



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Jakob Schmidtke

Konzeptentwicklung eines Radlagerprüfstandes mit axialer und radialer Lasteinleitung

*Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering*

Jakob Schmidtke

**Konzeptentwicklung eines Radlagerprüf-
standes mit axialer und radialer
Lasteinleitung**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Fahrzeugbau
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Meyle AG
Produktstrategie und Entwicklung
Merkurring 111
22143 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Dirk Adamski
Zweitprüfer: Dipl.-Ing. Sven Nielsen

Abgabedatum: 22.8.2018

Zusammenfassung

Jakob Schmidtke

Thema der Bachelorthesis

Konzeptentwicklung eines Radlagerprüfstandes mit axialer und radialer Lasteinleitung

Stichworte

Prüfstand, Radlager, Kraftmessung, Lasteinleitung, Piezoeffekt, axial, radial

Kurzzusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der Konzeptentwicklung eines Prüfstandes für Radlager mit axialer und radialer Lasteinleitung für die Firma Meyle AG. Zuerst werden die nötigen Grundlagen eines solchen Prüfstandes thematisiert sowie eine derzeitige Situationsanalyse durchgeführt. Anschließend werden die Voraussetzungen an den Prüfstand ermittelt und mittels eines morphologischen Kastens und eines entsprechenden Bewertungsverfahrens die bestmögliche Lösungsvariante dargelegt.

Es folgt der konkrete Entwurf und eine Bewertung.

Jakob Schmidtke

Title of the paper

Concept development of a wheel bearing test stand with axial und radial load application

Keywords

Test stand, wheel bearing, force measurement, load introduction, piezo effect, axial, radial

Abstract

This report deals with the development and a following construction of a test stand for wheel bearings with axial and radial load application in cooperation with the company Meyle AG. Initially, the necessary bases of the test stand are presented first. The current situation analysis is also implemented.

The conditions are subsequently determined and the best possible solution is stated by means of a morphological box and assessment methods followed by a concrete draft and a rating.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis.....	III
Tabellenverzeichnis.....	IV
1 Einleitung	1
2 Recherchen.....	2
3 Vorstellung des Unternehmens MEYLE AG	2
4 Grundlagen zu Radlagern	3
4.1 Radlager	3
4.2 Bestandteile	4
4.2.1 Außen- und Innenring mit Laufbahn	4
4.2.2 Wälzkörper.....	5
4.2.3 Käfig.....	5
4.3 Herstellung von Radlagern	5
4.3.1 Vom Schmieden bis zur Montage.....	5
4.4 Wälzlagerarten im Überblick.....	7
4.5 Anforderungen	10
4.6 Radlager Generationen	11
4.6.1 Radlager Generation 1	11
4.6.2 Radlager Generation 2.....	12
4.6.3 Radlager Generation 3.....	13
4.7 Hinweise zu defekten Radlagern.....	13
5 Stand der Technik und Marktforschung	14
5.1 Marktanalyse.....	14
5.1.1 Radlagerprüfstand der Firma SinoTec.....	15
5.1.2 Radlagerprüfstand der Firma Renk Test System GmbH.....	16
5.1.3 Radlagerprüfstand der Firma IAMT Prüfsysteme GmbH	17
5.1.4 Wälzlagerprüfstand der Ruhr Universität Bochum	18
5.1.5 Großwälzlagerprüfstand der IMKT Universität-Hannover	19
5.2 Ergebnisse der Produktanalyse.....	20
6 Vorgehensweise für die Konzeptentwicklung des neuen Meyle-Prüfstands.....	20
7 Voraussetzungen an den Prüfstand.....	21
7.1 Analysieren	22
8 Anforderungsliste	23
9 Vergleich des Ist-Zustandes mit dem Soll-Zustand.....	25
9.1 Ist-Zustand des vorhandenen Radlagerprüfstands der Firma MEYLE	25
9.2 Soll-Zustand.....	26
10 Konzeptphase.....	27
10.1 Brainstorming.....	27

10.2	Ablaufplan und Funktion.....	28
10.3	Morphologischer Kasten.....	28
10.4	Auswertung und Beschreibung des morphologischen Kastens	32
10.5	Variantendarstellung	34
10.5.1	Version 1 (blauer Pfad)	35
10.5.2	Version 2 (roter Pfad).....	35
10.5.3	Version 3 (grüner Pfad).....	36
10.5.4	Version 4 (oranger Pfad).....	36
10.5.5	Version 5 (rosa Pfad)	37
10.5.6	Version 6 (hellblauer Pfad).....	37
10.5.7	Version 7 (lila Pfad).....	38
11	Nutzwertanalyse	39
11.1	Auswertung der Nutzwertanalyse.....	42
12	Konzept für die Kraftübertragung	44
13	Konzept für die Drehzahlübertragung	46
13.1	Schwingungsverhalten aufgrund hochfrequenter Krafteinleitung	47
14	3D-Konstruktion des Prüfstandes	48
15	Auswahl der Bestandteile des Prüfstandes	51
16	Stückliste und Kosten	57
17	Fehler- und Schwachstellenanalyse.....	57
18	Zusammenfassung und Ausblick	58
19	Literaturverzeichnis.....	60
20	Anhang.....	A
20.1	Weitere Berechnungen.....	A
20.1.1	Lagerwiderstand.....	A
20.1.2	Statische Radialkraft	B
20.1.3	Spannkraft des Futters	C
20.1.4	Berechnung Antriebsmoment Motor	D
20.2	Technische Zeichnungen	E
21	Datenblätter	L

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 Grundbestandteile von Radlagern (eigene Darstellung).....	4
Abbildung 2 Profilansicht Radlager.....	6
Abbildung 3 Wälzlagerarten.....	7
Abbildung 4 Rillenkugellager.....	7
Abbildung 5 Schrägkugellager.....	8
Abbildung 6 Pendelkugellager.....	8
Abbildung 7 Axial-Rillenkugellager.....	8
Abbildung 8 Pendelrollenlager.....	8
Abbildung 9 Zylinderrollenlager.....	9
Abbildung 10 Kegelrollenlager.....	9
Abbildung 11 Nadellager.....	9
Abbildung 12 wirkende Kräfte im Fahrbetrieb.....	10
Abbildung 13 Generation 1.....	11
Abbildung 14 Generation 1 (1T.).....	11
Abbildung 15 Generation 1 (T.).....	12
Abbildung 16 Generation 2.....	12
Abbildung 17 Generation 2 (2D.).....	12
Abbildung 18 Generation 2 (2.1.).....	12
Abbildung 19 Generation 3 (3.2/3.2w).....	13
Abbildung 20 Generation 3 (3E).....	13
Abbildung 21 Radlagerprüfstand der Firma SinoTec.....	15
Abbildung 22 Radlagerprüfstand der Firma Renk Test System GmbH.....	16
Abbildung 23 Radlagerprüfstand der Firma IAMT Prüfsysteme GmbH.....	17
Abbildung 24 Wälzlagerprüfstand der Ruhr Universität Bochum.....	18
Abbildung 25 Großwälzlagerprüfstand der IMKT Universität-Hannover.....	19
Abbildung 26 Radlagerprüfstand der MEYLE AG.....	25
Abbildung 27 Brainstorming.....	27
Abbildung 28 Funktion- und Ablaufplan des zukünftigen Prüfstandes.....	28
Abbildung 29 Morphologischer Kasten.....	29
Abbildung 30 Morphologischer Kasten.....	30
Abbildung 31 Morphologischer Kasten.....	31
Abbildung 32 Auswertung morphologischer Kasten.....	32
Abbildung 33 Nutzwertanalyse.....	40
Abbildung 34 Nutzwertanalyse.....	41
Abbildung 35 Übertragung der Radialkraft.....	44
Abbildung 36 Verdeutlichung des Hebelgesetzes.....	44
Abbildung 37 Übertragung der Axialkraft.....	45
Abbildung 38 Kraftübertragung des Motors an Drehspindel.....	46
Abbildung 39 Radlagerprüfstand ohne Sicherheitshaube.....	48
Abbildung 40 Radlagerprüfstand mit magnetbasiertem Drehzahlmesser.....	49
Abbildung 41 Stehlager links und rechts.....	49
Abbildung 42 Radlagerprüfstand Draufsicht.....	50
Abbildung 43 Radlagerprüfstand mit Sicherheitshaube.....	50
Abbildung 44 Elektromotor der Firma Atex.....	51
Abbildung 45 Drehspindel der Firma Weiss GmbH.....	51
Abbildung 46 offene Drehspindel.....	52
Abbildung 47 austauschbarer Spannzapfen mit Spannfutter.....	52
Abbildung 48 Radlager mit gezahntem Innenring und passendem Antriebswellenstück.....	53
Abbildung 49 Infrarottemperaturmessgerät der Firma OMEGA.....	53
Abbildung 50 magnetbasierter Drehzahlmesser der Firma HBM.....	54
Abbildung 51 leistungsstarker Kurzhubzylinder.....	54
Abbildung 52 höhenverstellbarer Pfostenträger.....	55
Abbildung 53 hochpräzise Piezokraftmessringe.....	55

Abbildung 54 Software zur Auswertung der Messdaten.....	56
Abbildung 55 Itemprofile und Anbindungsmöglichkeiten.....	56
Abbildung 56 Wirkkräfte auf Radlager	A
Abbildung 57 Wirkprinzip Hebelgesetze	B

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 Vergleich Gleitlager und Wälzlager	3
Tabelle 2 Anforderungsliste	23
Tabelle 3 Stückliste und Kosten	57



FAKULTÄT TECHNIK UND INFORMATIK
DEPARTMENT FAHRZEUGTECHNIK UND FLUGZEUGBAU
Prof. Dr.-Ing. Dirk Adamski

Aufgabenstellung Abschlussarbeit

Name

Jakob Schmidtke

Thema

Konzeptentwicklung und Konstruktion eines Radlagerprüfstandes mit axialer und radialer Lasteinleitung

1. Einführung

Die zunehmende Weiter- und Neuentwicklung in der Automobilindustrie und die dadurch resultierenden steigenden Anforderungen an die Fahrzeugteile macht es notwendig, entsprechende Prüfungen eben dieser Komponenten durchzuführen. Daher ist es entscheidend Prüfstände zu konzipieren, die die Teile, wie im echten Fahrzeugeinsatz, möglichst real belasten. Wichtig ist hierbei, dass die Anforderungen in Bezug auf die Sicherheit und die Lebensdauer erfüllt werden.

Radlager und Radnaben als Einheit spielen in der heutigen Automobilindustrie eine große Rolle. So werden in modernen Radlagereinheiten beispielsweise immer häufiger ABS-Sensoren verbaut, wobei die Zukunft sogar einzelangetriebenen Räder mit jeweiligen Radnabengmotoren verspricht. Dies verdeutlicht die zunehmende Bedeutung dieser Fahrwerkskomponente. Die momentane Aufgabe der Radlagereinheiten ist es, die Antriebswellen bzw. Achsen zu führen und gleichzeitig Radial- und Axialkräfte aufzunehmen. Sie sollen so konstruiert sein, dass bei der Drehbewegung der Räder möglichst wenig Reibung entsteht, was sich positiv auf den Kraftstoffverbrauch und die damit verbundene Umweltbelastung ausübt.

2. Aufgabenstellung

Ziel der Arbeit ist, ein geeignetes Konzept eines Radlagerprüfstandes zu erarbeiten, welches die vielfältigen Aufgaben eines Radlagers simuliert und darstellt. Dafür sind zunächst die Anforderungen an den Prüfstand zu ermitteln. Daraus sollen mögliche Konzepte entwickelt werden.

Diese Abschlussarbeit wird in Zusammenarbeit mit der Firma Meyle AG durchgeführt.

1 Einleitung

Die stetig anwachsende Weiterentwicklung von Automobilen jeglicher Art und derer Komponenten macht es dringend erforderlich, die dafür notwendigen Sicherheitsprüfungen gleichermaßen mit zu entwickeln und anzupassen. Jede Erneuerung muss somit einer Sicherheits- und Lebensdauerprüfung unterzogen werden. Teilweise geschieht dies auf Testfahrten über Mittel- oder Langstreckentests, bei denen speziell angebrachte Sensoren die auftretenden Kräfte und Beschleunigungen messen. Andere Prüfungen wiederum werden in eigens dafür konstruierten Prüfständen vollzogen. Gerade bei Einzelteilprüfungen ist notwendig, möglichst reale Belastungen zu simulieren.

Um eine gleichbleibend hohe Qualität gewährleisten zu können, steht somit außer Frage, dass die Produkte einer regelmäßigen Kontrolle bzw. Prüfung unterzogen werden müssen. Da Radlager sehr wichtige Fahrwerkskomponenten sind, müssen diese vorab genau geprüft werden. Sie haben nicht nur die Aufgabe der Radführung, sondern nehmen gleichzeitig die wirkenden statischen und dynamischen Kräfte auf. Um ein Radlager auf seine Qualität und Lebensdauer prüfen zu können, wird ein Prüfstand benötigt, der statische und dynamische Lasteinleitungen ermöglicht. Die aufgebrachten Kräfte werden mittels Software ausgewertet und dokumentiert. Solche Prüfungen ermöglichen eine genaue Fehler- bzw. Schwachstellenanalyse, was für eine Weiterentwicklung und Verbesserung unumgänglich ist.

Ein großer Vorteil, der sich außerdem daraus ergibt ist, dass man dadurch Radlager verschiedener Hersteller einem direkten Vergleich unterziehen kann. Dadurch ist die Grundlage für ein Benchmarking oder andere Vergleichsanalysen gegeben. Die ausschlaggebende Motivation dieser Arbeit ist daher, für die Firma Meyle einen Prüfstand zu konzipieren, der all diese Anforderungen umsetzen kann, um weiterhin ein angesehener und wettbewerbsfähiger Vertriebspartner für Ersatzteile zu sein.

Um ein Grundverständnis für den Aufbau des konzipierten Prüfstandes aufzubauen, werden im Verlauf dieser Arbeit Radlager als solches detailliert beschrieben. Dabei werden die einzelnen Bestandteile und deren Funktion dargelegt. Hierdurch soll dem Leser die Gewichtung dieser Fahrzeugkomponente und der vorliegenden Ausarbeitung verdeutlicht werden. Spätere Erkenntnisse aus der Marktanalyse zeigen erste Ansätze für eine Konzeptentwicklung und geben einen kleinen Eindruck zum Angebot der Konkurrenz. Die genaue Vorgehensweise für die Konzeptentwicklung wird im Kapitel 4 vorgestellt und ist maßgebend für den weiteren Verlauf dieser Bachelorthesis. Es wird verdeutlicht, wie wichtig es ist, ein Konzept nach einer vorangegangenen Struktur zu erstellen.

Diese Arbeit geht mit der Erkenntnis einher, dass es mit einfachen Mitteln möglich ist, Radlager verschiedenen Belastungen auszusetzen und die Ergebnisse in einem entsprechenden Programm auszuwerten. Da letztlich etwas Arbeitszeit vorhanden war, wurde im Anschluss an die Konzeptphase eine erste Konstruktion des Radlagerprüfstandes erstellt. Wichtig hierbei ist es zu erwähnen, dass diese eine grobe Darstellung bietet. Aus zeittechnischen Gründen wurde nicht auf eine detailgetreue Konstruktion einzelner Bestandteile eingegangen. Allerdings bietet sich daraus eine nützliche Illustration der vorangegangenen Forschungsergebnisse und stellt eine geeignete Basis für eine zukünftige Prüfstandsentwicklung dar.

2 Recherchen

Recherchen aus dem Internet oder aus Fachliteratur liefern sehr viele Ergebnisse bezüglich der Schlüsselwörter des in Kapitel 10.1 befindlichen Brainstormings. Einige Ergebnisse wurden nachträglich in die Mind-Map eingefügt. Fachliteratur ist hierbei eine sehr interessante Quelle, jedoch bietet das Internet eine viel schnellere und umfangreichere Lösungsfindung. Nichtsdestotrotz wurden regelmäßig Fachbücher in umfangreichem Maße hinzugezogen. Informationen wurden während dieser Arbeit sehr vielfältig genutzt. Unterlagen oder Vorgehensweisen aus Quellen wurden teilweise miteinander verglichen. Passende Quellen wurde als Grundlage genutzt. Unpassende oder nicht hilfreiche tauchen dennoch vollständigkeithalber im Literaturverzeichnis auf, da sie in gewisser Weise der Entscheidungsfindung dienen.

3 Vorstellung des Unternehmens MEYLE AG

Das inhabergeführte, nicht börsennotierte Familienunternehmen Meyle wurde 1958 unter dem Namen Wulf Gaertner Autoparts AG gegründet. Der Firmengründer hatte sein Augenmerk von Anfang an auf Qualität und Zuverlässigkeit seiner Produkte gesetzt, sodass sich das Unternehmen recht schnell einen angesehenen Platz im freien Auto-Ersatzteilemarkt gesichert hat.

Tradition und der stetige Drang nach Weiterentwicklung sind 2 grundfeste Philosophien des Konzerns und überzeugen seit nunmehr über einem halben Jahrhundert weltweit ihre Kunden. Der Schwerpunkt liegt auf Nachhaltigkeit und der damit verbundenen Absicherung des Unternehmens und seiner Mitarbeiterinnen und Mitarbeiter. Allein der Hauptsitz in Hamburg zählt 430 Angestellte.

Durch regelmäßige Besuche der Mitarbeiter in den ausländischen Produktionsstätten wird das Gefühl und Verständnis im Hinblick auf internationale Zusammenarbeit gefestigt.

So wurde aus einem kleinen Export und Handelshaus nach und nach ein zuverlässiger Produzent für hochwertige Markenprodukte mit einem derzeitigen Sortiment von 23.000 Artikel. Die Produktpalette ist sehr umfangreich, wobei Meyle eine besonders hohe Fachkompetenz in den Bereichen Fahrwerk und Lenkung und Gummi-Metalteile besitzt.

Die Entwicklung und das Qualitätsmanagement der Ersatzteile finden in der Hansestadt Hamburg statt.

Diese beinhalten 3 Produktgruppen, welche in über 120 Ländern vertrieben werden. Meyle Original, Meyle PD und Meyle HD, wobei letztere in Hinsicht auf Langlebigkeit die Anforderungen der OE's übertrifft und sogar 4 Jahre Garantie gibt. [21], [22]

4 Grundlagen zu Radlagern

In den folgenden Kapiteln werden Grundlagen zum Aufbau, Funktion sowie Anforderungen eines Radlagers beschrieben. Weiterhin werden verschiedene Radlagergenerationen vorgestellt um ein grundlegendes Verständnis für den Aufbau des Prüfstandes zu bekommen. Im Anschluss an das Kapitel 3 folgt eine Analyse, welche vorhandene Prüfstände auf dem Markt miteinander vergleicht.

4.1 Radlager

Radlager gehören zur Familie der Wälzlager und haben die Aufgabe Bewegungen und Kräfte zu kompensieren oder weiterzuleiten. Im Gegensatz zu den vorher eingesetzten Gleitlagern, funktioniert die Drehbewegung der Wälzlager mittels eines Außenrings und eines Innenrings, welche durch rollende Körper voneinander getrennt sind. Wälzlager wie man sie heute kennt wurden Ende des 19. Jahrhunderts erstmals entwickelt. Anfänglich noch selten und in kleinen Maschinen mit geringen Drehzahlen eingesetzt, zählen sie heute zu den am häufigsten verbauten Maschinenelementen in der Industrie. Das Hauptaugenmerk liegt seit jeher auf der Wirtschaftlichkeit und Lebensdauer. Der Verschleiß bzw. die Reibung sollen möglichst gering sein, während die Energieeffizienz des Antriebes möglichst hoch ist. Um eine verschleißarme Drehbewegung bei Gleitlagern zu generieren muss dieses durch hohe Drehzahlen angetrieben werden. Wälzkörperlager haben den großen Vorteil, dass sie bereits bei geringen Drehzahlen konstruktionsbedingt eine gute Schmierung und wenig Reibung aufweisen. Charakteristisch für sie ist eine punktuelle Berührung zwischen Wälzkörper und Laufbahn. Wälzlager werden in viele verschiedene Bauformen unterteilt, wobei der grundsätzliche Unterschied in der Lasteinleitung liegt. Die Kräfte werden in axialer und oder radialer Richtung eingeleitet. Daher auch die Namensgebung: Radiallager und Axiallager. Die Auswahl eines geeigneten Lagers ist abhängig von dem Einsatz und Zweck, wobei in der Automobilindustrie grundsätzlich Lager verwendet werden, die gleichzeitig axiale und radiale Kräfte aufnehmen können. Die Tabelle 1 zeigt einen direkten Vergleich zwischen einem Gleitlager und einem Wälzlager hinsichtlich ihrer Stärken und Schwächen. [1]

Tabelle 1 Vergleich Gleitlager und Wälzlager (eigene Darstellung mit Hilfe von [2])

	Gleitlager	Wälzlager
Vorteile	<ul style="list-style-type: none"> -Stoßunempfindlich und sehr laufruhig -sehr hohe Drehzahlen möglich -einfacher Einbau -einfache Konstruktion, dadurch geringe Kosten -schlanke Bauform dadurch Gewichts- und Platzersparnis -hohe Tragfähigkeit -hoher Temperaturbereich 	<ul style="list-style-type: none"> -geringerer Schmiermittelbedarf -sehr wenig bis gar kein Wartungsaufwand -geringere Wärmeentwicklung -hohe Tragzahl schon bei geringen Drehzahlen -kleine Anlaufkräfte - Massenfertigung durch Normteile
Nachteile	<ul style="list-style-type: none"> -hoher Verschleiß und Reibung bei kleinen Drehzahlen 	<ul style="list-style-type: none"> -höhere Geräusentwicklung

	<ul style="list-style-type: none"> -Hohe Anlaufkräfte -eignen sich nur für gleichförmige Bewegungen -nur mit Schmiermittel einsetzbar - hoher Schmiermittelverbrauch - keine häufigen Richtungswechsel möglich 	<ul style="list-style-type: none"> -größeres Bauvolumen, dadurch höheres Gewicht -Drehzahlbegrenzt -Stoßempfindlicher
--	---	--

4.2 Bestandteile

Abbildung 1 zeigt die grundsätzlichen Bestandteile von Radlagern, welche im weiteren Verlauf näher beschrieben werden.

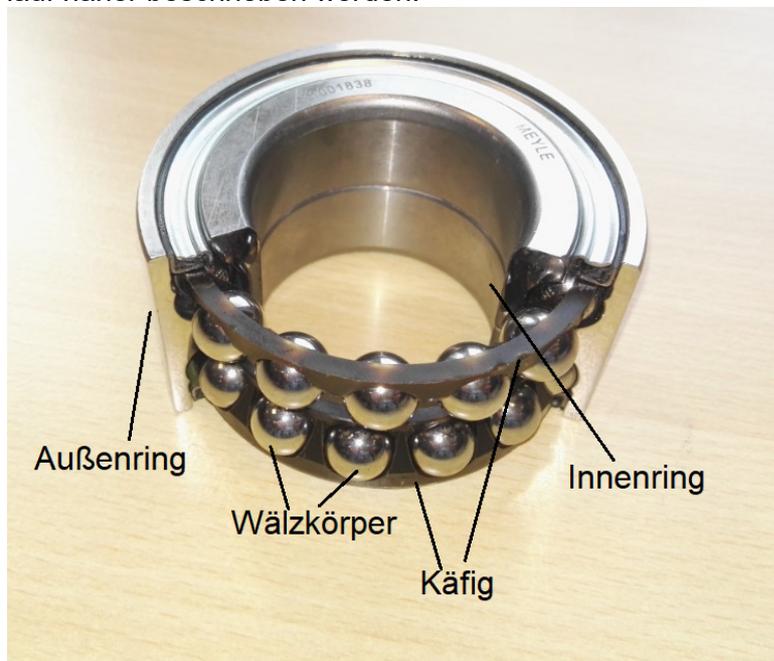


Abbildung 1 Grundbestandteile von Radlagern (eigene Darstellung)

Ausgenommen sind Radlager der Generationen 2 und 3.

Diese haben zusätzlich noch einen oder zwei Befestigungsflansche zur Verschraubung und mögliche integrierte Drehzahlsensoren. Eine detaillierte Beschreibung zu den Generationen befindet sich in Kapitel 3.6.

4.2.1 Außen- und Innenring mit Laufbahn

Der Außen- und Innenring eines Wälzlagers besteht im Normalfall aus legiertem Stahl (meistens Wälzlagerstahl 100CR6 nach DIN 17230). Durch diesen Werkstoff wird die nötige Härte und Verschleißfestigkeit gegeben, was Voraussetzung für hohe Lebensdauer und Tragfähigkeit ist. In letzter Zeit kommen Ringe aus Keramik und Kunststoff immer häufiger zum Einsatz. Vorteile hierbei sind die besondere Härte von Keramik und das geringe Gewicht von Kunststoff. Die Anwendung ist natürlich abhängig vom Einsatz. In jedem Fall ist die Laufbahn

gehärtet, geschliffen oder anderweitig bearbeitet, um eine höhere Oberflächenhärte zu ermöglichen.

4.2.2 Wälzkörper

Wälzkörper sind in der Regel Kugeln, Kegel, Rollen, Tonnen oder Nadeln, wobei letztere eher unüblich in der Radlagerherstellung sind. Diese bestehen ebenfalls meistens aus legiertem Stahl, wobei hier auch immer häufiger Wälzkörper aus Keramik oder Kunststoff zum Tragen kommen. Die Wälzkörper rollen auf den Ringen ab und werden vom Käfig im entsprechenden Abstand gehalten. Die Wahl der Wälzkörper hängt wie bei den Innen- und Außenringen von der späteren Anwendung ab.

4.2.3 Käfig

Der Käfig ist die wichtigste Komponente des Wälzlagers und hat die Aufgabe die Wälzkörper zu führen und diese gleichzeitig auf gleichem Abstand zu halten um gegenseitigen Kontakt zu vermeiden wodurch sich eine gleichmäßige Lastverteilung ergibt. Außerdem verhindert er ein Herausfallen der Wälzkörper bei zerlegbaren Lagern und erleichtert den Lagereinbau. Differenziert werden Blech- und Massivkäfige. Unterschiede liegen in der Werkstoffwahl, Herstellung, Zugänglichkeit, späteren Belastung und Gewicht. ¹

4.3 Herstellung von Radlagern

Da Radlager permanent steigenden Anforderungen unterliegen wird für die Herstellung hohe Präzision verlangt, die in hochmodernen abgestimmten, meist automatisierten Fertigungsprozessen erreicht wird. Bevor eine Freigabe für den Bau eines Radlagers erteilt wird, müssen folgende Faktoren berücksichtigt und erfüllt worden sein. Diese sind im fahrzeugherstellerabhängigen Lastenheft niedergeschrieben. **[1], [17]**

- Geometrie und Befestigung
- Festigkeit, Akustik, Steifigkeit, Gewicht und Wärmebeständigkeit
- Ergonomie und Design
- Werkstoffwahl und Korrosionsverhalten
- Montage und Demontage
- Umweltverträglichkeit und Recycling

4.3.1 Vom Schmieden bis zur Montage

Die Ringe und Flansche der Radlager werden in Schmiedepressen formgenau hergestellt. Die Schmiedepressenart wird abhängig von Form und Art des zukünftigen Lagers gewählt. Im Anschluss an das Abscheren, Stauchen, Vor- und Fertigformen werden die gepressten Rohlinge für eine spanende Bearbeitung gegläht um mögliche Spannungen im Material zu entfernen. Folglich werden die Ringe in Spindelautomaten von innen und außen spanend gedreht. Danach liegen die Teile bzw. die Laufbahnen bereits sehr nahe am Endmaß. Nach dem Drehen folgt das Härten. Hierbei werden die Innen- und Außenringe der Generation 1 völlig durchgehärtet. Bei höheren Generationen hingegen werden nur partiell die Laufbahnen induktiv gehärtet. Entscheidend hierbei sind ein gleichmäßiger spannungsfreier Übergang und die richtige Härtetiefe.

Nach dem Härten folgt das Schleifen. Um die Laufbahnen, Außendurchmesser etc. auf ihr Endmaß zu bekommen, werden diese bis auf das vorgegebene Maß geschliffen. Für

¹ Kapitel 3.2.1 bis 3.2.3 mit Hilfe von **[15], [17]**

höchste Anforderungen an die bereits geschliffene Oberfläche wird diese schlussendlich gehont. Das Erreichen der Endmaße wird durch ständige Kontrollen und Messungen begleitet. Das Fertigen der Wälzkörper geschieht über Kaltpressen. Anschließend werden sie genau wie die Laufbahnen durch ein Härteverfahren bearbeitet und auf ihr Endmaß geschliffen. Abbildung 2 zeigt die Oberflächenbeschaffenheit nach der Fertigung

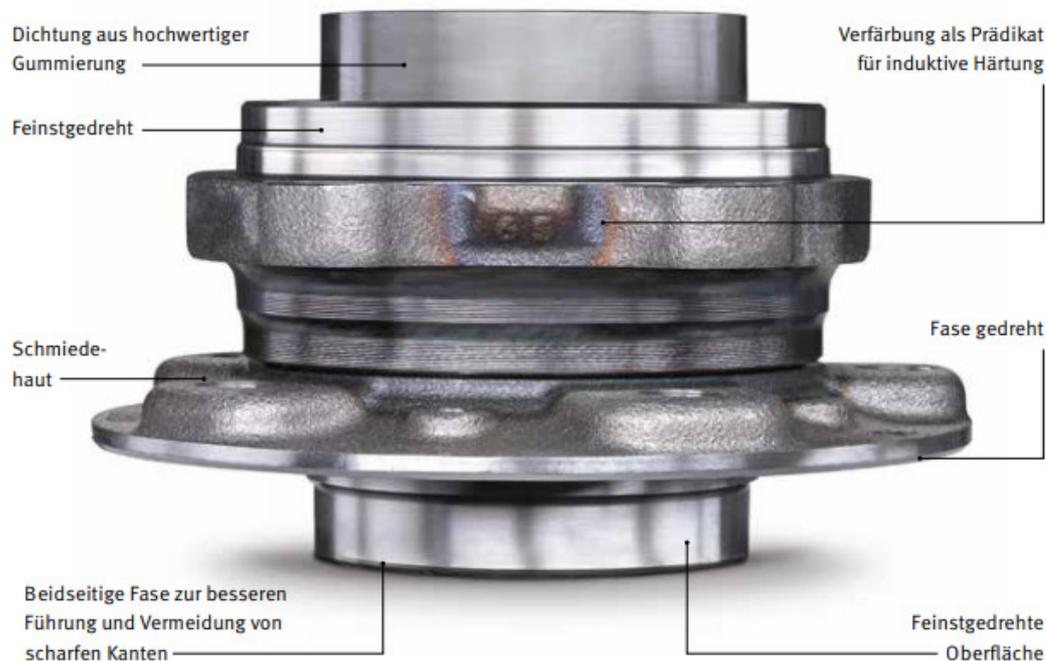


Abbildung 2 Profilansicht Radlager [17]

Sobald die notwendigen Einzelteile gefertigt worden sind, folgt die Montage. Hierbei werden die gereinigten Bauteile in modernen Fertigungszellen zu den jeweiligen Radlagereinheiten zusammengebaut. Die Verbindung der Komponenten wird so realisiert, dass die Lager im eingebauten Zustand eine leichte Vorspannung haben.

Bei den Generationen 2 und 3 wird die nicht lösbare, ebenfalls vorgespannte Verbindung der Einzelteile durch einen Wälznietprozess realisiert. Durch diesen Ablauf kann die Vorspannkraft präzise eingestellt werden. Der Wälznietprozess erfolgt nach der Befüllung des Fettes und der Montage der Dichtung.

Im Anschluss werden verschiedene Messungen und Prüfungen durchgeführt, um ein hochwertiges Radlager zu gewährleisten.

Eine hohe Fertigungsqualität lässt sich unter anderem an der Oberflächenbeschaffenheit des Radlagers erkennen. [1], [17]

4.4 Wälzlagerarten im Überblick



Abbildung 3 Wälzlagerarten [15]

Der grundsätzliche Unterschied von Rollenlagern zu Kugellagern ist, dass hier anstatt einer punktuellen eine Linienberührung mit den Laufbahnen stattfindet. Daraus resultiert eine höhere Tragfähigkeit, allerdings auch eine erhöhte Reibung. Abbildung 3 zeigt die verschiedenen Wälzlagerarten und ihre Zusammenhänge untereinander.



Abbildung 4 Rillenkugellager [15]

Rillenkugellager

Das Rillenkugellager ist die am häufigsten vorkommende Lagerart und wird in einer Vielzahl unterschiedlicher Anwendungen eingesetzt. Durch seinen typisch einfachen Aufbau ist das Rillenkugellager grundsätzlich unempfindlich was den Betrieb und die Wartung angeht.

