Auslegung und Aufbau der Bremsanlagen für die 'Formula Student'- Rennfahrzeuge BRC08 / BRC09

Prof. Dr.-Ing. Karlheinz H. Bill
Studiengang Fahrzeugtechnik, HTW-Berlin
karlheinz.bill@htw-berlin.de
Stefan Dallmer
AVL SCHRICK GmbH
stefan.dallmer@googlemail.com

Zusammenfassung

Die Hochschule für Technik und Wirtschaft in Berlin, HTW-Berlin, nimmt seit 2006 mit eigenen Rennfahrzeugen an der 'Formula Student' teil. Historisch aus der 'Formula SAE' abgeleitet wird studentischen Teams so ermöglicht, mit selbst gebauten Rennfahrzeugen in einen interdisziplinären Wettbewerb einzutreten. Das Reglement der 'Formula Student' beschreibt die Randbedingungen eines Monoposto-Rennwagens, der innerhalb eines Jahres realisiert werden muss. Zu jedem Wettbewerbsjahr muss somit ein neues Fahrzeug aufgebaut werden.

Für das 'Formula Student' - Rennfahrzeug BRC08 der HTW-Berlin wurden die Bremsanlage vollständig neu gestaltet und die Auslegung der Komponenten konsequent numerisch unterstützt. Im Nachfolgefahrzeug BRC09 wurde die Bremsanlage, basierend auf dem Rennwagen BRC08, weiter entwickelt, ist jedoch in weiten Teilen zum Vorgängerfahrzeug identisch.

Neben Optimierungsmöglichkeiten bei der Auswahl des Bremsbelagreibmaterials zeigt die experimentelle Verifikation der realisierten Bremsanlage am Rennwagen BRC08,

insbesondere bei der Bremsscheibengestaltung und deren thermischer Belastung, noch nicht ausgeschöpfte Potenziale.

1 Einleitung

Die 'Formula Student' umspannt einen fachübergreifenden studentischen Wettbewerb zahlreicher Teams rund um die Entwicklung, die Realisierung und den Betrieb eines einsitzigen Formelrennfahrzeuges, das theoretisch als Prototyp für eine Kleinserie von 1000 Fahrzeugen dienen könnte. Es wird den teilnehmenden studentischen Teams so die Möglichkeit gegeben, ihr Wissen im Bereich der Ingenieurwissenschaften zu festigen und gleichsam weitere, im späteren Berufsleben zunehmend wichtiger werdende 'Soft Skills' zu erlangen. Die Teams in den 'Formula Student' – Projekten sind ähnlich wie in einer Firma organisiert, in der nicht nur die technischen Aufgaben zum Bau eines Formelrennwagens wahrgenommen werden, sondern auch relevante organisatorische und wirtschaftliche Aspekte, wie z.B. Projektmanagement, Finanzplanung und Öffentlichkeitsarbeit mit eingebunden sind.

1.1 Historische Entwicklung der 'Formula Student'

Gestartet wurde der Gedanke der 'Formula Student' im Jahre 1981 in den Vereinigten Staaten von Amerika durch die von der SAE (Society of Automotive Engineers) ins Leben gerufene „Formula SAE“. Ziel des Wettbewerbs war damals - und ist auch heute noch – eine besondere studentische Förderung im Bereich der Ingenieurwissenschaften.

Seit 1998 wird in Zusammenarbeit von SAE und ImechE (Institution of Mechanical Engineers) die 'Formula Student' in England veranstaltet. Mittlerweile hat das 'Formula Student' Konzept in zahlreichen Ländern weitere Anhänger gefunden. So arbeiten mittlerweile an ca. 300 Hochschulen und Universitäten weltweit Studenten in Teams fachübergreifend zusammen. Seit 1999 ist die 'Formula Student' auch in Deutschland zu Hause [1] und wird seit 2006 vom VDI (Verein Deutscher Ingenieure) unter dem Begriff 'Formula Student Germany' alljährlich auf dem Hockenheimring ausgetragen. Die Anzahl der teilnehmenden Hochschulteams ist von 40 im Jahre 2006 auf 78 im Jahre 2009 gestiegen, was die Attraktivität der 'Formula Student Germany' eindrucksvoll dokumentiert.

1.2 Reglement

Das Reglement der 'Formula Student', basierend auf dem Reglement der 'Formula SAE' [2], beschreibt die Eckpunkte zur Realisierung des einsitzigen Formel-Rennwagens, welcher durch studentische Arbeiten innerhalb eines Jahres geplant, konstruiert und realisiert werden muss.

Im Wettbewerb des folgenden Jahres muss wieder ein neues Fahrzeug aufgebaut werden. Trotz der umfänglich ausgeführten Rahmenbedingungen gewährt das Reglement ausreichend viel Freiraum, so dass bei der realen Umsetzung ein kreatives Gestalten möglich wird. So gibt es kein vorgeschriebenes Mindestgewicht, die konkrete Motorkonstruktion des geforderten Viertaktmotors kann frei gewählt werden und es ist möglich modernste Werkstoffe einzusetzen. Jedoch drohen den Teams bei Abweichungen vom Reglement empfindliche Punktabzüge bis hin zur Disqualifikation und somit zum Ausschluss vom Wettbewerb.

Der Wettbewerb selbst ist, wie in Bild 1 dargestellt, in statische und dynamische Disziplinen (Events) gegliedert, die ausschließlich in englischer Sprache präsentiert werden. Die Events werden getrennt bewertet und ergeben in der Summe die Gesamtplatzierung der Teams. Die Beurteilung der Events übernehmen Ingenieure und Fachleute aus dem Rennsport und der Automobilindustrie. Nicht das schnellste Fahrzeug gewinnt somit automatisch, sondern das beste Gesamtpaket aus Technik und Wirtschaftlichkeit.

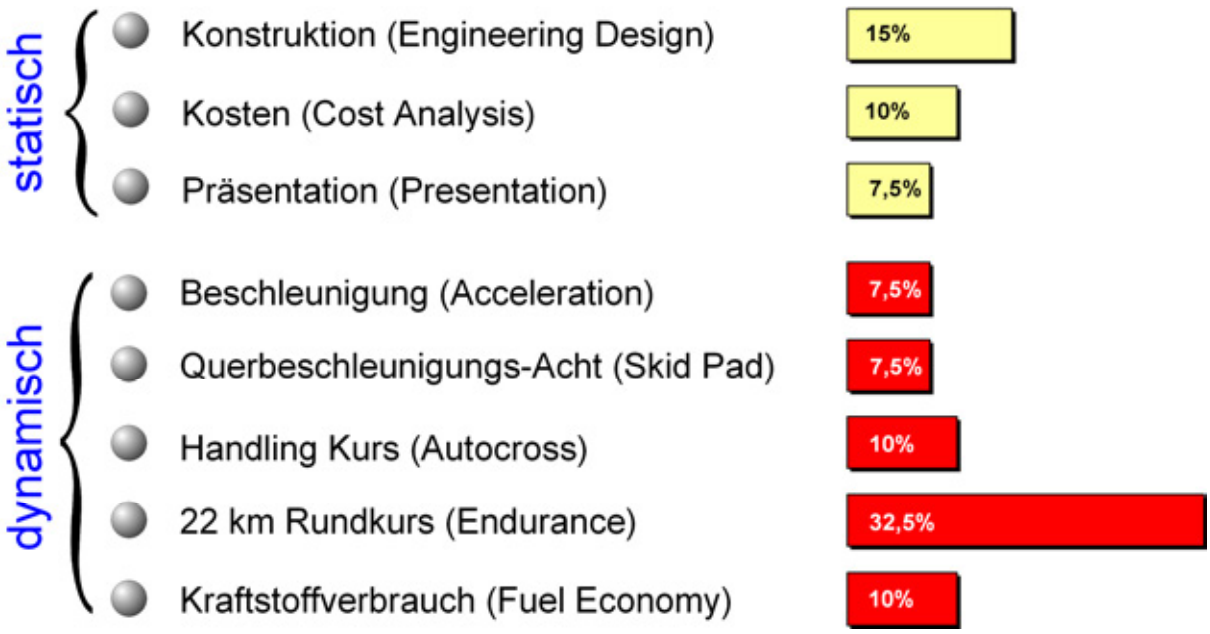

Bild 1: Disziplinen

Bei den statischen Disziplinen werden die Kosten analysiert und für eine imaginäre Produktion des Formelwagens ein Kostenplan erstellt. Die 'Techniker' des Teams müssen während des 'Design Report' alle Konstruktionen und Besonderheiten des Fahrzeugs erklären. Dabei wird nicht die Ausführung einer Konstruktion, sondern viel mehr das fachliche Hintergrundwissen des Teams über die Zusammenhänge bewertet.

Die statischen Disziplinen werden mit der 'Business Plan Presentation' abgeschlossen. Eine Jury aus Wirtschaftsfachleuten bewertet die abschließende Verkaufspräsentation des Formelwagens.

Da der Bau der Fahrzeuge in der Regel nur über ein intensives Industriesponsoring möglich wird, ist die Platzierung der Teams für eine möglichst hohe Attraktivität gegenüber potenziellen Sponsoren von großer Bedeutung. Wichtige Basismerkmale eines 'Formula Student' – Rennwagens sind in Bild 2 zusammengestellt.

Bild 2: Wichtige Basismerkmale eines 'Formula Student' - Rennwagens

2 Rennfahrzeuge

Bild 3 zeigt die Rennfahrzeuge BRC08 (Berlin Race Car 2008) und BRC09 (Berlin Race Car 2009). Die Konzeption beim Bau der Fahrzeuge war jeweils auf die 'Formula Student' Germany (VDI Wettbewerb der 'Formula Student' auf der Rennstrecke

des Hockenheimrings) zugeschnitten und entsprach den Regeln der Formula SAE. Abgeleitet aus den Erfahrungen der Jahre 2006 und 2007 wurden folgende Entwicklungsschwerpunkte gesetzt:

- Unkomplizierter Aufbau, speziell für die 'Formula Student' Germany entwickelt.
- Leermasse von 200 kg.
- Teure und aufwändige Zusatzsysteme durch einfache Konstruktionen ersetzen.
- Bauteileinsparungen durch Mehrfachnutzung.
- Konsequente Berechnung und Optimierung aller gewichtsrelevanten Bauteile mit FE Methoden.

BRC08 BRC09

Bild 3: Rennfahrzeuge BRC08 und BRC09

Im Bereich des Antriebs und des Fahrwerks handelt es sich bei den Fahrzeugen um ein identisches Konzept. Der Fahrzeugrahmen des BRC09 hingegen wurde vollständig neu entwickelt.

Das fahrdynamische Augenmerk liegt bei den Rennfahrzeugen jeweils auf einem besonders guten Beschleunigungs- und Bremsvermögen, welches in den dynamischen Wettbewerbsprüfungen gefordert wird. Die Tabelle 1 gibt Auskunft über wichtige Fahrzeugdaten.

Tabelle 1: Fahrzeugdaten

		BRC08	BRC09
Fahrwerk	Rahmen	Stahl-Gitterrohrrahmen	
	Achsen	Doppelquerlenker	
	Bremsen	Brembo / HTW	
Antrieb	Motorbasis	Yamaha R6	
	Moment M_M/n_M [Nm/min^{-1}]	55 / 7000	
Masse	leer / Betrieb(*) [kg] (*) incl. Fahrer fahrbereit	228 / 320	220 / 309

Die Höchstgeschwindigkeit der Rennwagen steht aufgrund der sehr querbeschleunigungslastigen Streckenführungen in den dynamischen Prüfungen nicht im Vordergrund, so dass diese im Vergleich zu den Fahrzeugen der Vorjahre (v_{max}: 170 – 200 km/h) durch die Stilllegung der höheren Gänge auf 120 km/h reduziert wurde. Dies wirkt sich durch weniger Zugkraftunterbrechungen positiv auf die Beschleunigungsprüfung aus.

3 Auslegung der Bremsanlage

Die Bremsanlage ist gerade in einem Formelwagen bei der Fahrwerksauslegung neben der Radführung und der Reifenwahl die wichtigste Komponente.

Besonders bei den kurvenreichen Strecken der 'Formula Student' Germany ist das Beschleunigungs- und Bremsvermögen für schnelle Rundenzeiten von besonderer Bedeutung. Je effizienter die Bremsanlage das Fahrzeug verzögert, desto länger kann im Bereich hoher Geschwindigkeiten gefahren werden.

Im Idealfall wird auf die Kurve mit voller Geschwindigkeit zugefahren, um dann mit maximaler Kraftschlussausnutzung das Fahrzeug zu verzögern und im Scheitelpunkt der Kurve mit dem Wiederbeschleunigungsvorgang zu beginnen. Um ein spätes Anbremsen zu realisieren sind gute Kaltreibeigenschaften des Belags erforderlich, da der Bremsbelag zu Beginn des Bremsvorgangs noch nicht seine optimale Betriebstemperatur erreicht hat. Ein schneller Anstieg der Bremsverzögerung auf das maximale Niveau ist wichtig, um den Bremsvorgang spät einleiten zu können.

