



Fachhochschule  
Braunschweig/Wolfenbüttel  
Fachbereich Maschinenbau

Institut für  
Fertigungsverfahren und  
Prüfungswesen

1. Stückzahl
2. Verlauf Einseitig
3. Abplattung
4. Belastungs Skizze
5. Schlußbeurteilung

## Kleine Studienarbeit

**Thema** : Grundsatzanalyse des Mecanum-Rades

**Dozent** : Prof.Dipl.-Ing. Knipfelberg

**Ausarbeitung** : Markus Baumgarten

**Matrikel-Nr.** : 9100422

**Ort** : MIAG Fahrzeugbau GmbH, Braunschweig



## Inhaltsverzeichnis

	Seite
1.0 Einleitung	2
1.1 Aufgabenstellung	2
1.2 Die MIAG Fahrzeugbau GmbH	3
1.3 OMNIDRIVE	4
1.4 Fahrzeugführung- und lenkung	5
1.5 Das Mecanum-Rad	6
1.6 Bewegungsrichtungen	7
2.0 Hauptteil	9
2.1 Die Rolle	9
2.2 Verlauf eines Rolleneinsatzes	10
2.3 Material der Rollen	12
2.4 Bauform der Rollen	16
2.5 Flächenpressung an der Rolle	21
2.5.1 Ermittlung der Abplattung	25
2.6 Deformation der Rolle unter Belastung	34
2.7 Rollwiderstand	36
2.8 Stromaufnahme der Fahrzeuge	38
2.9 Lagerbelastung	39
2.10 Kontaktlinie am Boden	46
2.11 Winkerverlagerungen	51
3.0 Schlußbetrachtung	55
4.0 Anhang	57
5.0 Literaturverzeichnis	58



## 1.2 Die MIAG Fahrzeugbau GmbH

Die MIAG Fahrzeugbau GmbH wurde Ende 1983 mit dem Ziel gegründet, die Produktlinie Fahrzeugbau der Bühler-MIAG GmbH fortzuführen.

Vor 60 Jahren begann die Firma mit der Herstellung von Flurförderzeugen und seit 40 Jahren werden explosionsgeschützte Fahrzeuge entwickelt und gefertigt.

Explosionengeschützte Fahrzeuge kommen in Bereichen zum Einsatz, wo normale Flurförderzeuge zur Explosionsgefahr werden könnten, das heißt es dürfen keine zündfähigen Funken oder Lichtbögen entstehen und Explosionen im Inneren des Fahrzeuges dürfen sich nicht in den Raum fortsetzen.

Einsatzgebiete von explosionengeschützten Fahrzeugen sind zum Beispiel in der Pharmaindustrie, in Lack und Farben Werken, auf Bohrinnseln und im Bergbau.

Die Produktpalette reicht von handgeführten Geräten über Elektro- und Diesel-Gabelstapler bis hin zu Sonderfahrzeugen, welche kundenspezifisch gefertigt werden. Die neueste Produktentwicklung ist das fahrerlose Transportsystem OMNIDRIVE.



### 1.3 OMNIDRIVE

Dieses Flurfördersystem stellt die Verbindung zwischen Materialwirtschaft und Produktion her. Es zeichnet sich durch leichte Veränderungs- und Erweiterungsmöglichkeiten, platzsparendes Fahrverhalten und Freiflugeigenschaften aus.

Die Fahrzeuge sind nach einem Baukastenprinzip konstruiert, so daß aus den gleichen Komponenten die verschiedenen Fahrzeuge realisiert werden.

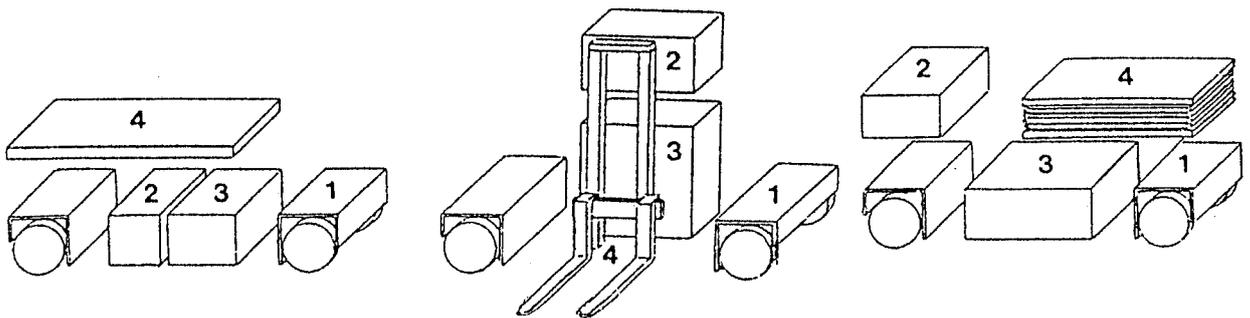
Hauptbausteine : 1 Achse mit integrierten Antriebsblöcken  
2 Fahrzeugrechner  
3 Batterieblock  
4 Lastaufnahmemittel

Bild 1:

Plattformhubwagen:

Spreizenstapler:

Hubwagen:



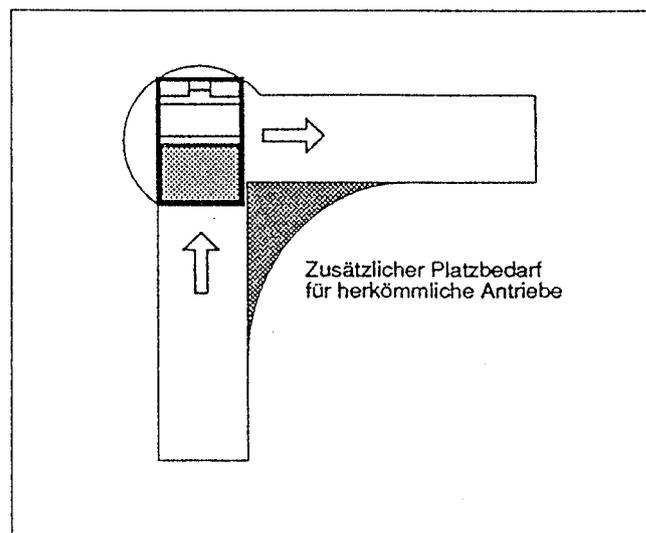


#### 1.4 Fahrzeugführung- und lenkung

Die Fahrzeuge werden nur auf den geraden Strecken entweder optisch oder induktiv geführt. Kurvenfahrten, Abzweigungen und Kreuzungen werden im Freiflug bewältigt. Dadurch entfallen in diesen Bereichen die sehr teuren Bodeninstallationen. Die Freiflugstrecken werden über ein Teach-in Verfahren am einfachsten durch Abfahren der Strecke von Hand einprogrammiert.

Die Fahrzeuge verfügen über Bewegungsmöglichkeiten wie ein Luftkissenfahrzeug. Sie sind in der Lage auf engstem Raum zu manövrieren. Das Fahrzeug fährt bis zum Abzweig, dreht um  $90^\circ$  auf der Stelle und setzt seine Fahrt mit neuer Richtung fort. Erreicht wird diese Wendigkeit durch den Einsatz von Mecanum -Rädern.

Bild 2 :

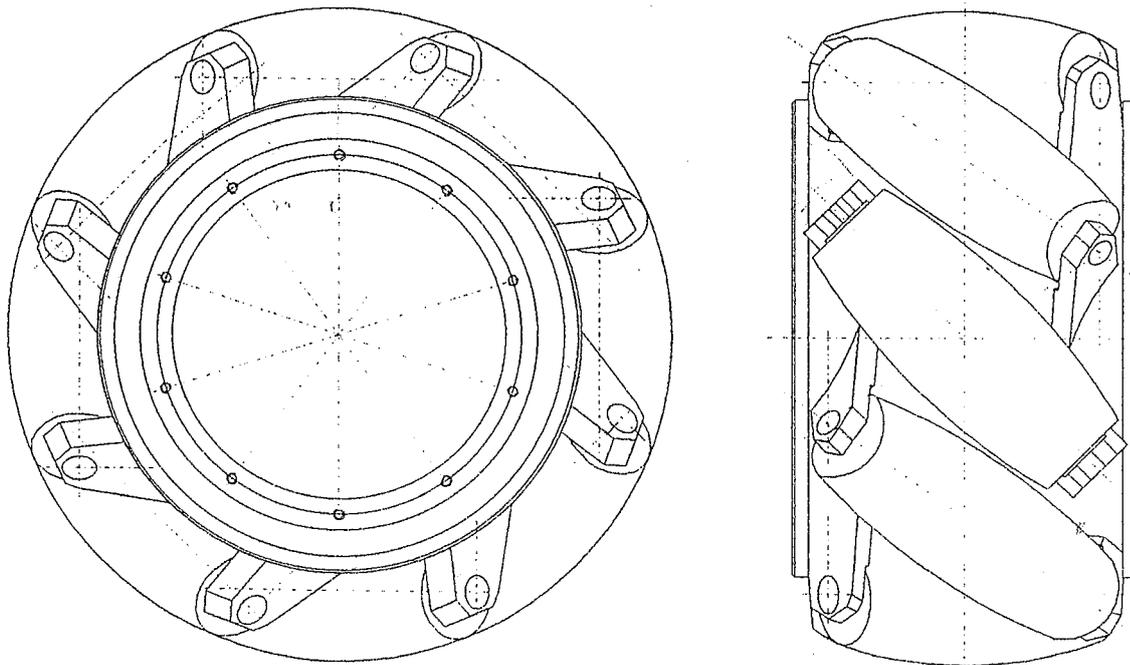




### 1.5 Das Mecanum-Rad

Das Rad besteht aus einer Felge, auf der unter einem Winkel von *Stückzahl*  $45^\circ$  lose Rollen angebracht sind. Diese Rollen ( 8 oder 12 Stück *Stückzahl/Rolle*) bilden über den Abrollumfang wieder einen exakten Kreis. Durch die Schräganordnung der Rollen entstehen beim Antreiben des Rades 2 Kraftkomponenten ( Prinzip vergleichbar mit der Schrägverzahnung bei Zahnrädern ). Gegeneinander gerichtete Kräfte der einzelnen Räder werden über die Achsen und den Rahmen kompensiert. Die übrigen Kräfte addieren sich in Fahrtrichtung. Jedes Rad wird durch einen separaten Motor angetrieben. Durch entsprechendes Ansteuern der Drehrichtung und der Drehgeschwindigkeit der einzelnen Räder kann jedes beliebige Manöver erzeugt werden.

Bild 3 :



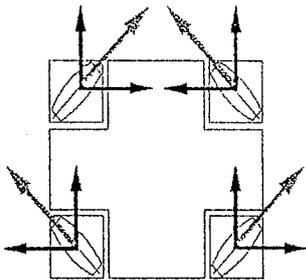


## 1.6 Bewegungsrichtungen

Waren bei herkömmlichen Rädern 2 Freiheitsgrade realisierbar, so konnte durch den Einsatz von Mecanum-Rädern ein weiterer Freiheitsgrad hinzugewonnen werden.

1. Freiheitsgrad:

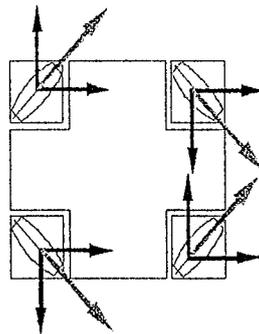
Geradeausfahrt



Alle Räder bewegen sich mit gleicher Geschwindigkeit und gleicher Richtung

2. Freiheitsgrad:

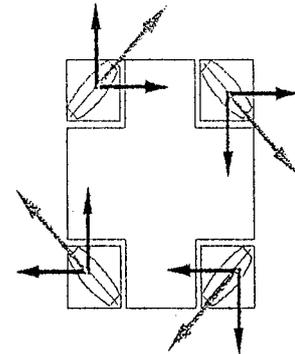
Seitwärtsfahrt



Jedes Rad dreht gegenläufig zum benachbarten, alle Räder bewegen sich mit gleicher Geschw.

3. Freiheitsgrad:

Drehung

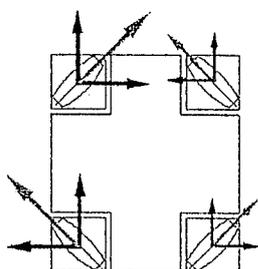


Eine Seite dreht gegenläufig zur anderen mit gleicher Geschw.



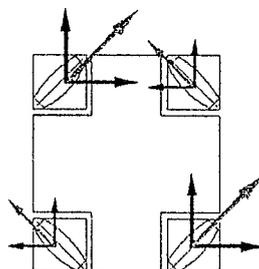
Weitere Bewegungsrichtungen:

Kurvenfahrt:



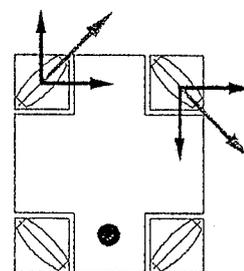
Je 2 Räder auf  
gleicher Seite be-  
wegen sich mit  
gleicher Geschw.  
u. alle Räder mit  
gleichem Drehsinn

Diagonalfahrt:



Je 2 Räder bewegen  
sich über die Dia-  
gonale mit gleicher  
Geschw. u. alle  
Räder mit gleichem  
Drehsinn

Drehung um Mittel-  
punkt einer Achse:



Je 2 Räder einer  
Achse laufen  
gegeneinander  
mit gleicher  
Geschw.