Es kann Radial- und Axialkräfte in beide Richtungen aufnehmen. Durch das niedrige Reibmoment kann es mit hohen Drehzahlen gefahren werden [15]



Abbildung 5 Schrägkugellager [15]

Schrägkugellager

Charakteristisch für das Schrägkugellager ist der Kontaktwinkel. Eingeleitete Kräfte werden in einem bestimmten Winkel von der einen Laufbahn auf die andere übertragen. Geeignet ist es für Belastungen bei denen neben Radialkräften, hohe Axialkräfte auftreten. [15]



Abbildung 6 Pendelkugellager [15]

Pendelkugellager

Der Kugelsatz und der Innenring beim winkelbeweglichen Pendelkugellager können sich pendelnd zueinander einstellen. Eingesetzt wird dieser robuste Lagertyp bei problematischen Ausrichtungen von Welle zu Gehäuse, beispielsweise bei Durchbiegung der Welle. Daher kann dieses Lager nur Radialkräfte aufnehmen. [15]



Abbildung 7 Axial-Rillenkugellager [15]

Axial-Rillenkugellager

Das Axial-Rillenkugellager ist wie der Name vermuten lässt nur in axialer Richtung belastbar und besteht aus zwei Lagerscheiben mit Laufbahnen für die Wälzkörper. Der Vorteil dieser Variante ist, dass sich hiermit die Welle in eine Richtung hin abstützen lässt. [15]



Abbildung 8 Pendelrollenlager [15]

Pendelrollenlager

Das überaus robuste Pendelrollenlager kann sehr hohe Radiallasten und mittelmäßige Axiallasten aufnehmen. Es ist in der Lage, Fluchtungsfehler auszugleichen, indem es sich zwischen Rollensatz und Innenring pendelnd einstellt. [15]



Abbildung 9 Zylinderrollenlager [15]

Zylinderrollenlager

Der Unterschied zwischen Pendelrollenlager und Zylinderrollenlager besteht in der Bauform der Laufbahnen. Diese sind glatt und lassen ein Pendeln um die Achse nicht zu. Durch die linienförmige und gleichmäßig verteilte Belastung kann das Zylinderrollenlager sehr hohe radiale Tragzahlen aufnehmen. Bauformabhängig kann es auch Axialkräfte aufnehmen. [15]



Abbildung 10 Kegelrollenlager [15]

Kegelrollenlager

Zwischen den kegelig angeordneten Innen- und Außenringen des Kegelrollenlagers laufen ebenfalls kegelförmige Rollen. Aufgrund dieser außergewöhnlichen Bauform kann es hohe Radial- und Axialkräfte in eine Richtung aufnehmen. Um eine Aufnahme in beide Richtungen gewährleisten zu können werden Kegelrollenlager oft gepaart eingesetzt. [15]



Abbildung 11 Nadellager [15]

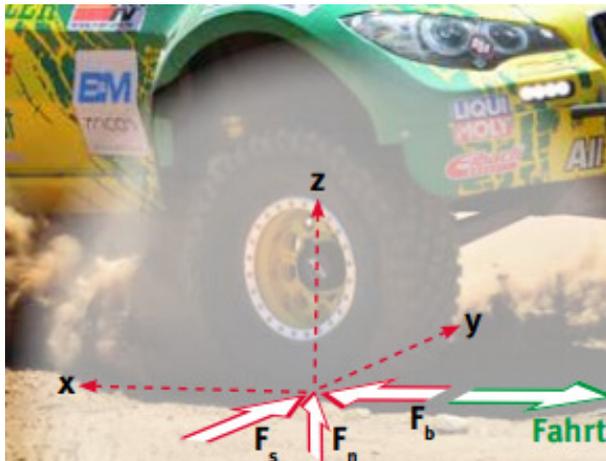
Nadellager

Das Nadellager ist mit der Ausnahme der Bauform der zylindrischen Rollen baugleich mit dem Zylinderrollenlager. Hierbei werden dünne und sehr lange Wälzkörper verbaut wodurch sich hohe Kräfte aufnehmen lassen, allerdings nur in radialer Richtung. Das Verhältnis von Durchmesser zu Länge der Wälzkörper liegt zwischen 1:3 und 1:10. [15]

4.5 Anforderungen

Abhängig von den Straßenverhältnissen und dem Fahrstil sind Fahrzeuge in ihrem Leben den unterschiedlichsten Belastungen ausgesetzt. Diese Belastungen werden vom Reifen zuerst auf die Radlager übertragen. Vom leichten Bordsteinrempler bis hin zum Schlagloch in einer Kurvenfahrt. Zu diesen äußerlichen Faktoren kommt noch das permanent wirkende Fahrzeuggewicht.

Grundsätzlich können die auftretenden Kräfte in Axial- und Radialkräfte unterteilt werden. Kräfte in axialer Richtung durch so genannte Bordsteinrempler und besonders in Kurvenfahrten. Radialkräfte treten meistens in Beschleunigungs- und Bremsvorgängen auf, jedoch auch in Fahrten durch Schlaglöcher und das Fahrzeuggewicht. Abbildung 12 verdeutlicht die Kräfte während des Fahrens und zeigt in welche Richtung sie wirken.



F_s : Seitenführungskraft

F_b : Bremskraft (entgegengesetzt: Beschleunigungskraft)

F_n : Aufstandskraft (Fahrzeuggewicht)

Abbildung 12 wirkende Kräfte im Fahrbetrieb [17]

Durch den Drang der Kundenwünsche an Komfort und Sicherheit stehen die Hersteller oftmals vor einem Problem. Der Fahrzeughersteller bemüht sich das Gewicht so gering wie möglich zu halten, jedoch gleichzeitig eine dauerhafte Funktion nicht zu vernachlässigen und die Kosten so gering wie möglich zu halten. So müssen neben Sicherheit, Komfort und Lebensdauer noch viele weitere entscheidende Punkte bei der Entwicklung berücksichtigt werden. Unter anderem geht es dabei um das Reibverhalten und das dadurch resultierende Temperaturverhalten. Beide müssen möglichst gering gehalten werden, um eine hohe Lebensdauer zu garantieren. Weiterhin kommt es darauf an, ob das Radlager an der Vorder- oder Hinterachse verbaut wird und, ob es die angetriebene Achse ist.

Maßgebende Anforderungen an Radlager sind:

- Präzise Radführung
- Aufnahme von äußeren Kräften
- Geringe Reibung und Temperaturentwicklung
 - o Dadurch geringe Geräuscentwicklung und Komforterhöhung
 - o CO2 Ersparnis
- Geringes Gewicht
 - o Ebenfalls CO2 Ersparnis
- Hohe Lebensdauer

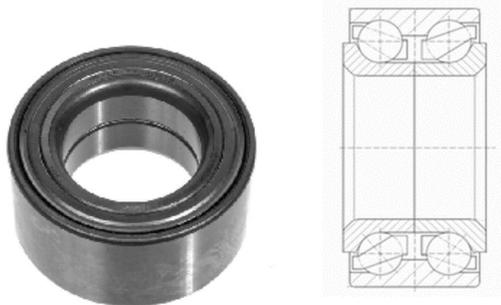
- Korrosionsbeständigkeit
- Weitere wurden bereits im Kapitel 3.3 erwähnt

4.6 Radlager Generationen

Die Weiterentwicklung von Fahrzeugen umschließt auch das Thema Radlager bzw. Radlagereinheiten. So ergibt sich ein breites Spektrum von Radlagern die in drei Generationen eingeteilt werden können. Diese unterscheiden sich zwar in ihrem Aufbau und den Anforderungen, sind aber in der schlussendlichen Funktion identisch. Die Gründe für eine fortwährende Weiterentwicklung der Radlager sind denkbar einfach. Da ist zum einen die Modulbauweise der Generationen 2 und 3, in denen verschiedene Komponenten wie zum Beispiel ein ABS-Sensor integriert sind, und zum anderen die einfachere Möglichkeit der Montage und Demontage, welche Einstellfehler auf ein Minimum reduziert. Die Abbildungen 16 bis 20 zeigen die Verschraubungsmöglichkeit der Generationen 2 und 3 an den Radträger. Dadurch ist es nun auch machbar eben diese aus Aluminium zu fertigen. Bei eingepressten Lagern der Generation 1 war das in der Vergangenheit oft ein Problem. Weiterhin können, beispielsweise bei der Generation 3, Sensoren direkt in das Radlagermodul integriert werden (Abbildung 19 und 20). Einige Radlager verfügen einen gezahnten Innenring (Abbildung 18). Dadurch wird die Anbindung an die Antriebswelle deutlich erleichtert.² Im Folgenden werden die drei Typen mit ihren wichtigsten Untergruppierungen kurz vorgestellt.

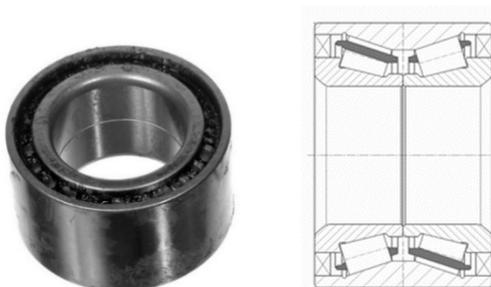
4.6.1 Radlager Generation 1

Obwohl die erste Bauform etwas veraltet und der Einbau eher rückläufig ist, werden diese heute immer noch sehr häufig verbaut und das sogar in leistungsstarken Sportfahrzeugen.



Zweireihiges Schrägkugellager

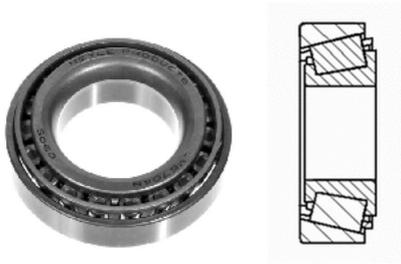
Abbildung 13 Generation 1 [3]



Zweireihiges Kegelrollenlager

Abbildung 14 Generation 1 (1T.) [3]

² Erstellt mit Hilfe von [1], [17] und aus Mitarbeitergesprächen

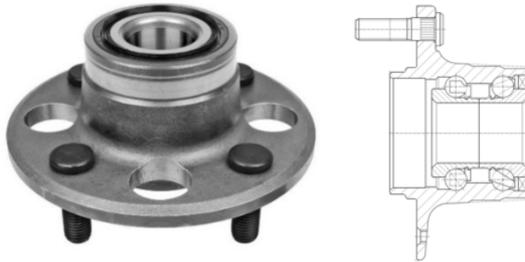


Einreihiges Kegelrollenlager

Abbildung 15 Generation 1 (T.) [3]

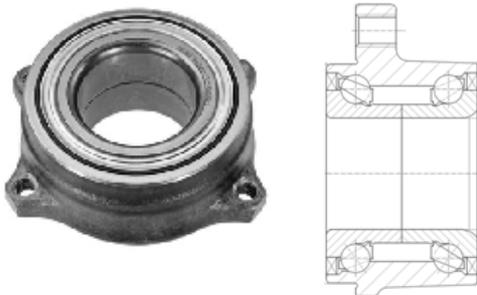
4.6.2 Radlager Generation 2

Die Generation 2 verfügt im Gegensatz zur ersten einen Flansch, der wahlweise als Radnabe oder als Flansch zur Befestigung am Radträger ausgeführt ist.



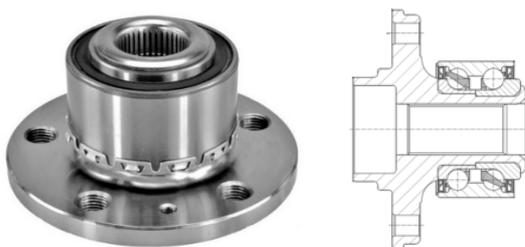
Zweireihiges Kugellager mit integriertem Befestigungsflansch für nicht angetriebene Achsen

Abbildung 16 Generation 2 [3]



Radlager mit integriertem Flansch zur Verschraubung am Radträger. Einsetzbar für angetriebene Achsen

Abbildung 17 Generation 2 (2D.) [3]

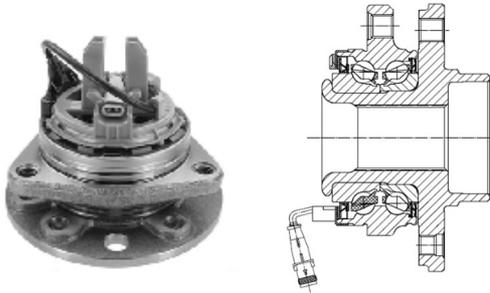


Kombination eines zweireihigen Kugellagers mit integriertem Befestigungsflansch. Einsetzbar für angetriebene und nicht angetriebene Achsen

Abbildung 18 Generation 2 (2.1.) [3]

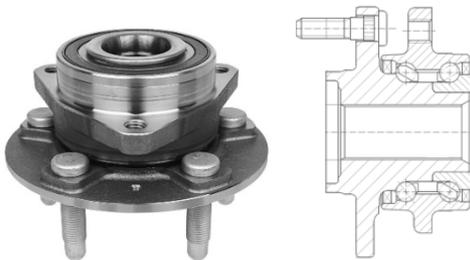
4.6.3 Radlager Generation 3

Die Generation 3 unterscheidet sich insofern von den ersten beiden, als dass sie auf der einen Seite eine Flanschanbindung besitzen, die als Radnabe dient, und auf der anderen Seite ein Flansch mit dem Achsträger verbunden werden kann. Dies erleichtert die Austauschbarkeit und die Reparatur.



Radlagereinheit mit zwei Befestigungsflanschen zur Montage des Rades und Bremsscheibe, sowie an der Aufhängung am Fahrzeug. Des Weiteren ausgestattet mit integrierten Drehzahl-Sensor zur Signalweitergabe des ABS- und ESP- Signal

Abbildung 19 Generation 3 (3.2/3.2w) [3]



Radlagereinheit mit zwei Befestigungsflanschen zur Montage des Rades und Bremsscheibe, sowie an der Aufhängung am Fahrzeug. Einsetzbar für angetriebenen und nicht angetriebenen Achsen

Abbildung 20 Generation 3 (3E) [3]

4.7 Hinweise zu defekten Radlagern

Ein Radlager soll im Normalfall ein Autoleben lang halten. Es gibt aber natürlich Faktoren, die dies beeinflussen und die Lebensdauer drastisch verkürzen können³. Diese sind:

- Bordsteinrempler
- Schlechte Straßenverhältnisse
- Beladen über Maximalgewicht
- Witterungsverhältnisse
- Montagefehler
- Benutzung von falschem Werkzeug bei Einbau

Falls bereits ein Radlagerschaden besteht, gibt es folgende Merkmale dies zu erkennen:

- Unruhiger Rundlauf
- Ruckeln im Lenkrad
- Instabile Geradeausfahrt
- Vibrierendes Bremspedal
- ABS oder ESP leuchten auf
- Überhitzung des Lagers
- Ungewöhnliche Laufgeräusche

³ Angaben nach schaeffler.com – Radlager Technik- Entwicklung und Produktübersicht [17]

5 Stand der Technik und Marktforschung

Um den stetig wachsenden Wettbewerbsdruck der Konkurrenten standzuhalten, müssen Wälzlagerhersteller ihre Ware einer ständigen Qualitätskontrolle unterziehen. Natürlich sind daher entsprechende Prüfstände bereits auf den freien Märkten enthalten und nicht eine Konstruktion, die es zu erfinden gilt.

Hersteller bieten bereits seit einiger Zeit Lagerprüfstände an, die sich in Ihrer Konstruktion, Steuerung und Auswertung stark voneinander unterscheiden. Auch in diversen Hochschulen lassen sich solche Lagerprüfstände finden.

Hier geht es natürlich um das angestrebte Ziel der Prüfung und die einhergehende Simulation. Dementsprechend findet man Prüfstände, die Lager beispielsweise nur in einer Richtung belasten können und keinen großen Vergleich zu realen Straßenverhältnissen bieten. Andere Prüfstände bieten Möglichkeiten, das Lager in drei verschiedenen Richtungen zu belasten und verschiedene Wetterverhältnisse und Temperaturen zu simulieren- vom Low-Budget bis zum High-End Produkt. Die Vielfalt an Prüfständen ist somit sehr hoch. Marktrecherchen zu Radlagerprüfständen in diversen Unternehmen ergaben leider keine konkreten Hinweise auf Aufbau und Funktion der Prüfstände. Die Hersteller geben aus Gründen des Firmengeheimnisses lediglich spärliche Informationen über Lasteinleitungen und Wirkweisen ihrer Produkte. [26]

5.1 Marktanalyse

Im Folgenden werden einige bestehende Prüfstände analysiert und vorgestellt, um einen Vergleich zum vorhandenen Prüfstand zu liefern und Lösungsansätze für Montage, Messung, Steuerung und Antrieb zu bieten. Die gesammelten Informationen über die Prüfstände (Kapitel 5.1.1 bis 5.1.5) basieren auf der jeweils darunter befindlichen Quelle.

Namenhafte Radlagerhersteller wie beispielsweise SKF und NSK geben keine konkreten Informationen über ihre Prüfstände im Internet preis. Auf direkte Nachfrage wurde entweder nicht reagiert oder keine Auskunft erteilt.

SKF wirbt mit einem neuen Hochmodernen Prüfstand für Großlager, jedoch lässt sich außer Pressemitteilungen nichts Genaues über die Wirkweise herausfinden. [12], [13], [14]

5.1.1 Radlagerprüfstand der Firma SinoTec

SinoTec ist einer der führenden Entwickler für Prüfstände aller Art. Darüber hinaus vertreibt das weltweit erfolgreiche Unternehmen diese Prüftechnik und arbeitet eng mit namenhaften Automobilkonzernen zusammen.



Abbildung 21 Radlagerprüfstand der Firma SinoTec [18]

Verwendung:

Der SinoTec Prüfstand simuliert die umlaufende Biegung eines Radlagers im Fahrbetrieb. Durch unwuchtbasierte Prüftechnik können hier hohe Frequenzen gefahren werden- bei gleichzeitig niedrigem Energieverbrauch und geringer Wartung. Die Biegefestigkeit der Radlager wird durch eine einachsige Umlaufbiegeprüfung mit stabilen Amplituden ermittelt.

Aufbau:

Das zu prüfende Radlager wird auf ein Fundament aufgespannt, welches gleichzeitig als Gegenmasse dient und sich frei bewegen kann. Die Abkopplung erfolgt über fest installierte Federn. Der Vorteil dieses Prüfstandes ist es, dass die Frequenzen durch Auswechseln der Unwuchtmassen, ganz einfach beeinflusst werden können.

Antrieb und Lasteinleitung:

Es sind dynamische Lasten von +/- 10kNm möglich. Die Prüffrequenz kann bis 60 Hz eingestellt werden. Der Energiebedarf liegt bei max. 3 kW. Weitere Angaben sind nicht vorhanden.

Steuerung und Überwachung:

Die Steuerung des Prüfstandes erfolgt durch die Software Excitation Mot und ist digital und hochgenau.

Informationen aus [18]

5.1.2 Radlagerprüfstand der Firma Renk Test System GmbH

Dieser neuentwickelte Radlagerprüfstand sorgt mit einer optimierten Straßensimulation für realitätsgetreue Belastungen. Entwickelt wurde er in Zusammenarbeit mit dem Wälzlager-spezialisten FAG und der Firma Moog.



Abbildung 22 Radlagerprüfstand der Firma Renk Test System GmbH [24]

Verwendung:

Es handelt sich um einen universell einsetzbaren Radlagerprüfstand mit Belastungsmöglichkeiten in 3 Richtungen. Durch eine weitere Bremsachse können hier Belastungen durch extreme Abbremsung und Beschleunigung simuliert werden.

Die Innovation ist besteht darin, dass sich die Belastungsrichtungen frei im Raum einstellen lassen können. Außerdem können mit dem Prüfstand sehr hohe Geschwindigkeiten gefahren werden.

Aufbau:

Durch einen elektromechanischen Antrieb wird ein Teil der eingebauten Fahrzeugachse bewegt. Nach Positionierung der Belastungsachsen wird die Straßensimulation gestartet. Die Belastungen werden hydraulisch auf den Prüfkörper aufgebracht

Antrieb und Lasteinleitung:

Angaben zur Motorleistung und zur Höhe der Belastung sind nicht gegeben.

Steuerung und Überwachung:

Gesteuert wird die Prüfanlage über eine digitale Regelung. Alle Sensoren und Aktoren werden über einen zentralen Rechner angesteuert. Dieser übermittelt vorprogrammierte Straßensimulationen. Durch dieses Vorgehen ist die spätere Auswertung um ein vielfaches leichter und präziser.

Informationen aus [24]

5.1.3 Radlagerprüfstand der Firma IAMT Prüfsysteme GmbH

IAMT ist ein führender Entwickler und Konstrukteur für Prüfstände jeglicher Art. Genau wie die Firma SinoTec arbeitet auch IAMT eng mit der Fahrzeugindustrie zusammen und baut darüber hinaus auch Prüfsysteme für die Medizintechnik.



Abbildung 23 Radlagerprüfstand der Firma IAMT Prüfsysteme GmbH [25]

Verwendung:

Die Prüfsysteme von IAMT werden eigens auf Kundenwunsch angefertigt und beinhalten je nach Wunsch und Anforderung verschiedene Möglichkeiten der Prüfung. Belastungsrichtungen und andere Simulationen sind somit abhängig vom jeweiligen Auftrag.

Aufbau:

Die Innovation der IAMT Prüfstände ist, dass man das eingebaute Radlager im Radträger als Ganzes fixieren kann. Diese Möglichkeit bietet eine realitätsnahe Belastung und Fahrsimulation der Radlager. Genauere Hinweise sind nicht gegeben.

Antrieb und Lasteinleitung:

Auf Kundenwunsch können verschiedene Antriebstechniken verbaut werden. Entscheidend hier sind die Anforderungen und Kosten. Weitere Hinweise sind leider nicht gegeben.

Steuerung und Überwachung:

Die Steuerung und Auswertung erfolgt digital mittels entsprechender Software.

Auf Nachfrage beim Hersteller bezüglich weiterer Informationen wurde keine Antwort gegeben.

Informationen aus [25]

5.1.4 Wälzlagerprüfstand der Ruhr Universität Bochum

Die Ruhr Universität Bochum ist ein Lehrstuhl für Industrie- und Fahrzeugtechnik und testet mit ihrem eigens entwickelten Prüfstand Wälzlager jeglicher Art.

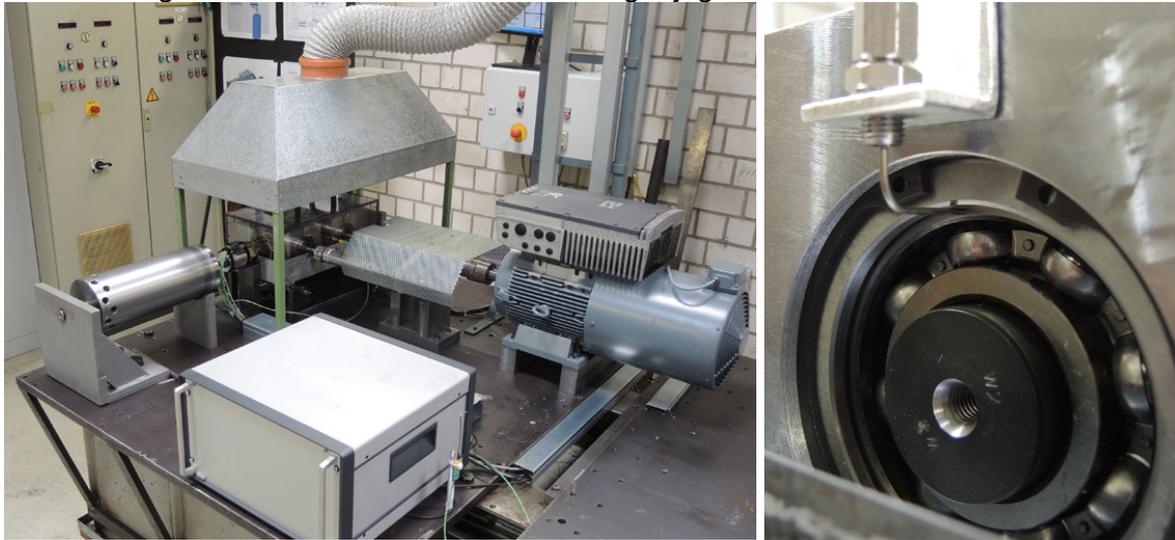


Abbildung 24 Wälzlagerprüfstand der Ruhr Universität Bochum [27]

Verwendung:

Der nur in radialer Richtung belastende Prüfstand ist zwar kein high-end Produkt, jedoch glänzt er mit der Möglichkeit bis zu acht Wälzlager gleicher Größe gleichzeitig zu prüfen. Somit kann ein direkter und fehlerarmer Vergleich verschiedener Hersteller stattfinden. Leider können hier nur Radlager der Generation 1 und einige der Generation 2 geprüft werden.

Aufbau:

Der Prüfstand besteht aus zwei Wellen, die jeweils vier Lager gleichzeitig aufnehmen können. Die Lagerung der Außenringe der Wälzlager erfolgt mittels U- und H-förmiger Gehäuseschalen. Die aufgebrachte Radialbelastung erfolgt über eben diese Schalen und garantiert, bedingt durch die Konstruktion, eine gleichmäßige Lastverteilung auf die aufgespannten Prüfkörper.

Außerdem kann durch angebrachte Sensoren die Temperatur eines jeden Lagers überwacht werden.

Antrieb und Lasteinleitung:

Der Antrieb erfolgt über einen Elektromotor, welcher die Prüfwellen antreibt. Es können Drehzahlen von $n = 400$ bis 3000 min^{-1} gefahren werden. Die maximale Belastung liegt bei 50 kN.

Steuerung und Überwachung:

Das System wird mittels einer speziellen Software bedient und kann außerdem durch eine hochfrequente Messtechnik Schäden sofort und direkt lokalisieren.

Informationen aus [27]

5.1.5 Großwälzlagerprüfstand der IMKT Universität-Hannover

Der Großwälzlagerprüfstand der IMKT ist einer von mehreren Wälzlagerprüfständen der Universität Hannover. Allerdings auch der modernste und vielversprechendste hinsichtlich der Prüfmöglichkeiten.



Abbildung 25 Großwälzlagerprüfstand der IMKT Universität-Hannover [28]

Verwendung:

Der Großwälzlagerprüfstand der IMKT kann Prüfungen unter radialer und axialer Last durchführen. Es können Lager unterschiedlichster Art geprüft werden, die eine Breite von bis zu 430mm und einen Durchmesser von bis zu 800 mm besitzen. Aufgrund der hohen Massenträgheit von Großlagern kann das Funktions- und Versagensverhalten nicht auf kleinere Wälzlager übertragen, nachgebildet oder verglichen werden. Der Prüfstand kann die Wälzlager radial statisch sowohl dynamisch und axial-dynamisch belasten.

Aufbau:

Der drehende Teil des prüfenden Lagers wird über eine Welle angetrieben. Der Prüfstand verfügt über sogenannte Stützlager, die an eine Schmieranlage verbunden sind.

Antrieb und Lasteinleitung:

Über einen Drehstromasynchronmotor wird die Welle in Rotation versetzt. Über Hydraulikzylinder werden die jeweiligen Kräfte eingeleitet.

Die maximale radiale Last beträgt +/- 700 kN und die maximale axiale Last +/- 125 kN. Es können Drehzahlen bis zu 1500 min⁻¹ eingestellt werden.

Steuerung und Überwachung:

Über eine spezielle Software können die Hydraulikzylinder wahlweise über den Weg oder die Kraft geregelt werden. Das Verhalten der Prüflinge wird über Sensoren erfasst und im System ausgewertet. Diese können beispielsweise die Temperatur bestimmen, aber auch die axiale Verschiebung der Wälzkörper und der Ringe. Dehnungen werden mittels DMS ausgewertet. Weitere Messgrößen sind: Drehzahl, Kippwinkel, Kräfte, Schwingungen und Widerstand

Informationen aus [28]

5.2 Ergebnisse der Produktanalyse

Die Produktanalyse hat ergeben, dass auf dem Markt viele verschiedene Prüfstände vorhanden sind, die die geforderten Aufgaben bzw. Anforderungen erfüllen. Einige sind in ihrer Funktion eingeschränkt und wirken unter den hochrangigen und komplexen Mitbewerbern eher etwas unpassend.

Die Analyse war insofern hilfreich, dass sie Lösungsansätze in Hinsicht auf den Antrieb und die Lasteinleitung sowie teilweise auch auf den Aufbau geben. So wird gezeigt, dass es beispielsweise elektrische und hydraulische Systeme gibt. Möglichkeiten einer weitestgehend realitätsnahen Prüfung wie zum Beispiel Klimatisierung oder eine Benetzung mit Schmutz- und Salzwasser waren in einigen Systemen ebenfalls enthalten.

6 Vorgehensweise für die Konzeptentwicklung des neuen Meyle-Prüfstands

Ziel ist es, ein Konzept eines Radlagerprüfstandes zu entwickeln, an dem Anforderungen für das spätere Produkt aufgezeigt werden können. Um die entsprechenden Anforderungen an den neuen Prüfstand zu finden, müssen zunächst der Ist-Zustand mit dem Soll-Zustand verglichen werden und eine Machbarkeitsanalyse durchgeführt werden. Um nachträgliche Fehler oder Änderungen des Konzeptes bzw. des Prüfstandes zu vermeiden, ist es wichtig die nötigen Anforderungen mit Sorgfalt auszuwählen.

Mit dem neuen Prüfstand sollen statische Belastungen in radialer Richtung und dynamische in radialer und axialer Richtung möglich sein. Weiterhin soll der Prüfstand Radlager verschiedener Generationen prüfen können.

Recherchen haben ergeben, dass für eine methodische Konzeptentwicklung eine Vorgehensweise nach VDI 2222 sinnvoll ist. Diese wurde etwas abgeändert und an die Aufgabenstellung angepasst. [6], [11], [20]

Die Vorgehensweise sieht wie folgt aus:

- **Voraussetzungen an den Prüfstand**
- **Analyse und Ausarbeitung einer Anforderungsliste Anforderungen**
- **Untersuchung und Vergleich des Ist-Zustandes mit dem Soll-Zustand**
- **Suche und Zusammenstellung prinzipieller Lösungsmöglichkeiten**
 - o **Morphologischer Kasten**
- **Methodische Konzeptentwicklung verschiedener Varianten**
- **Nutzwertanalyse**
- **Auswahl und Ausarbeitung eines geeigneten Konzeptes**
- **CAD-Konstruktion**
- **Auswahl der Bestandteile**
- **Stückliste und Kostenübersicht**

Die nachfolgenden Kapitel beschäftigen sich vertiefend mit der Entwicklung eines geeigneten Lösungskonzeptes

7 Voraussetzungen an den Prüfstand

Die Beschaffung des Materials für den späteren Bau des Prüfstandes sollte möglichst einfach gehalten werden. Extravagante Methoden oder ausgefallene teure Technik sollten vermieden werden. Für eine spätere Fertigung sind Fertigungskosten und die Höhe des Aufwandes möglichst gering zu halten. Einige Teile werden womöglich in der hauseigenen Werkstatt fertigbar sein. Die Kosten können niedrig gehalten werden, indem Mitarbeiter der Firma den Prüfstand selber aufbauen. Da der Prüfstand einmal auf der gleichen Ebene stehen soll wie die Tiefgarage der Firma, ist hier ein Transport sehr einfach und unkompliziert. Außerdem fährt ein Fahrstuhl direkt in das Untergeschoss bzw. in die Tiefgarage. Die Abmessungen sollten nicht allzu groß sein, damit der Transport der Teile auf eine Europalette mittels Gabelstapler leicht umsetzbar ist. Aus Gesprächen mit den verantwortlichen Mitarbeitern darf der Prüfstand folgende Gesamtmaße und Gewicht nicht überschreiten:

- Breite	maximal 3000 mm
- Höhe	maximal 2200 mm
- Tiefe	maximal 1500 mm
- Gewicht	maximal 300 kg

Ein späterer Aufbau sollte nachvollziehbar, schnell und einfach sein.

Die Bedienung sollte unkompliziert und logisch sein. Die Parameter einer späteren Radlagerprüfung müssen im Vorfeld bestimmt werden und anschließend durch eine Eingabe bzw. Einstellung am Bedienpult ausführbar sein.

Vorgehensweise sollte wie folgt ablaufen:

- Einspannung des Radlagers
- Parametereingabe
- Prüfstand wird gestartet
- Messwerte werden durch Sensoren aufgenommen
- Eventuelle Korrektur der Parameter
- Lebensdauerprüfung
- Stoppen des Prüfstandes
- Auswertung der Ergebnisse

Der zuverlässige dauerhafte Betrieb des Prüfstandes und eine entsprechende konstruktive Robustheit sind erstrebenswert. Ein Ausfall oder Defekt sollte einfach zu beheben und von einem geschulten Mitarbeiter durchführbar sein. Daher ist eine hohe Lebensdauer des Systems von großer Gewichtung.

Die Instandhaltung des Prüfstandes muss mit wenig Aufwand möglich sein, genauso wie ein dauerhafter Betrieb mit möglichst wenig Kosten. Aus umwelttechnischen Gründen ist ein niedriger Energiebedarf erstrebenswert.

Die Sicherheit des bedienenden Mitarbeiters hat oberste Priorität. Daher muss der Prüfstand so gebaut sein, dass Unfälle konstruktionsbedingt gar nicht erst möglich sind.

Durch den Verbau eines Schutzgitters oder durchsichtigen Schutztüren wird die Arbeitssicherheit⁴ um ein Vielfaches erhöht. Da in der Regel eine starre Verdeckung des Prüfraumes das beste Hindernis gegen umherfliegende Teile wie Bruchstücke oder Späne bietet sowie ein Hereingreifen in das Prüfgeschehen unterbindet, ist so eine Maßnahme für die Arbeitssicherheit unumgänglich.

Der entstehende Geräuschpegel sollte nicht als stark unangenehm eingestuft werden. Bei fehlerhaftem Bedienen, darf von dem Radlagerprüfstand keine Gefahr ausgehen. Außerdem

⁴ In Anlehnung an [5]

ist eine bequeme Bedienposition wünschenswert. Aus ergonomischen Gründen⁵ wird eine Arbeitshöhe im Stehen zwischen 90 und 100 cm als angenehm empfunden. Der Prüfstand steht in einem trockenen und klimatisierten Labor welcher recht groß ist und ausreichende Abführung für entstehenden Wärme bietet.

Aus Mitarbeitergesprächen und voreingehenden Recherchen geht hervor, dass der Prüfstand bestimmte technische Merkmale aufweisen muss.

Drehzahlbereich des prüfenden Radlagers	0 – 3000 min ⁻¹
Drehmomentbereich des Motors	0 – 150 Nm
Antriebsleistung	0 – 3000 W

Durch die Möglichkeit eines Starkstromanschlusses besteht hier kein Problem bei der Energieversorgung.

