

# **Bremssystemunabhängige Untersuchung von Bremsbelägen**

**Dr.-Ing. N. Fecher, H. Maschmeyer M.Sc., Prof. Dr. H. Winner, TU Darmstadt, Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Darmstadt**  
**Dr. H.-G. Paul, Dipl.-Ing. F.-J. Dlugosch, Federal Mogul Friction Products GmbH, Bad Camberg**

## **Kurzfassung**

Bei der Untersuchung der Eigenschaften von Bremsbelägen wird unter anderem auf Prüfungen am Schwungmassen-Prüfstand zurückgegriffen. Für die Betätigung der Beläge kommen in der Regel serienmäßige oder seriennahe Radbremssysteme zum Einsatz, die als Gesamteinheit aus Radträger (inkl. Radlager), Bremsscheibe, Bremssattel und Bremsbelag bestehen. Zwar lässt sich in dieser Konfiguration das System realitätsnah zu seinem späteren Einsatzort im Fahrzeug betreiben und bewerten, doch stehen in der Bremsbelagentwicklung häufig grundsätzlichere Fragestellungen im Fokus, wie die Bestimmung von Abhängigkeiten zwischen einzelnen Belaginhaltstoffen und physikalischen Eigenschaften (z.B. Reib-, Verschleißverhalten). Zahlreiche Effekte, die im Prüfstandsversuch auftreten, wie z.B. Sattelaufweitung oder Belagausheben, sind auf Eigenschaften des Bremssystems, insbesondere des Bremssattels, zurückzuführen und stellen für die Untersuchung grundlegender Zusammenhänge eine erhebliche Störgröße dar. Um diese Nachteile auszuräumen, wurde am Fachgebiet Fahrzeugtechnik der TU Darmstadt (FZD) in Kooperation mit der Federal Mogul Friction Products GmbH eine Betätigungsvorrichtung für Bremsbeläge zum Einsatz am Schwungmassen-Prüfstand entwickelt, mit der es möglich ist, Bremsbeläge auch ohne herkömmlichen Bremssattel zu betätigen. Wesentliche Anforderungen hierfür sind die parallele Belagführung, Einstellen eines definierten Lüftspiels oder die Messung der Spannkraft möglichst dicht am Belag. Nach erfolgreicher Inbetriebnahme am Schwungmassen-Prüfstand konnte in einer ersten Versuchsreihe die grundsätzliche Funktion der Betätigungseinrichtung verifiziert werden. Für zwei verschiedene Bremsbeläge wurde das Reibverhalten (Bremsmoment = Funktion der Spannkraft), die Restbremsmomentenfreiheit bei aktiver Lüftspieleinstellung sowie das Schrägverschleißverhalten untersucht und damit die Eignung bezüglich dieser Lastenheftanforderungen überprüft.

## **Abstract**

In examining the characteristics of brake pads, the corresponding tests are usually performed on inertia brake dynamometers. For pad actuation, standard or near-series wheel brake systems are used consisting of an entire unit of wheel carrier (incl. bearings), brake disc, brake caliper and brake pad. Though being able to evaluate and operate the system in a realistic manner to its subsequent use in the vehicle in this way, in the field of brake pad development often more fundamental issues are in focus such as the determination of dependencies between the specific pad constituents and physical properties (e.g. friction or wear resistance). Due to the characteristics of the braking system, in particular of the caliper, numerous effects that occur in the benchmark test, such as widening or pad excavation, provide a significant disturbance for the study of fundamental relationships.

To overcome these disadvantages, an operating device for brake pads on inertia dynamometer has been developed at the Institute of Automotive Engineering (FZD) of the Technische Universität Darmstadt in cooperation with the Federal Mogul Friction Products GmbH which is able to actuate the brake pads without a conventional caliper. Essential requirements are the parallel pad guidance, the possibility to adjust a defined clearance or the measurement of the clamping force as close as possible to the pad. After a successful commissioning on the inertia brake dynamometer, the basic function of the actuator could be verified in a first test series. For two different brake pads, the friction behavior (i.e. the braking torque as a function of the clamping force), the residual brake torque freedom while adjusting the clearance actively and the taper wear behavior were examined. Based on the results, the suitability to these specification requirements could be evaluated.

## **1. Fragestellung und Entwicklungsziel**

Hersteller technischer Systeme sind aus wirtschaftlichen Gründen stets bestrebt, Kosten zu reduzieren und/oder die technische Reife ihrer Produkte weiterzuentwickeln. Eine gezielte Optimierung gelingt jedoch nur mit hinreichend tiefem Systemverständnis für die Eigenschaften und die inneren Wechselwirkungen des eigenen Produkts. Im Rahmen der hier beschriebenen, neuartigen Untersuchungsmethode für die systemunabhängige Untersuchung von Bremsbelägen stehen die Fragestellungen eines Bremsbelagherstellers im Fokus, der unter Nutzung bewährter Untersuchungswerkzeuge sein Systemverständnis erweitern möchte.

