

Studiengang Systemtechnik

Vertiefungsrichtung Design & Materials

Diplom 2010

Stefan Seiler



*Entwicklung von
dynamometrischen Nordic Walking
Stöcken mit einer an den Patienten
angepassten Prothese*

Dozenten

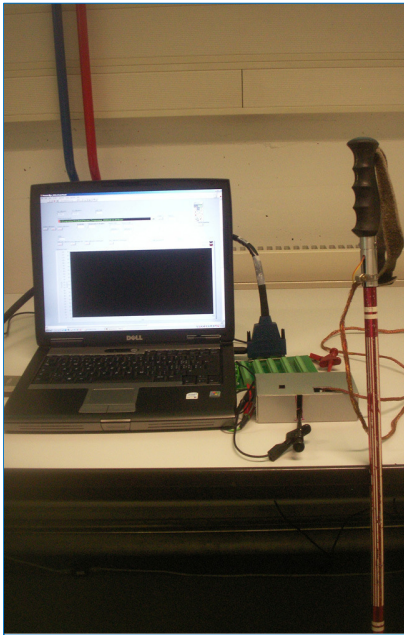
Laurent Rapillard & Jean-Claude Héritier

Experte

Philippe Terrier

<input checked="" type="checkbox"/> FSI <input type="checkbox"/> FTV	Année académique / Studienjahr 2009/10	No TD / Nr. DA dm/2010/40						
Mandant / Auftraggeber <input type="checkbox"/> HES—SO Valais <input type="checkbox"/> Industrie <input checked="" type="checkbox"/> Etablissement partenaire SUVA	Etudiant / Student Stefan Seiler	Lieu d'exécution / Ausführungsort <input checked="" type="checkbox"/> HES—SO Valais <input type="checkbox"/> Industrie <input checked="" type="checkbox"/> Etablissement partenaire						
Professeurs / Dozenten Laurent Rapillard Jean-Claude Héritier	Expert / Experte (données complètes) Philippe Terrier							
Travail confidentiel / vertrauliche Arbeit <input type="checkbox"/> oui / ja ¹ <input checked="" type="checkbox"/> non / nein								
Titre / Titel <p style="text-align: center;">Entwicklung von dynamometrischen Nordic Walking Stöcken mit einer an den Patienten angepassten Prothese</p>								
Description et Objectifs / Beschreibung und Ziele <p>Konzeption eines Griiffs für Nordic Walking Stöcke, mit dem die Beanspruchung des Arms bei dieser sportlichen Betätigung gemessen werden kann und der sich für Personen mit einer Behinderung an der Hand eignet.</p> <p>Die technische Zielsetzung dieses Projekts umfasst die Entwicklung und Herstellung eines Griiffs für Nordic Walking Stöcke mit folgenden Optionen:</p> <ol style="list-style-type: none"> Im Griff muss ein System zur Messung und Speicherung der Belastung integriert sein, welche die Person auf den Stock überträgt. Der Griff muss so konzipiert sein, damit Personen mit einer Behinderung an der Hand den Stock möglichst optimal benützen können. <p>Folgende Aspekte sollten in erster Linie untersucht werden:</p> <ul style="list-style-type: none"> — Analyse von bestehenden Prototypen und Definition des Pflichtenhefts — Vorschlag verschiedener Konzepte — Wahl eines Konzepts und Optimierung dieses Konzepts — Entwicklung und Realisierung des Griiffs — Test. <p>Ziel dieses Projekts ist die Entwicklung eines Prototyps, der in Zusammenarbeit mit Hrn. Sébastien Maillard und der Suva getestet werden wird.</p>								
Délais / Termine <table style="width: 100%;"> <tr> <td>Attribution du thème / Ausgabe des Auftrags: 22.02.2010</td> <td>Remise du rapport / Abgabe des Schlussberichts: 12.07.2010, 12:00</td> </tr> <tr> <td>Remise du rapport intermédiaire / Zwischenbericht: 07.05.2010, 17:00</td> <td>Exposition publique / Ausstellung Diplomarbeiten: 27.08.2010</td> </tr> <tr> <td>Défense intermédiaire / Zwischenverteidigung: 21.05.2010</td> <td>Défense orale / Mündliche Verteidigung: Semaine 35 / Woche 35</td> </tr> </table>			Attribution du thème / Ausgabe des Auftrags: 22.02.2010	Remise du rapport / Abgabe des Schlussberichts: 12.07.2010, 12:00	Remise du rapport intermédiaire / Zwischenbericht: 07.05.2010, 17:00	Exposition publique / Ausstellung Diplomarbeiten: 27.08.2010	Défense intermédiaire / Zwischenverteidigung: 21.05.2010	Défense orale / Mündliche Verteidigung: Semaine 35 / Woche 35
Attribution du thème / Ausgabe des Auftrags: 22.02.2010	Remise du rapport / Abgabe des Schlussberichts: 12.07.2010, 12:00							
Remise du rapport intermédiaire / Zwischenbericht: 07.05.2010, 17:00	Exposition publique / Ausstellung Diplomarbeiten: 27.08.2010							
Défense intermédiaire / Zwischenverteidigung: 21.05.2010	Défense orale / Mündliche Verteidigung: Semaine 35 / Woche 35							
Signature ou visa / Unterschrift oder Visum Responsable de la filière Leiter des Studiengangs:  ¹ Etudiant/Student: 								

¹ Par sa signature, l'étudiant-e s'engage à respecter strictement la directive et le caractère confidentiel du travail de diplôme qui lui est confié et des informations mises à sa disposition.
Durch seine Unterschrift verpflichtet sich der Student, die Richtlinie einzuhalten sowie die Vertraulichkeit der Diplomarbeit und der dafür zur Verfügung gestellten Informationen zu wahren.



Diplomarbeit | 2010 |



Studiengang
Systemtechnik

Anwendungsbereich
Design and Materials

Verantwortliche/r Dozent/in
Laurent Rapillard
laurent.rapillard@hevs.ch
Jean - Claude Héritier
jclaude.heritier@hevs.ch

Partner
SUVA

Entwicklung von dynamometrischen Nordic Walking Stöcken mit einer an den Patienten angepassten Prothese



Diplomand/in *Stefan Seiler*

Ziel des Projekts

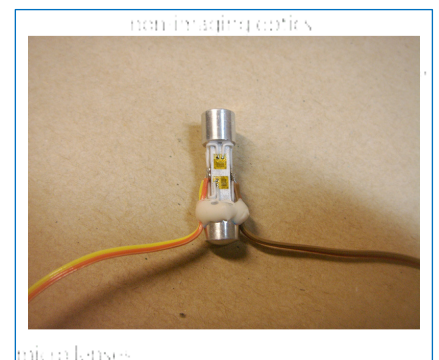
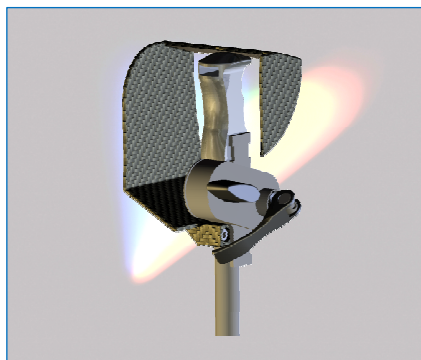
Entwicklung einer Kraftmessvorrichtung, welche es erlaubt die dynamischen Kräfte beim Stockeinsatz im Nordic Walking zu erfassen. Zusätzlich wurde eine Prothese entwickelt, welche an die Bedürfnisse eines Patienten angepasst wurde.

Methoden / Experimente / Resultate

Am Anfang stand die Auswahl und Adaptierung eines Messverfahrens zur Bestimmung einer dynamischen Kraft. Anschliessend folgte die Konstruktion einer Vorrichtung zur Integration in einen Stock. Das System wurde mittels Dehnungsmessstreifen aufgebaut. Die Datenakquisition wurde über Labview vorgenommen. Verschiedenen Testserien sollten das Verhalten von DMS und Verstärkerschaltung aufzeigen.

Statische Tests ergaben gute Resultate, man konnte ein Aussage über den Zusammenhang von Spannung und Kraft machen. Spätere dynamische Tests mit einer Druckmaschine zeigten, dass das System gut dynamischen Vorgängen folgen kann. In einem Thermoversuch wurde die Schaltung bei unterschiedlichen Temperaturen getestet. Diese zeigten, dass die Auswirkung der Temperatur nicht gross ist. Zusätzlich wurde das mechanische System auf sein Funktionieren überprüft.

Die Rahmenpunkte der Verbesserung der Prothese wurden in einem Gespräch mit der betroffenen Person festgelegt. Die wichtigsten Punkte sind, erhöhen der Steifigkeit, sowie Verbesserung der Bedienungsfreundlichkeit. Anhand dieser Punkte wurden zwei Vorschläge ausgearbeitet. Einer von beiden beruht auf dem Grundaufbau der bestehenden Lösung, verbessert diese jedoch durch die einfacher Demontierbarkeit und Vibrationsfestigkeit der Verbindung



Inhaltsverzeichnis

1	Zielsetzung.....	3
2	Motivation.....	3
3	Einleitung.....	3
4	Marktanalyse.....	4
5	Methode	5
5.1	Kraftmesssystem.....	5
5.1.1	Anordnung	5
5.1.2	Messprinzip.....	7
5.1.3	Auswahlkriterien für DMS	8
5.1.4	Federkörper.....	11
5.1.5	Modalanalyse.....	14
5.1.6	Biegungsunterdrückung.....	16
5.1.7	Verstärkerschaltung	19
5.1.8	Linearführung	23
5.1.9	Festigkeitsberechnungen.....	28
5.1.10	Verbindungssystem.....	30
5.1.11	Pressverbindung.....	32
5.1.12	Vorspannsystem.....	35
5.1.13	Steifigkeit.....	39
5.1.14	Experimentelle Methode.....	40
5.1.15	Versuche	40
5.2	Analysen	46
5.2.1	Statische Analyse.....	46
5.2.2	Dynamische Analyse	47
5.2.3	Signalverlauf bei Wärmebeeinflussung	49
5.2.4	Eigenschaften des mechanischen Systems.....	50
5.3	Störeinflüsse	51
6	Montageanleitung	55
7	Winkelmesssystem	57
7.1	Versuche	57
8	Datenlogger.....	60
8.1	Aufzeichnungsfrequenz und Programm	61
9	Fehlerabschätzung	63

9.1	Kabelwiderstand	67
10	Prothese	68
11	Kostenberechnung	75
12	Resultate	76
12.1	Statische Kraftmessung.....	76
12.2	Dynamische Kraftmessung.....	87
12.3	Wärmeeinfluss	95
12.4	Mechanisches System.....	102
13	Besprechung	104
14	Verbesserungsvorschläge	108
16	Schlussfolgerungen	109
17	Danksagung	111
18	Datum	112
19	Unterschrift.....	112
20	Literaturverzeichnis.....	112
21	Abbildungsverzeichnis	113
22	Tabellenverzeichnis.....	114
23	Anhang	115

1 Zielsetzung

Zu Beginn des Berichts werden die Ziele aufgelistet, welche durch diese Arbeit erreicht werden sollten. Die Ziele zur Erreichung des Ziels wurden sehr weitläufig gesteckt. Zur Planung der Abläufe wurde ein Zeitplan erstellt, dieser ist im Anhang 1 ersichtlich. Die Aufgabe bestand darin einen Griff zu konzipieren, welcher in der Lage ist die auftretenden Kräfte beim Nordic Walking zu erfassen und somit nähere Aussagen über die Belastungen bei dieser Sportart zu machen. Die Hauptaufgabe bestand nun darin ein solches System zu entwickeln und zu testen, damit man zum Schluss der Arbeit eine Aussage über die Eignung des Systems abgeben konnte. Zu Beginn der Arbeit wurde ein Pflichtenheft verfasst welches im Anhang 2 einzusehen ist.

Zusätzlich bestand eine weitere Aufgabe darin, einen Griff zu konstruieren, welcher an eine Person angepasst ist, die eine Behinderung an der Hand hat. Diese Prothese sollte es der Person ermöglichen den Stock wieder besser einsetzen zu können. Während dieser Arbeit war hierfür die Hauptaufgabe Ideen für einen Prototyp zu sammeln und diese zu einem System zu vereinen.

2 Motivation

Die Sportart Nordic Walking erfreut sich einer immer grösser werdenden Anhängerschaft von sportbegeisterten Menschen. Im Gegensatz zu dieser zunehmenden Begeisterung steht das Wissen über die auftretenden Kräfte bei der Ausübung dieser Sportart. Es sind bis anhin wenige Studien über die entlastende Wirkung der Stöcke beim Nordic Walking vorhanden. In diesen Studien wird jedoch nur über die Entlastung der Gelenke der unteren Extremitäten gesprochen. Die Auswirkungen der Kräfte welche durch den Stockeinsatz auf die oberen Extremitäten wie Ellbogen und Schulter wirken ist bis jetzt zu wenig untersucht. Die Motivation welche diese Arbeit entstehen liess ist das Bedürfnis mehr über diese auftretenden Kräfte zu erfahren. Durch die Entwicklung einer Vorrichtung welche es ermöglicht die Kräfte direkt im Stock zu messen ermöglichen es den Sportwissenschaftlern bessere Aussagen über die auftretenden Gelenkbelastungen zu machen. Und somit dieses defizitäre Wissen auszugleichen.

3 Einleitung

Die vorliegende Arbeit, beschreibt das Vorgehen, welches während der Entwicklung der dynamometrischen Stöcken und der Prothese angewandt wurde. Es werden die einzelnen Schritte erläutert, welche die Kraftmessvorrichtung während der Entwicklung durchgemacht hat. Diese beginnen bei der mechanischen Berechnung, gehen hin zur Entwicklung des Federkörpers, welcher in der Kraftmessung eingesetzt wurde, weiter zum mechanischen System welche die Integration in den Stock ermöglicht, bis hin zu den Analysen und Versuchen, welche durchgeführt wurden. Man wird bei den Erläuterungen immer wieder auf die Arbeit zurückkommen, welche im Vorprojekt gemacht wurde. Bei der Prothesenentwicklung wird die bestehende Situation erläutert und es werden Verbesserungsvorschläge angebracht. An-

schliessend werden diese Verbesserungsvorschläge in ein komplettes System integriert und es werden dessen Vor- und Nachteile erläutert. Zusätzlich werden mehrere Lösungsvorschläge als Alternative vorgeschlagen und auch verworfene Ideen werden kurz aufgezeigt und es wird erläutert wieso diese verworfen worden sind. Während des Projektes wurden immer wieder Treffen abgehalten welche das Ziel der Arbeit verdeutlichen sollten oder welcher als Gedankenaustausch organisiert wurden. Diese Treffen wurden mit einem Protokoll festgehalten. Ein solches Protokoll wurde nur bei Treffen mit Leuten erstellt welche nicht in der Studienrichtung tätig waren. Diese Protokolle sind im Anhang 3 ersichtlich.

4 Marktanalyse

Die Marktanalyse wurde mit allen zur Verfügung stehenden Mitteln durchgeführt. Die Hauptquellen hierbei waren das Internet sowie die Literaturquellen.

Vor der eigentlichen Arbeit stand die Analyse des Marktes im Vordergrund, hier hat man sich auf die Suche gemacht welche Ideen und Systeme bereits vorhanden sind um die Stockkräfte verschiedener Sportarten zu messen. Bei der Literaturrecherche fand man heraus, dass die Auswirkungen des Stockeinsatzes beim Nordic Walking noch nicht vollends abgeklärt ist. In den Medien wird von einer Gelenkentlastung der unteren Extremitäten von bis zu 30 Prozent gesprochen.¹ Der wissenschaftliche Nachweis hierfür fehlt jedoch gänzlich. Nun stammt diese Information aus einer Studie welche Nordic Walking einer biomechanischen Analyse unterzog. Und hier fand man auch heraus, dass die Stockkräfte bis anhin über druckempfindliche Bodenmatten mittels Bodenreaktionskräften bestimmt wurden. Diese Art der Bestimmung der Stockkräfte birgt jedoch den Nachteil, dass die Laufstrecke welche untersucht werden kann eingeschränkt ist.

Weitere Internetrecherchen führten schliesslich zu einer Studie über die Entwicklung und Validation eines Systems für die Erfassung von Stockkräften in Nordic Walking Stöcken. In dieser Studie wurde ein komplettes Kraftmesssystem vorgeschlagen welches es ermöglichen soll Stockkräfte zu messen. Die genannte Studie ist im Anhang 4 einzusehen. Aus dieser Studie konnte man interessante Rückschlüsse ziehen, welche die Entwicklung eines eigenen Kraftmesssystems ermöglichten.

Die Marktanalyse zeigte, dass schon ein System vorhanden ist welches es ermöglicht die Kraft im Stock während der sportlichen Aktivität zu bestimmen. Dies war nun der Ansporn eine Vorrichtung zu konstruieren welche dies auch im Stande ist unter der Verwendung eines anderen physikalischen Messprinzips. Somit konnten die Kenntnisse welche man sich während des Studiums angeeignet hat, in einer realitätsnahen Umgebung auf die Probe gestellt werden. In den zwei Monaten welche für die Arbeit zur Verfügung standen, wollte man mit dem System so weit kommen wie dies in dieser Zeit möglich war. Die Ergebnisse dieser Bemühungen werden in den folgenden Kapiteln zusammengefasst.

¹ (Stief, 2008)

Für die Prothese wurde hier keine Markanalyse durchgeführt, da es sich bei der Prothesenherstellung immer um eine Einzelproduktion handelt. Es können keine Prothesen in Massenproduktion hergestellt werden. Eine Prothese ist ein Unikat und auf die jeweilige Person abgestimmt. Es wurden nur Informationen über Verbindungssysteme eingeholt, welche die Konstruktion einer solchen Vorrichtung erleichtern sollte.

5 Methode

In den folgenden Kapiteln wird man sich mit der Arbeit beschäftigen, welche ausgeführt wurde, um das Kraftmesssystem zu entwickeln. Das gesamte Kapitel ist noch auf die einzelnen Bereiche unterteilt, welche Unterteilungen des gesamten Systems bilden.

5.1 Kraftmesssystem

Bei der Entwicklung des Kraftmesssystems hat man die im Vorprojekt (auf CD oder als Beilage) erarbeiteten Ideen weiterverfolgt. Es wurden jedoch einige grundlegende und wichtige Veränderungen vorgenommen, um das Funktionieren des Systems sicherzustellen. Auf den folgenden Seiten wird man die gemachten Veränderungen erklären und diskutieren.

5.1.1 Anordnung

Die Kraftmessvorrichtung wurde im Handgriff platziert. Dies wurde aus einem bestimmten Grund getan, auf diesen wird man im Folgenden näher eingehen. Die Vorrichtung addiert eine gewisse Masse zum bestehenden Stock hinzu. Nun kommt es darauf an, wo diese Masse am Stock platziert wird. Je nachdem wo, ändert sich durch die zusätzliche Masse das Schwingverhalten, was sich negativ auf das Laufverhalten auswirkt. Dies kann einfach an der folgenden Gleichung erläutert werden.

$$F_n = m \cdot r \cdot \omega^2$$

Wenn hier r der Abstand vom Drehmittelpunkt am Handgriff ist, m die Masse des Messsystems ist und ω die Winkelgeschwindigkeit der Stockbewegung um die Rotationsachse des Stockes, dann steigt die Kraft F_n mit zunehmendem Abstand zum Drehmittelpunkt sowie zur addierten Masse. Deshalb hat man sich entschieden, das Messsystem im Griff zu positionieren, da hierdurch der Abstand zur Rotationsachse gering ist und die Kraft, welche durch die Pendelbewegung entsteht, klein bleibt. Es ist auch darauf zu achten, dass sich der Massenmittelpunkt des Stockes durch die Applizierung des Messsystems nicht zu stark verschiebt. Als Massenmittelpunkt bezeichnet man den arithmetischen Mittelwert der Ortsvektoren \vec{r} aller Massenpunkte dm eines Körpers. Er lässt sich durch folgende Gleichung bestimmen:

$$\vec{r}_s = \frac{\int \vec{r} dm}{\int dm} = \frac{\int \vec{r} \rho(\vec{r}) dV}{\int \rho(\vec{r}) dV}$$

In dieser Gleichung ist $\rho(\vec{r})$ die Dichte am Ort \vec{r} und dV ein Volumenelement. Der Nenner dieser Gleichung ist die Gesamtmasse. In vielen Fällen kann die Berechnung vereinfacht werden, wenn man beachtet, dass sich der Volumenmittelpunkt immer auf der Symmetrieachse eines Körpers befindet.²

Im Fall des Stockes konnte der Massenmittelpunkt sehr einfach durch einen Versuch ermittelt werden. Bei diesem Versuch wurde die vereinfachende Hypothese angenommen, wie dies im vorderen Abschnitt ansatzweise schon erwähnt wurde, dass der Stock symmetrisch in Bezug auf seine Rotationsachse ist. Somit ist der Massenmittelpunkt in diesen zwei Achsen, welche die Rotationsebene darstellen, schon bestimmt. Die Position auf der Achse, welche die Stockachse darstellt muss nun durch den erwähnten Versuch bestimmt werden. Hierfür wurde der Stock auf eine Schmale Auflagefläche gelegt und solange verschoben bis er sich selber ausbalanciert hatte. Nun konnte man davon ausgehen den Massenmittelpunkt gefunden zu haben. In der untenstehenden Abbildung (Abbildung 5-1) ist der Versuch abgebildet. Der Versuch musste zweimal durchgeführt werden, einmal für den Original-Stock und ein zweites Mal für den modifizierten Stock.

² (Wikipedia, 2010)

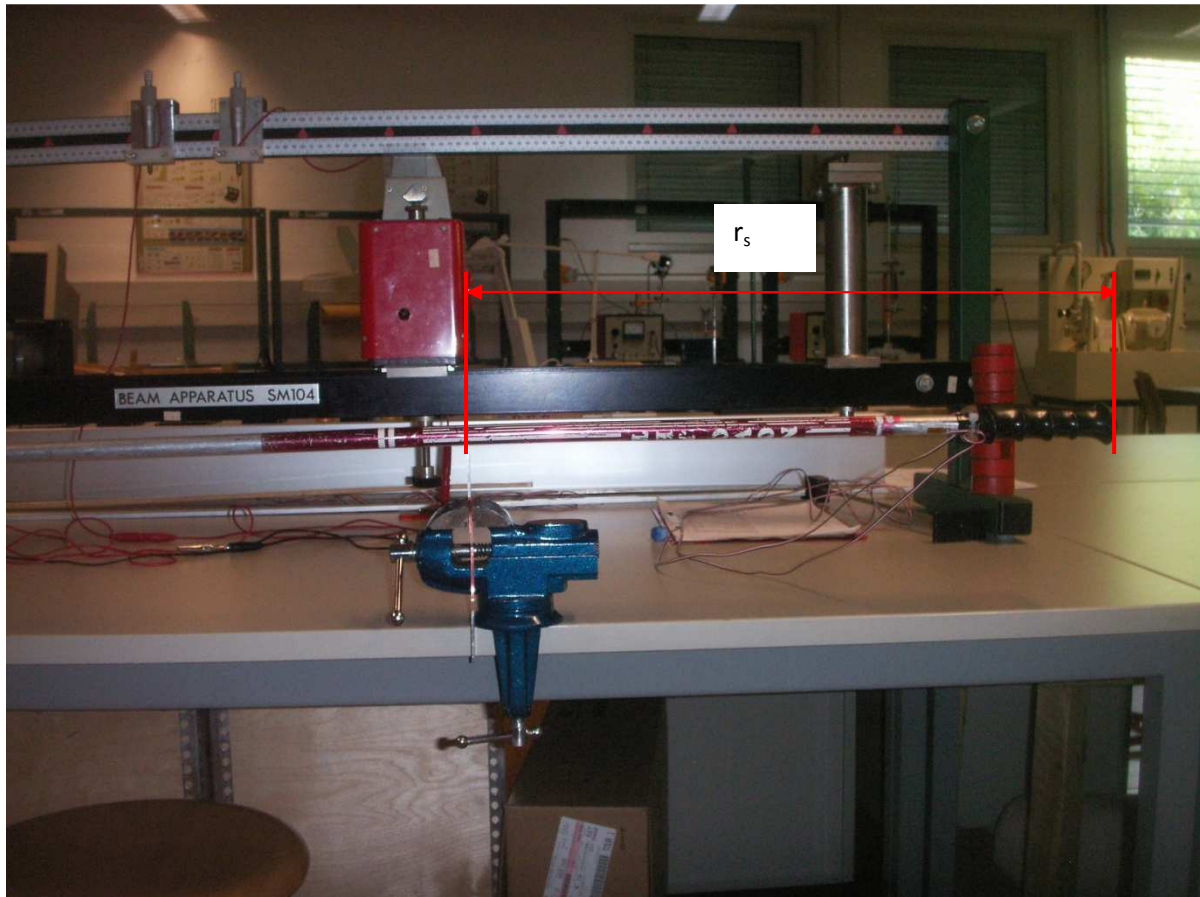


Abbildung 5-1: Massenmittelpunktbestimmung

Die Ergebnisse für die erwähnten Messungen betragen für den Massenmittelpunkt des Originalstockes 530mm und für den modifizierten Stock 375mm dies ergibt eine Differenz von 155mm. Bei der Konstruktion wurde darauf geachtet, dass die modifizierte Version des Stockes dieselbe Länge aufwies wie die Originalversion des Stockes. Nur so war eine sichere Vergleichung der beiden Werte möglich. Die Messungen wurden beide Male vom Handgriff aus durchgeführt, für die Bestimmung der Länge wurde ein normales Stockmass verwendet. Anhand der berechneten Differenz konnte die Verschiebung des Massenmittelpunktes und somit die Änderung des Schwingungsverhaltens bestimmt werden. Der Massenmittelpunkt verschob sich durch die Modifikation näher zum Handgriff hin. Hierdurch wird das Schwingverhalten eigentlich noch verbessert da die konsentrierte Masse des Stockes näher am Drehpunkt des Stockes lag. Wie sich die Modifikation auf das Laufverhalten der Probanden auswirkt kann man erst im Feldversuch bestimmen.

5.1.2 Messprinzip

Bevor man sich mit den einzelnen Teilen des Kraftmesssystems beschäftigt, soll das Messprinzip mittels Dehnungsmessstreifen (DMS) näher erläutert werden. Ein wichtiger Grundsatz, welcher allen Kraftmesssystemen zu Grunde liegt ist, dass die Kraft an sich nicht gemessen werden kann. Es ist nur möglich die Auswirkungen einer Kraft zu messen. Dies sind z.B. Dehnungen eines Körpers durch die Einwirkung einer Kraft. Oder die Verformung einer Feder in einer Federwaage, welche anschliessend die Kraft anzeigt.

Bei der Wahl des Messprinzips hat man sich für DMS entschieden, da diese zum Einen platzsparend montiert werden können und weil mittels dieses Messprinzip sehr gut dynamische Vorgänge, d.h. Dehnungsvorgänge, erfasst werden können. Des Weiteren sind die DMS sehr unempfindlich gegen Stöße und Vibrationen. Durch ihre geringe Masse kann man Systeme entwickeln welche eine relativ geringe Masse besitzen und somit auch einen kleine Massenträgheit, was sich besonders bei dynamischen Vorgängen positiv auswirkt.

5.1.3 Auswahlkriterien für DMS

Die Eigenschaften von DMS sind so vielseitig und weit verzweigt, dass eine theoretische Betrachtung all dieser Prinzipien in diesem Bereich keinen Platz findet. Deshalb wird man sich nur auf die Hauptteile beschränken und dort, wo es nötig ist, wird eine theoretische Betrachtung abgegeben.

Für die Arbeit mit DMS gibt es gewisse Auswahlkriterien, dies bedeutet es gibt Fragen die man sich vor einer Auswahl der DMS stellen muss. Es gibt eine Art Schema nach welchem man die Bedingungen analysieren kann, welchen eine DMS-Messstelle genügen muss. Diese Tabelle ist unten ersichtlich. Bei der Planung ist man nach dieser Tabelle vorgegangen. Mit Hilfe dieser Tabelle war man sicher, dass man keine Überlegung vergass. Somit war es möglich, die DMS optimal einzusetzen, um die bestmöglichen Resultate zu erzielen.

1.	Meßaufgabe Primär: Dehnungsmessung Sekundär: experimentelle Spannungsanalyse – Meßgrößenaufnehmerbau – Betriebsüberwachung – Sicherheitseinrichtungen
2.	Mechanische Bedingungen an der Meßstelle
2.1	Spannungszustand einachsig – zweiachsig – Hauptrichtung bekannt – unbekannt
2.2	Topographie des Spannungsfeldes homogen – inhomogen – schroff veränderlich (Kerbspannungen) Mittelwert- oder Spitzenwertbestimmung
2.3	Art der Beanspruchung statisch: Betrag – Richtung (positiv, negativ) – Anzahl der Belastungen dynamisch: stoßartig – stochastisch – zyklisch – Wechsellast – Schwellast (positiv, negativ) – Amplitude – Anzahl Lastspiele – Meßwerte nullpunktbezogen – nicht nullpunktbezogen
2.4	Verhältnis Nutzgröße zu Störgröße z. B. Normalkraft als Nutzgröße mit überlagertem Biegemoment als Störgröße
3.	Nebenbedingungen
3.1	Dauer der Messung einmalig – kurzzeitig – wiederholt kurzzeitig – langfristig – erwünschte Betriebsdauer – erwünschte Lebensdauer der Applikation
3.2	Temperatur Wert – Bereich (vor, während und zwischen den Messungen) – Änderungsgeschwindigkeit – einseitige Strahlung – Wärmedehnungskoeffizient des Bauteilwerkstoffes
3.3	Störeinflüsse Intensität – Einwirkungsdauer
3.3.1	Luftfeuchte – Wasser – Druckwasser – Dampf – Eis
3.3.2	Öl (Transformatoröl, Paraffinöl, Maschinenöl, Hydrauliköl)
3.3.3	Chemikalien (fest, flüssig, gasförmig, aggressiv, inert)
3.3.4	Druck – Vakuum
3.3.5	Elektrische Felder – magnetische Felder – Energiefluß (z. B. Schweißstrom, Blitzschlag)
3.3.6	Energiereiche Strahlung
3.3.7	Äußere Gewalt (Stoß, Schlag, Erddruck)
4.	Elektrische Bedingungen an der Meßstelle
4.1	Schaltung der Meßstelle Viertelbrücke – Dreileiterschaltung – Halbbrücke – Zweiviertelbrücke – Vollbrücke
4.2	Speisung der DMS Gleichspannung – Wechselspannung (Trägerfrequenz) – Potential gegen Masse (Erde) – Dauer-/Impulsspeisung (Zeit – Tastverhältnis)
4.3	Kabel Länge – Widerstand – Isolation – Kapazität – Beständigkeit gegen äußere Einwirkungen (mechanische, thermische, chemische) – Verbindungselemente (Stecker, Kabeldurchführungen)
5.	Applikationsbedingungen
5.1	Bauteilwerkstoff Bearbeitbarkeit – Klebe- oder ggf. Schweißbarkeit
5.2	Applikationsmöglichkeiten Zugänglichkeit – Einsatz von Sandstrahl o. a. Oberflächenbehandlung – Lösungsmittel- und Temperaturbeständigkeit
5.3	Leitungsführung
5.4	Platzverhältnisse DMS – Kabel – Abdeckmittel – Schutzkappen

Tabelle 1: Analysetabelle der Bedingungen an einer DMS - Messstelle³

Einige Punkte der Tabelle werden nun kurz diskutiert. Als erstes Stand dort die Messaufgabe, dieses Frage ist dahingehend wichtig, da man nicht für jede Messaufgabe jeden DMS einsetzen kann. Bei diesem Projekt bestand die Aufgabe darin einen Messgrößenaufnehmer zu konstruieren, hierfür wurden DMS ausgewählt welche zuerst der Messaufgabe entsprachen, dies bedeutet eine höhere Genauigkeit aufweisen als "normale" DMS und welche zweitens in den gegebenen Platzverhältnissen eingesetzt werden konnten.

³ (Hoffmann, 1987)

Der zweite wichtige Punkt ist die Spannungsanalyse. Hierbei musste man untersuchen, welches der primäre Spannungszustand war. In diesem Fall handelte es sich um einen einachsigen Spannungszustand mit bekannter Hauptrichtung. An den Applikationsstellen der DMS war das Spannungsfeld homogen verteilt. Diese Parameter konnten entscheidend durch den Federkörper gesteuert werden. Durch eine Konstruktion ohne scharfkantige Übergänge, was die Spannungskonzentrationen vermindert, konnte ein homogenes Spannungsfeld erreicht werden, weil sich die Spannungslinien nach der Querschnittsveränderung schneller wieder normalisierten.

Die Beanspruchung des zu messenden Objektes war dynamischer Natur. Da die Frequenz der Belastung jedoch verhältnismässig gering war, war diese Erkenntnis vor allem für die Datenaufzeichnung von Bedeutung. Denn DMS sind vor allem bei höherfrequenten dynamischen Belastungen einer erhöhten Dauerbruchgefahr ausgesetzt.

Störeinflüsse wurden in diesem Zusammenhang schon im Vorprojekt erläutert und werden in einem anderen Kapitel wieder aufgenommen.

Für die eigentliche Messstelle wurde eine Vollbrückenschaltung ausgewählt. Dies vor allem wegen ihren guten Fehlerkompensationseigenschaften und der Signalverstärkung des Ausgangs. Die Vollbrücke wird über eine Gleichspannungsquelle mit Strom versorgt. Die Kabel wurden für die ersten Versuche etwas länger gewählt, damit man nicht zum Schluss, wenn die Integration in das mechanische System anstand, zu kurze Kabel hat. Der Einfluss der Kabellänge und dessen Widerstand wird man später noch erläutern.

Schlussendlich werden noch ein paar Worte über die Applikationsverhältnisse verloren. Hierbei wird man auch über die Verbindung zwischen DMS und Probekörper sprechen. Diese Verbindung ist entscheidend, um eine gute und sichere Messung zu erhalten. Die Theorie in diesem Bereich übersteigt den Rahmen dieses Berichts. Sie kann in der entsprechenden Fachliteratur nachgelesen werden. Der wichtigste Punkt ist, dass der Klebstoff die Dehnung des Probekörpers unverzerrt an den DMS übertragen können muss. In der folgenden Abbildung (Abbildung 5-2) wird dies noch einmal verdeutlicht.

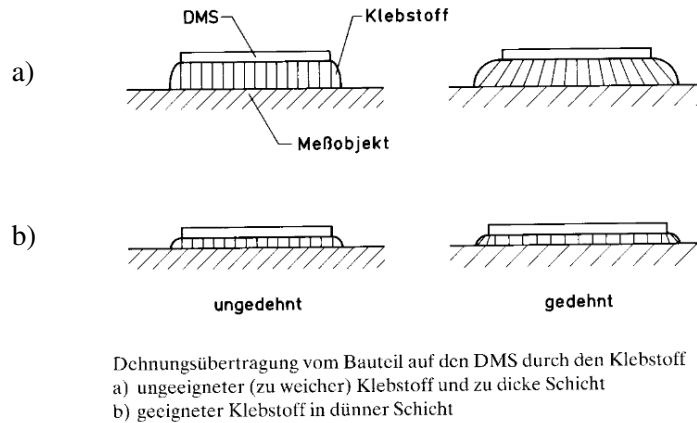


Abbildung 5-2: Dehnungsübertragung vom Probekörper auf den DMS⁴

5.1.4 Federkörper

Der Federkörper ist eines der wichtigsten Bauteile des Systems. Er ermöglicht es die Wirkung der auftretenden Kraft in einer Dehnung des Körpers messbar zu machen. Mittels Dehnungsmessstreifen konnte man ein zur Verformung proportionales Spannungssignal erhalten. Man beachte, dass der Federkörper bei diesem Messsystem gestaucht wird, in der Technik wird jedoch der Begriff Dehnung verwendet. Der Unterschied zwischen einer Stauchung und einer Verlängerung des Körpers wird lediglich durch das Vorzeichen hervorgehoben. Eine positive Dehnung ist eine Verlängerung eine negative Dehnung eine Stauchung. ^[1]

Dem Federkörper wurde bei der Entwicklung eine Menge Beachtung geschenkt. Vom gesamten System wurde zuerst der Federkörper gefertigt. Dies damit man ihn vorgängig testen konnte. Man wollte sichergehen, dass die berechnete Dehnung bei Minimalbelastung von 1N tatsächlich messbar war.

Die im Vorprojekt gemachten Berechnungen werden hier noch einmal in korrigierter Fassung aufgeführt. Nach diesen Berechnungen hat man den Federkörper hergestellt. Wie es typisch ist für DMS-Kraftaufnehmer, ist an der Applikationsstelle der Querschnitt verringert, um eine möglichst grosse Dehnung zu erhalten. Und genau diese Stelle musste auf ihre Festigkeit hin untersucht werden, damit sie die veranschlagte Belastung von 850N aushält.

Als Material wählt man ein EN AW – 6082 mit einer Streckgrenze R_e von 200MPa. Da es sich um eine dynamische Belastung handelte, wählte man eine Sicherheit von 3.

$$\sigma_{zul} = \frac{\sigma_{max}}{S} = \frac{200MPa}{3} = 66.6MPa$$

Hieraus konnte der minimal erforderliche Querschnitt berechnet werden, welcher der Belastung standhält.

$$A_{min} = \frac{F_{max}}{\sigma_{zul}} = \frac{850N}{66.6MPa} = 12.75mm^2$$

⁴ (Hoffmann, 1987)

Nun hat man sich entschieden, dass man bei einer Belastung von 1N eine Dehnung von 10^{-6} zu erreichen versuchte.

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E} = \frac{F}{A \cdot E}$$

Daraus konnte die maximale Fläche berechnet werden, welche eine solche Dehnung zulässt.

$$A = \frac{F}{\varepsilon \cdot E} = \frac{1N}{10^{-6} \cdot 70000MPa} = 14.285mm^2$$

Da man sich beim Messquerschnitt für eine Quadratische Form entschieden hatte, da diese eine einfachere Applikation der DMS ermöglichte konnte aus der erhaltenen Fläche die Kantenlänge a bestimmt werden.

$$a = \sqrt{A_{max}} = \sqrt{14.285mm^2} = 3.779mm \rightarrow 3.8mm$$

Aus Gründen der besseren Applizierbarkeit der DMS entschied man sich für ein Seitenmass von 3.8mm.

Die Berechnungen der Knickung sind wiederum aus dem Vorprojekt (Abschnitt 7.1.4.3 Federkörperberechnung) zu entnehmen. Es kann festgehalten werden, dass der Federkörper nur auf Stauchung beansprucht wird. Nun konnte der Federkörper nach dem Plan, welcher in Anhang 5.4 ersichtlich ist, gefertigt werden.

Der verdrahtete Messkörper ist in Abbildung 5-3 ersichtlich. Die verwendeten DMS stammen von der Firma ME -Messtechnik GmbH. Die Typenbezeichnung lautet FAE-03W-35-SXE, sie wurden so ausgewählt, dass sie eine Temperaturkompensation für Aluminium aufwiesen. Diese DMS eignen sich für den Messwertnehmerbau und sind vor allem für solche kleinerer Baugrösse geeignet. Der Messgitterwiderstand beträgt 350Ω dies ist etwas höher als normal, hierdurch kann man eine höhere Brückenspannung anwenden, was sich positiv auf das Ausgangssignal auswirkt. Die weiteren Einzelheiten können im Datenblatt im Anhang 6 eingesehen werden. Bevor diese Verdrahtung erfolgen konnte, musste man sich im Klaren sein, welche Brückenschaltung für den angestrebten Verwendungszweck am besten geeignet ist. Hierbei flossen verschiedene Punkte in die Betrachtung ein. Diese Überlegungen wurden schon im Vorprojekt (Abschnitt 7.1.6 Kompensation von Störgrössen) angestrengt und werden hier deshalb nicht noch einmal wiederholt. Um ein sicheres und fehlerfreies Bekleben des Prüfkörpers zu ermöglichen, wurde eine Skizze angefertigt, welche in Anhang 7 ersichtlich ist. Hierauf sind die Orientierung der Messstreifen sowie die Verdrahtung zu erkennen. Es sind auch die jeweiligen Messrichtungen angegeben. Betrachtet man nun die montierte

Schaltung auf dem Federkörper, ist zu erkennen, dass die weissen Drähte die interne Verdrahtung der Messbrücke sind. Die Speise - und Signalleitung sind über Hilfskontakte mit diesen verbunden. Die Hilfskontakte sind in der darauffolgenden Abbildung (Abbildung 5-4) ersichtlich. Um sicherzustellen, dass die Lötstellen der Verdrahtung durch zu heftige Bewegungen der Anschlussdrähte nicht beschädigt wurden, wurden diese durch einen Klebstoff am Federkörper befestigt. In der vorliegenden Konfiguration bilden der braune und der gelbe Draht das Speisepotential, während über die rote und orange Leitung das Messsignal an die Verstärkerschaltung geleitet wird.

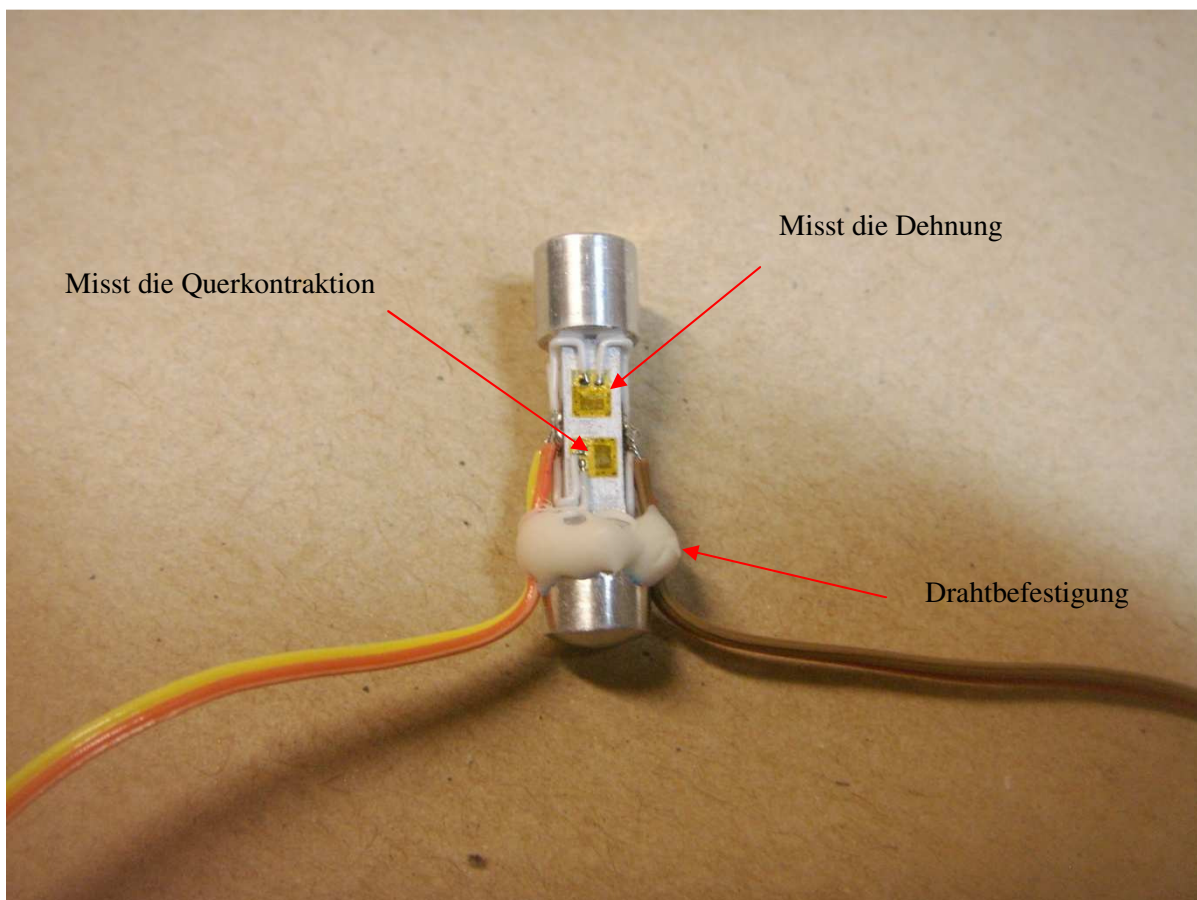


Abbildung 5-3: Federkörper mit DMS

In der nachstehenden Abbildung (Abbildung 5-4) sind wie es weiter oben schon erwähnt wurde die Hilfskontakte zu sehen. Diese mussten eingesetzt werden, da eine direkte Anschliessung der Speise- und Signalkabel aus Platzgründen nicht möglich gewesen wäre.

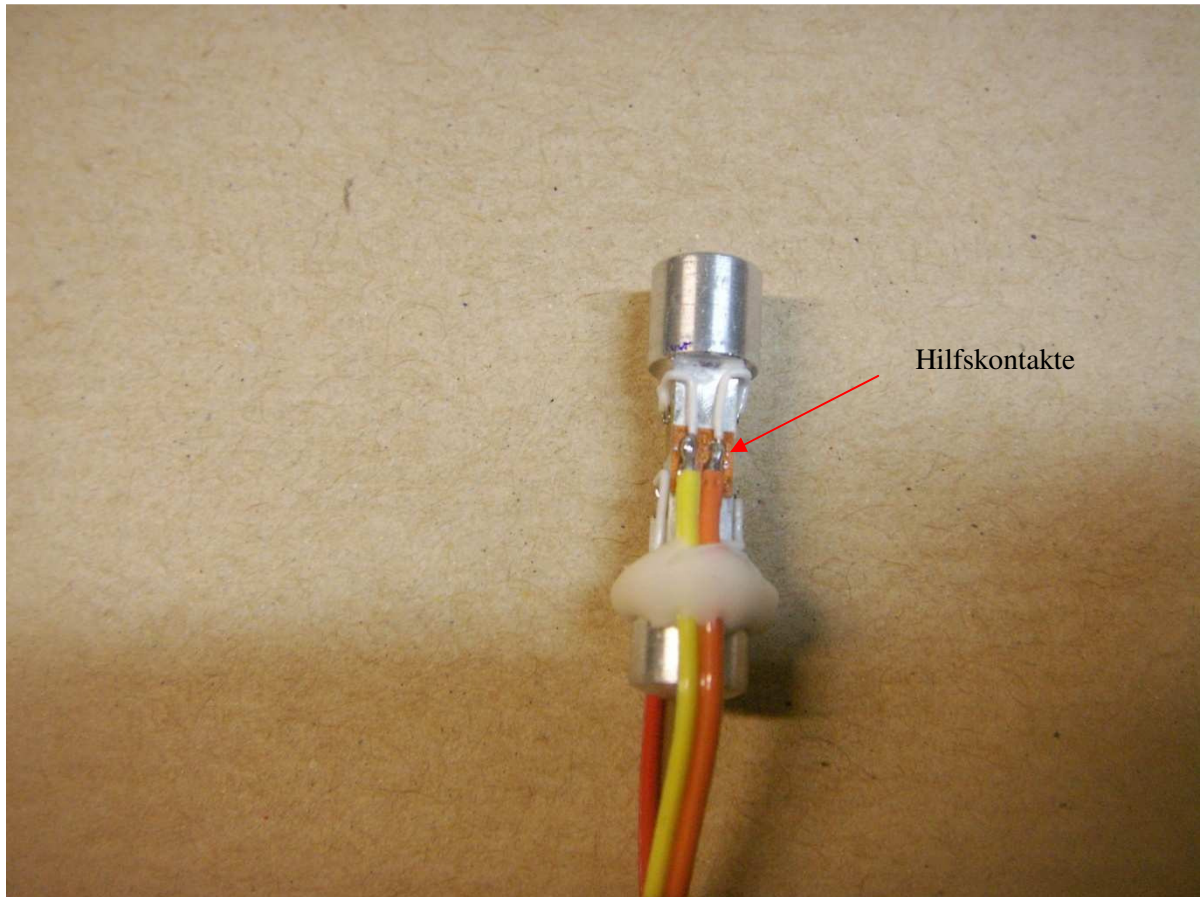


Abbildung 5-4: Federkörper mit Hilfskontakten

5.1.5 Modalanalyse

Mittels einer Modalanalyse, welche in Inventor an einem Modell des Federkörpers durchgeführt wurde, konnte man die Eigenfrequenzen des Körpers bestimmen. Aus Gründen der Messgenauigkeit musste diese Frequenz relativ hoch sein, da es sonst durch die Schwingungen beim Stockeinsatz zu Resonanzen kommen konnte welche das Messergebnis verfälschen. Die Ergebnisse der Modalanalyse sind in Abbildung 5-5 ersichtlich. Man hat sich entschieden eine hohe Anzahl Eigenmoden zu untersuchen um sicher zu sein, dass man keine Eigenfrequenz, welche wichtig ist, verpasst.

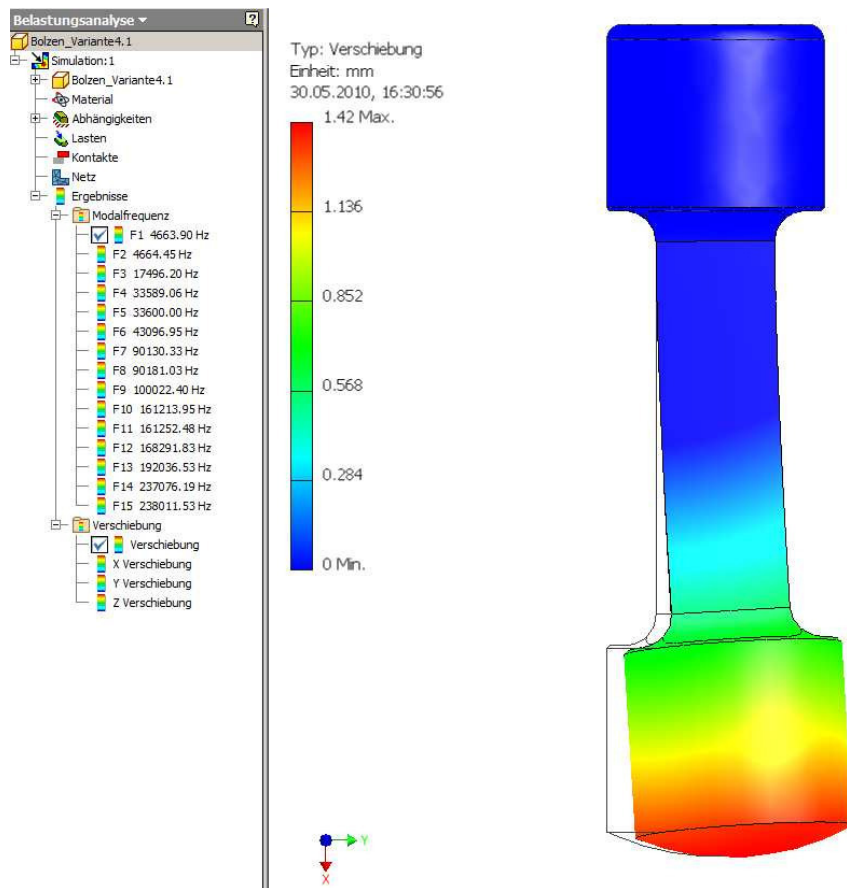


Abbildung 5-5: Modalanalyse

In der obenstehenden Abbildung ist nur der erste Modus der Eigenfrequenz des Messkörpers dargestellt. Dieser ist mit rund 4.6kHz relativ hoch. durch den Rest des angekoppelten Messsystems wird dieser Wert jedoch noch ein wenig sinken. Die Analyse kann somit erst in zusammengebauten Zustand erfolgen. Eine mögliche Testmethode besteht dann darin in das System mittels eines Hammers einen Schock zu applizieren und zu sehen wie sich das Signal verhält.

Ein weiterer wichtiger Punkt, war die Wärmedehnung. Wie im Kapitel Kompensation von Störgrößen (Vorprojekt) schon erwähnt, können die Wärmedehnungen durch die Anordnung der DMS eliminiert werden. Es muss jedoch noch beachtet werden, dass keine Spannungen entstehen, durch die Wärmedehnung. Wäre das System nämlich total blockiert, würde ein Temperaturanstieg von 20°C auf rund 37°C, was der menschlichen Körpertemperatur entspricht, eine Wärmespannung von rund 410N hervorbringen. Die Berechnungen sind im Folgenden angegeben.

Der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient von Aluminium beträgt im Bereich welcher für uns relevant ist.

$$\alpha_{Al} = 23.9 \cdot 10^{-6} K^{-1}$$

Hieraus resultiert eine Wärmedehnung von:

$$\Delta l = l_0 \cdot \alpha_{Al} \cdot \Delta T = 30mm \cdot 23 \cdot 10^{-6} \cdot 17K = 0.0121mm$$

Die Ausgangslänge wird vom Federkörper genommen, welche zur einfacheren Berechnung aufgerundet wird. Die Berechnung soll lediglich die Auswirkungen aufzeigen.

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} = \frac{0.0121mm}{30mm} = 4.063 \cdot 10^{-4}$$

Hieraus erfolgt eine Spannung von:

$$\sigma = \varepsilon \cdot E = 4.063 \cdot 10^{-4} \cdot 70000MPa = 28.4MPa$$

Dies führt zu eine Kraft im Bereich der DMS von:

$$F = \sigma \cdot A = 28.4MPa \cdot 14.44mm^2 = 410.6N$$

Diese Kraft ist relativ hoch, und tritt nur auf, wenn die Vorrichtung keine Dehnung zulässt. In der vorliegenden Vorrichtung werden jedoch durch die Unterbringung im Handgriff alle Teile derselben Temperatur ausgesetzt sein. Da alle Bestandteile aus demselben Material gefertigt sind, unterliegen sie auch allesamt derselben Wärmeausdehnung. Zusätzlich ist die Vorrichtung durch den Handgriff umgeben, welcher die Ausdehnung zulässt, da dieser eine höhere lineare Ausdehnung aufweist als Aluminium. Somit entstehen in der Vorrichtung keine Wärmespannungen.

5.1.6 Biegungsunterdrückung

Die Biegung, welche beim Stockeinsatz unweigerlich auftritt, muss für die Messungen der Kraft in axialer Richtung kompensiert oder ausgeschaltet werden. In der vorgeschlagenen Lösung werden beide Ansätze verfolgt.

Die Kompensation erfolgt durch die Schaltung der DMS-Vollbrücke. Diese ist so aufgebaut, dass sie Biegungen, welche bei der Messung entstehen, durch unterschiedliche Vorzeichen nicht in das Messergebnis einfließen lässt. Die Schaltung ist in der folgenden Abbildung (Abbildung 5-6) übersichtlich dargestellt. Diese Anordnung der DMS ist eine der gebräuchlichsten für die Konzeption von Kraftaufnehmern, weil sie viele fehlerkompensierende Eigenschaften besitzt. In der darunter folgenden Tabelle 2 wird die Grundberechnung erläutert, welche einer Vollbrückenschaltung zugrunde liegt, hierbei zeigt sich auch, dass das Signal durch diese Schaltung verstärkt wird.

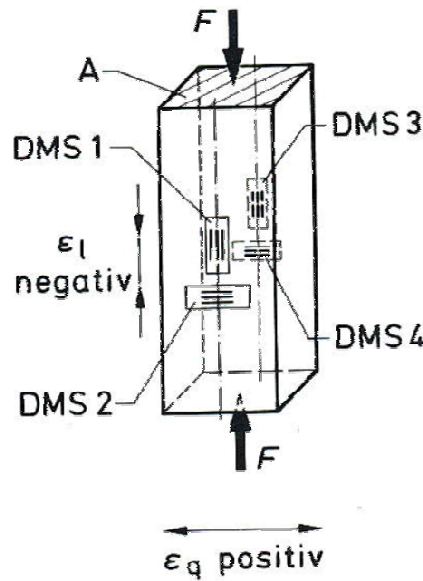


Abbildung 5-6: Anordnung DMS für Messkörper⁵

Brückenarme	R ₁	R ₂	R ₃	R ₄	Ergebnis
Brückengleichung	ε ₁	- ε ₂	+ ε ₃	- ε ₄	= ε _a
Vollbrücke	DMS1	DMS2	DMS3	DMS4	

Tabelle 2: Berechnungsgrundlage Vollbrückenschaltung

Bei spiegelsymmetrischem Stabquerschnitt werden überlagerte Biegedehnungen kompensiert. Auftretende Wärmedehnungen werden sehr gut kompensiert, dies wurde im Vorprojekt (Abschnitt 7.1.6.2 Kompensation von Temperatureffekten) ausführlich erläutert. Des Weiteren werden Störeinflüsse durch brückeninterne Verbindungen grösstenteils unterdrückt. Somit eignet sich diese Schaltung gut zur Messung von Normalkräften. Um die störende Biegung optimal zu unterdrücken ist die geometrische Lage des Federkörpers zur Laufrichtung entscheidend. Diese muss so gewählt werden, dass die mit DMS beklebten Flächen in Laufrichtung schauen. Da hier die grösste Biegung entsteht.

Wie weiter oben schon erwähnt wird die Biegung auch durch konstruktive Massnahmen vermindert. Die Idee dieser Kompensation beruht auf einem teleskopartigen Aufbau. Dies wird an der folgenden Abbildung (Abbildung 5-7) näher erläutert.

Das sogenannte Gleitrohr Pos.1 erhält durch das Lager (Pos.4) aus PTFE eine Führung in axialer Richtung. Die Werkstoffwahl fiel bewusst auf PTFE, weil durch die Materialpaarung von Aluminium und Teflon eine besonders günstige Reibpaarung entstand, welche zudem noch von geringer Masse war. Somit konnte man sicherstellen, dass durch die Reibung in

⁵ (Hoffmann, 1987)

diesem Bereich nur ein minimaler Kraftanteil verloren ging. Die anderen Teile, welche mit dem Gleitrohr (Pos.1) in Verbindung stehen sind mit einer Spielpassung versehen. Dies um sicherzustellen, dass dort keine weitere Reibung entsteht.

Unterstützt wird die Biegungskompensation durch den Federkörper, welcher neben der DMS-Kompensation noch so aufgebaut ist, dass er am unteren Ende eine Kalottenform aufweist. Diese ermöglicht es ihm die durch die Teleskopvorrichtung nicht aufgenommene Biegung weiter zu kompensieren. Da durch die Kalottenform des Federkörpers kein Gegenlager entsteht, kann hier auch keine Biegung übertragen werden. Die Kalottenform ist nicht auf beiden Seiten erforderlich. Durch die Führung des Federkörpers in der Bohrung der Druckhülse Pos. 5 ist gewährleistet, dass der Federkörper immer zentriert ist. Und durch diese Führung wird im Fall der Biegung der Federkörper mitgeführt und kann durch die Kalotte auf der Gegenfläche abrollen ohne das im Körper selber Biegespannungen entstehen.

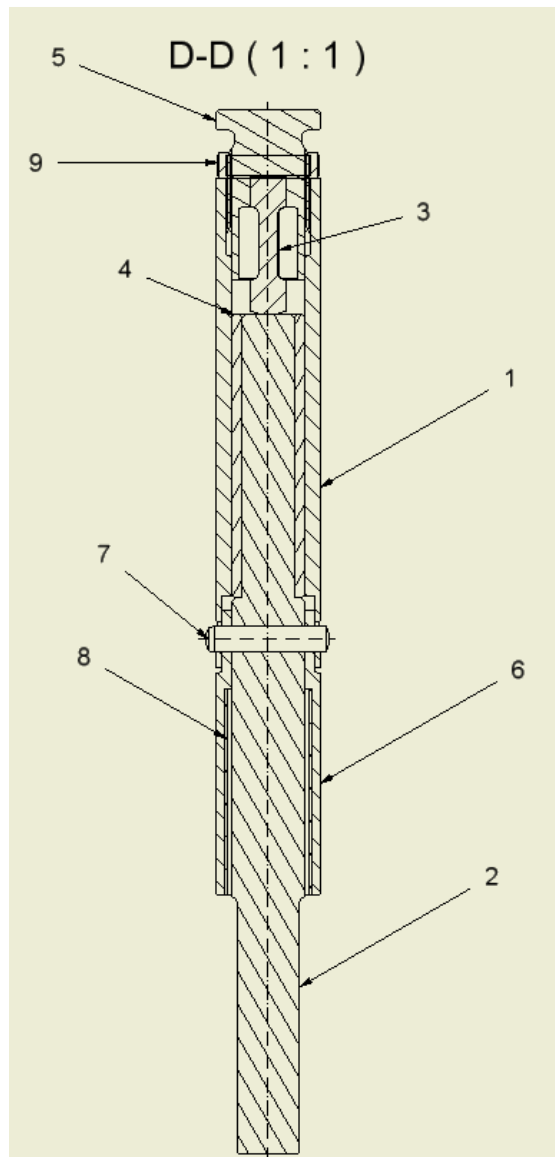


Abbildung 5-7: Zusammenbau im Schnitt

5.1.7 Verstärkerschaltung

Bei den folgenden Erläuterungen handelt es sich um die erste Version der Schaltung, welche entworfen wurde, um die Funktionalität des Messsystems mittels DMS zu testen.

Da das Ausgangssignal der DMS – Vollbrücke relativ gering war, musste dieses durch einen Verstärker, verstärkt werden. Dieses Kapitel erklärt, wie man dabei vorgegangen ist. Durch die Schaltung zur Vollbrücke ist der Signalausgang schon höher als bei einer Halb- oder Viertelbrücke. Durch die geringe Dehnung des Federkörpers bleibt dieses Ausgangssignal jedoch trotz der Vollbrückenschaltung ziemlich tief. Die folgenden Berechnungen zeigen die Grössenordnungen auf.

Mit der konzipierten Schaltung war am Anfang eine Brückenspannung von theoretischen 1.05V vorgesehen, diese Spannung wurde über ein Stromsignal generiert. Aus der typischen Gleichung für eine Wheatstonesche Brückenschaltung unter Berücksichtigung der Aktiven DMS und deren Anordnung erhält man folgendes Ausgangssignal bei einer Kraft von 1N und der entsprechenden Dehnung von $9.893 \cdot 10^{-7}$:

$$\frac{U_A}{U_B} = -\frac{k}{4} \cdot 2 \cdot \varepsilon_l \cdot (1 + \nu) = -\frac{2.05}{4} \cdot 2 \cdot 9.893 \cdot 10^{-7} \cdot (1 + 0.34) = 1.3588 \cdot 10^{-6}$$

Somit ist die Ausgangsspannung:

$$U_A = 1.3588 \cdot 10^{-6} \cdot U_B = 1.3588 \cdot 10^{-6} \cdot 1.05V = 1.4267 \cdot 10^{-6}V \Rightarrow 1.42\mu V$$

Es ist nun ein Verstärker vorgesehen, welcher das geringe Ausgangssignal der DMS erhöht. Dieser Verstärker hat den Wert 990.1. Zu beachten ist, dass die Schaltung zwischen 0 bis 5 V arbeitet, wobei 2.5V die Ausgangsspannung bei 0N ist. Es konnte somit ein linearer Zusammenhang zwischen Spannungs- und Kraftsignal gefunden werden. Dies wird in einem späteren Kapitel erläutert.

Die zweite Schaltung wurde anschliessend spezifisch auf die Anwendung mit der verwendeten Vollbrückenschaltung angepasst. Zudem hatte sie eine Vorrichtung mit welcher die Brücke ins Gleichgewicht gebracht werden konnte. In mehreren Testen wurde die Verstärkung der Schaltung so an die Messvorrichtung angepasst, dass das Ausgangssignal weniger in Funktion der Zeit variiert. Diese Anpassung geschah durch andere Komponenten sowie einen Widerstand, welcher geändert werden musste, um die Verstärkung anzupassen. Die Ausgleichsvorrichtung sowie der zu verändernde Widerstand sind in der folgenden Abbildung (Abbildung 5-8) einzusehen. Die Blockbatterie wurde anschliessend durch einen Akku ersetzt, welcher auch 9V Spannung brachte.

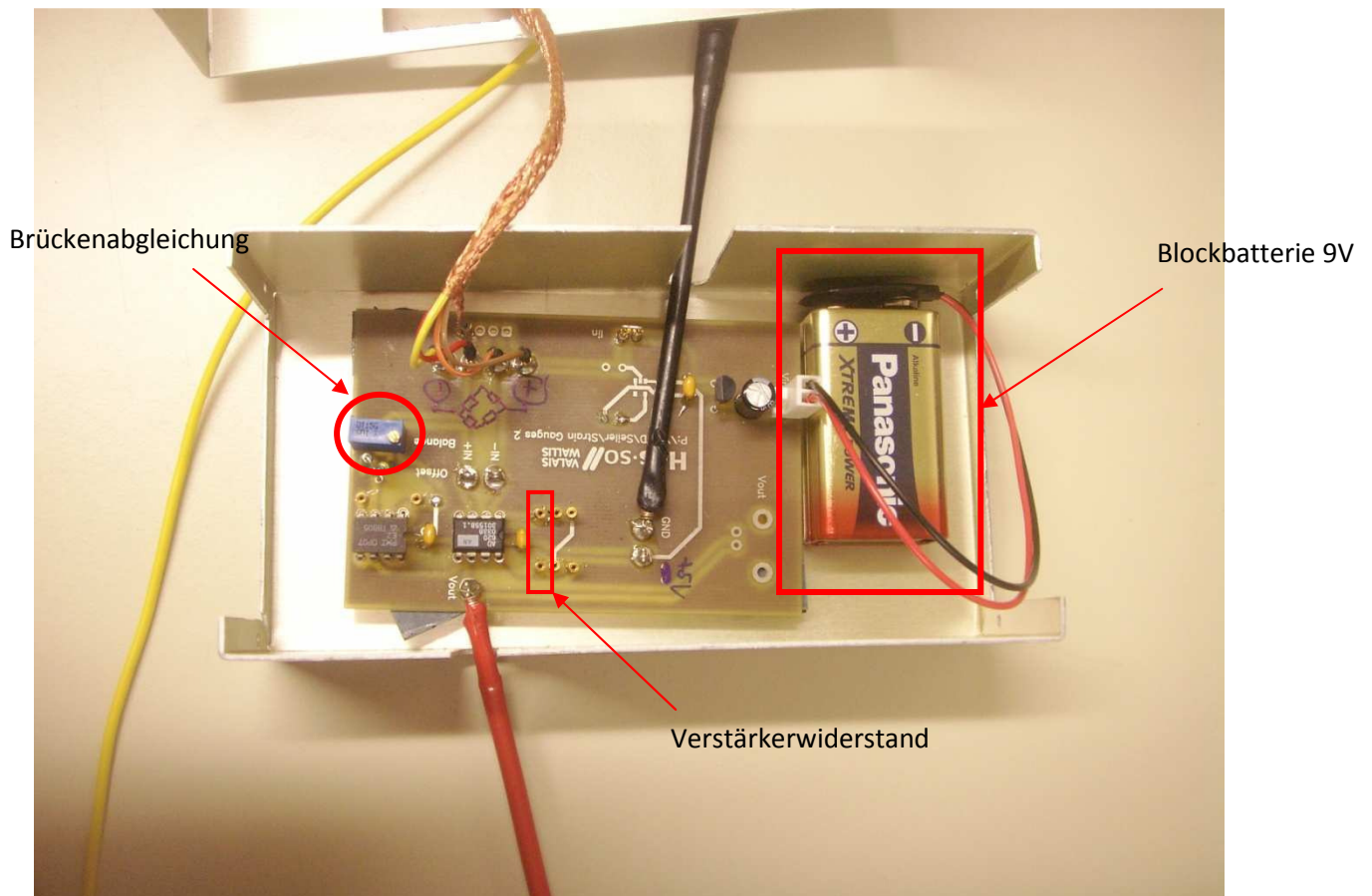


Abbildung 5-8: Verstärkerschaltung mit Erklärungen

In der obenstehenden Abbildung ist am vorgesehenen Steckplatz kein Widerstand gesteckt, weil dieser für die Erreichung der genannten Verstärkung als SMD – Widerstand ausgeführt war. Dies ist der folgenden Abbildung (Abbildung 5-9) ersichtlich.

