

Eine Tandem-Starr-Gabel für Scheibenbremsen

von Heiner Schuchard, April 2010

Inhaltsverzeichnis

01 Zielsetzungen	2
02 Konstruktive Erfordernisse	3
03 Anforderungskatalog	4
3.1 Gabel-Maße, -Eigenschaften, -Ausstattungen	4
3.2 Alternative: 24 mm Steckachse	4
3.3 Bremssattel-Adapter PM-8“	5
3.4 Bremssattel-Adapter IS 2000, 8“	5
3.5 Gabelholme	6
3.6 Ausstattungen	7
3.7 Asymmetrische Gabelgeometrie	7
3.8 Gabelgewicht	8
04 Datensammlung Tandem-Gabeln	8
4.1 Das Problem, technische Daten zu erhalten	8
4.2 Gleiss/Luftpumpe	8
4.3 Cannondale, USA	9
4.4 German Moehren Cycles, Heidelberg	9
4.5 Pedalpower, Berlin	9
4.6 Santana, USA	10
4.7 Schauff, Remagen	10
4.8 tout terrain, Gundelfingen	10
4.9 Velotraum, Weil der Stadt	10
05 Anfragen	10
06 Berechnungen, Teil 1:	12
6.1 Position des Gesamt-Schwerpunktes	13
6.2 Dynamische Belastung am Vorderrad	14
6.3 Ein Tandem kann sich überschlagen!	16
07 Berechnungen, Teil 2	17
7.1 Vorgaben	17
7.2 Zur Methode der Berechnung	17
7.3 Kräfte und Momente am Vorderrad	19
7.4 Biegemomente an den Gabelholmen	20
7.5 Belastungen bei mittelgroßen Bremskräften	21
7.6 Vergleichsrechnung nach vereinfachtem Verfahren	21
08 Grafische Darstellungen	23
09 Bewertung der rechnerischen Ergebnisse	24
10 Tandemgabel-Alternativen	25
11 Die neue Tandemgabel	26

01 Zielsetzungen

Warum sollte man sich Gedanken über etwas machen, das es landauf, landab zu kaufen gibt und funktioniert?

Nun, ganz einfach, weil das Bessere selbst Gutes zum Mittelmaß macht. Ausgangspunkt meiner Überlegungen ist die mit einer Scheibenbremse ausgerüstete Starrgabel unseres [Tandems](#). Rahmen und Gabel des Tandems wurden - mit Abweichungen - nach meinen Vorgaben gefertigt. Die Gabel jedoch erfüllt meine Erwartungen nicht, auch nicht, nachdem ich die Erstaussführung reklamiert hatte und die neu Angefertigte eingebaut war. Auf der sich anschließenden Suche nach einer Alternative musste ich erfahren, dass Hersteller kaum Interesse und Bereitschaft erkennen ließen, sich ernsthaft mit der optimalen Konstruktion einer Tandemgabel auseinanderzusetzen. Die Gründe für diese Einstellung? Eine Starrgabel für ein Tandem, dazu noch mit Sonderwünschen? Die wenigsten kennen sich mit Tandems aus. Da bringt Verkaufen doch so viel mehr in die Kasse als das schwierige Bemühen um konstruktive Qualität, die in der Regel vom Käufer nicht einmal erkannt wird. Es lohnt nicht. Und lästige Phantasten, die mit Ihren Spinnereien von der Umsatz bringenden Arbeit abhalten, gibt es ohnehin schon zu viele.

In gut zwei Jahren und über eine Strecke von knapp 8000 Tandem-Kilometern haben wir festgestellt, dass wir weiter gerne auf eine Federgabel und auf den damit einhergehenden Aufwand verzichten. Die Glättung unserer Wege mit Hilfe der 57-559er-Bereifung reicht uns voll aus. Erhöhten Aufwand (= erhöhte Kosten, erhöhtes Gewicht, vermehrten Pflegeaufwand und größeres Geht-Kaputt-Risiko) will ich nur dann, wenn er mir so viel mehr bringt, dass er die einhergehenden Nachteile mehr als aufwiegt. Es geht also um eine neue Starrgabel hoher konstruktiver Qualität für unser Tandem. Die hier erläuterten Zusammenhänge gelten grundsätzlich auch für Gabeln an Sonderbauten wie Rikschas und Transporträdern, für Federgabeln und für Gabeln an Solo-Rädern.



Foto: Dietmar
Rudolph, Essen

Das Ziel dieses Artikels ist es, die nach unserer Erfahrung vorhandenen Schwachpunkte bestehender Tandemgabel-Konstruktionen zu beschreiben und ein Konzept für eine besser geeignete Gabel zu entwickeln. Mit Blick auf die Hersteller wünsche ich mir, dass wenigstens einer unter ihnen die Chance ergreift, sich der hier dargestellten Überlegungen und Berechnungen zu bedienen und sie in seine Produktion oder zumindest in eine Kleinserie einfließen zu lassen. Tandemfahrer wären mit der Produktion einer solchen neuen Gabel weniger stark den Unwägbarkeiten und Kosten einer custom-made Einzelanfertigung ausgesetzt und könnten hoffen, dass eine solche neu konzipierte Gabel vor der Auslieferung an den Kunden einem Mindestmaß an Tests und Bewährung in der Praxis unterworfen wurde. Für eine Kleinserie wäre die Prüfung der Gabel, z. B. durch das EFBE anzustreben.

Manche der hier dargestellten Überlegungen und Berechnungen mögen trotz besten Willens noch unklar oder gar fragwürdig erscheinen. Andere Rad- und Tandemfahrer haben sich vielleicht auch schon mit diesem Thema auseinandergesetzt und eigene Ideen dazu entwickelt? Es käme mir sehr gelegen, solches z. B. auf der Mailing-Liste "tandem-fahren.de" zur Sprache zu bringen, zu klären und ggf. in das hier präsentierte Konzept einfließen zu lassen. Zusammenfassende Berichte dieser Diskussion könnten dann wiederum in Folgeummern der "Fahrradzukunft" erscheinen.

Ein weiteres Ziel ist, dass sich über "tandem-fahren.de" eine Gruppe von Leuten zusammenfinden könnte, die ernsthaft am Bau einer verbesserten und in Kleinserie relativ kostengünstig zu produzierenden Gabel interessiert ist und als Auftraggeber auftritt. Interessierte und innovationsbereite Hersteller sind dort gleichfalls sehr willkommen.

Lesen Sie, gerne auch von hinten beginnend. Ich will informieren, aber niemand sollte sich genötigt sehen, sich durch all das hier Gesagte durchzuarbeiten!

02 Konstruktive Erfordernisse

Die Bremse einer Fahrrad-Gabel bestimmt in erheblichem Maß die Anforderungen an die Stabilität der Gabel. Deshalb muss eine Gabel immer im Zusammenhang mit der an ihr betriebenen Bremse betrachtet werden. Zum Konzept einer mit Scheibenbremse ausgestatteten Tandemstarrgabel seien zunächst die Anforderungen definiert, die Gabel und Bremse zu erfüllen haben:

- Die Dimensionierung der Gabel muss für die Belastungen eines Reise-Tandemniefeüll

- Bei der Felgenbremse droht bei Überschreitung der Belastbarkeit mit Überhitzung der Felge ein Platzen des Schlauchs mit unter Umständen schwerwiegenden Folgen. Bei der Scheibenbremse (mit Stahlflex-Leitung zur Verhinderung des Abschmelzens der Hydraulikleitung) kündigt sich die Überlastung durch Fading an, und man hat Zeit zu reagieren und ein völliges Versagen zu verhindern. Selbst beim Versagen der Bremse bleibt das Tandem lenkbar. Dass Vorder- und Hinterradbremse gleichzeitig versagen, ist eher unwahrscheinlich. Eine zusätzliche Notfall-Felgenbremse, die auch als sehr praktische Parkbremse zu verwenden ist, stellt eine weitere Sicherheits-Option dar.
- Besondere Aufmerksamkeit ist aus eigener Erfahrung den Symmetrieeigenschaften einer Gabel bezüglich ihrer Belastungen und Verformungen zu gewähren. Die Konstruktion soll unter normalen Fahrbedingungen, aber auch unter den extremen Bedingungen der Vollbremsung ein sicheres Fahrverhalten des Tandems und ein Nichtverwinden der Gabel gewährleisten.
- Die Vorstellung, eine Bremsscheibe im Lauf der Zeit zu verschleifen gefällt mir besser, als die, eine Felge solcherart zu verbrauchen und austauschen zu müssen. Vielleicht gibt es irgendwann einmal 2,6 mm dicke Bremsscheibe, die die Standzeit der Bremsscheibe in unserem Fall auf ca. 18.000 km verdreifachen würde. Das Mehrgewicht von ca. 60 g pro Scheibe wäre zu verkraften.
- Die Kosten von Tandem-Teilen und -Zubehör sind zumindest ideell nur in halber Höhe der realen Rechnungsbeträge anzurechnen. Auf Grund des verhältnismäßig geringen Stückzahl-Bedarfs tandemspezifischer Bauteile sind für diese vergleichsweise hohe Preise mehr oder weniger unvermeidlich. Wenn immer das möglich ist, soll deshalb auf tandemspezifische Teile zugunsten von kostengünstigeren Serienteilen verzichtet werden.

03 Anforderungskatalog

3.1 Gabel-Maße, -Eigenschaften, –Ausstattungen

Design und Hauptabmessungen:	Unicrown, für 26-Zoll-Räder	
Gabelschaft, verstärkt, ggf. auch für andere Ø:	1,5" (38,1 mm)	Alternative: "tapered" Schaft, 1,5/1,125" = 38,1/26,8 mm Ø
Schaftlänge:	≥ 290 mm	
Ausreichend Platz für Bereifung bis 60-559 bzw. 2,35 x 26" mit 65-mm-Schutzblech, d. h. Reifendurchlauf-Breite:	≥ 70 mm	
Gabel-Versatz:	53 mm (Maß der z. Z. eingebauten Gabel)	
Abstand von Auflage des unteren Steuerlagers bis Vorderradachse (Einbauhöhe):	420 mm	
Einspannbreite:	100 mm	
Schnellspanner-Achse:	5 mm Ø	

3.2 Alternative: 24 mm Steckachse

Falls eine ausreichende Torsionsfestigkeit der Gabel mit einer Schnellspanner-Achse nicht gewährleistet werden kann, ist in meinen Augen die Steckachse die zwingend notwendige Alternative. Zur Zeit ist jedoch noch kein Naben-Dynamo für Steckachsen-Systeme (thru axle) erhältlich, und entsprechende Gabeln sind schwer zu bekommen. Aber es gibt sie, zumindest für

20-mm-Achsen.

Einspannbreite: 110 mm
Achsen-Durchmesser: 24 mm Ø

Steckachsen mit 24 mm Ø gibt es für Maverick-, Bontrager-, Phil Wood-, Hope- oder Chris King-Achsen (Beispiel: tout terrain Federgabel mit SON-Dynamo mit nicht durchgehender 'Steckachse', (zur Zeit noch nicht lieferbar). Die [Maverick](#)-Gabeln DUC32 und SC32 mit ebenso nicht durchgehender 'Steckachse' bieten eine interessante Art von Schnellspanner an diesen leider nicht tandemzugelassenen Gabeln. Für eine Tandem-Eignung der DUC32 müsste wohl der Standrohrdurchmesser vergrößert werden, was auf eine Neukonstruktion hinaus liefe. Oder man modifiziert die Bremse zu einer Doppelscheibenbremse mit SON/tout terrain-Nabendynamo und erhält damit ausreichende Tandem-Stabilität?

3.3 Bremssattel-Adapter PM-8“

Für adapterlose, möglichst starre Montage der Bremszange für 8-Zoll-Scheiben (203 mm Ø) ist ein Post-Mount-8“-Anschluss vorzusehen. Mit Adapter sollen auch größere Bremsscheiben bis zu 10 Zoll (254 mm) Durchmesser montiert werden können.