Beim 'Endurance' (siehe auch Bild 1, S.87), welcher einen 22 km langen Handlingkurs darstellt, ist neben den Kaltreibeigenschaften auch die thermische Stabilität der Bremsanlage von Bedeutung. Die Bremsanlage wird durch schnelle Lastwechselvorgänge dynamisch stark beansprucht. Eine extreme thermische Belastung der Bremsen führt zu hohen Temperaturgradienten und Wärmeströmen, die zu thermischen Effekten in der gesamten Anlage führen. Als Folge hieraus werden die Bremsscheiben, die Reibbeläge, die Bremsflüssigkeit und periphäre Komponenten thermisch hoch belastet. Hierbei müssen folgende Temperatureffekte Berücksichtigung finden:

- Bremsscheibe → Hitzerisse
- Reibbeläge → Reibwertänderungen bzw. -verlust bis zum Fading
- Bremsflüssigkeit → Kompressibilitätsänderung → Pedalwegverlängerung
- Peripherie → Abbrand

Die hohe Bedienfrequenz während der Fahrt erfordert ebenso eine ergonomisch günstige Bedienbarkeit der Bremsanlage, so dass der Mensch-Maschine-Schnittstelle eine gleichsam hohe Bedeutung zukommt wie der reinen Verzögerungsleistung der Bremsanlage.

Das Bremssystem des Rennwagens BRC08 wurde von Grund auf neu entwickelt und als Systembasis für zukünftige BRC-Fahrzeuge geplant. Die Wiederverwendbarkeit des Bremssystemdesigns wurde durch den Einsatz im BRC09 auch umgesetzt. Der Schritt zur Modularisierung einzelner Subsysteme ist die Voraussetzung für eine drastische Reduzierung der Entwicklungszeiten neuer Fahrzeuge. Für die Modularisierung - speziell der Bremsanlage - spricht weiterhin, dass die Dimensionierungen der Bremsenkomponenten in einem frühen Stadium der Fahrzeugentwicklung feststehen müssen, da diese einen großen Einfluss auf die Konstruktionen des Gesamtfahrzeugs (Radträger, Radnaben, Rahmen) haben. Die konzeptionelle Entwicklung der Bremsanlage war in erster Linie von der Notwendigkeit zur Gewichtseinsparung und einer

Verbesserung der Bedienbarkeit gegenüber dem Vorgängersystem geprägt. Durch die numerische Betrachtung des Wärmehaushalts konnten bei der Gewichtseinsparung die Kompromisse hinsichtlich Standfestigkeit und Leistungsfähigkeit gut gelöst werden.

3.1 Anforderungen durch das 'Formula Student' Regelwerk

Im Regelwerk, aufbauend auf den 'Formula SAE Rules' [2], werden die Vorgaben für den Aufbau der Bremsanlage beschrieben. Hierbei gilt:

- Alle 4 Räder müssen mit einer Betätigung (z.B. Bremspedal) gebremst werden.
- Es sind 2 voneinander unabhängige Bremskreise erforderlich.
- Für jeden Bremskreis muss ein separater Ausgleichsbehälter vorhanden sein.
- Bei Ausfall eines Bremskreises müssen noch 2 Räder bremsfähig sein.
- Bei Verwendung eines Sperrdifferentials ist eine Bremsscheibe hinten erlaubt.
- Brake-by-wire ist verboten.
- Unarmierte Kunststoffleitungen sind verboten.
- Der Schutz aller Teile der Bremsanlage vor Zerstörung durch den Antriebsstrang und vor geringfügigen Kollisionen muss durch Schutzbleche gewährleistet sein.
- Beim dynamischen Bremstest (50 km/h) wird das Fahrzeug maximal verzögert. Dabei müssen alle Räder gleichzeitig blockieren und das Fahrzeug darf dabei nicht seitlich ausbrechen.
- Ein „Brake-over-travel“ Schalter muss bei einem Ausfall der Bremsanlage oder eines Bremskreises die Zündung und alle Kraftstoffpumpen abschalten. Nach einem Stillstand des Fahrzeuges dürfen sich die elektrischen Verbraucher nicht selbsttätig wieder einschalten lassen. Dieser Schalter muss so angebaut werden, dass der Fahrer keine Möglichkeit hat die Rückstellung selbständig vorzunehmen. Ein Auslösen des Schalters oder ein Abschalten der Verbraucher darf nicht über ein Steuergerät, sondern muss über einen mechanischen Schalter erfolgen.
- Die Fahrzeuge müssen mit einer roten Bremsleuchte mit einer Mindestleistung von 15 W ausgestattet sein. Bei Verwendung einer LED Leuchte muss diese in sehr hellem Sonnenlicht gut sichtbar sein.
- Die Befestigung der Leuchte hat in der Mitte des Fahrzeugs und unterhalb der Schulterlinie des Fahrers zu erfolgen.

3.2 Bremskraftverteilung

Bei der Bremsenauslegung spielt die Bremskraftverteilung und das dieser zugrunde liegende Bremskraftverteilungsdiagramm eine entscheidende Rolle. Im Gegensatz zu der bei Fahrzeugen für den öffentlichen Verkehr geforderten Bremskraftverteilung, bei der die Blockierreihenfolge von Vorder- und Hinterachse festgelegt ist, gilt dies nicht bei den 'Formula Student' Rennfahrzeugen. Der Bremskraftverlauf wird daher im Bremskraftverteilungsdiagramm nicht eingeschränkt. Jedoch werden für das Bremskraftverteilungsdiagramm die üblichen stationären Bedingungen zugrunde gelegt:

- Bewegung in der Ebene (kein Steigungseinfluss).
- Vernachlässigung der Aufbaufederung (keine Bewegung in z-Richtung).
- Konstante Reifenhalbmesser (keine Reifenfederung).
- Vernachlässigung des Radwiderstandbeiwertes.
- Vernachlässigung der Radträgheitsmomente.
- Keine Auswirkung von Luftwiderstandskräften.
- Keine Auf- und Abtriebskräfte.
- Vernachlässigung des Motorbremsmoments.

Bild 4 zeigt die zur Bremsenauslegung erforderlichen Geometrie- und Kraftgrößen am Fahrzeug.

Bild 4: Schwerpunktlage

Zur Beschreibung der idealen Bremskraftverteilung an der Vorder- ($F_{B,v,ideal}$) und der Hinterachse ($F_{B,h,ideal}$) gilt für ein Fahrzeug mit der Masse m_{Fzg} und der Schwerpunktlage h_S, l_v, l_h unter Berücksichtigung der dynamischen Gewichtskräfte an den Achsen ($F_{G,v,dyn}$; $F_{G,h,dyn}$), dem Radstand l und der Erdbeschleunigung g bei der stationären Abbremsung $\ddot{x}_B$ [3]:

$$F_{B,v,ideal} = F_{G,v,dyn} \cdot \frac{\ddot{x}_B}{g} = F_{G,v,stat} \cdot \frac{\ddot{x}_B}{g} + m_{Fzg} \cdot \ddot{x}_B \cdot \frac{h_S}{l} \cdot \frac{\ddot{x}_B}{g} = m_{Fzg} \cdot g \cdot \frac{l_h}{l} \cdot \frac{\ddot{x}_B}{g} + \frac{m_{Fzg} \cdot \ddot{x}_B^2 \cdot h_S}{l \cdot g} \qquad \text{(Gl. 1)}$$

$$F_{B,h,ideal} = F_{G,h,dyn} \cdot \frac{\ddot{x}_B}{g} = F_{G,h,stat} \cdot \frac{\ddot{x}_B}{g} - m_{Fzg} \cdot \ddot{x}_B \cdot \frac{h_S}{l} \cdot \frac{\ddot{x}_B}{g} = m_{Fzg} \cdot g \cdot \frac{l_v}{l} \cdot \frac{\ddot{x}_B}{g} - \frac{m_{Fzg} \cdot \ddot{x}_B^2 \cdot h_S}{l \cdot g} \qquad \text{(Gl. 2)}$$

Unter Berücksichtigung der auf den Radstand bezogenen Schwerpunkthöhe,

$$X = \frac{h_S}{l} \qquad \text{(Gl. 3)}$$

dem Hinterlastachsanteil Ψ

$$\Psi = \frac{l_v}{l} \qquad \text{(Gl. 4)}$$

und der Abbremsung z

$$z = \frac{\ddot{x}_B}{g} \qquad \text{(Gl. 5)}$$

folgt der Zusammenhang zwischen der idealen Bremskraft bezogen auf die Gewichtskraft des gesamten Fahrzeugs (siehe auch [4]).

$$\frac{F_{B,v,ideal}}{F_G} = f(z) = z \cdot \left[(1-\Psi) + z \cdot X\right] \qquad \text{(Gl. 6)}$$

$$\frac{F_{B,h,ideal}}{F_G} = f(z) = z \cdot \left[\Psi + z \cdot X\right] \qquad \text{(Gl. 7)}$$

Für die ideale Bremskraftverteilung folgt durch Elimination des Parameters z:

$$\frac{F_{B,h,ideal}}{F_G} = \sqrt{\frac{(1-\Psi)^2}{4 \cdot X^2} + \frac{F_{B,v,ideal}}{X \cdot F_G}} - \frac{1-\Psi}{2 \cdot X} - \frac{F_{B,v,ideal}}{F_G} \qquad \text{(Gl. 8)}$$

Basierend auf (Gl.8) zeigt Bild 5 die ideale Bremskraftverteilung des BRC08 im Bremskraftverteilungsdiagramm. Zur Erlangung einer bestmöglichen Bremsverzögerung muss sich die konstruktive Normalverteilung am maximalen Reifenkraftschluss orientieren. Während bei anderen Formelfahrzeugen Front- und Heckflügel für zum Teil erheblichen Abtrieb sorgen, sind in der Formula Student die Höchstgeschwindigkeiten für eine effektive Nutzung des aerodynamischen Abtriebs zu gering. Daher kann bei der Standardauslegung die Betrachtung auf den Bereich um ca. 1,0 g begrenzt werden.

Bei einer Kraftschlussanstrengung von 1,0 blockieren bei der in Bild 5 gezeigten Standardauslegung die Vorder- und Hinterachse gleichzeitig. Die BRC-Rennfahrzeuge verfügen über keine weiteren Bremskraftbegrenzer oder Bremskraftverteiler, so dass die reale Verteilung stets durch eine Gerade repräsentiert wird.

Bei von der Standardauslegung abweichenden Kraftschlüssen wird der Abstand der realen Auslegung zur idealen Bremskraftverteilung jedoch recht groß, wodurch sich eine Bremswegverlängerung einstellt und infolge der überbremsten Vorderachse das Fahrzeug mit einem untersteuernden Eigenlenkverhalten reagiert. Insbesondere der

auf dem Parcours realisierbare maximale Kraftschluss kann je nach Reifenwahl und Fahrbahn erheblich differieren, so dass die Bremskraftverteilung vor einem Wettbewerb stets an die aktuelle Kraftschlusssituation angepasst werden muss.

In Rennfahrzeugen ist zu diesem Zweck die Verwendung von zwei durch einen manuell verstellbaren Waagebalken gekoppelte Hauptbremszylinder üblich (siehe Kap. 4.1). Hierdurch ergibt sich ein Spreitzungsbereich, innerhalb dessen der verfügbare Kraftschluss an die ideale Bremskraftverteilung angepasst werden kann.

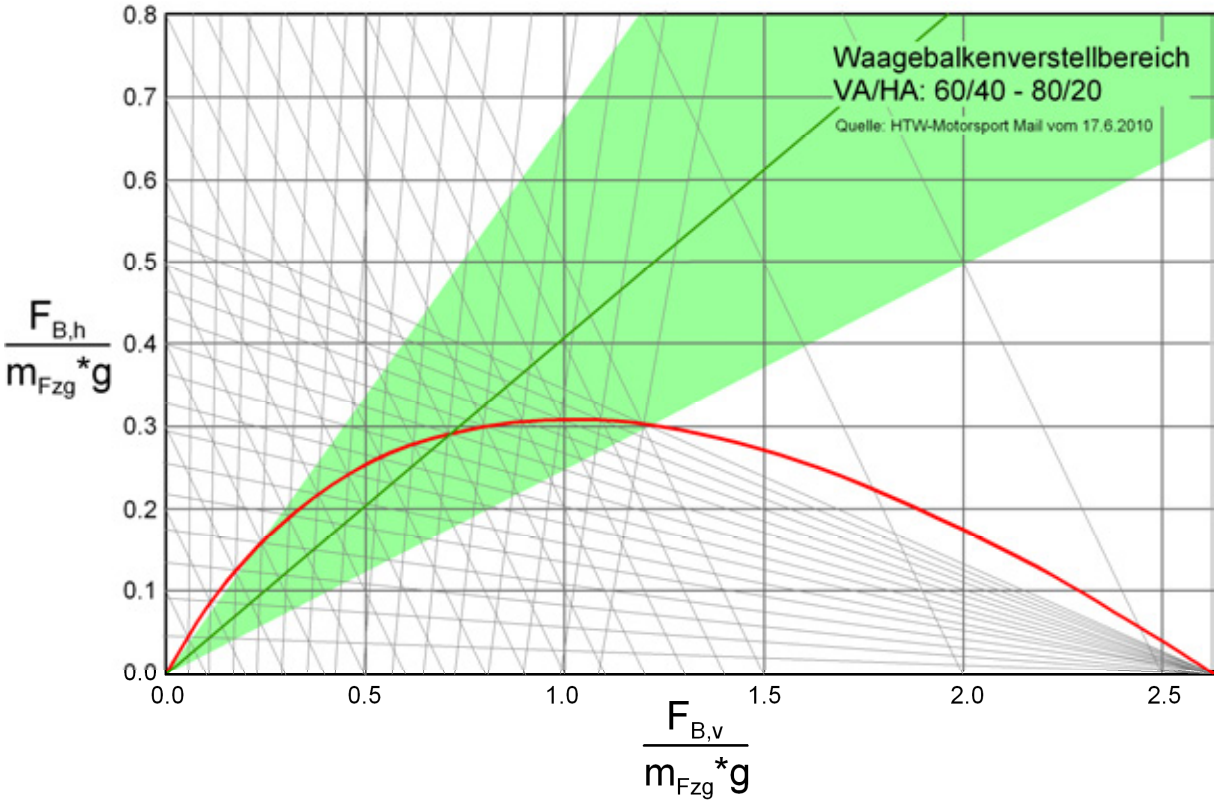

Bild 5: Bremskraftverteilungsdiagramm des BRC08 mit Verstellbereich der realen Bremskraftverteilung

Bei einer Abweichung des bei der Auslegung angenommenen und des während der Fahrt auftretenden Kraftschlusses blockieren bei einer Abbremsung mit der maximalen Kraftschlussausnutzung nicht mehr beide Achsen gleichzeitig, sondern es kommt zu einer definierten Blockierreihenfolge. Zur Sicherung der Fahrstabilität ist ohne den Einsatz von ABS grundsätzlich ein Blockieren der Vorder- vor der Hinterachse erforderlich. Die Kraftschlussanstrengung der Vorderachse muss hierbei größer als die der Hinterachse sein.

