



Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während des Bremsvorgangs

Degenstein, Thomas; Winner, Hermann
Technische Universität Darmstadt
Fachgebiet Fahrzeugtechnik

Zusammenfassung

In dieser Veröffentlichung wird ein Messaufbau an einer Scheibenbremse beschrieben, mit dem es erstmals möglich ist, während des Bremsvorgangs den Betrag und den Angriffspunkt der kolben- und faustseitigen Spannkraft zu messen.

Mit Hilfe einer Analyse des Systems Radbremse wurde ein Bremsbelag, der weiterhin den Abmessungen der Originalbremsbeläge entspricht, mit jeweils 4 integrierten Piezoquarz-Sensoren entwickelt. Für die Erläuterungen des Messaufbaus werden u. a. die Kraftflüsse in einer Radbremse, das Aufweiten des Bremssattels unter Bremsdruck und die Flächenpressungsverteilung unter einem Belag dargestellt.

Als Ergebnisse werden die Differenz der faust- und kolbenseitigen Spannkraft mit steigendem Bremsdruck und die Verläufe der Spannkraftverteilungen bei einer stehenden Bremsscheibe im Vergleich zu denen während eines Bremsvorgangs gezeigt. Weiterhin wird die Entwicklung der faust- und kolbenseitigen Kraftangriffspunkte mit steigendem Bremsdruck im Stillstand und während eines Bremsvorgangs abgebildet. Als weitere Einsatzmöglichkeiten dieser Bremsbeläge wird in einem Ausblick auf einen Einsatz als DTV-Werkzeug zur Messung von Bremsscheibengeometriefehlern verursachten Kraftschwankungen eingegangen.

Measurement of the forces in the friction area of a disc brake during a braking process

Degenstein, Thomas; Winner, Hermann
Technische Universität Darmstadt, Chair
of Automotive Engineering, Germany

Summary

In this publication a measuring device on a disc brake is described, which for the first time makes it possible to measure the load magnitude and its resulting point of application both at piston- and finger-sides during the braking process.

By means of an analysis of the brake system a pad with 4 integrated Piezoquarz sensors was developed and integrated into the pad without changing its original dimensions. In order to explain the measuring device the force lines in a wheel brake, the expansion of the calliper under braking pressure, the surface pressure distribution under a pad and further effects are described.

The results show the difference of the finger- and piston-sided force with an increasing braking pressure and the courses of the clamping force distributions for a stationary brake pad in comparison to those during a braking process. Furthermore, the development of the finger- and piston-sided points of application of load with an increasing braking pressure is represented in standstill as well as during braking. The possibility of using these brake pads as a tool for measuring force variations due to DTV and other disc deviations is also discussed as a further application.

1. Einleitung und Motivation

Im Laufe der Entwicklung des Automobilbaus wurden die Funktionen einer Fahrzeugbremse, deren Hauptaufgabe die Reduzierung der Fahrzeuggeschwindigkeit ist, durch eine Vielzahl von Zusatzfunktionen wie ABS, ESP oder auch BDW erweitert. Gleichzeitig sind die Anforderungen an die Bremse gestiegen: So müssen zehn direkt aufeinander folgende Vollbremsungen aus 100 km/h [19] erfüllt werden, wobei die Ansprüche an eine Komfortbremse einzuhalten sind, d. h. auch ein kurzzeitiges Quietschen wird heute nicht mehr akzeptiert.

Mit dem Ziel, die Vorgänge bei Bremsen näher untersuchen und verstehen zu können, wurde am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt in Kooperation mit der TMD Friction Gruppe eine Messeinrichtung entwickelt, mit der es erstmals möglich ist, während eines Bremsvorgangs die in der Reibfläche zwischen Belag und Scheibe wirkenden Spannkraft zu messen. Dabei können der Betrag und der Angriffspunkt der Spannkraft sowohl auf der Faust- als auch auf der Kolbenseite zeitgleich erfasst werden.

Der Wunsch zur Erweiterung des Wissens bezüglich der Vorgänge in einer Radbremse spiegelt sich auch in der großen Anzahl an Forschungs- und Entwicklungsarbeiten auf diesem Gebiet wider [6]. Beispielhaft sind hier Veröffentlichungen über Momenten- und Reibwertschwankungen von Lange [10], über die Entstehung und Ausbreitung von Scheibendickenschwankungen (Disc Thickness Variation = DTV), z. B. Schumann [13], Quietschen z. B. Eriksson [7], Bremsenrubbeln z. B. Vries [25] und die Entstehung von Hot Spots von Suryatama [16] zu nennen. In mehreren Ansätzen wird versucht, durch Simulationen Erkenntnisse über die Vorgänge während eines Bremsvorgangs in der Radbremse zu gewinnen, so z. B. Schumann [14], der über ein Mehrkörper-Modell die Entstehung von DTV untersuchte. Die Eingangsgröße des Simulationsmodells ist in der Regel die Spannkraft der Bremse als ursächliche Wirkgröße. Das Wissen über die tatsächlich anliegende Spannkraft während des Bremsvorgangs könnte zur Validierung des Simulationsmodells [13] dienen. Da aber sowohl der Betrag als auch der Angriffspunkt der Spannkraft nicht bekannt sind, wird in der Regel stattdessen die Kolbenkraft verwendet. Auf die Unterschiede zwischen der Kolben- und der Spannkraft sowie deren Auswirkungen wird zu einem späteren Zeitpunkt eingegangen.

Auch für die in Zukunft möglichen elektrischen Fahrzeugbremsen (EMB) in Serienfahrzeugen wäre nach Schwarz [15] die Messung der Spannkraft z. B. in einem kräftemessenden Belag ein bislang fehlendes „Puzzlestück“ im Regelkreis elektromechanischer Bremssystemen.

2. Analyse des Systems Bremse und Stand der Technik

Für die Einsatzmöglichkeiten des neu entwickelten Messsystems werden zunächst über die Grundgleichungen einer hydraulischen Bremse erweiterte Radbremsemodelle vorgestellt.

Die Hauptbestandteile einer Scheibenbremse sind in Abbildung 1 dargestellt.



