

2 Fahrdynamik

Die Fahrdynamik beschreibt alle Bewegungen des Fahrzeugs, d.h. die Wege, Geschwindigkeiten, Beschleunigungen sowie die auf das Fahrzeug einwirkenden Kräfte und Momente. Die Fahrzeugbewegungen umfassen Geradeausfahrten, Kurvenfahrten, Vertikal-, Gier-, Nick- und Wankbewegungen, Brems- und Beschleunigungsvorgänge. Hinzu kommen die dabei entstehenden Schwingungen.

Die Kräfte, die auf das Fahrzeug wirken, sind die Trägheitskräfte, die beim Beschleunigen, Bremsen und während der Kurvenfahrt entstehen sowie das Eigengewicht des Fahrzeugs samt dessen Beladung. Diese können als am Fahrzeugschwerpunkt wirkend betrachtet werden. Hinzu kommen aerodynamische Kräfte und Momente. Diese Kräfte und Momente werden über die vier Radaufstandsflächen – Reifenlatsch – als Vertikal- und Horizontalkräfte auf die Fahrbahn übertragen.

Die Fahrdynamik von Kraftfahrzeugen wird klassisch getrennt nach den drei verschiedenen translatorischen Bewegungsfreiheitsgraden des Fahrzeugaufbaus betrachtet (Bild 1-21). Bei Untersuchung der Bewegungsvorgänge in Fahrzeuglängsrichtung, also Antreiben und Bremsen, spricht man von der Längsdynamik des Fahrzeugs. Hierbei sind vor allem die Fahrwiderstände mit dem daraus resultierenden Leistungs- und Energiebedarf des Fahrzeugantriebs Gegenstand der Untersu-

chungen. Weiterhin von Interesse bei Betrachtung der Fahrzeuglängsdynamik sind die Brems- und Traktionseigenschaften auch auf verschiedenen Fahrbahnbelägen und -zuständen.

Das Schwingungsverhalten des Aufbaus in Richtung der Fahrzeughochachse wird als Vertikaldynamik bezeichnet. Hierbei geht es vor allem um die Abstimmung des Federungs- und Dämpfungsverhaltens, um einerseits die Aufbaubeschleunigungen gering zu halten und somit den Fahrkomfort für die Insassen zu erhöhen, auf der anderen Seite aber ebenfalls durch Reduktion der dynamischen Vertikallastschwankungen an allen vier Rädern die Fahrsicherheit zu verbessern. Der zweite Bewegungsfreiheitsgrad des Fahrzeugs in horizontaler Ebene, die Bewegungen quer zur Fahrzeuglängsachse, wird durch den Begriff Querdynamik zusammengefasst. Beschrieben werden hierbei vor allem Vorgänge, die die Fahrstabilität, das Kurvenverhalten und die Spurführung bzw. Kurshaltung generell betreffen. Von großer Bedeutung ist das querdynamische Verhalten besonders bei der Auslegung von Fahrerassistenz- und Fahrdynamikregelsystemen. Hauptaugenmerk liegt dabei auf dem Zusammenspiel und der gemeinsamen Abstimmung der einzelnen Fahrwerkkomponenten wie Reifen, Federung, Lenkergeometrien, Elastokinematik und Fahrwerksregelsystemen (**Bild 2-1**).

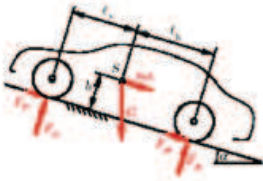
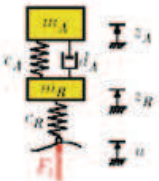
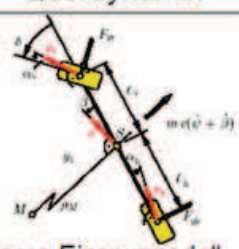
Längsdynamik	Vertikaldynamik	Querdynamik
		
Ebenes Längsdynamikmodell	Zweimassen Federungsmodell	Lineares Einspurmodell
<ul style="list-style-type: none"> • Beurteilung des Beschleunigungs- und Bremsverhaltens. • Fahrwiderstände: Rad-, Luft-, Steigungs-, Beschleunigungswiderstand -> Leistungsbedarf • Motorkennfelder, Getriebeabstimmung -> Leistungsangebot. • Übertragung der Antriebs- und Bremskräfte • Parametereinflüsse: Masse m, Schwerpunktlage S, Fahrwiderstände, Motorleistung, Getriebeabstufung, Bremsleistung 	<ul style="list-style-type: none"> • Beurteilung des Schwingungsverhaltens an Hand der Hauptkriterien: Fahrsicherheit (Radlastschwankungen) Fahrkomfort (Aufbaubeschleunigung). • Parametereinflüsse: Aufbaumasse m_A, Radmasse m_R, Aufbaufedersteifigkeit c_A, Reifenfedersteifigkeit c_R, Aufbaudämpferkonstante d_A 	<ul style="list-style-type: none"> • Beurteilung des Lenkverhaltens bei Querbeschleunigungen $a_y < 0,4g$. • Testmanöver „stationäre Kreisfahrt“: Eigenlenkverhalten, charakteristische- und kritische Geschwindigkeit. • Testmanöver „instationäre Kreisfahrt“: Übertragungsverhalten, Lenkwinkel $\delta(t)$ -> Gierwinkel $\psi(t)$. • Parametereinflüsse: Radstand l, Schwerpunktlage l_v, Masse m, Trägheitsmoment J_y, Reifenschräglauftsteifigkeit c_T

Bild 2-1: Domänen und Modelle der Fahrdynamik

2.1 Fahrwiderstände und Energiebedarf

Bei der Auslegung des Antriebsstrangs eines Fahrzeugs ist die genaue Kenntnis der während des Fahrbetriebs auftretenden Fahrwiderstände von großer Bedeutung. Der Energie- bzw. Leistungsbedarf und damit der Kraftstoffverbrauch sowie das Beschleunigungsvermögen werden hierdurch festgelegt.

2.1.1 Fahrwiderstände

Man unterscheidet zwischen Fahrwiderständen bei stationärer sowie bei instationärer Fahrt. Im stationären Fall, also bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit treten Rad-, Luft- und Steigungswiderstände auf. Im instationären Fall, also bei beschleunigter Fahrt, kommen Widerstandskräfte aufgrund der Massenträgheiten des Fahrzeugs hinzu. Die stationären Fahrwiderstände wirken hier weiter. Der vom Antrieb des Fahrzeugs zu überwindende Gesamtfahrwiderstand F entspricht einer Bedarfskraft F_{Bed} , die an den angetriebenen Rädern des Fahrzeugs zur Verfügung gestellt werden muss, damit die Fahrt in dem entsprechenden Betriebszustand ermöglicht werden kann:

$$F = F_{\text{Bed}} = F_L + 4 \cdot F_R + F_{\text{St}} + F_C \quad (2.1)$$

mit den Anteilen:

- ♦ Gesamtfahrwiderstand F ,
- ♦ Bedarfskraft der Antriebsräder F_{Bed} ,
- ♦ Luftwiderstand F_L ,
- ♦ Radwiderstand eines Rades F_R ,
- ♦ Steigungswiderstand F_{St} ,
- ♦ Beschleunigungswiderstand F_C .

Nachfolgend werden die vier Fahrwiderstände im Einzelnen detaillierter betrachtet.

2.1.1.1 Radwiderstände

Der Radwiderstand F_R fasst die am rollenden Rad entstehenden Widerstandskräfte $F_{R,i}$ zusammen. Der Gesamtradwiderstand F_R setzt sich aus den folgenden Anteilen zusammen:

- ♦ Anteil des Reifens (Rollwiderstand) $F_{R,T}$,
- ♦ Anteil durch die Fahrbahn $F_{R,Tr}$,
- ♦ Anteil durch Schräglauf $F_{R,\alpha}$,
- ♦ Anteil durch Lagerreibung und Restbremsmomente $F_{R,fr}$.

Gemäß den vorausgegangenen Betrachtungen berechnet sich der Gesamtradwiderstand F_R aus der Summe seiner Teilwiderstände:

$$F_R = F_{R,T} + F_{R,Tr} + F_{R,\alpha} + F_{R,fr} \quad (2.2)$$

Der Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ seinerseits setzt sich wiederum aus drei Anteilen zusammen [1]:

- ♦ Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$,
- ♦ Lüfterwiderstand $F_{R,T,L}$ und
- ♦ Reibungswiderstand $F_{R,T,fr}$.

Für den Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ ergibt sich daher:

$$F_{R,T} = F_{R,T,Walk} + F_{R,T,L} + F_{R,T,fr} \quad (2.3)$$

Bei Geradeausfahrt auf trockener Straße – Grundlage der meisten Fahrwiderstandsberechnungen – kann der Radwiderstand F_R dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ gleichgesetzt werden [1], da einerseits die Lagerreibungswiderstände vergleichsweise gering ausfallen und andererseits davon ausgegangen wird, dass sich weder die Fahrbahn plastisch verformt noch das Rad unter Einfluss von Schräglauf- oder Sturzwinkel läuft.

Die Anteile des Gesamtradwiderstandes F_R werden nachfolgend detaillierter beleuchtet.

Anteil des Reifens $F_{R,T}$

Rollt das luftbereifte Rad auf einer idealen Fahrbahn (eben und trocken) im Geradeauslauf, so entsteht eine Widerstandskraft entgegen der Laufrichtung [1]. Diese Widerstandskraft wird als Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ bezeichnet.

Die Rollwiderstandskraft $F_{R,T}$ des Reifens hängt im wesentlichen von seinem konstruktiven Aufbau und den Werkstoffeigenschaften ab.

Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$

Auf befestigten Straßen ergibt sich der Rollwiderstand fast ausschließlich aus der Walkverlustarbeit des Reifens [2]. Er beträgt ca. 80 bis 95 % des Gesamtradwiderstands [3]. Maßgebend sind hierbei die Walkamplitude, bestimmt durch die Einfederung s_T , die Radlast $F_{Z,W}$ und den Innendruck p_T sowie die Walkfrequenz, bestimmt durch die Radumfangsgeschwindigkeit v_W [4].

Hauptursache für die Entstehung des Rollwiderstands aus der Walkverlustarbeit sind dabei die viskoelastischen Eigenschaften des Reifengummis, vergleichbar mit denen eines mechanischen Feder-Dämpfer-Systems: Nach Verformung kehrt ein viskoelastischer Körper zwar in seine Ursprungsform zurück, benötigt hierfür jedoch eine gewisse Zeit. Dieses Phänomen wird als „Hysterese“ bezeichnet. (Hysterese: *Wirkungsdauer nach Beendigung der Ursache* [3]). Dieser zeitliche Verzug der Verformungsrückstellung ist direkt an einen Energieverlust gekoppelt [3].

Die viskoelastischen Eigenschaften der Gummi-Werkstoffe sind auf der anderen Seite aber hauptverantwortlich für gute Haftungseigenschaften eines Reifens auf der Fahrbahnoberfläche. Daher muss für jeden Reifen ein Kompromiss zwischen geringem Rollwiderstand einerseits und guten Kraftübertragungscharakteristiken andererseits gefunden werden.