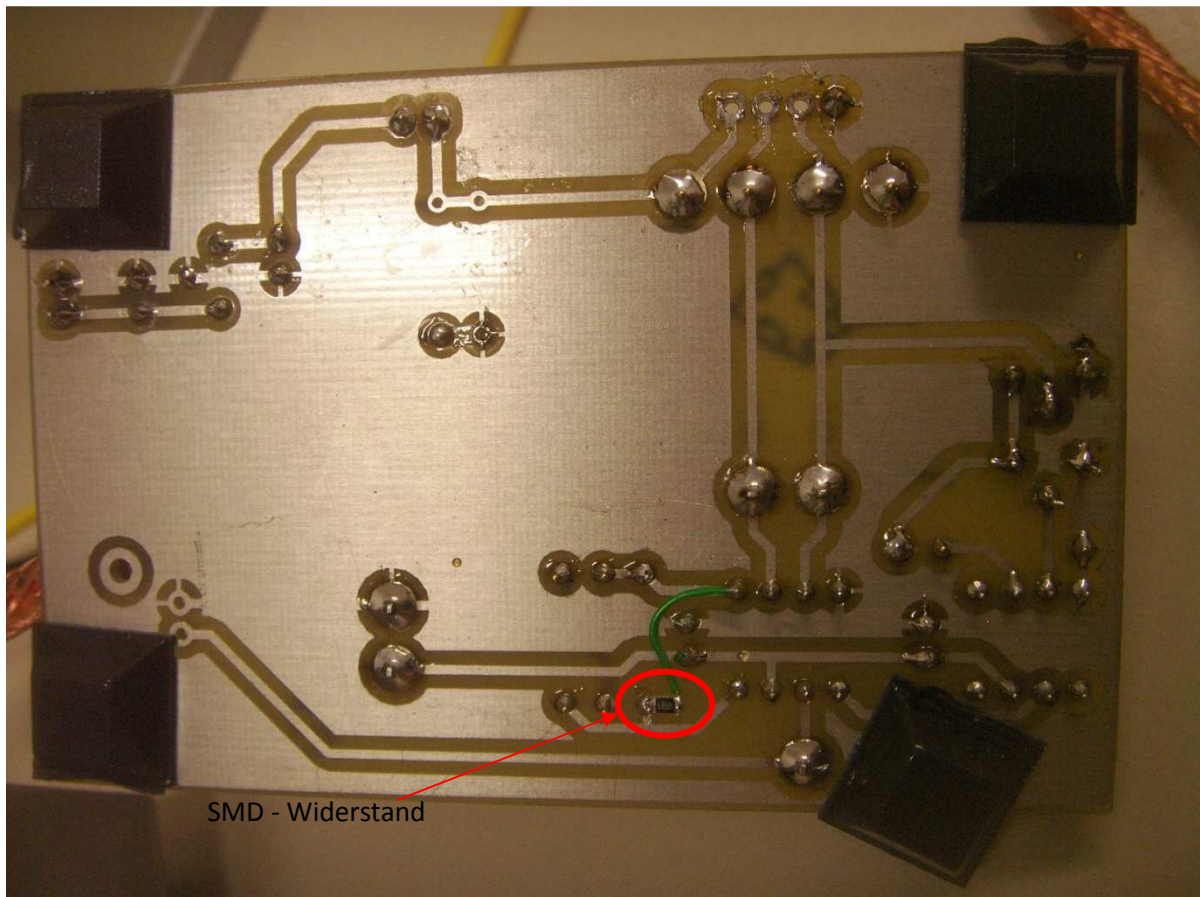


Abbildung 5-9: Verstärkerschaltung mit SMD-Widerstand

Eine weitere Änderung der Schaltung bestand darin, dass die Brückenspeisung nicht mehr über einen konstanten Strom erfolgte, sondern durch eine konstante Spannung gespeist wurde. Hierdurch wurde dieses Signal stabiler.

Durch diese veränderten Parameter ergaben sich auch veränderte Ausgangsspannungen bei Kraftbelastung.

$$\frac{U_A}{U_B} = -\frac{k}{4} \cdot 2 \cdot \varepsilon_l \cdot (1 + \nu) = -\frac{2.05}{4} \cdot 2 \cdot 9.893 \cdot 10^{-7} \cdot (1 + 0.34) = 1.3588 \cdot 10^{-6}$$

Somit ist die Ausgangsspannung:

$$U_A = 1.3588 \cdot 10^{-6} \cdot U_B = 1.3588 \cdot 10^{-6} \cdot 5V = 6.794 \cdot 10^{-6}V \Rightarrow 6.79\mu V$$

Es muss hier noch auf eine wichtige Tatsache verwiesen werden. Die Wahl der Brückenspannung U_B darf nicht willkürlich erfolgen. Hier spielen mehrere Faktoren eine Rolle. Auf einer Seite wünscht man sich eine hohe Brückenspannung, um ein hohes Ausgangssignal U_A zu bekommen. Auf der anderen Seite steht hier jedoch noch die elektrische Belastbarkeit des DMS. Ein kleines Berechnungsbeispiel soll die Problematik erläutern. Mit einem Messgitterwiderstand von 350Ω und der angewandten Speisespannung von $5V$ ergibt sich ein Strom von $14.2mA$ durch den DMS. Dies scheint im ersten Augenblick nicht nach viel, wird jedoch die Stromdichte berechnet erhält man eine sehr hohe Dichte. Diese beträgt für die applizierten DMS rund $30A/mm^2$. Die hierdurch entstehende Joulesche Wärme muss irgendwie an die Umgebung abgegeben werden, damit die Erwärmung am DMS in vertretbaren Grenzen liegt.

Die wichtigsten Parameter sind die Brückenspeisung, der elektrische Widerstand des Messgitters sowie dessen Geometrie, die Umgebungstemperatur, die Wärmeleitfähigkeit des Bauteils und die Wärmekapazität sowie das Abstrahl- bzw. Kühlvermögen des Bauteils.⁶

Die wichtigsten Parameter konnten berücksichtigt werden, d.h. der Widerstand des Messgitters ist mit 350Ω höher gewählt als normal, hierdurch wird der auftretende Strom geringer als mit 120Ω . Der Bauteilwerkstoff für den Federkörper ist Aluminium, was eine gute Wärmeleitfähigkeit besitzt. Jedoch konnte schlussendlich nur der Versuch zeigen, ob die Spannung richtig gewählt wurde. Anhand der ersten Resultate, welche man mit den statischen Versuchen ermittelt hat, kann gesagt werden, dass die angelegte Spannung zu keiner übermässigen Erwärmung des Bauteils führt, da ansonsten der Drift des Signals eine Messung verunmöglichen würde. Dieser Umstand der elektrischen Belastbarkeit musste hier besprochen werden. Es folgen nun noch ein paar weitere Besonderheiten der Schaltung.

Eine weitere Besonderheit der neuen Schaltung bestand darin, dass diese nicht mehr durch ein Labornetzgerät gespeist wurde, sondern durch eine 9V Batterie, so wie dies in der Abbildung 5-8 ersichtlich ist. Hierdurch wurde erreicht, dass Signalschwankungen, welche auf dem Stromnetz vorhanden sind, sich nicht mehr auf die Schaltung auswirken konnten. Auch hierdurch wurde die Stabilität des Ausgangssignals erhöht.

Alle Komponenten, welche auf der Schaltung verbaut worden sind, benötigen eine gewisse Aufwärmphase. Dies ist die Zeitspanne, welche nötig ist bis sie ihre Betriebstemperatur erreicht haben. Auch ist eine Aufwärmphase der DMS notwendig, diese werden nämlich durch den Jouleschen Effekt erwärmt. Weiter unten ist man auf diesen Umstand näher eingegangen. Durch verschiedene Versuche wurde diese Zeit ermittelt. Hierbei wurde die Schaltung eingestellt und ohne Kalibrierung einfach laufen gelassen, durch das Programm, welches mit Labview geschrieben wurde, konnte man den Verlauf der Kurve aufzeichnen. Und man konnte die Stabilisierung mit der dazugehörigen Zeit ablesen. Dieser Versuch wurde nur mit der zweiten Schaltung durchgeführt. Die Zeit, welche nötig ist bis die Schaltung erwärmt ist, beträgt rund 15 Minuten. Nach dieser Zeit hat sich das Ausgangssignal eingependelt und variiert nur noch schwach.

Die Schaltung in ihrer jetzigen Form und Grösse, ist für eine Platzierung im Stock, wie dies in der Planungsphase vorgesehen wurde, nicht geeignet. Technisch wäre es jedoch möglich die Schaltung in dieser Grösse zu bauen. Dies wäre jedoch mit Mehrkosten verbunden, diese fallen nicht unbedingt bei den Komponenten an, sondern bei der Arbeit, welche nötig ist diese Komponenten zusammen zu bringen. Für die erste Phase des Projektes hat man sich entschieden die Komponenten so gross zu wählen, dass der Aufwand für das Löten gering ist. Somit konnte die Funktionalität der Schaltung getestet werden, ohne dass die Kosten für diesen Prototyp zu hoch wurden.

Sobald sich das System bewährt hat, ist eine Integration im Stock immer noch auszuführen. Hierfür muss nur eine Tasche in das verlängerte Ende des Druckstabs Pos. 2 gefräst werden und schon ist eine Integration möglich.

⁶ (Hoffmann, 1987)

5.1.8 Linearführung

In diesem Kapitel wird über die Linearführung eingegangen, welche für die lineare Führung des Kraftmesssystems vorgesehen ist. Die erste Idee, welche hier vorweggenommen wird, ist diejenige bei welcher die Führung als Membranenführung ausgeführt ist. Diese Führungsart wurde im Vorprojekt untersucht und dort als nicht geeignet eingestuft.

Die Idee mit der Membranenführung wurde fallen gelassen, da im Handgriff des Stockes zu wenig Platz vorhanden war. Die Anbringung an einem anderen Ort als im Handgriff war aus technischen Gründen, wie dies im Kapitel 1.1.1 Anordnung bereits erwähnt wurde, nicht möglich. Der Vorschlag, wie er im Vorprojekt (Kapitel 7.1.4.1 Membranenführung) gemacht wurde, ist lediglich eine Ausführung zur axialen Führung die Biegekomponente wird hier nicht unterdrückt. Des Weiteren ist die technische Ausführung einer solchen Membranenführung erheblich aufwendiger als das endgültig vorgeschlagene System mittels einer einfachen Gleitführung. Die Führung mittels Membranen brächte im Bereich der Reibung einen Vorteil, da diese in axialer Richtung sehr leicht verformbar sind und somit nur wenig der Messkraft für die Deformation verwenden. Zudem sind sie in radialer Richtung sehr steif.

Jedoch entschied man sich wegen den oben genannten Gründen gegen diese Lösung und führte die axiale Führung mittels einer Gleitlagerung aus. Die Gleitpaarung wurde so gewählt, dass die auftretende Reibung möglichst gering gehalten werden konnte. Darum viel die Wahl auf eine Aluminium–Teflon Paarung.

Ein wichtiger Punkt, welcher bei der Konzeption der vertikalen Linearführung berücksichtigt werden musste, war die Reibung. Bei einer Vorrichtung, welche Kräfte misst, sollten die vorhandenen Reibungen möglichst gering sein. Die Führung ist als Gleitführung ausgeführt, bei einer vollkommen vertikalen Krafteinleitung kann angenommen werden, dass die Reibungskraft, welche sich der Bewegung entgegengesetzt vernachlässigbar ist. Die Reibungskraft steigt erst an, wenn die Führung durch ein Moment, welches von aussen auf sie ausgeübt wird, verkanntet. Nun ist diese Kraft von verschiedenen Faktoren abhängig, diese sind Reibungskoeffizienten der Materialpaarung, die Führungslänge, die Positionen der Momente und Kräfte welche auf die Führung wirken.

Das Festlegen dieser Kräfte ist relativ schwierig und kann nur schätzungsweise erfolgen. Zudem sind die Reibungswerte der Reibpaarungen sehr inkonstant, sie wurden unter kontrollierten Laborbedingungen gemessen und können im realen Anwendungsfall stark von diesen Werten abweichen.

Der schlimmste Fall, welcher eintreten kann, ist dass der Stock einer Axialkraft ausgesetzt ist und zugleich über den Stockgriff ein Moment eingeleitet wird. Hierbei wird die Reibungskraft, welche sich der Axialkraft entgegengesetzt erhöht und somit ein Teil der axialen Kraft nicht gemessen.

Die einfachste Annäherung an die Wirklichkeit wird durch folgendes Beispiel erreicht. Hierbei handelt er sich um einen Schlitten, welcher durch eine Kraft ausserhalb der Achse belastet wird. Das Bild ist in der untenstehenden Abbildung (Abbildung 5-10) Ersichtlich.

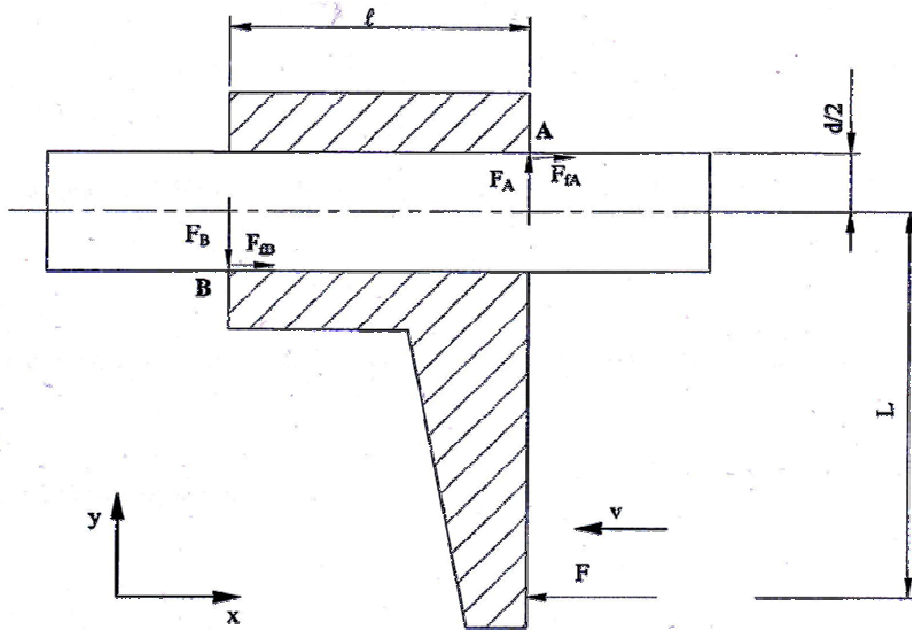


Abbildung 5-10: Modellierung der Linearführung⁷

Gleichgewicht

—

Wenn sich der Schlitten in Bewegung befindet, sind die Reibungskräfte wie folgt definiert:

Befindet sich der Schlitten im Stillstand, sind die Reibungskräfte folgendermassen definiert:

Befindet sich der Schlitten nun in Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit ($v = \text{konst.}$)

Erhält man:

—

⁷ Abbildung stammt aus dem Unterricht von Herr Flückiger
Seiler Stefan

$$F_B = F_A = \left(\frac{F \left(L + \frac{d}{2} \right)}{\mu \cdot d + l} \right)$$

Sobald diese Kräfte bekannt sind kann man die Reibungskräfte bestimmen, welcher der Axialkraft entgegenwirken.

Für unseren Fall adaptiert, muss man nun schätzen, wie gross das Moment am Handgriff sein kann. Durch eine Messung bei welcher der Stock auf eine Waage gestellt wurde und unter einem Winkel von ca. 70° zum Boden ein Moment im Handgriff appliziert wurde konnte man das Moment genauer bestimmen. Der Versuch ist in der Abbildung 5-11 ersichtlich. Für die Bestimmung legte man fest, dass am Ende des Handgriffs ein Drehpunkt entsteht. Somit konnte man mittels Hebelgesetz und etwas Trigonometrie die Kräfte bestimmen. Wenn der Stock „frei“ gemacht wurde, wirken folgende Kräfte auf ihn. Es wurde mit Hilfe der Waage eine Last gefunden welche 2.5kg entsprach. Hieraus konnte die Kraft berechnet werden, welche der Stock auf die Waage ausübte.

$$F_W = m_W \cdot g = 2.5 \text{ kg} \cdot 9.81 = 24.5 \text{ N}$$

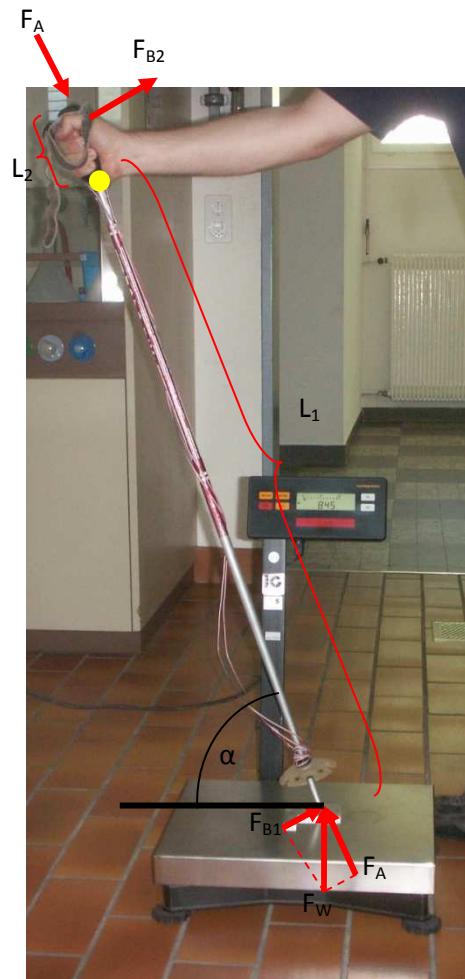


Abbildung 5-11: Kraftbestimmung

Aus dem bekannten Winkel konnte die gesuchte Kraft F_{B1} gefunden werden, diese entsprach:

$$F_{B1} = F_W \cdot \cos \alpha = 24.5N \cdot \cos 70^\circ = 8.4N$$

Mithilfe der Stocklänge und dem Abstand vom Drehpunkt zur Kraft F_{B2} , konnte mit dem Hebelgesetz die Kraft F_{B2} bestimmt werden.

$$F_{B1} \cdot L_1 = F_{B2} \cdot L_2 \Rightarrow F_{B2} = \frac{F_{B1} \cdot L_1}{L_2} = \frac{8.4N \cdot 1000mm}{100mm} = 84N$$

Hieraus ergibt sich ein Drehmoment im Handgriff von 8.4Nm, wird dies nun in die obere Gleichung eingesetzt folgt daraus:

$$F_B = F_A = \left(\frac{F \left(L + \frac{d}{2} \right)}{\mu \cdot d + l} \right) = \left(\frac{8400Nmm}{0.1 \cdot 14mm + 55mm} \right) = 148N$$

Dies ergibt eine Haftreibungskraft von:

$$F_{fB} = F_{fA} = F_B \cdot \mu_0 = 148N \cdot 0.15 = 22N$$

Somit ist die gesamte axiale Kraft gegeben durch die eingangs aufgestellten Randbedingungen des Kräftegleichgewichts.

$$F = F_{fB} + F_{fA} = 2 \cdot 22N = 44N$$

Zu berücksichtigen ist hier, dass die Berechnungen nur eine grobe Schätzung der tatsächlichen Kräfte zulassen. Erst durch einen Test am Prototyp ist eine eindeutige Aussage über die Funktionalität der Führung möglich.

Des Weiteren muss man hier festhalten, dass die berechneten Kräfte dem Fall entsprechen, wo der Stock mit einer sehr hohen Biegung beaufschlagt wurde. Diese Art von Belastung tritt vor allem beim Sturz auf, wenn sich die betroffene Person auf dem Stock abstützen will.

Ein weiterer Punkt, welcher bei der Linearführung beachtet werden musste, war die Passungsfindung zwischen Gleitrohr Pos. 1 und Lager Pos. 4. Hierbei musste beachtet werden, dass die beiden Teile aus unterschiedlichen Materialien bestehen und somit die Wärmedehnung unterschiedlich war.

Für das Gleitrohr wurde die Passung mit dem Ø14mm H7 gewählt, dies besitzt das Toleranzfeld +0.018mm/0.000mm. Nun musste die Passung auf dem Lager an dieses Feld angepasst werden, unter Berücksichtigung der Wärmeausdehnung. Die Linearausdehnungskoeffizienten für Aluminium und PTFE wurden mit den folgenden Werten angenommen.

$$\alpha_{Al} = 23,9 \cdot 10^{-6} K^{-1}$$

$$\alpha_{PTFE} = 170 \cdot 10^{-6} K^{-1}$$

Die Betriebstemperatur wurde mit 37°C angenommen, was der Körpertemperatur entspricht. Auch bei sportlichen Aktivitäten wird dieser Wert nicht überschritten.

Die Formel zur Berechnung des Durchmessers bei Betriebstemperatur beträgt:

$$d = d_0 \cdot (1 + \alpha \cdot \Delta T)$$

Somit konnten die Durchmesseränderungen des Gleitrohres im Toleranzbereich, welcher für dieses vorgesehen war, berechnet werden. Anhand von diesen Werten und mit der Vorgabe, dass das Minimalspiel im Betrieb 0.01mm nicht unterschreiten sollte, konnte man das Toleranzfeld des Lagers bestimmen.

Man kam zu folgendem Resultat:

Bei einem Maximalspiel von 0.05mm beträgt der Winkel, welcher durch dieses Spiel in der Führung entstehen kann 0.05°. Die Entstehung dieses Werts ist in der untenstehenden Skizze (Abbildung 5-12) erläutert.

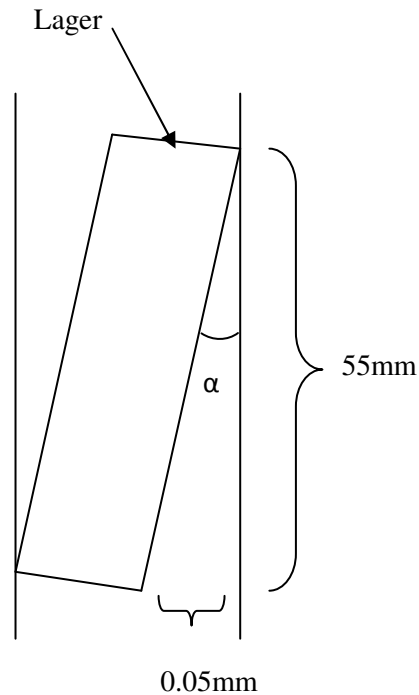


Abbildung 5-12: Winkelbestimmung bei Maximalspiel

Durch die Sinusfunktion kann der gesuchte Winkel α erhalten werden. Da es sich um einen so geringen Winkel handelt kann dieser ohne Probleme von der Kalottenform des Federkörpers übernommen werden.

5.1.9 Festigkeitsberechnungen

Mit Hilfe der Werte aus dem vorderen Kapitel, war es möglich die Festigkeitsberechnungen einiger wichtiger Bauteile vorzunehmen.

Zum einen ist dies Pos. 2 im Zusammenbau, welcher im Anhang 5.1 ersichtlich ist. Dieses Bauteil wird im Betrieb durch eine Biege- und eine Druckbeanspruchung belastet. Die Druckbeanspruchung dieses Bauteils liegt weit unter den kritischen Werten für die Maximalbelastung sie muss jedoch auch in die Berechnung einfließen. Wichtiger ist die Biegebeanspruchung, welche auf dieses Teil wirkt. Zur Festigkeitsüberprüfung wurde die Last aus dem vorderen Kapitel mit 150N übernommen. Angenommen wird, dass die Kraft am äussersten Punkt des Stabes angreift und dieser am hinteren Ende fest eingespannt ist. Die unten stehende Abbildung (Abbildung 5-13) soll dies Veranschaulichen.

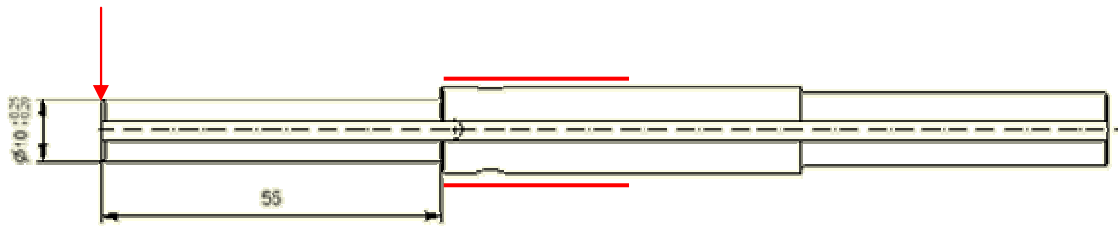


Abbildung 5-13: Druckstock mit eingezeichneter Kraft

Das auftretende Biegemoment beträgt:

Das axiale Widerstandsmoment beträgt für einen kreisförmigen Querschnitt mit den gegebenen Abmassen:

Hieraus ergibt sich die Biegespannung zu:

Aufgrund der Form des Bauteils, dies bedeutet wegen den Querschnittsänderungen und den Nuten kommt es hier zu Spannungskonzentrationen. Diese müssen mit einem Formfaktor berücksichtigt werden.

Für den abgesetzten Bereich der Welle wird der Formfaktor mit _____ bestimmt dieser ist abhängig von den Verhältnissen von Radius und Durchmesser.

Mit diesem Faktor konnte die maximale Spannung im gefährdeten Querschnitt nahe der Einspannung errechnet werden.

Die axiale Belastung welche mit einem Maximalwert von 850N festgelegt wurde, führt im Querschnitt des Bauteils zu einer Druckbelastung.

Multipliziert mit dem Formfaktor erhält man eine Maxiamalspannung von 21.6Nmm^{-2}

Durch Von Mises kann die maximale Vergleichsspannung bestimmt werden, die Scherspannung wird zu null.

Mit der zulässigen Spannung welche von einem EN AW - 6082 ertragen werden kann, erhält man den Sicherheitsfaktor.

$$S = \frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{max}} = \frac{250Nmm^{-2}}{189.6Nmm^{-2}} = 1.31$$

Zu bemerken ist zu dieser Berechnung, dass man den schlimmsten anzunehmenden Fall berechnet hat. Im normalen Gebrauch wird der Stock nicht einer so hohen Querbelastung ausgesetzt. Durch einen grösseren Radius könnte die Spannung noch gesenkt werden, weil hierdurch der Spannungsverlauf besser geführt wird und es zu geringeren Einschnürungen kommt, was die Spannungskonzentrationen senkt.

Ein weiteres Bauteil, welches einer Festigkeitsberechnung unterzogen werden musste, war das Teflonlager. Dieses Bauteil würde im Fall einer Querbelastung, dies bedeutet wenn im Handgriff ein Moment eingeführt wird auf Pressung beansprucht. Um sicherzustellen, dass die Festigkeit genügend hoch gewählt wurde, wird wiederum mit dem Wert von 150N berechnet. Diese Kraft verteilt sich nun gleichmässig über eine Hälfte des Lagers, somit wird die projizierte Fläche dieses Lagers angenommen.

$$p_{PTFE} = \frac{F}{A_{proj.}} = \frac{150N}{10mm \cdot 55mm} = 0.27Nmm^{-2}$$

Somit bleibt die auftretende Flächenpressung wesentlich unter der zulässigen Flächenpressung für Teflon.

5.1.10 Verbindungssystem

Die Kraftmessvorrichtung muss durch ein Verbindungssystem mit dem Stock verbunden werden. Die Anforderungen sind hier, dass die Verbindung einfach konstruiert und auch wieder einfach zu lösen sein soll. Zudem sollte die Verbindung vom Gewicht her nicht zu schwer ausfallen.

Eine Verbindung, welche diese Anforderungen erfüllt, ist diejenige, welche nun näher vorgestellt wird. In der untenstehenden Abbildung (Abbildung 5-14) ist links das gesamte System zu sehen und rechts das umrandete Detail der linken Zeichnung.

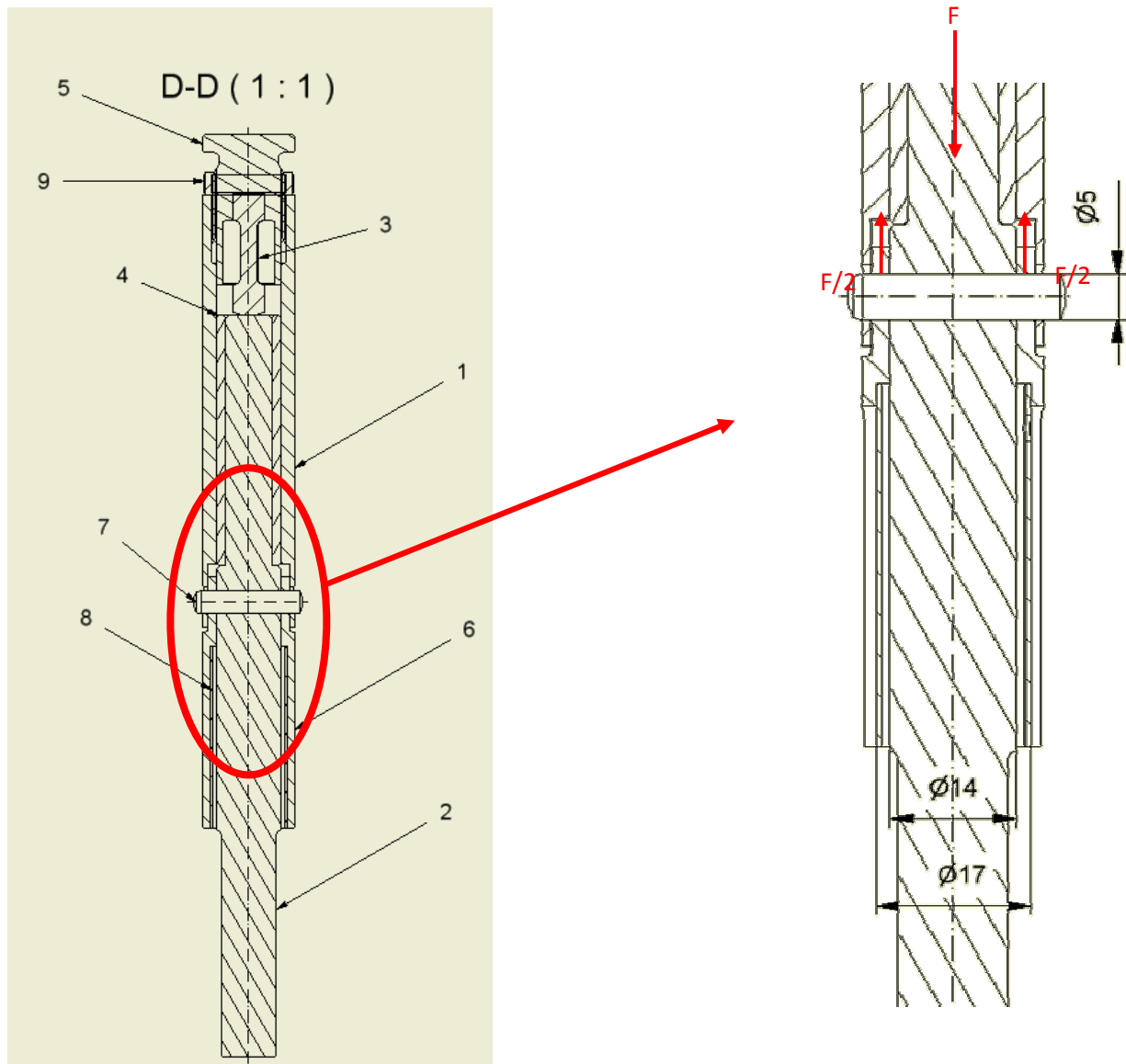


Abbildung 5-14: Zusammenbau mit Detail zur Stiftverbindung

Wie man auf der Abbildung erkennen kann, handelt es sich um eine Stiftverbindung. Die verwendete Stiftart ist ein Zylinderstift. Hier muss beachtet werden, dass der Stift aus Metall besteht, während die Teile darum aus Aluminium gefertigt sind. Hierdurch ist die Gefahr der Kontaktkorrosion erhöht. Solange die Verbindung nach dem Einsatz jedoch wieder getrocknet wird sollten hierdurch keine Probleme entstehen.

Anhand der Schnittdarstellung in der Abbildung 5-14 rechts konnte die Festigkeitsberechnungen durchgeführt werden. Es handelt sich hierbei um eine Querstiftverbindung, welche vor allem auf Flächenpressung und Abscherung beansprucht wird. Mit der gegebenen Kraft, welche hier mit $F=850\text{N}$ angenommen wurde und den Abmessungen konnten die Berechnungen durchgeführt werden. Hierbei wurde die Flächenpressung von Innen- und Aussenteil bestimmt.

Innenseite:

$$p_1 = \frac{K_A \cdot F}{A_{proj.1}} = \frac{1.3 \cdot 850N}{5mm \cdot 14mm} = 15.7Nmm^{-2}$$

Aussenseite:

$$p_2 = \frac{K_A \cdot \frac{F}{2}}{A_{proj.1}} = \frac{1.3 \cdot 425N}{5mm \cdot 2mm} = 55.25Nmm^{-2}$$

Die auftretende Flächenpressung ist geringer als die zulässige Flächenpressung, welche im Rollof/Matek bei einer schwellenden Belastung mit $0.25 \cdot R_m$ angegeben ist. Für einen Werkstoff aus EN-AW-6082 mit einer Streckgrenze von $260Nmm^{-2}$. Ergibt sich daraus eine zulässige Flächenpressung von $p_{zul} = 65Nmm^{-2}$.

Anschliessend wurde der Stift noch auf Scherung berechnet

$$\tau = \frac{K_A \cdot 2 \cdot F}{\pi \cdot d^2} = \frac{1.3 \cdot 2 \cdot 1000N}{\pi \cdot (5mm)^2} = 33.1Nmm^{-2}$$

Für einen nichtgehärteten Stahlstift kann die zulässige Scherung τ_{zul} bei schwellender Belastung mit einem Faktor von 0.15 auf die Zugfestigkeit erhalten werden.

$$\tau_{zul} = 0.15 \cdot R_m = 0.15 \cdot 400Nmm^{-2} = 60Nmm^{-2}$$

Somit liegt die auftretende Belastung unterhalb der zulässigen Belastung.⁸ Des Weiteren wurde die Verbindung zum Stock durch eine kraftschlüssige Verbindung realisiert. Diese ist so ausgeführt, dass der Stock in der Hülse Pos. 6 etwas Spiel besitzt. Dieses Spiel wird durch ein elastisches Kunststoffband ausgefüllt. Im Inneren des Stockes ist der Druckstab Pos. 2, welcher verhindern soll, dass das Stockrohr zu stark verformt wird. Durch das Einsetzen des Kunststoffes erhält man eine hohe Reibung und zudem passt sich dieser den Gegebenheiten gut an. Die Hülse, welche den Kunststoff umschliesst wird mittels einer Schlauchbride umspannt, welche die Hülse verformt und somit den Kraftschluss möglich macht.

Diese Verbindung muss zwei Kräfte aushalten, zum einen die Gewichtskraft des Stockes und zum anderen die Beschleunigungskräfte beim Anheben des Stockes.

Des Weiteren muss die Verbindung die auftretenden Biegebeanspruchungen vom Handgriff auf den Stock übertragen.

5.1.11 Pressverbindung

Im Zusammenbau befindet sich ein Teil, welches mit einer Pressverbindung befestigt ist. Um sicherzustellen, dass die Verbindung die nötigen Kräfte übertragen kann sowie, dass die zulässige Spannung nicht überschritten wird, werden hier einige Berechnungen durchgeführt. Diese sollen die oben genannten Kriterien überprüfen.

⁸ Die Formeln für diese Berechnungen entstammen der Inernetseite der entsprechenden Nummer im Literaturverzeichnis

Die Pressverbindung, welche untersucht werden soll, ist diejenige zwischen dem Gleitlager Pos. 4 und dem Druckstock Pos. 2. Es muss sichergestellt werden, dass sich dieses Lager durch die auftretenden Kräfte nicht verschiebt. Eine Herstellung durch Kleben ist schwierig, da es sich um PTFE handelt und dieses eine hohe Resistenz gegenüber Lösungsmitteln besitzt. Somit scheint eine Pressverbindung die beste Alternative zu sein.

Die Berechnungen wurden mit den Gleichungen durchgeführt, welche man während dem 2.Jahr im Kurs Mechanik erlernt hat.

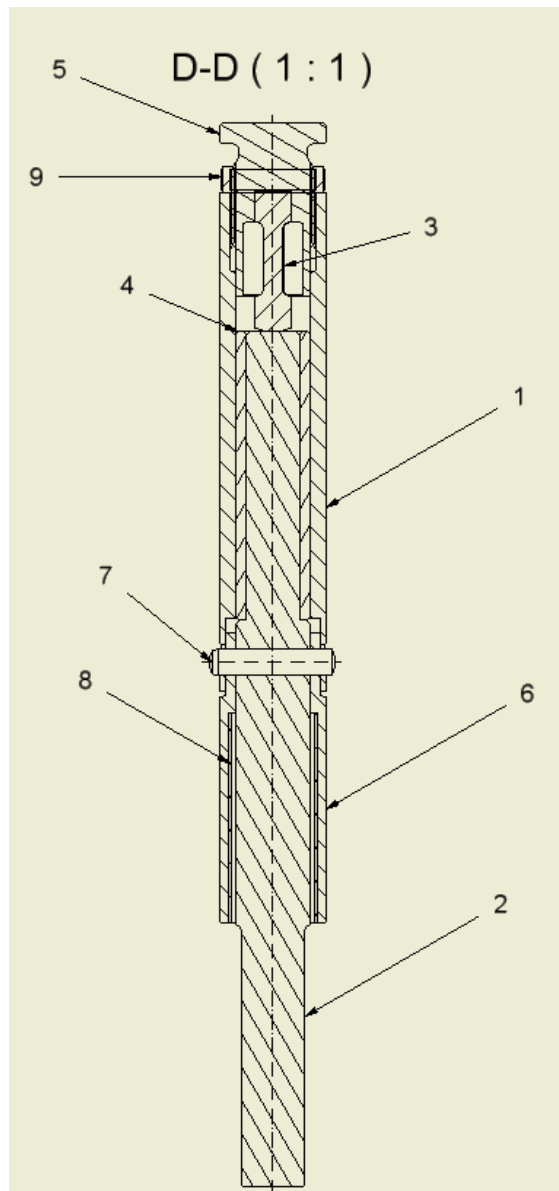


Abbildung 5-15: Zusammenbau in Schnittansicht

Zuerst werden die Durchmesserhältnisse bestimmt.

$$Q_A = \frac{d}{D} = \frac{10\text{mm}}{14\text{mm}} = 0.71$$

Hieraus ist die Berechnung der Werte K_A und K_I möglich. Da es sich bei der Buchse um ein Polymer handelt ist bei der Presspassung darauf zu achten, dass der E-Modul einer Relaxation unterliegt. Diese lässt den E-Modul in Funktion der Zeit abnehmen. Mit diesem Wissen kann die Hilfsgrösse bestimmt werden, welche anschliessend für das Haftmass gebraucht wird.

$$K_A = \frac{1}{E_A} \cdot \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \nu_A \right) = \frac{1}{380\text{MPa}} \cdot \left(\frac{1 + 0.71^2}{1 - 0.71^2} + 0.4 \right) = 0.0091 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$

$$K_I = \frac{1}{E_A} \cdot \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \nu_A \right) = \frac{1}{70000\text{MPa}} \cdot (1 - 0.34) = 9.428 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}}$$

Die zulässige Spannung liegt für PTFE bei rund 10Nmm^{-2} . Hieraus folgt das maximale Übermass:

$$\begin{aligned} z_{\max} &= \frac{\sigma_{\text{zul}} \cdot D_F \cdot (K_A + K_I) \cdot (1 - Q_A^2)}{\sqrt{3 + Q_A^4}} \\ &= \frac{10\text{Nmm}^{-2} \cdot 10\text{mm} \cdot \left(0.0091 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} + 9.428 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \right) \cdot (1 - 0.71^2)}{\sqrt{3 + 0.71^4}} \\ &= 0.25\text{mm} \end{aligned}$$

Dies ergibt einen Fügedruck von

$$p_F = \frac{z}{D_F(K_A + K_I)} = \frac{0.25\text{mm}}{10\text{mm} \cdot \left(0.0091 \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} + 9.428 \cdot 10^{-6} \frac{\text{mm}^2}{\text{N}} \right)} = 2.74\text{Nmm}^{-2}$$

ergibt, dies entspricht einer Einpresskraft von

$$F = p_F \cdot A_F \cdot \mu = 2.74\text{Nmm}^{-2} \cdot 10\text{mm} \cdot \pi \cdot 55\text{mm} \cdot 0.05 = 237.5\text{N}$$

Die Reibung ist aus Sicherheitsgründen so tief gewählt worden um sicherzustellen, dass sich die Büchse auch unter ungünstigen Bedingungen nicht löst.

Da man die Kunststoffbuchse auf eine härtere Oberfläche aufziehen muss, hier Aluminium, ist eine Erwärmung der Buchse vorzusehen. Durch das Einpressen kann die Oberfläche der Buchse nämlich abgeschabt werden und somit nicht mehr halten. Die Temperatur muss sich hierbei zwischen 100°C bis maximal 140°C befinden.

Um die Genauigkeit der Führung zu gewährleisten, wurde die Buchse mit einem kleinen Übermass gefertigt. Dies ermöglichte es die Durchmesseränderung nach dem Einpressen zu korrigieren und die Buchse genau an das Gleitrohr Pos. 1 anzupassen. Im Kapitel 4.1.5 wird auf die nötige Passung eingegangen, welche verwendet werden muss, dass es in Folge von Wärmeausdehnungen nicht zu einem Klemmen der Buchse im Gleitrohr kommt.

5.1.12 Vorspannsystem

Die Vorrichtung ist so konzipiert, dass der Federkörper vorgespannt werden kann. Diese Vorspannung geschieht aus mehreren Gründen. Zum einen wird so der Kontakt zwischen Federkörper Pos. 3 und Druckstock Pos. 2 sichergestellt. Zum anderen wird so das Spiel aus der Vorrichtung genommen. Die Vorspannung erfolgt über eine Hülse Pos. 5 welche am Aussendurchmesser ein Feingewinde besitzt. Durch eine Gegenmutter Pos. 9 kann die Vorspannung arretiert werden. Mittels der Hülse Pos. 5 wird die festgelegte Vorspannung von 20N von Hand über den gerändelten Durchmesser eingestellt, die Kraft kann an der Anzeigevorrichtung abgelesen werden. Anschliessend wird die Gegenmutter festgezogen um die Verbindung zu sichern. Die erwähnten Positionsnummern sind in der nachfolgenden Abbildung (Abbildung 5-16) ersichtlich.

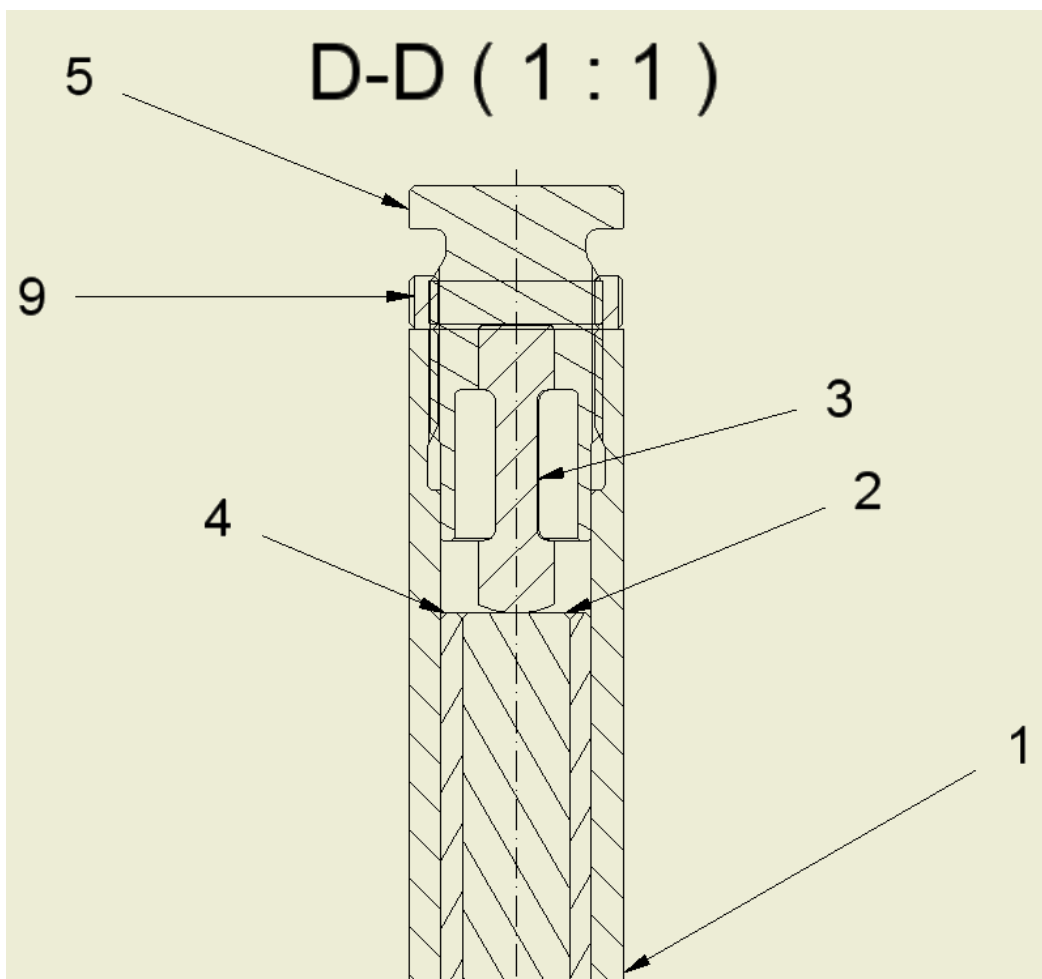


Abbildung 5-16: Vorspannvorrichtung

Ein Problem bei Aluminiumverbindungen ist das „Schmieren“ des Aluminiums. Durch Aufbringung von Schmierpasten kann dies jedoch grösstenteils umgangen werden. Und die Schraubverbindung lässt sich dann auch gut lösen.

Für die vorliegende Anwendung ist ein Lösen der Verbindung jedoch nicht wünschenswert. Da die Sicherung der Verbindung mit der Gegenmutter aufgrund der geringen elastischen Zone nicht ideal ist, wird die Gegenmutter mit Loctite festgeklebt. Aufgrund der geringen zu erwartenden Belastungen der Schraubenverbindung, sind die Setzbeträge zu vernachlässigen. Des Weiteren erübrigt sich eine Festigkeitsberechnung, angesichts der geringen Vorspannkraft von 20N, welche für die Vorspannung des Federkörpers aufgebracht werden muss.

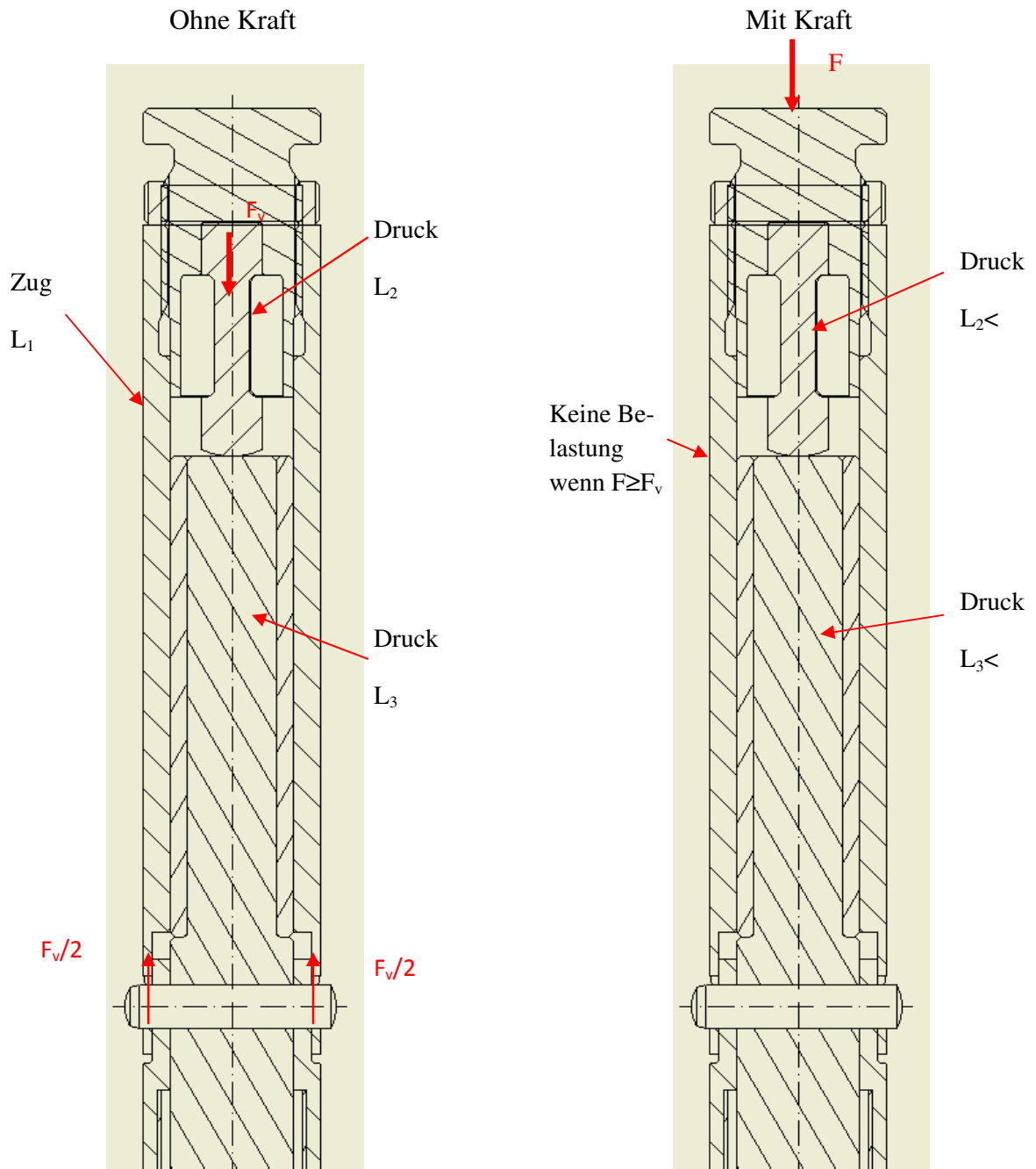
Zu berücksichtigen ist jedoch die Kraft, welche durch die Vorspannung entsteht und das Gleitrohr im Bereich der Stiftverbindung belastet. Hier muss kontrolliert werden, ob die Flächenpressung der Verbindung nicht zu hoch ist.

Die projizierte Fläche beträgt 10mm^2 die auftretende Kraft ist, wie schon erwähnt, 20N. Mittels der folgenden Gleichung kann nun die Flächenpressung gefunden werden.

$$p_F = \frac{F}{A_{proj.}} = \frac{20\text{N}}{10\text{mm}^2} = 2\text{Nmm}^{-2}$$

Die auftretende Flächenpressung ist wesentlich geringer als die zulässige Flächenpressung, welche im Rollof/Matek bei einer schwellenden Belastung mit $0.25 \cdot R_m$ angegeben ist. Für einen Werkstoff aus EN-AW-6082 mit einer Streckgrenze von 260Nmm^{-2} . Ergibt sich daraus eine zulässige Flächenpressung von 65Nmm^{-2} .

Anschliessend soll noch eine kleine statische Überlegung gemacht werden, welche das Verhalten des Federkörpers unter Belastung mit der erwähnten Vorspannkraft zeigen soll. Bei dieser Betrachtung wird alles was sich unterhalb des Stiftes befindet weggelassen, die statische Analyse dieses Bereichs ist in einem folgenden Kapitel durchgeführt worden.



Man erkennt nun, dass die Kraft dazu führt, dass sich das Gleitrohr nach unten verschiebt und somit den Kontakt mit dem Zylinderstift verliert. Diese Bewegung soll nun möglichst Reibungsfrei von statten gehen. Das dem nicht immer so ist, kann man in den Resultaten im Kapitel Temperatureinfluss nachlesen.

Wenn man nun nur den Federkörper betrachtet stellt man fest, dass auf Grund der Geometrie die grösste Verformung im quadratischen Bereich in der Mitte des Federkörpers stattfindet, zum einen ist dieser kleiner im Querschnitt und zum anderen Länger als die beiden äusseren Bereiche. Diese beiden Faktoren wirken sich in diesem Fall günstig auf die Steifigkeit aus. Dies ist im folgenden Kapitel rechnerisch bewiesen. In der untenstehenden Abbildung des Federkörpers sind nun die Verlängerungen in Folge der Vorspannkraft sowie der von aussen angreifenden Kraft bildlich dargestellt. Die Vorspannkraft verformt den Federkörper schon ein wenig, diese Verformung wird durch die von aussen angreifende Kraft schliesslich noch vergrössert. Da man sich im elastischen Bereich des Materials befindet ist der Zusammenhang zwischen Kraft und Dehnung linear, dies folgt aus dem Hookschen Gesetz. Somit bewirkt die Vorspannung lediglich eine Nullpunktverschiebung des Ausgangssignals der DMS, dieses kann jedoch durch die Kalibrierung im Programm wieder ausgeglichen werden. Die Darstellung in der untenstehenden Abbildung ist lediglich zu Anschauungszecken, in Wirklichkeit ist das Dehnungsfeld wesentlich homogener.

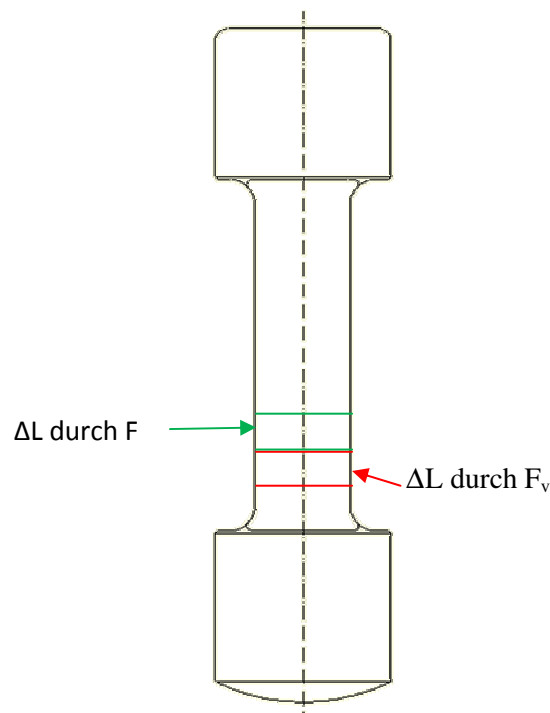


Abbildung 5-17: Federkörper mit Längenänderung

5.1.13 Steifigkeit

Nachdem die wichtigsten Bestandteile der Vorrichtung erläutert worden sind, muss noch kontrolliert werden, dass sich die Vorrichtung unter einem Krafteinfluss wie gewollt verhält. Um dies zu kontrollieren wurde die Steifigkeit der Bestandteile bestimmt, es musste sichergestellt werden, dass sich der Federkörper unter Krafteinwirkung am meisten verformt. Vorausgehend muss festgehalten werden, dass das Gewinde, welches zur Einstellung der Vorspannkraft vorgesehen ist keinen Einfluss auf die Steifigkeit hat, dies aus dem Grund weil es mit dem Gleitrohr Pos. 1 verbunden ist und dieses Bauteil überträgt keine Kräfte. Lediglich die Druckhülse Pos. 5 ist an der Krafteinleitung beteiligt. Vor der Berechnung wird noch eine Hypothese vorausgeschickt, diese lautet, dass die Spannungen einheitlich über den Querschnitt des Bauteils verteilt werden und selbst am Übergang zwischen verschiedenen Durchmesser treten keine Spannungskonzentrationen auf. Unter diesen Voraussetzungen konnte nun die Steifigkeit der Bauteile bestimmt werden.

Zur Bestimmung der Steifigkeit wurden die einzelnen Bauteile in verschiedenen Querschnitt zerlegt, deren Steifigkeit man berechnete. Sobald man diese einzelnen Steifigkeitswerte berechnet hatte konnte die Gesamtsteifigkeit des Bauteils berechnet werden. Dies konnte durch die Federgesetzte realisiert werden, bei den einzelnen Querschnitten handelte es sich um in Federn, welche in Serie geschaltet waren. Die Berechnungen sind im Anhang 8 einzusehen. Im Bericht werden nur die Resultate angegeben. Diese sind in der untenstehenden Tabelle (Tabelle 3) einzusehen.

Bauteilbezeichnung	Pos.	Steifigkeit [N/mm]
Druckhülse	5	403'738
Federkörper	3	50'217.3
Druckstock	2	70'126.8
Klemmhülse	6	839'321

Tabelle 3: Steifigkeitswerte

Die Steifigkeit des gesamten Systems beträgt, wenn die obenstehenden Werte berücksichtigt werden, 26'425.9N/mm. Wichtig war nun nicht unbedingt die Gesamtsteifigkeit, sondern die Steifigkeit des Federkörpers, diese musste unbedingt geringer sein als die Steifigkeit der anderen Bauteile. Dies aus dem Grund, dass man an diesem Bauteil die meiste Verformung erreichen wollte. Anhand der in der Tabelle 3 stehenden Werte kann man davon ausgehen, dass dem so ist. Man darf nun nicht vergessen, dass sich die Steifigkeit durch den Einbau in den Stock noch ändern wird. Diese Tatsache lässt sich jedoch nicht mit konstruktiven Mitteln beeinflussen.

Mithilfe von Inventor wurden die erhaltenen Steifigkeitswerte überprüft. Man legte die erhaltene Steifigkeit als Kraft auf das Bauteil an und kontrollierte, ob sich das Bauteil um einen Millimeter verformte. Zu bemerken ist hier noch, dass nach den Erkenntnissen welche man durch die Analysen gewonnen hat, die Steifigkeit des Gleitrohres nur in nicht vorgespannten Zustand vernachlässigt werden kann. Im vorgespannten Zustand wirkt das Gleitrohr wie eine Feder welche parallel zu Federkörper und Druckstock wirkt.

5.1.14 Experimentelle Methode

In diesem Kapitel will man kurz darauf eingehen, welche Geräte und Maschinen man für die durchgeführten Versuche und Analysen verwendet hat.

Nur für die ersten Versuche, welche im folgenden Kapitel beschrieben werden, verwendete man folgende Ausrüstung

- IOtech Personal Daq/3000 Series 16-bit/1-MHz USB Data Acquisition System

Dieses Modell musste nach diesen Versuchen ausgetauscht werden, da die Kompatibilität zu Problemen in der Aufzeichnungsfrequenz geführt hatte. Die neue Karte war von National Instruments und hatte die Typennummer 183030D-01L.

Für alle Versuche und Analysen verwendete man:

- Multimeter Metra HIT 29S, bei den Messungen befand man sich im Messbereich von 3V mit Gleichstrom. Messgenauigkeit $\pm(0.02\% \text{ v.M.} + 0.005\% \text{ v.B.} + 5D)$.
- Programm Labview, das geschriebenen Programm für die Kraftmessung befindet sich auf der beiliegenden CD.

Nur für die verschiedenen Analysen verwendetes Material war:

- Materialprüfmaschine Zwick BZ1-MM14550.ZW02, die Kraftmessdose misst maximal 20kN mit einer Genauigkeit von $\pm 0.1\%$ vom Nominalbereich.
- Klimakammer (vorhanden im Thermolabor) die Temperatur wurde manuell eingestellt.

Der Verwendete PC hat die Nummer i02681, das geschriebene Programm befindet sich auch noch auf diesem PC.

5.1.15 Versuche

Vorgängig muss hier festgehalten werden, dass die Schaltung, mit welcher man die Versuche und Analysen durchgeführt hat, nicht für diese Brückenschaltung konzipiert wurde. Sie wurde für den Versuch entworfen, welcher im Vorprojekt (wie erwähnt liegt das Vorprojekt als Datei auf der CD bei oder als Zusatzdokument) mit dem Skistock und den zwei Viertelbrücken durchgeführt wurde. Durch eine Anpassung der Schaltung konnte sie auch für die nun eingesetzte Vollbrücke eingesetzt werden. Der Nachteil dieser Schaltung besteht darin, dass die Brücke nicht ins Gleichgewicht gebracht werden kann. Dies ist jedoch für die ersten Versuche nicht gravierend von Nachteil. Somit wurden die ersten Tests mit dieser Schaltung durchgeführt. Denn so konnte man ohne Zeitverlust eine Untersuchung der Kraftmessung vornehmen. Eine zweite Schaltung, welche an die Vollbrückenschaltung angepasst war, wurde dann, sobald diese fertiggestellt war, weiteruntersucht.

Nun bevor die gesamte Vorrichtung in Auftrag gegeben wurde, wurden zuerst nur am Federkörper Versuche durchgeführt. Durch dieses Vorgehen war man auf der sicheren Seite, für den Fall das noch Änderungen am System vorgenommen werden mussten. Bei diesen Versuchen wurde auch die Verstärkerschaltung geprüft, d.h. es wurde untersucht ob das Signal

genügend stabil ist und die Verstärkung genügend gross gewählt war, um einen ausreichenden Ausschlag am Spannungsausgang zu erhalten.

Um Messungen durchzuführen bedurfte es eines Versuchstandes, in welchem die Probe unter kontrollierten Bedingungen belastet werden konnte und man die Belastung konstant halten konnte. Hierzu verwendete man eine Handpresse, welche durch gewisse Modifikationen an die Aufgabenstellung angepasst wurde. Dies bedeutet, dass man alle Teile der Presse demontierte, welche eine freie Bewegung des Zylinders behinderten. Somit konnte man gewährleisten, dass die Kraft genau axial eingeleitet wird. Der Versuchsaufbau ist in der Abbildung (Abbildung 5-18) ersichtlich.

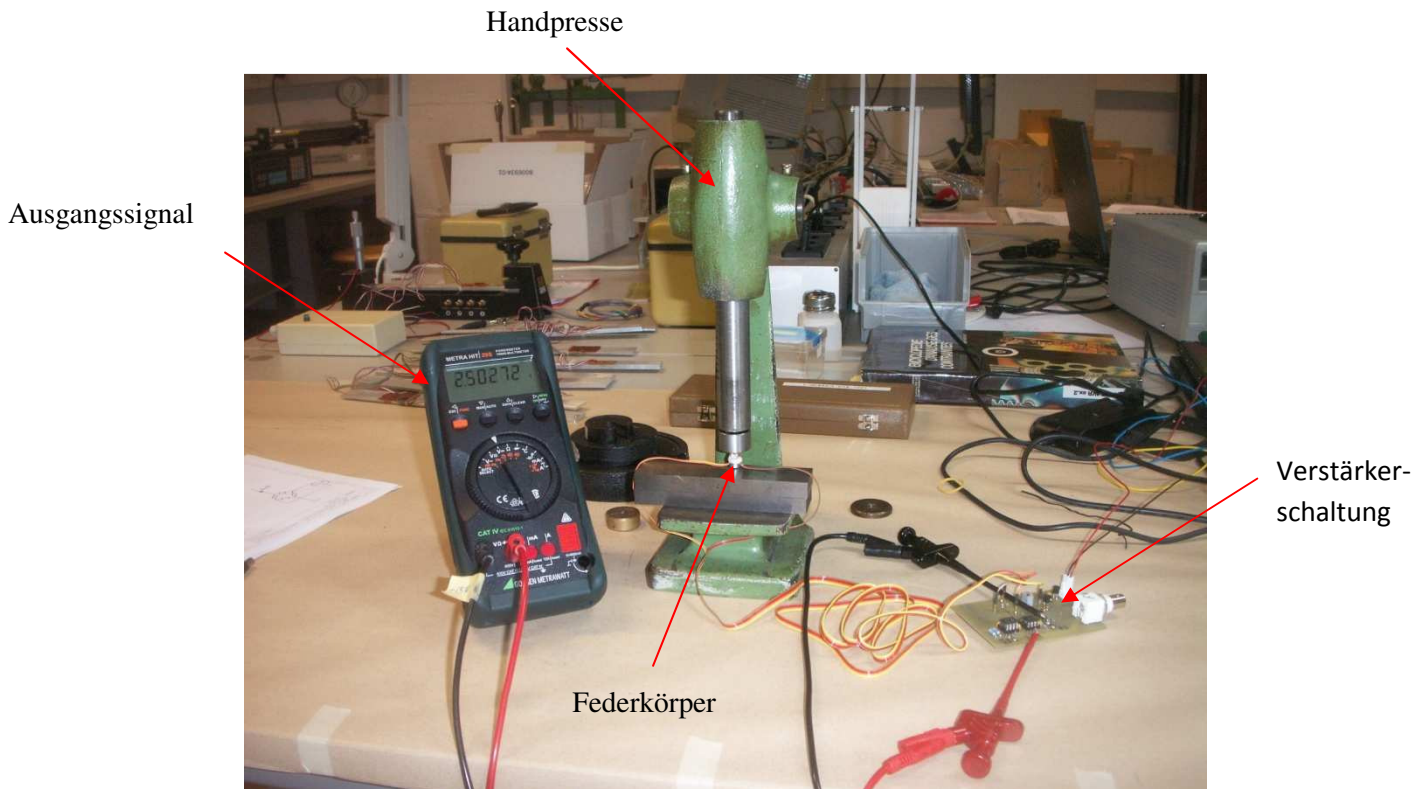


Abbildung 5-18: Versuchsaufbau Übersicht

Die nachfolgenden Erläuterungen erklären das Vorgehen, welches zum endgültigen Testverfahren geführt hat. Hierbei wurden zu Beginn verschiedenen Versuche durchgeführt, um ein Verständnis für die Funktionsweise der Schaltung zu erhalten.

Diese Versuche wurden folgendermassen durchgeführt. Die Verstärkerschaltung wurde an eine Laborspannungsquelle angeschlossen, deren Ausgangsspannung zum Vorherein mittels eines Multimeters auf 7.5V eingestellt wurde. Der Federkörper mit den montierten DMS war bereits an die Verstärkerschaltung angeschlossen. Zu Beginn der Messungen wurde die Ausgangsspannung bei unbelastetem Federkörper gemessen. Die Ausgangsspannung liegt zwischen 0 – 5V wobei 2.5V dem unbelasteten Zustand entspricht. Bei einer negativen Dehnung des Federkörpers sinkt die Spannung gegen 0V bei einer positiven Dehnung gegen 5V. Für die ersten Versuche war noch keine Regelung dieser Spannung vorgesehen. Weshalb sie nicht die theoretischen Werte besass, wie dies oben aufgeführt ist. Deshalb wurde diese wie erwähnt mittels eines Multimeter gemessen. Die gemessene Spannung war nun die Referenzspannung bei unbelastetem Federkörper, welche aus dem Verstärker mit einer linearen

Verstärkung von 2005 kam (es handelte sich hier noch um die erste Version der Verstärkerschaltung, die Nachfolgerversion wurde mit einer Verstärkung von 990.1 ausgeführt.). Zusätzlich zu dieser Spannung musste noch die Brückeneingangsspannung gemessen werden. Auch diese wurde notiert. Die Stellen an welchen die Messungen gemacht wurden, sind in der nachfolgenden Abbildung (Abbildung 5-19) erläutert.

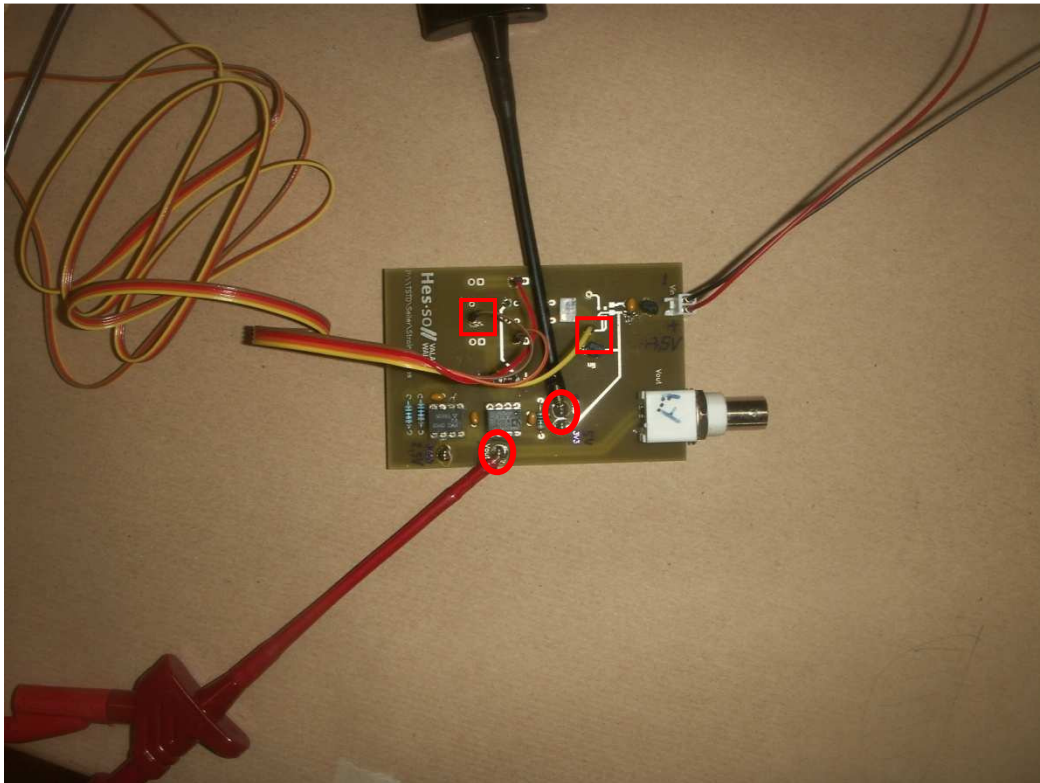


Abbildung 5-19: Verstärkerschaltung mit Anschlüssen

- = Ausgangsspannung
- = Brückenspeisung

Die Brücke wurde mit einem Strom von theoretisch 3mA gespeist, dies entspricht bei einem Brückenwiderstand von 350Ω einer Spannung von 1.05V.

