

Peter Luttenberger

# Entwicklung einer variablen Gurtaktorik für Entwicklungsversuche

Diplomarbeit

Zum Erlangen des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs

Studienrichtung:

Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

Technische Universität Graz – Fakultät für Maschinenbau

Institut für Fahrzeugsicherheit

Institutsvorstand:

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Hermann Steffan

Betreuer:

Dipl.-Ing. Gregor Gstrein

Graz, Juni 2010

Deutsche Fassung:

Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008.

Genehmigung des Senats am 1.12.2008

## Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich, entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am 11.06.2010



(Unterschrift)

Englische Fassung:

## Statutory Declaration

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

11.06.2010

date



(signature)

## Kurzfassung & Abstract

Der Gurtstraffer und der Gurtkraftbegrenzer werden in der passiven Sicherheit von Kraftfahrzeugen als Teil des Gurtsystems dazu eingesetzt, dem Insassen einen verbesserten Schutz bieten zu können. Der Gurtstraffer soll während eines Unfalls die Gurtlose eliminieren und den Insassen in eine optimale Position bringen. Mithilfe des Gurtkraftbegrenzers kann in der Kraftbegrenzungsphase der zur Verfügung stehende Weg bestmöglich ausgenutzt werden. Die Belastungen auf den Insassen lassen sich dadurch deutlich reduzieren. Die Entwicklung solcher Systeme, insbesondere die Entwicklung des pyrotechnischen Gurtstraffers, ist allerdings sehr zeit- und kostenintensiv. Zudem lassen heutige ein- oder maximal zweistufige Systeme kaum eine Adaptierung der Rückhaltekräfte an den Insassen oder die Unfallschwere zu.

Aufgrund dieser Problematik soll eine Aktorik für Entwicklungsversuche aufgebaut werden, mit der alle derzeitigen Systeme nachgebildet und zukünftige Ausführungen von Gurtstraffern und -kraftbegrenzern schnell und einfach in einer realen Versuchsumgebung getestet werden können.

Im Zuge dieser Arbeit konnte eine Aktorik entwickelt und aufgebaut werden, die es ermöglicht, beliebige Straff- und Kraftbegrenzungsverläufe des Beckengurtes bis zu 7 kN über einen zeitlich frei wählbaren Bereich zu realisieren. Im ersten Schritt wurden konstante Kraftniveaus umgesetzt. In weiterer Folge wird es mit dieser Aktorik möglich sein, durch eine geringfügige Änderung der Steuersoftware beliebige Kraftverläufe vorzugeben oder eine Regelung der Gurtkräfte während einer Kollision zu realisieren.

The belt tightener is utilized in passive safety systems to eliminate belt slack and to adjust the passenger's seating position to the impact of a crash. The by this means generated extended way can be used to reduce the load on the passenger by the load limiter. The development of such passive safety systems devices particularly the belt tightener as a pyrotechnic unit needs a lot of time and incurs additional costs. Furthermore the currently applied systems only provide one or two force levels, which impede the optimal adaption of the restraint system on the passenger or the crash severity.

Due to these problems a variable belt actuator for development tests of restraint systems should be developed and produced. This actuator should have the ability to reproduce all force paths of actual and future devices. Also it must be easily to integrate the actuator into a real test environment.

In course of this thesis a variable actuator could be developed which can manage different force paths of the lap belt up to 7kN over a free adjustable chronological sequence. After the realization of constant forces it will be possible to simulate variable loads on the occupant by a minor adaption of the software.

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Das Gurtsystem, Teil der passiven Sicherheit .....	4
2.1	Technologien für Gurtstraffer und Kraftbegrenzer .....	6
2.2	Zukünftige Trends von Gurtstraffern und Kraftbegrenzern .....	9
2.3	Patente für Gurtaktoren .....	11
2.3.1	Patent: Pretensioner Testing Apparatus and Method [25].....	11
2.3.2	Patent: Belt Tightener [10] .....	12
2.4	Biomechanische Grenzwerte, welche einen Einfluss auf die Auslegung einer Gurtaktoren haben	13
3	Konzeptausarbeitung für eine variable Gurtaktoren .....	14
3.1	Definition des Lastenhefts.....	14
3.1.1	Primärziele .....	14
3.1.2	Sekundärziele .....	16
3.2	Bewertungsmöglichkeiten .....	17
3.3	Vorgehensweise.....	18
3.4	Gesamtmodell, Fahrzeugumgebung.....	18
3.5	Strafferkonzepte .....	20
3.5.1	Elektrisches System.....	20
3.5.2	Schwungmassensystem .....	23
3.5.3	Hydraulisches System.....	28
3.5.4	Hochdrucksystem (Gasspeicher).....	31
3.5.5	Gegenüberstellung der Strafferkonzepte .....	34
3.6	Kraftbegrenzer Konzepte .....	36
3.6.1	Kraftbegrenzung mit einem Serienbauteil.....	36
3.6.2	Kraftbegrenzung mit einem Torsionsstab .....	38
3.6.3	Kraftbegrenzung mit einer hydraulischen Bremse .....	40
3.6.4	Gegenüberstellung der Kraftbegrenzungskonzepte .....	42
4	Auswahl geeigneter Komponenten, Konstruktion und Berechnung .....	44
4.1	Grundlegender Aufbau des Gesamtsystems .....	44
4.2	Hochdrucksystem.....	47
4.3	Bremssystem.....	52
4.4	Gewicht des Systems.....	60
5	Ausarbeitung eines möglichen Prüfstandkonzepts .....	61
5.1	Statische Überprüfung .....	61
5.2	Aufbau eines Prüfstandes für statische Versuche .....	65
5.3	Festlegung einer Prüfmatrix für den Funktionsnachweis.....	66

---

5.4	Dynamische Überprüfung .....	67
6	Montage und Inbetriebnahme der Gurtaktorik.....	69
6.1	Montage Hochdrucksystem.....	69
6.2	Montage Bremssystem .....	69
6.3	Messtechnik und Kameras.....	71
6.4	Inbetriebnahme des Gesamtsystems.....	72
7	Überprüfung der Aktorik nach den festgelegten Performancekriterien.....	74
7.1	Straffzeit und Straffkraft bei maximalem Druck.....	75
7.2	Kraftbegrenzung und Entlüftung des Systems.....	81
7.3	Zusätzliche Tests .....	86
7.4	Schlussfolgerung.....	90
8	Erstellen eines MKS-Modells der Gurtaktorik.....	92
8.1	Aufbau des MKS-Modells.....	92
8.1.1	Voreingestellte Funktionen .....	95
8.2	Vergleich des Modells mit den statischen Versuchen.....	98
8.3	Schlussfolgerung.....	103
9	Schlussfolgerung & Ausblick .....	104
10	Abbildungsverzeichnis.....	106
11	Tabellenverzeichnis.....	109
12	Literaturverzeichnis .....	110
	Anhang A.....	A
	Anhang B.....	B

# 1 Einleitung

Mobilität gehört heutzutage zu den Grundbedürfnissen der Menschheit. Dieser Trend ist deutlich zu erkennen, wenn man die Zahlen des Kraftfahrzeugbestandes mit der Bevölkerung Österreichs im Jahresschnitt vergleicht. Hierbei kamen im Jahr 1961 1.426.043 Fahrzeuge auf 7.086.299 Menschen. Bis ins Jahr 2009 stieg die Gesamtzahl der zugelassenen Fahrzeuge auf 5.981.075 an, die Bevölkerungszahl jedoch nur auf 8.355.260.[26]

Im Straßenverkehr bestehen aber sehr große Risiken in einen Unfall verwickelt und dabei verletzt oder sogar getötet zu werden. Als besonders gefährlich gelten hierbei Unfälle mit Personenkraftfahrzeugen, bei denen der Lenker sowie andere an einem Unfall beteiligte Personen zu Schaden kommen können. Um schwere Verletzungen bestmöglich zu verhindern und das Verletzungsrisiko zu minimieren, werden heutzutage fast alle Fahrzeuge mit passiven und auch mit aktiven Sicherheitssystemen ausgestattet.

Das erste und auch heute noch eines der wichtigsten passiven Sicherheitssysteme, ist der Sicherheitsgurt. Es wurden verschiedene Varianten entwickelt, welche von einem 2-Punkt Gurt bis hin zu einem 6-Punkt Gurt reichen. Die am häufigsten verwendete Variante ist der 3-Punkt Gurt, der vor allem in Personenkraftfahrzeugen Anwendung findet.[14]

Die Schutzwirkung des Sicherheitsgurtes konnte durch den Einsatz von Gurtstraffer und Gurtkraftbegrenzer noch deutlich verbessert werden. Neben dem Gurtsystem tragen in modernen Fahrzeugen mehrere Airbags zum bestmöglichen Schutz des Insassen im Fall einer Kollision bei.

Diese Sicherheitssysteme betreffen viele Teilbereiche der Fahrzeugentwicklung und müssen schon in frühen Phasen integriert werden. Größere nachträgliche Änderungen sind, wenn überhaupt möglich, oft mit sehr großem finanziellen Aufwand verbunden. Um dies zu vermeiden, müssen die Rückhaltesysteme schon früh in der Entwicklungsphase bestmöglich ausgelegt und deren Schnittstellen zur Fahrzeugumgebung definiert werden. Dabei kommen aufwändige und detailgetreue Simulationsmodelle zum Einsatz. Das Ziel von einer effizienten Nutzung solcher Programme ist, die Anzahl teurer Prototypentests möglichst gering zu halten.

Für den Sicherheitsgurt mit Gurtstraffer und Kraftbegrenzer würde das bedeuten, dass mittels Simulation Kennlinien und Eigenschaften dieser Komponenten ermittelt werden, bei denen sich optimale Rückhalteeigenschaften für den Insassen ergeben. Die Ergebnisse einzelner Simulation werden in weiterer Folge mit Hilfe von Validierungsversuchen bestätigt, um die Aussagekraft der Simulation sicherzustellen. Für diese Versuche müssen Prototypen-Aggregate entwickelt werden, die die entsprechenden Eigenschaften aufweisen. Dafür ist

wiederum eine gewisse Menge an Versuchen notwendig, was mit großem zeitlichen und finanziellen Aufwand verbunden sein kann. Insbesondere die Entwicklung von pyrotechnischen Aggregaten, die einen gewünschten zeitlichen Verlauf der Straffkraft erzeugen, ist kompliziert und aufwändig. Wenn im Zuge der Auslegung des Gurtsystems verschiedene Straffcharakteristika getestet werden sollen, muss für jede Konfiguration die gesamte Entwicklungsschleife des pyrotechnischen Straffers durchlaufen werden.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, eine Prüfstandsgurtaktorik aufzubauen, die herkömmliche pyrotechnische Straffer und Kraftbegrenzer in Entwicklungsversuche ersetzen soll. Die Anforderung an diese Aktorik besteht darin, bis zu einem bestimmten vorgegebenen maximalen Kraftniveau jeden beliebigen zeitlichen Verlauf der Straffkraft und der Gurtkraftbegrenzung zu ermöglichen. Im Genaueren kann man sich darunter vorstellen, dass jeder in der Simulation ermittelte Kraftverlauf, der dem Insassen einen verbesserten Schutz bietet, mithilfe dieser Aktorik schnell und bestmöglich in realem Umfeld getestet werden kann. Damit entfällt der Entwicklungsaufwand für die Gurtaggregate, der bei jeder neuen Abstimmung notwendig wäre. Wenn sich bei der Entwicklung mit Hilfe dieser Aktorik eine Abstimmung bestätigt, kann direkt mit der Serien-Entwicklung begonnen werden, wo versucht werden muss, diese Abstimmung möglichst leicht, platzsparend, robust und billig umzusetzen.

Der geforderte Einsatz dieser Aktorik in verschiedenen Fahrzeugumgebungen erfordert eine kompakte Einheit, welche mit einer Montagevorrichtung an jeden beliebigen Fahrzeugsitz montiert werden kann, da derzeit übliche Einheiten ebenfalls direkt am Sitz montiert werden. Unterschiedliche Straff- und Kraftbegrenzungscharakteristika sollen durch geringe Adaptionen einzelner Parameter sofort und einfach realisierbar sein.

Um diese Arbeit zielgerichtet und strukturiert abzarbeiten, wurden vor Beginn einzelne Arbeitspunkte mit bestimmten Themenschwerpunkten und Bearbeitungszeiträumen festgelegt. In der Abbildung 1 ist der Zeitplan dieser Arbeit dargestellt.

		Jul.09	Aug.09	Sep.09	Okt.09	Nov.09	Dez.09	Jän.10
Arbeitspunkt 1	Einarbeitung in die Thematik							
Arbeitspunkt 2	Definition Lastenheft							
Arbeitspunkt 3	Prüfstandskonzept							
Arbeitspunkt 4	Konstruktion							
Arbeitspunkt 5	Funktionsnachweis							
Arbeitspunkt 6	MKS Modellerstellung							

**Abbildung 1: Zeitplan für die Entwicklung einer variablen Gurtaktorik**

Um einen Überblick über die Funktionsweise konventioneller Gurtkomponenten zu geben, werden im folgenden Kapitel zuerst herkömmliche Gurtsysteme sowie deren Beitrag zum Insassenschutz beschrieben.

---

In weiterer Folge werden verschiedene Konzepte ausgearbeitet, von denen die beste Variante auf einem Prüfstand getestet wird. Die Prüfstandsentwicklung ist nach der Ausarbeitung der ausgewählten Variante ebenfalls Teil der Arbeit, die mit der Erstellung eines Mehrkörper-Simulationsmodells (MKS-Modell), das die Versuche bestmöglich nachbilden können muss, zu einem Ende kommt.

## 2 Das Gurtsystem, Teil der passiven Sicherheit

Der Sicherheitsgurt und alle dazugehörigen Komponenten haben die Aufgabe, den Insassen im Falle eines Unfalls zu sichern und die auf den Körper wirkenden Belastungen in Zusammenspiel mit anderen passiven Sicherheitskomponenten möglichst gering zu halten.

Ein aktuelles Gurtsystem kann in folgende Komponenten gegliedert werden:

- Gurtschloss
- Gurtbefestigung am Fahrzeug
- Gurtband
- Umlenkbeschlag
- Gurtstraffer
- Gurtkraftbegrenzer

Während die ersten vier Komponenten schon in den Anfängen passiver Sicherheitssysteme zum Einsatz kamen und damit als Hauptbestandteil eines 3-Punkt Sicherheitsgurtes betrachtet werden können, werden Gurtstraffer erst seit 1981 in Personenkraftfahrzeugen serienmäßig verbaut.[20]

Die Auslösung des Gurtstraffers erfolgt nach dem Erstkontakt, sobald die Auslösekriterien erfüllt sind. Das wichtigste Auslösekriterium, das heutzutage für die Aktivierung konventioneller Schutzsysteme wie Airbag und Gurtstraffer verwendet wird, ist die Fahrzeugverzögerung, die bei einer Kollision auftritt. Sobald ein definierter Schwellwert überschritten wird, wird das Beschleunigungssignal über der Zeit integriert. Ergibt sich dabei beispielsweise eine Geschwindigkeitsänderung von ca. 16 bis 19km/h, wird der Gurtstraffer ausgelöst.[14, 15]

Der Gurtkraftbegrenzer dient nach dem Straffvorgang dazu, die auftretenden Belastungsspitzen durch eine gewollte, definierte Nachgiebigkeit zu glätten. Eine weitere wichtige Komponente zur Begrenzung der Gurtkräfte bildet die Dehnung des Gurtbandes, welche bis zu 25% oder ca. 250mm betragen kann.[14]

In Abbildung 2 werden zur Verdeutlichung der Auswirkung eines Gurtstraffers auf die Insassenbelastung zwei Versuchskurven verglichen. Die Kurven stammen aus Gesamtfahrzeugversuchen der NHTSA Datenbank.

Die untersuchten Fahrzeuge sind:

Mercedes C-Klasse, Baujahr: 1980 (blau gekennzeichnet)

Mercedes C-Klasse, Baujahr: 2007 (rot gekennzeichnet)

Test: 35mph Frontalcrash

In den Kurven ist eindeutig zu erkennen, welche Verbesserungen der Gurtstraffer für den Schutz des Insassen bringen kann. Vergehen im Fahrzeug aus dem Jahre 1980 noch ca. 30ms, bis der Insasse an das Rückhaltesystem Gurt angekoppelt ist, können durch den Einsatz des Gurtstraffers schon ca. 10ms nach Erstkontakt Rückhaltekräfte auf den Insassen aufgebracht werden. Damit kann der Insasse über einen längeren Weg seine Relativgeschwindigkeit zum Fahrzeug abbauen. Das maximale Niveau lässt sich dadurch, in Kombination mit einem entsprechend angepassten Airbag, deutlich reduzieren. Grün dargestellt ist ein idealisierter Verlauf, bei dem ein konstantes, niedrigeres Kraftniveau über dem gesamten Zeitraum wirkt. Das theoretisch minimale Belastungsniveau ist dabei abhängig von der Kollisionsgeschwindigkeit und dem maximal verfügbaren Verzögerungsweg im Fahrzeuginnenraum.

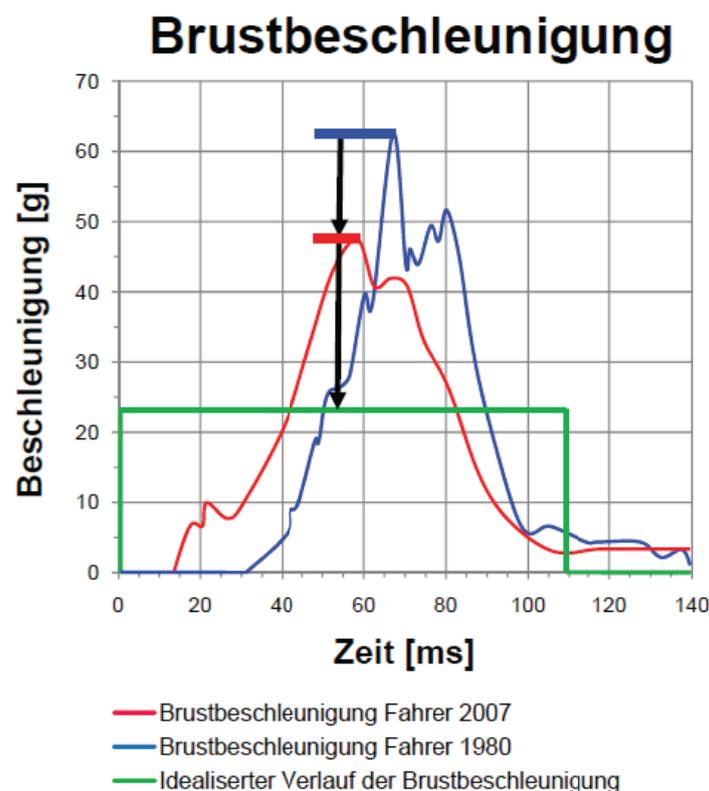


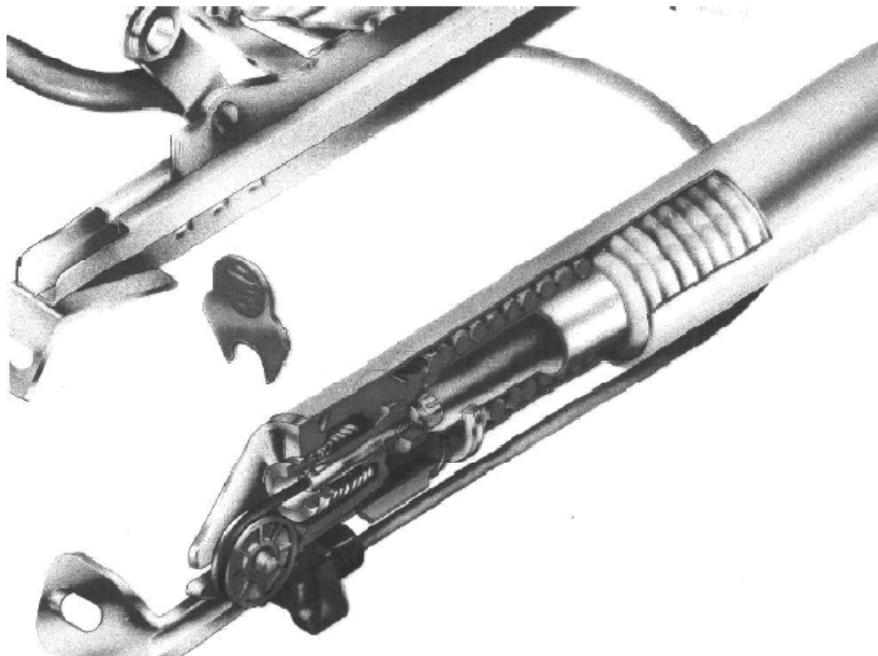
Abbildung 2: Vergleich von Brustbeschleunigungen [29, 30]

Um die Ausgangssituation für die Entwicklung der Gurtaktorik besser darstellen zu können, wird im Folgenden die Entwicklung von Technologien für Gurtstraffung und Kraftbegrenzung beschrieben.

## 2.1 Technologien für Gurtstraffer und Kraftbegrenzer

Den Gurtstraffer kann man vereinfacht als gespeicherte Energie in einem System ansehen, die im richtigen Moment in kinetische Energie umgewandelt, die Gurtlose eliminieren und den Insassen in eine optimale Position bringen kann. Die Idee dahinter ist es, schon bei Beginn der Vorverlagerung des Insassen, optimale Rückhaltekräfte aufzubringen, um so den zur Verfügung stehenden Verzögerungsweg bestmöglich auszunützen.

Bei den ersten, derart entwickelten Systemen diente eine vorgespannte Feder als Energiespeicher. Diese wurde durch einen, damals üblichen, mechanischen Trigger ausgelöst und zog das Gurtschloss ein, welches durch ein Stahlseil mit dem Straffmechanismus verbunden war.[21]



**Abbildung 3: Mechanischer Gurtstraffer [21]**

In der Weiterentwicklung dieser Systeme kristallisierte sich bald die Pyrotechnik als geeignete Form der gespeicherten Energie heraus. Dabei kommen Treibmittel zum Einsatz, die extrem schnell verbrennen und große Mengen an Verbrennungsgasen erzeugen. Die dabei entstehenden hohen Drücke wirken auf einen Kolben und werden für die Straffbewegung genutzt.

Mit diesen Systemen lassen sich hohe Straffkräfte und Straffgeschwindigkeiten bei vergleichsweise kompakter Bauweise und geringem Gewicht erreichen. Als Beispiel sieht man in Abbildung 4 eine Straffereinheit von VW aus dem Jahre 1993, die zwar noch mechanisch getriggert aber pyrotechnisch angetrieben wird. Eine überarbeitetes System, welches höhere Straffkräfte und Geschwindigkeiten erzielen kann, ist in Abbildung 5 dargestellt.[21]

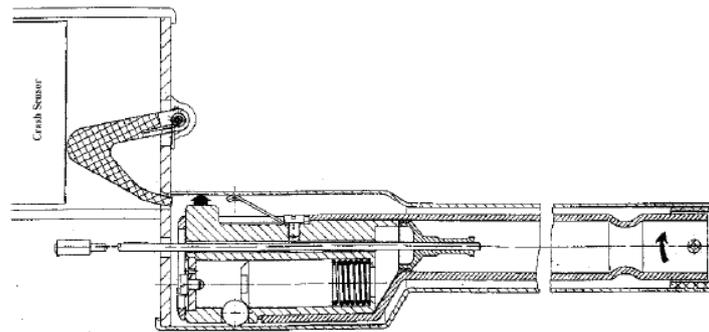


Abbildung 4: Mechanisch getriggertter pyrotechnischer Straffer - 1.Beispiel [21]

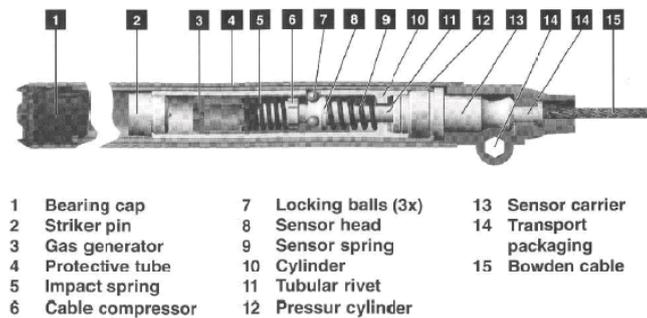


Abbildung 5: Mechanisch getriggertter pyrotechnischer Straffer - 2.Beispiel [21]

Der weitere Trend bei der Entwicklung von Straffersystemen geht in Richtung höherer und länger anhaltender Straffkräfte mit dem Ziel, den Insassen optimal und möglichst früh an die Fahrzeugverzögerung anzukoppeln. In zahlreichen Publikationen konnte durch eine Optimierung der Straffung des Gurtes deutliches Potential zur Verringerung der Insassenbelastung aufgezeigt werden. Stellvertretend für die Vielzahl von Potentialanalysen wird im Folgenden ein Beispiel dafür beschrieben. Dabei wird das Verletzungsrisiko in zwei Konfigurationen mit jeweils unterschiedlich angelegtem Sicherheitsgurt und unterschiedlichen Kraftniveaus verglichen. In der ersten Variante wird der Gurt entsprechend der in den USA gesetzlich vorgeschriebenen Prozedur angelegt, wodurch fast keine Gurtlose zu erwarten ist. In der zweiten Testkonstellation wird eine Gurtlose durch bewusste Manipulation des Dummies verursacht. Als Verletzungskriterium, mit dem die verschiedenen Tests verglichen wurden, verwendete man das Head Injury Criterium (HIC). In Abbildung 6 ist deutlich zu erkennen, welches Verbesserungspotential vorhanden ist weswegen, im Bereich der Gurtstraffung nach wie vor intensiv weiterentwickelt wird.

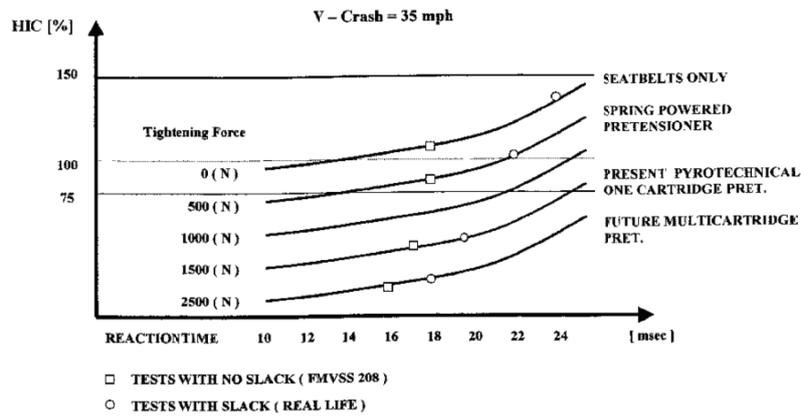


Abbildung 6: Multicartridge Systems [21]

In Abbildung 7 werden am Beispiel der Firma AUTOLIV zwei derzeit häufig verbaute Komponenten des Gurtsystems dargestellt. Der Retraktor besteht aus einer pyrotechnischen Straffeinheit, einer Kraftbegrenzungseinheit und einem Gurtgreifer, der das ungewollte Ausziehen des Gurts verhindern soll. Eine weitere Entwicklung von Autoliv ist eine pneumatische Aktorik, die als reversibles Pre-Straffungskonzept mit einem relativ geringem Kraftniveau von ca. 300N die Gurtlose schon vor einer möglichen Gefahrensituation eliminieren soll, und somit Vorarbeit für den eigentlichen, pyrotechnischen Straffer leistet.



Abbildung 7: Gurtschlossstraffer, Retraktorstraffer [24]

In Abbildung 8 wird am Beispiel eines Retraktors die Funktionsweise des Kraftbegrenzers gezeigt. Ein Torsionsstab bewirkt die gewünschte, definierte Nachgiebigkeit des Schultergurtes und hat gleichzeitig die Aufgabe, Bewegungsenergie des Insassen zu absorbieren. Er wird durch die Rotation des Aufrollers beim Gurtauszug verformt. Durch verschiedene Durchmesser des Torsionsstabes können unterschiedliche Kraftniveaus realisiert werden. Aufwändigere Systeme ermöglichen ein Umschalten auf ein anderes Kraftbegrenzungsniveau während der Kollision.

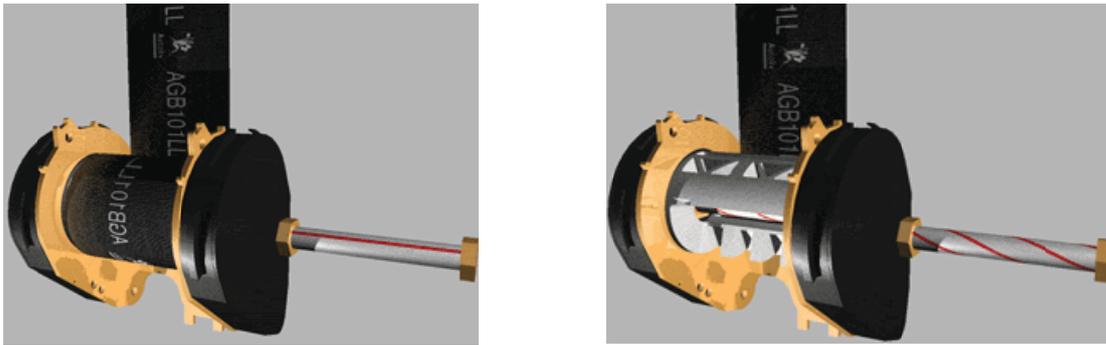


Abbildung 8: Funktionsweise eines Gurtkraftbegrenzers [17]

## 2.2 Zukünftige Trends von Gurtstraffern und Kraftbegrenzern

In modernen Fahrzeugen sorgen im Falle einer Kollision bereits eine Vielzahl an Sicherheitssystemen für den bestmöglichen Schutz des Insassen. Bei der Auslegung dieser Systeme müssen allerdings immer Kompromisse gefunden werden, um den teilweise gegenläufigen Anforderungen unterschiedlicher Insassen oder Unfallschweren gerecht zu werden. Eine Möglichkeit, um das Verletzungsrisiko für verschiedene Fahrzeuginsassen in den unterschiedlichsten Unfallkonstellationen noch weiter zu senken, wäre, die Rückhalteeigenschaften der Sicherheitssysteme variabel zu gestalten. Während eines Crashes sollten diese im Optimalfall nicht nur zwei oder mehrere Kraftniveaus zur Verfügung stellen, sondern idealerweise stufenlos verstellbar sein.

An der TU Eindhoven wurde ein System entwickelt, mit dem es möglich ist, variable Kraftverläufe zu erzielen. Die Hauptkomponenten dieses Systems sind ein Hydraulikzylinder und ein Ventil, das die Bewegung des Zylinders regelt. Es kann eine maximale Kraft von 8kN erreicht werden. Die Funktionsweise der Einheit und das Verbesserungspotential wurde durch Schlittentests ermittelt.

Der Schlitten wurde dabei auf 10m/s beschleunigt und durch ein deformierbares Element verzögert. Die angebrachte Testmasse, die repräsentativ für den Oberkörper eines Dummies eingesetzt wurde, hatte ein Gewicht von 30kg. Aufbauend auf den Versuchsergebnissen wurde ein Simulationsmodell erstellt, welches die Straffereinheit in der Simulation bestmöglich nachbildet. Es wurden 18 Simulationen mit verschiedenen Dummies und Crashpulsen durchgeführt und die Ergebnisse von sieben Verletzungskriterien mit jenen des Referenzmodells verglichen. Wie in Abbildung 9 dargestellt, konnte mit dieser Aktorik eine deutliche Verringerung des Verletzungsrisikos erzielt werden.[32]

Nachteile dieses Systems:

- Die Einheit ist durch den Platzbedarf und das Eigengewicht für Schlittentests wahrscheinlich eher ungeeignet.
- Es finden sich keine genauen Angaben ob auch der Straffvorgang über dieses CRC System verwirklicht worden ist.

Results for investigated cases: reference system								Results for investigated cases: controlled belt with realistic actuator							
Simnr	HIC36	Headacc3ms	FX shear	FZ tension	NMY_ext	Chest c	VC	Simnr	HIC36	Headacc3ms	FX shear	FZ tension	NMY_ext	Chest c	VC
1	423	54	363	1177	34	31	0.10	1	177	38	523	711	29	27	0.18
2	755	69	356	1302	24	31	0.10	2	163	35	589	553	24	32	0.52
3	776	71	1391	1779	94	50	0.24	3	161	33	611	784	29	36	0.34
4	218	36	288	602	16	31	0.17	4	111	32	417	542	22	32	0.35
5	2358	150	2604	1874	122	47	0.28	5	191	34	526	770	26	42	0.64
6	201	32	355	641	19	30	0.17	6	142	42	413	585	16	33	0.34
7	734	72	419	1072	31	30	0.09	7	142	32	727	773	38	31	0.32
8	420	55	364	1155	34	31	0.10	8	198	39	506	706	26	27	0.18
9	486	56	589	1357	46	38	0.18	9	272	47	451	826	34	30	0.17
10	3051	189	3390	3034	237	58	0.47	10	276	40	552	1070	27	44	0.63
11	265	39	400	663	29	36	0.24	11	138	39	410	558	16	32	0.34
12	845	76	411	1800	32	34	0.15	12	317	49	555	724	26	32	0.30
13	491	58	620	1305	49	36	0.16	13	302	49	448	793	31	28	0.15
14	256	40	422	663	31	36	0.26	14	163	32	387	546	24	29	0.23
15	581	65	314	1339	25	31	0.15	15	179	35	478	620	22	29	0.33
16	450	54	361	1483	32	42	0.14	16	117	31	792	950	73	45	0.45
17	233	39	253	702	22	34	0.20	17	79	26	325	455	18	25	0.16
18	355	52	456	1099	35	34	0.14	18	168	38	483	625	34	27	0.12

Abbildung 9: CRC-System[32]

Als zweites Beispiel wird ein adaptiver Kraftbegrenzer, der mittels einer magnetorheologischen Flüssigkeit (MRF) betrieben wird, beschrieben. In diesem Fall wird ein Fluid verwendet, dem magnetisch polarisierbare Mikropartikel beigemischt wurden. Unter dem Einfluss eines Magnetfeldes weist das Fluid eine Veränderung der Viskosität auf. Mittels der Stärke des Magnetfeldes (Abbildung 10), dem das Gemisch ausgesetzt ist, verändert sich somit das Kraftbegrenzungsniveau.[33]

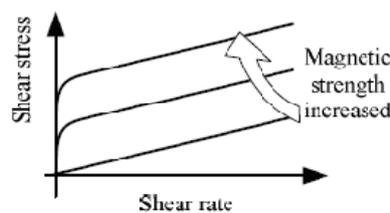


Abbildung 10: Rheologisches Verhalten von MRF [33]

Drei verschiedenen Ausführungen sind aus Abbildung 11 ersichtlich.

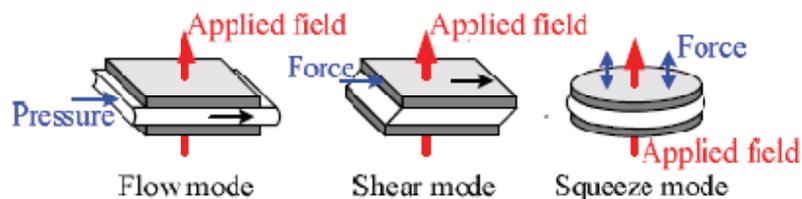


Abbildung 11: Drei Funktionsprinzipien von MRF [33]

Die translatorische Variante ist für die geforderten hohen Kräfte am besten geeignet. Diese Variante ist in Abbildung 12 dargestellt. Das Fluid im Zylinder muss in der Phase der

Kraftbegrenzung durch die Bohrungen im Kolben fließen. Durch eine Änderung der Magnetfeldstärke kann das Kraftniveau angepasst werden. Die rotatorische Bewegung des Gurt-Aufrollers muss dafür allerdings in einem Getriebe in die translatorische Bewegung des Kolbens umgesetzt werden.[33]

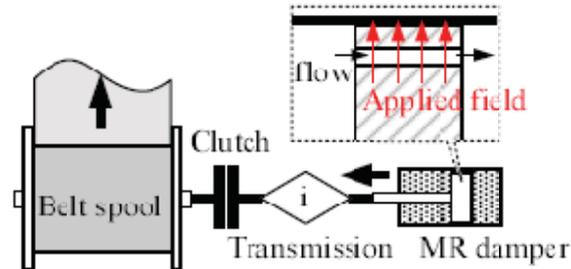


Abbildung 12: Retraktor mit MRF-Dämpfer[33]

## 2.3 Patente für Gurtaktoren

Um einen besseren Überblick über vorliegende Entwicklungen zu gewinnen, wurde eine Patentrecherche durchgeführt. Dabei konnten zwei Patente für Prüfstands-Gurtstraffer-Konzepte gefunden werden, die ähnlich den Anforderungen der Aufgabenstellung sind:

### 2.3.1 Patent: Pretensioner Testing Apparatus and Method [25]

Dieses Patent wird von der Firma TAKATA gehalten und beschreibt ein pneumatisches System, um Gurtsysteme zu testen. Hierbei wird die pyrotechnische Treibladung durch eine pneumatische Anlage ersetzt, mit dem Ziel, den Einsatz der pyrotechnischen Aktuatoren auf ein Minimum zu senken. Damit kann in der Auslegung des Gurtsystems der zeitliche und finanzielle Aufwand für die Abstimmung der Pyrotechnik reduziert werden. Die in Abbildung 13 dargestellte Einheit ist nur für die Straffung des Gurtes einsetzbar und wird durch die Öffnung eines Kugelventils ausgelöst. Dadurch strömt die Druckluft in den Zylinder, Druck baut sich auf und mit der Verschiebung des Kolbens wird der Gurt gestrafft. Damit das System wieder zum Stillstand kommt, wird ein Schaum, der zwischen zwei Platten (siehe Abbildung 13, Bauteil: 40,42) liegt, zusammengedrückt. Die wesentlichen Kenngrößen für die Straffung sind ein Druck von ca. 241bar und ein Kolbendurchmesser von etwa 25mm.

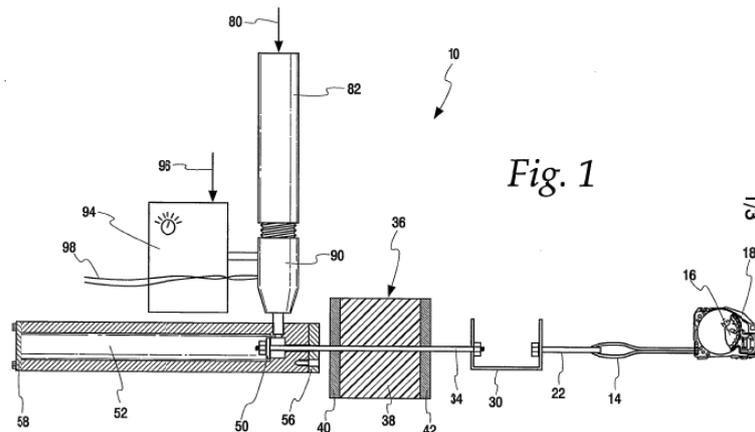


Abbildung 13: Gurtstraffer Testapparat [25]

### 2.3.2 Patent: Belt Tightener [10]

Dieses Patent schützt eine Aktorik, die weniger als Testapparat, sondern eher als Gurtstraffer in einem Fahrzeug Anwendung finden soll. Der Gurtstraffer wird pneumatisch betrieben und von einer an Bord befindlichen Druckluftversorgung gespeist. Ein im System befindliches Ventil öffnet die Zuleitung und leitet so den Startpunkt der Straffung ein. Das System ist reversibel und muss nach Verwendung nicht ausgetauscht werden.

In Abbildung 14 ist zu erkennen, dass eine Kolbenstange eine Umlenkrolle des Gurtbandes längs einer Führung bewegt und somit den Straffvorgang durchführt.

Das System ist in zwei verschiedenen Ausführungen in der Patentschrift vorhanden. Die erste Variante ist, wie beschrieben, eine Antriebsausführung als Pneumatik-Hubmotor. Die zweite wurde als Pneumatik-Drehmotor entwickelt.

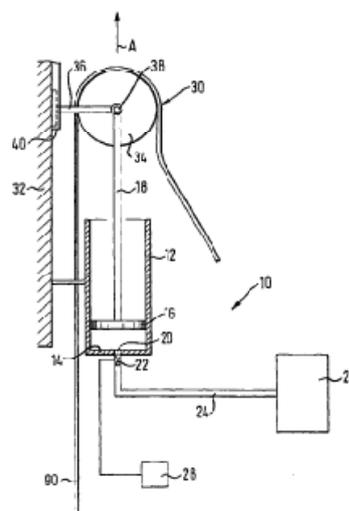


Abbildung 14: Pneumatik-Hubmotor-Ausführung [10]

## 2.4 Biomechanische Grenzwerte, welche einen Einfluss auf die Auslegung einer Gurtaktorik haben

In der Fahrzeugsicherheit wird versucht, mittels verschiedener Verletzungskriterien das Verletzungsrisiko für den Insassen quantifizierbar zu machen. Jedem dieser Kriterien sind biomechanische Grenzwerte hinterlegt, bei deren Überschreitung ein sehr hohes Risiko für schwere Verletzungen besteht. Diese Werte werden mittels Freiwilligentests, Tierversuchen oder Tests mit PMHS (post mortem human subjects) ermittelt.

Aufgrund der Vielzahl an Verletzungskriterien, wird in diesem Abschnitt nur auf diejenigen eingegangen, die hauptsächlich vom Gurtsystem beeinflusst werden. Die betrachteten Körperregionen werden demnach auf den Brust- und Beckenbereich eingegrenzt.

Abhängig vom Kraftniveau des Schultergurtes kann es während einer Kollision im Thoraxbereich zu Verletzungen kommen. In Untersuchungen wurden gezeigt, dass die Schwere dieser Verletzungen dabei stark vom Alter der Person abhängig ist. Während man bei jungen Menschen bei einer Gurtkraft von 9kN mit einer Wahrscheinlichkeit von 50% mit einer AIS3+ Verletzung (AIS...Abbreviated Injury Scale) rechnen muss, senkt sich für dasselbe Verletzungsrisiko das Kraftniveau bei alten Menschen auf 4kN ab. Weiters wurde gezeigt, dass Personen unter 30 Jahren eine Kraffteinwirkung von 7,4 kN durchaus auch ohne Verletzung überstehen können.[3]

In einer weiteren Studie wurde auf die Problemstellung eingegangen, dass bei Unfällen der Gurt über den Beckenknochen rutschen kann und es in weiterer Folge zu sehr hohen Belastungen im Abdomenbereich kommt. Es wurden 14 PMHS - Tests durchgeführt, bei denen der Beckengurt bewusst über dem Beckenknochen positioniert wurde. Um zu zeigen, ab welchem Belastungsniveau Abdomenverletzungen auftreten können, wurden die Gurtstraffkräfte variiert und in nachträglichen Autopsien der PMHS die aufgetretenen Verletzungen bestimmt. Bei drei Tests traten Verletzungen im Abdomen auf. Die Kraftspitzen bei diesen drei Tests am Beginn der Straffung lagen zwischen 6kN und 7,1kN. Danach stabilisierte sich die Kraft zwischen 3,3 und 3,9kN. Weiters ging aus dieser Untersuchung hervor, dass es bei einem Gurtbandeinzug über 190mm zu Verletzungen kommen kann. Hingegen traten bei Einzügen unter 120mm keine Verletzungen auf.[27]

## 3 Konzeptausarbeitung für eine variable Gurtaktorik

Das Ziel dieser Arbeit ist es, eine Prüfstandsgurtaktorik aufzubauen, mit der beliebige Straff- und Kraftbegrenzungseigenschaften einfach und schnell realisiert werden können. In diesem Abschnitt sollen verschiedene Möglichkeiten untersucht werden, wie diese Einheit am besten umgesetzt werden kann. Zusätzlich zur Aktorik muss auch noch ein Prüfstand entwickelt werden, mit dem diese in ihren Grundfunktionen getestet werden kann, sowie eventuell auftretende Probleme aufgezeigt werden können. Der Prüfstand sollte zum Funktionsnachweis möglichst die realen Versuchsbedingungen widerspiegeln, um in der Prototypenphase das Konzept abzusichern. Bevor mit der Ausarbeitung und der Untersuchung von verschiedenen Konzepten begonnen werden kann, müssen die Grundanforderungen an die Aktorik definiert werden.

### 3.1 Definition des Lastenhefts

Als Ausgangssituation für die Entwicklung wird ein Lastenheft erstellt, das die Rahmenbedingungen auflistet. Die Punkte des Lastenhefts werden in zwei Kategorien gegliedert: Die Primärziele bilden die wesentlichen Anforderungen an die Gurtaktorik, die für eine erfolgreiche Durchführung von Entwicklungsversuchen des Gurtsystems eingehalten werden müssen (z.B.: Straffkraft). Daneben werden noch Sekundärziele definiert, welche die Grundfunktionen der Aktorik nicht beeinflussen, aber für die problemlose Durchführung der Versuche auch eine wichtige Rolle spielen (z.B.: Bauraum).

#### 3.1.1 Primärziele

- Straffzeit/Straffdauer

Die Straffzeit ist jener Zeitraum, der vom Trigger-Signal bis zum Anlegen der gewünschten Straffkraft verstreicht. Diese sollte nur wenige Millisekunden lang dauern. Durch die Verzögerung während eines Crashes, verlagert sich der Insasse im Fahrzeug nach vorn und verkürzt somit den möglichen „kontrollierbaren“ Verzögerungsweg. Ziel ist es, die Gurtkräfte schon vor der Vorverlagerung des Insassen aufzubringen. Der mögliche Zeitraum für eine Straffung kann somit auf einige Millisekunden vor dem Anprall, durch eine vorausgelöste Straffung, bis ca. 40ms nach dem Anprall, mittels konventioneller Auslösung mit Beschleunigungssensoren, beschränkt werden. Sehr früh in der Kollisionsphase oder schon vor dem möglichen Unfall zu straffen, lässt sich durch eine theoretisch mögliche Verschiebung des Insassen nach hinten begründen. Durch diese Verschiebung könnte man zusätzlich Verzögerungsweg „gewinnen“, wodurch die Bewegungsenergie des Insassen über

einen verlängerten Weg abgebaut werden könnte. Damit einher ginge eine sanftere Verzögerung und in weiterer Folge ein geringeres Verletzungsrisiko des Insassen. Eine weitere wichtige Anforderung an die Gurtaktorik ist, dass die Straffkraft über einen längeren Zeitraum aufrecht erhalten werden muss. Dies spielt insbesondere bei einer Straffung noch vor Erstkontakt ( $t_0$ ) eine wesentliche Rolle, da hier die Straffkraft bis zum Beginn der Vorverlagerung des Insassen anliegen muss.

Mit diesen Rahmenbedingungen wurde die geforderte Straffzeit auf ca. 5ms festgelegt und die gewünschte Straffkraft musste von der Aktorik über die gesamte Straffdauer aufrecht erhalten werden können. Letztere ist abhängig von Crashpuls, Zündzeitpunkt, Dummy und Sitz.

- **Straff-/Kraftbegrenzungskraft**

Bei einer reversiblen elektrischen oder pneumatischen Straffung des Gurts liegt das Kraftniveau bei ca. 300N und reicht bis ca. 2,5kN bei einem Schlossstraffer[21]. Im Fall der Gurtkraftbegrenzung liegt das Niveau je nach Typ und Ausführung zwischen 2kN und 4kN[18] im Schultergurt. Abhängig vom Alter des Insassen können unterschiedlich hohe Gurtkräfte ertragen werden, bevor es zu Verletzungen im Brust- oder Beckenbereich kommt. In Fahrzeugen muss die Abstimmung jedoch so erfolgen, dass auch ältere oder leichtere Personen keinen zu hohen Gurtkräften ausgesetzt werden. In Kapitel 2.4 wurde gezeigt, dass von bestimmten Insassen auch höhere Kraftniveaus (ca. 7kN) ertragen werden können. Somit erscheint es für eine flexible Prüfstandsaktorik sinnvoll, dass auch höhere Straff- und Kraftbegrenzungsniveaus realisiert werden können. Um eventuelle Reibungsverluste im System kompensieren zu können, wurde die maximal geforderte Straffkraft der Gurtaktorik mit 10kN festgelegt.

- **Straff-Kraftbegrenzungsweg**

Konventionelle, pyrotechnische Straffer, die den Beckengurt entweder am Gurtschloss oder am Endbeschlag einziehen, verfügen über einen maximalen Straffweg von ca. 100mm. Mit der zu entwickelnden Aktorik sollen allerdings auch höhere Straffkräfte realisiert werden können, wodurch ein längerer Straffweg notwendig sein könnte. Es ist aber angedacht, den Beckengurt beidseitig zu straffen, wodurch sich die Straffwege der beiden Aktuatoren addieren und ein Straffweg von 100mm als ausreichend erscheint.

Zusätzlich zur Straffung soll mit der Aktorik auch eine Kraftbegrenzung realisiert werden. Im Vergleich zur Kraftbegrenzung im Schultergurt muss die Nachgiebigkeit beim Beckengurt wesentlich geringer sein, da es ansonsten zu einem härteren Kniekontakt an der Instrumententafel und damit zu einer erhöhten Belastung der unteren Extremitäten kommen

kann. Die Kraftbegrenzung im Beckengurt hat also lediglich die Aufgabe, kurze Belastungsspitzen "herauszufiltern". Dafür ist es mehr als ausreichend, wenn der Straffweg auch zur Kraftbegrenzung zur Verfügung steht.

- Reproduzierbarkeit

Mit der Aktorik müssen bei gleichen Einstellungen gleiche Gurtkraftverläufe erzielt werden können. Ansonsten ist im Zuge der Rückhaltesystementwicklung der Rückschluss von Verbesserungen oder Verschlechterungen der Insassenbelastung auf die Änderung bestimmter Parameter nicht möglich.

- Variabilität

Innerhalb der Grenzwerte von Straffzeit, Straffdauer und dem maximal erreichbaren Kraftniveau soll mit dieser Aktorik jeder beliebige zeitliche Kraftverlauf von Straffung und Kraftbegrenzung realisiert werden können. Damit ist gewährleistet, dass die Aktorik flexibel und vielseitig in der Rückhaltesystementwicklung eingesetzt werden kann.

### 3.1.2 Sekundärziele

- Bauraum

Die Aktorik sollte bei Schlittenversuchen möglichst am Sitz montiert werden, da bei modernen Fahrzeugen die Gurtstraffer- und Gurtkraftbegrenzer am Beckengurt ebenfalls am Sitz befestigt sind. Zudem kann sich der Sitz während des Versuchs verformen. Dabei kann es zu einer Relativbewegung zu einer an der Karosse befestigten Aktorik kommen. Diese Relativbewegung würde die Straffung und Kraftbegrenzung beeinflussen, was nicht erwünscht ist. Darüber hinaus kann sich die Sitzbewegung selbst verändern, wenn die Gurtkräfte in die Karosse und nicht in den Sitz eingeleitet werden. Somit muss die gesamte Aktorik am Sitz und im Bereich des Mittelunnels bzw. der B-Säule Platz finden. Je kompakter die Aktorik also ist, desto weniger Probleme sind bei der Integration in verschiedene Fahrzeugumgebungen zu erwarten. Eine nicht unwesentliche Anforderung an die Aktorik ist also eine möglichst kompakte Bauweise.

- Gewicht

Wie oben beschrieben, sollte die Aktorik idealerweise am Sitz befestigt werden. Damit nimmt man aber in Kauf, dass sich das Verhalten des Sitzes während der Kollision infolge der zusätzlichen Masse verändern kann. Es muss sehr genau darauf geachtet werden, dass die Versuchsumgebung dadurch nicht unzulässig verändert wird, und so die Aussagekraft der

Entwicklungsversuche eingeschränkt wird. Ein weiteres, sehr wichtiges Ziel ist daher, dass die Aktorik so leicht wie möglich sein soll. Dies betrifft allerdings nur jene Bauteile, die direkt am Sitz montiert werden. Die Masse zusätzlich notwendiger Komponenten (Versorgung, Ventile, ...), welche nicht am Sitz montiert sind, müssen lediglich im Vorfeld des Versuches bei der Einstellung des Schlittenpulses berücksichtigt werden. Es wurde als Ziel festgelegt, dass die Masse beider Einheiten (Straffung am Gurtschloss und Endbeschlag) 5kg nicht überschreiten sollte.