Zusammenfassend ergeben sich also folgende Voraussetzungen für die Konzipierung:

- Materialbeschaffung einfach und gering
- Einfache und günstige Einzelteile
- Fertigungsaufwand so gering wie möglich
- Abmessungen müssen geringgehalten werden
- Selbsterklärende und einfache Bedienung
- Hohe Zuverlässigkeit und stabile Bauweise des Systems
- Geringe Instandhaltung und Energieverbrauch
- Sicherheit des Bedienenden beachten

Der Prüfstand soll mindestens folgende Kräfte aufbringen können:

Statische Radialkraft	1000 N
Dynamische Radialkraft	3000 N
Dynamische Axialkraft	3000 N

7.1 Analysieren

In der Analysephase liegt das Augenmerk darin, alle notwendigen Informationen und Zusammenhänge an die Anforderungen für den Radlagerprüfstand zu erfassen und auszuarbeiten. Daher ist es wichtig, eine akkurat ausgearbeitete Anforderungsliste zu erstellen und die darin aufgelisteten Merkmale möglichst in die Tat umzusetzen. Darüber hinaus ist es unumgänglich den vorhandenen Prüfstand genau in Augenschein zu nehmen und den Sollzustand zu benennen.

Im folgenden Kapitel wird eine Anforderungsliste erstellt, welche für den weiteren Verlauf der Ausarbeitung ausschlaggebend ist.

⁵ Aus [5], [8]

8 Anforderungsliste

Basierend auf der Zielsetzung dieser Bachelorarbeit wird eine Anforderungsliste (Tabelle 2) erstellt. Die Aussagen aus den Voraussetzungen werden hier tabellarisch dargestellt. Die benannten Anforderungen werden in Wünsche (W) und Forderungen (F) aufgeteilt. Voraussetzung für eine erfolgreiche Umsetzung der Aufgabenstellung ist es, die Forderungen während der gesamten Konzeptentwicklung zu berücksichtigen und zu erfüllen. Anforderungen, die als Wünsche hinterlegt sind, sollten unter Berücksichtigung der Umsetzbarkeit und der vorhandenen Mittel ebenfalls in die Tat umgesetzt werden. Diese sind jedoch nicht grundlegend für das ausgewählte Konzept.

Tabelle 2 Anforderungsliste (eigene Darstellung mit Hilfe von [6], [11], [20])

HAW Hamburg Fahrzeugtechnik	Anforderungsliste für: Konzeptentwicklung eines Radlagerprüfstandes mit axialer und radialer Lasteinleitung	Jakob Schmidtke
------------------------------------	---	-----------------

Anforderung	Forderung, Wunsch	Wert
Geometrie:		
Maximalbreite darf nicht überschritten werden	F	Max. 3000mm
Maximalhöhe darf nicht überschritten werden	F	Max. 2200mm
Maximaltiefe darf nicht überschritten werden	F	Max. 1500mm
Maximalgewicht soll nicht überschritten werden	W	Max. 300kg
Rahmengestell aus Item-Profilen	W	-----
Antrieb:		
Elektromotor betrieben	F	-----
Drehzahlbereich des prüfenden Radlagers	W	0 – 3000 min ⁻¹
Drehmomentbereich des Motors	W	0 – 150Nm
Leistung	W	0 – 3000 W
Bedienung und Sicherheit		
Geringe Beschaffungskosten	W/F	-----
Einfacher Aufbau	W	-----
Einfache Bedienbarkeit	W	-----
Robuste und fehlerarme Konstruktion	F	-----
Geringer Energieverbrauch	W	-----
Sicherheit der Arbeiter	F	-----
Starre Abdeckung	F	-----
Abführen der Wärmeentwicklung	W	-----
Zentraler Not-Aus-Schalter	W	-----

Hohe Lebensdauer	F	-----
Einfacher Wechsel der aufgespannten Radlager	W	-----
Kompatible Aufnahme für alle Radlagergenerationen	W	-----
Ergonomische Arbeitshöhe	W	90 – 100 cm
Lasteinleitung		
Radial statisch	F	500N
Radial dynamisch	F	3000N
Axial dynamisch	F	3000N
Dynamische Lasten frequenzunabhängig	W	-----
Auswertung		
Schnelle und einfache Ausgabe der Kraft und Umdrehungsmessung im Betrieb	W	-----
Temperaturüberwachung	W	-----
Spritzwassersimulation	W	-----
Abgabetermin	F	23.8.2018

Die Ergebnisse aus der Anforderungsliste sind insofern entscheidend, da sie maßgebend für die späteren Kapitel 9 und 10 sind. Dort werden der Ist- mit dem Soll-Zustand verglichen. Hier spiegelt sich die Tabelle 2 immer wieder. Kapitel 10 befasst sich mit der Konzeptphase. Das darin enthaltene Brainstorming und der darauffolgende morphologische Kasten verinnerlichen stets die gesetzten Anforderungen. Die Anforderungsliste wird während der Konzepterstellung regelmäßig überprüft und gegebenenfalls aktualisiert werden. Sie bestimmt den Kurs der Entwicklung. **[10]**

9 Vergleich des Ist-Zustandes mit dem Soll-Zustand

Nachfolgend wird der vorhandene Radlagerprüfstand der Firma Meyle genau analysiert und im anschließenden Kiptel der Soll-Zustand definiert.

9.1 Ist-Zustand des vorhandenen Radlagerprüfstands der Firma MEYLE



Abbildung 26 Radlagerprüfstand der MEYLE AG (eigene Darstellung)

Die Abbildung 26 zeigt den vorhandenen Radlagerprüfstand der Firma Meyle. Dieser ist bislang recht einfach gehalten, das heißt ohne jede Möglichkeit zur Prüfung unter Last in radialer oder axialer Richtung. Simulationen wie zum Beispiel Spritzwasser sind nicht möglich, da etwaige Vorrichtungen nicht vorhanden sind. Gleiches gilt für die Erfassung der Wärmeentwicklung.

Aufbau und Funktionsweise des Prüfstandes:

Das Gehäuse des Prüfstandes ist aus Aluminium-Item-Profilen konstruiert. Diese sind relativ robust und sehr flexibel einsetzbar. Die Zugfestigkeit in Pressrichtung beträgt 245 N/mm^2 und die Fließgrenze 195 N/mm^2 ⁶. Auf einem zentral aufgebauten Podest ist ein $0,66 \text{ kW}$ starker Motor fixiert, welcher über einen Keilriemen das jeweilige Radlager antreibt. Dieses wird rechts neben dem Motor an den verbauten Schienen mittels Verschraubung fixiert. Die

⁶ Angaben gemäß im Anhang befindlichen Datenblatt

Spannung des Keilriemens wurde bislang manuell bzw. händisch eingestellt. Über ein Bedienpult oben links können verschiedene Drehzahlen angesteuert werden. Die Boden- Decken- und Seitenwände bestehen aus Plexiglas. Diese verhindern wirkungsvoll ein Hereingreifen während des Betriebes. Um einen möglichen Fettaustritt der Radlager einfach feststellen zu können, hängen an den Wänden Papiertücher. Diese fangen das Fett auf und verhindern dadurch mögliche Verschmutzungen des Prüfstandes.

Weiterhin wurde neben dem Bedienpult ein Not-Aus-Schalter verbaut, der bei Betätigung sofortige Abschaltung des Prüfstandes verspricht. Aufgrund der geringen Komplexität des Aufbaus, ist dieser stabil und wenig fehleranfällig. Das Verletzungsrisiko ist daher sehr gering. Außerdem wird zur Versuchsdurchführung nur wenig Einweisung benötigt. Zwar wirkt der Aufbau sehr spartanisch und unbeholfen und hinterlässt im Vergleich zu den vorhandenen Prüfständen auf dem Markt einen eher bescheidenen Eindruck, jedoch bietet er eine gute Basis bzw. Erkenntnis für die Größe eines Prüfstandes und eine gut umgesetzte Möglichkeit der Arbeitssicherheit.

Möglichkeiten zur Prüfung eines Radlagers:

Die Möglichkeiten des Prüfstandes sind sehr begrenzt. Gemessen werden lediglich die Umdrehungen und die Zeit. Möglicher Austritt von Schmierfett des zu prüfenden Radlagers wird mittels aufgehängter Papiertücher aufgefangen.

9.2 Soll-Zustand

Es soll ein standardisierter Radlagerprüfstand konzipiert werden, der für alle Radlagergenerationen eine passende Prüfung ermöglicht. Für die Einspannung der Radlagertypen wird voraussichtlich ein Spann- bzw. Spreizbackenfutter benötigt, welches auf der Antriebswelle montiert wird. Die aufgebrachten Kräfte sollen mittels entsprechender Soft- und Hardware aufgenommen und gemessen werden. Die Möglichkeiten zur Aufbringung der Kräfte werden in der Konzeptphase genauer analysiert und vorgestellt. Der Prüfstand soll so konzipiert sein, dass möglichst keine Komponenten herausstehen. Daher wird ein starrer Korpus aus Itemprofilen und Plexiglasscheiben benötigt, der für die nötige Stabilität und Sicherheit⁷ sorgen soll. Der vorhandene Prüfstand ist so gebaut, dass ein Wechseln bzw. Arbeiten daran ergonomisch und praktisch ist. Dieses Merkmal soll in das zukünftige System übernommen werden, sodass der bedienende Mitarbeiter ohne große Mühe daran verfahren kann. Vordergrundig sind allerdings die technischen Anforderungen. Nach der Ergonomie stehen allerdings die technischen Anforderungen im Vordergrund.

Das Gehäuse soll auf einstellbaren Füßen stehen, um ein waagerechtes Ausrichten problemlos zu ermöglichen. Es soll eine Möglichkeit geben, die Temperatur der Radlager während der Prüfung zu kontrollieren.

Für den zukünftigen Prüfstand sollen die Item-Profile zum Teil übernommen und durch weitere ergänzt werden. Der vorhandene Motor hat eine Antriebsleistung von 0,66kW und ist ein veraltetes Modell. Ob er für den neuen Prüfstand wiederverwendet werden kann, wird im weiteren Verlauf geprüft.

⁷ In Anlehnung an [5]

10 Konzeptphase

In diesem Abschnitt der Arbeit werden Lösungsmöglichkeiten für die an den Prüfstand gestellten Anforderungen und Eigenschaften mit Zuhilfenahme eines Brainstormings und weiteren Internetrecherchen sowie aus Fachbüchern erarbeitet. Die erfassten Ergebnisse und Lösungsansätze werden in einem morphologischen Kasten gesammelt und bewertet. Durch dieses Vorgehen ergibt sich eine schematische Darstellung, welche die prinzipiellen Lösungen veranschaulicht. Durch die Kombination der vorangegangenen Lösungen lassen sich erste Ansätze erstellen, die ausschlaggebend für das endgültige Konzept sind. Es wird außerdem bewertet ob eine Kombination der Teile einen Sinn ergibt und ohne großen Aufwand möglich ist. Falls es mehrere Varianten geben wird, werden diese analysiert und nach Machbarkeit und Wirtschaftlichkeit ausgesiebt.

10.1 Brainstorming

Beim Brainstorming ist der sinngebende Punkt, die Erarbeitung und Ideenfindung zu einem bestehenden Problem.

Es ist eine effektive Methode, um alleine oder besser in einem Gespräch einer Arbeitsgruppe Lösungsansätze zu entwickeln. Dabei werden spontane Ideen zusammengetragen und verwendet.

Die Abbildung 27 zeigt das durchgeführte Brainstorming, welches gemeinsam mit Arbeitskollegen während des Praktikums durchgeführt wurde.

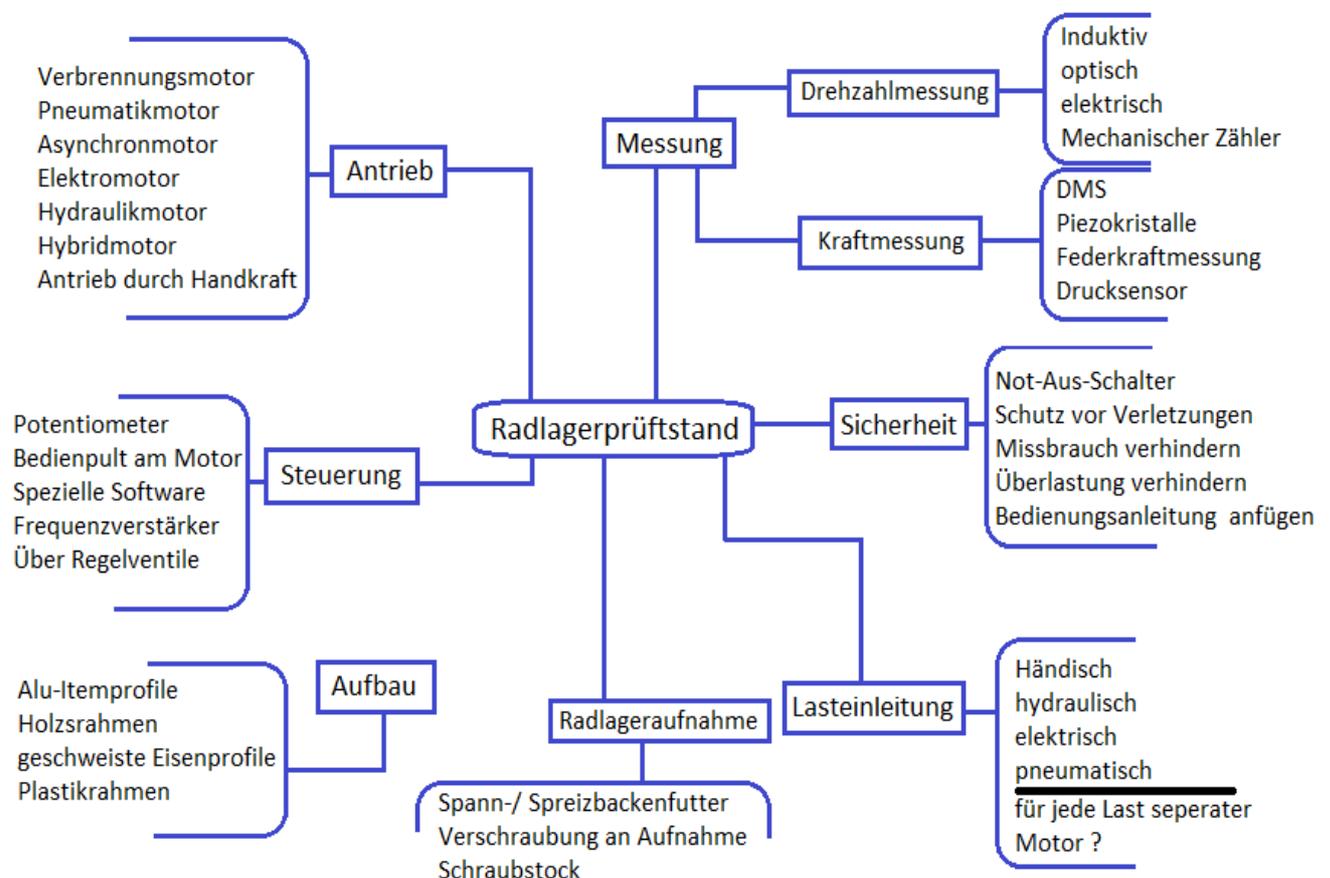


Abbildung 27 Brainstorming (eigene Darstellung)

10.2 Ablaufplan und Funktion

Die Funktion des Radlagerprüfstandes wird in Teilgebiete unterteilt und in einem Strukturplan, welcher in Abbildung 28 zu sehen ist, dargestellt. Für diese Teilaufgaben werden anschließend naheliegende Lösungen ermittelt und ausgewählt.

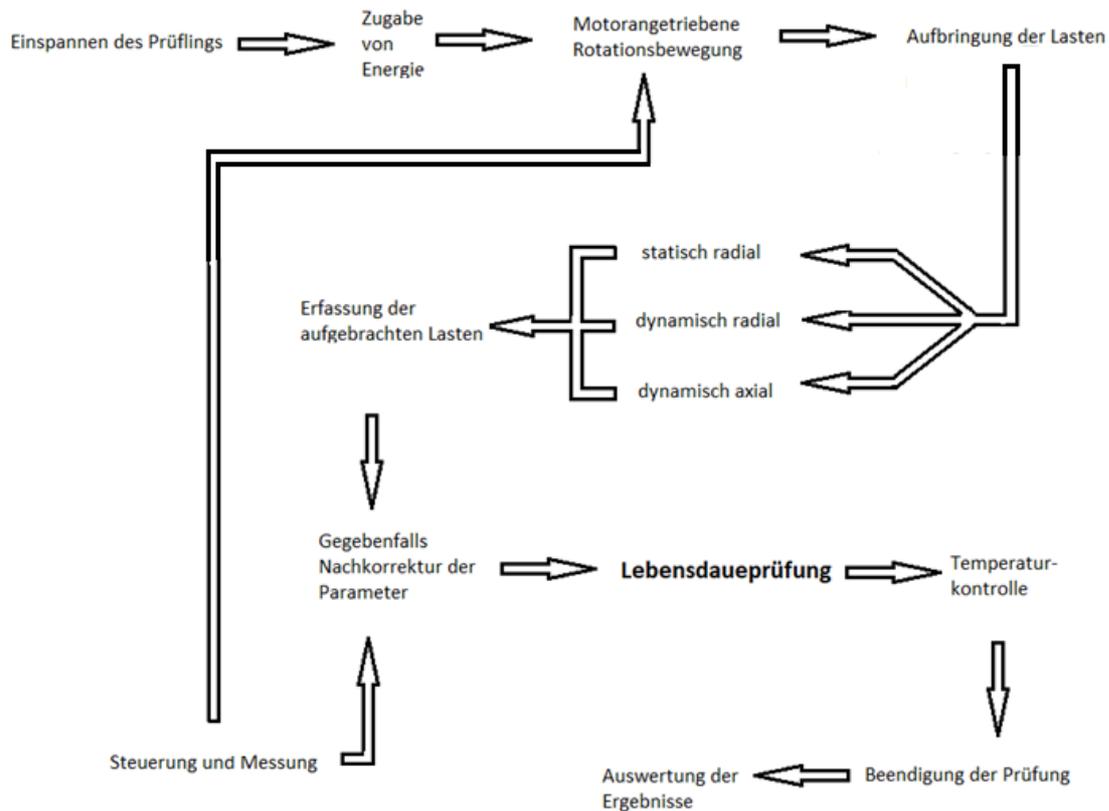


Abbildung 28 Funktion- und Ablaufplan des zukünftigen Prüfstandes (eigene Darstellung)

10.3 Morphologischer Kasten

Um verschiedene Konzepte erarbeiten zu können wurde unter Zuhilfenahme der Anforderungsliste und des vorhergegangenen Brainstormings ein morphologischer Kasten erstellt (Abbildung 29 bis 31). Dieser dient zur Zusammenstellung möglicher Lösungsvarianten für den Prüfstand und ist essentiell für die Konzeptfindung.

Morphologischer Kasten

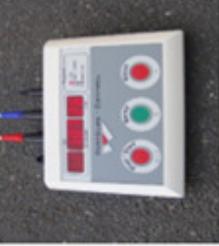
1 Auswahl des Rahmengen- stells	 Aluminium I-Beam-Profile Profil 80x80 D40, Natur	 Witterungsfestes Grapa-Hartholz Resistenzklasse 1-2	 Eisenprofile, 50x50	 PVC Plastik Profile Extrusion Stärke: 2/ 2,5/ 3mm	
2 Antrieb	 Verbrennungsmotor Pink HEAD Carson 11200	 GAST Pneumatik-Motor- NL 32 - ölfrei - Unempfindlich gegen Verschmutzung, Feuchtigkeit	 AC- Drehstrommotor	 Hydraulikmotor- Gerotormotor 40 ccm	 Antrieb handlich durch Kurbel
3 Drehzahl- messer	 magnetisches Drehzahlmesssystem von HBM	 Optische Drehzahlmessung über Lichtsignale/ Lichtschranke	 elektronischer Laser-Drehzahlmesser DT- 10L von Voltcraft	 Drehzahlmessung direkt über das Bedienpult des Motors	 Kapazitive Drehzahlmessung
	A	B	C	D	E

Abbildung 29 Morphologischer Kasten (eigene Darstellung mit Hilfe von [4], [20], [23])

4	<p>Kraftmessung</p>	 <p>DMS-Ring oder Plattensensor Hochempfindlich, kurze Reaktionszeit</p>	 <p>HBM Piezoelektrische Kraftmessringe CFW: Nennkräfte von 20 kN-700 kN</p>	 <p>Digitaler Federkraftmesser Messbereich: 500N</p>	 <p>Elektromechanischer Messsensor</p>	
5	<p>Not-Aus-Schalter</p>	 <p>Not-Aus-Druckschalter</p>	 <p>Not-Aus-Zugseil</p>			
6	<p>Temperaturmessung</p>	 <p>Infrarot-Thermometer, -40/+550 °C</p>	 <p>Elektronischer Temperatursensor -70 bis 500 °C</p>	 <p>Temperaturmessung über elektrischen Widerstand</p>		

Abbildung 30 Morphologischer Kasten (eigene Darstellung mit Hilfe von [4], [20], [23])

10.4 Auswertung und Beschreibung des morphologischen Kastens

Im Folgenden wird die Auswertung und Recherche zu den verschiedenen Lösungskonzepten dargestellt und eine konkrete Analyse zu der Realisierung der möglichen Hardware durchgeführt.

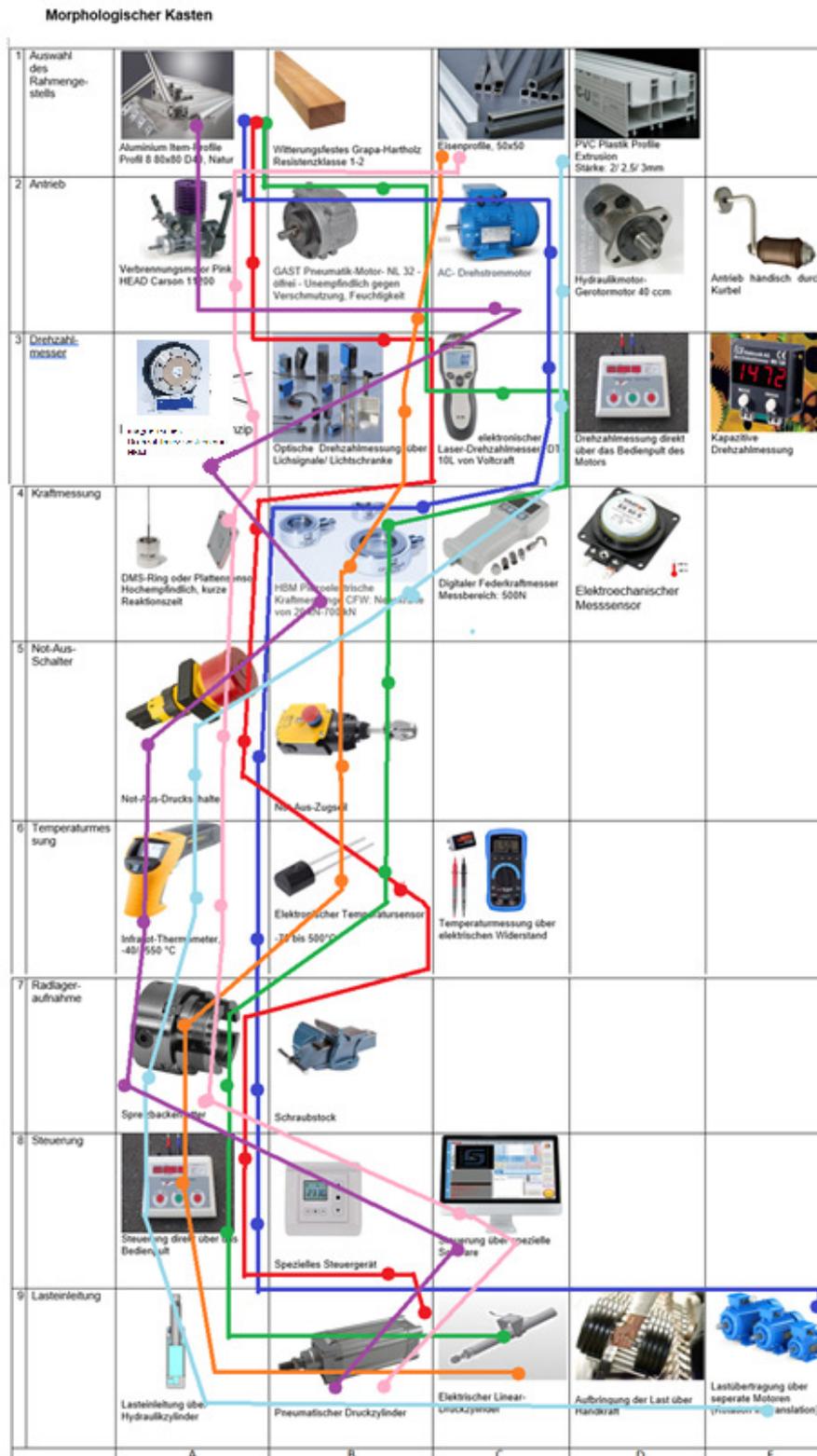


Abbildung 32 Auswertung morphologischer Kasten (eigene Darstellung mit Hilfe von [4], [20], [23])

Die Bearbeitung und Auswertung des morphologischen Kastens ergibt, wie in Abbildung 32 zu sehen ist, sechs mögliche Systemlösungen. Diese sind in farbigen Pfaden dargestellt. Darüber hinaus zeigt sich ganz deutlich, dass einige Lösungsansätze nicht brauchbar sind und somit nicht weiterverfolgt werden.

Ein Aufbau aus Holz ist zwar umweltfreundlich und nachhaltig, jedoch würde er kaum den gesetzten Anforderungen und daraus resultierenden Kräften dauerhaft standhalten. Gleichermaßen ist es mit einem Aufbau aus Kunststoff. Hier entstünde schon ein großes Problem beim Verbinden der Elemente.

Die Antriebstechniken über einen Hydraulikmotor und händisch über eine Kurbel entfallen hier ebenfalls. Ziel in der Automobilindustrie und in vielen anderen ist es ein so genanntes „trockenes System“⁸ zu entwickeln. Da solch ein Motor sehr störanfällig ist und er über Flüssigkeiten angetrieben wird, wird er dem vorangegangenen Ziel nicht gerecht. Weitere Gründe hierfür sind Schmutzempfindlichkeit, Verluste bei der Kraftübertragung (Schlupf) und Temperaturabhängigkeit [37]. Ein Antrieb per Hand ist hier logischerweise ausgeschlossen.

Die Drehzahlmessung über das Bedienpult des Motors ist zwar eine praktische und kostengünstige Möglichkeit, jedoch ist diese auch sehr fehlerbehaftet. Abhängig davon, ob der Motor über die Geschwindigkeit oder eine Drehzahl gesteuert wird, müssten Umrechnungstabellen erstellt werden, um dem Betriebsangehörigen ein verständliches Nachvollziehen zu ermöglichen. Es folgt ein Rechenbeispiel für den Betrieb über die Umfangsgeschwindigkeit. Die Rechnung ergibt sich aus der Dynamikformel:

$$v = d * \pi * n$$

$$\text{Geschwindigkeit } v = 40 \frac{m}{s} = 2400 \frac{m}{min}$$

$$\text{Wellendurchmesser } d = 30 \text{ mm} = 0,03m$$

$$\pi = 3,14$$

$$\text{Drehzahl } n \text{ in } \frac{1}{min}$$

Umstellen nach n ergibt:

$$n = \frac{v}{d * \pi} = \frac{2400 \frac{m}{min}}{0,03m * \pi} = 25464,812 \frac{1}{min}$$

$$\text{Die Drehzahl für eine Umfangsgeschwindigkeit von } 40 \frac{m}{s} \text{ beträgt somit } 25.464 \frac{1}{min}$$

Die Kraftmessung über einen Federkraftmesser hat sich durch Recherchen ebenfalls als ungünstig erwiesen. Die Einbringung in das Gesamtsystem ist hier unvorteilhaft und schwer anwendbar. Ein einfacher Federkraftmesser kann die auftretenden Kräfte nicht zerstörungsfrei abgreifen und ist mit den Frequenzen überfordert. Außerdem ist solch ein Kraftmesssystem nicht präzise genug und scheidet somit aus.

Die Temperaturüberwachung über den elektrischen Widerstand mittels eines Voltmeters ist zwar eine einfache und kostengünstige Lösung, jedoch ist die Umsetzung und Integrierung in den Prüfstand unzureichend und anspruchslos.

⁸ Bedeutung: Systemumsetzung ohne das Mitwirken von hydraulischen Flüssigkeiten (Beispiel: elektrische Servolenkung), Begriff aus GSK-Vorlesung, Prof. Dr.-Ing. Dirk Adamski

Die drehbargelagerte Fixierung des Prüflings ist über einen Schraubstock nicht möglich. Internetrecherchen ergaben, dass eine Klemmkraft von bis zu 8000 kg problemlos erreicht und somit unseren Anforderungen genügen würden. Die Umsetzung in ein rotierendes System ist jedoch ausgeschlossen.

Für die Lasteinleitung gibt es viele Möglichkeiten, die in Erwägung kommen. Die Erzeugung der Kraft über einen hydraulischen Zylinder ist sehr wirkungs- und kraftvoll, allerdings aus ähnlichen Gründen wie bei dem Ausschluss des Hydraulikmotors nicht vorteilhaft. Die Gefahr von Leckagen ist hier nur einer von vielen Nachteilen. Die Filtrierung der Hydraulikflüssigkeit ist aufwendig und kostspielig. Zweifelsohne wäre er für die Aufbringung der statischen Radiallast in Betracht zu ziehen, jedoch überwiegen die vorangegangenen Nachteile. Für eine dynamische Lasteinleitung wäre ein Hydraulikzylinder grundsätzlich ungeeignet, da es enorme Schwierigkeiten gibt den Vor- und Rückschub bei einem hohen Frequenzbereich zu realisieren. Selbst wenn dieses Hindernis nicht bestünde, gäbe es ein Problem mit der Wärmeabfuhr. Ein Hydraulikzylinder würde konstruktionsbedingt überhitzen und schlussendlich ausfallen. [37]

Die Lasteinleitung per Handkraft ist hier selbstverständlich unrealistisch und somit nicht umsetzbar.

10.5 Variantendarstellung

Im Folgenden werden die in Erwägung gezogenen Lösungsvarianten, welche sich aus dem morphologischen Kasten ergeben haben, schriftlich dargelegt und analysiert. Die Vor- und Nachteile einer jeden Lösung werden vorgestellt und mit einander verglichen. Anschließend folgt eine Bewertung der Lösungen durch eine Nutzwertanalyse.

10.5.1 Version 1 (blauer Pfad)

- Aufbau und Rahmenstruktur aus Aluminium Itemprofilen
- Antrieb über einen Elektromotor
- Drehzahlmessung elektronisch über einen Laser Drehzahlmesser
- Kraftmessung über piezoelektrische Kraftaufnehmer
- Not-Aus über einen Druckschalter
- Temperaturüberwachung über ein Infrarotmessgerät
- Radlageraufnahme über ein Spreizbackenfutter
- Steuerung direkt über das Bedienpult
- Lasteinleitung über mehrere Elektromotoren

Besonderer Vorteil als auch Nachteil dieses Systems ist es, dass man durch Verwendung mehrerer Motoren, die rotatorische Kraft in translatorische umwandelt und für die Lastaufbringung ganz einfach unterschiedliche Frequenzen bzw. Geschwindigkeiten vorgeben kann. Allerdings ist ein solcher Aufbau mit enormen Aufwand und vielen Fehlerquellen verbunden. Man müsste entweder jeden Motor einzeln ansteuern oder allesamt über eine entsprechende Software. Weiterhin wäre das Einstellen der Kraft kompliziert und recht ungenau.

10.5.2 Version 2 (roter Pfad)

- Aufbau und Rahmenstruktur aus Aluminium Itemprofilen
- Antrieb über einen Verbrennungsmotor
- Drehzahlmessung optisch über Lichtsignale oder eine Lichtschranke
- Kraftmessung über DMS-behaftete Kraftaufnehmer
- Not-Aus über einen Druckschalter
- Temperaturüberwachung über angebrachten elektronischen Sensor
- Radlageraufnahme über ein Spreizbackenfutter
- Steuerung über das Bedienpult
- Lasteinleitung über pneumatische Druckzylinder

Der Antrieb über einen Verbrennungsmotor ist zwar kraftvoll, hat aber den großen Nachteil, dass er über fossile Brennstoffe betrieben wird. Ein ständiges Auffüllen des Tanks ist belastend und zeitaufwendig. Die entstehenden Abgase müssten irgendwie über eine Abgasanlage aus dem Labor weggeführt werden. Weiterhin ist solch ein Motor kein trockenes System. Durch den Einsatz von Kraftstoff und die benötigte Ölschmierung ist ein Verbrennungsmotor für das Projekt ungeeignet. Die Drehzahlmessung über optische Signale ist einfach und genau. Gleiches gilt für die Kraftmessung über DMS. **[32]**

Die Temperaturmessung über einen festinstallierten elektronischen Temperaturfühler ist präzise, jedoch ist die Umsetzung an einem rotierenden Prüfkörper schwierig und somit ausgeschlossen. Die Lasteinleitung über pneumatische Druckzylinder ist wirkungsvoll und gut umsetzbar. Sie lassen sich mittels spezieller Software einfach steuern und sind für den Prüfstand gut geeignet.