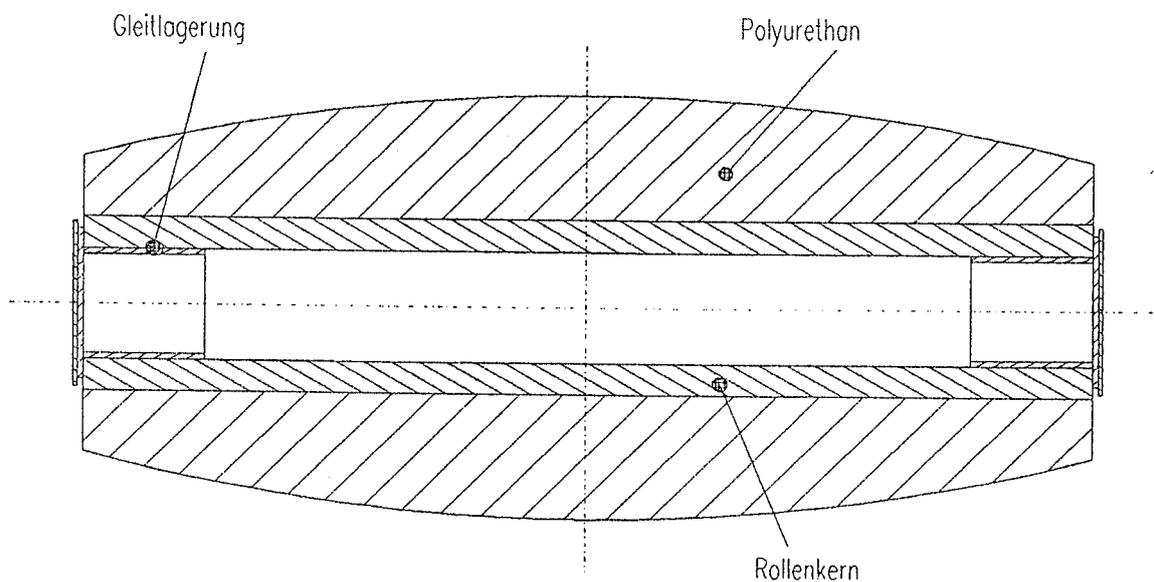


## 2.0 Hauptteil

### 2.1 Die Rolle

Die Rollen sind auf dem Rad lose drehbar angebracht und über Gleitlager mit Anlaufscheiben gelagert. Jede Rolle besteht aus einem zylindrischen Metallkern auf den Polyurethan ballig aufgebracht wird, so daß die Außenkontur der Rolle einer Tonne entspricht (siehe Bild 4).

Bild 4 :

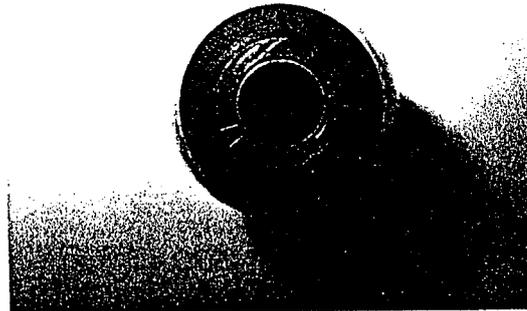




## 2.2 Verlauf eines Rolleneinsatzes

→ In den folgenden Bildern ist gezeigt, wie sich eine Rolle unter Einsatzbedingungen innerhalb kurzer Zeit zerstört. Es wird deutlich, daß der Rollenbelag zuerst im Randbereich sich vom Kern zu lösen beginnt und reißt. Danach werden Materialstücke aus dem Rollenbelag herausgerissen, bis sich der Kern vom Belag löst.

### 1. Neue Rolle vom Hersteller



### 2. Rolle nach ca. 4-6 Wochen Einsatzdauer



Rollenbelag löst sich vom Kern



3. Rolle nach ca. 6-8 Wochen Einsatzdauer



Material wird aus dem Rollenbelag herausgerissen

4. Rolle nach 8 Wochen Einsatzdauer



Rollenbelag löst sich vom Kern

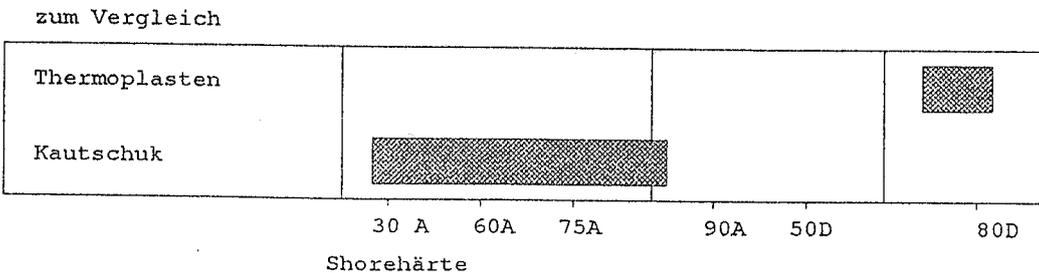
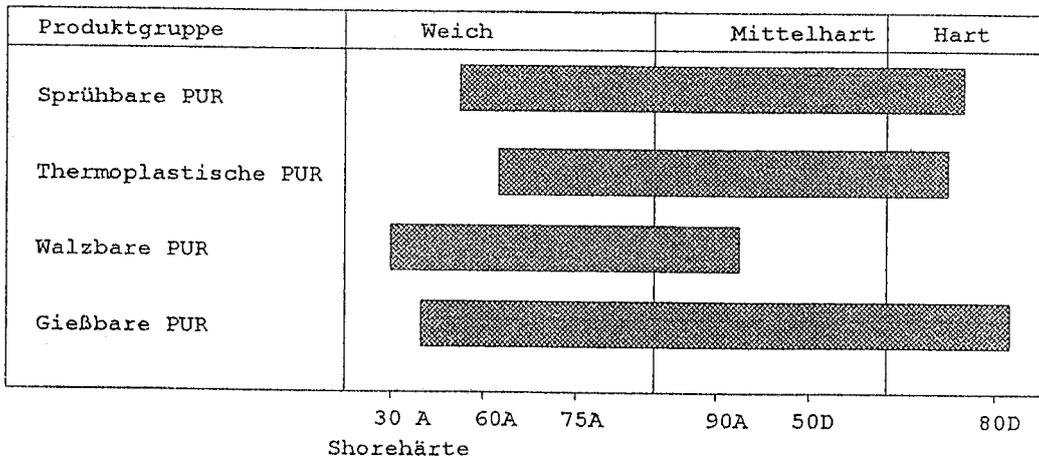


## 2.3 Material der Rollen

Die Beschichtung der Rollen erfolgt mit UNITHAN 4000, einem gießbaren Polyurethan-Elastomer auf Vulkollan Basis. Die Verbreitung der Polyurethane begann erst im Laufe der 50er Jahre. Sie schließen die Lücke zwischen den hochdehnfähigen, weitmaschig vernetzten Gummiwerkstoffen und den wenig dehnfähigen Thermoplasten.

Bild 5 :

Vergleich Polyurethane, Kautschuk und Thermoplaste:

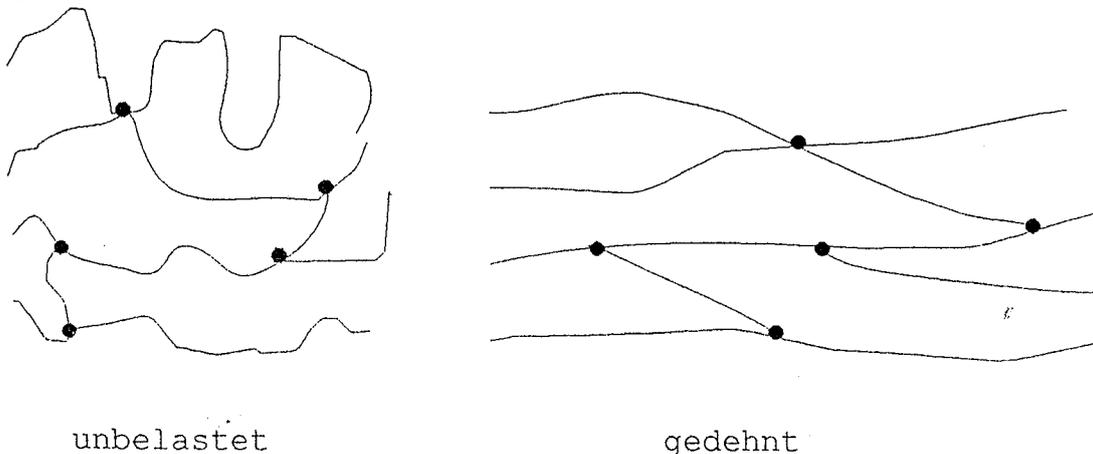




Die Firma Bayer hat den Werkstoff "Vulkollan" entwickelt, der als Oberbegriff für die verschiedenen Polyurethan-Typen steht. Polyurethan entsteht durch die Polyaddition, bei der gleiche oder verschiedene Monomere (Großmoleküle) miteinander verknüpft werden. Die Eigenschaften und Verhaltensweisen hängen von der Form der Makromoleküle (linear oder vernetzt) ab. In dem verwendeten Polyurethan werden die Makromoleküle miteinander vernetzt. Die Härte des Endproduktes hängt vom Vernetzungsgrad ab. Es können somit Formstoffe vom elastischen weichen (Shorehärte A 65) bis zum harten Zustand (Shorehärte D 45) hergestellt werden. Weichere und härtere Sondereinstellungen sind jedoch möglich. Bei dem im Einsatz befindlichen Fahrzeugen werden Rollen mit einer Shore-Härte von 92A verwendet. Die Dauergebrauchstemperatur liegt bei maximal 80°C, höhere Temperaturen sind nur kurzzeitig zulässig.

Unter Krafteinwirkung werden die verknüpften Moleküle aus ihrer verknäuelten Lage gestreckt. Nach Beendigung der Krafteinwirkung gehen sie wieder in die ursprüngliche Lage zurück (siehe Bild 6).

Bild 6 :

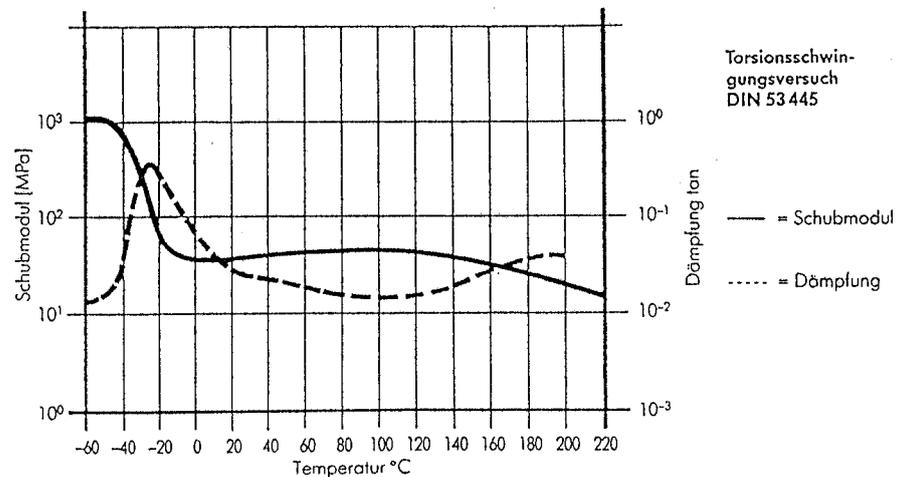




Ein Teil der aufgebrauchten Formänderungsarbeit wird dabei in Wärme umgewandelt und erhöht somit die Temperatur des Rollenbelages. Für die Höhe der Wärmeentwicklung ist die Belastung und Geschwindigkeit verantwortlich. Bei einer Überbeanspruchung verursacht der entstehende Wärmestau eine thermische Zerstörung des Rollenbelages. Dieser altert schneller, wird spröde und rissig.

Der Torsionsschwingversuch zeigt das viskoelastische Verhalten von Polyurethanen (Vulkollan) in einem Temperaturbereich von  $-60^{\circ}\text{C}$  bis  $+200^{\circ}\text{C}$ . Man stellt fest, daß die Steifigkeit mit sinkender Temperatur zunimmt. Eine Versprödung setzt erst unter  $-60^{\circ}\text{C}$  ein. Der Schubmodul bleibt über einen großen Temperaturbereich ( $-10^{\circ}\text{C}$  -  $+120^{\circ}\text{C}$ ) nahezu konstant (siehe Bild 7).

Bild 7 :



Im Vergleich zu anderen Elastomeren haben Polyurethane eine geringere innere Dämpfung. Bei dynamischer Belastung führt dies zu einer niedrigeren inneren Erwärmung. Mit steigender Härte nimmt die Dämpfung ab und der Temperaturanstieg im Werkstoff kann weiter reduziert werden.



Dies führt aber einerseits zu einer Änderung der Federcharakteristik, was bei Rollenbelägen zu einem vermindertem Fahrkomfort führt und andererseits zu einer Änderung des Flächendruckes. Unter Flächendruck versteht man den mittleren spezifischen Druck, der über die Aufstandsfläche einer Rolle ausgeübt wird. Mit zunehmender Steifigkeit verringert sich die Abplattung des Materials und die Aufstandsfläche wird geringer, so daß der Flächendruck steigt. Bei belastungsempfindlichen Böden (Fliesen, Keramikplatten) muß dies berücksichtigt werden.

Das verwendete Rollenmaterial UNITHAN 4000 zeigt sich dem Vulkollan in einigen Kennwerten überlegen (siehe Anhang). Optisch können beide Werkstoffe durch ihren Farbton unterschieden werden. UNITHAN 4000 ist im Farbton honigfarben, Vulkollan dagegen braun.

Zur Erreichung der mechanischen Festigkeit ist entweder eine thermische Nachbehandlung (Tempern, 24-28 Stunden bei ca. 100°C-120°C) nötig, oder eine Lagerung von 4-6 Wochen bei Raumtemperatur. Nach Aussage des Herstellers (Lehmann und Voss) wird eine maximale Festigkeit erst durch Tempern und eine Lagerung bei Raumtemperatur erreicht.

Mechanische Eigenschaft nach :

- Entnahme der Rolle aus der Form : ca. 30 %
- Nach 24-stündiger Temperung : ca. 60 %
- Nach Temperung und Lagerung : 100%



Abschließend kann gesagt werden, daß das Polyurethan folgende Vorteile besitzt:

- Guter mechanischer Verschleißwiderstand
- Hohe Stoßelastizität, auch bei harten Einstellungen
- Hohe Weiterreißfestigkeit
- Hohe Dämpfung
- Bodenschonend

## 2.4 Bauform der Rollen

Die Rollen werden nach der folgenden Gleichung geformt:

$$y = ( R^2 - x^2/2 )^{1/2}$$

Diese Funktion ergibt sich aus der allgemeinen Ellipsengleichung mit Achsenschnittpunkt im Ursprung:

$$x^2/a^2 + y^2/b^2 - 1 = 0$$

Ausgangsmaß ist der Durchmesser des Rades. Die Nebenachse  $b$  der Ellipse entspricht dem Radius des Kreises. Die Hauptachse  $a$  ergibt sich aus der Beziehung  $R / \cos \alpha$ , wobei  $R$  der Radius des Rades und  $\alpha$  die Neigung der Rollen auf der Felge ist. Der Brennpunkt-Abstand  $e$  wird berechnet und als Ergebnis zeigt sich, daß auch  $e = R$  ist. Setzt man jetzt für  $e$  und  $b$  den Radius  $R$  ein, so wird  $a^2 = 2 R^2$ .



