

Entwicklung eines schienengeführten Fahrzeuges zur Prüfung von Mastsystemen für Verkehrsleiteinrichtungen

Diplomarbeit

durchgeführt von

Thomas Knotz

Institut für Leichtbau
der Technischen Universität Graz

Betreuer: Moser, Christian, Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn.

Graz, im Dezember 2013

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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 wörtliche und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....

(Unterschrift)

Sperrvermerk

Die vorliegende Diplomarbeit ist ausschließlich für den internen Gebrauch der Firma CONCEPT TECH GmbH, Gratkorn bestimmt.

Soweit nicht ausdrücklich in schriftlicher Form genehmigt, ist die Weitergabe, Vervielfältigung, Veröffentlichung, Mitteilung des Inhalts bzw. die Verwertung der Ergebnisse der vorliegenden Arbeit nicht gestattet. Zuwiderhandlungen berechtigen zur Geltendmachung von Schadenersatzansprüchen.

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit wurde im Auftrag der Firma Concept Tech GmbH durchgeführt.

Ich bedanke mich sehr herzlich bei meinen Betreuern Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr.tech Christian Moser seitens des Institutes für Leichtbau der Technischen Universität Graz, und Herrn Dipl.-Ing. (FH) Friedrich Dorner, Leiter der Konstruktion der Firma Concept Tech für die Betreuung und Unterstützung bei dieser Arbeit.

Weiterhin bedanke ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Martin Fortin für sein besonderes Engagement und seiner ständigen Hilfsbereitschaft bei technischen Fragen.

Ein Dankeschön auch an meine Kollegen, die mit ihren Fachwissen und kritischen Hinterfragungen diese Arbeit erst ermöglicht haben.

Besonderer Dank gilt meiner Lebensgefährtin Melanie und unseren drei Kindern, für die Geduld, Ausdauer und Unterstützung, welche sie während dieser schwierigen Zeit und während des Studiums für mich aufgebracht haben.

Zuletzt möchte ich mich bei meiner Mutter bedanken. die mir das Studium ermöglicht hat.

Zusammenfassung

Die vorliegende Diplomarbeit wurde im Auftrag der Firma Concept Tech GmbH durchgeführt und am Institut für Leichtbau an der Technischen Universität Graz betreut. Sie wurde als Arbeit mit dem Titel „Entwicklung eines schienengeführten Fahrzeuges zur Prüfung von Mastsystemen für Verkehrsleiteinrichtungen“ verfasst.

Ziel der Diplomarbeit ist es, ein Verfahren zur Überprüfung der gesetzlichen Zerschlagungsanforderungen von Instrumentenlandesystem-Masten (ILS-Masten) zu konzipieren. D. h. es soll ein Test-Setup entwickelt werden, welches eine Kollision eines Kleinflugzeuges mit einem ILS-Masten nachbildet.

Zuerst wird auf den Stand der Technik eingegangen und die aktuellen Prüfverfahren untersucht. Anschließend werden an Hand einer Spezifikation verschiedene Konzepte für Test-Setups untersucht und bewertet.

Des Weiteren wird ein Versuchsdurchlauf aufgezeigt, welcher in Folge konstruktiv umgesetzt wird. Die konstruktive Lösung beinhaltet einen gezogenen Güterwaggon, auf welchem das Fahrzeug mit Impaktor aufgebaut ist, sowie eine Senkvorrichtung für das Testobjekt, welches auf Zerschlagung getestet wird. Weiters wird ein kurzer Einblick in die verwendeten Komponenten sowie Sensoren gegeben.

Durch diese Arbeit wird erstmals ein Test-Setup beschrieben, welches die Prüfung der gesetzlichen Zerschlagungsanforderungen von zuvor unbekanntem ILS-Masten ermöglicht.

Abstract

This thesis was carried out on behalf of the company Concept Tech GmbH and was supervised by the Institute for Lightweight Structures for the Technical University of Graz. The title chosen for the present thesis is "Development of a rail-guided vehicle for testing mast systems for traffic control."

The aim of the thesis is to design a method for checking the legal frangibility requirements of instrument landing system poles (ILS poles). Therefore a test setup for simulating a collision between a small airplane and an ILS pole has to be developed.

In the first part of the thesis the state of the art and the current test methods investigated and described. In addition different approaches for test setups are analyzed and evaluated with a specification as basis.

Further, a specific test approach is elected by an efficiency analysis which will then be designed in detail. The design considers a hauled freight car on which the movable impactor is built-on, as well as a lowering device for the test object which is tested for fragility. Additionally, a short description of the used components is given.

The thesis describes a complete and usable test setup for ILS testing for the first-time. This also means that the unknown regulatory frangibility requirements of former unknown ILS masts can be tested.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	7
1.1	Allgemeine Beschreibung.....	7
2	Motivation.....	10
3	Aufgabenstellung.....	11
3.1	Technische Herausforderung	12
4	Recherche.....	13
4.1	Anforderungen an ILS-Masten	13
4.2	Eigenschaften von ILS-Masten.....	13
4.3	Verschiedene Mastkonstruktionen.....	14
4.4	Stand der Technik/Ausgangssituation	14
4.5	Ermittlung der zu erwartenden Kräfte	14
4.5.1	Belastungen von vorhergegangenen Versuchen	14
4.5.2	Simulation	17
5	Spezifikation.....	26
5.1	Gesetzliche Voraussetzung für das Test-Setup.....	26
5.2	Test-Setup-Voraussetzungen der Firma Concept Tech GmbH.....	27
6	Konzepte.....	28
6.1	Schwerkraftsysteme	29
6.1.1	Seilbahnsystem.....	29
6.1.2	Schiefe Ebene.....	30
6.1.3	Freier Fall (Brücke).....	32
6.1.4	Fallturm	33
6.2	Schienengeführte Systeme mit Antrieb.....	36
6.2.1	Rollercoastersystem.....	36
6.2.2	Zweiwegfahrzeug	37
6.2.3	Güterwaggon mit Lok	38
6.3	Alternative Systeme	39
6.3.1	Rotationsprinzip	39
7	Konzeptbewertung und Entscheidung	40
8	Versuchsablauf	41
8.1	Variante 1 – Lok schiebt.....	41
8.2	Variante 2 – Lok zieht.....	44

9	Konstruktion	45
9.1	Masthalte- und Mastsenkvorrichtung	45
9.1.1	Fundament-Turm	45
9.1.2	Auslöse- und Hebesystem.....	46
9.1.3	Senkvorgang	47
9.1.4	Plattform und Rahmenbedingungen für ILS-Masten	53
9.2	Impaktor-Schlitten	55
9.2.1	Festigkeitsnachweis Impaktor-Schlitten.....	56
9.3	Containertragwagen mit Schienenbett.....	59
9.3.1	Aufbau	59
9.3.2	Festigkeitsnachweis Schlittenbett.....	60
9.3.3	Treffergenauigkeit	62
10	Prüfdurchführung.....	64
10.1	Zug.....	64
10.1.1	Beschleunigungsvorgang	65
10.1.2	Bremsvorgang.....	67
10.2	Prüfgelände.....	68
11	Messsystem und Aufzeichnung	70
11.1	Kraftaufnehmer und Beschleunigungsaufnehmer	70
11.2	Überprüfung der ausgewählten Sensoren	70
11.3	Videoaufzeichnung.....	73
12	Beschreibung der Versuchsdurchführung.....	74
13	Resümee.....	75
14	Abbildungsverzeichnis	76
15	Literaturverzeichnis	78
16	Anhang.....	79
16.1	Auswertung von Versuchsreihe ILS/GS Tower	79
16.2	Auswertung von Versuchsreihe Frangiliby Pole Test.....	83
16.3	Schraubenberechnung	86
16.4	Datenblatt Containertragwagen	90
16.5	Verformung ILS-Mast Euro poles	91
16.6	Datenblätter Messtechnik/Aufzeichnung.....	91

1 Einleitung

1.1 Allgemeine Beschreibung

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Entwicklung eines Versuchsaufbaus zum Testen von Maststrukturen, welche als Leitsysteme an Flughäfen eingesetzt werden. Um den Landeanflug von Flugzeugen bei schlechten Sichtverhältnissen zu unterstützen, wird auf den meisten Flughäfen ein sogenanntes Instrumentenlandesystem verwendet.

Das Instrumentenlandesystem (engl. Instrument landing system ILS) ist das einzige Präzisionsanflugverfahren im Flugverkehr für Mittel- und Großflugzeuge, welches eine vollautomatische Landung von Flugzeugen ohne jegliche Sicht ermöglicht. Dieses bodenbasierte System wird auf den meisten Flughäfen weltweit verwendet und ist nach ICAO ANNEX 14 und *Aerodrome Design Manuals Part6: Frangibility* standardisiert. Durch den Einsatz des Systems wird die Sicherheit im Flugverkehr um ein vielfaches erhöht und die Piloten durch zusätzliche Hilfestellungen beim Landeanflug unterstützt. Entwickelt wurde das System im Jahre 1929 in den Vereinigten Staaten, die Praxistauglichkeit wurde 1938 in Washington D.C. während eines Schneesturms bewiesen.[1],[2]

Die zwei Hauptkomponenten des ILS sind der Gleitwegsender (Glide Path, GP), dieser generiert die Höheninformation, sowie den Landekursender (Localizer, LLZ), der die Richtungsinformation liefert. Bis zu zwei weitere Sender können daneben noch existieren. Diese senkrecht nach oben strahlenden Balken stehen in gewissen Abständen vor dem Aufsetzpunkt auf der verlängerten Landebahnlinie (Centerline, CL). Bei einem Überflug dieser Sender, erhält der Pilot eine akustische und optische Anzeige, welche eine Kontrolle des Anfluges und der benötigten Flughöhe ermöglicht. [2] Eine schematische Darstellung des ILS zeigt Abbildung 1.

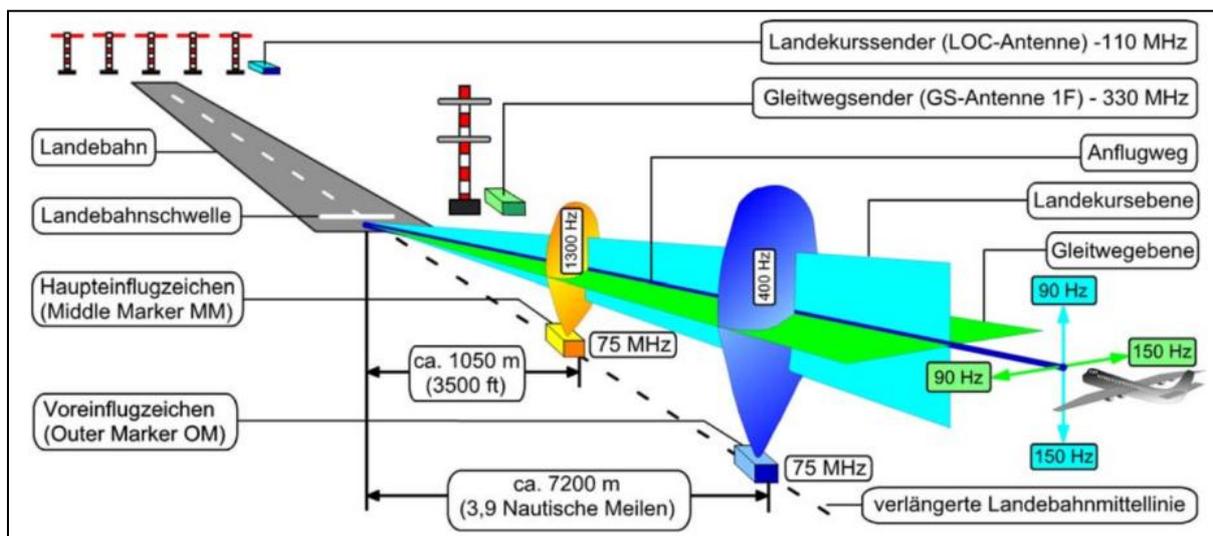


Abbildung 1: Schematische Darstellung aller ILS-Informationen[2]

Der Landekursender (Localizer LLZ) ist im Abflugsektor, ca. 300 [m] hinter dem Ende der Landebahn aufgebaut und besteht aus mehreren angeordneten Richtantennen. Das Signal wird in einem horizontalen Winkelbereich von +/-35 Grad abgestrahlt. Die Reichweite beträgt bis zu 45 [km], bei einer Leistung von 25 bis 50 Watt. (Abbildung 2) Sobald sich der Pilot im Sendebereich des LLZ befindet, erhält dieser über ein Anzeigeinstrument, dem Kreuzzeiger,

die Information über seine horizontale Position in Bezug auf die Landebahnmittellinie und zeigt dem Piloten, ob er nach links oder nach rechts fliegen muss, um die Landebahn zu treffen.



Abbildung 2: Landekurssendemast[3]

Der Gleitwegsender (Glide Path GP) generiert die Höheninformation, die das Flugzeug in einem festgelegten Winkel kontinuierlich nach unten führt. Die Positionierung des Senders hängt von der Oberflächenbeschaffenheit des Geländes ab und ist prinzipiell 120 bis 180 [m] neben der Landebahnmittellinie und ca. 300 [m] hinter dem Landebahnanfang. Es muss sichergestellt sein, dass der Leitstrahl über der Landebahnschwelle eine Höhe von 15 bis 18 [m] erreicht und mit einem Winkel von 3 Grad nach oben gerichtet ist. (Abbildung 3) Das Signal weist einen horizontalen Winkelbereich von +/-8 Grad auf und wird mit einer Frequenz von 330 [MHz] abgestrahlt. Die Reichweite beträgt zwischen 18 und 27 [km], bei einer Leistung von 5 bis 10 Watt. Mit diesem Signal erhält der Pilot über dem Kreuzzeiger die Information über den aktuellen Landeflugwinkel.[1],[2]



Abbildung 3: Gleitwegsendemast[4]

Da es nicht ausgeschlossen werden kann, dass es trotz Unterstützungssystemen zu Abweichungen im Landeanflug kommen kann, müssen die Maststrukturen so dimensioniert sein, dass diese bei Kollisionen definiert versagen. Dadurch wird die Beschädigung eines Flugzeugs bei der Kollision mit einem ILS-Mast minimiert.

Die Praxis zeigt, dass speziell kleinere Flugzeuge (z.B. Cessna) sehr Seitenwind anfällig sind. Werden diese relativ leichten Flugzeuge bei ihren Landeanflug von einer Windböe erfasst, besteht die Möglichkeit dass die Tragfläche des Flugzeugs mit einem der seitlich neben der Landebahn befindlichen Masten kollidiert. Tritt dieser Fall ein, soll die Belastung auf das Flugzeug, und somit auf dessen Insassen, möglichst gering ausfallen. Um dies zu garantieren, werden die Masten unter Berücksichtigung dieses und ähnlicher Szenarien konzipiert. In weiterer Folge müssen diese Szenarien auch an den existierenden Masten geprüft werden, um zu zeigen, dass das entsprechende Produkt den gegebenen Anforderungen entspricht.

Da diese Prüfungen mit sehr großem Aufwand verbunden sind, gibt es dafür keine Standardlösungen, wie sie beispielsweise im Automobilbereich verwendet werden. Daher werden im Zuge der Arbeit unterschiedliche Konzepte zur Prüfung dieser Maststrukturen aufgezeigt. Im weiteren Verlauf werden die Vor- und Nachteile der einzelnen Konzepte beschrieben. Schlussendlich werden die einzelnen Konzepte miteinander verglichen und gegenüber gestellt, wobei das bestbewertete Konzept schließlich konstruktiv realisiert wird.

2 Motivation

Aktuell existiert kein offizielles Prüfverfahren, durch welches die Zerschlagungsanforderungen der ILS-Masten nachgewiesen werden können. Die einzigen Prüfungen, welche bis heute durchgeführt werden konnten, sind firmeninterne Zerschlagungsüberprüfungen von europäischen Marktführern.

Auf Grund der Tatsache, dass verstärkt neue Hersteller von Masten für Instrumentenlandesysteme, vor allem aus dem südostasiatischen Raum, in den Markt eindringen und diese nicht über die nötige Erfahrung und Know How verfügen, die Masten so zu entwickeln und fertigen, dass diese bei einem Aufprall mit einem Kleinflugzeug garantiert zerbrechen, fehlt das Vertrauen der Kunden in diese. Jedoch erscheinen diese Hersteller durch ihre niedrige Preisgestaltung der Produkte sehr attraktiv.

Aus diesen Gründen soll ein offizielles Prüfverfahren entwickelt werden, mit dem die Zerschlagungsanforderungen von ILS-Masten standardisiert nachgewiesen werden können. Dadurch können die einzelnen Produkte weltweit in einfacher Art und Weise miteinander verglichen werden.

3 Aufgabenstellung

Im Rahmen dieser Arbeit soll ein Prüfverfahren entwickelt werden, welches eine Kollision mit einem Kleinflugzeug mit einer Masse von 3000 [kg] und einer Fluggeschwindigkeit von 140 [km/h] mit einem ILS-Masten nachbildet. (Abbildung 4) Dadurch soll eine Überprüfung der gesetzlichen Zerbrechlichkeitsanforderungen der ILS-Masten durchgeführt werden.

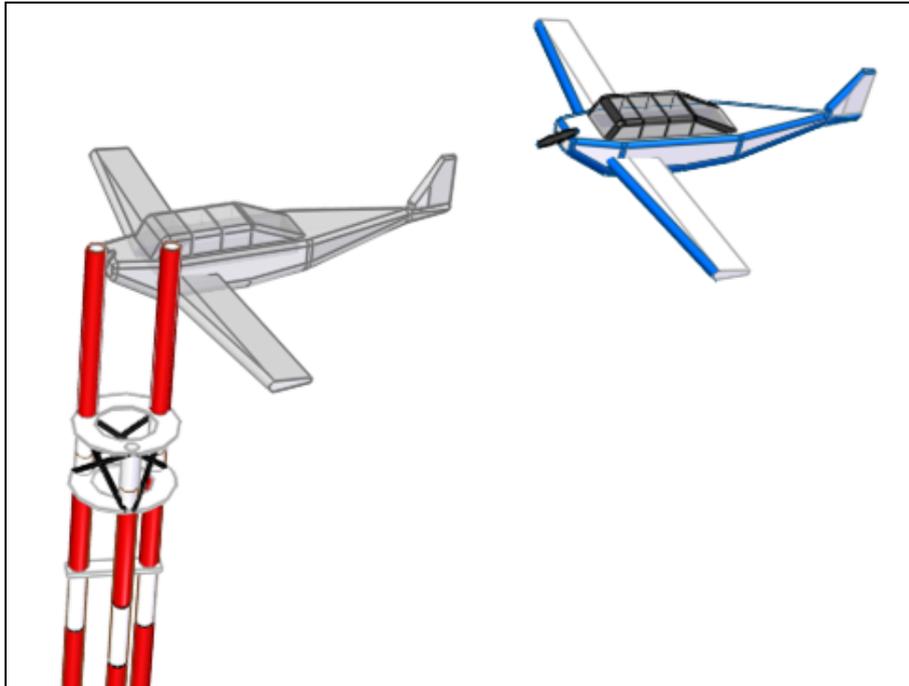


Abbildung 4: Impact (Symbolische Darstellung)

Die Herangehensweise soll in folgenden Arbeitsschritten aufgeteilt werden:

- Analyse der Ausgangssituation
- Entwicklung von Konzepten
- Ausarbeitung eines Konzeptes
- Konstruktion des Gesamtsystems

3.1 Technische Herausforderung

Die größte Herausforderung bei dem Projekt „*Entwicklung eines schienengeführten Fahrzeuges zur Prüfung von Mastsystemen für Verkehrsleiteinrichtungen*“ liegt in der Entwicklung eines Anlagenkonzeptes, mit dem nichtbrechende Masten getestet werden können. Dabei muss darauf geachtet werden, dass weder Testpersonal noch Testequipment zu Schaden kommt. Bisher gibt es noch keine Möglichkeit, solche Tests durchzuführen. Grund dafür ist die hohe Masse von 3000 [kg] die auf eine Geschwindigkeit von 140 [km/h] beschleunigt werden muss. Die dafür nötige Infrastruktur ist meistens nicht vorhanden bzw. gibt es derzeit noch keine wirtschaftlich sinnvolle Lösung für solche Prüfungen.

Eine weitere Herausforderung besteht darin, die beim Impact auftretenden, extrem hohen Kräfte und Energien in das Versuchsfahrzeug einzuleiten und dort zu absorbieren. Die auftretenden Energien belaufen sich auf ca. 2,3 Megajoule.

Weitere Punkte, die bezüglich eines geeigneten Test-Setups berücksichtigt werden müssen, sind:

- eine nachhaltige Versuchsdurchführung zu gewährleisten,
- eine hohe Reproduzierbarkeit der Tests zu erreichen sowie
- die Aufzeichnung von Daten und Messwerten sicher zu stellen.

Die Messergebnisse sind unerlässlich, um Daten, welche als Basis für die Durchführung von Simulationen dienen, zu generieren.

Heutzutage basiert die Entwicklung von maschinenbautechnischen Komponenten auf einer vorhergehenden Simulation. Erst wenn die Simulation eine geeignete Lösung zeigt, werden Prototypen gefertigt und im Versuch geprüft. Die dabei aufgezeichneten Messergebnisse dienen einerseits zur Validierung der Simulation, andererseits zur Verbesserung durch gezielte konstruktiven Maßnahmen. Diese Schritte können in einer Schleife durchgeführt werden, bis das gewünschte Ergebnis erzielt ist.

4 Recherche

4.1 Anforderungen an ILS-Masten

Generell müssen Anflug- und Landehilfseinrichtungen die Vorgaben der International Civil Aviation Organization (ICAO) erfüllen. Um eine Zulassung zu erhalten, müssen Anflug- und Landehilfseinrichtungen die Frangibility-Anforderungen der *ICAO ANNEX 14* sowie das *Aerodrome Design Manuals Part6: Frangibility* erfüllen.

Die Anforderungen können in folgende wesentliche Unterpunkte zusammengefasst werden:

Wind: Masten bzw. Mastsysteme müssen so konstruiert sein, dass sie Windgeschwindigkeiten von bis zu 320 [km/h] ohne plastische Verformung standhalten können.

Auslenkung: Die Auslenkung eines Mastens bzw. Mastsystems bei einer Windgeschwindigkeit von 140 [km/h] und einer Eisschicht von 12,5 [mm] Stärke darf nicht mehr als ± 2 [°] um die vertikale Achse und weniger als ± 5 [°] um die horizontale Achse betragen.

Zerbrechlichkeit: Im Falle einer Kollision mit einem Flugzeug mit einer Masse von 3000 [kg] und einer Fluggeschwindigkeit von 140 [km/h] soll eine Krafteinwirkung auf das Flugzeug nicht mehr als 45 [kN] betragen. Die übertagende Energie soll 55 [kJ] nicht überschreiten.

Vibrationen: Die Komponenten der Konstruktion sollen so designt sein, dass weder einzelne Komponenten noch der Zusammenbau Eigenfrequenzen aufweisen, welche in der Nähe von auftretenden Frequenzen oder deren Vielfachen liegen, um Resonanzeffekte zu vermeiden

[5]

4.2 Eigenschaften von ILS-Masten

Auf Grund ihrer Funktion, muss das ILS im Betriebsbereich der Landebahn positioniert sein. Daraus ergeben sich bestimmte Eigenschaften, die ein ILS-Mast bzw. ILS-Mastsystem haben muss.

- Hohe Steifigkeit
- Hohe Zerbrechlichkeit
- Geringe Masse
- Transparenz für Elektromagnetische Signale
- Geringe Instandhaltungskosten

Ein Mast soll eine hohe Steifigkeit aufweisen, damit sich dieser auch bei hohen Windgeschwindigkeiten oder anderen Einflussgrößen nicht bzw. nur gering elastisch verformt. Im Falle eines Zusammenstoßes mit einem Flugzeug sind die auftretenden Kräfte so gering wie möglich zu halten. Dabei sind eine hohe Zerbrechlichkeit sowie eine geringe Masse von entscheidender Bedeutung. Eine erforderliche Transparenz für elektromagnetische Signale ergibt sich aus der Funktionsweise des GP und LLC. Geringe Instandhaltungskosten ergeben sich aus der Wirtschaftlichkeit und bedürfen keiner weiteren Erklärung.

4.3 Verschiedene Mastkonstruktionen

Um diese Anforderungen, vor allem die Zerbrechlichkeit, zu erfüllen, werden zwei verschiedene Grundsysteme verwendet.

Zerbrechliche Masten: Für solche Masten bzw. Mastsysteme werden hauptsächlich Kunststoff, Fieberglas oder andere Nicht-Metalle verwendet. Diese Masten zeichnen sich durch ihre geringe Masse aus. Der große Vorteil bei diesem System ist, dass die Energie, im Gegensatz zu einem Masten mit Bruchmechanismus, nicht an eine Sollbruchstelle übertragen werden muss, sondern direkt am Aufprallpunkt abgebaut wird. Der größte Nachteil bei diesem System ist die Überprüfung der Eigenschaften und die Analyse der Konstruktion mit Hilfe von aufwendigen Versuchen.

Grund für die aufwendigen Versuche, welche unter anderen auch mit dem ganzen Mastsystem durchgeführt werden müssen, sind die in der Simulation schwer abzubildenden Materialien, wie faserverstärkten Kunststoffe, deren Verbindung zwischen Faser und Matrix, bzw. deren komplexe Brucheigenschaften nicht bekannt sind.

Masten mit Bruchmechanismen: Diese Masten haben in ihrer Konstruktion Sollbruchstellen eingegliedert, die im Falle einer Kollision brechen. Diese Bruchmechanismen können so konstruiert werden, dass diese hohen Windlasten standhalten und zugleich sehr sensibel auf Aufprallkräfte reagieren können.[5]

4.4 Stand der Technik/Ausgangssituation

Im Jahr 2010 wurde bereits ein Test-Setup entwickelt, mit Hilfe dessen ILS Masten auf deren Zerbrechlichkeit geprüft werden können. Dieses Test-Setup ist allerdings ausschließlich für Masten konzipiert, welche bei 140 [km/h] und 3000 [kg] garantiert zerbrechen. Weiter konnte nur bis zu 2 Meter unter der Mastspitze getestet werden. Die Tatsache, dass in Zukunft auch nichtbrechende ILS Masten getestet werden müssen macht es notwendig, ein komplett neues und zukunftsweisendes Anlagenkonzept zu generieren.

4.5 Ermittlung der zu erwartenden Kräfte

Auf Grund der fehlenden Daten über den Aufbau der Konstruktion und der verwendeten Materialien der zu testenden ILS-Masten gibt es keine Information über die Kräfte, welche bei einer Kollision eines Kleinflugzeuges mit einem solchen ILS-Masten auftreten.

Deswegen werden zur Bestimmung der voraussichtlichen auftretenden Kräfte bei dem Impakt einerseits Versuche aus der Vergangenheit herangezogen und andererseits Simulationen mit nichtbrechenden Masten durchgeführt. Diese Simulationen soll ein Worst-Case-Szenario darstellen. Dies bedeutet, dass ein Mast nachgebildet wird, welcher stark überdimensioniert ist und somit eine Fehlkonstruktion eines neuen Herstellers abbilden soll.

4.5.1 Belastungen von vorhergegangenen Versuchen

Entsprechende Vorversuche wurden bereits auf einer Flughafenlandebahn durchgeführt, welche aus Sicherheitsgründen für den Versuchszeitraum großräumig abgesperrt wurde.

Das Test-Setup bestand aus einem aus Betonklötzen zusammengebauten Turm mit bis zu 5 Metern Höhe. An diesen wurde der zu testende Mast bzw. das Mastsystem horizontal

verankert. In Abbildung 6 und Abbildung 7 ist der Prüfaufbau dargestellt. Der Impaktor, dessen Kontur vom Gesetz vorgeschrieben ist, soll die Vorderseite eines Tragflügels eines Kleinflugzeuges nachbilden. Der Impaktor wurde auf einen speziell für die Versuchsreihen adaptierten PKW-Anhänger befestigt. Auf diesem wurde auch die benötigte Messtechnik zur Aufzeichnung der Versuchsdaten untergebracht. Gezogen wurde der Anhänger mit einem Audi S8, wobei die Anhängerkupplung versteift wurde, um die gesetzliche Anforderung einer starr mit dem Impaktor verbundenen Masse zu erfüllen. Die Gesamtmasse (Fahrzeug und Anhänger) betrug 3700 [kg] und die Aufprallgeschwindigkeit betrug 140 [km/h]. Der Messaufbau der beiden Versuchsreihen ist in Abbildung 5 ersichtlich.

Ziel dieser Versuche war es, die Belastungen auf dem Impaktor zu messen. Davon kann abgeleitet werden, welche Belastungen beim Aufprall eines Flugzeuges auf die Maststruktur zu erwarten sind.

Die Kräfte wurden mittels drei Kraftaufnehmern gemessen, welche zwischen dem Impaktor und der starr mit dem PKW-Anhänger verbundenen Konstruktion angebracht wurden. Eine genauere Beschreibung der Kraft- und Beschleunigungsaufnehmer sowie der verwendeten Messtechnik folgt im Kapitel **11 Messsystem und Aufzeichnung**, da diese auch bei dem erarbeiteten Test-Setup in Verwendung sind.

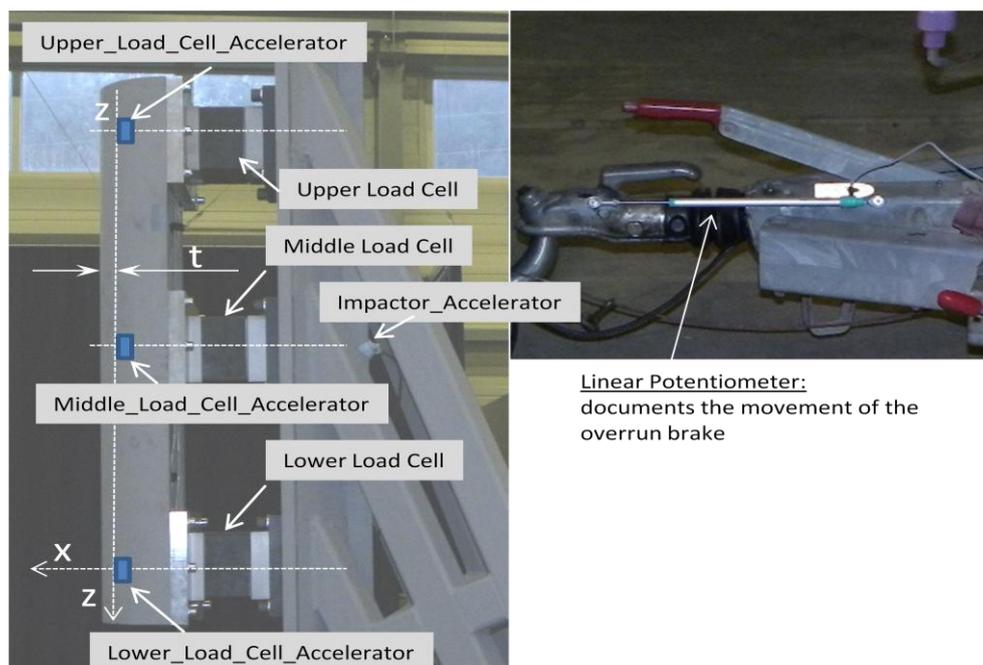


Abbildung 5: Position der Kraft-, Weg- und Beschleunigungsaufnehmer [6]

Bei der Versuchsreihe ILS/GS Tower wurden Mastsysteme, bestehend aus drei Einzelmasten, getestet. Die Höhe der Testobjekte betrug 16 [m], wobei zwei Meter unter der Mastspitze getestet wurde. Bei dieser Versuchsreihe wurden resultierende Kräfte von bis zu 50 [kN] gemessen. Die übertragene Gesamtenergie auf den Impaktor betrug bis zu 50 [kJ]. Die maximal aufgetretene Beschleunigung betrug 55 [g]. Eine detaillierte Auswertung der Daten ist im Anhang zu finden.



Abbildung 6: Test-Setup ILS/GS Tower [7]

Bei der Versuchsreihe Frangibility Pole Tests wurden einzelne Masten getestet. Die Höhe der Masten betrug 6 Meter, wobei ein Meter unter der Mastspitze getestet wurde. Bei dieser Versuchsreihe wurden resultierende Kräfte von bis zu 57 [kN] gemessen. Die übertragene Gesamtenergie auf den Impaktor betrug bis zu 32 [kJ]. Die maximal aufgetretene Beschleunigung betrug 59 [g]. Eine detaillierte Auswertung ist im Anhang zu finden.



Abbildung 7: Test-Setup Frangibility Pole-Test [6]

Eine Wiederverwendung dieses bestehenden Systems ist aus Sicherheitsgründen nicht mehr möglich. Die auftretenden Kräfte besonders in y-Richtung mit 17 [kN] und in z-Richtung

mit 15 [kN] bringen das System Fahrzeug-Anhänger in eine Auslenkung, die nur noch schwer vom Fahrer des Fahrzeuges abgefangen werden kann. Mit der Aufgabenstellung, Masten zu testen, deren Energieaufnahme bzw. die auftretenden Kräfte nicht bekannt sind, kann das Risiko für den Fahrer nicht mehr abgeschätzt werden und ist somit nicht zulässig. Besonders bei einer Betrachtung, dass nicht nur 1 Meter unter der Mastspitze, sondern auch bis zu 4 Meter über dem Boden getestet werden soll.

4.5.2 Simulation

Aus Erfahrungswerten und Analyse der oben erklärten Versuchsreihen wird eine FE-Simulation aufgebaut. Bei dieser Simulation wird das Test-Setup der Versuchsreihe ILS/GS Tower als FE-Modell nachgebildet. Auf Grund der Tatsache, dass über die zu testenden Masten keine Daten in Bezug auf Geometrie und Material zur Verfügung stehen, werden mehrere konservative Annahmen getroffen, welche im Folgenden erläutert werden. (Abbildung 8 - Abbildung 12)

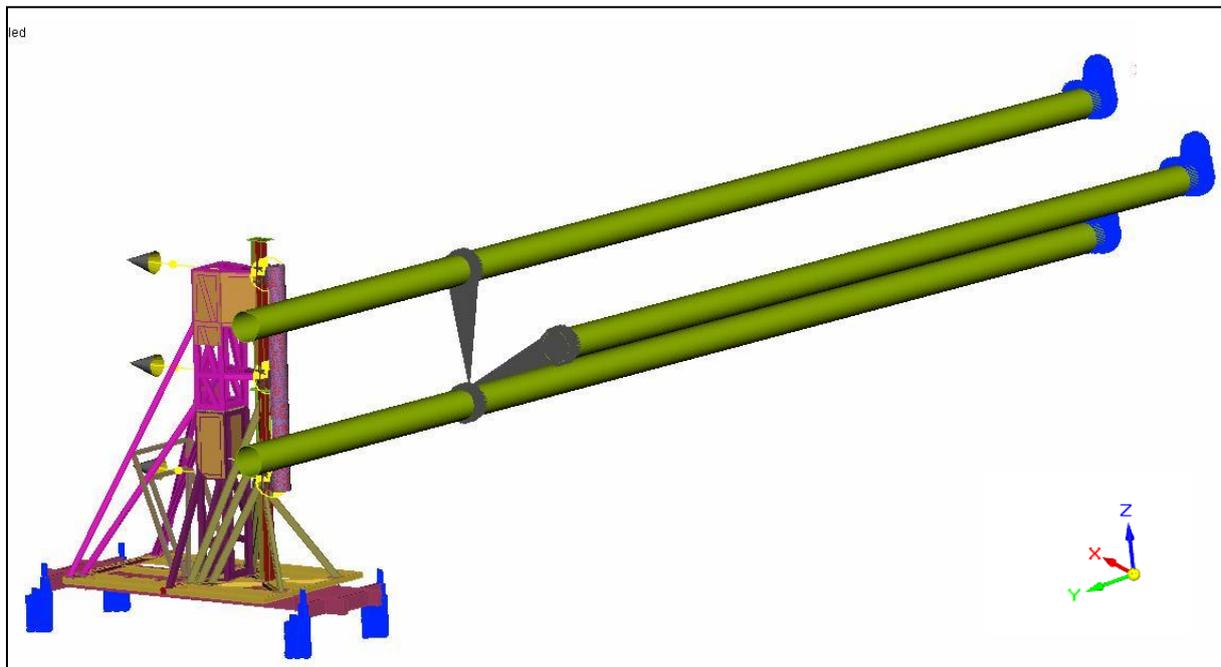


Abbildung 8: Simulation Überblick

4.5.2.1 Verwendete Software:

Preprocessing: ANSA
 Solver: LS-DYNA
 Postprocessing: LS PRE/POST; Animator

4.5.2.2 Aufbau und Randbedingungen der Simulation

Als Basis der Simulation dient das Testsetup der Versuchsreihe ILS/GS Tower. Für den Modellaufbau und die Vernetzung wird das Programm ANSA verwendet.

Das Mastsystem ist folgendermaßen aufgebaut:

- Die Hauptabmessungen werden von der Versuchsreihe ILS/GS Tower übernommen. Die Gesamthöhe beträgt $H = 16$ [m], der Außendurchmesser der drei Einzelmasten beträgt D

= 350 [mm]. Die Masten sind an den Ecken eines gleichseitigen Dreiecks mit der Seitenlänge von 1,5 [m] positioniert.

- Im Gegensatz zu der Versuchsreihe ILS/GS Tower, bei der die Masten mit glasfaserverstärktem Kunststoff ausgeführt sind, ist das Material der simulierten Masten ANSI 6061-T6, welches auch in der *ICAO ANNEX 14* als mögliches Material empfohlen wird.
- Die Wandstärke der Masten beträgt 8 [mm]. Damit ergibt sich ein Rohr mit den Abmessungen $D = 350$ [mm] $t = 8$ [mm], welches auch im Industriehandel erhältlich ist und dadurch eine theoretische Wahl für einen ILS-Masten-Hersteller ist.

Mit diesem Aufbau ist ein Modell erstellt, welches im Vergleich zu bekannten (bereits getesteten) Masten stark überdimensioniert ist. Das Modell weist eine höhere Steifigkeit sowie einen über den Faktor 2 höheren Gewicht auf als die in der Versuchsreihe ILS/GS Tower verwendeten Masten. Durch diese Annahmen soll ein Test-Setup geschaffen werden, durch das eine Sicherheit gegenüber Versagen, auch bei nicht bekannten Test-Objekten geschaffen wird.

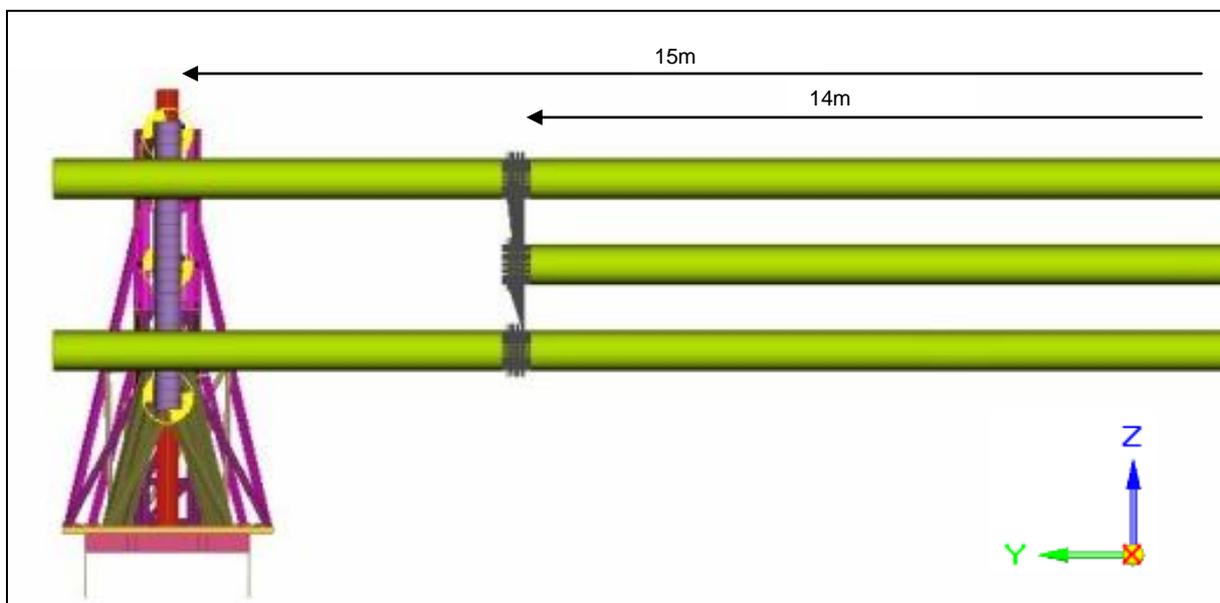


Abbildung 9: Simulation Vorderansicht

Die drei Masten sind mit Schalelementen mit einer Wandstärke von 8 [mm] modelliert. Am unteren Ende ist das Mastsystem in allen translatorischen und rotatorischen Freiheitsgraden gesperrt. Dies soll die Befestigung auf ein massives Betonfundament simulieren und wurde mittels SPCs (Single Point Constraints) umgesetzt.

Auf einer Höhe von 14 [m] sind alle drei Masten wie in Abbildung 9 dargestellt, mittels NRBs (Nodal Rigid Bodies) verbunden. Dies soll eine Stahlverbindung der drei Masten zueinander simulieren. Bekanntlich weist Stahl gegenüber Aluminium und vor allen im Vergleich zu glasfaserverstärktem Kunststoff eine höhere Festigkeit und einen um den Faktor 3 bzw. einen über fünffachen höheren E-Modul auf. Aus diesen Gründen kann diese Stahlverbindung als starre Verbindung angenommen werden. Diese Vereinfachung gegenüber der Realität soll der Reduzierung des Modellierungsaufwandes und der Berechnungszeit dienen. Der Aufbau des Impaktors und des Gestells, an dem dieser befestigt ist, ist in der Abbildung 10 ersichtlich.

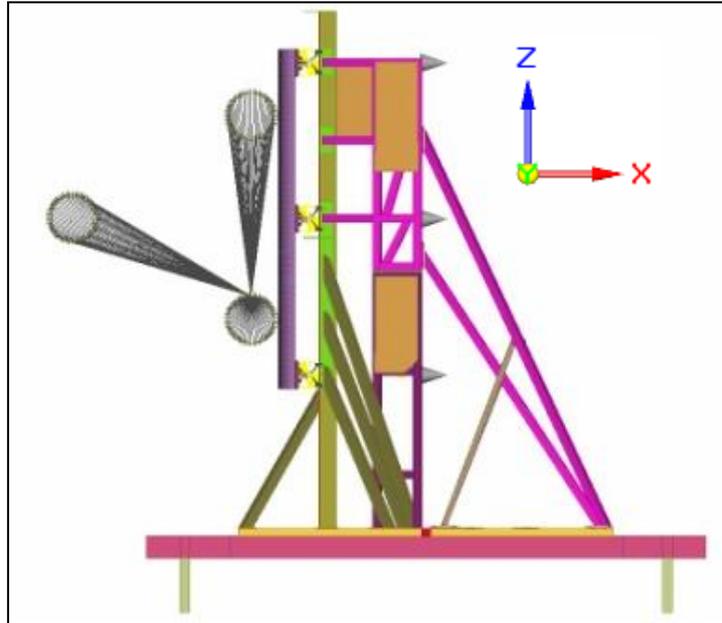


Abbildung 10: Simulation Seitenansicht Gestell

Der Impaktor ist mit Volumenelementen modelliert, das Gestell mit Schalenelementen. Die Gründe dafür sind unter anderem, dass die Wandstärke des Impaktors mit $t = 25\text{mm}$ höher ist als die durchschnittliche Elementkantenlänge des Test-Setups. Der Impaktor ist mit drei Beams (Abbildung 11) mit dem Rahmengestell verbunden. Diese sollen die Kraftaufnehmer darstellen und dienen zur Auswertung der Kräfte und Beschleunigungen.

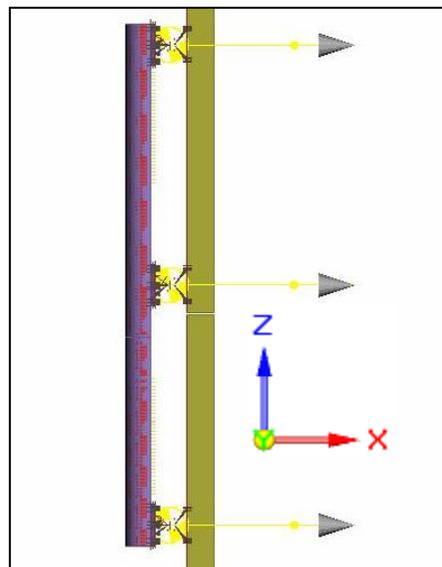


Abbildung 11: Simulation Detail Beams

Die Geometrie des Gestells ist von der Versuchsreihe ILS/GS Tower abgeleitet. Die Führung des Gestells ist mit SPCs an der Unterseite des Gestells, wie in Abbildung 8 in blau dargestellt, simuliert. Diese Elemente sind bis auf die translatorische X-Richtung gesperrt und sollen geführte Räder simulieren.

4.5.2.3 Ergebnisse aus der Simulation

Die Ergebnisse aus der Simulation sind auf den folgenden Seiten dargestellt. Sie dienen der konstruktiven Auslegung des Konzeptes. Auffallend bei dem Ergebnis sind die im Vergleich zur Realität auftretenden hohen Seitenkräften.

Bei einer Kontroll-Simulation, wie in Abbildung 12 in rot dargestellt, ist die Wandstärke der Masten gegenüber der hier ausgewerteten Simulation (blau dargestellt) halbiert. Die bei dieser Simulation ausgewerteten Seitenkräfte weisen annähernd die gleichen Größen auf, jedoch mit anderen Vorzeichen. Grund dafür scheint das gewählte Material (T6061-T6) zu sein, welches durch seine duktilen Eigenschaften, gegenüber den verwendeten Materialien (glasfaserverstärkter Kunststoff) der getesteten Masten, den Impaktor einerseits wegdrückt, andererseits umschlingt.

