

DAS KRAFTSCHLUSSVERHALTEN VON PKW-REIFEN AUF TROCKENER UND NASSER FAHRBAHN¹

F. GÜNTER

Institut für Maschinenkonstruktionslehre
Abteilung Kraftfahrzeugbau
Universität Karlsruhe
Vorgeleegt von Prof. Dr. L. Ilosvai

Eingegangen am 1. September 1988

Abstract

The directional stability of the vehicle mainly depends on the contact between the type and road surface. The frictional properties of the tyre and shear forces occurring between tyre and road have a great influence on the force transmission and rolling resistance, as well. In the paper, the author determines the effect of the vertical load, road surface and the speed of travelling on the force transmission on the basis of the measurements of rolling-resistance and power-loss under several conditions, i.e. on wet and dry surface considering a lot of variables. From the viewpoint of the force transmission the material of the tyre is said to be optimal if it has considerable damping. However, it has disadvantage from the point of view of rolling resistance. It can be concluded that these two requirements are contradictory.

Keywords: tyre, force transmission, rolling resistance.

1. Einleitung

Das Betriebsverhalten eines Fahrzeuges wird besonders von der Höhe des Reibwertes zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt. Es ist bekannt, daß der Reibwert zwischen zwei Körpern von deren Material und Oberflächenbeschaffenheit abhängt und in sehr starkem Maß vom Vorhandensein eines Zwischenmediums beeinflusst wird.

Die Eigenarten der Gummireibung und die Schubspannungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche wirken sich sowohl auf das Kraftschlußverhalten als auch auf den Rollwiderstand und die Verlustleistung von Pkw-Reifen aus.

1.1. Einführung reifenspezifischer Größen

Abb. 1 zeigt die am Reifen wirkenden Kräfte

- Radlast Q ,
- Umfangskraft U ,

¹Vorgetragen am 26. 07. 1988 im Institut für Fahrzeugbau der TU Budapest

- Seitenkraft S
- sowie
- Antriebsmoment M_A ,
 - Sturzmoment M_γ und
 - Rückstellmoment M_α .

Außerdem sind noch weitere reifenspezifische Größen dargestellt.

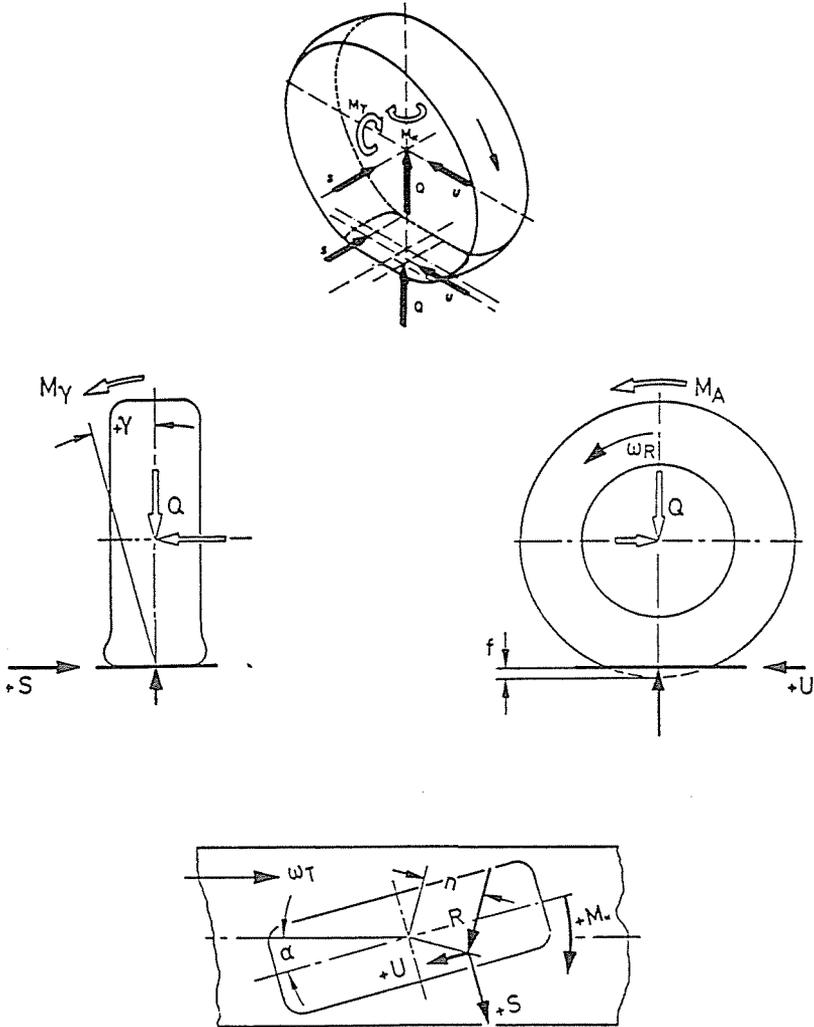
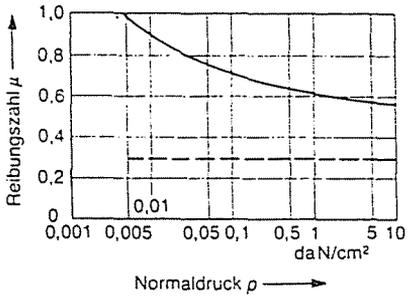
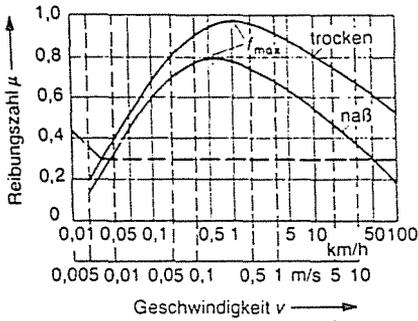


Abb. 1. Reifenspezifische Größen

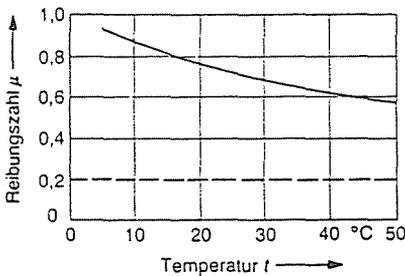
Reibungszahl μ abhängig von:



der vertikalen Pressung,



der Geschwindigkeit,



der Temperatur

Abb. 2. Einflußgrößen der Reibungszahl

Hierbei ist jedoch zu beachten, daß Rennreifen, deren Gummimischungen nicht vollständig ausvulkanisiert sind, ein anderes Temperaturverhalten zeigen.

