

# **Bachelorarbeit**

Pawel Fjodorow

## **Konstruktion und Inbetriebnahme einer Prüf- vor-richtung zur Messung von Reibwerten**

**Pawel Fjodorow**  
**Konstruktion und Inbetriebnahme einer**  
**Prüfvorrichtung zur Messung von**  
**Reibwerten**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Entwicklung und Konstruktion  
am Department Maschinenbau und Produktion  
der Fakultät Technik und Informatik  
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. Andreas Meyer-Eschenbach  
Zweitprüfer/in : Dipl.-Ing. Niels Eiben

Abgabedatum: 18.08.2016

# **Zusammenfassung**

**Pawel Fjodorow**

## **Thema der Bachelorthesis**

Konstruktion und Inbetriebnahme einer Prüfvorrichtung zur Messung von Reibwerten

## **Stichworte**

Analyse, Konstruktion, Berechnung, Auslegung, Inbetriebnahme, Prüfvorrichtung, Messung von Reibwerten

## **Kurzzusammenfassung**

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Konstruktion und Inbetriebnahme einer Prüfvorrichtung zur Messung von Reibwerten

Dies beinhaltet eine Analyse von vorhandenen Reibwertprüfständen des Labors für Maschinenelemente und Tribologie an der HAW.

So wie eine Entwicklung, Ausarbeitung eines Konzeptes, dessen Aufbau, Inbetriebnahme und Vergleich mit bereits vorhandenen Reibwertprüfständen der HAW.

**Pawel Fjodorow**

## **Title of the paper**

Construction and commissioning of a test apparatus for measuring coefficients of friction

## **Keywords**

Analysis, construction, calculation, design, commissioning, testing apparatus, measurement of friction coefficients

## **Abstract**

This work deals with the construction and commissioning of a test apparatus for measuring friction coefficients

This includes an analysis of existing friction test benches of the Laboratory for Machine Elements and Tribology at HAW.

As a development, elaboration of a concept, its construction, commissioning and comparison with existing Reibwertprüfständen HAW.

# Inhalt

Abbildungsverzeichnis .....	VI
Liste der verwendeten Symbole .....	VII
1. Einleitung .....	1
1.1 Ursprünge für diese Thesis .....	2
2. Untersuchen des Istzustandes und Analyse von ähnlichen Vorrichtungen .....	4
2.1 Untersuchung des Istzustandes (Stand Winter 2014/2015) .....	4
2.2 Untersuchung des Istzustandes (Stand Winter 2015/2016) .....	7
2.3 Marktrecherche und Analyse von ähnlichen Vorrichtungen .....	9
2.3.1 Historische Vorrichtungen .....	9
2.3.2 REIBUNGSMESSGERÄT- U8405120 .....	10
2.3.3 Prüfstand des Institutes für Kraftfahrzeuge in Aachen .....	11
2.3.4 CF-800XS Reibungsmesssystem .....	12
2.3.5 Reibprüfstand zur Untersuchung von Schmierstoffen der HAW .....	13
2.3.6 Hüftsimulator der Fachhochschule Wiesbaden .....	15
2.4 Fazit aus der Analyse von Vorrichtungen zur Bestimmung von Reibbeiwerten .....	17
3. Definieren von Anforderungen und Erstellen eines Konzeptes .....	18
3.1 Anforderungsliste .....	18
3.2 Funktionsanalyse .....	20
3.3 Morphologischer Kasten .....	21
3.4 Erste Konzeptskizzen .....	23
4. Entwerfen und Ausarbeiten der Komponenten des Prüfstands .....	26
4.1 Berechnungen .....	26
4.2 Konstruktion und Überarbeitung der einzelnen Baugruppen .....	31
4.2.1 Ausarbeitung und Konstruktion des Rahmens .....	31
4.2.2 Ausarbeitung und Konstruktion der Motorbaugruppe .....	33
4.2.3 Ausarbeitung und Konstruktion des Getriebes .....	33
4.2.4 Ausarbeitung und Konstruktion des Schlittens .....	36
4.2.5 Ausarbeitung und Konstruktion des Kraftaufnehmers .....	38
4.2.6 Ausarbeitung und Konstruktion der Elektrik .....	39
5. Vergleich der Prüfstände anhand der Messergebnisse .....	40
5.1 Abweichungen in den Ergebnissen der Reibwertversuche .....	40
5.1.1 Unterschiede in der Peakmessung des Sauters Fk10 und der analogen Messung .....	41
5.1.2 Unterschiede vom 5.Aug. zu 4.Aug. ....	42
5.1.3 Unterschiede in den Messergebnissen einzelner Prüfstände .....	43
5.1.4 Geschwindigkeitseinfluss .....	44
5.2 Kontrolle mit der schiefen Ebene .....	45

5.3	Haft und Gleitreibung.....	45
5.4	Unterschiede in der Bedienung .....	46
5.5	Zusammenfassung und Ausblick .....	47
	Literaturverzeichnis.....	48
	Anhang .....	50

# Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1	Schmierung der Kufen mit Olivenöl ca. 2000 vor Christus [2 S. 1]	1
Abbildung 2	Originalskizzen von Leonardos Reibungsexperimenten [3]	2
Abbildung 3	Reibungsmessgerät TM 210	4
Abbildung 4	Kräfte innerhalb eines Reibungsvorganges, in Anlehnung an [5]	4
Abbildung 5	Detailansicht des Kraftaufnehmers und Dämpfers	5
Abbildung 6	Flexible Höheneinstellung	5
Abbildung 7	Rolle mit Bindfaden	6
Abbildung 8	Schlitten mit seitlichen Begrenzungen	6
Abbildung 9	Prüfstand aus einer parallelen Bachelorarbeit	7
Abbildung 10	Labornetzteil BASETech BT-153	8
Abbildung 11	Kräfte an der „schiefen Ebene“	9
Abbildung 12	REIBUNGSMESSGERÄT- U8405120 [6]	10
Abbildung 13	Linearzug-Reibwertprüfstand „LiReP“ [7]	11
Abbildung 14	Auszug aus einem Prüfbericht des „LiReP“ [8]	12
Abbildung 15	CF-800XS Reibungsmesssystem [9]	12
Abbildung 16	Detailansicht des Schlittens und der Zugvorrichtung [9]	13
Abbildung 17	Reibprüfstand zur Untersuchung von Schmierstoffen der HAW	14
Abbildung 18	Prüfkörper mit Verschleißspuren	14
Abbildung 19	Detailansicht der beiden Reibungspartner	15
Abbildung 20	HEPFIEx- Hüftsimulator [10]	15
Abbildung 21	Detailansicht der Wiege und des Prothesenkopfes [11 S. 30]	16
Abbildung 22	Detailansicht des Krafterzeugers [10]	16
Abbildung 23	Prüfkörper des Reibungsmessgerätes TM 210	19
Abbildung 24	Konzeptskizze der Seitenansicht des Reibwertprüfstandes	23
Abbildung 25	Lagerung der Achsen	24
Abbildung 26	Lagerböcke mit einem Langloches zur Höhenverstellung	24
Abbildung 27	Linearführung des Schlittens	25
Abbildung 28	Auf den Schlitten wirkende Kräfte	28
Abbildung 29	Positionierung der Wellen	29
Abbildung 30	Vereinfachte Darstellung der Wellenpositionen	30
Abbildung 31	Rahmen	31
Abbildung 32	Wellenklemmprofil	32
Abbildung 33	Bewegungslänge der Probplatten	32
Abbildung 34	alternativer Rahmen	33
Abbildung 35	Selbstausrichtung der Welle	34
Abbildung 36	Lagerbock bzw. Lagerhalter mit Kugellager	35
Abbildung 37	Distanzstück	36
Abbildung 38	Grundkörper für den Plattenaufnehmer	36
Abbildung 39	Unterbaugruppe Zahnstange	37
Abbildung 40	schematische Seitenansicht der Drehgestelle	37
Abbildung 41	Prinzipskizze des Schlittens	37
Abbildung 42	Höheneinstellung	38
Abbildung 43	H-Schaltung zur Umpolung des Motors	39
Abbildung 44	Verkabelter Schaltkasten	39
Abbildung 45	Beispiel für eine computergestützten Aufzeichnung der Messergebnisse mit dem HEPFIEx- Hüftsimulator [20]	41
Abbildung 46	Unterschiede in einem exemplarischen Messablauf	42
Abbildung 47	Kräfte im Zahneingriff	43
Abbildung 48	Versuch mit der schiefen Ebene	45

## Liste der verwendeten Symbole

Symbol	Einheit	Erläuterung
$F$	N	Kraft
$F_G$	N	Gewichtskraft
$F_A$	N	Hangabtriebskraft
$F_R$	N	Reibkraft
$\alpha$	°	Neigungswinkel
$\mu$	1	Reibungskoeffizient
$m$	kg	Masse
$g$	$\frac{m}{s^2}$	Erdbeschleunigung
R	mm	Radius eines Kreises, Kugel
$v$	$\frac{m}{s}$	Umfangsgeschwindigkeit des Kreises
$i$	1	Übersetzungsverhältnis
$n,$ ( $n_1$ bzw. $n_2$ )	$\frac{1}{min}$	Drehzahl des Zahnrades, Zahnriemenrolle, Rundriemenrolle (erstes Zahnrad, zweites Zahnrad im Getriebe)
$n_{an}$ bzw. $n_{ab}$	$\frac{1}{min}$	Drehzahl des antreibenden Zahnrades bzw. Zahnriemenrolle und des getriebenen Zahnrades bzw. Zahnriemenrolle
$d_W$	mm	Walzkreisdurchmesser
$d,$ ( $d_1$ bzw. $d_2$ )	mm	Teilkreisdurchmesser (des erstes Zahnrad, des letztes Zahnrad im Getriebe)
$z$	1	Anzahl der Zähne eines Zahnrades
$M$	Nm	Drehmoment
$\eta$	1	Wirkungsgrad
$R_{zahnrad}$	mm	Radius des Zahnrades
$c_R$	1	Rollwiderstand
$e'$	mm	Vorläufiger Wellenabstand
$d_{dg}, d_{dk}$	mm	Riemenscheiben-Richtdurchmesser
$p$	mm	Zahnteilung
$L'_d$	mm	Theoretische Riemenlänge, Synchronriemen
$e$	mm	Ausgeführter Wellenabstand
$\pi$	1	Kreiszahl

# 1. Einleitung

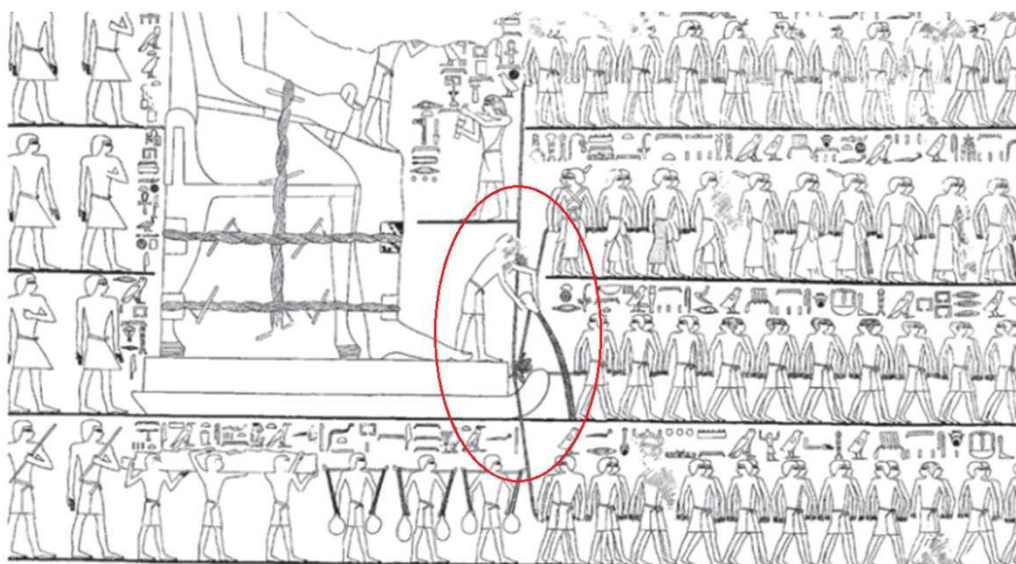
Für die Berechnung von kraftschlüssigen Maschinenelementen sind Reibwerte für die jeweiligen Wirkflächen der Bauteilpaarung erforderlich. Hierfür werden experimentell ermittelte Reibwerte benötigt. Aus der technischen Literatur lassen sich gebräuchliche Materialpaarungen entnehmen, wie z.B. die Tabelle 1 aus dem Tabellenbuch Metall.

Reibungszahlen (Richtwerte)					
Werkstoffpaarung	Haftreibungszahl $\mu$		Gleitreibungszahl $\mu$		Rollreibungszahl $f$ mm
	trocken	geschmiert	trocken	geschmiert	
Stahl auf Stahl	0,2	0,1	0,15	0,1...0,05	Stahl auf Stahl, weich
Stahl auf Gusseisen	0,2	0,15	0,18	0,1...0,08	
Stahl auf Cu-Sn-Legierung	0,2	0,1	0,1	0,06...0,03	
Stahl auf Pb-Sn-Legierung	0,15	0,1	0,1	0,05...0,03	
Stahl auf Polyamid	0,3	0,15	0,3	0,12...0,05	Stahl auf Stahl, hart
Stahl auf Polytetrafluorethylen	0,04	0,04	0,04	0,04	
Stahl auf Eis	0,03	–	0,015	–	
Stahl auf Reibbelag	0,6	0,3	0,55	0,3...0,2	
Stahl auf Holz	0,55	0,1	0,35	0,05	Autoreifen auf Asphalt
Gusseisen auf Cu-Sn-Legierung	0,28	0,16	0,21	0,2...0,1	
Treibriemen auf Gusseisen	0,5	–	–	–	
Wälzlager	–	–	–	0,003...0,001	

**Tabelle 1 Beispiel für Reibwerte aus dem Tabellenbuch Metall [1 S. 20]**

Dabei ist zu beachten, dass dies nur grobe Richtwerte sind, da Reibbeiwerte von einer breiten Bandbreite von Faktoren abhängen. Die weniger gebräuchlichen Materialpaarungen, wie z.B. mit Holzöl bearbeitetes Hartholz und Aluminium, sind unauffindbar. Weswegen zur genauen Auslegung von technischen Vorrichtungen oder zur Qualitätsprüfung ein eigenständiges Messen unvermeidbar ist.

Das Phänomen der Reibung, bzw. des Bewegungswiderstandes ist nicht neu und war bereits in der Antike bekannt. So wurden z.B. im alten Ägypten bereits Olivenöl zur Schmierung der Kufen zum Transport von Monumenten eingesetzt.

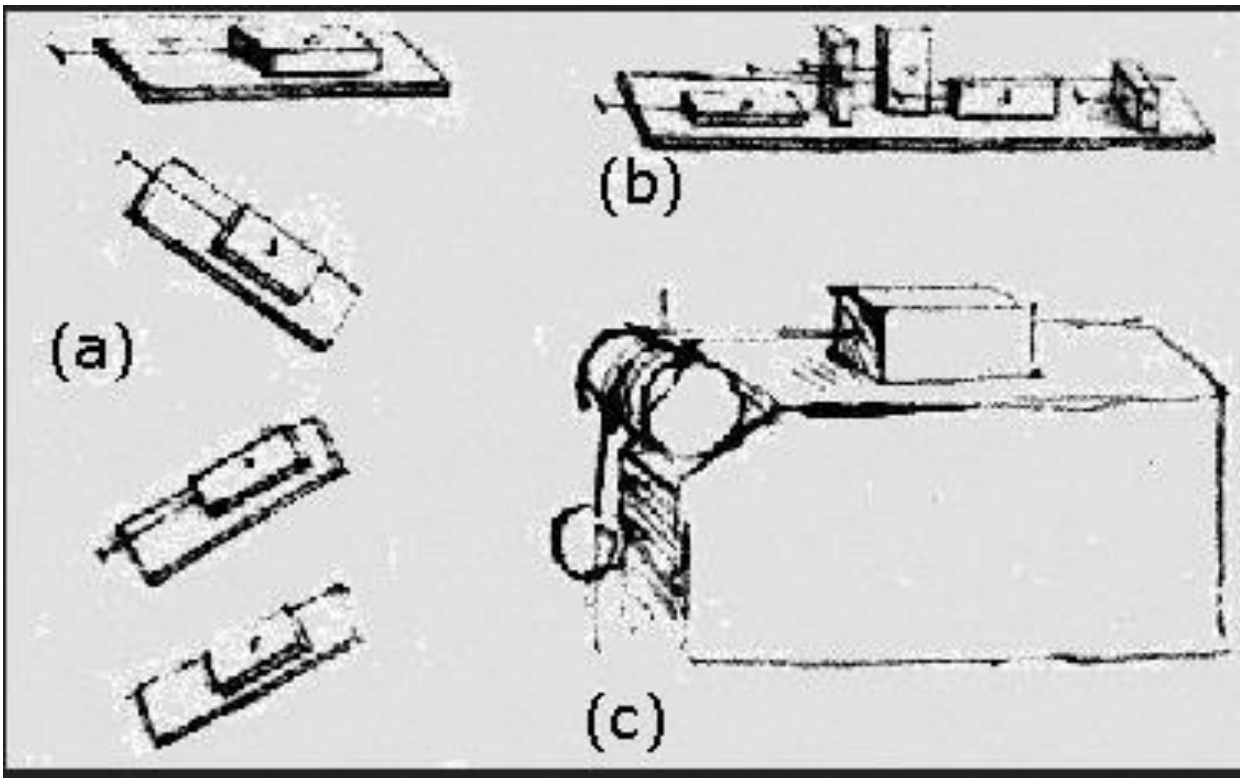


**Abbildung 1 Schmierung der Kufen mit Olivenöl ca. 2000 vor Christus [2 S. 1]**



Wie in der Abbildung 1, einer Wandmalerei aus einer Ägyptischen Grabstätte, zu sehen ist (mittig im Bild).

Der im 15 und Anfang des 16 Jahrhunderts lebende Universalgelehrte, Leonardo Da Vinci entwickelte nicht nur zukunftsweisende Maschinen sondern führte auch Grundlagen Experimentierte zur Reibung durch.



**Abbildung 2 Originalskizzen von Leonardos Reibungsexperimenten [3]**

Trotz einfacher Mittel, wie schiefe Ebenen und durch Gewichte bewegter Körper, wie in der Abbildung 2 dargestellt, konnte er Versuche zur Bestimmung der Haftreibung durchführen. Mit deren Hilfe welcher er die Gesetze zur trocken Reibung definierte [4]. Es beinhaltet die Aussage, dass die Reibkraft unabhängig von der Reibfläche ist und proportional von der Normalkraft abhängt.

## **1.1 Ursprünge für diese Thesis**

Die Idee für den Bau dieses Prüfstandes entstand aus einer Bachelorarbeit, dabei sollte ein Konzept und ein Entwurf für einen Prüfstand zur Reibwertermittlung erstellt werden.

Die Aufgabe bestand aus den folgenden Unterpunkten:

- Untersuchen der aktuelle Lösung im Labor MuT hinsichtlich bestehender Stärken
- Verschiedene Lösungsansätze in Betracht ziehen
- Festlegung und Entwurf des Konzepts
- Anfertigung von fertigungsgerechten CAD-Zeichnungen

Zu der damaligen Lösung zählte der unter Kapitell 2.1 auf Seite 4 vorgestellte Prüfstand. Anhand seiner Stärken und Schwächen wurde ein Konzept für eine Prüfvorrichtung erstellt.

Es ist nicht Ziel des neuen Konzeptes, ein Prüfstand zu konstruieren welcher allen möglichen Anforderungen gerecht wird. Es wird angestrebt eine einfache, übersichtliche, günstige und leicht änderbare Konstruktion, welche für schulische Zwecke geeignet ist.

Während der Ausarbeitung der Konstruktion kam ein weiterer Prüfstand, Kapitel 2.2 auf Seite 7 hinzu.

Im Anschluss entstand, aus dem Wunsch den Prüfstand aufzubauen, die Idee für die Bachelorthesis. Als Vorarbeit für die Thesis wurde der Prüfstand aufgebaut und die vorhandenen Kinderkrankheiten behoben.

## 2. Untersuchen des Istzustandes und Analyse von ähnlichen Vorrichtungen

### 2.1 Untersuchung des Istzustandes (Stand Winter 2014/2015)

An der HAW befand sich bereits ein linearer Prüfstand von der Firma G.u.n.t. Gerätebau GmbH. Das Reibungsmessgerät TM210 dient zur Messung von Reibwerten und Verdeutlichung des Coulombsche Reibungsgesetzes an Studierende. In der Abbildung 3 ist der besagte Prüfstand zu sehen.

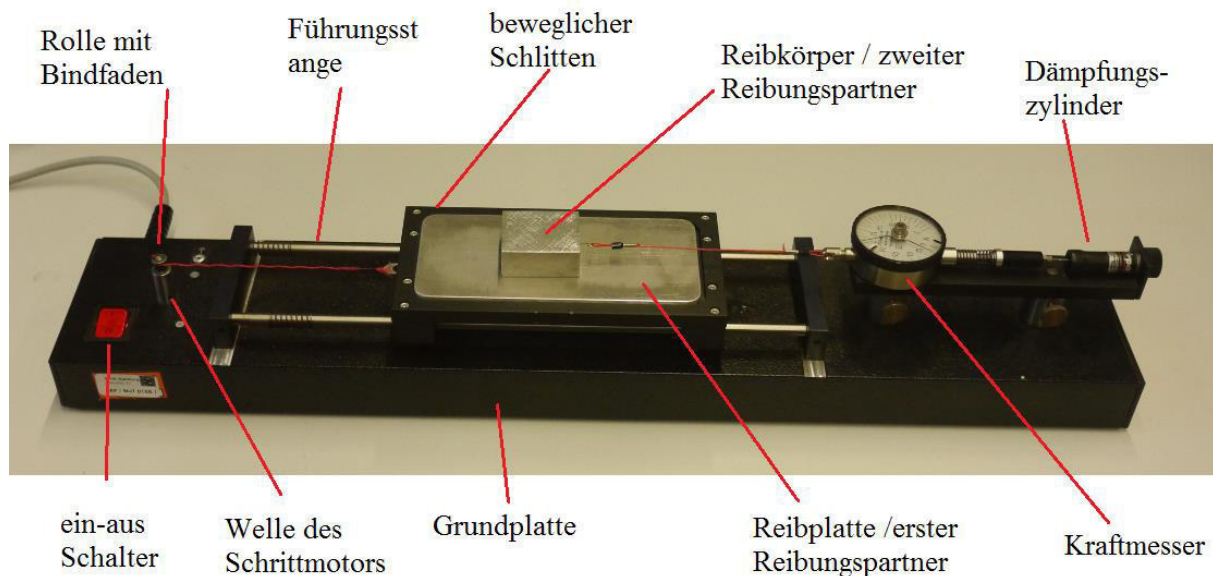


Abbildung 3 Reibungsmessgerät TM 210

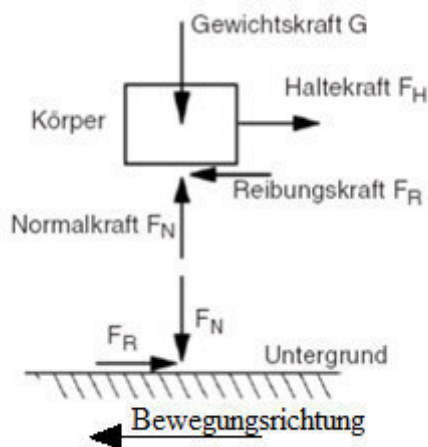


Abbildung 4 Kräfte innerhalb eines Reibungsvorganges, in Anlehnung an [5]

Es ist ein linearer Prüfstand, das heißt, dass die beiden Reibpartner sich linear an einander vorbei bewegen.

Das Grundkonstrukt des Prüfstandes bildet ein Rahmen aus Blech auf dem, bzw. in dem die einzelnen Baugruppen montiert sind. Auf zwei Rundstäben befindet sich ein linear beweglich gelagerter Schlitten. Der Antrieb des Schlittens erfolgt über einen Synchronmotor mit einer Getriebestufe und einer Drehzahl von 10 U/min [5]. Auf die aus dem Gehäuse rausragende Motorwelle wird eine Spule aufgesetzt, auf welche sich ein Bindfaden aufwickelt und den Schlitten zieht. Durch Variation der Spulen lässt sich die Geschwindigkeit des Schlittens verändern.

Der erste Reibpartner, eine Platte, wird in die passende Aussparung des beweglichen Schlittens hineingelegt. Der zweite Reibpartner wird auf den ersten Reibpartner aufgelegt und am Kraftaufnehmer mit einem Faden befestigt. Während der erste Reibpartner sich mit dem Schlitten bewegt, wird der zweite von dem Kraftaufnehmer auf Position gehalten. Die dabei entstehende Haltekraft wird vom Kraftmesser angezeigt. In der Abbildung 4 sind die physikalischen Grundlagen verdeutlicht.

Zur Variation der Normalkraft lässt sich der zweite Reibpartner mit Gewichten in der Abstufung von 0,5N beschweren.

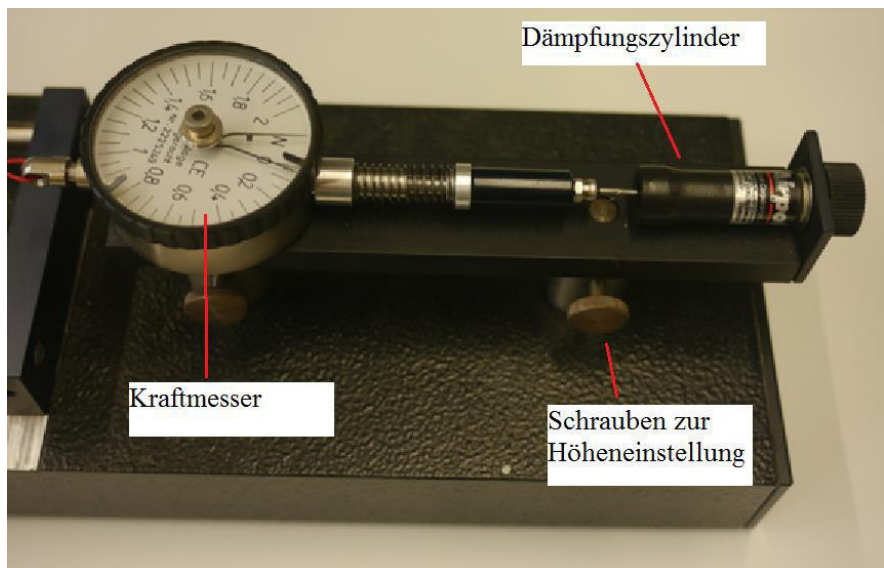
Als Kraftaufnehmer, Abbildung 5, dient eine analoge Messuhr, welche mit einem Dämpfer gekoppelt ist. Die Messuhr verfügt über einen Schleppezeiger, welcher den maximal erreichten Wert anzeigt.

Der Dämpfer dämpft die bei der Messung entstehende Schwankungen und gibt

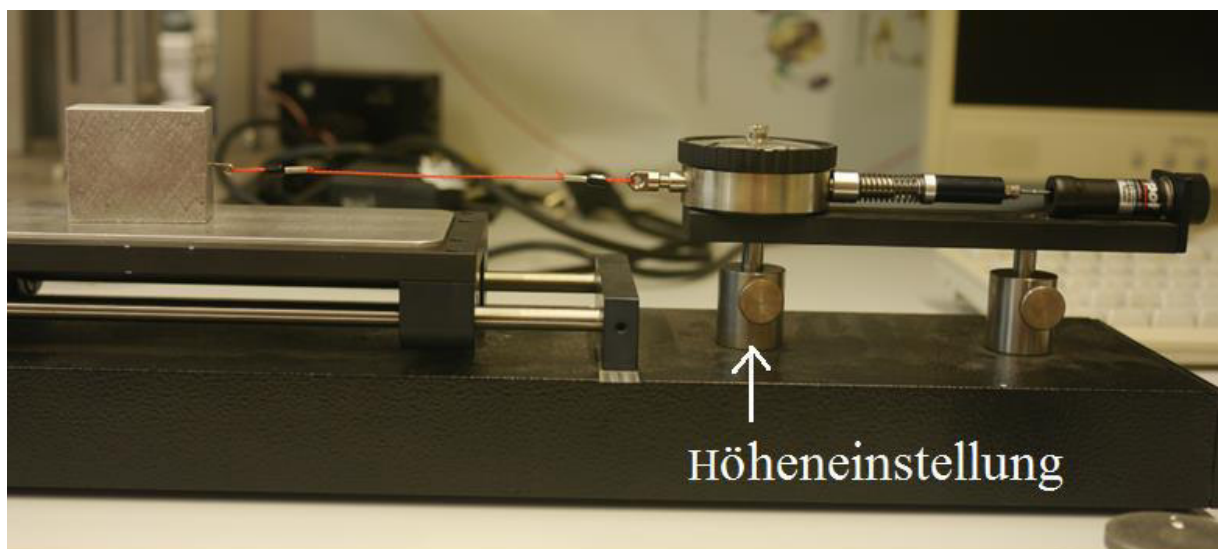
einen Mittelwert an. Die Spitzenwerte werden von einem Schleppezeiger angezeigt.

Einer der Vorteile des Reibungsmessgerätes ist der übersichtliche und einfache Aufbau, so wie die linearen Bewegungen der einzelnen Komponenten. Dadurch eignet es sich besonders zur schulischen Zwecke z.B. zur Verdeutlichung des Coulombsches Reibungsgesetzes.

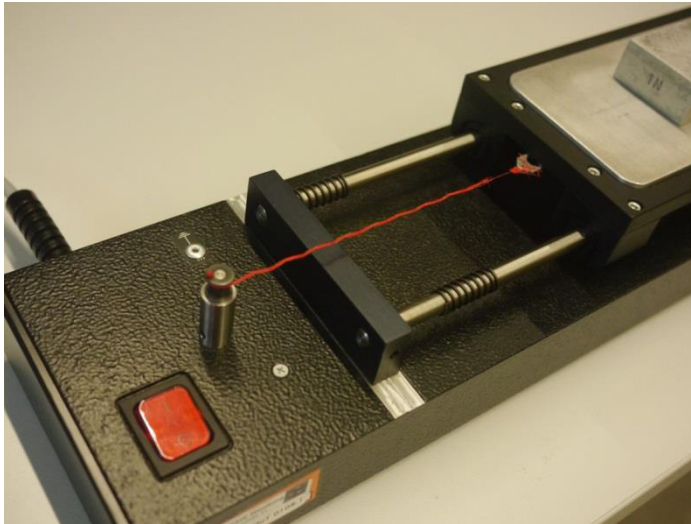
Als ein weiterer positiver Aspekt erweist sich die flexible Höheneinstellung des Kraftaufnehmers. Bei der Benutzung von Proben mit anderen Höhen würde sich ein ungünstiger Wirkwinkel ergeben und das Messergebnis würde verfälscht werden. Abbildung 6. Durch die flexible Höheneinstellung wird die Auswahl an Proben stark erhöht bzw. der Aufwand für die Vorbereitung der Proben sinkt dadurch erheblich.



**Abbildung 5** Detailansicht des Kraftaufnehmers und Dämpfers

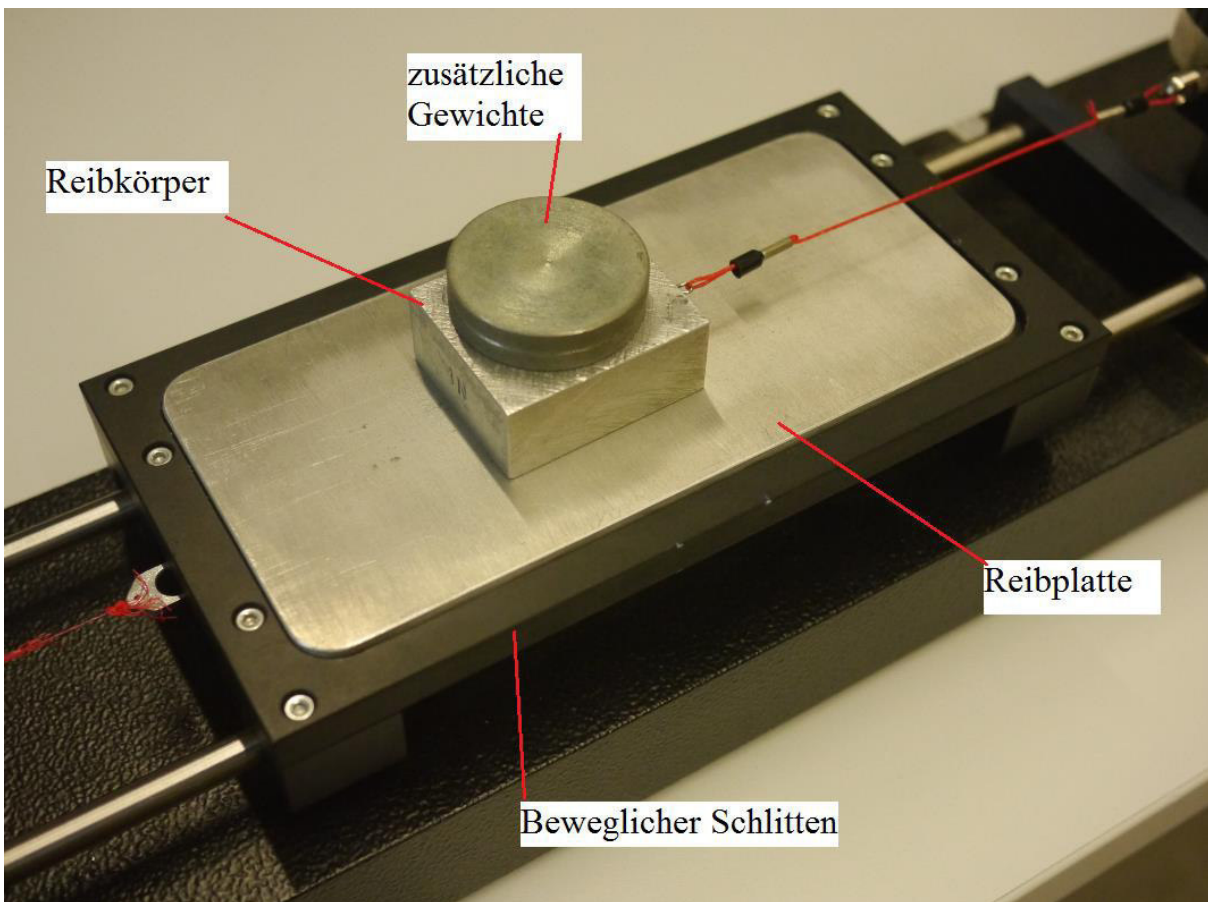


**Abbildung 6** Flexible Höheneinstellung



**Abbildung 7 Rolle mit Bindfaden**

Als Nachteil erweist sich die unkomfortable Bedienung, welche durch die Verwendung von Bindfäden, als Verbindungselement zwischen der Seilrolle und Schlitten sowie zweitem Reibpartner und Kraftaufnehmer, entsteht. In der Abbildung 7 zu erkennen.



**Abbildung 8 Schlitten mit seitlichen Begrenzungen**

Problematisch ist auch der Schlitten, siehe Abbildung 8, bzw. die Vertiefung zur Aufnahme der Probekörper. Es sind die seitlichen Begrenzungen so wie Rundungen in der Vertiefung des Schlittens. Durch diese konstruktiven Besonderheiten wird die Auswahl der Reibplatten einschränkt bzw. die Anzahl der Arbeitsschritte in der Vorbereitung erhöht.

Ein weiterer Nachteil: die Reibplatten bekommt man schlecht gegriffen, was das Entfernen der Platten aus der Vertiefung erheblich erschwert.

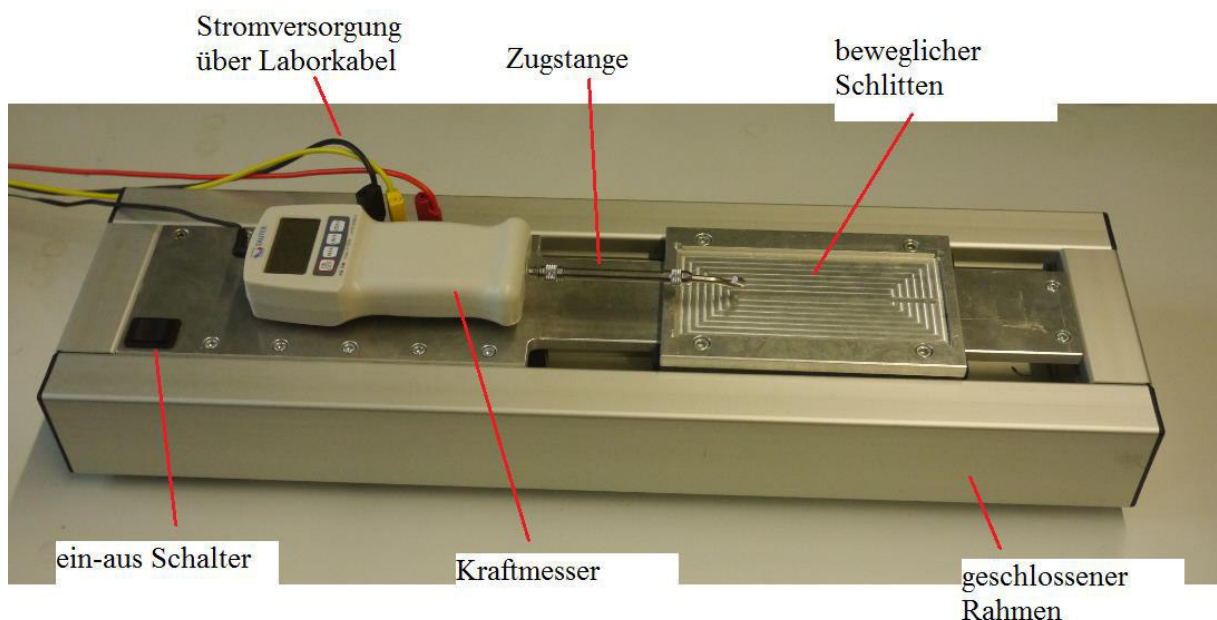
Eines der weiteren Nachteile des Prüfstandes ist der fehlende Unterschied zwischen Haftreibung und Gleitreibung. Aus der Theorie ist bekannt, dass Haftreibung grösser ist als die Gleitreibung, allerdings lässt sich diese Aussage bei der Auswertung der Messergebnisse nicht bestätigen, bzw. nur erahnen.

Ein wahrscheinlicher Grund für dieses Phänomen ist die unruhige Bewegung des Schlittens, welche nicht durch die Führung des Schlittens, sondern durch den unruhigen Lauf des Schrittmotors verursacht wird. Durch dieses Ruckeln entsteht eine "Stick-Slip" Bewegung, in der die Reibkraft zwischen Haftreibung und Gleitreibung schwankt. Durch die Trägheit der Messuhr und durch den eingebauten Dämpfer wird ein Mittelwert herausgegeben.

## 2.2 Untersuchung des Istzustandes (Stand Winter 2015/2016)

Dieser Prüfstand entstand im Laufe einer parallelen Bachelorarbeit, an der HAW. Er gehört zu der Kategorie linearer Prüfstand und ähnelt sehr stark dem bereits vorgestelltem Reibungsmessgerät TM 210 auf Seite 4. Er funktioniert nach dem lineareren Prinzip, besteht hauptsächlich aus Bauteilen von Conrad und Item.

Der Prüfstand hat einen geschlossenen Rahmen aus Item Elementen und ist übersichtlich und bedienfreundlich aufgebaut, Abbildung 9.

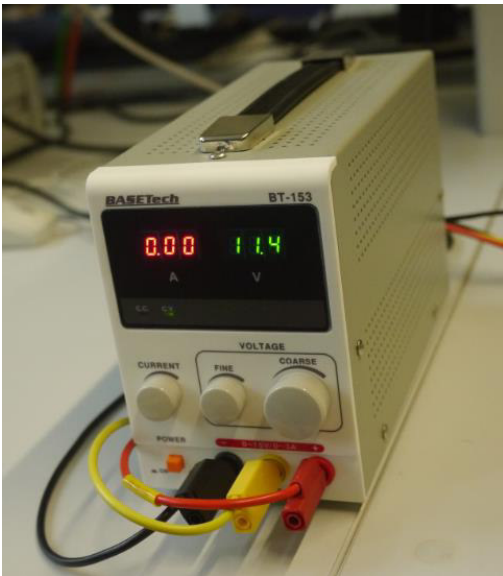


**Abbildung 9 Prüfstand aus einer parallelen Bachelorarbeit**

Als Antrieb dient ein Linear DC Motor mit einer Schubkraft von 250N und einer Hublänge von 150mm. Der Schlitten ist aus Aluminium hergestellt und hat, wie der Schlitten des TM210, seitliche begrenzende Wände.

Als Kraftmesser wird ein SAUTER FL50 verwendet, welcher fest montiert und in der Höhe nicht verstellbar ist. Um den Kraftmesser auszubauen muss das Gehäuse aufgeschraubt werden und die Verschraubung im Inneren gelöst werden.