Bremsbelag [22]



Bremssscheibe



Bremsssattel [20]

Abb. 1: Bestandteile einer Scheibenbremse: Bremsbelag, -scheibe und -sattel

Die Grundgrößen der Kräfte in einem Bremse lassen sind nach Abbildung 2 zusammenfassen:

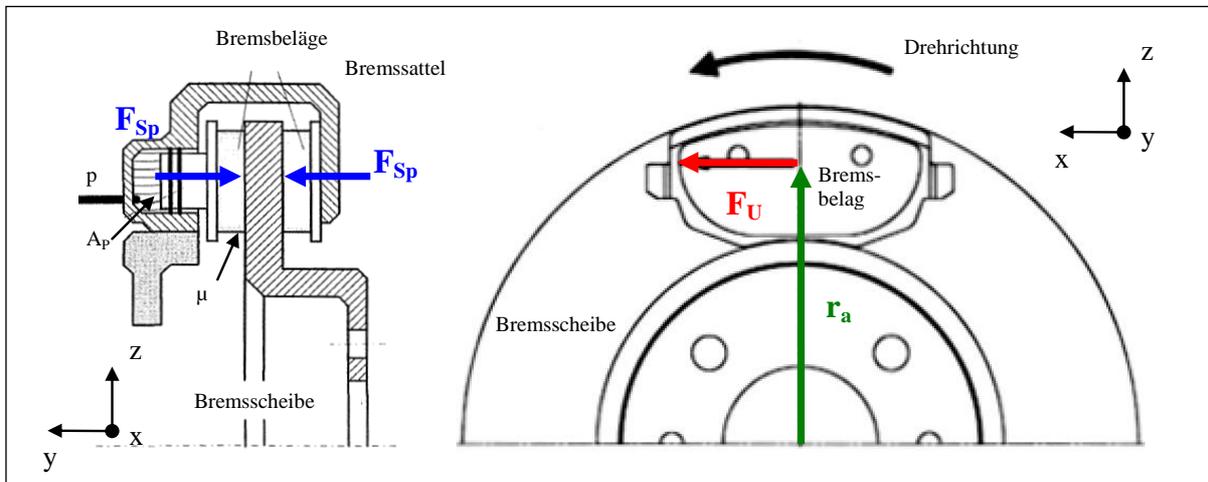
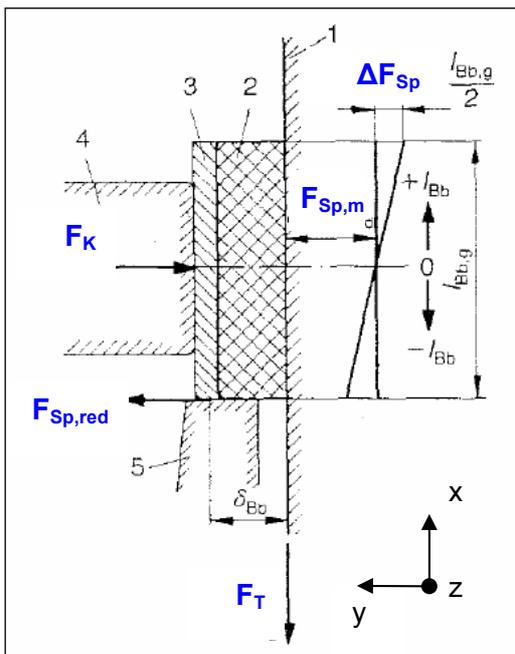


Abb. 2: Wirkende Kräfte an einer Scheibenbremse [4, 23,24]

Aus dem hydraulischen Druck p und der Kolbenfläche A_p resultiert die Spannkraft F_{Sp} . Diese bewirkt an den beiden Reibflächen zusammen die Umfangskraft $F_U = F_{Sp} \cdot 2\mu$. Mit dem wirkenden Reibradius r_a entsteht das Bremsmoment $M_B = F_U \cdot r_a$. Das Bremsmoment bewirkt schließlich über den dynamischen Reifenhalbmesser im Latsch des Reifens die gewünschte Bremskraft und somit die Verzögerung des Fahrzeugs.

Detaillierte Untersuchungen zeigen, dass diesem Krätemodell mehrere Vereinfachungen zugrunde liegen. In Burckhardt [5] werden die an einem Bremsbelag wirkenden Kräfte genauer betrachtet, wie Abb. 3 zeigt.



- 1 Bremsbelag
- 2 Bremsscheibe
- 3 Rückenplatte
- 4 Kolben
- 5 Stator (der feststehende Teil der Radbremse, verbunden mit dem Radträger)

Die Abstützung der Umfangskraft am Stator resultiert in eine zum Bremskolben entgegengerichtete Kraft $F_{Sp,red}$. Dadurch wird deutlich, dass während eines Bremsvorgangs die Spannkraft nicht der Kolbenkraft entspricht. Außerdem kann nicht von einer gleichmäßigen Flächenpressung ausgegangen (vergleiche ΔF_{Sp}) werden und auch der Spannkraftangriffspunkt verschiebt sich während einer Abbremsung entsprechend $F_{Sp,m}$, und liegt somit nicht auf einer Wirklinie mit der Kolbenkraft.

Abb. 3: Wirkende Kräfte an einem Bremsbelag während eines Bremsvorgangs [5]

Ein weiteres Phänomen wird in Abb. 4 dargestellt: Der Bremsattel kann modellhaft als U-Profil angenommen werden, das sich unter steigenden Spannkraften aufweitet. Dadurch ist von einer Verschiebung der Kraftangriffspunkte zum Außenrand der Bremscheibe und folglich von größeren Reibradien auszugehen.

Weiterhin liegt nahe, dass die Verschiebungen auf Faust- und Kolbenseite nicht identisch sind, da die Faustseite konstruktionsbedingt elastischere Eigenschaften als die Kolbenseite besitzt.

Bei Betrachtung der Bremscheibe wird außerdem ersichtlich, dass sich durch einen Schlag oder DTV die Verteilung der Flächenpressung verändern wird. Auch thermische Effekte, z. B. durch eine Schirmung der Bremscheibe (Abb. 5), lassen Veränderungen der Flächenpressung der Spannkraft erwarten.

Die Abbildungen 2 bis 5 zeigen, dass in einer Scheibenbremse von ungleichmäßigen Flächenpressungen ausgegangen werden kann. Dies würde nach Burckhardt [5] unweigerlich zu einem Schrägverschleiß der Bremsbeläge führen. Weiterhin resultiert an den Positionen mit höherer Flächenpressung ein höherer Energieumsatz, was höhere Temperaturen zur Folge hat. Höhere Temperaturen wiederum senken nach Breuer [4] die Reibwerte und damit die Leistungsfähigkeit der Bremse. Auch verringert sich nach Burckhardt [5] der Komfort der Bremse, da schräg verschlissene Beläge die Quietschanfälligkeit erhöhen.