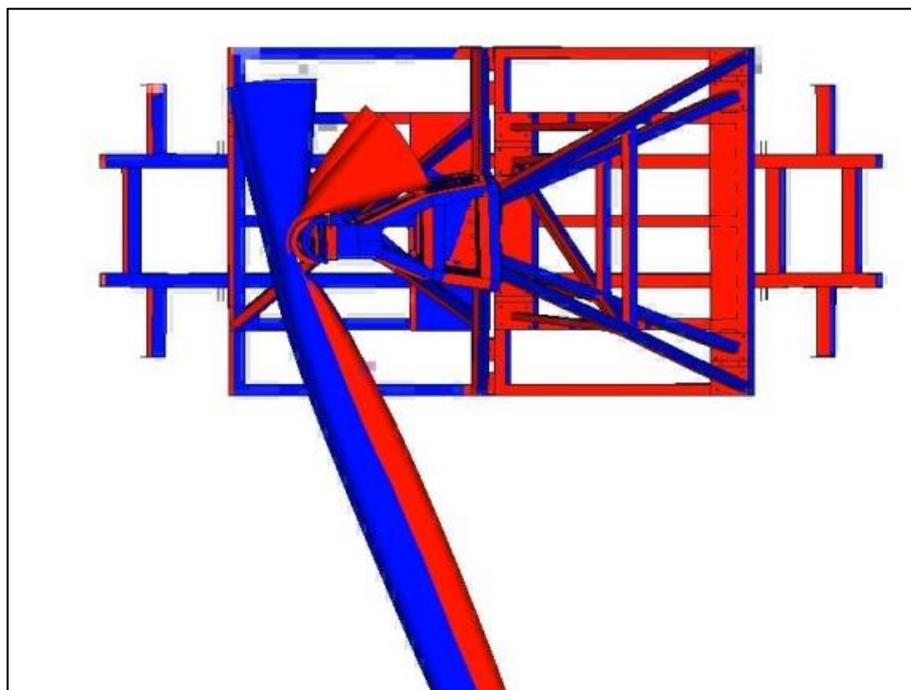


Abbildung 12: Vergleich Mastwandstärke

Kräfte Beam oben

Abbildung 13 zeigt die ausgewerteten Kräfte, die im oberen Bereich des Impaktors auftreten.

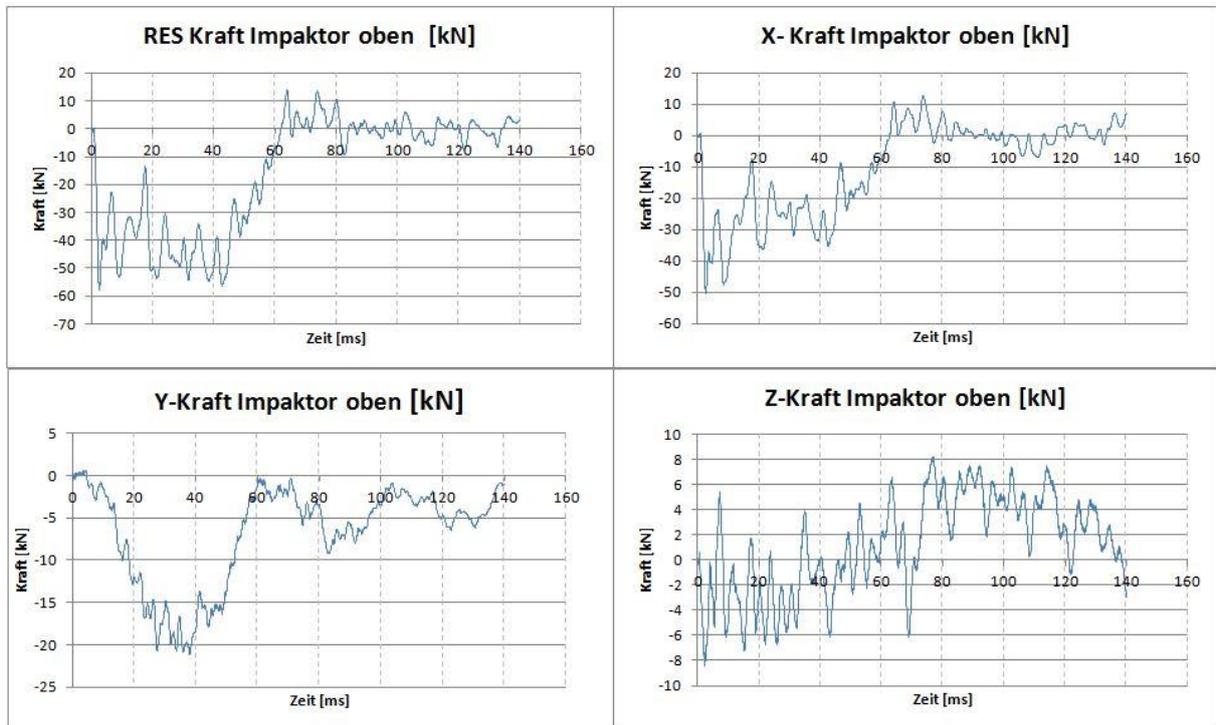


Abbildung 13: Simulationsergebnisse Kräfte oben

Kräfte Beam Mitte

Die Kräfte, die in der Mitte des Impaktors entstehen sind in Abbildung 14 dargestellt.

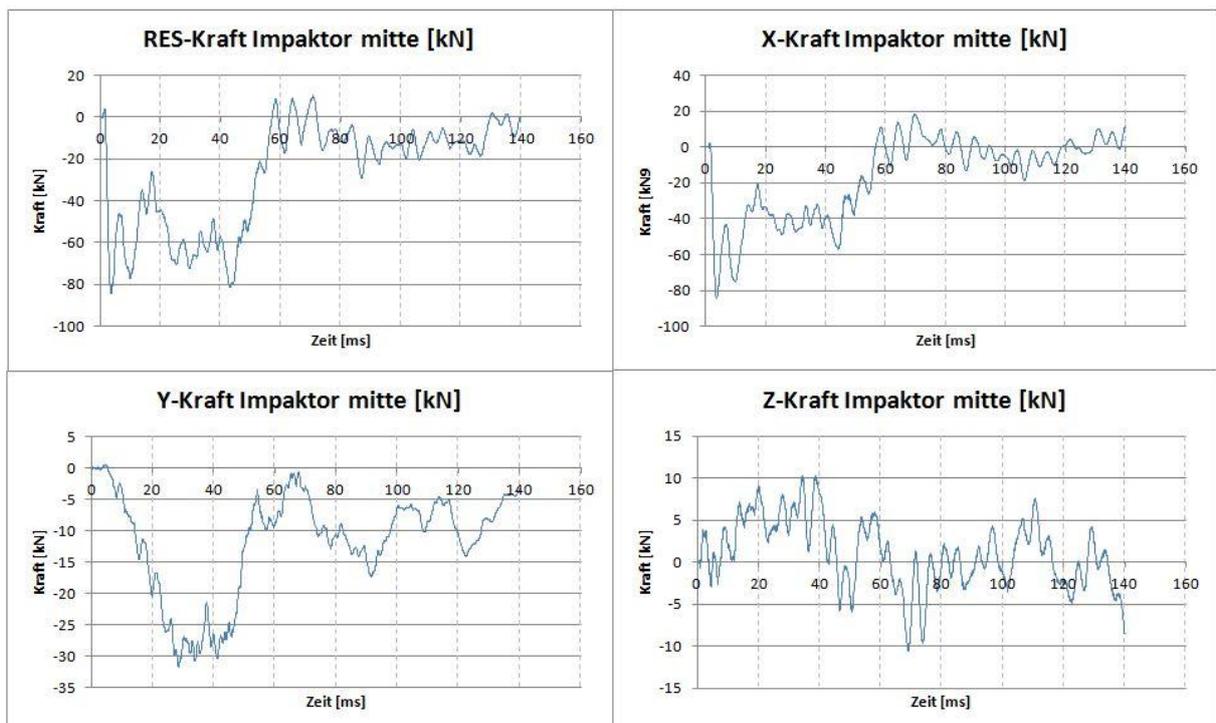


Abbildung 14: Simulationsergebnisse Kräfte Mitte

Kräfte Beam unten

In Abbildung 15 sind die Kräfte im unteren Bereich des Impaktors dargestellt.

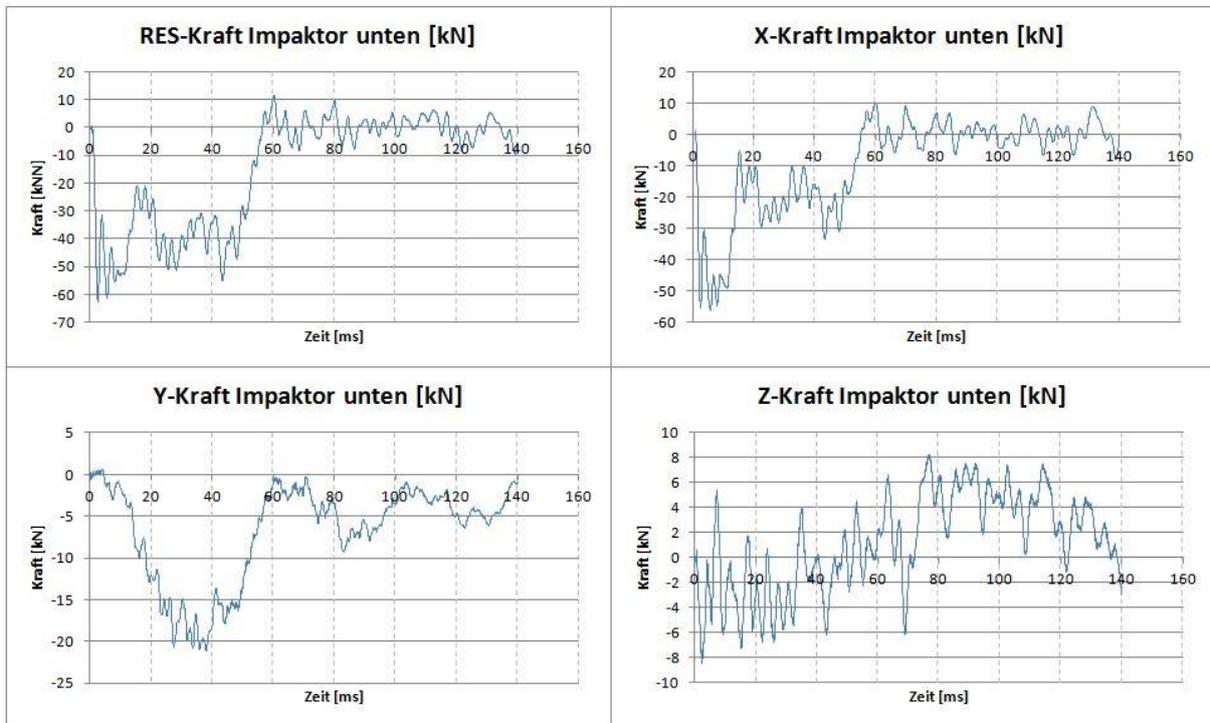


Abbildung 15: Simulationsergebnisse Kräfte unten

Resultierende Kräfte aller drei Beams

Abbildung 16 zeigt die resultierenden Kräfte, die am Impaktor auftreten.

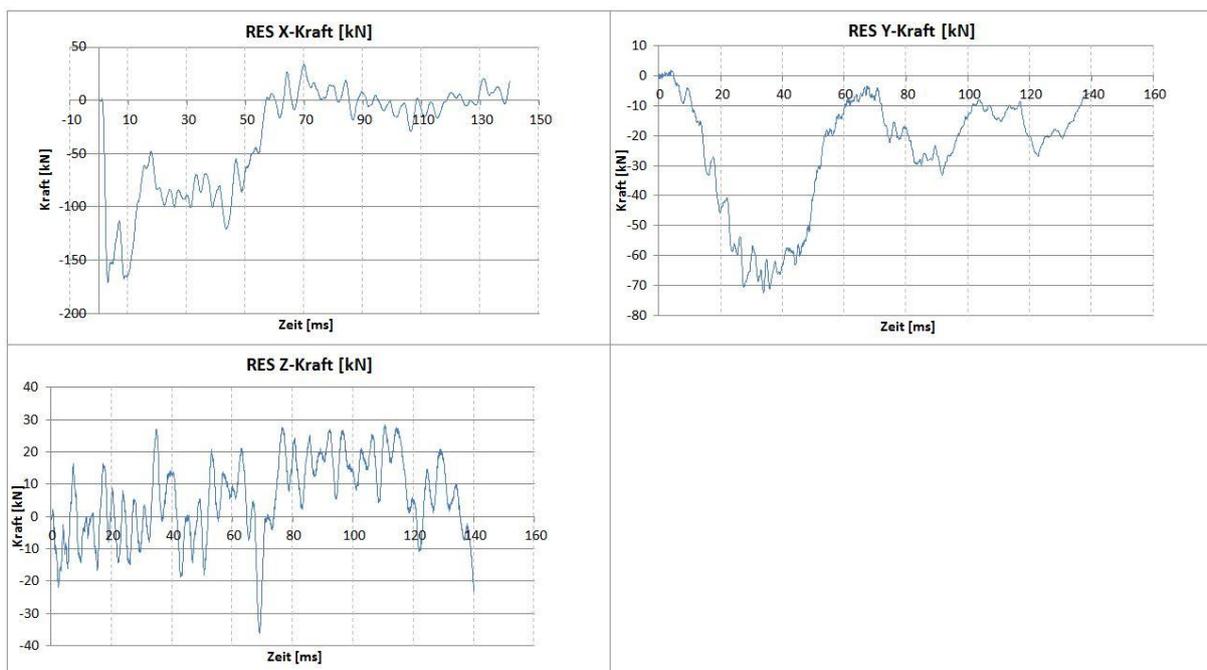


Abbildung 16: Simulationsergebnisse resultierende Kräfte

Aus den vorhergegangenen Diagrammen können die zu erwartenden maximal resultierenden Kräfte abgelesen werden:

x-Richtung	171,0 [kN]
y-Richtung	71,1 [kN]
z-Richtung	36,3 [kN]

Diese Kräfte sind im Vergleich zu den Kräften, welche bei den Versuchsreihen gemessen wurden, um ein vielfaches höher. Diese Tatsache ist durchaus nachvollziehbar und auch erwünscht. Dadurch können die errechneten Kräfte als Obergrenze für Belastungen, die während des Versuches auftreten, zur Entwicklung eines Test-Setups herangezogen werden.

Die folgenden drei Abbildungen zeigen die in der Simulation gemessenen aufgetretenen Beschleunigungen.

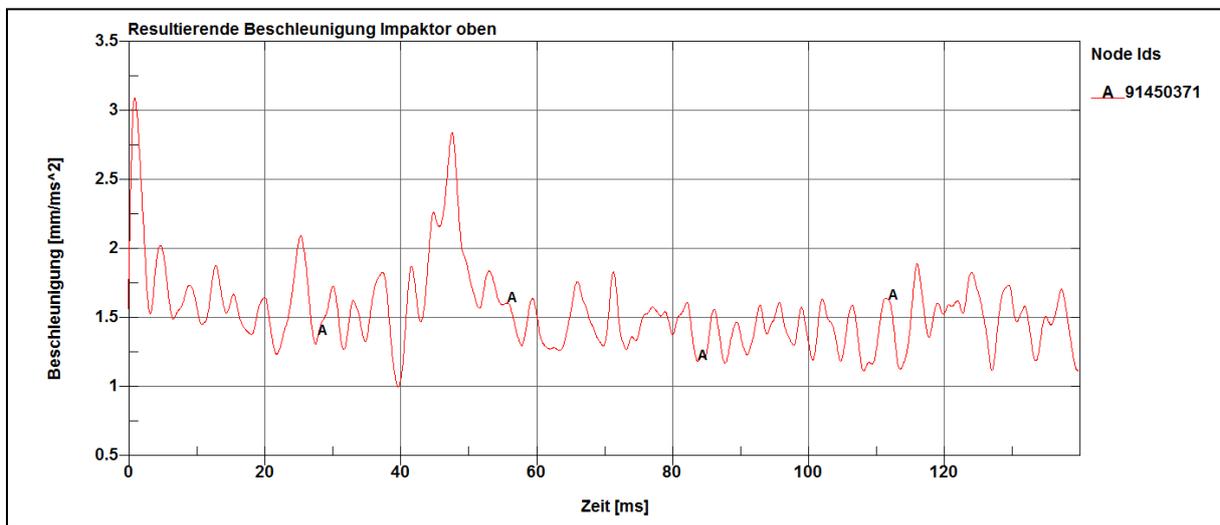


Abbildung 17: Simulationsergebnisse Beschleunigungen oben

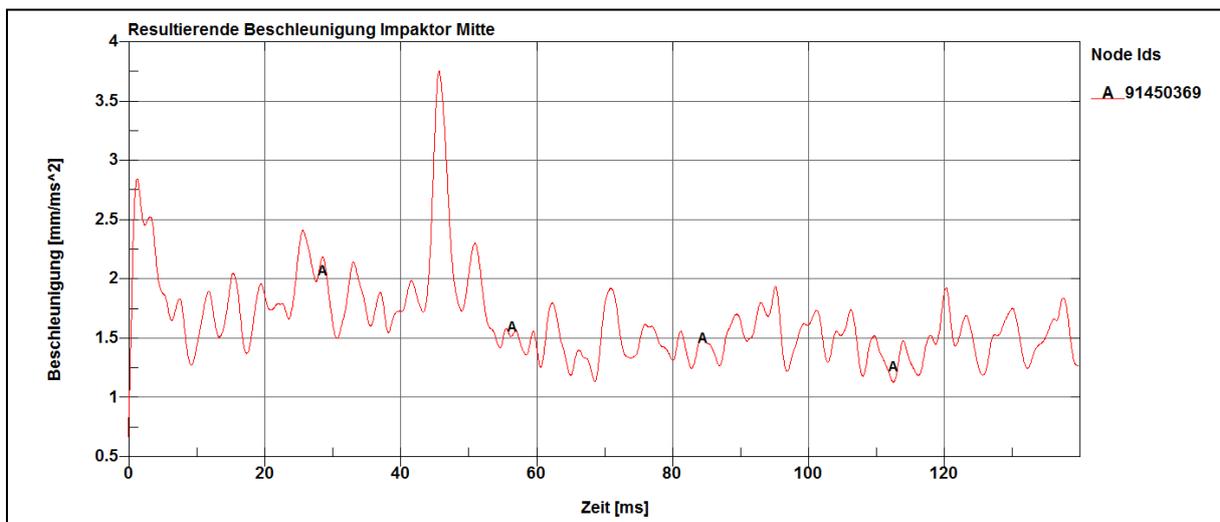


Abbildung 18: Simulationsergebnisse Beschleunigungen Mitte

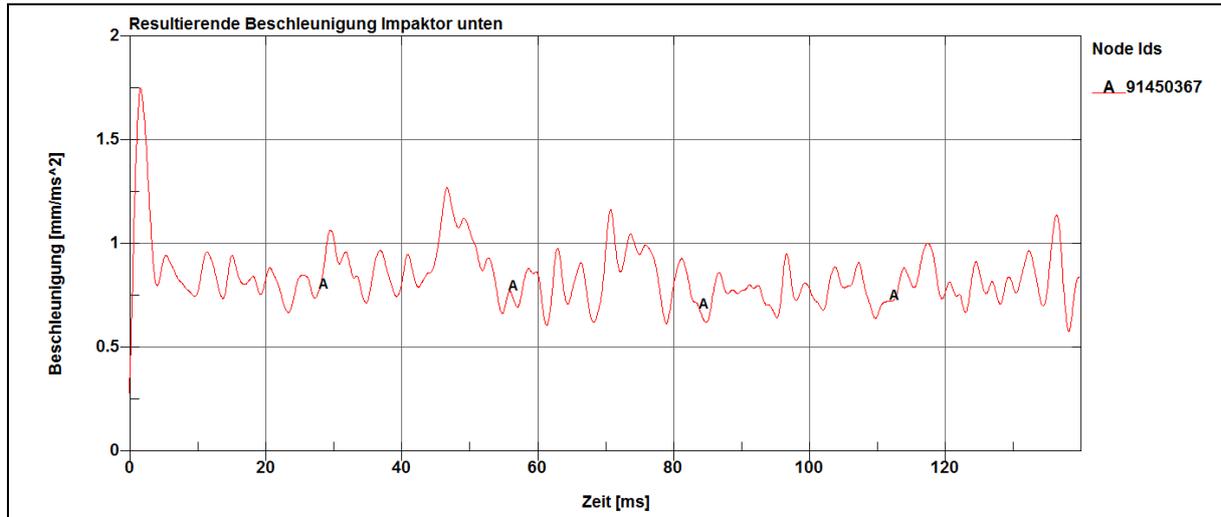


Abbildung 19: Simulationsergebnisse Beschleunigungen unten

Abbildung 20 zeigt die Energieverteilung des simulierten Gesamtsystems. In diesem Diagramm ist ersichtlich, dass die Gesamtenergie konstant bleibt und somit der Energieerhaltungssatz erfüllt ist. Daraus ist zu schließen, dass die Simulation korrekt abgelaufen ist. Des Weiteren ist zu erkennen, dass die kinetische Energie von 2,22 [MJ] zum Zeitpunkt $t_0 = 0$ [ms] um 0,24 [MJ] auf 1,99 [MJ] zum Zeitpunkt $t_1 = 130$ [ms] abnimmt. Mit der Formel (1-1) ist es möglich die Geschwindigkeitsreduktion zu ermitteln.

Somit wird die Anfangsgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t_0 von 38,9 [m/s] um 2,1 [m/s] auf die Endgeschwindigkeit zum Zeitpunkt t_1 von 36,8 [m/s] reduziert. Dies entspricht 7,5 [km/h].

$$\Delta E_{kin} = \frac{m \times v_0^2}{2} - \frac{m \times v_1^2}{2} \quad (1-1)$$

E_{kin}	Kinetische Energie [J]
m	Masse des Impaktors [kg]
v_0	Geschwindigkeit zum Zeitpunkt t_0 [m/s]
v_1	Geschwindigkeit zum Zeitpunkt t_1 [m/s]

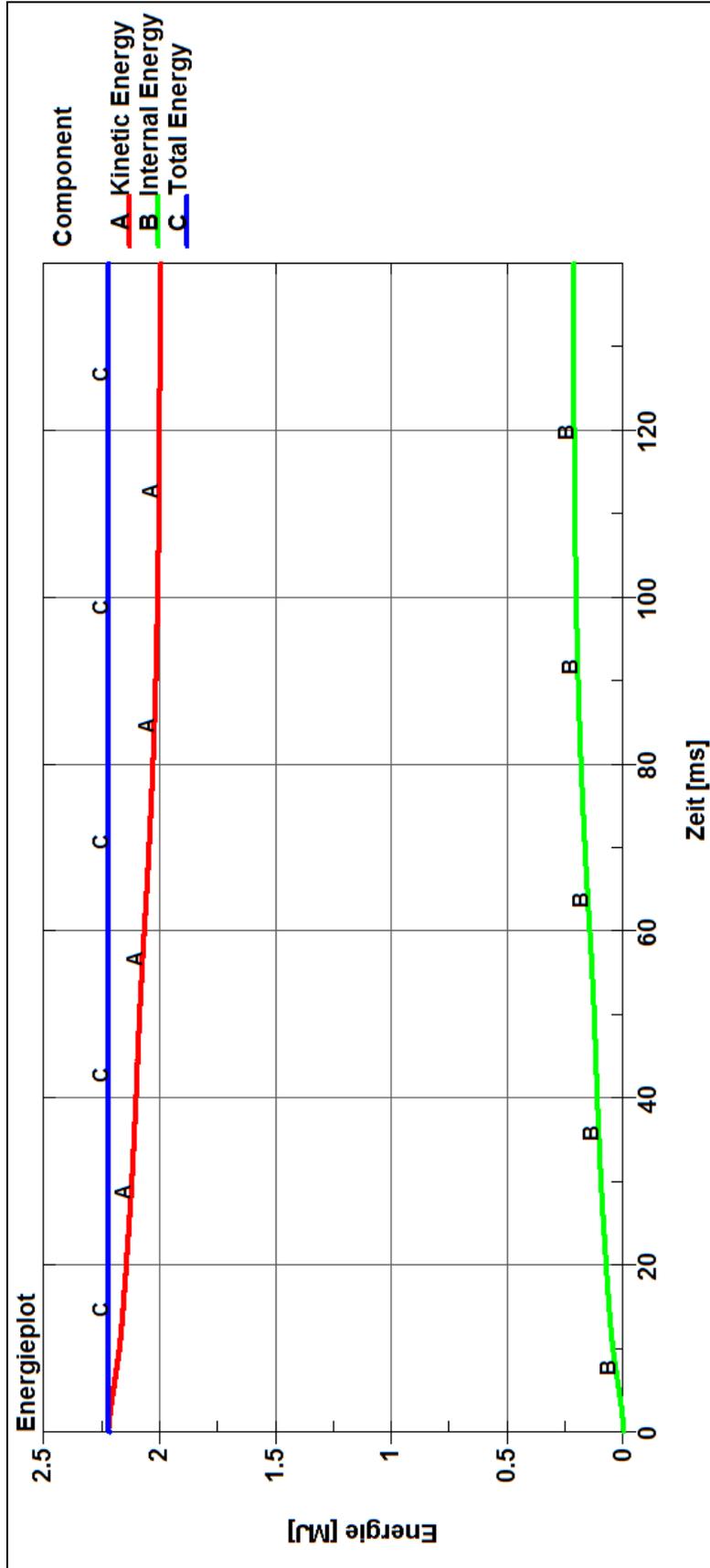


Abbildung 20: Simulationsergebnisse Energien

5 Spezifikation

In diesem Kapitel werden die Anforderungen und Kriterien für das Test-Setup zur Prüfung von ILS-Masten beschrieben. Diese setzen sich einerseits aus den in Kapitel 5.1 beschriebenen gesetzlichen Voraussetzungen, andererseits aus den in Kapitel 5.2 beschriebenen spezifischen Bedürfnissen der Firma Concept-Tech GmbH zusammen. Des Weiteren sollen die im Kapitel 4.5.2.3 aufgelisteten Ergebnisse aus der Simulation (Seite 20) erarbeiteten Kräfte zur Auslegung herangezogen werden.

5.1 Gesetzliche Voraussetzung für das Test-Setup

Die gesetzlichen Voraussetzungen ergeben sich aus den Auftragsanfragen der US Air Force, die in einem direkten Kontakt zu der Firma Concept-Tech die Anforderungen für das Test-Setup übergeben hat. Die Versuchsanforderungen sind so ausgelegt, dass man eine Einhaltung der *ICAO ANNEX 14* sowie der *Aerodrome Design Manuals Part6: Frangibility* nachweisen kann.

Folgende Anforderungen sind für die Prüfung von ILS-Masten vorgeschrieben:

- **Fahrzeug**
 - Masse: 3,000 [kg] ± 150 [kg]
 - Starr mit dem Impaktor verbunden
- **Impaktor**
 - Stahlrohr
 - Durchmesser: 250 [mm]
 - Wandstärke: min. 25 [mm]
 - Impaktor-Länge: 2,5 [m]
- **Aufprallablauf**
 - Auftreffpunkt: 1 [m] unter der Spitze bis 4 [m] über dem Boden
 - Genauigkeit: ± 100 [mm]
 - Geschwindigkeit: 140 [km/h] ± 5 [km/h]
- **Kraftaufnehmer**
 - Anzahl : 3 Stk. hinter dem Impaktor zur Messung der auftreffenden Kräfte
 - Messbereich: 5 [kN] bis 150 [kN]
 - Messfrequenz: min. 10 [kHz]
 - Messdauer: 100 [ms]
 - Trigger-Zeitpunkt: Kollisionsanfang
- **Beschleunigungsaufnehmer**
 - Messfrequenz: min. 10 [kHz]
 - Messdauer: 100 [ms]
 - An die Testbedingungen angepasst
- **Hochgeschwindigkeitskamera**
 - 4 Stk. Extern befestigte Kameras mit einer Bildfrequenz von min. 1000 [Bilder/sec]
 - Eine Onboard Kamera mit einer Bildfrequenz von min. 2000 [Bilder/sec]
- **Sicherheit/ Risikofaktoren**
 - Ein automatisierter Testablauf ist zu bevorzugen
 - Ansonsten sind die Sicherheit von Mensch und Test-Equipment zu gewährleisten
- **Reproduzierbarkeit**
 - Muss gegeben sein
 - Impaktor sollte Verschleißfrei sein

5.2 Test-Setup-Voraussetzungen der Firma Concept Tech GmbH

Auf Grund der Tatsache, dass dieses Projekt in Auftrag der Firma Concept-Tech stattfindet, gilt es auch firmentechnische Voraussetzungen für das Test-Setup zu erfüllen. Diese sind hier kurz aufgelistet.

- Es ist ein Test-Setup zu erarbeiten, welches vor allen die Sicherheit des Personals, des Messequipments und der mechanischen Komponenten gewährleistet.
- Die Wirtschaftlichkeit ist von entscheidender Bedeutung. So sollen die Kosten der Anschaffung sowie des laufenden Betriebs so gering wie möglich gehalten werden.
- Die Toleranzen der gesetzlichen Anforderungen (Geschwindigkeit und Treffergenauigkeit) sollen so gering wie möglich ausgeschöpft werden.
- Eine Verwendung des Versuchsaufbaus für anderwärtige zukünftige Projekte ist wünschenswert.
- Zur Auslegung der mechanischen Komponenten sollen die Ergebnisse aus der Simulation herangezogen werden.

Um eine objektive Veranschaulichung der erarbeiteten Konzepte zu ermöglichen, wird als Bewertungsgrundlage eine Nutzwertanalyse herangezogen. In Tabelle 1 sind die Kriterien für eine spätere Beurteilung der Konzepte mit der entsprechenden Gewichtung aufgelistet. Eine weitere Unterteilung ist in der Nutzwertanalyse im Kapitel 7 ersichtlich.

Die Kriterien wurden bei einem internen Meeting von Mitarbeitern der Firma Concept Tech erstellt. Dabei haben die unterschiedlichen Teilbereiche die aufgelisteten Kriterien definiert und gewichtet.

Kriterien	Gewichtung
gesetzliche Voraussetzungen	müssen erfüllt sein
Kosten	50
Sicherheit	30
Treffer-, Geschwindigkeitsgenauigkeit	15
Variabilität (alternative Verwendung)	5

Tabelle 1: Kriterien und Gewichtung

6 Konzepte

In diesem Kapitel werden die verschiedenen Konzepte präsentiert, die im Laufe der Arbeit durchgedacht und entsprechend der Bewertungskriterien hinterfragt wurden. Abbildung 21 zeigt eine kurze Übersicht der einzelnen Konzepte, aufgelistet nach den drei Funktionsweisen: "Schwerkraftsysteme", "Schienengeführte Systeme mit Antrieb" und "Alternative Konzepte".

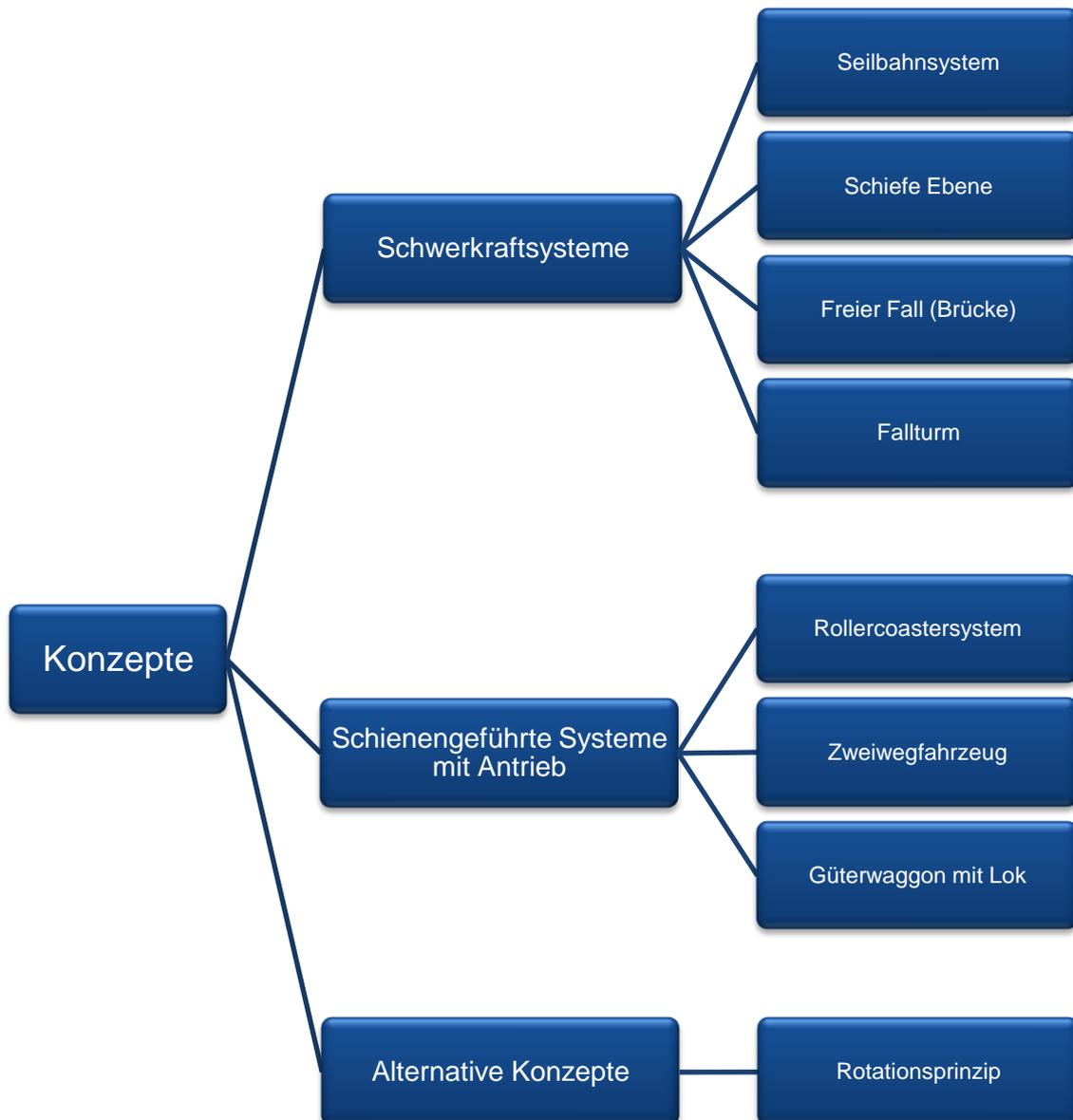


Abbildung 21: Übersicht Konzepte

6.1 Schwerkraftsysteme

6.1.1 Seilbahnsystem

Als Vorlage für dieses Konzept dient die Schrägwurfanlage Erzberg der Firma TURMER Schutzbauten in der Steiermark.[8] Hierbei wird der Impaktor an einer Laufkatze, welche auf Trageseilen geführt ist, befestigt. Die Gesamtmasse aus Laufkatze, Konstruktion und Zusatzgewichten beträgt 3000 [kg]. Die Beschleunigung der Laufkatze inkl. Impaktor erfolgt mittels Schwerkraft. Die erreichbare Endgeschwindigkeit hängt von der max. Höhendifferenz ab und soll die geforderten 140 [km/h] betragen. Das Testobjekt wird auf einem massiven Betonklotz vertikal befestigt und vom Impaktor getroffen. Abbildung 22 zeigt eine schematische Darstellung des Konzeptes.

Problematisch erscheint bei diesen Konzept die Treffergenauigkeit auf Grund der Seilführung, sowie die Verzögerung des Impaktors nach dem Versuch. Des Weiteren wird der Windeinfluss auf die Geschwindigkeit als problematisch angesehen. Aus wirtschaftlichen Gründen ist dieses Konzept nur dann sinnvoll, wenn man eine bestehende Anlage verwenden kann bzw. die Kosten einer neuen Anlage in Kooperation mit einer oder mehreren Firmen teilt.

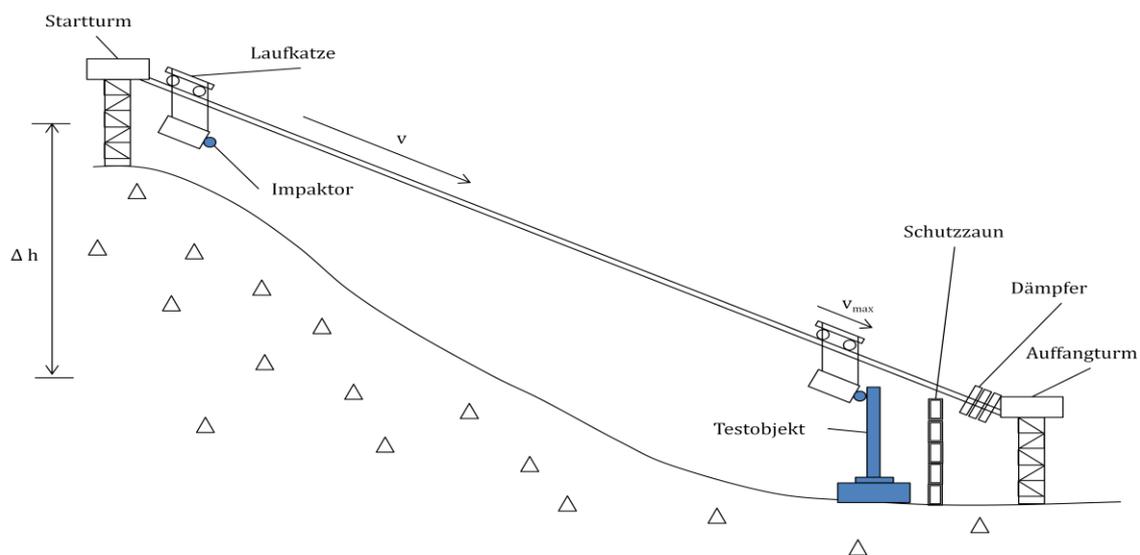


Abbildung 22: Skizze Seilbahnsystem

Vorteile: voll automatisch durchführbar

Sicherheit für Testpersonal

Nachteile: Treffergenauigkeit

Seilführung

Reproduzierbarkeit

Geschwindigkeitsgenauigkeit/Windeinfluss

Abfangen von Impaktor/Wiederverwendbarkeit

Untersuchte Anlagen weisen eine zu geringe Höhendifferenz aus

6.1.2 Schiefe Ebene

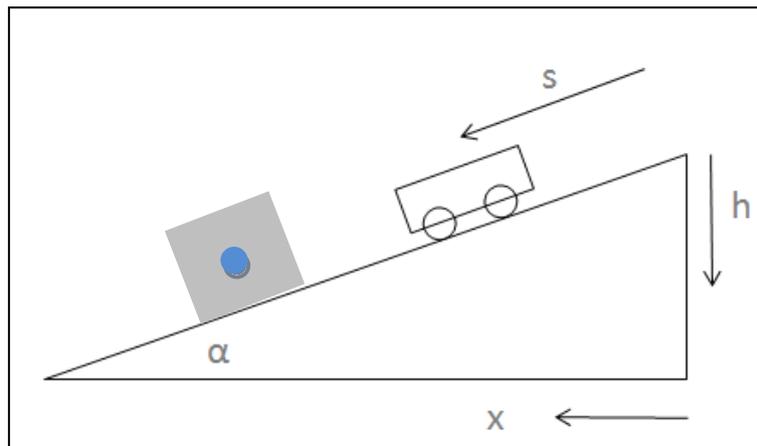


Abbildung 23: Schiefe Ebene Skizze 1

Dieses Konzept ist an der schon bekannten Versuchsreihe *Frangibility Pole Test* angelehnt. Der entscheidende Unterschied zu den bisher durchgeführten Versuchen ist, dass hier kein Fahrzeuglenker notwendig ist und somit keine Gefährdung für das Versuchspersonal besteht. Zudem wird kein Flugfeld als Testgelände in Anspruch genommen, sondern eine Fahrbahn mit einem konstanten Gefälle benötigt.

Auf dieser Fahrbahn werden Schienen montiert, an der das Fahrzeug geführt wird. In dieser Vorauslegung ist ein Gefälle mit 30 [°] angenommen. Der Impaktor wird an einem Fahrzeug, welches mit Schienen geführt ist, befestigt. Die Beschleunigung des Fahrzeugs erfolgt mittels Schwerkraft. Die erreichbare Endgeschwindigkeit hängt von der max. Höhendifferenz ab und soll die geforderten 140 [km/h] betragen. Das Testobjekt wird auf einem massiven Betonklotz horizontal befestigt und vom Impaktor getroffen. Die Abbildung 23 und Abbildung 24, sowie die Formeln (6-1) – (6-7) dienen zur Abschätzung eines möglichen Test-Setups.

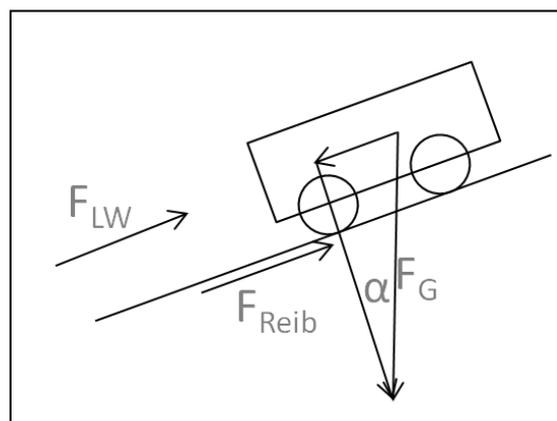


Abbildung 24: Schiefe Ebene Skizze 2

$$F_{reib} = m \times g \times \cos \alpha \times \mu_{Roll} \quad (6-1)$$

$$F_{LW} = \frac{v_{Fzg}^2}{2} \times \rho \times c_w \times A \quad (6-2)$$

$$F_a = m_{Fzg} \times g \times \sin \alpha \quad (6-3)$$

$$a = \frac{F_{Reib} + F_{LW} + F_a}{m_{Fzg}} \quad (6-4)$$

$$v_n = v_0 + \int_0^n a(t) \times dt \quad (6-5)$$

$$h_n = h_0 - \int_0^n v(t) \times dt \times \sin \alpha \quad (6-6)$$

$$s_n = s_0 + \int_0^n v \times dt \quad (6-7)$$

F_{Reib}	Reibkraft [N]
F_{LW}	Luftwiderstandskraft [N]
F_a	Trägheitskraft [N]
m_{Fzg}	Masse Fahrzeug [kg]
μ_{Roll}	Rollwiderstandsbeiwert Reifen/Untergrund
v_{Fzg}	erforderliche Geschwindigkeit Fahrzeug [m/s]
ρ_L	Dichte Luft [kg/m ³]
c_w	Widerstandbeiwert Luftreibung
A	Stirnfläche Fahrzeug [m ²]
g	Erdbeschleunigung [m/s ²]
α	Neigungswinkel [°]
dt	Diskretisierung Zeit [s]

Um ein 3000 [kg] schweres Fahrzeug auf einer schiefen Ebene mit 30 [°] Neigungswinkel auf eine Geschwindigkeit von 140 km/h zu beschleunigen, benötigt man eine Höhendifferenz von ca. 85 [m]. Dies bedeutet, es wird eine Strecke von ca. 170 [m] Länge mit einer annähernd konstanten Neigung von 30 [°] benötigt. Diese Randbedingungen werden von keinem der evaluierten Testmöglichkeiten erfüllt.

Vorteile:	technische Einfachheit Treffergenauigkeit
Nachteile:	Infrastruktur Geschwindigkeitsgenauigkeit/Windeinfluss

6.1.3 Freier Fall (Brücke)

Für dieses Test-Setup werden an der Unterseite einer Brücke Stahlseile bis zum Boden gespannt. Diese Seile dienen zur Führung des mit Zusatzgewichten versehenen Impaktors. Die Beschleunigung des Impaktors erfolgt mittels Schwerkraft. Die erreichbare Endgeschwindigkeit hängt von der max. Höhendifferenz ab und soll die geforderten 140 [km/h] betragen. Das Testobjekt wird auf einem massiven Betonklotz horizontal befestigt und vom Impaktor getroffen. Wie auch bei dem Konzept *Seilbahnsystem* besteht hier das Problem mit der Treffergenauigkeit bzw. Geschwindigkeitsgenauigkeit auf Grund der Seilführung. Das Abfangen des Impaktors wird auch hier als problematisch angesehen. Die benötigte Fallhöhe beträgt ca. 78 Meter. Brücken mit dieser Höhe sind in Europa durchaus vorhanden, jedoch stellt die Erlangung einer behördlichen Genehmigung eine der größten Hürden bei diesem Konzept dar. Abbildung 25 zeigt eine schematische Darstellung des Konzeptes

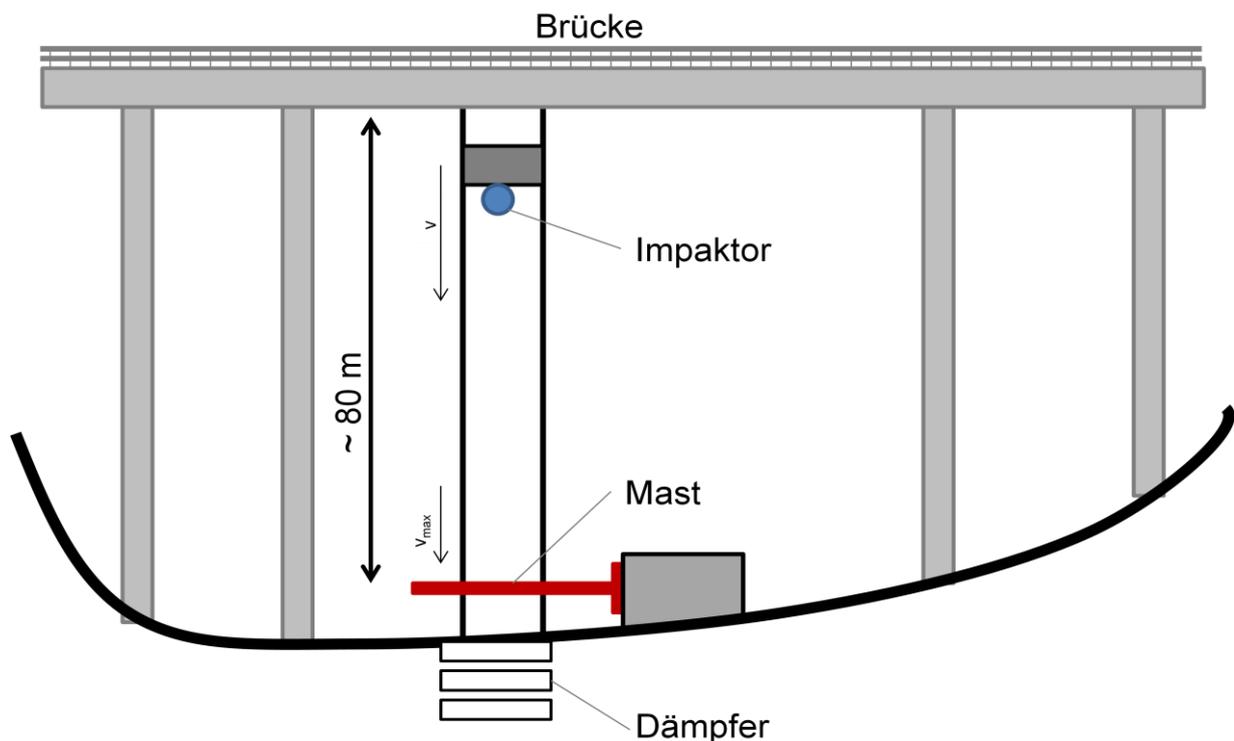


Abbildung 25: Prinzipskizze Freier Fall (Brücke)

- Vorteile: Einfache technische Ausführbarkeit
Kosten (wenn bestehende Infrastruktur verwendet werden kann)
- Nachteile: Bürokratie/Genehmigung
Sicherheit
Geschwindigkeitsgenauigkeit/Windeinfluss
Treffergenauigkeit
Abfangen des Impaktors/Wiederverwendbarkeit
Reproduzierbarkeit

6.1.4 Fallturm

Unter dem Konzept Fallturm versteht man eine Anlage, bei dem die benötigte kinetische Energie über die potentielle Energie eines in einen Turm aufgehängtes Fallgewichtes generiert wird. Abbildung 26 zeigt eine schematische Darstellung des Test-Setups. Der Impaktor wird an einem geführten Fahrzeug befestigt. Das Fahrzeug wird mit einem Seil gezogen und auf die erforderliche Geschwindigkeit von 140 [km/h] beschleunigt. Die Beschleunigung erfolgt über die Zugkraft des Seils, welche über ein Fallgewicht erzeugt wird. Dieses Fallgewicht wird in einem Turm (Fallturm) mittels Schwerkraft beschleunigt und am Boden mit Stoßdämpfern aufgefangen. Um die Fallhöhe des Gewichtes zu verringern, kann das Seil über Umlenkrollen (Flaschenzug) geleitet werden.