Mit Hilfe dieser Werte konnte eine Excel-Tabelle erstellt werden, welche es ermöglichte die gemessenen Werte in einer ersten Instanz mit den theoretischen Werten zu vergleichen. Hierbei hat man sich noch wenig Gedanken über die möglichen Fehlerquellen sowie deren Bestimmung gemacht. In der Tabelle wurde lediglich der gemessene Wert mit dem Theoretischen bestimmt. Und hieraus konnte ein absoluter sowie ein relativer Fehler bestimmt werden. Diese Werte waren nur zu Vergleichszwecken interessant, die spätere Messung müsste auf einer anderen Überlegung basieren.

Die Resultate, welche durch die Messungen erhalten wurden, waren bei einer kleinen Belastung mit einem geringeren absoluten Fehler behaftet als die Resultate, bei welchem die Last erhöht wurde. Dies liess darauf schliessen, dass das Prinzip der Kontrollmessungen noch nicht

vollends ausgereift war. Dies vor allem aus dem Grund, da die Führung des Federkörpers nicht gewährleistet war. Deshalb war man sich nicht sicher, ob die Kraft wirklich axial eingeleitet wurde oder ob diese durch einen Winkel zur Vertikalen zu einer zusätzlichen Biegebeanspruchung führte. Somit wäre ein Teil der Axialkraft nicht aufgezeichnet worden, weil diese nicht richtig eingeleitet wurde. Somit musste die Vorrichtung verbessert werden. Dies geschah durch gewisse Modifikationen am Zylinder der Presse sowie der Erstellung eines Stückes, welches den Federkörper besser führen sollte. Die Stirnseite des Zylinders wurde plangedreht, um eine ebene Auflagefläche zu erhalten. Zur besseren Führung des Federkörpers entschied man sich, ein Teil anzufertigen, welches dem tatsächlichen Bauteil ähnelte, welches später in der Vorrichtung auch zur Führung des Federkörpers verwendet wird. Die modifizierte Version der Testvorrichtung ist in der folgenden Abbildung (Abbildung 5-20) ersichtlich.

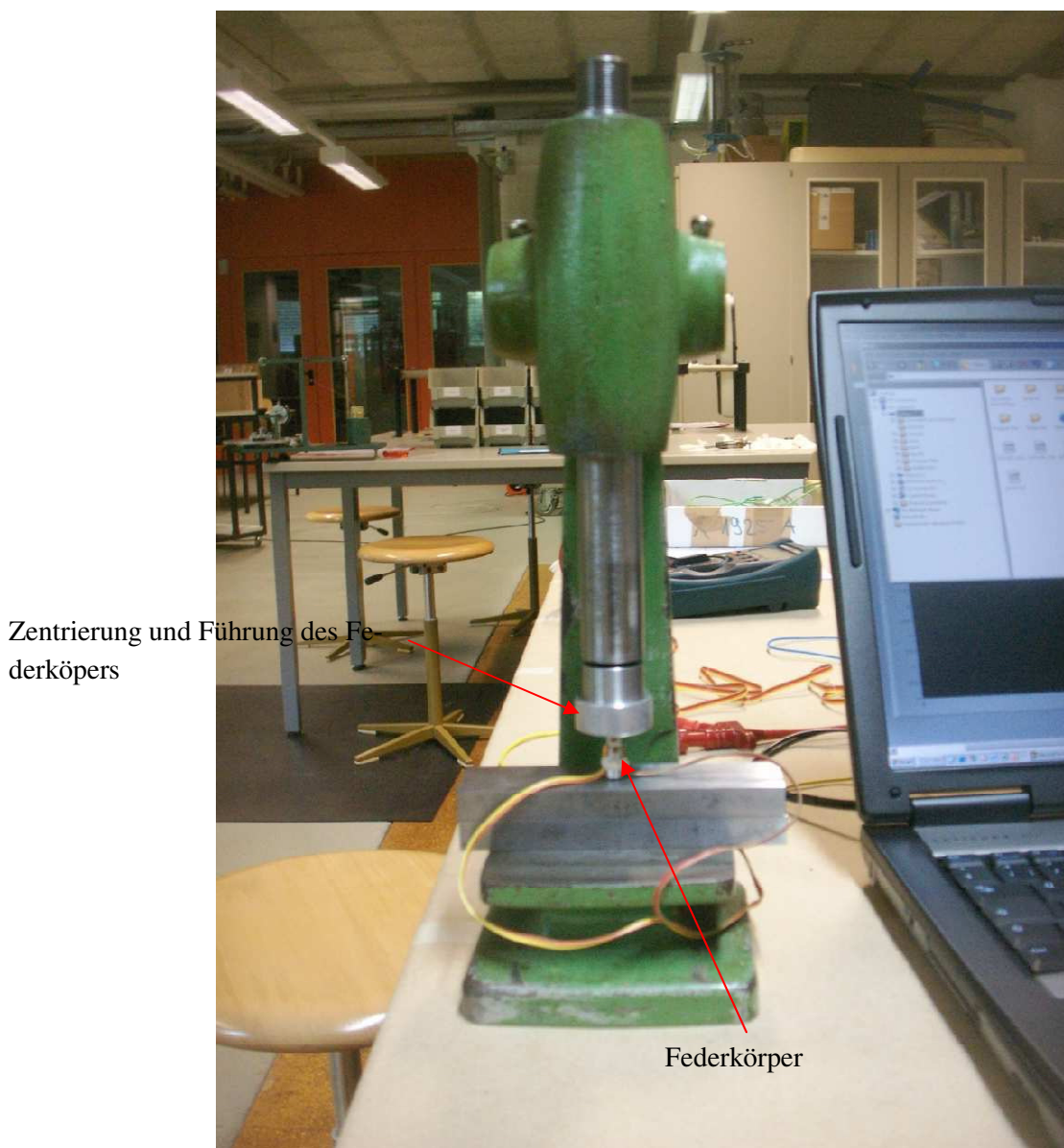


Abbildung 5-20: Handpresse mit Federkörper

Zur einfacheren Interpretation der Testresultate, wurde in Zusammenarbeit mit Herrn Pascal Grand eine Applikation in Labview geschrieben, welche es ermöglichte die Kraft direkt in Funktion der Ausgangsspannung aus dem Verstärker zu generieren. Diese Werte konnten

anschliessend auch in eine Excel-Datei abgespeichert werden. Dabei konnte man mit einer Frequenz von 25Hz (Erläuterung in Kapitel 8.1) Daten, d.h. die Spannungswerte, aufgezeichnet. Die tatsächliche Abtastrate lag höher. Um jedoch die Signalqualität zu verbessern, wurden 20 Werte abgetastet und man bildete den Mittelwert dieser Werte. Mithilfe zweier Eingabefelder konnte die Kraftmessung kalibriert werden. Da die Kalibrierung an der Hardware der Verstärkerschaltung in dieser Version noch nicht möglich war. Hierbei wurde das Ausgangssignal bei unbelastetem Federkörper an der Schaltung gemessen und als Spannungssignal für 0N angenommen anschliessend wurde die entsprechende Spannung für 1N berechnet. Hieraus liess sich die Funktionsgerade der Kraft bestimmen, welche dem Programm anschliessend zur Verfügung stand, um die Umwandlung vom Spannungs- in ein Kraftsignal durchzuführen.

Die Funktionsgleichung für diese Umwandlung lautet wie folgt:

$$F = a \cdot U + b$$

Mithilfe der oben erwähnten Angaben konnte die Steigung a und die Konstante b der Funktion berechnet werden. Das Interface des Programms ist in der untenstehenden Abbildung (Abbildung 5-21) einzusehen.

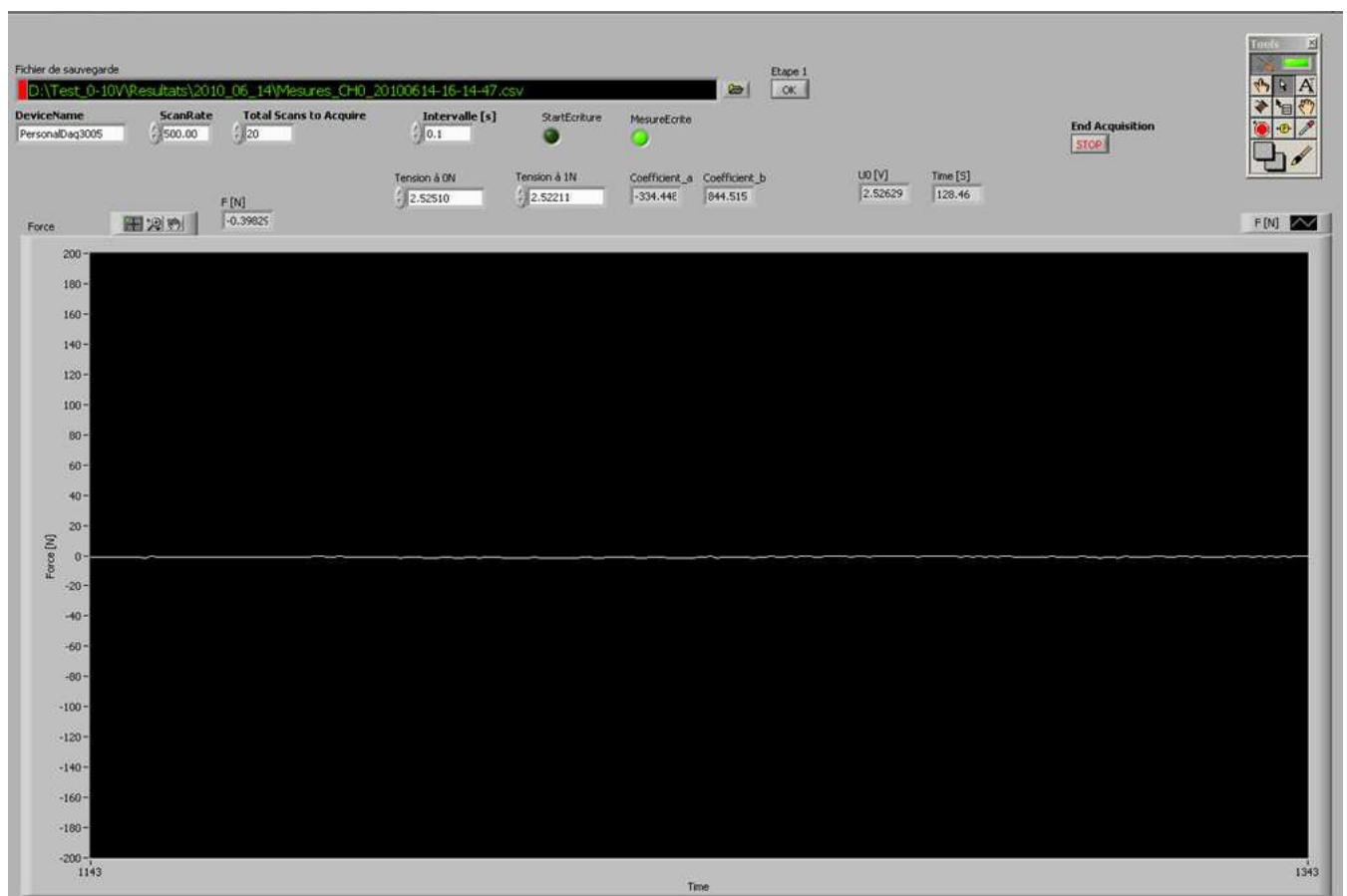
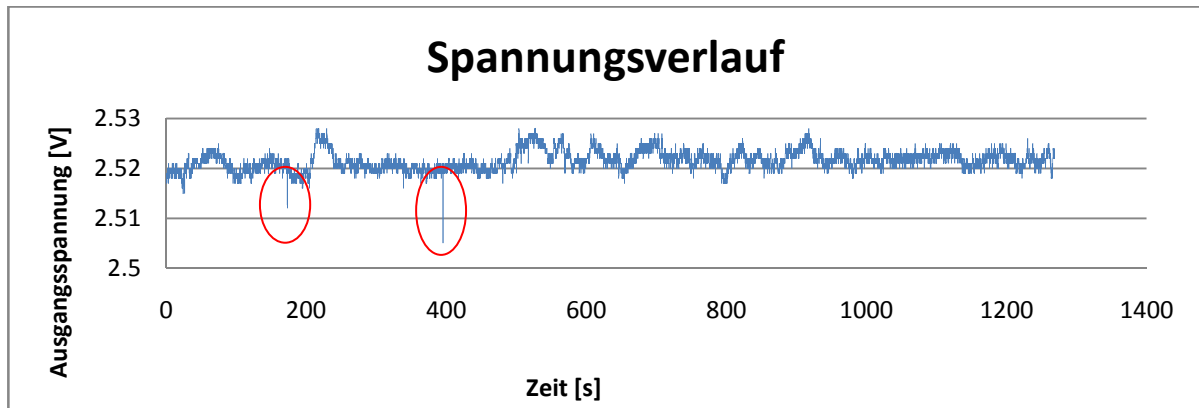


Abbildung 5-21: Programminteface

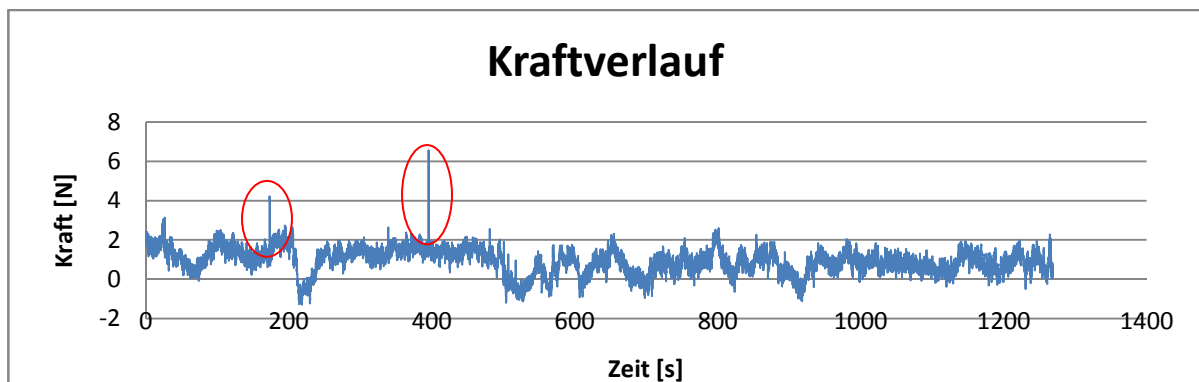
Nach einer längeren Betriebsdauer wurde festgestellt erstmalig festgestellt, dass das Ausgangssignal der Verstärkerschaltung stärker anfang in der Zeit zu variieren. Mithilfe des oben erwähnten Programms war es möglich diese Variation aufzuzeichnen. Die unten stehende

Graphik (Graphik 1) veranschaulicht das erwähnte. Zu bemerken ist, dass diese Aufzeichnungen mit dem kalibrierten System erfolgten und zwar ohne Belastung des Federkörpers. Die markierten Ausreisser auf der Kurve sind Fehler, welche das Programm gemacht hat als es den Mittelwert berechnet hat. Diese Fehler treten gleichzeitig im Spannungs- und Kraftverlauf auf.



Graphik 1: Spannungsverlauf

Bei der Fehlersuche muss man darauf achten, dass die hohe Verstärkung jede noch so kleine Störung verstärkt. Des Weiteren ist die Umwandlung des Spannungssignals in ein Kraftsignal auch noch mit einer Verstärkung versehen, dies nämlich durch die Steigung, welche in der obenstehenden Gleichung vorhanden ist. Somit wirkt die Variation der Kraft noch grösser als jene der Spannung.



Graphik 2: Kraftverlauf

In der Graphik des Kraftverlaufs ist zu sehen, dass das Signal nicht bei 0N ist obwohl der Federkörper unbelastet war. Der Drift dieses Signals ist dadurch zu begründen, dass sich die zu Beginn der Messung gemessenen Spannungssignale in der Zeit etwas verändert haben. Da das Programm jedoch noch diese Werte gespeichert hatte, wurde die Umwandlung der Spannung in eine Kraft nicht korrekt ausgeführt, da die falschen Funktionswerte vorhanden waren.

Mit Hilfe dieser Erkenntnisse war es nun möglich die Schaltung sowie die Testverfahren zu optimieren. Die Schaltung wurde in mehrerer Hinsicht verbessert. Zum einen war die Nachfolgerversion in der Lage einen Nullabgleich der Brückenschaltung vorzunehmen. Des weiteren wurden andere Komponenten verwendet sowie die Verstärkung etwas gesenkt. All diese Veränderungen hatten das Ziel die Variation des Signals in Funktion der Zeit zu minimieren.

Im folgenden Kapitel werden nun die Daten erhoben, welche später im Kapitel Resultate besprochen und ausgewertet werden.

5.2 Analysen

Nach dem die ersten Versuche bei welchem man sich mit dem Messprinzip vertraut machte und eine Testmethode ausarbeitete, machte man sich daran aussagekräftige Daten zu erheben welche eine Charakterisierung der Schaltung ermöglichten. Man entschied sich zuerst eine statische Analyse durchzuführen um einen ersten Eindruck über die Stabilität des Systems zu bekommen und abschätzen zu können wie genau die Messungen ausgeführt werden können. Dieser Messung musste anschliessend noch eine dynamische Analyse folgen, welche das Verhalten der Probe unter Einsatzbedingungen simulieren sollte.

5.2.1 Statische Analyse

Die statische Analyse wurde als Testverfahren ausgewählt, um das Messprinzip mittels DMS zu kontrollieren. Man wollte herausfinden, wie gut sich mit diesem System die Auswirkung der Kraft messen lies. Es war eine Testvariante, welche ohne grossen Aufwand ausgeführt werden konnte. Die Versuche, wie sie im vorhergehenden Kapitel mit der ersten Schaltung, welche noch nicht an die Vollbrücke angepasst war, durchgeführt wurden, waren nicht geeignet, um eine aussagekräftige Feststellung über die Funktionalität zu machen. Erst mit der neuen an die Vollbrücke angepassten Schaltung war es möglich relevante Testresultate zu erhalten.

Wie dies weiter oben erwähnt wurde, wurde zu Beginn der Entwicklung die Messung der Kraft nur mit dem Federkörper durchgeführt. Die Vorrichtung zur Integration in den Griff wurde in dieser Phase beiseite gelassen. Man wollte in einer ersten Phase nur das Verhalten des Systems kennen, dies bedeutet das Verhalten von Verstärkerschaltung und Messkörper. Bei den Messungen wurde darauf geachtet das die Temperatur in etwa gleich blieb.

Hierfür führte man zu unterschiedlichen Zeiten eine Messserie durch. Somit konnte man sicherstellen, dass man einen eventuell vorhandenen Drift des Nullpunktes erkennen konnte. Für die Messungen wurde das System einmal kalibriert, dies bedeutet man mass die Ausgangsspannung im Ruhezustand, dies bedeutet ohne Belastung des Federkörpers, und berechnete die Ausgangsspannung für eine Kraft von 1N. Diese beiden Werte wurden in das Interface von Labview eingegeben, welches hieraus die Funktionsparameter für die Umwandlung der Spannung in ein Kraftsignal bestimmte. Anschliessend wurde eine erste Kalibrierungsreihe durchgeführt. Das heisst es wurden zehn unterschiedliche Gewichte gemessen und man notierte sich jeweils die angezeigte Kraft sowie die entsprechende Spannung. Aus den bekannten Gewichten und den Ausgangsspannungen wurde ein Funktionsgraph erstellt. Durch die einzelnen Punkte legte man eine Regressionsgerade und konnte so die Funktionsparameter Steigung und Achsenabschnitt bestimmen. Aus diesen Parametern wurde anschliessend erneut die Spannung bei 0N und bei 1N berechnet und in das Interface eingegeben. Nun, da das System eingestellt war, begann man mit den eigentlichen Messungen. Man belastete es mit den zuvor erwähnten Gewichten. Jedes Gewicht wurde über eine gewisse Zeitspanne (rund 10s) aufrechterhalten. Die kurze Belastungszeit wird daraus begründet, dass es sich trotz des statischen Tests um ein dynamisch messendes System handelt und somit konnte man sehen,

ob sich das Signal in dieser Zeitspanne schon einstellen konnte oder nicht. Anschliessend wurde nach jeder Messserie ein arithmetischer Mittelwert aus den Werten gebildet, welche das Programm in einer Excel-Tabelle abspeicherte und fügte diese in eine Messwert-Tabelle ein, welche als Datei auf der CD ersichtlich ist. Für jede Messserie wurde eine neue Messwert-Tabelle erstellt. Für jede Messung wurden eine absolute und eine relative Abweichung gebildet. Diese Werte sind jedoch nicht sehr aussagekräftig, da sie mit einem Wert verglichen werden, welcher auch schon eine Unsicherheit besitzt. Sie dienten lediglich der Orientierung um zu sehen wie die Messergebnisse im Verhältnis zu den theoretischen Messwerten standen. Für jede Messserie wurde, wie dies auch bei der Kalibrierungsmessung gemacht wurde, ein Graph erstellt. Dieser stellt die theoretische Kraft in Funktion der gemessenen Spannung dar. Durch die einzelnen Messpunkte wurde wiederum eine Regressionsgerade erstellt. Mithilfe dieser Geraden konnte man die Funktionsparameter darstellen lassen sowie die Qualität der Regression, das Bestimmtheitsmass. Dieses Vorgehen wurde aus zwei Gründen gewählt. Zum einen wollte man überprüfen, ob das gewählte Modell des linearen Zusammenhangs zwischen Spannung und Kraft tatsächlich richtig war. Des weiteren ist eine Funktionsgerade, welche durch mehrere Punkte angenähert wird, genauer als eine, welche nur durch zwei Punkte bestimmt wird, welche noch so nahe zusammen lagen, wie diese bei dem Programm der Fall war. Hier hat man, wie es vorher schon erwähnt wurde, zwei Spannungen für 0N und 1N eingeben müssen. Da diese Punkte nun so nahe beieinander liegen ist ein Fehler sehr wahrscheinlich. Bestimmt man nun jedoch eine Regressionsgerade durch mehrere Punkte, wie dies vorgeschlagen und gemacht wurde, wird der Fehler minimiert. Das weitere Vorgehen mit den gemessenen Punkten bestand nun darin, das die durch die Regression bestimmten Funktionsparameter in einer weiteren Tabelle zusammenfasste. Hier wurde aus all diesen Parametern der Mittelwert genommen und die Standardabweichung bestimmt. Durch den Mittelwert und die Standardabweichung war es möglich statistische Aussagen über die Wahrscheinlichkeit zu machen das sich ein gewisser Prozentsatz zwischen einer Grenze befindet, welche aus dem Mittelwert und der Standardabweichung bestimmt wurde. Auch konnte so eine Fehlerberechnung ausgeführt werden. Das weitere Vorgehen bezüglich Fehlerbetrachtung und Auswertung der Resultate wird in den entsprechenden Kapiteln bestimmt.

5.2.2 *Dynamische Analyse*

Die im vorhergehenden Kapitel ausgeführte statische Analyse war geeignet um die Zuverlässigkeit des Systems, sowie dessen Eigenschaften zu testen. Es musste nun jedoch ein weiterer Schritt in Richtung der tatsächlichen Anwendung gemacht werden. Dieser sah so aus, dass man die Schaltung nun unter einer in der Zeit variablen Belastung analysierte. Bei der statischen Analyse hatte das Signal Zeit sich zu stabilisieren, in der Realität ist dies jedoch nicht der Fall. Hier muss sich das Signal sofort dem veränderten Krafteinfluss anpassen. Mit der dynamischen Analyse sollte herausgefunden, wie gut dies der Schaltung gelingen würde. Hierfür wurde die Schaltung in eine Maschine für Zugversuche eingespannt. Dies ist in der untenstehenden Abbildung (Abbildung 5-22) ersichtlich. Anschliessend wurde die Maschine mit einem Programm, welches man zuvor geschrieben hatte, gesteuert. Man konnte verschiedene Druckkräfte mit unterschiedlicher Belastungsdauer programmieren.

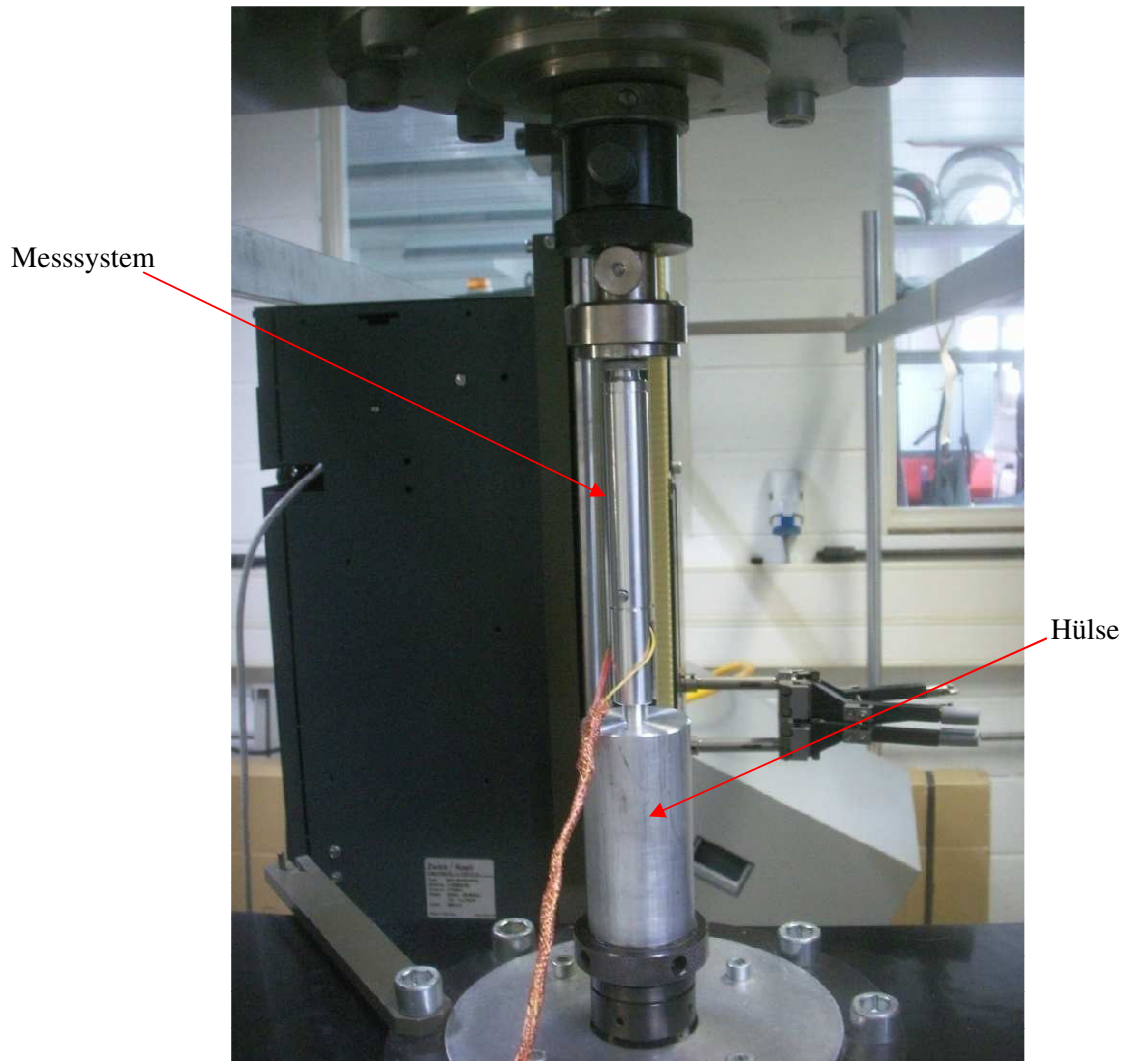


Abbildung 5-22: Wägezelle eingespannt in Zugmaschine

In den Resultaten wird man näher auf die erhaltenen Kurven eingehen. Die Kraftmessvorrichtung wurde durch eine eigens für diesen Versuch angefertigte Hülse axial geführt. Bei den Versuchen wurden zwei Testreihen durchgeführt. Eine Serie wurde mit sehr schnellen oszillierenden Bewegungen programmiert, welche während der Dauer des Versuchs eine konstante Amplitude besaßen. Bei der zweiten Testserie wurde versucht ein Kraftverlauf durchzuführen, welcher beim Laufen mit den Stöcken auftreten kann. Hierbei wird ein grosser Ausschlag beim Aufsetzen des Stockes auf die Erde erwartet. Dieser Ausschlag nimmt rasch mit der Zeit ab und darauf folgt ein Ausschlag kleinerer Amplitude.

5.2.3 Signalverlauf bei Wärmebeeinflussung

Diese Analyse ist angebracht um herauszufinden, wie sich das Messsystem unter einer sich ändernden Temperatur verhält. Der Wechsel der Temperatur kann das System an zwei Orten beeinflussen. Diese sind zum einen die Messstelle selber, d.h. die DMS verändern durch den Temperatureinfluss ihren K-Wert, dies ist in der folgenden Abbildung (Abbildung 5-23) ersichtlich. Auf diesem Diagramm ist sowohl die K - Faktorvariation wie auch die auftauchende Dehnung in Funktion der Temperatur aufgezeigt. Somit erscheint an der Messstelle eine Dehnung obwohl keine vorhanden ist. Dieser Effekt müsste jedoch durch die weiter vorne beschriebene Temperaturkompensation der Vollbrücke unterdrückt werden. Eine Kontrolle ist hier jedoch angebracht.

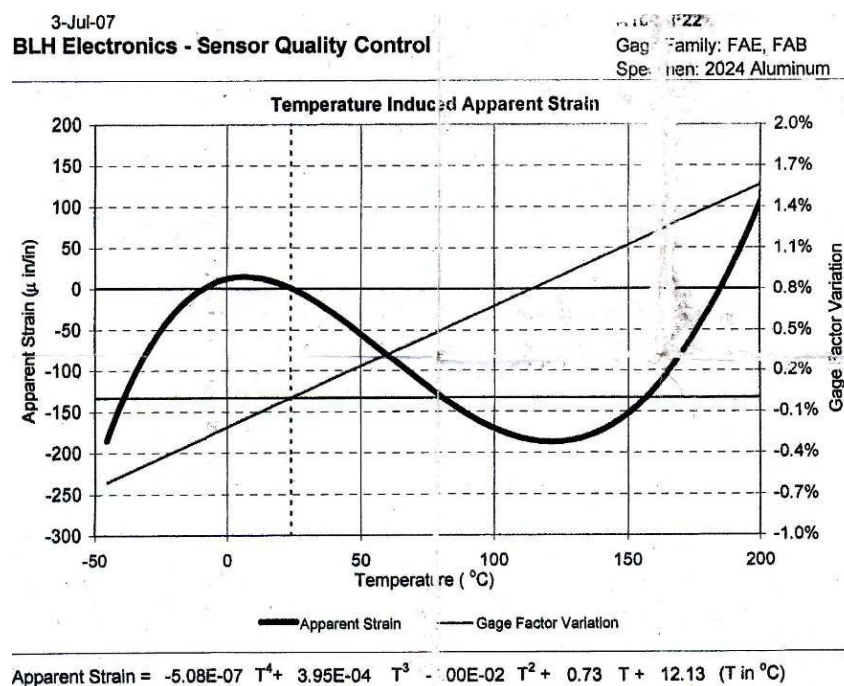


Abbildung 5-23: Temperaturverlauf DMS

Die zweite Stelle wo eine Temperaturänderung eine Änderung des Signals bewirken kann ist bei der Schaltung. Durch die Temperaturänderung können verschiedenen Komponenten, wie z.B. Widerstände und Kondensatoren ihre Eigenschaften verändern. Auch sind die Anschlusskabel welche von den DMS zur Schaltung hin führen nicht zu vernachlässigen.

Die theoretische Vorgabe dieser Messung bestand darin, wie schon erwähnt, die Variation des Signals in Funktion der Temperatur aufzuzeichnen und zu untersuchen, welche Komponenten durch die Temperatur am meisten beeinflusst werden. Hierfür musste ein Versuchsaufbau entwickelt werden, welcher es ermöglichte die Temperatur in gewissen Grenzen zu Variieren und bei Erreichen einer Temperatur diese auch zu halten. Des Weiteren musste die Temperaturänderung am ganzen Objekt d.h. am Probekörper oder der Schaltung gleich gross sein, da dies im Betrieb ähnlich sein würde. Dies bedeutet, dass die Temperatur nicht nur eine Seite des Objektes erwärmen durfte, sondern dieses gleichmässig auf allen Seiten erfolgen musste. Eine erste Überlegung ging hin zu einer Klimakammer, wie sie im Thermodynamiklabor vorhanden war. Hier konnte die gesamte Schaltung im gleichen Raum bei gleichbleibenden

Temperaturen getestet werden. Somit konnte man hier verschiedenen Temperaturen einstellen. Sobald die eingestellte Temperatur erreicht war, lies man diese noch einige Zeit konstant bevor man die Messungen durchführte, so konnte man sicher sein, dass auch alle Komponenten dieselbe Temperatur besaßen. Zu erwähnen ist, dass man die Schaltung vor den Versuchen eine ganze Nacht laufen liess, um sicherzustellen, dass sich die Temperatur über der Schaltung nicht änderte. Am Tag der Messung wurde die Batteriespannung überprüft um sicher zu stellen, dass diese nicht die weiter oben erwähnte kritische Grenze unterschritten hatte. Als alles eingestellt und kalibriert war begann man mit den Messungen. Man führte pro Temperatur fünf Messungen mit unterschiedlichen Gewichten durch, welche man jeweils 10 Sekunden mass. Die Temperaturen liess man von 18°C in 4°C Schritten bis 34°C variieren. Mithilfe des Programms konnte man die Spannungs- und Kraftwerte herauslesen und diese in einer Excel-Datei darstellen. In dieser wurden die erhaltenen Spannungen mit den theoretischen Kraftwerten in einer Graphik gegenübergestellt. Durch die erhaltenen Punkte konnte pro Temperatur eine Regressionsgerade erstellt werden, welche wiederum die Funktionsparameter zurückgab. Die Resultate sind im entsprechenden Kapitel einzusehen und werden später besprochen. Die nachfolgende Abbildung (Abbildung 5-24) zeigt den Versuchsaufbau welcher in der Klimakammer verwendet wurde.

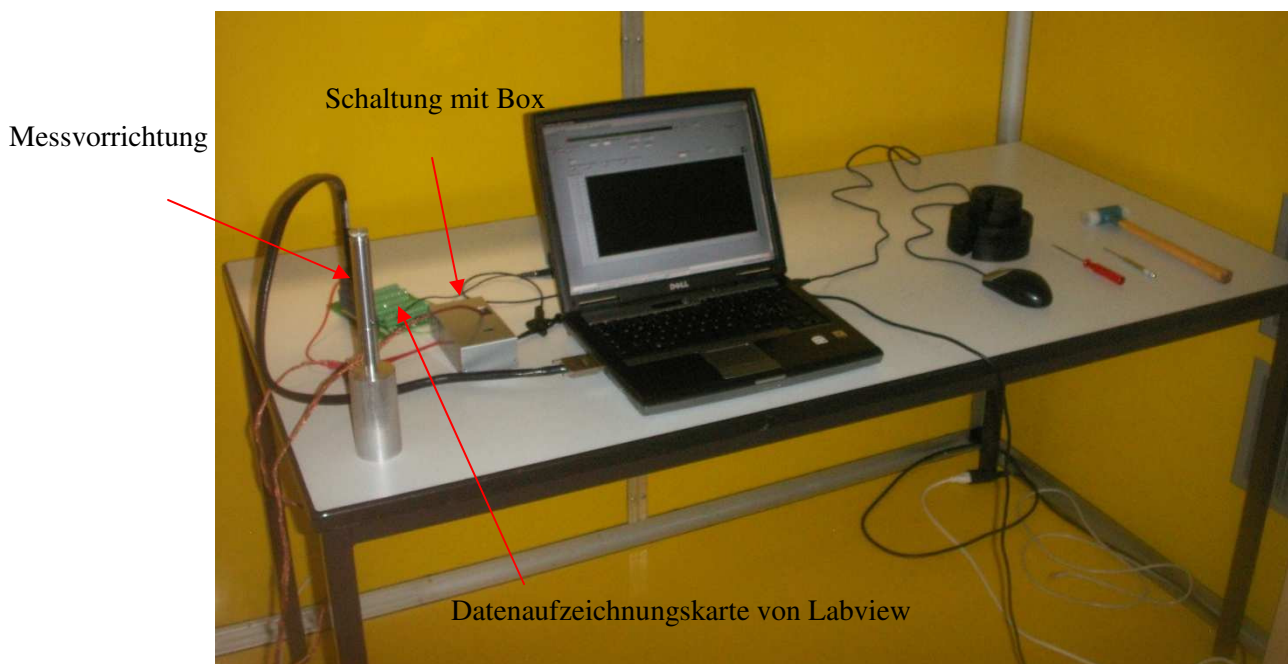


Abbildung 5-24: Versuchsaufbau Klimakammer

5.2.4 *Eigenschaften des mechanischen Systems*

Die Funktionsweise des mechanischen Systems möchte man hier unter den Analysen auch noch besprechen. Es wurde dafür konstruiert die Biegebeanspruchung aufzunehmen und diese nicht in das Messergebnis einfließen zu lassen. Um zu testen, wie dies funktionierte wurde das System nach untenstehender Abbildung (Abbildung 5-25) belastet.

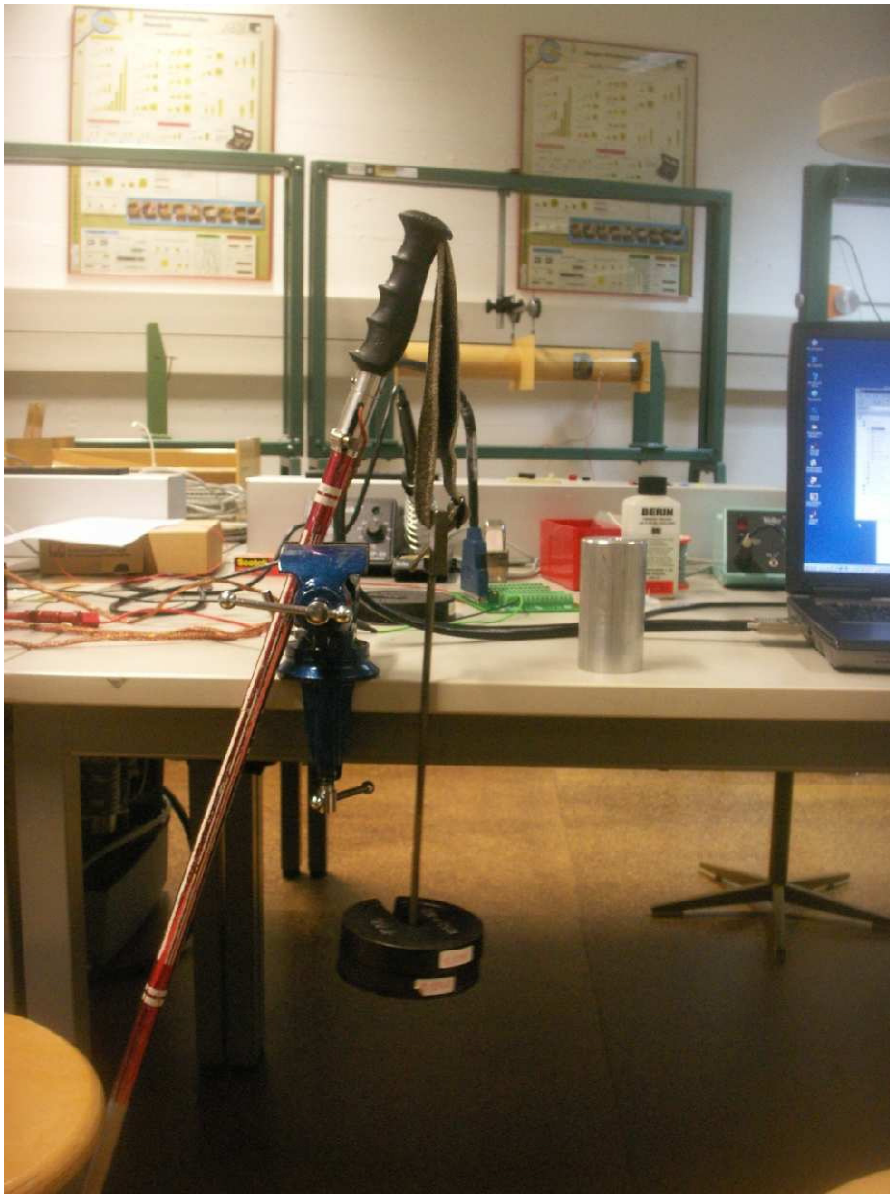


Abbildung 5-25: Belastung mit eingestelltem Winkel

Hierbei wurde der Winkel zwischen Stockachse und Boden eingestellt. Mit Hilfe dieses Winkels war es möglich über die Winkelfunktionen die Kraft zu berechnen, welche theoretisch in Richtung der Stockachse wirkte. Die Resultate dieser Untersuchung sind im entsprechenden Kapitel festgehalten. Mittels dieser Untersuchung versucht man herauszufinden, wie viel Kraft durch die Reibung im System „verloren“ geht. Zusätzlich konnte man untersuchen, ob die Konstruktion des Federkörpers die Biegung wirklich so gut unterdrückt, wie angenommen. Auch ist eine Kontrolle der Schaltung der DMS möglich, die Schaltung dieser DMS sollte eine eventuell auftretende Biegung unterdrücken. Vor allem die letzte Beobachtung wird man gut am Graph erkennen können, denn wenn die Biegekompensation nicht richtig funktioniert, folgt hieraus eine mehr oder weniger starke Signalvariation.

5.3 Störeinflüsse

Dieses Kapitel befasst sich mit Einflüssen, welche auf die Schaltung wirken und somit ihr Signal beeinflussen und zu Fehlinterpretationen der Messergebnisse führen. Zum Teil können

diese Fehler korrigiert werden oder zumindest deren Auswirkungen auf das Messresultat minimiert werden.

Ein Punkt, welcher beim Messsystem aufgefallen ist, ist seine Empfindlichkeit gegen Störeinflüsse, wie z.B. elektromagnetische Felder. Um diese Störeinflüsse zu minimieren wurde die Schaltung von einer Metallhülle umschlossen. Somit war die Schaltung nach dem Faraday'schen Prinzip geschützt. Und das Kabel, welches zu den DMS hinführte wurde durch eine Ummantelung von diesen Einflüssen abgeschirmt. Die zwei erwähnten Anpassungen sind auf den nachfolgenden Abbildungen (Abbildung 5-26 -Abbildung 5-27) ersichtlich.

Es ist zu bemerken, dass die Kabelabschirmung nur während den Testläufen verwendet werden konnte. Sobald der Federkörper in den Stock eingebaut war, war keine hundertprozentige Abschirmung mehr möglich, weil die Platzverhältnisse dies nicht mehr zuließen. Während den Versuchen ist aufgefallen, dass die Schaltung extrem empfindlich auf Mobiltelefone reagiert. Dies vor allem bei einem eingehenden oder ausgehenden Anruf, wenn die Sendeleistung des Telefons am höchsten ist. Diese Einflüsse sind in den Abbildungen Abbildung 5-28 und Abbildung 5-29 zu sehen.

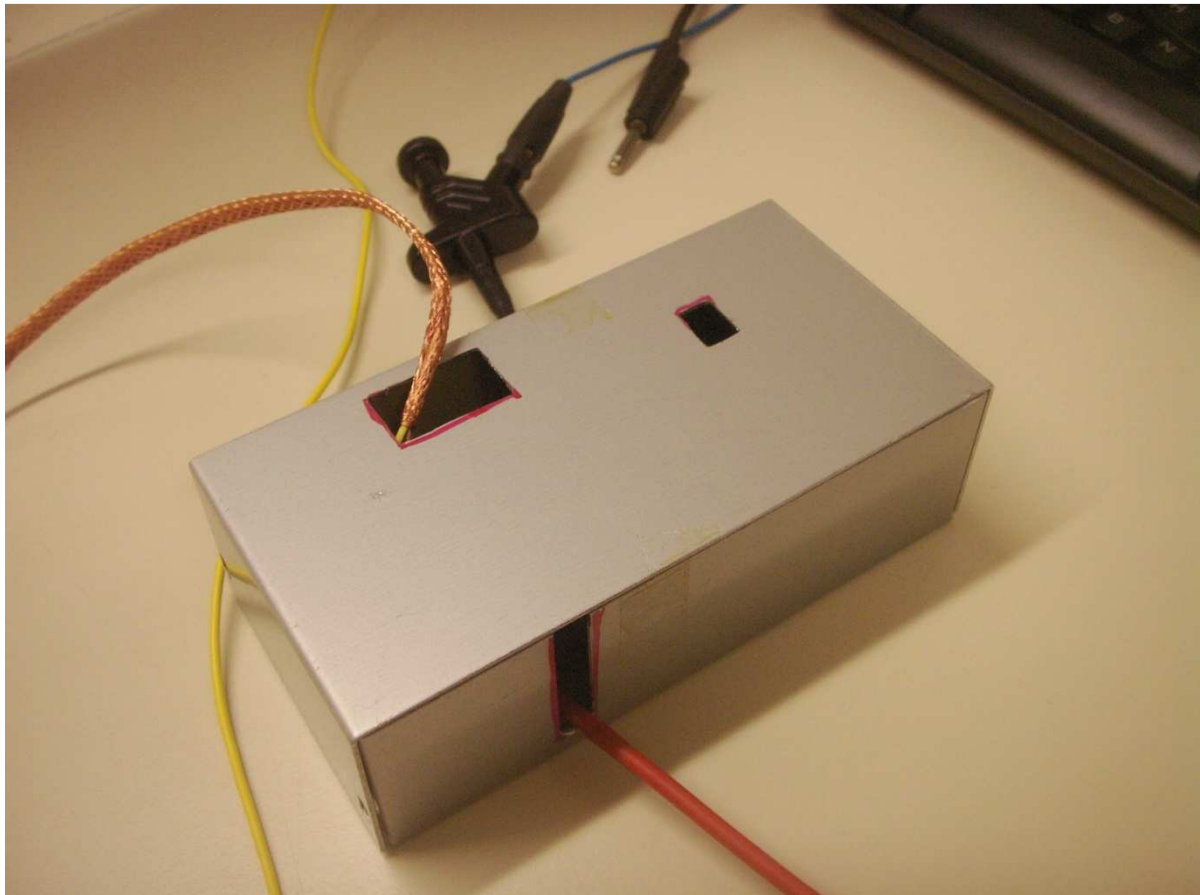


Abbildung 5-26: Verstärkerschaltung mit Schutzschachtel

Die Ummantelung des Kabels, welches zu den DMS führt ist nachfolgend abgebildet. Die Ummantelung ist mit einem Kontakt versehen, welcher mit der Verstärkerschaltung verbunden ist, damit beide Teile auf demselben Potential stehen.

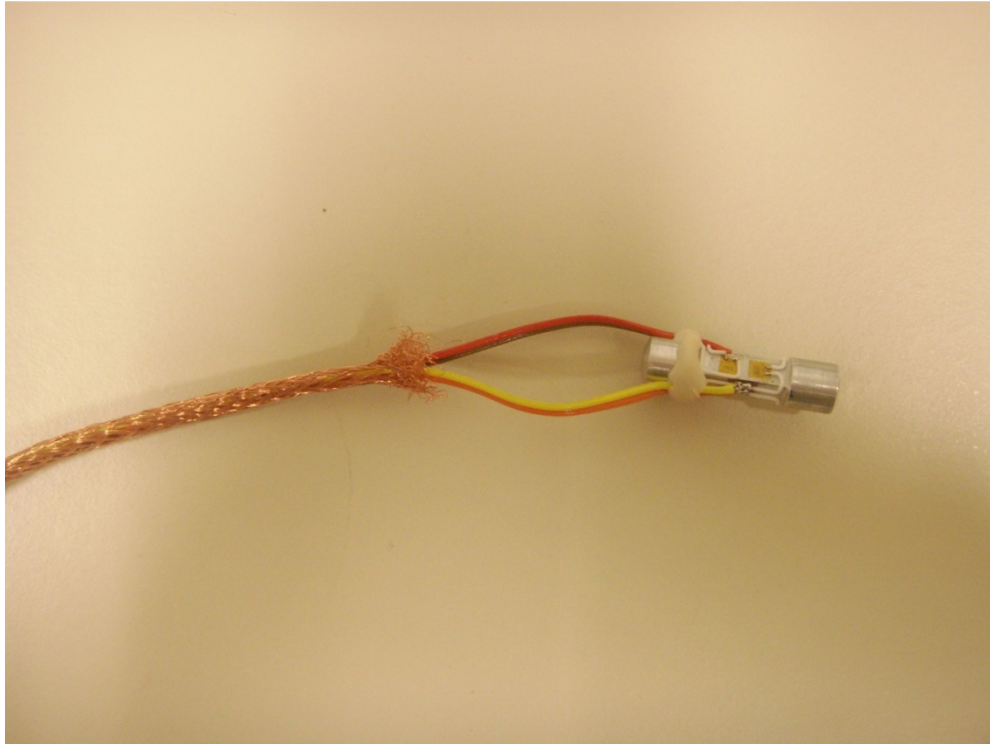


Abbildung 5-27: Federkörper mit Kabelummantelung

Die folgenden Abbildung (Abbildung 5-28 - Abbildung 5-29) zeigt die Auswirkungen eines Anrufes mit einem Mobiltelefon in unmittelbarer Nähe des Testaufbaus. Bei der Abbildung 5-28 war die Box nicht geschlossen. Bei der nachfolgenden Abbildung (Abbildung 5-29) war die Box verschlossen. Der Unterschied ist eindeutig zu erkennen.

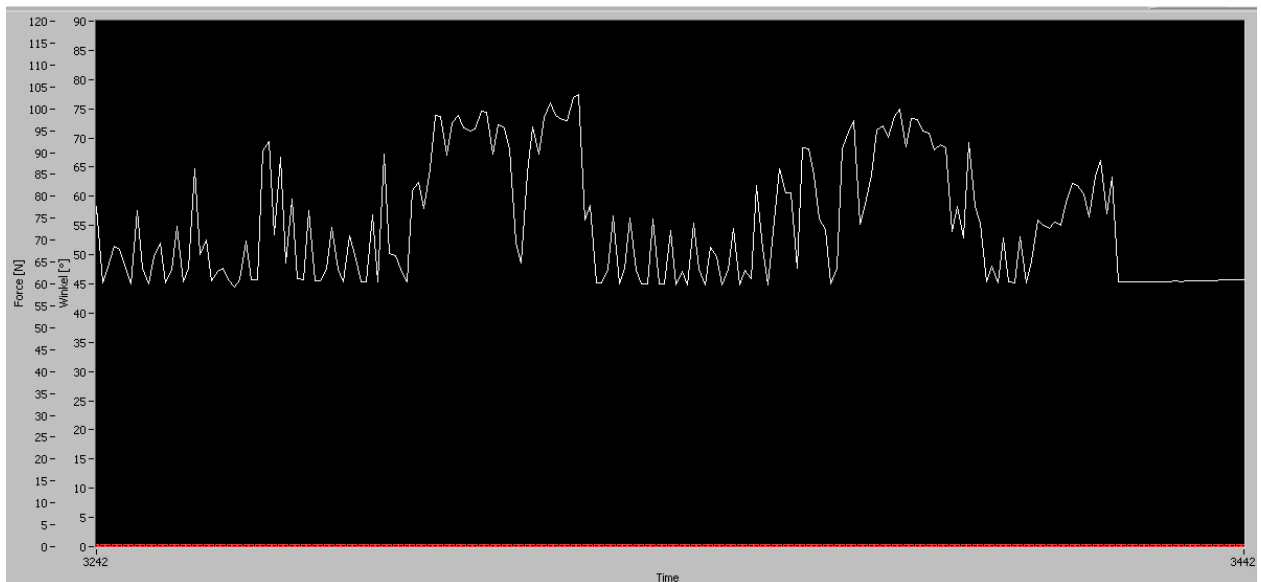


Abbildung 5-28: Mobiltelefoneinfluss Box geöffnet

Ob gleichwohl eine Störung vorhanden ist fällt diese schwächer aus als bei geöffneter Box. Die Abschirmung durch die Metallbox schwächt also die Auswirkung dieser Störung ab vermag es jedoch nicht sie zu kompensieren. Festgehalten werden muss noch, dass der Ein-

fluss dieser Störung nicht nur auf die Schaltung wirkt, sondern auch auf alle anderen daran angeschlossenen Komponenten, wie Kabel usw.

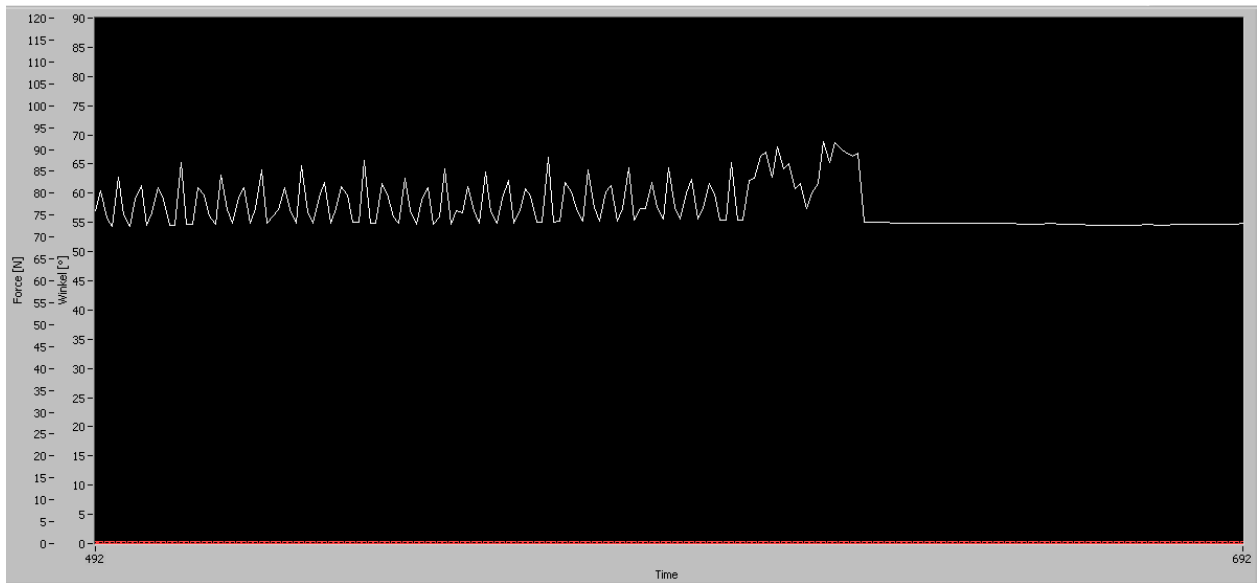


Abbildung 5-29: Mobiltelefoneinfluss Box geschlossen

Der Einflussradius eines aus- oder eingehenden Anrufs mit einem Mobiltelefon beträgt rund 10m. Ausserhalb von diesem Radius ist keine Beeinflussung mehr festzustellen. Mit dem Wissen über diese Schwäche der Schaltung, müssen für zukünftige Entwicklungen Massnahmen ergriffen werden um die Abschirmung zu verbessern.

Weitere Störeinflüsse, welche beim Testen der Schaltung aufgefallen sind, waren die, dass das Messsignal beim Berühren der Kabel, welche zu den DMS hinführten stark anfang zu variieren. Dies trat jedoch nur auf, wenn die Kabel in der Nähe (20 bis 30mm von der Kabelbefestigung entfernt) des Federkörpers bewegt wurden. Diese Variation des Signals ist daraus zu begründen, dass sich die Kabelbewegungen in unmittelbarer Nähe zu den DMS auf den Widerstand der Kontaktstellen auswirken. Wird dieser verändert ist eine Änderung des Ausgangssignals die logische Folge.

Durch die Führung der Kabel in der Vorrichtung, welche den Federkörper im Handgriff des Stockes unterbringen soll, waren solche Kabelbewegungen in unmittelbarer Nähe des Federkörpers ausgeschlossen.

Eine Störung, welche nicht so schwer ins Gewicht fällt, ist jene der unterschiedlichen Potentiale. Wird das Messsystem (gesamte Vorrichtung mit eingebautem Federkörper) an irgendeinem Punkt angefasst, fängt plötzlich das Ausgangssignal an zu vibrieren. Berührt man nun jedoch das mit Kupfer ummantelte Kabel, stoppt die Variation des Ausgangssignals plötzlich. Durch das Anfassen des Kabels mit seiner Ummantelung wird man auf das Selbe Potential, wie die Schaltung gesetzt und somit hört die Variation auf. Eine Abbildung der genannten Signaländerung ist unten ersichtlich.

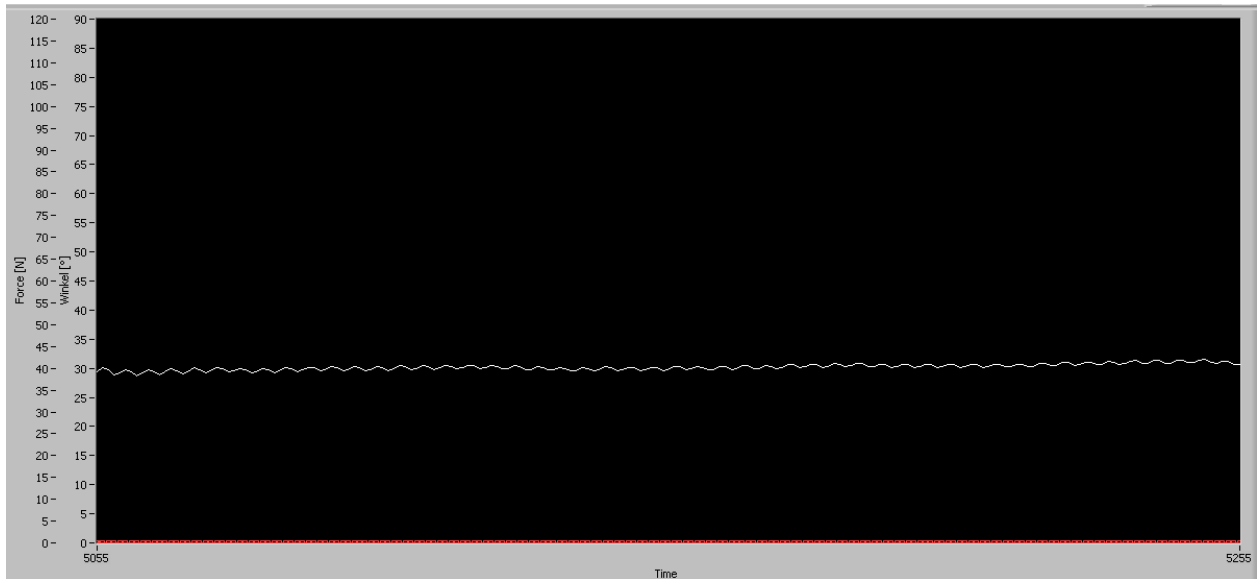


Abbildung 5-30: Vibrieren des Ausgangssignal durch Potentialdifferenz

6 Montageanleitung

Die Montage der Vorrichtung muss nach einem bestimmten Schema erfolgen, da ansonsten das sichere Funktionieren nicht gewährleistet werden kann. Die Montage wird so durchgeführt, dass der Federkörper unter einer Vorspannung steht. Dies bringt die in einem vorangehenden Kapitel erläuterten Vorteile. Auf den Druckstab Pos. 2 wird die Teflonhülse aufgedrückt, die Pos. 2 wird hierbei etwas länger gemacht als nötig, damit man die aufgedrückt Teflonbuchse noch auf das genaue Mass abdrehen kann. Die Verlängerung des Druckstabs ist deshalb notwendig, dass man dort die Zentrierbohrung für den Reitstock fertigen kann. Damit man beim erwähnten Fertigdrehen der Teflonbüchse eine genügende Einspannung und somit Genauigkeit erreichen kann. Die Masse sowie die Form- und Lagetoleranzen sind in der Zeichnung Anhang 5.9 ersichtlich. Das überstehende Stück kann anschliessend plangedreht werden. Nach diesem Arbeitsschritt können die Positionen 1, 2 mit aufgedrückter Teflonbüchse, und 6 zusammengestellt werden, wie dies in der Zusammenbauzeichnung in Anhang 5.1 ersichtlich ist. Hier gibt es jedoch einiges zu beachten zum einen muss zwischen Pos. 1 und Pos. 6 eine Distanz eingehalten werden, diese wurde auf 1mm festgelegt. Dies ist zwar viel mehr, als sich der Federkörper wirklich verformt. Für die Montage ist dies jedoch einfacher. Die Distanz kann mit zwei oder drei Fühlerlehren eingestellt werden. Beim Einschleiben der Pos. 2 ist darauf zu achten das kein Anschlag vorhanden ist. Es muss jedoch eine gewisse Position eingehalten werden, da ansonsten der Federkörper mit dem Vorspannsystem nicht eingebaut werden kann. Die Distanz muss hier 26.5mm betragen die Genauigkeit muss zwischen $\pm 0.5\text{mm}$ liegen. Auch hier kann der Abstand mittels eines Distanzteils eingestellt werden, welches die ungefähr die Abmessungen des Federkörpers besitzt. So kann dieses in die vorgesehene Bohrung in der Spannhülse Pos. 5 montiert werden und diese mitsamt der Gegenmutter im Rohr montiert werden. Somit sind alle relevanten Teile für diesen Arbeitsschritt montiert und die Bohrung kann so ausgeführt werden, wie sie in der Klemmhülse Pos. 6 eingetragen ist. Hierbei werden alle Teile gleichzeitig durchbohrt und anschliessend ausgefräsen. Anschliessend kann das Gleitrohr Pos. 1 demontiert werden und auf einer Fräse

nachbearbeitet werden, um das Schlitzloch herzustellen. An diesem Punkt nun werden die Kabel der Kraftmessvorrichtung eingezogen. Diese verlaufen in den Nuten, welche im Bauteil Pos. 2 vorgesehen sind. Hierfür wurde hinter der Teflonbüchse eine kleine Aussparung vorgesehen, welche es ermöglicht den eingeschobenen Draht mit einer Pinzette herauszuholen. Sobald dies vollbracht ist, können alle Teile wieder montiert werden. Es ist darauf zu achten das die Kabel auf beiden Seiten durch die Schlitzfräsung in Pos. 6 herausgeführt werden und nicht verletzt werden. Alle Kabelenden werden anschliessen noch durch Löcher im Stock und Gummiband durchgezogen. Zum Schluss kann die Position 5 und 9 montiert werden. Hierbei muss sehr sorgfältig vorgegangen werden, um eine korrekte Positionierung des Federkörpers zu erreichen. Die fertig montierte Vorrichtung ist in der untenstehenden Abbildung (Abbildung 6-1) zu sehen. Zusätzlich erkennt man in diesem Bild die Montage welche durchgeführt wird wenn die Messvorrichtung auf den Stock montiert wird. Hierbei wird die Vorrichtung in das Rohr des Stockes eingeführt und mittels einer Bride gesichert. Die Reibungssteigerung zwischen Klemmhülse und Stock geschieht hier noch über Isolierband welches um den Stock gewickelt ist. Der Handgriff des Stockes wurde ausgebohrt und wird mit etwas Druck auf die Vorrichtung geschoben.



Abbildung 6-1: Kraftmessvorrichtung vor der Montage im Stock

7 Winkelmesssystem

Das Winkelmesssystem sollte die Aufgabe haben den Winkel zwischen Stockachse und Laufflächen zu bestimmen. Dies aus dem Grund, damit man die gemessene Kraft in ihre Komponenten zerlegen kann und somit einen Wirkungsgrad bestimmen kann. Dieser sollte es dann erlauben verschiedene Läufer untereinander zu vergleichen.

7.1 Versuche

Der verwendete Beschleunigungssensor war ein zweiachsiger Beschleunigungssensor mit einer fixen Beschleunigung von $\pm 1.5g$ und einer Empfindlichkeit von $300mV/g$ bei $3V$ Speisespannung. Bei dem Sensor handelte es sich um einen Beschleunigungssensor der Firma MEMSIC mit dem Typennamen MXA2300J/K, vertrieben wird der Sensor von der Firma Farnell. Beim Gerät handelt es sich um ein komplettes zweiachsiges Beschleunigungsmesssystem. Es funktioniert auf Grundlage des Wärmetransfers durch Konvektion und arbeitet wie andere Beschleunigungsmesser mit einer Prüfmass ausser, dass sich in diesem Sensor noch ein Gas befindet. Das weitere Funktionsprinzip ist im Anhang 9 auf dem Datenblatt des Sensors nachzulesen.

Für die Messungen des Winkels wurden im bestehenden Programm, welches schon für die Kraftmessung verwendet wurde, zusätzliche Funktionen eingebaut. Diese ermöglichten es das Analoge Ausgangssignal, welches über angelötete Kabel direkt vom Chip abgenommen wurde, über eine Winkelfunktion in einen Winkel umzuwandeln. Die Signalabnahmepunkte sind in der folgenden Abbildung (Abbildung 7-1) ersichtlich. Die Gleichung welche die Umwandlung der Spannung in einen Winkel ermöglicht, ist die folgende.

$$\theta = \arccos\left(\frac{V_{out} - V_{offset}}{\frac{\Delta V}{\Delta g}}\right)$$

In dieser Gleichung sind V_{out} die Ausgangsspannung am Sensor, V_{offset} ist die Ausgangsspannung in Ruhelage und $\frac{\Delta V}{\Delta g}$ ist die Empfindlichkeit, diese Werte sind je nach Sensor verschieden und müssen den jeweiligen Datenblättern entnommen werden.