Begründungen:

- *Postmount ist steifer als IS 2000 und bietet eine bessere Ableitung der Bremswärme vom Sattel in die Gabel.*
- *203-mm-Bremsscheiben können bezüglich der damit erreichbaren Bremskraft auch für Tandems als noch ausreichend betrachtet werden. Größere Scheiben aber ergeben eine höhere Dauer-Standfestigkeit bei Abfahrten im Gebirge, ohne dass damit erhöhte Anforderungen an die Stabilität der Gabel gestellt werden.*

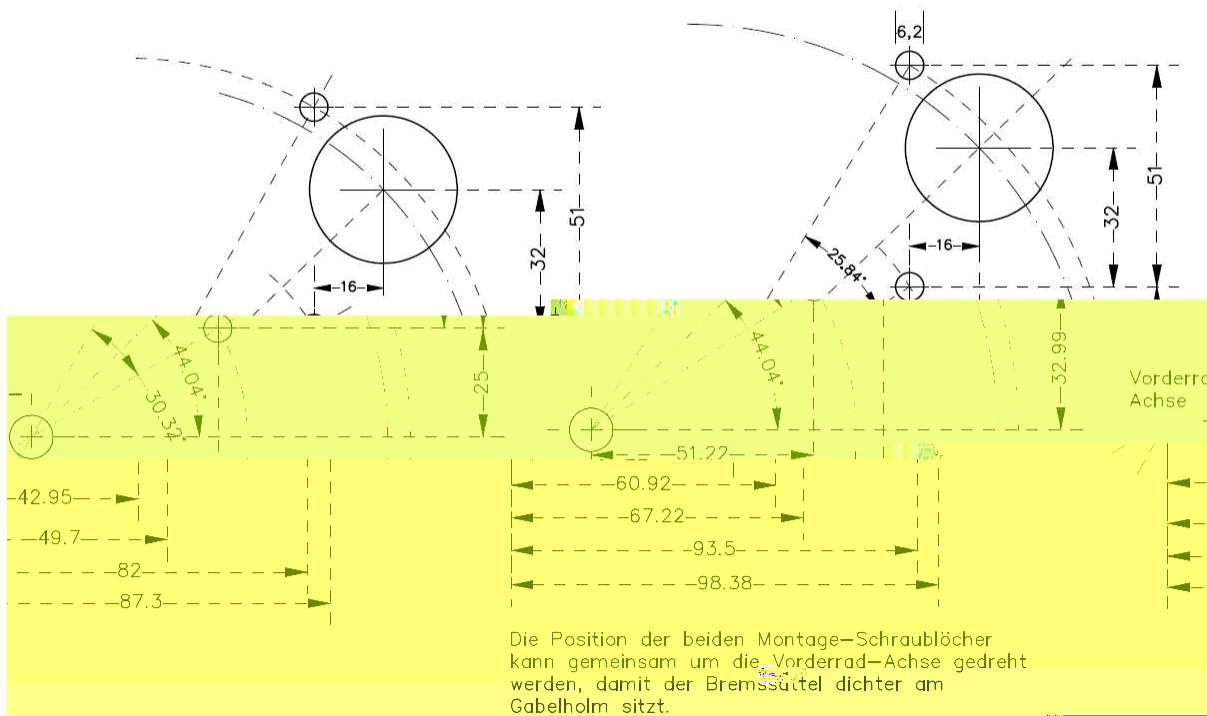
3.4 Bremssattel-Adapter IS 2000, 8“

Ein IS-2000-Anschluss soll gewählt werden, wenn dieser wegen der zu verwendenden Bremszange erforderlich ist oder falls er technisch sehr viel [einfacher](#) realisiert werden kann als der Postmount-Anschluss.. Der Anschluss soll so positioniert sein, dass für eine 203 mm Bremsscheibe kein Adapter erforderlich ist (Siehe Abb. unten).

Für IS 2000 mit Direktmontage für 8“-Bremsscheiben besteht keine Norm, solche Anschlüsse werden jedoch gebaut (z. B. bei der "[Fox 40 IS 8](#)"-Gabel). Mit Adaptern können dann ggf. auch größere Scheiben montiert werden. Durch die 8"-Positionierung wird die Hebelwirkung der Bremszange auf den Adapter verringert, die Zange erhält einen stabileren Sitz.

Vorderrad
IS 2000 für "Magura BIG",
Standard-Scheibe VR, 180 mm

Vorderrad
IS 2000 für "Magura BIG"
Große Scheibe VR 203 mm



3.5 Gabelholme

- Verstärkter linker Gabelholm zur Aufnahme und Übertragung des Bremsmoments der Scheibenbremse,
Nach herkömmlichen Schätzungen hat der linke Gabelholm einer Scheibenbremsen-Gabel am Tandem eine eineinhalb bis zweifache höhere Last im Vergleich zum rechten Holm aufzunehmen. Meine Berechnungen (ich greife hier vor) haben ergeben, dass der linke Holm bei einer Vollbremsung ca. 83% der Gabel-Gesamtbelastung aufzunehmen hat, also mehr als fünffach höherbelastet ist und sich achtfach stärker verformt. Im Vergleich zur Canti-Gabel ist die Belastung bei gleicher Bremsverzögerung etwa 66 % höher.
- Gabelscheiden-Wandstärke nach Festigkeits-Erfordernis, Querschnitt: oval, 38 mm x 28 mm oder größer.
- Ausfallenden schräg nach vorne/unten gerichtet, so dass die Vorderrad-Achse durch das Bremsmoment nicht aus den Ausfallenden gehebelt werden kann.
- Auf Empfehlung des Fahrradsachverständigen Rainer Mai sollte eine Gabel so dimensioniert sein, dass sich bei Überlastung der untere Teil des Gabelholms nach hinten verbiegt, bevor gravierendere Schäden eintreten.
Eine derartige Verbiegung ist kaum zu übersehen und man kann reagieren. Solch ein Überlastungs-Verhalten kann durch Verwendung verjüngter und/oder konifizierter Gabelholme erreicht werden (siehe Kapitel „Grafische Darstellungen“).

3.6 Ausstattungen

- Ösenpaar zur Befestigung der Schutzblech-Streben
- Durchgehende Gewindehülsen zur Montage von Lowrider-Gepäckträgern
- Einschraub-Gewinde zur Montage zusätzlicher Canti-Sockel
- Bremsleitungs-Führungen.

3.7 Asymmetrische Gabelgeometrie

Abhängig von der zu verwendenden Vorderrad-Nabe soll die Gabel so gestaltet sein, dass das Vorderrad symmetrisch eingespeicht werden kann. In der Regel heißt das, dass die Achslagerung asymmetrisch nach links versetzt ist, weil auf der linken Seite Platz für die dort liegende Bremse benötigt wird und die symmetrisch eingespeichte Felge trotzdem mittig durch die Gabel laufen soll.

Die Asymmetrie der Gabel erlaubt symmetrisch stehende Speichen des Vorderrades. Symmetrisch stehende Speichen ergeben im Vergleich zu unsymmetrisch stehenden ein deutlich stabileres Laufrad, das (wie die Gabel) beim Tandem sehr viel höheren Kräften zu widerstehen hat als beim Solo-Rad.

Eine unsymmetrische Einspeichung im Verhältnis 22 zu 30 (wie es bei der SON 28 Disc-Nabe gegeben ist) ergibt bei konstanter Mindestspannung der weniger steil stehenden Speichen eine um 36% erhöhte Spannung der steiler stehenden Speichen. Bei anderen Naben ist dieses Verhältnis häufig noch wesentlich ungünstiger (siehe unten).

3.7.1 Naben-Asymmetrie-Maße

Es herrscht ein Chaos an Asymmetrie-Flanschmaßen bei Naben für Scheibenbremsen. Ein Standard-Maß, auf das sich ein Rahmenbauer beziehen könnte, existiert nicht. Ein mittleres Asymmetrie-Maß von ca. 5 mm für Gabeln mit Scheibenbremse würde helfen, stabilere, symmetrisch eingespeichte Vorderräder bauen zu können. Die restliche Symmetrie-Korrektur könnte auf Kosten eines nicht genau in der Rahmenmittelebene laufendes Rades gewonnen werden.

Fabrikat:	Breite (mm)	rechts (mm)	links (mm)	Versatz-Maß (mm)*	Zusatz-Belastung (%)
SON Nabendynamo SON28disc, Schnellspanner	100	30,0	22,0	4,0	36
Shimano DH3D72, Schnellspanner	100	29,85	22,25	3,8	34
DT Swiss 540 100 Disc Brake Tandem Hub, Schnellsp.	100	35,4	22,1	6,65	60
Magura Gustav M (1997-1999), Schnellspanner	100	34,5	23,9	5,3	44

Magura Gustav M (1997-1999), 20 mm Steckachse	110	30,8	25,5	2,65	21
DT Swiss 370 110/20 Disc Brake, Steckachse	110	32,2	23,3	4,45	38
Atomlab GI, 20 mm Steckachse	110	36,0	22,0	7,0	64
Sun Ringle Demon Disc, 20 mm Steckachse	110	35,0	20,0	7,5	75
Sun Ringle Jumping Flea Disc, 20 mm Steckachse	110	33,2	22,6	5,3	47
Maverick 'Steckachse' 24/27 mm Ø	110	36,5	29,4	3,55	24

Versatz-Maß = (Abstand Mitte bis rechter Flansch – Abstand Mitte bis linker Flansch) / 2

3.8 Gabelgewicht

Anzustreben ist ein Maximalgewicht von 1,5 kg.

04 Datensammlung Tandem-Gabeln

4.1 Das Problem, technische Daten zu erhalten

Fahrrad- und Tandem-Hersteller veröffentlichen zu

Versatz nach links:	4 mm	für symmetrisch stehende Speichen beim Einscheiben-SON 28 Disk Nabendynamo
Brems-Adapter:	IS 2000 / 6"	Zusätzlich angeschweißte Canti-Sockel
Achse / Ausstattung:	Standard 100 mm	Lowrider-Ösen - nicht durchgehend, Schutzblech-Ösen, Lampen-Öse, Bremsleitungs-Führungen
Gewicht:	ca. 1,6 kg	
Preis:	?	Gabel wurde zusammen mit dem Rahmen berechnet.

Beurteilung:

Die Gabel wurde durch die Fa. Luftpumpe / Darmstadt geliefert. Der Rahmenbauer der Gabel ist mir nicht bekannt. Runde, nicht verjüngte Gabelscheiden sind produktionstechnisch vorteilhaft, aber gewichtsbezogen und sicherheitstechnisch nachteilig. Mit nicht verjüngten oder konifzierten Gabelscheiden ist es nicht möglich, für den Fall der Überlastung eine nach Rainer Mai wünschenswerte "Sollbiegestelle" in der Nähe der Bremssattelhalterung zu erhalten.

Die Gabel hat eine nicht ausreichende Verwindungs-Steifigkeit. Die Position der Bremsscheibe zwischen den Bremsbelägen verändert sich beim Bremsen, die Bremsbeläge stellen sich auf diese Position ein und einer der Beläge schleift an der Scheibe, nachdem die Bremse wieder freigegeben wird. Folglich nutzen sich die Beläge unterschiedlich stark ab. Der Effekt des dauernden Schleifens kann mit maximal angeknalltem Schnellspanner vermieden werden.

4.3 Cannondale, USA

a) Design: Unicrown, Canti-Gabel (ohne Scheibenbrems-Adapter): CrMo, 1 1/8 Zoll, ovale Scheiden, 36 x 28 mm

Beurteilung: (Dirk Bettge) Sehr schöne Konstruktion, gerade richtig für den Einsatzzweck.

b) SI Fatty Ultrastrong Disc Fork, (bis 261 kg für Fahrer und Gepäck nach Handbuch-Angabe)

Bisher habe ich keine Daten für die Cannondale-Tandem-Disc-Gabel bekommen können.

Beurteilung: Jens Kühne fährt ein Cannondale Road Tandem (Teamgewicht nahe 200 kg) und sagt, dass seine Cannondale Disc Gabel nach Hersteller-Angaben aus Aluminium gefertigt ist. Er hat vorn und hinten Scheibenbremsen und ist sehr zufrieden damit, ist mit diesem Tandem aber noch keine Gebirgsabfahrten gefahren. Die Bremsanlage hat sich bislang aber schon an kurzen Gefällen mit ca. 12% bis in den Stillstand bewährt. Die Erfahrungen beschränken sich auf ca. 1.300km in 1,5 Jahren.

Cannondale/Europe sagt, dass Tandem-Gabeln nicht einzeln, sondern nur mit einem Tandem geliefert werden können. Über einen Cannondale-Händler sollte da aber ranzukommen sein. Oder was tun die, wenn eine Gabel bei einem Unfall zu Schrott gefahren wurde?

4.4 German Moehren Cycles, Heidelberg

Design: Retro, wie bei Gleiss, aber durchgehende Lowrider-Gewindeösen

Tandem Disc-Gabel	CrMo,	IS 2000
Bauhöhe	420 mm	
Schaftdurchmesser:	1 1/8 (?),	Wandstärke: ?
Scheidenquerschnitt:	?	Wandstärke: ?
Standard-Achse, Klemmbreite:	100 mm	
Gewicht:	1,430 kg	

4.5 Pedalpower, Berlin

Lehnen den Bau einer Steckachsen-Starrgabel wegen ausgelasteter Kapazitäten ab und geben keine Gabel-Daten bekannt.

Preis der CrMo-Tandem-Gabel nach Katalog: 84,- Euro.