Dadurch erhöht sich die benötigte Masse des Fallgewichtes, verringert sich jedoch die Fallhöhe entsprechend dem gewählten Übersetzungsverhältnis.

Der Zusammenhang zwischen Anfahrsstrecke und Fallhöhe bzw. Anfahrsstrecke und Fallgewichtsmasse ist in Abbildung 27 bzw. in Abbildung 28 dargestellt. Das Fahrzeug mit Impaktor trifft nach Erreichen der benötigten Geschwindigkeit auf das Testobjekt, welches horizontal gelagert auf einem massiven Betonklotz befestigt ist. Aus wirtschaftlichen Gründen ist dieses Konzept nur sinnvoll, wenn man eine bestehende Anlage verwenden, gegebenenfalls umrüsten kann bzw. die Kosten einer neuen Anlage in Kooperation mit einer oder mehreren Firmen teilt.

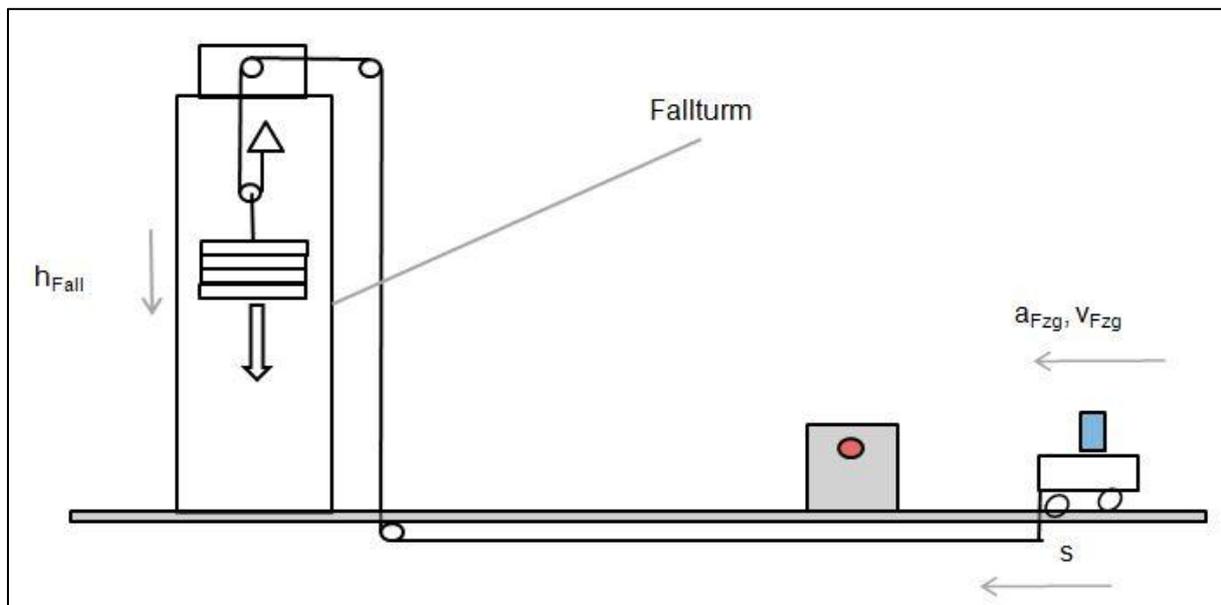


Abbildung 26: Fallturmanlage Prinzipskizze

Um die Dimensionen einer solchen Fallturm-Anlage und damit auch die Kosten abschätzen zu können bzw. festzustellen, ob eine bestehende Anlage verwendet werden kann, ist eine kurze Vordimensionierung durchzuführen. Die Übersetzung des Flaschenzuges ist von einer bestehenden Anlage mit 8 übernommen. Eine Erhöhung der Flaschenzug-Übersetzung ist aus technischen Gründen nur schwer realisierbar. Grund dafür ist die damit verbundene Seilgeschwindigkeitsdifferenz zwischen Seil am Impaktor (140 [km/h]) und Seil am Fallgewicht ($140/x$ [km/h]), welches vor allem bei dem Abbremsvorgang des Fallgewichtes und Abbremsen des Impaktors zu Problemen führt.

$$F_{Roll} = m_{Fzg} \times g \times \mu_{Roll} \quad (6-8)$$

$$a_{Fzg} = \frac{v_{Fzg}^2}{2 \times s} \quad (6-9)$$

$$F_{Seil Fzg} = m_{Fzg} \times a_{Fzg} \quad (6-10)$$

$$F_{Seil Fall} = i_{Fl} \times \frac{F_{Seil Fzg} + F_{Roll}}{\eta_{ges}} \quad (6-11)$$

$$m_{Fall} = \frac{F_{Seil Fall}}{g} \quad (6-12)$$

$$h_{Fall} = \frac{s}{i_{Fl}} \quad (6-13)$$

F_{Roll}	Rollreibung [N]
m_{Fzg}	Masse Fahrzeug [kg]
g	Erdbeschleunigung [m/s^2]
μ_{Roll}	Rollwiderstandsbeiwert Reifen/Untergrund
a_{Fzg}	Beschleunigung Fahrzeug [m/s^2]
v_{Fzg}	erforderliche Geschwindigkeit Fahrzeug [m/s]
$F_{Seil Fzg}$	Seilkraft am Fahrzeug [N]
$F_{Seil Fall}$	Seilkraft am Fallgewicht [N]
i_{Fl}	Übersetzung Flaschenzug
η_{ges}	Wirkungsgrad der Anlage
m_{Fall}	Masse Fallgewicht [kg]
h_{Fall}	Fallhöhe Fallgewicht [m]
s	Anfahrtsstrecke [m]

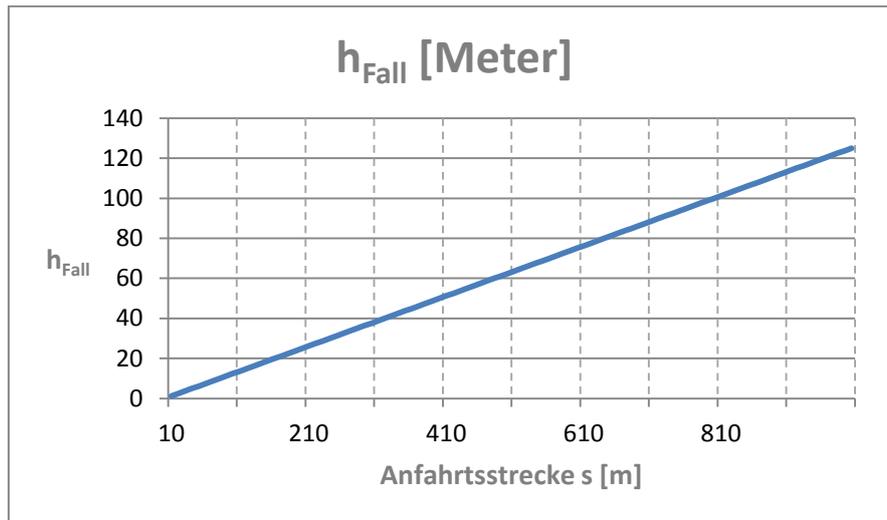


Abbildung 27: Zusammenhang Fallhöhe und Anlaufstrecke Fallturmkonzept

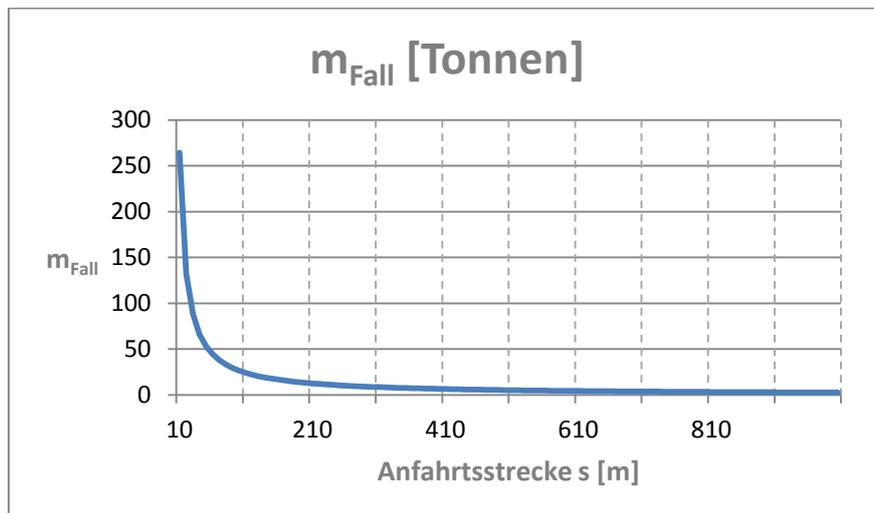


Abbildung 28: Zusammenhang Fallgewichtsmasse und Anlaufstrecke Fallturmkonzept

Die Diagramme in der Abbildung 27 und Abbildung 28 sind auf die Formeln (6-8) – (6-13) zurückzuführen und stellen die Anfahrtsstrecke "s" abhängig von der Fallhöhe bzw. vom Fallgewicht dar.

Vorteile: Sicherheit
Geschwindigkeitsgenauigkeit
Treffergenauigkeit
Reproduzierbarkeit

Nachteile: Bestehende Anlagen weisen eine zu geringe Fallhöhe und ein zu geringes Fallgewicht auf
Seildynamik

6.2 Schienengeführte Systeme mit Antrieb

6.2.1 Rollercoastersystem

Das Prinzip für dieses Test-Setup kommt aus dem Bereich der Achterbahnen. Die Testanlage besteht aus geraden, ebenen Achterbahnelementen, auf denen ein schienengeführter Wagen, auf welchem der Impaktor befestigt wird, verfährt. (Abbildung 29) Der Wagen wird auf die geforderten 140 [km/h] beschleunigt und prallt gegen das Testobjekt. Anschließend wird der Wagen mit einer Bremse zum Stillstand gebracht. Der Antrieb des Wagens erfolgt zum Beispiel durch einen Elektromotor bzw. einen Linearmotor. Die Verwendung einer Seilwinde zur Beschleunigung ist auf Grund der hohen kinematischen Anforderungen nicht praktikabel. Die Länge der Teststrecke ist abhängig von den notwendigen Beschleunigungs- und Bremswegen.

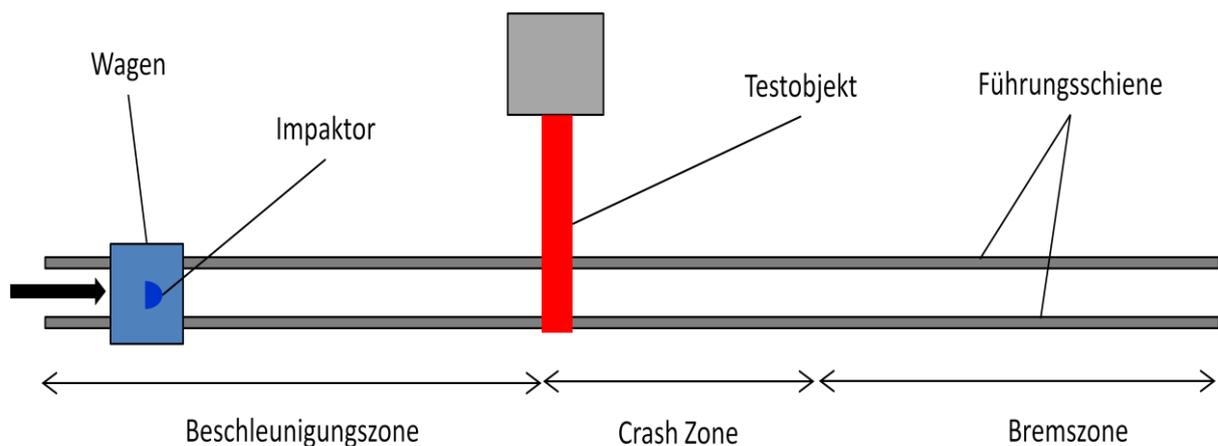


Abbildung 29: Prinzipskizze Rollercoaster Konzept

- Vorteile: Treffergenauigkeit
 Geschwindigkeitsgenauigkeit
 Kompakt mittels Linearmotor
- Nachteile: Kosten
 elektrische Anschlüsse/Spannungsspitzen

6.2.2 Zweiwegfahrzeug

Als Testgelände kann eine Hochgeschwindigkeitsteststrecke für Schienenfahrzeuge dienen. In Mitteleuropa gibt es mehrere Testgelände solcher Art, die für Testzwecke angemietet werden können. Der Impaktor wird auf ein ferngesteuertes Zweiwegfahrzeug befestigt, wie in Abbildung 30 dargestellt. Ein Zweiwegfahrzeug ist ein Fahrzeug, welches sowohl auf der Straße als auch auf Gleisen fahren kann. Fahrzeuge dieser Art werden meistens für Wartungsarbeiten auf Bahnstrecken und als Rangierfahrzeuge eingesetzt. Die erreichbare Geschwindigkeit dieser Fahrzeuge auf den Schienen ist aktuell mit 80 [km/h] beschränkt.

Aus Sicherheitsgründen ist die Fernsteuerung des Fahrzeuges notwendig (kein Personal in unmittelbarer Nähe des Versuchs). Als Basis für das Versuchsfahrzeug dient ein versteifter PKW-Rahmen, welcher zu einem Zweiwegfahrzeug umgebaut wird. Die für das Befahren der Straße vorhandenen konventionellen Reifen dienen auch der Fahrt auf den Schienen. Zusätzlich sind separate Stahlräder, welche auf den Gleisen laufen, zum Halten der Spur vorgesehen. Bei diesem Konzept stellt jedoch die sichere Spurführung, vor allem bei den hohen wirkenden Kräften während des Impakts eine große Herausforderung dar. Aus diesem Grund muss ein Entgleisungsschutz entwickelt werden, der bei diesem Konzept die größte Herausforderung darstellt.

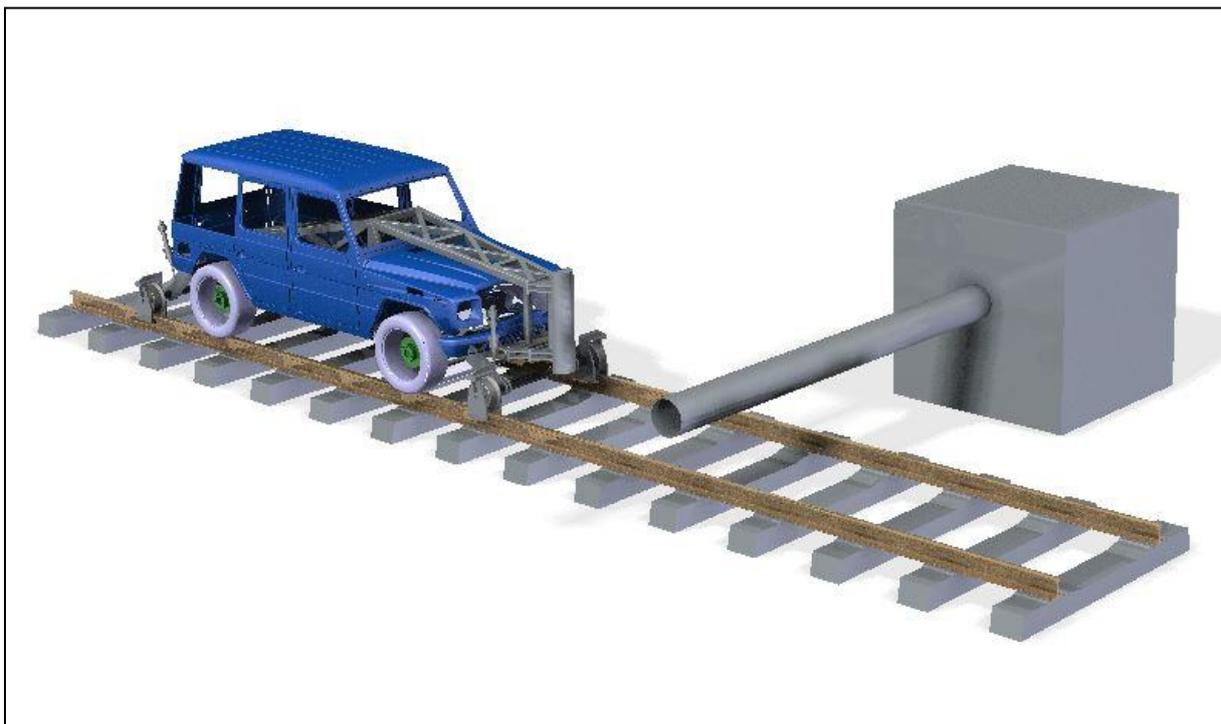


Abbildung 30: Aufbau Zwiwegfahrzeug

- | | |
|------------|---|
| Vorteile: | Treffergenauigkeit
Geschwindigkeitsgenauigkeit
bestehende Infrastruktur kann verwendet werden |
| Nachteile: | technisches Neuland
Krafteinleitung in Schiene
Sicherheit für mechanische Komponenten |

6.2.3 Güterwaggon mit Lok

Ähnlich wie bei dem Konzept Zweiwegfahrzeug wird auch hier eine als Testgelände angemietete Hochgeschwindigkeitsteststrecke für Schienenfahrzeuge verwendet. Ein schienengeführter Schlitten, an dem der benötigte Impaktor befestigt ist, wird auf einen Containertragwagen schienengeführt gelagert. (Abbildung 31) Der Schlitten mit Impaktor hat die gesetzlich erforderliche Masse von 3000 [kg]. Der Containertragwagen wird mit einer Lok auf die geforderte Geschwindigkeit von 140 [km/h] beschleunigt, wobei dies über eine ziehende Lok, bzw. eine schiebende Lok erfolgen kann. In beiden Fällen ist es notwendig, mehrere Wagons zwischen Lok und den Containertragwagen, auf dem der Schlitten geführt wird, zu positionieren, um einen Abstand zur Gefahrenzone zu generieren.

Während des Beschleunigungsvorganges ist der Schlitten über eine Kupplung mit dem Containertragwagen verbunden. Kurz vor dem Aufprall des Impaktors auf das Testobjekt wird dieser über ein Trigger-Signal entkoppelt und trifft nun mit der von dem Zug entkoppelten Masse auf das Testobjekt. Während der Kollision von ca. 120 [ms] kann der Impaktor, geführt durch die am Containertragwagen befestigten Schienen, am Containertragwagen entlang rollen. Anschließend wird der Schlitten über Dämpfer, die auf dem Containertragwagen befestigt sind, wieder mitgenommen.

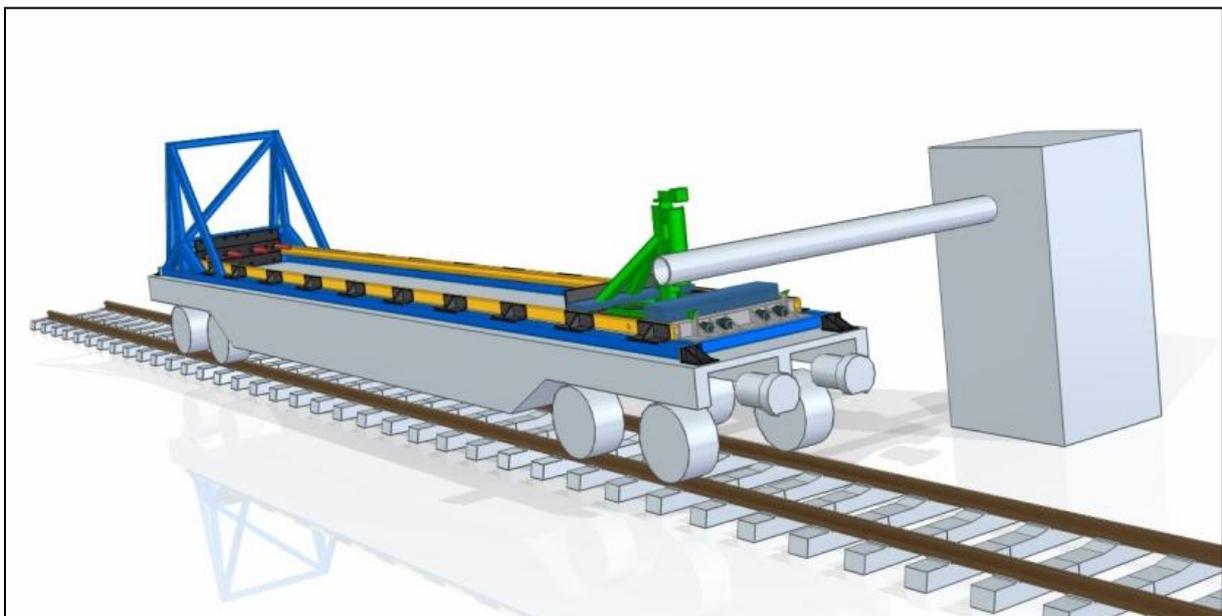


Abbildung 31: Aufbau Güterwaggon mit Lok

- Vorteile: Treffergenauigkeit
 Geschwindigkeitsgenauigkeit
 bestehende Infrastruktur kann verwendet werden
 Kosten
- Nachteile: Lok muss geschützt werden

6.3 Alternative Systeme

6.3.1 Rotationsprinzip

Bei diesem Konzept wird der Impaktor an einen Arm, welcher drehbar gelagert ist, befestigt. Dieser Arm wird ausgelenkt und schließlich losgelassen. Die Beschleunigung des Impaktors erfolgt mittels Schwerkraft sowie mit einem Elektromotor, der über eine Kupplung mit der Drehachse verbunden ist. Abbildung 32 zeigt einen schematischen Aufbau dieses Konzepts. Die auf den Auftreffradius reduzierte Masse beträgt 3000 [kg]. Das Testobjekt wird auf einem massiven Betonklotz horizontal befestigt und vom Impaktor getroffen. Durch die Kombination aus Schwerkraft und Elektromotor ist eine Beschleunigung möglich, die eine Endgeschwindigkeit von 140 [km/h] im Auftreffpunkt mit nur einer halben Umdrehung erreicht. Je größer der Rotationsradius ist, desto geringer ist die Winkelgeschwindigkeit bzw. desto geringere Beschleunigungskraft muss von dem Elektromotor zusätzlich beigesteuert werden. Die Größe der Anlage ist jedoch von den baulich erlaubten Maßnahmen sowie den Kosten begrenzt. In Tabelle 2 sind verschiedene Rotationsradien aufgelistet. Des Weiteren ist in der letzten Spalte das Geschwindigkeitspotenzial durch Schwerkraft aufgelistet. In der Tabelle ist ebenso ersichtlich, wie sich die Krafrichtung bei einem Mastsystem mit einem Mastabstand von 1500 [mm] verändert. Diese Krafrichtungsänderung ist das Hauptproblem bei diesem Konzept. Die Anforderung: "Der Impaktor muss auf das Testobjekt in einer translatorischen Bahn treffen" ist ein Kriterium, welches mit Rotation nicht erfüllt werden kann. Aus diesem Grund scheidet das Konzept mittels Rotation aus.

Rotationsradius [m]	Winkelgeschwindigkeit [1/s]	Drehzahl [U/s]	Winkel [°] bei 1500 [mm]	Geschwindigkeitspotenzial durch Schwerkraft [m/s]
40	0,975	0,16	2,86	39,62
20	1,95	0,31	4,28	28,01
15	2,6	0,41	5,71	24,26
10	3,9	0,62	8,5	19,81

Tabelle 2: Grundlagenuntersuchung Rotationsprinzip

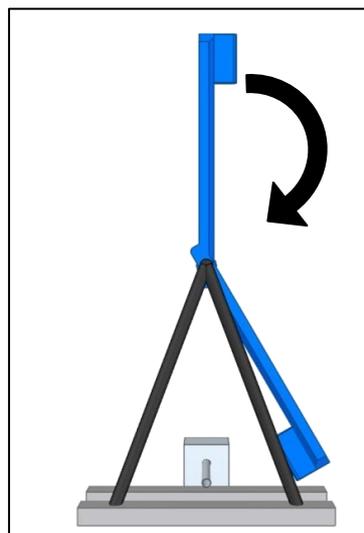


Abbildung 32: Prinzipsansicht Rotationskonzept

8 Versuchsablauf

Wie aus Kapitel 7 *Konzeptbewertung und Entscheidung* ersichtlich, wird das Konzept Güterwaggon mit Lok am besten bewertet. Basierend auf dieser Entscheidungsgrundlage wird das Konzept weiter detailliert und konstruktiv umgesetzt.

In den nachfolgenden Kapiteln wird dieser Versuchsaufbau, die einzelnen mechanischen Komponenten, die Messtechnik und Aufzeichnung sowie die Versuchsdurchführung beschrieben.

Für das Konzept Güterwaggon mit Lok stehen zwei Varianten zur Verfügung. Diese werden nachfolgend kurz beschrieben.

8.1 Variante 1 – Lok schiebt

Wie in Abbildung 33 ersichtlich, schiebt bei dieser Variante die Lok mehrere Containertragwagen vor sich her. Das Testobjekt ist in Höhe des Impaktors horizontal auf einen Turm befestigt. Auf den vordersten Wagen ist der Impaktor schienengeführt auf den Waggon aufgebaut. Der Impaktor ist mit einem Schutzschild für die Oberleitung versehen, um diese während des Aufpralls vor Kleinteilen zu schützen.

Auf den zweiten Waggon befindet sich ein Container mit trichterförmigem Aufbau. Dieser Container soll für eventuell absplitternde Kleinteile des Mastens als Auffangvorrichtung dienen. Der letzte Containertragwagen direkt vor der Lok ist ebenfalls mit einem trichterförmigen Aufbau versehen, jedoch entgegen der Fahrtrichtung. Dieser Aufbau soll als zusätzlicher Schutz für die Lok dienen. Zwischen dem zweiten und dem letzten Waggon können zusätzliche Waggons eingekoppelt werden, um Zeit für ein Wegschwenken des Testobjektes zu gewinnen.

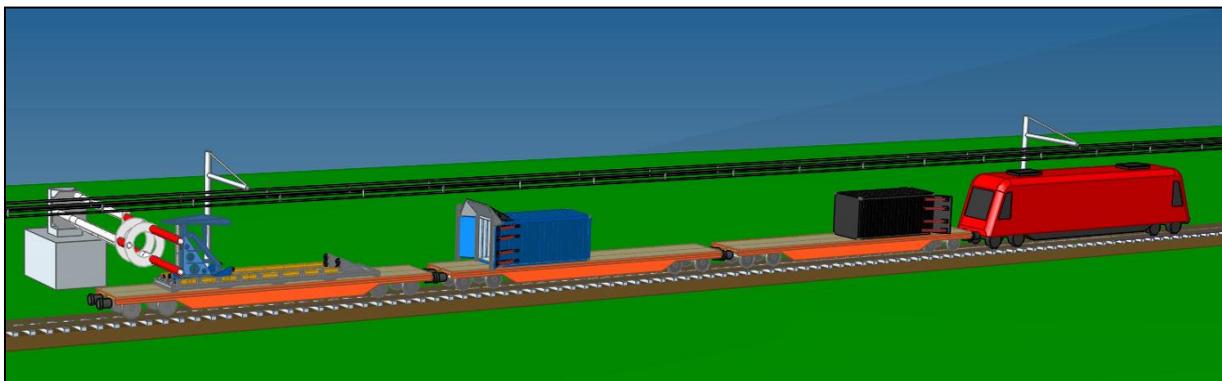


Abbildung 33: Variante 1 – Lok schiebt

Zeitliche Gliederung des Versuchsablaufs:

Zeit t_0 (Abbildung 34):

Auftreffen auf den ILS-Mast – kurz davor bzw. beim Aufprall wird der Schlitten durch ein Trigger-Signal entriegelt und somit von dem Zug und dessen Masse entkoppelt, um die gesetzlich erforderliche Aufprallmasse von 3000 [kg] zu erreichen.

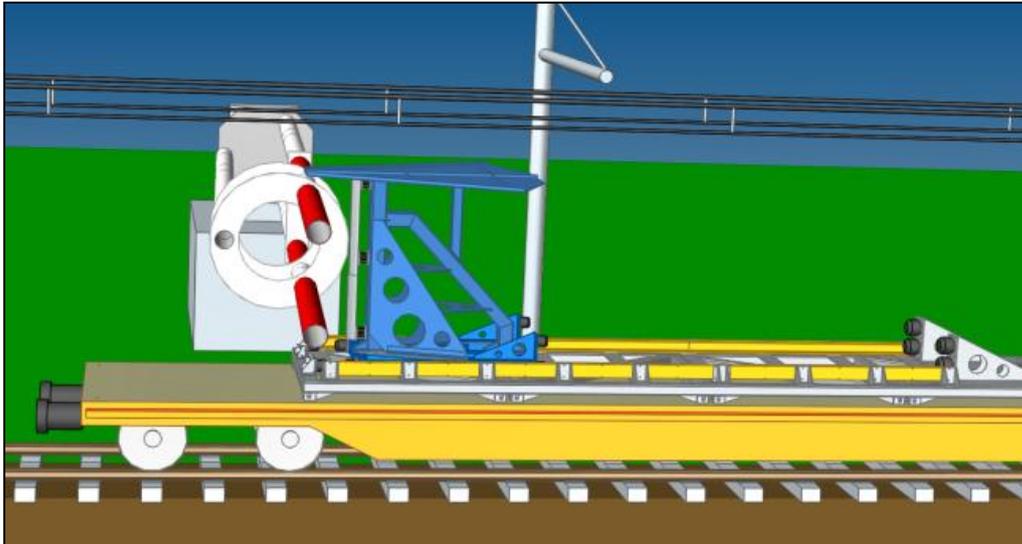


Abbildung 34: Zeitpunkt t_0

Zeit: t_0 bis t_1 (Abbildung 35):

Nach dem Aufprall des Impaktors auf das Prüfobjekt gleitet der Schlitten, wie in Abbildung 35 dargestellt, auf Grund der auf ihn wirkenden Kräfte frei nach hinten. Bei dieser Bewegung ist der Impaktor durch Schienen am Waggon geführt, wodurch ein sicheres Verfahren der Aufprallvorrichtung gewährleistet ist. Der Kontakt des Impaktors mit dem Testobjekt erfolgt innerhalb einer Zeitdauer von ca. 120 [ms]. Der maximale Verfahrweg ist so bemessen, dass der Impact vor dem Erreichen der Endposition abgeschlossen ist.

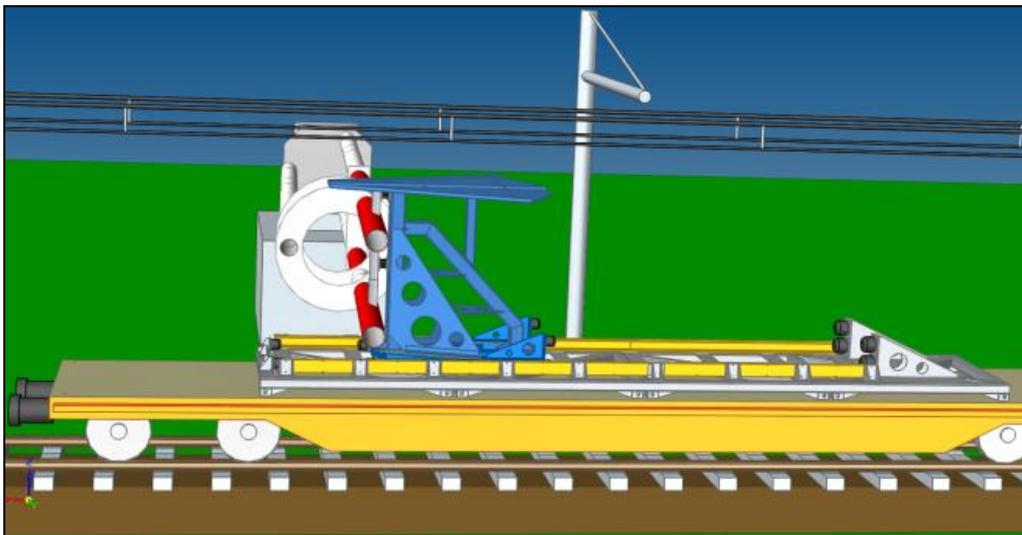


Abbildung 35: Zeit $t_0 - t_1$

Zeitpunkt t_2 (Abbildung 36):

Der Impaktorschlitten trifft am Ende der Schienenführung auf Dämpfer auf, welche die kinetische Energie durch die Differenzgeschwindigkeit zwischen Waggon und Impaktorschlitten aufnehmen. Damit der Schlitten nach dem Versuch weiter in der hintersten Position verbleibt, wird dieser am Ende des Fahrweges automatisch arretiert. Dadurch ist eine definierte Position des Schlittens während des Abbremsvorganges des Zuges sichergestellt.

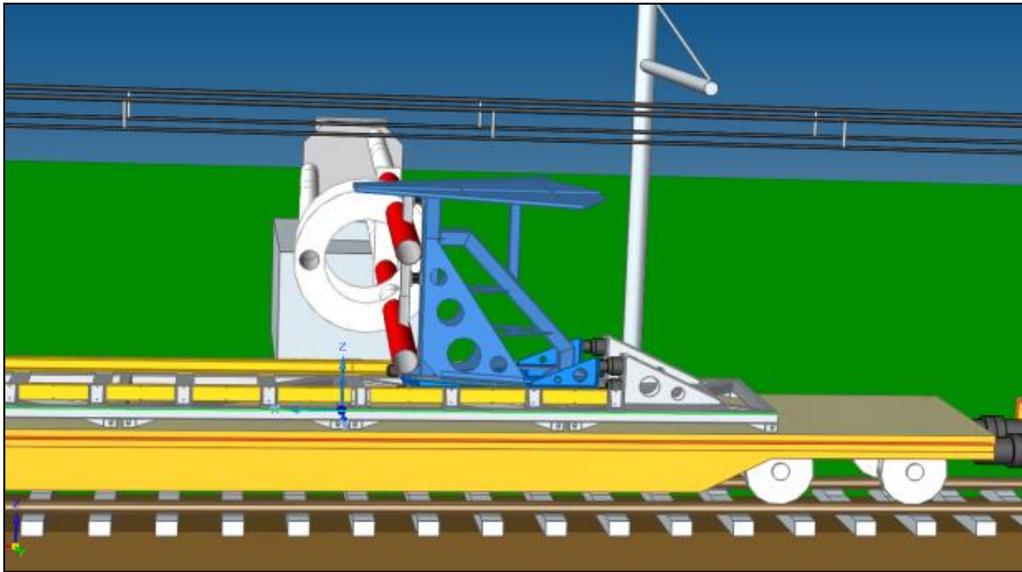


Abbildung 36: Zeitpunkt t_2

Zeitpunkt t_3 (Abbildung 37):

Sobald der Kontakt zwischen Testobjekt und Impaktor beendet ist, wird die vorgespannte Fixierung des Mastens gelöst und dieser, wie in Abbildung 37 dargestellt, aktiv zur Seite geschwenkt. Das Schwenken des Mastens ist notwendig, da die Bruchstelle des Testobjekts im Vorfeld nicht bekannt ist. Durch das Schwenken wird garantiert, dass keine Bruchstücke des Mastens in den Lichtraum des Zuges ragen und Beschädigungen an diesem verursachen.

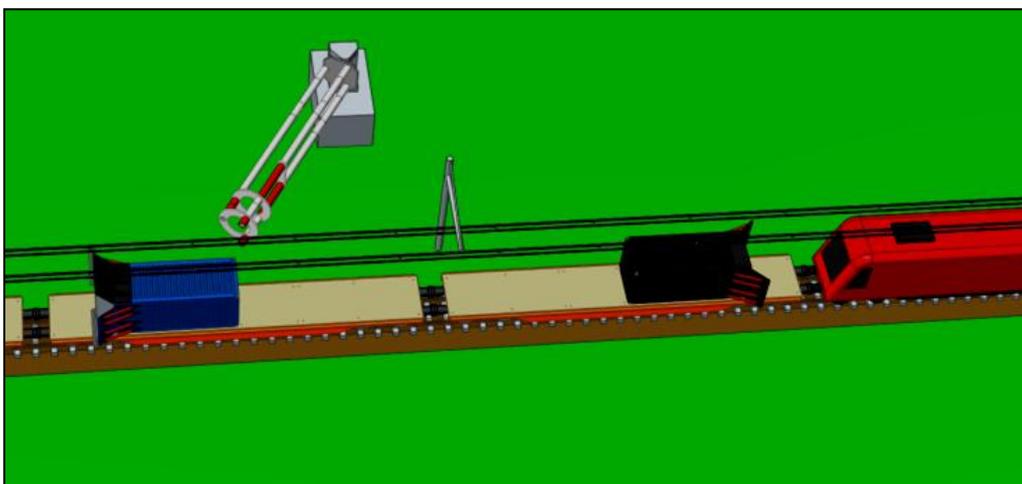


Abbildung 37: Zeitpunkt t_3

Der Vorteil dieser Variante besteht darin, dass eine E-Lok bzw. eine Strecke mit Oberleitung verwendet werden kann. Nachteilig ist die Sicherheit der Lok bzw. des Lokführers zu bewerten, da die Gefahr eines Verhakens des Mastens am Auffangcontainer nicht zur Gänze ausgeschlossen werden kann.

8.2 Variante 2 – Lok zieht

Wie in Abbildung 38 ersichtlich, zieht bei dieser Variante die Lok mehrere Waggons hinter sich her. Am letzten Waggon ist der Impaktor schienengeführt, wie bei Variante 1 erklärt, auf dem Containertragwagen aufgebaut. Das Testobjekt ist auf einem Turm in einer definierten Höhe horizontal befestigt, damit die Lok unter den Masten durchfahren kann. Sobald die Lok den Masten passiert hat, wird dieser herabgelassen und auf Endposition wieder fixiert. Um genügend Zeit für den Senkvorgang des Mastens zu gewährleisten, sind mehrere Zwischenwaggons eingekoppelt.

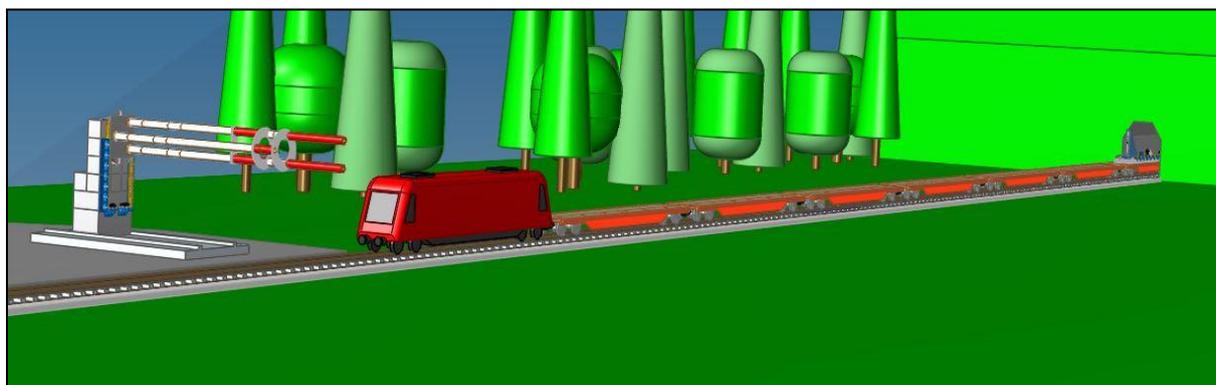


Abbildung 38: Variante 2 – Lok zieht

Der Ablauf erfolgt ähnlich wie bei Variante 1, mit dem Unterschied, dass der Mast nicht nach dem Auftreffen weggeschwenkt, sondern vor dem Versuch herabgelassen wird. Der Vorteil dieser Variante besteht darin, dass die Sicherheit der Lok bzw. des Lokfahrers nicht gefährdet ist. Der Nachteil besteht darin, dass die Teststrecke keine Oberleitung aufweisen darf.

Bei einer firmeninternen Gegenüberstellung der Vor- und Nachteile der beiden Varianten stellt sich heraus, dass Variante 2 zu bevorzugen ist. Vor allem aus kostentechnischer Sicht ist Variante 2 von Vorteil, da man keine Hochgeschwindigkeitsstrecke mieten muss. Diese Einrichtungen sind in Österreich nicht gegeben und eine Versuchsdurchführung in Deutschland bzw. Slowakei ist auf Grund der höheren variablen Kosten (Reisekosten, Transportkosten) von Nachteil.

Da eine Strecke ohne Oberleitung, welche als Versuchsstrecke verwendet werden kann, in der Steiermark existiert, und diese nach Absprache mit den Betreibern verwendet werden kann, ist Variante 2 als zukünftiges Test-Setup zu entwickeln.

In den nächsten Kapiteln wird nun der Versuchsaufbau mit den einzelnen Komponenten von Variante 2 detailliert erörtert.

9 Konstruktion

9.1 Masthalte- und Mastsenkvorrichtung

Die Masthalte- und Mastsenkvorrichtung soll einerseits ein sicheres Unterfahren des Zugs unter den Prüfobjekt gewährleisten und andererseits ein kontrolliertes Absenken des Prüfobjektes ermöglichen. Gleichmaßen soll eine starre Fixierung des Mastens während des Aufpralls gegeben sein. Eine weitere Anforderung besteht darin, dass ein Verschieben quer zu der Gleisspur gegeben sein soll, damit das Testobjekt auf verschiedenen Höhen geprüft werden kann.

Die Hauptbaugruppen der Masthalte- und Mastsenkvorrichtung sind:

- das Fundament, an dem die Querverschiebung ermöglicht wird
- der Turm mit dem integrierten Auslöse- und Hebesystem
- die Plattform, auf jener die Masten befestigt sind, mit der dazugehörigen Schienenführung, sowie
- die Bremse mit den dazugehörigen Mechanismen.

Einen Überblick verschafft die Abbildung 39.

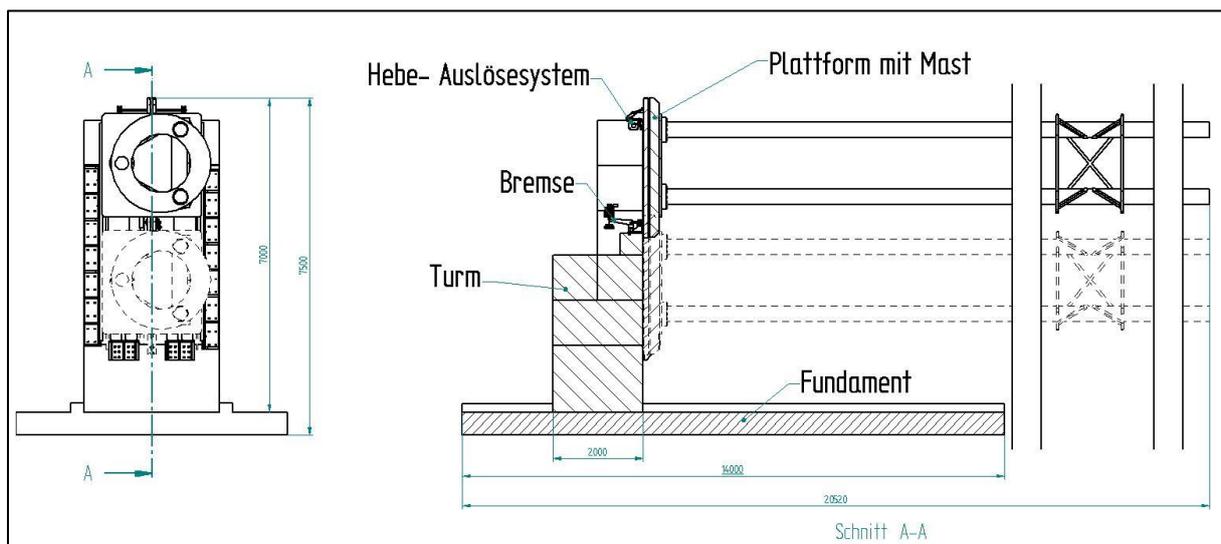


Abbildung 39: Überblick Masthalte- und Mastsenkssystem

9.1.1 Fundament-Turm

Der Fundament-Turm besteht aus zwei massiven Stahlbetonbauten. Der Boden bildet die fixe Komponente, auf der der in Querrichtung zu den Gleisen verschiebbare Turm aufgestellt ist. Diese Querverschiebung ist notwendig, um die gesetzlichen Anforderungen an das Test-Setup zu erfüllen. Insgesamt soll eine Querverschiebung von 12 Metern gegeben sein. Dargestellt ist dies in Abbildung 40.