Die Ellipsenhauptgleichung wird nach  $y$  aufgelöst und für die beiden Achsen  $a$  und  $b$  wird eingesetzt.

$$y^2 = b^2 - x^2 / a^2 * b^2$$

mit  $a^2 = 2 R^2$  und  $b^2 = R^2$

wird  $y = ( R^2 - x^2 / 2 )^{1/2}$

Diese Form der Gleichung ergibt sich jedoch nur bei einer Neigung der Rollen von  $45^\circ$  auf der Felge. Für jeden anderen Neigungswinkel muß auf die allgemeine Form zurückgegriffen werden. Dabei entspricht die Nebenachse  $b$  weiterhin dem Radius des Rades. Der Brennpunkt-Abstand  $e$  und damit auch die Hauptachse  $a$  ändern sich.

mit  $a^2 = e^2 + R^2$

wird für jeden anderen Neigungswinkel  $\alpha$

$$y = R * \sqrt{1 - \frac{x^2}{e^2 + R^2}}$$





Die Berechnung der Bogenlänge der Ellipse im Bereich der Rolle kann über die Parameterdarstellung  $x = a * \sin t$  und  $y = b * \cos t$  mit den Halbachsen  $a$  und  $b$  erfolgen :

Die numerische Exzentrizität  $\epsilon$  ist festgelegt durch:

$$\epsilon = 1 - b^2/a^2$$

Daraus folgt die Bogenlänge:

$$s = a * \int (1 - \epsilon^2 \sin^2 t)^{1/2} dt$$

Dieses Integral heißt elliptisches Integral zweiter Ordnung und läßt sich nicht durch eine Funktion ausdrücken.

Der betrachtete Bereich der Ellipse ( siehe Bild 8  $\pm$  XR) weicht jedoch unwesentlich vom Krümmungsradius des Nebenscheitels ab, so daß die Bogenlänge über den Radius des Krümmungskreises berechnet werden kann.

RK : Krümmungsradius im Nebenscheitel

DE : Durchmesser der Ellipse

REK : Radius des Nebenkreises

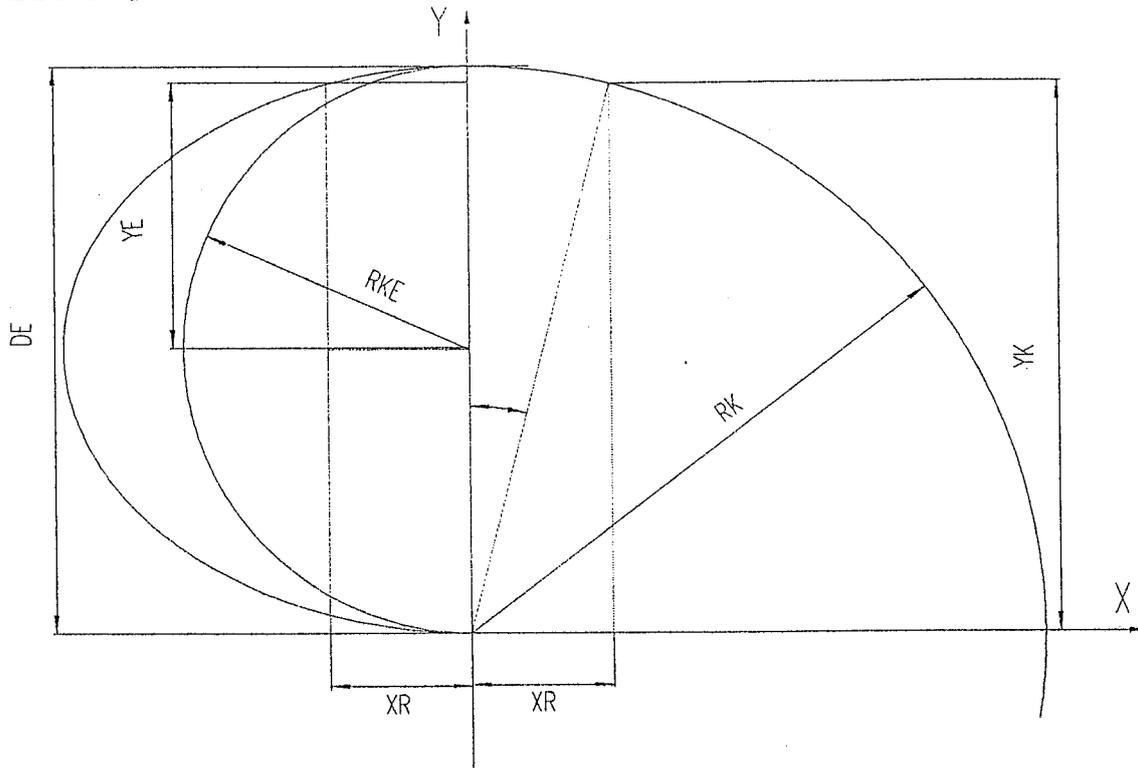
XR : Halbe Rollenlänge

YK : Abstand X-Achse Krümmungskreis und Rollenende

YE : Abstand X-Achse Nebenkreis und Rollenende



Bild 9 :



Es können nun die beiden Abstände YK und YE errechnet und miteinander verglichen werden.

$$YK = ( RK^2 - XR^2 )^{1/2}$$

$$YK = 290,60 \text{ mm}$$

$$RK = 300 \text{ mm}$$

$$XR = 74,5 \text{ mm}$$

$$YE = ( REK^2 - XR^2/2 )^{1/2}$$

$$YE = 140,45 \text{ mm}$$

$$REK = 150 \text{ mm}$$

$$XR = 74,5 \text{ mm}$$

$$\text{Diff} = YK - YE - REK$$



Die Abweichung der Ellipse vom Krümmungsradius beträgt 0,15 mm. Diese Differenz ist vernachlässigbar klein, denn die Fertigungstoleranzen für die Rollenbeschichtung liegen ebenfalls in diesem Bereich.

Damit wird die Bogenlänge  $b$  :

$$b = RK * 2 * \alpha * \pi / 180^\circ$$

$$b = 150,6 \text{ mm}$$

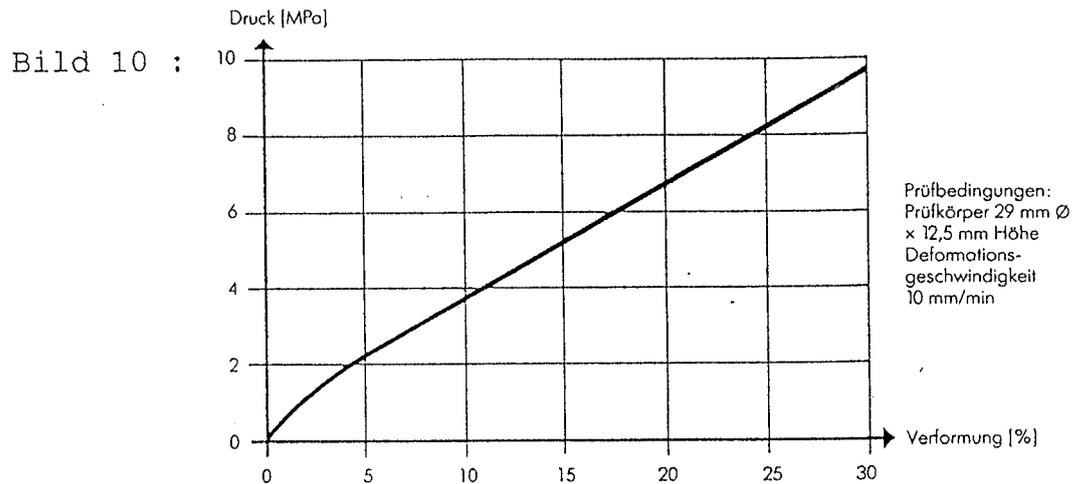
$$\alpha = 14,38^\circ$$

## 2.5 Flächenpressung an der Rolle

Die Flächenpressung zwischen Rolle und Untergrund läßt sich mit den von Hertz aufgestellten Gleichungen nur unzureichend berechnen. Die Bedingungen, daß das Hookesche Gesetz gilt und daß die Verformungen klein gegenüber den Abmessungen des Körpers sind, werden von dem Polyurethan nur in einem sehr begrenzten Bereich erfüllt.

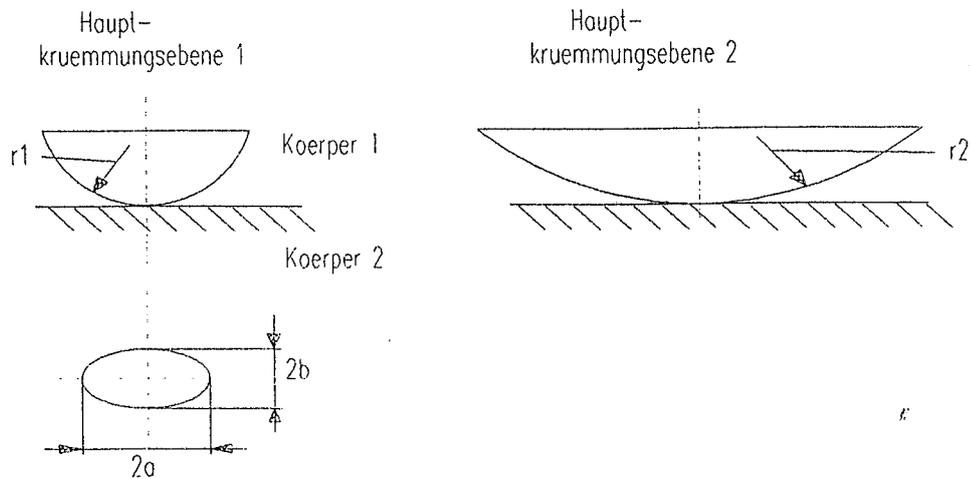


Die Druckverformungskurven verlaufen nur zu Beginn der Belastung linear. Dieser Hooke'sche Bereich gilt also nur für den unteren Verformungsbereich (siehe Bild 10).



Es wird die Pressung zwischen beliebig gewölbter Fläche (Rolle) und Ebene angenommen. Die Hauptkrümmungsradien im Berührungspunkt sind  $r_1$  und  $r_2$  und es bildet sich als Projektion der Druckfläche eine Ellipse (siehe Bild 11).

Bild 11 :





Bei Belastung der Rolle bildet sich eine Aufstandsfläche A, die je nach Abplattung des Materials unterschiedlich groß ist und über die Belastung der Rolle auf den Fußboden übertragen wird.

Die Abplattung variiert mit der unterschiedlichen Elastizität des Laufbelages. Gummi hat aufgrund seines niedrigen E-Moduls die größte Abplattung, Polyurethane eine mittlere und zum Beispiel Polyamide die kleinste Abplattung.

Die Aufstandsfläche wird errechnet nach der Formel:

$$A = a * b * \pi$$

Für die Berechnung der spezifischen Belastung P des Fußbodens gilt die Formel:

$$P = F / A$$

Wird nun aufgrund der Elastizität des Materials die Aufstandsfläche kleiner, zum Beispiel halbiert sich die Aufstandsfläche, so verdoppelt sich die spezifische Belastung. Das heißt, daß bei gleichen Voraussetzungen (Druck und Rollenform identisch) die spezifische Belastung des Fußbodens mit zunehmendem E-Modul des Rollenbelages auch die Belastung des Fußbodens steigt. ②

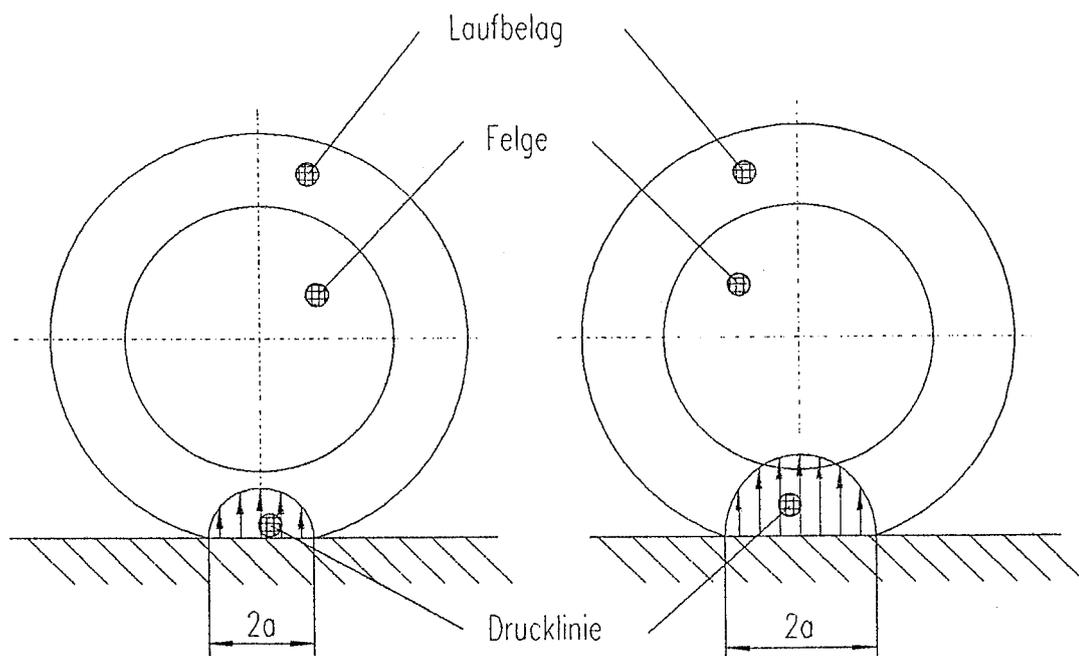
Die durch den Druck erzeugte Abplattung setzt sich im Laufbelag als ellipsenförmige Drucklinie fort. Je größer die Aufstandsfläche, um so tiefer ragt die Druckellipse in den Laufbelag hinein.



Die Drucklinien dürfen den Laufbelag nicht durchdringen und auf die Felge stoßen, da in diesem Fall der Laufbelag zerstört wird (Bild 12).