Als beispielhafte Fragestellungen seien genannt:

- Wie wirken sich unterschiedliche Belaginhaltstoffe und -mischungen sowie Herstellungsverfahren auf die zentralen Belageigenschaften wie Reibwert, Temperaturbeständigkeit und Verschleiß aus?
- Wie verteilen sich die Verschleißanteile auf den gebremsten und den ungebremsten Betrieb (z.B. durch Restbremsmomente, Roll back) und durch welche Maßnahmen lassen sich die Effekte positiv beeinflussen?

Im Allgemeinen hat sich bei der Untersuchung von Bremssystemen der Einsatz des Schwungmassenprüfstandes (SMP) bewährt [4], der ein Viertel-Fahrzeug mit einer einzelnen Radbremse weitgehend realistisch abbilden kann. Die Komponenten des Versuchsaufbaus sind dabei die Radnabe inklusive Radlager, die Bremsscheibe sowie der Bremsattel inklusive der Beläge. Der Prüfling entspricht damit weitestgehend dem Serienprodukt, und die Tests liefern je nach Fragestellung auf den späteren Einsatz im Fahrzeug übertragbare Ergebnisse. Eine separate Untersuchung der Einzelkomponenten wie zum Beispiel der Bremsbeläge ist in einem solchen Setup jedoch nur eingeschränkt möglich. Für eine isolierte Betrachtung wirken sich dann die Interaktionen der Bauteile untereinander nachteilig aus. Die im Versuch identifizierten Gesamtsystemeigenschaften können häufig nicht einem einzelnen Bauteil im System zugeordnet werden.

Wesentliche Störgrößen im Gesamtsystem sind neben zahlreichen anderen insbesondere:

- die Sattelaufweitung, die zu einer Schrägstellung der Bremsbeläge mit inhomogener Flächenpressungsverteilung und nachfolgendem Schrägverschleiß führen kann [2],
- das Belagausheben, das die klare Zuordnung von Kraft- und Bewegungsrichtung stört [4],
- die Restbremsmomente, die zu Verschleiß in den Abkühlphasen (ungebremster Betrieb) führen können [6].

Darüber hinaus werden im Gesamtsystem Schnittstellengrößen an der Systemgrenze „Bremsbelag“, wie beispielsweise die Spannkraft, die für die Berechnung des Gesamtreibwerts erforderlich ist, nicht erfasst.

Ziel bei der Entwicklung der Untersuchungsmethode ist es, eine neuartige Betätigungseinrichtung für Bremsbeläge so zu gestalten, dass die Nachteile eines Gesamtbremssystems als Umgebung für die Bremsbelaguntersuchung vermieden werden und dennoch die Vorteile des bewährten Untersuchungswerkzeuges „Schwungmassenprüfstand“ genutzt werden können.

## 2. Anforderungen an die Betätigungseinrichtung

Bei der Ableitung der Anforderungen an eine solche Betätigungseinrichtung sind zunächst einige grenzgebende, völlig willkürliche Randbedingungen zu definieren. Zielwerkzeug soll aus Verfügbarkeits- und Wirtschaftlichkeitsgründen der Schwungmassenprüfstand sein. Darüber hinaus soll die Einrichtung so ausgelegt werden, dass sich bei den späteren Untersuchungen ein möglichst breiter repräsentativer Arbeitsbereich eines Bremsbelages im Fahrzeugbetrieb testen lässt.

Auf Basis dieser Wunschauslegung werden folgende Randbedingungen festgelegt:

- Reibpaarung soll bestehen aus rotierender Bremsscheibe und ortsfestem Bremsbelag → Schwungmassenprüfstand,
- der nutzbare Spannkraftbereich soll auch höhere Serienanforderungen abdecken (→ maximal 45 kN) und
- Temperaturbeständigkeit bis mindestens vier Folgestoppbremsungen vor erneuter Abkühlung, um auch typische Rissprüfungszyklen untersuchen zu können.

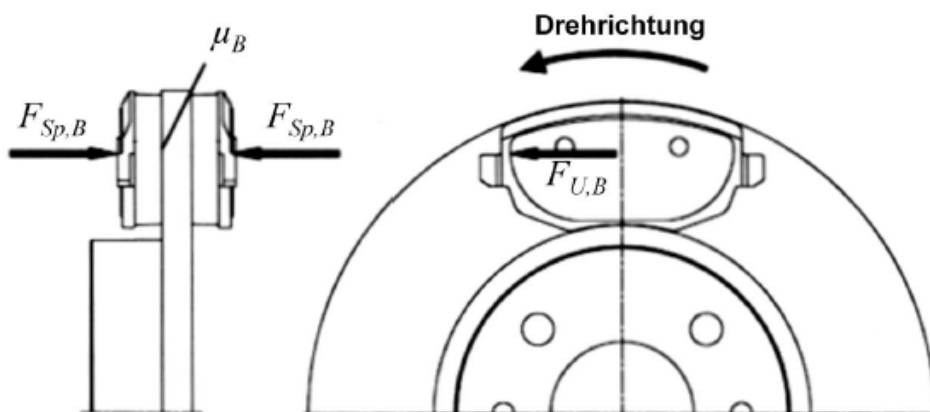


Bild 1: Reibpaarung Bremsbelag/-scheibe nach [1]