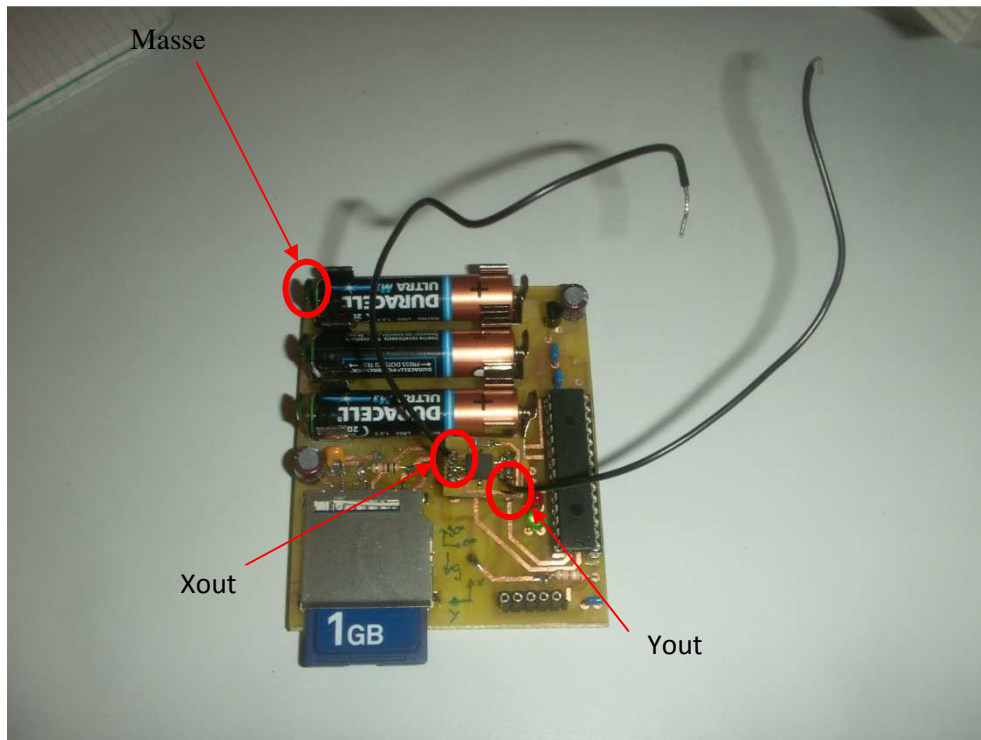
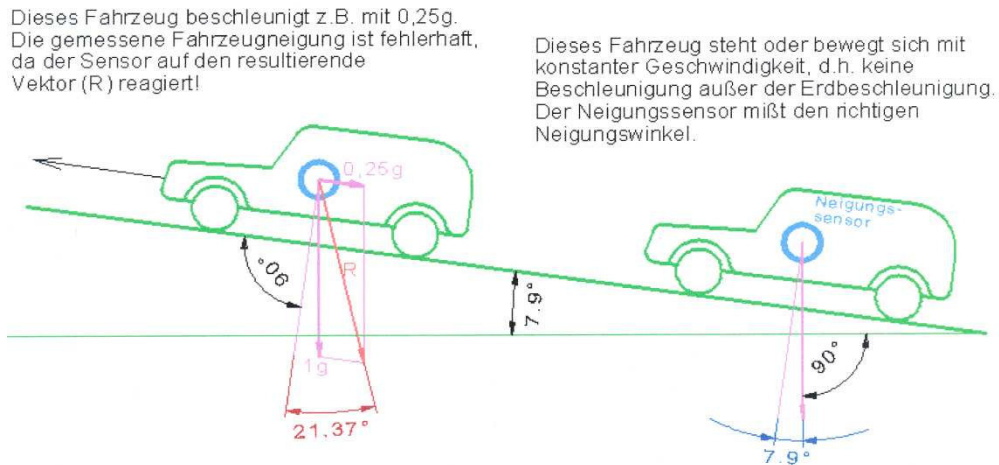


Abbildung 7-1: Beschleunigungssensor mit Signalabnahmepunkten

Für die ersten Versuche wurde der Sensor am Stockgriff befestigt. Und man bewegte den Stock in einer Ebene, für den Sensor war es die XY-Ebene, hin und her, so wie dies beim Laufen auch der Fall sein wird. Man stellte schnell fest, dass das Signal bei niedrigen Beschleunigungen des Stockes konstant war. Sobald der Stock jedoch stärker beschleunigt wurde, stellt man fest, dass das Signal zu Schwingen begann und sehr unregelmässig wurde. Sobald der Stock nicht mehr bewegt wurde, war das Signal welches vom Sensor kam wieder stabil. Dieses Phänomen hat mit der Art zu tun, wie der Beschleunigungssensor den Winkel misst.

Bei der Neigungsmessung, wie dies im Fall des Stockes angewandt wurde, wird der Winkel des Erdbeschleunigungsvektors zum Messobjekt in einer vertikalen Ebene gemessen. Kommen nun zur Erdbeschleunigung weitere Beschleunigungen hinzu, welche das Messobjekt betreffen und diese nicht in dieselbe Richtung zeigen, wie die Erdbeschleunigung wird der resultierende Vektor vom Vektor der Erdbeschleunigung abweichen. Der Neigungssensor (unabhängig von Typ und Fabrikat) wird dann auf den resultierenden Vektor anpreschen und mit einer Messungenauigkeit reagieren. Auf der folgenden Abbildung (Abbildung 7-2) ist das erwähnte in einem Bild verdeutlicht.

Abbildung 7-2: Beschleunigungseinfluss auf die Winkelmessung⁹

Wenn der störende Vektor exakt rechtwinklig zur Messebene liegen würde, so würde er vom Messsystem im Idealfall nicht erfasst. Besitzt die störende Beschleunigung jedoch einen Vektor in der Messebene und zeigt dieser nicht in Richtung der Erdbeschleunigung, so wird dieser immer mit der Erdbeschleunigung einen resultierenden Vektor bilden und zu Messwertabweichungen führen, egal mit welchem Neigungssensor man misst.¹⁰

Man kann sich hierzu einige Möglichkeiten überlegen, wie dieser Umstand gemindert werden kann. Eine Möglichkeit besteht darin die störende Beschleunigung mittels einer Tiefpassfilterung zu eliminieren. Dies funktioniert jedoch nur wenn man die Frequenz der Störbeschleunigung kennt. Beim Laufen mit den Stöcken ist die Frequenz jedoch nie konstant. Deshalb ist diese Lösung nicht zu empfehlen.

Die einzige Lösung, welche in diesem Fall vielversprechend ist, ist diejenige bei welcher man das gesamte System durch ein Gyro-System, welches eventuell noch mit einem Beschleunigungs- bzw. Neigungssensor erweitert werden muss.

Für die vorliegende Arbeit hat man sich noch eine weitere Korrektormethode ausgedacht, hierbei versuchte man, da es sich um einen zweiachsigen Beschleunigungssensor handelte, das Ausgangssignal der Y-Achse zu messen und hierdurch die Fehlmessung, welche durch die Zusatzbeschleunigung entstand zu kompensieren. Denn man ging davon aus, dass auch diese Achse von der gleichen Beschleunigung betroffen war, wie die X-Achse. Und somit dachte man sich, dass hierdurch die Winkelmessung vom Störeinfluss der zusätzlichen Beschleunigung befreit werden konnte. Man musste jedoch bald herausfinden, dass eine Kompensation über diese Methode als nicht wirksam eingestuft werden musste. Dies hatte folgende Gründe: Als man sich weiter in die Materie der Winkelmessung mit Beschleunigungssensoren eingelesen hatte, fand man heraus, dass die Y-Achse zwar von derselben Störbeschleunigung beeinflusst wurde, der Ausgangswinkel dieser Achse jedoch nicht gleich gross war wie jener, der X-Achse. Hierdurch war eine Kompensation nicht möglich.

Eine Möglichkeit der Kompensation der Störbeschleunigung besteht darin, zwei Beschleunigungssensoren elektrisch zusammen zu schalten. Diese Beschleunigungssensoren müssen

⁹ (SEIKA Mikrosystemtechnik GmbH)

¹⁰ (SEIKA Mikrosystemtechnik GmbH)

sich dabei im gleichen Abstand zum Drehmittelpunkt befinden, jedoch gegenüber einander (einer oberhalb und der andere unterhalb des Drehpunktes, welcher hier der Kontakt von Stockspitze und Boden ist). Der positive und der negative Messfehler heben sich dann durch eine Summenbildung der beiden Messwerte auf und der Neigungswert wird doppelt so gross. Diese Lösung ist jedoch in diesem Fall nicht anwendbar, da es unterhalb des Drehmittelpunktes keine Möglichkeit gibt einen Sensor zu befestigen.

Aus diesen Gründen wurde auf eine Messung des Neigungswinkels zwischen Stockachse und Boden verzichtet. Bei einer weiterführenden Arbeit in diesem Bereich, wäre eine Bestimmung dieses Winkels jedoch wünschenswert, da sich hierdurch interessante Rückschlüsse über die Kraftverteilung und Kraftausnutzung während des Laufens machen lassen. Dieser Punkt wurde während des Vorprojektes aufgegriffen und man möchte hier noch einmal darauf verweisen.

8 Datenlogger

Der Datenlogger ist eine prozessorgesteuerte Speichereinheit, welche es ermöglicht die von den Sensoren gelieferten Werte in einem bestimmten Rhythmus auf einem Speichermedium abzulegen.¹¹

In der untenstehenden Abbildung (Abbildung 8-1) ist ein Prinzipschema eines Datenerfassungskreises abgebildet. Die Sensoren werden von einer Spannungsquelle versorgt. Das Signal der DMS wird durch einen Verstärker verstärkt und anschliessend vom Datenlogger erfasst. Das Signal des Neigungssensors wird direkt zum Datenlogger gesendet.

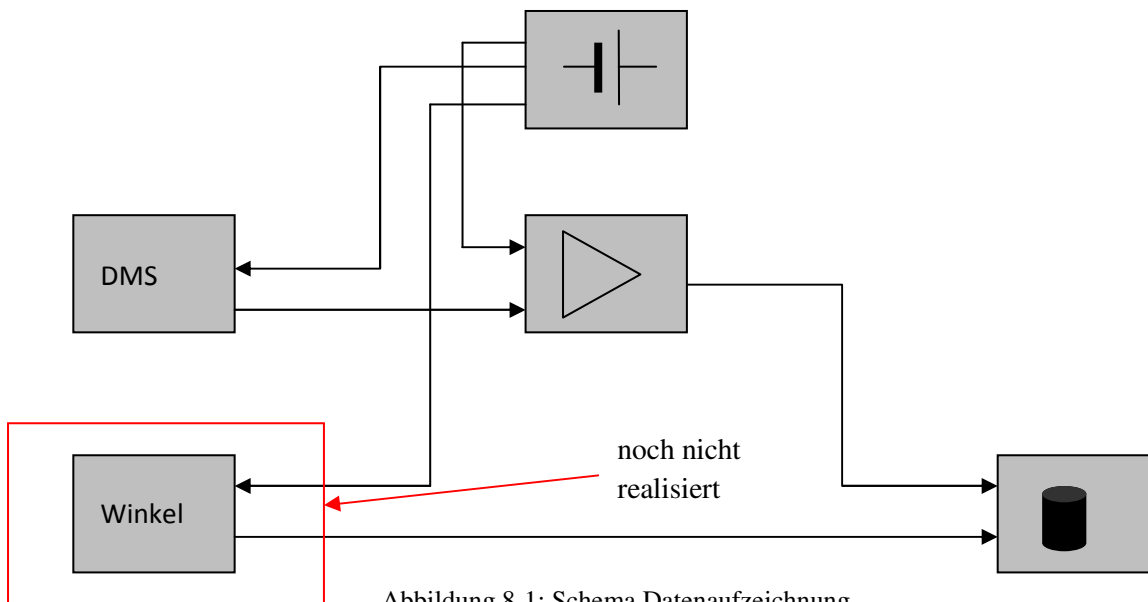


Abbildung 8-1: Schema Datenaufzeichnung

Das Schema in der obenstehenden Abbildung ist eine stark vereinfachte Form einer solchen Datenerfassung. Da die auf dem Markt zur Verfügung stehenden Geräte relativ teuer sind, d.h. im Grössenbereich von 2000.- CHF, macht eine Eigenentwicklung durchaus Sinn. Denn

¹¹ (Wikipedia, 2010)

hierdurch kann eine günstigere Versuchsvariante erstellt werden, welche im Rahmen der Diplomarbeit untersucht werden kann, bevor man sich daran macht eine Schaltung zu entwickeln, welche erhaltenen Erfahrungen ausnützen kann und somit besser an den Verwendungszweck angepasst ist.

Für eine solche Eigenentwicklung müssen einige Daten klar gegeben werden. Diese sind, der Kraftbereich, die Abtastrate, die anzuschliessenden Sensoren sowie die Grösse der Ausgangssignale. Für die Kraftmessung liegt man in einem Bereich von 1N bis rund 1000N, wobei die obere Grenze nicht unbedingt aufgezeichnet werden muss, sie ist lediglich so hoch, um eventuelle Abfangversuche bei einem Sturz auszuhalten. Somit liegt der interessante Kraftbereich zwischen 1N und 200N. Ein weiterer Punkt, welcher berücksichtigt werden muss, ist die Dauer während der das Signal auftritt, d.h. die Zeitspanne zwischen einer vollen Belastung und Entlastung des Federkörpers. Diese Zeitspanne ist entscheidend für die Abtastrate, welche man wählen muss, damit man eine akzeptable Menge an Messwerten erhält. Nun ist diese Zeitspanne von Person zu Person unterschiedlich, und stark vom Trainingsgrad und der körperlichen Verfassung abhängig. Angenommen kann jedoch, dass sich dieser Bereich zwischen 0.2-1.5 Sekunden beläuft. Um die Messungen akkurat durchzuführen muss der niedrigere Wert als Ausgangspunkt genommen werden. Anschliessend musste bestimmt werden, welche Anzahl von Punkten man während dieser Zeit aufzeichnen möchte. Man entschied sich für 10 Werte. Dies bedeutet das während 0.2 Sekunden 10 Werte aufgezeichnet werden. Dies entspricht einer Abtastrate von 50Hz. Dies entspricht einer Datenübertragung von 50B/s. Das heisst der Datenlogger muss 50 Mal pro Sekunde beschrieben werden können. Eine Lösung, welche die geforderte Leistung erbringen kann, ist diejenige bei welcher die Signale durch Labview erfasst und verarbeitet werden. Hierbei können mehrerer Kanäle gleichzeitig aufgezeichnet werden. Des Weiteren können die Signale in überschaubaren und gut leserlichen Graphiken angezeigt werden. Zusätzlich können die Werte der Sensoren in einer Excel-Tabelle gespeichert werden und für eine spätere Auswertung bereitgehalten werden. Im folgenden Kapitel wird man über die Berechnung der Aufzeichnungsfrequenz anhand des verwendeten Programms sprechen, zum anderen werden auch Veränderungen erläutert, welche vorgenommen wurden um die Funktionalität des Programms an den Verwendungszweck anzupassen.

8.1 Aufzeichnungsfrequenz und Programm

Zu Beginn der Programmerstellung, verwendete man eine abgeänderte Version eines bestehenden Programms, welches zur Erfassung gewisser Daten an einem Kompressor geschrieben wurde. Dieses Programm konnte durch einige Änderungen dazu verwendet werden, die Kraft anhand des Spannungssignals der DMS anzuzeigen und auch abzuspeichern. Für die ersten Versuche war dies auch vollkommen ausreichend. Für die späteren dynamischen Messaufgaben, welche vor dem Messsystem standen, musste jedoch eine Weiterentwicklung vorgesehen werden.

Mit der Konfiguration, wie sie für die Versuche Verwendung fand, war eine Schreibrate von 50Hz nicht zu bewerkstelligen. Der Grund hierfür lag vor allem bei der Hardware und, wie erwähnt, bei dem Programm.

Das Modul, welches für die Erfassung der Messwerte verwendet wurde, war von der Herstellerfirma iOtech, die Software hingegen, welche für die Datenaufzeichnung verwendet

wurde, stammte von National Instruments. Des Weiteren war der Programmaufbau in der ersten Version, wie erwähnt, von einem bestehenden Programm übernommen worden und auf die gestellten Anforderungen angepasst worden. Nun waren hier jedoch noch Programmteile vorhanden, welche für die neue Anforderung nicht verwendet wurde. Dies führte weiter dazu, dass sich die Anwendung selber ausbremste.

Die Lösung des Problems lag nun darin, dass zu allererst eine kompatible Hardware verwendet wurde. Somit war das Problem der Kompatibilität gelöst. Anschliessend musste man sich daran machen das Programm von den störenden Nebenschleifen zu befreien, welche zu einem Ausbremsen desjenigen führten. Zusätzlich wurden einige Befehle durch Standardbefehle ersetzt, welche der Hardwarehersteller extra für seine Hardware erstellt hatte.

Bis anhin war das Programm so geschrieben, dass das Signal 500 pro Sekunde abgetastet wurde. Es wurden 20 Werte gespeichert welche man zum bilden eines Mittelwertes verwendete. Dies entspricht einer Schreibfrequenz von 25Hz. Die Berechnung hierfür ist die folgende.

Die Aufzeichnungszeit der 20 Werte berechnet sich folgender massen.

$$Dauer = \frac{1}{500s^{-1}} \cdot 20 = 0.04s \Rightarrow 40ms$$

Die Frequenz, mit welcher die Werte geschrieben werden, erhält man nun durch einen einfachen Dreisatz. Man berücksichtigt hier die Zeit, welche man braucht, um einen Wert zu generieren, also die 40ms und berechnet die Anzahl Werte, die in einer Sekunde geschrieben werden können. Wird diese Rechnung durchgeführt erhält man eine Frequenz von 25Hz.

In dem abgeänderten Programm wurde dieser Umstand geändert. Hierfür machte man sich daran machen, wie dies oben erwähnt ist, alle störenden, dies bedeutet, nicht verwendeten Programmbefehle zu eliminieren. Diese Massnahme war jedoch noch nicht genügend, denn es war immer noch nicht möglich, die geforderten 50Hz Aufzeichnungsrate zu erreichen. Somit musste eine weitere Änderung vorgenommen werden. Diese Änderungen konzentrierten sich nun vor allem auf den Bereich der Datenaufzeichnung und Speicherung. Das Programm hatte bis anhin die Befehle, dass es jeweils nach der Bildung des Mittelwertes aus den 20 Werten, diesen Wert in die Excel-Datei schrieb. Bei diesem Vorgang bremste sich das Programm immer aus, die Zeit, die für diese Aufgabe verloren ging, war zwar im Millisekundenbereich. Dies reichte jedoch schon aus, um eine Signalverschiebung bei 50Hz zu haben. Um diesen Umstand zu korrigieren, schrieb man das Programm so um, dass die Werte im Arbeitsspeicher (RAM) des Computers zwischengespeichert wurden und erst nach Beendigung der Aufzeichnung, sozusagen offline, in eine Excel-Datei gespeichert wurden. Diese Verlagerung der Speicheraufgabe brachte die wertvollen Millisekunden, welche gebraucht wurden, um das genannte Ziel zu erreichen. Die neuen Werte, welche im Programm eingegeben wurden, waren für die Scanrate $1000s^{-1}$ und für die Anzahl der Werte, aus welchen der Durchschnitt gebildet wurde, blieb man bei 20. Somit ergibt sich rein rechnerisch eine Aufzeichnungsfrequenz von 50Hz. Dies konnte anschliessend auch im generierten Excel-File kontrolliert werden.

Ein Punkt, welcher noch berücksichtigt werden muss, ist die Dauer, mit welcher man Werte aufzeichnen kann. Mit dem Excel der Version 2007 sind auf einem Datenblatt 1048576 Zeilen vorhanden. Mit den erwähnten 50 Messungen pro Sekunde ergibt sich hieraus eine maximale

Aufzeichnungsdauer von 5.8 Stunden, was für den Verwendungszweck vollkommen ausreichend ist.

Nach den ersten Tests hat man herausgefunden, dass die Abtaste mit 1000s^{-1} sowie die Anzahl der aufgezeichneten Werte für den Durchschnitt mit 20 nicht die richtige Wahl waren. Denn hierdurch erhielt man in der Excel-Datei, welche vom Programm erstellt wurde, Probleme mit der Zeit. In der Spalte „Time [sec]“ wurden plötzlich mehrere gleichgrosse Werte für die Zeit geschrieben. Um dieses Problem zu beheben wurde die Abtaste auf 8000s^{-1} gesetzt und die Anzahl der aufgezeichneten Werte für den Durchschnitt auf 360 erhöht. Hierdurch wurde die Aufzeichnungsfrequenz zwar ein wenig gesenkt, für die Versuche reichte dies jedoch vollkommen aus.

In diesem Kapitel wird man nun noch ein wenig auf die Funktionsweise des Programms eingehen und die richtige Handhabung diskutieren. Vor dem Starten des Programms ist darauf zu achten das die Batterie genügend geladen ist und das sie mindestens 15 Minuten schon mit dem System verbunden ist, denn dies ist wichtig um das Signal zu stabilisieren. Erst nach Ablauf der Wartezeit hat sich die Batteriespannung an die Schaltung angepasst und das System kann verwendet werden. Das Programm ist so aufgebaut, das man bei jedem Start gefragt wird ob man das System neu kalibrieren möchte oder ob man die gespeicherten Werte übernehmen will. Hier ist zu vermerken, dass eine Kalibration an jedem neuen Tag empfohlen wird. Wenn man sich für eine Kalibration entschieden ist es wichtig das Kalibrationsgewicht in Newton anzugeben. Denn hieraus berechnet das Programm die Funktionsparameter. Nun wird man gebeten eine Schaltfläche zu betätigen welche die Kalibration auslöst, dies war nötig um im Programm die entsprechende Kalibrations Schleife zu starten. Man definiert zuerst die Spannung bei 0N und lässt diese Schliefe ca. 15 Sekunden laufen. Anschliessend stoppt man den Vorgang für 0N und man wird gebeten dasselbe für das eingegebene Kalibrationsgewicht zu tun, hierbei ist wichtig das Gewicht vor dem Druck auf die Schaltfläche auf dem Sensor zu applizieren. Nun wartet man wiederum ca. 15 Sekunden und bricht dann die Messung ab. Aus den beiden erhaltenen Spannungswerten werden nun unter Zuhilfenahme des Kalibrationsgewichtes die Funktionsparameter bestimmt. Anschliessend wird man gebeten den Speicherort zu überprüfen und kann dann mit einem Druck auf die Schaltfläche OK die Messung starten. Wenn man sich hingegen gegen eine Kalibration entscheidet kommt man direkt zu diesem letzten Schritt. Nach Beendigung der Messung wird diese durch einen Druck auf die Stopptaste unterbrochen und das Programm generiert ein Excel - Datei im csv Format welche im angegebenen Verzeichnis eingesehen werden kann. Hierauf sind die aktuelle Zeit die Zeit seit Beginn der Messung sowie die Spannungswerte und die entsprechenden Kraftwerte angegeben.

9 Fehlerabschätzung

Die Fehlerabschätzung sollte in diesem Projekt dazu dienen, um zu sehen, welche Teile des Systems einen Einfluss auf das Messergebnis haben. Zu diesem Zweck wurde eine Excel-Tabelle erstellt. Mit dieser Tabelle war es möglich anhand der Ausgangsspannung bei 0N sowie der Brückenspannung und der theoretischen Kraft die theoretische Ausgangsspannung zu bestimmen. Nun konnte man sich hier die einzelnen Parameter vornehmen, welche auf das

System wirkten und sehen wie gross deren Einfluss auf das Resultat sein wird. Durch eine Tabelle, wo all diese Faktoren aufgelistet waren, konnte man den Fehler eines jeden Parameters anpassen und somit sehen, wie stark sich dieser auf das Resultat auswirkte. Besonders hilfreich war dies bei der Verstärkerschaltung, da man hier nicht genau sagen, konnte wie gross der Fehler war, konnte man mit dieser Tabelle die Auswirkungen anschaulich darstellen. Das Ziel dieser Fehlerberechnung bestand darin, die Teile des Systems zu identifizieren, welche durch ihren Fehler das Messergebnis massgebend beeinflussen. Wenn man diese Teile des Systems kennt, kann man sich für die Weiterentwicklung auf diese Bereiche konzentrieren und die Genauigkeit eben dieser Teile erhöhen. Somit läuft man nicht Gefahr, ein Teil des Systems zu verbessern, welcher durch seinen Fehler praktisch keinen Einfluss auf das Resultat nimmt. Somit ist diese Untersuchung auch dazu da, um Kosten zu sparen und die Ressourcen dort einzusetzen, wo sie auch gebraucht werden. Bei den Materialkonstanten wie Poissonzahl oder E-Modul ist die Abweichung geringer, auch ist der Querschnitt des Federkörpers wenig einflussreich auf das Resultat. Auch sind die Eigenschaften der DMS wie z.B. der K-Faktor nicht der ausschlaggebende Faktor. Ein wichtiger Punkt welcher die Abweichung der Messung stark beeinflusst ist die Genauigkeit der Schaltung. Weicht die Ausgangsspannung nur einige mV von der kalibrierten Spannung ab sind schon hohe Abweichungen in der gemessenen Kraft zu verzeichnen. Bei der Schaltung ist wirklich die Ausgangsspannung der ausschlaggebende Faktor, denn eine Änderung der Brückenspannung oder der 0N-Spannung verändern das Kraftsignal weniger als eine Änderung des Ausgangssignals der DMS-Messbrücke. Hier reichen schon wenige Prozent Fehler für eine ausserordentlich grosse Abweichung des Kraftsignals von den theoretischen Werten. Diese Auswirkung ist auf den folgenden Tabellen ersichtlich. Während bei der Tabelle 4 der Fehler der Ausgangsspannung bei 1% liegt wurde dieser in der Tabelle 5 auf 2% erhöht. Man erkennt nun schnell die dramatische Auswirkung dieser Veränderung an der Abweichung der Kraft. Bei dieser starken Beeinflussung durch diesen Parameter ist die Angabe eines Messfehlers in der Entwicklungsphase des Projektes nicht möglich oder besser gesagt nicht von grossem Nutzen.

	Kontrollberechnungen	
	Messung max	Messung min
Ruhespannung bei 0N [V]	2.5312	2.4811
Brückenspannung(Eingang) [V]	5.0272	4.9276
Belastung (theoretisch) [N]	7.2	7.2
Dehnung	6.9823E-06	7.2653E-06
Ausgangsspannung [V]	-4.9300E-05	-4.8066E-05
Verstärkung [V]	-4.9301E-02	-4.7115E-02
Messspannung (Theoretisch) [V]	2.4819	2.4340
Messspannung (Gemessen) [V]	2.4858	2.4366
Kraft [N]	6.6	6.8
Absolute Abweichung [N]	0.6	0.4
Relative Abweichung [%]	7.9	5.5

Fehlerquellen	Abweichung abs.	Fehler [%]	Gemessen	Maximalwert	Minimalwert	Maximal [N]	Minimal [N]
Waage [g]	0.1	0.01	733.8	733.9	733.7	7.2	7.2
K-Faktor		2.00	2.05	2.09	2.01		
Fläche [mm ²]		1.00	14.44	14.58	14.30		
E-Modul [MPa]		1.00	70000	70700	69300		
Schaltung(Ruhespannung) [V]		1.00	2.5061	2.5312	2.4811		
Poisson		1.00	0.34	0.343	0.337		
Schaltung (Brückenspannung) [V]		1.00	4.9774	5.0272	4.9276		
Verstärkung		1.00	990.1	1000.0	980.2		
Spannung gemessen [V]		1.00	2.4612	2.4858	2.4366		

Tabelle 4: Kontrollberechnungen DMS 1%

	Kontrollberechnungen	
	Messung max	Messung min
Ruhespannung bei 0N [V]	2.5312	2.4811
Brückenspannung(Eingang) [V]	5.0272	4.9276
Belastung (theoretisch) [N]	7.2	7.2
Dehnung	6.9823E-06	7.2653E-06
Ausgangsspannung [V]	-4.8817E-05	-4.8557E-05
Verstärkung [V]	-4.8817E-02	-4.7595E-02
Messspannung (Theoretisch) [V]	2.4824	2.4335
Messspannung (Gemessen) [V]	2.5104	2.4120
Kraft [N]	3.1	10.5
Fehler [N]	4.1	-3.3
Relativer Fehler [%]	57.4	-45.2

Fehlerquellen	Fehler abs.	Fehler [%]	Gemessen	Maximalwert	Minimalwert	Maximal [N]	Minimal [N]
Waage [g]	0.1	0.01	733.8	733.9	733.7	7.2	7.2
K-Faktor		1.00	2.05	2.07	2.03		
Fläche [mm2]		1.00	14.44	14.58	14.30		
E-Modul [MPa]		1.00	70000	70700	69300		
Schaltung(Ruhespannung) [V]		1.00	2.5061	2.5312	2.4811		
Poisson		1.00	0.34	0.343	0.337		
Schaltung (Brückenspannung) [V]		1.00	4.9774	5.0272	4.9276		
Verstärkung		1.00	990.1	1000.0	980.2		
Spannung gemessen [V]		2.00	2.4612	2.5104	2.4120		

Tabelle 5: Kontrollberechnungen DMS 2%

9.1 Kabelwiderstand

Der Kabelwiderstand ist bei konstanter Temperatur ein Fehler, welcher mit konstantem Betrag in die Messung einfließt. Auf Grund der Tatsache, dass es sich bei dieser Arbeit, um eine Erprobung des Messsystems handelt, wurde in einer ersten Phase auf die Korrektur des Messfehlers verzichtet, da sich dieser im Vergleich zu den anderen Fehlern nicht so stark auswirkte. Es soll lediglich eine theoretische Betrachtung der Korrekturmöglichkeiten angegeben werden.

In dem Fall, welcher hier vorliegt können die Widerstände der internen Verdrahtung weggelassen werden, da diese kurz und symmetrisch gehalten sind, ist ihr Einfluss auf das Messsignal vernachlässigbar. Beachtet werden sollte jedoch der Widerstand der Verbindungskabel zwischen Verstärkerschaltung und Aufnehmer. Hier muss man die beiden Adern berücksichtigen, welche die Brücke speisen. Die Signalleitungen sind wiederum zu vernachlässigen.

Es bestehen zwei Hauptarten der Korrektur des Kabelwiderstandes. Die erste besteht darin eine Korrekturgleichung auf die angezeigte Dehnung anzuwenden. Die Gleichungen beziehen sich auf die folgende Abbildung:

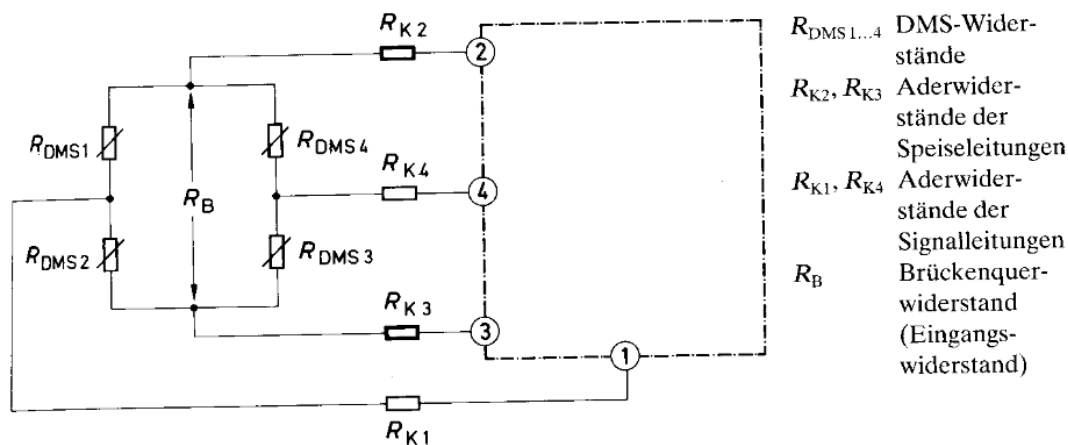


Abbildung 9-1: Vollbrückenschaltung¹²

Die Korrekturgleichung lautet

$$\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4 = \varepsilon_a \cdot \frac{R_{K2} + R_B + R_{K3}}{R_B}$$

In dieser Gleichung ist R_B der Brückenquerwiderstand oder auch Eingangswiderstand genannt. Wenn alle DMS den Gleichen Widerstand besitzen ist der Brückenquerwiderstand gleich gross wie der DMS - Widerstand.

Die Zweite Möglichkeit besteht darin den Fehler mittels eines k - Faktors - Wählers zu eliminieren. Der k- Faktor ist der physikalische Zusammenhang zwischen Dehnung und Widerstandsänderung. Wenn dies auf der Verstärkerschaltung vorgesehen ist, kann man über die Änderung des k - Faktors den Fehler korrigieren. Die Formel hierzu lautet wie folgt.

¹² (Hoffmann, 1987)

$$k^* = k \cdot \frac{R_B}{R_{K2} + R_B + R_{K3}}$$

k^* ist dann der einzustellende Wert. Denn der durch den Kabelwiderstand entstehende Signalverlust kann als scheinbarer verminderter k -Faktor des DMS aufgefasst werden. Verändert man nun diesen Wert auf den verringerten k -Faktor k^* so erhöht sich der Verstärkungsgrad des Messverstärkers und der angezeigte Dehnungswert stimmt wieder.¹³

Wie gesagt ist dies nur eine theoretische Betrachtung, für das entwickelte System ist eine solche Kompensation noch zu früh.

10 Prothese

Vorab muss hier festgehalten werden, dass es bei der Prothesenentwicklung nicht mehr explizit um Nordic Walking handelte. Denn die Prothese sollte der betroffenen Person auch beim Skifahren von Nutzen sein sowie beim Traking. Hinter der Prothesenentwicklung steht kein kommerzieller Nutzen. Eine Markanalyse erübrigt sich, da eine solche Konstruktion jedes Mal eine Sonderanfertigung ist und diese auf den jeweiligen Patienten angepasst werden muss.

Zu Beginn dieses Kapitels muss hier festgehalten werden, dass man sich von den Lösungsansätzen, welche man im Vorprojekt ausgearbeitet hatte, ein wenig distanziert hat. Denn im Laufe des Projektes kamen neue Details ans Licht, welche ein Umdenken in der Entwicklung notwendig machten. Eine Art von Pflichtenheft wird man auf den nächsten Zeilen, anhand der Angaben von Herr Sébastien Maillard, verfassen. Es enthält vor allem die Punkte, welche am System, so wie es momentan besteht, verbessert werden müssen.

Die Prothesenentwicklung geschah in Zusammenarbeit mit Herr Sébastien Maillard. Er hatte im Vorfeld der Arbeit bereits einige Prothesen angefertigt, welche an seine Bedürfnisse angepasst waren. Bilder dieser Prothesen können im Anhang 10 eingesehen werden (Die Bilder wurden von Jean-Claude Héritier gemacht). Bei der Entwicklung der Prothese musste darauf geachtet werden, dass diese an die Physiologie von Herr Maillard angepasst war. Sie mussten von ihm bedient werden können.

Während die Arbeiten zur Prothesenentwicklung schon in Gange waren, kam es noch einmal zu einem Treffen mit Herr Sébastien Maillard. Zu diesem Treffen brachte er eine seiner selbst gebaute Vorrichtung mit. Nach einer Analyse konnte man die Schwächen dieser Vorrichtung aufzeigen.

Die Vorrichtung hatte einige Nachteile z.B. bei der Befestigungsvorrichtung. Diese hat zugleich mehrere Nachteile, zum einen kann es vorkommen, dass sich diese Vorrichtung durch die Vibrationen beim Skifahren löst und man plötzlich keine Befestigung von Hand und Stock mehr hat. Dies kann unter Umständen zu gefährlichen Situationen führen, wenn der Stock unkontrolliert nach vorne schwingt und im Schnee einsteckt. Dies könnte zu schmerzhaften Unfällen führen. Zudem ist die momentane Befestigung ziemlich unhandlich, da sie grösstenteils am Handschuh befestigt ist, stört dies den Benutzer in seiner Bewegungsfreiheit.

¹³ (Hoffmann, 1987)

Des Weiteren ist die Steifigkeit der Handschlaufe im Vergleich zum Blockiersystem aus Aluminium wesentlich geringer.

Man hat, sobald das Blockiersystem gelöst ist, eine grosse Instabilität zwischen Hand und Stock. Dies liegt daran, dass sobald das System gelöst ist nur noch ein Kunststoffring die Verbindung zwischen Hand und Stock über das Schlaufensystem herstellt. Auch ist das Schlaufensystem, welches die Hand mit dem Stock befestigt mit einem Klettverschluss ausgerüstet, diese ist in gewissen Umständen z.B. bei Schnee nicht ideal, da sich der Klettverschluss dann nicht mehr richtig schliesst.

Aus allen diesen Bemerkungen zum bestehenden System, konnten einige Verbesserungsvorschläge angebracht werden. Ein wichtiger Punkt, welcher unbedingt einer Verbesserung bedurfte, war jener der Steifigkeit. Da Herr Maillard den Stock nicht mehr richtig umfassen konnte, musste diese Steifigkeitserhöhung auf andere Art erfolgen. Diese Erhöhung der Steifigkeit, war auch im Hinblick auf das Verhalten des Stockes entscheidend, wenn er nicht mehr vom Blockiersystem gehalten wurde. Denn hierdurch konnte die Handhabung des Stockes verbessert werden.

Mit diesen Vorgaben hat man sich nun daran gemacht ein System zu entwickeln, welches die bestehende Situation verbessern konnte. Man hat sich hierzu ein paar unterschiedliche Ideen ausgedacht. Grundsätzlich sind die Ideen in zwei Lösungsvorschläge eingeteilt, welche hier nun kurz erläutert werden.



Abbildung 10-1: Schienenführung

Ein erster Lösungsansatz, welcher in der Abbildung 10-1 einzusehen ist, bestand darin ein System zu konstruieren, welches über eine Schiene geführt wird, die seitlich am Stock befestigt werden sollte. Über diese Schiene, welche durch Rollen geführt wurde, sollte es möglich sein dem Stock eine seitliche Führung zu geben. Durch das Rollensystem sollte die Schiene sich um einen festen Rotationspunkt drehen, welcher in diesem Fall die Schlaufen-

befestigung am Stock ist, so wie dies in der obenstehenden Abbildung (Abbildung 10-1) ersichtlich ist. Wenn nun das System blockiert werden muss, z.B. beim Skifahren, wird die Schiene so weit nach vorne geführt bis sie im dafür vorgesehenen Klipp einrastet und somit fixiert ist. Mit dem System sollte es auch möglich sein die maximale Öffnung des Systems, im unblockierten Zustand, zu kontrollieren. Durch das Verschieben des Bolzens kann der Drehwinkel eingestellt werden. Diese Idee ist in einer weiteren Vorrichtung vorhanden, welche später in diesem Kapitel aufgegriffen wird. Nun gab es jedoch auch gravierende Nachteile, welche dann zu einem Verwerfen des Systems geführt haben. Zum Ersten ist die Unterbringung des Systems am Stock schwierig. Da sich die Schiene um einen festen Punkt drehen muss, kann sie nur in einer Position montiert werden und diese ist leider nicht auf der Stockachse, sondern ein wenig verschoben. Des Weiteren ist durch die breite Bauweise der Vorrichtung eine bequeme Handhabe des Stockes nicht möglich, da man mit dem Handballen an das System stösst. Dies kann im Falle eines Sturzes zu Verletzungen führen. Auch ist die Schiene, welche über die Grenzen des Stocks hinausreicht nicht ideal, weil diese bei einem Sturz verbogen werden kann und sogar zu weiteren Verletzungen führen könnte. Aus all diesen Gründen hat man sich nicht für dieses System entschieden.

Man hatte noch ein anderes System entwickelt, welches einige Aspekte bestehender Lösungen von Herr Maillard vereinte. Eine 3D-Ansicht dieses Vorschlages ist in der Abbildung 10-4 zu sehen. Das Verschlussystem wurde von der bestehenden Lösung übernommen jedoch neu gestaltet und so den Bedürfnissen angepasst. Neu wird der Verschluss nicht mehr eine Drehung eines Plättchens realisiert sondern wird mittels eines Exzenterverschlusses realisiert. Dies soll gewährleisten dass sich die Verbindung auch bei Vibrationen nicht löst, wie dies bei der bestehenden Lösung der Fall ist. Man muss bei der Lösung sicher sein, dass der Exzenterverschluss die Achse, auf welche er wirkt, genügend elastisch verformen kann, damit eine genügend hohe Vorspannkraft entsteht. Mit Hilfe des Exzenters kann ein gewisser Winkel zur Stockachse eingestellt werden und dieser dann fixiert werden.

Die Verbindung zur Handschlaufe wird nicht wie bisher mit einem Gewinde realisiert, sondern mit einem Schnellverschlussystem. Bis anhin musste beim Entsichern des Systems immer lange Aluminiumverbindung zwischen Handschlaufe und Stock an der Handschlaufe mitgetragen werden. Durch das neue System ist es möglich sich mittels einer Vierteldrehung von dieser Aluminiumverbindung zu lösen und das einzige was an der Handschlaufe übrig bleibt ist eine runde Scheibe, welche das Verschlussystem beherbergt. Der Stift des Verschlussystems wird über eine Sicherheitsleine am Stock befestigt damit dieser nicht verloren geht. Zum erneuten Verbinden des Systems reicht ein Druck auf den Stift und schon ist die Verbindung wieder hergestellt. Das Schnellverschlussystem von welchem hier gesprochen wird ist auf dem Markt erhältlich, die Herstellerangaben können dem Datenblatt im Anhang 11 entnommen werden. Hier wird geschrieben, dass das System Zugkräfte von bis zu 1200N übertragen kann. Dies ist für die vorgesehene Anwendung mehr als genügend. Die Biegung, welche am System auftritt wird durch die Führung des Ringes Pos. 1 übernommen, somit muss der Stift Pos. 2 nur Zugkräfte übertragen. Das System kann so übernommen werden, einzig am Knauf des Stiftes muss eine Änderung vorgenommen werden. Dieser muss so ausgeführt werden, wie er in der untenstehenden Abbildung zu sehen ist. Hierdurch wird die Handhabung deutlich erleichtert. Das gesamte besprochene System wird, wie die bestehende Lösung mittels Kabelbinder am Hanggriff montiert. Dieses System hat sich im Einsatz bewährt

und deshalb wird man davon hier profitieren. Die folgende Abbildung (Abbildung 10-2) zeigt das System welches momentan besteht.



Abbildung 10-2: Verbindungssystem am Stock

Es ist eine Kunststoffscheibe welche mittels des kleinen Hebels gedreht werden kann und somit das Verbindungsstück mit dem Stock verbindet. Das Verbindungsstück ist in der folgenden Abbildung (Abbildung 10-3) zu sehen. Der Verbindungszapfen wird vom Erwähnten Kunststoffteil umschlossen und ermöglicht so die Fixierung. Das Verbindungsstück kann sich dann noch am Umfang entlang drehen. Diese Drehung wird mit dem neuen System an der Handschlaufe geschehen. Hier ist im Inneren der Verbindung eine Teflonscheibe untergebracht welche eine Drehung ermöglicht. Zur Fixierung mit der Handschlaufe wird das Verbindungsstück mit einem Ring auf welchem sich ein Gewinde befindet verschraubt und so die Handschlaufe dazwischen eingeklemmt.



Abbildung 10-3: Verbindungsstück

Ein weiterer Punkt, welcher das System betrifft ist die Führung der Hand. Diese musste eingeführt werden, da das System im gelösten Zustand, d.h. wenn die Blockierung geöffnet ist, keine Führung besass und der Stock unkontrolliert umherpendelte, wenn er nach vorne gesetzt wurde. Durch diese Verstärkung mit dem Bügel Pos. 3 war es nun möglich einerseits die Steifigkeit zu erhöhen und andererseits die Führung des Stockes zu gewährleisten. Die Steifigkeit wurde dadurch verbessert, da die Hand nun durch diese Vorrichtung eine Stütze besass,

an welcher sie sich abstützen konnte, wenn der Stock zum Laufen eingesetzt wurde und eine Schubbewegung ausgeführt werden musste. Das vorgeschlagene System führt sowohl Handrücken, wie auch Daumen, durch diese Art der Führung wird die Stabilität gesteigert, vorausgesetzt beide Seiten der Führung liegen eng an den entsprechenden Körperteilen. Der Vorteil des vorgeschlagenen Systems gegenüber der bestehenden Lösung, welche im Anhang 10.1 eingesehen werden kann, ist der dass diese Führung demontierbar ist und somit auf anderen Stöcken mit ähnlichem Stockdurchmesser befestigt werden kann.

Der Bügel besteht aus Gründen der Steifigkeit und Festigkeit aus Kohlefaser verstärktem Kunststoff, welcher zusätzlich noch eine geringe Dichte aufweist und somit ideal für ein so grosses Teil ist. Denn hierdurch hält sich die Gewichtszunahme in Grenzen. Das gesamte System addiert zum Stock ein Gewicht von ca. 200Gramm. Diese Gewichtszunahme kann durch eine andere Materialwahl vielleicht noch gesenkt werden. Weiter muss man anmerken, dass die Form des Bügels an die Hand des Patienten angepasst werden muss. Dies wurde während diesem Projekt noch nicht berücksichtigt, da die Zeit für eine solch detaillierte Ausarbeitung nicht reichte.

Für die Befestigung des Bügels ist der Einsatz von Helicoil - Einsätzen vorzusehen, denn in CFK ist dies unbedingt notwendig, denn ein Gewinde, welches mehrmals gelöst wird verschleisst mit der Zeit und Reisst schlussendlich aus. Mit Helicoil - Einsätzen ist dieses Risiko geringer. Bei der Bearbeitung von CFK ist auf das geeignete Werkzeug zu achten, da dieser Werkstoff sehr verschleissend wirkt.

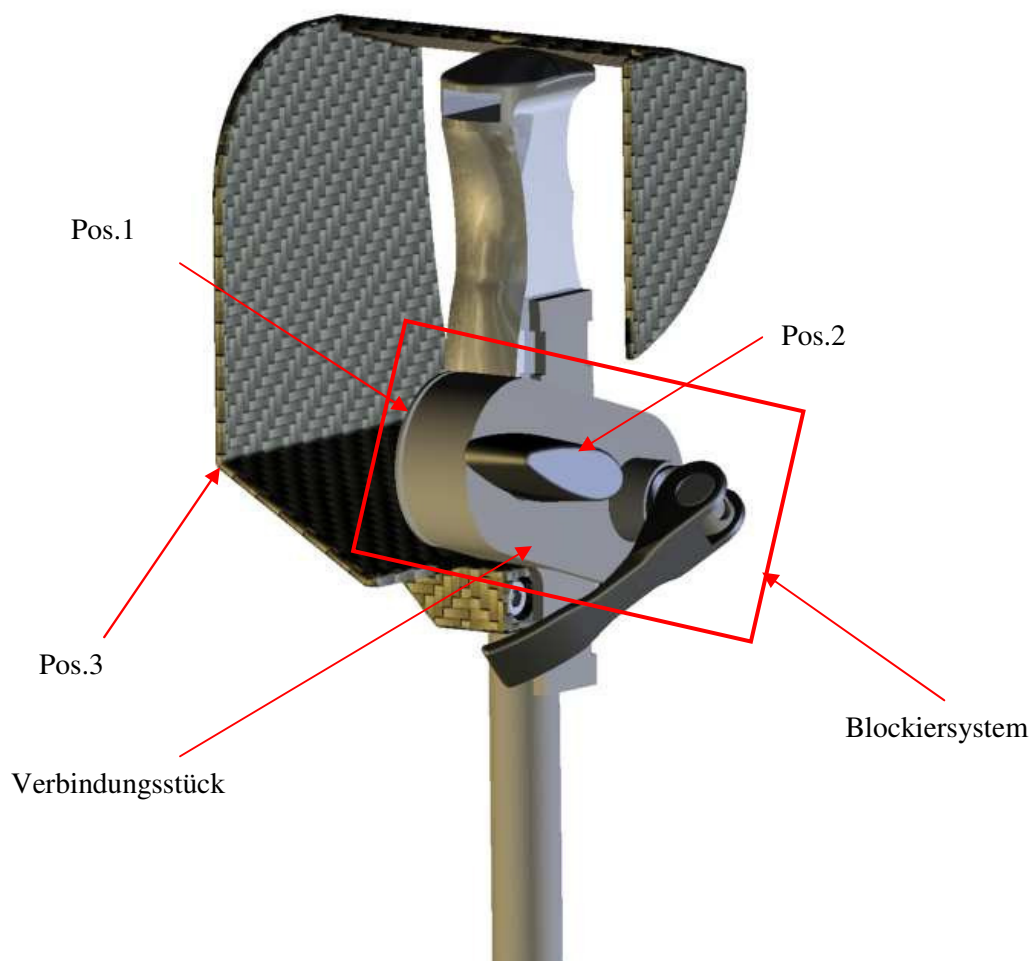


Abbildung 10-4: 3D-Modell

Der Klettverschluss an der Handschlaufe könnte durch einen Verschluss ersetzt werden, wie er im Anhang 10.2 auf der Abbildung ersichtlich ist. Durch diese Änderung wird das Verhalten der Handschlaufe bei Schnee verbessert, da hierdurch nicht mehr die Gefahr besteht, dass sich der Verschluss öffnet oder nicht mehr schliessen lässt.

In der nachstehenden Abbildung (Abbildung 10-5) ist eine Explosionszeichnung des Blockiersystems aufgezeigt. Hier erkennt man nun auch das Schnellverschlussssystem, welches die einfache Montage und Demontage des Systems ermöglichen soll. Schlussendlich bleibt nur der Ring Pos. 1 an der Handschlaufe vorhanden.

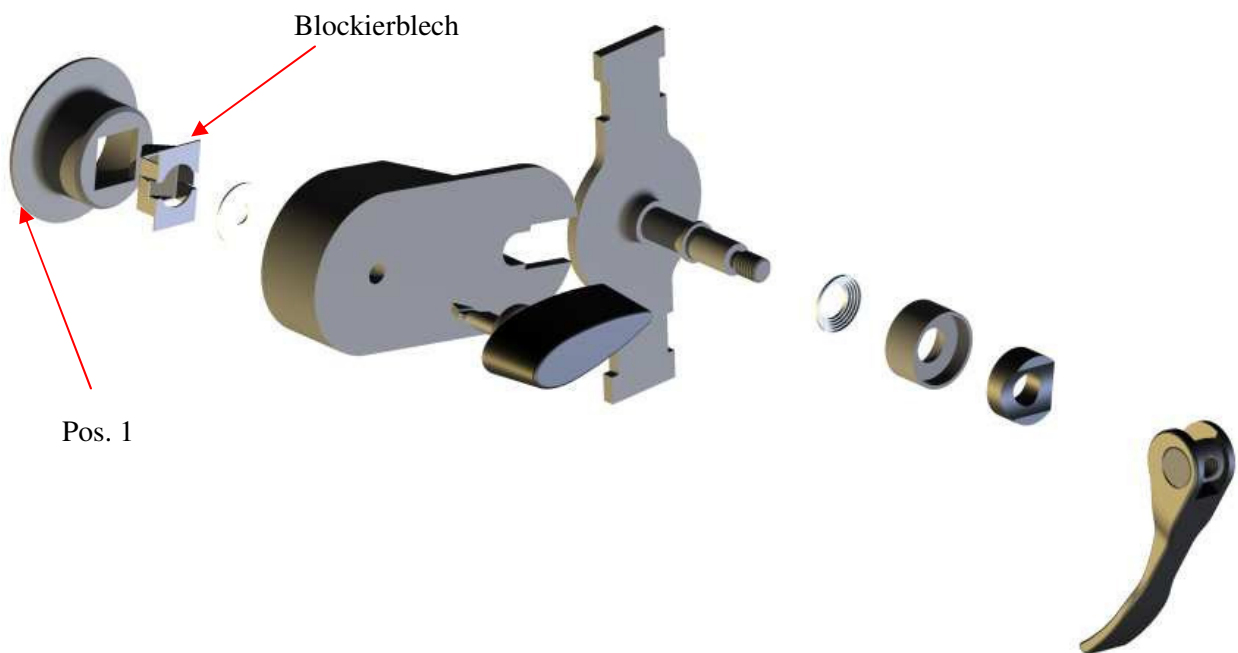


Abbildung 10-5: Explosionszeichnung Blockiersystem

Man erkennt hier auch das Blockiersystem mittels des Exzenterprinzips. Die Achse welche auf dem Grundhalter befestigt ist, wird mittels Schweissen dort befestigt. Das Blockierblech wird einfach in die Öffnung der Pos.1 geklippt.

Schlussendlich hat man noch nach einem Herstellungsverfahren gesucht, mit welchem der Bügel (Abbildung 10-6) wirtschaftlich hergestellt werden kann. Es ist jedoch aufgefallen, dass

eine wirtschaftliche Herstellung in diesem Fall praktisch unmöglich ist. Denn solche komplexen Formen werden mittels Formen hergestellt, in welche man die Kohlestoffmatten legen kann und welche anschliessend mit Harz imprägniert werden. Die Herstellung dieser Formen ist in jedem Fall aufwendig und kostspielig.

Ein mögliches Herstellungsverfahren ist das VARI-Verfahren. Hier wird die Form mit Kohlenstoffphasermatten ausgelegt und anschliessend wird diese verschlossen und mit einem Vakuum beaufschlagt. Dieses Vakuum saugt das Harz über eine Leitung aus einem Behälter heraus und imprägniert die Matten. Hierfür ist eine Form von Nöten, welche die Form des Bügels hat. Diese kann in diesem Fall nur über ein System mittels Schubladen hergestellt werden. Die Planung einer solchen Form würde den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Es ist hier nur als Gedankenanstoss ein Fertigungsverfahren genannt worden.

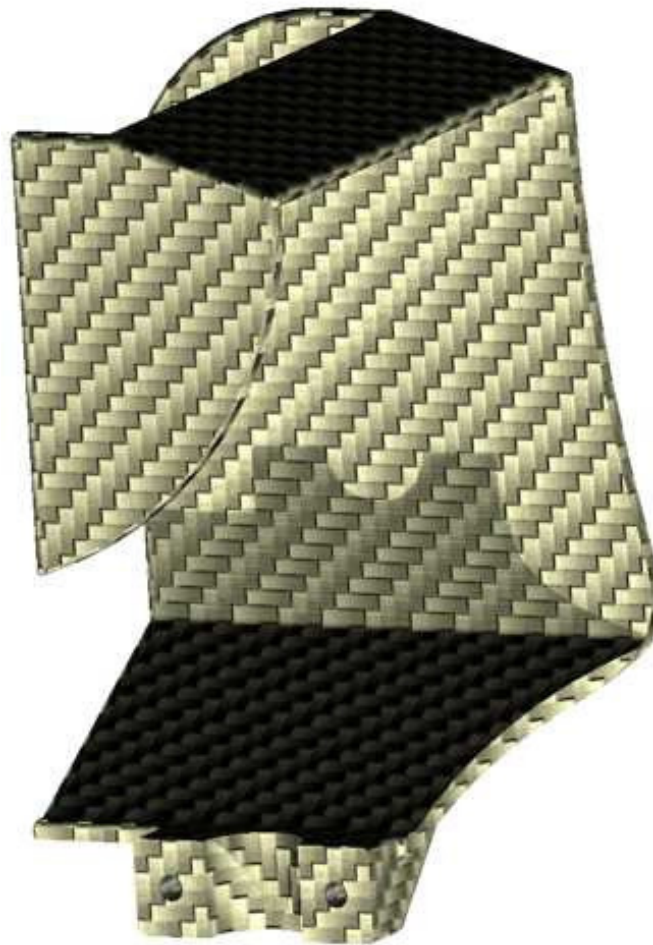


Abbildung 10-6: Bügel

Man hat ein System entwickelt welches den Winkel der Drehbewegung beim Laufen mit den Stöcken einschränkt. Mit dieser Vorrichtung ist auch eine komplette Blockierung der Drehbewegung möglich, dies ist vor allem beim Skifahren von Vorteil. Eine 3D - Ansicht dieses Systems ist in der Abbildung 10-7 ersichtlich.

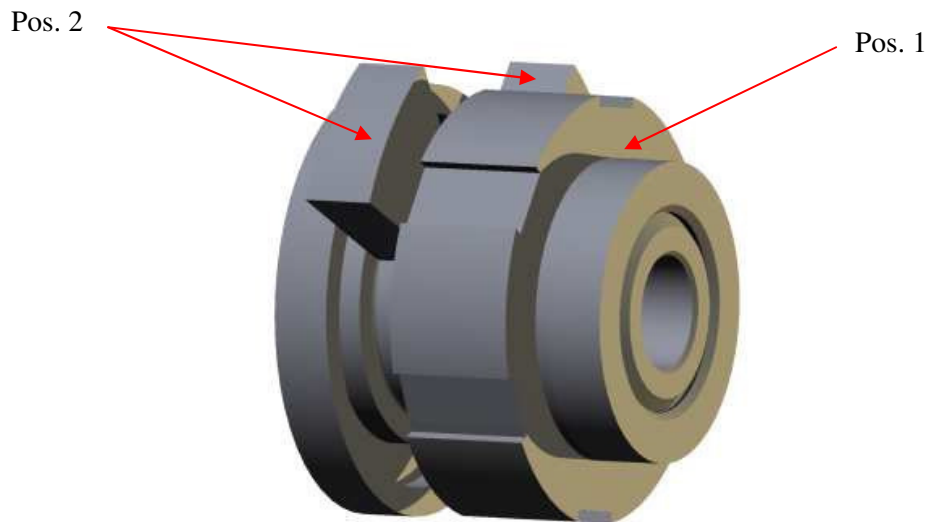


Abbildung 10-7: Drehbegrenzung

Vom Funktionsprinzip her wird einfach die Mutter Pos. 1 gelöst, dadurch lassen sich die Plättchen Pos. 2 am Umfang verschieben. Sobald der gewünschte Bereich eingestellt ist, kann man durch festziehen der Mutter Pos. 1 das System wieder blockieren.

Dieses System wurde jedoch nicht weiter verfolgt, da es für einen Einsatz am Stock einfach eine zu breite Bauweise und ein zu hohes Gewicht besitzt. Das Gewicht ist im Verhältnis zu dem, was man nach dem Einbau dieses System am Stock hat, zu hoch. Denn nachfolgend müssen noch weitere Befestigungen angebracht werden.

11 Kostenberechnung

Wie für jede andere Arbeit waren auch bei diesem Projekt die Kosten ein entscheidender Faktor den man zu berücksichtigen versuchte. Um die Kosten übersichtlich darzustellen, hat man sich für eine Darstellung mittels Excel entschieden, welche im Anhang 12 ersichtlich ist. Hierauf wurden die einzelnen Bereiche der Arbeit unterteilt und zu jedem dieser Bereiche hat man eine Berechnung durchgeführt. Die einzelnen Zwischenwerte wurden anschliessend zusammengeführt und ergaben ein Total, welches den Entwicklungskosten entspricht. Zu den Berechnungen der Kosten werden hier noch ein paar Bemerkungen abgegeben. Die Haupteinflussgebiete in welchen sich die Arbeit befand waren die Mechanik und die Elektronik. Diese beiden Bereiche wurden unterteilt und man stellte eine Liste für die Materialien zusammen, welche verbaut wurden und eine Liste mit den Posten der erledigten Arbeiten. Zu bemerken ist das viele Arbeiten vom Autor der vorliegenden Arbeit selber ausgeführt wurden und somit im eigentlichen Sinne nicht in die Kostenberechnung mit einfließen, jedoch ist es interessant zu sehen, wie viel eine tatsächliche Entwicklung kostet. Somit wurden diese Arbeiten auch berechnet.

Vielfach wird eine Kostenschätzung vor dem eigentlichen Beginn der Arbeit verlangt. Diese Aufgabe ist äusserst schwierig und verlangt ein hohes Mass an Erfahrung. Denn die Einschätzung des Aufwandes für ein Projekt ist sehr schwierig.

12 Resultate

In den folgenden Kapiteln werden die Resultate der verschiedenen Messungen aufgezeigt. Diese Messungen waren notwendig, um das System charakterisieren zu können. Zudem konnte so die Eignung der ausgewählten Messmethode kontrolliert werden. Die Resultate werden auf die einzelnen Bereiche des Messsystems aufgeteilt. Diese Unterteilung war notwendig, da die Messungen zuerst nur am Federkörper durchgeführt wurden und erst später als man erste Resultate hatte wurde mit der Messung am gesamten System begonnen. Das bedeutet die Vorrichtung um den Federkörper in den Griff zu integrieren, wurde erst nach einem Funktionstest des Federkörpers miteinbezogen. Somit war es möglich Etappe für Etappe eine Untersuchung des Messsystems zu planen und durchzuführen und man konnte schon frühzeitig sagen, welche Teile des System sich eignen und welche nicht.

12.1 Statische Kraftmessung

In den folgenden Betrachtungen der Resultate wird man sich sehr häufig auf die Funktionsparameter beziehen. Das sind jene Werte, welche die Schaltung am besten charakterisieren können. Anhand dieser Werte ist es möglich die Resultate anschaulich zu analysieren.

In der ersten Phase der Messungen wurde, wie erwähnt, nur ein Teil des Systems überprüft, um dessen Eignung zu kontrollieren. In diesem Fall handelte es sich um die Schaltung, welche das Ausgangssignal generierte, sowie den Federkörper auf welchem die DMS angebracht waren. Die Messungen welche hier zuerst vorgenommen wurden, waren jene der statischen Analyse. Beim Messen ist man so vorgegangen, wie dies im entsprechenden Kapitel erläutert wurde.

Die Auswertung der Resultate erwies sich als schwierig, da es sich um ein System handelte, welches gerade frisch entwickelt worden ist, war eine Analyse der Resultate nach den bekannten Methoden nicht möglich.

Die Resultate sollen lediglich Informationen über das Verhalten der Schaltung geben, und dienen als Richtungsweiser um zu sehen, in welchen Grössenordnungen man sich bei der vorhandenen Messung befindet. Für die Interpretation der Resultate hat man sich entschieden, die Funktionsparameter miteinander zu vergleichen. Hierzu setzte man die gemessenen Spannungswerte der Schaltung mit den theoretischen Belastungen in eine Beziehung. Da diese Werte, wie man dies schon vorher erwähnt hat, in einer linearen Beziehung zueinander standen, konnte man die erhaltenen Punkte in einem Diagramm darstellen. Anschliessend fand man mit einer Regressionsgerade die am besten zu den Punkten passende Funktion heraus. Somit konnte man von jeder Messserie die entsprechenden Funktionsparameter bestimmen. Für eine Interpretation der Resultate bildete man den Durchschnitt der Funktionsparameter und suchte sich dann den maximalen Wert, sowie den minimalen Wert aus den Resultaten heraus. Somit hatte man schon einmal eine gewisse obere und untere Grenze. Durch Bildung der Standardabweichung konnten die Werte in einem Diagramm dargestellt werden, welches über Balken einen Bereich festlegt, in welchem sich die Werte bewegen.

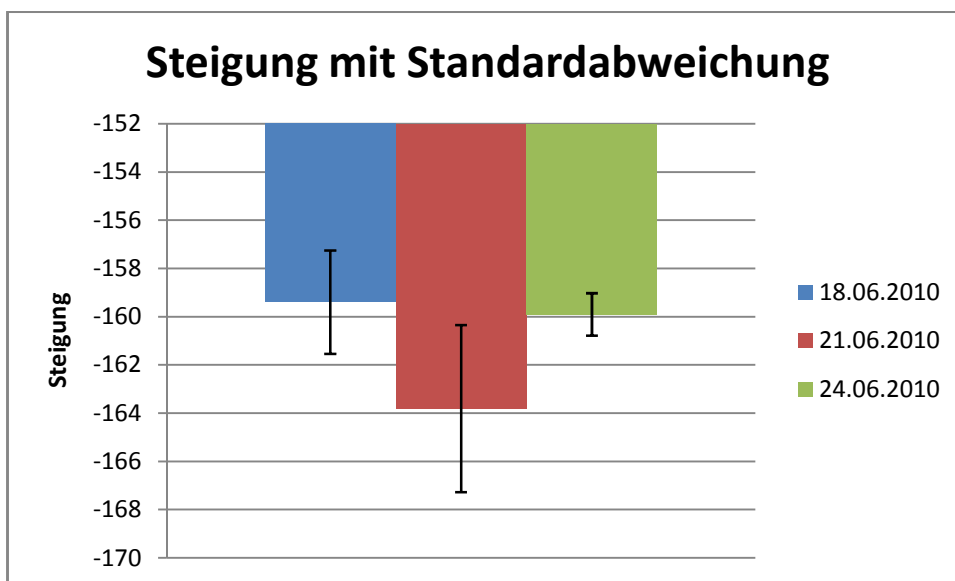
Nun ist es so, dass die Ausgangssignale zweier Tage nicht genau dieselben waren. Dies hatte unterschiedliche Gründe. Zum einen hängt dies von der noch vorhandenen Batteriespannung ab, jedoch spielt die Temperatur bei welcher die Messung durchgeführt wurde auch eine Rolle. Ein weiterer Faktor, welcher diese Variation beeinflusst die die Alterung der Komponenten. Zum Einfluss der Temperatur muss hier festgehalten werden, dass man bei allen Messungen dieselbe Temperatur eingehalten hat.

In der folgenden Tabelle sind diese Erläuterungen mit Zahlenwerten ausgeführt. In der Tabelle sind die letzten drei Werte, welche am 21.06.2010 gemessen worden sind, farblich hervorgehoben. Man erkennt, dass sie deutlich höher sind als jene der vorherigen Messungen. Dieser Umstand ist damit zu begründen, dass in diesem Bereich die Batterie ausgewechselt worden ist. Somit kann man erkennen, was für einen Einfluss der Faktor der Batteriespannung auf die Resultate hat. Vor allem der Wert, welcher am 21.06.2010 um 10:45 Uhr aufgezeichnet wurde, ist stark vergrößert im Vergleich zu den restlichen Werten. Wie dies weiter hinten gezeigt wird, sind die Werte der zweiten Messserie einheitlich grösser als jene der ersten. Dies bedeutet auch, dass die erhaltenen Werte nicht mehr so gut mit den theoretischen Werten übereinstimmen. Die Änderung der Funktionsparameter gibt an, dass sich das Ausgangssignal im Vergleich zum Kalibrationssignal während der Messserie geändert hat. Wenn der Wert der Steigung und des Achsabschnittes gestiegen ist, ist das Ausgangssignal im Verhältnis zum Kalibrationssignal gefallen. Betrachtet man sich nun die Messserie welche am 24.06.2010 durchgeführt wurde, stellt man fest, dass die Werte der Funktionsparameter weniger stark streuen, als sie das an den anderen Tagen taten. Der Grund hierfür ist ein verbessertes Kalibrationsverfahren. Durch eine Änderung im Programm, war es nun möglich die Kalibration über die Software durchzuführen. Hierbei wurde das Programm so geändert, dass die beiden Punkte, welche zur Bestimmung der Funktionsparameter herangezogen wurden, nun weiter auseinander lagen. In der Vorgänger Version waren die beiden Punkte bei 0N und 1N. Nun konnte man den zweiten Punkt durch eine manuelle Eingabe im Programm selber bestimmen. Des Weiteren wurden die Signale bei beiden Punkten über eine Zeitspanne von ca. 15 Sekunden aufgezeichnet und anschliessend der Mittelwert gebildet. Somit konnten die Funktionsparameter wesentlich genauer bestimmt werden. Der Grund hierbei liegt darin, dass eine Gerade, welche durch zwei nahe beieinander liegende Punkte geht einen höheren Winkelfehler aufweist, als eine Gerade, welche durch zwei weiter voneinander entfernten Punkten.

Wertetabelle				
Datum	Zeit	Steigung		Y-Achsenabschnitt
18.06.2010	14:45	-158		395.8
	14:55	-163.1		408.4
	15:15	-157.9		395.7
	15:30	-156		391.4
	16:00	-161.5		404.2
	16:15	-159.4		399.2
	16:40	-157.7		394.2
	17:00	-162.1		405.4
	17:15	-160		400.2
	17:30	-158.2		396.3
21.06.2010	09:00	-160.75		403
	09:15	-159.12		398.91
	09:30	-161.99		405.17
	09:45	-161.48		404.43
	10:00	-160.63		401.81
	10:15	-167.61		419.19
	10:30	-159.46		398.99
	10:45	-172.9		432.05
	11:00	-168.22		420.6
	11:15	-165.85		415.19
24.06.2010	15:15	-159.6		400
	15:30	-160.2		401.6
	15:40	-160.3		401.9
	15:50	-159.9		400.8
	16:05	-159.9		400.9
	16:15	-158.3		396.9
	16:25	-159.1		398.8
	16:40	-161.7		404.9
	16:50	-159.3		399.1
	17:05	-160.7		402.7
		-161.03	Mittelwert	403.258
		-172.9	Minimum	391.4
		-156	Maximum	432.05
		3.46	Standardabweichung	8.55

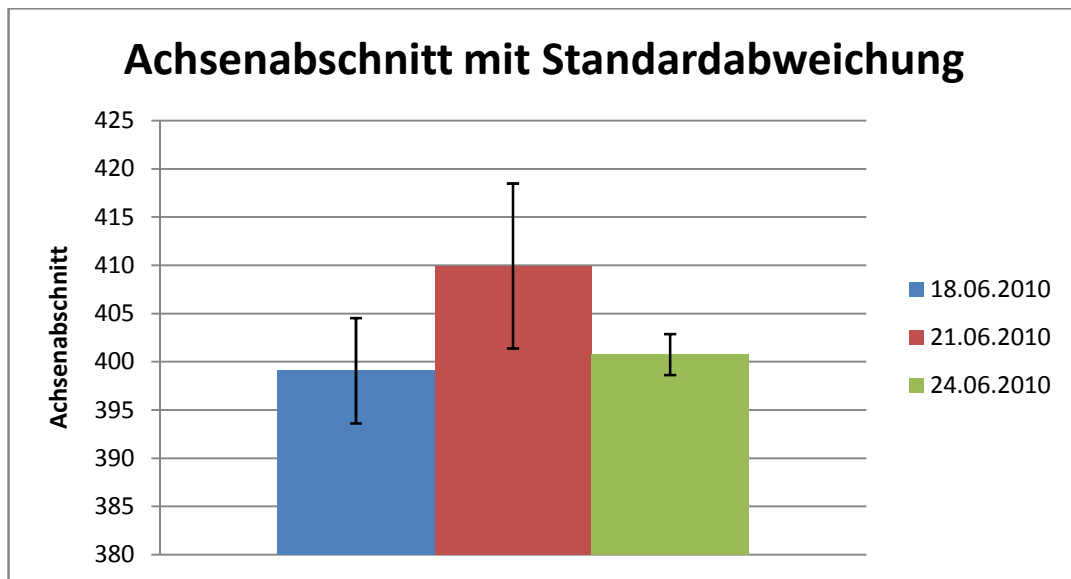
Tabelle 6: Messresultate Steigung und Achsenabschnitte

Die Resultate konnten noch auf eine andere Art interpretiert werden. Diese bestand darin, dass man aus den Resultaten, welche man von den verschiedenen Messungen erhalten hatte, einen Mittelwert bildete, dieses Mal jedoch von jedem Tag separat. Anhand der Werte, welche man für einen Tag erhalten hatte, berechnete man hier auch die Standardabweichung. Die Standardabweichung wird deshalb berechnet, weil sie ein Mass für die Streuung von Werten um ihren Mittelwert darstellt. Der Mittelwert und die Standardabweichung sind zwei der wichtigsten Werkzeuge in der Datenanalyse. Nun konnte man diese Werte in einem Balkendiagramm übersichtlich darstellen. Wie man erkennen kann sind auf beiden Diagrammen, d.h. Steigung und Achsenabschnitt, die Werte vom 21.06.2010 grösser als jene vom 18.06.2010 und 24.06.2010. Auch ist die Standardabweichung bei der zweiten Messserie grösser als bei der ersten und der dritten. Diese Varianz kann, wie schon erwähnt, verschiedene Ursachen haben. Man erkennt lediglich, dass die Resultate noch schwanken können. Dies liegt daran dass die Kalibrierung noch nicht vollkommen abgeschlossen ist. Betrachtet man sich nun die Messung welche am 24.06.2010 durchgeführt wurde, stellt man fest, dass der Mittelwert etwas höher ist als jener vom 18.06.2010, jedoch ist die Standardabweichung geringer geworden. Dieses Verhalten hat seine Erklärung in der neuen Kalibrationsmethode, wie dies oben erwähnt wurde.