Um die genannten Probleme zu vermeiden oder zu reduzieren, werden in Serienbremsen verschiedene Maßnahmen umgesetzt. Diese reichen von Kolbenabsätzen, Ausschnitten im Dämpfungsblech, Verschiebungen des Druckmittelpunkts des Kolbens und gezogenen Beläge nach dem Push-Pull-Prinzip bis hin zu Zwei-Kolben-Sätteln mit unterschiedlichen Kolbendurchmessern, um diesen Effekten entgegenzuwirken.

Um den Einfluss bzw. tatsächlichen Nutzen dieser Maßnahmen und die reale Flächenpressung zu bestimmen, sind mehrere Verfahren entwickelt worden. Stand der Technik sind das spannungsoptische Kugeldruckverfahren, Druckmessfolien der Firma Fuji [21] und elektrische Druckmessfolien z. B. der Firma Tekscan [18]. Beim spannungsoptischen Kugeldruckverfahren der Firma Girling [5] wird eine 1,5 bis 2 mm dicke Kunststoffplatte mit bekannten spannungsoptischen Eigenschaften und ein Kugelkäfig mit Kugeln mit einem Durchmesser von 3 mm zwischen Bremsbelag und Bremscheibe gelegt. Durch Erhöhung des hydraulischen Drucks der Bremsanlage drücken sich die Kugeln in den Kunststoff ein. Unter polarisiertem Licht zeigen sich Spannungskurven mit deren Hilfe Aussagen über die übertragende Kraft möglich sind.

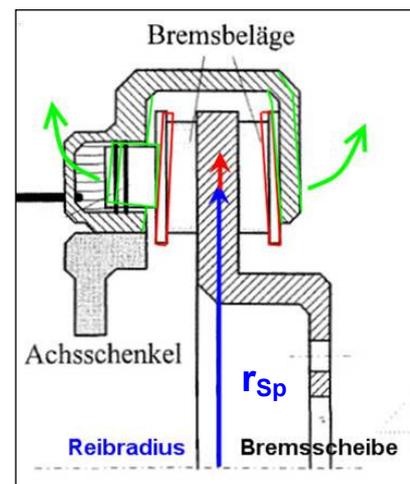


Abb. 4: Aufweiten des Bremsattels unter Bremsdruck

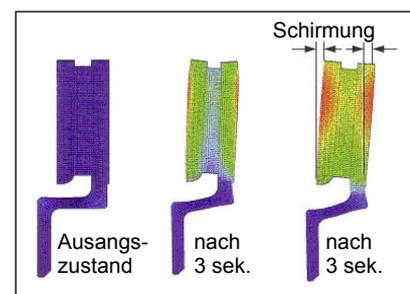


Abb. 5: Schirmung einer Bremscheibe [4]

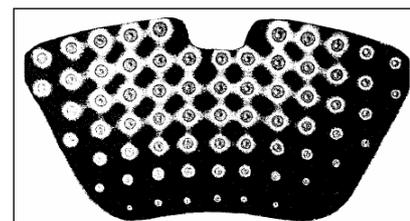


Abb. 6: Kugeldruckverfahren [5]

Aufnahmen am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt mit elektrischen Druckmessfolien, wie in Abb. 7 zu sehen, zeigen bei einem hydraulischen Druck von 50 bar und stehender Bremsscheibe eine ungleichmäßige Flächenpressung eines Bremsbelags. Zu entnehmen ist die Anpressdruckverteilung der Spannkraft und der berechnete Kraftangriffspunkt, der mit einer rot-weißen Raute gekennzeichnet ist. Weitere Untersuchungen mit elektrischen Druckmessfolien sind z. B. in [1] und [8] zu finden.

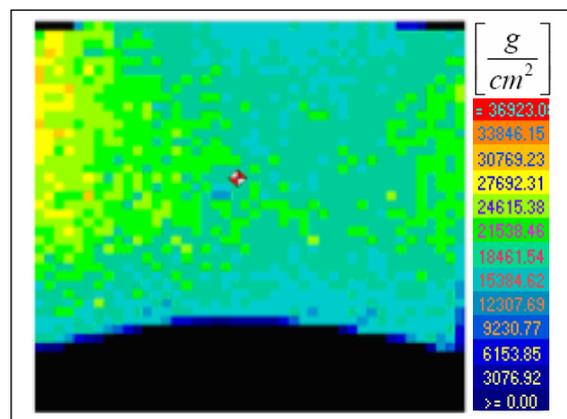


Abb. 7: Flächenpressungsverteilung unter einem Bremsbelag bei stehender Bremsscheibe

Die genannten Verfahren haben neben ihrer begrenzten Genauigkeit (z. B. Teksan Fehlerangabe > 10% [17]) den Nachteil, dass sie **nur bei stehender Bremsscheibe** eingesetzt werden können. Aus Abb. 3 wird aber deutlich, dass die Abstützung der Umfangskraft während des Bremsvorgangs eine veränderte Verteilung der Spannkraft zur Folge hat. Mit diesen Verfahren kann somit primär nur der Effekt der Sattelaufweitung untersucht werden, die während des Bremsvorgangs vermutlich einen anderen Wert annimmt als bei stehender Bremse. Messverfahren zur Bestimmung der Spannkraft während eines Bremsvorgangs existieren bis dato nicht.

In den Untersuchungen am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt ist es nun erstmals gelungen während eines Bremsvorgangs die Beträge der Spannkraften und deren Angriffspunkte auf der Faust- und Kolbenseite zu messen.

3. Aufbau des Messsystems

Um die gewünschten Kräfte messen zu können, wurde eine Analyse der Kraftflüsse in einer Scheibenbremse vorgenommen. Für diese Analyse und die folgenden Messungen wurde beispielhaft ein 2-Kolben-Fauststrahlensattel der Firma Continental Teves (Typ 2 FNR-A1 42, Abb. 1) ausgewählt. Dieser Sattel wird aktuell in mehreren Oberklasse-Fahrzeugen eingesetzt.