Beurteilung:

Meine Anfragen hatte ich vor meinen Berechnungen zur Belastung der Gabelholme gestellt. Ich war damals noch der Überzeugung, mit einer geometrisch wie stabilitätsbezogen asymmetrischen Gabel eine für eine Einscheibenbremse am besten geeignete Konstruktion zu erhalten. So war eine der geforderten Eigenschaften die geometrische Asymmetrie. Das mag so manchen Hersteller neben den Anforderungen nach einem 1.5" Schaft und nach Steckachse abgeschreckt haben.

Agresti (Stefano Agresti): Absage

Fahrradies, Kiel (Rainer Jansen): Absage, dachte, Gleiss vorschlagen zu können

Juchem (Werner Juchem): Absage

Pedalpower (Timo Behrendt): Absage wegen Vollaustattung

Velotraum (Stefan Stiener): Absage

Norwid (Rudolf Pallesen):

Kann eine – wie er schreibt - "superstabile" Gabel mit 1 1/8"-Schaft anbieten und schlägt einen Reduktionssteuersatz. wie bei CoMotion verwendet (siehe unten), vor.

Ob der Schaft der Norwid-Gabel die dann für gleiche Biegefestigkeit erforderliche Wandstärke von 4 mm und vergleichsweise etwa doppeltes Gewicht hat? (Der 1,5-Zoll-Gabelschaft meiner Gabel hat 1,5 mm Wandstärke. Der Schaftdurchmesser geht in dritter Potenz in die Biegefestigkeits-Berechnung ein.)

Schauff, Remagen, (Jan Schauff, der sich gelegentlich auf „tandem-fahren.de“ zu Wort meldet):

Bietet die bei Schauff serienmäßige 1.5-Zoll-Gabel mit IS 2000-Adapter und Standard-Achse an. Sobald sie Zeit dazu finden, wollen sie mir eine Gabel mit zusätzlichem, rechtem Bremsadapter zum Betrieb einer Doppelscheibenbremse fertigen. Ein hoffnungsvoller Lichtblick.

Radwelt Apolda, Apolda: Keine Antwort

Germans Cycles, Heidelberg: Keine Antwort

Tout Terrain (Oliver Römer):

Hat mich an seinen Rahmenbauer Kai Bendixen verwiesen, der sich sehr positiv zu meinem Gabelkonzept geäußert hat, aber zu Einzelheiten und Preisen noch schweigt.

CoMotion, USA:

Können nur 1 1/8"-CroMo-Gabeln liefern für Reifenbreiten bis maximal 1,9" Breite, das aber auch für Quints

Da frage ich mich, nach welchen Kriterien bei CoMotion konstruiert wird. Auf den Hersteller war ich aufmerksam geworden und hatte erwartungsvoll angefragt, weil sie ab 2010 bei einigen Tandems 1,5" Steuersätze verwenden. Sie antworteten mir, dass sie diese Steuersätze mit 1 1/8" Gabelschaften kombinieren. Also ordentlich dick nur für das Aussehen? Dafür dann viel Material wenig optimal eingesetzt?

Zusammenfassung Datensammlung und Anfragen

Die hier vorliegenden Daten erlauben es nicht, ein schlüssiges Konzept für eine verbesserte Gabelkonstruktion zu entwickeln. Die Daten sind lückenhaft und die Beurteilungskriterien sind nicht quantifizierbar. Um den Ursachen für die Unzulänglichkeiten meiner Gabel auf die Spur zu kommen, habe ich deshalb Berechnungen der real auftretenden Belastungen durchgeführt. Die Ergebnisse erlauben mir eine wesentlich fundiertere Beurteilung einer Gabelkonstruktion. Das hat dazu geführt, dass ich meine vorherige Vorstellung von einer geeigneten Tandemgabel wesentlich korrigiert habe.

06 Berechnungen, Teil 1:

Zunächst ist zu berechnen, welche Gewichtskraft- und Bremskräfte bei einer Vollbremsung auf eine Gabel einwirken. Die Gewichtskraft ist durch Wiegen festzustellen. Die Lage des Schwerpunkts ist ausschlaggebend dafür, welcher Anteil des Gewichts beim Bremsen auf das Vorderrad und damit auf die Gabel übertragen wird und ist deshalb ebenso zu berechnen. Die Schwerpunkt-Position wird aus der geschätzten Lage von Einzelschwerpunkten und den zugehörigen Teilgewichten berechnet. Von der Gewichtskraft am Vorderrad und dem Reibkoeffizienten zwischen Fahrbahn und Reifen ist dann wieder abhängig, welche Bremskraft über das Vorderrad auf die Fahrbahn übertragen werden kann. Die Summe von Gewichtskraft- und Bremskraft sowie die Übertragung des Bremsmoments vom Vorderrad auf den Fahrradrahmen ergeben dann die Belastung der Gabel.

Zur vereinfachten Durchführung solcher Berechnungen habe ich eine Excel-Tabelle entwickelt, mit der sehr schnell verschiedenste Daten in Abhängigkeit von mehreren Variablen berechnet werden können. Die einzugebenden Variablen sind:

Gewichtskraft und Schwerpunkt-Positionen von Tandem, Fahrern und Gepäck, Radstand des Fahrzeugs, Reibkoeffizienten zwischen Fahrbahn und Reifen und die Position von Gabelkopf und unterem Steuerlager der Gabel.

Abhängig von diesen Variablen werden berechnet:

Die Position des Gesamtschwerpunktes des Fahrzeugs, die dynamische Gewichtsverlagerung auf das Vorderrad, die maximal mögliche Bremskraft am Vorderrad, die Höhe der Bremsverzögerung, die maximale Biegebelastung des rechten und des linken Holms am Gabelkopf einer Gabel mit Einscheibenbremse und die maximale Biegebelastung des Gabelschaftes in Höhe des unteren Steuerlagers.

Es wird zusätzlich angezeigt, ob bei den jeweils gewählten Randbedingungen die Gefahr eines Überschlags besteht. In diesem Fall wird die Bremskraft auf den Maximalwert einer unfallfreien Bremsbetätigung begrenzt. Die Höhe der Bremskraft wird ansonsten nur durch die geometrischen und gewichtsmäßigen Voraussetzungen sowie den eingetragenen Reibkoeffizienten begrenzt.

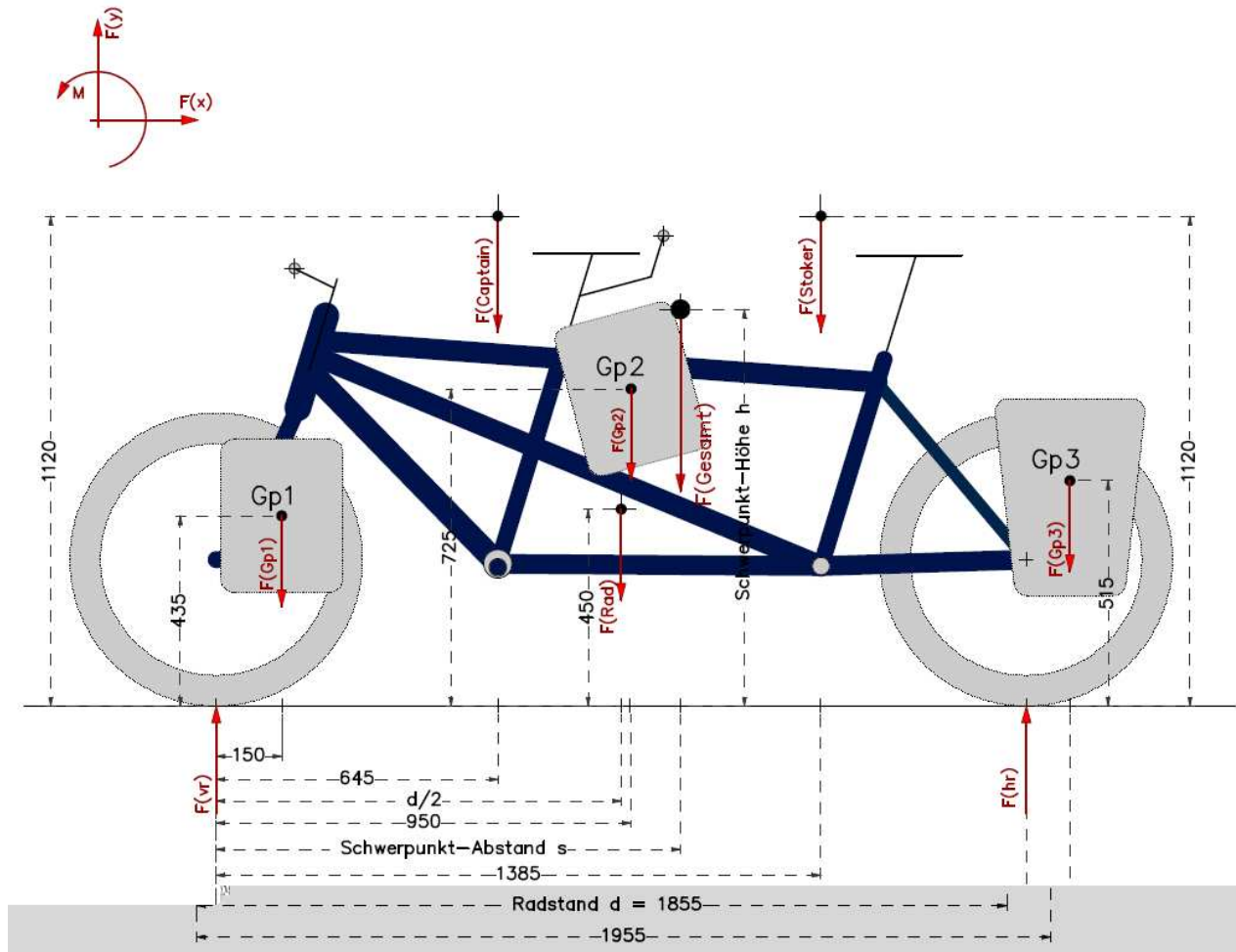
Es wird immer mit der maximal möglichen Bremsverzögerung gerechnet. Da diese Maximalwerte auch vom Reibkoeffizienten abhängig sind, kann man diesen so festlegen, dass auch Berechnungen zu bestimmten Bremskräften oder Bremsverzögerungen durchgeführt werden können. Das Excel-Arbeitsblatt kann über die Internetseite der "Fahrradzukunft" heruntergeladen oder von mir (heiner.schuchard@arcor.de) bezogen werden.

Zum Nachvollzug der folgenden Berechnungen werden nicht mehr als die Kenntnis der vier Grundrechenarten, der korrekte Umgang mit Formeln und Wille und Energie, das Dargestellte zu verstehen, vorausgesetzt.

Die Abbildung unten stellt das Modell-Tandem dar, an Hand dessen die dargestellten Ergebnisse berechnet wurden. Die in der Skizze eingetragenen Abmessungen sind Randbedingungen der angeführten Ergebnisse. In der Excel-Berechnung können auch diese verändert werden.

Zunächst werden das Gesamtgewicht des Tandems und die Lage des Schwerpunkts berechnet.

6.1 Position des Gesamt-Schwerpunktes



Die geometrische Lage des Gesamtschwerpunktes des Tandems mit Gepäck und Fahrern lässt sich aus Position und Gewicht der Teil-Schwerpunkte berechnen.