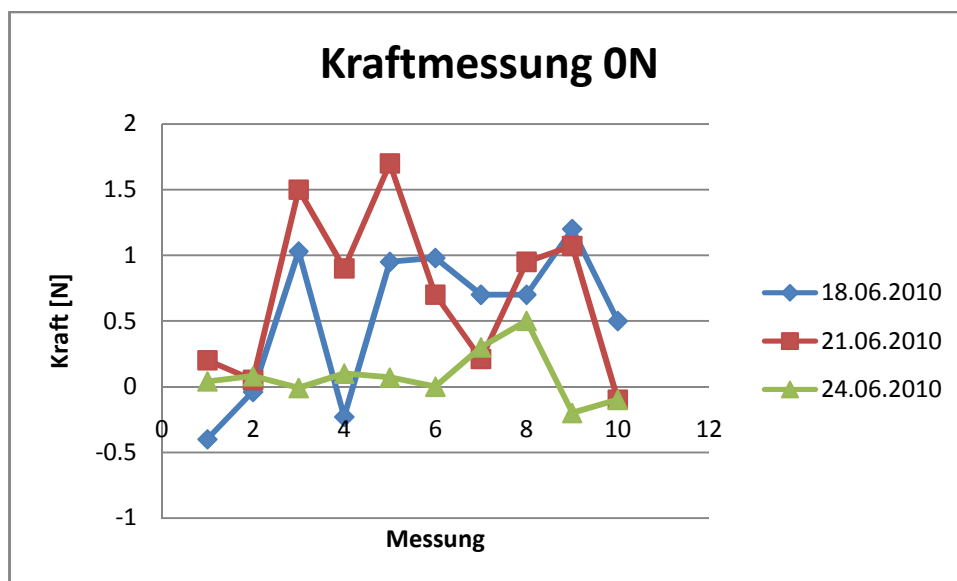
Graphik 3: Steigung mit Standardabweichung

Die in der untenstehenden Graphik (Graphik 4) aufgelisteten Achsenabschnitte variieren in dieselbe Richtung wie die Werte der Steigungen.



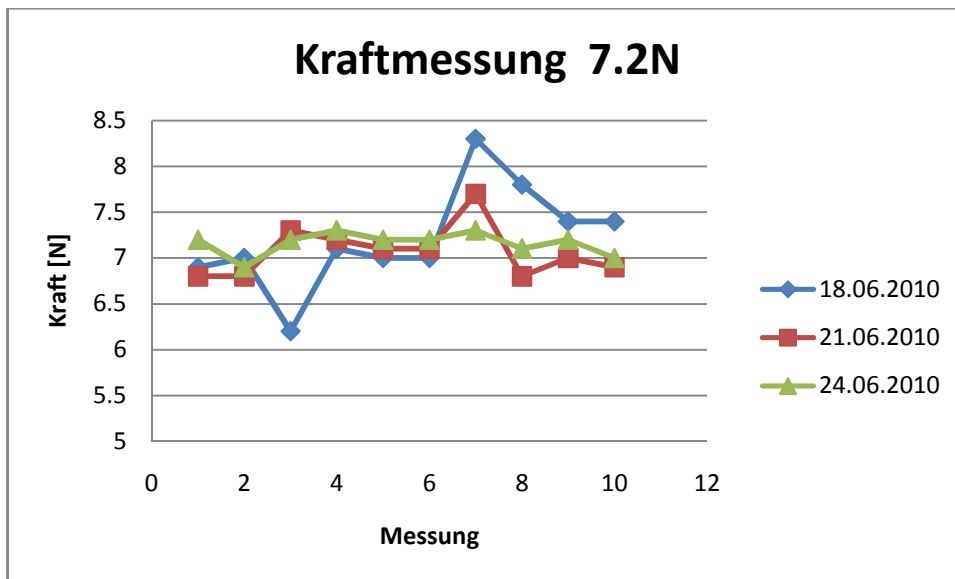
Graphik 4: Achsenabschnitt mit Standardabweichung

Um die Variation der Messresultate besser zu erkennen hat man auch die erhaltenen Kraftwerte in Diagrammform aufgestellt. Hierbei wurden die gemessenen Kräfte, welche man vom Programm an den verschiedenen Tagen der Messungen erhalten hat pro Kraftbereich in einem Diagramm dargestellt. Hiermit konnten noch weitere Rückschlüsse über die Schaltung und das gesamte System gezogen werden.



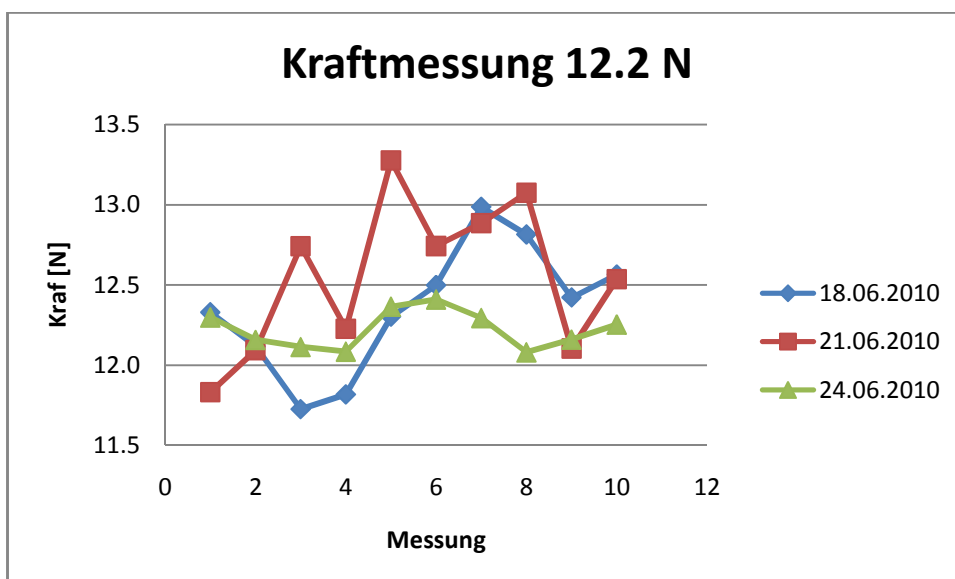
Graphik 5: Kraftmessung 0N

Bei den Messungen, welche ohne Belastung, also mit 0N durchgeführt wurden ist die Variation einheitlich grösser als bei den anderen Gewichten. Dies hat den Grund darin, dass ein Kalibrationspunkt bei 0N liegt. Wenn nun die Spannung von der Kalibration bis zur Messung nur leicht variiert, hat dies schon grosse Einflüsse auf das Messergebnis.



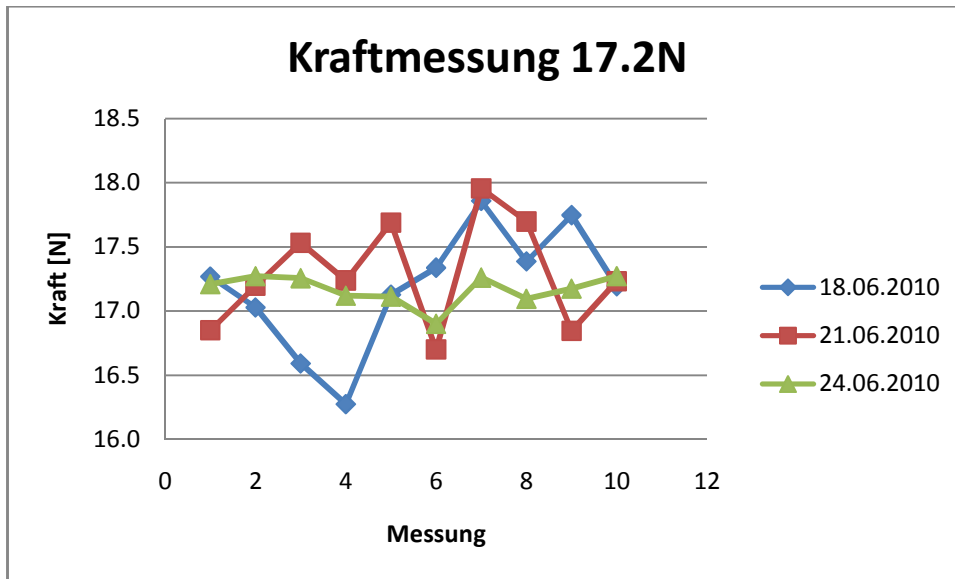
Graphik 6: Kraftmessung 7.2N

Bei der Messung in der Graphik 6 erkennt man, dass die Schwankungen der Messungen vom 21.06.2010 geringer sind als jene vom 18.06.2010. Es sieht so aus als hätte das Messsignal am 21.06.2010 eine geringere Variation in der Zeit durchlaufen als bei den anderen Messungen. Wieso dies so ist kann man anhand der Messresultate nicht sagen. Es sind zu viele Variablen vorhanden. Die nachfolgende Messserie, welche in der Graphik 7 ersichtlich ist, ist wieder von einer grösseren Schwankung durchzogen. Das Signal, welches am 24.06.2010 aufgezeichnet wurde behält jedoch seine Stabilität bei.

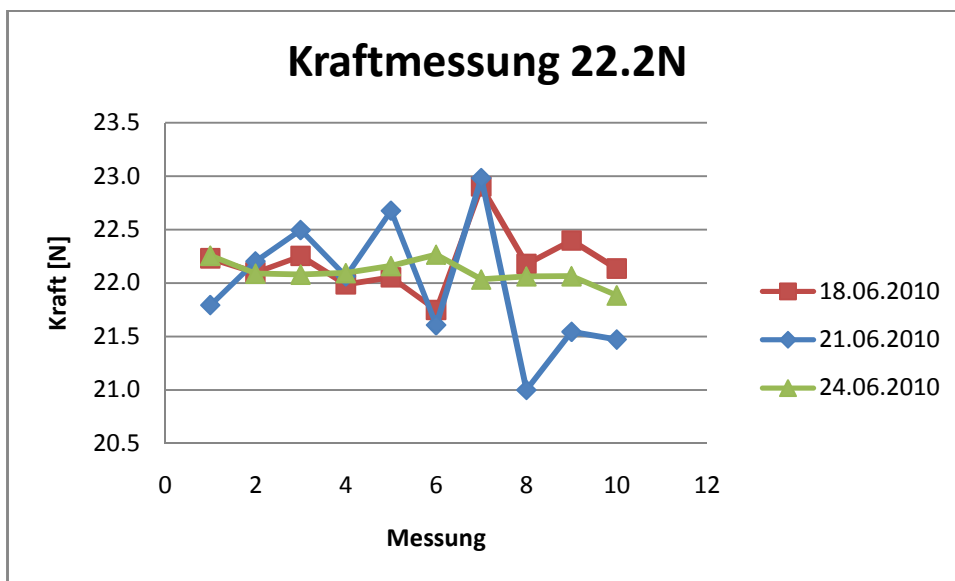


Graphik 7: Kraftmessung 12.2N

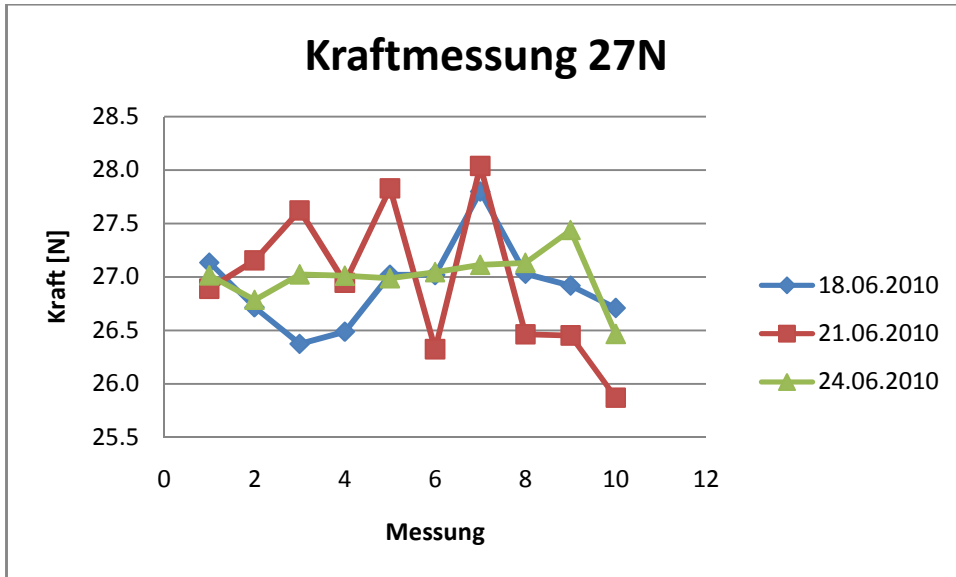
Es gibt immer wieder Zeiten wo das Signal vom 18.06.2010 stärker variiert als jene vom 21.06.2010. Diese Unkontrollierbarkeit der Ausgangssignale kann nicht nur an der Batteriespannung liegen, auch ist das Kalibraitonsverfahren schuld an den Schwankungen dieser beiden Messserien. Denn die Messserie vom 24.06.2010 verhält sich durchwegs relativ stabil.



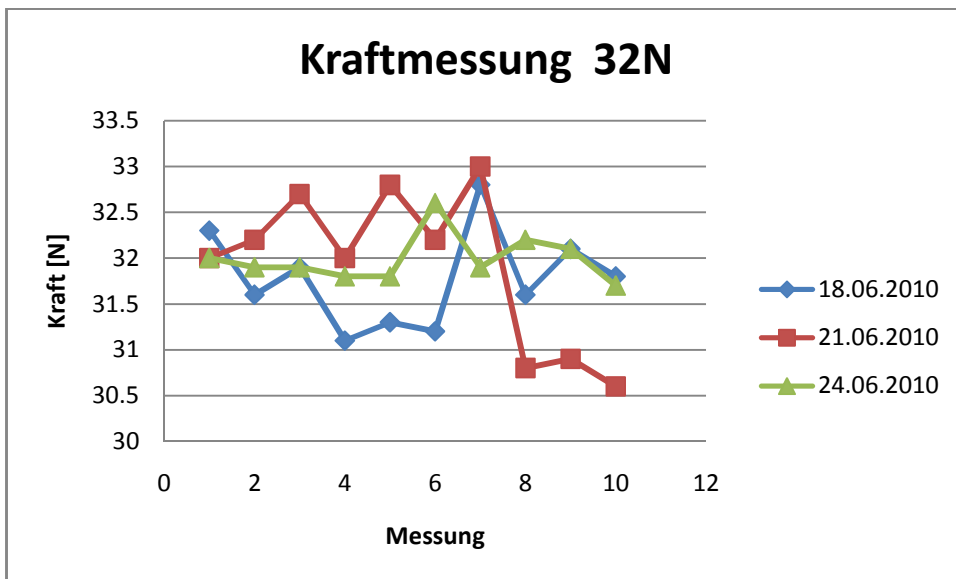
Graphik 8: Kraftmessung 17.2N



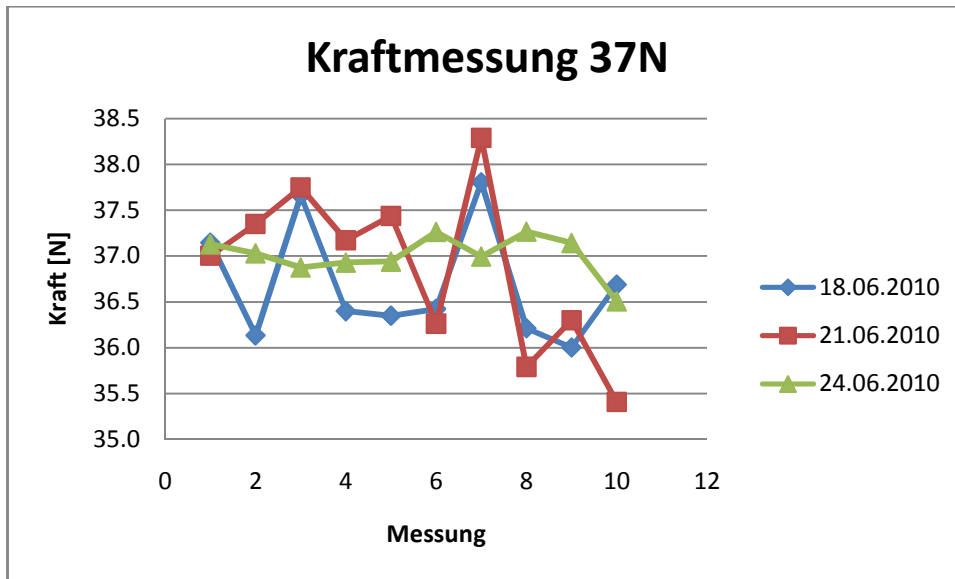
Graphik 9: Kraftmessung 22.2N



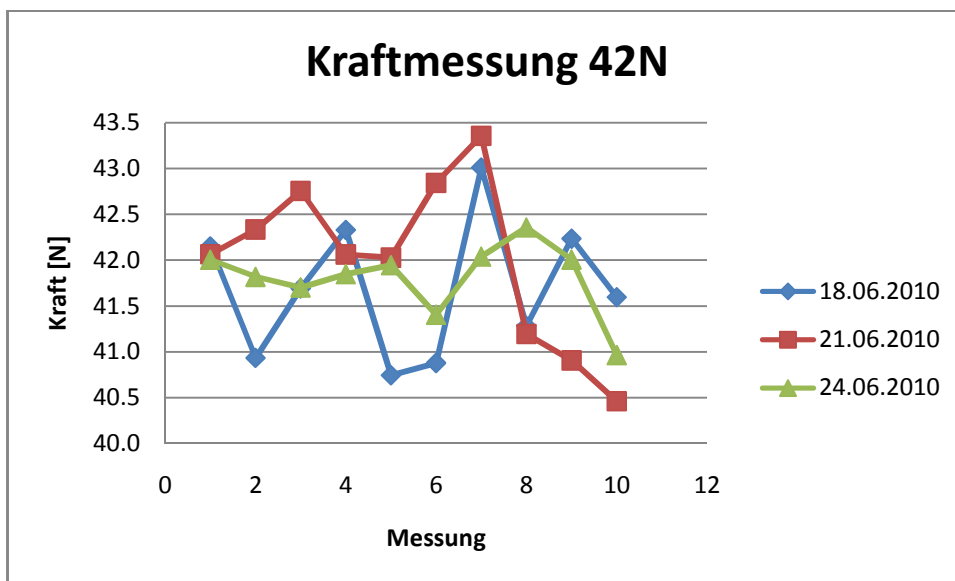
Graphik 10: Kraftmessung 27N



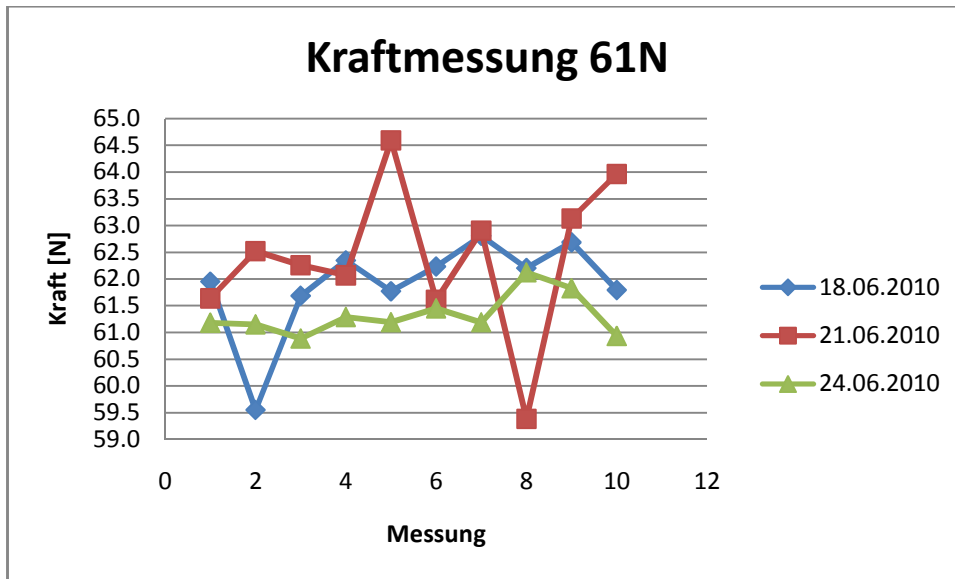
Graphik 11: Kraftmessung 32.2N



Graphik 12: Kraftmessung 37N

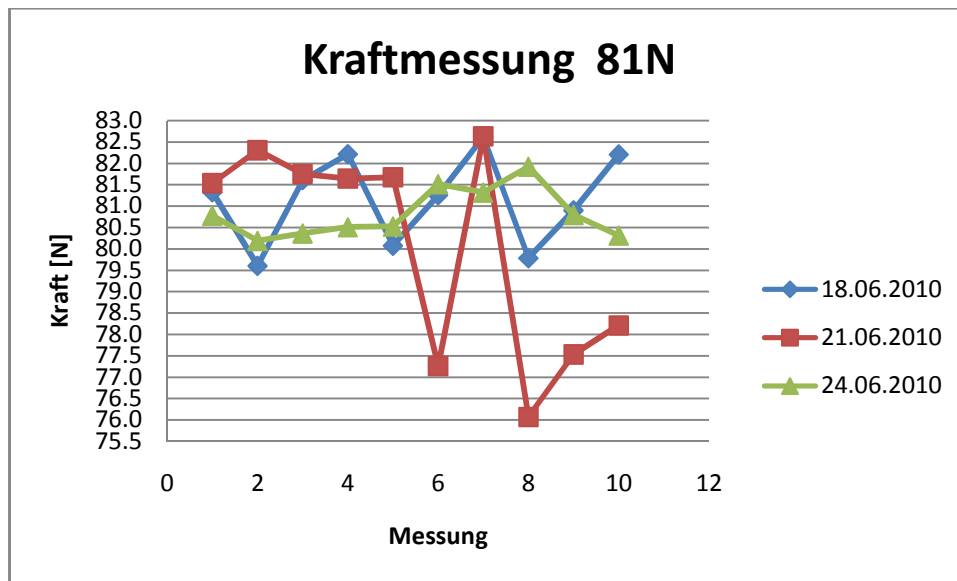


Graphik 13: Kraftmessung 42N



Graphik 14: Kraftmessung 61N

Die Messserie, welche in Graphik 14 ersichtlich ist, unterliegt einer sehr starken Variation bei allen Messungen. Hierbei muss ein aussergewöhnliches Ereignis vorgefallen sein. Denn als die Messungen durchgeführt wurden war der Federkörper noch nicht vom Gleitrohr umschlossen, dies bedeutet, dass ein kleiner Luftstoss, welcher an einer Seite des Messkörpers die Temperatur leicht ändert, zu einer sehr grossen Signaländerung führt. Auch kann eine direkte Sonneneinstrahlung von einer Seite zu dieser Veränderung führen. Denn die Vollbrückenschaltung kann Temperaturänderungen nur ausgleichen, wenn die von allen Seiten gleich einwirken. Des Weiteren ist aufgefallen, dass die beiden Messserien auf den entsprechenden Graphiken ausserhalb des Kalibrationsbereichs lagen, deshalb ist auch die Messung vom 24.06.2010 welche ansonsten relativ stabil war plötzlich anfing stärker zu variieren. Dies hat den Grund in der Kalibration während die Messserien vom 18. und 21.06.2010 schon von Anfang an schwanken, beginnt die Messserie vom 24.06.2010 erst nach 42N mit grösseren Variationen aufzuwarten. Nun ist die Kalibration der beiden ersten Messserien durch zwei nahe beieinander liegende Punkte erfolgt, in diesem Fall 0N und 1N somit ist die Genauigkeit von Anfang an nicht sehr gut. Während die Messerie vom 24.06.2010 zwischen den Punkten 0N und 42N kalibriert wurde, ist hier die Genauigkeit der Geraden, die durch diese Punkte gezogen wird höher als jene, welche durch zwei nahe Punkte gezogen wird. Somit kann man auch erklären, wieso die Schwankung der letzten Messserie erst nach 42N auftritt. Es ist jedoch auch zu berücksichtigen, dass die relative Abweichung bezüglich dieser Kraft noch im Rahmen liegt.



Graphik 15: Kraftmessung 81N

Durch die Messungen, welche während der statischen Analysen erhalten wurden, konnte man einige interessante Rückschlüsse ziehen. Zudem wurde hierbei eine Menge über die Schaltung gelernt. Man kennt nun die Bereiche der Funktionsparameter, d.h. man weiss, wo diese liegen müssen, damit die Messung gelingen kann. Des Weiteren weiss man nun, dass die Kalibration so durchgeführt werden muss, dass sie beiden Stützpunkte möglichst weit voneinander entfernt liegen. Somit muss die Kalibration je nach Messbereich angepasst werden. Am besten wäre hierfür, dass die beiden Stützpunkte den Messbereich dazwischen einschliessen.

Des Weiteren ist aufgefallen, dass die Messresultate innerhalb einer Messserie schwanken. Dies hat nicht nur mit der Kalibration zu tun, sondern auch mit der Schwankung des Ausgangssignals der Schaltung. Dieses ist nicht konstant sondern schwankt ein wenig. Diese Schwankungen reichen aus um die Kraft variieren zu lassen. Denn wie dies weiter vorne schon erwähnt wurde, wirkt die Steigung in der Geradengleichung, welche die Spannung mit der Kraft verbindet, auch wie eine Verstärkung und verstärkt somit die Schwankung des Ausgangssignals noch mehr.

Jedoch kann man mit den Ergebnissen der statischen Analyse zufrieden sein. Bis jetzt sieht es so aus, als würde das System mittels DMS gut funktionieren. Die weiteren Analysen, welche durchgeführt worden sind, sollen nun das Bild über diese Messtechnik noch ein bisschen verschärfen.

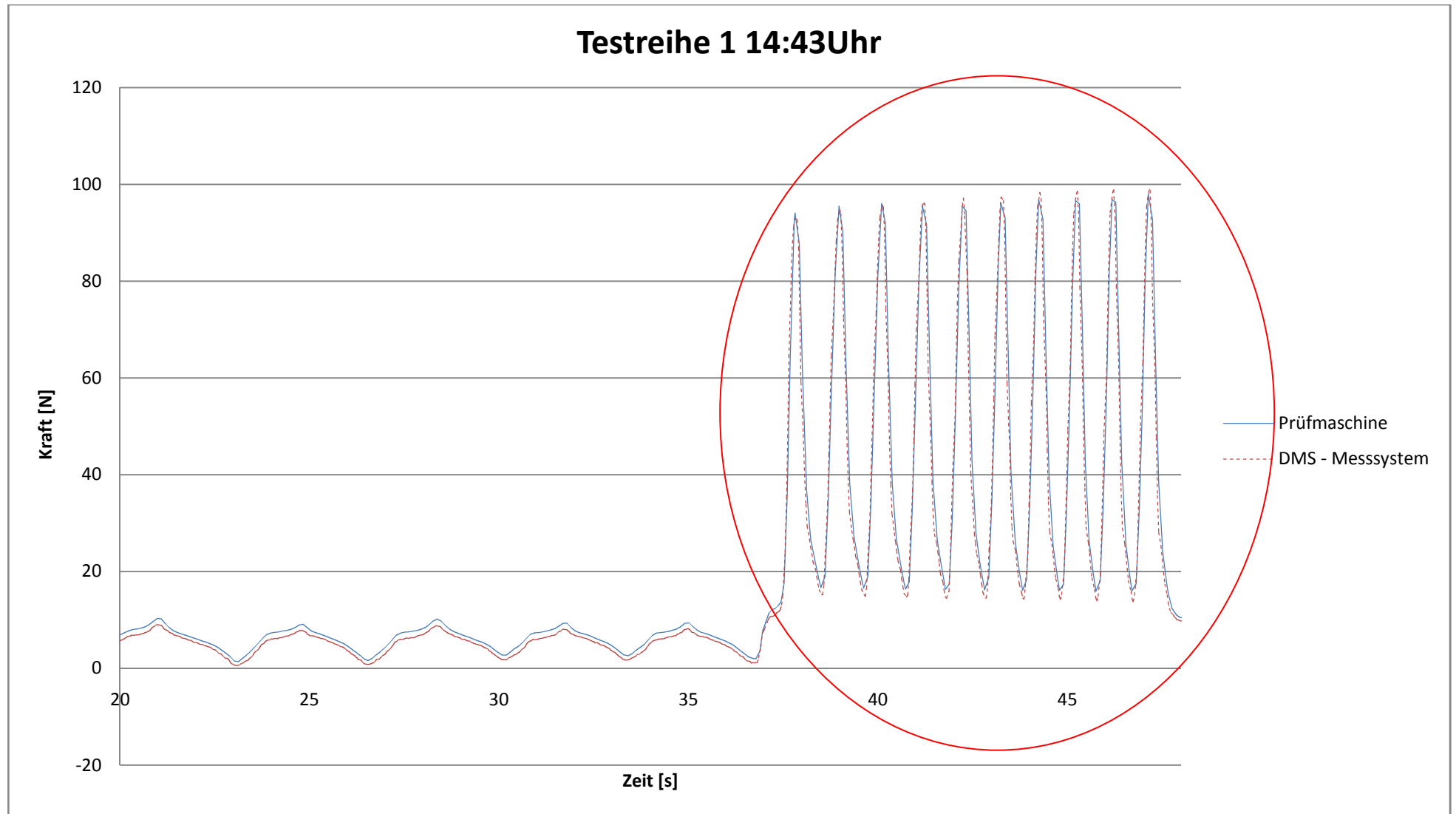
Die Tabellen, auf welchen die Messresultate aufgezeichnet sind befinden sich in digitaler Form auf der CD welche mit dem Bericht abgegeben wurde. Auf diesen ist auch eine absolute und relative Abweichung vom theoretischen Messwert angegeben.

12.2 Dynamische Kraftmessung

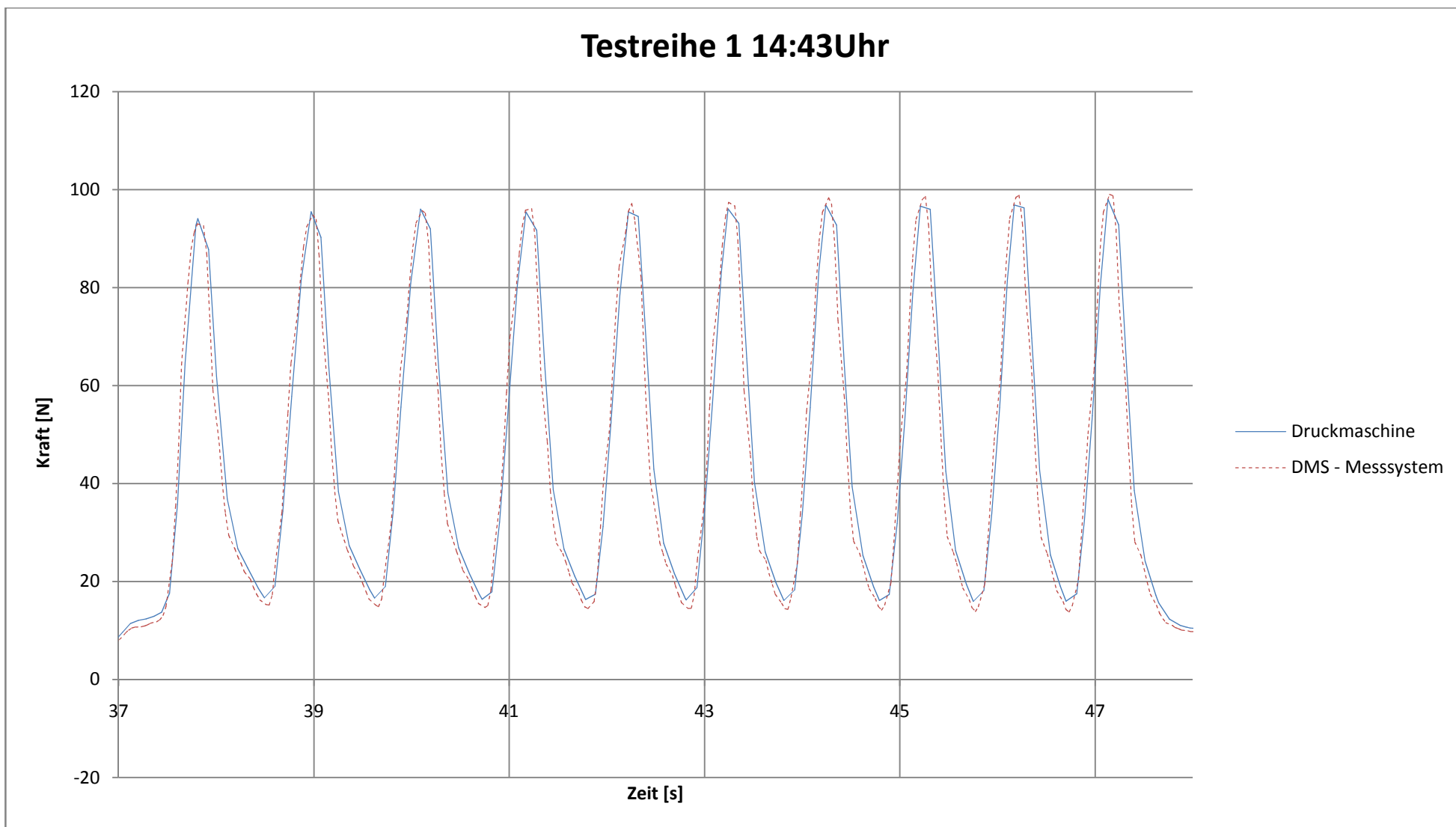
Für die dynamischen Messungen wurde das gesamte Messsystem unter die Lupe genommen. Das heisst es wurde dieses Mal nicht nur der Federkörper getestet, sondern auch die dazugehörige Mechanik.

Die dynamischen Messungen wurden nach dem im entsprechenden Abschnitt erwähnten Verfahren durchgeführt. Für die Interpretation der Resultate hat man nun die Kurve, welche man von der Prüfmaschine erhalten hat mit der Kennlinie verglichen, welche man vom Programm der DMS-Messung erhalten hat. Hierbei war in erster Linie interessant zu sehen, wie gut die Messung der DMS der aufgebrachten Kraft in der Zeit folgen konnte. Zu Beginn der Messungen wurde ein Kraftverlauf gewählt, wie er in der Realität nicht auftritt. Man generierte schnelle oszillierende Kraftimpulse, um zu sehen, ob das System eventuell zum Überspringen neigt oder ob es sich schön dem beaufschlagten Kraftverlauf unterwirft.

In der nachfolgenden Graphik ist der Versuch der schnell oszillierenden Kraftamplitude dargestellt. Die ersten fünf Zyklen sind nur da, um die Maschine einzustellen, für die Auswertung spielen sie keine Rolle. Für die Auswertung ist nur der rot umrandete Graphikbereich interessant. Dieser ist in der darauffolgenden Graphik ersichtlich. Bei den ersten fünf Vorzyklen erkennt man, dass die Kraft des DMS-Messsystems immer geringer zu liegen kommt als jene der Prüfmaschine. Es scheint so als wäre ein Offset vorhanden. Diese Abweichung minimiert sich jedoch, sobald man die darauffolgenden Zyklen durchläuft.



Graphik 16: Kraft – Zeitkurve 14:43 Uhr Gesamtansicht



Graphik 17: Kraft - Zeitkurve 14:43 Detail

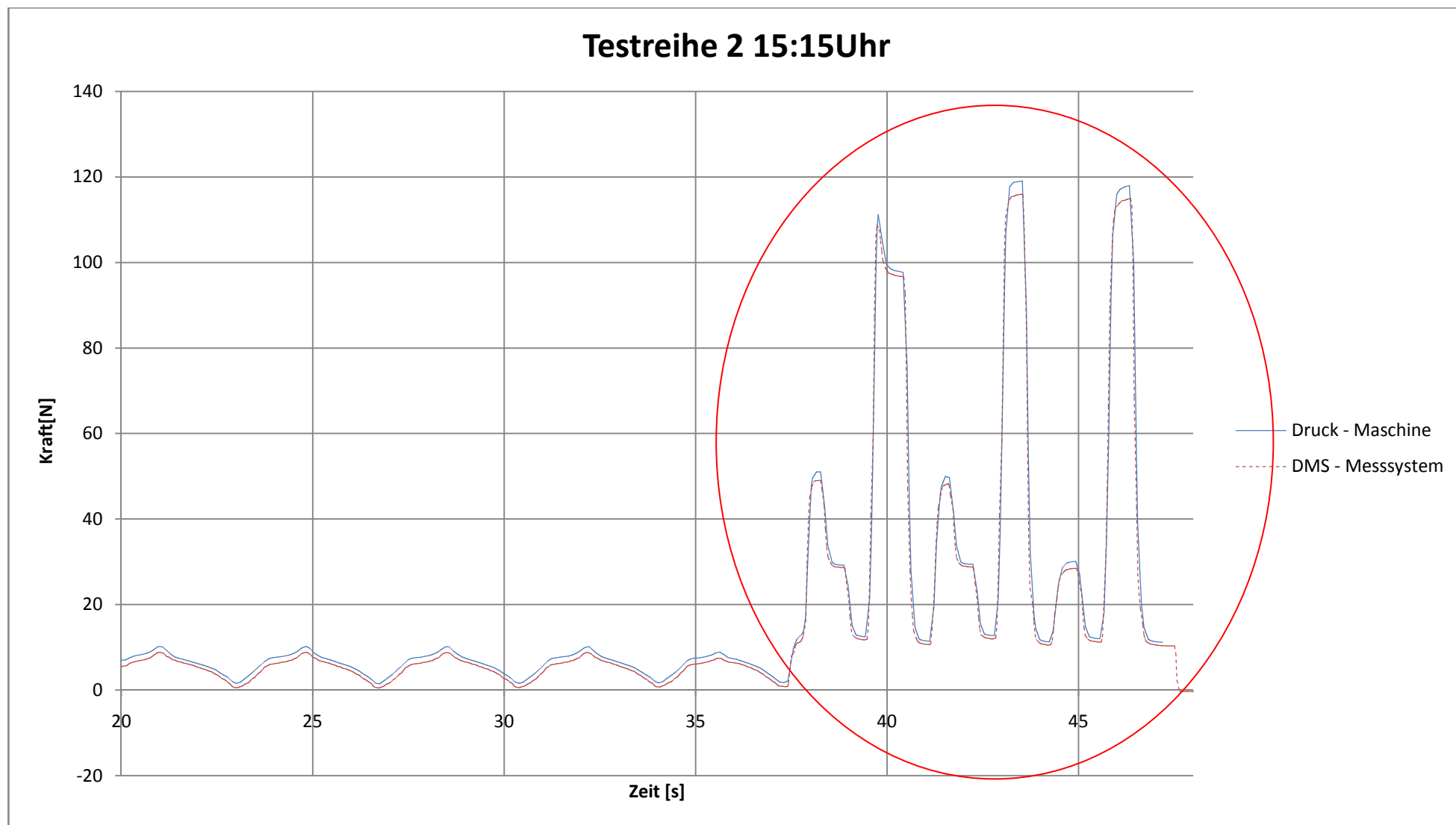
Wie auf der Graphik 17 ersichtlich ist, folgt das Signal des Kraftmesssystems dem aufgetragenen Verlauf der Kraft sehr gut. Auch stimmen die Amplituden beider Systeme gut überein. Die Unterschiede, welche bei den Amplituden auftreten sind mit den unterschiedlichen Aufzeichnungsfrequenzen zu begründen. Das entwickelte System besitzt eine höhere Aufzeichnungsfrequenz als das Messsystem der Prüfmaschine. Wird nun in Excel eine Graphik erstellt, macht sich dies bemerkbar da einige Datenpunkte fehlen. Die Abweichung, welche noch besteht, kann über die Werte, welche in der dazugehörigen Tabelle stehen berechnet werden. Wenn man in der Tabelle die Werte zu denselben Zeiten vergleicht, findet man eine Abweichung von ca. 0.5N bis 2N. Dies ist für eine dynamische Belastung nicht so schlecht. Die Abweichungen können in der nachstehenden Tabelle eingesehen werden.

Zeit [s]	Wert (Prüfmaschine) [N]	Wert (Messsystem) [N]	Differenz [N]	Relative Differenz[%]
38	94.1	92.7	1.4	1.5
39	95.5	94.8	0.7	0.7
40	96.0	95.7	0.4	0.4
41	95.4	96.1	-0.7	-0.7
42	95.5	97.1	-1.7	-1.8
43	96.1	97.4	-1.3	-1.4
44	96.9	98.3	-1.5	-1.5
45	96.6	98.6	-2.0	-2.1
46	96.9	98.9	-2.0	-2.1
47	98.0	99.0	-1.0	-1.0

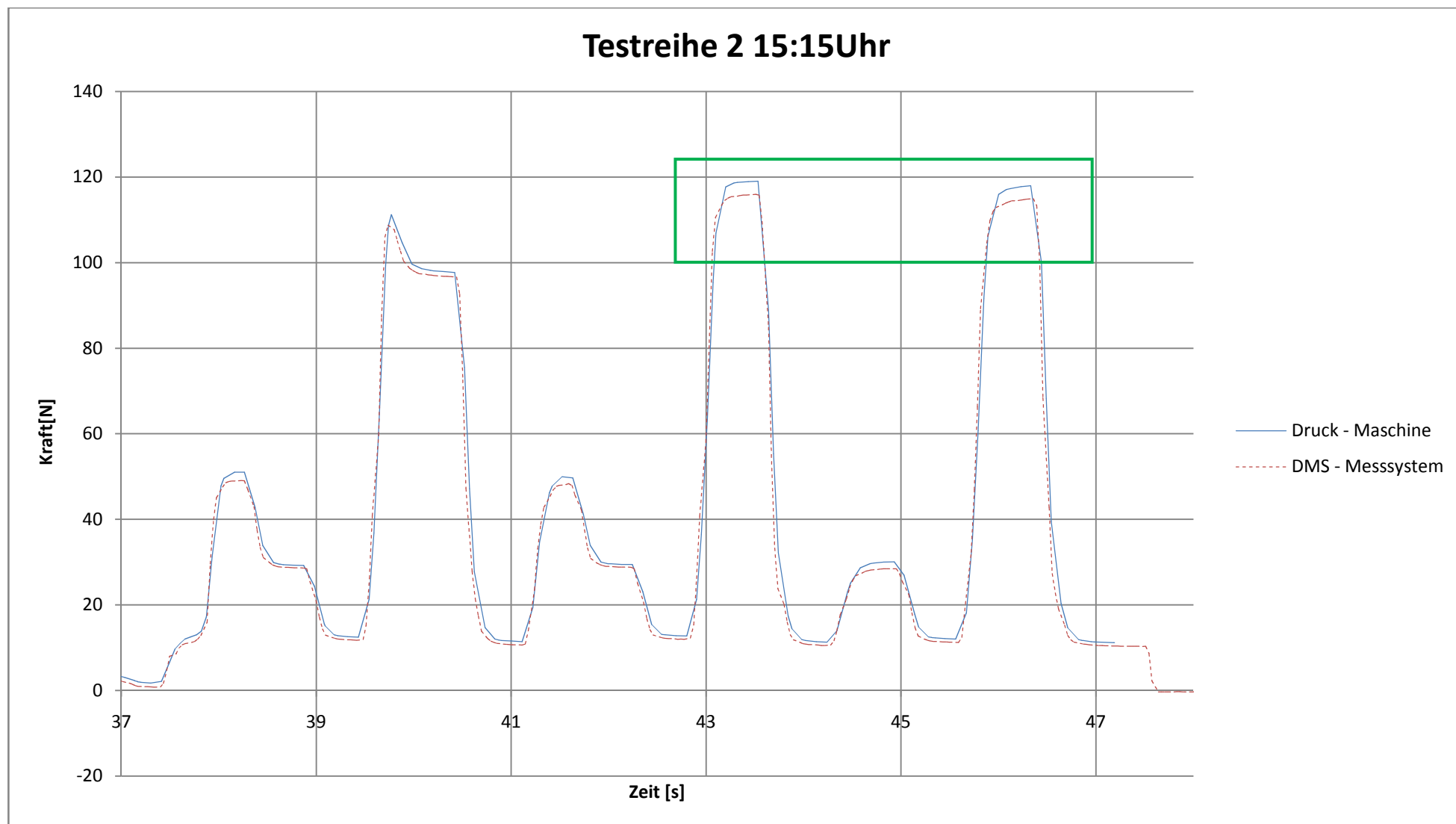
Tabelle 7: Resultate und Abweichungen dynamische Messung Testreihe 1 14:43Uhr

Die Resultate der anderen Messungen dieser Testserie sind im Anhang 13 einzusehen. Diese Messung wurde nach der Messung gemacht, welche in der Graphik 17 ersichtlich ist. Auch hier zeigt sich, dass der Kraftverlauf gut vom Messsystem imitiert wird. Die Kraftamplitude des Messsystems ist hier konstant etwas geringer als jene der Prüfmaschine. Bei der Minimalbelastung des Kraftverlaufs erkennt man, dass die Abweichung wesentlich geringer ist als jene bei der hohen Belastung. Die Bestimmung der Abweichung der beiden Kräfte ist nicht einfach aus den Graphiken heraus zu messen, weil, wie erwähnt, die Aufzeichnungsfrequenzen nicht dieselben sind. Eine Möglichkeit bestand darin die Werte in der Exceltabelle zu vergleichen und somit eine Differenz zu bestimmen. Wie dies in der Tabelle 7 zu sehen ist.

Nach diesen ersten beiden Testserien wurde eine zweite Serie gestartet. Bei dieser Serie versuchte man den Kraftverlauf, welchen man erwartete mit dem Programm der Maschine nachzustellen. Hier ist auch zu beachten, dass die ersten fünf Zyklen, welche auf der nachstehenden Graphik ersichtlich sind, lediglich dazu da waren, um die Maschine einzustellen, dies bedeutet, dass es sich hier nur um einen Vorzyklus handelt, welcher nicht näher untersucht wird. Die interessante Passage durchläuft man im rot umrandeten Bereich. Dieser ist in der darauffolgenden Graphik besser herausgehoben. Die verschiedenen Zyklen wurden mit einer Frequenz von 1Hz durchlaufen. Dies entspricht in etwa der Durchschnittsfrequenz eines normalen Läufers. Bei der Graphik auf der folgenden Seite handelt es sich um eine Messung der zweiten Testserie. Der Aufbau der Testserie wurde in einem vorhergehenden Kapitel erläutert. Die Messungen wurden allesamt mit derselben Kalibration durchgeführt. Die Werte der Funktionsparameter lagen dabei bei -157.4 für die Steigung und bei 392.9 für den Achsenabschnitt. Dies entspricht ungefähr dem Rahmen, welcher in den statischen Messungen gefunden wurde. Bei der Betrachtung der fünf Vorzyklen stellt man auch hier fest, dass diese vom DMS-Messsystem immer ein wenig zu gering angezeigt werden. Man erkennt dann, dass die darauffolgenden Zyklen nur noch bei der Maximalkraft abweichen, nicht so wie die Vorzyklen, welche auch bei der Kraftaufbringung eine Abweichung ersichtlich machen. Wenn man hierüber eine Aussage machen muss, sieht es so aus, dass das System schnellen Vorgängen gut und genau folgen kann, bei langsameren Vorgängen jedoch etwas Problem hat.



Graphik 18: Kraft – Zeitkurve 15:15Uhr Gesamtansicht



Graphik 19: Kraft – Zeitkurve 15:15Uhr Detail

Was zuerst auf den Kurven auffällt ist die Unregelmässigkeit der drei Maximalausschläge. Dies liegt daran, dass die Maschine welche für die Kraftaufbringung verwendet wurde, nach jedem Zyklus dazulernt. Dies bedeutet, dass die Maschine am Anfang die Steifigkeit der Probe noch nicht kennt und somit die Aufbringung der Kraft nicht gut durchgeführt werden kann. Nach einem Zyklus hat die Maschine dann jedoch die Steifigkeit erkannt und kann den darauffolgenden Zyklus besser durchführen. Hierdurch ergeben sich unterschiede in den Amplituden. Diese sind jedoch vom Programm her immer gleich gross eingestellt. Dies ist jedoch für die durchgeführten Messungen nicht von grösserem Belang. Viel wichtiger ist das Verhalten des Messsystems welches hier untersucht wurde.

Wie man nun auf der Graphik 19: Kraft – Zeitkurve 15:15Uhr Detailgut erkennen kann, folgt das konstruierte Messsystem den auf ihn beaufschlagten Kräften sehr gut. Dies bedeutet es sind keine grösseren Zeitverschiebungen zu erkennen. Auch sind die Kräfte, welche vom Messsystem ausgegeben werden, verglichen mit den Kräften welche von der Maschine auf das System angewandt wurden, ziemlich akkurat für den späteren Verwendungszweck. Somit kann gesagt werden, dass sich das Messsystem in dieser dynamischen Messung bewährt hat. Die weiteren Resultate der Messungen sind im Anhang 14 einzusehen. Bei diesen Resultaten ist durchwegs eine sehr gute Anpassung des Messsignals an die beaufschlagte Kraft ersichtlich. Man erkennt bei den Kräften bei allen Testreihen die gemacht wurden, dass die Kraft des Messsystems mittels DMS immer niedriger zu liegen kommt, als jene der Prüfmaschine. Dies betrifft vor allem die Bereiche der Maximalkraft. Ein Grund hierfür ist in der Trägheit der Prüfmaschine zu suchen, diese Trägheit verleitet die Kraftmessdose bei schnellen oszillierenden Bewegungen dazu ein wenig mehr Kraft anzuzeigen als eigentlich vorhanden ist. Da das untersuchte Kraftmesssystem wesentlich weniger Masse besitzt, ist hier auch die Trägheit geringer und deshalb wird hier weniger Kraft angezeigt. Im unteren Kraftbereich sind die Kraft der Prüfmaschine und die des Messsystems praktisch gleich gross (dies ist eine erste Annahme). Die Unterschiede, welche noch entstehen sind damit zu begründen, dass die Prüfmaschine weniger Datenpunkte aufzeichnet, als das Messsystem somit sind bei der Erstellung der Graphen für die Prüfmaschine weniger Datenpunkte zur Verfügung und somit scheinen die Linien ein wenig abgehakt.

Eine Untersuchungsmethode, welche sicherlich noch interessante Resultate hervorbringen würde, wäre jene, die die Fläche zwischen den Kurven berechnet. Hierbei gibt es jedoch Probleme, welche die Resultate dieser Berechnung verfälschen würden. Die Hauptschwierigkeit liegt darin, dass die Samplingrate (auch Abtastrate genannt) der beiden Vorrichtungen nicht dieselbe ist. Hierdurch sind nicht gleichviel Punkte in derselben Zeit vorhanden. Die zu testende Messvorrichtung besitzt eine höhere Samplingrate als die Maschine, welche sie testet. Hierdurch ist eine Berechnung des Flächeninhalts nicht möglich. Eine Berechnung über die Bildung der Differenz der Flächen unter den einzelnen Kurven würde zum selben unsicheren Ergebnis führen.

Eine weitere Feststellung, welche man anhand der Resultate machen kann ist, dass die Reibung, welche im System vorhanden ist, bei diesem Versuch einen geringen Einfluss hatte. Dies bedeutet, bei einer höheren Beeinflussung durch die Reibung im System würde die Kurve nicht mehr schön dem vorgegebenen Verlauf der Krafteinwirkung folgen, sondern hätte gewisse Verzögerungen. Des Weiteren wären die Kurven wesentlich abgehackter und

unsauber. Auf diese Kurve wurde dieselbe Analyse angewandt, wie bei der Kurve in Graphik 17. Man verglich die Werte bei den gleichen Zeiten und stellte dies in einer Tabelle dar.

Zeit [s]	Wert (Prüfmaschine) [N]	Wert (Messsystem) [N]	Differenz [N]	relative Abweichung [%]
38.1	51.0	49.1	2.0	3.8
39.7	111.2	108.8	2.4	2.2
41.5	49.9	48.3	1.6	3.2
43.5	119.0	115.9	3.1	2.6
45.0	30.1	28.5	1.6	5.3
46.3	117.9	114.9	3.0	2.6

Tabelle 8: Resultate und Abweichungen dynamische Messung Testreihe 2 15:15Uhr

In der Tabelle 8 sind die Abweichungen der Testserie 2 etwas grösser ausgefallen, als bei der Testserie 1, welche in der Tabelle 7 festgehalten sind. Der Zyklus war diese Male nicht mehr eine oszillierende Bewegung mit gleichbleibenden Amplituden, sondern ein Kraftverlauf mit unterschiedlichen Amplituden. Bei der zweiten Testserie wurde ein Verlauf programmiert, welcher eher dem Kraftverlauf beim Nordic Walking entspricht. Wie man auf den Graphiken im Anhang 14 entnehmen kann, bleibt die Abweichung in etwa immer gleich gross. Sie ist bei der ersten Maximalamplitude kleiner als bei den beiden darauffolgenden. Dies lässt darauf schliessen, dass eine systematische Abweichung vorliegt. Was diese Abweichung verursacht ist schwierig zu sagen. Die erste Annahme, es können sich um die Trägheit des Systems handeln, muss wieder verworfen werden, denn wenn dies so wäre, müsste bei den minimalen Amplituden auch ein übersteuern nach unten zu sehen sein. Hier stimmen die beiden Kraftverläufe jedoch besser überein. Auch ist in dieser Hinsicht erstaunlich, dass beim ersten grossen Peak die Abweichung geringer ist, als bei den beiden darauffolgenden. Wenn man sich die beiden letzten grossen Peaks (grüne Markierung in der vorderen Graphik) betrachtet stellt man fest, dass die Steigung auf dem Plateau etwa dieselbe ist, die Kraft jedoch etwas verschoben. Auch ist ersichtlich, dass die Abweichung beide Male etwa dieselbe ist. Schlussendlich möchte man noch sagen, dass die Prüfmaschine einen Kraftmessbereich von 20kN besitzt und hierbei eine Genauigkeit von $\pm 0.1\%$ vom Messbereich besitzt. Da man bei den Versuchen nur ca. 0.5% vom Messbereich ausnützte, ist eine Variation nicht zu vermeiden. Grundsätzlich erhält das Messsystem anhand der gezeigten Leistungen eine gute Eignung für dynamische Messungen bescheinigt.

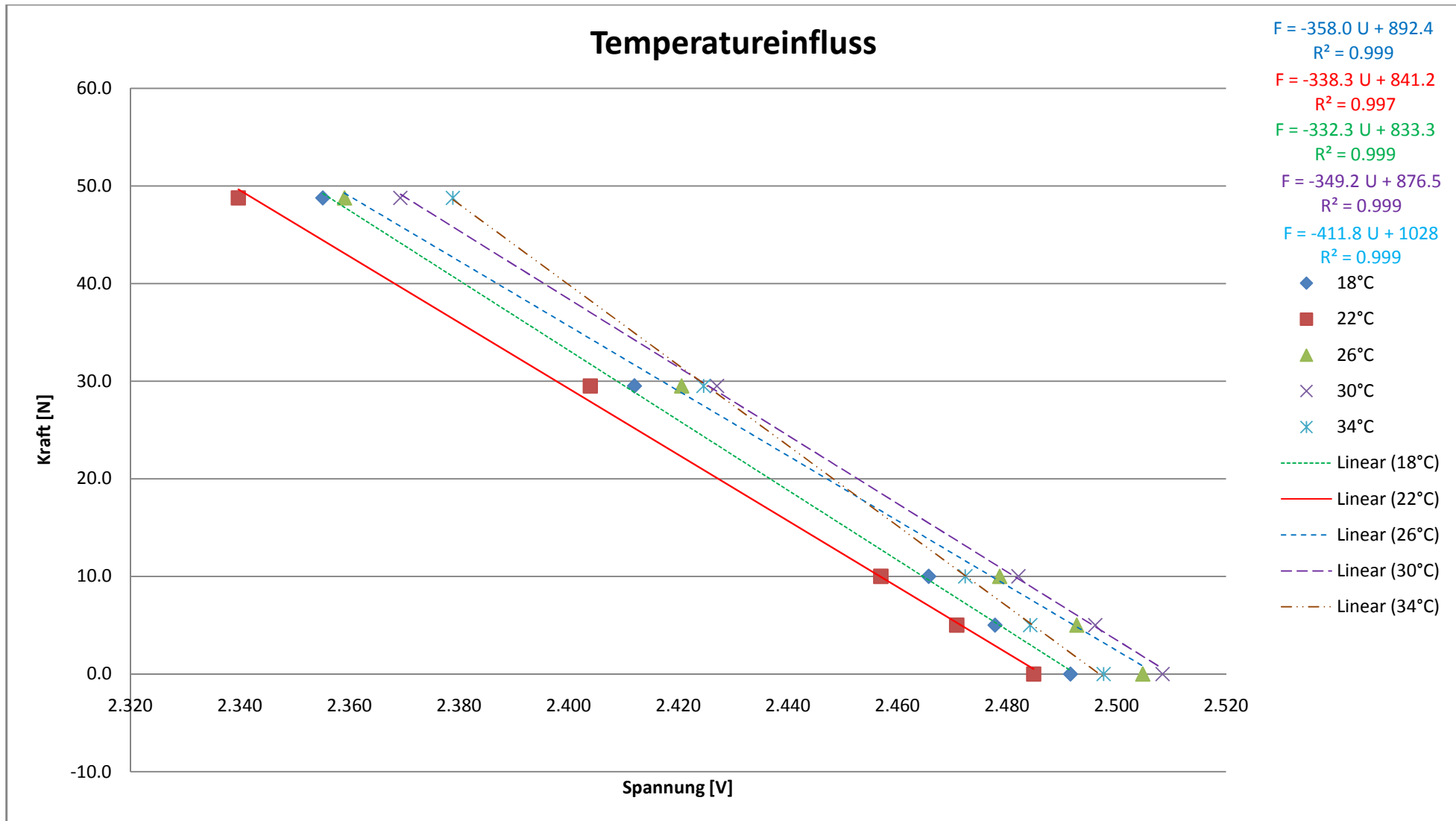
12.3 Wärmeeinfluss

Die Versuche, welche für die Bestimmung des Wärmeeinflusses auf das System angewandt wurden, sind in einem vorhergehenden Kapitel beschrieben worden. Der Versuch sollte zeigen, wie die Temperatur die Eigenschaften des Systems verändert. Der beste Parameter um diese Veränderung sichtbar zu machen, ist die Funktionsgleichung. Diese wurde auch schon für die statischen Versuche herangezogen. Sie ist ein ideales Hilfsmittel, um die Schaltung zu charakterisieren und Messergebnisse zu vergleichen. Denn mit Hilfe dieser Funktionsgleichung konnte man auch ersichtlich machen, wenn durch die Erhitzung die Reibung im System grösser wird. Denn sobald die Regression sich stärker von 1 unterscheidet als dies die Regressionen der anderen Temperaturen tun, ist dies ein Zeichen für Nichtlinearitäten, welche auf erhöhte Reibung schliessen lassen.

Für eine Interpretation der Resultate entschied man sich die erhaltenen Spannungswerte mit den theoretischen Werten zu vergleichen, mit welchen man das System belastete. Hieraus konnte man für jede Temperatur die entsprechenden Funktionsparameter bestimmen. In der Graphik 20 auf der nächsten Seite sind alle Resultate der verschiedenen Temperaturen einheitlich zusammengefasst. Zu jeder Temperatur ist die durch die Regression der Datenpunkte entsprechende Funktionsgleichung angegeben. Es sind nun verschiedene Punkte aufgefallen. Die Regressionen sind alle sehr nahe bei 1, somit besteht ein signifikanter linearer Zusammenhang zwischen Spannung und Kraft. Dies wurde auch bei den statischen Versuchen herausgefunden, und wie man sieht wird dieser Zusammenhang durch die Temperaturänderung nicht gross beeinflusst. In der nachfolgenden Tabelle 9 sind die Messresultate enthalten, welche man aus den verschiedenen Messungen erhalten hat. Auffällig ist hier, dass die Abweichung bei Raumtemperatur und 22°C wesentlich höher ist als dies in den statischen Versuchen der Fall war. Bei der Suche des Fehlers musste man sich nicht lange aufhalten, denn wenn man die Funktionsparameter anschaut, welche in der Graphik 20 durch die Regression bestimmt worden sind, fällt schnell auf, dass sich etwas geändert hat.

Spannung [V]	Kraft theoretisch [N]	Kraft [N]	Temperatur [°C]	Absolute Abweichung [N]	Relative Abweichung [%]
2.492	0.0	-1.4	18	1.5	30.2
2.478	5.0	3.5			
2.466	10.0	7.8			
2.412	29.5	26.9			
2.355	48.8	47.2			
2.485	0.0	1.0	22	-1.0	-19.7
2.471	5.0	6.0			
2.457	10.0	10.9			
2.404	29.5	29.8			
2.340	48.8	52.7			
2.505	0.0	2.8	26	-2.0	-39.7
2.493	5.0	7.0			
2.479	10.0	12.0			
2.421	29.5	32.1			
2.359	48.8	53.5			
2.508	0.0	1.6	30	-0.9	-17.7
2.496	5.0	5.9			
2.482	10.0	19.7			
2.427	29.5	29.9			
2.369	48.8	50.0			
2.498	0.0	5.3	34	-5.0	-99.5
2.484	5.0	10.0			
2.472	10.0	14.1			
2.425	29.5	30.7			
2.379	48.8	46.6			

Tabelle 9: Messresultate Temperaturänderung



Graphik 20: Temperatureinfluss

Wie erwähnt fällt schnell auf, dass die Funktionsparameter Steigung und Achsenabschnitt bei diesem Versuch rund zweimal so hoch sind, wie bei den statischen und dynamischen Tests. Dieser Umstand ist, anders als bisher angenommen, durch die Vorspannung des Systems zu begründen. Bis anhin dachte man, dass die Reibung zwischen Gleitrohr Pos. 1 und Stift Pos. 7 zu dieser Varianz führt. Jedoch weiss man nun, dass diese Vorspannung zu einer Änderung der Funktionsparameter führt. Dies hat folgenden Grund. Betrachtet man die Pos. 3 und Pos. 2 der Vorrichtung als Federn sind diese in Serie geschaltet und das Gleitrohr ist, wenn keine Vorspannung vorhanden ist, ohne Einfluss auf diese Serieschaltung. Wird nun jedoch die Vorrichtung für das Einleiten einer Vorspannung angewandt, wird auch das Gleitrohr vorgespannt und addiert sich, als eine weitere Feder zum erwähnten Federsystem parallel hinzu. Hierdurch steigt die Steifigkeit des betrachteten Systems an. Hierdurch wird bei derselben Belastung die Ausgangsspannung geringer, da die Steifigkeit der Vorrichtung erhöht wurde. Wenn man nun das System kalibriert, definiert man die Spannung bei 0N und anschliessend eine weitere Spannung bei einer anderen Belastung. Dieser Wert wird nun geringer ausfallen und somit die Funktionsparameter erhöhen. Das richtige Verhalten im Bezug auf das Vorspannsystem wird man in der Besprechung festhalten.

Man führte nun die Messungen auch im Wissen durch, dass die Funktionsparameter nicht die richtigen sind und traf auf einige interessante Feststellungen. Diese Feststellungen beruhen alle auf den erhöhten Funktionsparametern. Man fand heraus, dass durch diese Änderung die Empfindlichkeit gegenüber Temperaturänderungen wesentlich erhöht ist. Wie man erkennt sind die Geraden in der Graphik 20 wesentlich weiter auseinander, als es die Geraden in der zweiten Messungen (Graphik 21), auf welche man noch eingehen wird, sind. Dies ist wiederum mit dem verstärkenden Charakter der Steigung zu begründen. Diese verstärkt das Ausgangssignal der Schaltung noch einmal. Da der Faktor hier zwischen den Funktionsparametern ungefähr zwei beträgt ist die zusätzliche Verstärkung auch um den Faktor zwei erhöht. Hierdurch wird die Empfindlichkeit gegenüber Temperaturänderungen auch grösser. Man konnte feststellen, dass durch das Umschliessen des Gleitrohres mit der blossen Hand eine extrem starke Signalvariation gegen unten, d.h. in den negativen Signalbereich zu verzeichnen war. Zusätzlich werden alle Signalschwankungen stärker sichtbar und beeinflussen die Kraftmessung erheblich. Zudem wird die Spannungsdifferenz zwischen zwei Kraftwerten geringer. Es sollte sich hier wieder herausstellen, dass die bei den statischen Versuchen bestimmten Funktionsparameter auch hier die richtige Wahl waren.