Unter Einwirkung äußerer Kräfte verformt sich ein Reifen. Rollt das Rad unter dieser Belastung mit der

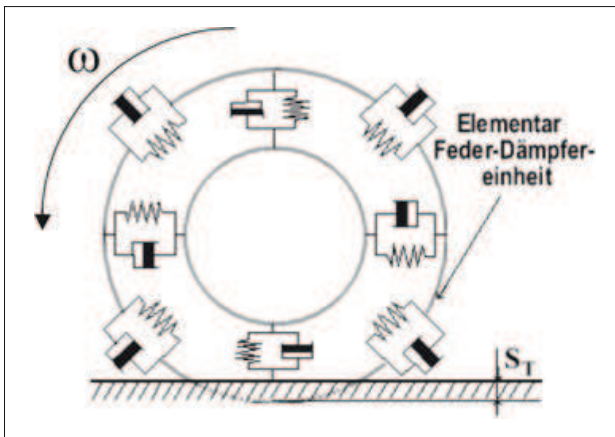


Bild 2-2: Radersatzmodell zur Darstellung der viskoelastischen Feder-Dämpfereigenschaften der Reifenstruktur [1]

Drehzahl ω , wiederholt sich der Vorgang des Ein- und Ausfederns kontinuierlich für jeden Punkt des Reifenumfangs. Zur Veranschaulichung dient das Radersatzmodell aus **Bild 2-2**, dessen Umfang durch lineare Feder-Dämpfer-Elemente gegen die Felge abgestützt ist. Zusätzlich kann man sich auch den Reifengürtel aus Elementarfedern und -dämpfern zusammengesetzt vorstellen. Diese Feder-Dämpfer-Elemente repräsentieren die viskoelastischen Hysterese Eigenschaften des Reifengummis sowie seines Strukturbaus [1]. Beim Umlauf des Ersatzmodells mit der Drehzahl ω wird in jedem „Elementar-Schwingungsdämpfer“ ein Teil der Einfederungsarbeit aufgrund der viskoelastischen Werkstoffeigenschaften als Dämpfungsarbeit in Wärme umgewandelt. Im Gegensatz zur elastischen Verformungsarbeit, die beim Reifenausfedern zurückgewonnen wird, muss die irreversible Umwandlung der Dämpfungsarbeit in Wärme als Verlust gewertet werden. Der dadurch hervorgerufene Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ des Reifens entspricht dem Quotienten aus geleisteter Dämpfungsarbeit $W_{D,T,Walk}$ und zurückgelegter Wegstrecke s_T :

$$F_{R,T,Walk} = \frac{W_{D,T,Walk}}{s_T} \quad (2.4)$$

Im Allgemeinen weist bei der Gegenüberstellung von Reifen aus gleichen Lagenmaterialien, der Reifen mit der größeren Lagenzahl die höhere Dämpfung k_D auf, da die Relativbewegungen der Lagen gegeneinander Dämpfungsarbeit und somit Wärme erzeugen.

Untersuchungen zur Reifendämpfung k_D bei verschiedenen Rollgeschwindigkeiten v_W haben ergeben, dass der Dämpfungsbeiwert k_D mit steigender Geschwindigkeit v_W abnimmt (**Bild 2-3**) [1].

Diesem walkwiderstandsensenkenden Effekt überlagert sich allerdings bei steigender Geschwindigkeit v_W eine entgegengesetzte Wirkung: Die Einfederung s_T sowie die Verzweigung der Profilstollen im Reifenlatsch des unter Last rollenden Rades verursachen wegen der mit der Geschwindigkeit zunehmenden Bedeutung der Massenkräfte ein Nachschwingen des Reifengürtels

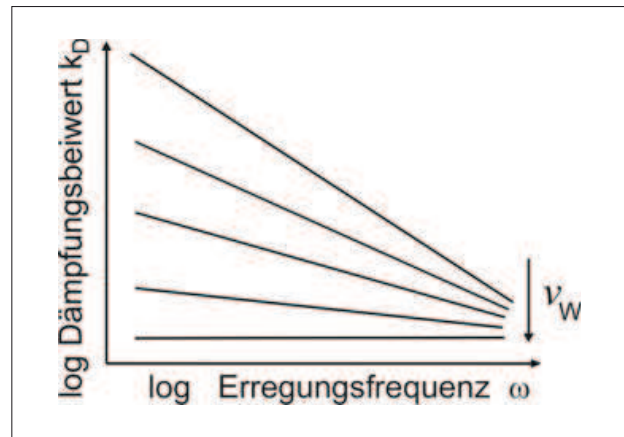


Bild 2-3: Dämpfungsbeiwerte in Abhängigkeit von der Erregungskreisfrequenz und der Fahrgeschwindigkeit [1]

C_R auf der Latschaustrittsseite. Dieses Phänomen wird als Deformationswellenbildung bezeichnet. Das Abklingen dieser Schwingung infolge der Reifendämpfung k_D erzeugt Wärme, wodurch der Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ weiter zunimmt (**Bild 2-4**).

Der Vorgang der Ausbildung der Deformationswelle außerhalb der Reifenaufstandsfläche überwiegt dabei den Effekt der sinkenden Reifendämpfung k_D in seinem Einfluss auf den geschwindigkeitsabhängigen Verlauf des Walkwiderstands $F_{R,T,Walk}$. Er steigt mit zunehmender Geschwindigkeit mit geringer Steigung linear an, um ab etwa 35 m/s Fahrgeschwindigkeit stark progressiv zuzunehmen. Der Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ ist, wie bereits erwähnt, der wesentlichste Teil des Reifenrollwiderstandes $F_{R,T}$ [1].

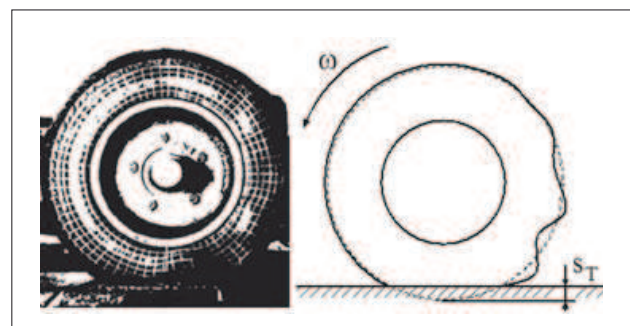


Bild 2-4: Deformationswellenbildung [1]

Reibwiderstand $F_{R,T,fr}$

In dem in Bild 2-2 gezeigten Radersatzmodell durchlaufen die Feder-Dämpfer-Elemente des Laufstreifens den Reifenlatsch. Dabei wird der Kreisbogenabschnitt des Reifenumfangs auf die Länge seiner Sehne, die Aufstandsflächenlänge, gestaucht. Dadurch kommt es im Reifenlatsch zu Relativbewegungen zwischen Fahrbahn und Laufstreifen, dem sogenannten Teilgleiten, sowohl in Längs- als auch in Querrichtung. Dieses Teilgleiten verursacht Abrieb. Dabei wird Energie umgesetzt, die vom Antrieb als zusätzlicher Reibwiderstand $F_{R,T,fr}$ überwunden werden muss [1].

Lüfterwiderstand $F_{R,T,L}$

Die Luftwiderstandskraft F_L , die auf einen sich in einem Fluid (Gas oder Flüssigkeit) bewegenden Körper einwirkt, nimmt mit dem Quadrat der Relativgeschwindigkeit v_{Rel} zwischen Körper und dem ihn umgebendem Medium zu.

$$F_L \sim v_{\text{Rel}}^2 \quad (2.5)$$

Gleiches gilt für einen Reifen. Durch die Abrollbewegung des Reifens während der Fahrt ergeben sich Strömungsverluste, die jedoch sinnvollerweise nur im Zusammenhang mit der Luftumströmung des gesamten Fahrzeugs betrachtet werden. Sie werden deshalb meist dem Gesamtluftwiderstand zugeschlagen.

Rollwiderstandsbeiwert k_R

Der durch den Reifen verursachte Rollwiderstand $F_{R,T}$ ist zusammenfassend die Summe aus Walkwiderstand $F_{R,T,\text{Walk}}$, Reibwiderstand $F_{R,T,\text{fr}}$ und Lüfterwiderstand $F_{R,T,L}$.

$$F_{R,T} = F_{R,T,\text{Walk}} + F_{R,T,L} + F_{R,T,\text{fr}} \quad (2.6)$$

Diese Zusammenfassung ist zweckmäßig, da die einzelnen Anteile von Walk- und Reibwiderstand in der Praxis ohnehin nicht getrennt gemessen werden können.

Im Allgemeinen wird der gesamte Radwiderstand F_R dem Reifenrollwiderstand $F_{R,T}$ gleichgesetzt:

$$F_R \approx F_{R,T} \quad (2.7)$$

Angesichts eines nahezu linearen Verlaufs der Rollwiderstandskraft F_R über der Radlast $F_{Z,W}$ kann eine lastbezogene Kennzahl definiert werden, der dimensionslose Rollwiderstandsbeiwert k_R :

$$k_R = \frac{F_R}{F_{Z,W}} \quad (2.8)$$

$$F_{R,T} = k_{R,T} \cdot F_{Z,W} \approx F_R = k_R \cdot F_{Z,W} \quad (2.9)$$

Im Rahmen üblicher Berechnungen wird dieser Rollwiderstandsbeiwert k_R als konstant über Radlast $F_{Z,W}$ und Fahrgeschwindigkeit v_W angenommen.

Die genauere Betrachtung verdeutlicht, dass sowohl eine Last-, eine Innendruck-, eine Zeit-, eine Temperatur- als auch eine Geschwindigkeitsabhängigkeit vorliegen. **Bild 2-5** zeigt einen degressiv ansteigenden Verlauf der Rollwiderstandskraft F_R über der Radlast $F_{Z,W}$ für einen Radialreifen.

Daraus resultiert ein mit steigender Radlast $F_{Z,W}$ sinkender Rollwiderstandsbeiwert k_R , (**Bild 2-6**). In diesem Bild ist auch der Einfluss des Reifendruckes p_T auf den Rollwiderstandsbeiwert k_R dargestellt. Es ergibt sich ein mit steigendem Luftdruck p_T sinkender Rollwiderstandskoeffizient k_R . Der Grund hierfür ist folgender: Da erhöhter Innendruck p_T zu einer Versteifung des Reifens führt, nimmt die Einfederung bei gleich bleibender Radlast $F_{Z,W}$ ab. Dies verringert die zur Drehung des Rades aufzuwendende Walkarbeit

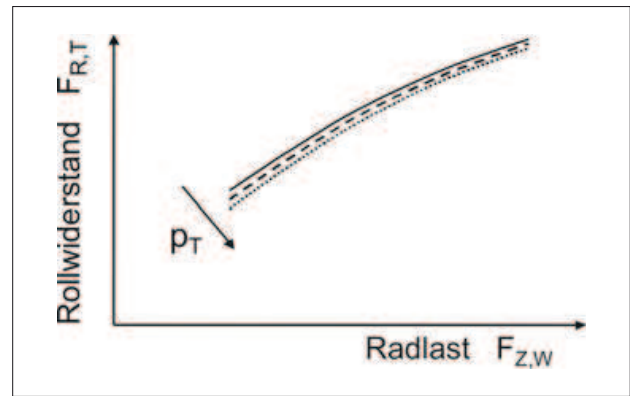


Bild 2-5: Abhängigkeit der Reifenrollwiderstandskraft von der Radlast und dem Reifenfülldruck p_T

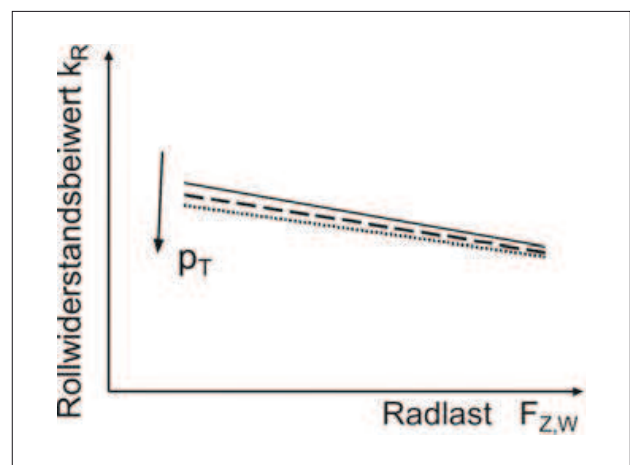


Bild 2-6: Rollwiderstandsbeiwert von Radialreifen als Funktion von der Radlast $F_{Z,W}$ und dem Innendruck p_T

und reduziert wegen der kleineren Reifenlatschfläche ebenfalls den Reibwiderstandsanteil [1].