Daraus folgt, daß bei einer großen Abplattung mit großer Druckellipse der Laufbelag dicker sein muß, als bei einer geringeren Abplattung mit kleiner Druckellipse.

Bild 12 :





### 2.5.1 Ermittlung der Abplattung

Eine Bestimmung der mechanischen Kenngrößen von Kunststoffen ist nicht so einfach möglich wie bei Metallen. Die gleiche Kunststoffsorte, selbst der gleiche Typ innerhalb einer Sorte, kann unter veränderten Umständen (Belastungsgeschwindigkeit, Temperatur, Zeit) dieses vorher nicht gezeigte Verhalten aufweisen.

Zur Ermittlung der Eigenschaften und Verhaltensweisen werden speziell dafür hergestellte Proben verwendet. Die daraus resultierenden Ergebnisse können jedoch nur bedingt auf die fertigen Kunststoff-Erzeugnisse übertragen und mit ihnen verglichen werden. Deshalb können die Kenngrößen auch nur für eine erste grobe Abschätzung zur Dimensionierung der Bauteile dienen.

Damit ein möglichst fehlerfreies Ergebnis zur Verfügung steht, wurde die auftretende Abplattung an den Rollen in einem praktischen Versuch ermittelt.

#### Zusammenhang zwischen Shore-Härte A und D

Shore-Härte									
A	50	60	70	75	80	85	90	92	95
D	--	10	18	25	30	35	40	43	48



Verwendete Versuchsgeräte:

- Prüfling ( Rollen)
- Gabelstapler
- Gewicht (800kg)
- Druckwaage
- Blaupapier

Prüflinge:

- Original Mecanum-Rolle Shore-Härte 92 A
- Rolle nach Einsatz Shore-Härte 94 A
- Rolle neu Shore-Härte 94 A
- Rolle neu Shore-Härte 55-60 D
- Rolle neu Shore-Härte 70-75 D

Versuchsaufbau und -durchführung

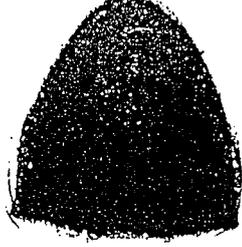
Die Untersuchung wurde durchgeführt, um festzustellen, wie groß die Abplattung der Rolle unter einem bestimmten Gewicht und Winkel ist. Dabei wurden 5 verschiedene Rollen getestet.

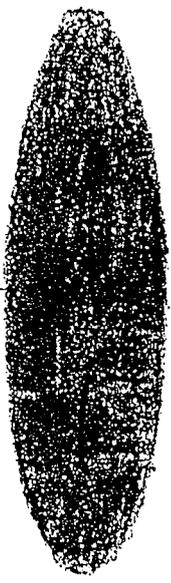
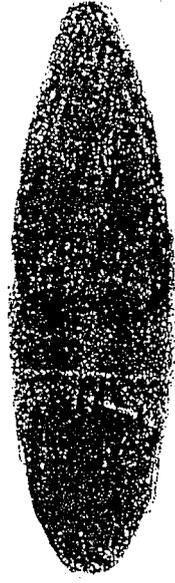
Die zu prüfende Rolle wird in eine dafür hergestellte Vorrichtung (siehe Anhang) unter einem veränderbaren Winkel ( $9^\circ$  und  $22,5^\circ$ ) eingespannt. Die Prüfvorrichtung wird auf die Gabeln eines Gabelstaplers geschoben und mit Schrauben gesichert. Das Gewicht (800 kg) wird auf den vorderen Teil der Gabel gestellt. Das Blaupapier wird mit einem Blatt weißem Papier auf die Druckwaage gelegt und die Rolle wird soweit abgesenkt, bis ein bestimmtes Gewicht an der Waage (400 kg und 800 kg) angezeigt wird.

Auf den folgenden Berichtsblättern sind die Versuchsergebnisse zusammengestellt.



Prüfling : Original Mecanum-Rolle (92A)

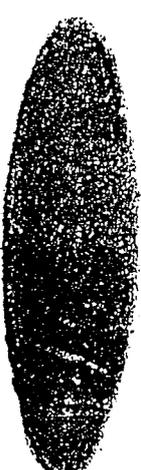
Belastung (kg) Winkel	800	820	850
22,5°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	660	660	685
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	12,1	12,1	12,4

Belastung (kg) Winkel	750	800	800
9°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	1140	1250	1250
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	6,6	6,4	6,4



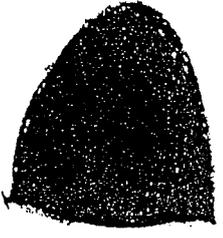
Prüfling : Rolle nach Einsatz (94A)

Belastung (kg) Winkel	790	790	800
22,5°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	450	470	470
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	17,6	16,8	17,0

Belastung (kg) Winkel	800	800	850
9°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	880	885	930
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	9,1	9,04	9,1



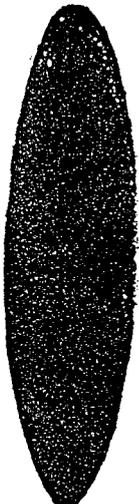
Prüfling : Rolle neu (94A)

Belastung (kg) Winkel	400	400	400	1100
22,5°				
Fläche (mm <sup>2</sup> )	300	285	290	550
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	13,3	14,0	13,8	20,0

Belastung (kg) Winkel	800	810	820
22,5°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	510	510	510
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	15,7	15,9	16,1



Prüfling : Rolle neu (94A)

Belastung Winkel (kg)	800	800	850
9°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	870	880	950
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	9,2	9,1	9,0



Prüfling : Rolle neu (55-60D)

Belastung (kg) Winkel	800	820	850
22,5°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	345	345	340
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	23,2	23,8	25,0

Belastung (kg) Winkel	800	800	850	1100
9°				
Fläche (mm <sup>2</sup> )	520	520	530	620
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	15,4	15,4	16,0	17,7



Prüfling : Rolle neu (70-75D)

Belastung (kg)	400	400	400
Winkel			
22,5°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	140	140	140
Bodendruck	28,6	28,6	28,6

Belastung (kg)	810	820	900
Winkel			
22,5°			
Fläche (mm <sup>2</sup> )	230	230	250
Bodendruck	35,2	35,7	36,0

Belastung (kg)	790	800	950	1100
Winkel				
9°				
Fläche (mm <sup>2</sup> )	400	390	450	530
Bodendruck (N/mm <sup>2</sup> )	19,8	20,5	21,1	20,8



### Schlußbetrachtung

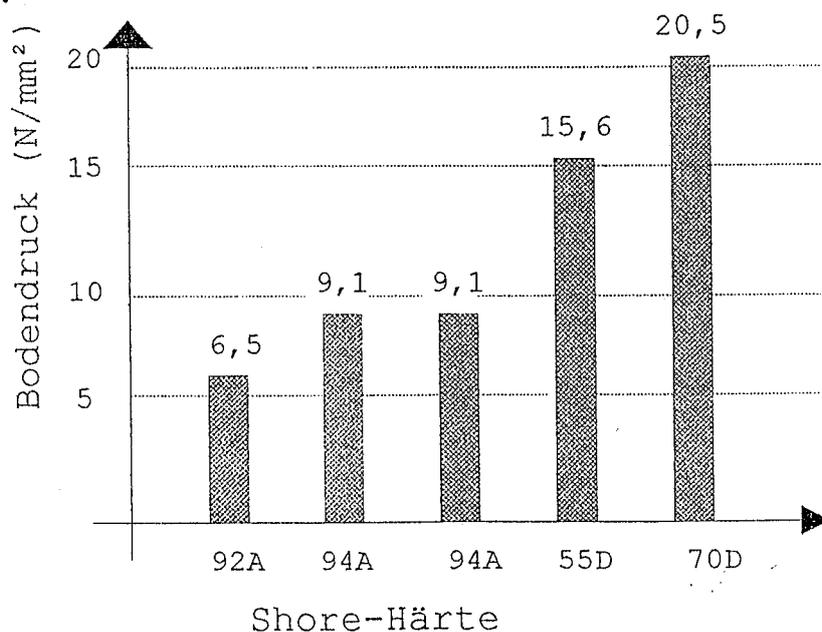
Die Aufstandsfläche unter einem Winkel der Rolle von  $9^\circ$  weist die erwartete elliptische Form auf. Die Flächen wurden durch Ausmessen der Ellipsen bestimmt.

Bei einem Winkel von  $22,5^\circ$  ist nur eine Halbellipse zu sehen. Dieses ist darauf zurückzuführen, daß bei diesem Winkel die nächste Rolle mit im Einsatz ist und die fehlende Halbellipse bildet.

Aus dem Versuch wird deutlich, daß mit zunehmender Härte des Rollenbelages die Fläche abnimmt und somit der Bodendruck steigt (Bild 13).

Als weiteres Ergebnis zeigt sich, daß der Bodendruck nicht über die gesamte Rolle konstant bleibt, sondern zu den Rollenden hin zunimmt. Damit vergrößert sich auch die Abplattung der Rolle an den Enden bei gleichzeitiger Verringerung des Laufbelages (Mitte Rolle 16 mm bis Ende Rolle 6 mm).

Bild 13 :





## 2.6 Deformation der Rolle unter Belastung

In diesem Versuch soll gezeigt werden, wie sich das Rollenmaterial unter Last verformt. Dabei wird eine Rolle in einen Schraubstock gespannt und belastet. Die Belastungsart entspricht annähernd der des Rades. Es werden für den Versuch drei verschiedene Rollen benutzt. Die Ergebnisse sind schematisch im Bild 14 dargestellt.

Rolle 1 : Kern ohne Radius

Rolle 2 : Kern mit Radius

Rolle 3 : Polyurethanschicht wird gekürzt, um einen verlängerten Kern darzustellen

Als Ergebnis wird deutlich, daß das Material sich in zwei Richtungen verformt. Dabei ist die Verformungsbewegung in radialer Richtung für den Rollenbelag ungünstig, denn dadurch wird das Material über den Kern abgeschert. Es zeigt sich hier als belanglos, ob der Kern mit einem Radius gefertigt wird oder nicht.

Die Rolle mit der gekürzten Urethanschicht zeigt im Versuch nicht das Verhalten der beiden anderen Rollen, sondern die radiale Verformung entfällt.

Die Verformungsbewegung in axialer Richtung ist für die auftretende Zerstörung der Rolle nur von untergeordneter Bedeutung.



⇒ Flaken-  
winkel

Bild 14 :

Kern ohne Radius

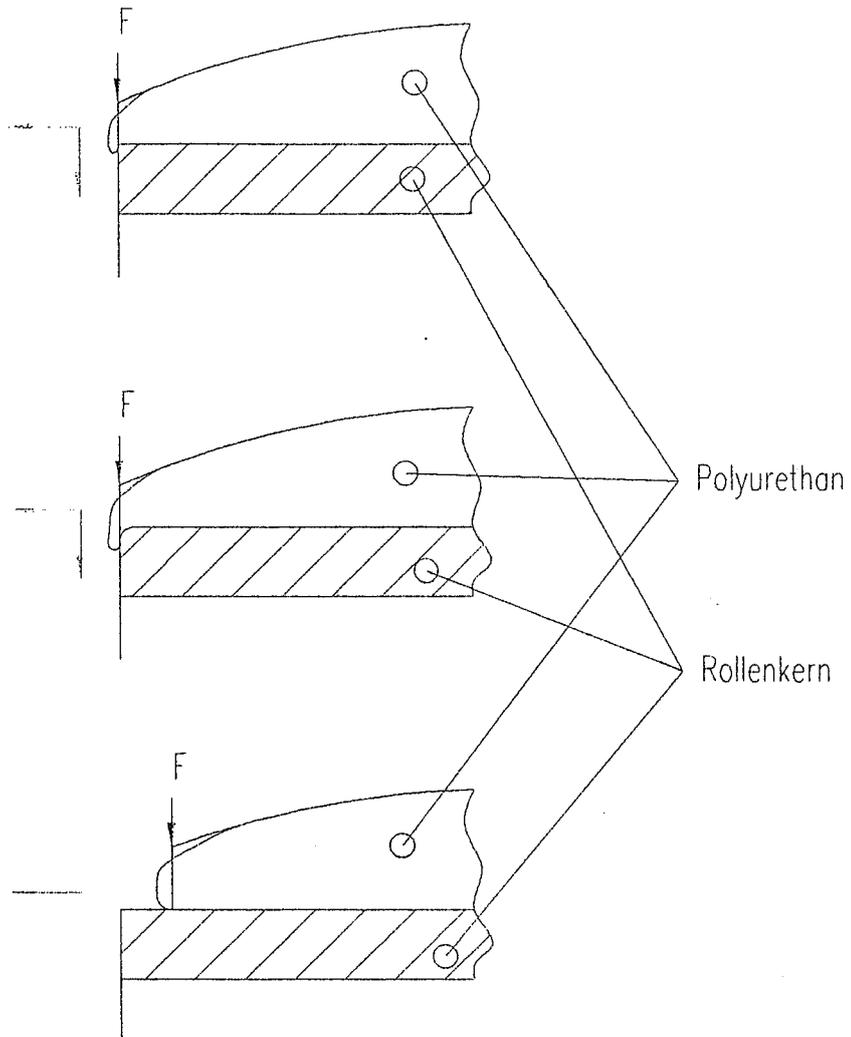
Verformungs-  
richtungen

Kern mit Radius

Verformungs-  
richtungen

Gekuerzte Poly-  
urethanschicht

Verformungs-  
richtung





## 2.7 Rollwiderstand

Der Bewegung eines Körpers wirkt eine Kraft entgegen, die als Reibkraft bezeichnet wird. Rollreibungskräfte wirken hemmend beziehungsweise widersetzen sich der fortlaufenden Bewegung eines Körpers. Daher bezeichnet man diese Kräfte auch als Rollwiderstand. Um den Bewegungszustand eines Körpers zu erreichen, muß jedoch erst eine weitere Reibungskraft überwunden werden. Diese Kraft wird als Haftreibung bezeichnet. Diese muß beim Übergang von der Ruhestellung in die Bewegung überwunden werden. Der Kraftaufwand dafür ist höher als die Kraft, die notwendig ist, das Rad mit gleichmäßiger Geschwindigkeit fortzubewegen.