- Sicherheit

Ein letzter wesentlicher Aspekt ist die Sicherheit der Aktorik bei der Handhabung und im Versuchsbetrieb. Es soll ein Konzept gefunden werden, bei dem das Verletzungsrisiko für das Versuchspersonal und die Gefahr einer Beschädigung umliegender Bauteile im Fall eines technischen Versagens minimal ist.

## 3.2 Bewertungsmöglichkeiten

In diesem Kapitel werden verschiedene Konzepte für eine mögliche Prüfstandsgurtaktorik beschrieben. Um aus diesen Varianten diejenige herauszufiltern, die die definierten Anforderungen am besten erfüllt, werden alle Konzepte einer Bewertung hinsichtlich ihrer Erfüllung der Punkte im Lastenheft unterzogen.

- Maximale Straffkraft → 10kN
- Maximale Kraftbegrenzungskraft → 10kN
- Mögliche Straffzeit für 100mm Straffweg → 10 bis 40ms
- Maximales Gewicht für die unmittelbar mit dem Sitz verbundene Masse → 5kg
- Sicherheit
- Bauraum
- Variabilität

Zur Bewertung der einzelnen Konzepte wird eine Nutzwertanalyse herangezogen, bei der die Kriterien gewichtet und benotet werden. Die Gewichtung und die Note bei jedem einzelnen Kriterium werden miteinander multipliziert und durch Summierung aller Werte erhält man eine Gesamtpunktzahl für jede Variante. Wenn nach einer Plausibilitätsprüfung keine Frage mehr auftauchen, kann man sich auf das Konzept mit der maximalen Punktzahl festlegen und dieses weiterentwickeln.[9]

### 3.3 Vorgehensweise

Bei der Ausarbeitung der einzelnen Konzepte wird entsprechend dem System-Engineering - Modell vorgegangen:

- „1. vom Groben zum Detail vorzugehen und nicht umgekehrt
2. das Prinzip des Denkens in Varianten zu beachten, sich also grundsätzlich nicht mit einer einzigen (der "erstbesten") zufrieden zu geben, sondern nach Alternativen dazu zu suchen
3. den Prozess der Systementwicklung und Realisierung nach zeitlichen Gesichtspunkten in Projektphasen zu gliedern
4. bei der Lösung von Problemen, gleichgültig welcher Art sie sind und in welcher Phase sie auftreten, den Problemlösungszyklus als eine Art Arbeits- und Denklöge vor Augen zu haben".[9]

Diese Punkte werden im weiteren Verlauf als Grundlage für die Strukturierung der zu entwickelnden Aktorik verwendet. Unter Punkt eins fällt somit die grobe Skizzierung der Problemstellung, um sich eine Übersicht über die Ausgangssituation zu verschaffen. Wenn man sich schon zu einem sehr frühen Zeitpunkt in Details vertieft, könnten womöglich wichtige Punkte zu übersehen werden, die im weiteren Verlauf der Arbeit große Probleme bereiten könnten. Zudem werden mehrere Varianten mittels der vorgegebenen Kriterien auf ihre Funktionalität überprüft. Weiters wurde bereits zu Beginn der Arbeit ein Zeitplan erstellt, der für den gesamten Projektverlauf wichtige Zwischenziele definiert.

### 3.4 Gesamtmodell, Fahrzeugumgebung

Die wichtigsten Komponenten der Aktorik werden in Abbildung 15 dargestellt und nachfolgend kurz beschrieben.

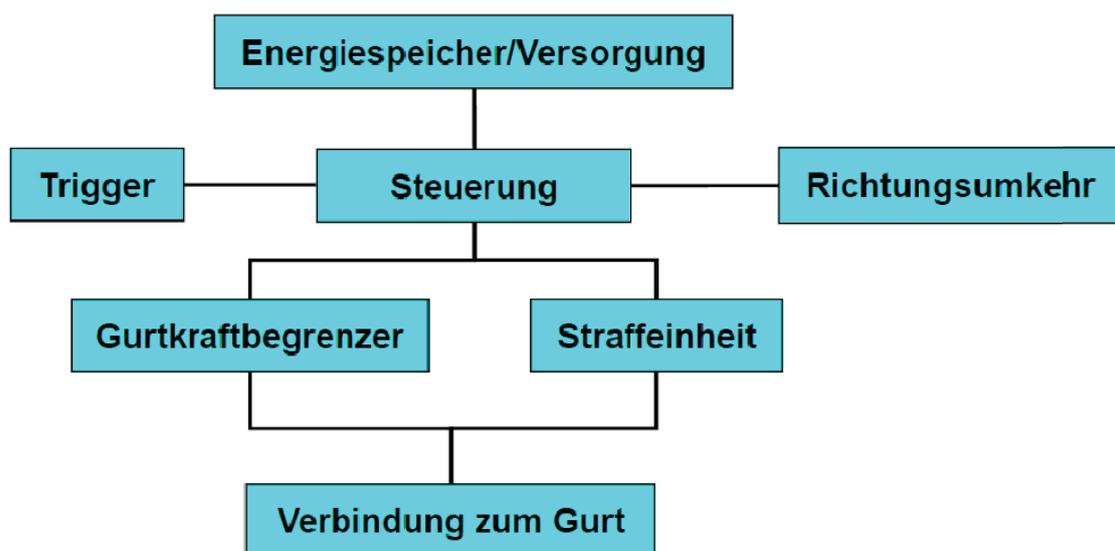


Abbildung 15: Schematische Darstellung der wichtigsten Funktionen der Aktorik

- **Energiespeicher/Versorgung:**

Ein Energiespeicher stellt die notwendige Energie zur Verfügung, um die geforderten Kraftverläufe bei der Straffung und Kraftbegrenzung umsetzen zu können.

- **Steuerung:**

Die Steuerung der Gurtaktorik muss eine maximale Variabilität der Kraftverläufe in den vorgegebenen Rahmenbedingungen ermöglichen. Wie beispielsweise aus der geforderten Straffzeit zu erkennen ist, müssen dabei Änderungen der Kräfte im Millisekundenbereich erreicht werden.

- **Straffereinheit:**

Die Straffereinheit beinhaltet alle Komponenten, die für die Umsetzung der gespeicherten Energie in die Strafbewegung notwendig sind .

- **Kraftbegrenzungseinheit:**

Die Kraftbegrenzungseinheit stellt eine definierte Nachgiebigkeit im Gurtsystem dar. Diese Nachgiebigkeit soll ebenfalls variabel und auch in Millisekundenbereich exakt steuerbar sein.

- **Trigger:**

Die Triggerung der Gurtaktorik ist die Schnittstelle zur Schlittenanlage. Von der Steuerung der Schlittenanlage wird ein Triggersignal gesetzt, sobald der Gurtstraffer ausgelöst werden soll. Dies muss zeitlich sehr exakt durchgeführt werden, da ansonsten keine objektiven Aussagen über Versuchsergebnisse erzielt werden können.

- **Verbindung Gurt:**

Die Verbindung von der Aktorik zum Gurtband sollte, wie alle anderen Komponenten, leicht ausgeführt sein und doch hohen Beanspruchungen standhalten können. Darüber hinaus sollten Reibungsverluste in etwaigen Umlenkungen minimal bleiben.

Bevor die einzelnen Konzepte im Detail beschrieben werden, wird die Versuchsumgebung vorgestellt, in welcher die Aktorik eingesetzt werden soll. Als Beispiel dient eine aktuelle Schlittenkarosse, die in Entwicklungsversuchen für Rückhaltesysteme zum Einsatz kommt.



**Abbildung 16: Fahrzeugsitz in einer Schlittenkarosse**

Der zur Verfügung stehende Platz hinter dem Sitz ist, wie in den obigen Abbildungen zu erkennen ist, relativ groß und bietet viele Möglichkeiten, alle Komponenten zu befestigen. Schwieriger wird die Befestigung der Straffereinheit direkt am Sitz, da durch B-Säule und Mittelkonsole das Platzangebot seitlich des Sitzes stark eingeschränkt ist. Es muss eine Einbaulage der Aktorik gefunden werden, um Straffung und Kraftbegrenzung des Beckengurtes ohne zu viele Umlenkungen durchführen zu können.

## 3.5 Strafferkonzepte

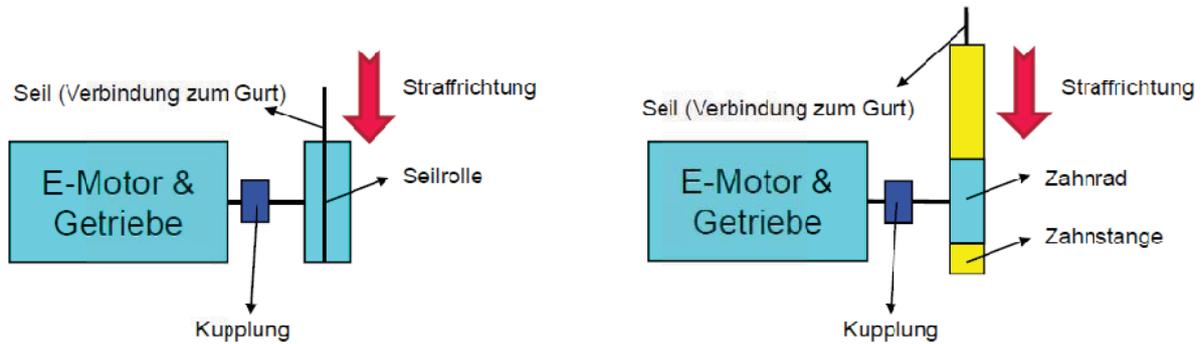
Für die Funktion der Gurtstraffung werden verschiedene Konzepte ausgearbeitet.

- Elektrisches System
- Schwungmassensystem
- Hydrauliksystem
- Hochdruck Gassystem

Diese vier möglichen Strafferkonzepte werden nach der Ausarbeitung bewertet.

### 3.5.1 Elektrisches System

In dieser Variante sollen die Straffkräfte mittels eines Elektromotors in Kombination mit einem Getriebe aufgebracht werden. Die Versorgung des Elektromotors kann dabei einfach über das Stromnetz und Zuleitungen auf die Schlittenanlage erfolgen. In Abbildung 17 wird der mögliche Aufbau dieses Konzepts schematisch in 2 Ausführungen dargestellt.



**Abbildung 17: Schematische Darstellung des elektrischen Straffers**

Der Unterschied der beiden Skizzen liegt in der Übersetzung von der rotatorischen Bewegung des Motors in die translatorische Bewegung des Gurtbandes. In der linken Variante wird ein mit dem Gurtband verbundenes Seil auf einer Rolle aufgewickelt. Dies hat den Vorteil, dass sich der Straffweg ohne eine Neukonstruktion in weiten Grenzen verändern lässt. Als zweite mögliche Ausführung wäre eine Übersetzung der rotatorischen in die translatorische Bewegung mittels einer Zahnstange und eines Zahnrades denkbar. Zwischen dem Elektromotor und der Befestigung des Seils ist noch eine Kupplung vorgesehen, die den bei einem Versuch laufenden Motor mit der Zugvorrichtung in Verbindung bringt und somit eine Kraftwirkung auf den Gurt bewirkt. Eine weitere Detaillierung dieses Konzepts ohne Kenntnisse über den einzusetzenden Elektromotor erscheint als nicht sinnvoll. Deshalb wird im nächsten Schritt ein, den Leistungsanforderungen entsprechender, Motor definiert. In der folgenden Berechnung wird die benötigte Leistung für einen Elektromotor ermittelt, der nachstehende Annahmen zugrunde liegen:

Eine Zugkraft von 10kN muss erreicht werden können. Der Durchmesser der Scheibe wird mit 40mm angenommen um die Anforderungen an die Aktorik hinsichtlich Bauraum zu erfüllen. Darüber hinaus wurde angenommen, dass der gesamte Straffweg von 100mm innerhalb von 20ms eingezogen werden können muss. Daraus ergibt sich eine mittlere Aufrollgeschwindigkeit von 5m/s.

<b>Durchmesser Seilrolle [mm]</b>	<b>Drehoment M [Nm]</b>
40,00	200,00
<b>Kraft_max [N]</b>	<b>Drehzahl n_ erf [U/min]</b>
10000,00	2387
<b>v_mittel [mm/ms]</b>	<b>Leistung P_erforderlich [kW]</b>
5,00	50,00

**Tabelle 1: Berechnung der erforderlichen Leistung zur Auswahl eines Elektromotors**

Mit der errechneten erforderlichen Leistung kann in einem weiteren Schritt ein passender Elektromotor gesucht werden. Zwei Produkte werden beispielhaft erwähnt, jedoch weisen sie ein Vielfaches des im Lastenheft definierten Gewichts auf, weswegen das Konzept mit dem Elektromotor als Straffer nicht weiter verfolgt werden wird.

#### Elektromotor 1:

Oemer, p 57 HQLa - 132P , 140kg [5]

#### Elektromotor 2:

Krätler, 250M , 375kg [4]

Zusammenfassend würden sich bei der Verwendung eines Elektromotors als Straffer folgende Vorteile ergeben:

- Hohes Anfahrtdrehmoment
- Mit einem aufgewickelten Seil kann bei der Kraftbegrenzung ohne Probleme mehr Weg zur Verfügung gestellt werden als bei den anderen Konzepten.
- Mit einer Regelung lässt sich auch eine Variabilität des Kraftverlaufs realisieren.

Diesen Punkten stehen aber wesentliche Nachteile und Problemstellungen gegenüber:

- Ein Elektromotor mit entsprechender Leistung ist sehr groß und schwer.
- Die Kupplung, die den Motor mit der Seilrolle verbindet, müsste innerhalb weniger Millisekunden schließen und öffnen, sowie das große Drehmoment übertragen können.

#### Bewertung

Für die Bewertung des Konzeptes werden die ausgearbeiteten Daten den verschiedenen Kriterien in dem Lastenheft gegenübergestellt und hinsichtlich ihrer Funktionserfüllung beurteilt. Die maximale Punktezahl von zehn Punkten würde dabei bedeuten, dass die untersuchte Anforderung zu 100% erfüllt wird und auch keine Schwierigkeiten bei der Umsetzung dieses Konzeptes gesehen werden. Null Punkte werden vergeben, wenn das bewertete Kriterium mit dem Konzept nicht erfüllt werden kann. Die Erfüllung der einzelnen Anforderungen kann für das Konzept der Straffung mittels eines Elektromotors folgendermaßen zusammengefasst werden.

Die Straffkraft stellt keine Einschränkung für dieses Konzept dar und erreicht somit die volle Punktzahl. Bei der Straffzeit müssen noch die Kupplungsvorgänge mit berücksichtigt werden, die etwa 3ms beim Einkuppeln und 1,5ms beim Auskuppeln betragen können[6]. Für die Straffzeit werden in die Nutzwertanalyse deshalb acht Punkten vergeben. Die Punktzahl für das Gewicht wird, aufgrund des schweren Elektromotors, mit null Punkten festgelegt. Die Sicherheit für das elektrische System wird mit acht Punkten bewertet, da die große Masse des Elektromotors unter Crashbelastung enorme Belastungen auf die Anbindungen am Schlitten ausübt. Abgesehen davon gibt es aber bei einer ordnungsgemäßen Installation keine weiteren Bedenken hinsichtlich einer Gefährdung für das Versuchspersonal. Für den Bauraum werden abschließend drei Punkte vergeben, da die Komponenten, wie schon ausgeführt, viel Platz in Anspruch nehmen werden.

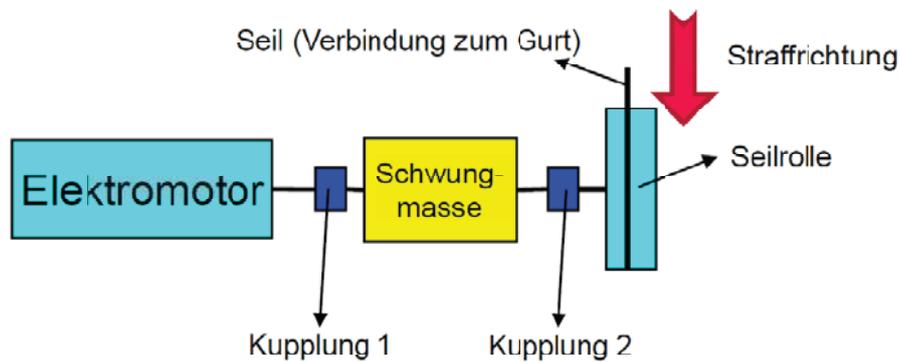
Bewertungskriterium	Anforderung	Bewertung (Punkte)
Maximale Straffkraft	10000N	10
Mögliche Straffzeit für 100mm Straffweg	10-40ms	8
Gewicht welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss	In Summe 5kg	0
Sicherheit	-	8
Bauraum	-	3

**Tabelle 2: Bewertung des elektrischen Systems in Vorbereitung für die Nutzwertanalyse**

### 3.5.2 Schwungmassensystem

Das Schwungmassensystem ist ähnlich dem oben beschriebenen Konzept aufgebaut. Es wird hier anstelle eines großen und schweren Elektromotors eine rotierende Schwungmasse als Energiespeicher für die Straffeinheit eingesetzt. Der notwendige Elektromotor soll das System lediglich auf Drehzahl bringen und es bis zum eigentlichen Versuch auch auf dieser halten. Somit muss dieser Motor nicht über eine große Antriebsleistung verfügen und kann entsprechend kleiner und leichter ausgeführt werden.

In Abbildung 18 ist die prinzipielle Funktionsweise dieses Konzeptes dargestellt.



**Abbildung 18: Schematische Darstellung eines Schwungmassenstraffers**

Neben der Schwungmasse und dem Motor müssen auch Kupplungen eingesetzt werden, welche die einzelnen Komponenten miteinander verbinden und wieder trennen können. Die hierbei notwendigen extrem kurzen Schaltzeiten der Kupplungen wurden in dem elektrischen Konzept ohne Schwungmasse schon angeführt.

Für die Berechnung des Systems stellt sich nun die Frage, wie groß die Masse sein muss und mit welcher Drehzahl diese rotieren soll, um die maximale Straffkraft und ausreichend Energie für den gesamten Straffvorgang aufbringen zu können. Da der genaue Einkuppelvorgang ohne Kenntnis der Komponenten nur vereinfacht nachgebildet werden kann, wird eine zeitlich konstante Zunahme der Geschwindigkeit des Straffers angenommen. Die Vorgaben sind hierbei:

- Der Vorgang der Straffung (abgesehen vom Einkuppelvorgang selbst) wird als reibungsfrei angesehen.
- Die Masse wird mittels der vorhandenen kinetischen Energie des Schwungrades beschleunigt und fährt nach dem Einkuppelvorgang mit konstanter Geschwindigkeit bis zum Straffende.
- Es wirkt keine Gurtzugkraft (z.B.: infolge der Dummybewegung) der Straffung entgegen!
- Der Elektromotor treibt die Masse nach dem Triggersignal für die Straffung nicht mehr an.
- Die Trägheit der Seilrolle wird vernachlässigt.

In der ersten Auslegung wird von einem Vollzylinder als Schwungmasse ausgegangen, danach wird zum Vergleich als zweite Variante ein Hohlzylinder berechnet. Dabei soll gezeigt werden, dass bei gleichem Massenträgheitsmoment und somit gleicher gespeicherter Energie im System, das Gewicht der Schwungmasse deutlich reduziert werden kann. Folgende Annahmen werden für die Berechnung getroffen:

Annahmen		Annahmen	
Straffmasse [kg]	30	Straffmasse [kg]	30
Straffkraft [N]	10000	Straffkraft [N]	10000
Straffweg [mm]	100	Straffweg [mm]	100
Straffzeit_Soll [ms]	20	Straffzeit_Soll [ms]	20
Durchmesser 1 [m]	0,1	Durchmesser 1 [m]	0,15
Durchmesser 2 [m]	0,0	Durchmesser 2 [m]	0,14
Breite [m]	0,1	Breite [m]	0,082
Dichte [kg/m³]	7850	Dichte [kg/m³]	7850
D_Seilrolle [m]	0,1	D_Seilrolle [m]	0,1
Umfang_SR [m]	0,3142	Umfang_SR [m]	0,3142
Delta_t [s]	0,0001	Delta_t [s]	0,0001

Abbildung 19: Annahmen für die Berechnung der Schwungmasse (Vollzylinder links, Hohlzylinder rechts)

In Abbildung 20 ist die Berechnung der Straffbewegung dargestellt.

Energie [J]	Drehzahl [U/min]	Geschw._Masse [m/s]	Geschw._Seilrolle [m/s]	Zeit [s]	Weg [mm]
1000,0	4864,9	25,47	0,00	0,0000	0,0000
998,9	4862,2	25,46	0,27	0,0001	0,0134
995,7	4854,3	25,42	0,54	0,0002	0,0536
990,3	4841,2	25,35	0,80	0,0003	0,1207
982,7	4822,7	25,25	1,07	0,0004	0,2145
973,0	4798,8	25,13	1,34	0,0005	0,3352
961,2	4769,5	24,97	1,61	0,0006	0,4826
947,2	4734,6	24,79	1,88	0,0007	0,6569
931,0	4694,0	24,79	2,15	0,0008	0,8580
912,6	4647,5	24,58	2,41	0,0009	1,0859
892,2	4595,1	24,33	2,68	0,0010	1,3407
869,5	4536,4	24,06	2,95	0,0011	1,6222
844,7	4471,2	23,75	3,22	0,0012	1,9305
817,7	4399,3	23,41	3,49	0,0013	2,2657
788,6	4320,2	23,03	3,75	0,0014	2,6277
757,4	4233,7	22,62	4,02	0,0015	3,0165
723,9	4139,2	22,17	4,29	0,0016	3,4321
688,3	4036,2	21,67	4,56	0,0017	3,8745
650,6	3924,0	21,13	4,83	0,0018	4,3437
610,7	3801,7	20,55	5,09	0,0019	4,8397
568,6	3668,5	19,91	5,36	0,0020	5,3626
524,4	3523,0	19,21	5,63	0,0021	5,9123
478,1	3363,6	18,45	5,90	0,0022	6,4887
429,5	3188,3	17,61	6,17	0,0023	7,0920
378,8	2994,3	16,69	6,44	0,0024	7,7221
326,0	2777,6	15,68	6,70	0,0025	8,3791
271,0	2532,5	14,54	6,97	0,0026	9,0628
213,8	2249,7	13,26	7,24	0,0027	9,7733
154,5	1912,4	11,78	7,51	0,0028	10,5107
93,1	1484,1	10,01	7,78	0,0029	11,2749
33,2	1405,5	7,76	7,78	0,0144	100,6874

Abbildung 20: Berechnung der Straffbewegung mit dem Vollzylinder

Dabei wird für die Ermittlung der Bewegung schrittweise die noch vorhandene kinetische Energie des Schwungrades berechnet und daraus die mögliche Beschleunigung der Testmasse im folgenden Zeitschritt ermittelt. Die Ergebnisse dieser Berechnung sind in Abbildung 21 zu sehen.

Ergebnisse		Ergebnisse	
Energieniveau_Start [J]	1000	Energieniveau_Start [J]	1000
Volumen [m <sup>3</sup> ]	0,00079	Volumen [m <sup>3</sup> ]	0,00019
Masse [kg]	6,17	Masse [kg]	1,46
Massenträgheit [kgm <sup>2</sup> ]	0,0077	Massenträgheit [kgm <sup>2</sup> ]	0,0077
Einkuppeln [ms]	2,9	Einkuppeln [ms]	2,9
Straffzeit [ms]	14,4	Straffzeit [ms]	14,4

Abbildung 21: Ergebnisse für das Schwungmassensystem mit einem Vollzylinder(links) und Hohlzylinder (rechts)

Die rotierende Masse, die notwendig ist, um die Testmasse von 30kg den Anforderungen entsprechend zu beschleunigen, liegt bei ca. 2kg. Die gesamte Strafflänge wird in einer Zeit von 15ms zurückgelegt. Bei gleichbleibender gespeicherter Energie könnte durch eine Erhöhung der Drehzahl das Gewicht der Schwungmasse noch reduziert werden. Eine höhere Drehzahl wird aber vor allem mit der Forderung nach Variabilität als nicht sinnvoll erachtet. Da die Kraft mittels einer Kupplung übertragen wird und diese bei einem geregelten Kraftverlauf ständig zwischen Aus- und Einkuppeln schalten müsste, würde bei zu hohen Drehzahlen die Energie hauptsächlich in Reibungswärme umgewandelt werden. Ein geregelter Kraftverlauf ist daher aller Wahrscheinlichkeit nach mit niedrigeren Drehzahlen leichter zu erreichen.

Der zeitliche Verlauf des Straffvorgangs, bei einem ideal angenommenen Einkuppelvorgang von ca. 3ms [6], ist in Abbildung 22 dargestellt.

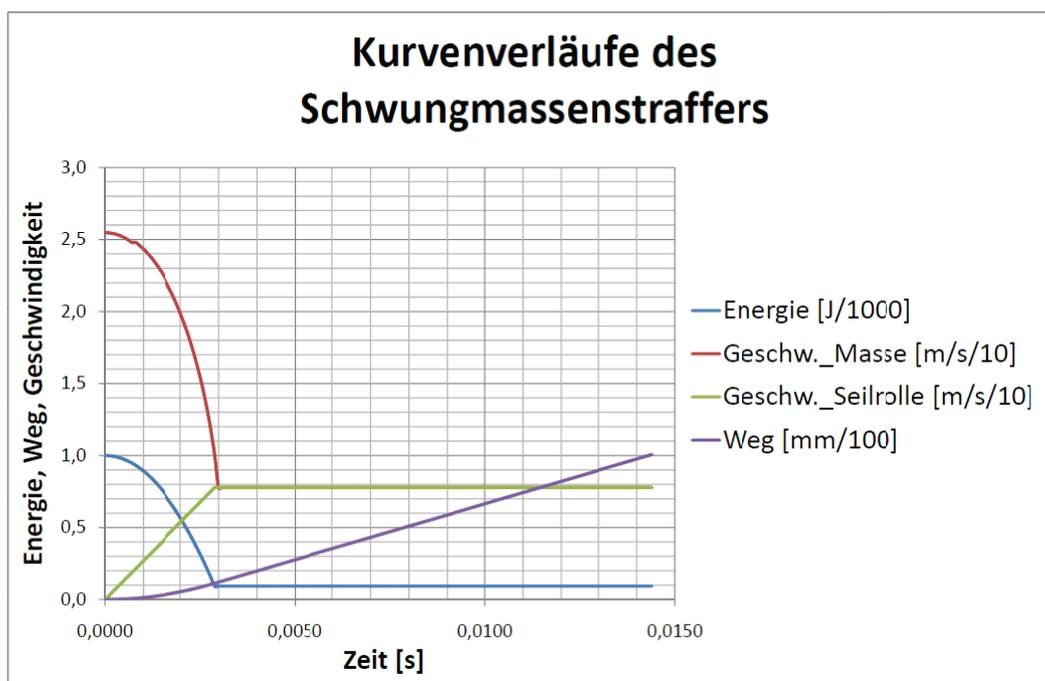


Abbildung 22: Kurvenverläufe des Schwungmassenstraffers

## **Bewertung**

In der Berechnung ist zu erkennen, dass mit den gewählten Annahmen die geforderte Straffzeit erreicht werden kann, jedoch schon nach kurzer Zeit die Energie der Schwungmasse erschöpft ist. Bei einer detaillierteren Auslegung müssen in jedem Fall auch Reibungsverluste in der Kupplung und den Lagerstellen mit berücksichtigt werden. Die hier verlorene Wärmeenergie muss zusätzlich in der Schwungmasse vorgehalten werden. Ein weiteres Problem bei dieser Variante ist eine nur eingeschränkte Variabilität der Straffung. Im Prinzip kann lediglich durch die Drehzahl der Schwungmasse und durch die Gestaltung des Einkuppelvorganges der Straffkraftverlauf beeinflusst werden. Ein weiteres Problem könnte bei diesem Konzept die Haltbarkeit der Kupplung sein.

Bei der Bewertung der einzelnen Kriterien wird mit der Masse begonnen. Für diese werden null Punkte vergeben werden, da für eine beidseitige Straffung mit zwei Systemen mit Lagerung und Gehäuse in Summe mindestens mit 10 kg gerechnet werden muss.

Ein Erreichen der maximal geforderten Straffkraft von 10kN erscheint umsetzbar. Eine flexible und einfache Veränderung der Straffkraftverläufe, die für den Einsatz als Prüfstandsaktorik gefordert ist, lässt sich mit diesem Konzept hingegen nicht realisieren, weswegen für dieses Kriterium nur sechs Punkte vergeben werden. Unter den beschriebenen Annahmen kann mit diesem Prinzip eine Straffzeit von ca. 15ms erreicht werden. Dieser Wert ist, verglichen mit der Anforderung im Lastenheft sehr niedrig, deshalb wird die Straffzeit mit 10 Punkten bewertet.

Bei der Beurteilung der Sicherheit im Versuchsbetrieb ist zu bedenken, dass die Schwungmasse eine große Menge an kinetischer Energie gespeichert hat. Im Fall, dass es während eines Schlittenversuches infolge der Crashbelastung zu einem Versagen des Gehäuses kommt, muss mit großen Schäden gerechnet werden. Aus diesem Grund werden für dieses Konzept in punkto Sicherheit lediglich vier Punkte vergeben.

Die Schwungmasse selbst ist kompakt, jedoch sind viele zusätzliche Komponenten wie Kupplungen, ein Motor und Verbindungswellen notwendig, wodurch das Gesamtsystem umfangreich und platzintensiv wird. Aus diesem Grund erreicht diese Variante nur vier Punkte für den notwendigen Bauraum. In der folgenden Tabelle sind die einzelnen Bewertungskriterien zusammengefasst.

Bewertungskriterium	Anforderung	Bewertung (Punkte)
Maximale Straffkraft	10000N	6
Mögliche Straffzeit für 100mm Straffweg	10-40ms	10
Gewicht welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss	In Summe 5kg	0
Sicherheit	-	4
Bauraum	-	4

Tabelle 3: Bewertung des Schwungmassenstraffers

### 3.5.3 Hydraulisches System

Als drittes Konzept wird die Straffung mittels eines hydraulischen Systems betrachtet. Dieses Konzept beruht auf einem Hydraulikzylinder, der als kompakte Einheit auf dem Sitz montiert werden kann und einer Hochdruckpumpe, die bei einem Versuch am Schlitten mitgeführt werden muss. Sollte es nicht möglich sein, das Aggregat am Schlitten zu montieren, ist auch eine Ölversorgung mittels langer Schleppleitungen denkbar. Ein möglicher Aufbau eines derartigen Systems ist in Abbildung 23 dargestellt.

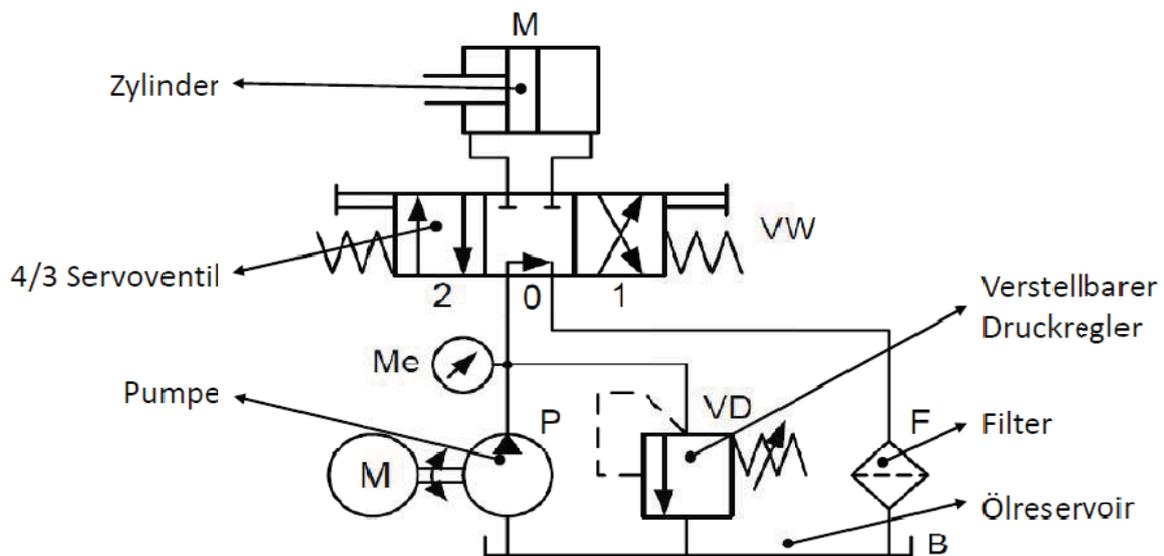


Abbildung 23: Hydrauliksystem [34]

Die wesentlichen Komponenten, die in diesem System Verwendung finden sind:

- Zylinder (M)
- Servoventil (VW)

- Hydraulikpumpe (P)
- Ölreservoir (B)
- Rückschlag/Überlastventil
- Verstellbarer Druckregler (VD)

Der Zylinder für die Straffung kann als einseitig wirkender Zylinder ausgeführt sein. Ein Versuch würde folgendermaßen ablaufen:

Das Hydraulikaggregat stellt den Versorgungsdruck her und das Servoventil kann nun einerseits den Zylinder mit einem bestimmten Druck befüllen, was zu einer Straffung des Gurtes mit einer definierten Kraft führt. In der zweiten Ventilstellung kann der Rücklauf definiert freigegeben werden, wodurch sich ein bestimmtes Kraftbegrenzungsniveau ergibt. Damit mit so einem System beliebige, zeitlich variable, Kraftverläufe realisiert werden können, muss der Innendruck im Zylinder regelbar sein. Die Ventilstellung muss also in Abhängigkeit vom Zylinderinnendruck geregelt werden können. Um in der sehr kurzen Dauer eines Crashes die anliegenden Gurtkräfte regeln zu können, muss das Ventil in der Lage sein, extrem schnelle Schaltvorgänge zwischen den beiden Ventilstellungen durchzuführen. In Abbildung 24 ist ein Schaltbild eines 4/3 Servoventils (vier Anschlüsse, drei mögliche Ventilstellungen) dargestellt. Die Mittelstellung blockiert die Verbindung zwischen den beiden Seiten. In der linken und rechten Position kann durch Verbindung mit dem Zylinder und dem Hydraulikaggregat die Bewegungsrichtung des Zylinders vorgegeben werden. Derartige Ventile konnten im Lieferprogramm der Firmen Bosch Rexroth oder Moog gefunden werden.

### Ventile mit OBE (Beispiel: 4WSE2EM 6-2X...ET...)

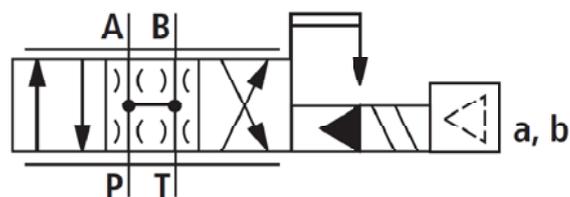


Abbildung 24: Schaltbild eines 4/3 Servoventils [1]

Um detailliertere Informationen über einen, den Anforderungen entsprechenden, Hydraulikzylinder zu erhalten, wurde bei der Firma Herbert Hünchen GmbH & Co.KG ein Angebot eingeholt. Als Prototyp kann ein derartiger Zylinder bis zu 7000€ kosten. Die Durchmesser der Hydraulikleitungen müssen im Bereich von 1,5" liegen, um den Durchsatz zu gewährleisten, der für die hohen Geschwindigkeiten des Zylinders notwendig ist.[16]

Für die im Lastenheft geforderte geringe Straffzeit spielen hier vor allem die dafür notwendige hohe Strömungsgeschwindigkeit des Hydrauliköls und der damit verbundene Druckverlust in den Leitungen eine wesentliche Rolle.

### **Bewertung**

Der Strafferzylinder, der am Sitz befestigt wird, ist deutlich leichter als die Konzepte mit dem Elektromotor oder der Schwungmasse. Mit einem geschätzten Gewicht von knapp drei Kilogramm pro Zylinder plus einer Anbindung der beiden Straffer am Fahrzeugsitz kann das Kriterium der Zusatzmasse am Sitz mit fünf Punkten bewertet werden. Das Risiko der Hydraulikeinheit im Versuchsbetrieb ist eher gering einzuschätzen. Es kann zwar, durch eine undichte Stelle im System, Hydrauliköl austreten, von einer ernsthaften Gefährdung vom Versuchspersonal ist jedoch nicht auszugehen. Deshalb wird dieses Kriterium mit neun Punkten bewertet. Die mögliche Straffzeit unterliegt der Einschränkung des maximalen Volumenstroms des Hydrauliköls durch das Servoventil. Mit geeigneten Komponenten (Blasenspeicher, Ventil mit größerem Querschnitt, mehrere Ventile parallel,...) lassen sich jedoch sehr schnelle Straffzeiten erreichen und es werden deshalb neun Punkte vergeben. Auch der Platzbedarf des Zylinders ist vergleichsweise gering, da zusätzlich notwendige Komponenten für eine Gurtkraftbegrenzung in dieser Variante entfallen können. Allerdings ist für die Bereitstellung des Versorgungsdruckes ein Hydraulikaggregat notwendig, weswegen nur acht Punkte vergeben werden. Die Straffkraft hängt von der Kolbenoberfläche und dem maximalen Versorgungsdruck ab. Die geforderte Kraft von 10kN lässt sich bei einem Druck von ca. 200bar mit einem sehr kompakten Kolben (Durchmesser ca. 30mm) leicht erreichen. Daraus lässt sich eine Bewertung mit 10 Punkten für die Straffkraft ableiten.

Bewertungskriterium	Anforderung	Bewertung (Punkte)
Maximale Straffkraft	10000N	10
Mögliche Straffzeit für 100mm Straffweg	10-40ms	9
Gewicht welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss	In Summe 5kg	5
Sicherheit	-	9
Bauraum	-	8

**Tabelle 4: Bewertung des Hydrauliksystems**

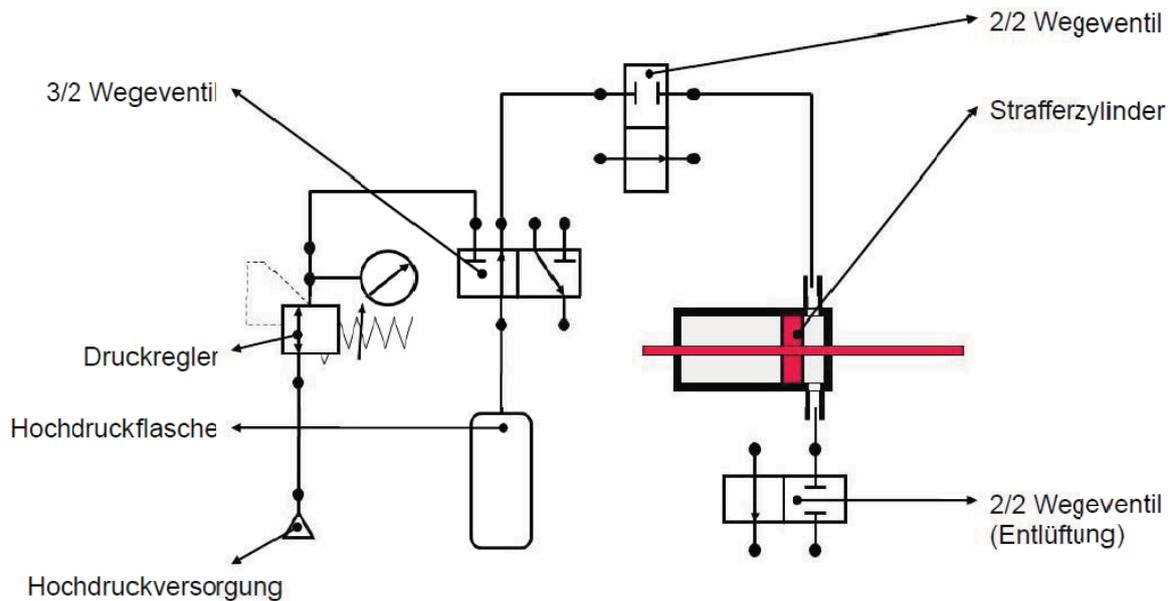
### 3.5.4 Hochdrucksystem (Gasspeicher)

Das Hochdrucksystem unterscheidet sich grundsätzlich von dem Strafferkonzept mit Hilfe des vorhin beschriebenen Hydraulikzylinders. Dabei wurde durch die geregelte Zuleitung eines Fluids in dem Zylinder Druck aufgebaut, welcher dann für die erforderliche Straffkraft sorgt. Bei dieser Variante ist der Zylinder hingegen schon vor dem Versuch mit ausreichend Druck gefüllt, um die notwendige Straffkraft über den gesamten Straffweg aufbringen zu können. Während der Straffung entspannt sich das Gas entlang einer Polytropen und bei ausreichend großem Volumen kann ein annähernd konstanter Kraftverlauf erzielt werden.[28]

Bei dieser Variante müssen einige zusätzliche Komponenten vorgesehen werden um die Variabilität in der Kraftbegrenzungsphase nicht einzuschränken. So wird beispielsweise ein Ventil benötigt, das die Zuleitung vom Speicher zum Zylinder verschließen und öffnen kann, sowie ein Ventil, das den Zylinder entlüftet. Die Entlüftung des Zylinders ist von großer Bedeutung, da sich ansonsten durch den Restdruck im Zylinder immer eine zusätzliche Kraft der eigentlichen Kraftbegrenzung überlagert. Somit kann die Kraftbegrenzung nicht beliebig variiert werden. Insbesondere Kraftbegrenzungsniveaus, die niedriger sind als die Straffkraft, können so nicht getestet werden. Das Konzept kann wie aus Abbildung 25 zu erkennen aus folgenden Komponenten zusammengesetzt werden.

- Speicher: Hochdruckflasche
- Druckregler: Systemdruck festlegen
- Ventile/Steuerung
- Zylinder
- Druckmessung

Das Schaltbild in Abbildung 25 stellt eine Möglichkeit dar, wie ein derartiges System umgesetzt werden könnte. Vor dem Straffvorgang muss die Kolbenstange mit Hilfe eines Mechanismus fixiert werden. Danach kann mittels des Druckreglers der gewünschte Druck im Zylinder eingestellt werden. Damit wird auch die maximale Straffkraft festgelegt. Zur Auslösung des Straffvorganges muss lediglich die Fixierung der Kolbenstange gelöst werden. Die eingezeichneten Ventile sind für die Befüllung des Speichers, des Zylinders und für den Entlüftungsvorgang erforderlich.



**Abbildung 25: Schematische Darstellung des Hochdruck Gassystems**

Für die nachfolgende Bewertung dieses Konzeptes müssen die Kriterien Straffzeit und Straffkraft überprüft werden. Eine vereinfachte Berechnung des Systems soll Aufschluss über die Dimensionen der notwendigen Komponenten bringen, um in weiterer Folge nach geeigneten Bauteilen suchen zu können. Dadurch können die Kosten für das System und auch der Platzbedarf grob abgeschätzt werden.

Druck [bar]	Volumen [l]
200	2
Kolbendurchmesser da [mm]	Kolbenstangendurchmesser di [mm]
30	16
Gewicht_Kolbenstange [kg]	Gewicht_Prüfmasse [kg]
0,5	30

**Abbildung 26: Annahmen für die Berechnung des Hochdruckstraffers**

Zusätzliche Angaben für die Berechnung:

- Polytropenexponent [26]
  - $n = \kappa$
  - $\kappa$  (für zweiatomige Gase,  $N_2$ ) = 1,4

Straffweg [mm]	Volumen [mm <sup>3</sup> ]	Druck [N/mm <sup>2</sup> ]	Mögliche Straffkraft [N]	Straffzeit kumuliert [ms]
0	2042757,1	19,4	9820,7	0,0
1	2043262,9	19,4	9817,3	2,5
2	2043768,7	19,4	9813,9	3,5
3	2044274,5	19,4	9810,5	4,3
4	2044780,3	19,4	9807,1	5,0
5	2045286,1	19,4	9803,7	5,6
6	2045791,9	19,4	9800,4	6,1
99	2092830,9	18,8	9493,4	24,9
100	2093336,7	18,8	9490,1	25,0

Abbildung 27: Schrittweise Berechnung des Hochdruck Gassystems

In den Ergebnissen der durchgeführten Berechnung ist zu erkennen, dass mit dem angenommenen Druck von 200bar und der angenommenen Kolbenfläche die vorgegebene Straffkraft erreicht werden kann und mit einem Zylindervolumen von zwei Litern ein annähernd konstanter Kraftverlauf erzielt wird. Unter diesen Randbedingungen ergibt sich eine Straffzeit von etwa 25ms.

Um das Gewicht eines geeigneten Zylinders vorab abschätzen zu können wurde bei der Firma Hydro Kardan ein Angebot eingeholt. Das Gewicht für einen Prototypen wurde darauf mit ca. 2kg angegeben.

### **Bewertung**

Die geforderte maximale Straffkraft kann bei einem Druck von ca. 200bar schon mit sehr kompakten Kolbenflächen (Durchmesser von ca. 25mm) erreicht werden. Somit werden für dieses Bewertungskriterium zehn Punkte vergeben. In der überschlagsmäßigen Berechnung der Strafferbewegung ergab sich eine Straffzeit von etwa 25ms. Dieses Ergebnis wird mit acht Punkten bewertet.

Mit dem oben erwähnten Schätzwert für das Gewicht der Einheit wird das Zielgewicht von 5kg bei einer beidseitigen Straffung leicht überschritten, da auch noch eine Halterung für die Straffer notwendig ist. Somit bekommt dieses Konzept für das zusätzliche Gewicht, das am Sitz aufgebracht wird sieben Punkte. Die Sicherheit im Versuchsbetrieb wird mit sechs Punkten in die Bewertung einfließen. Bei diesem Kriterium gibt es leichte Abzüge, da das mit Druckgas befüllte System bei einem Versagen unter Crashbelastungen ein Sicherheitsrisiko darstellt. Für den Bauraum erhält das Konzept sieben Punkte, da es durch eine noch fehlende Kraftbegrenzung etwas mehr Platz benötigen wird als das Hydraulikkonzept, welches in diesem Kriterium mit acht Punkten bewertet wurde.

Bewertungskriterium	Anforderung	Bewertung (Punkte)
Maximale Straffkraft	10000N	10
Mögliche Straffzeit für 100mm Straffweg	10-40ms	8
Gewicht welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss	In Summe 5kg	7
Sicherheit	-	6
Bauraum	-	7

**Tabelle 5: Bewertung des Hochdruck Gassystems**

### 3.5.5 Gegenüberstellung der Strafferkonzepte

Die einzelnen Strafferkonzepte wurden in ihren Grundfunktionen vorgestellt und hinsichtlich der Vorgaben im Lastenheft bewertet. Im nächsten Schritt werden die verschiedenen Varianten miteinander verglichen, um jene zu finden, mit der die Anforderungen bestmöglich erfüllt werden können. Dieses Wahl-Konzept wird im weiteren Verlauf des Projekts im Detail auskonstruiert, gefertigt und abschließend auf seine Funktionserfüllung überprüft.

In der Gesamtübersicht in Tabelle 6 werden die Einzelbewertungen zusammengeführt und eine maximale Punktzahl für jedes System berechnet. Vorab müssen aber noch Gewichtungsfaktoren der einzelnen Kriterien definiert werden, so dass die Summe der Gewichtungsfaktoren 100% ergibt. Die Festlegung dieser Faktoren begründet sich folgendermaßen:

- Maximale Straffkraft: 25%
  - Die maximal mögliche Straffkraft ist eine wesentliche Anforderung im Lastenheft, da sie eine erhebliche Einschränkung im Einsatzbereich der Aktorik bildet. Die möglichst vielseitige Einsetzbarkeit dieser Aktorik in Entwicklungsversuchen ist eines der Grundziele bei dessen Entwicklung.
- Mögliche Straffzeit für 100mm Straffweg: 35%
  - Auch eine "zu langsame" Aktorik kann den möglichen Einsatzbereich stark einschränken. Demnach ist das Kriterium der Straffzeit von großer Bedeutung.
- Gewicht, welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss: 25%
  - In Entwicklungsversuchen darf die Versuchsumgebung durch den Einsatz dieser Aktorik nicht unzulässig verändert werden, da ansonsten die Ergebnisse unter Umstände schwer auf andere Versuche übertragen werden

können. Damit ist die Anforderung, die unvermeidbare Zusatzmasse am Sitz so gering wie möglich zu halten, sehr wichtig.

- Sicherheit: 10%
  - Die Sicherheit für das Versuchspersonal bei der Handhabung der Aktorik und im Versuchsbetrieb muss in jedem Fall gewährleistet sein. Da sich aber während der Versuchsdurchführung ohnehin niemand im Nahbereich der Aktorik aufhalten darf, wird die Gewichtung dieses Aspektes nur auf 10% festgelegt.
- Bauraum: 5%
  - In einer Schlittenkarosse ergeben sich je nach Aufbau üblicherweise mehrere Möglichkeiten für die Montage der Straffereinheit. Der Bauraum stellt also eine wichtige, aber nicht die wesentliche Einschränkung bei der Entwicklung der Gurtaktorik dar.

Bewertung: 0...Schlecht 10...Gut		<b>Straffer - Konzepte</b>							
Kennzahlen	Gewichtung in %	Elektrisch		Schwungmasse		Hydraulisch		Hochdruck- Gassystem	
		Bewertung	Punktzahl	Bewertung	Punktzahl	Bewertung	Punktzahl	Bewertung	Punktzahl
<b>Straffkraft</b>	25	10	250,00	6	150,00	10	250,00	10	250,00
<b>Straffzeit</b>	35	8	280,00	10	350,00	7	245,00	8	280,00
<b>Gewicht</b>	25	0	0,00	0	0,00	5	125,00	7	175,00
<b>Bauraum</b>	5	3	15,00	4	20,00	8	40,00	7	35,00
<b>Sicherheit</b>	10	8	80,00	4	40,00	9	90,00	6	60,00
<b>Summe</b>	100		<b>625,00</b>		<b>560,00</b>		<b>750,00</b>		<b>800,00</b>

**Tabelle 6: Nutzwertanalyse für die Bestimmung des besten Strafferkonzepts**

Aufgrund des Ergebnisses dieser Bewertung fällt die Wahl bei der Suche nach dem am besten geeigneten Straffer-Konzept auf das Hochdruck-Gassystem. Das Hydrauliksystem erreicht nur knapp weniger Punkte. Es konnten aber einige, für die Funktion des Straffers kritische Problemstellungen, nicht geklärt werden. Gegen die Schwungmassen und einen Elektromotor spricht hauptsächlich das zu hohe Gewicht. Das Hochdruck-Gassystem wird in weiteren Arbeitsschritten im Detail ausgearbeitet und umgesetzt. Als nächster Schritt muss noch ein dazu passendes System gefunden werden, mit dem sich die erforderliche, variable Kraftbegrenzung realisieren lässt. Im Folgenden werden dahingehend verschiedene Konzepte vorgestellt.

## 3.6 Kraftbegrenzer Konzepte

Für die Funktion der Gurtkraftbegrenzung bieten sich folgende mögliche Konzepte an:

- Serien-Kraftbegrenzer
- Torsionsstab
- Hydraulische Bremse

Da bereits ein Konzept für die Straffung des Gurtes ausgewählt wurde, wird bei der Untersuchung möglicher Kraftbegrenzungsvarianten schon speziell darauf Rücksicht genommen. Grundsätzlich bestehen auch für diese Komponente die Anforderungen nach großer Variabilität, robuster Funktionsweise und leichter, kompakter Bauweise.

