



Josef Edtmayer BSc.

Automatisches Sicherungsgerät

MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

Technischen Universität Graz

Betreuer

Dipl. Ing. Armin Buchroithner

Institut für Maschinenelemente und Entwicklungsmethodik

Begutachter:

Ass.Prof. Dipl.Ing. Dr.techn. Michael Bader

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

AFFIDAVIT

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Das in TUGRAZonline hochgeladene Textdokument ist mit der vorliegenden Masterarbeit identisch.

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used. The text document uploaded to TUGRAZonline is identical to the present master's thesis.

Datum / Date

Unterschrift / Signature

KURZFASSUNG

Das Felsklettern als Freizeitsport findet immer mehr Anhänger, da es sowohl Konditions-, Koordinations- und Kraftaufbau fördert, als auch Spaß macht. Oft unterschätzt wird allerdings das hohe Gefahrenpotential des Seilsicherns. Prinzipiell ist das Seilsichern mit heutigen Sicherungsgeräten wie z.B. sogenannten „Tubern¹“ zwar relativ schnell erlernt, es erfordert jedoch viel Erfahrung um Unfälle zu vermeiden, die mit schweren Verletzungen oder gar dem Tod des Kletterers enden können. Insbesondere für Kletteranfänger aber auch für erfahrene Kletterer könnte ein automatisches Sicherungssystem viele, zumeist durch Unachtsamkeit hervorgerufene Unfälle vermeiden und würde somit einen großen Sicherheitszuwachs bedeuten. Insbesondere in künstlichen Kletteranlagen bzw. in Kletterhallen gibt es eine Vielzahl von Umwelteinflüssen und Ablenkungen. Es treffen viele Menschen auf beengte Platzverhältnisse was Lärm, Missverständnisse bei der Kommunikation zwischen Angehörigen verschiedener Seilschaften, sowie unaufmerksame Sicherer, die sich mit Nebenstehenden unterhalten, begünstigt. Systeme zur automatischen Sicherung von oben (Toprope²) sind bereits am Markt erhältlich. Diese basieren im Wesentlichen auf Absturzsicherungen und Abseilgeräten für die Höhenarbeit. Der nächste Schritt wäre ein vollautomatisches Sicherungsgerät, das auch zur Vorstiegssicherung geeignet ist, mit der Einschränkung, dass es nur für Kletterhallen und nicht für das Klettern in der freien Natur gedacht ist. Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde eine solche, rein mechanische Bremsvorrichtung entwickelt, die im Stande ist den Sturz eines Kletterers zu erkennen und abzufangen und danach den Kletterer sicher auf den Boden abzulassen ohne dabei die, beim Vorstiegsklettern³ essentielle, unbelastete Ausgabe von Seil übermäßig zu behindern.

¹ Tuber: Verbreitete Bauart von Sicherungsgeräten.

²Toprope: Klettern mit Seilsicherung von einem Fixpunkt am oberen Ende einer Kletterwand.

³ Vorstiegsklettern: Ersteigen einer Kletterwand mit Seilsicherung von unten.

ABSTRACT

Rock climbing is a very good physical workout, trains coordination and is simply great fun. That is the reason why it is getting more and more popular. An often underestimated fact however is the risk potential of the rope belay. Although the basic task of belaying a climber with common belay devices can be learned very quickly, it requires much experience to avoid accidents which often result in severe injuries or even death. A major number of these accidents happen because of human failure. Especially in artificial climbing gyms, many distractions occur. A large number of people in limited space lead to noise, communication interference between different parties and inattentive belayers that are conversing with people around them. For beginners but for experienced climbers as well, automatic belay devices could gain safety in reducing the mentioned causes for accidents. Similar devices for top rope⁴ climbing are available since a few years. These devices are based on fall prevention systems, used for industrial climbing and job safety. In this master thesis, a mechanical braking system has been developed that is capable of recognizing and stopping a climbing fall and lowering the climber safely to the ground afterwards. Additionally, it is not remarkably restraining the outgo of rope, which is essential for belaying a climber in lead⁵.

⁴ Toprope climbing: Climbing with rope belay on a fixed anchor on top of the route.

⁵ Lead climbing: Climbing with rope belay from the bottom of a route.

INHALT

1	EINLEITUNG	5
1.1	Ausgangssituation	7
1.2	Ziele	8
1.3	Termin- und Kostenplanung	8
2	ANFORDERUNGSANALYSE UND SYSTEMBETRACHTUNG	10
2.1	System Seilschaft.....	11
2.2	Anforderungen an das Gesamtsystem	11
2.3	Anforderungen an die Systemkomponenten	12
3	SYNTHESE UND EVALUIERUNG VON LÖSUNGSPRINZIPIEN....	16
3.1	Rope Manipulation Unit - RMU.....	16
3.2	Mechanische Bremse	25
3.3	Simulation des dynamischen Systemverhaltens.....	30
3.4	Lebensdauerabschätzung.....	46
4	KONSTRUKTION DES FUNKTIONSMODELLS.....	47
4.1	Prototyp für statische Prüfung RMU	47
4.2	Prototyp für dynamische Fallprüfung.....	49
5	FUNKTIONSTESTS.....	53
5.1	Statische Prüfung RMU	53
5.2	Dynamische Prüfung	65
5.3	Erkenntnisse aus den Versuchen und mögliche Verbesserungen	81
6	NÄCHSTE SCHRITTE UND WEITERENTWICKLUNGEN	82
6.1	Notwendige Verbesserungen.....	82
6.2	Wünschenswerte Features	83
6.3	Ansätze für Weiterentwicklungen.....	84
7	ZUSAMMENFASSUNG	93
8	LITERATURVERZEICHNIS	95

BEGRIFFSERKLÄRUNG

Im Klettersport haben sich verschiedene Begrifflichkeiten etabliert, einige davon sind hier aufgeführt und erläutert.

Clippen

Einhängen des Seiles in eine Zwischensicherung beim Vorstiegsklettern. 6

Dynamisches Kletterseil

Kunststoffseil in Kernmantelbauweise das ein viskos-elastisches Verhalten aufweist um den Fangstoß zu beschränken. 13

Fangstoß

Ist die, im Falle des Sturzes eines Kletterers auftretende, maximale Kraftspitze. 14

Halbautomatisches Sicherungsgerät

Manuell bedientes, herkömmliches Sicherungsgerät, das selbsttätig blockiert. Das Seilhandling geschieht durch den Sichernden. 5

Partnercheck

Standardprozedur vor Beginn des Kletterns. Die gegenseitige Kontrolle von Knoten, Sicherungsgerät, Seilende und Gurt soll Flüchtigkeitsfehler verhindern. 90

Schlappseil

Überschüssiges Seil zwischen Sicherungspartner und Kletterer. Vergrößert die ungebremste Sturzhöhe und damit den Fangstoß. 6

Toprope

Klettern mit Seilsicherung von einem Fixpunkt am oberen Ende der Kletterwand. 1

Tuber

Verbreitete Bauart von Sicherungsgeräten, die vom Aufbau her einem Rohr (engl. Tube) ähneln, die Reibungsverstärkung wird dabei durch mehrfache Seilumlenkung erzielt. 1

Vorstiegsklettern

Ersteigen einer Kletterwand mit Seilsicherung von unten. (Siehe Kap. 1) 1

1 EINLEITUNG

Das Seilsichern in Kletterhallen hat einen besonderen Stellenwert im Bereich des Klettersports. Einerseits ist die Umgebung „Kletterhalle“ standardisiert und die Wände und Sicherungspunkte werden laufend überwacht, andererseits ist die bremsende Wirkung des oft relativ geraden Seilverlaufs gering (Erhöhung der Seilreibung durch mehrfache Umlenkung), was die, auf den Sichernden einwirkenden Kräfte erhöht. Zusätzlich kommt es oft zu Ablenkungen und Missverständnissen mit anderen Seilschaften da meist eine Anzahl von Menschen auf beengte Platzverhältnisse treffen. Die größte Unfallursache in Kletterhallen sind Sicherungsfehler, die meist auf Unachtsamkeit zurückzuführen sind [1]. Gerade die am meisten verbreiteten Sicherungsgerätetypen der Tuber-Bauart bzw. fast alle am Markt erhältlichen manuellen Geräte stellen dabei aus sicherheitstechnischer Sicht ein Risiko dar, weil sie auf eine ausreichend schnelle und richtige Reaktion des Bedieners vertrauen, ohne die das System versagt [2]. Da dies offensichtlich in den meisten Fällen genügt – sonst gäbe es weitaus mehr Unfälle – gibt es auch bislang keine wirklichen Bestrebungen diese unsicheren Geräte zu ersetzen, wobei mittlerweile ein Umdenken stattfindet und zumindest halbautomatische⁶ Sicherungsgeräte empfohlen werden (Lehrmeinung des österreichischen Alpenvereines, Stand November 2014).

Vorstiegsklettern

Das Vorstiegsklettern hat sich im Laufe der Entwicklung des Klettersports, in allen seinen Disziplinen, vom Klettern in alpinen Wänden bis hin zum Hallenklettern, als die erstrebenswerteste Art eine Wand zu ersteigen, etabliert. Im Gegensatz zum Topropeklettern muss dabei von Zwischensicherung zu Zwischensicherung frei, das bedeutet ohne technische Hilfsmittel geklettert werden (mit Ausnahme des technischen Kletterns). Je nach Abstand zur letzten Zwischensicherung können dabei durchaus große, potentielle Sturzhöhen entstehen. Gerade beim Sportklettern und Hallenklettern sind diese Stürze Teil des Sports. Für den Kletterer bedeutet das Vorstiegsklettern also ein erhöhtes Maß an Kraft und Können um die Entfernung zwischen den Sicherungspunkten überwinden zu können sowie etwas Mut. Für

⁶Halbautomatisches Sicherungsgerät: Manuell bedientes, herkömmliches Sicherungsgerät, dass selbsttätig blockiert. Das Seilhandling geschieht durch den Sichernden.

den Sicherungspartner bedeutet es ständiges Seilhandling, da zum Clippen⁷ des Seiles kurzfristig etwas Seil (~ 1 – 2 m) benötigt wird und sich danach wieder Schlappseil⁸, das die Sturzhöhe verlängert, bilden kann. Außerdem besteht ständig die Möglichkeit eines Sturzes des Kletterers, der möglichst sanft abgefangen werden soll, wobei die Sturzhöhe möglichst klein gehalten werden soll.

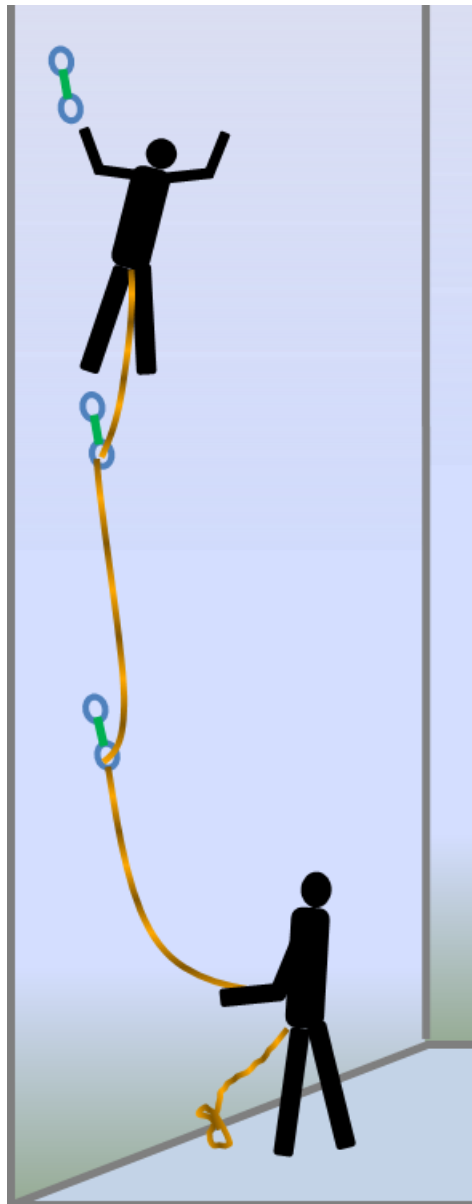


Abbildung 1.1 Vorstiegsklettern

⁷ Clippen: Einhängen des Seiles in eine Zwischensicherung beim Vorstiegsklettern.

⁸ Schlappseil: Überschüssiges Seil zwischen Sicherungspartner und Kletterer. Vergrößert die ungebremste Sturzhöhe und damit den Fangstoß.

1.1 AUSGANGSSITUATION

Bislang sind hauptsächlich die Anforderungen und Randbedingungen des Projektes bekannt. Eine, dieser Diplomarbeit vorausgegangene Bachelorarbeit [3] hat sich mit der genaueren Definition der Anforderungen und Ziele, sowie mit der entwicklungsmethodischen Lösungssynthese befasst. Im Detail wurde der Prozess des Vorstiegssicherns durchleuchtet und die dafür notwendigen Funktionen verifiziert. Ebenso wurden Marktrecherchen durchgeführt und gewisse Rahmenbedingungen erarbeitet.

Abbildung 1.2 zeigt zwei grundlegende Ideen, die aus dieser Bachelorarbeit hervorgingen. Einerseits eine Art rotierender Greifzug, der dem Pinzettenmechanismus von Epiliergeräten nachempfunden ist. Andererseits eine Kegelh Bremse, die durch den Axial Schub eines Schneckengetriebes betätigt wird. Diese und andere Ideen aus [3] wurden in dieser Diplomarbeit genauer und vor allem auch physikalisch/mathematisch analysiert (siehe Kap. 3).

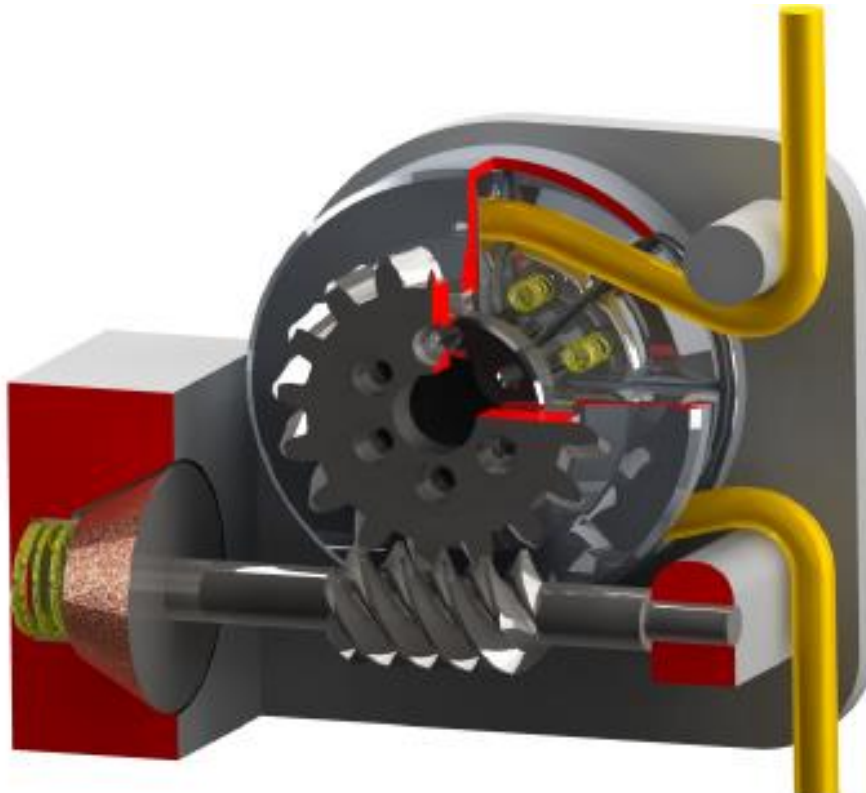


Abbildung 1.2 Konzeptvorschlag aus [3]

Die Planung des Kostenumfanges kann eher als grober Kostenvoranschlag betrachtet werden. Dafür wurde ein möglicher, prinzipieller Aufbau angenommen und die dafür benötigten Materialien und der Arbeitsaufwand grob geschätzt. Da jedoch über den tatsächlichen Aufbau und damit die benötigten Komponenten in dieser Projektphase noch keine Aussage getroffen werden kann, ist die Kostenabschätzung nur als grober Richtwert mit möglichen, starken Abweichungen zu sehen.

Tabelle 1.1 Überslagsmäßige Aufstellung der geplanten Kosten

	Amount	Description	Costs (approx.)
Test rig - rope manipulator	1	climbing rope ~50m	€ 150
	1	winch 10kN	
	1	load sensor 0-10kN	
	1	data logger	
		lab usage 1-2days	€ 100
	1	Base Plate (Steel ~200x300x20)	€ 20
	1	rope manipulator	€ 250
	div	bolts and screws	€ 10
		sum RM	€ 530
Test rig - mech br. Unit (functional prototype)		<i>Prototype</i>	
		rope manipulator	
	4	ball bearings	€ 80
	3	Steel plates 100x200x10	€ 20
	2	Shaft	€ 10
	1	Gear	€ 100
	1	brake	€ 200
		machining	€ 600
	div	bolts and small parts	€ 20
		<i>testing</i>	
	5	Karabiners	€ 50
	1	Fall weight	€ 150
	1	Belay device (redundancy)	€ 30
	1	pedestal	€ 100
		<i>measurement instrumentation</i>	
	1	rot - speed sensor (0-1000U/min)	
		or camera	
	1	load sensor 0-10kN	
	1	PC and interface	
		lab usage 2-3 days	€ 200
	Sum prototype	€ 1 560	
	Manufacturing	€ 2 000	
	Student payment	€ 2 500	
	Supervision	€ 3 000	
	Sum	€ 9 590	

2 ANFORDERUNGSANALYSE UND SYSTEMBETRACHTUNG

Für einen systematischen Zugang wurde vor der Generierung detaillierter Lösungsprinzipien das Gesamtsystem „Kletterhalle“ in verschiedene Komponenten aufgeteilt. Eine Kletterhalle besteht aus Kletterwänden an denen sich Griffe und Tritte zur Ersteigung der Wand, sowie Zwischensicherungspunkte, die für die Seilsicherung notwendig sind. Geklettert wird in einem Seilschaftsverband, d.h. ein Kletterer ersteigt die Wand und wird mittels Seil, unter Zuhilfenahme eines Sicherungsgerätes, das am Klettergurt befestigt ist, von einem Sicherungspartner vor einem Absturz gesichert. In einer Kletterhalle klettern üblicherweise mehrere Seilschaften, die sich gegenseitig beeinflussen (Ablenkung, aber auch Hinweis auf Fehler) können. In diesem Projekt soll der Sicherungspartner samt herkömmlichem Sicherungsgerät durch ein automatisches Sicherungsgerät ersetzt werden.

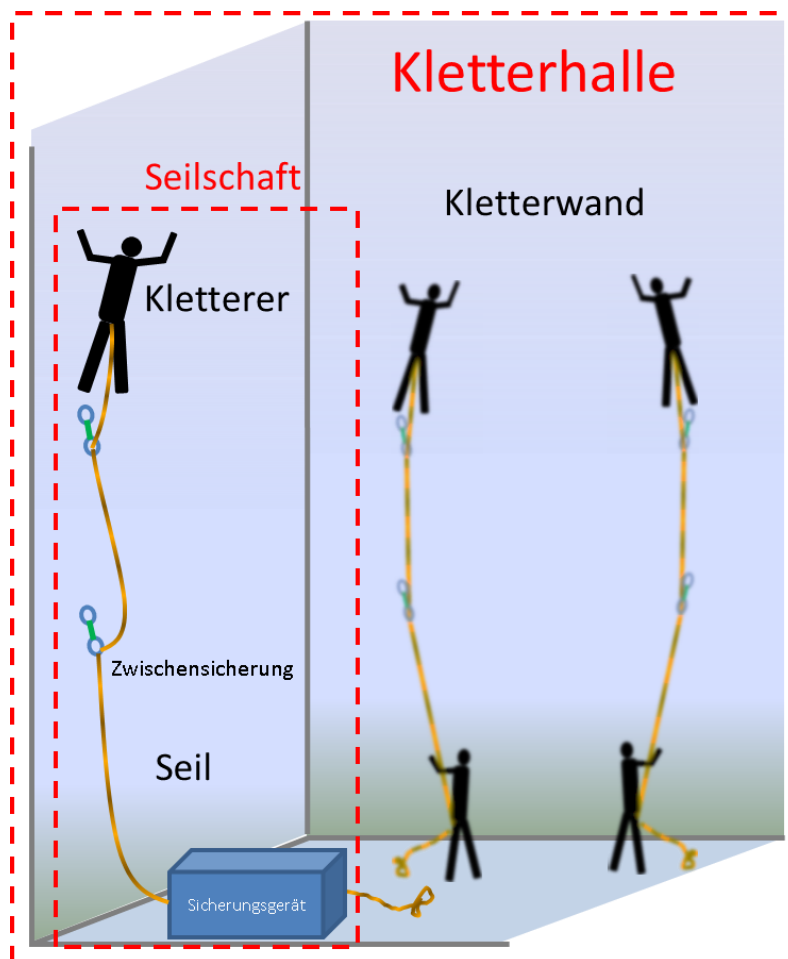


Abbildung 2.1 Gesamtsystem Kletterhalle mit Teilsystem Seilschaft

2.1 SYSTEM SEILSCHAFT

Aus der Umgebung der Kletterhalle wird nun eine Seilschaft, bestehend aus Kletterer, Seil und automatischem Sicherungsgerät, herausgegriffen und näher betrachtet. Weiters wird das Teilsystem „Sicherungsgerät“ selbst in Komponenten zerlegt, die möglichst unabhängig voneinander sein sollten. Falls sich bestimmte Teillösungen im Projektverlauf als ungeeignet erweisen, sollte nur die betroffene Komponente verbessert bzw. ausgetauscht werden müssen und nicht das gesamte System.

2.2 ANFORDERUNGEN AN DAS GESAMTSYSTEM

Das Sicherungsgerät als Ganzes soll, durch das Zusammenspiel der einzelnen Komponenten, die in Abbildung 2.2 dargestellten Hauptfunktionen „Seilhandling“ – nachführen von Seil, verhindern von zu viel Schlappseil, „Sturz erkennen und halten“ – Unterscheidung zwischen Seilausgabewunsch und Sturz, Abfangen des Sturzes mit möglichst niedrigem Fangstoß, sowie „Ablassen“ - den Kletterer mit definierter Geschwindigkeit auf den Boden ablassen. Dabei sollen die unten angeführten Rahmenbedingungen eingehalten werden.

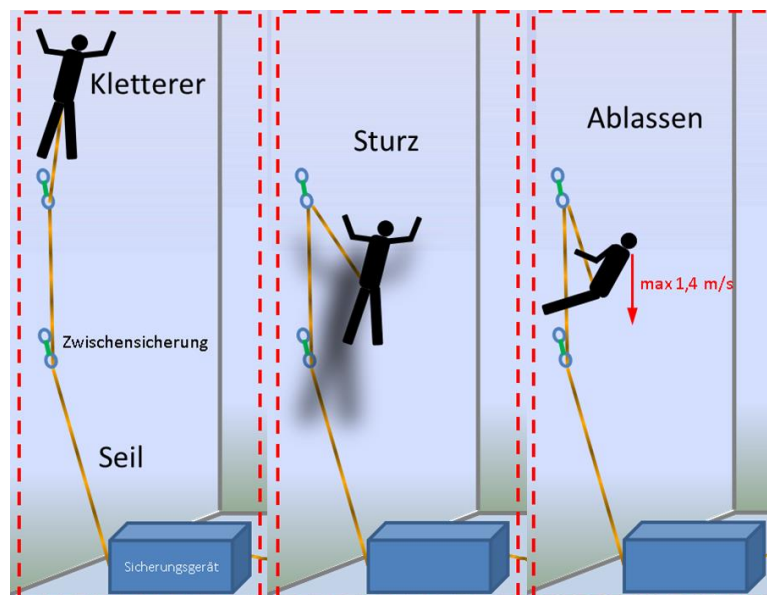


Abbildung 2.2 Hauptfunktionen des Systems "Seilschaft"

- Masse des Kletterers: 30-120 kg
- Maximale Abseilgeschwindigkeit: 1,4 m/s

- Verwendung handelsüblicher, dynamischer Kletterseile⁹
- Beschränkung auf das Klettern in Hallen – weitgehend standardisierte Umgebung
- Ausfallsicherheit
- Möglichst unbehinderte Seilhandhabung
- Möglichst klein, leicht, mit ansprechendem Design
- Kostengünstig (<1000 € für Serienmodell)

2.3 ANFORDERUNGEN AN DIE SYSTEMKOMPONENTEN

Abgeleitet von den Anforderungen an das Gesamtsystem können spezifische Anforderungen für alle Komponenten abgeleitet werden. Ein reibungsloses Zusammenspiel der Einzelkomponenten bedingt zum Teil zusätzliche Anforderungen, die möglicherweise das Gesamtsystem beeinflussen können (siehe Abbildung 2.3).

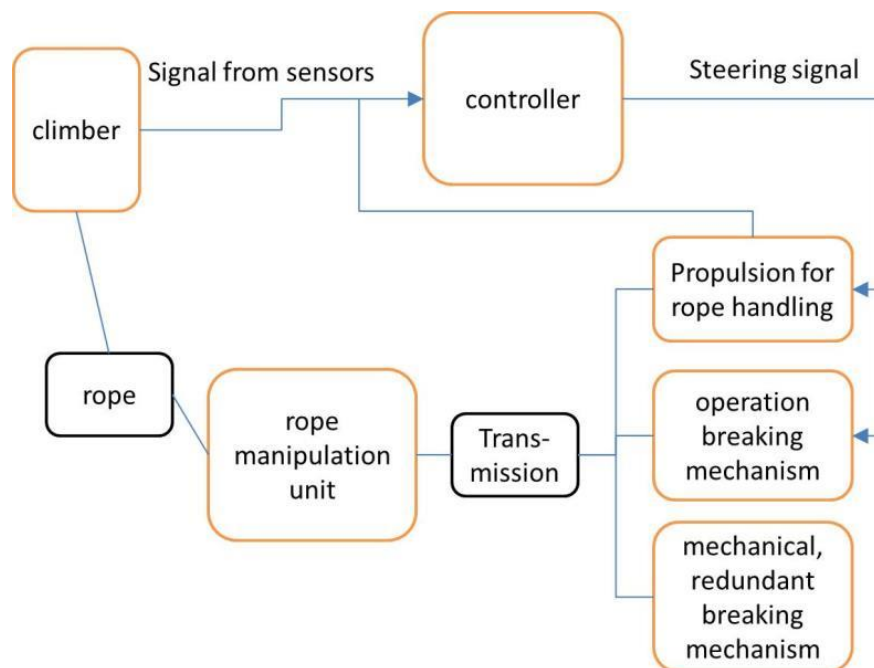


Abbildung 2.3 Komponenten des Systems „Sicherungsgerät“, eingegliedert in das System „Seilschaft“

⁹ Dynamisches Kletterseil: Kunststoffseil in Kernmantelbauweise das ein viskos-elastisches Verhalten aufweist um den Fangstoß zu beschränken.

2.3.1 Erforderliche Komponenten für den mechanischen Aufbau

Kletterer

- Masse (30 – 120 kg)
- Maximale Ablassgeschwindigkeit (1,4 m/s)
- Verhalten kaum vorherzusagen – viele Fehlermöglichkeiten (Murphy's law)
- Bodensturz, d.h. Aufprall auf den Boden mit einer Geschwindigkeit >1,4 m/s soll unter allen Umständen ausgeschlossen sein.

Seil

- Durchmesser (8-12 mm)
- Oberflächenbeschaffenheit (neu, beschichtet, glatt bis stark verschmutzt und rau) – Reibung variiert sehr stark
- Hohe Elastizität. (bis 10 % statische Dehnung bei 80 kg Belastung, bis 40 % im Sturzfall [4])
- Dämpfung
- Fangstoß¹⁰ (durch Normprüfung ermittelt [4])
- Sehr biegsam und weich – erschwert die Handhabung
- Das Seil ist während des Vorstiegskletterns i.A. nicht straff es kann sog. Schlappseil vorliegen

Rope Manipulation Unit - RMU

Die Rope Manipulation Unit stellt das Bindeglied zwischen Seil und Bremse dar.

- Flüssige Seilhandhabung soll möglich sein (Ausgeben von Seil wenn benötigt und Einzug von Schlappseil um ungebremste Sturzhöhe zu minimieren – die Problematik ist in Abbildung 6.1 erläutert)
- Geringer Verschleiß an Seil und RMU
- Erfüllt möglicherweise auch eine Bremsfunktion – vgl. herkömmliches Sicherungsgerät (Tuber, halbautomatisches Sicherungsgerät)
- Maximale Fangstoßbelastung bis ca. 6 kN (tatsächlich auftretende Belastung) – Normanforderung: 8 kN statische Belastbarkeit [5]

¹⁰ Fangstoß: Ist die, im Falle des Sturzes eines Kletterers auftretende, maximale Kraftspitze.

Mechanische Bremse (Redundant Braking Mechanism - RBM)

Unabhängig vom gewählten Bremskonzept soll eine rein mechanische Bremseinheit den Absturz eines Kletterers in jedem Fall verhindern.

- Ausfallsicherheit – unabhängig von Hilfsenergie und Steuerungstechnik
- Abseilgeschwindigkeit von 1,4 m/s soll nicht überschritten werden
- Seilhandling soll weitestgehend unbeeinflusst bleiben
- Prinzip: So einfach wie möglich!

Betriebsbremse

Soll Stürze des Kletterers Abfangen können und diesen sicher auf den Boden ablassen. Optional wäre eine Rastfunktion, bei der die Bremse durch Bedienerbefehl blockiert.

- Thermische Belastbarkeit bei Dauerbetrieb
- Geringer (kein) Verschleiß

Übertragungselement

Als Verbindung zwischen RMU, RBM und Antrieb ist möglicherweise ein Getriebe, eine schaltbare Kupplung o.Ä. notwendig.

2.3.2 Optionale Komponenten für Erweiterungen

Die folgenden Komponenten sind optional für eine angedachte elektronische bzw. elektromechanische Erweiterung.

Antrieb

Für das Seilhandling ist ein Antriebsmotor erforderlich, der den Einzug von Schlappseil und Verminderung des Auszugswiderstandes gewährleisten kann. Weiters sollte er folgende Eigenschaften aufweisen:

- Gute Regelbarkeit
- Energieeffizienz
- Möglicherweise für Bremsbetrieb geeignet
- Für Dauerbetrieb geeignet (Thermische Stabilität, Kühlung)

Regler

Der Regler steuert den Antriebsmotor und die optionale Betriebsbremse durch Vorgabe von Steuerbefehlen aus Sensordaten und Programmschemen.

Sensoren

Die Wahrnehmung eines Sicherungspartners muss für ein automatisches Sicherungsgerät durch Sensoren ersetzt werden. Das umfasst vor allem das Vorliegen von Schlappseil, die Position des Kletterers, ob Zwischensicherungen geclippt wurden oder nicht, wie schnell der Kletterer abgelassen wird, ob dieser gerade rastet, klettert oder clippen will.

- Sturzerkennung
- Seilgeschwindigkeit / Position
- Ev. Bremsmoment
- Erkennung von Schlappseil
- Erkennung geclippter Zwischensicherungen

3 SYNTHESE UND EVALUIERUNG VON LÖSUNGSPRINZIPIEN

In diesem Abschnitt sind mögliche Lösungsansätze aufgelistet, die aus der entwicklungsmethodischen Arbeit in [3], wobei bislang nur theoretische Lösungsansätze generiert wurden und diese nicht nach physikalischen Gesichtspunkten analysiert wurden. Darüber hinaus wurden Lösungen ähnlicher Aufgabenstellungen, aus verschiedensten technischen Bereichen, herangezogen. In weiterer Folge stehen die technische Realisierbarkeit und die Quantifizierung der physikalischen Prinzipien im Vordergrund.