Die Schwerpunkte der beiden Tandemfahrer werden senkrecht über den jeweiligen Tretlagern und in einer Höhe von 1,12 m über der Fahrbahn liegend angenommen. Diese Maße und die der übrigen Teil-Schwerpunkte sind in der Skizze oben angegeben. Bezogen auf einen Drehpunkt, z. B. den Aufstandspunkt des Vorderrades, ist die Summe aller Momente der Einzelgewichte gleich dem Moment des Gesamtgewichts.

$$M_{ges} = \sum M = M(1) + M(2) + \dots + M(n)$$

$$F_y(ges) \cdot s(ges) = \sum (F_y \cdot s) = F(1) \cdot s(1) + F(2) \cdot s(2) + \dots + F(n) \cdot s(n)$$

$$s(ges) = \sum (F_y \cdot s) / F_y(ges)$$

Die Berechnungswerte für die Längsposition $s(ges)$ des Gesamtschwerpunkts in tabellarischer Form:

Teilmasse	Teilkraft F_y	Hebelarm s	Moment $M(x)$
Tandem	- 300 N	0,9275 m	. 278,25 Nm
Captain	- 950 N	0,640 m	- 508 Nm
Stoker	- 900 N	1,385 m	-1246 Nm
GP1	- 150 N	0,150 m	- 22,50 Nm
GP2	- 150 N	0,950 m	- 142,50 Nm
GP3	- 350 N	1,955 m	- 684,25 Nm

Summen: - 2800 N - 2982 Nm

$$s(\text{ges}) = - 2982 \text{ Nm} / - 2800 \text{ N} = 1,065 \text{ m}$$

$$\mathbf{s(\text{ges}) = 1,065 \text{ m}}$$

In gleicher Weise ergibt sich die Höhe des Gesamtschwerpunkts über der Fahrbahn aus den Höhen der Einzelschwerpunkte.

$$F_x(\text{ges}) * h(\text{ges}) = \sum(F_x * h) = F(1) * h(1) + F(2) * h(2) + \dots + F(n) * h(n)$$

$$h(\text{ges}) = M(x) / \sum(F_x * h)$$

Die Berechnungswerte für h(ges) in tabellarischer Form:

Teilmasse	Teilkraft Fx	Hebelarm h	Moment M(y)
Tandem	- 300 N	0,450 m	- 135 Nm
Captain	- 950 N	1,120 m	- 1064 Nm
Stoker	- 900 N	1,120 m	- 1008 Nm
GP1	- 150 N	0,435 m	- 65,25 Nm
GP2	- 150 N	0,725 m	- 108,75 Nm
GP3	- 350 N	0,515 m	- 180,25 Nm
Summen:	-2800 N		- 2561,25 Nm

$$h(\text{ges}) = - 2367 \text{ Nm} / - 2800 \text{ N} = 0,915 \text{ m}$$

$$\mathbf{h(\text{ges}) = 0,915 \text{ m}}$$

Die Verteilung der statischen Kräfte auf Vorder- und Hinterrad (Reibbeiwert auf 0 gesetzt) ergibt sich entsprechend zu:

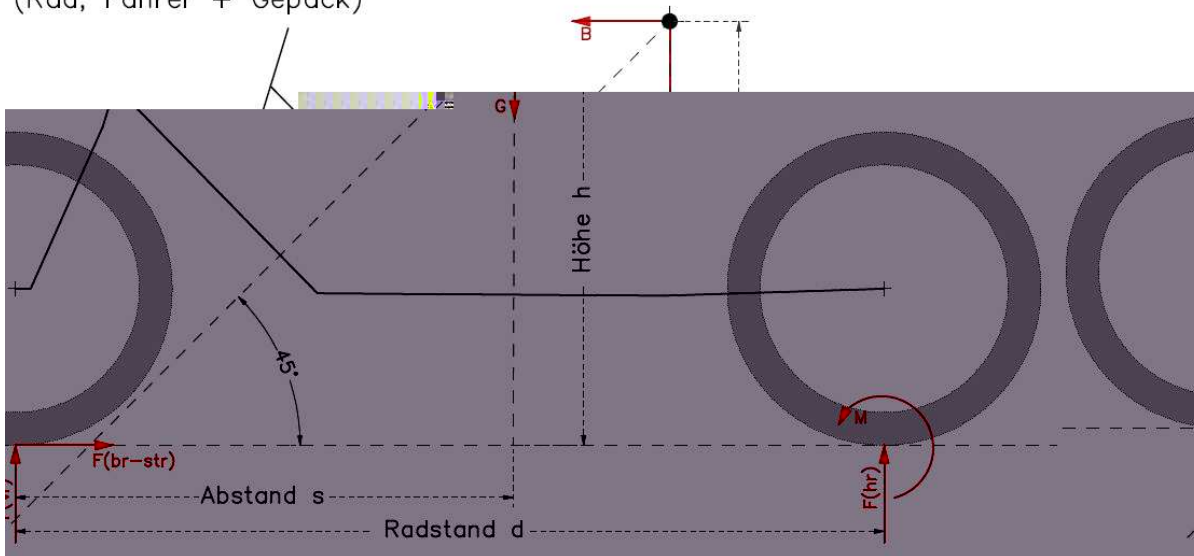
$$F(\text{vr}) = 1192 \text{ N}$$

$$F(\text{hr}) = 1608 \text{ N}$$

6.2 Dynamische Belastung am Vorderrad

Mit Hilfe der Schwerpunktlage lässt sich nun die dynamische Belastung am Vorderrad, abhängig von der maximal möglichen Bremsverzögerung, berechnen. In der Skizze unten sind die zu berücksichtigenden Kräfte eingezeichnet.

Gesamt- Schwerpunkt S
(Rad, Fahrer + Gepäck)



1.) Die Summenbildung der Momente um den Aufstandspunkt Hinterrad ergibt:

$$- F(vr) \cdot d + G \cdot (d - s) + B \cdot h = 0$$

$$F(vr) \cdot d = G \cdot (d - s) + B \cdot h$$

$$F(vr) = [G \cdot (d - s) + B \cdot h] / d$$

$$F(vr) = G \cdot (d - s) / d + B \cdot h / d$$

2.) Mit $B(br-str)(max) = F(vr)(max)$ bei einem Reibbeiwert der Größe 1 folgt:

$$F(vr)(max) = G \cdot (d - s) / d + F(vr)(max) \cdot h / d$$

$$F(vr)(max) \cdot d = G \cdot (d - s) + F(vr)(max) \cdot h$$

$$F(vr)(max) \cdot (d - h) = G \cdot (d - s)$$

$$F(vr)(max) = G \cdot (d - s) / (d - h)$$

Mit $G = 2800 \text{ N}$, $d = 1,855 \text{ m}$, $h = 0,915 \text{ m}$ und $s = 1,065 \text{ m}$ folgt:

$$F(vr) = 2800 \text{ N} \cdot (1,855 - 1,065) / (1,855 - 0,915) = 2800 \text{ N} \cdot 0,792 / 0,948$$

$$F(vr) = 2800 \text{ N} \cdot 0,840$$

$F(vr) = 2353 \text{ N}$, das entspricht 84 % der Gesamt-Gewichtskraft des Tandems.

Dieses Ergebnis bedeutet, dass nach den angenommenen Voraussetzungen das Vorderrad mit 2353 N auf die Fahrbahn gedrückt wird und mit

$$\sum F(s) = 0 = F(vr) + F(hr) - G$$

$$F(hr) = G - F(vr) = 2800 - 2353 = 447 \text{ N},$$

und dass das Tandem-Hinterrad mit nur noch 447 N auf die Fahrbahn gedrückt wird. Die Rechnung zeigt, dass mit der Bremsverzögerung eine dynamische Verlagerung von 1061 N vom Hinter- auf das Vorderrad einhergeht.

6.3 Ein Tandem kann sich überschlagen!

Voraussetzungen: Tandem- und Fahrer-Gewichte und Geometrie wie im vorigen Beispiel, aber kein Gepäck.

Ohne das tief und relativ weit hinten liegende Gepäck ergeben sich für die Schwerpunktposition die folgenden Werte:

$$s = 0,992 \text{ m}$$

$$h = 1,027 \text{ m.}$$

Das Gesamtgewicht wird auf $G = 2150 \text{ N}$ reduziert. Diese Werte, eingesetzt in die oben entwickelte Formel ergeben:

$$F(vr)(max) = 2150 \text{ N} [(1,855 - 0,992) / (1,855 - 1,027)]$$

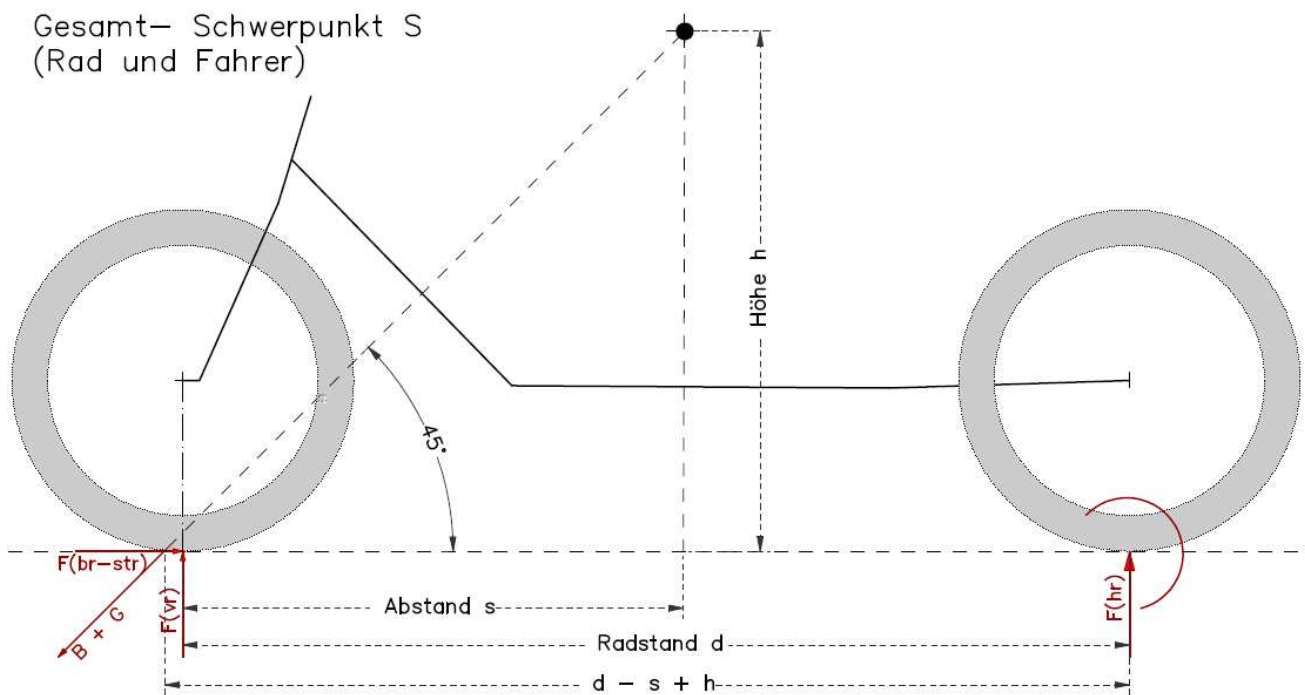
$$F(vr)(max) = 2150 \text{ N} (0,8630 / 0,8285) = 2150 \text{ N} * 1,0416$$

$$F(vr)(max) = 2240 \text{ N}$$

Die Vorderradbelastung wäre demnach um 90 N höher als die Gesamtgewichtskraft des Tandems. Das scheint erst mal widersinnig, doch es ist korrekt. Denn es gilt die weitere Bedingung, dass:

$$F(hr) = F(ges) - F(vr) \quad \text{und damit, dass}$$

$F(hr) = - 90 \text{ N}$ ist. Die Gewichtskraft am Hinterrad hat einen negativen Wert.



Das heißt, das Tandem wird am Hinterrad mit einer Kraft von 90 N nach oben beschleunigt, falls dieser Kraft nichts entgegen wirkt. Das Hinterrad müsste z. B. an der Fahrbahn angeklebt sein, um das Tandem vor dem Überschlag zu bewahren. Dass da hinten nichts mehr nach unten drückt oder zieht, merkt der Captain dann hoffentlich rechtzeitig und lockert den Griff um den Bremshebel.

ngung dafür, dass sich das Tandem nicht
1 darf der waagerechte Abstand des
iner sein als die Höhe des Schwerpunktes
vom Schwerpunkt schräg nach vorn/unten
Vorderrad-Aufstandspunkt schneiden.

en hier angenommenen Voraussetzungen

oder größer als 1 selten erreicht wird, es kann
hlossen werden.

asphalt einen Reibbeiwert von 0,7 bis 0,95 an;
uer Asphalt kann (Verkrallung des weicheren
s) ein zusätzlicher Formschluss (s. >
koeffizienten auf Werte über 1 anwachsen

[DEFFIZIENT.htm](#)

iner Einscheibenbremse ausgerüsteten

bremsgabeln gegenüber Felgenbrems-Gabeln
gen unterschiedlich auf die Holme der Gabel
at nicht nur eine Hälfte der zuvor
en, er hat zusätzlich und allein das
eht, vom Vorderrad auf den Tandem-Rahmen
n dieses Moment gleichmäßig auf beide
gen an einer Einscheibenbremsen-Gabel
roß die allein auf den linken Holm wirkenden,
w

Es wird davon ausgegangen, dass die Höchstbelastung einer Tandemgabel zum Zeitpunkt einer Vollbremsung auftritt. Hält die Gabel dieser Belastung stand, ist davon auszugehen, dass sie auch für die üblicherweise auftretenden Dauerschwingbelastungen ausreichend stabil gebaut ist, sofern dies für Leichtbau-Fahrzeuge wie Fahrräder überhaupt möglich ist. Wirklich überprüft werden kann die Dauerschwingfestigkeit nur durch Tests im Prüfstand.

Im Folgenden geht es um physikalische Kräfte und Momente. Für diejenigen, die mit der Kraft-Einheit „Newton“ („N“) nicht so recht etwas anfangen können: Eine Kraft von 100 N entspricht in etwa der Gewichtskraft, mit der ein gefüllter 10-Liter-Wassereimer nach unten zieht.