Kommen wir nun zu den zweiten Messungen, welche unter Temperatureinfluss gemacht wurden. Hier erkennt man schon auf den ersten Blick anhand der Tabelle 10 und der Graphik 21: Temperatureinfluss, dass sich die Funktionsparameter geändert haben. Die Variation der Signale hat sich verringert, bis auf einige Einzelheiten auf die man noch eingehen wird. Man kann erkennen, dass der Temperatureinfluss wesentlich geringer ausgefallen ist, als noch bei ersten Messung. Bei der Betrachtung der Resultate möchte man hier die Temperaturen zwischen 18°C und 30°C separat betrachten, denn bei einer Temperatur von 34°C treten Nicht-linearitäten auf, welche man anders erklären muss. Man erkennt, dass die Temperaturänderung dazu führt, dass das Signal der Spannung einheitlich fällt, dieser Spannungsabfall beträgt pro 4°C Temperaturänderung zwischen 1 und 4mV. Bildet man hier den Durchschnitt rechnet man mit einer Signaländerung von 2mV pro 4°C Temperaturänderung, was ungefähr einer

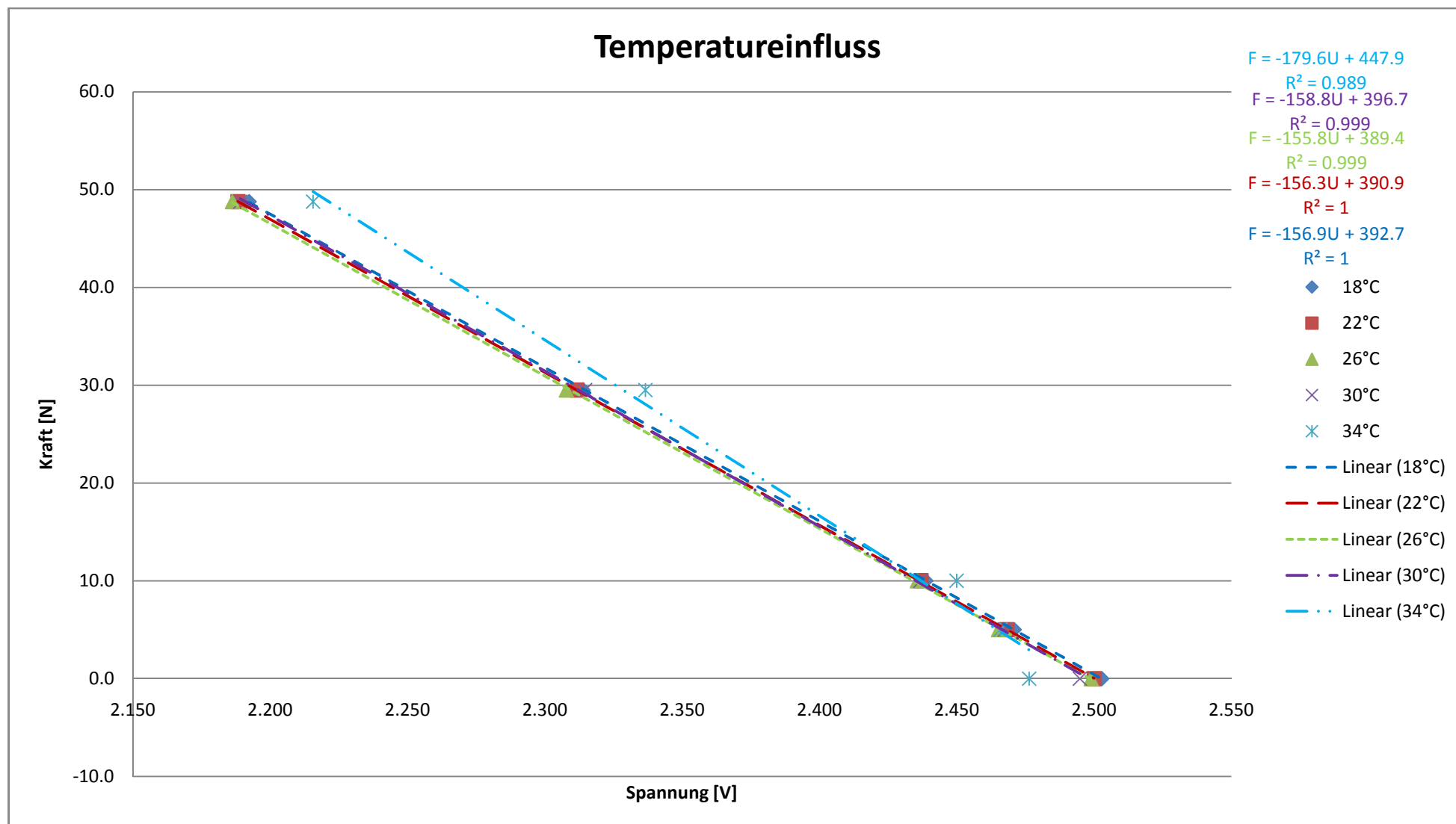
Spannungsänderung von $0.5\text{mV}/^\circ\text{C}$ entspricht. Dies entspricht einer durchschnittlichen Kraftänderung von $0.05\text{N}/^\circ\text{C}$. Für die Berechnung hat man die Funktionsparameter bei 18°C herangezogen und berechnet mit einer Ausgangsspannung von 2.503V bei 0N .

Spannung [V]	Kraft theoretisch [N]	Kraft [N]	Temperatur [°C]	Absolute Abweichung [N]	Relative Abweichung [%]
2.503	0.0	-0.5	18	0.5	10.8
2.471	5.0	4.5			
2.439	10.0	9.5			
2.314	29.5	29.0			
2.192	48.8	48.0			
2.500	0.0	-0.1	22	0.1	2.0
2.468	5.0	4.9			
2.437	10.0	9.8			
2.312	29.5	29.3			
2.188	48.8	48.6			
2.499	0.0	0.1	26	-0.4	-7.2
2.465	5.0	5.4			
2.436	10.0	10.0			
2.308	29.5	29.9			
2.186	48.8	48.9			
2.495	0.0	0.7	30	0.0	-0.1
2.467	5.0	5.0			
2.437	10.0	9.8			
2.315	29.5	28.9			
2.189	48.8	48.5			
2.476	0.0	3.6	34	-0.2	-4.8
2.466	5.0	5.3			
2.450	10.0	7.8			
2.337	29.5	25.4			
2.216	48.8	44.3			

Tabelle 10: Messresultate Temperaturänderung

Nun beschäftigt man sich mit dem Verhalten der Schaltung bei 34°C .

Bis zu einer Temperatur von 30°C verhält sich das System ziemlich linear. Bei der Temperatur von 34°C beginnt plötzlich eine stärker werdende Nichtlinearität. Dies ist auch an der Regression zu erkennen. Diese nimmt plötzlich ab. Wenn man die untenstehende Graphik 21: Temperatureinfluss betrachtet, stellt man fest, dass die Messpunkte bei 34°C wesentlich stärker um die Regressionsgerade streuen. Diese erhöhte Streuung kann mit einer Erhöhung der Reibung erklärt werden. Durch die Erwärmung hat sich die Teflonbüchse im Inneren des Systems stärker ausgedehnt als das darum befindliche Aluminium, dies wegen dem grösseren Temperatureausdehnungskoeffizient. Hierdurch ist die Reibung des Systems angestiegen und somit treten diese Nichtlinearitäten auf. Denn wie man sieht ist diese Abweichung vor allem im niedrigen Kraftbereich ausgesprochen gross und verringert sich bei zunehmender Belastung. Dies aus dem Grund da mit der höheren Belastung die Reibung eine geringere Rolle spielt.

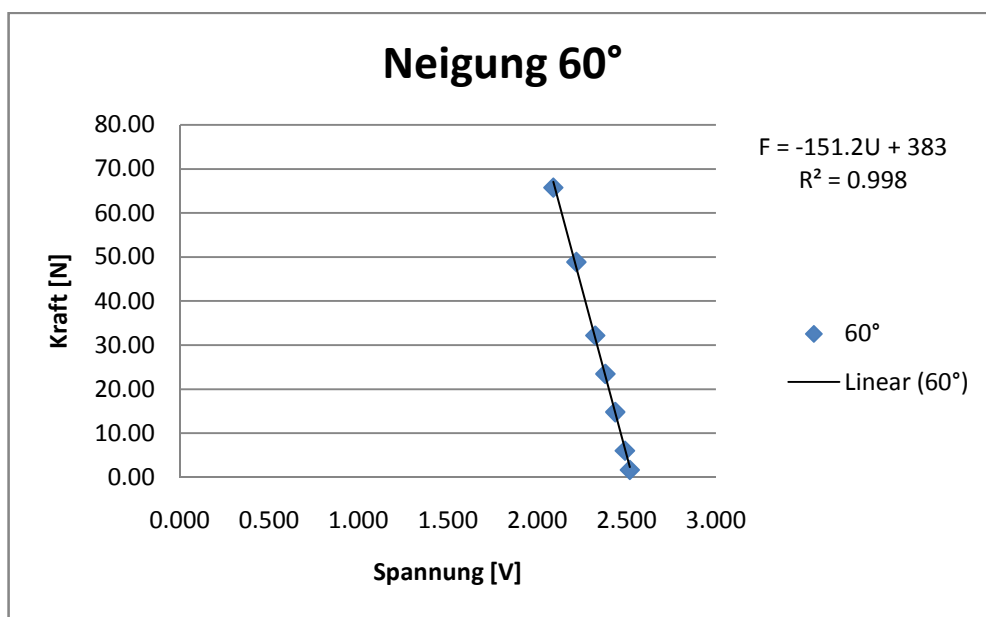


Graphik 21: Temperatureinfluss

12.4 Mechanisches System

Nachfolgend werden die Resultate der Kraftmessung aufgelistet, welche das mechanische System testen sollten. Die Versuche wurden wiederum so durchgeführt, wie dies im entsprechenden Kapitel festgehalten ist.

Wie man anhand der Regressionen entnehmen kann, sind die Funktionsparameter in der richtigen Grössenordnung. Wie man dies anhand der Graphiken erkennen kann, ist der Zusammenhang zwischen Spannung und Kraft linear und es sind keine grösseren Abweichungen von der Regressionsgerade auszumachen. Was man zu den Resultaten sagen kann ist, dass sie gut den theoretischen Werten folgen, denn die berechneten Abweichungen sind alle zusammen in einem guten Rahmen. Einzig die letzte Belastung mit einer Neigung von 60° weist eine grössere Abweichung auf. Diese Abweichung tritt mit einer Neigung von 80° nicht mehr auf. Somit könnte man sagen, dass man mit einer Neigung von 60° einen höheren Reibungseinfluss hat als dies mit einer Neigung von 80° der Fall ist.

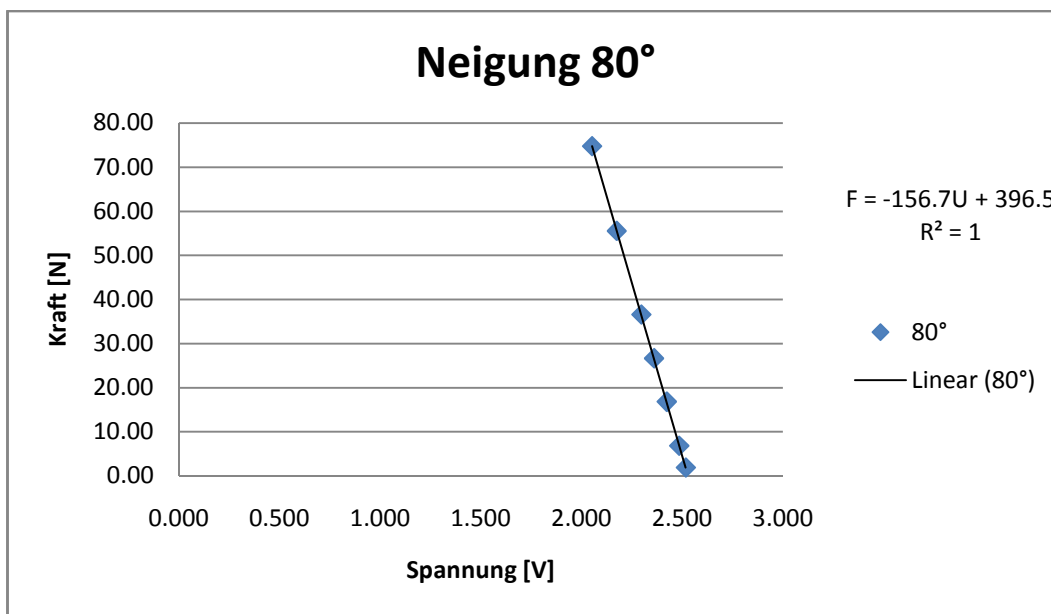


Graphik 22: Neigung 60°

Spannung [V]	Kraft theoretisch [N]	Kraft [N]	Absolute Abweichung [N]	Relative Abweichung [%]
2.517	1.66	1.8	-0.17	-10.0
2.490	6.00	6.1	-0.08	-1.3
2.436	14.78	14.5	0.25	1.7
2.380	23.45	23.2	0.23	1.0
2.324	32.18	32.0	0.14	0.4
2.218	48.85	48.6	0.26	0.5
2.090	65.75	68.7	-2.91	-4.4

Tabelle 11: Neigung 60°

Die Aussage, dass es sich bei dem fehlerhaften Ergebnis um einen Reibungseinfluss handelt, ist jedoch weniger plausibel. Denn wäre die Reibung wirklich so hoch, müssten die Werte, welche mit einer niedrigeren Kraft gemessen wurden, auch mehr abweichen. Zudem findet man beim Vergleich zwischen der Neigung von 60° und 80° keine signifikante Differenz, welche die Anwesenheit einer höheren Reibung rechtfertigen würde. Somit ist es naheliegend, dass es sich bei der besagten Messung um eine Fehlmessung handelt. Betrachtet man sich die Resultate etwas näher stellt man fest, dass die Minimalkraft vom System ziemlich gut erkannt wird. Dies bedeutet, dass die Haftreibung kein Problem im System darstellt. Die Schwankungen der Resultate lassen auf eine geringe Reibung schliessen, sind jedoch auch durch die Schwankung des Ausgangssignals zu begründen, welches auch bei konstanter Kraft ein wenig variiert.



Graphik 23: Neigung 80°

Spannung [V]	Kraft theoretisch [N]	Kraft [N]	Absolute Abweichung [N]	Relative Abweichung [%]
2.518	1.89	1.8	0.10	5.5
2.485	6.83	6.9	-0.07	-1.0
2.423	16.81	16.5	0.29	1.7
2.360	26.66	26.4	0.28	1.1
2.297	36.59	36.3	0.31	0.9
2.175	55.55	55.4	0.20	0.4
2.053	74.77	74.4	0.34	0.5

Tabelle 12: Neigung 80°

In der Gesamtheit der Resultate für diesen Versuch kann man jedoch mit dem mechanischen System zufrieden sein. Die Werte stimmen gut mit den theoretischen Werten überein. Die Biegekompensation funktioniert somit auch sehr gut. Wäre dies nicht der Fall, wären die Abweichungen von den theoretischen Werten sehr gross.

13 *Besprechung*

Die Besprechung wird nun noch einmal die Resultate Revue passieren lassen, es wurden schon viele Feststellungen im entsprechenden Kapitel gemacht. Eine globale Zusammenfassung dieser Ergebnisse scheint hier jedoch angebracht. Die verschiedenen Analysen ergaben unterschiedliche Einblicke in die exakte Funktionsweise der Vorrichtung. Denn die Konstruktion einer solchen Vorrichtung ist eine Sache, sie wirklich zu verstehen und die Zusammenhänge zu deuten ist eine ganz andere.

Die statischen Analysen, welche ganz am Anfang durchgeführt wurden, liessen einige Rückschlüsse über die Eignung des Messverfahrens zum Messen von Kräften zu. Zum ersten Mal legte man hier fest, dass ein Vergleich der Resultate mittels der Funktionsparameter der Geradengleichung, welche den Zusammenhang zwischen Spannung und Kraft wiedergab, sinnvoll ist. Für die statischen Analysen nahm man sich genügend Zeit, denn bei dieser Analyse wurden die Standardwerte für die Funktionsparameter festgelegt. Anhand der Resultate konnte man einen Bereich festlegen, in welchem sich die Funktionsparameter befinden müssen um eine gute Messung zu erhalten. Dieser Bereich liegt für die Steigung zwischen 150 und 160 für den Achsenabschnitt zwischen 390 und 405. Liegen die Werte nicht zwischen diesen Grenzen ist bei der Kalibration ein Fehler unterlaufen. (Obwohl bei den statischen Tests nur der Federkörper alleine untersucht wurde, gilt dies auch, wenn das gesamte System zusammengestellt ist.) Somit sollte diese wiederholt werden. Mögliche Fehler, welche in dieser Phase geschehen können sind, dass man im Programm keine Eingabe für das Kalibrationsgewicht gemacht hat und somit dort 0 steht und die Funktionsparameter stimmen überhaupt nicht.

Ein weiterer Fehler, welcher unterlaufen kann ist, dass die Vorrichtung für die Vorspannung zu stark angezogen ist. Diese Vorrichtung darf nach den Erkenntnissen aus dieser Arbeit nur dazu verwendet werden, um das Spiel aus der Vorrichtung zu nehmen, aber nicht um eine Vorspannung einzuführen. Dies ist im Kapitel über die Wärmeeinflüsse erläutert worden. Die Resultate der statischen Analyse sind im entsprechenden Kapitel als Graphiken dargestellt. Auf diesen Graphiken erkennt man, dass die Schwankungen der Kraft am 24.06.2010 im Vergleich zu den beiden anderen Tagen geringer geworden sind. Dies liegt an der Kalibration, welche am 24.06.2010 geändert wurde. Man ermöglichte es über das Programm einen Kalibrationspunkt einzugeben, welcher weiter entfernt von 0N war als vor dieser Änderung. Denn vor dieser Programmänderung waren die Punkte bei 0N und bei 1N wobei der Punkt 1N aus theoretischen Berechnungen erfolgte, durch Eingabe der Spannung bei 0N wurde die Ausgangsspannung bei 1N über eine Berechnung bestimmt. Dieser Umstand führte dazu, dass die Gerade einen hohen Winkelfehler aufwies. Durch die Verbesserung im Programm durch die benutzerdefinierte Eingabe des zweiten Kalibrationspunktes konnte dieser Fehler minimiert werden, da die Stützpunkte nun weiter auseinander lagen. Dies trug wesentlich zur Stabilisierung des Kraftsignals bei. Diese Stabilisierung ist nicht nur in den Graphiken des Kraftverlaufs ersichtlich sondern auch in den Graphiken Graphik 3 und Graphik 4 wo die Steigung und Achsenabschnitte festgehalten sind. Man erkennt dass die letzte Messserie eine wesentlich geringere Standardabweichung besitzt.

Schlussendlich möchte man hier noch festhalten, dass auch die Batteriespannung den Teil zur Genauigkeit der Messung beiträgt. Man muss hier aufpassen, dass die Batteriespannung noch

genügend hoch ist. Denn sobald diese einen kritischen Wert unterschreitet, führt dies zu einem rapiden Spannungsabfall, welcher die Kalibration oder auch die Messung verfälschen kann. Hierauf wird in den Verbesserungsvorschlägen noch eingegangen.

Die dynamischen Analysen ergaben dann eine Übersicht über die Fähigkeit des gesamten Systems dynamischen Vorgängen zu folgen. Wie man auf den entsprechenden Graphiken im Bericht und im Anhang 14 erkennen kann, ist die Eignung des Systems dynamischen Vorgängen zu folgen sehr gut. Wie man auf den Graphiken erkennen kann, sind die Signale der Kraftmessvorrichtung sehr sauber und gleichmässig. Dies lässt darauf schliessen, dass sehr wenig Reibung im System vorhanden ist. Die Abweichungen, welche man bei den beiden Testserien bekommt, sind in den Tabellen Tabelle 7 und Tabelle 8 ersichtlich. Über mögliche Gründe für diese Abweichungen hat man sich bei den Resultaten schon aufgehalten. Wenn man diese Resultate jedoch in den Verwendungskontext stellt zeigt sich, dass die Abweichungen sehr gut im Rahmen liegen.

Zum Temperatureinfluss auf die Schaltung wird man hier auch noch ein paar Bemerkungen machen.

Die erste Versuchreihe, welche man durchgeführt hatte, war wie man dies an den Regressionsgeraden in der Graphik 20 erkennen kann, mit zu hohen Funktionsparametern behaftet gewesen. Diese Gelegenheit wurde ausgenützt, um etwas Näheres über die Funktionsweise des Systems zu erfahren, in diesem Fall vor allem die Vorspannvorrichtung. Wie sich hier zeigte, waren die fehlerhaften Funktionsparameter von dieser Vorrichtung ausgegangen. Vor diesem Versuch dachte man, dass diese Abweichung durch eine höhere Reibung im System entsteht. Hiefür dachte man vor allem an die Reibung zwischen Gleitrohr und Stift. Denn da ist bei der Produktion ein Fehler unterlaufen. Die Achse des Schlitzloches war nicht mehr für beide Löcher dieselbe, dies aus dem Grund, weil sich bei der Herstellung das Teil leicht gelöst hatte. Somit waren die Achsen beider Löcher nicht mehr in einer Flucht. Dies musste man später durch eine Nachbearbeitung mittels Feilen korrigieren. Nun ist hier ein Spiel vorhanden und der Stift reibt nicht mehr an den Seitenflächen des Schlitzloches. Dafür ist nun ein sehr grosses Spiel in Umfangsrichtung vorhanden, welches nur durch eine Neuanfertigung des Gleitrohres behoben werden kann. Da das Reibungsproblem nun behoben war musste der Fehler durch die Vorspannung kommen. Bei einer zweiten Versuchsreihe wurde die Vorspannvorrichtung nur noch dazu verwendet, um das Spiel aus dem System zu nehmen ohne eine Vorspannung zu applizieren. Hierbei stellt sich heraus, dass die Funktionsparameter wieder im grünen Bereich lagen. Zu den Resultaten kann man sagen, dass man die Auswirkung der Temperatur als wesentlich schlimmer eingeschätzt hat, als dies nun der Fall war. Man konnte eine ungefähre Veränderung von $0.05\text{N}/^\circ\text{C}$ bei einer Temperaturänderung von 18°C bis 30°C feststellen. Man stellte des Weiteren fest, dass die Funktionsgeraden alle eine gute Regression hatten. Einzig bei einer Temperatur von 34°C ergab sich eine grössere Abweichung von dieser Regression. Dies wurde damit erklärt, dass sich zwischen Teflon und Aluminium das Spiel verringert hatte, weil das Teflon einen ca. 8 Mal grösseren Ausdehnungskoeffizienten aufwies. Hierdurch entstanden Nichtlinearitäten, welche man mit dem Erscheinen einer grösser werdenden Reibung gleichsetzte. Es muss hier noch berücksichtigt werden, dass bei diesem Versuch die Schaltung sowie das mechanische System mit den DMS derselben Temperatur ausgesetzt war. In weiterführenden Untersuchungen ist es angebracht

diese beiden Teilsysteme unterschiedlichen Temperaturen auszusetzen. Denn in einer ersten Annahme ging man davon aus, dass das spätere integrierte System denselben Temperaturen ausgesetzt sein würde.

Die letzten Analysen, welche man durchgeführt hatte, waren jene, bei denen man die Eignung des mechanischen Systems untersuchen wollte, um herauszufinden, ob das vorgeschlagene System in der Lage ist Biegungen, welche als Hauptfehlerquelle identifiziert wurden, zu ausschalten. Die Resultate dieser Versuchsreihe waren sehr zufriedenstellend. Anhand dieser Resultate konnte man sagen, dass bei 60° Neigung eine gewisse Beeinflussung durch die Reibung vorhanden ist, diese jedoch im Verhältnis relativ gering ausfällt. Bei 80° Neigung sind die Abweichungen in etwa gleich gross, einzig die relativen Abweichungen sind geringer was jedoch mit den höheren Kräften zu tun hat, welche durch die geringere Abweichung von der Senkrechten entstehen. Der Reibungseinfluss ist auch an den Regressionsgeraden zu erkennen. Bei 60° Neigung sind die Werte ziemlich nahe an der Grenze im Vergleich zu dem, was man mit den statischen Versuchen bestimmt hat. Während bei 80° die Regression genauer stimmt. Nun möchte man noch einige Worte über die Biegekompensation verlieren, diese scheint ausgezeichnet zu funktionieren. Durch die Pendellagerung des Federkörpers und die Anordnung der DMS zur Vollbrücke sowie deren richtige Orientierung in Laufrichtung, ist eine nahezu vollständige Kompensation der Biegung möglich.

Nun möchte man hier noch auf das Vorspannsystem eingehen. Dieses Vorspannsystem bewirkt eine Veränderung der Funktionsparameter und verringert so die Zuverlässigkeit des Systems. Die Gründe für dieses Verhalten hat man im Kapitel Temperaturverhalten erläutert. In der momentanen Ausführung, darf die Vorspannvorrichtung nur dazu verwendet werden, das Spiel aus dem System zu nehmen. D.h. es darf nur so weit vorgespannt werden, dass der Federkörper Pos. 3 mit dem Druckstab Pos. 2 in Kontakt steht. Eine weitere Vorspannung ist im Moment nicht zulässig und muss verhindert werden. Durch diesen Umstand ist es nun jedoch so, dass der Stift im Schlitzloch, durch die hier erwähnte Nachbearbeitung, ein Spiel in lateraler Richtung aufweist. Dies kann nur durch eine präzisere Herstellung des Gleitrohres verhindert werden.

Die Kosten, welche durch ein solches Projekt entstehen setzten sich zum Teil aus Materialkosten zusammen. Der wesentlich grössere Teil besteht jedoch aus Arbeitszeit. Diese Zeit verteilt sich auf die unterschiedlichsten Aufgaben, seien dies Versuche oder Entwicklungen aber auch die Zeit, welche für die Herstellung der Teile verwendet wird, ist nicht unerheblich. Man hat festgestellt, dass eine gute Kostenberechnung schwierig ist und manchmal sogar unmöglich. In diesen Fällen bleibt nur noch das Schätzen. Im Zusammenhang mit den Kosten steht auch der Zeitplan. Dieser regelt zu Beginn eines Projektes den Ablauf und lässt die ungefähr aufzuwendende Zeit abschätzen. Wie man leider feststellen musste, sind solche Zeitpläne schnell einmal über den Haufen geworfen und die eingeplante Zeit reicht dann nicht mehr aus. Auch während dieses Projektes musste man feststellen das die zur verfügung stehende Zeit nicht ausreichte um den Zeitplan mit allen Schwierigkeiten und Verzögerungen durchzuziehen.

14 Probleme

Dieses Kapitel beschäftigt sich kurz mit den aufgetretenen Problemen während der Arbeit. Eine der Schwierigkeiten war die Verbindung zwischen Gleitrohr und Druckstock mittels der Stiftverbindung. Hier war das Problem das Folgende, durch eine Produktionsungenauigkeit, war das Schlitzloch nicht in einer Flucht hierdurch entstand zusätzliche Reibung. Dieses Problem ist in einem vorderen Kapitel schon erwähnt worden. Man hat durch Feilen den Durchmesser des Loches vergrößert. Dies ist auf der folgenden Abbildung (Abbildung 13-1) zu erkennen.

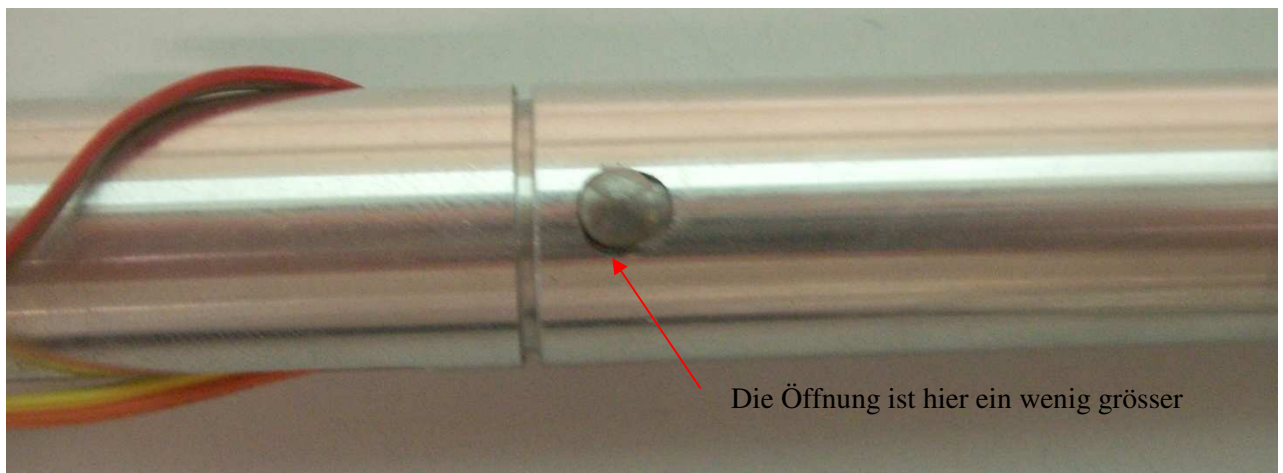


Abbildung 13-1: Schlitzloch mit Stift nachbearbeitet

Um dieses Problem zu beheben ist eine Neuanfertigung des Gleitrohres nötig. Die kleine Bewegung, welche nun am Umfang möglich ist, stört die Messung jedoch nicht so stark, als dass eine sofortige Neuanfertigung nötig wäre.

Ein weiteres Problem ist, dass die Datenaquisitionskarte Kompatibilitätsprobleme mit dem Programm hatte. Dies da Hard- und Software nicht von der gleichen Firma waren. Durch dieses Problem war die Datenrate, welche übertragen werden konnte, begrenzt. Durch Verwendung einer Karte, welche von der Softwareherstellerfirma stammte, konnte dieses Problem behoben werden.

Es entstanden auch Missverständnisse auf menschlicher Basis. Für die Datenaufzeichnung hat man sich mit mehreren Fachleuten beraten und Informationen gesammelt. Doch kam es hier zu einem Missverständnis bei der Verstärkerschaltung. Diese wurde fälschlicherweise für die DMS am Stock ausgelegt, welche man im Vorprojekt an diesen geklebt hatte. Die Auftragslage war jedoch nur ein Testlauf zu simulieren, um zu sehen ob das Signal der Verstärkerschaltung stabil ist oder nicht. Dieses Missverständnis löste sich jedoch bald, als man begann mit den Arbeitern der entsprechenden Ateliers selber Kontakt auf zu nehmen. Hier hat man gelernt, dass der Kontakt zum Produktionsorgan sehr wichtig ist, dass man sich immer wieder auf den neuesten Stand bringen lässt und somit Unstimmigkeiten schon früh erkennen kann.

15 Verbesserungsvorschläge

Nach dem das gesamte System nun ein wenig besser untersucht ist, kann man hier anhand der Erfahrungen, welche man damit gemacht hat einige Verbesserungen anbringen. Zusätzlich können hier auch noch Probleme aufgezeigt werden, welcher man sich bei einer weiterführenden Arbeit widmen sollte.

Ein Verbesserungsvorschlag, welcher noch ins Auge gefasst werden muss, ist, dass die Führung der Vorrichtung in axialer Richtung betrifft. Dieses ist momentan als Aluminium-Teflon Gleitpaarung ausgeführt. Hier ergeben sich jedoch Probleme durch die unterschiedlichen Wärmeausdehnungskoeffizienten. Trotz einer Berechnung, welche das Spiel bei Betriebstemperatur garantiert, wird die Vorrichtung bei Körpertemperatur schwergängig. Dies ist auch bei den Temperaturversuchen aufgefallen. Durch eine Paarung zwischen Aluminium und Bronze könnte dieser Umstand verbessert werden. Die Wärmeausdehnungskoeffizienten liegen näher zusammen. Zudem dehnt sich Bronze weniger stark aus als Aluminium, hierdurch geht die Tendenz eher hin zu mehr Spiel als zu einem Blockieren. Aluminium hat einen Wärmeausdehnungskoeffizienten von $23.9 \cdot 10^{-6}$ während Bronze einen solchen von $18.5 \cdot 10^{-6}$ hat.

Eine weitere Möglichkeit bestünde in der Verwendung von eloxiertem Aluminium. Hierbei könnte man das Gleitrohr Pos. 1 sowie den Druckstock Pos. 2 aus Aluminium herstellen, welches eloxiert ist. Durch diese Behandlung steigen die Oberflächenhärte sowie die Verschleissfestigkeit. Und das Problem der unterschiedlichen Wärmedehnung wäre endgültig vom Tisch. Eine Alternative zu eloxiertem Aluminium wäre eine Beschichtung, wie sie von der Firma ALTEFCO AG angeboten wird. Dies ist eine Beschichtung, welche noch eine geringere Reibung aufweisen soll als eloxiertes Aluminium. Bei diesem Vorgang wird die Oberfläche des Grundmaterials in eine keramische Schicht umgewandelt, in welche Teflon eingelagert wird. Im Anhang 15 ist ein Datenblatt dieser Beschichtungsart beigelegt.

Die Vorspannvorrichtung, wie sie im Moment ausgeführt ist eignet sich nicht, um den Sensor vorzuspannen. Sie ist lediglich dazu da, um das Spiel aus dem Sensor zu nehmen. Für eine Weiterentwicklung müsste in diesem Bereich noch einige Zeit investiert werden, um eine saubere und funktionstüchtige Vorspannung zu erreichen. Die Vorspannung, wie sie momentan besteht, verändert durch ihre Anwesenheit die Steifigkeit des Systems. Das zukünftige System müsste eine Vorrichtung sein, welche es ermöglicht die Vorrichtung vorzuspannen, jedoch die Steifigkeit nicht zu ändern.

Was noch zu verbessern wäre ist die Verbindung von Klemmhülse Pos. 6, Gleithülse Pos. 1 und Druckstab Pos. 2. Diese ist momentan als Stiftverbindung ausgeführt. Der Nachteil ist, dass es sich beim Stift um einen Zylinderstift handelt, welcher nicht vibrationsfest ist. Zusätzlich kommt noch hinzu, dass durch häufiges lösen der Verbindung die Bohrung im Aluminium durch den Metallstift aufgeweitet wird und diese bald einmal den Stift nicht mehr halten kann. Eine Möglichkeit, welche vom Aufwand her ein bisschen höher ist, ist eine

¹⁴ Diese Information stammt von der Firma R. Kurt Burde & Co. Handelsgesellschaft m.b.H.
Seiler Stefan

Verbindung über einen Bajonettverschluss. Dieser ist einfach zu handhaben und löst sich nicht von selber.

Des Weiteren könnte man ein System vorsehen, welches es ermöglicht, die Vorrichtung auf verschiedenen Stöcken zu montieren. Wenn die Stöcke, welche verwendet werden ungefähr dieselben Durchmesserabmessungen besitzen ist eine Verwendung über mehrere Stöcke hinweg denkbar. Bei Stöcken, welche jedoch andere Durchmesser besitzen kann man nur mittels eines Systems von auswechselbaren Hülsen arbeiten. Diese können je nach Stockgröße ausgewählt werden und an der Kraftmessvorrichtung montiert werden.

Das Datenerfassungssystem ist momentan noch in der Laborphase, d.h. es ist noch nicht für einen mobilen Einsatz ohne Laufband geeignet, da die Komponenten, der Computer und die grosse Datenaufzeichnungskarte, zu schwer sind, um diese in einem Rucksack mit sich zu tragen. Diese Komponenten sind bisher auf die Labortestphase ausgelegt, welche zeigen sollte, ob das System funktioniert. In einer nächsten Phase stünde dann die Integration des Systems in den Stock an. Dazu hat man sich einige Überlegungen gemacht. Der Druckstock Pos. 2 wurde unten etwas länger gelassen, damit man hier eine Nute Fräsen könnte, um eine PCB-Karte aufzunehmen, welche die Abmessungen der Stockinnenseite besitzt. Technisch ist es möglich die Vorhandene PCB-Karte, welche für die Versuche verwendet worden ist, auf diese Grösse zu schrumpfen. Die entsprechenden Schaltpläne sind im Anhang 16 einzusehen. Auf eine genaue Beschreibung der einzelnen Funktionen wird hier verzichtet. Die Speisung könnte dann über eine Knopfatterie erfolgen und die Aufzeichnung der Daten über eine Micro-SD-Karte, welche auf der PCB-Platte sitzt. Somit wäre es möglich die Daten auf die erwähnte Karte zu speichern und diese nach Beendigung der Messung auszulesen und zu interpretieren.

Eine weitere Anpassung des Systems, um dieses zu verbessern ist eine Installation auf der Elektronik, welche sicherstellt, dass die Batteriespannung immer in einem definierten Bereich liegt und diesen nicht unterschreitet. Sobald der Bereich, welcher festgelegt wird unterschritten wird, soll es einen Alarm geben, welcher die Vorrichtung abschaltet und eine Messung erst wieder ermöglicht, wenn die Batteriespannung wieder im gründen Bereich liegt. Die Anzeige dieses Zustandes soll über eine LED-Lampe erfolgen. Anstelle von Batterien sollte man sich überlegen Akkus einzusetzen um die wirtschaftlichkeit des Systems zu verbessern.

16 Schlussfolgerungen

Nach all den Analysen und Versuchen wird man hier nun einige Schlussfolgerung und Empfehlungen für die weiter Entwicklung abgeben.

Grundlegend kann dem entwickelten System eine Eignung für den angestrebten Verwendungszweck bescheinigt werden. Die statischen sowie dynamischen Versuche ergaben durchwegs zufriedenstellende Resultate. Auch ist die Variation des Signals unter Temperatureinfluss nicht so hoch. Es wird jedoch hier empfohlen noch weitere Versuche durchzuführen, wo wie dies in der Besprechung erwähnt worden ist. Die Eignung des mechanischen Systems für die Biegeunterdrückung und die Weiterleitung der Kraft an den Federkörper wurde als gut eingestuft, d.h. die Reibung bleibt verhältnismässig gering. Einzig die Vor-

spannung von welcher man während des Projektes herausfand, dass diese nicht wie geplant funktioniert trübt das Gesamtbild. Die Vorspannvorrichtung kann, wie erwähnt, in der gegenwärtigen Lösung nur als Vorrichtung eingesetzt werden, um das Spiel aus dem System zu nehmen.

Während dieses Projektes hat man bei den gesamten Messungen und Analysen nie einen Fehler angegeben. Es wurden nur die Abweichungen von einem theoretischen Wert in absoluter und relativer Form angegeben. Dieses Verhalten hat einen einfachen Grund. Für eine genaue Fehlerberechnung fehlen im Moment die nötigen Daten. Die Messungen, welche während des Projektes durchgeführt wurden, dienten lediglich der Kontrolle des Messverfahrens. Man wollte untersuchen, ob das gewählte Verfahren sich eignet. Bei einer Weiterentwicklung sind nun jedoch noch wesentlich mehr Versuche und Untersuchungen durchzuführen, um Daten zu sammeln und diese anschliessend mit statistischen Werkzeugen auszuwerten und schlussendlich eine Fehlerberechnung zu machen.

Zum verwendeten Messverfahren kann man festhalten, dass die Messung mittels DMS besonders für kleine Dehnungen eine ziemlich aufwendige und kostspielige Messmethode ist. Dies natürlich in Abhängigkeit von der Genauigkeit, welche verlangt wird. Die notwendigen Vorrichtungen, wie z.B. die Elektronik sind bei genaueren Messungen sehr teuer und aufwendig. Die Störeinflüsse auf solch kleine Spannungen und Ströme sind enorm und müssen irgendwie abgeschirmt werden. Aber sobald diese Hürden überwunden sind, ist es ein sehr interessantes Instrument zur Ermittlung der auftretenden Kraft.

Wie dies in den Verbesserungsvorschlägen schon erwähnt wurde ist eine Integration der Elektronik in den Stock die sinnvollste Methode um die Vorrichtung mobil und handlich zu gestalten. Eine Integration in den Stock übernimmt dann für die Elektronik dieselbe Aufgabe, wie dies die Box während der Versuche getan hat. Voraussetzung dazu ist jedoch, dass der Stock aus Aluminium besteht.

Die Winkelmessung ist ein Bereich der Arbeit, welcher zu keinem zufriedenstellenden Resultat geführt hat. Im entsprechenden Kapitel hat man auf die Problematik aufmerksam gemacht und die Schwierigkeit bei der Winkelmessung mittels Beschleunigungssensoren aufgezeigt. Der Autor dieser Arbeit ist sich jedoch sicher, dass durch gewisse Anpassungen in der Hardware eine akkurate und zuverlässige Winkelmessung möglich ist. Wie möglich bei solchen Projekten fehlte die Zeit, um ein solches System weiter ausarbeiten zu können. Man hatte konnte einige Tests durchzuführen und anschliessend aussagen, wieso die Vorrichtung im Moment noch nicht richtig funktioniert. Durch die Winkelmessung ergäben sich jedoch neue Untersuchungsmöglichkeiten. Zum Einen könnte man die Effektivität der Fortbewegung untersuchen und auch Technikfehler besser erkennen. Ein weiterer Vorschrift in diese Richtung ist somit unerlässlich und wird zu einem ausgezeichneten System führen.

Auch zur Prothese möchte man sich hier noch äussern. Die Lösung, welche man im Bericht erwähnt und beschrieben hat, scheint theoretisch eine gute Lösung zu sein. Durch die Verwendung eines Exzenterverschlusses wird sicher gestellt, dass sich die Verbindung nicht löst, da diese Verbindung vibrationsfest ist. Mittels des Stiftes, welcher die Handschlaufe mit dem Verbindungsteil verbindet, ist eine einfache und schnelle Montage sowie Demontage möglich.

Durch die Anpassung des Systems muss nun nicht mehr beim Lösen der Verbindung das grosse Verbindungsstück an der Handschlaufe mitgetragen werden, nun hat man nur noch einen kleinen Ring, welcher das Schnellverschlussystem beinhaltet. Durch den Bügel, welcher am Stock montiert wird werden zwei Probleme auf einmal gelöst. Zum Einen erhöht sich durch den Bügel die Steifigkeit der Verbindung zwischen Hand und Stock, wenn das Blockiersystem gelöst ist und der Stock kann so nicht mehr unkontrollierbar umherschwenken. Zum Anderen dient der Bügel als Stütze, auf welcher die Handkanten abgestützt werden können. Somit geht nicht mehr die ganze Kraft über die Handschlaufe und somit erhöht sich auch hier die Steifigkeit. Genauere Aussagen über die Funktionstüchtigkeit der vorgeschlagenen Lösung kann man natürlich erst bei einem Feldversuch machen. Mit diesen Plänen und Ideen ist jedoch der erste Schritt dahin gemacht.

Abschliessend kann zu diesem Projekt gesagt werden, dass man viel über die Technik der einachsigen Spannungsanalyse gelernt hat. Vor allem das Arbeiten mittels DMS war eine lehrsame Erfahrung. Das interessante an der Arbeit war jedoch der Entwicklungsprozess, dieser Ablauf konnte so in den Projekten, welche man während des Studiums absolvierte nicht vermittelt werden, denn diese Projekte kamen nicht über die Planungsphase hinaus. Schlussendlich hat man bei diesem Projekt eine Menge über die Arbeit eines Ingenieurs gelernt. Nicht nur die Planung und Entwicklung vor dem Computer ist wichtig, es ist auch wichtig das Gespräch mit Leuten zu suchen, welche auf dem entsprechenden Fachgebiet beheimatet sind. Somit kann man viele Fehlüberlegungen schon im Keim ersticken und die Arbeit effektiver vorantreiben.

17 Danksagung

Am Ende der Arbeit möchte ich dieses Kapitel den Leuten widmen, welche es ermöglichten diese Arbeit entstehen zu lassen. Zuerst möchte ich mich bei der SUVA bedanken, welche den Vorschlag zu diesem Projekt gegeben haben. Anschliessend danke ich meinen Dozenten Laurent Rapillard und Jean-Claude Héritier, welche mir während der Arbeit beratend zur Seite standen und wertvolle Ideen und Anregungen beisteuerten. Auch recht herzlich Bedanken möchte ich mich bei Pascal Grand für seine Hilfe bei den Arbeiten im Labor. Des Weiteren bedanke ich mich bei den Angestellten der Hes-so Wallis, besonders beim mechanischen Atelier. Ich bedanke mich auch bei meiner Partnerin Carmen Rittiner für die aufmunternden Worte während der Arbeit und für die Anstrengungen beim Korrekturlesen.

18 Datum

18.05.2010 bis 12.07.2010

19 Unterschrift

Stefan Seiler

20 Literaturverzeichnis

- [1] Stief, F. (2008). *Nordic Walking, Walking, Laufen - Biomechanische Betrachtung*. Saarbrücken: VDM Verlag Dr. Müller.
- [3], [4], [5], [6], [11], [12] Hoffmann, K. (1987). *Eine Einführung in die Technik des Messens mit Dehnungsmessstreifen*. Darmstadt: Hottinger Baldwin Messtechnik GmbH.
- [8] Petele, I. M. Abgerufen am 29. Mai 2010 von <http://www.mitcalc.com/doc/pins/help/de/pinstxt.htm>
- [9] SEIKA Mikrosystemtechnik GmbH. (kein Datum). *seika*. Abgerufen am 10. Juni 2010 von http://www.seika.de/english/html_e/FAQ_e.htm
- [2] Wikipedia. (14. Juni 2010). Abgerufen am 17. Juni 2010 von <http://de.wikipedia.org/wiki/Massenmittelpunkt>
- [10] Wikipedia. (2010). Abgerufen am 29. Mai 2010 von <http://de.wikipedia.org/wiki/Datenlogger>

21 *Abbildungsverzeichnis*

Abbildung 6-1: Massenmittelpunktbestimmung.....	7
Abbildung 6-2: Dehnungsübertragung vom Probekörper auf den DMS (Hoffman,1987, S. 124)	11
Abbildung 6-3: Federkörper mit DMS	13
Abbildung 6-4: Federkörper mit Hilfskontakten	14
Abbildung 6-5: Modalanalyse	15
Abbildung 6-6: Anordnung DMS für Messkörper (Hoffman,1987, S. 236)	17
Abbildung 6-7: Zusammenbau im Schnitt.....	18
Abbildung 6-8: Verstärkerschaltung mit Erklärungen.....	20
Abbildung 6-9: Verstärkerschaltung mit SMD-Widerstand	21
Abbildung 6-10: Modellierung der Linearführung	24
Abbildung 6-11: Kraftbestimmung.....	26
Abbildung 6-12: Winkelbestimmung bei Maximalspiel.....	28
Abbildung 6-13: Druckstock mit eingezeichneter Kraft.....	29
Abbildung 6-14: Zusammenbau mit Detail zur Stiftverbindung	31
Abbildung 6-15: Zusammenbau in Schnittansicht.....	33
Abbildung 6-16: Vorspannvorrichtung.....	35
Abbildung 6-17: Federkörper mit Längenänderung	38
Abbildung 6-18: Versuchsaufbau Übersicht.....	41
Abbildung 6-19: Verstärkerschaltung mit Anschlüssen	42
Abbildung 6-20: Handpresse mit Federkörper	43
Abbildung 6-21: Programminteface	44
Abbildung 6-22: Wägezelle eingespannt in Zugmaschine	48
Abbildung 6-23: Temperaturverlauf DMS	49
Abbildung 6-24: Versuchsaufbau Klimakammer	50
Abbildung 6-25: Belastung mit eingestelltem Winkel.....	51
Abbildung 6-26: Verstärkerschaltung mit Schutzschachtel.....	52
Abbildung 6-27: Federkörper mit Kabelummantelung.....	53
Abbildung 6-28: Mobiltelefoneinfluss Box geöffnet.....	53
Abbildung 6-29: Mobiltelefoneinfluss Box geschlossen.....	54
Abbildung 6-30: Vibrieren des Ausgangssignal durch Potentialdifferenz	55
Abbildung 7-1: Krafmessvorrichtung vor der Montage im Stock	56
Abbildung 8-1: Beschleunigungssensor mit Signalabnahmepunkten.....	58
Abbildung 8-2: Beschleunigungseinfluss auf die Winkelmessung	59
Abbildung 9-1: Schema Datenaufzeichnung	60
Abbildung 10-1: Vollbrückenschaltung (Hoffman,1987, S. 191)	67
Abbildung 11-1: Schienenführung.....	69
Abbildung 11-2: Verbindungssystem am Stock	71
Abbildung 11-3: Verbindungsstück.....	71
Abbildung 11-4: 3D-Modell.....	72
Abbildung 11-5: Explosionszeichnung Blockiersystem.....	73
Abbildung 11-6: Bügel	74
Abbildung 11-7: Drehbegrenzung	75
Abbildung 15-1: Schlitzloch mit Stift nachbearbeitet	107

22 Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Analysetabelle der Bedingungen an einer DMS - Messstelle.....	9
Tabelle 2: Berechnungsgrundlage Vollbrückenschaltung	17
Tabelle 3: Steifigkeitswerte	39
Tabelle 4: Kontrollberechnungen DMS 1%	65
Tabelle 5: Kontrollberechnungen DMS 2%	66
Tabelle 6: Messresultate Steigung und Achsenabschnitte	78
Tabelle 7: Resultate und Abweichungen dynamische Messung Testreihe 1 14:43Uhr.....	90
Tabelle 8: Resultate und Abweichungen dynamische Messung Testreihe 2 15:15Uhr.....	95
Tabelle 9: Messresultate Temperaturänderung.....	96
Tabelle 10: Messresultate Temperaturänderung.....	99
Tabelle 11: Neigung 60°	102
Tabelle 12: Neigung 80°	103

23 Anhang

Anhangsverzeichnis

Anhang 0	Zwischenbericht Diplomarbeit
Anhang 1	Zeitplan
Anhang2	Pflichtenheft
Anhang3	Protokolle
Anhang4	Studie über Nordic Walking Kraftmessung
Anhang5	Pläne
	5.1 Zusammenbauzeichnung
	5.2 Gleitrohr
	5.3 Druckstock
	5.4 Federkörper
	5.5 Lager
	5.6 Druckhülse
	5.7 Klemmhülse
	5.8 Gegenmutter
	5.9 Bearbeitungszeichnung Lager und Druckstock
Anhang 6	Datenblatt DMS
Anahng 7	Skizze DMS - Montage
Anhang 8	Berechnung Steifigkeit
Anahng 9	Datenblatt Winkelmessung
Anhang10	Bilder Prothese
	10.1 Stock mit thermogeformten Kunststoff
	10.2 Stock mit thermogeformten Kunststoff und Schnalle
	10.3 Verschlussystem ohne Handschlaufe
	10.4 Verbindungsteil montiert an Handschlaufe

Anahng 11	Datenblatt Schnellverschluss
Anahng 12	Kostenberechnung SUVA
	12.1 Kosten der Arbeit
	12.2 Materialkosten
	12.3 Entwicklungskosten und Totalkosten
Anahng 13	Dynamicsche Versuche Testreihe 1
Anahng 14	Dynamicsche Versuche Testreihe 2
	14.1 Dynamische Versuche Testreihe 2 14:48Uhr
	14.2 Dynamische Versuche Testreihe 2 15:04Uhr
	14.3 Dynamische Versuche Testreihe 2 15:09Uhr
	14.4 Dynamische Versuche Testreihe 2 15:10Uhr
Anhang 15	ALTEF - Beschichtung Datenblatt
Anahng 16	Schema Verstärkerschaltung

Anhang 0

Zwischenbericht Diplomarbeit

Zwischenbericht der Diplomarbeit

Diplomand/in **Stefan Seiler**

Entwicklung von dynamometrischen Nordic Walking Stöcken mit einer an den Patienten angepassten Prothese

Hauptzielsetzungen

Konzeption eines Griffes für Nordic Walking Stöcke, mit dem die Beanspruchung des Arms bei dieser sportlichen Betätigung gemessen werden kann und der sich für Personen mit einer Behinderung an der Hand eignet.

Die technische Zielsetzung dieses Projektes umfasst die Entwicklung und Herstellung eines Griffes für Nordic Walking Stöcke mit folgenden Optionen:

1. Im Griff muss ein System zur Messung und Speicherung der Belastung, welche die Person auf den Stock überträgt, integriert sein
2. Der Griff muss so konzipiert sein, dass Personen mit einer Behinderung der Hand den Stock möglichst optimal nutzen können.

Folgende Aspekte sollten in erster Linie untersucht werden:

- Analyse von bestehenden Prototypen und Definition eines Pflichtenhefts
- Vorschlag verschiedener Konzepte
- Wahl eines Konzeptes und Optimierung dieses Konzeptes
- Entwicklung und Realisierung des Griffes
- Test.

Ziel des Projektes ist die Entwicklung eines Prototyps, der in Zusammenarbeit mit Herr Sébastien Maillard und der Suva getestet wird.

Ausgeführte Arbeiten

Am Beginn der Arbeit wurde eine kurze Analyse der Bewegungsabläufe beim Nordic Walking durchgeführt. Diese umfassten zum Einen eine kinematische Untersuchung, bei welcher die Bahnkurve des Stockes untersucht wurde. Zum Anderen wurde eine allgemeine Bewegungsanalyse gemacht, bei welcher man sich auf das Wesentlichste beschränkt hat. Diese Analyse hatte vor allem den Zweck die Handbewegung beim Loslassen des Stockes in der Schubphase besser zu verstehen und somit die Prothese besser auszuarbeiten.

Anschließend hat man sich daran gemacht einen Stock auszuwählen. Hierfür wurden verschiedene Kriterien untersucht. Anhand dieser Kriterien konnte man sich für einen Stock entscheiden. Bei der Entscheidung musste auch berücksichtigt werden, dass die Resultate nur dann aussagekräftig sind, wenn man einen gebräuchlichen Stock/Stockart auswählt.

Anschliessend hat man sich daran gemacht die verschiedenen Belastungen zu bestimmen. Hierbei fiel auf, dass nicht nur Kräfte auf den menschlichen Körper wirken, sondern auch Vibrationen, welche durch den Schock beim Aufsetzen des Stockes auf dem Boden entstehen. Also hat man weiter getestet, ob diese Vibrationen auf einfache Art und Weise gemessen werden können. Hierfür wurde an einem Aluminiumrohr mit ähnlichen Abmessungen wie bei einem richtigen Nordic Walking Stock mittels Inventor eine Modalanalyse durchgeführt. Die erhaltenen Resultate versuchte man nun durch Messungen zu erhalten. Man stellte jedoch fest, dass die Resultate zwar mit der theoretischen Betrachtung übereinstimmten, die Messung im dynamischen Fall d.h. beim

bewegten Stock aufwendig werden würden. Dies aus dem Grund, da bei der Schnittstelle zwischen Stock und menschlicher Hand eine Dämpfung auftreten würde und man nicht nur auf dem Stock Messungen vornehmen müsste, sondern auch am Arm der betreffenden Person. Dies würde den Aufwand der Messeinrichtung (Datenlogger) stark erhöhen. Deshalb wurde entschieden diesen Bereich auszuschliessen.

Nach diesen Arbeiten wurden die auftretenden Kräfte bestimmt. Hier fand man heraus, dass es sinnvoll wäre die auftretende Kraft in Richtung der Stockachse zu messen und zusätzlich den Winkel, welcher vom Stock und Boden beschrieben wird, zu bestimmen. Somit sollte es möglich sein die Stockkraft in die Kraftkomponenten für den Vortrieb und die Vertikalkraft zu bestimmen. Schliesslich musste noch ein Bereich festgelegt werden, in welchem die Messungen ausgeführt werden mochten. Hierfür wurde die minimal aufzuzeichnende Kraft mit 1N beziffert und die maximale Kraft mit 850N. Die Höhe dieser Kraft ist darin begründet, wenn sich eine Person bei einem drohenden Sturz auffangen will, wird sie dies mit den Stöcken probieren und somit diese stark belasten.

Als nun die Kräfte bekannt waren, konnte mit der Nachforschung über ein geeignetes Kraftmesssystem begonnen werden. Hierfür hat man verschiedene Messsysteme untersucht. Man hatte verschiedene Vorgaben, welche die Wahl ein wenig einschränkten. Zum Einen musste das System überlastsicher sein, damit der Sensor bei einer zu hohen Belastung nicht zerstört werden konnte. Zum anderen musste die mögliche Aufzeichnungsfrequenz genügend hoch sein, damit die Kräfte während des Laufens mit den Stöcken aufgezeichnet werden konnten. Ein weiterer wichtiger Punkt bestand darin, dass das Messsystem während der Messung nicht durch eine Biegebeanspruchung beschädigt wird oder falsche Messresultate liefert. Um dies zu umgehen hat man sich für ein System entschieden, welches im Handgriff montiert werden konnte. Hierbei musste sichergestellt werden, dass eine Temperaturkompensation möglich ist. Es wurden vor allem drei Messsysteme genauer untersucht: ein System mit Dehnungsmessstreifen (DMS), ein System, welches die Kraft indirekt über einen Flüssigkeitsdruck bestimmt und das dritte System mit piezoelektrischen Kraftsensoren.

Zu den Messsystemen mittels DMS und Druck wurden einige Berechnungen durchgeführt, um die Möglichkeit dieser Messmethoden zu bestimmen. Hierbei wurde festgestellt, dass sich eine Messung mittels Druck nicht eignete. Einerseits weil die Gestaltung der Überlastsicherung mechanisch erfolgen musste und hierfür zu wenig Platz vorhanden war und andererseits würden die Dämpfung und die Reibung ein Problem werden. Ein weiteres Problem dieser Lösung ist die Dichtung. Eine hundertprozentige Dichtheit kann nicht garantiert werden. Die Messmethode mittels piezoelektrischen Kraftsensoren wurde auch verworfen, da die Sensoren nicht so gefertigt sind, dass sie im Griff des Stockes integriert werden können. Es würde eine Spezialanfertigung nötig sein, welche im Preis relativ hoch zu stehen kommt.

Schlussendlich blieb noch die Messung mittels DMS übrig. Diese erwies sich als vielversprechende Lösung. Einerseits kann sie platzsparend im Griff integriert werden und andererseits ermöglicht sie bei einer Vollbrückenschaltung mit materialangepassten DMS eine nahezu vollständige Temperaturkompensation. Um erste Eindrücke mit diesem Messsystem zu sammeln, hat man Probemessungen durchgeführt. Bei diesen stellte man jedoch fest, dass der Axialkomponente zusätzlich noch eine Biegespannung überlagert war. Somit hat man sich daran gemacht ein System zu suchen, welches die Eliminierung der Biegedehnung ermöglicht. Mit einer Integration im Handgriff, hat man sicherlich eine Methode gefunden welche dies erfüllen wird. Man hat also schon mit der Dimensionierung eines geeigneten Federkörpers begonnen, welcher den auftretenden Kräften trotzen kann und trotzdem eine genügend grosse Dehnung zulässt. Durch eine Führung mittels Membranen ist eine nahezu reibungsfreie Bewegung des Federkörpers in axialer Richtung gegeben.

Parallel zur Untersuchung der Messsysteme für die Kraft hat man sich nach geeigneten Datenloggern umgesehen. Hier sind jedoch einige Probleme aufgetaucht, welche im folgenden Kapitel beschrieben werden.

Ein weiterer Punkt, welcher abgearbeitet wurde, war die Suche nach einem Neigungssensor, welcher für die geforderte Aufgabe geeignet war. Dieser musste schockresistent sein und eine dynamische Auswertung der Winkelposition ermöglichen. Hierbei ist man fündig geworden bei der Firma VTI Technologies, welche einen Stand Slone Inclinometer anbietet. Dieser zeichnet sich durch eine hohe Genauigkeit und Auflösung aus, ist zudem bis 20000g schockresistent und auch die Abmessungen sind in einem vertretbaren Bereich.

Schliesslich hat man sich noch mit der Gestaltung der Prothese beschäftigt. Diese wurde vor allem in dem Punkt untersucht, wie sie die für das Nordic Walking typische Handbewegung zulässt. Durch die Untersuchungen, welche am Anfang gemacht wurden konnte man sich auf ein System festlegen, welches fast wie ein Scharnier funktioniert und somit eine Art Kippbewegung um einen festen Punkt zulässt.

Probleme

Während des Vorprojektes sind auch einige Probleme aufgetreten. Diese befinden sich vor allem im Bereich der Datenerfassung. Für die Erfassung des Signals des DMS hat man einen Sensor gefunden, welcher eine genügend hohe Auflösung besitzt und einen akzeptablen Fehler von 0.1% vom Messbereich aus besitzt. Es handelt sich hierbei um einen Sensor der Firma Driesen + Kern GmbH mit dem Namen HandyLog μ V. Das Problem war, dass die Signale des DMS - Sensor nun aufgezeichnet werden können, die Daten des Neigungssensor jedoch nicht. Dies aus dem Grund, weil das Ausgangssignal des Neigungssensor zu gross ist, d.h. ausserhalb des Messbereichs des DMS - Datenlogger. Nun müsste man einen zweiten Datenlogger für den Neigungssensor anschliessen. Hier stellt sich nun die Frage, ob die beiden Signale genau zur gleichen Zeit aufgezeichnet werden, was wichtig wäre für die spätere Auswertung, oder ob die Signale zeitverschoben zu einander sein werden.

Des Weiteren muss noch mittels einer Fehlerberechnung abgeklärt werden, inwiefern sich der Datenlogger wirklich für den angestrebten Zweck eignet.

Auszuführende Arbeiten

Arbeiten, die noch auszuführen sind, sind die Optimierung des Kraftmesssystems in der Hinsicht, dass die Beeinflussung der Biegung durch konstruktive Massnahmen noch verbessert werden muss. Zusätzlich ist die Ausarbeitung eines Systems denkbar, bei welchem die Biegung durch die Anordnung der Dehnungsmessstreifen unterdrückt wird. Mit der Technik der Kompensation von unerwünschten Signalkomponenten kann dies erreicht werden. Zudem muss der Temperaturkompensation noch weiter untersucht und schliesslich noch die Geometrie des Federkörpers optimiert werden.

Für die Datenaufzeichnung muss eine Lösung gefunden werden, welche die akkurate Aufzeichnung aller Signale ermöglicht. Zudem sollte die Lösung dieses Problems finanziell vertretbar sein.

Im Bereich der Prothese muss noch mehr getan werden. Es müssen verschiedene Abklärungen mit Herr Sébastien Maillard gemacht werden, was die Eignung des Lösungsansatzes für die Ausübung des Sportes betrifft. Zudem muss der Klappmechanismus für das Scharnier entwickelt werden.

Es muss eine geeignete Testmethode gefunden werden, welche es ermöglicht die gelieferten Signale der Messsensoren (Kraft und Winkel) zu überprüfen.

Anhang 1 *Zeitplan*

Nr.	Vorgangname	Dauer	Anfang	Ende	i-10	17. Mai '10	24. Mai	31. Mai '10	07. Jun '10	14. Jun '10	21. Jun '10	28. Jun '10	05. Jul '10	12.
0	Vollzeit_Diplomarbeit	304 Stunde	Die 18.05.10	Fre 09.07.10										
1	Diplomarbeit Vollzeit	285,8 Stunde	Die 18.05.10	Die 06.07.10										
2	Kraftmesssystem	81,8 Stunde	Die 18.05.10	Die 01.06.10										
3	Optimierung vorgeschlagener Lösung	32 Stunde	Die 18.05.10	Fre 21.05.10										
4	Konstruktive Lösung(Griffbefestigung, Messsystem)	2 Tage	Die 18.05.10	Mit 19.05.10										
5	Berechnungen	1,5 Tage	Don 20.05.10	Fre 21.05.10										
6	Materialwahl	0,5 Tage	Fre 21.05.10	Fre 21.05.10										
7	Erstellen der Pläne (Toleranzen festlegen)	1 Tag	Mon 24.05.10	Mon 24.05.10										
8	Zwischenverteidigung	1 Stunde	Die 25.05.10	Die 25.05.10										
9	DMS	24,8 Stunde	Die 25.05.10	Fre 28.05.10										
10	DMS - Dimensionieren(Fehlerberchnung;Kabelänge;Verstärker..)	3 Tage	Die 25.05.10	Fre 28.05.10										
11	DMS-Bestellen	0,1 Tage	Fre 28.05.10	Fre 28.05.10										
12	Prototypenbau	0 Tage	Fre 28.05.10	Fre 28.05.10										
13	Test	2 Tage	Fre 28.05.10	Die 01.06.10										
14	Winkelmesssystem	36 Stunde	Fre 28.05.10	Don 03.06.10										
15	Kontrolle der bestehenden Lösung(Gerät,Vorrichtung..)	1 Tag	Fre 28.05.10	Mon 31.05.10										
16	Ausführung der Winkelabhängigen Kraftverteilung(Programm?)	2 Tage	Die 01.06.10	Don 03.06.10										
17	Konstruktive Lösung der Gerätebefestigung	0,5 Tage	Don 03.06.10	Don 03.06.10										
18	Datenlogger	64 Stunde	Don 03.06.10	Die 15.06.10										
19	Problemlösung der Dehnungs und Winkelauzeichnung	4 Tage	Don 03.06.10	Mit 09.06.10										
20	Datenerfassungssystem Interface	4 Tage	Mit 09.06.10	Die 15.06.10										
21	Prothese	48 Stunde	Die 15.06.10	Mit 23.06.10										
22	Ausarbeiten der vorgeschlagenen Lösung	24 Stunde	Die 15.06.10	Fre 18.06.10										
23	Federsystem überarbeiten	3 Tage	Die 15.06.10	Fre 18.06.10										
24	Erstellen der Pläne	2 Tage	Fre 18.06.10	Die 22.06.10										
25	Prototypenbau	0 Tage	Die 22.06.10	Die 22.06.10										
26	Funktionstest	1 Tag	Die 22.06.10	Mit 23.06.10										
27	Test	72 Stunde	Mit 23.06.10	Die 06.07.10										
28	Einzelteile zusammenfügen	2 Tage	Mit 23.06.10	Fre 25.06.10										
29	Test durchführen	4 Tage	Fre 25.06.10	Don 01.07.10										
30	Resultate Interpretieren	3 Tage	Don 01.07.10	Die 06.07.10										
31	Abgabe Diplomarbeit	0 Stunde	Fre 09.07.10	Fre 09.07.10										



Projekt: Vollzeit_Diplomarbeit
 Datum: Mon 17.05.10

Vorgang	Milestein	Unterbrechung	Gruppenkopf
Kritischer Vorgang	Sammelvorgang	Externe Vorgänge	Sichtung
In Arbeit	Rollup: Vorgang	Projektsammelvorgang	
	Rollup: Kritischer Vorgang		
	Rollup: Meilenstein		
	Rollup: In Arbeit		

Anhang 2 *Pflichtenheft*

Entwicklung von dynamometrischen Nordic Walking Stöcken mit einer an den Patienten angepassten Prothese

Version 0.1

Autor des Dokuments	Seiler Stefan	Erstellt / Aktualisiert am	16.04.2010 / 03.05.2010
Dateiname	Pflichtenheft		
Seitenanzahl	7	© 2010 Markus Baersch	

Historie der Dokumentversionen

Version	Datum	Autor	Änderungsgrund / Bemerkungen
0.1	16.04.2010	Seiler Stefan	Ersterstellung
0.2	03.05.2010	Seiler Stefan	Projektleiter ernennen

Inhaltsverzeichnis

Historie der Dokumentversionen	2
Inhaltsverzeichnis	2
1 Einleitung	3
1.1 Allgemeines.....	3
1.1.1 Zweck und Ziel dieses Dokuments	3
1.1.2 Abkürzungen	3
1.1.3 Ablage, Gültigkeit und Bezüge zu anderen Dokumenten.....	3
1.2 Projektstammdaten	3
1.2.1 Auftraggeber	3
1.2.2 Projektleiter	4
1.2.3 Projektteam.....	4
2 Details Projektauftrag	4
2.1 Ziele des Projekts.....	4
2.1.1 Übersicht Projektziele.....	4
2.1.2 Details zur Zieldefinition	4
2.1.3 Kennzahlen zur Zielerreichung	5
2.2 Aufgabenstellung	5
2.3 Budget.....	5
2.4 Übersicht der Meilensteine	6
2.5 Bemerkungen.....	6
2.6 Freigabe / Projektentscheid.....	6
3 Anhang / Ressourcen.....	7

1 Einleitung

1.1 Allgemeines

1.1.1 Zweck und Ziel dieses Dokuments

Dieses Dokument beschreibt die Rahmenbedingungen für und Anforderungen an das im Titel genannte Projekt. Es dient:

- *zur Definition des Projektziels und*
- *des groben Projektverlaufs;*
- *der Findung aller beteiligten Personen und Institutionen sowie der benötigten Ressourcen*
- *zur Vorbereitung eines Projektentscheids und*
- *der Kommunikation der Ziele und Meilensteine an alle Beteiligten*

1.1.2 Abkürzungen

DMS = Dehnungsmessstreifen

1.1.3 Ablage, Gültigkeit und Bezüge zu anderen Dokumenten

Das Dokument in seiner einzig gültigen Fassung ist auf der Harddisk von Seiler Stefan abgelegt. Unter dem Verzeichnis F:\Diplomarbeit\Nordic_Walking_Stöcke\Pflichtenheft. Alle anderen Fassungen sind lokal und dienen höchstens der Lektüre, aber nie als Basis für eine Überarbeitung.

1.2 Projektstammdaten

1.2.1 Auftraggeber

Das vorliegende Projekt wurde von der Versicherung SUVA care in Auftrag gegeben. Die Kontaktperson bei der SUVA ist Herr Philippe Terrier.

1.2.2 Projektleiter

Das Projekt wird, vom Studenten Seiler Stefan bearbeitet unter der Kontrolle von Herr Laurent Rapillard und Herr Jean - Claud Héritier.

1.2.3 Projektteam

Rolle / Rollen	Name	Telefon	E-Mail	Bemerkungen
Projektleiter	Seiler Stefan	079 202 56 32	stefan.seiler@hotmail.com	
Dozent	Laurent Rapillard	027 606 88 27	laurent.rapillard@hevs.ch	
Dozent	Jean-Claud Héritier	027 606 88 33	jclaud.heritier@hevs.ch	

2 Details Projektauftrag

2.1 Ziele des Projekts

2.1.1 Übersicht Projektziele

- *Konzeption eines Griffes für Nordic Walking Stöcke, mit welchem die Beanspruchung des Arms bei dieser sportlichen Betätigung gemessen werden kann.*
- *Stock soll sich für Personen mit einer Behinderung am Arm eignen. Und muss so konzipiert sein, dass diese ihn optimal benützen können.*

2.1.2 Details zur Zieldefinition

Die Kraftmessung muss so ausgeführt werden, dass die Signale von einer Datenerfassungseinheit gespeichert werden können und anschliessend zur Auswertung bereitstehen. Die Erfassung der Daten kann auch darauf ausgelegt sein, dass man eine Echtzeiterfassung und Auswertung anstrebt, dies ist jedoch optional.