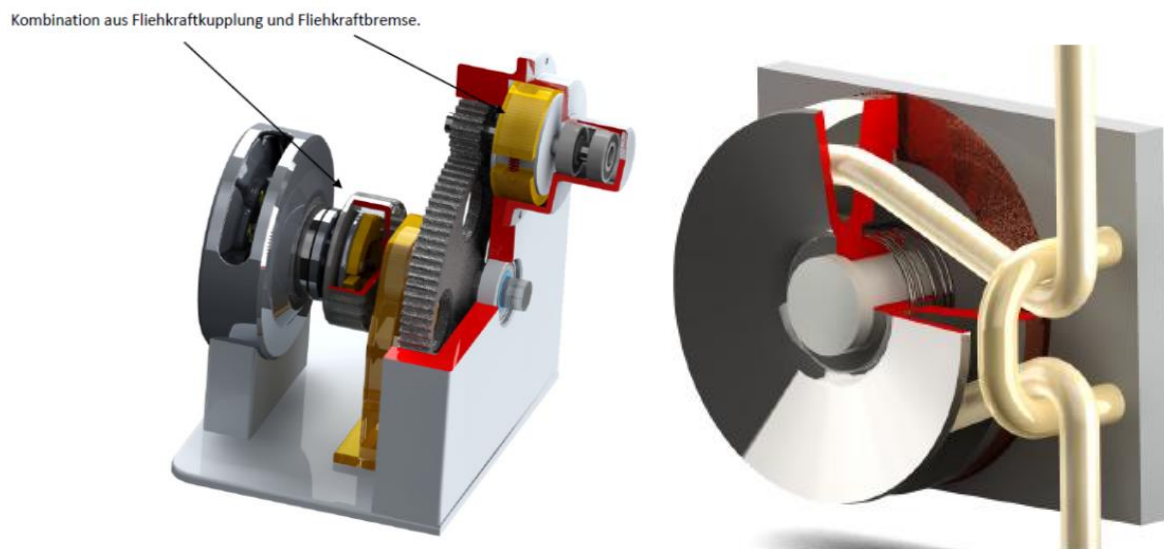


Abbildung 3.1 Verschiedene Konzepte aus [3]

Links: Kombination aus Pinzettenkonzept, Fliehkraftkupplung (schaltend), Getriebe und Fliehkraftbremse.
Rechts: Bremskraft wird durch die Keilwirkung in der Seilscheibe auf einen Reibbelag aufgebracht.

3.1 ROPE MANIPULATION UNIT - RMU

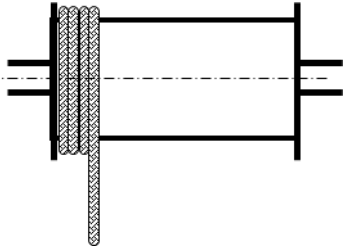
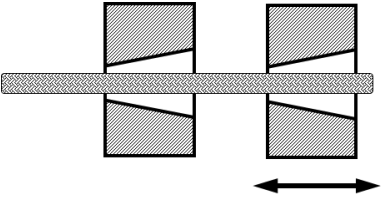
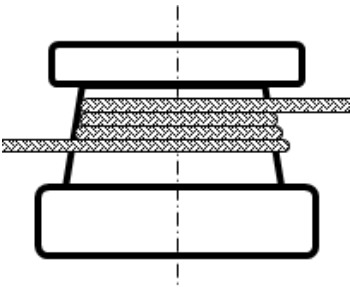
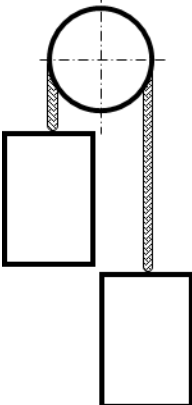
Die Hauptaufgabe besteht in der sicheren Kraftübertragung der Bremskräfte auf das Seil. Ein glattes, bewegtes Kunststoffseil bietet, abgesehen vom Eindringen von Dornen, keine Möglichkeit zur formschlüssigen Kraftübertragung. Dorne können allerdings, insbesondere bei großen Belastungen, das Seil schädigen und scheiden daher aus. Elektromagnetische Kräfte können aufgrund der isolierenden Eigenschaften ebenfalls nicht angewandt werden. Die Kraftübertragung wird daher über irgendeine Form des Reibschlusses geschehen müssen. Die geforderte Möglichkeit des Seiltransportes erschwert die Auswahl eines geeigneten Konzeptes zusätzlich.

Bestehende Lösungsprinzipien

Die genannten Anforderungen sind bereits durch verschiedenste Lösungen, in zum Teil gänzlich anderen Industriezweigen realisiert worden.

Beispiele dafür sind:

Tabelle 3.1 Lösungsansätze aus verschiedenen Industriezweigen

<p>Seiltrommeln in Hubwerken</p> 	<p>Greifzüge</p> 
<p>Spillköpfe</p> 	<p>Treibscheiben</p> 

Gegen die Verwendung einer Seiltrommel spricht die sehr hohe Dehnbarkeit von Kletterseilen. Ein kontrolliertes Auf- und Abrollen kann so, bei variierender Seilkraft, kaum gewährleistet werden.

Greifzüge sind dem Greifmechanismus menschlicher Hände nachempfunden. Zwei Greifbacken halten abwechselnd das Seil wobei eine davon meist fest verankert ist und die zweite, mit Hilfe eines Aktuators (Hydraulikzylinder o.Ä.), die Seilbewegung übernimmt. Diese sind zwar relativ flexibel, können aber meist nur alternierende und eher langsame Bewegungen ausführen.

Eine Abwandlung davon ist das Pinzettenprinzip (siehe Abbildung 1.2 bzw. Abbildung 3.3) wie es in der vorhergehenden Bachelorarbeit [3] vorgeschlagen wurde. Hierbei sind die Greifbacken rotierend gelagert und werden mittels einer Kurvenscheibe geöffnet und geschlossen.

Treibscheiben nutzen das Prinzip der Eytelwein'schen Seilreibung mit dem Zusammenhang $F_2 = F_1 e^{\mu \cdot \alpha}$, wobei der Umschlingungswinkel α mit etwa 180° beschränkt ist.

Spillköpfe basieren auf demselben Prinzip, haben jedoch größere Umschlingungswinkel α . Nachteilig ist dabei, dass das Seil permanent eine Axialbewegung zum Spillkopf ausführt.

Physikalische Grundprinzipien

Die einfachste Form des Reibschlusses ist die lineare, Coulomb'sche Normalkraftreibung mit dem Zusammenhang $F = \mu F_N$.

Der Reibbeiwert μ weist in diesem Anwendungsfall eine sehr große Streuung auf, da er relativ stark von der Flächenpressung, dem Verschmutzungsgrad, der Feuchte des Seils und verschiedenen mikrostrukturellen Eigenschaften, wie der Glättung der Seilfasern abhängt.

Es ist daher kaum möglich einen genauen Wert für die Vorauslegung heranzuziehen, die Funktionalität muss in einem gewissen Bereich der Reibbeiwerte gewährleistet sein. Aufgrund der großen Streuung wird es daher nicht für notwendig erachtet, Experimente zur Ermittlung des Reibbeiwertes durchzuführen, eine Annahme auf Basis von Literaturquellen sollte daher vorerst ausreichend sein (siehe [6], [7]).

Annahme der Reibungskoeffizienten für die Vorauslegung:

$$\mu_{\text{dyn}} = 0,25, \mu_{\text{stat}} = 0,7$$

Möglichkeiten zur Erhöhung der Kraftübertragung durch Reibschluss

Sollte der Reibschluss durch die Grundkonstruktion nicht in ausreichendem Maß erzielt werden können, sind Lösungen bekannt, die die übertragbaren Kräfte erhöhen.

- Aufrauen der Oberfläche (Steigerung von μ) – Verschleiß an Seil und RMU
- Änderung des Kontaktpartners, z.B. Gummi
- Bremsschlitze – Möglicher Patentkonflikt mit AUROCO [8], Seilverschleiß
- Keilprinzip (V – Rille)
- Erhöhung der Normalkraft durch Selbstverstärkung

3.1.1 Analytische Verifizierung der Grundprinzipien

Um eine Aussage über die Eignung der verschiedenen Grundprinzipien treffen zu können, wurden diese mittels einfacher physikalischer und mathematischer Zusammenhänge untersucht und bewertet.

Normalkraftreibung

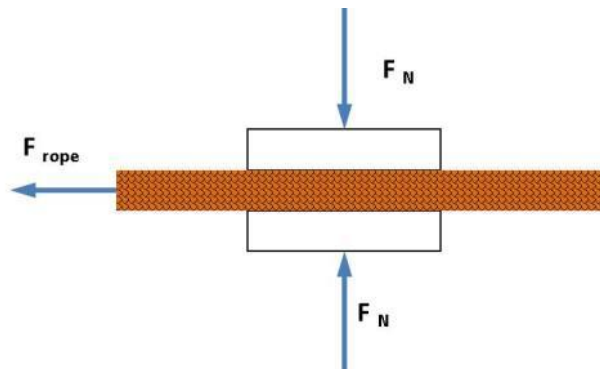


Abbildung 3.2 Normalkraftreibung

$$F_{\text{seil}} = 2 \mu F_N.$$

Da der Reibbeiwert weitgehend unbeeinflussbar ist, kann eine Steigerung der übertragenen Seilkraft ausschließlich durch eine Veränderung (Erhöhung) der Normalkraft erzielt werden. Problematisch ist hierbei, dass relativ große Normalkräfte erforderlich sind und das Seil, in Querrichtung relativ nachgiebig ist, was zu starken Verformungen des Seiles und damit großen Klemmwegen führt. Das Anlegen der Seilfasern bei Belastung führt außerdem zu großen Schwankungen des Reibbeiwertes. Wie bereits in Abschnitt 3.1 erläutert wurde der dynamische und der statische Reibbeiwert vorerst, mit $\mu_{\text{dyn}} = 0,25$, $\mu_{\text{stat}} = 0,7$, nur angenommen.

Bei einer erforderlichen Seilkraft von 8 kN (Anforderung der Normprüfung nach [4]) sind etwa 6 kN (statische Reibung) und im Falle von Schlupf (dynamische Reibung) sogar 16 kN Normalkraft erforderlich die, im Falle der Kraftaufbringung durch eine Feder, ständig im System sind und zusätzlich das Einlegen des Seiles erschweren.

Pinzettenkonzept

(siehe auch Abbildung 1.2)

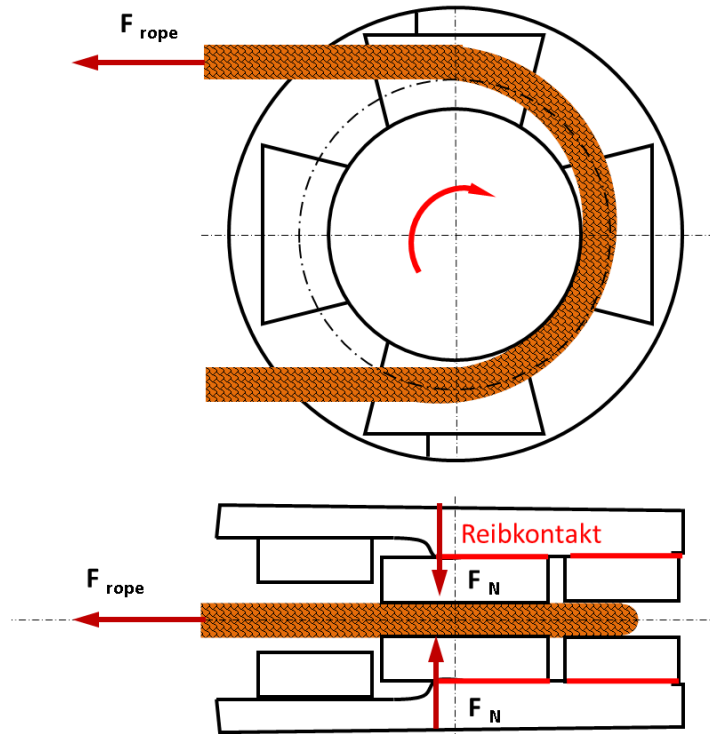


Abbildung 3.3 Schematische Darstellung des Pinzettenprinzips aus [3]

Dieses Konzept basiert auf reiner Normalkraftreibung, es sind also auch hier große Normalkräfte erforderlich. Die meisten, in Kap. 3.1 erwähnten Mechanismen zur Verstärkung der Reibung sind kaum realisierbar. Aufgrund der Seilnachgiebigkeit in Querrichtung ist ein großer Hub der Backen erforderlich. Weiters kommt es im Kontakt zwischen Greifbacken und Kurvenscheibe zu großen Reibungsverlusten, die etwa in der Größenordnung der Reibung zwischen Seil und Greifbacken liegt da eine Schmierung, ohne das Seil zu verschmutzen, schwierig zu realisieren ist. Wälzgelagerte Rollen an den einzelnen Greifbacken würden die Reibung vermindern, allerdings auch die Komplexität des Konzepts ungemein steigern.

Treibscheibe

Die Lösung des Euler – Eytelweinproblems führt auf die Gleichung $F_2 = F_1 e^{\mu\alpha}$, der sogenannten Eytelwein'schen Seilreibungsgleichung. Parameter sind der Reibbeiwert (weitgehend vorgegeben), die Seilkraft des Leertrums und der Umschlingungswinkel. Der Umschlingungswinkel ist geometrisch auf ca. $180^\circ - 225^\circ$ begrenzt, die Reibung kann nur

wenig beeinflusst werden, die Aufbringung der Leertrumkraft F_1 ist also von großer Bedeutung für die Verwendbarkeit dieses Konzeptes. Die meisten gängigen Sicherungsgeräte beruhen auf diesem Prinzip, hier wird die Seilkraft F_1 durch die Handkraft des Sichernden aufgebracht. Bei einem automatischen Sicherungsgerät müsste diese Kraftaufbringung kontinuierlich erfolgen und sollte keinen Einfluss auf das Seilhandling haben.

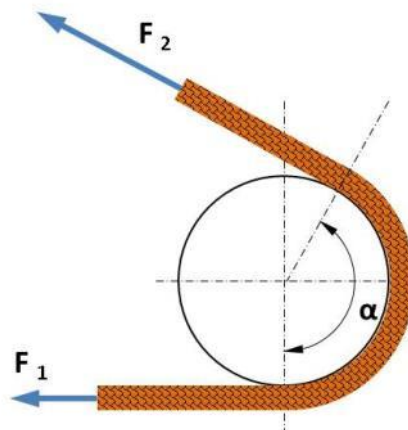


Abbildung 3.4 Treibscheibe

Druckrolle

Ein Ansatz zur Aufbringung der Leertrumkraft wäre, das Seil mit einer Druckrolle auf die Treibscheibe zu drücken und so, mittels Normalkraftreibung, auf den erforderlichen Betrag zu steigern.

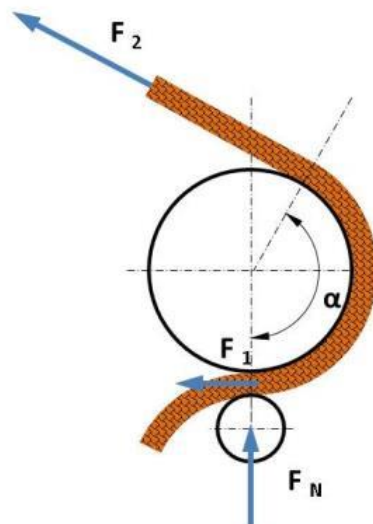


Abbildung 3.5 Treibscheibe mit Druckrolle

Unter der Annahme, dass $\alpha_s = 225^\circ$ beträgt, beträgt die Druckrollenkraft bei der maximalen Seilkraft von 8 kN und dem dynamischen Reibbeiwert von 0,25 rund 12 kN:

$$F_1 := \frac{8\text{kN}}{e^{\mu_{\text{stat}} \cdot \alpha_s}} = 512\text{N}$$

$$F_{\text{Nroll}} := \frac{F_1}{\mu_{\text{stat}}} = 731.4\text{N}$$

$$F_1 := \frac{8\text{kN}}{e^{\mu_{\text{dyn}} \cdot \alpha_s}} = 3\text{kN}$$

$$F_{\text{Nroll}} := \frac{F_1}{\mu_{\text{dyn}}} = 12\text{kN}$$

Auch bei diesem Konzept sind große Normalkräfte erforderlich, es gibt jedoch noch Potential für weitere Verbesserungen:

Keilwirkung

Eine Treibscheibe benötigt ohnehin eine Rille zur Führung des Seiles, die Integration der Keilwirkung bedeutet also quasi keinen weiteren konstruktiven Aufwand.

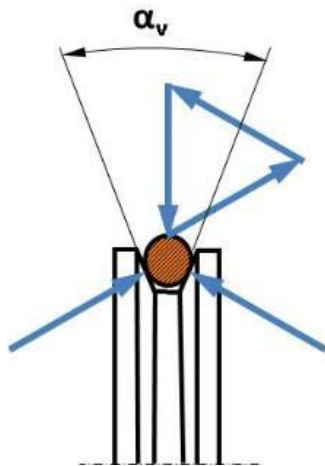


Abbildung 3.6 Keilwirkung

$$\alpha_v := 60^\circ$$

$$f_{\text{vgr}} := \frac{1}{\sin\left(\frac{\alpha_v}{2}\right)} = 2$$

Verstärkungsfaktor des Reibbeiwertes

Vergrößerung der Reibung um den Faktor 2.

Da der Reibbeiwert im Exponent der Eytelwein'schen Seilreibungsgleichung steht, wird der Einfluss dieser Verbesserungsmaßnahme zusätzlich verstärkt.

$$F_1 := \frac{8\text{kN}}{e^{\mu_{\text{stat}} \cdot \alpha_s \cdot f_{\text{vgr}}}} = 32.8\text{N}$$

$$F_{\text{Nroll}} := \frac{F_1}{\mu_{\text{stat}} \cdot f_{\text{vgr}}} = 23.4\text{N}$$

$$F_1 := \frac{8\text{kN}}{e^{\mu_{\text{dyn}} \cdot \alpha_s \cdot f_{\text{vgr}}}} = 1.1\text{kN}$$

$$F_{\text{Nroll}} := \frac{F_1}{\mu_{\text{dyn}} \cdot f_{\text{vgr}}} = 2.2\text{kN}$$

Die erforderliche Normalkraft kann mit dieser Maßnahme, bei sonst gleichen Parametern auf 2,2 kN (dynamischer Reibbeiwert) reduziert werden!

Zulassen von Schlupf

Die Idee dahinter ist eine gezielte Begrenzung der Normalkraft und damit der übertragbaren Seilkraft. Bei Überschreiten der zulässigen Seilkraft kommt es zu einem Durchrutschen und das RMU arbeitet wie ein konventionelles, dynamisches Sicherungsgerät, dabei ist vorteilhaft, dass der maximale Fangstoß begrenzt wird.

Probleme sind jedoch, dass das automatische Sicherungsgerät keine Kontrolle mehr über das Ablassen des Kletterers hat und darüber hinaus, der Reibbeiwert auf den dynamischen Wert sinkt, der erheblich niedriger ist. Tritt also Schlupf einmal auf, ist er möglicherweise schwer zu stoppen. Außerdem kann unter Umständen ein erhöhter Seilverschleiß auftreten.

Selbstverstärkung

Viele konventionelle, halbautomatische Sicherungsgeräte beruhen auf diesem Prinzip. Die Seilkraft bewirkt dabei, meist über Hebelmechanismen oder Klemmkörper, die Normalkraft zur Erzielung der erforderlichen Reibkraft selbst. Es sind dabei immer nur so große Kräfte im System, wie sie auch notwendig sind. Die Kraftaufbringung durch massive Federn oder hilfsenergiebetriebene Aktuatoren entfällt. Um jedoch einen schlupffreien Eingriff aus dem unbelasteten Zustand zu gewährleisten ist eine geringe Federvorspannung nötig. Hierfür reichen jedoch wenige Newton, die das Seileinlegen nicht behindern. Wichtig dabei ist jedoch, dass sich das Bremsmoment am Hebel der die Treibscheibe lagert (siehe Abbildung 3.7), abstützen muss. Die gesamte Bremsseinheit muss also beweglich gelagert sein.

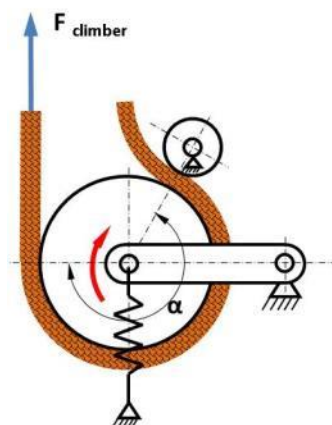


Abbildung 3.7 Druckrollenkonzept mit selbstverstärkender Wirkung

Abhängigkeit des Konzeptes von der Seilreibung

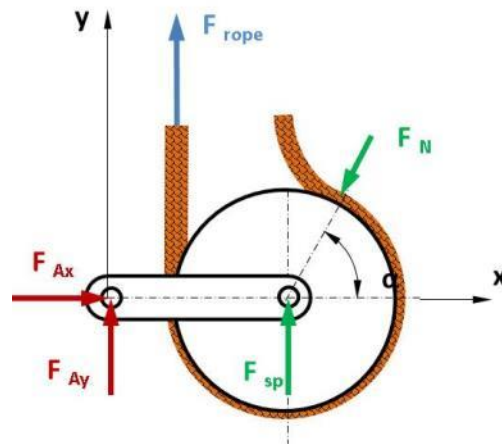


Abbildung 3.8 Freikörperbild des selbstverstärkenden Rollenkonzeptes

$$\alpha_s := 225^\circ$$

Umschlingungswinkel

$$d_{sh} := 40\text{mm}$$

Treibscheibendurchmesser

$$F_{load} := 8\text{kN}$$

Seilkraft

$$F_{spr} := 5\text{N}$$

Federkraft

$$f_{vgr} := \frac{1}{\sin\left(\frac{\alpha_v}{2}\right)} = 2$$

Faktor für Keilwirkung bei $\alpha_v=60^\circ$

$$r_{lev} := 42.5\text{mm}$$

Hebellänge

$$F_N := \frac{\left[F_{spr} + \left(1 - \frac{d_{sh}}{2r_{lev}} \right) \cdot F_{load} \right]}{\sin(\alpha_s - 180^\circ)} = 6\text{kN}$$

Resultierende Druckrollenkraft

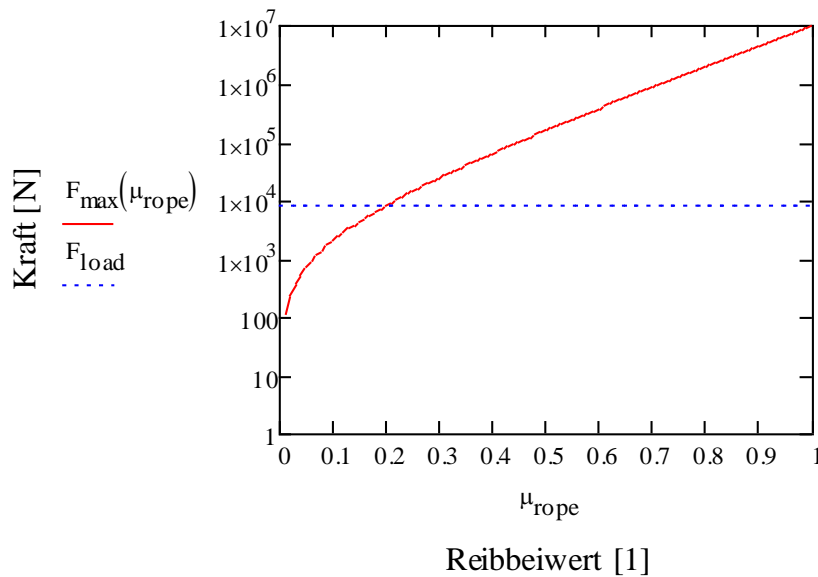


Abbildung 3.9 Maximale Seilkraft in Abhängigkeit des Reibbeiwertes

In Abbildung 3.9 ist ersichtlich, dass die zulässige Seilkraft, bei den gegebenen Parametern und für Reibbeiwerte $\mu > 0,2$ bald über mehrere Zehnerpotenzen größer ist, als die angreifende Seilkraft. Es ist also eine Selbsthemmung gegeben. Die zulässige Kraft ist proportional zur tatsächlich angreifenden Seilkraft, die Funktionalität ist also hauptsächlich durch den Reibbeiwert beschränkt. Unter der oben genannten Schwelle kann die Seilkraft nicht aufgenommen werden, es kommt zu Schlupf. Der Schwellwert kann durch Anpassung der Federvorspannung, der Hebelgeometrie (Länge und Richtung), sowie der Position der Druckrolle (Veränderung von α_s) beeinflusst werden, allerdings nur in einem Bereich von $\mu \sim 0,1 - 0,2$. Da die Reibbeiwerte üblicherweise darüber liegen, ist dieser Schwellwert akzeptabel. Ein statischer Zugversuch mit verschiedenen Seilen soll die Eignung in der Realität untersuchen (vgl. Kapitel 5.1.3). Die Normalkräfte treten zwar bei diesem Konzept nur temporär auf, sind jedoch weiterhin hoch. Dies stellt in weiterer Folge große Anforderungen an die Lagerung der Druckrolle.

3.2 MECHANISCHE BREMSE

Die Bremse muss unter allen Umständen ausfallssicher sein, also nicht auf Hilfsenergie (elektr. Strom, ...) angewiesen sein und im Falle des Versagens eines Bauteils immer noch eine Bremswirkung aufweisen. Die Ablassgeschwindigkeit soll auf 1,4 m/s für Kletterer mit einem Gewicht von 30 – 120 kg begrenzt werden und das Seilhandling soll weitestgehend nicht beeinträchtigt werden.

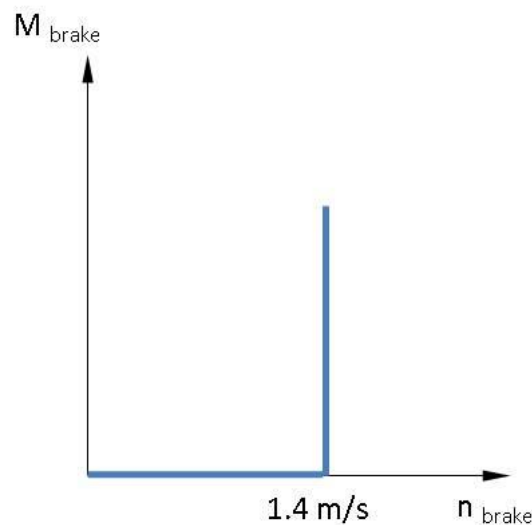


Abbildung 3.10 Gewünschte Drehmoment-Drehzahl Charakteristik der mechanischen Bremse

Dynamisches Verhalten

Da ein Sturz beim Vorstiegsklettern ein hoch dynamischer Vorgang ist, erweisen sich neben dem, in Abbildung 3.10 ersichtlichen, stationären Soll-Verhalten, die dynamischen Eigenschaften des Gerätes als zentral. Vordergründig sind dabei das rasche Abbremsen des Kletterers auf die Ablassgeschwindigkeit von max. 1,4 m/s und ein möglichst niedriger Fangstoß. Weiters soll auch das Seilausgeben möglichst wenig durch die Trägheit mechanischer Komponenten behindert werden.

3.2.1 Lösungsansätze für das mechanische Bremssystem

Die geforderte Einhaltung der Ablassgeschwindigkeit bedingt ein geschwindigkeitsabhängiges Bremsmoment. Bremsen mit konstantem Moment (z.B.: selbstschließende Magnetbremsen) und selbstverstärkendem Bremsmoment (vgl. Schneckenkonzept [3]) haben die Eigenschaft, dass die Geschwindigkeit, je nach Parametern linear ansteigt oder sinkt bzw. gleich bleibt und sind daher eher ungeeignet (siehe folgender Formelzusammenhang). Vor allem da sich Parameter wie die Reibung der Bremse durch Verschleiß, Erwärmung usw. drastisch ändern können.

$$J \cdot \dot{\omega} = M_{\text{Kletterer}} - M_{\text{brems}} = \text{konst.}$$

$$\omega(t) = \frac{M_{\text{Kletterer}} - M_{\text{brems}}}{J} \cdot t$$

Geschwindigkeitsabhängige Kraftwirkungen

Um eine geschwindigkeitsabhängige Bremskraft zu erzielen sind verschiedene physikalische Prinzipien bekannt:

- Fliehkräfte ($\sim \omega^2$)
- Wirbelströme ($\sim \sqrt{\omega}$)
- Fluid Reibung ($\sim v^2$)

Fliehkraftbremse

Am Markt erhältliche Geräte zum Topropesichern verwenden meist Fliehkraftbremsen. Vorteile sind ein sehr einfacher Aufbau, sie sind robust und durch ihre quadratische Abhängigkeit von der Drehzahl relativ steif im Hinblick auf Regelabweichungen (Gewicht des Kletterers). Durch die Steifigkeit der Rückhaltefedern der Bremsbacken ergibt sich eine charakteristische Einschaltdrehzahl, unterhalb dieser das Seilhandling nicht beeinträchtigt wird. Da jedoch der Arbeitsbereich der Bremsen, je nach Konfiguration, etwa zwischen 1000 - 2000 U/min liegt, ist zwingend eine Getriebeübersetzung zwischen RMU und Bremse nötig. Obwohl das vorgegebene Gewicht des Kletterers von 30 – 120 kg variiert (Faktor 4), verändert sich die Ablassgeschwindigkeit nur um etwa 50 %, wie Abbildung 3.12 zeigt.

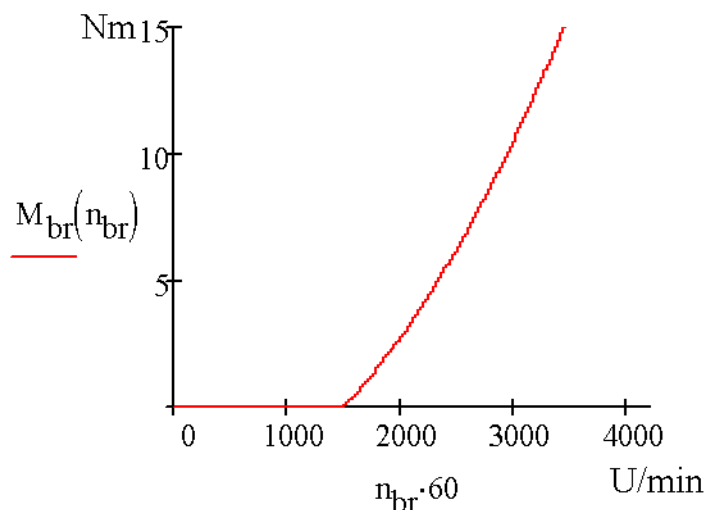


Abbildung 3.11 Kennlinie einer SUCO F03 Fliehkraftbremse [9]

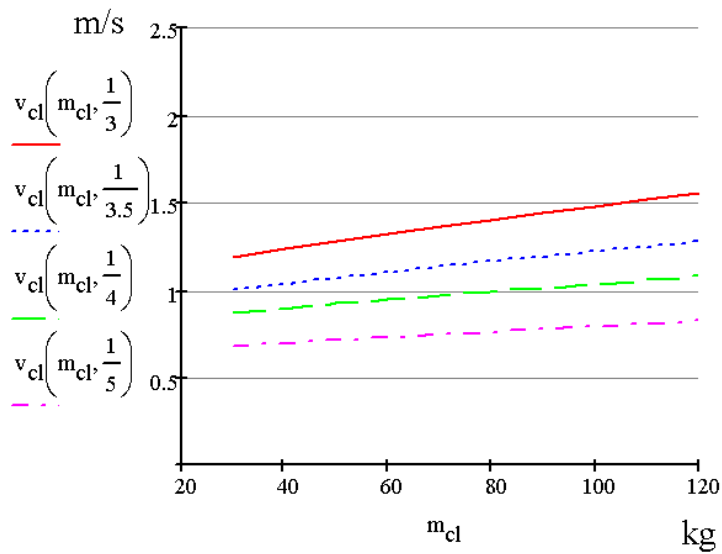


Abbildung 3.12 Ablassgeschwindigkeit in Abhängigkeit von Kletterergewicht und Getriebeübersetzung

Fliehkraftbetätigte Schaltkupplung

Ähnlich einem PKW Sicherheitsgurt schließt eine Fliehkraftkupplung den Kraftfluss zwischen einer z.B. kraftabhängigen Bremse und der RMU. Eine Geschwindigkeitsregelung wie vorhin ist nicht gegeben (nur in Form einer Zweipunktregelung). Jedoch wäre ein weitgehend unbeeinflusstes Seilhandling möglich.

Wirbelstrombremsen

Die Eigenschaften von Wirbelstrombremsen erfüllen die Anforderungen des RBM nur sehr dürftig. Die Drehmoment/Drehzahlkennlinie ist degressiv und um die geforderten Momente zu erreichen sind relativ große Bremsen nötig. Meist sind diese elektrisch erregt, was dem Prinzip der Ausfallsicherheit widerspricht. Permanentmagnete weisen meist einen noch niedrigeren magnetischen Fluss auf. Daher wird das Prinzip der Wirbelstrombremse für die vorliegende Aufgabe als ungeeignet eingestuft.