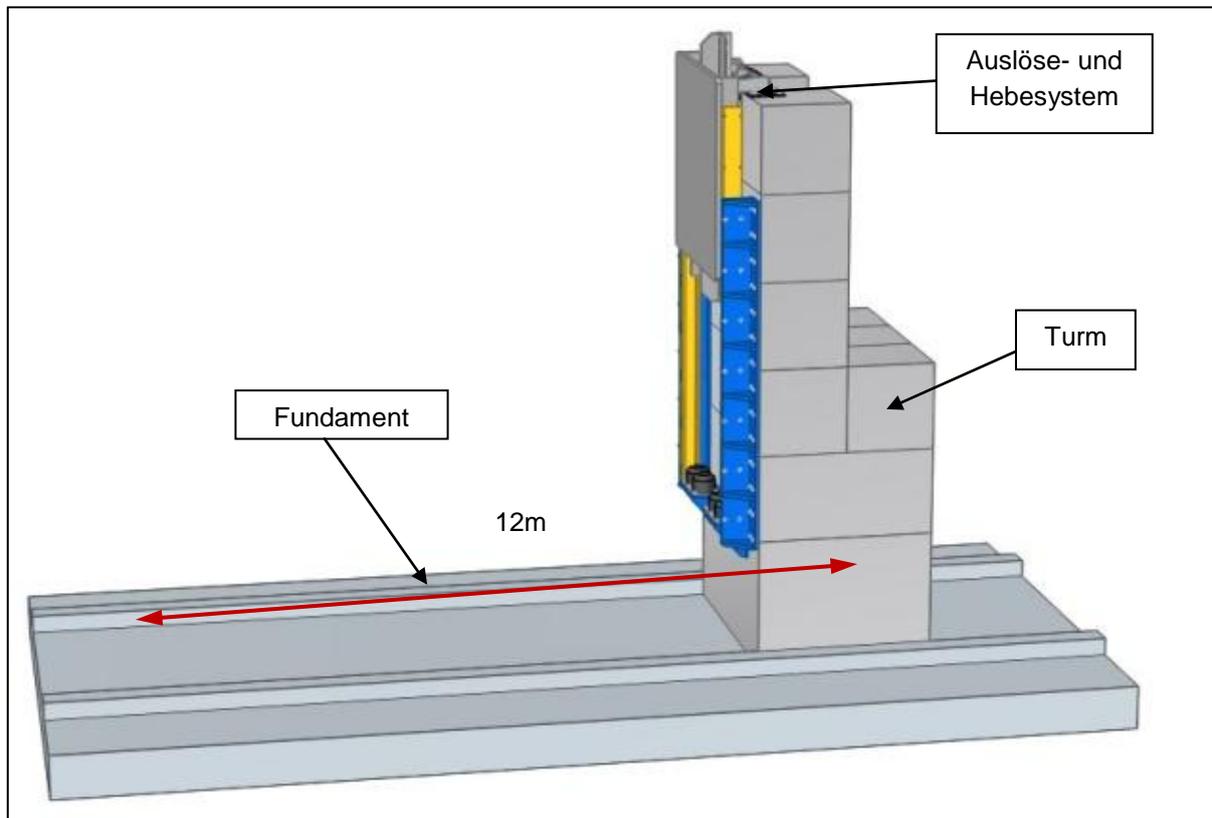


Abbildung 40: Querverschiebung Turm

9.1.2 Auslöse- und Hebesystem

In der Startposition ist die Plattform mit dem zu prüfenden Masten durch Stahlseile mit Lastenkupplungen verbunden. Der Auslösemechanismus besteht aus vier miteinander gekoppelten Lastenkupplungen des Typs E 85L der Firma TOST. Diese Kupplungen zeichnen sich dadurch aus, dass nur eine geringe Kraft ($<10\%$ der Haltekraft) wie auch ein kurzer Weg (5 [mm]) zur Auslösung notwendig ist. Eine Lastenkupplung hat die Tragkraft von 30 [kN]. Mit einer Gesamthaltekraft von 120 [kN] und einer Last von 6000 [kg] ergibt sich eine Sicherheit gegen Versagen von 2,04. Da diese Kupplung im Flugzeugbau verwendet wird und ebenfalls noch einen zusätzlichen Sicherheitsfaktor von mind. 2 aufweisen müssen, ergibt sich daraus ein gesamter Sicherheitsfaktor von mindestens 4,08.

Die Auslösung erfolgt über einen Hochleistungs-„in line“-Aktuator von der Firma ELRA. Dieser Linearantrieb hat eine Zugkraft von 1750 [N] bei einer Geschwindigkeit von 20 [mm/s]. Daraus ergibt sich eine Auslösezeit von 0,25 Sekunden.

Um die Plattform, auf der das Prüfobjekt befestigt ist, in die Ausgangsposition zu bringen, wird eine Seilwinde verwendet. Als passende Seilwinde ist die Bergungswinde DV-15000 von der Firma PLANETA in Verwendung. Diese hat eine Zugkraft von 68 [kN], welche bei einer maximal benötigten Hebekraft von 58,9 [kN] ausreichend ist. Die einzelnen Komponenten sind in der Abbildung 41 dargestellt.

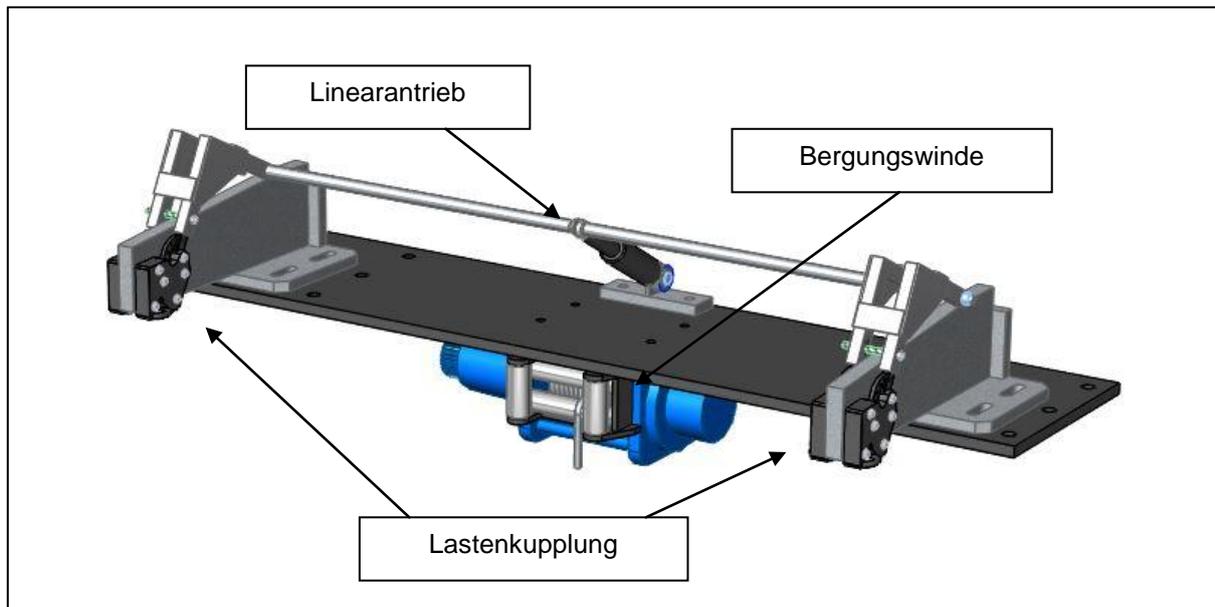


Abbildung 41: Auslöse- und Hebesystem

9.1.3 Senkvorgang

Die Abbildung 42 zeigt den Fundament-Turm und den mit Rot eingezeichneten Senkvorgang. Die Masten, die für ILS-Systeme verwendet werden, weisen auf Grund ihrer Anforderungen auf dem Flugfeld eine sehr hohe Steifigkeit auf. Dadurch ist auch bei einer horizontalen Befestigung der Masten eine nur geringe Auslenkung vorhanden. Bei der Versuchsreihe „Frangibility Pole Tests“ wurde eine Auslenkung von 95 [mm] bei einer kragenden Länge von 16 [m] gemessen. (Anhang) Da hier von einem elastischen System ausgegangen werden kann, besteht ein linearer Zusammenhang zwischen Kraft und Verformung. So kann die Auslenkung sowie auch die Schwingungsanregung linear bestimmt werden.

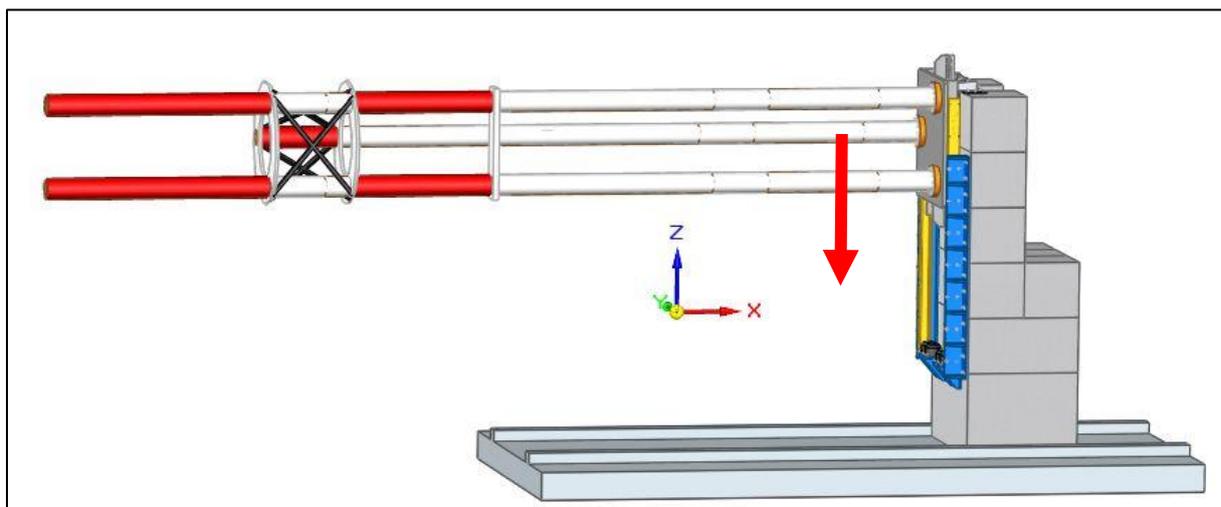


Abbildung 42: Senkvorgang

Um einen möglichst auslenkungsarmen und dadurch auch schwingungsarmen Senkvorgang zu generieren, ist ein Senkmechanismus in Verwendung, bei welchem nur geringe Beschleunigungsunterschiede auf den zu prüfenden Masten auftreten. Bei dieser

Anwendung ist die reine Massenkraft, welche ausschließlich von der auf das Prüfobjekt wirkenden Beschleunigung abhängig ist, Grund für die Auslenkung.

Die Abbildung 43 zeigt den vorhandenen Ablauf des Senkvorganges. Die Formeln (9-1) und (9-2) dienen zur Berechnung des Weg-Zeit- bzw. des Geschwindigkeit-Zeit-Verlaufs. Die Plattform, an der das Testobjekt befestigt ist, wird permanent mit einer Bremse beaufschlagt. Die Plattform mit Mast weist eine Gewichtskraft von 58.860 [N] auf, die Bremskraft beträgt 40.000 [N]. Dadurch erfährt das Testobjekt, sobald dieses von den Lastenkupplungen entriegelt ist, eine Beschleunigung von 3,1 [m/s²] statt 9,81 [m/s²]. Nach 0,6 Sekunden bzw. nach 635 [mm] wird die Bremskraft auf 65.000 [N] erhöht und der Mast wird mit -1,02 [m/s²] verzögert. Nach 2,6 Sekunden hat das Testobjekt auf Grund der Bremskraft seine Endposition erreicht. Der während des Senkvorgangs zurückgelegte Weg beträgt 2,60 Meter.

$$x = x_0 + \int_{t_0}^t v(t^-) dt \quad (9-1)[9]$$

$$v = v_0 + \int_{t_0}^t a(t^-) dt \quad (9-2)[9]$$

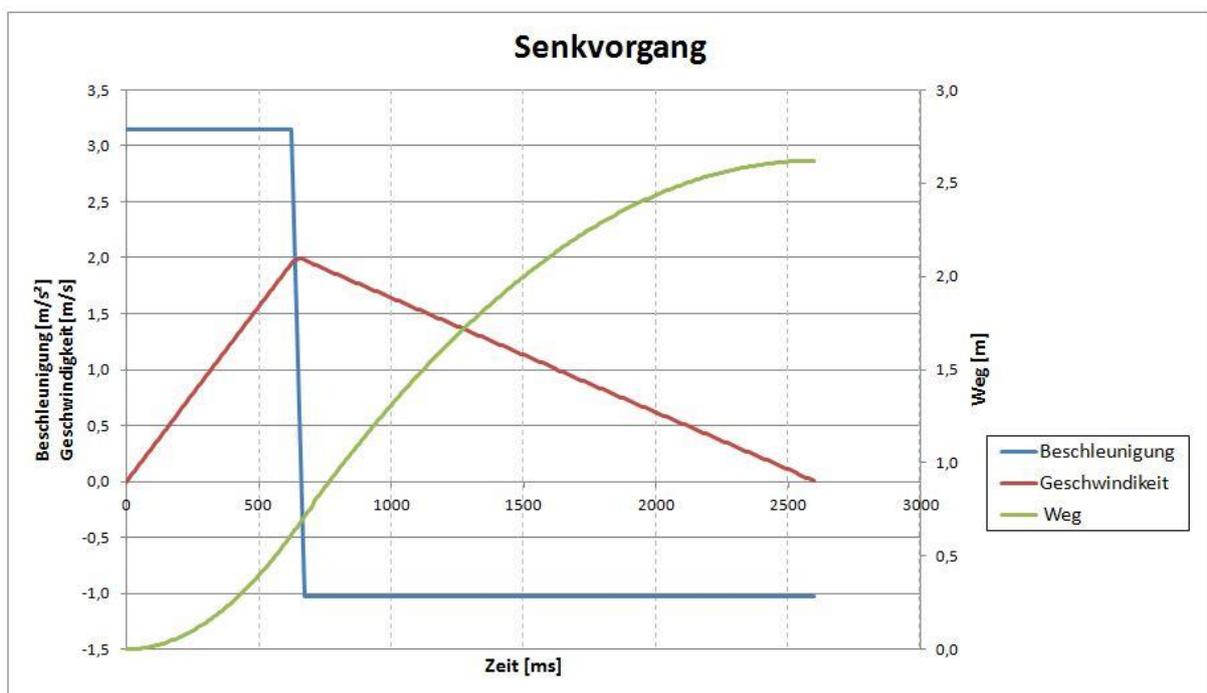


Abbildung 43: Parameter des Senkvorgangs

9.1.3.1 Konstruktion und Auslegung der Bremse

Für den oben erklärten Senkvorgang wird eine zweistufige Bremse mit einer Bremskraft von 40.000 [N] bzw. 65.000 [N] benötigt. Um nicht ausschließlich auf die am Markt erhältlichen Bremsen, welche diese Anforderungen erfüllen, angewiesen zu sein, ist als Alternative eine

Bremse entwickelt worden. Mittels eines Kostenvergleichs fällt die Entscheidung einer der in-Frage kommenden Bremsen. In der Abbildung 44 ist die konstruierte Bremse dargestellt.

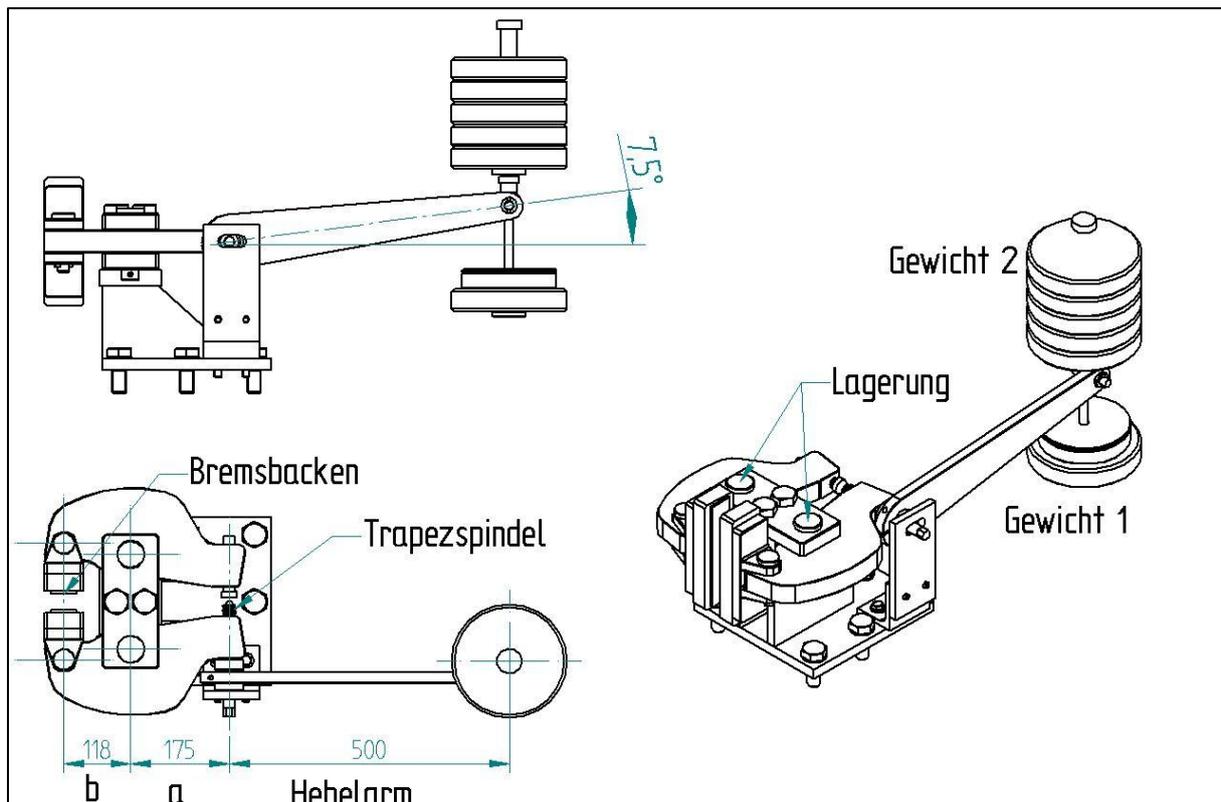


Abbildung 44: Bremse für Senkvorgang

Die Bremse greift an einer an der Plattform befestigten Schiene (GM140-2; VERTIMA) ein. Diese geschliffene Stahl-Schiene ist am Markt erhältlich und wird unter anderen für Aufzugsführungen und -bremsen verwendet. Als Reibbelag ist der Reibwerkstoff LR801 mit einer Reibungszahl von 0,51 (bei einer Flächenpressung von 2,0 - 3,0 [N/mm²]) von der Firma LEIGHT in Verwendung. Um die geforderten Bremskräfte zu erreichen, benötigt man durch das Hebelgesetz errechnete Spannkräfte von 53.583 [N] bzw. 87.072 [N]. Diese werden über eine Trapezgewindespindel erzeugt. Im Abbildung 45 gezeigten Schnitt durch die Bremse ist die Trapezgewindespindel sowie die Längen der Hebelarme abgebildet.

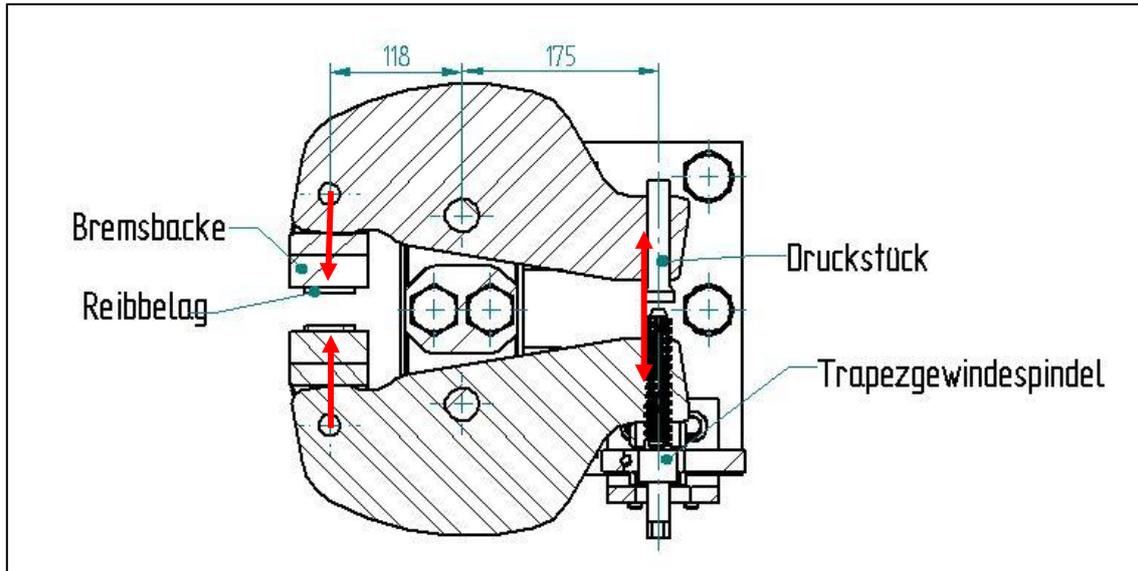


Abbildung 45: Detailansicht Bremse

Das erforderliche Moment von 82,8 [Nm] (Bremsstufe 1) bzw. 134,6 [Nm] (Bremsstufe 2) erhält man mit den Formeln (9-3) bis (9-5). Wobei zu beachten ist, dass in diesem Fall keine Kopfreibung vorhanden ist bzw. der Reibkraftangriffspunkt zwischen Spindelende und Druckstück auf der Spindelachse liegt und somit wegfällt bzw. vernachlässigbar ist. Somit können die in Grau geschriebenen Teile der Formeln vernachlässigt werden. Das Moment wird über das *Gewicht 1* mit dem Hebelarm, wie in Abbildung 44 dargestellt, erzeugt.

$$M_G = F_u \times \frac{d_2}{2} = F_{VM} \times \frac{d_2}{2} \times \tan(\varphi + \rho') \quad (9-3)[10]$$

$$M_G = M_G + M_{RA} \quad (9-4)[10]$$

$$M_A = F_{VM} \times \left[\frac{d_2}{2} \times \tan(\varphi + \rho') + \mu_K \times \frac{d_K}{2} \right] \quad (9-5)[10]$$

MG [N/m]	Moment in Gewinde [N/m]
F _u [N]	Umfangskraft [N]
F _{VM} [Nm]	Montagevorspannkraft [Nm]
μ [°]	Steigungswinkel [°]
ρ' [°]	Winkel für Reibung [°]
M _{RA} [Nm]	Moment durch Kopfauflagefläche [Nm]
M _A [Nm]	Anziehmoment [Nm]

Auf Grund der Vorspannung der Bremse mit dem *Gewicht 1* sind die Komponenten zueinander spielfrei. Durch die Erhöhung der Anpresskraft nach 0,6 Sekunden erhöht sich die Verformung der beteiligten Bauteile entsprechend dem Hook'schen Gesetz. Dies hat das Design der Bremsenhebel erheblich beeinflusst. Ist bei der ersten Variante noch mit einer

Verschiebung von 1,24 [mm] zu rechnen, so ist bei der nun abgebildeten Variante eine Verschiebung der Bauteile von nur noch 0,325 [mm] zu erwarten. Hauptgrund ist die immer näher an den Momentenverlauf annähernde Bauteilgeometrie der Bremsenhebel. Dies hat eine entscheidende Bedeutung, auf Grund des Einflusses auf die benötigten Umdrehungen der Trapezgewindespindel, bei der Spannkrafterhöhung. Je geringer der erforderliche Winkel ist, desto schneller und exakter kann von der ersten Bremsstufe auf die Zweite erhöht werden.

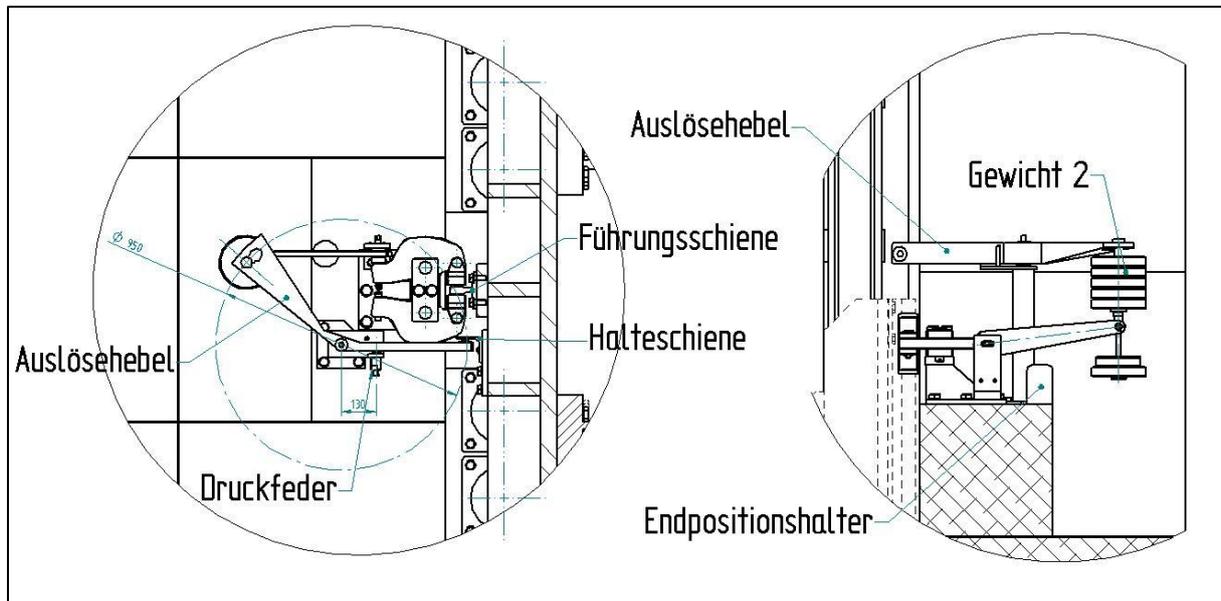


Abbildung 46: Auslösehebel für zweite Bremsstufe

Der Übergang von der ersten Bremsstufe zur Zweiten erfolgt über einen federbeaufschlagten Auslösehebel wie in Abbildung 46 dargestellt. Auf der nach unten bewegendem Plattform ist eine einstellbare Halteschiene befestigt. Diese hält den Auslösehebel in Position. Sobald die Halteschiene den Hebel nach 635 [mm] vertikaler Bewegung freigibt, dreht die Druckfeder den Auslösehebel um 3 Grad. Dadurch wird das *Gewicht 2* freigegeben und erzeugt ein zusätzliches Moment auf die Trapezgewindespindel. Diese dreht sich um die benötigten 15 [°]. Die dafür benötigte Zeit von 50 [ms] ist mit der Formel (9-6) berechnet.

Das Ergebnis kann man in der Abbildung 47 ablesen. Der Weg von 0,252 Metern ergibt sich aus der vertikalen Verschiebung des Hebelarms auf Grund der 15 [°] Drehung. Da sich der Cosinus während der Winkelbewegung des Hebelarms nicht unter den Wert von 0,99 (bei 7,5 [°]) begibt, ist dies als vernachlässigbarer Fehler gewertet und somit nicht in der Berechnung berücksichtigt.

$$t = t_0 + \int_{x_0}^x \frac{dx}{\sqrt{v_0^2 + \int_{x_0}^x a(x) dx}} \quad (9-6)[9]$$

Auf der Endposition der Senkbewegung sind zur zusätzlichen Sicherung der Plattform vier Gummipuffer des Typs RIW-250 NO16952 positioniert, um bei einem möglichen Versagen der Bremse eine Kollision mit dem Zug zu verhindern beziehungsweise bei einer zu schwach

eingestellten Bremse den Senkvorgang so abzuschließen, dass die Plattform richtig positioniert ist und ein noch gültiger Versuch durchgeführt werden kann.

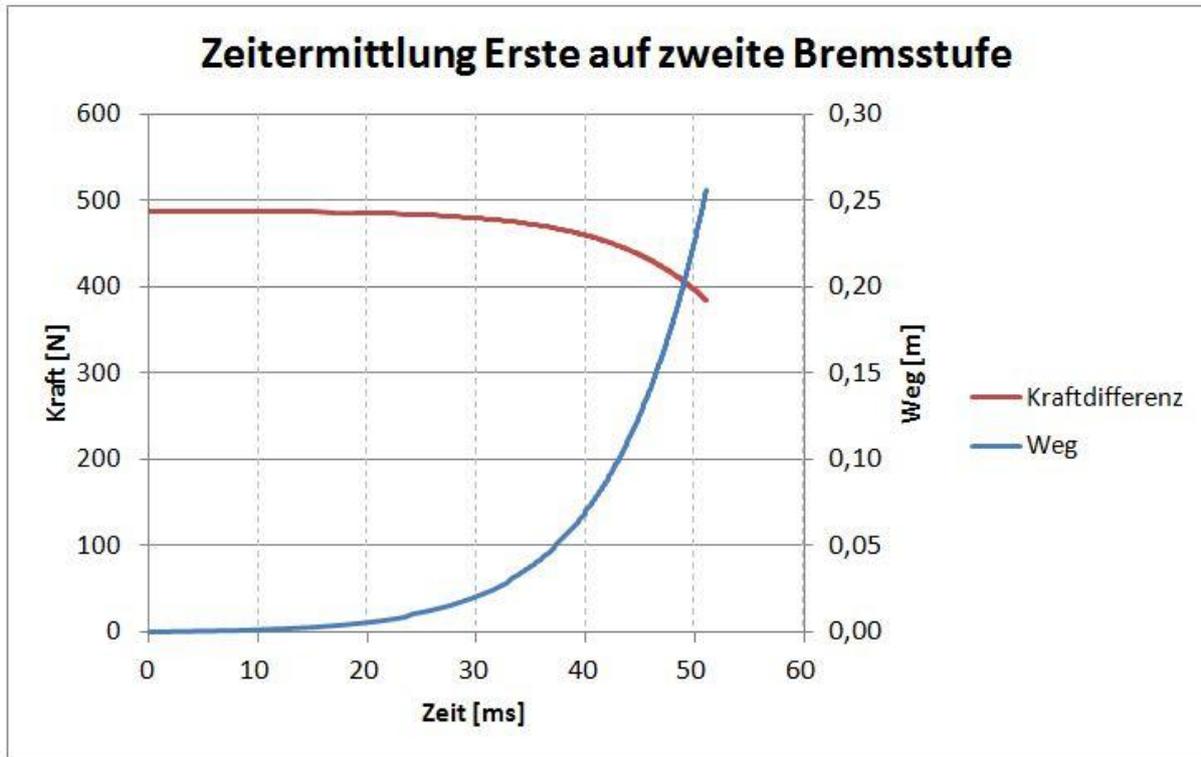


Abbildung 47: Zeitermittlung Bremsstufenwechsel

9.1.3.2 Alternative Bremse

Wie schon erwähnt, kann anstelle einer selbst konstruierten Bremse eine am Markt erhältliche Bremse verwendet werden. Diese soll kurz erklärt werden. Als Alternative bieten sich hydraulische Bremsen an. Diese sind hydraulisch betätigt und federgelüftet. Die hier untersuchte Bremse wird von der Firma Ringspann (HW 150HFA) angeboten. Um die Kosten in einen erreichbaren Rahmen zu halten, wird diese über eine hydraulische Handpumpe (ENERPAC P-39) betätigt.

Die Bremse wird mit den erforderlichen Druck von 89,5 [bar] beaufschlagt, um die Bremskraft der ersten Bremsstufe zu erreichen. Für die zweite Bremsstufe wird ein Druck von 145,5 [bar] benötigt. Diese Druckerhöhung erfolgt gleich wie bei der selbst entwickelten Bremse. Durch den Auslösehebel wird ein Gewicht freigegeben, welches den Hebel der hydraulischen Handpumpe betätigt und diesen um einen bestimmten Winkel verdreht. Somit gelangt zusätzliches Ölvolumen in den Bremszylinder und sorgt somit für eine Druckerhöhung. Über den Verdrehwinkel des Hebels kann das Volumen und somit der Druck eingestellt werden.

Die Bremse benötigt ein Ölvolumen von 17 [cm³] für 1 [mm] Hub, die Pumpe liefert pro Hub ein Volumen von [2,9 cm³] Öl. Mit der Faustformel: *1% Kompressibilität pro 100 [bar]* kann die benötigte Fördermenge ausgerechnet bzw. die Dimensionierung der Pumpe überprüft werden.

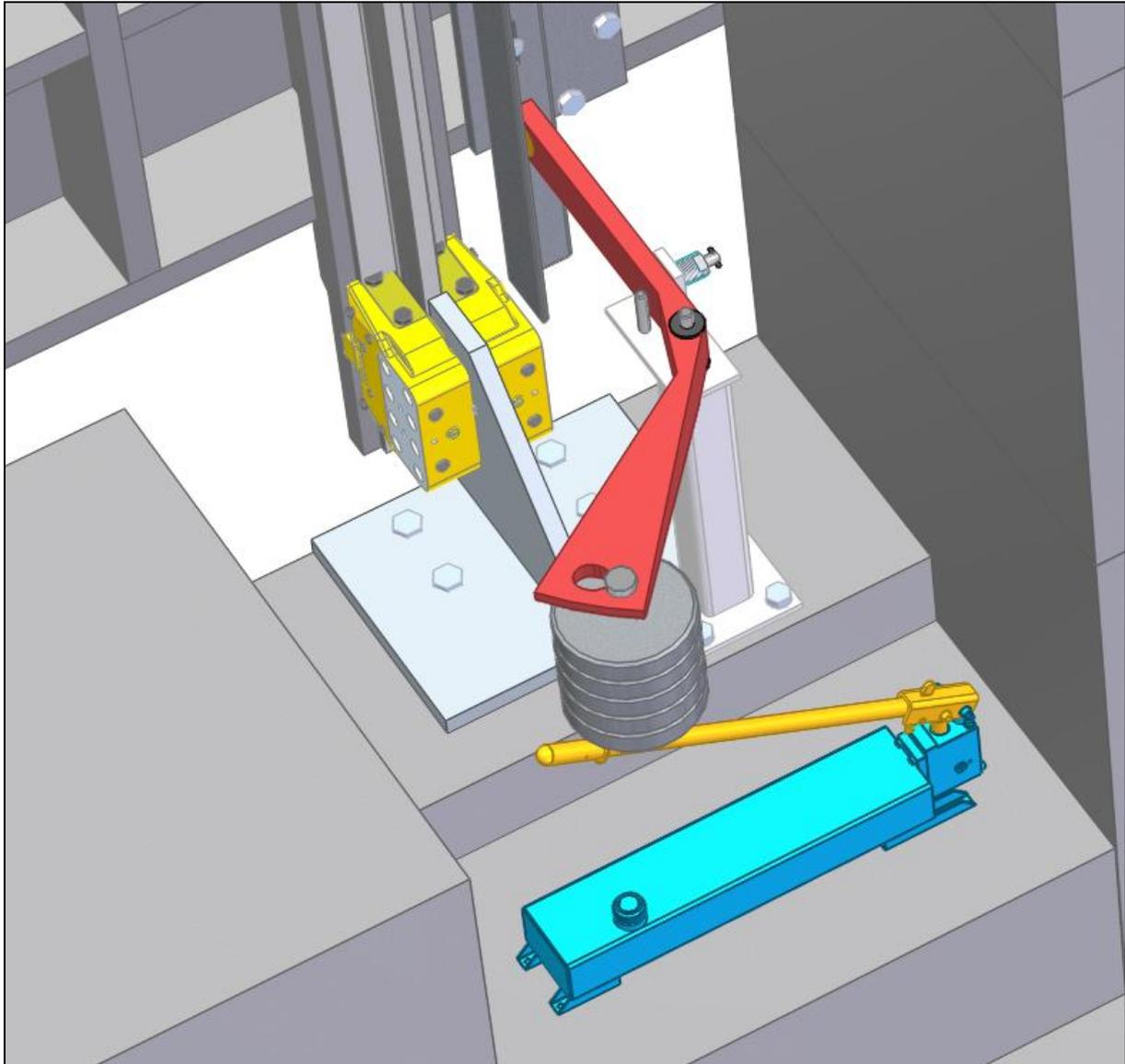


Abbildung 48: Darstellung Hydraulische Bremse

Je nach der verwendeten Masse für das Auslösegewicht kann die Betätigungszeit beeinflusst werden. Laut Datenblatt ist die maximale Hebelkraft 382 [N] bei 700 [bar]. Dies bedeutet, dass eine Hebelkraft von 80 [N] bei 145 [bar] benötigt wird. Somit würde diese Bremse, bei Verwendung des gleichen Gewichtes wie bei der selbst entwickelten Bremse, schneller auf die zweite Bremsstufe übergehen. Abbildung 48 zeigt die Bremse und die verwendete Handpumpe.

9.1.4 Plattform und Rahmenbedingungen für ILS-Masten

Auf Grund der Konstruktion ergeben sich bestimmte Rahmenbedingungen für die zu testenden Masten. Die Bremse ist für ein Gesamtgewicht von 6000 [kg] eingestellt, eine Erhöhung des Gewichtes auf 7000 [kg] ist aus festigkeitstechnischer Sicht kein Problem. Die Plattform mit den Führungsrollen hat ein Gewicht von 4200 [kg], daraus ergibt sich ein maximales Gewicht für den zu prüfenden Masten von 2800 [kg]. Bei Versuchen aus der Vergangenheit (siehe Kapitel 4.5.1) wurde ein Gewicht von 1500 [kg] nicht überschritten.

Eine zusätzliche Einschränkung ergibt sich aus den Abmaßen der Plattform, wie in Abbildung 49 dargestellt.

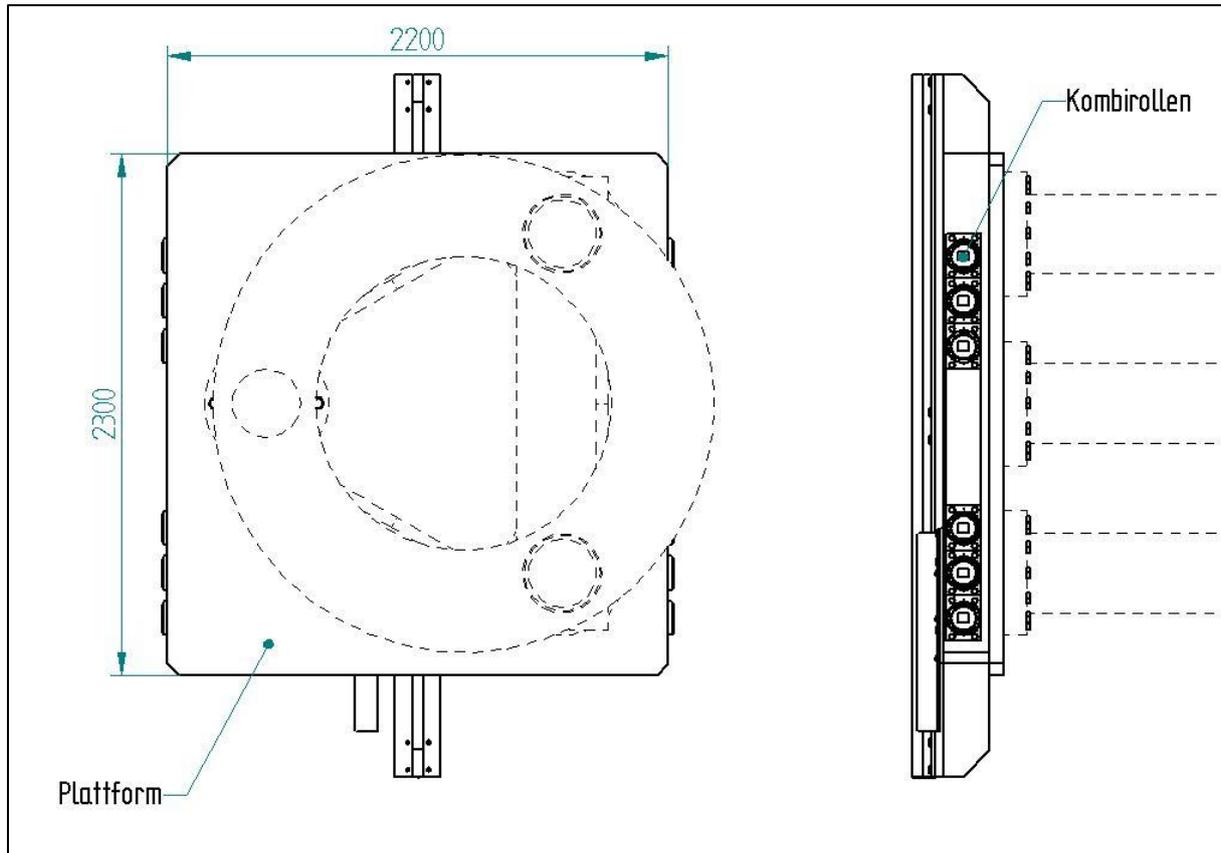


Abbildung 49: Plattform

Die Führung der Plattform erfolgt mit sechs Kombirollen pro Seite des Typs 4.063 der Firma Winkel. Diese sind so angeordnet, dass sich eine spielfreie Führung ergibt. Die Tragzahlen einer solchen Kombirolle beträgt 192 [kN] radial und 71 [kN] axial. Die dazugehörige Führungsschiene mit den Typ 6NbV, PG 6 NbV kommt ebenfalls von der Firma Winkel und ist mit geschweißten Konsolen am Turm befestigt.

Eine zusätzliche Verriegelung/Klemmung der Plattform an der Endposition hat sich im Laufe der Konstruktion und bei der Auslegung der Bremse als überflüssig herausgestellt, da die errechneten vertikalen Kräfte, wie in Kapitel 4.5.2.3 beschrieben, mit einem Maximalwert von 36,3 [kN] die Bremskraft (Klemmkraft) von 65 [kN] nicht überschreiten.

9.2 Impaktor-Schlitten

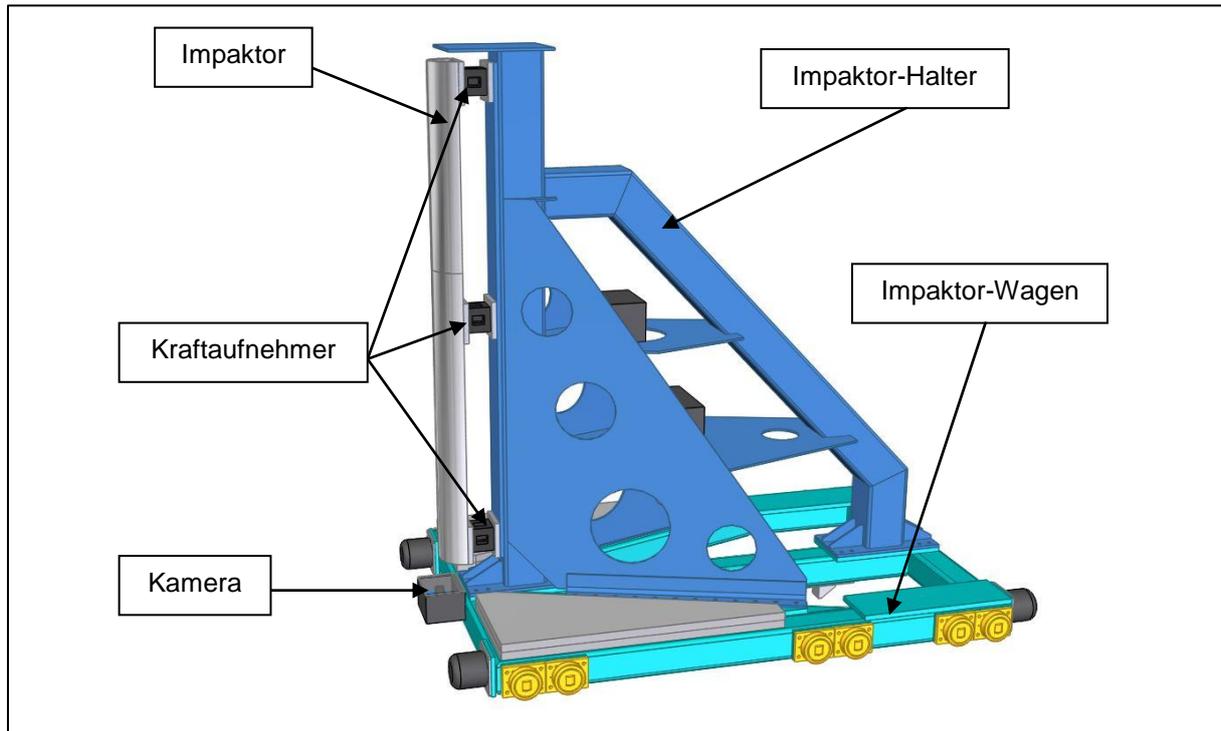


Abbildung 50: Isometrische Ansicht Impaktor-Schlitten

Der Impaktor-Schlitten besteht aus mehreren Baugruppen. Die Wesentlichsten sind der Impaktor, die Kraftaufnehmer, der Impaktor-Halter und der Impaktor-Wagen (Abbildung 50).

