# 6. Empirische Drehmomentmessung. FEM – Simulation und Vergleich

## 6.1 Versuchsaufbau für die Drehmomentmessung

Bei der Untersuchung kompletter Klappen besteht die Gefahr der Verfälschung der Meßergebnisse durch eine Reihe unterschiedlicher Toleranzen bzw. deren Kombination. Dies könnten unter anderem folgende Toleranzen, oder Parameter sein:

- Innendurchmesser des Klappengehäuses
- Außen- und Innendurchmesser des Stützringes
- Elastomerdicke
- Elastomerhärte
- Diverse Form- und Lage- Toleranzen, wie z.B. Spindelversatz, etc.

Von Klappe zu Klappe können sehr viele dieser Toleranzen so stark variieren, daß der Aufwand zur Ermittlung des Einflusses einzelner Auslegungsfaktoren (siehe Kap.3 ) zu groß wird.
Aus diesem Grund stellt die Prüfung von Drehmomenten an kompletten Klappen einen ungeeigneten Meßaufbau dar. Daher soll ein Meßaufbau konzipiert werden, der die Untersuchung einzelner Einflußfaktoren zuläßt und die oben aufgeführten Fehlermöglichkeiten weitestgehend ausschließt.

Neben den bereits aufgestellten, sollen folgende Forderungen zusätzlich berücksichtigt werden:

- für weitere Untersuchungen muß es möglich sein,
den gesamten Meßaufbau bei verschiedenen Temperaturen einzusetzen.
- die Beeinflussung der Reibung zwischen Elastomer und Stahl muß möglich sein.

Mit dem Prüfstand wird ein Ausschnitt einer Klappe der Nennweite 200 nachgebildet. (**Abb.6.1**) Die Nennweite 200 stellt einen typischen Vertreter der Bauweise von Absperrklappen dar.

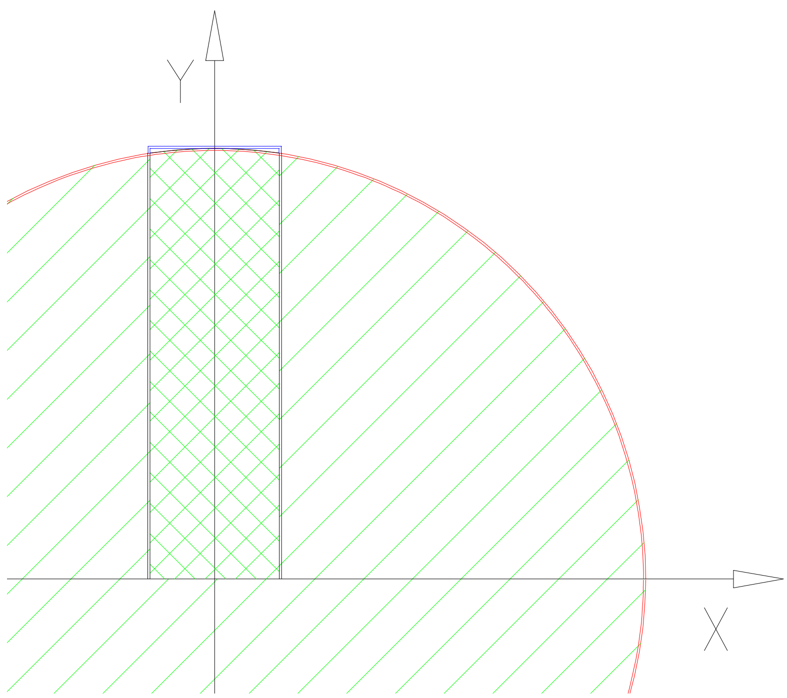



**Abb.6.1.** Klappenscheibe DN 200 mit Ausschnittmarkierung. Doppelschraffur stellt den Klappenscheibenausschnitt dar, in blau ist die gerade Vorderkante des Versuchsaufbaus dargestellt.

Zur Vereinfachung der Herstellung der Modelle der Klappenscheibe, werden die Metallproben, die einen Ausschnitt der Klappenscheibe darstellen, mit gerader Vorderkante ausgeführt. Diese Festlegung vereinfacht die Herstellung der Elastomerproben, die ebenfalls flach ausgeführt werden.

Das Drehmoment einer Klappe DN200 mit dem zulässigen Betriebsüberdruck von 16 bar liegt erfahrungsgemäß in einer Größenordnung von 300Nm. Die Breite der Testklappenscheiben, die für die Messungen verwendet werden sollen, wurde zu 30mm gewählt.
Die Funktion des Außenrandes der Klappenscheibe im ersten Quadranten wird beschrieben durch die Gleichung (Kreisfunktion):

$$f(x) = (10.000 - x^2)^{0,5}$$

Das Drehmoment, welches notwendig ist, um eine Scheibe durch den Elastomer zu drehen, kann näherungsweise ( der Einfluß der geraden Vorderkante im Experiment, im Gegensatz zu der gekrümmten Klappenscheibenaußenkante, wird nicht berücksichtigt ) aus der Formel errechnet werden:

$$M = c_1 \int_0^{100} \sqrt{10.000 - x^2}\, dx = C_1 \ x \ 31.400 \text{ mm}^2$$

Aus der Tatsache, daß das gesamte Drehmoment einer Klappe DN200, ca. 300Nm beträgt, resultiert:

$C_1 = 9{,}55$ N/mm

Das Drehmoment, welches benötigt wird, um eine Testplatte (Testscheibe) der Breite 30 mm durch den Elastomer zu drehen, errechnet sich aus der Formel:

$$M = c_1 \int_0^{15} \sqrt{10.000 - x^2}\, dx = C_1 \ x \ 2.990 \text{ mm}^2 = 29 \text{ Nm}$$

Die Größe des Drehmomentgebers wurde, um eine gewisse Sicherheit zu gewährleisten auf 63 Nm ausgelegt.

Die dimetrische Zeichnung des gesamten Aufbaus ist in **Abb.6.2** dargestellt. Der gesamte Aufbau wurde aus Edelstahl ausgeführt. Der Prüfstand läßt sich temperieren, oder auch in verschiedene Medien tauchen, um die Einflüsse von Faktoren wie Temperatur oder Schmierung untersuchen zu können.

In der Senkung der Grundplatte (14) besteht die Möglichkeit, die Elastomer - Probestücke (13), mittels einer Klemmvorrichtung, bestehend aus der Klemmplatte (12) und den Schrauben (11), zu befestigen.

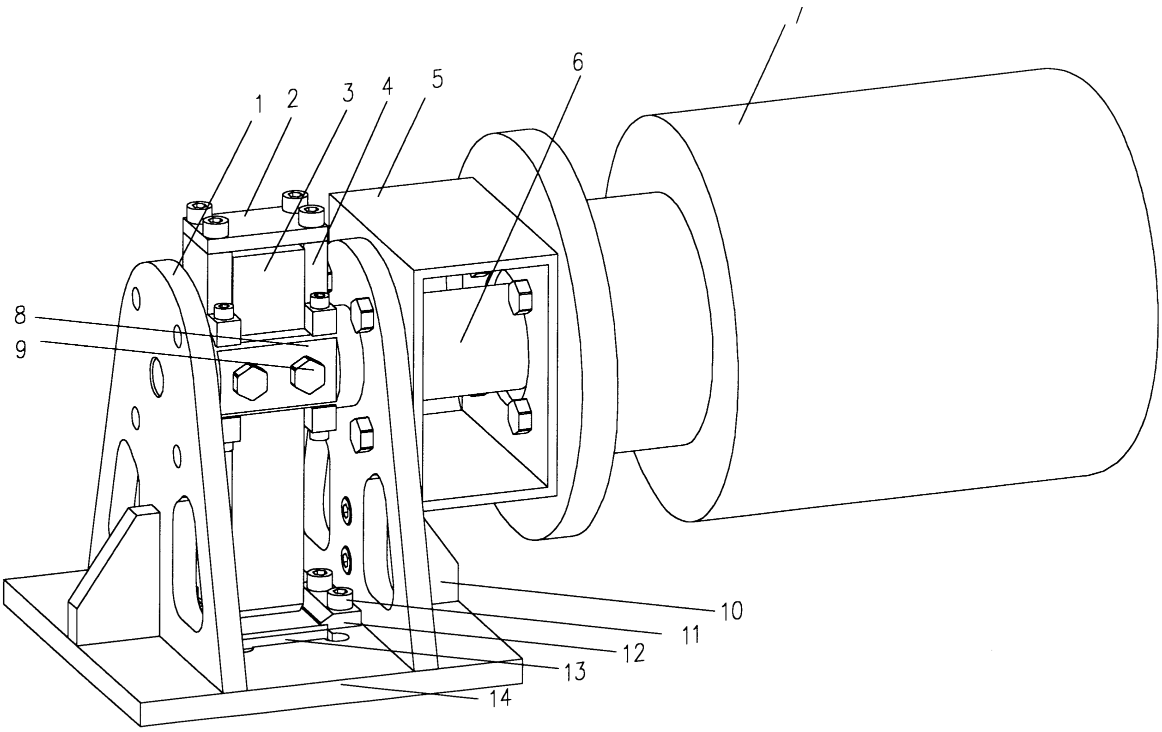



**Abb.6.2.** Prüfstand zur Drehmomentmessung:

| | |
|---|---|
| 1 – Seitenplatte | 8 - Welle |
| 2 – Referenzplatte | 9 – Schraube (Fixierung der Testscheibe) |
| 3 – Testscheibe | 10 - Seitenstütze |
| 4 – Führung | 11 – Schraube (Fixierung des Elastomers) |
| 5 – Adapter | 12 – Halteplatte(Fixierung des Elastomers) |
| 6 – Drehmomentaufnehmer | 13 - Elastomerprobe |
| 7 – Antrieb | 14 - Grundplatte |

Die Elastomerprobestücke (13) bestehen aus einem VA - Blech der Dicke 2mm, auf welches in verschiedenen Dicken und verschiedenen Härten Elastomer aufvulkanisiert ist. Die Probestücke haben eine quadratische Abmessung von 40 x 40 mm.
Um identische Elastomerqualitäten auf den Probestücken gleicher Sorte zu erreichen, wurden sie auf die folgende Weise hergestellt: auf einem VA - Blech der Abmessung 200 x 200mm sind insgesamt 25 Felder mit Laserbrennschnitt "vorperforiert". Auf den gesamten Testplattenträger wurde dann Elastomer der gewünschten Dicke und der gewünschten Härte aufvulkanisiert. Nach der Vulkanisierung wurde die Elastomerschicht exakt an der "Perforierung" durchgeschnitten, und die einzelnen Testplatten dann herausgebrochen. Auf diese Weise besitzen die Testplatten alle exakt die gleichen Eigenschaften.

Insgesamt wurden Platten in den technisch sinnvollen Härten:
60 Shore A, 70 Shore A, 75 Shore A, 80 Shore A und den ebenfalls technisch sinnvollen Stärken: 2 mm, 3 mm, 4 mm, 5 mm, 6 mm angefertigt.
Um Fertigungstoleranzen erfassen zu können, wurden diese Platten von zwei Lieferanten in jeweils zwei Chargen hergestellt.
Um für jede Scheibenkontur zu Versuchsbeginn eine "jungfräuliche" Testplatte bereitstellen zu können, wurden von jeder Elastomerqualität 25 Testplatten pro Charge, pro Lieferant hergestellt.

Die Welle (8) wird durch Kugellager parallel zur Grundplatte geführt und bildet zusammen mit der Führung (4) und den Schrauben (9) die Aufnahme für die Testscheibe (3).
Gleichzeitig bildet die Welle über den an einem Ende vorhandenen Vierkant einen Teil der Verbindung zwischen der Testscheibe und dem Antrieb.
Die Führung (4) wird mit Schrauben auf der Welle befestigt und dient dazu, die Testscheiben senkrecht zur Welle und damit auch senkrecht zum Elastomer zu führen Die Referenzplatte (2) wird mit Schrauben auf der Führung befestigt und dient dazu, ein Mikrometerschraube aufzunehmen. Mit der Mikrometerschraube kann mit einer Genauigkeit von 5µm die Eindringtiefe der Testscheiben in den Elastomer gemessen werden. Mit Hilfe der Schrauben (9) wird die Fixierung vorgenommen.

Die Testscheiben (3) werden durch die Führung (4) in der Welle (8) geführt. Mittels eines Schlitzes in der Welle und der Klemmschrauben (9) werden die Testscheiben form- (in zwei Freiheitsgeraden) - und reibschlüssig in der Welle festgehalten, so daß das Drehmoment, welches durch den Antrieb aufgebracht wird, auf die Testscheiben übertragen werden kann.

