

# Fachhochschule Münster

## Abteilung Steinfurt

Fachbereich Maschinenbau



## Diplomarbeit

- Thema:** Entwicklung und Konstruktion eines vollgefederten Mountainbikes mit der Systemsoftware Pro/ENGINEER bei der Parametric Technology GmbH, Düsseldorf
- Verfasser:** Georg Blaschke  
Norderneyweg 6  
48159 Münster
- Referent:** Professor Dr.-Ing. Klasmeier
- Koreferent:** Professor Dipl.-Ing. Böde

Münster im März 1997

## Vorwort

An dem Zustandekommen dieser Diplomarbeit waren mehrere Personen und Firmen beteiligt, bei denen ich mich herzlich bedanken möchte.

Durch die Zusammenarbeit mit der Parametric Technology GmbH in Düsseldorf konnte die Aufgabe mit der leistungsfähigen Systemsoftware Pro/ENGINEER und Pro/MECHANICA bearbeitet werden. Die Firma Parametric Technology ist einer der führenden Anbieter von Systemsoftware für den integrierten Einsatz von Computern in jedem Schritt der Produktentwicklung und -fertigung.

Mein ganz besonderer Dank gilt hier Manager Application Engineer Hrn. Dipl.-Ing. Heinz Hempert, der durch seine fachlich kompetente, engagierte und zeitaufwendige Betreuung sehr zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat.

Durch die Unterstützung der Eibach Suspension Technology GmbH in Finnentrop konnten die Dämpferkräfte der verwendeten hydraulischen Dämpfer auf dem firmeneigenen Prüfstand ermittelt werden. Die Firma Eibach ist neben zahllosen anderen Einsatzgebieten für Federn auch in der Entwicklung von speziellen Federsystemen für Mountainbikes aktiv.

Vielen Dank vor allem Hrn. Raimund Schmidt, der sich als für den Fahrradbereich zuständiger Produkt Manager mehrere Stunden Zeit für die Prüfstandversuche nahm.

Die Realisierung des Mountainbikes wurde durch die Vogelsang Maschinenbau GmbH in Havixbeck ermöglicht. Die Firma Vogelsang ist vor allem auf die Herstellung von Filteranlagen für die industrielle Absaugluftreinigung spezialisiert.

Hier möchte ich mich besonders bei Hrn. Georg Vogelsang bedanken.

Nicht zuletzt gilt mein Dank auch Hrn. Prof. Dr.-Ing. Klasmeier, der diese Arbeit betreut hat. In vielen Stunden unterstützte er engagiert die Lösungsfindung und ließ viel Freiraum für die fahrradspezifischen Konstruktionen, obwohl in einigen Bereichen sein Gewissen als Ingenieur stark belastet wurde. Besonders sind hier die Lagerungen zu nennen, deren Konstruktion für den allgemeinen Maschinenbau nicht gerade beispielhaft ist, die sich im Bau von gefederten Mountainbikes aber bewährt haben.

## Inhaltsverzeichnis

<b>1.</b>	<b>Einleitung</b>	3
1.1	Die Entwicklung der Federung am Fahrrad	3
1.2	Bezeichnung der Bauteile eines gefederten Fahrrades	4
1.3	Die Bauart der Federelemente	5
1.4	Überblick über verschiedene Anlenksysteme	8
<b>2.</b>	<b>Konstruktionsgrundlagen</b>	11
2.1	Die fahrradspezifische Konstruktion	11
2.2	Das Lastenheft des Rades	13
<b>3.</b>	<b>Die CAD-Konstruktion der Bauteile</b>	14
3.1	Das 3D-CAD Programm Pro/ENGINEER	14
3.2	Die Konstruktion des Hauptrahmens	15
3.3	Die Konstruktion der Schwinge und der Sattelstreben	17
3.4	Die Konstruktion des Umlenkhebels	20
3.5	Die Konstruktion der federungsspezifischen Lagerungen	21
<b>4.</b>	<b>Die Auslegung der Federung</b>	26
<b>4.1</b>	<b>Die statische Auslegung</b>	26
4.1.1	Die Auslegung der Gabel	26
4.1.2	Die Auslegung der Hinterradfederung	33
<b>4.2</b>	<b>Die Auslegung durch die kinematische Analyse</b>	36
4.2.1	Das Programm Pro/MECHANICA MOTION	36
4.2.2	Die Anwendung auf vorhandene Geometrie und Daten	37
4.2.3	Die Simulation verschiedener Fahreinflüsse	44
4.3	Die Kontrolle der Lagerungen	55

---

<b>5.</b>	<b>Die strukturelle Auslegung</b>	59
5.1	Die Auslegung der Dämpferaufnahme	59
5.2	Die Auslegung des Umlenkhebels durch eine FEM-Analyse	63
5.3	Das Programm Pro/MECHANICA STRUCTURE	64
5.4	Die Anwendung auf die vorhandene Geometrie	65
5.5	Ergebnisse	67
5.6	Die Optimierung des Bauteils	70
5.7	Ergebnisse	71
5.8	Darstellung des ursprünglichen und des optimierten Bauteils	73
<b>6.</b>	<b>Darstellung des computergenerierten Mountainbikes</b>	74
<b>7.</b>	<b>Schlußwort</b>	75
<b>8.</b>	<b>Anhang</b>	76
8.1	Datenblätter	76
8.2	Literatur- und Quellenverzeichnis	78

## 1. Einleitung

### 1.1 Die Entwicklung der Federung am Fahrrad

Die Idee einer Federung am Fahrrad ist nicht neu. Schon in den Anfangszeiten wurden Versuche gemacht, das Fahren auf den damals recht ruppigen Straßen etwas angenehmer zu gestalten. Durchgesetzt hat sich schließlich der gefederte Sattel, der für die besseren Wege ausreichend schien und eine günstige, problemlose Lösung darstellte.

Mit dem Auftauchen des Mountainbikes änderten sich die Ansprüche an Rad und Fahrer jedoch radikal. Um der betonierten Umwelt zu entkommen, erschien es plötzlich sinnvoll, abseits der befestigten Wege zu fahren. Zudem verlangte die Rennszene nach Lösungen, um die Geschwindigkeiten erheblich steigern zu können. Eine Federung versprach besseren Bodenkontakt, eine größere Laufruhe des Rades und nicht zuletzt eine geringere Ermüdung des Fahrers, der sich mehr auf das Fahren und weniger auf die Bodenunebenheiten konzentrieren kann.

Von einer ernsthaften Entwicklung kann man seit der Entwicklung der ersten gefederten Seriengabel 1989 sprechen. Von da an läßt sich die Entwicklung mit der des Motorrades vergleichen, bei dem auch zuerst die Frontfederung eingeführt wurde. Die sogenannten Federgabeln setzten sich bis 1994 im höherpreisigen Marktsegment fast komplett durch.

Im selben Jahr waren die ersten brauchbaren Hinterradfederungen erhältlich, die sich wie beim Motorrad in der Akzeptanz der Fahrer recht schwertaten. Zum guten Teil lag das an den vielen schlechten Konstruktionen, die neben der mangelnden Dauerhaftigkeit und einem erheblichen Gewicht auch fahrtechnisch mehr Nach- als Vorteile aufwiesen. Auf diese ersten Lösungen wird im Folgenden nicht weiter eingegangen, da sie heute keine Rolle mehr spielen.

Mittlerweile sind auch viele Hinterradfederungen durchaus als dauerhaft zu bezeichnen. Federungstechnisch haben sich einige Systeme als erfolgreich herauskristallisiert, die anderen sind fast vollständig vom Markt verschwunden.

Die gegenwärtige Entwicklung hat ihren Schwerpunkt in der Erzielung immer größerer und qualitativ besserer Federwege bei gleichzeitig reduziertem Gewicht des gesamten Fahrrades.

Der Einsatz des Computers gewinnt dabei an Bedeutung:

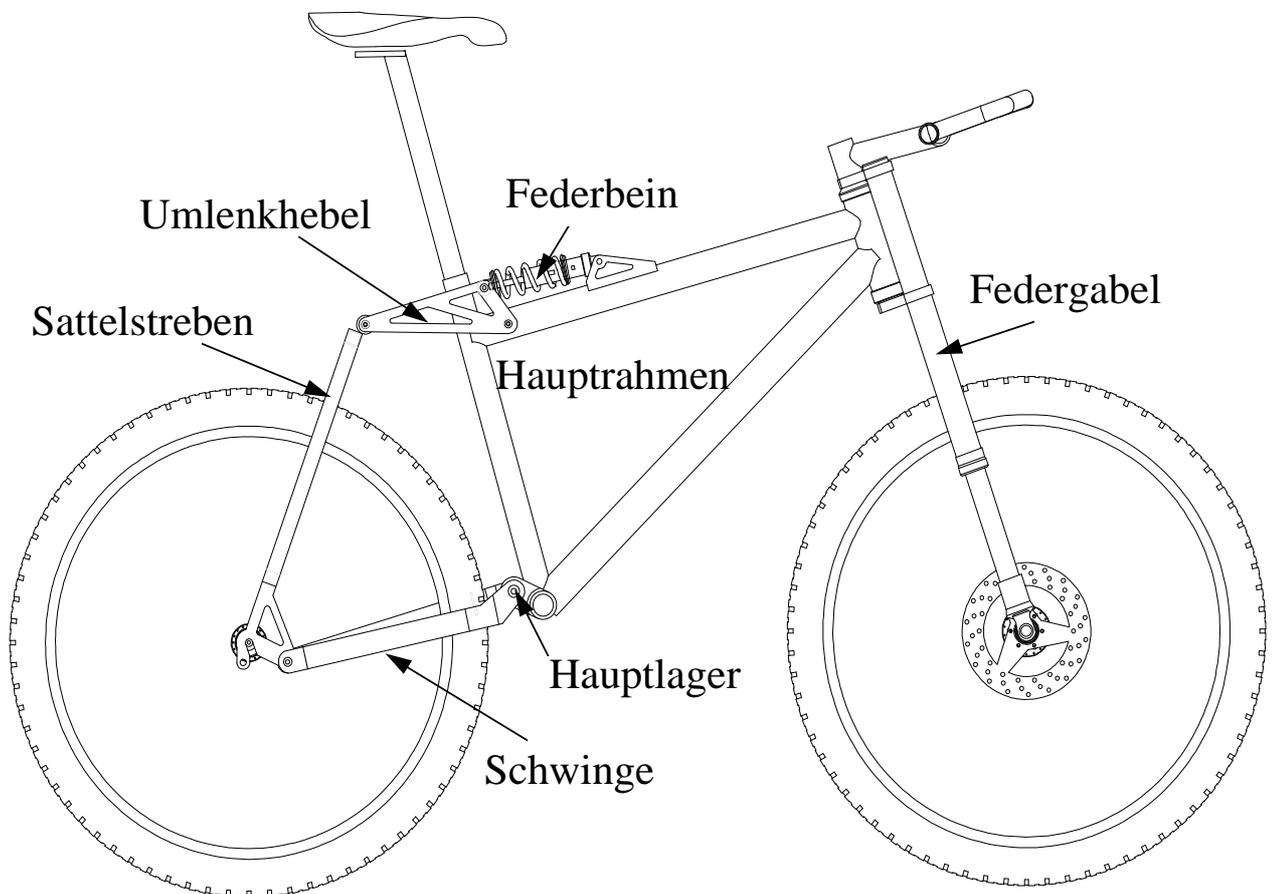
- Eine merkliche Gewichtsreduzierung kann nur über aufwendige Versuche oder FEM-Analysen erfolgen.
- Bei größeren Federwegen können die Hebelverhältnisse schwer überschaubar sein.
- Auswirkungen von Änderungen können ermittelt werden, bevor der erste Prototyp gebaut wird. Der Bau eines Prototypen kann deshalb wesentlich gezielter erfolgen.

Allerdings beschränkt sich die Anwendung zur Zeit fast ausschließlich auf die FEM-Analyse von Bauteilen. Über die Höhe der anzunehmenden Belastungen liegen bisher hauptsächlich Studien für die Nutzung des Rades im Alltag vor. Die entsprechenden DIN-Normen beschreiben die unterste Grenze der Belastungen und sind für den sportlichen Betrieb eines Mountainbikes unbrauchbar.

Die vollen Möglichkeiten des Computers werden nicht genutzt.

## 1.2 Die Bezeichnung der Bauteile eines gefederten Fahrrades

Dargestellt ist ein Anlenksystem, das dem Verwendeten entspricht, Viereck oder linkage genannt. Bei anderen Systemen können sich Unterschiede ergeben. In Kapitel 1.4 werden andere Anlenksysteme vorgestellt.



### 1.3 Die Bauart der Federelemente

Die folgenden Erläuterungen beziehen sich sowohl auf die Federelemente/Federbeine als auch auf die meist verwendeten Teleskopgabeln.

Die heute üblichen Federelemente bestehen aus der Kombination einer Feder mit einem hydraulischen Dämpfer. Ungedämpfte Systeme sind nur in low-tech Anwendungen mit geringen Federwegen üblich.

Dämpfer:

Die hydraulischen Dämpfer sind den im Motorradbau verwendeten vergleichbar. Die Dämpfung ist geschwindigkeitsabhängig, sehr selten kommt eine hydraulische Endlagendämpfung zum Einsatz. In der Regel ist die Ventilierung der Ölflußkanäle über federnde Scheiben so ausgelegt, daß die bei einfachen Bohrungen stark progressive Kennlinie abgeflacht oder sogar in eine leicht degressive abgewandelt wird. Dadurch soll ein Verhärten der Dämpfung bei kurzen, schnellen Schlägen verhindert werden.

Über die Höhe der Dämpferkraft gehen die Meinungen nach wie vor weit auseinander. Wie bei PKW und Motorrädern scheint sich aber eine beim Einfedern (Druckstufe) wesentlich geringere Dämpferkraft als beim Ausfedern (Zugstufe) durchzusetzen. Diese Auslegung wird auch bei dem zu konstruierenden Mountainbike angestrebt. Die Dämpferkraft ist immer in Verbindung mit der Federrate und dem Dämpferweg zu bewerten.

Feder:

Als Federn kommen Stahlfedern, Elastomere und Luftkammern zum Einsatz.

Wegen ihrer Temperaturabhängigkeit, schnellen Alterung und ihres ausgeprägten Setzverhaltens werden Elastomere immer seltener verwendet.

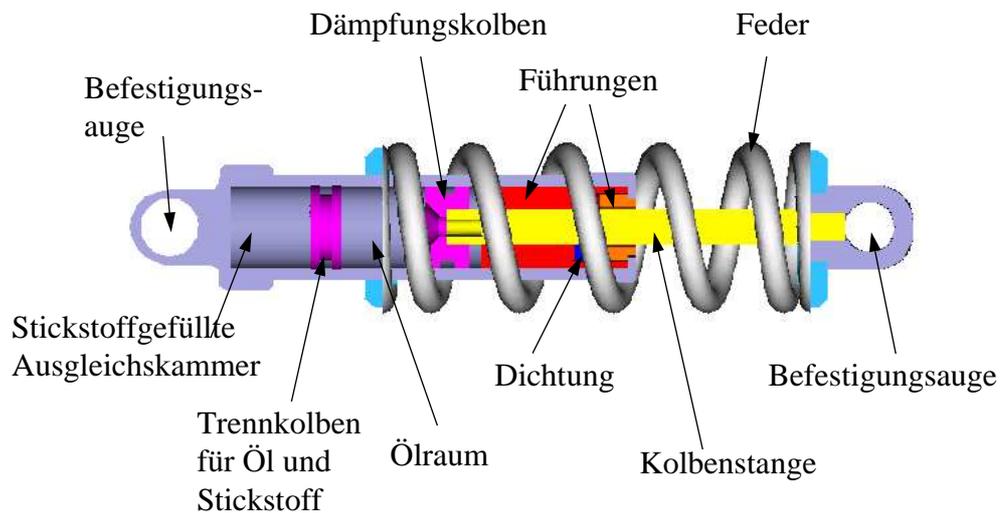
Luftkammern haben meist bauartbedingt eine stark progressive Kennlinie, die aber durch geeignete Auslegung der Anlenkung ausgeglichen werden kann. Ihr wesentlicher Nachteil ist die hohe Dichtungsreibung. Für das Fahrrad ist vor allem der stick - slip Effekt von Bedeutung, der das Ansprechen der Federung bei kleinen Stößen wesentlich verschlechtert. Ein Vorteil ist das geringe Gewicht. Ein Versagen hat den Totalausfall der Federung zur Folge.

Trotz ihres hohen Gewichtes hat die Stahlfeder vor allem bei anspruchsvollen Konstruktionen ihre Anwendung gefunden. Ihre Verlässlichkeit, Lebensdauer und konstante Federrate werden von keiner anderen Bauart erreicht.

## Federelement

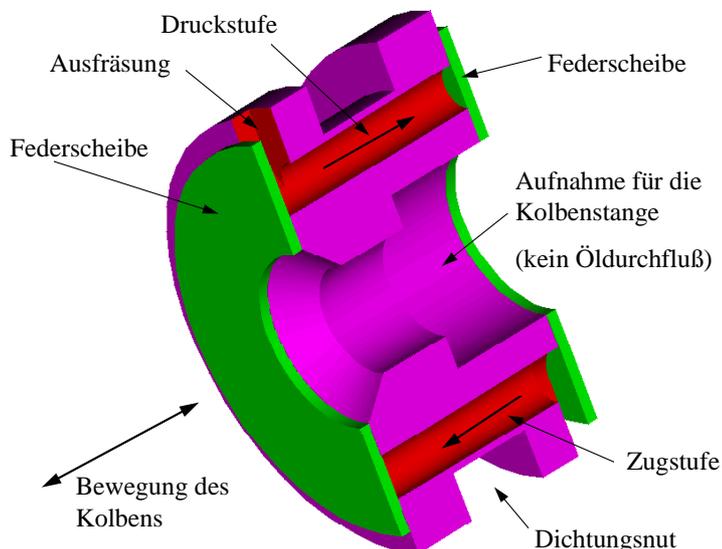
Abgebildet ist entsprechend dem Verwendeten ein Einrohr-Gasdruckdämpfer mit Stahlfeder.

Die Ausgleichskammer dient zum Volumenausgleich der eintauchenden Kolbenstange. Gleichzeitig sorgt der Trennkolben unabhängig von der Einbaulage für eine saubere Trennung von Öl und Stickstoff.



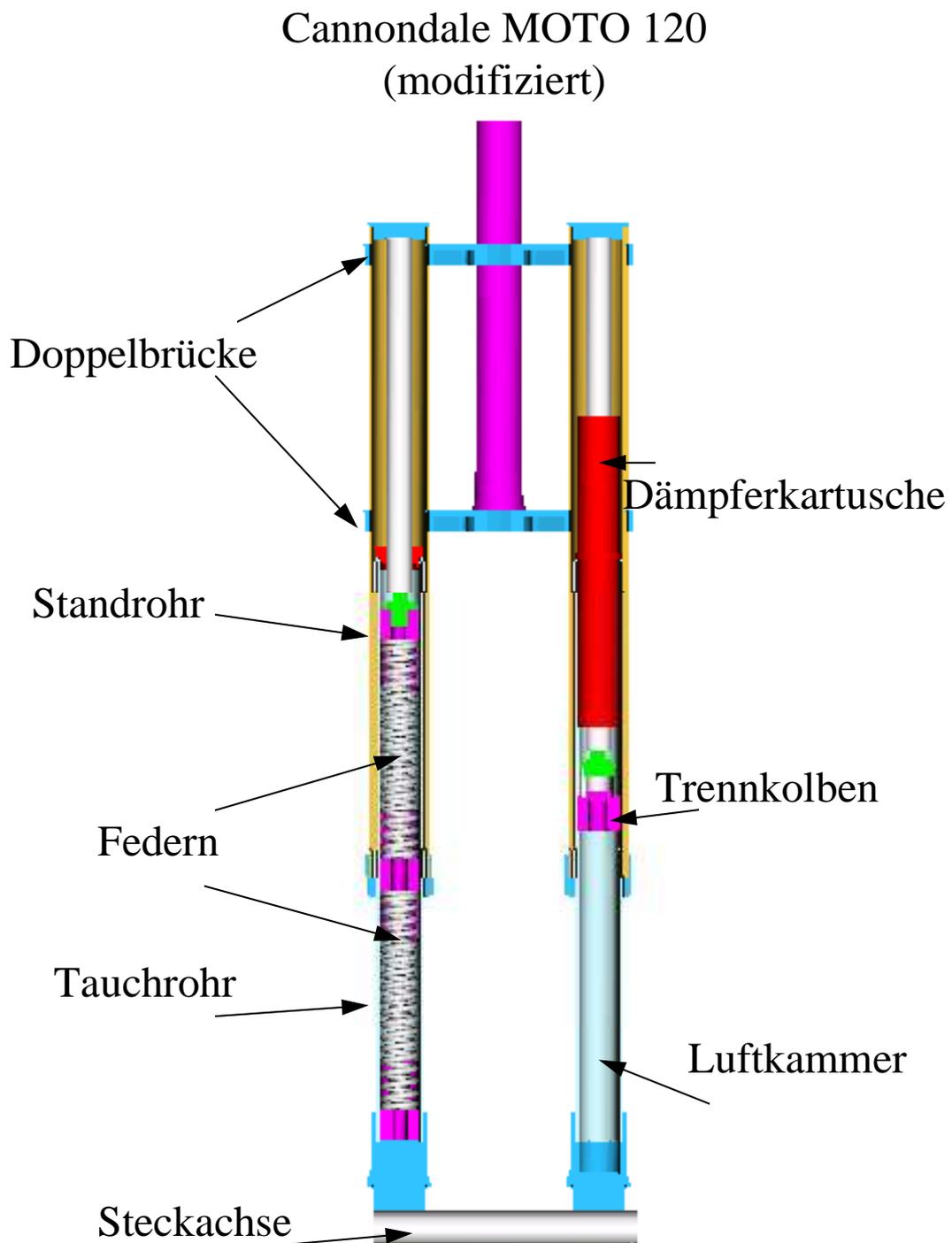
Die Funktionsweise des Dämpfungskolbens verdeutlicht das folgende Bild. Die Ausfräsungen bewirken den Ölfluß durch unterschiedliche Bohrungen (rot) in der Druck- und der Zugstufe. In der Regel ist die Anzahl und der Durchmesser der Bohrungen für die Druckstufe größer, um eine geringere Dämpferkraft zu erhalten. Der Ölfluß in den Bohrungen ist durch Pfeile dargestellt.

Die Federscheiben (grün) sorgen durch elastische Verformung für einen lastabhängigen Widerstand, der nicht die starke Progression einfacher Bohrungen aufweist. In der Praxis werden mehrere Scheiben unterschiedlichen Durchmessers und variierender Stärke, sogenannte Shimstacks, verwendet. Dabei werden für die Zugstufe mehr und dickere Federscheiben eingesetzt, um den Widerstand zu erhöhen. Sie erlauben es, die Dämpfung nach den persönlichen Ansprüchen einzustellen.



## Federgabel

Abgebildet ist die verwendete Gabel MOTO 120 der Firma Cannondale nach den in Kapitel 4.1.1 beschriebenen Umbauten. Es wird eine Kombination von Luftfeder, Stahlfeder und Öldämpfer verwendet. Die hydraulische Dämpfung erfolgt nach dem auf der vorhergehenden Seite beschriebenen Prinzip.



## 1.4 Überblick über verschiedene Anlenksysteme

Wie beim Motorrad auch hat sich die Teleskopgabel für die Frontfederung fast vollständig durchgesetzt.

Die Optimierung betrifft daher vor allem Steifigkeit, Federn, Dämpfer und Reibung.

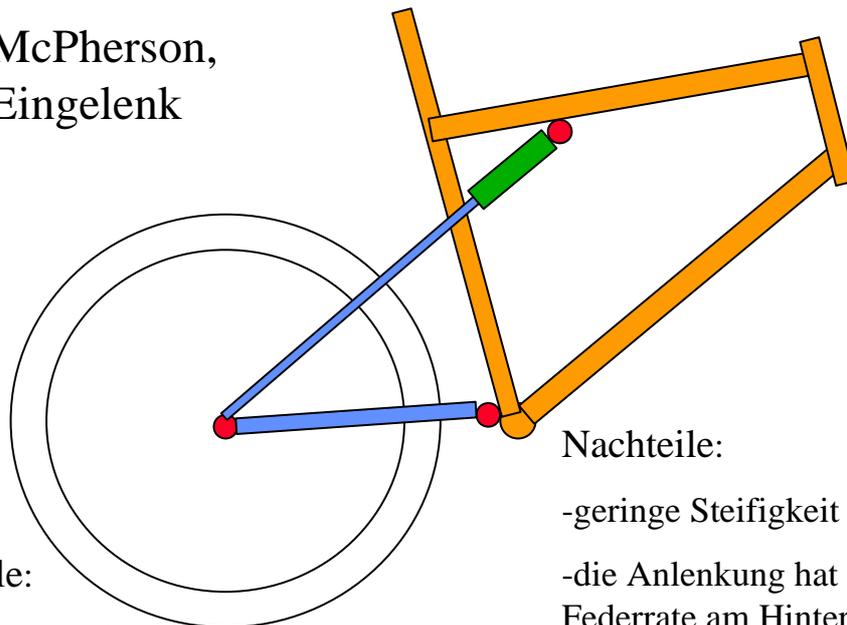
Vielfältiger sind die Anlenksysteme des Hinterrades. Hier haben sich vier grundsätzliche Systeme herauskristallisiert:

1. Das Dreigelenk- oder McPhersonsystem
2. Das Eingelenk-, Cantilever- oder Monoshocksystem
3. Die Antriebsschwinge ,floating Drivetrain
4. Das Viergelenk- oder Linkagesystem

Die Bezeichnungen der verschiedenen Systeme sind technisch nicht unbedingt korrekt, haben sich aber eingebürgert und werden auch im Folgenden verwendet.

In den Darstellungen sind die wichtigsten Vor- und Nachteile aufgeführt. Der Übersichtlichkeit halber sind alle Gelenke rot, alle bewegten Teile blau und die Federbeine grün gekennzeichnet.

### McPherson, Eingelenk



#### Vorteile:

- geringes Gewicht
- gutes Federungsverhalten
- wenige bewegte Teile

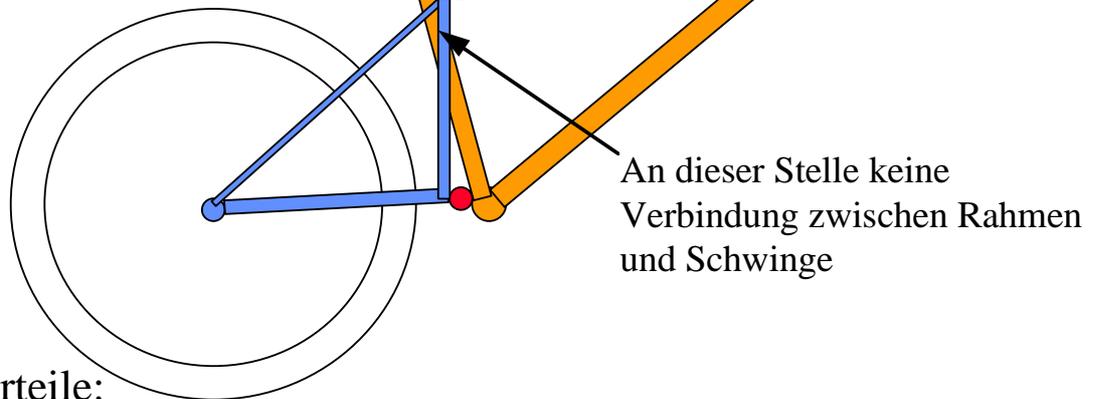
#### Nachteile:

- geringe Steifigkeit des gesamten Rades
- die Anlenkung hat immer eine progressive Federrate am Hinterrad zur Folge
- große Federwege sind nicht möglich
- das Federbein wird vor allem beim Bremsen durch Biegebelastungen beansprucht

Eingelenk

Cantilever

Monoshock



Vorteile:

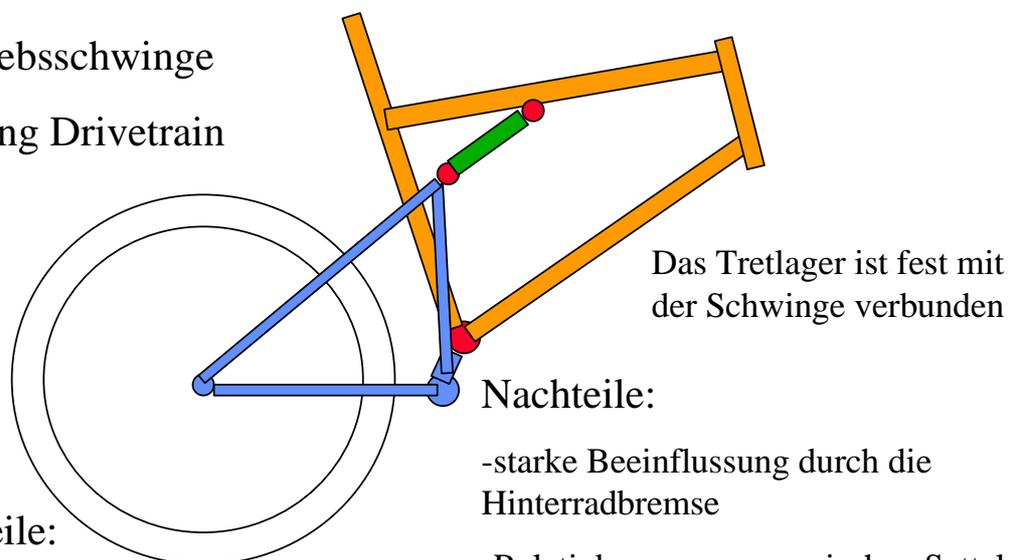
- wenig bewegte Teile
- gute Steifigkeit
- große Federwege erreichbar

Nachteile:

- starke Beeinflussung durch die Hinterradbremse

Antriebsschwinge

floating Drivetrain



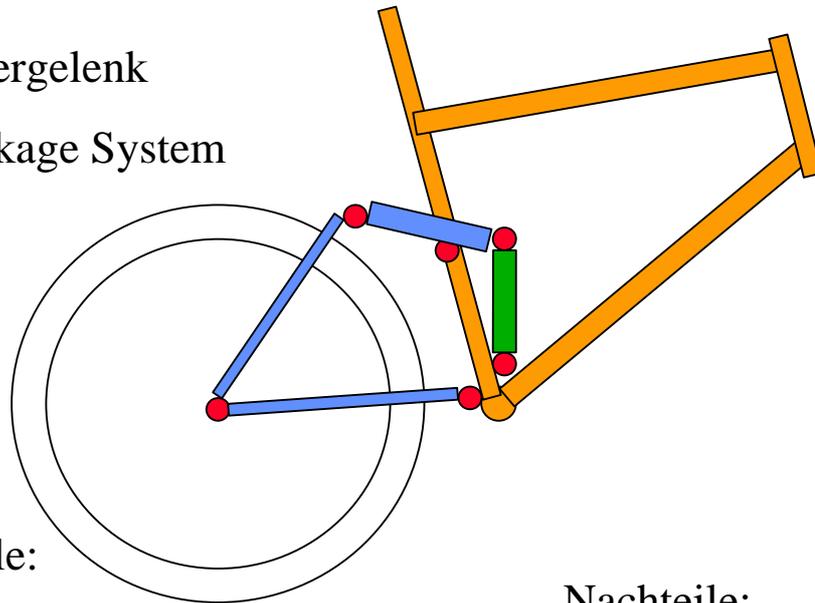
Vorteile:

- geringes Gewicht
- wenige bewegte Teile
- gute Steifigkeit

Nachteile:

- starke Beeinflussung durch die Hinterradbremse
- Relativbewegungen zwischen Sattel und Tretlager wachsen mit dem Federweg
- Der Fahrer ist Teil der ungefederten Masse

## Viergelenk linkage System



### Vorteile:

- große Federwege sind möglich
- sehr gute Abstimmbarkeit
- gutes Federungsverhalten
- gute Steifigkeit

### Nachteile:

- erhöhter Aufwand
- erhöhtes Gewicht

Da jedes Grundsystem zur Zeit in unterschiedlichsten Varianten und Abwandlungen angeboten wird, können sich die Vor- und Nachteile mehr oder weniger stark bemerkbar machen. Sie sind im Grundsatz jedoch immer gültig. Neben den vorgestellten existiert noch eine Anzahl weiterer Systeme, deren Zukunft aber recht ungewiß ist.