Dieser Schlitten wird in einem Schlittenbett, welches im nächsten Kapitel erläutert ist, geführt. Der Impaktor ist durch drei Kraftaufnehmer, welche im Kapitel 11.1 noch weiter erklärt sind, mit dem Impaktor-Halter verbunden. Auf dem Impaktor-Halter ist die Messtechnik mit Batterieversorgung aufgebaut. Des Weiteren ist ein Beschleunigungsaufnehmer hinter dem mittleren Kraftaufnehmer montiert. Der Impaktor-Halter ist mit Schrauben auf den Impaktor-Wagen montiert. Die Berechnung dieser ist im Anhang zu finden. Der Impaktor-Wagen ist wie auch die Plattform mit Kombirollen der Firma Winkel in Fahrtrichtung geführt. Die Abbildung 51 zeigt die Seiten- und Vorderansicht des Impaktor-Schlittens.

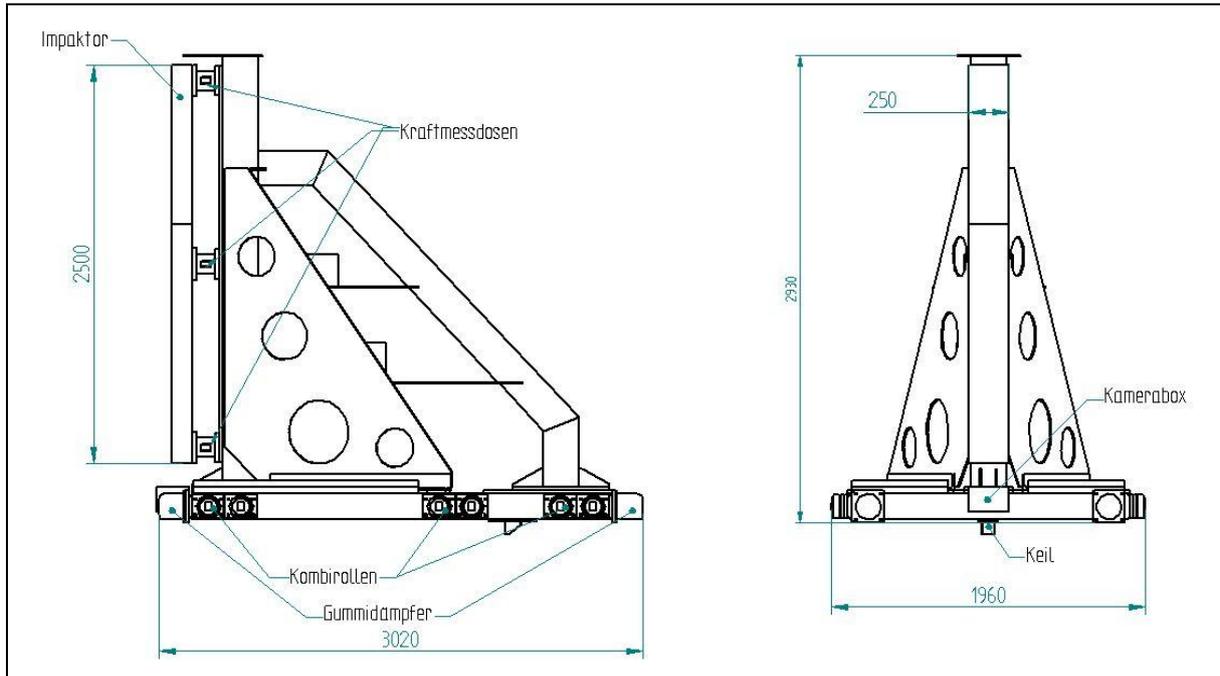


Abbildung 51: Impaktor-Schlitten

9.2.1 Festigkeitsnachweis Impaktor-Schlitten

Der Festigkeitsnachweis des Impaktor-Schlittens erfolgt mit dem implementierten Simulationsprogramm von Solid Edge.

Verwendete Software: Solid Edge ST (105.00.00.102 x64)

Implementierter Pre/Post-Prozessor: Femap (10.3.1)

Implementierter Solver: NX Nastran (8.1)

Als angreifende Kräfte werden die Ergebnisse der Simulation aus dem Kapitel 4.5.2.3 verwendet und als statische Belastung auf die Anschraubflächen der drei Kraftaufnehmer aufgebracht. Die Befestigungsflächen zu den Kombirollen sind bis auf die translatorische Fahrtrichtung gesperrt. Die Befestigungsfläche der Gummidämpfer auf der Rückseite ist in Fahrtrichtung gesperrt.

So soll ein Worst-Case-Szenario simuliert werden, bei dem der Impaktor-Schlitten bereits die maximal mögliche Verschiebung in Fahrtrichtung aufgebraucht hat, und die maximalen Kräfte auftreten. Das Ergebnis der Spannungsverteilung ist in der Abbildung 52 zu sehen.

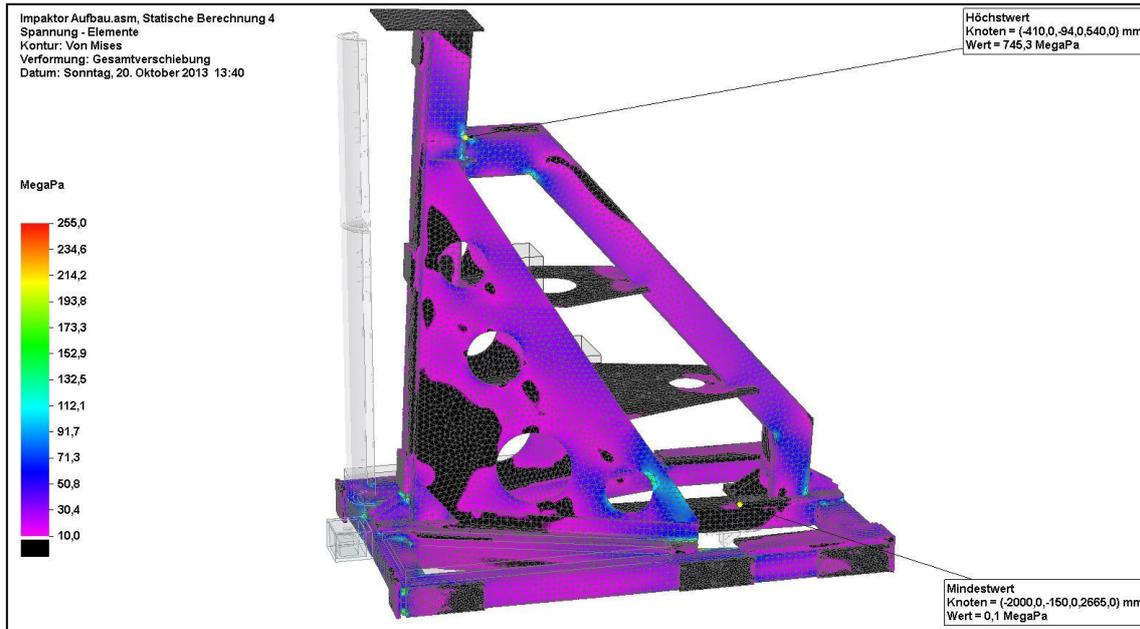


Abbildung 52: Spannungsverteilung Impaktor-Schlitten

Die Spannungsverteilung ist über weite Bereiche des Impaktor-Schlittens gering. Da jedoch ein Gesamtgewicht von 3000 [kg] gesetzlich vorgeschrieben ist, bedarf es keiner Optimierung auf eine homogene Spannungsverteilung. Der Maximalwert von 745 [N/mm²] sowie auch alle lokalen anderen Spannungsüberziehungen über 250 [N/mm²] treten in den Übergängen von zwei oder mehr miteinander verschweißten Körpern auf. Diese Schweißverbindungen sind im Modell mittels Klebekontakten ausgeführt. In den unmittelbaren Kontaktbereichen können unrealistische lokale Spannungsüberhöhungen auftreten, die vernachlässigt werden können. Die nächste Abbildung zeigt die Verformung bei der statisch angebrachten Last.

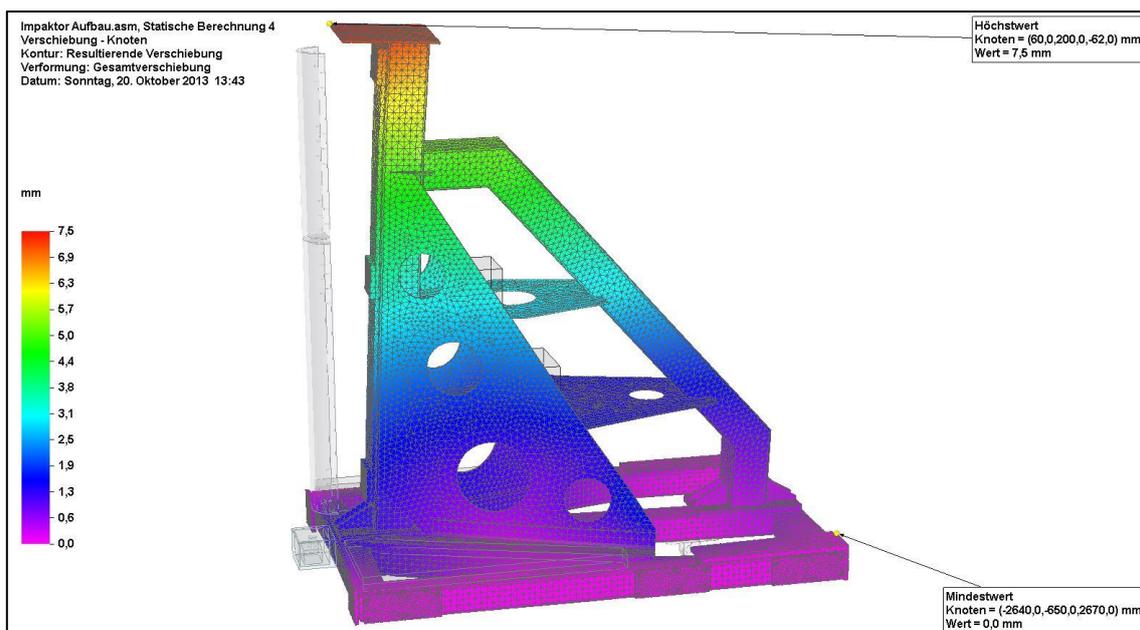


Abbildung 53: Verformung Impaktor-Schlitten

Mit der Kraftaufzeichnung (Abbildung 16) aus der ersten Simulation (Kapitel 4.5.2.3) kann nun die theoretische Verschiebung in Fahrtrichtung des Impaktor-Schlittens mit dem Impulserhaltungssatz (9-7) berechnet werden.

$$F_{res} = \sum F_i = \sum m \times a = m \frac{dv}{dt} \quad (9-7)[11]$$

Dadurch ergibt sich eine Verschiebung von 240 [mm], wie in Abbildung 54 dargestellt. Des Weiteren ist noch die Geschwindigkeit des Impaktor-Schlittens aufgezeichnet. Diese dient mit der Formel (1-1) zur Auslegung der Gummidämpfer. Die abzubauen kinetische Energie beträgt somit 6,6 [kJ].

Der Impaktor ist mit zwei Gummpuffern des Typs RIW-160 NO 16952 auf der Rückseite versehen. Auf der Gegenfläche sind zwei Gummpuffer des Typs RIW-250 NO 16952 verbaut. Die maximal aufnehmbare Energie der Gummidämpfer beträgt pro Dämpferpaar 15,4 [kJ]. Somit ergibt sich eine mögliche Gesamtenergieaufnahme von 30,8 [kJ], welche eine mögliche Differenzgeschwindigkeit des Schlittens zum Schlittenbett von 4,5 [m/s] entspricht. Umgerechnet ergibt dies 16,3 [km/h], bzw. eine übertragene Energie während des Kontaktes zwischen Impaktor und Testobjekt von 0,498 [MJ].

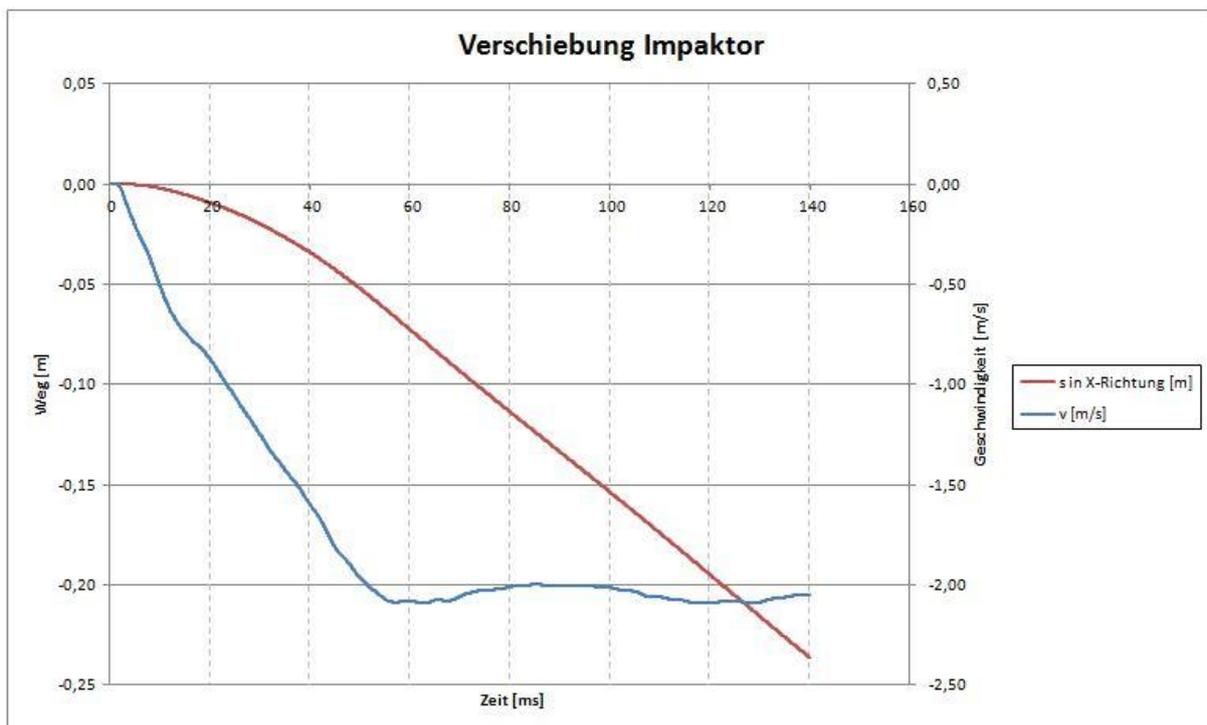


Abbildung 54: Theoretische Längsverschiebung Impaktor-Schlitten

9.3 Containertragwagen mit Schienenbett

9.3.1 Aufbau

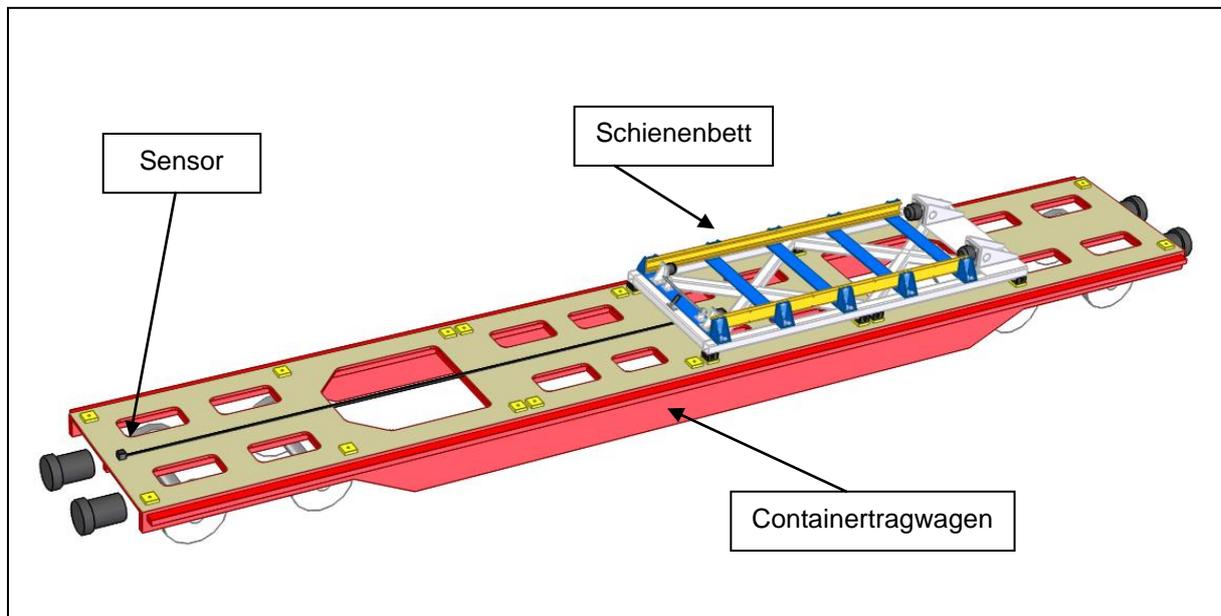


Abbildung 55: Containertragwagen mit Schienenbett

Als Träger des Schienenbetts dient ein Containertragwagen des Typs Sgss-y 703. Der Containertragwagen entsteht auf der Grundlage des Sgns 694 Containertragwagens, welcher durch den Austausch der Drehgestelle auf Schnellfahrdrehgestellen der Baureihe DRSS für eine Hochgeschwindigkeit von 160 [km/h] umgerüstet wird. In den 90er-Jahren wurde von der Firma Talbot eine solche Serie gebaut, wobei die Wagenbrücke unverändert bleibt. Die Sgss-y 703 Wagen sind mit ep-Hochleistungsbremsen, automatischer Lastabbremung, Schnellbrems-Beschleuniger und Gleitschutz ausgestattet.[12]

Das Schienenbett besteht aus einem Hohlprofilrahmen, auf dessen Unterseite 8 Containerecken befestigt sind. Diese Containerecken entsprechen der ISO Norm 1161 und sind entsprechend der Befestigungsmöglichkeiten auf dem Sgss-y 703 positioniert. Auf diesen Rahmen sind über fünf Konsolen, die zur Fixierung der Führungsschienen mit dem Typ 6NbV, PG 6 NbV dienen, montiert, deren Schraubenberechnung im Anhang zu finden ist. Neben der Aufgabe der Fixierung der Führungsschienen ist eine weitere Aufgabe dieser Konsolen, den benötigten Toleranzausgleich zwischen den genau zu positionierenden Schienen und den Hohlprofilrahmen zu gewährleisten.

Am vorderen Ende sowie auch am hinteren Ende der Schienen sind Gummipuffer aufgebaut. Die Vorderen mit dem Typ RIW-160 NO 16952 dienen als Not-Anschlagstelle, falls der Impaktor-Schlitten nach dem Aufprall mit dem Testobjekt nicht vollständig zurück rollt und bei dem Bremsvorgang des Zugs nach vorne rollen würde. Auf der Rückseite befinden sich Gummipuffer des Typs RIW-250 NO 16952, wie schon im vorhergegangenen Kapitel erwähnt.

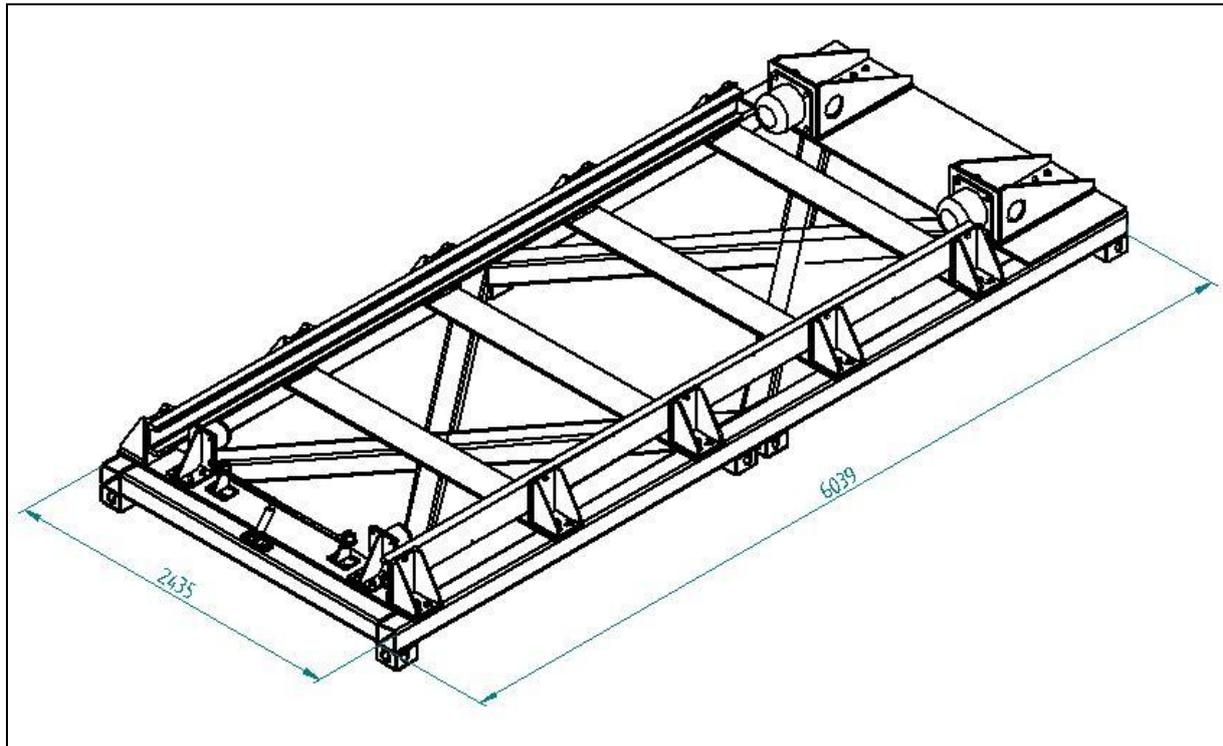


Abbildung 56: Isometrische Zeichnung Schienenbett

Der Auslösemechanismus ist analog zu den in Kapitel 9.1.2 erwähnten, mit dem Unterschied, dass hier keine Seilwinde benötigt wird, da die zu erwartende Rollreibung (Formel 4-8) unter 100 [N] ist und somit ein Verschieben des Impaktor-Schlittens von Hand möglich ist. Das Trigger-Signal kommt von einer Lichtschranke, die im vorderen Bereich des Containertragwagens positioniert ist. Sobald die Lichtschranke den Masten passiert, gibt diese ein Signal zur Steuerungstechnik, welche den Auslösemechanismus mit Strom versorgt. Auf Grund der Auslösezeit von 0,25 Sekunden beträgt der Abstand zwischen Sensor und Impaktor 10 Meter.

9.3.2 Festigkeitsnachweis Schlittenbett

Der Festigkeitsnachweis des Schienenbetts erfolgt wie bei dem Impaktor-Schlitten mit den implementierten Simulationsprogramm von Solid Edge. Als angreifende Kräfte werden die Ergebnisse der Simulation aus dem Kapitel 4.5.2.3 verwendet, entsprechend der Lagerung umgerechnet und als statische Belastung auf Teilbereichen der Laufflächen der Führungsschienen aufgebracht.

Im Gegensatz zu der vorherigen Simulation, bei der der Impaktor-Schlitten am Ende des Fahrweges positioniert ist, wird bei dieser Simulation die Position direkt beim Erstkontakt zwischen Impaktor und Testobjekt nachgerechnet. Die Unterseiten der Containerecken werden in allen sechs Freiheitsgraden gesperrt. Die Verteilung der Spannung ist in der Abbildung 57, die Verformung in der Abbildung 58 ersichtlich.

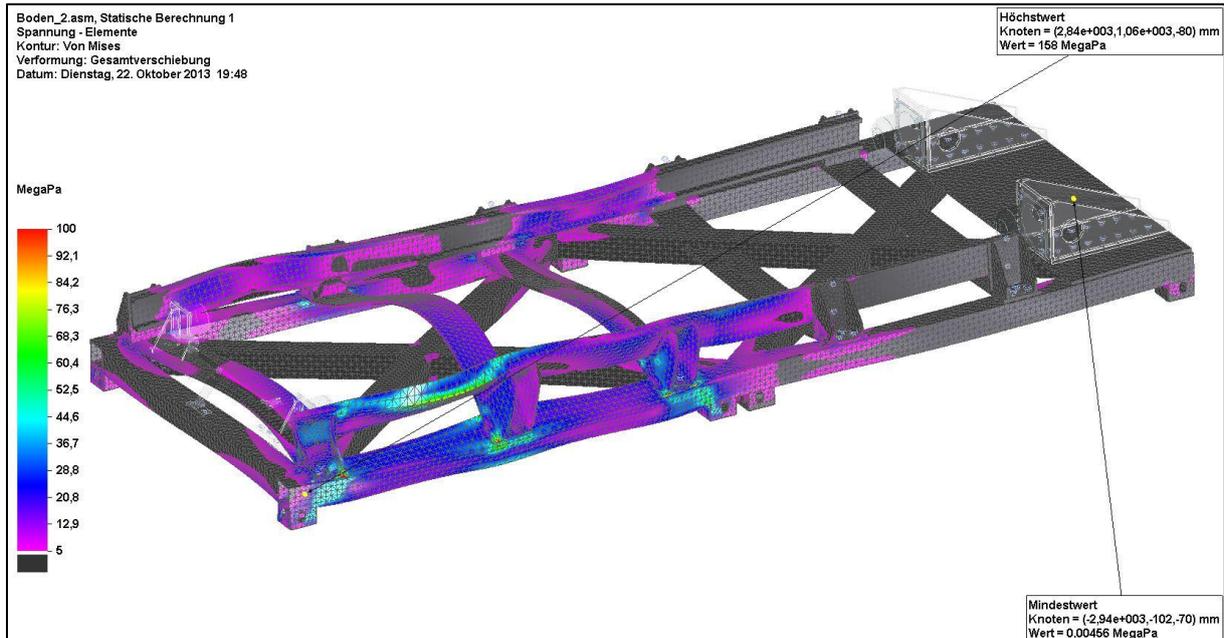


Abbildung 57: Spannungsverteilung Schienenbett

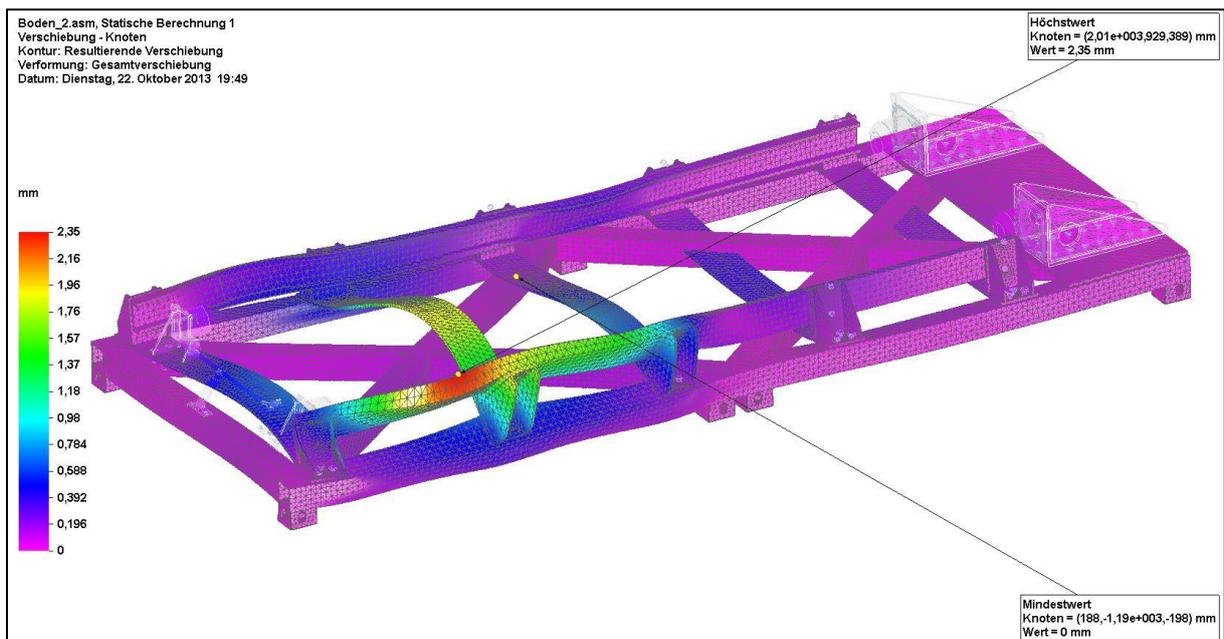


Abbildung 58: Verformung Schlittenbett

Die Befestigung des Schienenbetts erfolgt mit dem handelsüblichen Befestigungssystem für Container, welches auf jeden Containertragwagen vorhanden ist. Diese sind nach einem Gutachten der TÜV Nord auf folgende Belastungen dimensioniert [13]:

x-Richtung +/-170 [kN]

y-Richtung +/-85 [kN]

z-Richtung +85; -170 [kN]

Da die zu erwartenden Kräfte deutlich niedriger sind als die zulässigen, ist eine weitere Überprüfung der Festigkeit in diesen Bereich nicht notwendig.

Die Verschiebung des Containertragwagens mit Schlittenbett auf Grund des Aufpralls des Impaktors auf den zu testenden Masten, ohne Berücksichtigung der Spurführung zwischen Rad und Schiene, kann mit dem Impulssatz berechnet werden. Eine weitere Vernachlässigung erfolgt dadurch, dass der Anschlusskontakt zwischen Containertragwagen und den davor befindeten Containertragwagen nicht berücksichtigt wird. Damit ergibt sich eine Systemmasse von 26 [to], dessen Verschiebung (in Abbildung 59 dargestellt) weniger als 10 [mm] beträgt.

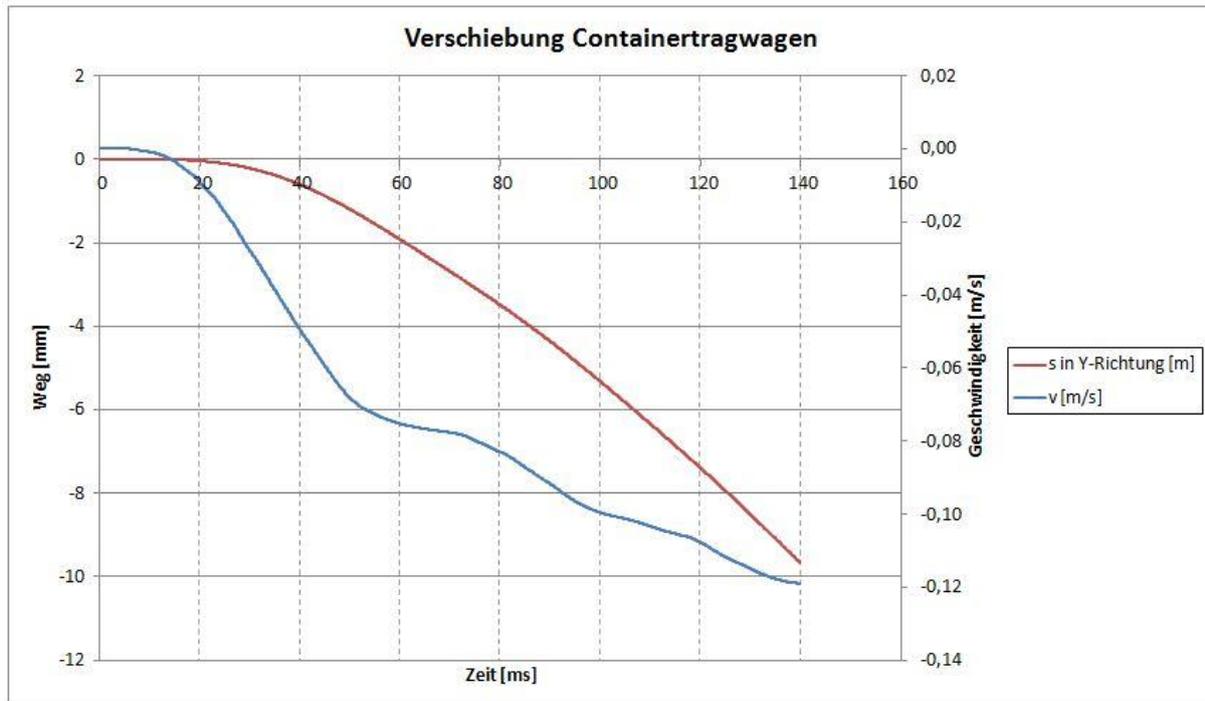


Abbildung 59: Theoretische Querverschiebung Containertragwagen

9.3.3 Treffergenauigkeit

In diesem Kapitel soll eine kurze Betrachtung der erreichbaren Treffergenauigkeit untersucht werden, damit die Einhaltung der gesetzlichen Vorgabe von +/- 100 mm garantiert werden kann.

Bekanntlich führt ein Radsatz auf der Schiene einen sinusförmigen Verlauf aus. Dies hat eine direkte Auswirkung der Treffergenauigkeit des Impaktors auf das Testobjekt. Begrenzt wird diese sinusförmige Bewegung unter anderem durch das vorhandene Spurspiel zwischen Rad und Schiene. In der nachfolgenden Tabelle sind die Grenzwerte für Gleisanlagen bzw. für die verwendeten Drehgestelle abgebildet.

	Nennmaß	Toleranzbereich
Spurmaß S_M	1425 mm	1410 ÷ 1426 mm
Spurweite S_W	1435 mm	1430 ÷ 1470 mm
Spurspiel $S_S = S_W - S_M$	10 mm	4 ÷ 60 mm

Tabelle 4: Spurspiel[14](S84)

Auf Grund der sehr neuen und hochmodernen Gleisanlage, auf der die Versuchsdurchführung stattfindet, kann mit einer Spurweite gerechnet werden, welche die maximalen Toleranzen nicht ausschöpft.

Eine weitere Ungenauigkeit kann durch das Spiel der Achslagergehäuse mit ca. ± 25 [mm] und der Sekundärfederung des Waggons entstehen. Diese Auslenkungen können durch Versuche auf der Strecke mittels Beschleunigungsaufnehmern gemessen und dementsprechend bei der Positionierung des Testobjekts berücksichtigt werden.

Mit den Verformungen der einzelnen Komponenten, der theoretischen Verschiebung des Containertragwagens, sowie dessen Spurspiel ergibt sich eine maximale Trefferabweichung zu Beginn und während des Aufpralls von unter 50 [mm]. Somit können die gesetzlichen Anforderungen erfüllt werden.

10 Prüfdurchführung

10.1 Zug

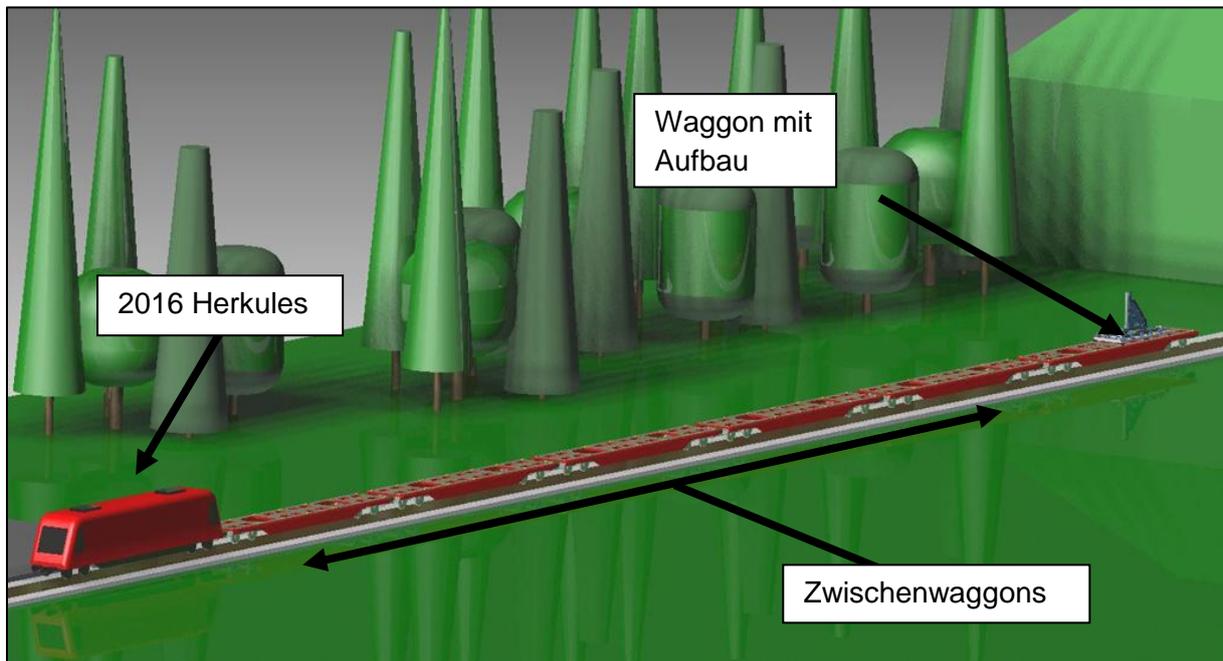


Abbildung 60: Zug

Der Zug (Abbildung 60) besteht aus der Lok, die die Antriebsleistung erzeugt, und mehreren Containertragwagen des Typs Sgss 703. Als Triebwagen dient die Diesellok der Baureihe 2016 Hercules der ÖBB. Diese Baureihe zeichnet einen direkt an den Dieselmotor angeflanschten bürstenlosen Drehstromgenerator aus. Mittels Gleichrichterbrücke speist der Generator einen Gleichspannungszwischenkreis, der den Pulswechselrichter zur Versorgung der Drehstrom-Asynchronmotoren, den Zugsammelschienenumrichter zur Versorgung der Sammelschiene und Hilfsbetriebe-Tiefsetzteller versorgt. Die gesamte Leistungselektronik ist wassergekühlt. Die Steuerung übernimmt das Loksteuergerät SIBAS 32. Die technischen Daten sind in der nächsten Abbildung aufgelistet.[15]

TECHNISCHE DATEN	
Achsfolge	Bo'Bo'
Spurweite	1435 mm
Masse	80 t
Länge	19275 mm
Drehzapfenabstand	10362 mm
Breite	2870 mm
Raddurchmesser (neu/abgenutzt)	1100/1020 mm
Max. Geschwindigkeit	140 km/h
Dieselmotor	MTU 16 V 4000 R41
Leistung	2000 kW
Drehzahl	600 – 1800 min ⁻¹
Anfahrzugkraft (bei $\mu = 0,3$)	235 kN
Max. Bremskraft	100 kN
Kleinster befahrbarer Bogen	100 m
Max. Radleistung	1600 kW
Max. Radbremsleistung (eL)	1000 kW
Umgebungs-temperaturbereich	-25°C bis +40°C
Umgrenzungsprofil	UIC 505-1

Abbildung 61: Technische Daten 2016 Hercules[15]

Aus der benötigten Zeit für den Senkvorgang (Kapitel 9.1.3) ergibt sich die benötigte Anzahl der Containertragwagen. Mit einer definierten Länge von 19,7 Metern und einer Geschwindigkeit von 38,9 [m/s] ergibt sich ein benötigter Abstand zwischen Lok-Ende und Impaktor von 102 Meter. Damit ergibt sich eine Anzahl von 5 Containertragwagen als Zwischenwagen + den Containertragwagen mit dem Schienenbett-Aufbau.

10.1.1 Beschleunigungsvorgang

Mit den Zugkraftdiagramm der Diesellok 2016 (Abbildung 62), der Geographie der Strecke, sowie der Kenntnis des Zugaufbaus kann nun die benötigte Strecke berechnet werden, welche von Nöten ist, um den Zug auf 140 [km/h] zu beschleunigen.



Abbildung 62: Zugkraftdiagramm 2016 Hercules[15]

Mit der Formel (10-1) wird der Geschwindigkeitsverlauf der vorgegebenen Strecke errechnet.

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = \frac{Z - W}{m} \quad (10-1)[14]$$

Die Widerstände setzen sich aus dem Lauf- und Bewegungswiderstand, dem Streckenwiderstand und dem Beschleunigungswiderstand zusammen (10-2). Um eine leserliche Form zu erhalten werden spezifische Fahrwiderstände verwendet. Dabei dient die Gewichtskraft des Zuges als Normierungsgröße (10-3).

Der Fahrwiderstand setzt sich aus dem Roll- und Lagerwiderstand, Laufunruhewiderstand, Luftwiderstand und dem Anfahrwiderstand zusammen. Diese einzelnen Widerstände sind teils geschwindigkeitsunabhängig, linear und quadratisch von der Geschwindigkeit abhängig. Neben der einzelnen Berechnung dieser Widerstände gibt es eine vereinfachte Widerstandsformel von Sauthoff/Strahl (DB-AG) (10-4), welche auf empirische Werte von Versuchen zurückzuführen ist.

Der Streckenwiderstand besteht aus dem Neigungswiderstand, Krümmungswiderstand und Tunnelwiderstand. Da es sich bei der Versuchstrecke um eine ebene und annähernd gerade Strecke handelt und die Endgeschwindigkeit vor dem Tunneleintritt erreicht wird, können diese Widerstände vernachlässigt werden.

Der Beschleunigungswiderstand setzt sich aus den Trägheitskräften der translatorischen Gesamtmasse, sowie aus den gesamten rotierenden Massen zusammen. Eine Näherung erfolgt mit der Formel (10-5). Wobei ξ ein Faktor zur Berücksichtigung der Rotationsenergie darstellt.

$$W = W_F + W_{Str} + W_B \quad (10-2)[14]$$

$$w = \frac{W}{m \times g} \quad (10-3)[14]$$

$$w_F = 2,5 + \frac{k \times (v + \Delta v)^2}{1000} \quad (10-4)[14]$$

$$w_B = \frac{\xi \times a}{g} \times 1000 \quad (10-5)[14]$$

a	Beschleunigung Fahrzeug [m/s ²]
Z	Zugkraft [N]
W	Widerstände [N]
m	Masse Zug [kg]
W _F	Fahrwiderstand [N]
W _{Str}	Streckenwiderstand [N]
W _B	Beschleunigungswiderstand [N]
w	spezifischer Widerstand [N/kN]
g	Erdbeschleunigung [m/s ²]
k	Konstante
v	Geschwindigkeit Zug [km/h]
Δv	Geschwindigkeit Seitenwind [km/h]

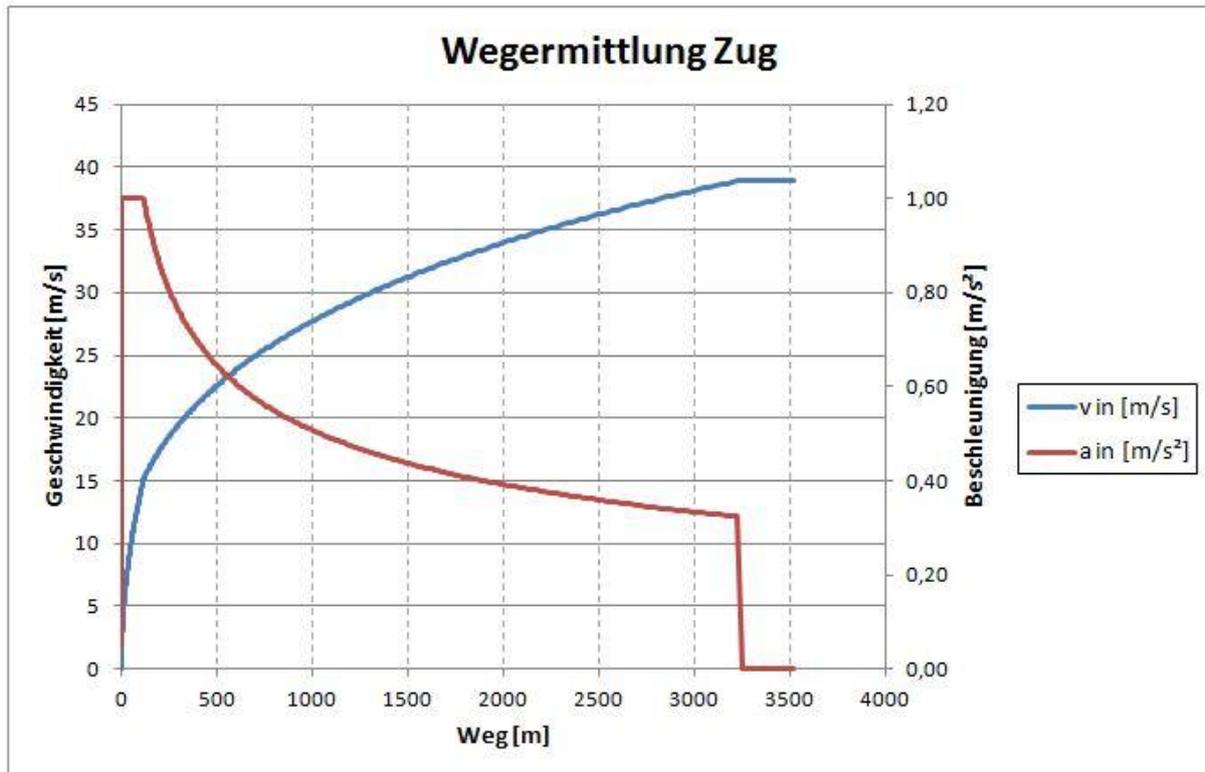


Abbildung 63: Benötigte Beschleunigungsstrecke

Mit einer Gesamtmasse des Zuges von 220 Tonnen ergibt sich eine benötigte Strecke von 3250 Metern. Eine grafische Darstellung des Geschwindigkeitsverlaufes sowie der Beschleunigung in Abhängigkeit der Strecke zeigt die Abbildung 63.

10.1.2 Bremsvorgang

Zur Ermittlung des Bremswegs wird die Gleichung (10-6) herangezogen. Diese stellt eine Näherung zur Realität dar. Da die Kenntnis über den exakten Bremsweg der Lok für die Versuchsdurchführung nicht notwendig ist, wird diese Formel als ausreichend erachtet. Mit dieser ergibt sich ein Bremsweg von 1020 Metern.

$$s = \frac{v_0^2}{2 \times a} + \frac{v_0 \times t_1}{2} - \frac{a \times t_1^2}{24} \approx \frac{v_0^2}{2 \times a} + \frac{v_0 \times t_1}{2} \quad (10-6)[14]$$

Die Abbildung 64 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf bzw. den Verzögerungsverlauf abhängig von dem Bremsweg.