Auf diese Rahmenbedingungen abgestimmt, werden einige Varianten analysiert, um deren Vor- und Nachteile herauszuarbeiten und schlussendlich eine Entscheidung zugunsten eines Konzepts treffen zu können.

Die Entscheidung wird wieder auf Basis einer Nutzwertanalyse getroffen. Die Ziele, die dabei in der Bewertung berücksichtigt werden, sind die Kraftbegrenzungskraft, die Variabilität und das Gewicht.

### 3.6.1 Kraftbegrenzung mit einem Serienbauteil

Eine Möglichkeit besteht in der Verwendung eines Serienbauteils (z.B.: Aufroller), das an der Kolbenstange des Straffers befestigt die Kraftbegrenzung ermöglichen soll. Da die Kolbenstange nach der Straffung durch die hohen Gurtkräfte während der Kraftbegrenzungsphase wieder ausgezogen werden würde, muss eine zusätzliche Fixierung in der Kolbenstange in der Endlage vorgesehen werden. Für diese Variante wird dafür eine hydraulische Bremseinheit zur Fixierung der Kolbenstange in Betracht gezogen. Damit lässt sich auch die erforderliche Klemmung der Kolbenstange vor der Füllung des Strafferzylinders realisieren. In Abbildung 28 ist dieses Konzept dargestellt.

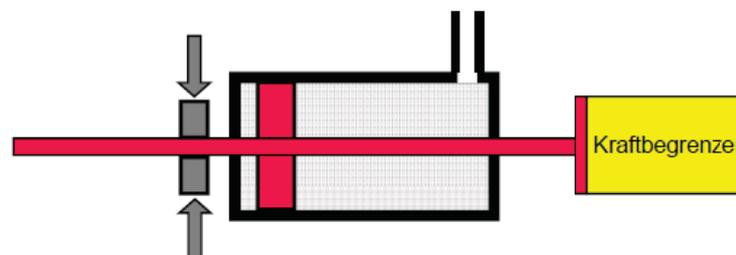


Abbildung 28: Schematische Darstellung der Montageposition des Kraftbegrenzers

Der Versuch könnte folgendermaßen ablaufen:

- Die Bremse baut vollen Druck auf und blockiert somit die Bewegung des Zylinders, der nachfolgend mit dem Straffdruck beaufschlagt wird.
- Für die Auslösung der Straffung wird der Druck in der Bremseinheit gesenkt und die Kolbenstange somit freigegeben. Durch den hohen Gasdruck verschiebt sich der Kolben und zieht das Gurtband ein.
- Danach wird der Bremsdruck wieder aufgebaut und die Kolbenstange in ihrer Endlage fixiert.
- Beim Ansteigen der Gurtkräfte infolge der Vorverlagerung des Dummys kommt der Kraftbegrenzer zum Einsatz.

#### Vorteile:

- Einfache Bremssteuerung (Druck abbauen, Druck aufbauen).
- Kraftbegrenzung mit Serienteil, kein Entwicklungsaufwand.

#### Nachteile:

- Zusätzliche Masse (Kraftbegrenzer & Bremse).
- Komplizierte Anbindung an die Kolbenstange.
- Strafniveau muss unter dem des Kraftbegrenzers liegen. Der Kraftbegrenzer würde sonst schon in der Straffphase Energie aufnehmen.
- Der Kraftbegrenzungsverlauf ist nicht variabel.

### **Bewertung**

Zur Bewertung des Konzepts werden die in der Tabelle 7 genannten Kriterien herangezogen. Für die erreichbare Kraftbegrenzungskraft werden vier Punkte vergeben, da das Kraftniveau herkömmlicher Begrenzer deutlich unter dem geforderten Wert liegt. Die geforderte Variabilität ist nur in minimalem Umfang möglich. Während eines Versuchs kann das Kraftniveau beispielsweise nur durch den Einsatz eines schaltbaren zweistufigen Kraftbegrenzers verändert werden. Somit bekommt dieses Konzept beim Kriterium der Variabilität lediglich fünf Punkte. Das Gewicht der Einheit wird mit sechs Punkten bewertet, da zusätzlich zum Kraftbegrenzer noch eine Bremse verbaut werden muss.

Bewertungskriterium	Anforderung	Bewertung (Punkte)
Kraftbegrenzungskraft	10000N	4
Variabilität	-	5
Gewicht welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss.	In Summe 5kg	6

**Tabelle 7: Bewertung der Kraftbegrenzung - Serienbauteil**

### 3.6.2 Kraftbegrenzung mit einem Torsionsstab

Eine weitere Möglichkeit der Gurtkraftbegrenzung wäre, einen Torsionsstab zu verwenden, wie er zum Beispiel auch im Retraktor zum Einsatz kommt. Zusätzlich notwendige Komponenten wären eine Zahnstange, die auf der Kolbenstange des Straffers befestigt ist und ein, mit dem Torsionsstab verbundenes Zahnrad. Darüber hinaus ist ein Auslösemechanismus vor und eine Fixierung der Kolbenstange am Ende des Straffvorgangs erforderlich. In Abbildung 29 ist ein möglicher Aufbau einer derartigen Einheit dargestellt.

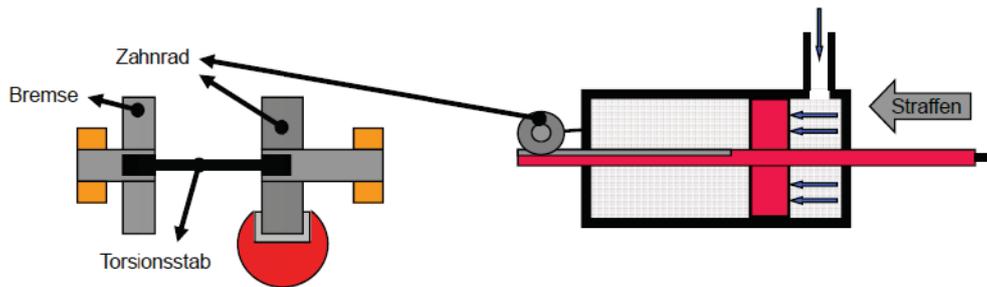


Abbildung 29: Kraftbegrenzer, Torsionsstab-1

Die Phasen der Straffung und Kraftbegrenzung des Gurts bei einem Entwicklungsversuch würden sich wie folgt darstellen:

- Über eine Bremsscheibe wird die Kolbenstange eingehalten und der Zylinder kann mit dem gewünschten Straffdruck gefüllt werden.
- Durch eine Druckabsenkung im Bremssystem wird der Straffvorgang ausgelöst.
- Für die Kraftbegrenzung wird der Bremsdruck wieder aufgebaut und der Torsionsstab wirkt als energieabsorbierendes Element.

Diese Variante könnte geringfügig verbessert werden, indem man den Gurt auf einer, mit dem Zahnrad verbundenen, Rolle aufwickelt. Damit lässt sich eine Gewichtersparnis erzielen, da die Kolbenstange erheblich verkürzt werden kann.

In Abbildung 30 ist die abgeänderte Variante dargestellt.

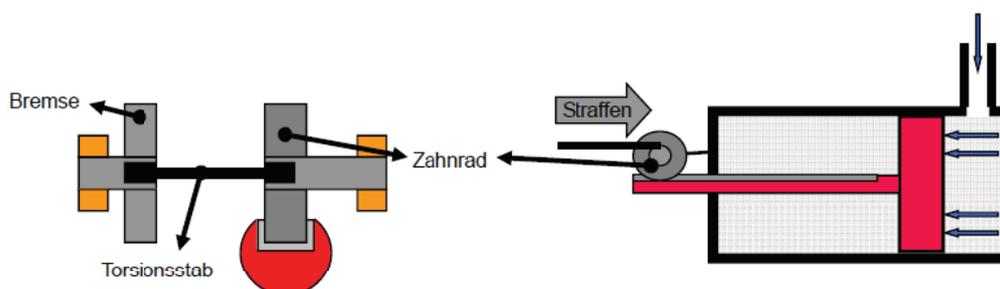


Abbildung 30: Kraftbegrenzer, Torsionsstab-2

Der zeitliche Ablauf dieser Version ist ident mit der vorhergehenden, daher kann in weiterer Folge direkt auf die die Vor- und Nachteile des Systems eingegangen werden.

Vorteile:

- Gewichtersparnis
- Wegfallen von Dichtungen auf der rechten Seite des Zylinders (Abbildung 30), da die Kolbenstange nicht mehr durch die Zylinderwand geführt werden muss. Dadurch entstehen keine Leckageverluste auf der rechten Seite.

Nachteile:

- Komplizierter Aufbau
- Es können, durch die Krafteinleitung in die Kolbenstange, unter Umständen zu hohe radiale Kräfte auftreten, die zu einer Beschädigung des Kolbens, des Dichtungspaketes oder des Strafferzylinders führen.

Die größte Einschränkung bei diesem Konzept ist, dass das Niveau der Kraftbegrenzung niedriger sein muss, als jenes der Straffung. Ansonsten würde der für das Kraftbegrenzungsniveau ausgelegte Torsionsstab schon vor dem Versuch infolge der zu hohen Straffkraft tortieren.

### **Bewertung**

Für die Bewertung werden wiederum drei Kriterien beurteilt. Die Kraftbegrenzungskraft erhält bei diesen Ausführungen acht Punkte. Die Kraft kann durch einen eigens hergestellten Torsionsstab zwar auf das geforderte Niveau angehoben werden, jedoch ist das Kraftniveau des Torsionsstabes immer gleichzeitig ausschlaggebend für das maximal mögliche Straffniveau. Die Variabilität ist mit fünf Punkten gleich wie beim vorangegangenen Konzept zu bewerten. Es ist zu erwarten, dass durch die erforderliche relativ aufwändige Lagerung das Gewicht dieses Konzepts etwas höher sein wird. Dadurch werden nur vier Punkte vergeben.

Bewertungskriterium	Anforderung	Bewertung (Punkte)
Kraftbegrenzungskraft	10000N	8
Variabilität	-	5
Gewicht welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss.	In Summe 5kg	4

**Tabelle 8: Bewertung der Kraftbegrenzung - Torsionsstab**

Die bisher beschriebenen Konzepte haben zwei grundlegende Probleme: Einerseits sind für die Fixierung der Kolbenstange vor und nach der Straffung zusätzliche Komponenten

notwendig. Andererseits kann damit der wichtigen Forderung nach beliebigen zeitlichen Verläufen der Gurtkraftbegrenzung nicht ausreichend Rechnung getragen werden.

### 3.6.3 Kraftbegrenzung mit einer hydraulischen Bremse

Der schon bekannte Aufbau des Zylinders wird in diesem Konzept für die Kraftbegrenzung nur durch eine hydraulische Bremse erweitert. Somit beinhaltet dieses Konzept alle Funktionen, die schon bei den anderen Konzepten erörtert wurden. In Abbildung 31 ist beispielhaft die Funktion der hydraulischen Bremse in den einzelnen Phasen der Straffung und Begrenzung der Gurtkraft dargestellt.

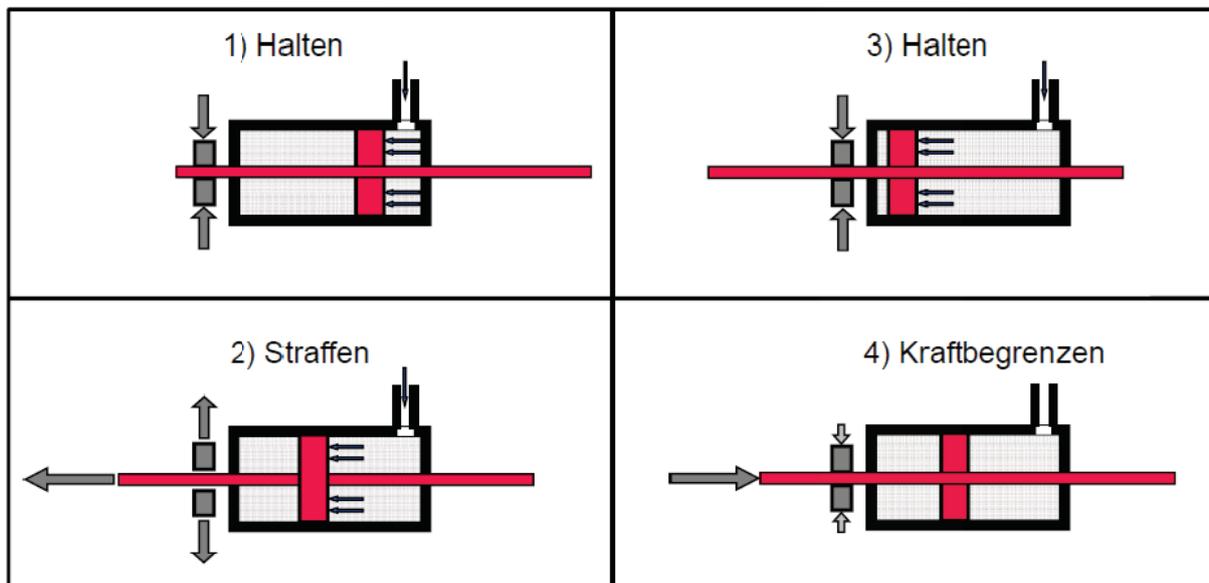


Abbildung 31: Kraftbegrenzer, Hydraulische Bremse

- Um den Zylinder in der Startposition zu halten, wird die Bremse geschlossen.
- Zum Auslösen des Straffvorgangs wird die Bremse geöffnet.
- Die Bremse wird nach einer vorher festgelegten Zeit geschlossen.
- Die Kraftbegrenzung erfolgt durch Einstellen eines definierten Hydraulikdrucks.

Ein möglicher Aufbau eines solchen Bremssystems ist aus Abbildung 32 ersichtlich. Es wird dabei ein Servoventil verwendet, das durch Öffnungs- und Schließzeiten im Millisekundenbereich [1] den Druck in einem Bremssattel regeln kann. Der Versorgungsdruck für dieses System wird von einer Hydraulikpumpe erzeugt. Um die von der Pumpe hervorgerufenen Druckschwingungen zu reduzieren, ist im System zusätzlich ein Blasenspeicher vorgesehen.

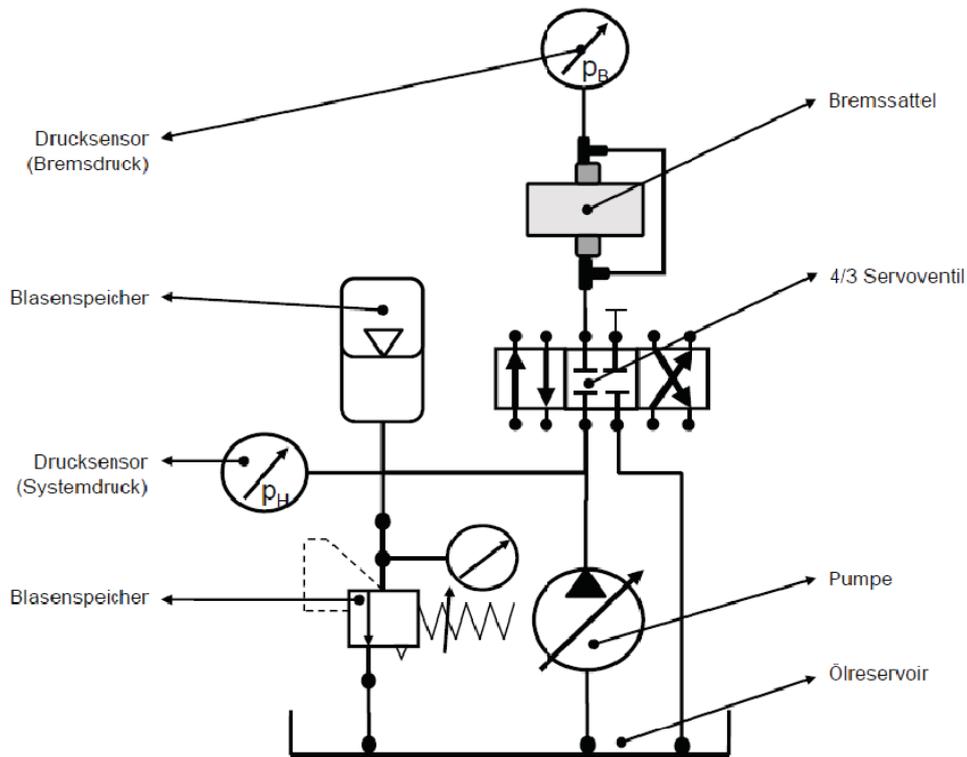


Abbildung 32: Aufbau des Bremssystems

Das dargestellte System wurde mit Ausnahme eines geeigneten Bremssattels bereits von der Firma DSD entwickelt und steht bei der Entwicklung der Gurtaktorik zur Verfügung.

Vorteile:

- Steuerung des Aus-/Einfahrwegs
- Flexible Vorgabe des Kraftbegrenzungsniveaus

Nachteile:

- Eventuell hoher Verschleiß des Bremsbelags

### **Bewertung**

Die geforderte Kraft kann durch die geeignete Auslegung des Systems leicht erreicht werden und erhält somit zehn Punkte. Die Variabilität ist durch die Möglichkeit, mit einer Software aktiv in die Ansteuerung des Bremsdrucks eingreifen zu können, gegeben. Es werden allerdings nur acht Punkte vergeben, da noch nicht bekannt ist, wie exakt die Steuerung arbeitet. Das Gewicht fließt ebenfalls mit acht Punkten in die Bewertung ein. Es werden im Vergleich zu den vorher genannten Konzepten Komponenten eingespart. Es ist auch mit

diesem Konzept nicht sicher, ob das geforderte Gesamtgewicht von 5 kg eingehalten werden kann.

Bewertungskriterium	Anforderung	Bewertung (Punkte)
Kraftbegrenzungskraft	10000N	10
Variabilität	-	8
Gewicht, welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss.	In Summe 5kg	8

**Tabelle 9: Bewertung der Kraftbegrenzung - Hydraulische Bremse**

### 3.6.4 Gegenüberstellung der Kraftbegrenzungskonzepte

Die bewerteten Konzepte können nun durch eine Nutzwertanalyse miteinander verglichen werden. Die Kriterien werden dabei folgendermaßen gewichtet:

- Kraftbegrenzungskraft: 35%
  - Dieses Kriterium hat in der Gesamtbewertung einen Anteil von 35%. Das Kraftbegrenzungsniveau ohne Einschränkungen beliebig hoch vorgeben zu können, ist eine sehr wichtige Anforderung bei der Auslegung einer flexiblen, vielseitig einsetzbaren Entwicklungs-Gurtaktorik.
- Variabilität: 45%
  - Dieser Punkt ist für die Umsetzung einer der Wichtigsten und wird deshalb mit 45% gewichtet. Es muss gewährleistet sein, dass mit dieser Aktorik verschiedenste Kraftbegrenzungsverläufe, die im Zuge einer Gurtentwicklung getestet werden sollen, einfach und schnell nachgestellt werden können.
- Gewicht, welches unmittelbar mit dem Sitz verbunden werden muss: 20%
  - Die restlichen 20% fallen auf das Gewicht, das auch wie bei den Strafferkonzepten eher in geringem Maß Einfluss nimmt.

Bewertung: 0...Schlecht 10...Gut		<b>Kraftbegrenzer - Konzepte</b>					
Kennzahlen	Gewichtung in %	Serienkraftbegrenzer		Torsionsstab		Hydraulische Bremse	
		Bewertung	Punktzahl	Bewertung	Punktzahl	Bewertung	Punktzahl
Kraftbegrenzungskraft	35	6	210,00	8	280,00	10	350,00
Variabilität	45	5	225,00	5	225,00	8	360,00
Gewicht	20	6	120,00	4	80,00	8	160,00
<b>Summe</b>	<b>100</b>		<b>555,00</b>		<b>585,00</b>		<b>870,00</b>

Tabelle 10: Nutzwertanalyse für die Bestimmung des besten Kraftbegrenzungskonzepts

Aus der Nutzwertanalyse geht eindeutig hervor, dass die hydraulische Bremse die Kriterien am Besten erfüllen kann. Die beiden gewählten Konzepte für Straffung und Gurtkraftbegrenzung werden im folgenden Kapitel detailliert ausgearbeitet.



Hochdrucksystem:

- Hochdruckversorgung
- Hochdruckspeicher
- Befüllungsventil
- Druckregler
- Ventil zum Befüllen/ Entlüften des Strafferzylinders
- Strafferzylinder
- Hochdruckleitungen

Bremssystem:

- Bremsattel
- Hydraulikaggregat
- Hydraulikleitungen
- 4/3 Servoventil
- Drucksensoren

In den nächsten Darstellungen werden ein Versuchsablauf und die einzelnen Vorgänge in der Straff- und Kraftbegrenzungseinheit gezeigt. Eine rote und blaue, dick gezeichnete Linie, soll einen hohen Druck im System repräsentieren. Die hellblauen und hellroten Linien stellen jeweils einen abgesenkten Druck dar.

Die Bilder sind entsprechend dem Ablauf nummeriert.

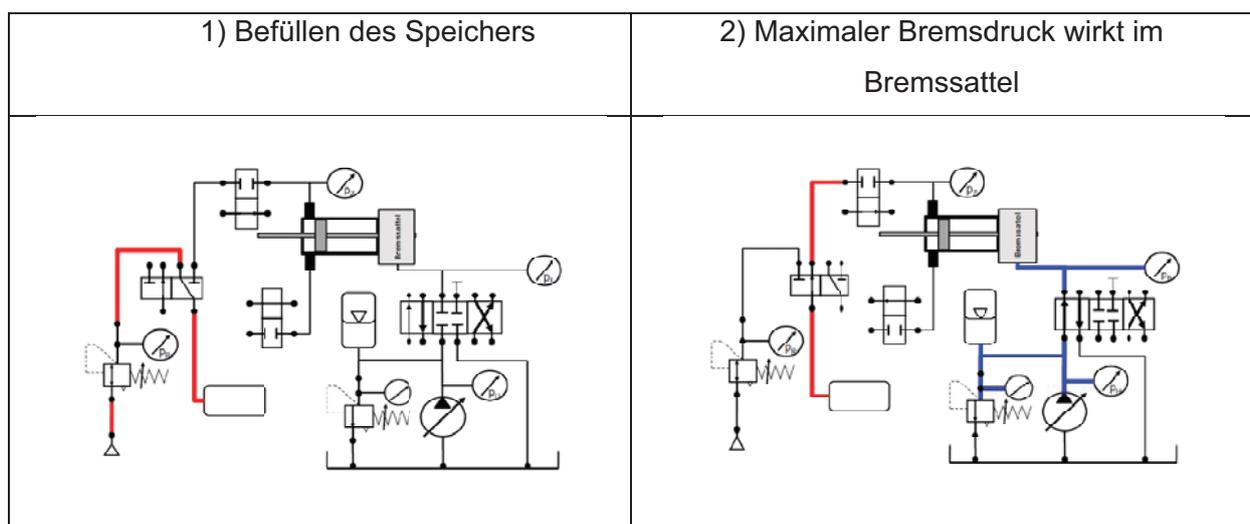


Abbildung 34: Befüllung des Systems und Startvorbereitungen treffen

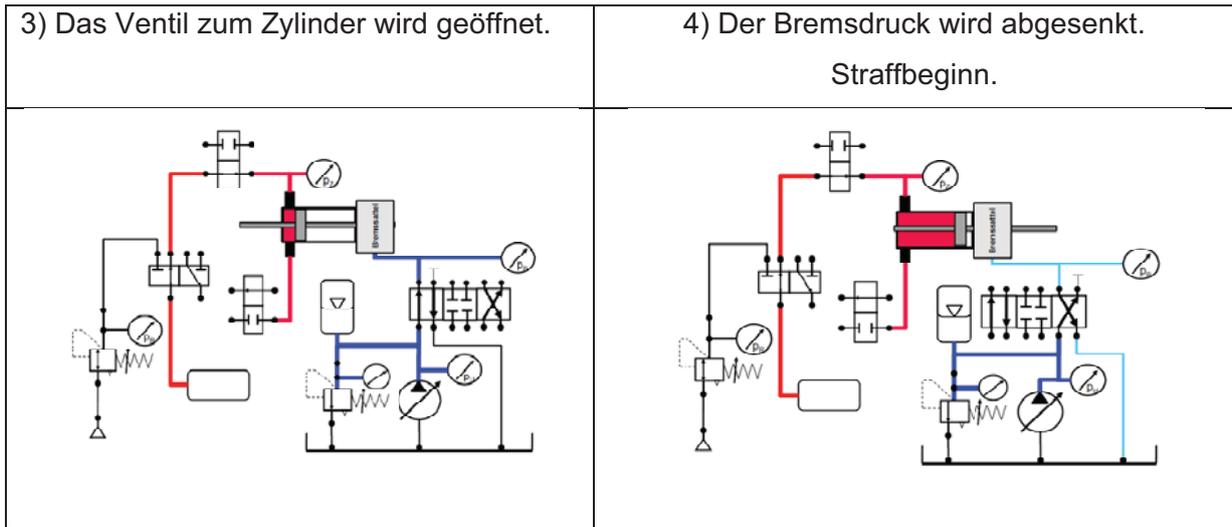


Abbildung 35: Befüllen des Zylinders und Straffbeginn

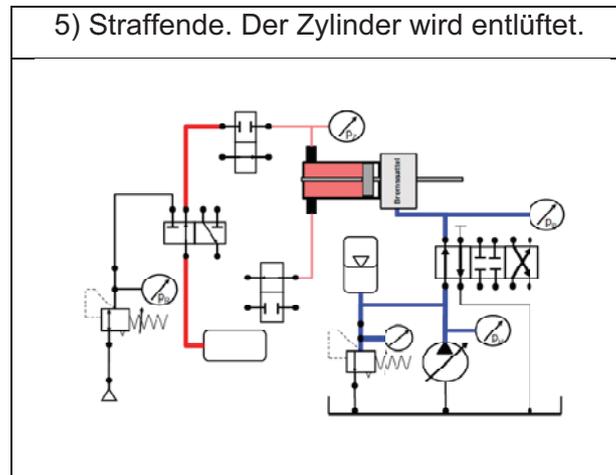


Abbildung 36: Entlüften des Gassystems

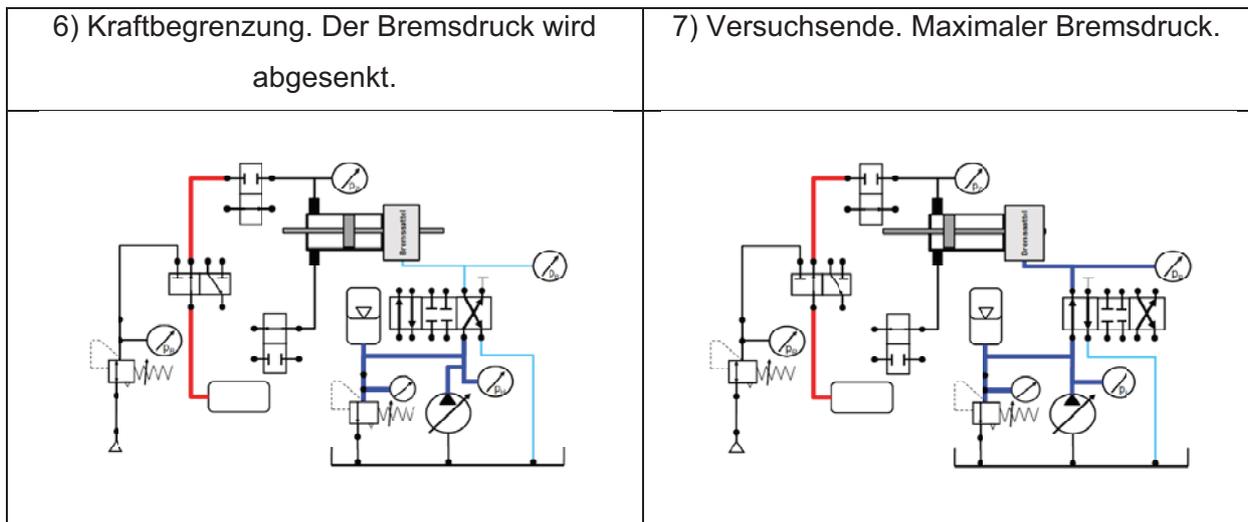


Abbildung 37: Kraftbegrenzung und Versuchsende

Die Funktionen, die vom Gesamtsystem erfüllt werden müssen, sind somit festgelegt. Im nächsten Abschnitt werden zunächst für das Hochdruckgassystem und anschließend für das Bremssystem fertige Produkte gesucht, bzw. falls notwendig neu entwickelt.

## 4.2 Hochdrucksystem

Bevor mit der Beschreibung der einzelnen Komponenten begonnen wird, muss geklärt werden, welches Gas zum Einsatz kommen soll. In die nähere Auswahl kamen Stickstoff und synthetische Luft. Für die Bereitstellung des erforderlichen hohen Drucks werden Druckgasflaschen verwendet, wobei eine Stickstoffflasche die günstigste Variante darstellt. Aus diesem Grund wurde entschieden, komprimierten Stickstoff für die Straffung zu benutzen. Die von der Firma Linde Gas lieferbare Flasche ist für den Einsatz auf einem Schlitten aber nicht geeignet, da sie groß und schwer ist. Zudem könnte sie, wenn sie den Crashbelastungen ausgesetzt ist, beschädigt werden. Darüber hinaus können mit dem auf dieser Flasche angebrachten Ventil die nötigen hohen Massenströme nicht realisiert werden, da der Abströmquerschnitt zu klein ist.

Wie in Kapitel 3.5.4 schon gezeigt wurde, ist eine 2-Liter Druckflasche als Ausgleichsvolumen ausreichend, um die Straffkraft über den gesamten Straffweg auf einem annähernd konstanten Niveau zu halten. Für den Zukauf einer solchen Flasche bestehen mehrere Möglichkeiten. Die interessantesten angebotenen Varianten sind eine Composite-Hochdruckflasche der Firma STAKO und eine Hochdruck-Stahlflasche von Linde Gas.

Der Vorteil der Composite-Hochdruckflasche gegenüber jener aus Stahl liegt in ihrem geringeren Gewicht. Für den Versuchsbetrieb am Crash-Schlitten mit sehr hohen Beschleunigungen erscheint jedoch die robust Stahlflasche als besser geeignet. Ein weiterer Punkt, der für die Stahlflasche spricht, sind die etwas niedrigeren Kosten. Das höhere Gewicht spielt nur eine untergeordnete Rolle, da die Flasche nicht direkt am Fahrzeugsitz montiert werden muss. Durch flexible Zuleitungen zum Zylinder kann die Flasche auch an der Schlittenkarosse befestigt werden. Deshalb fällt die Entscheidung auf die Stahlflasche der Firma Linde Gas.

In der Abbildung 33 sind im Hochdruckgassystem  $3/2$  und  $2/2$  Wegeventile eingezeichnet, die für die Funktionen Befüllen und Entlüften des Strafferzylinders notwendig sind. Hier müssen Ventile gefunden werden, die einen sehr schnellen Schaltvorgang im Bereich von wenigen Millisekunden ermöglichen, um nicht als limitierende Größe für die Straffung und Kraftbegrenzung zu wirken.

Für das  $2/2$  Wegeventil wurden zwei verschiedene Varianten in Betracht gezogen. Die erste Möglichkeit wäre der Einsatz eines Magnetventils der Firma GSR [8]. Dieses Ventil schafft Schaltvorgänge zwischen offenem und geschlossenem Querschnitt unter 10ms. Ein Problem

dabei ist, dass sich ein Ventil mit einem ausreichend großem Querschnitt erst in Entwicklung befindet und daher für den Aufbau der Gurtaktorik nicht zur Verfügung steht. Als weiteren großen Nachteil kann man die hohen Stückkosten mit über 1000€ pro Stück sehen. Wie im Schaltplan zu erkennen ist, müssten mindestens zwei derartige Ventile zum Einsatz kommen.

Die zweite in Betracht gezogene Variante ist die Eigenentwicklung eines Ventils, mit dem die hohen Anforderungen hinsichtlich Schaltzeit und Abströmquerschnitt erfüllt werden können. Dabei wurde die Entlüftung nach der Straffung als wichtigste Funktion festgelegt. Würde der Straffer-Zylinder nach der Straffung nicht entlüftet werden, würde der Restdruck die Variabilität der Aktorik in der Kraftbegrenzungsphase stark einschränken. Insbesondere niedrigere Kraftbegrenzungsniveaus könnten nicht realisiert werden.

Das Ziel für die Auslegung ist, den Restdruck im Zylinder innerhalb weniger Millisekunden abzubauen. Da die Entwicklung eines speziellen Magnetventils aus Zeit-/Kostengründen nicht als zielführend erscheint, ist eine Neuentwicklung eines alternativen Entlüftungsmechanismus unumgänglich. Die Frage stellt sich somit, wie ein definierter Querschnitt möglichst rasch freigegeben werden kann.

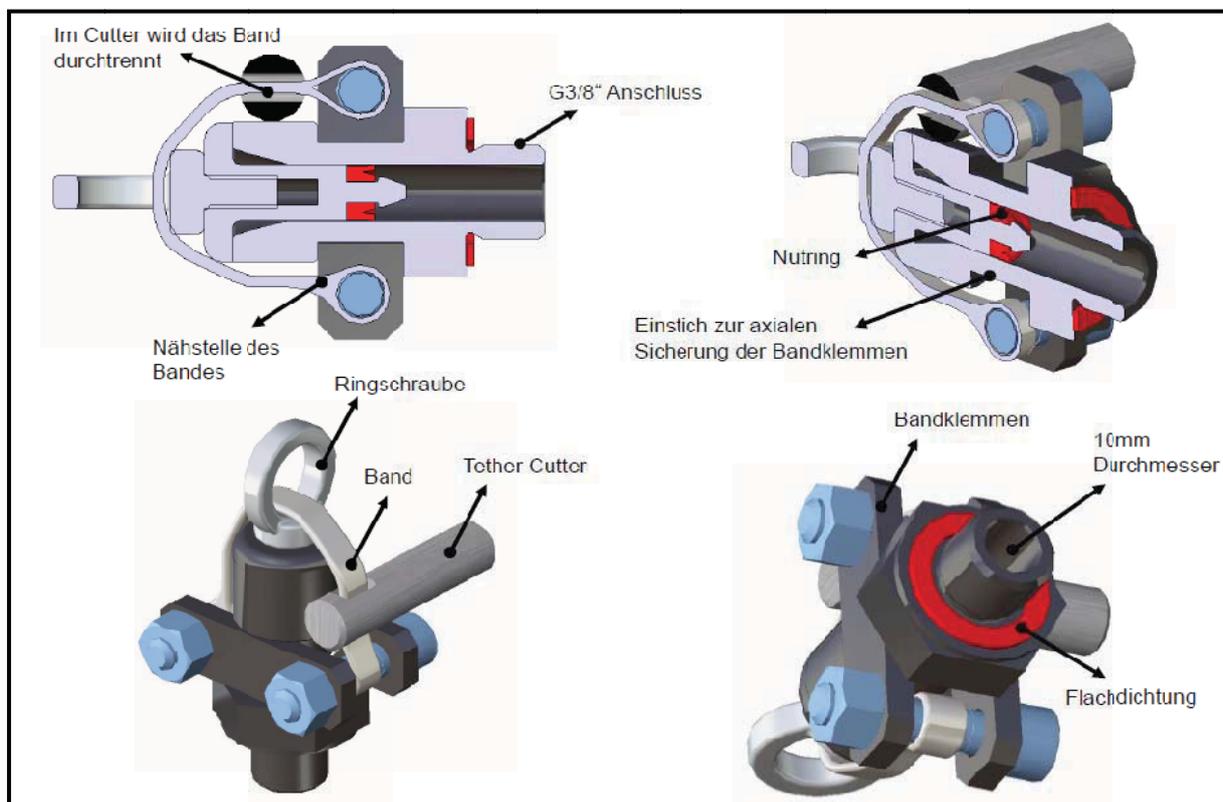
Die ausgearbeiteten Varianten dafür lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Für Hochdrucksysteme gibt es Berstscheiben, die bei der Überschreitung eines Maximaldrucks zerstört werden. Mit Hilfe eines Bolzens der über eine pyrotechnische Einheit auf eine Berstscheibe geschossen wird, könnte ein Abströmquerschnitt freigegeben werden. In Abhängigkeit von der Größe der Berstscheibe würde der Druck sehr rasch abgebaut.

Eine weitere Möglichkeit wäre, eine Dichtscheibe mittels eigener Trennschrauben an einem Hochdruckanschluss zu befestigen. Derartige Schrauben können pyrotechnisch getrennt werden, wodurch der Hochdruckanschluss geöffnet wird und das Gas ausströmen kann. Diese Schrauben befinden sich allerdings noch in Entwicklung und der Stückpreis einer kleinen Vorserie beträgt ca. 200€. Die Reduktion des Stückpreises bei einer Serienfertigung wurde mit ca. 20€ angegeben.[31]

Bei der dritten Variante wird ein pyrotechnischer Aktuator (Tether-Cutter) verwendet, der bei Airbags zum Trennen von Fangbändern eingesetzt wird. Ein Verschlusskolben soll dabei durch ein Band in einem Rohr gehalten werden. Durch Zündung des Tether-Cutters wird das Band durchtrennt, der Kolben wird infolge des hohen Innendruckes aus dem Rohr geschoben und das Gas kann entweichen.

Von den drei vorgestellten Varianten ist die letzte diejenige mit den wenigsten offenen Fragestellungen hinsichtlich Funktion und Umsetzbarkeit. Darum konnte schnell und einfach die Entscheidung getroffen werden, dieses Konzept weiter zu entwickeln. In Abbildung 38 ist das fertige 3D-CAD Modell dargestellt. Wie schon beschrieben, wird durch das Durchtrennen des Bandes der Verschlusskolben in Achsrichtung freigegeben. Der anliegende Innendruck schiebt den Kolben aus dem Zylinder. Durch diesen Vorgang kann der Querschnitt geöffnet und der Zylinderinnenraum entlüftet werden. Ein Nutring am Verschlusskolben und eine Flachdichtung beim Gewindeanschluss sorgen für die Dichtheit der am Strafferzylinder befestigten Einheit. Der maximal mögliche Abströmquerschnitt wird durch die Zugfestigkeit des Bandes vorgegeben. Dieses ist wiederum genau auf den Cutter abgestimmt, da die sichere Durchtrennung des Bandes in allen Betriebsbedingungen gewährleistet werden muss.



**Abbildung 38: Aufbau des Entlüftungsventils**

Zusätzlich zu dem Entlüftungsventil muss noch die Zuleitung zum Straffer gesperrt werden können. Um dies zu ermöglichen wurde das ursprünglich angedachte 3/2 Wegeventil zwischen dem Druckspeicher und der Versorgungsleitung durch ein 3/3 Kugelventil ersetzt. Damit ist es möglich, die Zuleitung zum Zylinder schon nach der Versorgungsflasche abzusperren. Das verwendete Kugelventil ermöglicht drei Schaltstellungen: Der Druckspeicher kann zur Befüllung mit der Versorgungsleitung verbunden werden. Für die

Straffung wird der Druckspeicher mit dem Zylinder verbunden. In der dritten Schaltstellung ist der Druckspeicher verschlossen. In Abbildung 39 ist ein Teil des Leitungssystems mit dem beschriebenen 3/3 Kugelventil (roter Drehverschluss) zu sehen. Links davon ist die Zuleitung für die Befüllung des Druckspeichers zu erkennen, mit der auch ein Nadelventil verbunden ist. Letzteres ist notwendig, da die Versorgungsleitung unter Druck stehend nicht vom System getrennt werden darf. Die beiden Leitungen rechts des Kugelventils führen direkt zum Strafferzylinder.



**Abbildung 39: Anschlüsse des 3/3 Kugelventils**

Der Druckregler mit einem maximalen Ausgangsdruck von 185bar, die Hochdruckleitungen und Hochdruckverschraubungen, sowie das Nadelventil und Kugelventil, wurden von der Firma Burde zugekauft.

Mit dem maximalen Systemdruck von 185bar und einer geforderten Straffkraft von 10kN ist die dafür notwendige Mindestkolbenfläche bestimmt. Der Kolbendurchmesser beträgt 30mm und der Kolbenstangendurchmesser 16mm. Die Hublänge wurde, den Anforderungen im Lastenheft entsprechend, mit 100mm festgelegt. Aufgrund der fehlenden Erfahrung in der Auslegung und der fertigungsgerechten Konstruktion eines solchen Straffer-Zylinders wurde entschieden, dieses Bauteil von einer darauf spezialisierten Firma herstellen zu lassen.

Die Anforderungen, welche bei der Auslegung und Fertigung unbedingt eingehalten werden mussten, können kurz zusammengefasst werden:

- Der Hub muss mindestens 100mm betragen. In der Umsetzung wurde dieser allerdings auf 105mm erhöht, da ein Kunststoffring mit 5mm Stärke als Endanschlag für ein mögliches "Durchschlagen" des Kolbens erforderlich ist.
- Der sichere Betrieb bei Drücken bis zu 200bar muss gewährleistet sein, um die von der Fläche abhängige Kraft von 10kN zu realisieren.
- Auf dem Zylinder müssen vier Anschlüsse angebracht werden. Ein Anschluss mit einem G1/4" Gewinde ist für den Zylinderdrucksensor erforderlich. Die restlichen drei Anschlüsse sind vorgesehen, um unterschiedliche Konfigurationen von Zu- und

Entlüftungsleitungen testen zu können. Für die Expansion des Gases während des Straffvorganges spielt das gesamte Gasvolumen eine wesentliche Rolle. Die Summe der Volumina des Zylinders, den Leitungen und dem Druckspeicher ist so ausgelegt, dass die Straffkraft über den gesamten Straffweg annähernd konstant bleibt. Während der Kolbenbewegung muss allerdings Gas durch die Leitungen vom Speicher in den Zylinder nachströmen, wobei es in Abhängigkeit von der Strömungsgeschwindigkeit zu einem Druckverlust kommen kann. Da vor den Versuchen nicht klar ist, ob dieser Verlust einen relevanten Einfluss auf den Verlauf der Straffkraft hat, wird die Möglichkeit mehrerer paralleler Zuleitungen vorgesehen. Jene Zeit, die zur Entlüftung des Zylinders mit dem selbst entwickelten Ventil benötigt wird, ist vor dem Versuch ebenfalls nicht bekannt. Durch den zusätzlichen Anschluss bietet sich die Möglichkeit zwei Entlüftungsventile parallel zu öffnen, falls dies erforderlich sein sollte. Die drei Anschlüsse sind mit einem G3/8“ Gewinde und einem 10mm Durchgangsloch in den Zylinderinnenraum ausgeführt.

- Die Zuleitungen in den Zylinder machen einen 10mm breiten Distanzring notwendig. Dieser verhindert, dass der Kolben über die Kanten der Bohrungen geschoben werden kann, was zu einer Beschädigung der Dichtung führen könnte.
- Für die Kraftbegrenzung, die mittels der hydraulischen Bremse realisiert wird, muss die Kolbenstange abgefräst werden, um so eine Fläche zu erzeugen, auf die der Bremsbelag angreifen kann.
- Damit eine Verbindung zum Gurt hergestellt werden kann, ist an dem rechten Ende der Kolbenstange ein Gewinde sowie Abflachungen zu einem Vierkant mit der Schlüsselweite 13 vorgesehen.
- Die Dichtungen sollten für einen längeren Zeitraum hohen Geschwindigkeiten standhalten, um lange Wartungsintervalle zu gewährleisten.
- Als letztes muss ein Flansch vorhanden sein, damit der Zylinder im Prüfstandsbetrieb befestigt werden kann.

Für die Umsetzung dieser Punkte und die Fertigung des Straffer-Zylinders wurde die Firma Hydro Kardan beauftragt. Folgende, in Abbildung 40 dargestellte, Varianten wurden ausgearbeitet. Der Unterschied liegt in der Führung der Kolbenstange und der Gesamtlänge

des Zylinders. Die Führung der Kolbenstange auf der linken Seite ist nicht notwendig, da diese im Bremsattel ohnehin nochmals geführt wird.

Durch die Abfräsung der Kolbenstange, ist die linke Seite des Zylinders direkt mit der Umgebung verbunden und das Volumen kann nicht komprimiert werden. Somit wird eine Beeinflussung des Straffvorgangs verhindert. Aufgrund der geringeren Baulänge und des damit verbundenen geringeren Gewichtes wurde entschieden, die obere kürzere Variante fertigen zu lassen.

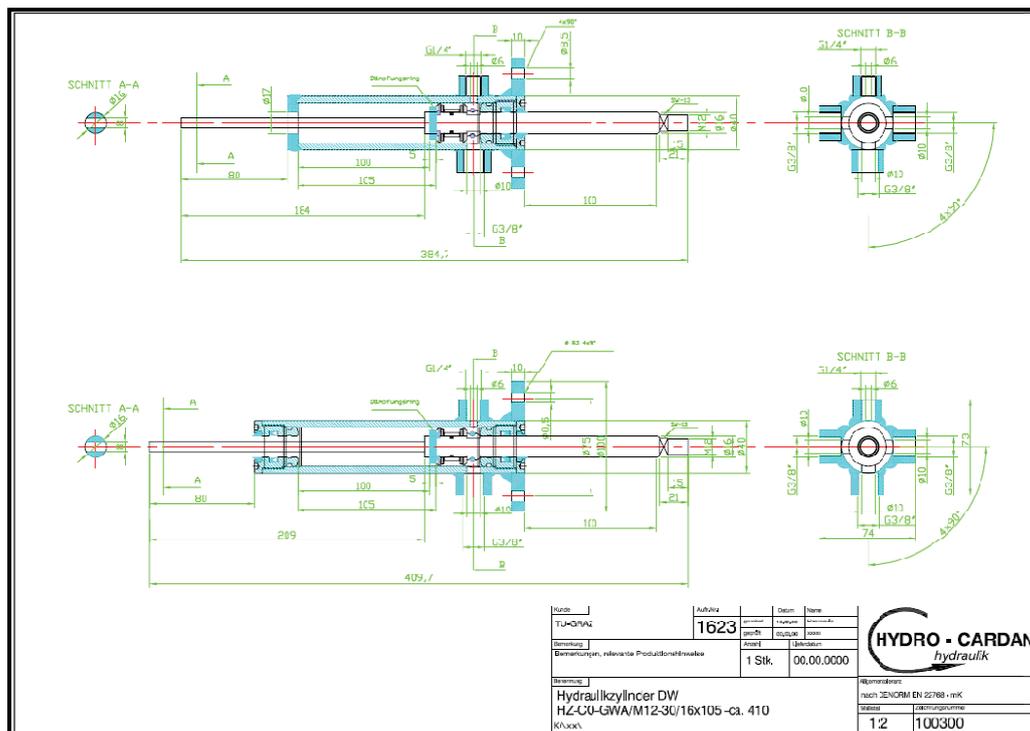
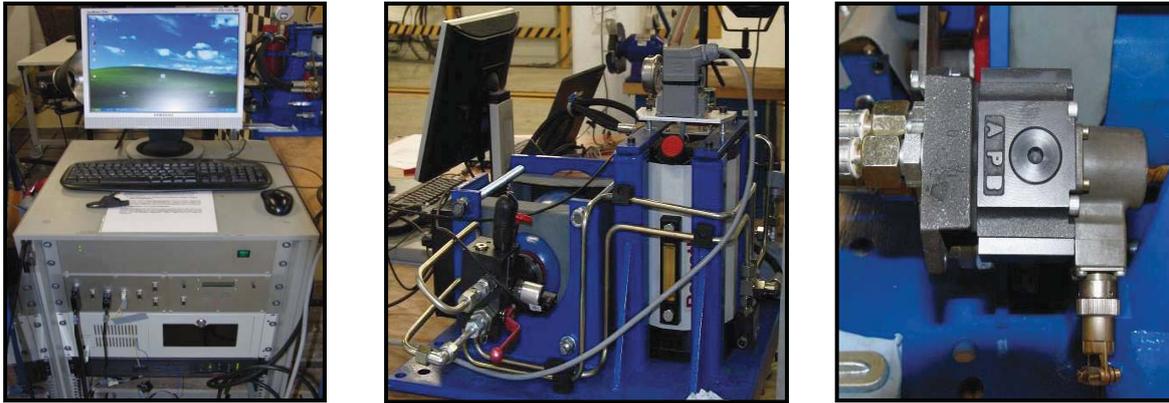


Abbildung 40: Gleichlaufzylinder, Vorschläge der Firma Hydro Cardan [22]

### 4.3 Bremssystem

Die Funktion der Kraftbegrenzung wird mit dem Bremssystem in Verbindung mit der Kolbenstange des Strafferzylinders realisiert. Zusätzlich ist die Bremse, wie in der Beschreibung des Gesamtsystems angeführt, noch für die Auslösung und das Stoppen der Kolbenstange vor der Straffung und nach Kraftbegrenzung zuständig. In dem Systemschaltbild (Abbildung 33) ist ersichtlich, dass einige Hydraulikkomponenten erforderlich sind. Zusätzlich ist eine Steuerungseinheit notwendig, die das Servoventil in Abhängigkeit vom Hydraulikdruck und dem anliegenden Bremsdruck so ansteuert, dass sich der gewünschte Bremsdruckverlauf einstellt. Die Steuerungseinheit, das Hydraulikaggregat und das Servoventil wurden von der Firma DSD für den Testbetrieb leihweise zur Verfügung gestellt.



**Abbildung 41: Steuerungseinheit, Hydraulikaggregat, Servoventil**

Ein geeigneter Bremsattel, der den Hydraulikdruck in eine Klemmkraft auf die Kolbenstange umsetzt, ist noch nicht vorhanden. Um einen derartigen Bremsattel zu finden, werden die Eingangsgrößen maximale Bremskraft, Bremsdruck und Reibbeiwert zur Beurteilung herangezogen.

Die Bremskraft in Kolbenstangenrichtung ist mit der maximalen Straffkraft von 10kN vorgegeben. Der Bremsdruck kann aufgrund der Maximalleistung der Pumpe 280bar nicht überschreiten. Mit dem Servoventil kann maximal ein Druck von 315bar geschaltet werden[1].

Ein konventioneller Bremsbelag, wie er beispielsweise in KFZ-Bremsen zum Einsatz kommt, würde der notwendigen hohen Flächenpressung nicht stand halten. Mit Unterstützung der Firma DSD wurde ein Bremsbelag gefunden, der für diesen Einsatz geeignet ist. Aus dem Datenblatt des Bremsbelags lässt sich der Reibbeiwert bei verschiedenen Einsatzbedingungen ablesen.