Im direkten Zusammenhang mit der Innendruckabhängigkeit des Rollwiderstandsbeiwertes k_R stehen sowohl der Einfluss der Reifentemperatur θ_T als auch dessen Abhängigkeit von Fahrzeit t_T und Fahrtstrecke s_T . Infolge der viskoelastischen Walkarbeit und der damit verbundenen Umwandlung von Antriebsenergie in Wärme heizen sich die Reifenstruktur und die eingeschlossene Druckluft mit zunehmender Fahrzeit t_T und -strecke s_T auf; der Innendruck p_T und die Reifentemperatur θ_T steigen. Da mit zunehmendem Innendruck p_T der Rollwiderstandsbeiwert k_R abnimmt, führt auch eine Steigerung der Reifentemperatur θ_T (bei unregelmäßigem Fülldruck!) zu sinkendem Rollwiderstand (**Bild 2-7**).

Je nach Betriebszustand, charakterisiert durch Radlast $F_{Z,W}$, Fahrgeschwindigkeit v_W , (im kalten Zustand eingestellten) Reifen-Nennndruck $p_{T,\text{Nenn}}$ und Umgebungstemperatur θ_U stellt sich nach einer bestimmten Fahrzeit t_T bzw. Fahrtstrecke s_T ein Gleichgewicht zwischen zugeführtem Wärmestrom (Walkarbeit) und abgeführtem Wärmestrom ein:

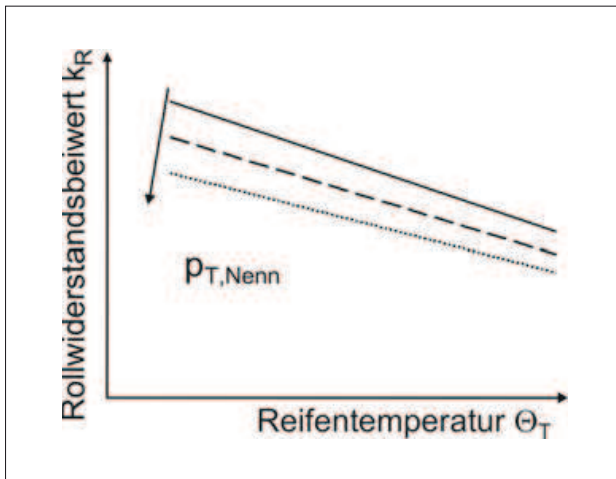


Bild 2-7: Rollwiderstandsbeiwert k_R gegen Reifentemperatur mit Einfluss des Nenn-Innendrucks $p_{T,Nenn}$

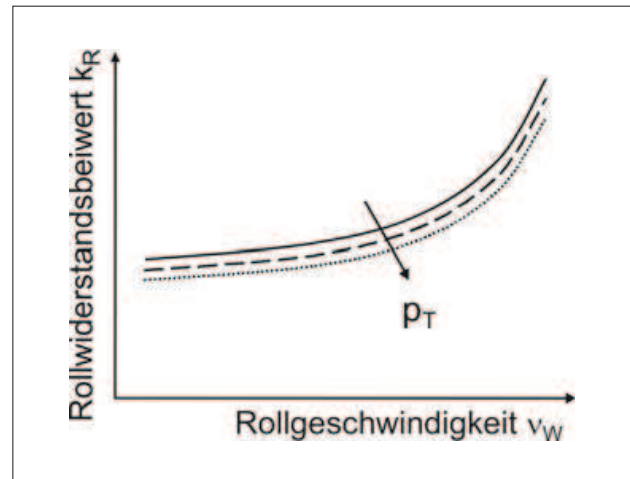


Bild 2-9: Rollwiderstandsbeiwert k_R gegen Rollgeschwindigkeit mit Einfluss des Reifeninnendrucks p_T

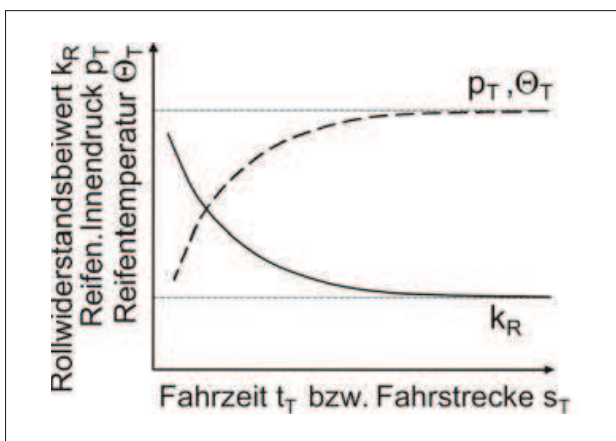


Bild 2-8: Einfluss von Fahrzeit und Fahrstrecke auf Rollwiderstand, Reifentemperatur und Reifeninnendruck

$$\dot{Q}_{zu} = \frac{dW_{D,T,Walk}}{dt} = \dot{Q}_{ab} \quad (2.10)$$

Die Wärmeabfuhr erfolgt dabei über die Straße, die Felge und die Umgebungsluft bzw. den Kühlluftstrom des Fahrtwindes. Dieser Gleichgewichtszustand führt dazu, dass sich bei Konstantfahrt ebenfalls ein konstanter Rollwiderstandsbeiwert k_R , ein konstanter Innendruck p_T und eine konstante Reifentemperatur θ_T ausbilden. Diese sind charakteristisch für den Reifen in dem jeweiligen Betriebszustand (**Bild 2-8**).

Beim Messen des Reifen-Rollwiderstands ohne Verfälschung ist es von großer Bedeutung, zunächst eine Konditionierungsphase zu durchlaufen, nach der sich der jeweilige Gleichgewichtszustand eingestellt hat. Den Geschwindigkeitseinfluss auf den Rollwiderstandsbeiwert k_R gibt **Bild 2-9** wieder.

Der zunächst nur langsam steigende Verlauf des Rollwiderstandsbeiwertes k_R mit zunehmender Rollgeschwindigkeit v_W ist auf die mit der Geschwindigkeit wachsende Auswirkung der Deformationswellenbil-

dung (s. Bild 2-4), auf den Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ und somit den gesamten Rollwiderstand F_R zurückzuführen. Der Einfluss des mit zunehmender Rollgeschwindigkeit v_W kleiner werdenden Reifendämpfungsbeiwertes k_D auf den Gesamrollwiderstand F_R wird durch den Effekt der Deformationswellenbildung überkompensiert.

Der Zusammenhang zwischen Fahrgeschwindigkeit v_W und Rollwiderstandsbeiwert k_R kann rechenstechnisch durch ein Polynom 4. Ordnung angenähert werden [1], [2]:

$$k_R = k_{R0} + k_{R1} \cdot \left(\frac{v_W}{100 \text{ km/h}} \right) + k_{R4} \cdot \left(\frac{v_W}{100 \text{ km/h}} \right)^4 \quad (2.11)$$

Bei niedrigen Geschwindigkeiten $v_W < 80 \text{ km/h}$ entspricht k_R in etwa dem Wert k_{R0} . Dieser liegt im Allgemeinen bei $k_{R0} \approx 0,01$.

Typische Rollwiderstandsbeiwerte k_R und deren Streuband für verschiedene Typen von Pkw-Radial- sowie Diagonalreifen in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit v_W zeigt das **Bild 2-10**.

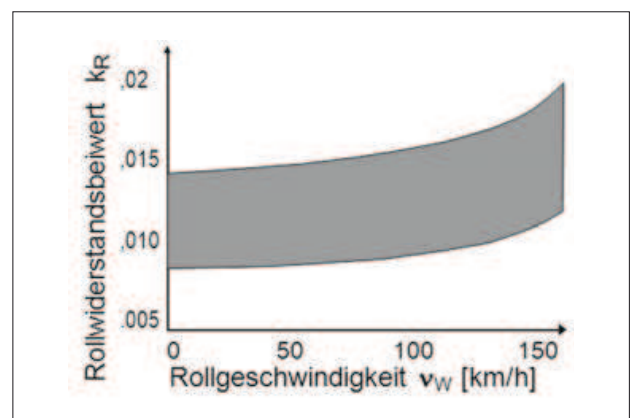


Bild 2-10: Streuband Rollwiderstandsbeiwerte in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit für Pkw-Radial- und Diagonalreifen [4]

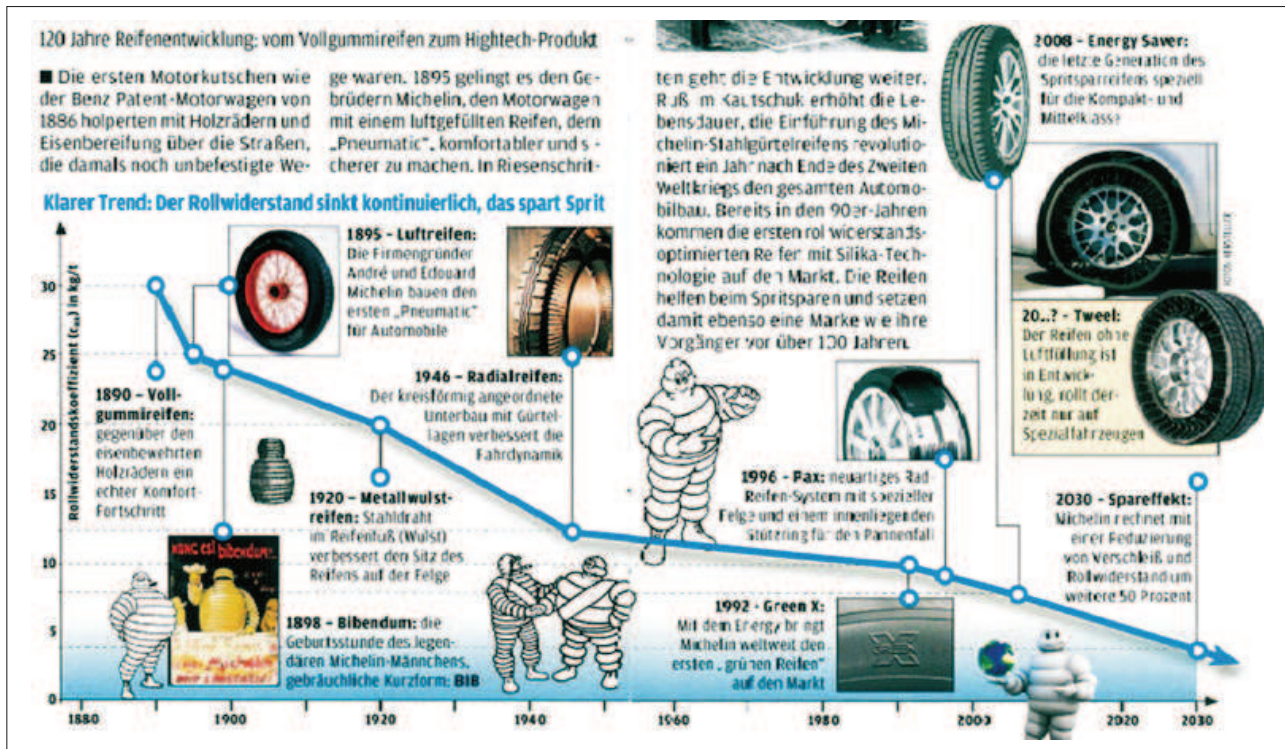


Bild 2-11: Entwicklung der Rollwiderstandsbeiwerte k_R von Reifen bis zum Jahre 2030 [5]

Neue rollwiderstandsoptimierte Reifen (Bild 2-11) erreichen im unteren Geschwindigkeitsbereich durchaus Werte von $k_R = 0,008$ mit dem Ausblick 0,004 im 2030 [5]. Bei höheren Geschwindigkeiten um $v_W = 150$ km/h werden dagegen bereits Werte von $k_R = 0,017$ erreicht [4].