Die Stromversorgung wird über ein Labornetzteil realisiert, in der Abbildung 10 dargestellt. Die Ausgangsspannung lässt sich stufenlos von 0 bis 15V einstellen. Der Anschluss an den Prüfstand erfolgt über Sicherheitslaborkabel



**Abbildung 10 Labornetzteil BASETech BT-153**

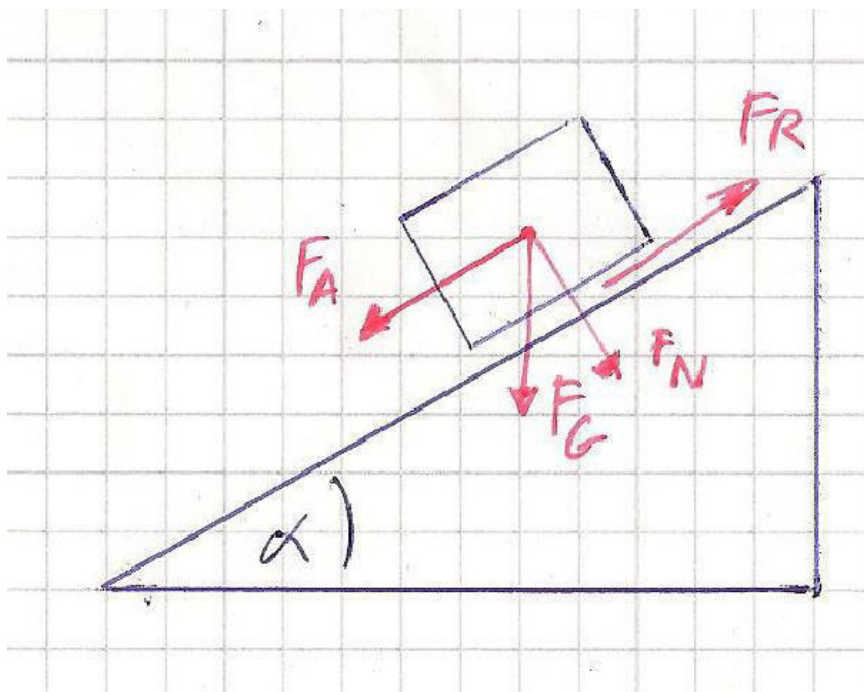
## 2.3 Marktrecherche und Analyse von ähnlichen Vorrichtungen

Bei der Analyse von ähnlichen Vorrichtungen wurde nach technischen Vorrichtungen, zur Bestimmung des Reibungskoeffizienten, im Internet gesucht. Dabei wurden aber auch die im Labor bereits befindlichen Prüfstände, so wie historische Vorrichtungen betrachtet.

Es soll keine vollständige Auflistung aller Möglichkeiten sein. Sondern dazu dienen eine grobe Übersicht über verschiedene Lösungsansätze zur Messung der Reibungskoeffizienten zu bekommen.

### 2.3.1 Historische Vorrichtungen

Zu den historischen Vorrichtungen gehören, die bereits in der Einleitung erwähnten Vorrichtungen von Leonardo Da Vinci, wie die schräge Ebene, über Gewichte beschleunigte Körper bzw. durch Muskelkraft bewegte Körper.



Diese Vorrichtungen lassen sich mit einfachen Mitteln aufbauen und betreiben. So lässt sich über die langsame Erhöhung des Neigungswinkels  $\alpha$  die Haftreibung berechnen. Dazu wird die Neigung  $\alpha$  der schrägen Ebene langsam erhöht. Wenn der Klotz ruht, befindet sich Hangabtriebskraft  $F_A$  (2) und die Reibkraft  $F_R$  (3) im Gleichgewicht, siehe auch (4). Ab einem bestimmten Neigungswinkel übertrifft die Hangabtriebskraft die

Abbildung 11 Kräfte an der „schiefen Ebene“

Reibkraft und es setzt eine Abwärtsbewegung ein.

Die Hangabtriebskraft ist eine Komponente der Gewichtskraft  $F_G$ , welche sich aus der Masse eines Gewichtes  $m$  und der Erdbeschleunigung  $g$  zusammensetzt.

$$F_G = m * g \quad (1)$$

Die Hangabtriebskraft wird aus der Gewichtskraft  $F_G$  berechnet. Der Einfluss des Neigungswinkels wird über die Sinusfunktion hinzugezogen.

$$F_A = F_G * \sin \alpha \quad (2)$$

Für die zweite Komponente, die Reibkraft  $F_R$ , wird der Einfluss des Neigungswinkels der Ebene  $\alpha$  über eine Cosinusfunktion hinzugezogen. Der Einfluss aus der Reibpaarung wird über den Reibungskoeffizienten  $\mu$  hinzugezogen.



$$F_R = F_G * \cos \alpha * \mu \quad (3)$$

Durch das Gleichsetzen der Hangabtriebskraft  $F_A$  (2) und die Reibkraft  $F_R$  (3) erhält man die Beziehung (4).

$$m * g * \sin \alpha = m * g * \cos \alpha * \mu \quad (4)$$

Durch Kürzen und Umformen unter der Berücksichtigung von (5) [1].

$$\tan \alpha = \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \quad (5)$$

Gelangen wir zu der Beziehung (6).

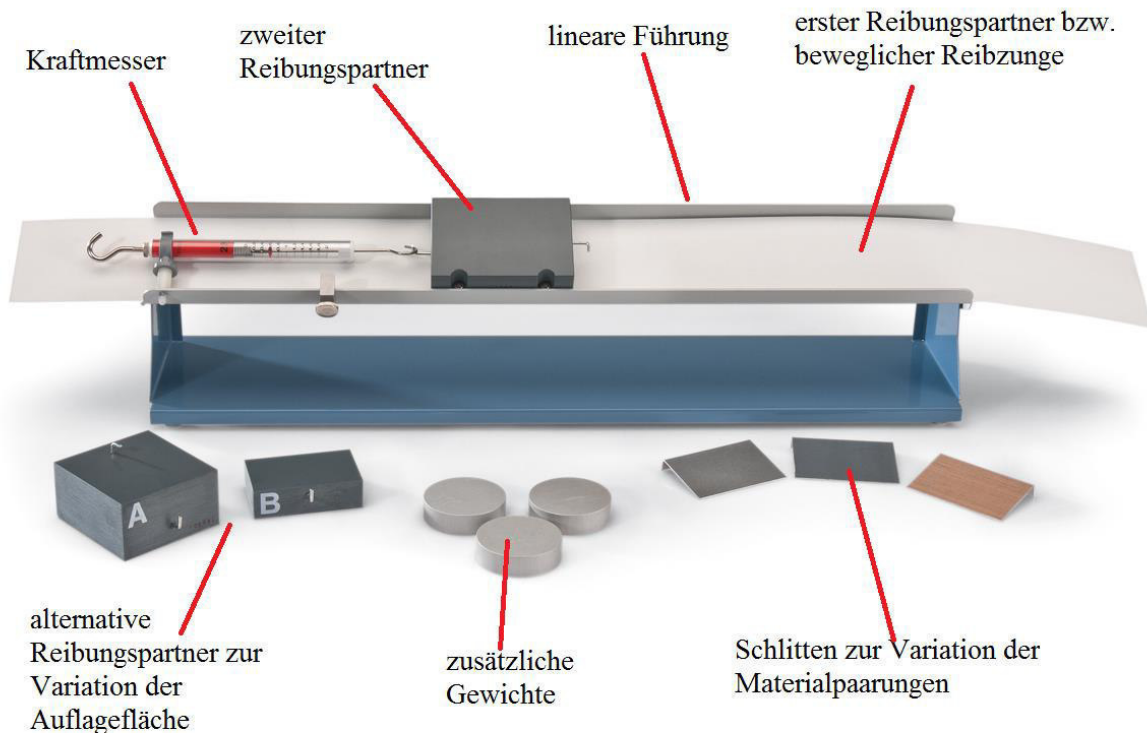
$$\mu = \tan \alpha \quad (6)$$

Auf diese Weise lassen sich ohne großen Aufwand und mit einfachen Mitteln die Haftreibungszahlen ermitteln.

Diese Vorrichtungen, mit schrägen Ebenen und über Gewichte beschleunigte Bewegungen, haben den Nachteil, dass die Geschwindigkeit der Prüfkörper nicht konstant ist, sondern durch die Erdbeschleunigung permanent zunimmt. Dadurch ist nur die Haftreibung messbar, aber nicht die Gleitreibung.

Bei der konstanten Bewegung in der Ebene, verursacht durchs Ziehen mit den Händen, lassen sich nur halbwegs konstante Geschwindigkeiten realisieren. Durch den menschlichen Faktor, wie z.B. das Zittern der Hände hält sich die Reproduzierbarkeit der Messergebnisse in Grenzen.

### 2.3.2 REIBUNGSMESSGERÄT- U8405120



**Abbildung 12 REIBUNGSMESSGERÄT- U8405120 [6]**

Dieser Prüfstand wird auf diversen Internet Seiten zum Verkauf angeboten. Es ist ein Demonstrationsgerät für schulische Zwecke mit dem linearen Funktionsprinzip.

Dieser Prüfstand hat keinen Motor, die Bewegung wird durch Muskelkraft realisiert. Als Linearführung dient ein Aluminium-U-Profil, Abbildung 13. Der erste Reibpartner ist eine Folie bzw. ein längliches Blatt Papier, welches unter dem zweiten Reibungspartner hindurchgezogen wird. Der zweite Reibungspartner wird, während des Prüfvorganges, von einer Federwaage auf Position gehalten, welche dabei einen Wert für die Reibkraft angibt.

Zur Variation der Auflageflächen und Reibpaarungen liegt der zweite Reibungspartner in unterschiedlichen Variationen vor, außerdem gibt es Schlitten, mit unterschiedlichen Oberflächenmaterialien, welche unter den zweiten Reibungspartner gelegt, wird [6].

Zur Variation der Normalkraft lässt sich der zweite Reibungspartner durch zusätzliche Gewichte belasten, bzw. die lineare Führung lässt sich um die Längsachse neigen.

### 2.3.3 Prüfstand des Institutes für Kraftfahrzeuge in Aachen



unbewegliche  
Rahmenkonstruktion

beweglicher  
Ausleger

**Abbildung 13 Linearzug-Reibwertprüfstand „LiReP“ [7]**

Es ist ein Linearprüfstand des Institutes für Kraftfahrzeuge in Aachen zur Untersuchung von verschiedenen Reibpaarungen. Anhand der Fotos und der Beschreibung lässt sich herleiten, dass die, in der Abbildung 13 zu sehende Rahmenkonstruktion mit der Blauen Lackierung unbeweglich ist. Aus einem Prüfbericht, mit dem „LiReP“, Abbildung 14, geht hervor, dass der verzinkte Ausleger über eine Spindel linearbeweglich gelagert ist.

Am Ausleger wird das zu prüfende Material befestigt und über den gewünschten Reibpartner bewegt, wie in der Abbildung 14 erkennbar ist. Durch zusätzliche Gewichte lässt sich die Normalkraft bzw. der Anpressdruck erhöhen.

Aus den technischen Daten (5) geht hervor, dass bei einer Probengröße von 60 mm auf 60 mm ein Anpressdruck von 0,3 bar bis zu 3,5 bar erreicht werden kann. Was wiederum eine Variation der Normalkraft von 108N bis zu 1260N ergibt.

Aus den weiteren Daten geht hervor, dass der Prüfstand bei einer Umgebungstemperatur von bis zu 80°C eingesetzt werden kann. Also sind Temperatureinflüsse auf den Reibbeiwert messbar. Es ist aber nicht ersichtlich ob der komplette Prüfstand sich in einer Umgebung mit erhöhter Temperatur befindet, oder ob nur die Proben durch Heizstrahler bzw. Infrarotlampen erhitzt werden. Vermutlich sind nur die einzelnen Komponenten bis zu einer Temperatur von 80°C ausgelegt.

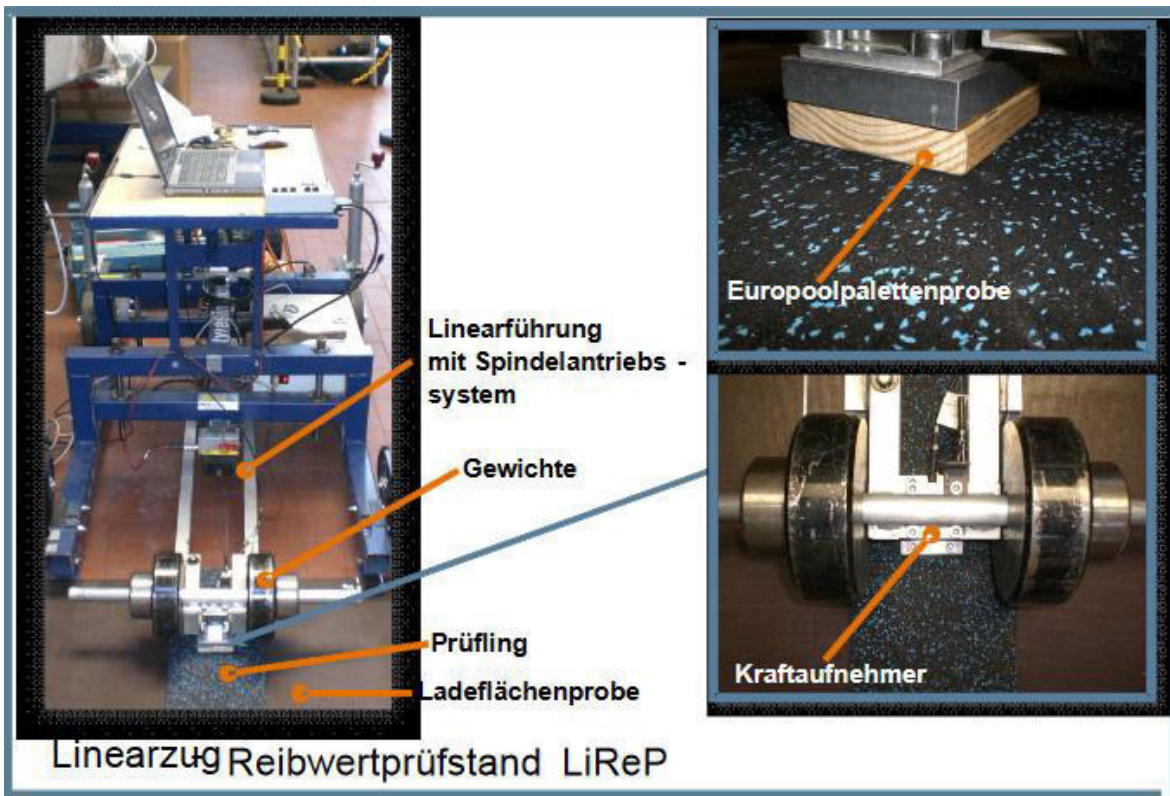


Abbildung 14 Auszug aus einem Prüfbericht des „LiReP“ [8]

### 2.3.4 CF-800XS Reibungsmesssystem

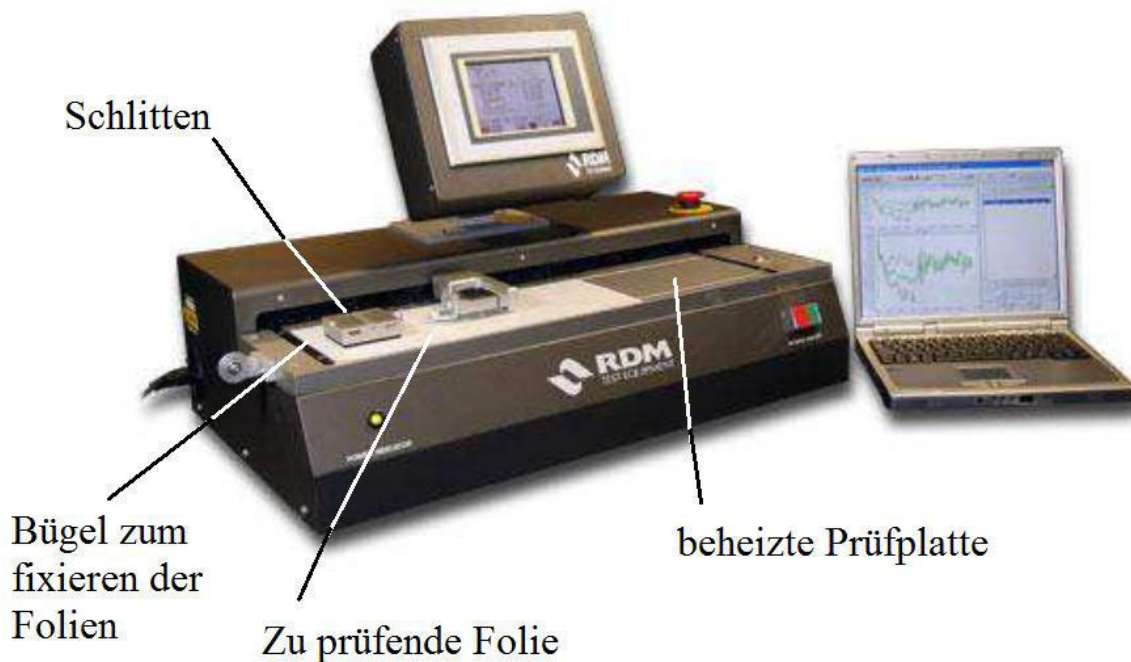


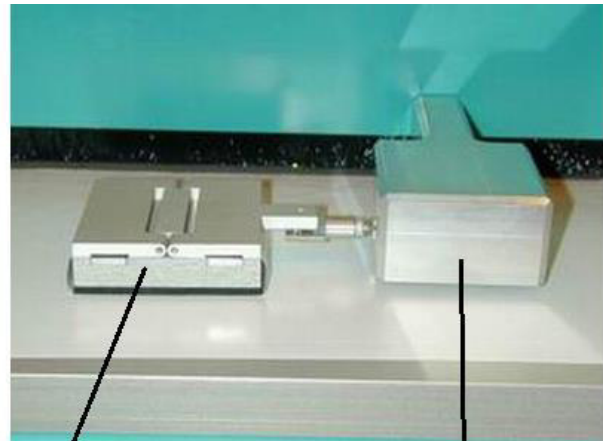
Abbildung 15 CF-800XS Reibungsmesssystem [9]

Der Prüfstand des Unternehmens „RDM Test Equipment“, in der Abbildung 15 zu erkennen, funktioniert nach dem linearen Prinzip und dient zur Messung von Haft- und Gleitreibungskoeffizienten von Folien und Papier. Der Prüfstand wird über ein Touch Screen Display bedient, über welchen Parameter wie Gleitgeschwindigkeit und Temperatur eingestellt werden.

Die Stromversorgung erfolgt mit 240V Wechselstrom. Es wird erwähnt, dass der Prüfstand über eine Beheizte Prüfplatte verfügt, welche bis zu 100°C erwärmt werden kann. Die Geschwindigkeit lässt sich von 10mm/min bis zu 1000mm/min einstellen. Durch zusätzliche Gewichte lässt sich die Normalkraft erhöhen. Aus der gemessenen Reibkraft werden die Haft- und Gleitreibungskoeffizienten bestimmt und über den Display ausgegeben [9].



Bügel zum befestigen  
der Folien



Schlitten

Zugvorrichtung

#### Abbildung 16 Detailansicht des Schlittens und der Zugvorrichtung [9]

Anhand der Beschreibungen, den Fotos und dem Video lässt sich entnehmen, dass der erste Reibpartner in die Maschine eingelegt wird und mit Hilfe eines Bügels festgeklemmt wird, Abbildung 15. Der zweite Reibpartner wird in den Schlitten eingespannt, welcher von einer Zugvorrichtung gezogen wird, in der Abbildung 16 zu erkennen.

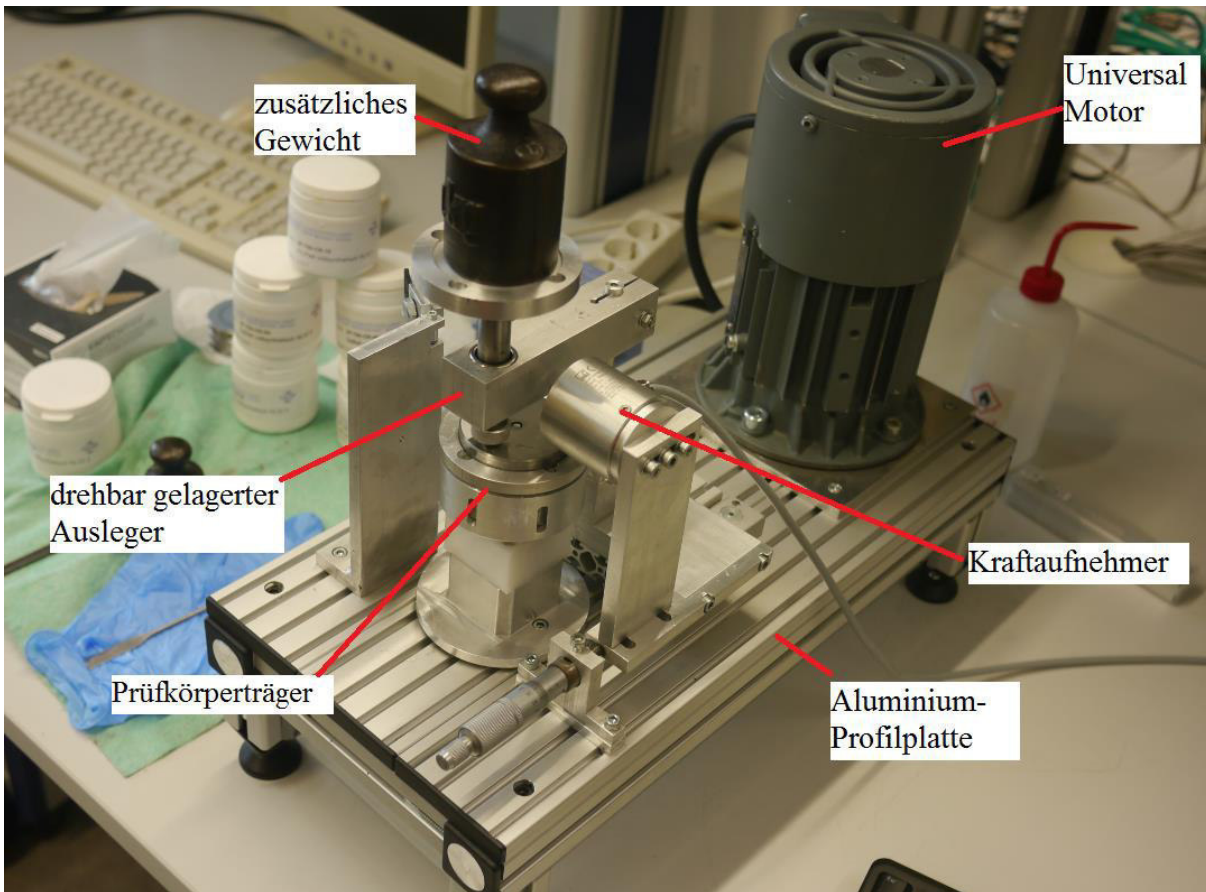
Anhand des komplexen Aufbaus der Zugvorrichtung lässt sich annehmen, dass der Kraftaufnehmer in der Zugvorrichtung untergebracht ist. Außerdem lässt sich erkennen, dass die in der Abbildung 16 abgebildeten Zugvorrichtungen sich unterscheiden, was auf unterschiedliche Entwicklungsstufen hinweist.

Zum inneren Aufbau lassen sich keine Schlüsse ziehen, da durch das Gehäuse keine Einblicke ins Innere möglich sind.

### 2.3.5 Reibprüfstand zur Untersuchung von Schmierstoffen der HAW

Dieser Prüfstand, Abbildung 17, befindet sich im Labor für Maschinenelemente und Tribologie an der HAW. Er funktioniert nach dem rotatorischen Prinzip, das heißt, die beiden Reibpartner bewegen sich nicht auf einer Linie, sondern kreisförmig um eine Achse.

Der Vorteil dieses Prüfstandes liegt darin, dass der Reibvorgang nicht unterbrochen wird und theoretisch unendlich lange ablaufen kann. Dadurch ist es möglich, die Veränderung des Reibbeiwertes über einen längeren Zeitraum beobachten zu können, z.B. wenn sich die beiden Reibungspartner aufeinander einschleifen.



**Abbildung 17 Reibprüfstand zur Untersuchung von Schmierstoffen der HAW**



**Abbildung 18 Prüfkörper mit Verschleißspuren**

An der HAW wird dieser Prüfstand zur Ermittlung von Schmiereigenschaften von Schmierstoffe verwendet. Zur Beurteilung werden die Verschleißspuren an den Prüfkörpern, Abbildung 18, und die Reibkraft herangezogen. Die einzelnen Komponenten des Prüfstandes sind auf einer Aluminium-Profilplatte montiert. Als Antrieb dient ein 0,18kW starker Universalmotor, Über einen Riementrieb, welcher auf der Unterseite der Profilplatte verläuft, wird der Träger für die Prüfkörper in Rotation versetzt. Der Prüfkörper, eine kreisrunde Platte, wird am Träger mit einer Schraube fixiert, Abbildung 19. Die Kraftübertragung erfolgt reibschlüssig. Die hohe Position des Prüfkörperträgers erklärt sich damit, dass in einer ehemaligen Version der Prüfstands, zur Minderung der Vibrationen, ein Torsionsdämpfer installiert war.

Der zweite Reibpartner, eine Kugellager Kugel, ist in der vertikalen linear gelagert. Zur Erhöhung der Normalkraft können zusätzliche Gewichte verwendet werden. Die Begrenzung in der Horizontalen übernimmt ein drehbar gelagerter Ausleger. Welcher wiederum von einem Kraftaufnehmer in Position gehalten wird. Die Ermittlung der Reibkraft erfolgt über das Momentengleichgewicht.

Dank des übersichtlichen Aufbaus auf der Aluminium-Profilplatte lässt sich der Prüfstand leicht umbauen, verändern und an die jeweiligen Verhältnisse anpassen.

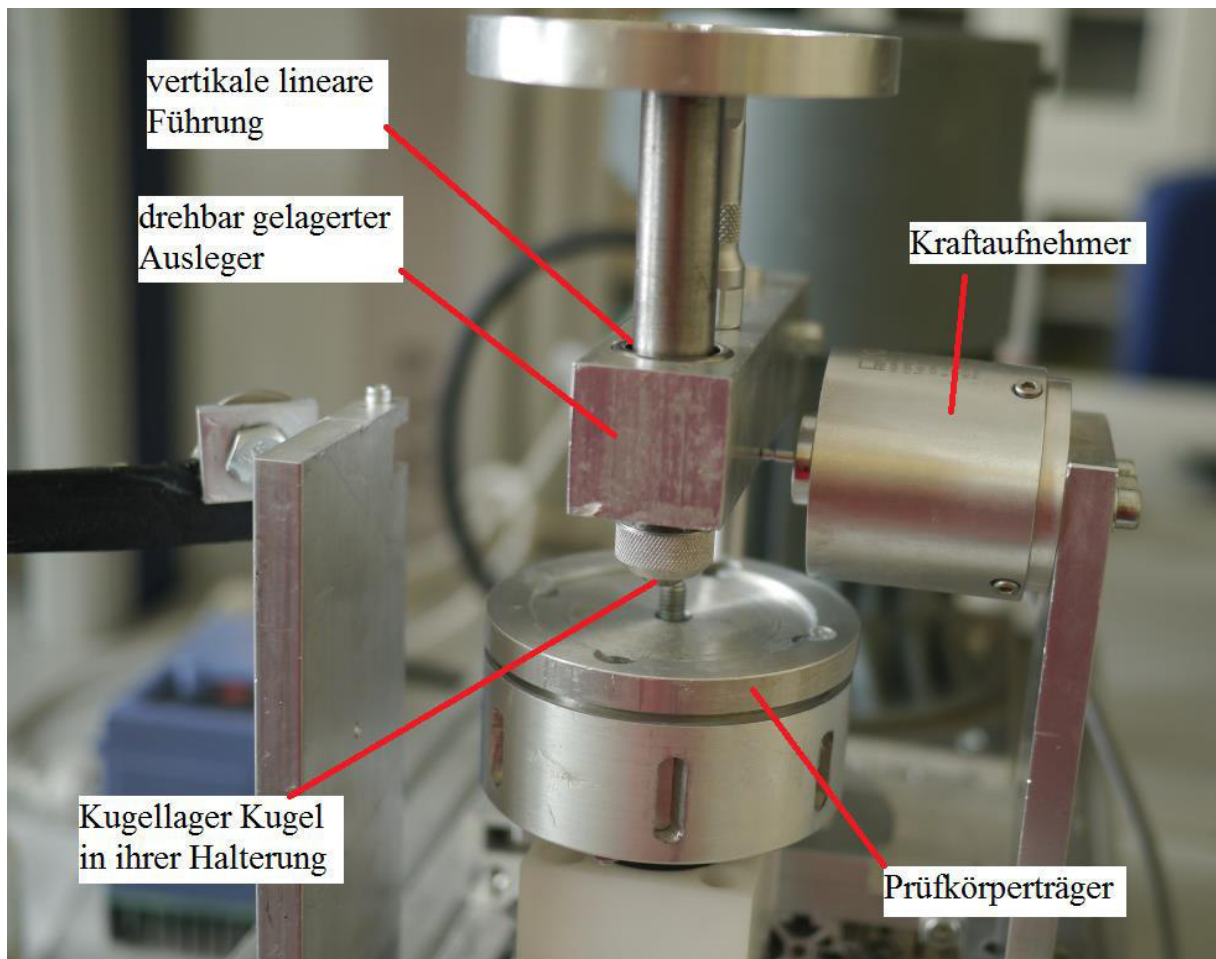


Abbildung 19 Detailansicht der beiden Reibungspartner

### 2.3.6 Hüftsimulator der Fachhochschule Wiesbaden

Dies ist ein Reibwertprüfstand, welcher für spezielle Anwendungen konstruiert wurde. Er dient dazu das Reibverhalten von Hüftprothesen zu untersuchen.

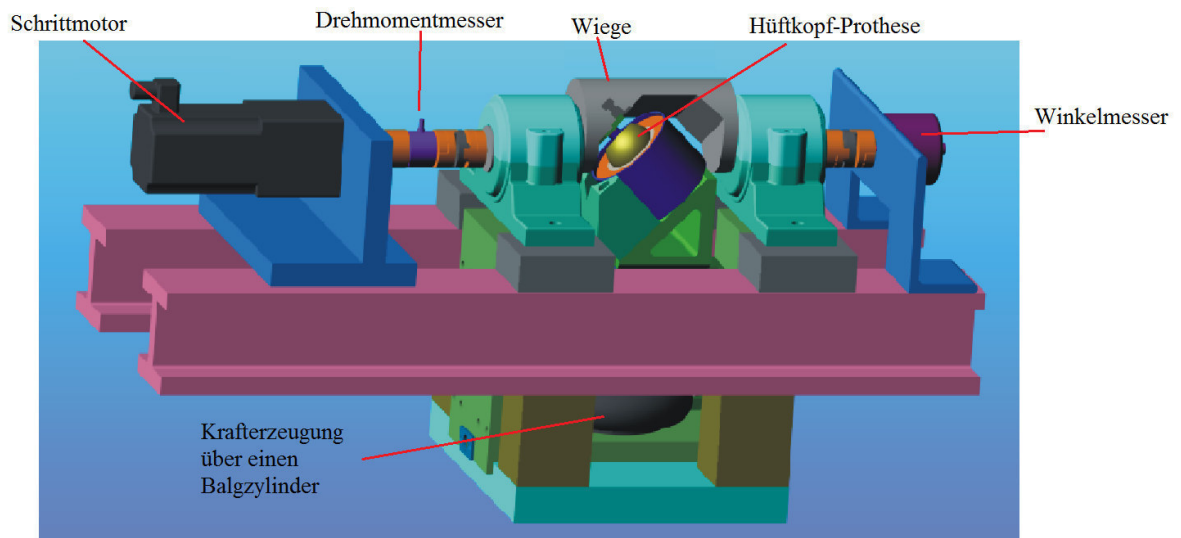
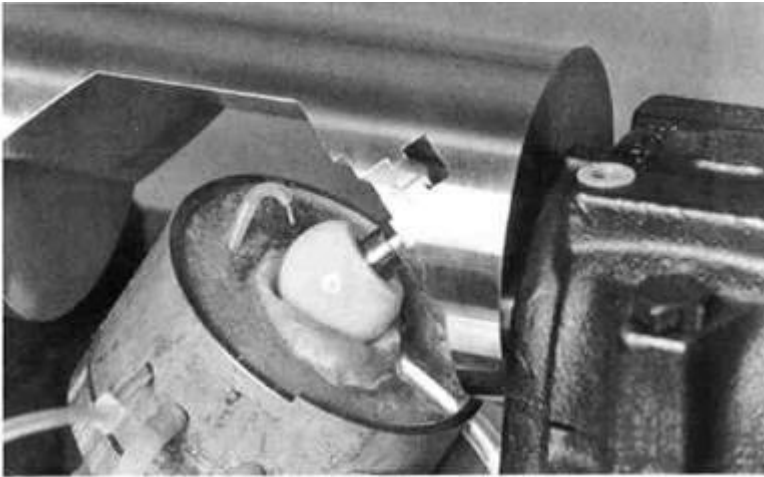


Abbildung 20 HEPFIEx- Hüftsimulator [10]

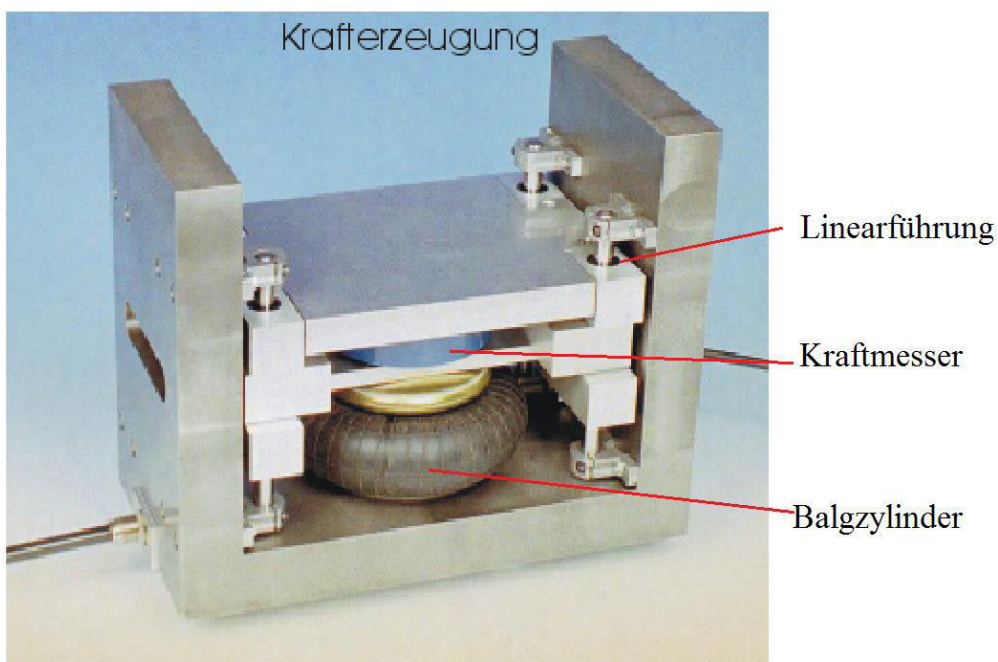
Um den komplexen Bewegungsablauf der Hüfte nachzubilden, erfolgt die Einleitung der Bewegung in die Hüftkopf-Prothese über eine Wiege, welche von einem Schrittmotor angetrieben wird. In der Abbildung 20 ist der komplette Prüfstand abgebildet, in der Abbildung 21 ist eine Detailansicht des Prothesenkopfes und der Wiege zu sehen.



**Abbildung 21 Detailansicht der Wiege und des Prothesenkopfes [11 S. 30]**

Die Lagerung der Wiege wird von Schrägkugellagern realisiert, welche in Lagerböcken untergebracht sind. Die Erzeugung der Normalkraft erfolgt von einem Balgzylinder. Durch seine niedrige Federkonstante werden störenden Änderung der Kräfte infolge der Zentrierungenauigkeiten des Kopfes vermieden [10]

Zur Erfassung der Messdaten werden drei Sensoren verwendet [11 S. 30], ein Drehmomentsensor, ein Winkelmesser und ein Kraftmesser zwischen dem Balgzylinder und der Hüftkopfprothese, siehe dazu auch Abbildung 22.



**Abbildung 22 Detailansicht des Kräfteerzeugers [10]**

Der Reibungskoeffizient wird aus dem Drehmoment  $M$ , der Kraft  $F$  und dem Radius des Kopfes  $R$  der Prothese, über die Beziehung (7), berechnet [10].

$$M = \mu * R * F \quad (7)$$

## **2.4 Fazit aus der Analyse von Vorrichtungen zur Bestimmung von Reibbeiwerten.**

Aus der Analyse geht hervor, dass die vorhandenen Prüfstände in der Regel nach dem linearen Prinzip funktionieren.

Ausnahmen werden eingegangen um Verschleißverhalten zu untersuchen, der Aufbau dieser Prüfstände ist komplexer, aufwändiger und für die schulische Verwendung weniger geeignet.

So ist z.B. der im Kapitel 2.3.6 vorgestellte Prüfstand zur Untersuchung des Reibverhaltens der Hüftprothesen in keinsten Weise für schulische Zwecke geeignet. Er ist nicht nur komplex aufgebaut, er hat auch einen komplexen Reibvorgang. Bietet dafür die Möglichkeit, möglichst realitätsnah, komplexe Belastung an Komponenten nachzubilden und deren Reibverhalten zu untersuchen.

Die linearen Prüfstände lassen sich in zwei Kategorien einteilen:

Prüfstände welche in der Forschung bzw. Produktkontrolle eingesetzt werden haben eine computergestützte Aufzeichnung der Messwerte. Dies ermöglicht den Reibbeiwert genauer auszuwerten und vermindert Fehler beim Ablesen der Werte.

Prüfstände für den schulischen Einsatz funktionieren nach dem gleichen Prinzip.

Haben aber keine computergestützte Aufzeichnung der Messwerte, verwenden dagegen Federwagen, Messuhren und digitale Kraftmesser zum Messen der Reibkräfte.

Sind wie z.B. im Fall des REIBUNGSMESSGERÄT- U8405120 dermaßen Vereinfacht, dass auf elektrische Antriebe verzichtet wird.



### 3. Definieren von Anforderungen und Erstellen eines Konzeptes

#### 3.1 Anforderungsliste

In Tabelle 2 ist die Anforderungsliste für den zu konstruierenden Prüfstand abgebildet.

**Tabelle 2 Anforderungsliste**

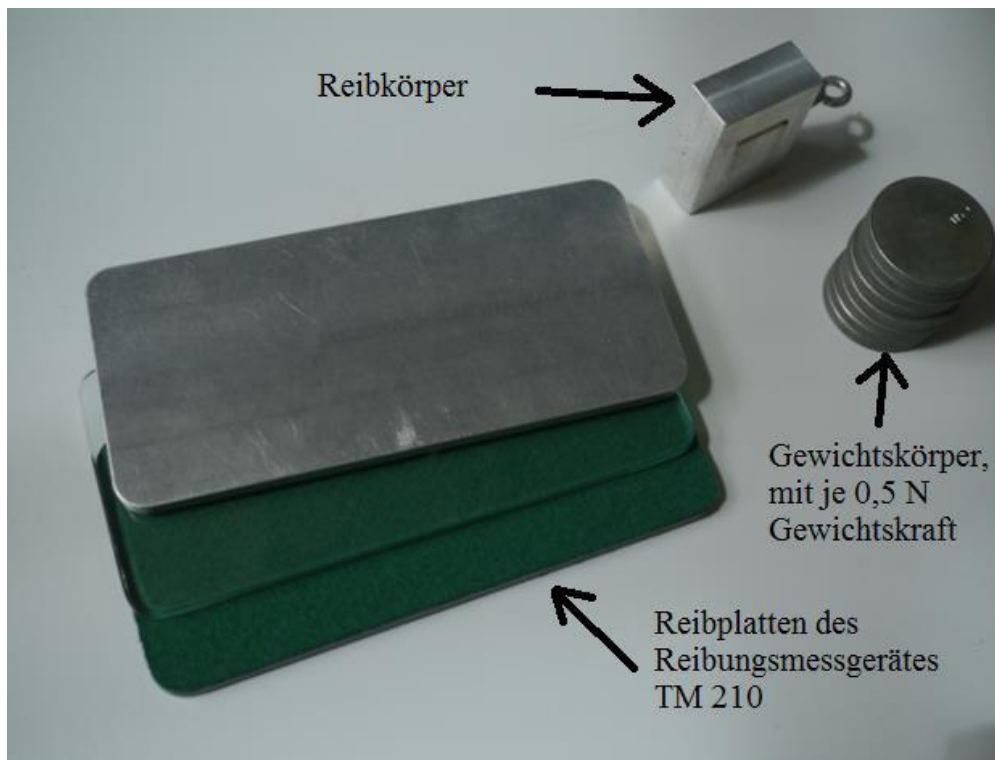
F = Forderung W = Wunsch	Nr.	Anforderungen	Voraussetzung zur Erfüllung (falls definierbar)
Physikalisch- Technische Funktion			
F	F1	Länge	600mm
F	F2	Breite	400mm
F	F3	Höhe	300mm
F	F4	Gewicht max.	5 kg
F	F5	Strom/Spannungsversorgung	230V Wechselstromnetz /12V Labornetzteil
F	F6	Kühlung	Passiv
F	F7	Betriebstemperatur max.	50°C
F	F8	Betriebstemperatur min.	-20°C
F	F9	min. erreichbare Reibkraft	5N
W	F10	Recycling	
Technologie/ Herstellbarkeit			
W	T1	Verwendung von Normteilen/Kaufteilen	
F	T2	Bau von nicht Norm/Kaufteilen mit einfachen Mitteln	einfache Handmaschinen, kein CNC
F	T3	Verbindung von Baugruppen	Schraubverbindungen/ de- montierbar
F	T4	Austauschbarkeit einzelner Komponenten, modularer Aufbau	
W	T5	bevorzugte Verwendung von ITEM Elementen	
F	T6	kein Spezialwerkzeug in der Montage	
F	T7	Wenige Werkzeuge in der Montage	
Wirtschaftlichkeit			
F	W1	mögliche Verwendung von alten Prüfkörpern	
W	W2	maximale Anzahl an Kaufteillieferanten	max. 5
F	W3	maximale Materialkosten	max. 500 Euro
Mensch-Produkt-Beziehungen			
F	M1	Höhenverstellbarer Kraftaufnehmer	
F	M2	Bedienung direkt am Gerät, bzw. in Griffweite des Prüfstandes	
F	M3	Sprache der Bedienungsanleitung und der Montageanleitung	Deutsch
F	M4	für schulische Zwecke geeignet	linearer Reibvorgang
F	M5	Stufenlose Einstellung der Geschwindigkeit	von 0 mm/s bis ca. 8mm/s

Die wichtigsten Anforderungen, welche das Aussehen der Konstruktion entscheidend beeinflussen, wurden in der Tabelle 3 dargestellt.