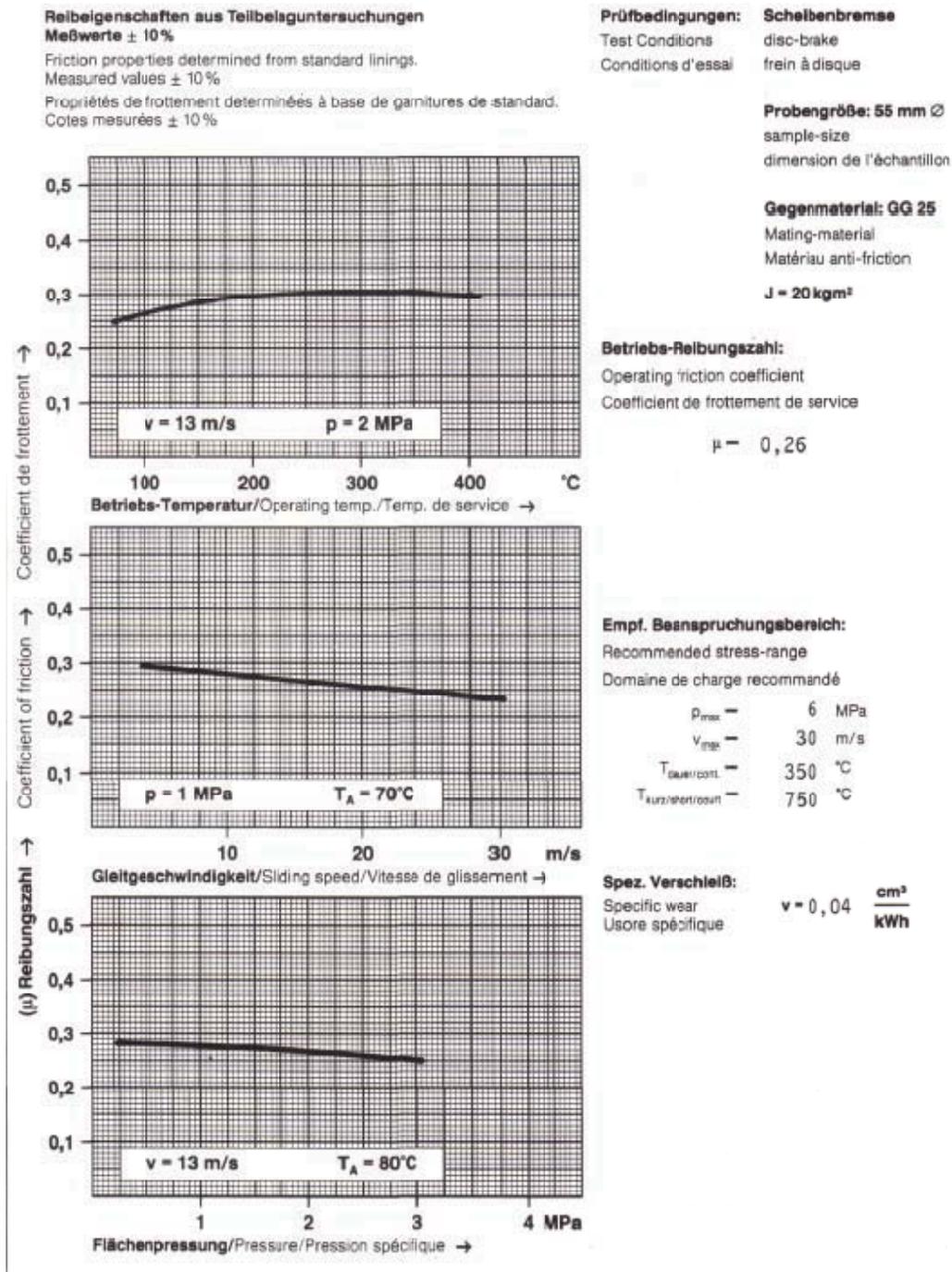


Abbildung 42: Reibwertkurven abhängig von der Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung und Temperatur[23]

In den Diagrammen ist ersichtlich, dass der Reibbeiwert bei der zu erwartenden Gleitgeschwindigkeit von etwa 5m/s im Bereich von 0,3 liegen wird. Eine hohe Flächenpressung führt aber zu einer Verringerung des Reibbeiwertes. Um auch bei den schlechtesten möglichen Bedingungen ein Abbremsen der Kolbenstange bis zum Stillstand sicherstellen zu können, wird für die Auslegung vorab ein Reibbeiwert von 0,2 angenommen.

**Bremsdimensionierung:**

- Durchmesser Kolbenstange... D
- Breite... B
- Länge... L
- Höhe... H
- Erforderliche Bremskraft...  $F_{Br}$
- Kolbenstangenkraft...  $F_K$
- Bremsdruck...  $p_B$  [bar]
- Flächenpressung...  $p_{Belag}$  [N/mm<sup>2</sup>]
- Bremskolbendurchmesser...  $D_{BrK}$  [mm]

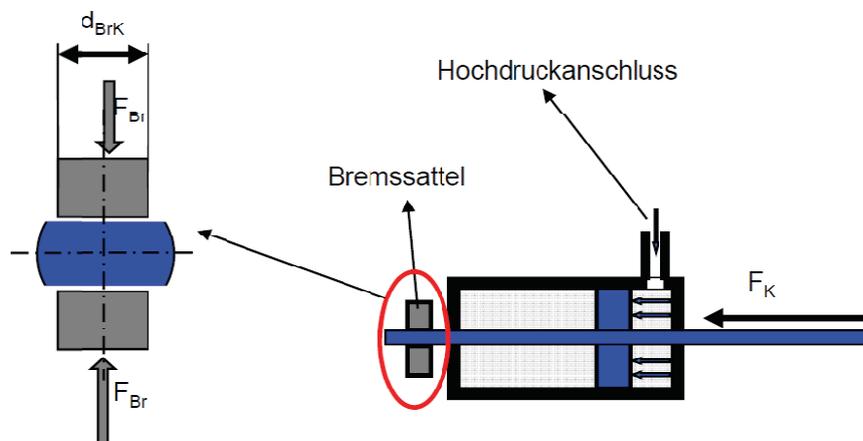


Abbildung 43: Skizze für die Position der Bremse und die Krafteinwirkung

$F_K$ [N]	$\mu$	$p_B$ [bar]
10000,00	0,20	280,00
$F_{Br}$ [N]	$A_{kolben}$ [mm <sup>2</sup> ]	$D_{BrK}$ [mm]
50000,00	1785,71	33,72

Tabelle 11: Berechnung des Bremskolbendurchmessers

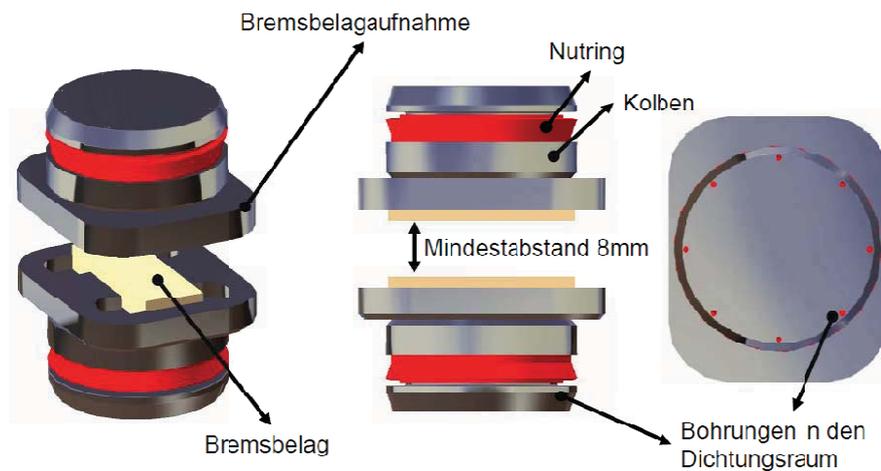
Da das verwendete Servoventil bei höheren Drücken kürzere Schaltzeiten von bis zu etwa 3ms[1] ermöglicht, ist es das Ziel, den Hydraulikdruck so hoch wie möglich anzusetzen. Entsprechend der in Tabelle 11 angeführten Berechnung, wird der Durchmesser der Bremskolben für einen Arbeitsdruck von 280bar mit 35mm festgelegt. Bremsättel im Kfz-Bereich, von z.B.: BREMBO[2], sind für einen Spitzendruck von 70bar-100bar ausgelegt und damit für diese Anwendung nicht geeignet. Der Bremsattel muss deshalb neu entwickelt

werden und die einzelnen dafür notwendigen Schritte werden nachfolgend dargestellt. Die Randbedingungen bei der Auslegung sind:

- Gewicht unter 1kg
- Kolbendurchmesser 35mm
- Mindestabstand Bremsbeläge → 8mm (Kolbenstange)

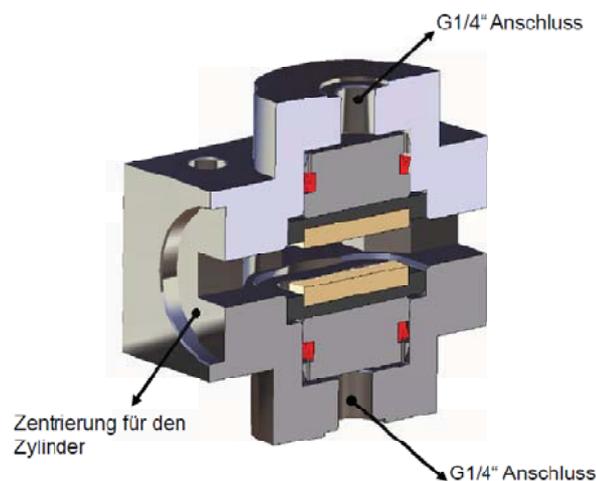
Unter diesen Randbedingungen wurde als erster Schritt für den Bremskolben eine geeignete Dichtung gesucht, die dem hohen anliegenden Druck standhalten kann. Dabei wurde auch besonders darauf geachtet, dass sich eine möglichst kompakte Bauform ergibt. Mit Unterstützung der Firma Hennlich konnte eine geeignete Dichtung gefunden werden, die als Nutring ausgeführt den hohen Anforderungen standhält. Dieser Nutring wird durch den Druck auf die Zylinderfläche gedrückt. Wie man in Abbildung 44 erkennen kann, ist der Kolben sehr kurz gebaut und um ein Verkanten zu verhindern, musste auf beiden Seiten der Dichtung eine Gleitfläche konstruiert werden. Das führt zu einem Problem bei der Montage der Dichtung, da der Durchmesser der Montageschulter gemäß der Einbauvorschrift wesentlich kleiner sein müsste. Durch den notwendigen Durchmesser der Gleitfläche wird der Spalt zwischen Kolben und Bremssattel extrem schmal, was dazu führt, dass auch der Druckaufbau an der Dichtung erschwert wird. Die erste Problemstellung konnte durch eine Spezialanfertigung des Nutrings behoben werden. Um einen ausreichenden Druckaufbau an der Dichtlippe sicherzustellen, wurde der zu schmale Spalt zwischen Kolben und Zylinder durch acht in Axialrichtung ausgeführte Bohrungen umgangen. Die Bohrungen sind ebenfalls in Abbildung 44 zu sehen. Der Kolben wird aus Festigkeitsgründen aus der hochfesten Aluminium-Legierung Al7075 gefertigt.

Zwischen Kolben und Bremsbelag muss noch eine geeignete Aufnahme dafür sorgen, dass die auftretenden Bremskräfte spielfrei vom Belag in den Bremssattel übertragen werden. Um einen festen Sitz des Bremsbelags in dieser Aufnahme zu gewährleisten, wurde der Bremsbelag auf Maß zugeschliffen. Ein Herausrutschen des Belages aus der Aufnahme wurde durch die Befestigung mit einem Kleber verhindert.



**Abbildung 44: Bremskolben mit einer Nutringdichtung und der Bremsbelagaufnahme mit Bremsbelag**

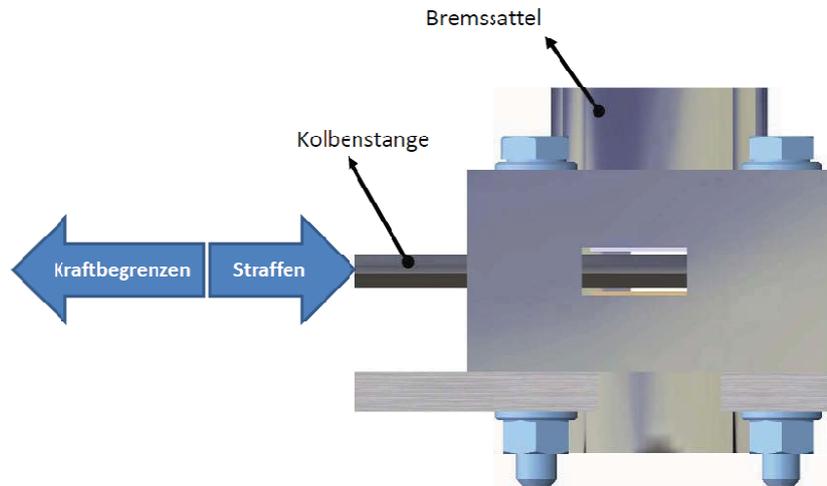
Ausgehend von den Kolben, Bremsbelagaufnahmen und den Bremsbelägen selbst musste nun ein möglichst leichter Bremssattel derart konstruiert werden, dass zwischen den beiden Bremsbelägen ein Mindestabstand von 8mm frei bleibt. Durch die Gewichtsanforderungen wurde vorab entschieden, die notwendige Hydraulikleitung zwischen den beiden Bremskammern außerhalb des Sattels zu führen.



**Abbildung 45: Hydraulikanschlüsse und Zentrierung für den Zylinder am Bremssattel**

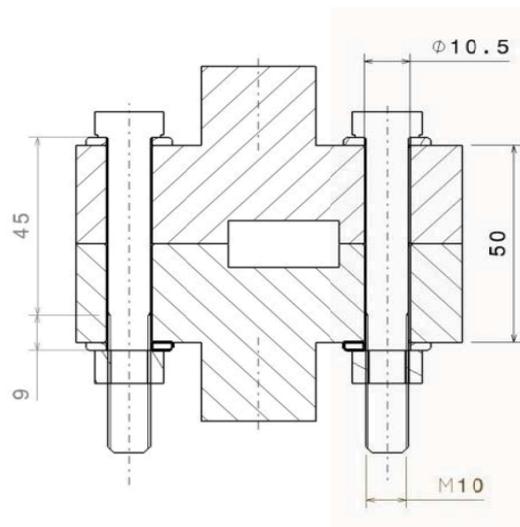
Die Anschlüsse sind mit einem G1/4"-Gewinde ausgeführt und normal auf die Kolbenfläche gerichtet. Für die Verbindung der zwei Hälften werden Schrauben eingesetzt, die neben der hohen wirkenden Kraft in Achsrichtung des Kolbens auch der Kolbenstangenkraft des Strafferzylinders ausgesetzt sind und so zusätzlich auf Biegung und Abscherung beansprucht werden. Für die Positionierung der Schrauben würde es als sinnvoll erachtet, die Klemmlänge der Schrauben so gering wie möglich zu gestalten und sie in

Zylinderlängsrichtung weit auseinanderliegend anzuordnen, um das anliegende Moment besser abstützen zu können.



**Abbildung 46: Kräfteinwirkung auf den Bremsattel**

In weiterer Folge wird eine passende Schraubenverbindung ausgewählt. In Abbildung 47 ist ein durch zwei Schrauben verlaufender Schnitt durch den Bremsattel abgebildet. Darin sind Maße abzulesen, die in die Berechnung in Tabelle 12 eingehen.



**Abbildung 47: Schnitt Bremsattel, Maße für die Schraubenberechnung**

Die für die Schraubenberechnung verwendeten Formel und notwendigen Tabellen wurden aus dem Buch, Roloff/Matek Maschinenelemente und dem dazugehörigen Tabellenbuch entnommen. Aus der Berechnung geht hervor, dass vier M10 Schrauben der Festigkeitsklasse 12.9 ausreichen, um die Kräfte aufnehmen zu können. Das erforderliche Anzugsdrehmoment für die Schrauben kann ebenfalls in Tabelle 12 abgelesen werden.

Berechnung			
Schraube M10x80 12.9		Steifigkeit Schraube $\delta_s$	
<b>Gewindenorm</b>		Kopf [mm/N]	2,43E-07
Durchmesser	10	kein Gewinde [mm/N]	2,73E-06
Kerndurchmesser	8,16	nicht eingeschraubtes Gewinde [mm/N]	8,19E-07
Durchgangsloch, Durchmesser $d_h$ [mm]	10,5	eingeschraubtes Gewinde [mm/N]	4,55E-07
Kopfauflage $d_w$ [mm]	20	Muttergewinde [mm/N]	2,43E-07
nicht eingeschraubtes Gewinde [mm]	9	<b>Summe Schraube [mm/N]</b>	<b>4,49E-06</b>
Länge ohne Gewinde [mm]	45	<b>Steifigkeit Platten <math>\delta_t</math></b>	
<b>Flächen</b>		Außendurchmesser der verspannten Hülse... $D_A$ [mm]	20,00
Spannungsquerschnitt... $A_s$ [mm <sup>2</sup> ]	58	x	1,36
Kernquerschnitt... $A_k$ [mm <sup>2</sup> ]	52,3	Ersatzquerschnitt $A_{ers}$ [mm <sup>2</sup> ]	227,97
Kopfauflage [mm <sup>2</sup> ]	89,5	<b>Summe Bremsattel [mm/N]</b>	<b>2,83E-06</b>
Schaftdurchmesser [mm <sup>2</sup> ]	79	<b>Kraftverhältnis <math>\Phi_k</math></b>	
<b>Bremssattel Aluminium 7075</b>		tatsächliches Kraftverhältnis $\Phi = n \cdot \Phi_k$	3,95E-01
Durchgangsloch... $d_1$ [mm]	10,5	Vorspannkraftverlust... $f_z$ [mm]	2,76E-01
Klemmlänge... $l_k$ [mm]	50	Vorspannkraftverlust... $F_z$ [N]	5,69E-03
<b>Allgemeine Angaben</b>		Betriebskraft... $F_s = F_B$ [N]	13469,58
Maximaler Bremsdruck... $p_{max}$ [bar]	280	Montagevorspannkraft... $F_{vm}$ [N]	24619,89
Kolbendurchmesser... $d_k$ [mm]	35	<b><math>F_{vm} &lt; F_{sp}</math>, Schraube ausreichend bemessen</b>	<b>JA</b>
Anzahl Schrauben...n	4	Zusatzkraft = $F_{bs} = F_B \cdot \Phi$	3723,77
E-Modul Stahl [N/mm]	210000	$F_{bs} / (A_s \cdot 0,1)$	712,00
E-Modul Alu [N/mm]	75000,0	<b><math>R_{p0,2} &gt; F_{bs} / (A_s \cdot 0,1) = OK</math></b>	<b>JA</b>
Grenzflächenpressung_Al7075... $p_{grenz}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	370	<b>Kopfauflage Flächenpressung</b>	
Spannkraft... $F_{sp}$ (M10 $\mu=0,14$ ) [N]	45100	wirklich: $p_{tatsächlich} = (F_{sp} + F_{bs}) / A_{ers}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	214,54
Kraft... $F_{max}$ (für $p_{max}$ ) [N]	53878,3	<b><math>p_{grenz} &gt; p_{tatsächlich} = OK</math></b>	<b>JA</b>
Maximale Kraft/Schraube... $F_s$ [N]	13469,6	<b>Anziehmoment...<math>M_A = 0,17 \cdot F_{vm} \cdot d</math> [Nm]</b>	
mind. Restklemmkraft... $F_{Klemm}$ [N]	5000		42,19
Anziehfaktor... $k_A$ (Drehmomentschlüssel)	1,6		
zul. Spannung der Schraube... $R_{p0,2}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	1080		
schlechte Kräfteinleitung...n=0,7	0,7		

Tabelle 12: Schraubenberechnung[19]

Damit die zwei Hälften, die durch vier Schrauben miteinander verbunden sind, immer in der gleichen Position sind, werden zur Zentrierung zwei Passstifte mit einem Durchmesser von 6mm eingesetzt, die diagonal in den Bremsattelhälften angeordnet sind.

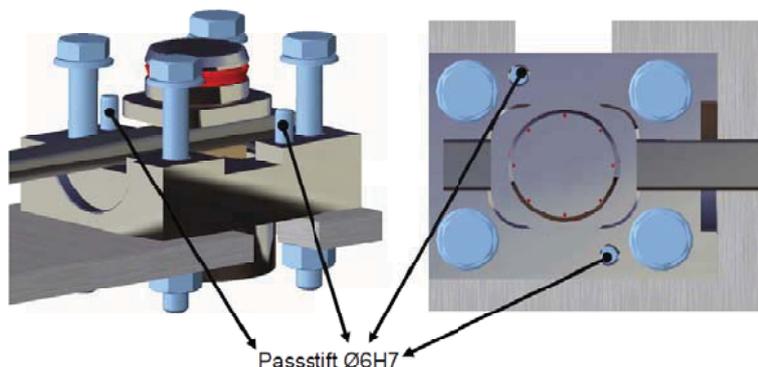


Abbildung 48: Positionierung der Passstifte

## 4.4 Gewicht des Systems

Am Anfang der Arbeit wurde als Sekundärziel definiert, dass jene Teile der Aktorik, welche direkt am Sitz montiert werden müssen, so leicht wie möglich ausgeführt werden. Die Erfüllung dieser Anforderung kann nun schon vorab überprüft werden, da alle Komponenten, mit Ausnahme der Anbindung zum Fahrzeugsitz vorhanden sind. Es wurde zum Ziel gesetzt, dass die Zusatzmasse am Sitz mit zwei Einheiten und einer zusätzlich notwendigen Halterung einen Wert von 5kg nicht überschreiten sollte. Es muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass die gebauten Teile bewusst eher robust ausgelegt wurden, da die auftretenden Belastungen im Voraus nicht 100 prozentig bekannt waren. Nachdem die Grundfunktionen mit diesen Aktuatoren nachgewiesen werden können, besteht die Möglichkeit mit besserer Kenntnis des Systems, die Teile in einer "Evolutionsstufe" hinsichtlich ihres Gewichts zu überarbeiten.

Der Strafferzylinder wiegt in seiner ersten Ausführung ca. 1,9kg, wobei es in einer etwaigen Überarbeitung nach den ersten Tests einige Möglichkeiten zur Gewichtsersparnis gibt. So könnten beispielsweise weniger Hochdruckanschlüsse vorgesehen, der Anbindungsflansch leichter ausgeführt und die Kolbenstange etwas verkürzt werden. Beim Bremsattel, der in der ersten Variante ca. 1kg wiegt, könnte mit zusätzlichen Fräsarbeiten eine Einsparung von etwa 0,2 kg erreicht werden. Diese Gewichtsreduktionsmaßnahmen sind allesamt verbunden mit Mehraufwand in der Fertigung und damit auch mit höher Kosten.

Mit all diesen Maßnahmen kann davon ausgegangen werden, dass die Aktorik für eine beidseitige Straffung und Kraftbegrenzung am Beckengurt ca. 4,6kg wiegt. Für eine als Aluminiumfräskonstruktion oder als Stahlschweißteil ausgeführte Halterung wird nochmals mit etwa 2,5kg gerechnet, womit das gesamte Zusatzgewicht am Sitz etwa 7,1kg betragen wird. Das Ziel von maximal 5kg konnte somit im ersten Schritt nicht erreicht werden. Bei den ersten Schlittenversuchen wird es daher notwendig sein, genau auf den Einfluss dieser Zusatzmasse auf die Sitzbewegung zu achten.

## 5 Ausarbeitung eines möglichen Prüfstandkonzepts

Das unter Berücksichtigung der Anforderungen im Lastenheft entwickelte Konzept steht nun fest und kann gefertigt und aufgebaut werden. Im folgenden Kapitel wird beschrieben, wie die Aktorik hinsichtlich der Erfüllung der gestellten Anforderungen getestet und beurteilt werden kann.

Grundsätzlich bestehen die Möglichkeiten einer statischen und dynamischen Überprüfung der Funktionen. Unter der dynamischen Überprüfung versteht man dabei einen Schlittenversuch mit Dummy und realer Crash-Belastung. Derartige Versuche sind allerdings sehr teuer und machen erst Sinn, wenn die Grundfunktionen der Aktorik in Komponentenversuchen nachgewiesen werden konnten.

### 5.1 Statische Überprüfung

Im ersten Schritt muss also eine statische Testmöglichkeit überlegt werden, mit der die Phasen der Gurtstraffung und der Gurtkraftbegrenzung einfach, schnell und kostengünstig überprüfen können. Die Grundanforderungen an einen derartigen Prüfstand kann man wie folgt festlegen:

- Der Prüfstand darf sich unter den wirkenden Kräften nicht verformen.
- Die äußeren Einflüsse (z.B.: Reibung zwischen Sitz und Dummy) sollten so gering wie möglich gehalten werden, damit die Messergebnisse nicht verfälscht werden und zu falschen Interpretationen führen können.
- Die Reproduzierbarkeit der Versuche muss gewährleistet werden.
- Der Prüfstand muss leicht adaptierbar sein, um ohne großen Aufwand unterschiedliche Konfigurationen testen zu können.

Damit mithilfe der Tests auch Aussagen über die Erfüllung oder Nichterfüllung der Kriterien getroffen werden können, benötigt man dafür geeignete Messtechnik. Folgende Sensoren sollen dabei zum Einsatz kommen:

- Kraftmessdose
- Linearpotentiometer
- Beschleunigungssensoren
- Drucksensoren
- High Speed Videokameras – für eine bessere Interpretierbarkeit der Messergebnisse

Bei der statischen Überprüfung müssen die Gurtkräfte, wie sie bei einem Schlittenversuch durch die auf den Dummy einwirkende negative Beschleunigung hervorgerufen werden, möglichst realistisch nachgebildet werden. Darüber hinaus muss die Aktorik selbst auch unter den hohen Beschleunigungen während eines Crashes voll funktionsfähig bleiben. Somit muss überlegt werden, wie Belastung der Aktorik am Prüfstand erfolgen kann um für den Straff-Kraftbegrenzungsvorgang möglichst realitätsnahe Bedingungen zu schaffen. Zwei mögliche Varianten wurden erarbeitet:

### **Variante 1**

Hier wird die Aktorik direkt auf einem Sitz befestigt.

Die Vorteile dieses Konzepts sind:

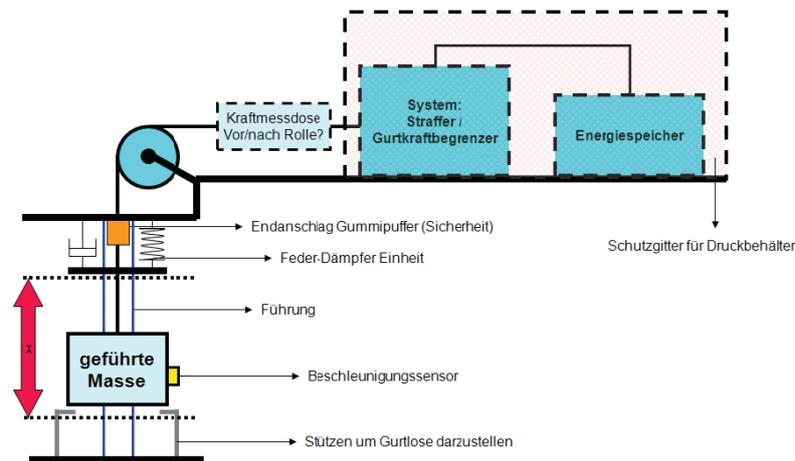
- Der Dummy bildet die Last bei der Straffung.
- Die Versuche sind vom Aufbau gleich wie ein Schlittenversuch, spiegeln also reale Bedingungen wider.

Als Nachteile können gegenübergestellt werden:

- Der Aufbau ist sehr aufwändig.
- Die Reproduzierbarkeit ist durch die äußeren Einflüsse nicht gegeben (Sitzposition, Reibung).
- Gefahr der Beschädigung des Dummys oder Sitzes
- Hohe Kosten für einen Sitz und die Leihgebühr für den Dummy.
- Die Funktion des Kraftbegrenzers kann nicht geprüft werden.

### **Variante 2**

Die Variante 2 soll die Auswirkungen äußerer Einflüsse auf die Messergebnisse reduzieren und entfernt somit die Komponenten Sitz und Dummy aus dem Konzept und verwendet an deren Stelle eine Stahlkonstruktion und eine definierte Testmasse. In Abbildung 49 ist der Aufbau eines solchen Systems dargestellt.



**Abbildung 49: Schematischer Prüfaufbau**

Die Prüfmass ist dabei mittels einer Seilverbindung und über eine Kraftmessdose mit der Aktorik verbunden. Um den Ankoppelvorgang des Dummys an die Rückenlehne des Sitzes nachzubilden, wird die Masse gegen Feder gezogen. Diese Federkraft steht in weiterer Folge auch die Prüfung der Kraftbegrenzungsfunktion zur Verfügung. Die in der Skizze eingezeichnete Aktorik muss nicht unbedingt in einer waagrechten Position an der Stahlkonstruktion befestigt sein. Es kann durchaus vorteilhaft sein, sie vertikal anzubringen, um den Reibungseinfluss einer Umlenkrolle zu eliminieren und einen komplizierten Aufbau an dieser Stelle zu vermeiden.

Vorteile dieses Konzepts:

- Sämtliche äußere Einflüsse können minimiert werden.
- Durch unterschiedliche Testmassen und Federn kann auch hier für eine Variabilität des Prüfsstands gesorgt werden. Im Unterschied zum Sitz sind jedoch immer die gleichen Anfangsbedingungen gegeben.
- Reproduzierbarkeit.

Nachteile sind unter anderem:

- Die reale Einbausituation wird erst zu einem späteren Zeitpunkt getestet.
- Die reale Sitzcharakteristik kann mit einer Feder nur angenähert werden.
- Für die Kraftbegrenzungsphase stehen nur viel geringere Kräfte (vorgespannte Feder + Gewicht der Prüfmass) zur Verfügung als bei einem realen Crash.

Bei diesem Konzept stellt sich die Frage, mit welcher Prüfmass die realen Bedingungen bei einem Schlittentest bestmöglich nachgebildet werden können. Mit dem Beckengurtstraffer wird in erster Linie Kraft auf das Becken aufgebracht und dieses nach hinten in den Sitz

gezogen. Für die Kraftbegrenzung ist davon auszugehen, dass die Gurtkräfte maßgeblich durch die Trägheitskräfte des Beckens und der unteren Extremitäten unter Einfluss des Crashpulses bestimmt werden. Aufgrund dessen sollen die Kraftniveaus für die Straffung und die Gurtkraftbegrenzung aus der Gewichtsverteilung des Hybrid-III Dummies abgeleitet werden.

Zu diesem Zweck wurden zwei Dummies, der 50% Mann und die 5% Frau, aus der Hybrid-III Familie ausgewählt. In den Datenblättern des Herstellers Denton ATD (Abbildung 50) können für die unterschiedlichen Dummy-Körperregionen Massen abgelesen werden, die in weiterer Folge zu einer Testmasse für den Prüfstand addiert werden. Der in Abbildung 51 ersichtliche prozentuelle Anteil der unterschiedlichen Körperteile an der Testmasse lässt sich damit begründen, dass die jeweiligen Teile auch über weitere Lastpfade (z.B.: Kniekontakt an Instrumententafel, ...) abgestützt werden. Somit wirkt sich nicht deren gesamte Masse auf die Beckengurtkraft aus.

**HIII 5%**

WEIGHTS:	Pounds (lbs.)	Kilograms
Head	8.23	3.73
Neck	2.00	0.91
Upper Torso	26.50	12.02
Lower Torso	29.20	13.25
Upper Arm	2.60	1.18
Lower Arm w/ Hand	2.60	1.18
Upper Leg	6.90	3.13
Lower Leg w/ Foot	8.95	4.06
<b>Total Weight</b>	<b>108.03</b>	<b>49.05</b>

**HIII 50%**

WEIGHTS:	Pounds (lbs.)	Kilograms
Head	10.0	4.54
Neck	3.4	1.54
Upper Torso	37.9	17.19
Lower Torso	50.8	23.04
Upper Arm	4.4	2.00
Lower Arm	3.75	1.70
Hand	1.25	0.57
Upper Leg	13.2	5.99
Lower Leg & Foot	12.0	5.44
<b>Total Weight</b>	<b>171.3</b>	<b>77.70</b>

Abbildung 50: Massenverteilung von einem HIII 5% und 50% Dummy [12, 13]

**HIII5%**

Region	Faktor [%]	Masse
Upper Torso	10	1,202
Lower Torso	100	13,25
Upper Leg	100	3,13
Lower Leg	20	0,812
<b>SUMME:</b>		<b>18,394</b>

**20 kg****HIII50%**

Region	Faktor [%]	Masse [kg]
Upper Torso	10	1,719
Lower Torso	100	23,04
Upper Leg	100	5,99
Lower Leg	20	1,088
<b>SUMME:</b>		<b>31,837</b>

**30 kg**

Abbildung 51: Ergebnisse für die Berechnung der Testmasse

Mit den Randbedingungen der geforderten Messgrößen und der oben ermittelten Testmasse kann im Folgenden ein Prüfstandskonzept für die statischen Tests ausgearbeitet werden.

## 5.2 Aufbau eines Prüfstandes für statische Versuche

Wie im vorigen Kapitel beschrieben, kann die Zugrichtung der Aktorik waagrecht oder senkrecht ausgeführt werden. Bei der Konstruktion des Prüfstandes erwies sich die senkrechte Positionierung als sinnvoller, weil aufgrund der nicht notwendigen Seilumlenkung der Prüfstand wesentlich einfacher aufgebaut werden kann. Die Verbindung zwischen der Kolbenstange und der Prüfmasse erfolgt mit einer Gewindestange. Die Entscheidung gegen die Ausführung mit einem Stahlseil lässt sich mit folgenden Argumenten begründen:

- Die Klemmelemente und Verbindungsstücke für ein Stahlseil sind nicht in der gewünschten Länge erhältlich und zudem wesentlich teurer als eine Ausführung mit Gewindestange und Muttern.
- Durch die Gewindestange wird die Prüfmasse bereits in ihrer Bewegung geführt. Beim Einsatz eines Seils als Verbindungselement müsste zusätzlich eine Führung vorgesehen werden.
- Die Kraftmessdose kann mit einer Gewindestange im Vergleich zu einem Seil mit weniger zusätzlich notwendigen Bauteilen verbunden werden.

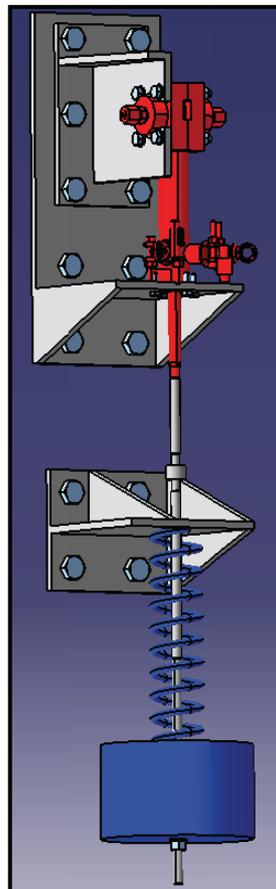


Abbildung 52: Prüfstand und Aktorik als CAD-Modell

In Abbildung 52 ist der auskonstruierte Prüfstands Aufbau dargestellt. Es konnte eine geeignete Feder mit einer Länge von 280mm und einer Federrate von 32N/mm gefunden werden. Als Testmasse werden mehrere Stahlscheiben eingesetzt, da sich durch die Änderung deren Anzahl die Prüfmasse beliebig und sehr einfach variieren lässt. Alle Anbindungen, die grau gekennzeichnet sind, dienen zur Befestigung der Aktorik und der Führungen für die Gewindestange. Die Aktorik selbst ist rot dargestellt.

In Abbildung 53 ist der Aufbau, wie er bei den Versuchen zum Einsatz kommt, abgebildet.



**Abbildung 53: Befestigung von Bremse und Zylinder am Prüfstand**

Folgende Sensoren wurden für den Prüfstandsbetrieb ausgewählt:

- Uniaxialer Beschleunigungssensor 500g
- Kraftmessdose bis 20kN
- Linearpotentiometer bis 150mm Verfahrweg

### 5.3 Festlegung einer Prüfmatrix für den Funktionsnachweis

Das Ziel der statischen Versuche ist es, zu untersuchen, ob alle Funktionen der Aktorik die im Lastenheft definierten Anforderungen erfüllen. Dazu wird eine Versuchsmatrix ausgearbeitet, in der sämtliche Versuche im Detail geplant werden.

Die Strafffunktion der Aktorik wird in folgenden Varianten getestet:

Messgrößen	Versuchsmatrix "Straffen"				
	Stickstoffdruck	50bar	100bar	150bar	180bar
	Prüfmasse	30kg			
Zugkraft					
Straffweg					
Beschleunigung					
High-Speed Video					

**Tabelle 13: Versuchsmatrix für die statischen Strafferversuche**

Die Versuche werden mit vier unterschiedlichen Drücken von 50bar bis 180bar und einer Testmasse von 30 kg überprüft. Der Bremsdruckverlauf wird dabei so gewählt, dass die Aktorik noch vor dem Hubende des Zylinders abgebremst werden kann. Die Überprüfung sollte mit dem maximal möglichen Straffdruck von 180bar Aufschluss über die Straffkraft und die Straffzeit geben.

Für die Kraftbegrenzung wird, aufgrund der begrenzten Anzahl an verfügbaren Tether-Cuttern, nur mit einem geringen Straffdruckniveau und danach sofort mit dem maximal möglichen Stickstoffdruck getestet.

Zwei verschiedene Versuchsvarianten wurden dabei untersucht:

- Während der Straffphase wird die Masse nach oben gezogen und somit die Feder vorgespannt. Nach einer definierten Zeitspanne wird die Kolbenstange eingebremst und das Entlüftungsventil geöffnet. In weiterer Folge wird der Bremsdruck auf einen für die Testbedingungen angepassten Wert abgesenkt, so dass sich die komprimierte Feder entspannen kann.
- Um die Vorgänge der Entlüftung der Kraftbegrenzung besser beurteilen zu können wird die Feder schon vor dem Versuch vorgespannt. Danach wird das Entlüftungsventil geöffnet und mit dem Absenken des Bremsdruckes startet die Kraftbegrenzungsphase. Durch eine geeignete Vorgabe des Bremsdruckes in dieser Phase soll das Kraftbegrenzungsniveau beliebig vorgegeben werden können.

Zusätzlich zu diesen Versuchen soll auch noch eine Reibwertbestimmung durchgeführt werden. Hierfür ist es möglich, aus dem gemessenen Innendruck im Strafferzylinder auf die Reibkraft und dem gemessenen Bremsdruck auf die Normalkraft im Bremsbelag zu schließen. Aus diesen beiden Größen kann der Reibbeiwert während eines Versuches berechnet werden.

Darüber hinaus soll mit einigen Versuchen mit unveränderten Einstellungen die Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse mit dieser Aktorik nachgewiesen werden.

Letztendlich wird auch noch das Entlüftungsverhalten des neu entwickelten Entlüftungsventils untersucht. Dabei soll ausgehend vom Triggersignal jener Zeitraum gemessen werden, der verstreicht, bis der Restdruck im Straffer abgebaut ist.

## 5.4 Dynamische Überprüfung

Wenn alle oben angeführten Grundfunktionen mit Hilfe der statischen Tests nachgewiesen werden konnten, muss die Tauglichkeit der Aktorik in der realen Versuchsumgebung gezeigt

werden. Dafür ist es notwendig, wie im vorigen Kapitel beschrieben, eine Halterung für den Sitz zu bauen. Darüber hinaus muss die Steuerung der Aktorik in die Steuerung der Schlittenanlage integriert werden, damit externe Triggersignale wie Straffzeitpunkt oder Umschaltzeitpunkt auf die Kraftbegrenzungsphase zur Verfügung stehen.

Die dynamischen Tests sollen in erster Linie Probleme aufzeigen, die durch die veränderten Versuchsbedingungen bei den statischen Untersuchungen nicht hervorgerufen werden konnten. Erst wenn auch diese Versuche positiv verlaufen, kann diese neuartige Aktorik für Entwicklungsversuche eingesetzt werden.

## 6 Montage und Inbetriebnahme der Gurtaktorik

Der Prüfstand setzt sich aus mehreren, in den vorherigen Kapiteln ausgearbeiteten Systemen zusammen, die jetzt miteinander verknüpft arbeiten sollen. Diese sind:

- Hochdrucksystem
- Bremssystem
- Messtechnik
- High-Speed Videokameras

### 6.1 Montage Hochdrucksystem

Damit das System einwandfrei arbeitet, ist dafür zu sorgen, dass alle Verbindungsstellen dicht sind und keine Leckagen auftreten. Bei den Dichtungen im Strafferzylinder muss zwar mit einem Druckverlust gerechnet werden, dieser sollte jedoch laut Angaben der Firma Hydro Kardan im Bereich von ca. 10% innerhalb einer Stunde liegen und den Versuchsablauf somit nicht beeinflussen [22].

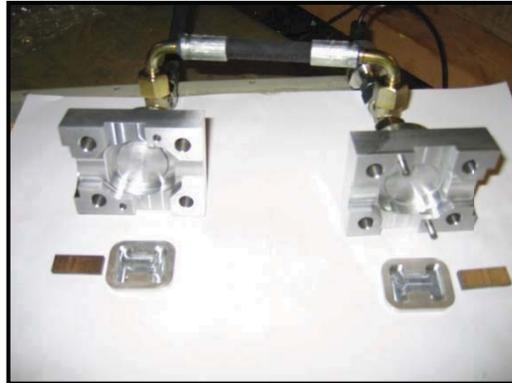
Die Verbindungsstellen der Hochdruckleitungen sind selbstdichtend und als Klemmringverschraubung ausgeführt. Bei diesen Verbindungen darf kein zusätzliches Teflonband verwendet werden, da ansonsten die Silberbeschichtung der Mutter zerstört und deren Funktion eventuell beeinträchtigt werden würde. Bei der Montage ist darauf zu achten, dass die Klemmringverschraubung zuerst nur mit der Hand und danach 1 1/4 Umdrehungen weiter angezogen wird. Bei allen anderen Verbindungen kommt ein Teflonband zur Dichtung zum Einsatz. Die Zollanschlüsse des Zylinders wiesen nach der Bearbeitung zu viel Spiel auf und wurden deshalb zur Sicherheit noch zusätzlich mit einer Dichtscheibe bestückt.[7, 11]

Das Entlüftungsventil ist ebenfalls mit einer Flachdichtung versehen, die das Ventil zum Gewindeanschluss abdichten soll. Bei der Montage muss darauf geachtet werden, dass sie nicht aus der vorgesehenen Vertiefung rutscht. Die Nutringdichtung am Verschlussbolzen ist vor dem Versuch einzufetten, um einer möglichen Beschädigung entgegenzuwirken, sowie ein möglichst leichtes und schnelles Öffnen des Ventils zu ermöglichen. Aufgrund der hohen Gleitgeschwindigkeiten, die bei einem Ausschuss des Verschlussbolzens auftreten, muss der Nutring nach jedem Versuch hinsichtlich Dichtheit überprüft werden.

### 6.2 Montage Bremssystem

Das Bremssystem setzt sich aus dem Hydraulikaggregat, den Leitungen und Fittings sowie dem Bremssattel zusammen und wird mit der Steuerungseinheit bedient.

Das Hydraulikaggregat und das Servoventil mit der dazugehörigen Anschlussplatte wurde von der Firma DSD ausgeliehen und konnte ohne weitere Änderungen übernommen werden. Der Bremssattel wurde im Labor des Institutes für Fahrzeugsicherheit montiert und durch flexible Hydraulikleitungen mit dem System verbunden. In Abbildung 54 ist der zerlegte Bremssattel dargestellt.



**Abbildung 54: Der Bremssattel vor der Endmontage**

Die Kolben sind bereits eingesetzt und mit der Nutringdichtung versehen. Der Kolben wurde mit Hilfe eines Kunststoffrings mit gleichem Durchmesser wie der Zylinder in den Bremssattel geschoben.

Die diagonal angeordneten Passstifte und der Bremsbelag mit der dazugehörigen Aufnahme sind in der obigen Darstellung ebenfalls zu erkennen. Der Bremsbelag wurde auf Maß geschliffen, damit auf beiden Seiten in Richtung der Kolbenstange eine optimale Abstützung in der Aufnahme gewährleistet ist. Zusätzlich wurde dieser zur Sicherheit mit einem Kleber gesichert. Im Bremssattel ist eine Ausnehmung eingefräst, in der die Bremsbelagaufnahme eingesetzt wird und sich dort mit Spiel von 1/10mm normal auf die Kolbenachse in beide Richtungen bewegen kann. So soll ein Verkanten der Aufnahme im Bremssattel bei einer axialen Bewegung des Kolbens verhindert werden. Bei der Befestigung am Prüfstand ist das vorgegebene Anzugsmoment einzuhalten.



**Abbildung 55: Bremssattel mit Hydraulikleitung und Drucksensor**

Vor der Inbetriebnahme des Prüfstands ist es notwendig, das Bremssystem zu entlüften, da eingeschlossene Luftblasen die Effektivität der Bremsanlage deutlich verringern. Durch die Kompressibilität der Luft wird ein schneller Druckauf- und Abbau im Bremssattel verhindert.

## 6.3 Messtechnik und Kameras

Um Daten für eine Beurteilung des Straff- und Kraftbegrenzungsverhaltens der Aktorik zu erhalten, werden noch einige Sensoren installiert und eine Highspeed-Kamera positioniert. Der Beschleunigungssensor wird mittels einer sehr steif ausgeführten Anbindung seitlich der Kolbenstange befestigt. Die Kraftmessdose liegt zwischen der Kolbenstange und den auf der Gewindestange montierten Testmassen. Für die Wegmessung wurde das Linearpotentiometer an einem Ende an der Gewindestange befestigt und am anderen Ende an dem Zylinder. Zusätzlich notwendige Komponenten für die Messtechnik sind eine Triggerbox, ein Messverstärker, ein Laptop mit der Software, um die Geräte zu bedienen und Netzgeräte für die Stromversorgung. Die High-Speed Videokamera wurde ca. 5m entfernt von dem Prüfstand positioniert, um die peripherische Verzerrung des Bilds zu minimieren und somit eine optische Auswertung der Straffbewegung zu ermöglichen.

Für eine erfolgreiche Versuchsdurchführung müssen die Systeme zeitlich aufeinander abgestimmt sein. Dies geschieht mit einem Trigger, der bei den statischen Versuchen von der Steuerungseinheit des Bremssystems aktiviert wird. Dadurch wird die Messtechnik sowie die Kamera zeitlich auf einen Nullpunkt gesetzt, von dem ausgehend alle Daten synchron aufgezeichnet werden. Der Trigger ist als elektrischer Schließer ausgeführt.

Der Drucksensor für den Zylinderdruck basiert auf einer Strommessung und ist mit der Steuerungseinheit des Bremssystems verbunden. Sicherheitstechnisch ist dieser Aufbau von großer Bedeutung. Ein vorhandenes „Emergency Brake System“ reagiert auf den Innendruck und bringt bei der Notwendigkeit eines „Not-Stops“ maximalen Druck auf den Bremskolben auf. Damit wird die Kolbenstange an jeglicher ungewollten Bewegung gehindert. Auch für die Auswertung in der Entlüftung des Systems und des Druckverlaufes während der Straffung ist die Messung des Innendruckes des Strafferzylinders notwendig.

Die Aktivierung des Entlüftungsventils erfolgt mit einer definierten zeitlichen Verzögerung nach dem Straffvorgang. Um dies im Versuch zu realisieren, wurde für die Ansteuerung des Entlüftungsventils ein digitaler Timer der Firma Omron eingesetzt. Ausgehend von dem Triggersignal für die Straffung des Gurtes wird der Countdown gestartet. Nach dem Verstreichen eines vorgegebenen Zeitintervalls wird der Tether-Cutter gezündet, indem der Timer eine anliegende Spannung durchschaltet. Der Cutter durchschneidet das Band, mit dem der Dichtungskolben im Zylinder gehalten wird. Dieser wird durch den Innendruck aus dem Zylinder geschoben und das Druckgas kann entweichen.

Ein möglicher zeitlicher Ablauf eines Versuches ist in Abbildung 56 dargestellt.

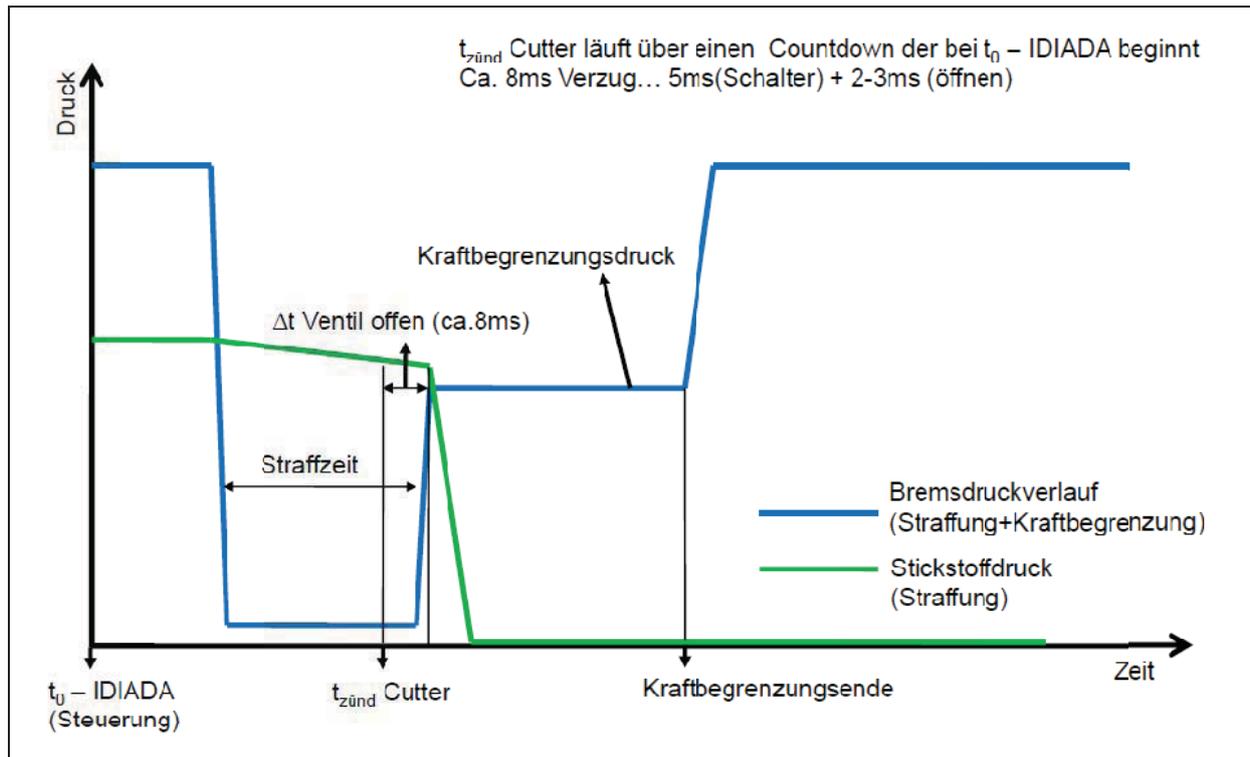
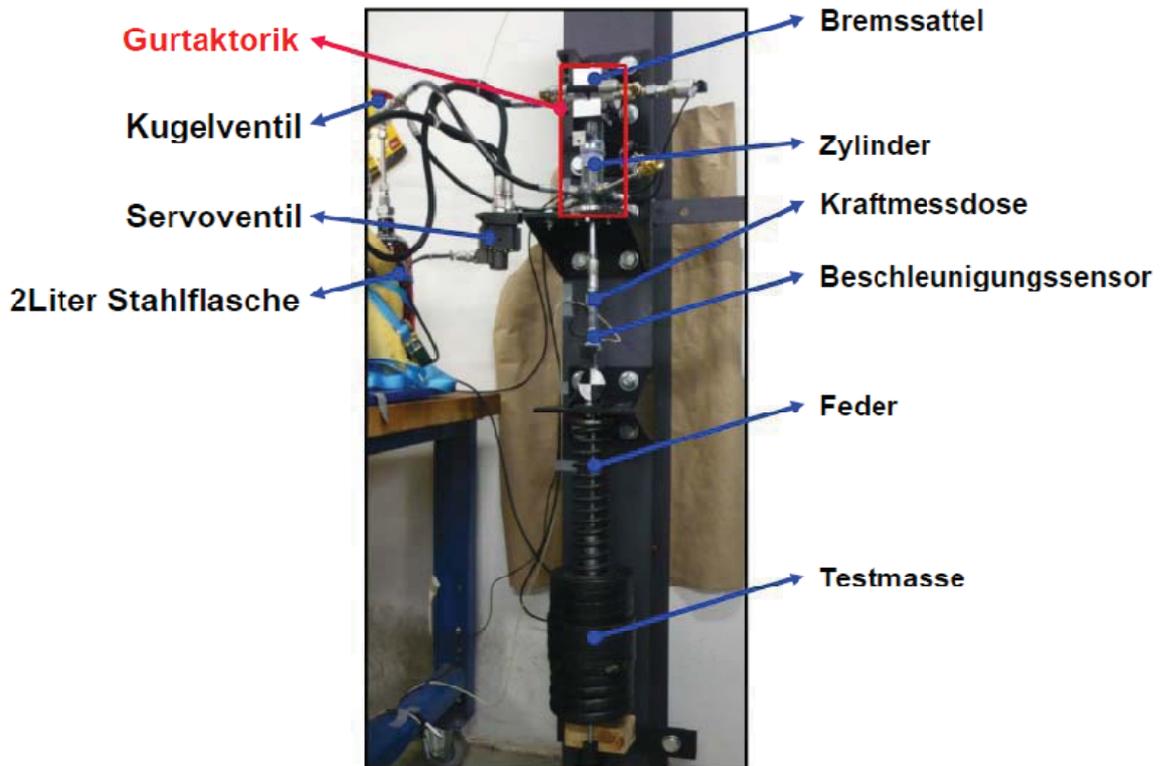


Abbildung 56: Zeitlicher Ablauf eines Versuchs

## 6.4 Inbetriebnahme des Gesamtsystems

Aus Sicherheitsgründen wurde beschlossen, den Prüfdruck schrittweise bis zum maximalen Betriebsdruck zu erhöhen und dabei während und nach jedem Versuch die einzelnen unter Druck stehenden Komponenten auf Leckagen zu untersuchen.