1.2. Gummireibung und Einflußgrößen

Um das Kraftschlußverhalten zu verstehen, muß man unter anderem wissen, daß der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbehn keine Materialkonstante der Stoffpaarung entsprechend den klassischen Reibungsgesetzen ist. Wie *Abb. 2* zeigt, ist die Gummireibung wesentlich von der Flächenpressung, der Gleitgeschwindigkeit und der Temperatur abhängig.

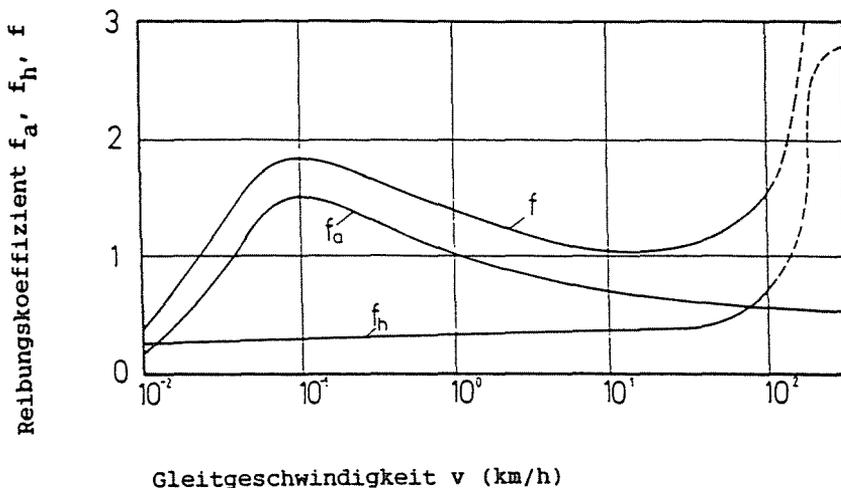


Abb. 3. Hauptanteile der Gummireibung

Die Gummireibung setzt sich hauptsächlich aus den Komponenten Adhäsion und Hysterese zusammen (*Abb. 3*).

Nicht nur die Hysteresekomponente, sondern auch die Adhäsionskomponente zeigen viskoelastisches Verhalten.

1.3. Presungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche

Wesentlich für Größe und Angriffspunkte der in der Reifenaufstandsfläche wirkenden Kräfte ist die Verteilung der vertikalen Flächenpressung im Bereich der Reifenaufstandsfläche. Sie ist am stehenden Rad näherungsweise konstant über der Latschlänge und symmetrisch zur Reifenhochachse.

Am drehenden Rad verschiebt sich, wie in *Abb. 4* dargestellt, der resultierende Flächenschwerpunkt nach vorne in Richtung der Radschwerpunktsgeschwindigkeit.

Dieser Effekt läßt sich folgendermaßen erklären:

Im vorderen Latschbereich werden die Gummiteilchen eingefedert. Feder- und Dämpferkraft des Reifens wirken dabei in die gleiche Richtung.

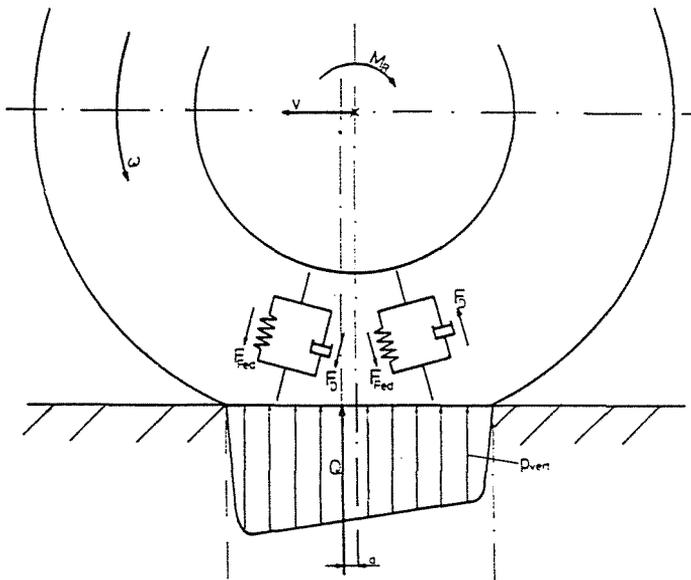


Abb. 4. Vertikale Pressung in der Reifenauflastungsfläche

Beim Ausfedern im hinteren Latschbereich wirkt die Dämpferkraft aufgrund der geänderten Bewegungsrichtung der Federkraft entgegen. Es ergibt sich somit die in *Abb. 4* vereinfacht dargestellte Pressungsverteilung.

Durch diese Modellüberlegung wird verständlich, wie aus der Walkarbeit des Reifens ein Rollwiderstandsmoment M_R der Größe $Q a$ bzw. eine Rollwiderstandskraft entsteht.

2. Reifen unter Antriebs- und Bremskräften

2.1. Schubspannungsverteilung in der Reifenauflastungsfläche in Umfangsraftrichtung

Im folgenden wird der Reifen unter Antriebs- und Bremskräften, die durch Schubspannungen auf die Straße übertragen werden, betrachtet. Auch am freirollenden Reifen bilden sich Schubspannungen, die sich aufgrund der erzwungenen Weglängenänderung beim Durchlaufen der Reifenauflastungsfläche ergeben. Am stehenden oder freirollenden, nach außen kräftefreien Rad sind diese, auf die Fahrbahn wirkenden Schubspannungen, zur Mitte der Reifenauflastungsfläche hin orientiert. Sie kompensieren sich bei Vernachlässigung des Rollwiderstandes gegenseitig. *Abb. 5* zeigt die in