Um herauszufinden, welche Kräfte und Biegemomente ein Bauteil wie eine Fahrradgabel belasten, verwende ich die Methode des „Freischneidens“. Das Bauteil wird an der zu untersuchenden Stelle gedanklich aufgetrennt oder aus seiner kraft- oder formschlüssigen Verbindung gelöst. Die zuvor gegebenen Fixierungen werden durch Haltekräfte ersetzt. Diese Haltekräfte halten das Bauteil an Ort und Stelle und entsprechen damit den Kräften und Momenten, die innerhalb des Bauteils oder an seinen nun getrennten Befestigungen oder Auflagen wirksam werden.

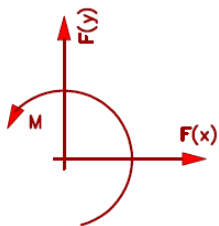
Kräfte sind physikalisch gesehen „Vektoren“. Vektoren haben – wie die Gewichtskraft des Wassereimers - eine Größe und eine Richtung. Sie werden als Pfeile dargestellt und lassen sich in ihre senkrechten und waagerechten Anteil aufteilen und damit eindeutig nach Größe und Richtung definieren. Umgekehrt kann aus der zeichnerischen oder rechnerischen Addition einzelner Teilkräfte eine daraus resultierende Gesamtkraft berechnet oder zeichnerisch ermittelt werden.

An einem ruhenden oder sich gleichmäßig bewegenden Gegenstand müssen die Summe aller senkrechten und aller waagerechten Kraft-Anteile $\sum F(y)$ und $\sum F(x)$ der auf den Gegenstand wirkenden Kräfte jeweils den Wert 0 ergeben. Andernfalls wird der Gegenstand durch eine resultierende Kraft in deren Richtung beschleunigt. $\sum F(w) = 0$, $\sum F(s) = 0$.

Ein Bauteil könnte unter Einhaltung dieser Kräfte-Gleichgewichte jedoch noch eine Drehbeschleunigung erfahren. Eine Drehung wird durch ein Paar gleich großer, aber in entgegengesetzter Richtung wirkender Kräfte, das versetzt über einen zu ihnen senkrecht stehenden Hebelarm wirkt, verursacht. Man bezeichnet diese Wirkung als „Drehmoment“, seine Größe ist das Produkt aus der Kraft „F“, gemessen in „N“ (Newton) und dem Hebelarm „a“, gemessen in „m“ (Metern), seine Maßeinheit ist das „Nm“ (Newton * Meter). Hat der Hebelarm „a“ oder die Kraft „F“ die Größe 0, ist folglich auch der Wert des Moments „M“ = 0.

Um eine Drehbeschleunigung eines Gegenstandes auszuschließen, muss die Summe aller auf ihn wirkenden Drehmomente = 0 sein. Mathematisch ausgedrückt heißt das: $\sum M = 0$.

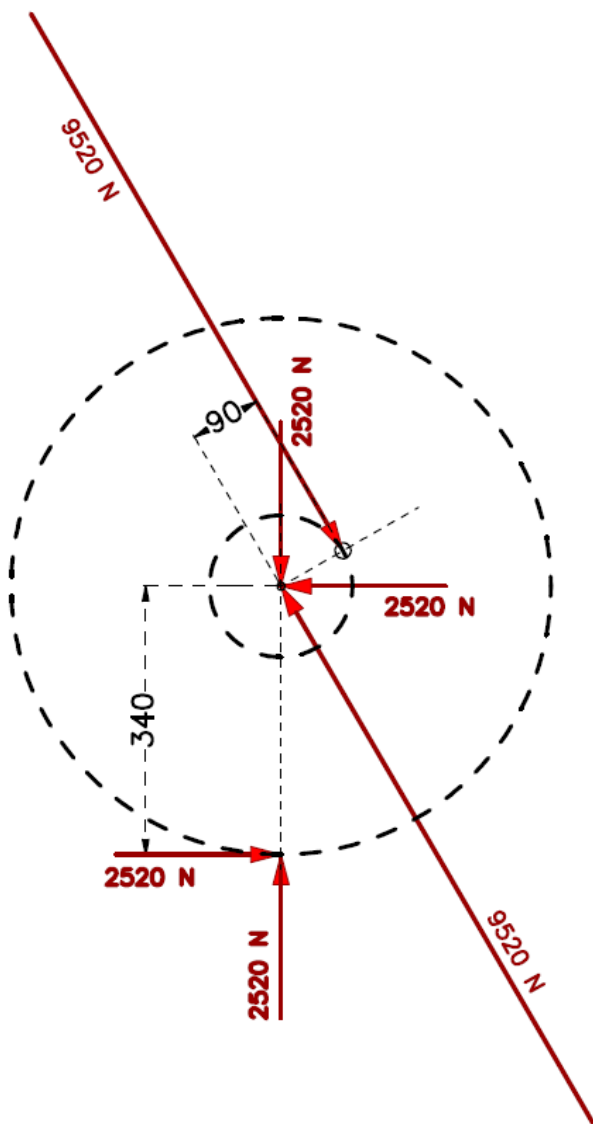
Üblicher Weise werden die nach oben bzw. die nach rechts gerichteten Krafrichtungen als „positiv“ gerichtet definiert. Ist die Kraft entgegengesetzt gerichtet, erhält sie ein negatives Vorzeichen. Beim Drehmoment wird ein im Gegenuhrzeigersinn wirkendes Moment als positives Moment definiert.



Wir beginnen mit der Betrachtung der Kräfte und Momente am „freigeschnittenen“ Vorderrad des Tandems, und erhalten als Ergebnis die Größe und Richtung der Kräfte und Momente, die von der Fahrbahn her über das Vorderrad auf die Gabel wirken.

Sodann werden wir die Gabel am Gabelkopf „freischneiden“, um heraus zu finden, welche Kräfte und Momente an dieser höchstbelasteten Stelle der Gabelholme wirken. Es werden damit die Unterschiede in der Höchstbelastung der Holme einer scheibengebremsten Gabel berechenbar. Die vereinfachte Methode, Gabel und Vorderrad als gekoppeltes, festes Element zu betrachten, reicht aus, die Biegebeanspruchung der Gabel am unteren Steuerlager zu berechnen, erlaubt aber keine differenzierte Berechnung der Holmbelastungen. Es wird gezeigt, dass beide Methoden, bezogen auf die Beanspruchung des Steuerrohres, zu identischen Ergebnissen führen.

7.3 Kräfte und Momente am Vorderrad



$$\sum \text{Reibungskraft (Reifen-Stra\ss)e) - Bremsreaktionskraft/Achse} = 0.$$

$$\text{Reibungskraft (Reifen-Stra\ss)e) = Bremsreaktionskraft/Achse.}$$

Bremsreaktionskraft/Achse/waagerecht = 2520 N

Für die waagerechten Anteile des schräg verlaufenden Kräftepaars gilt das oben gesagte.

1.) Die Summe aller Momente, bezogen auf die Position der Vorderrad-Achse = 0.

Es folgt:

$$\begin{aligned} & \sum \text{Bremsmoment (Stra\ss)e-Reifen)} - \\ & \text{Bremsmoment (Scheibenbremse)} = 0 \\ & \text{Bremsmoment (Stra\ss)e-Reifen} = \\ & \text{Bremsmoment (Scheibenbremse)} \\ & \text{Bremskraft (Bremszylinder)} \cdot \text{Radius (Bremsscheibe)} \\ & = \text{Reibungskraft (Stra\ss)e/Reifen} \cdot \text{Radius (Rad)}. \\ & \text{Bremskraft (Bremszylinder)} = \\ & \text{Reibungskraft (Stra\ss)e/Reifen} \cdot \text{Radius (Rad)} / \\ & \text{Radius (Bremsscheibe)}. \\ & \text{Bremskraft (Bremszylinder)} = 2520 \text{ N} \cdot 0,340 \text{ m} / \\ & 0,09 \text{ m}. \end{aligned}$$

Bremsscheibenkraft:= 9520 N.

2.) Die Summe aller senkrecht wirkenden Kräfte = 0;

es folgt:

$$\begin{aligned} & \sum \text{Gewichtskraft (Reifen/Stra\ss)e} - \\ & \text{Reaktionskraft (Achse/senkrecht)} = 0. \\ & \text{Gewichtskraft (Reifen/Stra\ss)e} = \\ & \text{Reaktionskraft (Achse/senkrecht)}. \end{aligned}$$

Reaktionskraft (Achse/senkrecht). = 2520 N

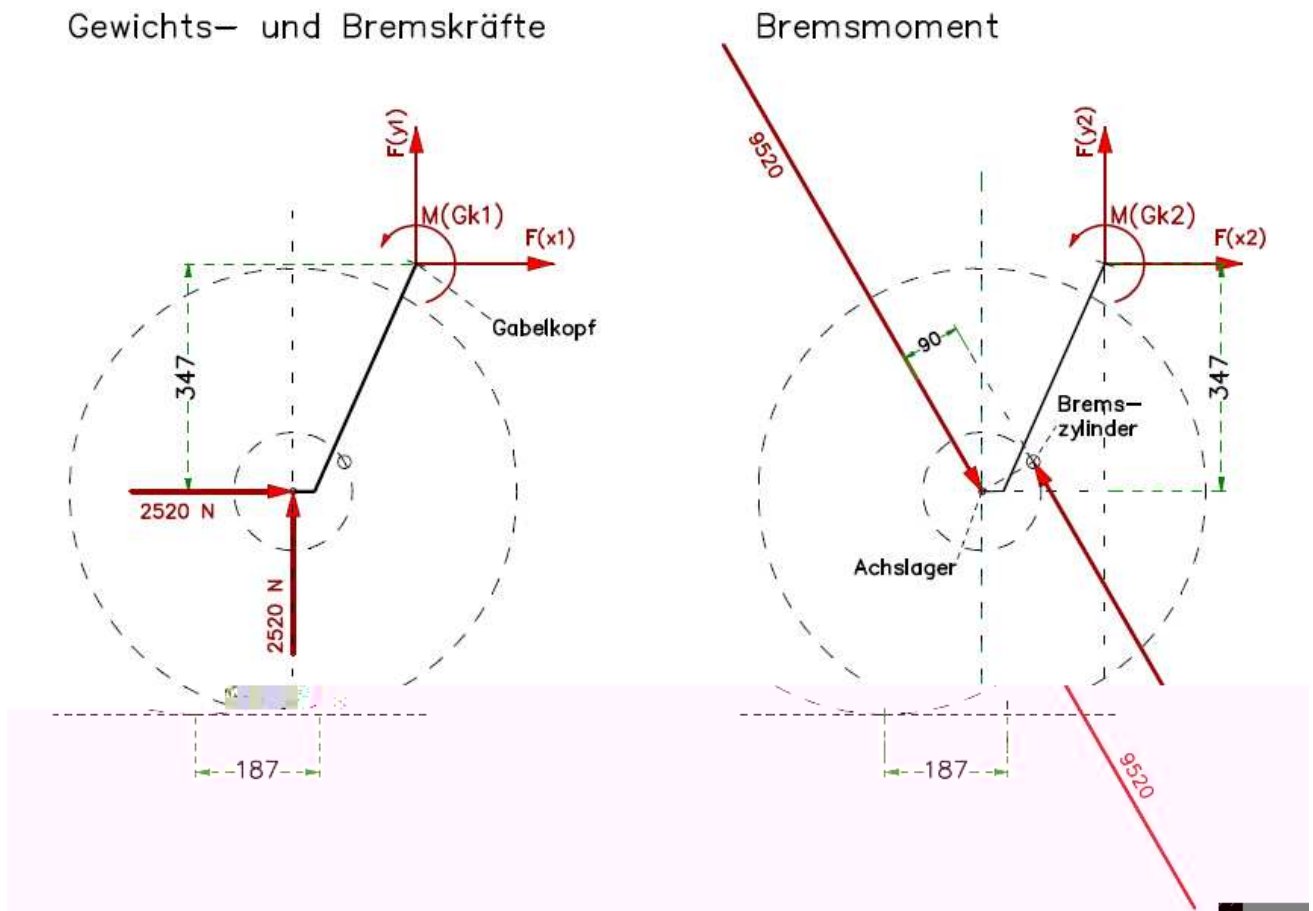
Anmerkung: Die senkrechten und waagerechten Anteile der Bremskraft (Bremszylinder) und der Bremsreaktionskraft (Bremszylinder/Achse) sind gleich groß und in der Richtung entgegengesetzt. Sie heben sich gegenseitig auf und werden deshalb nicht berücksichtigt.