Die auftretenden Kräfte sollen in einem Bereich von 1N bis 850N gemessen werden können. Dies bedingt, dass die Messung eine hohe Auflösung hat und zugleich überlastsicher sein muss, damit sie bei der Maximalkraft nicht zerstört wird. Die Ausführung der Messung muss einzig auf die Anwendung abgestimmt sein und darf das Stockgewicht nicht zu sehr beeinflussen. Dies bedeutet, dass die gesamte Einrichtung zur Kraftmessung am Stock sich im Bereich von 60 bis 80 Gramm belaufen sollte.

Zusätzlich muss eine Winkelmessung am Stock vorgesehen werden. Diese soll den Winkel zwischen Stockachse und Boden bestimmen. Auch dieses Signal soll aufgezeichnet und

gespeichert werden. Wichtig ist, dass beide Signale (Kraftmessung und Winkelmessung) gleichzeitig erfasst werden.

Die Vorrichtung am Griff, welche die Benützung durch Menschen mit einer Behinderung an der Hand ermöglichen soll, wird in Zusammenarbeit mit Herr Sébastien Maillard erfolgen. Ob sich diese Vorrichtung für alle Arten von Behinderungen an den Händen eignen wird ist unsicher. Meistens werden diese Prothesen und Vorrichtungen individuell angepasst. Eine genauere Angabe kann erst zu einem späteren Zeitpunkt des Projektes geklärt werden.

Das endgültige Ziel des Projektes besteht darin, einen Prototypen zu entwickeln, welcher anschliessend mit Herr Sébastien Maillard und der Suva getestet werden kann.

Die von Herr Olivier Dériaz vorgeschlagene Vibrationsmessung am Stock, kann aus Zeitgründen während der Dauer dieses Projektes nicht angegangen werden. Dies aus dem Grund, da die technische Ausführung einer solchen Messung aufwendig ist, was wiederum bedeutet, dass Dauer der Entwicklung lang wäre. Zudem würden sich durch die zusätzlichen Daten die Aufzeichnungsgeräte verteuern.

2.1.3 Kennzahlen zur Zielerreichung

Das Projektziel ist erreicht, wenn mit der Messmethode eine sichere und genaue Messung der auftretenden Kräfte ermöglicht wird und diese Daten abgespeichert werden können.

Eine weitere Bedingung zur Erreichung der Ziele ist, dass die Vorrichtung, welche am Griff montiert wird, Menschen mit einer Behinderung die Benutzung des Stockes ermöglichen. Diese muss funktional sein und gut angepasst werden. Ob dieses Ziel erreicht ist, ist nicht mittels Zahlen zu evaluieren sondern, beruht auf dem subjektiven Empfinden des Probanden.

2.2 Aufgabenstellung

Die Aufgabenstellungen, welche zur Erreichung der Projektziele wichtig sind:

- *Analyse von bestehenden Prototypen und erstellen eines Pflichtenhefts.*
- *Verschiedenen Konzepte vorschlagen*
- *Ein Konzept auswählen und dieses ausarbeiten*
- *Entwicklung eines Prototypen anhand des ausgewählten Konzepts*
- *Testen des Prototypen*

2.3 Budget

Das Budget des Projektes setzt sich aus verschiedenen Teilen zusammen:

- *Teile für die Messvorrichtung (Drehteile, DMS, Winkelsensoren...)*

- Datenerfassung (Datenlogger, Stromversorgung...)
- Arbeitszeit
- ...

2.4 Übersicht der Meilensteine

Projektstart	23.02.2010
Vorbereitungsphase	
Verschiedene Konzepte Suchen	23.02.2010
Zwei Konzepte Auswählen	19.05.2010
Implementierungsphase (ggf. auch oder separate Testphase, je nach Projekt)	
Herstellung eines Prototypen	2.06.2010
Testen	23.06.2010
Projektende	12.07.2010

2.5 Bemerkungen

2.6 Freigabe / Projektentscheid

Das Projekt wurde mit allen Beteiligten hinreichend besprochen. Dieses Dokument beinhaltet in der Fassung 16.04.2010 die geplanten groben Meilensteine, Rahmenbedingungen und verfügbare Ressourcen in der zur Erteilung des Projektauftrags benötigten Genauigkeit. Das Projekt soll wie hier skizziert durchgeführt werden.

Datum:	
Unterschrift Auftraggeber:	
Unterschrift Projektleiter:	

3 Anhang / Ressourcen

keine

Anhang 3 Protokolle

Sitzungsprotokoll Nr. 1

Datum: 25.02.2010

Zeit: 16.30 – 17.20 Uhr

Ort: SUVA care Avenue de Tourbillon 36, Sion, zweiter Stock, Sitzungszimmer

Teilnehmende Terrier Philippe **Vorsitz**
Dériaz Olivier
Maillard Sébastien
Héritier Jean-Claude
Rapillard Laurent
Seiler Stefan

Gäste -

Entschuldigt -

Protokoll Seiler Stefan

1. Traktandum

Unterlagen:

- Von der SUVA care hat man eine Kopie einer Studie über Nordic Walking erhalten, mit dem Titel „*Field Testing of Physiological Responses Associated With Nordic Walking*“

Diskussion:

- Ziel der Arbeit besteht darin, dass Leute welche sich nach einem Unfall wieder anfangen zu Bewegen mit Hilfe dieser Kraftmessung unterstützt werden können.
- Eine Prothese für Sébastien Maillard erstellen und auch hier mittels der Kraftmessung Untersuchungen machen.
- Pflichtenheft erstellen.
- Kräftemessung der Stöcke untersuchen, Möglichkeit der Aufzeichnung der Kräfte in einer Datei.
- Möglichkeit der Vibrationsmessung abklären.
- Gewicht der Stöcke darf durch die Messinstrumente nicht zu stark beeinflusst werden.
- Suche von Stöcken welche am meisten genutzt werden, damit die Resultate aussagekräftig sind.
- Normen über das Nordic Walking im Allgemeinen finden.
- Mit Hilfe der Kraftmessung sollen unterschiedliche Aussagen gemacht werden können, zum Beispiel sollte es möglich sein zu erkennen wann bei einer Person eine Sturzgefahr besteht. Auch sollte man Unterschiede im Trainingsstand erkennen.
- Ein Instruktor auf dem Gebiet Nordic Walking könnte wertvolle Tips liefern und auch als Referenzläufer gebraucht werden um das System zu kalibrieren.
- Die Ausrüstung der SUVA lässt es zu das auch Videoanalysen mit Winkelmessungen durchgeführt werden können.

Beschluss:

- Suche nach Biomechanik des Oberkörpers(SUVA care).
- Sich ins Thema einarbeiten.
- Lösungen für die Kraftmessung suchen.

Zu erledigen:

- Sich ins Thema einarbeiten.
- Informationen suchen.
- Kraftmessung untersuchen, was gibt es, wie kann diese im Stock integriert werden?
- Stöcke suchen, die gebräuchlichsten.

Verantwortlich:

Seiler Stefan

Erledigen bis:

05.03.2010

Sitzungsprotokoll Nr. 2

Datum: 09.03.2010

Zeit: 14:30 -15.00 Uhr

Ort: HES-SO Route du Rawyl 47,Sion, dritter Stock, Sitzungszimmer

Teilnehmende Rapillard Laurent **Vorsitz**
Pompili Pierre
Seiler Stefan

Gäste -

Entschuldigt -

Protokoll Seiler Stefan

1. Traktandum**Unterlagen:**

-

Diskussion:

- Es wurden Bedenken geäußert, dass der Untergrund die Messung beeinflussen könnte. Da die Messung jedoch vor allem in einer Halle bei hartem Untergrund gemacht wird, spielt dies keine Rolle.
- Signalspeicherung ist mit dem bestehenden System nur zum Teil möglich, es können zu wenige Daten gespeichert werden.
- Es werden nur die 20 letzten Datensätze gespeichert.
- Bemerkung bezüglich der Vibrationsmessung: durch die Bewegung des Stockes werden die Ebenen in welchen die Messungen durchgeführt werden auch ständig mitbewegt. Dies muss berücksichtigt werden z.B. durch eine Winkelmessung.
- Vibrationsmessung an einem Rundprofil durchführen für welches vorgängig eine Modalanalyse mittels Inventor durchgeführt wurde.
- Erste Versuche mittels Dehnungsmessstreifen durchführen um die Sicherheit und Genauigkeit der Messung zu evaluieren.

Beschluss:

- Messungen werden fürs erste mit den vorhandenen Geräten ausgeführt um die Funktionalität sicher zu stellen. Sobald sich die Messung bewährt kann in betracht gezogen werden, dass eine entsprechende Einrichtung beschafft wird.
- Sich auf dem Markt nach passenden Datalogger umschaun, z.B. bei HBM.
- Der Datalogger sollte 3-Achsen aufzeichnen können sowie zwei weitere Eingänge besitzen.
- Winkelmessung mit MEMS - Winkelmessung von analog devices.

Zu erledigen:

- Signalspeicherung untersuchen
- Probemessungen und Versuche durchführen

Verantwortlich:

Seiler Stefan

Erledigen bis:

26.03.2010

Anhang 4 Studie über Nordic Walking Kraftmessung

DEVELOPMENT AND VALIDATION OF A SYSTEM FOR POLING FORCE MEASUREMENT IN CROSS-COUNTRY SKIING AND NORDIC WALKING

Bortolan Lorenzo, Pellegrini Barbara and Federico Schena

Research Centre for Bioengineering and Motor Sciences, Rovereto, Italy

The purpose of this study was to describe and validate a force transducer system specifically designed to measure the force exerted through the poles in cross-country skiing and Nordic walking. It is constituted by a custom built load cell and by a mounting system that allow to minimise cross talk effects. The system is applicable to standard carbon racing shafts to ensure the standard stiffness of the pole. The reliability of the system has been tested performing different static and dynamic tests. The comparison with the reference load cell has shown a good measurement linearity in the range of typical values for poling propulsion and a sensitivity only to the force axially applied to the shaft. The test performed on a 2D platform and with a motion capture system for the measurement of pole inclination, demonstrated the possibility to obtain a reliable measure of the vertical, longitudinal and lateral components of the force exerted by the subject. The accuracy, the portability of the system and their applicability to different shafts allow evaluation of poling action in both laboratory and field conditions, providing important information in cross-country skiing and Nordic walking biomechanical research.

KEY WORDS: Nordic walking, cross-country skiing, force, poles, validity.

INTRODUCTION: The increasing number of studies published in recent years highlights the growing interest in understanding the contribution of upper limbs in different forms of locomotion such as cross-country skiing and Nordic walking. Early studies investigated the forces applied on the poles during cross country skiing (Pierce, 1987). In the last few years, the interest in Nordic walking as health-enhancing physical activity has also increased the interest in the analysis of the propulsive role of the upper limbs in non purely sporting contexts. The quantification of the forces applied through the poles can be obtained using traditional and special force platforms, or force transducers mounted on the poles, (Komi, 1987, Holmberg et al., 2005). A limitation of force platform is that the measurements are obtained on just on one or few consecutive poling cycles. Furthermore, this measure can be collected during a limited range of conditions (Komi, 1987) To overcome these shortcomings, the use of force transducers mounted below the poles handgrip has been developed and proposed (Holmberg et al., 2005). This method is more advantageous in terms of portability and increases the range of conditions that can be investigated. Recently, commercial handgrips for both cross-country skiing and Nordic walking poles have been modified by replacing the old wrist strap with a wrapper cuff. This new solution reduces the hand control on the grip and moves away the force point application from the axis of the pole. To minimize the cross talk due to bending moment a new system has been developed. The aims of this study were to describe the system and to examine its accuracy and reliability in acquiring the force exerted through the poles during skiing and Nordic walking.

METHODS: Force measurement system: A mono axial custom made load cell (Deltatech, Italy) was mounted between the upper end of the shaft and the handgrip. The transducer was calibrated using a specific calibration apparatus with 6 standard weights (5-30 kg). The hand-grip has been modified by inserting an aluminium pipe that permits a free longitudinal movement of the handle respect to the shaft (Figure 1). In this way only the axial force is transmitted by the load cell from the handgrip to the section of the pole, while the transverse forces are unburden by the coaxial aluminium pipe. The movement of aluminium pipe and hand grip is limited by a rubber band that maintains the cell preloaded. The load cell is retained in the correct position by a light pipe cemented with the cell and that contains the amplifier. The load cell and amplifier power dissipation is about 200 mW . To allow the individual selection of the poles length and to ensure the standard stiffness of the pole, the traditional carbon racing shafts (CT1; Swix Sport, Norway; Diamond 10 Max; One Way,

Finland) with different lengths (115 cm-170 cm, 2.5 cm steps) were used. The weight of the load cell is 30 g and the entire measurement system adds 50 g to the original pole mass. A further increment in the pole mass is due to the special carbide tip (49 g) that is used when the tests are performed in the lab to allow a suitable friction with the rubber surface of the treadmill. The position of the centre of mass does not change after applying the force measurement system and the special tip (64.5 vs. 64.7% of pole length), while rises until the 70.8% of pole length with standard tip.

Experimental testing and data analysis:

Different static and dynamical tests were performed in order to assess the reliability of the force measurement system. All signals were acquired by means of a data acquisition board (NI DAQ-PAD-6016, 16 bit; National Instruments, USA), while the inclination and the motion of the pole in the different setups were collected at 200 Hz by means of an optoelectronic motion capture system (6 cameras MCU240, ProReflex; Qualisys, Sweden). Five reflective markers were axially adhered along the pole at a distance of 20 cm between each other. Data collection was triggered by a digital signal in order to ensure the synchronization between force and kinematic signals.

1. A static test was conducted to analyse the measures obtained when a non-axial force is applied. The test was performed suspending a mass of 4 kg to the strap and inclining the pole at different tilt angles. The measured values were compared with the theoretical values calculated as the product of the weight force by the sine of the tilt angle.
2. A validation of the measurement system linearity was performed by axially pushing the instrumented pole against a reference load cell (546QD; DSEurope, Italy) simulating 15 poling cycles. Both signals were sampled at 200 Hz.
3. Five poling imitation at every five different pole inclinations were performed on a two axial force platform (P114-BIAX-S-A/5000N; Deltatech, Italy) maintaining the pole on the XZ plane. The pole force has been factorized in longitudinal (X) and vertical (Z) force as product of pole force by the cosine and the sine respectively of the angle between the line through the 1st and the 5th marker and horizontal line. The calculated longitudinal and vertical forces have been then compared with the respective force components acquired by the force platform.
4. The accuracy of the device in dynamic conditions was examined measuring the resonant frequency of the dynamometric system. The load cell mounted on the specific calibration apparatus and the whole system were impacted with a hard plastic hammer on the upper side of the hand grip. Force signal was acquired at 10 kHz.
5. To test the response of the pole during force action, a double-poling exercise was performed on a treadmill using roller skis. The flexion of the pole was determined by measuring the camber of the shaft under loading condition. An athlete skied at 13 km·h⁻¹ at 3° of slope. A 30 seconds recording period was acquired at 200 Hz by the kinematic system. The camber was evaluated analysing the maximal displacement between the line through the 1st and the 5th marker and 3rd degrees polynomial curve that fits all pole markers.

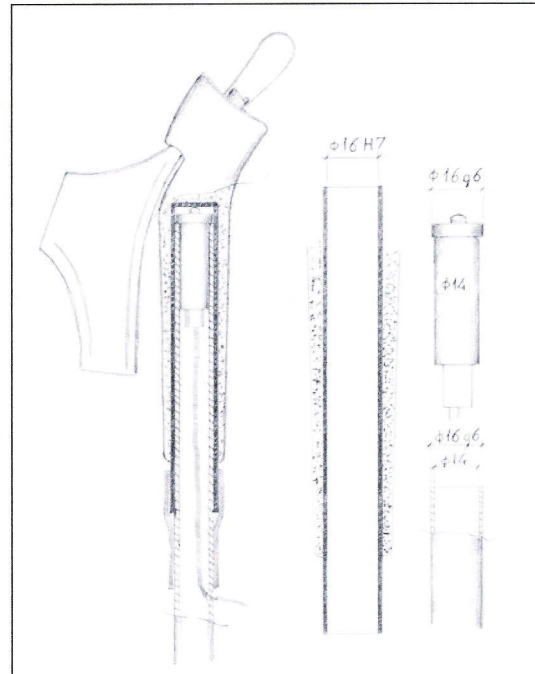


Figure 1: Drawing of the load cell and its position under the handgrip

RESULTS:

1. The difference between the measured and the reference values is reported as absolute and percentage difference respect to the full scale at different pole inclinations.

Table 1: Results of static measurement at different pole inclination

Inclination [°]	78.1	63.1	53.7	49.2	36.3
Measured [N]	38.18 ±0.17	35.25 ±0.15	31.26 ±0.14	28.74 ±0.12	23.98 ±0.10
Theoretical [N]	38.40	34.99	31.62	29.70	23.23
Abs error [N]	-0.22	0.25	-0.37	-0.96	0.75
Error/FSD [%]	-0.04	0.05	-0.07	-0.19	0.15

2. Coefficient for the linear regression between reference load cell value and pole force measurement is 0.999 ($p < 0.001$) while the constant coefficient of the equation for the linear regression is -4.025 (Figure 2).

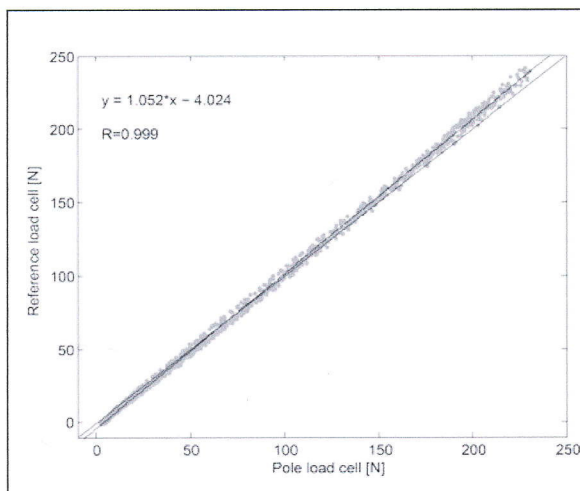


Figure 2: Regression between pole load cell and reference load cell.

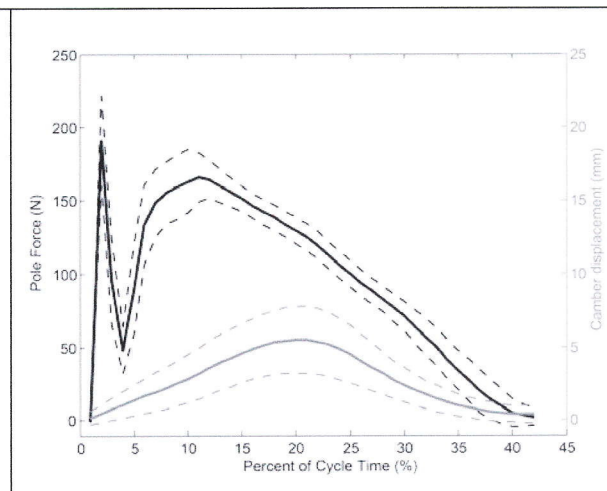


Figure 3: Typical curve for poling force for double poling (black line) and measure of the camber of the shaft (grey line).

3. The difference between the force measured by the pole force transducer and force platform was calculated as percentage with respect to full scale for both vertical (Z axis) and longitudinal (X axis) components. A relation between the magnitude of the error and the absolute values was found for the vertical component. Specifically, the lowest the pole angle the highest the difference between the two measures.

Table 2: Results of poling imitation test at different pole inclination

Inclination [°]	88.2 ±0.65	64 ±0.71	47.5 ±1.66	41.5 ±0.78	34.9 ±0.90
Error/FSD Z [%]	1.01 ±0.75	1.13 ±1.19	1.23 ±1.44	1.83 ±2.35	3.03 ±2.74
Error/FSD X [%]	-0.03 ±0.46	-0.45 ±0.62	-0.74 ±1.00	-0.31 ±1.77	0.61 ±2.55

4. No resonant frequency has found for the load cell transducer while a 39.6Hz resonant frequency was found for the complete system (measurement equipment and pole).

5. A small but significant flexion of the pole during the poling action was found (Figure 3). The maximal camber is 5.5 ± 2.2 mm occurring at about 20% of the poling cycle time.

DISCUSSION: The results of this study support the validity of a new force transducer system for measuring the force exerted through the poles. The insertion of the force measurement system to the traditional racing pole increased the original weight but did not change its centre of mass. This is particularly appreciated by the elite athletes that referred their technical action was not modified by the modified poles. The static test showed that the transducer inserted on the pole is sensitive only to the force axially applied to the shaft, indicating that the measurement is minimally corrupted by cross-talk effect. This result was confirmed in the dynamical situation. Indeed, the test performed on the 2D platform showed that almost all the force applied along the pole was accounted by the longitudinal and vertical force components. This also demonstrated that with a system that can measure the inclination of the pole, it is possible to obtain a reliable measure of the vertical, longitudinal and lateral components, and not only the total component of the force exerted by the subject. This decomposition is particularly important because it allows to identify the components that effectively contribute to the forward propulsion. The comparison with the reference load cell has shown a good measurement linearity in the range of typical values for poling propulsion (Holmberg et al., 2005). However, the offset resulting from the regression equation suggested that the assembling of the transducer and the handgrip using the rubber caused a preload of the load cell. To take in account this preload that could be different for each system, we suggest to perform a calibration before every test. No resonance frequency is associated to the transducer while an oscillation has been seen for the complete system probably due to the shaft vibration. However the results of double poling test on the treadmill showed no effects of vibration during typical poling force exertion. A slight flexion during double poling actions of the shaft was detected during the test performed in specific condition. Further studies are needed to examine if camber and vibration are related to pole length, pole stiffness and/or ground hardness. The low energy consumption and the range of the output signal of this load cell are well suited for a portable pole measurement system since it is only necessary to add small batteries and a portable datalogger.

CONCLUSION: This study demonstrated the accuracy and reliability of this new force transducer system specifically designed to measure poling force. The main advantage of this system is to minimize the cross talk effect due to the bending moment allowing the measure of the force exerted through the pole. Furthermore, combining kinematic data, it allows to determine longitudinal force to better understand the contribution of the poling action in cross-country skiing and Nordic walking biomechanical research. The portability of the system and their simple applicability to the different type of shafts allow to evaluate poling contribution in both controlled (laboratory) and ecological (field) conditions.

REFERENCES:

- Holmberg, H.C., Lindinger, S., Stoggl, T., Eitzlmair, E., and Muller, E. (2005). Biomechanical analysis of double poling in elite cross-country skiers. *Med. Sci. Sports Exerc.*, 37, 807-818.
- Komi, P.V. (1987). Force measurement during cross-country skiing. *International Journal of Sport Biomechanics*, 3, 370-381.
- Pierce, J.C., Pope, M.H., Renstrom, P., Johnson, R.J., Dufek, J., and Dillman, C. (1987). Force Measurement in Cross-Country Skiing. *International Journal of Sport Biomechanics*, 3, 382-391.

Anhang 5

Pläne

5.1 Zusammenbauzeichnung

5.2 Gleitrohr

5.3 Druckstock

5.4 Federkörper

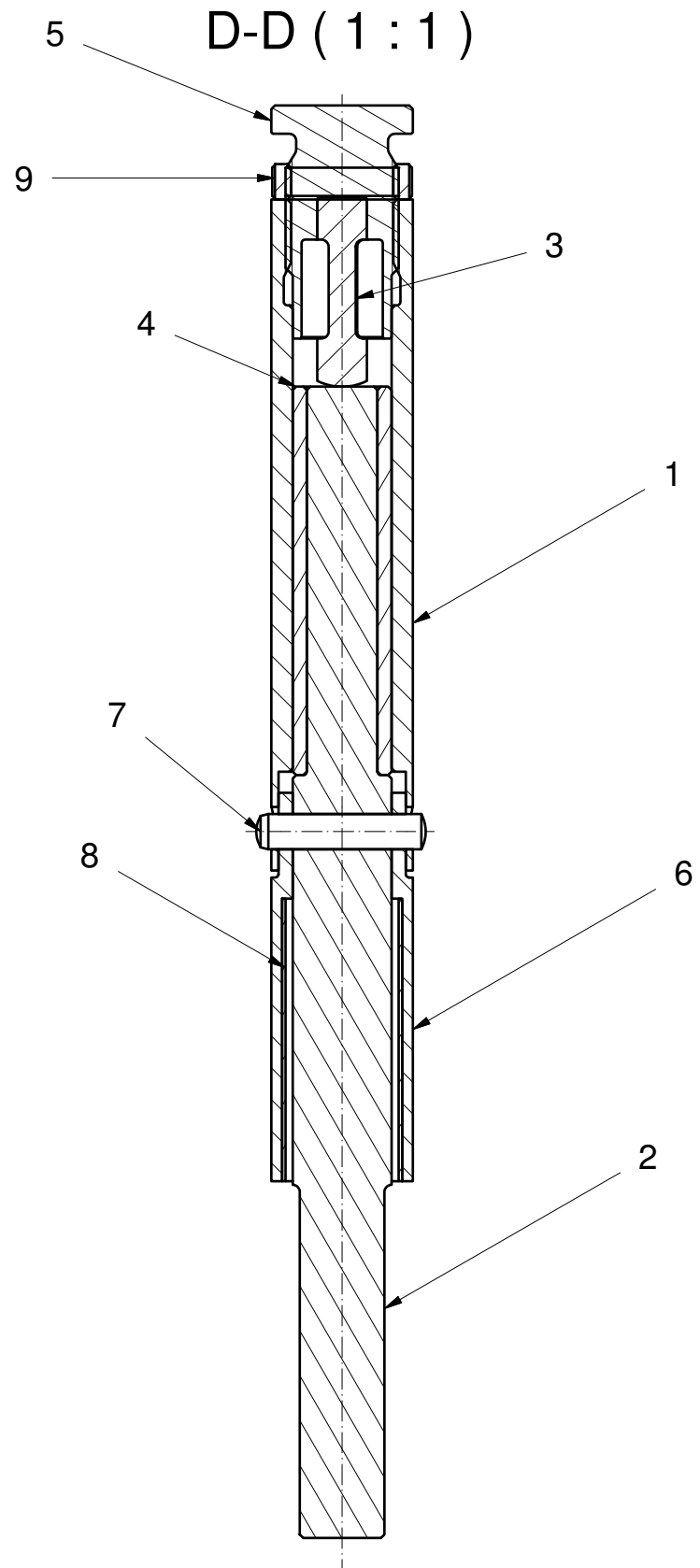
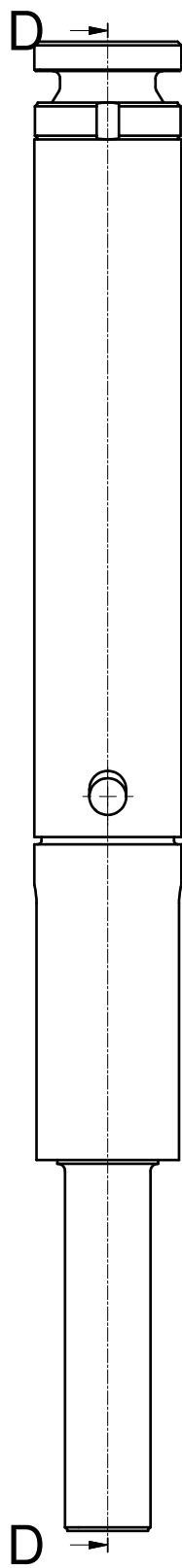
5.5 Lager

5.6 Druckhülse

5.7 Klemmhülse

5.8 Gegenmutter

5.9 Bearbeitungszeichnung Lager und Druckstock

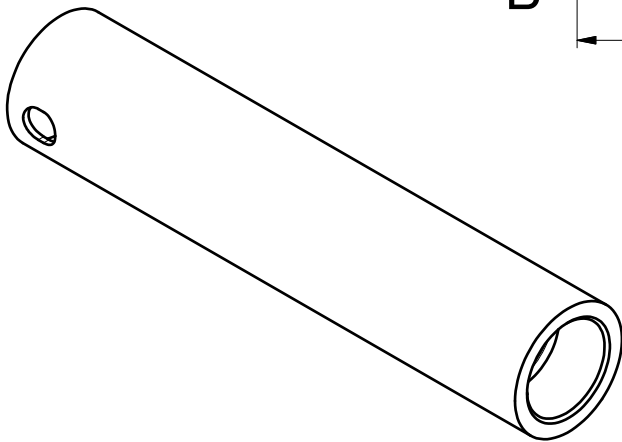
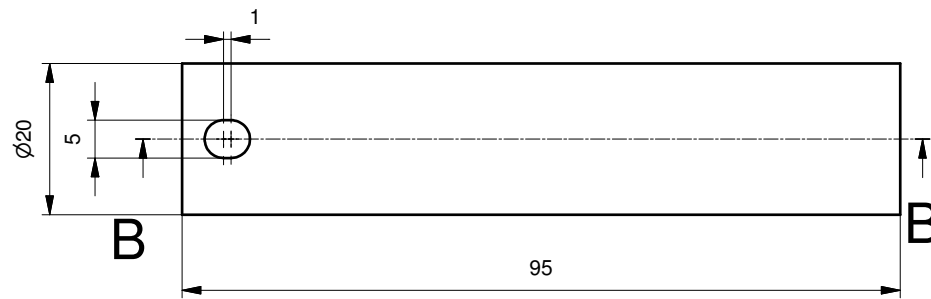
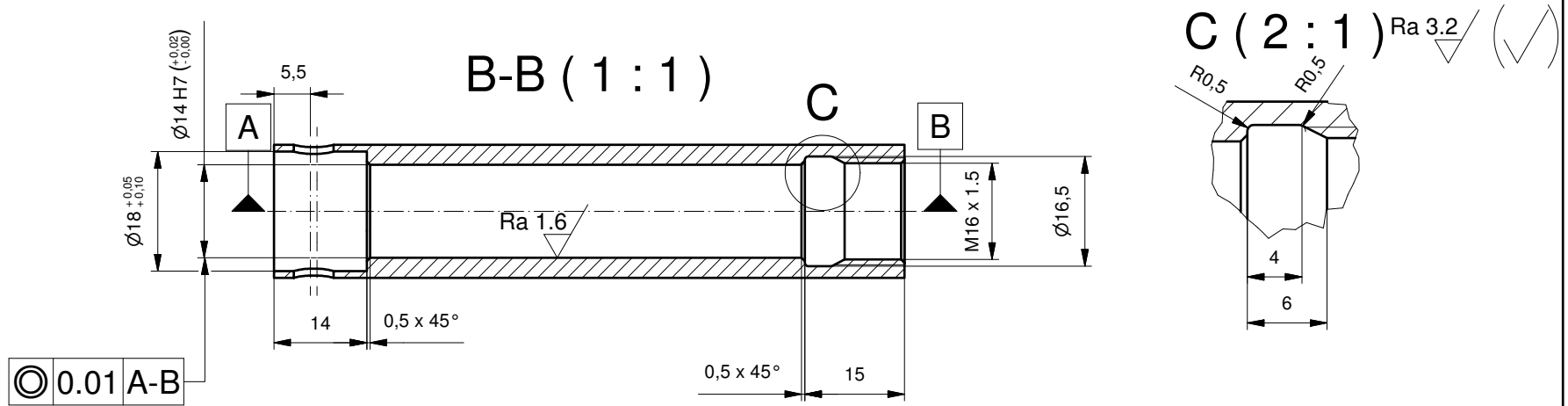


9	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Gegenmutter
8	1	Caoutchouc / Gummi	Gummiband
7	1	Stahl	ISO 8734 - 5 x 24 - A
6	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Klemmhülse
5	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Druckhülse
4	1	PTFE	Lager
3	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Federkörper
2	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Druckstab
1	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Gleitrohr


Pos. Pos.	Quantité Menge	Matière Werkstoff	Dénomination / Caractéristiques Benennung / Merkmale
--------------	-------------------	----------------------	---

Kraftmesssystem			Dessiné Gezeichnet	seilers	02.06.2010	Echelle Massstab
Zusammenbau			Contrôlé Geprüft			1:1

Fichier Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Kraftmesvorrichtung_DMS.idw
Datei

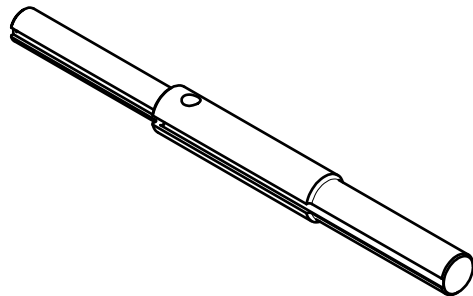
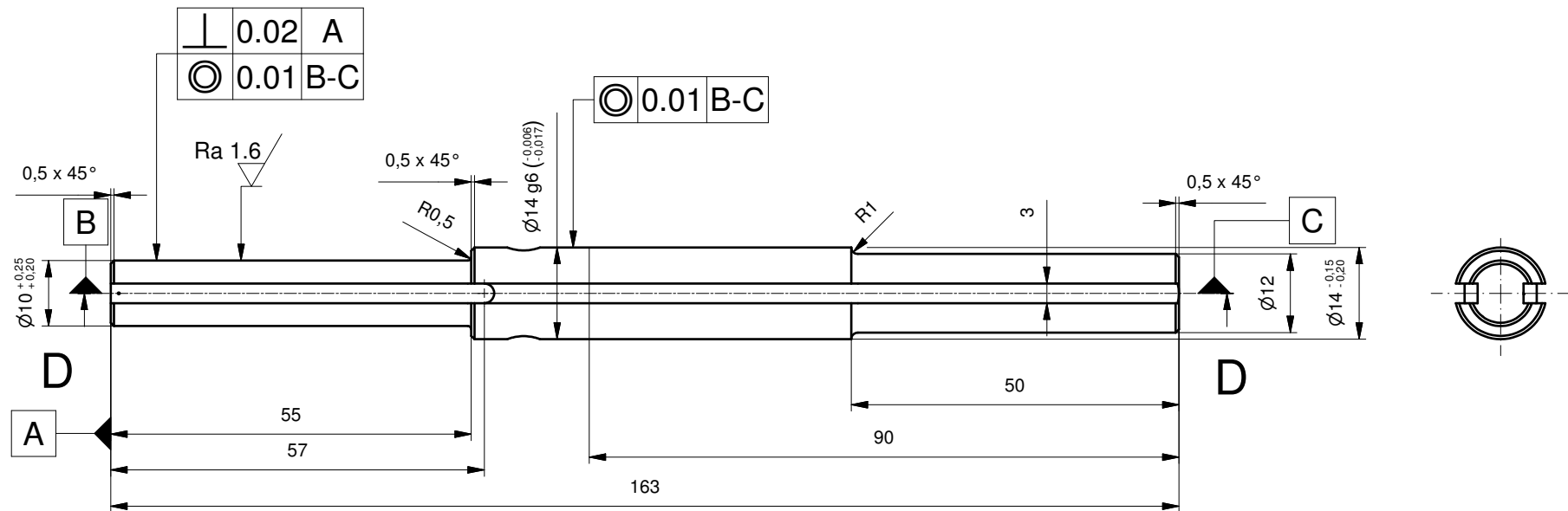
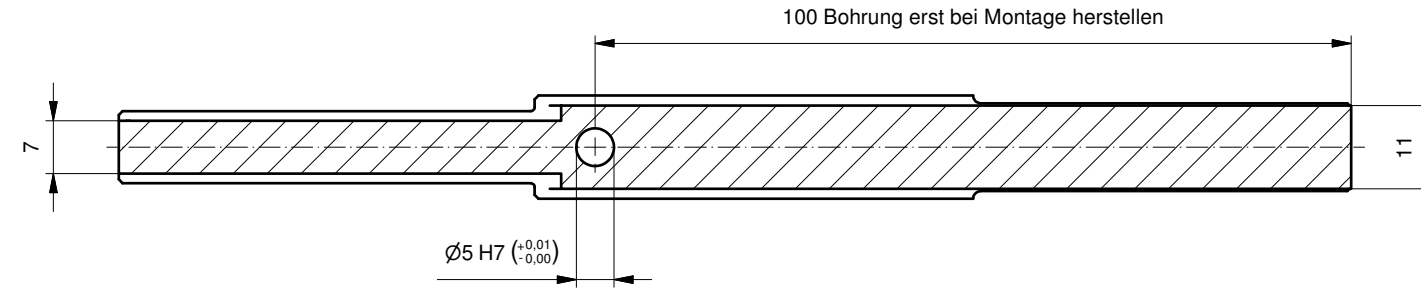


Allgemeintoleranzen nach DIN ISO 2768 - m
 Schlitzbohrung erst bei Montage herstellen
 Alle Kanten gebrochen

1	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Gleitrohr			
Pos.	Quantité Menge	Matière Werkstoff	Dénomination / Caractéristiques Benennung / Merkmale			
Kraftmesssystem Gleitrohr			Dessiné Gezeichnet	seilers	18.05.2010	Echelle Massstab
			Contrôlé Geprüft			1:1
Fichier Datei	Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Gleitrohr_Variante4.idw					
Hes-so 			VALAIS WALLIS			

D-D (1:1)

Ra 3.2 (✓)



2	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Druckstab
Pos.	Quantité	Matière	Dénomination / Caractéristiques
Pos.	Menge	Werkstoff	Benennung / Merkmale

Kraftmesssystem

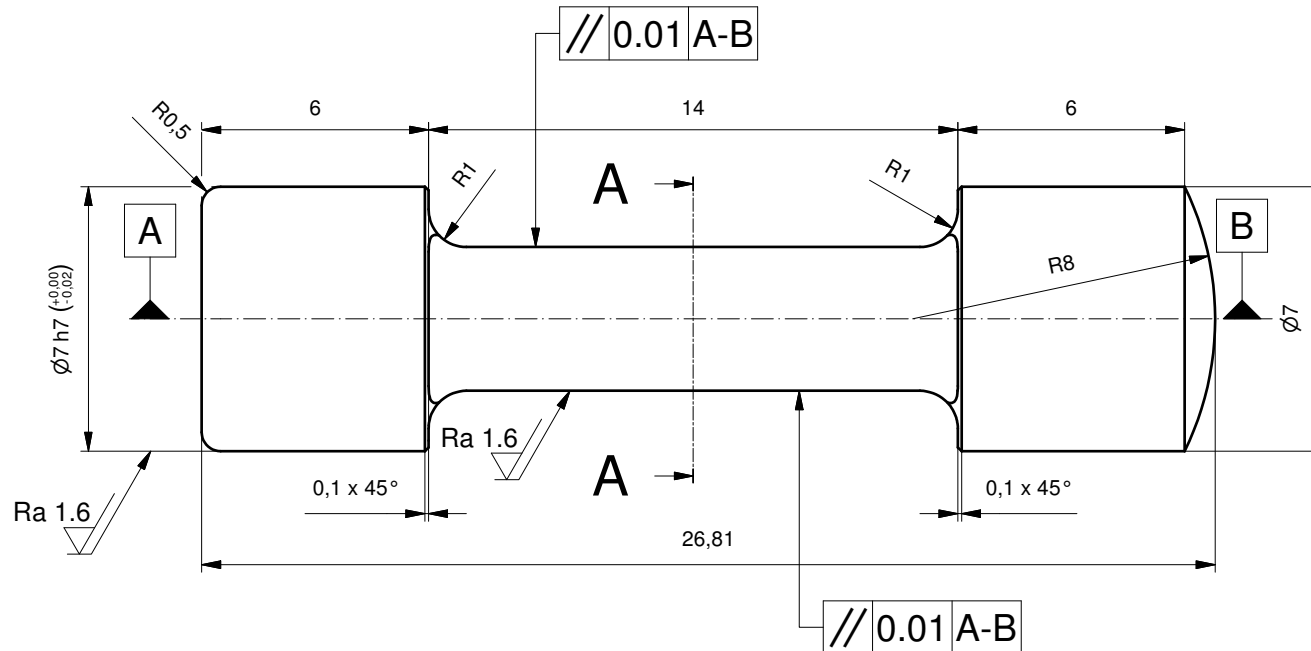
Druckstab

Dessiné Gezeichnet	seilers	18.05.2010	Echelle Massstab
Contrôlé Geprüft			1:1

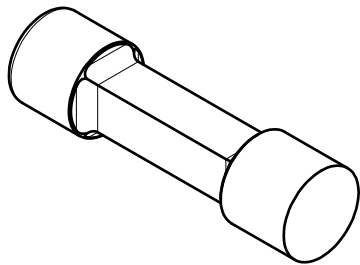
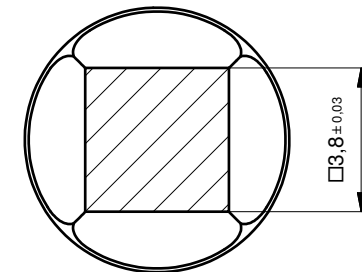
Fichier Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Stock_Variante4-1.idw
Datei

Hes-so VALAIS
WALLIS

Ra 3.2



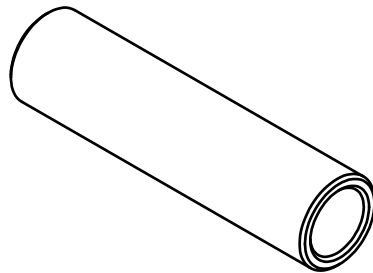
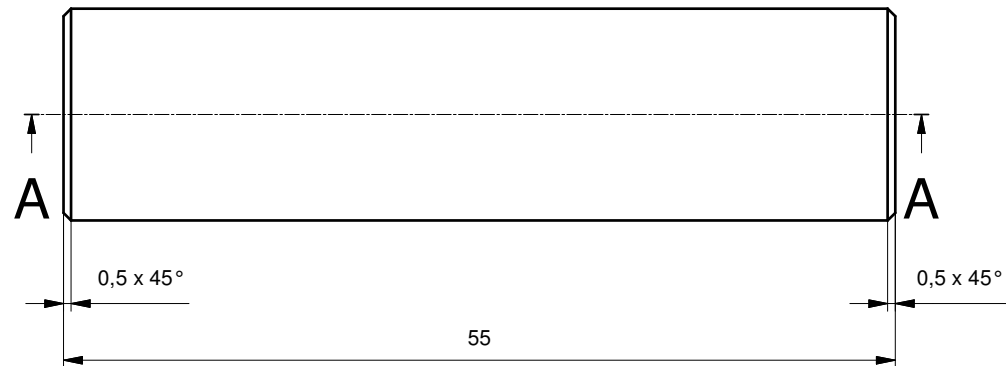
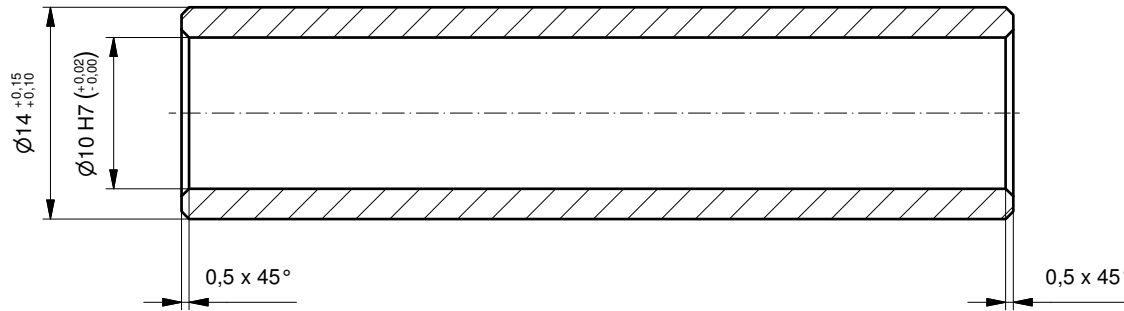
A-A (5 : 1)



3	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Federkörper			
Pos.	Quantité	Matière	Dénomination / Caractéristiques			
Pos.	Menge	Werkstoff	Benennung / Merkmale			
Kraftmesssystem Federkörper			Dessiné	seilers	28.05.2010	Echelle
			Gezeichnet			5:1
Fichier			Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Bolzen_Variante4.1.idw			
Datei						
			VALAIS WALLIS			

A-A (2:1)

Ra 3.2



4	1	PTFE	Lager
Pos.	Quantité	Matière	Dénomination / Caractéristiques
Pos.	Menge	Werkstoff	Benennung / Merkmale

Kraftmesssystem
Gleitlager

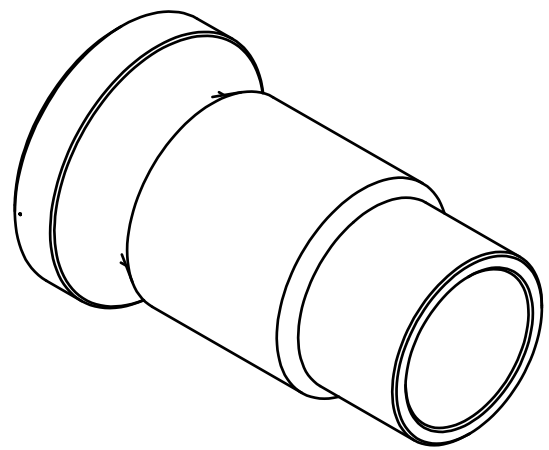
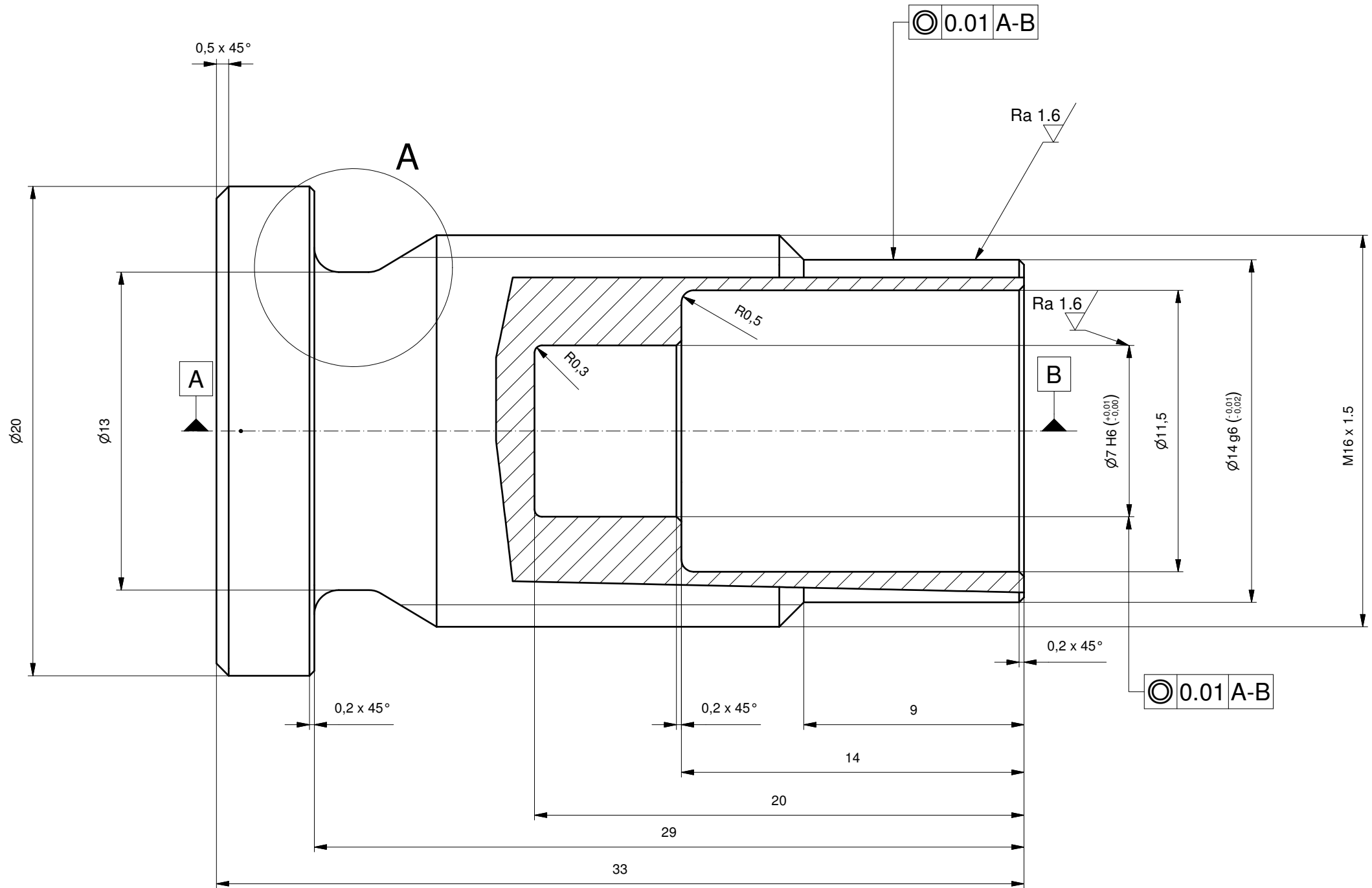
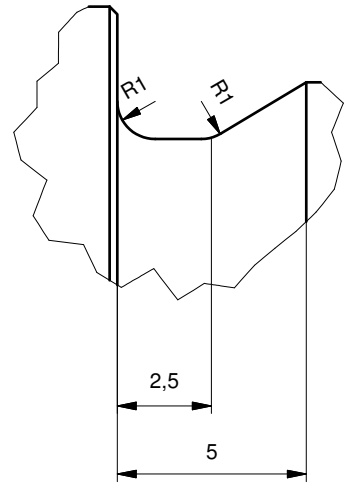
Dessiné Gezeichnet	seilers	25.05.2010	Echelle Massstab
Contrôle Geprüft			2:1

Fichier
Datei Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Lager.idw

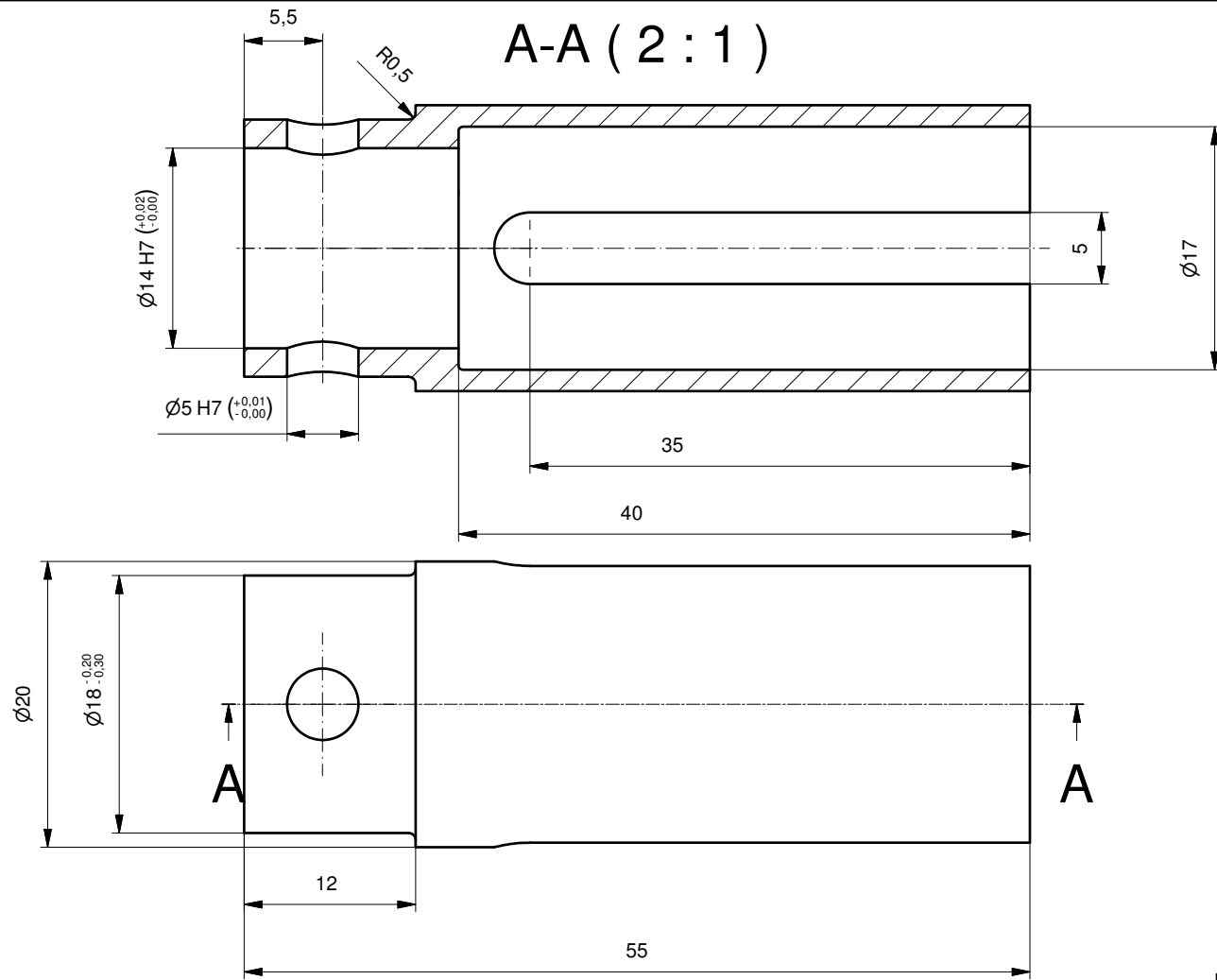
Hes-so VALAIS
WALLIS

A (5:1)

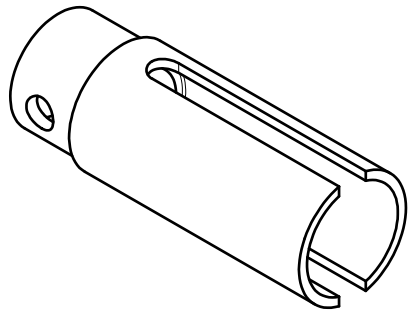
Ra 3.2




5	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Druckhülse				
Pos.	Quantité	Matière	Dénomination / Caractéristiques				
Pos.	Menge	Werkstoff	Benennung / Merkmale				
Kraftmesssystem				Dessiné	seilers	25.05.2010	Echelle
Druckscheibe				Gezeichnet			Massstab
				Contrôle			5:1
				Geprüft			
Fichier Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Druckplatte_Variante4.idw							



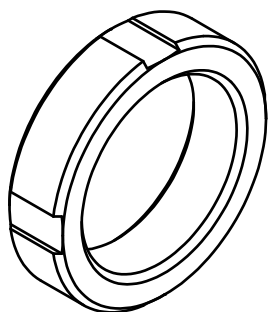
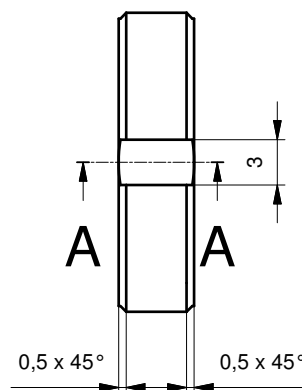
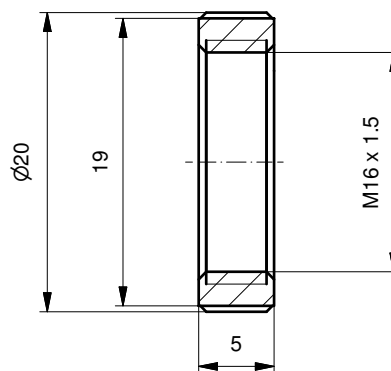
Bohrung erst bei Montage herstellen



6	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Klemmhülse			
Pos.	Quantité	Matière	Dénomination / Caractéristiques			
Pos.	Menge	Werkstoff	Benennung / Merkmale			
Kraftemssystem Klemmhülse			Dessiné Gezeichnet	seilers	25.05.2010	Echelle Massstab
			Contrôle Geprüft			2:1
Fichier Datei Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Klemmhülse2.idw						
Hes-so 			VALAIS WALLIS			

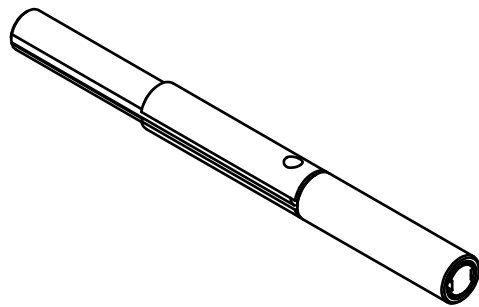
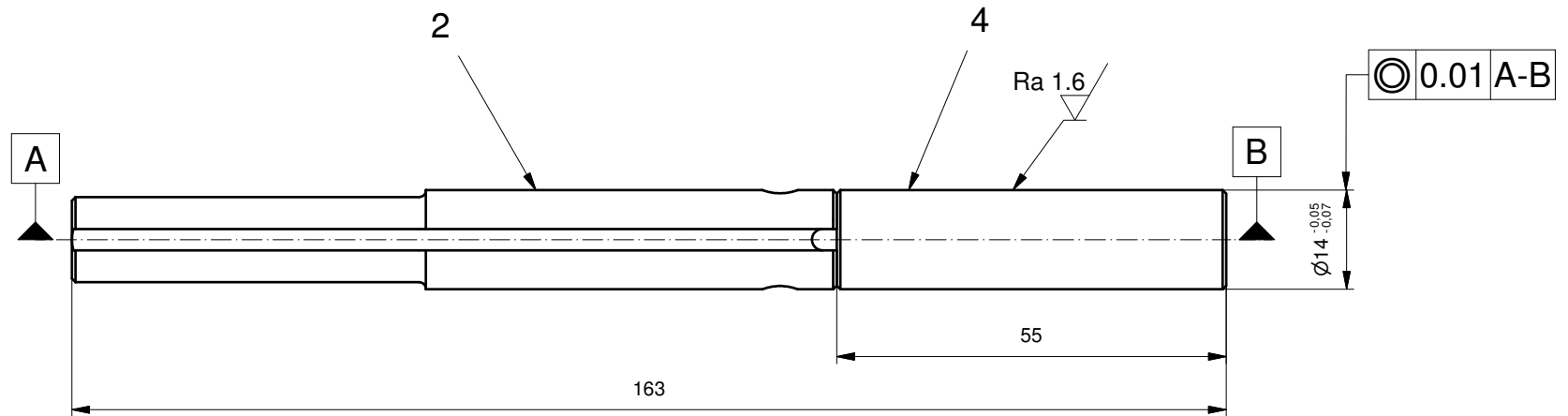
A-A (2 : 1)

Ra 3.2



9	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Gegenmutter			
Pos.	Quantité	Matière	Dénomination / Caractéristiques			
Pos.	Menge	Werkstoff	Benennung / Merkmale			
Kraftmesssystem Gegenmutter			Dessiné	seilers	11.06.2010	Echelle
			Gezeichnet			Massstab
			Contrôlé			2:1
			Geprüft			
Fichier Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Gegenmutter.idw						
Datei						
Hes-so			VALAIS WALLIS			

Ra 3.2 / (✓)



2	1	AlMgSi1 (EN AW-6082)	Druckstab
4	1	PTFE	Lager
Pos. Pos.	Quantité Menge	Matière Werkstoff	Dénomination / Caractéristiques Benennung / Merkmale

Kraftmesssystem

Lagernachbearbeitung

Dessiné Gezeichnet	seilers	12.06.2010	Echelle Massstab
Contrôle Geprüft			

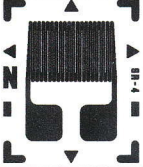
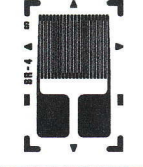
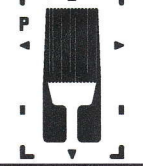
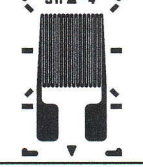
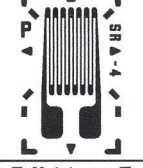
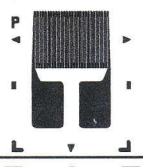
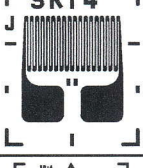
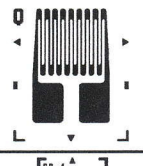
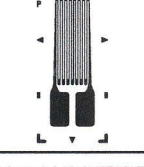
Fichier
Datei Y:\seilers\Nordic_Walking\DMS_Messung\Lager_und_Stock.idw

Hes-so VALAIS
WALLIS

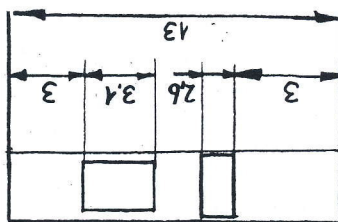
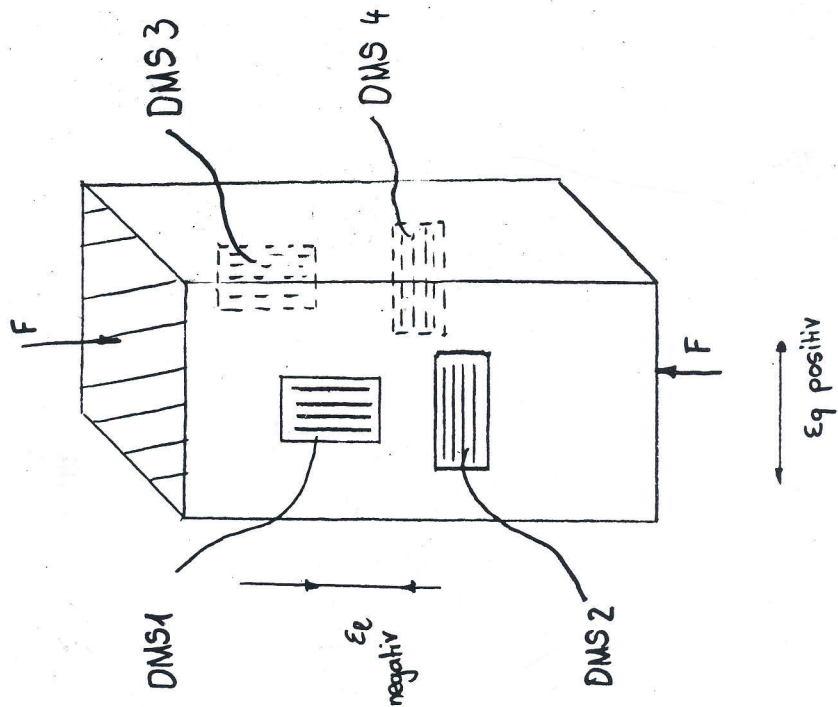
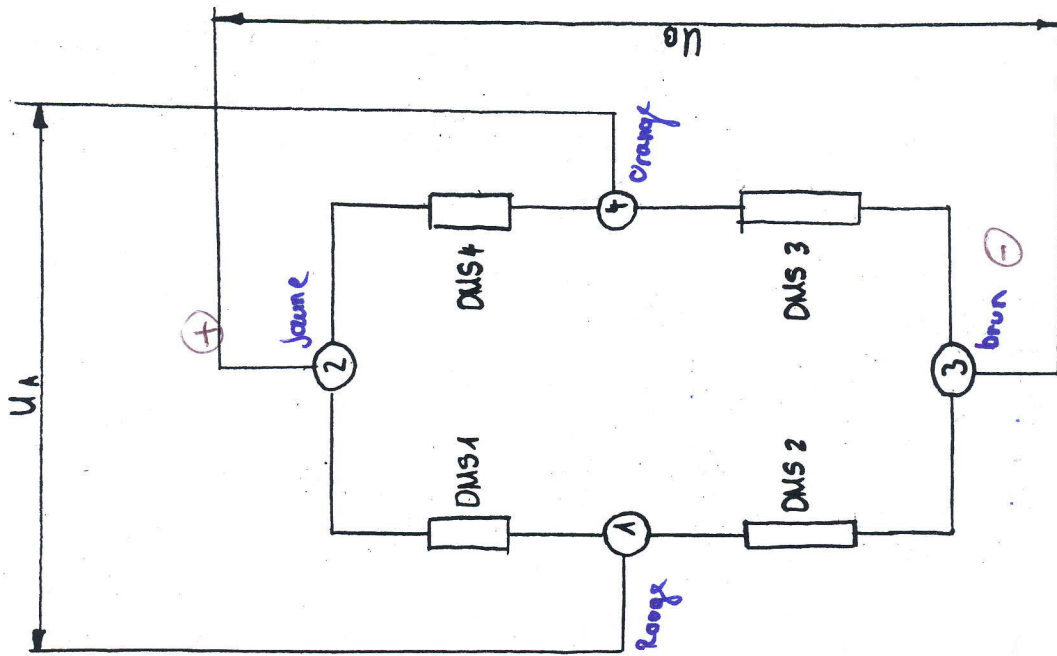
Anhang 6 Datenblatt DMS



Gage Specifications / DMS-Ausführungen

Gage Pattern	Actual Matrix Size	Grid Length	Grid Width	Overall Length*	Overall Width	Resistance Ohm	Gage Designation	End-Tab Ratio
Ausführung	Original-Grösse	Messgitter-Länge	Messgitter-Breite	Gesamt-Länge*	Gesamt-Breite	Widerstand Ohm	Modell-bezeichnung	Kriechanpassung
	3,1 x 2,6	0,76	1,40	2,11	1,60	350 ±0,2%	FAE-03W-35-SXE-N	8:1
		$K=2,05$, Querempfindlichkeit ≈ 0 For small sized transducers. Für Messwertnehmer kleiner Baugrösse. $U_B \approx 5V$						
	3,8 x 2,5	1,27	1,63	2,92	1,75	5000 ±0,6% 2500 ±0,6% 1000 ±0,6%	FSM-A6306S-500-SXEC FSM-A6175S-250-SXEC FSM-A6176S-100-SXEC	10:1 10:1 10:1
		A family of miniature high resistance gages. Widely used in battery operated transducers. Hochwiderstands-DMS in Miniaturausführung. Verwendung z.B. für batteriebetriebene Sensoren.						
	4,8 x 3,0	1,57	1,30	3,61	1,57	350 ±0,2%	FAE-A6163P-35-SXE	8,5:1
		General purpose miniatur pattern. Schmalere DMS für allgemeine Anwendung.						
	4,1 x 2,5	1,57	1,37	3,02	1,65	350 ±0,2%	FAE-A6195E-35-SXE	4:1
		Gage with short end tabs. Will compensate for high positive creep. DMS mit kurzen Umkehrstellen. Kompensiert gegen hohes positives Kriechen.						
	4,1 x 2,5	1,57	1,17	3,10	1,4	350 ±0,2%	FSE-A6337P-35-SXEC	8,5:1
		Very narrow gage. Sehr schmaler DMS.						
	5,6 x 4,1	1,52	2,34	3,84	2,54	1000 ±0,2% 1000 ±0,2% 1000 ±0,2% 350 ±0,2% 350 ±0,2%	FAE-A6164A-100-SXE FAE-A6164D-100-SXE FAE-A6164P-100-SXE FAE-A6338P-35-SXE FSE-A6339P-35-SXEC	2:1 3,5:1 8,5:1 8,5:1 8,5:1
		Very popular small gage pattern. Vielverwendeter kleiner DMS.						
	5,8 x 5,0	1,57	3,28	3,73	3,53	350 ±0,2%	FAE-06W-35-SXE-G FAE-06W-35-SXE-J FAE-06W-35-SXE-L FAE-06W-35-SXE-N FAE-06W-35-SXE-S	5:1 6:1 7:1 8:1 10:1
		Very popular wide grid pattern. Vielverwendeter DMS mit breitem Messgitter.						
	5,6 x 4,1	1,52	2,03	3,81	2,54	350 ±0,2%	FSE-06W-35-SXEC-Q	9:1
		General purpose karma gage with tinned tabs. Karma Messgitter mit vorverzinneten Anschlüssen.						
	6,9 x 3,0	3,17	1,17	3,66	1,52	350 ±0,2%	FAE-A6159P-35-SXE	8,5:1
		Narrow grid gage. Sehr schmales Messgitter. Auch sehr gut für experimentelle Spannungsanalyse geeignet.						