Der Antrieb (7) ist mittels einer Montagebrücke an der Meßvorrichtung befestigt. Es handelt sich hierbei um einen elektromotorischen Antrieb der Firma TA – Roloff, Hamburg. Um die gleiche Geschwindigkeit bei allen Versuchen zu gewährleisten, wurde der Antrieb bei weitem überdimensioniert. Der Antrieb ist in der Lage, Drehmomente von bis zu 150 Nm aufzubringen. Die Stellgeschwindigkeit des Antriebs wurde nach der Faustregel für die Betätigunggsgeschwindigkeiten für Klappen ausgelegt. Die Formel legt fest, daß die Nennweite der Klappe in Milimetern geteilt durch 100, die sinnvolle Stellzeit in Sekunden für einen 90° Stellwinkel ergibt. Da in diesen Versuchen eine Klappe der Nennweite 200mm simuliert werden soll, beträgt die Stellzeit zirka 2 Sekunden.
Der Drehmomentaufnehmer (6) der Firma Lorenz Meßtechnik, Alfdorf, des Typs DV 14 hat einen Meßbereich von o bis 63 Nm und eine Genauigkeitsklasse von 0,2%. Damit beträgt die maximale Meßungenauigkeit, die durch den Drehmomentaufnehmer hervorgerufen wird, 0,126 Nm. Der Drehmomentaufnehmer ist an eine Auswerteelektronik der Firma Lorenz des Typs GMV 100 angeschlossen. Der Drehmomentaufnehmer funktioniert mittels Dehnmeßstreifen.
Die Meßwerte werden von einem Computer ausgewertet, die Meßkurve (**Abb.6.2**) zeigt beispielhafte Meßergebnisse.

Die Auswertung der Ergebnisse am Computer erfolgt mit Hilfe einer A/D Karte der Firma BMC, Puchheim, mit einer Auflösung von 16 bit. Auch die entsprechende Software wurde von dieser Firma geliefert (**Abb.6.3**). Sie bietet unter anderem die Möglichkeit einer „Schleppzeiger“ – Funktion. Dadurch wird die Ermittlung des höchsten, gemessenen Drehmomentwertes vereinfacht.
Sowohl der Fehler der Auswerteelektronik, als auch der Fehler, der durch die Benutzung der A/D - Wandlerkarte gemacht wird, liegt um mindestens eine Zehnerpotenz unterhalb des Fehlers, der durch den Drehmomentgeber verursacht wird.

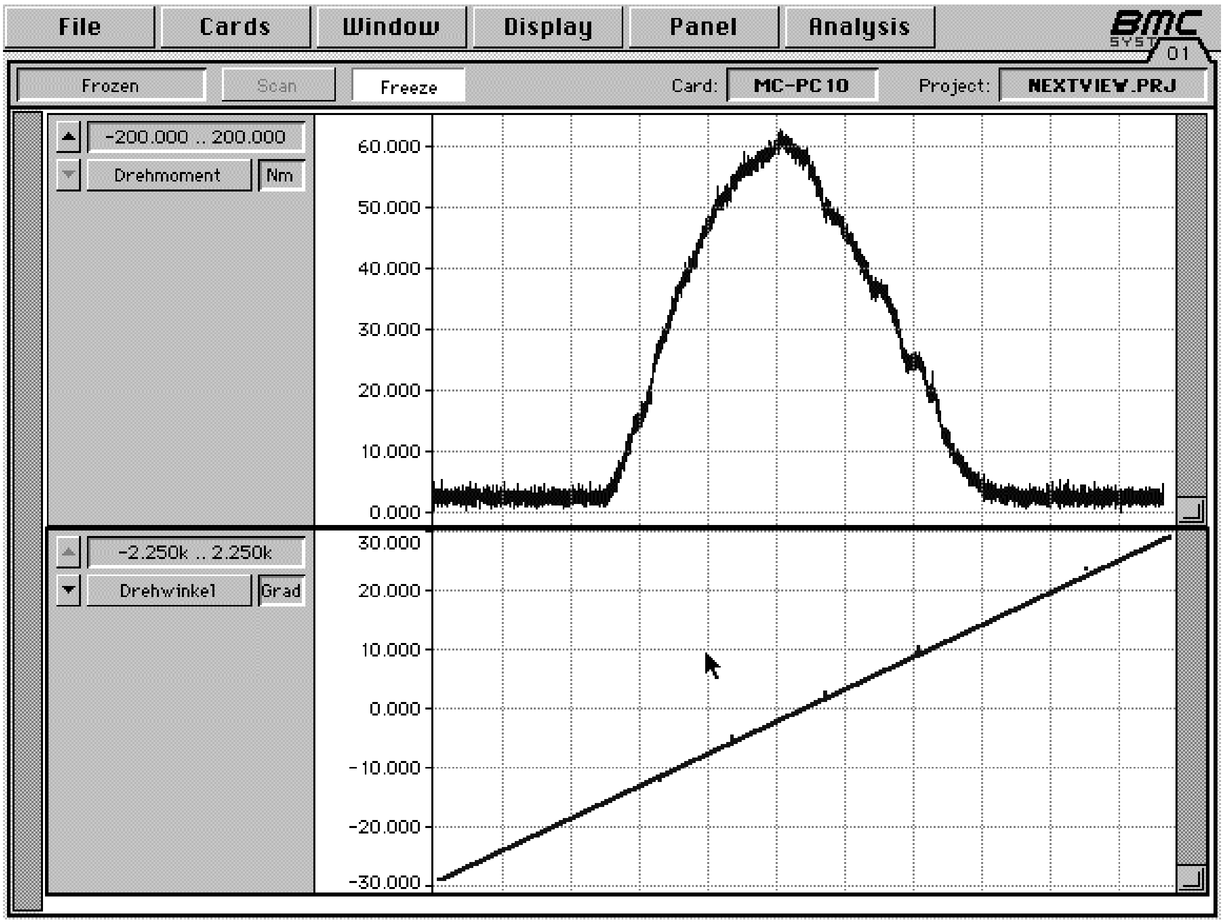


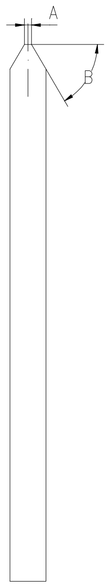

**Abb.6.3** Meßschrieb der Drehmomentmessung.

Der mögliche Meßfehler des Drehmomentgebers wird mit maximal 0,126 Nm angegeben. Der Drehmomentgeber hat eine Meßgenauigkeit von 0,2% des Maximalwertes (63 Nm). Die niedrigsten gemessenen Werte bei ca. 7Nm. Der maximal mögliche, durch die Meßapparatur hervorgerufene Meßfehler beträgt also maximal 1,8% des Meßwertes.

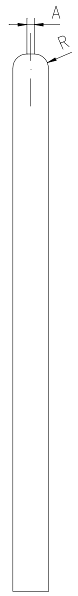
Die Testscheiben (3) stellen einen Ausschnitt einer Klappenscheibe dar. Um die Auswertung der Messungen zu vereinfachen, haben die Testscheiben eine gerade Vorderkante. Insgesamt wurden 48 verschiedene Testscheibenkonturen angefertigt (**Abb.6.4**).
Es wurde eine technisch sinnvolle Oberflächenrauhigkeit von Ra < 1,6$\mu$m gewählt. Dies entspricht auch der Vorgabe für die Herstellung von Klappenscheiben in der Serie. Die Testscheiben wurden mit einer CNC - gesteuerten Fräsmaschine hergestellt. Mit einer CNC - gesteuerten 3D – Meßmaschine wurden die Konturen der Scheiben überprüft. Alle Konturen weichen weniger als 20 $\mu$m von der vorgegebenen Form ab.
Während der Bearbeitung wurde in einem Durchgang die gesamte Vorderkante bearbeitet, um eine möglichst gleichmäßige Vorderkante zu erreichen.

Insgesamt gibt es nur drei verschiedene Konturen mit jeweils unterschiedlichen Abwandlungen:

| Scheiben Nr. | A | B |
|---|---|---|
| 1 | 0,4 | 30 |
| 2 | 0,8 | 30 |
| 3 | 1,2 | 30 |
| 4 | 1,6 | 30 |
| 5 | 2,0 | 30 |
| 6 | 3,0 | 30 |
| 7 | 4,0 | 30 |
| 8 | 0,4 | 45 |
| 9 | 0,8 | 45 |
| 10 | 1,2 | 45 |
| 11 | 1,6 | 45 |
| 12 | 2,0 | 45 |
| 13 | 3,0 | 45 |
| 14 | 4,0 | 45 |
| 15 | 0,4 | 60 |
| 16 | 0,8 | 60 |
| 17 | 1,2 | 60 |
| 18 | 1,6 | 60 |
| 19 | 2,0 | 60 |
| 20 | 3,0 | 60 |
| 21 | 4,0 | 60 |




| Scheiben Nr. | A | R |
|---|---|---|
| 1 | 0,4 | 2 |
| 2 | 0,8 | 2 |
| 3 | 1,2 | 2 |
| 4 | 1,6 | 2 |
| 5 | 2,0 | 2 |
| 6 | 3,0 | 2 |
| 7 | 4,0 | 2 |
| 8 | 0,4 | 3 |
| 9 | 0,8 | 3 |
| 10 | 1,2 | 3 |
| 11 | 1,6 | 3 |
| 12 | 2,0 | 3 |
| 13 | 3,0 | 3 |
| 14 | 4,0 | 3 |
| 15 | 0,4 | 4 |
| 16 | 0,8 | 4 |
| 17 | 1,2 | 4 |
| 18 | 1,6 | 4 |
| 19 | 2,0 | 4 |
| 20 | 3,0 | 4 |
| 21 | 4,0 | 4 |




| Scheiben Nr. | R |
|---|---|
| 1 | 1 |
| 2 | 2 |
| 3 | 3 |
| 4 | 4 |
| 5 | 5 |
| 6 | 6 |

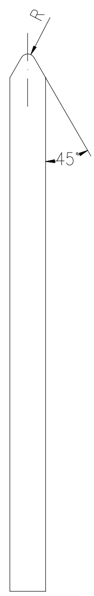
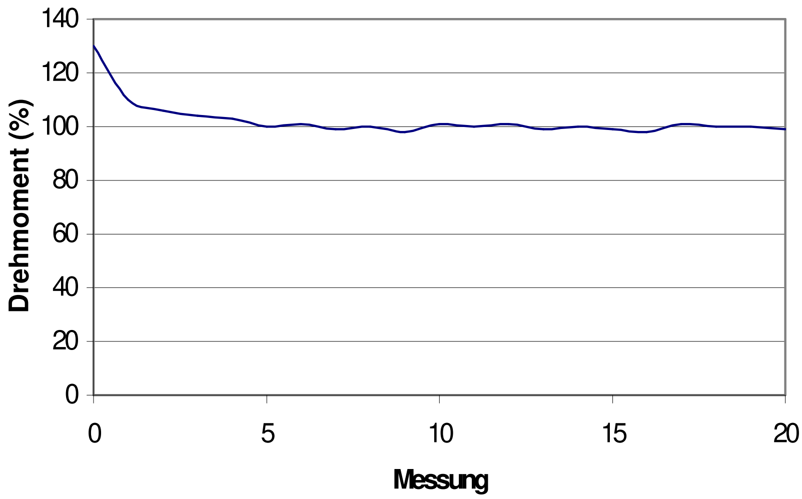



**Abb.6.4.** Testscheibenkonturen.

## 6.2 Versuchsdurchführung




Bei ersten Testmessungen wurde übereinstimmend mit anderen Untersuchungen [11,92,93] festgestellt, daß sich der Elastomer nach einigen wenigen Zyklen (3 bis 10) auf einen bestimmten Reibwert einstellt (**Abb.6.5**), um dann für die nächsten mehreren hundert Zyklen konstant zu bleiben. Daher werden nur Untersuchungen mit Proben unternommen, die sich in diesem Zyklusbereich befinden.

**Abb.6.5.** Einstellung des Reibwertes nach wenigen Schaltzyklen

Bei allen Messreihen wurden nach Abschluß aller Messungen der jeweiligen Probe einige Vergleichswerte aufgenommen, um aufzuzeigen, ob sich die Werte mit steigender Schaltspielanzahl verändern. Hierzu wurden mehrere Meßwerte jeden Durchganges nach

wenigen Schaltzyklen und nach Abschluß der Meßreihe einer Gummiprobe mit der jetzt „abgenutzten“ Probe gemessen. Es waren keine Unterschiede festzustellen.
Die Messungen finden bei Raumtemperatur statt.
Vor der Messung wird sowohl die Gummiprobe, als auch die Testscheibe mit Azeton gereinigt.