Das dargestellte linkage-System entspricht nicht der verwendeten Variante. Die Schmutzbeaufschlagung des Federbeins ist groß, der Raum im Rahmendreieck für die Montage von Trinkflaschen eingeschränkt. Da die Anordnung des Federbeins nicht allzu bedeutend ist, wurde für das zu konstruierende Rad eine Platzierung des Federbeins über dem Oberrohr gewählt.

## 2. Konstruktionsgrundlagen

### 2.1 Die fahrradspezifische Konstruktion

Das Fahrrad ist keine neue Erfindung. Deshalb haben sich über die Jahre verschiedene allgemeingültige Konstruktionskriterien ergeben. Neben der stukturrellen Auslegung, die dem Einsatzzweck angepaßt sein muß, sind dies die fahrradspezifischen Abmaße, im Folgenden Schlüsselmaße genannt. Diese berücksichtigen die Anatomie des Fahrers und das gewünschte Fahrverhalten des Fahrrades.

In der Regel wird jedes Modell in verschiedenen Rahmengrößen angeboten, an jede Größe sind die Schlüsselmaße angepaßt.

Die Schlüsselmaße des Fahrrades, eingezeichnet im Bild der nächsten Seite:

Schlüsselmaß	übliche Werte beim Mountainbike [mm];[Grad]	gewählter Wert [mm];[Grad]
Sitzrohrlänge	400-560	450
Oberrohrlänge	540-620	604
Kettenstrebenlänge	400-440	415
Steuerrohrwinkel	69-72	71
Sitzrohrwinkel	71-74	74
Tretlagerhöhe	290-330	350 (aufgrund des großen Federweges)
Nachlauf	50-80	73,4

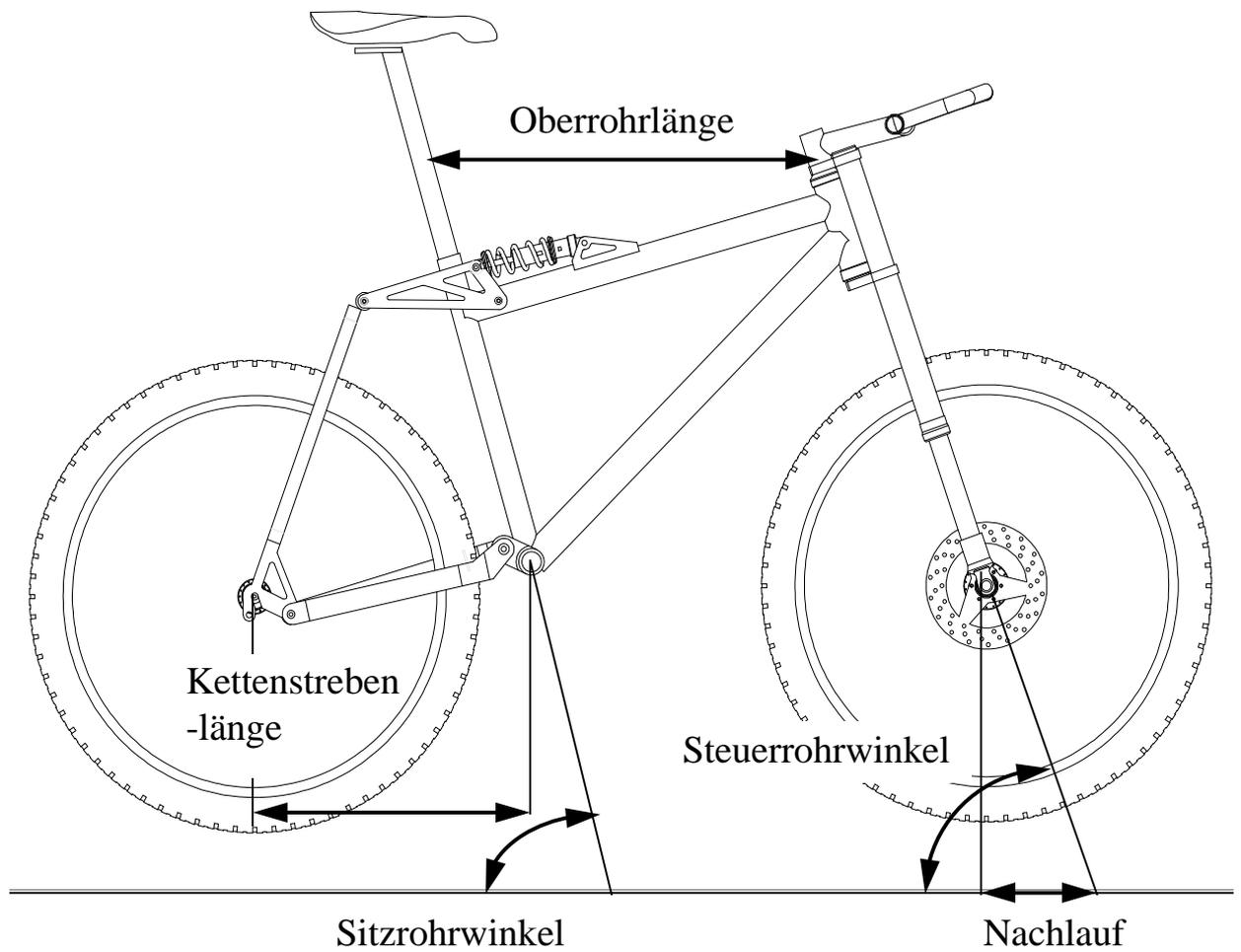
Die gewählten Werte versprechen ein gutmütiges und neutrales Fahrverhalten, ohne daß die Wendigkeit stark beeinträchtigt wird. Die ungewöhnliche Tretlagerhöhe ist auf den großen Federweg zurückzuführen: Auch bei voll eingefedertem Rad muß zwischen Pedale und Boden ein ausreichender Abstand vorhanden sein.

Bei der Kettenstrebenlänge ist die Einfederung der Schwinge zu berücksichtigen: In keinem Fahrzustand darf eine Kollision verschiedener Bauteile möglich sein! Eine Durchdringungsanalyse wird während der kinematischen Auslegung vorgenommen. Da eine kurze Kettenstrebenlänge generell günstig für die Wendigkeit des Fahrrades ist, wird der kleinstmögliche Wert gewählt.

Während die Oberrohrlänge von der Größe des Fahrers abhängt, ist die Sitzrohrlänge für die Fahrposition unerheblich, da die Sattelstütze ein Anpassen an den Fahrer erlaubt.

Im Bild der nächsten Seite sind die Schlüsselmaße dargestellt. Nicht dargestellt sind Sitzrohrlänge und Tretlagerhöhe. Die Tretlagerhöhe wird als Abstand der Rotationsachse der Tretlagerwelle zur Fahrbahn gemessen.

## Die Schlüsselmaße des Fahrrades



## 2.2 Das Lastenheft des Rades

Das zu konstruierende Mountainbike hat verschiedene Kriterien zu erfüllen:

1. Der Federweg wird mit 120 mm am Vorderrad und 140 mm am Hinterrad festgelegt.
2. Die Anlenkung des Hinterrades soll größtmögliche Gestaltungsfreiheit für die Gesamtfederrate ermöglichen. Als Gesamtfederrate wird im Folgenden die Federrate am Hinterrad bezeichnet.
3. Die Anlenkung des Hinterrades soll möglichst frei von Einflüssen des Antriebes und der Hinterradbremse arbeiten.
4. Das Federbein ist an einer Stelle zu plazieren, die eine geringe Verschmutzung gewährleistet.
5. Da durch den Federungskomfort längere Fahrten möglich sind, ist Raum für drei Trinkflaschen vorzusehen.
6. Bei guter Steifigkeit ist ein geringes Gewicht anzustreben.

Diese Forderungen sind am besten durch ein Viergelenk- oder linkage-System zu erfüllen. Dieses garantiert die geforderte Gestaltungsfreiheit und hält die Einflüsse der Bremse gering. Wird das Hauptlager der Schwinge etwas oberhalb des Tretlagers angeordnet, wird auch der Antrieb nur geringe Auswirkungen haben. Allerdings sind Antriebseinflüsse nicht vollständig zu beseitigen, da sich je nach eingelegtem Gang die Kräfte in Betrag und Richtung ändern. Die Plazierung des Federbeins oberhalb des Oberrohres sichert eine nur geringe Verschmutzung und ermöglicht es, im Dreieck des Hauptrahmens zwei Trinkflaschen unterzubringen. Die Dritte findet unter dem Unterrohr Raum. Die Auslegung des Hauptrahmens in der klassischen Diamantform ermöglicht eine steife und leichte Konstruktion.

### 3. Die CAD-Konstruktion der Bauteile

#### 3.1 Das 3D-CAD Programm Pro/ENGINEER

Durch die Zusammenarbeit mit der Parametric Technology GmbH in Düsseldorf wurde die Erstellung des Rades in dem modernen 3D-CAD Programm Pro/ENGINEER ermöglicht. Das Programm verbindet die Vorzüge des Volumenmodelles mit denen des Flächenmodelles. Neben allen Elementen wird auch die Entstehungsgeschichte des Bauteils gespeichert. Dadurch ist es möglich, Maße zu jedem Zeitpunkt der Konstruktion zu verändern. Es wird wesentlich vereinfacht, ein Bauteil ohne Kenntnis der genauen Maße zu erzeugen. Auch die Konstruktion von Varianten, die sich vom Bauteil nur durch einige Konstruktionselemente oder Maßabweichungen unterscheiden, kann leicht erfolgen.

Wichtig ist die Unterscheidung zwischen Bauteilen (part) und Baugruppen (assembly). Baugruppen entstehen durch Zusammenbau von Bauteilen im CAD-System und können auch andere Baugruppen enthalten.

Bei der Erstellung des Rades mit Pro/ENGINEER werden die Vorteile des Programms konsequent genutzt. So erfolgt die Konstruktion an räumlich beengten Stellen ohne die endgültigen Abmaße zu kennen. Das grob erstellte Bauteil kann im Nachhinein durch Änderung der Maße an die Einbauverhältnisse perfekt angepaßt werden. Im Falle des Rahmens kommt dieser Vorteil vor allem bei den Baugruppen Schwinge und Sattelstrebe zum Tragen. Erst nach dem Einbau in die Baugruppe Rad werden die Maße endgültig festgelegt, um etwa den Raumbedarf des Reifens und die Montageposition der Hinterradbremse zu berücksichtigen. Auch kann die optimale Länge der Schwinge nach einer Durchdringungsanalyse im eingefederten Zustand ermittelt werden.

Die Konstruktion von Varianten wird für die Erstellung der Achsen genutzt.

Die Konstruktion des Rahmens ist darauf ausgelegt, durch Änderung der Schlüsselmaße andere Rahmengrößen erzeugen zu können.

Die voraussichtlichen Änderungen müssen bei der Erstellung eines Bauteils als Konstruktionsziel berücksichtigt werden. Obwohl es anfangs mehr Arbeit erfordert, ist es sinnvoll, mehr Maße als nötig variabel zu definieren. Zum Beispiel erkennt das System automatisch rechte Winkel. Wird dieser aber als 90°-Winkel eingegeben, kann er auch im Nachhinein problemlos geändert werden.

Eine sorgfältige und überlegte Vorgehensweise ist zwingend erforderlich und unterscheidet sich gänzlich von der der 2D-Konstruktion. Allerdings entspricht dieses Vorgehen eher der dreidimensionalen Denkweise des Konstrukteurs, dem ja nicht nur an der grafischen Darstellung des Bauteils gelegen ist. 2D-Zeichnung und 3D-Modell nutzen denselben Datensatz, Änderungen im Bauteil aktualisieren automatisch die Zeichnung (und umgekehrt). Ein Abgleichen der Datensätze mit all seinen Fehlerquellen ist deshalb nicht erforderlich.

### 3.2 Die Konstruktion des Hauptrahmens

Bei der Konstruktion des Hauptrahmens sind zwei Punkte zu beachten:

1. Die gewählten Schlüsselmaße sind einzuhalten.
2. Der Rahmen wird als 3D-Modell erstellt. Um dessen Möglichkeiten auszunutzen, muß die Konstruktion so erfolgen, daß nachträglich alle wichtigen Abmessungen änderbar sind. Das ist insbesondere für die Serienproduktion wichtig, wenn aus einem Rahmenmodell verschiedene Größen durch einfaches Ändern der Schlüsselmaße erzeugt werden sollen.

Der Hauptrahmen wird im CAD-System als Baugruppe erzeugt. Jedes Rohr und Teil ist eigenständig und wird als Bauteil in den Rahmen eingefügt. Dadurch ist jedes Teil gegebenenfalls austauschbar, die größtmögliche Flexibilität garantiert. Allerdings erfordert diese Vorgehensweise, daß die Bauteile aufeinander referenziert werden, um bei der Änderung eines Teils die anderen automatisiert anzupassen.

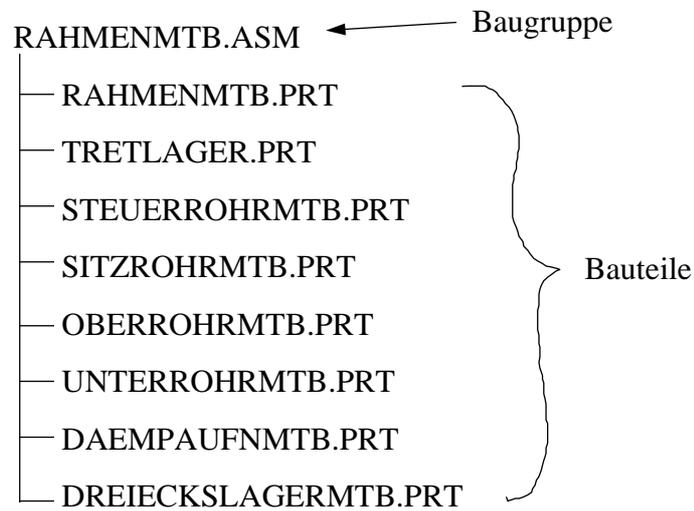
Aus Gewichtsgründen wird als Rahmenmaterial Leichtmetall gewählt. Der Hauptrahmen ist, wie beim Mountainbike üblich, als Schweißkonstruktion ausgeführt, so daß die Legierung schweißgeeignet sein muß. Es bietet sich an, die Aluminiumlegierung 7020 (nach DIN: AlZn4,5Mg1) zu verwenden, da sie nach dem Schweißen selbständig aushärtet. Eine aufwendige Wärmebehandlung wird dadurch überflüssig. Die vollständige Aushärtung ist allerdings erst nach einigen Wochen erreicht.

Die Form des Hauptrahmens entspricht der üblichen Diamantform. Bei den Abmessungen der Rohre erfolgt die Dimensionierung in Anlehnung an ausgeführte Konstruktionen. Die Erzeugung des Modells berücksichtigt jedoch eine Änderung der Abmessungen, ohne andere Teile anzupassen.

Das Tretlagergehäuse ist eine Besonderheit, da es neben der Lagerung der Tretlagerwelle auch das Hauptlager der Schwinge aufnimmt. Die Herstellung in einem Stück garantiert eine gute Steifigkeit sowie geringe Fertigungsungenauigkeiten. Das Gehäuse weist gegenüber den handelsüblichen eine um 5 mm verbreiterte Stützbreite für die Tretlagerwelle auf. Dadurch wird die Durchbiegung der Welle vermindert und die Lebensdauer der Rillenkugellager erhöht.

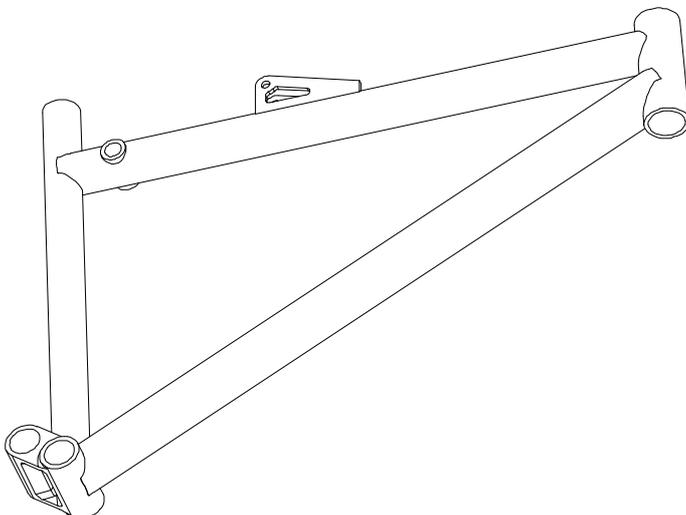
Wichtige Punkte für die strukturelle Auslegung sind die Aufnahmen für die Hinterradfederung, da über diese die am Hinterrad wirkenden Kräfte in den Hauptrahmen geleitet werden. Die Berechnung erfolgt mit den Ergebnissen der Bewegungsanalyse.

Bei allen Teilen des Rades wurde die gleiche Vorgehensweise der 3D-Erstellung angewendet, als Beispiel soll die Baugruppe RahmenMTB dienen:



Das Bauteil RahmenMTB besteht ausschließlich aus sogenannten Datumsebenen und -achsen. Datumsebenen haben eine unendlich große Ausdehnung und werden definiert im Raum angeordnet. Es wird ein Gerüst aus Datumsebenen angelegt, das alle Schlüsselmaße des Rahmens beinhaltet. Das Bauteil RahmenMTB wird als erstes Teil in die Baugruppe eingefügt. Alle nachfolgenden Bauteile werden auf dieses Gerüst referenziert.

Durch einfaches Ändern der Schlüsselmaße im Bauteil RahmenMTB ändern sich die eingebauten Teile entsprechend mit, so daß keine weitere Anpassung notwendig ist. Die erstellte Baugruppe RahmenMTB kann problemlos an andere Rahmenmodelle angepaßt werden. Das beinhaltet auch die Veränderung der Rohrabmessungen, eine Modifizierung kann in der Baugruppe oder in den Einzelteilen selbst erfolgen.



### 3.3 Die Konstruktion der Schwinge und der Sattelstreben

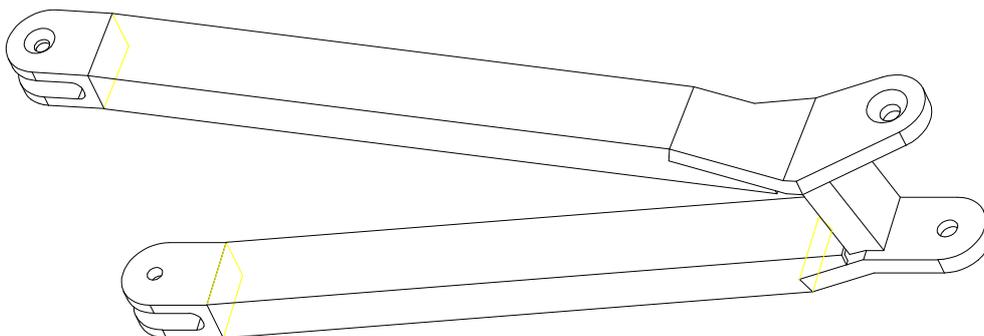
Auch die Schwinge und die Sattelstreben werden als Schweißkonstruktionen ausgeführt. Um größtmögliche Steifigkeit bei beschränktem Einbauraum und eine günstigere Herstellung zu ermöglichen, kommen Rohre rechteckigen Querschnittes zum Einsatz. Aufgrund der besseren Verfügbarkeit der gewünschten Abmessungen wird die Aluminiumlegierung 6060 (AlMgSi05) verwendet. Um den durch das Schweißen hervorgerufenen Festigkeitsverlust rückgängig zu machen, ist eine Wärmebehandlung notwendig. Diese erfolgt in drei Schritten:

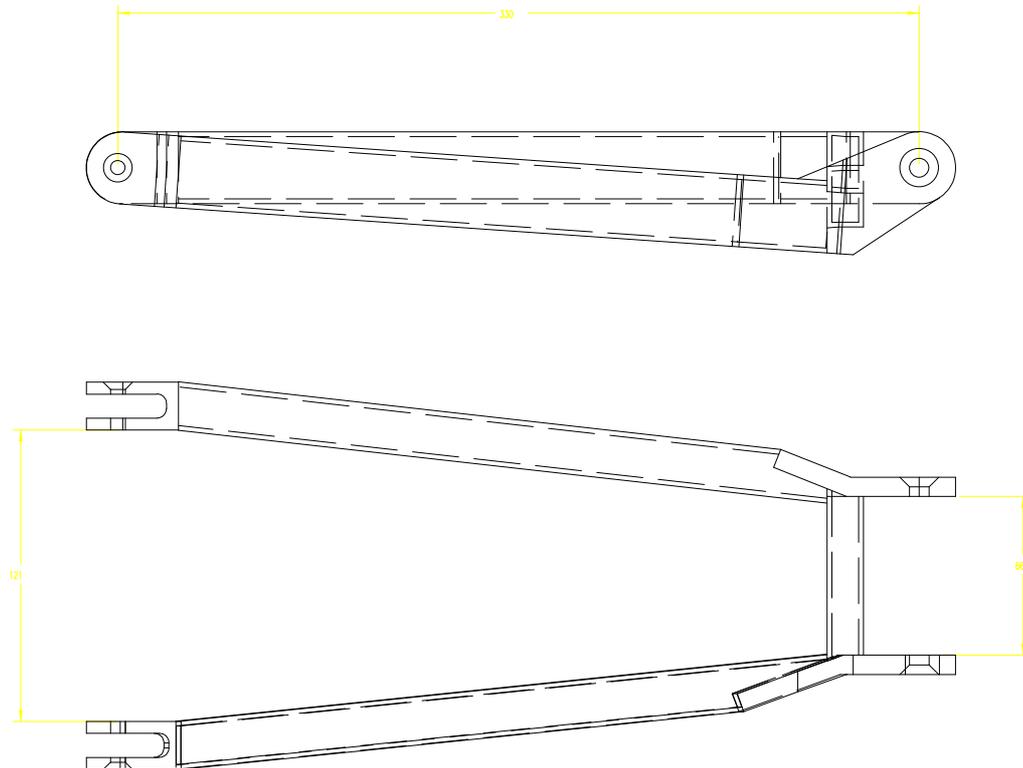
1. Das Bauteil wird für etwa 20 Minuten lösungsgeglüht. Die Temperatur bei diesem Schritt beträgt 530°C.
2. Es erfolgt ein Abschrecken in kaltem Wasser. Das Bauteil besitzt jetzt etwa die Festigkeit reinen Aluminiums, was ein eventuell nötiges Nachschweißen ermöglicht, ohne allzu große Eigenspannungen hervorzurufen.
3. Das Bauteil wird für rund 8 Stunden bei 165°C ausgelagert und erreicht die ursprüngliche Festigkeit.

Obwohl das Verfahren recht aufwendig ist, ist es unter dem Aspekt der Werkstoffkosten durchaus wirtschaftlich. Die Kosten der selbstaushärtenden Legierung 7020 sind bei kleinen Abnahmemengen rund dreimal so groß. Der Grund ist darin zu sehen, daß diese Legierung fast ausschließlich im Fahrzeug- und Gerüstbau Verwendung findet. Das Halbzeug wird bei den großen Abnahmemengen direkt für den jeweiligen Hersteller produziert und ist im normalen Handel nur schwer erhältlich.

Die Schwinge ist asymmetrisch ausgeführt: Der Holm der rechten Seite ist etwas heruntergezogen, um im eingefederten Zustand eine Kollision mit dem Umwerfer zu vermeiden. Als Umwerfer wird der Kettenwechsler für die Kettenblätter des Tretlagers bezeichnet. Um die Herstellung zu vereinfachen, die Steifigkeit zu erhöhen und das Gewicht niedrig zu halten, verläuft die linke Seite geradlinig.

Die Wahl der Abmessungen der Rohre, Bleche und Frästeile erfolgt in Anlehnung an ausgeführte, erfolgreiche Konstruktionen. Um den im Tretlagerbereich nur begrenzt vorhandenen Einbauraum optimal zu nutzen, wird die Schwinge bei der 3D-Konstruktion im eingebauten Zustand angepaßt.



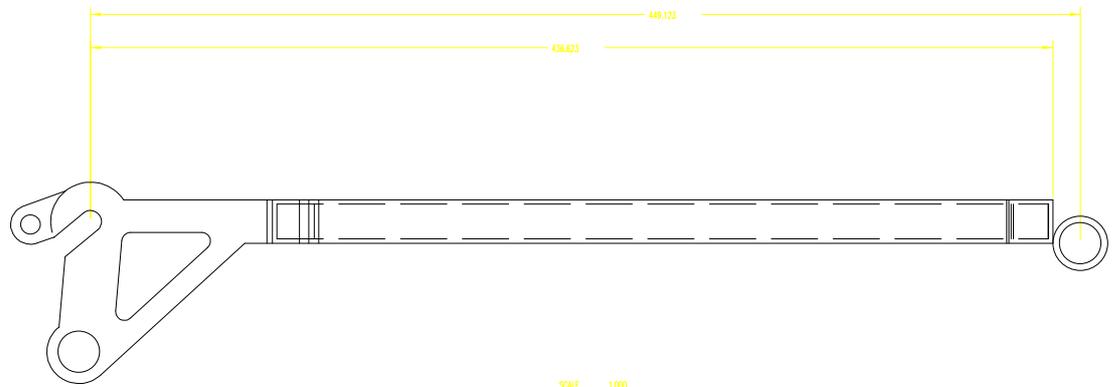
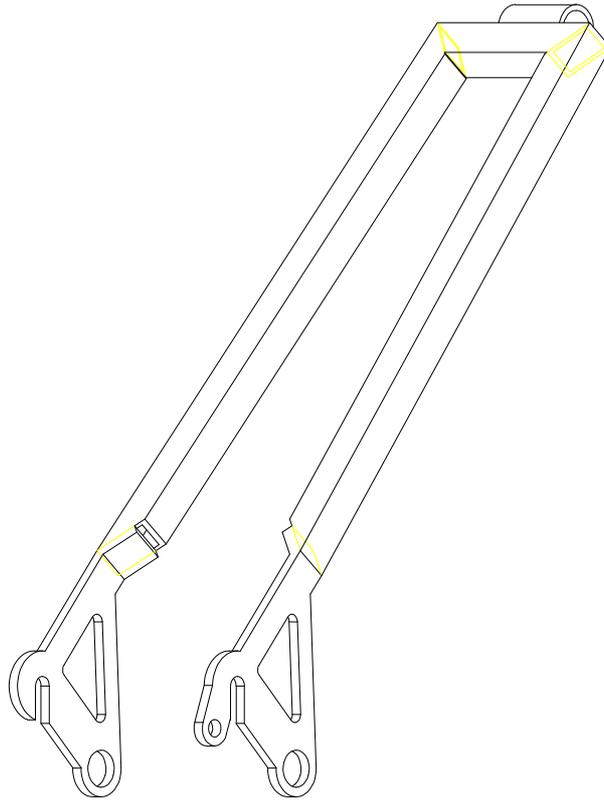


Die Sattelstreben stellen die Verbindung zwischen der Schwinge, dem Hinterrad und dem Umlenkhebel her. Zusätzlich ist an diesem Bauteil die Hinterradbremse befestigt. Die Aufnahmen für das Hinterrad, die Ausfallenden, werden aus 6 mm starkem Blech gefertigt, was sich als ausreichend erwiesen hat. Das rechte Ausfallende nimmt auch das hintere Schaltwerk auf.

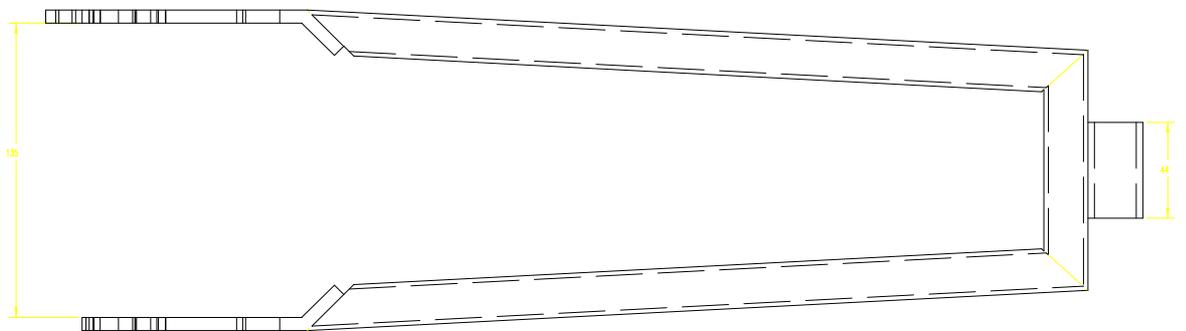
Da eine steife Montageposition die Leistung der Hinterradbremse entscheidend verbessert, werden die Holme besonders großzügig bemessen. Beim Bremsvorgang werden diese auseinandergedrückt, was bei biegeweichen Rohren zu einem schwammigen Druckpunkt am Bremshebel führt.

In die großen Bohrungen der Ausfallenden werden die Rillenkugellager der Verbindung Sattelstreben - Schwinge eingepreßt. Das aufgeschweißte Rohr am anderen Ende nimmt die Rillenkugellager der Verbindung Sattelstreben - Umlenkhebel auf.

Auf die Lagerungen wird in Kapitel 3.5 näher eingegangen.



SCALE 1:1000



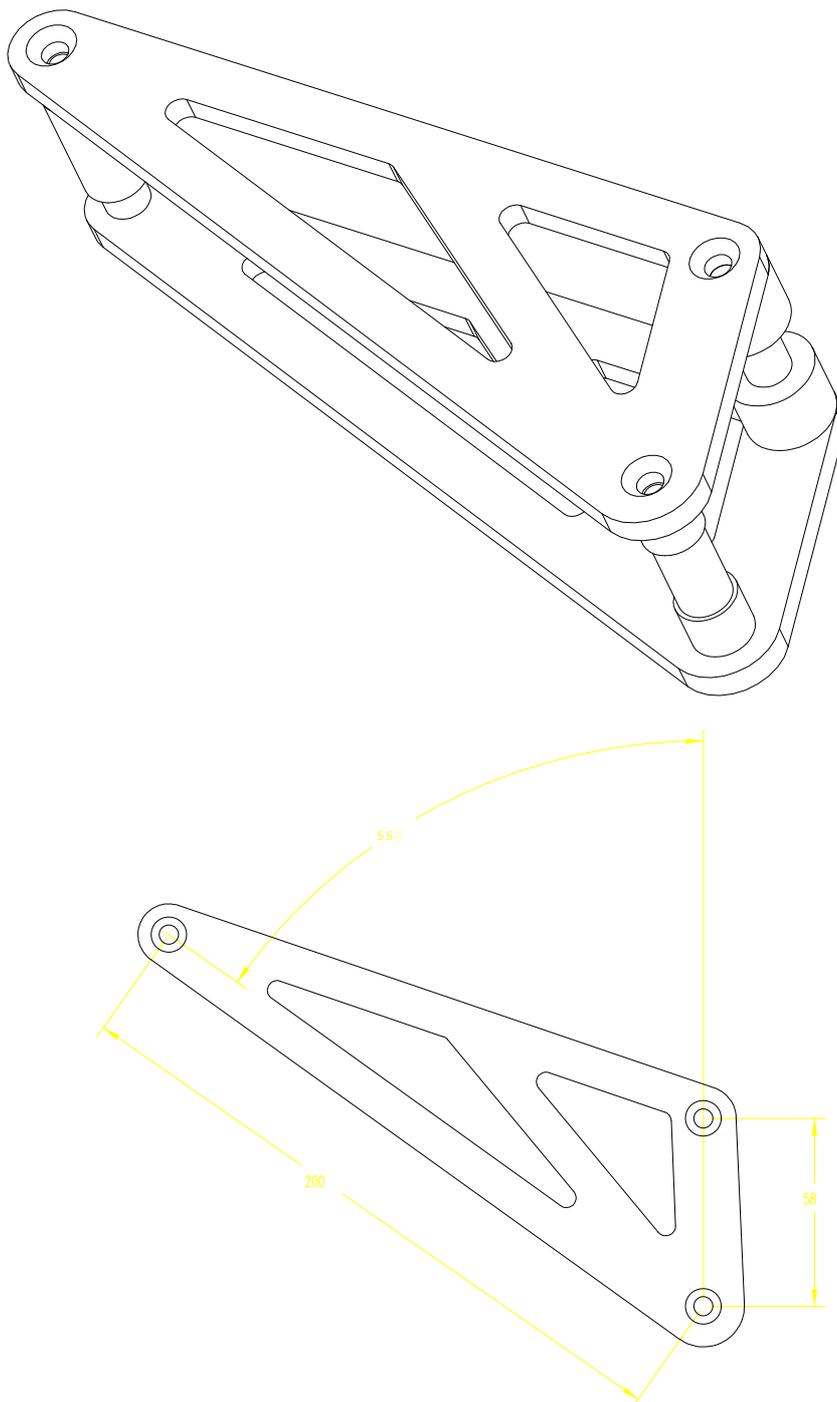
### 3.4 Die Konstruktion des Umlenkhebels

Der Umlenkhebel ist eine Baugruppe, die neben den Schrauben aus zwei dreieckigen Platten und drei Achsen besteht.