In Abbildung 57 ist der fertige Prüfstand dargestellt.



**Abbildung 57: Prüfstands Aufbau**

Bei diesen ersten Tests traten keinerlei Probleme auf. Das Bremssystem wurde mit dem maximalen Hydraulikdruck von 280bar befüllt, ohne dass es zu Leckagen oder mechanischen Schäden kam. Auch die Straffer-Einheit war bei dem maximalen Betriebsdruck von 180bar dicht.

Für einen ersten Versuch, in dem beide Systeme zum Einsatz kommen, ist vorab noch zu erwähnen, dass die Aktorik mit einem definierten Soll-Bremsdruckverlauf über der Zeit und dem Stickstoffdruck als Eingangsgrößen arbeitet. Um den Versuchsablauf im Vorfeld abschätzen zu können, wurde ein Berechnungstool entwickelt, mit dem ausgehend von den beiden erwähnten Eingangsgrößen der Straffweg, die Straffkraft sowie der Beschleunigungsverlauf abgeschätzt werden können.

## 7 Überprüfung der Aktorik nach den festgelegten Performancekriterien

Nachdem die Inbetriebnahmetests problemlos absolviert werden konnten, sollen im Folgenden die Einzelfunktionen der Aktorik hinsichtlich den Anforderungen im Lastenheft überprüft werden. Die einstellbaren Parameter sind dabei immer der Bremsdruckverlauf und der Startdruck im Strafferzylinder. Bei der Kraftbegrenzung kommt noch der Zündzeitpunkt des Tether-Cutters dazu.

Der Zylinderdruck wird über den Druckregler an der Hochdruckflasche so eingestellt, dass das erforderliche Strafniveau erreicht wird. Die Höhe des Bremsdruckes bestimmt das Niveau der Kraftbegrenzung. Zudem werden der Auslösezeitpunkt und die Straffzeit über das Bremssystem definiert. Die Eingabe der Parameter wird über eine Text-Datei realisiert, die in der Steuerungseinheit geladen werden kann.

Die durchgeführten Versuche unterscheiden sich durch verschiedene Straffdrücke und Bremsdrücke, wobei der Bremsdruck während eines Versuchs zeitlich stark variiert. Der Straffdruck ändert sich aufgrund der Veränderung des Volumens und etwaiger Nachströmverluste während des Straffvorgangs.

Das im vorigen Kapitel vorgestellte Berechnungs-Tool basiert auf einigen Annahmen, die vor dem Versuch noch nicht feststehen. So ist zum Beispiel der Reibbeiwert zwischen Kolbenstange und Bremsbelag ein sehr schwer zu bestimmender Faktor. Dieser ist abhängig von Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur und variiert zwischen 0,2-0,3. Weiters beeinflusst auch die Reibung zwischen den Dichtungen und der Zylinderwand die Kolbenbewegung. Mit der Annahme, dass diese Reibungskräfte im Vergleich zu den Straffkräften sehr gering sind, wird ihr Einfluss in der Berechnung allerdings vernachlässigt. Des Weiteren ist auch der Bremsdruckverlauf im Versuch nicht im Voraus bekannt. Im System wird ein Soll-Verlauf vorgegeben, von dem der reale Verlauf durch Einschränkungen im maximalen Durchfluss und der Ventilschaltzeit mehr oder weniger stark abweicht. In diesem Fall kann aber ein Vorversuch ohne Druck im Strafferzylinder durchgeführt werden. Somit steht dieser Verlauf für eine genauere Abstimmung des Straffversuches zur Verfügung.

Das Berechnungstool ist in Tabelle 14 dargestellt. Der Unterschied zu jenem, das in der Konzeptphase verwendet wurde, liegt in der detaillierteren Abbildung der Kräftesituation. Es wird ausgehend vom Zylinderdruck, Bremsdruck und der Massenträgheit eine

Beschleunigung berechnet und daraus der zurückgelegte Weg bestimmt. In Abhängigkeit des zurückgelegten Straffweges wird auch die Federkraft berücksichtigt.

Zeit [s]	Volumen [mm <sup>3</sup> ]	Zylinderdruck [N/mm <sup>2</sup> ]	Mögliche Straffkraft: [kN]	Bremsdruckverlauf [bar]	Gewichtskraft [kN]	Normalkraft_Bremse [kN]	μ (aus Datenblatt)	Reibungskraft [kN]	Straffweg [mm]	Beschleunigung [m/s <sup>2</sup> ]	Geschwindigkeit [m/s]	Federkraft [N]	Straffkraft [kN]
0,01	2042551,2	175,8	8,9	11	0,294	2,1	0,3	0,63	4,25	256,07	1,42	0,14	7,824
0,0101	2042623,7	175,7	8,9	14	0,294	2,7	0,3	0,80	4,39	236,72	1,45	0,14	7,646
0,0102	2042697,6	175,7	8,9	21	0,294	4,1	0,3	1,24	4,54	230,86	1,47	0,15	7,206
0,0103	2042772,6	175,7	8,9	14	0,294	2,6	0,3	0,79	4,69	236,44	1,50	0,15	7,651
0,0104	2042848,9	175,7	8,9	15	0,294	2,9	0,3	0,88	4,84	251,05	1,52	0,15	7,555
0,0105	2042926,4	175,7	8,9	19	0,294	3,6	0,3	1,08	4,99	247,89	1,55	0,16	7,344
0,0106	2043005,2	175,7	8,9	9	0,294	1,7	0,3	0,51	5,15	240,96	1,57	0,16	7,913
0,0107	2043085,3	175,7	8,9	27	0,294	5,2	0,3	1,55	5,31	259,62	1,60	0,17	6,870
0,0108	2043166,6	175,7	8,9	17	0,294	3,3	0,3	0,98	5,47	225,44	1,62	0,17	7,426
0,0109	2043249,0	175,7	8,9	11	0,294	2,2	0,3	0,66	5,63	243,66	1,64	0,18	7,743
0,011	2043332,7	175,7	8,9	23	0,294	4,4	0,3	1,31	5,80	254,07	1,67	0,19	7,091
0,0111	2043417,7	175,6	8,9	16	0,294	3,1	0,3	0,93	5,96	232,69	1,69	0,19	7,465
0,0112	2043503,9	175,6	8,9	19	0,294	3,7	0,3	1,10	6,13	244,93	1,72	0,20	7,289
0,0113	2043591,3	175,6	8,9	16	0,294	3,1	0,3	0,94	6,31	239,18	1,74	0,20	7,437
0,0114	2043679,9	175,6	8,9	18	0,294	3,4	0,3	1,03	6,48	244,02	1,76	0,21	7,350
0,0115	2043769,7	175,6	8,9	15	0,294	2,9	0,3	0,87	6,66	241,17	1,79	0,21	7,502
0,0116	2043860,0	175,6	8,9	20	0,294	3,0	0,3	1,14	6,84	246,14	1,81	0,22	7,226
0,0117	2043953,1	175,6	8,9	15	0,294	2,8	0,3	0,85	7,02	237,09	1,84	0,22	7,508
0,0118	2044046,6	175,6	8,9	13	0,294	2,6	0,3	0,77	7,21	246,36	1,86	0,23	7,581
0,0119	2044141,3	175,6	8,9	17	0,294	3,3	0,3	0,98	7,40	248,76	1,89	0,24	7,364
0,012	2044237,3	175,6	8,9	16	0,294	3,1	0,3	0,94	7,58	241,62	1,91	0,24	7,394

Tabelle 14: Auszug aus dem Berechnungstool für die Straffung

Der erste beschriebene Versuch bezieht sich nur auf den Straffvorgang. Die wichtigsten Kriterien, die es zu ermitteln gilt, sind:

- Auslösevorgang
- Straffzeit
- Kraftniveau
- Straffweg

Dieser Versuch soll zeigen, welche Straffzeit und Straffkraft bei dem maximalen Stickstoffdruck von ca. 180bar und einer Prüflast von 30kg erreicht werden können.

### 7.1 Straffzeit und Straffkraft bei maximalem Druck

Wie in Abbildung 59 zu erkennen, ist die Vorgabe der türkise Bremsdruck-Sollverlauf, welcher die Kolbenbewegung einleitet und beendet und in diesem Fall die Straffzeit auf 20ms beschränkt. Diese Straffzeit wurde mit Hilfe des Berechnungstools vor dem Versuch abgeschätzt und begründet sich damit, dass die Kolbenstange bei einer längeren Straffzeit mit maximalem Druck an der Rückwand des Strafferzylinders anschlagen würde. Die Feder im Prüfstand wäre in diesem Fall nicht stark genug, um die Stange mitsamt der Testmasse

abzubremsen. Der Restbremsdruck in der Straffphase (etwa 25bar) ist für die erreichbare Straffkraft von Bedeutung, da sich durch die wirkende Reibkraft die Straffkraft verringert. Dies wird in der Berechnung berücksichtigt. Der genaue Startzeitpunkt der Straffbewegung ist durch die Bedingung

definiert. Da der Bremsdruckabbau nicht sprunghaft abgebaut werden kann, beginnt der Straffvorgang je nach Zylinderdruck etwas früher oder später.

Als erster Versuch wird der Versuch 10-1 ausgewertet. In Abbildung 58 ist der Straffverlauf dargestellt.

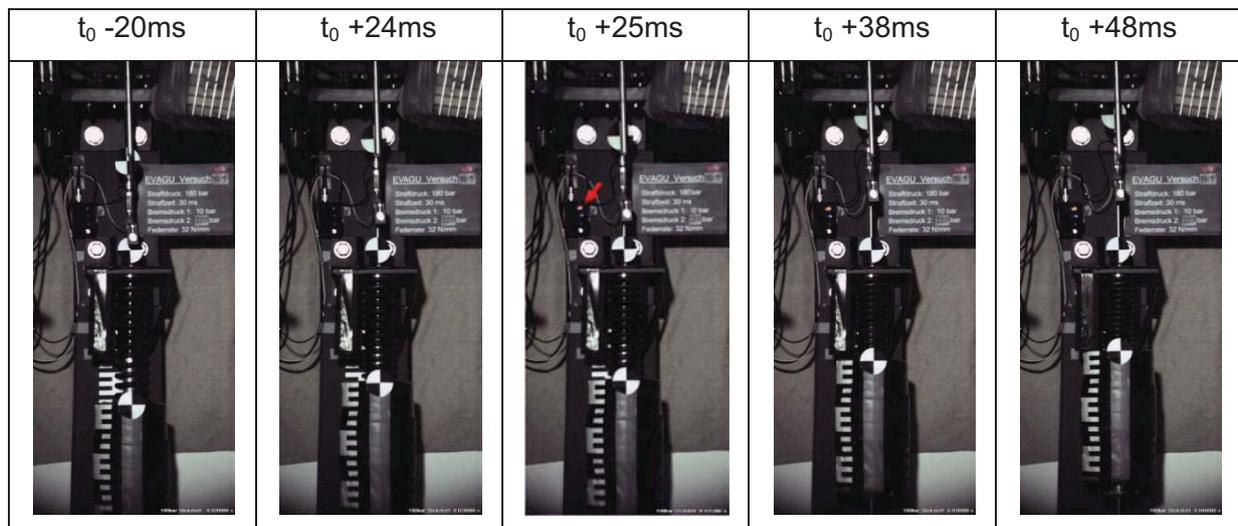
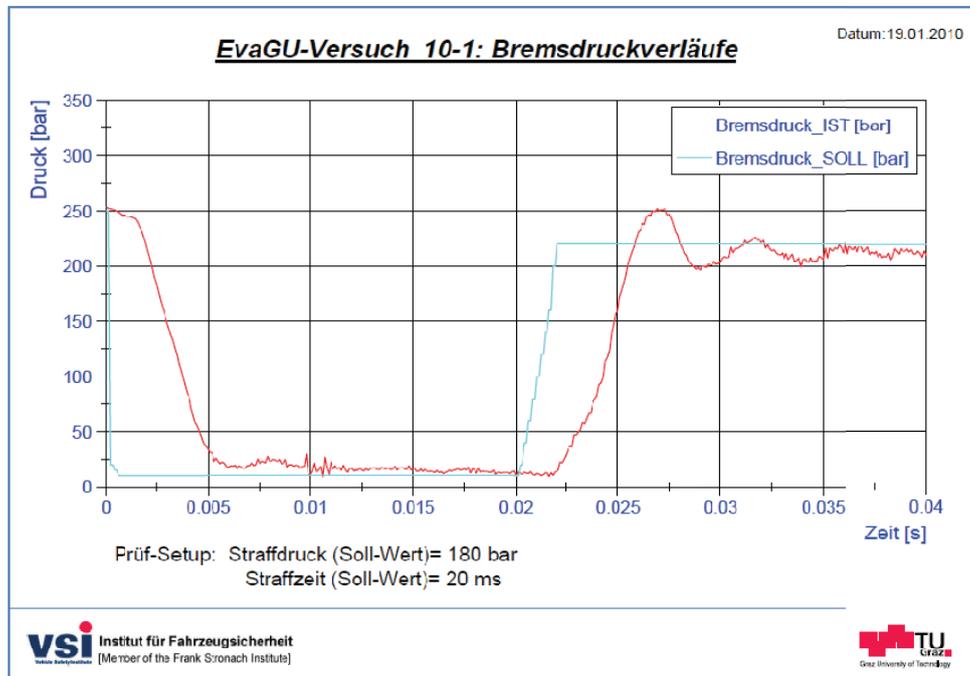


Abbildung 58: Ablauf der Straffung

In diesem Versuch wurde gleichzeitig auch das Übertragungsverhalten des, für das Entlüftungsventil eingesetzten, digitalen Timers überprüft. In den obigen Abbildungen ist eine LED Lampe zu erkennen, die anstelle des Tether-Cutters angesteuert wurde. Ausgehend vom Triggerzeitpunkt wird der zeitliche Verzug des Timers aufgezeigt. Der Zündzeitpunkt des Entlüftungsventils wurde im dargestellten Versuch auf 20ms nach  $t_0$  gestellt. Ab dem Zeitpunkt  $t_0 +25ms$  ist die orange leuchtende LED zu erkennen (Roter Pfeil). Bei allen Versuchen, bei der die LED-Lampe im Einsatz war, konnte ein Verzug von 5ms festgestellt werden. Das bedeutet für die vorzunehmenden Einstellungen vor den kommenden Tests, dass der Cutter um 5ms früher angesteuert werden muss.

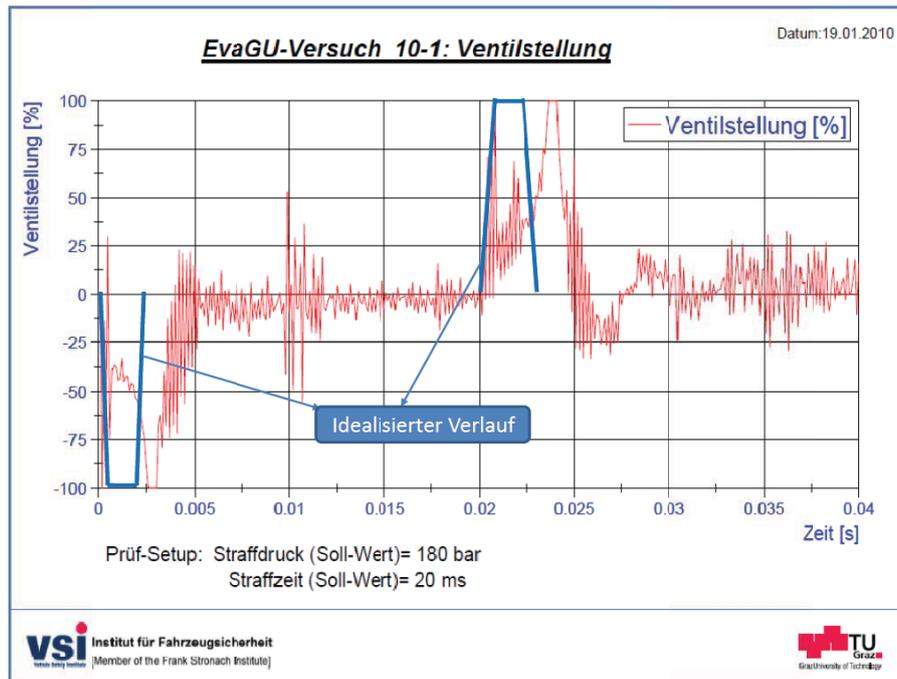
In Abbildung 59 sind die Verläufe des IST-Bremsdruckes und des SOLL-Bremsdruckes beim Versuch10-1 dargestellt. Es zeigt sich, dass es durch die Vorgänge von Druckaufbau und Druckabbau zu einer zeitlichen Verzögerung von bis zu 5ms gegenüber dem Sollverlauf kommen kann. Diese Abweichung begründet sich in Einschränkungen im maximalen Volumenstrom des Ventils und dem Ansprechverhalten des Druckreglers. Durch eine

Verbesserung der Druckregler-Einstellungen könnte diese Verzögerung unter Umständen noch etwas gesenkt werden. Der Soll-Wert des Straffdrucks liegt bei 180bar, die Straffzeit wurde auf 20ms festgelegt. Sobald die Bremskraft infolge des Druckabbaus im Bremssystem die Straffkraft unterschreitet, setzt sich die Kolbenstange in Bewegung. Nach 20ms wird der Bremsdruck wieder erhöht, wodurch die Kolbenstange abgebremst wird.



**Abbildung 59: Bremsdruckverläufe, Versuch 10-1**

In Abbildung 60 ist der zugehörige Verlauf der Ventilstellung des Servoventils im Bremssystem zu erkennen. Es ist dabei deutlich zu sehen, dass es bei der Regelung des Bremsdruckes in den Phasen des Druckabbaus und Druckaufbaus noch Verbesserungspotential gibt. In der ersten Millisekunde wird der Rücklauf erst zeitlich verzögert geöffnet. Darüber hinaus wird der gesamte Querschnitt (Ventilstellung auf -100%) erst nach etwa 2,5ms freigegeben. Gerade in diesen Phasen wird dadurch eine schnellere Absenkung des Hydraulikdruckes verhindert und es kommt zu einer ungewollten zeitlichen Verzögerung des Straffbeginns. Dasselbe Problem zeigt sich auch beim Aufbau des Bremsdruckes ab 20ms nach  $t_0$ . Das Ventil schaltet nicht sprunghaft auf +100%, sondern mit einer leichten Verzögerung, wodurch die Straffkraft zu lange aufrecht bleibt. Die dicke rote Linie zeigt einen idealen Verlauf der Ventilstellung.



**Abbildung 60: Ventilstellung, Versuch 10-1**

Während der Straffung wäre es wünschenswert, dass kein Bremsdruck anliegt, da dieser zu einer Reduktion der Straffkraft führt. Mit dem verwendeten Servoventil können jedoch sehr niedrige Hydraulikdrücke nur schlecht konstant gehalten werden. Eine Verbesserung könnte dabei durch eine Korrektur der Druckregler-Parameter des Hydrauliksystems oder durch den Einsatz eines anderen Servoventils erreicht werden. In dem Soll-Druckverlauf wurde daher während der Straffung ein Druck von 10bar vorgegeben, da die Regelung auf diesen Druck mit dem verwendeten Ventil gut funktioniert. Dies hat aber zur Folge, dass während der Straffphase immer mitgebremst wird, wodurch sich die maximal mögliche Straffkraft reduziert.

Für diesen Versuch wurde ein Straffdruck von 180bar festgelegt, welcher aber durch das Fehlen eines Manometers an dem Druckspeicher nicht optimal eingestellt werden konnte. Im Versuch beträgt der Startdruck vor der Straffung 177bar. In der folgenden Abbildung ist der Druckabfall im Zylinder zu erkennen, welcher durch die Vergrößerung des Volumens infolge der Kolbenverschiebung und durch das Nachströmverhalten aus dem Druckspeicher beeinflusst wird. Während des Straffvorganges sinkt der Zylinderdruck in diesem Versuch auf knapp 150bar ab.

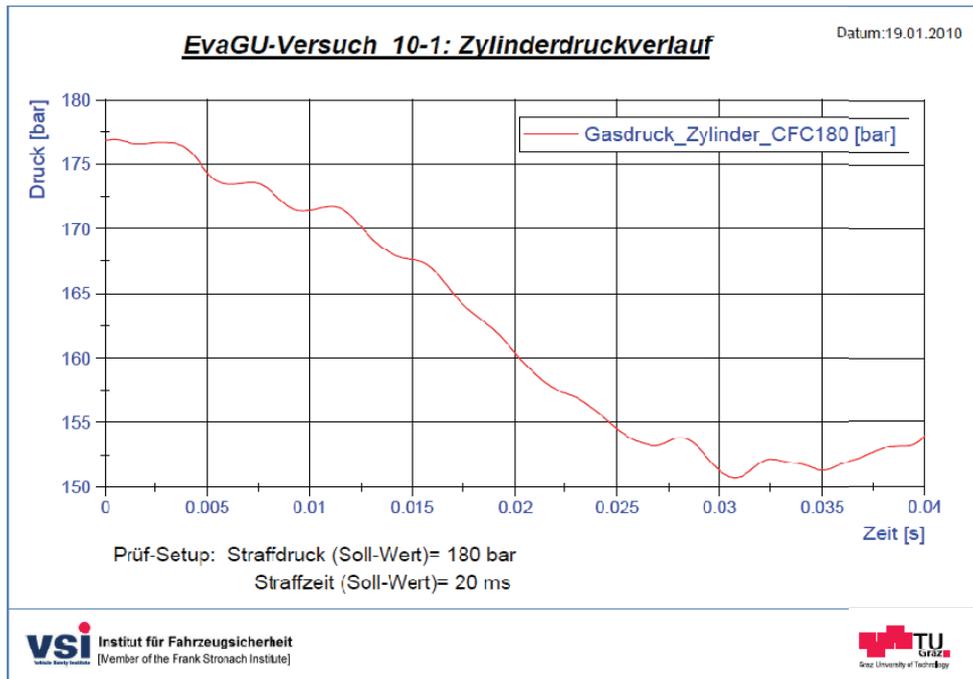


Abbildung 61: Zylinderdruckverlauf, Versuch10-1

In Abbildung 62 ist der resultierende zeitliche Verlauf der Straßkraft dargestellt. Es ist zu sehen, dass über den gesamten Straßweg ein annähernd konstantes Kraftniveau erreicht wurde. Das geforderte Kraftniveau von 10kN kann mit den verwendeten Komponenten hingegen nicht erreicht werden. Dafür wäre ein höherer Versorgungsdruck von 200bar, ein entsprechender (teurerer) Druckregler und eine Verbesserung der Ansteuerung des Bremsdruckregelventils notwendig.

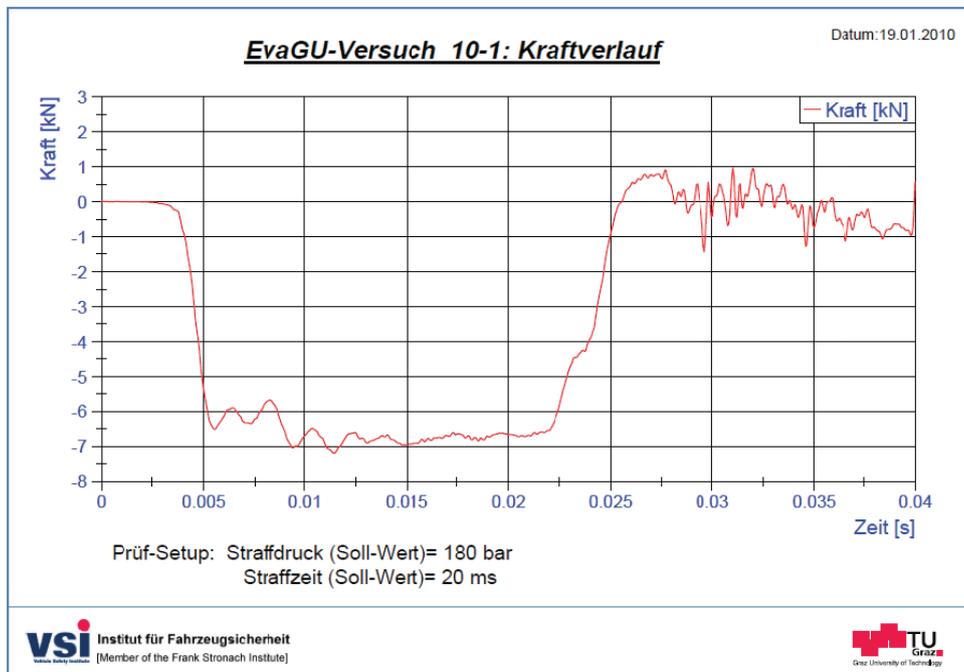
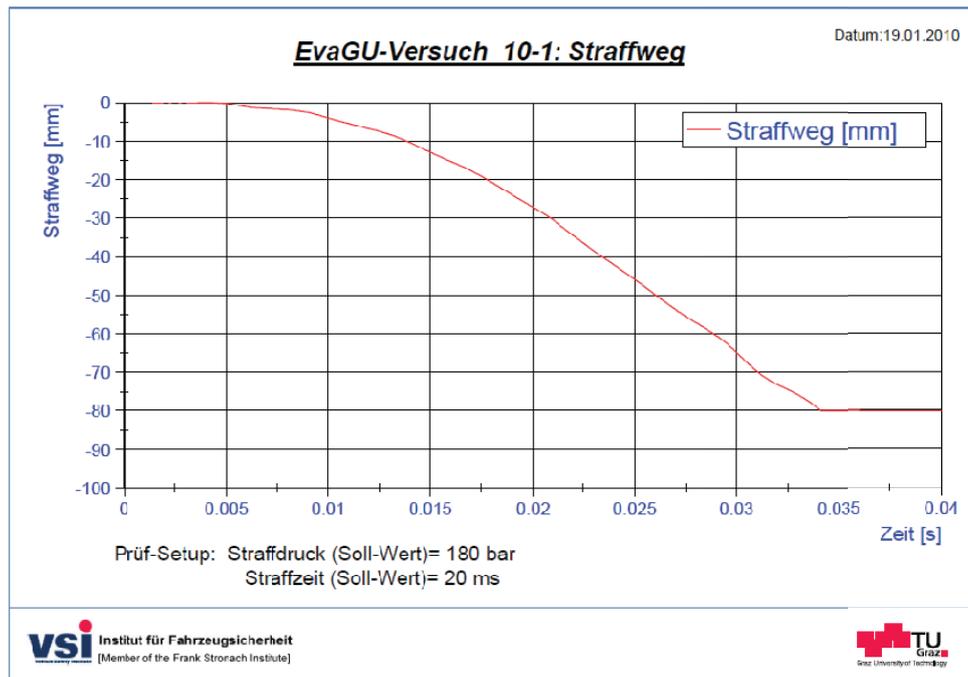


Abbildung 62: Kraftverlauf, Versuch10-1

Als letzter Punkt wird der Straffweg über der Zeit betrachtet. In Abbildung 63 ist zu erkennen, dass der Straffweg bis ca. 34ms ansteigt und dann konstant 80mm beträgt. Der Grund dafür ist, dass das zur Messung des Straffweges verwendete Linearpotentiometer durch eine fehlende Vollbrücke nicht den ganzen Messweg aufzeichnen konnte. Dieser Fehler wurde für die Folgeversuche behoben. Weiters fällt auf, dass sich die Kolbenstange auch nach dem Verstreichen der Straffzeit (20ms) noch weiter nach oben bewegt. Dies liegt daran, dass der Bremsdruck am Ende der Straffung nicht abrupt ansteigt und die Kolbenstange durch ihre Trägheit noch ein Stück weiter rutscht.



**Abbildung 63: Straffweg, Versuch10-1**

Im Folgenden werden Ergebnisse des beschriebenen Berechnungstools mit den Messdaten des realen Versuchs verglichen. Für diese Ergebnisse wurden der reale, im Versuch gemessene Bremsdruckverlauf verwendet. Es ist zu erkennen, dass der Straffweg und die Straffkraft sehr gut nachgestellt werden können. Für die Berechnung wurde aus dem Datenblatt ein Reibbeiwert von 0,3 gewählt, da mit diesem die auftretenden Belastungen und Geschwindigkeiten am besten abgebildet werden können.

Die auftretenden Abweichungen in der Berechnung können mit den folgenden Einflüssen begründet werden. In der Startphase verursacht der Straffer-Zylinder eine erhöhte Reibung durch den Schweißverzug bei den Arbeitsanschlüssen. Über die gesamte Versuchsdauer wird die Bewegung auch durch einen von der Geschwindigkeit und Flächenpressung abhängigen Reibbeiwert beeinflusst.

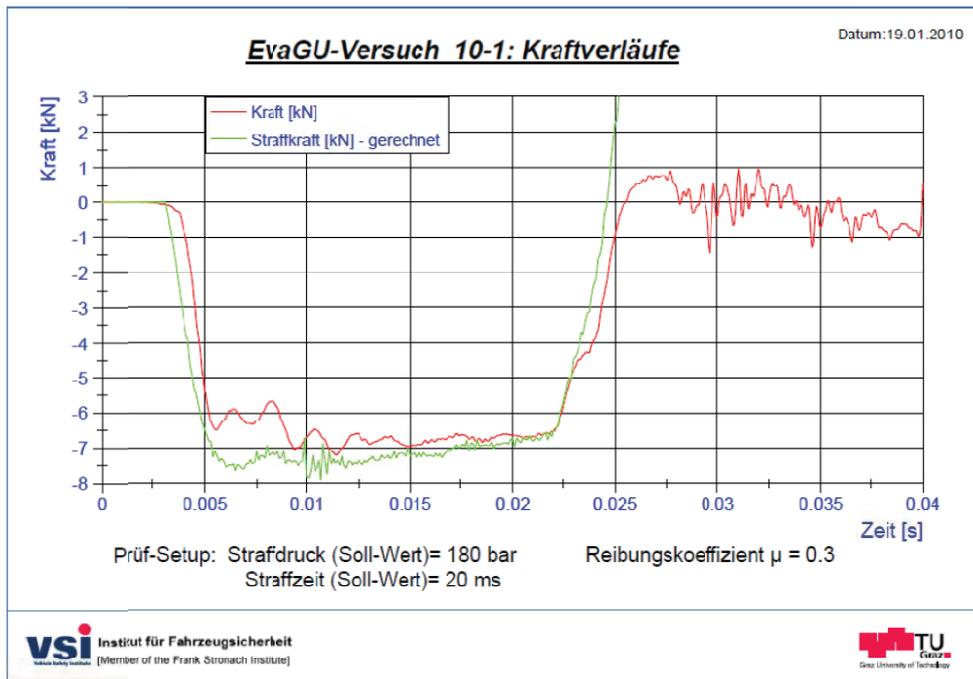


Abbildung 64: Kraftverläufe, Versuch 10-1 mit Berechnung

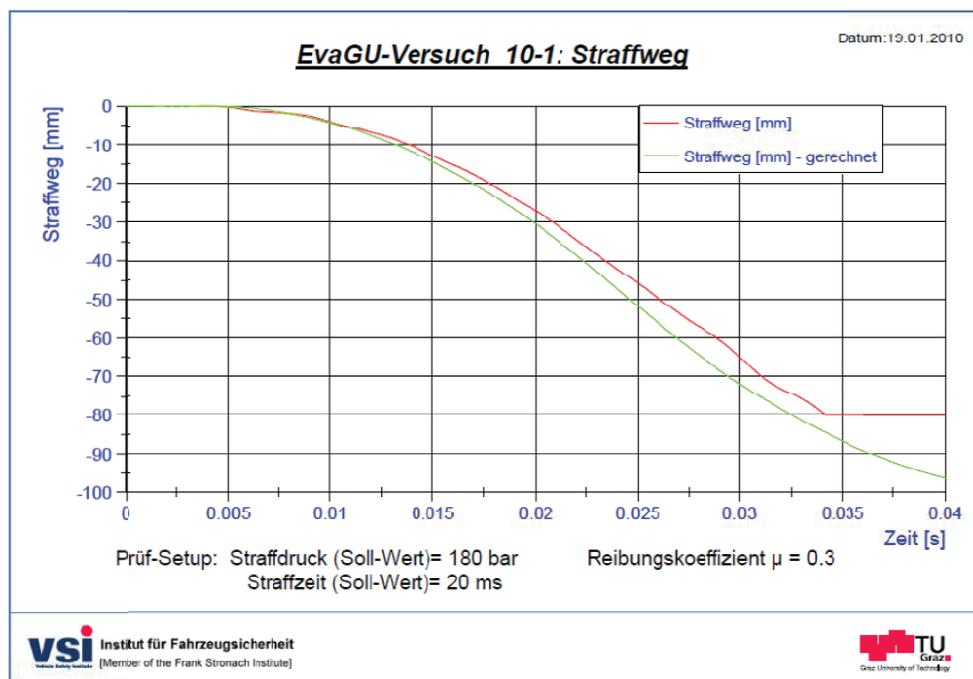


Abbildung 65: Straffweg, Versuch 10-1 mit Berechnung

## 7.2 Kraftbegrenzung und Entlüftung des Systems

Der zweite ausgewählte Test zeigt neben dem Straff- auch den Kraftbegrenzungsvorgang, bei dem das Entlüftungsventil zum Einsatz kommt. Die Öffnung des Entlüftungsventils ist in Abbildung 66 dargestellt.

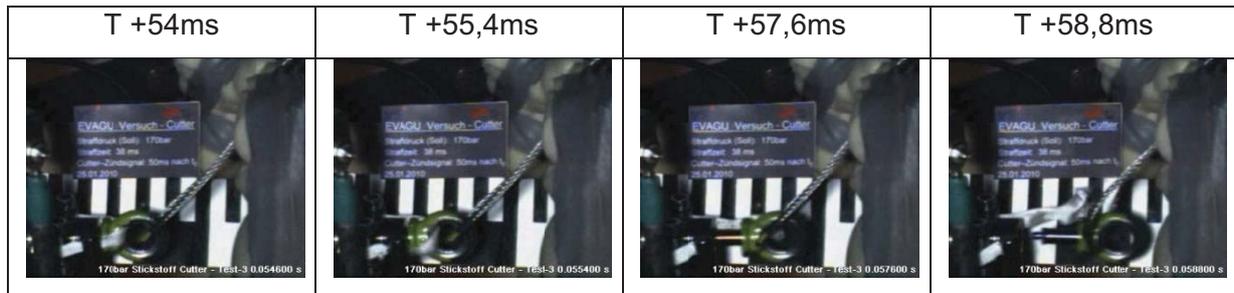


Abbildung 66: Arbeitsweise des Entlüftungsventils

Die Randbedingungen für diesen Versuch sind wiederum ein vorgegebener Bremsdruckverlauf und der Startdruck im Strafferzylinder. Zusätzlich ist in diesem Fall auch noch der zeitliche Abstand zwischen der Auslösung des Straffers und dem Öffnungszeitpunkt des Entlüftungsventils von Bedeutung. In den vorangegangenen Versuchen wurde der digitale Timer hinsichtlich seines Ansprechverhaltens bereits überprüft. Dabei wurde festgestellt, dass zum gewünschten Zündzeitpunkt ein Zeitraum von 5ms vorgehalten werden muss.

Der Bremsdruckverlauf dieses Versuches wird in Abbildung 67 dargestellt.

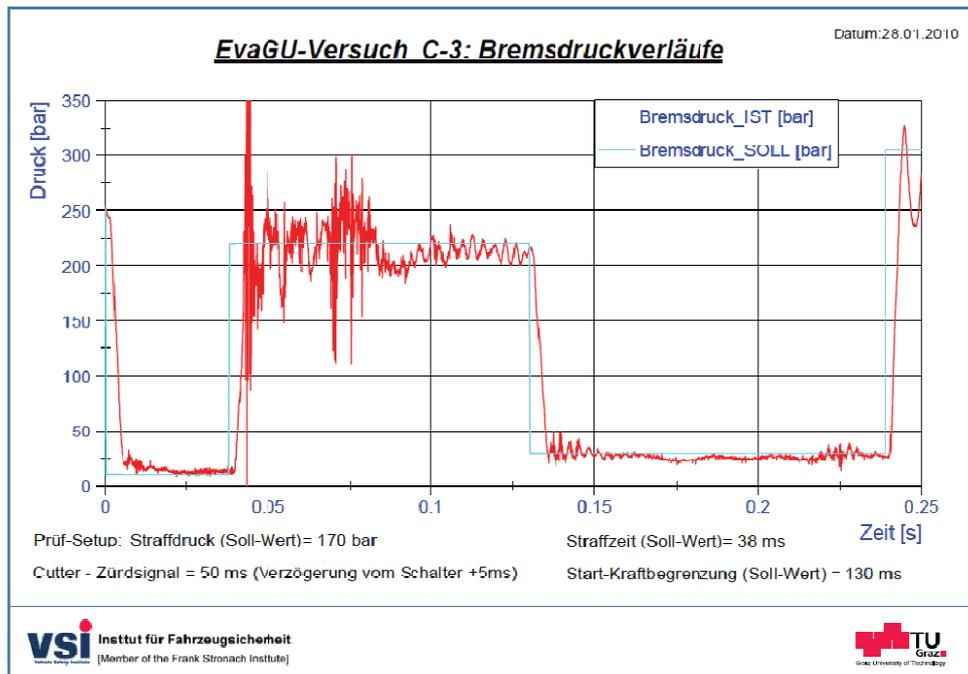


Abbildung 67: Bremsdruckverlauf, Versuch C-3

Bei der Entwicklung des statischen Prüfstandes wurde die Problematik aufgezeigt, dass die Kraftbegrenzungsfunktion mit diesem Prüfstand nur sehr eingeschränkt getestet werden kann. Es steht nur die Federkraft und das Gewicht der Prüfmasse zur Verfügung, um die Gurtzugkräfte während der Vorverlagerung des Insassen bei einer Kollision nachzustellen. Die Federkraft ist abhängig vom Straffweg, der maximal 100mm beträgt und ergibt mit einer Federkonstante von 32N/mm die maximale Federkraft von 3,2kN. Im Verlauf des

Kraftbegrenzungsvorganges nimmt die Federkraft durch die Entlastung der Feder annähernd linear ab. Der Anteil der Gewichtskraft ist mit etwa 294N relativ gering. Um diese Kräfte vollständig nutzen zu können, ist es notwendig, den Start der Kraftbegrenzung zeitlich nach hinten zu verschieben.

Beim Aufbau des Prüfstandes wurde nach den ersten Versuchen ein, im Vorfeld nicht bedachtes, Problem im Versuchsablauf festgestellt. Nachdem die Kolbenstange nach dem Straffvorgang abrupt abgebremst werden muss, kommt es durch die Trägheit der Testmasse zu sehr hohen Druckbelastungsspitzen in der Kolbenstange. Die verwendete Kraftmessdose kann jedoch bei zu hohen Druckbelastungen beschädigt werden. Somit war es notwendig, die Testmasse bei der Abbremsung der Kolbenstange von dieser zu entkoppeln. Dies wurde durch einen einfachen Flächenkontakt der Prüfmassage an der Kolbenstange realisiert. Bei der Abbremsung der Stange löst sich die Testmasse von dieser Fläche und wird nur von der Feder zurückgehalten. Damit kann das Problem der Überlastung der Kraftmessdose umgangen werden, es führt aber in weiterer Folge zu einem problematischen Effekt im Versuch: Die Testmasse hebt von der Anlagefläche der Kolbenstange ab, komprimiert die Feder weiter und prallt nach der Bewegungsumkehr mit hoher Geschwindigkeit wieder an der Anlagefläche auf. Dies führt zu sehr starken Schwingungen in Kraftverlauf und zu einem geringen Auszug der Kolbenstange. Diese beiden Effekte sind in Abbildung 69 und Abbildung 70 beschrieben.

Um diese prüfstandsbedingten Schwingungen vor der Kraftbegrenzungsphase abklingen zu lassen, wird etwa 100ms gewartet, bevor der Bremsdruck auf das Kraftbegrenzungsniveau abgesenkt wird und das Entlüftungsventil geöffnet wird. Die Randbedingungen für den Versuch wurden folgendermaßen festgelegt:

- Der Startwert des Straffdruckes liegt bei 170bar.
- Die Straffzeit wurde mit 38ms voreingestellt.
- Nach der Straffung folgt eine Phase, in der die in Strafrichtung nicht gesicherten Gewichte wieder in Position gelangen sollen und die Schwingungen im System abklingen.
- Der Countdown für das Zündsignal das Entlüftungsventil wurde auf 50ms nach  $t_0$  festgelegt. Nach den bereits gewonnenen Informationen sollte der Cutter also nach etwa 55ms das Band durchschneiden.
- Der Bremsdruck wird nach 130ms auf das Niveau der Kraftbegrenzung abgesenkt und bis zum Versuchsende konstant gehalten.

Um das Ausströmen des gesamten Druckgases zu verhindern, wurde der Druckspeicher bei diesem Versuch vom Straffer-Zylinder abgesperrt. Damit ist die relative Volumenänderung während der Straffung deutlich größer und der Straffdruck fällt deutlich stärker ab, als bei dem verbundenen Druckspeicher. In diesem Fall sinkt der Druck während der Straffung auf fast 60bar. In der Abbildung 68 ist weiters zu erkennen, dass der Zylinderinnendruck nach dem Auslösen des Entlüftungsventils ab ca. 57ms innerhalb weniger Millisekunden auf Umgebungsdruck abfällt. Damit wurde auch die Funktion dieses Ventils im Versuch nachgewiesen.

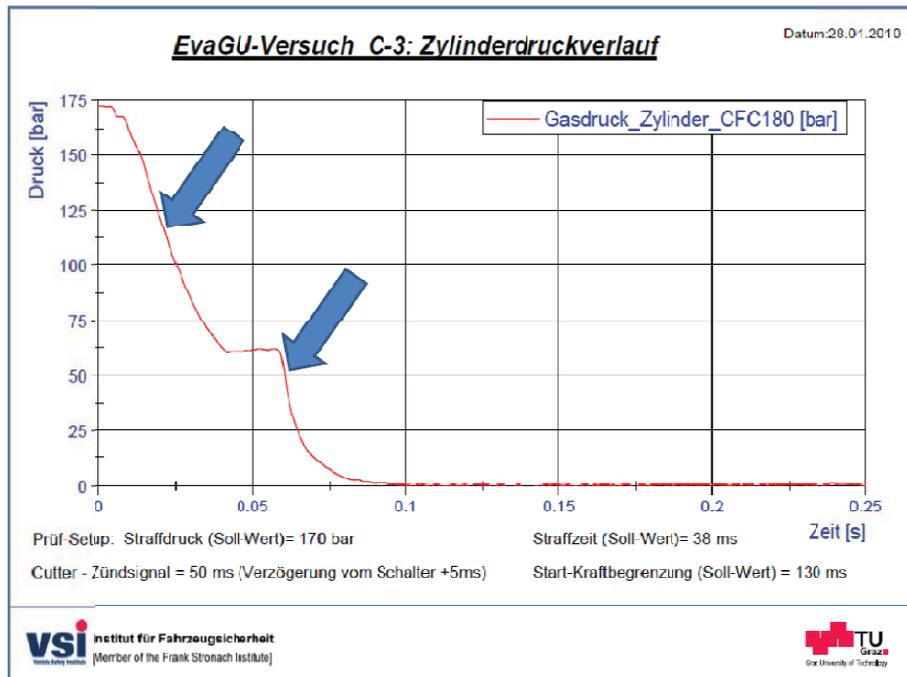


Abbildung 68: Zylinderdruckverlauf, Versuch C-3

Im Kraftverlauf (Abbildung 69) ist die starke Abnahme der Kraft durch das abgetrennte Versorgungsvolumen eindeutig zu erkennen. Nach 130ms beginnt die Kraftbegrenzung und die Kolbenstange wird unter einer annähernd konstanten Kraft ausgezogen. Die zu erkennenden Ausschläge im Kraftverlauf sind durch das Ausführung des Prüfstandes bedingt und wurden zu Beginn des Kapitels erläutert.

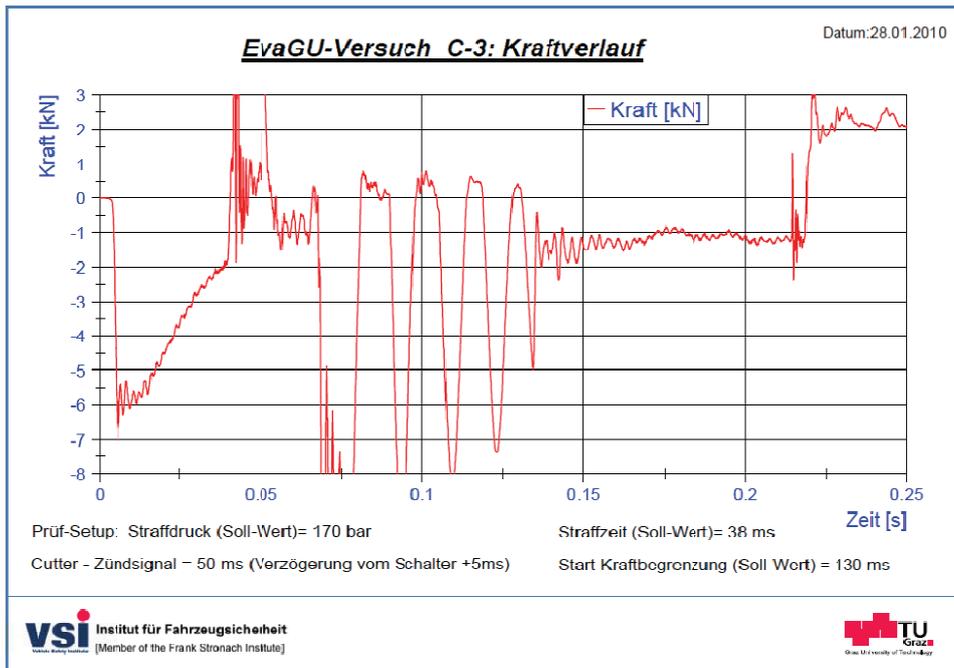


Abbildung 69: Kraftverlauf, Versuch C-3

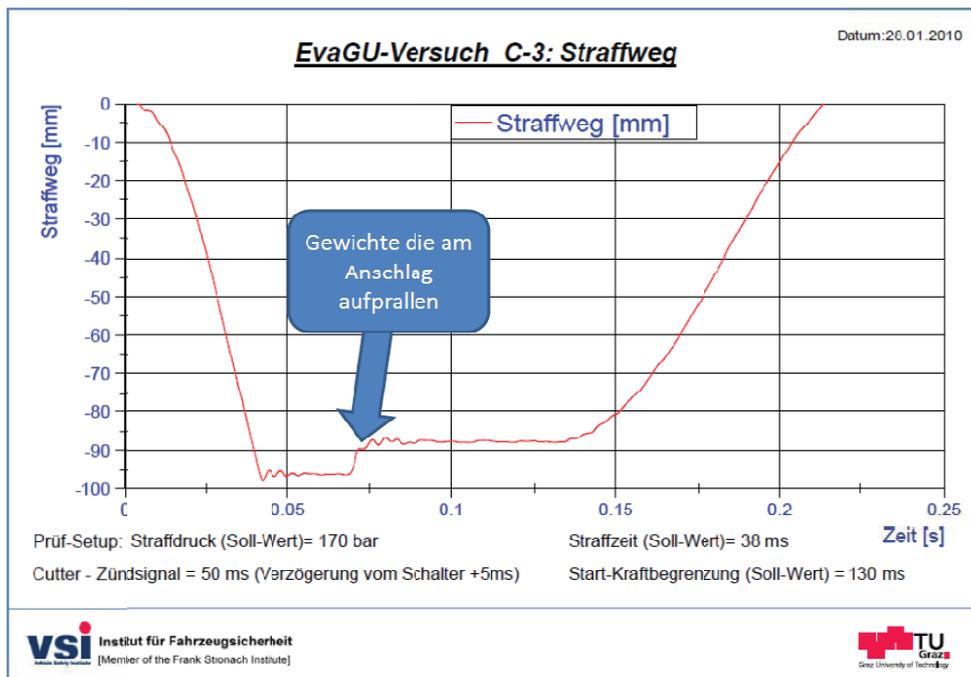


Abbildung 70: Straffweg, Versuch C-3

Auch bei der Darstellung des Straffweges ist der Rückschlag der Gewichte bei ca. 75ms nach  $t_0$  zu sehen. Danach folgt der Auszug während der Kraftbegrenzungsphase, der wie im Kraftverlauf nach 130ms beginnt und bei 0mm endet. Der Kolben im Strafferzylinder schlägt an der Innenwand an.

### 7.3 Zusätzliche Tests

Zusätzlich zu den bisher beschriebenen Versuchen wurden verschiedene weitere Varianten mit unterschiedlichen Straffdrücken und Kraftbegrenzungsniveaus durchgeführt. Diese Versuche werden an dieser Stelle nicht weiter ausführlich beschrieben, da sie sich vom Ablauf her nicht von den beiden oben diskutierten Versuchen unterscheiden.

Für die weitere Beurteilung der Funktion der entwickelten Gurtaktorik und ihrer Tauglichkeit für den Einsatz bei Schlittenversuchen, werden noch zwei Aspekte untersucht. Einerseits soll in einer Reihe von Versuchen mit gleichen Einstellungen die Reproduzierbarkeit der Ergebnisse gezeigt werden. Zum Zweiten soll anhand im Versuch gemessener Werte der Reib- und Normalkraft im Bremsbelag der real auftretende Reibbeiwert ermittelt werden. Dieser spielt, wie schon beschrieben, bei der Wahl der Versuchsparameter eine wesentliche Rolle.

#### Reproduzierbarkeit

Um die Reproduzierbarkeit der Versuchsergebnisse beim Einsatz der Gurtaktorik zu zeigen, werden die Ergebnisse der Versuchsreihe 10 miteinander verglichen. In Abbildung 71 ist ersichtlich, dass der zeitliche Verlauf des Straffweges bei allen Versuchen nahezu ident ist. Die Abweichung des Versuchs 10.0 kann mit dem in Abbildung 72 dargestellten Zylinderdruckverlauf erklärt werden. Darin ist zu erkennen, dass der Startdruck im Straffzylinder zu niedrig eingestellt wurde. Dementsprechend ist auch die Straffkraft geringer und es wird weniger Straffweg zurückgelegt.