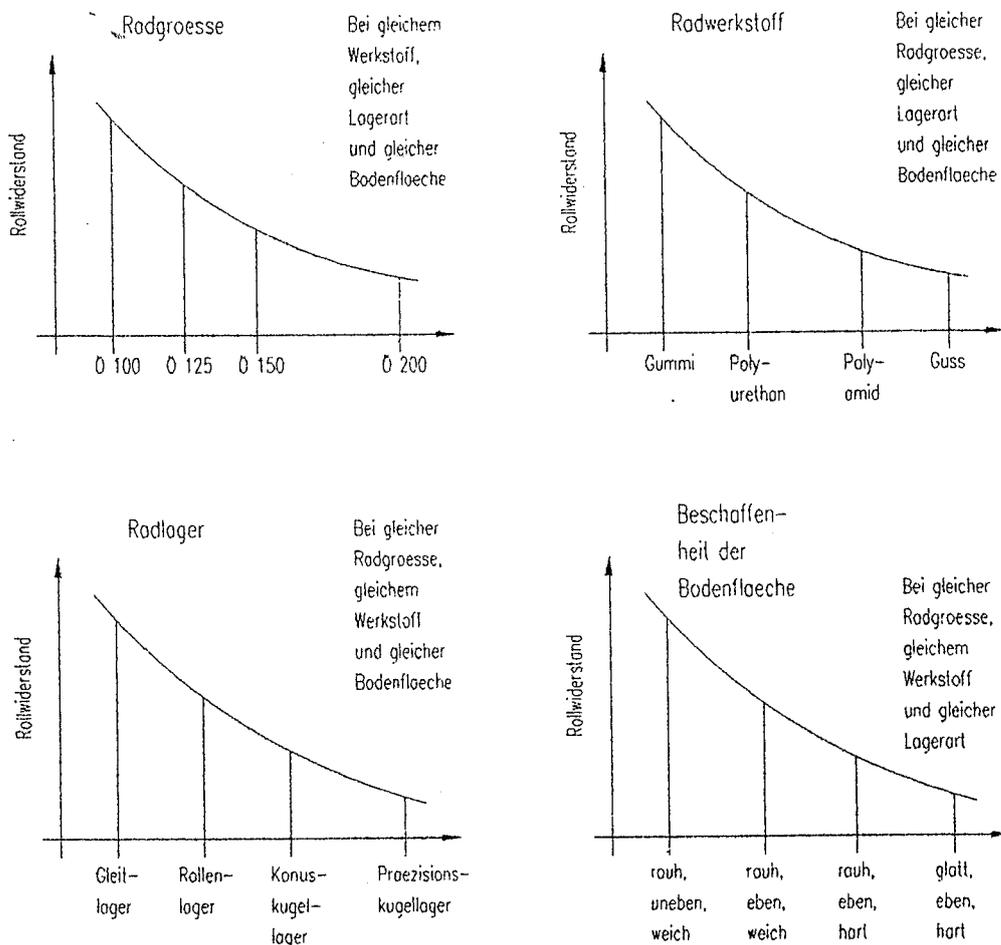
Die Größe des Rollwiderstandes ist abhängig von:

- Tragkraft
- Radgröße
- Radbelag, Radwerkstoff
- Lagerart
- Beschaffenheit der Bodenfläche

In den folgenden Diagrammen (Bild 15) wird in schematischer Darstellung gezeigt, wie sich der Rollwiderstand unter Berücksichtigung der einzelnen Faktoren erhöht oder vermindert.



Bild 15 :



Aus den Diagrammen wird ersichtlich in welchen Bereichen eine Veränderung der Rolle oder des Rades möglich ist und eine Verbesserung der Laufeigenschaften erreicht werden kann.

Der Raddurchmesser kann aufgrund der vorgegebenen Bauhöhe der Fahrzeuge nicht vergrößert werden. Ebenso ist die Beschaffenheit der Bodenfläche nicht zu verändern, ohne den Produktionsablauf einer Anlage zu stören.

Um den Rollwiderstand zu verringern und somit eine geringere Stromaufnahme zu erreichen, können der Rollenbelag und die Rollenlagerung geändert werden.



## 2.8 Stromaufnahme der Fahrzeuge

Aus den Strommessungen für das Fahrzeug ergeben sich für die Geradeausfahrt und die reine Seitwärtsfahrt ein Anfahrstrom von maximal 65 Ampere. Damit das Fahrzeug nach der Beschleunigungsphase die Geschwindigkeit (1m/s) beibehält wird jetzt für die Geradeausfahrt ein Strom von ca. 5 Ampere und für die Seitwärtsfahrt weiterhin 65 Ampere gemessen. Bei einer Reduzierung der Geschwindigkeit für die Seitwärtsfahrt auf 0,25m/s wird immer noch ein Dauerstrom von ca. 50 Ampere benötigt. Da das Fahrzeug über eine Batterie versorgt wird, wäre es vorteilhaft diese Werte zu reduzieren, um die Einsatzdauer zu erhöhen.

Die Elektro-Motoren können maximal 65 Ampere aufnehmen, das heißt, bei einer Seitwärtsfahrt sind die Motoren an ihrer Leistungsgrenze angekommen, so daß bei einem zusätzlichen Leistungsbedarf die Motoren überlastet werden.

Bei Fahrzeugen mit einem Raddurchmesser von 500 mm zeigt ein Ersatz der Gleitlager durch kombinierte Nadellager eine Reduzierung der Stromaufnahme. In der Geradeausfahrt werden nur geringe Differenzen gemessen, aber in der Seitwärtsfahrt reduziert sich der Anfahrstrom um 20% und der benötigte Dauerstrom um fast 15% (siehe Meßergebnisse nächste Seite). Da es sich um dieselben Antriebskonzepte handelt, können diese Ergebnisse auch bei den Fahrzeugen mit den kleineren Rädern erwartet werden.



Fahrzeug mit 500er Rädern/ Last 4,4 t

Gleitlagerung

Fahrtrichtung	Mot 1	Mot 2	Mot 3	Mot 4
vorwärts	12-26A	19-25A	10-23A	11-24A
seitwärts	53-63A	53-63A	54-62A	53-63A
<u>Wälzlagerung</u>				
Fahrtrichtung	Mot 1	Mot 2	Mot 3	Mot 4
vorwärts	16-24A	16-24A	16-24A	16-24A
seitwärts	46-50A	46-50A	40-48A	40-48A

## 2.9 Lagerbelastung

Die Lagerung erfolgt über Gleitlager mit Anlaufscheibe der Firma INA. Gleitlager sind wegen der großen dämpfenden Trag- und Schmierflächen unempfindlicher gegen Erschütterungen und Stöße. Die Lagerstelle braucht nicht abgedichtet werden, da Verschmutzungen ihre Laufeigenschaften kaum beeinträchtigen. Weitere Vorteile sind ihr geräuscharmer Lauf und die niedrigeren Anschaffungskosten.



Ein wesentlicher Nachteil ist jedoch ihr hohes Anlaufmoment, aufgrund der trockenen Anlaufreibung. Bei dem im Einsatz befindlichen Fahrzeugen der Firma Wittenstein wird in der Seitwärtsfahrt eine erhöhte Stromaufnahme gemessen. Dieses kann auf das hohe Anlaufmoment zurückgeführt werden, denn jede Rolle ist bei einer Drehung des Rades nur einen kurzen Moment im Einsatz und muß so immer wieder aus dem Stillstand anlaufen.

Bei einer Drehung des Rades wandert die Kontaktfläche einer Rolle von ihrem äußeren zum inneren Ende. Bei einer Anordnung von  $n$ -Rollen auf der Felge muß jede Rolle in einem Bereich von  $360^\circ/n$  die auftretenden Kräfte allein aufnehmen. Eine Überdeckung wird nur durch die Abplattung des Rollenbelages erreicht.

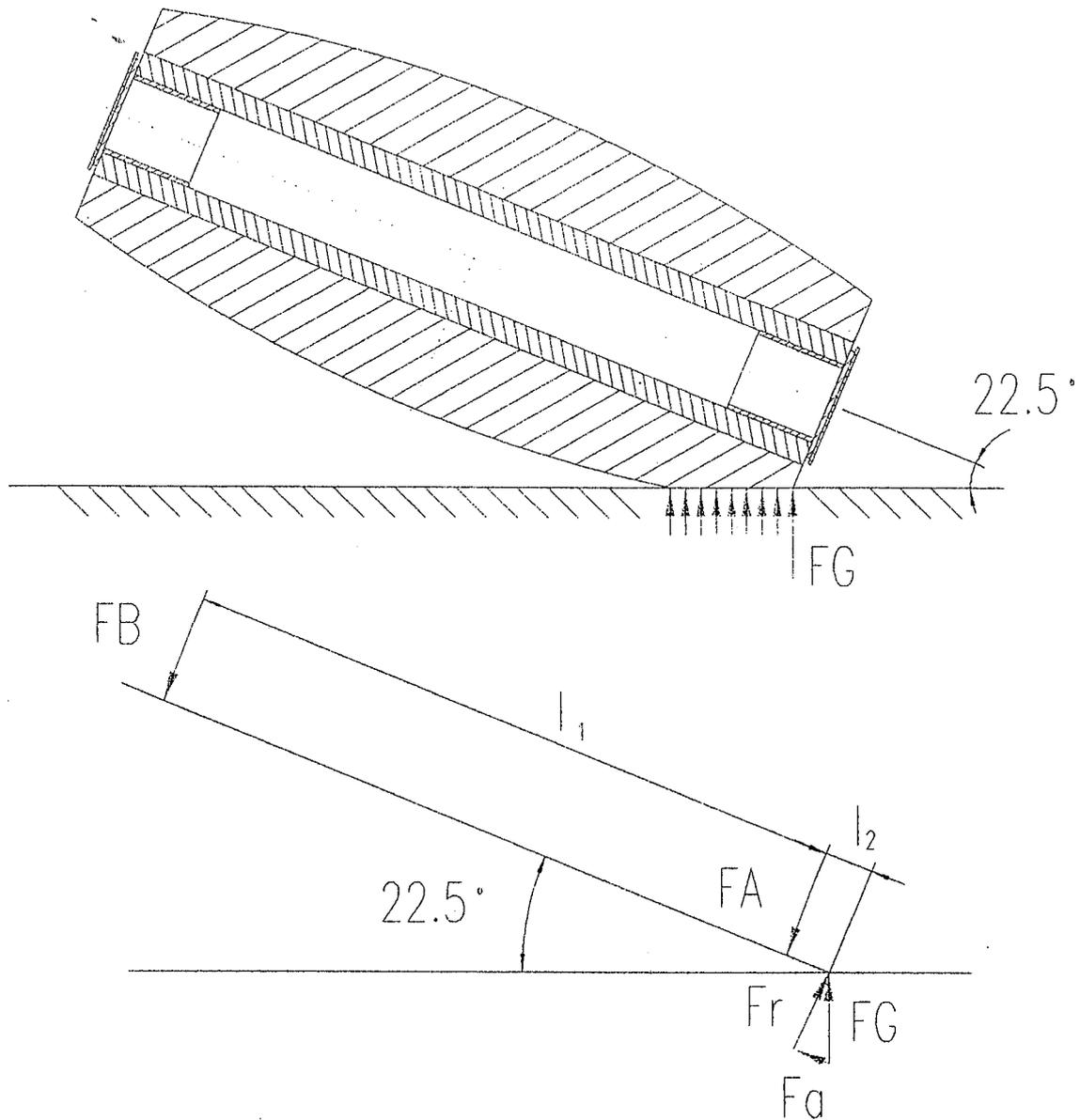
Für die Dimensionierung und das Berechnen der Lebensdauer ist die Gleitgeschwindigkeit und die spezifische Lagerbelastung ein wichtiger Faktor.

Die Lagerbelastung ergibt sich aus dem Eigengewicht des Fahrzeuges und der Fahrzeuggeschwindigkeit. Dabei kann der Kraftanteil aus der Fahrzeuggeschwindigkeit vernachlässigt werden, da dieser sehr klein ist.

Bei einem Winkel von  $22,5^\circ$  verteilt sich das Gewicht auf 2 Rollen, so daß hier ein Fall angenommen wird, der in der Praxis nicht auftritt (Bild 16). Da aber eine genaue Erfassung der Kräfte nicht ohne weiteres möglich ist, wird hier mit einem ungünstigeren Fall gerechnet, um auftretende Ungenauigkeiten auszugleichen.



Bild 16 :



- $FG = 10000 \text{ N}$  (Maximale Belastung des Rades)  
 $l_1 = 129 \text{ mm}$  (Abstand Lagermitten)  
 $l_2 = 10 \text{ mm}$  (Lagermitte Außenkante Rolle)



$$F_a = F_G \cdot \sin 22,5^\circ \quad (\text{Axialbelastung})$$

$$\underline{F_a = 3,8 \text{ kN}}$$

$$F_r = F_G \cdot \cos 22,5^\circ \quad (\text{Radialbelastung})$$

$$\underline{F_r = 9,2 \text{ kN}}$$

$$F_r = F_A + F_B$$

$$F_A = F_r - F_B$$

$$\underline{F_A = 9,9 \text{ kN}}$$

$$\sum M_i A = 0 = F_r \cdot l_2 + F_B \cdot l_1$$

$$F_B = - F_r \cdot l_2 / l_1$$

$$\underline{F_B = - 0,7 \text{ kN}}$$

Die radiale Lagerbelastung schwankt zwischen  $-0,7$  und  $9,9 \text{ kN}$ . Ob ein Lager zu Beginn oder gegen Ende eines Rolleneingriffs seiner maximaler Belastung unterliegt, hängt von der Drehrichtung des Rades ab.

Die axiale Belastung schwankt zwischen  $3,8 \text{ kN}$  bei  $22,5^\circ$  und  $0 \text{ kN}$  bei  $0^\circ$ . Wird der Winkel negativ, ändert die Axialkraft ihre Richtung, und das andere Lager wird axial belastet.

Die Lebensdauer eines Gleitlagers ist von mehreren Faktoren abhängig :

- Schmierung
- Belastung und Belastungsart
- Gleitgeschwindigkeit
- Betriebstemperatur
- Rauheit der Gegenlauffläche



Zur Berechnung der Lagerbelastung und der Gleitgeschwindigkeit müssen folgende Daten ermittelt werden :

$d_1 = 18 \text{ mm}$  (Innendurchmesser der Buchse)  
 $b = 20 \text{ mm}$  (Breite der Buchse)  
 $F_A = 9,9 \text{ kN}$  (Radiale Lagerbelastung)  
 $F_a = 3,8 \text{ kN}$  (Axiale Lagerbelastung)  
 $n = 90 \text{ min}^{-1}$  (Drehzahl)  
 $d_2 = 18 \text{ mm}$  (Innendurchmesser der Anlaufscheibe)  
 $d_3 = 32 \text{ mm}$  (Außendurchmesser der Anlaufscheibe)

Für eine schwellende Belastungsart mit gleichbleibender Drehbewegung ( $n > 1 \text{ min}^{-1}$ ) wird eine zulässige Lagerbelastung von  $70 \text{ N/mm}^2$  vorgegeben.