Die Position der Achsen wird bei der Auslegung der Hinterradfederung festgelegt, um die gewünschte Übersetzung zu gewährleisten.

Die Platten werden aus 8 mm starkem Leichtmetallblech gefertigt. Die Dimensionierung der Stege erfolgt nach einer Optimierung durch eine FEM-Analyse im Kapitel 5.

Die Anbringung der Achsen erfolgt in Anlehnung an bewährte Konstruktionen.



### 3.5 Die Konstruktion der federungsspezifischen Lagerungen

Bei der Konstruktion der federungsspezifischen Lagerungen sind verschiedene Maßgaben zu beachten:

1. Die Reibung ist gering zu halten. Das betrifft vor allem die statische Reibung, um ein gutes Ansprechen der Federung auch auf kleine Bodenunebenheiten zu gewährleisten. Deshalb sind aufgrund ihres niedrigen Losbrechmomentes Rillenkugellager Gleitlagern vorzuziehen.
2. Um Spielfreiheit zu erreichen, sind die Lager möglichst vozuspannen.
3. Da beim Mountainbike erfahrungsgemäß ein Ausfall der Lagerungen hauptsächlich durch die hohe Schmutzbeaufschlagung verursacht wird, ist der Abdichtung besondere Aufmerksamkeit zu widmen. Serienmäßig mit 2RS-Dichtung versehene Rillenkugellager stellen dabei die unterste Grenze der nötigen Abdichtung dar.
4. Es ist ein möglichst geringes Gewicht anzustreben.
5. Die Lagersitze müssen nach dem Schweißen fertiggestellt werden können, da der Verzug ein vorheriges Bearbeiten verhindert.

**Diese Vorgaben machen unkonventionelle Lösungen notwendig, die die Wege des klassischen Maschinenbaues verlassen. Die Lagerkonstruktionen sind deshalb für den Ingenieur sehr gewöhnungsbedürftig und sollten anderen Anwendungen nicht als Vorbild dienen.**

Vorteilhaft ist, daß die Axiallasten beim Fahrrad relativ gering sind. Dadurch ist eine aufwendige Abstützung in dieser Richtung nicht notwendig. Aus demselben Grund kann auf die Verwendung von Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern verzichtet werden. Diese benötigen zudem einen erheblich größeren Einbauraum.

Um eine gute Abdichtung zu gewährleisten, sind alle Rillenkugellager mit schleifenden Dichtlippen versehen (2RS-Abdichtung). Da diese erfahrungsgemäß auf Dauer nicht ausreichen, werden zusätzlich O-Ringe eingebaut, die auch die axiale Vorspannung übernehmen. Sinnvoll ist auch, die Schmiermittelmenge der Rillenkugellager zu erhöhen, um einen besseren Schutz vor Korrosion zu erhalten. Da sich die Lager nicht nennenswert erwärmen, sind durch diese Maßnahme keine Nachteile zu erwarten.

Die verwendeten Lageranordnungen und -dimensionen haben sich nach eigenen Erfahrungen über mehrere Jahre bewährt. Bei der kinematischen Analyse des Rades werden zusätzlich die Maximallasten mit der statischen Tragzahl der Lager verglichen. Aufgrund der nur geringen Drehbewegung der Lager kann zur Auslegung nicht die höhere dynamische Tragzahl verwendet werden.

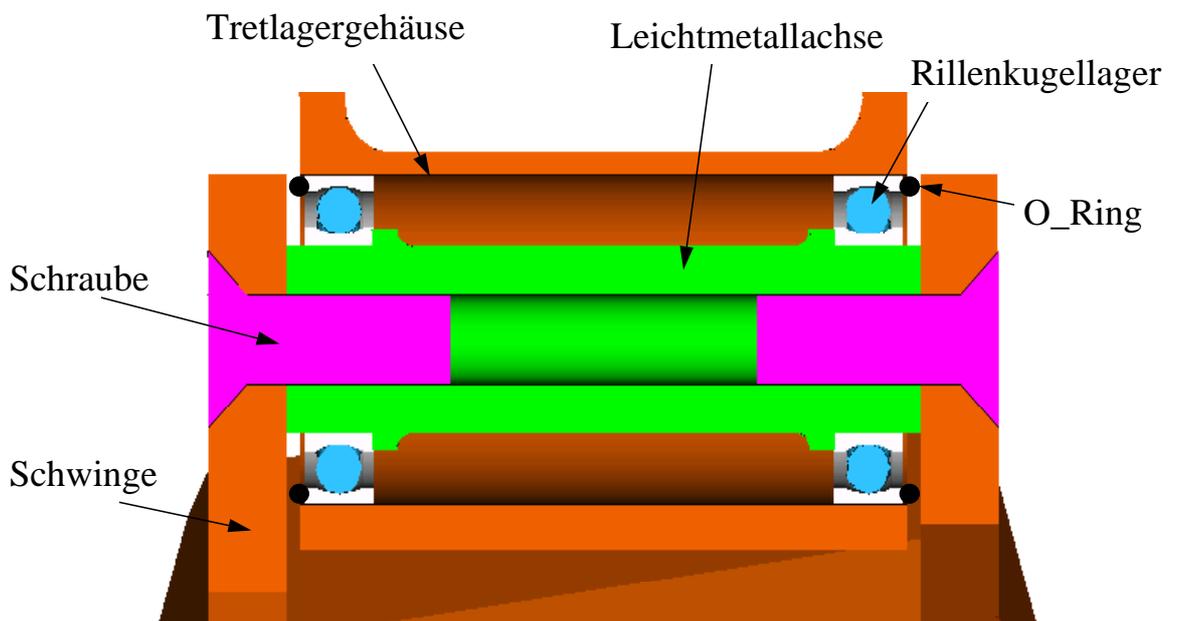
### Das Hauptlager

Nachfolgend dargestellt ist das Hauptlager, die Verbindung zwischen der Schwinge und dem Rahmen. Die Konstruktion der Verbindung Sattelstreben - Umlenkhebel erfolgt mit einer anderen Dimensionierung auf dieselbe Weise.

Der Sitz der Lageraußenringe im Tretlager ist als Durchgangsbohrung ausgeführt, um eine Bearbeitung nach dem Verschweißen zu ermöglichen. Anlageschultern haben sich als nicht notwendig erwiesen. Als Toleranzfeld für das Gehäuse wird J6 gewählt (das Lager ist verschiebbar), um beim Zusammenbau die Vorspannung durch die O-Ringe zu ermöglichen.<sup>1</sup> Um die Lager zu fixieren, werden diese zusätzlich verklebt.

Die Schnurdicke der O-Ringe wird um 0,5 mm größer als die Breite des Einbauraumes gewählt, um die Vorspannung und eine gute Abdichtung zu gewährleisten. Aus Gründen der Übersichtlichkeit sind die O-Ringe nicht umlaufend dargestellt.

Die Bearbeitung der Leichtmetallachse kann in einer Aufspannung erfolgen, was ein Fluchten der Lagersitze garantiert.



<sup>1</sup> INA - Katalog 511 S.37

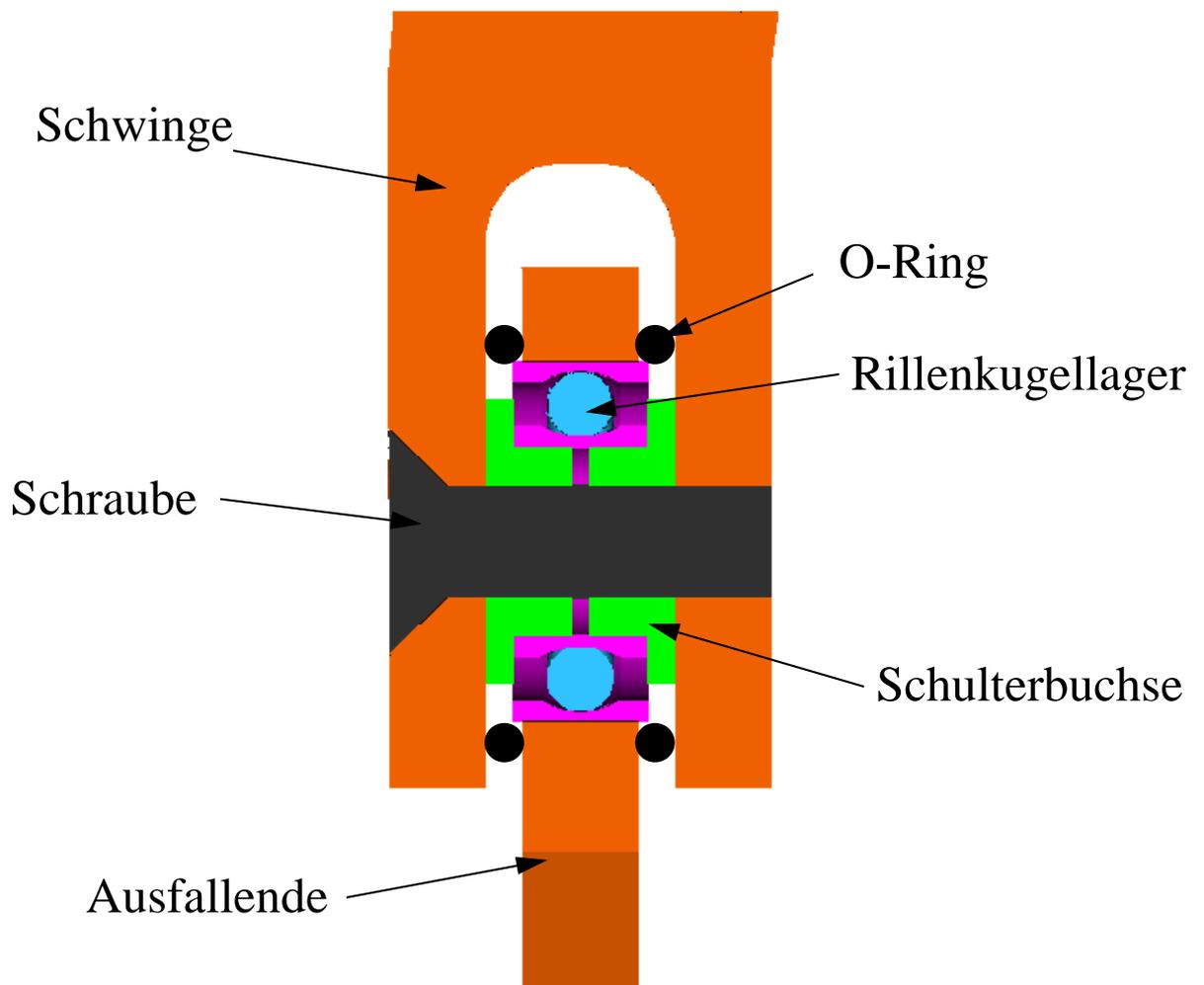
### Die Verbindung Schwinge - Sattelstreben

Dargestellt ist nur eine Seite der Lagerung. Die andere Seite ist baugleich.

Der Außenring wird durch eine leichte Preßpassung im Ausfallende gehalten und zusätzlich verklebt. Der Innenring wird durch zwei Schulterbuchsen und eine durchgehende Schraube in der gabelartigen Aufnahme der Schwinge fixiert.

Auch hier wird das Lager neben der 2RS-Dichtung durch O-Ringe vor Verschmutzung geschützt.

Ein exaktes Fluchten der Lager beider Seiten ist durch die Fertigungsungenauigkeiten nicht gegeben. Da die Bauteile Schwinge und Sattelstreben relativ elastisch sind, hat sich dieses aber nicht als Problem erwiesen. Die elastische Verformung sorgt zudem für die Vorspannung der Lager.



### Die Verbindung Umlenkhebel - Rahmen

Bei dieser Verbindung ist die Verwendung von Wälzlagern aus zwei Gründen nicht möglich:

1. Die Belastung der Lagerung ist recht hoch. Sie wird in radialer Richtung mehrere tausend Newton betragen, die genaue Last wird durch die kinematische Analyse ermittelt.
2. Der Einbauraum ist sehr begrenzt.

Trotz der höheren Reibung muß deshalb auf Gleitlager zurückgegriffen werden. Zum Einbau kommen Permaglide - Buchsen der Firma INA. Ein Datenblatt ist dem Anhang beigelegt.

Die Berechnung der Flächenpressung erfolgt mit den Ergebnissen der kinematischen Analyse.

Die am Hinterrad auftretenden Axialkräfte werden fast ausschließlich über die Schwinge in den Rahmen geleitet. Sie spielen bei dieser Lagerung keine große Rolle. Die Abstützung erfolgt deshalb ausschließlich über die zugleich abdichtenden O-Ringe. Durch diese Bauweise können auch in axialer Richtung vorhandene Fertigungsungenauigkeiten ausgeglichen werden.

Als Lageraufnahme im Rahmen dient ein in das Oberrohr eingeschweißtes Rohr. Die Bearbeitung der Lagersitze erfolgt durch gemeinsames Aufreiben nach dem Schweißen, ein Fluchten ist durch diese Vorgehensweise der Herstellung garantiert. Die Leichtmetallachse wird in einer Aufspannung bearbeitet.

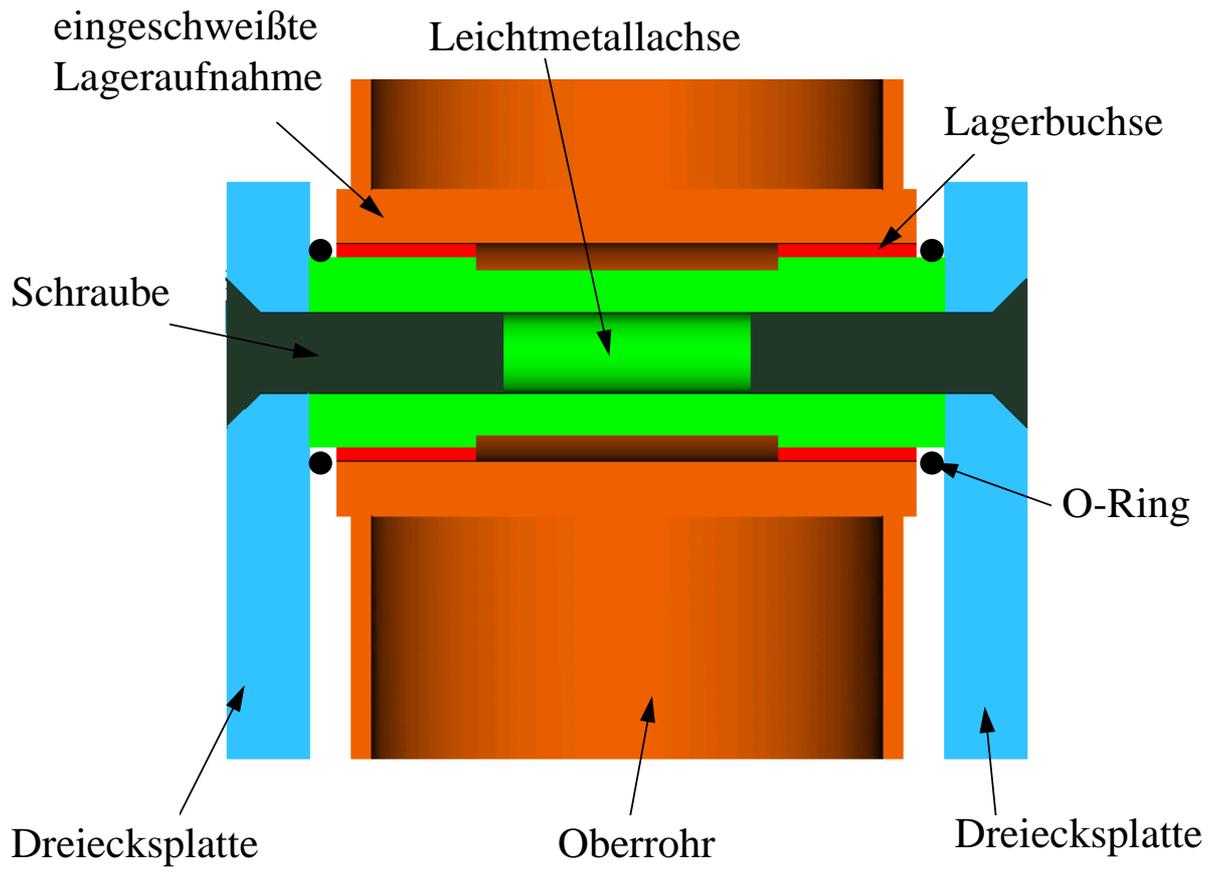
Das bei einer Gleitlagerung zwangsläufig vorhandene Radialspiel ist bei dieser Lagerung unkritisch. Die Richtung der Last ändert sich kaum. Nur bei völliger Entlastung des Hinterrades erfolgt eine Richtungskehr. Nach Empfehlung der Firma INA<sup>1</sup> sollte das Gehäuse mit der Toleranz H7 und die Welle mit der Toleranz f7 gefertigt werden. Daraus folgt nach INA<sup>2</sup> ein Lagerspiel von 0,006-0,092mm. Dieser Wert läßt im Fahrbetrieb kein „Klappern“ der Lagerung erwarten, zumal die PTFE-Beschichtung der Buchsen und die Vorspannung der O-Ringe für Dämpfung sorgen.

Auf der folgenden Seite ist die Lagerung im Bild dargestellt.

---

<sup>1</sup> INA - Katalog 704 S.20

<sup>2</sup> INA - Katalog 704 S.21



## **4. Die Auslegung der Federung**

### **4.1 Die statische Auslegung**

#### **4.1.1 Die Auslegung der Gabel**

##### **Die Gabel**

Als Gabel wird ein zugekauftes Teil der Firma Cannondale verwendet. Es handelt sich um das Modell MOTO 120. Die Gabel ist in upside - down Bauweise als Doppelbrückengabel ausgeführt.

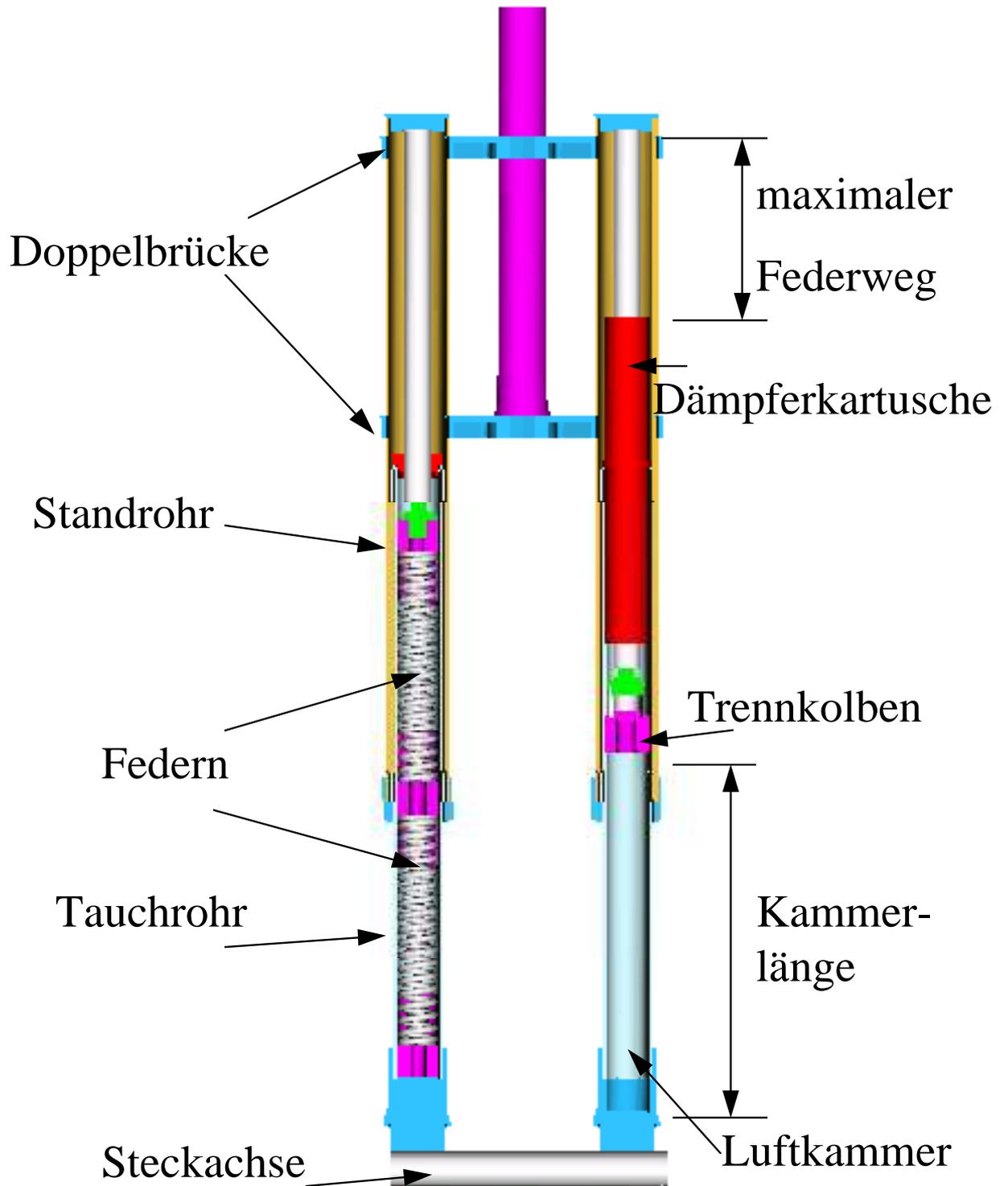
Die Gabel ist im Originalzustand mit einem hydraulischen Dämpfer in einem Holm und Luftfedern in beiden Holmen ausgestattet. Wie in Kapitel 1.3 beschrieben, weisen Luftfedern spezifische Nachteile wie eine hohe Dichtungsreibung (nachteilhaft ist hier vor allem der stick-slip Effekt) und eine starke Progression der Federrate auf. Um das Ansprechverhalten zu verbessern, wird die Luftfeder eines Holms durch Stahlfedern ersetzt. Durch die steife Auslegung als Doppelbrückengabel sind die Nachteile durch unterschiedliche Federkräfte gering. Vergleichbare Gabeln werden in der Regel mit einem Dämpfer in dem einen und einer Stahlfeder in dem anderen Holm ausgestattet, ohne das dies Verkantungsprobleme mit sich bringt.

Nach Angaben des Herstellers weist die MOTO 120 einen maximalen Federweg von 120 mm auf.

Im Zuge der Erstellung der Gabel mit dem 3D-CAD Programm Pro/ENGINEER stellte sich jedoch heraus, daß der tatsächliche Federweg im Auslieferungszustand bei etwa 105 mm liegt. Nach der Auslegung wird der durch die Geometrie maximal mögliche Federweg von 115 mm erreicht.

Auf der nächsten Seite ist die Gabel im Bild dargestellt, wie sie in Pro/ENGINEER erzeugt wurde.

## Cannondale MOTO 120 (modifiziert)

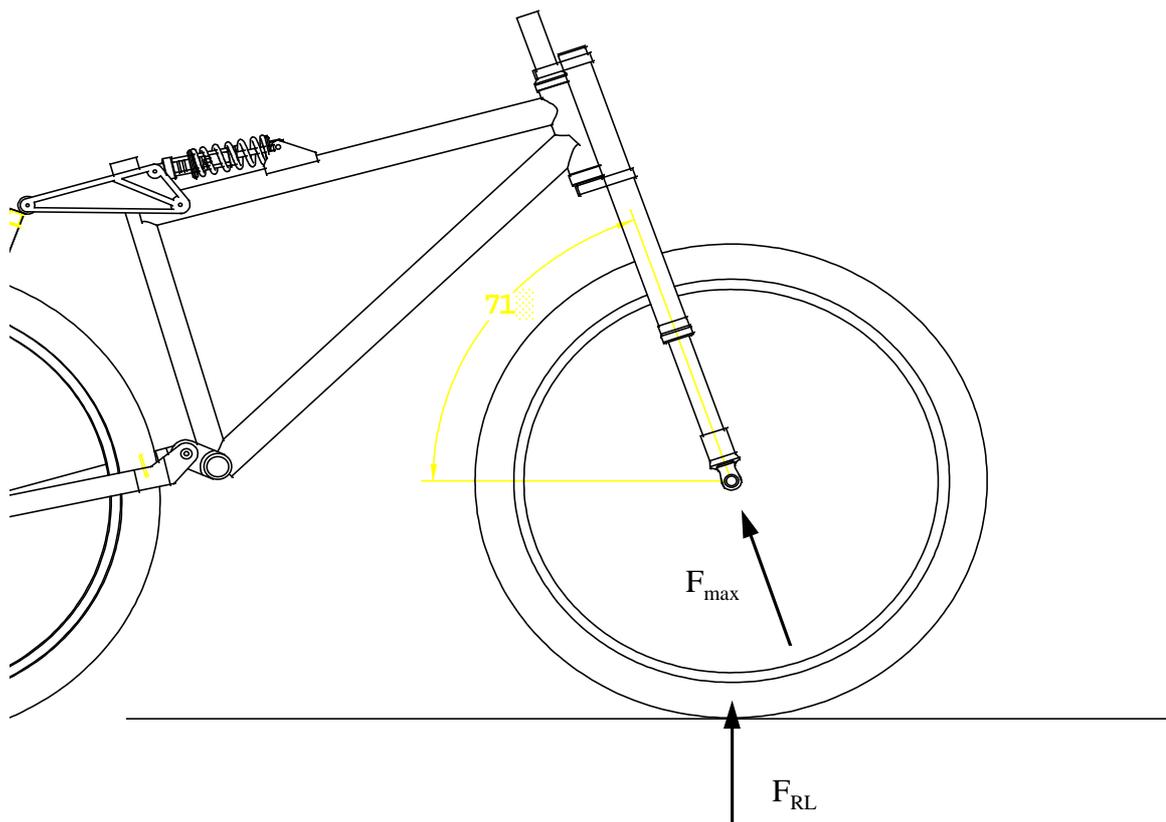


### Die Auslegung der Federn

Üblicherweise werden Federgabeln statisch ausgelegt. Die Reibung wird vernachlässigt. Bei einer bestimmten Maximalkraft  $F_{\max}$  soll die Gabel ganz einfedern. Die Erfahrung hat gezeigt, daß die Maximalkraft  $F_{\max}$  in Richtung der Holme bei der Auslegung einer Gabel (Federweg 70 mm) mit 1100 N - 1600 N angenommen werden kann. Zu berücksichtigen sind hier Fahrergewicht, Fahrstil, Einsatzzweck, der Federweg und die Bauart der Gabel. Für neueste Gabeln mit Federwegen über 100 mm liegen kaum Erfahrungen vor. Da der Weg quadratisch in die aufgenommene Federenergie eingeht, muß ein niedrigerer Wert angenommen werden.

Es wurde ein Wert von  $F_{\max} = 900$  N gewählt.

Die für die Auslegung der Gabel wichtige statische Radlast  $F_{RL}$  wurde durch eine Messung bestimmt, sie beträgt 440 N. Über den Steuerrohrwinkel von  $71^\circ$  läßt sich daraus die statische Kraft in Richtung der Holme errechnen.



### Die Auslegung der Stahlfedern

Um Kosten und Aufwand zu begrenzen, werden Stahlfedern verwendet, die aus dem Lagerbestand der Firma Gutekunst erhältlich sind. Um den maximalen Federweg von 115 mm und eine angemessene Vorspannung zu erhalten, werden zwei Federn hintereinandergeschaltet. Es werden zwei Stück Stahlfeder D-308 gewählt. Das Datenblatt der Feder ist dem Anhang beigelegt.

Die Druckfeder D-308 besitzt folgende Kennwerte:

Länge	: 155 mm
maximaler Federweg $S_{\max}$	: 80 mm
Federrate R	: 7,218 N/mm

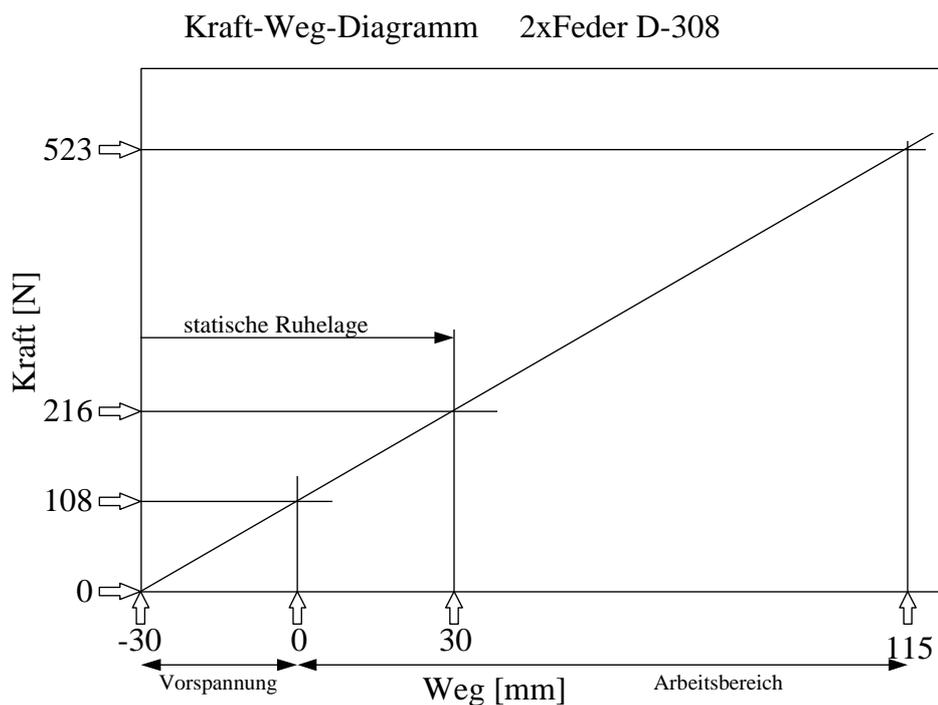
Daraus ergibt sich für das Federpaket:

Länge	: 310 mm
maximaler Federweg $S_{\max}$	: 160 mm
Federrate R	: 3,609 N/mm

Der Einbau des Federpaketes wird so vorgenommen, daß sich eine Vorspannung von 30 mm ergibt. Die maximale Federkraft  $F_{\max\text{Stahl}}$  ergibt sich dadurch aus einem Federweg  $S=145$  mm:

$$F_{\max\text{Stahl}} = S_{\max} \cdot R$$

$$F_{\max\text{Stahl}} = 145 \text{ mm} \cdot 3,609 \text{ N/mm} = 523 \text{ N}$$



### Die Auslegung der Luftfeder

Die Abstimmung der Gabel muß durch die Luftfeder erfolgen, da die Stahlfedern durch die Einbausituation in der Vorspannung und der Federrate nicht veränderbar sind. Erleichtert wird die Abstimmung durch die Eigenschaften der Luftfeder:

- Die Kolbenfläche  $A_K = 5,641E-4 \text{ m}^2$  ist bekannt.
- Der Luftdruck ist variabel.
- Das Anfangsvolumen der Luftkammer kann durch Umbaumaßnahmen in Grenzen variiert werden.