**Tabelle 3 die sechs wichtigsten Anforderungen**

F = Forderung W = Wunsch	Nr.	die sechs wichtigsten Anforderungen	Voraussetzung zur Erfüllung (falls definierbar)
F	T4	Austauschbarkeit einzelner Komponenten, modularer Aufbau	
W	T5	bevorzugte Verwendung von ITEM Elementen	
F	W1	mögliche Verwendung von alten Prüfkörpern	
F	M1	Höhenverstellbarer Kraftaufnehmer	
F	M2	Bedienung direkt am Gerät, bzw. in Griffweite des Prüfstandes	
F	M4	für schulische Zwecke geeignet	linearer Reibvorgang

Da dieser Prüfstand die Aufgabe hat den alten zu ersetzen soll er in erster Linie für schulische Zwecke geeignet sein, also einen übersichtlichen Reibvorgang beinhalten. Dabei schien es angebracht zu sein, dass die bereits vorhandenen Prüfkörper weiterverwendet werden konnten. Diese Prüfkörper sind in Abbildung 22 dargestellt und haben die Abmessungen von 172mm x 80mm x 6mm.



**Abbildung 23 Prüfkörper des Reibungsmessgerätes TM 210**

Diese Vorgabe grenzt die Größe der neuen Konstruktion und die benötigte Leistungsaufnahme stark ein.

Die bevorzugte Verwendung von Item Elementen erfolgt aus wirtschaftlichen Gründen, hat aber einen sehr großen Einfluss auf den technologischen Aspekt. Für die Recyclebarkeit ist es ebenfalls vom Vorteil da die einzelnen Item Komponenten in andere Konstruktionen verbaut werden können.

Durch den modularen Aufbau und Höhenverstellbaren Kraftaufnehmer soll eine hohe Flexibilität des Prüfstandes angesetzt werden.

### 3.2 Funktionsanalyse

Vor der Durchführung der Funktionsanalyse wurde festgelegt ob der Reibwertprüfstand nach einem linearer oder einem rotatorischen Prinzip funktioniert und welcher der beiden Prüfkörper sich bewegt. Der Ablaufplan ist in der Tabelle 4 dargestellt.

**Tabelle 4 Funktionsprinzip**

Auswahl der Art der aneinander Bewegung der Prüfkörper			
linear		Rotatorisch	
Messvorrichtung		Messvorrichtung	
Fest	Beweglich	Fest	Beweglich

Bei der rotatorischen Bewegung kann der Versuch ohne zu stoppen längere Zeit durchgeführt werden. Dadurch lassen sich Versuche ohne großen Aufwand über längere Zeitspannen durchführen. Dadurch ist es möglich die Veränderung des Reibungskoeffizienten über einen längeren Zeitraum zu beobachten z.B. beim Einschleifen der Reibpartner oder um Beobachtungen zu den Verschleißbeständigkeiten durchführen.

Aber dafür sind die physikalischen Zusammenhänge nicht so klar ersichtlich wie bei der linearen Bewegung, weswegen dieses Prinzip für den schulischen Einsatz weniger geeignet ist. Beim linearen Prinzip sind die physikalischen Vorgänge deutlich erkennbar. Die fehlende Möglichkeit, Verschleißversuche durchzuführen, lassen sich nur mit einem hohen technischen Aufwand realisieren. Da Versuche zum Verschleißverhalten auch gar nicht gefordert sind, ist dieser Nachteil nicht von Gewicht.

Als zweites stellt sich die Frage welcher der Prüfkörper bewegt werden soll. Um den zweiten Prüfkörper zu bewegen, muss er vom Kraftaufnehmer gezogen werden. Dazu müsste der Kraftaufnehmer beweglich sein und diese Konstruktion würde die Auswahl der Kraftaufnehmer einschränken. Weswegen entschieden wurde den ersten Prüfkörper zu bewegen und den Kraftaufnehmer fixiert zu lassen.

Die Funktionsanalyse wurde in Tabelle 5 zusammengefasst. Es ist nicht auszuschließen, dass durch bestimmte Lösungen einzelne Schritte zusammengefasst werden können.

**Tabelle 5 Funktionsanalyse**

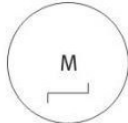


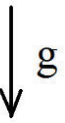
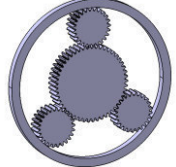
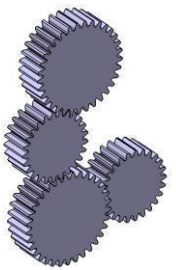
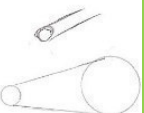
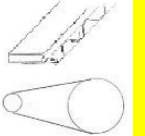
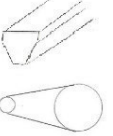

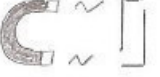
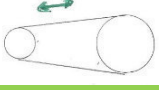

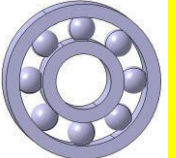
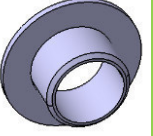
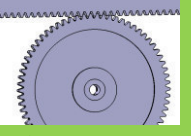
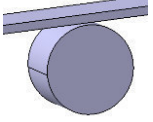
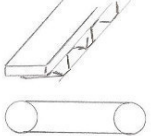
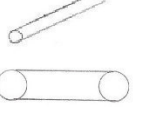
Nr.	Einzelfunktion
1	Erzeugen einer mechanischen Kraft/Momentes
2	Reduktion des Vorschubes/Drehmomentes
3	Dämpfung der Stöße/Schwingungen

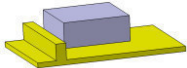
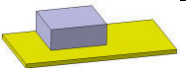
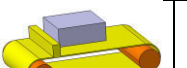
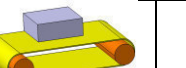
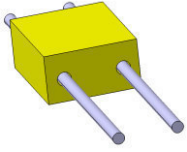
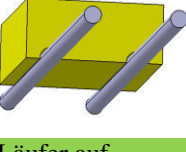
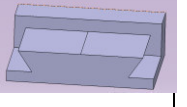



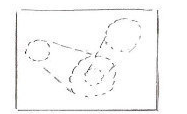
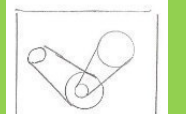
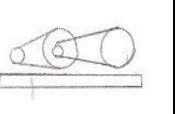
4	Lagerung der Wellen
5	Umwandlung der Drehbewegung in Linearbewegung
6	Kraftübertragung auf den Prüfkörper 1
7	lineare Führung
8	Kraftübertragung vom Prüfkörper 2 auf die Messvorrichtung
9	Aufnahme einzelner Baugruppen

### 3.3 Morphologischer Kasten

Aus der Funktionsanalyse ergibt sich der Morphologische Kasten, siehe auch Tabelle 6. Mit grün wurde die primäre Lösung markiert, mit gelb die sekundäre Lösung.

Tabelle 6 Morphologischer Kasten

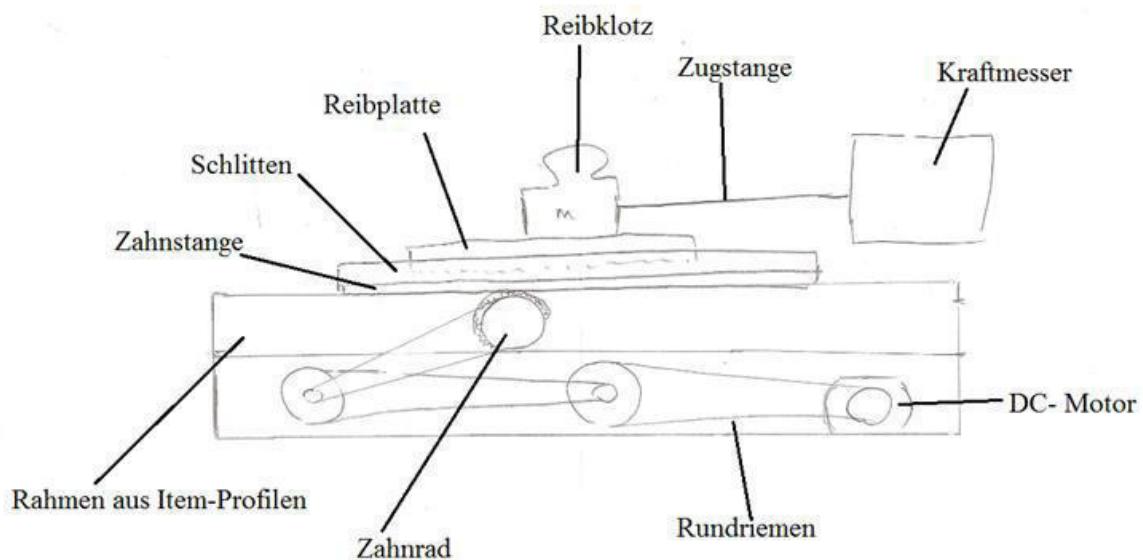
Nr.	Einzelfunktion	A	B	C	D	E
1	Erzeugen einer mechanischen Kraft bzw. eines Momentes	 Schrittmotor	 DC Motor	 Linear Motor	 Erddanziehung	
2	Reduktion des Vorschubes bzw. der Drehzahl	 Planetengetriebe	 Stirnrädergetriebe	 Rundriemen	 Zahnriemen	 Keilriemen
3	Dämpfung der Stöße/Schwingungen	 Torsionskupplung	 Magnetische Kupplung	 Elastische Riemen	 Hohe Masse	
4	Lagerung der Wellen	 Kugellager	 Gleitlagerbüchse			
5	Umwandlung der Drehbewegung in Linearbewegung	 Zahnrad/Zahnstange	 Rad/Fläche	 Linear geführter Zahnriemen	 Linear geführter Rundriemen	

6	Kraftübertragung auf den Prüfkörper 1	 Fester Körper mit Anschlag	 Körper mit Reibung	 Förderband und Anschlag	 Förderband und Reibung	
7	Lineare Führung	 Zwei umschlungene Rundstäbe	 Läufer auf Schienen	 Schwalbenschwanzführung		
8	Kraftübertragung vom Prüfkörper 2 auf die Messvorrichtung	 Schnur	 Zugstab	 Druckstab	direkter Druck	
9	Aufnahme einzelner Baugruppen	 Versteckt im Rahmen aus Blech	 Sichtbar im Rahmen aus Profilen	 Anordnung auf einer Ebene		

Aus dem aufgebauten Morphologischen Kasten lassen sich zwei Lösungswege herleiten. Der Hauptunterschied zwischen den beiden Systemen liegt in dem Riemengetriebe. Das erste ist ein Getriebe aus PU-Rundriemen, das Zahnriemengetriebe ist die zweite Lösung. Die Auswahl für das primäre System mit Rundriemen fiel wegen der dämpfenden Wirkung der PU-Rundriemen und auf die, als falsch angenommen, geringeren Kosten der Rundriemenrollen.

Während der Montage der Prüfvorrichtung fiel auf, dass Rundriemen einen zu großen Schlupf aufwiesen und bei der Übertragung von Momenten ein „Stick-Slip-Effekt“ bzw. eine Längsschwingung [12 S. 319] auftrat. Die Erhöhung der Vorspannkraft und der Umschlingungswinkel durch zusätzliche Umlenkrollen brachte keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Weswegen die Lösung mit Rundriemen, zugunsten der Zahnriemen, verworfen wurde. Im Unterkapitel Erste Konzeptskizzen auf Seite 23 wurde die Auswahl des Morphologischen Kastens in Skizzen dargestellt.

### 3.4 Erste Konzeptskizzen



**Abbildung 24** Konzeptskizze der Seitenansicht des Reibwertprüfstandes

In der Abbildung 24 ist eine der ersten Entwurfskizzen zu sehen, in ihr ist die Funktion des Prüfstandes abgebildet. Als Antrieb wurde ein DC-Motor ausgewählt, die Übersetzung ins Langsame wurde über einen Riementrieb realisiert. Der DC-Motor wurde wegen seinem, im Vergleich zum Schrittmotor, ruhigem Lauf ausgewählt. Die PU-Rundriemen wurden wegen ihrer Elastizität gewählt und sollten mögliche Laufunruhen ausgleichen.

Die Umwandlung der rotatorischen in die translatorische Bewegung erfolgt über Zahnrad-Zahnstangen- Paarung.

In Hinblick auf die Verwendung von Rundriemen auf die Verbesserung der Laufruhe, wäre es angebrachter eine reibschlüssige Kraftübertragung zu verwenden. Diese Lösung würde ein weiteres Problem hervorrufen: Die Einstellung der Normalkraft für die Kraftübertragung. Weshalb diese Idee, zugunsten der formschlüssigen Kraftübertragung, verworfen wurde. Der mit der Zahnstange verbundene Schlitten wird in Bewegung versetzt. Die Kraftübertragung auf der ersten Prüfkörper/Reibplatte erfolgt formschlüssig. Der zweite Reibpartner, der Reibklotz, wird vom Kraftaufnehmer auf Position gehalten.

Die Kraftübertragung erfolgt über eine Zugstange, bzw. ist diese Lösung des Teilproblems abhängig von dem gewählten Kraftmesser.

In der Abbildung 24, auf Seite 24, ist die Lagerung der Wellen abgebildet, sowie die erste Idee zur Lagerung des Schlittens. Dieses Konzept zur Lagerung des Schlittens wurde gleich verworfen, da eine seitliche Führung des Schlittens nicht geklärt werden konnte.

Die Lagerung der Wellen wurde dagegen übernommen. Man gedachte die Wellen in Gleitlagerbuchsen laufen zu lassen. Gleitlagerbuchsen wurden wegen des einfachen Aufbau und den, als falsch angenommenen, geringen Materialkosten ausgewählt.

Die Aufnahme der Gleitlagerbuchsen sollte in Lagerböcken erfolgen, welche über Nutensteine in den Item-Profilen befestigt wurden. Dadurch würde eine Bearbeitung der Aluminium Item-Profile vermieden werden und die notwendigen Bearbeitungsmaßnahmen in die Lagerböcke verlagert werden. Das Material der Lagerböcke ist durch die geringen Kräfte frei wähl-

bar. Es wurde überlegt ein „weiches“ Material zu nehmen z.B. Polyoxymethylen (POM) oder Polyethylen mit hoher Dichte (PE-HD), welche sich mit Handmaschinen bearbeiten lässt. Dadurch würde die Herstellung vereinfacht werden.

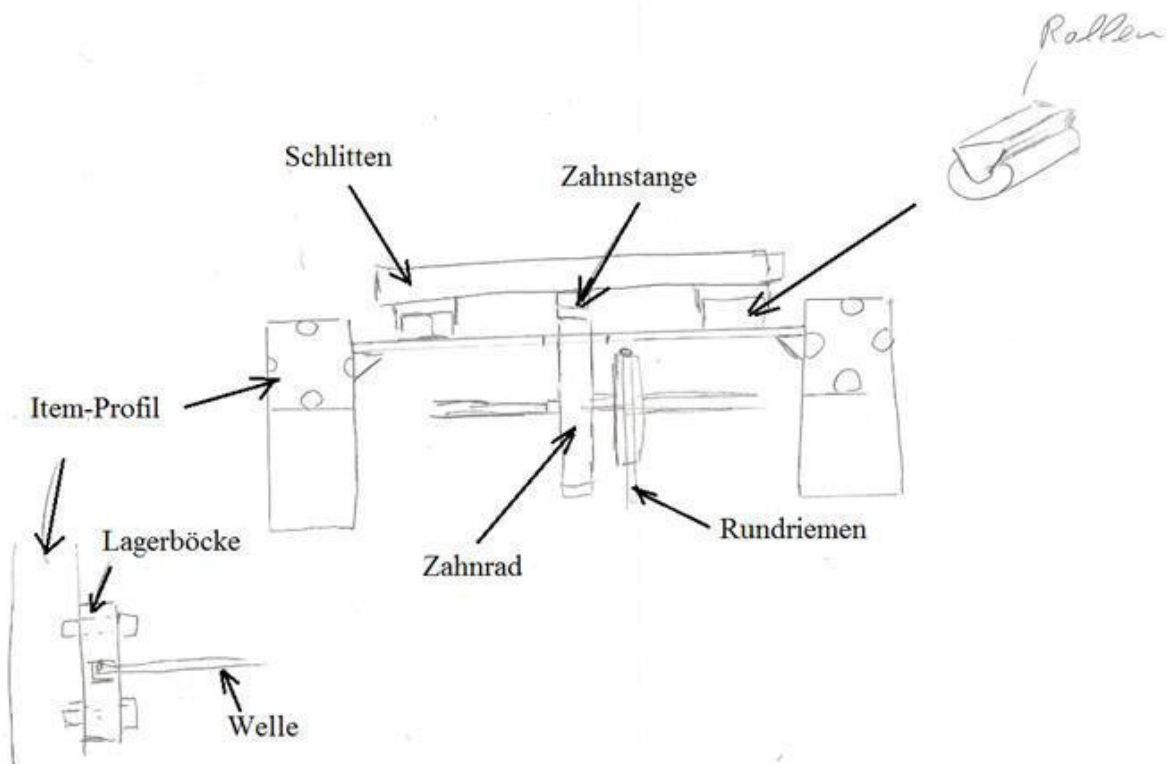


Abbildung 25 Lagerung der Achsen

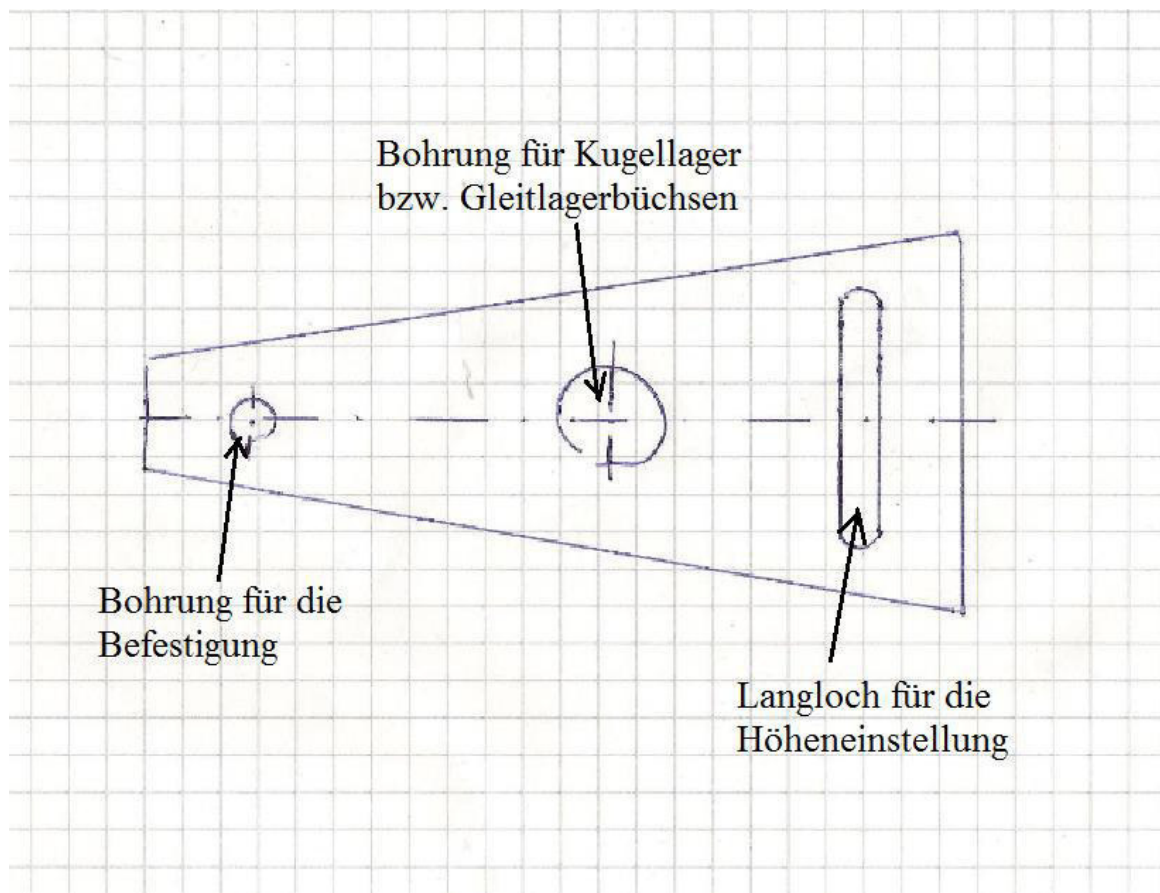
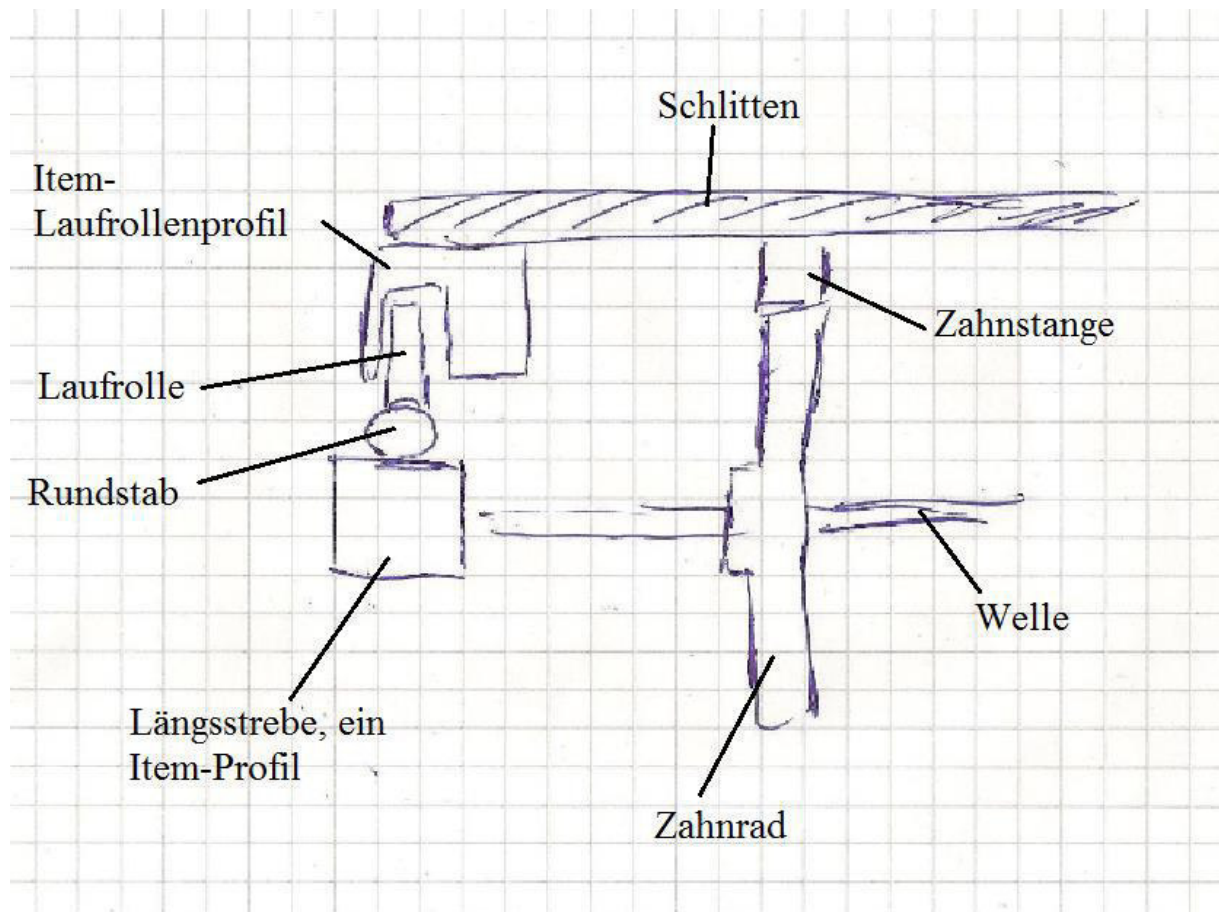


Abbildung 26 Lagerböcke mit einem Langloches zur Höhenverstellung

Zu den weiteren Vorteilen dieser Konstruktion gehört das Entfallen einer Spannvorrichtung für die Riemen, durch die Verschiebbarkeit der Nutensteine ist die Position der Wellen in der Horizontalen frei verschiebbar.

Diese Lösung wirkt sich aus positiv auf die Wiederverwertung der einzelnen Komponenten da die Item-Profile bis auf die Länge keine Veränderungen erhalten und in anderen Konstruktionen wieder verwertbar wären.

Durch ein mögliches Einfügen eines Langloches in die Lagerböcke lässt sich auch eine Verschiebung der Welle in der Vertikalen realisieren. Z.B für die Feineinstellung des Zahneingriffes des Zahnrads in die Zahnstange, Abbildung 26.



**Abbildung 27 Linearführung des Schlittens**

In der Abbildung 27 ist die erste grobe Anordnung der einzelnen Komponenten bei der Benutzung der Rundstäbe als Schienen abgebildet. Die Stäbe sollten in die Nuten der Item-Profile eingelegt werden bzw. durch Wellenklemmprofile in den Nuten befestigt werden. Durch den Lauf auf den Schienen, kann der Schlitten jederzeit angehoben und zum Zurücksetzen auf seine Ausgangsposition platziert werden.



## 4. Entwerfen und Ausarbeiten der Komponenten des Prüfstands

### 4.1 Berechnungen

Die notwendigen Berechnungen bestanden in der Berechnung des benötigten Drehmomentes und der notwendigen Drehzahl für den Antrieb des Schlittens. Ausgehend aus diesen Werten wurde das benötigte Getriebe ausgelegt und der Motor ausgewählt.

Es wurde an ein fixes Getriebe gedacht. Die Einstellung der Schlittengeschwindigkeit sollte über die Veränderung der Spannung erfolgen. Eine Realisierung einer einstellbaren Spannungsteilerschaltung schien angebrachter und einfacher als die Realisierung eines veränderlichen Getriebes.

Mit dem Dazukommen des Prüfstandes von Seite 7, ergab sich auch die Möglichkeit die Nutzung eines Labornetzteiles

Auf diese Weise lassen sich auch kleinere Drehzahlen und somit geringe Geschwindigkeiten erreichen, bzw. durch Erhöhung der Spannung lassen sich auch höhere Drehzahlen erreichen, wenn der gewählte Motor es zulässt.

Als Ausgangspunkt für die Berechnung wurde die Geschwindigkeit des Plattenträgers festgelegt. Die Orientierung erfolgte am bereits vorhandene Reibungsmessgerät TM 210 mit den Geschwindigkeiten von 8,4 mm/s und 4,5 mm/s. Als grober Zielwert wurden 8 mm/s gewählt. In der Anfangsphase des Projektes bestand die Idee, die komplette Übersetzung über Rundriemen bzw. Zahnriemen zu realisieren. Zur Berechnung wurden dafür die Formeln zur Übersetzung des Riementriebes (8) und der Umfangsgeschwindigkeit eines Kreises (9) benutzt. Es wurde bei der Berechnung von einer Lastdrehzahl von ca. 6000U/min, wie z.B. der „Elektroflugmotor X-Fly 280“ DC-Motor von Conrad [13] und einem Zahnrad von 70mm in der Umwandlung von der rotarischen Bewegung in die translatorische, ausgegangen.

Die Berechnung der Übersetzung erfolgt mit der Formelsammlung von Roloff/Matek [14]. Die gesamt Übersetzung  $i$  wurde mit der Beziehung (8) berechnet, die Bezeichnungen  $n_{an}$  und  $n_{ab}$  geben die Drehzahlen der treibenden und der getriebenen Scheiben an.

$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} \quad (8)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit der Kreises (9) wird aus dem Walzkreisdurchmesser  $d_W$ , der Zahl  $\pi$ , und der Drehzahl  $n$  berechnet.

$$v = d_W * \pi * n \quad (9)$$

Durchs Umformen von (9) und Einsetzten in (8) erhalten wir:

$$i = \frac{n_{an} * d_W * \pi}{v} \quad (10)$$

Und durch das Einsetzen der Zahlenwerte

$$i = \frac{6000 \frac{1}{min} * \frac{1min}{60sec} * 70mm * \pi}{8 \frac{mm}{s}} \quad (11)$$

Erhalten wir eine Übersetzung von mehr als 2700, welche nur mit sehr großen Bauvolumen als Riementriebe zu realisieren ist, so müssten z.B. bei der Verwendung von Zahnriemenscheiben mit den Zähnezahlen von 12 und 60 Zähnen und Durchmessern von 20 und 95 mm

fünf Stufen für eine Übersetzung von 3125 verwenden werden. Was mit der Beziehung (12) berechnet wurde.

$$i_{ges} = i_1 * i_2 * i_3 \quad (12)$$

Deswegen wurde ein Teil der Übersetzung mit Zahnrädern realisiert. Als Antrieb wurde ein DC-Motor mit Planetengetriebe gewählt. Durch die hohe Übersetzung des Planetengetriebes konnte die Anzahl der Riemengetriebestufen auf eine, bzw. zwei gesenkt werden. Im Fall des ausgesuchten Motors von Seefrid, mit einer Übersetzung von 742:1 beträgt die Drehzahl 12 Umdrehungen pro min bei 12V [15]

**Tabelle 7 Berechnung der Riemenscheiben**

	Durchmesser bzw. Zähneanzahl	Drehzahl	Neendrehmoment	Geschwindigkeit
Motor		12 1/min	30 Ncm	
Riemenscheibe	12	12,00	30,00	7,54
Riemenscheibe	32	4,50	80,00	7,54
Riemenscheibe	12	4,50	80,00	2,83
Riemenscheibe	32	1,69	213,33	2,83
Zahnrad	72 mm	1,69 1/min	213,33	6,36 mm/s
Gesamtübersetzung	7,11			
Übersetzung Stufe 1	2,67			
Übersetzung Stufe 2	2,67			

Zur leichteren Auswahl der passenden Zahnriemenräder wurde eine Excel-Tabelle 7 erstellt, in der durch systematisches Ausprobieren die passenden Rundriemen bzw. Zahnriemenscheiben ausgewählt wurden. Die Größe der Zahnriemenscheiben/ Rundriemenscheiben wurde von der Größe des Zahnrades begrenzt.

Die Berechnung der Übersetzung  $i$ , der Drehzahlen  $n$  und des Drehmomentes bzw. Nennmomentes  $M$  und der Teilkreisdurchmesser  $d$  erfolgt mit, an die Gleichung (8) angelehnten, Beziehung (13).

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{M_2}{M_1} \quad (13)$$

**Tabelle 8 Am Schlitten ankommende Kraft**

Wirkungsgrade		
Gleitlagerpaarung	$\eta_{gleit}$	0,98
Rundriemen	$\eta_{rund}$	0,98
Zahnpaarung	$\eta_{zahn}$	0,99
Gesamt	$\eta_{gesamt}$	0,91
Tangentiale Kraft an Zahnrad unter Wirkungsgrad in N	$F_{tan}$	54,11

In Tabelle 9 wurde die am Schlitten ankommende Kraft berechnet. Dazu wurde die Wirkungsgrade  $\eta$  der zwei Lagerpaare, zwei Riemen und der Zahnpaarung berücksichtigt. Es wurden die schlechteren Wirkungsgrade der Gleitlager und der Rundriemen berücksichtigt und nicht der Kugellager und Zahnriemen. Der Gesamtwirkungsgrad wurde in Anlehnung an die folgende Beziehung (14) [1] ermittelt. Der gesamte Wirkungsgrad des Getriebes

$\eta_{gesamt}$  setzt sich auch den Teilwirkungsgraden der einzelnen Komponenten, das wäre in

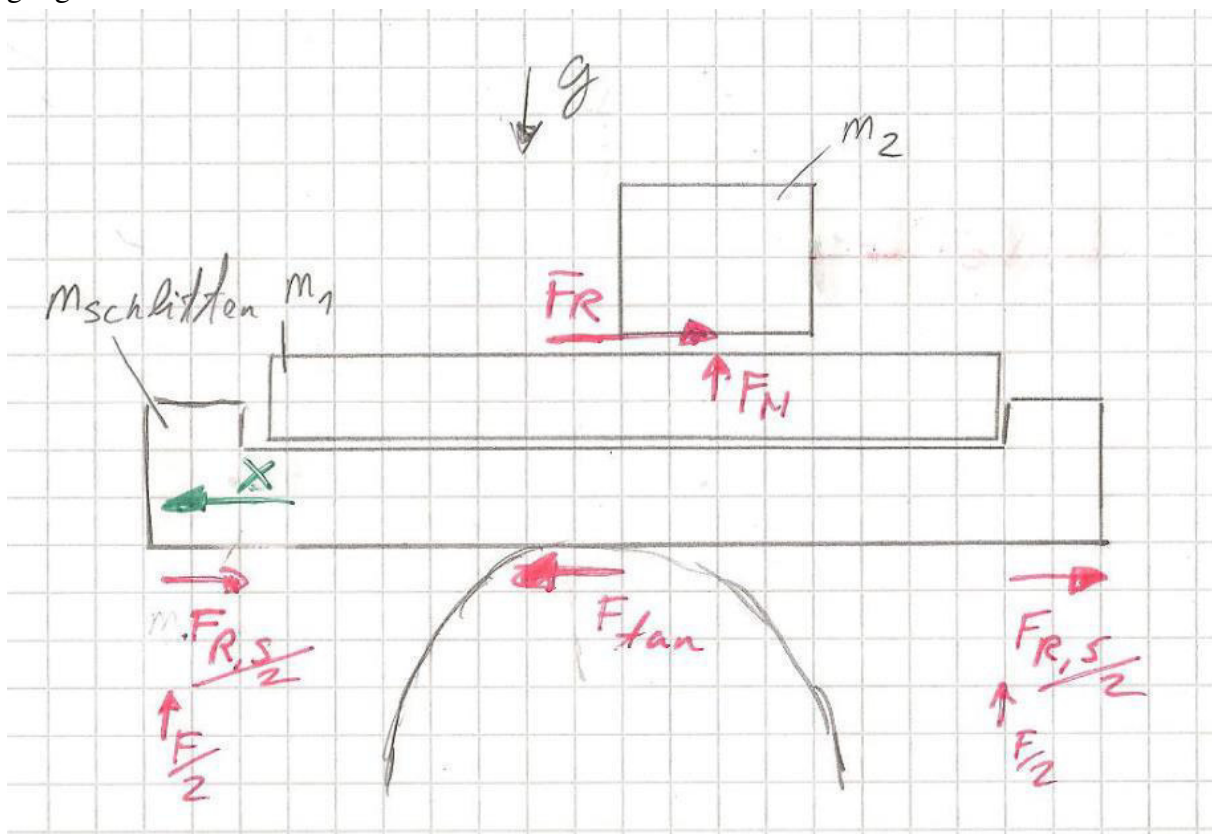
diesem Fall der Wirkungsgrad der Gleitlagerpaarung  $\eta_{gleit}$  der  $\eta_{rund}$  und der Zahnpaarung  $\eta_{zahn}$

$$\eta_{gesamt} = \eta_{gleit} * \eta_{rund} * \eta_{zahn} \quad (14)$$

Die Tangentialkraft wurde vereinfachend über Gleichung (15) berechnet. Die tangentielle Kraft  $F_{tan}$ , welche den Schlitten in Bewegung versetzt, berechnet sich aus dem Drehmoment  $M$  und dem Radius des Zahnrades  $R_{zahnrad}$ . Dabei wird der, in der Gleichung (14) berechnete, Wirkungsgrad  $\eta_{gesamt}$  berücksichtigt.

$$F_{tan} = \frac{M}{R_{zahnrad}} * \eta_{gesamt} \quad (15)$$

In der Abbildung 28 sind die auf den Schlitten einwirkenden Kräfte eingezeichnet, zur Bewegung des Schlittens muss die Reibkraft an zwei Punkten überbrückt werden.



**Abbildung 28 Auf den Schlitten wirkende Kräfte**

Das eine wäre die Reibkraft zwischen den beiden Reibpartnern, welche sich nach der Gleichung (16) zusammensetzt. Die Gewichtskraft  $F_{G2}$ , also der zweiter Reibpartner, sowie die zusätzlichen Gewichte werden mit 5N angesetzt. Der Reibungskoeffizient  $\mu$  mit einem Wert von 1,0 angenommen, Anlehnung an der Reibungskoeffizient von Stein auf Stein [16].

$$F_R = F_{G2} * \mu = m_2 * g * \mu \quad (16)$$

Der andere Punkt ist die Reibung zwischen dem Schlitten und den Schienen, welche sich aus der Gewichtskraft  $F_{G,gesamt}$  und einem Rollwiderstand  $c_R$  zusammensetzt.

$$F_{R,Schiene} = F_{G,gesamt} * c_R \quad (17)$$

Für die Berechnung wurde sich an den Rollwiderstand eines Eisenbahnrades angelehnt, welcher 0,002 [17] beträgt.

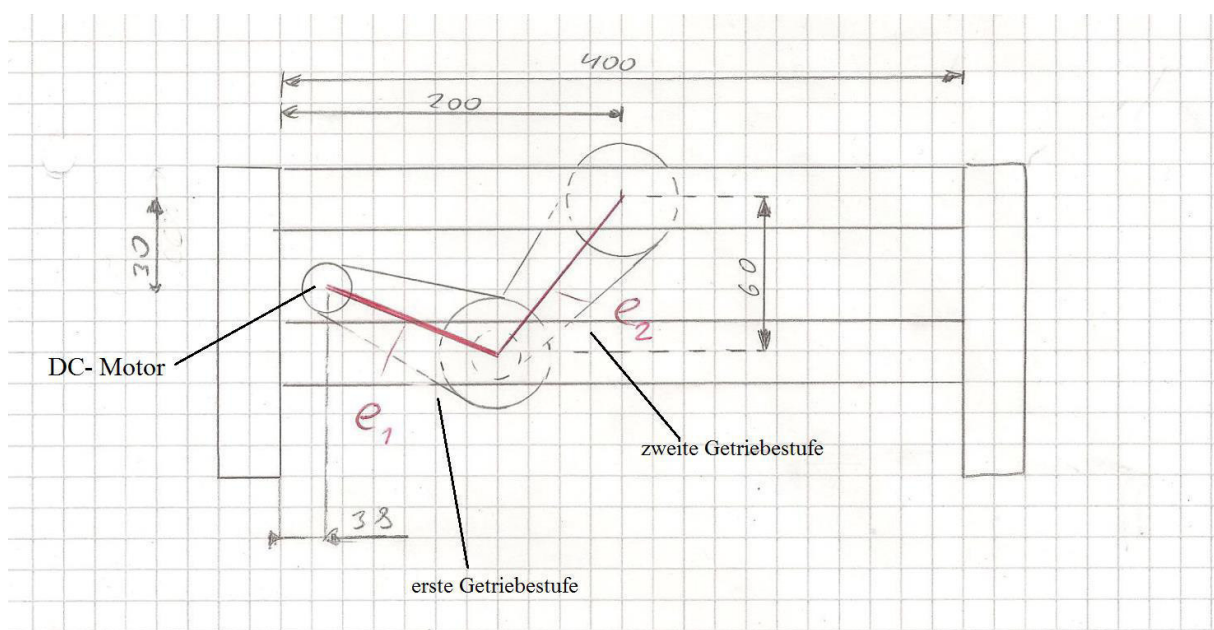
Die Gewichtskraft  $F_{G,gesamt}$  setzt sich aus der Gewichtskraft der beiden Reibpartner der Masse des Schlittens und der zusätzlichen Gewichte zusammen. Die Masse des zweiten Reibpartners und des Schlittens wurde schätzend über die Volumen und spezifischen Dichte für Stahl berechnet. Die Berechnung erfolgte mit Hilfe der Excel- Tabelle 10.