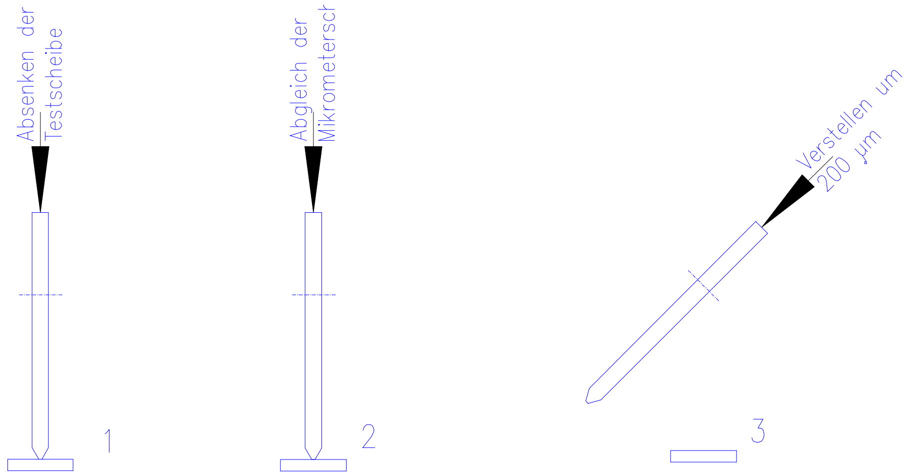



**Abb.6.6.1 – 6.6.3**Versuchsdurchführung Drehmomentmessung am Klappenmodell.

Zum Kalibrieren der Mikrometerschraube wird der Antrieb so angesteuert, daß sich die Testscheibe in einer senkrechten Stellung über der Elastomerprobe befindet (**Abb.6.6.1**).
Die Testscheibe wird so weit abgesenkt, daß deren Vorderkante den Elastomer berührt (Abb.6.6.1). Die Testscheibe wird durch ihr Gewicht auf die Oberfläche des Elastomers gedrückt.
Die FEM – Berechnung (**Abb.6.7**) zeigt, daß die Gewichtskraft der Testscheibe nur eine sehr geringe Verformung des Elastomers bewirkt, die vernachlässigt werden kann.

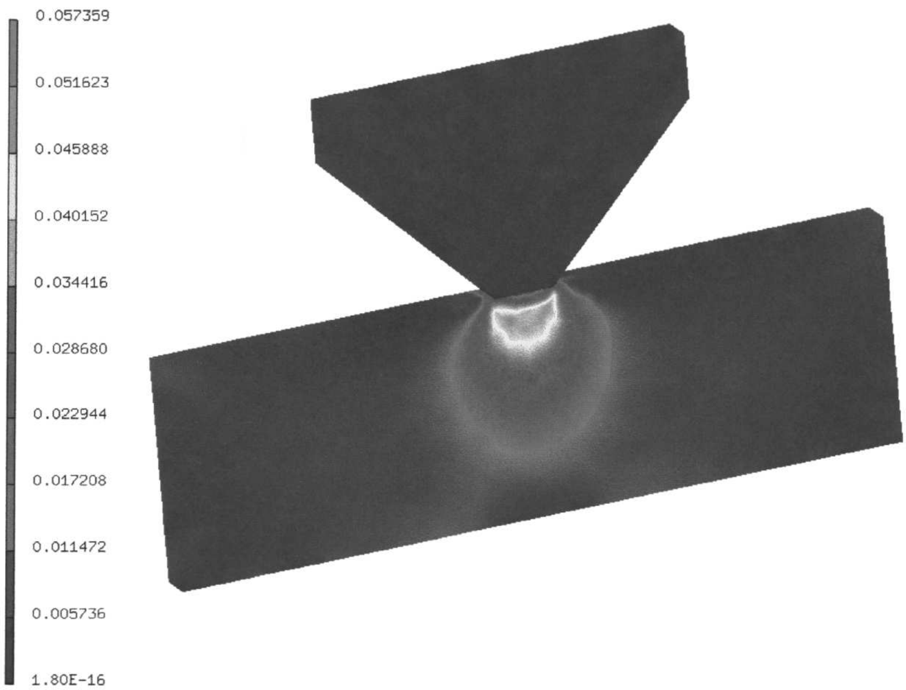



**Abb.6.7.** Berechnung der Verpressung von Elastomer aufgrund des Testscheibengewichtes.

Für die Berechnung wurden folgende Werte benutzt: Gewichtskraft der Testscheibe: 2N. Elastomer 60° Shore A, 6mm dick. Scheibe mit der Kontur 0,4 F45°. Diese Kombination stellt den ungünstigsten Fall dar. Die Einpressung in den Elastomer beträgt gemäß der Berechnung 1,11 µm.

Nach dem Absenken der Testscheibe auf den Elastomer wird die Mikrometerschraube auf Null – abgeglichen (**Abb.6.6.2**).

Der Antrieb wird in eine 45° - Endstellung gebracht(**Abb.6.6.3**).

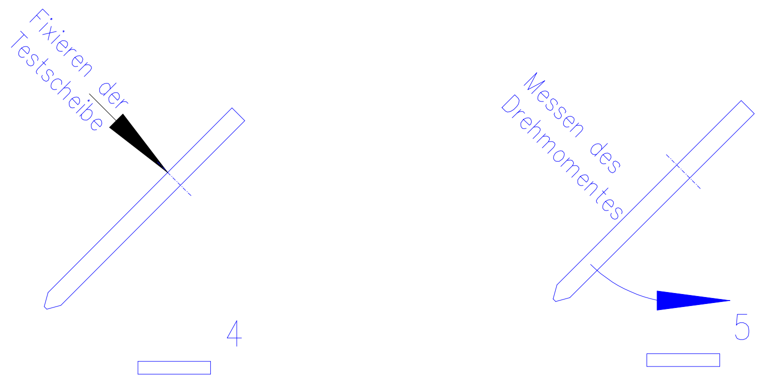



**Abb.6.6.4, 6.6.5.** Versuchsdurchführung Drehmomentmessung am Klappenmodell.

Die Mikrometerschraube wird zunächst um 0,2mm verstellt, für jeden weiteren Meßpunkt wird die Einstellung um je 0,2mm bis auf ein Gesamtmaß von 1,2mm oder bis maximal 20 % der Elastomerdicke erhöht.

Die Testscheibe wird bis zur Mikrometerschraube hin bewegt und über Schrauben (Abb.6.2 Teil 9) in ihrer Position fixiert (**Abb.6.6.4**).

Der Antrieb wird um 90° geschwenkt, dabei wird das erforderliche Drehmoment mit Hilfe des Drehmomentaufnehmers gemessen und am PC ausgewertet (**Abb.6.6.5**). Der Antrieb wird um 90° zurückgeschwenkt, wobei ebenfalls das Drehmoment festgehalten wird.
Die dabei erzielten Extrema des Drehmomentes werden über eine Hold - Funktion (Schleppzeiger) festgehalten. Aus beiden gemessenen Werten wird der Mittelwert gebildet. Gleichzeitig wird ermittelt, bei welchem Winkel der Extremwert auftritt. Abb.6.3 zeigt einen Ausdruck der Meßkurve.

Auf diese Weise werden Meßwerte bis zu einer Verpressung von 20% der Elastomerdicke ermittelt, bzw. bis zu einem Drehmoment von max. 63Nm.

Die Messungen dürfen nicht zu schnell hintereinander erfolgen. In einem solchen Fall erfolgt eine Erwärmung des Elastomers durch Walkarbeit. Hierbei findet die Erwärmung nicht nur an der Oberfläche statt, sondern das gesamte Volumen des Elastomers wird erwärmt, was eine Verfälschung der Meßergebnisse zur Folge hätte.

### 6.3 Auszüge der Meßergebnisse

Der Reihe nach wurden folgende Elastomerproben in den Meßaufbau eingelegt und auf Drehmoment untersucht:

1.Elastomerprobe 1 mit der Elastomerdicke 6 mm, der Härte 70° Shore A des Herstellers A.
2.Elastomerprobe 2 mit der Elastomerdicke 6 mm, der Härte 70° Shore A des Herstellers A.
3.Elastomerprobe 3 mit der Elastomerdicke 6 mm, der Härte 70° Shore A des Herstellers B.
3.Elastomerprobe 4 mit der Elastomerdicke 6 mm, der Härte 70° Shore A des Herstellers B.

Nach zirka einer Woche wurden die Messungen 1 und 4 nochmals durchgeführt, um die Wiederholgenauigkeit des Aufbaus zu testen.

| DATUM GUMMI 70°Sh, 6mm | VERPRESSUNG | | | | | | | | | | Dipl.-Ing.G.Gaida |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| SCHEIBE | | 0,2 | | 0,4 | | 0,6 | | 0,8 | | 1 | 1,2 |
| R1 45° | 7,5 | 7,8 | ,3,2 | 12,8 | 18,8 | 18,2 | 24,3 | 24,0 | 29,8 | 29,9 | |
| R2 45° | 7.6 | 7,4 | 14,2 | 13,8 | 20,8 | 20,2 | 27,4 | 27,6 | 33,7 | 33,6 | |
| R3 45° | 9,5 | 9,9 | 16,9 | 16,9 | 24,7 | 24,3 | 32,1 | 32,1 | 39,9 | 39,9 | |
| R4 45° | 9,1 | 8,7 | 17,2 | 17,4 | 26 | 25,8 | 35,4 | 35,7 | 43,0 | 42,7 | |
| R5 45° | 8,2 | 7,9 | 17,3 | 17,5 | 26,3 | 26,5 | 35,6 | 35,6 | 46,0 | 46,0 | |
| R6 45° | 8,2 | 8,6 | 17,1 | 17,3 | 27,3 | 27,0 | 38,5 | 38,1 | 51,0 | 51,0 | |
| 4.10.97 Pl.1 | | | | | | | | | | | |
| R1 45° | 7,6 | 7,2 | 13,1 | 13,6 | 18,2 | 19,4 | 24,3 | 24,3 | 29,8 | 29,7 | |
| R2 45° | 7,5 | 7,6 | 14,6 | 14,2 | 21,4 | 20,9 | 27,4 | 27,6 | 33,6 | 33,7 | |
| R3 45° | 9,7 | 9,5 | 16,9 | 16,9 | 25,3 | 24,9 | 32,1 | 32,1 | 39,7 | 39,6 | |
| R4 45° | 9,0 | 8,7 | 17,0 | 17,5 | 25,9 | 25,8 | 35,0 | 35,3 | 43,1 | 42,6 | |
| R5 45° | 7,9 | 8,2 | 17,1 | 17,6 | 26,7 | 26,7 | 35,5 | 35,3 | 46,4 | 46,4 | |
| R6 45° | 8,2 | 8,6 | 17,1 | 16,9 | 27,0 | 27,3 | 38 | 37,5 | 51,0 | 51,0 | |
| 4.10.97 Pl.2 | | | | | | | | | | | |
| R1 45° | 7,4 | 7,5 | 13,0 | 13,2 | 18,2 | 18,8 | 24,0 | 24,3 | 29,8 | 29,9 | |
| R2 45° | 7,4 | 7,7 | 14,4 | 14,2 | 21,4 | 20,8 | 27,4 | 27,2 | 33,3 | 33,7 | |
| R3 45° | 9,1 | 9,7 | 17,3 | 17,0 | 25,3 | 24,8 | 32,3 | 29,9 | 40 | 39,7 | |
| R4 45° | 8,7 | 9,1 | 16,9 | 17,1 | 25,8 | 26,0 | 35,5 | 35,6 | 43,2 | 42,8 | |
| R5 45° | 8,2 | 7,9 | 17,2 | 17,2 | 26,7 | 26,7 | 35,5 | 35,9 | 45,8 | 45,9 | |
| R6 45° | 8,2 | 7,8 | 16,8 | 17,3 | 27,3 | 27,3 | 38,3 | 37,9 | 50,9 | 50,9 | |
| 4.10.97 Pl.3 | | | | | | | | | | | |
| R1 45° | 7,8 | 7,2 | 13,3 | 13,4 | 18,8 | 19,4 | 24,4 | 23,9 | 29,8 | 29,6 | |
| R2 45° | 7,8 | 7,6 | 14,4 | 14,4 | 21,4 | 20,8 | 27,2 | 27,6 | 33,3 | 33,4 | |
| R3 45° | 9,6 | 9,9 | 17,0 | 17,3 | 25,2 | 24,8 | 29,9 | 32,3 | 40,1 | 39,8 | |
| R4 45° | 9,5 | 9,1 | 17,3 | 17,4 | 26,0 | 26,2 | 38,2 | 35,6 | 43,0 | 42,8 | |
| R5 45° | 8,1 | 8,5 | 17,2 | 17,5 | 27,1 | 26,3 | 35,5 | 35,7 | 46,2 | 46,2 | |
| R6 45° | 8,3 | 8,6 | 17,0 | 17,0 | 27,6 | 27,0 | 38,0 | 37,7 | 51,3 | 51,3 | |
| 4.10.97 Pl.4 | | | | | | | | | | | |
| R1 45° | 7,5 | 7,4 | 13,2 | 13,1 | 18,8 | 19,4 | 24,6 | 24,6 | 29,7 | 29,9 | |
| R2 45° | 7,4 | 7,8 | 14,0 | 14,0 | 20,8 | 20,2 | 27,4 | 27,2 | 33,6 | 33,4 | |
| R3 45° | 9,1 | 9,1 | 17,3 | 16,6 | 25,0 | 24,3 | 32,0 | 32,3 | 39,9 | 39,5 | |
| R4 45° | 9,2 | 9,5 | 17,0 | 16,9 | 26,2 | 26,0 | 35,2 | 35,4 | 42,8 | 43,0 | |
| R5 45° | 8,5 | 8,3 | 17,0 | 17,1 | 26,3 | 27,1 | 35,2 | 35,7 | 46,3 | 46,3 | |
| R6 45° | 7,8 | 8,3 | 17,0 | 17,4 | 27,6 | 27,4 | 37,8 | 37,9 | 51,2 | 51,3 | |
| 12.10.97 Pl.1 | | | | | | | | | | | |
| R1 45° | 7,2 | 7,8 | 13,3 | 13,2 | 18,9 | 19,4 | 24,4 | 24,6 | 30,0 | 29,7 | |
| R2 45° | 7,8 | 7,6 | 14,2 | 14,0 | 21,4 | 20,2 | 27,3 | 27,5 | 33,3 | 33,4 | |
| R3 45° | 9,9 | 9,5 | 16,8 | 16,6 | 25,5 | 24,4 | 29,8 | 29,9 | 39,7 | 39,9 | |
| R4 45° | 9,2 | 9,5 | 17,3 | 17,3 | 26,2 | 25,9 | 35,4 | 35,4 | 43,0 | 42,8 | |
| R5 45° | 8,2 | 8,5 | 17,3 | 17,5 | 26,6 | 27,1 | 30,0 | 35,7 | 45,9 | 46,3 | |
| R6 45° | 7,8 | 8,1 | 16,9 | 17,3 | 27,4 | 27,6 | 38,1 | 38,2 | 51,1 | 51,1 | |
| 12.10.97 Pl.4 | | | | | | | | | | | |
| R1 45° | | | | | | | | | | | |
| R2 45° | | | | | | | | | | | |
| R3 45° | | | | | | | | | | | |
| R4 45° | | | | | | | | | | | |
| R5 45° | | | | | | | | | | | |
| R6 45° | | | | | | | | | | | |

