



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
WIEN

Diplomarbeit

Konstruktion einer Fahrradfedergabel mit Parametervariation zur Verbesserung von Steifigkeit und Gewicht

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-
Ingenieurs unter Anleitung von

a.O. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Manfred Grafinger

(Institut für Konstruktionswissenschaften und Technische Logistik)

Eingereicht von

Lukas Cornelius KAPFINGER

Matr.Nr: 0726451

Freiburg, den 17.5.2016

Vorwort

Nachdem ich vor einiger Zeit begonnen hatte, erste Erfahrungen in der Konstruktion für Federgabeln zu sammeln, bin ich nun besonders froh, durch die intensive Auseinandersetzung in dieser Arbeit weitere wichtige Erkenntnisse in diesem Bereich erlangt zu haben.

Der größte Dank geht an meine Freunde Marc W. und Marc N., welche die Grundlage zur Umsetzung dieser Arbeit gesetzt haben und mir geholfen haben, die vielen Dreh- und Frästeile Realität werden zu lassen, welche für die Messungen und Tests notwendig waren.

Des Weiteren bedanke ich mich bei meinen anderen Unterstützern, welche sich finanziell an dem Projekt beteiligt haben.

Ein besonderer Dank geht auch an Prof. Manfred Grafinger, welcher mich mit bestmöglicher Betreuung und einer unkomplizierten Abwicklung unterstützt hat.

Kurzfassung

Die Zielsetzung der Arbeit war eine genaue Analyse der einzelnen Federgabelbauteile und eine darauf basierende Konstruktion, dessen Zweck eine Verbesserung des Quotienten aus Federgabelsteifigkeit und Gewicht war. Wichtig dabei war jedoch, die Kompatibilität zu denen am Markt bestehenden Bauteilen einzuhalten, um andere erhältliche Federgabeln als Referenz angeben und einen Vergleich ziehen zu können.

Basierend auf den Belastungen der in Fachkreisen üblichen Steifigkeitsmessungen wurden die Einzelkomponenten einer Federgabel hinsichtlich Kraft- und Biegemomentenverlauf analysiert. Diese Erkenntnisse wurden anschließend interpretiert und in einer konkreten Konstruktion umgesetzt. Die Bauteile wurden mittels Dreh- und Fräsbearbeitungen in reale Muster umgesetzt und anschließend die Kennwerte auf einem dafür gebauten Prüfstand ermittelt.

Um Parameter zu finden, welche die Steifigkeit bei gleichbleibendem Gewicht merklich erhöht, wurden verschiedene Variationen in Durchmesser, Wandstärke und Materialien vorgenommen. Diese Variationen fanden in drei Iterationen statt, welche jeweils aufgrund der theoretischen Grundlagen erstellt wurden.

Wie sich gezeigt hat konnten einige signifikante Stellen herausgefunden werden, mit welchen der Quotient aus Steifigkeit und Gewicht im Gesamtkonstrukt einer Fahrradfedergabel sinnvoll und lohnend erhöht werden kann.

Auch haben sich Stellen gezeigt, welche zwar aufgrund der theoretischen Verbesserung des Einzelteiles viel Verbesserungspotential hätten vermuten lassen, sich aber im Gesamtkonstrukt nicht als zielführend erwiesen haben.

In der Ergebnisdiskussion wird auf weitere Möglichkeiten zur Optimierung hingewiesen, mit welchen man durch eine weitere Beschäftigung mit diesem Thema noch große Verbesserungen zu erwarten hätte.

Abstract

This aim of this thesis was an detailed analysis of the separated parts of a mountainbike suspension fork as well as a further construction to improve the quotient of stiffness and weight. Of a high importance has been the compatibility to existing mountainbike standards, which means to have the possibility of a comparison to already existing products.

Based on the loads of the common stiffness-tests in professional circles, the single parts of the fork was analysed regarding force and bending moments. This knowledge was further interpreted and turned into a concrete construction. Furthermore these parts have been realized as real models with milling and lathing from aluminium and steel. Afterwards the parameters of the model had been taken on a test station, that was built for this purpose.

To find parameters which improve stiffness without adding weight, several variations have been done in diameter, wall-thickness and materials. This variations took place in three iterations, which again based on the theoretical knowledge.

It discovered several components and details, that improved the stiffness/weight ratio in this technical construct in an effective and efficient way.

In addition to this, there have also been details, that promised high capability of raising stiffness, but they were not as effective as it seemed to be in the construction.

In the result discussion there are mentioned several possibilities for further optimization of some of the described fields.

Inhalt

1. Einleitung.....	7
2. Theoretische Grundlagen.....	9
2.1. Historische Entwicklung.....	9
2.2. Federgabelbauarten.....	10
2.2.1. Parallelogrammfedergabeln.....	10
2.2.2. Teleskopfedergabeln.....	12
2.3. Federgabelsteifigkeiten.....	15
2.3.1. Frontalsteifigkeit.....	16
2.3.2. Torsionssteifigkeit.....	17
3. Optimierung Steifigkeits-/Massenquotient.....	18
3.1. Erhöhung durch Verbesserung des Flächenträgheitsverlaufs.....	18
3.2. Erhöhung durch Materialauswahl.....	21
3.2.1. Materialauswahl für definierten Außendurchmesser.....	24
3.2.2. Materialauswahl für definierten Innendurchmesser.....	27
4. Steifigkeitsmessung.....	28
4.1. Messaufbau.....	28
4.2. Messvorgang.....	32
4.3. Messevaluation.....	34
5. Belastungen der Federgabelbauteile.....	38
5.1. Belastung Frontalsteifigkeit.....	38
5.1.1. Belastung Achse.....	39
5.1.2. Belastung Ausfallenden.....	41
5.1.3. Belastung Tauchrohr.....	41
5.1.4. Belastung Standrohre.....	42
5.1.5. Belastung Brücke.....	43
5.1.6. Belastung Schaft.....	44

5.2.	Belastung Torsionssteifigkeit	45
5.2.1.	Belastung Achse	45
5.2.2.	Belastung Ausfallende	46
5.2.3.	Belastung Tauchrohre	46
5.2.4.	Belastung Standrohre	48
5.2.5.	Belastung Brücke	49
5.2.6.	Belastung Schaft	50
5.3.	Lastkombination	51
6.	Bauteilumsetzung	51
6.1.	Umsetzung Achse	52
6.2.	Umsetzung Tauchrohre	54
6.3.	Umsetzung Standrohre	55
6.4.	Umsetzung Brücke	57
6.5.	Umsetzung Schaft	59
7.	Ergebnisevaluation	61
7.1.	Variante 1	61
7.2.	Variante 2	62
7.3.	Variante 3	67
7.4.	Variante 4	69
8.	Ergebnisdiskussion	71
	Abbildungsverzeichnis	74
	Literaturverzeichnis	76
	Tabellenverzeichnis	76

1. Einleitung

Seit der Einführung von einer der ersten in Serie produzierten Federgabeln für geländegängige Fahrräder, der Rock Shox RS-1 aus dem Jahre 1989 hat sich in der Entwicklung dieses Bauteiles einiges getan. Gerade in der Pionierzeit der Fahrradfederungen wurde viel experimentiert und unterschiedliche Konzepte ausprobiert, auf den Markt gebracht und oft auch wieder verworfen.

Die am häufigsten anzufindende Bauart bei Fahrradfedergabeln ist die Teleskopvariante. Ihr Grundprinzip besteht aus zylindrischen Rohren, welche mittels Linearlagern beweglich sind und dadurch eine lineare Federbewegung ausführen können. Neben diesen Teleskopfedergabeln existieren noch Varianten mit mehrgelenkigen, durch Kugellager verbundene Streben, welche eine kurvenförmige Federbewegung des Vorderrades ermöglichen. Vergleicht man beide Varianten, lassen sich bei beiden Vor- und Nachteile erkennen, aber bei keiner der beiden lässt sich ein herausstechender technischer Vorteil erkennen.

Am Markt hat sich jedoch die Teleskopbauweise etabliert und wird bei dem Großteil der kommerziell verfügbaren Mountainbikes eingesetzt. Daher soll in dieser Arbeit das Teleskopprinzip bearbeitet werden.

In der Entwicklung der letzten 20 - 25 Jahren haben sich verschiedene Feder- und Dämpfungsmedien bewähren müssen, die Anbau und Montageschnittstellen zur Vorderradachse sowie zum Rahmen oder der Bremse wurden verändert und nicht zuletzt wurde auch die Quantität des Federweges vergrößert. Simultan zu den Federgabeln entwickelten sich auch die Rahmen, Reifen, Laufräder und Bremsen weiter, wurden belastbarer, sicherer zu fahren und auch die Bremsen wurden stärker und ermöglichen höhere Beschleunigungswerte. Dadurch stiegen insbesondere auch wieder die Anforderungen an die Federgabel. Höhere Dämpfungs- und Federqualität wurde notwendig, um den gestiegenen Möglichkeiten der Fahrräder im Allgemeinen gerecht zu werden.

Zwei weitere wichtige Anforderungen stellen das Gewicht und die Steifigkeit einer Federgabel dar. Diese zwei Kennwerte sind Bestandteil jedes Vergleichstests, welcher z.B. in Fachzeitschriften durchgeführt wird.

Durch die lineare Beziehung von E-Modul und Längenänderung eines Bauteiles ist für linear elastische Materialien auch ein Zusammenhang zwischen der Steifigkeit und dem Gewicht eines Bauteiles vorhanden. Abhängig von den Dimensionen, die für ein Bauteil möglich sind, gelingt es zwar manchmal, die Steifigkeit ohne Gewichtszunahme zu erhöhen, z.B. in dem der Durchmesser eines Rohres erhöht, gleichzeitig aber die Wandstärke reduziert wird. Jedoch gibt es auch Schnittstellen zu benachbarten Bauteilen, welche ein genormtes und definiertes Maß brauchen, um in bestehende Komponenten eines Fahrrades eingebaut zu werden. Bei einer Federgabel sind dies in erster Linie die Kontaktstelle zu den Lenkkopflagern im Fahrradrahmen bzw. zum Lenkervorbau sowie der Radachse, welche die Vorderradnabe aufnehmen muss. Hier ist man in der Konstruktion und Auslegung auf diese vorgegebenen Dimensionen angewiesen und eine Steifigkeitszunahme ohne Erhöhung des Gewichts ist bei gegebenem Material nicht möglich.

Jedoch ist eine hohe Steifigkeit für Fahrradteile durchaus notwendig, so steigt diese Notwendigkeit mit höheren Fahrgeschwindigkeiten ebenso an wie eine nötige erhöhte Festigkeit der Bauteile, da bei größeren Beschleunigungen auch höhere Kräfte wirken.

Ziel dieser Arbeit ist also, die Parameter bei der Dimensionierung einer Fahrradfedergabel herauszufinden, welche konstruktiv die beste Möglichkeit zur Steifigkeitszunahme mit Bedacht auf die Masse des Bauteiles darstellen. Hierfür muss ein funktionsfähiges Federgabelchassis konstruiert werden. Diese Konstruktion soll hinsichtlich der Steifigkeit analysiert werden und anhand einer praktischen Umsetzung mit realen Komponenten die Realwerte gemessen werden. Mit dieser Konstruktion wird ein Vergleich zu bestehenden Federgabeln anderer Hersteller möglich, um grobe Tendenzen der Vor- oder Nachteile der Bauarten darzustellen.

2. Theoretische Grundlagen

2.1. Historische Entwicklung

Als sich der noch junge Mountainbikesport in den 1970ern in den USA formte, waren Federgabeln an den Fahrrädern selten zu sehen. Da der Sport zu Beginn mit umgebauten Straßen- und Cruiserrädern ausgeführt wurde, war es auch nicht üblich, Federgabeln zu fahren. Anfang der 1980er Jahre waren starre Gabeln normal. Erst Ende der '80er wurden die ersten Teleskopfedergabeln in Serie gebaut und konnten nach und nach den Markt für sich erobern. Mitte der 1990er Jahre wurden Federgabeln von einer Reihe an kleineren Herstellern, welche sich an verschiedensten Konzepten zur Federung des Vorderrades versuchten, hergestellt. Maßgeblich geprägt wurde diese Zeit durch die Firmen Manitou, Rock Shox, aber auch heute weniger bekannte Firmen wie Noleen, Parafork oder Pace.

Damals waren Federgabeln jedoch bekannt für schlechte Funktion, kurze Wartungsintervalle und kurze Federwege. Ein Rennwochenende ohne Aussetzen der Federfunktion war selten. Zudem waren die Bauteile für damalige Verhältnisse nur für wenige Kunden leistbar. Erst als die heute großen Firmen wie Rock Shox, Marzocchi oder Manitou um die Jahrtausendwende anfangen, zuverlässige Federgabeln in Großserie zu bauen, wurden sie nach und nach zu einem nicht mehr wegzudenkenden Bauteil am Mountainbike. Analog dazu kamen kurze Zeit später auch die Hinterradfederungen auf den Markt und so etablierten sich die heute üblichen vollgederten Mountainbikes.

Damals wie heute war die Steifigkeit der Federgabeln ein wichtiges Thema. Es war jedoch für die Konstrukteure damals schwierig, leichte und gleichzeitig steife Federgabeln zu bauen. Zu dünn waren die damals standardmäßigen Schnittstellen zu Rahmen und Lenkkopflager. Die geringen Durchmesser boten wenig Möglichkeit für steife Konstruktionen, ohne das Gewicht stark zu erhöhen. Über die Jahre haben sich die Anbaukomponenten, Reifendimensionen und auch die Materialien und Fertigungstechniken geändert. Deutlich zu erkennen ist das am Modell RS-1 von Rock Shox. Die damalige Version aus dem Jahr 1989 und das gleichnamige Modell aus 2015.



Abbildung 1 - Rock Shox RS-1. 1989 und 2015 Quelle: bike-magazin.de

Der Schaftdurchmesser von durchgehend 25,4mm wuchs auf 40mm, konisch verjüngt auf 28,6mm, an. Die Achse ist heute ein fest verklemmtes, 15mm dickes Alurohr. Statt dünnen Stahlstandrohren wird heute ein großvolumiges Kohlefaser-Monocoque eingesetzt. Den Bauteilentwicklungen zu entnehmen ist, dass die Entwicklung im Verlauf der letzten Jahrzehnte deutlich in die Richtung einer steiferen Federgabel läuft.

2.2. Federgabelbauarten

2.2.1. Parallelogrammfedergabeln

Bei der Parallelogrammfedergabelbauweise verbindet die Federgabel das Vorderrad mittels kugelgelagerter Streben mit dem Lenkkopflager. Diese Bauart wurde in den 1990er Jahren von einigen Firmen angewendet. Sie ermöglicht, mittels Wälzlager, eine annähernd reibungsfreie Federbewegung. Die Streben können voluminös und belastungsgerecht konstruiert werden.



Abbildung 2 - Parallelogrammfedergabel Quelle: veloforum.de

Die kinematische Aufhängung und das Feder-/Dämpfungselement werden bei dieser Bauweise vollständig voneinander entkoppelt. Dies gibt große konstruktive Freiheiten, um die kinematischen Eigenschaften auf bestimmte Funktionen auszulegen.

Dadurch möglich wird beispielsweise eine Anti-Dive-Funktion, welche eine Komprimierung des Federelements beim Bremsen verhindern kann. Für gewöhnlich wird durch die Radlastverteilung bei einer negativen Beschleunigung die Auflagerkraft des Vorderrades erhöht, was dann in Folge dessen zu einem Einfedern führt. Durch spezielle Kinematiken kann dies hier umgangen werden. Es ist zudem möglich, die Einfederrichtung beliebig auszulegen, um eine bessere Sensibilität für die im Fahrbetrieb auftretenden Schläge auf das Vorderrad zu erreichen.

Trotz dieser konstruktiven Möglichkeiten hat sich diese Bauart bei den gefederten Mountainbikes im heutigen Zeitpunkt nicht durchgesetzt. Die ersten Exemplare hatten mit großen Steifigkeitsproblemen zu kämpfen und es gab in diesem Bereich anschließend wenig Weiterentwicklung.

Nichtsdestotrotz gibt es auch heute noch Hersteller, welche die wälzgelagerte Vorderradaufhängung für einen breiten Einsatzbereich versuchen tauglich zu machen, wie man an der Wiener Sportgerätefirma Scurra sehen kann.



Abbildung 3 - Scurra Trelever Bike Quelle: vitalmtb.com

2.2.2. Teleskopfedergabeln

Die Teleskopvariante ist die aktuell am weitesten verbreitete Art, Fahrradfedergabeln zu bauen und wird von einem Großteil der Fahrradindustrie angewendet. Sie wird gekennzeichnet durch zylindrische Rohre, welche durch eine axiale Bewegung zueinander die Möglichkeit bietet, Hindernissen nach oben auszuweichen. Als Unterkategorien dieser Teleskopbauart unterscheidet man weitergehend nach konventioneller Bauweise, welche die inneren Gleitrohre mit dem Rahmen verbindet und die Upsidedown-Bauweise, welche dementsprechend die äußeren Rohre mit dem Rahmen verbindet. In Abbildung 4 - klassische Bauweise und Abbildung 5 - Upsidedown-Bauweise sind die zwei Typen gegenübergestellt.



Abbildung 4 - klassische Bauweise



Abbildung 5 - Upsidedown-Bauweise

Das wesentliche konstruktive Unterscheidungsmerkmal stellt die zusätzliche Brücke in der Mitte dar, welche bei der konventionellen Bauweise möglich wird. Diese zusätzliche Verbindung der Rohre direkt über dem Reifen, wie bei konventioneller Bauweise üblich, ist bei der Upsidedown-Bauweise prinzipbedingt nicht möglich, da diese ein Einfedern aufgrund einer Kollision mit dem Reifen unmöglich machen würde. Sie erzeugt eine zusätzliche Versteifung des Konstruktes unter Torsionsbelastung. Wird die Federgabel bei starken Lenkmanövern tordiert, werden die Rohre an einer Bewegung zueinander gehindert. Allgemein gelten die konventionellen Federgabeln als torsionssteifer.

Beide Varianten haben jedoch gemeinsam, dass die inneren Rohre durch Linearlager mit den äußeren Rohren verbunden sind und eine lineare Raderhebungskurve ermöglichen. Die Holme werden zusätzlich als bauliche Abgrenzung für die Feder- sowie Dämpfungsfunktionen zur Umgebung genutzt und sind dadurch automatisch abgedichtet.

In dieser Arbeit werden die steifigkeitsverbessernden Maßnahmen anhand der Upsidedown-Bauweise durchgeführt. Diese Art verspricht große Möglichkeiten in der Formgebung der oberen Rohre und lässt sich mit konventionellen Fertigungsmethoden (Drehen, Fräsen) herstellen.

Um alle später verwendeten, wichtigen Begriffe dieser Bauart zu klären sind diese in der folgenden Abbildung dargestellt. Als konstruktive Geometriemaße sind die Einbaulänge der Gabel sowie das Offset der Nabenachse zur Steuerachse zu nennen. Sie entscheiden über die Fahreigenschaften der Federgabel. Unabhängig von der Bauweise sind stets die oberen Rohre als Standrohre bezeichnet, und die unteren als Tauchrohre. Die Nabenachse wird in der Branche üblicherweise als Achse bezeichnet, obwohl sie im Fall einer elastischen Verdrehung der Federgabel auch Drehmoment überträgt und somit eigentlich als Welle bezeichnet werden müsste.

In Abbildung 6 -Begriffsklärung sind diese Maße eingetragen und die Hauptkomponenten der Teleskopgabel genannt.

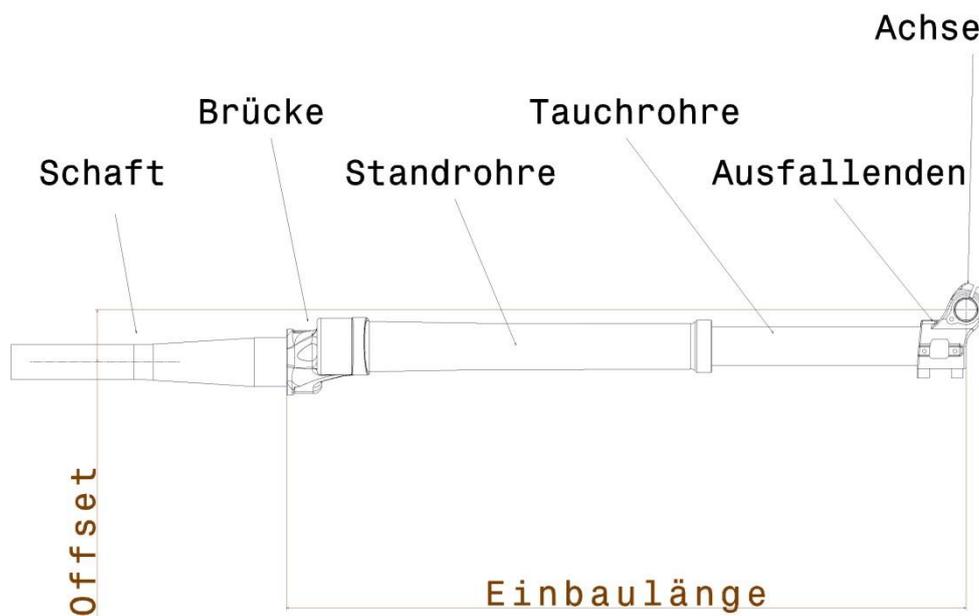


Abbildung 6 -Begriffsklärung

2.3. Federgabelsteifigkeiten

Wie bereits erwähnt ist die Steifigkeit der Federgabel einer der wichtigsten Kennwerte, um dynamische Fahreigenschaften auszudrücken. In der Fachliteratur wird zwischen zwei Steifigkeitsarten, der Bremssteifigkeit sowie der Torsionssteifigkeit unterschieden. In dieser Arbeit soll der Begriff der Bremssteifigkeit jedoch in Frontalsteifigkeit geändert werden, da durch die einseitige Bremsbelastung auch eine Torsion der Federgabel hervorgerufen werden kann und es hier zu Missverständnissen kommen kann. Den Federgabeltests in großen Fachmagazinen geht meist eine eingehende Steifigkeitsprüfung voraus. Dies ist notwendig, um objektiv die verschiedenen Testobjekte vergleichen zu können. Grundsätzlich wird in den Magazinen hohe Steifigkeit als positiv bewertet. Nicht gewollte Nachgiebigkeit würde in jedem Fall zu einem Verschlechtern des Fahrverhaltens führen.