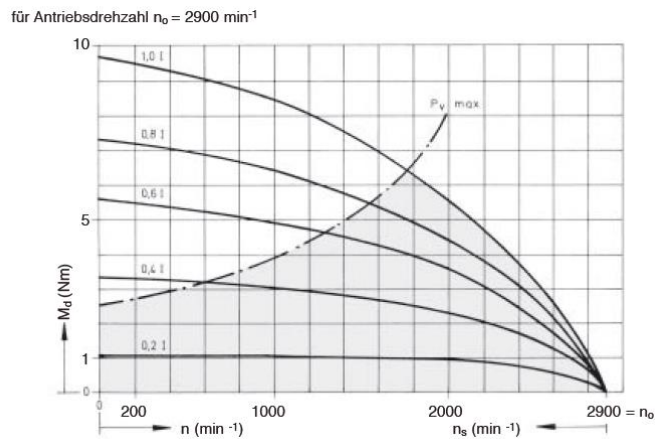


Abbildung 3.13 Charakteristik von elektrisch erregten Wirbelstromkupplungen (für Bremsbetrieb gilt die rechte Skala von n_0) [10]

Fluidbremse

Bremsen, die auf Flüssigkeitsreibung beruhen, weisen ebenso eine progressive M/n Kennlinie auf. Nachteilig sind jedoch die komplizierten Strömungsverhältnisse, die die Auslegung einer solchen Bremse sehr erschweren. Standardkomponenten wie z.B. bei Fliehkraftbremsen sind kaum verfügbar. Das Seilhandling ist nur schwer möglich da die Bremse ab dem Stillstand greift (Abbildung 3.14) – ein zusätzliche Schaltkupplung wäre erforderlich. Weiters ist das thermische Verhalten des Fluids von Bedeutung. Einerseits verändert sich die Viskosität und damit die Reibung in Abhängigkeit der Temperatur, andererseits kommt es zu einer Ausdehnung, die gepuffert werden muss. Auch austretende Flüssigkeit könnte ein Problem sein wenn diese das Seil verschmutzt und ggf. die Reibung in der RMU drastisch verringert bzw. die Bremswirkung verringert (Luft im System). Aus genannten Gründen wurde dieses Prinzip ebenfalls verworfen.

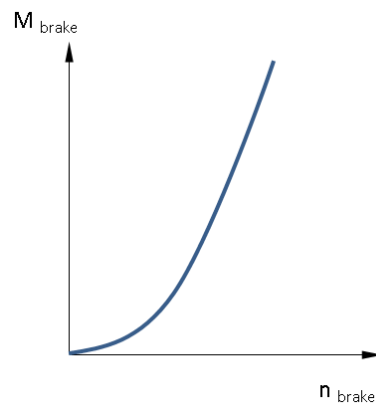


Abbildung 3.14 Charakteristik von Fluidbremsen

Potentiell Lösungskonzept

Obige Überlegungen führen relativ eindeutig zur Festlegung auf eine Fliehkraftbremse. Zumindest sollte dieses Konzept einer näheren Betrachtung unterzogen werden, bevor alternative oder aufwändigere Lösungsprinzipien angedacht werden.

3.3 SIMULATION DES DYNAMISCHEN SYSTEMVERHALTENS

Wie erwähnt ist das dynamische Verhalten von großer Bedeutung und bedarf einer genaueren Betrachtung. Hier enden allerdings die Möglichkeiten einer einfachen Formelabschätzung, es ist eine mathematische Modellierung und Simulation notwendig.

3.3.1 Einfaches Modell der Fliehkraftbremse

Ein sehr einfaches Modell ergibt sich, wenn das Kletterseil als, in Längsrichtung steif angesehen wird, sich also bei Belastung nicht dehnt. Dadurch sind die Bewegung des Kletterers und der Fliehkraftbremse direkt gekoppelt – es ergeben sich relativ einfache, mathematische Zusammenhänge.

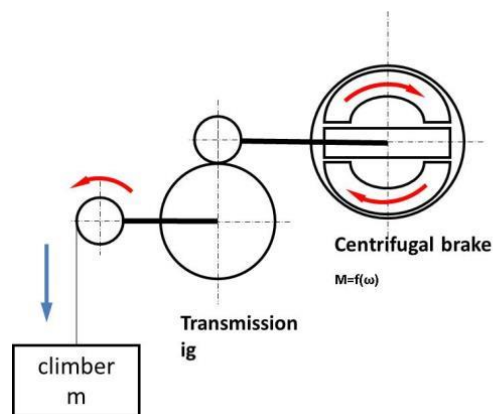


Abbildung 3.15 Einfaches Modell mit steifem Seil

Eigenschaften

- Steifes, unnachgiebiges Seil
- Kletterer als Massepunkt – keine Berücksichtigung der Körperdämpfung des Kletterers und des Luftwiderstandes
- Die Reibung an einem Umlenkarabiner wurde nicht berücksichtigt.
- Fliehkraftbremse mit Kennlinie entsprechend einer SUCO F03 [9]

Mathematisches Modell

Gleichung für die Kennlinie der Fliehkraftbremse

$$M_{br}(n_{br}) := \begin{cases} 0 \\ m_{br} \cdot r_{br}^2 \cdot \mu_{br} \cdot \left[(2 \cdot \pi \cdot n_{br})^2 - (2 \cdot \pi \cdot n_s)^2 \right] \end{cases} \text{ if } n_{br} \geq n_s$$

Die Werte für m_{br} (Masse der Fliehkewichte), r_{br} (Radius der Bremstrommel) und μ_{br} (Reibbeiwert von Bremsbelag auf Stahl) wurden an die Kennlinie der genannten Bremse (Abbildung 3.11) angepasst.

n_s stellt die Einschalt Drehzahl dar, also die Drehzahl, ab der die Bremsbacken greifen.

Differentialgleichung zur Beschreibung des Systemverhaltens

$$J \cdot \dot{\omega} = m_{cl} \cdot r_{sh} \cdot i_g \cdot (g + \dot{\omega} \cdot r_{sh} \cdot i_g) - m_{br} \cdot \mu_{br} \cdot r_{br}^2 \cdot (\omega^2 - \omega_s^2)$$

$$v_{climber} = \omega \cdot r_{sh} \cdot i_g$$

Anfangsbedingungen

$$v_0 := \sqrt{2 \cdot g \cdot h_{fall}} = 4.429 \frac{m}{s} \quad \text{Anfangsgeschwindigkeit nach freiem Fall}$$

$$h_{fall} := 1r$$

$$x_0 = 0 \quad \text{Anfangsposition des Kletterers}$$

Die angegebene Gleichung ist eine gewöhnliche, inhomogene und nicht lineare Differentialgleichung erster Ordnung. Eine analytische Lösung ist mittels Trennung der Variablen und anschließender Integration möglich. Die Lösung des Fallweges des Kletterers ist durch erneute Integration ebenfalls analytisch möglich

Die Lösung ist eine hyperbolische Funktion (1/t), die gegen die partikuläre Lösung, die stationäre Ablassgeschwindigkeit konvergiert.

Die Lösung gilt jedoch nur für Bremsendrehzahlen größer als die Einschalt Drehzahl.

Analytische Lösung für die Ablassgeschwindigkeit

$$v(t) = r_{sh} \cdot i_g \cdot \left[\underbrace{\frac{1}{\frac{m_{br} \cdot \mu_{br} \cdot r_{br}^2}{J_{br} + m_{cl} \cdot (r_{sh} \cdot i_g)^2} \cdot t + \frac{r_{sh} \cdot i_g}{v_0}}}_{\text{Instantanärer Term}} + \underbrace{\sqrt{\frac{m_{cl} \cdot r_{sh} \cdot i_g \cdot g}{m_{br} \cdot \mu_{br} \cdot r_{br}^2} + \omega_s^2}}_{\text{stationäre Ablassgeschwindigkeit}} \right]$$

Instantanärer Term Anfangsbedingung stationäre Ablassgeschwindigkeit

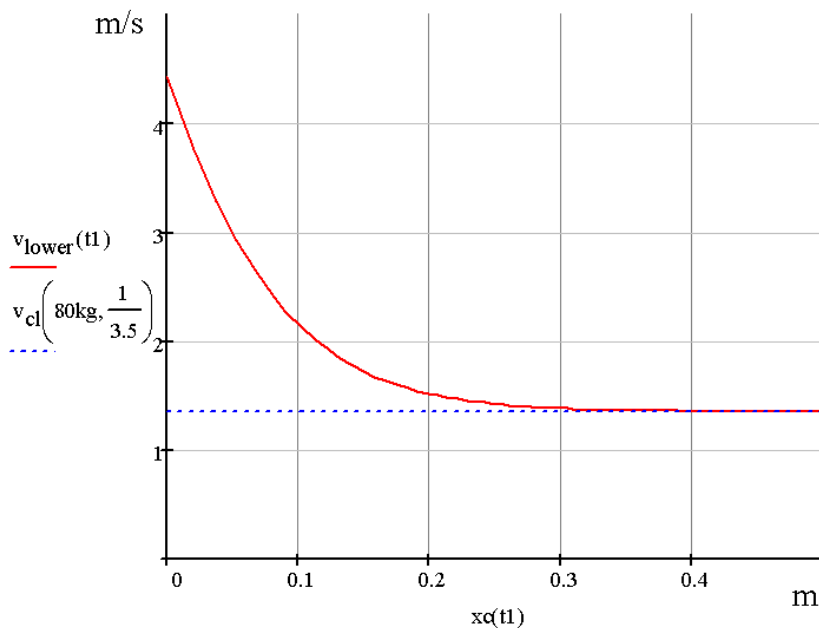


Abbildung 3.16 Lösung des einfachen Modells

Schlussfolgerungen

Die Parameter für die Lösung in Abbildung 3.16 sind: Gewicht des Kletterers 80 kg und Getriebeübersetzung 1/3,5. Das Trägheitsmoment des Getriebes und der Fliehkraftkupplung wurde durch einfache, zylindrische Scheiben angenähert, ist allerdings deutlich geringer als die Trägheit des Kletterers.

Das Modell zeigt ein relativ schnelles Ansprechverhalten, die geforderte Ablassgeschwindigkeit wird bereits nach ca. 0,3 m Weg erreicht. Allerdings steigt die Drehzahl der Bremse dabei auf rund 7500 U/min.

Es ist bekannt, dass die Dämpfung dynamischer Kletterseile eine wichtige Rolle beim Halten von Vorstiegsstürzen spielt, daher sollte untersucht werden, ob das Konzept, bei Verwendung eines dynamischen Seils, ebenfalls geeignet ist.

3.3.2 Modellierung des Systems mit realistischem Seilverhalten

Die Ergebnisse des einfachen Modells steigerten das Interesse an einer genaueren Betrachtung des dynamischen Verhaltens. Dabei wurde das Seil nicht mehr als steif sondern, dehnbar angesehen und die Reibung im Umlenkarabiner wurde berücksichtigt. Um auch die Möglichkeit einer zusätzlichen, kraftabhängigen Bremse zur Unterstützung der Fliehkraftbremse nicht von vorne herein auszuschließen wurde ein solche mittels des Faktors k_{br} mitberücksichtigt, der den Anteil des erforderlichen Bremsmomentes der Fliehkraftbremse

verringerte. Es zeigte sich allerdings schnell, dass diese Maßnahme das Ansprechverhalten kaum verbessern konnte und wurde bald verworfen (siehe Kapitel 3.3.6).

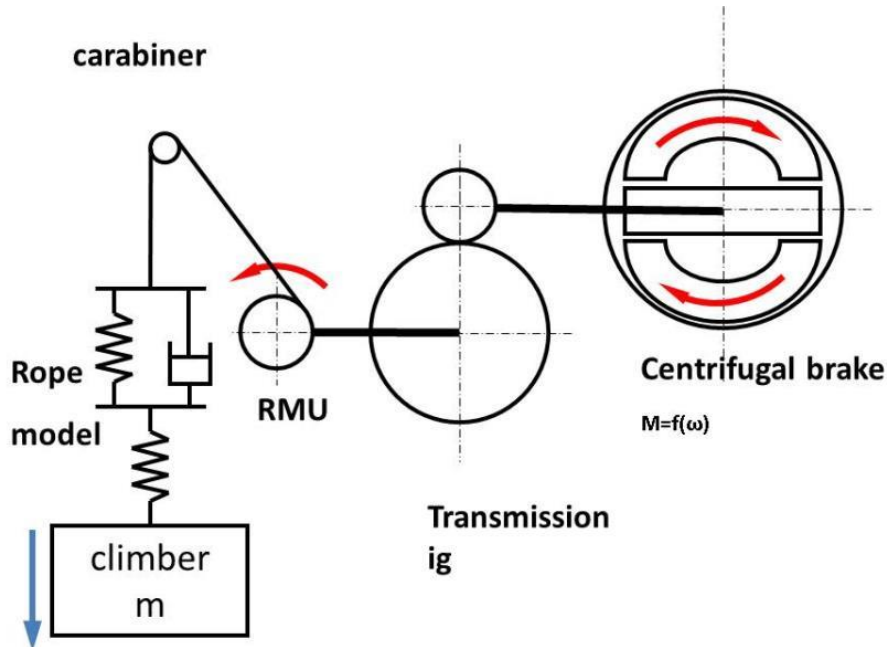


Abbildung 3.17 System mit Seilmodell

Eigenschaften

- Realistische Modellierung des Seilverhaltens
- Verhalten der Fliehkraftbremse wie in einfachem Modell
- Reibung im ersten Karabiner wird berücksichtigt
- Der Seilabschnitt vom Karabiner zum Gerät bleibt steif, da dies die Simulation erheblich erleichtert
- Modellierung einer zusätzlichen, kraftabhängigen Bremse

Kletterer

Wie im einfachen Modell wurde der Kletterer als Massepunkt modelliert.

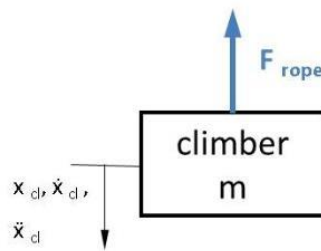


Abbildung 3.18 Modell des Kletterers

Bewegungsgleichung des Kletterers:

$$m_{cl} \cdot \ddot{x}_{cl} = F_{rope}$$

Seilmodell [11]

Das Seil wurde mittels Paviermodell dargestellt. Dieses Modell wurde von M. Pavier entwickelt und empirisch verifiziert. Es deckt sich sehr gut mit experimentellen Fallversuchen, wobei es noch relativ einfach zu implementieren ist. Die Parameter sind dabei $k_1 = 20 \text{ kN}$, $k_2 = 3 \text{ kN}$ und $d = 3 \text{ kNs}$.

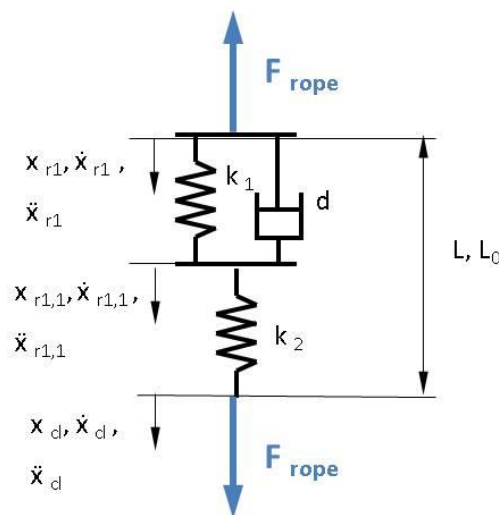


Abbildung 3.19 Freikörperbild des Seilmodells

Bewegungsgleichungen:

$$F_{rope} = \frac{k_1}{L} \cdot (x_{r1,1} - x_{r1}) + \frac{d}{L} \cdot (\dot{x}_{r1,1} - \dot{x}_{r1})$$

$$F_{rope} = \frac{k_2}{L} \cdot (x_{cl} - x_{r1,1})$$

$$L = L_0 + x_{r1}$$

Karabiner

Die Reibung im Umlenkkarabiner wurde berücksichtigt, da bei einer Sicherung von unten stets, mindestens ein Karabiner notwendig ist. Wird das Gerät zur Topropesicherung verwendet kommt dieser Effekt nicht zu tragen.

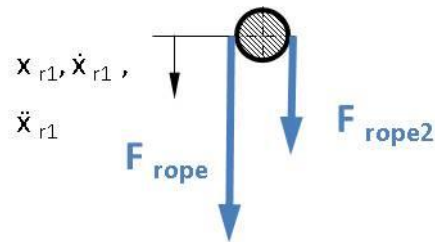


Abbildung 3.20 Reibung am Karabiner

Bewegungsgleichungen (wobei $\alpha = 180^\circ$ und $\mu = 0,2$ angenommen wurde):

$$F_{rope} = F_{rope2} \cdot \eta$$

$$\eta = e^{\mu \cdot \alpha}$$

Modell des Sicherungsgerätes

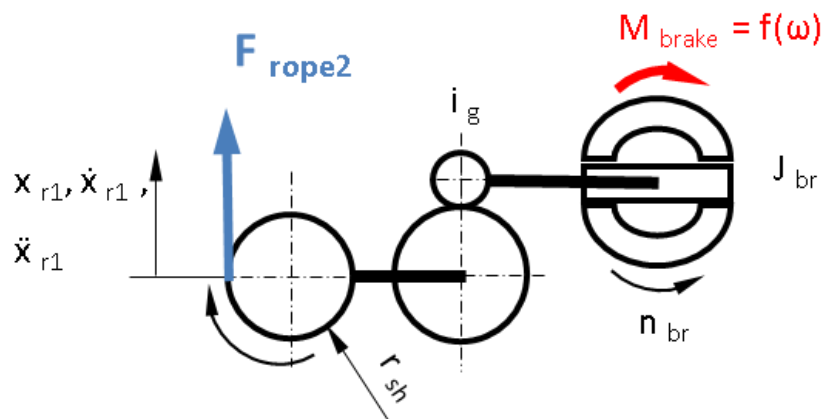


Abbildung 3.21 Modell des Sicherungsgerätes

Bewegungsgleichungen:

$$J_{br} \cdot \dot{\omega}_{br} = F_{rope2} \cdot r_{sh} \cdot i_g - M_{br}$$

$$M_{br} = m_{br} \cdot \mu_{br} \cdot r_{br}^2 \cdot (\omega_{br}^2 - \omega_s^2)$$

$$x_{r1} = r_{sh} \cdot i_g \cdot \varphi_{br}$$

$$\dot{x}_{r1} = r_{sh} \cdot i_g \cdot \omega_{br}$$

Die Kombination der obigen Gleichungen ergibt zwei gewöhnliche Differentialgleichungen, einmal zweiter- und einmal dritter Ordnung. Diese Gleichungen werden numerisch gelöst.

Für die Implementierung in PTC Mathcad muss aus Differentialgleichungen höherer Ordnung ein System von Differentialgleichungen erster Ordnung gebildet werden, was sich in diesem Fall relativ einfach gestaltet. Für die Lösung stehen verschiedene Verfahren zur Verfügung. Es wurde ein Runge-Kutta Verfahren 4. Ordnung mit konstanter Schrittweite ausgewählt.

Verwendete Parameter und Lösungsvariablen

m_{cl}	Masse des Kletterers	[kg]
i_g	Getriebeübersetzung	[1]
k_{br}	Faktor für kraftabhängige Bremse	[1]
J_{br}	Trägheitsmoment der Bremse	[kg·m ²]
n_s	Einschaltdrehzahl der Bremse	[1/s]
d_{sh}	Treibscheibendurchmesser	[m]
v_{clstat}	Stationäre Ablassgeschwindigkeit	[m/s]
F_{imp}	Fangstoßkraft	[N]
F_{dev}	Fangstoßkraft auf das Sicherungsgerät	[N]
n_{max}	Maximale Drehzahl der Fliehkraftbremse	[U/min]
v_{rout}	Seilausgabegeschwindigkeit	[m/s]
$x_{br1.4}$	Fallweg bis zum Erreichen der geforderten Ablassgeschwindigkeit	[m]

Mathcad Script

Für die Implementierung und Lösung in Mathcad wurden alle Variablen auf den Kletterer reduziert. Winkelgeschwindigkeiten werden also zu Geschwindigkeiten im Massepunkt.

DGL: Anfangsbedingungen

$$\frac{d}{du} xcl(u) = xcl1(u) \qquad xcl(0) = C$$

$$\frac{d}{du} xcl1(u) = xcl2(u) \qquad xcl1(0) = v_C$$

$$\frac{d}{du} xr(u) = xr1(u) \qquad xr(0) = C$$

$$xr(0) = C$$

$$xcl2(0) = 0$$

Gleichung für die Beschreibung des Sicherungsgerätes

$$\frac{d}{du} xr1(u) = \begin{cases} \frac{r_{sh}^2 \cdot i_g^2}{J_{shaft}} \frac{1}{\eta r} mcl \cdot (gr - xcl2(u)) \\ \frac{1}{J_{shaft}} \left[\frac{m_c \cdot r_c^2 \cdot \mu_c}{r_{sh} \cdot i_g} \cdot (ws^2 - xr1(u)^2) + r_{sh}^2 \cdot i_g^2 \frac{1}{\eta r} mcl \cdot (gr - xcl2(u)) \cdot (1 - kbr) \right] \text{ if } xr1(u) \geq ws \end{cases}$$

Seilgleichung

$$\frac{d}{du} xcl2(u) = -\frac{k1 \cdot k2}{d \cdot mcl \cdot (L0 + xr(u))} \left[xcl(u) - \frac{mcl \cdot (gr - xcl2(u)) \cdot (L0 + xr(u))}{k2} - xr(u) \right] \dots \\ + -\frac{k2}{mcl \cdot (L0 + xr(u))} \left[xcl1(u) - \frac{mcl \cdot (gr - xcl2(u)) \cdot xr1(u)}{k2} - xr1(u) \right] + \frac{k2}{d} \cdot (gr - xcl2(u))$$

Lösung mit Runge-Kutta Verfahren mit 10^4 Schritten, bei einer Simulationsdauer von 5 s.

$$\begin{pmatrix} xd \\ vd \\ xclimber \\ vclimber \\ aclimber \end{pmatrix} := \text{Gdglösen} \left[\begin{pmatrix} xr \\ xr1 \\ xcl \\ xcl1 \\ xcl2 \end{pmatrix}, u, T1, 1 \times 10^4 \right]$$

3.3.3 Plausibilitätsuntersuchung der numerische Lösung

Um zu untersuchen ob die ermittelten Simulationsergebnisse brauchbar sind und eine physikalische Sinnhaftigkeit aufweisen, wurden wichtige Werte mit Ergebnissen aus anderen Untersuchungen und Abschätzungen verglichen.

Seilmodell:

Vergleich mit Formelabschätzung

Abschätzung des Fangstoßes mittels Energieerhaltungssatz (kinetische Energie wird in Dehnungsenergie umgewandelt). Der Modul M_r ergibt sich aus der Serienschaltung der beiden Federn des Paviermodells.

$$f_f := 0.5$$

$$F_{\text{imp}}(m_{\text{cl}}) := m_{\text{cl}} \cdot g \cdot \left(1 + \sqrt{1 + \frac{2f_f \cdot M_r}{m_{\text{cl}} \cdot g}} \right)$$

$$F_{\text{imp}}(40\text{kg}) = 2.684\text{kN}$$

Die Eigenschaften von Kletterseilen sind nach UIAA¹¹ 101 [4] bzw. EN 892:2012 genormt. Die statische Dehnung, d.h. die Dehnung des Kletterseils bei statischer Belastung mit 80 kg, darf dabei 10 % nicht überschreiten. Im Modell beträgt diese 6,1 %. Die vereinfachte Simulation (Stillstand der Bremse) deckt sich gut mit der Formelabschätzung, das Seilmodell ist also gut geeignet.

Vergleich mit Untersuchungen von M. Pavier [11]

Der Vergleich der Simulationsergebnisse des isolierten Seilverhaltens, bei blockierter Bremse, mit Versuch und Simulation von M. Pavier zeigt eine gute Übereinstimmung was die Größe des Fangstoßes betrifft. Im Bereich des Abklingens der Schwingung gibt es allerdings Abweichungen im zeitlichen Verlauf, was durch eine anfängliche Dehnung ε_0 von 0,05 zu erklären ist, die beim aktuellen Modell nicht implementiert ist.

¹¹ UIAA: *Union Internationale des Associations d'Alpinisme* - Internationale Vereinigung der Alpinismusverbände, die unter anderem Sicherheitsnormen für Kletterausrüstung beschließt.

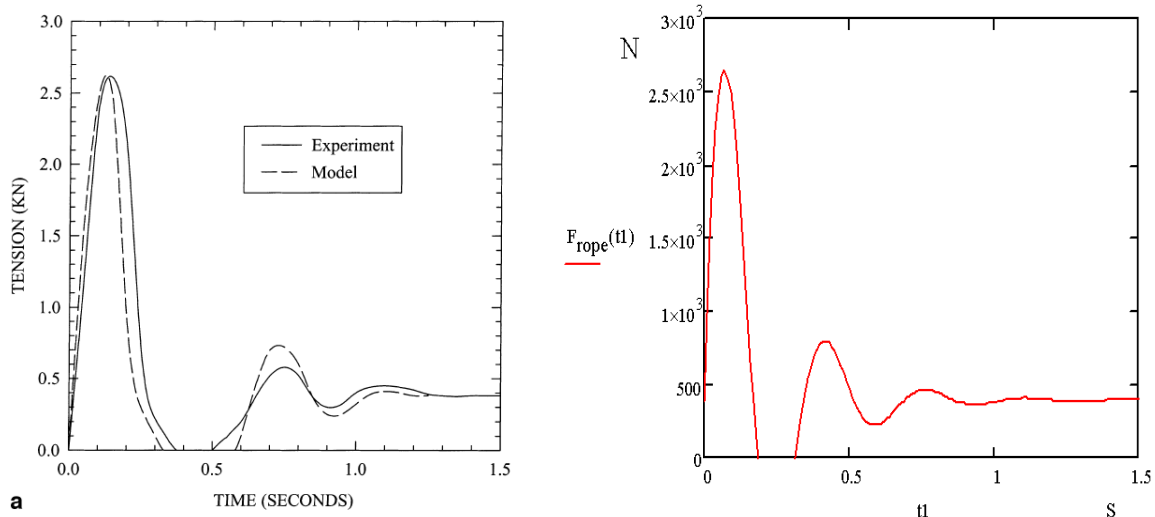


Abbildung 3.22 Links: Vergleich von Versuch und Simulation. Parameter: Masse 40 kg Seillänge 4 m, Fallfaktor 0,5, $\varepsilon_0 = 0,05$ Seilende fixiert [11].
Rechts: Simulation mit denselben Parametern wie links außer $\varepsilon_0 = 0$

Modell des Sicherungsgerätes: Stationäre Ablassgeschwindigkeit

Das Konvergenzverhalten zum stationären Gleichgewichtszustand ist aussagekräftig für die Evaluierung des Sicherungsgerätmodells.

Diese Simulation wurde mit den Rahmenbedingungen der Normprüfung durchgeführt das bedeutet, das Gewicht des Kletterers beträgt 80 kg bei 2 m Fallhöhe. Die weiteren Parameter der Bremse sind: Durchmesser der Treibscheibe 40 mm, Getriebeübersetzung 1/3,4, Seilumlenkung im Karabiner um 180° bei $\mu = 0,22$ ergibt einen Karabinerverlust von $\eta_r=2$

Die Geschwindigkeit im Gleichgewicht errechnet sich dann zu:

$$v_{clequ}(m_{cl}, i_g) := \sqrt{\frac{m_{cl} \cdot g \cdot \frac{d_{sh}}{2}}{m_{br} \cdot f_{br} \cdot \mu_{br} \cdot \eta_r} \cdot i_g + (2 \cdot \pi \cdot n_s)^2 \cdot i_g \cdot \frac{d_{sh}}{2}}$$

$$v_{clequ}\left(80\text{kg}, \frac{1}{3.4}\right) = 1.206 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

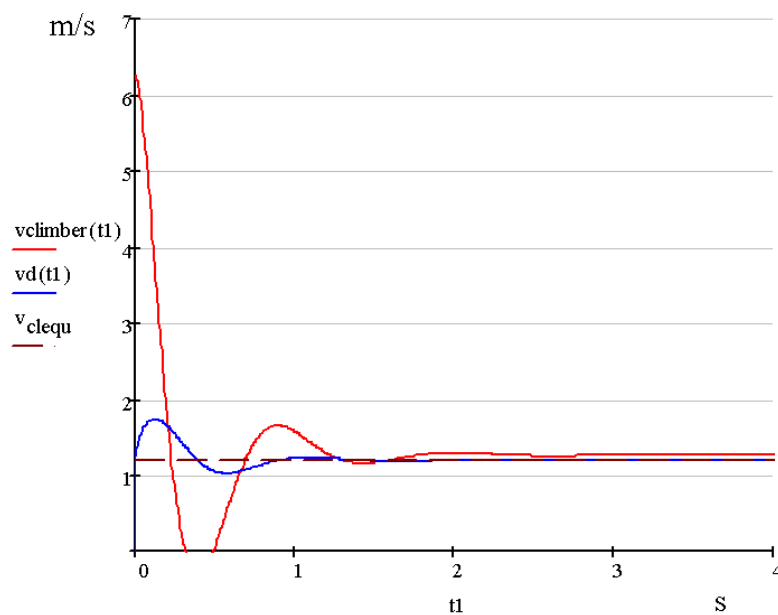


Abbildung 3.23 Ablassgeschwindigkeit

In Abbildung 3.23 ist ersichtlich, dass die Umfangsgeschwindigkeit der Treibscheibe v_d (oder \dot{x}_1) gegen die Gleichgewichtsgeschwindigkeit v_{clequ} konvergiert. Die tatsächliche Ablassgeschwindigkeit $v_{climber}$ des Kletterers ist allerdings höher, da das Seil stets vom ungedehnten in den gedehnten Zustand gebracht wird (Dehnschlupf). Auch die Evaluierung der Geschwindigkeiten zeigt eine gute Eignung des Modells.

3.3.4 Simulationsergebnisse und Schlussfolgerungen

Die Simulationen liefern eine Aussage über das dynamische Ansprechverhalten des Sicherungsgerätes. Im Wesentlichen interessieren dabei die Kraft- und Geschwindigkeitsverläufe des Fallgewichtes (Kletterer) sowie die Drehzahl und das Bremsmoment des Sicherungsgerätes.

Eine wichtige Erkenntnis ist dabei, dass das Kletterseil den Hauptanteil der dynamischen Kräfte aufnimmt. Die Bremse erreicht nach einer kurzen Einschwingphase das statische Gleichgewicht aus Gewichtskraft und Bremskraft. Eine Veränderung der Bremsenparameter hat also nur bedingt einen Einfluss auf den Fangstoß, sowie eine Veränderung der Seilparameter nur einen geringen Einfluss auf die Ablassgeschwindigkeit hat (Abgesehen vom oben erwähnten Dehnschlupf).

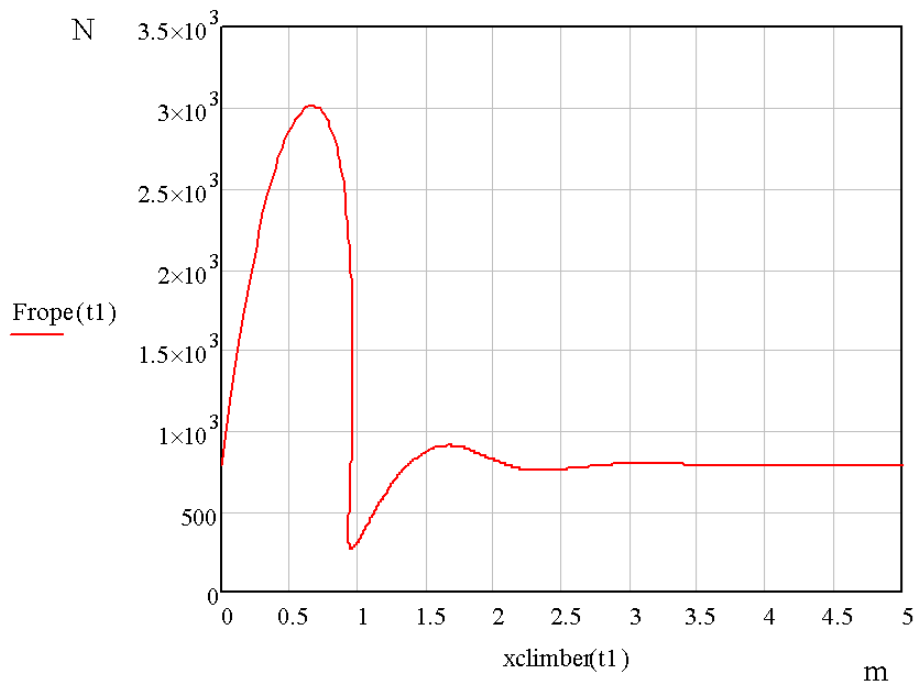


Abbildung 3.24 Fangstoßkraft über der Position des Kletterers

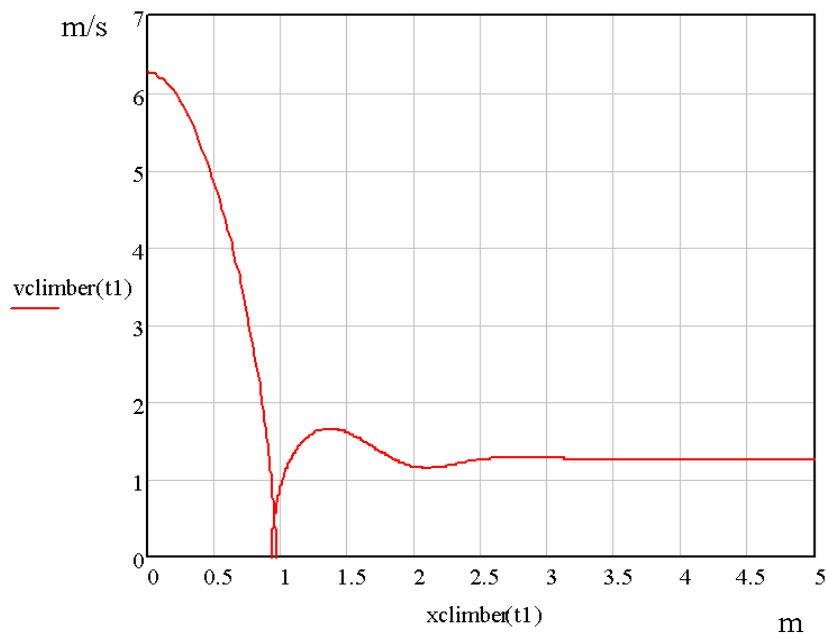


Abbildung 3.25 Geschwindigkeit über der Position des Kletterers

Außerdem beeinflusst die Massenträgheit der Bremse den Fangstoß in gewissem Maße. Ein geringes Massenträgheitsmoment erlaubt ein schnelles Ansprechen der Bremse, der Fangstoß ist geringer, die dynamischen Kräfte müssen jedoch durch eine erhöhte Drehzahl aufgenommen werden. Eine größere träge Masse bedingt höhere Fangstoßkräfte. Die Bremsmomente werden im Gegenzug jedoch geringer, da die Kraftspitze zur Beschleunigung

der trägen Massen dient. Die Dauer des Einschwingvorganges, bis die stationäre Ablassgeschwindigkeit erreicht ist, wird dabei kaum verändert.