Zur Beschreibung der Kräfte in der Reibpaarung Belag/Scheibe sind die nachfolgenden Zusammenhänge (siehe Bild 1) maßgebend. Der als innere Übersetzung definierte Kennwert  $C^*$  stellt nach [1] den Zusammenhang zwischen den Kräften an den Belägen und der Scheibe sowie dem Reibwert der Reibpaarung  $\mu_B$  her.

$$C^* = \frac{F_{U,B}}{F_{Sp,B}} = 2 \cdot \mu_B \quad (\text{Gl. 1})$$

Mit Kenntnis von:

$$F_{U,B} = \frac{M_B}{r_{eff}} \quad (\text{Gl. 2})$$

lässt sich der Reibwert berechnen zu:

$$\mu_B = \frac{M_B}{2 \cdot F_{Sp,B} \cdot r_{eff}} \quad (\text{Gl. 3})$$

Da der effektive Reibradius  $r_{eff}$  nicht ohne weiteres gemessen werden kann, wird er zur Annäherung als Abstand zwischen Drehachse und Flächenschwerpunkt der Beläge abgeschätzt [3]. Für diese Vereinfachung sind jedoch folgende Anforderungen an die Betätigungseinrichtung zu stellen [4]:

- parallele Belagführung,
- homogene, beidseitig symmetrische Krafteinleitung.

Zur Berechnung des Reibwertes gemäß Gl. 3 ist folgende Anforderung zu stellen:

- beidseitige Kraftmessung dicht am Belag.

Zur Untersuchung des Verschleißverhaltens ist es erforderlich, außerhalb der Bremsphasen gezielt ein Lüftspiel aufbauen und so den Verschleiß in Abkühlphasen zweifelsfrei unterbinden zu können. Im Vergleich zu Untersuchungen mit einem realen Bremssystem mit Restbremsmomenten ist eine Aussage zum Verschleiß in den ungebremsten Phasen möglich. Für die automatisierte Verschleißauswertung ist es erforderlich, den Kontakt zwischen Belag und Scheibe messtechnisch zu erfassen sowie den Weg des Bremsbelages während der Bremsung zu messen. Es ergeben sich folgende weitere Anforderungen:

- Möglichkeit einer aktiven Lüftspieleinstellung,
- Messung Kontakt Belag/Scheibe und
- Belagwegmessung zur Verschleißbestimmung während des Prüfablaufs mit einer Genauigkeit von nicht schlechter als heutige Verfahren mit Messuhr (1/100mm).

Für einen wirtschaftlichen Versuchsbetrieb werden weiterhin folgende Anforderungen gestellt:

- SMP-Kompatibilität muss gegeben sein (hydraulische Bremsenergieversorgung) und
- das Bremsdruckniveau soll zu vergleichbaren Bremsmomentenniveaus führen, wie es bei Serienbremssystemen zu erwarten ist, um weitere Anpassungen am Prüfstand zu vermeiden.

Die hier abgeleiteten Anforderungen an die Betätigungseinrichtung stellen natürlich nur einen beispielhaften Auszug aus dem umfangreichen Anforderungskatalog im Rahmen der Systementwicklung dar.

### 3. Lösungskonzept

Das Lösungskonzept (siehe Bild 2) sieht eine durch Wälzlager realisierte parallele Belagführung durch Führungsschlitten vor, die zum Bremsen ihre Spannkraft aus einer hydraulischen Aktorik bezieht und in ungebremsten Phasen eine Wegverstellung zum Lüftspielaufbau durch eine elektromotorisch betriebene Gewindespindel ermöglicht. Der Aufbau ist symmetrisch zur Bremsscheibe ausgeführt.

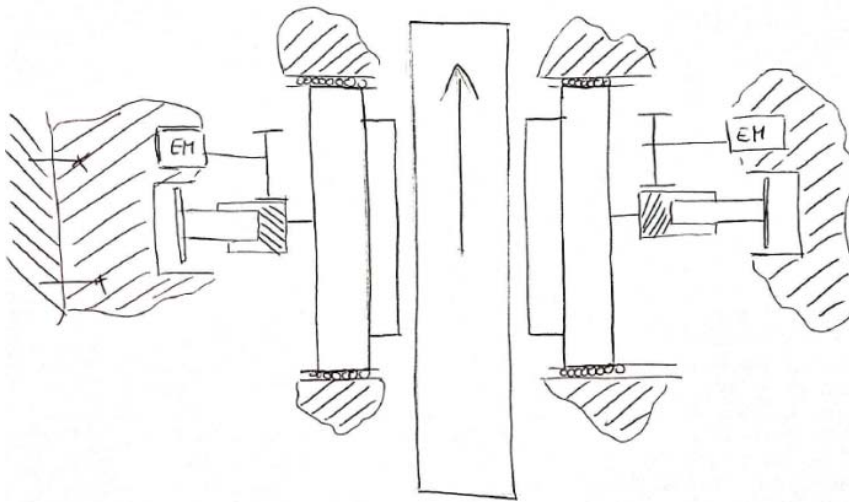


Bild 2: Konzept zur Realisierung einer Betätigungseinrichtung

### 4. Technische Realisierung

Für die Durchführung der Konstruktion erlauben einige der abgeleiteten Anforderungen zum Teil großen Auslegungsspielraum. Die Gewichtung dieser Anforderungen wird wie folgt vorgenommen:

- Eine parallele und möglichst spielfreie Belagführung hat oberste Priorität,
- eine steife Ausführung ist gegenüber hoher Materialausnutzung zu bevorzugen,
- hohe Modularität und Funktionstrennung sind anzustreben, um Erweiterungen/Änderungen in Erprobungsphase zu ermöglichen und
- Kosten sind möglichst durch Einsatz von Zukaufteilen einzusparen.

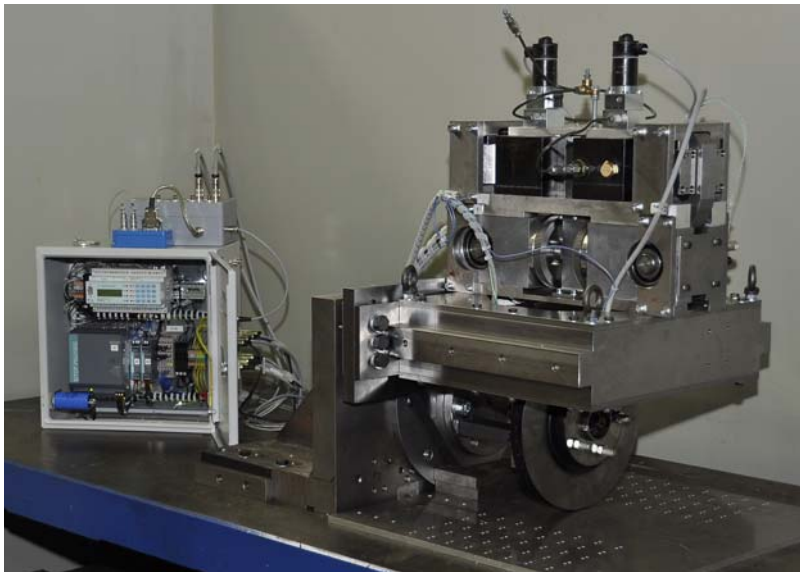


Bild 3: Betätigungseinrichtung zur systemunabhängigen Untersuchung von Bremsbelägen

Die realisierte Betätigungseinrichtung zur systemunabhängigen Untersuchung von Bremsbelägen ist in Bild 3 auf dem Mock-Up-Tisch dargestellt. Mit der Rückenplatte und der Achsschenkel-Adaption inklusive Antrieb kann sie direkt auf dem Schwungmassenprüfstand eingesetzt werden (siehe Bild 4).