Jedoch ist der Gedanke steifer mit besser gleichzusetzen nicht überall Konsens. So schreibt Damon Rinard auf der Fahrradtechnik-Webseite des Publizisten Sheldon Brown

„If you are looking for more precise handling, buy a fork that is stiffer. If you are looking for comfort, buy one that is more flexible“ (Rinard, 1996). Auch der Artikel „ Prüfstand auf dem Prüfstand: wenn die Praxis etwas anderes sagt als das Labor“ der Zeitschrift World of Mountainbike beschäftigt sich mit diesem Thema. Es soll der Frage auf den Grund gegangen werden, ob hohe objektiv gemessene Steifigkeitswerte in der Praxis tatsächlich immer von Vorteil sind. In diesem Artikel wird die Frage gestellt, „Kann es nun also sein, dass zu steif gleich schlechter ist? Denn man ermüdet schneller und das Fahrgefühl ist weniger sicher.“ (Haidn, 2015).

So versuchen Hersteller mit größeren Rohrdurchmessern und steiferen Materialien die Federgabelsteifigkeit mehr und mehr zu erhöhen, jedoch können je nach Anforderung auch weniger steife Konstruktionen von Vorteil sein.

2.3.1. Frontalsteifigkeit

Diese beschreibt die Nachgiebigkeit der Vorderachse in und gegen die Fahrtrichtung. Für den modellhaften Aufbau wird die Nachgiebigkeit der Achse bei fixierten translatorischen Freiheitsgraden der Steuerlager aufgrund einer definierten Kraft gemessen. Die rotatorischen Freiheitsgrade bleiben offen. Die Einheit der Frontalsteifigkeit ist $Nm/^\circ$. Diese Einheit wird von den später angeführten Tests aus Fachmagazinen übernommen, um die Ergebnisse direkter miteinander vergleichen zu können.

Da es keinen Standard für die Einspannung des Schaftes für Steifigkeitstests gibt, wird hiermit festgelegt, dass alle in dieser Arbeit gemessenen Frontalsteifigkeiten mit den Fixierpositionen wie in der folgenden Abbildung erfolgen. Dies bedeutet eine Höhe des unteren Fixierbereichs, welcher das untere Steuerlager darstellt von 8,8mm, sowie einer Fixierhöhe von 120mm vom unteren Lagersitz zum Bereich, welcher das obere Lager darstellt. Dieser besitzt eine Höhe von 5mm. Diese Maße entsprechen einer praxisnahen Konstellation und die hier gewonnenen Rückschlüsse können damit sehr gut auf reale Situationen angewendet werden.

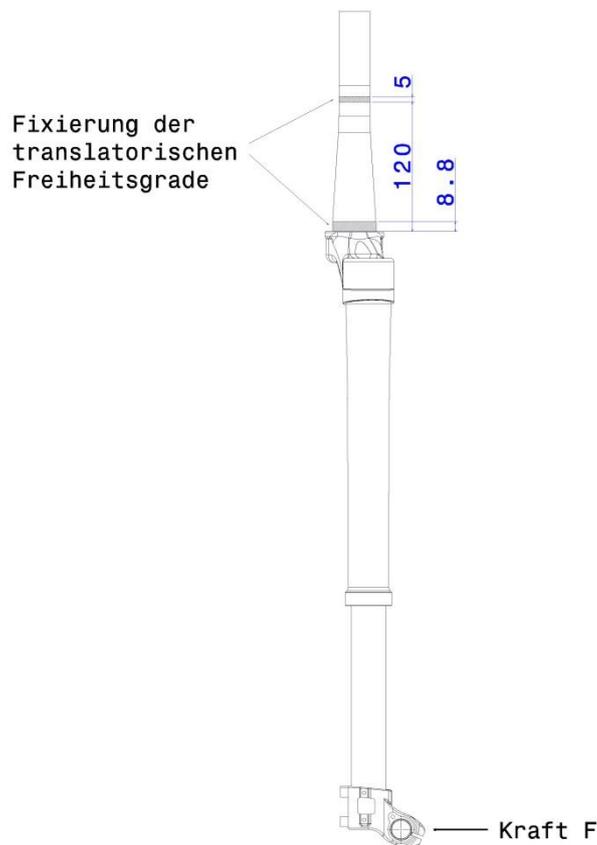


Abbildung 7 – Frontalsteifigkeit

2.3.2. Torsionssteifigkeit

Diese beschreibt die Nachgiebigkeit der Vorderachse als Winkeldrehung zum Schaft. Dabei wird der Klemmbereich des Vorbaus fixiert, und die Federgabel an der Achse mit einem Torsionsmoment belastet. Die Einheit der Torsionssteifigkeit ist $Nm/^\circ$.

Da auch hier kein Standard für die Einspannung des Steifigkeitstests bekannt ist, wird die Fixierung der Vorbaustelle in einer Höhe von 150mm und einem Bereich von 40mm vorgenommen. Dies entspricht wie in 3.1. einer realen Situation und lässt auch hier Rückschlüsse auf praktische Situationen zu.

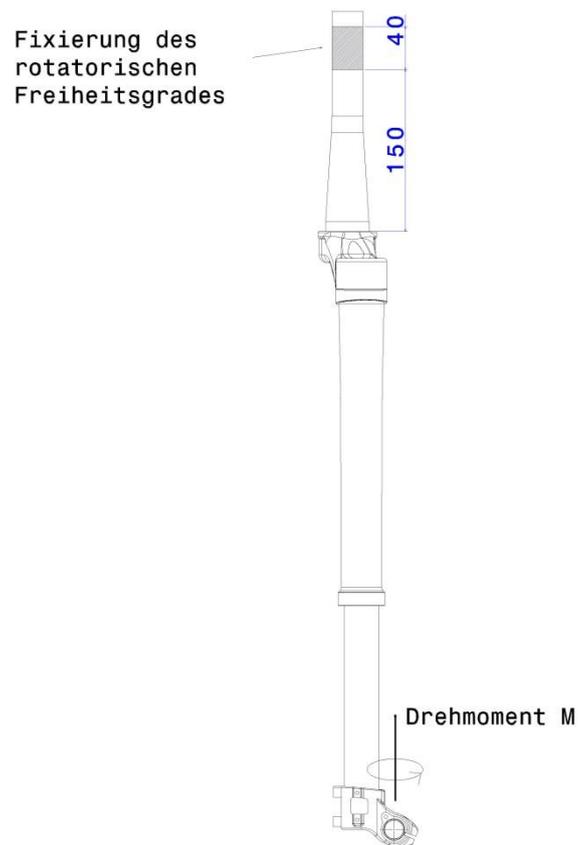


Abbildung 8 - Torsionssteifigkeit

3. Optimierung Steifigkeits-/Massenquotient

3.1. Erhöhung durch Verbesserung des Flächenträgheitsverlaufs

Bei einem fest eingespannten, freischwebenden Träger ist die absolute Durchbiegung am Ende eines beliebigen Abschnittes immer von der Durchbiegung der vorherigen Abschnitte abhängig. Dies bedeutet wiederum, dass die Auswirkung der Durchbiegung des ersten Abschnittes mit der Anzahl der Abschnitte stark zunimmt. So kann man schlussfolgern, dass es für eine Verbesserung des Quotienten von Steifigkeit zur Bauteilmasse sinnvoll ist, die Durchbiegung der ersten Abschnitte zu reduzieren, indem

man dafür eine stärkere Durchbiegung der letzten Abschnitte in Kauf nimmt um die Masse des Bauteiles insgesamt nicht zu erhöhen.

Um diese Überlegung für die spätere Umsetzung der Federgabelbauteile handfest zu machen, wird folgende Untersuchung mittels Finite Elemente Analyse durchgeführt:

Ein Aluminiumträger mit 100mm Gesamtlänge, und einer Masse von 100g wird an einem Ende fixiert (rot), und am anderen Ende mit einer Testkraft von 1000N (orange) belastet. Das FEM Netz besteht aus Tetraedern zweiter Ordnung mit 1mm Größe und 1mm maximalem Durchhang.

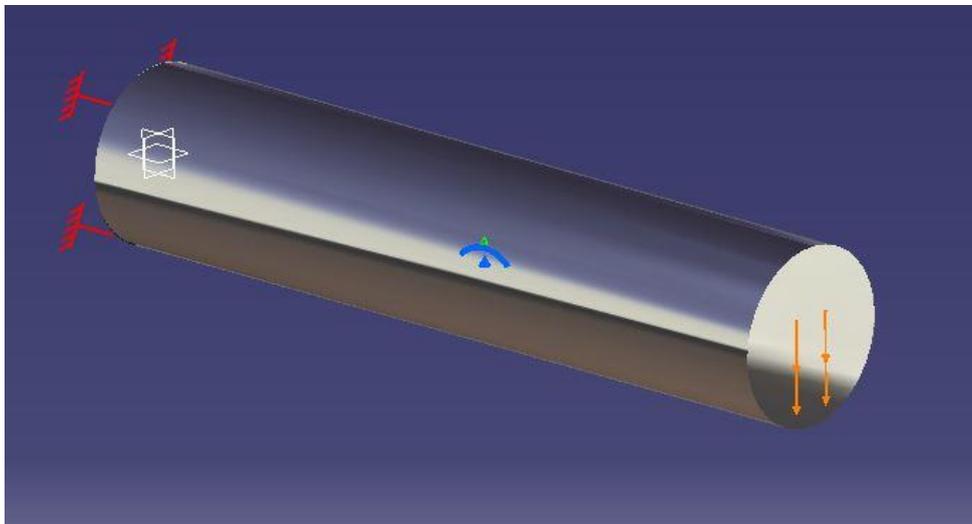


Abbildung 9 – Prüfbalken

Mittels FEA wird die Abweichung gemessen. Wertvoll für diesen Versuch ist immer die maximale Abweichung, die im Träger gemessen wird. Diese befindet sich beim Testaufbau immer am freischwebenden Ende und wird als Messergebnis benutzt. Nun werden schrittweise die Durchmesser der beiden Enden verändert, und somit der Verlauf der Flächenträgheitsmomente verändert. Im ersten Schritt werden der eingespannte Durchmesser von 21,7mm auf 23,6mm sowie der freischwebende Durchmesser von 21,7mm auf 19,8mm reduziert. Mit diesen Werten bleibt die Masse des Trägers mit 100g konstant. Erneut wird die Berechnung mit gleicher Prüfkraft durchgeführt und die maximale Abweichung ermittelt.

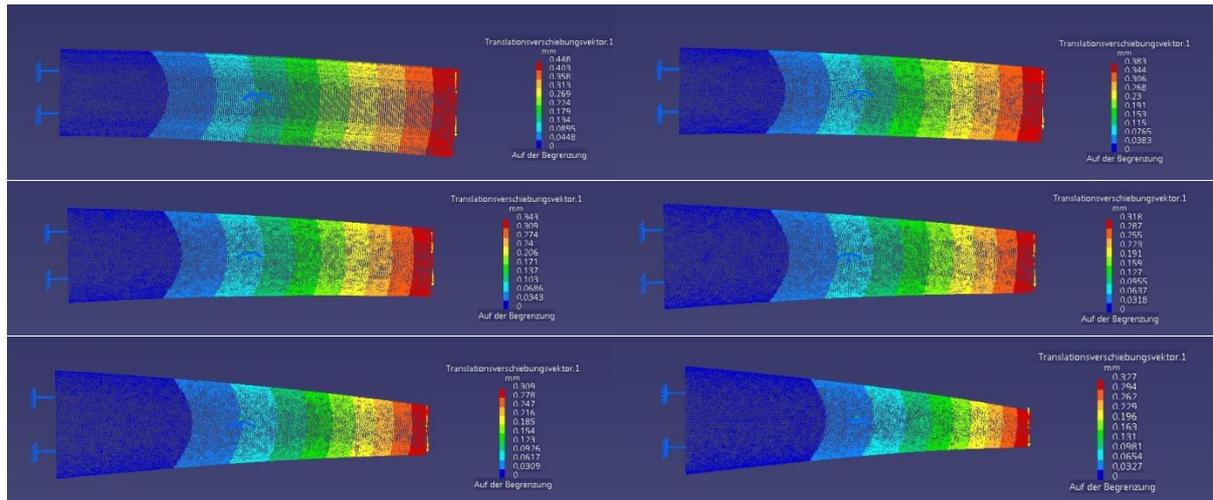


Abbildung 10 - Prüfbalken 1-6

In der folgenden Abbildung ist der Verlauf der Abweichung sowie die verwendeten Parameter ersichtlich. Man erkennt, dass bei Test 5 die minimale Durchbiegung auftritt. Bei einem steileren Verlauf der Flächenträgheitsmomente wird die Abweichung wieder größer und wäre für einen optimierten Steifigkeits-/Massenquotienten kontraproduktiv.

Tabelle 1 - Werte Prüfträger

Gewicht	Material	Länge	Prüfkraft	
100g	Aluminium	100mm	1000N	
Nummer	R1 [mm]	R2 [mm]	FT Quotient	Displacement [mm]
1	10,85	10,85	1	0,448
2	11,8	9,9	2,01830711	0,383
3	12,75	8,8	4,40666515	0,343
4	13,75	7,6	10,714118	0,318
5	14,75	6,4	28,2129296	0,309
6	15,75	5	98,4560063	0,327

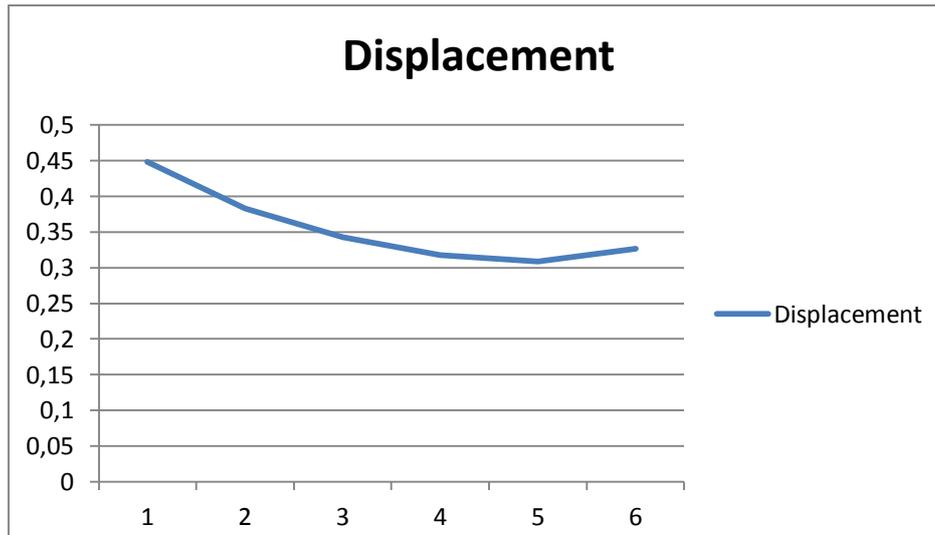


Abbildung 11 - Diagramm Prüfräger

Diese Testergebnisse lassen erkennen, dass bei einem Träger mit gleichbleibendem Gewicht und einem linear ansteigenden Biegemomentenverlauf ein starker Unterschied in der Durchbiegung zu erkennen ist, je nachdem wie die Querschnitte definiert sind.

Für das folgende Kapitel der Umsetzung soll diese Erkenntnis genutzt und angewendet werden.

3.2. Erhöhung durch Materialauswahl

Die Materialauswahl ist zu Beginn der Konstruktion eines der ersten Festlegungen, die gemacht werden müssen. Oftmals ist man durch die Fertigungsmethode oder dem Preis stark eingeschränkt, ebenso spielt die Verfügbarkeit der Werkstoffe eine Rolle. So ist es zur Gewichtsersparnis im Fahrradbereich oftmals üblich, Titan oder Carbon statt den gebräuchlicheren Werkstoffen Stahl und Aluminium einzusetzen. Es ist allgemein bekannt, dass Titan ein geringeres spezifisches Gewicht besitzt und somit das Bauteilgewicht bei gegebenen Dimensionen verringert werden kann. Jedoch ist nicht nur alleine die Verringerung des spezifischen Gewichtes für eine sinnvolle, kompromisslose Gewichtseinsparung relevant.

Neben diesem spielen Kennwerte wie Streckgrenze, Zugfestigkeit, Flächenträgheitsmoment, E-Modul sowie das Verhältnis aus E-Modul zur Dichte eine wichtige Rolle.

Während die Festigkeitskennwerte eher für die Haltbarkeit der Bauteile von Bedeutung sind, wird die Bauteilsteifigkeit von den Werten des E-Moduls als auch, sofern man das Bauteilgewicht in den Fokus bringt, des Dichte/E-Modul Verhältnisses bestimmt.

Aus der Materialwissenschaft sind die Eigenschaften unterschiedlichster Materialien bekannt. Die folgende Abbildung zeigt einen Überblick der verschiedenen Werkstoffklassen und ihre E-Moduli sowie ihre Dichten.

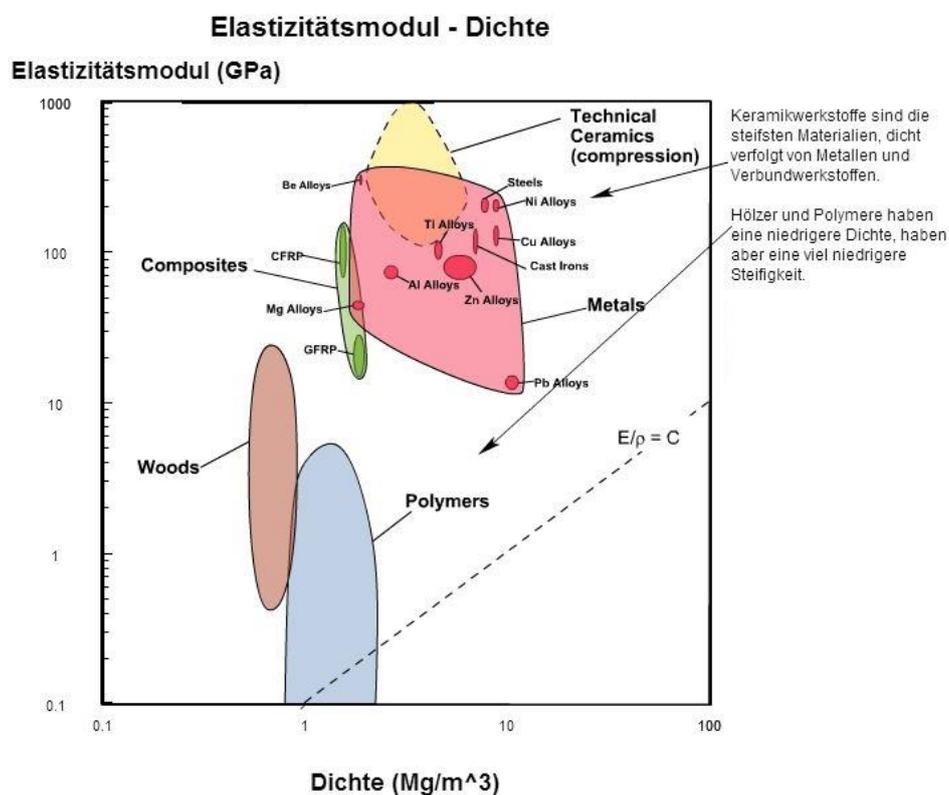


Abbildung 12 - E-Modul/Dichte Quelle: <http://aluminium.matter.org.uk/>

Viele dieser Werkstoffe sind für eine Verwendung im strukturellen Bereich der Federgabel leider nicht geeignet. So scheiden Holz, Kunststoffe sowie Keramiken aufgrund negativer und nicht passender Eigenschaften aus. Zu gering sind die Zugfestigkeiten von Holz und Kunststoff, aber auch die Sprödigkeit von Keramiken kann z.B. bei Sturzschäden ein vorzeitiges Aus bedeuten.

Bleiben noch die Gruppe der Faserverbundwerkstoffe sowie der Metalle. Viele Metalle fallen auch hier schon aufgrund der Bearbeitbarkeit, Verfügbarkeit und des Preises aus.

Die für strukturelle Komponenten im Fahrradbereich verwendeten Metalle begrenzen sich momentan auf Stahl, Aluminium, Magnesium, sowie Titan.

Je nach Belastungsart, Bauraum, Einsatzgebiet und Fertigungsmöglichkeiten können die Materialien Vor- und Nachteile haben. So ist es mit Titan schwer bis unmöglich, großvolumige ausgedrehte und konische Rohre herzustellen. Viel zu teuer sind die Anschaffungspreise von geeigneten Rohmaterialien, sowie natürlich von der Herstellung aufgrund der Materialeigenschaften eher ungeeignet. Ähnliches gilt hier für Stahl. Eine Dreh- und Fräsbearbeitung dieser Materialien mit großem Spanvolumen ist zwar möglich, aber in den meisten Fällen nicht wirtschaftlich.

Magnesiumlegierungen sind aufgrund des niedrigen Schmelzpunktes für Gießprozesse gut geeignet und bieten auch noch weitere Vorteile. U.a. „sind aus Magnesium hergestellte Bauteile um 30% leichter als solche aus Aluminium“ (Grigoleit, 2010). Aluminiumlegierungen hingegen sind wirtschaftlicher in der spanabhebenden Fertigung, haben aber große Schwierigkeiten bei Schweißprozessen.