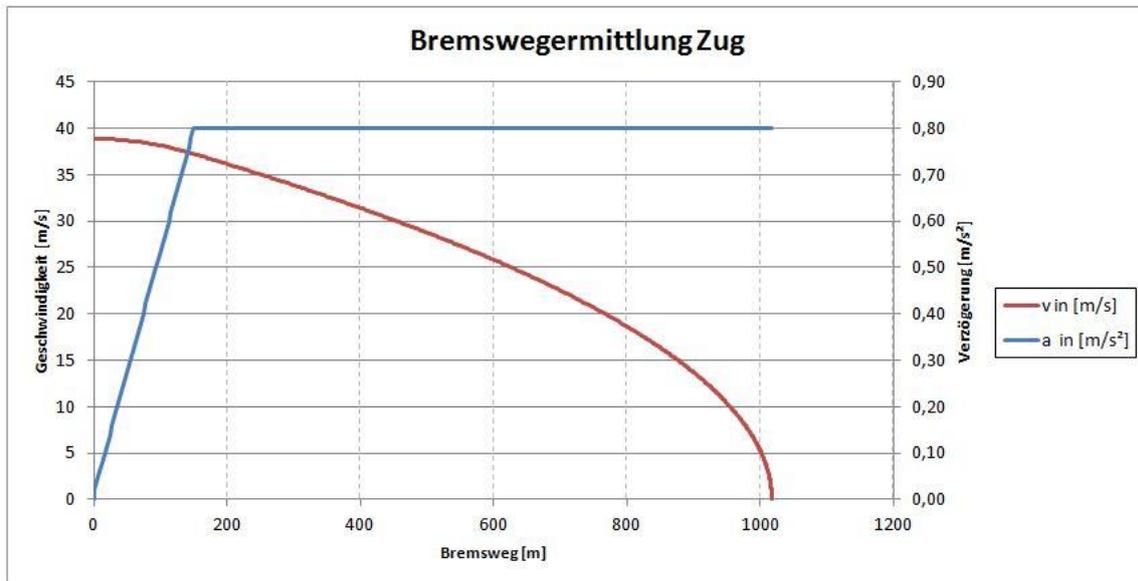


Abbildung 64: Bremskraftdiagramm 2016 Hercules

Mit dem Beschleunigungsweg, dem Bremsweg und dem Streckenabschnitt für die Versuchsdurchführung, welcher mindestens 200 [m] betragen soll, ergibt sich eine minimale Streckenlänge von 4500 Metern.

10.2 Prüfgelände

Das Prüfgelände wurde nach den erforderlichen Anforderungen ausgewählt und befindet sich auf der Koralmbahnstrecke auf dem Streckenabschnitt "Werndorf-Wettmanstätten". Dieses Prüfgelände weist mehrere Vorteile gegenüber Alternativen auf. Der Hauptvorteil ist die Kombination einer Stecke, die für hohe Geschwindigkeiten gebaut wurde, und das Fehlen einer Oberleitung, welche nicht vor 2019 nachgerüstet werden wird. Somit entsteht eine hochmoderne Stecke, die optimal auf die Versuchsbedingungen zugeschnitten ist.

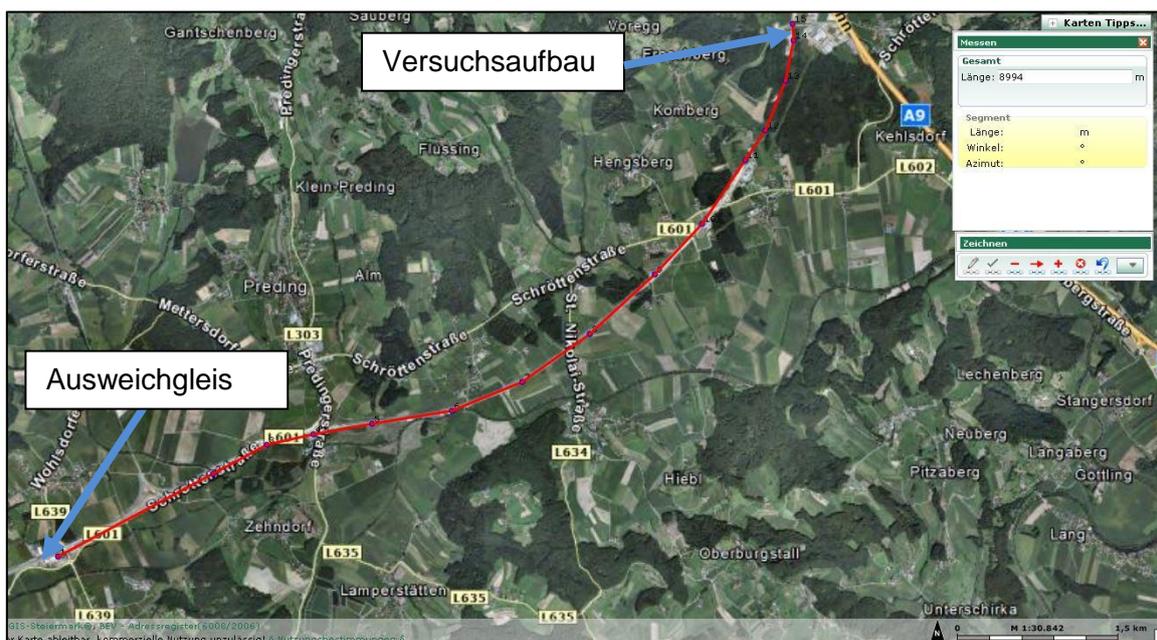


Abbildung 65: Anfahrtsstrecke Prüfgelände[16]

Die Tatsache, dass ein Ausweichgleis in einer Entfernung von 9 Kilometern vor dem Versuchsstandort vorhanden ist, ist äußerst vorteilhaft (Abbildung 65). Die Entfernung ist einerseits ausreichend, um den Zug auf die nötige Geschwindigkeit zu beschleunigen, andererseits nicht zu weit entfernt, was unnötige Kosten verursachen würde. Ein weiterer Vorteil besteht darin, dass die Strecke annähernd eben und gerade verläuft. Der Vorteil, dass sich das Prüfgelände in der Nähe des Firmensitzes der Firma Concept-Tech befindet, schlägt sich positiv auf die variablen Kosten der Versuchsdurchführung nieder.

Der Nachteil besteht darin, dass die Versuchsstrecke eine öffentliche Bahnstrecke ist, und somit auf den öffentlichen Verkehr Rücksicht genommen werden muss. Da dieser Streckenabschnitt am Wochenende (von Samstag, 12:00, bis Sonntag, 24:00) nicht befahren wird, kann diese Zeit für die Versuchsdurchführung verwendet werden.

Der genaue Standort des Versuchsaufbaus befindet sich ca. 100 Meter hinter dem Nordportal des Hengstbergtunnels. Dadurch ist der Versuchsaufbau auf die erweiterte Regellichtweite des Tunnels eingeschränkt. Da es jedoch als äußerst problematisch von Seiten der ÖBB gesehen wird, wenn ein Objekt den Regellichtraum verlässt, ist dies kein unbedingter Nachteil dieser Strecke zu anderen.



Abbildung 66: Nordportal Hengstbergtunnel[17]

In der Abbildung 66 ist ersichtlich, dass eine ausreichende Infrastruktur zur Positionierung des Versuchsaufbaus gegeben ist.

11 Messsystem und Aufzeichnung

11.1 Kraftaufnehmer und Beschleunigungsaufnehmer

Die Aufzeichnung der auftretenden Kräfte während des Versuches erfolgt über drei triaxial messende FTSS-Kraftaufnehmer (Datenblatt im Anhang), die direkt hinter dem Impaktor befestigt sind. Diese liefern die Kraftschriebe die zur Beurteilung des Versuches unerlässlich sind. Mit den Ergebnissen aus der Aufzeichnung wird nachgewiesen, ob ein Mast die Kriterien erfüllt, bzw. die Frangibility-Anforderungen der *ICAO ANNEX 14* sowie von *Aerodrome Design Manuals Part6: Frangibility* erfüllt sind.

Zusätzlich wird ein triaxialer Beschleunigungsaufnehmer der Firma ASC mit dem Typ ASC74 C1 (Datenblatt im Anhang) hinter dem mittleren Kraftaufnehmer positioniert. Mit der Aufzeichnung der Beschleunigungen kann anschließend die Geschwindigkeitsdifferenz des Impaktors während der Kollision des Impaktors mit dem Testobjekt berechnet werden.

Die Aufzeichnung der Beschleunigungs- und Kraftdaten erfolgt mit Dewesoft. Die Auswertung der Daten erfolgt mit Diadem.

11.2 Überprüfung der ausgewählten Sensoren

Um den Messergebnissen vertrauen zu können, müssen die gewählten Sensoren auf ihre Einsatztauglichkeit überprüft werden. Die vorgeschlagenen Sensoren weisen folgende Eigenfrequenzen auf:

Beschleunigungsaufnehmer AC74C1: > 4000 [Hz]

Kraftaufnehmer FTSS: > 5000 [Hz]

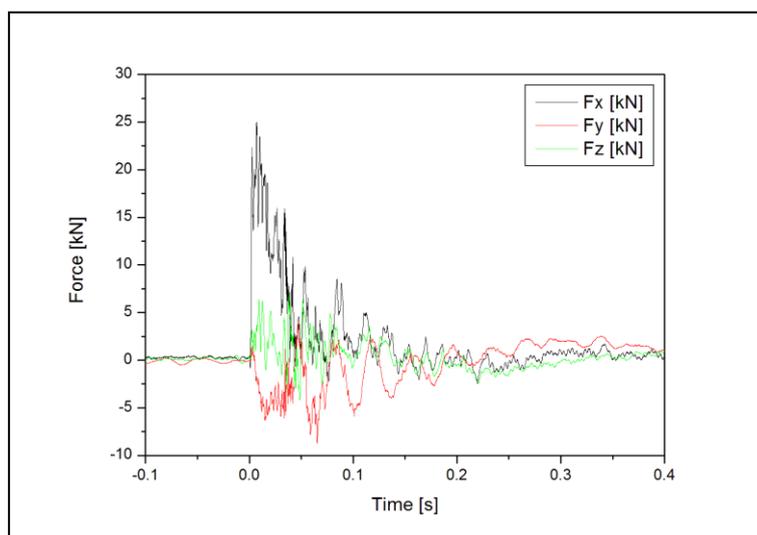


Abbildung 67: Kraftmessung ILS-GS-Tower mittlerer Kraftaufnehmer

An Hand einer Frequenzanalyse des auftretenden Impulses soll überprüft werden, ob die Sensoren in Ihrer Eigenfrequenz angeregt werden. Der Impuls wird einerseits aus den Messergebnissen der ILS/GLS Tower Test – Versuchsreihe herangezogen (Kapitel 4.5.1), andererseits aus der Simulation (Kapitel 4.5.2), welche für die Auslegung der mechanischen Komponenten durchgeführt wurde. Somit soll mit einer Überprüfung beider Szenarien

(Realversuch und Simulation) das Spektrum zwischen diesen beiden abgesichert werden. Die Abbildung 67 zeigt die ungefilterte Kraftauswertung des Realversuches. Durch die gegebene Zeitaufösung von 5×10^{-5} [s] ist die Frequenzuntersuchung auf eine Grenzfrequenz von 10 [kHz] begrenzt. (Nyquist-Grenze (11-1))

$$f_{nyquist} = \frac{1}{2} \times f_{abtast} \quad (11-1)$$

In den folgenden Abbildungen sind die auftretenden Frequenzen dargestellt (Abbildung 68 bis Abbildung 70). Die dazu verwendete Fast-Fourier-Transformation ist mit dem Programm "origin" durchgeführt. In diesen Abbildungen ist ersichtlich, dass nahezu keine Frequenzen über 1500 [Hz] auftreten.

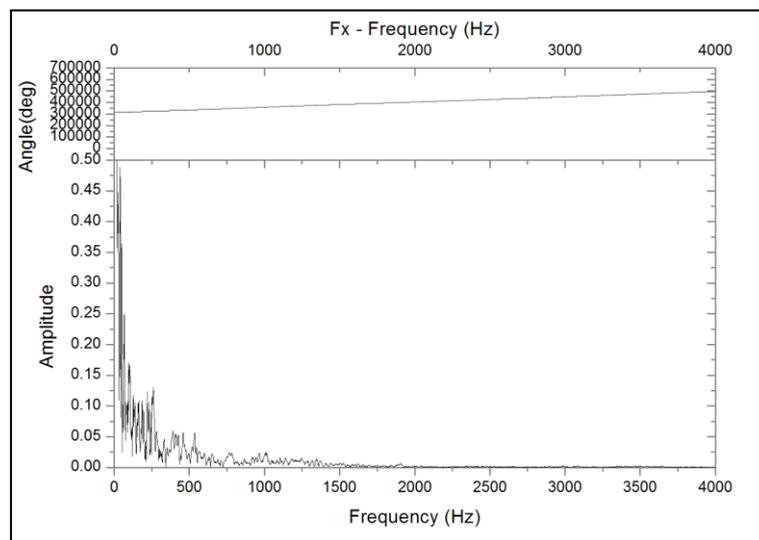


Abbildung 68: Frequenzen durch F_x

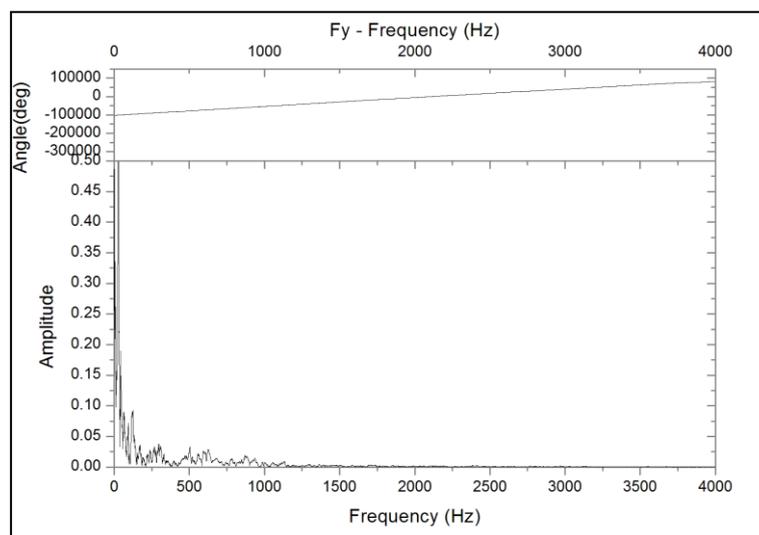


Abbildung 69: Frequenzen durch F_y

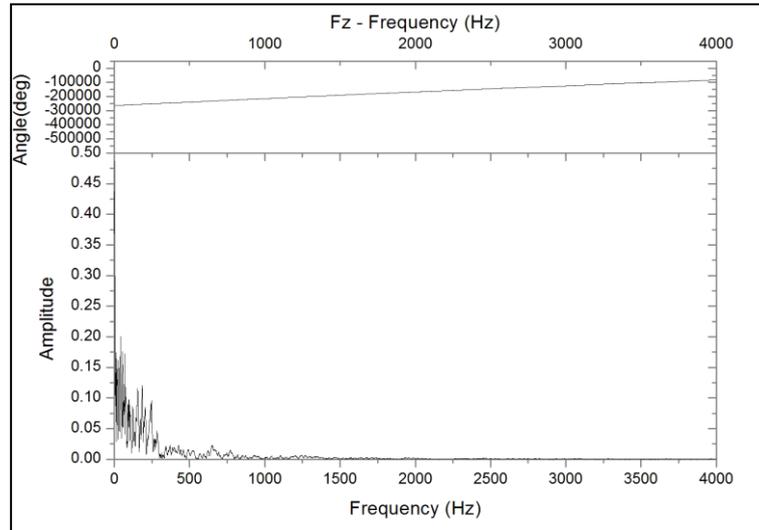


Abbildung 70: Frequenzen durch F_z

In der Abbildung 71 ist die Kraftauswertung des mittleren Beams dargestellt. Die Fast-Fourier-Transformationsauswertung ist in der Abbildung 72 dargestellt. Man kann erkennen, dass entgegen der Erwartungen die auftretenden Frequenzen nur bis zu 1000 [Hz] eine erkennbare Amplitude aufweisen. Grund dafür ist das in der Simulation gewählte Material (Aluminium), welches im Vergleich zu glasfaserverstärktem Kunststoff, welcher bei den getesteten Masten eingesetzt wurde, eine höhere Bruchdehnung aufweist und somit einen duktileren Bruchcharakter zeigt. Auch ist erkennbar, dass nicht die auftretende Krafthöhe von Bedeutung ist, sondern die Kraftanstiegsgeschwindigkeit.

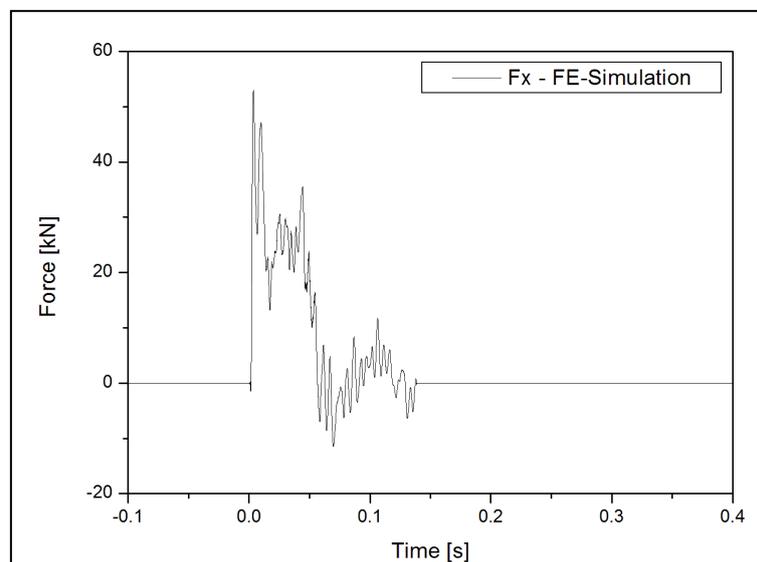


Abbildung 71: Kraftauswertung FE-Simulation

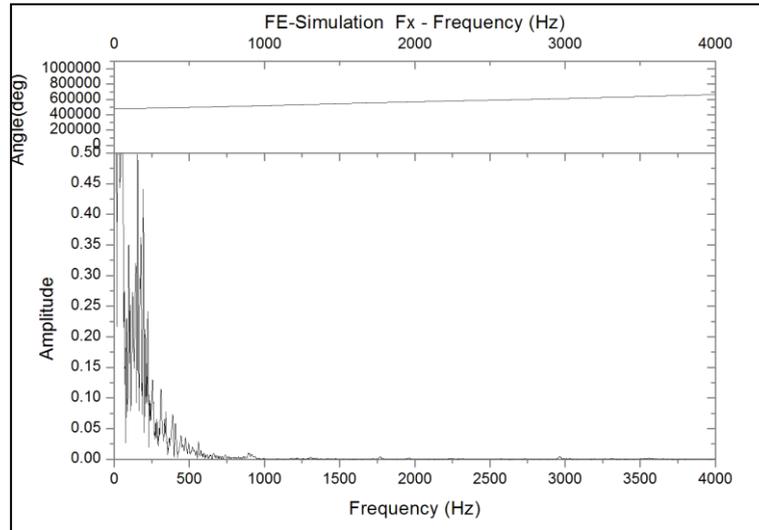


Abbildung 72: Frequenzen durch FE-Simulation F_x

Auf Grund der Impulsuntersuchungen kann festgestellt werden, dass die ausgewählten Sensoren für die Beschleunigung sowie für die Kraftmessung geeignet sind, da ihre Eigenfrequenzen durch den Impuls nicht angeregt werden.

11.3 Videoaufzeichnung

Die Videoaufzeichnung erfolgt über fünf Hochgeschwindigkeitskameras. Dabei werden vier Kameras der Firma SpeedCam (Datenblatt im Anhang) mit einer Bildfrequenz von 1000 [Bilder/sec], wie in der Abbildung 73 schematisch dargestellt, am Prüfgelände positioniert. Die fünfte Kamera mit einer Bildfrequenz von 2000 [Bilder/sec] ist direkt am Schlitten unterhalb des Impaktors positioniert. (Datenblatt im Anhang)

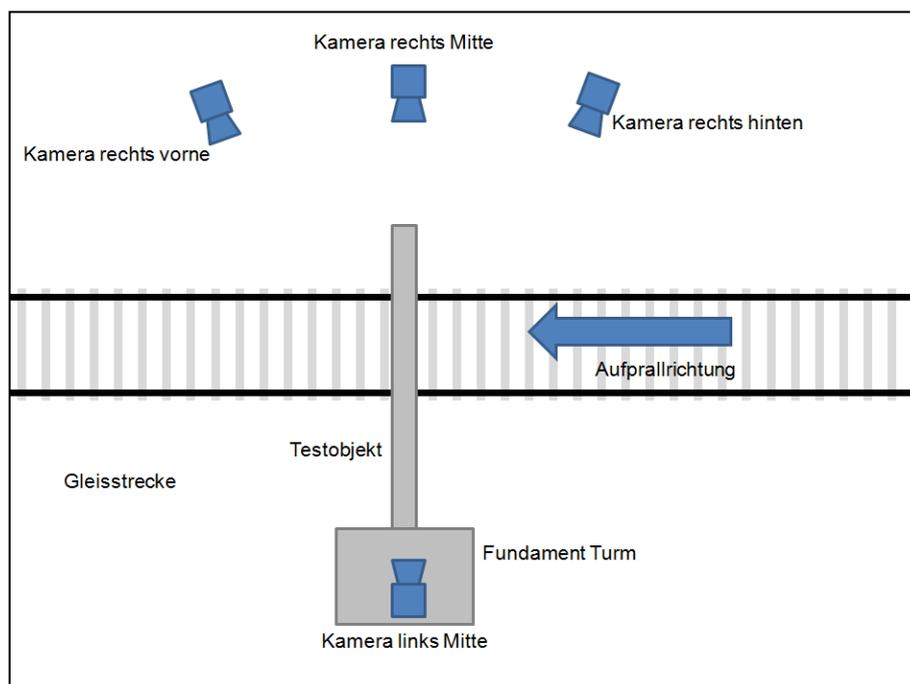


Abbildung 73: Übersicht Kamerapositionen

12 Beschreibung der Versuchsdurchführung

Vor der Versuchsdurchführung wird die Mast Hebe- und Senkvorrichtung am Prüfgelände (Nordportal Hengstbergtunnel) aufgebaut. Bevor das Testobjekt montiert wird, wird die Funktionsweise der Einrichtung mit einem Prüfgewicht, welches den Mast simulieren soll, überprüft. Bei diesem Vorgang gilt es die Einstellung der Bremse und die richtige Funktionsweise des Auslösemechanismus zu testen und gegebenenfalls einzustellen. Dabei wird die benötigte Zeit von Auslösesystem und Senkvorgang überprüft.

Der Zug wird auf dem Ausweichgleis in Wettmanstätten vorbereitend. Das Schlittenbett mit dem Impaktor-Schlitten wird mit einem Autokran auf den letzten Containertragwagen befestigt. Der Lasersensor wird im benötigten Abstand vor dem Impaktor-Schlitten montiert. Anschließend wird die Funktionsweise des Auslösesystems kontrolliert. Die Überprüfung der Arretierung des Impaktor-Schlittens am Ende des Fahrweges wird ebenfalls durchgeführt. Die Messtechnik mit Trigger-Signal wird überprüft. Die Kraftaufnehmer und der Beschleunigungsaufnehmer werden mit entsprechenden Kraft- und Stoßeinwirkungen auf den Impaktor auf ihre Funktionsweise getestet.

Wenn beide Systeme, Zug und Mast Hebe- und Senkvorrichtung, sowie die Kamerapositionen theoretisch eingestellt sind, wird ein Trockenlauf durchgeführt. Dies bedeutet eine Versuchsdurchführung ohne Testobjekt. Dabei soll die Funktionsweise der Systeme im Realversuch ohne die Gefahr von Folgeschäden getestet werden. Wenn dies erfolgreich durchgeführt wurde, wird der Zug wieder in Ausgangsposition gebracht, der Mast auf der Mast Hebe- und Senkvorrichtung montiert und ebenfalls in Ausgangsposition gebracht, und der Versuch mit den Masten durchgeführt.

13 Resümee

Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung eines Prüfverfahrens, welches eine Kollision eines Kleinflugzeuges mit einem Instrumentenlandesystem-Mast nachbildet. Damit sollen die gesetzlichen Zerbrechlichkeitsanforderungen von ILS-Masten überprüft werden.

Durch die Recherche, die Erarbeitung diverser Konzepte und einer anschließenden Bewertung dieser an Hand einer Nutzwertanalyse ist ein Konzept entwickelt worden, welches einen gezogenen Güterwaggon mit Impaktor-Aufbau in Kombination mit einer Senkvorrichtung für des Testobjekt beinhaltet.

Somit ist ein zukunftsweisendes Test-Setup entstanden, welches zur Überprüfung der Zerbrechlichkeitsanforderungen der International Civil Aviation Organization verwendet werden wird.

14 Abbildungsverzeichniss

Abbildung 1: Schematische Darstellung aller ILS-Informationen[2].....	7
Abbildung 2: Landekursendemast[3].....	8
Abbildung 3: Gleitwegsendemast[4]	8
Abbildung 4: Impakt (Symbolische Darstellung).....	11
Abbildung 5: Position der Kraft- , Weg- und Beschleunigungsaufnehmer [6]	15
Abbildung 6: Test-Setup ILS/GS Tower [7].....	16
Abbildung 7: Test-Setup Frangibility Pole-Test [6]	16
Abbildung 8: Simulation Überblick	17
Abbildung 9: Simulation Vorderansicht	18
Abbildung 10: Simulation Seitenansicht Gestell.....	19
Abbildung 11: Simulation Detail Beams.....	19
Abbildung 12: Vergleich Mastwandstärke	20
Abbildung 13: Simulationsergebnisse Kräfte oben.....	21
Abbildung 14: Simulationsergebnisse Kräfte Mitte	21
Abbildung 15: Simulationsergebnisse Kräfte unten.....	22
Abbildung 16: Simulationsergebnisse resultierende Kräfte	22
Abbildung 17: Simulationsergebnisse Beschleunigungen oben	23
Abbildung 18: Simulationsergebnisse Beschleunigungen Mitte	23
Abbildung 19: Simulationsergebnisse Beschleunigungen unten	24
Abbildung 20: Simulationsergebnisse Energien.....	25
Abbildung 21: Übersicht Konzepte.....	28
Abbildung 22: Skizze Seilbahnsystem	29
Abbildung 23: Schiefe Ebene Skizze 1	30
Abbildung 24: Schiefe Ebene Skizze 2	30
Abbildung 25: Prinzipskizze Freier Fall (Brücke).....	32
Abbildung 26: Fallturmanlage Prinzipskizze	33
Abbildung 27: Zusammenhang Fallhöhe und Anlaufstrecke Fallturmkonzept	35
Abbildung 28: Zusammenhang Fallgewichtsmasse und Anlaufstrecke Fallturmkonzept.....	35
Abbildung 29: Prinzipskizze Rollercoaster Konzept	36
Abbildung 30: Aufbau Zweiwegfahrzeug.....	37
Abbildung 31: Aufbau Güterwaggon mit Lok.....	38
Abbildung 32: Prinzipsansicht Rotationskonzept	39
Abbildung 33: Variante 1 – Lok schiebt	41
Abbildung 34: Zeitpunkt t_0	42
Abbildung 35: Zeit $t_0 - t_1$	42
Abbildung 36: Zeitpunkt t_2	43
Abbildung 37: Zeitpunkt t_3	43
Abbildung 38: Variante 2 – Lok zieht	44
Abbildung 39: Überblick Masthalte- und Mastsenkensystem	45
Abbildung 40: Querverschiebung Turm	46
Abbildung 41: Auslöse- und Hebesystem	47
Abbildung 42: Senkvorgang.....	47
Abbildung 43: Parameter des Senkvorgangs.....	48
Abbildung 44: Bremse für Senkvorgang	49
Abbildung 45: Detailansicht Bremse	50

Abbildung 46: Auslösehebel für zweite Bremsstufe	51
Abbildung 47: Zeitermittlung Bremsstufenwechsel	52
Abbildung 48: Darstellung Hydraulische Bremse	53
Abbildung 49: Plattform	54
Abbildung 50: Isometrische Ansicht Impaktor-Schlitten	55
Abbildung 51: Impaktor-Schlitten	56
Abbildung 52: Spannungsverteilung Impaktor-Schlitten	57
Abbildung 53: Verformung Impaktor-Schlitten	57
Abbildung 54: Theoretische Längsverschiebung Impaktor-Schlitten	58
Abbildung 55: Containertragwagen mit Schienenbett	59
Abbildung 56: Isometrische Zeichnung Schienenbett	60
Abbildung 57: Spannungsverteilung Schienenbett.....	61
Abbildung 58: Verformung Schlittenbett	61
Abbildung 59: Theoretische Querverschiebung Containertragwagen	62
Abbildung 60: Zug	64
Abbildung 61: Technische Daten 2016 Hercules[15]	64
Abbildung 62: Zugkraftdiagramm 2016 Hercules[15]	65
Abbildung 63: Benötigte Beschleunigungsstrecke	67
Abbildung 64: Bremskraftdiagramm 2016 Hercules	68
Abbildung 65: Anfahrsstrecke Prüfgelände[16]	68
Abbildung 66: Nordportal Hengstbergtunnel[17]	69
Abbildung 67: Kraftmessung ILS-GS-Tower mittlerer Kraftaufnehmer	70
Abbildung 68: Frequenzen durch F_x	71
Abbildung 69: Frequenzen durch F_y	71
Abbildung 70: Frequenzen durch F_z	72
Abbildung 71: Kraftauwertung FE-Simulation	72
Abbildung 72: Frequenzen durch FE-Simulation F_x	73
Abbildung 73: Übersicht Kamerapositionen	73

15 Literaturverzeichnis

- [1] „PROCESS Lexikon,“ [Online]. Available: <http://www.process.vogel.de>. [Zugriff am 17 Oktober 2013].
- [2] B. Büdenbender, „DC4DD,“ [Online]. Available: <http://www.dc4dd.de/P18-ILS.pdf>. [Zugriff am 15 Mai 2013].
- [3] „MAW Telekom,“ [Online]. Available: <http://www.maw.pl/en/o/ILS>. [Zugriff am 5 Oktober 2013].
- [4] „Europoles,“ [Online]. Available: <http://www.europoles.de/mobilitaet/luft/gleitwegsendemasten/>. [Zugriff am 05 Oktober 2013].
- [5] ICAO, Aerodrome Design Manual Part 6 Frangibility, International Civil Aviation Organization, 2006.
- [6] C. TECH, „Test Report Frangibility Pole Test May 2010,“ Gratkorn, 2010.
- [7] C. TECH, „Test Report ILS_GS Tower,“ Gratkorn, 2010.
- [8] „Trummer Schutzbauten,“ [Online]. Available: <http://www.trumerschutzbauten.com/>. [Zugriff am 174 Oktober 2013].
- [9] W. H. W. S. J. S. Dietmar Gross, Technische Mechanik 3 8., erweiterte Auflage, Heidelberg: Springer, 204.
- [10] D. M. H. W. M. B. D. J. Wilhelm Matek, Roloff/Matek Maschinenelemente 14. Auflage, Wiesbaden: Vieweg & Shon, 200.
- [11] K.-H. G. Wolfgang Beitz, DUBBEL, Heidelberg: Springer-Verlag, 2001.
- [12] Dietmar Lehmann , „Dybas Die Bahnseiten,“ [Online]. Available: http://www.dybas.de/dybas/gw/gw_s_7/g703.html. [Zugriff am 20 Oktober 2013].
- [13] T. Nord, „Gutachten über Festigkeitsnachprüfung an einem Verriegelungssystem zu Befestigung von Containern auf Fahrzeugchassis,“ TÜv Nord, Hannover, 2005.
- [14] A. Haigermoser, Schienenfahrzeuge Vorlesungsskriptum, Graz: Technische Universität Graz, 07.2002.
- [15] „ÖBB Produktion,“ [Online]. Available: <http://www.oebb-produktion.at/>. [Zugriff am 21 Oktober 2013].
- [16] L. R. K. L. S. Amt der Steiermärkischen Landesregierung, „GIS Steiermark,“ [Online]. Available: <http://www.gis.steiermark.at/cms/ziel/73679/DE/>. [Zugriff am 23 Oktober 2013].

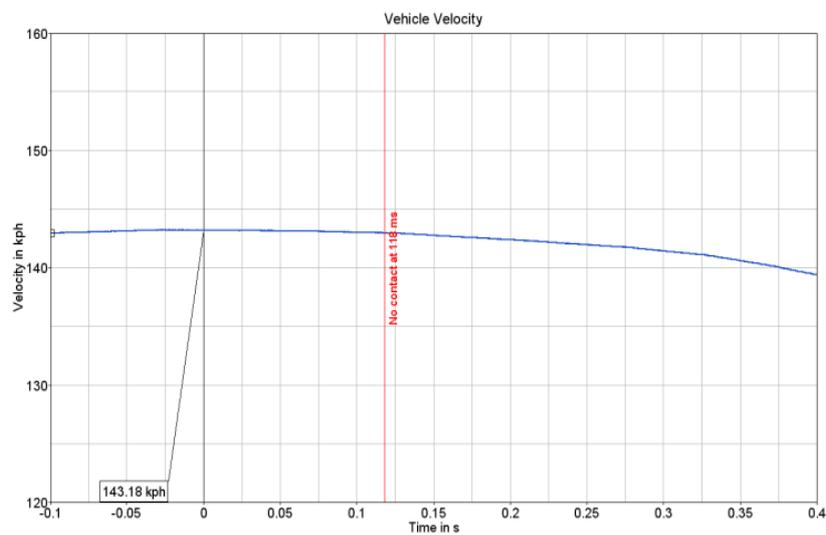
2013].

[17] „Google Maps,“ [Online]. Available: <https://maps.google.de/>. [Zugriff am 23 Oktober 2013].

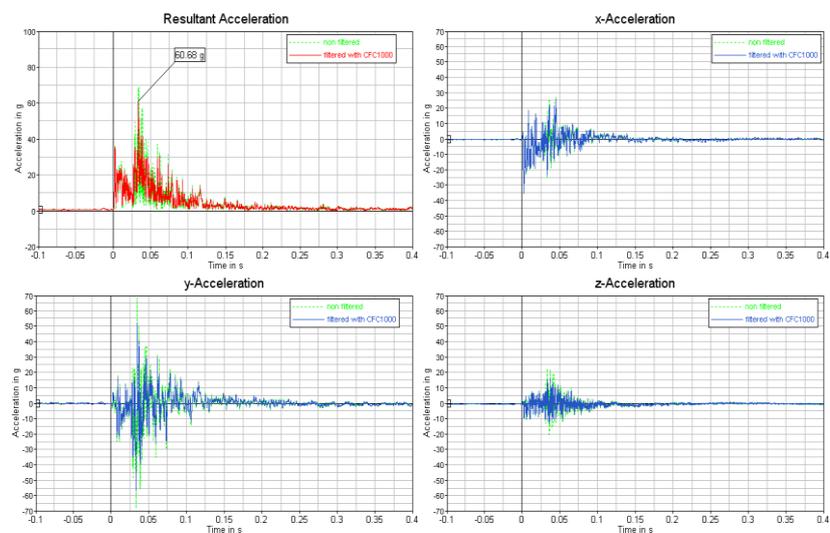
16 Anhang

16.1 Auswertung von Versuchsreihe ILS/GS Tower

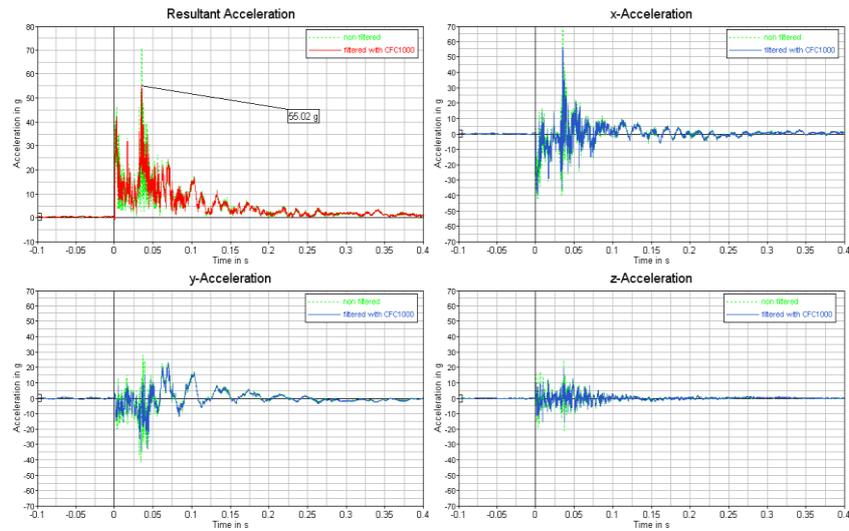
Geschwindigkeit Fahrzeug



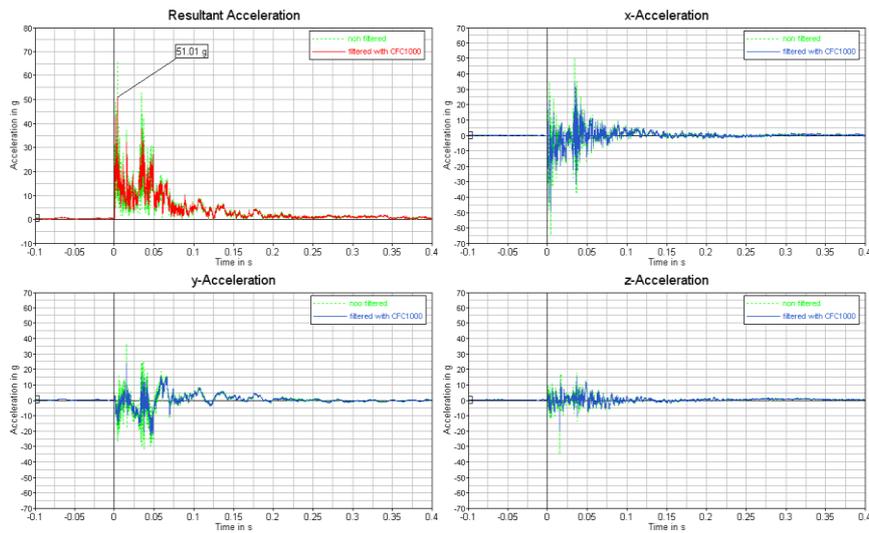
Impactor Acceleration:



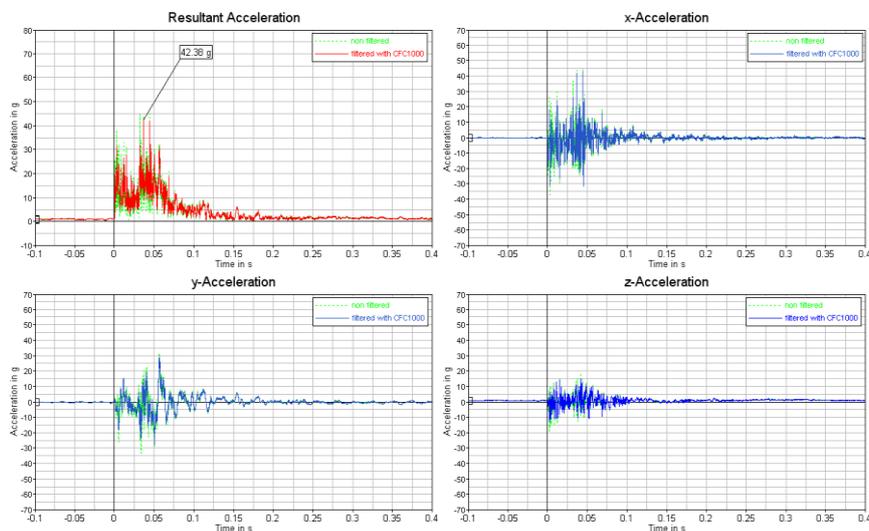
Upper Load Cell Acceleration:



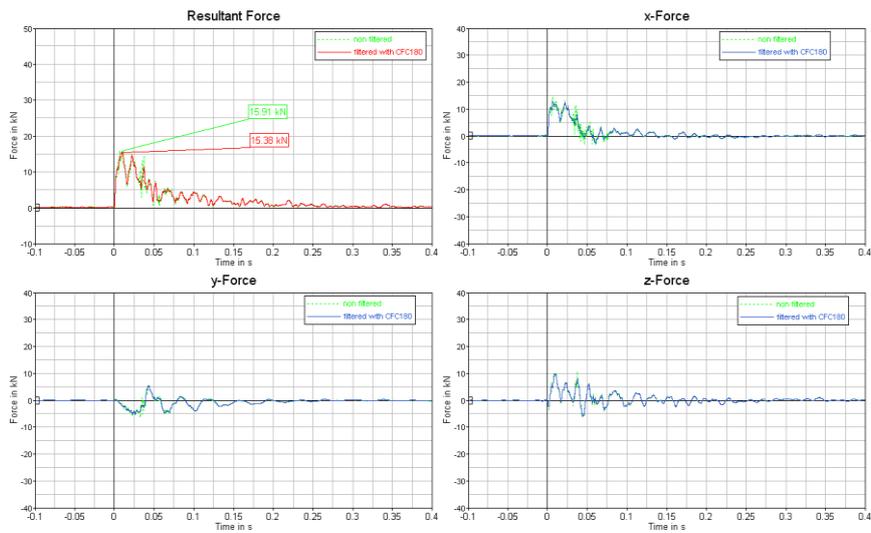
Middle Load Cell Acceleration:



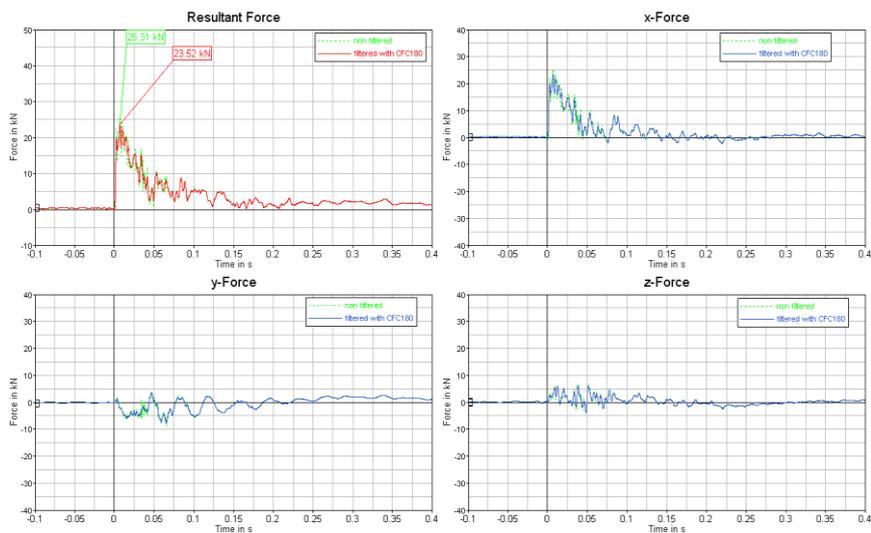
Lower Load Cell Acceleration:



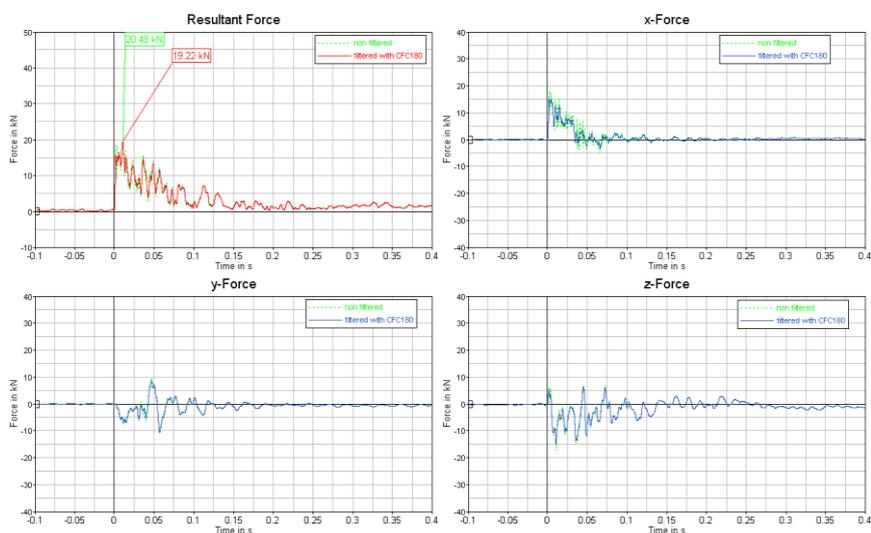
Upper Load Cell:



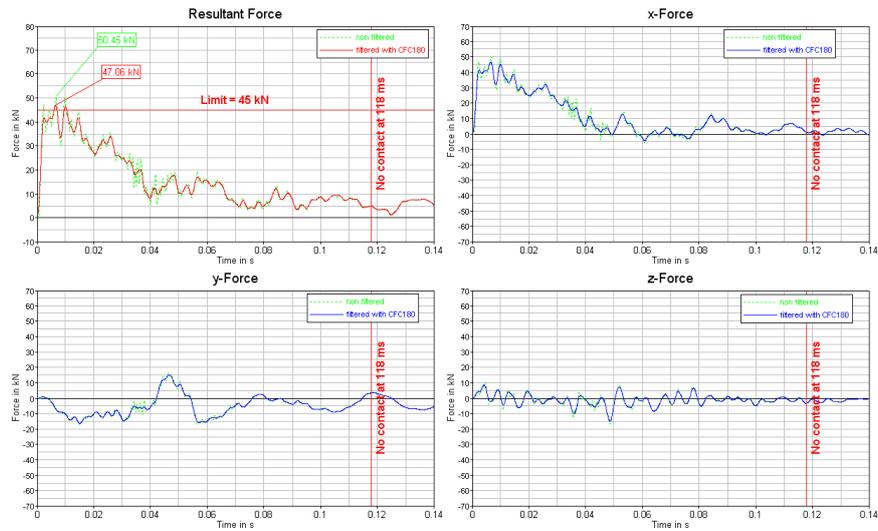
Middle Load Cell:



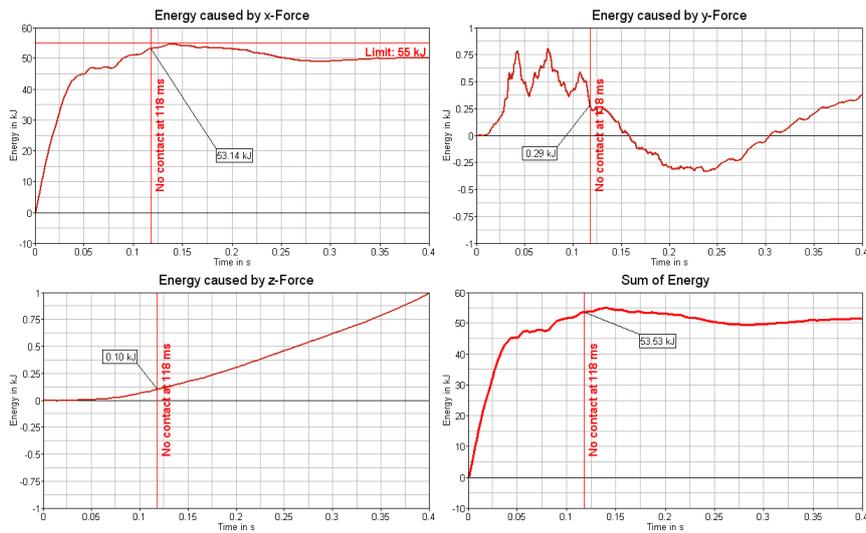
Lower Load Cell:



Sum of Forces:

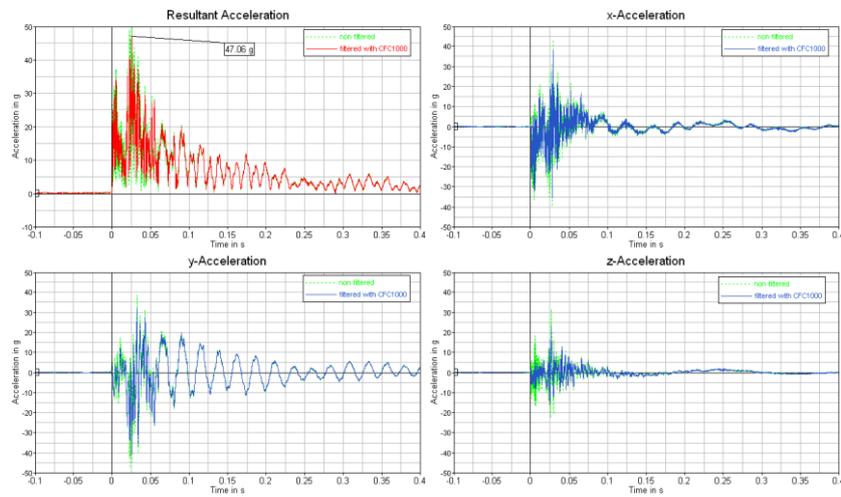


Energy:

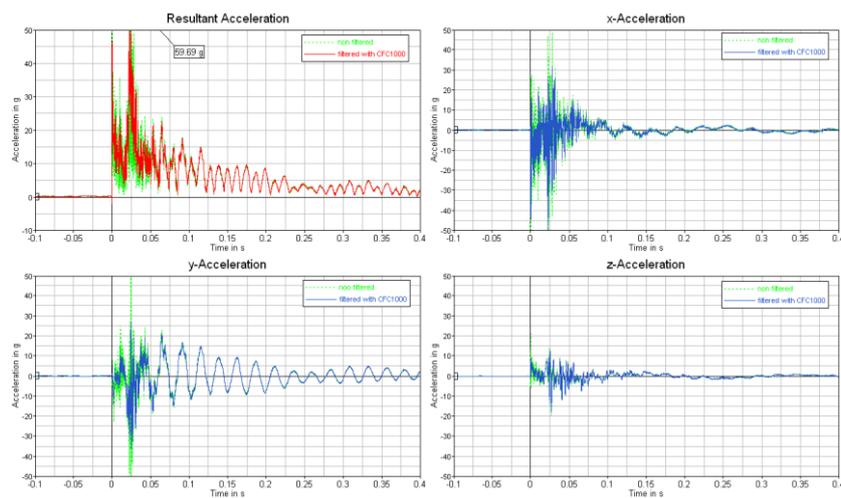


16.2 Auswertung von Versuchsreihe Frangiliby Pole Test

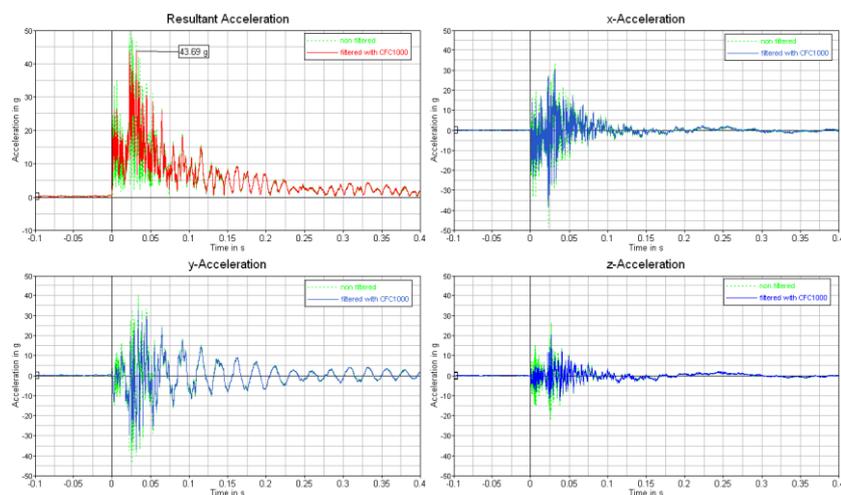
Upper Load Cell Acceleration (06 Pole 13):



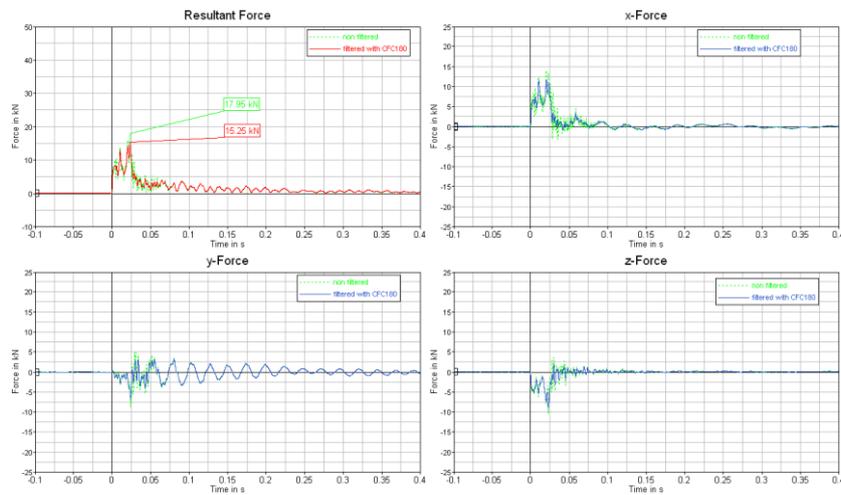
Middle Load Cell Acceleration (06 Pole 13):



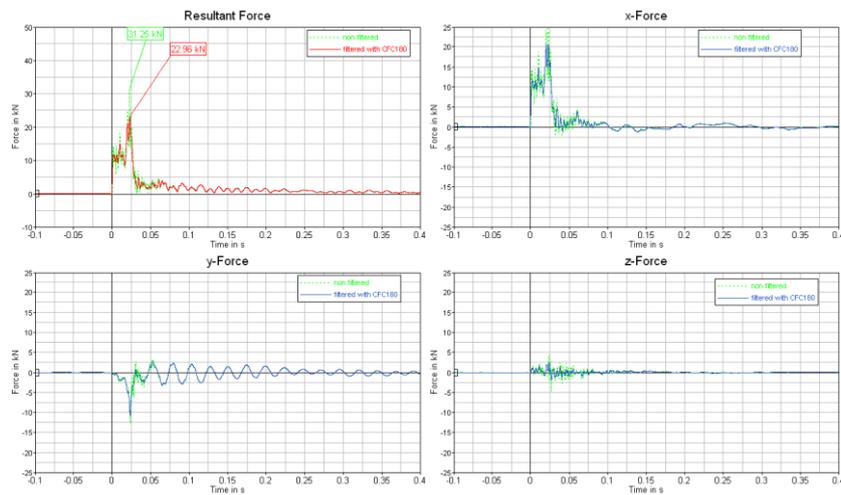
Lower Load Cell Acceleration (06 Pole 13):



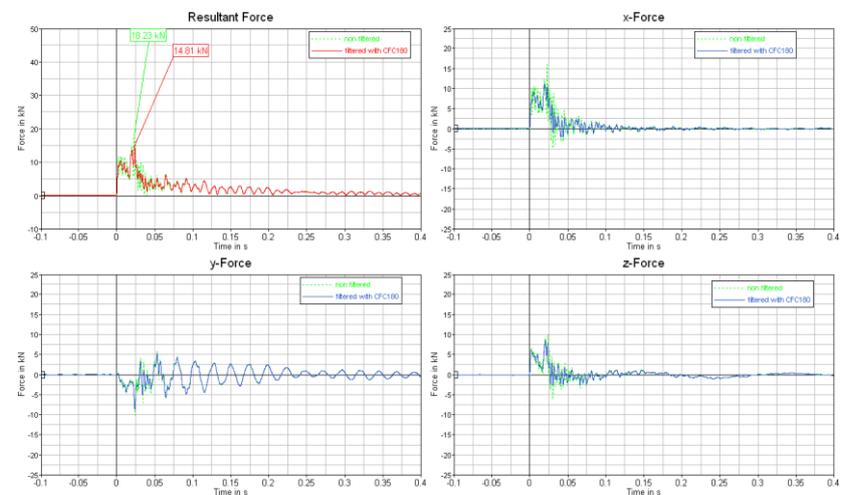
Upper Load Cell (06 Pole 13):



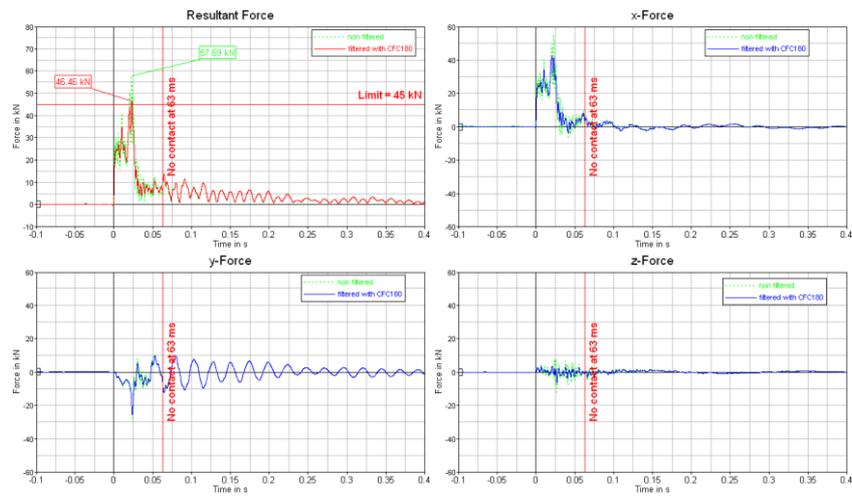
Middle Load Cell (06 Pole 13):



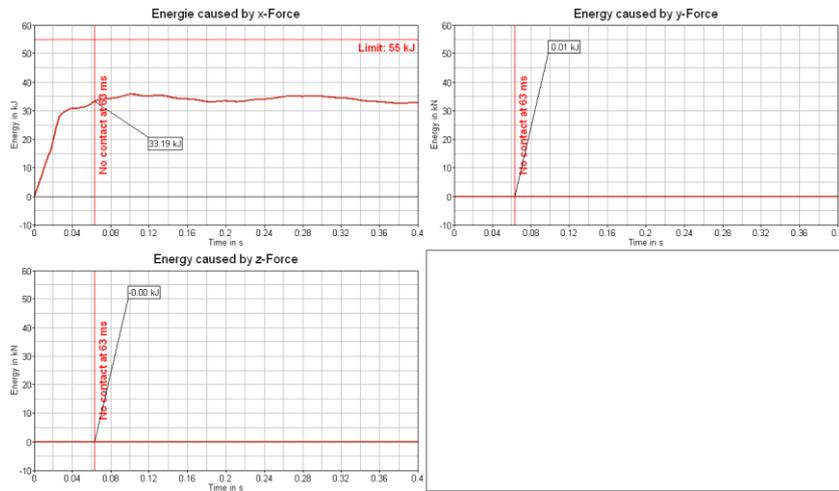
Lower Load Cell (06 Pole 13):



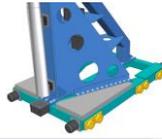
Sum of Forces (06 Pole 13):



Energy (06 Pole 13):



16.3 Schraubenberechnung



Verschraubungsart	
Schraubentyp	Sechskantschraube
Schraubendimension	M20
Festigkeitsklasse	10.9
Durchgangschreibe	mittel

Belastungsangaben	
Betriebskraft auf Schraube	F_B 3,96 [kN]
Querkraft auf die Schraube	$F_{Q_{max}}$ 3,75 [kN]
Reibungskoeffizient zwischen den Bauteilen	μ lt. TB 4-1 0,3 [-]
Anziehfaktor	k_z lt. TB 8-11 1,6 [-]
Reibungszahl im Gewinde	μ_c lt. TB 8-12 0,14 [-]
Reibungszahl für die Auflagefläche	μ_z lt. TB 8-12 0,14 [-]
Krafteinleitungsfaktor	n lt. Roloff/Matek Bild 8-14 0,3 [-]

Geometrieangaben	
Schäftlänge (glatter Schaft)	l_1 0 [mm]
Schraubenlänge 2 (freies Gewinde)	l_2 15 [mm]
Schraubenlänge 3	l_3 ***** [mm]
Gewindelänge	l_c ***** [mm]
Wiemlänge der verspannten Teile	l_s 15 [mm]
E-Modul der verspannten Teile	E_F 210000 [MPa]
Außendurchmesser der verspannten Teile	D_s 45 [mm]
Faktor für Ersatzquerschnitt	$\alpha = \beta_s \cdot d_s / D_s^2$ 0,606 [-]

Schraubendimensionen	
Schraubennennendurchmesser	d 20 [mm]
Flankendurchmesser	d_f 18,376 [mm]
Kerndurchmesser	d_k 16,933 [mm]
Kernquerschnitt	A_k 225,2 [mm ²]
Nennquerschnitt	A_N $= d_s \cdot \pi / 4$ 314 [mm ²]
Spannungsquerschnitt	A_z 245 [mm ²]
E-Modul Schraube	E_F 210000 [MPa]
Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage	$d_{s,1}$ 30 [mm]
Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes	$R_{s,1}$ 940 [MPa]
Durchmesser des Durchgangsloches	d_1 22 [mm]
Gewindesteigung	p 2,5 [-]
Schaftdurchmesser	d_s $= (d_1 + d_s) / 2$ 17,6545 [mm]
Steigungswinkel des Gewindes	ϕ 2,48 [°]
Wirksamer Reibungsdurchmesser	d_w $\sim (d_s + d_k) / 4$ 13,0 [mm]

Verschraubungsdaten	
Elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_z = 1/E_F \cdot (0,4 \cdot d_s/A_N + 1/A_s + 1/A_1 + \dots + 0,5d_s/A_s + 0,4d_s/A_N)$ 7,712E-07 [mm/N]
Ersatzquerschnitt	$A_{eq} = \pi/4 \cdot (d_s^2 - d_k^2) + \pi/8 \cdot d_s \cdot (D_s - d_s) \cdot [(1+\alpha)^{-1}]$ 606 [mm ²]
Elastische Nachgiebigkeit der Teile	$\delta_r = 1/(A_{eq} \cdot E_F)$ 1,179E-07 [mm/N]
Kraft bzw. Verformungsverhältnis	$\phi_z = \delta_r / (\delta_r + \delta_z)$ 0,13 [-]
Kraftverhältnis	$\psi = n \cdot \phi_z$ 0,040 [-]
Zusatzkraft für die Schraube	$F_{ZZ} = F_B \cdot \psi$ 0,16 [kN]
Entlastungskraft für die Teile	$F_{ZF} = F_B \cdot (1 - \psi)$ 3,43 [kN]
Klemmkraft zwischen den Teilen	$F_{ZF} = F_{Q_{max}} / (\mu \cdot n)$ 12,50 [kN]

Schraubenbelastung	
Satzbetrag	$f_s = 3,29 \cdot (\phi_s / d) \cdot 0,54 \cdot 10^{-4}$ 0,004 [mm]
Vorspannkräfteverlust infolge Setzen	$F_s = \psi \cdot F_B \cdot (\delta_r + \delta_z)$ 4,1 [kN]
Montage-Vorspannkraft	$F_{Mv} = k_z \cdot F_{ZF} + F_B \cdot (1 - \psi) + F_Z$ 32,7 [kN]

Bewertung der Betriebsbelastung	
Zulässige Montagevorspannkraft	F_{Mzul} 181 [kN]
Maximale Schraubenkraft	$F_{Z,max} = F_{Mzul} + \psi \cdot F_B$ 181,2 [kN]
Maximale Zugspannung	$\sigma_{z,max} = F_{Z,max} / A_z$ 739 [MPa]
Gewindemoment	$M_G = F_{Mv} \cdot d_s / 2 \cdot \tan(\phi + \rho)$ 62,01 [Nm]
Polares Widerstandsmoment der Schraube	$W_p = \pi/16 \cdot [(d_s^3 - d_k^3) / 2]^2$ 1080 [mm ³]
Maximale Torsionspannung der Schraube	$\tau_t = M_G / W_p$ 57 [MPa]
Vergleichsspannung in der Schraube	$\sigma_{vergl} = \sqrt{(\sigma_{z,max} + 3 \cdot \tau_t)^2}$ 746 [MPa]

Bewertung der Schwingbeanspruchung	
Ausschlagkraft	$F_a = (F_{Mv} - F_{ZF}) / 2 \cdot \psi$ 0,08 [kN]
Ausschlagspannung	$\sigma_a = F_a / A_s$ 0,35 [MPa]
Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\sigma_{a,exp} = 0,75 \cdot (180d + 52)$ 45,75 [MPa]

Bewertung der Montagebelastung	
Montagezugspannung	$\sigma_M = 0,9 \cdot R_{s,1} / [1 + 3 \cdot (d_s / (0,159P + 0,577 \cdot \mu_c \cdot d_s))]^{1,1}$ 681 [MPa]
Schrauben Spannkraft	$F_{Mv} = \sigma_M \cdot A_z$ 166,7 [kN]
Zulässige Schraubenkraft	$F_{s,zul} = 0,1 \cdot R_{s,1} \cdot A_z$ 23,03 [kN]
Oberer Grenzwert der Schraubenkraft	$F_{s,max}$ 3,9583333 [kN]
Unterer Grenzwert der Schraubenkraft	$F_{s,min}$ 0 [kN]
Reibungswinkel des Gewindes	$\rho' = \arctan(\mu_c / (\cos(\beta/2)))$ 9,18 [°]

Sicherheitsgrenzwerte und Montagemoment	
Einhaltung Montagevorspannkraft < Spannkraft	$= F_{Mv} / F_{Mv}$ 5,10 [-]
Einhaltung max. Schraubenkr. unter Betriebskr.	$= F_{Z,max} / F_{Z,max}$ 146,20 [-]
Sicherheit gegen Betriebsbelastung	$S_F = R_{s,1} / \sigma_{vergl}$ 1,26 [-]
Sicherheit gegen Dauerfestigkeit	$S_D = \sigma_{a,exp} / \sigma_a$ 130,81 [-]
Anziehdrehmoment	M_A 92 [Nm]
Flächenpressung Kopfauflage	$p = F_{Mv} / (\pi/4 \cdot (d_s^2 - d_k^2))$ 554 [MPa]

Bereich	Anzahl	Schraubendimension	Festigkeitsklasse	Anmerkung
Impaktor-Halter - Impaktor-Wagen	48	M20	10.9	



Verschraubungsart	
Schraubentyp	Sechskantschraube
Schraubendimension	M20
Festigkeitsklasse	10.9
Durchgangschreibe	mittel

Belastungsangaben	
Betriebskraft auf Schraube	F_B 10,58 [kN]
Querkraft auf die Schraube	$F_{Q_{max}}$ 3,95 [kN]
Reibungskoeffizient zwischen den Bauteilen	μ lt. TB 4-1 0,3 [-]
Anziehfaktor	k_z lt. TB 8-11 1,6 [-]
Reibungszahl im Gewinde	μ_c lt. TB 8-12 0,14 [-]
Reibungszahl für die Auflagefläche	μ_z lt. TB 8-12 0,14 [-]
Krafteinleitungsfaktor	n lt. Roloff/Matek Bild 8-14 0,3 [-]

Geometrieangaben	
Schäftlänge (glatter Schaft)	l_1 0 [mm]
Schraubenlänge 2 (freies Gewinde)	l_2 180 [mm]
Schraubenlänge 3	l_3 ***** [mm]
Gewindelänge	l_c ***** [mm]
Wiemlänge der verspannten Teile	l_s 180 [mm]
E-Modul der verspannten Teile	E_F 210000 [MPa]
Außendurchmesser der verspannten Teile	D_s 210 [mm]
Faktor für Ersatzquerschnitt	$\alpha = \beta_s \cdot d_s / D_s^2$ 0,487 [-]

Schraubendimensionen	
Schraubennennendurchmesser	d 20 [mm]
Flankendurchmesser	d_f 18,376 [mm]
Kerndurchmesser	d_k 16,933 [mm]
Kernquerschnitt	A_k 225,2 [mm ²]
Nennquerschnitt	A_N $= d_s \cdot \pi / 4$ 314 [mm ²]
Spannungsquerschnitt	A_z 245 [mm ²]
E-Modul Schraube	E_F 210000 [MPa]
Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage	$d_{s,1}$ 30 [mm]
Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes	$R_{s,1}$ 940 [MPa]
Durchmesser des Durchgangsloches	d_1 22 [mm]
Gewindesteigung	p 2,5 [-]
Schaftdurchmesser	d_s $= (d_1 + d_s) / 2$ 17,6545 [mm]
Steigungswinkel des Gewindes	ϕ 2,48 [°]
Wirksamer Reibungsdurchmesser	d_w $\sim (d_s + d_k) / 4$ 13,0 [mm]

Verschraubungsdaten	
Elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_z = 1/E_F \cdot (0,4 \cdot d_s/A_N + 1/A_s + 1/A_1 + \dots + 0,5d_s/A_s + 0,4d_s/A_N)$ 4,260E-06 [mm/N]
Ersatzquerschnitt	$A_{eq} = \pi/4 \cdot (d_s^2 - d_k^2) + \pi/8 \cdot d_s \cdot (D_s - d_s) \cdot [(1+\alpha)^{-1}]$ 2966 [mm ²]
Elastische Nachgiebigkeit der Teile	$\delta_r = 1/(A_{eq} \cdot E_F)$ 2,900E-07 [mm/N]
Kraft bzw. Verformungsverhältnis	$\phi_z = \delta_r / (\delta_r + \delta_z)$ 0,06 [-]
Kraftverhältnis	$\psi = n \cdot \phi_z$ 0,019 [-]
Zusatzkraft für die Schraube	$F_{ZZ} = F_B \cdot \psi$ 0,20 [kN]
Entlastungskraft für die Teile	$F_{ZF} = F_B \cdot (1 - \psi)$ 9,88 [kN]
Klemmkraft zwischen den Teilen	$F_{ZF} = F_{Q_{max}} / (\mu \cdot n)$ 13,17 [kN]

Schraubenbelastung	
Satzbetrag	$f_s = 3,29 \cdot (\phi_s / d) \cdot 0,54 \cdot 10^{-4}$ 0,007 [mm]
Vorspannkräfteverlust infolge Setzen	$F_s = \psi \cdot F_B \cdot (\delta_r + \delta_z)$ 1,6 [kN]
Montage-Vorspannkraft	$F_{Mv} = k_z \cdot F_{ZF} + F_B \cdot (1 - \psi) + F_Z$ 40,3 [kN]

Bewertung der Betriebsbelastung	
Zulässige Montagevorspannkraft	F_{Mzul} 181 [kN]
Maximale Schraubenkraft	$F_{Z,max} = F_{Mzul} + \psi \cdot F_B$ 181,2 [kN]
Maximale Zugspannung	$\sigma_{z,max} = F_{Z,max} / A_z$ 740 [MPa]
Gewindemoment	$M_G = F_{Mv} \cdot d_s / 2 \cdot \tan(\phi + \rho)$ 76,37 [Nm]
Polares Widerstandsmoment der Schraube	$W_p = \pi/16 \cdot [(d_s^3 - d_k^3) / 2]^2$ 1080 [mm ³]
Maximale Torsionspannung der Schraube	$\tau_t = M_G / W_p$ 71 [MPa]
Vergleichsspannung in der Schraube	$\sigma_{vergl} = \sqrt{(\sigma_{z,max} + 3 \cdot \tau_t)^2}$ 750 [MPa]

Bewertung der Schwingbeanspruchung	
Ausschlagkraft	$F_a = (F_{Mv} - F_{ZF}) / 2 \cdot \psi$ 0,10 [kN]
Ausschlagspannung	$\sigma_a = F_a / A_s$ 0,45 [MPa]
Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\sigma_{a,exp} = 0,75 \cdot (180d + 52)$ 45,75 [MPa]

Bewertung der Montagebelastung	
Montagezugspannung	$\sigma_M = 0,9 \cdot R_{s,1} / [1 + 3 \cdot (d_s / (0,159P + 0,577 \cdot \mu_c \cdot d_s))]^{1,1}$ 681 [MPa]
Schrauben Spannkraft	$F_{Mv} = \sigma_M \cdot A_z$ 166,7 [kN]
Zulässige Schraubenkraft	$F_{s,zul} = 0,1 \cdot R_{s,1} \cdot A_z$ 23,03 [kN]
Oberer Grenzwert der Schraubenkraft	$F_{s,max}$ 10,5555556 [kN]
Unterer Grenzwert der Schraubenkraft	$F_{s,min}$ 0 [kN]
Reibungswinkel des Gewindes	$\rho' = \arctan(\mu_c / (\cos(\beta/2)))$ 9,18 [°]

Sicherheitsgrenzwerte und Montagemoment	
Einhaltung Montagevorspannkraft < Spannkraft	$= F_{Mv} / F_{Mv}$ 4,14 [-]
Einhaltung max. Schraubenkr. unter Betriebskr.	$= F_{Z,max} / F_{Z,max}$ 114,11 [-]
Sicherheit gegen Betriebsbelastung	$S_F = R_{s,1} / \sigma_{vergl}$ 1,25 [-]
Sicherheit gegen Dauerfestigkeit	$S_D = \sigma_{a,exp} / \sigma_a$ 102,10 [-]
Anziehdrehmoment	M_A 113 [Nm]
Flächenpressung Kopfauflage	$p = F_{Mv} / (\pi/4 \cdot (d_s^2 - d_k^2))$ 555 [MPa]

Bereich	Anzahl	Schraubendimension	Festigkeitsklasse	Anmerkung
Schiene-Konsole - Rahmen	6	M20	10.9	mindestens 3 in Eingriff



Verschraubungsart	
Schraubentyp	Sechskantschraube
Schraubendimension	M20
Festigkeitsklasse	10.9
Durchgangslochröhre	mittel

Belastungsangaben	
Betriebskraft auf Schraube	F_B 4,17 [kN]
Querkraft auf die Schraube	$F_{Q_{90}}$ 4,17 [kN]
Reibungskoeffizient zwischen den Bauteilen	μ lt. TB 4-1 0,3 [-]
Anziehfaktor	k_A lt. TB 8-11 1,6 [-]
Reibungszahl im Gewinde	μ_c lt. TB 8-12 0,14 [-]
Reibungszahl für die Auflagerfläche	μ_z lt. TB 8-12 0,14 [-]
Krafteinleitungsfaktor	κ lt. Roloff/Matek Bild 8-14 0,3 [-]

Geometrieangaben	
Schäftlänge (glatter Schaft)	l_s 0 [mm]
Schraubenlänge 2 (freies Gewinde)	l_1 30 [mm]
Schraubenlänge 3	l_2 ***** [mm]
Gewindelänge	l_c ***** [mm]
Klemmlänge der verspannten Teile	l_k 30 [mm]
E-Modul der verspannten Teile	E_T 210000 [MPa]
Außendurchmesser der verspannten Teile	D_1 60 [mm]
Faktor für Ersatzquerschnitt	$\kappa = (d_k + d_w / D_1)^{0,9}$ 0,630 [-]

Schraubendimensionen	
Schraubennennendurchmesser	d 20 [mm]
Flankendurchmesser	d_1 18,376 [mm]
Kerndurchmesser	d_2 16,933 [mm]
Kernquerschnitt	A_3 225,2 [mm ²]
Nennquerschnitt	$A_4 = d_1 * \pi / 4$ 314 [mm ²]
Spannungsquerschnitt	A_2 245 [mm ²]
E-Modul Schraube	E_S 210000 [MPa]
Außendurchmesser der ebenen Kopfauflege	d_w 30 [mm]
Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes	$R_{m,1}$ 940 [MPa]
Durchmesser des Durchgangsloches	d_k 22 [mm]
Gewindesteigung	P 2,5 [-]
Schäftdurchmesser	$d_s = (d_1 + d_2) / 2$ 17,6545 [mm]
Steigungswinkel des Gewindes	ϕ 2,48 [°]
Wirksamer Reibungsdurchmesser	$d_w = (d_w + d_k) / 4$ 13,0 [mm]

Bereich	Anzahl	Schraubendimension	Festigkeitsklasse	Anmerkung
Dämpferkonsole hinten - Rahmen	12	M20	10.9	2 in Eingriff

Verschraubungsdaten	
Elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_s = 1/E_s(0,4*d_1/A_w + 1/A_1 + 1/A_2 + ... + 0,5d_1/A_1 + 0,4*d_2/A_2)$ 1,088E-06 [mm/N]
Ersatzquerschnitt	$A_{eq} = \pi/4(d_1^2 - d_s^2) + \pi/8*d_w(D_1 - d_w)[(n+1)^{-1}]$ 912 [mm ²]
Elastische Nachgiebigkeit der Teile	$\delta_T = l_1 / (A_{eq} * E_T)$ 1,566E-07 [mm/N]
Kraft bzw. Verformungsverhältnis	$\delta_z = \delta_T / (\delta_z + \delta_T)$ 0,13 [-]
Kraftverhältnis	$\phi = \kappa * \delta_z$ 0,038 [-]
Zusatzkraft für die Schraube	$F_{sz} = F_B * \phi$ 0,16 [kN]
Entlastungskraft für die Teile	$F_{sr} = F_B * (1 - \phi)$ 3,64 [kN]
Klemmkraft zwischen den Teilen	$F_{kl} = F_{Q_{90}} / (\mu * \kappa)$ 13,89 [kN]

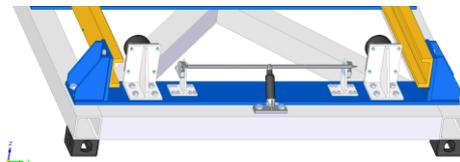
Schraubenbelastung	
Setzbetrag	$f_s = 3,29 * (l_1 / d) * 0,34 * 10^{-4}$ 0,004 [mm]
Vorspannverlust infolge Setzen	$F_v = F_B / (\delta_z + \delta_T)$ 3,5 [kN]
Montage-Vorspannkraft	$F_{Mz} = \kappa * [F_{sz} + F_B * (1 - \phi) + F_T]$ 34,3 [kN]

Bewertung der Betriebsbelastung	
Zulässige Montagevorspannkraft	$F_{Mzul} = F_{Mz} + \phi * F_B$ 181 [kN]
Maximale Schraubenspannung	$F_{Smax} = F_{Mzul} / A_2$ 181,2 [kN]
Maximale Zugspannung	$\sigma_{Tmax} = F_{Smax} / A_2$ 739 [MPa]
Gewindemoment	$M_G = F_{Mzul} * d / 2 * \tan(\phi + \rho)$ 65,00 [Nm]
Polares Widerstandsmoment der Schraube	$W_p = \pi/16 * [(d_1 + d_2) / 2]^3$ 1080 [mm ³]
Maximale Torsionsspannung der Schraube	$\tau_T = M_G / W_p$ 60 [MPa]
Vergleichsspannung in der Schraube	$\sigma_{eq,s} = (\sigma_{Tmax}^2 + 3 * \tau_T^2)^{0,5}$ 747 [MPa]

Bewertung der Schwingbeanspruchung	
Ausschlagkraft	$F_a = (F_{Mz} - F_{kl}) / 2 * \phi_z$ 0,08 [kN]
Ausschlagspannung	$\sigma_a = F_a / A_1$ 0,35 [MPa]
Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\sigma_{aSTB} = 0,75 * (180/d + 52)$ 45,75 [MPa]

Bewertung der Montagebelastung	
Montagezugspannung	$\sigma_M = 0,9 * R_{m,1} / [(1 + 2) / (4/d_s) * (0,159P + 0,577 * \mu_c * d_1)^{-1}]^{0,9}$ 681 [MPa]
Schrauben Spannkraft	$F_{Mz} = \sigma_M * A_2$ 166,7 [kN]
Zulässige Schraubenspannung	$F_{Szul} = 0,1 * R_{m,1} * A_2$ 23,03 [kN]
Oberer Grenzwert der Schraubenspannung	$F_{Sb} = 4,16666667 [kN]$
Unterer Grenzwert der Schraubenspannung	$F_{Su} = 0 [kN]$
Reibungswinkel des Gewindes	$\rho' = \arctan(\mu_c / \cos(\beta/2))$ 9,18 [°]

Sicherheitseinstufung und Montagemoment	
Einhaltung Montagevorspannkraft < Spannkraft	F_{Mz} / F_{Mzul} 4,87 [-]
Einhaltung max. Schraubenspannkraft unter Betriebskraft	F_{Smax} / F_{Szul} 146,47 [-]
Sicherheit gegen Betriebsbelastung	$S_F = R_{m,1} / \sigma_{eq,s}$ 1,26 [-]
Sicherheit gegen Dauerfestigkeit	$S_D = \sigma_{aSTB} / \sigma_a$ 131,05 [-]
Anziehdrehmoment	$M_z = F_{Mz} * d$ 96 [Nm]
Flächenpressung Kopfauflege	$p = F_{Mz} / (d * d_w)$ 554 [MPa]



Verschraubungsart	
Schraubentyp	Sechskantschraube
Schraubendimension	M16
Festigkeitsklasse	10.9
Durchgangslochröhre	mittel

Belastungsangaben	
Betriebskraft auf Schraube	F_B 0,50 [kN]
Querkraft auf die Schraube	$F_{Q_{90}}$ 0,50 [kN]
Reibungskoeffizient zwischen den Bauteilen	μ lt. TB 4-1 0,3 [-]
Anziehfaktor	k_A lt. TB 8-11 1,6 [-]
Reibungszahl im Gewinde	μ_c lt. TB 8-12 0,14 [-]
Reibungszahl für die Auflagerfläche	μ_z lt. TB 8-12 0,14 [-]
Krafteinleitungsfaktor	κ lt. Roloff/Matek Bild 8-14 0,3 [-]

Geometrieangaben	
Schäftlänge (glatter Schaft)	l_s 0 [mm]
Schraubenlänge 2 (freies Gewinde)	l_1 20 [mm]
Schraubenlänge 3	l_2 ***** [mm]
Gewindelänge	l_c ***** [mm]
Klemmlänge der verspannten Teile	l_k 20 [mm]
E-Modul der verspannten Teile	E_T 210000 [MPa]
Außendurchmesser der verspannten Teile	D_1 44 [mm]
Faktor für Ersatzquerschnitt	$\kappa = (d_k + d_w / D_1)^{0,9}$ 0,628 [-]

Schraubendimensionen	
Schraubennennendurchmesser	d 16 [mm]
Flankendurchmesser	d_1 14,701 [mm]
Kerndurchmesser	d_2 13,546 [mm]
Kernquerschnitt	A_3 144,1 [mm ²]
Nennquerschnitt	$A_4 = d_1 * \pi / 4$ 201 [mm ²]
Spannungsquerschnitt	A_2 157 [mm ²]
E-Modul Schraube	E_S 210000 [MPa]
Außendurchmesser der ebenen Kopfauflege	d_w 24 [mm]
Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes	$R_{m,1}$ 940 [MPa]
Durchmesser des Durchgangsloches	d_k 17,5 [mm]
Gewindesteigung	P 2 [-]
Schäftdurchmesser	$d_s = (d_1 + d_2) / 2$ 14,1235 [mm]
Steigungswinkel des Gewindes	ϕ 2,48 [°]
Wirksamer Reibungsdurchmesser	$d_w = (d_w + d_k) / 4$ 10,4 [mm]

Bereich	Anzahl	Schraubendimension	Festigkeitsklasse	Anmerkung
Dämpferkonsole vorne - Rahmen	4	M16	10.9	2 in Eingriff

Verschraubungsdaten	
Elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_s = 1/E_s(0,4*d_1/A_w + 1/A_1 + 1/A_2 + ... + 0,5d_1/A_1 + 0,4*d_2/A_2)$ 1,228E-06 [mm/N]
Ersatzquerschnitt	$A_{eq} = \pi/4(d_1^2 - d_s^2) + \pi/8*d_w(D_1 - d_w)[(n+1)^{-1}]$ 523 [mm ²]
Elastische Nachgiebigkeit der Teile	$\delta_T = l_1 / (A_{eq} * E_T)$ 1,821E-07 [mm/N]
Kraft bzw. Verformungsverhältnis	$\delta_z = \delta_T / (\delta_z + \delta_T)$ 0,13 [-]
Kraftverhältnis	$\phi = \kappa * \delta_z$ 0,039 [-]
Zusatzkraft für die Schraube	$F_{sz} = F_B * \phi$ 0,02 [kN]
Entlastungskraft für die Teile	$F_{sr} = F_B * (1 - \phi)$ 0,44 [kN]
Klemmkraft zwischen den Teilen	$F_{kl} = F_{Q_{90}} / (\mu * \kappa)$ 1,67 [kN]

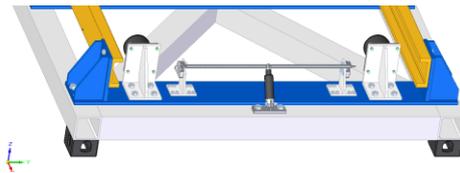
Schraubenbelastung	
Setzbetrag	$f_s = 3,29 * (l_1 / d) * 0,34 * 10^{-4}$ 0,004 [mm]
Vorspannverlust infolge Setzen	$F_v = F_B / (\delta_z + \delta_T)$ 3,0 [kN]
Montage-Vorspannkraft	$F_{Mz} = \kappa * [F_{sz} + F_B * (1 - \phi) + F_T]$ 8,2 [kN]

Bewertung der Betriebsbelastung	
Zulässige Montagevorspannkraft	$F_{Mzul} = F_{Mz} + \phi * F_B$ 115,7 [kN]
Maximale Schraubenspannung	$F_{Smax} = F_{Mzul} / A_2$ 115,7 [kN]
Maximale Zugspannung	$\sigma_{Tmax} = F_{Smax} / A_2$ 737 [MPa]
Gewindemoment	$M_G = F_{Mzul} * d / 2 * \tan(\phi + \rho)$ 12,40 [Nm]
Polares Widerstandsmoment der Schraube	$W_p = \pi/16 * [(d_1 + d_2) / 2]^3$ 553 [mm ³]
Maximale Torsionsspannung der Schraube	$\tau_T = M_G / W_p$ 22 [MPa]
Vergleichsspannung in der Schraube	$\sigma_{eq,s} = (\sigma_{Tmax}^2 + 3 * \tau_T^2)^{0,5}$ 738 [MPa]

Bewertung der Schwingbeanspruchung	
Ausschlagkraft	$F_a = (F_{Mz} - F_{kl}) / 2 * \phi_z$ 0,01 [kN]
Ausschlagspannung	$\sigma_a = F_a / A_1$ 0,07 [MPa]
Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\sigma_{aSTB} = 0,75 * (180/d + 52)$ 47,44 [MPa]

Bewertung der Montagebelastung	
Montagezugspannung	$\sigma_M = 0,9 * R_{m,1} / [(1 + 2) / (4/d_s) * (0,159P + 0,577 * \mu_c * d_1)^{-1}]^{0,9}$ 681 [MPa]
Schrauben Spannkraft	$F_{Mz} = \sigma_M * A_2$ 106,8 [kN]
Zulässige Schraubenspannung	$F_{Szul} = 0,1 * R_{m,1} * A_2$ 14,76 [kN]
Oberer Grenzwert der Schraubenspannung	$F_{Sb} = 0,5 [kN]$
Unterer Grenzwert der Schraubenspannung	$F_{Su} = 0 [kN]$
Reibungswinkel des Gewindes	$\rho' = \arctan(\mu_c / \cos(\beta/2))$ 9,18 [°]

Sicherheitseinstufung und Montagemoment	
Einhaltung Montagevorspannkraft < Spannkraft	F_{Mz} / F_{Mzul} 13,07 [-]
Einhaltung max. Schraubenspannkraft unter Betriebskraft	F_{Smax} / F_{Szul} 762,21 [-]
Sicherheit gegen Betriebsbelastung	$S_F = R_{m,1} / \sigma_{eq,s}$ 1,27 [-]
Sicherheit gegen Dauerfestigkeit	$S_D = \sigma_{aSTB} / \sigma_a$ 706,09 [-]
Anziehdrehmoment	$M_z = F_{Mz} * d$ 18 [Nm]
Flächenpressung Kopfauflege	$p = F_{Mz} / (d * d_w)$ 546 [MPa]



Verschraubungsart	
Schraubentyp	Sechskantschraube
Schraubendimension	M12
Festigkeitsklasse	10.9
Durchgangslochreihe	mittel

Belastungsangaben	
Betriebskraft auf Schraube	F_B 0,25 [kN]
Querkraft auf die Schraube	$F_{Q_{\text{max}}}$ 0,25 [kN]
Reibungskoeffizient zwischen den Bauteilen	μ lt. TB 4-1 0,3 [-]
Anziehungsfaktor	k_A lt. TB 8-11 1,6 [-]
Reibungszahl im Gewinde	μ_c lt. TB 8-12 0,14 [-]
Reibungszahl für die Auflagefläche	μ_Z lt. TB 8-12 0,14 [-]
Kraftentlastungsfaktor	n lt. Roloff/Matek Bild 8-14 0,3 [-]

Verschraubungsdaten	
Elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_p = 1/E_s(0,4*d/A_s + 1/A_1 + 1/A_2 + \dots + 0,5d/A_1 + 0,4_d/A_n)$ 1,403E-06 [mm/N]
Ersatzquerschnitt	$A_{\text{ers}} = \pi/4(d_1^2 - d_2^2) + \pi/8*d_2*(D_1 - d_2)*[(x+1)^{-1}]$ 224 [mm ²]
Elastische Nachgiebigkeit der Teile	$\delta_T = 1_1 / (A_{\text{ers}} * E_T)$ 2,122E-07 [mm/N]
Kraft bzw. Verformungsverhältnis	$\phi_Z = \delta_T / (\delta_Z + \delta_T)$ 0,13 [-]
Kraftverhältnis	$\phi = n * \phi_Z$ 0,039 [-]
Zusatzkraft für die Schraube	$F_{\text{sz}} = F_B * \phi$ 0,01 [kN]
Entlastungskraft für die Teile	$F_{\text{sr}} = F_B * (1 - \phi)$ 0,22 [kN]
Klemmkraft zwischen den Teilen	$F_{\text{kl}} = F_{\text{Qmax}} / (\mu * x)$ 0,83 [kN]

Schraubenbelastung	
Setzbetrag	$f_s = 3,20 * (d_1 / d) * 0,34 * 10^{-4}$ 0,004 [mm]
Vorspannkraftverlust infolge Setzen	$F_v = f_s / (\delta_Z + \delta_T)$ 2,4 [kN]
Montage-Vorspannkraft	$F_{\text{Mv}} = k_A * [F_{\text{sz}} + F_B * (1 - \phi) + F_{\text{sz}}]$ 5,5 [kN]

Geometrieangaben	
Schaftlänge (glatter Schaft)	l_1 0 [mm]
Schraubenlänge 2 (freies Gewinde)	l_2 10 [mm]
Schraubenlänge 3	l_3 ##### [mm]
Gewindelänge	l_c ##### [mm]
Klemmlänge der verspannten Teile	l_k 10 [mm]
E-Modul der verspannten Teile	E_T 210000 [MPa]
Außendurchmesser der verspannten Teile	D_1 28 [mm]
Faktor für Ersatzquerschnitt	$x = (d_1 * d_2 / D_1)^{0,9}$ 0,612 [-]

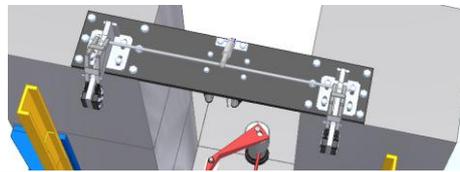
Bewertung der Betriebsbelastung	
Zulässige Montagevorspannkraft	$F_{\text{M zul}}$ 61,5 [kN]
Maximale Schraubenkraft	$F_{\text{S max}} = F_{\text{M zul}} + \phi * F_B$ 61,5 [kN]
Maximale Zugspannung	$\sigma_{\text{Z max}} = F_{\text{S max}} / A_Z$ 730 [MPa]
Gewindemoment	$M_c = F_{\text{Mv}} * d_1 / 2 * \tan(\phi + \rho)$ 614 [Nm]
Polares Widerstandsmoment der Schraube	$W_p = \pi/16 * [(d_1 + d_2) / 2]^3$ 218 [MPa]
Maximale Torsionsspannung der Schraube	$\tau_t = M_c / W_p$ 28 [MPa]
Vergleichsspannung in der Schraube	$\sigma_{\text{red s}} = (\sigma_{\text{Z max}}^2 + 3 * \tau_t^2)^{0,5}$ 731 [MPa]