Da die Maximalkraft mit 900N angenommen wird und die maximale Federkraft der Stahlfeder bekannt ist, ergibt sich für die maximale Federkraft der Luftfeder  $F_{\text{maxLuft}}$ :

$$F_{\text{maxLuft}} = F_{\text{max}} - F_{\text{maxStahl}}$$

$$F_{\text{maxLuft}} = 900\text{N} - 541,4 \text{ N} = 358,6 \text{ N}$$

Daraus ergibt sich der maximale Luftdruck  $P_{\text{max}}$ :

$$P_{\text{max}} = F_{\text{maxLuft}} / A_K$$

$$P_{\text{max}} = 358,6 \text{ N} / 5,461E-4 \text{ m}^2 = 0,66 \text{ MPa}$$

Der Anfangsluftdruck  $P_{\text{Vorspannung}}$  der Gabel ist noch nicht bekannt. Errechnet werden kann jedoch der Luftdruck  $P_{\text{Stat}}$  der statischen Ruhelage des Rades mit Fahrer. Dabei ist die Gabel um den gewünschten Negativfederweg von 30 mm eingefedert. Die vordere Radlast beträgt  $F_{\text{RL}} = 440\text{N}$ . Daraus folgt bei einem Steuerrohrwinkel von  $71^\circ$  eine Kraft in Richtung der Gabelholme  $F_{\text{Stat}} = 416 \text{ N}$ .

Von den Stahlfedern wird ein Teil der Kraft übernommen:

$$F_{\text{StatStahl}} = R * (S_{\text{Vor}} + S_{\text{Stat}})$$

$$F_{\text{StatStahl}} = 3,609 \text{ N/mm} * 60 \text{ mm} = 216 \text{ N}$$

$$\Rightarrow F_{\text{StatLuft}} = 200 \text{ N}$$

Daraus folgt der Luftdruck  $P_{\text{Stat}}$ :

$$P_{\text{Stat}} = F_{\text{StatLuft}} / A_K$$

$$P_{\text{Stat}} = 200 \text{ N} / 5,461\text{E-}4 \text{ m}^2 = 0,37 \text{ MPa}$$

Die Luft kann mit guter Näherung als ideales Gas angenommen werden. Dadurch ist der Druck proportional zum Luftkammervolumen  $V$ . Im Fall der Gabel ist das Luftkammervolumen wegabhängig. Dadurch kann die nötige Länge der Luftkammer in voll ausgefedertem Zustand  $S_{\text{ges}}$  ermittelt werden:

$$\Rightarrow P_{\text{max}} * V_{\text{max}} = P_{\text{Stat}} * V_{\text{Stat}}$$

$$V_{\text{max}} = V_{\text{ges}} - A_K * S_{\text{max}} \quad ; \quad V_{\text{Stat}} = V_{\text{ges}} - A_K * S_{\text{Stat}}$$

$$\Rightarrow P_{\text{max}} * (V_{\text{ges}} - A_K * S_{\text{max}}) = P_{\text{Stat}} * (V_{\text{ges}} - A_K * S_{\text{Stat}})$$

$$V_{\text{ges}} = A_K * S_{\text{ges}}$$

$$\Rightarrow S_{\text{ges}} = (P_{\text{max}} * S_{\text{max}} - P_{\text{Stat}} * S_{\text{Stat}}) / (P_{\text{max}} - P_{\text{stat}})$$

$$S_{\text{ges}} = (0,66 \text{ MPa} * 115 \text{ mm} - 0,37 \text{ MPa} * 30 \text{ mm}) / (0,66 \text{ MPa} - 0,37 \text{ MPa}) = 222 \text{ mm}$$

Die Kammergesamtlänge  $S_{\text{ges}}$  kann durch Veränderungen an der Gabel eingestellt werden. Unter Berücksichtigung des Negativfederweges von 30 mm ist der Druck  $P_{\text{Vorspannung}}$  ist jetzt bestimmbar:

$$P_{\text{Vorspannung}} * V_{\text{ges}} = P_{\text{Stat}} * V_{\text{Stat}}$$

$$\Rightarrow P_{\text{Vorspannung}} = (P_{\text{Stat}} * V_{\text{Stat}}) / V_{\text{ges}}$$

$$P_{\text{Vorspannung}} = (0,37 \text{ MPa} * 192 \text{ mm}) / 222 \text{ mm} = 0,32 \text{ MPa}$$

**Die Abstimmung der Gabel**

Die Abstimmung der Gabel erfolgt durch Einbau der Stahlfedern D-308 mit einer Vorspannung von 30 mm und einer Änderung der Kammergesamtlänge auf 222 mm. Die Luftfeder wird mit einem Druck  $P_{\text{Vorspannung}} = 0,32 \text{ MPa}$  vorgespannt. Das führt bei der statischen Auslegung der Gabel zu einer Maximalkraft  $F_{\text{max}} \cong 900 \text{ N}$  bei voll eingefederter Gabel.

Diese Abstimmung läßt sowohl ein gutes Ansprechverhalten bei kleinen Unebenheiten als auch ein gutes Ausnutzen des Gesamtfederweges erwarten, ohne daß die Gabel durchschlägt. Die kinematischen Simulationen in Kapitel 4.2 werden eine Bewertung der Auslegung ermöglichen.

### 4.1.2 Die Auslegung der Hinterradfederung

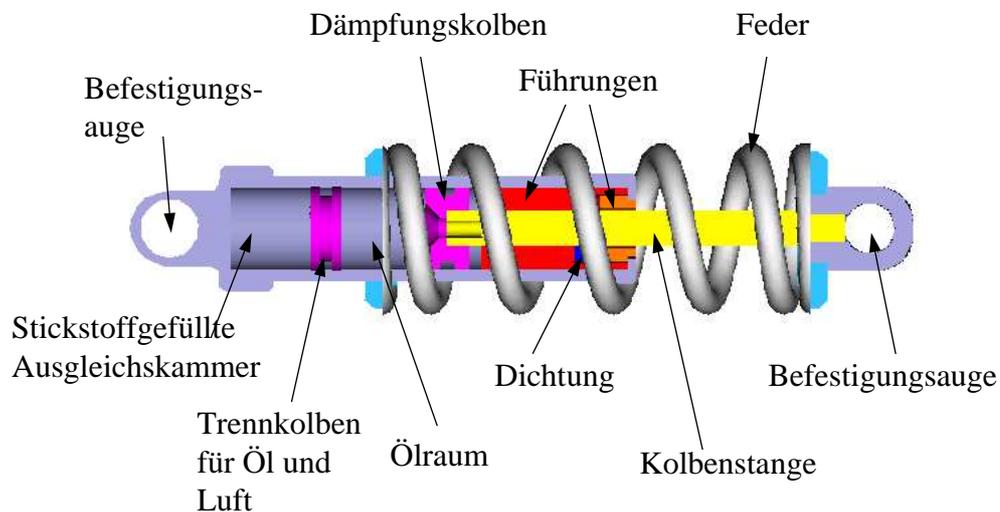
#### Das Federelement

Als Federelement wird das Modell DELUXE der Firma Rock Shox verwendet. Es handelt sich dabei um eine Kombination einer Stahlfeder mit einem hydraulischen Stoßdämpfer, vergleichbar einem Federbein eines modernen Automobils.

Der nicht verstellbare hydraulische Dämpfer ist als Gasdruckdämpfer ausgeführt.

Es sind linear gewickelte Federn mit verschiedenen Federraten erhältlich, die in Grenzen vorspannbar sind.

Dargestellt ist ein vergleichbares Federelement mit derselben Funktionsweise.



Das Federelement Rock Shox DELUXE besitzt folgende Kennwerte

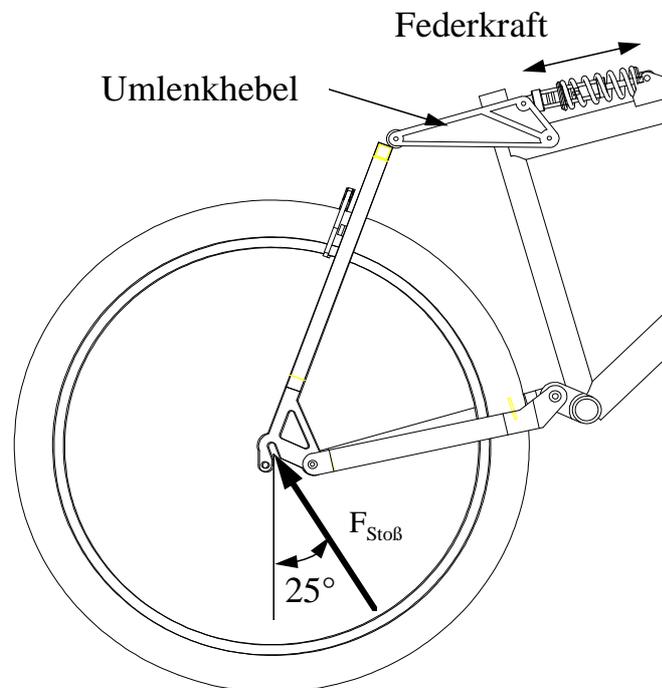
Ausgangslänge	165 mm
Dämpferweg	38 mm
Federvorspannung	max. 6 mm
Federrate bei Auslieferung	129 N/mm

Es wurde eine größtmögliche Vorspannung angenommen, daraus ergibt sich ein Wert von 774 N für die Vorspannkraft.

### Die Auslegung der Hinterbaufederung

Wie die Gabel wird auch der Hinterbau statisch ausgelegt. Da das Federbein als komplette Einheit vorliegt, muß das Rad an dieses angepaßt werden. Die Anlenkmechanik ist so auszulegen, daß zum einen der am Hinterrad gewünschte Federweg von 140 mm erreicht wird, zum anderen am Hinterrad eine lineare bis leicht progressive Federrate entsteht, die im folgenden Gesamfederrate genannt wird. Im Gegensatz zur Federrate des Federbeins, die linear ist, beinhaltet die Gesamfederrate die Übersetzungsmechanik und kann deshalb eine veränderliche Rate aufweisen.

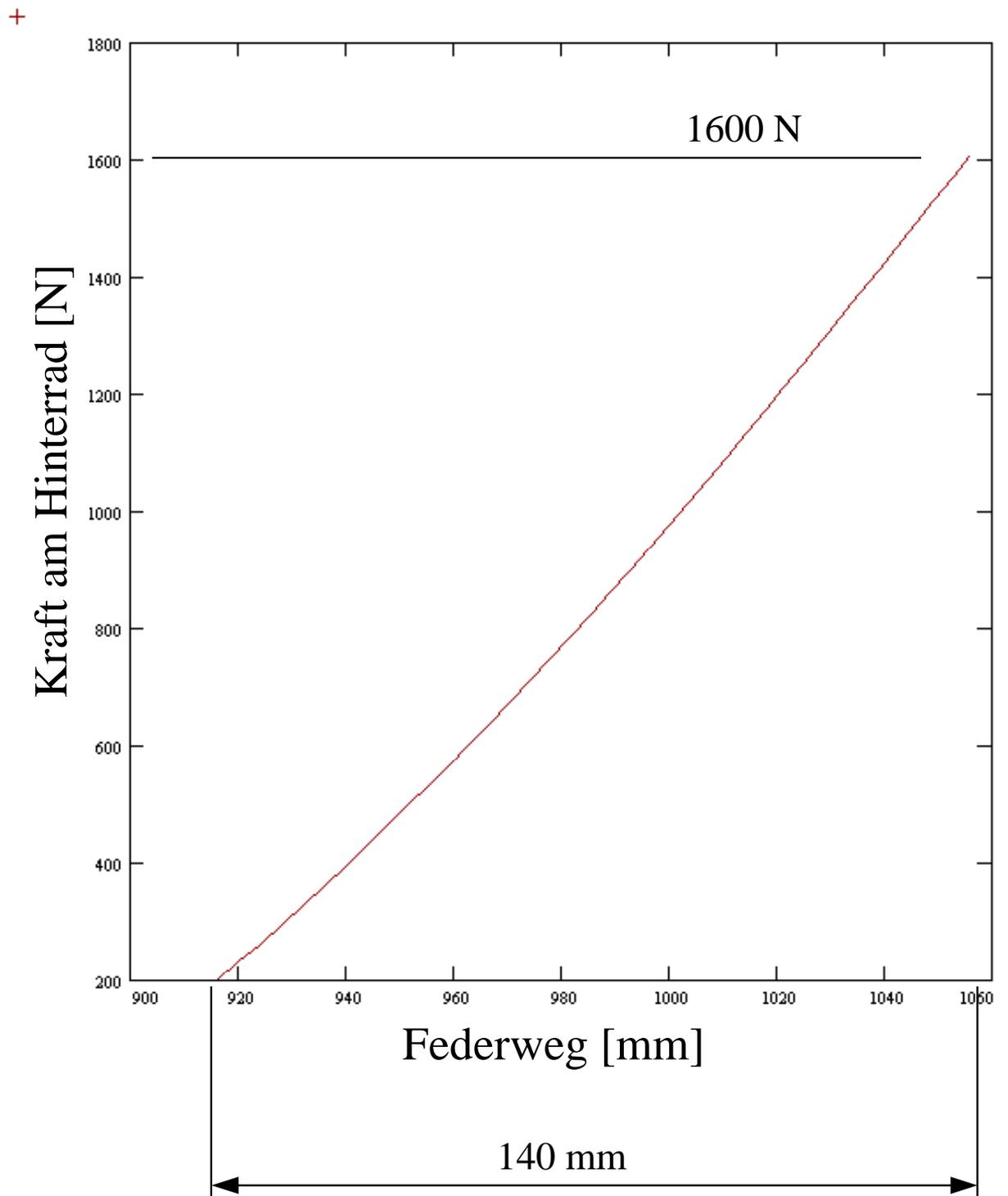
Da die grundsätzliche Anordnung des Federbeins und des Umlenkhebels feststeht, kann in jeder Position die Übersetzung der Hebelmechanik ermittelt werden. Um die vorab angenommenen Hebellängen verändern zu können, geschieht die Berechnung durch ein mathematisches Programm. Die Hebellängen und -winkel werden schrittweise modifiziert, bis das gewünschte Verhalten vorliegt.



Bei der Ermittlung der Gesamfederrate wurde angenommen, daß die Richtung der Stoßkraft von der Vertikalen um  $25^\circ$  abweicht. Auch wenn dieser Wert variiert, ist eine solche Annahme sicherlich sinnvoller als eine vertikale Stoßrichtung. Die Schwingenstellung beeinflusst direkt die Federrate.

Da die hintere Radlast etwa 60% der Gesamtradlast beträgt, wurde die maximale Stoßkraft mit etwa 1600 N angenommen. Beim Vorderrad lag die Annahme bei 900 N.

Auf der folgenden Seite ist die nötige Kraft  $F_{\text{Stoß}}$  über den Federweg aufgetragen. Der Federweg ist als Relativweg in Millimetern abzulesen. Die Kraft ist in Newton angegeben.



## 4.2 Die Auslegung durch die kinematische Analyse

### 4.2.1 Das Programm Pro/MECHANICA MOTION

Pro/MECHANICA MOTION ist ein Programm zur Analyse und Optimierung von Bewegungsvorgängen. Obwohl auch separat nutzbar, ergänzt es in idealer Weise ein 3D-CAD System. Eine vorhandene Baugruppe ist in Ihren Bewegungsabläufen kontrollier- und vor allem optimierbar.

Die Zuordnung von Material zu den jeweiligen Bauteilen erlaubt die Berücksichtigung aller masserelevanten Kräfte.

Dabei werden die Bauteile als starre Körper betrachtet und sind durch Gelenke (Connections) miteinander verbunden. Die Gelenke können starr sein oder bestimmte Freiheitsgrade aufweisen. Die Freiheitsgrade müssen die gewünschten Bewegungen ermöglichen, sind für ein korrektes Ergebnis aber so zu wählen, daß kein Teil des Gesamtsystems überbestimmt ist. Eine eventuelle Überbestimmtheit kann abgefragt werden. Unterbestimmte Teile machen durch ungewünschte Bewegungsabläufe auf sich aufmerksam.

Der gesamte Bewegungsablauf ist in Zeitabschnitte eingeteilt. Im vorliegenden Fall liegt die Anzahl der Schritte zwischen 500 bis 1000. Zu jedem Schritt werden Ergebnisse errechnet.

Eine Anregung der Bewegung kann auf unterschiedliche Weise erfolgen. Um realistische Ergebnisse zu erhalten, befährt das Fahrrad mit einer Initialgeschwindigkeit einen Untergrund, der für eine Zwangsführung der Räder sorgt. Durch die Ablenkung vom ursprünglichen Fahrzustand wirken von der Massenträgheit der Bauteile hervorgerufene Kräfte. Rad und Fahrer sind dabei mit der Gewichtskraft belastet. Nach dem Hindernis ist die Geschwindigkeit geringer, da ein Teil der Energie durch Reibung und Dämpfung verloren geht. Das Abrollen des Rades auf dem Boden ist reibungsfrei, so daß die Initialgeschwindigkeit bis zum Erreichen des Hindernisses erhalten bleibt.

Als Resultate der Berechnungen können zum Beispiel Geschwindigkeiten, Beschleunigungen und Positionen aller Punkte und Bauteile oder Lagerlasten der Gelenke abgefragt werden. Diese Ergebnisse können direkt zur Auslegung des Bewegungsapparates dienen oder als Randbedingungen einer FEM-Analyse verwendet werden. Eine Kollisionsbetrachtung aller Bauteile kann automatisiert zu jedem Schritt erfolgen, was platzsparendes Konstruieren erlaubt.

Ein wertvolles Hilfsmittel ist die selbständige Optimierung. Zum Beispiel kann für einen Kurbeltrieb die Minimierung der Lagerlasten als wichtiges Ziel gelten. Pro/MECHANICA wird die Masse und Position der Ausgleichsgewichte für die günstigste Konstellation errechnen. Beim Fahrrad wäre eine Optimierung der Federraten denkbar. Bei einem bestimmten Hindernis ist die Federrate so zu verändern, daß der maximale Federweg voll genutzt wird.

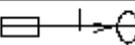
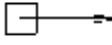
#### 4.2.1 Die Anwendung auf vorhandene Geometrie und Daten

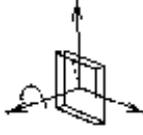
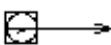
Da die komplette Baugruppe Rad schon in Pro/ENGINEER erzeugt wurde, kann sie übernommen werden. Dabei sind jedoch einige Modifikationen sinnvoll:

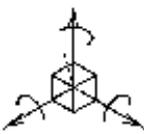
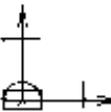
1. Die aufwendigen Baugruppen Gabel und Federelement werden durch jeweils zweiteilige Modelle ersetzt. Da jedes Teil durch Connections verbunden werden muß, ist der Aufwand für die Vielzahl an Buchsen, Schrauben usw. groß und für das Ergebnis nicht von Belang, da die Innereien kollektiv durch Massepunkte ersetzt werden können. Die Massepunkte werden an den jeweiligen Bauteilen angebracht
2. Aus demselben Grund werden alle nicht federungsrelevanten Teile wie Schaltung, Tretlager und Sattel durch Massepunkte ersetzt.

#### Die Connections

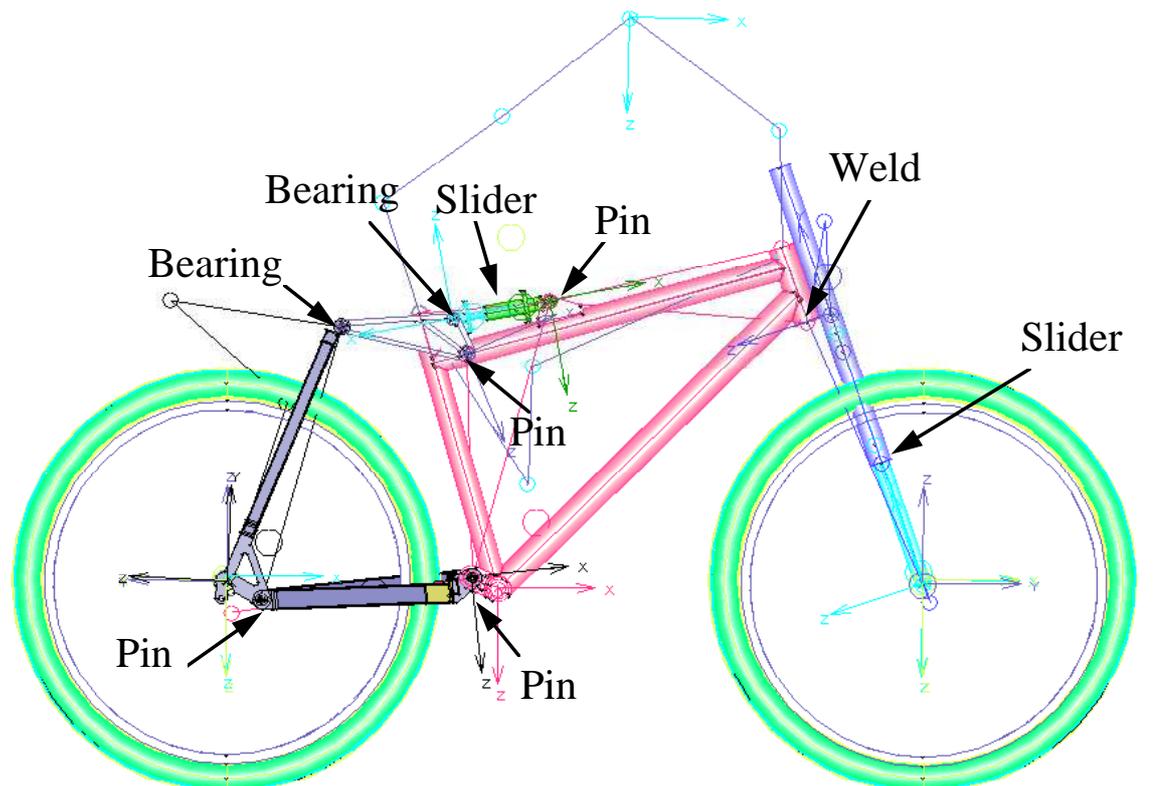
Wichtig ist die richtige Wahl der Connections, mit denen die einzelnen Bauteile verbunden werden. Diese müssen die gewünschten Bewegungen der Teile ermöglichen, ohne daß diese überbestimmt sind. Dabei entsprechen die Freiheitsgrade der verwendeten Gelenke nicht unbedingt denen der realen Lagerungen. Pro/MECHANICA MOTION stellt 11 verschiedene Connections zur Verfügung, die auch kombiniert werden können. Die folgenden Tabellen erläutern die unterschiedlichen Möglichkeiten:

Joint Type	Icon	Description
<b>Pin</b>		Degrees of freedom: 1 rotational, 0 translational  Sometimes known as a revolute joint.
<b>U-joint</b>		Degrees of freedom: 2 rotational, 0 translational
<b>Gimbal</b>		Degrees of freedom: 3 rotational, 0 translational  Unlike ball joints, gimbal joints have distinct axes. A common example of a gimbal joint is a gyroscope.  Axis 1 is the outer gimbal axis, axis 2 is the inner gimbal axis, and axis 3 is the rotor axis.
<b>Cylindrical</b>		Degrees of freedom: 1 rotational, 1 translational
<b>Slider</b>		Degrees of freedom: 0 rotational, 1 translational

Joint Type	Icon	Description
<b>Planar</b>		Degrees of freedom: 1 rotational, 2 translational  Parts connected by a planar joint move in a plane with respect to each other.
<b>Ball</b>		Degrees of freedom: 3 rotational, 0 translational  Rotational degrees of freedom are without respect to a fixed axis.
<b>Free</b>		Degrees of freedom: 3 rotational, 3 translational  A free joint permits the same motion as a 6dof joint. Use a free joint when you want to model tumbling motion (large rotations) and do not need to track joint angles.

Joint Type	Icon	Description
<b>6dof</b>		Degrees of freedom: 3 rotational, 3 translational  A 6dof joint uses a gimbal for the rotational degrees of freedom.  This joint permits the same motion as a free joint. Use a 6dof joint when you want to model smaller rotations so you can keep track of joint angles.
<b>Bearing</b>		Degrees of freedom: 3 rotational, 1 translational  The first axis allows both rotation and translation.
<b>Weld</b>		Degrees of freedom: 0  This joint allows no relative movement between parts. It welds two parts together.  Pro/MECHANICA displays axes for this joint only when you edit it. In that case, it shows two alignment axes on each part.

Im folgenden Bild sind die verwendeten Connections dargestellt, die die erwünschten Bewegungen des Hinterbaues und der Gabel erlauben. Als Gabel und Federbein sind die vereinfachten Modelle für Pro/MECHANICA MOTION zu sehen. Das Tauchrohr der Gabel ist mit dem Rahmen fest verbunden (Weld), da Lenkbewegungen nicht simuliert werden.



### Die Verbindung der Räder mit dem Untergrund

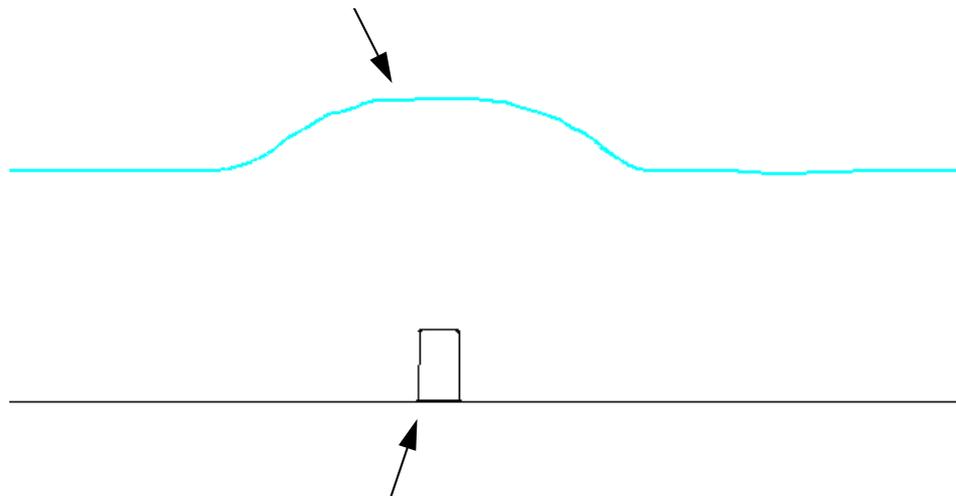
Wichtig für eine korrekte Simulation ist die Verbindung der Räder mit dem Untergrund. Dieser kann recht einfach durch eine frei zeichenbare Kurve dargestellt werden, auf die gewählten Hindernisse wird bei der Fahrsimulation eingegangen.

Da ein direktes Abrollen der Räder nicht darstellbar ist, werden die Radnaben an einer Kurve zwangsgeführt, die den Untergrund repräsentiert. Die Verbindung der Radnaben mit der Kurve wird durch eine Schlitzführung (Slot) hergestellt.

Da die Bahnkurve der Naben durch den Rollradius der Räder nicht dem Untergrund entspricht, muß eine eigene Bahnkurve für die Naben erzeugt werden. Dabei wird beim Abrollen eines Rades über das Hindernis die Kurve, die die Nabe beschreibt, aufgezeichnet. Die Verformung des Reifens wird bei der Erstellung der Bahnkurve nicht berücksichtigt.

Dargestellt ist der Untergrund mit einem Hindernis und die daraus folgende Bahnkurve für die Radnaben:

### Bahnkurve der Radnaben

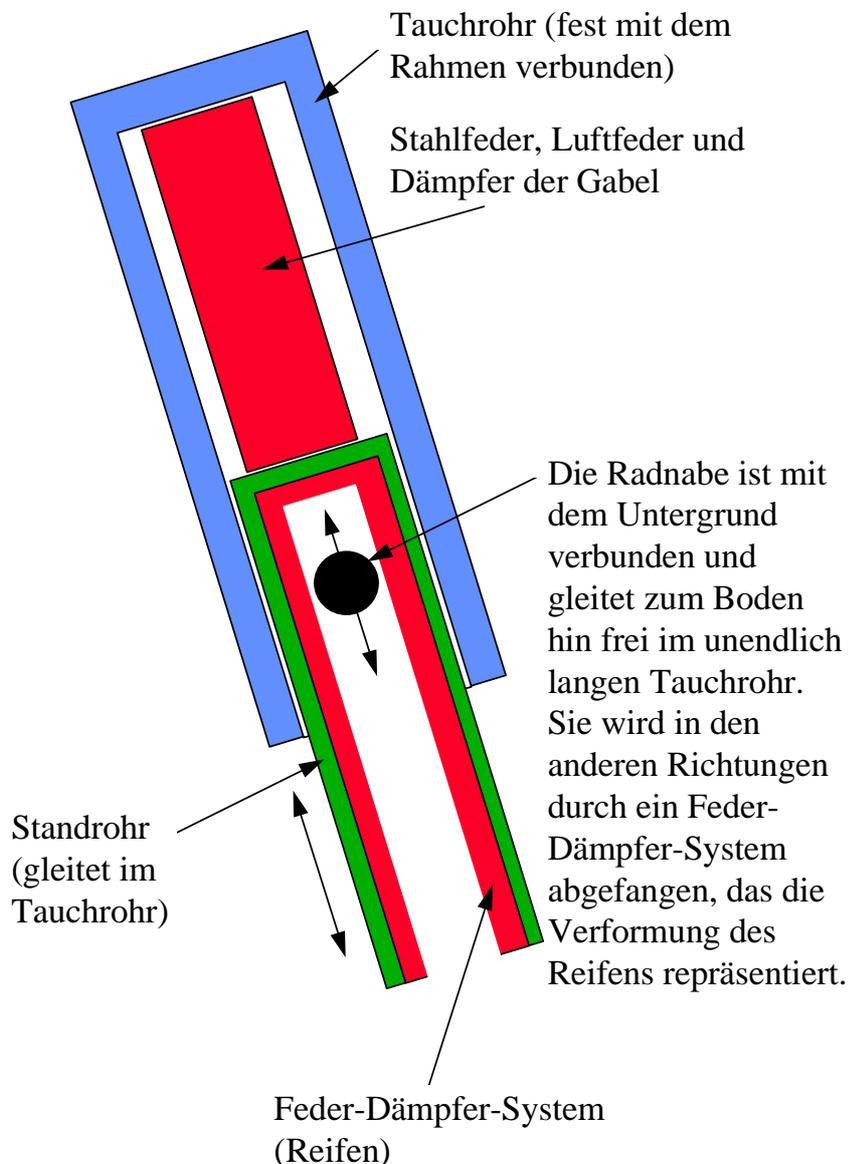


### Untergrund mit Hindernis

Würden die Naben einfach durch die Kurve zwangsgeführt, erfolgte eine unzulässige Vernachlässigung der Reifen, da diese einen erheblichen Teil der Abfederung übernehmen. Deshalb muß eine recht aufwendige Simulation der Reifen erfolgen. Die Auslegung der Feder-Dämpfer-Systeme für die Reifen erfolgt während der Fahrsimulation.

Zudem ist ein eventuelles Ablösen der Reifen vom Untergrund zu berücksichtigen. Eine einfache Schlitzführung hält den Reifen immer am Boden. Das ist für die Praxis zwar wünschenswert, entspricht bei größeren Hindernissen aber sicherlich nicht der Realität des Mountainbikefahrens.

Die folgende Grafik verdeutlicht sinnbildlich die gewählte Lösung. Dargestellt ist die Anordnung für die Gabel, bei der Hinterradfederung erfolgt die Simulation auf die selbe Weise.