Alle eben genannten Werkstoffe bieten spezifische Vorteile in einem bestimmten Bereich. Das Wichtige in der Anwendung ist also, die Vorteile auch zu erkennen und werkstoffgemäß umzusetzen. In dieser Arbeit liegt der Fokus natürlich in der Optimierung des Quotienten von Steifigkeit und Gewicht.

In der folgenden Tabelle sind die wichtigsten Kennwerte der vier Metalle gegenübergestellt.

Tabelle 2 - Materialkennwerte

	Aluminium	Magnesium	Stahl	Titan
Dichte [kg/m ³]	2710	1738	7860	4500
E-Modul [N/m ²]	70000	45000	210000	105000
E-Modul/Dichte	25,8	25,9	26,7	23,3

Die genauen Zahlen der Dichte und des E-Moduls können je nach Legierung leicht abweichen. Dargestellt sind übliche Durchschnittswerte.

Mit den Zahlen des E-Modul/Dichte Verhältnisses kann man erkennen, dass alle Werkstoffe für eine gleiche Steifigkeit bei reinen Zug-/Druckbelastungen in etwa gleich viel wiegen müssen. Es gibt leichte Unterschiede, jedoch sind bei einer Umsetzung noch die genauen Zahlen der Dichte und des E-moduls bei den jeweiligen Legierungen zu berücksichtigen.

Der eigentliche Unterschied macht sich bei Biegebelastungen und den aufgrund der Fertigungstechnik und des Bauraum möglichen Dimensionierungen bemerkbar.

Im Folgenden werden diese verschiedenen Situationen dargestellt und berechnet. Es soll nochmal erwähnt werden, dass diese Untersuchungen bei reiner Zug- und Druckbelastung des Bauteiles keine Rolle spielen. Die genannten Empfehlungen treffen also nur bei Biege- sowie Torsionsbelastungen zu.

3.2.1. Materialauswahl für definierten Außendurchmesser

Oftmals sind Bauteile von den äußerlichen Abmessungen festgelegt. Dies ist z.B. der Fall bei schon bestehenden Schnittstellen zu anderen Komponenten, welche bereits zur Verwendung definiert sind und nicht geändert werden können. Für diese Situation gilt es nun, die Auswahl des besten Materials zu treffen, um die Bauteilsteifigkeit bei gegebenem Außendurchmesser und konstantem Gewicht zu erhöhen.

Als Erstes soll die Torsion eines Hohlstabes berechnet werden. Das Ziel ist ein geringstmöglicher Torsionsdrehwinkel. Der Drehwinkel berechnet sich aus folgenden Parametern:

$$\theta_t = \frac{T * L}{G * I_T}$$

Nicht relevant hierbei sind die Länge L und das Torsionsmoment T .

Mit einer Materialvariation einher gehen Veränderungen vom Schubmodul G und dem torsionalen Flächenträgheitsmoment I_T .

Das torsionale Flächenträgheitsmoment berechnet sich für einen Hohlstab aus:

$$I_T = \frac{\pi}{4}(R^4 - r^4)$$

Das Schubmodul der Materialien liegt bei Stahl 79,3 GPa, Aluminium 25,5 GPa, Titan 41,4 GPa und Magnesium 17 GPa.

Für den niedrigsten Torsionsdrehwinkel ist wichtig, dass das Produkt aus Schubmodul G und Flächenträgheitsmoment I_T so groß wie möglich ausfällt.

Um hierfür die vergleichbaren Flächenträgheitsmomente zu berechnen, müssen zuerst die Innendurchmesser eines fiktiven Proberohres bestimmt werden. Der Probestab soll die Länge 100mm, einen Außendurchmesser von 20mm sowie ein Gewicht von 50g haben. Mit den Werten aus Tabelle 2 - Materialkennwerte ergeben sich folgende Innendurchmesser:

$$ID = 2 * \sqrt{\left(\left(\frac{0,02m}{2}\right)^2 - \frac{0,050kg}{\pi * 0,1m * \rho}\right)}$$

$$ID_{Alu} = 12,85mm, ID_{Mag} = 5,81mm, ID_{Titan} = 16,08mm, ID_{Stahl} = 17,86mm.$$

Gesucht ist nun das Material, welches in Kombination mit einer Reduktion der Wandstärke, aber höherem Schubmodul den maximalen Wert für das Produkt aus Flächenträgheitsmoment und Schubmodul erreicht. Berechnet wird dies mit den angesprochenen Werten des Probestabes sowie den ermittelten Innendurchmessern.

$$\frac{T * L}{\theta_t} = G * I$$

$$\frac{T * L}{\theta_t} = G * \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{0,02m}{2} \right)^4 - \left(\frac{ID}{2} \right)^4 \right)$$

$$\frac{T * L}{\theta_t}_{Alu} = 166,16 \frac{Nm^2}{rad}, \quad \frac{T * L}{\theta_t}_{Mag} = 132,57 \frac{Nm^2}{rad}, \quad \frac{T * L}{\theta_t}_{Stahl} = 226,69 \frac{Nm^2}{rad},$$

$$\frac{T * L}{\theta_t}_{Titan} = 189,33 \frac{Nm^2}{rad}.$$

Den höchsten Wert hat Stahl, also somit das dichteste Material und dieses bietet unter Belastung den geringsten Torsionswinkel und ist somit das steifste Bauteil, ohne das Gewicht zu erhöhen.

Neben der Torsion soll auch die Biegesteifigkeit für einen einseitig eingespannten Träger mit Querkraft am freien Ende für definierten Außendurchmesser bestimmt werden. Die dafür wichtige Absenkung x berechnet sich aus:

$$x = \frac{Q * l^3}{3 * E * I}$$

Als Konstanten hierbei treten die Querkraft Q sowie die Trägerlänge l auf.

Somit bleiben als Variablen das E-Modul des zu wählenden Materials sowie das Flächenträgheitsmoment des Balkens, welches sich wieder errechnet aus:

$$I = \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4)$$

Das Ziel ist eine möglichst geringe Absenkung für den bisherigen fiktiven Probeträger mit $l = 100\text{mm}$, $m = 50\text{g}$ und dem Außendurchmesser $D = 20\text{mm}$.

Analog zur Torsionsberechnung muss auch hier das Produkt im Nenner, hier bestehend aus $3EI$, maximiert werden.

$$\frac{Q * l^3}{x} = 3 * E * I$$

$$\frac{Q * l^3}{x} = 3 * E * \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{0,02\text{m}}{2} \right)^4 - \left(\frac{ID}{2} \right)^4 \right)$$

$$\frac{Q * l^3}{x}_{\text{Alu}} = 1368,4 \text{ Nm}^2, \quad \frac{Q * l^3}{x}_{\text{Mag}} = 1029,4 \text{ Nm}^2, \quad \frac{Q * l^3}{x}_{\text{Stahl}} = 1800,9 \text{ Nm}^2,$$

$$\frac{Q * l^3}{x}_{\text{Titan}} = 1509,1 \text{ Nm}^2.$$

Somit ergibt sich auch hier, dass das dichteste Material den besten Steifigkeitswert im Probeträger besitzt.

3.2.2. Materialauswahl für definierten Innendurchmesser

Neben Restriktionen bei der Wahl des Außendurchmessers kann es oftmals sein, dass auch beim Innendurchmesser ein gewisses Maß notwendig ist, welches aufgrund von definierten Schnittstellen nicht veränderbar ist.

Analog zu 3.2.1. folgt die Berechnung zur Wahl des idealen Werkstoffes über die Torsion eines Prüfstabes mit konstanter Masse über den Drehwinkel:

$$\theta_t = \frac{T * L}{G * I_T}$$

Das Torsionsmoment T und die Länge L sind wieder konstant und es ist das größte Produkt aus Schubmodul G und Flächenträgheitsmoment I_T gesucht.

$$\frac{T * L}{\theta_t} = G * I_T$$

Das hier verwendete Proberohr soll die Abmaße $L=100\text{mm}$, $ID=20\text{mm}$ und ein Gewicht von 50g besitzen. Damit errechnen sich folgende Außendurchmesser:

$$AD = 2 * \sqrt{\left(\left(\frac{0,02\text{m}}{2}\right)^2 + \frac{0,050\text{kg}}{\pi * 0,1\text{m} * \rho}\right)}$$

$$AD_{Alu} = 25,20\text{mm}, AD_{Mag} = 27,68\text{mm}, AD_{Stahl} = 21,93\text{mm}, AD_{Titan} = 23,27\text{mm}.$$

Die Auswertung des Produktes $G * I_T$ ergibt:

$$\frac{T * L}{\theta_t} = G * I$$

$$\frac{T * L}{\theta_t} = G * \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{DA}{2} \right)^4 - \left(\frac{0,02\text{m}}{2} \right)^4 \right)$$

$$\frac{T * L}{\theta_t}_{Alu} = 304,32 \frac{\text{Nm}^2}{\text{rad}}, \quad \frac{T * L}{\theta_t}_{Mag} = 356,50 \frac{\text{Nm}^2}{\text{rad}}, \quad \frac{T * L}{\theta_t}_{Stahl} = 277,76 \frac{\text{Nm}^2}{\text{rad}},$$

$$\frac{T * L}{\theta_t}_{Titan} = 270,67 \frac{\text{Nm}^2}{\text{rad}}.$$

Die Biegesteifigkeit in diesem Fall errechnet sich erneut aus der Absenkung x :

$$x = \frac{Q * l^3}{3 * E * I}$$

Die Berechnung des Produktes $3EI$ ergibt:

$$\frac{Q * l^3}{x} = 3 * E * I$$

$$\frac{Q * l^3}{x} = 3 * E * \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{DA}{2} \right)^4 - \left(\frac{0,02m}{2} \right)^4 \right)$$

$$\frac{Q * l^3}{x_{Alu}} = 2506,1 \text{ Nm}^2, \quad \frac{Q * l^3}{x_{Mag}} = 2768,1 \text{ Nm}^2, \quad \frac{Q * l^3}{x_{Stahl}} = 2206,7 \text{ Nm}^2,$$

$$\frac{Q * l^3}{x_{Titan}} = 2157,5 \text{ Nm}^2.$$

Wieder erreicht Magnesium als das am wenigsten dichte Material den höchsten Wert.

Bei gegebenem Innendurchmesser schneiden also die weniger dichten Materialien besser ab und hier ist der Gesamttorsionswinkel bzw. die Maximalabsenkung bei Magnesium am geringsten. Dies ist der Tatsache geschuldet, dass die Durchmesser mit der vierten Potenz wirken, das Schubmodul jedoch lediglich mit der ersten Potenz.

4. Steifigkeitsmessung

Um die oben genannten Steifigkeiten an den realen Mustern testen zu können, bedarf es eines geeigneten Prüfstandes. Dieser ist in der Lage im jeweiligen Aufbau sowohl die Brems- als auch die Torsionssteifigkeit zu messen. Im folgenden Kapitel werden der Grundaufbau und der Vorgang beim Messen genau erläutert und auf Schwierigkeiten und Maßnahmen eingegangen.

4.1. Messaufbau

Die Frontalsteifigkeit wird mit dem in Abbildung 13 - Frontalsteifigkeitsprüfstand dargestellten Messaufbau ermittelt. Gemäß den festgelegten Montagepunkten wird die Federgabel in den Prüfstand eingebaut. Der untere Teil der Gabel hängt freischwebend ohne Abstützung und wird an der Achse mit einem Messgewicht belastet. Um einen Messfehler durch eine Verwindung des Prüfstandes auszuschließen, wird die Messuhr fest mit der Gabeleinspannung verbunden. Durch diese Konstruktion ist eine Durchbiegung des Halterahmens kein Problem, da diese unabhängig von der Messuhr ist. Die Beobachtung zeigt, dass bei einer Belastung mit dem Messgewicht ein leichter Verzug des Prüfstandrahmens vorhanden ist. Der Messarm wird jedoch in eben diesem Maße mitbewegt und ein Messfehler durch Prüfstandverwindung ausgeschlossen.

Die Messuhr misst die lineare Durchbiegung am Angriffspunkt des Messgewichtes. Im späteren Kapitel Messevaluation wird auf die weitere Umrechnung dieses Messwertes eingegangen.

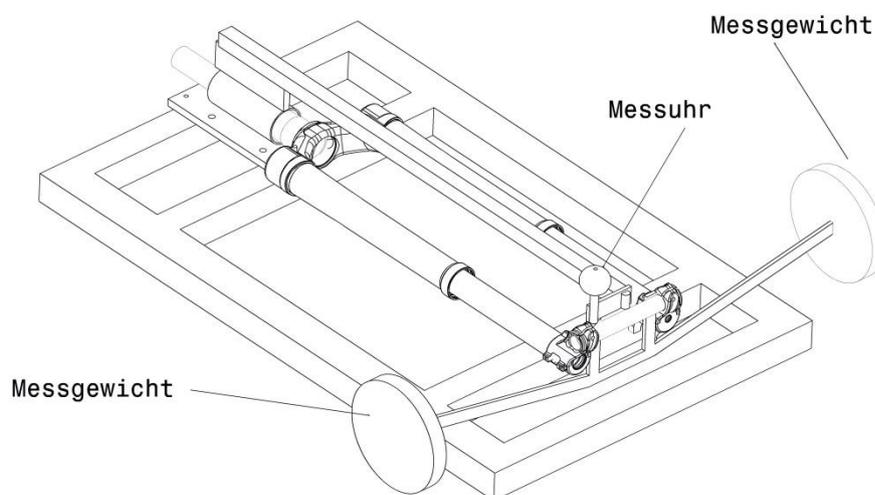


Abbildung 13 - Frontalsteifigkeitsprüfstand

Als Messgewichte werden 4 Stück zu je 5 kg verwendet. Der Haltebügel besitzt eine Masse von 0,45 kg, welche jedoch nicht zur Prüfmasse gezählt wird, da die neutrale Stellung incl. Haltebügel ermittelt wird. Somit können ein Messgewicht von 10 kg sowie 20 kg realisiert werden. Um eine Nichtlinearität der Steifigkeit zu erkennen, werden die Messungen mit verschiedenen Gewichten durchgeführt.

Diese Größen entsprechen auch den in Fachmagazinen verwendeten Massen. So schreibt die Zeitschrift „Freeride“ in einem Artikel über Federgabeln: „für die Bremssteifigkeit haben wir 21,05 Kilo Messgewicht verwendet“ (Freeride-Magazin, 2014).

Für die Messung der Torsionssteifigkeit ist der Aufbau des Prüfstandes Abbildung 14 – Torsionssteifigkeitsprüfstand ersichtlich. Der Federgabelschaft wird wieder gemäß den Einbaufestlegung im Rahmen fixiert. Die Achse liegt jedoch in diesem Aufbau auf einer definierten Auflage auf, welche eine Drehung der Achse zulässt, jedoch eine Frontaldurchbiegung der Federgabel verhindert. Auf diese Weise wird sichergestellt, dass der Ausschlag auf der Messuhr rein von einer Torsionsbelastung der Federgabel stammt, nicht aber durch eine zusätzlich auftretende Durchbiegung. Die Messuhr selbst ist wiederum an dem langen Haltearm angebracht, hat diesmal aber einen seitlichen Versatz. Der Halter der Messebene besitzt eine Breite von 10mm und wird immer an den Rand der Achse geschoben. Somit erhält man bei einer Achsbreite von 110mm für den Messabstand zur Mitte eine Entfernung von 50mm.

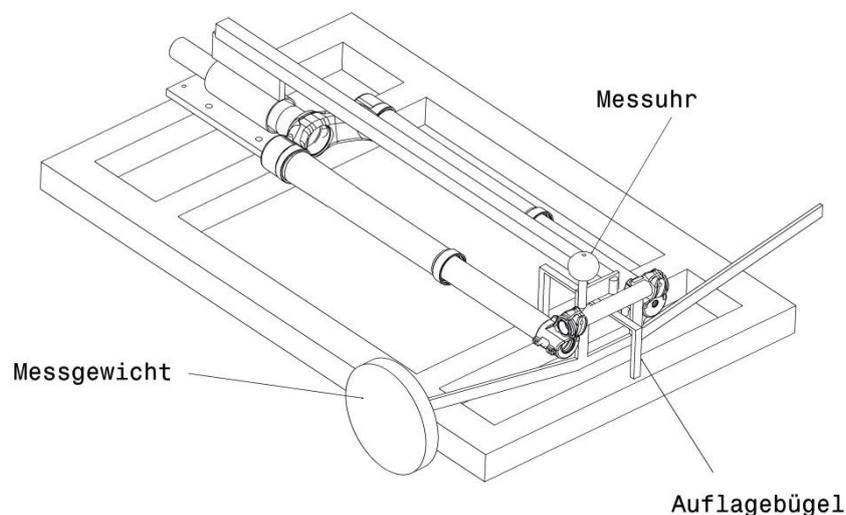


Abbildung 14 – Torsionssteifigkeitsprüfstand

Durch das Messgewicht wird die Federgabel auf Torsion belastet, und von der Messuhr eine lineare Absenkung registriert. Analog zur Frontalsteifigkeit wird die lineare Absenkung später in den richtigen Messwert umgerechnet.

Für die Torsionssteifigkeit werden die Messgewichte in 5 kg Schritten abgestuft mit den Werten 5 kg und 10 kg. Die Masse der Halterung kürzt sich in diesem Test heraus, da sie symmetrisch um die Mittelachse liegt. Um auch hier eine Nichtlinearität der Steifigkeit zu erkennen, werden die Messungen mit verschiedenen Gewichten durchgeführt.

Ebenso hier der Vergleich der Messgewichte durch die Angaben der Fachzeitschrift „Freeride“: „für die Verdrehsteifigkeit haben wir 10,5 Kilo als Messgewicht verwendet“ (Freeride-Magazin, 2014)

In der folgenden Abbildung ist der reale Prüfstand ersichtlich.



Abbildung 15 – Prüfstand

Nun muss der Prüfstand verifiziert werden. Dies geschieht am einfachsten über einen Ersatzträger mit bekannten Eigenschaften. In diesem Fall ein Aluminiumrundstab mit 15mm Durchmesser und einer Länge von 500mm, beginnend ab der ersten Lagerstelle. An dieser Lagerstelle wird der Prüfstab fest mit einem wesentlich dickeren Aluminiumstab eingespannt. Die Durchbiegung des Befestigungsstabes ist im Vergleich zum Prüfstab zu vernachlässigen und wird nicht in die Kalkulation mit einbezogen.

Somit besteht der zu prüfende Stab aus einem Träger mit fester Einspannung.

Die Durchbiegung am Kraftangriffspunkt, welcher gleichzeitig der Messpunkt ist, berechnet sich mit:

$$x_{\text{prüf}} = \frac{F_{\text{prüf}} * L_{\text{prüf}}^3}{3 * E * I}$$

Das Flächenträgheitsmoment für einen Rundstab errechnet sich aus:

$$I = \frac{\pi * R^4}{4} = \frac{\pi * (0,015m)^4}{4} = 2,49 * 10^{-9}m^4$$

Mit den Werten für den Testaufbau ergibt sich folgende rechnerische Durchbiegung:

$$x_{prüf} = \frac{10kg * 0,55m^3}{3 * 70 * \frac{10^9N}{m^2} * 3,97 * 10^{-9}m^4}$$

$$x_{prüf} = 0,00319m$$

Für die reale Durchbiegung werden drei Messungen vorgenommen und anschließend das arithmetische Mittel errechnet. Es ergeben sich folgende Messungen:

Tabelle 3 - Prüfstabmessung

Messung 1	Messung 2	Messung3	Mittel
0,00317m	0,00329m	0,00322m	0,003226667m

Die real gemessene Durchbiegung des Testaufbaus beträgt 0,00323m und stimmt somit unter Tolerierung eines Messfehlers von 1,15% mit dem rechnerischen Ergebnis überein. Somit können die Resultate des Prüfstandes als richtig erachtet werden.

4.2. Messvorgang

Im Folgenden soll auf die Vorgehensweise beim Messen eingegangen werden. Dies ist insbesondere deshalb wichtig, da das System Federgabel nicht nur aus einem einzelnen, in sich unbeweglichen Träger besteht, sondern aus mehreren Teilen, welche auch eine Bewegung zueinander zulassen und in Folge dessen reibungsbehaftet sind. Diese Reibung wirkt bei falscher Anwendung des Messvorgangs stark beeinträchtigend für das Messergebnis und muss daher umgangen werden.

Zu Beginn muss die Federgabel in den Prüfstand gespannt werden. Der Einbau erfolgt analog zum Einbau in einen richtigen Fahrradrahmen. Es sind ebenfalls Kugellager und Lagersitze vorhanden, um das Prüfszenario so realistisch wie möglich zu gestalten. Der Schaft wird axial vorgespannt, um die Kugellager spielfrei einzustellen und anschließend

mit einem Vorbau geklemmt, so dass der Schaft axial und gegen Drehmoment gesichert ist. Zudem muss die Federgabel beim Festklemmen um die Schaftachse ausgerichtet werden, so dass die Arme horizontal zueinander stehen. Eine Abweichung hier würde zu falscher Prüfkraftwirkungslinie und somit zu falschen Ergebnissen in der Torsionssteifigkeit führen.

Nachdem die Federgabel eingespannt ist, muss die Messfläche und der Messgewichthaltebügel an der Achse befestigt werden. Hier ist zu beachten, dass der Haltebügel exakt vertikal ausgerichtet ist, um die Hebellänge nicht zu verändern. Ebenso muss bei der Messfläche darauf geachtet werden, dass sie horizontal steht und ganz außen an der Achse am Ausfallende anliegt. Dadurch wird sichergestellt, dass der Messhebelarm für die Torsionssteifigkeit 50mm beträgt.