Der Rollwiderstandsbeiwert k_R von Fahrzeugreifen ist im Laufe der letzten 120 Jahre deutlich reduziert worden. Bild 2-12 zeigt diese Entwicklung für Pkw- und Lkw-Reifen. Zum Vergleich ist der Rollwiderstandsbeiwert k_R von Eisenbahnrädern aufgetragen. Spezialreifen für Verbrauchswettfahrten beispielsweise liegen schon heute auf dem Niveau von Eisenbahnstahlrädern ($k_R \approx 0,001$) [3].

Reifenrollwiderstände $F_{R,T}$ bzw. deren Beiwerte $k_{R,T}$ werden auf speziellen Prüfständen (s. Bild 3-551)

experimentell ermittelt. Im Allgemeinen handelt es sich hierbei um Außentrommel-Reifenprüfstände mit Durchmessern von 1,5 m bis 3,0 m. Die Prüftrommeln verfügen dabei über glatte bzw. definiert texturierte Laufbahnen. Neben der Umgebungstemperatur θ_U sind die thermische Konditionierung, die Aufwärmphase sowie die Prüfgeschwindigkeiten v_W exakt festgelegt. Der Reifendruck p_T wird nicht reguliert. Daher kommt der Aufwärmphase eine hohe Bedeutung zu. Es können vier verschiedene Rollwiderstandsmessverfahren angewendet werden:

- ♦ Kraftmessung in der Radnabe,
- ♦ Verzögerungsmessung,
- ♦ Messung des Trommel-Antriebsmoments sowie
- ♦ Messung der Leistungsaufnahme der Trommel-Antriebsmaschine.

Die Messverfahren sind nach ISO 8767 für Pkw-Reifen und nach ISO 9948 für Transporter-, Lkw- und Busreifen genormt [6]. Weitere Rollwiderstandsmessprozeduren sind in den SAE-Normen J 1269 und J 2452 definiert [7].

2.1.1.2 Anteil der Fahrbahn $F_{R,Tr}$

Nach Gl. (2.1) trägt neben dem Reifen auch die Fahrbahn zum Radrollwiderstand F_R bei. Ursache hierfür sind zusätzliche Walk-, Reibungs-, Verdichtungs- und Verdrängungswiderstände durch unebene, nasse und plastische verformbare Fahrbahnen. Für den zusätzlichen Radwiderstand durch Fahrbahneinfluss kann daher geschrieben werden:

$$F_{R,Tr} = F_{R,U} + F_{R,pl} + F_{R,Schwall} \quad (2.12)$$

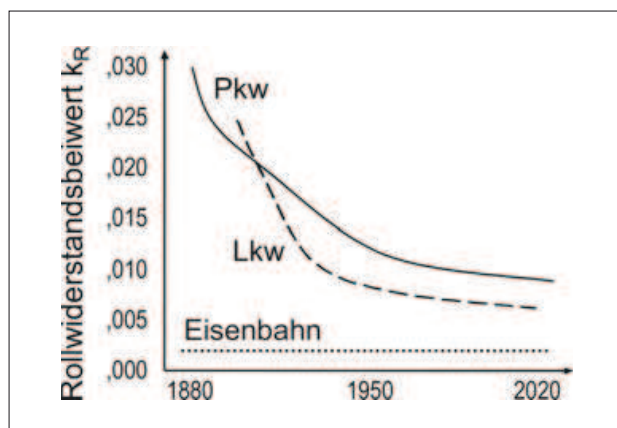


Bild 2-12: Entwicklung der Rollwiderstandsbeiwerte k_R von Reifen im Laufe der letzten 120 Jahre [3]

mit den Anteilen:

- ♦ unebene Fahrbahn $F_{R,U}$,
- ♦ plastische verformbare Fahrbahn $F_{R,pl}$ und
- ♦ Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$.

Auf diese Anteile wird im Folgenden eingegangen.

Widerstand durch unebene Fahrbahn $F_{R,U}$

Kleine Fahrbahnunebenheiten werden vom Reifen aufgefangen, gedämpft und somit als Anregungssignal für vertikale Aufbaubeschleunigungen herausgefiltert. Diese Eigenschaft des Reifens wird auch als „Schluckvermögen“ bezeichnet. Darüber hinaus federt zusätzlich das gesamte Rad relativ zur Karosserie über die Aufbau-Feder-Dämpferelemente ein. Dabei wird sowohl im Reifen als auch im Aufbaudämpfer Energie aufgrund der viskoelastischen Eigenschaften (Walken, Dämpfungskraft) in Wärme umgewandelt. Die beim Ausfedern von Reifen und Radaufhängung zurückgewonnene Federarbeit des Reifeninnendrucks und der Aufbautragfeder ist um die Dämpfungsarbeit ΔW (Walken, Dämpfungskraft) geringer als die zuvor beim Einfedern aufgewendete Arbeit. Diese zusätzliche Dämpfungsarbeit ΔW muss alleine vom Antrieb des Fahrzeugs aufgewendet werden und ergibt, bezogen auf die dabei zurückgelegte Wegstrecke s_T , den Radwiderstandsanteil durch unebene Fahrbahn $F_{R,U}$:

$$F_{R,U} = \frac{\sum_{s_T} \Delta W}{s_T} \quad (2.13)$$

Widerstand durch plastisch verformbare Fahrbahn

Nur im Gelände spielt der Verformungswiderstand des Untergrunds eine wesentliche Rolle; er kann bei weichem Boden allerdings auch mehr als 15 % der Fahrzeuggewichtskraft $m_{V,t} \cdot g$ betragen [4]. Durch das Fahren auf plastischen Fahrbahnen kann dabei ein Radwiderstand $F_{R,pl}$ entstehen, der das 10- bis 100-fache des eigentlichen Rollwiderstands $F_{R,T}$ beträgt [3]. Bei der Fahrt auf unbefestigtem Gelände (Erde, Sand, Gras oder Schnee) sinkt der Reifen ein. Die Fahrbahn wird dabei bleibend plastisch verformt und es entstehen zusätzliche Reibkräfte zwischen Reifenseitenwand und Fahrbahn [1], [2]. Hierbei wird eine zusätzliche Radwiderstandskraft $F_{R,pl}$ erzeugt (**Bild 2-13**), die sich im Wesentlichen aus den drei Hauptanteilen Verdichtungswiderstand $F_{R,pl,dicht}$, Verdrängungs- oder „Bulldozing“-Widerstand $F_{R,pl,Bull}$ sowie der Seitenwandreibung in Spurrillen $F_{R,pl,Spur}$ zusammensetzt:

$$F_{R,pl} = F_{R,pl,dicht} + F_{R,pl,Bull} + F_{R,pl,Spur} \quad (2.14)$$

Die Energie ΔW_{pl} , die vom Antrieb eines Fahrzeugs aufgewendet werden muss, um die Fahrbahn plastisch zu verformen, sei es durch Verdichtung oder Verdrängung sowie um den Reifen durch eine Spurrille zu treiben, ist den Fahrwiderständen zuzurechnen. Analog zum Radwiderstand auf unebener Fahrbahn $F_{R,U}$ kann daher auch hier geschrieben werden:

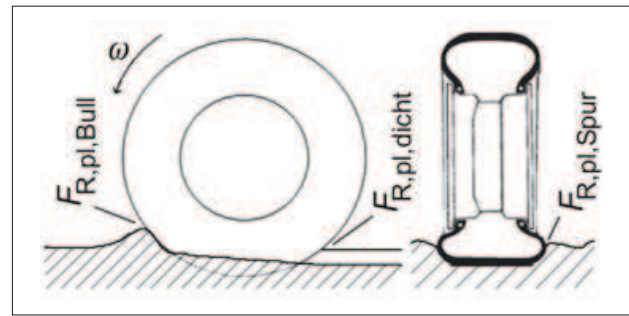


Bild 2-13: Radwiderstände auf plastischer Fahrbahn [1]

$$F_{R,pl} = \frac{\sum_{s_T} \Delta W_{pl}}{s_T} \quad (2.15)$$

Analog zum Rollwiderstand F_R auf ebener, ideal steifer Fahrbahn kann auch für den zusätzlichen Radwiderstand auf plastisch verformbarem Untergrund ein Widerstandsbeiwert $k_{R,pl}$ definiert werden, da sich ein nahezu linearer Zusammenhang zwischen der Radlast $F_{Z,W}$ und der Widerstandskraft $F_{R,pl}$ einstellt.

$$k_{R,pl} = \frac{F_{R,pl}}{F_{Z,W}} \quad (2.16)$$

Bei Radwiderstandsberechnungen kann der Beiwert $k_{R,pl}$ dem Reifen-Rollwiderstandsbeiwert $k_{R,T}$ zugeschlagen werden:

$$F_R = F_{R,T} + F_{R,pl} = F_{Z,W} \cdot (k_{R,T} + k_{R,pl}) \quad (2.17)$$

Der Zusatzwiderstand auf plastischen Fahrbahnen $F_{R,pl}$ steigt im Gegensatz zum Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ auf ideal steifem Bodenbelag mit zunehmendem Reifenluftdruck p_T an. Mit zunehmendem Innendruck p_T wird bei konstanter Radlast $F_{Z,W}$ die Reifen-aufstandsfläche A_T kleiner. Bei Fahrt auf plastischer Fahrbahn hat dies ein stärkeres Einsinken des Rades in den Boden mit zunehmendem Innendruck p_T zur Folge. **Bild 2-14** zeigt diesen Zusammenhang für verschiedene plastisch verformbare Fahrbahnen.

In **Tabelle 2-1** sind Widerstandsbeiwerte $k_{R,pl}$ für unterschiedliche Fahrbahntypen aufgeführt [1].

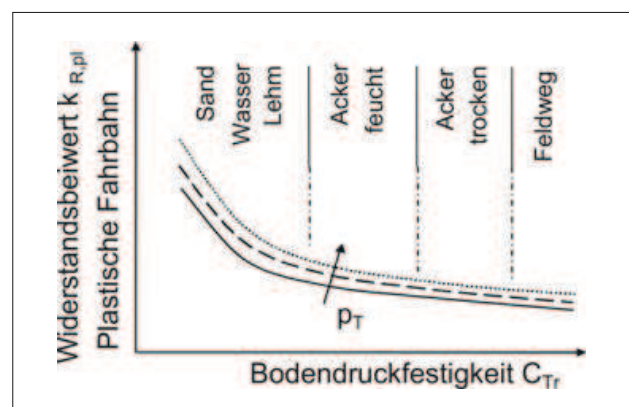


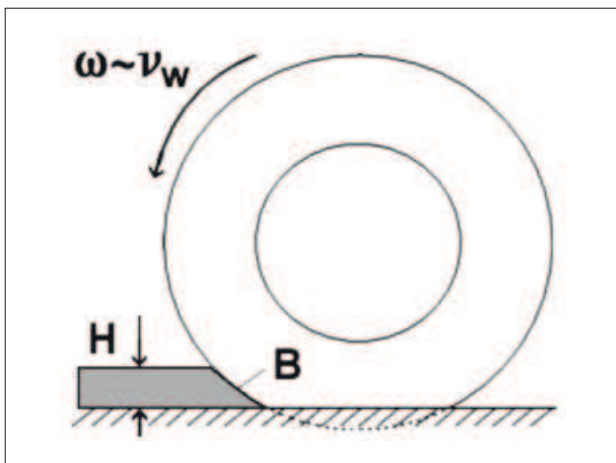
Bild 2-14: Widerstandsbeiwerte plastischer Fahrbahnen

Tabelle 2-1: Widerstandsbeiwerte plastischer Fahrbahnen $k_{R,pl}$ [1]

Fahrbahn	Beiwert $k_{R,pl}$
Fester Asphalt, Beton, Kopfsteinpflaster	0,005 – 0,015
Fester Schotter	0,02 – 0,03
Geteerter Schotter	0,04 – 0,04
Sehr gute Erdwege	0,05 – 0,15
Nasse aufgeweichte Böden, Sand, Lehm	0,15 – 0,35

Widerstand durch nasse Fahrbahn $F_{R,Schwall}$

Um auf nassen Straßen ausreichend Fahrbahnkontakt herstellen zu können, muss der Reifen Wasser verdrängen. Durch die hierfür erforderlichen Verdrängungskräfte erhöht sich der Reifen-Rollwiderstand gegenüber der Fahrt auf trockenem, ideal steifen Fahrbahnbelag um den Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$. Er hängt von dem pro Zeiteinheit zu verdrängenden Wasservolumen ab. Dieses wiederum bestimmt sich aus der Reifenbreite B , der Fahrgeschwindigkeit v_W und der Wasserfilmhöhe H (Bild 2-15) [2].