3.) Die Summe aller waagerecht wirkenden Kräfte = 0;

es folgt:

7.4 Biegemomente an den Gabelholmen

a) aus Gewichts- und Bremskraft:



$\sum M = 0$, bezogen auf die Position des Gabelkopfes (Skizze oben links). Es folgt:

$$M(\text{Gabelkopf}) + [F(\text{Achse/waagerecht}) \cdot 0,347 \text{ m} - F(\text{Achse/senkrecht}) \cdot 0,187 \text{ m}] = 0$$

$$M(\text{Gabelkopf}) = - [F(\text{Achse/Waagerecht}) \cdot (0,347 \text{ m} - 0,187 \text{ m})]$$

$$M(\text{Gabelkopf}) = - 2520 \text{ N} \cdot 0,16 \text{ m}$$

$M(\text{Gabelkopf/Holm}) = - 403,2 \text{ Nm}$. Je Holm erhalten wir ein Biegemoment von $- 201,6 \text{ Nm}$.

Aus der Gewichts- und der Bremskraft resultiert in Höhe des Gabelkopfes ein Biegemoment von 202 Nm je Gabelholm.

b) aus Bremsmoment der Scheibenbremse:

$\sum M = 0$, bezogen auf den geometrischen Ort der Vorderradachse. Es folgt:

$$M(\text{Bremszylinder}) + F(y_2) \cdot 0,187 \text{ m} - F(x_2) \cdot 0,347 \text{ m} + M(\text{Gk2}) = 0.$$

$$\sum F(x) = 0, \quad F(x_2) = 0; \quad \sum F(y) = 0, \quad F(y_2) = 0$$

$$M(\text{Gk2}) = - M(\text{Bremszylinder}) = - 9520 \text{ N} \cdot 0,09 \text{ m}$$

$M(\text{Gabelkopf/Holm}) = - 856,8 \text{ Nm}$

Aus der Übertragung des Bremsmoments der Scheibenbremse vom Vorderrad auf den Fahrradrahmen resultiert ein Biegemoment von $- 857 \text{ Nm}$, das allein vom linken Holm übertragen wird. Für den linken Holm summiert sich das Biegemoment also auf:

$$M(\text{Gk-linker Holm}) = - 856,8 \text{ Nm} - 201,6 \text{ Nm} = - 1058,4 \text{ Nm}.$$

Die Biegebeanspruchungen der beiden Holme unterscheiden sich also in der absoluten Beanspruchung um

$1058,4 \text{ Nm} - 201,6 \text{ Nm} = 856,8 \text{ Nm}$. Der Quotient aus diesen unterschiedlichen Belastungen ergibt ein Verhältnis von $- 1058,4 / - 201,6 = 5,3 : 1$.

Diese unterschiedliche Biegebelastung bewirkt ein Verdrehen der Gabel. Dieses Verdrehen bedeutet, dass der Gabel-Rahmen, bestehend aus Gabelkopf, Holmen und Vorderradachse, zu einem windschiefen Viereck verzogen wird. Es bedeutet nicht, dass man daraus resultierend ein Lenkmoment am Lenker spürt. Die aus der Verwindung resultierende, geringfügige Abweichung des Vorderrades von der Fahrtrichtung korrigiert der Fahrer des Rades automatisch und in der Regel von ihm selbst unbemerkt, ebenso wie er dies ständig zur Aufrechterhaltung des Gleichgewichts während der normalen Fahrt tut.

7.5 Belastungen bei mittelgroßen Bremskräften

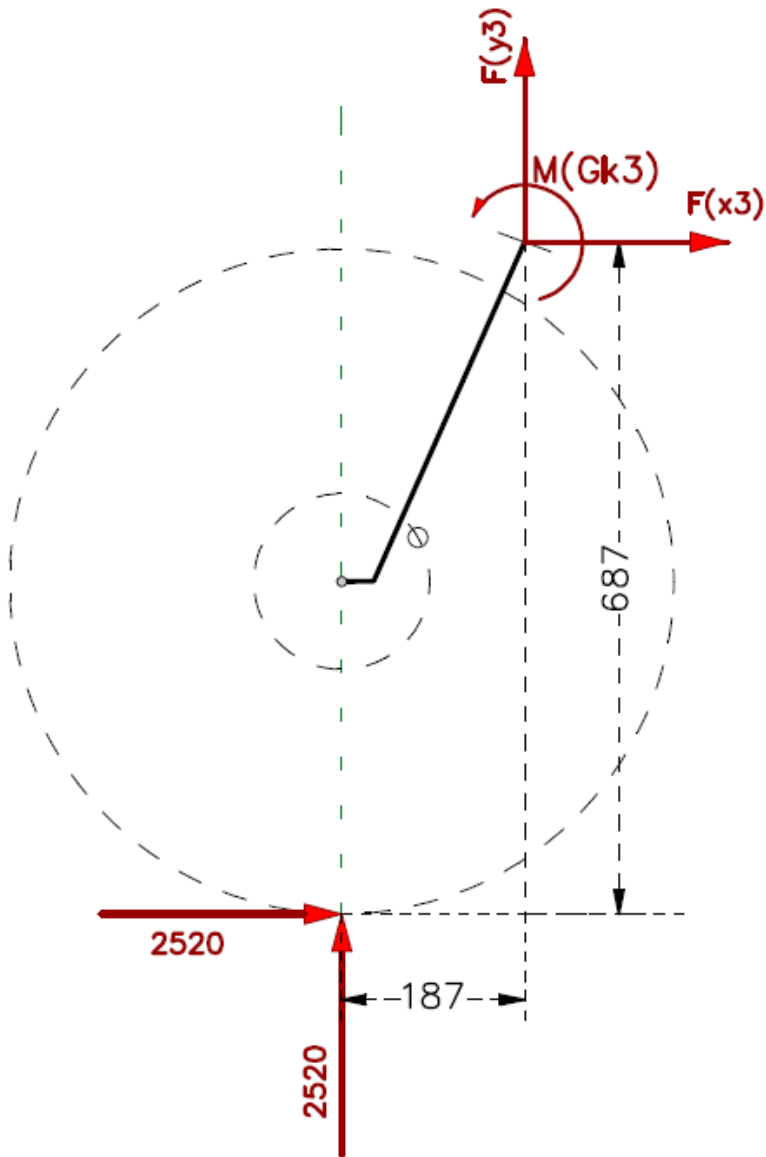
Zur Beantwortung dieser Frage habe ich durchgerechnet, welche Biegebelastungen an den Holmen bei einer Bremsbeschleunigung von einem Viertel der Erdbeschleunigung g auftritt. Wie schon zuvor wird auch hier nur mit der Vorderradbremse gebremst. Die Kraft, mit der das Tandem dann auf der Fahrbahn abgebremst wird, ist ein Viertel seiner Gewichtskraft, also 700 N und der Gewichtskraft-Anteil am Vorderrad sinkt auf 1538 N . Der rechte Holm wird mit einem Moment von $- 21 \text{ Nm}$, also negativ, d. h. im Uhrzeigersinn belastet. Der linke Holm wird mit einem Moment von $+ 217 \text{ Nm}$, also positiv, also im Gegenuhrzeigersinn belastet. Die Wirkung des Bremsmomentes, die Gabelholme zu verdrehen, wird hier durch die gegensätzliche Richtung der Biegungen noch sehr viel deutlicher sichtbar, auch wenn die Differenz in der absoluten Höhe der Biegebeanspruchungen geringer ist.

7.6 Vergleichsrechnung nach vereinfachtem Verfahren

(vergl. Manfred Otto, Radmarkt 2/1995)

Bei der Durchführung und Auswertung meiner Berechnungen wurde ich mit dem Einwand konfrontiert, dass meine Berechnungsmethode falsch sei und ich demzufolge auch zu falschen Ergebnissen kommen müsse. Ich solle es doch so wie Manfred Otto machen, der zu Untersuchungen zur Belastungswirkung von Felgenbremsen auf die Gabel 1995 ein vereinfachtes Modell herangezogen hatte. Zweifellos hat Otto damals eine für seine Fragestellung angemessene Berechnungsmethode benutzt. Felgenbremsen belasten beide Gabelholme gleichmäßig. Und wenn ich die summierte Belastung beider Holme nach der Methode Ottos berechne, komme ich natürlich zum selben Ergebnis wie nach der von mir gewählten Methode, denn beide Methoden sind korrekt. Nach der vereinfachten Methode jedoch erfahre ich nichts darüber, ob und in welcher Art und Höhe sich bei einer Scheibenbremse für den linken Holm eine Mehrbelastung ergibt. Mit diesem Ansatz ist nicht einmal berechenbar, wie sich die Biegebeanspruchung entlang der Gabelholme verändert.

Vereinfachtes Rad-Gabel-Modell



Nach der „Otto“-Methode ergibt sich aus $\sum M = 0$:

$$M(Gk) + F(br) \cdot 0,687 \text{ m} - F(Vr) \cdot 0,187 \text{ m} = 0$$

$$M(Gk) = F(Vr) \cdot 0,187 - F(Br) \cdot 0,687 = 2520 \text{ N} \cdot (0,187 - 0,687) = -2520 \cdot 0,5 \text{ Nm}$$

$M(Gk) = -1260 \text{ Nm}$

Die Summe der Biegemomente des rechten und des linken Holms aus der unter 7.4 und 7.5 durchgeführten, differenzierten Berechnung ergibt:

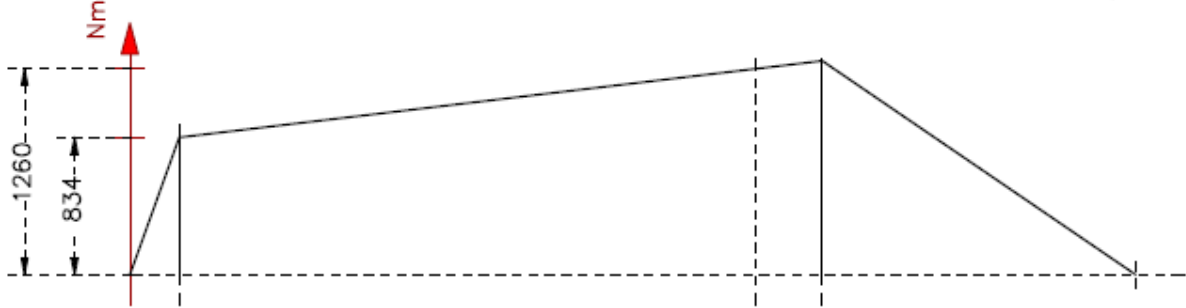
$$M(Gk) = M(Sl) + M(Sr) = -201,6 \text{ Nm} - 1058,4 \text{ Nm}$$

$M(Gk) = -1260 \text{ Nm}$

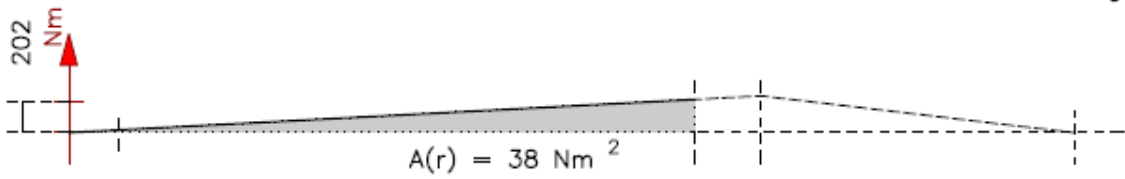
Die Ergebnisse nach beiden Berechnungsmethoden sind identisch.