10.5.3 Version 3 (grüner Pfad)

- Aufbau und Rahmenstruktur aus Aluminium Itemprofilen
- Antrieb über einen pneumatischen Motor
- Drehzahlmessung elektronisch über einen Laser Drehzahlmesser
- Kraftmessung über piezoelektrische Kraftaufnehmer
- Not-Aus über Zugseil
- Temperaturüberwachung über angebrachten elektronische Sensor
- Radlageraufnahme über ein Spreizbackenfutter
- Steuerung über das Bedienpult
- Lasteinleitung über elektronische Lineardruckzylinder

Da die Firma Meyle über einen Druckluftkompressor verfügt, welcher bereits andere Prüfstände mit notwendiger Luft speist, ist eine ausreichende Versorgung des Pneumatikmotors hierfür problemlos erzielbar. Die Drehzahl und das Drehmoment sind leicht steuerbar. Durch die ständige Druckluftzufuhr ist hier ein Überhitzen ausgeschlossen. Zwar sprechen die Langlebigkeit und leichte Umsetzbarkeit für den Antrieb durch Druckluft, jedoch sind druckluftangetriebene Motoren, bedingt durch oftmals unzureichenden Kompressionsdruck, nicht so kraftvoll wie Hydraulik- oder Elektromotoren. Außerdem sind solche Motoren mit ständigen Wartungsarbeiten verbunden und somit auch mit Kosten. Mögliche Leckagen sind schwer lokalisierbar. [29]

Piezoelektrische Kraftaufnehmer sind sehr genau und können extrem hohe Kräfte aufnehmen. Sie können wahlweise als Aktoren oder Reaktoren eingesetzt werden. [32]

Die Lasteinleitung über elektronische Druckzylinder ist einfach zu handhaben und leicht umzusetzen. Ob der Einsatz in das System stattfinden wird, klärt sich in einer nachstehenden Bewertungsmatrix.

10.5.4 Version 4 (oranger Pfad)

- Aufbau und Rahmenstruktur aus Eisenprofilen
- Antrieb über einen pneumatischen Motor
- Drehzahlmessung optisch über Lichtsignale oder eine Lichtschranke
- Kraftmessung über piezoelektrische Kraftaufnehmer
- Not-Aus über Zugseil
- Temperaturüberwachung über angebrachten elektronischen Sensor
- Radlageraufnahme über ein Spreizbackenfutter
- Steuerung direkt über das Bedienpult
- Lasteinleitung über elektronische Lineardruckzylinder

Der Aufbau über eine Eisenkonstruktion ist sehr robust und langlebig. Er würde den gesetzten Anforderungen problemlos standhalten. Die Verbindung erfolgt über Verschraubungen, wobei eine dauerhafte Verschweißung die bessere Wahl wäre. Eisenprofile sind in der Beschaffung sehr einfach und kostengünstig. Eine schwerlösbare und massige Konstruktion ist hier allerdings ein großer Nachteil. Außerdem ist eine gesetzte Anforderung an den Prüfstand der Einsatz von Alu-Itemprofilen.

10.5.5 Version 5 (rosa Pfad)

- Aufbau und Rahmenstruktur aus Eisenprofilen
- Antrieb über einen Verbrennungsmotor
- Drehzahlmessung über magnetische Messtechnik
- Kraftmessung über DMS-behaftete Kraftaufnehmer
- Not-Aus über Druckschalter
- Temperaturüberwachung über ein Infrarotmessgerät
- Radlageraufnahme über ein Spreizbackenfutter
- Steuerung über spezielle Computersoftware
- Lasteinleitung pneumatischen Druckzylinder

Die Drehzahlmessung über magnetische Sensoren ist sehr genau, robust und einfach anwendbar. Der berührungsfreie und digitale Betrieb wirkt sehr attraktiv und garantiert eine störungsfreie Anwendung. Mit den meisten Systemen lässt sich nicht nur die Drehzahl erfassen, sondern auch das Drehmoment. Einige beinhalten auch die Möglichkeit zur Temperatur- und Schwingungsmessung. [33] und [43]

10.5.6 Version 6 (hellblauer Pfad)

- Aufbau und Rahmenstruktur aus Eisenprofilen
- Antrieb über Elektromotor
- Drehzahlmessung elektronisch über einen Laser Drehzahlmesser
- Kraftmessung über piezoelektrische Kraftaufnehmer
- Not-Aus über einen Druckschalter
- Temperaturüberwachung über ein Infrarotmessgerät
- Radlageraufnahme über ein Spreizbackenfutter
- Steuerung direkt über das Bedienpult
- Lasteinleitung über mehrere Elektromotoren

Ein leistungsstarker Elektro- oder Drehstrom-Asynchronmotor findet in Prüfständen weltweit die häufigste Anwendung. Die Bandbreite an Angeboten verschiedenster Hersteller mit unterschiedlichen Leistungen ist sehr groß. Er ist einfach zu installieren und grundsätzlich wartungsfrei und sofort einsetzbar. Ein drehzahlvariabler Asynchronmotor ist hier ein passender Antrieb für den Radlagerprüfstand.

Nachteilig bei der Lasteinleitung über mehrere Elektromotoren ist, dass sie viel Platz einnehmen. Es muss ein Konstrukt entworfen werden, das die Rotationsbewegung in translatorische Bewegung umwandelt. Diese wäre ein unnötiger Arbeitsschritt und ist außerdem fehler- und störanfällig. Die Gesamtkonstruktion scheint sehr klobig und nicht durchdacht.

10.5.7 Version 7 (lila Pfad)

- Aufbau und Rahmenstruktur aus Aluminium Itemprofilen
- Antrieb über Elektromotor
- Drehzahlmessung über magnetische Messtechnik
- Kraftmessung über piezoelektrische Kraftaufnehmer
- Not-Aus über Druckschalter
- Temperaturüberwachung über ein Infrarotmessgerät
- Radlageraufnahme über ein Spreizbackenfutter
- Steuerung über eine spezielle Computersoftware
- Lasteinleitung über pneumatische Druckzylinder

Der Aufbau des Rahmens über Itemprofile ist in den Anforderungen an den Prüfstand festgelegt. Darüber hinaus sind die Profile leicht und sehr flexibel einsetzbar. Die Verbindungsmöglichkeiten sind vielfältig und leicht zu handhaben. Durch das robuste Stangpressprofil ist solch eine Konstruktion sehr widerstandsfähig gegenüber diversen Biege-Zug-Druck- und Torsionsbelastungen⁹. **[47]**

Piezoelektrische Sensortechnik weist unter Belastung sehr geringe Umformung auf. Durch ihre steife Struktur haben sie eine hohe Resonanz, die generell vorteilhaft für dynamische Belastungsprüfungen ist.

Durch einen Infrarottemperaturmesser lässt sich ganz einfach und problemlos die Arbeitstemperatur bestimmen. Dadurch, dass ein rotierendes Teil geprüft wird, entpuppt sich ein festinstallierter und ausrichtbarer Infrarotmesser als praktisch und kostengünstig. **[44]**

Die Steuerung mittels Computersoftware ist präzise und fehlerarm. Notwendig ist es hierbei, eine Software zu generieren, die möglichst die Messungen aufnimmt und gleichzeitig den Motor und die Druckzylinder steuern kann.

Die Lasteinleitung über pneumatische Druckzylinder sind in diesem Fall sehr günstig, da ein leistungsstarker Kompressor in unmittelbarer Nähe vorhanden ist.

⁹ Genaue Angaben im Anhang (Datenblatt Itemprofile)

11 Nutzwertanalyse

Der morphologische Kasten hat sieben denkbare Lösungsvarianten ergeben. Um das bestmögliche Lösungskonzept zu erhalten, wird nun mit Hilfe eines Bewertungsverfahrens nach den Richtlinien der VDI 2222 eine Nutzwertanalyse durchgeführt. Das Ergebnis wird in einer Tabellenstruktur (Abbildung 33 und 34) dargestellt.

Die Kriterien bei der Bewertung werden zunächst aufgestellt und gewichtet. Diese basieren zum Teil auf der Anforderungsliste und auf Vorgaben durch die Aufgabenstellung. Dabei gehen wirtschaftliche als auch technisch umsetzbare Aspekte in die Auswertung mit ein.

In Summe ergeben die Faktoren für die Gewichtung der vorangegangenen Bewertungskriterien stets den Wert 1,0. Dieser entspricht 100%. Die Punkte für die Wertigkeit beginnen bei 1 und enden bei 10, wobei 1 die schlechteste Lösung wäre und 10 das beste Ergebnis liefert. Anschließend wird die ermittelte Lösungsvariante ausgewertet. Dies erfolgt durch die Multiplikation der Gewichtung der Kriterien mit dem Wert der dafür vergeben wurde.

Folgende Formel zeigt die mathematische Ermittlung der Summe der gewichteten Wertigkeit

$$\sum GW = \frac{\sum G \cdot W}{W_{\max}}$$

Die Lösungsvariante mit der höchsten gewichteten Wertung ist das bestmögliche Ergebnis der Nutzwertanalyse. **[6], [11], [16]**

Für die Findung der Kriterien und eine optimale Verteilung der Gewichtung der Kriterien, wurde ein Austausch in einem Arbeiterteam durchgeführt.

In den Kapiteln 11 und 12 werden konkrete Konzepte für die Umsetzung der Kraftübertragung der Druckzylinder und der Drehzahl/Drehmomentübertragung an den Prüfling vorgestellt.

Bewertungskriterien		Version 1		Version 2		Version 3		Version 4		Version 5		Version 6		Version 7	
Nr.	Faktor	Gewicht G	Wert W	G* W	Wert W	G*W	Wert W								
1	Stabilität des Aufbaus und Rahmens	0,1	8	0,8	8	0,8	8	0,8	10	1	10	1	10	8	0,8
2	Aufwand des Rahmenaufbaus	0,05	10	0,5	10	0,5	10	0,5	6	0,3	6	0,3	6	10	0,5
3	Größe des Prüfstandes	0,05	6	0,3	7	0,35	10	0,5	10	0,5	7	0,35	6	10	0,5
4	Ungefähre Masse des Prüfstands	0,05	6	0,3	6	0,3	10	0,5	5	0,25	5	0,25	4	8	0,4
5	Montage ohne Spezialwerkzeug	0,02	10	0,2	6	0,12	8	0,16	4	0,08	3	0,06	5	8	0,16
6	Aufbau ohne spezielle Fachkraft	0,02	10	0,2	6	0,12	7	0,14	6	0,12	6	0,12	7	8	0,16
7	Einfache Bedienung	0,025	5	0,125	6	0,15	6	0,15	7	0,175	6	0,15	4	10	0,25
8	Ergonomische Arbeitsposition	0,025	10	0,25	10	0,25	10	0,25	10	0,25	10	0,25	10	10	0,25
9	Geeigneter Antrieb	0,05	10	0,5	5	0,25	7	0,35	7	0,35	5	0,25	10	10	0,5
10	Drehzahlmessung	0,02	7	0,14	10	0,2	7	0,14	10	0,2	10	0,2	7	10	0,2
11	Energieversorgung	0,02	10	0,2	6	0,12	8	0,16	8	0,16	6	0,12	10	10	0,2

Abbildung 33 Nutzwertanalyse (eigene Darstellung mit Hilfe von [6], [11], [16])

Bewertungskriterien		Faktor	Version 1	Version 2	Version 3	Version 4	Version 5	Version 6	Version 7						
Nr.		Gewicht G	Wert W	G* W	Wert W	G*W W	Wert W	G*W W	Wert W	G*W W					
12	Energieeffizienz	0,02	6	0,12	6	0,12	6	0,12	6	0,12	9	0,18			
13	Zuverlässige Kraftmessung	0,02	10	0,2	10	0,2	10	0,2	10	0,2	10	0,2			
14	Not-Aus Schalter	0,02	10	0,2	10	0,2	10	0,2	10	0,2	10	0,2			
15	Temperaturmessung	0,02	10	0,2	2	0,04	2	0,04	10	0,2	10	0,2			
16	Steuerung des Prüfstandes	0,05	6	0,3	7	0,35	7	0,35	10	0,5	10	0,5			
17	Lasteinleitung	0,05	6	0,3	10	0,5	10	0,5	10	0,5	6	0,5			
18	Zuverlässigkeit	0,1	7	0,7	8	0,8	8	0,8	9	0,9	10	0,9			
19	Lebensdauer	0,1	8	0,8	8	0,8	8	0,8	8	0,8	8	0,8			
20	Wartung	0,05	10	0,5	6	0,3	6	0,3	5	0,25	6	0,3	0,45		
21	Sicherheit	0,1	9	0,9	8	0,8	8	0,8	10	1	7	0,7	0,9		
22	Ungefähre Kosteneinschätzung	0,05	5	0,25	6	0,3	6	0,3	8	0,4	8	0,4	0,3		
	Σ Summe	1,0	179	7,985	161	7,57	179	7,49	174	9,045	167	7,77	8,2	204	9,2
	Σ Summe der gew. Wertigkeit/ 10			0,8		0,76		0,75		0,9		0,78		0,82	0,92

Abbildung 34 Nutzwertanalyse (eigene Darstellung mit Hilfe von [11], [16], [18])

11.1 Auswertung der Nutzwertanalyse

Die durchgeführte Nutzwertanalyse zeigt, dass die Variante 7 die geeignetste Möglichkeit ist, das Konzept Radlagerprüfstand zu realisieren. Diese Lösung impliziert den Antrieb über einen Elektromotor. Dieser muss ausreichend leistungsstark sein, um die Forderungen erfüllen zu können.

Ein Rechenbeispiel zeigt die übertragene Leistung einer Antriebswelle bei gegebener Drehzahl und Drehmoment.:

Leistung	P
Drehmoment	M = 600 Nm
Drehzahl	n = 3000 $\frac{1}{\text{min}}$

$$P = M \cdot \omega$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$$

$$\underline{P} = M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 600 \text{ Nm} \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 3000 \frac{1}{\text{min}} = \underline{188,5 \text{ kW}}$$

Vorteile eines Elektromotors sind nicht nur, dass Sie einen hohen Wirkungsgrad besitzen und somit in der Industrie weit verbreitet sind, sondern auch die bedienfreundliche Anwendung und der geringe Montageaufwand. Lästige Zu- oder Abläufe wie beim Hydraulik-, Pneumatik- oder Verbrennungs-Motor müssen hier nicht gestellt werden. Der Elektromotor muss ausschließlich fest platziert werden und benötigt nur eine dauerhafte Stromverbindung. Somit ist er nicht nur praktisch, sondern auch sehr langlebig. Weitere Gründe für die Wahl des Elektromotors sind unter anderem die hohe Drehzahltauglichkeit und der praktisch wartungsfreie Betrieb.

Die Drehzahlmessung erfolgt über eine magnetische Sensortechnik der Firma HBM. Magnetische Sensortechniken finden häufige Anwendung in der Messtechnik und lassen sich zudem problemlos installieren. Das berührungslose Erfassen der Drehzahl und weitere Messmöglichkeiten erfolgen über einen Magneten, der wahlweise an einem Wellenende oder an einem anderen rotierenden Teil des Antriebes befestigt ist.

Die Erfassung ist sehr präzise und für hohe Drehzahlen bestens geeignet. Darauf in der Produktzusammenstellung dieser Thesis näher eingegangen.

Die eingeleiteten Kräfte werden durch piezoelektrische Kraftaufnehmer kontrolliert und erfasst. Die Messbereiche sind gegenüber DMS sehr viel genauer und bis zu 10fach größer. Beim Messvorgang tritt aufgrund der hohen Steifigkeit fast keine Auslenkung auf. Somit sind Piezokristalle ausgeschlossen von Ermüdungserscheinungen, was für eine lange Testreihe und hohe Lebensdauer erforderlich ist. Die Signale der Piezosensoren müssen, genau wie bei DMS, durch einen Messverstärker geleitet werden, um so ausgewertet werden zu können.

Die Auswahl des Herstellers fiel hier ebenfalls auf HBM, da sich im Rahmen der Steuerung und Kalibrierung einige Vorteile ergeben. Der Drehzahlsensor und die Kraftsensoren laufen hierbei über ein Programm.

Die Temperaturüberwachung findet über ein festinstalliertes, externes Infrarotmessgerät statt. Dieses hat den Vorteil einer berührungslosen Messmethode, was bei rotierenden Teilen unumgänglich ist. Es muss lediglich schwingungsfrei installiert und auf das zu prüfende Teil

ausgerichtet sein. Für die Auswertung kann man wahlweise während der Prüfung in vorgegeben Abständen die Temperatur erfassen oder falls möglich an das Steuerungsprogramm anschließen und die Daten elektronisch aufzeichnen.

Die Radlageraufnahme erfolgt bei Radlagern mit glattem Innenring über ein Spreizbackenfutter, welches die notwendige Spannkraft aufbringt¹⁰. Dieses muss den drehbargelagerten Innenring lediglich in Rotation versetzen. Da keine zerspannende Arbeit stattfinden wird und die Widerstandsmomente durch die Wälzkörper nicht allzu hoch sein werden, reicht hier ein Backenfutter aus, welches sich nach Außen spannen lässt.

Bei Radlagern, die einen gezahnten Innenring besitzen, wird anstelle des Futters eine entsprechende Antriebswelle genommen. Diese Methode verspricht passgenaue Kraftübertragung und ist leicht umzusetzen, da Meyle die jeweiligen Antriebswellen in seinem Sortiment anbietet.

Die Steuerung und Auswertung erfolgt idealerweise über eine Computersoftware, welche die eingehenden Parameter verarbeitet und auswertet. Da der Drehzahlsensor und die Kraftmesser von der Firma HMB genutzt werden, wird hier entsprechend die passende Software installiert.

Die Lasteinleitung erfolgt pneumatisch über fest installierte einfach wirkende Druckzylinder. Diese haben den Vorteil nicht zu überhitzen und können eine hohe Kraft aufbringen. Der benötigte leistungsstarke Kompressor ist bereits im Labor vorhanden, sodass lediglich ein Anschluss gelegt werden muss.

Die notwendige Kraft des pneumatischen Druckzylinders kann sich wie folgt aus dem Betriebsdruck berechnen lassen:

Betriebsdruck des Zylinders	P_{nenn}
Querschnittsfläche des Druckkolbens	A
Durchmesser der Arbeitskolbens	d
erforderliche Kraft des Druckzylinders	F

gegeben: $P_{\text{nenn}} = 15 \text{ bar} = 1,5 \text{ Mpa}$

$d = 32 \text{ mm}$

$A = \pi \cdot r^2 = 3,14 \cdot (16 \text{ mm})^2 = 804,25 \text{ mm}^2$

$P_{\text{nenn}} = \frac{F}{A}$ umstellen nach F

$F = P_{\text{nenn}} \cdot A = 1,5 \text{ MPa} \cdot 804,25 \text{ mm}^2 = 1206,38 \text{ N}$

$F = 1,2 \text{ kN}$

¹⁰ Rechnung in Kapitel 19.1.3

12 Konzept für die Kraftübertragung

Weitere Recherchen zur Kraftaufbringung haben ergeben, dass die Umsetzung der statischen Radialkraft mittels eines Hebelarms mit austauschbaren Gewichten (siehe Abbildung 35) die einfachste und idealste Möglichkeit ist.

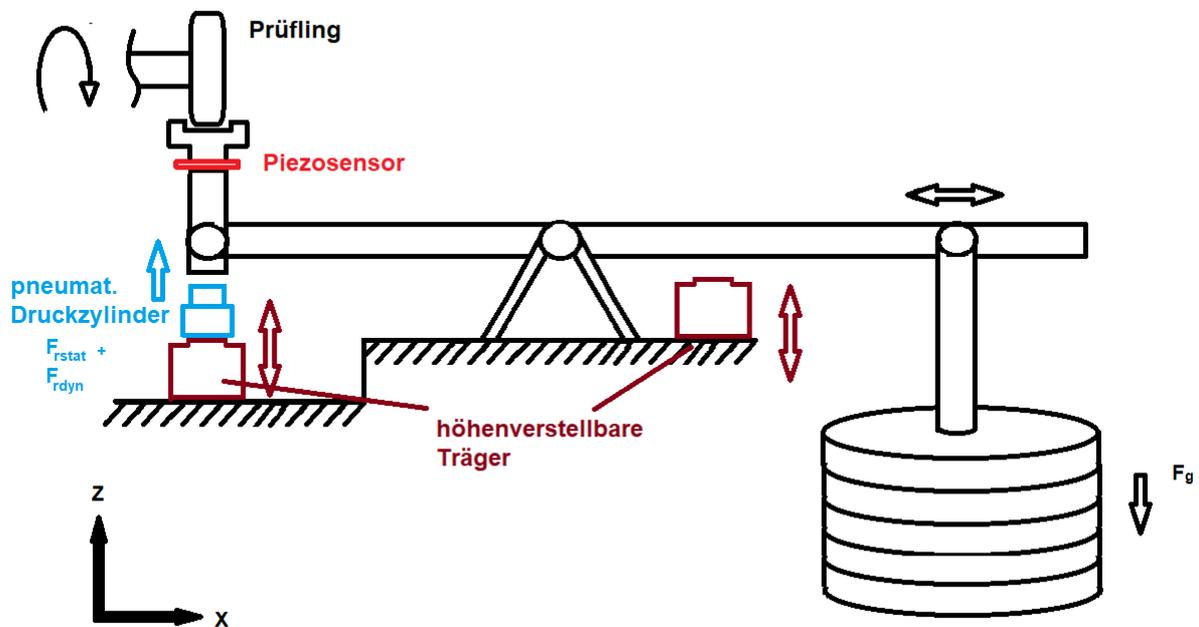


Abbildung 35 Übertragung der Radialkraft (eigene Darstellung)

Die austauschbaren Gewichte, welche rechts unten am Hebelarm hängen, erzeugen durch ihre Gewichtskraft eine dauerhafte radiale Kraft F_{rstat} . Um nicht unnötig viele Gewichte an den Arm hängen zu müssen, ist dieser in X-Richtung verstellbar gelagert. Hierbei wird das Prinzip der Hebelgesetze genutzt. Ein einfaches Rechenbeispiel und Abbildung 36 veranschaulichen das Prinzip:

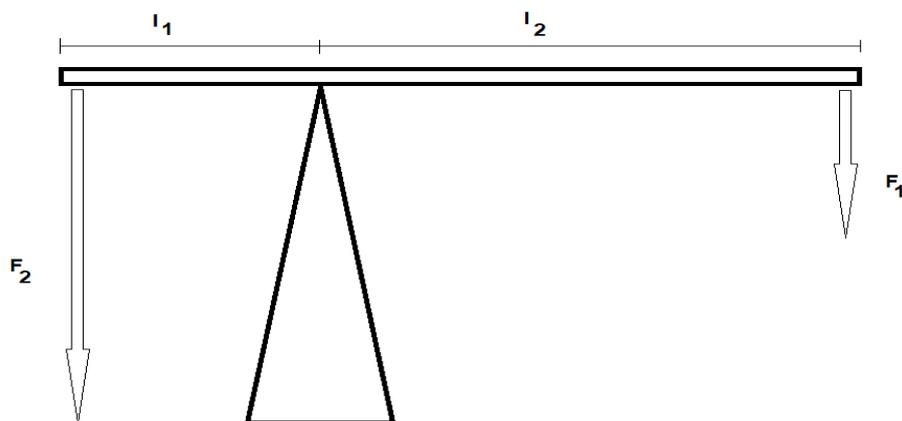


Abbildung 36 Verdeutlichung des Hebelgesetzes (eigene Darstellung)

$$F_2 \cdot l_2 = F_1 \cdot l_1$$

$$l_2 = 2 \cdot l_1$$

$$\underline{\underline{F_2}} = \frac{F_1 \cdot l_1}{l_2} = \frac{F_1 \cdot 2 \cdot l_2}{l_2} = \underline{\underline{2 F_1}}$$

Wenn man also beispielsweise 150 kg an den Arm hängt, ergibt sich aufgrund der Erdbeschleunigung eine Gewichtskraft von 1471,5 N. Bei einem doppelten Hebel würde die angreifende Kraft am Prüfkörper also 2943 N betragen. Überprüfen lässt sich das ganz einfach über den installierten Piezokraftaufnehmer, welcher sich links am oberen Ende des Hebelarmes befindet.

Über einen höhenverstellbaren Träger wird der Winkel des Hebelarms eingestellt. In ausgefahrenem Zustand entlastet er durch das Anheben der Lastgewichte den Prüfkörper. Sobald er durch ein Gewinde langsam eingefahren wird, senken sich die Gewichte und die statische Radiallast wird eingeleitet.

Erst dann kann die dynamische Radialkraft F_{rdyn} eingeleitet werden. Diese wird erzeugt, indem ein Pneumatikdruckzylinder auf das linke Ende des Hebelarms drückt. Da die Prüflinge unterschiedlich groß sind, wird ein zweiter, ebenfalls höhenverstellbarer Träger benötigt, der es erlaubt, den Druckzylinder in Z-Richtung zu verstellen. Dieser liegt direkt unter dem Druckzylinder. Dadurch wird eine exakte Einstellung der Nulllage des Zylinders ermöglicht. Die Kräfte in radialer Richtung werden über eine U-förmige Schale direkt an den Prüfkörper übertragen.

Die Kraftübertragung in axialer Richtung wird in Abbildung 37 dargestellt. Ein zweiter druckluftbetriebener Lineardruckzylinder ist an einem dritten Träger befestigt, welcher in X-Richtung verstellbar ist. Dieser ist auf direktem Wege mit dem zweiten Piezokraftaufnehmer verbunden. Die bislang erzeugte Kraft wird über eine austauschbare Druckschale weitergeleitet, die am Prüfling ansetzt ist. Diese Druckschalen bestehen aus einfachem Baustahl und werden in der hauseigenen Werkstatt kostengünstig gefertigt.

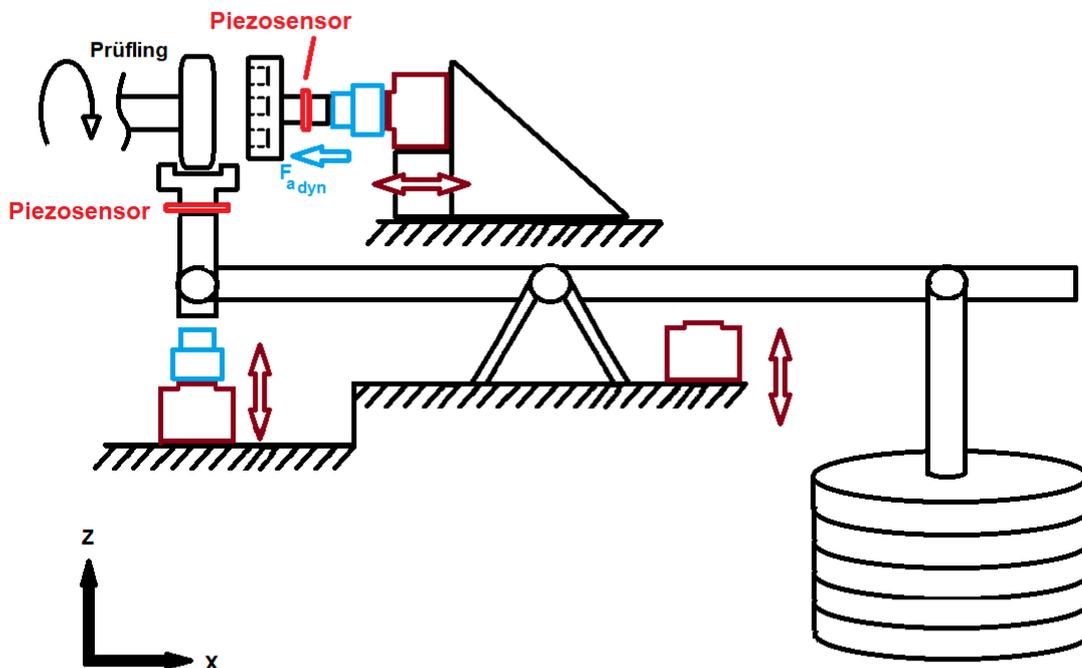


Abbildung 37 Übertragung der Axialkraft (eigene Darstellung)

Bei Radlagern der Generation 1 ist es erforderlich, die erzeugte Kraft genau auf die Flanke des Außenrings zu leiten. Radlager höherer Generationen haben meist einen großen Flansch, der die axiale Kraftübertragung des Prüfstandes erleichtert, da hier eine Druckschalengröße für verschieden große Radlager genutzt werden kann. Wichtig hierbei ist es, den Lineardruckzylinder über den Träger soweit an den Prüfkörper zu positionieren, dass dieser ihn zwar berührt, aber noch keine Kraft erzeugt. Falls dem so wäre, würde eine Vorkraft auf den Prüfkörper erzeugt werden, welche das Ergebnis verfälschen würde. Daher ist es wichtig, beim Einstellen der Kraftübertragung die Werte des Piezosensors zu beobachten. Wird hier eine Kraft gezeigt noch bevor der Druckzylinder arbeitet, muss die Druckschale über den Träger nachgestellt werden.

13 Konzept für die Drehzahlübertragung

Da bei der dynamischen Krafteinleitung Impulsstöße entstehen, die sich negativ auf die Lebensdauer des Elektromotors auswirken wird eine Konstruktion benötigt, die dieses Problem umgeht.

Die Drehzahl bzw. das Drehmoment werden über einen Zahnriemen an eine Welle übertragen, die durch eine Drehspindel verläuft. Diese Drehspindel ist stoßunempfindlich und leitet die erforderlichen Kräfte direkt an das Spannfutter weiter. Die Radial- und Axialkräfte wirken somit nicht direkt auf die Antriebswelle und garantieren dem Antriebsmotor einen schonenden Betrieb. Die Abbildung 38 verdeutlicht das Übertragungsprinzip.

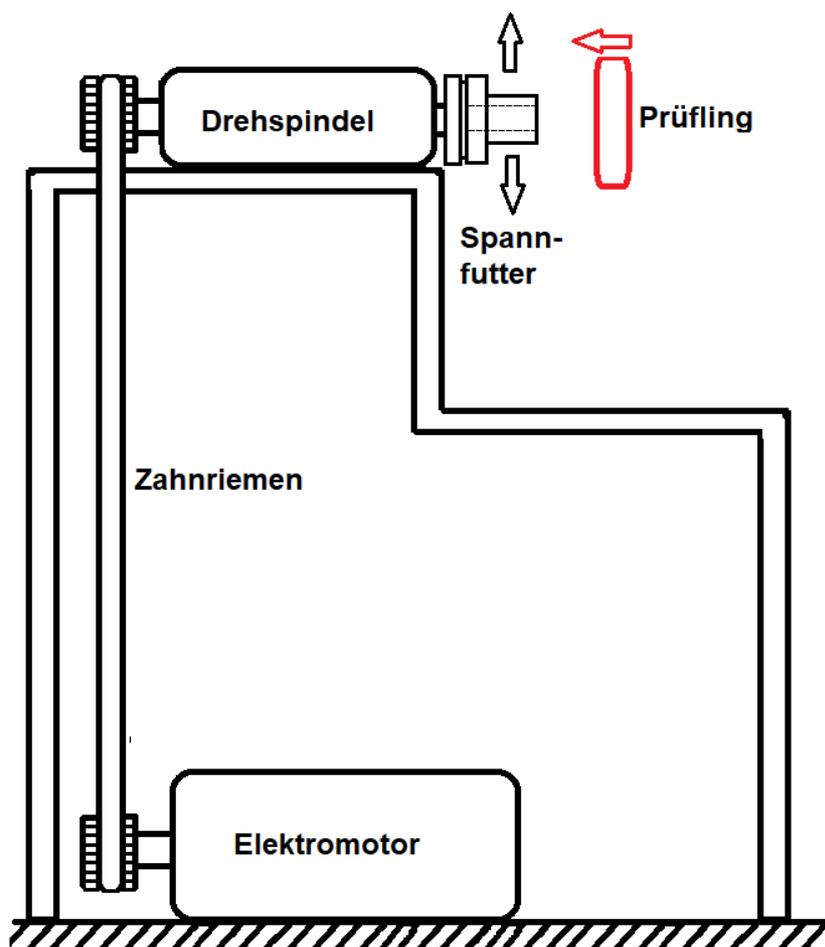


Abbildung 38 Kraftübertragung des Motors an Drehspindel (eigene Darstellung)

Am Wellenende des Motors befindet sich ein Zahnrad welches schlupffrei den Zahnriemen in Rotation versetzt. Durch ein zweites Zahnrad gleicher Größe, welches sich am linken Ende der Prüfwellen befindet, wird die Kraft direkt übertragen. Die Prüfwellen läuft durch die Drehspindel und treibt das Spreizbackenfutter an. Die Drehspindel befindet sich auf dem Arbeitstisch. Durch die Kombination aus Gleit- Radial und Axiallager in der Spindel ist diese äußerst unempfindlich gegenüber Stößen und anderen dynamischen Belastungen. Abbildung 46 (Kapitel 15) zeigt den Aufbau und die Bestandteile einer Spindel. Die Namensgebung stammt daher, dass sie normalerweise in Drehmaschinen eingesetzt werden. Aufgrund der äußerst robusten Bauweise ist sie ideal für die Umsetzung der geforderten Anforderungen. Die Anbindung des Futters an die Welle erfolgt über eine formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung. Abhängig vom Zahnriemenhersteller und der Belastung muss der Riemen in vorgegebenen Intervallen gewechselt werden. Ansonsten ist das Konstrukt äußerst wartungsarm und langlebig. Drehspindel und Elektromotor sind durch Verschraubung fest mit dem Untergrund verbunden.

13.1 Schwingungsverhalten aufgrund hochfrequenter Krafteinleitung

Dadurch, dass die Druckzylinder unmittelbar an den Prüfkörper herangefahren werden, sind stoßartige Schläge ausgeschlossen. Das System ist durch direkte Anbindung aller Komponenten miteinander verbunden. Ein Schwingen des Prüfsystems wird somit minimiert bis ausgeschlossen. Trotz dieser Tatsache ist es jedoch zu empfehlen, eine professionelle Schwingungsanalyse durchzuführen.

Zur Minderung eventueller Schwingungen und exakten Ausrichtung wird der Prüfstand auf höhenverstellbare Füße mit eingelassenem Gummieinsatz montiert.