Bei der Einstellung der aktuellen Bremskraftverteilung muss daher die Kraftschlussanstrengung der Achsen geprüft werden.

Die Bremsstabilität kann hierzu mit Hilfe des μ-z-Diagramms beurteilt werden. In diesem Diagramm verläuft die ideale Bremskraftverteilung im 45° Winkel. Zur Beurteilung der Bremsstabilität werden zusätzlich die Kurven der Kraftschlussgrenzen eingezeichnet.

Für die Kraftschlussgrenzen gilt unter Berücksichtigung des Hinterachsbremsanteils:

$$\Phi = \frac{F_{B,h}}{F_{B,h} + F_{B,v}} = \frac{F_{B,h}}{z \cdot F_G} = \frac{F_{B,h}}{z \cdot m \cdot g} \qquad \text{(Gl. 9)}$$

<u>Vorderachse:</u>

$$z_v = \frac{\mu \cdot (1 - \Psi)}{1 - \mu \cdot X - \Phi} \text{ oder äquivalent:} \qquad \text{(Gl. 10)}$$

$$\mu_v = \frac{F_{B,v}}{F_{G,v,dyn}} = \frac{1 - \Phi}{\frac{1 - \Psi}{z} + X} = \frac{F_{B,v}}{m \cdot g\left(\frac{l_h}{l} + z \cdot \frac{h_S}{l}\right)} \qquad \text{(Gl. 11)}$$

<u>Hinterachse:</u>

$$z_h = \frac{\mu \cdot \Psi}{\mu \cdot X + \Phi} \text{ oder äqivalent:} \qquad \text{(Gl. 12)}$$

$$\mu_h = \frac{F_{B,h}}{F_{G,h,dyn}} = \frac{\Phi}{\frac{\Psi}{z} - X} = \frac{F_{B,h}}{m \cdot g\left(\frac{l_v}{l} - z \cdot \frac{h_S}{l}\right)} \qquad \text{(Gl. 13)}$$

Bild 6 zeigt beispielhaft das Kraftschlusspotenzial des Fahrzeugs BRC08 für eine auf den Kraftschluss von 1,0 eingestellte lineare Bremskraftverteilung.

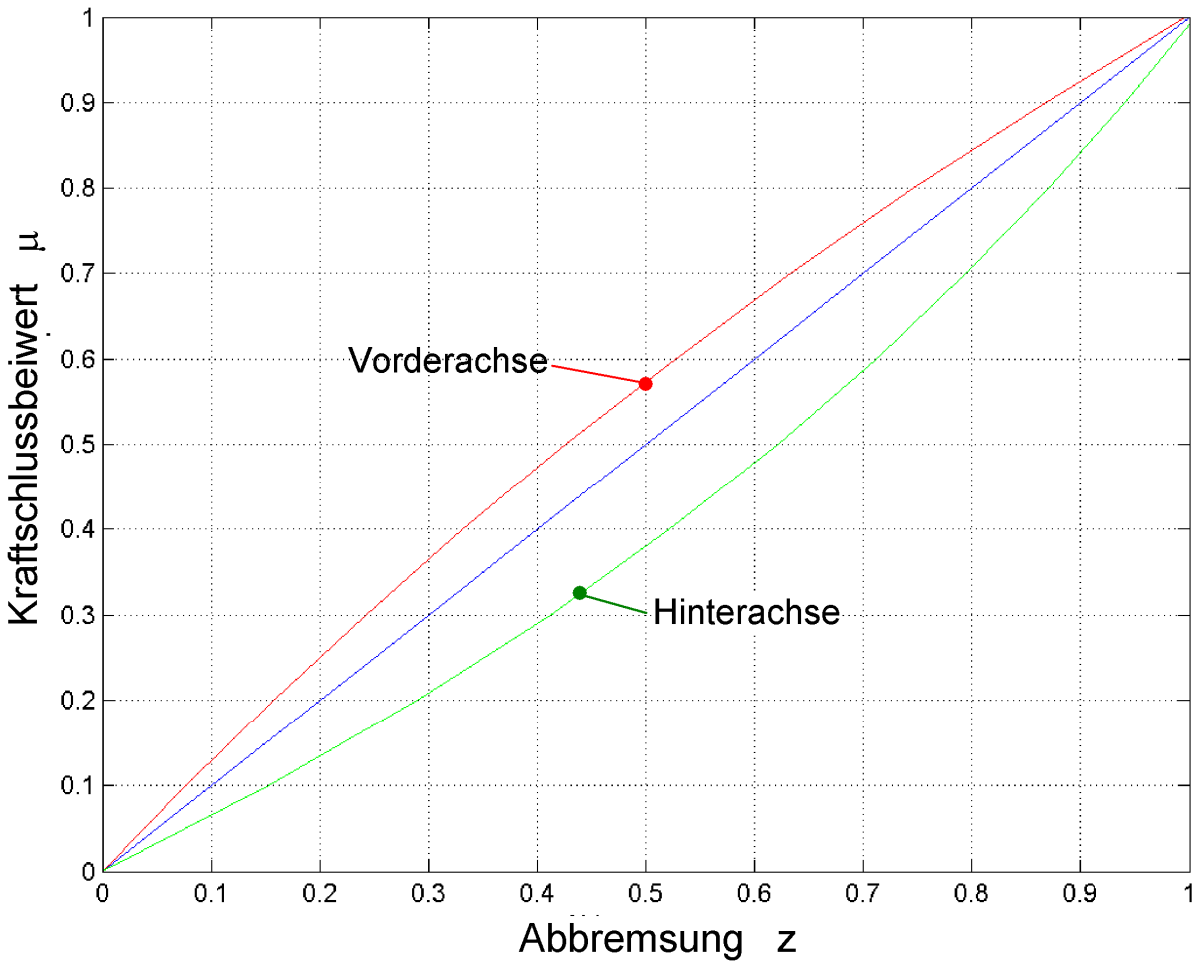

Bild 6: Kraftschlussanstrengung zur Darstellung der Bremsstabilität (μ-z-Diagramm)

3.3 Bremskreisaufteilung

Im 'Formula Student' Regelwerk werden zwei voneinander unabhängige Bremskreise vorgeschrieben. Bei der Auswahl der Aufteilungsart müssen die Ausfallsicherheit und fahrdynamische Aspekte berücksichtigt werden.

Der Ausfall eines oder beider Bremskreise hat hauptsächlich zwei Gründe:

- Leckage
- thermische Überlastung

Die Ausfallwahrscheinlichkeit der Bremsanlage durch eine Leckage ist stark bauartbedingt, wobei die Ausfallwahrscheinlichkeit mit der Zunahme an Komponenten und Verschraubungen steigt. Fest verlegte und unbewegliche Teile und statische Dichtungen bieten eine hohe Sicherheit gegen Ausfall. Bei der Verwendung von Schlauchleitungen steigt das Ausfallrisiko, weshalb im Reglement unarmierte Kunststoffleitungen

nicht zulässig sind. Es werden hierfür mit einem Metallgeflecht ummantelte Leitungen (Stahlflexleitung) verwendet. Eine höhere Ausfallwahrscheinlichkeit hingegen haben bewegte Dichtungen, wie sie zum Beispiel im Hauptbremszylinder und in den Bremssätteln verwendet werden (siehe auch [5]). Ein ebenso wichtiger Aspekt wie der mechanische Ausfall stellt der Schutz vor Ausfall durch eine thermische Überlastung dar. Durch das sehr häufige Anbremsen vor jeder Kurve auf dem Endurance-Parcours wird die Bremsanlage hoch beansprucht. Ein Ausfall, sowohl dauerhaft durch die Beschädigung des Bremsbelags bzw. der Bremsscheibe, als auch temporär durch das Versagen der Bremsflüssigkeit, muss bei der Komponentenauswahl berücksichtigt werden. Ein Versagen der Bremsflüssigkeit kann sich als Dampfblasenbildung oder durch eine unzulässige Bremspedalwegverlängerung infolge zunehmender Kompressibilität der Flüssigkeit bemerkbar machen.

Sollte es zu einem Bremskreisausfall kommen, so muss eine möglichst hohe Spurstabilität verlangt werden, um den Fahrer nicht zu überfordern. Wegen der Verwendung von Festsattelbremsen an den Vorderachsen des BRC08 und des BRC09 stellt sich ein leicht positiver Lenkrollradius ein. Dies schließt eine diagonale Bremskreisaufteilung aus, da das durch die höhere Vorderachsbremskraft entstehende Bremsgiermoment nicht durch ein vom Lenkrollradius initiierten entgegengesetzt wirkenden Lenkgiermoment kompensiert werden kann. Die Bremskreisaufteilung muss daher als Vorderachs- / Hinterachsaufteilung (Schwarz-Weiß-Aufteilung) realisiert werden, was ebenso der Methode der einstellbaren Bremskraftverteilung mittels Waagebalken entgegen kommt (siehe auch Kap. 4.1).

3.4 Thermische Auslegung

Mit Blick auf eine hohe thermische Zuverlässigkeit und gleichzeitiger Reduktion der Massen bietet sich eine numerisch Auslegung des Wärmehaushalts der Bremsanlage an. Beim Bremsvorgang muss die Bremsscheibe etwa 80-90% der gesamten Bremsenergie als Wärme speichern. Nur etwa 10-20% der thermischen Energie werden als erzwungene bzw. freie Konvektion oder Strahlung an die Umgebung abgegeben. Daher wird die thermische Auslegung einer Bremsanlage im Wesentlichen über die Dimensionierung der Bremsscheibe vorgenommen.

Der Gesamtwärmestrom an der Bremsscheibe setzt sich aus dem durch die Radbremse zugeführten Wärmestrom ($\dot{Q}_B$) und den Anteilen der Wärmestrahlung ($\dot{Q}_{St}$), der freien und erzwungenen Konvektion ($\dot{Q}_K$) und des zu anderen Bauteilen hin geleite-

ten Wärmestroms ($\dot{Q}_L$) zusammen. Unter Berücksichtigung des Hinterachsbremskraftanteils nach (Gl. 9), S.97, folgen die an den vorderen und hinteren Radbremsen umgesetzten Leistungen bei der momentanen Geschwindigkeit v:

$$P_{B,Scheibe,h} = \frac{1}{2} \cdot \Phi \cdot m \cdot g \cdot z \cdot v = \dot{Q}_{B,Scheibe,h} = f(t) \qquad \text{(Gl. 14)}$$

$$P_{B,Scheibe,v} = \frac{1}{2} \cdot (1 - \Phi) \cdot m \cdot g \cdot z \cdot v = \dot{Q}_{B,Scheibe,v} = f(t) \qquad \text{(Gl. 15)}$$

Für den Spezialfall der Bremsscheibe kann die räumliche Dimension bei der thermischen Berechnung reduziert werden, Bild 7, indem nur ein Querschnitt des Reibringes betrachtet wird.