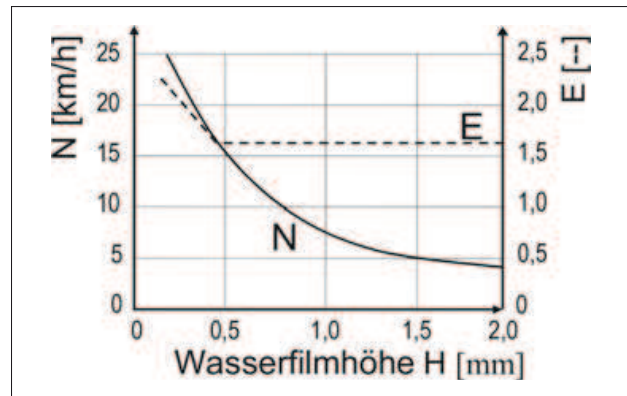
**Bild 2-15:** Schwallwiderstand infolge Wasserverdrängung [1]

Auf experimentellem Wege ist der folgende empirische Zusammenhang zwischen dem Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$, der Reifenbreite B , der Fahrgeschwindigkeit v_W und der Wasserfilmhöhe H ermittelt worden [1], [2]:

$$F_{R,Schwall} = \frac{B}{10} \cdot \left(\frac{v_W}{N(H)} \right)^{E(H)} \quad (2.18)$$

mit den folgenden Bezeichnungen :

- ♦ $F_{R,Schwall}$ Schwallwiderstand [N],
- ♦ B Reifenbreite [cm],
- ♦ v_W Geschwindigkeit [km/h],
- ♦ H Wasserfilmhöhe [mm],
- ♦ $N(H)$ empirische Kenngröße als Funktion von H ,
- ♦ $E(H)$ empirische Kenngröße als Funktion von H .

**Bild 2-16:** Abhängigkeit der Kenngrößen N und E von der Wasserfilmhöhe H [1]

Reifenbauart, Luftdruck p_T oder Radlast $F_{Z,W}$ haben keinen oder nur sehr geringen Einfluss auf den Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$. Bild 2-16 zeigt den Zusammenhang zwischen Wasserfilmhöhe H und den empirischen Kenngrößen $N(H)$ und $E(H)$ [1].

Bei größeren Geschwindigkeiten v_W und Wasserfilmhöhen H sowie bei geringen Profiltiefen ist der Schwallwiderstand $F_{R,Schwall}$ unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit v_W , da der Reifen in diesem Fall den Wasserfilm nicht mehr durchdringen kann [2]. Er schwimmt auf. Man spricht in diesem Fall von Aquaplaning. Der resultierende Gesamt-Radwiderstand auf nasser Fahrbahn F_R ergibt sich als Summe aus der Schwallwiderstandskraft $F_{R,Schwall}$ und dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ auf trockener Fahrbahn:

$$F_R = F_{R,T} + F_{R,Schwall} \quad (2.19)$$

Anteil durch Schräglauf $F_{R,\alpha}$

In den zuvor angestellten Betrachtungen des Rad- und Reifen-Rollwiderstands ist davon ausgegangen worden, dass sich die Mittelebene des rollenden Rades exakt in Fahrtrichtung erstreckt. Im allgemeinen Fall ist dies nicht zutreffend, da Räder einer Achse aufgrund der Achsgeometrie mit einem gewissen (Gesamt-)Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$ zur Fahrzeuglängsachse ausgerichtet sein können. Aufgrund dieses (Gesamt-)Vorspurwinkels werden die Reifen bei Geradeausfahrt in einen (Gesamt-)Schräglaufwinkel α gezwängt, der dann dem (Gesamt-) Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$ entspricht.

Rollt ein Reifen mit der Schräglaufsteifigkeit C_α (s. auch Abschnitt 2.2.1.2) unter einen Schräglaufwinkel $\alpha/2$, dann erzeugt er eine Seitenkraft $F_{Y,W}$ der Größe:

$$F_{Y,W} = C_\alpha \cdot \frac{\alpha}{2} \quad (2.20)$$

Dieser Zusammenhang ist nur für kleine Winkel α gültig (im Allgemeinen bis $\alpha/2 < 2^\circ$). Die Seitenkraft $F_{Y,W}$ wirkt dabei immer senkrecht zur Reifenmittelebene bzw. im Winkel von $90^\circ - \alpha/2$ zur Rollrichtung des Rades. Bei vektorieller Betrachtung dieser Reifenseitenkraft $F_{Y,W}$ wird daher deutlich, dass auch

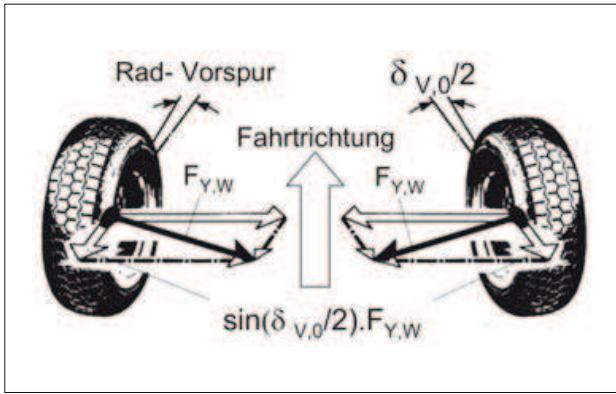


Bild 2-17: Vorspurwiderstand $F_{R,a}$ durch Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$ [1]

immer ein Anteil der Reifenseitenkraft $F_{Y,W}$ entgegen der Fahrtrichtung von Rad und Fahrzeug wirkt. Diesen Zusammenhang zeigt **Bild 2-17**.

Die der Bewegungsrichtung entgegenwirkende zusätzliche Rad-Widerstandskraft $F_{R,\alpha}$ erhält man aus den entsprechenden Sinus-Komponenten der Seitenkraft $F_{Y,W}$ und dem Reifenschräglaufwinkel $\alpha/2$ zu [1]:

$$F_{R,a} = \sin(\alpha/2) \cdot F_{Y,W} = \sin(\alpha/2) \cdot C_\alpha \cdot \alpha/2 \quad (2.21)$$

Der Schräglaufwinkel α entspricht in diesem Fall dem Achs-Vorspurwinkel $\delta_{V,0}$. Rad-Vorspurwinkel liegen im Allgemeinen im Bereich sehr kleiner Winkel $\delta_{V,0}/2 < 20^\circ$. Entsprechend kann für den zusätzlichen Radwiderstand $F_{R,\alpha}$ infolge Schräglauf α bzw. Vorspur $\delta_{V,0}$ formuliert werden:

$$F_{R,\alpha} = \left(\frac{\alpha}{2}\right)^2 \cdot C_\alpha = \left(\frac{\delta_{V,0}}{2}\right)^2 \cdot C_\alpha \quad (2.22)$$

Für den Vorspur- bzw. Schräglaufradwiderstand $F_{R,\alpha}$ kann mit der radlastspezifischen Schräglaufsteifigkeit

$$C_\alpha^* = C_\alpha / F_{Z,W} \quad (2.23)$$

ein Widerstandsbeiwert $k_{R,\alpha}$ definiert werden [1]:

$$k_{R,\alpha} = \frac{F_{R,\alpha}}{F_{Z,W}} = \frac{\left(\frac{\delta_{V,0}}{2}\right)^2 \cdot C_\alpha}{F_{Z,W}} = \left(\frac{\delta_{V,0}}{2}\right)^2 \cdot C_\alpha^* \quad (2.24)$$

Bild 2-18 zeigt ein Streuband für Schräglaufwiderstandsbeiwerte $k_{R,\alpha}$ verschiedener Fahrzeugreifen ausgewertet aus Messungen der Schräglaufsteifigkeit.

Verglichen mit dem Streuband für Reifen-Rollwiderstandsbeiwerte k_R bei Geradeausfahrt ergibt sich, dass Radwiderstände aus Schräglauf bereits ab etwa 2° Schräglaufwinkel die gleiche Größenordnung erreichen können wie die Rollwiderstände bei Geradeausfahrt [1]. Der resultierende Gesamt-Radwiderstand F_R für ein unter Vorspur rollendes Rad ergibt sich als Summe aus der Vorspurwiderstandskraft $F_{R,\alpha}$ und dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ auf trockener Fahrbahn:

$$F_R = F_{R,T} + F_{R,\alpha} \quad (2.25)$$

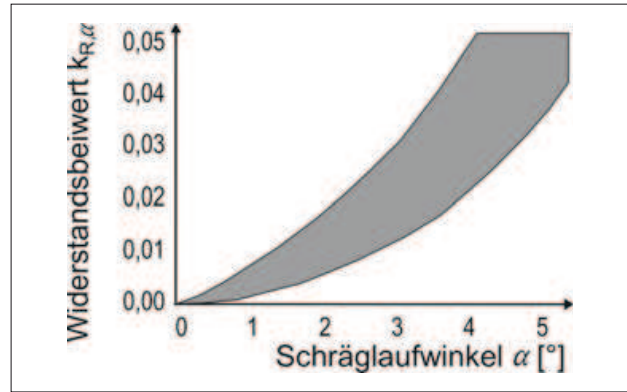


Bild 2-18: Streuband Schräglaufwiderstandsbeiwert $k_{R,\alpha}$ in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel α [1]

Lagerreibung und Restbremsmomente $F_{R,fr}$

Bei der Belastung eines Radlagers mit einer Kraft

$$F_{Lager} = \sqrt{F_{X,W}^2 + F_{Z,W}^2} \quad (2.26)$$

die sich aus einer vertikalen Radkraft $F_{Z,W}$ und einer horizontalen Radkraft $F_{X,W}$ zusammensetzt, ergibt sich zusammen mit

- ♦ dem Lagerradius r_{Lager} ,
- ♦ dem Radhalbmesser r_{dyn} und
- ♦ dem Lagerreibbeiwert μ_{Lager}

für die zusätzliche Radwiderstandskraft $F_{R,fr}$ infolge Lagerreibung [2]:

$$F_{R,fr} = \mu_{Lager} \cdot \frac{r_{Lager}}{r_{dyn}} \sqrt{F_{X,W}^2 + F_{Z,W}^2} \quad (2.27)$$