14 3D-Konstruktion des Prüfstandes

Die folgende Konstruktion wurde mit dem CAD-Programm Solid Edge ST10 erstellt. Die vorhandenen Bestandteile wurden von einer Internetplattform namens *grabcad.com* importiert und in dem Programm zusammengefügt. Die Darstellung dient der Veranschaulichung des Prüfstandes und ist in ihrem endgültigen Zusammenbau im Labor noch änderbar. Die Rahmenstruktur des Prüfstandes besteht aus Itemprofilen, wurde aber in der CAD-Konstruktion aus zeittechnischen Gründen nicht detailliert umgesetzt. Der Rahmen ist hier schemenhaft durch rechtwinklige Profile dargestellt.

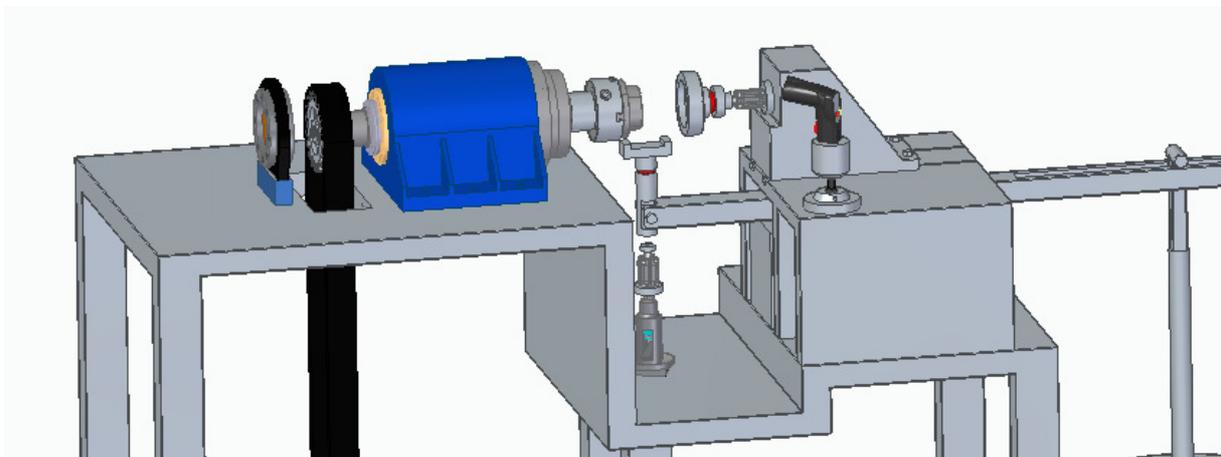


Abbildung 39 Radlagerprüfstand ohne Sicherheitshaube (eigene Darstellung)

Im Wege der Konstruktion wurde beschlossen, den Aufbau der Axialen Lasteinleitung etwas zu ändern. Statt einem Pfostenträger wird hier der pneumatische Druckzylinder direkt auf einen massiven Bock geschraubt (siehe Abbildung 39). Dieser ist in Längsrichtung auf Schienen positioniert und lässt sich somit einfach und schnell verstellen. Die Fixierung erfolgt über Nutensteine und Verschraubung.

Das Temperaturüberwachungssystem ist in einer verstellbaren Halterung positioniert.

Diese lässt sich über eine Madenschraube lösen und ausrichten.

Da keine entsprechende Konstruktion auf *grabcad.com* und anderen Plattformen verfügbar war, wurde hier zu Darstellungszwecken auf eine mobile Thermometer-Pistole zurückgegriffen. Diese dient lediglich der Veranschaulichung. Beim endgültigen Bau des Prüfstandes kommt ein anderes Modell der Infrarot-Temperaturüberwachung zum Einsatz.

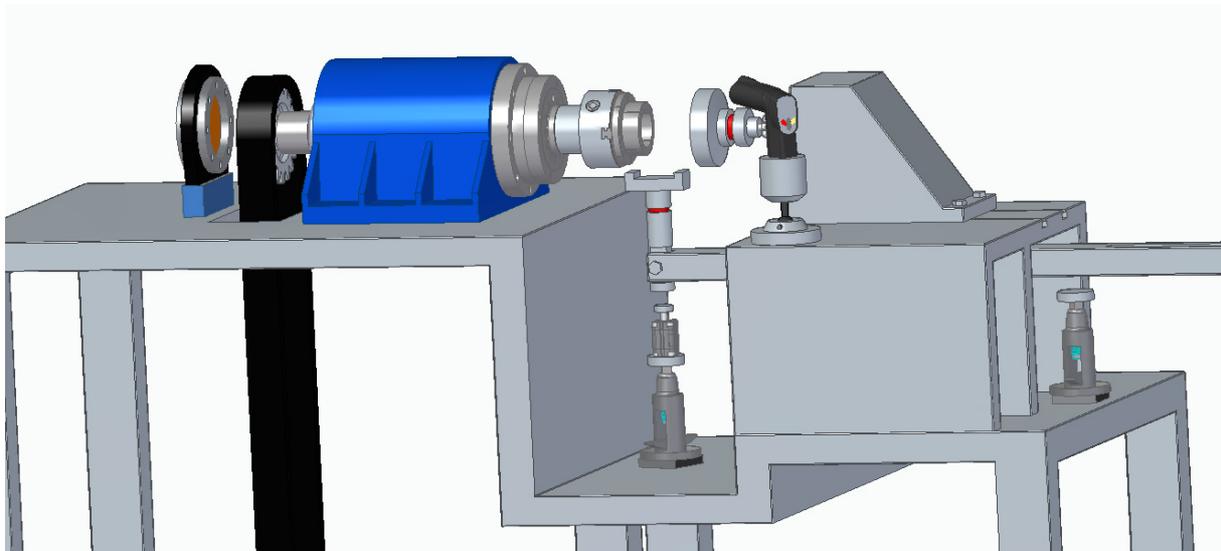


Abbildung 40 Radlagerprüfstand mit magnetbasiertem Drehzahlmesser (eigene Darstellung)

Zur Verdeutlichung sind die Piezokraftmessringe in der CAD-Konstruktion rot dargestellt. Diese werden über ausgehende Kabel mit dem Messverstärker verbunden, welche entsprechende Signale an den Computer weiterleiten.

Die austauschbare Druckschale, welche den Prüfkörper in axialer Richtung belastet, wird über ein zentrales Durchgangsloch direkt mit dem Druckzylinder verschraubt. So lässt sie sich schnell und problemlos gegen eine größere oder kleinere austauschen. Praktisch hierbei ist, dass die Schraube direkt durch den Piezosensor verläuft, da dieser ein so genannter Kraftmessring (Abbildung 53) ist.

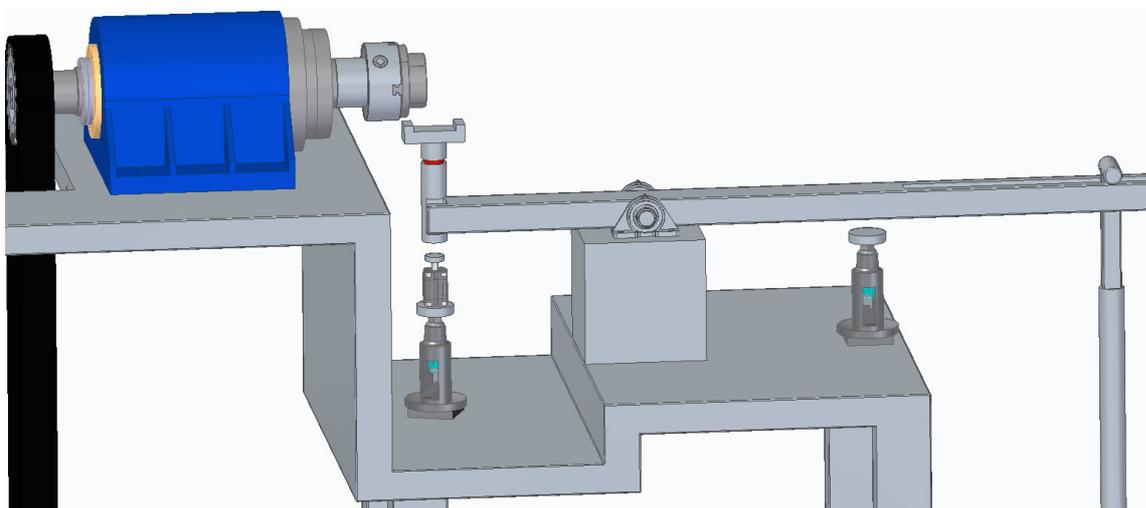


Abbildung 41 Stehlager links und rechts (eigene Darstellung)

Um den Prüfkraften standzuhalten, besteht der verschiebbare Lagerbock und das zugehörige Podest sowie der Hebelarm aus S235.

Die beiden Pfostenträger lassen sich in ihrer Höhe mittels Maulschlüssel verstellen und bieten so die Möglichkeit einer schnellen Einstellung und einfachen Handhabung. Der Hebelarm ist links und rechts auf zwei Stehlagern (Abbildung 41) gelagert. Diese befinden sich unter dem Podest für die Axialkrafteinleitung, welches in Abbildung 40 deutlich zu sehen ist.

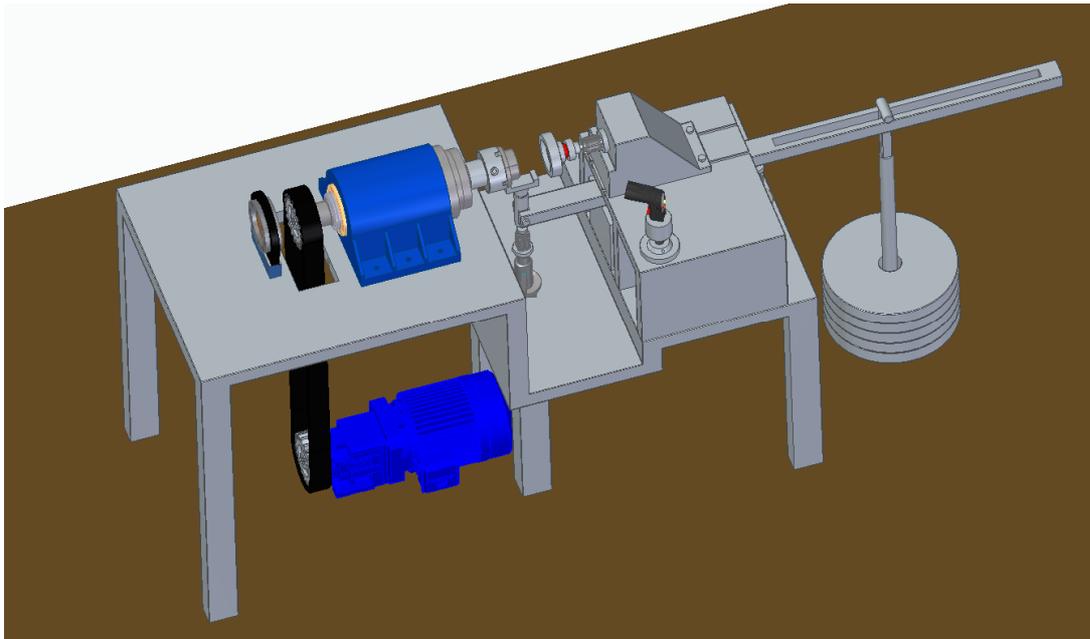


Abbildung 42 Radlagerprüfstand Draufsicht (eigene Darstellung)

Drehspindel und Elektromotor sind fest mit dem Untergrund verschraubt.
 Das Drehzahlmesssystem ist direkt hinter dem Zahnrad der Drehspindel positioniert und erfasst über Magnetsensoren die Prüfdrehzahl.

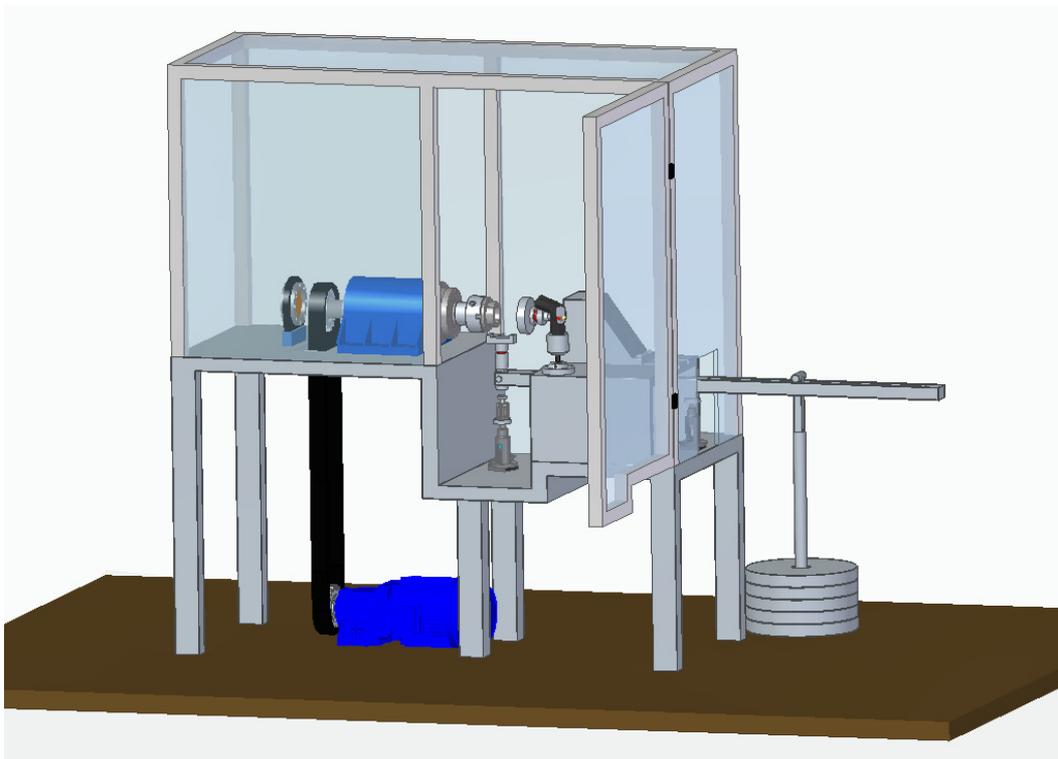


Abbildung 43 Radlagerprüfstand mit Sicherheitshaube (eigene Darstellung)

Zur Sicherheit dient eine Haube, die mit Plexiglasscheiben bestückt ist (Abbildung 43). Durch eine Tür auf der linken Seite kann am Prüfstand gearbeitet werden.
 Am unteren Ende des Arms Hängen die Gewichte. Eine Scheibe am unteren Ende des Hebelarms, welche im Durchmesser größer ist als der Innendurchmesser der Gewichte, garantiert eine feste Positionierung der Gewichtsscheiben. Durch den langen Hebelarm lassen sich problemlos statische Gewichtslasten von bis zu 2000 N realisieren.

15 Auswahl der Bestandteile des Prüfstandes

Nachfolgend werden explizite Bestandteile und Hersteller vorgestellt, die für einen späteren Bau des Prüfstandes zum Einsatz kommen können. Datenblätter der Bestandteile sind den jeweiligen Quellen und im Anhang zu entnehmen.

Elektromotor

Für den Aufbau des Radlagerprüfstandes wurde sich den Elektromotor JS-ASA 100L von Atex entschieden (Abbildung 44)

ATEX- Elektromotor JS-ASA 100L 3,0 kW 2pol-B3



Abbildung 44 Elektromotor der Firma Atex [51]

Dieser leistet eine maximale Drehzahl von bis zu 3000 Umdrehungen pro Minute und stellt somit einen geeigneten Antrieb für den Prüfstand dar. Dieser leistungsstarke Elektromotor wurde gewählt, damit er selbst bei sehr hohen Belastungen problemlos betrieben werden kann. [51]

Berechnung für das erforderliche Mindestdrehmoment in Kapitel 19.1.4.

Drehspindel

Um die auftretenden Kräfte möglichst reibungsarm übertragen zu können und ein Durchrutschen in axialer Richtung zu vermeiden, wurde sich für eine Drehspindel entschieden. Diese findet häufig Anwendung in Drehmaschinen der Industrie und ist aufgrund ihres Aufbaus äußerst wartungsarm und somit bestens für den Radlagerprüfstand geeignet. Da Internetrecherchen ergaben, dass diese nicht frei verkäuflich sind und konkrete Angaben erst auf Nachfrage bei Herstellern gegeben werden, kommt für die Zwecke dieser Ausarbeitung vorerst die folgende Drehspindel des Herstellers Weiss GmbH zum Einsatz (Abbildung 45). [52]

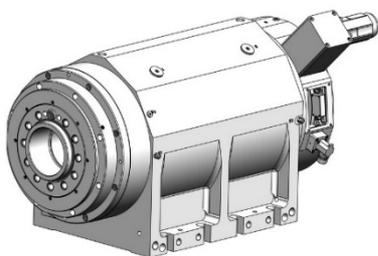


Abbildung 45 Drehspindel der Firma Weiss GmbH [52]

Die Abbildung 46 dient zu Veranschaulichung und gehört nicht zur ausgewählten Drehspindel. Durch den Ausbruch wird der Aufbau einer Drehspindel verdeutlicht.

DREHSPINDEL DIN 55022 GR. 5-9.1136.01.01-0100
UND TEILE FÜR DREHSPINDEL 9.1136.01.02-0101

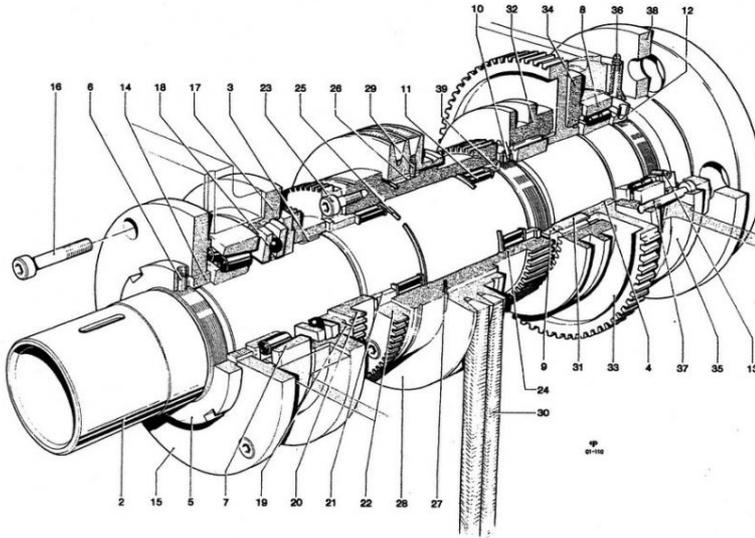


Abbildung 46 offene Drehspindel

Zahnriemen und Zahnrad

Da der Zahnriemen in der Länge nicht veränderbar ist, macht eine konkrete Auswahl des Riemens plus Zahnräder erst Sinn, sobald der Prüfstand konstruiert worden ist. Eventuell besteht die Möglichkeit hier auf einen Zahnriemen aus dem Meyle-Sortiment zurückzugreifen.

Fixierung über Spreizbackenfutter/ gezahnte Antriebswelle

Das Vermessen mehrerer Radlager hat ergeben, dass sich der durchschnittliche Innendurchmesser von Radlager im Bereich von 30- 50 mm befindet. Daher fiel die Entscheidung zugunsten der Spannbacken von Axminster (Abbildung 47) entschieden. Diese hat im eingefahrenen Zustand einen Außendurchmesser von 28mm und lässt sich bis auf 50 mm ausfahren. Somit ist sie ideal für das Einspannen der Radlager. Durch die Integration in das Axminster-Spannfutter Clubman ist ein problemloser Betrieb gewährleistet. Der Hersteller bietet noch weitere Spreizbackenfutter an, sodass ein eventueller Austausch problemlos möglich ist. [41], [42]

Axminster Spannzapfen-Aufsätze

Axminster Spannfutter Clubman SK100, SOLO



Abbildung 47 austauschbarer Spannzapfen mit Spannfutter [41], [42]

Bei Lagern mit gezahntem Innenring wird eine passende Antriebswelle aus dem Meyle-Sortiment genommen und das Prüflager darauf fixiert. In Abbildung 48 sieht man die einfache Möglichkeit der Verbindung.



Abbildung 48 Radlager mit gezahntem Innenring und passendem Antriebswellenstück [49]

Hebelarm

Der Hebelarm wird in der firmeneigenen Werkstatt nach erfolgreicher Konstruktion mit Hilfe der technischen Zeichnung gefertigt. Dieser wird aus S235¹¹ gefertigt.

Temperaturmesser

Die Temperaturüberwachung erfolgt über ein Infrarot Thermometer, welches auf den Prüfling ausgerichtet ist. Die Abbildung 49 zeigt den Temperaturmesser IN520 von OMEGA. Dieser ist einfach zu programmieren und bietet eine präzise Messung. Somit ist er sehr leicht in das System zu integrieren. Die Temperaturerfassung des IN520 ist in einem Bereich von 0° bis 700° C möglich. [44]



Abbildung 49 Infrarottemperaturmessgerät der Firma OMEGA [44]

¹¹ Bezeichnung für die am häufigsten verwendete Baustahlart

Drehzahlmessgerät

Für die Drehzahlerkennung wird ein magnetbasierendes Drehzahlmesssystem vom Hersteller HBM (Abbildung 50) verbaut. Neben der Drehzahlerfassung von bis zu 20000 Umdrehungen pro Minute kann der T40B auch Drehmomente aufnehmen. Durch die berührungslose magnetische Anbindung an den Prüfstand ist dieser bestens für die gesetzten Anforderungen geeignet. Dieses Drehzahlmesssystem ist außerdem insofern sehr praktisch, da es gemeinsam mit den Kraftaufnehmern über eine gemeinsame Software betrieben wird. [43]

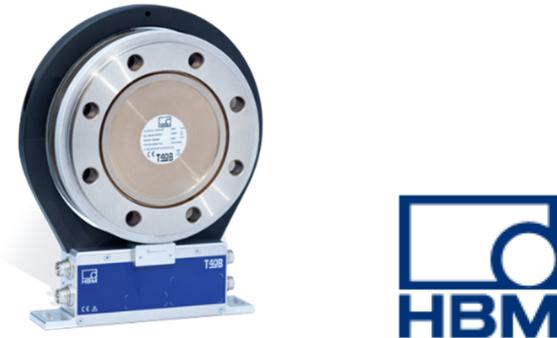


Abbildung 50 magnetbasierter Drehzahlmesser der Firma HBM [43]

Druckzylinder

Für den Prüfstand werden Pneumatik Kurzhub-Druckzylinder des Herstellers Festo eingesetzt. Diese haben einen maximalen Prüfdruck von 15 bar und können so laut Herstellerangaben eine Kraft von bis zu 4712N^{12} aufbringen. Somit ausreichend für die gesetzten Anforderungen. Wie in Abbildung 51 zu sehen ist, werden die zwei Druckzylinder über vier Schrauben an den Untergrund montiert. [48]



Kurzhubzylinder
AEVC-63-10-I-P
Teilenummer: 188278

Abbildung 51 leistungsstarker Kurzhubzylinder [48]

¹² Kraft bei 15 bar Arbeitsdruck, Angaben nach [48]

Träger für Druckzylinder

Als Träger bzw. Stütze für die Druckzylinder werden höhenverstellbare Pfostenträger (Abbildung 52) der Firma Würth benutzt. Diese sind robust und haben flache Trägerplatten für einen idealen Anschluss an den Arbeitstisch. Befestigt werden sie über Verschraubungen. Der Preis wird von Würth nur auf Anfrage bzw. durch Registrierung mitgeteilt. [46]
Die Preise der Mitbewerber liegen zwischen 30€ und 70€¹³

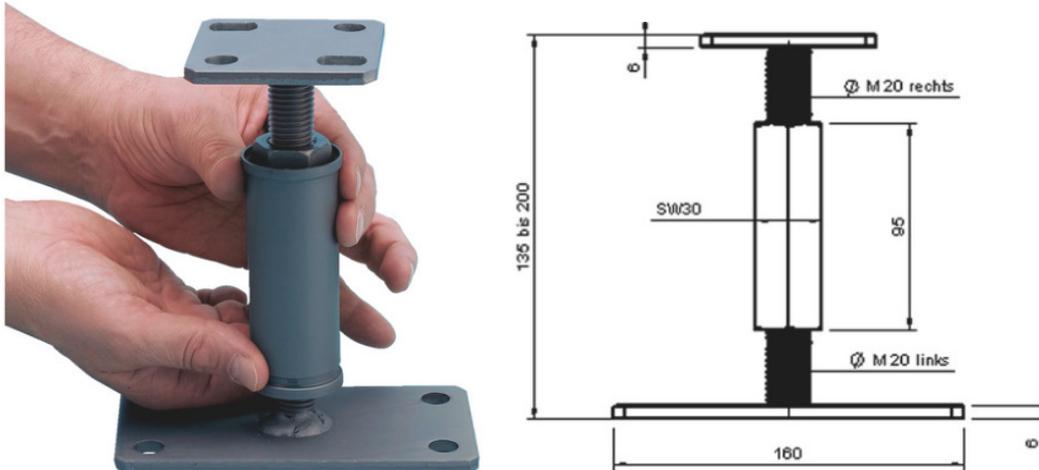


Abbildung 52 höhenverstellbarer Pfostenträger [46]

Piezokraftsensor

Zur Kraftmessung werden Piezokraftaufnehmer ebenfalls von der Firma HBM verbaut. Die Sub-Miniatur-Kraftmessringe PACEline CLP können Kräfte von 3 bis 80 kN messen. Wie in Abbildung 53 zu sehen ist, haben diese eine kompakte Bauhöhe von 3- 5 mm und einem Durchmesser von wahlweise 12- 36 mm. Durch das integrierte Kabel ist der Anschluss an die entsprechende Software einfach umzusetzen. [50]



Abbildung 53 hochpräzise Piezokraftmessringe [50]

Zur Auswertung der Signale werden die Piezokraftmessringe an einen Messverstärker angeschlossen, der die Werte umwandelt und an die Software weiterleitet.

¹³ Ermittelte Preisspanne durch Google-Suchmaschine

Steuerung

Abbildung 54 zeigt die HBM Firmensoftware CATMAN DAQ, welche zur Auswertung der Drehzahlsensoren und Kraftmesser dient. [45] Ob eine Integrierung bzw. Ansteuerung der Druckzylinder und des Infrarotthermometers in das System möglich ist, muss geprüft werden. Ansonsten muss ein erforderliches Programm geschrieben werden, welches diese Aufgaben erfüllen kann.

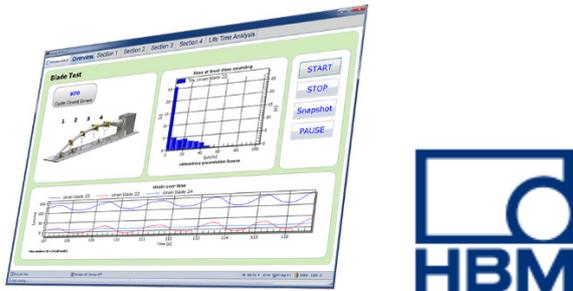


Abbildung 54 Software zur Auswertung der Messdaten [45]

Rahmen

Der Rahmen besteht aus Aluminiumprofilen des Herstellers ITEM. Die leicht zu bearbeitenden und äußerst robusten Profile lassen sich durch spezielle Verbindungselemente schnell und einfach mit einander verbinden. [47] Auf der Abbildung 55 ist nur ein geringer Teil der Vielfalt an Größen und Verbindungsmöglichkeiten zu sehen.



Abbildung 55 Itemprofile und Anbindungsmöglichkeiten [47]

Ein weiterer ausschlaggebender Vorteil der Profile von ITEM, ist die Möglichkeit einer mühelosen Erweiterung durch genormte Bauteilanbindung.

16 Stückliste und Kosten

Eine umfangreiche Recherche ergab keine Auskunft zu allen Artikeln. Oftmals werden Teile nur an gewerbliche Nutzer verkauft und Angaben zu Preise nur auf Anfrage oder nach Registrierung und Freigabe gemacht. Die Tabelle 3 zeigt eine ungefähre Kostenaufstellung für den Bau des Prüfstandes. Da der Item Hersteller Preise nur auf Anfrage mitteilt, wurde mittels Recherche auf öffentlichen Verkaufsplattformen ein ungefährender Preis ermittelt. Dieser wird bei einer Neuanschaffung des Rahmens und des Tisches auf ca. 3000 € geschätzt. Nach Rücksprache mit erfahrenen Kollegen wird allerdings mit Gesamtkosten von bis zu 10.000€ gerechnet.

Tabelle 3 Stückliste und Kosten (eigene Darstellung)

Nr.	Artikel	Anzahl	Kosten
1	Elektromotor	1	706,85 €
2	Drehspindel	1	Keine Angaben
3	Zahnriemen	1	Keine Angaben
4	Zahnrad	2	Keine Angaben
5	Spannfutter	1	184€
6	Spannzapfen für Spannfutter	1	79,50€
7	Hebelarm	1	Keine Angaben
8	Piezokraftsensor	2	Keine Angaben
9	Drehzahlmessgerät	1	Keine Angaben
10	Druckzylinder	2	273,86€
11	Pfostenträger	3	90-210€
12	Infrarotthermometer	1	525€
13	Software	1	Keine Angaben
14	Schrauben	Keine Angaben	Keine Angaben
15	Rahmen + Tisch	1	Ca.3000 €
∑	Summe		4979,21 €

17 Fehler- und Schwachstellenanalyse

Im Folgenden wird das konzipierte Lösungsmodell und die Einbindung der Einzelbauteile in das System, auf Fehler und Schwachstellen kontrolliert.

Das Gesamtkonstrukt ist in sich relativ robust konzipiert worden. Eine eventuelle Schwachstelle könnte jedoch der höhenverstellbare Pfostenträger sein, welcher den Druckzylinder für die dynamische Radiallast trägt. Die Gefahr besteht hier, dass er den dynamischen Maximalkräften von 3000 N nicht standhalten und vorzeitig ausfallen könnte. Eine gründliche FEM-Analyse sollte hier Gewissheit schaffen. Falls notwendig muss ein stabileres, höhenverstellbares Podest für den entsprechenden Druckzylinder verbaut werden.

Ein weiteres Problem könnte in dem Konzept für die Axialkrafteinleitung bestehen. Die Schraubverbindung zwischen Druckschale und Druckzylinder muss möglichst so gesetzt sein, dass dadurch keine Vorkraft entsteht. Falls dies geschieht, muss der Piezosensor neu kalibriert bzw. „genullt“¹⁴ werden. Ansonsten besteht die Gefahr einer fehlerhaften Ansteuerung der Druckzylinder.

¹⁴ Ausdruck um etwas zurück auf Anfang zu versetzen. Beispiel „einen Zähler auf null zurücksetzen“

18 Zusammenfassung und Ausblick

Im Zuge dieser Bachelorarbeit sollte ein Konzept eines Radlagerprüfstandes mit radialer und axialer Lasteinleitung für die Firma MEYLE AG entwickelt werden. Dieses Ziel wurde erfolgreich umgesetzt und durch eine zusätzliche 3D Konstruktion erweitert. Anfängliche Startschwierigkeiten im Rahmen des Projektes wurden nach kurzer Zeit behoben.

Die große Herausforderung bestand darin, einen völlig neuen Prüfstand zu entwickeln, mit dem man alle Radlagergenerationen prüfen kann. Nach einer notwendigen Einleitung in das Thema mit Erklärungen der einzelnen Generationen wurde eine Marktanalyse durchgeführt. Daraus wurden mögliche Ideen und Ansätze für die Umsetzung der Aufgabenstellung gesammelt. Leider waren die gegebenen Informationen der Hersteller nicht sehr umfangreich und daher nicht von großer Hilfe.

Nachdem die exakte Vorgehensweise für die Konzeptentwicklung festgelegt worden ist, wurden in Zusammenarbeit mit hilfsbereiten Arbeitskollegen die notwendigen Anforderungen an den Prüfstand gestellt. Dadurch wurde sichergestellt, was der zukünftige Prüfstand leisten soll. Ein Vergleich des Ist- mit dem Soll-Zustand hat ergeben, dass ein Umkonstruieren des vorhandenen Prüfstandes nicht umsetzbar ist. Lediglich Teile des Aufbaus können für das neue Prüfsystem genutzt werden. Unter Berücksichtigung der Anforderungsliste wurde ein morphologischer Kasten entworfen, der es erlaubt hat mehrere Lösungsvarianten aufzubringen. Hierbei wurden Möglichkeiten ersichtlich, an die man vorher nicht gedacht hatte. Nach erfolgreicher Erstellung der Nutzwertanalyse und CAD-Konstruktion mittels Solid Edge ST10 wurde unter Berücksichtigung der Anforderungen eine konkrete Auswahl der Einzelkomponenten für den Prüfstand durchgeführt. Wünsche aus den Anforderungen wie zum Beispiel die maximale Baugröße oder grundlegende Sicherheitsvorkehrungen wurden ebenfalls beachtet und ausgeführt. Die Schutzhaube und ergonomische Arbeitshöhe wirkt angenehm und benutzerfreundlich. Da die Druckzylinder einzeln angesteuert werden können, ergeben sich verschiedene Prüfmöglichkeiten. Wahlweise kann das Radlager nur statisch oder dynamisch-statisch belastet werden. Falls die statische Kraft, welche über den Hebelarm wirkt, nicht ausreichen sollte, kann der Pneumatikdruckzylinder zugeschaltet werden und diese erweitern.

Dadurch wird die MEYLE AG in Zukunft die Möglichkeit haben, Radlager fachgerecht auf ihre Lebensdauer prüfen zu können. Im Anschluss an jede Prüfung sollte mittels der Betriebssoftware ein Prüfprotokoll mit Angaben auf den Lastverlauf und die Betriebstemperatur erstellt werden.