In Abb. 8 sind die Kraftflüsse der Spann- und der Umfangskraft qualitativ dargestellt. Zu entnehmen ist, dass sich die Spannkraft verzweigt, sobald sie in die Rückenplatte eingeleitet werden. Ein Teil der Spannkraft fließt über die Faust bzw. über die Kolben und weiterer Anteil über den Stator. Um die gesamte Spannkraft erfassen zu können, muss sie im Reibbelag gemessen werden, bevor sie in die Rückenplatte eingeleitet wird. Würde die Kraft z. B. an den Kolben erfasst, wäre der Anteil, der über den Stator fließt, nicht erfassbar. Dies deckt sich mit der Modellvorstellung von Burckhardt [5] (vgl. Abb.3), nach der die Kolbenkraft von der Spannkraft abweichen kann.

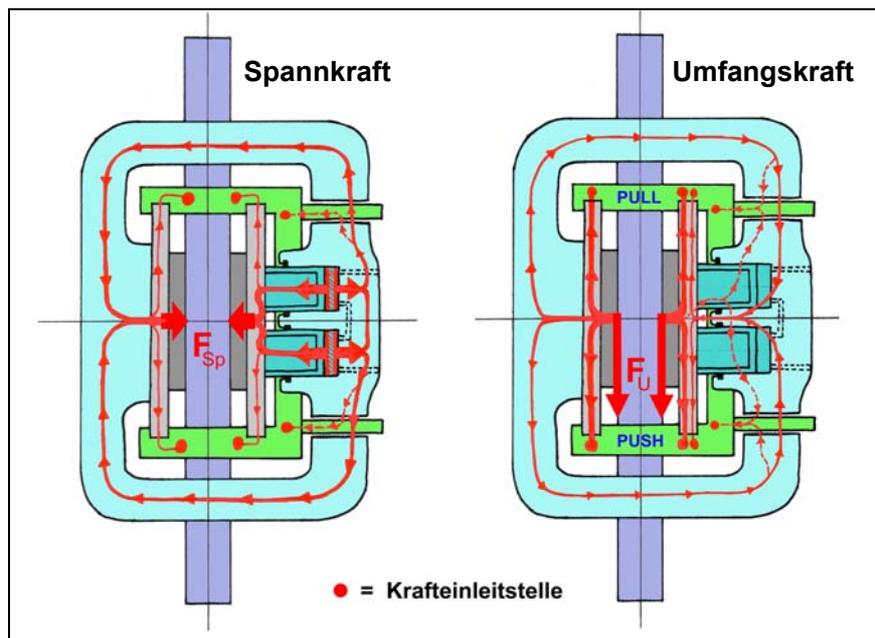


Abb. 8: Kraftflüsse in einem Bremsattel

Als wesentliche Auswahlkriterien für die Sensorik sind die zu übertragende Kräfte von bis zu 40 kN, der Bauraumbedarf (integrierbar in einen Bremsbelag), die Nutzung in einem Serienbremsattel, quasistatisches und dynamisches Messen und eine geringe Temperaturabhängigkeit zu nennen.

In ersten Untersuchungen wurden mehrere Sensorprinzipien miteinander verglichen, u. a. Dehnungsmessstreifen, Piezokeramiken und kapazitive Sensoren. Im Vergleich mit den Anforderungen zeigte sich die Nutzung des piezoelektrischen Effekts mit Piezoquarzsensoren der Firma Kistler, Typ 9136B, entsprechend Abb. 9, als zu favorisierende Lösung.

Auszug aus dem Datenblatt [9]:

- Messbereich 0 – 60 kN
- Steifheit 8 kN/ μ m
- Außendurchmesser 30 mm
- Höhe 4 mm
- Temperaturbereich -20 bis 120 °C
- Masse 14 g

Abb. 9: Piezoquarzsensoren [8]

Ausschlaggebend für die Auswahl dieser Sensoren waren neben dem großen Messbereich die geringe Bauhöhe und die Steifigkeit, die nahezu der der Belagsrückenplatte aus Eisen entspricht [17]. Der Temperaturbereich ist für die Anbringung an dieser Position ausreichend. Der Kleber, mit dem der Bremsbelag an der Rückenplatte befestigt wird, ist beispielsweise bis ca. 300 °C beständig. Diese Temperaturen werden erst nach einer Vielzahl von Bremsungen aus hohen Geschwindigkeiten erreicht, was in den geplanten Untersuchungen nicht notwendig ist. Hohe Temperaturen werden nur kurzzeitig vorliegen und die am Bremsenprüfstand vorhandene Luftkühlung ist ausreichend, um die Sensoren im erlaubten Temperatureinsatzbereich zu halten.

4. Aufbau des messenden Bremsbelags

Für die Messung der Beträge und der Angriffspunkte der Spannkraft werden je vier Piezoquarzsensoren zwischen der Rückenplatte und einer Trägerplatte aus Stahl verbaut (Abb. 10).

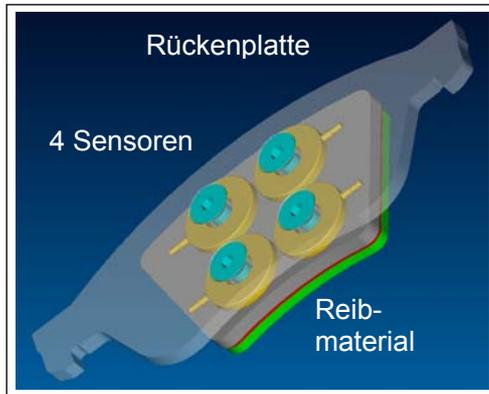


Abb. 10: CAD-Modell des iPads



Abb. 11: Originalbremsbelag (oben) und iPad

Abb. 11 zeigt den Originalbremsbelag in Gegenüberstellung mit dem messenden Bremsbelag, im weiteren Verlauf iPad genannt. Zur Bestimmung der wirkenden Spannkraft wird das Summensignal der 4 Einzelkräfte gebildet. Der Kraftangriffspunkt wird über ein Momentengleichgewicht in der Sensormessebene bestimmt. Der wesentliche Unterschied zwischen dem Originalbelag und dem iPad liegt in der Trägerplatte und der damit verbundenen Reduzierung der Reibmaterialdicke. Diese Reduzierung hätte zu einer geringeren Kompressionsfähigkeit des Bremsbelags geführt, was jedoch durch die Wahl eines geeigneten Reibmaterials und einen Kompressionstest nachweislich ausgeglichen werden konnte. Ein Druck von 160 bar verursacht unter Verwendung der entsprechenden Kolbenfläche eine Verformung von $140\mu\text{m}$, ein Wert, der im üblichen Bereich eines europäischen Bremsbelags liegt [11].