### Die Simulation des Fahrers

Der Fahrer wird durch ein Bauteil, das nur aus Massepunkten besteht, simuliert. Dabei ist die an einem realen Rad ermittelte Achslastverteilung von 40 Prozent am Vorderrad und 60 Prozent am Hinterrad einzuhalten. Die Verbindung des Fahrers mit dem Rahmen wird durch Feder/Dämpfer - Systeme hergestellt. In Fahrversuchen konnte festgestellt werden, daß sich der Abstand Lenker - Fahrerkopf bei einem der Simulation ähnlichen Hindernis um etwa 8-10 cm verringert. Der Abstand des Fahrers zum Sattel wird sich naturgemäß nur um wenige Millimeter verändern. Durch entsprechendes Anpassen der Feder- und Dämpfungsraten werden in der Simulation entsprechende Werte eingestellt.

Für die Simulation ist zu bedenken, daß der Fahrer keine Eigenbewegungen ausführt. In der Fahrpraxis entlastet der Fahrer vor Hindernissen automatisch Lenker und Sattel. Dadurch werden größere Hindernisse als in der Simulation überfahrbar. Nach Anpassung der Hindernisse und Geschwindigkeiten sind die Ergebnisse einer Simulation jedoch sicherlich objektiver.

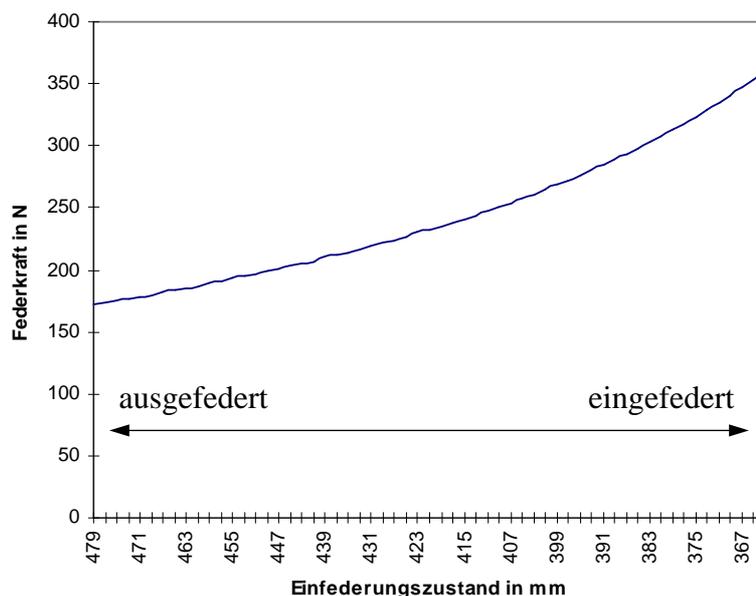
### Die Federn und Dämpfer

Die in der Gabel und im Federelement wirksamen Feder- und Dämpferkräfte werden durch Lasten simuliert:

Für linear gewickelte Stahlfedern steht eine Funktion zur Verfügung. Eingegeben wird die Federrate und die ungespannte Länge. Das betrifft die Druckfedern des Federelementes und der Gabel.

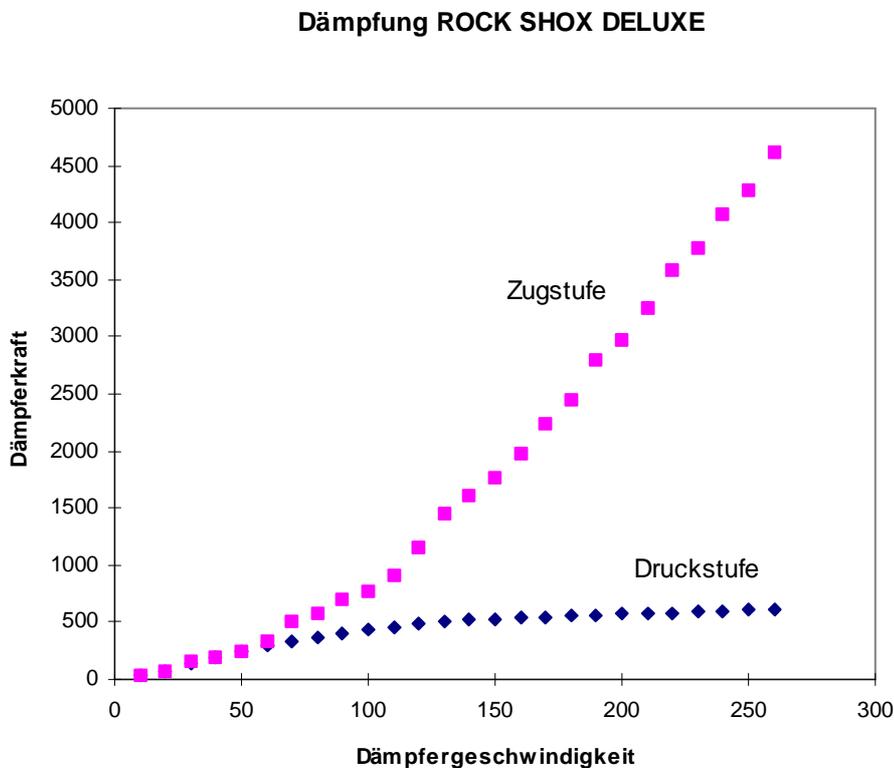
Die Luftfeder der Gabel wird als Tabelle eingegeben. Die Tabelle beschreibt die Federkraft in Abhängigkeit vom jeweiligen Eintauchzustand der Gabel. In voll ausgefahrenem Zustand ist die aus der Druckvorspannung resultierende Kraft wirksam, beim Einfedern steigt die Kraft durch die Verkleinerung des Luftkammervolumens progressiv an.

**Federkraft der Luftfeder MOTO 120**



Auch die Dämpferkräfte liegen als Tabelle vor. Die Werte wurden mit Unterstützung der Firma Eibach Federn, Finnentrop, auf einem Dämpferprüfstand ermittelt. Die Tabellen geben die Dämpferkraft über der Dämpfergeschwindigkeit an. Da die Werte der Zugstufe (Ausfedern) erheblich über denen der Druckstufe (Einfedern) liegen, werden für jeden Dämpfer zwei Tabellen angelegt. Eine Kraft ist nur beim Einfedern wirksam, die andere nur beim Ausfedern. Gesteuert wird die Wirksamkeit der Kräfte über die Relativgeschwindigkeit der beiden Befestigungspunkte des Federelementes. Ist diese gleich Null, ist keine Dämpferkraft wirksam. Ist sie größer als Null (die Punkte entfernen sich voneinander), liegt die Kraft der Zugstufe an und umgekehrt. Bei der Gabel erfolgt der Wechsel auf die selbe Weise.

Die folgende Grafik zeigt die Dämpferkräfte für das am Hinterrad verwendete Federbein. Offensichtlich ist die stark unterschiedliche Auslegung der Dämpferkräfte für die Zug- und Druckstufe.



Die Reibkräfte werden Last- und Geschwindigkeitsabhängig gesteuert. Dafür steht eine Funktion zur Verfügung, die die Reibkräfte entgegen der Bewegungsrichtung wirken lässt. Eingegeben wird der statische und dynamische Reibungskoeffizient des jeweiligen Lagers. Für die Permaglide-Buchsen der Verbindung Umlenkhebel - Rahmen und für die Gabel wurden die Werte  $\mu_{\text{statisch}}=0.1$  und  $\mu_{\text{dynamisch}}=0.15$  gewählt.<sup>1</sup> Die Reibung der Rillenkugellager wird vernachlässigt.

<sup>1</sup> INA-Katalog 704 S.11

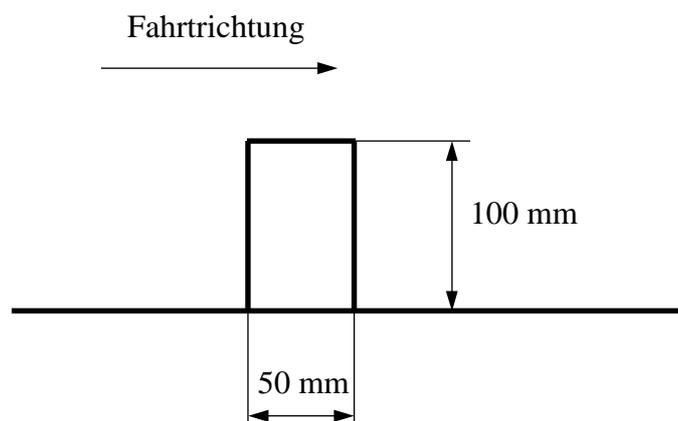
### 4.2.3 Die Simulation verschiedener Fahreinflüsse

Nach der grundsätzlichen Erstellung des Modells für Pro/MECHANICA MOTION kann die Wahl der Hindernisse und die Auslegung der Feder-Dämpfer-Systeme für den Fahrer und die Reifen erfolgen.

Als Hindernisse kommen für die Auslegung der Federung nur Einzelhindernisse einfacher geometrischer Formen in Betracht, eine Aneinanderreihung verschiedener Bodenerhebungen oder Bodensenkungen könnte nur recht willkürlich erfolgen. Da der Abstand der Hindernisse sehr großen Einfluß auf das Federungsverhalten hat, würde eine geringfügige Änderung zu wesentlich anderen Ergebnissen führen. Sinn macht eine solche Auslegung sicherlich, um bei schnell fahrenden Fahrzeugen ein Aufschaukeln des Fahrwerks bei dem gleichförmigen Abstand der Stoßfugen einer Betonautobahn oder der durch den Wind hervorgerufenen Welligkeit einer Wüstenpiste auszuschließen. Dies trifft für ein Mountainbike bei der unbestimmten Folge von Hindernissen nicht zu. Auf das Aufschaukeln der Federung durch die Antriebseinflüsse wird jedoch später noch eingegangen.

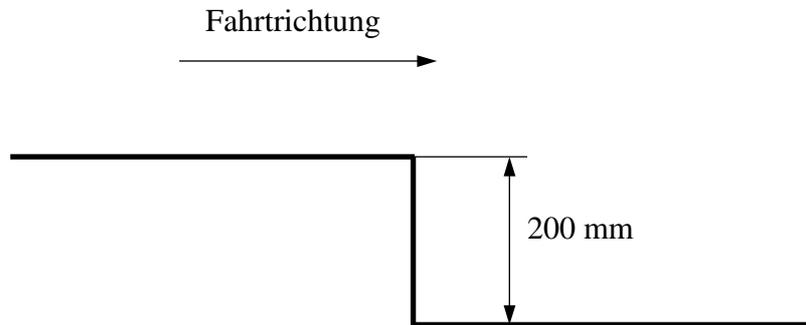
Da die Federungen des Vorder- und Hinterrades auf Hindernisse sehr unterschiedlich reagieren, werden zwei besonders wirksame ausgewählt.

Die Vorderradfederung wird stark durch einfache, blockartige Bodenerhebungen beansprucht. Deshalb erfolgt die Auslegung an einem auf der festen Fahrbahn angebrachten Betonklotz, der mit der Geschwindigkeit von 5 m/s überfahren wird. Dabei soll die Gabel den maximalen Federweg voll nutzen, aber nicht durchschlagen. Die Wahl der Geschwindigkeit und der Abmessungen des Hindernisses erfolgte nicht willkürlich, sondern wurde nach Fahrversuchen und Simulation eines vorhandenen Rades festgelegt, so daß aussagekräftige Ergebnisse zu erwarten sind. Bei den Fahrversuchen war der Fahrer bemüht, Eigenbewegungen zu vermeiden.



Bei der Simulation wird deutlich werden, warum sich dieses Hindernis nicht für die Auslegung der Hinterradfederung eignet.

Deshalb wird zur Auslegung der Hinterradfederung eine Stufe festgelegt, die das Rad abwärts befährt.



Die Auslegung der Feder-Dämpfer-Systeme für die Relativbewegungen zwischen Rahmen und Fahrer sowie zur Simulation der Reifen erfolgt schrittweise bei der Simulation.

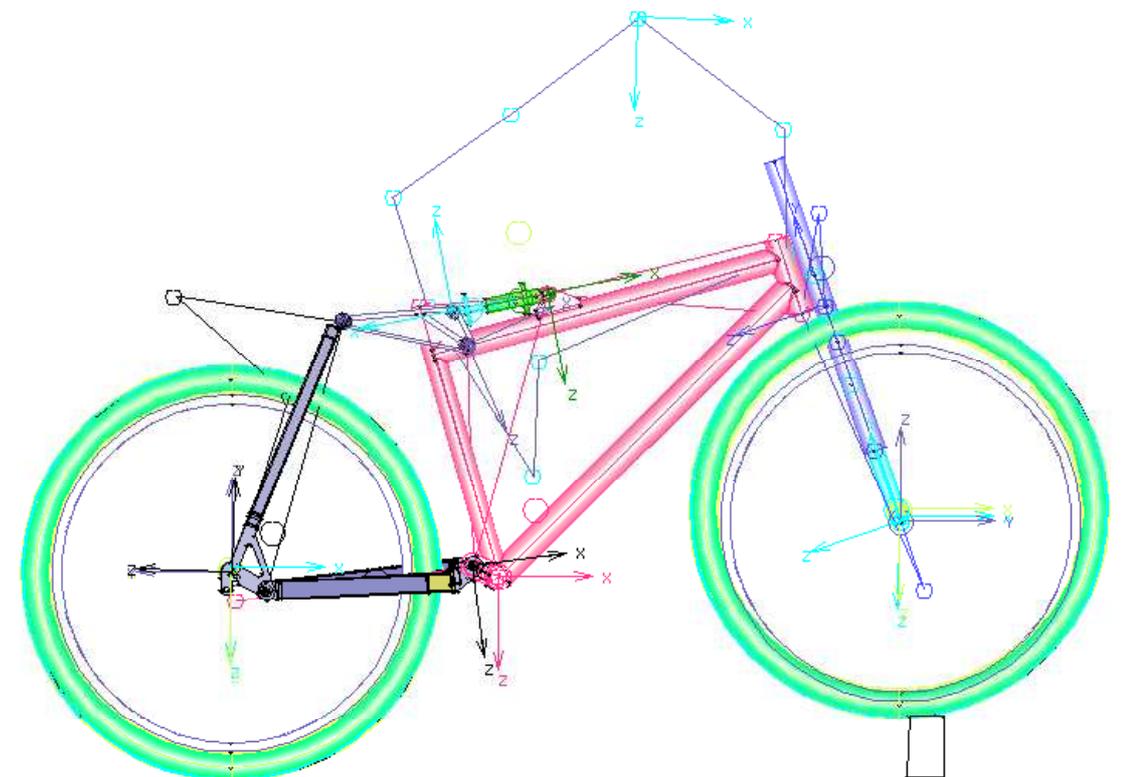
Für den Fahrer werden die Werte verändert, bis die bei Fahrversuchen ermittelten Relativbewegungen zwischen dem Lenker und dem Fahrerkopf (80-100 mm) und der Verbindung Fahrer-Sattel (wenige mm) vorliegen.

Zur Simulation der Reifen wird vorausgesetzt, daß der Luftdruck so gewählt wird, daß der Reifen nicht durchschlägt. Da ein geringerer Luftdruck generell eine bessere Traktion verspricht, sollte dieser auch nicht überhöht sein. Bei einem oft verwendeten Reifendurchmesser von etwa 50 mm wird die Einfederung der Reifen deshalb auf 45 mm eingestellt.

**Die Simulation 1**

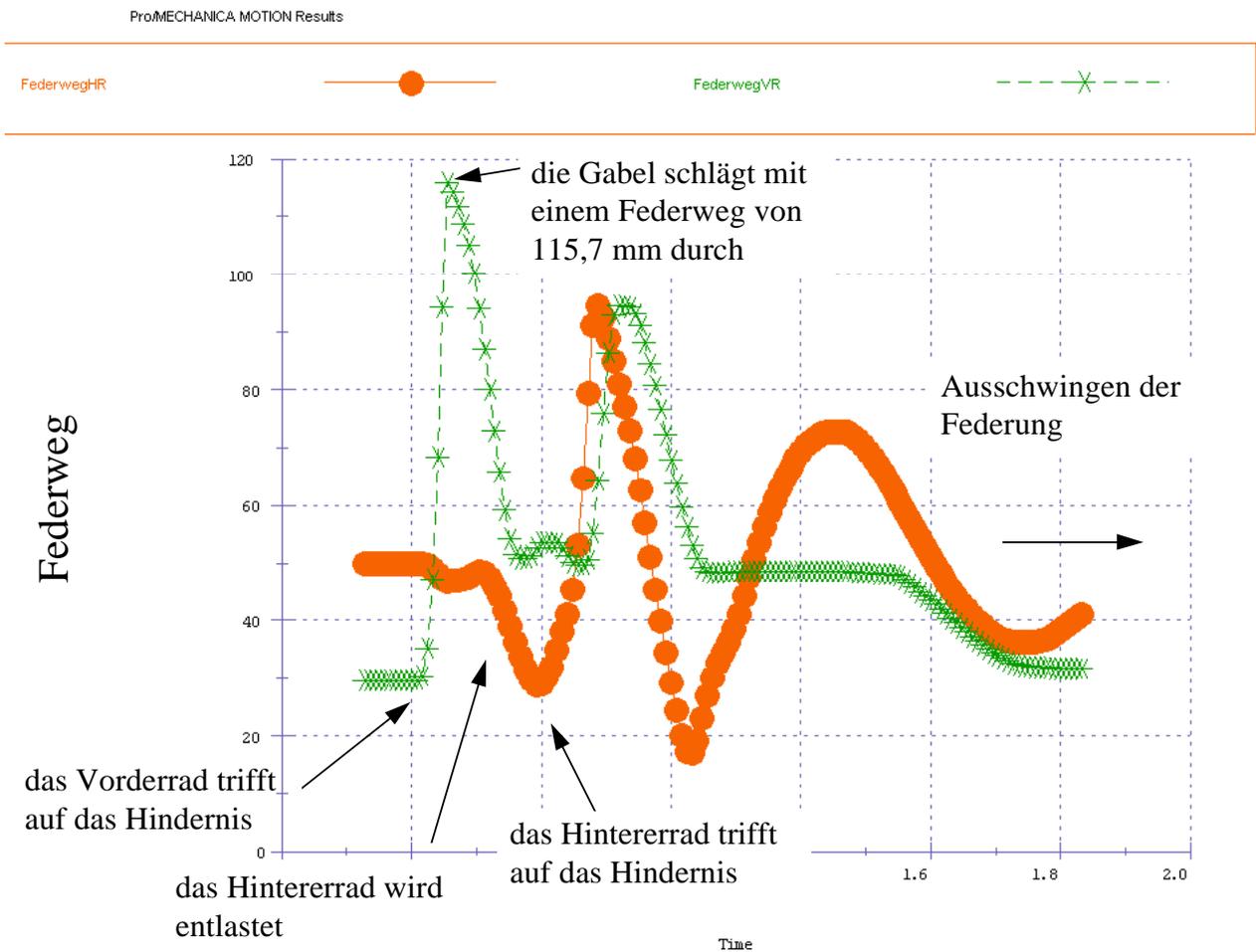
Bei der Simulation 1 überfährt das Rad den oben gezeigten Block in der ursprünglichen, in Kapitel 4.1 beschriebenen Auslegung. Die oben dargelegten Maßnahmen für die Anpassung des Fahrers und der Reifen sind bereits durchgeführt. Der Bewegungsablauf von 4 Sekunden ist in 500 Zeitschritte eingeteilt.

Das Bild zeigt das Vorderrad beim Überfahren des Hindernisses. Gut zu erkennen ist die Verformung des Vorderreifens, die sich durch die Verschiebung des Reifens gegenüber der Felge ausdrückt.



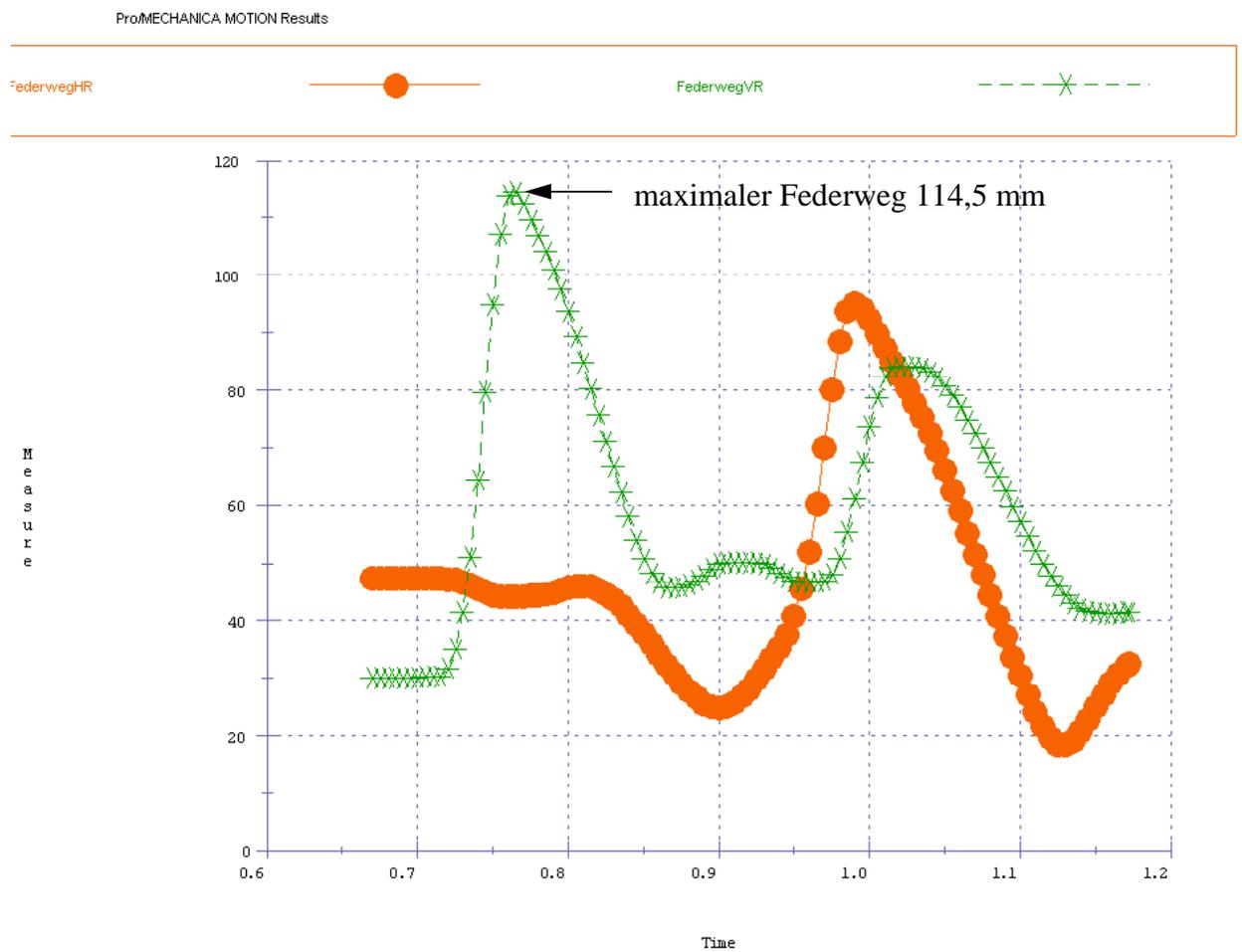
Die wichtigsten Ergebnisse für diese Simulation sind die erreichten Federwege. Zu jedem Zeitschritt der Simulation ist der jeweilige Einfederzustand errechnet worden und über der Analysezeit darstellbar. Die Auswertung der Grafik führt zu zwei wichtigen Erkenntnissen:

1. Die Gabel schlägt durch. Bei der statischen Auslegung der Gabel wurde mit 900 N ein zu geringer Wert für die Maximalkraft angenommen. Deshalb wird das Volumen der Luftkammer für die nächste Simulation dahingehend geändert, daß sich beim vollen Einfedern eine Maximalkraft von 1100 N ergibt. Der statische Federweg bleibt dabei konstant.
2. Das Auftreffen der Vorderrades auf das Hindernis entlastet das Hinterrad erheblich. Das kann mit der im Verhältnis zu anderen Räderfahrzeugen hohen Schwerpunktlage erklärt werden. Bei Abbremsung sorgt der hohe Schwerpunkt des Gesamtsystems Rad-Fahrer für die starke Entlastung des Hinterrades. Dieses Hindernis ist deshalb zur Auslegung der Hinterradfederung nicht brauchbar.

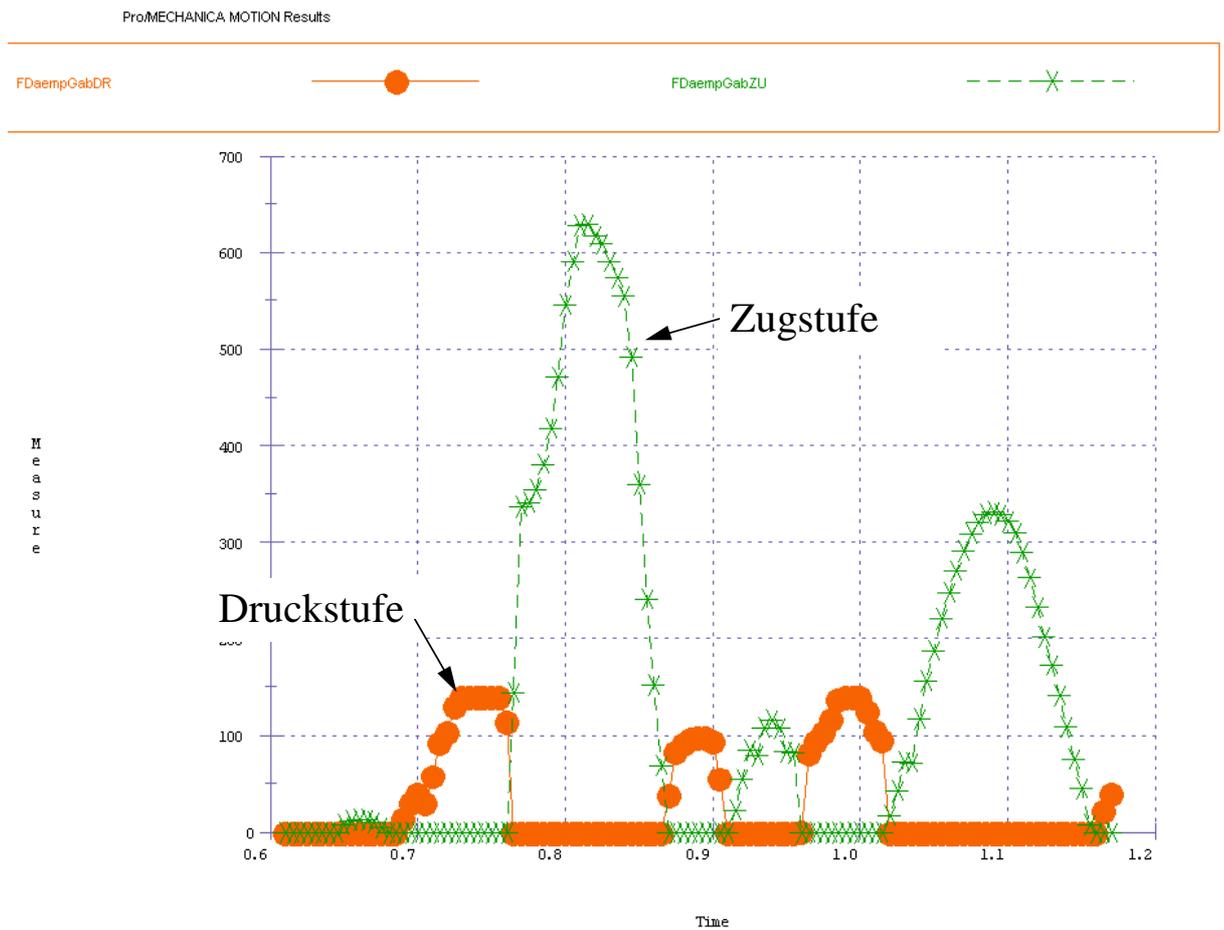


## Die Simulation 2

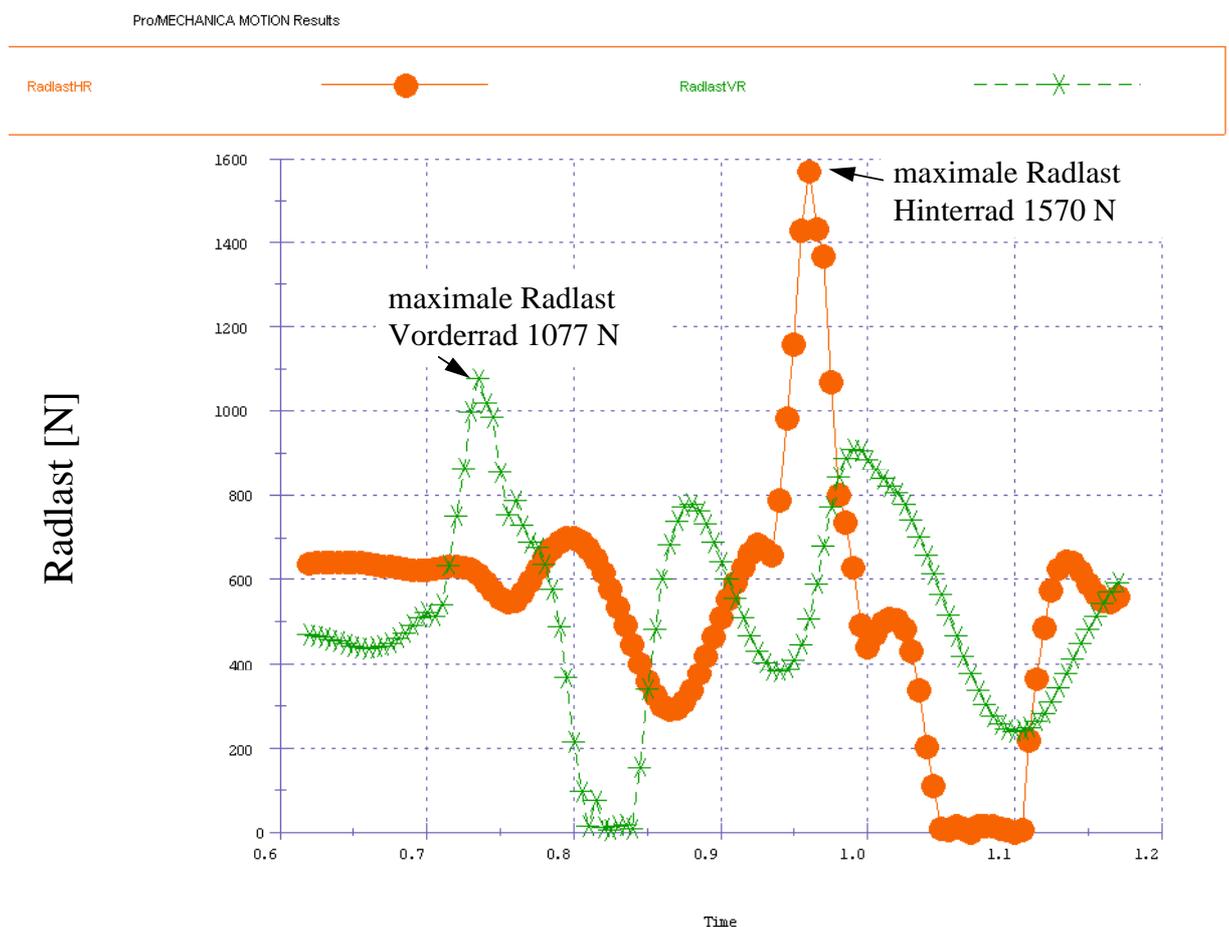
Mit entsprechend geänderter Luftfeder der Gabel wird eine zweite Simulation mit demselben Hindernis durchgeführt. Die Grafik der Federwege entspricht unter Berücksichtigung des geringeren Zeitabschnittes qualitativ der der Simulation 1. Allerdings liegt der maximale Federweg der Gabel jetzt bei 114,5 mm, also im normalen Betriebsbereich.



Da diese Simulation nicht für die Auslegung der Hinterradfederung genutzt wird, macht eine Abfrage der Lagerlasten des Hinterbausystems wenig Sinn. Schön darstellbar ist jedoch die Wirkung der Dämpferkräfte. In der folgenden Grafik sind die Dämpferkräfte der Gabel für die Druck- und Zugstufe über der Analysezeit aufgetragen. Gut zu sehen ist dabei der Wechsel der jeweiligen Kräfte, die maximale Kraft der Zugstufe liegt etwa 4 mal über der der Druckstufe.