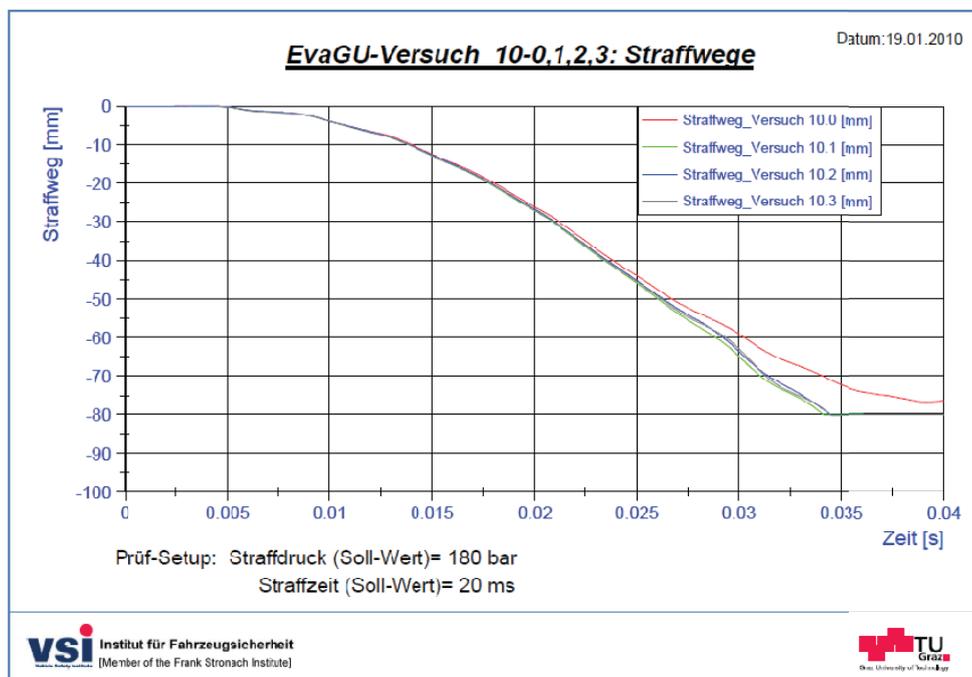


Abbildung 71: Straffwege, Versuche 10-0 bis 10-3

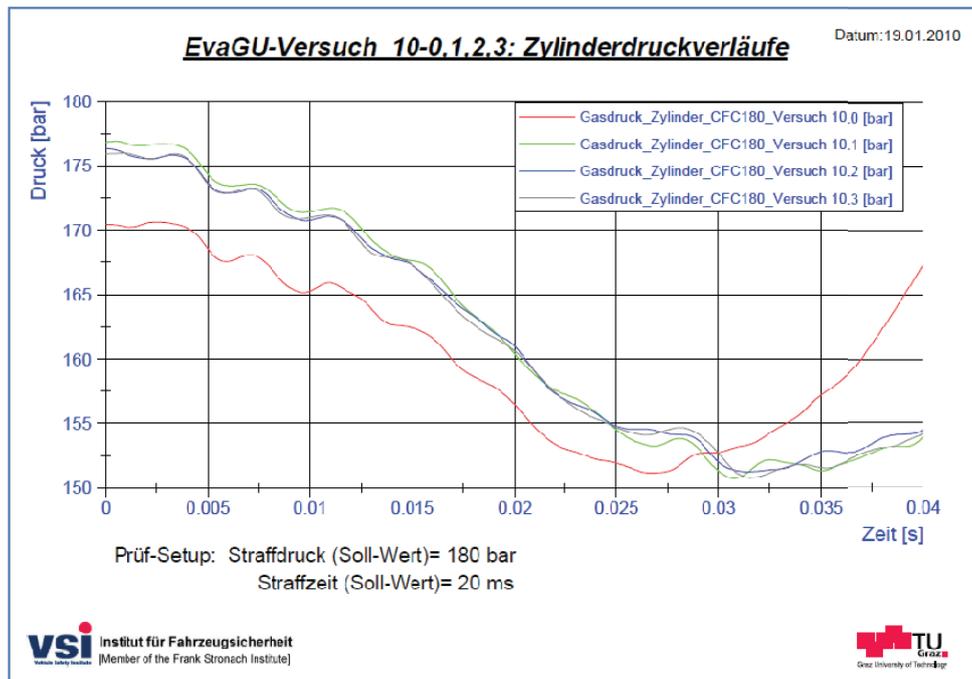


Abbildung 72: Zylinderdruckverläufe, Versuche 10-0 bis 10-3

Als zweite Versuchsreihe werden die Versuche 11-1 bis 11-3 miteinander verglichen. Auch bei einem niedrigeren Zylinderdruck von 130bar sind die Ergebnisse fast gleich, wie in Abbildung 73 dargestellt ist.

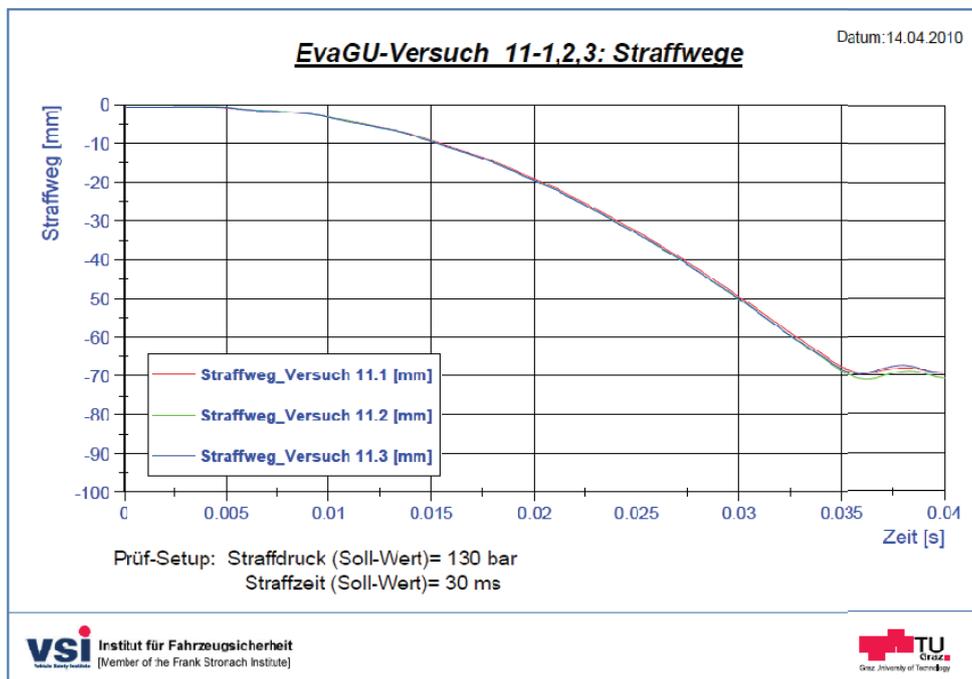


Abbildung 73: Straffwege, Versuche 11-1 bis 11-3

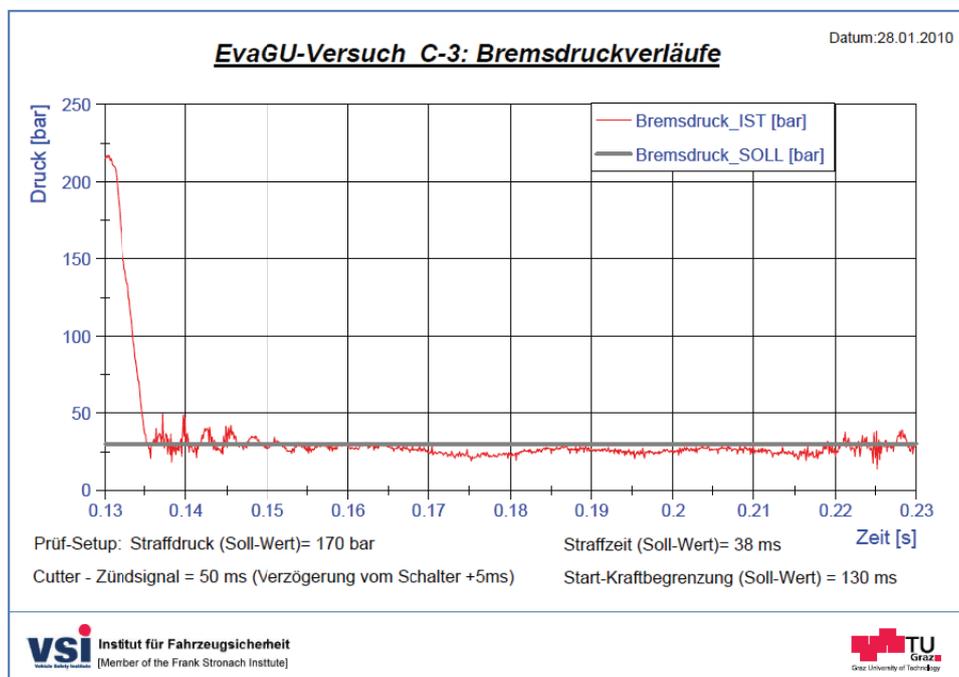
Es zeigt sich, dass die Versuchsergebnisse bei selben Startbedingungen sehr gut reproduzierbar sind. Allerdings muss beim Einstellen der Straffdruckes sehr sorgfältig vorgegangen werden, da dieser den Versuchsablauf maßgeblich bestimmt.

Der nächste Punkt befasst sich mit der Ermittlung des Reibbeiwerts zwischen der Kolbenstange und dem Bremsbelag.

**Ermittlung Reibbeiwert**

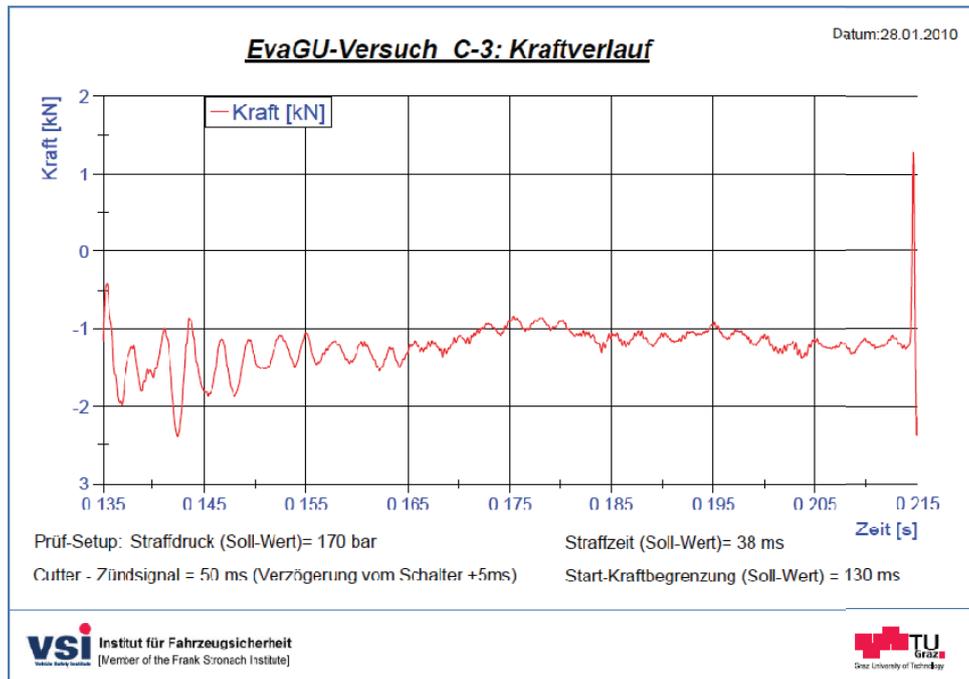
Der Reibbeiwert wird gemäß dem Coulomb'schen Gesetz für Gleitreibung aus den Versuchsdaten errechnet. Dabei wird die auftretende Reibungskraft durch die Bremskraft (Normalkraft) dividiert. Die Bremskraft ist abhängig vom Bremsdruck und der Kolbenfläche des Bremssattels. Die Reibungskraft entspricht der gemessenen Kraftbegrenzungskraft:

Der Versuch Cutter-3 mit der Bremsdruckvorgabe wird in Abbildung 74 dargestellt. Der gemessene Kraftbegrenzungsverlauf, der Verlauf des berechneten Reibbeiwerts und die Abhängigkeit des Reibbeiwertes von der Gleitgeschwindigkeit werden in Abbildung 75, Abbildung 76 und Abbildung 77 dargestellt.



**Abbildung 74: Bremsdrücke, Versuch Cutter-3**

Ein Ziel dieses Versuches war, den Reibbeiwert in der Kraftbegrenzungsphase feststellen zu können. Das Losbrechen der Kolbenstange erfolgte bei einem Bremsdruck von etwa 50bar ca. 135ms nach Versuchsbeginn. In der folgenden Abbildung wird der Kraftverlauf ab diesem Zeitpunkt dargestellt.



**Abbildung 75: Kraftverlauf, Versuch Cutter-3**

In der obigen Abbildung ist ersichtlich, dass sich der zeitliche Verlauf der Straffkraft nach dem Losbrechen zwischen 1,5kN und 1kN annähernd konstant einstellt.

Aus dem Reibbeiwertverlauf ist zu erkennen, dass ein  $\mu$  in einem Bereich zwischen 0,2 und 0,3 für die weitere Auslegung eine gute Basis darstellen sollte. Über die gesamte Versuchsdauer ist jedoch eindeutig zu erkennen, dass der Reibbeiwert einer leichten Schwankung unterliegt. Mit welchem Einfluss dies zu begründen ist, konnte nicht genau eruiert werden. Als die am ehesten zutreffenden Einflüsse können aber die Flächenpressung und die Geschwindigkeit genannt werden. Ein weiterer wäre der Bremsdruck, der über der Zeit auch nicht zu 100% konstant ist.

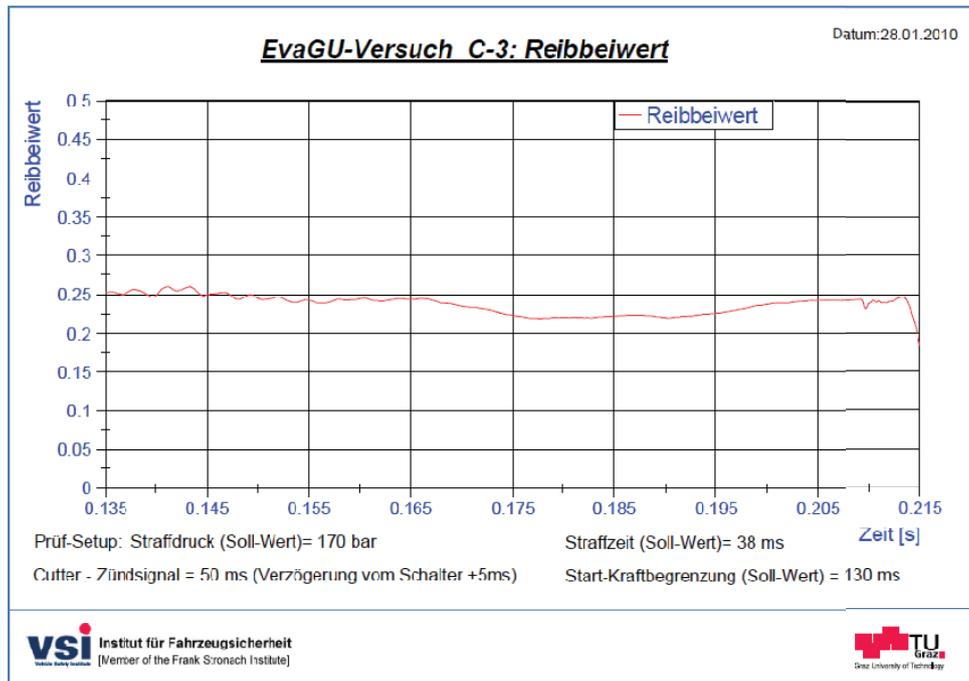


Abbildung 76: Reibbeiwert, Versuch Cutter-3

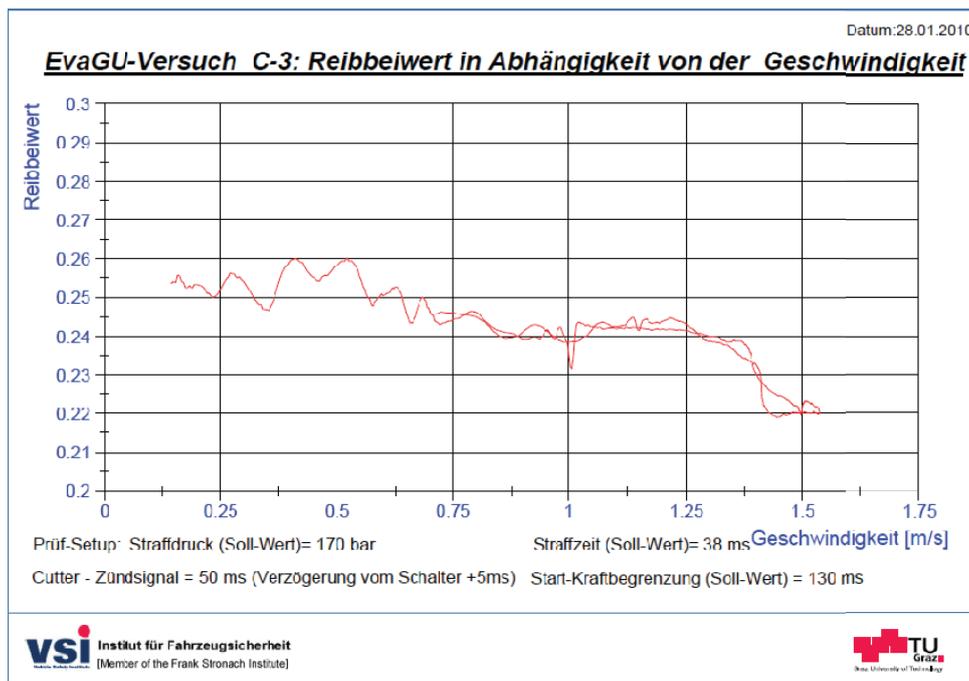


Abbildung 77: Reibbeiwert in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, Versuch Cutter-3

## 7.4 Schlussfolgerung

Das wichtigste Ergebnis der Versuche ist, dass die einzelnen Funktionen erfolgreich nachgewiesen werden konnten und damit die Tauglichkeit der Aktorik für den Einsatz bei Entwicklungsversuchen gegeben ist. Einige, in der Konzeptphase definierten, Vorgabewerte (Gewicht, maximale Straffkraft) konnten zwar nicht ganz erreicht werden, sind aber mit

kleinen Veränderungen in der Konstruktion möglich. Der Hauptgrund für das zu niedrige Kraftniveau (etwa 7kN) war dabei die Entscheidung, einen Druckregler zu kaufen, der als maximalen Ausgangsdruck nur 185bar zulässt. Als zusätzlicher, im Vorfeld noch nicht absehbarer Einfluss, muss der relativ hohe Restbremsdruck in der Straffphase genannt werden. Dieser kann aber durch eine bessere Anpassung des Druckreglers an die Einsatzbedingungen wahrscheinlich noch gesenkt werden. Da die Straffkraft ausschlaggebend für die Straffzeit ist, kann durch die oben genannten Punkte auch hier eine Verbesserung erzielt werden. Die Ergebnisse sind aber für den weiteren Verlauf des Projekts vielversprechend und es bedarf nur geringer Änderungen an der Konstruktion, um die Aktorik auch bei Schlittenversuchen einsetzen zu können.

Für Entwicklungsversuche von Rückhaltesystemen werden im Vorfeld zahlreiche Simulationen durchgeführt, um eine vielversprechende Abstimmung zu finden, die dann getestet wird. Für einen sinnvollen Einsatz dieser Aktorik, muss also auch ein Simulationsmodell erstellt werden, welches deren Straff- und Kraftbegrenzungseigenschaften bestmöglich nachbildet.

## 8 Erstellen eines MKS-Modells der Gurtaktorik

In diesem Abschnitt wird ein Mehrkörper-Simulationsmodell beschrieben, das die Ergebnisse der durchgeführten statischen Versuche sehr gut nachstellen kann. Das fertige Modell der Aktorik soll in weiterer Folge in ein existierendes Insassensimulationsmodell integriert werden und dort Straffung und Kraftbegrenzung des Gurtes realisieren. Vorerst muss aber das Simulationsmodell der Aktorik auf dem statischen Prüfstand erstellt und dieses mit den Versuchsergebnissen validiert werden.

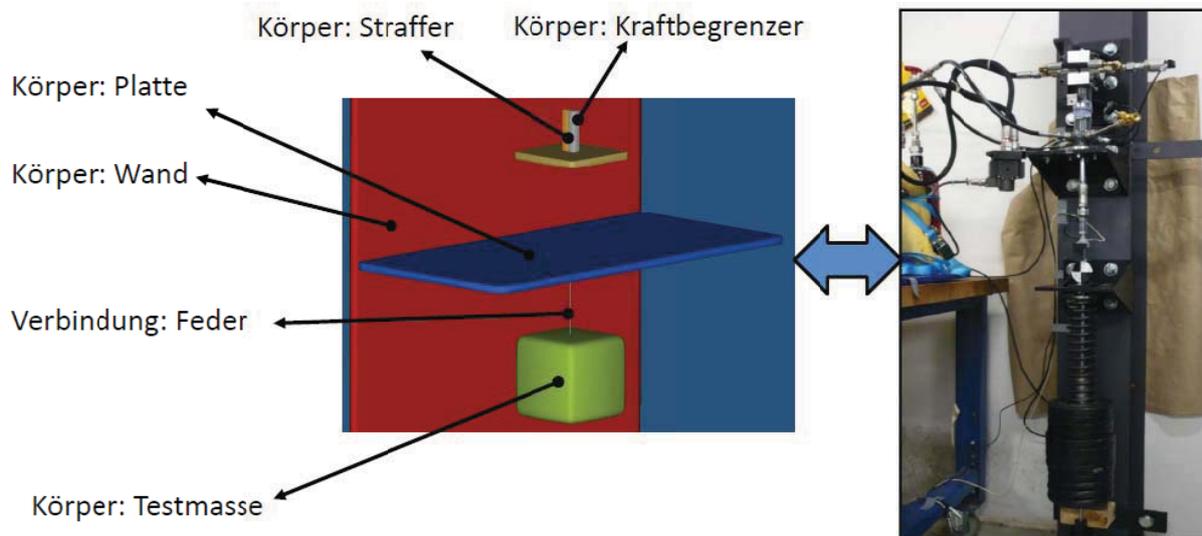
Die Frage stellt sich nun, wie sich die Aktorik im Modell vereinfacht abbilden lässt und wie die komplexen Vorgänge der Straffung, Kraftbegrenzung und Entlüftung nachgebildet werden können. Eine zusätzliche Anforderung ist, dass die freien Parameter der Gurtaktorik (Straffdruck, Kraftbegrenzungsniveau, Zündzeitpunkte, ...) im Simulationsmodell gleich vorgegeben werden können um dieselben Ergebnisse zu erzielen.

### 8.1 Aufbau des MKS-Modells

Das Modell wurde für die Mehrkörper-Simulationsumgebung Madymo 6.3.2 erstellt. Es setzt sich aus starren Körpern, in diesem Fall höhergradige Ellipsoide, und Verbindungsgelenken zusammen. Diesen Verbindungen können Eigenschaften zugewiesen werden und auf einzelne Körper können definierte Belastungen aufgebracht werden. Die wichtigsten Komponenten des Simulationsmodells sind:

- Prüfstand
- Straffer
- Kraftbegrenzer
- Testmasse
- Feder
- Gelenke zwischen den Körpern

In Abbildung 78 ist das System dargestellt, wie es im Vergleich zum Prüfstand aufgebaut sein kann. Es vermittelt aber vorerst ein grobes Bild, von dem ausgehend der Aufbau des Systems genauer erklärt werden soll.



**Abbildung 78: Madymo-Modellaufbau und Vergleich mit dem realen Prüfstand**

Neben den einzelnen Komponenten des Simulationsmodells werden die auf die einzelnen Körper wirkenden Kräfte so vorgegeben, dass der reale Versuchsablauf bestmöglich dargestellt werden kann. Es müssen somit die wichtigsten Einflussgrößen, die auf das System wirken, gefunden werden.

### Verstellbare Parameter des Gesamtsystems

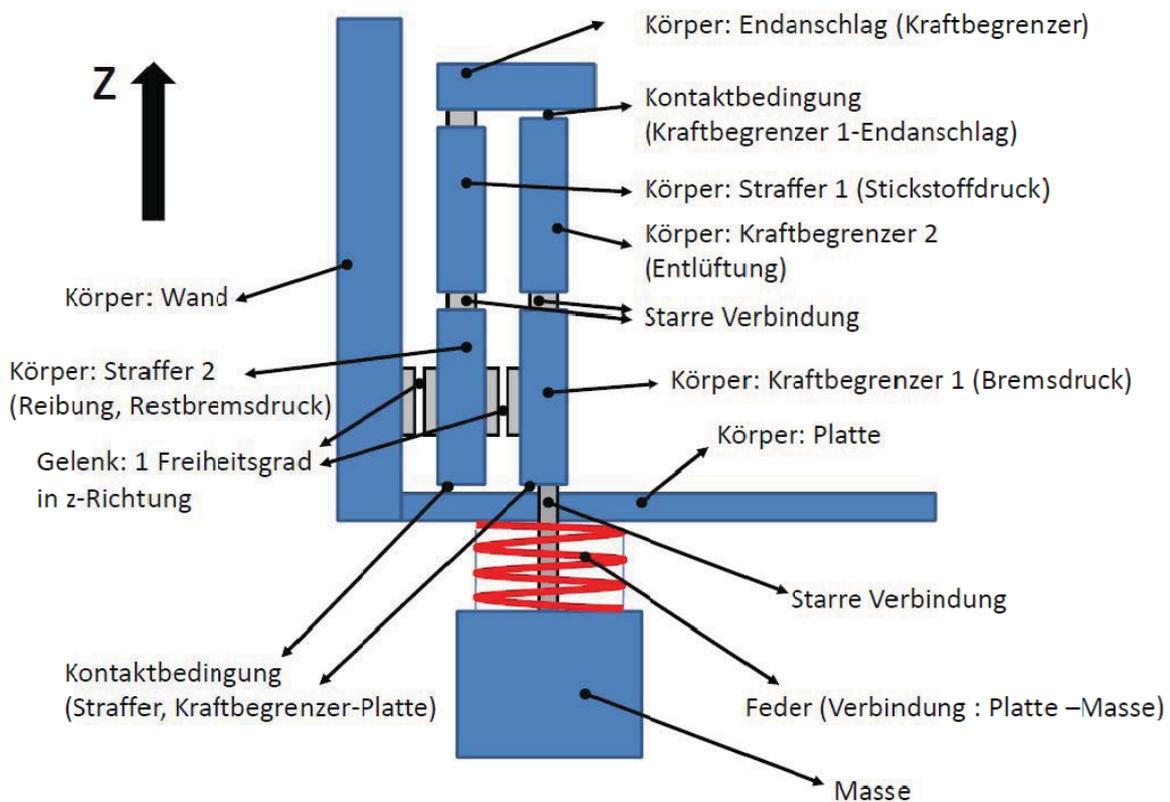
Wie bei den durchgeführten Versuchen bereits beschrieben ist, sind die wichtigsten Parameter der Startdruck im Strafferzylinder und der Hydraulikdruck im Bremssystem. Die Entlüftung kommt noch als zusätzlicher Parameter hinzu, da dieser Vorgang einige Millisekunden andauert und der Restdruck im Zylinder sich in dieser Zeit auf die Kraftbegrenzung auswirkt.

### Vorgaben der einzelnen Kraftverläufe

Die maßgeblichen Parameter des Systems sind somit bekannt und es können nun Kraftverläufe, die auf die einzelnen Körper wirken, aus den Versuchsdaten abgeleitet werden. Diese Verläufe können im Programm Madymo dabei entweder in Abhängigkeit der Zeit oder des Weges definiert werden. Nachdem die einzelnen Druckverläufe im System, mit Ausnahme des Straffdruckes, in erster Linie von der Zeit abhängig sind, erwies sich die Definition von Kraft-Zeit-Funktionen als vorteilhaft. Die Funktionen unterteilen sich dabei in:

- eine Funktion, welche die Gasdynamik im Zylinder nachstellt,
- eine Funktion, die den Restbremsdruck nachstellt,
- eine Funktion, die den Bremsdruck während der Kraftbegrenzung nachstellt
- und eine Funktion die den Zylinderdruck während der Entlüftung nachstellt.

In Abbildung 79 ist der Aufbau des Systems genauer abgebildet.



**Abbildung 79: Aufbau des Madymo Modells**

Die einzelnen Körper werden mit den entsprechenden, oben genannten Funktionen belastet. Zusätzlich wirkt auf das Gesamtsystem noch die Gravitation. Zwischen der Platte und der Masse wird, wie am Prüfstand, eine Feder eingefügt. Zwischen den zwei Straffer-Körpern und dem Endanschlag, sowie zwischen der Masse und dem Kraftbegrenzer wurden starre Verbindungen definiert. Es war notwendig, zwei Straffer und zwei Kraftbegrenzer vorzusehen, da es im Programm Madymo keine Möglichkeit gibt, mehrere Funktionen zu addieren. So muss beispielsweise ein Straffer definiert werden, mit dem die Straffkraft aufgrund des Straffdruckes abgebildet wird. Mit dem zweiten Straffer, werden Effekte dargestellt, die die Straffkraft reduzieren (Restbremsdruck, Reibung des Kolbens, ...). Man könnte sie zwar in einer Funktion zusammenfassen, dies würde aber bedeuten, dass beispielsweise bei einer Änderung des Stickstoffdrucks, auch der Restbremsdruck verändert wird, was bei den realen Versuchen aber nicht der Fall ist. So ist gewährleistet, dass die einzelnen freien Parameter unabhängig von einander variiert werden können.

Damit die einzelnen Funktionen auch zeitlich richtig beginnen, werden sogenannte „Switches“ verwendet, mit denen Freiheitsgrade in den Verbindungsgelenken gesperrt oder frei gegeben werden können.

Damit ist das zu erstellende System in den Grundzügen festgelegt. In Abbildung 80 wird der Ablauf einer Straffung und darauffolgenden Kraftbegrenzung mit dem Simulationsmodell dargestellt. Dabei ist gut zu erkennen, dass der Kraftbegrenzer (grauer Körper) durch das gesperrte Gelenk mit dem Straffer (oranger Körper) verbunden ist. Erst wenn eine definierte Bedingung erfüllt ist, in diesem Fall das Verstreichen einer gewissen Zeit, wird über die Funktion „Switch.Multi\_Port“, der Kraftbegrenzer freigegeben und durch die vorgespannte Feder und wirkende Erdbeschleunigung nach unten gezogen. Das Schubgelenk zwischen Prüfstand und Straffer wird mit der gleichen Bedingung gesperrt und der Straffer wird in dieser Position fixiert.

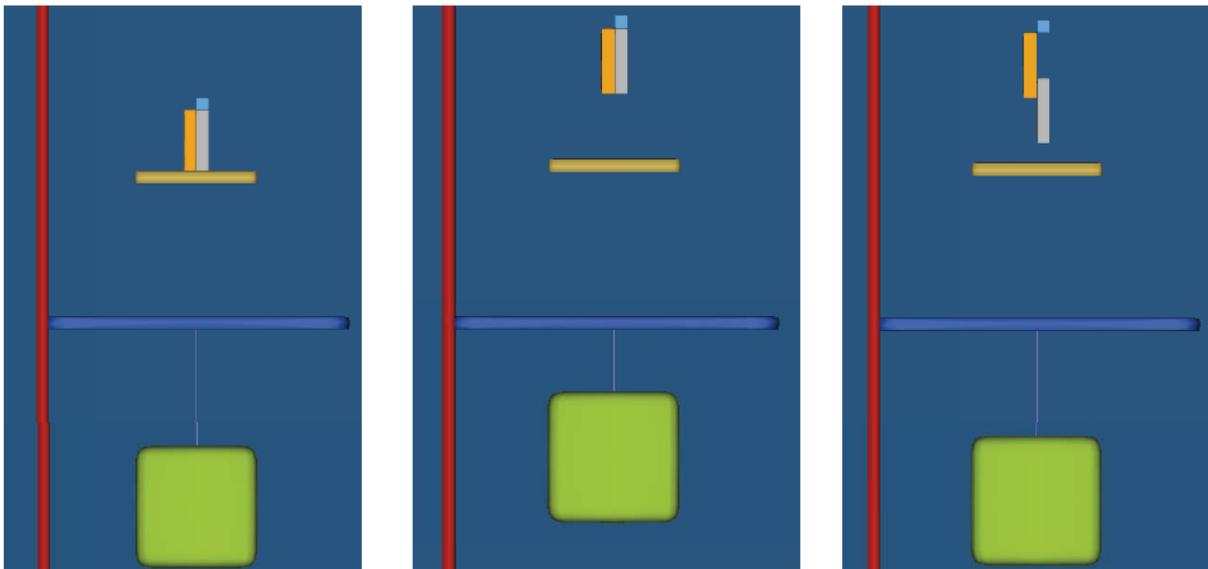


Abbildung 80: Ablauf Simulation

### 8.1.1 Voreingestellte Funktionen

Der grundsätzliche Bewegungsablauf funktioniert mit dem Simulationsmodell schon sehr gut. In weiterer Folge müssen nun die Kurvenverläufe des Modells so angepasst werden, dass die Versuchsergebnisse bestmöglich abgebildet werden können. Ziel ist es, jede Funktion durch die Eingabe eines Parameter-Wertes, der mit jenem des Versuches übereinstimmt, auf das richtige Niveau zu skalieren. Im Folgenden werden die einzelnen Funktionen detaillierter erläutert:

### Verlauf der Straffkraft

Der Verlauf der Straffkraft, als Funktion der Zeit, wird ausgehend vom Zylinderinnendruck und der Kolbenfläche erstellt. Ziel ist es, eine Kurve zu erstellen, die mit dem realen Versuchsdruck in der Einheit "Bar" skaliert wird und damit einen Kraftverlauf im Modell erzeugt, der dem gemessenen Kraftverlauf entspricht. Die verwendete Formel lautet: – .

Die Kolbenoberfläche des Zylinders ist mit 505mm<sup>2</sup> geometrisch vorgegeben. Der dazugehörige Verlauf muss aufgrund der Einheitenumwandlung von N/mm<sup>2</sup> auf Bar noch durch zehn dividiert werden.

Im Vergleich mit den Versuchen wurde erkannt, dass die Straffkraft im Simulationsmodell auch bei Berücksichtigung des Reibungseinflusses durch den Restbremsdruck nicht mit der real gemessenen Straffkraft übereinstimmt. Als mögliche Einflüsse könnten der Druckabfall im Zylinder und die am Start, durch den Distanzring, verkleinerte Kolbenfläche genannt werden. Nach einer entsprechenden Adaption des Modells wurde eine gute Übereinstimmung des simulierten und gemessenen Straffkraftverlaufes erreicht.

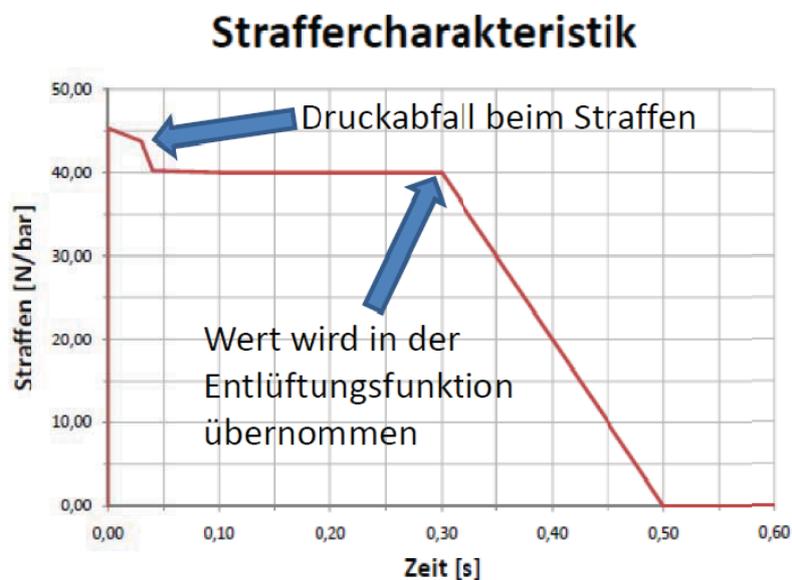


Abbildung 81: Strafffunktion im MKS-Modell

### Verlauf der Reibungskraft

Um den Abfall des Bremsdruckes und den Restbremsdruck im Modell integrieren zu können, wurde der Straffer 2 mit einem Kraftverlauf beaufschlagt, der die Reibungseinflüsse abbilden soll. Die Kurve wurde entsprechend den Formeln – und – erstellt. Der zeitliche Verlauf des Bremsdruckabfalls wurde der aus den Versuchen übernommen.

## Restbremskraftcharakteristik

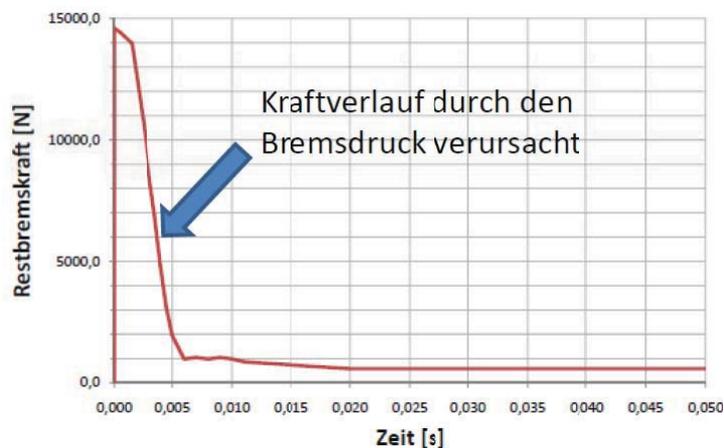


Abbildung 82: Reibungskraft verursacht durch den Restbremsdruck im MKS-Modell

### Verlauf der Bremskraft(begrenzung)

Die Kraftbegrenzungskurve kann ebenso wie die Funktion der Straffung durch die Adaption nur eines einzigen Wertes an beliebige Versuchskonfigurationen angepasst werden. Der für den Versuch gewählte Bremsdruck muss wiederum in der Einheit "Bar" eingegeben werden. Die voreingestellte Funktion ist abhängig von der Kolbenfläche des Bremssattels und dem Reibwert ( $\mu$ ). Die Werte beziehen sich auf ein  $\mu$  von 0,3.

## Kraftbegrenzungscharakteristik

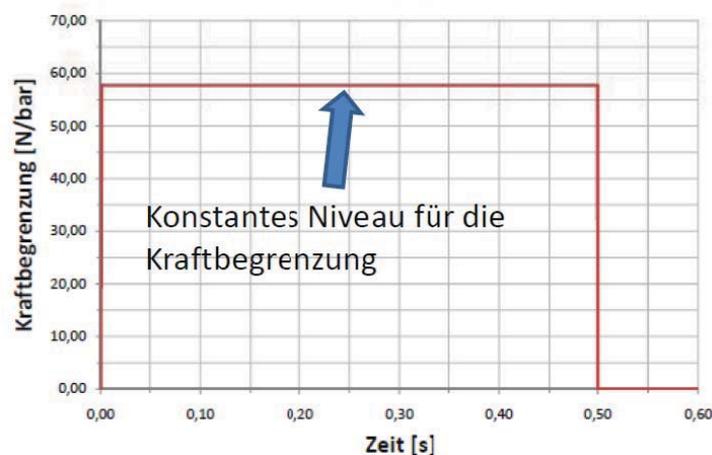


Abbildung 83: Bremsdruck im MKS-Modell

### Verlauf der Entlüftungsfunktion

Als letzte Funktion ist in Abbildung 84 die Entlüftung des Systems dargestellt. Der maximale Wert wird dabei dem letzten Wert der Strafffunktion gleichgesetzt. Danach wurde der Druckabfall entsprechend dem realen Versuch nachgebildet. Als bestimmender Faktor für das Niveau wird der maximale Straffdruck eingegeben. Es ist weiters notwendig, die Funktion über die Variable „Straffer\_OFF“ zeitlich zu verschieben. Der zeitliche Verlauf der

Funktion wurde bereits unter Berücksichtigung der Zündverzugszeit erstellt. Es wird davon ausgegangen, dass das Cutter-Zündsignal ca. 6-7ms vor dem Kraftbegrenzungsbeginn gesetzt wurde. Die konstante Kraft für 2ms begründet sich im Öffnungsverhalten des Ventils, da der Dichtungskolben erst aus dem Zylinder gedrückt werden muss bevor das Gas abströmen kann.

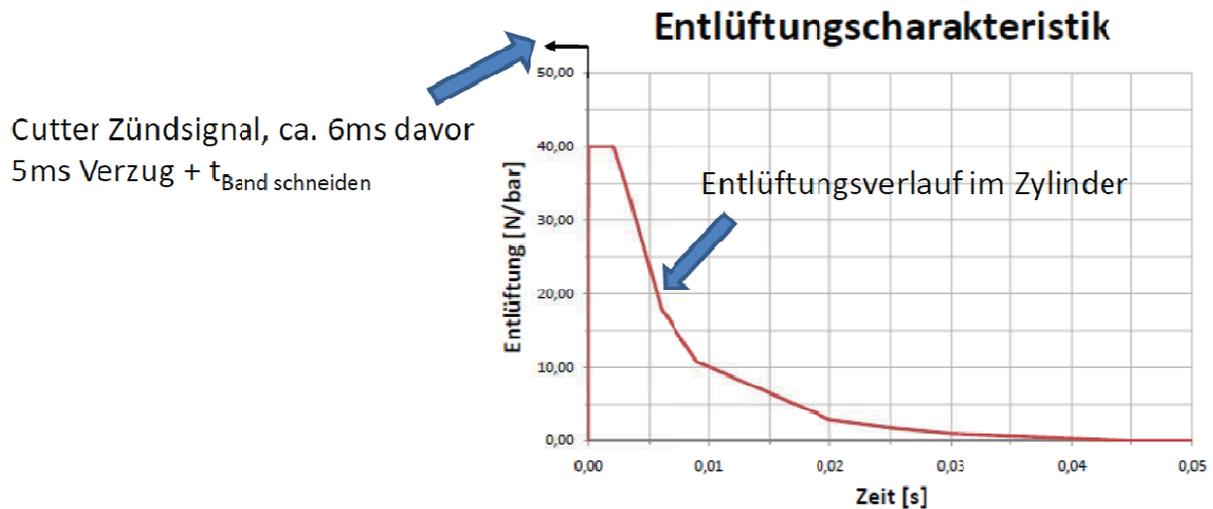


Abbildung 84: Entlüftungsfunktion im MKS-Modell

Die Funktionen sind allesamt erstellt, somit können die Ergebnisse der Simulation mit den statischen Versuchen verglichen werden.

## 8.2 Vergleich des Modells mit den statischen Versuchen

Für den Vergleich zwischen dem Simulationsmodell und dem Realversuch werden die schon beschriebenen Versuche 10-1 und C-3 verwendet. Als zweiter Versuch für den Straffvorgang wird Versuch 6-1 herangezogen und für die Kraftbegrenzung, um den Einfluss des Entlüftungsventils zu zeigen, wird der Versuch C-6 dargestellt.

Zuerst werden, wie in Abbildung 85 und Abbildung 86 zu erkennen, zwei Straffvorgänge mit der Simulation verglichen. Beim ersten Versuch mit einem Solldruck von 180bar stimmt das Modell sehr gut mit der Realität überein. Der Schalter im Modell, zuständig für den Wechsel zwischen Straffen und Kraftbegrenzen, wurde auf 20ms nach  $t_0$  eingestellt. Das entspricht dem Wert, der auch im Versuch für die Straffzeit gewählt wurde. Im Simulationsmodell wird zu diesem Zeitpunkt das Schubgelenk des Straffers schlagartig gesperrt. Im realen Versuch kann die Kolbenstange hingegen auch nach dem Schließen der Bremse noch ein Stück weiterrutschen.

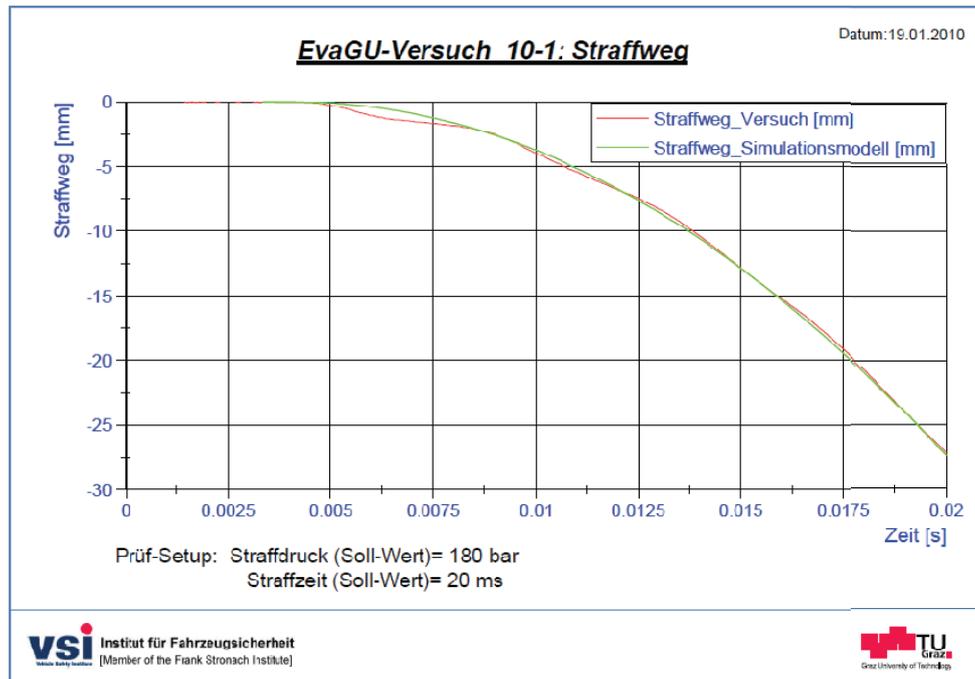


Abbildung 85: Straffweg, Versuch 10-1 vs. Modell

Im zweiten Versuch mit einem Solldruck von 100bar und einer Straffzeit von 30ms weicht der Straffweg aus der Simulation vom Prüfstandsergebnis leicht ab. Diese Abweichung kann mit dem Beginn der Straffbewegung in Verbindung gebracht werden. Es ist deutlich zu sehen, dass der Straffer durch die vorgegebenen Kräfte in der Simulation ca. 2ms länger in der Startstellung bleibt, als die Kolbenstange des Zylinders beim Realversuch.

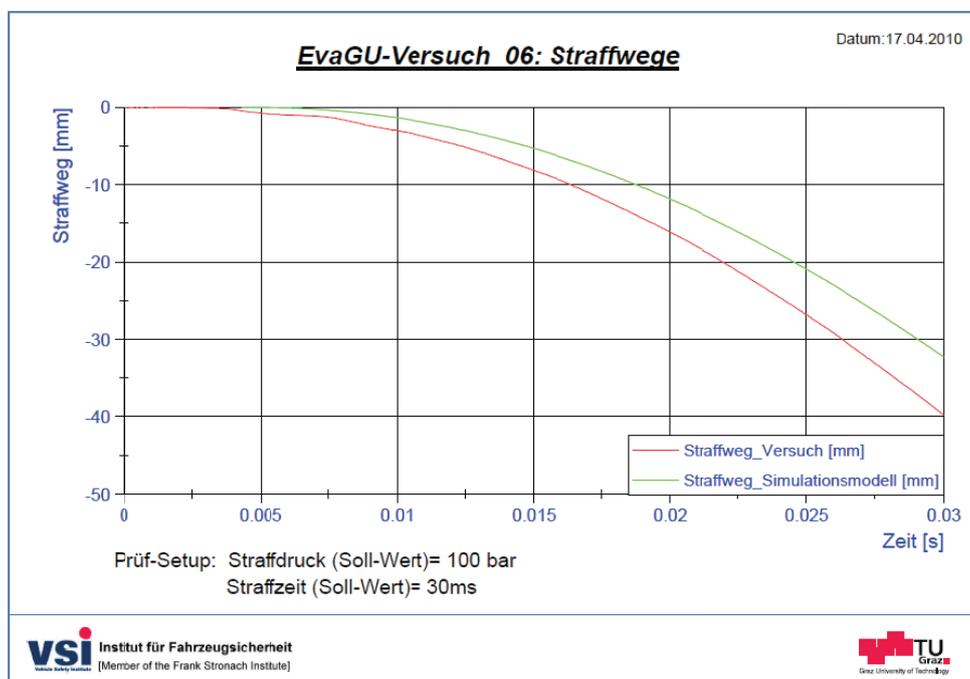
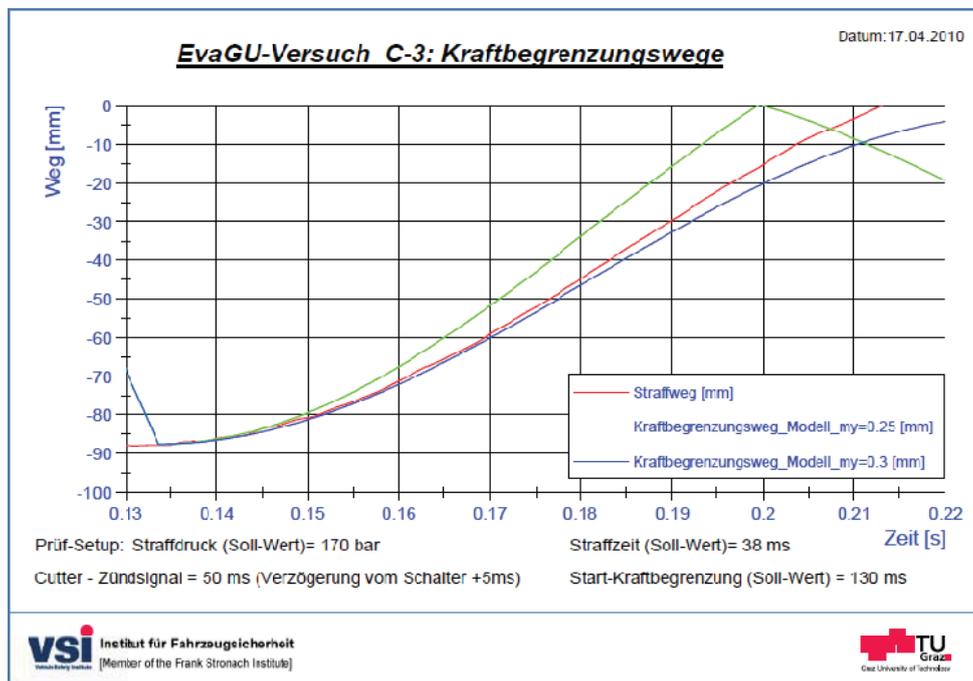


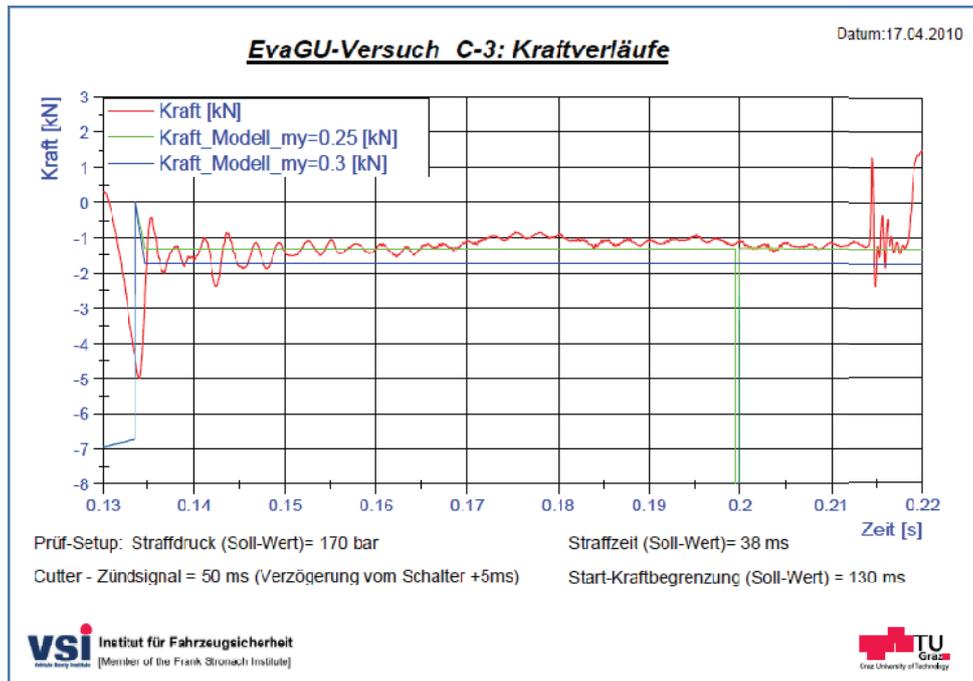
Abbildung 86: Straffweg, Versuch 6-1 vs. Modell

Für die Nachbildung der Kraftbegrenzung ist in Abbildung 87 der Vergleich der Ergebnisse von Versuch C-3 mit der entsprechenden Simulation dargestellt. Die Entlüftungsfunktion ist durch den frühen Zündzeitpunkt des Cutters noch nicht aktiv. Der in der Simulation eingestellte Bremsdruck von 30bar führt zu einem sehr guten Ergebnis. Nur im letzten Bereich der Kurve kommt es zu Abweichungen. Es ist auch deutlich der Einfluss eines unterschiedlich hoch angenommenen Reibbeiwertes auf die Bewegung der Kolbenstange zu erkennen. In diesem Fall führt ein Wert von 0,3 zu einer sehr guten Übereinstimmung. Auf den Straffvorgang, der auch zu erkennen ist, wird hier nicht eingegangen. Dieser wurde so eingestellt, dass für die Kraftbegrenzung der gleiche Weg zur Verfügung steht wie im realen Versuch, damit die gleiche Federkraft erreicht wird.