Spezifische Lagerbelastung der Buchse :

$$p = F_A / (d_1 * b)$$
$$p = 27,5 \text{ N/mm}^2$$

Gleitgeschwindigkeit der Buchse :

$$v = d_1 * n * \pi / (60 * 10^3)$$
$$v = 0,085 \text{ m/s}$$

Spezifische Lagerbelastung der Anlaufscheibe :

$$p = 4 * F_a / ((d_3^2 - d_2^2) * \pi)$$
$$p = 7 \text{ N/mm}^2$$



Gleitgeschwindigkeit der Anlaufscheibe :

$$v = (d_2 + d_3) \cdot n \cdot \pi / (120 \cdot 10^3)$$

$$v = 0,12 \text{ m/s}$$

Durch Multiplikation der Lagerbelastung und der Gleitgeschwindigkeit erhält man den pv-Wert. Mit Hilfe des pv-Wertes kann die ideelle Lebensdauer ermittelt. Diese ist jedoch nur unter idealen Bedingungen erreichbar.

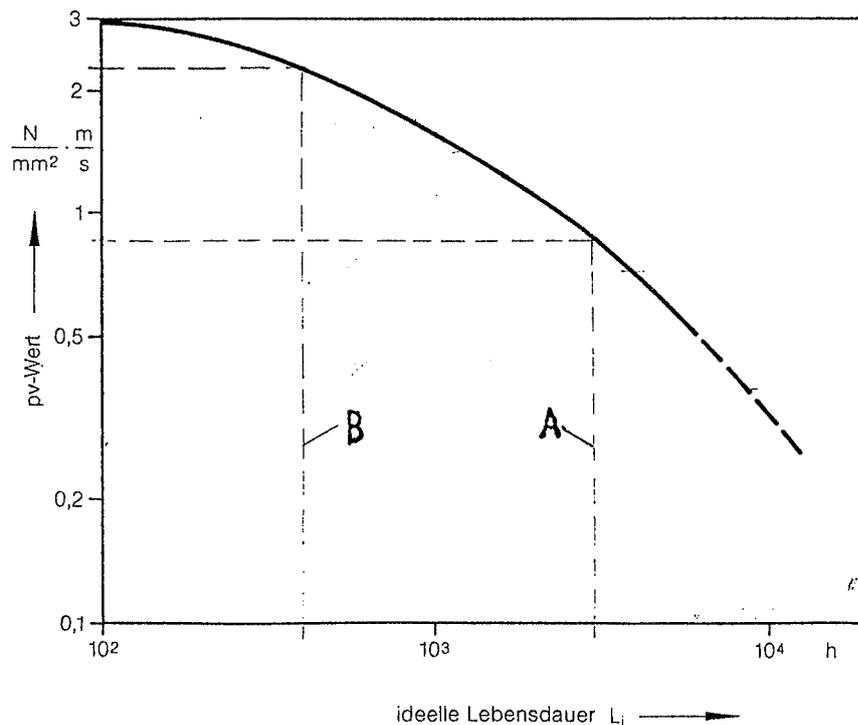
$$pv_{\text{Buchse}} = 2,3 \text{ N/mm}^2 \cdot (\text{m/s})$$

$$pv_{\text{Anlauf}} = 0,84 \text{ N/mm}^2 \cdot (\text{m/s})$$

$$Li_{\text{Buchse}} = 400 \text{ h} \quad (\text{siehe Bild 17})$$

$$Li_{\text{Anlauf}} = 3 \cdot 10^3 \text{ h} \quad (\text{siehe Bild 17})$$

Bild 17 :





Da die idealen Bedingungen im Betrieb nicht gegeben sind, wird mit Hilfe von Korrekturfaktoren die nominelle Lebensdauer des Lagers errechnet.

$$L_h = L_i * f_p * f_v * f_T * f_R$$

$$L_{h_B} = 370 \text{ h mit } f_p = 0,95 ; f_R = 0,97 ; f_T = f_v = 1$$

$$L_{h_A} = 2900 \text{ h mit } f_R = 0,97 ; f_p = f_T = f_v = 1$$

(Korrekturfaktoren siehe Bild 18-21)

Bild 18 :

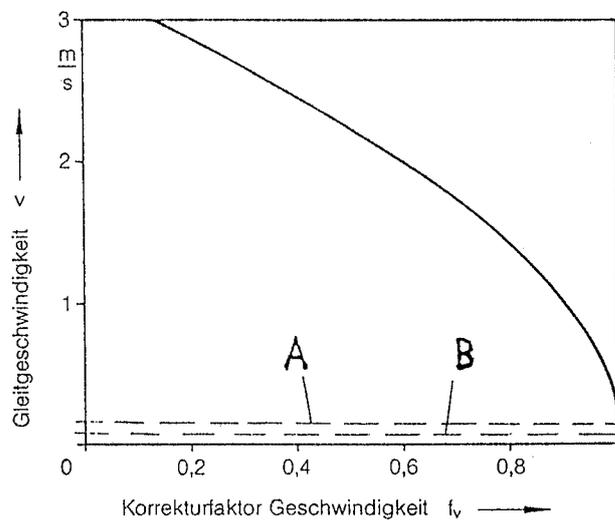


Bild 19 :

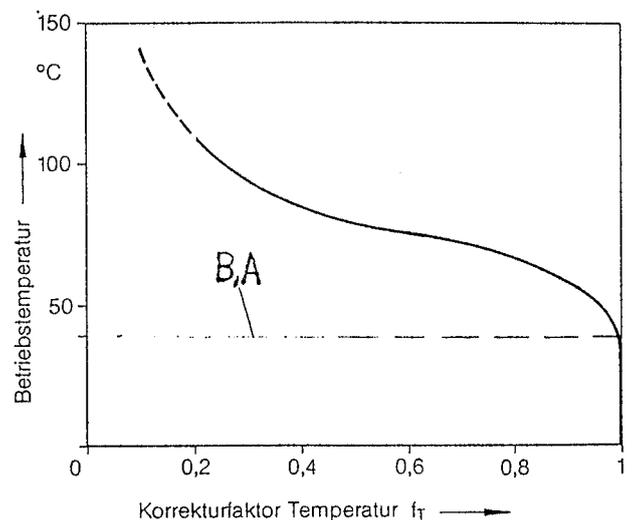


Bild 20 :

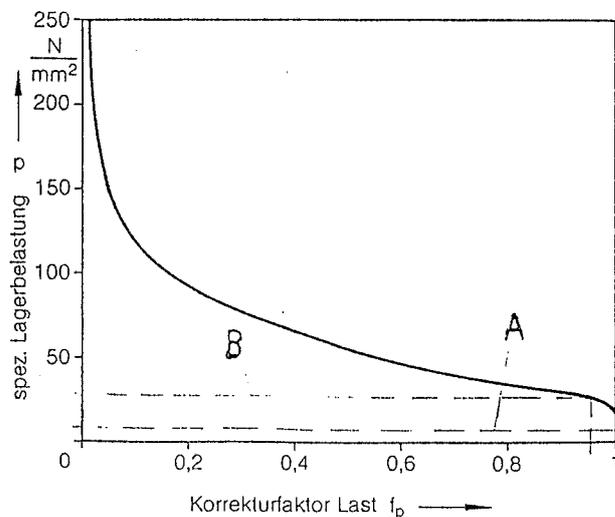
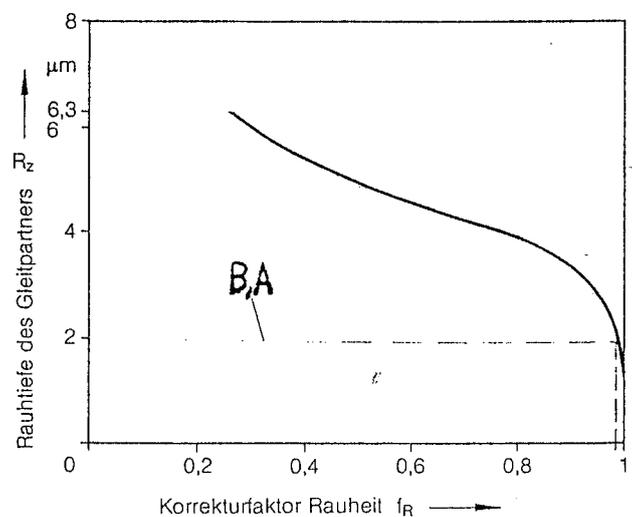


Bild 21 :





## 2.10 Kontaktlinie am Boden

Zur Ermittlung des Berührungspunktes zwischen Rolle und Boden wurde ein Mecanum-Rad drehbar gelagert und ein Holzbrett mit einem weißen Blatt Papier und Blaupapier bedeckt wurde unter dem Rad durchgeschoben. Dabei war darauf zu achten, daß das Rad nicht über das Papier gleitet, sondern das es dreht. Die Versuchsergebnisse sind im Anhang Seite dargestellt.

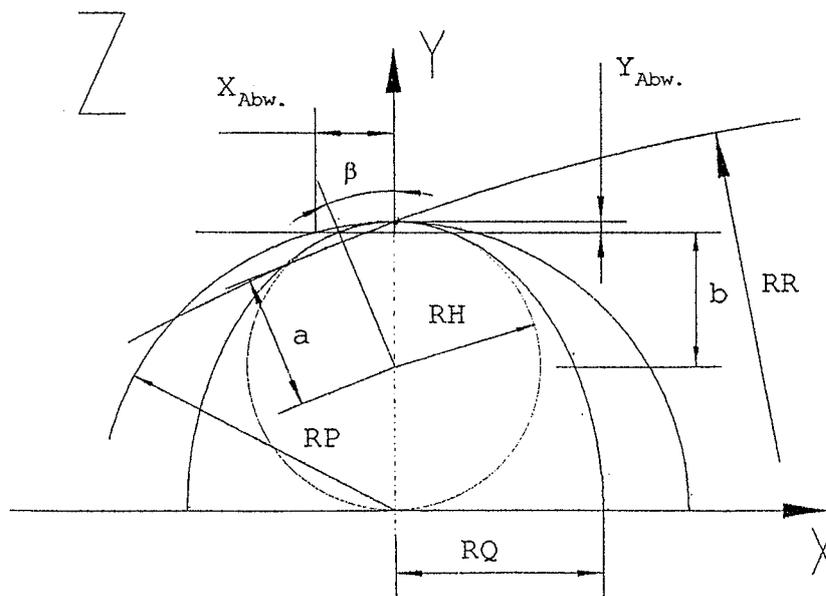
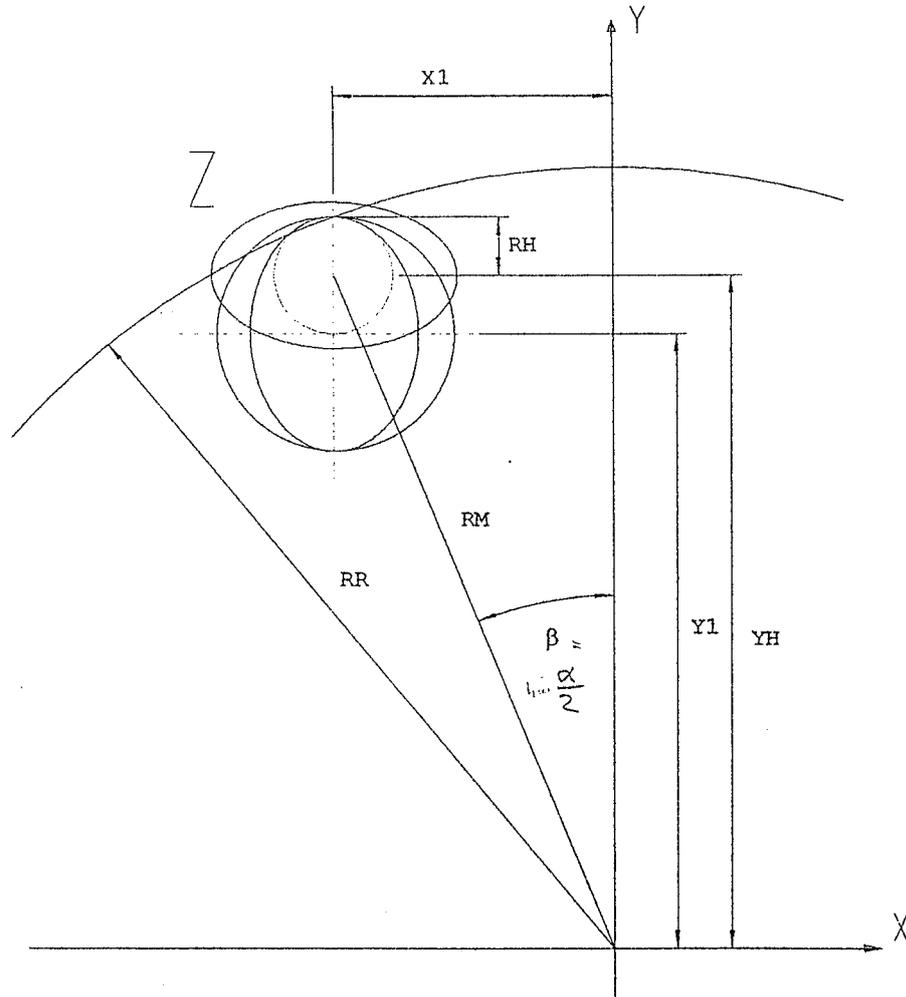
Es zeigt sich, daß die Fahrspur keinen  $45^\circ$  Winkel, sondern einen ca.  $40^\circ$  Winkel zur Fahrtrichtung bildet, obwohl die Rollen unter einem Winkel von  $45^\circ$  angeordnet sind.