Der Anteil durch Lagerreibung ist gegenüber dem Reifen-Rollwiderstand $F_{R,T}$ vergleichsweise gering und kann daher im Allgemeinen vernachlässigt werden. Eine Ausnahme tritt an Gleitlagern während des Anfahrvorgangs auf. Dort kann $F_{R,fr}$ sogar größer als $F_{R,T}$ werden. Kraftfahrzeuge werden aber fast ausschließlich mit Wälzlagern als Radlager ausgerüstet. Nicht zu vernachlässigen ist dagegen das Restbremsmoment $M_{B,Re}$ von – vor allem älteren – Scheibenbremsen. Dieses Moment kann selbst dann anliegen, wenn das hydraulische System nach Lösen des Bremspedals bereits völlig drucklos ist [2]. Die Formel für die zusätzliche Radwiderstandskraft $F_{R,fr}$ ist:

$$F_{R,fr} = \frac{M_{B,Re}}{r_{dyn}} \quad (2.28)$$

Bezogen auf die aktuelle Radlast $F_{Z,W}$ kann daraus ein Widerstandskoeffizient $k_{R,fr}$ abgeleitet werden:

$$k_{R,fr} = \frac{F_{R,fr}}{F_{Z,W}} = \frac{M_{B,Re}}{r_{dyn} \cdot F_{Z,W}} \quad (2.29)$$

Das **Bild 2-19** zeigt den experimentell ermittelten Widerstandskoeffizienten $k_{R,fr}$ infolge Restbremsmoment $M_{B,Re}$ im Vergleich zum Reifen-Rollwiderstandsstreuband aus Bild 2-10. Hieraus wird deutlich, dass die Verluste aus $k_{R,fr}$ nicht zu vernachlässigen sind. Das Schleifen wird durch Schwingungen verringert, die

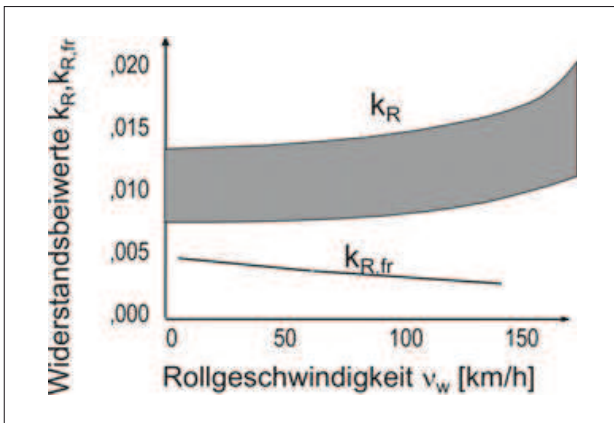


Bild 2-19: Radwiderstand $k_{R,fr}$ infolge Restbremsmoment im Vergleich zu Rollwiderständen k_R [2]

bei Fahrten auf unebenen Straßen oder bei Reifeneigenschaften auftreten [2].

2.1.1.3 Luftwiderstand

Bewegt sich ein geschlossener Körper mit einer konstanten Geschwindigkeit durch eine Flüssigkeit (Wasser) oder ein Gas (Luft) so müssen zur Aufrechterhaltung seines Bewegungszustandes Strömungswiderstände überwunden werden. In erster Linie handelt es sich dabei um die Widerstandsformen

- ♦ Druckwiderstand und
- ♦ Reibungswiderstand.

Da es sich bei einem Kraftfahrzeug nicht um einen geschlossenen Körper handelt, kommt hier noch der innere Luftwiderstand hinzu. Der innere Luftwiderstand beschreibt die Durchströmung (z. B. zur Motor Kühlung) des Fahrzeugs. Weiterhin werden durch die Bewegung des Fahrzeugkörpers durch die ihn umgebende Luft Verwirbelungen erzeugt, die zusätzlich als induzierter Luftwiderstand bezeichnet werden.

Beim Druckwiderstand handelt es sich um den hauptsächlich durch den Staudruck p_∞ sowie die Heckabrissszone eines Fahrzeugs erzeugten Luftwiderstand $F_{L,\infty}$. Auch der induzierte Luftwiderstand wird dem Druckwiderstand zugerechnet. Allgemein berechnet sich der Staudruck p_∞ aus der Dichte der Luft ρ_L und der Anströmgeschwindigkeit v_∞ zu:

$$p_\infty = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_\infty^2 \quad (2.30)$$

Bei Luft handelt es sich um ein ideales Gas. Die Dichte der Luft errechnet sich dabei in Abhängigkeit von der Umgebungstemperatur θ_U , dem Umgebungsluftdruck p_U und der Gaskonstante von Luft R_L zu:

$$\rho_L = \frac{p_U}{R_L \cdot \theta_U} \quad (2.31)$$

Bei Betrachtung dieses Zusammenhangs wird deutlich, dass der Luftwiderstand eines Fahrzeugs auch von den aktuellen Umgebungsbedingungen abhängt.

Multipliziert man den Staudruck p_∞ mit der Stirnfläche A_L des Fahrzeugs und dem dimensionslosen Luftwiderstandsbeiwert c_w ergibt sich für den Druckwiderstand $F_{L,\infty}$:

$$F_{L,\infty} = p_\infty \cdot c_w \cdot A_L = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_\infty^2 \cdot c_w \cdot A_L \quad (2.32)$$

Beim fahrenden Fahrzeug wird die Anströmgeschwindigkeit v_∞ durch die Kombination aus Fahrzeuggeschwindigkeit v_X und Windgeschwindigkeit v_L beschrieben.

$$v_\infty = v_X \pm v_L \quad (2.33)$$

Das Vorzeichen für die Windgeschwindigkeit v_L ergibt sich aus der Windrichtung: Bei Gegenwind wird die Windgeschwindigkeit v_L addiert, bei Rückenwind subtrahiert. Die Größe der Windgeschwindigkeit v_L beträgt im Mittel $v_L \approx 4,7 \text{ m/s} = 17 \text{ km/h}$. Die Richtung der Windgeschwindigkeit zur Fahrzeugsängsachse ist zufällig und damit stochastisch verteilt, da sie vom Straßenverlauf und von der Windrichtung abhängt [2]. Durch Einführung des dimensionslosen Luftwiderstandsbeiwertes c_w werden der Reibungs- und der innere Luftwiderstand dem Druckwiderstand zugeschlagen. Der Reibungswiderstand spielt vor allem bei langen Fahrzeugen wie Bussen oder Lkw eine Rolle. Der Luftwiderstandsbeiwert c_w charakterisiert außerdem die jeweilige Karosserieform: Fahrzeuge unterschiedlicher Gestalt aber gleicher Stirnflächenfläche A_L erzeugen bei gleichen Umgebungsbedingungen unterschiedliche Luftwiderstandskräfte F_L .

Stirnflächen von Pkw bewegen sich im Bereich von $1,5 \text{ m}^2 < A_L < 2,5 \text{ m}^2$ und für Lkw und Busse von $4 \text{ m}^2 < A_L < 9 \text{ m}^2$. Luftwiderstandsbeiwerte von Pkw-Karosserien liegen zwischen $c_w = 0,24$ und $c_w = 0,4$. Als Durchschnittswert von Pkw-Aufbauten wurde beispielsweise im Jahr 2002 $c_w = 0,32$ ermittelt. Bei Lkw und Bussen betragen die c_w -Werte im Allgemeinen $0,4 < c_w < 0,9$ [3], [4]. Als Grundgleichung zur Berechnung der Luftwiderstandskraft F_L kann zusammenfassend formuliert werden:

$$F_L = \frac{\rho_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_X \pm v_L)^2 \cdot c_w \cdot A_L \quad (2.34)$$

Der Luftwiderstandsbeiwert c_w wird experimentell für jedes Fahrzeug im Windkanal bestimmt.

Eine kurze Darstellung der Entwicklung des Luftwiderstandsbeiwertes c_w von Pkw-Karosserien in den letzten 100 Jahren zeigt **Bild 2-20**.

Aus vielen Grundsatzuntersuchungen ist bekannt, dass mit Körpern in den Abmessungen von Pkws theoretisch ein Luftwiderstandsbeiwert von $c_w = 0,15$ möglich ist [2].

2.1.1.4 Steigungswiderstand

Die Straßensteigung p ist definiert als Quotient aus vertikaler und horizontaler Fahrbahnprojektion, dies entspricht dem Tangens des Steigungswinkels α_{St} .

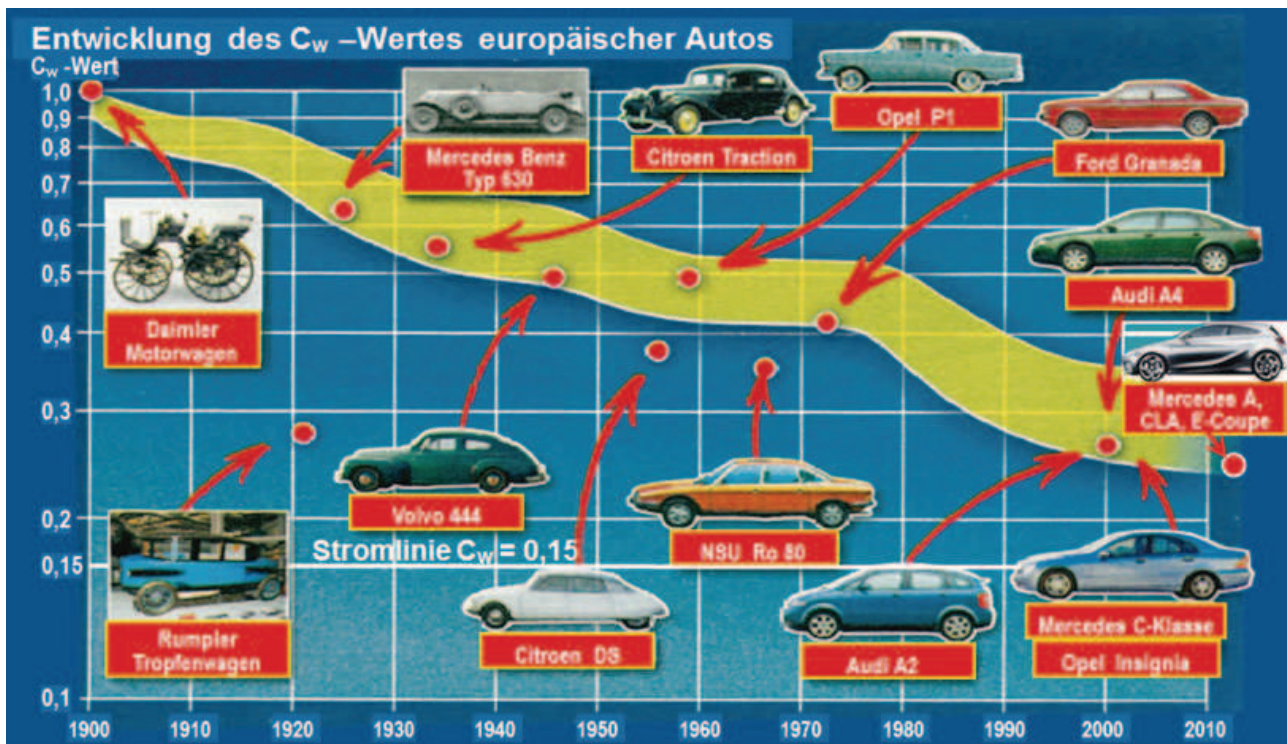


Bild 2-20: Geschichtliche Entwicklung des Luftwiderstandsbeiwertes c_w [8]

Im Straßenverkehr ist eine Angabe der Steigung in Prozent üblich [1].

$$p = \tan(\alpha_{St}) \tag{2.35}$$

Beim Befahren von Steigungen bzw. Gefällestrrecken wird die Gesamtgewichtskraft $F_{Z,V,t}$ aufgrund der Neigung α_{St} des Fahrzeugs im Erdschwerefeld anteilig zu einer Fahrwiderstandskraft F_{St} bzw. zu einer zusätzlichen Antriebskraft F_{St} .

$$F_{Z,V,t} = m_{V,t} \cdot g \tag{2.36}$$

Der Sinusanteil der Gesamtgewichtskraft $F_{Z,V,t}$ wirkt auf Steigungen in Fahrzeuglängsrichtung. Folglich errechnet sich der Steigungswiderstand F_{St} zu:

$$F_{St} = F_{Z,V,t} \cdot \sin(\alpha_{St}) = m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) \tag{2.37}$$

Bei Verwendung der Straßensteigung p an Stelle des Steigungswinkels α_{St} ergibt sich aus den Gln. (2.35) und (2.37):

$$F_{St} = m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\arctan(p)) \tag{2.38}$$

Bis zu einer Steigung von $p = 30\%$, dies entspricht in etwa $\alpha_{St} = 17^\circ$, kann in Gl. (2.37) bei einem max. Fehler von weniger als 5% geschrieben werden [2]:

$$\sin(\alpha_{St}) \approx \tan(\alpha_{St}) = p \tag{2.39}$$

Der Ausdruck in Gl. (2.38) vereinfacht sich dann zu:

$$F_{St} = m_{V,t} \cdot g \cdot p \text{ (mit } p < 30\%) \tag{2.40}$$

Bei Berechnung des Steigungswiderstandes auf befestigten Straßen ist diese Vereinfachung zulässig, da die maximale Fahrbahnsteigung auf $p_{max} = 30\%$ begrenzt

ist. Einen Überblick üblicher Werte für maximale Straßensteigungen gibt die **Tabelle 2-2**.