Erfahrungen aus der Serienfertigung zeigen, daß eine relative Verpressung, die größer als 30% ist, zu schnellen Ausfällen der Elastomerschicht führt. Dies geschieht ganz besonders im Zusammenhang mit erhöhter Temperatur. Als Nennwerte der Verpressung sollten mehr als 20% der Elastomerdicke unbedingt vermieden werden. Deswegen ist in den Tests eine maximale relative Verpressung von 20% sinnvoll.

Aufgrund der Tatsache, daß die Drehmomentwerte für die Verpressung von 1,2 mm den Maximalwert des Drehmomentaufnehmers von 63 Nm übersteigen, wurden sie in diesem Vergleich nicht aufgezeichnet. Dies betrifft auch alle weiteren Messungen dieser Arbeit. Alle Meßwerte, die 63 Nm übersteigen, werden nicht erfaßt.

**Abb.6.8.** Erstes Meßprotokoll.

Es wurden umfangreiche Versuche im Vorfeld unternommen, bevor die sicherste Methode der Versuchsdurchführung gefunden wurde. Der größte Fehler, der bei den Messungen stattfinden kann, ist der falsche Abgleich der Eindringtiefe der Testscheibe in den Elastomer. Eine Abweichung von 10Nm, oder von 200% des Meßwertes kann dabei bereits bei 0,2 mm Fehler bei der Eindringtiefe stattfinden.

Dieser Fehler stellt sicherlich die größte Gefahrenquelle dar, die bei den Messungen zu falschen Meßwerten führen können. Der Einfluß dieser Ungenauigkeit steigt mit der Härte des Elastomers und sinkt mit steigender Elastomerdicke.
Als gering haben sich die Einflüsse von folgenden möglichen Werten herausgestellt, in Reihenfolge des Einflusses auf den Meßwert:

- nicht ausreichend von Gleit/ Trennmitteln gereinigte Oberfläche der Reibpartner
- schrägstehende Testscheibe durch zu hohe Fertigungstoleranzen in Führung/ Testscheibe
- Nichtbeachtung der Temperaturerhöhung des Elastomers infolge von zu schnell aufeinander folgenden Meßreihen
- Benutzung einer Testplatte für mehrere Messungen
- Raumtemperatur
- Abweichung durch die Meßapparatur (Drehmomentaufnehmer, Wheatston´sche Meßbrücke, A/D Wandler)

Mit der hier konzipierten Meßapparatur sind sehr gut wiederholbare Werte erzielt worden. Bei der Durchführung gleicher Messungen nach mehreren Wochen werden praktisch identische Werte gemessen.

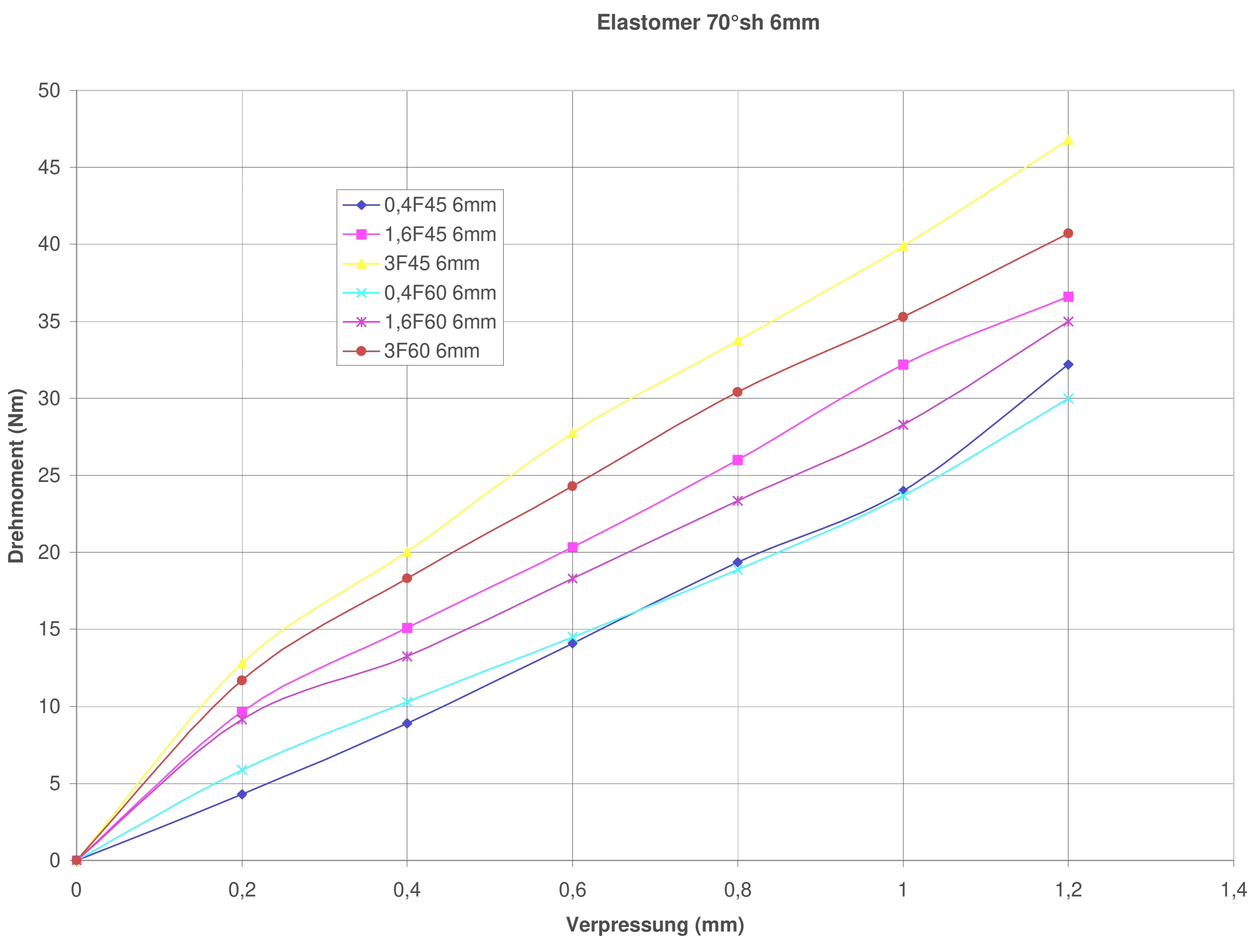



**Abb.6.9.** Beispieldiagramm der Drehmomentmessung.

Ein Beispieldiagramm der Drehmomentmessung ist in **Abb.6.9** gezeigt. Die Ergebnisse der Messungen sind im Anhang aufgeführt. Die Ergebnisse sind ähnlich denen, die aus den Messungen und Berechnungen der Kraft/ Weg Kurve resultieren:

- Die Abhängigkeit des Drehmomentes von der Elastomerdicke sinkt mit steigender Elastomerhärte
- Das Drehmoment steigt mit der Verpressung
- Das Drehmoment steigt mit der Elastomerhärte
- Das Drehmoment steigt mit der Breite der Scheibenaußenkante (Maß A in Abb.6.4)
- Die Unterschiede im Drehmoment der einzelnen Kantenformen zueinander sind nicht so groß, wie die Unterschiede, die aus der Breite der Außenkante resultieren

## 6.4 Ermittlung der Reibwerte für die Simulation

Als Nachbildung des Versuches zur Drehmomentmessung soll ein geeignetes FEM – Modell gebildet werden. Das im Kapitel 5 verwendete FEM – Modell zur Simulation der Ermittlung der Kraft / Weg Kennlinie entspricht weitestgehend dem Modell, das notwendig ist, um die Reibung nachbilden zu können. Die mathematischen Gesetze zur Beschreibung der Materialeigenschaften des Elastomers wurden hergeleitet und überprüft. Zur Bildung des Drehmomentmodells ist die Wahl eines geeigneten Reibgesetzes notwendig und die Ermittlung der Reibwerte .

### 6.4.1 Reibungsgesetze Elastomer

Das klassische Coulomb´sche Reibungsgesetz basiert auf einfachen experimentellen Untersuchungen mit starren Körpern. Trotz dieser Einschränkung werden verschiedene Modifikationen dieses Gesetzes in der Praxis für statische und dynamische Prozesse eingesetzt. Demnach ist der Quotient zwischen der Reibungskraft und der Normalkraft für eine bestimmte Materialpaarung eine Konstante. Quantitativ wird dies entweder durch die Konstante μ (Reibungskoeffizient), oder durch α (Reibungswinkel) beschrieben.

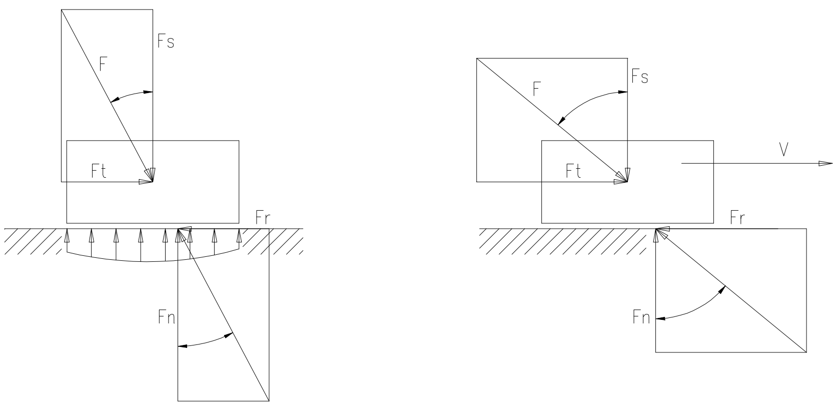



**Abb. 6.10.** Reibungskoeffizient. Nach [92].

Unter Verwendung des Reibungsbeiwertes, als Verhältnis von Reibkraft zu Normallast, lauten die klassischen Reibungsgesetze [92 – 94]:

1. Der Reibungsbeiwert ist unabhängig von der Temperatur.
2. Der Haftreibungsbeiwert ist größer oder gleich dem Gleitreibungsbeiwert.
3. Der Gleitreibungsbeiwert ist unabhängig von der Gleitgeschwindigkeit.
4. Der Reibungsbeiwert ist unabhängig von der Größe der scheinbaren Berührungsfläche.