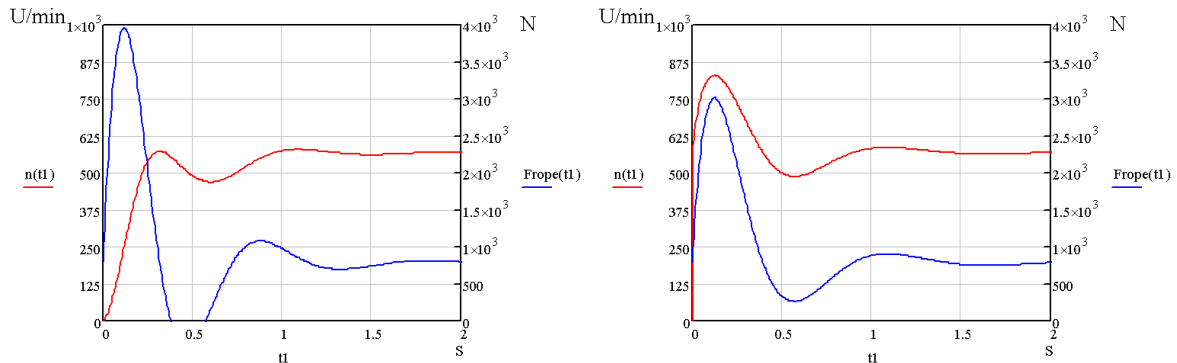


Abbildung 3.26 Drehzahl der Bremse und Seilkraftverlauf
 Links: großes Massenträgheitsmoment J_{br} von $10^{-3} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$
 Rechts: $J_{br} = 10^{-7} \text{ kg}\cdot\text{m}^2$

Die Simulation liefert einige Kenngrößen, die zur Bewertung des dynamischen Verhaltens wichtig sind. Unter anderem sind dies der maximale Fangstoß, die Ablassgeschwindigkeit im Gleichgewicht, die maximale Drehzahl der Bremse und die Dauer bis die stationäre Ablassgeschwindigkeit eingestellt ist.

3.3.5 Parametersensivität

Um die Parametersensivität zu überprüfen wurde die Simulation mehrmals durchgeführt, wobei immer nur ein Parameter verändert wurde. Gleichbleibende Parameter waren die Fallhöhe mit 1 m, die Seillänge mit 3 m und die Karabinerbremswirkung mit einem Reibbeiwert μ von 0,2 und einer Umlenkung um 180° .

Einfluss des Gewichts des Kletterers

Fangstoß und Ablassgeschwindigkeit steigen in etwa nach einer Wurzelfunktion mit der Masse des Kletterers an. Der Bremsweg bis zum Erreichen der Ablassgeschwindigkeit von 1,4 m/s steigt stark an.

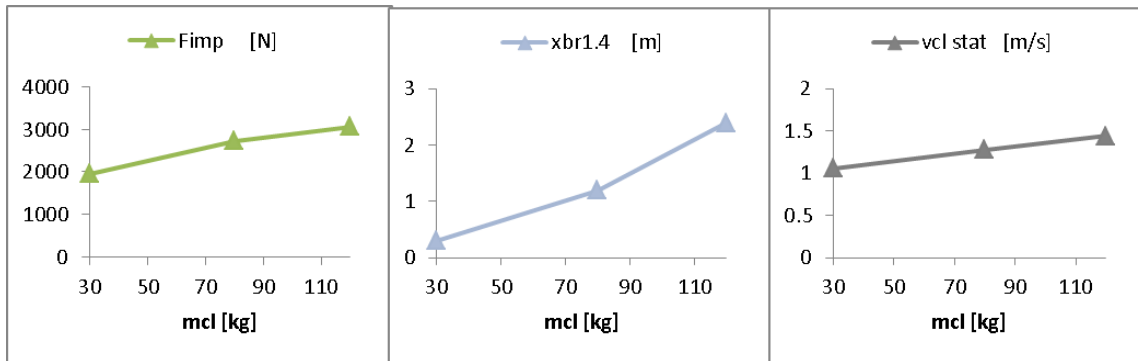


Abbildung 3.27 Abhängigkeit von der Masse des Kletterers (Bezeichnungen siehe S. 36)

Einfluss der Getriebeübersetzung

Die Fangstoßkraft steigt mit der Getriebeübersetzung, da zum einen die Trägheit des Getriebes und der Bremse größer werden und zum anderen ein größeres Bremsmoment entsteht. Die Seilabgabegeschwindigkeit und die stationäre Ablassgeschwindigkeit sind invers von der Getriebeübersetzung abhängig. Bei einer zu geringen Übersetzung kann die geforderte Ablassgeschwindigkeit von 1,4 m/s nicht mehr eingehalten werden und daher kann auch der Bremsweg nicht ermittelt werden.

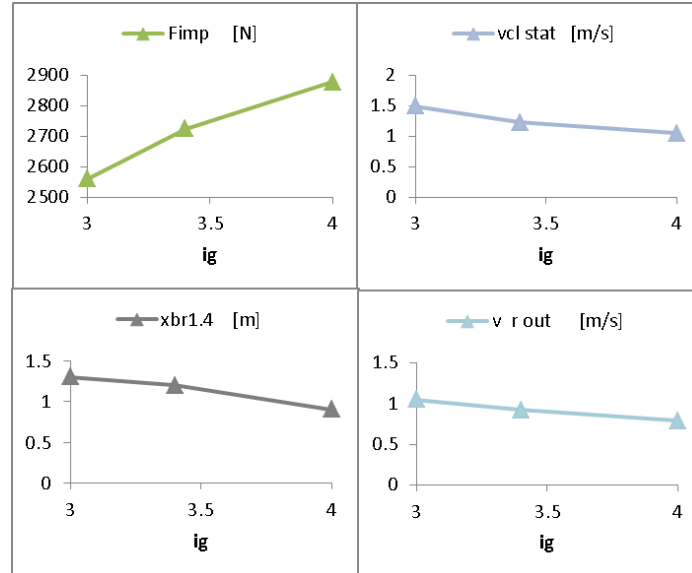


Abbildung 3.28 Abhängigkeit von der Getriebeübersetzung (Bezeichnungen siehe S. 36)

Einfluss des Treibscheibendurchmessers

Der Treibscheibendurchmesser wirkt ähnlich der Getriebeübersetzung. Die beiden Faktoren fließen ausschließlich als gemeinsames Produkt ein. Die Verringerung des Durchmessers kann also die Getriebeübersetzung verringern, was das Getriebe vereinfacht. Beschränkt ist diese Maßnahme durch den minimalen Biegeradius des Seiles.

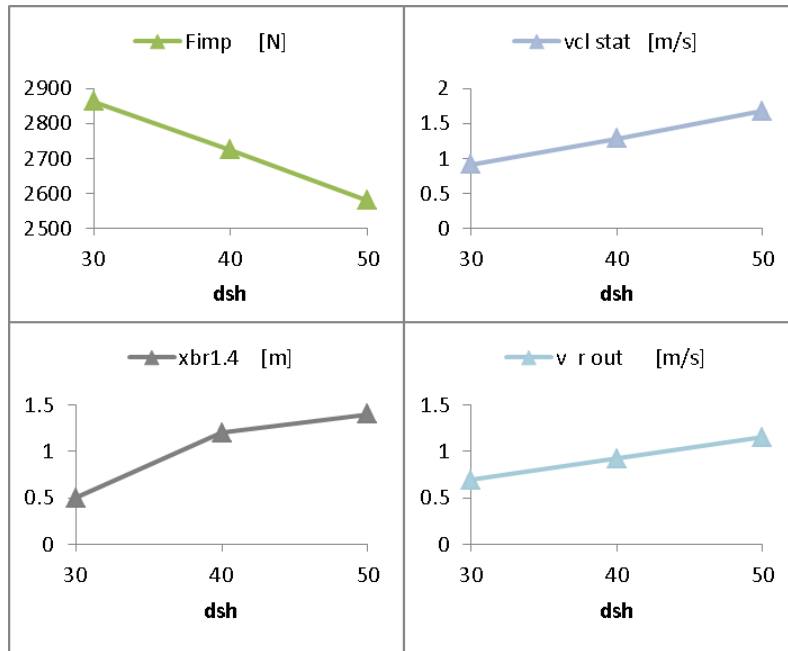


Abbildung 3.29 Abhängigkeit vom Treibscheibendurchmesser (Bezeichnungen siehe S. 36)

Die Simulation zeigt, dass ein relativ einfaches Konzept, auf Basis einer Fliehkraftbremse sehr gute Resultate liefert und die Eignung durch ein reales Funktionsmodell geprüft werden soll.

Wichtige Parameter und Einschränkungen

Parameter wie die Masse des Kletterers und die Fallhöhe sind als Randbedingungen zu sehen, die einen großen Beitrag zur Belastung des Sicherungsgerätes leisten, allerdings konstruktiv nicht beeinflusst werden können. Um ein zufriedenstellendes Verhalten des Sicherungsgerätes zu erzielen sind die folgenden Parameter anzupassen, wobei dabei gewisse physikalische bzw. mechanische Einschränkungen gegeben sind.

- Getriebeübersetzung: Kleine Getriebeübersetzungen verbessern das dynamische Verhalten, es steigt jedoch die Ablassgeschwindigkeit. Je größer die Übersetzung, desto aufwändiger wird das Getriebe. Oberhalb von $i = 8$ ist ein mehrstufiges Getriebe notwendig [12]
- Treibscheibendurchmesser: Relativ einfach zu beeinflussen, ist hauptsächlich durch die Seilbiegung beschränkt.
Grundsätzlich: je kleiner, desto niedriger die erforderliche Getriebeübersetzung
- Bremse: Es sind verschiedene Baugrößen verfügbar und die Stärke der Rückhaltefeder kann variiert werden.

3.3.6 Kraftabhängige Bremse

Zusätzlich zum bisher analysierten, geschwindigkeitsabhängigen Bremsverhalten wurde auch noch das Verhalten von kraftabhängigen, also selbstblockierenden Bremsen wie sie in halbautomatischen Sicherungsgeräten vorkommen, sowie vor allem auch eine Kombination beider Konzepte untersucht. Das kraftabhängige Konzept für sich wurde bereits ausgeschieden (Abschnitt 3.2.1), es sollte jedoch die Möglichkeit der Unterstützung der Fliehkraftbremse untersucht werden.

Um eine Kraftabhängigkeit zu berücksichtigen wurde das Moment an der Fliehkraftbremse um einen Faktor reduziert. Ist der Faktor $k_{br} = 0$, so ist keine Beeinflussung vorhanden, hat er den Wert 1, ist die Bremse rein kraftabhängig und blockiert

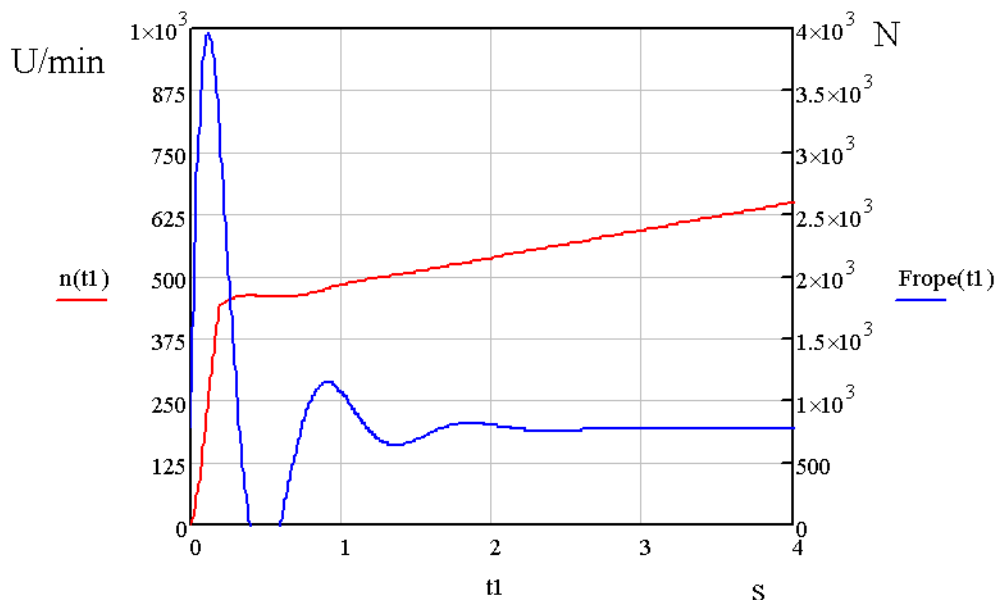


Abbildung 3.30 Kraftabhängige Bremse

Nach einem relativ großen Fangstoß kommt es zum charakteristischen, linearen Beschleunigen oder Abbremsen ($M = J \cdot \omega$ wobei $M = \text{konst.}$). Um eine konstante Ablassgeschwindigkeit einzustellen müssten die Bremsparameter genau eingestellt werden und etwaige Veränderungen der Reibbeläge (Temperaturabhängigkeit, Verschleiß) ausgeglichen werden. Diese Möglichkeit wird aufgrund der mangelnden Eignung nicht weiter verfolgt.

Auch eine Kombination beider Konzepte bringt keine Vorteile insbesondere gemessen am erhöhten Aufwand.

3.4 LEBENSDAUERABSCHÄTZUNG

Da die Reibbeläge von Fliehkraftbremsen einem Verschleiß unterliegen, ist die Lebensdauer bzw. die Zeitdauer bis zu einer notwendigen Wartung, besonders für den Betreiber des Gerätes von sehr großem Interesse. Grundsätzlich ist der Verschleiß relativ gering, was auch die verbreitete Anwendung von Fliehkraftbremsen in Höhensicherungsgeräten und Geräten mit ähnlichen Aufgaben bestätigt. Mit den Parametern der ausgewählten Bremse (SUCO F03) sowie Literaturangaben der Firma Leicht GmbH [13] wurde eine Abschätzung durchgeführt. Vereinfacht wurde angenommen, dass die effektive Bremsleistung für den Einschwingvorgang in etwa dem Wert des gleichmäßigen Ablassens entspricht.

Bremsleistung bei gleichmäßigem Ablassen

$$P_{\text{abl}} := M_{\text{br}}(n_{\text{equ}}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{equ}} = 571.15 \text{ W}$$

Kurzzeitig auftretende Spitzenleistung beim Abfangen des Sturzes

$$P_{\text{max}} := M_{\text{br}}(n_{\text{max}}) \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_{\text{max}} = 1769.56 \text{ W}$$

$$\zeta_{\text{spez}} := 0.1 \frac{\text{cm}^3}{\text{kW} \cdot \text{h}}$$

spezifischer Verschleiß [13] (gerundet)

$$V_{\text{Bel}} = 10.21 \text{ cm}^3$$

ungefähres Volumen der beiden Reibbeläge

$$W_{\text{abl}}$$

Ablassarbeit ($P_{\text{abl}} \cdot t_{\text{abl}}$)

$$N_{\text{abl}} := \frac{V_{\text{Bel}}}{\zeta_{\text{spez}} \cdot W_{\text{abl}}} = 4.18 \times 10^4$$

Anzahl von Ablassvorgängen

Bei der Annahme von 20m Wandhöhe und einem Kletterer mit 80 kg Gewicht beträgt die Lebensdauer des Reibbelages über 40.000 Ablasszyklen, das entspricht in etwa einem Jahr intensiver Verwendung mit über 100 Ablasszyklen pro Tag. Ein Wartungsintervall von einem Jahr wäre durchaus vertretbar, die Reibbeläge sind einfach zu tauschen und relativ billig.

4 KONSTRUKTION DES FUNKTIONSMODELLS

Die, aus Konzeptsynthese und –Analyse (Abschnitt 3) hervorgegangenen Konzepte für RMU und Bremse, eine Treibscheibe mit selbstverstärkender Druckrolle, in Kombination mit einer Fliehkraftbremse, sollten nun in praktischen Versuchen getestet werden. Wie erwähnt sind die beteiligten Faktoren, allen voran die Reibbeiwerte, mit großen Unsicherheiten verknüpft, die Funktionalität des RMU-Konzeptes ist jedoch stark von diesen abhängig (siehe 3.1.1). Daher war von Anfang an der Bau von Funktionsmodellen bzw. Prototypen zur Verifikation der theoretischen Überlegungen geplant. Dabei sollten grundsätzlich die zwei Teilsysteme RMU und RBM getrennt voneinander betrachtet werden. Die RMU soll statisch gegen durchrutschen getestet werden. Diese Prüfung ist an die Normprüfung [5] für manuelle Sicherungsgeräte angelehnt.

Die Bremse kann nur in Verbindung mit dem RMU getestet werden. Es soll dabei eine dynamische Prüfung mit Fallgewichten erfolgen (ebenfalls an die Normprüfung nach UIAA 129 [5] angelehnt).

4.1 PROTOTYP FÜR STATISCHE PRÜFUNG RMU

Im Wesentlichen soll das, in Abbildung 3.7 ersichtliche Konzept mit realen Reibbedingungen getestet werden. Für den statischen Versuch muss die Treibscheibe blockiert werden, was durch eine fixe Verschraubung der Treibscheibe mit dem Hebel realisiert wurde. Zur Verbesserung des Kraftflusses und zur Vereinfachung der Konstruktion wurde ein symmetrischer Aufbau angestrebt. Generell wurde auf eine geringe Komplexität aller Bauteile und auf eine möglichst einfache Fertigbarkeit geachtet.

Wie erwähnt wirken auf die Druckrolle große Kräfte bei Drehzahlen bis rund 2000 U/min, was zu hohen Anforderungen an die Lagerung führt. Übliche Wälzlager weisen im erforderlichen Baugößbereich zu geringe statische Tragzahlen auf. Gleitlagerungen sind aufgrund des hohen $p \cdot v$ – Wertes nicht geeignet. Die Auswahl fiel schlussendlich auf sogenannte Lauf- oder Stützrollen. Das sind Nadellager mit dickem Außenring, die üblicherweise für Kurvenscheibensteuerungen oder Linearschienen verwendet werden. Sie zeichnen sich vor allem durch hohe statische Tragzahlen aus.

Anstatt einer Federvorspannung ist der Hebel gewichtsbelastet ausgeführt, was die Konstruktion weiter vereinfachte.

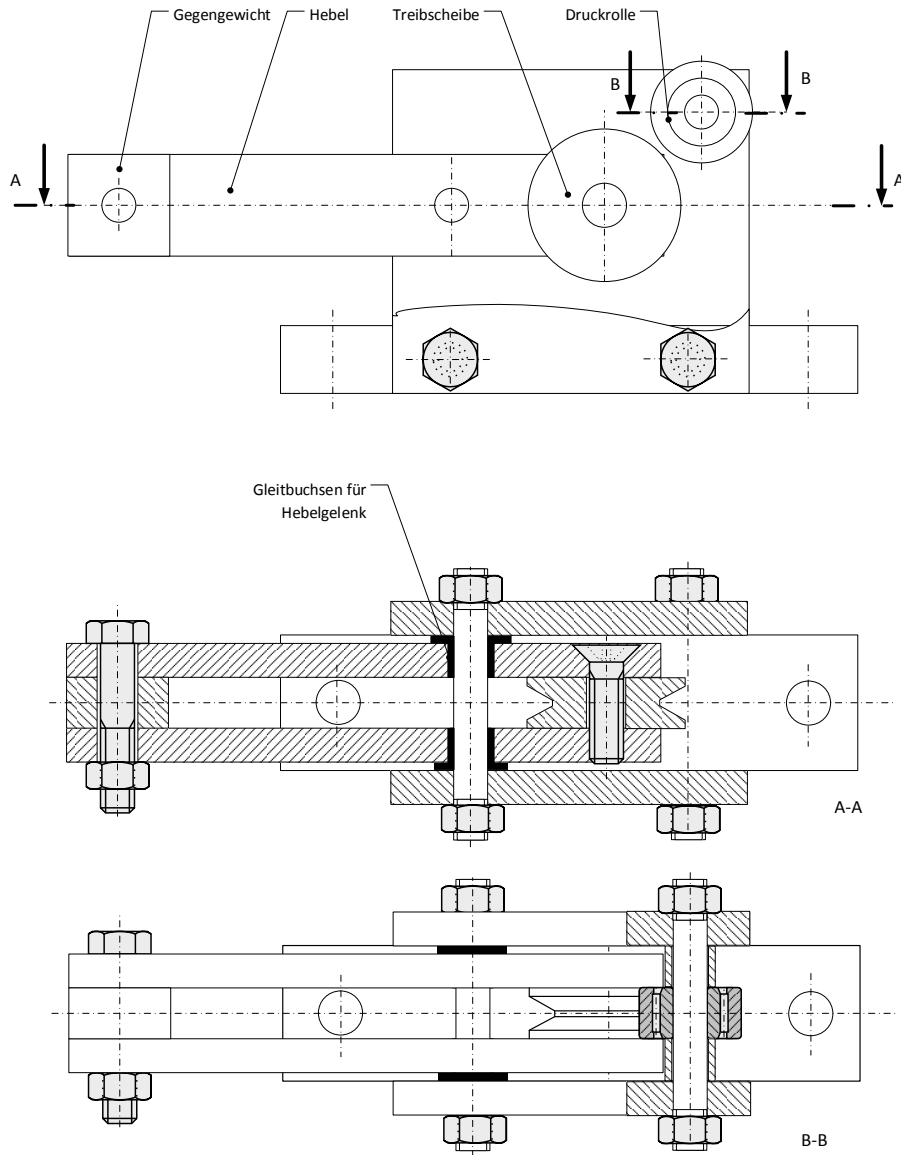


Abbildung 4.1 Prototyp für statische Tests

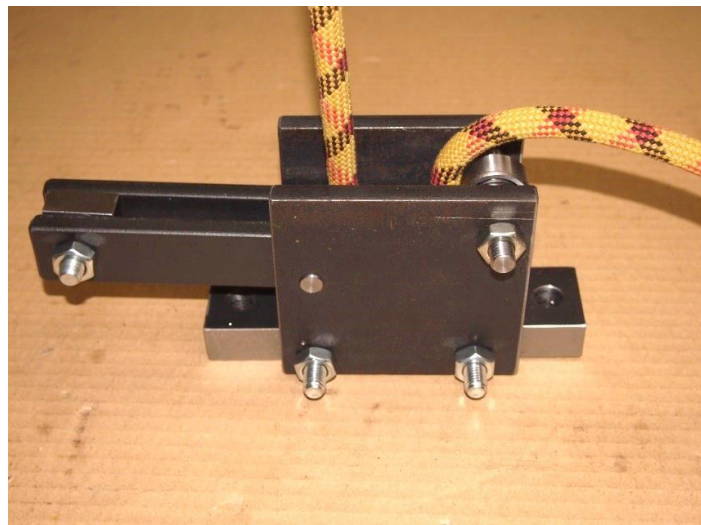


Abbildung 4.2 Statischer Prototyp der RMU mit eingelegtem Seil

4.2 PROTOTYP FÜR DYNAMISCHE FALLPRÜFUNG

Bei der Simulation des dynamischen Verhaltens wurden einige, bis dato unbekannte Größen wie der Getriebewirkungsgrad und das Ansprechverhalten der RMU außer Acht gelassen. Außerdem wurde die Massenträgheit des Getriebes, der Bremse und aller Wellen nur grob abgeschätzt. Um die Eignung des Konzeptes zu überprüfen war also ein praktischer Versuch notwendig. Wesentliche Komponenten des Prototyps sind die RMU, ein Getriebe und eine Fliehkraftbremse. Aus der Simulation gingen Parameter wie Getriebeübersetzung, Treibscheibendurchmesser sowie die Baugröße der Fliehkraftkupplung hervor. Um die Funktion der RMU zu gewährleisten muss sich das Bremsmoment am Hebel abstützen (vgl. stat. Prototyp, Abbildung 3.8), daher muss die gesamte Getriebe/Bremse - Einheit gelenkig gelagert sein. Zur Auswertung der Tests sind außerdem ein Kraftaufnehmer zur Messung der Seilkraft und ein Drehzahlmesser in Form eines optischen oder induktiven Näherungssensors erforderlich.

4.2.1 Mechanische Realisierung der RMU

Die RMU entspricht geometrisch weitestgehend dem statischen Prototyp. Ein wesentlicher Punkt dabei ist, dass die gesamte Getriebebaugruppe gelenkig gelagert sein muss.

4.2.2 Möglichkeiten der Getriebeübersetzung

Es ist eine Übersetzung ins Schnelle von rund $1/3 - 1/4$ erforderlich, wobei auf kleine Baugröße und geringe Kosten geachtet werden soll.

Mögliche Lösungen:

- a) Stirnradgetriebe
 - Bau eines Getriebes mit Standardzahnradern
 - Verwendung eines Standardgetriebes (z.B. von Getriebemotoren)
- b) Zahnriemengetriebe

Stirnradgetriebe

Stirnradgetriebe sind relativ einfach im Aufbau und werden oft verwendet, daher gibt es auch einige Firmen, die Getriebe bzw. Getriebekomponenten wie vorgefertigte Zahnräder anbieten, da die Fertigung eines Zahnrades große Anforderungen an Maschinenpark und Werkstätte

stellt. Nachteilig bei der Verwendung dieser Zahnräder ist, dass sie meist ohne Nabenverbindung geliefert werden, d.h. sie müssen, unter hohen Genauigkeitsanforderungen fertig bearbeitet werden. Außerdem stehen meist nur normalgeglühte Werkstoffe zur Auswahl was zu großem Modul und damit großer Trägheit und Baugröße führt. Weiters ist der Bau eines Gehäuses und die Ausrichtung der Lagersitze bei einer konventionellen Bearbeitung für nur ein einziges Stück sehr aufwändig. Für die vorliegenden Drehzahlen ist eine Ölschmierung erforderlich, was außerdem eine gute Abdichtung des Getriebegehäuses erfordert. Nach Abwägung obiger Punkte ist klar, dass der Bau eines Getriebes für diesen Prototyp, sogar mit vorgefertigten Zahnrädern aufwändiger und teurer ist als der Kauf eines Standardgetriebes.

Zahnriemengetriebe

Zahnriemengetriebe sind in Punkto Achsausrichtung und Gehäuse wesentlich einfacher zu realisieren und stellen daher eine gute Möglichkeit dar. Bei der vorliegenden Übersetzung ist allerdings der Umschlingungswinkel des Ritzels sehr gering, was zu sehr großem Riemen und damit großen Gesamtabmessungen des Getriebes führt. Zusätzlich unterliegen Zahnriemen einer gewissen Alterung und müssen in gewissen Intervallen inspiziert und ggf. ausgetauscht werden. Die Möglichkeit eines Riemenbruchs stellt darüber hinaus ein Sicherheitsrisiko dar. Für diesen Einsatzzweck ist daher von einem Zahnriementrieb abzusehen.

Obige Überlegungen führen klar zur Auswahl eines Stirnradgetriebes, für einen einzelnen Prototyp ist dies sinnvollerweise ein Standardgetriebe für den Einsatz in Getriebemotoren. Das tatsächlich eingebaute Getriebe ist ein VARMEC CV141 (siehe [14]) mit einem Übersetzungsverhältnis von 3,4. Die Bremse wird in diesem Fall antriebsseitig montiert.

4.2.3 Fliehkraftbremse

Fliehkraftbremsen können als Standardkomponenten in unterschiedlichen Ausführungsformen und Größen beschafft werden. Aufgrund der Verfügbarkeit wurde eine SUCO F03 mit einer Einschaltzahl von 1500 U/min eingesetzt. Die Einschaltzahl kann relativ einfach durch den Tausch der Rückhaltefedern (Abbildung 4.3) verändert werden, was eine gute Eingriffsmöglichkeit in das Verhalten des Prototyps bedeutet.

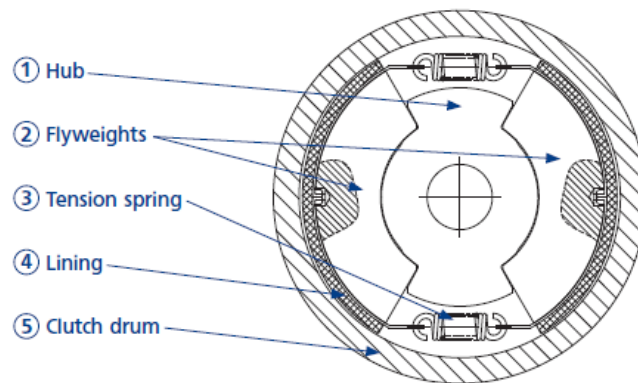


Abbildung 4.3 Für den Prototypen verwendete Fliehkraftkupplung von SUCO [9]

4.2.4 Gesamtkonstruktion

Bei der Konstruktion wurde auf einfache Fertigungsverfahren, wie konventionelles Drehen und Fräsen sowie Bohren geachtet, da diese in der Werkstätte des Instituts für Maschinenelemente durchführbar sind. Außerdem wurde die Verfügbarkeit von Material berücksichtigt, um unnötige Materialbeschaffung zu vermeiden.