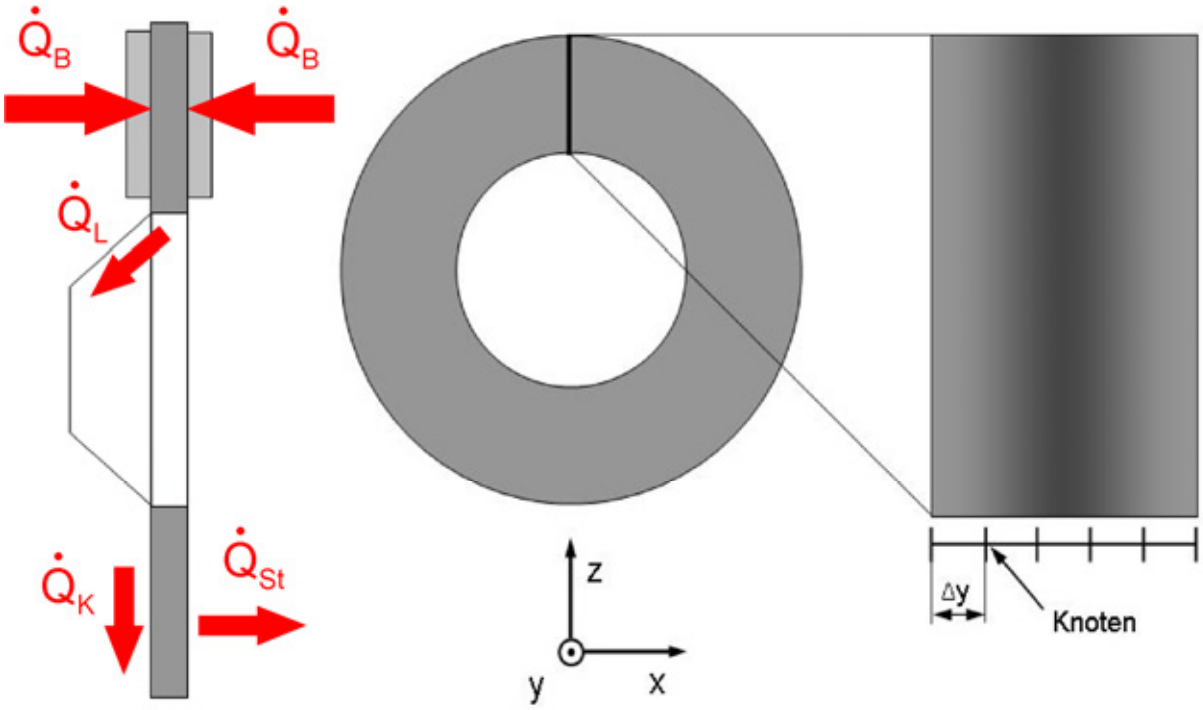

Bild 7: Bremsscheibenmodell

Bei der Modellbildung zur Berechnung der Bremsscheibentemperatur als Funktion der Dimensionierung und Materialwahl werden die Wärmestromanteile in die Bremsbeläge und in den Bremsscheibentopf zusammengefasst und mit den Konvektions- und Strahlungsanteilen als gemeinsamer prozentualer Wärmestromabfluss berücksichtigt.

4 Dimensionierung

In einem Formelfahrzeug wird in aller Regel kein Bremskraftverstärker eingesetzt, so dass neben dem Verzögerungsverhalten die Spannenergieaufnahme der Anlage von großer Bedeutung ist. Ausschließlich die vom Fahrer über das Bremspedal zur Verfügung gestellte Energie (W_{bet}) steht bereit. Benötigt wird diese für:

- Spannenergie (W_{Sp}) (Aufweitung der Bremssättel)
- Formänderungsarbeit ($W_{Üb}$) der Übertragungseinrichtung (z.B. Schlauchleitungen)

$$W_{Bet} = \int F_{Bet} ds_{Bet} = \int p_{Üb} dV_{Üb} + \int F_{Sp} ds_{Sp} \qquad \text{(Gl. 16)}$$

Die Betätigungsarbeit muss minimiert werden, da einerseits der Pedalweg durch den vorhandenen Bauraum stark begrenzt ist und andererseits der Fahrer durch ein hohes Betätigungskraftniveau belastet wird. Konsequenzen spiegeln sich in der Verwendung steifer Leitungen, durch den Einsatz steifer Bremssättel, der Verwendung von Bremsflüssigkeit mit geringer Kompressibilität, einer Maximierung der Reibradien und in einem geringen Systemdruck (30 – 50 bar) wider. Parallel hierzu muss der Betätigungsweg des Bremspedals jedoch auch unter dem Gesichtspunkt der Ergonomie ausgelegt werden.

4.1 Betätigungseinrichtung

Die Gestaltung der Betätigungseinrichtung eines Formelfahrzeugs weicht insbesondere bei der Anbindung des Bremspedals zum Hauptbremszylinder von üblichen Konstruktionen im Personenkraftfahrzeug ab. Die Betätigungseinrichtung soll einerseits über eine verstellbare Bremspedalübersetzung als auch über eine verstellbare statische Bremskraftverteilung verfügen.

Beim Bremspedal sorgen ein geringer Leerweg und eine steife Bremsanlage für ein sicheres Pedalgefühl. Durch die liegende Sitzposition fällt es dem Fahrer schwer, die Bremskraft bei einer Vollbremsung zu dosieren.

4.1.1 Berechnung

Die Bremspedalübersetzung kann mit Hilfe der Bremshebelgeometrie oder einem verstellbaren Betätigungswinkel zwischen der Bremspedalkraft (F_P) und der in Wirkrich-

tung zum Hauptbremszylinder gerichteten Betätigungskraft ($F_{HZ,Bet}$) verändert werden. Bild 8 zeigt die an der Betätigungseinrichtung wirksamen Kräfte.

Bild 8: Kräfte an der Betätigungseinrichtung

Eine flexible Änderung der Übersetzung lässt sich vor Ort jedoch nur sehr aufwändig über die Bremshebelgeometrie erreichen, da die Bremspedallagerung hohen Belastungen ausgesetzt sein kann.

So führt die Umlenkung der Betätigungskraft bei der gezeigten Ausführung – wie auch im Fahrzeug BRC08 realisiert - zu einer hohen Bremspedallagerbelastung durch die Kraft $\vec{F}_{P,Lager}$.

$$\vec{F}_{P,Lager} = \vec{F}_P + \vec{F}_{HZ,Bet} \qquad \text{(Gl. 17)}$$

Beim Rennwagen BRC09 wurde hierauf Rücksicht genommen und die Pedallagerung unter dem Hauptbremszylinderabgiff angeordnet (siehe Bild 13, S.107).

Besser als die Veränderung der Bremshebelgeometrie zur leichten Einstellung der Pedalübersetzung ist eine flexible Veränderung des Anstellwinkels α zum Hauptbremszylinder geeignet. Für die zum Hauptbremszylinder gerichtete Betätigungskraft gilt:

$$F_{HZ,Bet} = \frac{F_P \cdot L_1}{\cos(\alpha) \cdot L_2} \qquad \text{(Gl. 18)}$$

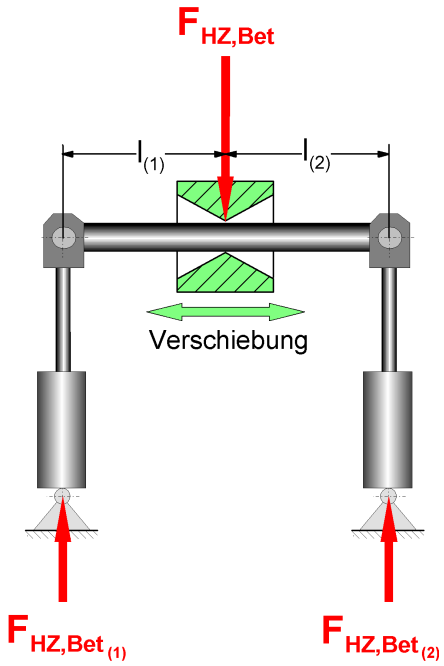

Bild 9: Waagebalken

Zur Anpassung der statischen Bremskraftverteilung an unterschiedliche Kraftschlussverhältnisse auf den Stecken dient die Aufteilung der vom Bremspedal ausgehenden Betätigungskraft ($F_{HZ,Bet}$) auf 2 Hauptbremszylinder. Mit der bei den Fahrzeugen BRC08 und BRC09 gewählten Bremskreisaufteilung (siehe Kap.3.3) wird die Vorder- und Hinterachse jeweils mit einem einkreisigen Hauptbremszylinder betätigt.

Die Verteilung der Druckstangenkräfte übernimmt ein Waagebalken mit einer einstellbaren Position zur Einleitung der zu den Hauptbremszylindern gerichteten Betätigungskraft ($F_{HZ,Bet}$), Bild 9.

Aus den Gleichgewichtsbedingungen am Waagebalken folgt für die Kräfte an den Hauptbremszylindern mit $l = l_{(1)} + l_{(2)}$:

$$F_{HZ,Bet_{(1)}} = \frac{F_{HZ,Bet} \cdot l_{(2)}}{l} \qquad \text{(Gl. 19)}$$

$$F_{HZ,Bet_{(2)}} = \frac{F_{HZ,Bet} \cdot l_{(1)}}{l} \qquad \text{(Gl. 20)}$$

Gemeinsam mit Gl.18 gilt:

$$F_{HZ,Bet_{(1)}} = \frac{F_P \cdot L_1 \cdot l_{(2)}}{\cos(\alpha) \cdot L_2 \cdot l} \qquad \text{(Gl. 21)}$$

$$F_{HZ,Bet_{(2)}} = \frac{F_P \cdot L_1 \cdot l_{(1)}}{\cos(\alpha) \cdot L_2 \cdot l} \qquad \text{(Gl. 22)}$$

Durch die Wahl der Vorder- /Hinterachsaufteilung besteht eine einfach zu realisierende Basis-Bremsdruckverteilung mittels einer getrennten Dimensionierung der Hauptbremszylinder-Kolbendurchmesser ($d_{HZ(x)}$). Zusammengefasst gilt für den Zusammenhang zwischen der Bremspedalkraft und dem Bremskreisdruck:

$$p_{(1)} = \frac{l_{(2)}}{d^2_{HZ_{(1)}}} \cdot \frac{4 \cdot F_P \cdot L_1}{\pi \cdot \cos(\alpha) \cdot L_2 \cdot l} \qquad \text{(Gl. 23)}$$

$$p_{(2)} = \frac{l_{(1)}}{d^2_{HZ_{(2)}}} \cdot \frac{4 \cdot F_P \cdot L_1}{\pi \cdot \cos(\alpha) \cdot L_2 \cdot l} \qquad \text{(Gl. 24)}$$

4.1.2 Komponenten

4.1.2.1 Pedalbox

Die Ausführung der Pedalbox, bestehend aus Brems- und Fahrpedal, muss an folgende Bedingungen geknüpft werden:

- kompakte und leichte Ausführung
- Bauraum optimiert
- steife Pedale
- steife Befestigung
- verstellbar in x-Richtung
- ergonomisch optimiert
- Integration in die Rahmenstruktur

Damit der Fahrer eine ermüdungsfreie Fahrposition einnehmen kann ist es vorteilhaft, wenn die Pedalbox in X-Richtung verschiebbar ist und die Anstellwinkel der Pedale einstellbar sind. Bei der Verwendung von fahrerspezifischen Sitzeinlagen kann auf eine Pedalboxverstellung in x-Richtung verzichtet werden. Für eine ermüdungsfreie Position ist es zudem sinnvoll die Füße auf den Pedalen nicht senkrecht zu positionieren, sondern leicht in Fahrtrichtung zu neigen. Dies kann mit dem Anstellen der Pedale um ca. 5-10° gegen die Z-Achse oder durch den Versatz der Trittfläche des Pedals gegenüber dem Anschlag der Ferse um ca. 10 – 30 mm erfolgen. Mit zunehmendem Anstellwinkel wird jedoch der nutzbare Betätigungsweg eingeschränkt. Um

den Fuß nicht überstrecken zu müssen, ist in der Sitzposition der BRC08/09-Fahrzeuge ein maximaler Betätigungswinkel von ca. 35° möglich.

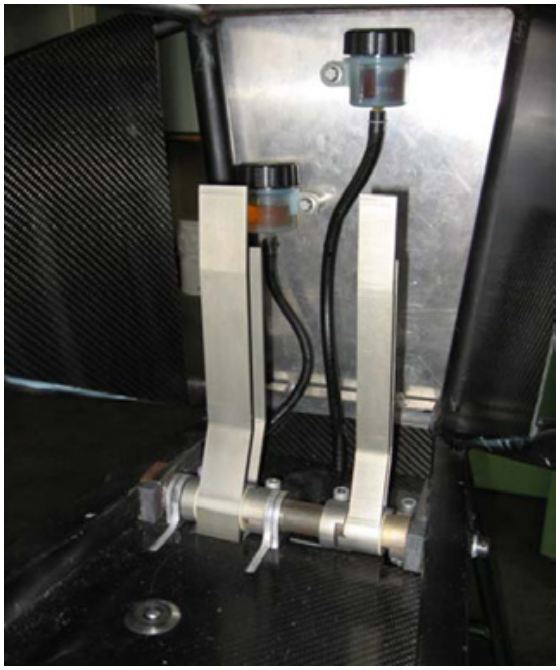

Bild 10: Pedalboxskizze BRC08 [6]

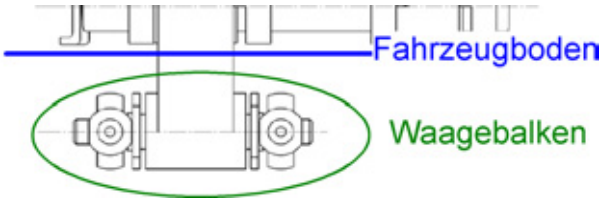

Bild 11: Pedalbox im BRC08 [6]

Bild 10 zeigt eine Skizze der Pedalbox des BRC08, bestehend aus Brems- und Fahrpedal. Der Waagebalken zu den Hauptbremszylindern befindet sich beim BRC08 unter dem Fahrzeugboden. Ein Kupplungspedal ist nicht vorhanden, da die Kupplung elektrisch über das Lenkrad betätigt wird. Die reale Ausführung im Fahrzeug BRC08 stellt Bild 11 dar.

