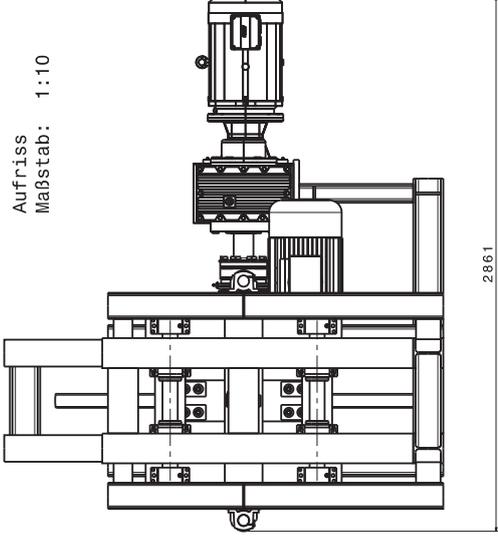
Gutekunst + Co.KG Federnfabriken · Carl-Zeiss-Straße 15 · D-72555 Metzingen

Verkauf (+49) 07123 / 960-192 · Technische Beratung (+49) 07123 / 960-193 · Zentrale (+49) 07123 / 960-0  
 Telefax (+49) 07123 / 960-195 · E-mail: verkauf@gutekunst-co.com