5. Kalibrierung der Bremsbeläge

Die Kalibrierung des iPads erfolgt an einer für diese Anwendung speziell entworfenen Kalibriereinrichtung (Abb. 12), mit der Kräfte in zwei Richtungen eingeleitet werden können. Dabei können die Kräfte einzeln oder gleichzeitig, sowie statisch oder dynamisch auf den Bremsbelag aufgebracht werden. Um eine definierte Krafteinleitung zu gewährleisten, erfolgt diese über Kugeln, in Abb. 12 erkennbar an den Pfeilspitzen der Kräfte.

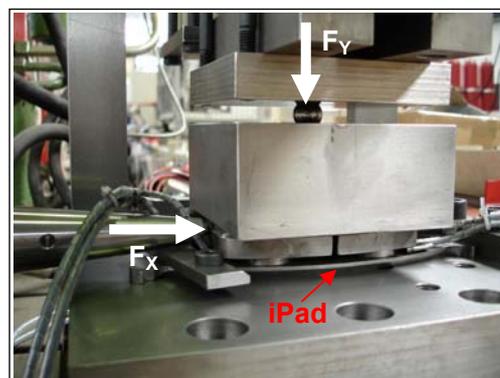


Abb. 12: Kalibriereinrichtung

6. Versuchsaufbau und -parameter

Für die Versuchsdurchführung werden die präparierten Bremsbeläge entsprechend Abb. 13 in den Bremssattel montiert.



Abb. 13: iPads im Bremssattel (abgebildet ohne Stator)

Die folgenden Untersuchungen wurden sowohl am Schwungmassenprüfstand der TMD Friction (Abb. 14 links) als auch am fachgebietseigenen Rollenprüfstand (Abb. 14 rechts) durchgeführt. In beiden Versuchsreihen wurde dieselbe Bremse verwendet. Der Vorteil der Nutzung eines Schwungmassenprüfstands liegt in der besseren Zugänglichkeit der Komponenten. Der Vorteil eines Rollenprüfstands liegt in der realitätsnäheren Abbildung, da neben dem Rad auch Teile der Radaufhängung verwendet werden und somit die Eigenbewegung des Sattels abgebildet wird.

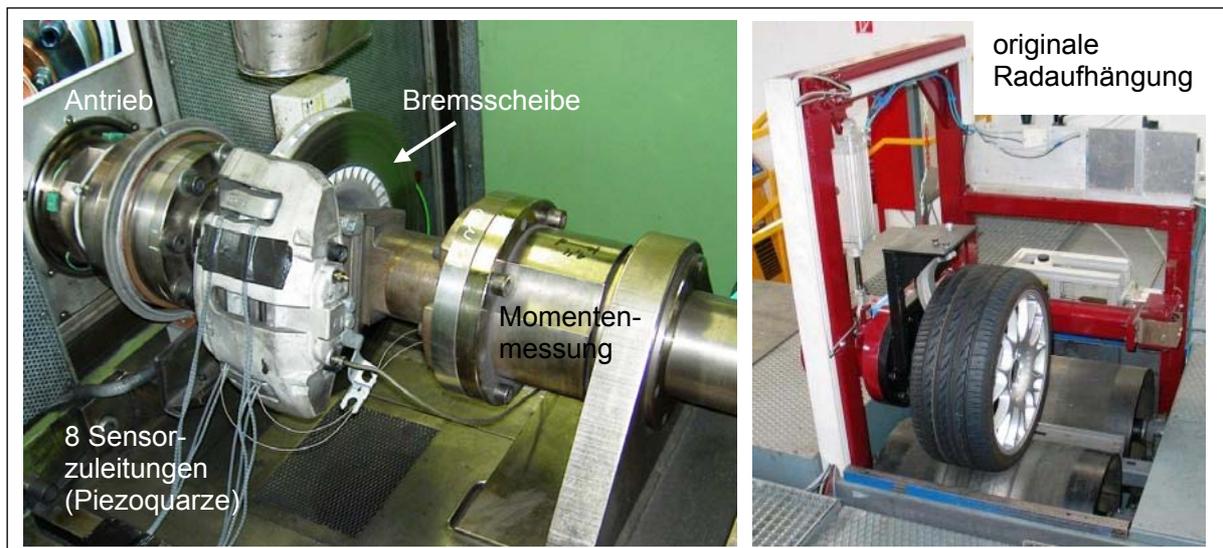


Abb. 14 links: Versuchsdurchführung auf dem TMD Schwungmassenprüfstand, rechts: Versuchsdurchführung auf dem FZD-Schwungmassen-Rollenprüfstand

Aufgenommen werden neben den acht Signalen der Piezoquarzsensoren die Bremsscheibentemperatur, die Temperatur der Sensoren, der Bremsdruck, die Raddrehzahl und das Bremsmoment.

Gewählte Versuchsparameter:

- Bremsdruck: 0 bis 60 bar (> 60 bar bewirkt Blockade des Rads) in Stufen von 10 bar
- Raddrehzahlen: 0 m/s (stehendes Rad) und Abbremsungen aus 15 und 30 m/s
- Bremsscheibentemperatur zu Beginn jeder Bremsung < 100°C (Schutz der Sensoren)

7. Fehlerbetrachtung

Beim wiederholten Kalibrieren und zusätzlicher Verifikation im Anschluss an die Versuche blieb der Fehler des Messsignals bei senkrechter Krafteinleitung stets kleiner als 1 % über den gesamten Kraftbereich hinweg. Die Aufweitung des Sattels, vgl. Abb. 4, führt jedoch dazu, dass die Spannkraften nicht exakt senkrecht eingeleitet werden. Dies wurde während der Kalibrierung nachgestellt und erhöhte die Abweichungen auf maximal 1,5 %. Eine gleichzeitig wirkende Schubkraft führt zu einem Übersprechen auf das Spannkraftsignal von 2,5 %. Dieses Übersprechen wurde durch eine Korrektur vermindert, für die angenommen wurde, dass während des Bremsvorgangs die wirkende Schubkraft über einen angenommenen Reibwert und den Reibradius berechnet werden kann. Insgesamt wird von einem maximaler Fehler von 2 % der gemessenen Kräfte ausgegangen.

8. Ergebnisse

Zunächst werden die Beträge der faust- und kolbenseitigen Spannkraften mit der berechneten Kolbenkraft verglichen, siehe Abb. 15. Die Spannkraft liegt auf der Kolbenseite im Toleranzbereich der Sensorik. Auf der Faustseite ist die Spannkraft bis zu 4 % niedriger als die Kolbenkraft. Dies entspricht den theoretischen Annahmen und auch den Erfahrungswerten der Bremsenindustrie, die je nach Bremsatteltyp von Wirkungsgraden von 0,95 bis 0,99 ausgehen. Neu ist bei diesem Ergebnis jedoch die Möglichkeit zur Differenzierung der beiden Kräfte.