Das Bremspedal verfügt über einen einstellbaren Anschlag in der gelösten Position, welcher das sichere Öffnen der Ausgleichsbohrung (Schnüffelloch) in den Hauptbremszylindern gewährleistet, Bild 12. Der Abstand von Brems- und Fahrpedal muss ausreichend dimensioniert werden, um eine Berührung der Schuhe beim Betätigen sicher zu vermeiden.

Im Rahmen der Weiterentwicklung der Bremsanlage vom BRC08 zum BRC09 war die Pedalbox besonders von Veränderungen betroffen. Bei der Pedalerie des BRC09 wird auf eine Kraftumlenkung verzichtet. Die Hauptbremszylinder müssen daher im Innenraum platziert werden, jedoch wird das Bremspedallager weniger stark belastet. Bild 13 zeigt die Pedalbox des BRC09..

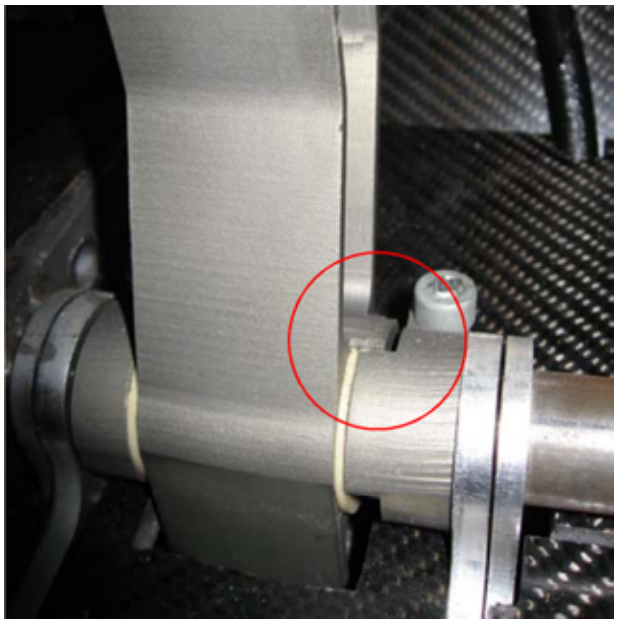

Bild 12: Bremspedalanschlag [6]

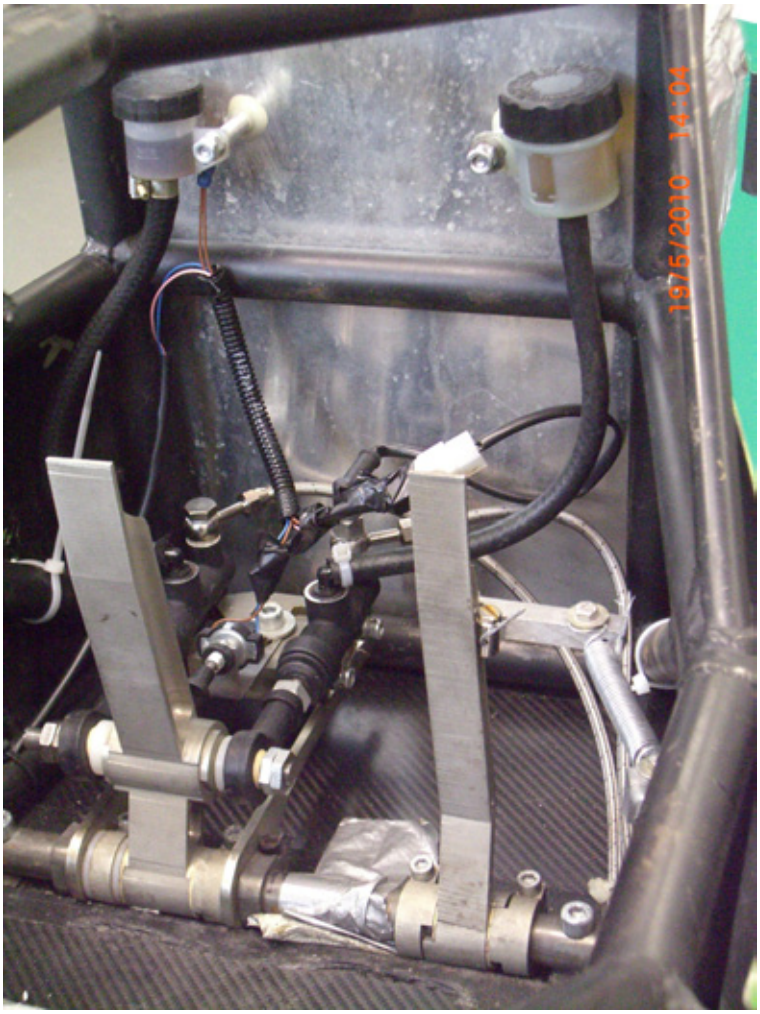

Bild 13: Pedalbox im BRC09

4.1.2.2 Waagebalken

Der Aufbau des Waagebalkens ist bei beiden Fahrzeugen gleich gestaltet. Hierbei wurde besonders auf eine kurze Bauweise des Balkens geachtet, um eine hohe Steifigkeit zu erreichen. Der demontierte Waagebalken ist in Bild 14 mit und in Bild 15 ohne Schiebehülse dargestellt. In das Bremspedal aus Aluminium ist die Schiebehülse aus Stahl (1) eingepresst, um den Verschleiß am Pedal durch die Waagescheibe (2), die sich innerhalb der Hülse abstützt, gering zu halten. Die Stellung dieser Waagescheibe zu den beiden Gelenkköpfen (3) bestimmt die Bremskraftverteilung. Die Gelenkköpfe sind durch je eine Zentrierscheibe (4) und eine Mutter (5) auf der Gewindestange (6) mit dem Gewinde montiert. Bei der Verwendung eines Regelgewindes ist der Kerndurchmesser der Gewindestange zu gering, so dass es zu Verformungen kommen kann. Um ein Mitdrehen der Waagescheibe beim Verstellen zu verhindern, wird diese mittels eines Stiftes (7) in der Hülse (1) fixiert. Über die Zentrierscheiben wird das seitliche Spiel des Waagebalkens so eingestellt, dass sich die Gewindestange

bei einem Ausfall eines Bremskreises ungehindert verschränken kann, jedoch die Hülse im Normalbetrieb nicht übermäßig wandern kann.

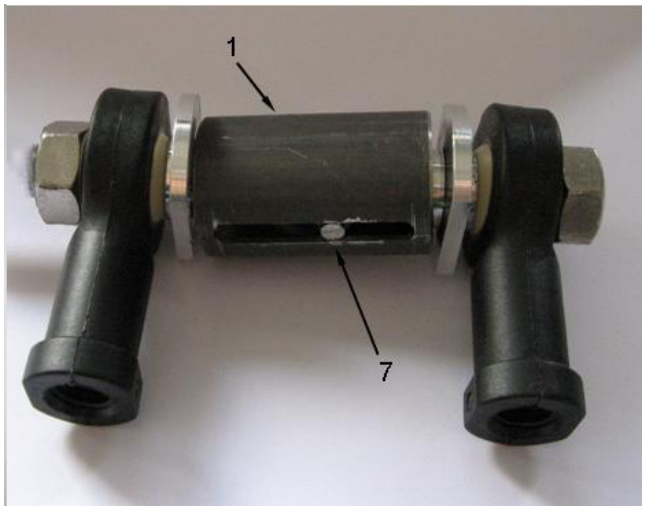

Bild 14: Waagebalken mit Verschiebehülse [6]

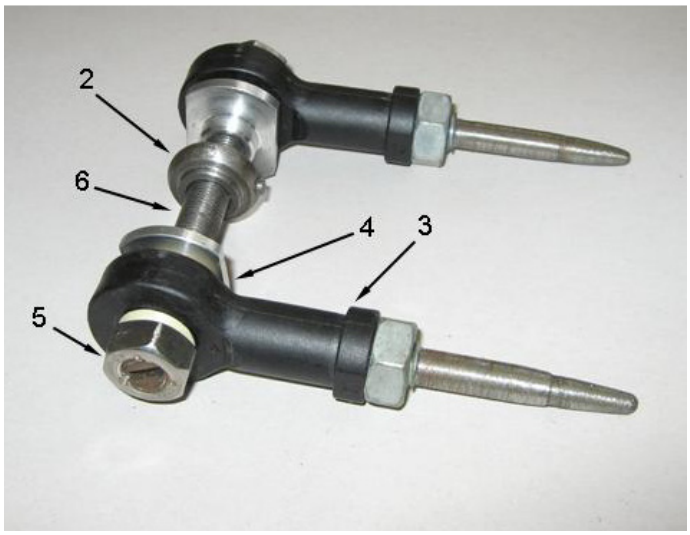

Bild 15: Waagebalken [6]

Im Fehlerfall erfolgt die Abstützung der Zentrierscheibe in der Hülse über deren Bund. Der Durchmesser dieses Bundes bestimmt den Leerweg bei Ausfall eines Bremskreises. Vorteile bei diesem System sind die einfache Herstellung und die Verwendung von gewichtsreduzierenden Kunststofflagern. Ein Nachteil ist der Verschleiß der Waagescheibe in der Hülse bei einer ungünstigen Materialwahl, welche durch die Verwendung eines Uniballgelenkes reduziert werden kann. Die Verwendung eines Uniballgelenkes erfordert jedoch eine Vergrößerung des Schiebehülsendurchmessers.

Zur Änderung der Bremskraftverteilung während des Rennens ist eine Verstellung der Bremsbalance im Cockpit sinnvoll. Dabei wird die Gewindestange des Waagebalkens über eine flexible Welle mit Hilfe eines Drehknopfes im Cockpit gedreht. Raststellungen in diesem Drehknopf verhindern eine selbsttätige Verstellung der Bremsbalance während der Fahrt. Das normale Bremskraftverteilungsverhältnis VA/HA am Waagebalken des BRC08 beträgt 68:32.

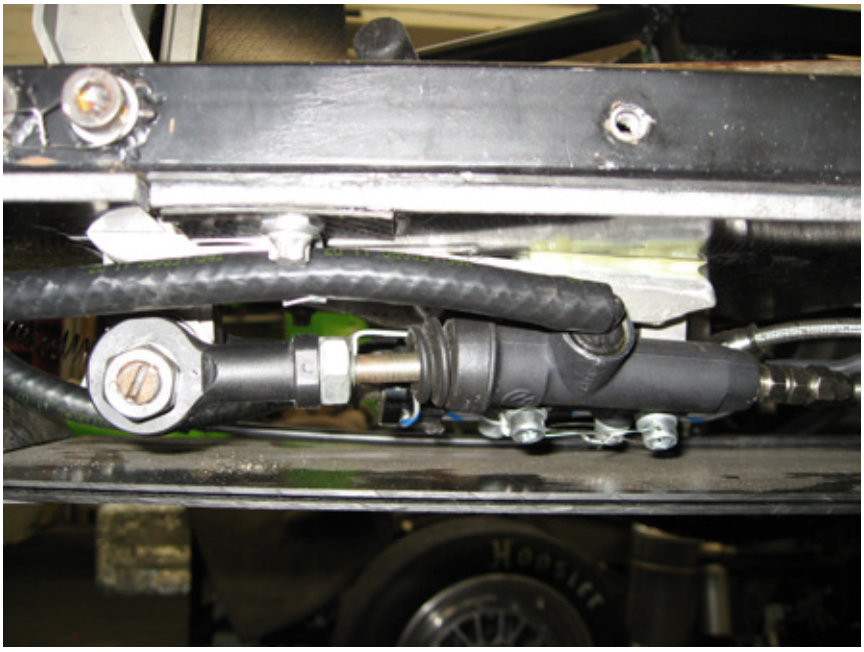

Bild 16: Hauptbremszylinder am BRC08 [6]

4.1.2.3 Hauptbremszylinder

Der unter dem Fahrzeugboden angeordnete Waagebalken und die Hauptbremszylinderadaption des BRC08 zeigt Bild 16. Die Anbindung der Hauptbremszylinder beim BRC09 zeigt Bild 12. Als Hauptbremszylinder bieten sich grundsätzlich serienmäßige Motorrad-Fußbremspumpen an.

Diese sind einkreisig ausgeführt, verfügen über geringe Abmessungen und erlauben jeweils einen externen Ausgleichsbehälter. Die verwendeten Zylinder des Herstellers Brembo® verfügen für beide Bremskreise über einen Kolbendurchmesser von 13 mm, je eine Bauteilmasse von 84 g und sind fest am Chassis montiert. Bei der Bremsenbetätigung wird die Druckstange pedalseitig auf einer Kreisbahn geführt, so dass die Zylinder ein Gelenk zwischen Druckstange und Kolben besitzen müssen, welches in einem Bereich bis ca. 4° gebeugt werden kann. Bild 17 zeigt den prinzipiellen Aufbau.

Nachteilig bei dieser Zylinderausführung ist der durch den Knickwinkel verursachte Verlust an Kolbenkraft.