Im physikalischen Sinne handelt es sich beim Steigungswiderstand F_{St} um eine konservative Kraft, das heißt, dass die Energie W_{St} , die zur Überwindung dieses Widerstands vom Fahrzeugantrieb aufgewendet werden muss, im Gegensatz zum Reifen-Walkwiderstand $F_{R,T,Walk}$ beispielsweise, nicht dissipiert, sondern in Form von potenzieller Energie gespeichert wird und somit wiedergewonnen werden kann. Bei Bergabfahrt steht demnach eine zusätzliche Antriebsenergie in Form der potenziellen Energie zur Verfügung. Moderne Hybridfahrzeuge machen sich diesen Umstand zu Nutze und können bei Bergabfahrt eine Rekuperation betreiben, um Kraftstoff einzusparen.

Tabelle 2-2: Zulässige Steigungen [RAS-L1, 1]

Straßenlage	Straßenart	v [km/h]	P_{max} [%]
Straßen außerhalb bebauter Gebiete	Kreisstraße	40	10,0
	Landstraße	60	6,5
	Bundesstraße	80	5,0
		100	4,5
	Bundesautobahn	100	4,5
		120	4,0
Stadtstraßen	140	4,0	
	mehrspurig	-	5 – 6
	Anlieger	-	10,0
Alpenstraßen	Wohnwege	-	10,0
		-	30,0

2.1.1.5 Beschleunigungswiderstand

Um den Bewegungszustand eines Fahrzeugs mit der Gesamtmasse $m_{V,t}$ (Leergewicht plus Zuladung) von der Geschwindigkeit v_{x1} auf v_{x2} mit der Beschleunigung $a_x = dv_x / dt$ zu ändern, muss der Trägheits- oder Beschleunigungswiderstand F_C überwunden werden. Bei instationärer Fahrt muss also neben den Fahrwiderständen Rad-, Luft- und Steigungswiderstand ebenfalls den Trägheitskräften F_C Rechnung getragen werden:

$$F_C = F_{C,trans} + F_{C,rot} = \left(m_{V,t} + \frac{\Theta_{red,i}}{r_{dyn}^2} \right) \cdot a_x \quad (2.41)$$

Neben der translatorischen Beschleunigung a_x der trägen Fahrzeuggesamtmasse $m_{V,t}$ muss ebenfalls eine rotatorische Beschleunigung der sich drehenden Teile des Fahrzeugantriebsstrangs (Räder, Getriebe, Motor) erfolgen. Diese findet in Gl. (2.41) Berücksichtigung durch das auf das Rad reduzierte Massenträgheitsmoment $\Theta_{red,i}$ der gesamten Wuchtgruppe vom Motor über das Getriebe (im Gang i) bis zu den Rädern. Der dabei an den Antriebsrädern zu überwindende rotatorische Trägheitswiderstand $F_{C,rot}$ errechnet sich aus der Drehbeschleunigung am Rad a_R , dem Radhalbmesser r_{dyn} und dem reduzierten Massenträgheitsmoment der Wuchtgruppe $\Theta_{red,i}$ zu:

$$F_{C,rot} = \frac{\Theta_{red,i} \cdot a_R}{r_{dyn}} \quad (2.42)$$

Die Drehbeschleunigung am Rad a_R kann mit Hilfe von Gl. (2.43) durch die translatorische Beschleunigung a_x und dem Radhalbmesser r_{dyn} dargestellt werden:

$$a_R = \frac{a_x}{r_{dyn}} \quad (2.43)$$

Das auf die Antriebsräder eines Fahrzeugs reduzierte Massenträgheitsmoment des gesamten Antriebsstrangs $\Theta_{red,i}$ mit dem im Getriebe eingelegten Gang i wird mit Gl. (2.44) berechnet [1]:

$$\Theta_{red,i} = \Theta_R + i_{h(v)}^2 \cdot \Theta_{Antr} + i_{h(v)}^2 \cdot i_{G,i}^2 \cdot (\Theta_{Mot} + \Theta_K + \Theta_{G,i}) \quad (2.44)$$

mit:

- ♦ dem Massenträgheitsmoment aller vier Fahrzeugräder Θ_R ,
- ♦ dem Massenträgheitsmoment der Antriebswellen Θ_{Antr} ,
- ♦ dem Massenträgheitsmoment des Motors Θ_{Mot} ,
- ♦ dem Massenträgheitsmoment der Kupplung Θ_K ,
- ♦ dem Massenträgheitsmoment des Getriebes $\Theta_{G,i}$,
- ♦ der Getriebeübersetzung $i_{G,i}$ im Gang i ,
- ♦ der Achsgetriebeübersetzung $i_{h(v)}$, mit h für Hinterachs- und v für Vorderachsantrieb.

Die Gl. (2.44) kann weiter vereinfacht werden, indem man das reduzierte Massenträgheitsmoment $\Theta_{red,i}$ im Gang i durch einen sogenannten Massenfaktor e_i im

Gang i der Fahrzeugleermasse $m_{V,ul,0}$ zuschlägt. Die Fahrzeuggesamtmasse $m_{V,t}$ muss hierzu in seine Anteile Leermasse und Zuladung zerlegt werden:

$$m_{V,t} = m_{V,ul,0} + m_{zu} \quad (2.45)$$

Der Massenfaktor e_i im Gang i wird definiert als:

$$e_i = \frac{\Theta_{red,i}}{m_{V,ul,0} \cdot r_{dyn}^2} + 1 \quad (2.46)$$

Durch Einsetzen der Gln. (2.46) und (2.45) in Gl. (2.41) ergibt sich für den Beschleunigungswiderstand F_C [1]:

$$F_C = (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \quad (2.47)$$

Da die Getriebeübersetzung i_G in die Ermittlung des reduzierten Massenträgheitsmomentes $\Theta_{red,i}$ quadratisch eingeht, kann der Massenfaktor e_i in einem breiten Bereich streuen. So ist beispielsweise bei Gelände- oder Nutzfahrzeugen mit extrem hoch übersetztem Kriechgang (*Crawler*) ein höherer Kraftbedarf für die Beschleunigung a_R der rotierenden Massen erforderlich, als für die rein translatorische Beschleunigung a_x des Fahrzeugs [1]. Abschließend zeigt **Bild 2-21** den Streubereich von Massenfaktoren e_i für verschiedene Pkws in verschiedenen Gängen i .

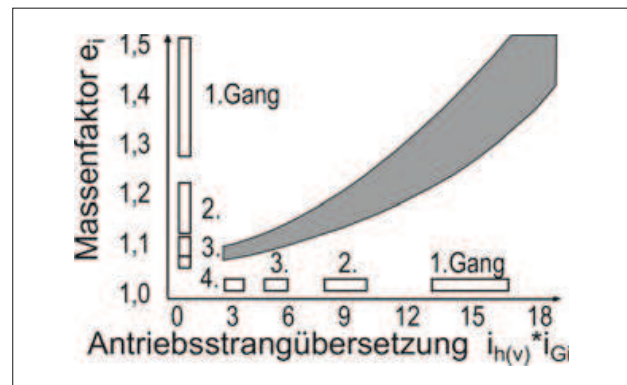


Bild 2-21: Streubereich für Massenfaktoren e_i bei Pkw-Antrieben in Abhängigkeit von Antriebsstrangübersetzung und gewähltem Fahrgang i [2]

Genau wie beim Steigungswiderstand F_{St} handelt es sich auch beim Beschleunigungswiderstand F_C um eine konservative Kraft. Die zum Beschleunigen des Fahrzeugs und seiner rotatorischen Massen erforderliche Energie W_C wird in Form kinetischer Energie W_{kin} im aktuellen Bewegungszustand gespeichert.

$$W_C = W_{kin} = \frac{1}{2} \cdot (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot v_x^2 \quad (2.48)$$

Durch Rekuperation kann diese Energie W_{kin} bei Abbremsung des Fahrzeugs wiedergewonnen und dem Antrieb für den nächsten Anfahrvorgang zur Verfügung gestellt werden. Moderne Hybridfahrzeuge machen sich diesen Umstand zu Nutze und können regenerativ Bremsen, indem die elektrische Antriebsmaschine als Generator verwendet wird. Die dabei

zurückgewonnene Energie kann in z. B. Supercaps, Batterien oder im Schwungrad zwischengespeichert werden.

2.1.1.6 Gesamtfahrwiderstand

Der Gesamtfahrwiderstand F_{Bed} eines Fahrzeugs setzt sich aus den Anteilen Luftwiderstand F_L , Gesamt-Radwiderstand F_R (4 Räder), Steigungswiderstand F_{St} und Beschleunigungswiderstand F_C zusammen.

$$F = F_{\text{Bed}} = F_L + F_R + F_{St} + F_C \quad (2.49)$$

Diese Einzelwiderstände haben bei Fahrten auf verschiedenen Straßengattungen unterschiedliche starke Anteile am Gesamtfahrwiderstand. Eine typische Verteilung auf den Straßentypen „Stadt“, „Landstraße“ und „Autobahn“ zeigt nachfolgend das Diagramm in **Bild 2-22**.