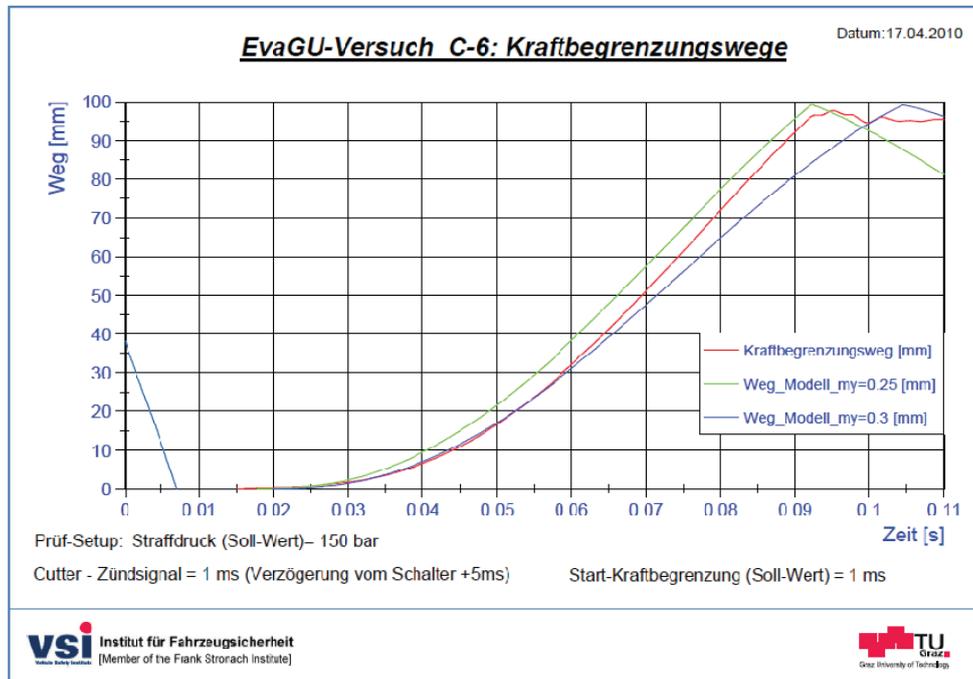
**Abbildung 87: Straffweg, Versuch C-3 vs. Modell**

Die Kraftverläufe zu diesem Versuch sind in Abbildung 88 dargestellt. Es zeigt sich, dass der Kraftverlauf während der Kraftbegrenzungsphase mit einem geringeren Reibbeiwert von 0,25 etwas besser nachgestellt werden kann. Um sowohl den Weg als auch das Kraftniveau gut abbilden zu können, müsste der Reibbeiwert aller Wahrscheinlichkeit nach im Simulationsmodell in Abhängigkeit der Gleitgeschwindigkeit definiert werden.



**Abbildung 88: Kraftverläufe, Versuch C-3 vs. Modell**

Mit dem, in Abbildung 89 dargestellten, Versuch C-6 kann die Entlüftungsfunktion der Simulation mit Versuchsergebnissen abgeglichen werden. Vor dem realen Versuch wurde die Feder mit dem Zylinder vorgespannt und mit der Bremse festgehalten. Erst danach wurde der Versuch durchgeführt. Das Zündsignal für das Entlüftungsventil wurde dabei auf 1ms nach  $t_0$  gestellt und 6,6ms nach  $t_0$  wurde das Band durchtrennt. Der anliegende Systemdruck von etwa 150bar drückt den Dichtungskolben aus dem Entlüftungsventil und das System wird ab 8,5ms entlüftet. Ab  $t_0$  wird auch der Bremsdruck auf 30bar abgesenkt und die Federvorspannkraft sowie die Prüfmasse ziehen die Kolbenstange nach unten. Dazu wurden zwei Kurven simuliert, die auf einem unterschiedlichen Reibbeiwert basieren. Aus den Kurven bestätigt sich, dass sich der Reibbeiwert über der Geschwindigkeit, Temperatur und Flächenpressung leicht ändert. Im ersten Abschnitt passt ein  $\mu$  von 0,3 besser, im mittleren Abschnitt ein  $\mu$  von 0,25.



**Abbildung 89: Straffweg, Versuch C-6 vs. Modell**

In Abbildung 90 sind zusätzlich zu den Wegen noch die Kraftverläufe dargestellt. Bei der Kraft ist zu erkennen, dass ein Reibbeiwert von 0,25 besser zu dem realen Kraftverlauf in der Kraftbegrenzung passen würde. Die Spitzen zum Schluss entstehen durch das Auftreffen der Prüfmasse am Endanschlag. Am Start der Kraftbegrenzung konnte auch der Entlüftungsvorgang gut nachgebildet werden. Die unterschiedlichen Losbrechzeiten des Kraftbegrenzers können auf die verschiedenen Reibungskräfte zurückgeführt werden. Der höhere Kraftverlauf des Modells zwischen 0ms und 8ms ist auf einen vorhergehenden Straffvorgang zurückzuführen. Dieser wird aber in dieser Betrachtung nicht berücksichtigt.

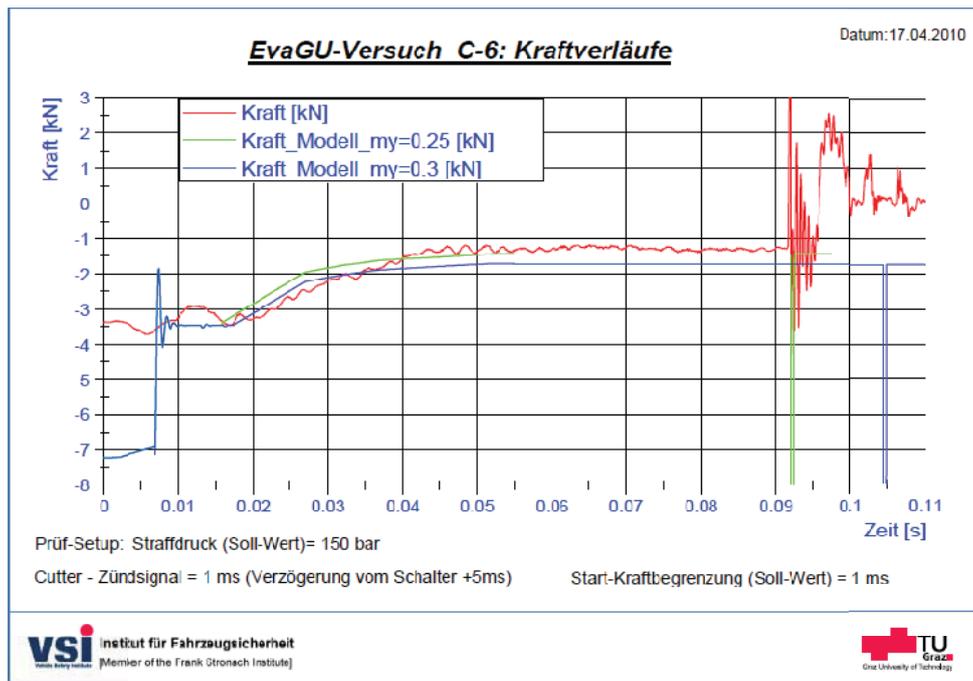


Abbildung 90: Kraftverläufe, Versuch C-6 vs. Modell

### 8.3 Schlussfolgerung

Mit diesem Simulationsmodell können die Prüfstandsversuche in einigen Bereichen sehr gut nachgebildet werden, in anderen kommt es aber zu Abweichungen. Für die Schlittenversuche ist die Kraft während der Straffung und Kraftbegrenzung die entscheidende Größe und wie in der Abbildung 90 und Abbildung 88 zu erkennen, wird diese nach dem Entlüften besser mit einem Reibbeiwert von 0,25 abgebildet als mit einem Wert von 0,3.

Inwieweit das Modell weiter angepasst werden muss, werden die Schlittenversuche zeigen. Eventuell ist es notwendig, den Reibbeiwert in Abhängigkeit des Systemzustandes (Geschwindigkeit, Flächenpressung, Temperatur) zu definieren.

## 9 Schlussfolgerung & Ausblick

Das Ziel der Arbeit war es, eine variable Gurtaktorik für Entwicklungsversuche zu konzipieren. Diese soll bei Schlittentests zum Einsatz kommen und anstelle von Serienteilen die Aufgabe der Gurtstraffung und Gurtkraftbegrenzung übernehmen. Derzeitige Straffer und Kraftbegrenzer sind nicht reversibel und müssen für Entwicklungsversuche von Rückhaltesystemen als Prototypen oder Kleinstserien angefertigt werden. Für Änderungen in den Kraftverläufen der Straffung oder Kraftbegrenzung ist jeweils eine zeit- und kostenintensive Entwicklungsschleife für die dafür notwendigen Aktuatoren notwendig. Mit der neuen variablen, reversiblen Aktorik können beliebige Straff- und Kraftbegrenzungsverläufe schnell und einfach realisiert werden. Die Entwicklung serientauglicher Aggregate kann somit mit den, in Realversuchen bestätigten, Rückhalteeigenschaften nur mehr einmal, am Ende der Abstimmung des Gurtsystems erfolgen.

Es wurde zum Ziel gesetzt, eine Aktorik zu entwickeln, mit der es möglich ist, beliebige zeitliche Kraftverläufe nachzufahren. Für die Zielerreichung wurden mehrere Konzepte für die Straffung und Kraftbegrenzung ausgearbeitet, bewertet und einander gegenübergestellt. Für die Straffung wurden die Varianten mit einem Elektromotor, einer Schwungmasse, ein Hydrauliksystem und ein Hochdruck Gassystem auf ihre Tauglichkeit überprüft. Die Straffung mittels Elektromotors und Schwungmasse konnte aufgrund der hohen Leistungsanforderung und des daraus resultierenden Gewichts mit den beiden anderen Konzepten nicht mithalten. Einen Hydraulikzylinder als Gurtstraffer zu verwenden, schied in dem Vergleich aufgrund der höheren Straffzeit und dem höheren Gewicht aus. In einer durchgeführten Nutzwertanalyse erreichte das Hochdrucksystem am meisten Punkte und wurde somit als Strafferkonzept für die zu entwickelnde Aktorik ausgewählt.

In weiterer Folge wurden, passend zum Straffer, Systeme für die Kraftbegrenzung untersucht. Diese waren ein Serienkraftbegrenzer, ein Variante mit einem Torsionsstab und einer hydraulischen Bremse. Die beiden ersten Konzepte waren aufwändiger in der Ausführung und ließen nicht die geforderte Variabilität der Kraftverläufe zu. Somit fiel die Entscheidung für die Kraftbegrenzung mittels einer hydraulischen Bremse.

Der fertige Prototyp besteht aus einem Gleichlaufzylinder und einem Bremssattel, welcher die Kolbenstange des Zylinders bremsen kann. Dieser Prototyp wurde auf einem eigens entwickelten Prüfstand aufgebaut und mit verschiedenen Einstellungen getestet. Die zwei wesentlichen Stellgrößen für den Versuchsablauf sind einerseits der Gasdruck im Zylinder, der die maximale Straffkraft festlegt, und andererseits der Verlauf des Bremsdruckes. Damit lässt sich die Auslösung der Straffung steuern und beliebige Kraftverläufe realisieren.

In einer Evolutionsstufe dieser Aktorik kann auch angedacht werden, schon während der Straffung aktiv mitzubremsen und so beliebige Straffverläufe zu ermöglichen. Auch eine Regelung der Gurtkräfte lässt sich mit dieser Aktorik alleine durch eine Änderung der Bedienungssoftware relativ einfach realisieren.

Die Versuche am Prüfstand verliefen problemlos und die erzeugten Messdaten stimmten mit den berechneten Werten in der Konzeptphase gut überein.

Nach dem Testbetrieb wurde ausgehend von den gewonnenen Versuchsdaten ein MKS-Modell erstellt, mit dem die realen Versuche bestmöglich nachgebildet werden sollten. Auch die Ergebnisse des Modells sind zufriedenstellend und können bis auf einige Ausnahmen die Messdaten mit einer geringen Abweichung wiedergeben. Der vorab am schwierigsten zu bestimmende Einfluss ist die Reibung zwischen Bremsbelag und Kolbenstange. Aufgrund der während dem Versuch unterschiedlichen Flächenpressung, Gleitgeschwindigkeit und Temperatur schwankt der Reibbeiwert ( $\mu$ ) in einem Bereich um 0,3.

Da alle Grundfunktionen in statischen Versuchen nachgewiesen werden konnten und auch die Anforderungen hinsichtlich Variabilität und Performance erfüllt wurden, soll die Aktorik in einer überarbeiteten Version bei Schlittenversuchen eingesetzt werden. In einer ersten Versuchsreihe am Katapultschlitten wird die Aktorik dynamisch untersucht. Werden auch diese Versuche erfolgreich absolviert, kann das MKS-Modell mit den ausgewerteten Versuchsdaten noch einmal überarbeitet werden.

Damit steht für die zukünftige Abstimmung von neuartigen Gurtsystemen ein flexibles und vielseitig einsetzbares Entwicklungswerkzeug zur Verfügung.

# 10 Abbildungsverzeichnis

*Abbildung 1: Zeitplan für die Entwicklung einer variablen Gurtaktorik..... 2*

*Abbildung 2: Vergleich von Brustbeschleunigungen [29, 30]..... 5*

*Abbildung 3: Mechanischer Gurtstraffer [21]..... 6*

*Abbildung 4: Mechanisch getriggelter pyrotechnischer Straffer - 1.Beispiel [21] ..... 7*

*Abbildung 5: Mechanisch getriggelter pyrotechnischer Straffer - 2.Beispiel [21] ..... 7*

*Abbildung 6: Multicartridge Systems [21]..... 8*

*Abbildung 7: Gurtschlossstraffer, Retraktorstraffer [24]..... 8*

*Abbildung 8: Funktionsweise eines Gurtkraftbegrenzers [17]..... 9*

*Abbildung 9: CRC-System[32] ..... 10*

*Abbildung 10: Rheologisches Verhalten von MRF [33]..... 10*

*Abbildung 11: Drei Funktionsprinzipien von MRF [33]..... 10*

*Abbildung 12: Retraktor mit MRF-Dämpfer[33]..... 11*

*Abbildung 13: Gurtstraffer Testapparat [25]..... 12*

*Abbildung 14: Pneumatik-Hubmotor-Ausführung [10]..... 12*

*Abbildung 15: Schematische Darstellung der wichtigsten Funktionen der Aktorik ..... 18*

*Abbildung 16: Fahrzeugsitz in einer Schlittenkarosse ..... 20*

*Abbildung 17: Schematische Darstellung des elektrischen Straffers..... 21*

*Abbildung 18: Schematische Darstellung eines Schwungmassenstraffers ..... 24*

*Abbildung 19: Annahmen für die Berechnung der Schwungmasse (Vollzylinder links, Hohlzylinder rechts)..... 25*

*Abbildung 20: Berechnung der Straffbewegung mit dem Vollzylinder ..... 25*

*Abbildung 21: Ergebnisse für das Schwungmassensystem mit einem Vollzylinder(links) und Hohlzylinder (rechts)..... 26*

*Abbildung 23: Hydrauliksystem [34]..... 28*

*Abbildung 24: Schaltbild eines 4/3 Servoventils [1] ..... 29*

*Abbildung 25: Schematische Darstellung des Hochdruck Gassystems ..... 32*

*Abbildung 26: Annahmen für die Berechnung des Hochdruckstraffers ..... 32*

*Abbildung 27: Schrittweise Berechnung des Hochdruck Gassystems ..... 33*

*Abbildung 28: Schematische Darstellung der Montageposition des Kraftbegrenzers ..... 36*

*Abbildung 29: Kraftbegrenzer, Torsionsstab-1..... 38*

*Abbildung 30: Kraftbegrenzer, Torsionsstab-2..... 38*

*Abbildung 31: Kraftbegrenzer, Hydraulische Bremse ..... 40*

*Abbildung 32: Aufbau des Bremssystems..... 41*

*Abbildung 33: Schaltbild der Aktorik bestehend aus Straff- und Kraftbegrenzungssystem..... 44*

*Abbildung 34: Befüllung des Systems und Startvorbereitungen treffen..... 45*

*Abbildung 35: Befüllen des Zylinders und Straffbeginn ..... 46*

*Abbildung 36: Entlüften des Gassystems..... 46*

Abbildung 37: Kraftbegrenzung und Versuchsende..... 46

Abbildung 38: Aufbau des Entlüftungsventils..... 49

Abbildung 39: Anschlüsse des 3/3 Kugelventils..... 50

Abbildung 40: Gleichlaufzylinder, Vorschläge der Firma Hydro Cardan [22]..... 52

Abbildung 41: Steuerungseinheit, Hydraulikaggregat, Servoventil..... 53

Abbildung 42: Reibwertkurven abhängig von der Gleitgeschwindigkeit, Flächenpressung und Temperatur[23]..... 54

Abbildung 43: Skizze für die Position der Bremse und die Krafteinwirkung ..... 55

Abbildung 44: Bremskolben mit einer Nutringdichtung und der Bremsbelagaufnahme mit Bremsbelag ..... 57

Abbildung 45:Hydraulikanschlüsse und Zentrierung für den Zylinder am Bremssattel..... 57

Abbildung 46: Krafteinwirkung auf den Bremssattel ..... 58

Abbildung 47: Schnitt Bremssattel, Maße für die Schraubenberechnung ..... 58

Abbildung 48: Positionierung der Passstifte..... 59

Abbildung 49: Schematischer Prüfstands Aufbau ..... 63

Abbildung 50: Massenverteilung von einem HIII 5% und 50% Dummy [12, 13]..... 64

Abbildung 51: Ergebnisse für die Berechnung der Testmasse ..... 64

Abbildung 52: Prüfstand und Aktorik als CAD-Modell..... 65

Abbildung 53: Befestigung von Bremse und Zylinder am Prüfstand..... 66

Abbildung 54: Der Bremssattel vor der Endmontage..... 70

Abbildung 55: Bremssattel mit Hydraulikleitung und Drucksensor..... 70

Abbildung 56: Zeitlicher Ablauf eines Versuchs..... 72

Abbildung 57: Prüfstands Aufbau ..... 73

Abbildung 58: Ablauf der Straffung ..... 76

Abbildung 59: Bremsdruckverläufe, Versuch 10-1..... 77

Abbildung 60: Ventilstellung, Versuch 10-1..... 78

Abbildung 61: Zylinderdruckverlauf, Versuch10-1 ..... 79

Abbildung 62: Kraftverlauf, Versuch10-1..... 79

Abbildung 63: Straffweg, Versuch10-1..... 80

Abbildung 64: Kraftverläufe, Versuch 10-1 mit Berechnung ..... 81

Abbildung 65: Straffweg, Versuch 10-1 mit Berechnung ..... 81

Abbildung 66: Arbeitsweise des Entlüftungsventils..... 82

Abbildung 67: Bremsdruckverlauf, Versuch C-3 ..... 82

Abbildung 68: Zylinderdruckverlauf, Versuch C-3..... 84

Abbildung 69: Kraftverlauf, Versuch C-3..... 85

Abbildung 70: Straffweg, Versuch C-3 ..... 85

Abbildung 71: Straffwege, Versuche 10-0 bis 10-3..... 86

Abbildung 72: Zylinderdruckverläufe, Versuche 10-0 bis 10-3..... 87

Abbildung 73: Straffwege, Versuche 11-1 bis 11-3..... 87

Abbildung 74: Bremsdrücke, Versuch Cutter-3..... 88

---

<i>Abbildung 75: Kraftverlauf, Versuch Cutter-3.....</i>	<i>89</i>
<i>Abbildung 76: Reibbeiwert, Versuch Cutter-3.....</i>	<i>90</i>
<i>Abbildung 77: Reibbeiwert in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit, Versuch Cutter-3.....</i>	<i>90</i>
<i>Abbildung 78: Madymo-Modellaufbau und Vergleich mit dem realen Prüfstand.....</i>	<i>93</i>
<i>Abbildung 79: Aufbau des Madymo Modells.....</i>	<i>94</i>
<i>Abbildung 80: Ablauf Simulation.....</i>	<i>95</i>
<i>Abbildung 82: Reibungskraft verursacht durch den Restbremsdruck im MKS-Modell.....</i>	<i>97</i>
<i>Abbildung 83: Bremsdruck im MKS-Modell.....</i>	<i>97</i>
<i>Abbildung 84: Entlüftungsfunktion im MKS-Modell.....</i>	<i>98</i>
<i>Abbildung 85: Straffweg, Versuch 10-1 vs. Modell.....</i>	<i>99</i>
<i>Abbildung 86: Straffweg, Versuch 6-1 vs. Modell.....</i>	<i>99</i>
<i>Abbildung 87: Straffweg, Versuch C-3 vs. Modell.....</i>	<i>100</i>
<i>Abbildung 88: Kraftverläufe, Versuch C-3 vs. Modell.....</i>	<i>101</i>
<i>Abbildung 89: Straffweg, Versuch C-6 vs. Modell.....</i>	<i>102</i>
<i>Abbildung 90: Kraftverläufe, Versuch C-6 vs. Modell.....</i>	<i>103</i>

# 11 Tabellenverzeichnis

<i>Tabelle 1: Berechnung der erforderlichen Leistung zur Auswahl eines Elektromotors .....</i>	<i>21</i>
<i>Tabelle 2: Bewertung des elektrischen Systems in Vorbereitung für die Nutzwertanalyse .....</i>	<i>23</i>
<i>Tabelle 3: Bewertung des Schwungmassenstraffers .....</i>	<i>28</i>
<i>Tabelle 4: Bewertung des Hydrauliksystems .....</i>	<i>30</i>
<i>Tabelle 5: Bewertung des Hochdruck Gassystems .....</i>	<i>34</i>
<i>Tabelle 6: Nutzwertanalyse für die Bestimmung des besten Strafferkonzepts.....</i>	<i>35</i>
<i>Tabelle 8: Bewertung der Kraftbegrenzung - Torsionsstab.....</i>	<i>39</i>
<i>Tabelle 9: Bewertung der Kraftbegrenzung - Hydraulische Bremse .....</i>	<i>42</i>
<i>Tabelle 10: Nutzwertanalyse für die Bestimmung des besten Kraftbegrenzungskonzepts .....</i>	<i>43</i>
<i>Tabelle 11: Berechnung des Bremskolbendurchmessers.....</i>	<i>55</i>
<i>Tabelle 12: Schraubenberechnung[19] .....</i>	<i>59</i>
<i>Tabelle 13: Versuchsmatrix für die statischen Strafferversuche .....</i>	<i>66</i>
<i>Tabelle 14: Auszug aus dem Berechnungstool für die Straffung.....</i>	<i>75</i>

## 12 Literaturverzeichnis

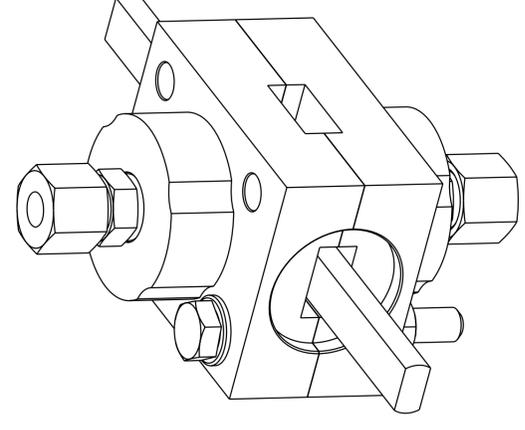
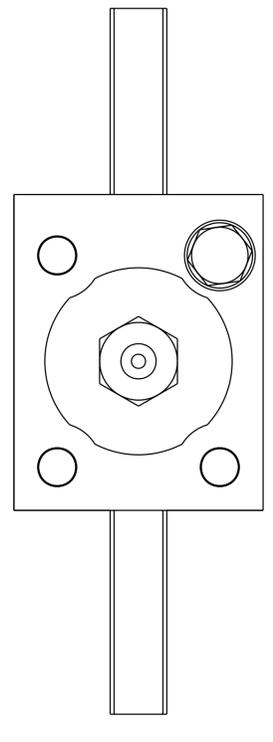
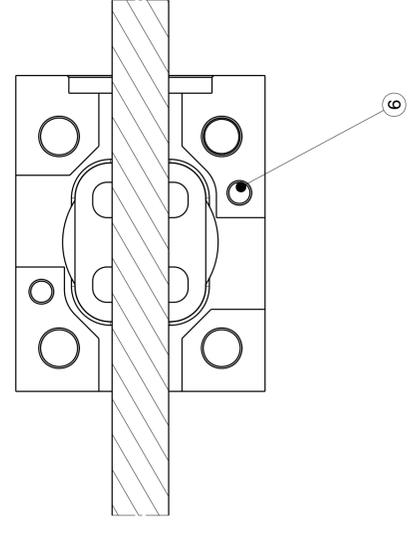
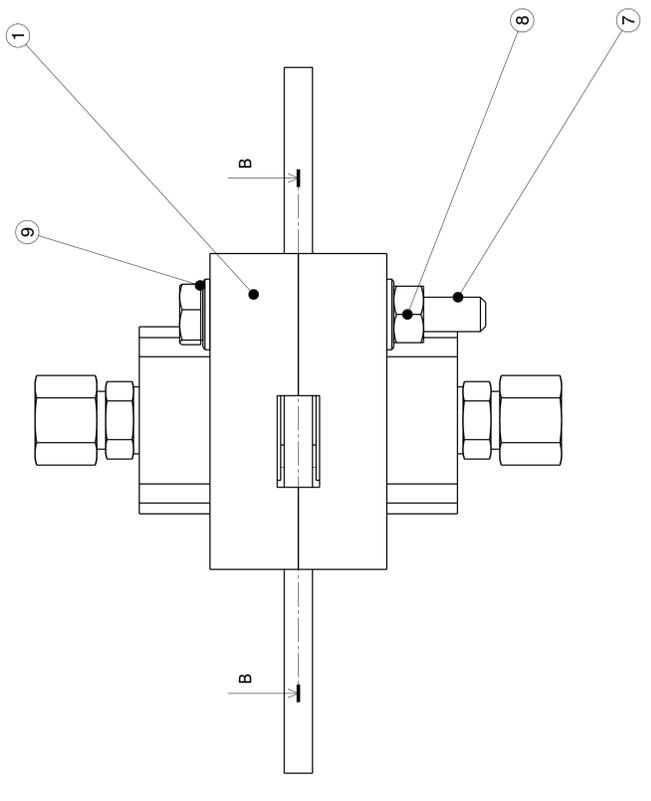
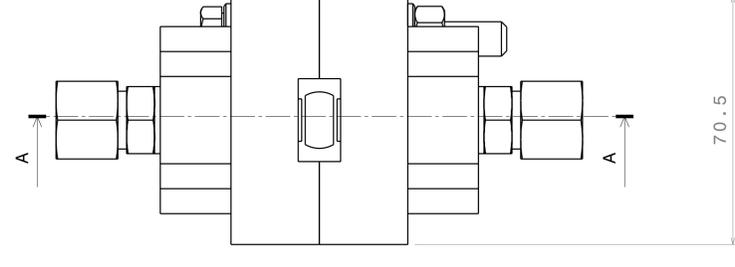
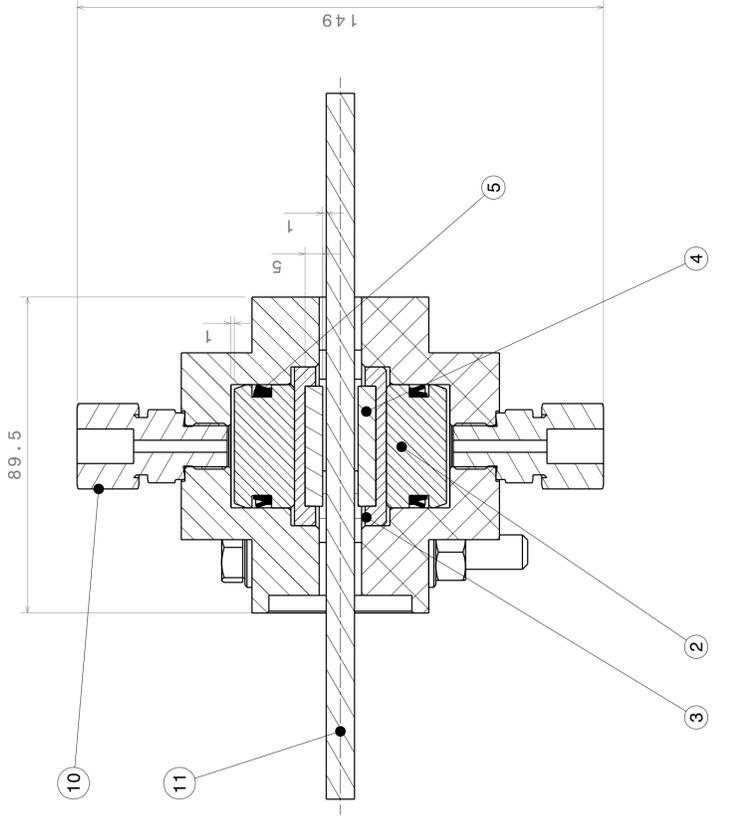
1. 4/3-Servo-Wegeventil mit mechanischer Wegrückführung: [www.bosch-rexroth.com](http://www.bosch-rexroth.com); 20-4-2010.
2. Brembo Calipers: <http://kvickmc.se/brembo-mckatalog/calipers/>; 21-4-2010.
3. Brumbelow, M., Baker, B., and Nolan, J.: Effects of seat belt load limiters on driver fatalities in frontal crashes of passenger cars; ESV - Enhanced Safety of Vehicles Conference; Paper No: 07-0067; 2007.
4. Elektromotor Kräutler: <http://www.kraeutler.at>; 27-4-2010.
5. Elektromotor Oemer: <http://www.oemer.it>; 27-4-2010.
6. Federbandkupplungen und Bremsen: <http://www.warnerelectric-eu.com>; 20-4-2010.
7. Grimmer, T.: Hochdruckkomponenten; t.grimmer@burde.at; 10-12-2009.
8. GSR - Rapid Reaction Valve (RRV): <http://www.ventiltechnik.de/>; 20-4-2010.
9. Haberfellner R, Nagel P, Becker M, Büchel A, von Massow H. Systems Engineering, Methodik und Praxis; Publisher: Industrielle Organisation Zürich; 2002.
10. Herrmann, T., Kopetzky, R., and Baumgärtel, G.: Belt Tightener; PCT/DE02/01528; WO 02/085669 A2; 31-10-2002.
11. HOKE GYROLOK Tube Fittings und Klemmringverschraubungen: [www.burde.at](http://www.burde.at); 19-4-2010.
12. Hybrid III 50th Percentile Male: [www.dentonatd.com](http://www.dentonatd.com); 23-4-2010.
13. Hybrid III 5th Percentile Female: [www.dentonatd.com](http://www.dentonatd.com); 23-4-2010.
14. Kramer F. Passive Sicherheit von Kraftfahrzeugen; Publisher: vieweg; 2006.
15. Kramer F, Arnold J. Sicherheitsgurte; In: Handbuch Verkehrsunfallrekonstruktion; Wiesbaden; Publisher:vieweg; 2007.
16. Kreamsner, E.: Hydraulikzylinder; <http://www.haenchen.de>; 8-8-2009.
17. Load Limiter: [www.autoliv.com](http://www.autoliv.com); 19-4-2010.
18. Load Limiting Forces: <http://www.trwauto.com>; 20-4-2010.
19. Matek W, Muhs D, Wittel H, Becker M. Roloff/Matek Maschinenelemente; Publisher: vieweg; 1994.
20. Meilensteine der Fahrzeugsicherheit. Die Vision vom unfallfreien Fahren.: <http://www.daimler.com>; 19-04-2010.

21. Müller H, Linn B. Seat Belt Pretensioners; SAE 980577, 1980.
22. Muthsam, H.: Gleichlaufzylinder; [www.hydro-cardan.at](http://www.hydro-cardan.at); 2010.
23. Pfoo, P.: Datenblätter Bremsbelag, Jurid 160; pfoo@t-online.de; 8-10-2009.
24. Pretensioners: [www.autoliv.com](http://www.autoliv.com); 19-4-2010.
25. Schubert, R., Gandee, T., Ransom, D., and Samples, K.: Pretensioner Testing Apparatus und Method; PCT/US2005/012309; WO 2005/105530; 10-11-2005.
26. Straßenverkehrsunfälle 2009, Jahresergebnisse: [www.statistik.at](http://www.statistik.at); 5-4-2010.
27. Steffan, H., Hofinger, M., Parenteau, C., Shah, M., Webber, J., Darok, M., and Leinzinger, E. Abdominal Responses to dynamically lap belt loading; IRCOBI, Conference on the Biomechanics of Impact; 2002.
28. Surek D, Stempin S. Stationäre kompressible Strömung; Gasdynamik; In: Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium; Publisher: B.G. Teubner Verlag; 2007.
29. Testnummer 137: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/>; 1980.
30. Testnummer 6218: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/>; 2007.
31. Trennschraube: <http://www.pyroglobe.de/index.html>; 2010.
32. van der Laan, E., de Jager, B., Veldpaus, F., Steinbuch, M., van Nunen, E., Willemsen, D., TU Eindhoven, and TNO Integrated Safety: Continuous restraint control systems: Safety improvement for various occupants; ESV - Enhanced Safety of Vehicles Conference; Paper No: 09-0044; 2009.
33. Wang, C. and Zhou, Q.: Concept study of adaptive seatbelt load limiter using magnetorheological fluid; ESV - Enhanced Safety of Vehicles Conference; Paper No: 09-081; 2007.
34. Will D, Gebhardt N, Ströhl H, Nollau R, Heschel D. Hydraulik, Grundlagen, Komponenten, Schaltungen; Publisher: Springer; 2007.

## Anhang A

### Werkstattzeichnungen:

<b>Zeichnungsnummer</b>	<b>Benennung</b>
B01	Bremssattel Zusammenbau
B02	Bremssattelhälfte
B03	Bremskolben
B04	Bremsbelagaufnahme
E01	Entlüftungsventil Zusammenbau
E02	Entlüftungszylinder
E03	Entlüftungskolben
E04	Bandklemmen



Angedeutete Kolbenstange	
Position	Menge
1	2
2	2
3	2
4	2
5	2
6	2
7	4
8	4
9	8
10	2
11	2

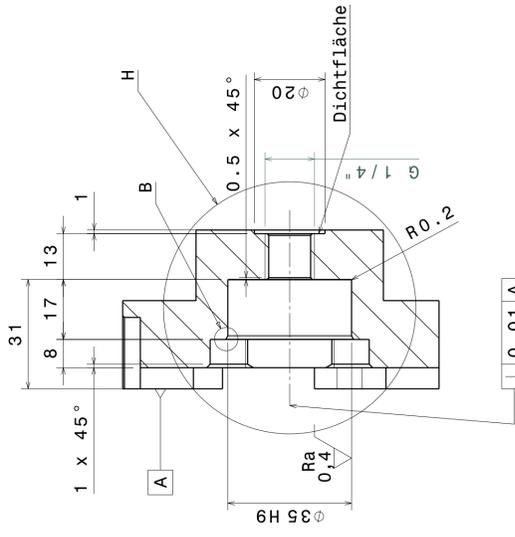
Teilenummer	Zeichnungsnummer
Bremssattelhälfte	B02
Bremsskolben	B03
Bremselagenaufnahme	B04
Bremselagelag	
Nutring	
ISO 2338 PIN 6x20 STEEL PARALLEL UNHARDENED	
ISO 4017 SCREW M10x80 STEEL GRADE A HEXAGON HEAD	
ISO 4032 NUT M10 STEEL GRADE A HEXAGON	
ISO 7089 WASHER 10x20 STEEL GRADE A PLAIN NORMAL SERIES	
Verschraubung G1/4" - 10s	
Angedeutete Kolbenstange des Zylinders	

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.

### Bremssattel

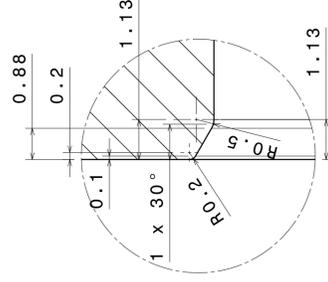
DRAWN BY		DATE	
Luttenberger		27.05.2010	
CHECKED BY		DATE	
DESIGNED BY		DATE	
DRAWING TITLE			
Zusammenbau			
SIZE	DRAWING NUMBER	REV	
A1	B01		1
SCALE	1:1	WEIGHT (kg)	0,9
		SHEET	1/1

SchnittA-A  
Maßstab: 1:1

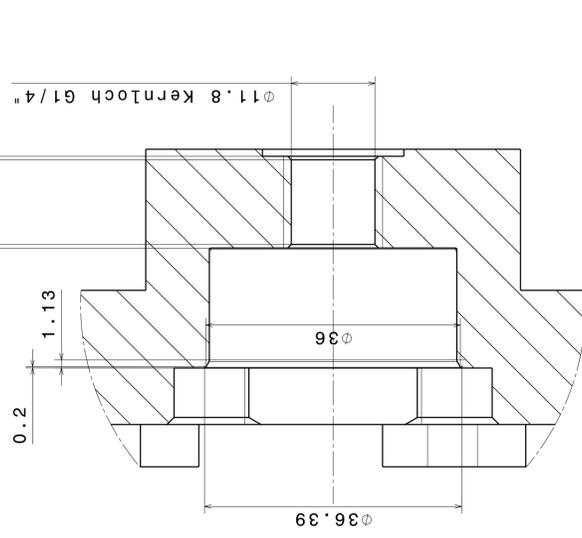


0,01 A

Detail B  
Maßstab: 10:1



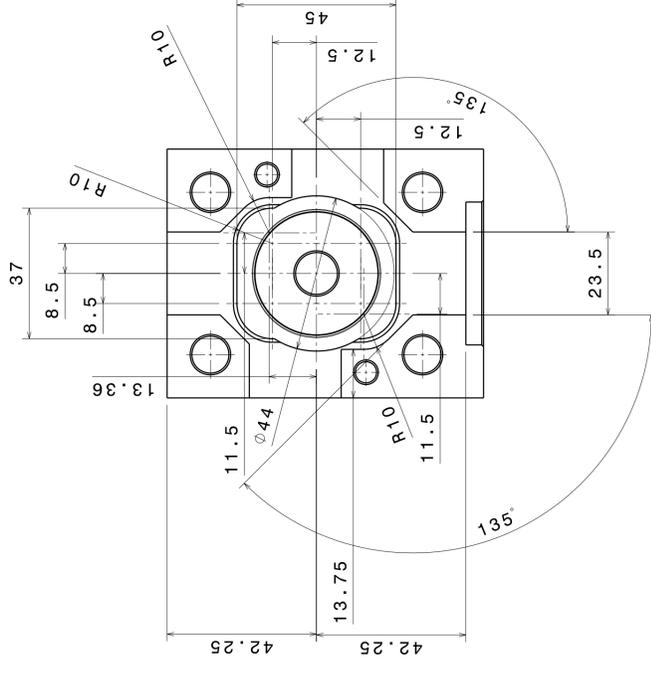
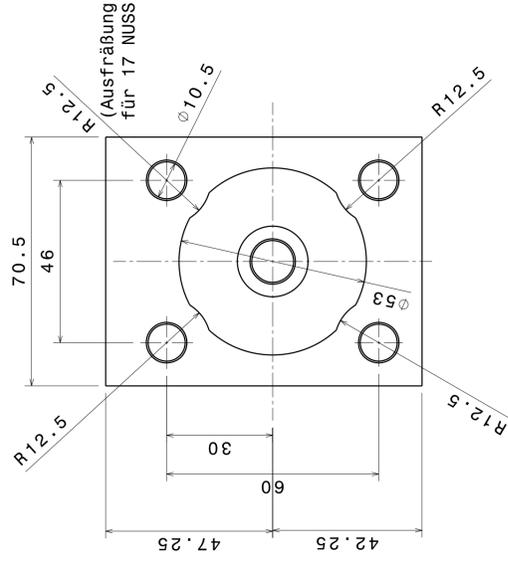
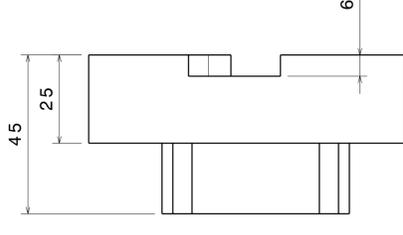
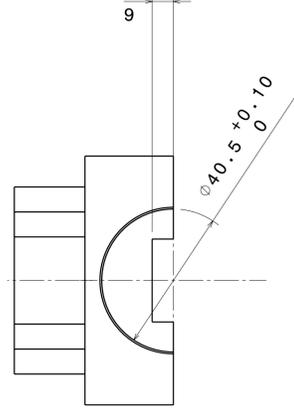
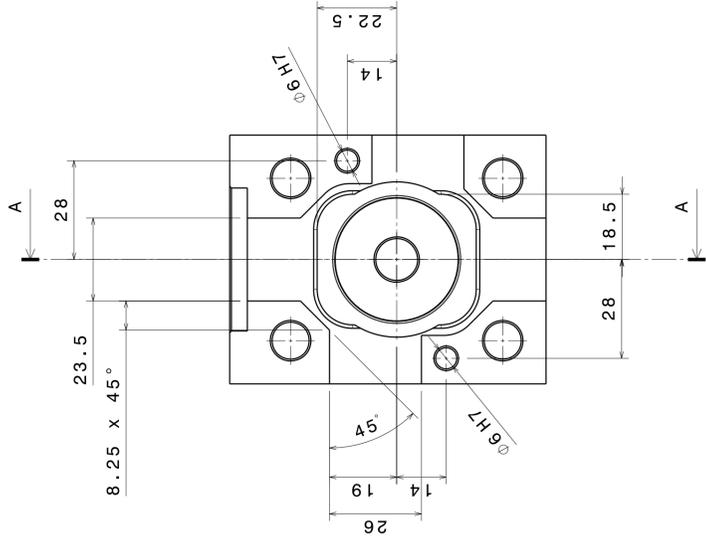
Detail H  
Maßstab: 2:1



0.5 x 45°

0.5 x 45°

11.8 Kernloch G1/4"



Toleranztabelle	
Wert	Maß
35 H9	35,000
6 H7	6,012

Alle nicht bemaßten Fasen 0,5x45°  
Bremsattelhälfte 2: Spiegelverkehrt

This drawing is our property.  
It can't be reproduced  
or communicated without  
our written agreement.

Bremsattel

DRAWING TITLE

Bremsattelhälfte

DRAWN BY  
Luttenberger

CHECKED BY

DESIGNED BY

DATE  
27.05.2010

DATE

SIZE  
A1

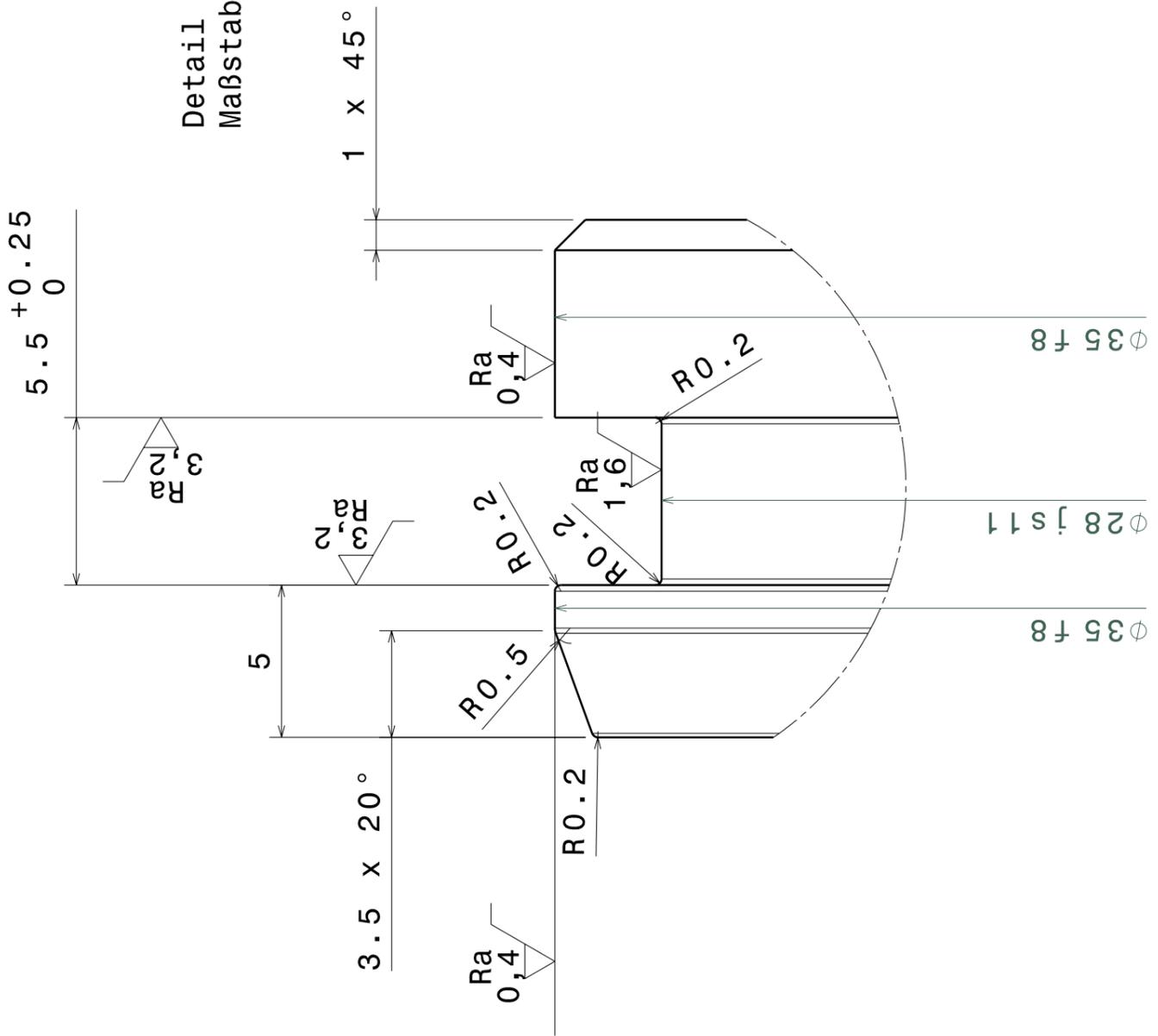
SCALE  
1:1

DRAWING NUMBER  
B02

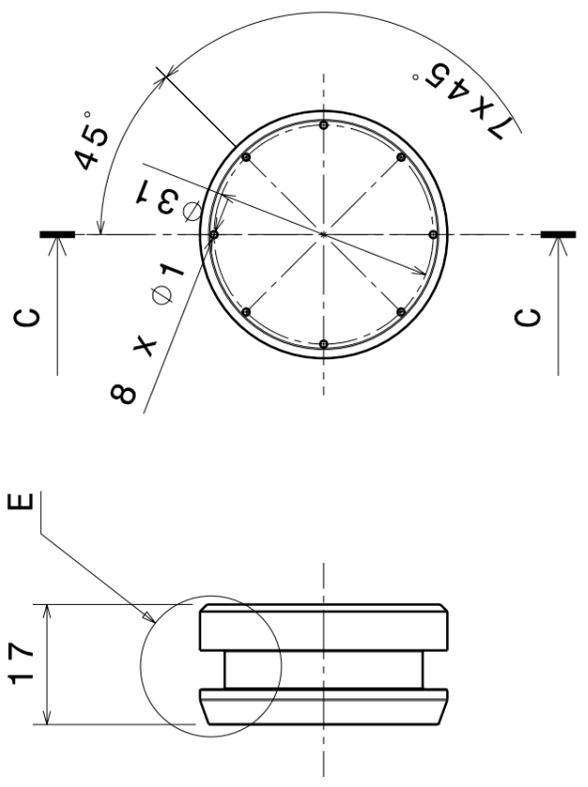
WEIGHT (kg)  
0,36

REV  
1/1

SHEET  
1/1



Detail E  
Maßstab: 5:1



Schnitt C-C  
Maßstab: 1:1

Toleranztabelle	
Wert	Unteres Maß
35 f8	34,975
25 js11	24,935

This drawing is our property.  
It can't be reproduced  
or communicated without  
our written agreement.