Notwendige technische Zeichnungen für den Bau des Prüfstandes wurden aus der CAD-Konstruktion erstellt und sind hinterlegt.

Eine endgültige Reflexion der Arbeit lässt erachten, dass es noch weitere Ausbaumöglichkeiten gibt. Durch den Aufbau des Rahmens aus Itemprofilen lässt sich eine Erweiterung problemlos realisieren.

So könnte man durch geringe Umbaumaßnahmen den Prüfstand um weitere Simulationstechniken erweitern. Diese könnten Schmutz, bzw. Salzwassersprühanlagen enthalten. Allerdings muss hier selbstverständlich auf die Wasserabführung geachtet werden und es sollte geprüft werden, ob die bereits vorhandenen Komponenten rostfrei sind. Gegeben falls müssen diese abgeschirmt oder anderweitig gegen Korrosion geschützt werden. Ein großer Vorteil des Meyle Labors ist das Vorhandensein einer Salzsprühanlage. Eine eventuelle und kostengünstige Einbindung dieser Thematik könnte eine vorab durchgeführte Prüfung in der Salzsprühkammer sein. Anschließend werden die Prüflinge im Radlagerprüfstand getestet. Durch eine potentielle zuvor entstandene Korrosion würde hier eine hohe Wärmeentwicklung entstehen, sodass dies ein hilfreiches Kriterium für die Bewertung darstellt.

Ein weiterer Ausbau wäre eine Schwingungsmessung der Radlager, welche am besten vor, während und nach dem Lebensdauerersuch stattfinden kann. Für einen direkten Vergleich

der Radlager verschiedener Hersteller wäre eine Schwingungsmessung von großer Bedeutung, da eine Ermüdung der Wälzkörper mit entsprechend unrundem Lauf einhergeht. Ein direkter Vergleich der Prüflinge nach dem Lebensdauertest sollte in jedem Fall durch eingehende Begutachtung des Innenlebens einhergehen. Die Radlager sollten geöffnet und die Wälzkörper samt Käfig auf Defekte kontrolliert werden. Gleiches gilt für die Laufbahnen. Für den Fall einer zukünftigen Umkonstruktion des Prüfstandes, stellt der leistungsstarke 3 kW Motor einen ausreichenden Antrieb dar.

Ungeachtet der bisherigen Berechnungen und Auslegungen empfiehlt es sich vor dem Bau des Prüfstandes eine eingehende und akkurate FEM- Analyse mit Schwingungsberechnung durchzuführen.

19 Literaturverzeichnis

- [1] ERSOY, GIES „Fahrwerkhandbuch“ – 3. Auflage 2011
Springer Verlag
- [2] Schaeffler KG „Wälzlager“ – 1.Auflage 2008
Schaeffler Gruppe
- [3] Meyle AG Firmeninterne Abbildungen aus dem System SAP 12.6.18
- [4] FLEISCHER, THEUMERT „Entwickeln Konstruieren Berechnen“ – 2. Auflage 2009
Springer Verlag
- [5] GEHLEN „Sicherheitsfibel zu Maschinensicherheit“ – 2015
VDE Verlag
- [6] VDI Richtlinie 2222 „Methodisches Entwickeln von Lösungsprinzipien“ – 1997
- [7] ROLOFF, MATEK „Maschinenelemente“ – 20. Auflage 2011
Vieweg-Teubner Verlag
- [8] RODENACKER „Methodisches Konstruieren“ – Band 27 – 4.Auflage 1991
Springer Verlag
- [9] FISCHER, GOMERINGER „Tabellenbuch Metall“ – 45. Auflage 2011
Europa-Lehrmittel Verlag
- [10] PAHL, BEITZ, FELDHUSEN, GROTE „Konstruktionslehre“- 5.Auflage 2003
Springer Verlag
- [11] FH Karlsruhe
<http://www.hit-karlsruhe.de/hit-mic/projekte/m2000-FH-Methodik/Divers/Methodisches%20Vorgehen%20gem%C3%A4%C3%9F%20VDI%202222.doc> und
<http://www.hit-karlsruhe.de/hit-mic/projekte/SS13-RGB-Band/anforderungsliste.html> 15.7.18
- [12] NSK „Kontakt“
<https://www.nskeurope.de/kontakt-197.htm> 15.6.18
- [13] SKF „Großlager Prüfzentrum“
<http://www.skf.com/de/news-and-media/news-search/2017-07-20-im-neuen-groblager-prufzentrum-von-skf-grundlagenforschung-auch-nach-110-jahren.html> 15.6.18
- [14] SKF „Kontakt“
<http://www.skf.com/de/our-company/contact-us/index.html> 15.6.18
- [15] NSK „Was ist ein Wälzlager“
<http://www.nskeurope.de/types-2245.htm> 10.6.18
- [16] Optimus-SC Entwicklungsprozess: Vorgehensmodell nach VDI 2221 , URL:
<https://www.optimus-spitzencluster.de/entwicklungsprozessvorgehensmodellnachvdi.pdf>
28.5.18

- [17] Schaeffler „Radlager Technik- Entwicklung und Produktübersicht“
https://www.schaeffler.com/remotemedien/media/ shared_media/08_media_library/01_publications/automotiveaftermarket/brochure_1/download_4/saam_3/schaeffler-aftermarket-broschuere-fag-radlager-de-7640.pdf 30.5.18
- [18] Radlagerprüfstand SinoTec
<https://www.yumpu.com/de/document/view/35638509/radlagerpra-1-4-fstand-sincotec>
15.6.18
- [19] Innovations-Wissen „Anforderungsliste“
http://www.transmechatronic.de/fileadmin/Methoden/Anforderungsliste/Anforderungsliste_Er-laeuterung.pdf
- [20] PISKUN „Konstruktion Maschinenelemente“ - Vorlesungsskript SS15
Prof. Alexander Piskun
- [21] Meyle AG „Unternehmen“
<https://www.meyle.com/unternehmen/> 23.5.18
- [22] Wulff Gaertner AutoParts AG „Unternehmen“
<https://www.wulfgaertner.com/de/wulf-gaertner-autoparts/unternehmen.html> 23.5.18
- [23] Google-Suchmaschine mit folgenden Suchwörtern:
- Itemprofile, Hartholz Außenbereich, Eisenprofile, Kunststoffprofile
- Verbrennungsmotor, Pneumatikmotor, Elektromotor, Hydraulikmotor
- Drehzahlmesser, Drehzahlmesssystem, Drehzahlesoren
- Kraftmessung, DMS, Piezokraftmesser, Federkraftmesser
- Not-Ausschalter
- Temperaturmessung elektrisch, Temperaturmessung infrarot
- Spreizbackenfutter, Schraubstock
- Maschinensteuerung, Steuergeräte, Steuerungssoftware
- Hydraulikzylinder, Pneumatik Druckzylinder, elektrischer Druckzylinder, Hantel, Elektromotor
<https://www.google.de/> 5.7.18
- [24] KEM Konstruktion „Realitätsnahe Fahrsimulation“
<https://kem.industrie.de/allgemein/realitaetsnahe-fahrsimulation/> 15.6.18
- [25] IAMT Prüfsysteme „Produkte“
<https://www.iamt.de/de/iamt-pruefsysteme/produkte/radlagerpruefstaende.html> 15.6.18
- [26] Google-Suchmaschine „Radlagerprüfstand, Wälzlagerprüfstand, Lagerprüfstand“
<https://www.google.de/> 14.6.18
- [27] Ruhr Universität Bochum „Dienstleistungen“
http://www.ifa.ruhr-uni-bochum.de/dienste/lager/wlp_ab.html.de 16.6.18
- [28] IMKT „Großwälzlagerprüfstand“
<https://www.imkt.uni-hannover.de/226.html> 16.6.18
- [29] Maschinenbau-Wissen „Nachteile der Pneumatik“
<http://www.maschinenbau-wissen.de/skript3/fluidtechnik/pneumatik/242-nachteile-pneumatik> 17.7.18
- [31] Zettlex „Vor- und Nachteile induktiver Sensoren“
<https://www.zettlex.com/de/articles/induktiver-sensoren/> 16.7.18

[32] HBM „Piezoelektrische oder DMS-basierte Kraftaufnehmer“
<https://www.hbm.com/de/3719/piezoelektrische-oder-dms-basierte-kraftaufnehmer/> 17.7.18

[33] VS-Sensorik „ON Axis Drehzahlsensor“
<https://www.vs-sensorik.com/drehzahlsensor.html> 17.7.18

[34] Helpster „Vorteile Wälzlager gegenüber Gleitlager“
http://www.helpster.de/vorteile-waelzlager-gegenueber-gleitlager_188159 3.6.18

[35] Prezi „Ein Vergleich zwischen Wälz- und Gleitlagern“
<https://prezi.com/6qsqgeohukbr/ein-vergleich-zwischen-walz-gleitlagern/?webgl=0> 3.6.18

[36] Wikipedia „Wälzlager“
<https://de.wikipedia.org/wiki/W%C3%A4lzlager> 4.6.18

[37] CoboCards „Vor und Nachteile Hydraulischer Antriebe“
<https://www.cobocards.com/pool/de/card/32063907/online-karteikarten-nennen-sie-3-vorteile-und-3-nachteile-hydraulischer-antriebe/>

[38] Schunk „Kraftspannfutter“
<https://schunk.com/fileadmin/pim/docs/IM0006512.PDF> 10.8.18

[39] Ingenieurkurse „Radlagerwiderstand“
<https://www.ingenieurkurse.de/fahrzeugtechnik/fahrwiderstaende/radwiderstand/lagerwiderstand.html> 12.8.18

[40] SKF „Reibungsmoment“
<http://www.skf.com/de/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/angular-contact-thrust-ball-bearings-for-screw-drives/frictionalmoment/index.html> 13.8.18

Quellen zu Bestandteilen des Prüfstandes

[41] Dictum „Spannfutter“
<https://www.dictum.com/de/spannfutter-bagi/axminster-spannfutter-clubman-sk100-solo-702241> 2.8.18

[42] Dictum „Spannzapfen“
<https://www.dictum.com/de/spannfutter-bagi/axminster-spannzapfen-aufsaeetze-spigot-jaws-702256> 2.8.18

[43] HBM „Drehmomentsensoren“
<https://www.hbm.com/de/3004/t40b-universaler-drehmomentaufnehmer-fuer-pruefstandsanwendungen/> 2.8.18

[44] OMEGA „Infrarot-Temperaturmessgeräte“
https://www.omega.de/pptst/IN510_530.html#order 2.8.18

[45] HBM „Software“
<https://www.hbm.com/de/2290/catman-messtechnik-software/> 2.8.18

[46] WÜRTH „Pfostenträger“

<https://eshop.wuerth.de/Produktkategorien/Pfostentraeger-D-F-H-R3R/14011004011318.cqid/1401.cqid/de/DE/EUR/?CatalogCategoryRef=14011004011318%40WuerthGroup-Wuerth-1401&SelectedFilterAttribut=%255B%255D> 2.8.18

[47] ITEM „Profile“

<https://product.item24.de/produkte/produktkatalog/products/profile-und-zubehoer-1001009500/> 2.8.18

[48] Festo „Kurzhubzylinder“

https://www.festo.com/cat/de_de/products_ADVC_AEVC 7.8.18

[49] NTN „Radlager“

<https://www.ntn-snr.com/de/radlager> 7.8.18

[50] HBM „Kraftmessringe“

<https://www.hbm.com/de/2919/paceline-cfw-kraftmessringe-fuer-verschiedene-anwendungen/> 2.8.18

[51] JS-Technik „Produkte“

<https://www.js-technik.de/produkte/elektromotoren/atex-motoren/5050/atex-elektromotor-js-asa-100l-3-0-kw-2pol-b3> 7.8.18

[52] Weiss GmbH „Spindeln zum Abverkauf“

https://www.weissgmbh.com/de/service/service-portfolio/?gclid=EAlaIqobChMIkLSbtfLN3A-IVRLTtCh2pGQixEAAYAAEqJrUfD_BwE 2.8.18

20 Anhang

20.1 Weitere Berechnungen

20.1.1 Lagerwiderstand

Nachfolgende Rechnung beschreibt das Lagermoment und den Widerstand eines Radlagers unter Last. Rechenbeispiel nach [39]

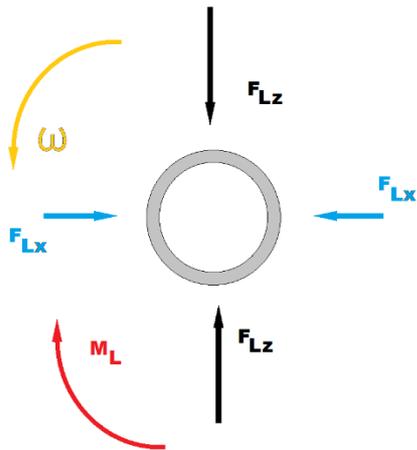


Abbildung 56 Wirkkräfte auf Radlager (eigene Darstellung)

F_{WRL} = Lagerwiderstand

f_L = Lagerwiderstandsbeiwert

ω = Winkelgeschwindigkeit

r_L = wirksamer Radius

M_L = Lagermoment

μ_L = Reibungskoeffizient für Wälzlager (üblicherweise zwischen 0,001 und 0,002)

F_{Lz} = Radlast

F_{Lx} = Antriebskraft und Bremskraft

F_{NL} = Resultierende aus F_{Lz} und F_{Lx}

r_A = Radhalbmesser

$$r_A = 0,3 \text{ m}$$

$$r_L = 0,04 \text{ m}$$

$$\mu_L = 0,0015$$

$$F_{NL} = 4000 \text{ N}$$

$$M_L = \mu_L \cdot r_L \cdot F_{NL}$$

$$\underline{M_L} = 0,0015 \cdot 0,04\text{m} \cdot 4000\text{N} = \underline{0,24 \text{ Nm}}$$

$$\text{Lagerwiderstand } F_{WRL} = \mu_L \cdot \frac{r_L}{r_A} \cdot F_{NL}$$

$$\underline{F_{WRL}} = 0,0015 \cdot \frac{0,04\text{m}}{0,3\text{m}} \cdot 4000\text{N} = \underline{0,8 \text{ N}}$$

$$\text{Lagerwiderstandsbeiwert } f_L = \frac{F_{WRL}}{F_{NL}} \quad \text{und} \quad f_L = \mu_L \cdot \frac{r_L}{r_A}$$

$$\underline{f_l} = 0,0015 \cdot \frac{0,04m}{0,3m} = \underline{0,0002}$$

Da das Lagermoment und der Lagerwiderstand so gering sind, ist die Spreizkraft des Futters völlig ausreichend. Der Lagerwiderstand und das Lagermoment sind außer der Belastung, auch abhängig von der Schmierung und der Bauart des Radlagers. Diese sind anwendungsspezifisch und wurden in der Berechnung nicht berücksichtigt.

20.1.2 Statische Radialkraft

Die statische Radialkraft wird über einen Hebelarm erzeugt der insgesamt ca. 1,7m lang ist. Dieser ist über 2 Stehlager gelagert. Bei einer Gewichtsbelastung von 300kg am äußersten Ende des Arms entsteht ein 3,2mal längerer Hebelarm wie der der auf den Prüfkörper wirkt.

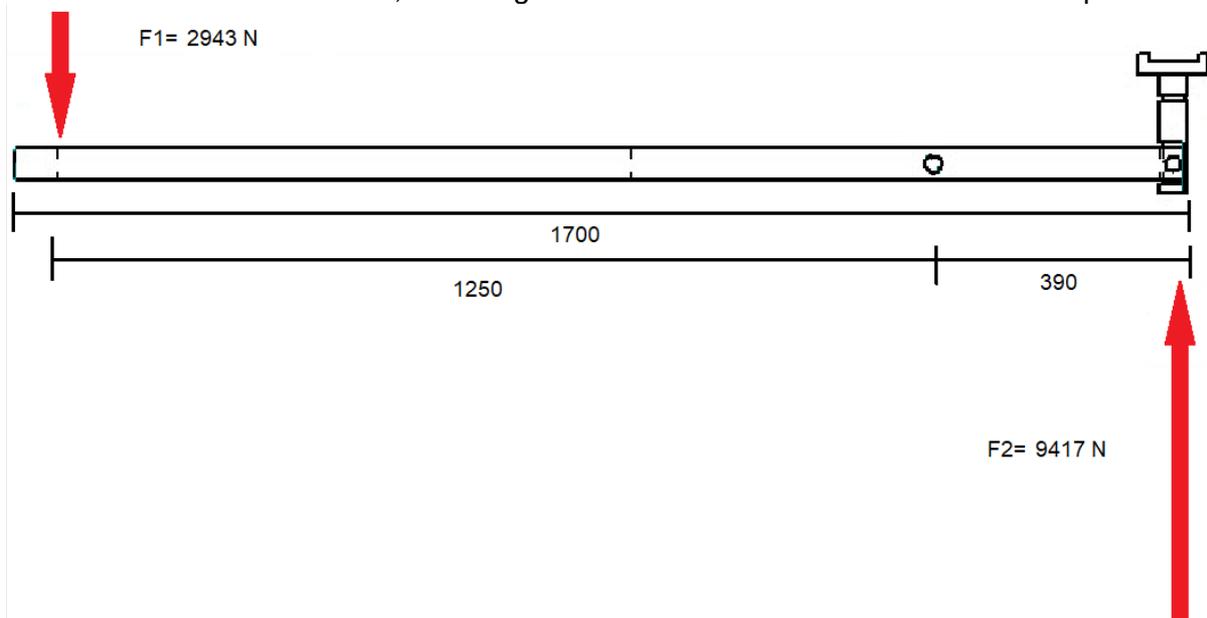


Abbildung 57 Wirkprinzip Hebelgesetze (eigene Darstellung)

$$a_1 = 1250 \text{ mm}$$

$$a_2 = 390 \text{ mm}$$

$$m = 300 \text{ kg (anwendungsspezifisch)}$$

$$a_1 = 3,2 \cdot a_2$$

$$g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$F_1 = m \cdot g = 300 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 2942 \text{ N}$$

$$F_1 \cdot a_1 = F_2 \cdot a_2$$

$$\underline{F_2} = F_1 \cdot 3,2 = 2942 \text{ N} \cdot 3,2 = \underline{9417 \text{ N}}$$

Mit einer Masse von 300 kg lässt sich mit dem vorhandenen Hebelarm eine statische Radialkraft von 9417 N aufbringen. Diese kann problemlos erhöht werden indem der pneumatische Druckzylinder welcher für die Radialkraft zuständig ist, statt einer dynamischen Last eine statische erzeugt.

20.1.3 Spannkraft des Futters

Folgende Rechnung zeigt die Ausgangsspannkraft eines Futters für spanende Bearbeitung. Da in unserem Fall keine spanende Belastung anfällt zeigt dieses Rechenbeispiel wie stark die Spann- bzw. Spreizkraft eines Backenfutters ist. Rechenbeispiel **nach [38]**

F_C = Gesamtflihkraft [N]	M_C = Fliehkraftmoment [kgm]
F_{SP} = Wirksame Spannkraft [N]	M_{CAB} = Fliehkraft Aufsatzbacken [kgm]
NF_C = Gesamtflihkraft [N]	M_{CGB} = Fliehmoment Grundbacken
F_{SP} = Wirksame Spannkraft [N]	n = Drehzahl [min^{-1}]
F_{SPZ} = Zerspankraft [N]	m_{AB} = Masse einer Aufsatzbacke [kg]
r_{SAB} = Schwerpunktradius Aufsatzbacke [m]	m_B = Masse Spannbackensatz [kg]
r_S = Schwerpunktradius [m]	S_{SP} = Sicherheitsfaktor
F_{SP0} = Ausgangsspannkraft [N]	S_Z = Sicherheitsfaktor Zerspanen

$F_{SPZ} = 4000 \text{ N}$	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$
$m_{AB} = 5 \text{ kg}$	$r_{SAB} = 0,07 \text{ m}$
$S_Z = 1,5$ (nach VDI 3106)	$S_{SP} = 1,5$ (nach VDI 3106)
$M_{CGB} = 0,319 \text{ kgm}$ (aus Tabelle für Futterdaten)	

$$\underline{F_{SP}} = F_{SPZ} \cdot S_Z = 4000 \cdot 1,5 = \underline{6000 \text{ N}}$$

$$F_{SP0} = S_{SP} \cdot (F_{SP} + F_C)$$

$$F_C = \sum M_C \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \quad M_C = M_{CGB} + M_{CAB}$$

$$\underline{M_{CAB}} = m_{AB} \cdot r_{SAB} = 5 \cdot 0,07 = \underline{0,35 \text{ kgm}}$$

$$\underline{M_C} = 0,319 + 0,35 = \underline{0,669 \text{ kgm}} \quad \text{Fliehmoment für eine Backe}$$

$$\underline{\sum M_C} = 3 \cdot M_C = 3 \cdot 0,669 = \underline{2,007 \text{ kgm}} \quad \text{Fliehmoment für 3 Backen}$$

$$\underline{F_C} = \sum M_C \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 = 2,007 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 1500}{30} \right)^2 = \underline{49520,75 \text{ N}}$$

$$\underline{F_{SP0}} = S_{SP} \cdot (F_{SP} + F_C) = 1,5 \cdot (6000 + 49520,75) = \underline{83281,13 \text{ N}} \quad \text{Ausgangsspannkraft}$$

20.1.4 Berechnung Antriebsmoment Motor

Auswertungen von auftretenden Kräften des Radlagerherstellers SKF ergeben ein maximales Lagermoment von 1,4 Nm bei einem Radius von 0,05 m. Nach **[40]** Bei einem durchschnittlichen Radhalbmesser von 0,3 m und einem Reibungskoeffizienten von 0,0015 lässt sich der Lagerwiderstand ermitteln. Die Resultierende Kraft wird auf 15 kN gesetzt. Damit wird jeder Belastungsfall des Prüfstandes mit zusätzlicher Sicherheit abgedeckt.

F_{WRL} = Lagerwiderstand

FL_x = Antriebskraft und Bremskraft

r_L = wirksamer Radius

μ_L = Reibungskoeffizient für Wälzlager (üblicherweise zwischen 0,001 und 0,002)

FL_z = Radlast

F_{NL} = Resultierende aus FL_z und FL_x

r_A = Radhalbmesser

$$r_A = 0,3 \text{ m}$$

$$r_L = 0,05 \text{ m}$$

$$F_{NL} = 15000 \text{ N}$$

$$\mu_L = 0,0015$$

$$M_L = 1,4 \text{ Nm}$$

$$\underline{F_{WRL}} = \mu_L \cdot \frac{r_L}{r_A} \cdot F_{NL} = 0,0015 \cdot \frac{0,05 \text{ m}}{0,3 \text{ m}} \cdot 15000 \text{ N} = \underline{3,75 \text{ N}}$$

Das erforderliche Antriebsdrehmoment des Motors wird aus dem Radius des kraftübertragenden Zahnrades und des zuvor errechneten Lagerwiderstandes ermittelt. Da für den Prüfstand kein explizites Zahnrad gewählt worden ist, wird der Radius etwas größer angesetzt und liegt in der Rechnung bei 0,01 m. Aufgrund des zusätzlichen Widerstandes der Drehspindel wird ein Sicherheitsfaktor einkalkuliert.

F_{WRL} = Lagerwiderstand

M_A = Antriebsmoment

r_z = Zahnraddurchmesser

S_I = Sicherheitsfaktor

$$r_z = 0,01 \text{ m}$$

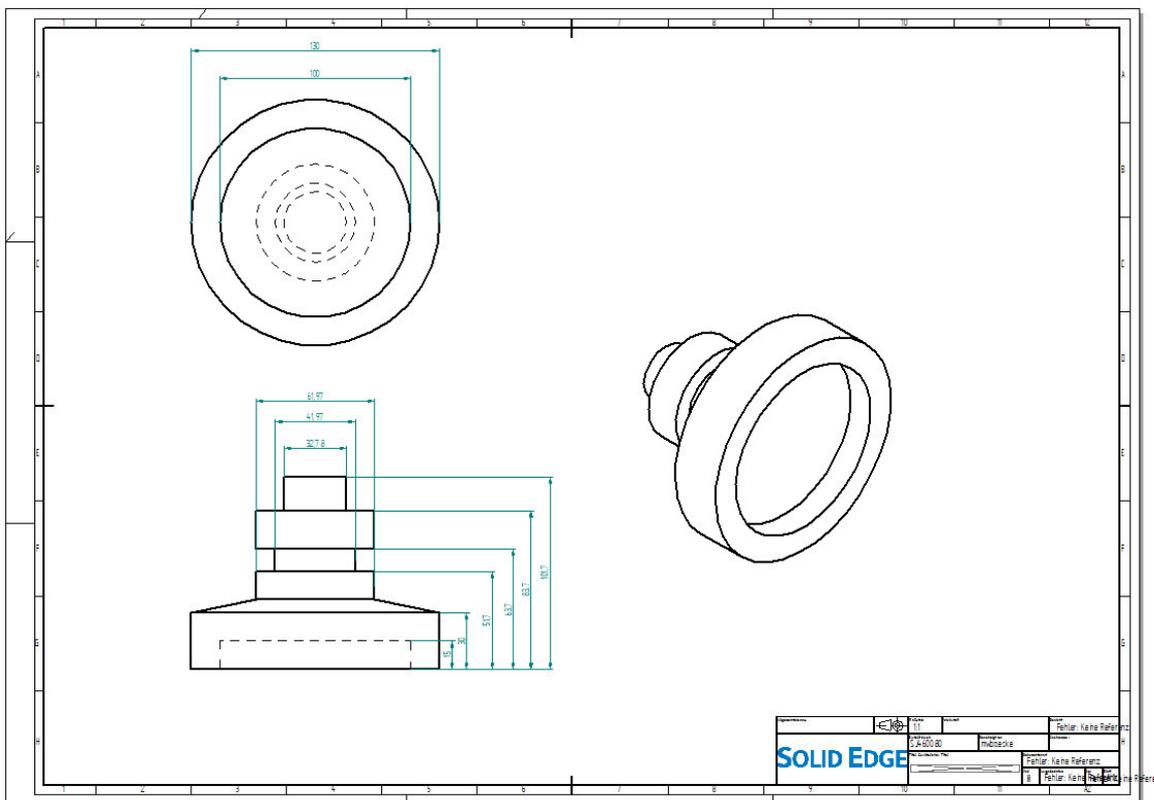
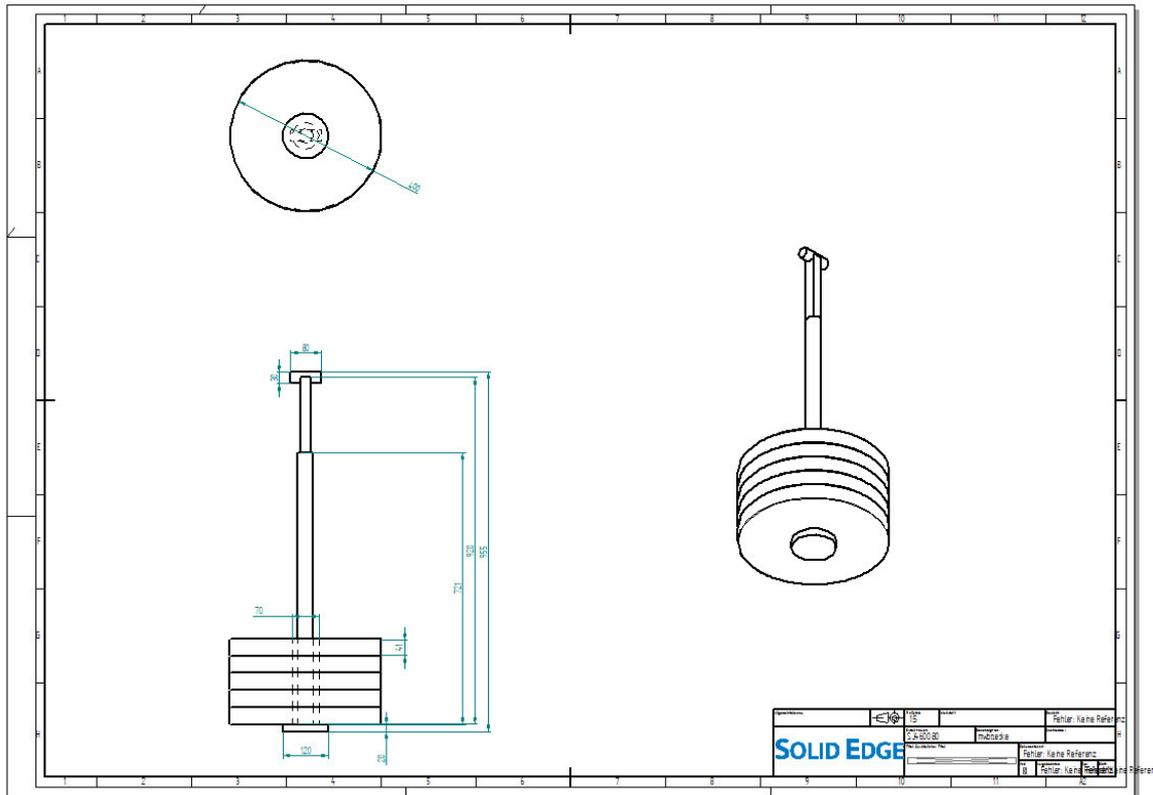
$$F_{WRL} = 3,75 \text{ N}$$

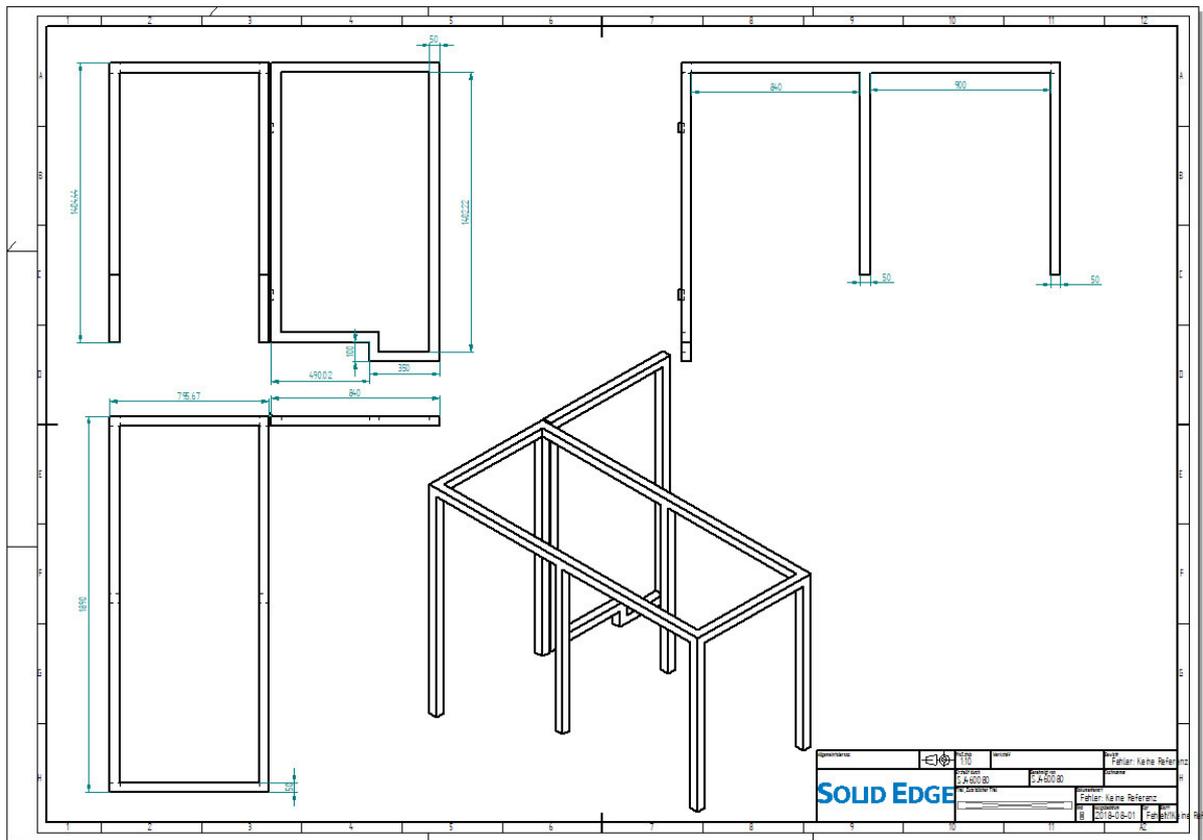
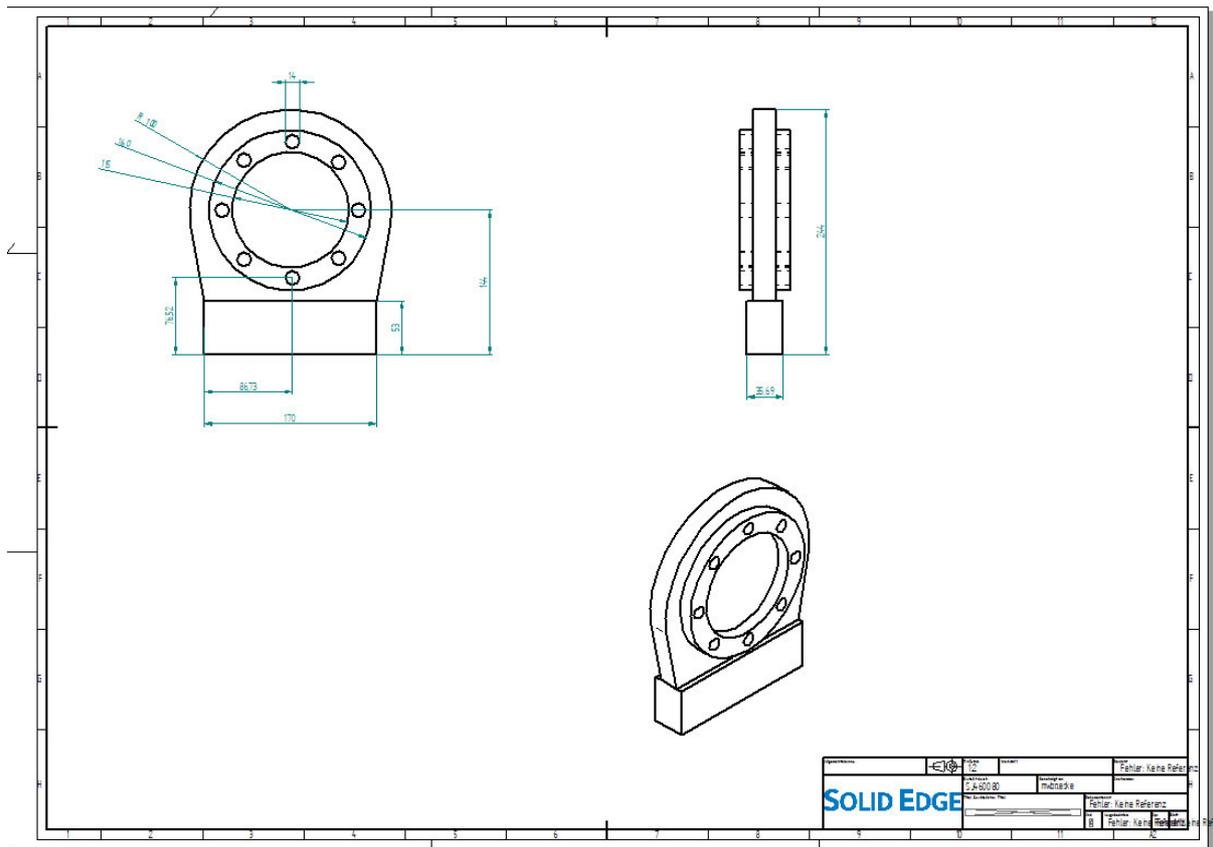
$$S_I = 2$$