Zur rechnerischen Ermittlung der auftretenden Abweichung werden folgende Kurzzeichen festgelegt:

- RR = Radius des Rades
- RM = Abstand Radmittelpunkt und Hilfskreismitte
- Y1 = Abstand X-Achse und Rollenachse
- YH = Abstand X-Achse und Hilfskreismitte
- RH = Radius des Hilfskreises
- X1 = Abstand Y-Achse und Hilfskreismitte
- $\beta$  = Winkel zwischen RM und Y-Achse
- RP = Radius des betrachteten Rollendurchmessers = große Halbachse der Ellipse
- RQ = Kleine Halbachse der Ellipse
- a = Abstand Hilfskreismitte und idealen Wälzkreis unter Winkel  $\beta$
- b = a



Bild 22 :





Zunächst wird der Krümmungsradius  $RH$  im Hauptscheitel ermittelt.

$$RH = RQ^2 / RP^2$$

Als nächstes muß der Abstand des Krümmungskreismittelpunktes von der X-Achse errechnet werden.

$$YH = RR^2 - X1^2 - RH$$

Daraus folgt das Maß  $RM$ .

$$RM = YH^2 + X1^2$$

Es ergibt sich nun eine Abweichung vom idealen Wälzkreis, welche durch Änderung der Rollenform ausgeglichen werden kann.

$$Y_{\text{Abweichung}} = RM + RH - RR$$

Mit Hilfe des Maßes  $Y_{\text{Abweichung}}$  kann nun das Maß  $a$  errechnet werden.

$$a = RH - Y_{\text{Abweichung}}$$

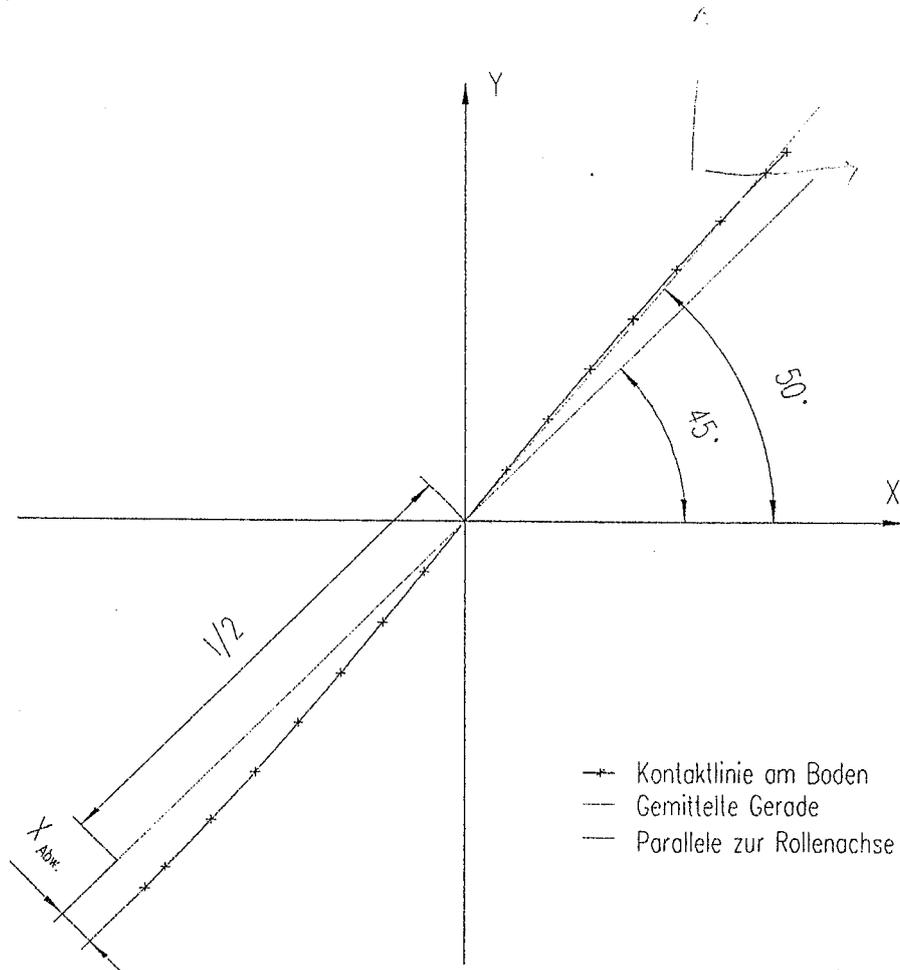
Zur Berechnung der  $X_{\text{Abweichung}}$  wird der Wälzkreis  $RR$  in dem betrachteten Bereich als Gerade angenommen. Dieses führt aufgrund des großen Wälzkreises und des kleinen betrachteten Bereiches zu einer sehr geringen Abweichung.

$$X_{\text{Abweichung}} = RP^2 - (RP^2 - Y_{\text{Abweichung}})^2$$



Die Abweichung von der idealen Kontaktlinie am Boden ist im Bild 23 unten dargestellt. Dabei entspricht das Maß  $1/2$  der halben Rollenlänge.

Bild 23 :



Wertetabelle siehe Anhang

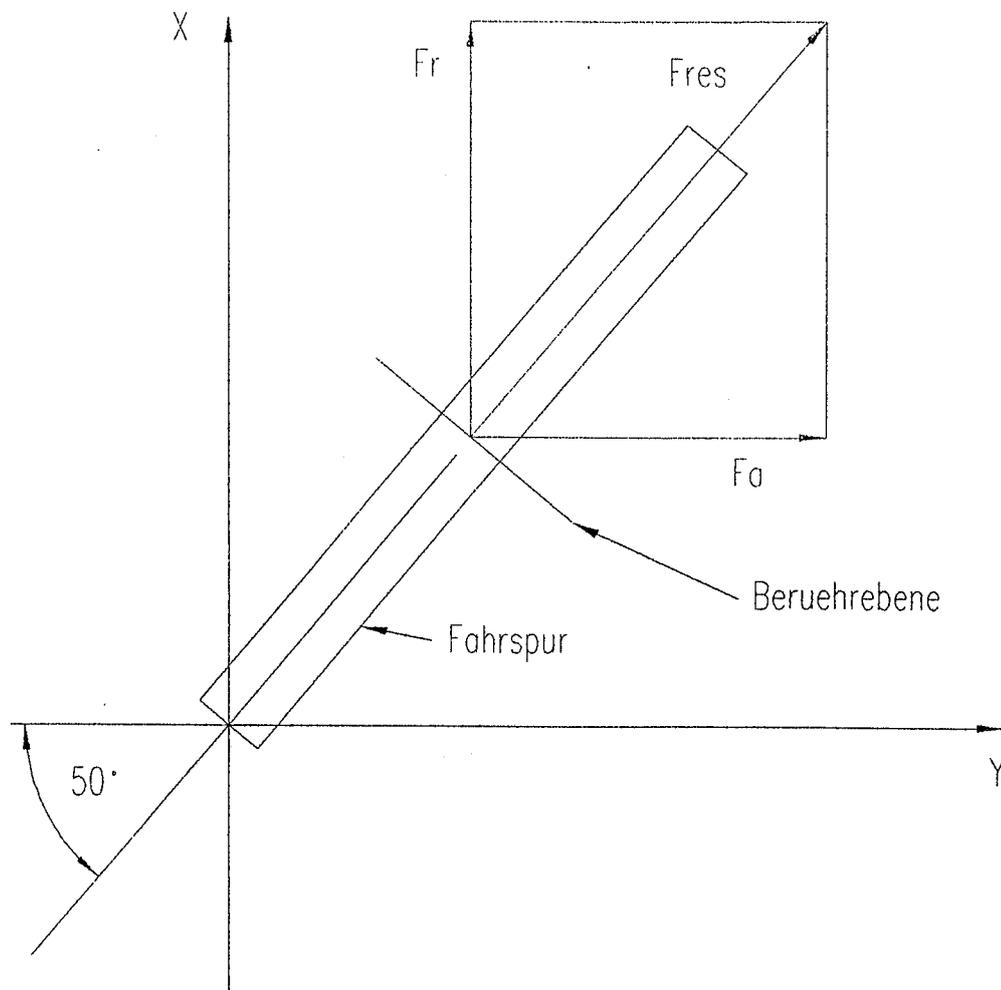
Aus der Grafik ist zu erkennen, daß der  $45^\circ$  Winkel nicht eingehalten wird und somit auch die Kraftaufteilung in die axiale und radiale Richtung ungleichmäßig erfolgen muß.



Daraus folgt für die Kraftaufteilung, daß die axiale Kraftkomponente kleiner sein muß als die radiale Komponente (Bild 24).

$$\tan 50^\circ = F_r / F_a \quad \Rightarrow \quad F_r = 1,2 * F_a$$

Bild 24 :



Schematische Darstellung der Fahrspur



## 2.11 Winkelverlagerungen

Bei der Herstellung der Felge muß der Winkel der Rolle auf der Felge ( $45^\circ$ ) und der Schnittpunkt der Rollenachsen (unter Berücksichtigung, daß diese ein regelmäßiges Achteck auf der Felge bilden) unter einem Winkel von  $130^\circ$  erfolgen. Es sollen die Auswirkungen auf das Rad bei Abweichungen von diesen Winkeln aufgezeigt werden.

### Abweichung vom $45^\circ$ -Winkel

Dazu muß der Radius des Rades in Abhängigkeit des Winkels gebracht werden. Die allgemeine Rollengleichung wird dafür umgeformt.

$$y = RR * \sqrt{1 - \frac{x^2}{e^2 + RR^2}}$$

mit  $e^2 = a^2 - RK^2$  und  $a = RK / \cos \beta$  ;  $RR = RK$   
(siehe Bild 8)

wird

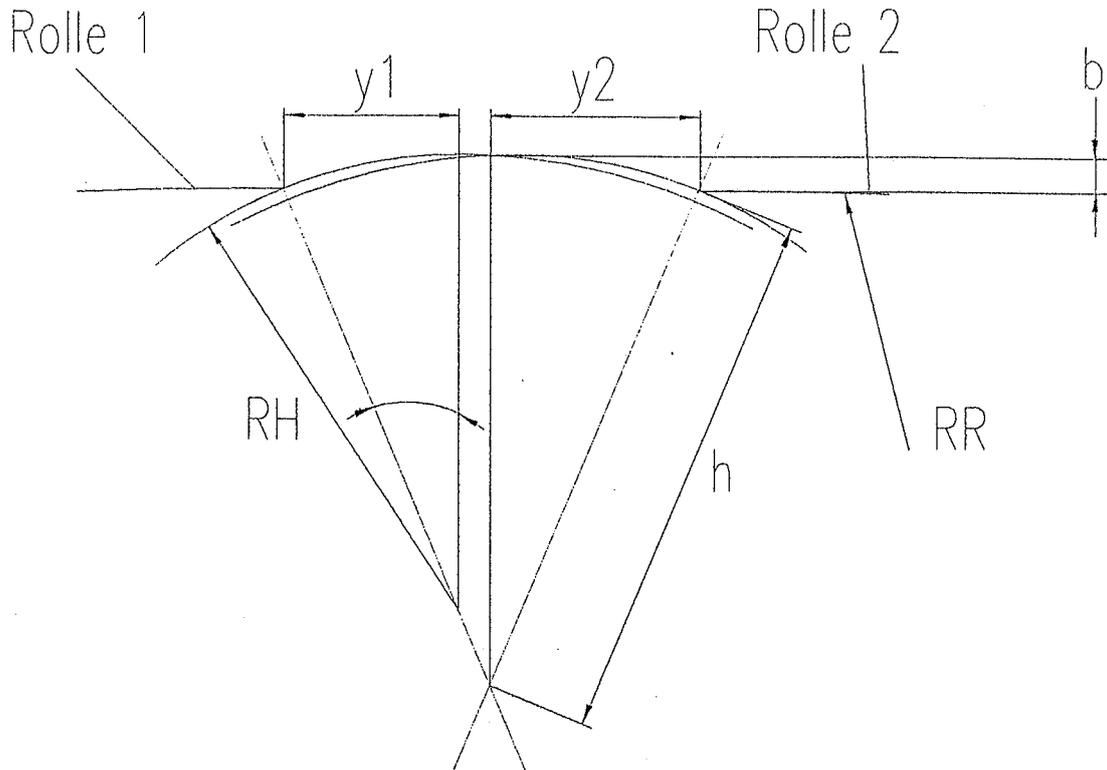
$$RR = \sqrt{y^2 + x^2 * \cos^2 \beta}$$

Damit ergibt sich ein neuer Raddurchmesser in Abhängigkeit des Rollenwinkels.

Um den größten Raddurchmesser zu bekommen, muß zu dem Maß  $RR$  noch die Abweichung  $b$  (Bild 25) hinzuaddiert werden.



Bild 25 :



RR : Radius des Rades

RH : Krümmungsradius im Hauptscheitel

h : Schnittpunkt Mittellinien der Rollenenden und Rollenoberkantenende

Zur Berechnung der Werte von  $y_1$  und  $y_2$  wird der Wälzkreis RR in dem betrachteten Bereich als Gerade angenommen. Dieses führt aufgrund des großen Wälzkreises und des kleinen betrachteten Bereiches zu einer sehr geringen Abweichung.

$$y_1 = RH * \sin \alpha$$

$$b = y_1 * \tan (\alpha/2)$$



Damit ergibt sich für den größten Radradius  $RR_{max}$  :

$$RR_{max} = RR + b$$

Daraus folgt bei unveränderter Rollenform und kleinen Winkelverlagerungen:

Rollenwinkel wird größer

- Abweichung vom Idealkreis wird geringer
- Überdeckung wird besser
- Verringerung der Kantenpressung
- Rundlauf des Rades wird besser

Rollenwinkel wird flacher

- Abweichung vom Idealkreis wird größer
- Überdeckung wird schlechter
- Erhöhung der Kantenpressung
- Rundlauf des Rades wird schlechter

Als weiteres Resultat zeigt sich, daß bei den verwendeten Rädern keine Überdeckung von einer Rolle zur nächsten vorhanden ist, sondern nur über die Abplattung des Laufbelages stattfindet.