08 Grafische Darstellungen

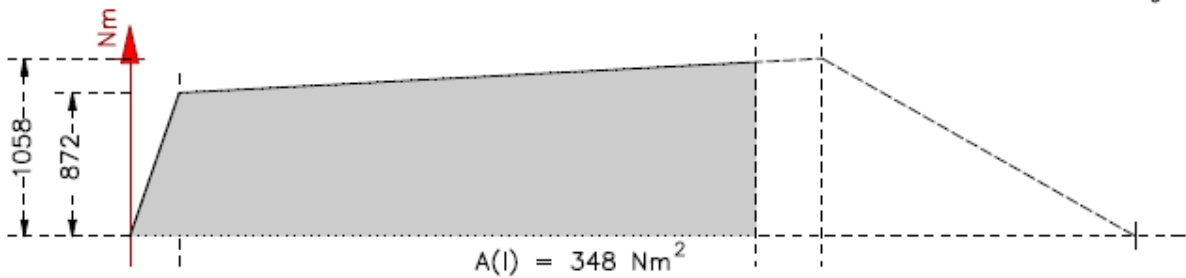
Drehmomentverlauf an beiden Holmen und am Gabelschaft bei Vollbremsung



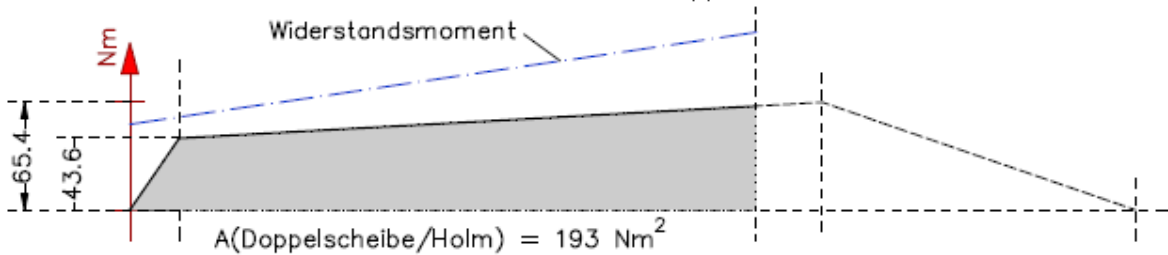
Drehmomentverlauf am rechten Holm einer Einscheiben-Bremse bei Vollbremsung



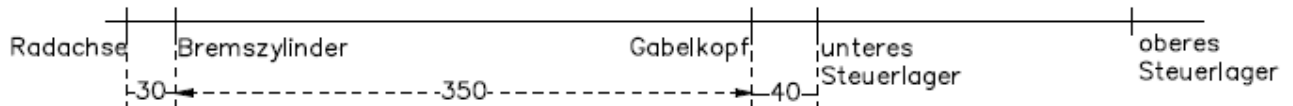
Drehmomentverlauf am linken Holm einer Einscheiben-Bremse bei Vollbremsung



Zum Vergleich:
Drehmomentverlauf an einem Holm einer Doppelscheiben-Bremse bei Vollbremsung



Gabel-Maße:



Wir hatten gesehen, dass das Verhältnis der maximalen Biegebeanspruchung von linkem zu rechtem Holm 5,3 ist. Für die elastische Verformung der Gabelholme ist aber nicht nur dieser Maximalwert, sondern auch der Verlauf der Biegebeanspruchung längs des Bauteils von Bedeutung. Auch dieser Verlauf unterscheidet sich wesentlich zwischen linkem und rechtem Holm, wie aus den oben dargestellten Momentenkennlinien ersichtlich ist. Das Verhältnis der Verformungen, dargestellt durch die grau markierten Flächen, liegt bei einem noch wesentlich höheren Faktor von 9 : 1.

Der linke Gabelholm einer Einscheibenbremse am Tandem wird bei einer Vollbremsung 9-fach stärker elastisch verformt als der rechte Holm.

Für die Gabel gibt es für dieses Verformungs-Verhältnis weitere, schwächende (z.B. durch die Kopplung über die Radachse) oder auch verstärkende (Verjüngung der Holme zur Achse hin) Einflüsse, die dieses Verhältnis jedoch nicht grundsätzlich ändern.

Zur Darstellung des Momentenverlaufs an einer Doppelscheiben-Gabel habe ich eine Widerstandsmomenten-Kennlinie einer Gabel für eine solche Bremse hinzugefügt (blaue Strich-Punkt-Linie in der vierten Skizze). Sie entspricht zur Radachse hin gleichmäßig verjüngten Holmen (nach links abfallender Verlauf). Die Verjüngung ist so angelegt, dass das Widerstandsmoment nach links stärker abfällt als das Belastungsmoment des Holms. Diese Dimensionierung hat zur Folge, dass sich die Holme bei Überlastung der Gabel genau an der Stelle verbiegen werden, an der sich die Linien in der Zeichnung am nächsten kommen. Das ist hier der Montagepunkt des Bremssattels, so, wie der Fahrradsachverständige Rainer Mai das fordert. Es ist gleichzeitig erkennbar, dass seine Forderung mit weder verjüngten noch konifizierten Holmen (wie an der Gleiss/Luftpumpe-Gabel) nicht erfüllt werden kann. Meine Gabel wird im Fall der Überlastung am Gabelkopf verbiegen oder brechen.

09 Bewertung der rechnerischen Ergebnisse

Jede noch so steif gebaute Gabel bildet ein elastisches System, bei dem einwirkende Kräfte elastische Verformungen hervorrufen.

Der linke Gabelholm einer mit einer Scheibenbremse ausgerüsteten Tandem-Gabel wird im Fall der Vollbremsung im Vergleich zum rechten Holm bezüglich der Biegung 5,3-fach höher belastet als der rechte Holm. Die Durchbiegung selbst steigt bei symmetrischer Bauweise der Gabelholme auf Grund des andersartigen Drehmomentverlaufs am linken Holm auf den 8,6-fachen Wert der Verformung des rechten Holms. Auch bei nicht so extremen, üblichen Bremsbelastungen wird auf die Gabelholme ein verwindendes Moment ausgeübt. Im Fall des Dahinrollens ohne Bremsung dagegen sind die Belastungen nach Richtung und Betrag rechts und links gleich.

Verringert werden kann die Verwindung einer Gabel beim Bremsvorgang durch unterschiedlich stark dimensionierte Gabelholme. Diese Korrektur kann jedoch nicht in einer solchen Weise realisiert werden, dass eine Verwindung bei unterschiedlich hohen Bremsverzögerungen nicht doch stattfindet.. Das heißt, die Gabel kann so ausgelegt werden, dass sie bei einer bestimmten Bremsverzögerung keine Verwindung erfährt, es ist aber z. B. nicht möglich, für ein $b = 2,5 \text{ m/sec}^2$ (eine keineswegs extreme Bremsverzögerung), ein gleichartiges, elastisches Verhalten beider Holme zu erreichen, da die auf den rechten und linken Holm wirkenden Momente in entgegengesetzter Richtung wirken.

Die Berechnungen belegen, dass es technisch nicht möglich ist, eine zweiholmige Gabel für eine einseitig wirkende Bremse so zu bauen, dass sie allen Fahr- und Bremssituationen optimal angepasst ist.

Man mag einwenden, dass die relativen Unterschiede in der Belastung und in der Verformung der Gabelholme unerheblich sind, solange sich die absoluten Werte in tolerierbaren Grenzen halten. Dazu ist zu sagen, dass das sicherlich realisierbar ist, aber nur auf Kosten eines stark erhöhten Materialeinsatzes, den wir im Leichtfahrzeugbau eigentlich nicht so gerne tolerieren.

Die Erfahrungen mit der Gabel unseres Tandems haben gezeigt, dass die Verwindung der Gabel dazu führt, dass die Bremsscheibe aus der mittigen Position zwischen den Bremszylindern auswandert. Beim Bremsen zentrieren sich die selbstnachstellenden Bremszylinder auf die neue Position der Scheibe. Wird die Bremse freigegeben, wandert die Bremsscheibe in ihre ursprüngliche Position zurück und schleift dann an einem der Bremsbeläge. Die Verwindung kann gemindert werden, indem der Achsspanner extrem fest angezogen wird. Offensichtlich wird hierdurch das Gabel-Achse-System starrer.

Welche Verwindungen mit welchen Folgen bei einer Vollbremsung mit unserer Gabel auftreten, haben wir bisher nicht ausprobiert. Falls andere Erfahrungen damit haben, wäre es schön, wenn sie darüber berichten würden. In unserem Fall scheint mir geraten, an einen solchen Test sehr vorsichtig heranzugehen und zweckmäßigerweise auch erst dann, wenn die neue Gabel montagebereit auf der Werkbank liegt.

Nachdem ich gerechnet habe, weiß ich, warum es an den Starrgabel-Santanas vorne keine Scheibenbremsen gibt. Die haben es nicht nötig, modischen Trends zu folgen und lassen sich stärker als andere von Ingenieur-Erkenntnissen leiten. Vielleicht heuern sie mich demnächst als Berater an? Dann gibt es dort eine Doppelscheibenbremse!

Als Fazit bleibt: Eine mit einer Scheibenbremse ausgestattete Fahrrad-Starrgabel üblicher Konstruktionsart ist eine zwar produktionstechnisch relativ einfache, aber technisch unzulängliche Lösung. Für die Situation der Vollbremsung wäre ein erheblich verstärkter linker Holm zweckmäßig, für die „normale“ Bremssituation hilft solch eine Verstärkung nur in eingeschränktem Maß. Für den normalen Fahrbetrieb ist sie nachteilig. Um die nicht vermeidbare Verwindung der Gabel in Grenzen zu halten, ist es unbedingt zweckmäßig, den Rahmen um das Vorderrad, bestehend aus Gabelkopf, Holmen und Vorderrad-Achse, optimal verwindungssteif zu konstruieren, z. B. durch Verwendung einer Steckachse möglichst großen Durchmessers mit beidseitig doppelt verschraubten „Fäusten“, auch wenn das Material und Gewicht kostet. Für alle für Einscheibenbremsen gebaute Gabeln ist darüber hinaus eine geometrisch-asymmetrische Anpassung von großem Vorteil.

10 Tandemgabel-Alternativen

„Die Welt ist groß und Rettung lauert überall“

Die Einscheibenbremse, konsequent asymmetrisch:

Ein Fahrrad ist mit Ausnahme des Kettenantriebs ein streng symmetrisch aufgebautes Fahrzeug. Diese Symmetrie wird durch eine Einscheiben-Bremse an der Vorderradgabel an einem dafür sehr sensiblen Bauteil verletzt. Ist man sich dessen bewusst, muss es nicht falsch sein, diese Symmetrieverletzung konsequent und durchkonstruiert beizubehalten.

Eine Gabel, die wie im Falle der Cannondale „Lefty“ auf den rechten Holm, der im Extremfall ohnehin wenig zu tragen hat, gleich ganz verzichtet, ist in diesem Sinne konsequent. Eine solche Konstruktion erfordert eine sehr biegesteife Radachse und eine ebensolche Verbindung zum Einbein-Holm. Man würde mit einer Einholm-Starrgabel Neuland auf dem Gebiet der Gabelkonstruktionen betreten. Ich habe gehört, dass man mit einer Lefty-Gabel nicht freihändig fahren können soll? Nicht nur diese und die Frage, wie ich denn meine Lowrider-Gepäcktaschen befestigen soll, ist ungeklärt. Wer traut sich, das anzupacken?

Bei der herkömmlichen Einscheibenbremse zu bleiben, halte ich systembedingt, insbesondere beim Tandem auch wegen der begrenzten Dauerleistungs-Festigkeit, für einen schlechtesten Kompromiss. Also bleiben wir symmetrisch.

Doch eine Felgenbremse?

Der Verzicht auf die Scheibenbremse zugunsten der symmetrisch arbeitenden, hydraulischen Felgenbremse ist eine von vielen Tandemteams genutzte und bewährte Option. Schließlich haben auch alle meine Solo-Räder nicht zufällig Felgenbremsen. Beim Tandem jedoch sind die begrenzte Dauerbelastbarkeit dieses Bremssystems und die Folgen einer Überlastung zu bedenken. Ein unvorhergesehen eintretender Reifenplatzer durch überhitzte Felgen ist ein nicht zu unterschätzendes Risiko. Auch die kurzzeitig erzielbare Bremskraft liegt unter der leistungsfähiger Scheibenbremsen.

Die Doppelscheibenbremse

Also umgehen wir die Nachteile der Bremssysteme und nutzen ihre Vorteile. Eine bezüglich der mechanischen und thermischen Belastungen nahezu optimal zu gestaltende scheidengebremste Tandem-Gabel könnte eine solche mit einer symmetrisch aufgebauten Doppelscheibenbremse sein. Die bei der Einscheibenbremse auftretende maximale Biegebelastung des linken Gabelholms wird hier um ein Drittel reduziert und tritt immer als gleichmäßig auf beide Holme verteilte Belastung auf. Die thermische Belastbarkeit kann gegenüber einer Einscheibenbremse verdoppelt werden, ohne auf extrem große, teure und zum Schwingen neigende Scheiben ausweichen zu müssen. Eine Doppelscheibenbremse böte die Möglichkeit, ein bisher im Fahrradbau nicht realisiertes Sicherheits-Feature einzuführen: Die Zweikreisbremse.

Man mag einwenden, dass eine Doppelscheibenbremse mit zwei 203-mm-Scheiben schwer ist und selbst am Tandem ein völlig überdimensioniertes Element darstellt. Rechnen wir hierzu ein letztes Mal nach:

Eine zusätzliche 203-mm Brems Scheibe wiegt ca. 200 g, ein Bremssattel der „Magura BIG“ 150 g, die benötigte 2. Bremsleitung vielleicht 50 g. Die Gabel selbst kann wegen ihrer ausnahmslos

symmetrisch erfolgenden Belastung leichter gebaut sein als die für eine unsymmetrische Einscheiben-Bremse. Der gewichtsmäßige Preis: < 400 g, 1,4 ‰ des Gesamtgewichts!.