Für die Auslegung interessant sind die Kontaktlasten zwischen Reifen und Boden. Beim Vorderrad liegt die maximale Radlast mit 1077 N nahe bei der für die Simulation 2 angenommenen Maximallast von 1100 N. Beim Hinterrad wird trotz der maximalen Radlast von 1570 N (bei der statischen Auslegung wurde ein Wert von 1600 N angenommen) nur ein Federweg von weniger als 100 mm erreicht. Zum einen liegt der Grund sicherlich in der vorhergehenden Entlastung des Hinterrades, die ein Ausfedern von etwa 20 mm zur Folge hat. Zum anderen ist der Grund in der Belastungsrichtung zu sehen, die bei der Gabel in etwa in der Richtung der Holme liegt, bei der Hinterradfederung (bei diesem Hindernis) der Winkel aber einen größeren Wert als die angenommenen  $25^\circ$  annimmt. Auch ist die Druckstufendämpfung und die Reibung der Hinterradfederung größer.

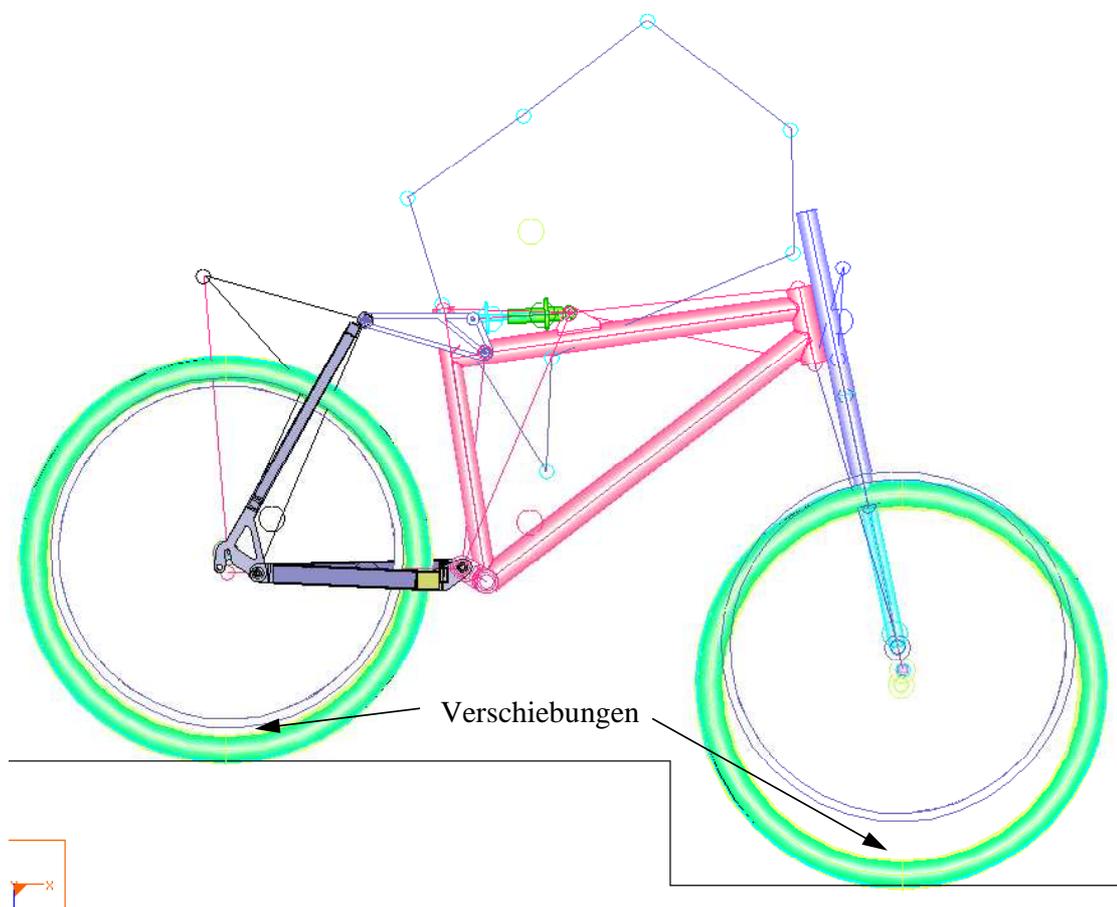


Mit dieser Simulation ist die Auslegung der Gabel abgeschlossen. Die anfänglich etwas schwache Luftfeder wurde in ihrer Progression erhöht, so daß ein Durchschlagen der Gabel nicht zu erwarten ist. Die folgenden Simulationen dienen zur Auslegung der Hinterradfederung und zur Ermittlung der maximalen Lagerlasten des Hinterbaus.

**Die Simulation 3**

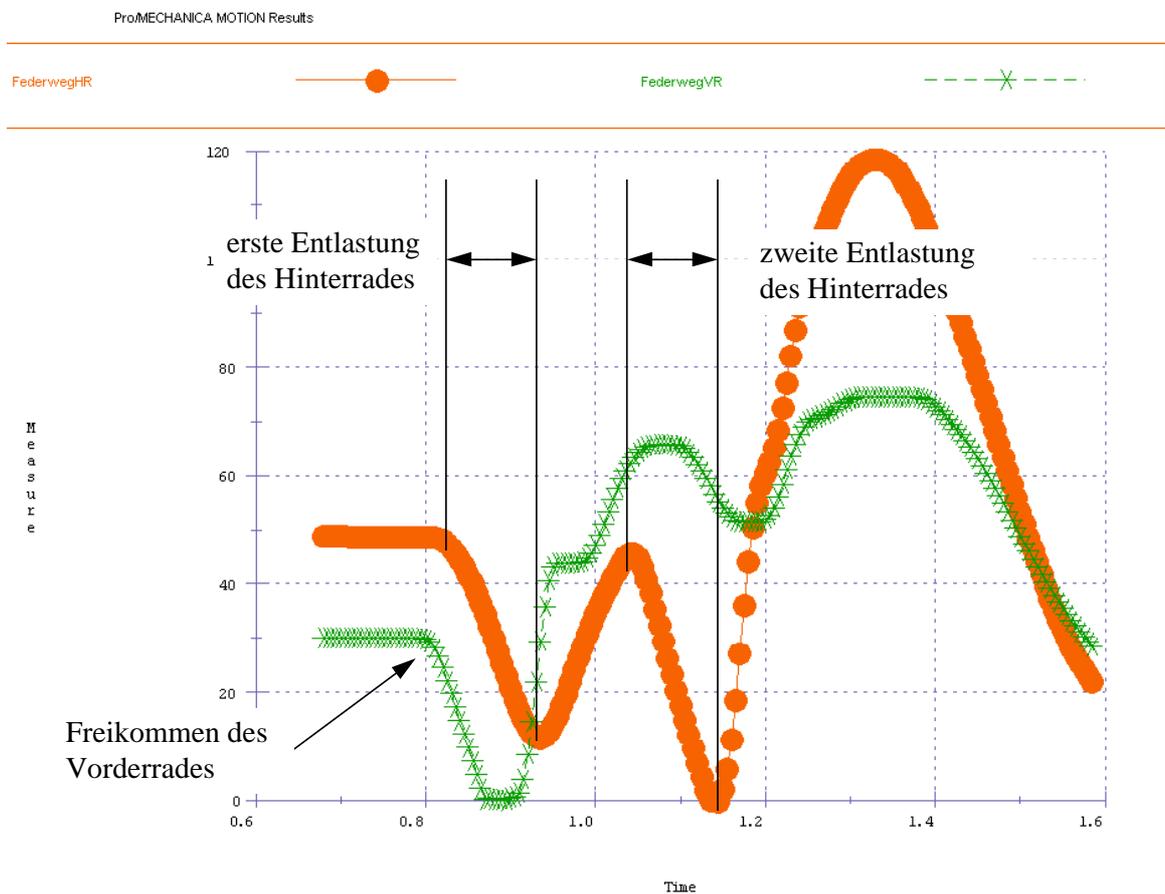
Bei dieser Simulation kommt die abwärts zu befahrende Stufe von 200 mm Höhe zum Einsatz. Sie wird vorerst wieder mit der Geschwindigkeit von 5 m/s überfahren.

Das Bild zeigt das Rad beim Überfahren des Hindernisses. An der Verschiebung des Reifens gegenüber der Felge ist der Verlust des Bodenkontaktes des Vorderrades gut zu erkennen. Auch am Hinterrad ist eine Entlastung feststellbar, bei der Analyse der Federwege wird genauer darauf eingegangen.



Die Grafik der Federwege zeigt auch bei dieser Simulation eine Entlastung des Hinterrades schon vor dem Hindernis. Zwei Stufen des Ausfederns sind zu erkennen. Die erste Entlastung erfolgt, sobald das Vorderrad den Bodenkontakt verliert. Die zweite Entlastung beginnt mit dem Freikommen des Hinterrades. Zu erklären ist die erste Entlastung mit dem Wegfall der vorderen Radlast: Ist diese nicht mehr vorhanden, entsteht durch die hintere Radlast ein rechtsdrehendes Moment, das das Rad-Fahrer-System um seinen Schwerpunkt dreht. Das führt mit minimaler Zeitverzögerung zur Entlastung des Hinterrades. Mit dem Auftreffen der Vorderrades auf dem Boden wird die erste Entlastung allerdings wieder fast völlig aufgezehrt.

Dadurch wird beinahe der statischen Federweg erreicht, so daß die vorhergehende Entlastung ohne großen Einfluß auf den maximalen Federweg bleibt. Dieser liegt bei etwa 120 mm und nutzt den verfügbaren Federweg von 140 mm nicht aus.

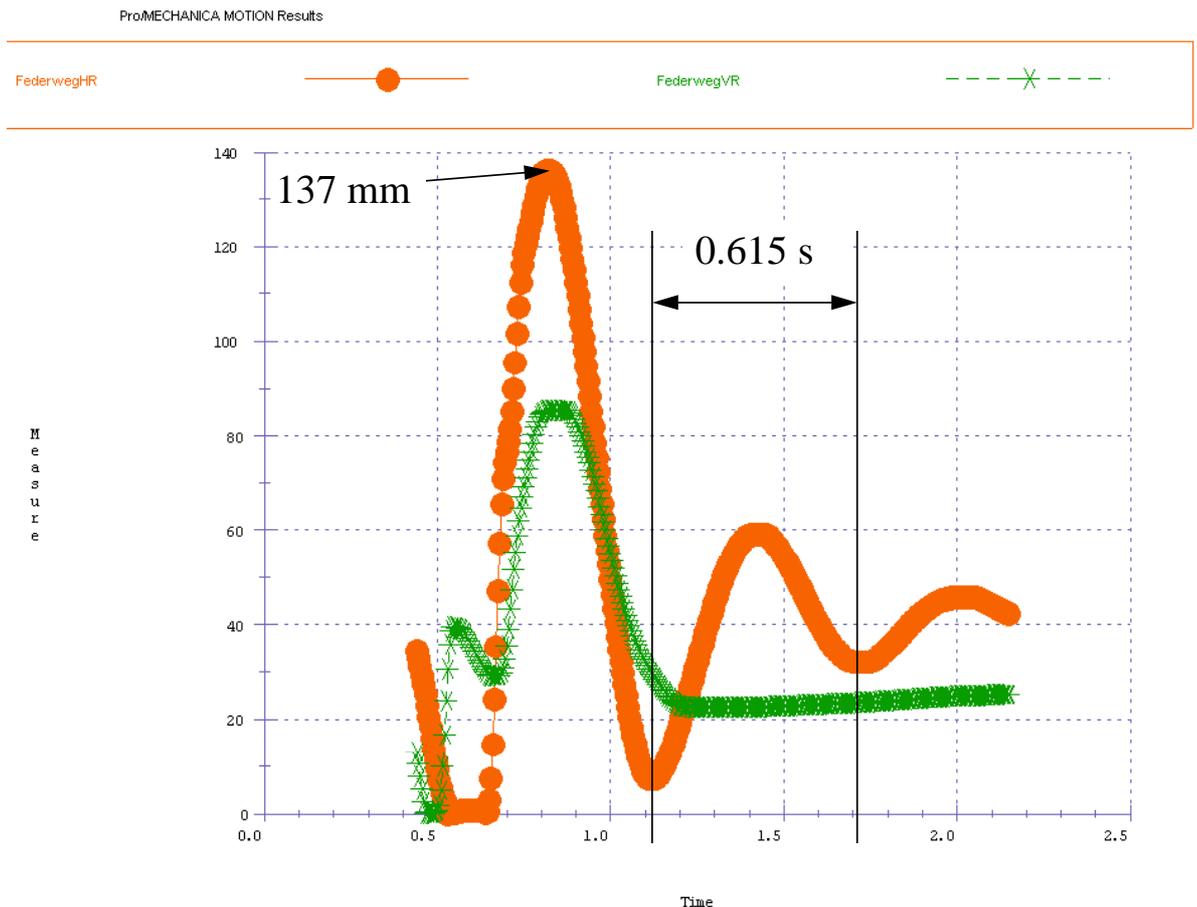


Da in der Fahrpraxis Stufen wie die zugrunde gelegte schneller als mit den angenommenen 5 m/s überfahren werden, wird eine neue Simulation mit der Geschwindigkeit von 10 m/s vorgenommen.

### Die Simulation 4

Die mit der Geschwindigkeit von 10 m/s durchgeführte Simulation 4 beansprucht die Hinterradfederung stärker.

Die Grafik der Federwege zeigt die mit 137 mm gute Ausnutzung des hinteren Federweges. Deshalb wird auf eine Veränderung der statischen Auslegung verzichtet. Die Auslegung der Federung des Hinter- und Vorderrades ist damit abgeschlossen.



Interessant ist bei dieser Simulation aber das Ausschwingen der Federung. Die Zugstufendämpfung der Gabel ist offensichtlich wesentlich stärker ausgelegt als die des Federbeins, da sich die Gabel dem statischen Federweg aperiodisch annähert, während der Hinterbau Überschwingvorgänge ausführt. Ein voller Schwingvorgang dauert dabei 0.615 s.

Die unterschiedliche Auslegung ist qualitativ erwünscht und hängt mit dem Eigenschwingungsverhalten des Rades zusammen.

Es wurde bereits in vorhergehenden Kapiteln erwähnt, daß Antriebseinflüsse auf die Federung unerwünscht sind. Dabei ist zwischen Einflüssen auf den Hinterbau und auf die Gabel zu unterscheiden, da sie bei unterschiedlichen Fahrsituationen auftreten:

- Antriebseinflüsse auf die Hinterradfederung sind vor allem bei zügiger Fahrt auf ebener Straße störend, während sie im Gelände kaum auffallen. Die Trittfrequenz des Fahrers beträgt dabei 60 - 90 Umdrehungen pro Minute. Da bei jeder Umdrehung zwei Tretvorgänge stattfinden, ist eine Erregerfrequenz von 120 - 180 pro Minute anzunehmen.
- Einflüsse auf die Gabelfederung sind vor allem im Gelände im sogenannten Wiegetritt (stehende Fahrweise) störend, bei dem ein großer Teil des Gewichtes auf das Vorderrad verlagert wird. Die Trittfrequenz ist dabei erheblich geringer als bei Straßenfahrt.

Die hohe Zugstufendämpfung der Gabel stellt auch bei extrem niedrigen Erregerfrequenzen sicher, daß keine Aufschaukelung der Gabel erfolgt. Die Druckstufendämpfung wird niedrig gehalten, um ein gutes Ansprechen der Gabel auf die Hindernisse zu garantieren.

Aus dem gleichen Grund wird auch bei der Hinterradfederung auf eine stärkere Druckstufendämpfung verzichtet. Da aber ein Aufschwingen möglich ist, erscheint eine überschlägige Nachrechnung der Hubschwingungen sinnvoll.

Für das ungedämpfte Rad errechnet sich die Kreisfrequenz der Hubschwingung mit

$$\omega = ((c_1+c_2)/m)^{-1}$$

einzusetzen sind:

$m$  = Masse des Gesamtsystems = 105 kg = 0.105 t

$c_1$  = die hintereinandergeschalteten Federkennungen des Vorderreifens (40 N/mm)

und der Gabel (9.6 N/mm) = 7.7 N/mm. Die Federrate der Gabel wird bei der vereinfachten Rechnung als linear betrachtet.

$c_2$  = entsprechend für das Hinterrad (50 N/mm und 11.4 N/mm) = 9.3 N/mm

es ergibt sich die Kreisfrequenz:

$$\omega = ((7.7+9.3)/0.105)^{-1} = 12.73 \text{ s}^{-1}$$

daraus folgend die Eigenfrequenz:

$$f = \omega / (2 \cdot \pi) = 12.73 / 6.28 = 2.03 \text{ s}^{-1} = 122 \text{ min}^{-1}$$

Da bei Straßenfahrt eine Erregerfrequenz von 120 - 160  $\text{min}^{-1}$  zu erwarten ist, ist ein Aufschaukeln des ungedämpften Rades bei niedriger Trittfrequenz möglich.

Die Eigenfrequenz der gedämpften Hinterradfederung liegt mit  $0.615 \text{ s}^{-1} = 36.9 \text{ min}^{-1}$  erheblich darunter, so daß selbst bei der im Geländebetrieb geringeren Trittfrequenz ein störender Antriebseinfluß ausgeschlossen werden kann.

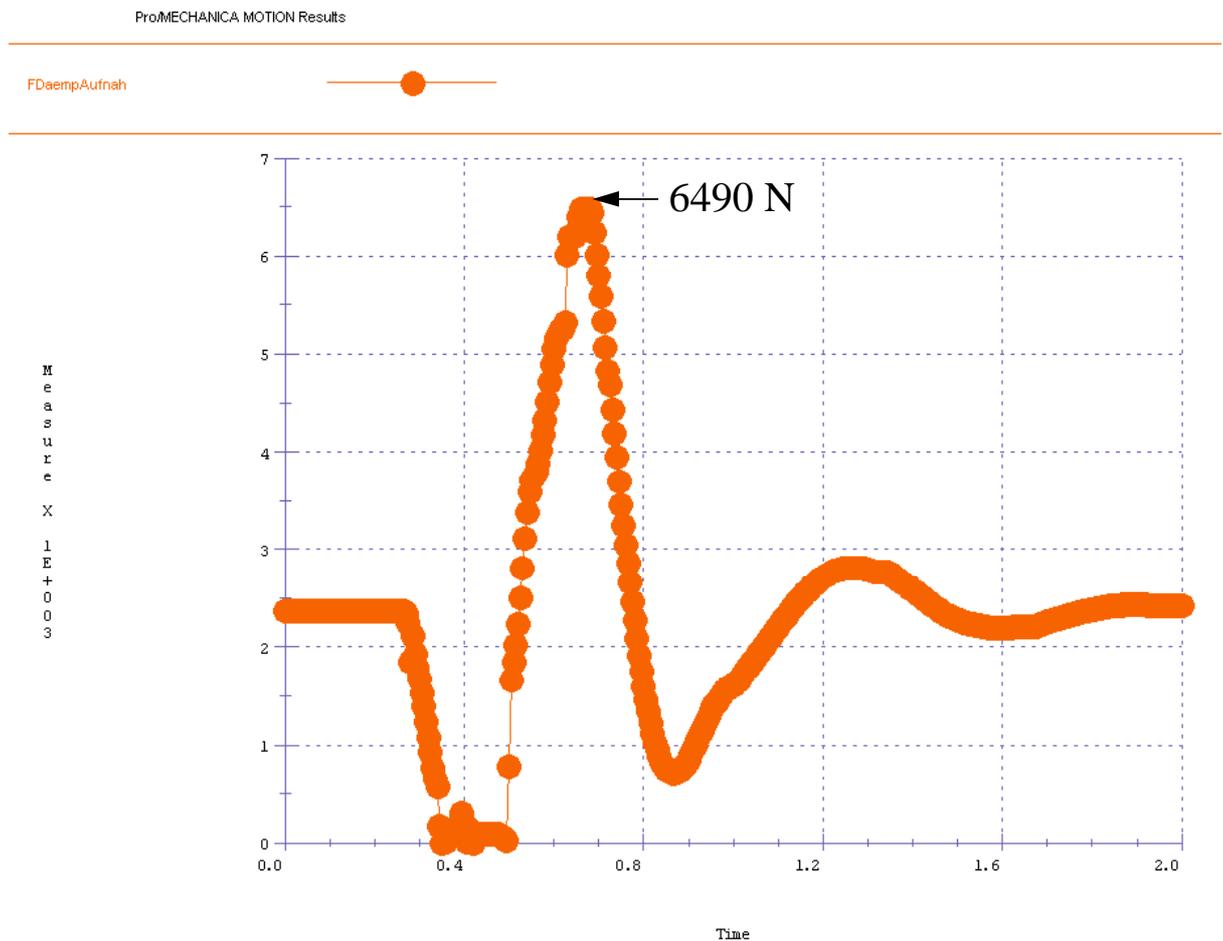
### 4.3 Die Kontrolle der Lagerungen

#### Die Durchschlagsimulation

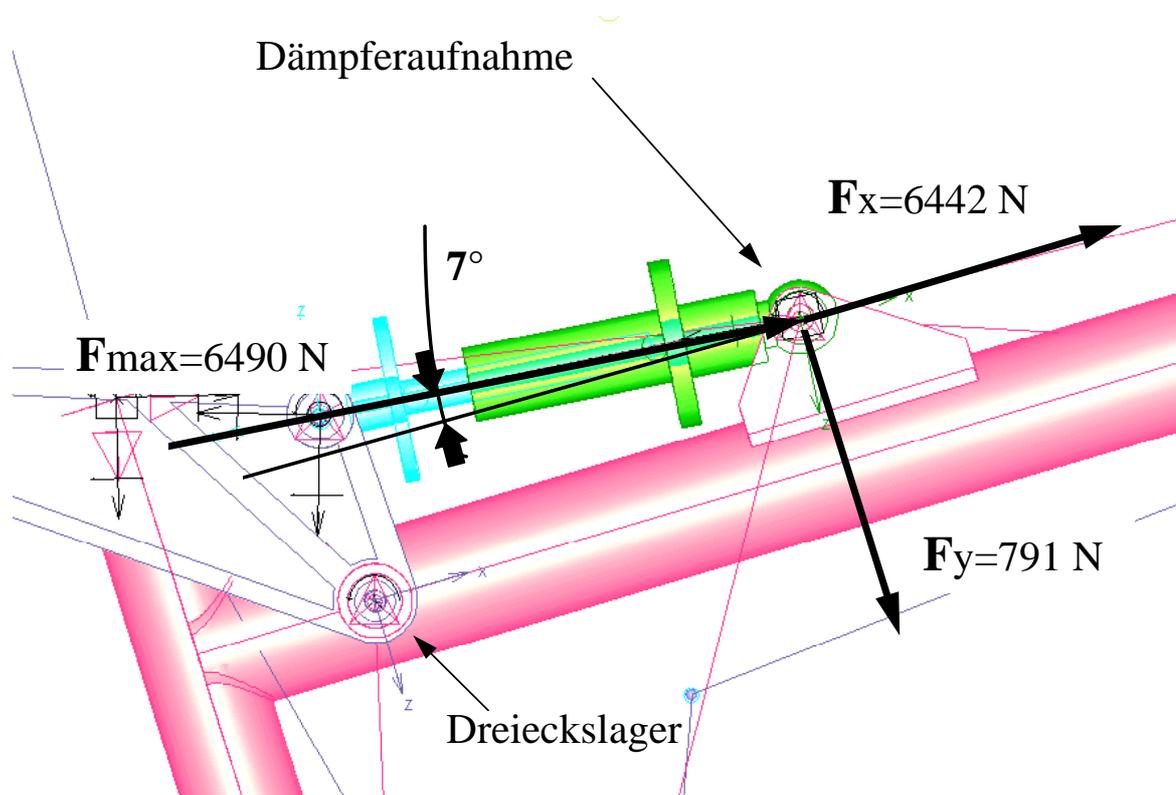
Die Durchschlagsimulation dient als letzte Simulation nicht mehr der Auslegung der Federung, sondern zur Ermittlung der auf die Hinterbaulagerungen wirkenden Maximallasten. Dabei überfährt das Rad die Stufe mit einer Geschwindigkeit von 15 m/s, was bei der Hinterradfederung zum Durchschlagen führt.

#### Die Dämpferaufnahme

Die Kraft, mit der die Dämpferaufnahme auf dem Oberrohr belastet wird, wird zur Auslegung der Schweißnähte verwendet. Die folgende Grafik zeigt diese Kraft in ihrer absoluten Größe. Der Maximalwert beträgt 6490 N.



Zur Verwendung der Kraft für die Auslegung der Schweißnähte ist die Krafrichtung von erheblicher Bedeutung. Da die Maximalkraft unter einem Winkel von  $7^\circ$  bezogen auf die Achse des Oberrohrs angreift, ergeben sich für die Kraft in X-Richtung 6442 N und für die Kraft in Y-Richtung 791 N. Die Auslegung der Schweißnähte erfolgt in Kapitel 5.

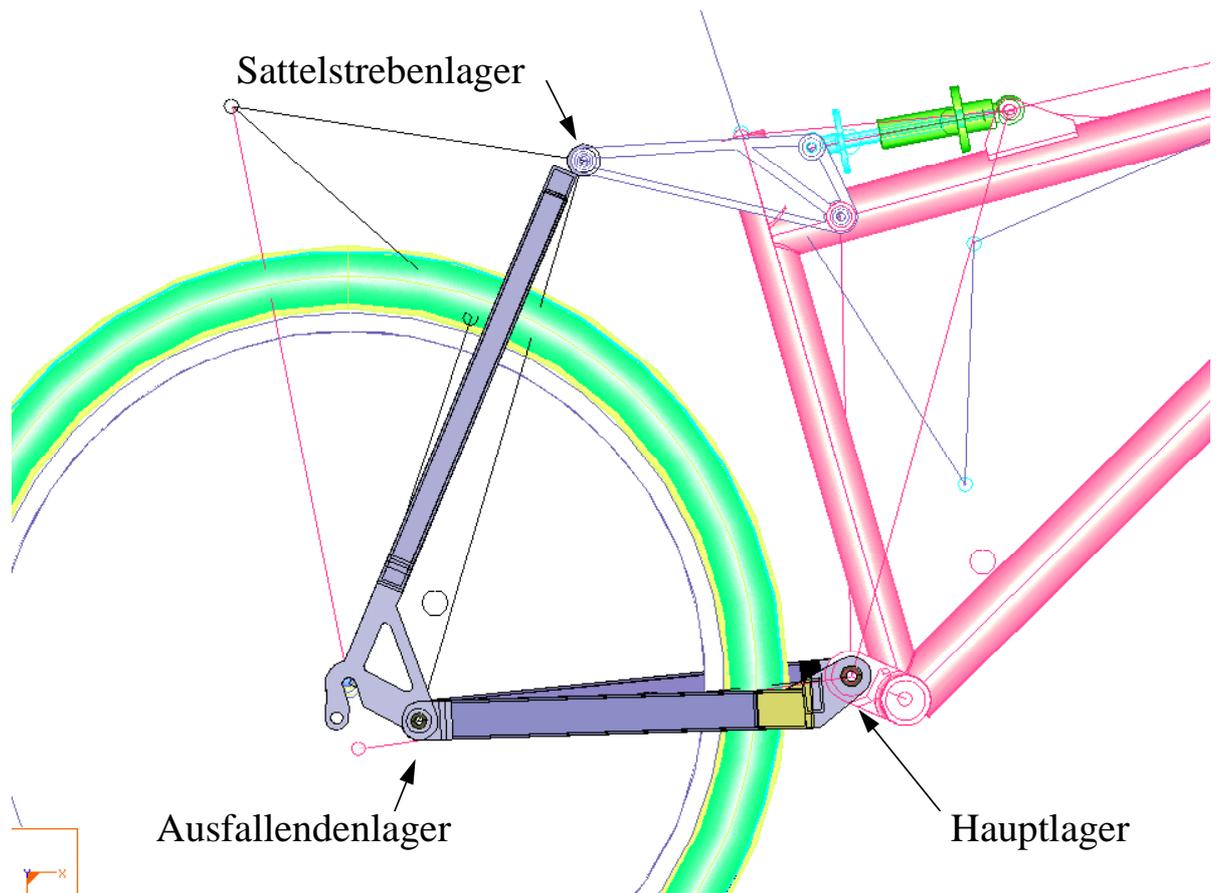


### Das Dreieckslager

Die Maximalbelastung des Dreieckslagers beträgt 5523 N. Die Richtung ist hier bedeutungslos, da lediglich die Flächenpressung der verwendeten Permaglide-Buchsen kontrolliert wird und die Axiallasten vernachlässigbar klein sind. Bei einem Innendurchmesser von 14 mm und einer Breite von 10 mm ergibt sich bei Einbau von zwei Buchsen eine projizierte Fläche von 280 mm<sup>2</sup>. Daraus folgt die spezifische Lagerbelastung von 20 N/mm<sup>2</sup>.

Diese Belastung liegt eher im niedrigen Bereich<sup>1</sup>. Wünschenswert wäre eine höhere Belastung, da sich dadurch wesentlich günstigere Reibungskoeffizienten ergeben. Die Buchse ist in schmalere Ausführung aber nicht erhältlich.

<sup>1</sup> INA-Katalog 704 S.11



### Das Hauptlager der Schwinge

Die Maximalbelastung des Hauptlagers beträgt 760 N. Bei seitlichen Belastungen des Rades wird sich diese aber noch erheblich erhöhen.

Die statische Tragzahl der verwendeten INA-Rillenkugellager 61903 beträgt  $2220 \text{ N}^1$ . Bei der Verwendung von zwei Rillenkugellagern kann dies als ausreichend angenommen werden. Die Lager haben sich zudem in der Fahrpraxis und in Tests verschiedener Fachzeitschriften bewährt.

### Das Ausfallendenlager

Die Maximalbelastung des Ausfallendenlagers beträgt 760 N. Durch seitliche Belastungen wird sich diese noch erhöhen, wenn auch nicht in dem Maße, wie dies beim Hauptlager der Fall ist.

Die statische Tragzahl der verwendeten INA-Rillenkugellager 63800 beträgt  $840 \text{ N}^2$ . Die Lagerung besteht aus zwei Rillenkugellagern, so daß eine annehmbare Lebensdauer zu erwarten ist. Diese Lagerung hat sich in der Praxis bewährt.