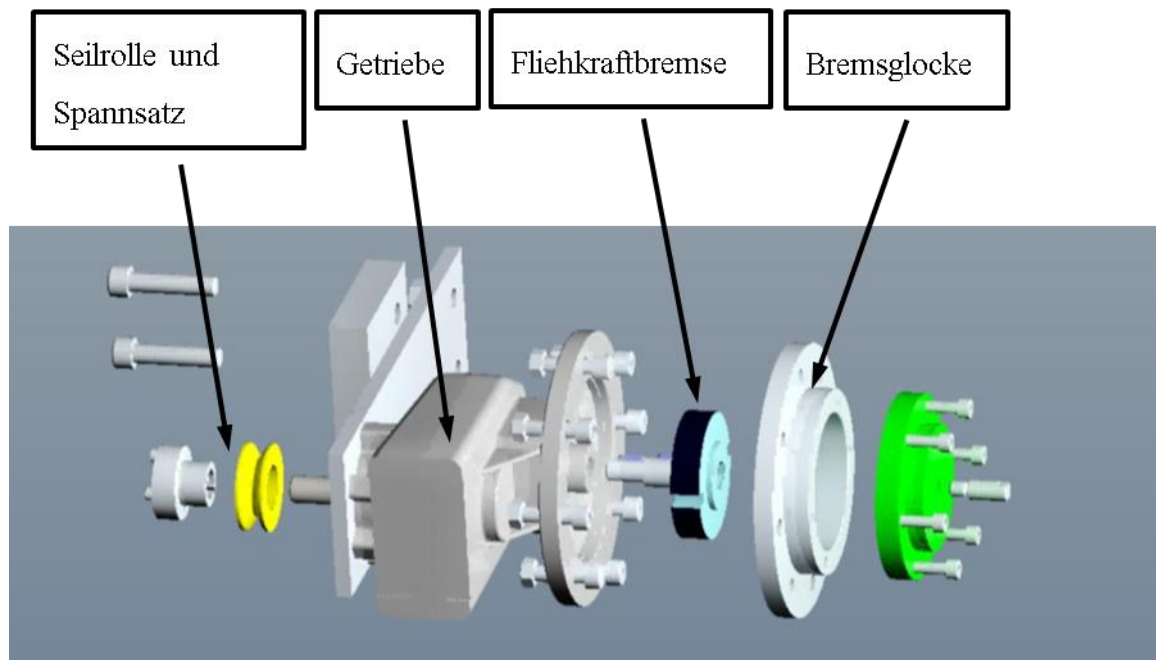


Abbildung 4.4 Bremseinheit

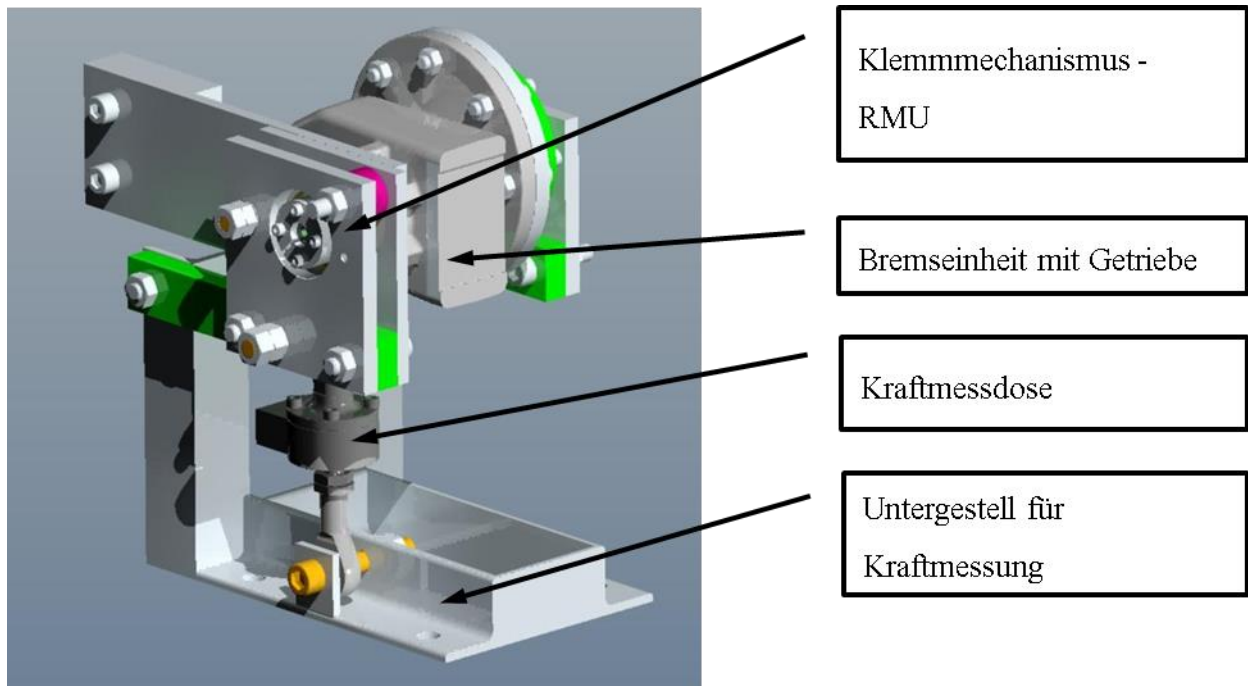


Abbildung 4.5 Übersicht der Gesamtkonstruktion

5 FUNKTIONSTESTS

Um die Funktionalität der Konzepte auch in der Praxis zu überprüfen, wurden verschiedene Versuche durchgeführt. Diese sind größtenteils an die Norm für Sicherungsgeräte angelehnt [5] und umfassen eine statische Zugprüfung und eine dynamische Fallgewichtsprüfung. Zusätzlich wurden noch weitere, einfache Untersuchungen zur Größenordnungsabschätzung durchgeführt wie die Ermittlung der Seilreibung, der Seilquerdehnung und des Getriebewirkungsgrades.




5.1 STATISCHE PRÜFUNG RMU

In diesem Versuch sollte die Eignung des RMU Konzepts untersucht werden. Die Seilrolle ist dabei blockiert (siehe Abbildung 4.1). Aus den theoretischen Betrachtungen in Abschnitt 3.1.1 ging hervor, dass die Funktionstüchtigkeit des vorliegenden Konzeptes von einer kritische Reibungsgrenze abhängig ist (vgl. Abbildung 3.9). Es soll festgestellt werden ob die Funktion bei unterschiedlichen Verhältnissen, insbesondere mit unterschiedlichen Seilen bzw. Verschmutzungsgraden, gewährleistet ist.

5.1.1 Verwendete Seile

Es wurden drei unterschiedlich alte Seile, die unterschiedlich starkem Gebrauch unterlagen, verglichen. Zusätzlich ist das neueste Seil mit einer Teflonbeschichtung versehen.

Tabelle 5.1 Seile mit unterschiedlichem Verschleiß als Versuchsobjekte

			
Seil	Tendon Master	Beal Edlinger	Edelweiß
Alter	Neu	1 Jahr	Etwa 8 Jahre
Nenndurchm.	8,9 mm	10,5 mm	11 mm
Gebrauch	Unbenützt	Ca. 1x wöchentliche Verwendung. Mäßiger Verschleiß, Probe aus dem Seilende	Starker Verschleiß. Seil wurde bereits ausgemustert
Beschichtung	Teflon	keine	keine

5.1.2 Messung der Seilreibung

Um unterschiedliche Seile klassifizieren zu können wurde ein simpler Versuch zur Ermittlung der Seilreibung durchgeführt. Dafür wurde die übliche, horizontale Dynamometer Methode verwendet. Es soll jedoch ausdrücklich betont werden, dass dieser Versuch nicht zur Bestimmung des genauen Betrages des Reibbeiwertes der Reibpaarung Seil/Metall gedacht ist, sondern nur um verschiedene Seile nach quantitativen Gesichtspunkten zu klassifizieren und daher bewusst einfach gestaltet ist. Ergebnis dieser Prüfung ist der statische Reibbeiwert. Da die Oberfläche von Sicherungsgeräten meist durch die Reibung mit einem, zusätzlich oft verschmutzten, Seil glattpoliert ist, wurde die, im Versuch verwendete Reiboberfläche ebenfalls poliert. Um eine Korrosion der blanken Oberfläche zu vermeiden wurde Aluminium verwendet. Um eine tendenzielle Abhängigkeit des Reibbeiwertes von der Flächenpressung zu bestimmen wurden verschieden schwere Prismen als Beschwerung verwendet.

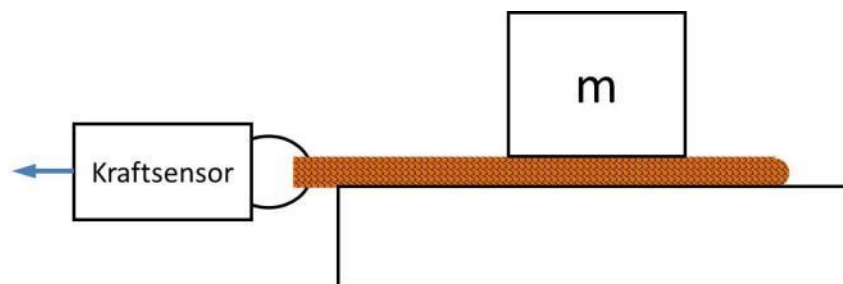


Abbildung 5.1 Horizontale Dynamometer Methode

Ablauf

1. Bestimmung der Masse der Prismen durch Wägen
2. Beschwerung des, doppelt auf die blanke Unterlage gelegten Seils mit dem Prisma
3. Befestigung eines Kraftsensors in der Seilschlaufe
4. Manuelle Kraftaufbringung bis das beschwerte Seil zu rutschen beginnt
5. Aufzeichnung des Kraftverlaufes (Abtastrate ~ 0,1 – 1 kHz, Messbereich 1 kN)
6. Ermittlung des Reibbeiwertes mit dem Maximum des Kraftverlaufes μ_{stat} .

$$\mu_{stat} = \frac{F_{max}}{m \cdot g}$$

Der Versuch wurde mit drei verschiedenen Gewichten, auf zwei unterschiedliche Weisen durchgeführt. Einerseits mit manueller Kraftaufbringung, andererseits mit einer elektrischen Winde, um eine möglichst gleichmäßige Gleitgeschwindigkeit zu erzielen, um zusätzlich eine Tendenz des dynamischen Reibbeiwertes zu erhalten.

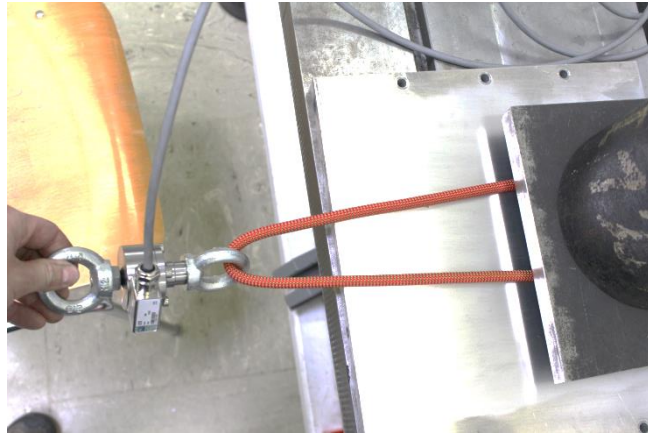


Abbildung 5.2 Versuch mit Handkraft

Die Winde besteht aus einer einfachen Spule, die über ein Winkelgetriebe von einem Akkuschauber angetrieben wird. Damit sind, je nach verwendeter Masse, Gleitgeschwindigkeiten von rund 25 – 30 mm/s erzielbar.

Dabei wurden Gewichte mit einer Masse von 1,75 kg, 5,75 kg und 19,95 kg verwendet.

Messtechnik:

Kraftaufnehmer:	HBM U2B mit 10 kN Endwert
Messverstärker:	HBM Spider 8 mit USB Ausgang
Aufzeichnung:	PC mit BEAM Messsoftware
Auflösung:	0,6 N
Abtastrate:	600 Hz

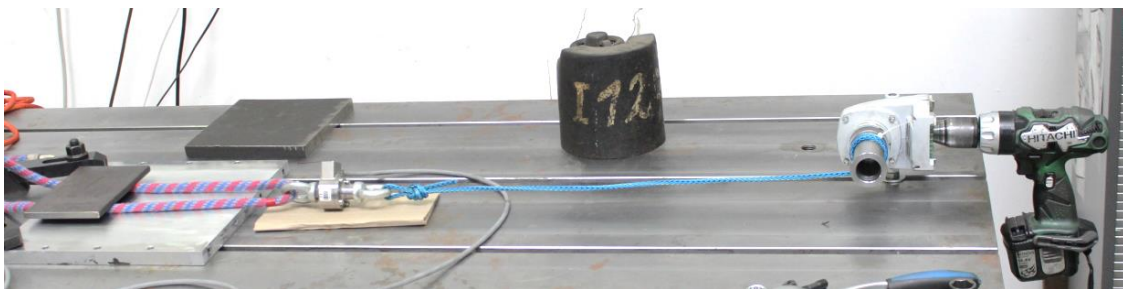


Abbildung 5.3 Versuch mit Winde

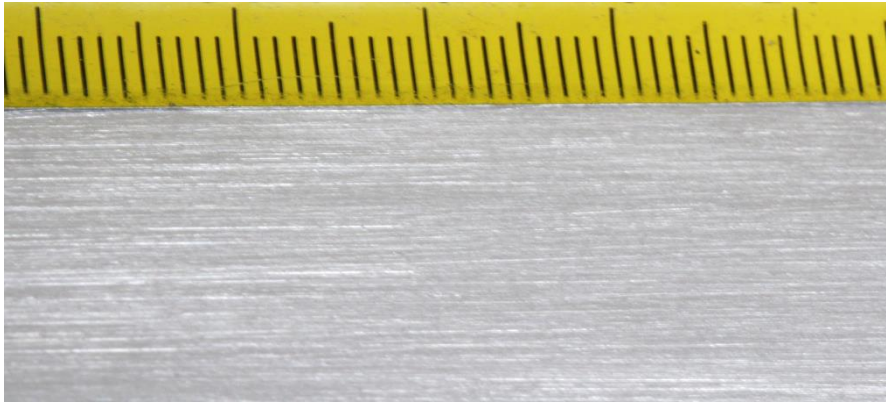


Abbildung 5.4 Makroaufnahme der Oberfläche

Auswertung

Aus den aufgezeichneten Kraftverläufen wurde der maximale Ausschlag für die Ermittlung des statischen Reibbeiwerts herangezogen und wenn möglich der Betrag der horizontalen Asymptote bei der Gleitbewegung. Dabei bestätigte sich, dass eine Messung des dynamischen Reibbeiwerts mit händischer Kraftaufbringung aufgrund der starken Schwankungen zu ungenau ist. Die horizontale Dynamometermethode wird für diesen Zweck üblicherweise auch nicht verwendet. Um jedoch eine ungefähre Größenordnung abschätzen zu können, wurde der dynamische Reibbeiwert trotzdem ausgewertet. Insbesondere im Bereich der Kraftaufbringung bringt die Winde ein gleichmäßigeres Ergebnis. Um die Abschätzung des Reibbeiwertes nicht unnötig aufwändig zu gestalten, wurden bewusst nur zwei Messwerte je Seil und Gewicht genommen, wobei diese eine relativ gute Übereinstimmung zeigten. Daher wurde auch auf große Messreihen und eine statistische Auswertung verzichtet. Die Messdaten sind erst ab einem Wert von 5 N dargestellt, was einer Triggerung des Signales entspricht. Es zeigte sich, dass die Verwendung des leichtesten Massestückes mit 1,75 kg zu keinen brauchbaren Ergebnissen führt. Es wurden daher nur die Werte von allen Prismen zusammen, was einer Masse von 27,45 kg und den beiden leichteren (in Summe 7,5 kg) herangezogen. Im Diagramm ist dies als „12“ bzw. „123“ dargestellt.

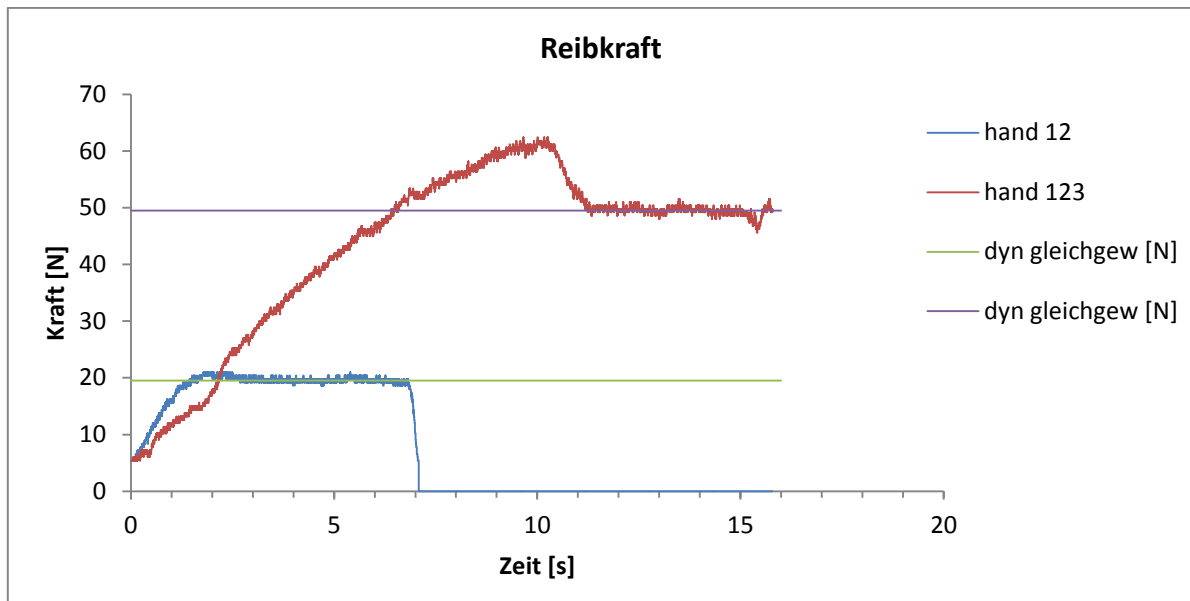


Abbildung 5.5 Messwerte der horizontalen Dynamometermethode - Edelweiß Seil , manuelle Kraftaufbringung

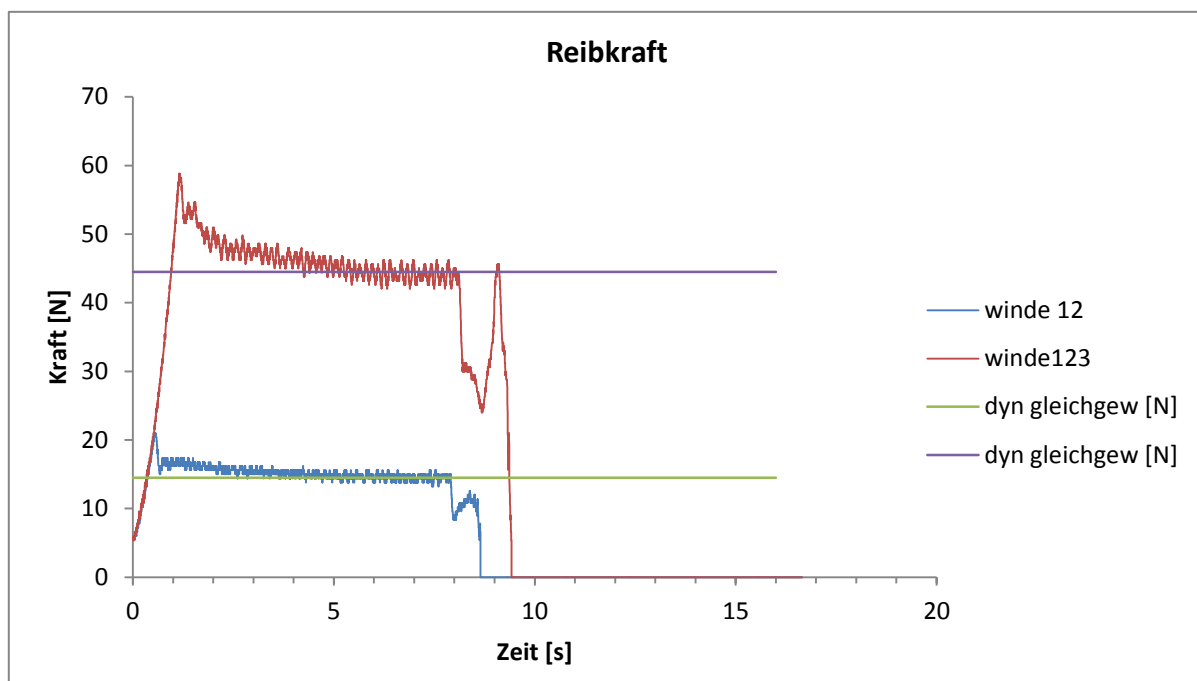


Abbildung 5.6 Messwerte der horizontalen Dynamometermethode - Edelweiß Seil, elektrische Winde

Ergebnisse

Ergebnis obiger Auswertung sind die statischen bzw. dynamischen Reibbeiwerte der unterschiedlichen Seile mit unterschiedlichen Flächenpressungen auf glatter Oberfläche. Der Vergleich zeigt, dass, auf einer glatten Oberfläche, grundsätzlich alle Seile fast idente Reibbeiwerte aufweisen. Dies könnte dadurch begründet sein, dass auf der glatten Oberfläche, bei größeren Flächenpressungen, kaum Verhakungseffekte der Seilfasern auftreten. Besonders

die Messung mittels Winde bei Verwendung aller drei Gewichte gleichzeitig zeigt eine starke Übereinstimmung aller Seile, sogar des beschichteten Seils, das erwartungsgemäß einen niedrigeren Reibbeiwert haben sollte.

Der Betrag des Reibbeiwertes wurde für die bisherigen Abschätzungen in Abschnitt 3.1 höher angenommen als er ist und befindet sich durchaus im kritischen Bereich für die Funktionstüchtigkeit der RMU von $\mu \sim 0,1 - 0,2$.

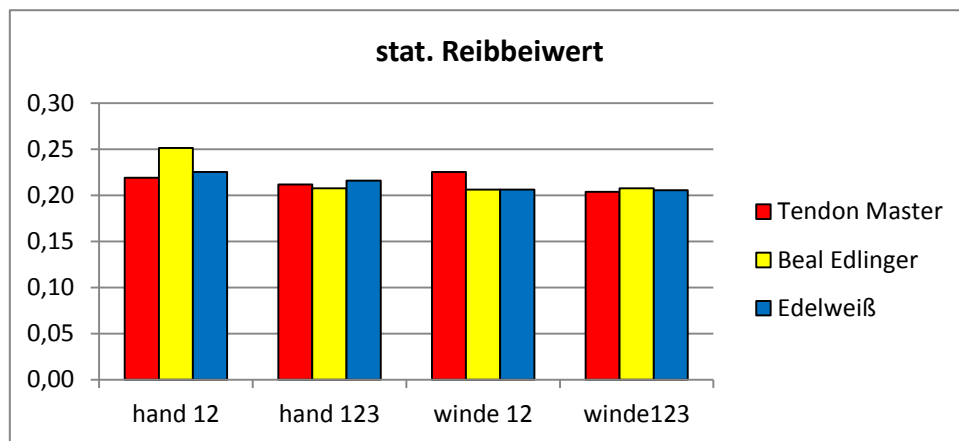


Abbildung 5.7 Ergebnisse stat. Reibbeiwert

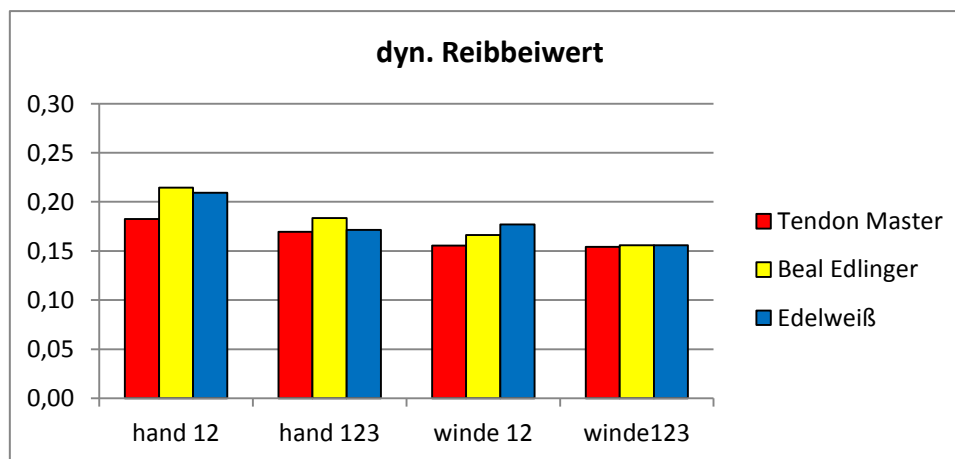


Abbildung 5.8 Ergebnisse dynamischer Reibbeiwert

5.1.3 Durchführung einer Normprüfung nach EN 892 bzw. UIAA 101

Die Normprüfung für manuelle Sicherungsgeräte nach [5] umfasst zwei Teilprüfungen. Zum einen die Überprüfung der Festigkeit, wobei eine Prüfkraft von $8^{+0,5}$ kN für 60 ± 10 s gehalten wird. Dabei dürfen keine Beschädigungen an Gerät und Seil auftreten. Tritt dabei Schlupf auf, wird in das Seil ein Stoppknoten geknüpft und gegebenenfalls mit einer Stoppscheibe am Gehäuse des Gerätes abgestützt (siehe Abbildung 5.10). Weiters darf der Schlupf, bei einer

Last von $2^{+0,1}$ kN, nach $3^{+0,1}$ min, einen Wert von 300 mm nicht überschreiten. Zum Aufbringen der Prüfkraft wird eine hydraulische Zugmaschine mit integrierter Kraftmeseinrichtung verwendet.

Der Messbereich, sowie die maximale Zugkraft beträgt ± 100 kN.

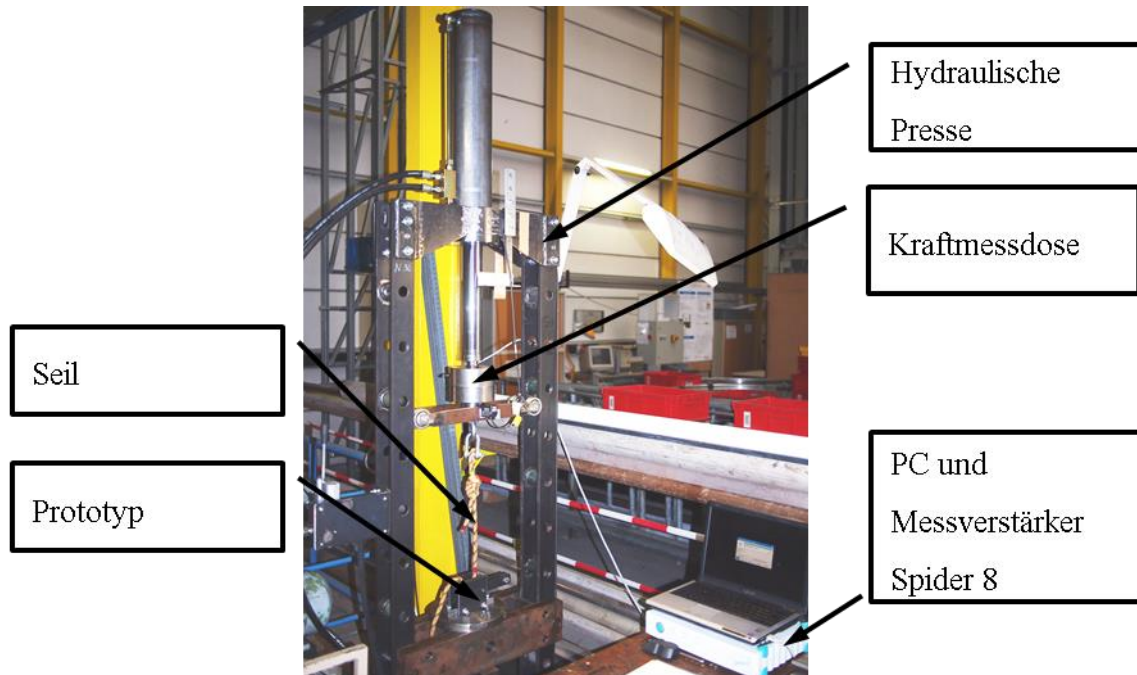


Abbildung 5.9 Versuchsaufbau der statischen Prüfung der RMU



Abbildung 5.10 Stoppknoten und -platte

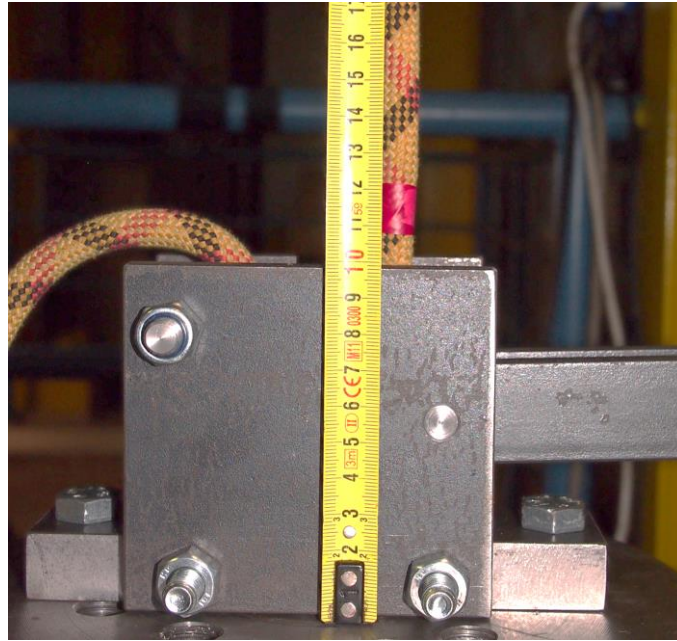


Abbildung 5.11 Schlupfmessung

5.1.4 Analyse aufgetretener Probleme

Bei der Durchführung der Normprüfung traten Probleme auf, denen vor allem die starke Verformung des Seiles unter Belastung zu Grunde lag. In der Folge wurden die Hauptparameter der RMU, wie Hebellänge, Position der Druckrolle und Seilrollengeometrie verändert, bis ein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden konnte.

Dabei konnten folgende Probleme festgestellt werden:

- Überschnappen des Hebels
- Zu großer Schlupf, erforderliche Prüfkraft konnte nicht erreicht werden.
- Zerstörung des Seiles



Abbildung 5.12 Überschnappen des Hebels

Aufgrund von Spiel in den Verbindungen der ersten Version des Prototyps und elastischen Verformungen der Druckrollenachse und des Seiles kam es zu einem Überschnappen des Hebels und somit einem Totalausfall. Die Veränderung der Druckrollenposition (Winkeländerung von 40° auf 45°) brachte keine Abhilfe, da die erforderliche Haltekraft nicht mehr aufgebracht werden konnte. Mehr Erfolg brachte die Verlängerung des Hebels auf eine Länge von 90 mm. Hierzu wurde der bestehende Prototyp mit längeren Seitenplatten ergänzt (Abbildung 5.13). Diese erlauben zusätzlich bessere Variationsmöglichkeiten der Druckrollenposition. Bei Vergrößerung der Hebellänge wird das System weniger empfindlich gegenüber dem Hebelwinkel (Kniehebeleffekt bei sehr kleinen Hebellängen \rightarrow Überschnappen), zusätzlich steigt die Klemmkraft aufgrund der Hebelwirkung.

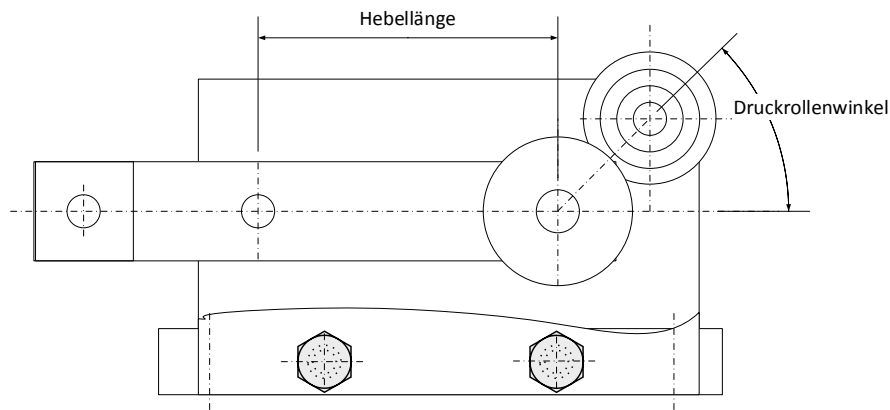


Abbildung 5.13 Geänderte Konstruktion des RMU Prototyps mit Kennzeichnung der Hauptparameter

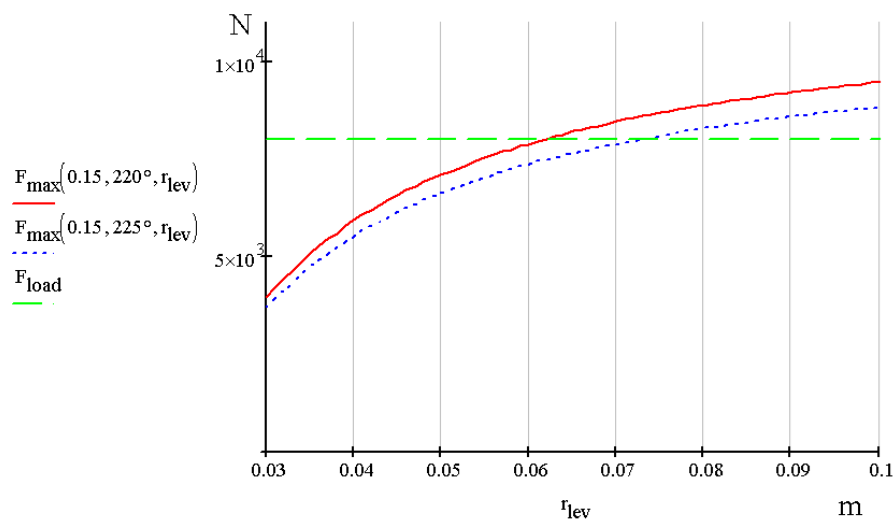


Abbildung 5.14 Abhängigkeit der theoretisch möglichen Seilkraft in Abhängigkeit der Hebellänge in mm bei verschiedenen Druckrollenwinkeln (Angegebene Winkel – 180°) bei einem Reibbeiwert von 0,15

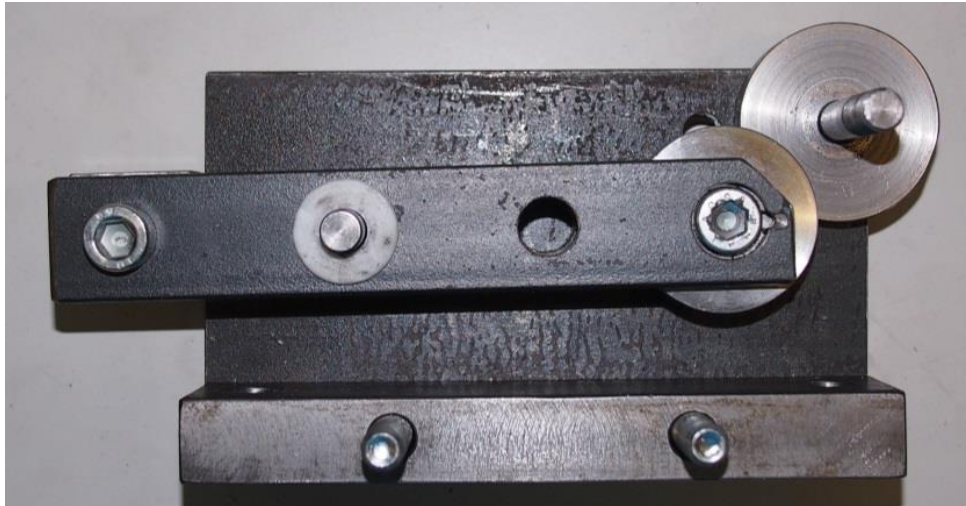


Abbildung 5.15 Abgewandelte Version des RMU Prototyps

Die starke Querverformung des Seiles unter Belastung stellt noch weitere Herausforderungen dar. Unter großer Belastung ($> 1 \text{ kN}$) füllt das Seil die V-Rille der Seilrolle vollkommen aus, dadurch kann die Druckrolle ihrer eigentlichen Aufgabe - eine Selbstverstärkung der Klemmkraft - nicht mehr nachkommen. Dies führt zu erhöhtem Schlupf bei höheren Belastungen, je nach Seildurchmesser bereits ab ca. 1 kN .