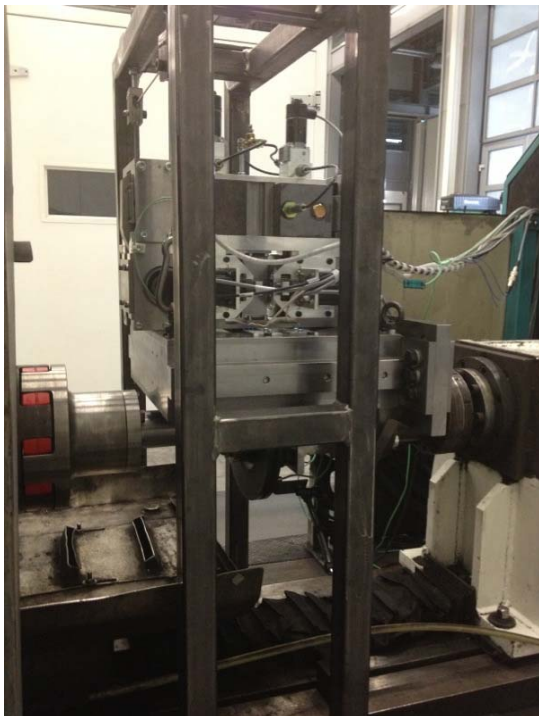


Bild 4: Betätigungseinrichtung auf dem Schwungmassenprüfstand

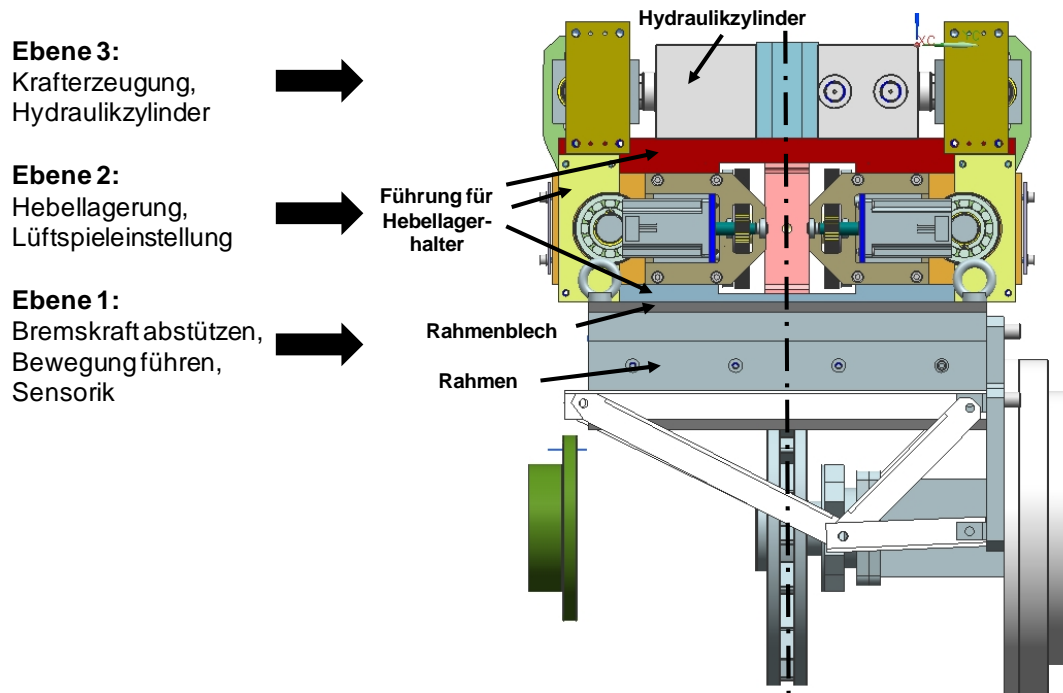


Bild 5: Die drei Funktionsebenen der Betätigungseinrichtung

Zur Erfüllung der Anforderung, auch höhere Spannkkräfte bis 45 kN bei einer parallelen Belagführung darstellen zu können, kommt ein großer, sehr steif ausgelegter Grundrahmen zum Einsatz. Die Bremsvorrichtung lässt sich funktional in drei Ebenen gliedern (s. Bild 5), die aus Gründen der Bauraumbegrenzung zwischen Momentenmess- und Antriebswellenflansch am Prüfstand übereinander angeordnet sind.

In der Ebene 1 laufen innerhalb eines Rahmens und zwischen zwei Rahmenblechen zwei axial geführte Schlitten. Die Schlitten nehmen die Bremsbeläge auf und stützen sowohl die Spann- als auch die Umfangskräfte ab. Die Messsensorik ist ebenfalls in der Ebene 1 verbaut. Dazu gehören je Schlitten eine Piezomessunterlagscheibe zur Kraftmessung, ein einstellbares Thermoelement vom Typ K in direkter Nähe des Piezos und ein Laser, der zur Wegmessung eingesetzt wird. Durch Messung des Abstands zur Rückenseite des Schlittens wird der Verschleiß der Beläge gemessen. Das Thermoelement ist Teil einer Temperaturschutzschaltung, die die Bremsung stoppt, sobald die Piezotemperatur über 175 °C beträgt. Die maximal zulässige Betriebstemperatur liegt bei 200 °C. Die ideale Position für diese Messung wäre direkt am Bremsbelag. Da der Piezosensor allerdings die hohen thermischen Belastungen am Bremsbelag nicht erträgt, ist er auf der Schlittenrückseite positioniert, so dass über die Schlittenflächen bereits ein Großteil der Wärme abgeführt werden kann. Nachteilig an dieser Positionierung ist die Abnahme der Aussagefähigkeit der Kraftmessung. Die Anpresskraft, die am Piezosensor gemessen wird,



lässt sich nicht unmittelbar als Spannkraft am Belag interpretieren, da diese durch die Reibungskräfte in den Führungen reduziert wird. Um die Aussagefähigkeit der Kraftmessung herzustellen, wird im Rahmen von Verifikationsversuchen unter Umfangskrafteinfluss ein Kennfeld mit Korrekturfaktoren in Experimenten bestimmt. Dieser Faktor quantifiziert den Einfluss der Führungsreibung in Abhängigkeit von Umfangskraft und Temperatur.