**Tabelle 10 Berechnung der zu überwindenden Kräfte**

Masse des zweiten Reibpartners	m_2	510 g
Masse des ersten Reibpartners	m_1	648 g
Masse Schlitten	m_schlitten	600 g
Gesamtgewicht zu bewegender Masse	m_gesamt	1,11 kg
Erdbeschleunigung	g	9,81 m/s <sup>2</sup>
Normalkraft	F_N	10,89 N
Reibkoeffizient Eisenbahnrad	c_R	0,002
Reibkraft am Schlitten	F_R,schine	0,02 N
Benötigte Reibkraft bei Versuch mit 0,5 kg und Reibkoeffizient 1,0	F_R	5,00 N
Kraftreserve am Schlitten		49,09 N

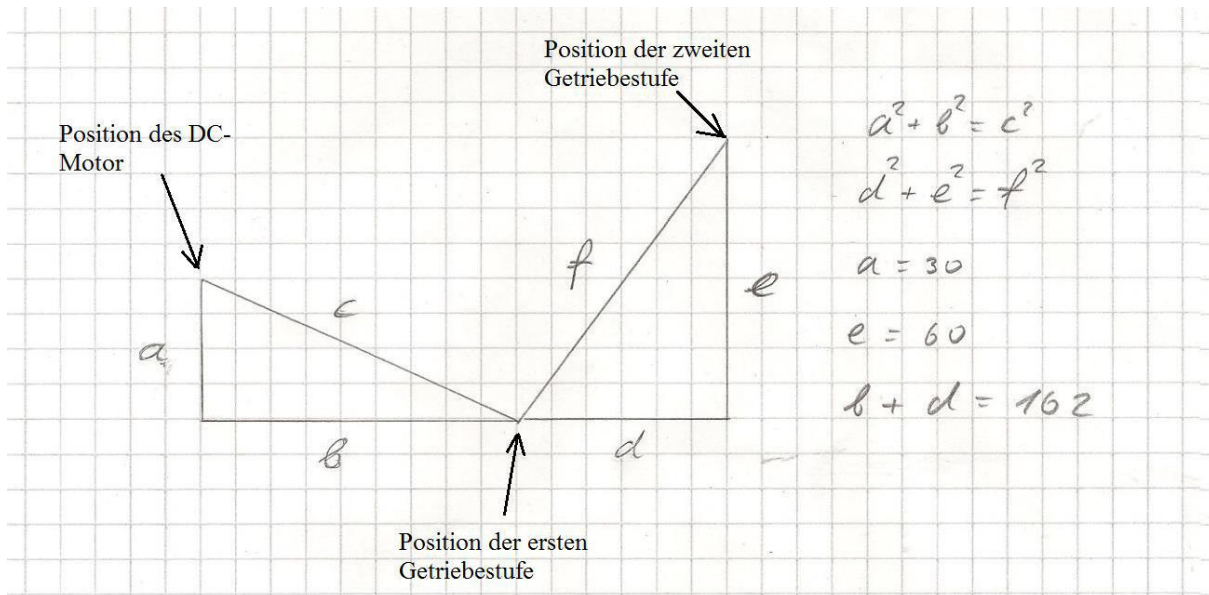
Nach Abzug der beiden Reibkräfte von der Tangentialkraft welcher den Schlitten bewegt, verbleibt eine Kraftreserve von knapp 50N. Weswegen der Motor mehr als ausreichend dimensioniert ist.

Die Riemenlängen wurden mit dem Ziel ausgelegt, die Welle mit dem Zahnrad mittig zu platzieren, wie in der Abbildung 29 zu sehen ist.



**Abbildung 29 Positionierung der Wellen**

Aus der der Abbildung 29 wurde eine vereinfachte Beziehung abgeleitet, Abbildung 30. In dieser Abbildung ist die Abhängigkeit der einzelnen Wellenpositionen voneinander klar ersichtlich.



**Abbildung 30 Vereinfachte Darstellung der Wellenpositionen**

Die Berechnung erfolgte nach den Formeln von Roloff/Matek [18] und unter zu Hilfenahme von Excel, siehe auch Tabelle 11.

Um die konstruktionsbedingten Grenzen auszuloten wurden die minimalen und maximalen Achsabstände  $e'_{min}$  bzw.  $e'_{max}$  nach der Formel (18) berechnet.

$$e'_{min} = 0,5 * (d_{dg} + d_{dk}) + 15\text{mm} \leq e' \leq 2 * (d_{dg} + d_{dk}) = e'_{max} \quad (18)$$

Die für Gleichung (18) benötigten Riemenscheiben-Richtdurchmesser  $d_{dk,g}$  wurden mit der Gleichung (19) und der Zahnteilung  $p$  berechnet.

$$d_{dk,g} = i * \frac{p}{\pi} * z_{k,g} \quad (19)$$

Die für die gewählten Achsabstände benötigten Riemenlängen wurde nach der Formel (20) berechnet.

$$L'_d \approx 2 * e' + \frac{\pi}{2} * (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{4 * e'} \quad (20)$$

Da auf das eigenständige Schweißen der PU- Riemen verzichtet wurde, bzw. bei Zahnriemen eine begrenzte Auswahl vorliegt und eine Nachbearbeitung nicht möglich ist. Wurden mit den nächstbesten Zahnriemenlängen mögliche Achsabstände nachberechnet.

$$e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} * (d_{dg} + d_{dk}) + \sqrt{\left[ \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} * (d_{dg} + d_{dk}) \right]^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}} \quad (21)$$

Es wurden Zahnriemenlängen mit 300 und 295 mm gewählt. Die Abweichung von der Soll-Position beträgt dadurch ca. 15mm. Um die Berechnungsschritte zu vereinfachen wurde wieder mit Hilfe der Excel-Tabellen gearbeitet, Tabelle 11.

Die ausgewählten HTD- Riemen von SIT-Antriebstechnik sind Temperaturbeständig in einem Bereich von -20°C bis +100°C, die zulässige Umfangskraft der 9mm Riemen beträgt 190N

[19]. Ein kleinerer Riemen, mit der Breite von 6mm bzw. mit der Teilung von 3M wäre optimaler, ist aber nicht montierbar, da es entweder keine passenden Riemenscheiben gibt oder die Längen der Riemen nicht passen.

**Tabelle 11 Berechnung der Riemen**

Synchronriemen					
$\acute{e}$	vorläufiger Abstand in mm				
$0,5 \cdot (d_{wg} + d_{wk}) + 15 \text{ mm}$	$\leq$	$\acute{e}$	$\leq$	$2 \cdot (d_{wg} + d_{wk})$	
49,01972247	$\leq$	$\acute{e}$	$\leq$	140,0563499	
gewählter Abstand in mm	$\acute{e}$	90			
theoretische Riemenlänge	292,81 mm				
gewählte Riemenlänge	295,00 mm				
Wellenabstand e (ausgeführt)	91,14 mm				
		Zahnteilung		5 mm	
		Zähne		ddk/ddg in mm	
		kleines Rad		12 19,10	
		großes Rad		32 50,93	
Fmax_Vorhanden		1,8312 N			
sichere Streckgrenze des Riemen		5 Mpa			
Querschnittsfläche des Riemens		7,06858425 mm <sup>2</sup>			
Radius		1,5 mm			
zulässige Kraft für den Riemen		35,3429213 N			
		Achsabstand c in mm		91,14	
		Abstand c in Horizontalen von b+d mm bleiben übrig		86,05913632 75,94086368	
		beötigter Achsabstand		96,78333935	
		beötigte Riemenlänge		306,18	

## 4.2 Konstruktion und Überarbeitung der einzelnen Baugruppen

Bei der Konstruktion hat sich aus einer Reihe von Gründen angeboten, mit Item –Elementen zu arbeiten. Durch diese Forderung wurde die Einhaltung der Modularen Bauweise erheblich erleichtert. So bilden Item-Elemente nicht nur den Grundrahmen der Konstruktion, an welche die einzelnen Baugruppen befestigt werden, sondern auch die Verbindungsglieder womit die Baugruppen montiert werden.

Grundgedanke, bei der Konstruktion, war dass die einzelnen Teile so einfach wie möglich gehalten würden, um eine Produktion mit einfachen Mitteln realisieren zu können.

### 4.2.1 Ausarbeitung und Konstruktion des Rahmens

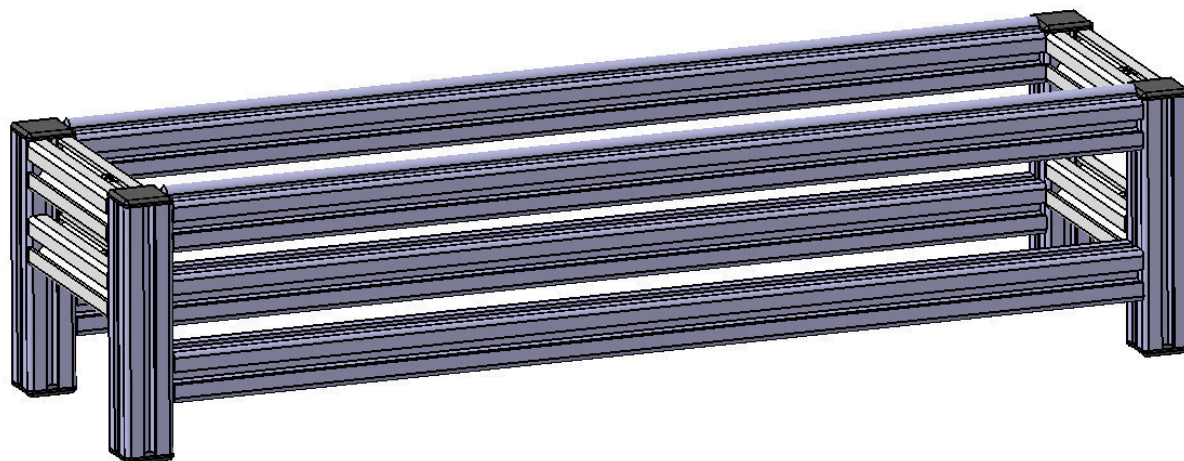


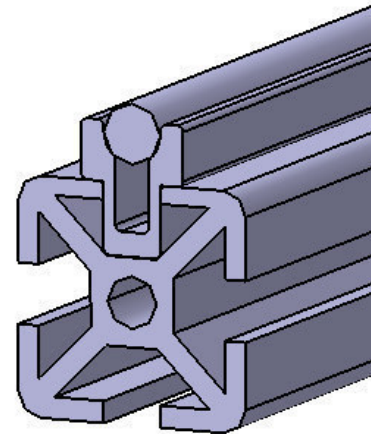
Abbildung 31 Rahmen

Der Rahmen wurde aus Item Konstruktionsprofile der Größe „5“ konstruiert, der kleinsten und günstigsten Profilgröße. In der Abbildung 31 abgebildet.

Der Rahmen soll die Motoreinheit und die notwendigen Riementriebe im Inneren beherbergen, welche an den Streben befestigt werden. Der Schlitten soll sich oberhalb des Rahmes bewegen und der Kraftaufnehmer seitlich befestigt werden. Der Einfachheit halber wird ein offenes Gehäuse gewählt.

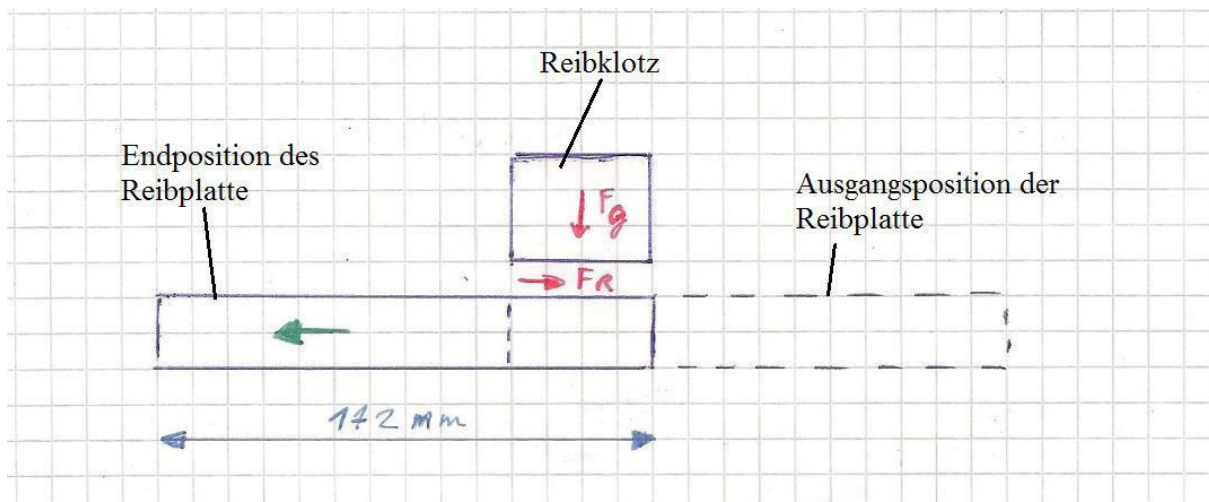
Die Führungsschienen für die Führung des Schlittens sind gewöhnliche Aluminiumrundstäbe, welche in den Nuten der oberen Längsstreben befestigt werden. Entweder über spezielle Klemmprofile, Abbildung 32, oder mit alternativen Befestigungsmöglichkeiten, wie Schrumpfschläuche, Kabelbinder.

Im vorhandenen Prüfstand erfolgte die Befestigung unter der zu Hilfenahme eines Schrumpfschlauches.



**Abbildung 32 Wellenklemmprofil**

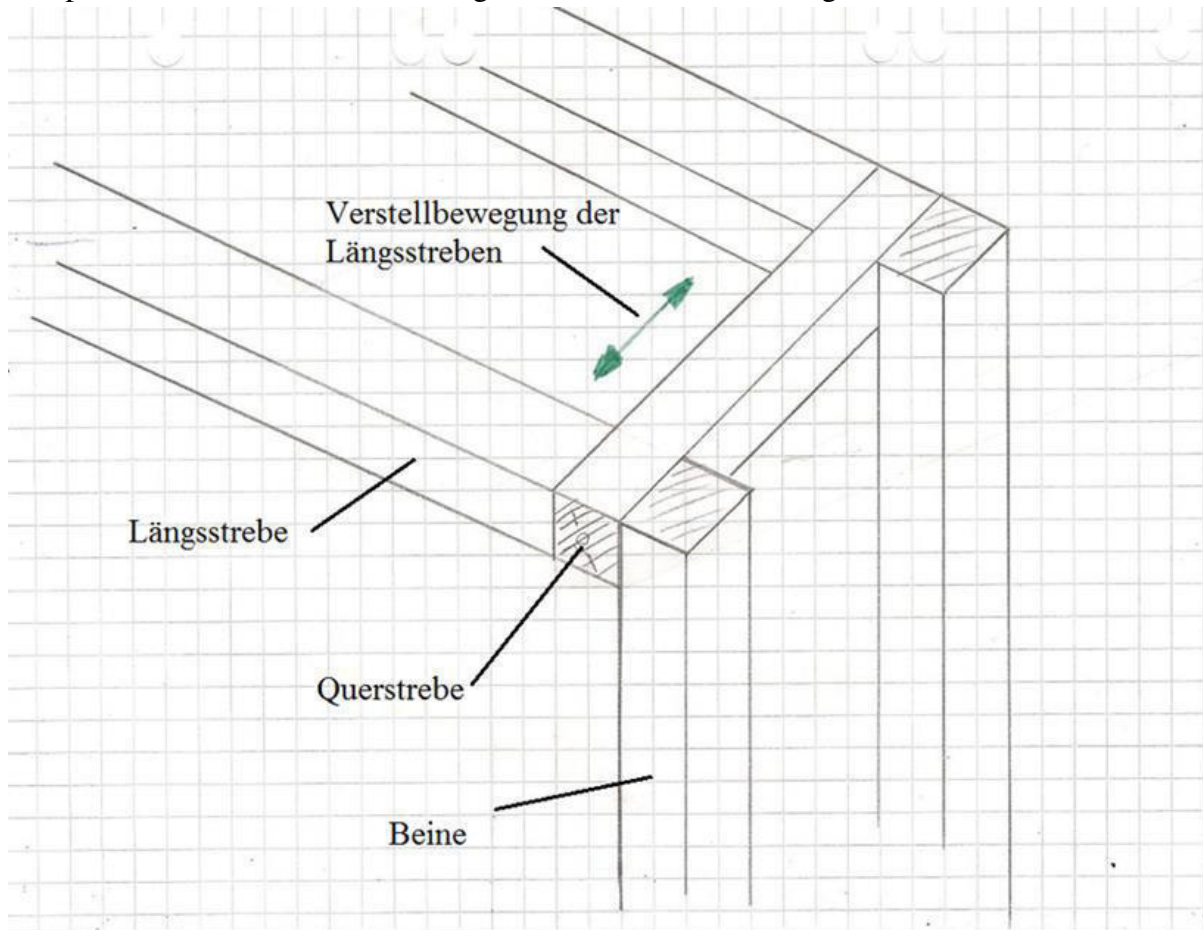
Die minimale Länge des Rahmens hängt von der Länge der Probeplatten ab. Nach der Abbildung 33 wäre es die zweifache Länge der Probeplatte, abzüglich der Länge des zweiten Reibpartners. Diese überschlägige Berechnung ergibt eine Länge von ca. 310 mm bei einer Länge von 30 beim zweiten Probekörper. Diese minimale Länge macht eine genaue Positionierung des treibenden Zahnrades notwendig, welches nur durch eine exakte Auswahl an Riemenlängen bzw. durch zusätzliche Riemenspannelemente realisierbar ist. Weswegen die Länge auf 400mm erhöht wird um genügend Spielraum bei der Einstellung und Auswahl der Riemen zu erreichen.



**Abbildung 33 Bewegungslänge der Probeplatten**

Bei der Anordnung der Profile wurde auch eine zweite Möglichkeit betrachtet, Abbildung 34. Sie bestand darin, die Anbringung der Längsstreben an der horizontalen Querstrebe. Dadurch bietet sich die Möglichkeit den Abstand der Längsstreben und somit den Abstand der Schie-

nen zu verändern. Diese Idee wurde verworfen, da die Befestigung des Getriebes dadurch kompliziert wird und die Einstellmöglichkeit im Schlitten untergebracht werden müsste.



**Abbildung 34 alternativer Rahmen**

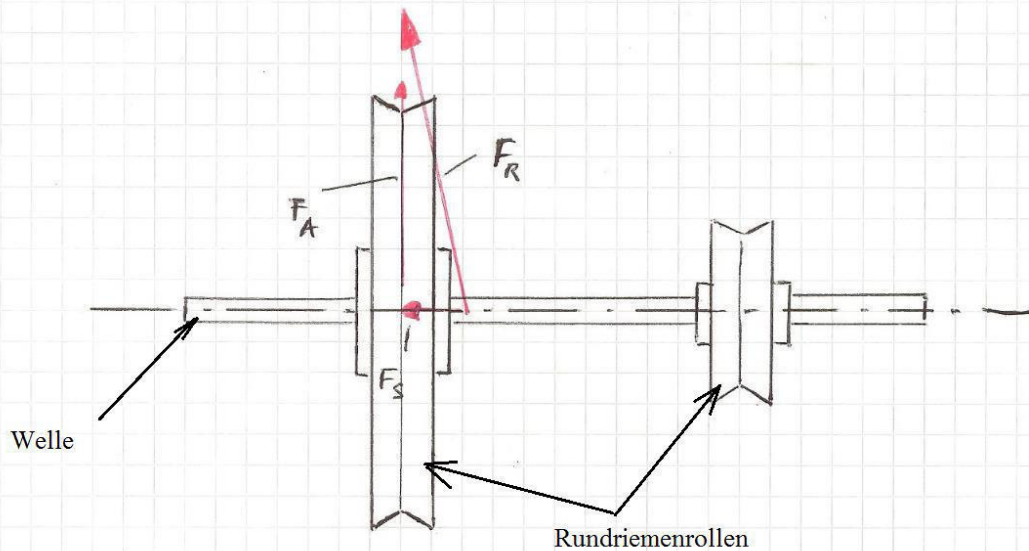
#### **4.2.2 Ausarbeitung und Konstruktion der Motorbaugruppe**

Der Motor sollte, anders als das Getriebe, nicht an der Längsstrebe angebracht werden, sondern getrennt an der Querstrebe. Dadurch sollte Flexibilität in die Anordnung der Baugruppen rein eingebracht werden. Zur Befestigung für den Motor wurde ein Metallwinkel gewählt. Als Ausgangsmaterial für die Fertigung bietet sich ein Winkelverbinder aus dem Baumart an. Welcher mit den passenden Bohrungen und Aussparungen versehen wurde. Dadurch lässt sich der Aufwand in der Fertigung senken.

#### **4.2.3 Ausarbeitung und Konstruktion des Getriebes**

Das Getriebe wurde anfangs als ein Rundriementrieb konzipiert. Die Idee dafür kam aus dem einfachen Aufbau der Videorekorder und Kassettenplayer. Es wurde angenommen, dass die dafür benötigten Rundriemenrollen, durch die einfache und kostengünstige Herstellung, deutlich günstiger sind als Rundriemenrollen. Die Elastizität und der Schlupf der PU-Rundriemen sollte die Vibrationen im Betrieb dämpfen und das Laufverhalten ruhiger machen.





**Abbildung 35 Selbstausrichtung der Welle**

Die Lagerung wurde in der Anfangsphase als eine Los-Los-Lagerung mit Gleitlagerbüchsen konzipiert. Die Positionierung der Welle soll über die Spannung der Rundriemen erfolgen. Die resultierende Kraft  $F_R$  setzt sich aus der Antriebskraft  $F_A$  und der Stellkraft  $F_S$  zusammen. Auch in der Abbildung 35 zu erkennen. Je größer die Abweichung der Welle aus der Flucht, desto größer auch die Stellkraft  $F_S$ , welche die Welle in die Ursprungsposition drückt.

Durch Übertragung des Momentes von Riemenrollen auf die Welle sollte eine reibschlüssige Momentübertragung erfolgen, welche durch Gewindestifte bzw. Madenschrauben realisiert werden sollte. Dadurch sollten die Riemenrollen jederzeit verstellbar sein.

Bei der Fertigung, der Gewindebohrungen in die Riemenscheiben mit 32 Zähnen, entstanden Komplikationen weswegen die Konstruktion überdacht werden musste.

Die großen Zahnräder mit 32 Zähnen haben eine Übermaß- Passung und werden raufgepresst, die kleinen mit 12 Zähnen werden durch Schrauben fixiert.

Während des Erstellung des Kostenvoranschlages wurden die Gleitlagerbüchsen durch Kugellager ersetzt. Kugellager sind, obwohl sie komplexer und aufwändiger aufgebaut sind, nur minimal teuer im Einkauf, erleichtern aber die Produktion, da die Ansprüche an die Oberfläche der Welle minimiert werden.





Ein weiterer Vorteil wäre der einfachere Austausch im Falle eines Verschleißes, welcher in diesem Fall wegen der geringen erwarteten Betriebsstunden nicht von Gewicht ist.

Der Aussenring des Kugellagers unterliegt einer Punktlast, der Innenring einer Umfangslast. Nach der DIN 5425-1 Tabelle 12, ergeben sich die benötigten Passungsempfehlungen.

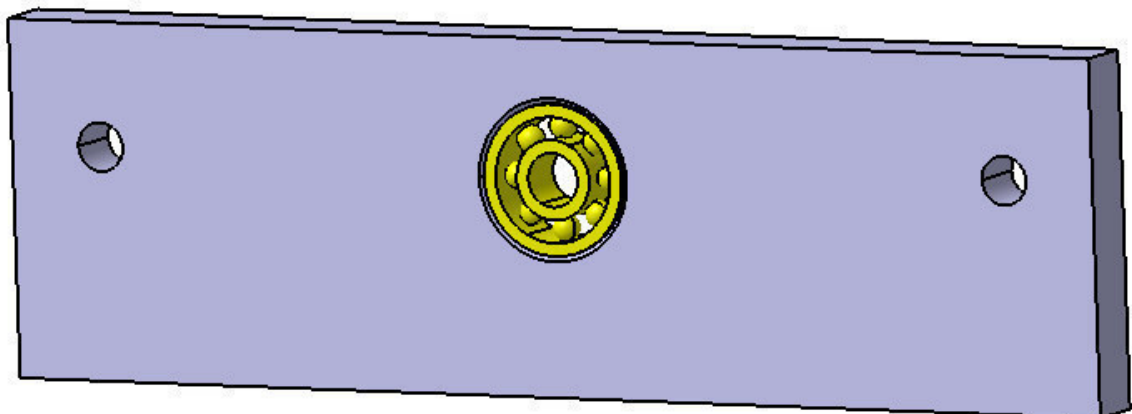
Da bei der Fertigung die Einhaltung der Toleranzen nicht möglich war, bzw. nur mit sehr viel Aufwand zu realisieren wären, wurden nur die Richtwerte für Presspassung und Spielpassung übernommen.

Das Kugellager wurde in die Lagerböcke eingepresst, die Welle wurde mit einem geringen Spiel in die Lager eingesetzt.

**Tabelle 12 DIN 5425-1**

Toleranzen für den Einbau von Wälzlagern								vgl. DIN 5425-1 (1984-11)	
Radiallager									
Innenring (Welle)					Außenring (Gehäuse)				
Lastfall	Passung	Belastung	Grundabmaße für Welle bei		Lastfall	Passung	Belastung	Grundabmaße für Gehäuse bei	
			Kugellager	Rollenlager				Kugellager	Rollenlager
Umfangerslast 	Übergangs- oder Übermaßpassung erforderlich	niedrig	h, k	k, m	Punktlast 	Spielpassung zulässig	beliebig groß	J, H, G, F	
		mittel	j, k, m	k, m, n, p					
		hoch	m, n	n, p, r					
Punktlast 	Spielpassung zulässig	beliebig groß	j, h, g, f		Umfangerslast 	Übergangs- oder Übermaßpassung erforderlich	niedrig	J	K
		mittel			K, M	M, N			
		hoch			–	N, P			

Die Lageraufnahme und Verbindung zum Rahmen wurde aus Plattenmaterial realisiert. Die Kugellager, gelbe Farbe in der Abbildung 36, sollten in die passenden Bohrungen eingepresst werden.



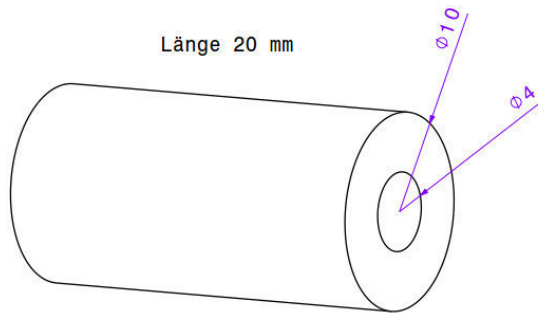
**Abbildung 36 Lagerbock bzw. Lagerhalter mit Kugellager**

Die Aufnahme des Lagers wurde aus HPL-Plattenmaterial realisiert, Materialien wie POM oder PE-HD sind für solche Anwendungen üblicher und wegen der höheren Zähigkeit besser geeignet. Das HPL-Plattenmaterial war bereits vorrätig und wurde aus Kostengründen gewählt.

Wie bereits zuvor erwähnt wurde zur Umwandlung der rotatorischen Bewegung in die translatorische eine Kombination aus Zahnrad und Zahnstange gewählt. Für einen ruhigeren und gleichmäßigen Eingriff wurde das kleinste zur Verfügung stehende Modul gewählt, in diesem Fall 1 mm.

Als problematisch hat sich die Auswahl der zur Verfügung stehenden Zahnräder ergeben, es gab keine Zahnräder mit Wellenbohrungen auf 5 mm. Die zwei infrage kommenden Möglichkeiten wären, Bestellung einer Sonderanfertigung oder die eigenständige Reduktion der

Bohrung von 10mm auf 5mm. Aus Kostengründen kam nur die eigenständige Reduzierung in Frage.



**Abbildung 37 Distanzstück**

Polyoxymethylen (POM) ausgefüllt und auf 5mm aufgebohrt werden.

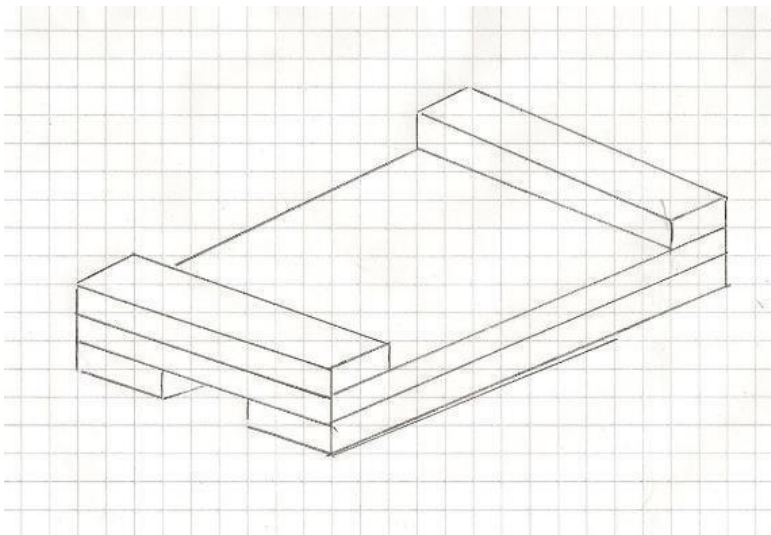
Um eine Anschaffung einer Drehbank zu vermeiden, entschied man sich für das Auffüllen der Bohrung mit Epoxidharz.

Dazu kommen zwei Möglichkeiten in Betracht. Die erste ist genauer, aber aufwändiger und beinhaltet das Drehen eines Distanzstücks, Abbildung 37, an einer Drehbank, welches aber dank des möglichen „weichen“ Materials, wie z.B. POM oder PE-HD auch an kleinen Maschinen aus dem Heimwerkerbereich, möglich ist.

Die zweite Möglichkeit ist einfacher, aber weniger genau. Dafür muss die vorhandene 10mm Bohrung mit Epoxidharz oder verflüssigtem

#### 4.2.4 Ausarbeitung und Konstruktion des Schlittens

Ausgehend von den bereits vorhandenen Probekörpern wurde die Aufnahme für die Prüfkörper konstruiert. Anders als bei denen bereits an der HAW vorhandenen Prüfständen wurde dieser Probekörperhalter erheblich vereinfacht.



**Abbildung 38 Grundkörper für den Plattenaufnehmer**

mit üblichen Oberfräsen für die Holzbearbeitung möglich.

Um die modulare Vorgabe zu erfüllen, wurde die Zahnstange an den Schlitten angeschraubt. Das Problem mit der knappen Gewindetiefe wurde durchs Aufkleben eines Zahnstangenhalters, in der Abbildung 42 zu erkennen, umgangen.

Es wurden zwei Herstellungsvarianten berücksichtigt, eine davon war das Zurechtschneiden von Streifen aus Plattenmaterial und deren Verkleben zu der fertigen Konstruktion. In der Abbildung 38 ist der Grundkörper des Plattenaufnehmers aus Streifenmaterial dargestellt.

Die zweite Möglichkeit wäre den Prüfkörperhalter aus Vollmaterial zu fräsen, im Falle einer Benutzung von „weichen“ Materialien wie z.B. POM oder PE-HD wäre dieser Vorgang auch

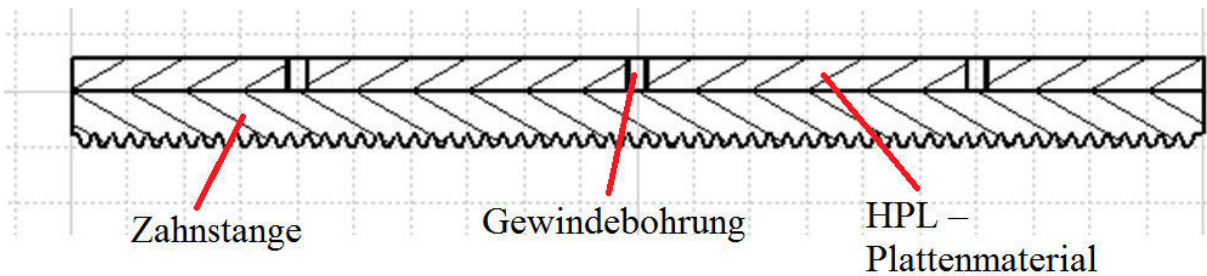


Abbildung 39 Unterbaugruppe Zahnstange

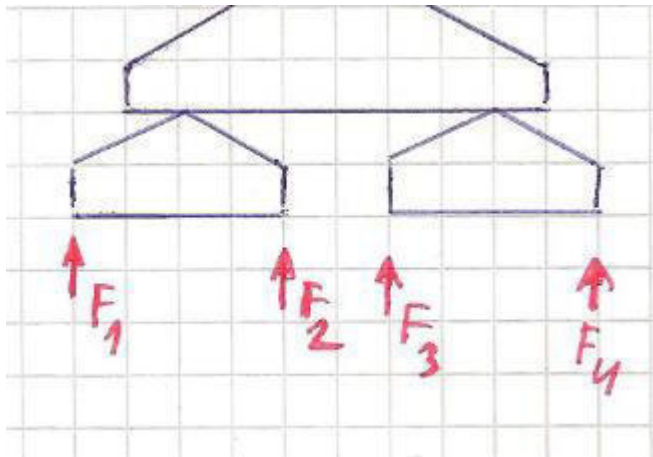


Abbildung 40 schematische Seitenansicht der Drehgestelle

Man lehnte sich dabei an die Lagerung der Drehgestelle aus dem Eisenbahnbereich, Abbildung 40 schematische Seitenansicht der Drehgestelle. Um eine Einstellmöglichkeit in die Schlittenkonstruktion einzubauen, musste eine Möglichkeit gefunden werden um einzelne Seiten der Laufrollenprofile vom Schlitten abzudrücken, wie in der Abbildung 41 dargestellt.

Um Fertigungsungenauigkeiten auszugleichen verfügen die Item Bolzen eine Exzentrizität. Bei montierten Laufrollenprofilen lassen sich durchs Drehen der Bolzen die Höhen der einzelnen Räder einstellen. Da bei der Fertigung der Gewindebohrungen in den Laufrollenprofilen die Genauigkeit nicht ausreichend war, musste eine Einstellmöglichkeit eingebaut werden um größere Toleranzen auszugleichen.

Man lehnte sich dabei an die Lagerung

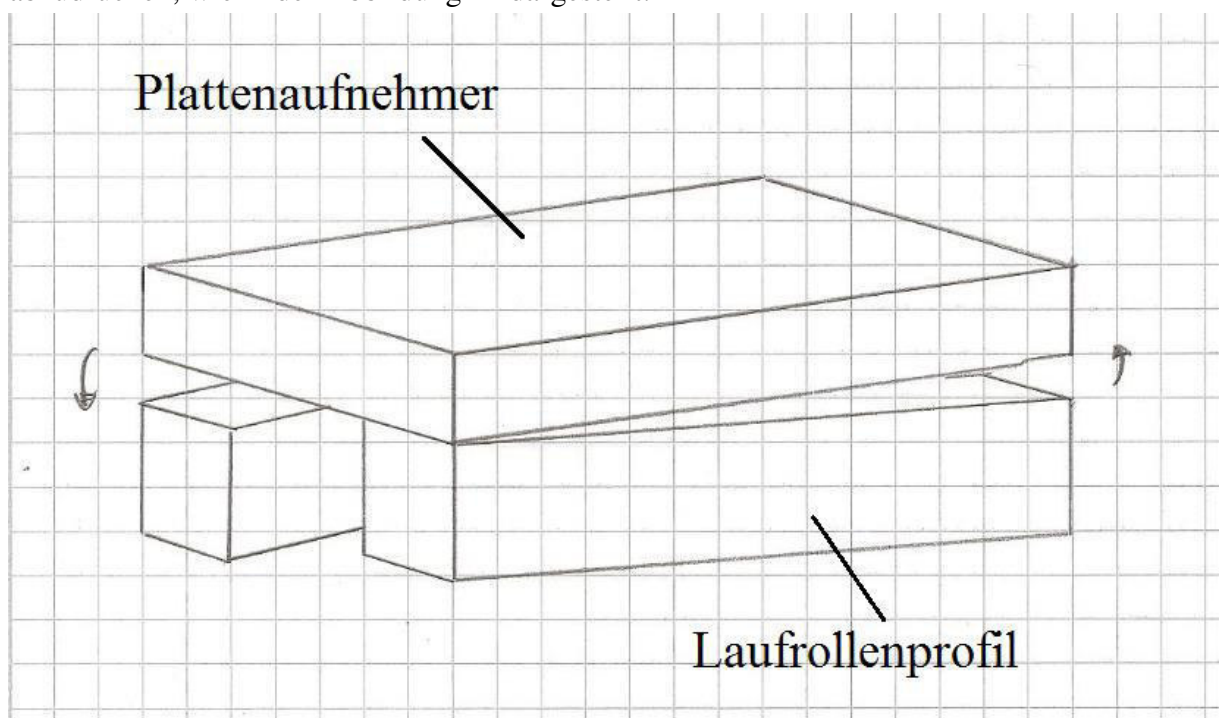


Abbildung 41 Prinzipskizze des Schlittens

Dazu wurde der Schlitten um vier Gewindebohrungen erweitert und mit Schrauben versehen. Durch das Einschrauben der Schrauben wird der Schlitten abgedrückt.

Die horizontale Einstellung, welche im Kapitel „Ausarbeitung und Konstruktion des Rahmens“ erwähnt worden war, wird durch die Differenz zwischen der Breite der Nut und dem Gewindedurchmesser realisiert. Bei einem Gewinde von 4mm und einer Nutenbreite von 5mm beträgt sie 1mm.

Als grober Richtwert wird die DIN EN 20 273 betrachtet, siehe Tabelle 13. In diesem Fall ist das Durchgangsloch größer als die Vorgabe für grobe Löcher es vorgibt. Weswegen keine weiteren Möglichkeiten für die horizontalen Einstellungen eingebaut werden.

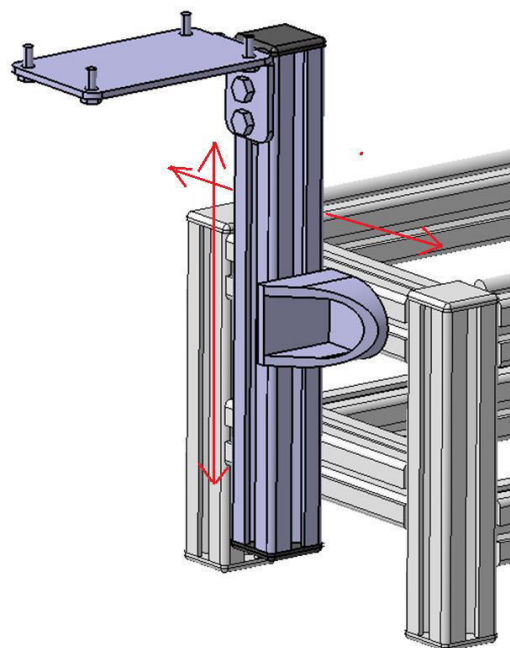
**Tabelle 13 DIN EN 20 273 [1]**

Durchgangslöcher für Schrauben				vgl. DIN EN 20 273 (1990-02), Ersatz für DIN ISO 273								
Ge- winde $d$	Durchgangsloch $d_h^{1)}$ Reihe			Ge- winde $d$	Durchgangsloch $d_h^{1)}$ Reihe			Ge- winde $d$	Durchgangsloch $d_h^{1)}$ Reihe			
	fein	mittel	grob		fein	mittel	grob		fein	mittel	grob	
M1	1,1	1,2	1,3	M5	5,3	5,5	5,8	M24	25	26	28	
M1,2	1,3	1,4	1,5	M6	6,4	6,6	7	M30	31	33	35	
M1,6	1,7	1,8	2	M8	8,4	9	10	M36	37	39	42	
M2	2,2	2,4	2,6	M10	10,5	11	12	M42	43	45	48	
M2,5	2,7	2,9	3,1	M12	13	13,5	14,5	M48	50	52	56	
M3	3,2	3,4	3,6	M16	17	17,5	18,5	M56	58	62	66	
M4	4,3	4,5	4,8	M20	21	22	24	M64	66	70	74	

<sup>1)</sup> Toleranzklassen für  $d_h$ : Reihe fein: H12, Reihe mittel: H13, Reihe grob: H14

#### 4.2.5 Ausarbeitung und Konstruktion des Kraftaufnehmers

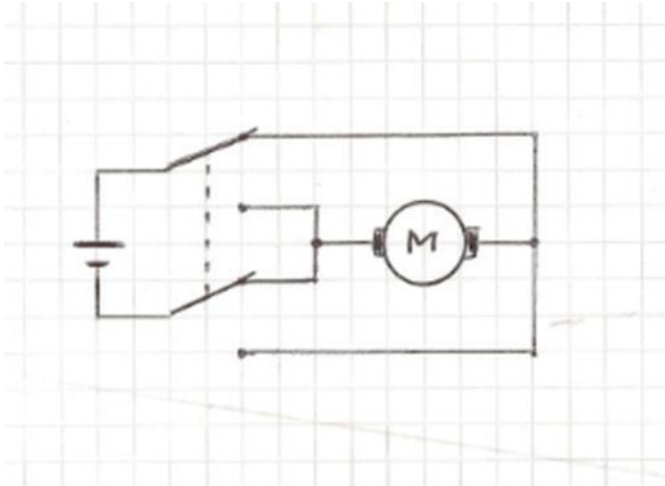
Die Höhenverstellung des Kraftaufnehmers wird durch ein Winkelverbinder und die Nuten der Item-Profile realisiert. Die Aufnahme für den Kraftaufnehmer wird durch ein Winkelblech realisiert. Genauso wie im Falle des Motors bietet sich hier an einen Winkelverbinder aus dem Baumarkt zu nehmen. Durch das Austauschen des Winkelverbinders lässt sich schnell und einfach ein alternativer Kraftaufnehmer befestigen ohne Veränderungen an dem Prüfstand vornehmen zu müssen. Durch diese Einstellung ist es möglich der Kraftmesser seitlich, so wie in der Höhe zu verstellen



**Abbildung 42 Höheneinstellung**

#### 4.2.6 Ausarbeitung und Konstruktion der Elektrik

Zur Kostenersparnis wurde eine bereits bestehende Gleichstromquelle des Prüfstandes aus dem Kapitel 2.2 verwendet. Das bereits vorhandene Labornetzteil bietet die Möglichkeit die Spannung im Bereich von 0 bis 15V einzustellen. Der Stromausgang erfolgt über Sicherheitslabornetzstecker, weswegen der Stromanschluss über Sicherheitslaborbuchsen realisiert wird.



**Abbildung 43 H-Schaltung zur Umpolung des Motors**

Eine Erdung ist somit nicht erforderlich. Es wird aber ein Sicherheitstransformator benötigt. Um diese Einschränkung aufzuheben wird eine Erdung eingebaut. Dadurch hat der Prüfstand die Schutzklasse I.