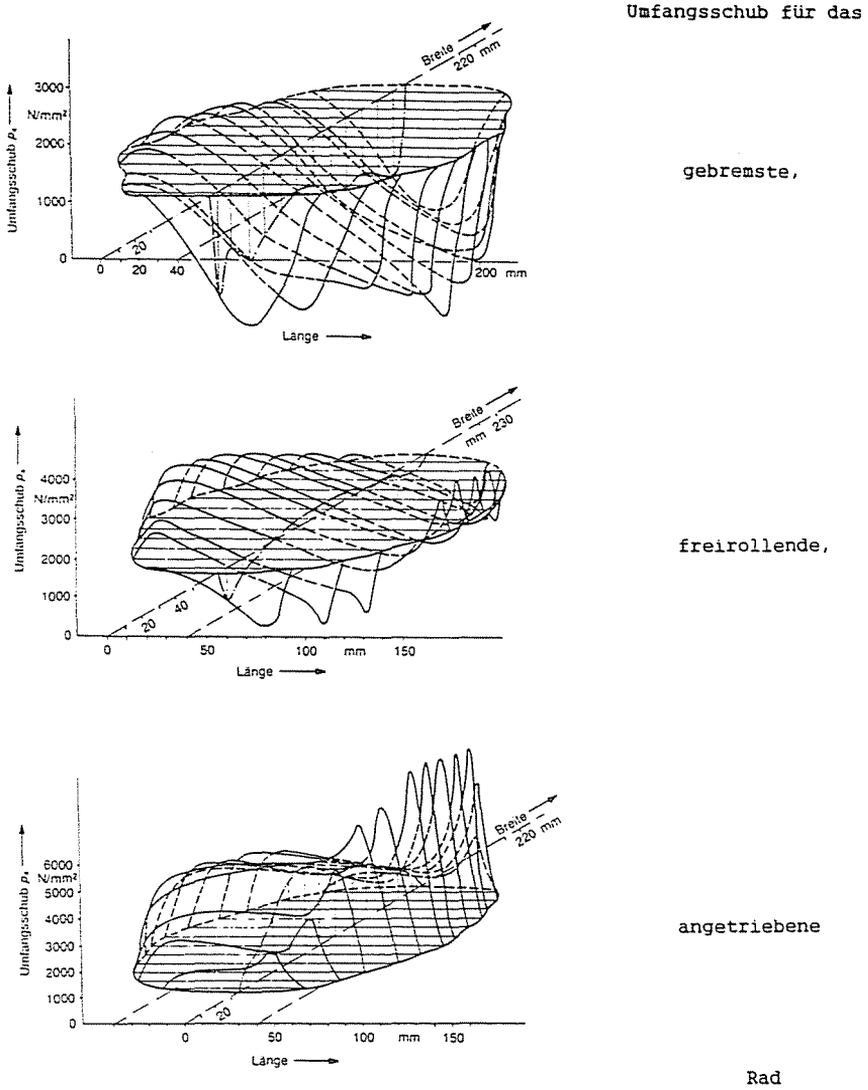
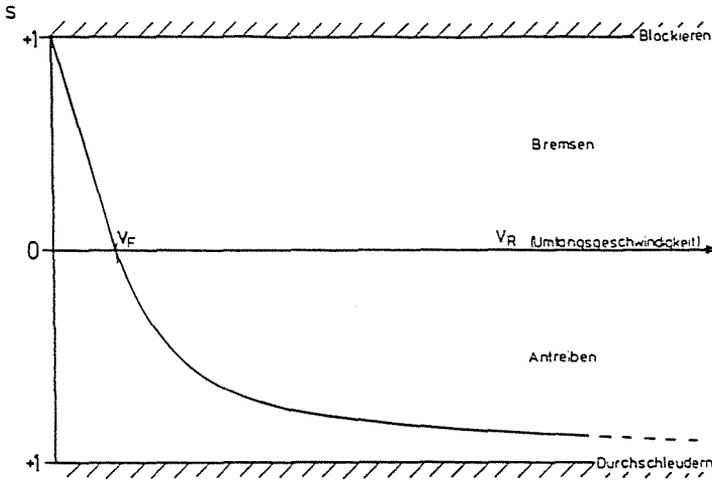


Abb. 5. Schubspannungsverteilung in Umfangskrafttrichtung

Umfangskrafttrichtung wirkenden Schubspannungen für ein gebremstes, ein freirollendes und ein angetriebenes Rad.

Beim gebremsten oder angetriebenen Rad erhöht sich jeweils der Anteil der Schubspannungen in die entsprechende Richtung.



$$S_B = \frac{v_F - v_R}{v_F} \quad \text{für} \quad v_R < v_F$$

$$S_A = \frac{v_R - v_F}{v_R} \quad \text{für} \quad v_R > v_F$$

Abb. 6. Schlupfdefinition

2.2. Erläuterung und Definition des Reifenschlupfes

Überträgt ein Reifen Antriebs- oder Bremskräfte, so entsteht zwischen Reifen und Fahrbahn eine Relativbewegung. Das bedeutet, daß die Umfangsgeschwindigkeit des Reifens und die Radschwerpunktsgeschwindigkeit verschieden sind. Gebräuchlich ist die Angabe des Bremsschlupfes für ein geradeaus fahrendes Fahrzeug nach der Beziehung:

$$S_{Br} = \frac{v_F - v_R}{v_F}$$

Der Antriebsschlupf ergibt sich zu

$$S_{An} = \frac{v_R - v_F}{v_R}$$

worin S_{Br} = Bremsschlupf
 S_{An} = Antriebsschlupf
 v_F = Radschwerpunktsgeschwindigkeit relativ zur Fahrbahn und
 v_R = Radumfangsgeschwindigkeit
 bedeuten, Abb. 6.

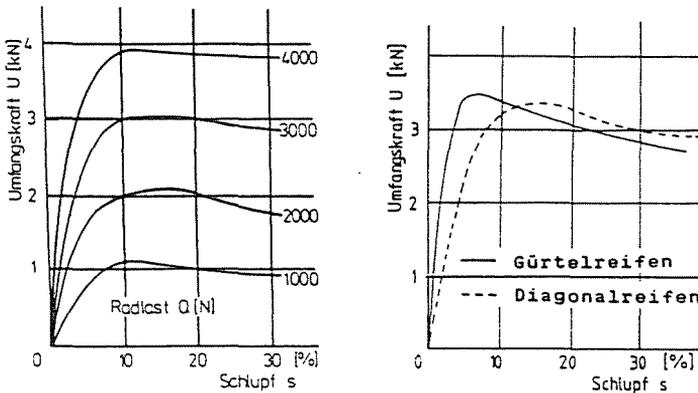


Abb. 7. Umfangskraft-Schlupf-Kurven für verschiedene Radlasten und Reifentypen

2.3. Umfangskraft-Schlupf-Verhalten auf trockener und nasser Fahrbahn

Das Verhalten eines Reifens in Umfangsrichtung wird üblicherweise durch die Abhängigkeit der Umfangskraft vom Schlupf beschrieben. Abb. 7 zeigt solche Messungen für einen Radialreifen bei verschiedenen Radlasten.