Anhang 7 Skizze DMS - Montage



Anhang 8 Berechnung Steifigkeit

Steifigkeitsberechnung

Spannhülse Pos. 5 : Wird in mehrere Einzelteile zerlegt.

$$k_1 = \frac{A_1 \cdot E}{l_1} = \frac{283,5 \text{ mm}^2 \cdot 70000 \text{ MPa}}{4 \text{ mm}} = 4,96 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_2 = \frac{A_2 \cdot E}{l_2} = \frac{132,7 \text{ mm}^2 \cdot 70000 \text{ MPa}}{3 \text{ mm}} = 1,85 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_3 = \frac{A_3 \cdot E}{l_3} = \frac{32,17 \text{ mm}^2 \cdot 70000 \text{ MPa}}{4 \text{ mm}} = 5,629 \cdot 10^5 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_{\text{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}} = 403738 \text{ Nmm}^{-1}$$

Steifigkeit Federkörper Pos. 3

$$k_1 = \frac{A_1 \cdot E}{l_1} = \frac{28,27 \cdot 70000 \text{ NPa}}{6 \text{ mm}} = 329867 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_2 = \frac{A_2 \cdot E}{l_2} = \frac{14,44 \text{ mm}^2 \cdot 70000 \text{ NPa}}{14 \text{ mm}} = 72200 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_3 \approx k_1 \approx 329867 \text{ Nmm}^{-1} \Rightarrow k_{\text{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}} = 50217,3 \text{ Nmm}^{-1}$$

Übergang zwischen Federkörper wird als ∞ Steif angenommen

Steifigkeit Druckstock Pos. 2 wird hier mit voller Fläche berechnet.

$$k_1 = \frac{A_1 \cdot E}{l_1} = \frac{58,12 \text{ mm}^2 \cdot 70000 \text{ MPa}}{55 \text{ mm}} = 73978,5 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_2 = \frac{A_2 \cdot E}{l_2} = \frac{153,93 \text{ mm}^2 \cdot 70000 \text{ MPa}}{8 \text{ mm}} = 1,346 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_{\text{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}} = 70126,8 \text{ Nmm}^{-1}$$

Steifigkeit Hülse Pos. 6

$$k_1 = \frac{A_1 \cdot E}{l_1} = \frac{100,5 \text{ mm}^2 \cdot 70'000 \text{ MPa}}{6,5 \text{ mm}} = 1,08 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_2 = \frac{A_2 \cdot E}{l_2} = \frac{160,2 \text{ mm}^2 \cdot 70'000 \text{ MPa}}{3 \text{ mm}} = 3,73 \cdot 10^6 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_{\text{tot}} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2}} = 839321 \text{ Nmm}^{-1}$$

$$k_{\text{tot system}} = \frac{1}{\frac{1}{k_{\text{tot1}}} + \frac{1}{k_{\text{tot2}}} + \frac{1}{k_{\text{tot3}}} + \frac{1}{k_{\text{tot4}}}} = 26425,9 \text{ Nmm}^{-1}$$

Anhang 9

Datenblatt Winkelsensor

Farnell

136 5601

CAF 8. -



Ultra Low Cost, ±1.5 g Dual Axis Accelerometer with Absolute Outputs

MXA2300J/K

FEATURES

- RoHS Compliant
- Dual axis accelerometer
- Monolithic CMOS construction
- On-chip mixed mode signal processing
- Resolution better than 2 mg
- 30Hz bandwidth
- 2.70V to 5.25V single supply operation
- >50,000 g shock survival rating
- Low height surface mount package

APPLICATIONS

Consumer Electronics

- Cell phones, PDAs, MP3 Players, Gaming consoles
- Screen and image orientation
- Tilt and motion input
- Menu navigation
- Auto power on/off
- Active HDD protection
- Pedometer

Security

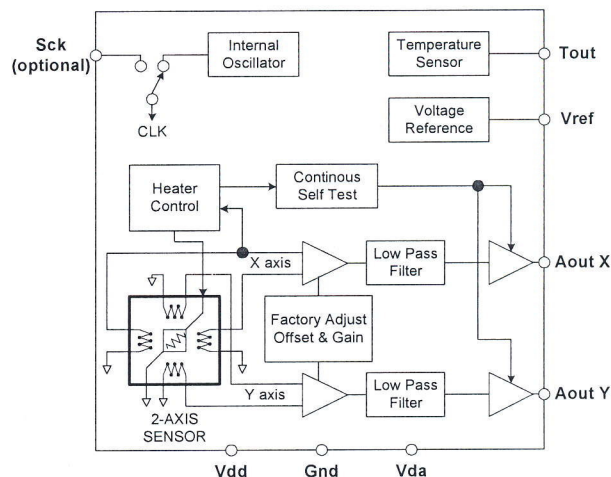
- Tamper detection
- Catastrophic event detection
- Black box event recorders

Office Equipment

- Computer Peripherals
- Mouse input

GENERAL DESCRIPTION

The MXA2300J/K is an ultra low cost, dual axis accelerometer fabricated on a standard, submicron CMOS process. The MXA2300J/K measures acceleration with a full-scale range of ±1.5 g and a sensitivity of 300mV/g @3V power supply at 25°C. It can measure both dynamic acceleration (e.g., vibration) and static acceleration (e.g., gravity).



MXA2300J/K FUNCTIONAL BLOCK DIAGRAM

The MXA2300J/K design is based on heat convection and requires no solid proof mass. This eliminates stiction and particle problems, leading to significantly lower failure rates and lower loss due to handling during assembly.

The MXA2300J/K provides two absolute analog outputs.

The typical noise floor is 1.0 mg/√Hz allowing signals below 2mg to be resolved at 1Hz bandwidth. The MXA2300J/K has an inherent low pass frequency response with a 30Hz 3dB cutoff frequency, which eliminates unwanted higher frequency vibrations from obscuring the measurement. The MXA2300J/K is available in a LCC surface mount package (5.5mm x 5.5mm x 1.40mm height, with maximum height of 1.50mm). It is operational over a -10°C to +70°C (J) and -40°C to +85°C (K) temperature range.

Information furnished by MEMSIC is believed to be accurate and reliable. However, no responsibility is assumed by MEMSIC for its use, nor for any infringements of patents or other rights of third parties which may result from its use. No license is granted by implication or otherwise under any patent or patent rights of MEMSIC.

©MEMSIC, Inc.
800 Turnpike Street, Suite 202, North Andover, MA 01845
Tel: +1 978 738 0900 Fax: +1 978 738 0196
www.memsic.com

MXA2300J/K SPECIFICATIONS (Measurements @ 25°C, Acceleration = 0 g unless otherwise noted; V_{DD} , $V_{DA} = 3.0V$ unless otherwise specified)

Parameter	Conditions	MXA2300J			MXA2300K			Units
		Min	Typ	Max	Min	Typ	Max	
SENSOR INPUT Measurement Range ¹ Nonlinearity Alignment Error ² Transverse Sensitivity ³	Each Axis Best fit straight line	±1.5	1.0	2.0	±1.5	1.0	2.0	g % of FS degrees %
SENSITIVITY Sensitivity, Analog Outputs at pins A _{OUTX} and A _{OUTY} Change over Temperature	Each Axis @3.0V supply Δ from 25°C	270	300	330 10	270	300	330 20	mV/g %
ZERO g BIAS LEVEL 0 g Offset 0 g Voltage 0 g Offset over Temperature	Each Axis Δ from 25°C Δ from 25°C, based on 300mV/g	-0.48 1.10	0.00 1.25 ±5.0 ±1.5	+0.48 1.40	-0.48 1.10	0.00 1.25 ±5.0 ±1.5	+0.48 1.40	g V mg/°C mV/°C
NOISE PERFORMANCE Noise Density, rms	Without frequency compensation		1.0			1.0		mg/ √Hz
FREQUENCY RESPONSE 3dB Bandwidth - uncompensated		25	30	35	25	30	35	Hz
TEMPERATURE OUTPUT T _{out} Voltage Sensitivity		1.15 4.6	1.25 5.0	1.35 5.4	1.15 4.6	1.25 5.0	1.35 5.4	V mV/°K
VOLTAGE REFERENCE V _{Ref} Output Change over Temperature Current Drive Capability	@2.7V-5.25V supply Source	2.4	2.5 0.1	2.65 100	2.4	2.5 0.1	2.65 100	V mV/°C μA
SELF TEST Continuous Voltage at A _{OUTX} , A _{OUTY} under Failure	@3.0V Supply, output rails to supply voltage		3.0			3.0		V
A _{OUTX} and A _{OUTY} OUTPUTS Normal Output Range Current Turn-On Time ⁴	@3.0V Supply Source or sink, @ 2.7V-5.25V supply @3.0V Supply	0.1		2.9 100	0.1		2.9 100	V μA mS
POWER SUPPLY Operating Voltage Range Supply Current	@ 3.0V	2.7	4.8	5.25	2.7	4.8	5.25	V mA
TEMPERATURE RANGE Operating Range		-10		+70	-40		85	°C

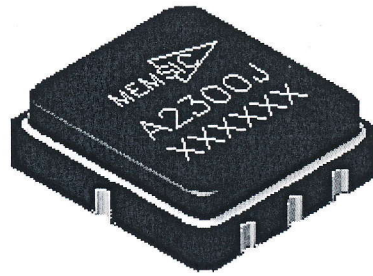
NOTES

- ¹ Guaranteed by measurement of initial offset and sensitivity.
- ² Alignment error is specified as the angle between the true and indicated axis of sensitivity.
- ³ Transverse sensitivity is the algebraic sum of the alignment and the inherent sensitivity errors.
- ⁴ Output settled to within +/-17mg.

ABSOLUTE MAXIMUM RATINGS*

Supply Voltage (V_{DD}, V_{DA})-0.5 to +7.0V
 Storage Temperature-65°C to +150°C
 Acceleration.....50,000 g

*Stresses above those listed under Absolute Maximum Ratings may cause permanent damage to the device. This is a stress rating only; the functional operation of the device at these or any other conditions above those indicated in the operational sections of this specification is not implied. Exposure to absolute maximum rating conditions for extended periods may affect device reliability.



Package Characteristics

Package	θ _{JA}	θ _{JC}	Device Weight
LCC8	110°C/W	22°C/W	< 1 gram

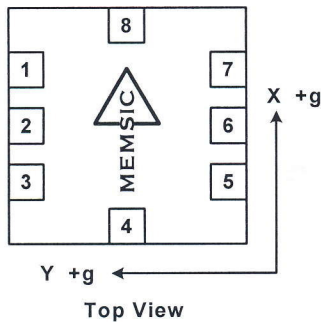
Ordering Guide

Model	Temperature Range	Package Style
MXA2300JV	-10~70°C	LCC8, RoHS compliant
MXA2300KV	-40~85°C	LCC8, RoHS compliant

*LCC parts are shipped in tape and reel packaging.

Caution

ESD (electrostatic discharge) sensitive device.



Note: The MEMSIC logo's arrow indicates the +X sensing direction of the device. The +Y sensing direction is rotated 90° away from the +X direction.

Pin Description: LCC8 Package

Pin	Name	Description	I/O
1	T _{OUT}	Temperature output	O
X 2	Yout	Y-Axis Acceleration Signal	O
3	Gnd	Ground	I
4	V _{DA}	2.7V to 5.25V	I
X 5	Xout	X-Axis Acceleration Signal	O
6	VREF	2.5V Reference Output	O
7	SCK	Connect to Ground	I
8	V _{DD}	2.7V to 5.25V	I

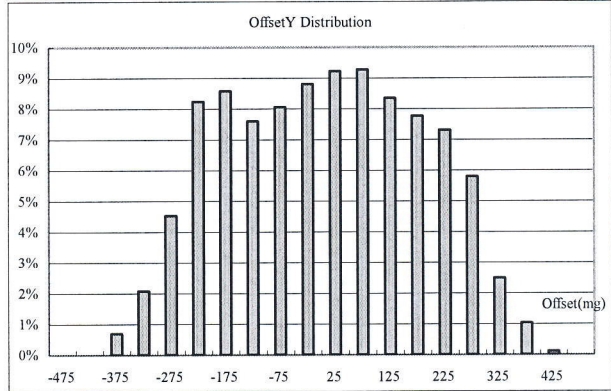
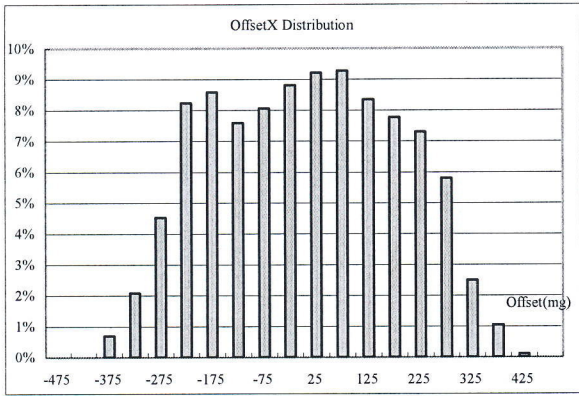
THEORY OF OPERATION

The MEMSIC device is a complete dual-axis acceleration measurement system fabricated on a monolithic CMOS IC process. The device operation is based on heat transfer by natural convection and operates like other accelerometers having a proof mass except it is a gas in the MEMSIC sensor.

A single heat source, centered in the silicon chip is suspended across a cavity. Equally spaced aluminum/poly-silicon thermopiles (groups of thermocouples) are located equidistantly on all four sides of the heat source (dual axis). Under zero acceleration, a temperature gradient is symmetrical about the heat source, so that the temperature is the same at all four thermopiles, causing them to output the same voltage.

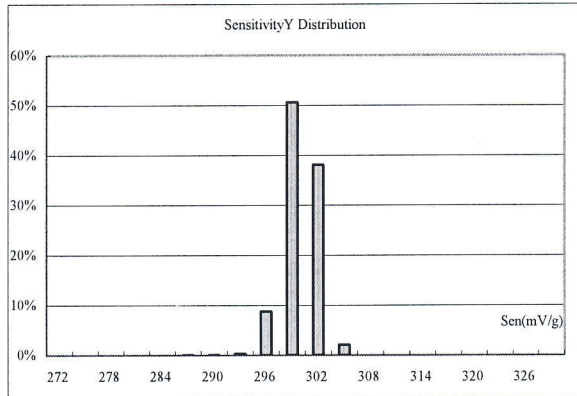
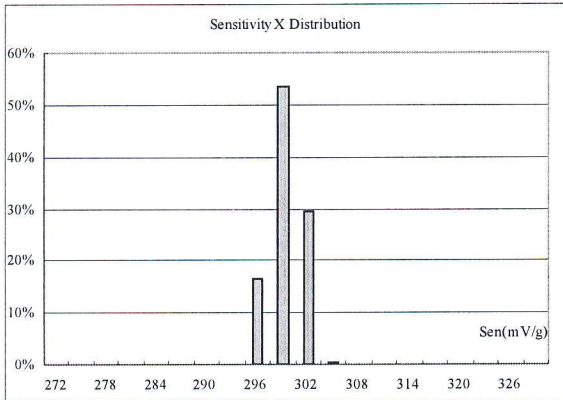
Acceleration in any direction will disturb the temperature profile, due to free convection heat transfer, causing it to be asymmetrical. The temperature, and hence voltage output of the four thermopiles will then be different. The differential voltage at the thermopile outputs is directly proportional to the acceleration. There are two identical acceleration signal paths on the accelerometer, one to measure acceleration in the x-axis and one to measure acceleration in the y-axis.

TYPICAL CHARACTERISTICS, % OF UNITS (@ 25°C, V_{DD} = 3.0V)



0g OffsetX Deviation

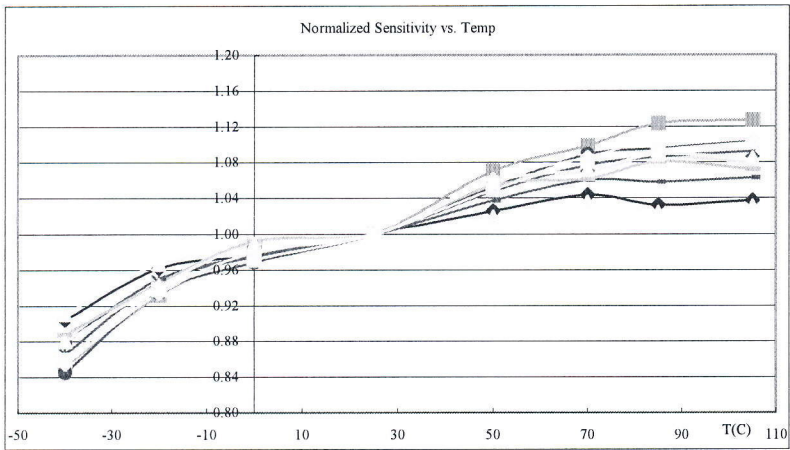
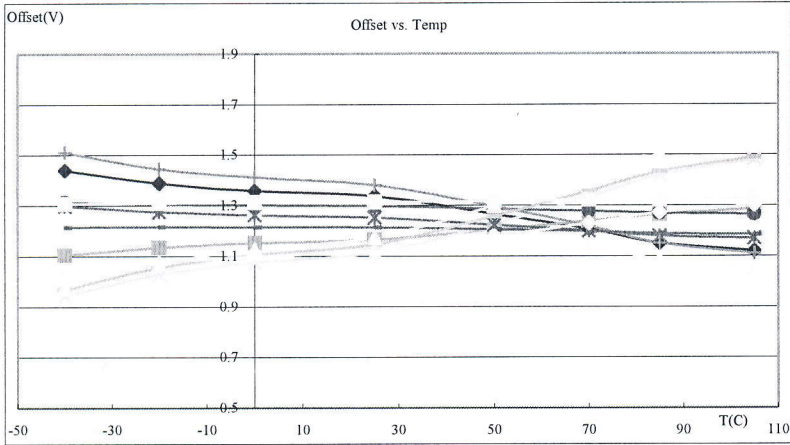
0g OffsetY Deviation



X-axis Sensitivity Distribution

Y-axis Sensitivity Distribution

OVER TEMPERATURE CHARACTERISTICS



PIN DESCRIPTIONS

V_{DD} – This is the supply input for the digital circuits and the sensor heater in the accelerometer. The DC voltage should be between 2.70 and 5.25 volts.

V_{DA} – This is the power supply input for the analog amplifiers in the accelerometer. The DC voltage should be between 2.70 and 5.25 volts

Gnd – This is the ground pin for the accelerometer.

A_{OUTX} – This pin is the output of the x-axis acceleration sensor. The user should ensure the load impedance is sufficiently high as to not source/sink >100µA.

A_{OUTY} – This pin is the output of the y-axis acceleration sensor. The user should ensure the load impedance is sufficiently high as to not source/sink >100µA.

T_{OUT} – This pin is the buffered output of the temperature sensor. The analog voltage at T_{OUT} is an indication of the die temperature. This voltage is useful as a differential measurement of temperature from ambient and not as an absolute measurement of temperature.

Sck – This pin should be grounded.

V_{ref} – A reference output voltage is available from this pin. It is set at 2.50V typical and has 100µA of drive capability.

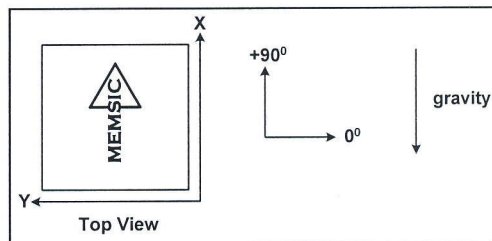
DISCUSSION OF TILT APPLICATIONS AND MINIMUM RESOLUTION

Tilt Applications: One of the most popular applications of the MEMSIC accelerometer product line is in tilt/inclination measurement. An accelerometer uses the force of gravity as an input to determine the inclination angle of an object.

A MEMSIC accelerometer is most sensitive to changes in position, or tilt, when the accelerometer's sensitive axis is perpendicular to the force of gravity, or parallel to the Earth's surface. Similarly, when the accelerometer's axis is parallel to the force of gravity (perpendicular to the Earth's surface), it is least sensitive to changes in tilt.

Following table and figure help illustrate the output changes in the X- and Y-axes as the unit is tilted from +90° to 0°. Notice that when one axis has a small

change in output per degree of tilt (in mg), the second axis has a large change in output per degree of tilt. The complementary nature of these two signals permits low cost accurate tilt sensing to be achieved with the MEMSIC device (reference application note AN-00MX-007).



Accelerometer Position Relative to Gravity

X-Axis Orientation To Earth's Surface (deg.)	X-Axis		Y-Axis	
	X Output (g)	Change per deg. of tilt (mg)	Y Output (g)	Change per deg. of tilt (mg)
90	1.000	0.15	0.000	17.45
85	0.996	1.37	0.087	17.37
80	0.985	2.88	0.174	17.16
70	0.940	5.86	0.342	16.35
60	0.866	8.59	0.500	15.04
45	0.707	12.23	0.707	12.23
30	0.500	15.04	0.866	8.59
20	0.342	16.35	0.940	5.86
10	0.174	17.16	0.985	2.88
5	0.087	17.37	0.996	1.37
0	0.000	17.45	1.000	0.15

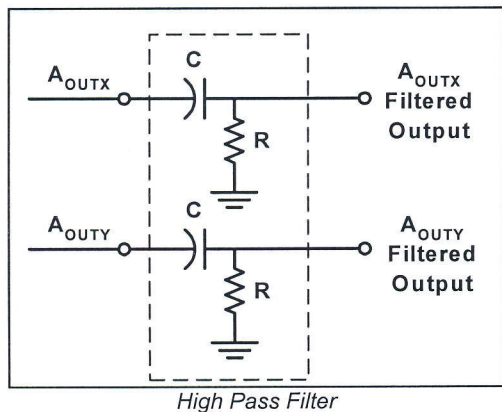
Changes in Tilt for X- and Y-Axes

Minimum Resolution: The accelerometer resolution is limited by noise. The output noise will vary with the measurement bandwidth. With the reduction of the bandwidth, by applying an external low pass filter, the output noise drops. Reduction of bandwidth will improve the signal to noise ratio and the resolution. The output noise scales directly with the square root of the measurement bandwidth. The maximum amplitude of the noise, its peak-to-peak value, approximately defines the worst-case resolution of the measurement. The peak-to-peak noise is approximately equal to 6.6 times the rms value (with an average uncertainty of .1%).

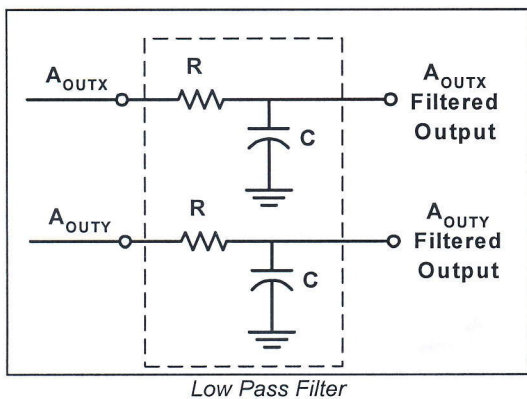
EXTERNAL FILTERS

AC Coupling: For applications where only dynamic accelerations (vibration) are to be measured, it is recommended to ac couple the accelerometer output as shown in following figure. The advantage of ac coupling is that variations from part to part of zero g offset and zero g offset versus temperature can be eliminated.

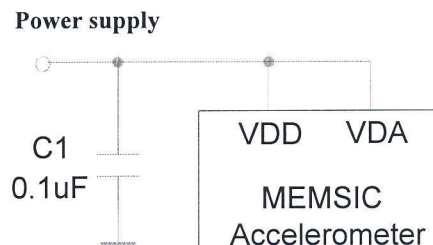
Following figure is a HPF (high pass filter) with a -3dB breakpoint given by the equation: $f = 1/2\pi RC$. In many applications it may be desirable to have the HPF -3dB point at a very low frequency in order to detect very low frequency accelerations. Sometimes the implementation of this HPF may result in unreasonably large capacitors, and the designer must turn to digital implementations of HPFs where very low frequency -3dB breakpoints can be achieved.



Low Pass Filter: An external low pass filter is useful in low frequency applications such as tilt or inclination. The low pass filter limits the noise floor and improves the resolution of the accelerometer. When designing with MEMSIC ratiometric output accelerometers (MXR2xxx series), it is highly recommended that an external, 200 Hz low pass filter be used to eliminate internally generated periodic noise that is coupled to the output of the accelerometer. The low pass filter shown in following figure has a -3dB breakpoint given by the equation: $f = 1/2\pi RC$. For the 200 Hz ratiometric output device filter, $C=0.1\mu\text{F}$ and $R=8\text{k}\Omega, \pm 5\%, 1/8\text{W}$.



A capacitor is recommended for best rejection of power supply noise (reference following figure). The capacitor should be located as close as possible to the device supply pins V_{DA} . The capacitor lead length should be as short as possible, and surface mount capacitors are preferred. For typical applications, capacitors C1 can be ceramic $0.1\mu\text{F}$.



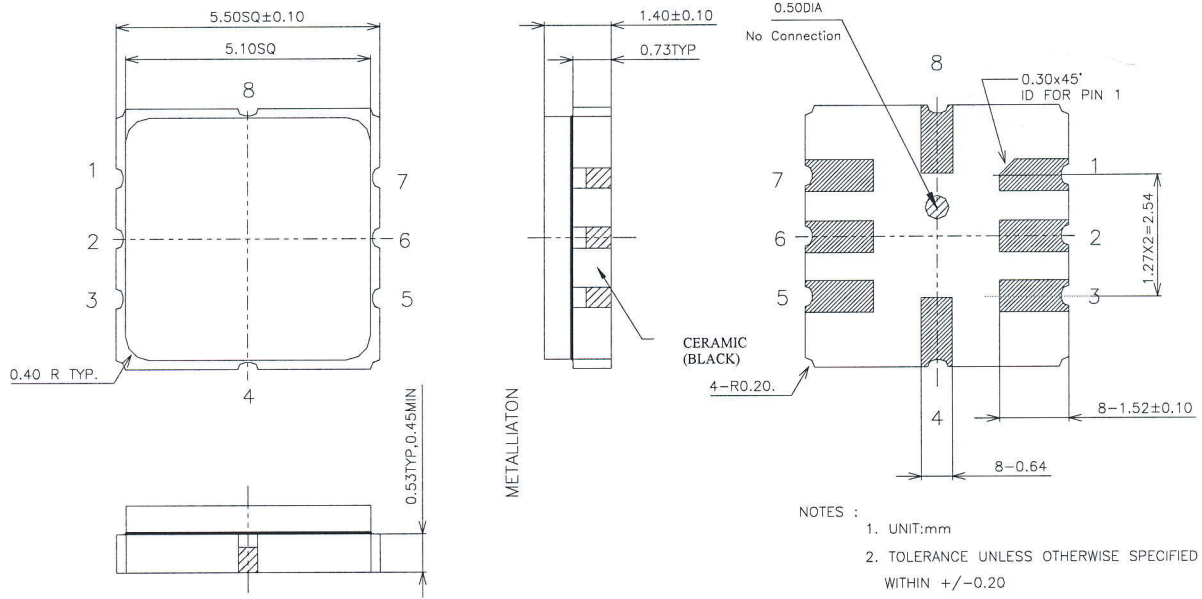
Power Supply Noise Rejection

PCB LAYOUT AND FABRICATION SUGGESTIONS

1. The Sck pin should be grounded to minimize noise.
2. Liberal use of ceramic bypass capacitors is recommended.
3. Robust low inductance ground wiring should be used.
4. Care should be taken to ensure there is "thermal symmetry" on the PCB immediately surrounding the MEMSIC device and that there is no significant heat source nearby.
5. A metal ground plane should be added directly beneath the MEMSIC device. The size of the ground plane should be similar to the MEMSIC device's footprint and as thick as possible.
6. Vias can be added symmetrically around the ground plane. Vias increase thermal isolation of the device from the rest of the PCB.

POWER SUPPLY NOISE REJECTION

Package Drawing



- NOTES :
1. UNIT:mm
 2. TOLERANCE UNLESS OTHERWISE SPECIFIED WITHIN ± 0.20

Package Outline

Anhang 10

Bilder Prothese

10.1 Stock mit thermogeformten Kunststoff

10.2 Stock mit thermogeformten Kunststoff und Schnalle

10.3 Verschlussystem ohne Handschlaufe

10.4 Verbindungsteil montiert an Hanschlaufe









Anhang 11

Datenblatt Schnellverschluss

Besondere Merkmale

- Zugbelastung 1.200 N max.
- Einfacher und kostengünstiger Einbau des Haltenockens durch Clip-Montage.
- Einfache Montage des Verschlusszapfens und der Scheiben ohne Werkzeug.
- Lieferbare Ausführungen: Werkzeug- und Handbetätigung.
- Werkzeugbetätigte Ausführung als Kombischlitz (Längsschlitz + Kreuzschlitz Größe 2).
- Öffnen durch eine Vierteldrehung - Schließen durch Fingerdruck.
- Großer Klemmbereich.

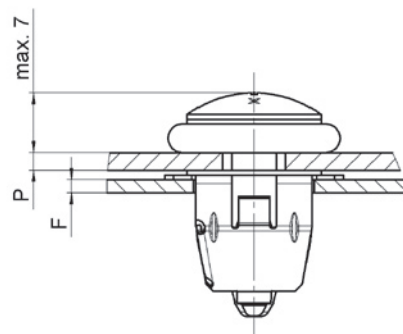
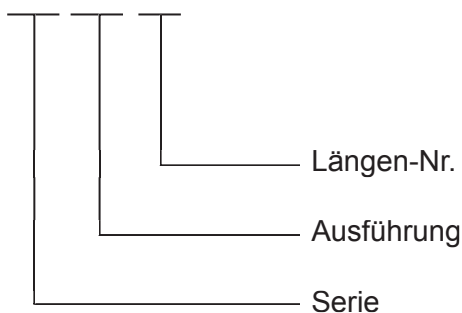
Auswahanleitung

1. Verschlusszapfen entsprechend der Plattendicke P, Seite O-2 und Federclip entsprechend der Rahmendicke F, Seite O-4 wählen.
2. Ausgleichscheibe und Haltescheibe wählen, Seite O-3.
3. Verschlusszapfen Längen-Nr. über Plattendicke P nach untenstehender Tabelle ermitteln und anstelle * in die Teil-Nr. (z.B. 720S01-*B) des Verschlusszapfens einsetzen.

Teil-Nr. Beispiel


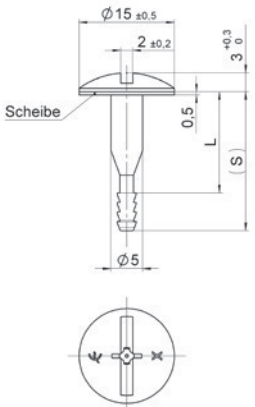

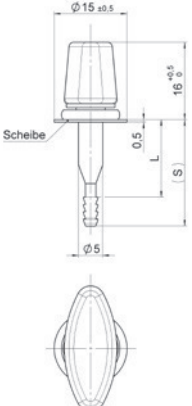
Verschlusszapfen, Kombischlitz

720 S01 -*B



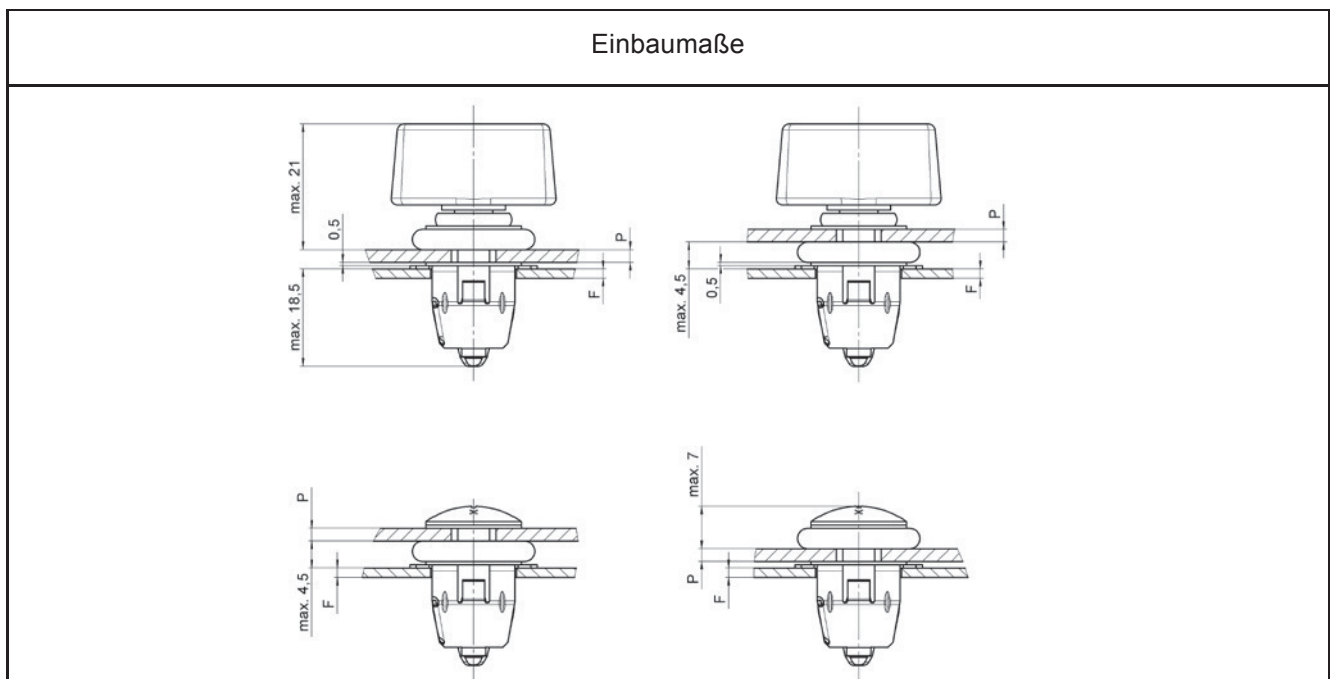
Plattendicke P	Kombischlitz Verschlusszapfen Längen-Nr.	Flügelkopf Verschlusszapfen Längen-Nr.	Maß L +0,1/-0,2	Maß (S)
1,00 - 4,00	1	1	16	21
4,00 - 7,00	2	2	19	24
7,00 - 10,00	3	3	22	27


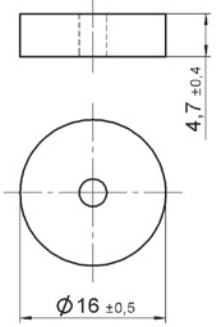
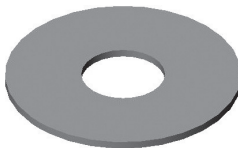
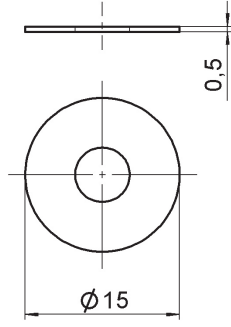
■ Bevorzugte Lagerhaltung

Produkt	Darstellung	Werkstoff / Oberfläche	°C	Teil-Nr.
<p>Kombischlitz</p> 	 <p>L + (S) siehe Tabelle Seite O-1</p>	<p>Stahl rostfrei Scheibe: PA6 natur</p>	<p>-20 bis +70</p>	<p>720S01-*B</p>
<p>Flügelkopf</p> 	 <p>L + (S) siehe Tabelle Seite O-1</p>	<p>Stahl rostfrei Griff: PA6 schwarz Scheibe: PA6 natur</p>	<p>-20 bis +70</p>	<p>720S02-*B</p>

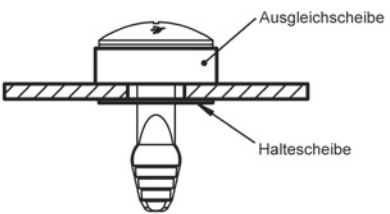
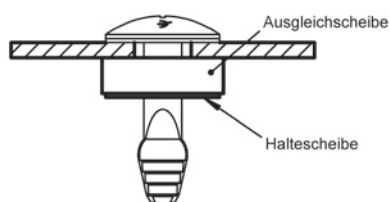
* Längen-Nr. aus Tabelle, siehe Seite O-1.


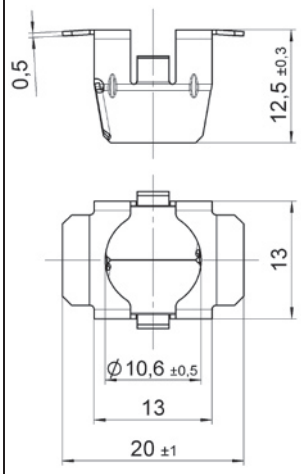
Verschlusszapfen-Einbauanleitung




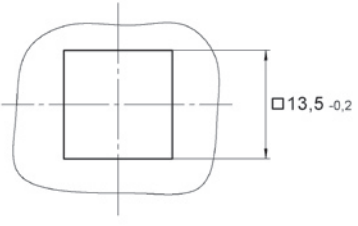
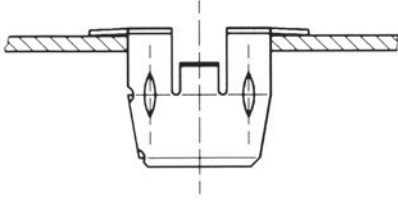
Produkt	Darstellung	Werkstoff / Oberfläche	°C	Teil-Nr.
Ausgleichscheibe 		PU - Elastomer gelb	-20 bis +70	720W01-2K
Haltescheibe 		Polyamid natur	-20 bis +70	50E15-1K

Montageanleitung

Polyamid natur	Polyamid natur
	

Produkt	Darstellung	Werkstoff / Oberfläche	Rahmen- dicke F	°C	Teil-Nr.
		Stahl rostfrei	1,0 - 1,5	-40 bis +150	720R01-1B
			1,5 - 2,0		720R01-2B
			2,0 - 2,5	Bitte beachten Sie die Begrenzung durch den Verschluss- zapfen	720R01-3B
			2,5 - 3,0		720R01-4B

Federclip-Einbauanleitung

Einbaumaße	
	
	

Anhang 12

Kostenberechnung SUVA

12.1 Kosten der Arbeit

12.2 Materialkosten

12.3 Entwicklungskosten und Totalkosten

Kostenberechnung

Mechanik

Pos.	Sundenansatz	Dauer [h]	Kosten	Total
Entwicklung	SFr. 100.00	10	SFr. 1'000.00	
Federkörper	SFr. 80.00	4	SFr. 320.00	
Lager	SFr. 80.00	3	SFr. 240.00	
Druckstange	SFr. 80.00	4	SFr. 320.00	
Klemmhülse	SFr. 80.00	2.5	SFr. 200.00	
Gleitrohr	SFr. 80.00	3.5	SFr. 280.00	
Druckscheibe	SFr. 80.00	3	SFr. 240.00	
Gegenmutter	SFr. 80.00	1.5	SFr. 120.00	
DMS (Vorbereiten...)	SFr. 90.00	4	SFr. 360.00	
Montage	SFr. 80.00	8	SFr. 640.00	
				<u>SFr. 3'720.00</u>

Elektronik

Pos.	Sundenansatz	Dauer[h]	Kosten	Total
Entwicklung	SFr. 80.00	5	SFr. 400.00	
Schaltung erstellen	SFr. 80.00	3	SFr. 240.00	
Löten	SFr. 50.00	1	SFr. 50.00	
Funktionstest	SFr. 80.00	3	SFr. 240.00	
				<u>SFr. 930.00</u>

Materialkosten

Mechanik Material

Pos.	Gewicht[kg]	Kosten[SFr./kg]	Preis	Total
Aluminium	0.08	SFr. 8.00	SFr. 0.64	
Teflon	0.005	SFr. 5.00	SFr. 0.03	
Verbrauchsmaterial			SFr. 5.00	
				<u>SFr. 5.67</u>

Normteile

Pos.	Anzahl	Kosten	Preis	Total
Zylinderstift	1	SFr. 0.10	SFr. 0.10	
Schlauchbride	1	SFr. 0.10	SFr. 0.10	
DMS	1	SFr. 150.65	SFr. 150.65	
Verbrauchsmaterial	1	SFr. 10.00	SFr. 10.00	
				<u>SFr. 160.85</u>

Elektronik

Pos.	Anzahl	Kosten	Preis	Total
Labview (mieten)	1	SFr. 500.00	SFr. 500.00	
Aufzeichnungssystem	1	SFr. 359.00	SFr. 359.00	
Komponenten	1	SFr. 30.00	SFr. 30.00	
Verbrauchsmaterial	1	SFr. 10.00	SFr. 10.00	
				<u>SFr. 899.00</u>

Arbeitszeit

Messsystem

Pos.	Sundenansatz	Dauer [h]	Kosten	Total
Funktionsteste	SFr. 100.00	20	SFr. 2'000.00	
Analysen	SFr. 100.00	5	SFr. 500.00	
				<u>SFr. 2'500.00</u>

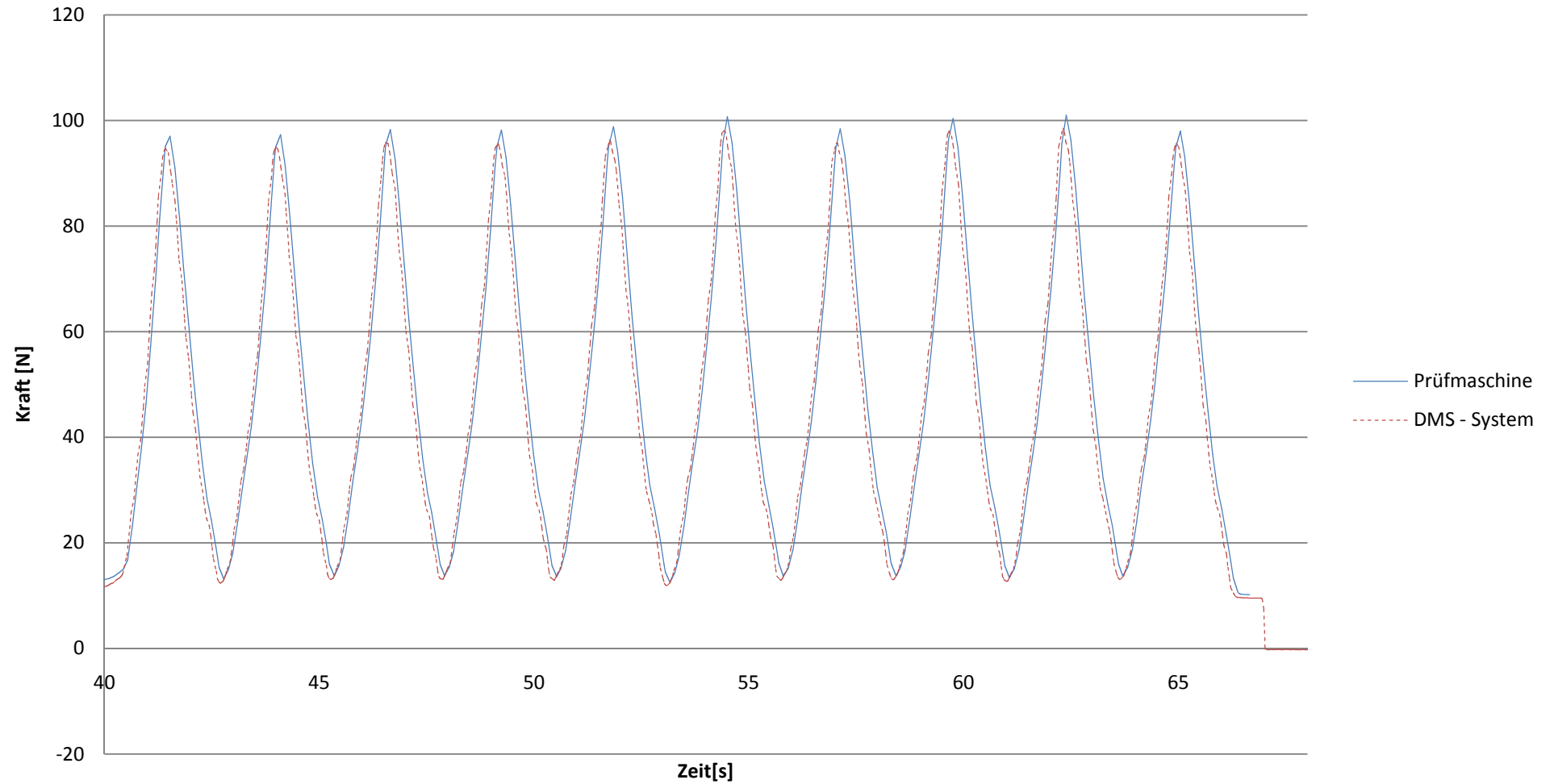
Gesamtkosten

Total SFr. 8'215.52

Anhang 13

Dynamische Versuche Testreihe 1

Testreihe 1 14:45Uhr



Anhang 14

Dynamische Versuche Testreihe 2

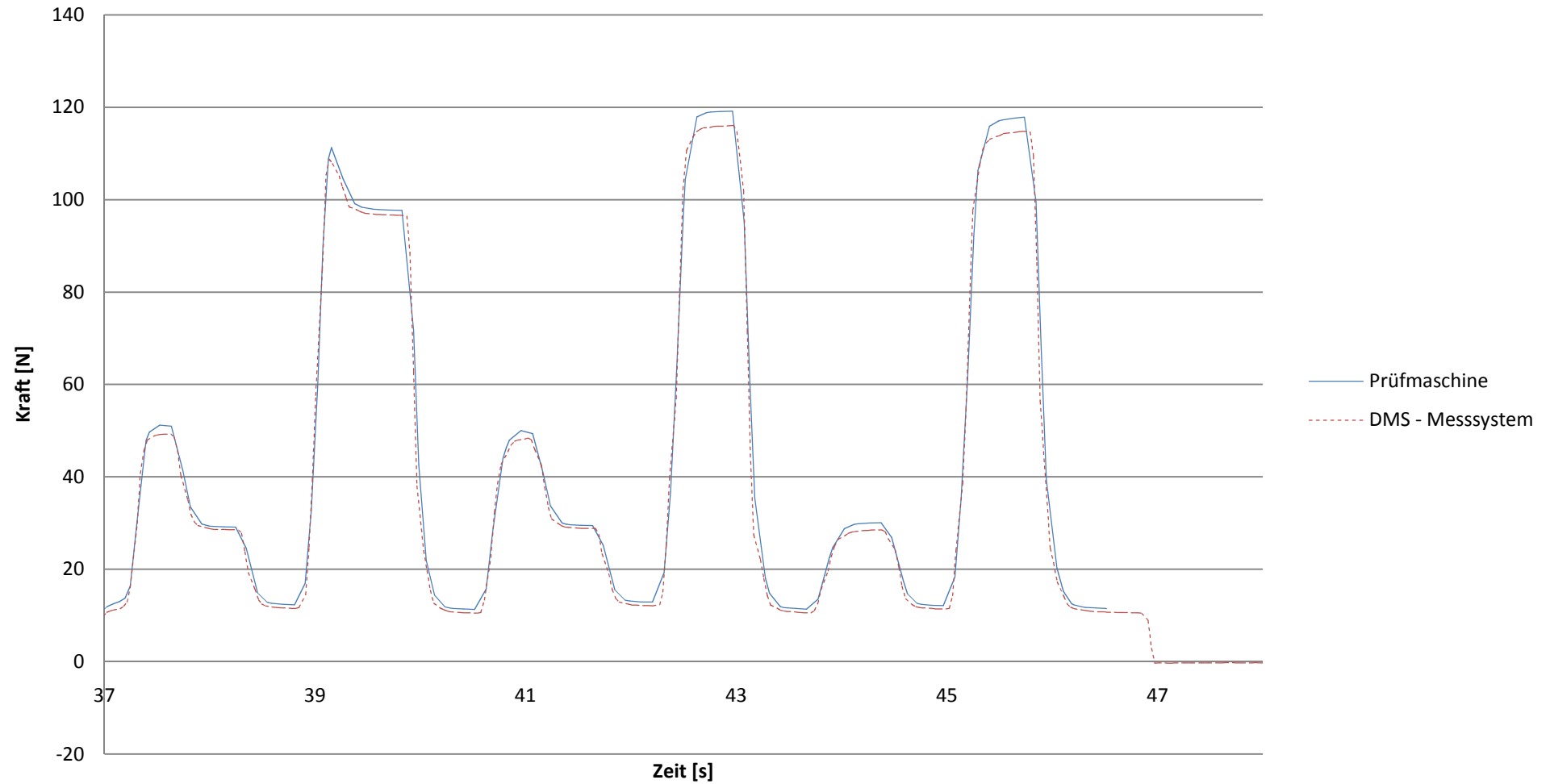
14.1 Dynamische Versuche Testreihe 2 14:48Uhr

14.2 Dynamische Versuche Testreihe 2 15:04Uhr

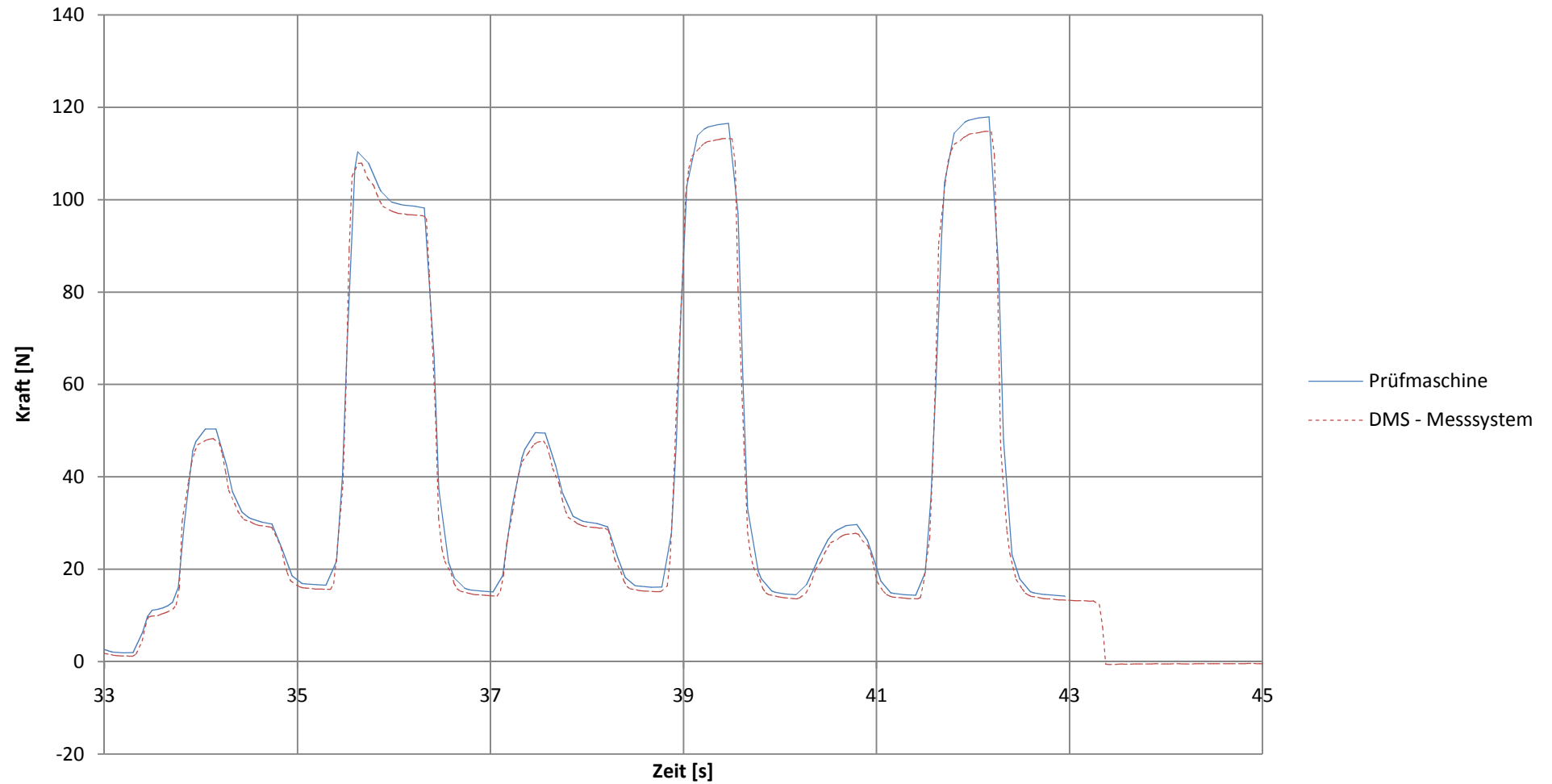
14.3 Dynamische Versuche Testreihe 2 15:09Uhr

14.4 Dynamische Versuche Testreihe 2 15:10Uhr

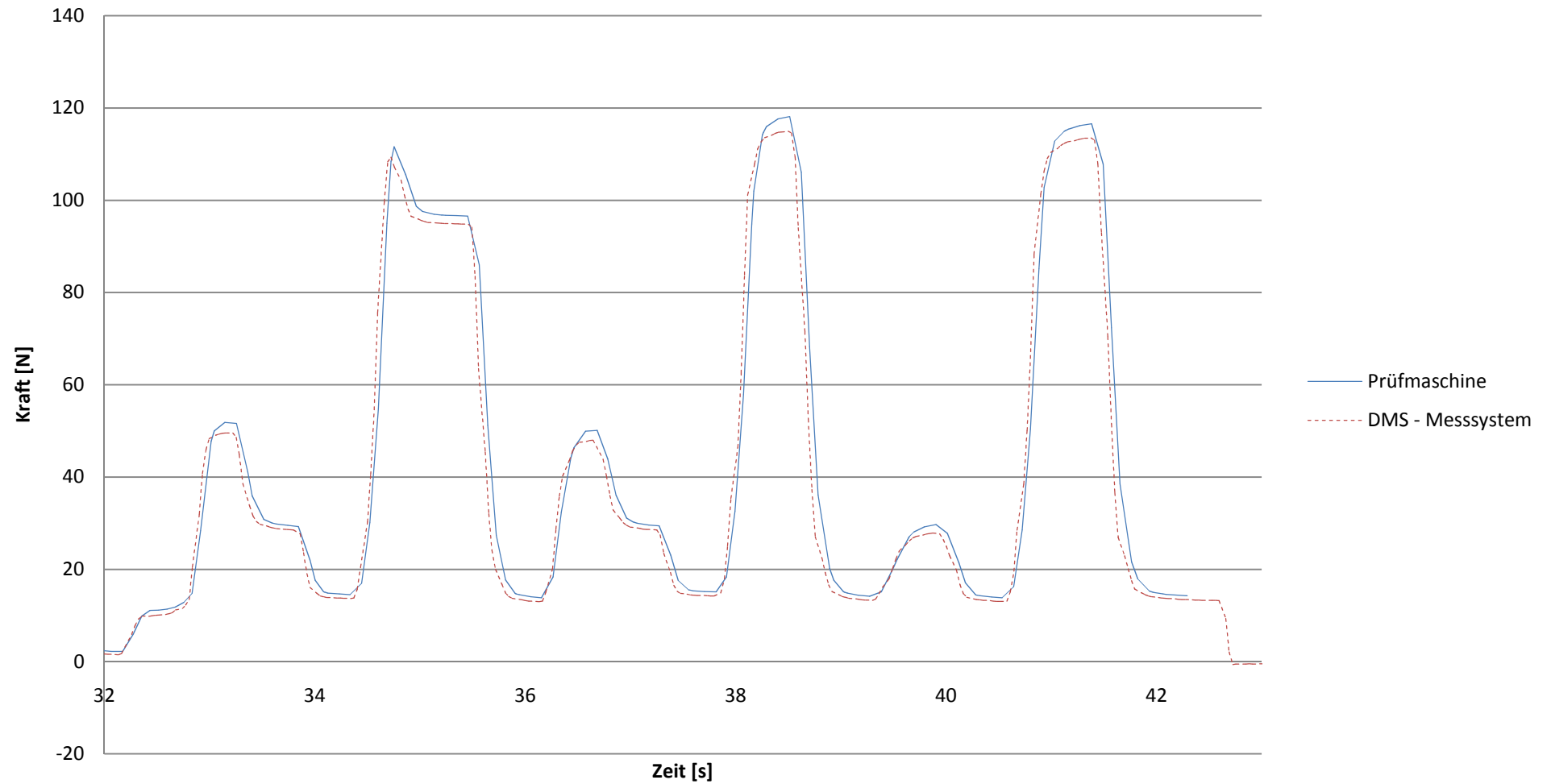
Testreihe 2 14:48Uhr



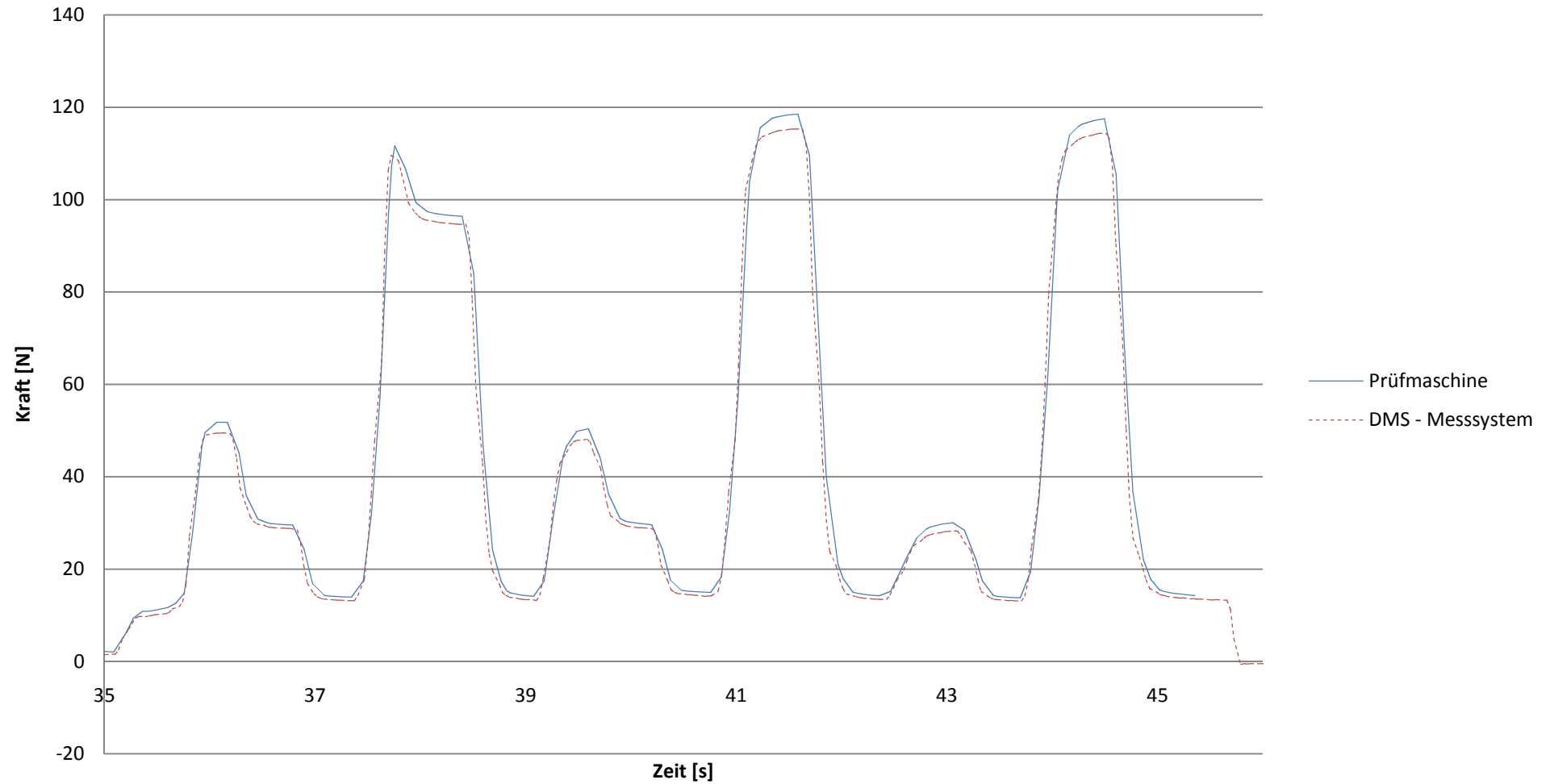
Testserie 2 15:04Uhr



Testserie 2 15:09Uhr



Testserie 2 15:10Uhr



Anhang 15

ALTEF - Beschichtung Datenblatt

ALTEF®

Ihre Vorteile auf einen Blick

- Harte Oberfläche, abrieb- und kratzfest
- Einheitliche Schichtdicke in Bohrungen und auf Gewinden
- Weitgehend korrosionsbeständig
- Kleinste Reibung ohne Schmierung
- Hervorragende Gleiteigenschaften
- Sehr gute Elektrische- und Wärmeisolationseigenschaften
- Für Lebensmittel unbedenklich
- ALTEF®-Oberflächen sind leicht zu reinigen
- Kein Festsitzen in engen Passungen

Die sehr harte ALTEF®-Schicht ist besonders abriebfest, korrosionsbeständig, antihaftend und weist einen niedrigen Reibungskoeffizienten auf.

Die Oberfläche des Grundmaterials wird in eine keramische Schicht umgewandelt, in die Teflon® eingelagert wird.

Die Hälfte der Schichtdicke wächst ins Grundmaterial hinein, sodass bei einer Standardschichtdicke von z.B. 50 µm ein Auftrag von 25 µm entsteht.



gleitet gut



weitgehend korrosionsbeständig



hitzebeständig



hart, dauerhaft



Lebensmittel unbedenklich



leicht zu reinigen



kratzfest

Technische Daten

Schichthärte

Knetlegierungen 500–700 HV 0,05
Gusslegierungen 400–550 HV 0,05

Elektrische Durchschlagsfestigkeit

Bis 2000 V bei 50 µm Schichtdicke (abhängig von der Legierung und der Feuchtigkeit)

Wärmeleitfähigkeit

Ca. 10% des Grundmaterials

Einsatztemperaturbereich

Wie das Grundmaterial

Festigkeit

Die Schicht darf nicht über die zulässige

Druckfestigkeit des Grundmaterials beansprucht werden. Die Dauerfestigkeit wird durch das Altefieren etwas vermindert.

Farbe der Schicht

Die Farbe der Schicht ist von der Legierung, der Schichtdicke und der Verarbeitung abhängig. Farbtöne von hellgrau bis anthrazit und bronze bis dunkelbraun sind bei den verschiedenen Materialzusammensetzungen möglich.

Gleiteigenschaften

Die Gleiteigenschaften sind wesentlich besser als bei eloxiertem Aluminium, hängen aber auch stark von der Ober-

flächenrauheit ab. Der Gleitreibungskoeffizient beträgt je nach Gleitpartner, Oberflächenrauheit und Schmierung 0,08–0,2 µ.

Es ist darauf zu achten, dass beim Altefieren eine Aufrauhung der Oberfläche entsteht (siehe Seite 8).

Korrosionsbeständigkeit

Die Korrosionsbeständigkeit der ALTEF®-Schicht ist je nach Ausgangsmaterial und Agenzie hervorragend (2 < pH < 9).

Einfärben

Die ALTEF®-Schicht kann schwarz eingefärbt werden (ALTEF®-BLACK).

Beständigkeitstabelle bei der ALTEF®-Schicht

Bedingungen:	Raumtemperatur	Calciumchlorid 50%	C	Natriumcarbonat (Soda)	B
Al-Legierung:	AlMgSi 1	Calciumsulfat (Gips)	B	Natriumchlorid 15%	A
Schichtdicke:	45 µm	Erdgas H2O-frei	A	Natriumsulfat	B
Kanten:	min. Radius > 0,5 mm	Erdgas H2O-haltig	B	Paraffin	A
		Essigsäure 1%	A	Phenol	A
Abwasser pH > 2	A	Fixierwasser	B	Propan	A
Aceton	A	Formalin 10%	B	Salzsäure 0,1%	C
Alkohol	A	Freon H2O-frei	B	Schwefelsäure 0,1%	A
Benzin	A	Glykol, Diäthylenglykol	A	Tetrachlorkohlenstoff	A
Benzol	A	Margarine	A	Wasser dest.	A
Blut	A	Meerwasser	B	Zitronensäure 10%	C
Borsäure 3%	A	Metanol	A	Zucker	A

A = sehr gut, korrosionsfest, kein Angriff

B = gut, sehr geringer Angriff

C = bedingt verwendbar, geringer Angriff

Reibungswerte

Paarungsbeispiele

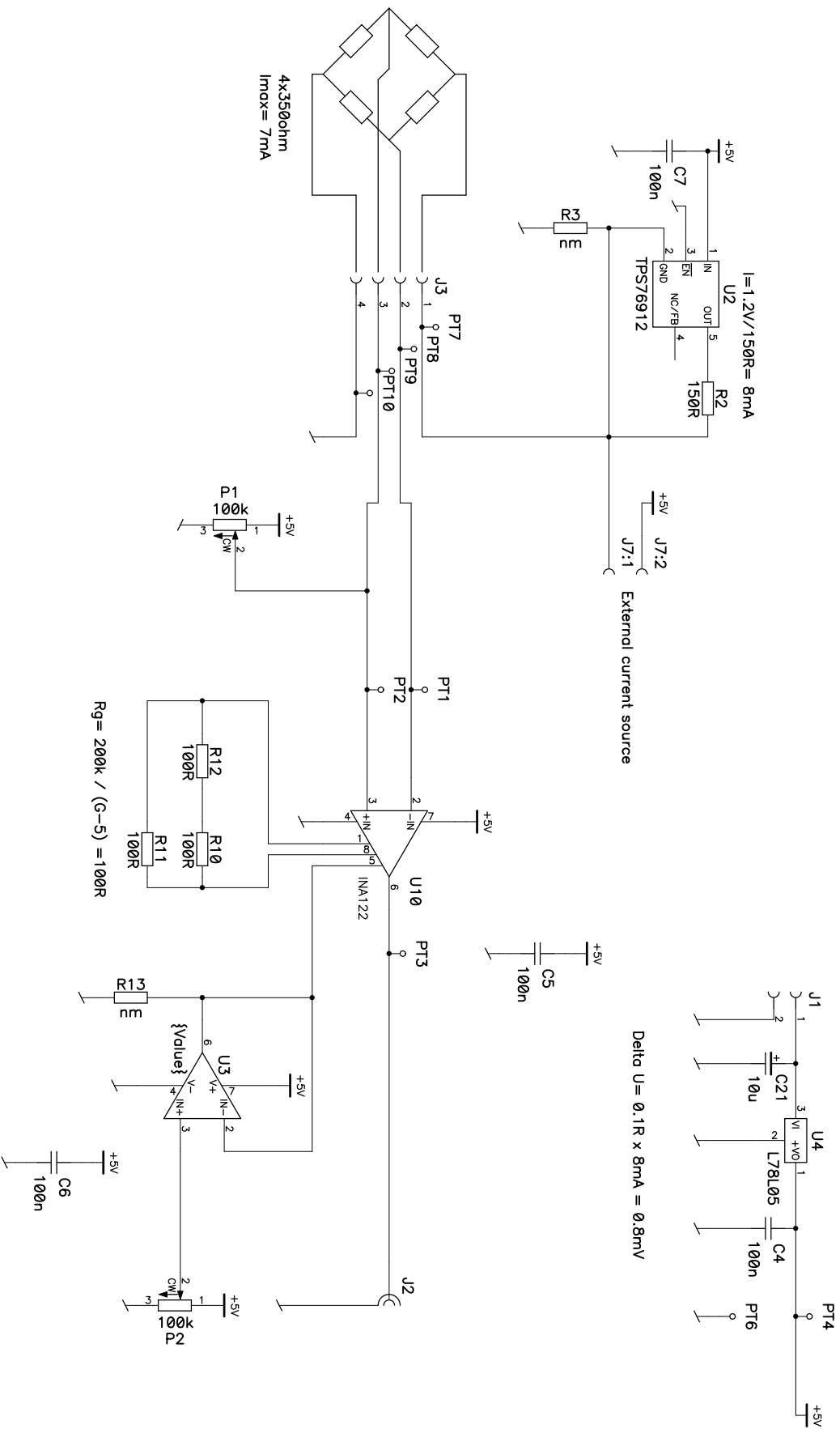
1. Gleitpartner	2. Gleitpartner
ALTEF	Stahl gehärtet
ALTEF	ALTEF
ALTEF	ALTEF
ALTEF	Teflon (PTFE)

Gleitreibungskoeffizient µ

µ	Bemerkung
0,13	Rt = 2 µm, geschmiert
0,08–0,10	Rt = 4 µm, geschmiert
0,13	Rt = 4 µm, trocken
0,17–0,20	Rt = 4 µm, trocken

Anhang 16

Elektroschema Verstärkerschaltung



Delta U = $0.1R \times 8mA = 0.8mV$