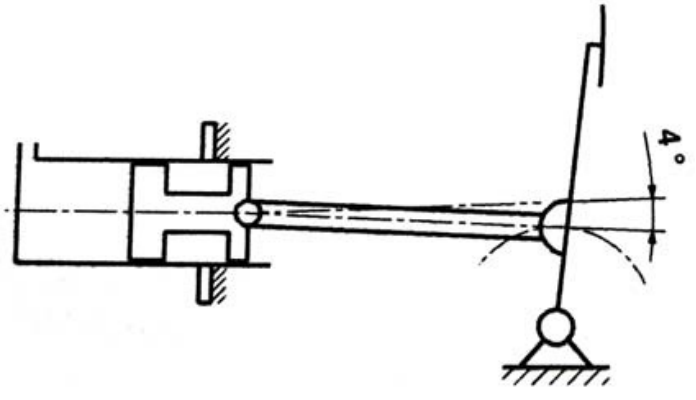

Bild 17: Hauptbremszylinder mit Winkelabweichung [7]

Grundsätzlich sind auch Hauptbremszylinder mit einer starren Verbindung zwischen Druckstange und Kolben möglich, welche die gesamte zur Verfügung stehende Betätigungskraft nutzen. Jedoch muss dann der Zylinder drehbar gelagert werden. Derartige Zylinder sind mit einer stärkeren Druckstange ausgerüstet und besitzen ein höheres Gewicht.

Die vom Reglement vorgeschriebene Bremsleuchte wird bei den Fahrzeugen über einen vom Vorderachsbremskreis angesteuerten hydraulischen Schalter aktiviert. Der Schalter wird hierzu direkt am Leitungsanschluss des Hauptbremszylinders adaptiert, Bild 18. Wegen des robusten Aufbaus finden LED-Leuchten Anwendung, Bild 19.

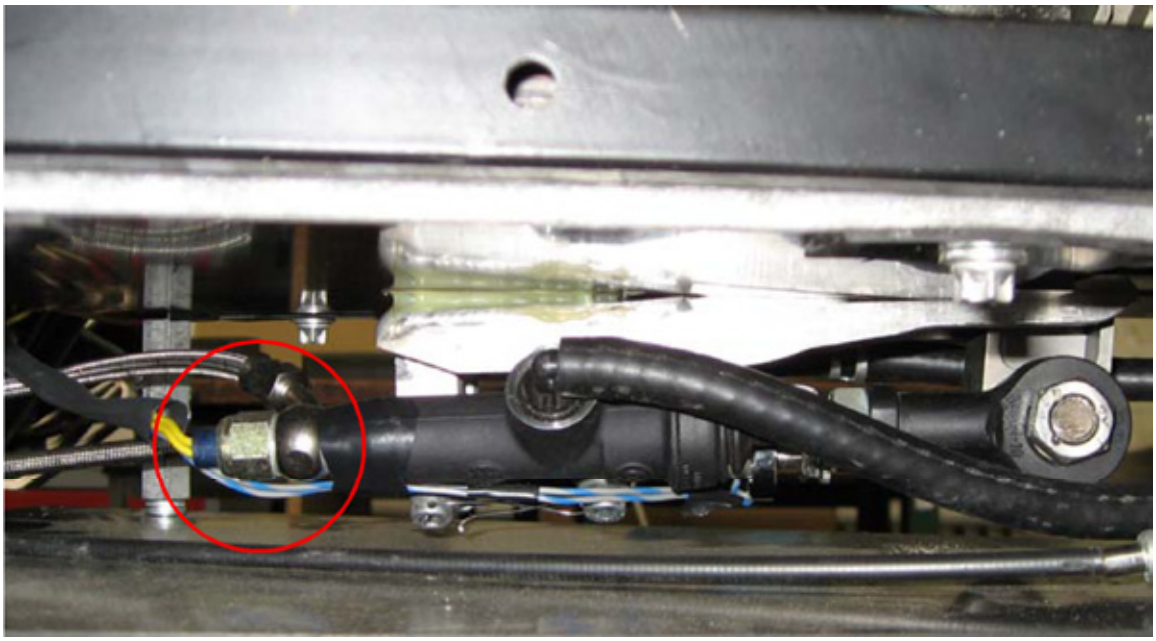

Bild 18: Bremslichtschalter (BRC08) [6]

Bild 19: Bremsleuchte (BRC08) [6]

4.2 Übertragungseinrichtung

Bild 20: Stahlfexleitung am BRC08 [6]

4.2.1 Bremsleitungen

Die Übertragungseinrichtung der Fahrzeuge besteht ausschließlich aus den hydraulischen Leitungen (und deren Inhalt) zwischen der Betätigungseinrichtung und den Radbremsen. Bremskraftverteiler oder elektronische Bremsregelungskomponenten sind bei den BRC-Fahrzeugen nicht vorhanden.

Aufgrund der geringen Leitungslängen ist die Übertragungseinrichtung ausschließlich aus armierten Schlauchleitungen (Stahlflexleitungen) aufgebaut. Zwar besitzen Stahlrohrleitungen eine höhere Drucksteifigkeit, jedoch stellen die Verbindungen zu den notwendigerweise flexiblen Leitungen im Achs- und Radbereich ein zusätzliches Ausfallrisiko dar. Befestigt werden die Leitungen mit Schellen an Achsträger oder Rahmenrohren, Bild 20.

4.2.2 Bremsflüssigkeit

Die in den BRC-Fahrzeugen verwendeten Komponenten stammen überwiegend aus der Motorradtechnik. Die Elastomere der Komponenten sind herstellerseitig für die Verwendung von Polyglykolether ausgelegt.

Polyglykolether basierte Flüssigkeiten sind im Gegensatz zu Silikon- oder Mineralölen weniger kompressibel, wodurch die Steifigkeit der Bremsanlage positiv beeinflusst wird. Ein weiteres wichtiges Kriterium ist die Temperaturstabilität der Bremsflüssigkeit. Getrieben von dem Ziel, möglichst viel reifengefederte Masse an der Bremsanlage einzusparen, stehen nur geringe Möglichkeiten zur Speicherung von Bremswärme zu Verfügung, wodurch überdurchschnittlich hohe Betriebstemperaturen erreicht werden können. Moderne Flüssigkeiten auf der Basis von Polyglykolether bieten hohe Trockensiedepunkte, die selbst die Spezifikation nach DOT 5 übertreffen (z.B. Castrol® SRF).

4.3 Radbremsen

Es ist sinnvoll die Anzahl der Kolben und die Kolbendurchmesser der Bremssättel vor der Auslegung der Bremsscheibe festzulegen, da die Bremsscheiben ein sehr großes Gestaltungspotenzial in Bezug auf Durchmesser, Dicke und Montage besitzen. Ein wichtiger Parameter ist die Belaghöhe, welche unter Berücksichtigung der Belagpressung die Belaglänge und somit die Anzahl der Bremskolben beeinflusst. Der mittlere Reibradius der Bremsscheibe wird durch eine geringe Reibbelaghöhe begünstigt. Die Umfangskraft an der Bremsscheibe greift über eine radiale Fläche an, die vom Außenradius r_a und dem Innenradius r_i des Bremsbelagreibringes begrenzt wird. Für den mittleren Reibradius gilt:

$$r_B = \frac{r_a^3 - r_i^3}{r_a^2 - r_i^2} \qquad \text{(Gl. 25)}$$

Die benötigte Gesamtbremskolbenfläche der Radbremse $A_{K,B}$ hängt vom Bremsleitungsdruck des jeweiligen Bremskreises ($p_{(1/2)}$), dem Bremsenkennwert C^*, der zu erzielenden Bremskraft im Reifenlatsch der jeweiligen Achse $F_{B,(v/h)}$, dem dynamischen Reifenhalbmesser r_{dyn} und dem mittleren Reibradius des Bremsbelages r_B ab.

$$A_{K,B} = \frac{F_{B,(v/h)}}{p_{1/2} \cdot C^*} \cdot \frac{r_{dyn}}{r_B} \qquad \text{(Gl. 26)}$$

Tabelle 2: Daten der Radbremsen (BRC08/09)

		VA	HA
Bremsattel	Typ	Brembo P30B	
	∅ Kolben [mm]	30	
	Belaghöhe [mm]	33	
	Gewicht [g] incl. organischem Belag	470	
Bremsscheibe	Material	42CrMo4	
	Außen ∅ [mm]	220	200
	Dicke [mm]	5	4
	Gewicht [g] (*)	215	185

Quelle: S. Dolny, Mail 17.6.2010
(*) VA glatt, HA verzahnt

Die benötigte Anzahl von Bremskolben kann in Verbindung mit einem gewünschten Reibring auf der Bremsscheibe unter Berücksichtigung der zulässigen spezifischen Flächenpressung des Bremsbelags und der hiermit verbundenen Belagdimension abgeschätzt werden.

Die Flächenpressung sollte bei organischen Belägen den Wert von 12 N/mm^2 nicht überschreiten. Die Radbremssättel und Beläge an der Vorder- und Hinterachse sind bei beiden Fahrzeugen baugleich. Tabelle 2 fasst die Daten von Bremssattel und -scheibe zusammen.

4.3.1 Bremssattel

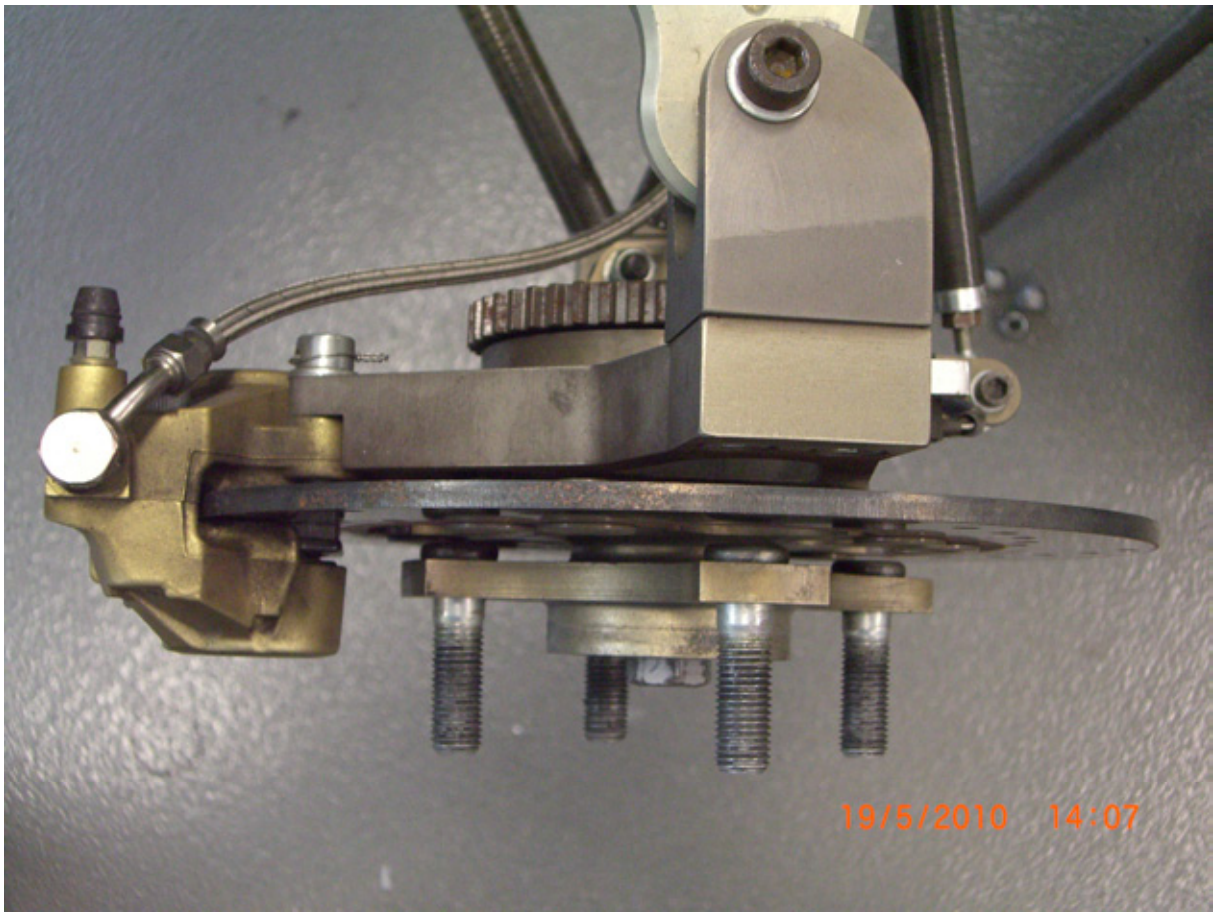

Bild 21: VA-Bremse BRC09

Bild 22: HA-Bremse BRC09

Bremssättel für Formelfahrzeuge müssen möglichst leicht und trotzdem sehr steif (Volumenaufnahme) ausgeführt werden. Im Rennsport werden bevorzugt Festsättel verwendet. Diese haben eine geringe Volumenaufnahme und können gewichtsreduziert konstruiert werden. Aufgrund der hohen Festsattelsteifigkeit besitzen diese ein sehr gleichmäßiges Bremsbelagverschleißverhalten. Aufgrund hoher Biegemomente an der Sattelbrücke von Faustsätteln muss diese sehr massiv ausgeführt werden. Motorradsättel haben daher in der Regel eine höhere Masse als Festsättel mit gleicher Leistung. Zudem muss aufgrund der massiven Sattelbrücke der Reibradius bei gegebenem Felgenfreiraum reduziert werden. Grundsätzlich sind 2-Kolben Festsättel vom Bremsumfangskraftniveau für Fahrzeuge der 'Formula Student' ausreichend. Wenn

die höhere Masse von Mehrkolben Festsätteln (4, 6, 8 Kolben) akzeptiert werden kann, so bieten diese an der Vorderachse durch längere Beläge Vorteile. Durch die Verringerung der Reibflächenhöhe infolge des längeren Belages können Bremsscheiben mit kleinerem Durchmesser gefahren werden. Da bei Mehrkolbensätteln die Kolbenfläche im Allgemeinen größer ist als bei 2-Kolbensätteln kann der Bremsdruck verringert werden. Zudem kann das Belagkippmoment, verursacht durch die mit dem Hebel der Belagdicke an der Belagrückenplatte wirkenden Reibkraft, kann durch die Verwendung unterschiedlicher Kolbendurchmesser im Mehrkolbensattel kompensiert werden. Eine gleichmäßige Belagpressung wird jedoch auch mit hochwertigen 2-Kolben Festsättel mit geführten Bremskolben erreicht. Die Radbremse der Hinterachse des BRC09 zeigt Bild 22. In Bild 21 ist die im Renneinsatz verwendete Vorderachsbremse des BRC09 dargestellt. Die Fahrzeuge BRC08/09 sind mit axial am Radträger montierten 2-Kolben Festsätteln (P30B) mit einem Kolbendurchmesser von 30 mm des Herstellers Brembo® ausgerüstet.