Nun erfolgt eine Probelastung mit 20 kg für die Frontalsteifigkeit. Diese Probelastung ist notwendig, um eventuelle Bewegungen an den Kontaktstellen zu den Lagersitzen und der Federgabelrohre zueinander für die Messung herauszufiltern. Nach Entnahme der Messgewichte für die Probelastung kehrt die Federgabel wieder in die unbelastete Stellung zurück. Nun kann die Messuhr auf 0 gestellt werden. Diese Position ist also der Ausgangspunkt der Messung und stellt sicher, dass keine inelastischen Bewegungen der Federgabel das Messergebnis beeinträchtigen.

Anschließend kann mit der Messung begonnen werden. Zwei 5 kg Gewichte für den ersten Messschritt werden synchron auf den Haltebügel gehängt. Hier ist wichtig, dass das Anbringen der Gewichte ruhig und langsam geschieht. Übermäßige Kräfteaktionen könnten aufgrund des Reibungsbehafteten Systems zu Messfehlern führen. Hat die Messuhr nach Anbringung der Gewichte einen statischen Zustand erreicht, kann das Messergebnis abgelesen und eingetragen werden. Nun erfolgt die gleiche Vorgehensweise mit weiteren zwei 5 kg Gewichten, um die zweite Messung mit doppeltem Gewicht vorzunehmen.

Für die Messung der Torsionssteifigkeit ist kein gesonderter Umbau des Prüfstands erforderlich. Es muss lediglich die Auflage der Achse angebracht und für die eingebaute Federgabel in Position gebracht werden. Wie bereits beschrieben dient diese Auflage dazu, eine Durchbiegung der Federgabel für die Torsionsmessung zu verhindern. In diesem Sinne muss die Auflage eine kraftlose Berührung mit der Achse haben. Ein

minimaler Abstand zur Achse würde eine Durchbiegung der Federgabel durch das Messgewicht zur Folge haben und die Messuhr um diesen Wert fälschlicherweise mehr ausschlagen, womit der später errechnete Verdrehwinkel größer wäre, als er in Wirklichkeit ist.

Messuhr, Messfläche und Haltebügel bleiben hier unverändert zur vorherigen Messung.

Nun ist es analog zur Frontalsteifigkeitsmessung wichtig, die korrekte Nullposition der Federgabel zu setzen. Dies ist notwendig, da anzunehmen ist, dass vor allem die Steifigkeit um die neutrale Position nicht linear ist. Das Problem hierbei besteht darin, dass die Federgabel ein reibungsbehaftetes System ist, und sich in unbelastetem Zustand nicht zwangsweise in der Nullposition befindet. Eine Möglichkeit, diese Nullposition herauszufinden, wäre das Messen der Abstände von den Brückenseiten zum Boden sowie der Ausfallenden zum Boden. Dies würde jedoch einen ebenen und planen Boden erfordern, welcher über die Länge der Federgabel keinen Verzug aufweisen dürfte. Da der Prüfstand so einen Boden jedoch nicht besitzt, muss eine andere Methode gefunden werden. Die Federgabel wird also mithilfe der Messuhr und aufeinander folgenden seitlichen, geringen Gewichtsbelastungen ausgemittelt. Hier ist die Systemreibung von großer Bedeutung, da die Federgabel nach Entlastung nicht von alleine in die Nullposition zurückgelangt.

Es wird ein 0,1 kg Gewicht an einer Seite angebracht und wieder abgenommen und die Messuhr abgelesen. Anschließend erfolgt dies an der anderen Seite und wieder wird die Messuhr abgelesen. Die Messuhr wird um die Differenz der beiden Werte nachjustiert und die Prozedur erneut durchgeführt. Dies wird solange wiederholt, bis die Ausschläge nach Entnahme des Gewichtes für jede Seite von gleicher Größe sind. Somit wird sichergestellt, dass sich der Nullpunkt der Messuhr in der neutralen Position der Federgabel befindet. Nun wird noch die Federgabel selbst in die neutrale Position gebracht.

Jetzt werden die Messgewichte nacheinander angebracht und die Werte abgelesen und eingetragen.

4.3. Messevaluation

Der lineare Messweg muss nun noch in die passende Einheit umgerechnet werden. Für die Frontalsteifigkeit errechnet sich dies wie folgt.

Das Biegemoment für die Frontalsteifigkeit M_F ergibt sich aus der Einbaulänge und dem Messgewicht:

$$M_F = EBL * F_F$$

Die Winkelverdrehung errechnet sich aus der Geometrie:

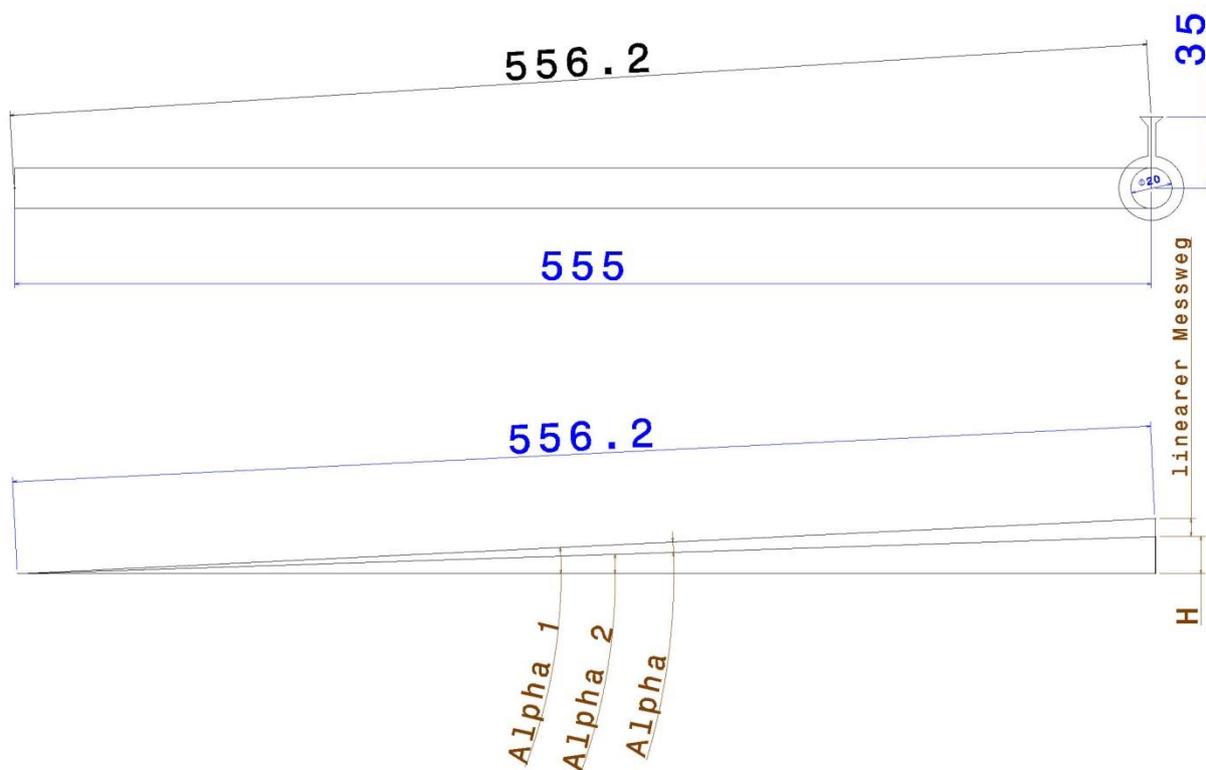


Abbildung 16 - Prüfstandsgeometrie 1

Der Winkel α_1 sowie α_2 errechnen sich mit der Sinusfunktion mit Hilfe des linearen Messweges der Frontalsteifigkeit x_F :

$$\alpha_1 = \sin^{-1}\left(\frac{35\text{mm}}{556,2\text{mm}}\right)$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1}\left(\frac{35\text{mm} - x_F}{556,2\text{mm}}\right)$$

Die Differenz zwischen α_1 sowie α_2 ergibt den Verdrehwinkel α_F :

$$\alpha_F = \alpha_1 - \alpha_2 = \sin^{-1}\left(\frac{556,2\text{mm}}{35\text{mm}}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{556,2\text{mm}}{35\text{mm} - x_F}\right)$$

Das Messergebnis S_B ergibt sich dann aus dem Quotienten von M_F und α_F :

$$S_F = \frac{M_F}{\alpha_F}$$

Die Vorgehensweise für die Berechnung der Torsionssteifigkeit ist analog dazu.

Das Drehmoment für die Torsionssteifigkeitsprüfung M_T ergibt sich aus:

$$M_T = F_{MT} * 0,27\text{m für 5 kg Gewicht}$$

$$M_T = F_{MT} * 0,3\text{m für 10 kg Gewicht}$$

Die unterschiedlichen Hebelarme ergeben sich aus der Platzierung der Gewichte nebeneinander.

Die Winkelverdrehung α ergibt sich aus der Geometrie:

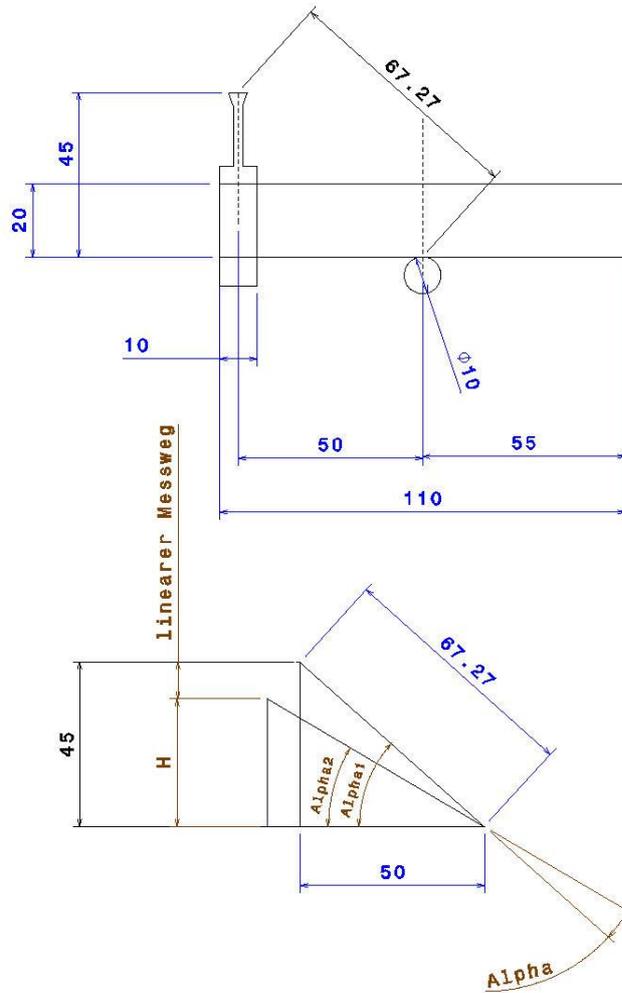


Abbildung 17 - Prüfstandsgeometrie 2

Sie errechnet sich wie folgt:

$$\alpha_1 = \sin^{-1}\left(\frac{45\text{mm}}{67,27\text{mm}}\right)$$

$$\alpha_2 = \sin^{-1}\left(\frac{45\text{mm} - x_T}{67,27\text{mm}}\right)$$

Die Differenz zwischen α_1 sowie α_2 ergibt den Verdrehwinkel α_T :

$$\alpha_T = \alpha_1 - \alpha_2 = \sin^{-1}\left(\frac{45\text{mm}}{67,27\text{mm}}\right) - \sin^{-1}\left(\frac{45\text{mm} - x_T}{67,27\text{mm}}\right)$$

Das Messergebnis S_T ergibt sich dann aus dem Quotienten von M_T und α_T :

$$S_T = \frac{M_T}{\alpha_T}$$

5. Belastungen der Federgabelbauteile

Für eine sinnvolle und steifigkeitssteigernde Auslegung müssen die Biegemomentenverläufe in den einzelnen Bauteilen bekannt sein. Mit Hilfe dieser Analysen können die Materialien und die Dimensionierung für eine steife Konstruktion gewählt werden. Um diese Informationen zu erhalten, müssen zunächst die Belastungen der jeweiligen Steifigkeitsprüfungen analysiert werden. Anschließend wird eine Federgabel in Einzelteile aufgeteilt, um letztendlich auf die Belastungen der jeweiligen Einzelbauteile zu kommen.

Die Kräfte und Momente im Folgenden sind ohne Einheiten dargestellt, da sie lediglich den qualitativen, nicht aber den quantitativen Verlauf darstellen sollen.

5.1. Belastung Frontalsteifigkeit

Für eine Auslenkung in und gegen die Fahrtrichtung wirkt eine Kraft auf die Achse, im 90° Winkel zur Einfederrichtung. Die Auflager bei dieser Belastung sind die zwei Lenkkopflager im Rahmen.



Abbildung 18 - Kräfteinwirkung Fahrtrichtung

5.1.1. Belastung Achse

Die Achse ist das erste Bauteil, welches durch eine externe Kraft eine Belastung erfährt. In der Regel werden die Kräfte über die Nabe im Laufrad übertragen. Diese sitzen an einem möglichst außen liegenden Punkt in der Nabe. Die festgelegten Maße für die Kraftangriffspunkte wurden in Kapitel 3.1. beschrieben. Die Kraftverteilung ist symmetrisch um die Mittelebene, da die Kräfteinleitung auch in dieser Ebene stattfindet.

Die Biegemomentenverläufe wurden mit Hilfe der online erhältlichen Freeware „Beam Calculator“ (Beam Calculator) erzeugt.

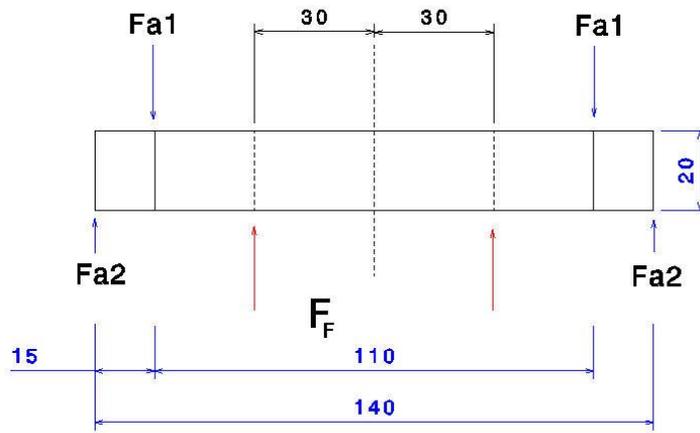
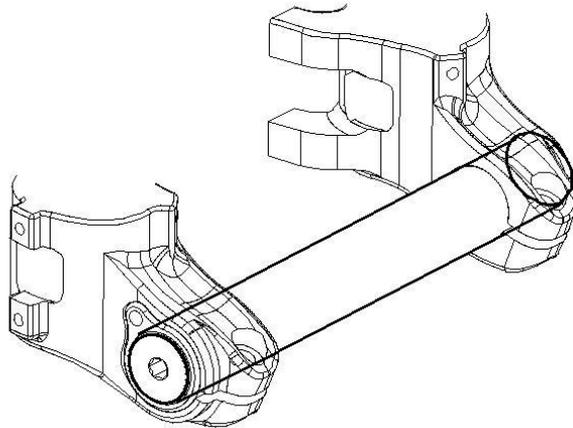


Abbildung 19 - Belastung Achse Frontalsteifigkeit

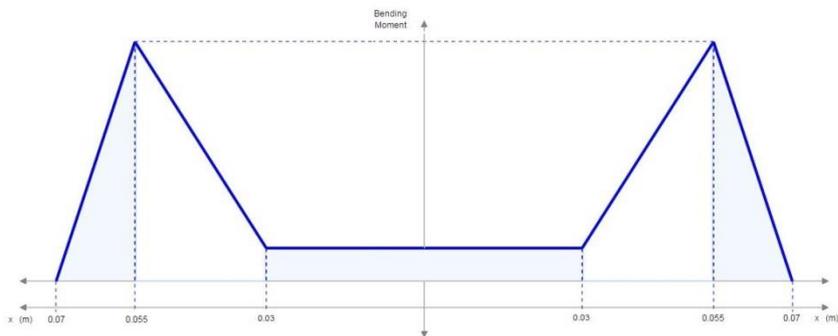


Abbildung 20 - Biegemomentenverlauf Achse

5.1.2. Belastung Ausfallenden

Die Ausfallenden leiten die Kraft der Achse an die Tauchrohre weiter. Aufgrund der sehr geringen Dimensionen der Ausfallenden und der daher sehr gering anzunehmenden Auswirkung auf die Steifigkeit wird in dieser Arbeit auf eine vollständige Kraftanalyse und spätere Auslegung des Bauteiles verzichtet. Die übertragenen Kräfte werden direkt in der Belastung der Tauchrohre eingeleitet.

5.1.3. Belastung Tauchrohr

Die Tauchrohre sind drehmomentfrei in den Standrohren befestigt und durch zwei Gleitlagerbuchsen verbunden. Die von den Ausfallenden kommende Kraft kann also nur in einer Ebene übertragen werden.

Es ergeben sich folgende Belastungen und Biegemomente, welche vom Gleitbuchsenaabstand bestimmt werden.

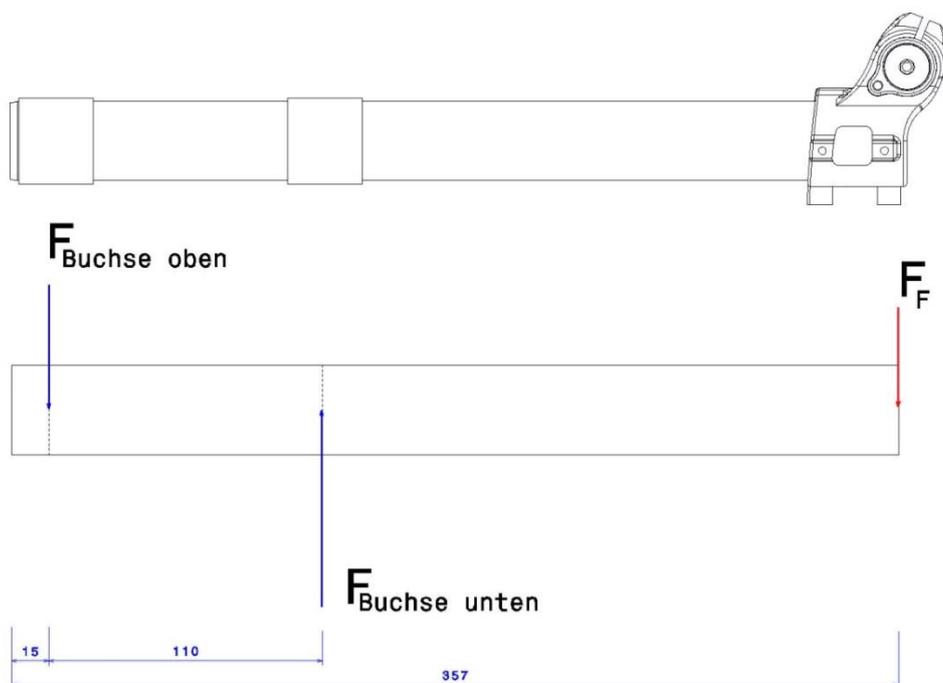


Abbildung 21 - Kraftverlauf Tauchrohr Frontalsteifigkeit

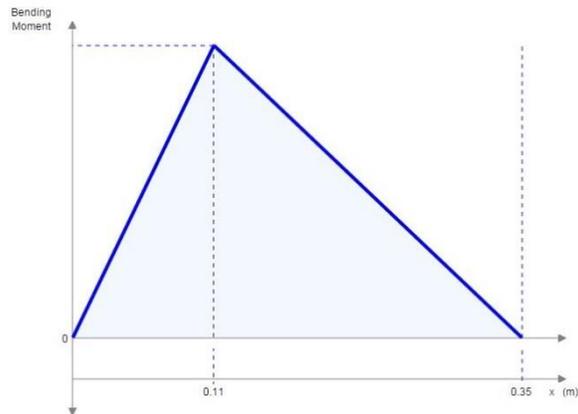


Abbildung 22 - Biegemomentenverlauf Tauchrohr

5.1.4. Belastung Standrohre

Da zwischen den Tauch- und Standrohren keine Drehmomente übertragen werden können, ist auch die Belastung auf die Standrohre drehmomentfrei. Es werden die Kräfte der Gleitbuchsen weitergegeben und durch die Brücke aufgenommen.

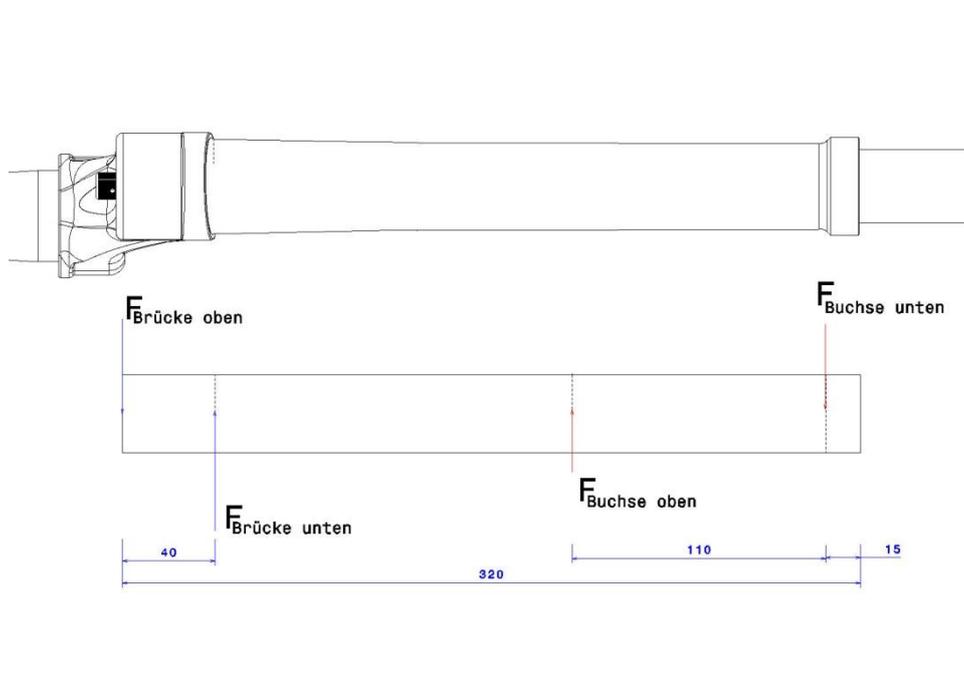


Abbildung 23 - Belastung Standrohr Frontalsteifigkeit

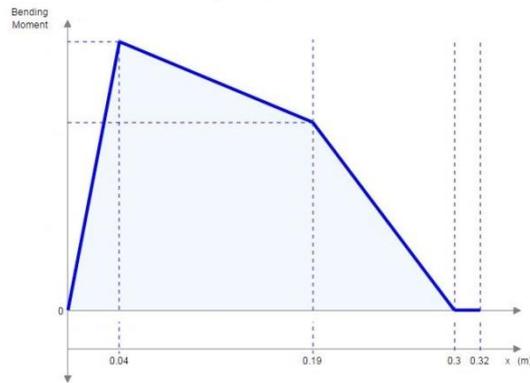


Abbildung 24 - Biegemomentenverlauf Standrohr Frontalsteifigkeit

5.1.5. Belastung Brücke

Die Brücke nimmt die Kräfte auf und überträgt sie auf den Schaft. Aufgrund der Bauform der Brücke mit den schräg stehenden Schenkeln ergeben sich ein Biegemoment sowie ein Torsionsmoment in horizontaler Richtung.