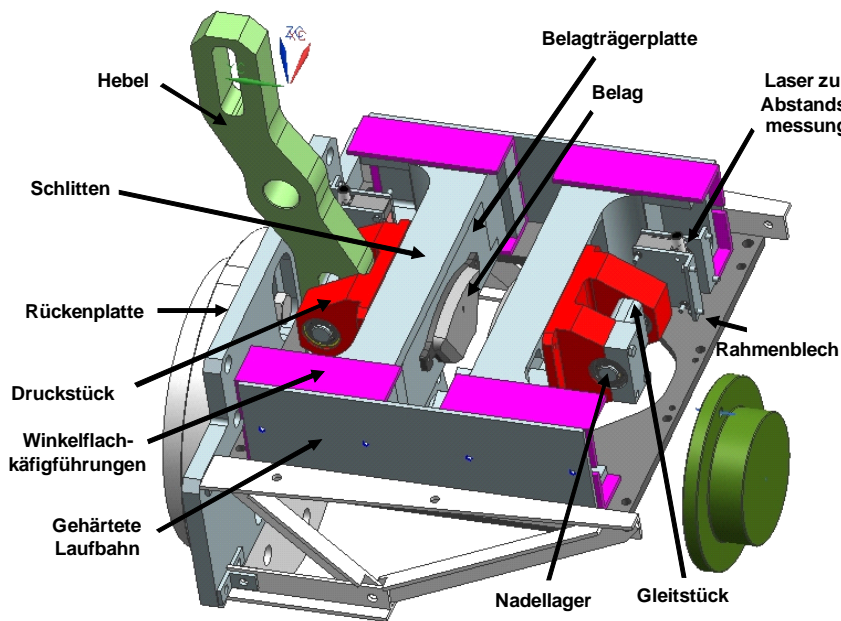


Bild 6: Ebene 1 in geöffneter Darstellung ohne Rahmen

Die Führungen der Schlitten sind mittels Winkelflachkäfigführungen (siehe Bild 6) reibungsarm wälzgelagert.

In der Ebene 3 wird die hydraulische Kraft erzeugt (Bild 7). Zur Realisierung einer zu realen Bremssystemen vergleichbaren Druck-/Momentencharakteristik sind zwei Zylinder mit jeweils einem Kolbendurchmesser von 63 mm verbaut, so dass typische Prüfzyklus-Programme am Schwungmassenprüfstand ohne umfassende Änderungen an der Software oder dem Regler verwendet werden können.

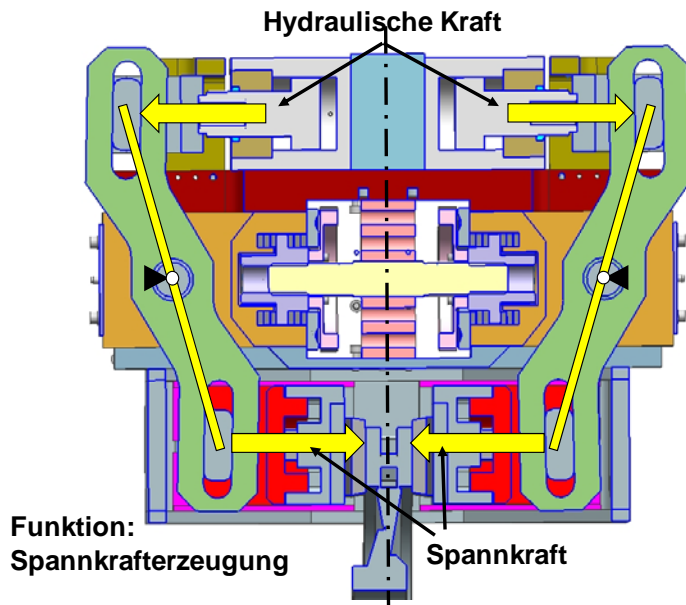


Bild 7: Schnittdarstellung der Funktion Spannkrafterzeugung

In der mittleren Ebene 2 sind zwei Hebel gelagert, die die Kraft von Ebene 3 zur Ebene 1 übertragen (Bild 7). In Ebene 2 sind darüber hinaus zwei Elektromotoren verbaut, die über ein Stirnradgetriebe Zahnräder antreiben und die Lagerhalter verschieben können.