5. Der Reibungsbeiwert ist abhängig von der Materialpaarung.
6. Der Reibungsbeiwert ist unabhängig von der Normallast.
7. Der Reibungsbeiwert ist unabhängig von der Flächenpressung

Der eigentliche Mechanismus der Reibung wird durch die klassischen Reibungsgesetze nicht erklärt.
Die Gesetze gelten auch für Metall / Metall Paarungen nur mit Einschränkungen. Bei der Untersuchung der Elastomerreibung müssen diese Gesetze nicht nur geprüft werden, es lassen sich Abhängigkeiten des Reibbeiwertes von Elastomeren von weiteren Faktoren feststellen:

1. Der Reibungsbeiwert ist abhängig von der Temperatur.
2. Der Gleitreibungsbeiwert ist abhängig von der Gleitgeschwindigkeit.
3. Der Reibungsbeiwert ist abhängig von der Größe der Berührungsfläche.
4. Der Reibungsbeiwert ist abhängig von der Flächenpressung.
5. Der Reibungsbeiwert ist Abhängig vom Aufbau des Elastomers.
6. Der Reibungsbeiwert ist abhängig von der Einwirkungsdauer.

Diese Abhängigkeiten wurden durch vielfältige experimentelle Untersuchungen [95 - 116] bewiesen. In etlichen Abwandlungen wurde versucht, die Abhängigkeiten zu quantifizieren und zu erklären. Zum Stand der theoretischen Kenntnisse zur Beurteilung von Reibungs- und Verschleißprozessen ist hervorzuheben, daß es gegenwärtig weder einheitliche noch für die konkreten Fälle der Praxis hinreichend universelle Reibungs- und Verschleißtheorien gibt. Der Stand der Wissenschaft wird dadurch charakterisiert, daß es keine einheitliche Terminologie und Prüfverfahren in der Reibungs- und Verschleißforschung gibt. In [102] und in allen anderen Quellen wird an dieser Stelle deutlich, wie sehr unausgereift alle Theorien sind:
“Statische Reibung und endliche Reibung bei hohen Geschwindigkeiten sind jedoch auf dieser Basis nur schwer erklärbar ohne ad hoc, fragliche Annahmen zu machen.” [100] oder:
“Wie härtere Elastomere, z.B. Laufflächenmischungen gleiten, ist nicht bekannt”.[103]
Man kann die bekannten Reibungs- und Verschleißtheorien in folgende Gruppen zusammenfassen [117]:

a. **Mechanisch – geometrische Reibungstheorien:** Grundlage für die mechanisch – geometrischen Theorien der Reibung ist die Hypothese, wonach das Entstehen von Reibkräften ein Ergebnis des Überwindens von Mikrounebenheiten ist.
b. **Deformationstheorien:** Die Deformationstheorien erklären die Reibungskräfte durch die erforderliche Arbeit zur Deformation eines bestimmten Volumens (elastische und plastische Deformation) im Zusammenhang mit dem gegenseitigen Eindringen der Unebenheiten der sich berührenden Festkörper.
c. **Adhäsionstheorien:** Die Adhäsionstheorien erklären das Entstehen von Reibkräften durch eine Überwindung der molekularen Wechselwirkungskräfte zwischen zwei Festkörpern, d.h. die Reibkräfte entstehen durch eine Überwindung der Kräfte des molekularen Zusammenhangs infolge der Kraftfelder zwischen den Oberflächenmolekülen.
d. **Ermüdungstheorien:** In den meisten Fällen der mechanischen Beanspruchung fester Körper, z.B. bei Zahnrädern, Gummireifen, Gummidichtungen usw. ist die Werkstoffabtragung überwiegend das Ergebnis einer Ermüdung infolge zyklischer Beanspruchung sich im Kontakt befindlichen Flächenbereiche. Äußerliche Kennzeichen einer solchen Ermüdungszerstörung sind Risse, die im allgemeinen unterhalb der mechanisch beanspruchten Fläche entstehen und sich dann bis an die Oberfläche ausbreiten, wo sie zu zur Pittingbildung (Oberflächendefekte) führen. Ihnen voraus gehen

Strukturänderungen sowie das Entstehen und Wandern von Verletzungen infolge dieser zyklischen Krafteinwirkungen. Sie sind begleitet von elastischen und plastischen Deformationen, Ausbildung von Schichten, Änderungen der Mikrohärte und ihrer Verteilung sowie von anderen Erscheinungen.

e. **Energetische Theorien:** Zu den wichtigsten Erscheinungen bei der zwischen Stoffen oder Stoffbereichen stattfindenden Reibung, d.h. bei ihrer Relativbewegung mit gleichzeitigem Kontakt, gehören der Verlust an mechanischer Energie und ihre Umwandlung in andere Energieformen.

f. **Molekular – atomistische Reibungstheorien:** Zahlreiche Effekte bei der Gleitreibung fester Körper, der Kristallaufbau sowie die Adhäsions- und Kohäsionserscheinungen können auf den gleichen Mechanismus der Bindung zwischen Atomen und Molekülen zurückgeführt werden.

g. **Theorien mit besonderer Berücksichtigung chemischer Prozesse:** Bei der Reibung fester Körper wechselwirken verschiedene Stoffsysteme (Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff), mit zum Teil unterschiedlichen Phasen und Aggregatzuständen. Auf Grund dieser Tatsache laufen auf den Reibflächen oft spezielle chemische und tribochemische Reaktionen ab, die in verschiedenen Theorien über Reibungs- und Verschleißprozesse eine besondere Bedeutung erlangt haben.

h. **Mathematisch – statistische Theorien zur Reibung fester Körper:** Auf die Prozesse von Reibung und Verschleiß hat der Kontakt fester Körper bei unterschiedlichen Bedingungen einen großen Einfluß. Erst über den Kontakt fester Körper erfolgt die Übertragung eines großen Teils der Kräfte, die zu unterschiedlichen Formen der Zerstörung bei dem beanspruchten Körper führen können. Der Kontakt fester Körper ist aber diskret und erfolgt im allgemeinen in einzelnen kleinen Bereichen bei der äußeren Reibung. Obgleich für die Praxis in erster Linie die integralen Prozesse und Auswirkungen bei der Reibung fester Körper interessieren, hat sie doch stochastischen Charakter, und es ist möglich, überwiegend für theoretische und für Grundlagenuntersuchungen, die mathematische Statistik anzuwenden.

i. **Theorien mit Kombinationen von Grundmechanismen:** Die meisten für Abschätzungen angewendeten Theorien über Reibung und Verschleiß beruhen auf einer Kombination verschiedener Grundmechanismen. Als eine solche typische Kombinationstheorie kann die molekular – mechanische Theorie über Gummireibung (Adhäsions – Deformations – Theorie) angesehen werden [5], [110], etc.

### 6. 4.1.1 Mechanisch – geometrische Reibungstheorien

Zur Erklärung dieser Theorie ist die Untersuchung von Schallamach hilfreich. Die Deformationstheorien können für den hier untersuchten Fall keine Erklärung geben, weil sie generell von Unebenheiten beider Reibpartner ausgehen. In diesem Versuchsaufbau wird jedoch als eigentlicher Reibpartner absolut glattes Material verwendet (z.B. Spiegelglas). Die folgenden Abbildungen zeigen optische Beobachtungen einer weichen Elastomerprobe, die an einem transparenten Gleitpartner vorbeigeführt wird. Die Proben wurden mit einer Geschwindigkeit von 0,43 mm pro Sekunde aneinander vorbeigeführt. Die aufgenommenen Bilder wurden mit 32Hz aufgenommen. Man hat herausgefunden, daß das “Gleiten” bei diesen Bedingungen kein Gleiten im herkömmlichen Sinne darstellt. Vielmehr handelt es sich um ein Loslösen von “Wellen”. An manchen Stellen kann man das Anhaften von Wellen und das Lösen der “Wellen” an anderen Stellen feststellen. Dieser Effekt ist nur bei weichen Mischungen und bei geringen Geschwindigkeiten auf absolut ebenen Reibpartnern nachweisbar. Obwohl die Reibwerte $\mu$ extrem hohe Werte annehmen, stellt man während des Gleitens auf glatten Flächen keinen meßbaren Abrieb fest, was die in [98] genannte Theorie der „Loslösungswellen“ bestätigen würde. Hiernach sollen die beiden Reibpartner an den jeweiligen „Mikrounebenheiten“ „verhaken“, bis eine bestimmte „Schwelle“ überwunden wird, so daß die Unebenheit überwunden wird.

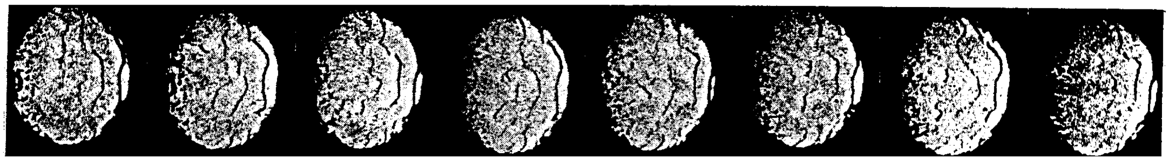


**Abb.6.11.** Kontakt zwischen einer harten, sphärischen Probe auf Polyisopren mit 0,4mm/s und einer Aufnahmefrequenz von 32Hz.[115]

Die **Abb.6.11** zeigt acht aufeinanderfolgende Aufnahmen des “Gleitens” von Elastomer auf Polyisopren. Deutlich sichtbar sind die Loslösungsspuren “Waves of detachment”, die auf den Photos als schwarze Striche sichtbar sind. Zwischen den Wellen haftet der Elastomer vollkommen, an diesen Stellen ist keine Relativbewegung festzustellen. Die Loslösungswellen sind als durch beim Gleiten auftretende, tangentiale Druckspannungen erklärt worden, die auch in [99] experimentell nachgewiesen worden sind.

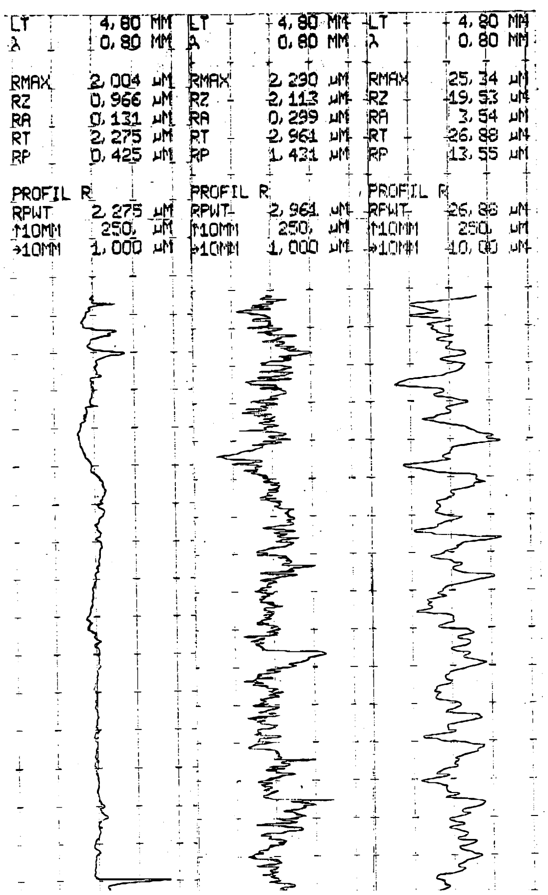



**Abb.6.12.** Meßdiagramme von verschiedenen Elastomeroberflächen: a) Preßglatt
b) Arbeitsoberfläche c) aufgerauhte Oberfläche.

Für die Untersuchungen von Southern und Walker [104] wurde als Reibpartner eine glatte Fläche gewählt: Spiegelglas. Ähnliche Ergebnisse wurden auch auf Eis als Reibpartner festgestellt.
Die Elastomeroberfläche steht am hinteren Rand des Kontakts unter tangentialem Druck und am vorderen Rand unter Zug. Dazwischen liegt ein Spannungsgefälle. Der tangentiale Druck macht das elastische Gleichgewicht örtlich labil und die Elastomeroberfläche knickt ein.