Obwohl die Rückstellung des Schlittens auch manuell realisierbar ist, wird eine H-Schaltung zur Umpolung des Motors eingebaut, welche in der Abbildung 43 zu sehen ist. Diese Maßnahme dient dazu um mögliche Modifikation nicht einzuschränken. Die Verkabelung erfolgt mit Flachsteckern um Umbaumaßnahmen zu erleichtern. Siehe auch Abbildung 44.

Da der Prüfstand mit max. 15V Gleichspannung arbeitet fällt er in die Schutzklasse III / Schutzkleinspannung.



**Abbildung 44 Verkabelter Schaltkasten**

## 5. Vergleich der Prüfstände anhand der Messergebnisse

Ziel war es die verwendeten Prüfstände möglichst unter gleichen Bedingungen zu testen.

Dies beinhaltet;

- Gleiche Reibpaarung
- Gleiche Normalkraft
- Gleiche Geschwindigkeiten
- Unabhängigkeit vom verwendetem Kraftmesser
- Kontrolle der Ergebnisse durch eine schräge Ebene
- Unterschiede zwischen der Haft- und Gleitreibung

Als Reibpartner wurden Stahl und Stahl ausgewählt, eine häufige Materialkombination, deren Reibungszahlen ausführlich dokumentiert wurden.

Durch eine Normalkraft von 8N sollen die Messbereiche der Kraftmesser möglichst weit ausgenutzt werden um mögliche Schwankungen zu verstärken und deutlich zu erkennen.

Auch wenn die Reibungszahl in der Theorie von der Geschwindigkeit unabhängig ist, gibt es in der Praxis Ausnahmen.

Um Überraschungen auszuschließen wurden die Geschwindigkeiten an das Reibungsmessgerät TM210 angepasst. Dieser Prüfstand hat nur zwei mögliche Geschwindigkeiten. Sie betragen 10 cm in 12 und 24 Sekunden. Um diese Geschwindigkeiten mit dem Prüfstand aus der parallelen Bachelorarbeit zu erreichen, sind Spannungen von 4 und 2 Volt notwendig. Der Prüfstand aus dieser Thesis erfordert Spannungen von 12 und 6 Volt.

Um die Prüfstände möglichst unabhängig vom verwendeten Kraftaufnehmer zu bewerten wurden an jedem Prüfstand Testläufe mit dem digitalen Kraftmesser Sauter FK10 und dem analogen Kraftmesser von dem Reibungsmessgerät TM210 durchgeführt.

### 5.1 Abweichungen in den Ergebnissen der Reibwertversuche

**Tabelle 14 Messwerte der drei Prüfstände**

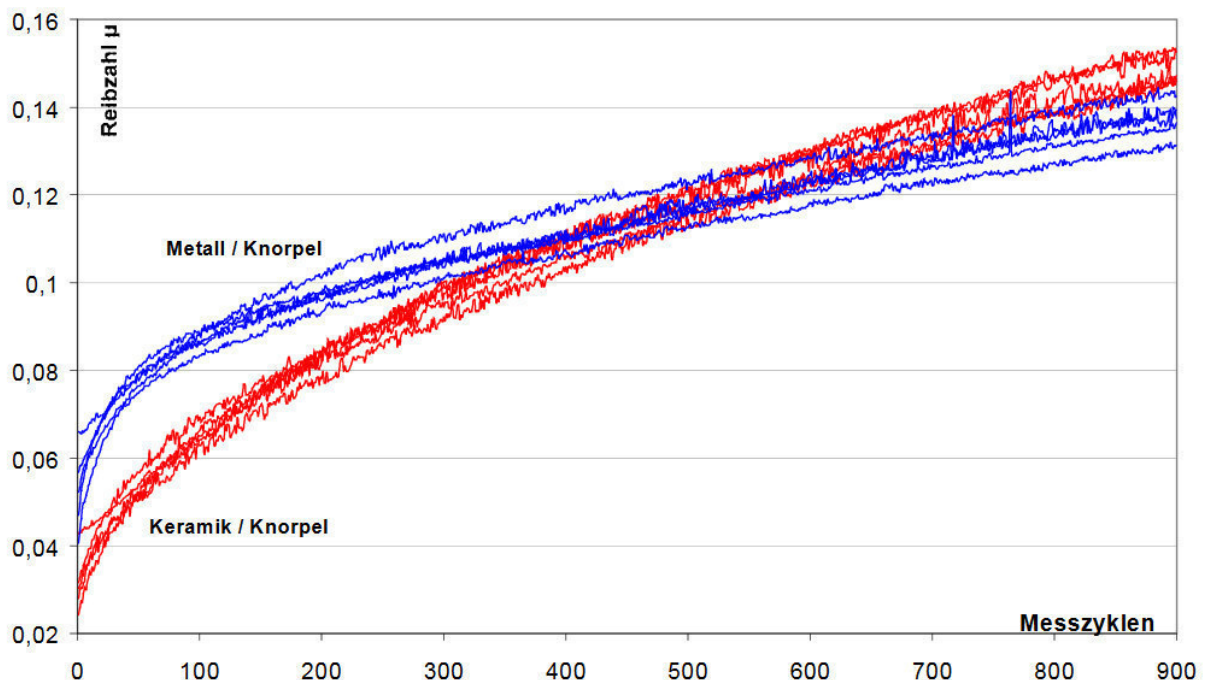
Prüfstand	Aktuelle Thesis				analog			
Kraftmesser	Sauter				Sauter			
Geschwindigkeit	10cm/12sec		10cm/24sec		10cm/12sec		10cm/24sec	
Reibbeiwert	0,171	0,180	0,171	0,177	0,133	0,157	0,114	0,143
Abweichungen	0,060	0,055	0,062	0,043	0,056	0,054	0,031	0,038
Prüfstand	Reibungsmessgät TM210				analog			
Kraftmesser	Sauter				Sauter			
Geschwindigkeit	10cm/12sec		10cm/24sec		10cm/12sec		10cm/24sec	
Reibbeiwert	0,180	0,185	0,180	0,186	0,128	0,150	0,117	0,138
Abweichungen	0,112	0,078	0,113	0,096	0,046	0,075	0,032	0,083
Prüfstand	parallele Bachelorarbeit				analog			
Kraftmesser	Sauter				Sauter			
Geschwindigkeit	10cm/12sec		10cm/24sec		10cm/12sec		10cm/24sec	
Reibbeiwert	0,164	0,174	0,160	0,167	0,134	0,138	0,117	0,113
Abweichungen	0,057	0,073	0,023	0,059	0,040	0,148	0,033	0,051
Messung am	4.8.	5.8.	4.8.	5.8.	4.8.	5.8.	4.8.	5.8.

In der Tabelle 14, sind die Unterschiede in den Ergebnissen des Sauters FK10 und des analogen Kraftmesser zu erkennen. Die Messergebnisse des Sauters FK10 befinden sich in der linken Hälfte der Tabelle 14 und des analogen Kraftaufnehmers in der rechten Hälfte.

- So liegen die Werte aus der Peakmessung des Sauters deutlich über den Ergebnissen des analogen Prüfstandes
- Die Messwerte vom 5.Aug. liegen über denen vom 4.Aug.
- Die Messergebnisse der einzelnen Prüfstände liegen nicht beieinander
- Der Reibbeiwert ist in der analogen Messung bei 10cm/12sec höher als bei 10cm/24sec, dieser Trend ist aber bei Sauters nicht erkennbar

### 5.1.1 Unterschiede in der Peakmessung des Sauters Fk10 und der analogen Messung

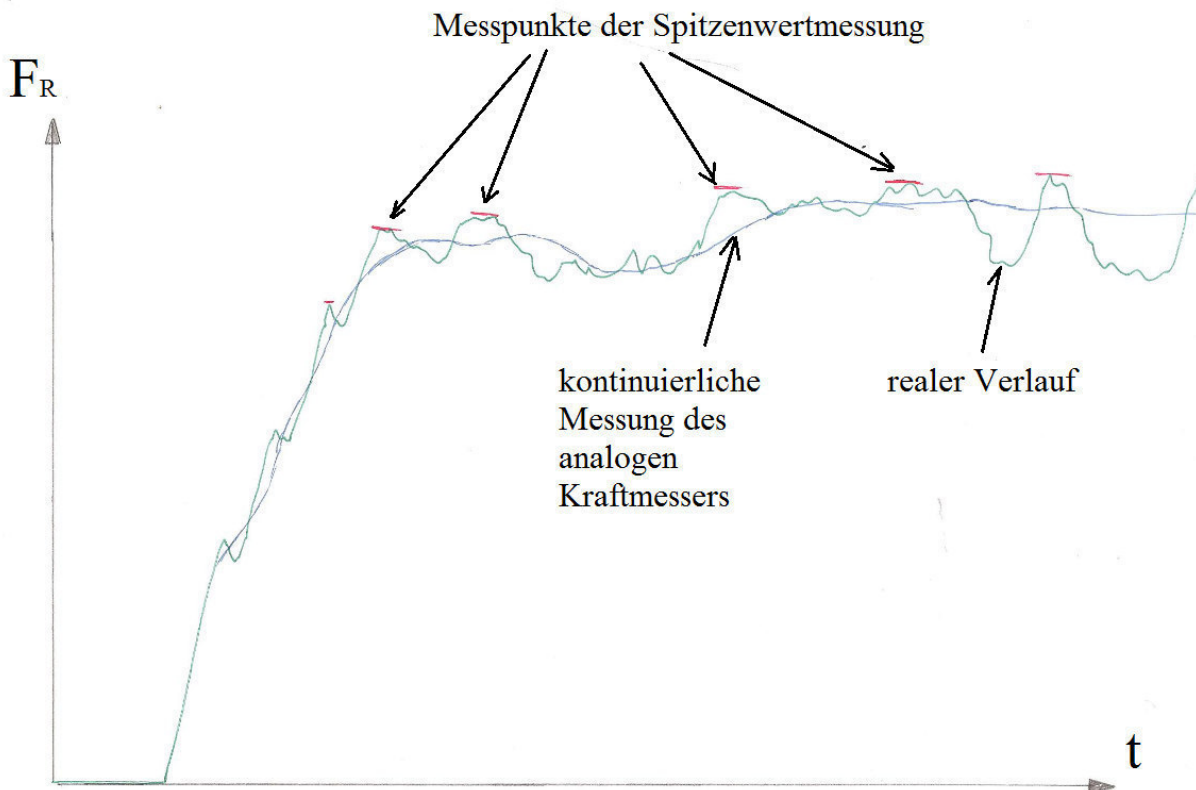
Aus Versuchen mit computergestützter Aufzeichnung der Messergebnisse wissen wir, dass der Reibungsverlauf keine glatte Kurve hat, sondern sich aus vielen kleinen Sprüngen zusammensetzt. Siehe auch Abbildung 45, ein Auszug aus Jahresbericht fürs Jahr 2000 der Stiftung Rheinland-Pfalz zum Thema Bestimmung der Reibzahlen im Hüftgelenk nach Teilgelenkersatz.



**Abbildung 45 Beispiel für eine computergestützten Aufzeichnung der Messergebnisse mit dem HEPFIEx- Hüftsimulator [20]**

Der analoge Kraftmesser hat, durch den mechanischen Aufbau, eine höhere Trägheit als der digitale und ist dadurch weniger in der Lage den genauer Kraftverlauf der gemessenen Kraft anzugeben. Er gibt selbst bei deaktiviertem Dämpfer einen Mittelwert der gemessenen Kraft an.





**Abbildung 46 Unterschiede in einem exemplarischen Messablauf**

Der digitale Kraftaufnehmer hat zwei verschiedene Messverfahren, die kontinuierliche Messung und die Spitzenwertmessung.

In der kontinuierlichen Messung folgt der Kraftmesser dem, mit Sprüngen übersäten, Verlauf. Durch die schnelle Änderung der Messergebnisse ist nur die erste Nachkommastelle ablesbar. Weswegen diese Methode nur als zweitrangig betrachtet wird. Siehe auch Abbildung 46.

Die Spitzenwertmessung gibt einem die maximalen Werte an, diese Angabe wird bei Erreichen eines höheren Wertes aktualisiert.

Wird innerhalb einer Zeitspanne, von ein paar Sekunden, kein neuer Spitzenwert erreicht, wird der nächst kleinere Spitzenwert angezeigt.

Durch diesen Effekt lassen sich die höheren Werte der Peakmessung erklären.

### 5.1.2 Unterschiede vom 5.Aug. zu 4.Aug.

Die Messwerte vom 5.Aug. liegen über denen der vom 4.Aug. Dieses Phänomen kommt bei allen drei Prüfständen vor, wie auch bei dem digitalen und analogen Kraftmesser

Als eine wahrscheinliche Erklärung für die unterschiedlichen Reibzahlen wird die erhöhte Luftfeuchtigkeit am 5.Aug. angenommen. Es hat am 5.Aug. geregnet, die Luftfeuchtigkeit lag bei ca.55%, am 4.Aug lag sie dagegen bei ca.39%. Die Temperatur lag an beiden Tagen bei ca.23°C.

Da dieser Effekt bei allen drei Prüfständen vorkommt und somit nicht abhängig vom Prüfstand ist, wird dieser Effekt nicht weiter berücksichtigt.

### 5.1.3 Unterschiede in den Messergebnissen einzelner Prüfstände

Eine mögliche Erklärung für die Unterschiede in den Messergebnissen der einzelnen Prüfstände liegt in dem unterschiedlichen Aufbau der einzelnen Prüfstände. Der TM210 wird von einem Schrittmotor angetrieben, welcher eine ruckartige Vorwärtsbewegung produziert.

Der Prüfstand aus der aktuellen Thesis wandelt eine rotatorischen Kraft in eine lineare Kraft über einen Zahneingriff um. Dabei setzt sich die resultierende Kraft  $F$  aus einer tangentialen Kraft  $F_t$  und einer radialen Kraft  $F_r$  zusammen, siehe dazu auch Abbildung 47.

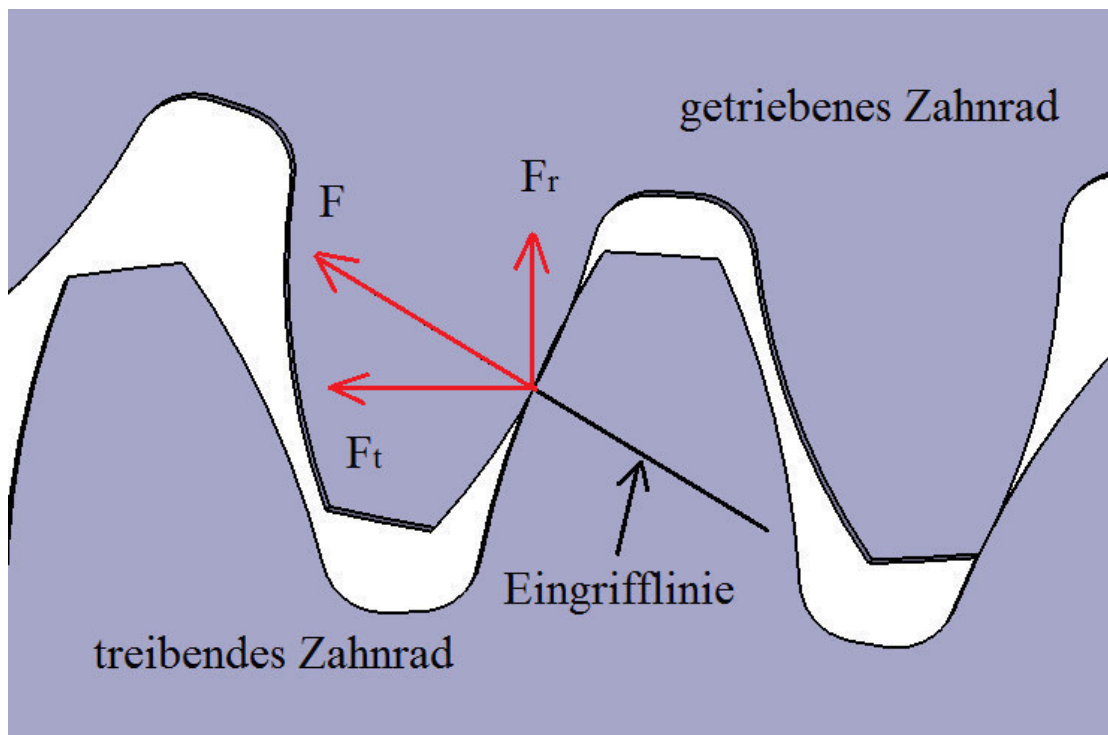


Abbildung 47 Kräfte im Zahneingriff

Diese radiale Kraft wirkt entgegen der Erdanziehung und wirkt periodisch, abhängig vom Zahneingriff. Der Prüfstand aus der parallelen Thesis wird von einem elektrischen linearen Motor angetrieben.

Um die Unterschiede zu diagnostizieren wurden die Prüfstände auf wirkende Beschleunigungen untersucht. Dazu wurde ein Smartphone auf die Reibplatte, mit einer Knetmasse, befestigt. Über den Beschleunigungssensor eines Smartphones wurden die Beschleunigungen gemessen und aufgezeichnet.

Diese Information aus dem Beschleunigungssensor eines Smartphones sind allerdings mit Vorsicht zu betrachten. Der Sensor ist nicht geeicht und gibt selbst in Ruhe schwankende Messwerte an. So wurde in „der Ruhe“ eine Mittelwertabweichung von 25 bis 30 gemessen. Die Erdbeschleunigung beträgt, nach dem Sensor  $9,78 \frac{m}{s^2}$ . Die Messergebnisse des Sensors in Ruhelage sind in der Tabelle 15 dargestellt.

**Tabelle 15 Beschleunigungssensor in Ruhe**

Achse	X	Y	Z
Mittelwert	9783,08	-625,56	-61,60
Mittelabweichung	25,28	30,17	26,12
Angaben in 1/1000 m/s <sup>2</sup>			

Anhand der Messergebnisse in der Tabelle 16 ist zu erkennen, dass beim TM210 eine doppelt so hohe Mittelabweichung der Beschleunigungswerte in der Bewegungsrichtung auftritt. Die Ergebnisse der beiden anderen Prüfstände zeigen keine Unregelmäßigkeiten. Somit ist der Einfluss des Zahneingriffes, beim Prüfstand aus der Aktuellen Thesis, nicht zu erkennen, da die gemessenen Werte der vertikalen Z-Achse nur geringfügig höher sind, als die gemessenen Beschleunigungswerte in der Ruhe.

**Tabelle 16 Beschleunigungen an den Prüfständen**

Zeit zwischen den Messungen 20ms				X	seitlich				
				Y	in Bewegungsrichtung				
				Z	vertikal				
Richtung	X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
Prüfstand	TM210			parallel			aktuell		
Mittelabweichung m/sec <sup>2</sup>	25	61	28	32	33	27	27	29	31

Diese Ergebnisse geben somit, eine mögliche Erklärung für die Abweichung der Messergebnisse des TM210.

Sie erklären auch die, im Vergleich zu den Prüfständen aus der aktuellen Thesis und parallelen Bachelorarbeit, hohen Werte der durchschnittlichen Abweichung vom Mittelwert, Tabelle 14. Die Mittelwerte der durchschnittlichen Abweichung wurden in der Tabelle 17 dargestellt. Der Mittelwert der durchschnittlichen Abweichung des TM210 ist doppelt so hoch wie der beiden andern Prüfstände. Die Ergebnisse der Schwingungsanalyse erklären aber nicht die Differenz in den Messwerten der beiden anderen Prüfstände.

**Tabelle 17 Mittelwertabweichungen zusammengefasst**

	Abweichungen
Aktuelle Thesis	0,055
TM210	0,100
parallele Bachelorarbeit	0,053

Genauso wenig lässt sich erklären welcher der drei Prüfstände ein richtiges Ergebnis angibt.

#### 5.1.4 Geschwindigkeitseinfluss

Die analoge Messung gibt bei 10cm/12sec im Durchschnitt 0,01633, höhere Reibbeiwerte aus, als bei 10cm/24sec. Dieser Trend ist aber bei der digitalen Messung nicht vorhanden. Die Abweichungen sind in der Tabelle 18 dargestellt.

**Tabelle 18 Abweichungen in den Reibbeiwerten**

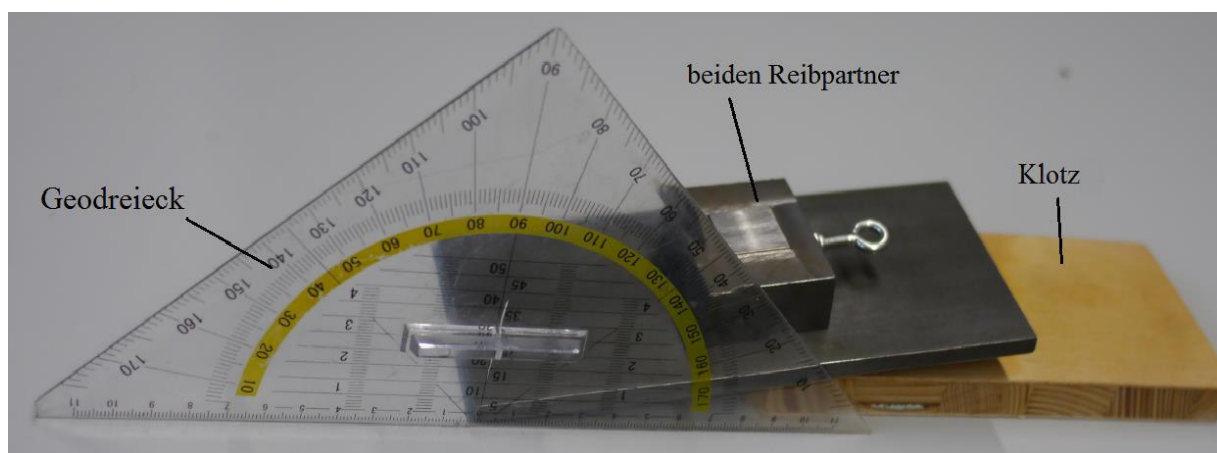
Abweichungen in den Reibbeiwerten				
Kraftaufnehmer	Sauter FK10		analog	
	innerhalb	innerhalb	innerhalb	innerhalb
Prüfstand	am 4.8.	am 5.8.	am 4.8.	am 5.8.
aktuelle Thesis	0,000	0,003	-0,019	-0,014
TM210	0,000	-0,001	-0,011	-0,012
parallele Arbeit	0,004	0,006	-0,017	-0,025

Weswegen davon ausgegangen werden kann dass die Einflüsse nicht Prüfstand bedient sondern vom Kraftaufnehmer bzw. von einer Kombination aus Kraftaufnehmer und Kraftübertragung über die Schur verursacht werden.

## 5.2 Kontrolle mit der schiefen Ebene

Über Versuche mit der schiefen Ebene wurde die Haftreibungszahl ermittelt.

Der Versuchsaufbau ist in der Abbildung 48 abgebildet. Er besteht aus einem Geodreieck zur Messung des Winkles, der beiden Reibpartner und eines Klotzes zur Erzeugung der Steigung.



**Abbildung 48 Versuch mit der schiefen Ebene**

Der Reibungswinkel lag am 5.Aug., der Tag mit der höheren Luftfeuchtigkeit, nach Zehn Versuchen bei  $10,3^\circ$ . Nach der auf der Seite 10 hergeleiteten Beziehung (6) lag die Haftreibungszahl bei 0,182.

Dieser Wert liegt in der Nähe der Werte aus der Spitzenwertmessung des Sauters FK10, mit dem Prüfstande aus der aktuellen Thesis und des TM210.

Anhand dieser Ergebnisse lässt sich annehmen dass die Spitzenwertmessung Werte für die Haftreibung ausgibt.

## 5.3 Haft und Gleitreibung

Die Unterschiede zwischen Haft und der Gleitreibungszahl sind bei Stahl auf Stahl gering und liegen nach Tabelle 19 bei 0,2 und 0,15. Also eine Differenz von 0,05. Dies wirkt sich auch auf die Messergebnisse aus. So sind keine Unterschiede zwischen Haft und Gleitreibung im Versuch erkennbar, bei keinem der drei Prüfstände.

**Tabelle 19 Reibungszahlen [1]**

Reibungszahlen (Richtwerte)						
Werkstoffpaarung	Haftreibungszahl $\mu$		Gleitreibungszahl $\mu$		Rollreibungszahl $f$	
	trocken	geschmiert	trocken	geschmiert	mm	
Stahl auf Stahl	0,2	0,1	0,15	0,1...0,05	Stahl auf Stahl, weich	0,5
Stahl auf Gusseisen	0,2	0,15	0,18	0,1...0,08		
Stahl auf Cu-Sn-Legierung	0,2	0,1	0,1	0,06...0,03		
Stahl auf Pb-Sn-Legierung	0,15	0,1	0,1	0,05...0,03		
Stahl auf Polyamid	0,3	0,15	0,3	0,12...0,05	Stahl auf Stahl, hart	0,01
Stahl auf Polytetrafluorethylen	0,04	0,04	0,04	0,04		
Stahl auf Eis	0,03	–	0,015	–		
Stahl auf Reibbelag	0,6	0,3	0,55	0,3...0,2		
Stahl auf Holz	0,55	0,1	0,35	0,05	Autoreifen auf Asphalt	4,5
Gusseisen auf Cu-Sn-Legierung	0,28	0,16	0,21	0,2...0,1		
Treibriemen auf Gusseisen	0,5	–	–	–		
Wälzlager	–	–	–	0,003...0,001		

In Tabelle 19 ist erkennbar, dass Unterschiede in der Haft und -Gleitreibung je nach Reibungspartner unterschiedlich hoch sein können. Beim Experimentieren mit Holzoberflächen stellte es sich heraus dass mit Holzöl behandelte Holzflächen ein ausreichend hohen Unterschied zwischen Haft und Gleitreibung besitzen. Dieser Effekt ist an allen drei Prüfständen zu sehen.

In den Videos, auf der zur Thesis beigefügten CD, ist dieser Effekt dokumentiert.

Der Effekt der unterschiedlichen Haftreibung und Gleitreibung wurde bei den Paarungen unbehandeltes Holz auf unbehandeltem Holz und unbehandeltes Holz auf Stahl nicht festgestellt.

## 5.4 Unterschiede in der Bedienung

Neben den Messergebnissen gibt es Unterschiede in der Verwendung der Prüfstände.

Der Einfachheit halber werden die Unterschiede in der Tabelle 20 zusammengestellt.

Dabei stehen zwei Sterne für „trifft voll zu“, ein Stern für bedingt geeignet und Bindestrich für ungeeignet.

**Tabelle 20 Unterschiede in der Bedienung**

	Reibungsmessgerät TM210	Prüfstand aus der parallelen Bachelorarbeit	Prüfstand aus der aktuellen Thesis
übersichtlicher Aufbau	*	**	*
geeignet für schulische Anwendungen.	**	**	*
schnelle Rückstellung	**	--	**
schnelle Rückstellung auf einer kurzen Strecke	*	*	**
leichtes Entfernen der Reibplatten	--	--	**
Flexibilität in der Verwendung der Reibungsplatten	--	*	**

flexible Höhe	**	--	**
automatischer Stopp des Motors bzw. des Schlittens in der Endposition	--	**	*
Verhinderung des Herabfallens des Reibkörpers von dem Schlitten	--	--	--
leichte Demontage des Kraftaufnehmers	**	--	**
einfache Bedienung	**	**	**

## 5.5 Zusammenfassung und Ausblick

Der konstruierte Prüfstand erfüllt seine Anforderungen. Von den drei untersuchten Prüfständen liegen seine Werte der schrägen Ebene am nächsten. Bei der Betrachtung der durchschnittlichen Abweichung von dem Mittelwert, sind seine Messwerte genauso gut bzw. besser als der beiden anderen Prüfstände.

Durch das Konzept mit dem zur Seite offenem Schlitten und der in der Vertikalen und Horizontalen verstellbaren Position des Kraftaufnehmers ist dieser Prüfstand flexibler einsetzbar als der Prüfstand aus der parallelen Bachelorarbeit bzw. der TM210.

Es ist nicht auszuschließen dass diese Flexibilität in der schulischen Verwendung sich nachteilig erweist. So fällt z.B. bei der Verwendung des Prüfstandes aus der parallelen Thesis nur der Schlitten, Kraftaufnehmer und der Rahmen auf. Die Konzentration bei der Verwendung des Prüfstandes ist auf den Reibvorgang gerichtet.

Für die reine schulische Anwendung, mit einheitlichen Reibkörpern, ist der Reibwertprüfstand aus der aktuellen Thesis weniger gut geeignet als der aus der parallelen Bachelorarbeit.

Bei einem Abweichen von der reinen schulischen Anwendung ist der Prüfstand aus der aktuellen Thesis deutlich im Vorteil.

Aus der Analyse der vorhandenen Reibwertprüfstände ging hervor dass die höherwertigen Prüfstände über eine computergestützte Aufzeichnung der Messwerte verfügen. Weswegen, es als eine sinnvolle Erweiterung betrachtet wird, den Reibwertprüfstand aus der aktuellen Thesis um einen Kraftaufnehmer mit computergestützter Aufzeichnung der Messwerte zu erweitern.

Im optimalen Fall, würde diese Erweiterung die Möglichkeit beinhalten; mit der computergestützter Aufzeichnung der Messwerte, die Reibvorgänge an dem TM210 und der Prüfstand aus der parallelen Thesis aufzuzeichnen.

## Literaturverzeichnis

- [1]. **Fischer, Ulrich und u.a.** *Tabellenbuch Metall*. s.l. : Europa Lehrmittel, 2002.
- [2]. **Popov, Valentin L.** *Kontaktmechanik und Reibung*. s.l. : Springer Vieweg, 2015.
- [3]. **REWITEC GmbH**. Tribologie: Von den Ursprüngen der Reibungslehre. *Auf da Vincis und Eulers Spuren*. [Online] [Zitat vom: 17.08.2016.]  
<http://www.rewitec.com/blog/tribologie-von-den-urspruengen-der-reibungslehre/>.
- [4]. **Fritsche GmbH & Co. KG**. <http://www.fritsche-gmbh.de/de/tribologie>. *Tribologie - Historie*. [Online] Fritsche-GmbH, 08.2016. [Zitat vom: 02.06.2016.] <http://www.fritsche-gmbh.de/de/tribologie>.
- [5]. **Dipl.-Ing. Snezhana , Kolarova, Dipl.-Ing. Niels, Eiben und Dipl.-Ing. Thomas, Rieling**. Versuch E04: Bestimmung von Reibungszahlen. *HAW-Hamburg*. [Online] [Zitat vom: 01.06.2016.] [https://www.haw-hamburg.de/fileadmin/user\\_upload/TI-MP/Studium/Bachelor/Praxisprojekt/MuT/E04\\_Reibungszahlen\\_von\\_Festkoerpern.pdf](https://www.haw-hamburg.de/fileadmin/user_upload/TI-MP/Studium/Bachelor/Praxisprojekt/MuT/E04_Reibungszahlen_von_Festkoerpern.pdf).
- [6]. **3B Scientific GmbH**. Reibungsmessgerät - U8405120. [Online] [Zitat vom: 17. 08 2016.] [https://www.3bscientific.de/reibungsmessgeraet-u8405120,p\\_1377\\_18604.html](https://www.3bscientific.de/reibungsmessgeraet-u8405120,p_1377_18604.html).
- [7]. **Institut für Kraftfahrzeuge, RWTH Aachen University**. Fahrwerk Linearzug-Reibwertprüfstand „LiReP“. [Online] [Zitat vom: 03. 06 2016.] <https://www.ika.rwth-aachen.de/de/forschung/ausstattung/pr%C3%BCfst%C3%A4nde/fahrwerk/189-lirep.html>.
- [8]. Formtech.ch. [Online] [Zitat vom: 03. 06 2016.]  
[http://www.formtech.ch/resources/4\\_DE\\_Antirutschmatten\\_0610810.pdf](http://www.formtech.ch/resources/4_DE_Antirutschmatten_0610810.pdf).
- [9]. **MOCON® GmbH**. <http://de.mocon.eu/>. [Online] [Zitat vom: 06. 07 2016.]  
<http://de.mocon.eu/content/application/database/files/pdf/1/431.pdf>.
- [10]. **o.a.** <http://www.physik.fh-wiesbaden.de>. [Online] 08 2016. <http://www.physik.fh-wiesbaden.de/~website/Forschung%20und%20Entwicklung/hueftsimulator/poster2.htm>.
- [11]. **Mehler, Dipl. Ing.** Der HEPFIEx-Simulator, eine Apparatur zur Bestimmung der Reibzahlen zwischen Hüftkopf-Prothesen und Knorpel. *Forschungsberichte für die Praxis*. 3 2002, Bd. 47, 3, S. 34.  
[http://pubman.mpdl.mpg.de/pubman/item/escidoc:727628/component/escidoc:727627/mp\\_i\\_522.pdf](http://pubman.mpdl.mpg.de/pubman/item/escidoc:727628/component/escidoc:727627/mp_i_522.pdf).
- [12]. **Kühne, Bernd**. *Einführung in die Maschinenelemente: Gestaltung — Berechnung — Konstruktion*. s.l. : Vieweg+Teubner Verlag, 2001.
- [13]. **Conrad**. [www.conrad.de](http://www.conrad.de). [Online] [Zitat vom: 06. 07 2016.]  
[https://www.conrad.de/de/motraxx-elektro-flugmotor-x-fly-280-3-6-vdc-leerlaufdrehzahl-229131-229131.html?gclid=CjwKEAjw2PK7BRDPz5nDh9GjoGcSJAAYbcS3J-9PFouXl64uGKbE125yn73rR2JKkipqnNxsR9s-yhoC4avw\\_wcB&insert\\_kz=VQ&hk=SEM&WT.srch=1&WT.mc\\_id=google\\_pla&s\\_kwc](https://www.conrad.de/de/motraxx-elektro-flugmotor-x-fly-280-3-6-vdc-leerlaufdrehzahl-229131-229131.html?gclid=CjwKEAjw2PK7BRDPz5nDh9GjoGcSJAAYbcS3J-9PFouXl64uGKbE125yn73rR2JKkipqnNxsR9s-yhoC4avw_wcB&insert_kz=VQ&hk=SEM&WT.srch=1&WT.mc_id=google_pla&s_kwc).
- [14]. **Muhs, Dieter, et al.** *Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung*. s.l. : Friedr. Vieweg & Sohn, 2003.
- [15]. **Gerdt Seefrid GmbH**. <http://www.seefrid.com>. [Online] 08 2016.  
<http://www.seefrid.com/phocadownload/dcpm22t18.pdf>.
- [16]. **o.a.** Wikipedia Reibungskoeffizient. [Online] [Zitat vom: 27. 06 2016.]  
<https://de.wikipedia.org/wiki/Reibungskoeffizient>.
- [17]. —. Wikipedia Rollwiderstand. [Online] 07 2016.  
<https://de.wikipedia.org/wiki/Rollwiderstand>.

- [18]. **Wittel, Herbert, et al.** *Roloff/matek Maschinenelemente Normung Berechnung Gestaltung*. s.l. : Springer , 2015.
- [19]. **SIT-Antriebstechnik GmbH.** *SIT-Antriebstechnik*. [Online] 07 2016. [Zitat vom: 14. 07 2016.] [http://www.sit-antriebsselemente.de/fileadmin/img/04\\_Produnkte/01\\_Prod\\_Riemen/01\\_Gummizahnriemen/Mustang\\_HTD\\_Zahnriemen\\_01\\_2016.pdf](http://www.sit-antriebsselemente.de/fileadmin/img/04_Produnkte/01_Prod_Riemen/01_Gummizahnriemen/Mustang_HTD_Zahnriemen_01_2016.pdf).
- [20]. **Univ.-Prof. Dr. med. P.M. Rommens, Dr. med. L.P. Müller.** Bestimmung der Reibzahlen im Hüftgelenk nach Teilgelenkersatz. *Jahresbericht 2000*. S. 71. [http://stiftung-innovation.stk.rlp.de/fileadmin/stiftung-innovation/downloads/Jahresbericht\\_2000.pdf](http://stiftung-innovation.stk.rlp.de/fileadmin/stiftung-innovation/downloads/Jahresbericht_2000.pdf).
- [21]. **o.a.** <https://de.wikipedia.org/wiki/Nemi-Schiffe>. [Online] [Zitat vom: 02. 06 2016.]
- [22]. **Höhere Technische Bundeslehranstalt Neufelden.** [www.htl-neufelden.at](http://www.htl-neufelden.at). [Online] [Zitat vom: 03. 06 2016.] <http://www.htl-neufelden.at/diplomarbeiten/reibwertpruefstand/>.
- [23]. **o.a.** *Plasticker the home of plastics*. [Online] [Zitat vom: 06. 07 2016.] <http://plasticker.de/news/shownews.php?nr=16163&nmax=50&kat>.
- [24]. **MFA/Como Drills.** [Online] [Zitat vom: 06. 07 2016.] <http://docs-europe.electrocomponents.com/webdocs/1436/0900766b814363d7.pdf>.
- [25]. **o.a.** *Wikipedia* . [Online] 07 2016. <https://de.wikipedia.org/wiki/Hangabtriebskraft>.



## Anhang

# Montageanleitung des Prüfstandes

## Benötigtes Werkzeug :

### Für die Montage des Rahmes und der einzelnen Baugruppen

Maulschlüssel mit SW7

Inbus-Kugelkopf Schraubendreher mit SW3 und SW5

Optimal wäre ein zusätzlicher Akkuschauber mit Inbussaufsatz auf SW5

Inbusschlüssel SW1

Tischlerwinkel, großes Geodreieck oder Zollstock mit 90° Einrastung

### Für die Verkabelung der Elektrik

Seitenschneider,

LötKolben 15W bis 30W,

Heißluftfön

### Verbrauchsmaterial

Kabel mit 1,5mm Leitungsquerschnitt in rot und schwarz, jeweils ca. 30cm

Schrumpfschlauch mit Endschrumpfumfang 22,5mm (Conrad Bestell-Nr. 1225502 - 62) für die Fixierung der Schienen. Alternativ ist auch eine Verwendung von Kabelverbindern oder Elektro-Isolierband möglich.

Schrumpfschlauch zur Isolierung der Kabel

Lötzinn

## Allgemeine Abläufe und Anmerkungen.

### Verbinden von Item-Profilen mit dem Automatikverbinder:

Die Item Automatikverbinder bestehen aus drei Elementen welche in der Abbildung 1 zu sehen sind. Einer Zylinderschraube (gelb), dem Verbinder (rosa) und einem Nutenstein (braun).

1. Einlegen der Zylinderschrauben in die Nut.
2. Einsetzen der Verbinder mit dem Führungszylinder in die Nut.
3. Eindrehen der Verbinder durch eine Linksdrehung (Linksgewinde) in die Nut (es empfiehlt sich die Benutzung eines Akkuschaubers).
4. Einsetzen des Nutensteines in das zu verbindende Profil.
5. Zylinderschraube durch den Verbinder stecken, in den Nutenstein eindrehen und anziehen.

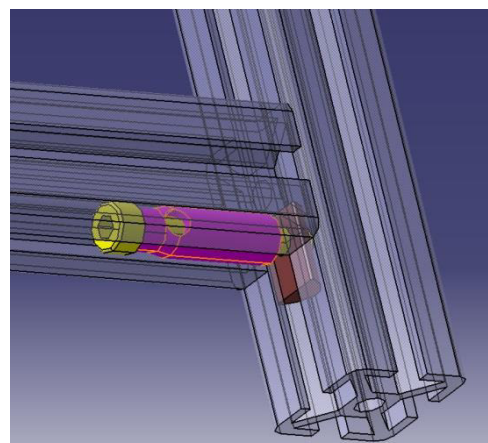


Abbildung 1 Item Automatikverbinder

## Montage des Prüfstandes

### Montage des Rahmens

1. Einschrauben der Automatikverbinder in die Querstreben (Pos. 2 in der Zusammenbauzeichnung der Baugruppe Motor):

Anders als in der Item Montageanleitung [1] empfohlen, werden in dieser Konstruktion die Automatikverbinder nicht paarweise verwendet, da der nötige Bauraum nicht vorhanden ist und keine großen Kräfte übertragen werden.

In die Querstreben werden die Verbinder gegenüber versetzt eingeschraubt, wie in der Abbildung 3 dargestellt wird.

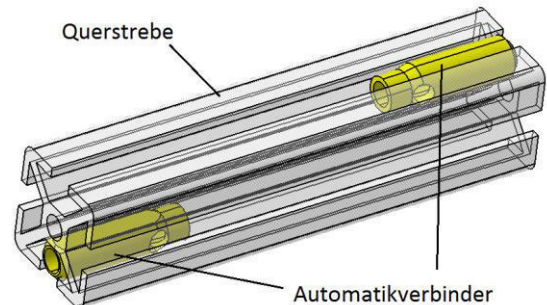


Abbildung 2 Position der Automatikverbinder in der Querstrebe

2. Einschrauben der Automatikverbinder in die Längsstreben (Pos. 4):

Die Verbinder in die Längsstreben werden gegenüber unversetzt eingeschraubt. Die Positionen sind in der Abbildung 3 zu sehen.

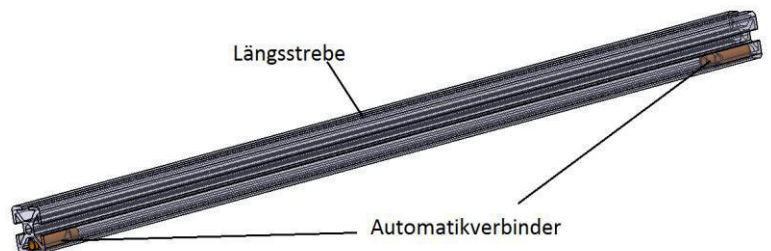


Abbildung 3 Position der Automatikverbinder in der Längsstrebe

3. Montage der Stirnseiten des Rahmens, Abbildung 4:

Die oberen Streben, Querstreben (Pos.2) werden bündig mit den Beinen (Pos.3) montiert. Durch die Überlänge des Motorgehäuses muss die motortragende Querstrebe mit einem Abstand von 10mm von der oberen Querstrebe montiert werden.