Bewertung der Schwingbeanspruchung	
Ausschlagkraft	$F_a = (F_{\text{Mv}} - F_{\text{kl}}) / 2 * \phi_Z$ 0,00 [kN]
Ausschlagspannung	$\sigma_a = F_a / A_1$ 0,06 [MPa]
Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\sigma_{\text{aGWB}} = 0,75 * (180/d + 52)$ 50,25 [MPa]

Bewertung der Montagebelastung	
Montagezugspannung	$\sigma_M = 0,9 * R_{\text{sk1}} * [1 + 3(4/d_1(0,150P + 0,577 * \mu_c * d_1))]^{0,1}$ 669 [MPa]
Schrauben Spannkraft	$F_{\text{Mv}} = \sigma_M * A_Z$ 56,4 [kN]
Zulässige Schraubenkraft	$F_{\text{S zul}} = 0,1 * R_{\text{sk1}} * A_Z$ 7,92 [kN]
Oberer Grenzwert der Schraubenkraft	F_{Su} 0,25 [kN]
Unterer Grenzwert der Schraubenkraft	F_{Su} 0 [kN]
Reibungswinkel des Gewindes	$\rho' = \arctan(\mu_c / (\cos(\beta/2)))$ 9,18 [°]

Sicherheitsgrenzwerte und Montagemonent	
Einhaltung Montagevorspannkraft < Spannkraft	$F_{\text{Mv}} / F_{\text{M zul}}$ 10,30 [-]
Einhaltung max. Schraubenkraft unter Betriebskr.	$F_{\text{S max}} / F_{\text{S zul}}$ 804,41 [-]
Sicherheit gegen Betriebsbelastung	$S_F = R_{\text{sk1}} / \sigma_{\text{red s}}$ 1,29 [-]
Sicherheit gegen Dauerfestigkeit	$S_D = \sigma_{\text{aGWB}} / \sigma_a$ 777,91 [-]
Anziehdrehmoment	M_d 9 [Nm]
Flächenpressung Kopfauflage	$p = F_{\text{Mv}} / (\pi/4 * (d_1^2 - d_2^2))$ 552 [MPa]

Bereich	Anzahl	Schraubendimension	Festigkeitsklasse	Anmerkung
Kupplungskonsole - Rahmen	8	M12	10.9	2 in Eingriff



Verschraubungsart	
Schraubentyp	Sechskantschraube
Schraubendimension	M20
Festigkeitsklasse	10.9
Durchgangslochreihe	mittel

Belastungsangaben	
Betriebskraft auf Schraube	F_B 7,38 [kN]
Querkraft auf die Schraube	$F_{Q_{\text{max}}}$ 0,00 [kN]
Reibungskoeffizient zwischen den Bauteilen	μ lt. TB 4-1 0,3 [-]
Anziehungsfaktor	k_A lt. TB 8-11 1,6 [-]
Reibungszahl im Gewinde	μ_c lt. TB 8-12 0,14 [-]
Reibungszahl für die Auflagefläche	μ_Z lt. TB 8-12 0,14 [-]
Kraftentlastungsfaktor	n lt. Roloff/Matek Bild 8-14 0,3 [-]

Verschraubungsdaten	
Elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_p = 1/E_s(0,4*d/A_s + 1/A_1 + 1/A_2 + \dots + 0,5d/A_1 + 0,4_d/A_n)$ 9,769E-07 [mm/N]
Ersatzquerschnitt	$A_{\text{ers}} = \pi/4(d_1^2 - d_2^2) + \pi/8*d_2*(D_1 - d_2)*[(x+1)^{-1}]$ 711 [mm ²]
Elastische Nachgiebigkeit der Teile	$\delta_T = 1_1 / (A_{\text{ers}} * E_T)$ 1,340E-07 [mm/N]
Kraft bzw. Verformungsverhältnis	$\phi_Z = \delta_T / (\delta_Z + \delta_T)$ 0,13 [-]
Kraftverhältnis	$\phi = n * \phi_Z$ 0,040 [-]
Zusatzkraft für die Schraube	$F_{\text{sz}} = F_B * \phi$ 0,29 [kN]
Entlastungskraft für die Teile	$F_{\text{sr}} = F_B * (1 - \phi)$ 6,40 [kN]
Klemmkraft zwischen den Teilen	$F_{\text{kl}} = F_{\text{Qmax}} / (\mu * x)$ 0,00 [kN]

Schraubenbelastung	
Setzbetrag	$f_s = 3,20 * (d_1 / d) * 0,34 * 10^{-4}$ 0,004 [mm]
Vorspannkraftverlust infolge Setzen	$F_v = f_s / (\delta_Z + \delta_T)$ 3,9 [kN]
Montage-Vorspannkraft	$F_{\text{Mv}} = k_A * [F_{\text{sz}} + F_B * (1 - \phi) + F_{\text{sz}}]$ 17,6 [kN]

Geometrieangaben	
Schaftlänge (glatter Schaft)	l_1 0 [mm]
Schraubenlänge 2 (freies Gewinde)	l_2 20 [mm]
Schraubenlänge 3	l_3 ##### [mm]
Gewindelänge	l_c ##### [mm]
Klemmlänge der verspannten Teile	l_k 20 [mm]
E-Modul der verspannten Teile	E_T 210000 [MPa]
Außendurchmesser der verspannten Teile	D_1 50 [mm]
Faktor für Ersatzquerschnitt	$x = (d_1 * d_2 / D_1)^{0,9}$ 0,621 [-]

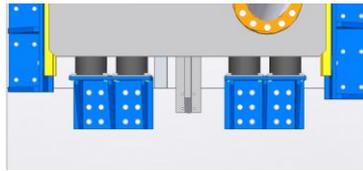
Bewertung der Betriebsbelastung	
Zulässige Montagevorspannkraft	$F_{\text{M zul}}$ 181 [kN]
Maximale Schraubenkraft	$F_{\text{S max}} = F_{\text{M zul}} + \phi * F_B$ 181,3 [kN]
Maximale Zugspannung	$\sigma_{\text{Z max}} = F_{\text{S max}} / A_Z$ 740 [MPa]
Gewindemoment	$M_c = F_{\text{Mv}} * d_1 / 2 * \tan(\phi + \rho)$ 1333 [Nm]
Polares Widerstandsmoment der Schraube	$W_p = \pi/16 * [(d_1 + d_2) / 2]^3$ 10,80 [mm ³]
Maximale Torsionsspannung der Schraube	$\tau_t = M_c / W_p$ 31 [MPa]
Vergleichsspannung in der Schraube	$\sigma_{\text{red s}} = (\sigma_{\text{Z max}}^2 + 3 * \tau_t^2)^{0,5}$ 742 [MPa]

Bewertung der Schwingbeanspruchung	
Ausschlagkraft	$F_a = (F_{\text{Mv}} - F_{\text{kl}}) / 2 * \phi_Z$ 0,15 [kN]
Ausschlagspannung	$\sigma_a = F_a / A_1$ 0,65 [MPa]
Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\sigma_{\text{aGWB}} = 0,75 * (180/d + 52)$ 45,75 [MPa]

Bewertung der Montagebelastung	
Montagezugspannung	$\sigma_M = 0,9 * R_{\text{sk1}} * [1 + 3(4/d_1(0,150P + 0,577 * \mu_c * d_1))]^{0,1}$ 681 [MPa]
Schrauben Spannkraft	$F_{\text{Mv}} = \sigma_M * A_Z$ 166,7 [kN]
Zulässige Schraubenkraft	$F_{\text{S zul}} = 0,1 * R_{\text{sk1}} * A_Z$ 23,03 [kN]
Oberer Grenzwert der Schraubenkraft	F_{Su} 7,375 [kN]
Unterer Grenzwert der Schraubenkraft	F_{Su} 0 [kN]
Reibungswinkel des Gewindes	$\rho' = \arctan(\mu_c / (\cos(\beta/2)))$ 9,18 [°]

Sicherheitsgrenzwerte und Montagemonent	
Einhaltung Montagevorspannkraft < Spannkraft	$F_{\text{Mv}} / F_{\text{M zul}}$ 9,49 [-]
Einhaltung max. Schraubenkraft unter Betriebskr.	$F_{\text{S max}} / F_{\text{S zul}}$ 76,51 [-]
Sicherheit gegen Betriebsbelastung	$S_F = R_{\text{sk1}} / \sigma_{\text{red s}}$ 1,27 [-]
Sicherheit gegen Dauerfestigkeit	$S_D = \sigma_{\text{aGWB}} / \sigma_a$ 70,24 [-]
Anziehdrehmoment	M_d 49 [Nm]
Flächenpressung Kopfauflage	$p = F_{\text{Mv}} / (\pi/4 * (d_1^2 - d_2^2))$ 555 [MPa]

Bereich	Anzahl	Schraubendimension	Festigkeitsklasse	Anmerkung
Kupplungskonsole - Auslöseplattform	8	M20	10.9	



Verschraubungsart	
Schraubentyp	Sechskantschraube
Schraubendimension	M24
Festigkeitsklasse	10.9
Durchgangsschreibe	mittel

Belastungsangaben	
Betriebskraft auf Schraube	F_B 6,08 [kN]
Querkraft auf die Schraube	$F_{Q_{max}}$ 6,08 [kN]
Reibungskoeffizient zwischen den Bauteilen	μ lt. TB 4-1 0,3 [-]
Anziehfaktor	k_A lt. TB 8-11 1,6 [-]
Reibungszahl im Gewinde	μ_c lt. TB 8-12 0,14 [-]
Reibungszahl für die Auflagefläche	μ_z lt. TB 8-12 0,14 [-]
Krafteinleitungsfaktor	n lt. Roloff/Matek Bild 8-14 0,3 [-]

Geometrieangaben	
Schattlänge (glatter Schaft)	l_s 0 [mm]
Schraubenlänge 2 (dreis Gewinde)	l_1 30 [mm]
Schraubenlänge 3	l_2 ##### [mm]
Gewindelänge	l_c ##### [mm]
Klemmlänge der verspannten Teile	l_k 30 [mm]
E-Modul der verspannten Teile	E_F 21000 [MPa]
Außendurchmesser der verspannten Teile	D_s 66 [mm]
Faktor für Ersatzquerschnitt	$\chi = (d_k + d_w) / D_s^{1,9}$ 0,628 [-]

Schraubendimensionen	
Schraubennennendurchmesser	d 24 [mm]
Flankendurchmesser	d_1 22,051 [mm]
Kerndurchmesser	d_2 20,319 [mm]
Kernquerschnitt	A_k 324,3 [mm ²]
Nennquerschnitt	$A_n = d_s + \pi/4$ 452 [mm ²]
Spannungsquerschnitt	A_s 353 [mm ²]
E-Modul Schraube	E_s 21000 [MPa]
Außendurchmesser der ebenen Koprauflage	d_w 36 [mm]
Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes $R_{s,t,1}$	940 [MPa]
Durchmesser des Durchgangsloches	d_a 26 [mm]
Gewindesteigung	p 3 [-]
Schaftdurchmesser	$d_s = (d_1 + d_2)/2$ 21,185 [mm]
Steigungswinkel des Gewindes	ϕ 2,3 [°]
Wirksamer Reibungsdurchmesser	$d_{re} = (d_w + d_s) / 4$ 15,5 [mm]

Verschraubungsdaten	
Elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_B = 1/E_s(0,4 \cdot d/A_n + 1,1/A_1 + 1,1/A_2 + \dots + 0,5d/A_3 + 0,4/A_n)$ 0,168E-07 [mm/kN]
Ersatzquerschnitt	$A_{er} = \pi/4(d_w - d_s)^2 + \pi/8 \cdot d_w \cdot (D_s - d_w) \cdot [(x+1)^{-1}]$ 1167 [mm ²]
Elastische Nachgiebigkeit der Teile	$\delta_T = l_1 / (A_{er} \cdot E_F)$ 1,203E-07 [mm/kN]
Kraft bzw. Verformungsverhältnis	$\phi_z = \delta_T / (\delta_B + \delta_T)$ 0,13 [-]
Kraftverhältnis	$\phi = n \cdot \phi_z$ 0,038 [-]
Zusatzkraft für die Schraube	$F_{BZ} = F_B \cdot \phi$ 0,23 [kN]
Entlastungskraft für die Teile	$F_{BT} = F_B \cdot (1 - \phi)$ 5,30 [kN]
Klemmkraft zwischen den Teilen	$F_{BT} = F_{Q_{max}} / (\mu \cdot x)$ 20,28 [kN]

Schraubenbelastung	
Setzbetrag	$f_s = 3,29 \cdot (\phi_1 / d) \cdot 0,54 \cdot 10^{-3}$ 0,004 [mm]
Vorspannkraftverlust infolge Setzen	$F_s = \phi_s / (\delta_B + \delta_T)$ 4,4 [kN]
Montage-Vorspannkraft	$F_{Mv} = k_A \cdot [F_{BZ} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_{BT}]$ 48,9 [kN]

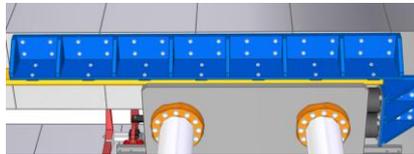
Bewertung der Betriebsbelastung	
Zulässige Montagevorspannkraft	$F_{Mv, zul} = F_{Mv} + \phi \cdot F_B$ 260 [kN]
Maximale Schraubenkraft	$F_{Z, max} = F_{Mv, zul} + \phi \cdot F_B$ 260,2 [kN]
Maximale Zugspannung	$\sigma_{z, max} = F_{Z, max} / A_s$ 737 [MPa]
Gewindemoment	$M_c = F_{Mv} \cdot d_s / 2 \cdot \tan(\phi + \rho)$ 109,57 [Nm]
Polares Widerstandsmoment der Schraube	$W_p = \pi/16 \cdot (d_s + d_2) \cdot d_s^3$ 1667 [mm ³]
Maximale Torsionsspannung der Schraube	$\tau_t = M_c / W_p$ 59 [MPa]
Vergleichsspannung in der Schraube	$\sigma_{vergl} = (\sigma_{z, max}^{1,5} + 3 \cdot \tau_t^{1,5})^{1/1,5}$ 744 [MPa]

Bewertung der Schwingbeanspruchung	
Ausschlagkraft	$F_a = (F_{Mv} - F_{BZ}) / 2 \cdot \phi_z$ 0,12 [kN]
Ausschlagspannung	$\sigma_a = F_a / A_s$ 0,36 [MPa]
Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\sigma_{a, Gv} = 0,75 \cdot (180d + 52)$ 44,63 [MPa]

Bewertung der Montagebelastung	
Montagezugspannung	$\sigma_{Mv} = 0,9 \cdot R_{s,t,1} \cdot [1 + 3(4/d_s)(0,159P + 0,577 \cdot \mu_c \cdot d_s \cdot \chi)^{-1}]^{1/1,5}$ 681 [MPa]
Schrauben Spannkraft	$F_{Mv} = \sigma_{Mv} \cdot A_s$ 240,2 [kN]
Zulässige Schraubenkraft	$F_{s, zul} = 0,1 \cdot R_{s,t,1} \cdot A_s$ 33,18 [kN]
Oberer Grenzwert der Schraubenkraft	$F_{s, ob} = 6,08333333$ [kN]
Unterer Grenzwert der Schraubenkraft	$F_{s, un} = 0$ [kN]
Reibungswinkel des Gewindes	$\rho' = \arctan(\mu_c / (\cos(\phi/2)))$ 9,18 [°]

Sicherheitsgrenzwerte und Montagemonent	
Einhaltung Montagevorspannkraft < Spannkraft	F_{Mv} / F_{Mv} 4,91 [-]
Einhaltung max. Schraubenkr. unter Betriebskr.	$F_{Z, max} / F_{Z, zul}$ 141,90 [-]
Sicherheit gegen Betriebsbelastung	$S_F = R_{s,t,1} / \sigma_{vergl}$ 1,26 [-]
Sicherheit gegen Dauerfestigkeit	$S_D = \sigma_{a, Gv} / \sigma_a$ 123,78 [-]
Anziehdrehmoment	$M_A = 163$ [Nm]
Flächenpressung Kopfraufgabe	$p = F_{Mv} / (\pi/4(d_w^2 - d_s^2))$ 534 [MPa]

Bereich	Anzahl	Schraubendimension	Festigkeitsklasse	Anmerkung
Dämpferkonsole - Turm	12	M24	10.9	



Verschraubungsart	
Schraubentyp	Sechskantschraube
Schraubendimension	M20
Festigkeitsklasse	10.9
Durchgangsschreibe	groß

Belastungsangaben	
Betriebskraft auf Schraube	F_B 6,79 [kN]
Querkraft auf die Schraube	$F_{Q_{max}}$ 2,54 [kN]
Reibungskoeffizient zwischen den Bauteilen	μ lt. TB 4-1 0,3 [-]
Anziehfaktor	k_A lt. TB 8-11 1,6 [-]
Reibungszahl im Gewinde	μ_c lt. TB 8-12 0,14 [-]
Reibungszahl für die Auflagefläche	μ_z lt. TB 8-12 0,14 [-]
Krafteinleitungsfaktor	n lt. Roloff/Matek Bild 8-14 0,3 [-]

Geometrieangaben	
Schattlänge (glatter Schaft)	l_s 0 [mm]
Schraubenlänge 2 (dreis Gewinde)	l_1 30 [mm]
Schraubenlänge 3	l_2 ##### [mm]
Gewindelänge	l_c ##### [mm]
Klemmlänge der verspannten Teile	l_k 30 [mm]
E-Modul der verspannten Teile	E_F 21000 [MPa]
Außendurchmesser der verspannten Teile	D_s 60 [mm]
Faktor für Ersatzquerschnitt	$\chi = (d_k + d_w) / D_s^{1,9}$ 0,630 [-]

Schraubendimensionen	
Schraubennennendurchmesser	d 20 [mm]
Flankendurchmesser	d_1 18,376 [mm]
Kerndurchmesser	d_2 16,933 [mm]
Kernquerschnitt	A_k 225,2 [mm ²]
Nennquerschnitt	$A_n = d_s + \pi/4$ 314 [mm ²]
Spannungsquerschnitt	A_s 245 [mm ²]
E-Modul Schraube	E_s 21000 [MPa]
Außendurchmesser der ebenen Kopfraufgabe	d_w 30 [mm]
Mindestdehngrenze des Schraubenwerkstoffes $R_{s,t,1}$	940 [MPa]
Durchmesser des Durchgangsloches	d_a 22 [mm]
Gewindesteigung	p 2,5 [-]
Schaftdurchmesser	$d_s = (d_1 + d_2)/2$ 17,6545 [mm]
Steigungswinkel des Gewindes	ϕ 2,48 [°]
Wirksamer Reibungsdurchmesser	$d_{re} = (d_w + d_s) / 4$ 13,0 [mm]

Verschraubungsdaten	
Elastische Nachgiebigkeit der Schraube	$\delta_B = 1/E_s(0,4 \cdot d/A_n + 1,1/A_1 + 1,1/A_2 + \dots + 0,5d/A_3 + 0,4/A_n)$ 1,088E-06 [mm/kN]
Ersatzquerschnitt	$A_{er} = \pi/4(d_w - d_s)^2 + \pi/8 \cdot d_w \cdot (D_s - d_w) \cdot [(x+1)^{-1}]$ 912 [mm ²]
Elastische Nachgiebigkeit der Teile	$\delta_T = l_1 / (A_{er} \cdot E_F)$ 1,566E-07 [mm/kN]
Kraft bzw. Verformungsverhältnis	$\phi_z = \delta_T / (\delta_B + \delta_T)$ 0,13 [-]
Kraftverhältnis	$\phi = n \cdot \phi_z$ 0,038 [-]
Zusatzkraft für die Schraube	$F_{BZ} = F_B \cdot \phi$ 0,26 [kN]
Entlastungskraft für die Teile	$F_{BT} = F_B \cdot (1 - \phi)$ 5,93 [kN]
Klemmkraft zwischen den Teilen	$F_{BT} = F_{Q_{max}} / (\mu \cdot x)$ 8,46 [kN]

Schraubenbelastung	
Setzbetrag	$f_s = 3,29 \cdot (\phi_1 / d) \cdot 0,54 \cdot 10^{-3}$ 0,004 [mm]
Vorspannkraftverlust infolge Setzen	$F_s = \phi_s / (\delta_B + \delta_T)$ 3,5 [kN]
Montage-Vorspannkraft	$F_{Mv} = k_A \cdot [F_{BZ} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_{BT}]$ 29,6 [kN]

Bewertung der Betriebsbelastung	
Zulässige Montagevorspannkraft	$F_{Mv, zul} = F_{Mv} + \phi \cdot F_B$ 181 [kN]
Maximale Schraubenkraft	$F_{Z, max} = F_{Mv, zul} + \phi \cdot F_B$ 181,3 [kN]
Maximale Zugspannung	$\sigma_{z, max} = F_{Z, max} / A_s$ 740 [MPa]
Gewindemoment	$M_c = F_{Mv} \cdot d_s / 2 \cdot \tan(\phi + \rho)$ 56,18 [Nm]
Polares Widerstandsmoment der Schraube	$W_p = \pi/16 \cdot (d_s + d_2) \cdot d_s^3$ 1080 [mm ³]
Maximale Torsionsspannung der Schraube	$\tau_t = M_c / W_p$ 52 [MPa]
Vergleichsspannung in der Schraube	$\sigma_{vergl} = (\sigma_{z, max}^{1,5} + 3 \cdot \tau_t^{1,5})^{1/1,5}$ 745 [MPa]

Bewertung der Schwingbeanspruchung	
Ausschlagkraft	$F_a = (F_{Mv} - F_{BZ}) / 2 \cdot \phi_z$ 0,13 [kN]
Ausschlagspannung	$\sigma_a = F_a / A_s$ 0,57 [MPa]
Ausschlagfestigkeit des Gewindes	$\sigma_{a, Gv} = 0,75 \cdot (180d + 52)$ 45,75 [MPa]

Bewertung der Montagebelastung	
Montagezugspannung	$\sigma_{Mv} = 0,9 \cdot R_{s,t,1} \cdot [1 + 3(4/d_s)(0,159P + 0,577 \cdot \mu_c \cdot d_s \cdot \chi)^{-1}]^{1/1,5}$ 681 [MPa]
Schrauben Spannkraft	$F_{Mv} = \sigma_{Mv} \cdot A_s$ 166,7 [kN]
Zulässige Schraubenkraft	$F_{s, zul} = 0,1 \cdot R_{s,t,1} \cdot A_s$ 23,03 [kN]
Oberer Grenzwert der Schraubenkraft	$F_{s, ob} = 6,78571429$ [kN]
Unterer Grenzwert der Schraubenkraft	$F_{s, un} = 0$ [kN]
Reibungswinkel des Gewindes	$\rho' = \arctan(\mu_c / (\cos(\phi/2)))$ 9,18 [°]

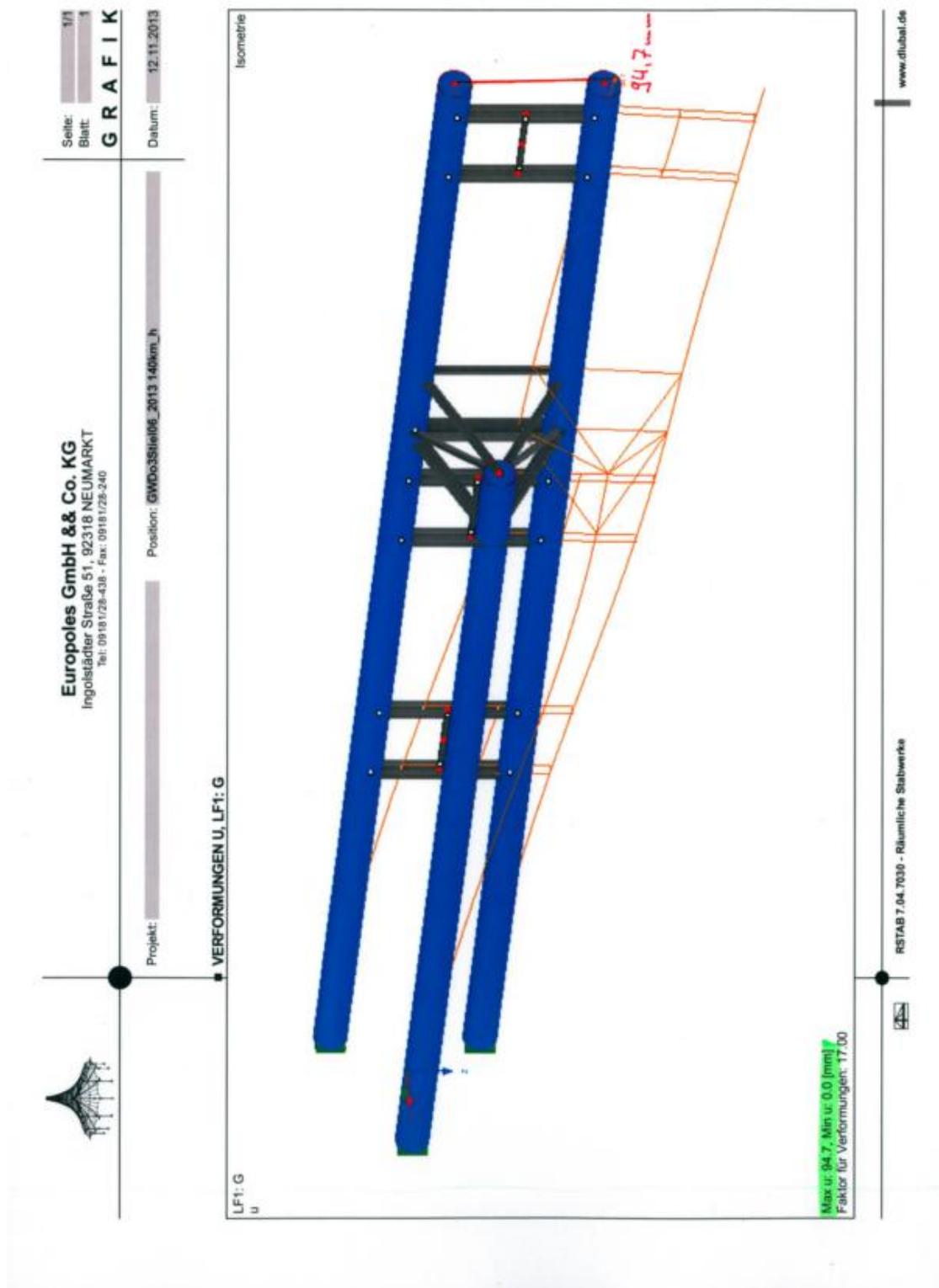
Sicherheitsgrenzwerte und Montagemonent	
Einhaltung Montagevorspannkraft < Spannkraft	F_{Mv} / F_{Mv} 5,63 [-]
Einhaltung max. Schraubenkr. unter Betriebskr.	$F_{Z, max} / F_{Z, zul}$ 89,94 [-]
Sicherheit gegen Betriebsbelastung	$S_F = R_{s,t,1} / \sigma_{vergl}$ 1,26 [-]
Sicherheit gegen Dauerfestigkeit	$S_D = \sigma_{a, Gv} / \sigma_a$ 80,47 [-]
Anziehdrehmoment	$M_A = 83$ [Nm]
Flächenpressung Kopfraufgabe	$p = F_{Mv} / (\pi/4(d_w^2 - d_s^2))$ 555 [MPa]

Bereich	Anzahl	Schraubendimension	Festigkeitsklasse	Anmerkung
Schienenkonsole - Turm	28	M20	10.9	

16.4 Datenblatt Containertragwagen

Länge über Puffer:	19.740 mm	Höchstgeschwindigkeit:	160 km/h
Drehzapfenabstand:	14.200 mm	Maximales Ladegewicht:	50,0 t
Ladelänge:	18.400 mm	Durchschnittliches Eigengewicht:	22.000 kg
Ladeebene ü. SO:	1.190 mm	Drehgestell-Bauart:	DRRS (675)
		Drehgestellradsatzstand:	1.800 mm
		Bauart der Bremse:	KE-GPR-A D
		Kleinster bef. Gleisbogenradius:	100 m
		Intern. Verwendungsfähigkeit:	nein
		Erstes Lieferjahr:	1991

16.5 Verformung ILS-Mast Europoles

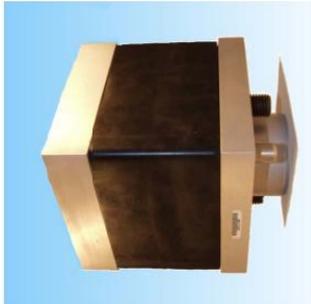


16.6 Datenblätter Messtechnik/Aufzeichnung

Datenblatt Kraftaufnehmer

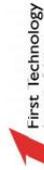
Crash Wall Load Cells

Light-Weight Single and Three Axis Force Sensors for mobile impact testing applications



- Modular design allows flexibility
- 125mm x 125mm industry standard sensor face
- Sensors available in single axis or 3 axis versions
- Interfaces with a wide range of data acquisition equipment
- 3.5 kg Lightweight sensor
- 3 year warranty
- Used on mobile barriers for side impact tests
- Rated to 40kN axial impact force

A modular three axis or single axis sensor for conducting vehicle impact tests. The sensors are available in single or three axis versions and are assembled from the same set of force sensors and mounting plates.



technical specification sheet Crash Wall Load Cells

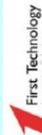
	Inclined Loading		Longitudinal Axial Load Only
	Transverse & Vertical	Longitudinal	
Rated Load	kN	300	300
Side Load	% RL	150	150
Ultimate Side Load	% RL	200	200
Ultimate Longitudinal Load	% RL	150	150
Ultimate Longitudinal Load	% RL	150	150
Operating Temperature Range	°C	-50 to +125	-50 to +125
Environmental Protection	IP	66	66
TYPICAL BRIDGE CONFIGURATION			
Site Load Output @ 150kN (nominal)	mV/V	3.000	-
Longitudinal Load Output @ 300kN (nominal)	mV/V	1.200	1.200
Excitation Voltage (recommended)	V dc/ ac	5	5
Excitation Voltage (maximum)	V dc/ ac	45.0/30	45.0/30
Repeatability	% RL	<±0.03	<±0.03
Effect of Off Centre Axis Loading	% RL	<±0.50	<±0.50
Max. Cross Talk Between Axes	% RL	5%	5%
Natural Frequency	Hz	>5000	>5000
Zero Load Output	% RL	<±2.0	<±2.0
Input Bridge Resistance - Axial	ohms	300±15	300±15
Input Bridge Resistance - Transverse/Vertical	ohms	300±15	300±15
Input Bridge Resistance - Longitudinal	ohms	300±15	300±15
Temperature Coefficient of Zero	%/°C	<±0.03	<±0.03
Temperature Coefficient of Span	%/°C	<±0.03	<±0.03
Insulation Resistance @ 100V dc	M ohms	>500	>500
Load Cell Weight	kg	3.5	3.5

Electrical Options
Identify Recognition Chip for either load cell or individual axis.
Identify Recognition Facility



Mechanical Connections
D-type connectors are standard. Other options are selected.
Integral electrical connections
Anti-vibration Dowe Pin
4x M6 Clamp Bolt (Captive in the base of the load cell)

Construction
Load cell manufactured from high strength, L188 Aluminium.



FTSS Headquarters
Center
47160 Collier
48170 Plymouth, MI

USA
Tel: +1 (734) 451 7878
Fax: +1 (734) 451 9649

Email: sales@ftss.com
Web: www.ftss.com

In the interests of health and safety, equipment from First Technology carries the CE mark. See product specifications without prior notice.

Datenblatt Beschleunigungsaufnehmer

Piezoresistive Accelerometer



ASC 74C1

Triaxial
Wheatstone Bridge
mV Output
Specification SAE J2711
Aluminum Package



Features

- ▣ Range 500g and 1,000g
- ▣ Small Size, Light Weight
- ▣ Frequency Response starting at 0 Hz
- ▣ High Shock Resistant
- ▣ Gas Damped

Options

- ▣ Customized cable length
- ▣ Customized connector
- ▣ Sensor ID modules

Service

- ▣ Preload calibration
- ▣ Situational calibration

Applications

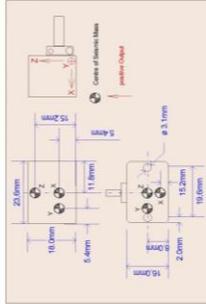
- ▣ Automotive Comfort Testing
- ▣ Crash Testing
- ▣ Rattle Testing
- ▣ Truck Testing
- ▣ Modal Analysis

Description

The model ASC 74C1 is a triaxial accelerometer based on piezoresistive technology and factory calibrated. Except for the three axes working independently and has a wide frequency response, ASC 74C1 its housing is a flat design and hard anodized aluminum. Due to its low mass this model is ideal for testing light weight structures.

The sensing element has integrated overload stops and therefore the silicon chip is highly shock resistant. The ASC 74C1 has an excellent non-linearity over a wide frequency response. Electrically it is configured as a Wheatstone Bridge. The ASC 74C1 can be obtained with all common sensor ID modules.

A very high flexible and rugged cable provides a simple mounting. The ASC 74C1 is equipped as standard with 6 m of this cable.



General Technical Data

Supply Voltage	10 VDC
Linearity Typ. FSD	0.5 %
Temperature Typ. FSD	0.5 %
Zero g Output Typ.	-10 mV
Zero g Output Typ.	+/- 50 mV
Bridge Resistance	4.10mm
T.C. Zero g Typ. C to 80° C, typ. FSD	+/- 0.2 %/° C
Weight	18 g
Material	Aluminum hard anodized
Housing	Aluminum hard anodized
Cable	300gsm
Mounting	RV
Cable	RV

At 10 VDC Supply and 25°C

Individual Technical Data

	ASC 74C1
Operating Temperature	-20° C to 80° C
Storage Temperature	-40° C to 100° C
Range 500g	0.4 mV/g
Frequency +/- 5 %	2,000 Hz
Shock Resistance	8.15 m/g
Range 1000g	4.08 mV/g
Frequency +/- 5 %	5,000 Hz
Shock Resistance	5,000g

Cable Code: Red Supply+ Green Signal+
Black Supply- White Signal-

Order Information

ASC 74C1-XXX-6-XX

- 0: Model 74C1 Aluminum hard anodized
- 1: Model 4.4 2011 2.0
- 2: Cable Length in Meter
- 3: Connector and Pinout / „A“ for No Connector

ASC GmbH
Messwandler / Converter
Röntgenring 1
70569 Stuttgart
Germany
Tel. +49 (0)7141 900 100-0
Fax. +49 (0)7141 900 200-20
info@asc-sensors.de
www.asc-sensors.de

Datenblatt Hochgeschwindigkeitskamera auf dem Schlitten

MotionXtra HG-TH

High-Speed, Compact, and Flexible Multi-Head Camera System



Built on the same great design and extensive features of the industry-leading HG-100K, the MotionXtra™ HG-TH delivers the excellence in image quality and the performance reliability that you have come to expect from RedLake.

The reworked head design offers significant versatility with small, lightweight camera heads that fit into confined spaces or onto low-mass mounting surfaces. In addition to their compact size, camera ports are rugged up to 100 G. You can choose from one to four camera heads, and from 2 to 8 GB of memory. The HG-TH forms a complete imaging system with significantly reduced weight and an extensive feature set. You can choose the HG-TH configuration that meets your application. With the MotionXtra™ HG-TH camera heads and memory base. The camera is fully compatible with the MotionXtra HG-100K and HG-LE, and RedLake HG2000, CR2000, and HG-TX cameras.

The MotionXtra HG-TH is easy to set up and ready to use with a simple installation of MotionCentral™ software and a camera control system. With MotionCentral, the HG-TH camera identifies and registers itself to the camera control system screen. The versatility and flexibility of the HG-TH are evidenced by its ease of setup and use, whether in a one-camera system or with hundreds of cameras on a network. Each camera head is "IP addressable".

The Ethernet interface allows remote camera control and data transfer. The camera control system can be configured including TIFF and compact Type 2 Bayer high quality JPEGs may be downloaded, providing excellent image quality at a fraction of the file size. All files using popular codecs (compressed or uncompressed) may be produced in tandem with any image download.

As part of the MotionXtra™ system, the HG-TH consists of four major components:

- Up to four high-speed, rugged HG-TH tethered camera heads
- Camera controller with expandable memory options and camera ports

• An optional Hub Sync Unit, which functions both as a high-G digital video interface and a precision timing source, including frames synchronization for multiple cameras to within +/-2.5µs. The camera and Hub Cam withstand shock up to 100G in any axis.

• MotionCentral™ software for camera control, image download and viewing is capable of supporting a large number of cameras. The MotionXtra™ HG2000/HG-TX cameras in a dedicated camera network.

An optional tablet style Display Control Unit (DCU) makes the setup of remotely located cameras fast and easy. A small back-up battery is included within the camera controller to preserve the recording if a power failure occurs after the event.

S N A P S H O T

- Up to 4 camera heads with 752 x 564 resolution at 1000 fps up to 100,000 fps at reduced resolutions
- Up to 19.2 seconds of record time
- RedLake-exclusive CMOS sensor, color or mono
- Very fast 5µs global electronic shutter eliminates motion blur
- Choice of 4 models of Camera Controller with 2 or 4 camera ports, and 2 to 8 GB of memory
- Rugged design, withstanding up to 100G in any axis
- Fast, accurate, reliable camera networking
- 1000Base-T Ethernet for fast downloads
- Easy viewing with both NTSC/PAL and Digital Output

A P P L I C A T I O N S

- Vehicle impact testing (VT)
- Airbag deployment
- Component safety testing
- Research, development and test
- Production and manufacturing
- Range, aerospace and ballistics

MotionXtra HG-TH

P E R F O R M A N C E S P E C I F I C A T I O N S

Sensor Array
8 channels, 752 x 564 pixels, CMOS Sensor, Color or Monochrome

Image Resolution
Up to 752 x 564 at 1000 fps

Dynamic Range
62 dB at sensor and 25°C (177°F) ambient temperature

Recording Rates
Selectable, 25 to 100,000 fps in 5-fps increments, variable frame rate via external source

Shutter
Global Electronic Shutter variable to 5µs

Trigger Frame
Variable position from start to the maximum available frame capacity

Time Stamp
TTL, 5V tolerant, user selectable polarity, or switch closure; variable debounce delay

Synchronization
Each frame, selectable reference

All cameras are frame synchronized to a master precision clock when using optional Hub Sync Unit.

On-Board Storage
2, 4, 8, 16, 32, 64 GB models available

Camera Head Size
Dimensions: 3.24" (H) x 3.34" (W) x 2.68" (L) (85 x 95 x 68 mm); Weight: 2.25 lbs (1.25 kg)

Camera Head Size
Dimensions: 6.61" (H) x 3.27" (W) x 7.95" (L) (168 x 94 x 202 mm); Weight: 9.5 lbs (4.3 kg)

Tethered Cable
3m, 6m and 10m length at 8mm, 9mm, and 10mm diameter respectively

Camera Network
1000/1000Base-T Ethernet; Sync I/O; Trigger In; Power; Strobe Out

Controller Interface
Controller to Hub/PC up to 328 ft (100m); Hub to Hub/Control PC up to 328 ft (100m)

Mount
C-mount standard, High-G Box mounts available

Dimensions and Weight
2.16" (H) x 1.31" (W) x 1.31" (L) (55 x 33.9 x 33.9 mm); Weight: 1.1 lbs (5Kg)

Camera/Hub Sync Unit/Control PC Network/Trigger I/O/Power I/O/Leaky Port to connect HG-D-Box or HG-J-Box for multiple legacy cameras (HG2000/HG-100+/CR/HGTX)

Camera and Hub
100G @ 5ms min. any axis, 1000 cycles

Camera and Hub
100G @ 5ms min. any axis, 1000 cycles

Operating Temperature
0°C to +45°C Ambient (32°F to 113°F)

Control Software
MotionCentral™; Windows 2000, XP and NT 4.0 SP6 compatible

File Formats
Type 2 Bayer, TIFF, JPEG, AVI; 2-bit mono, 24-bit color

Remote Viewing
Tethered screen display with X11 computer display

Control System
Tablet style DCU, optional DCU

EMI/EMC
CE approved, FCC Class B compliant, UL recognized (camera), UL listed (Hub Sync Unit)

CE
CE approved, FCC Class B compliant, UL recognized (camera), UL listed (Hub Sync Unit)

Notes: Specifications are subject to change.

Sample Recording Capacity at full resolution (752x564 @ 1000 fps)

Number of Heads	Memory Capacity	Recording Time Per Head (seconds)
1	2 GB	4.8
1	4 GB	9.6
1	8 GB	19.2
2	2 GB	2.4
2	4 GB	4.8
2	8 GB	9.6

Sample Frame Rates

Resolution	Frame Rate (fps)
752 x 564	1000
512 x 512	1600
480 x 480	1800
512 x 408	2000
480 x 320	2600
320 x 320	3700
320 x 240	5000
256 x 136	10,000
128 x 64	30,000
80 x 40	50,000

Distributed by JTEL Imaging Systems
1781 Highland Avenue
Cheshire, CT 05969
Phone: (203) 250-1545
info@delimaging.com
www.delimaging.com



All Rights Reserved
HG-TH Rev. A

Datenblatt Hochgeschwindigkeitskamera

SPEEDCAM VISARIO LT800

Insight that is accurate in every detail

The High-Speed Video Camera SpeedCam Visario LT 800 from Weinberger stands out on account of its optimum image quality and resolution. Thanks to its image format of 1536 x 1024 pixel at an impressive 500 frames per second, you will obtain video recordings of the fastest occurrences that are accurate in every detail. SpeedCam Visario LT 800 – the perfect combination of performance, quality and expandability – an investment without the need for compromise.



Thanks to the presence of:

- Ultra-modern CMOS technology, using an image format of 1536 x 1024 (pixel)
- High recording speed of up to 5000 images/sec. (at 768 x 512 pixel)
- High mechanical stability
- Smallest possible size and light weight
- Intuitive configuration and application software
- Exemplary modularity and expandability

The SpeedCam Visario LT 800 presents a unique "next generation" camera for high-resolution video recording of fast events.

At the heart of this vision system ideally suited for high levels of acceleration and vibration, lies the high resolution CMOS sensor, developed for the most demanding applications. The high resolution CMOS sensor, optimized for high speed to high resolution, dynamics and noise reduction, and permits an absolutely true image reproduction.

Along with its optical and mechanical characteristics, the attractive SpeedCam Visario LT 800 image acquisition system provides a convincing argument on the basis of its seamless integration with existing system environments.

The operating software VISART, developed for Windows 2000™, provides users with the highest degree of functionality and convenience.

SpeedCam Visario LT 800 – revealing crucial moments.

- High resolution CMOS sensor with electronic shutter
- Intuitive software operation
- Exchangeable standard lenses (F-mount, C-mount etc.)
- Convenient network and software integration
- Windows 2000™
- Easy upgrading to the top of the range model SpeedCam Visario 1500



SPEEDCAM VISARIO LT800 – überzeugende Argumente

Video-Hochgeschwindigkeitskamera mit CMOS Sensor

Optische Parameter

- Schneller APS-CMOS-Sensor
- 16,89 x 12,6 mm (l x H)
- 11 µm quadratisch
- 1536 x 1024 Bildpunkte: bis zu 500 Bilder pro Sekunde
- 1024 x 768 Bildpunkte: bis zu 5'000 Bilder pro Sekunde
- 768 x 512 Bildpunkte: bis zu 2'000 Bilder pro Sekunde
- Elektronischer Shutter bis zu 10 µsec.
- Monochrom bis 10λ, Farbtiefe bis zu 30 Bit
- Standard 2 Sec. bei voller Auflösung @ 500 Bilder pro Sekunde
- Standard 10 Sec. bei voller Auflösung @ 100 Bilder pro Sekunde
- Längere Aufzeichnungszeit bei geringerer Auflösung und/oder Geschwindigkeit
- Kein Blinieren
- Kein messbares Übersprechen
- Rauschoptimierter Sensor

Weitere optische Eigenschaften

- Windows 2000™
- COBIDA, die offene Softwarechnittstelle zur nahtlosen Integration in bestehende Systeme
- Sämtliche Parameter per Software einstellbar
- Diverse Trigger-Einstellungen an Kamera, Linkbox oder Host-PC möglich
- System-Synchronisation erfolgt durch Kontrollrechner oder extern
- IIG-E (optional)
- Low-Light-Media als Viewfinder-Funktion
- Live-Bildübertragung via Host-PC

System-Software und Funktionalität

- Anschluss für diverse Strahlrohrleuchte
- Im Lieferumfang enthalten sind F-Mount- oder C-Mount-Adapter
- Weitere Adapter auf Anfrage
- Modulares, ausbaufähiges Konzept bestehend aus Kamera, Linkbox, Fernbedienung und Windows 2000™-Kontrollrechner
- 100% optische Bildübertragung ohne Bildverluste (Identifizierung grösserer Details zwischen Kamera und Host-PC bis zu 100 m)
- Kamera-Abmessungen: 60 x 100 x 170 mm (H/B/T), Gewicht 1,8 kg
- Betriebstemperatur: -10 bis +45°C
- 95% nicht kühlend
- Via Linkbox, LinkSplitter oder Kontrollrechner
- 100% 75-msec.-getestet über 1000-Zyklen
- EMI/CE sowie weitere internationale Normen

Mechanische Eigenschaften

- Alle wesentlichen Bauteile sind aus Aluminium gefertigt

Hersteller

Weinberger AG
Graz
Schwarz
Tel. +43 316 271 77 10
Fax. +43 316 271 77 19
www.weinberger.com

Hersteller

Weinberger Deutschland GmbH
32103 Brinkum
Tel. +49 52 03 91 10 10
Fax. +49 52 03 91 10 11
www.weinberger.com

Hersteller

Weinberger Vision Technology Corp.
2310 Brinkum
Tel. +1 603 882 1011
Fax. +1 603 882 1012
www.weinberger.com