### 6.5.2 Deformationstheorien

Die Elastomeroberfläche ist in den meisten Fällen wesentlich glatter, als die Oberfläche der Reibpartner. Eine typische Rauhigkeit der Elastomeroberfläche, die sich nach längerem Reiben an einer geschliffenen Stahloberfläche ergibt, hat einen Ra – Wert in der Größenordnung von 0,3 µm. Die **Abbildung 6.12** zeigt Meßdiagramme von verschiedenen Elastomeroberflächen.

Selbst eine geschliffene Stahloberfläche mit einem Oberflächenrauhwert Ra von 0,6 µm, hat eine größere Rauhigkeit als der Elastomer. Für den Fall behauptet z.B.[11], daß die

experimentell ermittelte Reibungskraft hauptsächlich den mechanischen Energieverlust widerspiegelt, der durch das wellenförmige Fortpflanzen der Dehnungen um jede Falte (Unebenheit) hervorgerufen wird.
Analog der Reibung zwischen “rauhem” Elastomer und glattem Reibpartner, kann auch die Gleichung für den Reibungskoeffizienten von “glattem” Elastomer auf “rauhem” Gleitpartner erstellt werden. Solange die Rauhigkeit des Reibpartners größer ist als die des Elastomers, gilt für halbkugelförmige Unebenheiten die Gleichung [98]:

$$\mu = ( c_E / E ) \times ( p / E )^{-1/9} \qquad (6.1)$$

E = E – Modul
p = Druck (Flächenpressung)
$c_E$ = Materialkonstante [N/mm$^2$]

Der Einfluß des Druckes ist viel geringer, als bei der Reibung auf einem glatten Reibpartner. Im nachfolgenden Teil wird gezeigt, daß die Reibwerte nur unwesentlich von der Korngröße abhängen, solange die Unebenheiten sich ähnlich sind und mit Halbkugeln angenähert werden können. Der Reibwert $\mu$ nimmt nur unwesentlich mit der wachsenden Korngröße ab.
Schallamach [102] kommt zu dem Resultat, daß man für viele Anwendungszwecke den Reibwert vom Elastomer auf rauhen, trockenen Reibpartnern als konstant und als vom Druck unabhängig annehmen kann.
Zu gleichen Ergebnissen kommen auch Mori und Kaneda [108] und stellen zusätzlich fest, daß der Reibwert von Elastomeren bei sehr kleinen Flächenpressungen hoch ist, um dann mit steigender Flächenpressung sehr schnell einen asymptotischen Wert zu erreichen. Zusätzlich wird in [11], [96], [97] festgestellt, daß die Reibkraft $F_r$ von der tatsächlichen Berührungsfläche $A_w$ abhängt und sogar zu dieser direkt proportional ist.

In [98] werden die Unebenheiten der Oberfläche des Elastomers zu einer Ansammlung gleich großer halbkugelförmiger Elemente angenommen. Bei einem glatten ebenen Reibpartner wird der Abdruck jeder Halbkugel zu einem Kreis. Das Verhalten der Unebenheiten bei kleinen, mittleren und hohen Drücken stellt die nächste Abbildung (**Abb.6.13**) modellhaft dar.

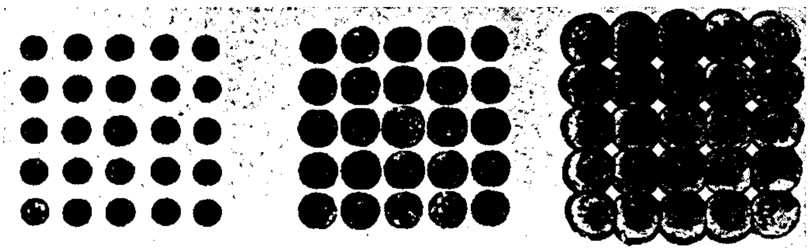


**Abb.6.13.** Kontaktoberfläche einer modellhaften Elastomeroberfläche bei unterschiedlichen Drücken.

Die Aufnahmen (**Abb.6.13**) wurden durch eine durchsichtige Oberfläche gemacht, während auf diese eine Elastomerprobe mit ausgeprägten halbkugelförmigen Unebenheiten gepreßt wurde. Man erkennt deutlich, wie die tatsächliche Berührungsfläche mit steigendem Druck immer größer wird. Bis zu dem Zeitpunkt, wo sich die flachgedrückten Halbkugeln nicht gegenseitig behindern gilt die Gleichung (6.1). Bei höher steigenden Drücken berühren sich die Halbkugeln gegenseitig und verhindern, daß sie weiter flachgedrückt werden könnten.

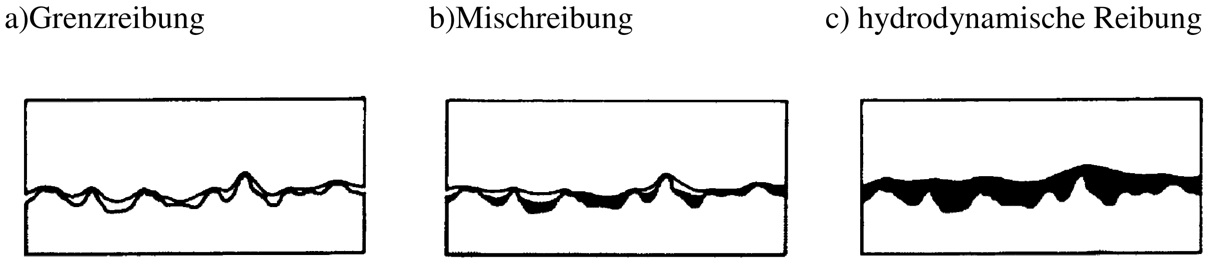



**Abb.6.14**. Verschiedene Reibungszustände.

Die Lücken zwischen den einzelnen Kontakten schließen sich und die Berührungsfläche wird schließlich konstant. Dann wird der Reibungskoeffizient dem Druck umgekehrt proportional.

Man unterscheidet zwischen der Coulomb´schen Reibung, der Flüssigkeitsreibung durch Scherkräfte in der Flüssigkeit, und der Grenzreibung mit nur benetzten oder fast trockenen Oberflächen. (**Abb.6.14**.)
An derselben Dichtung können je nach Betriebsbedingungen und Anpreßdruckverteilung alle Reibungsarten zonenweise gleichzeitig auftreten. [7].
In dieser Arbeit wird lediglich der Fall der Trockenreibung untersucht.

### 6.4.1.3 Adhäsionstheorien

In vielen Quellen ist der Gleitmechanismus molekularen Maßstabs erklärt und untersucht worden [3, 100, 101, 118]. All diese Quellen gehen von der Theorie aus, daß molekulare Elastomerkomplexe an dem Reibpartner haften. Die Bindungen werden durch thermische Bewegung und/oder den auf sie entfallenden Teil der Reibungskraft in statistisch verteilten Zeitintervallen gebrochen und an einer vorgerückten Stelle neu gebildet. [118] beschreibt ein Modell, das den experimentellen Messungen am nächsten kommt. Allerdings werden Behauptungen aufgestellt, die nicht nachvollziehbar sind. Es wird behauptet, daß Elastomerkomplexe am Reibpartner haften, um dann während der Bewegung gedehnt zu werden. Nachdem ein kritischer Wert der Dehnung erreicht wird, wird diese Brücke gebrochen und der Komplex „schnappt" zurück. Durch diesen Vorgang wird Energie an den Elastomer zurückgegeben. Diese Energie sei proportional zu dem E - Modul des Elastomers und umgekehrt proportional zu seiner Härte (bereits hier ist die Haltbarkeit dieser Behauptung nur schwer nachzuvollziehen, denn der E – Modul steigt fast immer mit der Härte des Elastomers).

Ein experimenteller Nachweis der Adhäsion bei Elastomeren wurde durch Johnson, Kendall und Roberts erbracht [114]:

Nach der Theorie von Hertz [87, 119], finden bei der Berührung zweier Körper mit nicht flachen Oberflächen, Verformungen beider Oberflächen statt. Je nach Gestalt der beiden ursprünglichen Flächen, werden die Kontaktflächen zu Kreisen (Kugel gegen Kugel und Kugel gegen Ebene), Rechtecken (Zylinder gegen Zylinder oder gegen Ebene), oder zu Ellipsen (bei beliebig gekrümmten Kontaktpartnern).
Ausgehend von der Annahme, daß homogenes, isotropisches Material vorliegt und daß das Hooke´sche Gesetz Gültigkeit hat (**Abb.6.15**), folgt nach Hertz für die Berührung zweier Kugeln mit den Radien $r_1$ und $r_2$ als Druckspannung:

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \tag{6.2}$$

$$\sigma_{zmax} = \sigma_o = -\frac{1}{\Pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,5) \cdot F \cdot E^2}{r^2 \cdot \left(1 - \nu^2\right)^2}} \tag{6.3}$$

Als Berührungsfläche entsteht ein Kreis mit dem Radius a:

$$a = \sqrt[3]{\frac{1,5 \cdot \left(1 - \nu^2\right) \cdot F \cdot r}{E}} \tag{6.4}$$

mit der Bedingung für den Fall Kugel gegen ebene Fläche mit:

$$\lim_{r_2 \to \infty} r = r_1 \tag{6.5}$$

folgt:

$$\sigma_{zmax} = \sigma_o = -\frac{1}{\Pi} \cdot \sqrt[3]{\frac{(1,5) \cdot F \cdot E^2}{\left(r_1\right)^2 \cdot \left(1 - \nu^2\right)^2}} \tag{6.6}$$

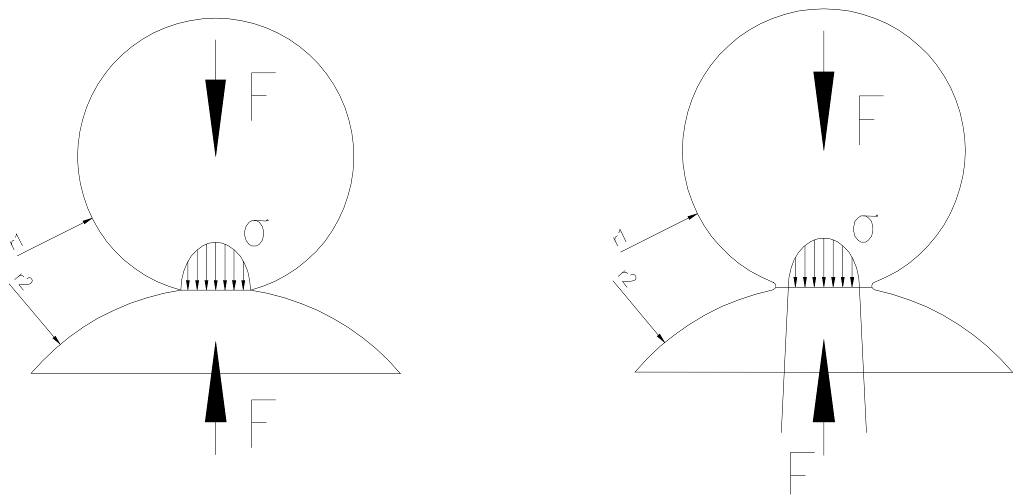



**Abb.6.15.** Berührung zweier Kugeln. Links klassische Hertz´sche Theorie. Rechts die Berührung zweier Kugeln, von denen zumindest eine aus Elastomer ist. Der Hertz´sche Bereich ist nur mit Druck belastet, der äußere Bereich daneben ist jeweils mit Zug belastet.