# Bremssattel

DRAWING TITLE

DRAWN BY	DATE	DRAWING TITLE	
Luttenberger	27.05.2010	Bremskolben	
CHECKED BY	DATE	SIZE	DRAWING NUMBER
DESIGNED BY	DATE	A3	B03
		SCALE	1:1 WEIGHT (kg) 0,038
			SHEET 1/1

A  
B  
C  
D  
E  
F  
G  
H

4  
3  
2  
1  
4  
3  
2  
1  
4  
3  
2  
1

A  
B  
G  
H

4

3

2

1

H

G

F

F

D

C

B

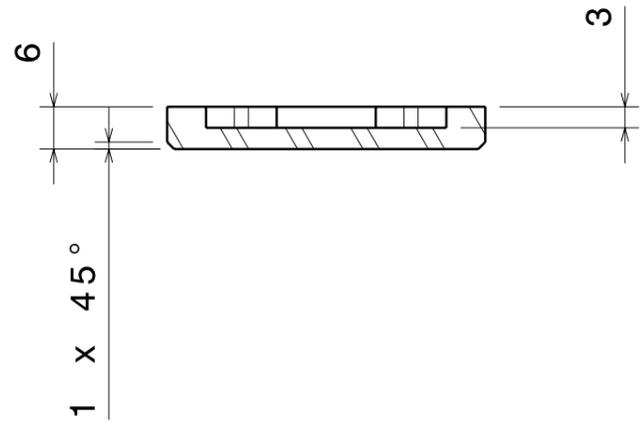
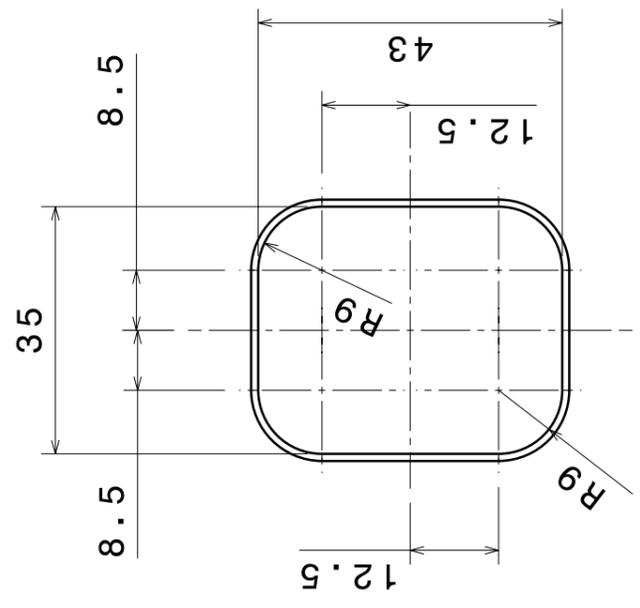
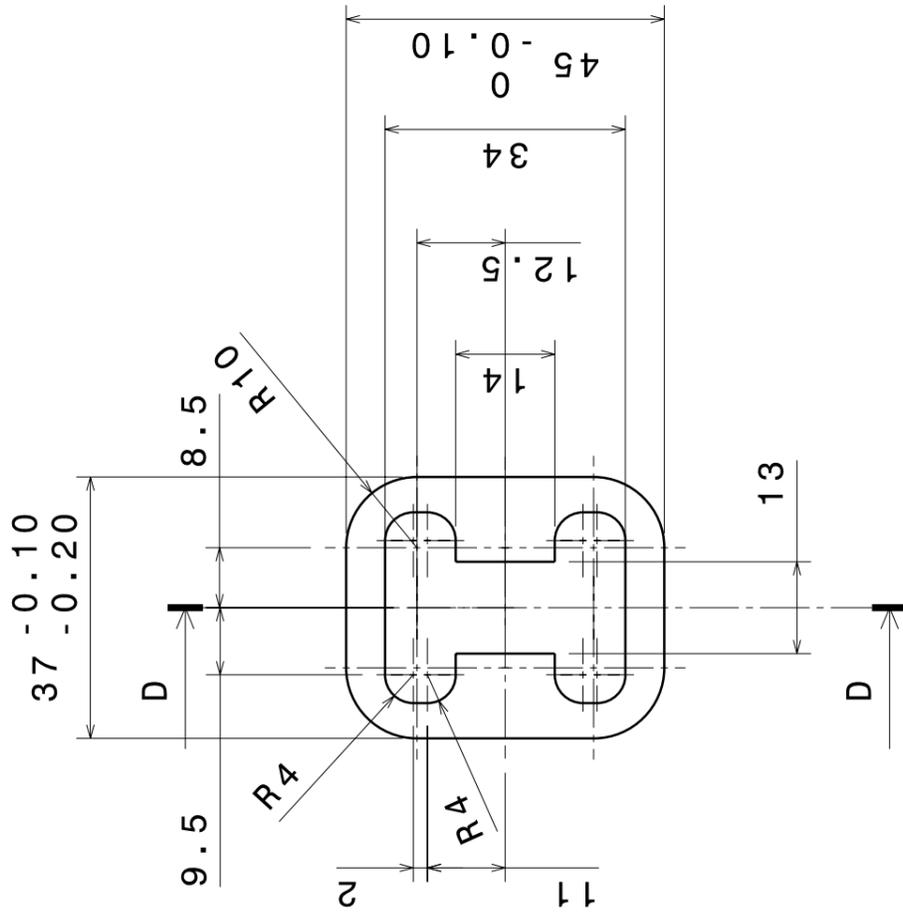
A

4

3

2

1



This drawing is our property.  
It can't be reproduced  
or communicated without  
our written agreement.

<b>DRAWN BY</b> Luttenberger	<b>DATE</b> 27.05.2010
<b>CHECKED BY</b>	<b>DATE</b>
<b>DESIGNED BY</b>	<b>DATE</b>

# Bremsattel

DRAWING TITLE

Bremsbelagaufnahme

<b>SIZE</b> A3	<b>DRAWING NUMBER</b> B04	<b>REV</b>
-------------------	------------------------------	------------

<b>SCALE</b> 1:1	<b>WEIGHT (kg)</b> 0,018	<b>SHEET</b> 1/1
---------------------	-----------------------------	---------------------

H

G

F

F

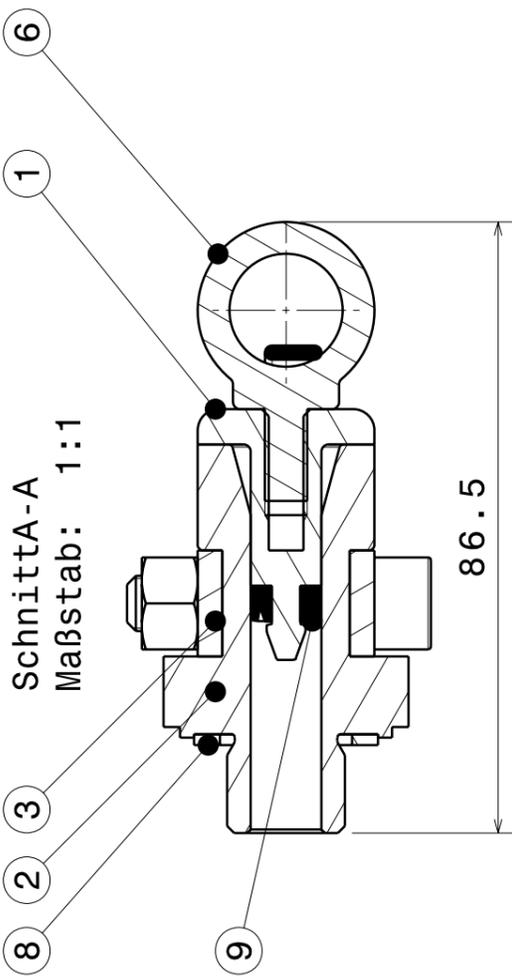
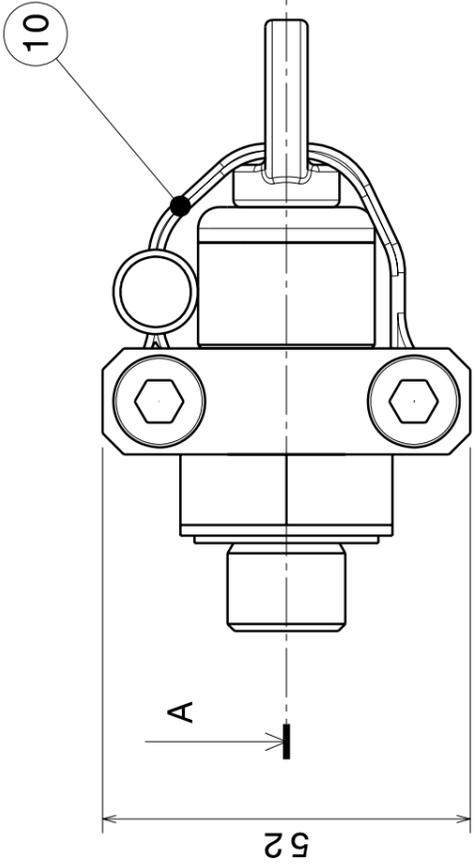
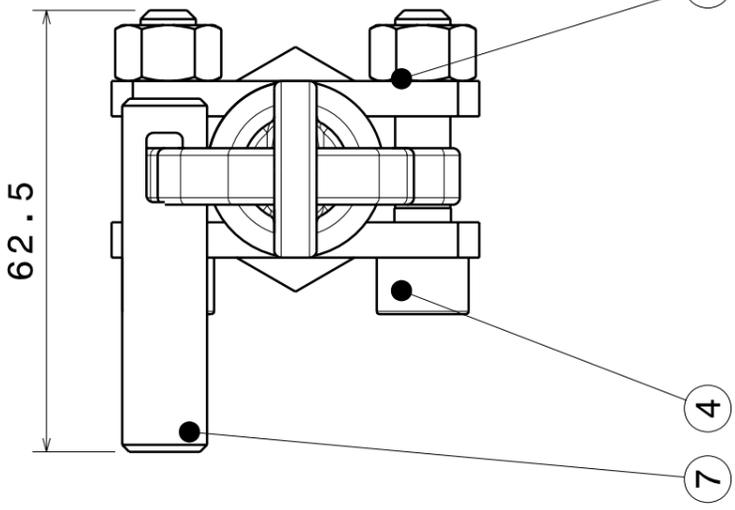
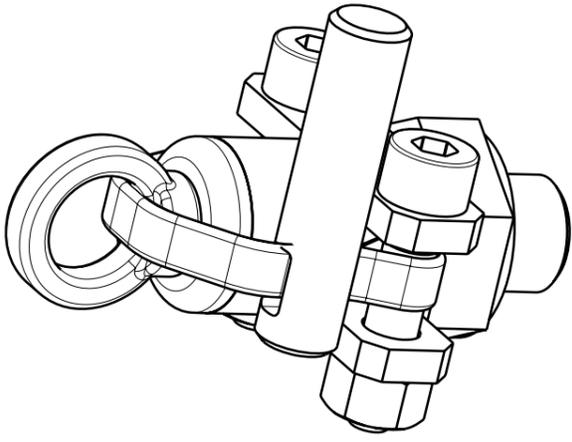
D

C

B

A

Isometrische Ansicht  
Maßstab: 1:1



SchnittA-A  
Maßstab: 1:1

Stückliste: Entlüftungsventil

Position	Menge	Bezeichnung	Typ	Zeichnungsnummer
1	1	Entlüftungskolben	Teil	E03
2	1	Entlüftungszylinder	Teil	E02
3	1	Entlüftungsplatte	Teil	E04
4	2	ISO 4762 SCREW M8x55 STEEL HEXAGON SOCKET HEAD CAP	Teil	
5	2	ISO 4034 NUT M8 STEEL GRADE C HEXAGON HEAD	Teil	
6	1	Ringschraube M6	Teil	
7	1	Tether-Cutter	Teil	
8	1	Flachdichtung	Teil	
9	1	Nutring 4x10	Teil	
10	1	Band	Teil	

This drawing is our property.  
It can't be reproduced  
or communicated without  
our written agreement.

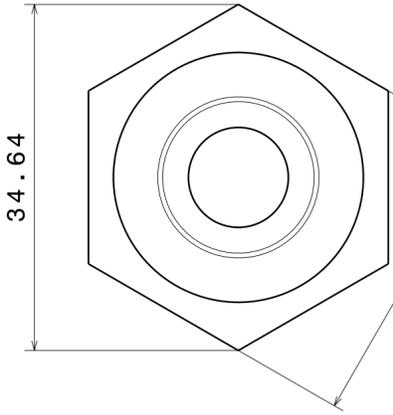
# Entlüftungsventil

DRAWING TITLE

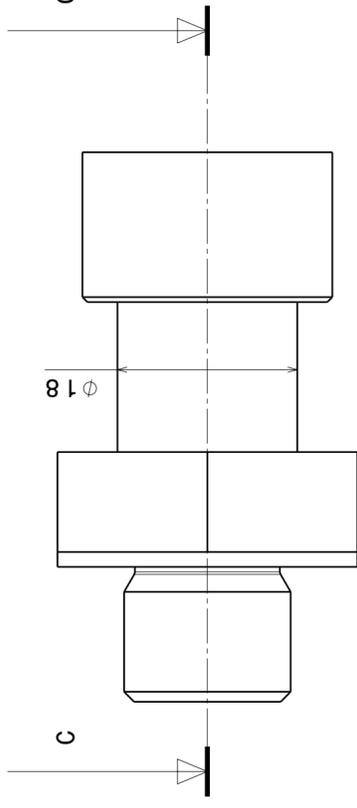
DRAWN BY	DATE
Luttenberger	27.05.2010
CHECKED BY	DATE
DESIGNED BY	DATE

Zusammenbau

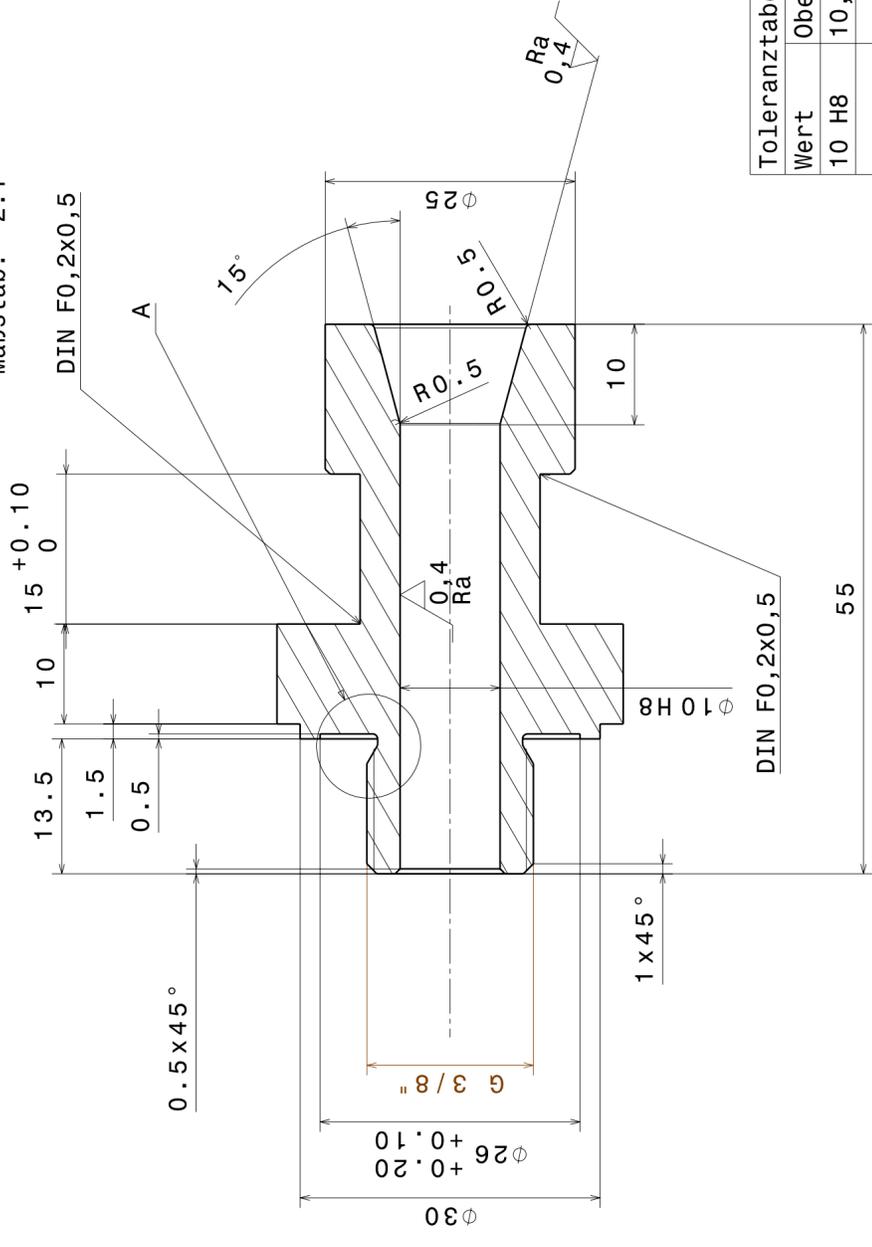
SIZE	DRAWING NUMBER	REV
A3	E01	
SCALE	1:1	WEIGHT(kg) 0,3
		SHEET 1/1



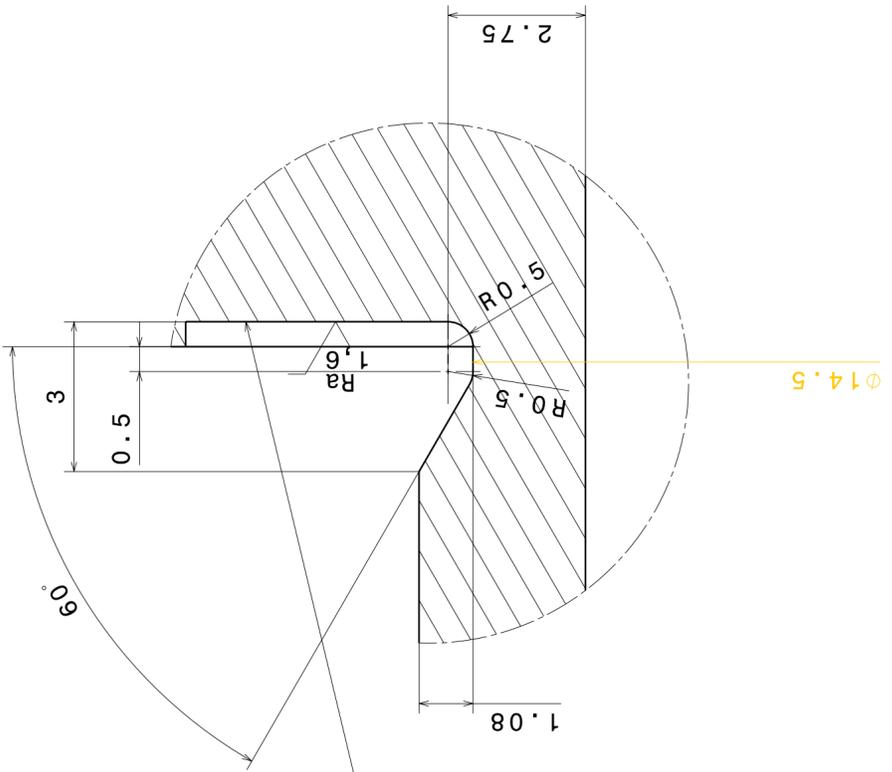
Schlüsselweite 30



Schnitt C-C  
Maßstab: 2:1



Detail A  
Maßstab: 10:1



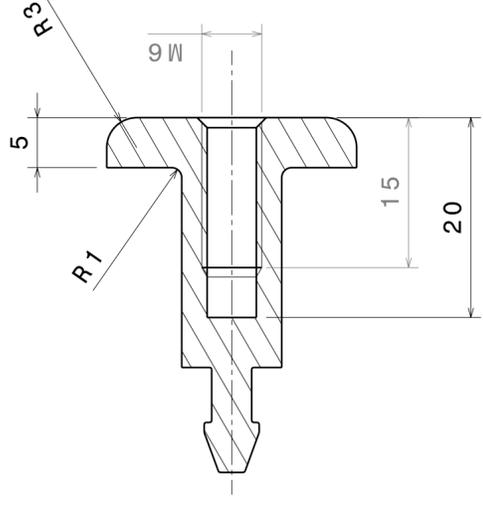
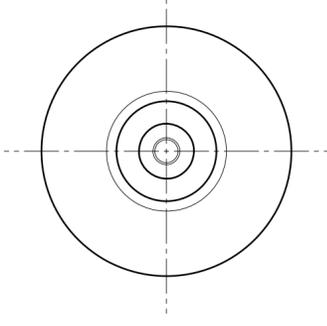
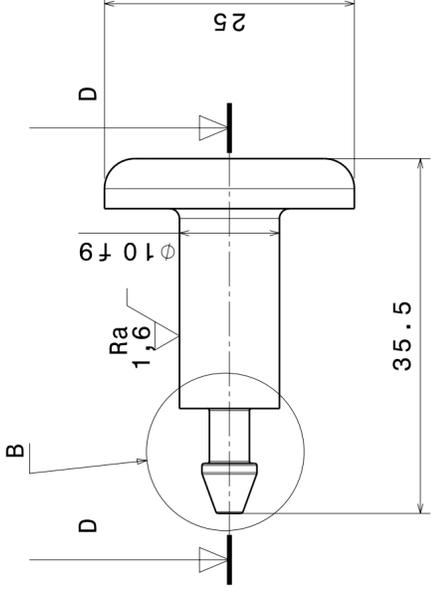
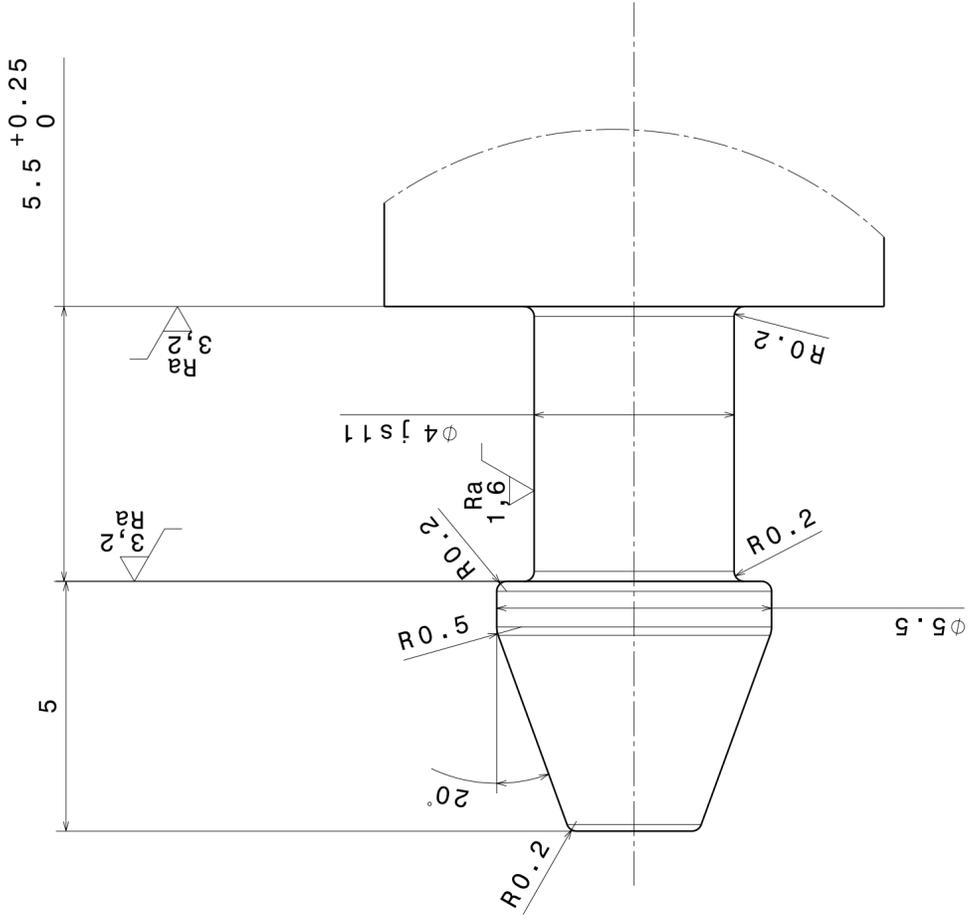
Dichtflaeche

Toleranztabelle		
Wert	Oberes Maß	Unteres Maß
10 H8	10,022	10,000

This drawing is our property. It can't be reproduced or communicated without our written agreement.

# Entlüftungsventil

DRAWING TITLE		Entlüftungsventil	
DRAWN BY	DATE	Entlüftungszyylinder	
Luttenberger	27.05.2010	SIZE	DRAWING NUMBER
CHECKED BY	DATE	A2	E02
DESIGNED BY	DATE	SCALE	2:1 WEIGHT(kg) 0,14
		SHEET	1/1



Detail B  
Maßstab: 10:1

Toleranztabelle		
Wert	Oberes Maß	Unteres Maß
10 f9	9,987	9,951
4 js11	4,045	3,955

This drawing is our property.  
It can't be reproduced  
or communicated without  
our written agreement.

DRAWING TITLE		Entlüftungsventil	
DRAWN BY		Luttenberger	
CHECKED BY		DATE	
DESIGNED BY		DATE	
DRAWING NUMBER		Entlüftungskolben	
SIZE		A2	
SCALE		2:1 WEIGHT(kg) 0,029	
SHEET		1/1	



D

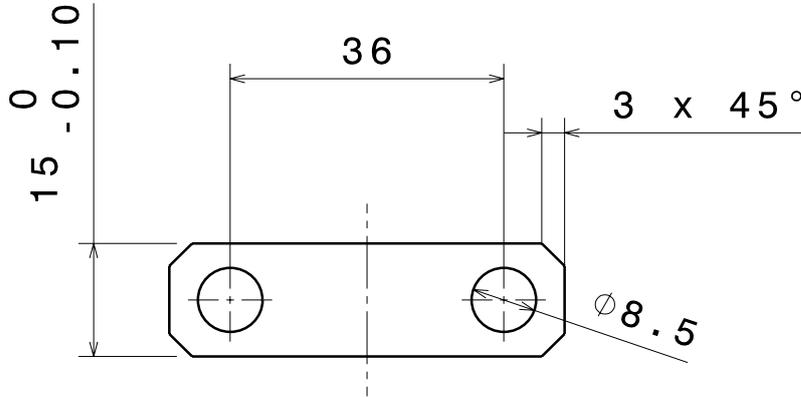
C

B

A

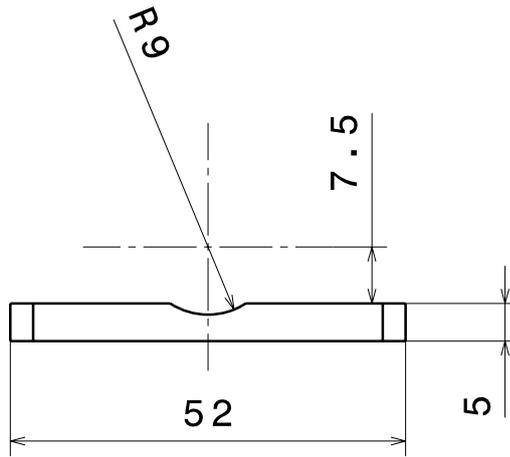
4

4



3

3



2

2

This drawing is our property.  
It can't be reproduced  
or communicated without  
our written agreement.

# Entlüftungsventil

DRAWING TITLE

Entlüftungsplatte

DRAWN BY  
**Luttenberger**

DATE  
27.05.2010

CHECKED BY

DATE

SIZE  
**A4**

DRAWING NUMBER  
**E04**

REV

DESIGNED BY

DATE

SCALE 1:1 WEIGHT (kg) 0,025

SHEET 1/1

1

1

D

A

# Anhang B

## Datenblätter:

Trennschraube

Tether-Cutter Band

Reibbelag JURID

## Datenblatt und Funktionsbeschreibung der Trennschraube TS3000X-M14x40x1p25

Typ / Bezeichnung:	TS3000X-M14x40x1p25
Stand:	14.10.2005
Bearbeiter:	Dr. Peter Lell
Hersteller:	Pyroglobe GmbH
Zeichnungssatz:	TS14x40v5x1v25-B01-000.dwg
Aufgabe, Funktion:	Kommandiertes Trennen einer verschraubten Verbindung, Einleiten einer Aktion.
Bevorzugter Einsatz:	<ul style="list-style-type: none"> <li>● Notausstieg für Serien KFZ</li> <li>● Notausstieg für geschützte Fahrzeuge</li> <li>● Entriegelung ausklappbarer Strukturen im KFZ, in Luft- und Raumfahrt (Satellitensysteme, Trägerraketen)</li> <li>● Entriegelung von Notausstiegen, in Luft- und Raumfahrt (Flugzeuge, Hubschrauber, Satellitensysteme, Trägerraketen)</li> <li>● Entriegelung von Motoren im KFZ</li> <li>● Entriegelung von Sitzeinheiten in Sport- und Rennwagen</li> </ul>
Durchmesser x Länge (Gehäuse/ges.):	Durchmesser 14 mm x ca. 40 mm / Ziel: D12x32, die endgültigen Werte werden nach der Erstellung des Zeichnungssatzes festgeschrieben
Steigung des Schraubengewindes:	1,25 mm
Aufbringbares Anzugsmoment, nominell:	80 Nm
Aufbringbares Lösemoment, nominell:	80...100 Nm
Querbelastung bei Auslösung, maximal:	tbd
Trennbereich am Schraubenkörper:	6mm +-0,5mm unterhalb des Schraubenkopfes
Materialien, verw.:	Gehäuse / Schraube: härtpbarer Edelstahl (Auswahl beratend durch Audi)
	Scherpaarung: Titan (Bolzen und Schraube) (Auswahl beratend durch Audi)
	Glasdurchführung: Glas, Epoxidharz, Nickel, Gold
	Anschluß: koaxial
	Aufladung: NC, Zr, Al, KClO3
Bolzendurchmesser (Titan):	4,5 mm
Außendurchmesser Kappe:	6,0 mm (Peek)
Außendurchmesser Zapfen komplett:	6,9 bis 7,1mm (Schrumpfschlauch)
Bolzenlänge außen:	10 mm
Zapfenlänge außen, gesamt:	ca. 14 mm
Einzugslänge Bolzen:	12 mm
Einzugskraft Bolzen:	150 bis 600 kN, je nach Aufladung, nominal ca. 600 kN
Aufladung:	Je nach Verwendungszweck 50 bis 100mg NC
Aufladung, nominell:	90 mg NC
Anzündung:	Glühdrahtanzündung mit Anzündmischung AZM 17 G
Elektrischer Anschluß:	koaxial, Geometrie lt. Vorgabe
Potentialbezug:	potentialfrei bei Lagerung und Verbau
Zahl der Zündbrücken:	1
Zahl der elektrischen Anschlüsse / Pole:	2
Zündspannung:	3 V, zündbar über eine Lithiumzelle CR2 oder CR123A
Zündstromflußzeit maximal:	200 msec
Zündstrom, nominell:	tbd
Brückenwiderstand, nominell:	tbd
ESD-Unempfindlichkeit:	25kV/500pF/5kOhm
Isolationswiderstand (Brücke-Gehäuse):	>1 MOhm bei max. 2V Meßspannung, 5min anliegend
Messstrom / Meßspannung, max. zulässig:	1 mA / 1,5V, 1 min lang
Temperatur bei Auslösung, nominell:	-40°C bis +90°C
Lagertemperatur, nominell:	-63°C bis +90°C (tiefere und höhere Temp. nicht nachgew.)
Höchste Lagertemperatur, kurzfristig:	+105°C für max. 1h:
Lagerzeit:	10 Jahre ab Herstellungsdatum

---

Betriebssicherheit:	10 Jahre ab Herstelldatum im eingebauten oder nicht eingebautem Zustand
Wechselintervall:	10 Jahre
Luftfeuchtigkeit:	10% ... 95%
Klimawechselbeständigkeit:	entsprechend PV105 der MIL-STD-1510
Mechanischer Stoß:	tbd
Vibration:	tbd
Druckwasserfestigkeit:	1bar bei 95°C, max. 5h einwirkend
Chemische Beständigkeit:	beständig gegenüber allen im KFZ-Bereich eingesetzten Chemikalien, Öle, Treibstoffe, Batteriesäuren
Korrosionsbeständigkeit:	tbd, üblicher Standard, wie er von härtbarem Edelstahl z.Z. abdeckbar ist.
Stäube:	tbd
Garantiezeit:	10 Jahre ab Herstelldatum bei artgerechter Lagerung / Einsatz
Garantieumfang:	Kostenfreie Lieferung von Ersatzbaugruppen an den Erstkäufer bei Rückgabe der bemängelten Baugruppe, aber keine Folgekosten!
Masse pro Trennschraube, typisch:	ca. tbd
Einstufung gemäß SprengG:	Die Baugruppe soll von der BAM von den Vorschriften des Sprengstoffgesetzes freigestellt werden: Die Baugruppe ist kein Gefahrgut, sie darf von jedem Erwachsenen gelagert und verwendet werden.
Weltraumtauglichkeit (Vakuum):	Ziel: ESA zugelassene Vergussmassen und Stoffe, die Baugruppe ist vor und nach der Auslösung sehr ausgasarm
Beschriftung:	tbd
Entsorgung:	# Die Baugruppe enthält keine giftigen oder wassergefährdenden Stoffe # kann nach Ablauf der Lagerzeit ausgelöst werden oder kostenfrei dem Hersteller zur Entsorgung gesendet werden # kann eingeschmolzen werden.
Recycling:	Fast alle Teile der Schraube sind nach Ablauf der Lagerzeit wiederverwendbar.
Sonstiges:	Das vorliegende Datenblatt wird erstmals nach Fertigstellung des Zeichnungssatzes überarbeitet und mit den noch fehlenden Angaben und Zeichnungen in Rücksprache mit der Audi-Projektleitung ergänzt.

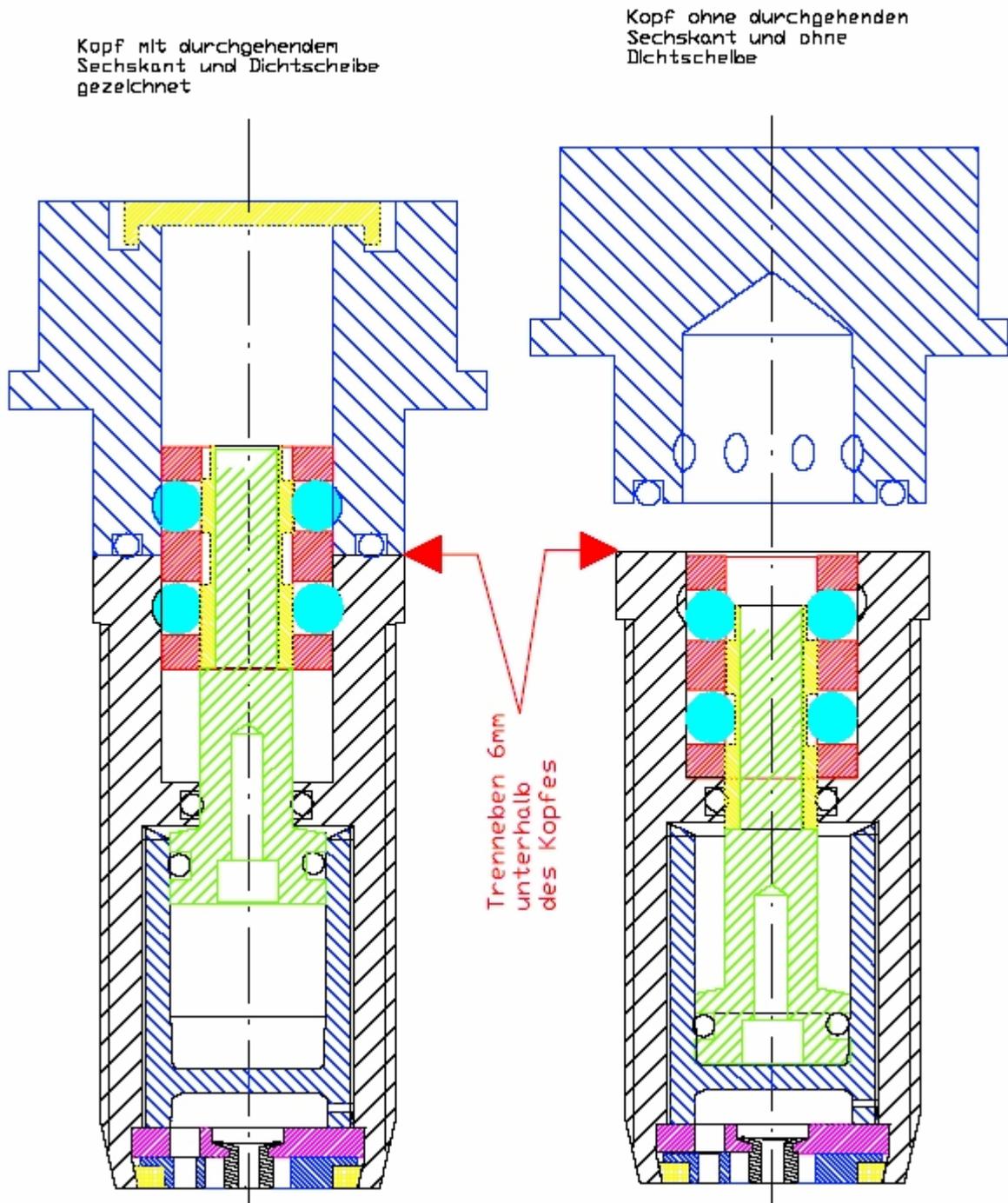
### **Besondere Eigenschaften, Sonstiges:**

1. Keine Abgase nach außen, die Baugruppe ist dicht
2. Nur geringes Klickgeräusch bei der Auslösung
3. Unempfindlich gegen ESD, alle bekannten zivilen und militärischen Normen werden bestanden
4. Die Baugruppe ist von den wesentlichsten Beschränkungen des Deutschen SprengG freigestellt, sie kann also von jedermann gekauft, gelagert und verwendet werden!
5. Die nicht eingebaute Baugruppe erwärmt sich kurzzeitig nach der Auslösung um bis zu 60°C gegenüber der Umgebungstemperatur (Wert an Luft bei ca. 1bar)
6. Selbstauslösung bei Erwärmung auf Temperaturen von oder über ca. 160°C
7. Nach der Zündung kann der Zündstromkreis über den Glühdraht unterbrochen sein, Kurzschluß kann aber auch nicht ausgeschlossen werden.
8. Die Auslösung kann auf Wunsch auch rein mechanisch über Schlag oder Reibung erfolgen (die Normalausführung hat Einfachglühbrücke, d.h. elektrische Zündung)
9. Die Trennschraube ist anders als herkömmliche Trennschrauben handhabungssicher!  
Wird die Trennschraube bei der Zündung in der Hand gehalten muß lediglich bedacht werden, daß er sich nach der Zündung auf ca. 60°C erwärmt!
10. Haftung gleich welcher Art wird für Zündungen in der Hand bzw. bei nicht bestimmungsgemäßem Einsatz der Trennschrauben vom Hersteller definitiv nicht übernommen!
11. Die Trennschrauben sind bei und nach der Auslösung gasdicht, d.h. es werden keine Abgase in die Umgebung entlassen, es entstehen auch keine zündfähigen Abgase.

### **Hinweise:**

1. Nicht zu hohe Messströme und diese nicht zu lange über die Zündbrücke der Trennschraube fließen lassen. Notfalls sind Messströme bis 12mA über maximal 0,2sec zugelassen, höhere Messströme insbesondere über längere Zeitintervalle können die Zündstrecke inertisieren.
2. In der Regel darf der Zündkreis mit maximal 50kOhm mit der Gehäusemasse / dem Gehäusepotential verbunden sein. Kleinere Widerstände bringen die Gefahr der Spaltzündung und damit der Vorzündung mit sich!
3. Die Entsorgung gezündeter oder nicht gezündeter Trennschrauben in unversehrtem oder beschädigtem Zustand übernimmt kostenfrei der Hersteller, sofern die Baugruppen kostenfrei beim Hersteller angeliefert werden.

## Innenaufbau der Trennschraube:



**Bild 1:** Schnittdarstellung der Trennschraube vor (li) und nach der Auslösung (re), li mit offenem Kopf, re mit Vollmaterialkopf gezeichnet.

## **Funktionsbeschreibung der Trennschraube, siehe hierzu auch Bild 2:**

Die beiden Schraubenteile Schraubenkopf 1 und Gehäuse 2 werden über die Kugeln 13, die in der Kugelpfanne/Eindrehung 14 laufen, zusammengehalten.

Soll Drehmoment von der Schraube mit übertragen werden, kann dies über einen innen liegenden Gehäusevielzahn 10 erfolgen..

Wird für die Auslösung nun Strom über die Kontakthülse 26, Mittenkontakt 21, Glühbrücke 9 und Außenkontakt 22 geleitet, zündet das in der Brennkammer eingebrachte Treibladungspulver. Das hier erzeugte Gas bedrückt die selbstlidernde Fläche des Kolbens 11, der daraufhin entlang der Führung 19 bis zum Anschlag ausgedrückt wird.

Damit können die Kugeln 13 nach innen zum Zapfen mit dem kleineren Durchmesser wandern und so die beiden Teile 1 und 2 freigeben, beide Teile sind nun nicht mehr über die Kugeln formschlüssig miteinander verbunden.

Der Kolben kann zusätzlich an seiner nicht bedrückten Stirnfläche einen Indikator aufweisen, der nach der Auslösung die Markierung 17 durchstößt und damit eine ausgelöste Baugruppe zeigt. Zusätzlich kann hier eine Sperrfunktion für eine andere Baugruppe ausgeübt werden, falls dies erforderlich sein sollte. Hierbei müsste dann allerdings der Indikator entsprechend länger werden und man könnte sich dann bei der Auslösung wieder verletzen.

Dadurch, dass hier keine Anzündstoffe verwendet werden müssen, ist die Baugruppe schon prinzipiell ESD-/ bzw. handhabungssicher.

In der Hand ausgelöst hört man nur ein leichtes Klicken und verspürt nur einen schwachen Ruck – das ist alles!

Gegenüber der detonativen herkömmlichen Trennschraube sind auch Trennschrauben ohne weiteren Aufwand möglich, die nur Zugkräfte übertragen und keine Drehmomente.

(Bild wird im Rahmen der Erstellung des Zeichnungssatzes erstellt)

Bild 2: Prinzipskizze mit Bezeichner der Trennschraube

## **Schnittstellenzeichnung (siehe nächstes Blatt):**

Zeichnung und Text werden im Rahmen der Erstellung des Zeichnungssatzes erstellt.

## Material Test Results

Inspection Certificate EN 10204 - 3.1.B

Customer	<b>AUTOLIV POLEN</b>
Address	<b>P - 55200 POLEN</b>

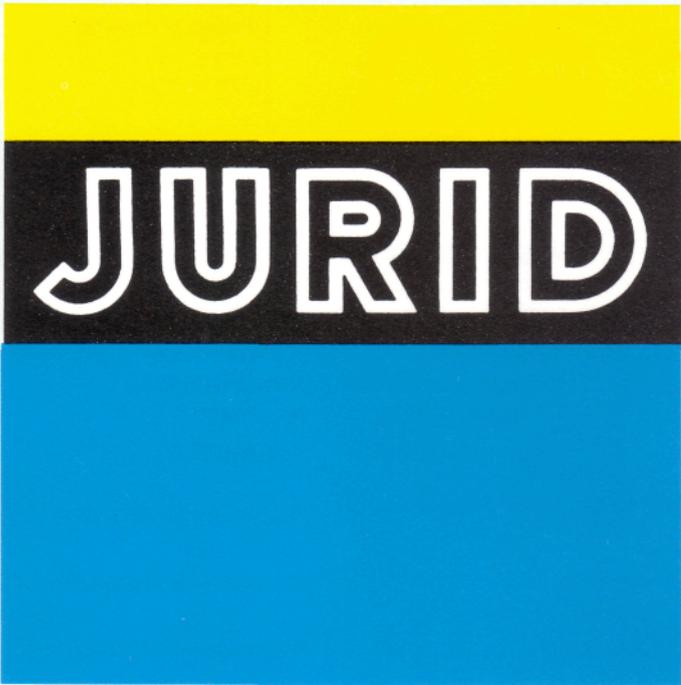
Specification Number	<b>6169727 002</b>	Part Name	<b>10 mm webbing</b>
Lot Number	<b>P-14014/218/1/1</b>	Part Number HaberKorn	<b>477422</b>

Item	Requirement	Test results	Test method
material warp	polyester	o.k.	
material weft	polyester	o.k.	
picks	7 (+-1) / cm	7	
width	10 (+-1) mm	10	
thickness	0,8 (+-0,2) mm	0,88	
weight	6 (+-0,5) g/m	5,9	
tensile strength	> 1900 N	2200	HaberKorn PA 15-02
elongation	26 (+-4) %	27,64	HaberKorn PA 15-02
colour	white	o.k.	

Date: 29.10.2009

Tester:





# JURID<sup>®</sup>

# 160

## Reibwerkstoff für Industrie-Einsatz

JURID160 ist ein asbest- und bleifreier, durch ein Spezialharz gebundener Reibwerkstoff ohne Metallbeimischung.

JURID 160 zeichnet sich durch eine sehr hohe Festigkeit aus und kann als Isolationsmaterial verwendet werden, da es sehr hoch thermisch belastet werden kann.

JURID 160 hat ein gleichmäßiges, niedriges Reibwertniveau

## Friction material for industrial use

JURID 160 is a non-asbestos and lead-free friction material without metallic ingredients, compounded with special resin.

JURID 160 shows a very high stability and can be used as an isolation material because of its high thermal performance.

JURID 160 has a constant and low friction level.

## Matériau de friction pour application industrielle

JURID 160 est un matériau de friction sans amiante, sans plomb et sans des ingrédients métalliques, composé de résine spéciale.

JURID 160 se caractérise par sa grande résistance et peut être utilisé comme matériau d'isolation parce qu'il peut être soumis à des exigences thermiques.

JURID 160 a un coefficient de friction constant et peu élevé.

Für Industrie-Einsatz · For industrial use · Pour application industrielle

**Reibeigenschaften aus Teilbelaguntersuchungen**
**Meßwerte ± 10%**

Friction properties determined from standard linings.

Measured values ± 10%

Propriétés de frottement déterminées à base de garnitures de standard.

Cotes mesurées ± 10%

**Prüfbedingungen:**

Test Conditions

Conditions d'essai

**Scheibenbremse**

disc-brake

frein à disque

**Probengröße: 55 mm Ø**

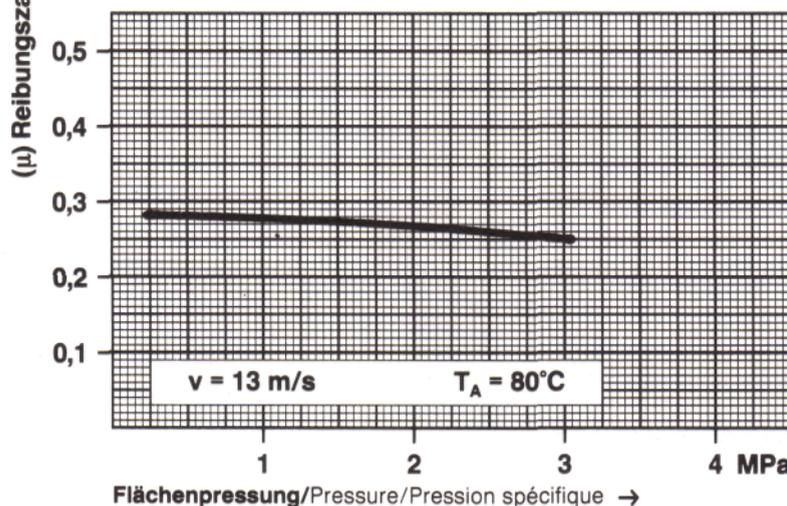
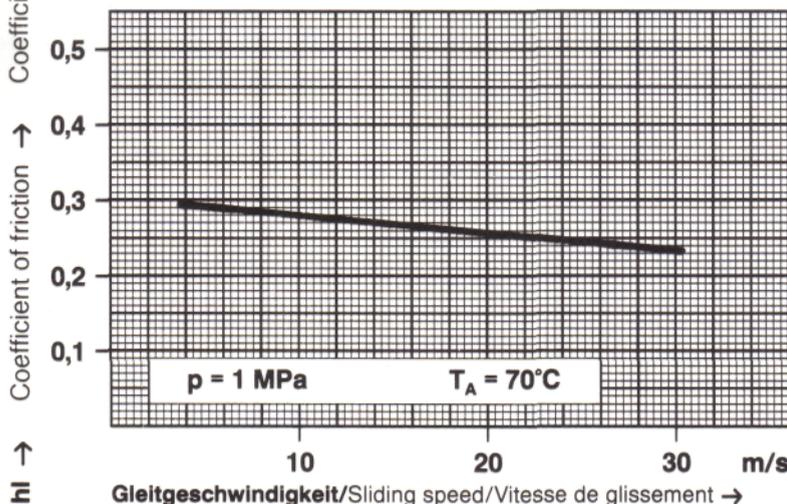
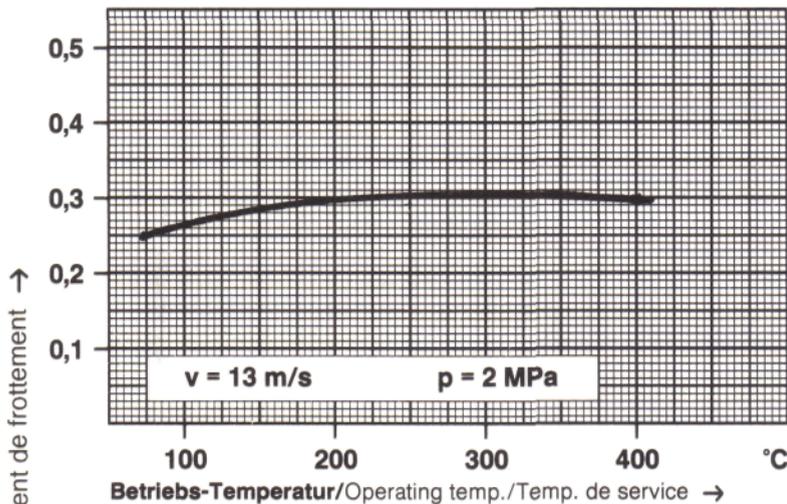
sample-size

dimension de l'échantillon

**Gegenmaterial: GG 25**

Mating-material

Matériau anti-frottement

**J = 20 kgm<sup>2</sup>**

**Betriebs-Reibungszahl:**

Operating friction coefficient

Coefficient de frottement de service

$$\mu = 0,26$$

**Empf. Beanspruchungsbereich:**

Recommended stress-range

Domaine de charge recommandé

$p_{\max}$	—	6 MPa
$v_{\max}$	—	30 m/s
$T_{\text{dauer/cont.}}$	—	350 °C
$T_{\text{kurz/short/court}}$	—	750 °C

**Spez. Verschleiß:**

 Specific wear  
 Usure spécifique

$$v = 0,04 \frac{\text{cm}^3}{\text{kWh}}$$

Für Industrie-Einsatz · For industrial use · Pour application industrielle

<b>EIGENSCHAFT</b> PHYSICAL PROPERTY PROPRIETE PHYSIQUE	<b>Norm</b> Standard Standard	<b>Prüfparameter</b> Test condition Condition d'essai	<b>Einheit</b> Unit Unité	<b>Meßwert</b> Measured value Cote d'essai
<b>Dichte</b> Density Densité	<b>DIN 53 479</b>	<b>20° C</b>	<b>g/cm<sup>3</sup></b>	<b>2,35</b>
<b>Zugfestigkeit</b> Tensile strength Résistance à la traction	<b>DIN 53 455</b>	<b>20° C</b>	<b>MPa</b>	<b>22</b>
		<b>250° C</b>		<b>5</b>
<b>Druckfestigkeit</b> Compressive strength Résistance à la pression	<b>DIN 53 454</b>	<b>20° C</b>	<b>MPa</b>	<b>250</b>
		<b>250° C</b>		<b>60</b>
<b>Scherfestigkeit</b> Shear strength Résistance au cisaillement	<b>DIN 53 422</b>	<b>20° C</b>	<b>MPa</b>	<b>40</b>
<b>Kunststoffhärte</b> Ball indentation hardness Résistance à la pression à bille	<b>DIN 53 456</b> <b>ISO 2039/2</b>	<b>Ø 5 mm, 30 s</b> <b>Ø 1/2"</b>	<b>MPa</b> -	<b>1100</b>
				<b>120</b>
<b>Wärmeleitfähigkeit</b> Thermal conductivity Conductibilité thermique	<b>Colora-Thermo-Conductometer</b>	<b>95° C</b>	<b>W/mK</b>	<b>0,65</b>
<b>Spezifische Wärmekapazität</b> Specific thermal capacity Capacité calorifique spécifique	-	<b>20° - 100° C</b>	<b>kJ/kg K</b>	<b>0,9</b>
<b>Druck - E - Modul</b> Module of compressive elasticity Module d'élasticité de compression	<b>DIN 53 457</b>	<b>20° C</b>	<b>MPa</b>	<b>11000</b>
		<b>250° C</b>		<b>4800</b>
<b>Ölbeständigkeit</b> Resistance to oil Résistance à l'huile	<b>DIN 53 476</b>	<b>mineralöl</b> <b>T = 23° C ± 2° C</b> <b>t = 7 d</b>		<b>beständig</b>

- BITTE BEACHTEN:** Es handelt sich bei den angegebenen Daten um rechtsunverbindliche Richtwerte. Für die Festlegung von Streubändern der Eigenschaften oder für besondere Anwendungsfälle ist eine Rückfrage mit Angabe der Einsatzbedingungen notwendig.
- PLEASE NOTE:** The data listed herein are legally noncommittal standard values. To determine ranges of stray dispersion related to technical properties or for cases of special application, we have to be informed about the individual working conditions.
- VEUILLEZ NOTER:** Les caractéristiques de cette documentation sont des valeurs indicatives sans obligation juridique. Dans le but de la détermination des coefficients de dispersion relatifs aux critères techniques et en cas de conditions de service spéciales, il est indispensable de nous consulter en indiquant l'application prévue.