Man erkennt, daß die maximal übertragbaren Reibkräfte nicht proportional mit der Radlast ansteigen. Der Grund hierfür liegt darin, daß der maximale Reibwert, wie bereits erwähnt, mit zunehmender Flächenpressung fällt. Die Umfangskraftmaxima liegen hier bei Schlupfwerten von etwa 10%.

Wie aus dem unteren Diagramm in Abb. 7 hervorgeht, erreichen Diagonalreifen ihre Umfangskraftmaxima bauartbedingt bei größeren Schlupfwerten.

Der Einfluß der Wasserhöhe auf die maximalen Kraftschlußbeiwerte in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit zeigt Abb. 8.

Auf trockener Fahrbahn fällt der maximale Reibwert mit der Geschwindigkeit leicht ab.

Bereits bei leicht feuchter Fahrbahn fällt der Reibwert erheblich ab. Deutlich zu erkennen ist hier der unterschiedliche Einfluß der Wasserhöhe bei verschiedenen Geschwindigkeiten. Im niedrigen Geschwindigkeitsbereich hat der Reifen noch mehr Zeit, um das unter ihm befindliche Wasser zu verdrängen.

Mit zunehmender Geschwindigkeit und steigender Wasserhöhe fällt der Reibwert deutlich ab. Hier gewinnt dann auch die Profilgestaltung zunehmend an Bedeutung.

Datum	: 29.10.1987	Wasserfilmhöhe:
Reifentyp	: —	◇ = 0.0 mm
Reifengröße	: 175 SR 14	□ = 0.2 mm
Felgengröße	: 5.5Jx14	▲ = 0.5 mm
Luftdruck	: 1.9 bar	⊗ = 1.0 mm
Radlast	: 4100 N	○ = 2.0 mm
		X = 3.0 mm

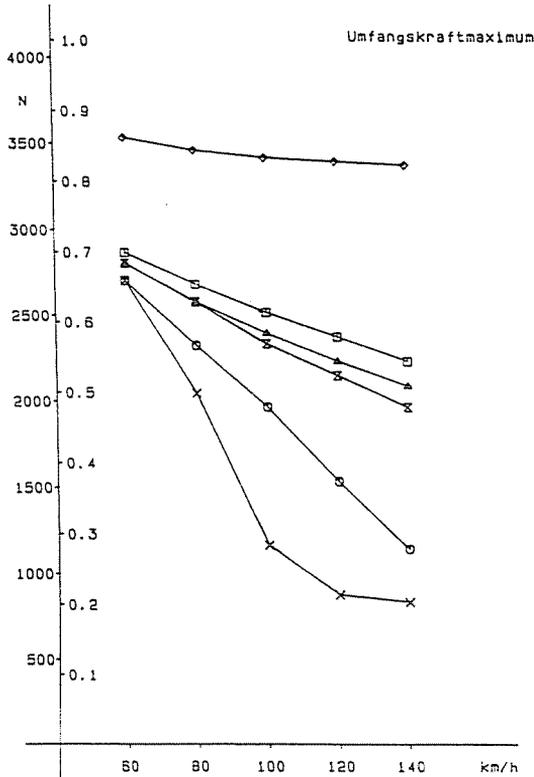


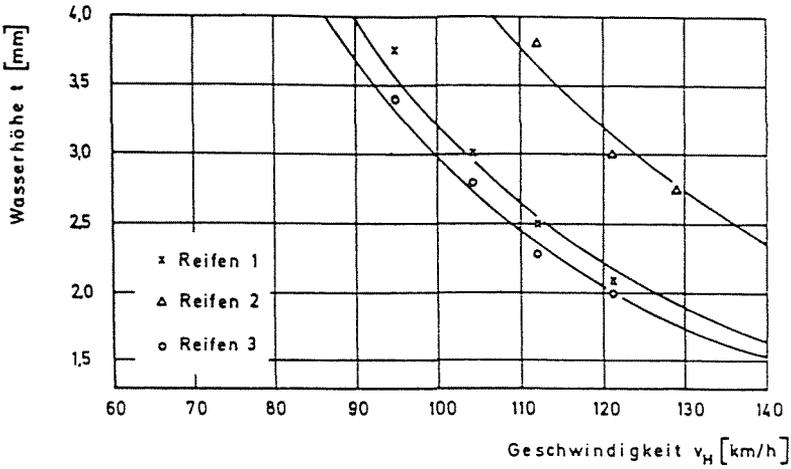
Abb. 8. Maximale Umfangskraft-Reibwerte eines Reifens bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Wasserhöhen

Auf Abb. 9 ist das unterschiedliche Aufschwimmverhalten von drei verschiedenen Profiltypen dargestellt.

Das Profil des reifens 2, welches, von der Mittelrippe abgesehen, seitlich offen ist, erweist sich hierbei als das Beste.

3. Schräglaufverhalten von Pkw-Reifen

Wie die Umfangskräfte werden auch die Seitenkräfte in der Reifenaufstandsfläche durch Schubspannungen übertragen. Nachfolgend wird die sich einstellende Schubspannungsverteilung näher betrachtet.



Reifen 1

Reifen 2

Reifen 3

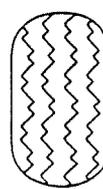
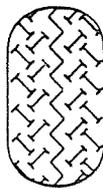


Abb. 9. Einfluß der Profilgestaltung auf Aquaplaningeigenschaften

3.1. Schubspannungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche in Seitenkraftrichtung

Abb. 10 zeigt die przipielle Schubspannungsverteilung in Seitenkraftrichtung für verschiedene Schräglaufwinkel.

Bei kleineren Schräglaufwinkeln (1) werden die Gummielemente während des Latschdurchlaufs rein elastisch und ohne Gleiten ausgelenkt. der Betrag der Seitenkraft ergibt sich aus der Summe aller Schubspannungen, ihr angriffspunkt liegt im Flächenschwerpunkt. Die Lage dieses Kraftangriffspunktes wird durch den Nachlauf beschrieben. Dieser Nachlauf darf jedoch nicht mit dem konstruktiven Nachlauf, der sich aus der Achsgeometrie ergibt, verwechselt werden. Durch den Reifennachlauf in Verbindung mit der Seitenkraft entsteht das Rückstellmoment.