In [115] wird, basierend auf der Hertz´schen Formel für Kontaktdrücke errechnet, daß der Reibwert auf glatten Flächen der Formel folgt (**Abb.6.16**):

$$\mu = (c / E) \times (p / E)^{-1/3} \quad (6.7)$$

c = Materialkonstante [N/mm$^2$]

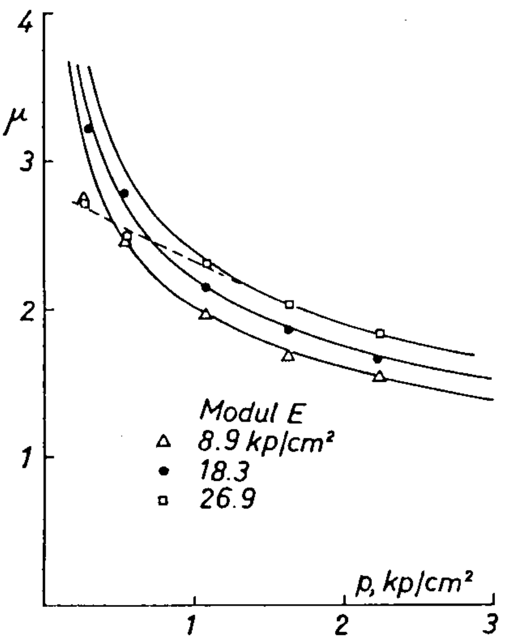



**Abb.6.16.** Druckabhängigkeit des Reibungskoeffizientes von drei NR – Mischungen verschiedener Härten. Mit Glas als Reibpartner. [115]

[3] Zeigt auf, daß die Abweichung der Gleichung zu experimentellen Ergebnissen, bei kleineren Drücken, aus der Tatsache resultiert, daß für die Herleitung die Hertz´schen Regeln streng angewandt worden sind. Beim Elastomer stellt sich, im Gegensatz zu Stahl heraus, daß die Spannungsverteilung in der Kontaktfläche zwischen zwei sich berührenden Körpern im Fall des Elastomers, ebenfalls Bereiche beinhaltet, in denen nicht nur Druck, sondern auch Zug herrscht.
Die Untersuchungen von Johnson, Kendall und Roberts [114], haben dieses Verhalten auch experimentell nachgewiesen: in einem Experiment wurden zwei Elastomerkugeln gegeneinandergepreßt und dann auseinandergezogen. Es wurde herausgefunden, daß eine Zug - Kraft Fz notwendig ist, um die Kugeln auseinanderzuziehen.

Diese wurde, aus der Beziehung der Energien im System gegeneinander gedrückter Kugeln, mathematisch beschrieben:
Wenn die Energiedichte in der Fläche der Kugel vor dem Zusammenpressen $w_1$ ist und die Energiedichte der gegenüberliegenden Fläche $w_2$ ist, so kann man die Energie $W_s$ des Systems mit gegeneinandergedrückten Kugeln aus der Beziehung errechnen:

$$W_s = \Pi a^2 ( w_1 + w_2 - w_{12} ) \quad (6.8)$$

Dabei ist a der Radius des Kontaktkreises. Aus dieser Beziehung ergibt sich für die Kraft, die notwendig ist, um die Flächen auseinanderzuziehen zu:

$$F_z = \frac{3 \cdot \Pi r_1 \cdot r_2}{2 \cdot (r_1 + r_2)} \cdot (w_1 + w_2 - w_{12}) \quad (6.9)$$

Unter experimentellen Bedingungen wurde eine Elastomerkugel gegen eine Fläche aus dem gleichen Material gepreßt.

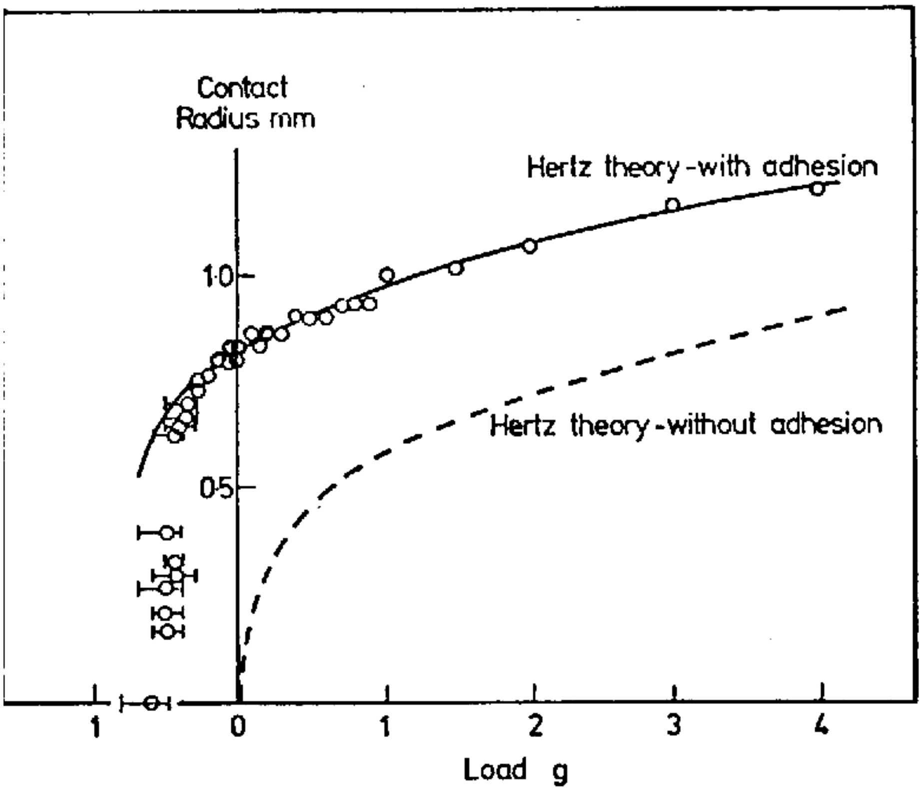



**Abb.6.17.** Korrektur der Hertz – Theorie für Elastomere. [106]

Aus dem Experiment ergab sich eine Energiedichte von 34 mJ/m$^2$.

Aus Ähnlichkeitsbetrachtungen wird angenommen, daß $w_1 = w_2$ ist und daß $w_{12} = 0$ ist. Aus der Gleichung 6.9 ergibt sich dann:

$$w_1 = \frac{F_z}{3 \cdot \Pi \cdot r} \qquad (6.10)$$

Das Vorhandensein solcher Kräfte, die entgegen dem Hertzschen Prinzip auch Zugkräfte in der Kontaktfläche hervorrufen, führt [91] auf van der Waals Kräfte zurück. Diese sind besonders bei weicheren Elastomermischungen wirksam, sie sind dann in der Lage, bei kleinen Unebenheiten, die nicht in Kontakt befindlichen Stellen aneinanderzuziehen, was eine Vergrößerung der wahren Kontaktfläche bewirkt (**Abb.6.17**).

### 6.4.1.4 Kombinationen von Reibungstheorien

Insgesamt 4 Anteile beeinflussen die Reibung von Elastomeren und Metall [5]:

$$F_{Reibung} = F_{Adhäsion} + F_{Deformation} + F_{hydrodynamisch} + F_{Verschleiß} \qquad (6.11)$$

Alle in Gleichung 6.11 genannten Faktoren werden im Gesamtreibwert $\mu$ erfaßt. Wichtig für diese Arbeit ist nicht die Frage nach der molekularen, oder makroskopischen Entstehung von Elastomerreibung, sondern die Bedingungen, die die einzelnen Faktoren und damit den

Gesamtreibwert $\mu$ verändern. Wie dieser von den Faktoren abhängt, wird im Kapitel 6.4.2 zusammengestellt.

### 6.4.2 Experimentelle Erfassung von Reibwerten bei der Elastomerreibung

Zur Verifizierung der theoretisch hergeleiteten Formeln war es notwendig, die Reibwerte zwischen Elastomer und z.B. Metall aufzunehmen, ohne an eine bestimmte Einbausituation gebunden zu sein. Hierbei heben sich insbesondere zwei Aufbauten hervor. Es gibt weitere Aufbauten, doch lassen sie sich prinzipiell auf die beiden im Folgenden genannten Aufbauten zurückführen.

#### 6.4.2.1 Tannert Gletindikator

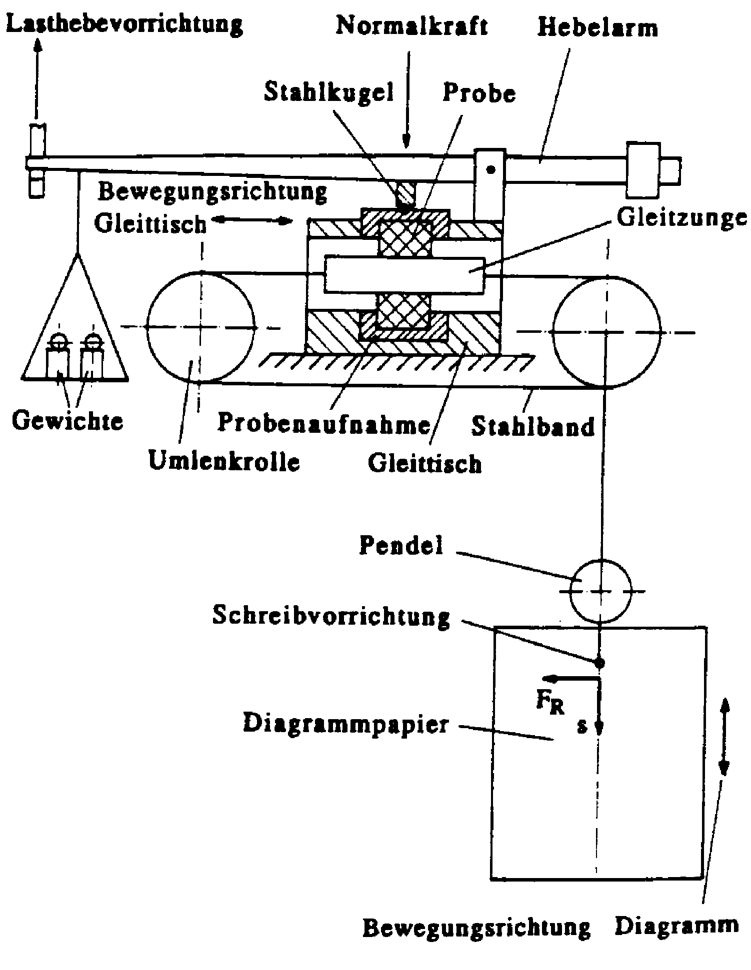



**Abb.6.18.** Tannert Gleitindikator. [120]

In den 60-er Jahren wurde ein sogenannter Tannert - Gleitindikator entwickelt, der zu Untersuchungen von Reibwerten verwendet worden ist. (**Abb.6.18**)

Fast alle bekannten Untersuchungen, bei denen Messungen des Reibungsverhaltens an Materialproben gemacht worden sind, basieren auf diesem Aufbau. Der Tannert – Indikator bietet eine Versuchsanordnung, mit der einbauunspezifische Messungen vorgenommen werden können.
Zwischen zwei Elastomerproben wird eine Gleitzunge aufgebracht, die den zweiten Reibpartner darstellt. Die Gleitzunge ist über ein Stahlband und über zwei Rollen mit einem Pendel verbunden.

Das Pendel stellt die Rückstellkraft ein, die der Bewegung der Gleitzunge entgegenwirkt. Gleichzeitig ist auf dem Pendel ein Schreiber aufgebracht, der auf einem Diagrammpapier die Auslenkungen des Pendels darstellt. Auf die beiden Elastomerproben, zwischen denen die Gleitzunge liegt, wird eine Normalkraft aufgebracht. Der gesamte Aufbau der beiden Elastomerplatten, der Normalkraft und des Hebelarmes, wird über eine hier nicht dargestellte Exzenterscheibe in eine oszillierende, longitudinale Bewegung gebracht. Diese Bewegung des Aufbaus kann ausschließlich über die Reibkraft der beiden Elastomerproben auf die Gleitzunge übertragen werden. Zwischen der Reibkraft, die die beiden Elastomerproben auf

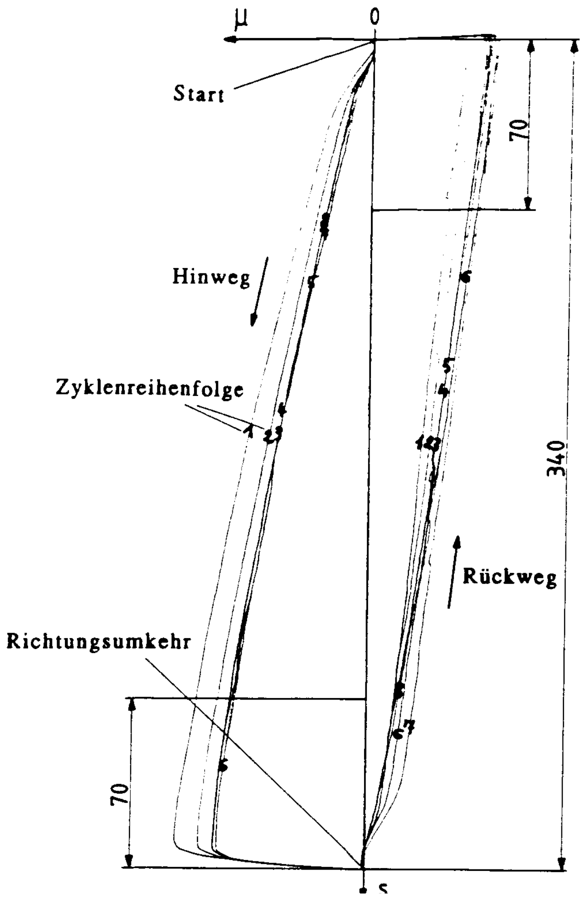



**Abb.6.19.** Diagrammpapier Tannert Reibwertmessung [96]

die Gleitzunge ausüben und der Rückstellkraft, die durch das Pendel ausgeübt wird, stellt sich ein Gleichgewichtszustand ein.
Die Reibkraft, die die beiden Elastomerproben auf die Gleitzunge ausüben, ist direkt proportional zu der Auslenkung des Pendels.
Die Auslenkung des Pendels, die auf dem Diagrammpapier dargestellt wird, stellt also gleichzeitig die Reibkraft dar, die über die beiden Elastomerproben auf die Gleitzunge ausgeübt wird.