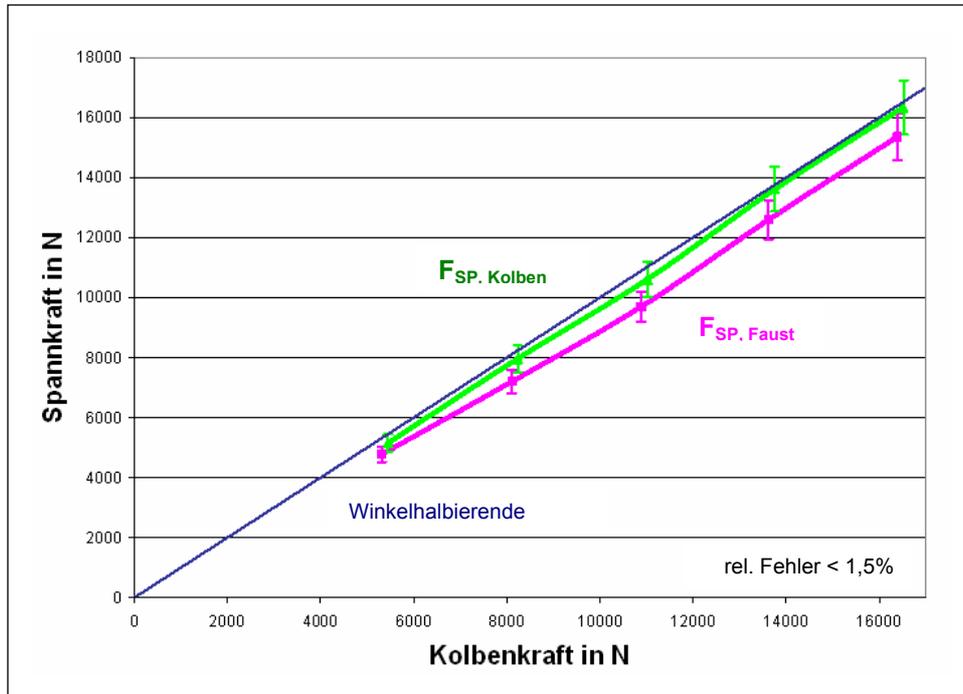


Abb. 15: Kräfte und Angriffspunkte an einer Scheibenbremse

In den folgenden Diagrammen werden die Verläufe der einzelnen Kräfte veranschaulicht. Die Bezeichnung der Positionen der Sensoren im Bremsbelag sind der Abb. 16 zu entnehmen.

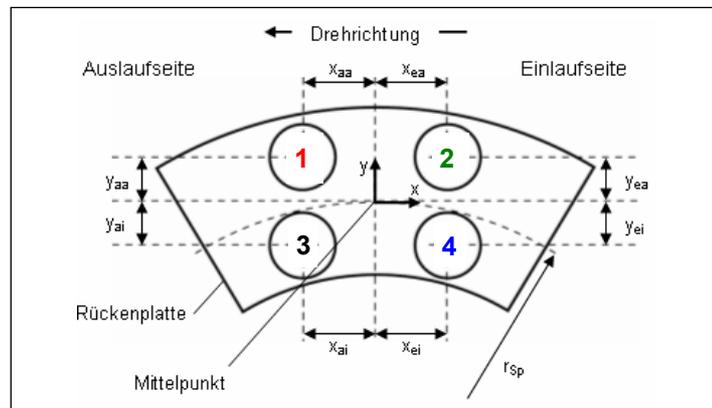


Abb. 16: Bezeichnungen der Sensoren im Bremsbelag

Abb. 17 zeigt exemplarisch die Verläufe auf der Kolbenseite bei einem Bremsdruck von 40 bar bei einer stehenden Bremsscheibe. In Abb. 18 sind die Kräfte während eines Bremsvorgangs aus 15 m/s (425 U/min) zu sehen.

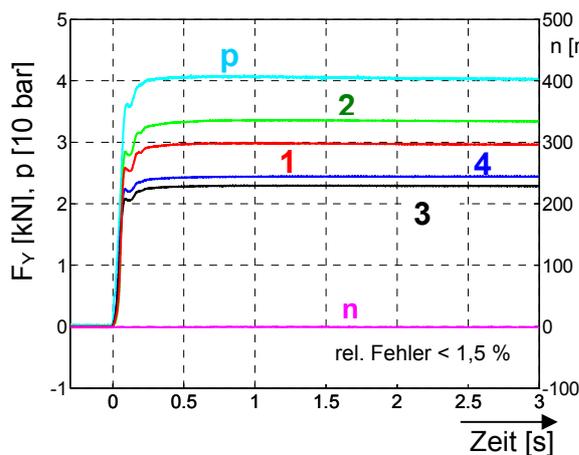


Abb. 17: Verlauf der Normalkräfte (stehende Bremsscheibe)

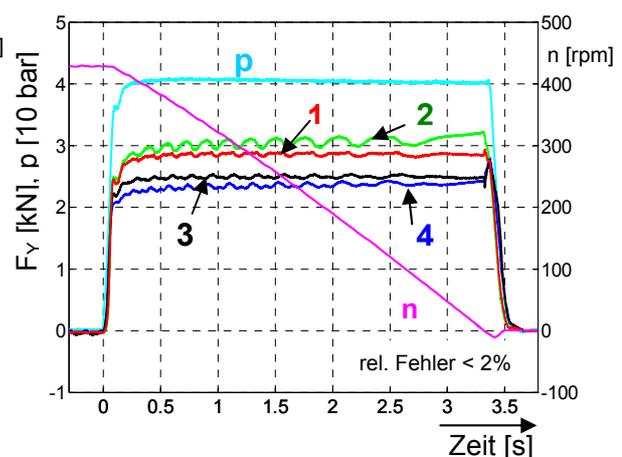


Abb. 18: Verlauf der Normalkräfte (während des Bremsvorgangs)

Dem Kraftverlauf in Abb. 19 und 20 ist zu entnehmen, dass in beiden Fällen die äußeren Sensoren die größeren Kräfte übertragen. Dies korrespondiert mit den Überlegungen aus Abb. 4, dass sich der Sattel bei höheren Drücken aufweitet.