Der Torsionsmomentenverlauf im Bauteil ist konstant hoch, da er in einer horizontalen Ebene dargestellt wird. Auf eine Darstellung des Torsionsmoments als Diagramm wird verzichtet. Das Biegemoment aufgrund der außen wirkenden Kräfte ist im rechten Diagramm dargestellt.

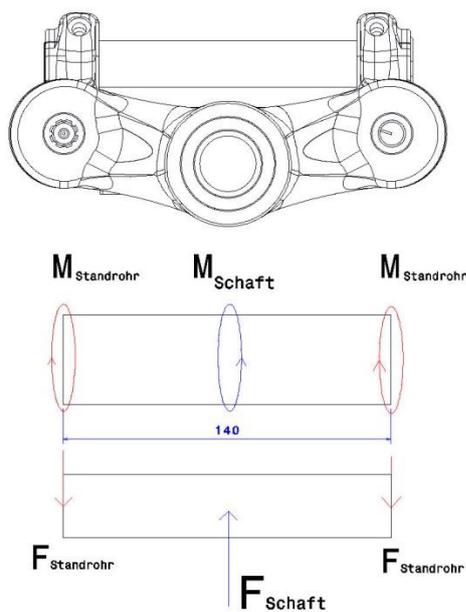


Abbildung 25 - Belastung Brücke

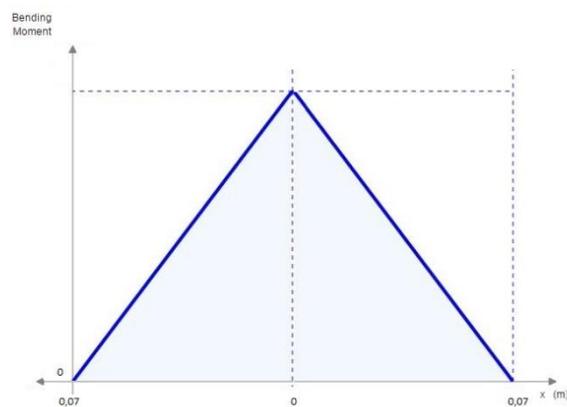


Abbildung 26 - Biegemomentenverlauf Brücke

5.1.6. Belastung Schaft

Die Kräfte der Brücke werden durch die Lenkkopflager aufgenommen. Durch die symmetrische Belastung wie in 5.1.1. erwähnt, erfährt der Schaft hier kein axiales Drehmoment und die Kraft wirkt wieder in der ursprünglichen Krafteinleitungsebene.

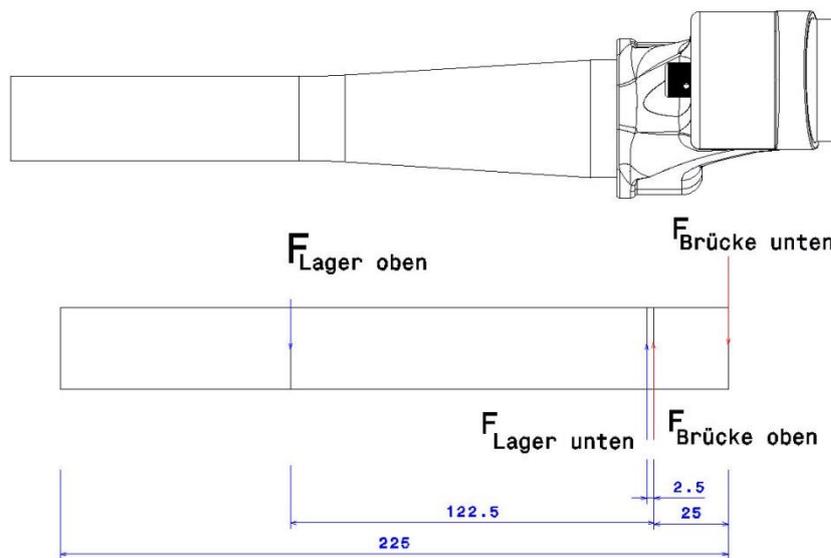


Abbildung 27 - Belastung Schaft



Abbildung 28 - Biegemomentenverlauf Schaft

5.2. Belastung Torsionssteifigkeit

Bei der Torsionssteifigkeit wird der Schaft am Lenkervorbau drehfest betrachtet. Die Kraftübertragung geschieht auch hier über die Kugellager der Nabe. Jedoch diesmal nicht symmetrisch um die Mittelachse, sondern entgegengesetzt. Durch Aufbringung der Last entsteht eine Torsion der ganzen Federgabel.

5.2.1. Belastung Achse

Erneut beginnt die Belastung an der Achse. Für die Analyse der Kräfte und Momente in der Achse muss auch das Gesamtsystem einbezogen werden. Durch die Bauweise haben die Tauchrohre unter Belastung einen Winkelversatz um die Achse der Nabenwelle. Dies erfordert ein Torsionsmoment um die Längsachse, um die Welle diesem Winkelversatz anzupassen, als auch Biegemomente aufgrund der von den Kugellagern eingebrachten Kräfte. Da die Kräfte der Kugellager für die spätere Auslegung nicht maßgeblich sind, und die Durchbiegung aufgrund der Biegemomente, welche von den Lagerkräften stammen, gering zu erwarten sind, werden diese hier vernachlässigt und in der Darstellung weggelassen.

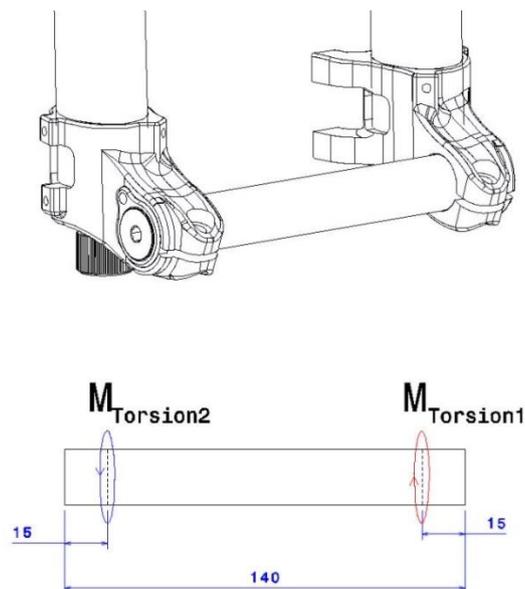


Abbildung 29 - Belastung Achse Torsionssteifigkeit

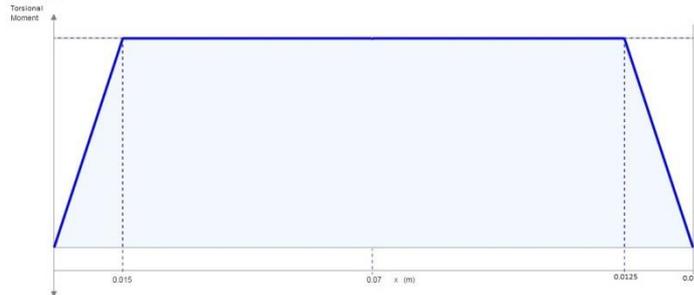


Abbildung 30 - Torsionsmomentverlauf Achse

5.2.2. Belastung Ausfallende

Durch das in der Achse entstehende Drehmoment wird das Ausfallende auch mit einem Moment belastet. Auch hier wird wegen den gering zu erwartenden Verbesserungen einer Optimierung auf die genaue Analyse verzichtet und das Drehmoment der Achse direkt in die Tauchrohre eingeleitet.

5.2.3. Belastung Tauchrohre

Entgegen der Belastung bei der Frontalsteifigkeit erfahren die Tauchrohre hier ein einwirkendes Drehmoment. Dies ist insbesondere bei der Auslegung der Wandstärke wichtig. Die einwirkenden Belastungen werden durch die Gleitlager aufgenommen und führen im Vergleich zur Frontalsteifigkeit zu einer etwas anderen Kräfteverteilung in den Buchsen.

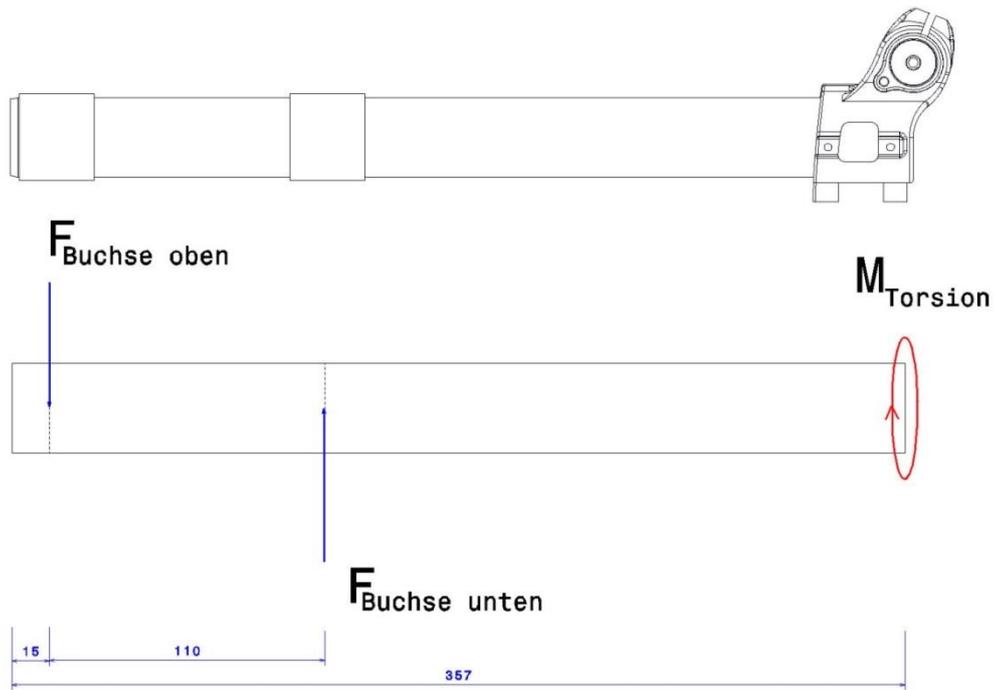


Abbildung 31 - Belastung Tauchrohr Torsionssteifigkeit

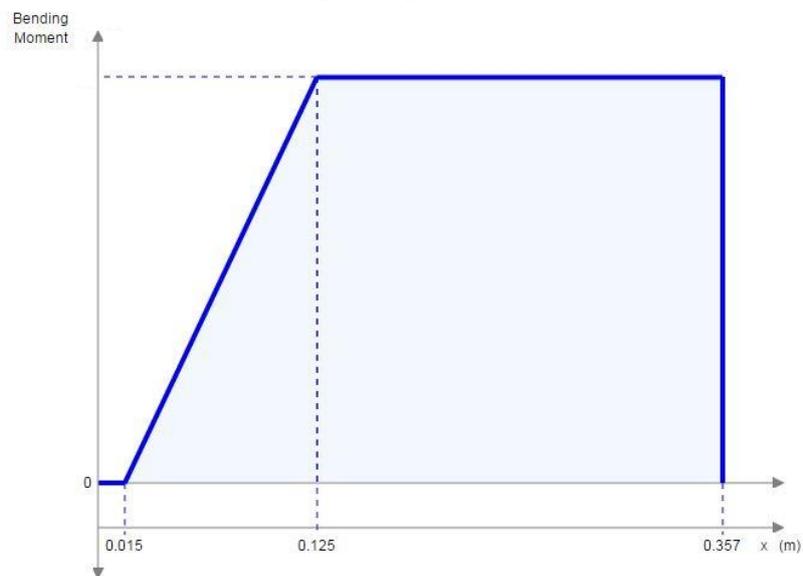


Abbildung 32 - Biegemomentenverlauf Tauchrohr Torsionssteifigkeit

5.2.4. Belastung Standrohre

Analog zu 5.1. werden die Standrohre über die Buchsen belastet und durch die Brücke aufgenommen. Die Kräfteverteilung ist nun aufgrund des in den Tauchrohren wirkenden Drehmomentes leicht verändert, die Belastungsart ist jedoch die Selbe, was insbesondere bei der Auslegung Vorteile bringt.

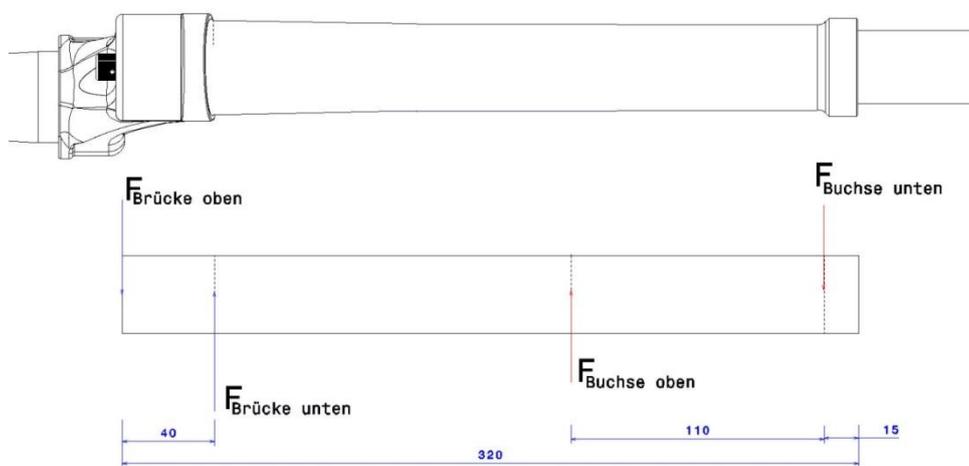


Abbildung 33 - Belastung Standrohr Torsionssteifigkeit

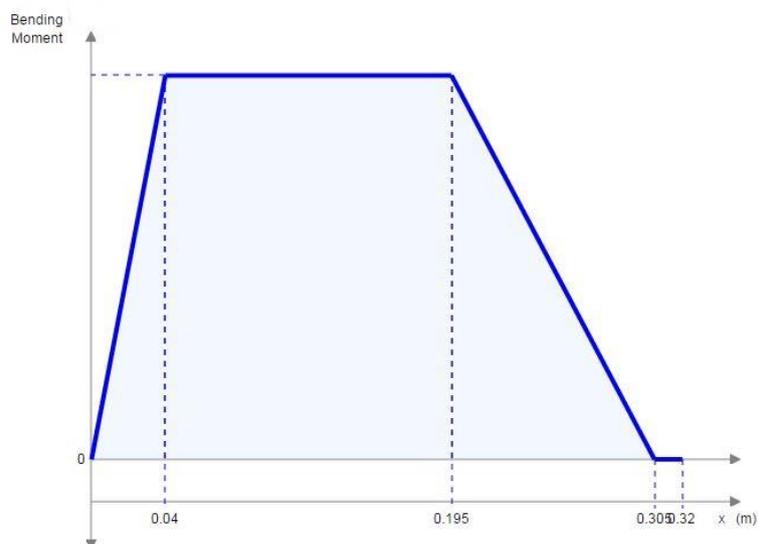


Abbildung 34 - Biegemomentenverlauf Standrohr Torsionssteifigkeit

5.2.5. Belastung Brücke

Die Brückenarme werden aufgrund der Symmetrie entgegengesetzt belastet. Dies erfordert ein Drehmoment an der Schaftbohrung.

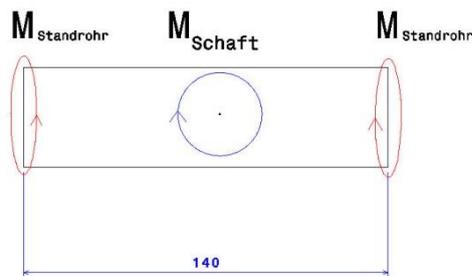
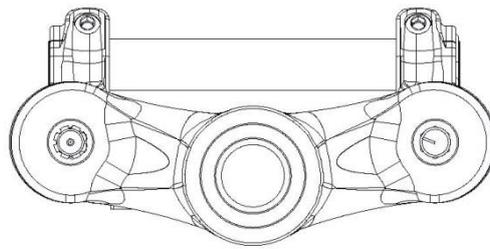


Abbildung 35 - Belastung Brücke Torsionssteifigkeit

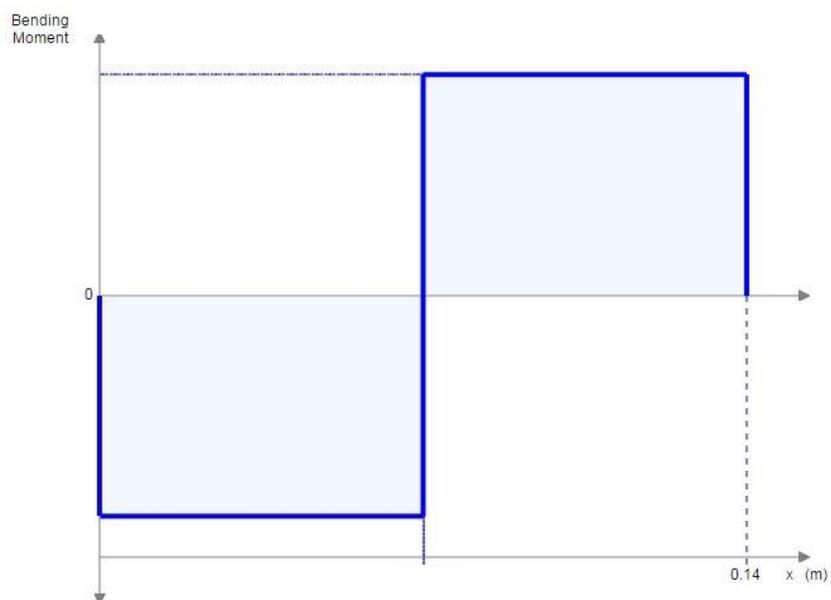


Abbildung 36 - Torsionsmomentenverlauf Brücke Torsionssteifigkeit

5.2.6. Belastung Schaft

Von der Brücke ausgehend erfährt der Schaft hier lediglich eine torsionale Belastung, welche vom Vorbau aufgenommen wird.

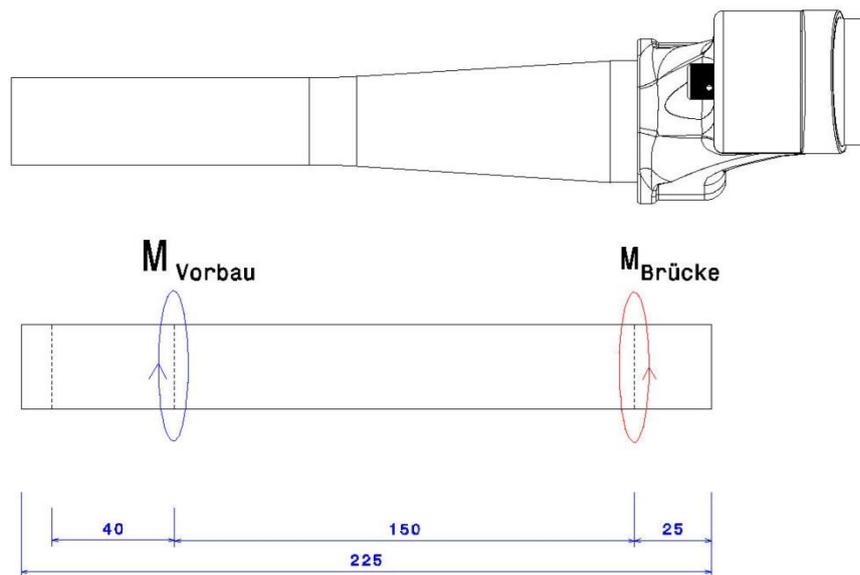


Abbildung 37 - Belastung Schaft Torsionssteifigkeit

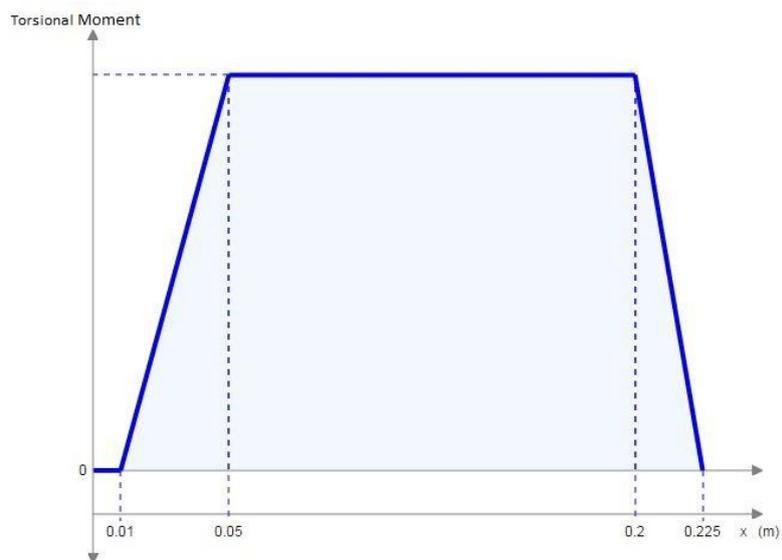


Abbildung 38 - Torsionsmomentenverlauf Schaft Torsionssteifigkeit

5.3. Lastkombination

In der Realität treten die Belastungen selten getrennt und unabhängig voneinander auf. Vielmehr ist es eine komplexe Mischung mit variierender Quantität. Eine optimale Dimensionierung auf einen Lastfall macht daher wenig Sinn, da durch geringfügig abweichende Randbedingungen wieder eine geänderte Dimensionierung notwendig wäre. Des Weiteren ist es vom Geschmack des Fahrers abhängig, welche Steifigkeitsart, frontal oder torsional, für ihn wichtiger ist. Somit lässt sich keine Aussage treffen, in welche Höhe die Belastungen für die Auslegung zu verwenden sind.