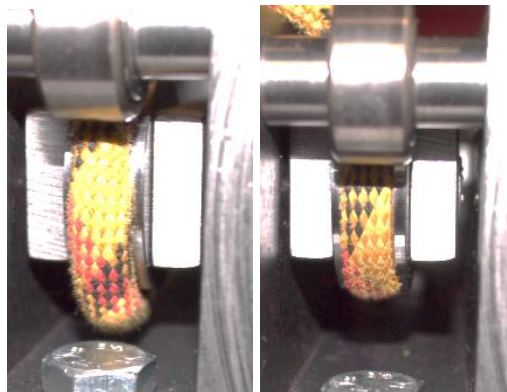


Abbildung 5.16 Links: Unbelastet
Rechts: Verschwinden des Seiles in der V-Rille

5.1.5 Ermittlung der Seilkontraktion

Um die Größenordnung der Verformung abzuschätzen wurde ein einfacher Zugversuch mit einem Kletterseil durchgeführt und dabei die Durchmesseränderung gemessen.

Mit Hilfe der hydraulischen Zugmaschine wurde das Seil auf eine Kraft von 8 kN belastet. Dabei wurde der Seildurchmesser jeweils nach Erhöhung der Zugkraft um 2 kN gemessen. Da das Seil keine ideale Kreisform aufweist wurde zwei Mal je unter einem Winkel von 90° gemessen und die Werte gemittelt.

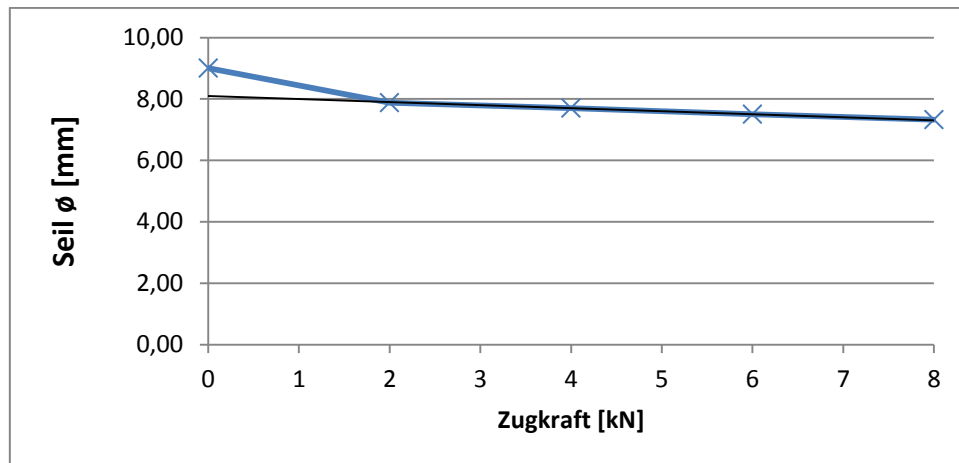


Abbildung 5.17 Querkontraktion des Seiles

Der Seildurchmesser nimmt anfangs stark ab, da sich die Fasern in Belastungsrichtung ausrichten. Bei höheren Belastungen ist die Querkontraktion in guter Näherung linear, wobei sie bei 8 kN bereits 20% beträgt.

Die obigen Erkenntnisse machen eine Veränderung der V-Rillengeometrie erforderlich, insbesondere die Querschnittsfläche muss verringert werden.

Rollengeometrie

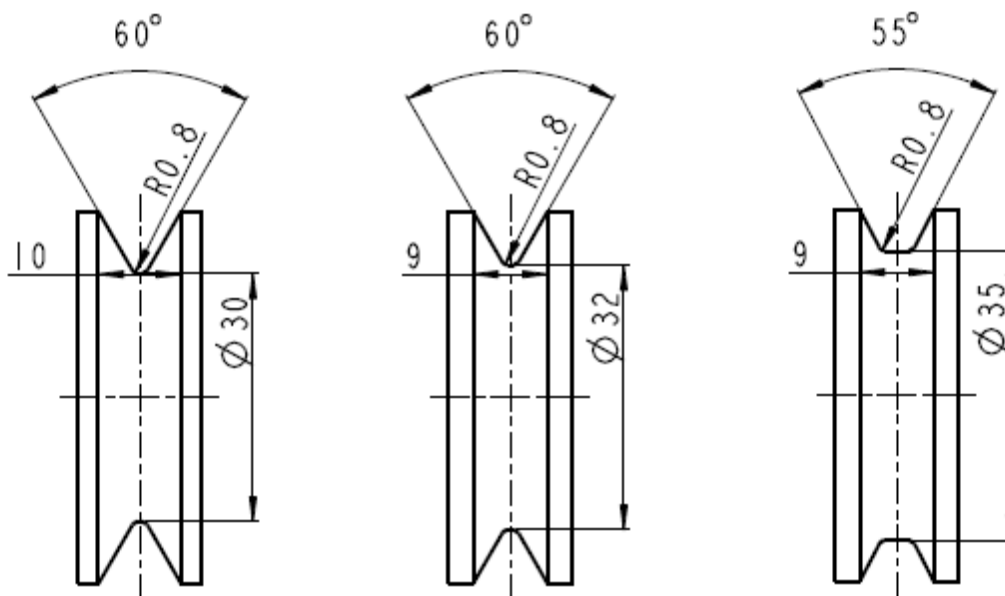


Abbildung 5.18 Verschiedene Rollengeometrien

Bei geringerem Querschnitt verschwindet das Seil erst bei höheren Belastungen in der Rille. Allerdings kam es zu einem neuen Problem. Der Seilmantel wurde zwischen der Druckrolle und den Außenflächen eingeklemmt und dabei beschädigt.

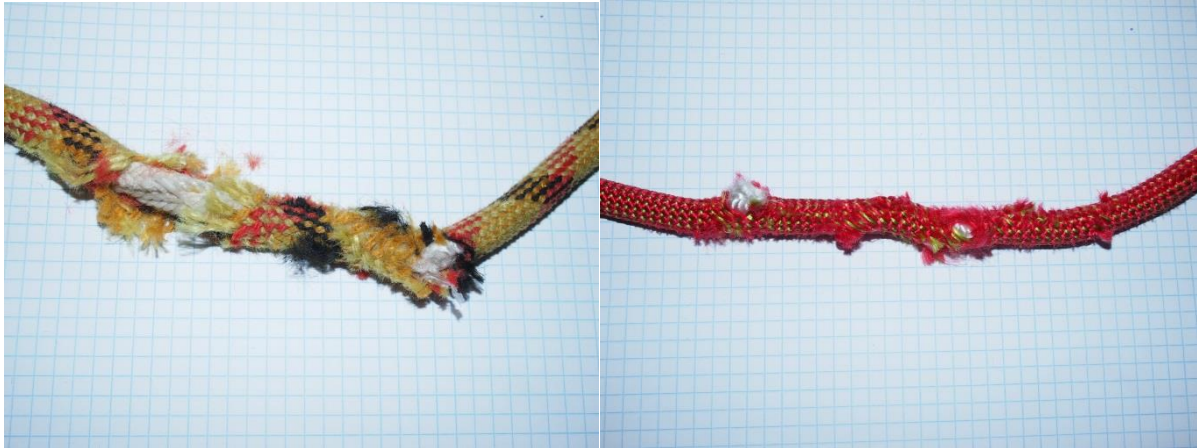


Abbildung 5.19 Beschädigung des Seilmantels

Um die Seilbeschädigungen zu unterbinden wurden die Rollenkanten gerundet und Führungsscheiben für einen besseren Seileinlauf verwendet. Bei zu breitem Rillengrund ist der Keilwirkungseffekt vermindert, da sich das Seil zunehmend an diesem abstützt und weniger an den schrägen Flanken – es kommt zu einer Verringerung der möglichen Haltekraft. Letztlich zeigte sich eine Geometrie mit 60° Flankenwinkel, 9mm breite und gerundetem Grund als ideal.

5.1.6 Behebung aufgetretener Probleme

Die oben angeführten Probleme wurden in einem überarbeiteten Prototyp behoben. Ein sehr wichtige Maßnahme war die Verlängerung des Hebels (siehe Abbildung 5.15). In Abbildung 5.20 sind die verbesserte Seilführung durch Führungsscheiben sowie die abgerundeten Kanten der Seilscheibe ersichtlich.



Abbildung 5.20 Rollengeometrie mit Rundungen und Führungsscheiben

5.1.7 Ergebnisse und Erkenntnisse aus den statischen Versuchen

Die oben genannten Veränderungen und Anpassungen ermöglichten die Einhaltung Normanforderungen.

Tabelle 5.2 Normprüfung, Ermittlung des Schlupfes

Seil	Schlupf bei $2^{+0.1}$ kN	max. Kraft
Edelweiß	2 mm	3,0 kN
Beal Edlinger	1 mm	2,5 kN
Tendon Master	52 mm	2,2 kN

Bei der Belastung des Gerätes mit 8 kN Prüfkraft mit dem Tendon Master Seil konnten keine Beschädigungen an Seil und Prototyp festgestellt werden. Dieses Seil ist eines der dünnsten, derzeit am Markt erhältlichen Einfachseile und ist zudem mit einer wasserabweisenden Beschichtung versehen. Es kann daher als eines der ungünstigsten Seile im Sinne der Kraftübertragung auf das Sicherungsgerät angesehen werden. Die maximale Kraft bis zum Eintreten von Schlupf ist erreicht, sobald das Seil vollständig in der Rille verschwindet (Abbildung 5.16) und ist daher abhängig vom Seildurchmesser. Die Rille kann jedoch nicht beliebig schmal ausgeführt werden, da sonst dickere Seile seitlich zu weit hinausragen. Die starke Verformung des Seiles kann durchaus als Schwachpunkt des Konzeptes gesehen werden, vor allem da es im Bereich der Druckrolle nur schwer ermittelbar bzw. voraussagbar ist. Ein schlupfendes Seil begrenzt den maximalen Fangstoß, es führt allerdings auch zu einem gewissen Kontrollverlust des Sicherungsgerätes (siehe 3.1.).

5.2 DYNAMISCHE PRÜFUNG

An die Normprüfung für halbautomatische Sicherungsgeräte [5] angelehnt soll eine dynamische Fallgewichtsprüfung erfolgen. Da es bei einem automatischen Sicherungsgerät, das am Boden montiert ist, nicht zu einem Faktor 2 - Sturz¹² kommen kann, wurde ein niedrigerer Sturzfaktor verwendet. Um dennoch den ungünstigsten Sturz, also den größten Sturzfaktor, der in einer Kletterhalle vorkommen kann nachzubilden, wurde der Sturz oberhalb der ersten Zwischensicherung herangezogen (siehe Abbildung 5.21). Der Versuch soll vorerst nur die Funktionstüchtigkeit des Gerätes unter Beweis stellen und nicht die

¹² Sturzfaktor. Freie Fallhöhe zu ausgegebener Seillänge; Ist ein Maß für die Härte eines Sturzes bzw. den auftretenden Fangstoß. Kann maximal den Wert 2 erreichen.

mechanische Belastbarkeit. Dies ist erst in einem späteren Entwicklungsstadium von Interesse. Ein weiterer Unterschied liegt im Sicherungsgerät selbst. Während Halbautomaten möglichst blockieren sollen, wird das Fallgewicht bei dem vorliegenden Gerät langsam abgelassen. Es ist daher eine zusätzliche Absturzsicherung im Versuchsaufbau nötig, die verhindert, dass das Fallgewicht am Boden aufschlägt. Im Gegensatz zu den statischen Versuchen wurde für die Falltests nur ein Seil, das TENDON Master (siehe Tabelle 5.1) verwendet.

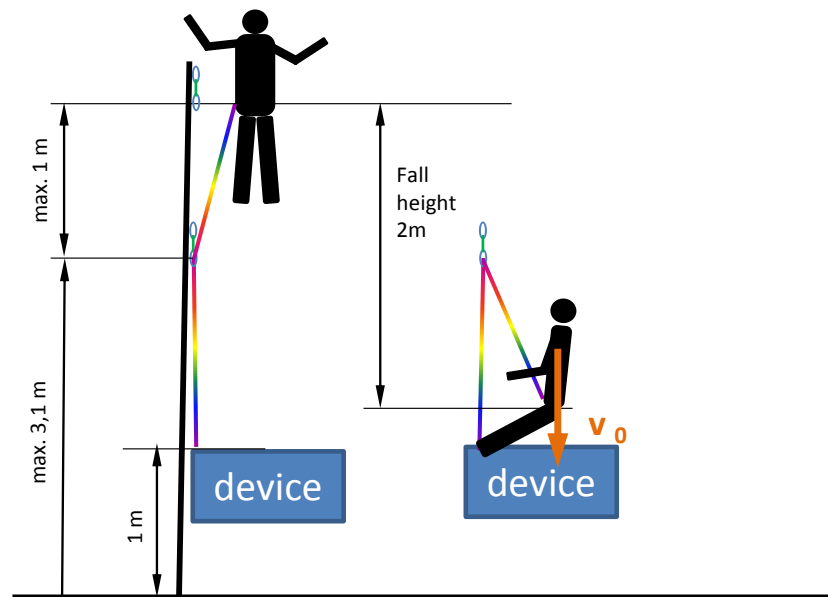


Abbildung 5.21 Höhe der Sicherungspunkte (genormt nach [15])

5.2.1 Verringerung der Getriebeverluste

Vor Beginn der eigentlichen Versuche fiel auf, dass das verwendete Getriebe, insbesondere bei einer Übersetzung ins Schnelle, ein relativ großes Verlustmoment aufwies. Als Ursache konnten die Wellendichtringe eruiert werden, die einen relativ großen Reibdurchmesser aufweisen. Außerdem ist, beim vorliegenden Aufbau, ein längerer Einlauf (mehrere Stunden) und damit eine Anpassung der Dichtlippen und eine Verringerung der Reibung nur schwer möglich. Als einfache Abhilfe wurden die Wellendichtringe (Abbildung 5.23 Pos. 14 und 43) durch einfache Deckscheiben ersetzt und von Öl- auf Fettschmierung umgeschwenkt. Die Getriebeverluste konnten dadurch erheblich gesenkt werden. Nach der Entfernung der Wellendichtringe und des Getriebeöls wurden Stauscheiben montiert und das Getriebe und die Lager mit Fett geschmiert (Abbildung 5.22).

Ein hohes Schleppmoment bringt zwar Vorteile im Bremsverhalten – es bremst mit, allerdings wird das Seilhandling erheblich erschwert.



Abbildung 5.22 Stauscheiben als Ersatz für die Wellendichtringe

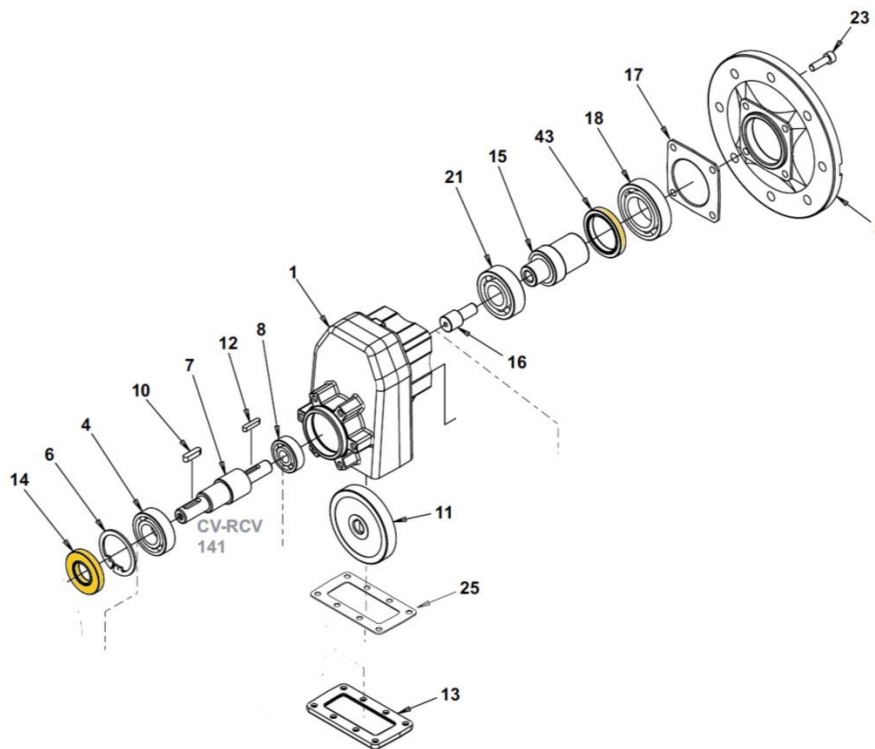


Abbildung 5.23 Explosionszeichnung des verwendeten Getriebes. Die Wellendichtringe sind gelb hervorgehoben. [14]

Ermittlung des Schleppmomentes

Zur Messung des Schleppmomentes wurde ein dünner Faden um die Getriebeeingangswelle gewickelt und mit Gewichten beschwert. Das Gewicht, das gerade ausreicht um die Welle in Drehung zu versetzen wurde gewogen und daraus das Schleppmoment berechnet.



Abbildung 5.24 Versuchsaufbau für Schleppmomentmessung

Tabelle 5.3 Messergebnisse der Schleppmomentmessung

	mit Dichtung	ohne Dichtung
Masse [kg]	2,46	0,77
Verlustmoment [Ncm]	16,89	5,26

Das Schleppmoment konnte auf 1/3 des Ausgangswertes reduziert werden.

5.2.2 Prinzipieller Aufbau der Fallversuche

Um eine gewisse Flexibilität in Bezug auf die Sturzhöhe des Fallgewichtes und eine ausreichende Belastbarkeit zu gewährleisten wurde als Umlenkpunkt ein 10 t Kran in der Versuchshalle des Institutes für Technische Logistik der TU Graz verwendet.

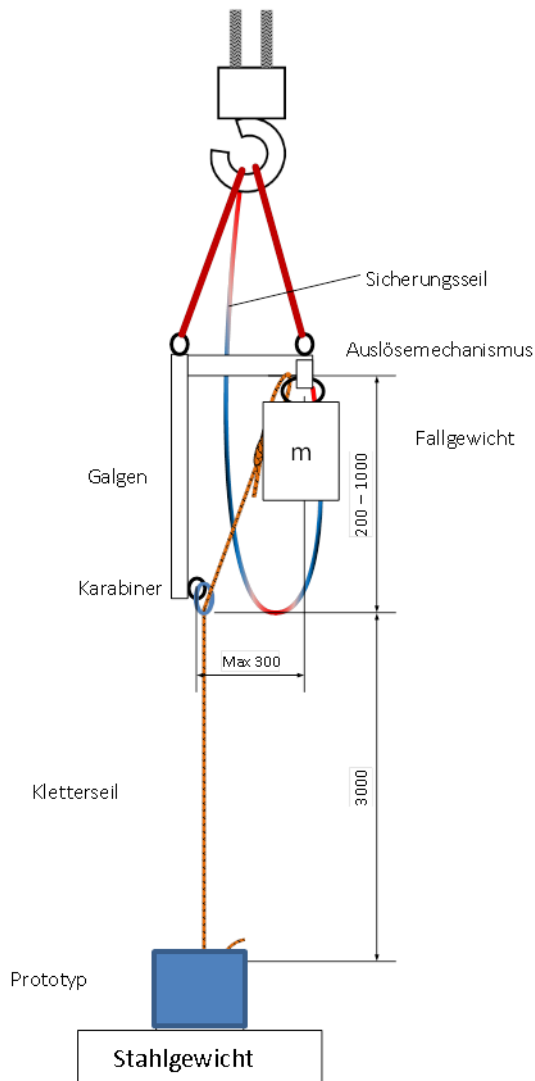


Abbildung 5.25 Versuchsaufbau in Anlehnung an die Normprüfung



Abbildung 5.26 Tatsächlicher Versuchsaufbau

Die Prüfmasse muss über dem Umlenkpunkt ausgelöst werden um Sturzfaktoren zu erzielen, die einem Vorstiegssturz entsprechen. Dies bedingt ein seitliches Versetzen des Umlenkpunktes zum Auslösepunkt. Gemäß [5] darf dieser Versatz maximal 300mm betragen um zu starke Pendelbewegungen der Versuchsmasse zu vermeiden. Dieser Versatz wurde mit einer galgenförmigen Konstruktion verwirklicht, die gleichzeitig eine Veränderung der Fallhöhe, mittels mehrerer Bohrungen an der senkrechten Strebe, zulässt. Für die Versuche wurde eine Bodenplatte der Versuchshalle entfernt, sie erfolgten eigentlich im Keller der Halle. Um ein Pendeln der Galgenkonstruktion zu vermeiden, wurde sie an der Deckenkante mit Zurrgurten befestigt.

Das Sicherungsgerät wurde an Stahlgewichten, mit ca. 500 kg Masse befestigt. Dadurch konnte die Position des Gerätes leicht verändert werden und der Boden der Versuchshalle musste nicht durch Befestigungsbohrungen beschädigt werden.

5.2.3 Messtechnische Erfassung der Versuche

Um die Funktionalität des Prototypen zu überprüfen, sowie die Versuche mit den Simulationsdaten zu vergleichen, ist eine messtechnische Erfassung der wichtigsten Größen erforderlich. Im Wesentlichen sind dabei die Kraft, die auf das Gerät wirkt, die Drehzahl der Bremseinheit und die Geschwindigkeit der Prüfmasse von Interesse.

Seilkraft

Die Erfassung der Seilkraft erfolgte durch eine HBM U2B Kraftmessdose mit 10 kN Messbereich, deren Implementierung bereits in der Konstruktion des Prototyps vorgesehen war (vgl. Abbildung 4.5).

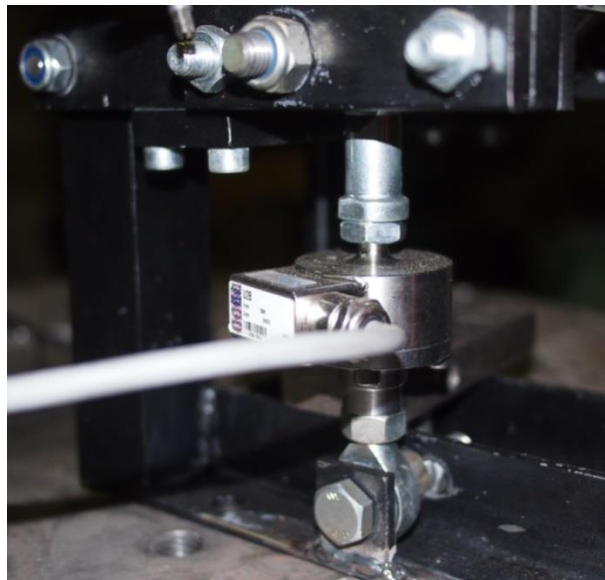


Abbildung 5.27 Einbausituation des Kraftsensors

Treibrscheibendrehzahl

Weiters erfolgte die Drehzahlmessung der Treibrscheibe mit einem Kontrastsensor vom Typ LEUTZE KRTW 3B/4.1121-S8. Aus Gründen der höheren Auflösung wurde, anstatt der Messung an den Schrauben des Spannsatzes eine Zusätzliche Scheibe aus Kunststoff, mit einer schwarz/weißen Teilung um Umfang, montiert. Um bei niedrigen Drehzahlen eine

ausreichende Auflösung zu erreichen wurde die, für den Kontrastsensor kleinstmögliche Teilung von 25 Teilstrichen verwendet. Der Sensor gibt ein 10 V Standardsignal aus.

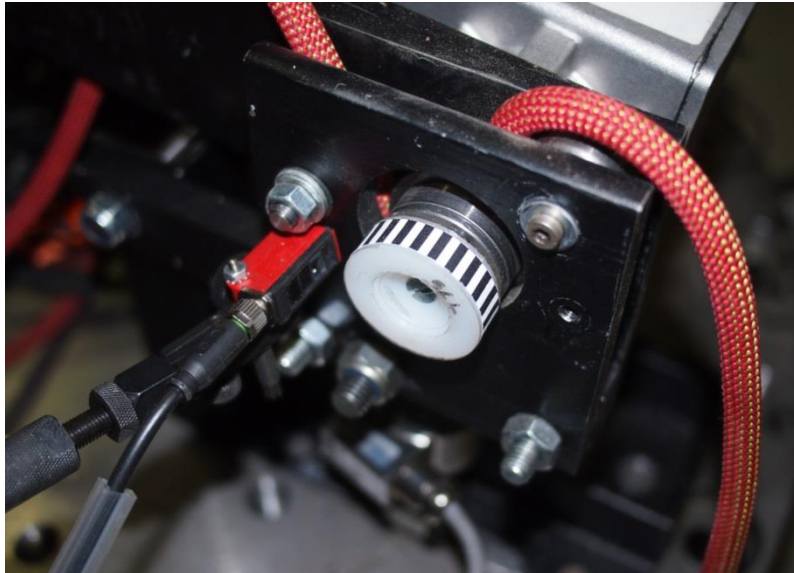


Abbildung 5.28 Segmentscheibe und Sensor

Bewegung des Fallgewichtes

Eine größere Herausforderung stellt die Erfassung der Geschwindigkeit und Position des Fallgewichtes dar, da dieses nicht geführt ist. Laseroptische Messungen sind nicht möglich, da der Laserstrahl einen definierten Punkt anvisieren müsste, was die Pendelbewegung der Masse erschwert bzw. unmöglich macht. Ultraschallsensoren würden einen größeren Abstrahl- und Erfassungsbereich aufweisen. Aber schon aus Gründen der, im Vergleich zur Lichtgeschwindigkeit; niedrigen Schallgeschwindigkeit sind der Abtastrate Grenzen gesetzt. Mit einem Low-Cost-Sensor (HC-SR04 Standardsensormodul) konnten im Probetrieb nur etwa 50 Hz Abtastrate erzielt werden.

Eine weitere Möglichkeit stellt die optische Erfassung mit einer Videokamera, normal zur Fallebene des Gewichtes dar. Dabei ist allerdings ein genaues Positionieren der Kamera unerlässlich. Herkömmliche Videokameras erreichen, je nach Auflösung Bildraten bis ca. 60 Frames/s. Optional könnte eine High-Speed Kamera verwendet werden. Diese müsste allerdings angemietet werden bzw. sind relativ teuer und es wäre eine sehr starke Ausleuchtung des Versuchsbereiches erforderlich.

Ein großer Nachteil des Verfahrens ist, dass die Videodaten nachträglich, relativ aufwändig bearbeitet werden müssen und nicht synchron zu den restlichen Sensordaten aufgenommen werden können.

Zu Aufzeichnungszwecken und für Kontrollmessungen wurde bei einigen Versuchen eine Videoerfassung durchgeführt und die Daten ausgewertet.

Die verwendete Kamera kann Videos in hoher Auflösung (HD) mit 60 Frames/s aufnehmen und es ist möglich die Aufnahmeparameter vorzugeben. Um ein verschwommenes Bild der bewegten Masse zu verhindern ist eine möglichst kurze Belichtungszeit notwendig, $1/500$ s hat sich als ausreichend erwiesen. Die kurze Belichtungszeit bedingt allerdings eine starke Unterbelichtung des Videos. Aus diesem Grund wurden Reflektoren an der Prüfmasse und an den Referenz-bzw. Kalibriermarken angebracht, die mit einem Scheinwerfer angestrahlt, einen sehr hellen Kontrast zum restlichen Bild geben. Um geometrisch bedingte Abbildungsverzerrungen in Grenzen zu halten, wurde die Kamera auf einem Stativ in relativ großer Entfernung (ca. 9,7 m) vom Objekt aufgestellt und eine große Objektivbrennweite (85mm Kleinbildäquivalent) verwendet. Die Kamera befand sich genau gegenüber der Kalibriermarke (Abbildung 5.29 in Bildmitte) um eine parallele Ausrichtung des Kamerasensors zur Messebene sicherzustellen.

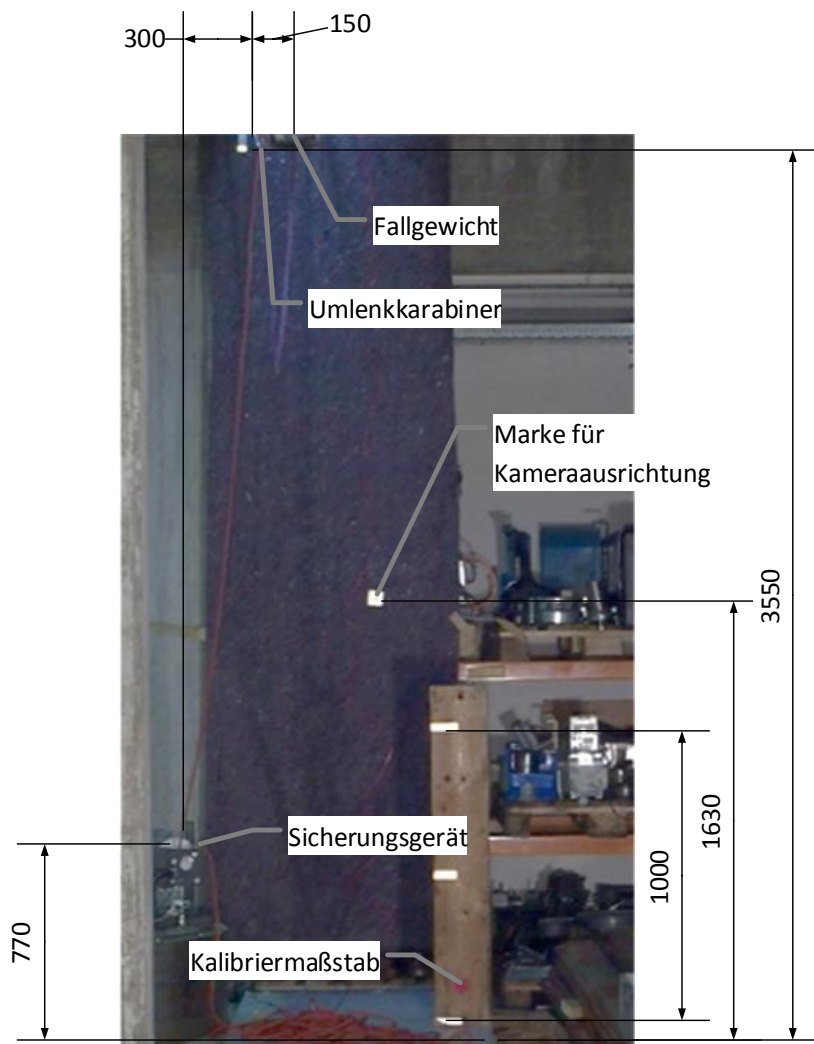


Abbildung 5.29 Abmessungen und Kameraausrichtung

Darüber hinaus wurde die Bewegung mit einem einachsigen Beschleunigungssensor aufgezeichnet. Dazu wurde angenommen, dass das Fallgewicht keine größeren Neigungen als etwa 10° aufweist, was zu einem Fehler von etwa 1,5 % führen würde. Der verwendete Beschleunigungssensor hatte einen Messbereich von ± 5 g.