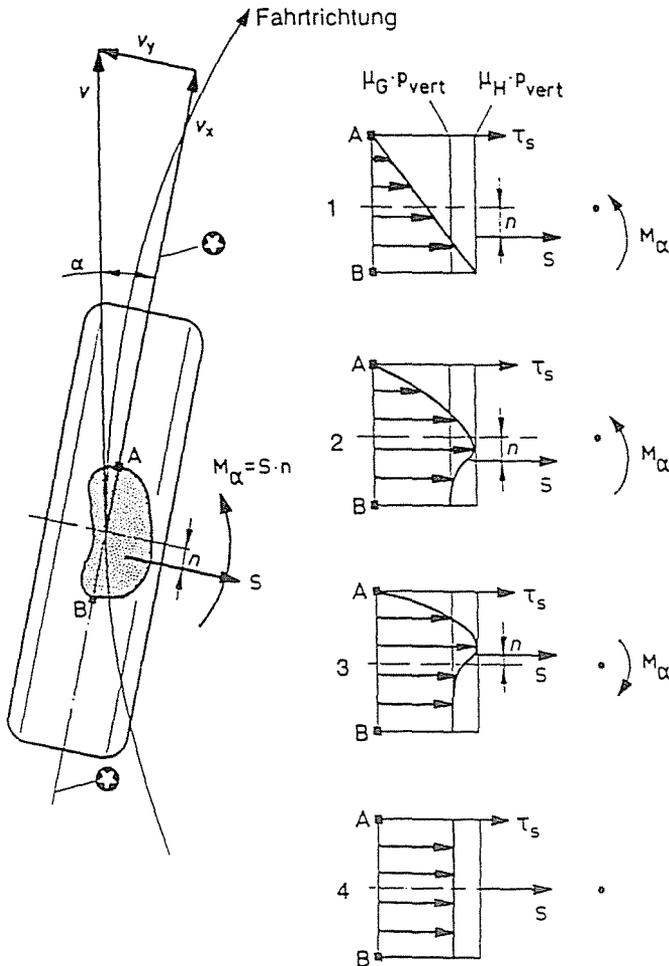


Abb. 10. Schubspannungsverteilung in Seitenkraftrichtung

Mit zunehmenden Schräglaufwinkeln (2) wird die Haftgrenze überschritten und die Gummiteilchen gleiten bei nahezu konstanter Schubspannung bis zu Punkt B. Der Nachlauf nimmt dabei gegenüber kleinen Schräglaufwinkeln wieder ab.

Wird bei weiter steigendem Schräglaufwinkel (3) die Haftgrenze noch früher erreicht, so wird der Nachlauf negativ und das resultierende Rücktellmoment wechselt ebenfalls sein Vorzeichen.

Bei extrem großen Schräglaufwinkeln (4) liegt im gesamten Bereich der Reifenaufstandsfläche Gleiten vor und der Nachlauf geht wieder gegen 0.

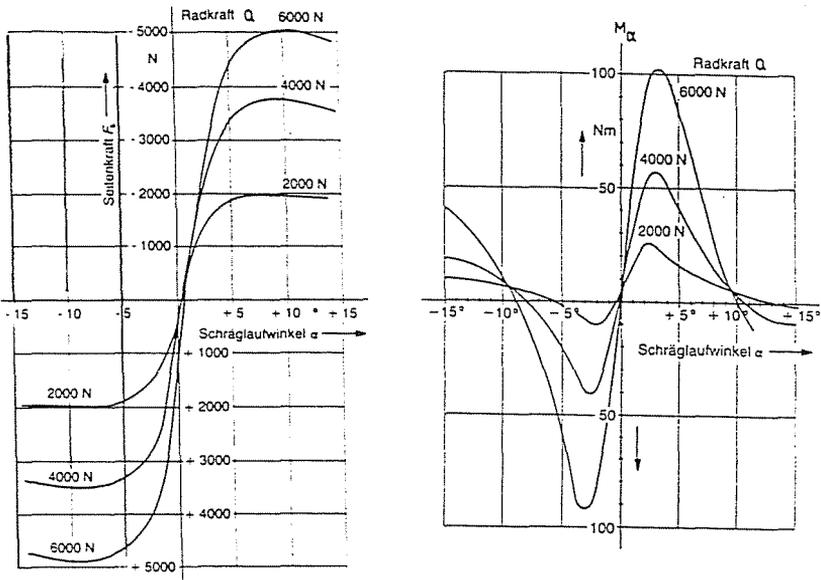


Abb. 11. Radlastabhängigkeit von Seitenkraft und Dückstellmoment

3.2. Schräglaufverhalten auf trockener und nasser Fahrbahn

Auf Abb. 11 sind Seitenkraft und Rückstellmoment in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Radlasten aufgezeichnet.

Die zuvor beschriebene Änderung des Nachlaufs mit dem Schräglaufwinkel läßt sich am Verlauf der Rückstellmomentkurven gut erkennen. Solange kein Gleiten im Latschbereich auftritt, bleibt der Nachlauf nahezu konstant und das Rückstellmoment steigt in Abhängigkeit von der Seitenkraft. Nach dem Einsetzen von Gleitungen nimmt der Nachlauf und damit auch das Rückstellmoment trotz steigender Seitenkraft ab, bis es schließlich einen Nulldurchgang hat.

Wie bei den beschriebenen Umfangskraftmessungen ist auch hier eine degressive Abhängigkeit des Reibwertes von der Radlast gut zu erkennen. Eine Verdoppelung der Radlast bringt keine Verdoppelung der Seitenkraft.

Wie man an den Seitenkraftkurven in Abb. 11 erkennt, ist selbst bei einem Schräglaufwinkel von 0° eine Seitenkraft vorhanden. Diese sogenannte Nullseitenkraft ist von der Drehrichtung abhängig und läßt sich in

- Winkelkraft und
- Konuskraft

unterteilen.

Die Größe der Winkelkraft wird durch die Gürtellagen im Reifen bestimmt und ist konstruktiv beeinflussbar. Sie beträgt zwischen 400 und 600 N. Die Konuskraft ergibt sich durch eine eventuelle Konizität des Reifens und beträgt bei durchschnittlichen Radlasten 40 bis 80 N. Während die Konuskraft drehrichtungsunabhängig ist, ändert die Winkelkraft ihr Vorzeichen bei Drehrichtungsumkehr.