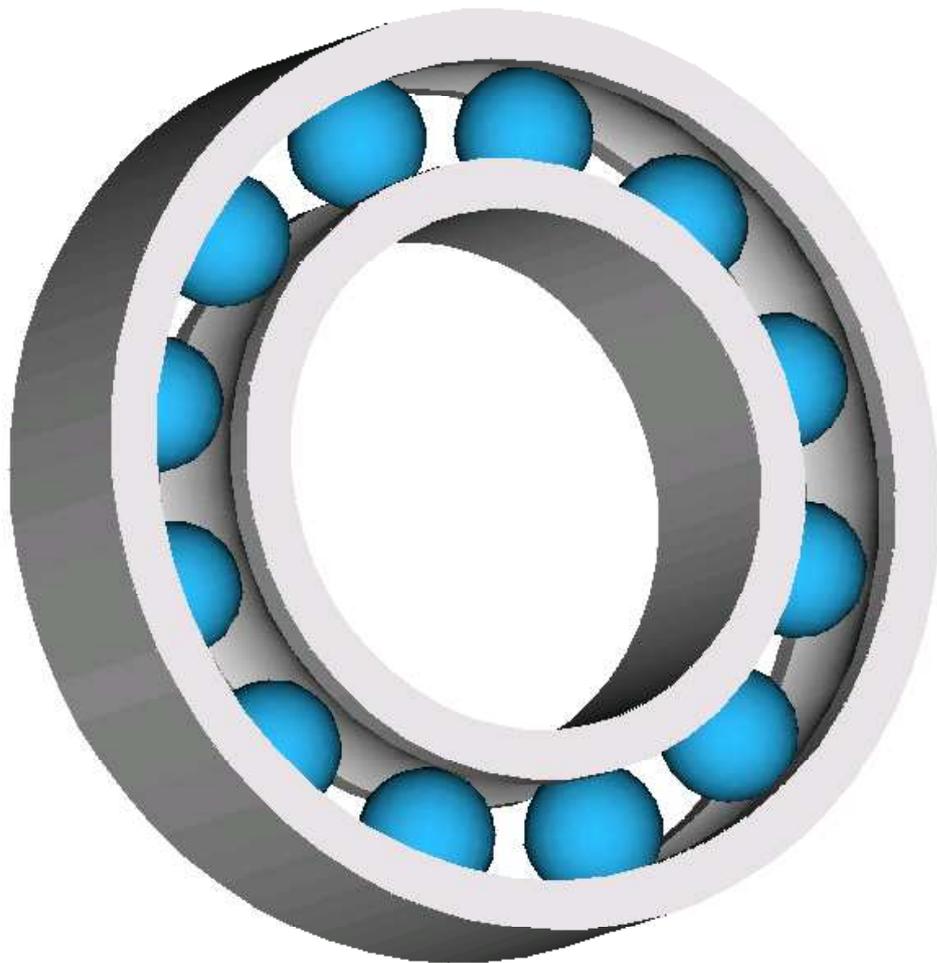
<sup>1</sup> INA-Katalog 511 S. 115

<sup>2</sup> INA-Katalog 511 S. 114

### Das Sattelstrebenlager

Die Maximalbelastung des Sattelstrebenlagers beträgt 1900 N. Stark erhöhte Kräfte durch seitliche Belastungen des Rades sind nicht zu erwarten, da diese größtenteils von der Schwinge aufgenommen werden.

Die statische Tragzahl der verwendeten INA-Kugellager 3800 beträgt  $1400 \text{ N}^1$ . Da auch hier wieder zwei Lager zum Einsatz kommen, sollte sich auch diese Lagerung bewähren, obwohl noch keine Praxiserfahrungen vorliegen.



---

<sup>1</sup> INA-Katalog 511 S. 134

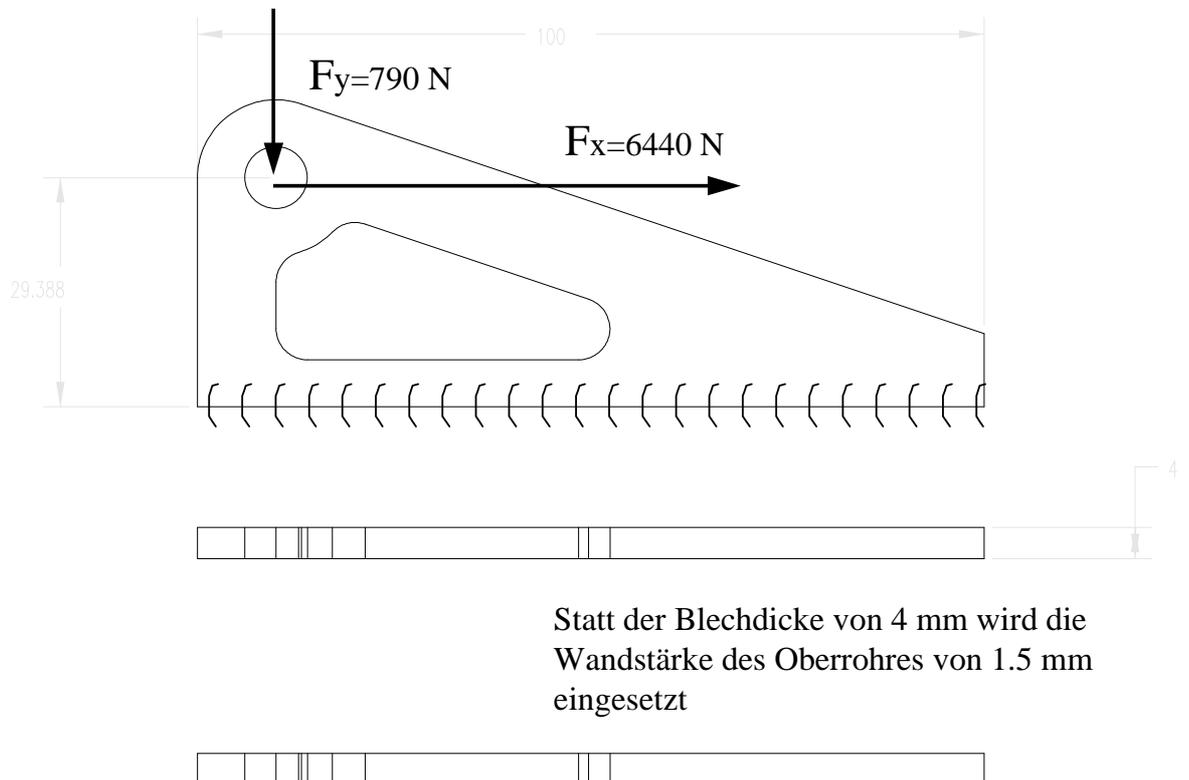
## 5. Die strukturelle Auslegung

### 5.1 Die Auslegung der Dämpferaufnahme

Die Dämpferaufnahme besteht aus zwei auf den Rahmen aufgeschweißten, dreieckigen Leichtmetallblechen von 4 mm Stärke. Die Bleche werde jeweils einseitig verschweißt. Das Oberrohr besitzt eine Wandstärke von 1,5 mm.

Die Auslegung erfolgt durch Berechnung der Schweißnähte. Obwohl die Krafteinleitung in das Oberrohr günstiger ist, wird zur Sicherheit eine Schweißnahtdicke  $a=1,5$  mm für die Berechnung angenommen.

Als Belastung wird die in der Durchschlaganalyse ermittelte Maximalbelastung angesetzt. Diese beträgt 6490 N. Daraus ergibt sich wie in Kapitel 4.3 beschrieben die Kraft  $F_x=6440$  N und die Kraft  $F_y=790$  N.



Kräfte	$F := 6500 \text{ N}$
	$F_x := 6440 \text{ N}$
	$F_y := 790 \text{ N}$
Schweißnahtlänge nach Abzug der Endkrater	$L := 97 \text{ mm}$
gesamte Breite der beiden Schweißnähte	$B := 3 \text{ mm}$
Abstand der angreifenden Kraft $F_x$	$H := 29.4 \text{ mm}$
Fläche des Schweißnahtquerschnittes	$A := B \cdot L$
	$A = 291 \text{ mm}^2$
Schubspannungen aus $F_x$	$\tau := \frac{F_x}{A}$
	$\tau = 22.131 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$
Druckspannungen aus $F_y$	$\sigma_d := \frac{F_y}{A}$
	$\sigma_d = 2.715 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Biegespannungen aus  $F_x$

Biegemoment  $M$        $M := F_x \cdot H$        $M = 1.893 \cdot 10^5 \text{ N} \cdot \text{mm}$

Flächenträgheitsmoment des

Schweißnahtquerschnittes

$$I := \frac{B \cdot L^3}{12}$$
$$I = 2.282 \cdot 10^5 \text{ mm}^4$$

Widerstandsmoment des Schweißnahtquerschnittes

bei Randfaserabstand  $e := 48.5 \text{ mm}$

$$W := \frac{I}{e}$$
$$W = 4.705 \cdot 10^3 \text{ mm}^3$$

Biegespannungen aus  $F_x$

$$\sigma_b := \frac{M}{W}$$
$$\sigma_b = 40.246 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Gesamtspannung aus Druckspannung und Biegespannung

$$\sigma_{ges} := \sigma_b + \sigma_d$$

$$\sigma_{ges} = 42.96 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Vergleichsspannung (Normalspannungshypothese)

$$\sigma_{vv} := \frac{\sigma_{ges}}{2} + 0.5 \cdot \sqrt{\sigma_{ges}^2 + 4 \cdot \tau^2}$$

$$\sigma_{vv} = 52.321 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Die zulässige Spannung

Leider sind in der Literatur Werte für zulässige Spannungen an dynamisch beanspruchten Schweißkonstruktionen aus Aluminium im Maschinenbau kaum zu finden. Dies gilt besonders für die verwendete Aluminiumlegierung AlZn4,5Mg1 F36.

Allerdings gibt die Deutsche Bundesbahn in der Drucksachen-Verordnung DV 952 [D4] zulässige Spannungen für geschweißte Fahrzeuge, Maschinen und Geräte aus Aluminiumlegierungen in Abhängigkeit vom Spannungsverhältnis  $s$  an<sup>1</sup>.

Die Belastung ist als rein schwellend anzunehmen, daraus folgt das Spannungsverhältnis  $s = 0$ .

Bei einem geschweißten Grundwerkstoff AlZn4,5Mg1 F36 mit unbearbeiteter Schweißnaht und Spannungsverhältnis  $s = 0$  ist die zulässige Spannung mit 49 N/mm<sup>2</sup> angegeben<sup>2</sup>. Damit liegt die vorhandene Vergleichsspannung mit 52,3 N/mm<sup>2</sup> über der zulässigen Spannung.

Da die Schweißnahtdicke mit  $a = 1,5$  mm sehr gering angenommen wurde und die Lebensdauererwartungen der Deutschen Bundesbahn sicherlich über denen eines hochbeanspruchten Sportgerätes liegen, ist die geringfügige Überschreitung der zulässigen Spannung nicht problematisch. Zudem sind ausgeführte Konstruktionen vergleichbarer Belastung oft wesentlich sparsamer dimensioniert, so daß ein Versagen nicht zu erwarten ist.

<sup>1</sup> J. Ruge, Handbuch der Schweißtechnik, Bd. 4, S.356, Springer-Verlag Berlin

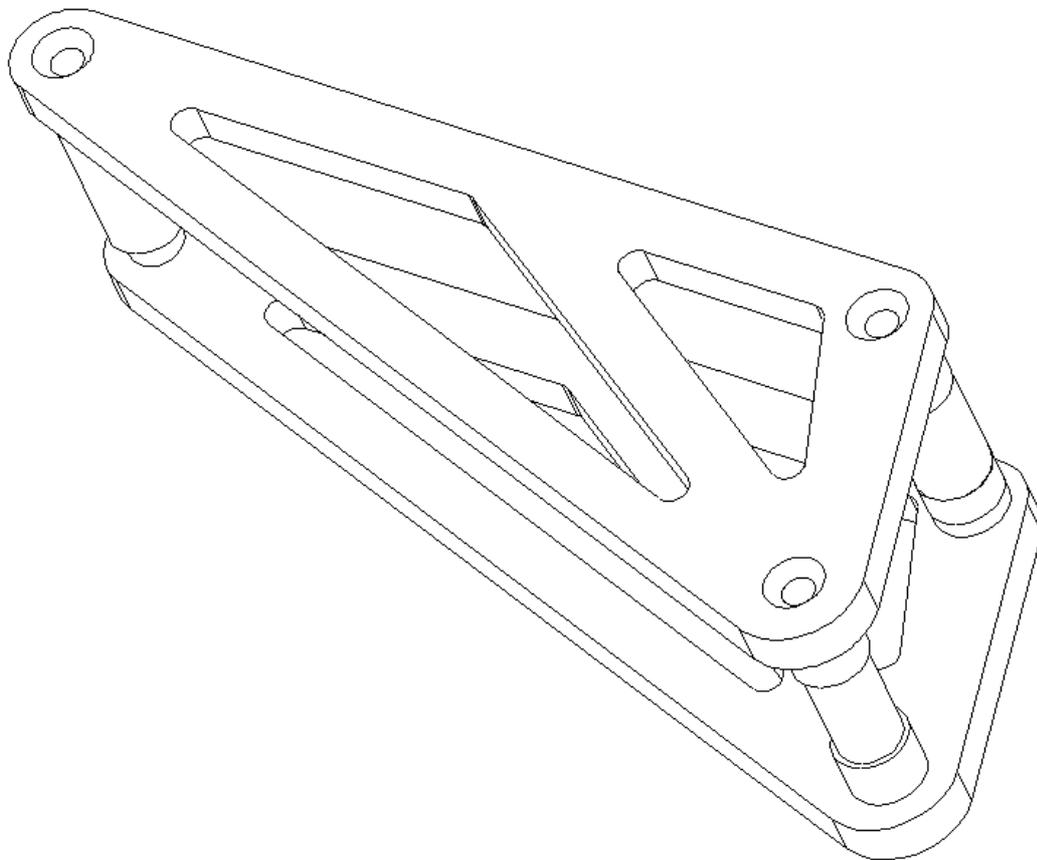
<sup>2</sup> J. Ruge, Handbuch der Schweißtechnik, Bd. 4, S.359, Springer-Verlag Berlin

### 5.2 Die Auslegung des Umlenkhebels durch eine FEM-Analyse

Der Umlenkhebel bietet sich als hochbeanspruchtes und überschaubares Bauteil für eine Auslegung durch eine FEM-Analyse an.

Er besteht aus zwei dreieckigen Leichtmetallblechen von 8 mm Stärke, die durch drei Achsen miteinander verbunden sind. Die Verbindung der Bleche mit den Achsen erfolgt wie bei ausgeführten Konstruktionen üblich durch Schrauben.

Aufgrund der hohen Beanspruchung werden die Bleche und Achsen aus der hochfesten Aluminiumlegierung AlZnMgCu 1,5 F53 gefertigt.



### 5.3 Das Programm Pro/MECHANICA STRUCTURE

Das Programm Pro/MECHANICA STRUCTURE bietet alle Möglichkeiten einer modernen FEM-Software. Die volle Einbindung in die Systemsoftware Pro/ENGINEER erlaubt ein direktes Bearbeiten von in dieser erstellten Bauteilen. Dadurch ist eine neue Geometrieerzeugung nicht notwendig und die Übereinstimmung der Modelle garantiert.

Pro/MECHANICA STRUCTURE bietet als besondere Vorzüge drei automatisierte Funktionen:

1. Der Netzgenerator AUTO-GEM erstellt bei vorhandener Geometrie selbständig das Elementnetz. Bei Solid-Modellen kann AUTO-GEM Tetra- und Wedgeelemente erzeugen. Für spezielle Anwendungen werden vorher manuell erzeugte Elemente in das Netz einbezogen. Natürlich kann die Erstellung des Elementnetzes auch komplett manuell erfolgen.
2. Die Konvergenzkontrolle begrenzt den Fehler auf einen einzustellenden Prozentwert. Nach einem ersten Rechengang erfolgt für jedes einzelne Element eine Kontrolle. Bei nichtkonvergieren des Elementes wird der Polynomgrad bis zum Grad 9 erhöht. Danach folgt ein zweiter Rechengang. Durch die Abfrage jedes einzelnen Elementes ist eine bereichsweise oder komplette Netzverfeinerung mit Ihrem erhöhten Bedarf an Rechenleistung nicht nötig.
3. Durch die Optimierung kann die strukturelle Auslegung eines Bauteils erfolgen. Nach Vorgabe von Optimierungszielen (z.B. Spannungen, Gewicht) erfolgt die Veränderung vorgegebener Parameter (z.B. Wandstärke), bis die Ziele erreicht sind. Natürlich kann dies nur in dem Maße erfolgen, als es durch Veränderung der Parameter möglich ist.

Der große Vorteil dieser automatisierten Funktionen liegt in der einfachen Anwendung. Dadurch kann auch der nicht auf FEM-Berechnungen spezialisierte Ingenieur in einem frühen Stadium der Konstruktion mögliche Problembereiche erkennen und verändern. So werden aufwendige Korrekturen des fertig durchkonstruierten Bauteils vermieden. Sie ersetzen aber bei speziellen Anwendungsfällen eine manuelle Bearbeitung des Elementnetzes nicht. Die Vorteile der Konvergenzprüfung und des Optimierers kommen aber auch in diesen Fällen zum Tragen.

#### 5.4 Die Anwendung auf die vorhandene Geometrie

Für die Bearbeitung des FEM-Modells wurde auf die bereits in Pro/ENGINEER erstellte Geometrie zurückgegriffen. Da der Umlenkhebel als Baugruppe erzeugt wurde, also aus mehreren Teilen besteht, ist die Analyse nicht problemlos durchzuführen.

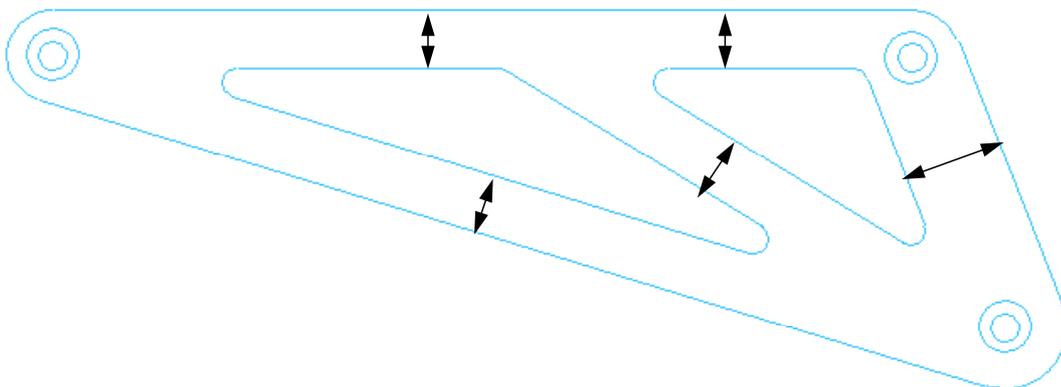
Um das Modell zu vereinfachen, werden die beiden Dreiecksplatten und die drei Achsen zu einem einzigen Bauteil verschmolzen. Die Schrauben werden entfernt, da eine Simulation sehr kompliziert ist und ihre Entfernung durch die größeren Verformungen eher für ein schlechteres Ergebnis sorgt. Deshalb wird durch ihren Wegfall das Ergebnis nicht ganz korrekt, liegt aber auf der sicheren Seite.

Durch das Verschmelzen der Leichtmetallbauteile können an den scharfkantigen Verbindungsstellen der Achsen mit den Platten Spannungsspitzen auftreten, die so in der Realität nicht vorhanden sind. Diese Übergangsstellen haben sich aber bei vergleichbaren Konstruktionen nicht als problematisch herausgestellt.

Die Achsen sind nicht Gegenstand der Optimierung. Ihre wesentlichen Durchmesser liegen durch die Lagerungen fest und haben sich bei vergleichbaren Konstruktionen bewährt. Die am höchsten belastete Achse, die das Federelement mit dem Umlenkhebel verbindet, ist zudem durch den Hersteller vorgegeben. Die Achsenabstände wurden durch die Auslegung der Hinterradfederung festgelegt und sind einzuhalten. Gegenstand der Auslegung sind die Stegdicken der Dreiecksplatten, die durch die Maße der Ausfräsungen entstehen. Die Ausfräsungen werden zur Gewichtsersparnis eingebracht. Die Möglichkeiten der Optimierung sind aber durch die Konstruktion der Dreiecksplatten begrenzt. Wie jedes nicht zugekaufte Bauteil des Fahrrades sollte eine handwerkliche Herstellung ohne die Nutzung von computergesteuerten Maschinen möglich sein, um für den Bau des Rades als Einzelstück Aufwand und Kosten zu begrenzen. Die recht einfach gehaltene Geometrie gerader, paralleler Kanten läßt mit der Verwendung anderer Herstellungsmethoden sicherlich Möglichkeiten der Verbesserung offen.

Die folgende Abbildung zeigt eine Dreiecksplatte mit den zu variierenden Maßen:

Die Doppelpfeile geben die variablen Maße an





### 5.5 Ergebnisse

Bei der Darstellung der vorhandenen Spannungen fällt die hohe Beanspruchung der Achse, die der Verbindung des Federbeins mit dem Umlenkhebel dient, auf. An den Kanten der belasteten Flächen tritt mit  $357 \text{ N/mm}^2$  die höchste Spannung des gesamten Bauteils auf. Bei dem verwendeten Werkstoff AlZnMgCu 1,5 F53 liegt die  $R_{p0,2}$ -Grenze bei  $450 \text{ N/mm}^2$ . Für eine dynamische Beanspruchung erscheint der Wert der vorhandenen Spannungen als zu hoch. Aus der Praxis ist jedoch kein einziger Ausfall dieses Bauteils bekannt. Die Spannungsspitzen dürften zudem durch die wenn auch geringe Verformbarkeit der verwendeten beschichteten Lagerbuchsen teilweise abgebaut werden. Auch die in der Analyse nicht berücksichtigten Schrauben tragen zu einer Verminderung der Spannungen bei.

Wie zu erwarten, treten auch an den scharfkantigen Verbindungsstellen der Achsen mit den Platten Spannungsspitzen auf. Da der Umlenkhebel in der Realität aus mehreren Bauteilen besteht, ist daraus kein Nachteil zu erwarten. Bei diesen Verbindungen handelt es sich um eine in der Praxis übliche Konstruktion, die bisher nicht negativ aufgefallen ist.

Auffällig ist die ungleich höhere Belastung der oberen Stege im Verhältnis zu dem unteren und dem diagonalen Verbindungssteg. Die letzteren sind mit ihrer maximalen Spannung von  $50$  bzw.  $80 \text{ N/mm}^2$  sicherlich überdimensioniert.

Stress Von Mises (Maximum)

Avg. Max +3.5681E+02

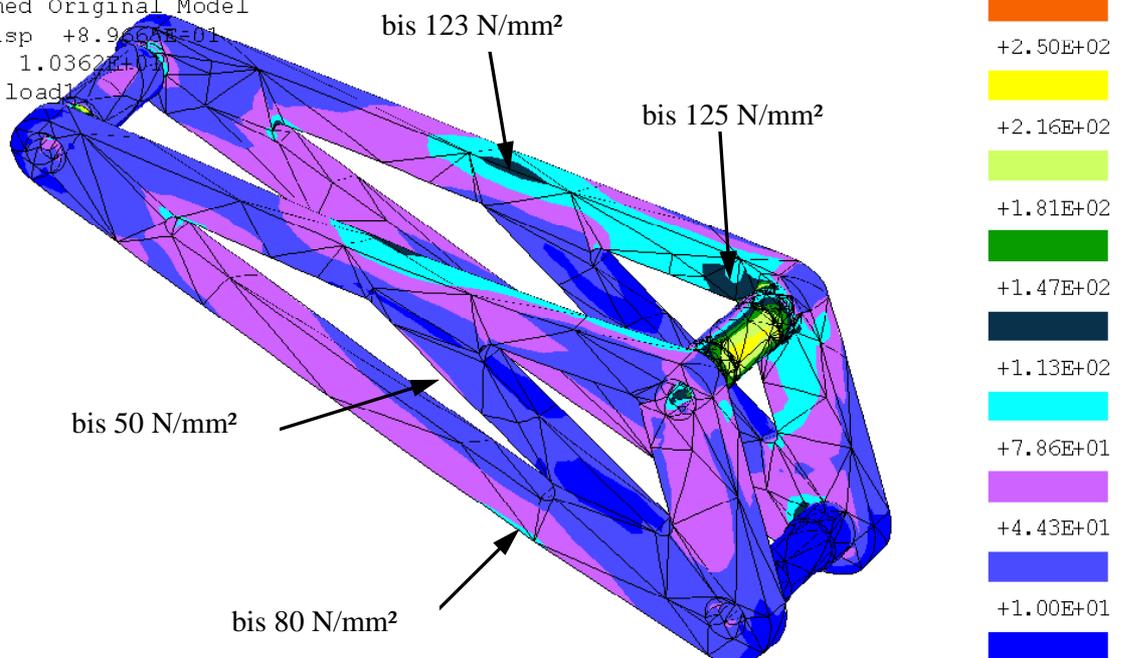
Avg. Min +8.3052E-03

Deformed Original Model

Max Disp +8.9556E-01

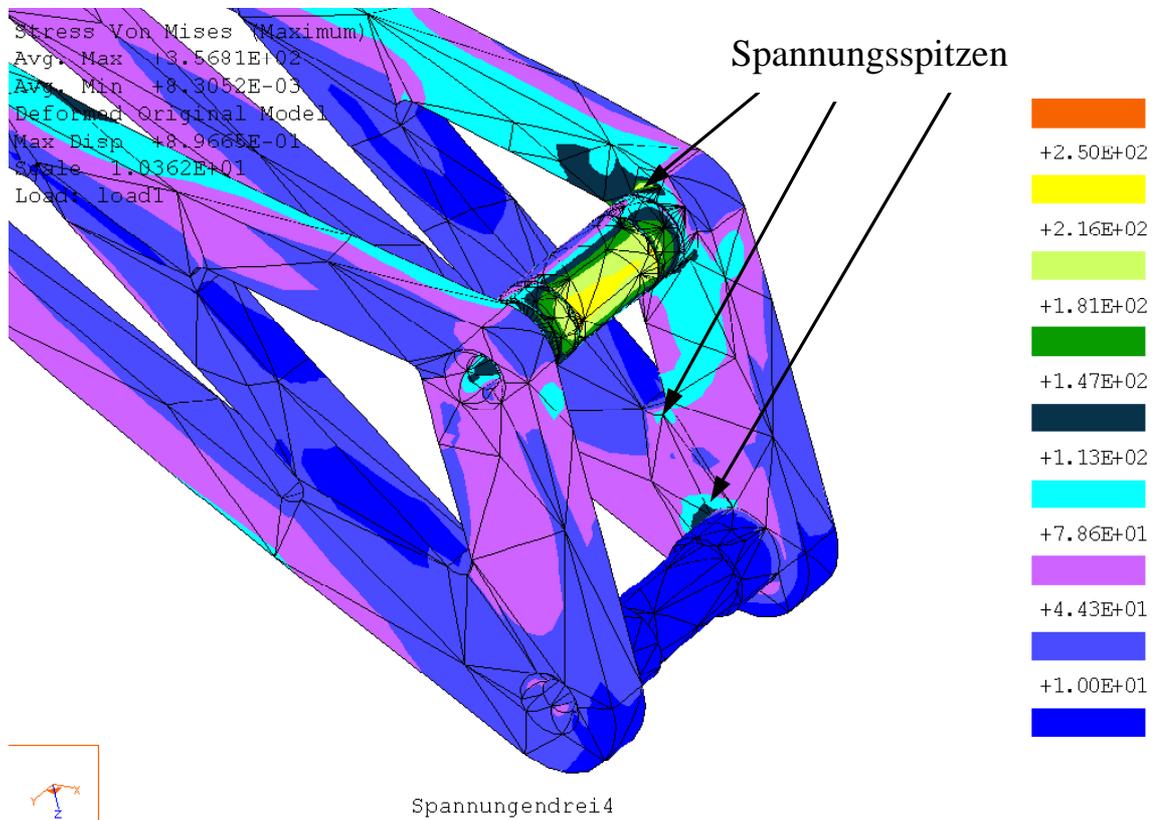
Scale 1.0362E+01

Load: load1



Spannungsdrei4

Die Grafik zeigt die Spannungsspitzen der Verbindungen der Achsen mit einer Platte genauer. Auch sind Spannungen an den Radien der Ausfräsungen zu erkennen, deren Spitzenwerte bei  $140 \text{ N/mm}^2$  liegen. Dieser Wert ist aber nicht beunruhigend (siehe unten). Deutlich ist die hohe Beanspruchung der oberen Achse.



Bei der Beurteilung der vorhandenen Spannungen ist die Konstruktion des Umlenkhebels als Baugruppe zu berücksichtigen.

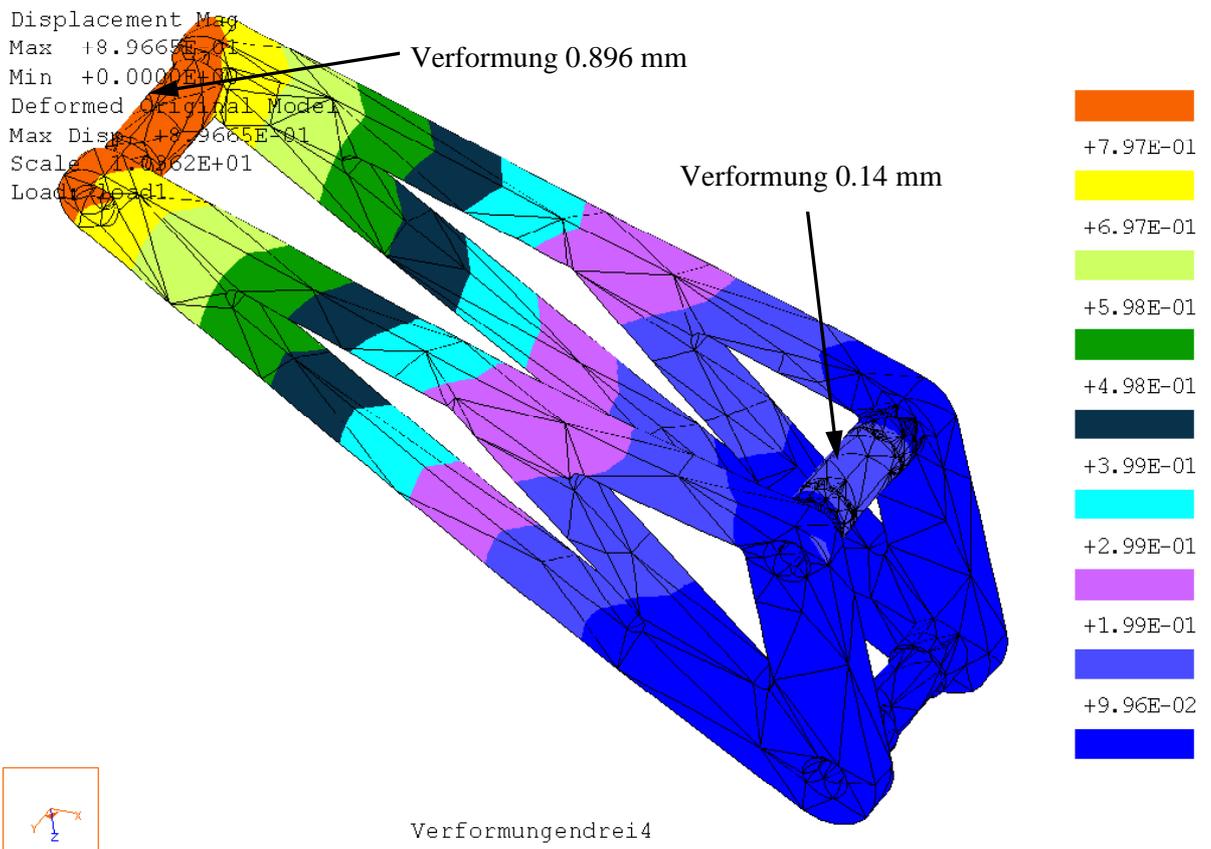
Die am höchsten beanspruchte Achse ist vom Hersteller vorgegeben und hat sich in der Praxis bewährt. Die beiden anderen Achsen sind unkritisch. Bei allen Achsen ist zu berücksichtigen, daß durch die Schrauben eine zusätzliche Aussteifung erfolgt, so daß die Spannungen geringer als in der Analyse sein werden.

Die Leichtmetallbleche zeigen recht unterschiedliche Spannungsverteilungen, so daß eine Modifikation angebracht ist. Erschwert wird die Dimensionierung durch die für dynamisch beanspruchte Leichtmetalle im Maschinenbau kaum vorhandenen Werte für zulässige Spannungen. Werte für die verwendete Legierung liegen nicht vor. Allerdings ist für die Aluminiumlegierung AlZnMg 1 F36 ein Wert für die Dauerfestigkeit bei schweller Belastung angegeben: Für Zug-Druck liegt er bei  $180 \text{ N/mm}^2$ , für Biegung bei  $200 \text{ N/mm}^2$ <sup>1</sup>. Diese Werte können sicherlich als Richtlinie gelten. Damit sind die unteren Stege und die Verbindungsstege mit ihren vorhandenen Spannungen von  $80$  bzw.  $50 \text{ N/mm}^2$  überdimensioniert und können in ihren Abmessungen verringert werden.