Um jedoch eine für eine große Bandbreite aussagekräftige Lastkombination zu bekommen, werden die beiden Lastfälle mit gleicher Maximalamplitude gegenübergestellt.

Nun muss verglichen werden, ob es große Unterschiede in den Biegemomentenverläufen gibt, und wo Übereinstimmungen vorhanden sind. Bei den Bereichen gleicher Biegemomenthöhe ist die Auslegung jeweils für die einzelnen Steifigkeitsarten ideal, bei Differenzen im Verlauf muss nach dem maximalen lokalen Biegemoment ausgelegt werden.

6. Bauteilumsetzung

Nachdem in Kap. 5 die unterschiedlichen Belastungsarten analysiert wurden, ist nun die Aufgabe, die Konstruktion der gesamten Federgabel unter Berücksichtigung der gewonnenen Kenntnisse aus Kap.5 und Kap.6 umzusetzen. Leider ist es aufgrund von physikalischen Restriktionen nicht immer möglich, die theoretische Idealstruktur auch praktisch umzusetzen. Es spielen auch andere Faktoren eine Rolle die ein Abweichen von der Sollstruktur unumgänglich machen. Hier seien kurz Fertigbarkeit, Dichtoberflächen oder Beulanfälligkeit bei zu geringen Wandstärken erwähnt. Im folgenden Abschnitt werden nun die Auslegung der Bauteile, welche eine große Signifikanz in der Steifigkeit erwarten lassen, erläutert.

Das erste Werkzeug, welches zur Auslegung benutzt wird, ist die Konkurrenzanalyse. Die Wandstärken sowie Durchmesser und Bauweisen anderer Federgabeln dienen bei

der Konstruktion als wichtige Hilfestellung, um sicherzustellen, dass alle Bauteile eine konkurrenzfähige Haltbarkeit aufweisen. Diese Dimensionierung ist bei allen Teilen die zugrundeliegende Basis. Die steifigkeitsverbessernden Maßnahmen werden im Anschluss angewendet.

Ein weiteres Kriterium für die Auslegung sind die im vorherigen Kapitel ermittelten Biegemomentenverläufe. Die Flächenträgheitsmomente werden der Charakteristik dieser Biegemomentenverläufe unter Berücksichtigung der in Kap.6 beschriebenen konischen Struktur angepasst. Die Biegemomentenverläufe sind jedoch lediglich als Richtwert anzusehen, da wie eben erwähnt auch andere Faktoren eine Rolle spielen. In den folgenden Kapiteln zeigt immer die linke Abbildung den Biegemomentenverlauf der Frontalsteifigkeit, sowie analog dazu die rechte Abbildung den Verlauf der Torsionssteifigkeit.

Als Letztes ist noch das Material der Bauteile zu entscheiden. Hier ist man mit den Fertigungsmöglichkeiten teilweise stark eingeschränkt. Auf Kohlefaserverbundwerkstoffe oder ähnliche Materialien muss leider aufgrund der Kosten im Rahmen dieser Arbeit verzichtet werden. Ebenso scheiden Metalle mit extrem hohem E-modul wie z.B. Wolfram aufgrund der Verfügbarkeit, des Preises sowie der eingeschränkteren Fertigungsmöglichkeiten aus.

In der Konstruktion ergeben sich viele Längen und Bauteildimensionen aus optischen sowie funktionalen Gründen. Diese Festlegungen wurden im Ablauf der Konstruktion gemacht und sollen hier nicht näher diskutiert werden.

6.1. Umsetzung Achse

Den Biege- sowie Torsionsmomentenverläufen der Achse kann man entnehmen, dass die unterschiedlichen Belastungen auch stark abweichende Momente verursachen. Vergleicht man beide, so wird deutlich, dass die Torsionsbelastung der Achse eine weitaus konstantere Dimensionierung einfordert. Es wäre daher ratsam, die Auslegung nach dem Torsionsmomentenverlauf der Torsionssteifigkeitsbelastung zu richten. Dies verlangt nach einer konstant hohen Wandstärke im nicht geklemmten Bereich der Achse.

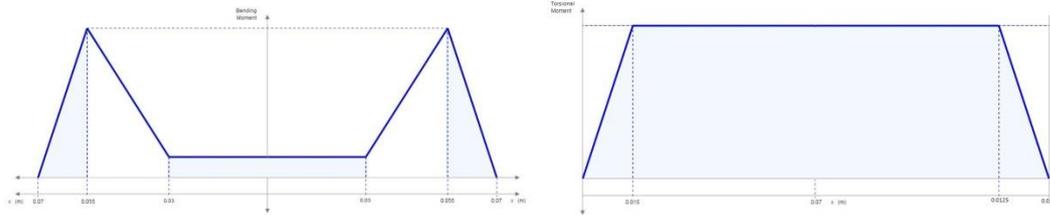


Abbildung 39 - Vergleich Belastung Achse

Die äußeren Dimensionen der Achse sind durch die notwendige Kontaktschnittstelle mit einer handelsüblichen Vorderradnabe begrenzt. Zur Auswahl stehen aktuell 20mm und 15mm Achsdurchmesser. Für beste Flächenträgheitswerte ist hier zweifelsohne die 20mm Variante zu wählen. Die freie Länge der Achse hat bei diesem Standard eine Länge von 110mm. Die Mittelpunkte der Klemmungen sind 140mm voneinander entfernt.

Beim Material soll im ersten Schritt Aluminium verwendet werden. Die Umsetzung im Schnitt sieht aus wie folgt:

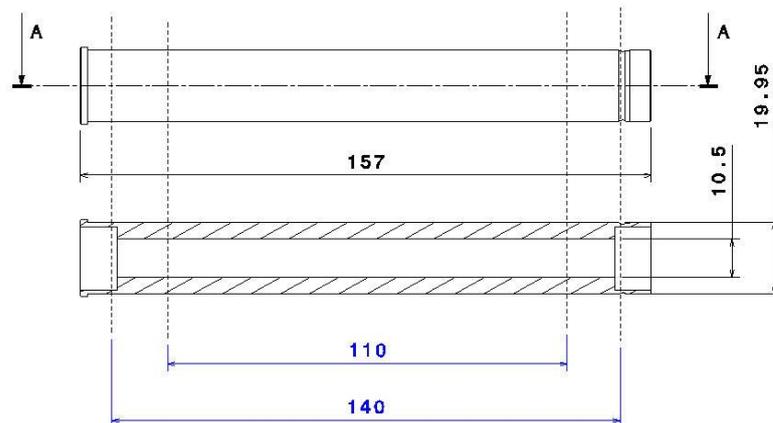


Abbildung 40 - Umsetzung Achse

Der Innendurchmesser ist durchgängig 10,5mm und die Achse wiegt 95g. Diese Werte ergeben sich aufgrund der später verwendeten Stahlachse, da die Stahlachse nur in

bestimmten Maßen als Rohr zu bekommen ist und dieses als Grundlage für eine gleich schwere Aluachse dient.

6.2. Umsetzung Tauchrohre

Die Tauchrohre haben in der Konstruktion neben der strukturellen Aufgabe noch funktionelle Aufgaben. Sie sind einerseits Gleitflächen für die Gleitlagerbuchsen sowie andererseits zumindest auf einer Seite die Dichtfläche für eine zylindrische Luftfeder.

Die Biegemomentenverläufe sind leicht erkennbar stark unterschiedlich. So wird bei der Frontalsteifigkeit lediglich eine Kraft eingebracht, welche einen linearen Anstieg des Biegemoments verursacht. Im Gegensatz dazu bewirkt das von der Achse stammende Drehmoment bei der Torsionsprüfung eine konstant hohe Biegebelastung bis zur unteren Buchse.

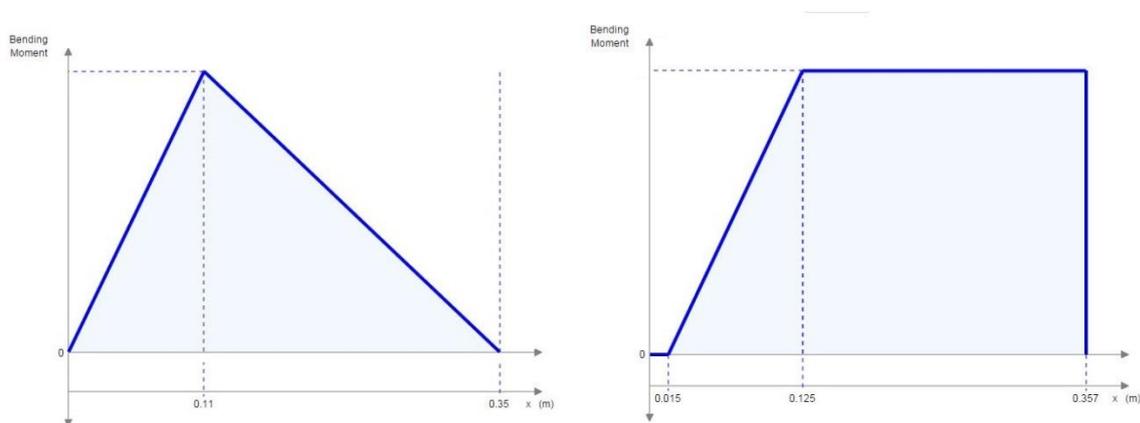


Abbildung 41 - Vergleich Belastung Tauchrohr

Da die Torsionssteifigkeit bei der gewählten Upsidedown-Bauweise strukturbedingt Defizite aufweist, ist es hier ratsam, die Wandstärke konstant hoch zu halten.

Dies ist insofern von Nutzen, da auch die Gleitflächen sowie die Luftfederdichtfläche zylindrisch sein müssen und keine variierenden Wandstärken zulassen.

Bei der Dimensionierung und den Materialien ist man bei diesen Bauteilen auf die Ausmaße von Zukaufteilen angewiesen, da entsprechende Komponenten mit der erforderlichen Oberflächengüte im Rahmen dieser Arbeit in der Herstellung nicht zu

erreichen sind. Es gibt jedoch Firmen mit einem ausreichenden Angebot entsprechender Stücke und so wird ein Rohr aus hartanodisiertem Aluminium gewählt mit 32mm Außendurchmesser sowie einer konstanten Wandstärke von 1,9mm.

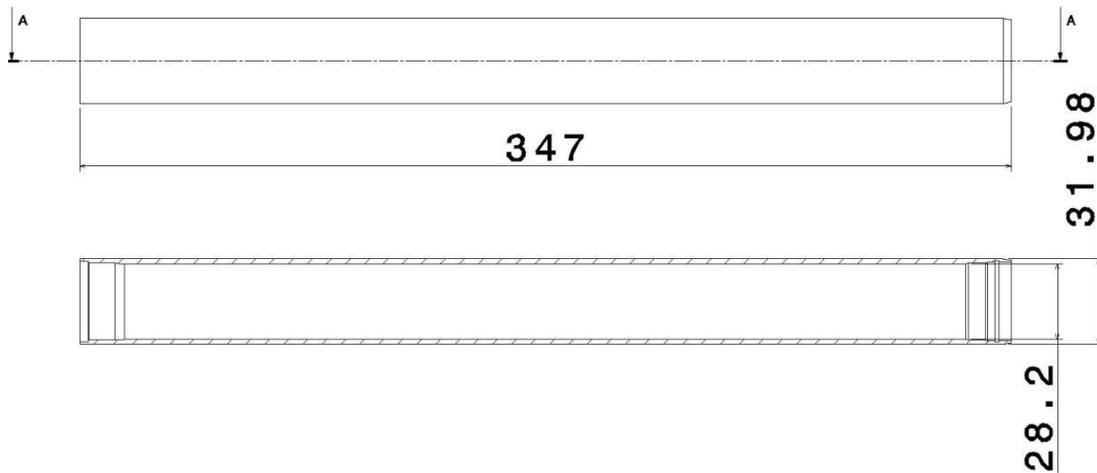


Abbildung 42 - Umsetzung Tauchrohr

6.3. Umsetzung Standrohre

Die Gestaltung der Standrohre ist um einiges freier als die der Tauchrohre. Durch die geplante CNC-Drehtechnik ist es möglich, jede beliebige Innen- und Außenkontur zu erzeugen und die Flächenträgheitsmomente sehr exakt anzupassen.

Aufgrund des definierten Innendurchmessers ist es nach Kap 3.2.2 ratsam, das am wenigsten dichte Material zu wählen. Magnesium scheidet aufgrund der nur schwer möglichen Drehbearbeitung aus und somit fällt die Wahl auf den Werkstoff Aluminium.

Der Vergleich der Biegemomente zwischen Torsion- und Frontalsteifigkeitsbelastung sieht aus wie folgt:

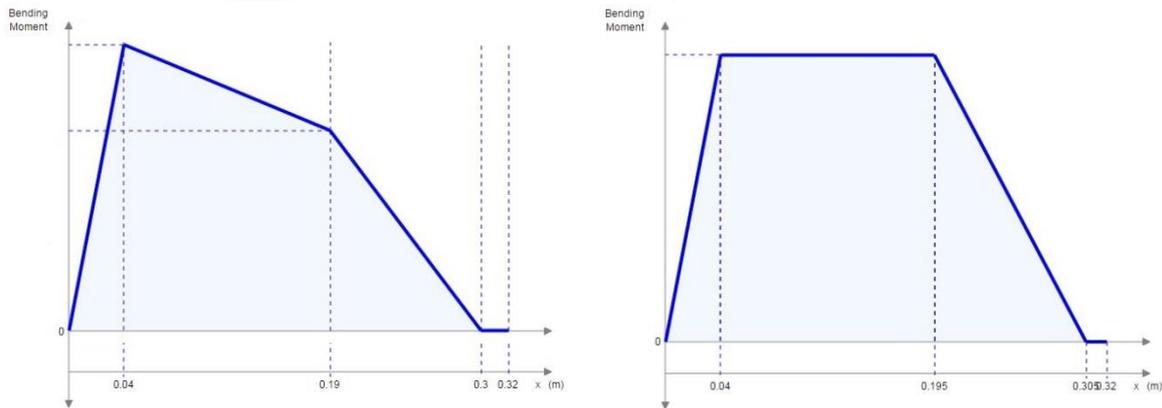


Abbildung 43 - Vergleich Belastung Standohr

Zu erkennen ist der lineare Anstieg von der unteren Gleitlagerbuchse ausgehend bis zur Oberen. Von dort aus unterscheidet sich das Biegemoment durch einen weiteren Anstieg bei der Frontalsteifigkeitsbelastung. Für die sinnvolle Umsetzung müssen nun der Biegemomentenverlauf sowie der in Kap. 6 dargestellte Sollverlauf der Trägheitsmomente berücksichtigt werden.

Die niedrigste Wandstärke und somit das kleinste Flächenträgheitsmoment kann zweifelsohne im Bereich der unteren Gleitbuchse sein. Rein nach dem Biegemomentenverlauf zu urteilen, könnte man hier mit Wandstärke 0 beginnen. Aus Fertigungs- und Festigkeitsgründen ist man aber auf eine Grundwandstärke angewiesen. Diese wird hier 1,75mm bei einem Außendurchmesser von 37,5mm gewählt. Dies lässt sich noch problemlos fertigen und entspricht von der Größenordnung dem Flächenträgheitsmoment des Tauchrohres mit 32mm Außendurchmesser und 1,9mm Wandstärke.

Durch diese Grundwandstärke ist der Anstieg des Flächenträgheitsmomentes zwischen den Buchsen sehr flach im Vergleich zum Verlauf, welche aufgrund des Biegemomentes für die Festigkeit gefordert wird. Von der oberen Buchse bis zum oberen Ende empfehlen die Biegemomente einen konstanten Verlauf (Torsion) sowie einen leichten Anstieg (Frontal) des Flächenträgheitsmomentes. Aufgrund der Steifigkeitsanalyse aus Kap. 6 wird jedoch ein steilerer Anstieg der Wandstärke im oberen Abschnitt gewählt, wobei der Innendurchmesser gleich bleibt. Das Gewicht des Rohres aus Aluminium beträgt 222g.

Die gewählten Durchmesser und Wandstärken sowie der Flächenträgheitsmomentenverlauf sind hier zu sehen:

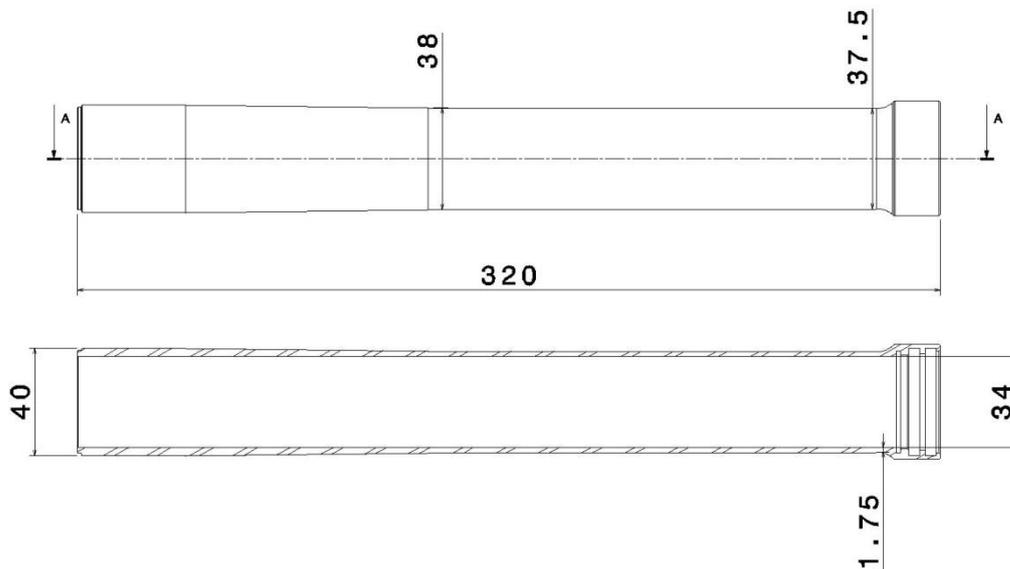


Abbildung 44 - Umsetzung Standrohr

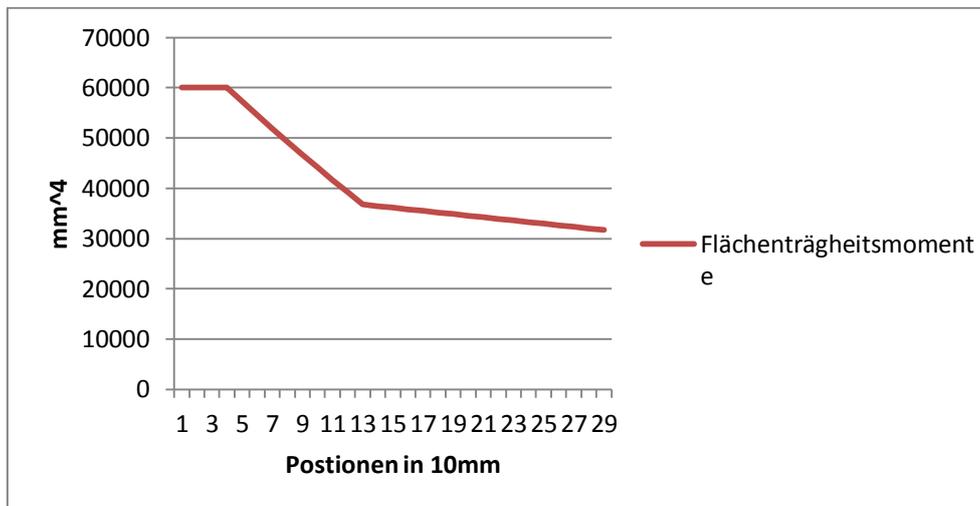


Abbildung 45 - Flächenträgheitsmomente Standrohr 1

6.4. Umsetzung Brücke

Bei der Brücke ist der Verlauf des Torsionsmomentes konstant und für die verschiedenen Belastungsfälle lediglich entgegengesetzt gerichtet. Um die Torsionsbelastung auf entsprechende Weise zu berücksichtigen, wird eine Grundwandstärke von mindestens 4mm bei mindestens 41,55mm Breite sowie einer

Höhe von mindestens 26,52mm gewählt. Diese Werte steigen leicht an auf bis zu knapp 6mm Wandstärke bei einer Breite von mindestens 45mm sowie einer Höhe von 26,6mm.

Diese Werte ergeben eine leicht konische Struktur der Brücke vom Mittelteil ausgehend zu den Standrohrbohrungen.