In Abbildung 20 sind außerdem Schwankungen der Kraftverläufe in Abhängigkeit von der Drehzahl zu erkennen. Sie resultieren aus Scheibendickenschwankungen 1. und 2. Ordnung. Somit sind die iPads auch als Werkzeug für die Messung der resultierenden Kraftänderungen aus einem bekannten Geometrieverlauf der DTV einer Bremsscheibe geeignet. Insbesondere ist es aber nun erstmals möglich, die Veränderungen der DTV während eines Bremsvorgangs oder auch einer Folge von Bremsvorgängen zu untersuchen.

In Abbildung 19 sind die Ergebnisse der Messungen mit stehender Bremscheibe und für eine Abbremsung aus 30 m/s (850 rpm) für den faust- und den kolbenseitigen Belag zusammengefasst. Dabei wurden die Mittelwerte der Kräfte der einzelnen Sensoren nach dem eingeschwungenen Zustand des Bremsdrucks gewählt. Die Darstellung ist entsprechend Abb. 16 mit Sicht auf die Rückenplatte.

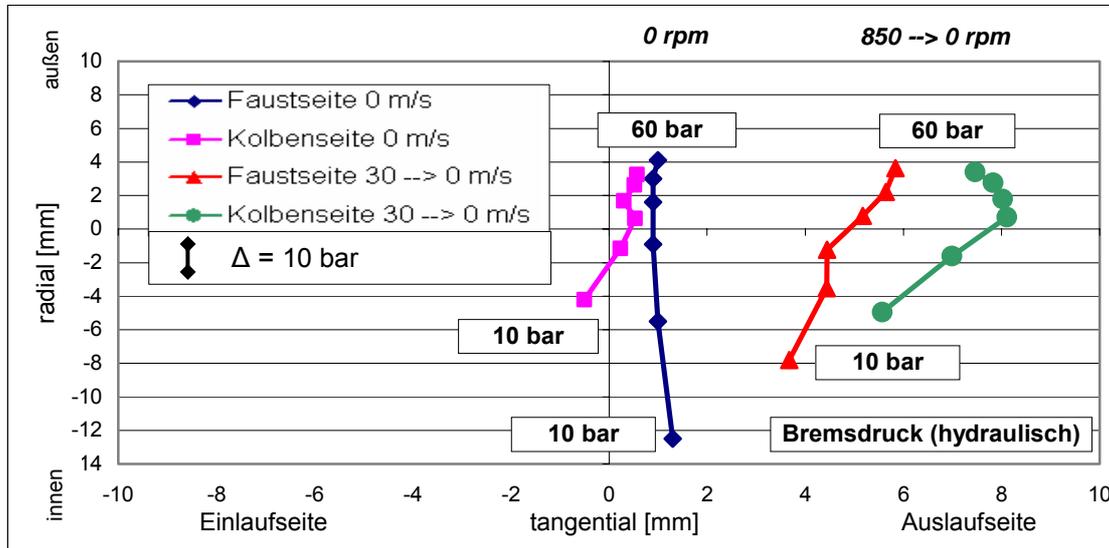


Abb. 19: Verschiebung der Kraftangriffspunkte während des Bremsvorgangs

Der kolbenseitige Kraftangriffspunkt bewegt sich bei einer stehenden Bremscheibe mit dem Ansteigen des Bremsdrucks von 10 auf 60 bar um ca. 7 mm nach außen. Faustseitig ist dieser Effekt mit ca. 17 mm deutlich größer. Dies ist durch die Bauart einer Bremse zu erklären, vgl. Abb. 4, da die Kolbenseite mit der Radaufhängung verbunden und somit steifer als die Faustseite ist, die über die Bremscheibe geführt werden muss. Während eines Bremsvorgangs verschieben sich die Kraftangriffspunkte zusätzlich in Richtung der Auslaufseite. Dieses entspricht der Modellvorstellung nach Burckhardt [5], vgl. Abb. 3. Werden diese Ergebnisse auf die Änderung des Reibradius übertragen, ergibt sich für diese Bremse bei 60 bar Bremsdruck eine Erhöhung des Bremsmoments um ca. 7 %. Vergleicht man dieses Ergebnis z. B. mit der rechnerischen Bestimmung des Reibradius von Lange [9], der für das Toleranzband des Reibradius unter der Annahme eines konstanten Reibradius eine Größenordnung von 10 % bestimmt hat, bestätigen diese Messungen die Annahmen von Lange [9], dass der größte Fehler einfluss durch die Vernachlässigung der Änderung des Reibradius hervorgerufen wird.

9. Fazit und Ausblick

Mit dem vorgestellten Aufbau ist es nun erstmals möglich, während eines Bremsvorgangs die Beträge und Angriffspunkte der Spannkkräfte zu messen. Die Modellvorstellungen nach Burckhardt [5], die Verschiebung der Kraftangriffspunkte, die verschiedenen große Beträge der Spannkkräfte auf der Faust- und Kolbenseite sowie das Aufweiten des Bremssattels unter steigendem Bremsdruck (Abb. 4), konnten für diesen Bremssattel nachgewiesen werden.

Die Art der Integration der Sensoren in den Reibbelag ermöglicht es, diesen Aufbau in nahezu jeder Scheibenbremse nachzustellen. Für Bremsbeläge mit geringeren Abmessungen können auch kleinere Sensoren eingesetzt werden. Bei einem Messbereich von 0 bis 15 kN reduziert sich der Durchmesser der Sensoren von 30 auf 16 mm [8].

Der Nutzen der iPads für die Bremsenforschung und -entwicklung liegt u. a. in der Bestimmung der Änderung des Kraftangriffspunkts für einen definierten Sattel. Anschließend kann diese Information für Prüfstandsversuche verwendet und somit der wirkliche Reibwert deutlich genauer bestimmt werden. Auch können nun die genannten konstruktiven Maßnahmen für eine gleichmäßige Anpressung des Reibbelags an die Bremsscheibe während eines Bremsvorgangs untersucht werden. Piezoquarzsensoren eignen sich sehr gut für hochfrequente Messungen und sind daher in der Lage, auch Spannkraftänderungen im Bereich der Quietschfrequenzen (bis ca. 20 kHz) zu erfassen.