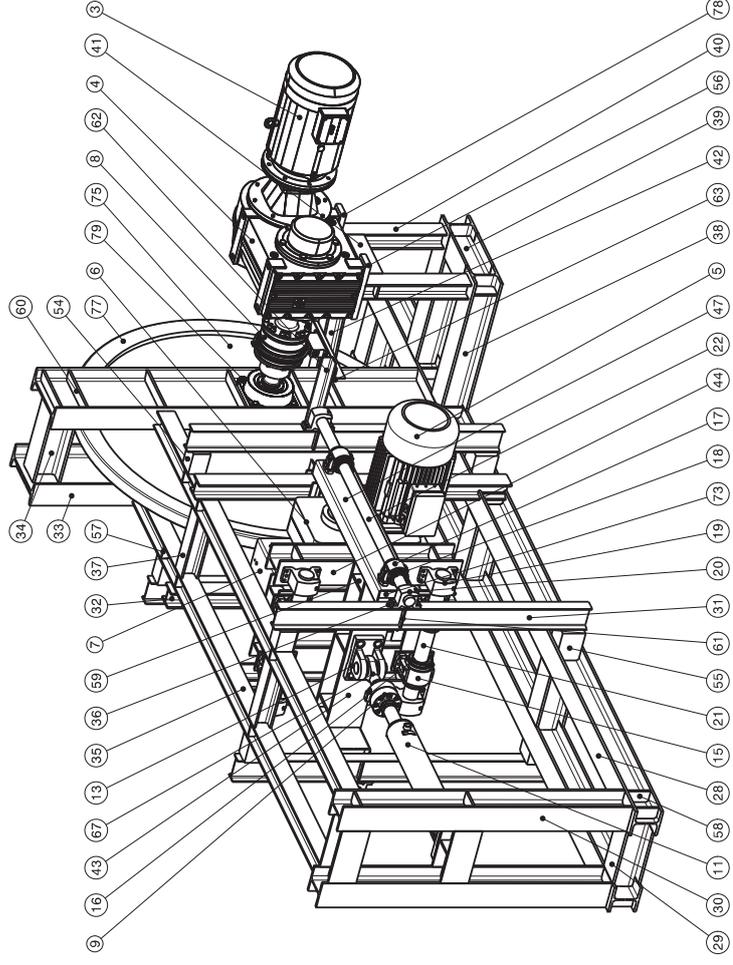
Seitenansicht  
Maßstab: 1:10



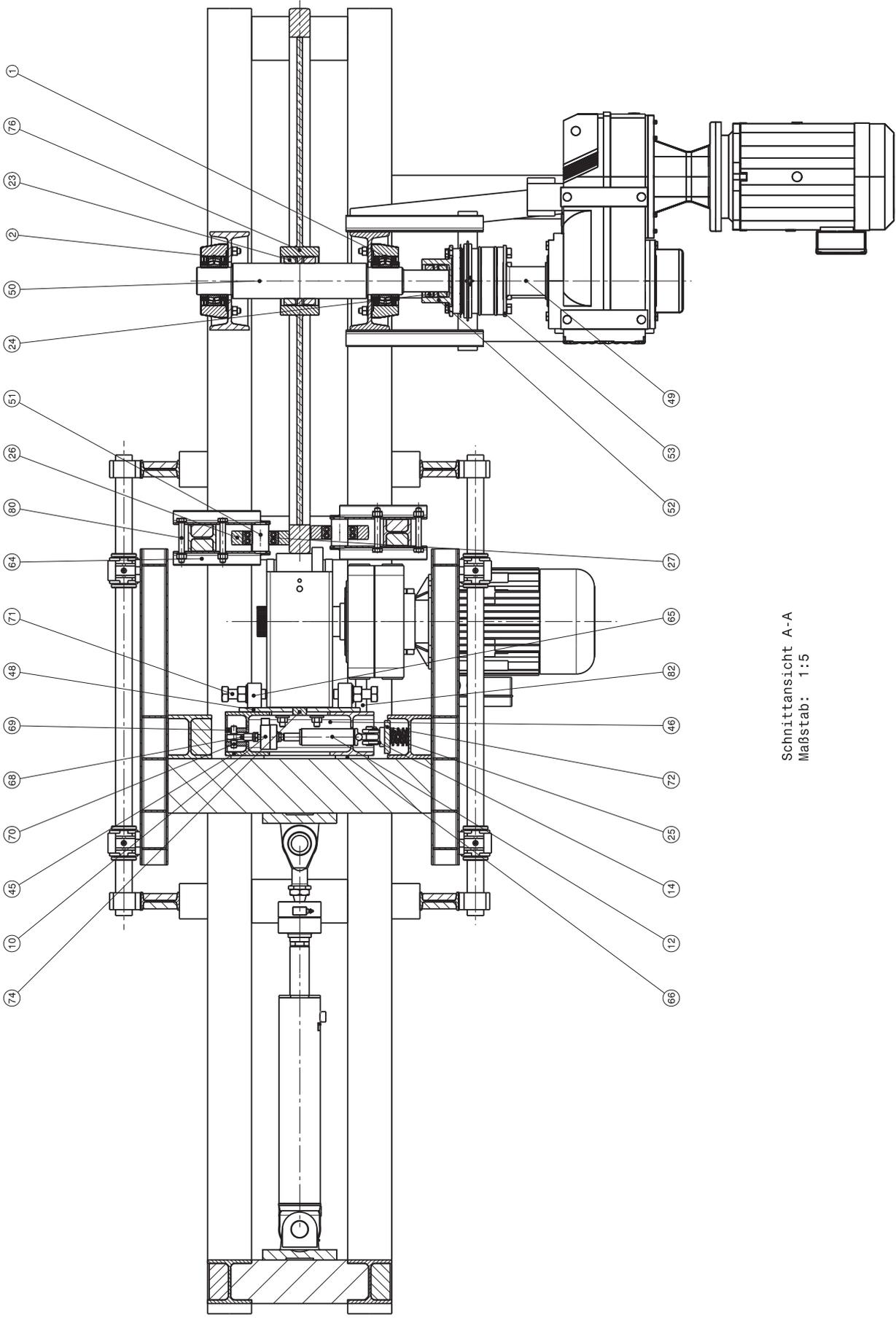
Aufriss  
Maßstab: 1:10



Grundriss  
Maßstab: 1:10



Isometrische Ansicht  
Maßstab: 1:10



Schnittansicht A-A  
 Maßstab: 1:5