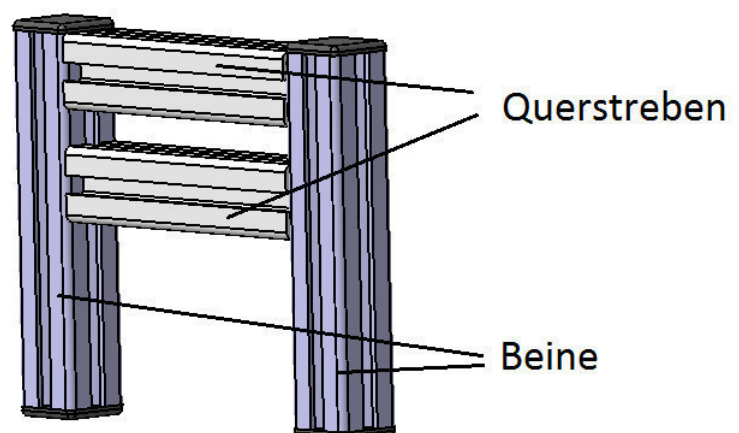


Abbildung 4 Stirnseite des Rahmens, Sicht auf die Motorseite

Der Abstand wird von der Unterseite der oberen Strebe zu der Oberseite der unteren Strebe gemessen. Der Abstand auf der zweiten Stirnseite ist frei wählbar, es wird jedoch ein Abstand von 30mm bis 40mm empfohlen.

4. Montage der Rundstangen bzw. Schienen (Pos. 6): Die Befestigung erfolgt unter Zuhilfenahme eines Schrumpfschlauches mit dem Endschrumpfumfang 22,5mm, wie in der Abbildung 5 zu sehen ist. Die Befestigung ist ebenfalls realisierbar mit Kabelbindern, PVC-Klebeband (Elektriker-Isolierband) oder dem Item Wellenklemmprofil (Artikel-Nr.: 0.0.390.02). Dabei erhöht sich die Einbauhöhe der Rundstangen bzw. Schienen



Abbildung 5 Befestigung der Rundstangen am Rahmen

5. Montage der Längsstreben (Pos. 4): Die oberen Streben (Pos.2) werden bündig mit den Füßen (Pos.3) montiert. Der Abstand der Streben untereinander beträgt 40mm.
6. Anbringen der Abdeckkappen (Pos. 5): Sie werden auf die Stirnseiten der Beinprofile (Pos.3) gepresst.

## Montage des Motors

7. Montage des Motors (Pos. 1) an den Motorwinkel (Pos. 2). Befestigung erfolgt mit vier Schrauben (Pos. 4). Siehe dazu auch Abbildung 6
8. Montage der kleinen Zahnriemenrolle (Pos. 3) mit 12 Zähnen und der 6mm Bohrung. Die Befestigung erfolgt mit zwei Schrauben (Pos. 5). Durch die kurze Motorwelle ist die Zahnriemenrolle mit dem Flansch an den Motor angelegt.
9. Einsetzen von zwei Nutensteinen (Pos. 6), In der Zusammenbauzeichnung der Baugruppe Motor) in die motortragende Querstrebe, siehe auch Abbildung 7.
10. Montage der Motorbefestigung (Pos. 7) an die Querstrebe, die Schrauben (Pos. 6) noch nicht anziehen!
11. Anziehen der Schrauben (Pos. 6) mit einem Abstand von 10mm zwischen Rand der Rundriemenrolle und Rahmen

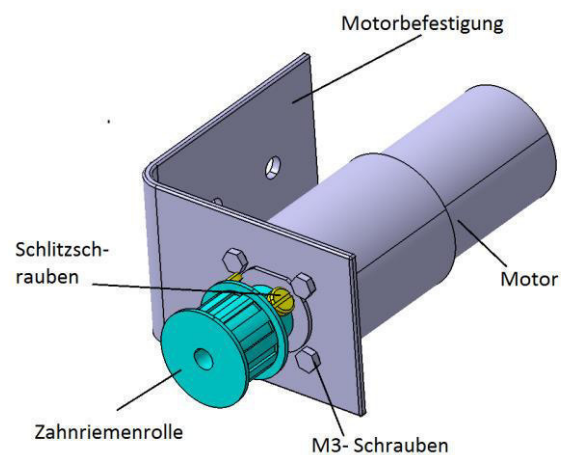


Abbildung 6 Verschraubung des Motors

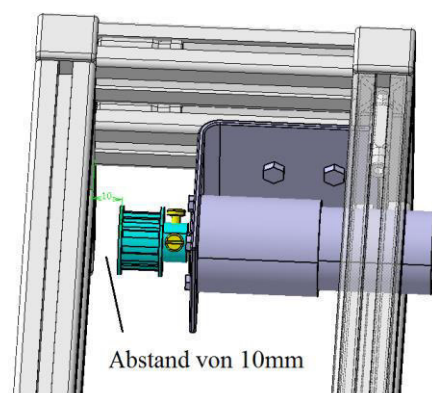
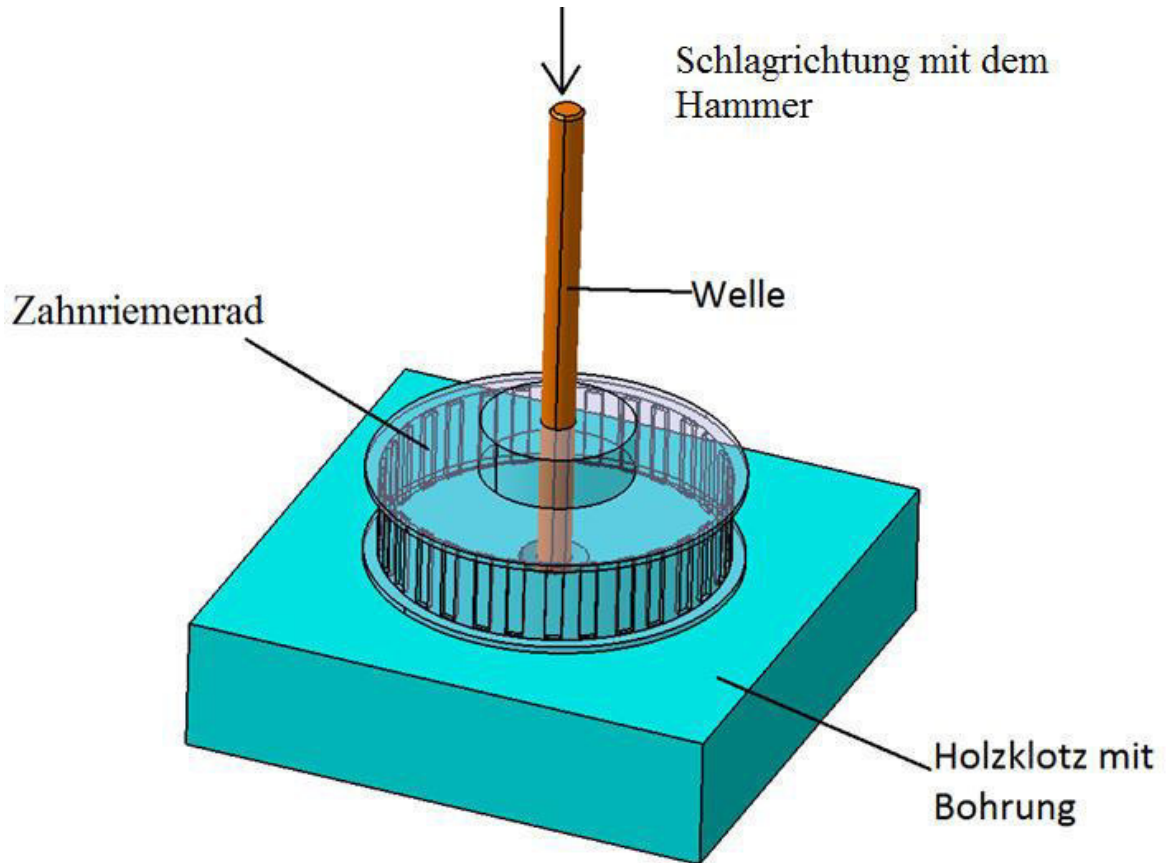


Abbildung 7 Position des Motors

## Montage der ersten Getriebestufe

- Einsetzen von jeweils zwei Nutsteinen (Pos. 6) in die unteren Längsstreben, siehe auch Zusammenbauzeichnung der ersten Getriebestufe
- Einpressen der Kugellager (Pos. 4) in die Lageraufnahme (Pos. 7). Das Einpressen erfolgt mit Hilfe eines Schlosserhammers auf einer festen Unterlage und Verschnitt aus dem Schichtplattenmaterial.
- Aufpressen des großen Zahnriemenrades (Pos. 2) auf die Welle (Pos. 1). Das Einpressen erfolgt mit Hilfe eines Holzklotzes und eines Schlosserhammers. siehe auch Abbildung 8. Die Positionierung erfolgt 10mm vom Wellenende entfernt, siehe dazu auch Abbildung 9.



15.

Abbildung 8 Auftreiben des Zahnriemenrades auf die Welle

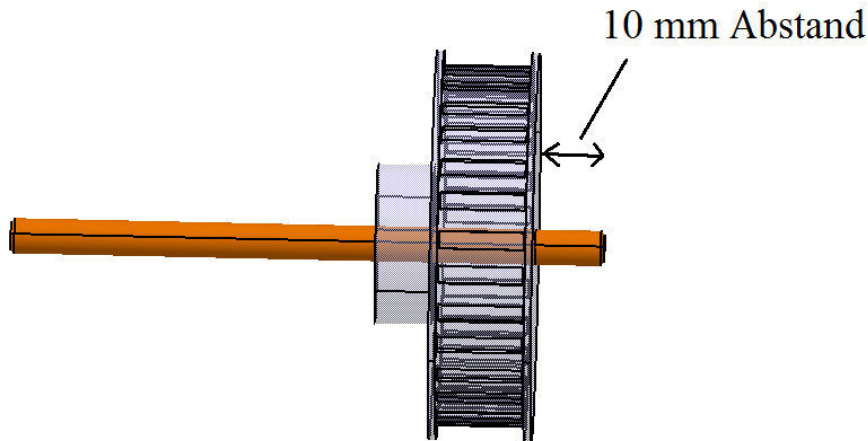


Abbildung 9 Position der Zahnriemenrolle auf der Welle

Im Falle einer Nichteinhaltung der Toleranzen, lässt sich das Zahnrad auch mit Loctite bzw. einem anderen Klebstoff fixieren.

16. Aufziehen des kleinen Zahnrades, mit der 5mm Bohrung, (Pos. 8) auf die Welle (Pos. 1). Die Schrauben (Pos. 8) leicht anziehen, endgültige Ausrichtung und Fixierung erfolgt erst später. Siehe auch Abbildung 10

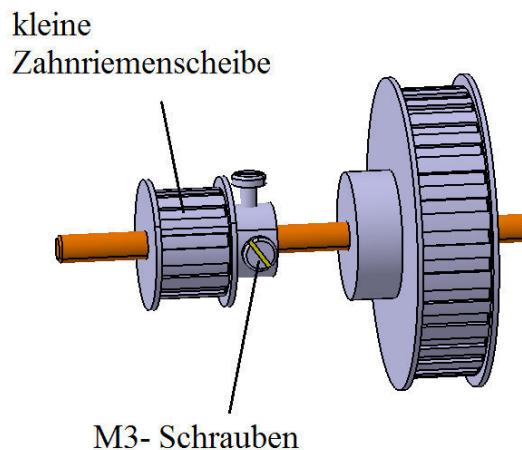


Abbildung 10 Positionierung der kleinen Zahnriemenscheibe

17. Aufziehen der Kugellager (Pos. 4) samt der Lagerböcke auf die Welle.
18. Überwerfen der zwei Zahnriemen auf die Welle. Zahnriemen sind nicht in der Zusammenbauzeichnung abgebildet.
19. Einführen der vormontierten Getriebestufe in den Rahmen
20. Sechskantschrauben (Pos. 5) durch die Bohrungen in den Lagerböcken stecken und in die Nutensteine leicht eindrehen, noch nicht anziehen. Es empfiehlt sich dafür den Rahmen auf die Seite zu legen.
21. Den Zahnriemen auf den kleinen Motorritzel (Baugruppe Motor) und die große Zahnriemenscheibe legen, durch leichten Druck auf die Lagerhalter den Riemen spannen und dabei die Sechskantmuttern anziehen.

22. Mit einem Tischlerwinkel den rechtwinkligen Verlauf der Welle kontrollieren und den zweiten Lagerhalter durchs Anziehen der Schrauben fixieren. Siehe auch Abbildung 11

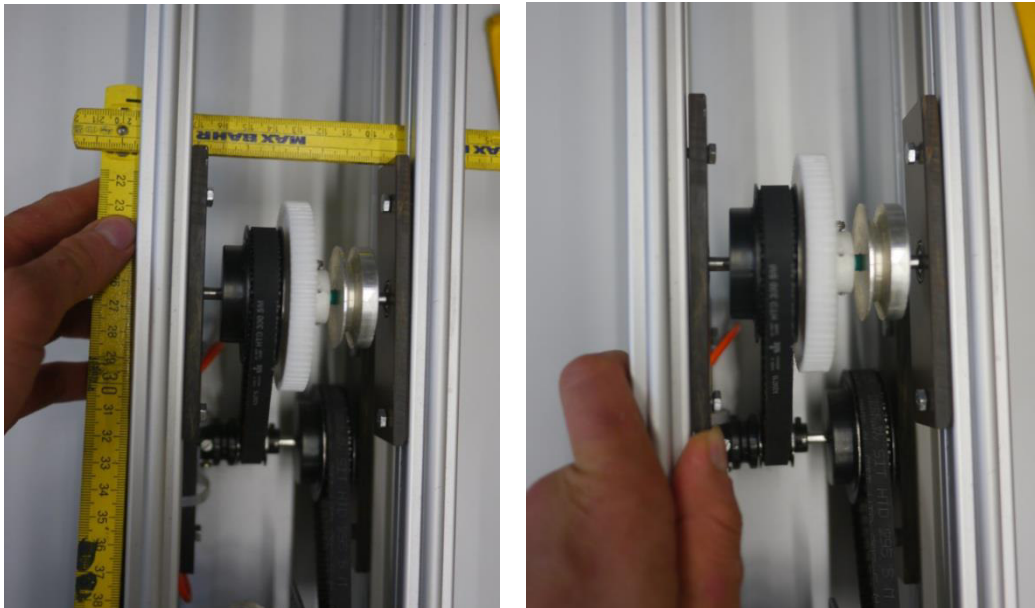


Abbildung 11 Ausrichten und spannen der Wellen

### Montage der zweiten Getriebestufe

23. Einsetzen von jeweils zwei Nutensteinen (Pos. 5) in die oberen Längsstreben, siehe auch Zusammenbauzeichnung der zweiten Getriebestufe.
24. Einpressen der Kugellager (Pos. 3) in die Lagerhalter (Pos. 6). Gleicher Ablauf wie bei der ersten Getriebestufe.
25. Aufziehen und fixieren des Zahnrades (Pos. 1). Die Fixierung des Zahnrades erfolgt mittig auf der Welle mit Schrauben (Pos. 8). Siehe auch Abbildung 12

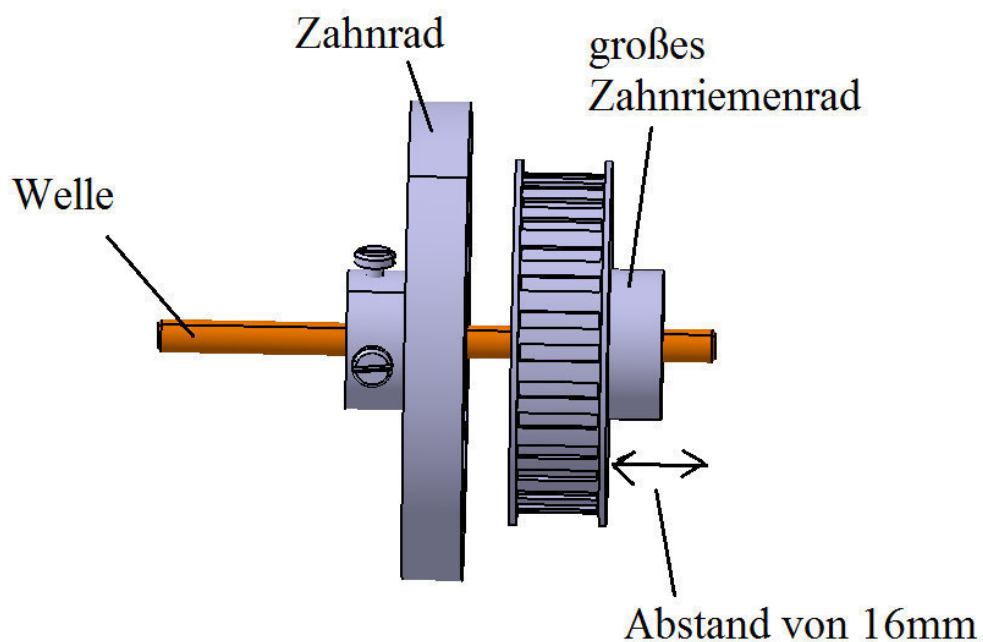


Abbildung 12 Zweite Getriebestufe

26. Aufpressen der Zahnriemenrolle (Pos. 2), mit 32 Zähnen auf die Welle, gleicher Ablauf wie bei der ersten Welle. Die Positionierung erfolgt in ein bzw. zwei Millimeter Abstand zu dem Zahnrad. Die Positionierung ist auch in der Abbildung 12 erkennbar.
27. Aufziehen der Kugellager samt der Halterung auf die Wellen
28. Einführen der zweiten Getriebestufe in den Rahmen, dabei gleichzeitiges Überwerfen des Zahnriemens.
29. Sechskantschrauben (Pos. 4) durch die Bohrungen in den Lagerhaltern stecken und in die Nutensteine leicht eindrehen, noch nicht anziehen. Es empfiehlt sich dafür den Rahmen auf die Seite zu legen.
30. Mit einem Tischlerwinkel den rechtwinkligen Verlauf der Welle kontrollieren und den zweiten Lagerhalter, durchs Anziehen der Schrauben fixieren, siehe auch Abbildung 11
31. Die Zahnriemenrolle der ersten Getriebestufe in eine Flucht mit der Rundriemenrolle der zweiten Stufe bringen und durchs Anziehen der Schrauben fixieren.

### **Montage des Schlittens**

32. Einschrauben der Bolzen (Pos. 4) zusammen mit den Laufrollen (Pos. 3) in die Laufrollenprofile (Pos. 1). Siehe auch Zusammenbauzeichnung der Baugruppe Schlitten.
33. Einsetzen der Nutensteine (Pos. 7) in die obere Nut der Laufrollenprofile -die lange Seite der Nutensteine zeigt zur Mitte des Profils.



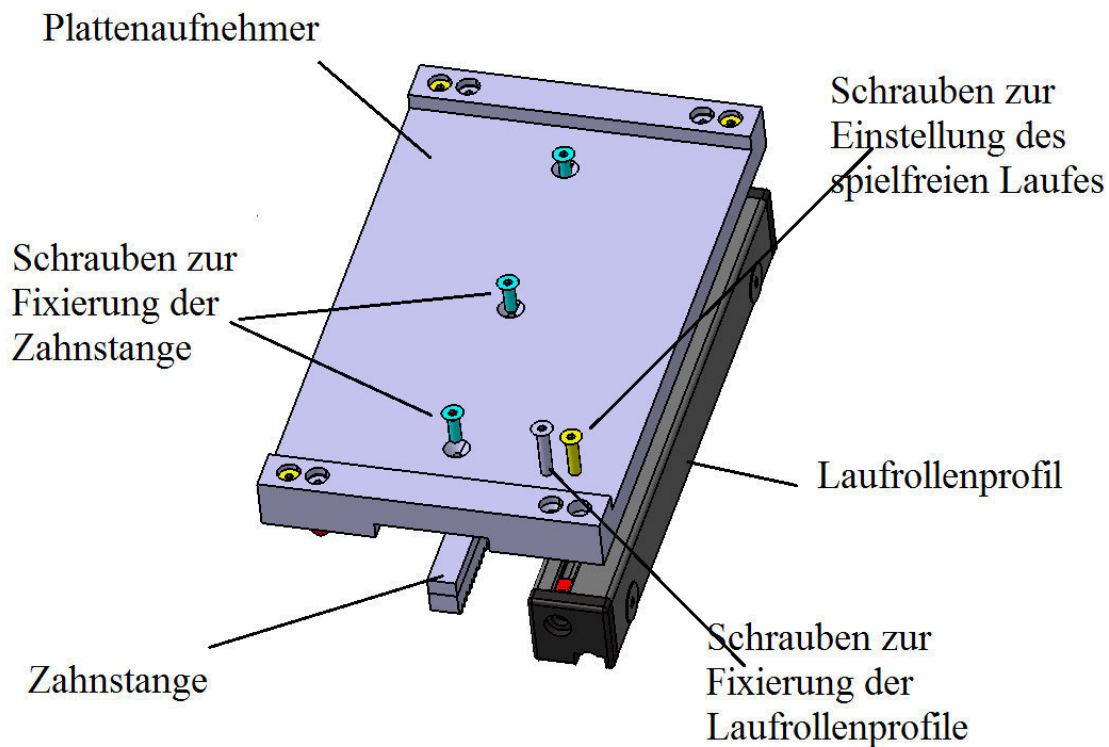


Abbildung 13 Montage des Schlittens

34. Abschließen der Laufrollenprofile mit den Kappen des Abstreif- und Schmier-systems (Pos. 2), die Fixierung erfolgt mit den dazugehörigen Schrauben.
35. Verkleben der Zahnstange (Pos. 11) mit dem Zahnstangenhalter (Pos. 10) und Fixierung der Konstruktion mit Senkschrauben (Pos. 9) am Plattenträger (Pos. 5).+
36. Anschrauben der vorgefertigten Laufrollenprofile an den Plattenhalter, handfestes Anziehen der Schrauben (Pos. 6), den Schlitten auf den Prüfstand setzen.
37. Einstellen des kippelfreien Laufes durch leichtes Drehen der exzentrischen Bolzen (Pos. 4). Dabei wird die Höhe der einzelnen Räder ver-stellt.

#### Schrauben zur Einstellung des spielfreien Laufes

Anmerkung: Wurden die Toleranzen bei der Fertigung der Laufrollenprofile nicht eingehalten, so reicht die Exzentrizität der Bolzen für die Justierung nicht aus. Dafür enthält der Plattenhalter vier Gewindebohrungen. Zum Einstellen des spielfreien Laufes wird die Verschraubung der Schrauben gelockert und der Schlitten auf die Schienen aufgesetzt. Durchs Eindrehen der Schrauben (Pos. 6) und Anziehen der Schrauben (Pos. 8) lässt sich ein spielfreier Lauf herstellen.

#### Montage des Kraftaufnehmers

38. Fixierung eines Winkels zur Aufnahme des Kraftaufnehmers (Pos. 6) an das Item Profil (Pos. 1). Die Fixierung erfolgt mit zwei Nutensteinen (Pos. 2) und zwei Schrauben (Pos.3).
39. Anbringen des Profils an der, dem Motor gegenüberliegenden oberen Querstrebe. Die Fixierung erfolgt mit einem Gelenkwinkelsatz (Pos. 5).

40. Abschließen des Item-Profiles mit den Abdeckkappen (Pos. 4)
41. Befestigung des Kraftaufnehmers am Winkel mit den dafür vorgesehenen Schrauben (Pos. 7)

Anmerkung: Die Aufnahme für den Kraftaufnehmer ist für den Sauter FK10 ausgelegt, bei der Benutzung eines anderen Kraftaufnehmers ist ein neuer Halter anzufertigen oder der bestehende zu verändern.

## Schaltung und Elektrik

42. Einpressen der Sicherheits- Einpressbuchsen (Pos. 6, 7 und 8) in das Universalgehäuse (Pos. 1). Siehe auch Abbildung 15.



Abbildung 14 Erdung am Motor

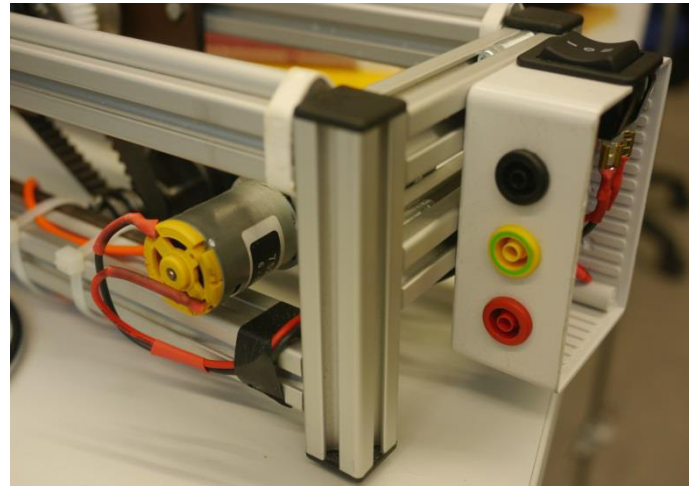


Abbildung 15 Positionierung der Einpressbüchsen und Anschlüsse des Motors

43. Anlöten der Stromkabel an dem Motor und Isolierung mit Schrumpfschlauch.
44. Befestigung des Universalgehäuses an der Motorquerstrebe mit einem Nutzenstein (Pos. 4) und Schraube (Pos. 5).
45. Anschrauben der Erdung an den Motorwinkel (Abbildung 14) mit einem Kabelschuh.

46. Einführen der Kabel in den Schaltkasten.
47. Verkabelung der Sicherheits-Einpressbüchsen des Wippenschalters (Pos.3), des Motors und der Erdung mit 1,5mm<sup>2</sup> Kabeln und Flachsteckhülsen. Die Verkabelung erfolgt nach dem Schaltplan in der Abbildung 16.

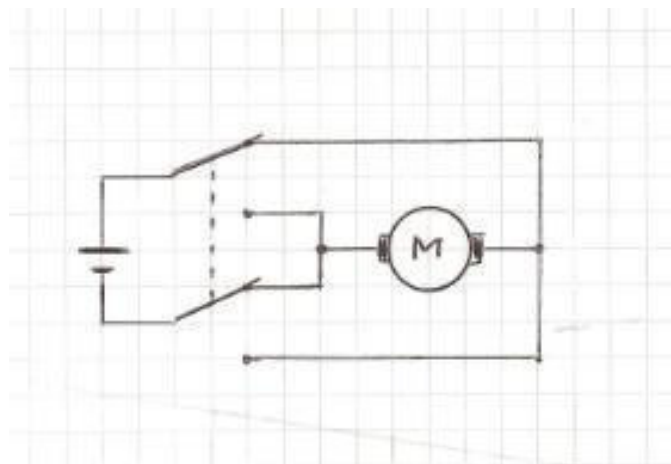


Abbildung 16 Schaltplan

Anmerkung: es ist möglich auf die Flachsteckhülsen zu verzichten, es werden dadurch aber mögliche Umbaumaßnahmen erschwert.

48. Einführen des Wippenschalters in die vorgesehene Aussparung und Verschrauben des Deckels (Pos 2) mit den zum Universalkasten dazugehörigen Schrauben.

## Bedienungsanleitung/ Versuchsdurchführung

### Allgemeiner Ablauf

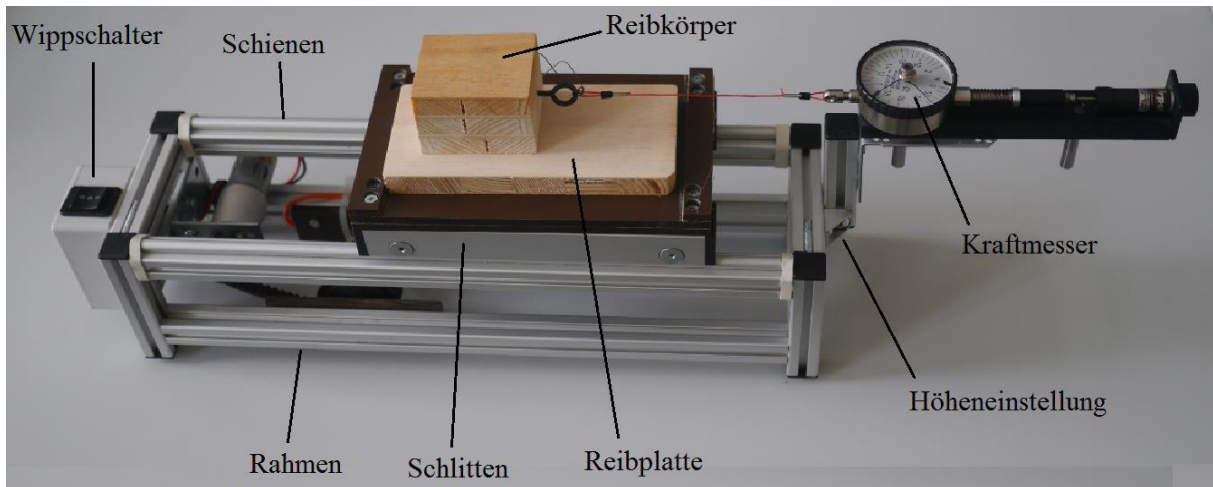


Abbildung 2 Reibwertprüfstand

- Kontrolle des Wippschalters, muss sich in neutraler Position befinden, Abbildung 2.
- Anschließen der Labornetzteil an den Prüfstand, mit den dafür vorgesehenen Laborkabeln. Einschalten des Labornetzteiles und Einstellen der Spannung, welche die Geschwindigkeit des Schlittens vorgibt. Empfehlenswert sind  $0,8 \text{ cm/sec}$  dafür werden 6V benötigt, zur Verdopplung der Geschwindigkeit wird die Spannung verdoppelt. Siehe auch Abbildung 1.

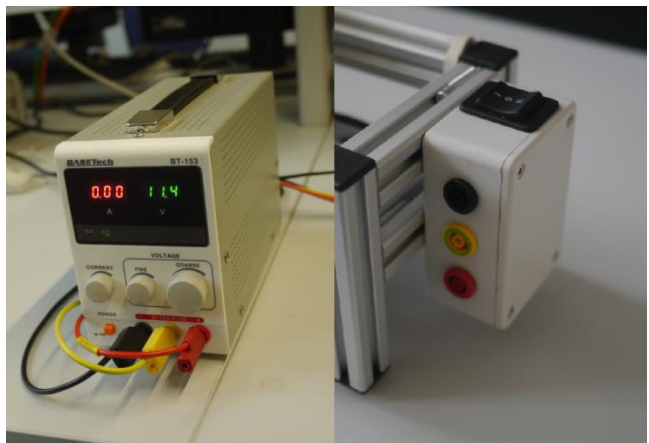


Abbildung 1 Labornetzteil und Stromanschluss des Prüfstandes

- Einlegen der Reibplatte in den Schlitten
- Aufsetzen des Reibkörpers auf die Reibungsplatte
- Gegebenenfalls einstellen der Arbeitshöhe des Kraftmessers, die Position des Kraftaufnehmers lässt sich auch in der Horizontalen einstellen. Siehe dazu auch Abbildung 3

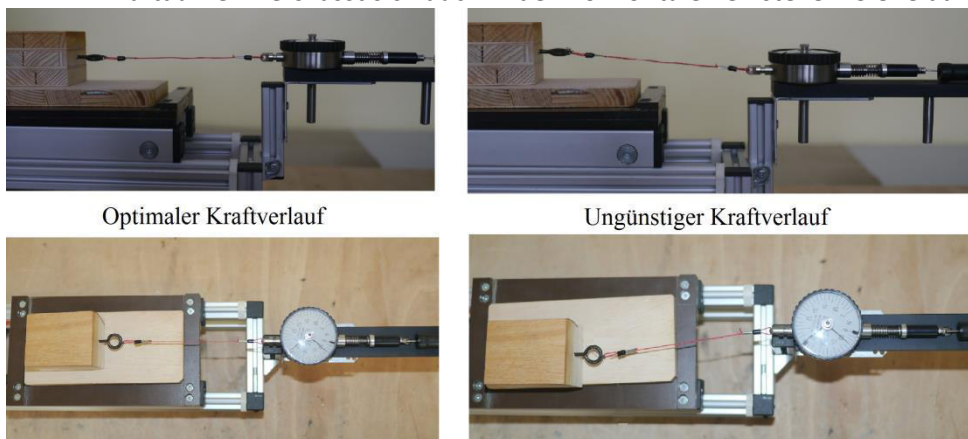


Abbildung 3 Beispiele für optimale und ungünstige Kraftverläufe

Für die Verwendung des Sauter FK 10

- Einschalten der Kraftmessers, WICHTIG Hacken des Kraftaufnehmers muss frei sein und darf nirgendwo berühren, der Wert der Anzeige muss 0,000N anzeigen. Siehe dazu auch Abbildung 4.

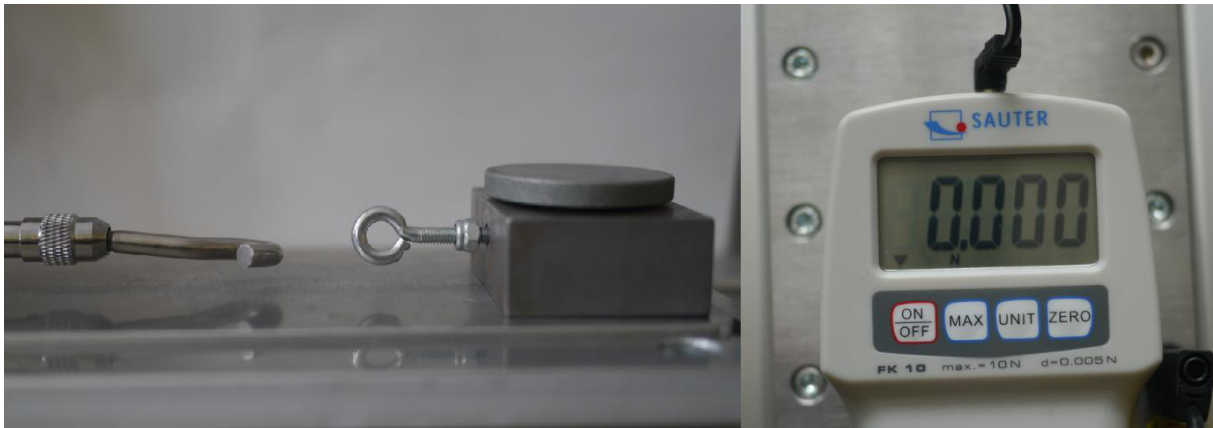


Abbildung 4 Hacken und Display des Sauter FK10

- Einhängen des Gewichtes und starten des Messvorganges
- In der Spitzenwertmessung werden die gemessenen Spitzenwerte ausgegeben (Haftreibung). Wird über die Taste „MAX“ eingestellt. In der kontinuierlichen Messung wird der aktuell gemessene Wert (Gleitreibung) ausgegeben.  
Anmerkung:  
Beim Wechsel der Reibungspartner, Kraftmesser entlasten und Anzeige kontrollieren gegeben falls Kraftmesser resettet

### *Für die Verwendung des analogen Kraftaufnehmers*

- Einhängen des Kraftaufnehmers
- Rückstellen des Schleppzeigers, siehe auch Abbildung 5.
- Starten des Messvorganges

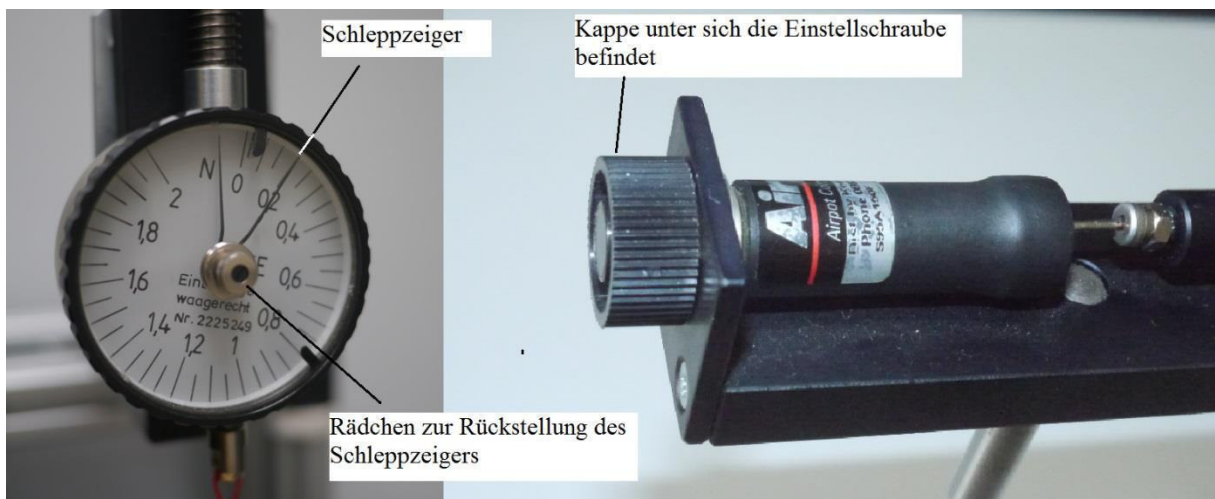


Abbildung 5 Analoge Kraftmesser und Einstellschraube des Dämpfers

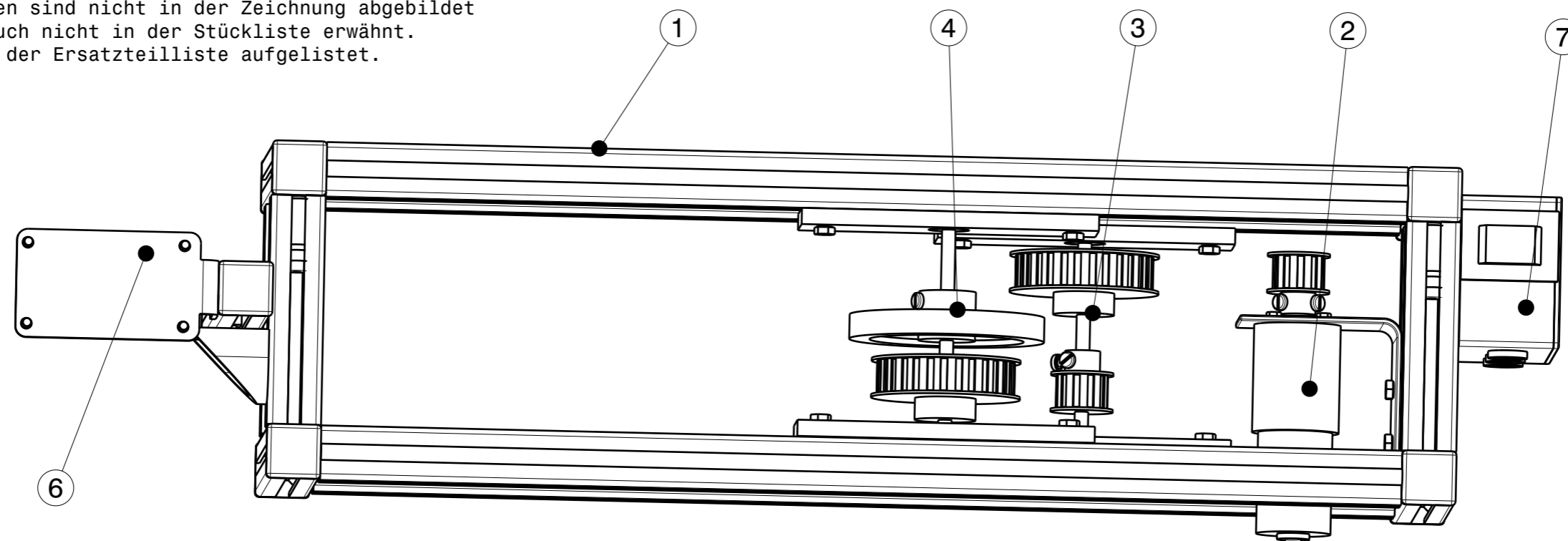
Anmerkung:  
Der Dämpfer lässt sich durchs Drehen der Einstellschraube, unter der Kappe, im geringen Umfang einstellen.