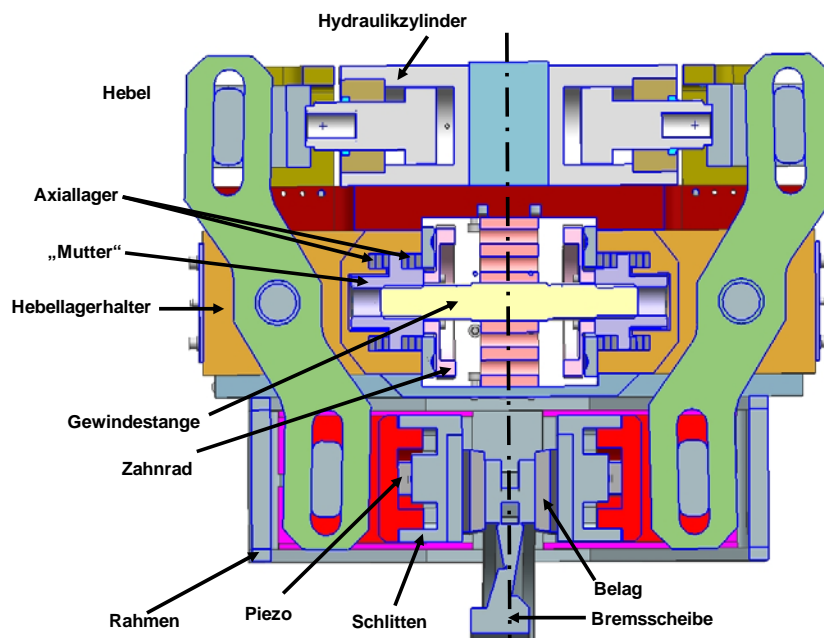


Bild 8: Schnittdarstellung des Prototyps

In Bild 8 ist die Bremsvorrichtung im Schnitt dargestellt. Wird das Zahnrad durch den Elektromotor angetrieben, dreht sich die „Mutter“ auf der zentralen Gewindestange auf oder ab. Über zwei Axiallager wird diese Drehbewegung in eine Translation des Hebellagerhalters umgeformt. Das Schließen des entsprechenden, im Bild nicht dargestellten Zulaufventils der Hydraulik fixiert die Kolbenstange durch „Einsperren des Volumens“ in ihrer Position. Eine sich anschließende axiale Bewegung des Hebellagers erzeugt die in Bild 9 dargestellte Translation des Schlittens in Ebene 1. Während der Bremsung werden die Zulaufventile geöffnet und prüfstandsseitig über ein T-Stück verbunden, so dass etwaiger Scheibenschlag, -taumeln oder Dickenschwankungen hydraulisch analog zum Schwimmsattelprinzip ausgeglichen werden können.

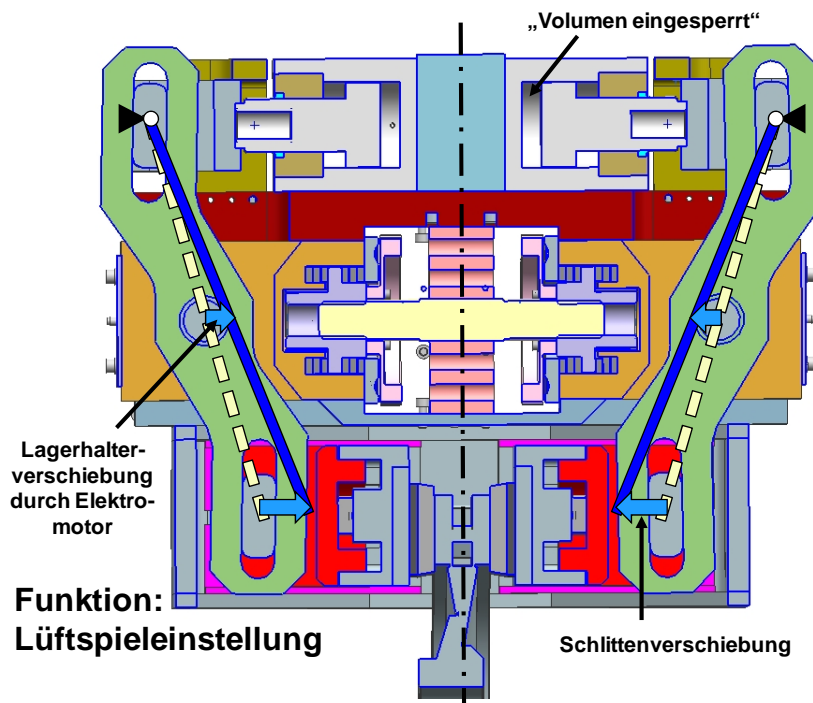


Bild 9: Schnittdarstellung: Funktion Lüftspieleinstellung

## 5. Verifikation

Im Rahmen der Verifikation wird die Betätigungseinrichtung umfangreichen Tests unterzogen [5]. In Modultests werden sämtliche Einzelkomponenten auf Einhaltung der spezifizierten Eigenschaften, wie beispielsweise Maßhaltigkeit, Passungsgenauigkeit oder Winkeltreue, getestet. In den Integrationstests wird das Zusammenspiel der montierten Komponenten geprüft. Hierzu zählt zum Beispiel die Systemfähigkeit, mittels der Elektromotoren tatsächlich ein zuvor definiertes Lüftspiel auf- und abbauen zu können.

Als erster Gesamtsystem-Verifikationstest wird eine statische Druckvariation (ohne Scheibenrotation) am Mock-Up-Tisch vorgestellt, die der grundsätzlichen Überprüfung des Spannkraftaufbaus sowie der Hystereseigenschaften dient.