4.3.2 Bremsbeläge

Bei der Auswahl der Bremsbeläge muss zunächst grundsätzlich entschieden werden, ob beim Einsatz von metallischen Bremsscheiben gesinterte Metallbeläge oder organisch basierte Bremsbeläge verwendet werden. Bei organischen Belägen liegt die Betriebstemperatur im Allgemeinen im Bereich von 300 – 400 °C, wobei bei einer Beharrungstemperatur von ca. 200 °C mit einem erhöhten Verschleiß gerechnet werden muss. Der Reibwert organischer Beläge liegt im Bereich von 0,3-0,5. Sinterbeläge können mit höheren Temperaturen gefahren werden und haben einen gleichmäßigeren Reibwertverlauf über der Temperatur. Der Reibwert liegt bei gesinterten Bremsbelägen im Bereich von 0,4-0,7, wobei besonders der Kaltreibwert im Gegensatz zu organischen Belägen höher ist. Dadurch lässt sich mit Sinterbelägen eine höhere Bremsleistung in der Anfangsphase des Bremsvorgangs realisieren, so dass sie sich speziell für den Handlingparcours der 'Formula Student' besser eignen als organische Beläge. Jedoch erzeugen Sinterbeläge einen hohen Bremsscheibenverschleiß. Durch die hohe Wärmeleitfähigkeit von gesinterten Belägen werden zudem hohe thermische Anforderungen an die Bremsflüssigkeit gestellt.

Für die im BRC08 und BRC09 verwendeten Bremssättel (P30B; Brembo®) werden gesinterte Beläge von TRW® mit der Materialmischung SR (SQR) angeboten. Im Wettbewerb wurden bislang organische Beläge mit einer Belaghöhe von 33 mm einge-

setzt. Die Verwendung von Sinterbelägen stellt für zukünftige Optimierungsschritte eine Option dar.

4.3.3 Bremsscheiben

Die Bremsscheibe bietet umfangreiche Möglichkeiten bei der Optimierung der Bremsanlage. Die Bremsscheibe ist zudem von allen Bauteilen der Bremsanlage die Komponente, die am einfachsten und kostengünstigsten selbstgefertigt werden kann, da auf eine Innenkühlung der Scheibe verzichtet werden kann.

Tabelle 3: Bremsscheibenauslegungsparameter

	Option	Einfluss
Montageort	Radträger	Scheibenanbindung
	Chassis	angetriebene Achse
Material	Leichtmetall	Schmelzpunkt
	Stahl	Masse
	CFK	Kaltreibwert, Kosten
Dimensionierung	Wärmekapazität	Temperaturentwicklung
	Festigkeit	Verformung, Bruch
	Reibradius	Einbauraum

Tabelle 3 gibt einen Überblick über Auslegungsparameter der Bremsscheibe.

4.3.3.1 Montageort

An der angetriebenen Achse (in aller Regel die Hinterachse) muss eine Montage der Bremsen am Chassis geprüft werden, um die reifengefederte Masse möglichst gering zu halten. Bei den Fahrzeugen BRC08/09 sind die Bremsscheiben am Radträger montiert, da der Bauraum am Differential sehr eingeschränkt ist. Der Bremsscheibenmasse kommt – mit Blick auf die reifengefederte Masse – ein entsprechend hoher Stellenwert zu. Hieraus folgt die Notwendigkeit von Optimierungen hinsichtlich der Wärmekapazität und der Strukturfestigkeit in Abhängigkeit vom Bremsscheibenmaterial.

Analog zur Bremsscheibenadaption bei Motorrädern ist eine feste oder schwimmende Montage der Bremsscheibe am Radträger realisierbar. Eine schwimmende Befestigung

von Bremsscheibenreibring und dem Scheibeninnenring, durch welchen die Adaption an die Radnabe bewerkstelligt wird, hat den Vorteil, dass die Ausdehnung des Reibringes bei Erwärmung weniger stark behindert wird, als bei einer fest montierten Bremsscheibe. Hierdurch wird die Schirmung des Reibringes unter hohen Temperaturen und die Gefahr eines dauerhaften Verzugs minimiert.

Jedoch können bei einer schwimmenden Lagerung Klappergeräusche während der Fahrt auftreten. Diese Geräusche werden durch die Verwendung einer 'halbschwimmenden' Befestigung mittels Floatern vermieden, welche durch den Einbau zusätzlicher Wellscheiben zwischen Bremsscheibe und Flansch eine Vorspannung erzeugen, Bild 23. Zwar ist die Anwendung von schwimmenden Bremsscheiben konstruktiv und fertigungstechnisch aufwendiger; durch die Verwendung von Aluminium für den Scheibeninnenring wird die Masse der schwimmenden Bremsscheibe gegenüber der fest montierten Scheibe jedoch reduziert.

Bild 23: Floater [6]

4.3.3.2 Material und Dimensionierung

Über die Dimensionierung der Bremsscheibe entscheidet die Auswahl des Materials. Als kostengünstiges Bremsscheibenmaterial kann Aluminium oder Stahl verwendet werden. Bremsscheiben aus Kohlefaserverbundwerkstoffen werden im Rennsport häufig gefahren, sind jedoch für das Strecken- und Fahrprofil bei der 'Formula Student' aufgrund des geringen Kaltreibwertes und der hohen Herstellungskosten wenig geeignet.

Bremsscheiben von Rennfahrzeugen werden oft mit Löchern oder Nuten versehen. Die Nuten bzw. Löcher dienen nicht zur Kühlung der Bremsscheibe, sondern reinigen die Beläge. Durch die Elastizität des Belages drückt sich dieser beim Überstreifen in die

Aussparung hinein und wird beim Verlassen der Aussparung abgetragen. Dadurch tritt bei gelochten oder genuteten Bremsscheiben ein erhöhter Belagverschleiß auf, jedoch ist das Tragbild von Belag und Scheibe gleichmäßiger und einer Riefenbildung kann vorgebeugt werden. Wichtig hierbei ist eine gleichmäßige Anordnung der 'Negativanteile'. Bei der Anordnung von Löchern in der Bremsscheibe ist die gegenseitige Überschneidung der Löcher auf den Kreisbahnen der Belagfläche wichtig. So wird der Belag an jeder Stelle von der Perforation überstrichen und die Bildung von Riefen durch die Perforation wird vermieden.

Bei der Verwendung von Nuten tritt im Allgemeinen dieses Problem nicht auf. Der vom Belag überstrichene Negativanteil sollte auf dem gesamten Umfang der Bremsscheibe gleichmäßig sein. Dadurch wird Bremsenrubbeln und eine Geräuschentstehung unterdrückt. Die beim Betrieb entstehenden Kerb- sowie Wärmespannungen sind für die Dauerfestigkeit relevant, für den 'Formula Student'-Wettbewerb steht jedoch das Materialvolumen zur Aufnahme der Bremsenergie alleinig im Vordergrund.

Insbesondere bei der Dimensionierung der hinteren Bremsscheibe ist eine ausführliche Festigkeitsberechnung erforderlich. Durch den geringen Wärmeeintrag auf Grund niedriger Bremskräfte können die hinteren Bremsscheiben theoretisch sehr dünn gefertigt werden.

Ein kritischer Lastfall tritt jedoch auf, wenn das Fahrzeug nach einem „Dreher“ mit erhöhter Geschwindigkeit rückwärts fährt und der Fahrer das Bremspedal mit voller Kraft betätigt. Durch die infolge der dynamischen Achslastverlagerung an den Hinterrädern erzeugte hohe Bremskraft kann es zum Ausknicken der Reibringes oder zum Abreißen der Floater kommen.

Die Massen der Reibringe von Vorder- und Hinterachse müssen aufeinander abgestimmt werden, damit die Betriebstemperaturverläufe ähnlich sind. Diese Forderung ergibt sich aus der Temperaturabhängigkeit des Belagreibwertes. Bleibt zum Beispiel die Bremsscheibentemperatur an der Hinterachse auf einem niedrigeren Niveau, wird mit zunehmender Temperaturdifferenz zur Vorderachse Bremsleistung verschenkt, weil der Belagreibwert an der Vorderachse ein höheres Niveau erreicht, als an der Hinterachse.

Gefährlicher ist eine Reibwertüberhöhung an der Hinterachse. Erhöht sich der Belagreibwert an der Hinterradbremse bei zunehmender Temperatur schneller als der

Reibwert an der Vorderradbremse, so kann sich die Blockierreihenfolge umkehren und das Bremsverhalten des Fahrzeugs wird instabil.

Zur Bauteilreduzierung und Gewichtseinsparung ist es sinnvoll, die Bremsscheibe gleichzeitig als Drehzahlgeberrad für eine Traktionskontrolle zu verwenden und sie mit Löchern bzw. Nuten auszustatten. Hierbei müssen jedoch temperaturfeste Drehzahlgeber eingesetzt werden.

4.3.3.3 Realisierung

Die mittels Laser ausgeschnitten Reibringe der BRC08/09-Fahrzeuge bestehen aus 42CrMo4, Bild 24. Dabei wurde die Stärke des Rohmaterials ca. 1-2 mm größer gewählt. Bei Bedarf kann der Reibring noch vergütet werden, was jedoch nicht zwingend erforderlich ist. Durch das anschließende Planschleifen und Richten der Scheiben wird die finale Reibringdicke und der Planlauf hergestellt, Bild 25.

Bild 24: Reibring geschnitten BRC08 [6]

Bild 25: Reibring geschliffen BRC08 [6]

Neben der Reibringdicke bietet die Integration des Innenringes in die Radnabe ein weiteres Potenzial zur Gewichtseinsparung. Durch die Befestigung des Bremsscheibenreibringes mittels der Floater entfallen alle Schraubverbindungen, so dass der Abstand zwischen Felgenflansch und Radlager verringert werden kann.

Geringe Biegemomente im Achszapfen sind die Folge. Bild 26 zeigt die vorteilhafte Integration des Bremsscheibeninnenringes in die Radnabe am BRC08. Der Bremsscheibendurchmesser an der Vorderachse des BRC08 / BRC09 beträgt 220 mm. Während des Renneinsatzes waren die Bremsscheiben an der Vorderachse des BRC09 baugleich mit denen des BRC08. Die Hinterachsscheiben beider Fahrzeuge besitzen einen Durchmesser von 200 mm.

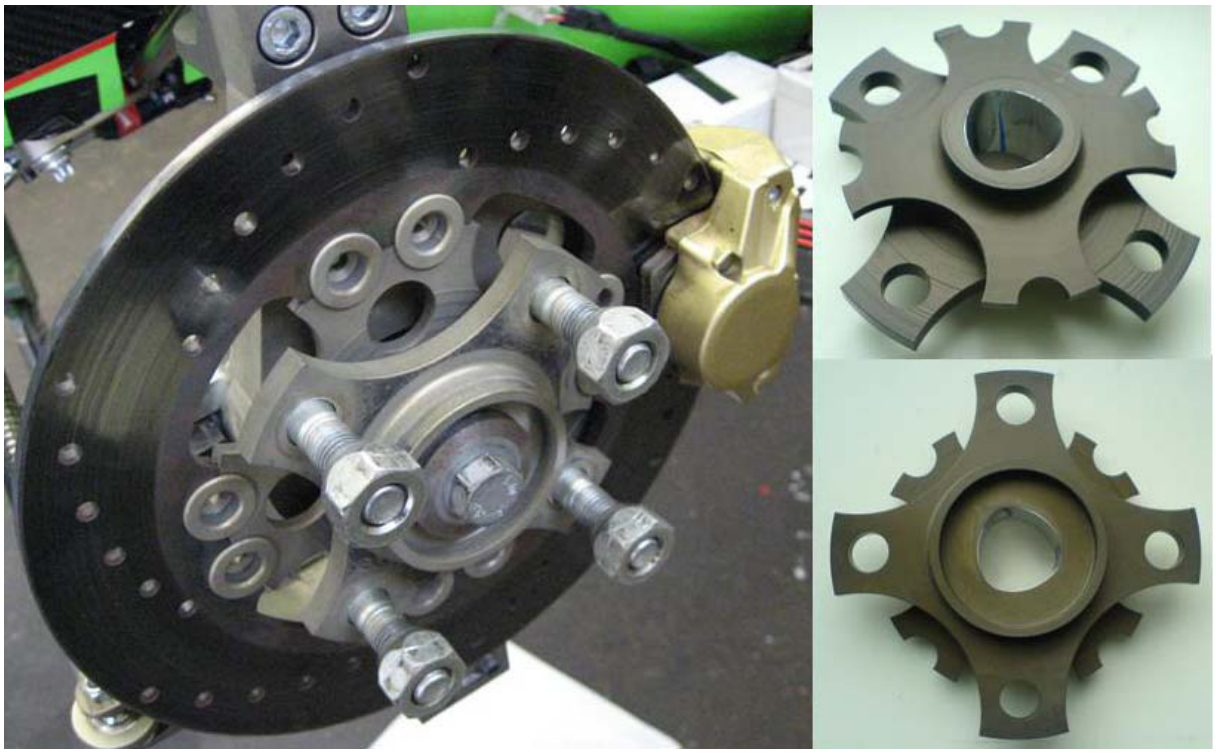

Bild 26: Integration des Scheibeninnenringes in die Radnabe - BRC08 [6]