Die Diagramme in *Abb. 12* zeigen die Abhängigkeit der Seitenkraft und des Rückstellmomentes vom Luftdruck bei verschiedenen Schräglaufwinkeln.

Die Seitenkraft erreicht bei einem für den Reifen optimalen Luftdruck ein Maximum. Dies ergibt sich durch eine gleichmäßige Pressungsverteilung in der Reifenaufstandsfläche.

Die Seitenkraftsteifigkeit, die die Änderung der Seitenkraft mit dem Schräglaufwinkel im elastischen Bereich beschreibt, wächst mit steigendem Luftdruck.

Sturzwinkeländerungen in einer Größenordnung von $1^\circ - 2^\circ$, wie sie bei modernen Pkw anzutreffen sind, bringen bei heutigen Reifen unter normalen Radlasten keine wesentlichen Änderungen.

Abb. 13 zeigt die maximalen Seitenkrafttreibwerte in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit bei verschiedenen Wasserhöhen. Diese Kurven sind den Umfangskraftkurven ähnlich. Die erreichbaren Kraftschlußbeiwerte liegen jedoch tiefer, wie ein Vergleich mit *Abb. 8* zeigt.

Da im realen Fahrbetrieb Umfangskräfte und Seitenkräfte fast immer gleichzeitig wirken, wird nachfolgend auf diese kombinierte Beanspruchung eingegangen.

4. Reifen unter Umfangs- und Seitenkräften

4.1. Kamm'scher Reibungskreis

Mit dem Verhalten des angetriebenen und gebremsten Fahrzeugreifens hat sich erstmals Kamm beschäftigt. Die Messungen wurden zunächst an ruhenden kleinen Modellrädern mit Vollgummireifen durchgeführt. Die dabei erzielten Ergebnisse führten zur Definition des Reibungskreises. Diese besagt, daß der Betrag der Resultierenden aus Umfangs- und Seitenkraft einen durch den jeweiligen Kraftschlußbeiwert begrenzten Wert nicht überschreiten kann. Das bedeutet bei diesem Modell, daß Umfangskraft und Seitenkraft jeweils den gleichen Maximalwert erreichen können. Wie jedoch bereits erwähnt, sind die erzielbaren Kraftschlußbeiwerte in Seitenkrafttrichtung am realen Reifen geringer als in Umfangskrafttrichtung.

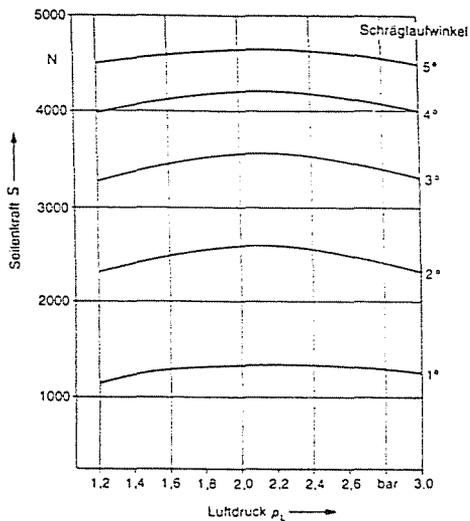
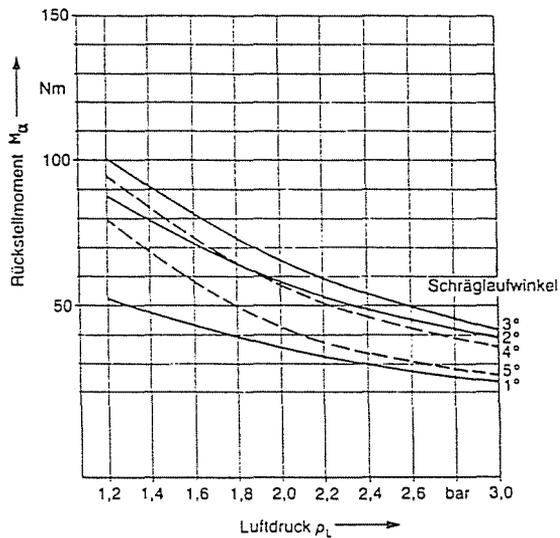


Abb. 12. Luftdruckabhängigkeit von Seitenkraft und Rückstellmoment

Das bedeutet, daß sich als Grenzkurve kein Kreis sondern eher eine Ellipse ergibt.

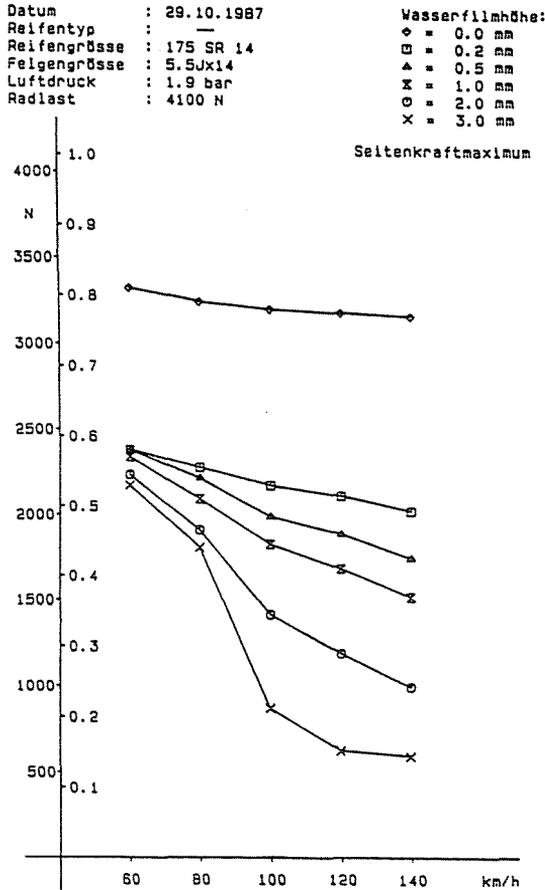


Abb. 13. Maximale Seitenkraft-Reibwerte eines Reifens bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Wasserhöhen

4.2. Seitenkraft-Umfangskraft-Kennfelder

In Abb. 14 sind Messungen der Seitenkraft in Abhängigkeit von der Umfangskraft bei verschiedenen Schräglaufwinkeln dargestellt. Die Hüllkurve ist hier strichpunktiert eingezeichnet. Man kann erkennen, daß sich die maximale seitenkraft bei konstantem Schräglaufwinkel nicht bei Umfangskraft 0 einstellt, sondern bei leichtem Bremsen. das liegt an der Überlagerung der Verformungen in Umfangs- und Seitenkraftrichtung in der Reifenaufstandsfläche. Bei einem unter Schräglaufwinkel laufenden Reifen werden die Gummielemente seitlich ausgelenkt. Wird der Reifen nun gebremst, so ergibt sich eine zusätzliche Verformung entlang der Reifenhauptebene.