Weitere Anwendungen finden sich bei Untersuchungen der von Bremsscheibengeometriefehlern (Schlag, DTV...) verursachten Kräften, die sich in drehzahlabhängigen Änderungen der Kraftangriffspunkte widerspiegeln (Abb. 18). Diese und insbesondere auch deren Änderung während eines Bremsvorgangs und deren Entwicklung über eine Vielzahl von Bremsungen werden zurzeit am Fachgebiet Fahrzeugtechnik näher untersucht.

Entsprechend des gezeigten Aufbaus wurden auch Schubsensoren zur direkten Messung der Umfangskräfte und deren Verteilung eingesetzt. Diese Untersuchungen werden zurzeit am Fachgebiet Fahrzeugtechnik fortgeführt, mit dem Ziel, anhand eines bekannten Bremsmoments aus dem Prüfstand den wirkenden Reibradius zu bestimmen.

Auch das Stapeln der gezeigten Piezoquarzsensoren ist möglich, was die gleichzeitige Messung der Spann- und Umfangskomponente und somit die direkte Bestimmung des Reibwerts an allen vier Sensorpositionen erlaubt. Problematisch ist dabei jedoch, dass die Originaldicke der Bremsbeläge überschritten und die Eigenschaften der vorliegenden Bremse, z. B. im Hinblick auf die Kraftabstützung, verfälscht werden.

Um eine Messung dennoch zu ermöglichen, wird zurzeit der Einsatz von Piezokeramiken in neuartigen iPads geprüft. Piezokeramiken sind mit ca. 0,5 mm deutlich dünner und können ebenfalls als Schub- und Normalkraftsensoren eingesetzt werden. Neben dem geringeren Raumbedarf fallen vor allem die geringeren Kosten ins Gewicht. Weiterhin werden auch Bremsbeläge entwickelt, mit denen es möglich ist, die Temperatur direkt in der Reibschicht, zwischen dem Bremsbelag und der Bremsscheibe, während des Bremsvorgangs zu messen.

10 Danksagung

Die Autoren danken der TMD Friction Gruppe für die Unterstützung und Finanzierung dieses Forschungsprojekts.

11. Literaturverzeichnis

- [1] Abu Baker, A.R., Ouyang, H. and Siegel, J.E. „Brake pad surface topography Part I: Contact Pressure Distribution“ SAE Technical Paper 2005-01-3941
- [2] Brecht, J.: „Materialeigenschaften von Reibwerkstoffen“ XXIII μ -Symposium 2003
- [3] Bill, Bernhard „Messen mit Kristallen – Grundlagen und Anwendungen der piezoelektrischen Messtechnik“ Die Bibliothek der Technik, Band 227, VMI, 2002
- [4] Breuer, Bert; Bill, Karlheinz „Bremsenhandbuch – Grundlagen, Komponenten, Systeme, Fahrdynamik; 2. Auflage, Kap. 3, ATZ-MTZ-Fachbuch, Vieweg Verlag, 2004
- [5] Burckhardt, Manfred; Jörnßen Reimpell (Hrsg.) „Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und Pkw-Bremsanlagen“, Kap. 7, Vogel Fachbuch Kfz.-technik, Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991
- [6] Degenstein, T. et. al.; Breuer, Bert; Bill, Karlheinz (Hrsg.) Kap. 22: Die Bremse im mechatronischen Fahrwerk In Bremsenhandbuch; 3. Auflage, Vieweg Verlag 2006
- [7] Eriksson, Mikael „Friction and Contact Phenomena of Disc Brakes Related to Squeal“, ACTA Universitatis Upsaliensis, Uppsala 2000
- [8] Hammerström, L. et.al. „Pressure Sensitive Film as a tool for investigation the pressure distribution on brake pads“ Tribology; Nordtrip 2002
- [9] Kistler Instrumente AG Slimline Sensoren (SLS) „Messen von dynamischen und quasistatischen Kräften Typ 9130B – Typ 9136B.“. Data sheet 000-110d-02.02 (DB06.020d-02.02), Kistler Instrumente AG, Winterthur, 2002
- [10] Lange, J.; Degenstein, T.; Dohle, A.; Elvenkemper, J. „The μ -value – Friction Determination in Brake Systems“ 16./17. Juni 2006, Bad Neuenahr, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 620, Düsseldorf: VDI-Verlag; 2006
- [11] Oehl, K.-H.; Paul, H.-G. „Bremsbeläge für Straßenfahrzeuge – Entwicklung und Erprobung“ Die Bibliothek der Technik, Band 49, Verlag moderne Industrie, 1990
- [12] Schrüfer, Elmar „Elektrische Messtechnik“ 8. Auflage, Kap. 2.7, Technische Universität München, Carl Hanser Verlag München Wien, München, 2004
- [13] Schumann, Marcus „Analysis method for assessing irregular brake disc wear on motor vehicle disc brakes“ 16./17. Juni 2006, Bad Neuenahr, VDI-Fortschritt-Berichte Reihe 12 Nr. 620, Düsseldorf: VDI-Verlag; 2006
- [14] Schumann, Marcus „Vehicle brake disc wear progression model“ brems.tech, München, 2004
- [15] Schwarz, Ralf „Rekonstruktion der Bremskraft bei Fahrzeugen mit elektromechanisch betätigten Radbremsen“ Dissertation, Institut für Automatisierungstechnik (IAT), TUD, Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 Nr. 393, VDI-Verlag, 1999
- [16] Suryatama, D. et. al. „Contact Mechanics Simulation for Hot Spots Investigation“ Society of Automotive Engineers, Inc., 2001
- [17] Tichy, J.; Gautschi G. „Piezoelektrische Messtechnik – Physikalische Grundlagen, Kraft-, Druck- und Beschleunigungsaufnehmer, Verstärker“ Springer Verlag, Berlin Heidelberg New York, 1980
- [18] Tekscan „Industrial Sensor Catalog“ RevDD_072705, Tekscan, 2005
- [19] www.auto-motor-und-sport.de, 2006
- [20] www.continentalteves.com, 2006
- [21] www.fujifilm.co.jp/prescale, 2006
- [22] www.tmdfriction.de, 2006
- [23] Wallentowitz, H.: „Vertikal- / Querdynamik von Kraftfahrzeugen“, Forschungsgesellschaft Kraftfahrwesen, Aachen mbH (fka), 1997
- [24] Winner, Hermann „Kraftfahrzeuge I – Folien zur Vorlesung“ Technische Universität Darmstadt, Automotive Engineering Department (FZD), Darmstadt, 2004
- [25] Vries, Alexander de „The Brake Judder Phenomenon“ SAE 920554, 1992