Die **Abbildung 6.19** zeigt ein typisches Diagrammpapier eines solchen Versuchsaufbaues. Was auf dem Diagrammpapier eindeutig erkennbar ist, ist die Tatsache, daß ein gewisses "Einlaufen" nötig ist, bis sich ein konstanter Reibwert einstellt.

### 6.4.2.2 Freudenberg – Simrit Aufbau

In der **Abbildung 6.20** wird eine Versuchsapparatur dargestellt, die von der Firma Freudenberg Simrit, Weinheim, für Reibwertmessungen an Elastomeren verwendet worden ist und die vergleichbar ist mit dem Tannert - Gleitindikator. Der wesentliche Unterschied dieser Meßapparatur zu dem Tannert - Indikator besteht darin, daß die Elastomerproben nicht in Bewegung sind. Vielmehr wird über einen Motor eine longitudinale Bewegung der Gleitzunge zwischen den beiden Elastomerproben bewerkstelligt, wobei mit einem Dehnmeßstreifen die Kraft gemessen wird, die benötigt wird, um die Gleitzunge zwischen den Elastomerproben hin und her zu bewegen. Gleichzeitig ist auf einem Lineartrieb ein Wegaufhehmer aufgebracht, der es erlaubt, die Wegmessung der Gleitzunge vorzunehmen.
Der mögliche Geschwindigkeitsbereich liegt hier zwischen 0 und 1500 mm pro Minute. [96]
Der maximale Gleitweg der bei dem Freudenberg - Simrit - Aufbau möglich ist, beträgt 50 mm. Die gesamte Messanordnung kann in verschiedenen Temperaturbereichen eingesetzt werden. Weiterhin ist es ebenfalls möglich, verschiedene Schmiermedien zwischen den beiden Reibpartnern einzubringen.

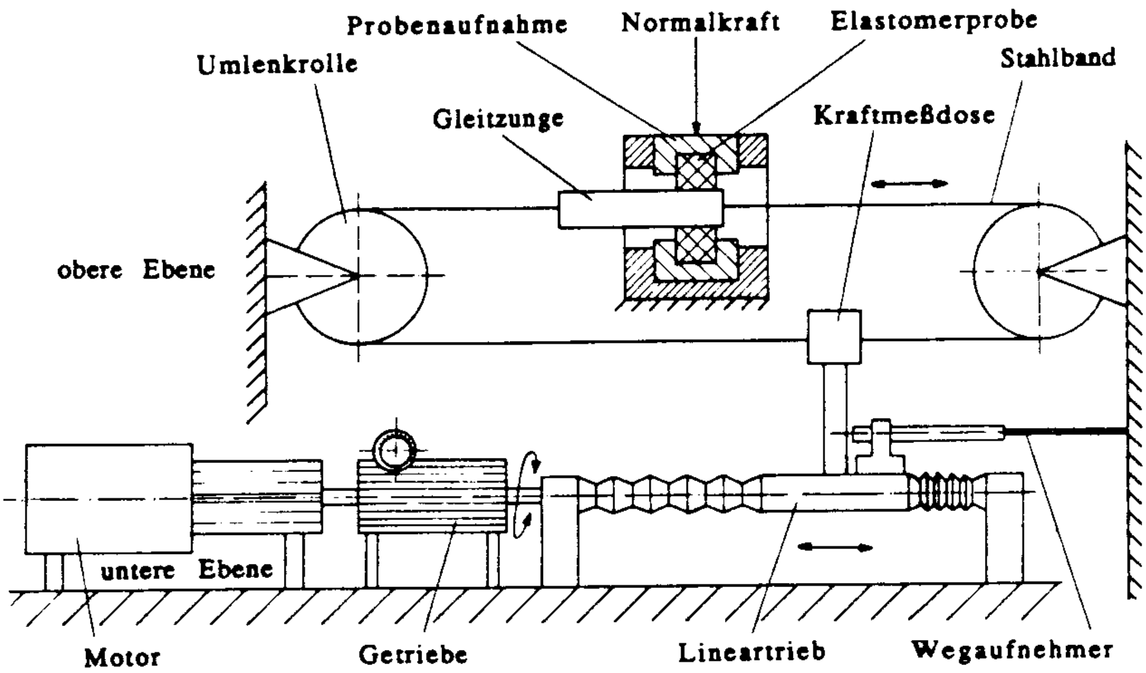



**Abb.6.20.** Freudenberg – Simrit Reibwertmessung. Meßaufbau. [96]

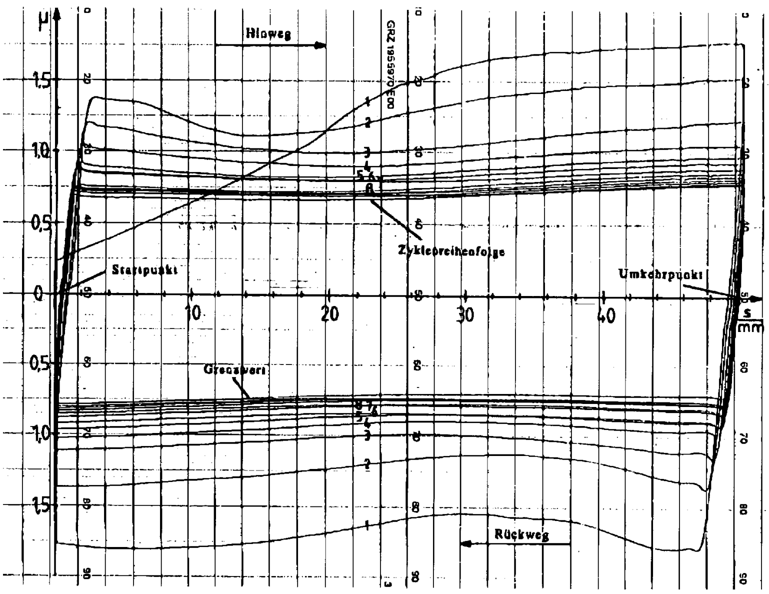



**Abbildung 6.21** zeigt ein typisches Diagramm, das mit dieser Meßaparatur aufgenommen worden ist. Auch bei diesem Aufbau stellt man fest, daß der Kurvenverlauf mit steigender Zyklenzahl, immer konstanter wird.
Der sich nach genügend hoher Zyklenreihenfolge, konstant einstellende Kurvenverlauf wird als Arbeitskurve des Materials bezeichnet.

**Abb.6.21.** Meßschrieb F-S Reibwertmessung. [96]

### 6.4.2.3 RAPRA / Daventest

Die Firma RAPRA Ltd., Shropshire hat sich auf Polymere spezialisiert. Ungefähr zur gleichen Zeit, als der Freudenberg Simrit – Reibwert Meßaufbau entwickelt wurde, haben D.I.James und W.G.Newell von der Firma Rapra Ltd. einen RAPRA / Daventest Meßaufbau entwickelt, mit dem ebenfalls Reibwerte zwischen praktisch allen Reibpaarungen aufgenommen werden können. [95] Die Verfasser weisen auf ein bereits erwähntes Problem bei der Reibwertmessung von Polymeren hin. Aufgrund der Tatsache, daß Polymere meist sehr gute Wärmeisolatoren sind, ist es wichtig, daß man während der Messungen die

Wärmeentwicklung im Auge behält. Durch die Tatsache, daß das zu untersuchende Objekt, also der Polymer ein guter Isolator ist und damit die während der Reibung entstehende Energie als Wärme in sich speichert, können große Verfälschungen der Meßergebnisse erfolgen. Leider ist der wichtigste Bereich, nämlich die Oberfläche, wo die Reibung gemessen werden soll, auch der, der am schnellsten eine Erwärmung erfährt.

Die **Abb.6.22** zeigt den schematischen Aufbau des von der Firma RAPRA entwickelten und gebauten Meßaufbaus. Hauptbestandteil des Meßaufbaus ist eine Kraftmeßmaschine (siehe Anhang). Auf der Grundplatte der Meßmaschine (B) ist eine U-förmige Grundplatte (A) aufgebracht, auf der mittels der Halterung (H) einer der beiden Reibpartner (G) befestigt werden kann. Auf der anderen Seite der U-förmigen Grundplatte ist der Aufbau befestigt, der dazu dient, eine Normalkraft auf die beiden Reibpartner aufzubringen. Die Firma RAPRA hat sich entschieden, die Normalkraft über einen Aufbau aufzubringen, der sich die Gewichtskraft des veränderbaren Gewichtes (W) zunutze macht.

Über einen Kragarm (J), der um (K) drehbar gelagert ist, wird über das Kugellager (L) die Normalkraft auf die beiden zu testenden Reibpartner aufgebracht.
Mit Hilfe der beweglichen Traverse der Kraftmeßmaschine wird der bewegliche Reibpartner (D), an dem zweiten Reibpartner (G) vorbeigeführt. Über die Kraftmeßdose (E) der Meßmaschine, kann die Reibkraft mit einem Meßwertschreiber aufgenommen, und am PC ausgewertet werden.

A – Chassis des Versuchsaufbaus
B – Feste Traverse der Meßmaschine
C – Dicke des beweglichen Reibpartners
D – Beweglicher Reibpartner
E – Kraftmeßdose
F – Bewegliche Traverse der Meßmaschine
G – Fester Reibpartner
H – Halterung des festen Reibpartners
I – Lagerung des Gewichtes W
J – Hebelarm des Gewichtes
K – Lagerung des Hebelarmes J
L – Andruckrolle
M, N, P, R, S – Verbindung zwischen der beweglichen Traverse der Meßmaschine und dem beweglichen Reibpartner

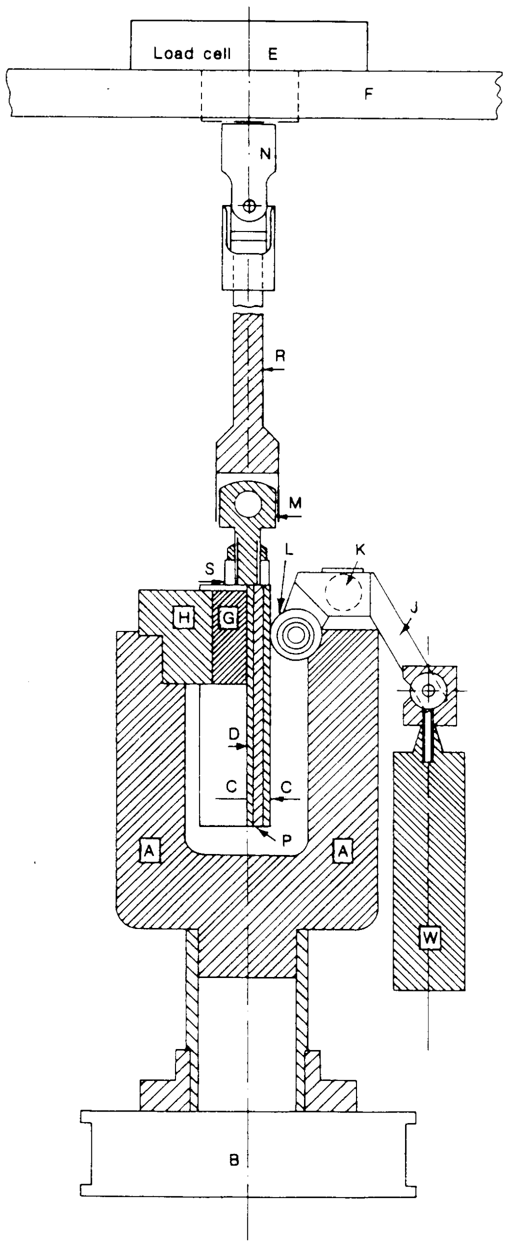



**Abb.6.22.** Der RAPRA/Daventest Testaufbau zur Reibwertmessung. [95]