Aus dem Sensorsignal ist die Seilkraft, die auf die Prüfmassse wirkt, sehr einfach ermittelbar. Um jedoch auf die Geschwindigkeit zu schließen ist das Signal zu integrieren. Mathematisch stellt die Integration zwar kein Problem dar, allerdings akkumulieren sich die Messfehler der Beschleunigungsmessung und bereits nach geringen Zeitintervallen kann das Ergebnis nahezu unbrauchbar werden, was eine aufwändige Filterung und Fehlerkompensation erfordert (vgl. Abschnitt 5.2.4).

5.2.4 Versuchsauswertung

Die, in 5.2.3 beschriebenen Sensoren wurden über einen Messverstärker HBM Spider 8 mit einer maximalen Abtastrate von 4,8 kHz und der Möglichkeit Signalfrequenzen zu messen, per USB-Interface an einen PC und mittels BEAM DAQ Software aufgezeichnet.

Zur Auswertung der Videos wurde die Freeware TRACKER von OPEN SOURCE PHYSICS verwendet. Mit dieser Software ist es möglich, Objekte die einen starken Kontrast zur Umgebung aufweisen, Einzelbild für Einzelbild automatisch zu erkennen, sowie deren Position sowie die Geschwindigkeit, durch Bildung des Differenzenquotienten, zu ermitteln.



Abbildung 5.30 Einzelbild der Videoaufzeichnung mit Trajektorie der Prüfmasse

Auswertung der Beschleunigungsdaten

Um eine nachträgliche Filterung vorzunehmen sowie die Integration der Beschleunigungsdaten samt Fehlerkorrektur vorzunehmen, wurden die Messdaten in ein MATLAB SIMULINK Programm geladen und verarbeitet. Gefiltert wurde mit Lowpassfiltern mit Butterworth Charakteristik. Da, nach Integration der Beschleunigung, ein Nulloffset der Geschwindigkeit gegen Ende der Messung auftrat, obwohl sich die Masse bereits in Ruhe befand, war eine Fehlerkorrektur notwendig. Zum einen wurde die leichte Schräglage des Sensors durch eine Skalierung des Signals auf den Wert der Erdbeschleunigung kalibriert. Zum anderen konnte festgestellt werden, dass besonders bei hohen Beschleunigungswerten ein großer Drift entsteht, der aufgrund der Verschleppung des Integrationsfehlers für den restlichen Geschwindigkeitsverlauf bestehen bleibt. Aus diesem Grund wurde das Beschleunigungssignal quadriert, um eine nichtlineare Verstärkung zu

erhalten, mit einem Gewichtungsfaktor skaliert und vom Rohsignal abgezogen. Diese Fehlerkorrektur ergab eine relativ gute Übereinstimmung mit den Simulationsdaten und den Werten aus der Videoaufzeichnung.

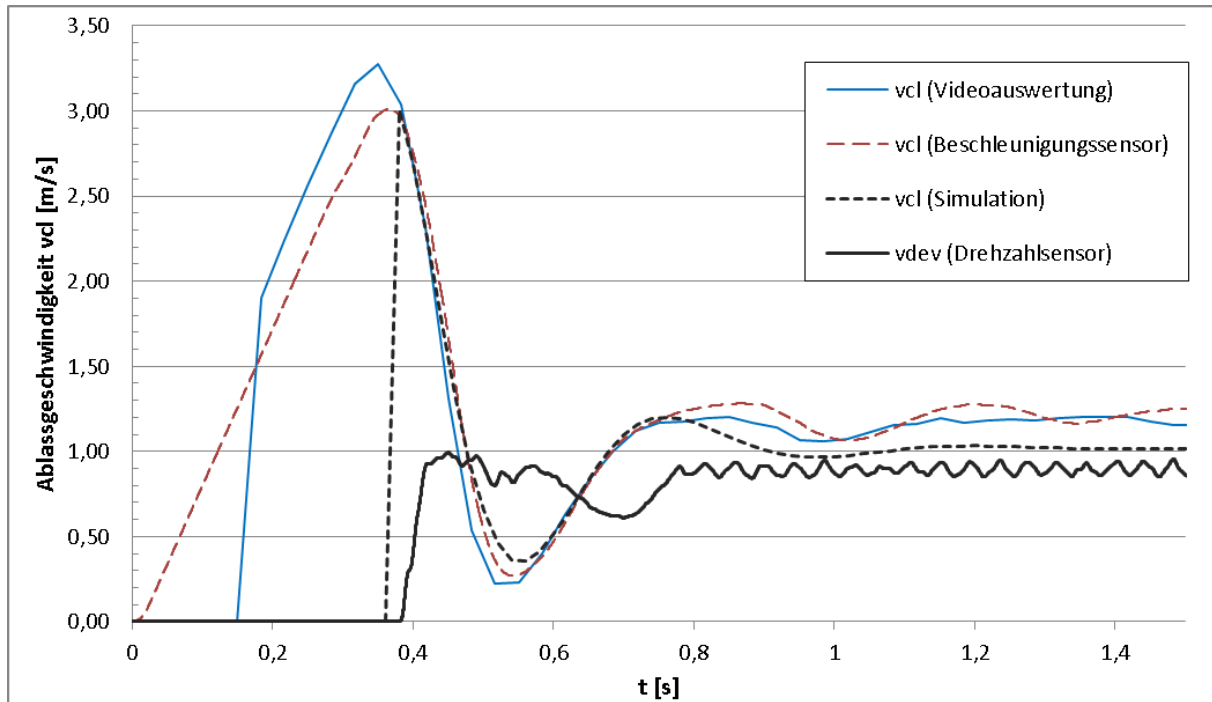


Abbildung 5.31 Geschwindigkeitsverlauf - Vergleich der beiden Messprinzipien mit der Simulation (20kg, 0,5m Fallhöhe)

In Abbildung 5.31 sind die Geschwindigkeitsverläufe der genannten Messungen gegenübergestellt. Sofort erkennbar ist, dass Schlupf im Gerät auftritt, da die tatsächliche Ablassgeschwindigkeit höher ist als die Simulation prognostizierte und die Umfangsgeschwindigkeit der Treibscheibe vermuten lässt.

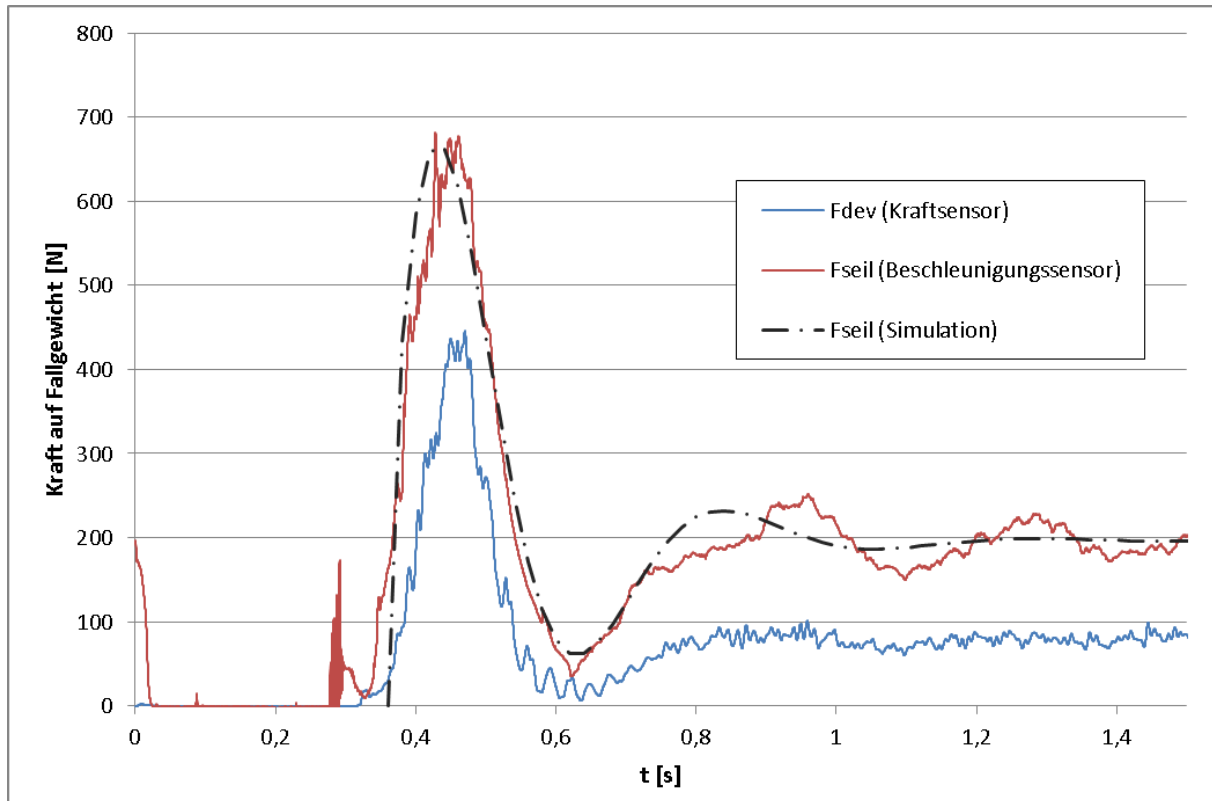


Abbildung 5.32 Vergleich der Kraftverläufe

Die, in Abbildung 5.32 ersichtlichen Kraftverläufe weisen eine relativ gute Übereinstimmung auf. Lediglich der zweite Kraftpeak weicht etwas ab. Dies kann auf ein unzureichendes Seilmodell bzw. falsche Seilparameter zurückgeführt werden, da dafür allgemeine Werte aus [11] und nicht, für das verwendete Seil ermittelte Parameter herangezogen wurden, sowie die Anfangsdehnung ϵ_0 nicht berücksichtigt wurde (siehe 3.3.3). Die Untersuchung der Karabinerreibung zeigt, dass das Verhältnis der Seilkraft (F_{seil}) vor und nach dem Karabiner (F_{dev}), je nach Betrag im Bereich von 1,5 – 2 schwankt, was die erwartete, starke Streuung des Reibbeiwerts unterstreicht (vgl. Abschnitt 3.1).

5.2.5 Konstantes Ablassen über eine längere Strecke

Die vorigen Versuche dienten hauptsächlich zur Verifizierung des dynamischen Ansprechverhaltens des Sicherungsgerätes. Besonders bei größeren Sturzfaktoren kam dabei kein stationärer Ablassvorgang zustande, ehe das Sicherungsseil das Fallgewicht auffing. Um das Ablassverhalten genauer zu untersuchen wurde ein leicht abgewandelter Versuch mit großer Ablassstrecke und dafür weitgehend ohne freien Fall durchgeführt. (Sturzfaktor <1). Dadurch kann auf den Galgenaufbau und eine seitliche Stabilisierung verzichtet werden.

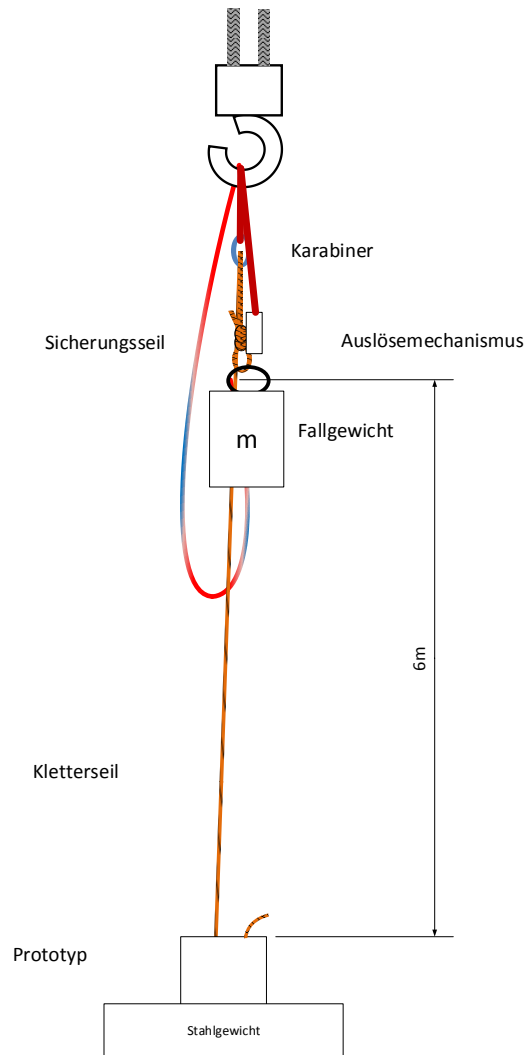


Abbildung 5.33 Schema des Ablassversuches

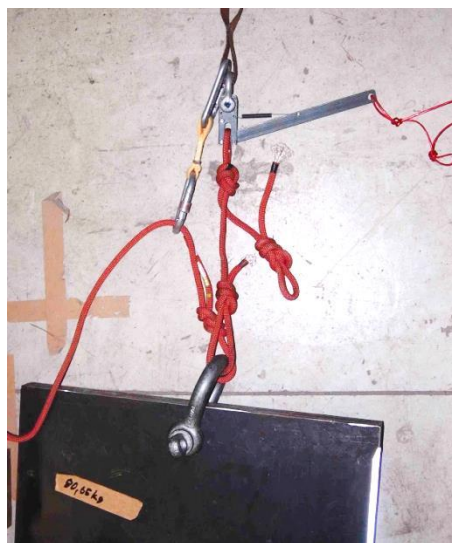


Abbildung 5.34 Auslöseeinrichtung ohne Galgen

Die Versuchsergebnisse decken sich mit den vorhergehenden, die Bremsdrehzahl und die Kraft auf das Sicherungsgerät stabilisieren sich auf ein konstantes Niveau. Die Masse schwingt noch leicht nach, was möglicherweise auch auf Vorgänge bei der Karabinerumlenkung zurückzuführen ist. Stationäre Ablassgeschwindigkeit und Schlupf entsprechen den Werten der Messungen mit kurzer Fallhöhe. Eine verzögerte Beschleunigung bzw. ein Entgleiten der Ablassgeschwindigkeit tritt erwartungsgemäß nicht auf.

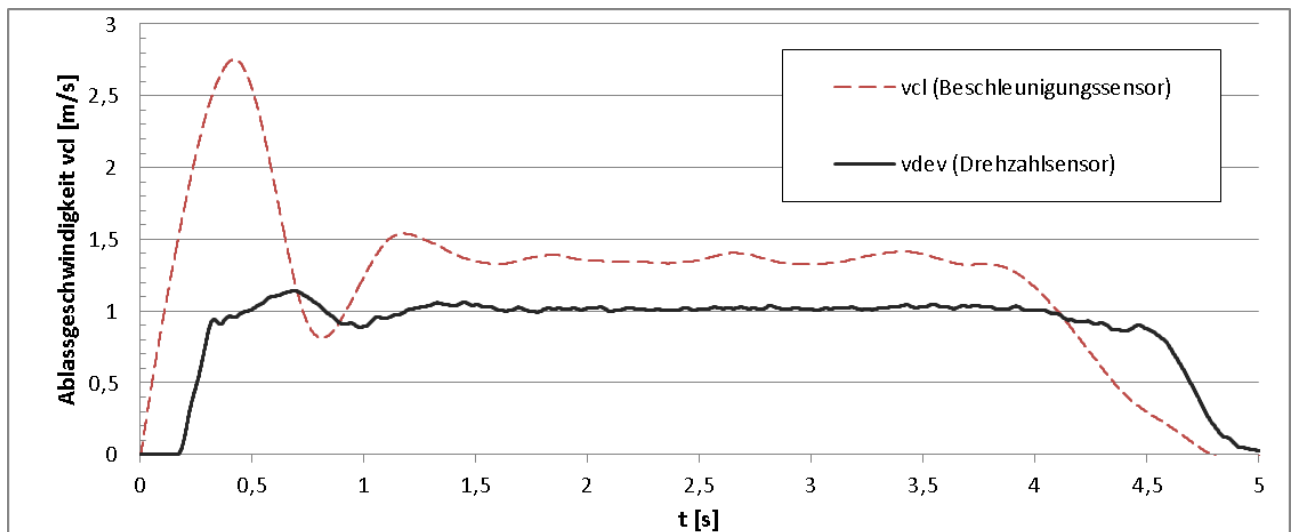


Abbildung 5.35 Ablassgeschwindigkeit und Umfangsgeschwindigkeit des Gerätes

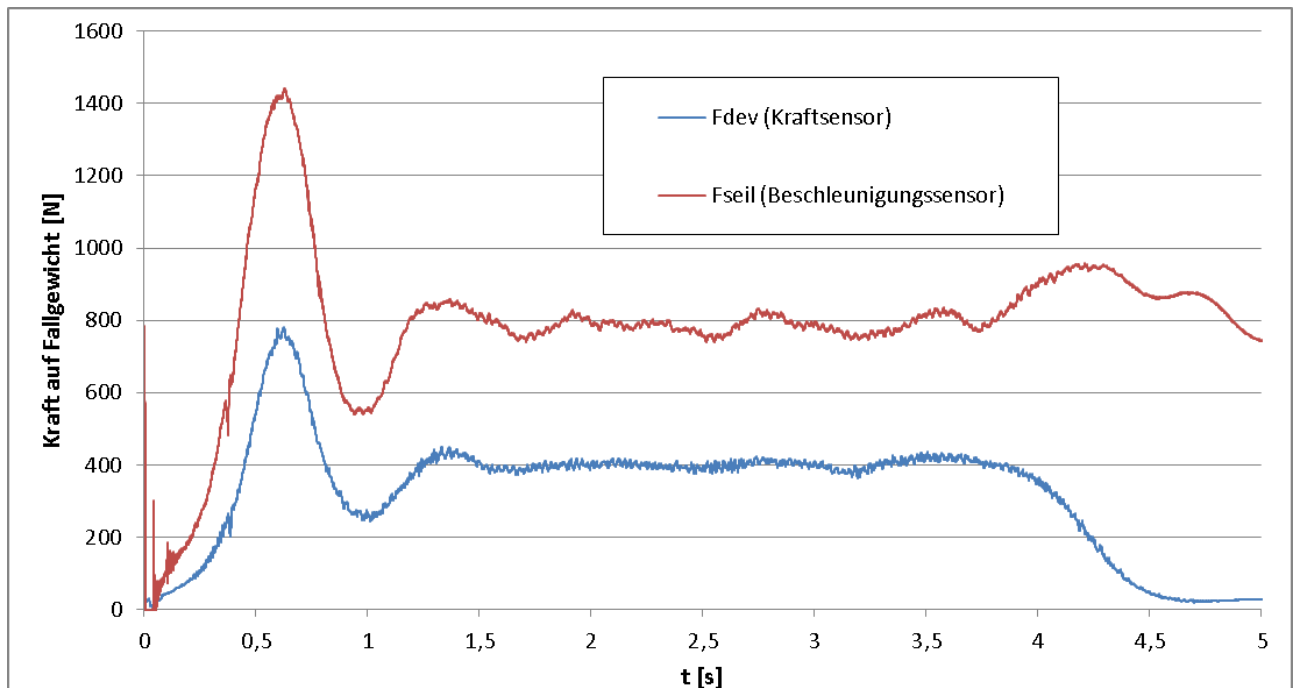


Abbildung 5.36 Kräfte auf Gerät und Fallgewicht

5.2.6 Messung des Seilauszugswiderstandes

Für ein angenehmes Seilhandling ist eine geringe Seilauszugskraft bei nicht greifender Bremse erforderlich. Um diese zu quantifizieren wurde das Seil per Hand aus dem Sicherungsgerät, erst langsam, dann immer schneller, ausgezogen. Dabei wurden Seilkraft und Drehzahl aufgezeichnet. In Abbildung 5.37 ist ersichtlich, dass der Auszugswiderstand, kurz vor Eingriff der Bremse, in etwa 60 N beträgt. Ab rund 400 U/min – das entspricht einer Auszugsgeschwindigkeit von 0,83 m/s - beginnt die Bremse zu wirken, danach steigt die Seilkraft erwartungsgemäß quadratisch an.

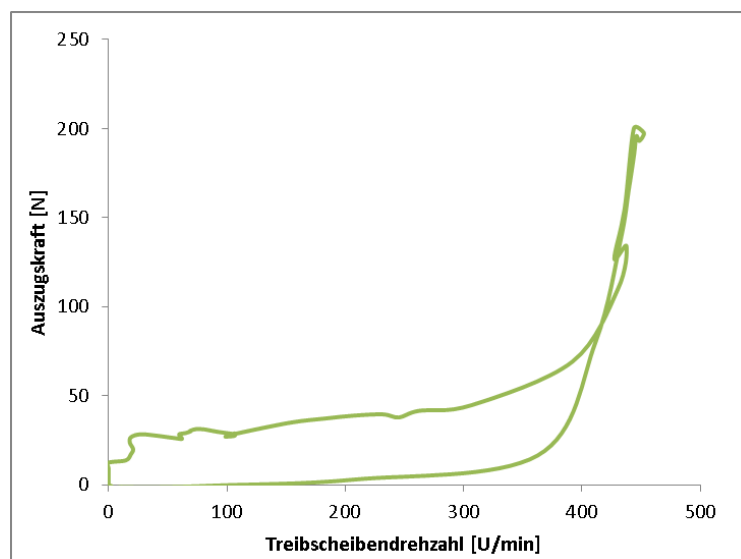


Abbildung 5.37 Kraft / Drehzahl - Verhalten

5.2.7 Versuchsergebnisse und Einfluss der Parameter

Eine erste Versuchsreihe ergab ein nicht erwartungsgemäßes Verhalten der Fliehkraftbremse. Der Gleichgewichtszustand und damit die Ablassgeschwindigkeit war höher als die gewünschten 1,4 m/s. Das Problem konnte schnell behoben werden: Ein Fehler im Bestellprozess führte zum Einbau einer zu steifen Feder.

Parameterstudie

Die wesentlichen, beeinflussbaren Parameter beziehen sich eher auf den Versuch an sich und weniger auf das Sicherungsgerät, da die Getriebeübersetzung und die Charakteristik der Fliehkraftbremse weitgehend vorgegeben sind (Vom Tausch der Rückhaltefedern abgesehen). Daher wurden in erster Linie das Fallgewicht und die Fallhöhe verändert.

Tabelle 5.4 Messwerte

m_{cl} [kg]	h_{fall} [m]	$v_{cl\ stat}$ [m/s]	F_{imp} [N]	F_{devmax} [N]	n_{max} [U/min]	Schlupf [1]
20,05	0,50	1,20	673	441	463	0,25
20,05	1,00	1,17	987	624	515	0,23
20,05	1,50	1,20*	1000**	891	553	0,25
80,65	0,50	1,45	2058	1100	590	0,28
80,65	1,00	1,45*	2538	1596	619	0,28
80,65	1,50	1,45*	2928	1883	635	0,28

*Aufgrund der geringen Ablasstrecke konnte sich keine ausgeprägte Gleichgewichtslage einstellen. Die angegebenen Werte stellen in etwa den Mittelwert der Schwingbewegung dar.

**Der Messbereich des verwendeten Beschleunigungssensors wurde überschritten. Die Kraft auf das Sicherungsgerät lässt eine höhere Kraft im Bereich von 1700-1800 N erwarten.

Sofort Erkennbar ist, dass der, nicht unerhebliche, Schlupf kraftabhängig ist. Durch den starken Schlupf kann die Vorgabe von 1,4 m/s Ablasstgeschwindigkeit gerade nicht eingehalten werden. Das dämpfende Verhalten des Seiles kommt immer stärker zu tragen, je höher die Fangstoßbelastung wird. So führt die Vervierfachung des Fallgewichtes nur zu einer Verdreifachung des Fangstoßes bei 0,5m Fallhöhe bzw. bei 1,5 m Fallhöhe nur mehr zu einer knappen Verdoppelung.

Versuche mit anderen Seilen, insbesondere dem stark gebrauchten Edelweiß-Seil, konnten nur bedingt durchgeführt werden, da der Prototyp für den großen Seildurchmesser und den sehr stark verschlissenen Seilmantel nicht geeignet ist. Einerseits liegt das unbelastete Seil nicht gut in der V-Rille, was das Handling stark erschwert. Andererseits kann der Mantel in der Durchlassöffnung für den Spannsatz eingeklemmt werden (Abbildung 5.38).



Abbildung 5.38 Verklemmen des Seiles

5.3 ERKENNTNISSE AUS DEN VERSUCHEN UND MÖGLICHE VERBESSERUNGEN

Die Untersuchung der Messwerte sowie auftretende Probleme bei allen durchgeführten Versuchen führten zu einer Reihe von Erkenntnissen und Verbesserungsmöglichkeiten, die in einem nächsten Iterationsschritt zu berücksichtigen sind.

Mitunter die größten Probleme sind dabei dem Verhalten des Kletterseiles zuzuschreiben, da es in Querrichtung sehr weich ist und im Durchmesser bei Belastung stark abnimmt. Je nach aufgebacher Zugkraft weicht die Querschnittsform des belasteten Seiles stark von der Kreisform ab. Gerade dieses Verhalten wurde in den theoretischen Überlegungen und der Entwicklung nur wenig berücksichtigt bzw. war bis dahin nicht quantifizierbar. Dies bestätigt auch die Notwendigkeit einer empirischen Untersuchung des Gerätes.

Folgende Punkte sind zu berücksichtigen:

- Gute Führung des Seiles über möglichst gerundete Kanten
- Vermeidung von Spalten in denen das Seil geklemmt werden kann
- Die Seilreibung auf glatten Flächen ist relativ gering
- Schlupf bzw. Dehnschlupf tritt relativ stark auf

6 NÄCHSTE SCHRITTE UND WEITERENTWICKLUNGEN

Gemäß einer iterativen Entwicklung und Verbesserung des Sicherungsgerätes werden die in Abschnitt 5.3 beschriebenen Probleme durchleuchtet und sollen nun mittels Konstruktionsänderungen und Verbesserungen behoben werden.

6.1 NOTWENDIGE VERBESSERUNGEN

Im Großen und Ganzen konnten die Vorgaben zwar eingehalten werden, um jedoch eine sinnvolle Basis für Weiterentwicklungen und ein Serienprodukt zu schaffen sind einige Änderungen notwendig.

- Verlängerung des Hebels auf über 80mm (siehe Abbildung 5.14)
- Verbesserte Seilführung, gerundete Kanten
- Berücksichtigung des Schlupfes (bis 30 %) durch höhere Getriebeübersetzung oder besser durch eine Änderung der Einschaltzahl der Fliehkraftbremse (Austausch der Rückhaltefedern)

Ein wichtiger Punkt im Hinblick auf mögliche Fehlerquellen, der durch die vorliegende Konstruktion allerdings nicht behoben werden kann, ist die Möglichkeit eines Bodensturzes bei zu viel ausgegebenem Schlappseil. Besonders im Falle eines sehr erschöpften Kletterers kommt es vor, dass dieser zuerst Seil auszieht um es in eine Zwischensicherung einzuhängen, jedoch dann das Seil wieder loslässt weil er zu wenig Kraft in den Händen hat bzw. stürzt (siehe Abbildung 6.1). Bei der herkömmlichen Seilsicherung durch eine Person, muss diese stets darauf achten, dieses Schlappseil so gering als nötig zu halten, darf jedoch den Kletterer, durch ein zu straffes Seil, nicht behindern. Dazu ist eine schnelle Reaktion des Sicherungspartners gefragt, der gegebenenfalls Seil im Umfang von etwa 1 – 2 m schnell ausgeben oder einholen muss, ohne dabei das Sicherungsseil loszulassen. Ein rein mechanisches Sicherungsgerät kann diese Aufgabe allerdings nur schwer bzw. überhaupt nicht erfüllen. Die Verhinderung von Schlappseil müsste durch eine elektrische Stelleinrichtung, die über eine elektronische Regelung und verschiedene Sensoren angesteuert wird, erfolgen.

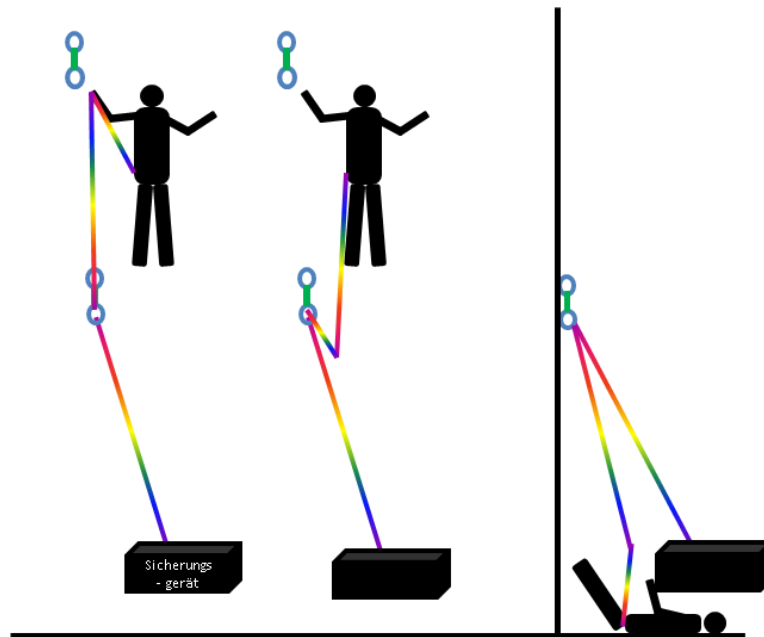


Abbildung 6.1 Illustration der Möglichkeit eines Bodensturzes bei zu viel Schlappseil

Abhilfe schafft es, wenn Zwischensicherungen erst auf Hüfthöhe geclippt werden, dadurch würde sich das Schlappseil auf den Abstand der Zwischensicherung beschränken, was als normale Sturzhöhe in Kauf genommen wird. In heutigen Kletterkursen und Ausbildungen wird auf eine derartige Vorgehensweise ohnehin vehement hingewiesen. Besonders für Anfänger bedeutet dies, dass sie sich einer Unterweisung vor dem Klettern mit dem automatischen Sicherungsgerät unterziehen müssen bzw. die Sicherungsgeräte unter Aufsicht stehen müssen.

6.2 WÜNSCHENSWERTE FEATURES

Im Folgenden sind weitere Verbesserungsmöglichkeiten genannt, die zwar nicht unbedingt erforderlich sind um die Grundfunktion zu gewährleisten aber angesichts einer zukünftigen Vermarktung unumgänglich sind.

- Ansprechendes Design
- Klein, leicht, handlich
- Einlegen des Seiles muss einfach und fehlerfrei möglich sein
- Gutes Seilhandling – geringer Widerstand im unbelasteten Betrieb
- Wartungsarm – ist weitgehend gegeben

6.2.1 Erweiterung durch eine elektronische Steuerung

Eine Erweiterung des Sicherungsgerätes mit einer elektronischen Regelung und Zustandsüberwachung ist angedacht, im Umfang dieses Projektes aber nur als Option für zukünftige Entwicklungsphasen behandelt worden. Eine elektrotechnische bzw. elektronische Erweiterung des Gerätes kann folgende Zusatzfunktionen liefern:

- „Pause“ – Funktion die ein Rasten im Seil ermöglicht, ohne abgelassen zu werden.
- Seilhandling erfolgt durch einen Elektromotor – Widerstand wird reduziert und übermäßiges Schlappseil kann eingeholt werden.
- Zustandsüberwachung – Wartungsintervalle, Fehlerüberprüfung
- Informationen für die Weiterverwendung in Smartphoneapplikationen, wie z.B.: gekletterte Route, Begehungsstil, Geschwindigkeit, Bezahlung „On demand“ je gekletterter Route usw.

6.3 ANSÄTZE FÜR WEITERENTWICKLUNGEN

Mit den obigen Erkenntnissen wurden Ideen und Anregungen für einen verbesserten Prototyp entwickelt. Dieser Prototyp soll sich auch einer möglichen Serienproduktion annähern.

6.3.1 Verbesserung des mechanischen Aufbaues

Bei größeren Stückzahlen ist es wesentlich leichter und günstiger, auch kompliziertere Teile, etwa durch CNC- Maschinen, anzufertigen. Dadurch ergeben sich ganz andere Möglichkeiten des Designs und der Präzision als bei einer, größtenteils konventionellen, Einzelfertigung. Als erste Maßnahme zur Annäherung an ein Serienprodukt kann die Integration des Getriebegehäuses mit Bremstrommel und Gelenklagern statt der Verwendung eines handelsüblichen Getriebes gesehen werden. Weiters wäre anstatt des Gegengewichtes zur Aufrechterhaltung der Klemmkraft eine Feder sinnvoll.