Damit wird durch die Schräglagestellung des Reifens auch zwangsläufig eine zusätzliche seitlich Auslenkung hervorgerufen. Dies hat einen Seitenkraftaufbau zur Folge. Beim Antreiben verhält sich der Reifen entgegengesetzt, was einer Absenkung der Seitenkraft führt. Dieser Effekt ist bei Diagonalreifen, bedingt durch größere Verformungen in Umfangsrichtung, deutlich stärker ausgeprägt.

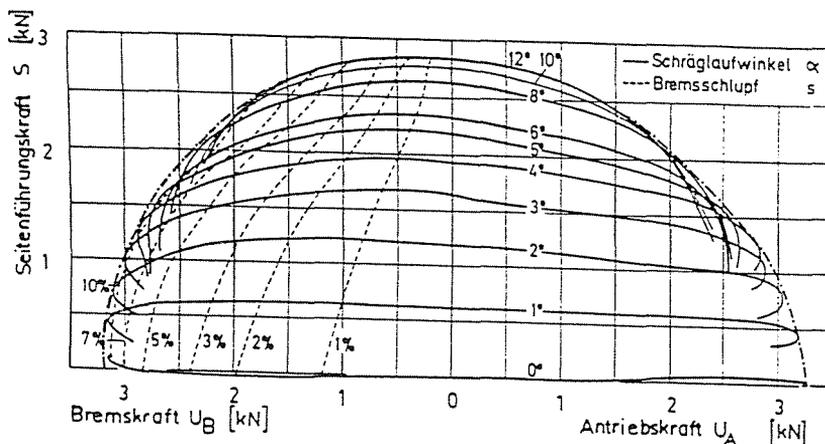


Abb. 14. Seitenkraft in Abhängigkeit von der Umfangskraft

Anhand des Kennfeldes in Abb. 14 kann man auch erklären, warum bei Kurvenfahrt im Grenzbereich auf keinen Fall eine starke Bremsung durchgeführt werden soll.

Geht man beispielsweise von einem Seitenkraftbedarf von 2600 N an einem Rad aus, so kann man diesen am freirollenden Rad bei einem Schräglaufwinkel von 8° abdecken. Wird nun gebremst und zusätzlich eine hohe Umfangskraft aufgebracht, so ist dies mit einem wesentlichen oder sogar vollständigen Verlust an Seitenkraft verbunden. Eine Kompensierung durch Vergrößerung des Schräglaufwinkels ist nicht mehr möglich, das Fahrzeug kann die Sollkurve nicht mehr einhalten.

5. Rollwiderstand und Verlustleistung am Pkw-Rad

Als nächstes soll noch ein anderes interessantes Themengebiet, der Rollwiderstand und die Verlustleistung am Pkw-Reifen behandelt werden. Dieses Thema wurde in den letzten Jahren etwas vernachlässigt, was an den vergleichsweise niedrigen Mineralölpreisen der letzten Jahre liegen dürfte. Dementsprechend haben die heute auf den Markt kommenden Fahrzeuge

relativ hohe Leistungen und der Kraftstoffverbrauch spielt, im Vergleich zur Sicherheit, eine geringere Rolle. Entsprechend sind die Anforderungen an die Reifen und es ergibt sich ein Zielkonflikt. Rollwiderstandsoptimierte Gummimischungen haben aufgrund der geringen Dämpfung einen schlechteren Kraftschlußbeiwert. Da aber bei leistungsstarken Fahrzeugen aus Sicherheitsgründen hohe Kraftschlußbeiwerte gefordert sind, werden schlechtere Rollwiderstandsbeiwerte in Kauf genommen.

5.1. Rollwiderstandsmessungen

Für Messungen des Rollwiderstandes wird die Rollwiderstandskraft in Abhängigkeit von der Zeit gemessen. Während des Betriebes erwärmt sich der Reifen durch die Walkverluste. Durch diese Erwärmung nimmt der Rollwiderstand ab. Nach einer gewissen Zeit stellt sich ein Temperaturgleichgewicht ein und der Reifen hat einen stationären Rollwiderstandswert erreicht.

Abb. 15 zeigt solche Endwerte für verschiedene Geschwindigkeiten auf unterschiedlich gekrümmten Fahrbahnoberflächen. Da an der Außentrommel die Fahrbahnkrümmung und die Reifenkrümmung entgegengesetzt sind, kann man sich leicht vorstellen, daß die Walkverluste und somit auch die Rollwiderstände wesentlich höher sind, als auf der ebenen Fahrbahn. Aus dem gleichen Grund liegen die an der Innentrommel gemessenen Werte etwas tiefer als die auf der Ebene gemessenen.

5.2. Verlustleistungsmessungen

Rollwiderstandsmessungen werden am freirollenden Rad durchgeführt und stellen somit einen Sonderfall dar. Da am Fahrzeug jedoch üblicherweise 2 Räder angetrieben werden, ist die anfallende Verlustleistung am angetriebenen und gebremsten Rad von ebenso großem Interesse.

Die Verlustleistung läßt sich aus der Gleichung

$$P_v = P_{zu} - P_{ab} = M_R \cdot \omega_R - U_F \cdot v_F$$

ermitteln. Hierin bedeuten:

P_v = Verlustleistung,

P_z = am Rad zugeführte Leistung,

M_R = Antriebes- oder Bremsmoment am Rad,

ω_R = Winkelgeschwindigkeit des Rades,

U_F = Umfangskraft an der Fahrbahn und

v_F = Radschwerpunktgeschwindigkeit relativ zur Fahrbahn.