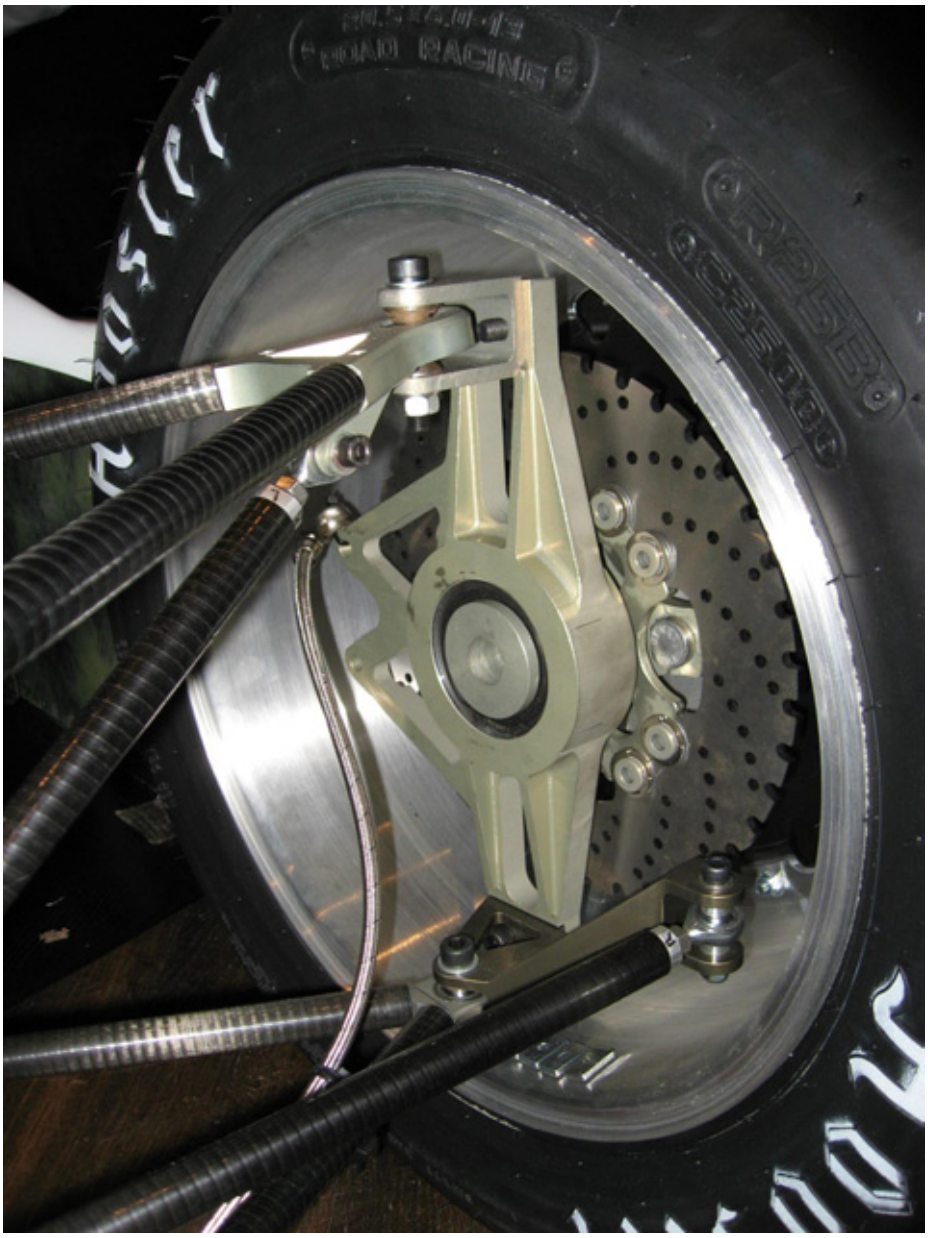

Bild 27: Alternative Bremsscheibe - Vorderachse BRC09

Für das Fahrzeug BRC09 stehen weiterentwickelte Bremsscheiben mit einem verzahnten Scheibenrad zur Verfügung, welche zusätzlich als Rotor für eine Raddrehzahlsensierung dienen können (siehe Bild 22, Bild 27). Die Scheiben an den Vorderachsen beider Fahrzeuge sind mit jeweils 5 mm Dicke ausgeführt, die an den Hinterachsen jeweils mit 4 mm.

5 Experimentelle Verifikation

Insbesondere zur Überprüfung des thermischen Verhaltens der Bremsanlage wurden Versuchsfahrten mit dem Rennwagen BRC08 durchgeführt. Die Versuche wurden auf

dem ehemaligen Militärflughafen in Jüterborg/Altes Lager durchgeführt. Der Testparcours bestand aus einer ebenen ca. 600 m langen und 80 m breiten Betonplattenbahn.

Die ausgewählte Strecke zeigte an keiner Stelle Teeraustritt aus den Stoßfugen der Platten bzw. Bewuchs von Gras, Bild 28. Auf Grund fehlender Fahrbahnmarkierungen war ein konstanter Kraftschluss auf der gesamten unverschmutzten Strecke zu erwarten. Zur Datenaufzeichnung wurde das in Bild 29 dargestellte Anzeigegerät MyChron 3 XG Log mit integriertem Datenlogger des Geräteherstellers AIM verwendet.

Der Datenlogger legt die Messdaten in einem internen Flashspeicher ab. Über freiprogrammierbare Analogkanäle können Druck- und Temperatursensoren (Thermoelemente und Temperaturwiderstände), Linear- und Drehpotentiometer, Lambdasonden und Alarm-LED's angeschlossen werden.

Die Abtastrate kann für jeden Kanal frei konfiguriert werden. Über zusätzliche Eingänge können Raddrehzahlgeber zur Geschwindigkeitsmessung angeschlossen werden. Interne Sensoren ermöglichen die Erfassung von Längs- und Querbeschleunigung. Zudem besteht die Möglichkeit Daten des Motorsteuergerätes mittels CAN-Bus zu erfassen.

Bild 28: Versuchsgelände in Jüterborg / Altes Lager [6]

Im Fokus der Messungen stand die Erfassung der Bremsscheibentemperaturen, da durch die Temperaturdifferenz der Scheiben die Bremskraftverteilung infolge des temperaturabhängigen Belagreibwertes beeinflusst wird.

Die Aufheizung der Bremsscheiben wurde aus einer Anfangsgeschwindigkeit von 95 km/h mit vollverzögerten Abbremsungen bis zum Stillstand als Einzel- und als Folgebremsung bei einer Pedalkraft von 250 – 270 N (knapp unter der Blockierschwelle der HA) erreicht. Die Bremsscheibentemperatur wurde mit üblichen NiCr-Ni Schleifelementen erfasst.

Bild 29: VMyChron 3 XG Log [9]

Die Montage des Bremsscheibentemperatursensors erfolgte ca. 40mm in Drehrichtung hinter dem Auslauf der Bremsscheiben aus dem Bremssattel. Der Sensor wurde hierzu mittig in der Reibfläche positioniert, Bild 30, wobei die Scheibenlochung beachtet werden muss. Die Temperaturen von Vorder- und Hinterachse wurden an der rechten Fahrzeugseite gemessen.

Bild 30: Montage des Bremsscheibentemperatursenors am BRC08 [6]

Die gelochten Bremsscheiben erlaubten aufgrund der reinigenden Wirkung der Scheibenlochung keine dauerhafte Ermittlung der Reibtemperatur am Bremsbelag mit in der Reibfläche integrierten Thermoelementen.

Neben den Temperaturen wurden bei der experimentellen Überprüfung der Bremskraftverteilung ebenso die Bremsleitungsdrücke einbezogen.

Tabelle 4 zeigt die Bremsscheibentemperaturen an der Vorderachse ($\vartheta_{BS,v}$) und der Hinterachse ($\vartheta_{BS,h}$), sowie die resultierende Temperaturdifferenz ($\vartheta\Delta$) in Abhängigkeit von der Anzahl der Abbremsungen für eine Verteilung von 62% Vorderachs- und 38% Hinterachsanteil.

Die auch nach 10 Folgebremsungen eher geringen Bremsscheibentemperaturen deuten auf Möglichkeiten für weitere zukünftige thermisch motivierte Gewichtsoptimierungen hin.

Tabelle 4: Vergleich der Bremsscheibentemperaturen

Anzahl der Abbremsungen	$\vartheta_{BS,v}$ [°C]	$\vartheta_{BS,h}$ [°C]	$\Delta\vartheta$ [°C]
1	82	63	19

Berücksichtigung finden müssen bei einer Feinabstimmung auch die jeweiligen Reibtemperaturen am Bremsbelag, die in Abhängigkeit der Wärmeleitfähigkeit des Bremsbelagmaterials zum Teil erheblich von der Scheibentemperatur abweichen können. Aufgrund der geringen Wärmeleitung organischen Belagmaterials ist zu erwarten, dass sich hier ein höherer Temperaturunterschied zwischen Bremsscheibenoberfläche und Belagreibfläche einstellt, als dies bei gesinterten Reibbelägen der Fall sein wird.

Tabelle 5 zeigt den Temperaturunterschied zwischen der Bremsscheibe und dem organischen Bremsbelag an der Vorderachse des BRC08.

Tabelle 5: Vergleich von Bremsscheiben- und Bremsbelagtemperatur an der Vorderachse des BRC08 bei Verwendung eines organischen Bremsbelages [6]

Anzahl der Abbremsungen	$\vartheta_{BS,v}$ [°C]	$\vartheta_{BB,v}$ [°C]	$\Delta\vartheta$ [°C]
1	82	267	185

6 Ausblick

Bei der Entwicklung des Rennfahrzeugs BRC08 wurde die Bremsanlage neu ausgelegt und im Fahrzeug BRC09 mit Ausnahme der hinteren Bremsscheiben für den Wettbewerb übernommen. Gleichzeitig wurde eine geschlossene Bremsenberechnung eingeführt, die als Dokumentation des 'Design Reports' der 'Formula Student' Germany dient.

Die Auswertungen der experimentellen Untersuchungen zeigen zukünftige Optimierungspotenziale auf. Die Betriebstemperaturen der Bremsscheiben, insbesondere an

der Hinterachse, können weiter gesteigert werden. Durch einen Wechsel von organischem Bremsbelagmaterial hin zu metallischen Sinterbelägen kann die Leistungsfähigkeit der Bremsanlage bei zukünftigen Fahrzeugen weiter gesteigert werden.

Um eine mechanische Destabilisierung der Scheiben bei weiteren Gewichtsreduzierungen zu vermeiden bietet sich beispielsweise ein größerer Negativanteil durch eine verstärkte Perforation an. Ebenso muss die Verwendung von Leichtmetall zur Herstellung der Bremsscheiben geprüft werden.

Jedoch darf trotz allen Optimierungswillens die Robustheit der Anlage nicht aus dem Auge verloren werden, da gute Platzierungen beim 'Formula Student' Wettbewerb nur mit einem ausfallsicheren Fahrzeug erreicht werden können.

7 Literaturverzeichnis

[1] VDI-FVT-Jahrbuch 2009, Was ist die Formula Student Germany?, S.134 ff., Dezember 2008, Düsseldorf

[2] 2010 Formula SAE Rules, SAE International, 2009

[3] Bill, K.: (2009): Skriptum zur Vorlesung Bremsentechnik, HTW-Berlin, Stand 2009

[4] Breuer / Bill (Hrsg., 2006): Bremsenhandbuch, 3. Auflage, Friedrich Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, Wiesbaden, September 2006, ISBN 3-8348-0064-3

[5] Burckhardt / Burg (1988): Berechnung und Rekonstruktion des Bremsverhaltens von PKW. Kippenheim: Verlag-Information, 1988

[6] Dallmer, Stefan (2008): Entwicklung eines Programms zur Auslegung von Bremsanlagen für Formelwagen für die Formula Student, Diplomarbeit am Studiengang Fahrzeugtechnik der FHTW-Berlin, November 2008, Berlin

[7] Trzesniowski M. (2008): Rennwagentechnik. 1. Aufl. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2008

[8] *N.N.:* Sinterbelag ohne ABE, TRW KFZ Ausrüstung GmbH, Technisches Datenblatt: LUC-SR-201HH (SRQ)

[9] http://www.me-mo-tec.de/default.aspx?ID=83, MyChron 3 XG LOG technical documentation, gesehen am: 25.10.2008 / 10:25