Zur Beurteilung der Dimensionierung der Bremsleistung gehe ich von den von Magura angegebenen Leistungsdaten zur Gustav M-Scheibenbremse aus. Diese Scheibenbremse ist die kraftvollste im Magura-Fahrrad-Programm und sie ist tandemzugelassen. Magura gibt an, dass diese Bremse mit einer 210-mm-Scheibe nach DIN 78100 mit $7,9 \text{ m/s}^2$ verzögert (für das Solo-Rad ein theoretischer Rechenwert). Für das 280-kg-Tandem ergibt das eine Verzögerung von $2,8 \text{ m/s}^2$. Die Gustav M mit Bremsscheibe wiegt ab 640 g. Rechnet man mögliche Einsparungen am Gabelgewicht der Doppelscheibengabel hinzu, kommt man zu einer annähernd gleichen Gewichtsbilanz für die Magura BIG Doppelscheibenbremse.

Das Tandem wäre am Vorderrad mit z. B. zwei Magura BIG-Bremssätteln und zwei 203-mm-Scheiben auszurüsten. Die Magura BIG ist weitgehend baugleich mit der Niederdruck-Version der Magura Julie, hat aber wegen der zwei Bremssättel einen größeren Geber-Zylinder und damit eine etwas ungünstigere Übersetzung. Nach DIN ergäbe sich eine theoretische Verzögerung von $12,03 \text{ m/s}^2$. Bezogen auf das Tandem-Gesamtgewicht sind das dann noch $4,3 \text{ m/s}^2$. Wenn das als überdimensioniert gilt, dann sind alle Magura-Scheibenbremsen für Solo-Fahrräder in jedem Fall überdimensioniert.

Um eine maximal mögliche Verzögerung zu erreichen, muss man selbst bei einer so außergewöhnlich starken Doppelscheibenbremse mit gut der doppelten der in der DIN vorgegebenen Kraft zupacken, ehe die Reifen quietschen und die Gabel ihre Stärke zu beweisen hat. Mit der Doppelbremse erhalten wir ohne merkbares Mehrgewicht eine angemessen hohe Bremskraft und Standfestigkeit. Das ist der Lohn der symmetrischen Konstruktionsweise.

Die Bremsleistung der Hinterradbremse wird in diesen Betrachtungen nicht berücksichtigt, denn es geht um eine Vollbremsung, bei der die Hinterradbremse wegen der auftretenden dynamischen Gewichtsverlagerung weitgehend wirkungslos ist. Auch die Frage der Dauerstandfestigkeit einer Bremse kann im Rahmen dieses Artikels nur gestreift werden.

Die Doppelscheibenbremse ist aus wirtschaftlichen und logistischen Gründen nicht ganz einfach zu realisieren. Spezialteile sind in der Regel teuer und im Reparaturfall fern der Heimat schwer oder gar nicht zu bekommen. Eine Gabel für eine Doppelscheibenbremse ist derzeit serienmäßig nicht verfügbar. Bei Naben und Bremsen ist das Angebot sehr begrenzt. Diese Probleme zu reduzieren ist eines der Ziele dieses Artikels.

11 Die neue Tandemgabel

Im Frühsommer könnte es so weit sein, dass die Doppelscheibe am Tandem montiert ist, an einer Doppelscheiben-SON Nabe aus Tübingen, mit einer Magura BIG- oder einer gatorbrake-Doppelscheibenbremse und einer Schauff-Gabel.

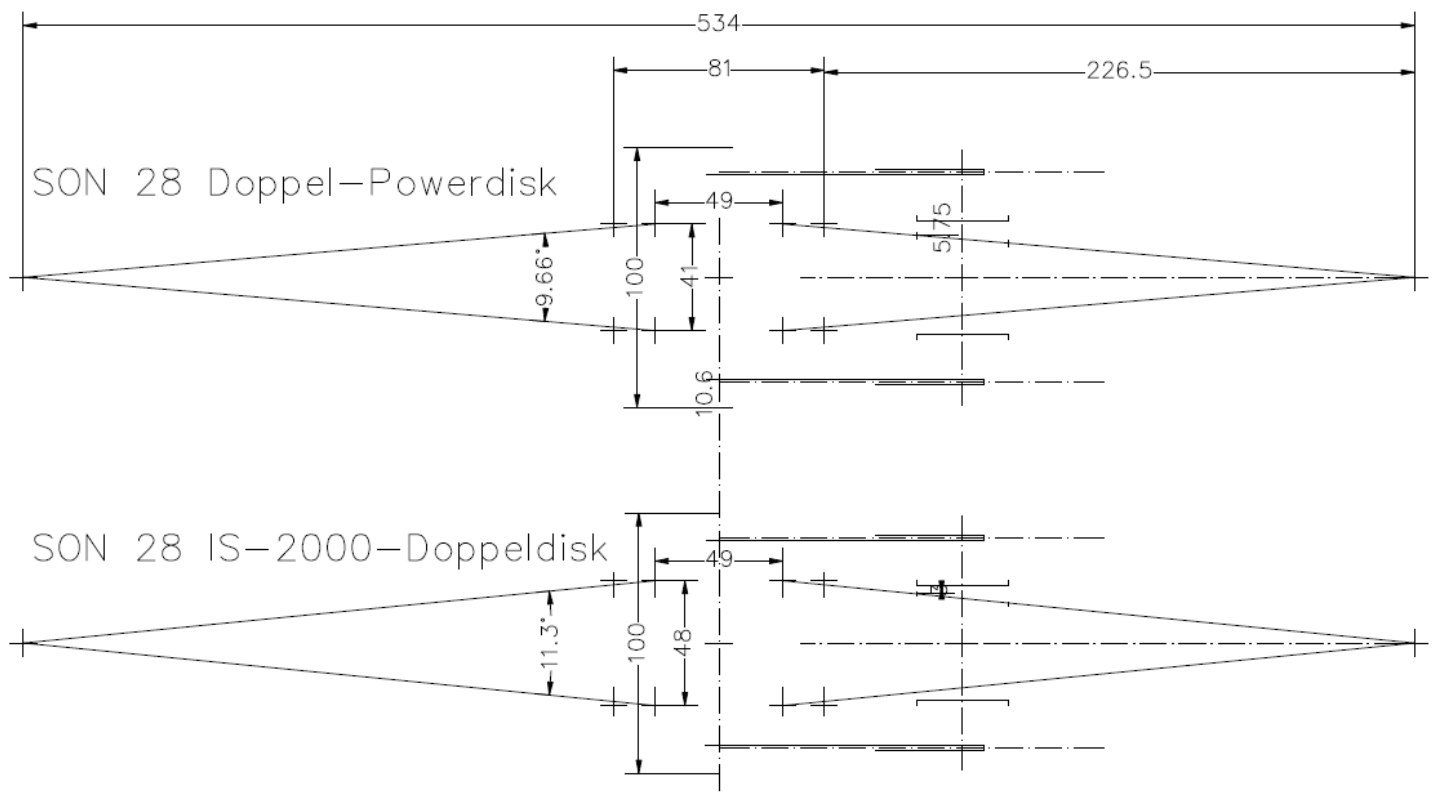
Die Magura BIG Bremse ist ein etwas in die Jahre gekommenes System, das von einer frühen Version der Niederdruck-Julie abgeleitet wurde. Die Niederdruck-Julie wurde 2009 durch die Julie HP (High Pressure) ersetzt. An diesem Niederdruck-System ist nachteilig, dass es größere Kolbendurchmesser an den Bremszylindern benötigt, die bei gleicher Länge eine schlechtere Führung ergeben. Im Magura-Forum ist nachzulesen, dass insbesondere im Winter häufiger Kolbenklemmer aufgetreten sind. Zeitweise wurden deswegen Julie-Bremssättel kostenfrei ersetzt. Trotz ihres Alters ist die BIG keineswegs preiswert zu haben. Ein Update der BIG auf ein Hochdruck-System ist bisher nicht vorgesehen, weil nach Magura-Auskunft die verkauften Stückzahlen das zur Zeit nicht hergeben. Man könnte auch anders entscheiden: „Wir machen die BIG HP, damit die Umsätze in den grünen Bereich steigen. Und dazu bieten wir eine Schnellspanner-Doppelscheiben-Nabe an.“ Würde doch viel besser passen zu den „Passion People“ aus Laichingen.

Kleine Geschichte dazu: Ein Lübecker Händler verlangte Astronomisches für die BIG: 162,- Euro für eine Bremszange, 165,- für einen Bremsgriff. Inzwischen habe ich ein Angebot, das diese Preise mehr als halbiert. Wirklich günstig ist das dann immer noch nicht. Manchmal hilft Geduld: Bei ebay wurden in letzter Zeit einige BIG Bremsen versteigert.

Bei www.gatorbrake.eu habe ich eine Vorderrad-Nabe für eine Doppelscheibenbremse gesehen. Diese ist sowohl als Steckachs- wie auch umgebaut zur Schnellspanner-Nabe zu bekommen. Sie haben dort auch eine gespiegelte 4- und 8-Kolben-Bremszange für die rechte Gabelseite und einen Bremsgriff zur Bedienung zweier

Zangen im Programm. Die Systeme arbeiten wie bei Magura und Shimano mit Mineralöl. Die modernere Technik kann man dort vielleicht sogar zu günstigeren Preisen als bei Magura bekommen? Erste Antworten auf meine Email-Anfragen stimmen mich erwartungsvoll. Gerne würde ich das System an meinem Tandem testen.

Der Doppelscheiben-SON, den ich demnächst in Händen zu halten hoffe, wurde für eine nur noch selten und nur „antiquarisch“ angebotene Sachs PowerDISC-Bremse konzipiert. Olaf Schultz hat einen solchen SON und solche Bremsen an der gefederten Vorderrad-Schwinge seines Liege-Tandems. Die Powerdisk hat wesentlich dickere Bremssscheiben als die heute üblichen 2-mm-„Folien“, die man im Nu wegwerfen darf, weil sie auf 1,7 mm heruntergebremst sind. Die dickeren Scheiben haben dann aber auch zur Folge, dass der Abstand der Speichenflansche zueinander nur noch 41 mm beträgt. Da werden, gemessen an 2-mm-Scheiben, 15 % Breite verschenkt und die Speichen stehen recht steil bei 26- und 28-Zoll-Laufrädern. Sollte es zu einer Neuauflage dieses SONs kommen, könnte der dann einen günstigeren Flanschabstand von bis zu 48 mm aufweisen. Nach Zeichnung müsste das bei 203-mm-Scheiben und 26-Zoll-Felgen für die 18,5 mm nach innen aufbauende BIG-Bremszange immer noch einen ausreichenden Abstand von mehr als 1 mm zur Speiche ergeben.



Es ist kein ganz einfacher Weg, zu einer Doppelscheibenbremse am Fahrrad zu kommen. Um überhaupt etwas zu erreichen, ist man auf Kontakte und das Entgegenkommen von Herstellern angewiesen, die nicht nur den kurzfristig zu erzielenden Gewinn im Auge haben. Ich schlage deshalb vor, dass sich alle, die neugierig geworden und ernsthaft an einer Doppelscheibenbremse interessiert sind, bei mir oder über die Mailing-Liste „tandem-fahren.de“ melden. Wenn es erst einmal eine Gruppe von kaufwilligen Interessenten gibt, wird sich so mancher Hersteller doch überlegen, einzusteigen. Natürlich sind auch Hersteller und Händler, die die Perspektiven dieses Projekts erkennen und es unterstützen wollen, gern gesehene Teilnehmer. Zehn oder mehr Gabeln nach einem neuen, erfolgversprechendem Konzept zu bauen, dürfte lohnender sein, als hin und wieder eine Einzel-Anfertigung durchzuziehen. Bei Schmidt in Tübingen und anderswo wird man das ähnlich sehen.

Danksagungen

Ich danke vor allem Harald Simon aus Bonn und Olaf Schultz aus Hamburg, die mit fachkundigen Hinweisen einen erheblichen Anteil an der Entstehung des Artikels hatten und allen weiteren, ungenannten Korrektur-Lesern.

Zum Autor



Heiner Schuchard fährt seit ca. 60 Jahren Rad, seit zwei Jahren Tandem und lebt in Lübeck, falls er nicht gerade – wie jetzt im April - mit seiner Frau auf Tour ist. Seine Erfahrungen mit dem Tandem waren ihm Anlass, die in früheren Jahren erworbenen Ingenieur-Kenntnisse zu reaktivieren, zu rechnen und ein Konzept einer verbesserten Tandem-Gabel mit dazu passender Bremse zu entwickeln.

Foto: Zbigniew Chmielecki, Gdynia

Rechtliche Hinweise

Alle in diesem Artikel gemachten Angaben erfolgen nach bestem Wissen, aber ohne jegliche Gewährleistung. Die Autoren und der Verein *Fahrradzukunft* lehnen jegliche Haftung für unmittelbare und mittelbare Schäden durch Befolgung oder Nichtbefolgung von in diesem Artikel gegebenen Ratschlägen ab.

Alle Fotos, Grafiken oder Tabellen dieses Artikels stammen vom Autor. Ausnahmen sind gekennzeichnet.