Die Grunddimensionen der Durchmesser und Wandstärken werden von anderen am Markt erhältlichen Produkten vermessen und übernommen, um in der Festigkeit kein Risiko einzugehen. Eine optimierte Form der Brücke wäre mithilfe einer topologieoptimierten Auslegung möglich, um bestmögliche Resultate hinsichtlich Steifigkeit, Gewicht sowie Festigkeit zu erreichen. Jedoch ist dies im Rahmen dieser Arbeit nicht vorgesehen.

Die Umsetzung im Schnitt sieht also aus wie in Abbildung 46 - Umsetzung Brücke 1 zu sehen.

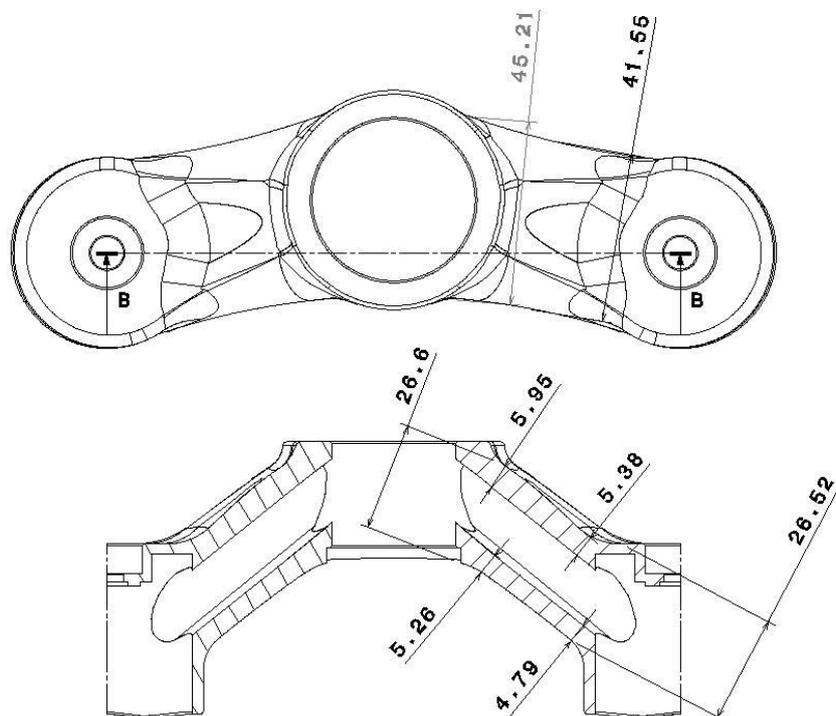


Abbildung 46 - Umsetzung Brücke 1

6.5. Umsetzung Schaft

Der Schaft hat das am unterschiedlichsten ausgeprägte Belastungsschema aller Bauteile. Zu sehen ist deutlich, wie das Torsionsmoment beim Torsionsmomentenverlauf konstant hoch ist, jedoch das Biegemoment bei der Frontalsteifigkeitsbelastung stark abfällt. Da die kurze Länge des Schaftes im Verhältnis zur Gesamtlänge der Federgabel nur geringe Defizite in der Gesamttorsionsteifigkeit aufweisen wird, soll der Verlauf der Flächenträgheitsmomente eher an den Belastungsverlauf der Frontalsteifigkeit angelehnt werden.

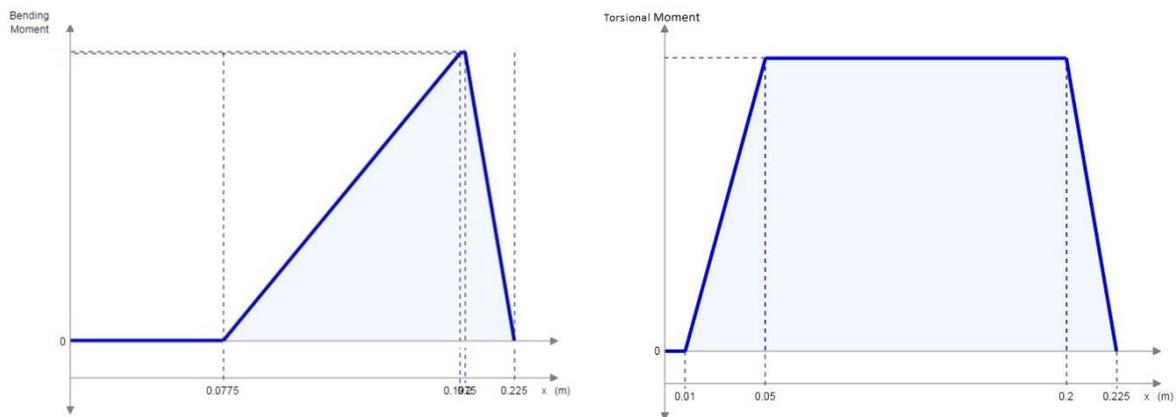


Abbildung 47 - Vergleich Belastung Schaft

Die erste Variante besteht aus einem standardmäßig erwerbbaaren Schaft eines Fremdherstellers, welcher folgenden Flächenträgheitsmomentenverlauf aufweist:

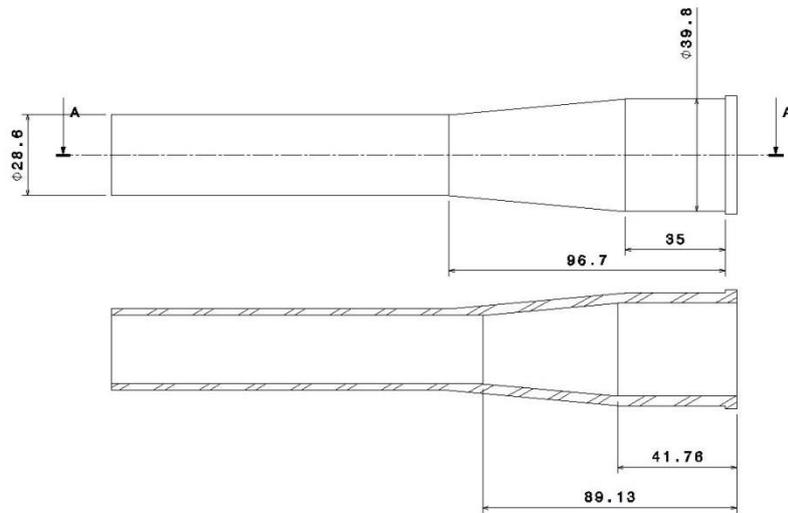


Abbildung 48 - Umsetzung Schaft 1

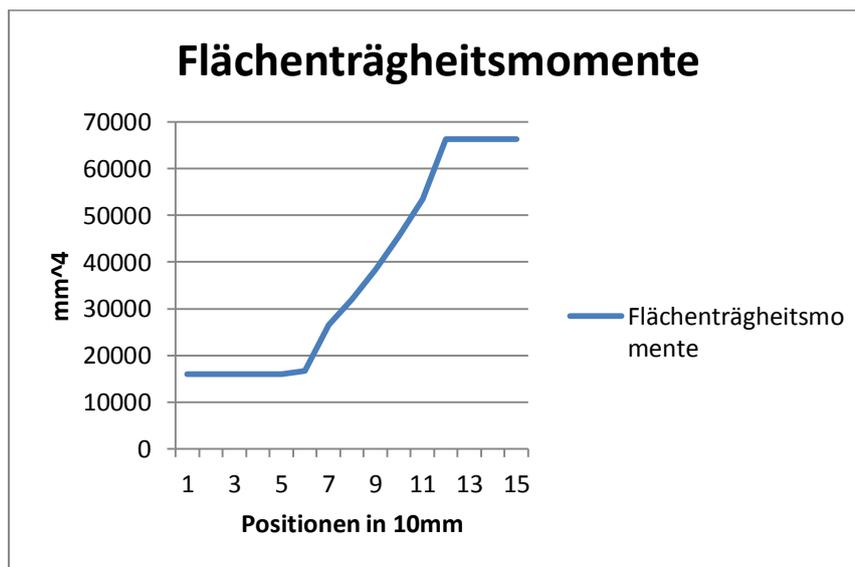


Abbildung 49 - Flächenträgheitsmomente Schaft 1

Man sieht in der Abbildung wie der Verlauf dem Biegemomentenverlauf aus Abbildung 47 - Vergleich Belastung Schaft entspricht. Für eine sehr hohe Festigkeit ist dieser Schaft also sehr gut geeignet.

7. Ergebnisevaluation

7.1. Variante 1

Die eben beschriebenen Komponenten werden nun zusammgebaut und nach dem ersten Praxistest im Steifigkeitsprüfstand die Kennwerte ermittelt. Neben den äußerlichen Strukturbauteilen war es noch notwendig, die inneren Komponenten wie Federung und Dämpfung zu konstruieren und zu fertigen. Da dies nicht Teil der Arbeit ist, soll darauf hier nicht näher eingegangen werden.



Abbildung 50 - Variante 1 Gewicht

Komplett montiert hat die gesamte Federgabel eine Masse von 1970g. Entsprechende andere am Markt erhältlichen Produkte sind mit Gewichten von 1840g-2078g in einem ähnlichen Bereich, wie später noch dargestellt wird.

Es ist zu erwähnen, dass die befürchtete Nichlinearität der Steifigkeit, welche mit verschiedenen Messgewichten ermittelt hätte werden sollen, nicht vorhanden ist. Die Differenzen der Messungen mit verschiedenen Gewichten sind in einem sehr kleinen

Bereich, welcher auch innerhalb der Messungenauigkeit liegen könnte. Um die Ungenauigkeiten zu vermindern, werden die einzelnen Messungen einer Gewichtsbelastung gemittelt, und anschließend beide Mittelwerte nochmal arithmetisch gemittelt. Dieser Schnitt ist in den Tabellen jeweils unterstrichen dargestellt.

Die Messungen dieser Variante sind wie folgt:

Tabelle 4 - Steifigkeiten Variante 1

Variante 1	Messung 1	Messung 2	Messung3	Mittel			
Frontalsteifigkeit	[m]	[m]	[m]	[m]	[Nm]	[°]	[Nm/°]
10kg	0,00188	0,00189	0,00187	0,00188	54,446	0,194	280,56
20kg	0,00378	0,00382	0,00381	0,00380	108,891	0,393	277,39
						Schnitt:	278,97
Torsionssteifigkeit							
5kg	0,00098	0,00097	0,00095	0,00097	13,244	1,098	12,06
10kg	0,00211	0,00210	0,00209	0,00210	29,430	2,363	12,45
						Schnitt:	12,26

Da die zwei Steifigkeiten ganz unterschiedliche Bedeutung haben, kann kein direkter Vergleich zwischen Ihnen gemacht werden. Diese hier ermittelten Werte dienen also als Ausgangssituation für die kommenden Parametervariationen. Die Aufgabe ist also nun, die beiden Steifigkeitsarten bei gleichbleibender Bauart durch konstruktive Maßnahmen zu vergrößern, ohne das Gewicht des Komplettsystems nennenswert zu erhöhen.

7.2. Variante 2

Im ersten Zyklus soll der Bereich um die Brücke variiert werden. Die Brücke an sich soll hierbei soweit es geht unangetastet bleiben, um die Änderung der anderen Bauteile deutlicher zu machen.

In Kapitel 3.1 wurde dargestellt, dass die größte Abweichung durch die Belastung an einem Stab mit einer zunehmenden konischen Form abnimmt. Um diese Erkenntnis des einzelnen Bauteiles beim Gesamtsystem zu überprüfen, soll auch hier die Differenz der Flächenträgheitsmomente vergrößert werden.

Geändert werden also nun Schaft und Standrohre.

Um die Festigkeit des Schaftes nicht zu beeinträchtigen, bleibt das geringste Flächenträgheitsmoment am oberen, dünneren Durchmesser nahezu unverändert. Das Flächenträgheitsmoment soll bis an die Stelle des höchsten Biegemomentes stark ansteigen. Ebenso muss die äußerliche Form gleich bleiben, da hier Restriktionen aufgrund der Kompatibilität zu verschiedenen Fahrradrahmen zu machen sind.

Es bleibt also nur der Weg, das Flächenträgheitsmoment durch eine dickere Wandstärke nach innen zu vergrößern. Ab dem Bereich des unteren Lagersitzes in die Brücke wird die Wandstärke wieder verringert, um unnötiges Material zu vermeiden. Dies ist von Abbildung 28 - Biegemomentenverlauf Schaft abgeleitet.

Die Umsetzung in der Variante 2 sieht so aus, gefolgt vom Verlauf der Flächenträgheitsmomente:

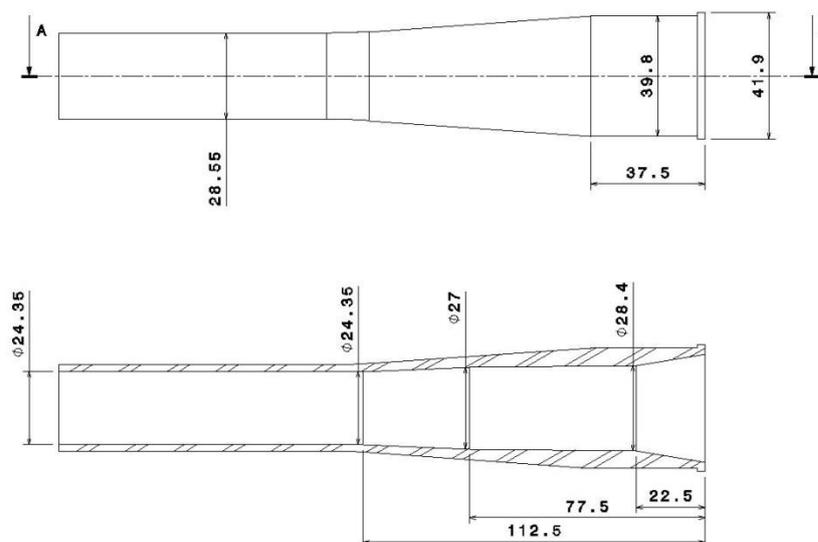


Abbildung 51 - Umsetzung Schaft 2

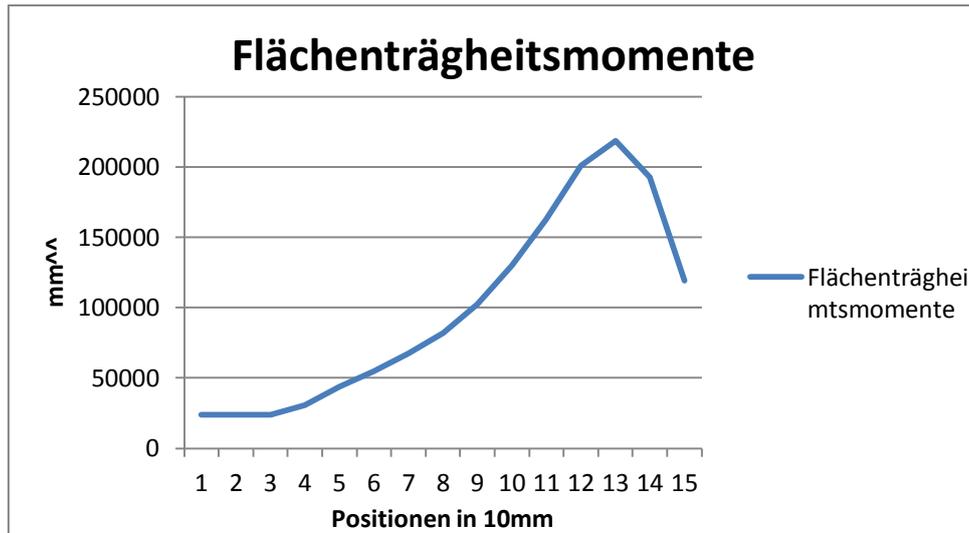


Abbildung 52 - Flächenträgheitsmomente Schaft 2

In der Abbildung zu sehen ist der progressiv ansteigende Verlauf der Flächenträgheitsmomente. Dadurch soll der Steifigkeitsgewinn bei möglichst niedrigem Gewicht noch größer ausfallen.

Natürlich ist neben dem Schaft auch eine Änderung der Standrohre notwendig, um eine über den ganzen Brückenabschnitt gleichmäßige Versteifung der Struktur zu erreichen.

Also wird ebenfalls bei den Standrohren das Prinzip der stärker differenzierten Flächenträgheitsmomente angewendet, wobei das Gewicht annähernd konstant bleibt. Der Außendurchmesser der Pressung wird von 40mm auf 41,5mm vergrößert, wobei die maximale Wandstärke ebenfalls bei knapp 3mm bleibt. Das Material von dem Bereich zwischen den Gleitbuchsen wandert in Richtung der Brückenverbindung. Analog zum Schaft verringert sich die Wandstärke im Laufe der Presstiefe, was hier aus Abbildung 24 - Biegemomentenverlauf Standrohr abgeleitet ist. Der Querschnitt des neuen Rohres sowie die zugehörigen Flächenträgheitsmomente sind im Folgenden abgebildet:

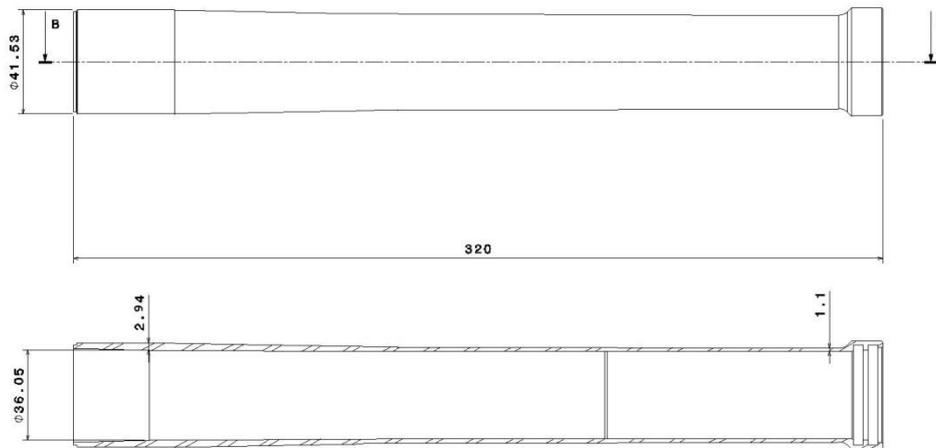


Abbildung 53 - Umsetzung Standrohr V2

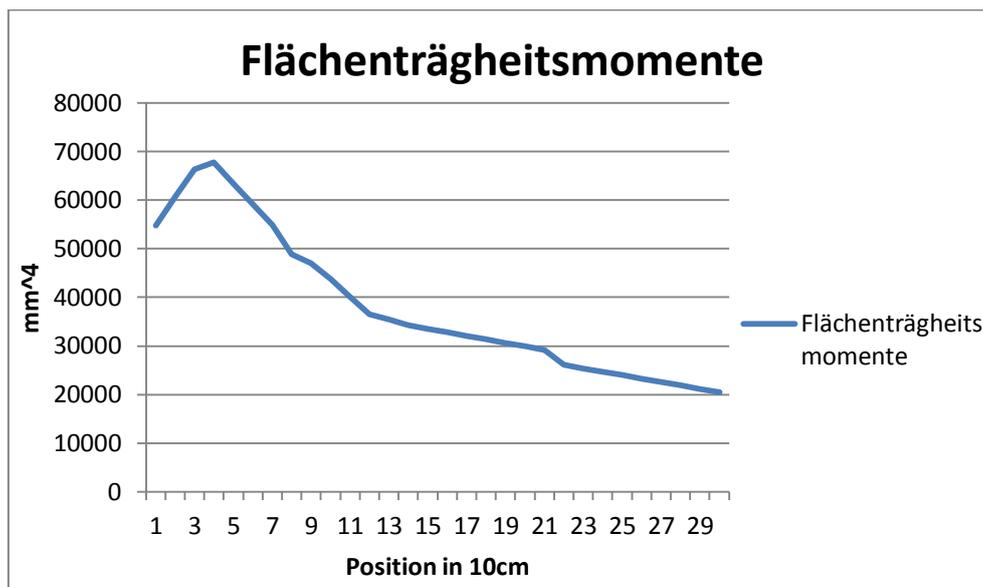


Abbildung 54- Flächenträgheitsmomente Standrohr V2

Entgegen der ersten Variante ist vor allem eine signifikante Erhöhung der Flächenträgheitsmomente am Bereich des Brückeneingangs von rund 60000mm⁴ auf knapp 70000mm⁴ zu verzeichnen. Die Variante 2 muss ihre Verbesserung nun im Prüfstand quantifizieren. Hierfür werden die neu konstruierten Bauteile wieder aus 7075-T6 Aluminium gedreht, eloxiert und in die ebenfalls neu angefertigte, angepasste

Brücke eingebaut. Das Innenleben bleibt unverändert und es ergibt sich folgende fertige Federgabel mit einem Gewicht von 1985g:



Abbildung 55 - Variante 2

Verglichen zu Variante 1 ist das Gewicht mit 1985g zu 1973g annähernd konstant geblieben. Die neuen Steifigkeitswerte sind in der folgenden Tabelle dargestellt.

Tabelle 5 - Steifigkeiten Variante 2

Variante 2	Messung 1	Messung 2	Messung 3	Mittel			
Frontalsteifigkeit	[m]	[m]	[m]	[m]	[Nm]	[°]	[Nm/°]
10kg	0,00172	0,00173	0,00173	0,00173	54,446	0,178	305,47
20kg	0,00341	0,00341	0,00341	0,00341	108,891	0,352	309,38
						Schnitt:	307,42
Torsionssteifigkeit							
5kg	0,00087	0,00088	0,00087	0,00087	13,244	0,993	13,34
10kg	0,00195	0,00197	0,00197	0,00196	29,430	2,212	13,31
						Schnitt:	13,32

Wie man erkennen kann, sind die Werte im Vergleich zur Umsetzung 1 gestiegen. Die Frontalsteifigkeit konnte von gemittelt 278,97 Nm/° auf 307,42 Nm/° gesteigert werden. Dies geschah ohne nennenswerte Gewichtszunahme. Es ist auch zu erkennen,

dass mit dieser Maßnahme die Torsionssteifigkeit gemittelt von 12,26 Nm/° auf 13,32 Nm/° erhöht werden konnte. Dies entspricht einer Zunahme von 8,69% und ist somit in einem respektablen Bereich.