## Stückliste für den Prüfstand

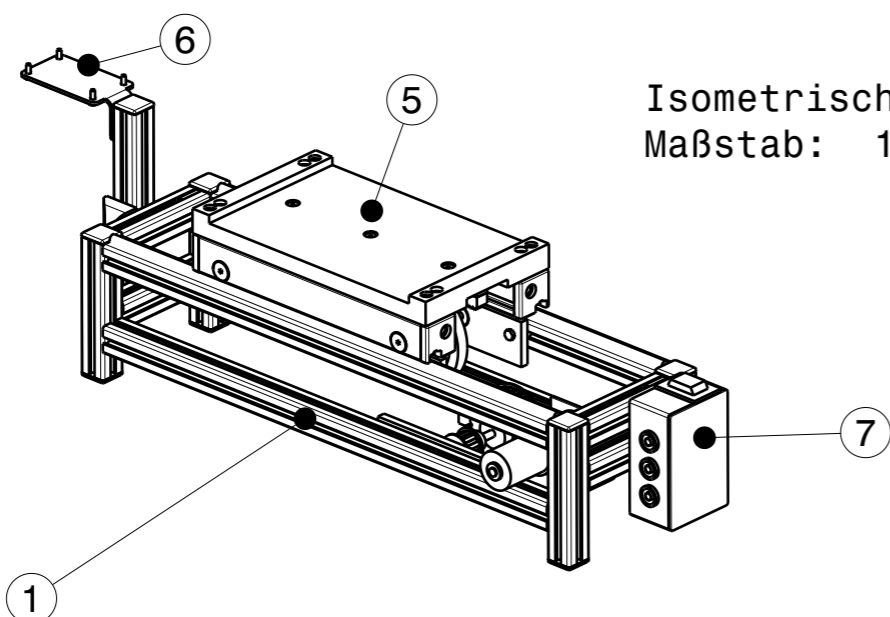
Anzahl	Bezeichnung	Besonderheiten	Artikel-Nr.	Anbieter
4	Profil 5 20x20, Quer	Länge 84,5 mm	0.0.370.03	Item
4	Profil 5 20x20 Vertikal	Länge 100 mm	0.0.370.03	Item
4	Profil 5 20x20 Lang	Länge 385 mm	0.0.370.03	Item
1	Profil 5 20x20 Kraft	Länge 150 mm	0.0.370.03	Item
10	Abdeckkappe 5 20x20 schwarz		0.0.370.09	Item
16	Automatik Verbindungssatz 5 verzinkt		0.0.391.60	Item
2	Welle	385mm	0.0.356.01	Item
2	Wellenklemmprofil 5 D6, natur	385mm	0.0.390.02	Item
15	Nutenstein 5	M4 verzinkt	0.0.370.06	Item
1	Gelenkwinkel 5	Nutensteine und Schrauben sind bereits enthalten	0.0.437.83	Item
4	Laufrolle D6		0.0.356.03	Item
4	Bolzen5 D6 z	verzinkt	0.0.390.03	Item
2	Abstreif und Schmiersystem 5 D6	Schrauben bereits enthalten	0.0.390.12	Item
2	Laufrollenprofil 5 D6 natur	Länge 200mm	0.0.390.01	Item
1	Zahnscheibe 12 Zähne	Bohrung für 6mm Welle	HTD0125M009	Conrad
1	Zahnscheibe 12 Zähne	Bohrung für 5mm Welle	HTD0125M009	Conrad
2	Zahnscheibe 32 Zähne	Bohrung für 5mm Welle	HTD0325M009	Conrad
1	Universalkasten			Conrad
1	Laborbuchse Schwarz		733952 - 62	Conrad
1	Laborbuchse Rot		733974 - 62	Conrad
1	Laborbuchse Gelb-Grün		734082 - 62	Conrad
1	Wippschalter		700070 - 62	Conrad
9	Flachsteckhülsen 4,8 x 0,8	nicht im CAD enthalten	736936 - 62	Conrad
1	Kabelschuh		737204 - 62	Conrad
2	Welle 5mm	42mm Länge	237078 - 62	Conrad
1	Zahnrad	D70mm Modul 1mm		Unnlimited Drive Systems
1	Zahnstange	Modul 1mm, 200 mm		Unlimited Drive Systems
4	Kugellager DIN 605 ZZ			
4	ISO 10642 M4x20			
4	ISO 10642 M4x16			
3	ISO 10642 M4x12			
13	ISO 4017 M4x8			
4	ISO 4017 M3x8			
4	ISO 4017 M3x6			
1	Motor	DCEM 22 T18 (722.116)		
4	Lageraufnahme	6mm HPL Plattenmaterial		Eigenanfertigung

1	Zahnstangenhalter	6mm HPL Plattenmaterial		Eigenanfertigung
1	Plattenaufnehmer	6mm HPL Plattenmaterial		Eigenanfertigung
1	Messhalter			Eigenanfertigung
1	Motorbefestigung			Eigenanfertigung
4	Stellschrauben M3x6	Nicht im CAD Model enthalten		
2	Stellschrauben M3x10	Nicht im CAD Model enthalten		
1	Schraube und Mutter für Erdung			
1	Kabel Schwarz			
1	Kabel Rot			

Bemerkung:  
Die Zahnriemen sind nicht in der Zeichnung abgebildet  
und werden auch nicht in der Stückliste erwähnt.  
Sind aber in der Ersatzteilliste aufgelistet.



Draufsicht mit ausgeblendetem Schlitten  
Maßstab: 1:2

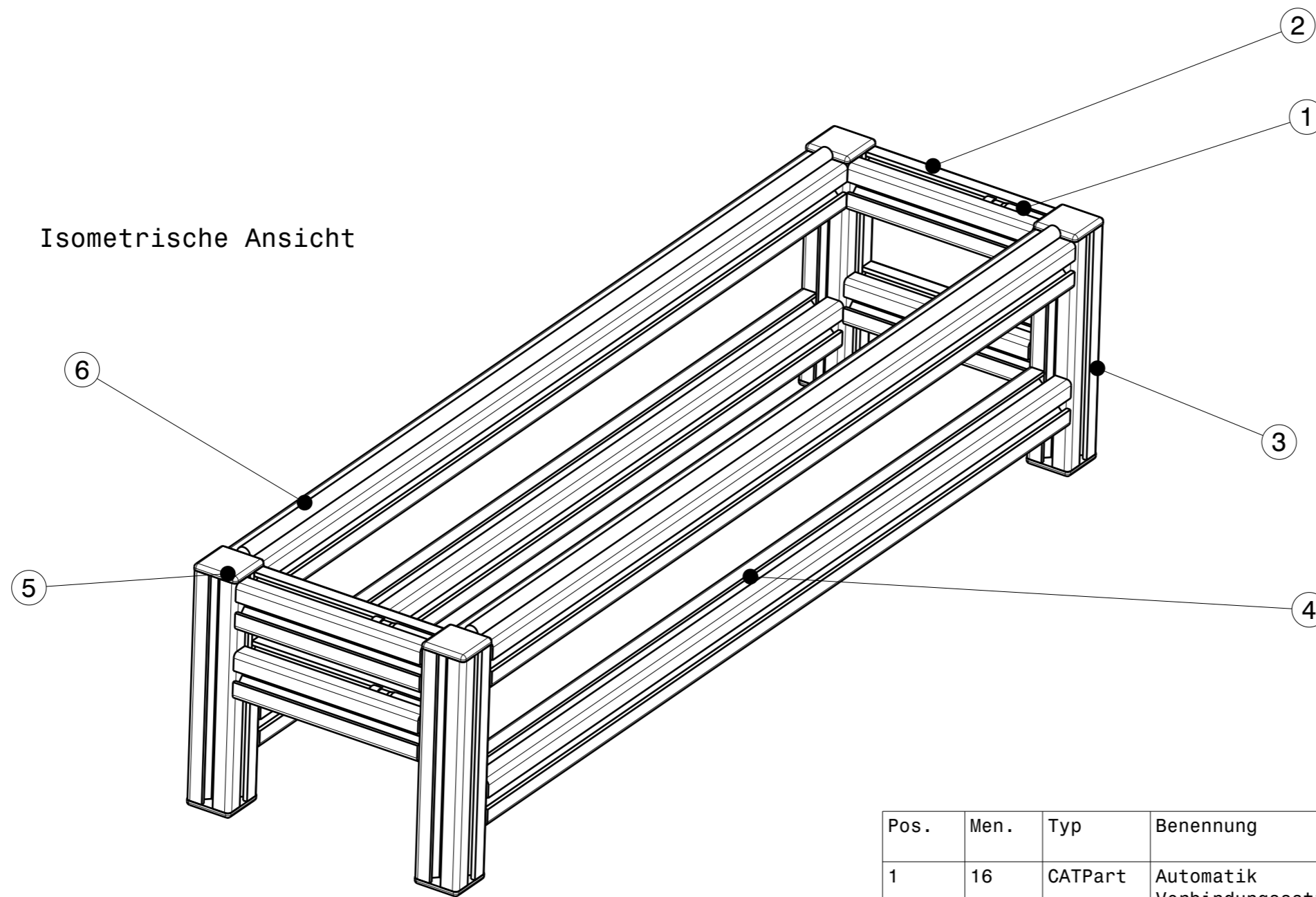


Isometrische Ansicht  
Maßstab: 1:5

Pos.	Men.	Ein.	Benennung der Baugruppe	Bemerkung
1	1		Rahmen	
2	1		Motor	
3	1		erste Getriebestufe	
4	1		zweite Getriebestufe	
5	1		Schlitten	
6	1		Kraftaufnehmer	
7	1		Elektrik	

				Maßstab 1:5			
				Bear. 02.07.16		Name Fjod.	
				Gepr.		Reibwertprüfstand	
				Norm			
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5		Blatt 1	
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)	A3

Isometrische Ansicht



Pos.	Men.	Typ	Benennung	Sachnr./Norm-Kurzbez	Bemerkung
1	16	CATPart	Automatik Verbindungssatz 5	Item 0.0.391.60	-
2	4	CATPart	Querstrebe	Item 0.0.370.03	-
3	4	CATPart	Beinstrebe	Item 0.0.370.03	-
4	4	CATPart	Längsstrebe	Item 0.0.370.03	-
5	8	CATPart	Abdeckkappe 5 20x20	Item 0.0.370.09	-
6	2	CATPart	Welle 6mm	Item 0.0.356.01	-

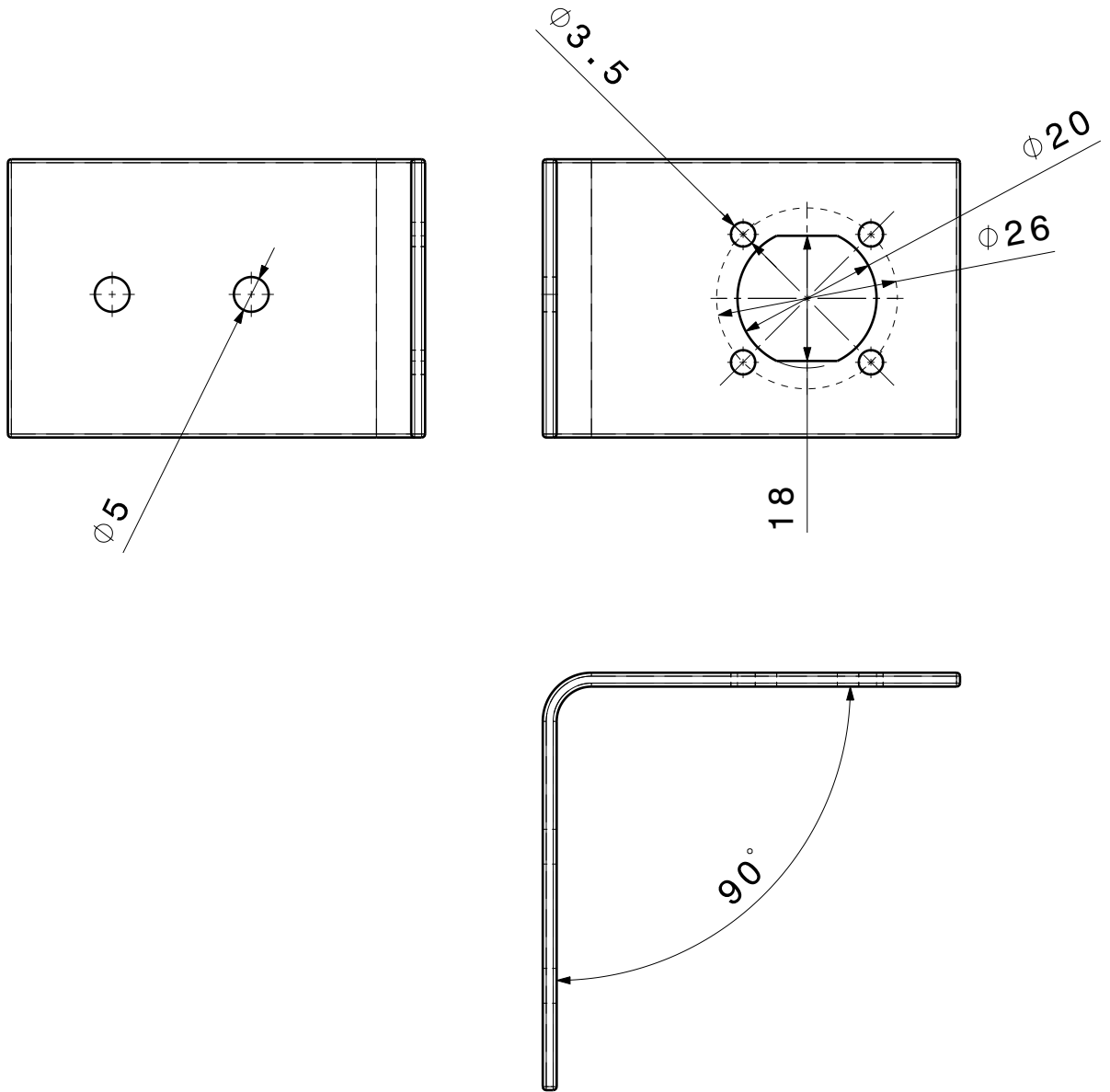
			Maßstab 1:2		
			Bear.	Datum	Name
			Gepr.	30.06.16	Fjod.
			Norm		
Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5					Blatt 1
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:) (Ers.d.:) Blatt 1
					A3



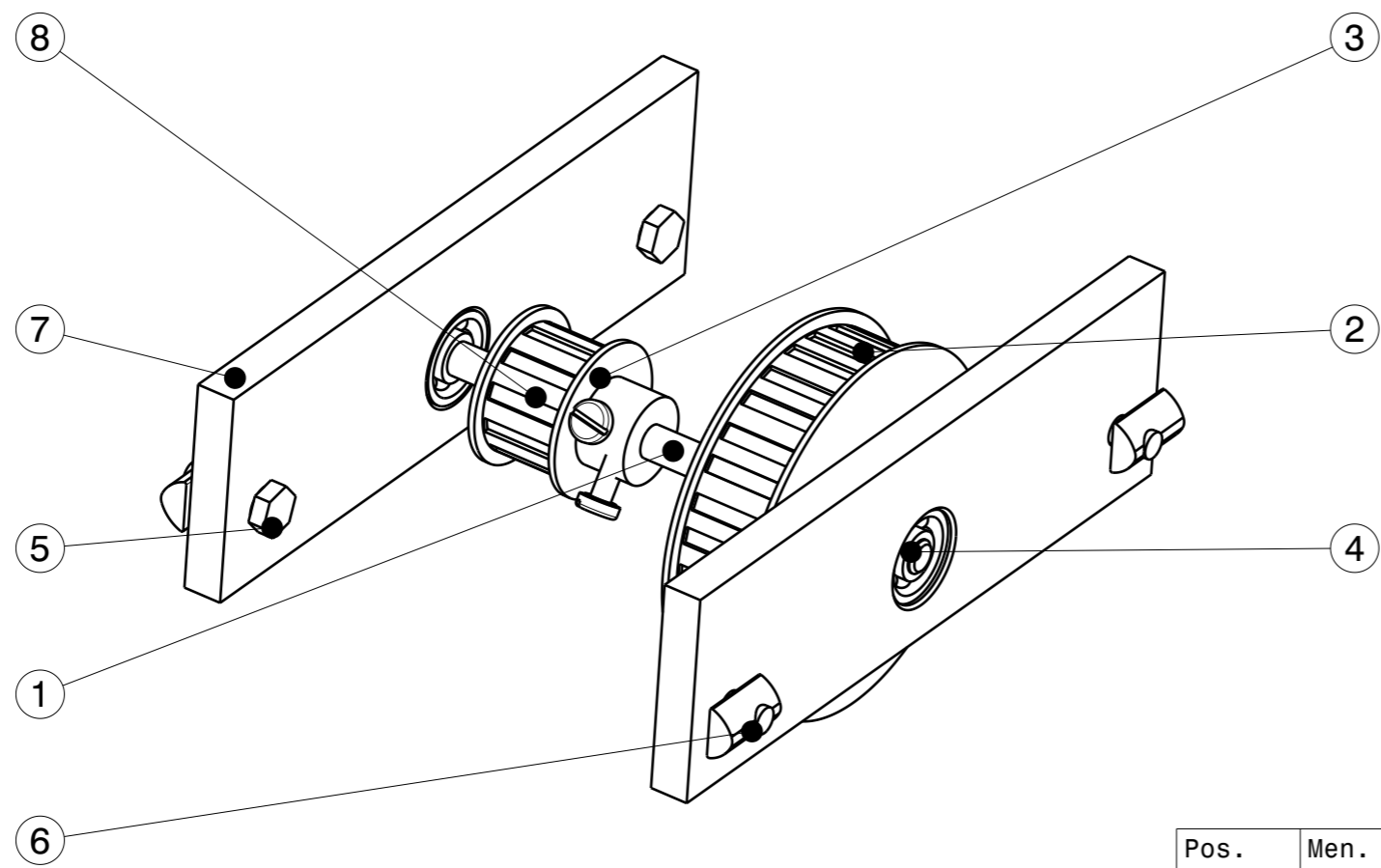


**Bemerkung:**

Es wurden nur die wichtigen Masse bemaßt,  
die unbemaßten Angaben sind je nach Halbzeug, frei wählbar.



				Allgemeintolleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:1		Material: Stahl	
				Es bietet sich an ein bereits vorhandene Winkelverbinder z.B. aus dem Holzbau zu verwenden.		<b>Motorbefestigung</b>			
				Datum 30.06.16		Name Fjod.			
				Bear. Gepr. Norm					
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5		Blatt 1			
						1 Bl.			
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)		(Ers.d.:)		A4

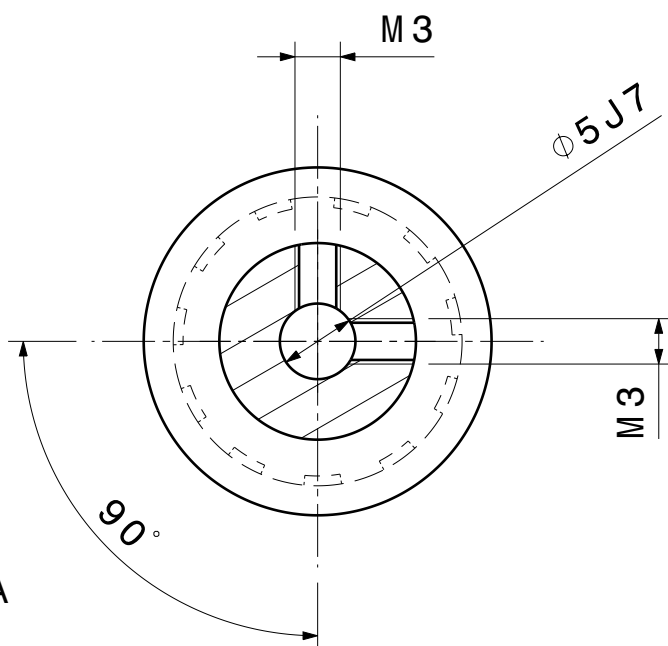


Isometrische Ansicht

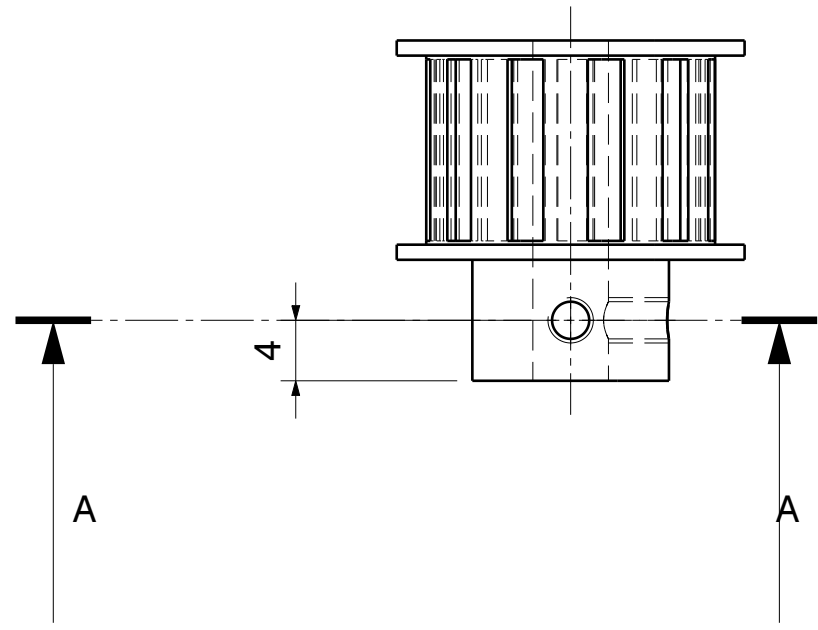
Pos.	Men.	Typ	Benennung	Sachnr./Norm-Kurzbez.	Bemerkung
1	1	CATPart	Welle	Conrad 237078 - 62	-
2	1	CATPart	grosse Zahnriemenscheibe	HD 32 - 5M 09	-
3	1	CATPart	kleine Zahnriemenscheibe	Conrad HD 12 - 5M 09	Wellebohrung auf 5mm
4	2	CATPart	Kugellager 605 ZZ	DIN 625 - 605 ZZ	-
5	4	CATPart	Sechskantschraube M4 x 12	ISO 4017 - M4 x 12	Stahl
6	4	CATPart	Nutenstein M4	Item 0.0.370.06	Nutenstein 5 St M4 verzinkt 1
7	2	CATPart	Lageraufnahme	-	-
8	2	CATPart	Flachkopfschraube Schlitz M3 x 6	ISO 1580 - M3 x 6	Stahl

			Maßstab 1:1				
			Baugruppe erste Getriebestufe				
			Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5				
			Blatt 1				
			1 Bl.				
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)	A3

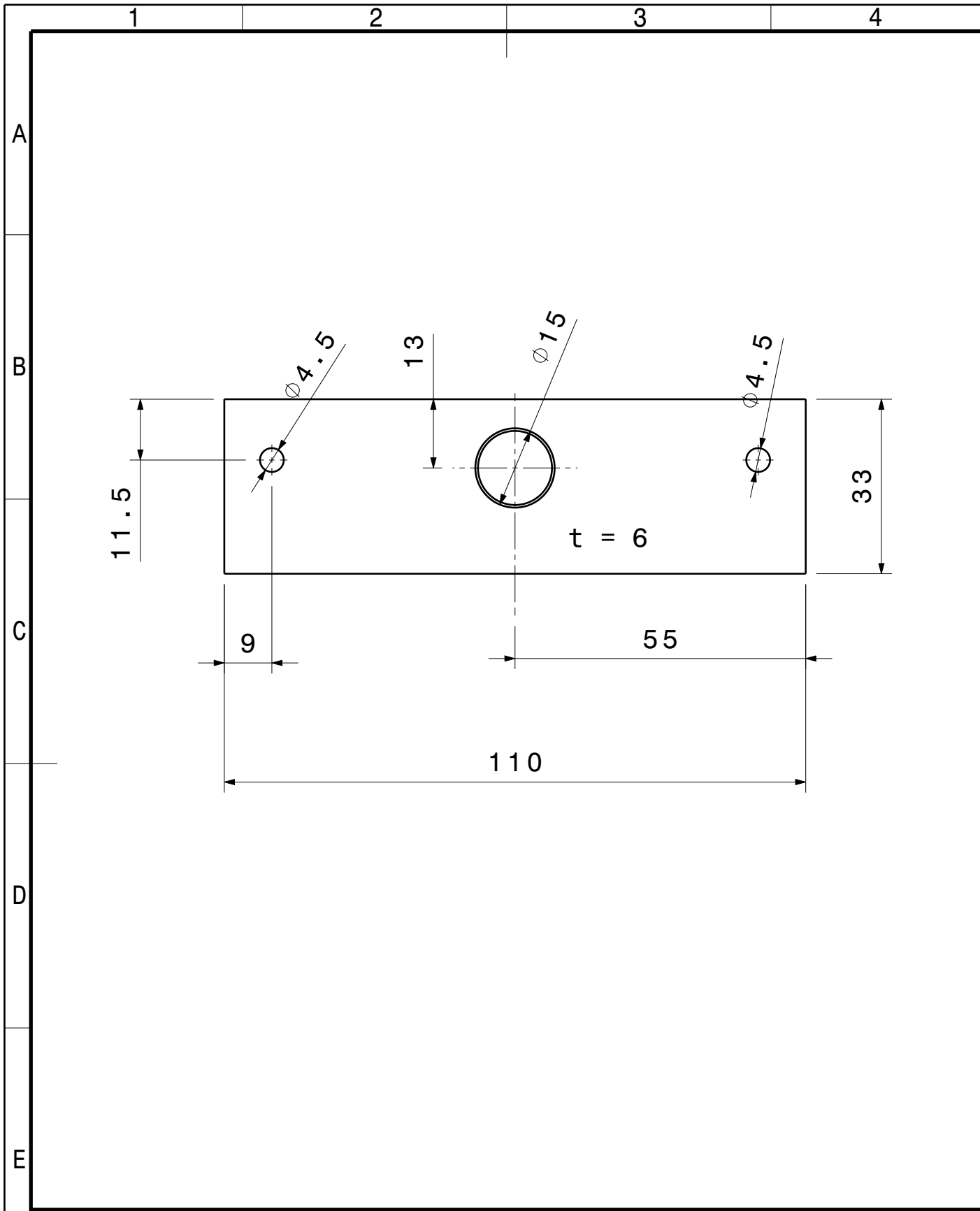
Bemerkung :  
Veränderungen an einem Kaufteil



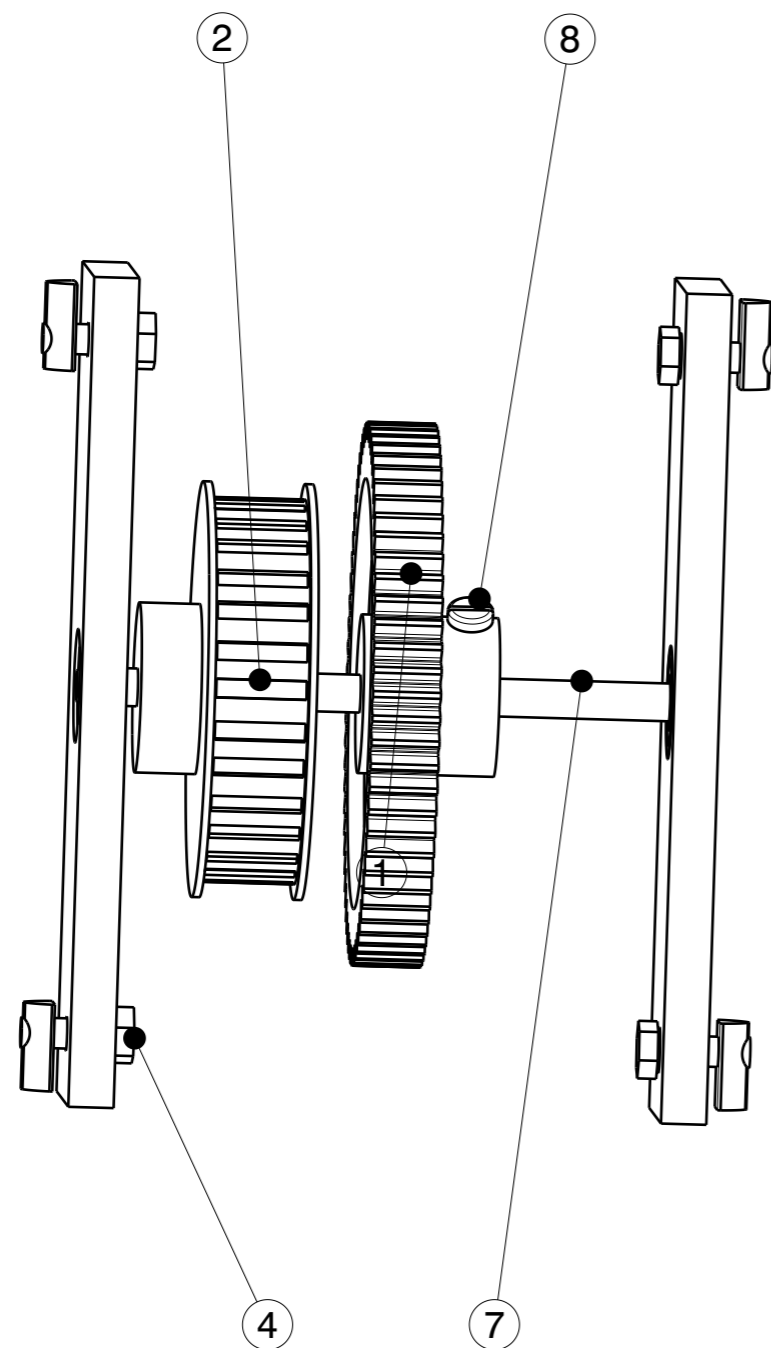
Schnittansicht A-A



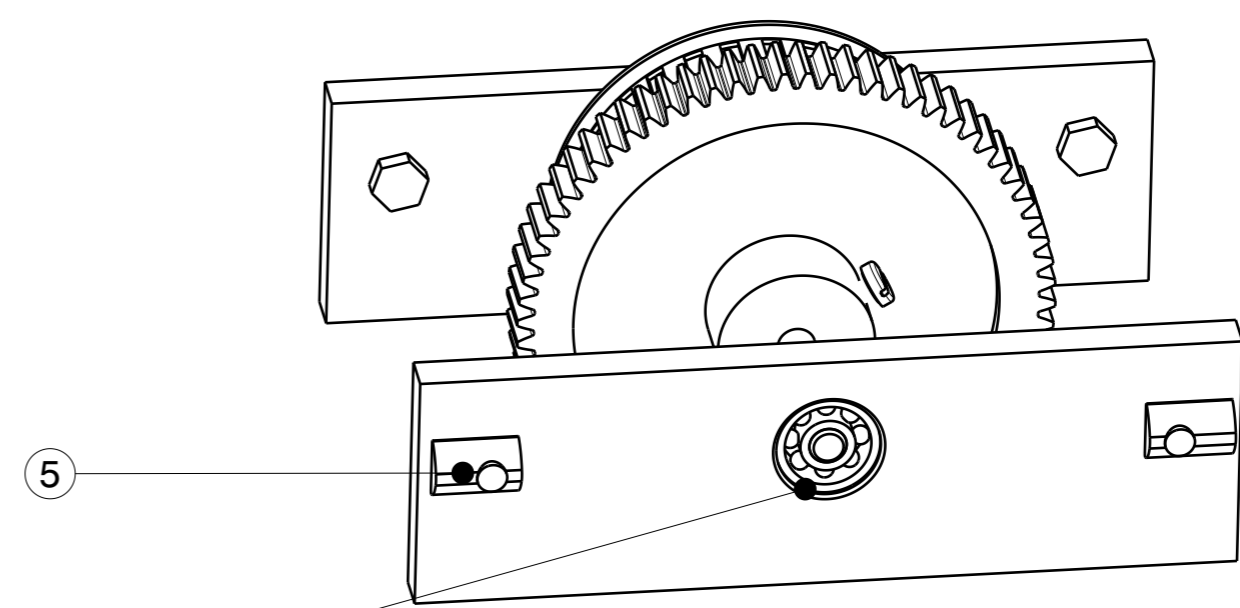
				Allgemeintoleranz ISO 2768-m		Maßstab 2:1		Material: Aluminium	
						Erweitern der fertigen Zahnriemenscheibe um eine Wellenbohrung und zwei Gewindebohrungen.			
				Bear.	Datum	Name		kleine Zahnriemenscheibe	
				Gepr.	30.06.16	Fjod			
				Norm					
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5		Anbieter Conrad, Artikel-Nr. HTD0125M009			Blatt 1
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)			(Ers.d.:)	
								A4	



				Allgemeintoleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:1		Material: HPL Platten	
						6mm starkes HPL Schichtstoffplatten Material			
				Bear.	Datum	Name		Lageraufnahme	
				Gepr.	30.06.16	Fjod.			
				Norm					
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5				Blatt 1	
								1 Bl.	
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.::)			(Ers.d.::)	
								A4	



Isometrische Ansicht  
von Oben



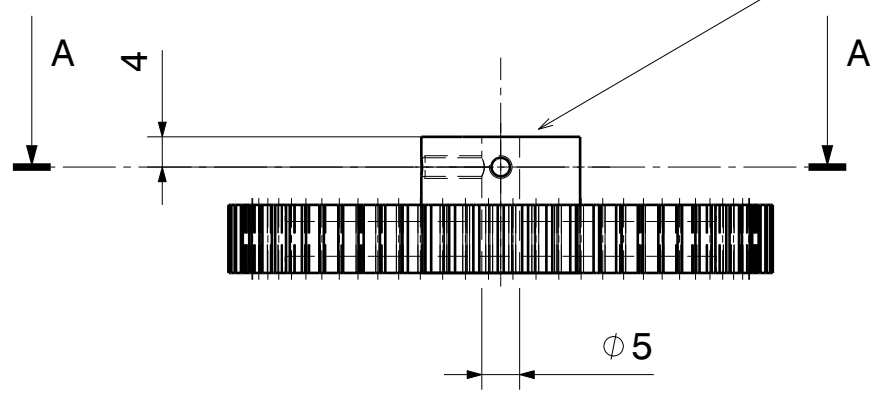
Isometrische Ansicht  
von der Seite

Pos.	Menge	Typ	Benennung	Sachnr./Norm-Kurzbez.	Bemerkung
1	1	CATPart	Zahnrad	-	-
2	1	CATPart	grosse Zahnriemenscheibe	HD 32 - 5M 09	-
3	2	CATPart	Kugellager 605 ZZ	-	-
4	4	CATPart	Sechskantschraube M4 x 12	ISO 4017 - M4 x 12	-
5	4	CATPart	Nutenstein M4	Item 0.0.370.06	NONE
6	2	CATPart	Lageraufnahme	-	-
7	1	CATPart	Achse	-	-
8	2	CATPart	Flachkopfschraube Schlitz M3 x 10	ISO 1580 - M3 x 10	-

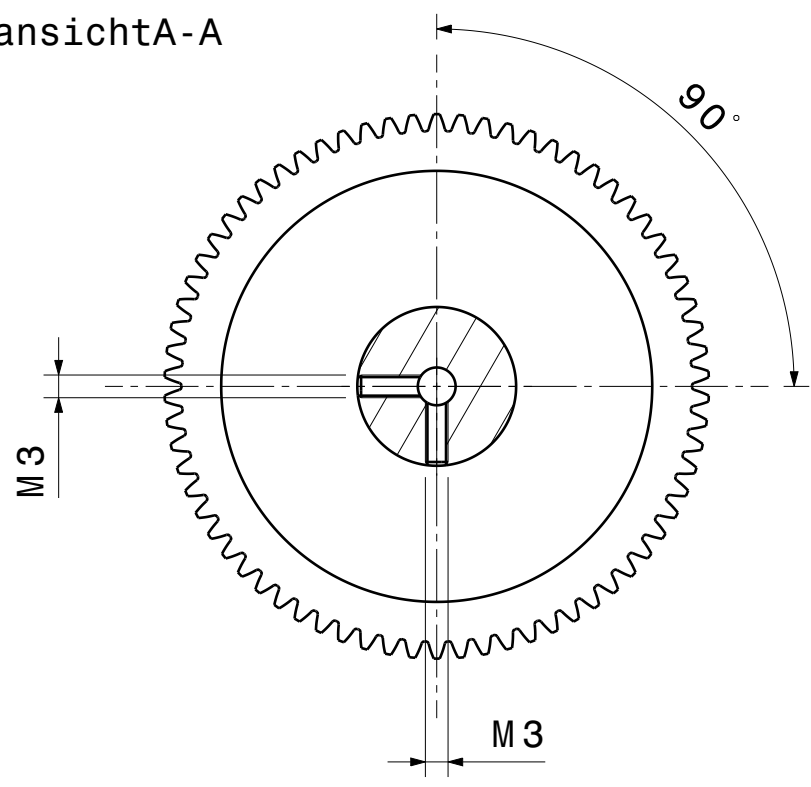
			Maßstab 1:1				
			Baugruppe zweite Getriebestufe				
			Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5				
			Blatt 1				
			1 Bl.				
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)	A3

Bemerkung :  
 Veränderungen an einem Kaufteil  
 Zähne des Zahnrades sind vereinfacht dargestellt und nicht aus-modelliert

Auffüllung der 10mm Bohrung mit  
 Epoxidharzspachtel oder Polyoxymethylen (POM)



Schnittansicht A-A



				Allgemeintoleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:1		Material: POM	
						10mm Bohrung auf 5mm verkleinern und zwei Bohrungen mit Gewinde anbringen			
				Bear.	Datum	Name		Zahnrad	
				Gepr.	30.06.16	Fjod.			
				Norm					
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5			Anbieter Unnlimited Drive Systems, Zahnrad mit D70mm Modul 1mm		Blatt 1
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)		(Ers.d.:)		B1. A4

1 2 3 4

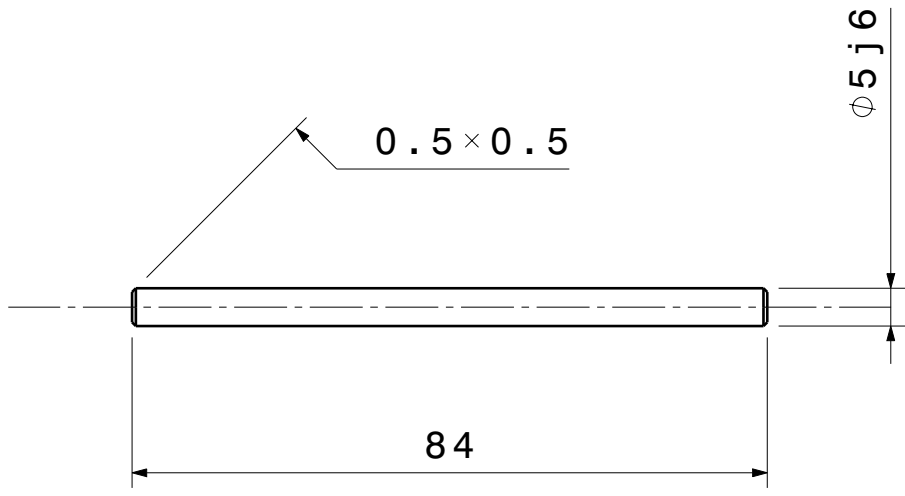
A

B

C

D

E

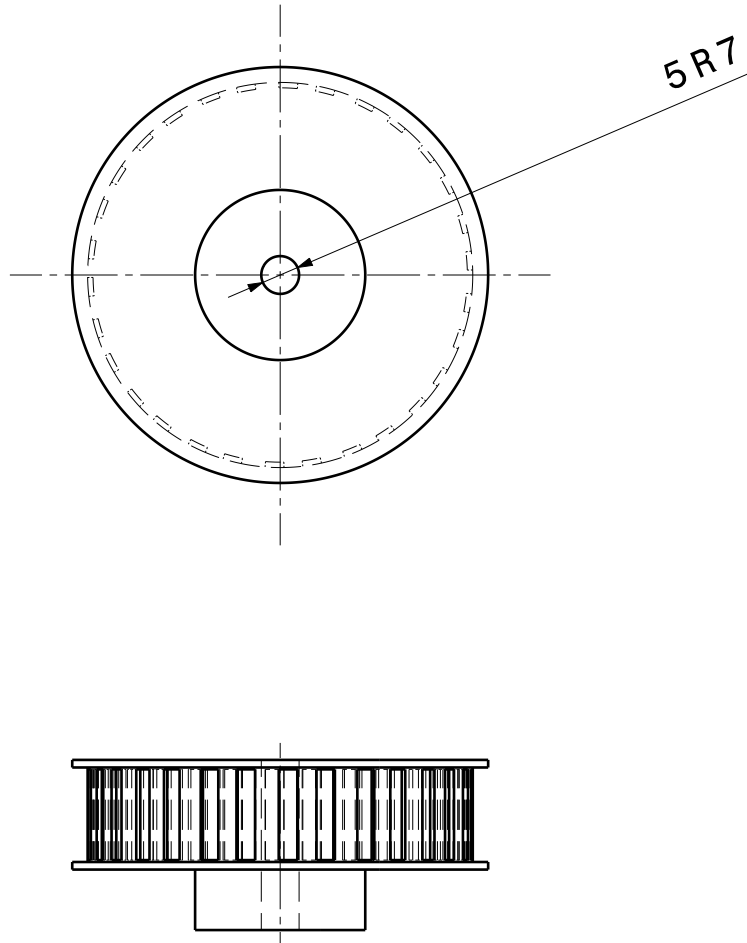


F

				Allgemein-tolleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:1		Material: Stahl	
				Bear.	Datum	Name	Welle		
				Gepr.	30.06.16	Fjod			
				Norm			Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5		Blatt 1
							Anbieter fürs Halbzeug: Conrad, Silberstahl-Welle, Artikel-Nr. 237078 - 62		1 Bl.
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)		(Ers.d.:)		A4



Bemerkung :  
Veränderungen an einem Kaufteil



A  
B  
C  
D  
E

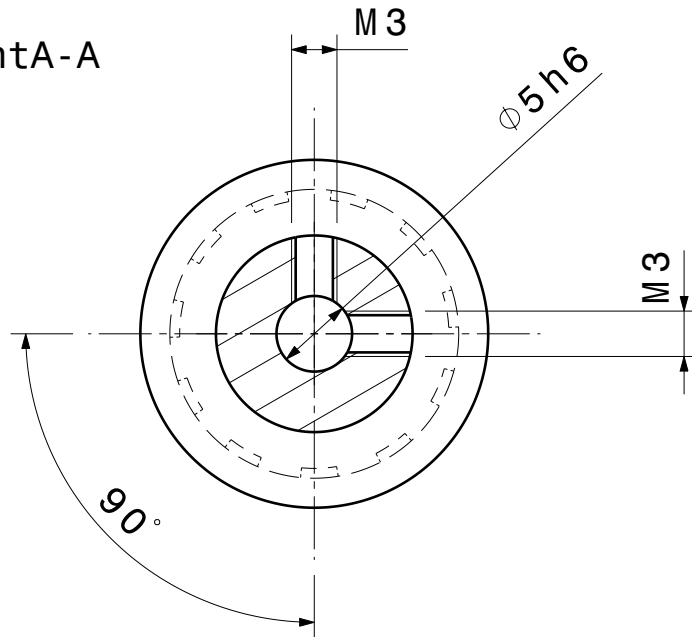
1 2 3 4

				Allgemeintoleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:1		Material: Aluminium	
						Erweitern der fertigen Zahnriemenscheibe um eine 5mm Wellenbohrung			
				Bear.	Datum	große Zahnriemenscheibe			
				Gepr.	30.06.16				
				Norm		Name			
						Fjod			
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5		Anbieter: Conrad, Artikel-Nr. HTD0325M009			Blatt 1
								1 B1.	
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)			(Ers.d.:)	
									A4