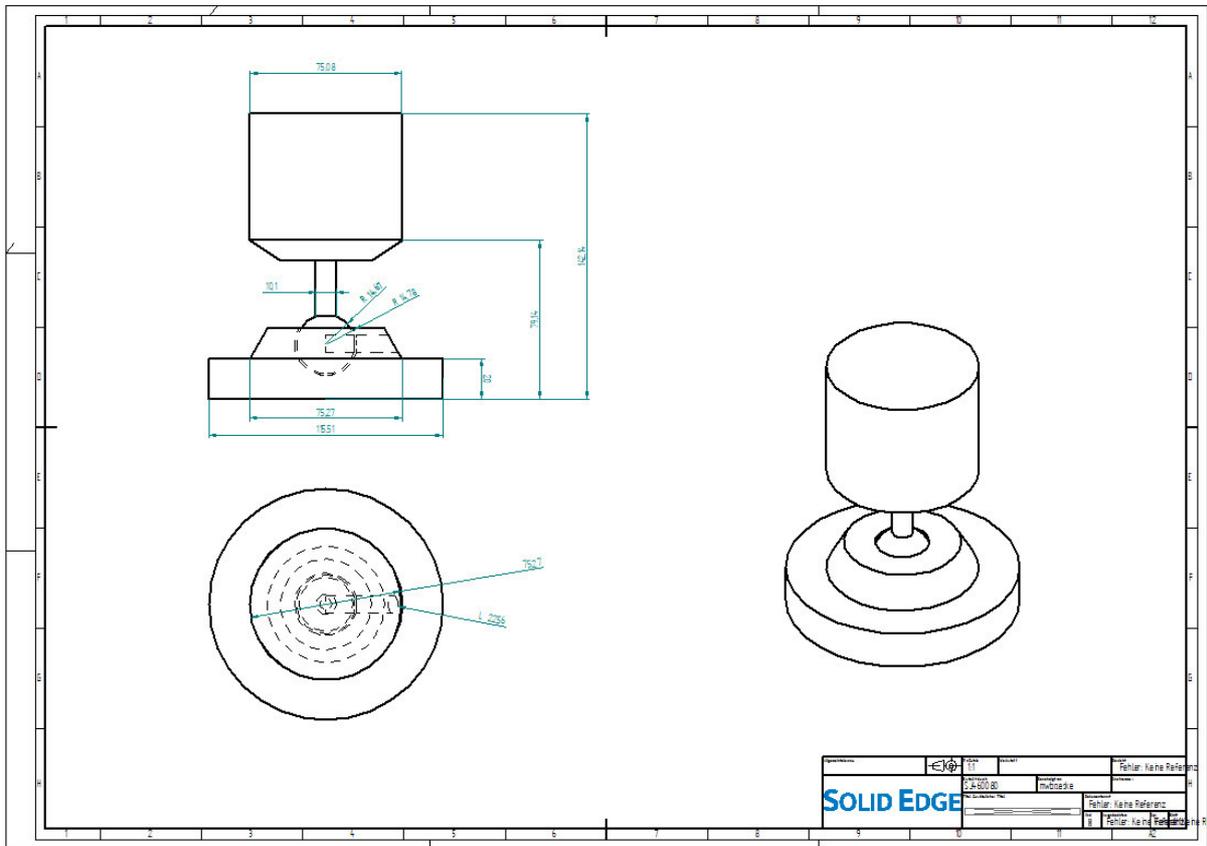
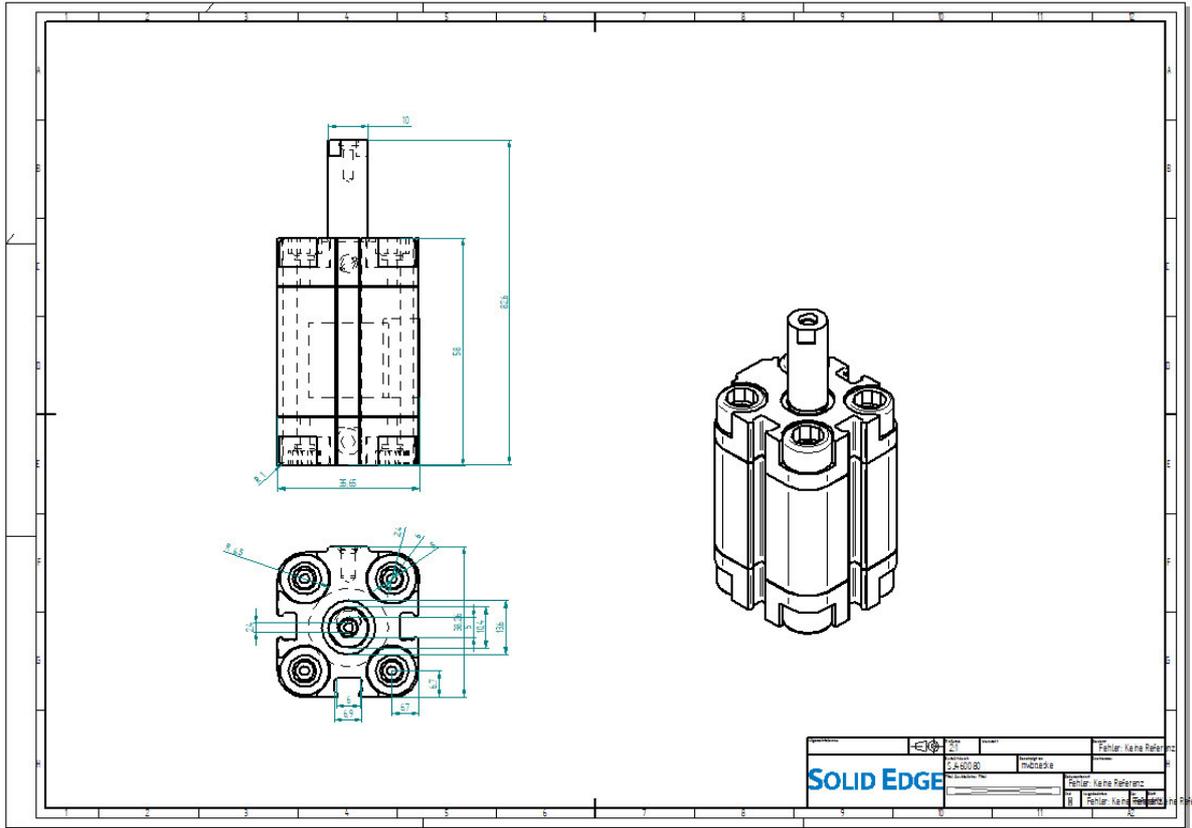
$$\underline{M_A} = F_{WRL} \cdot r_z \cdot S_I = 3,75 \text{ N} \cdot 0,01 \text{ m} \cdot 2 = \underline{0,075 \text{ Nm}}$$

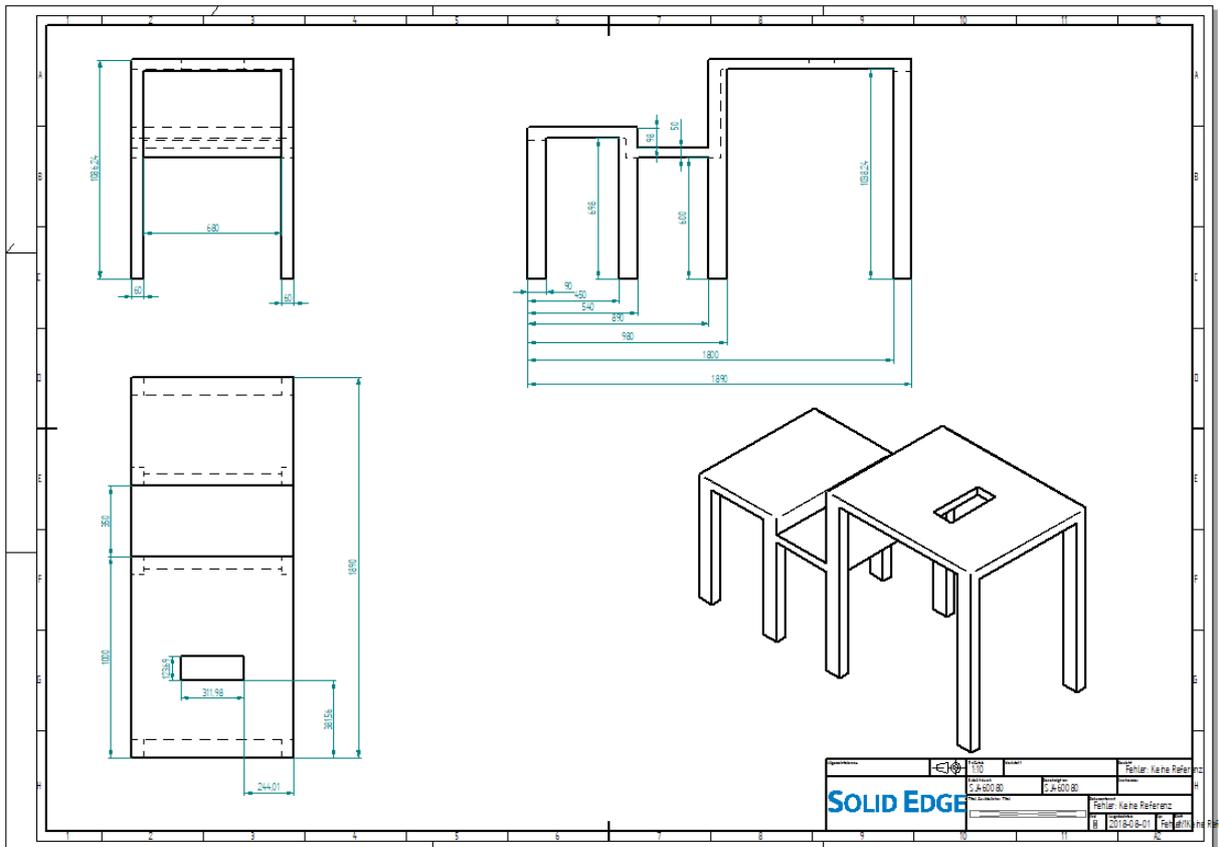
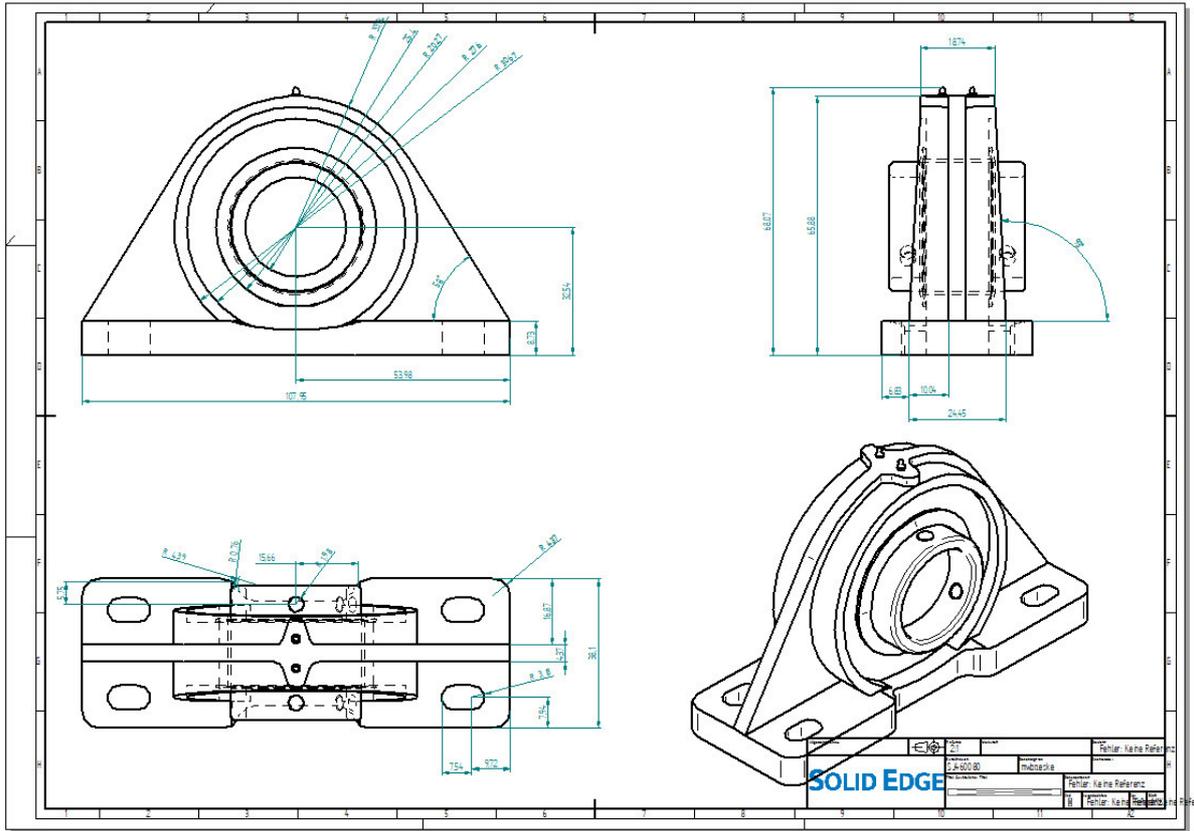
Das erforderliche Drehmoment erscheint zunächst sehr gering. Durch die Tatsache, dass der Motor lediglich den Innenring in Rotation versetzen soll und der Lagerwiderstand unter Belastung nur 3,75 N beträgt erscheint das benötigte Drehmoment dennoch plausibel.

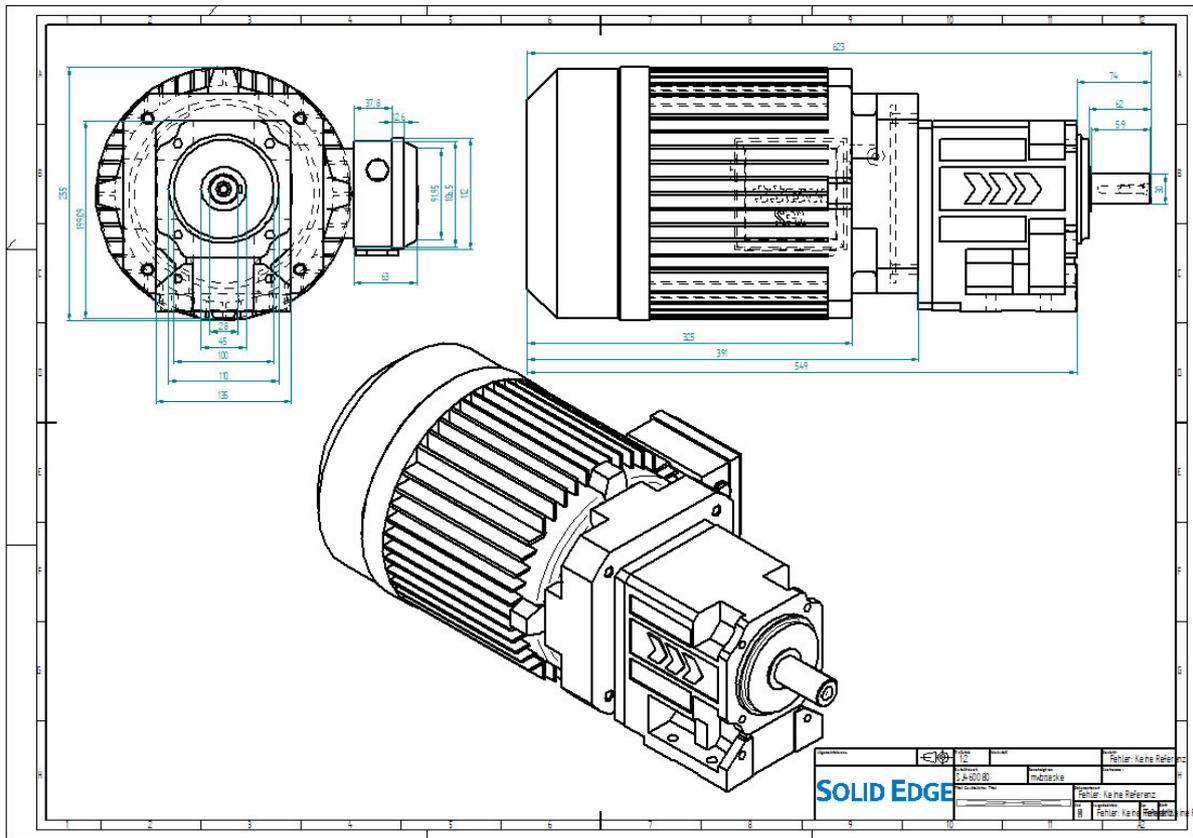
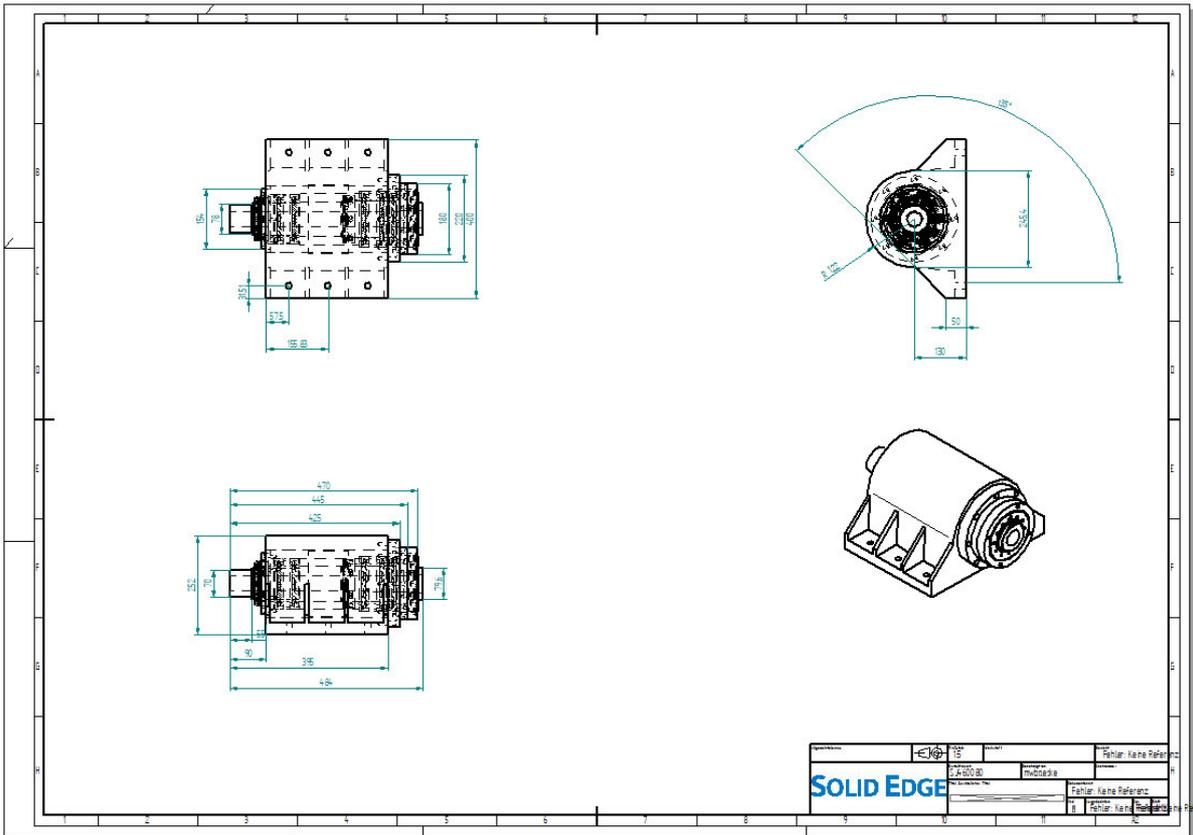
20.2 Technische Zeichnungen











21 Datenblätter

Technisches Spindelatenblatt

D370BHEF0401024SAXXDX_1101
0

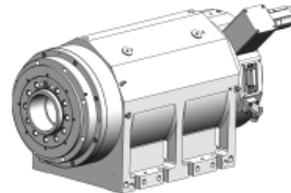
**Drehspindel:
A8 (DIN 55026)**

3.500 min⁻¹

Spezifikation

13.1.2017

Schnittstelle:	A8 (DIN 55026)
Löseinheit:	ohne
Drehdurchführung:	nein
Drehgeber:	ja
Maximal-Drehzahl:	3500 min ⁻¹
Nenn-Drehzahl:	400 min ⁻¹
Nenn-Leistung (S1):	24 kW
Nenn-Drehmoment (S1):	573,0 Nm
Motorart:	synchron
Gehäuseform:	Block
Blockmaße BxH:	370 mm
Länge gesamt:	533 mm
Einbaulage:	Horizontal
Lagerschmierung:	Fett



Weiss Spindeltechnologie GmbH
A Siemens Company

Birkenfelder Weg 14
96126 Maroldsdweisach

Telefon: +49 9532 9229-0
Telefax: +49 9532 9229-133

info@weissgmbh.de
www.weissgmbh.com

WEISS

G M B H

WEISS Spindeltechnologie GmbH
A Siemens Company

Druck-Kraft-Tabelle

FESTO

Kolbenkraft [N]	Betriebsdruck [bar]							
	1	2	3	4	5	6	7	8
2,5	0,4	0,9	1,3	1,8	2,2	2,7	3,1	3,5
3,5	0,9	1,7	3,8	3,5	4,3	5,2	6,1	6,9
5,35	2	4	6,1	8,1	10,1	12,1	14,2	16,2
6	2,5	5,1	7,6	10,2	12,7	15,3	17,8	20,4
8	4,5	9	13,6	18,1	22,6	27,1	31,7	36,2
10	7,1	14,1	21,2	28,3	35,3	42,4	49,5	56,5
12	10,2	20,4	30,5	40,7	50,9	61,0	71,3	81,4
16	18,1	36,5	54,3	72,4	90,5	109	127	145
20	28,3	56,5	84,8	113	141	170	198	226
25	44,2	88,4	133	177	221	265	309	353
32	72,4	145	217	290	362	434	507	579
40	113	226	339	452	565	679	792	905
50	177	353	530	707	884	1060	1240	1410
63	281	561	842	1120	1400	1680	1960	2240
80	452	905	1360	1810	2260	2710	3170	3620
100	707	1410	2120	2830	3530	4240	4950	5650
125	1100	2210	3310	4420	5520	6630	7730	8840
160	1810	3620	5430	7240	9050	10900	12700	14500
200	2830	5650	8480	11300	14100	17000	19800	22600
250	4420	8840	13300	17700	22100	26500	30900	35300
320	7240	14500	21700	29000	36200	43400	50700	57900

Kolbenkraft [N]	Betriebsdruck [bar]						
	9	10	11	12	13	14	15
2,5	4	4,4	4,9	5,3	5,7	6,2	6,6
3,5	7,8	8,7	9,5	10,4	11,3	12,1	13
5,35	18,2	20,2	22,2	24,3	26,3	28,3	30,3
6	22,9	25,4	28	30,5	33,1	35,6	38,2
8	40,7	45,2	49,8	54,3	58,8	63,3	67,9
10	63,6	70,7	77,8	84,8	91,9	99	106
12	91,6	101	112	122	132	143	153
16	163	181	199	217	235	253	271
20	254	283	311	339	368	396	424
25	398	442	486	530	574	619	663
32	651	724	796	869	941	1010	1090
40	1020	1130	1240	1360	1470	1580	1700
50	1590	1770	1940	2120	2300	2470	2650
63	2520	2810	3090	3370	3650	3930	4210
80	4070	4520	4980	5430	5880	6330	6790
100	6360	7070	7780	8480	9190	9900	10600
125	9940	11000	12100	13300	14400	15500	16600
160	16300	18100	19900	21700	23500	25300	27100
200	25400	28300	31100	33900	36800	39600	42400
250	39800	44200	48600	53000	57400	61900	66300
320	65100	72400	79600	86900	94100	101000	109000

Die Kolbenkraft F kann nach folgenden Formeln aus der Kolbenfläche A, dem Betriebsdruck p und der Reibung R ermittelt werden:

$$F = p \cdot A - R$$

$$F = p \cdot 10^{-4} \cdot \frac{d^2}{4} \pi - R$$

Kolbenkraft (Enddruck)

p = Betriebsdruck [bar]
 d = Kolben-Ø [cm]
 R = Reibung ~10% [N]
 A = Kolbenfläche [cm²]
 F = effektive Kolbenkraft [N]

Software-Tool ProPneu zur Dimensionierung finden Sie auf der DVD und auf www.festo.com

item

TECHNISCHE DATEN

Technische Daten zu Profile



Strangpressprofil
 Kurzzeichen Al Mg Si 0,5 F 25
 Werkstoffnummer 3.3206.72
 Zustand: warmausgehärtet

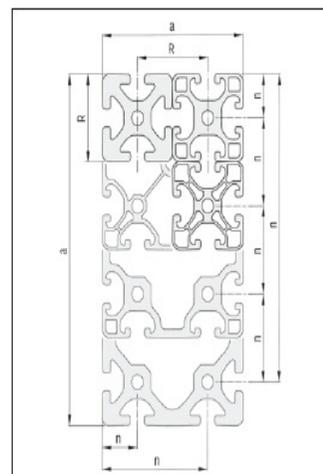
Mechanische Werte (gelten nur in Pressrichtung)
 Zugfestigkeit R_m min. 245 N/mm²
 Fließgrenze R_{p0,2} min. 195 N/mm²
 Dichte 2,7 kg/dm³
 Bruchdehnung A₅ min. 10 %
 Bruchdehnung A₁₀ min. 8 %
 Linearer Ausdehnungskoeffizient 23,6x10⁻⁶ 1/K
 Elastizitätsmodul E ca. 70.000 N/mm²
 Schubmodul G ca. 25.000 N/mm²
 Härte ca. 75 HB - 2,5/187,5

Toleranzen
 Formabweichungen wie Geradheits- und Ebenheitstoleranz nach DIN EN 12020 Teil 2.
 Nicht zugeschnittene Profile weisen fertigungsbedingte Überlängen auf, die bis zu 100 mm betragen können.

Oberfläche
 Die Aluminiumprofile sind naturfarben (C0) oder schwarz (C35) eloxiert und damit dauerhaft kratzfest und korrosionsgeschützt. Oberfläche mattgebeizt (E 6), anodisiert und verdichtet. Mindestschichtdicke 10 µm; Schichthärte 250 - 350 HV. Durch die umlaufende harte Eloxalschicht ist der Sägeschnitt besonders glatt und muss nicht nachbearbeitet werden.

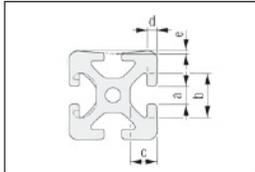
Alle Standardprofile sowie die Profile „leicht“ und „E“ zeichnen sich durch definierte Auflagepunkte außen am Profil und durch einfallende Nutflanken aus. Diese sorgen für eine eindeutige, klippere Anbindung weiterer Komponenten. Durch die Vorspannung der Nutflanken im elastischen Bereich des Materials erzeugt die Befestigungsschraube eine schwingungssichere Verbindung.

Nutlage, Außen- und Rastermaße



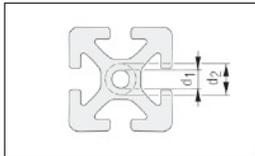
Rastermaß R [mm]				
20	30	40	50	60
Profilkantenlänge a [mm]		Toleranzen von Außenmaß a bzw. Nutlage n ± [mm]		
über	bis			
0	10	0,10		
10	20	0,15		
20	40	0,20		
40	60	0,30		
60	80	0,40		
80	100	0,45		
100	120	0,50		
120	160	0,60		
160	240	0,80		
240	320	1,50		

Nutmaße

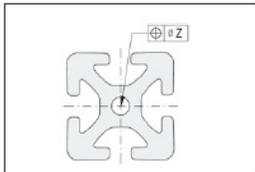


a	5,0 ^{+0,3}	6,2 ^{+0,3}	8,0 ^{+0,4}	10,0 ^{+0,4}	12,0 ^{+0,4}
b	11,5 ^{+0,3}	16,3 ^{+0,3}	20,0 ^{+0,4}	25,0 ^{+0,4}	30,0 ^{+0,3}
c	6,35 ^{+0,15}	9,75 ^{+0,2}	12,25 ^{+0,3}	15,5 ^{+0,3}	18,3 ^{+0,3}
d	1,8 ^{+0,1}	3,0 ^{+0,25}	4,5 ^{+0,3}	5,3 ^{+0,3}	6,6 ^{+0,3}
e	0,15 ^{+0,01}	0,15 ^{+0,01}	0,2 ^{+0,01}	0,25 ^{+0,01}	0,3 ^{+0,01}

Kernbohrungen



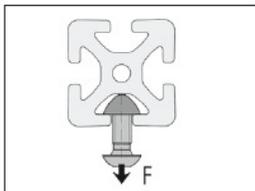
Bohrung d ₁	∅ 4,3 ^{+0,1} mm für M5	∅ 5 ^{+0,2} mm für M6	∅ 6,8 _{±0,2} mm für M8	∅ 8,5 _{±0,2} mm für M10	∅ 10,2 _{±0,2} mm für M12
aufbohrbar bis max. d ₂	∅ 6 mm bzw. M6	∅ 8 mm bzw. M8	∅ 13 mm bzw. M12 (nicht Profile E)	∅ 16 mm bzw. M16 (nicht Profile E)	∅ 20 mm bzw. M20



Profile mit offenen Nuten		geschlossenen Nuten	
Anzahl der Bohrungen	z [mm]	Anzahl der Bohrungen	z [mm]
1	0,4	1	0,6
2 bis 4	0,6	> 1	0,8
> 4	0,8		

Die Bohrungspositionstoleranz richtet sich nach der Anzahl der Kernbohrungen und der Profilkontur.

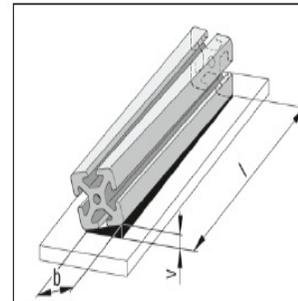
Zugbelastung



Nutform					
normal	500 N	1.750 N	5.000 N	7.000 N	10.000 N
leicht		500 N	2.500 N		5.000 N
E			1.750 N	3.500 N	

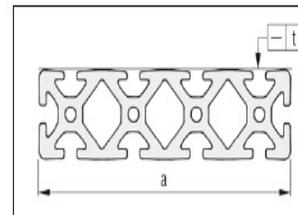
Angabe der zulässigen Zugkraft F auf die Nutflanken. Diese Nennlasten beinhalten bereits Sicherheitsfaktoren (S > 2) gegen plastische Deformation.

Verwindung



b [mm]		Verwindungstoleranz v bei Längen l [mm]					
über	bis	bis 1.000	bis 2.000	bis 3.000	bis 4.000	bis 5.000	bis 6.000
-	25	1,0	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0
25	50	1,0	1,2	1,5	1,8	2,0	2,0
50	75	1,0	1,2	1,2	1,5	2,0	2,0
75	100	1,0	1,5	1,8	2,2	2,5	3,0
100	125	1,2	1,5	1,8	2,2	2,5	3,0
125	150	1,2	1,5	1,8	2,2	2,5	3,0
150	200	1,5	1,8	2,2	2,6	3,0	3,5
200	300	1,8	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5
300	320	2,0	2,0	3,5	4,0	4,5	5,0

Geradheitstoleranz quer



Breite a [mm]		Geradheitstoleranz
über	bis	t [mm]
0	80	0,3
80	120	0,4
120	160	0,5
160	240	0,7
240	320	1,0

Konstruktionsprofile: Ermittlung der Durchbiegung

Für die Berechnung der Durchbiegung f gelten die nachstehenden Gleichungen:

Belastungsfall 1

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}$$

Belastungsfall 2

$$f = \frac{F \cdot l^3}{48 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}$$

Belastungsfall 3

$$f = \frac{F \cdot l^3}{192 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}$$

Zur Berechnung der Durchbiegung infolge des Eigengewichtes sind die folgenden Formeln anzuwenden:

Analog Belastungsfall 1

$$f = \frac{F \cdot l^3}{8 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}$$

Analog Belastungsfall 2

$$f = \frac{5 \cdot F \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}$$

Analog Belastungsfall 3

$$f = \frac{F \cdot l^3}{384 \cdot E \cdot I \cdot 10^4}$$

- F - Belastung in N
- l - Profillänge in mm
- I - Flächenträgheitsmoment in cm⁴
- E - Elastizitätsmodul in N/mm²
- E_{st} = 70.000 N/mm²

Eine überschlägige Ermittlung der Durchbiegung ist mit Hilfe des nebenstehenden Nomogramms möglich. Das gezeigte Beispiel wird in Pfeilrichtung abgearbeitet, um die Durchbiegung zu erhalten.