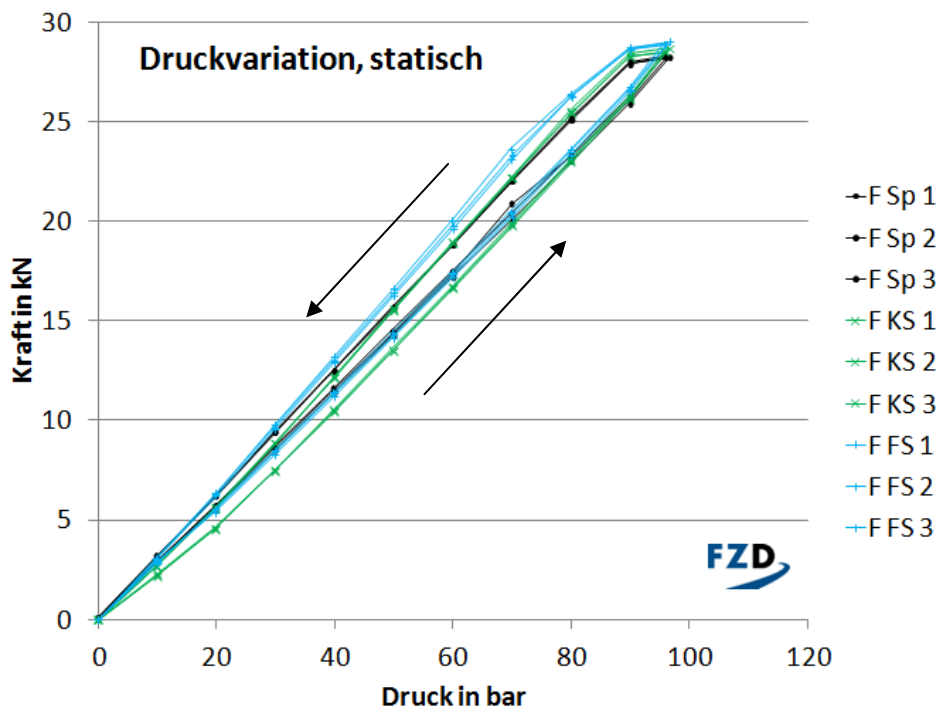


Bild 10: System-Verifikation: Statische Druckvariation am Mock-Up-Tisch

In Bild 10 sind die Messkurven der Piezo-Kraftsensoren auf der Kolbenseite (KS) und der Faustseite (FS) sowie die mit einer Kraftmessdose in der Bremsscheibenposition (freischwebend, nicht fixiert) gemessene Spannkraft dargestellt. Im Versuch wurden die Drücke mittels einer geregelten SMP-Hydraulikanlage in 10-bar-Stufen bis auf 100 bar erhöht und unmittelbar im Anschluss in gleichen Schritten bis 0 bar entlastet. Diese Variation wurde dreimal durchgeführt. Hierbei zeigt sich eine grundsätzlich hohe Reproduzierbarkeit der Ergebnisse. Auffällig ist der Hystereseanteil zwischen Druckauf- und Druckabbau, der sich auch in realen Faustsattelsystemen findet. Dieser ist auf Reibungsverluste in den bewegten Komponenten zurückzuführen und führt dazu, dass in der Druckabbauphase die Kräfte an den Belägen weniger stark reduziert werden, als sie in der Aufbauphase erhöht wurden. Ersichtlich ist jedoch auch, dass dieser Hystereseeffekt umso schwächer ausfällt, je niedriger das Druckniveau ist. Auf 0-bar-Niveau erreicht auch das Kraftniveau wieder seinen Nullwert, ein Verklemmen innerhalb der Betätigungseinrichtung tritt somit nicht auf. Die Ursache der im Vergleich zur gemessenen Spannkraft leicht erhöhten Kraftniveaus bei

100 bar (um 400-850 N, entspricht ca. 1,5-3,0 %) ist mit dem hier beschriebenen Versuchsaufbau nicht eindeutig zu klären. Da die Messung der KS- und FS-Kräfte mittels Piezo-Elementen hinter dem Schlitten erfolgte, wird vermutet, dass die Differenz die in der Wälzlagerung auftretende Reibungskraft abbildet. Die Aufnahme eines Kennfeldes in weiteren Tests, das den Zusammenhang zwischen Druck, Temperatur, Spannkraft und Einzelbelagkräften herstellt, steht noch aus.

## **6. Ausblick**

Die hier vorgestellte Betätigungseinrichtung zur systemunabhängigen Untersuchung von Bremsbelägen, die in Kooperation zwischen der Federal Mogul Friction GmbH in Bad Camberg und dem Fachgebiet Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt entwickelt wurde, hat in ersten statischen Verifikationsversuchen ihre grundsätzliche Funktion zeigen können. In der Validierungsphase ist die Eignung zur Durchführung von verschiedenen Verschleißtests und standardisierten Prüfzyklen wie dem AK-Master (nach SAE J 2522) nachzuweisen. Darüber hinaus ist eine umfangreiche Erprobungsphase geplant.

## **Literaturangaben**

- [1] Breuer, Bert; Bill, Karlheinz H.; Hrsg.: Bremsenhandbuch; 3. Auflage, Vieweg, Wiesbaden, 2006
- [2] Degenstein et al.: Messung der Kräfte in der Reibfläche einer Scheibenbremse während des Bremsvorgangs, Brake-Tech, 2006
- [3] Degenstein, Th.: Kraftmessung in Scheibenbremsen, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 655, Düsseldorf: VDI-Verlag 2007
- [4] Haag, M.: Modellierung der Radbremse für virtuelle Prüfstandsversuche im frühen Auslegungsstadium, Fortschritt-Berichte VDI Reihe 12, Nr. 758, Düsseldorf: VDI-Verlag 2012
- [5] Schäuffele, Jörg; Zurawka, Thomas: Automotive Software Engineering; 3. Auflage, Vieweg, Wiesbaden, 2006
- [6] Tao, Jason J.; Chang, H. T.: A System Approach to the Drag Performance of Disc Brake Caliper, SAE-Paper 2003-01-3300, 2000