DATUM	: 09.05.1988	⊕	∅ 2 m AUSSENTROMMEL
REIFENGRÖSSE	: 215/50 R 15 V	⊖	EBENE
FELGENGRÖSSE	: 8J X 15	⊙	∅ 3.8 m INNENTROMMEL
REIFENDRUCK	: 2.2 bar	*	LÖFTERVERLUSTE
RADLAST	: 4020 N		

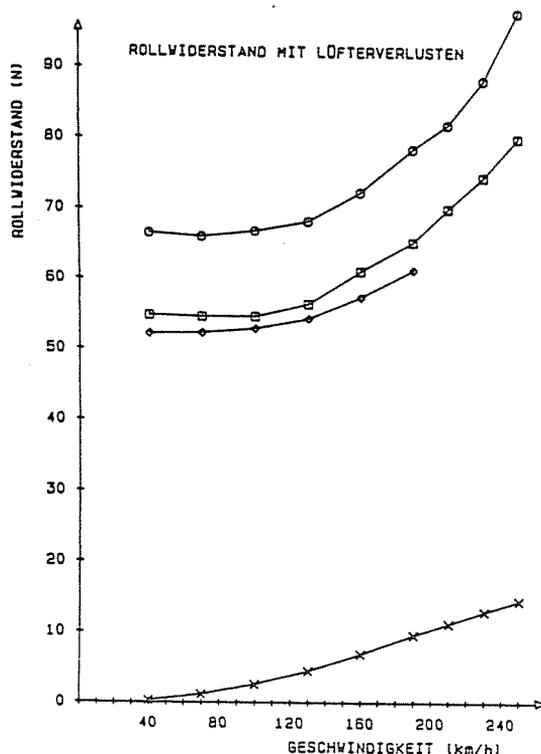


Abb. 15. Rollwiderstand in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit

In Abb. 16 ist der Verlauf der Verlustleistung in Abhängigkeit der Nutzleistung bei konstanter Fahrgeschwindigkeit für verschiedene Reifenprofile zu sehen.

Man erkennt sowohl im gebremsten als teilweise auch im antgetriebenen Zustand eine Rutschgrenze, die aus dem Übergang von Haft- und Gleitreibung bei übertragbaren Umfangskraft resultiert.

Ab einer bestimmten Antriebsleistung schleudert das Rad durch und die Verlustleistung steigt, obwohl die nutzbare Antriebsleistung nahezu konstant bleibt.

Der unprofilierte Reifen hat die geringste Verlustleistung der drei Profilvarianten. Dies dürfte im wesentlichen an seinem besseren Kraftschlußverhalten liegen. Die Schlupfverluste unter Umfangskräften sind daher

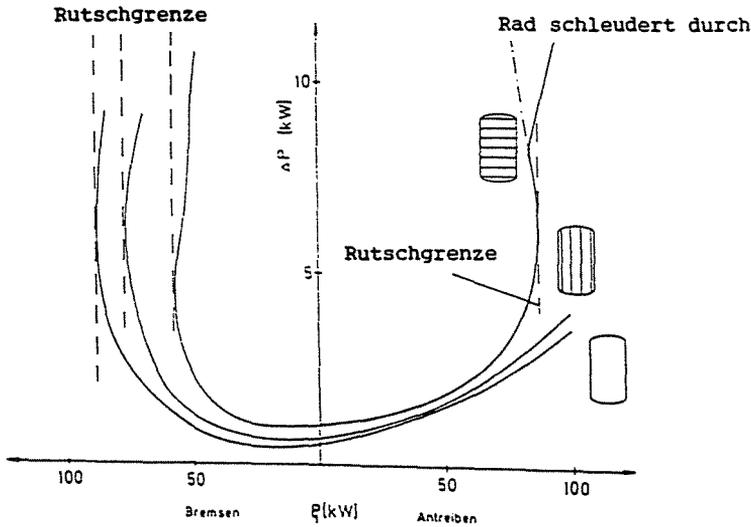


Abb. 16. Verlustleistung am Pkw-Reifen

geringer. Hierbei ist jedoch zu beachten, daß das verbesserte Kraftschlußverhalten rein durch Profilstaltung und nicht durch Variation der Gummimischung erreicht wurde.

6. Zusammenfassung

Wichtig bei der Betrachtung des Kraftschlußverhaltens von Pkw-Reifen ist das Verständnis der Gummireibung und ihrer wesentlichen Einflußgrößen.

Für die Übertragung von Umfangs- oder Seitenkräften ist die jeweilige Schubspannungsverteilung wichtig.

Betrachtet man das Umfangskraftverhalten, so erkennt man deutliche Einflüsse der Radlast, der Fahrbahnoberfläche und der Fahrgeschwindigkeit.

Das Seitenkraftverhalten ist grundsätzlich ähnlich. Hier tritt jedoch immer noch ein Rückstellmoment auf, welches der Fahrer indirekt als Lenkmoment wahrnehmen kann. Dieses Moment ändert sich stark mit dem Schräglaufwinkel und mit dem Reifenluftdruck.

Die Maximalwerte von Umfangs- und Seitenkraft sind unterschiedlich groß.

Für eine auf Kraftschluß optimierte Gummimischung ist eine hohe Dämpfung erforderlich. Dies wirkt sich jedoch nachteilig auf den Roll-

widerstand aus. Aus diesem Grund gibt es wohl keinen Reifen, der beide Bedingungen optimal erfüllt.

Literatur

1. BÄUMLER, M.: Entwicklung und Anwendung eines Messverfahrens zur Untersuchung der Verlustleistung von Pkw-Reifen. Dissertation Universität Karlsruhe (1987).
2. GENGEBACH, W.: Das Verhalten von Kraftfahrzeugreifen auf trockener und insbesondere nasser fahrbahn. Dissertation Universität Karlsruhe (1967).
3. GNADLER, R.: Kraftfahrzeugbau. Vorlesung, Universität Karlsruhe (1987).
4. KUMMER, H. W. – MEYER, W. E.: Verbesserter Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn. ATZ 69 (1967)/8, S. 245.
5. REIMPELL, J. – SPONAGEN, P.: Fahrwerktechnik: Reifen und Räder. Vogel-Buchverlag Würzburg (1986).
6. RIEGER, H.: Experimentelle und theoretische Untersuchung zur Gummireibung in einem großen Geschwindigkeits- und Temperaturbereich unter Berücksichtigung der Reibungswärme. Dissertation Universität München (1968).
7. WEBER, R.: Der Kraftschluß von Fahrzeugreifen und Gummiprüfungen auf vereister Oberfläche. Dissertation Universität Karlsruhe (1970).

Adresse:

Dipl. Ing. Frank GÜNTER
Kaiserstrasse 12
Karlsruhe 1