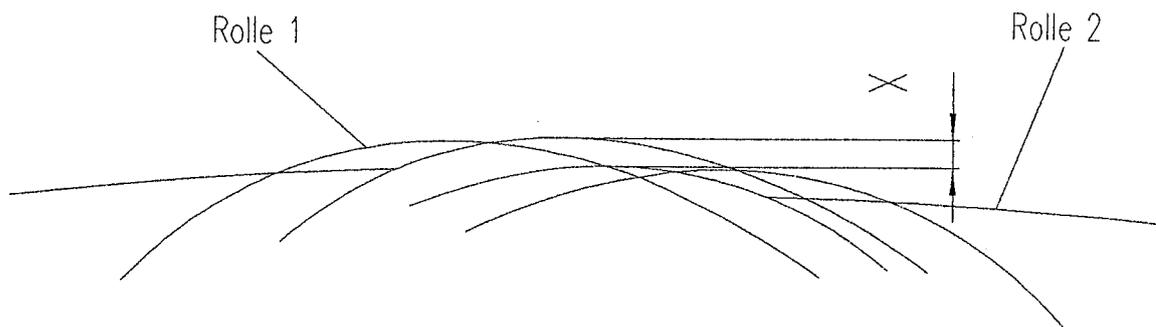
$$Y_{Differenz} = 2 * ( y_2 - y_1 )$$



### Abweichung vom $130^\circ$ Winkel

Kommt es bei der Fertigung der Bohrung für die Rollenachse aufgrund des langen führungsfreien Bohrweges zwischen den Aufnahmezapfen zu Winkelabweichungen, führen schon kleine Abweichungen zu großen Beeinträchtigungen des Rades. In Bild 26 wird ein Rollenübergang in der Seitenansicht dargestellt.

Bild 26 :



Das Maß X wird mit zunehmender Winkelabweichung größer. Bei einer Winkelverlagerung von zum Beispiel  $0,5^\circ$  wird das Maß  $X = 1,3 \text{ mm}$  groß.

Folgen:

- Erhöhte Kantenpressung
- Rundlauf verschlechtert sich



### 3.0 Schlußbetrachtung

Die Transportfahrzeuge fahren durch die Kraftaufteilung mit einer hohen Verlustleistung. Bei der Hauptfahrtrichtung geradeaus zum Beispiel wird die axiale Kraftkomponente über den Rahmen und die Achse kompensiert und wird nicht genutzt. Dieser Nachteil wird jedoch durch die hohe Beweglichkeit der Fahrzeuge ausgeglichen.

Die Zerstörung der Rollen läßt sich auf drei Hauptursachen zurückführen. Die große Walkarbeit im Rollenbelag und der damit verbundenen Wärmeentwicklung, die auftretende Scherkraft aufgrund des kantigen Rollenauslaufes und die große Abplattung, welche zu einem Durchdringen des Laufbelages bis auf die Felge durch die Drucklinien führt. (1)

Eine Änderung des Laufbelages zu einem härteren Material hin führt zu einer Abschwächung dieser Auswirkungen. In dem Versuch zeigt sich, daß die Original Mecanum-Rolle eine ca. dreimal größere Fläche bildet, als die harten Rollen (70-75D). Dieses hat aber zur Folge, da das Rad mit den Rollen keinen Kreis bildet und im Rollenübergang keine Überdeckung vorhanden ist, daß die Fahreigenschaften sich verschlechtern. (2)

Erstaunlich ist, daß sich eine  $40^\circ$  Fahrspur bildet, obwohl die Rollen unter einem Winkel von  $45^\circ$  auf der Felge angeordnet sind. Dieses läßt sich auf die Geometrie der Rollen zurückführen, und daß der Wälzkreis nicht entlang einer Parallele zur Rollenachse erfolgt, sondern als Schraubenlinie auf der Rollenoberfläche. Mit dieser Kontaktlinie am Boden ist auch die Kraftaufteilung in die radiale und axiale Richtung verbunden. (3)



Unter einer  $40^\circ$  Fahrspur erfolgt eine ungleichmäßige Kraftaufteilung und damit läßt sich auch die große Differenz in der Stromaufnahme für die einzelnen Fahrtrichtungen zum Teil erklären.

Die ungleichmäßige Stromaufnahme wird auch durch die Gleitlagerung verursacht. In den Messungen an den großen Rädern wird deutlich, daß eine Änderung der Lagerung zu einer Reduzierung des Fahrstromes führt. Ein weiterer Vorteil der Wälzlagerung ist auch die niedrigere Reibleistung und damit auch eine verkleinerte Wärmezufuhr in den Rollenbelag.

Damit die genannten Mängel beseitigt werden können, ist eine Änderung der Felge unumgänglich. An den herkömmlichen Felgen lassen sich diese Verbesserungen nicht durchführen.



#### 4.0 Anhang

1. Anlage 1 : Mechanische Eigenschaften vom Vulkollan und Unithan 4000
2. Anlage 2 : Rollenprüfstand (Halbschnitt)
3. Anlage 3 : Ermittelte Fahrspur im Versuch
4. Anlage 4 : Wertetabelle



## 5.0 Literaturverzeichnis

Bartsch : Taschenbuch Mathematischer Formeln  
Verlag Harri Deutsch 7.-13. Auflage  
ISBN 3871447749

Böge : Mechanik und Festigkeitslehre  
Vieweg Verlag 21. Auflage  
ISBN 3-528-84010-2

Bargel/Schulze : Werkstoffkunde  
VDI Verlag 5. Auflage  
ISBN 3-18-400823-1

INA : Permaglide Gleitlager  
INA Wälzlager Schaeffler KG  
August 1989

MIAG : Omnidrive  
MIAG Fahrzeugbau GmbH  
3300 Braunschweig

Roloff/Matek : Maschinenelemente  
Vieweg Verlag 11. Auflage  
ISBN 3-528-54028-1



Fachhochschule  
Braunschweig/Wolfenbüttel  
Fachbereich Maschinenbau

Institut für  
Fertigungsver-  
fahren und  
Prüfungswesen

## Anhang

Mechanische Eigenschaften vom VULKOLLAN und UNITHAN 4000 (LUVOREA)

Art der Prüfung	Prüfvorschrift	Dimension	Qualität	Unithan 4000					
Härte	DIN 53505	Shore A	68	78	83	92	94	97	95 ✓
Dichte	DIN 53479	g/cm <sup>3</sup>	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,26	1,24 ✓
Spannungswert bei 20 % Dehnung	DIN 53504	MPa	0,8	1	2	5	5	7,5	
bei 300 % Dehnung	DIN 53504	MPa	6	7	8	10	15	18	
Reißfestigkeit	DIN 53504	MPa	35	35	40	40	35	35	14,7
Reißdehnung	DIN 53504	%	600	630	650	680	630	550	51,6
Rückprallelastität	DIN 53512	%	45	50	53	50	45	44	814
Abrieb	DIN 53516	mm <sup>3</sup>	40	37	32	32	37	45	42
Weiterreißfestigkeit	DIN 53515	kN/m	18	30	45	60	70	90	23 ✓

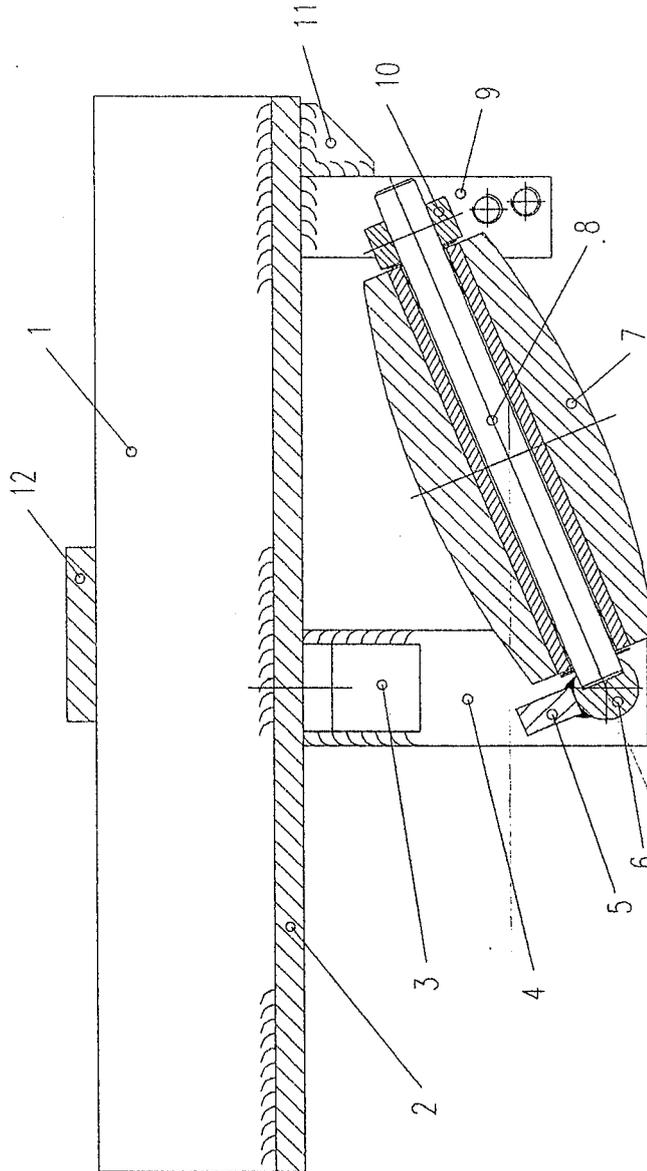
Geprüft bei Raumtemperatur und normaler relativer Luftfeuchtigkeit

Die genannten Daten stammen aus Einzelmessungen und können deshalb nur als Richtgrößen gelten.

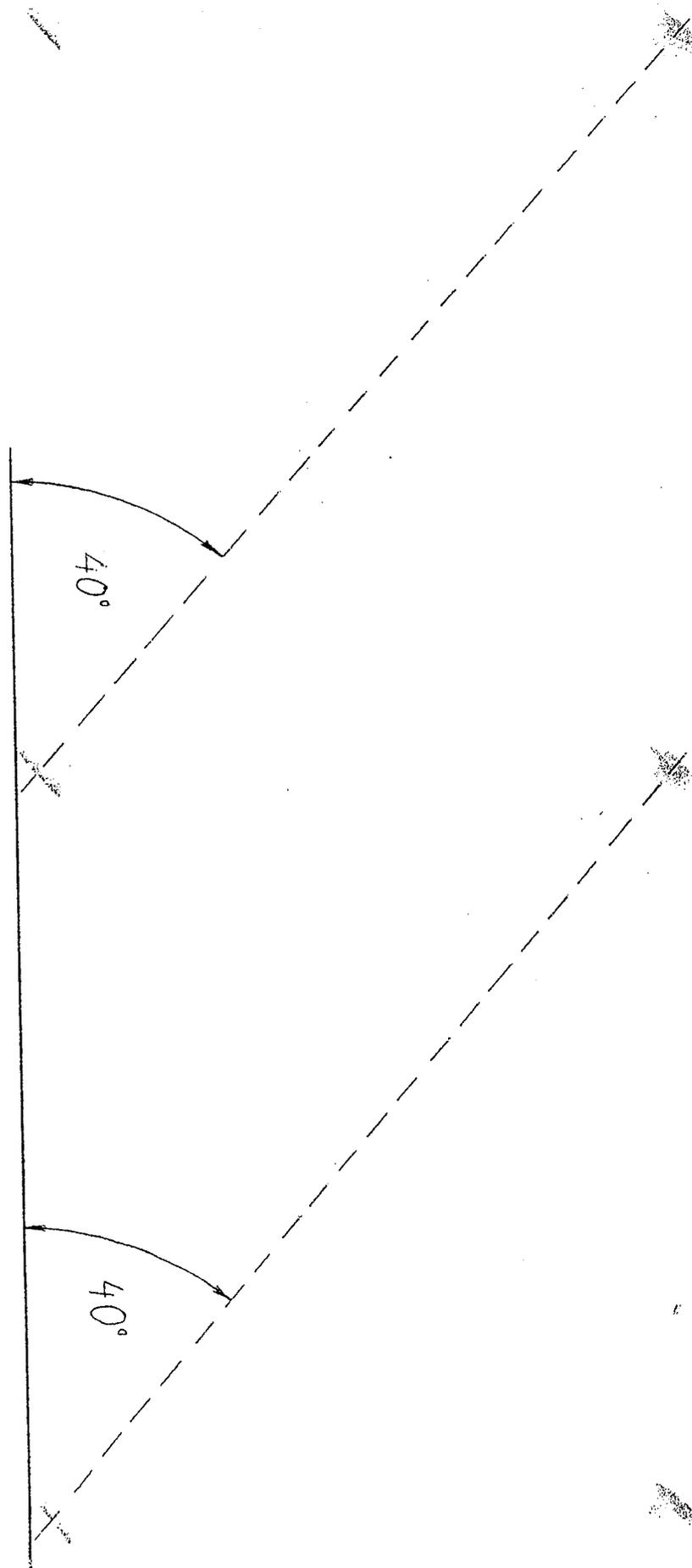
2



Rollenprüfstand (Halbschnitt)



- |                            |                             |
|----------------------------|-----------------------------|
| 1 : Aufnahme Gabel         | 7 : Rolle                   |
| 2 : Grundplatte            | 8 : Achse                   |
| 3 : Winkelblech            | 9 : Einstellblech           |
| 4 : Halteblech             | 10 : Hintere Achsenaufnahme |
| 5 : Aufschweißblech        | 11 : Knotenblech            |
| 6 : Vordere Achsenaufnahme | 12 : Verstärkungsblech      |



Wertetabelle

x	0	7,07	14,14	21,21	28,28	35,35	42,42	49,49	52,68
RP	32,05	31,88	31,58	30,54	29,36	27,82	25,92	23,65	22,495
RQ	22,66	22,54	22,19	21,6	20,76	19,67	18,33	16,72	15,91
RH	16,02	15,94	15,7	15,28	14,7	13,91	13,0	11,82	11,25
YH	133,98	133,89	133,63	133,21	132,61	131,87	130,88	129,78	129,2
RM	133,98	134,08	134,38	134,89	135,59	136,53	137,58	138,9	139,53
Y <sub>Abw.</sub>	0	0,02	0,08	0,17	0,29	0,44	0,58	0,72	0,78
X <sub>Abw.</sub>	0	1,13	2,24	3,22	4,12	4,93	5,45	5,79	5,87

$$RH = RQ^2 / RP$$

$$Y_{Abw.} = RM + RH - RR$$

$$YH = \sqrt{RR^2 - X^2} - RH \quad X_{Abw.} = \sqrt{RP^2 - (RP - Y_{Abw.})^2}$$

$$RM = \sqrt{YH^2 + X^2}$$

3

3

E