Beispiel:

- Gegeben:
- F = 1.000 N
- l = 500 mm
- I_y = 5,14 cm⁴ (Profil 5 40x20, hochkant)

Gesucht:
f = Durchbiegung in mm

Ergebnis:

- Belastungsfall 1
f = 11,6 mm
- Belastungsfall 2
f = 0,72 mm
- Belastungsfall 3
f = 0,18 mm

Die errechneten bzw. grafisch ermittelten Biegespannungswerte müssen mit der Durchbiegung unter dem Eigengewicht der Profile addiert werden. Zur überschlägigen Ermittlung der Durchbiegung durch das Eigengewicht setzt man dieses als F im Nomogramm ein und halbiert die so gefundenen Werte.

Kontrolle der Biegespannung

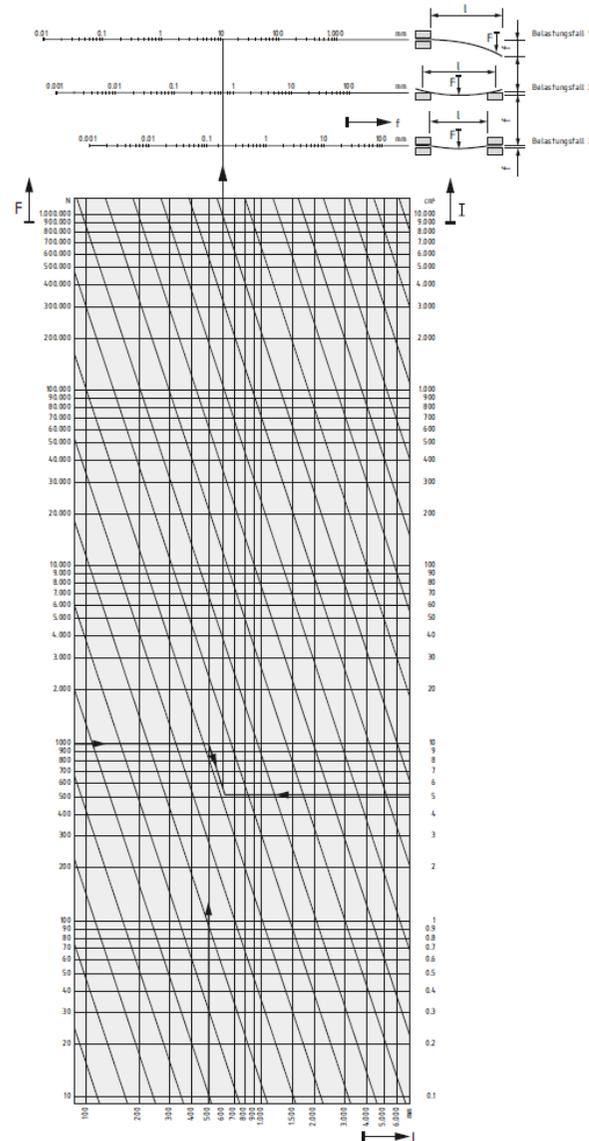
$$\sigma = \frac{M_b}{W \cdot 10^3}$$

- σ - Biegespannung in N/mm²
- M_b - max. Biegemoment in Nmm
- W - Widerstandsmoment in cm³
- R_{p0,2,t} = 195 N/mm²

Die ermittelte Biegespannung σ ist zu vergleichen mit der zulässigen Biegespannung σ_{zul} .

$$\sigma_{zul} = \frac{R_{p0,2}}{S}$$

Der Sicherheitsfaktor S ist abhängig von den geforderten Einsatzbedingungen zu wählen.



Hinweis:

Berechnen Sie die Durchbiegung eines Profils einfach online: Auf www.item24.com finden Sie für jedes Konstruktionsprofil einen Durchbiegerechner, der alle 3 Belastungsfälle berücksichtigt.

Konstruktionsprofile: Ermittlung des Verdrehwinkels

Für die Berechnung des Verdrehwinkels ϑ sind die nachstehenden Gleichungen gültig:

Belastungsfall 1

$$\vartheta = \frac{180^\circ \times M_t \times l}{\pi \times G \times I_t \times 10}$$

Belastungsfall 2

$$\vartheta = \frac{180^\circ \times M_t \times l}{\pi \times G \times I_t \times 10}$$

Es bedeutet:

- M_t - Drehmoment in Nm
- l - Profillänge in mm
- I_t - Torsionsflächenmoment in cm⁴
- G - Schubmodul in N/mm²
- $G_s = 25.000 \text{ N/mm}^2$
- ϑ - Drehwinkel in Dezimalgrad

Das im nebenstehenden Nomogramm gezeigte Beispiel geht von der Profillänge und einem vorliegenden Drehmoment aus. Ergebnis ist der Verdrehwinkel als Verformung des Profils 5 40x40.

Umgekehrt kann selbstverständlich auch von einer maximal zulässigen Verdrehung ausgehend das Nomogramm benutzt werden, um die erforderlichen Profilgrößen oder die maximalen Belastungsmomente bei vorgegebener Profillänge zu ermitteln.

Beispiel:

- Gegeben:
- $M_t = 20 \text{ Nm}$
- $l = 500 \text{ mm}$
- $I_t = 5,42 \text{ cm}^4$ (Profil 5 40x40)

Gesucht:

ϑ - Drehwinkel in Dezimalgrad

Ergebnis:

Belastungsfall 1

$\vartheta = 0,42^\circ$

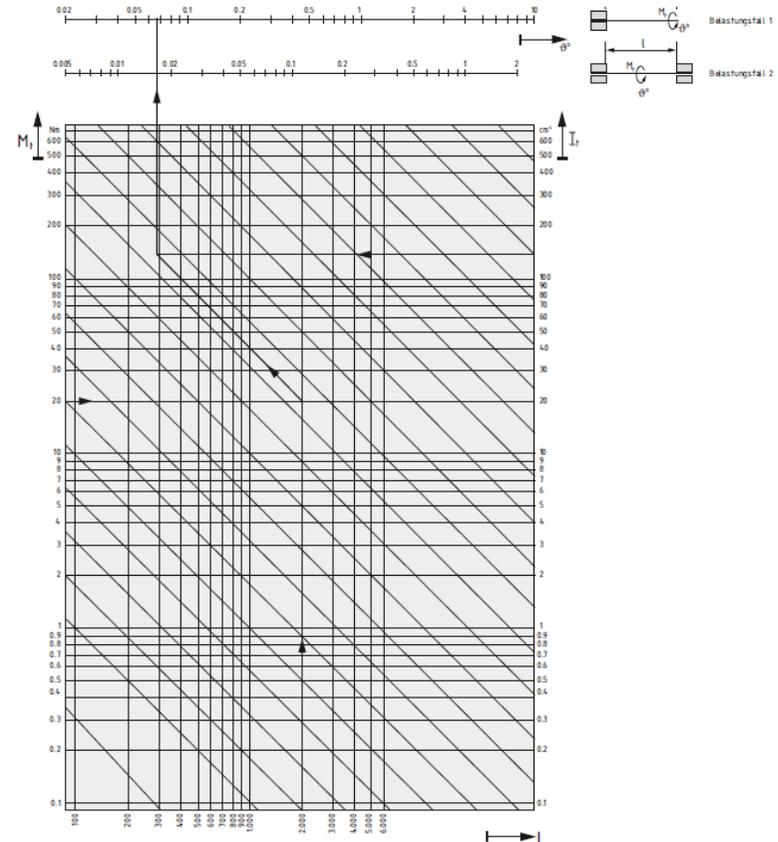
Belastungsfall 2

$\vartheta = 0,11^\circ$

Die Werte für die Torsions-Trägheitsmomente I_t der Profile wurden experimentell oder durch eine angenäherte Berechnung ermittelt. Infolge von Bauteiltoleranzen und vereinfachenden Annahmen können die tatsächlichen Verdrehwinkel um bis zu 15% von dem ermittelten Wert abweichen.

Kontrolle der Schubspannung

Das Versagenkriterium eines Profils unter Torsionsbelastung ist in der Praxis weniger die Überschreitung der zulässigen Schubspannungen als vielmehr eine zu große Verformung im elastischen Bereich (Verdrehwinkel). Durch diese Verformung wird die Funktion der Bauteile stark beeinträchtigt, so dass bereits weit vor Erreichen der zulässigen Spannungswerte ein torsionssteiferes Profil auszuwählen ist.



Montageempfehlungen



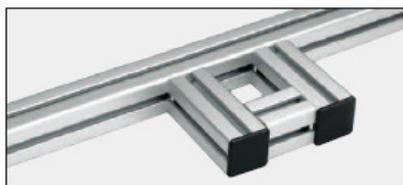
Nach Möglichkeit sollten die senkrechten Profile über die gesamte Länge durchlaufen. Dadurch vereinfacht sich die Anbindung der Bodenelemente und es entsteht ein besserer optischer Gesamteindruck.



Alle Konstruktionen sollten belastungsgerecht ausgeführt werden, d. h. dass eine Verdrehbeanspruchung in den Verbindungsstellen vermieden wird und der Formschluss gegenüber dem Reibschluss in Kraftrichtung bei allen Verbindungen bevorzugt werden sollte.



Die Profile sollten möglichst hochkant zur erwarteten Belastung eingebaut werden, um so die größtmögliche Biegesteifigkeit zu erzielen.



Bei zusätzlichen Anbauten sollten Unterbrechungen des tragenden Profils vermieden werden. Der Vorteil: höhere Stabilität, weniger Schnitte, geringere Anzahl der Verbindungen und reduzierter Montageaufwand.



Die Verlängerung von Profilen sollte nur mit den entsprechenden Verbindungselementen ausgeführt und an der Nahtstelle möglichst zusätzlich unterstützt werden.



Wenn die Montage von eloxierten Flächen aufeinander nicht vermieden werden kann, müssen die Kontaktstellen gefettet werden. So wird Geräuschentwicklung als Folge von Bewegungen vermieden.



Sind bei Profil-Konstruktionen extreme Beanspruchungen, wie z. B. Schlagbelastungen, zu erwarten, die an den Verbindungsstellen zu Verschiebungen führen würden, sollten unterstützend Verfestigungselemente eingesetzt werden.

- ✓ Einfachste Programmierung
- ✓ Ausgang programmierbar: 0/4-20 mA, 0-5 V, Thermoelement-Typ J, K
- ✓ Skalierbarer Analogausgang
- ✓ Zur berührungslosen Temperaturmessung von -40 bis 700°C mit Miniatur-Sensorkopf
- ✓ Sensorkopf und Kabel bis zu 85°C bzw. 180°C ohne Kühlung einsetzbar
- ✓ Sensorkopf austauschbar ohne Neukalibrierung
- ✓ Vorsatzoptik für kleine Objekte
- ✓ Umschaltbare Schnittstelle RS232 / RS485
- ✓ Potentialfreier Relaiskontakt
- ✓ Programmierung über Tastatur oder RS232/485-Schnittstelle

IN510-N, IN510, IN520 und IN520-N sind digitale Messgeräte zur berührungslosen Temperaturmessung von nichtmetallischen oder beschichteten metallischen Objekten.

Die Modelle IN510 und IN520 sind mit einem beleuchtetem LC-Display ausgestattet, das die aktuelle Messtemperatur anzeigt. Alle verfügbaren Geräteparameter lassen sich über die eingebaute Tastatur einstellen. Die Modelle IN510-N und IN520-N besitzen kein Display und keine Tastatur, da sie über die Schnittstelle parametrierbar werden.

Alle Geräte sind ab Werk mit einem Miniatur-Sensorkopf aus Edelstahl ausgestattet, das optische Distanzverhältnis beträgt 10:1 oder 2:1 und je nach Ausführung können sie in Umgebungstemperaturen von bis zu 85°C oder 180°C ohne Kühlung eingesetzt werden.

INFO-Telefon 0 800 - 82 66 342
Tel. 0 70 56 - 93 98 - 0
Fax 0 70 56 - 93 98 - 29
www.omega.de
info@omega.de

IN510, IN520, IN510-N, IN520-N
Digitale Infrarot-Pyrometer

IN510, IN520: mit Display



IN510-N, IN520-N: ohne Display

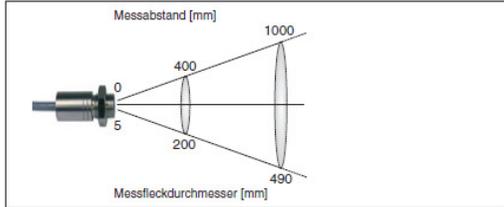


Technische Daten

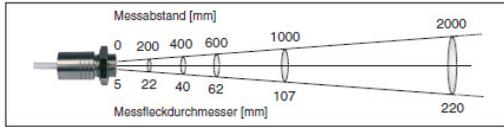
- Grundmessbereich:** -40 bis 700°C
- Tellmessbereich:** Einstellbar, kleinstmögliche Messspanne 51°C, Einstellung ab Werk 0 bis 500°C
- Spektralbereich:** 8 bis 14 µm
- Optik:** 10:1 oder 2:1
- Versorgung:** 10 bis 30 V DC, Festwertigkeit < 0,5 V, Stromaufnahme max. 60 mA
- Analogausgänge:** Lin. Strom (0/4 bis 20 mA), Spannung (0 bis 5 V) oder Thermoelement (Typ J oder K)
- Sensorkopf-Temperatur-Ausgang:** 10 mV/°C
- Bürde:** Max. 700 Ohm bei 24 V Versorgung (für Stromausgang) (500 Ohm bei 20 V)
- Ausgangsimpedanz:** 100 Ohm (für Thermoelement oder Spannungsausgang)
- Schaltkontakt:** Potentialfreier Relaiskontakt, 50 V DC, 0,2 A, Schalttemp./Hysterese einstellbar
- Serielle Schnittstelle:** RS232/RS485 umschaltbar
- Emissionsfaktor ε:** 10 bis 120% einstellb. in Stufen von 0,1%

- Maximal-/Minimalwertspeicher:** Löschzeit: OFF, 0,1 s, 0,25 s, 0,5 s, 1 s, 5 s, 25 s, extern, auto
- Ansprechzeit t₉₀:** 180 ms, umschaltbar auf 0,5 s, 1 s, 2 s, 5 s, 10 s oder 30 s
- Temperaturanzeige (nur IN510, IN520):** beleuchtete LCD-Anzeige, 4-stellig, 3 Mess/Sekunde
- Temperaturauflösung:** 1/10°C (1/10°F, 1°F > 1000°F Messtemp.)
- Messunsicherheit (ε=1, t₉₀=1 s; T_{Umg}=15 bis 30°C):** 0 bis 700°C: 0,8% v. Messwert in °C oder 1°C (Der jeweils größere Wert gilt. Der Sensorkopf muss ca. 15 Minuten in konstanter Umgebungstemperatur sein.) 0 bis -20°C: 2°C -20 bis -40°C: 3°C TK: 0,03%/°C oder 0,05°C/°C (25°C) Bei Thermoelementausgang: mind. 2,5°C
- Reproduzierbarkeit:** 0,5% vom Messwert in °C oder 0,5°C (Der jeweils größere Wert gilt. Der Sensorkopf muss ca. 15 Minuten in konstanter Umgebungstemperatur sein.)

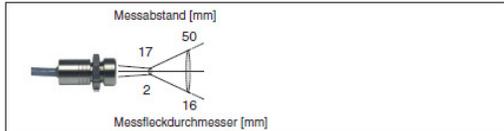
Optik 2:1



Optik 10:1



Vorsatzoptik (für IN510 mit 10:1-Optik)



Zubehör

Bestell-Nr.	Beschreibung
IN500-3821010	Anschlusskabel für IN510/IN520, RS232-Kabel mit 9-Pol-Sub-D, Länge 1 m, in Verbindung mit Software InfraWin, Anschlusskabel für Versorgung und Messsignal 2 m
IN500-3848790	Vorsatzlinse für IN510, a = 17 mm, M = 2 mm
IN500-3834370	Montagewinkel, fest, für Sensorkopf IN510, IN520
IN500-3834380	Montagewinkel, justierbar, für Sensorkopf IN510, IN520
IN500-3835330	Blasvorsatz für IN510, IN520 (nur für Optik 10:1)
IN500-3835340	Blasvorsatz mit 90°-Umlenkeinheit für IN510, IN520 (nur für Optik 10:1)
IN500-3835410	Blasvorsatz für IN510, IN520 (nur für Optik 2:1)



Blasvorsatz für IN510, IN520 (nur für Optik 10:1) (IN500-3835330)

Zulässige Umgebungstemperatur, Messumformer: 0 bis +65°C (Lagertemperatur: -20 bis +70°C)

Zulässige Umgebungstemperatur, Sensorkopf: 0 bis 85°C (IN510-N, IN510) 0 bis 180°C (IN520-N, IN520) (Lagertemperatur: -20 bis +85°C/+180°C)

Relative Luftfeuchte: 10 bis 95%, nicht kondensierend

Schutzart: IP65 (Messumformer, Sensorkopf 10:1), IP20 (Sensorkopf 2:1)

Gewicht: 320 g

Gehäuse: Aluminium (Messumformer), Edelstahl (Sensorkopf)



Vorsatzlinse für IN510 (IN500-3848790)



Montagewinkel, fest, für Sensorkopf IN510, IN520 (IN500-3834370)

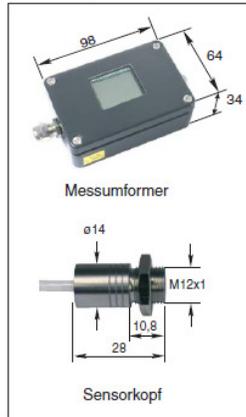


Montagewinkel, justierbar, für Sensorkopf IN510, IN520 (IN500-3834380)



Ersatz-Sensorkopf (IN500-3874xxx)

Abmessungen in mm



Messumformer

Sensorkopf

Ersatzteile

Bestell-Nr.	Beschreibung
IN500-3874830	Sensorkopf 2:1 für IN510, Sensorkopftemperatur 85°C max., Sensorkabel 3 m
IN500-3874840	Sensorkopf 2:1 für IN510, Sensorkopftemperatur 85°C max., Sensorkabel 15 m
IN500-3874860	Sensorkopf 10:1 für IN510, Sensorkopftemperatur 85°C max., Sensorkabel 3 m
IN500-3874870	Sensorkopf 10:1 für IN510, Sensorkopftemperatur 85°C max., Sensorkabel 15 m
IN500-3874780	Sensorkopf 2:1 für IN520, Sensorkopftemperatur 180°C max., Sensorkabel 3 m
IN500-3874790	Sensorkopf 2:1 für IN520, Sensorkopftemperatur 180°C max., Sensorkabel 15 m
IN500-3874880	Sensorkopf 10:1 für IN520, Sensorkopftemperatur 180°C max., Sensorkabel 3 m
IN500-3874890	Sensorkopf 10:1 für IN520, Sensorkopftemperatur 180°C max., Sensorkabel 15 m

Bestellangaben

IN510

Bestell-Nr.	Beschreibung
IN510-3874360	IN510: Sensorkopftemp. 85°C max., Optik 2:1, 3 m-Kabel
IN510-3874370	IN510: Sensorkopftemp. 85°C max., Optik 2:1, 15 m-Kabel
IN510-3874460	IN510: Sensorkopftemp. 85°C max., Optik 10:1, 3 m-Kabel
IN510-3874470	IN510: Sensorkopftemp. 85°C max., Optik 10:1, 15 m-Kabel
IN510-3874160	IN510-N: Sensorkopftemp. 85°C max., Optik 2:1, 3 m-Kabel
IN510-3874170	IN510-N: Sensorkopftemp. 85°C max., Optik 2:1, 15 m-Kabel
IN510-3874260	IN510-N: Sensorkopftemp. 85°C max., Optik 10:1, 3 m-Kabel
IN510-3874270	IN510-N: Sensorkopftemp. 85°C max., Optik 10:1, 15 m-Kabel

Anmerkung: IN510-N ohne Display, IN510 mit Display

IN520

Bestell-Nr.	Beschreibung
IN520-3874380	IN520: Sensorkopftemp. 180°C max., Optik 2:1, 3 m-Kabel
IN520-3874390	IN520: Sensorkopftemp. 180°C max., Optik 2:1, 15 m-Kabel
IN520-3874480	IN520: Sensorkopftemp. 180°C max., Optik 10:1, 3 m-Kabel
IN520-3874490	IN520: Sensorkopftemp. 180°C max., Optik 10:1, 15 m-Kabel
IN520-3874180	IN520-N: Sensorkopftemp. 180°C max., Optik 2:1, 3 m-Kabel
IN520-3874190	IN520-N: Sensorkopftemp. 180°C max., Optik 2:1, 15 m-Kabel
IN520-3874280	IN520-N: Sensorkopftemp. 180°C max., Optik 10:1, 3 m-Kabel
IN520-3874290	IN520-N: Sensorkopftemp. 180°C max., Optik 10:1, 15 m-Kabel

Anmerkung: IN520-N ohne Display, IN520 mit Display

Lieferumfang: Elektronik-Box inkl. Sensorkopf, Sensorkabel, Montagewinkel, Werksprüfschein und Bedienungsanleitung. Anschlusskabel nicht im Lieferumfang enthalten.

Bestellte Kombinationen werden fertig montiert geliefert.

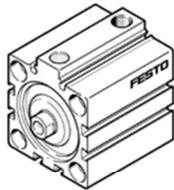
Überprüfung, Justage, Zertifikate:

Jedes Neugerät wird mit einem Werksprüfschein ausgeliefert. Weitere Zertifikate, Überprüfungen und Justage bitte anfragen.

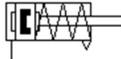
Kurzhubzylinder AEVC-80-10-I-P-A

Teilenummer: 188300

für Positionserkennung. Kolbenstangenende mit Innengewinde.



FESTO



Allgemeine Einsatzbedingungen
 Datenblatt

Datenblatt

Merkmal	Wert
Versanddatum	→ anzeigen
Hub	10 mm
Kolben-Durchmesser	80 mm
Federrückstellkraft bei eingefahrener Kolbenstange	85 N
Basierend auf Norm	ISO 6431 Lochbild VDMA 24562
Dämpfung	P: elastische Dämpfungsringe/-platten beidseitig
Einbaulage	beliebig
Funktionsweise	einfachwirkend drückend
Konstruktiver Aufbau	Kolben Kolbenstange
Positionserkennung	für Näherungsschalter
Betriebsdruck	1 ... 10 bar
Betriebsmedium	Druckluft nach ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Hinweis zum Betriebs- und Steuermedium	Geölt Betrieb möglich (im weiteren Betrieb erforderlich)
Korrosionsbeständigkeitsklasse KBK	1 - niedrige Korrosionsbeanspruchung
Umgebungstemperatur	-20 ... 80 °C
Theoretische Kraft bei 6 bar, Vorlauf	2.899 N
Bewegte Masse	284 g
Produktgewicht	1.940 g
Befestigungsart	wahlweise: mit Durchgangsbohrung mit Zubehör
Pneumatischer Anschluss	G1/8
Werkstoffhinweis	Kupfer- und PTFE-frei
Werkstoff Deckel	Aluminium-Knetlegierung eloxiert
Werkstoff Dichtungen	TPE-U(PU)
Werkstoff Gehäuse	Aluminium-Knetlegierung eloxiert
Werkstoff Kolbenstange	hochlegierter Stahl

T40B

Drehmomentmessflansch

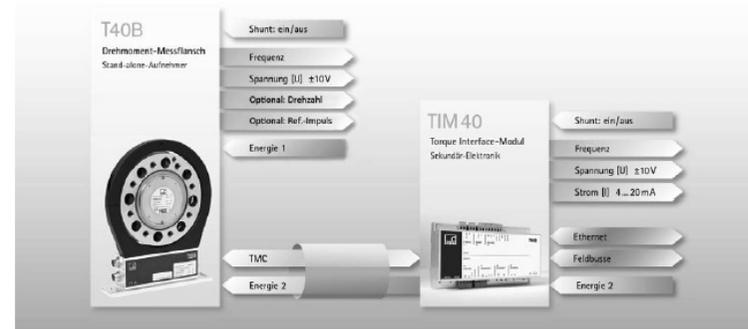
Charakteristische Merkmale

- Nenndrehmomente 50 N-m, 100 N-m, 200 N-m, 500 N-m, 1 kN-m, 2 kN-m, 3 kN-m, 5 kN-m und 10 kN-m
- Nenndrehzahlen bis 24 000 rpm (abhängig von Nennbereich und Option)
- Genauigkeitsklasse 0,05 (50 N-m: 0,1)
- Großer Messfrequenzbereich bis 6 kHz (-3 dB)
- Digitale Übertragung der Messwerte
- Kurze Bauform
- Geringe Rotorgewichte und Massenträgheitsmomente
- Optional: Drehzahl-Messsystem, Referenzimpuls



Datenblatt

Gesamtkonzept



B3405-14.0 de HBM: public



Technische Daten

Typ	T40B									
Genauigkeitsklasse	0,1	0,05								
Drehmoment-Messsystem										
Nennmoment M_{nom}	N m	50	100	200	500	1	2	3	5	10
Nennrehzahl	min ⁻¹	20 000			15 000	12 000	10 000			
Standard (Option M)	min ⁻¹	20 000			15 000	12 000	10 000			
Schnellläufer (Option H)	min ⁻¹	24 000			22 000	16 000	14 000	12 000		
Linearitätsabweichung einschließlich Hysterese, bezogen auf den Nennwert										
Frequenzgang										
Für ein max. Drehmoment im Bereich:										
Zwischen 0% v. M_{nom} und 20% v. M_{nom}	%	< ± 0,01								
> 20% v. M_{nom} und 80% v. M_{nom}	%	< ± 0,02								
> 80% v. M_{nom} und 100% v. M_{nom}	%	< ± 0,03								
Spannungsgang										
Für ein max. Drehmoment im Bereich:										
Zwischen 0% v. M_{nom} und 20% v. M_{nom}	%	< ± 0,01								
> 20% v. M_{nom} und 80% v. M_{nom}	%	< ± 0,02								
> 80% v. M_{nom} und 100% v. M_{nom}	%	< ± 0,03								
Rel. Standardabweichung der Wiederholbarkeit, nach DIN 1319, bezog. auf die Ausgangssignaländerung										
Frequenzgang	%	< ± 0,03								
Spannungsgang	%	< ± 0,03								
Temperatureinfluss pro 10 K im Nenntemperaturbereich auf das Ausgangssignal, bezogen auf den Istwert der Signalspanne										
Frequenzgang	%	± 0,1		± 0,05						
Spannungsgang	%	± 0,4		± 0,2						
auf das Nullsignal, bezogen auf den Nennwert										
Frequenzgang	%	± 0,1		± 0,05						
Spannungsgang	%	± 0,2		± 0,1						
Nennwert (Spanne zwischen Drehmoment = Null und Nennmoment)										
Frequenzgang 10 kHz / 60 kHz / 240 kHz	kHz	5/30/120								
Spannungsgang	V	10								
Kennwerttoleranz (Abweichung der tatsächlichen Ausgangsgröße bei M_{nom} vom Nennwert)										
Frequenzgang	%	± 0,1								
Spannungsgang	%	± 0,1								
Ausgangssignal bei Drehmoment = Null										
Frequenzgang	kHz	10/60/240								
Spannungsgang	V	0								
Nennausgangssignal										
Frequenzgang bei positivem Nennmoment	kHz	15 ¹⁾ / 90 ²⁾ / 360 ³⁾ (5 V symmetrisch ⁴⁾)								
Frequenzgang bei negativem Nennmoment	kHz	5 ¹⁾ / 30 ²⁾ / 120 ³⁾ (5 V symmetrisch ⁴⁾)								
Spannungsgang bei positivem Nennmoment	V	+10								
Spannungsgang bei negativem Nennmoment	V	-10								
Lastwiderstand										
Frequenzgang	kΩ	≥ 2								
Spannungsgang	kΩ	≥ 10								
Langzeitdrift über 48 h bei Referenztemperatur										
Frequenzgang	%	< ± 0,06		< ± 0,03						
Spannungsgang	%	< ± 0,06		< ± 0,03						
Messfrequenzbereich, -3 dB										
Gruppenlaufzeit	µs	1 ¹⁾ / 3 ²⁾ / 6 ³⁾								
Restwelligkeit										
Spannungsgang ⁵⁾	mV	< 40								

¹⁾ Option 5, 10 ± 5 kHz (Code SU2)

²⁾ Option 5, 60 ± 30 kHz (Code DU2)

³⁾ Option 5, 240 ± 120 kHz (Code HU2)

⁴⁾ Komplementäre Signale RS-422, Abschlusswiderstand beachten.

⁵⁾ Signalfrequenzbereich 0,1 bis 10 kHz

Technische Daten (Fortsetzung)

Nennmoment M_{nom}	N m	50	100	200	500					
	kN m						1	2	3	5
Maximaler Aussteuerbereich⁶⁾										
Frequenzgang	kHz	2,5 ... 17,5 ¹⁾ / 15 ... 105 ²⁾ / 60 ... 420 ³⁾								
Spannungsgang	V	-12 ... +12								
Energieversorgung										
Nennversorgungsspannung (Schutzkleinspannung DC)	V	18 ... 30								
Stromaufnahme im Messbetrieb	A	< 1								
Stromaufnahme im Anlaufbetrieb	A	< 4 (typ. 2) 50 µs								
Nennaufnahmeleistung	W	< 10								
Maximale Kabellänge	m	50								
Shuntsignal										
Toleranz des Shuntsignals, bezogen auf M_{nom}	%	ca. 50 % von M_{nom}								
Nennauslösespannung	V	< ± 0,05								
Grenzauslösespannung	V	5								
Shuntsignal ein	V	36								
Shuntsignal aus	V	min. > 2,5 max. < 0,7								
Drehzahl-Messsystem										
Messsystem										
Magnetisch, mittels AMR-Sensor (Anisotropischer-Resistiver-Effekt) und magnetisiertem Kunststoff auf abgedecktem Stahling										
Magnetische Pole										
72 86 108 126 150										
Maximale Lageabweichung der Pole										
50 Winkelsekunden										
Ausgangssignal										
5V symmetrisch (RS-422); 2 Rechtecksignale um ca. 90° phasenverschoben										
Impulse pro Umdrehung										
1024										
Mindestdrehzahl für ausreichende Impulsstabilität										
min ⁻¹ 0										
Impulstoleranz⁷⁾										
Grad < ± 0,05										
Maximal zulässige Ausgangsfrequenz										
kHz 420										
Gruppenlaufzeit										
µs < 150										
Radialer Nennabstand zwischen Sensorkopf und Magnetring (mechanischer Abstand)										
mm 1,6										
Arbeitsbereich des Abstands zwischen Sensorkopf und Magnetring										
mm 0,4 ... 2,5										
Max. zulässige Axialverschiebung des Rotors gegenüber dem Stator⁸⁾										
mm ± 1,5										
Hysterese der Drehrichtungsumkehr bei Relativschwingungen zwischen Rotor und Stator										
Drehschwingungen des Rotors	Grad	< ca. 0,2								
Horizontale Schwingwege des Stators	mm	< ca. 0,5								
Magnetische Belastungsgrenze										
Remanenzflussdichte	mT	> 100								
Koerzitivfeldstärke	kA/m	> 100								
Zulässige magnetische Feldstärke für Signalabweichungen										
kA/m < 0,1										
Lastwiderstand⁹⁾										
kΩ ≥ 2										
Referenzimpuls-Messsystem (0-Index)										
Messsystem										
Magnetisch, mittels Hall-Sensor und Magnet										
Ausgangssignal										
5V symmetrisch (RS-422)										
Impulse pro Umdrehung										
1										
Mindestdrehzahl für ausreichende Impulsstabilität										
min ⁻¹ 2										
Impulsbreite, ca.										
Grad 0,088										
Impulstoleranz⁷⁾										
Grad < ± 0,05										
Gruppenlaufzeit										
µs < 150										
Axialer Nennabstand zwischen Sensorkopf und Magnetring (mechanischer Abstand)										
mm 2,0										
Arbeitsbereich des Abstands zwischen Sensorkopf und Magnetring										
mm 0,4 ... 2,5										
Max. zulässige Axialverschiebung des Rotors gegenüber dem Stator⁸⁾										
mm ± 1,5										

⁶⁾ Ausgangssignalebene, in dem ein wiederholbarer Zusammenhang zwischen Drehmoment und Ausgangssignal besteht.

⁷⁾ Bei Nennbedingungen.

⁸⁾ Die Angabe bezieht sich auf eine mittig axiale Ausrichtung. Abweichungen davon führen zu einer veränderten Impulstoleranz.

⁹⁾ Beachten Sie die gemäß RS-422 nötigen Abschlusswiderstände.



Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit – bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

<u>Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit</u>		
Hiermit versichere ich,		
Name:	Schmidtke	
Vorname:	Jakob	
dass ich die vorliegende Bachelorarbeit <input type="checkbox"/> bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:		
Konzeptentwicklung eines Radlagerprüfstandes mit axialer und radialer Lasteinleitung		
ohne fremde Hilfe selbständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.		
- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -		
Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der <input type="checkbox"/> ist erfolgt durch:		
Reinbek	21.8.2018	_____
Ort	Datum	Unterschrift im Original