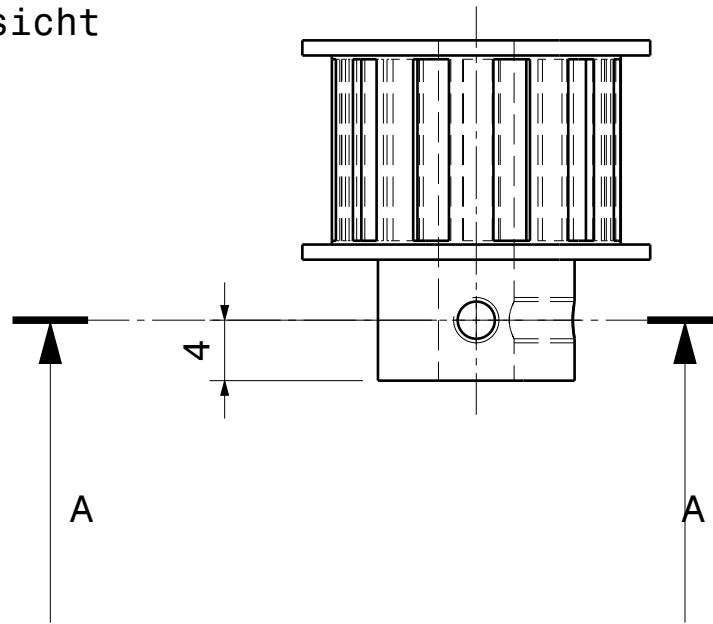
F

Bemerkung :  
Veränderungen an einem Kaufteil

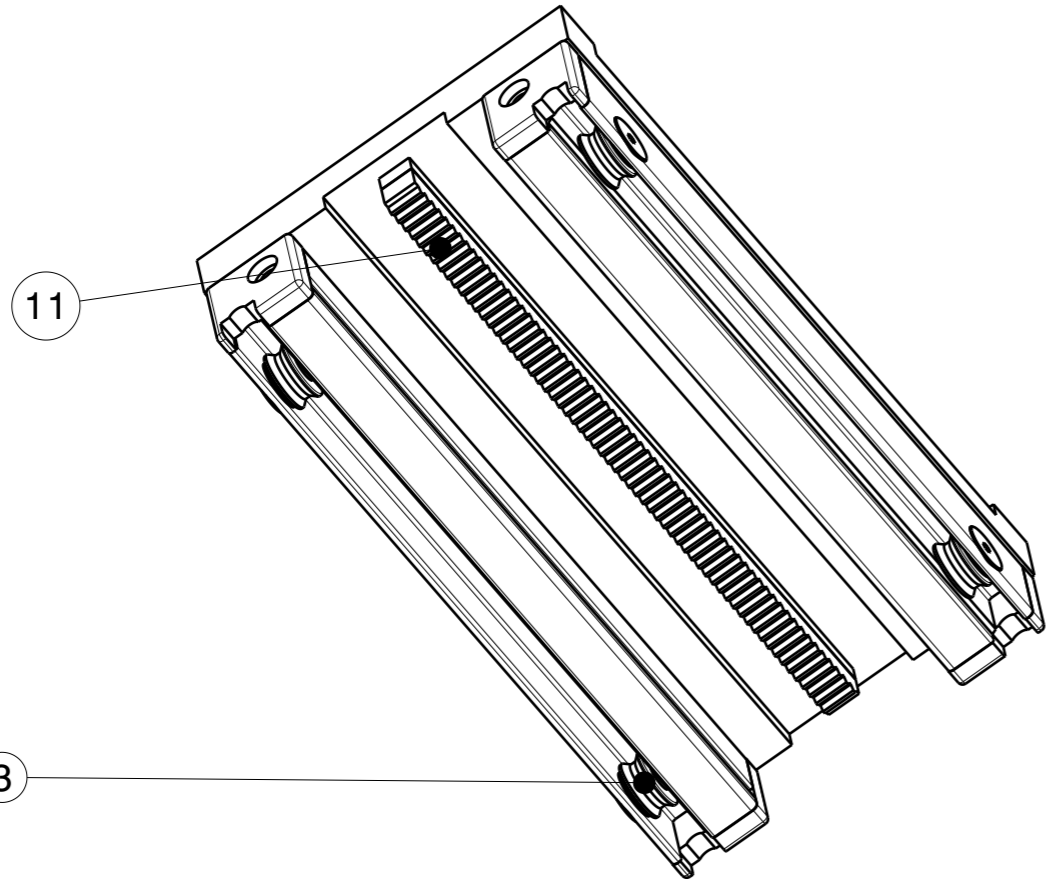
Schnittansicht A-A



Draufsicht



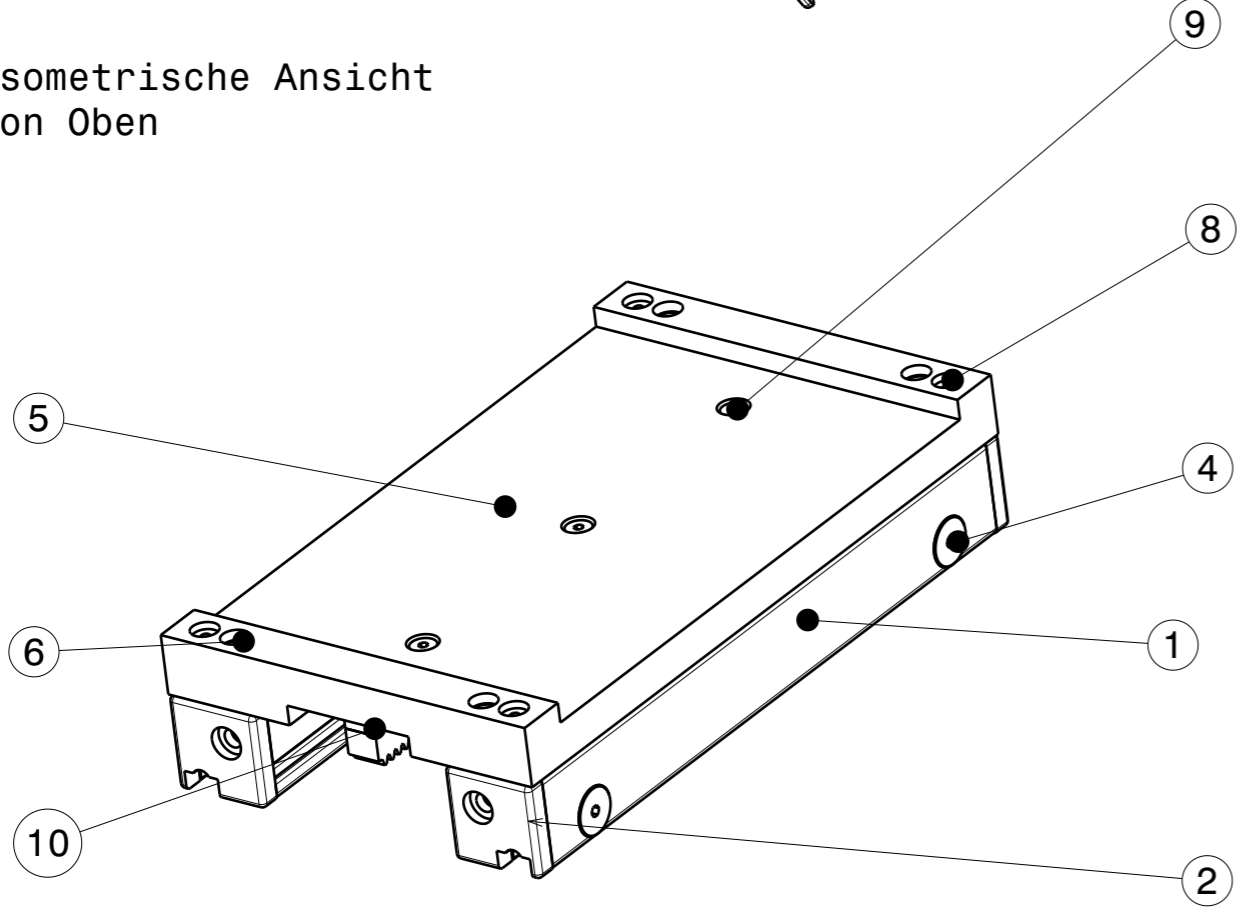
				Allgemeintoleranz ISO 2768-m		Maßstab 2:1		Material: Aluminium	
						Erweitern der fertigen Zahnriemenscheibe um eine Wellenbohrung und zwei Gewindebohrungen.			
				Bear.	Datum	Name		kleine Zahnriemenscheibe	
				Gepr.	30.06.16	Fjod			
				Norm					
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5			Anbieter: Conrad, Artikel-Nr. HTD0125M009		Blatt 1
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)		(Ers.d.:)		B1. A4



Bemerkung:  
 Pos. 7, die Nutensteine sind nicht sichtbar.  
 Befinden sich unterhalb der Pos. 8

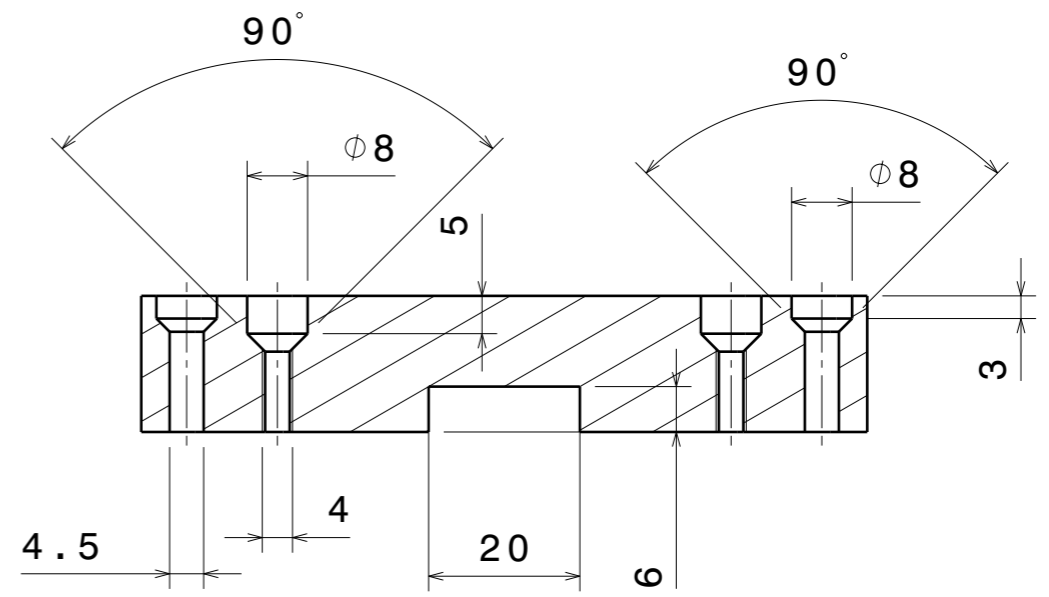
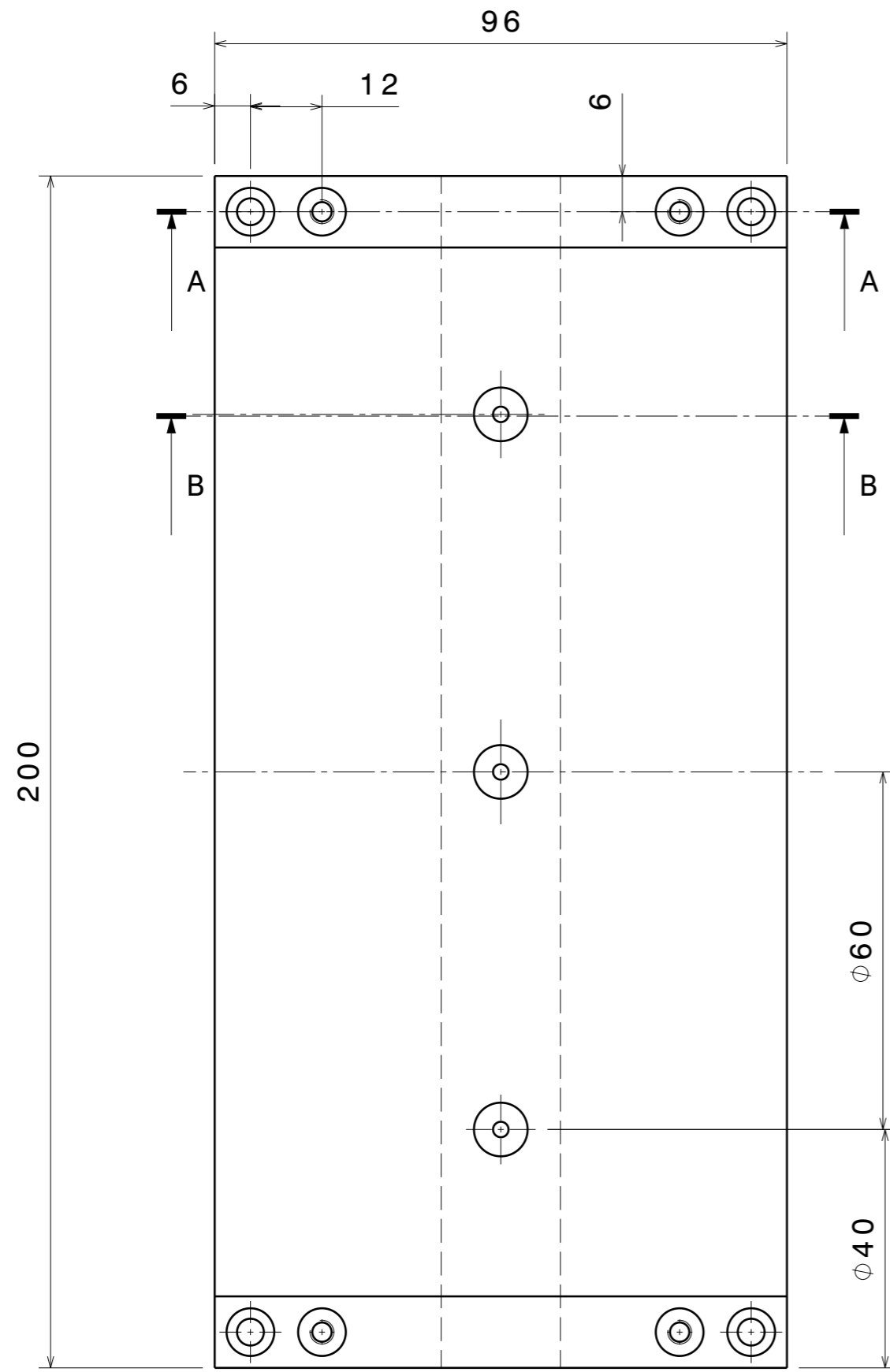
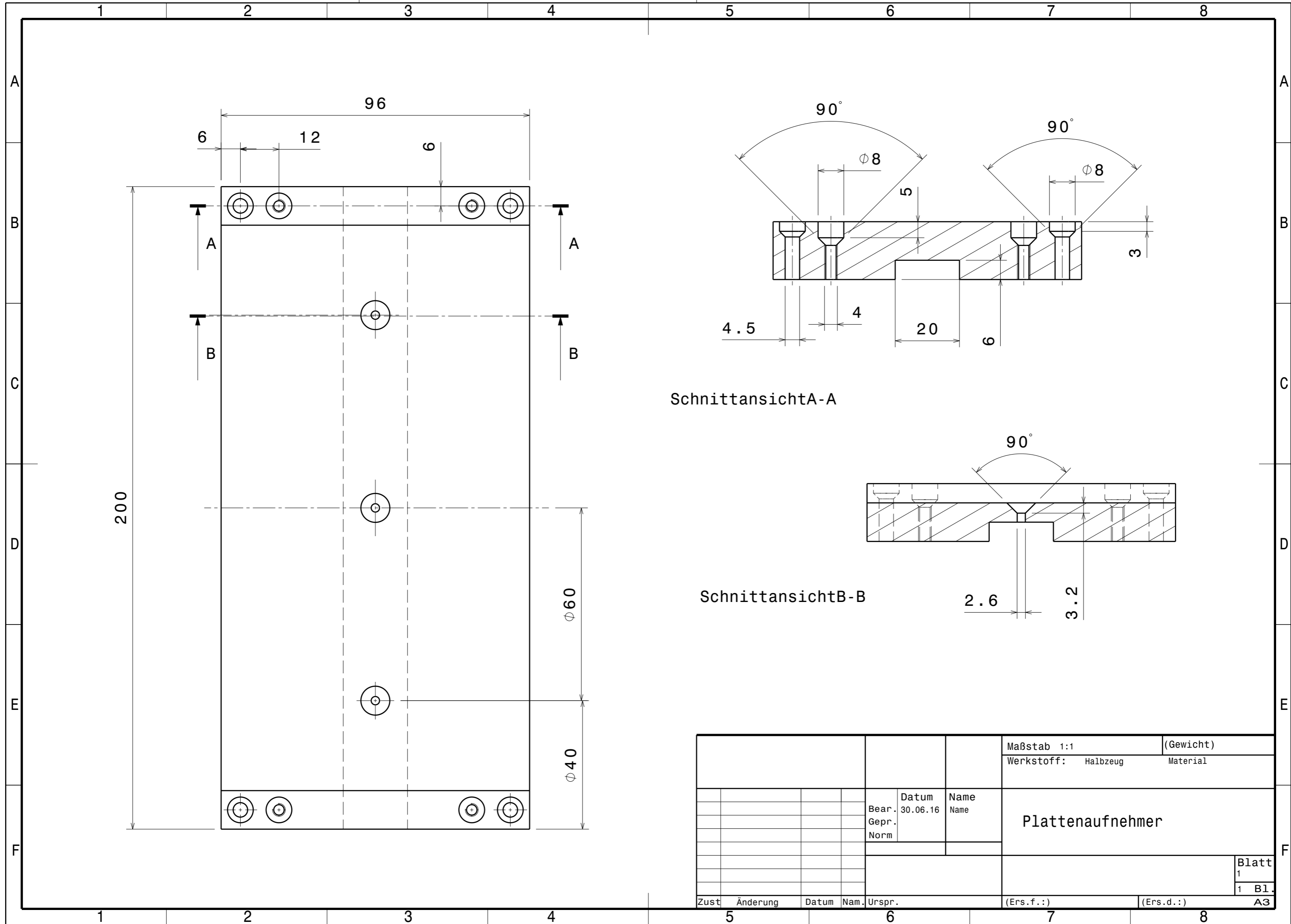
Isometrische Ansicht  
 von Unten

Isometrische Ansicht  
 von Oben

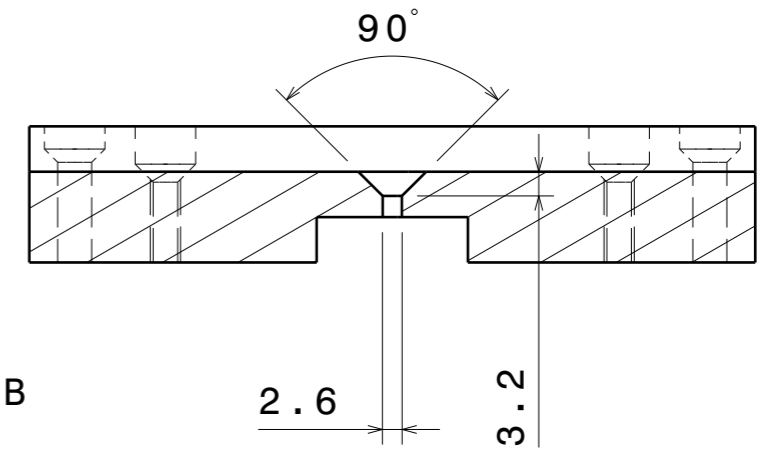


Pos.	Menge	Typ	Benennung	Sachnr./Norm-Kurzbez.	Bemerkung
1	2	CATPart	Laufrollenprofil 5 D6	Item 0.0.390.01	Länge 200mm
2	2	CATPart	Abstreif und Schmiersystem 5 D6	Item 0.0.390.12	schwarz, Schrauben im Set enthalten
3	4	CATPart	Laufrolle D6	Item 0.0.356.03	-
4	4	CATPart	Bolzen 5 D6	Item 0.0.390.03	verzinkt
5	1	CATPart	Plattenaufnehmer	-	-
6	4	CATPart	Senkschraube M4 x 20	ISO 10642 - M4 x 20	-
7	4	CATPart	Nutenstein M4	Item 0.0.370.06	Nutenstein 5 St M4 verzinkt 1
8	4	CATPart	Senkschraube M4x16	ISO 10642 - M4 x 16	-
9	3	CATPart	Senkschraube M4 x 12	ISO 10642 - M4 x 12	-
10	1	CATPart	Zahnstangenhalter	-	-
11	1	CATPart	Zahnstange	-	Unlimited Drive Systems, Modul 1mm, 200 mm

			Maßstab 1:2		(Gewicht)	
			Baugruppe Schlitten			
			Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5		Blatt 1	
					1 Bl.	
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)



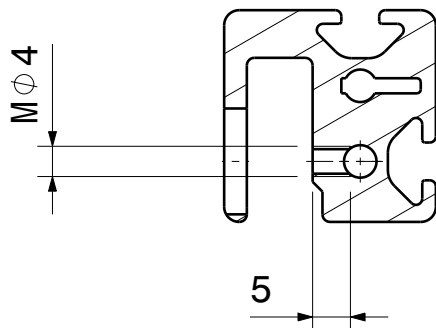
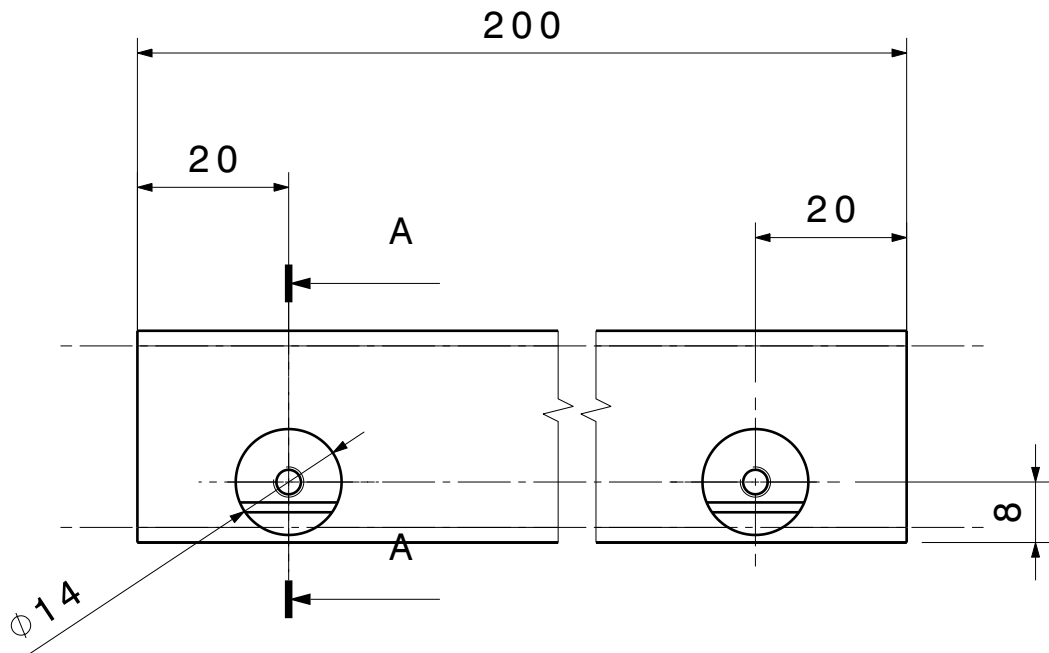
Schnittansicht A-A



Schnittansicht B-B

				Maßstab 1:1		(Gewicht)
				Werkstoff: Halbzeug		Material
		Bear.	Datum	Name		Plattenaufnehmer
		Gepr.	30.06.16	Name		
		Norm				
Zust.	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)
					Blatt 1	
					1 Bl.	
					A3	

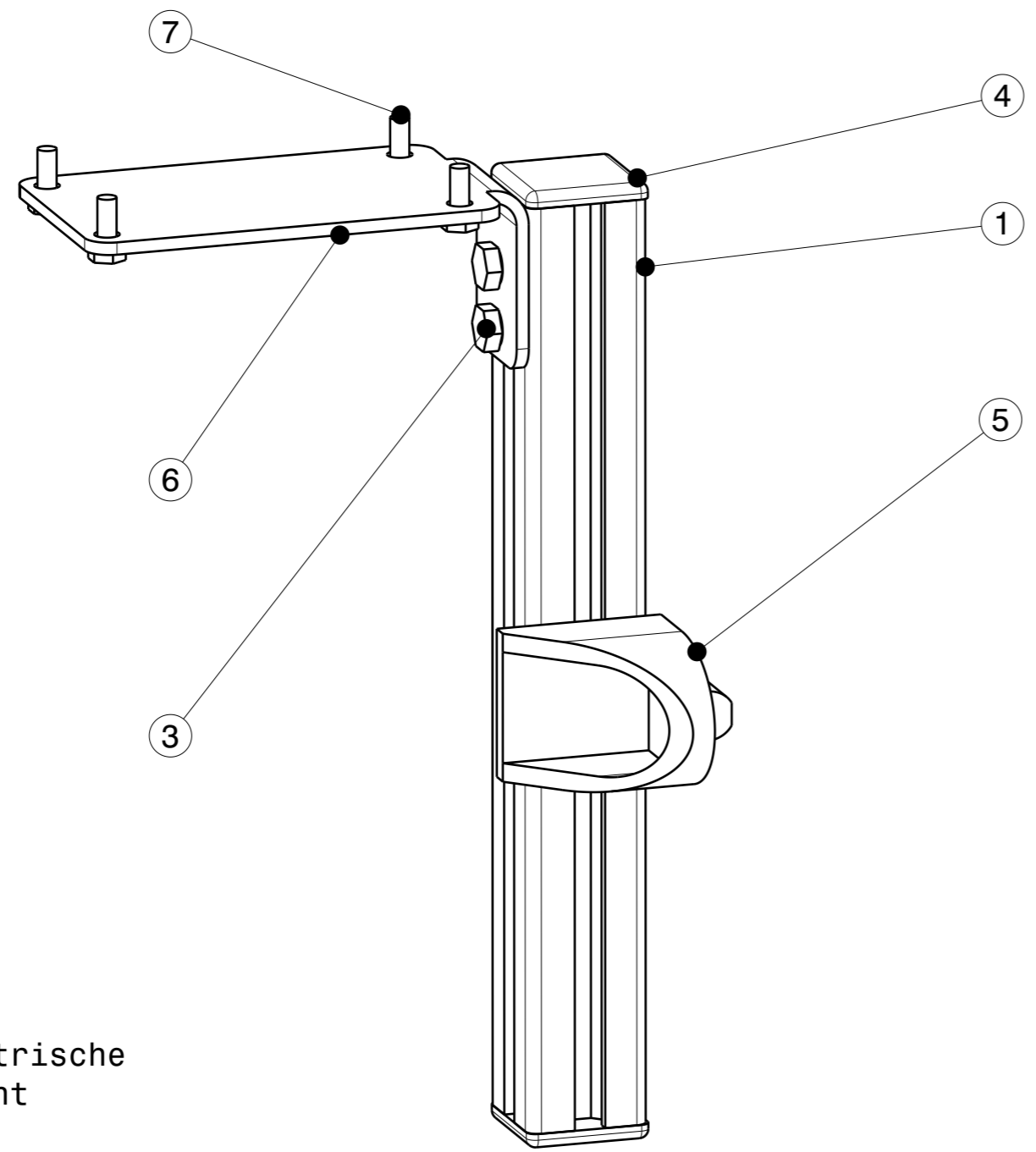
Bemerkung :  
Veränderungen an einem Kaufteil



Schnittansicht A-A  
Maßstab: 1:1

				Allgemeintolleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:1		Material: Aluminium	
						Erweiterung des bestehenden Laufrollenprofils um Bohrungen und Gewinde			
				Bear.	Datum	Laufrollenprofil			
				Gepr.	30.06.16				
				Norm	Name	Anbieter: Item, Laufrollenprofil 5 D6 natur, Artikel-Nr. 0.0.390.01			
					Fjod.				
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5				Blatt 1	
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)		(Ers.d.:)		B1. A4

Bemerkung:  
 Pos. 2, die Nutensteine sind nicht sichtbar.  
 Befinden sich unterhalb der Pos. 3



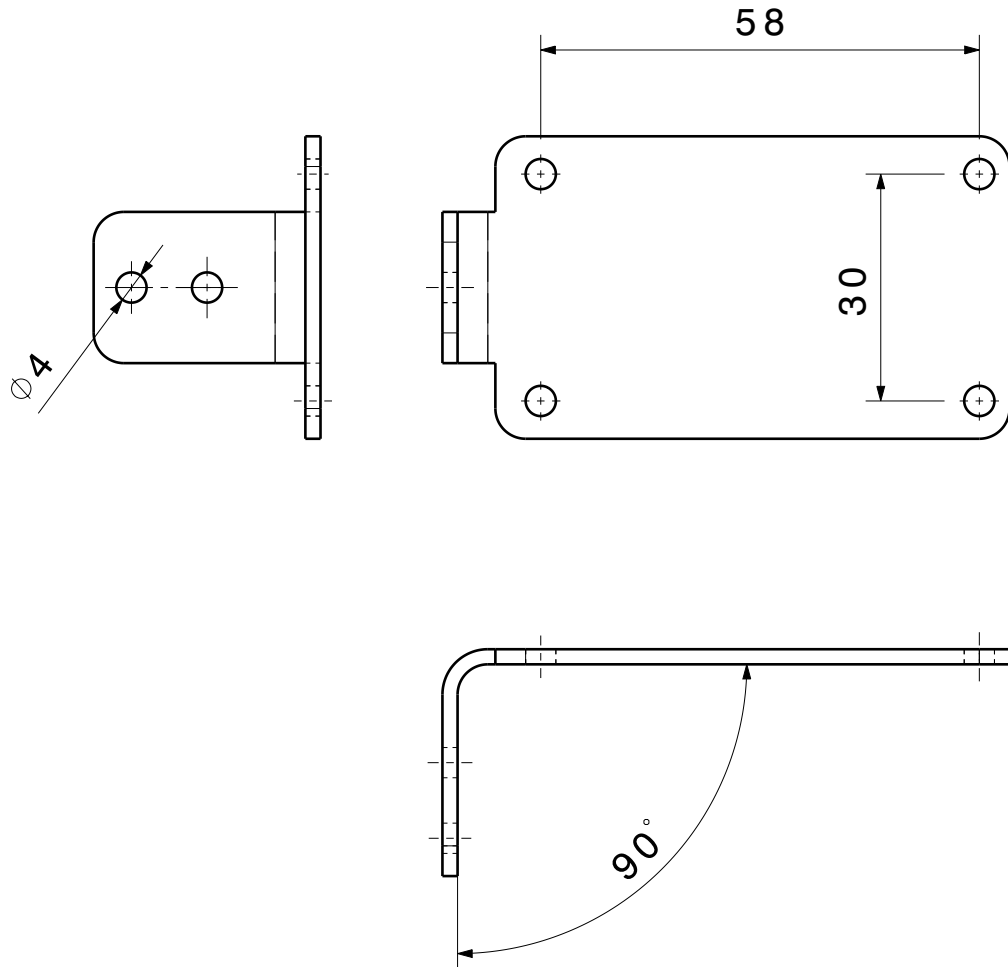
Isometrische Ansicht

Pos.	Men.	Typ	Benennung	Sachnr./Norm-Kurzbez.	Bemerkungen
1	1	CATPart	Profil Messwerkzeug	Item 0.0.0419.01	150mm länge
2	2	CATPart	Nutenstein M4	Item 0.0.370.06	verzinkt
3	2	CATPart	Sechskantschraube M4 x 8	ISO 4017 - M4 x 8	Stahl
4	2	CATPart	Abdeckkappe 5 20x20	Item 0.0.370.09	schwarz
5	1	CATPart	Gelenkwinkel 6	Item 0.0.437.83	Schrauben und Nutensteine sind im Set enthalten
6	1	CATPart	Befestigung für Kraftaufnehmer	-	-
7	4	CATPart	Sechskantschraube M3 x 8	ISO 4017 - M3 x 8	Stahl
8	1	CATPart	Platzhalter für Kraftaufnehmer	-	-

			Maßstab 1:1				
Bear.	Datum	Name	Baugruppe Kraftaufnehmer				
Gepr.	02.07.16	Fjod.					
Norm							
Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5			Blatt 1				
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)	A3

**Bemerkung:**

Es wurden nur die wichtigen Masse bemaßt,  
die unbemaßten Angaben sind je nach Halbzeug, frei wählbar.

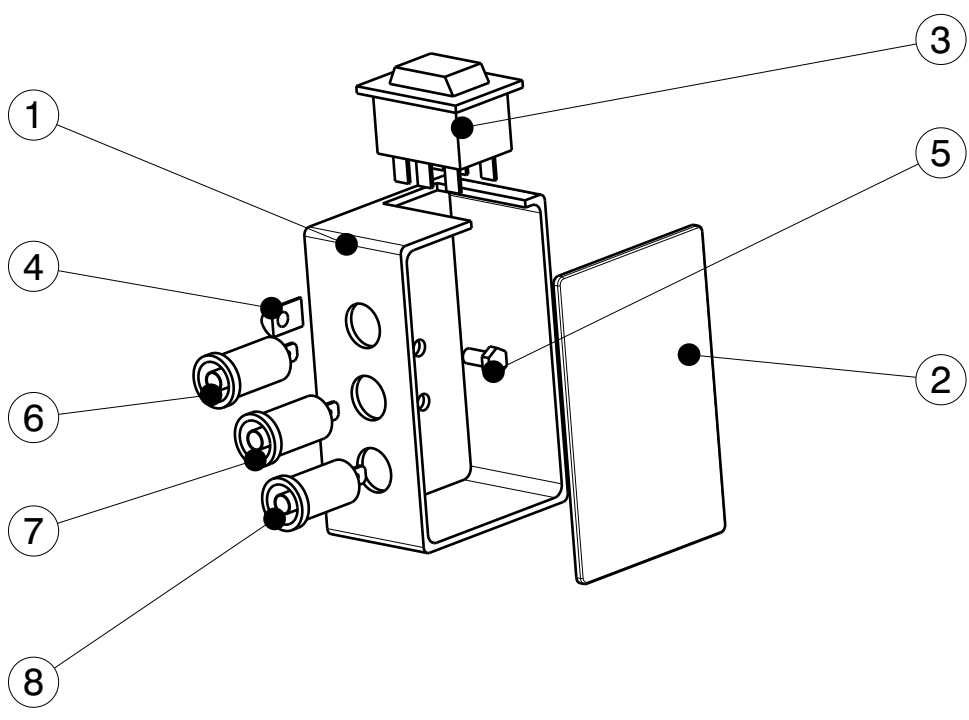


				Allgemeintoleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:1		Material: Stahl		
						Es bietet sich an ein bereits vorhandene Winkelverbinder z.B. aus dem Holzbau zu verwenden.				
				Bear.	Datum	Befestigung für Kraftaufnehmer				
				Gepr.	30.06.16					Name Fjod.
				Norm						
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5					Blatt 1	
									1 Bl.	
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)			(Ers.d.:)		
									A4	

A

B

C



D

E

Pos.	Men.	Typ	Benennung	Sachnr./Norm-Kurzbez.	Bemerkung
1	1	CATPart	Schaltkasten	noch einfügen	Conrad 534346 - 62
2	1	CATPart	Deckel für Schaltkasten	noch einfügen	-
3	1	CATPart	Wippschalter	Conrad 700070 - 62	-
4	1	CATPart	Nutenstein M4	Item 0.0.370.06	Nutenstein 5 St M4 verzinkt 1
5	1	CATPart	Sechskantschraube M4 x 8	ISO 4017 - M4 x 8	Stahl
6	1	CATPart	Laborbuchse Schwarz	Conrad 733952 - 62	-
7	1	CATPart	Laborbuchse Gelb-Grün	Conrad 734082 - 62	-
8	1	CATPart	Laborbuchse Rot	Conrad 733974 - 62	-

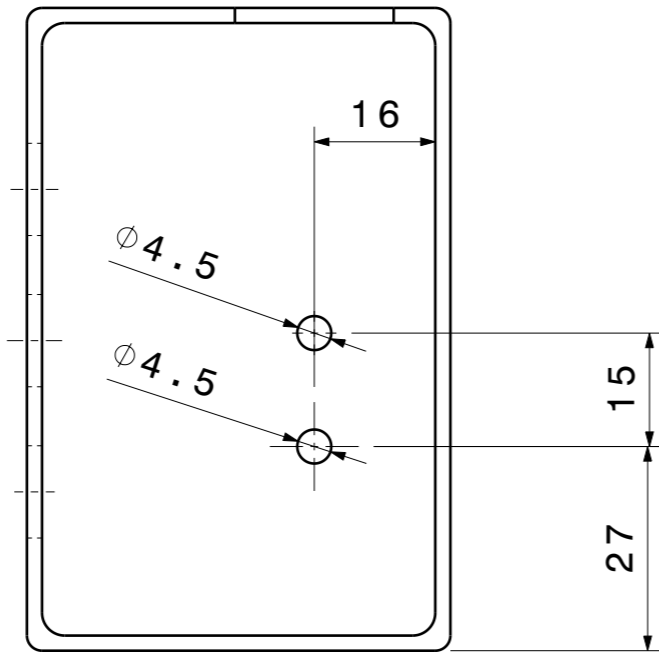
Maßstab 1:2

F

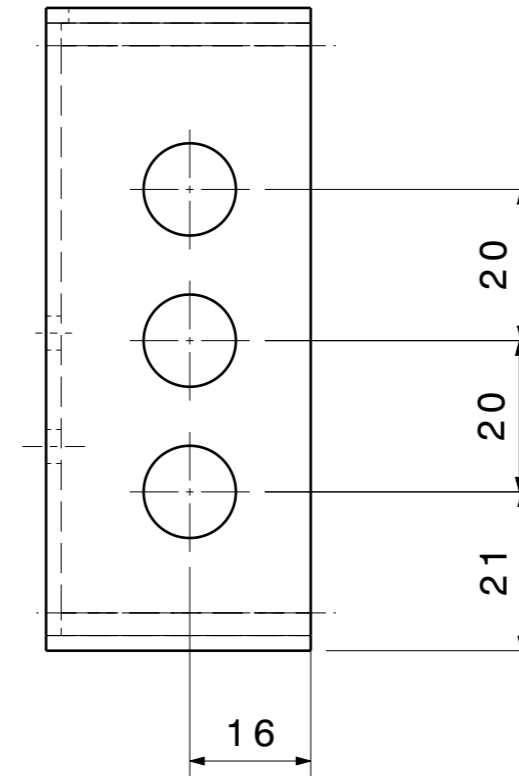
				Bear.	Datum	Name	<h3>Baugruppe Schaltkasten</h3>
				Gepr.	30.06.16	Fjod.	
				Norm			
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5			Blatt 1
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.	(Ers.f.:)	(Ers.d.:)	A4



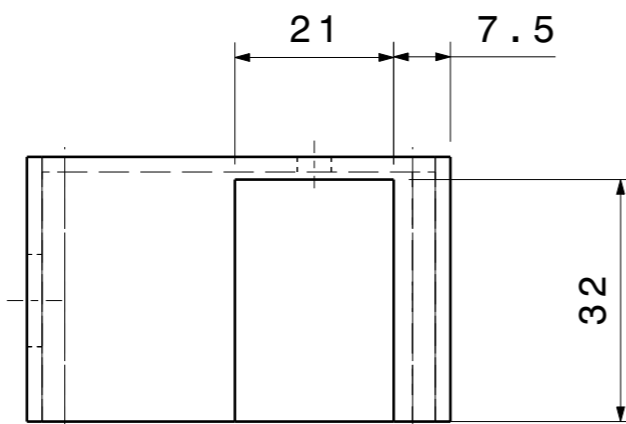
Bemerkung :  
Veränderungen an einem Kaufteil



Vorderansicht



Seitenansicht links



Draufsicht

				Allgemeintoleranz ISO 2768-m		Maßstab 1:1		Material ABS		
				Erweiterung um Bohrungen und Ausbruch						
				Bear.	Datum	Name				
				Gepr.	30.06.16	Fjod.				
				Norm						
				Erstellt von Pawel Fjodorow mit Catia V5				Anbieter Conrad, Artikel-Nr. HTD0125M009		Blatt 1
								(Ers.f.:)		(Ers.d.:)
Zust	Änderung	Datum	Nam.	Urspr.					1 Bl.	
										A3



## 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 selbstständig 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.

### Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Fjodorow

Vorname: Pawel

dass ich die vorliegende Bachelorarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Konstruktion und Inbetriebnahme einer Prüfvorrichtung zur Messung von Reibwerten

ohne fremde Hilfe selbstständig 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 -bitte auswählen- ist erfolgt durch:

Hamburg

Ort

18.08.2016

Datum

Unterschrift im Original