<sup>1</sup> Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 17. Auflage, S. E 108, Springer-Verlag Berlin

Die Grafik der Verformungen zeigt die mit 0,14 mm starke Durchbiegung der höchstbeanspruchten Achse, die in der Praxis durch die Verschraubungen aber vermindert wird. Zudem ist der Wert nur in Verbindung mit den Verformungen der Bleche zu beurteilen, eine Verschiebung der Bleche sorgt automatisch für eine Verschiebung der Achse, die in die Verformungen eingerechnet wird. Um die Verformungen zu vermindern, sollte der vordere Bereich der oberen Stege aber verstärkt werden.

Die höchste Verformung tritt an der Achse des Sattelstrebentragers auf und wird durch die Durchbiegung des gesamten Bauteils hervorgerufen. Sie beträgt fast 0,9 mm. Dieser Wert erscheint hoch, wird aber durch die Gesamtlänge des Bauteils von über 200 mm relativiert. Diese Verformung ist zudem für die Funktion des Bauteils ohne Bedeutung. Auch sind die vorhandenen Spannungen unkritisch.



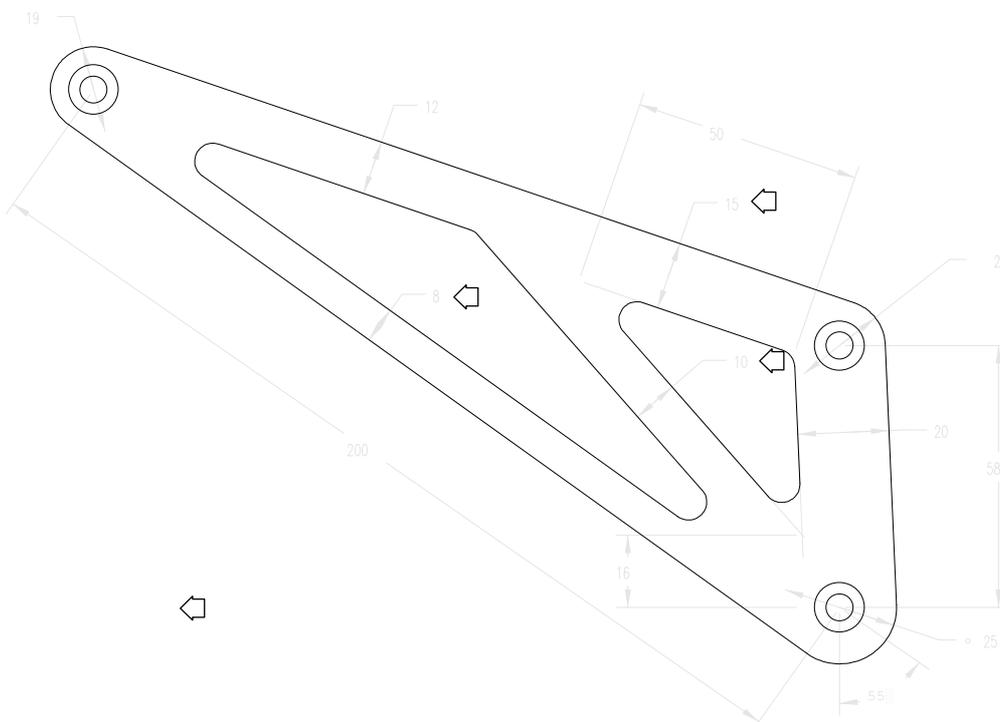
### 5.6 Die Optimierung des Bauteils

Die Zeichnung zeigt die modifizierte Geometrie einer Dreiecksplatte, die nach Analyse der vorhandenen Spannungen und Verformungen des ursprünglichen Bauteils neu festgelegt wurde.

Folgende Änderungen wurden vorgenommen:

- Die Breite des unteren Steges wurde von 12 mm auf 8 mm reduziert, da die vorhandene Maximalspannung mit  $80 \text{ N/mm}^2$  recht gering war und das Potential des hochbelastbaren Werkstoffes nicht ausnutzte.
- Die Breite des Verbindungssteges wurde von 12 mm auf 10 mm reduziert. Die vorhandenen Spannungen lagen bei maximal  $50 \text{ N/mm}^2$ . Von einer weiteren Reduzierung der Breite wurde abgesehen, da sich dadurch die Spannungen im mittleren Bereich der oberen Stege stark erhöhen.
- Die Breite des vorderen oberen Steges wurde von 12 mm auf 15 mm erhöht, um durch Versteifung der Platten in diesem Bereich die Durchbiegung der höchstbelasteten Achse zu mindern.
- Da sich durch die Verminderung der Stegbreiten in den Eckenradien die Spannungsspitzen erhöhen werden, wurden die Eckradien der Ausfräsungen von 3 mm auf 4 mm vergrößert.

Die modifizierten Maße sind durch Pfeile gekennzeichnet:



### 5.7 Ergebnisse

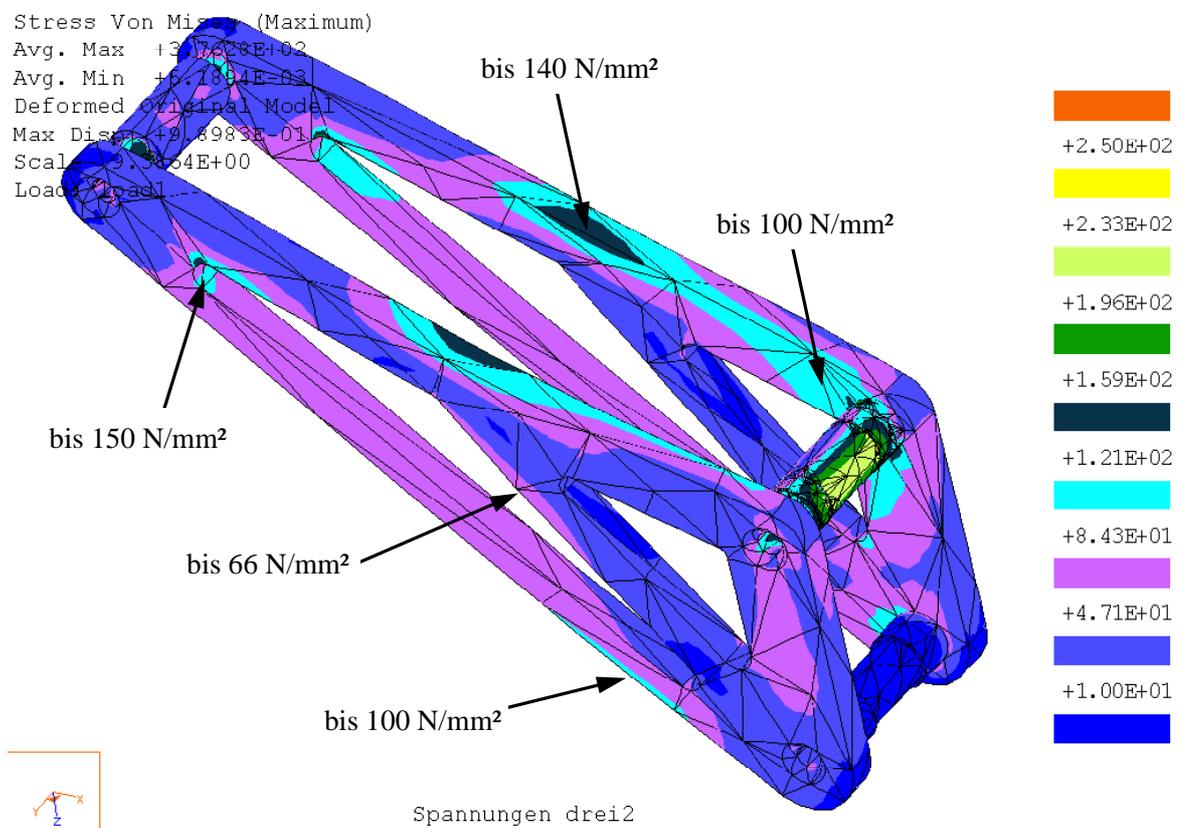
Die Grafik der Spannungen zeigt das Bauteil mit der veränderten Geometrie.

Die Spannungen haben sich bis auf den vorderen, verstärkten Bereich durchgehend erhöht. Im einzelnen sind folgende Veränderungen eingetreten:

Durch die verminderte Breite des Verbindungssteiges haben sich in diesem die maximalen Spannungen von 50 N/mm<sup>2</sup> auf 66 N/mm<sup>2</sup> erhöht, was immer noch sehr gering ist. Gleichzeitig stiegen durch diese Maßnahme aber die Spannungen im mittleren Bereich der oberen Stege von 123 N/mm<sup>2</sup> auf 140 N/mm<sup>2</sup>. Das ist sicherlich kein bedrohlicher Wert, jedoch sollte von einer weiteren Reduzierung der Stegbreite abgesehen werden, um das Ausknicken der oberen Stege gering zu halten.

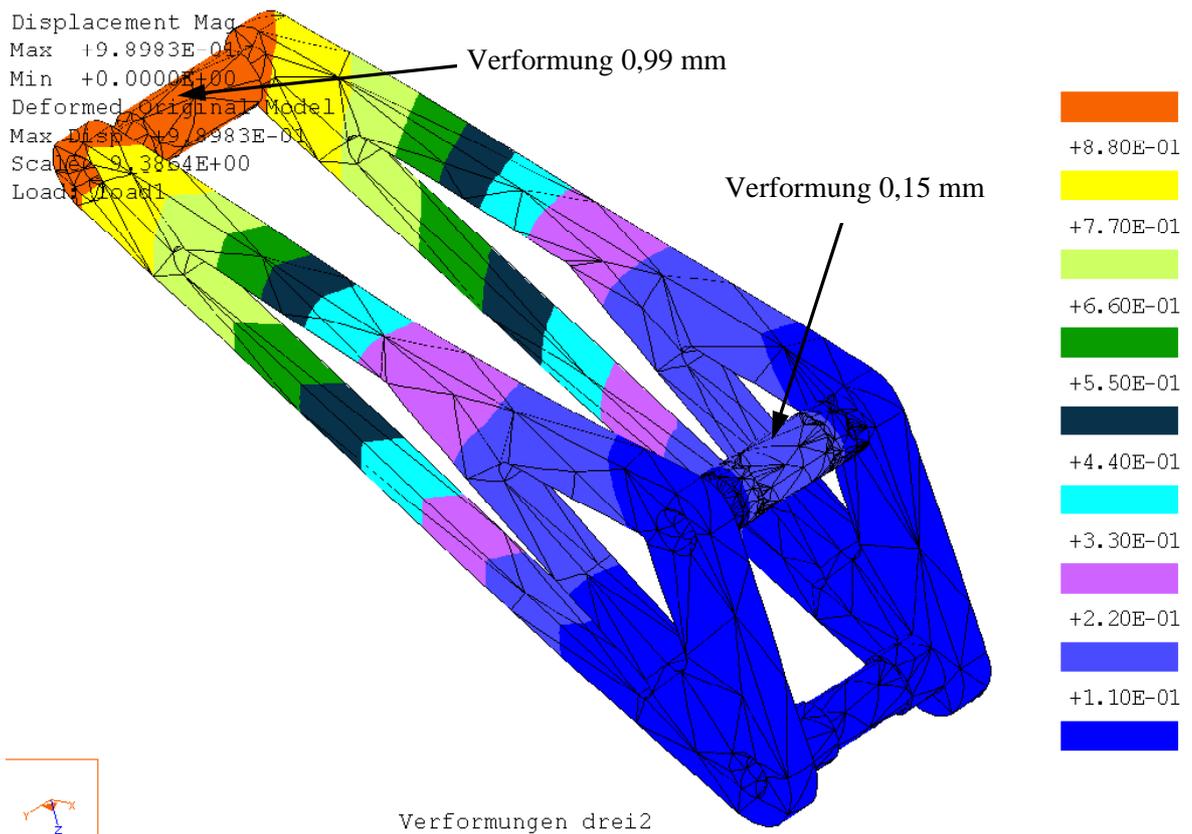
Die Verstärkung des vorderen oberen Steges führt zur Verminderung der maximalen Spannungen von 125 N/mm<sup>2</sup> auf 100 N/mm<sup>2</sup>. Auch wird die gesamte Spannung der höchstbelasteten Achse vermindert, der Spitzenwert an den Kanten der belasteten Flächen ist jedoch konstant geblieben.

Die Verringerung der Breite des unteren Steges führt zu einer Erhöhung der maximalen Spannungen von 80 N/mm<sup>2</sup> auf 100 N/mm<sup>2</sup>. Gleichzeitig steigt dadurch die Spitzenspannung im höchstbelasteten Eckenradius von 140 N/mm<sup>2</sup> auf 150 N/mm<sup>2</sup>, obwohl der Radius von 3 mm auf 4 mm vergrößert wurde. Der Wert liegt aber im zulässigen Bereich, so daß keine Probleme zu erwarten sind.



Die Grafik der Verformungen zeigt eine generelle Erhöhung. Der Maximalwert am Sattelstrebenlager stieg von 0,89 mm auf 0,99 mm an, was bei den vorhandenen Spannungen aber unproblematisch ist, da keine Beeinträchtigung der Bauteilfunktion erfolgt.

Auch die Verformung der vorderen Achse hat sich vergrößert. Da sich deren Spannungen aber allgemein verringert haben (siehe oben), ist die Erhöhung eher einer stärkeren Verschiebung der Platten zuzuordnen. Andernfalls müßten sich auch die Spannungen erhöhen.



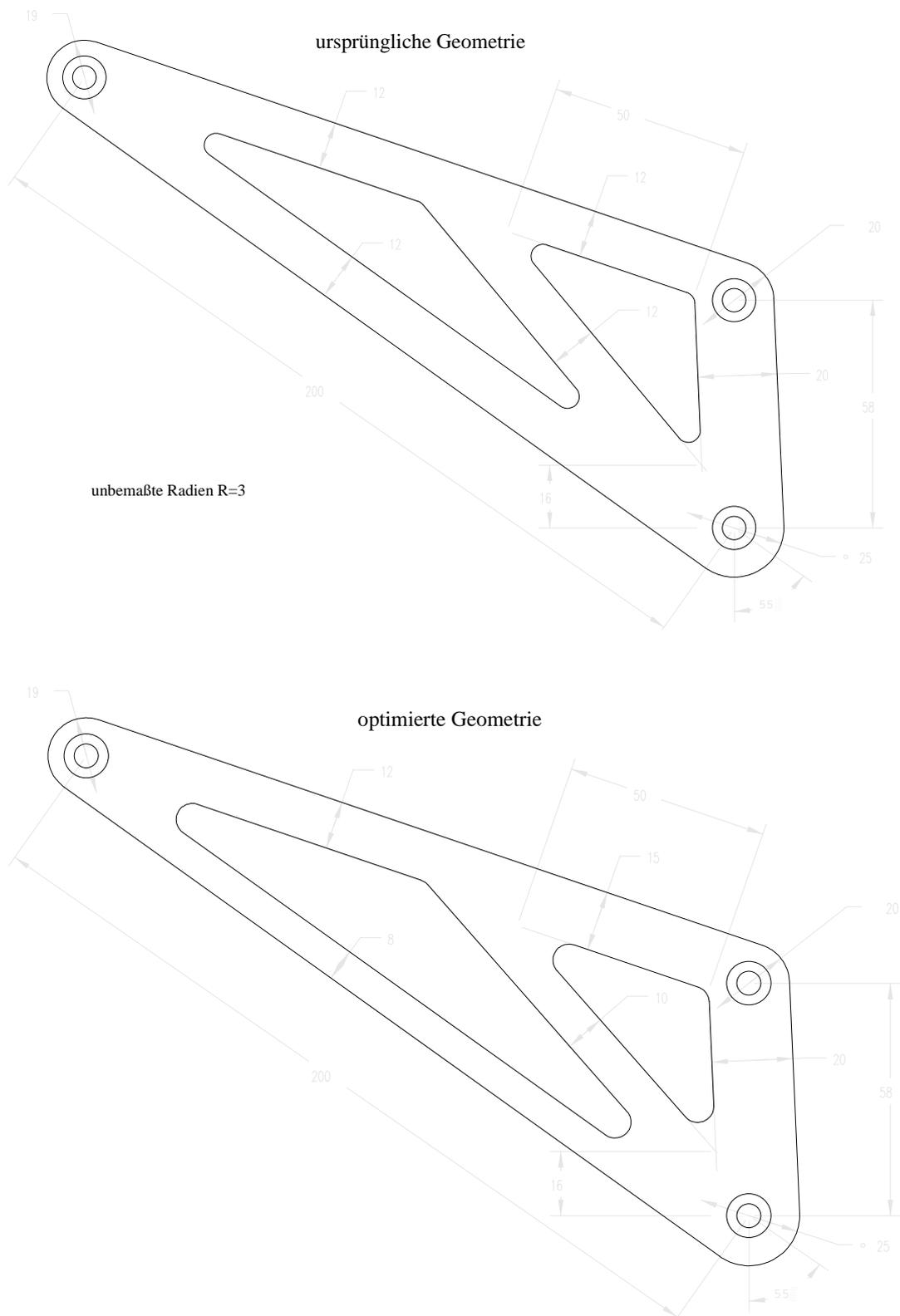
Die Ergebnisse der Optimierung zeigen deutlich, daß die Geometrie der Dreiecksplatten erheblich verbessert werden könnte. Das würde aber eine Veränderung der Herstellungsmethode erfordern.

Die für eine manuelle Herstellung erforderlichen geraden Kanten lassen nur recht geringe Verfeinerungen zu. Spannungsspitzen an einer Stelle eines Steges sind für die Auslegung maßgebend, während dieser an anderer Stelle überdimensioniert ist. Die Verwendung von Spline - Geometrien ließe noch erhebliche Verbesserungen offen. Nötig dazu wäre allerdings eine computergesteuerte Herstellung, auf die aber aus Gründen des Aufwandes und der Kosten bei dem als Einzelstück gebauten Rad verzichtet werden mußte.

Durch die Optimierung konnte jedoch eine Gewichtsersparnis von immerhin 42 Gramm erzielt werden. Dieser Wert ist natürlich recht gering. Bei einem hochdynamisch bewegten Sportgerät, das durch Muskelkraft angetrieben wird, ist jedoch jede Verminderung des Gewichtes wichtig, sofern dadurch keine Nachteile zu erwarten sind. Zudem geht das Gewicht dieses Bauteils in die ungedeckelten Massen der Hinterradfederung ein. Durch eine Verringerung wird deren Funktion verbessert.

**5.8 Darstellung des ursprünglichen und des optimierten Bauteils**

Nachfolgend ist die ursprüngliche Geometrie der Dreiecksplatten der der optimierten gegenübergestellt:



## 6. Darstellung des computergenerierten Mountainbikes

Dargestellt ist das gesamte Mountainbikes, wie es in Pro/ENGINEER erzeugt wurde. Es fehlen allerdings einige Komponenten wie das Tretlager und die Schaltung. Um einen realen Eindruck zu vermitteln, wurden jedoch augenfällige Teile wie die Räder und der Lenker der Baugruppe hinzugefügt. Das Rad ist als gerendertes Modell vor einem Hintergrund aus weißem Granit zu sehen.



## **7. Schlußwort**

Mit der in dieser Arbeit dargestellten Konstruktion liegt ein voll praxistaugliches Mountainbike vor. Die grundsätzliche Auslegung des Rades ist natürlich eine subjektive Entscheidung, wie die vielen anderen bestehenden Konstruktionen zeigen. Allerdings mangelt es vielen bestehenden Mountainbikes an oberflächlich unwichtigen Merkmalen wie die Möglichkeit der Anbringung von mehr als einem Flaschenhalter, gut abgedichteten Lagerungen und der schmutzunanfälligen Positionierung des Federbeins. Diese Merkmale sind aber bei häufiger Benutzung für den Benutzer äußerst wichtig.

Ein großer Vorteil ist die Simulation der Fahreigenschaften, die den Hersteller vom Bau mehrerer Prototypen, die dann subjektiv getestet werden, entlastet. Es wird sich jedoch erst nach dem Vergleich des gebauten Rades mit der Simulation zeigen, ob diese so bestehen bleiben kann oder modifiziert werden muß. Die modifizierte Simulation wäre dann aber ein sehr hilfreiches Instrument der Entwicklung. Diese Maßnahmen würden aber den Rahmen der Diplomarbeit sprengen, so daß an dieser Stelle darauf verzichtet werden muß.

## 8. Anhang

### 8.1 Datenblätter

Das Datenblatt für die Feder D-308 der Firma GUTEKUNST+CO, Metzingen, Lagerkatalog 1993

Die verwendete Feder ist durch einen Pfeil gekennzeichnet.

Bestellnummer	d Drahtstärke	D Mittlerer Durchmesser	De Äußerer Durchmesser	Detol +/- Toleranz De	Dd Dorn bis	Dh Hülsenab	statisch										dynamisch				Gewicht per Stück in Gramm	Preis-Gruppe
							Lo ungespannte Länge	Lotol +/- Toleranz Lo	R Federrate N/mm	n Windungen federnd	Ln Kleinste Prüflänge	sn Größter Federweg	Lk Knicklänge	Fn Größte Kraft bei Ln	Fntol +/- Toleranz für Fn	Ldyn Kleinste Länge dynam.	shdyn Größter Hub dynam.	Fndyn Höchstkraft dynam.	Fndtol +/- Toleranz Fn			
D-302	3,20	25,00	28,20	0,35	21,00	29,30	135,00	2,61	5,469	12,50	54,06	80,94	56,15	442,600	20,91	57,89	32,61	421,700	20,60	73,2400	N	
D-302A							135,00	3,69	3,696	18,50	76,94	58,06	0,00	214,500	16,87	82,61	48,27	193,600	16,56	102,5000	O	
D-303							200,00	3,69	3,696	18,50	76,94	123,06	160,90	454,700	20,48	82,61	48,27	433,800	20,16	103,6000	O	
D-303A							200,00	4,42	3,039	22,50	92,19	107,81	160,90	327,500	18,34	99,09	58,71	306,600	18,02	123,1000	P	
D-303A-10	24,00	27,20	0,35	20,00	28,40	32,00	0,74	30,910	2,50	15,88	16,12	0,00	498,200	30,22	16,62	6,02	475,300	29,87	21,7400	L		
D-303B	20,00	23,20	0,35	16,10	24,20	28,00	0,73	38,151	3,50	19,80	8,62	0,00	328,800	32,88	20,27	5,73	294,900	32,37	22,0300	L		
D-304							33,50	0,73	38,151	3,50	19,38	14,12	0,00	538,700	36,03	20,27	5,73	504,700	35,52	22,1300	L	
D-304A							42,00	1,01	24,278	5,50	26,79	15,21	0,00	369,200	30,09	28,19	9,00	335,200	29,58	30,0800	L	
D-305							49,50	1,01	24,278	5,50	26,79	22,71	0,00	551,300	32,82	28,19	9,00	517,300	32,31	30,2200	L	
D-305A							61,00	1,42	15,709	8,50	37,91	23,09	0,00	362,700	27,80	40,07	13,91	328,800	27,30	42,1300	M	
D-306							74,00	1,42	15,709	8,50	37,91	36,09	0,00	566,900	30,87	40,07	13,91	533,000	30,36	42,3600	M	
D-306A							92,00	2,11	9,891	13,50	56,45	35,55	0,00	351,600	26,12	59,88	22,10	317,700	25,61	62,2000	M	
D-307							105,00	1,97	10,682	12,50	52,74	52,26	0,00	558,200	29,43	55,91	20,46	524,400	28,92	58,5300	M	
D-307A							105,00	2,79	7,218	18,50	74,99	30,01	0,00	216,600	23,39	79,69	30,29	182,600	22,88	82,0100	N	
D-308							155,00	2,79	7,218	18,50	74,99	80,01	122,40	577,500	28,80	79,69	30,29	543,500	28,29	82,8400	N	
D-308A							155,00	3,34	5,935	22,50	89,82	65,18	122,40	386,800	25,60	95,53	36,84	352,900	25,09	98,4400	O	
D-308A-01	18,80	22,00	0,35	14,80	22,90	56,00	1,21	21,435	7,50	34,04	21,96	0,00	470,700	32,97	35,86	10,86	431,700	32,38	35,9100	N		
D-308A-02							70,00	1,47	16,923	9,50	41,41	28,59	0,00	483,800	32,07	43,72	15,57	444,700	31,49	43,4900	O	
D-308A-03							82,00	1,72	13,980	11,50	48,79	33,21	0,00	464,200	31,06	51,59	16,66	425,100	30,47	51,0400	O	
D-308A-04							95,00	1,98	11,909	13,50	56,16	38,84	0,00	462,500	30,52	59,44	19,56	423,400	29,93	58,6100	O	
D-308A-05							113,00	2,37	9,743	16,50	67,21	45,79	67,42	446,100	29,74	71,22	23,90	407,000	29,15	69,9300	P	
D-308B	18,00	21,20	0,35	14,00	22,30	120,00	1,78	14,653	12,50	80,27	39,73	83,56	582,100	34,78	80,58	16,41	577,600	34,71	53,2300	O		
D-309	16,00	19,20	0,30	12,10	20,10	27,50	0,60	74,514	3,50	19,14	8,36	0,00	622,900	53,70	19,91	3,61	565,500	52,84	17,7000	L		
D-310							40,00	0,82	47,418	5,50	26,42	13,58	0,00	643,900	48,62	27,63	5,68	586,500	47,76	24,1800	L	
D-310A							54,00	1,27	27,453	9,50	40,98	13,02	0,00	357,400	40,18	43,07	9,81	300,000	39,32	36,9200	L	
D-311							59,00	1,16	30,682	8,50	37,34	21,66	0,00	664,500	45,47	39,21	8,77	607,200	44,61	33,8800	L	
D-312							83,50	1,60	20,864	12,50	51,90	31,60	0,00	659,300	43,31	54,65	12,90	601,900	42,45	46,8000	M	
D-313							120,00	2,27	14,097	18,50	73,74	46,26	92,75	652,100	41,75	77,81	19,10	594,700	40,89	66,1800	N	
D-313A							120,00	2,71	11,591	22,50	88,30	31,70	92,75	367,400	36,94	93,25	23,23	310,000	36,08	78,6800	O	
D-313A-30	15,40	18,60	0,30	11,50	19,40	65,00	1,34	27,856	10,50	44,53	20,47	0,00	570,200	45,76	46,80	9,93	506,900	44,81	38,7600	M		
D-313AA	13,80	17,00	0,30	9,90	17,80	22,00	0,53	116,135	3,50	19,03	2,97	0,00	344,900	66,32	19,74	2,26	262,400	65,09	15,2400	L		
D-313AB							32,00	0,73	73,904	5,50	26,25	5,75	0,00	424,900	60,08	27,38	4,62	341,400	58,83	20,8000	L	
D-313AC							46,00	1,02	47,820	8,50	37,08	8,92	0,00	426,500	55,33	38,82	6,39	343,300	54,08	29,1200	L	



Das Datenblatt für die Permaglide-Buchse der Firma INA, Herzogenaurach

Die verwendete Buchse ist durch einen Pfeil gekennzeichnet.

<b>Maßtabelle</b> · Abmessungen in mm							
Wellen- durch- messer	Kurzzzeichen	Ge- wicht  g	Abmessungen				
			d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	b ±0,25	f <sub>1</sub> <sup>1)</sup>	f <sub>2</sub> <sup>1)</sup>
<b>2</b>	<b>PAP 0203 P10</b>	0,15	2	3,5	3	0,5	0,25
	<b>PAP 0205 P10</b>	0,25	2	3,5	5	0,5	0,25
<b>3</b>	<b>PAP 0303 P10</b>	0,2	3	4,5	3	0,5	0,25
	<b>PAP 0304 P10</b>	0,25	3	4,5	4	0,5	0,25
	<b>PAP 0305 P10</b>	0,3	3	4,5	5	0,5	0,25
	<b>PAP 0306 P10</b>	0,4	3	4,5	6	0,5	0,25
<b>4</b>	<b>PAP 0403 P10</b>	0,2	4	5,5	3	0,5	0,25
	<b>PAP 0404 P10</b>	0,3	4	5,5	4	0,5	0,25
	<b>PAP 0406 P10</b>	0,6	4	5,5	6	0,5	0,25
	<b>PAP 0410 P10</b>	0,8	4	5,5	10	0,5	0,25
<b>5</b>	<b>PAP 0505 P10</b>	0,7	5	7	5	0,6	0,3
	<b>PAP 0508 P10</b>	1,1	5	7	8	0,6	0,3
	<b>PAP 0510 P10</b>	1,4	5	7	10	0,6	0,3
<b>6</b>	<b>PAP 0606 P10</b>	0,9	6	8	6	0,6	0,3
	<b>PAP 0608 P10</b>	1,4	6	8	8	0,6	0,3
	<b>PAP 0610 P10</b>	1,7	6	8	10	0,6	0,3
<b>7</b>	<b>PAP 0710 P10</b>	1,8	7	9	10	0,6	0,3
<b>8</b>	<b>PAP 0808 P10</b>	1,7	8	10	8	0,6	0,3
	<b>PAP 0810 P10</b>	2,1	8	10	10	0,6	0,3
	<b>PAP 0812 P10</b>	2,5	8	10	12	0,6	0,3
<b>10</b>	<b>PAP 1008 P10</b>	2	10	12	8	0,6	0,3
	<b>PAP 1010 P10</b>	2,5	10	12	10	0,6	0,3
	<b>PAP 1012 P10</b>	2,9	10	12	12	0,6	0,3
	<b>PAP 1015 P10</b>	3,8	10	12	15	0,6	0,3
	<b>PAP 1020 P10</b>	5,3	10	12	20	0,6	0,3
<b>12</b>	<b>PAP 1208 P10</b>	2	12	14	8	0,6	0,3
	<b>PAP 1210 P10</b>	3	12	14	10	0,6	0,3
	<b>PAP 1212 P10</b>	3,7	12	14	12	0,6	0,3
	<b>PAP 1215 P10</b>	4,7	12	14	15	0,6	0,3
	<b>PAP 1220 P10</b>	6,1	12	14	20	0,6	0,3
	<b>PAP 1225 P10</b>	7,6	12	14	25	0,6	0,3
<b>13</b>	<b>PAP 1310 P10</b>	3,2	13	15	10	0,6	0,3
<b>14</b>	<b>PAP 1410 P10</b>	3,5	14	16	10	0,6	0,3
	<b>PAP 1412 P10</b>	4,3	14	16	12	0,6	0,3
	<b>PAP 1415 P10</b>	5,4	14	16	15	0,6	0,3
	<b>PAP 1420 P10</b>	7,1	14	16	20	0,6	0,3
	<b>PAP 1425 P10</b>	8,8	14	16	25	0,6	0,3



**8.2 Literatur- und Quellenverzeichnis**

- | <b><u>Nr.</u></b> | <b><u>Quelle:</u></b>  |
|-------------------|--|
| [1]               | Dubbel<br>Taschenbuch für den Maschinenbau<br>17. Auflage, 1990<br>W. Beitz; K.-H. Küttner<br>Springer-Verlag Berlin   |
| [2]               | Einführung in die Motorradtechnik<br>6. Auflage, 1993<br>H.-W. Bönsch<br>Motorbuch Verlag Stuttgart  |
| [3]               | Handbuch der Schweißtechnik<br>Bd. 4, Berechnung der Verbindungen, 1988<br>J. Ruge<br>Springer-Verlag Berlin   |
| [4]               | Militärkraftfahrzeuge<br>Bd. 1, Theorie der Räderfahrzeuge<br>3. Auflage, 1981<br>A. S. Antonow; J. A. Kononowitsch; E. J. Magidowitsch; W. S.<br>Prosorow<br>Militärverlag der Deutschen Demokratischen Republik Berlin |
| [5]               | Roloff/Matek Maschinenelemente<br>12. Auflage 1992<br>W. Matek; D. Muhs; H. Wittel; M. Becker<br>Friedr. Vieweg & Sohn Verlag Braunschweig/Wiesbaden   |
| [6]               | INA Katalog 704<br>Permaglide-Gleitlager<br>INA Wälzlager Schaffler KG Herzogenaurach  |
| [7]               | INA Katalog 511<br>Kugellager Gehäuse-Einheiten<br>INA Wälzlager Schaffler KG Herzogenaurach   |
| [8]               | Lagerkatalog 1993<br>GUTEKUNST+CO Federnfabrik<br>Metzingen  |