7.3. Variante 3

Im nächsten Schritt wird die Achse analysiert. Die bei der Torsionssteifigkeitsprüfung sichtbarste Bewegung ist die torsionale Verdrehung der Achse, welche sich in einem sichtbaren Winkelversatz der Ausfallenden bzw. der Tauchrohre bemerkbar macht.

Die Dimensionen der Aluminiumachse lassen erkennen, dass die Wandstärke relativ hoch im Verhältnis zum Außendurchmesser ist. Hier kann man sich nach den Erkenntnissen aus 3.2.1 die Hilfe eines Materials mit höherem E-modul und Dichte zu Nutze machen.

Die bisherige Achse hat mit einem Außendurchmesser von 19,95mm sowie einem Innendurchmesser von 10,5mm ein Gewicht von 95,8g. Das Schubmodul von Aluminium beträgt 25,5 GPa. Die für das Gewicht zuständige Dichte beträgt 2,71 g/cm³.

Es ergibt sich mit einem fiktiven Torsionsmoment von 100Nm sowie einer freien Länge der Achse von 110mm folgender Verdrehwinkel:

$$\theta_{TA} = \frac{T * L}{G * \frac{\pi}{4} (R^4 - r^4)}$$

$$\theta_{TA} = \frac{100Nm * 0,11m}{25,5 * 10^9 Pa * \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{0,01995m}{2} \right)^4 - \left(\frac{0,0105m}{2} \right)^4 \right)}$$

$$\theta_{TAlu} = 3,44^\circ$$

Wählt man stattdessen das Material mit der höchsten Dichte und E-Modul, ergibt sich mit der gleichen Masse von 95,8g, einem Außendurchmesser von 19,95mm und einer Gesamtlänge der Achse von 157mm ein Innendurchmesser von

$$ID = 2 * \sqrt{\left(\left(\frac{0,01995}{2}\right)^2 - \frac{0,0958kg}{\pi * 0,157m * 7800 kg/m^3}\right)}$$

$$ID = 17,27mm.$$

Mit diesem Wert wird nun der Verdrehwinkel θ_{TStahl} für die Stahlachse berechnet:

$$\theta_{TS} = \frac{100Nm * 0,11m}{79,3 * 10^9Pa * \frac{\pi}{4} \left(\left(\frac{0,01995m}{2}\right)^4 - \left(\frac{0,01727m}{2}\right)^4 \right)}$$

$$\theta_{TS} = 2,33^\circ$$

Es ergibt sich also ein um rund 30% geringerer Verdrehwinkel durch die Verwendung von Stahl als Werkstoff im Vergleich zu Aluminium bei identischem Gewicht.

Nun ist die Frage, inwiefern dieser Vorteil im Gesamtsystem relevant ist. Dazu wird die Achse in die bestehenden Varianten eingebaut und erneut die Steifigkeit gemessen. Der Vollständigkeit halber wird auch eine erneute Messung der Frontalsteifigkeit bei dieser Parametervariation durchgeführt, auch wenn keine Differenz zu erwarten ist.

Die Messungen der Torsionssteifigkeit in der Variante 1 lauten wie folgt:

Tabelle 6 - Torsionssteifigkeit Variante 3-1

Torsionssteifigkeit mit Stahlachse	[m]	[m]	[m]	[m]	[Nm]	[°]	[Nm/°]
5kg	0,00095	0,00096	0,00094	0,00095	13,244	1,080	12,27
10kg	0,00207	0,00206	0,00206	0,00206	29,430	2,323	12,67
						Schnitt:	12,47

Die Messungen der Torsionssteifigkeit in der Variante 2 lauten wie folgt:

Tabelle 7 - Torsionssteifigkeit Variante 3-2

Torsionssteifigkeit mit Stahlachse	[m]	[m]	[m]	[m]	[Nm]	[°]	[Nm/°]
5kg	0,00085	0,00087	0,00087	0,00086	13,244	0,982	13,49
10kg	0,00190	0,00192	0,00191	0,00191	29,430	2,153	13,67
						Schnitt:	13,58

Bei Variante 1 steigt die Torsionssteifigkeit von $12,26 \text{ Nm/}^\circ$ auf $12,47 \text{ Nm/}^\circ$ an. Dies bedeutet lediglich eine Steifigkeitszunahme von $1,74\%$. Bei Variante 2 ist die Zunahme ebenfalls in einem ähnlichen Bereich und beträgt hier $1,95\%$. Da die Steifigkeitszunahme zwar gering, jedoch ohne Gewichtszunahme ist, kann man von einer sinnvollen Verbesserung sprechen.

7.4. Variante 4

Aus den Ergebnissen von Kap. 7.1 und 7.2 wird ersichtlich, dass die Iteration der Versteifung der oberen Rohre das größte Potential zur Verbesserung der Torsionssteifigkeit verspricht. Im Gegensatz dazu brachte die Versteifung der Achse dazu weniger Vorteile. Aufgrund dieser Annahme soll nun nochmal eine Verbesserung durch einen zusätzlich stärker steigenden Flächenträgheitsmomentenverlauf der Standrohre, im Bereich der Brückenverbindung zur oberen Buchse erzielt werden. Das Rohr soll bei Austritt aus der Brücke eine größere Wandstärke erhalten und im Gegenzug dazu stärker konisch verjüngt werden, um ebenfalls das Gewicht konstant zu halten. Der Querschnitt des Rohres und der Verlauf der Flächenträgheitsmomente sind hier wieder ersichtlich:

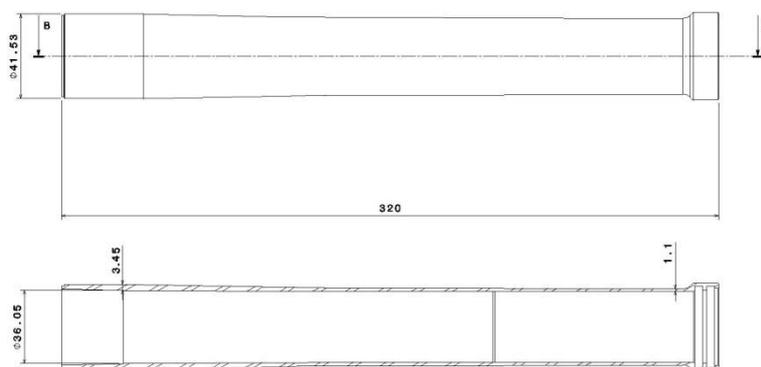


Abbildung 56 - Umsetzung Standrohr V4

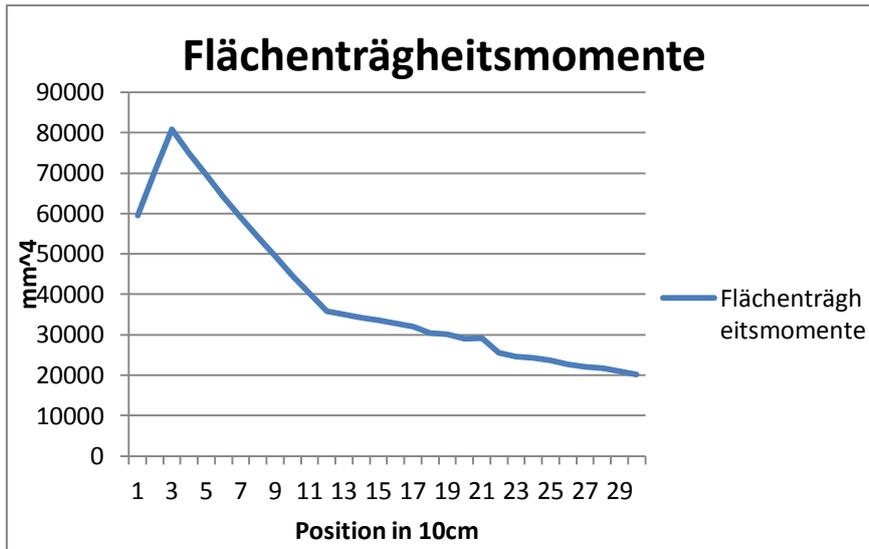


Abbildung 57 - Flächenträgheitsmomente Standrohr V4

Die Veränderungen sind wieder in einer Erhöhung der Flächenträgheitsmomente im Brückenbereich erkenntlich. Von Anfangs rund 60000mm⁴ und darauf folgend knapp 70000mm⁴ wurde das Flächenträgheitsmoment der dritten Umsetzung nun auf 80000mm⁴ erhöht. Die Prüfstandsergebnisse zeigen auch hier eine Verbesserung sowohl in der Frontalsteifigkeit als auch in der Torsionssteifigkeit. Diese Werte sind jeweils mit der in Kap. 7.3 dargestellten Stahlachse vorgenommen.

Tabelle 8 - Steifigkeiten Variante 4

Variante 3	Messung 1	Messung 2	Messung 3	Mittel			
Frontalsteifigkeit	[m]	[m]	[m]	[m]	[Nm]	[°]	[Nm/°]
10kg	0,00164	0,00168	0,00165	0,00166	54,446	0,171	318,37
20kg	0,00326	0,00327	0,00321	0,00325	108,891	0,335	324,94
						Schnitt:	321,66
Torsionssteifigkeit							
5kg	0,00085	0,00084	0,00084	0,00084	13,244	0,959	13,81
10kg	0,00185	0,00187	0,00187	0,00186	29,430	2,101	14,01
						Schnitt:	13,91

Konkret wurde die Frontalsteifigkeit von gemittelt 307,42 Nm/° bei Variante 3 auf nun 321,66 Nm/° erhöht und die Torsionssteifigkeit von 13,58 Nm/° auf 13,91 Nm/°. Bei beiden muss erwähnt werden, dass die Steifigkeitssteigerungen ohne große Gewichtszunahme erreicht werden konnten. Sie belaufen sich bei den vom CAD

Programm ermittelten Gewichten von 199g bei Standrohr V2 und 202g bei Standrohr V4 auf eine Differenz von 3g.

8. Ergebnisdiskussion

Die Untersuchung der verschiedenen Varianten zeigt, dass die geplanten Verbesserungen der Einzelteile auch im Gesamtsystem von Bedeutung sind. Zum einen sind die Verbesserungen in den in dieser Arbeit herausgestellten Varianten von Interesse, zum anderen natürlich der Vergleich zu Produkten, welche im gewerblichen Umfeld erhältlich sind. Erst mit diesem Vergleich zeigt sich, ob die gewählte Konstruktion insgesamt Vor- oder Nachteile bringt und wenn ja, wo diese liegen.

Wie erwähnt befinden sich die Gewichte der Varianten 1-4 in etwa auf dem Niveau der gewerblichen Anbieter. Dies ist natürlich der Tatsache geschuldet, dass in der vorliegenden Konstruktion als Absicherung der Festigkeit die Wandstärken und äußerlichen Dimensionen von den schon existierenden Produkten als Vorlage dienen. Dies schlägt sich dann jeweils auch in den Gesamtgewichten der Federgabeln nieder.

Tabelle 9- Federgabelvergleich - Quelle: Bike-magazin.de

	Fox 36	Fox 34	Rock Shox Pike	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
Gewicht [g]	1985	2078	1840	1970	1985	1985	1990
Frontalsteifigkeit [Nm/°]	228,3	238,6	221,1	279,0	307,4	307,8	321,6
Torsionssteifigkeit [Nm/°]	25,3	24,8	29,9	12,3	13,32	13,6	13,9

Durch den konstruktiven Unterschied zwischen den konventionell gebauten Federgabeln Fox 36, Fox 34 und Rock Shox Pike macht sich bemerkbar, dass die Frontalsteifigkeiten jeweils bei der Upsidedown-Bauweise deutlich höher sind, umgekehrt jedoch die Torsionssteifigkeiten bei konventioneller Bauweise in etwa auf doppeltem Niveau liegen.

Neben dem konstruktiven Nachteil der fehlenden Gabelbrücke hat jedoch die Upsidedown-Bauweise die Möglichkeit, die dickeren, äußeren Rohre an der bei der

Frontalsteifigkeit stärksten belasteten Stelle zu positionieren. Durch diesen Schritt ist es dieser Bauweise möglich, die hohen Frontalsteifigkeitswerte zu erreichen, ohne das Gewicht nennenswert zu erhöhen.

Als nächstes stellt sich die Frage, welchen Zugewinn an Steifigkeit die Varianten 1-4 gebracht haben. Variante 1 dient hierbei als Ausgangsreferenz. Bei Variante 2 wurde der Schaft sowie die Standrohre stärker konisch ausgeführt, was sich in einer Erhöhung der Frontal sowie der Torsionssteifigkeit bemerkbar macht. Demgegenüber hat die Versteifung der Achse von Variante 2 zu Variante 3 lediglich die Torsionssteifigkeit erhöht, während die Frontalsteifigkeit im Rahmen der Messungenauigkeit konstant geblieben ist. So lässt dies den Schluss zu, dass es ratsam ist, auch die Torsionssteifigkeit konstruktiv immer durch eine Versteifung des Brückenbereichs zu erzielen, da diese Iteration sowohl die Torsions- als auch die Frontalsteifigkeit erhöht.

Das Ergebnis der Variante 3 war überraschend, so konnte durch eine Steifigkeitserhöhung des Bauteils selbst von rund 30% im Vergleich zu Variante 2 im Gesamtsystem nur eine Erhöhung von knapp 2% in der Torsionssteifigkeit gemessen werden. Dieser Schritt versprach eigentlich eine deutlichere Erhöhung. Möglicherweise würde sich dieser Unterschied bei noch stärkeren Torsionskräften deutlicher erkennbar zeigen. Die Torsion der Achse hängt eben auch von der Geometrie und Beschaffenheit der restlichen Bauteile ab, und es besteht die Möglichkeit, dass die Achssteifigkeit erst bei größeren Durchbiegungen zum Tragen kommt. Dem widerspricht jedoch die Tatsache, dass sowohl bei 5 als auch bei 10kg Gewichtsbelastung eine annähernd gleich hohe Torsionssteifigkeit gemessen wurde und keine Nichtlinearität festgestellt werden konnte.

Noch starkes Verbesserungspotential ist in den Flächenträgheitsmomentenverläufen der Rohre zu vermuten. In Kap. 3.1 wurde eine steifigkeitsverbesserte Struktur anhand eines Trägers mit linear ansteigenden Durchmessern erläutert. Hier wäre eine weitere vielversprechende Möglichkeit, durch einen nichtlinear ansteigenden Verlauf der Durchmesser eine noch größere Steifigkeitszunahme bei konstantem Gewicht zu erreichen. Ein Ansatzpunkt ist der Träger gleicher Festigkeit, welcher eine ideale Spannungsverteilung bei einer Last ermöglicht. Simulationen mit FEA haben aber gezeigt, dass dieser spezielle, auf Festigkeit optimierte Träger nicht steifer als ein Träger mit linear ansteigendem Flächenträgheitsmoment ist. Unabhängig von diesem Ergebnis

kann angenommen werden, dass mit einem auf Steifigkeit optimiertem Träger noch Verbesserungen in dem Bereich erzielt werden können.

Ebenso ist natürlich einer der größten Optimierungsfaktoren die Auswahl der Materialien. Der Kohlefaserverbundwerkstoff ist nach seinen technischen Werten den konventionellen Metallen wie Aluminium oder Stahl weit überlegen. Ebenso würde der Kohlefaserverbundwerkstoff durch eine höhere absolute Zugfestigkeit einen weiteren Vorteil an gering belasteten Stellen bringen und mit ihm könnte das Gewicht an Stellen, an welchen keine hohe Steifigkeit erfordert ist, durch Materialreduktion eingespart werden ohne an Festigkeit zu verlieren. Das durch E-modul von 300 GPa und mehr sind hier noch deutliche Verbesserungen zu erwarten.

Für weitere Verbesserungs- und Optimierungsanalysen würde sich wie in Kap. 6.4 an gesprochen eine Topologieoptimierung für die Brücke anbieten, da die Form und Gestaltung der Brücke keinen funktionalen Restriktionen unterliegt.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1 - Rock Shox RS-1. 1989 und 2015 Quelle: bike-magazin.de	10
Abbildung 2 - Parallelogrammfedergabel Quelle: veloforum.de	11
Abbildung 3 - Scurra Trelever Bike Quelle: vitalmtb.com	12
Abbildung 4 - klassische Bauweise	13
Abbildung 5 – Upsidedown-Bauweise	13
Abbildung 6 -Begriffsklärung	15
Abbildung 7 – Frontalsteifigkeit	17
Abbildung 8 - Torsionssteifigkeit	18
Abbildung 9 – Prüfbalken.....	19
Abbildung 10 - Prüfbalken 1-6.....	20
Abbildung 11 - Diagramm Prüfträger.....	21
Abbildung 12 - E-Modul/Dichte Quelle: http://aluminium.matter.org.uk/	22
Abbildung 13 - Frontalsteifigkeitsprüfstand	29
Abbildung 14 – Torsionssteifigkeitsprüfstand	30
Abbildung 15 – Prüfstand.....	31
Abbildung 16 - Prüfstandsgeometrie 1.....	35
Abbildung 17 - Prüfstandsgeometrie 2.....	37
Abbildung 18 – Krafteinwirkung Fahrtrichtung	39
Abbildung 19 – Belastung Achse Frontalsteifigkeit.....	40
Abbildung 20 - Biegemomentenverlauf Achse.....	40
Abbildung 21 - Kraftverlauf Tauchrohr Frontalsteifigkeit.....	41
Abbildung 22 - Biegemomentenverlauf Tauchrohr.....	42
Abbildung 23 - Belastung Standrohr Frontalsteifigkeit	42
Abbildung 24 - Biegemomentenverlauf Standrohr Frontalsteifigkeit.....	43
Abbildung 25 - Belastung Brücke Abbildung 26 - Biegemomentenverlauf Brücke ...	43
Abbildung 27 - Belastung Schaft.....	44
Abbildung 28 - Biegemomentenverlauf Schaft	44
Abbildung 29 - Belastung Achse Torsionsteifigkeit.....	45
Abbildung 30 - Torsionsmomentverlauf Achse.....	46
Abbildung 31 - Belastung Tauchrohr Torsionssteifigkeit	47

Abbildung 32 - Biegemomentenverlauf Tauchrohr Torsionssteifigkeit.....	47
Abbildung 33 - Belastung Standrohr Torsionssteifigkeit	48
Abbildung 34 - Biegemomentenverlauf Standrohr Torsionssteifigkeit.....	48
Abbildung 35 - Belastung Brücke Torsionssteifigkeit.....	49
Abbildung 36 – Torsionsmomentenverlauf Brücke Torsionssteifigkeit	49
Abbildung 37 - Belastung Schaft Torsionssteifigkeit	50
Abbildung 38 - Torsionsmomentenverlauf Schaft Torsionssteifigkeit	50
Abbildung 39 - Vergleich Belastung Achse	53
Abbildung 40 - Umsetzung Achse.....	53
Abbildung 41 - Vergleich Belastung Tauchrohr	54
Abbildung 42 - Umsetzung Tauchrohr.....	55
Abbildung 43 - Vergleich Belastung Standrohr	56
Abbildung 44 - Umsetzung Standrohr.....	57
Abbildung 45 - Flächenträgheitsmomente Standrohr 1.....	57
Abbildung 46 - Umsetzung Brücke 1	58
Abbildung 47 - Vergleich Belastung Schaft.....	59
Abbildung 48 - Umsetzung Schaft 1	60
Abbildung 49 - Flächenträgheitsmomente Schaft 1	60
Abbildung 50 - Variante 1 Gewicht.....	61
Abbildung 51 - Umsetzung Schaft 2	63
Abbildung 52 - Flächenträgheitsmomente Schaft 2	64
Abbildung 53 - Umsetzung Standrohr V2.....	65
Abbildung 54- Flächenträgheitsmomente Standrohr V2.....	65
Abbildung 55 – Variante 2	66
Abbildung 56 - Umsetzung Standrohr V4.....	69
Abbildung 57 - Flächenträgheitsmomente Standrohr V4.....	70

Literaturverzeichnis

- (kein Datum). *Beam Calculator*. <http://bendingmomentdiagram.com/de/free-calculator/>.
- Bikemagazin.de. (2014). *Neuheiten 2015 Fox36 im ersten Test*. http://www.bike-magazin.de/komponenten/federgabeln_daempfer/neuheiten-2015-fox-36-im-ersten-test/a20733.html.
- Freeride-Magazin. (2014). DOWNHILL-GABEL DVO EMERALD IM EXKLUSIV-TEST. *Freeride-Magazin*.
- Grigoleit, D. J. (2010). *Einsatzmöglichkeiten und Potenziale für Magnesium*. Freiberg.
- Haidn, J. (Juli 2015). Prüfstand auf dem Prüfstand: wenn die Praxis etwas anderes sagt als das Labor. *World of Mountainbike*.
- Rechenberg, I. (2000). *Von Bäumen und Adern - Optimierung in der Natur*. Berlin.
- Rinard, D. (1996). <http://www.sheldonbrown.com/>. Abgerufen am 2016

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1 - Werte Prüfträger	20
Tabelle 2 - Materialkennwerte.....	23
Tabelle 3 - Prüfstabmessung	32
Tabelle 4 - Steifigkeiten Variante 1.....	62
Tabelle 5 - Steifigkeiten Variante 2.....	66
Tabelle 6 - Torsionssteifigkeit Variante 3-1	68
Tabelle 7 - Torsionssteifigkeit Variante 3-2.....	68
Tabelle 8 - Steifigkeiten Variante 4.....	70
Tabelle 9- Federgabelvergleich - Quelle: Bike-magazin.de.....	71