Die Bedienbarkeit hängt hauptsächlich von der Einfachheit des Seileinlegens ab. Ein aufklappbarer Seitendeckel wie er bei den meisten Halbautomaten verwendet wird wäre hier eine einfache Lösung (Vergleiche Tabelle 6.1). Zusätzlich wäre das Aufheben der Federvorspannung durch öffnen der Seitenklappe sinnvoll. Eine Inbetriebnahme des Gerätes bei geöffneter Seitenklappe muss allerdings ausgeschlossen sein.

6.3.1.1 Getriebegehäuse

Vor allem ein geringer Platzbedarf und ein optisch ansprechenderes Design sind durch den Bau eines eigenen Gehäuses möglich. Die Verwendung von lebensdauergeschmierten Lagern und eine Fettschmierung des Getriebes können eine aufwändige Abdichtung des Gehäuses vermeiden. Dadurch kann sowohl die Baugröße als auch das Verlustmoment verbessert werden.

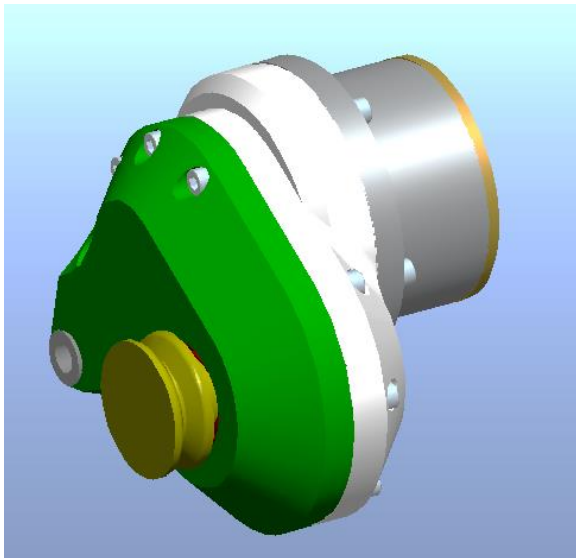


Abbildung 6.2 Getriebegehäuse mit Bremsstrommel und elektrischer Bremse (rechts)

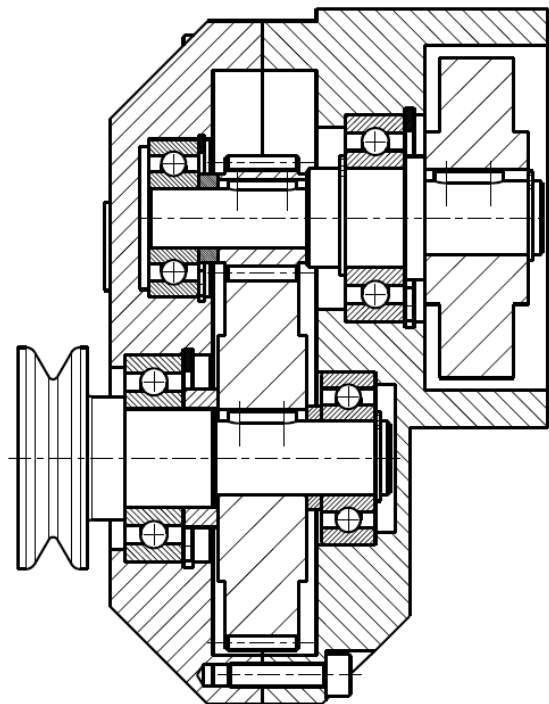


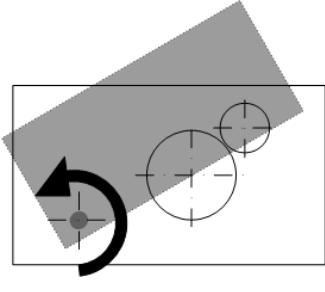
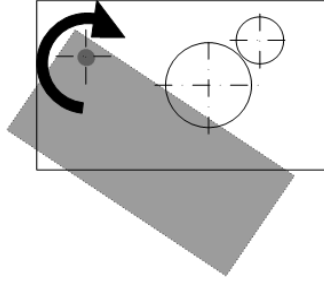
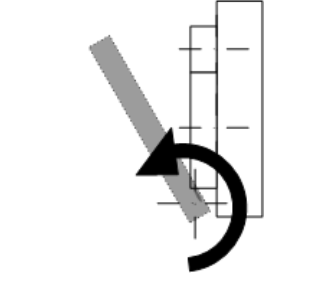
Abbildung 6.3 Konstruktionsvorschlag mit rein mechanischer Bremse (Äußere Abmessungen etwa 100x100mm)

6.3.1.2 Klappe für einfacheres Seileinlegen

Beim bestehenden Prototyp ist das Einlegen des Seiles nur durch kompliziertes einfädeln möglich. In der Praxis wäre dies dem Benutzer des Gerätes kaum zumutbar, er würde vermutlich ganz auf die Verwendung verzichten.

Ein schwenkbarer Seitendeckel wäre eine relativ einfache Maßnahme zum Vereinfachen des Seileinlegens. In Tabelle 6.1 sind verschiedene Möglichkeiten zur Realisierung einer solchen Klappe dargestellt. Als geometrisch am besten zu verwirklichen (Vermeidung von Kollisionen) hat sich das Prinzip des Schwenkens nach unten, in Kombination mit einer fixen Seilführung herauskristallisiert.

Tabelle 6.1 Verschiedene Realisierungsmöglichkeiten der Seitenklappe

	Paralleles Schwenken nach oben	Paralleles Schwenken nach unten	Seitliches Wegklappen
Prinzipbild			
Vorteile	Gewichtskraft der Platte hilft beim Schließen Geringer Platzbedarf und nur nach oben Exzentrerspannung könnte realisiert werden	Geringe Kollisionsgefahr durch bessere Geometrie Befestigung näher am Krafteinleitungspunkt Gelenkachse gleich wie Getriebegeelenk (optional)	Leichter Zugang keine Kollisionen beim Öffnen
Nachteile	Stützrolle ist im Weg Es wird über das Seil geschwenkt – komplizierte Geometrie, Kollisionen Relativ geringe Kräfte (bzw. Momente) auf Lagerung durch entfernte Befestigung	Großer Platzbedarf nach unten – Konflikt mit Befestigung am Boden Öffnungstendenz durch Gewichtskraft – Belastung der Verriegelung	Scharniere erforderlich Seilführungskraft auf Verriegelung Verwirklichung der Federvorspannung schwierig

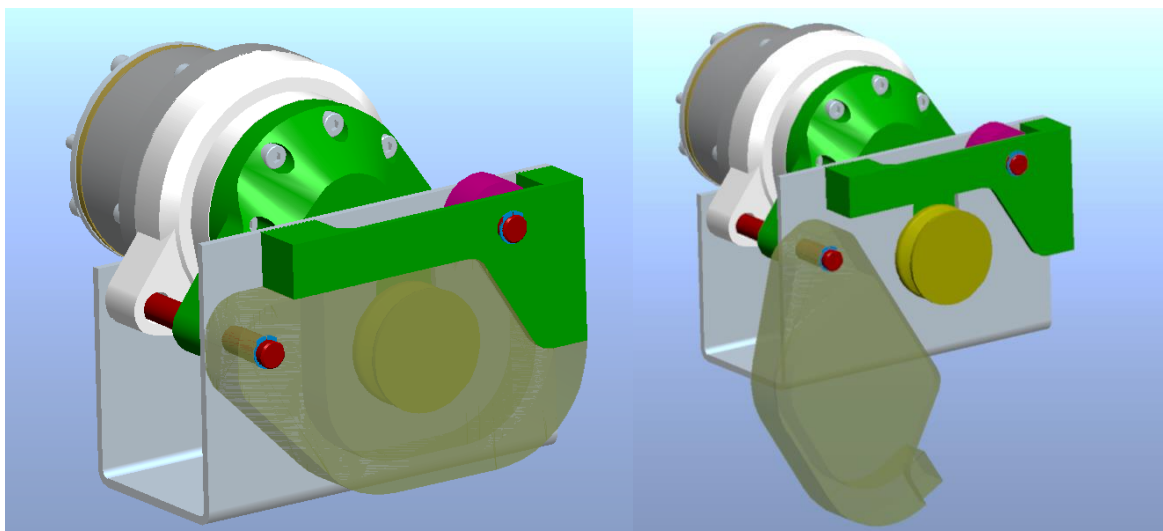


Abbildung 6.4 Prinzipmodell der Klappe mit Seilführung

6.3.1.3 Federvorspannung statt Gegengewicht

Im Funktionsmodell wurde anstatt der ursprünglich angedachten Federvorspannung zur Gewährleistung der Haltekraft der RMU im unbelasteten Zustand (siehe 3.1.1), ein Gegengewicht verwendet, da es billiger, einfacher im Aufbau, leichter zu verändern und bezüglich Platz und Ästhetik keine Einschränkungen gegeben sind. Sinnvollerweise wird die Federvorspannung mit dem Schließen der Seitenklappe aufgebracht.

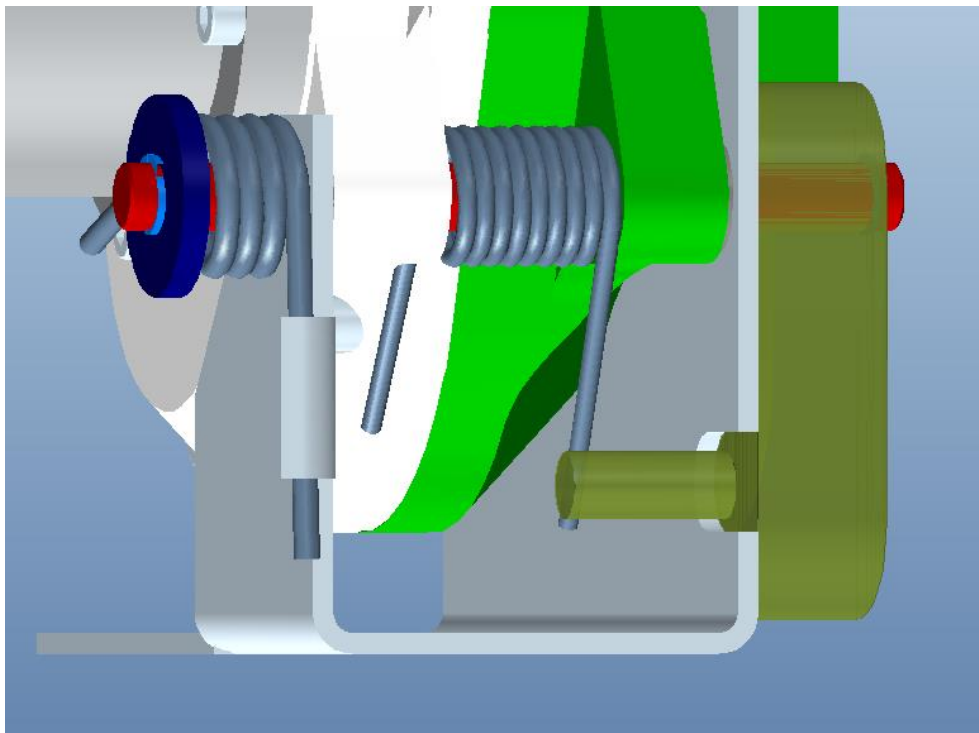


Abbildung 6.5 Möglicher Einbau der beiden Federn

Da jedoch die Gewichtskraft des Getriebegehäuses zusätzlich überwunden werden muss (etwa 5kg mit E-Bremse und Motor) wäre eine zweite Feder (Abbildung 6.5, links) nützlich, die in der untersten Stellung des Getriebegehäuses gerade dessen Gewichtskraft kompensiert. In der oberen Stellung reicht das Federmoment nicht aus um die Gewichtskraft zu kompensieren, hier kommt die Feder (Abbildung 6.5, rechts), die durch den Klappmechanismus betätigt wird zu Tragen. Beide Federn kombiniert ergeben eine Vorspannkraft von etwa 10 N in der oberen Stellung. Dabei müsste die Klappe mit einer Handkraft von 20 N geschlossen werden. Um ein Aufschnellen der Klappe beim Öffnen der Verriegelung zu vermeiden wäre ein richtungsabhängiger Rotationsdämpfer denkbar.

6.3.2 Möglichkeiten und Potential elektronischer Erweiterungen

Prinzipiell ist eine Erweiterung des vorliegenden Konzeptes mit elektrotechnischen Komponenten, wie einer Elektromagnetbremse und einem Elektromotor inklusive Regelungstechnik relativ einfach möglich. Es gilt allerdings sorgfältig abzuwägen ob eine mögliche, leichte Verbesserung bzw. ein Zusatzfeature einen Einfluss auf sicherheitsrelevante Funktionen hat oder diese gar außer Kraft setzen kann. Ein Brainstorming zu diesem Thema mit Personen, die nicht unmittelbar mit dem Projekt zu tun haben, wurde durchgeführt um auch mögliche Probleme bzw. Lösungsansätze auf den Tisch bringen, die sonst unter Umständen verborgen blieben. In Abbildung 6.6 ist eine mögliche Verwirklichung eines „Next Step“ Prototyps dargestellt. Dabei kann eine durchaus kleine Baugröße erzielt werden. Trotz der Verwendung von handelsüblichen Komponenten (exkl. Getriebegehäuse) ist die dargestellte Getriebebaugruppe nur ca. 150 x 200 x 100 mm groß.

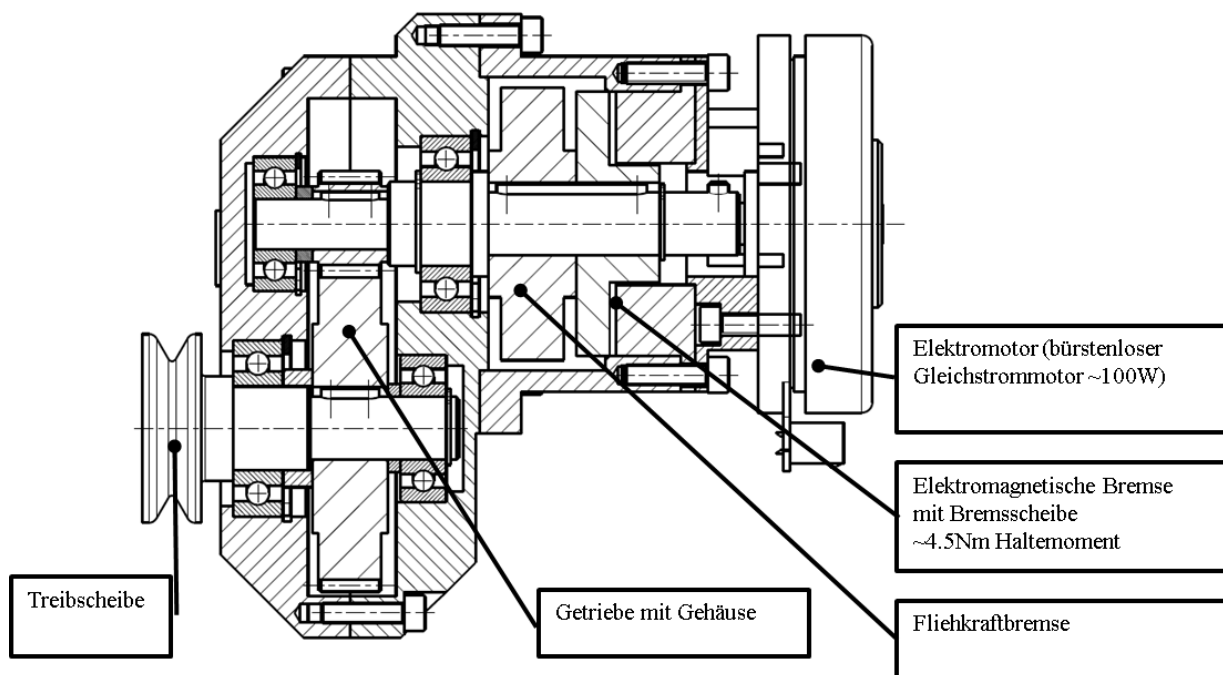


Abbildung 6.6 Konstruktionsvorschlag mit Elektromagnetbremse und Elektromotor

Im Folgenden wurden fünf relevante Ideen für elektronische Zusatzfunktionen herausgegriffen und einer näheren Betrachtung unterzogen:

1. Not Aus
2. „Rastfunktion“ – Blockieren des Seiles um den Kletterer rasten zu lassen
3. Seilhandling ähnlich eines menschlichen Sichernden
4. Überwindung des Reibmomentes des Sicherungsgerätes mittels Elektromotor

5. Durchführung eines Partnerchecks¹³

Not Aus

Unabhängig von der Realisierung der elektronischen Steuerung muss immer ein Eingriff durch den Benutzer möglich sein, falls irgendeine, erdenkliche Störung auftritt. Dieser Not-Aus Schalter könnte auf einer möglichen Fernbedienung integriert sein bzw. muss auch durch einen nebenstehenden Beteiligten möglich sein (am Gerät)

Rastfunktion

Eine sehr einfache Erweiterung wäre die Möglichkeit des Rastens durch Hängen im Seil bzw. Klettergurt, wie es beim Sportklettern häufig vorkommt. Mess- bzw. Steuerungstechnisch müsste hierfür nur der Bedienerwunsch z.B. durch eine Funkfernbedienung in Form eines Armbandes erfasst werden. Die elektromagnetische Bremse müsste im stromlosen Zustand gelüftet sein um die Funktion der Fliehkraftbremse nicht außer Kraft zu setzen. Bei Ausfall oder Fehlbedienung der Elektromagnetbremse würde stets noch die Fliehkraftbremse für Redundanz sorgen.

Vollständiges, einem Menschen nachempfundenen Seilhandling

Sollte das Gerät alle Funktionen eines menschlichen Sicherungspartners beherrschen, wäre eine umfangreiche Sensorik erforderlich. Einerseits müsste stets kontrolliert werden ob das Schlappseil in einem gewissen Rahmen ist, andererseits müsste auch erfasst werden ob alle Zwischensicherungen eingehängt wurden bzw. ob nicht auch Schlappseil zwischen Kletterer und letzter Zwischensicherung oder sogar zwischen den einzelnen Zwischensicherungen vorliegt (siehe Abbildung 1.1).

Dazu müsste ein enormer messtechnischer Aufwand betrieben werden. Unter Umständen müsste das Gerät sogar an jede einzelne Kletterroute angepasst oder kalibriert werden und darüber hinaus müsste möglicherweise jede Zwischensicherung mit Sensorik ausgestattet werden.

Bei nüchterner Betrachtung muss jedoch festgestellt werden, dass dies zwar ein frommer Wunsch, aber nicht mit anderen Faktoren, wie geringen Kosten und einfacher Installation

¹³ Standardprozedur vor Beginn des Kletterns. Die gegenseitige Kontrolle von Knoten, Sicherungsgerät, Seilende und Gurt soll Flüchtigkeitsfehler verhindern.

vereinbar ist. Zusätzlich würde die Software immer komplizierter und undurchsichtiger werden, was zu einer hohen Fehleranfälligkeit führen könnte, da es unter Umständen zu zweideutigen Situationen kommen kann. Um alle diese Eventualitäten auszuschließen, wäre ein sehr großer Programmieraufwand von Nöten.

Verringerung des Seilausgabewiderstandes durch einen E-Motor

Weitaus besser denkbar als die vorige Idee des kompletten Seilhandlings durch eine Elektronik ist es, dass die Bedienung des Sicherungsgerätes wie beim rein mechanischen Prototyp erfolgt. Allerdings könnte ein unterstützender Elektromotor das vorhandene Reibungsmoment reduzieren. Wird die Einschaltzahl der Fliehkraftbremse erreicht, schaltet der Motor ab und es wird mechanisch gebremst. Dies wäre regelungstechnisch durchaus denkbar, relativ einfach realisierbar und stellt daher eine sinnvolle Lösung dar.

Zusätzlich wäre vorstellbar, dass der Elektromotor, falls kein Seil ausgezogen wird, langsam und mit begrenzter Kraft beginnt sich rückwärts zu drehen und dabei Seil einholt. Wird eine gewisse Zugkraft überschritten stoppt der Motor. Dies wäre ein Lösungsansatz für übermäßig ausgegebenes Schlappseil. In Abbildung 6.7 ist ein Flussdiagramm dargestellt, wie dies als Steuerung umgesetzt werden könnte. Ein Problem darf dabei allerdings nicht außer Acht gelassen werden. Ist nämlich das Reibmoment auf null reduziert, würde das Gerät unablässig Seil ausgeben, wenn es einmal in Bewegung ist. Für die Verwirklichung eines derartigen Konzeptes ist die Messung der anliegenden Seilkraft bzw. des Momentes an der Bremswelle erforderlich (näheres siehe 6.3.3).

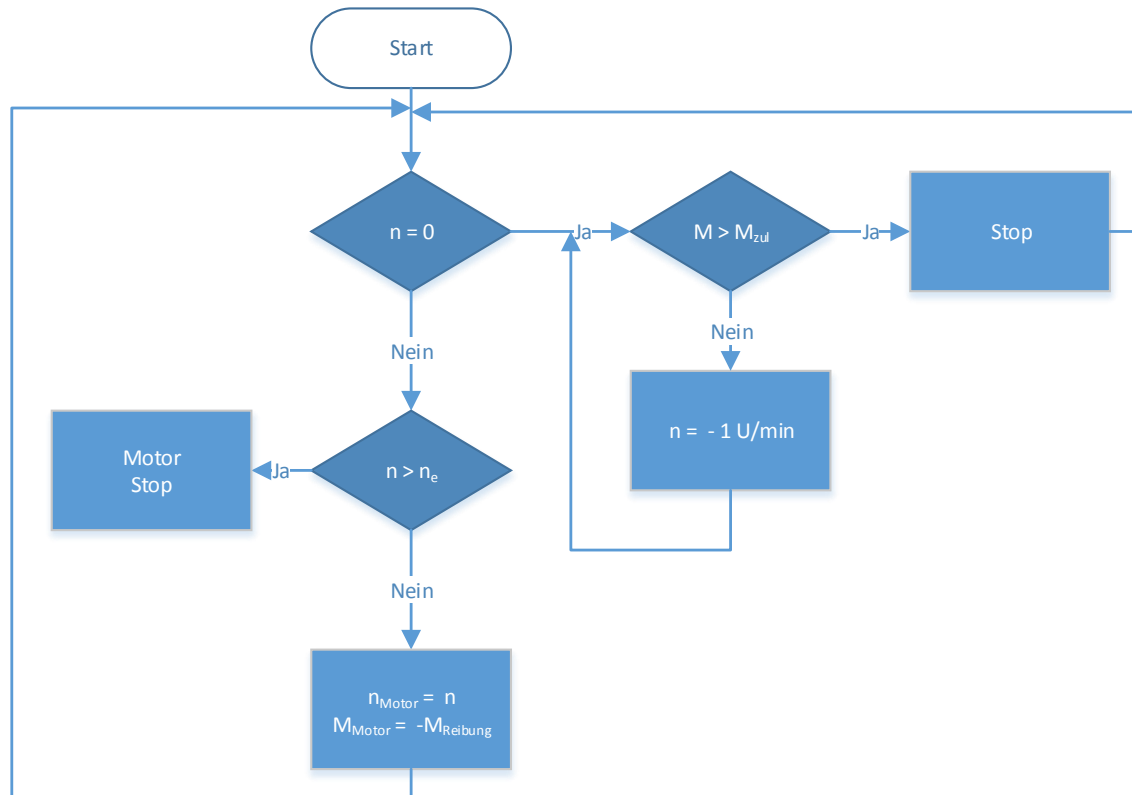


Abbildung 6.7 Flussdiagramm der Seilnachführung

6.3.3 Datenerfassung

Wird die elektronische Regelung verwirklicht, ist es zwingend erforderlich gewisse Daten und Messwerte aufzunehmen. Je nach Grad der Automatisierung sind daher unterschiedliche Sensoren erforderlich.

Sehr einfach zu integrieren ist eine inkrementelle Drehzahl und Drehwinkelmessung, entweder direkt an den Zahnrädern des Getriebes z.B. mittels induktiven Näherungsschaltern oder mittels Encoder der z.B. für Servomotoren als Zubehör erhältlich ist. Aufgrund des Schlupfes ist diese Messung allerdings nicht repräsentativ für die tatsächliche Seilbewegung. Eine Option zur Messung der tatsächlichen Seilbewegung wäre eine optische Messung mit einer niedrigauflösenden CCD-Kamera, ähnlich dem Prinzip einer optischen Maus. Denkbar wäre auch die Verwendung eines speziellen Seiles mit optischen oder magnetischen, inkrementellen Markierungen wobei dies erneut ein sehr großer Aufwand bedeuten würde und einer einfachen Anwendung des Sicherungsgerätes im Wege stehen würde. Eine Positionserfassung wäre etwa durch IPS (indoor positioning system) möglich, wobei hier unterschiedliche Varianten wie eine magnetische Erfassung, durch RFID oder WIFI Hotspots. Allerdings hält sich deren Genauigkeit in Grenzen. Es ist daher in Frage zu stellen ob ein

großer messtechnischer Aufwand zur ungenauen Bestimmung der Position des Kletterers überhaupt notwendig ist und nicht eher am Ziel vorbei führt.

Tabelle 6.2 Erforderliche Messungen

	Messprinzip		
Seilbewegung	Encoder auf Motor / Getriebe Für Regelung ohnehin erforderlich VT: einfach, billig, genau NT: Schlupf nicht erfassbar	Optische Messung CCD Kamera Prinzip einer optischen Maus VT: tatsächliche Seilbewegung NT: schmutzempfindlich	Spezialseil optische – od. magnetische, inkrementelle Markierungen VT: tatsächliche Seilbewegung NT: großer Aufwand
Position des Kletterers	IPS mit RFID VT: klein, einfach integrierbar NT: ungenau	Erfassung durch Videokamera VT: relativ genau NT: Störung durch andere Personen	Inertialmessung VT: einfache, kleine Sensoren NT: Integrationsfehler, ständige Kalibrierung , Ausreichend genaue Sensoren sind teuer
Seilkraft	Motorstrom Anhand der Kennlinie ermittelt VT: einfach, billig, genau NT: nur bei Seilhandling möglich	DMS An repräsentativer Stelle positioniert und kalibriert VT: einfach, billig, genau, tats. Seilkraft messbar NT: -	Piezogeber VT: einfach, billig, genau NT: nur dynamische Kräfte, konstruktiver Mehraufwand

7 ZUSAMMENFASSUNG

Diese Arbeit war ein Teil der Entwicklung eines vollautomatischen Sicherungsgerätes für den Klettersport. Genauer wurde auf Basis einer vorgelagerten Bachelorarbeit, die sich entwicklungsmethodisch mit dem Thema befasste, der Grundstein für die potentielle Weiterentwicklung des Gerätes, mit der Integration von elektrischen Erweiterungen und einer anschließenden Serienentwicklung gelegt. Dabei wurde ein Prototyp der mechanischen Grundstruktur des Sicherungsgerätes entwickelt. Das Gerät soll in Kletterhallen eingesetzt werden und einen Kletterer im Vorstieg, ohne Hilfe einer weiteren Person, vor einem Absturz auf den Boden bewahren.

Das konkrete Ziel war es, ein rein mechanisches Bremskonzept zu entwickeln und daraufhin theoretisch sowie empirisch zu untersuchen, das die Aufgabe der Absturzsicherung erfüllt, das Seilhandling dabei nicht behindert, ausfallsicher ist sowie ggf. als Redundanz für ein weiteres Bremssystem dient.

Zuerst wurde die Problemstellung als System mit verschiedenen Komponenten betrachtet. Bei dieser Betrachtungsweise kristallisierten sich Teilfunktionen heraus die, unabhängig von der tatsächlichen Realisierung, für ein solches Sicherungsgerät notwendig sind. Die Sicherung des Kletterers sollte mit einem herkömmlichen Kletterseil erfolgen. Weiters war eine Bremse notwendig, sowie ein Bindeglied zwischen dem Seil und der Bremse. Um bei einem möglichen Störfall ein Hängenbleiben des Kletterers in der Wand zu verhindern, wurde angestrebt, dass er, im Falle eines Sturzes, stets kontrolliert auf den Boden abgelassen werden kann. Um das Ablassen kontrollierbar zu machen muss diese Bremsvorrichtung notwendigerweise geschwindigkeitsabhängig sein. Eine einfache und wirkungsvolle Realisierungsmöglichkeit dafür stellen Fliehkraftbremsen dar. Anhand einer Simulation konnte auch ein zufriedenstellendes dynamisches Ansprechverhalten der Bremse nachgewiesen werden.

Zur Aufnahme der Sturzkräfte durch die Fliehkraftbremse ist eine Vorrichtung notwendig, die sowohl die Übertragung von Bremskräften auf das Seil, als auch die Handhabung des Seils erlaubt. Verschiedene, bekannte Realisierungsmöglichkeiten scheiterten daran, dass das Kletterseil sehr weich und dehnbar ist. Als einfache und sinnvolle Möglichkeit kristallisierte sich eine Treibscheibe heraus. Um die erforderliche Seilkraft, die im Sturzfall entsteht, mit nur einer einfachen Umschlingung übertragen zu können, wurde ein Konzept entwickelt, bei

dem die Leertrunkraft über eine Druckrolle aufgebracht wird, die selbstverstärkend das Seil auf die Treibscheibe drückt.

Nach der theoretischen Entwicklung wurde die Funktion des Sicherungsgerätes auf zwei verschiedene Arten getestet. Zuerst wurde die Kraftübertragung der Treibscheibenkonstruktion statisch getestet. Obwohl am Anfang sehr vielversprechend, versagte die erste Konstruktion bei größeren Belastungen. Nach einigen Anpassungen und geometrischen Veränderungen konnten die Anforderungen jedoch erfüllt werden.

Danach wurde das Gesamtsystem mittels Fallversuchen getestet. Diese brachten weitgehend zufriedenstellende Ergebnisse und deckten sich relativ gut mit den Simulationsresultaten. Einzig der Schlupf an der Treibscheibe wurde stark unterschätzt bzw. war dieser zuvor nicht quantifizierbar. Die Funktionstüchtigkeit war allerdings trotzdem gegeben.

Nach einigen Verbesserungen, die vor allem den Seildurchlauf und die Bedienerfreundlichkeit betreffen, wäre es durchaus denkbar, diese Idee weiter zu verfolgen und das mechanische Herzstück gegebenenfalls mit elektronischen Erweiterungen, die das Seilhandling verbessern könnten, zu ergänzen.

8 LITERATURVERZEICHNIS

1. **Walter Würtl, Andreas Würtele.** Kletterunfälle im Klartext. *bergundsteigen*. 2014, 3/14.
2. **Lammel, Thomas.** Sicherungstechnik. *bergundsteigen*. 2014, 2/14.
3. **Schweiger, Lukas.** Vollautomatisches Vorstiegssicherungsgerät Teil I. 2013.
4. **UIAA.** UIAA Standard 101_5 Dynamic climbing ropes. Bern : s.n., 2013.
5. —. UIAA Standard 129_5 Braking Devices. Bern : s.n., 2010.
6. **Attaway, Steven W.** The mechanics of friction in rope rescue. IRTS 99 : s.n., 1999.
7. **Manning, Timothy W.** Rescue Mechanics, Interim Report. 2000.
8. **Widmesser, Florian.** *Sicherungsvorrichtung, insbesondere Seilsicherung . DE 102010000363 A1* Deutschland, 11. 2 2010.
9. **Suco Robert Scheuffele GmbH & Co. KG.** Transmission Technology - centrifugal clutches and brakes. 2014 : s.n.
10. **Hummert Antriebstechnik GmbH.** Wirbelstromkupplungen/Wirbelstrombremsen. [Online] 2005. <http://www.hummert-antriebstechnik.de/sites/default/files/catalogues/wirbelstrom%20temp.pdf>.
11. **Pavier, Martyn.** Experimental and theoretical simulation of climbing falls. *Sports Engineering*. Bristol : Blackwell Science Ltd, 1998. 1.
12. **Böge, Alfred.** *Das Techniker Handbuch*. s.l. : vieweg, 1999.
13. **Leicht GmbH.** Leicht - Reibbeläge für die Industrie. [Online] 2014. <http://www.leicht-gmbh.de/cms/Werkstoffe/LR351/index1-a-43.html>.
14. **VARMEC.** Katalog Stirnradgetriebe. 2013.
15. **ÖNORM.** ÖNORM EN 12572-3. *Künstliche Kletteranlagen*. 2009.
16. **Der-Ming Ma, Jaw-Kuen Shiau.** The design of eddy current magnet brakes. 2010. s.l. : Department of Aerospace Engineering, Tamkang University, Dashuei, Taiwan.