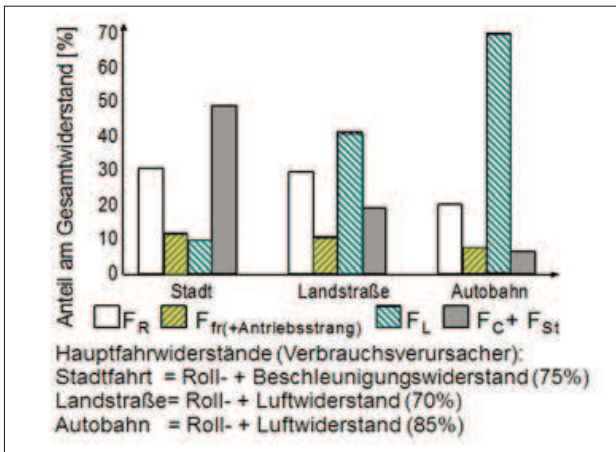


Bild 2-22: Typische Anteile der Einzelfahrwiderstände am Gesamtfahrwiderstand bei Fahrt auf unterschiedlichen Straßen [3]

Setzt man die in den Abschnitten 2.1.1.1 bis 2.1.1.4 hergeleiteten Zusammenhänge für die einzelnen Fahrwiderstandsanteile in Gl. (2.49) ein, erhält man die Grundgleichung zur Fahrwiderstandsberechnung:

$$F_{\text{Bed}} = \frac{P_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_x \pm v_L)^2 \cdot c_w \cdot A_L + \sum_j k_{R,j} \cdot F_{Z,V,t} + m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) + (e_1 \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \quad (2.50)$$

Multipliziert mit der aktuellen Fahrgeschwindigkeit v_x ergibt sich aus Gl. (2.50) die Leistung P_{Bed} , die an den Antriebsrädern des Fahrzeugs zur Verfügung stehen muss, um den Fahrzustand aufrecht zu erhalten.

$$P_{\text{Bed}} = \left(\begin{array}{l} \frac{P_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_x \pm v_L)^2 \cdot c_w \cdot A_L \\ + \sum_j k_{R,j} \cdot F_{Z,V,t} + m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) \\ + (e_1 \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \end{array} \right) \cdot v_x \quad (2.51)$$

2.1.2 Seitenwindkräfte

Die Seitenwindempfindlichkeit eines Kraftfahrzeugs ist seit jeher Untersuchungsgegenstand in den Entwicklungsabteilungen. Vielfach musste aber eine Reduktion der Seitenwindempfindlichkeit der Berücksichtigung anderer kritischer Fahrsituationen Platz machen, die in ihrer Bedeutung höher eingestuft wurden [9],[10]. Die Reaktion von Fahrzeugen als Folge von einwirkendem Seitenwind, kurz als Seitenwindempfindlichkeit bezeichnet [11], betrifft in erster Linie das Geradeauslaufverhalten und damit den Spurbreitenbedarf eines Kraftfahrzeugs. Fahrstabilität und Fahrsicherheit werden aus diesem Grund maßgeblich durch die Seitenwindempfindlichkeit beeinflusst. Der auf öffentlichen Straßen auftretende natürliche Seitenwind lässt sich als Grundströmung mit überlagerten stochastischen Anteilen beschreiben (**Bild 2-23**) [11].

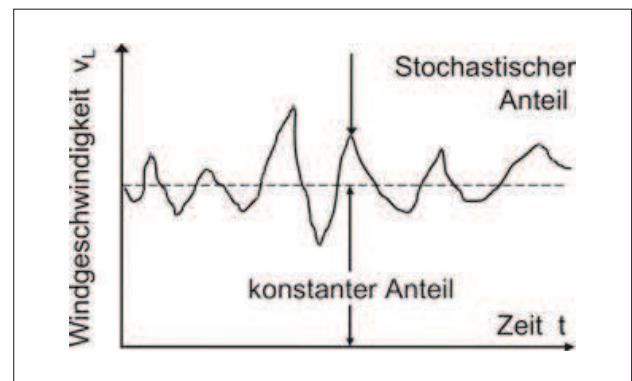


Bild 2-23: Erscheinungsbild der Windgeschwindigkeit v_L bei natürlichem Seitenwind bestehend aus einem konstanten und einem überlagerten Anteil [9],[12].

Die Seitenwindempfindlichkeit wird auch heute noch vielfach durch Vorbeifahrt an Seitenwindanlagen auf Teststrecken untersucht. Diese Versuche werden so durchgeführt, dass das Lenkrad in Geradeausstellung festgehalten wird, während der Seitenwind mit konstanter Geschwindigkeit auf das untersuchte Fahrzeug einwirkt. Hierbei handelt es sich um ein Open-Loop-Manöver. Daneben werden aber auch Untersuchungen zum Closed-Loop-Verhalten durchgeführt, um z. B. eine Unterscheidung hinsichtlich des Fahrerlenkaufwands zur Korrektur der Seitenwindstörung treffen zu können [11].

Typische Windgeschwindigkeiten in Deutschland und deren jährliche Vorkommensdauer zeigt **Bild 2-24**. Die Vorbeifahrt an einer Seitenwindanlage testet das Fahrzeugverhalten vor allem nur bei sehr geringen Störfrequenzen, weshalb die Aussagekraft derartiger Versuche nicht besonders groß ist [10].

Messungen unter wechselnden Windverhältnissen, wie sie bei natürlichem Seitenwind auftreten, beinhalten größere Windrichtungsänderungen, sodass hier eine größere Spanne von Anströmwindwinkeln τ durchlaufen wird, auf die Fahrzeuge in unterschiedlichem Ausmaß reagieren können.

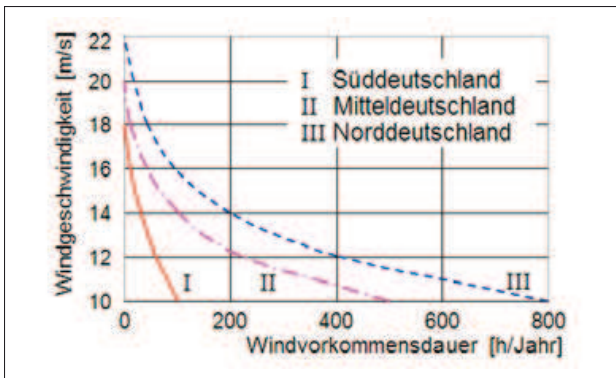


Bild 2-24: Natürliches Windaufkommen in verschiedenen Regionen Deutschlands [9]

Deshalb stellt die Untersuchung der Seitenwindempfindlichkeit von Fahrzeugen bei natürlichem Seitenwind unter realen Verkehrsbedingungen, gerade im Hinblick auf die Fahrsicherheit, die beste Annäherung an die Erfordernisse der Praxis dar. Komplexe Fahrmanöver wie beispielsweise das Vorbeifahren an Lkws oder das Unterfahren von Brücken unter Seitenwind einfluss werden hier am besten berücksichtigt [10]. Aus diesen Erkenntnissen kann bereits ein Beurteilungsmaßstab für die Seitenwindempfindlichkeit abgeleitet werden: Wesentlich sind bei der Seitenwindempfindlichkeit von Fahrzeugen vor allem Störungen mit höheren Frequenzen. Da besonders Situationen zu Unfällen führen, bei denen sich der Windangriffspunkt D_p und damit das Windgiermoment M_{Lz} stark ändert, ist der Schwerpunkt der Untersuchungen auf die Fahrzeug-Gierreaktion zu legen [11].

Rechnerische Grundlagen

In erster Linie verursacht ein auf ein Fahrzeug einwirkender Seitenwind ein Giermoment M_{Lz} und eine Querkraft F_{Lz} . Werden keine Korrekturen z. B. durch eine Lenkwinkeländerung des Fahrers vorgenommen, erfährt das Fahrzeug hierbei eine Seiten- und Winkelabweichung vom vorgegebenen Kurs. Hierdurch entstehen an den Reifen windverursachte Querkräfte, die der Gierbewegung des Fahrzeugs entgegenwirken. Inwieweit sich das windverursachte Giermoment M_{Lz} auswirkt, hängt im Wesentlichen von der Fahrwerksauslegung des Fahrzeugs und der Lage von Schwerpunkt S_p und Wind-Druckpunkt D_p zueinander ab [11]. Das in **Bild 2-25** dargestellte Einspurmodell

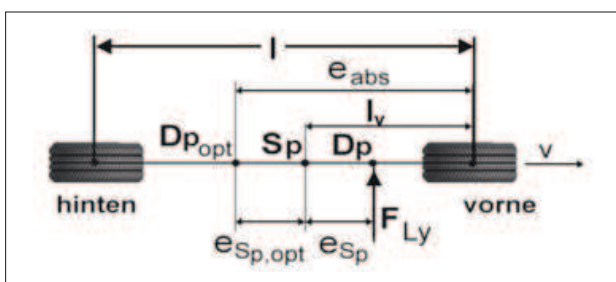


Bild 2-25: Geometrische Druck- und Schwerpunktverhältnisse am Einspurmodell eines Fahrzeugs [12]

stellt die geometrischen Beziehungen bezüglich des Angriffspunktes D_p einer Windseitenkraft F_{Ly} dar. Die Reaktion eines Fahrzeugs auf seitlich angreifende Luftkräfte hängt von der Lage des Druckmittelpunktes D_p und der Größe der Kraft F_{Ly} ab. Die auf das Fahrzeug wirkende Luftseitenkraft wird, wie in Bild 2-23 gezeigt, als Resultierende im Druckmittelpunkt dargestellt. Dieser befindet sich in einem Abstand e_{Sp} vor dem Fahrzeugschwerpunkt. Hieraus resultiert das Windgiermoment M_{Lz} um die Fahrzeug z-Achse [12]. Bei einer in Fahrtrichtung verlaufenden Anströmung hat die in Fahrzeuginnenrichtung wirkende Windkraft keinen direkten Einfluss auf die Kurshaltung. Bei Schräganströmung folgt aus der Vektoraddition der Fahrzeuggeschwindigkeit v_x und der Windgeschwindigkeit v_L (**Bild 2-26**) eine Anströmgeschwindigkeit v_{res} mit einem Anströmwinkel τ_L zur Symmetrieachse des Fahrzeugs. Die auf das Fahrzeug wirkenden Kräfte F_{Ly} und Momente M_{Lz} werden durch folgende Gleichungen ausgedrückt [9],[11]:

$$F_{Ly} = c_y(\tau_L) \cdot A_{quer} \cdot \frac{\rho_L}{2} v_{res}^2 \tag{2.52}$$

$$M_{Lz} = F_{Ly} \cdot e_{Sp} = c_y(\tau_L) \cdot A_{quer} \cdot \frac{\rho_L}{2} v_{res}^2 \cdot e_{Sp} \tag{2.53}$$

$$= c_{Mz}(\tau_L) \cdot A_{quer} \cdot l \cdot \frac{\rho_L}{2} v_{res}^2$$

mit:

- ♦ e_{Sp} Abstand zwischen S_p und D_p
- ♦ A_{quer} Querspanntfläche
- ♦ ρ_L Dichte der Luft
- ♦ v_{res} resultierende Anströmgeschwindigkeit
- ♦ τ_L Anströmwinkel
- ♦ c_y aerodynamischer Windseitenkraftbeiwert als Funktion von τ_L
- ♦ c_{Mz} aerodynamischer Windgiermomentbeiwert als Funktion von τ_L

Messtechnisch ermittelte Seitenwindbeiwerte c_y und c_{Mz} für ein Beispielfahrzeug zeigt **Bild 2-27**.

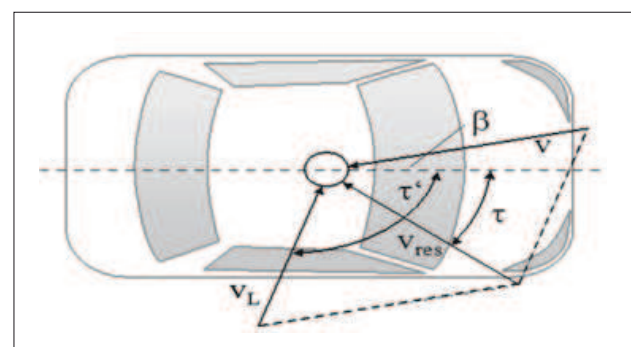


Bild 2-26: Anströmverhältnisse an einem Fahrzeug bei Geradeausfahrt und angreifendem Seitenwind [9]: v : Fahrgeschwindigkeit, v_L : Absolutgeschwindigkeit, v_{res} : Relativgeschwindigkeit, τ' : Windanströmwinkel, τ : relativer Fahrzeuganströmwinkel, β : Schwimmwinkel

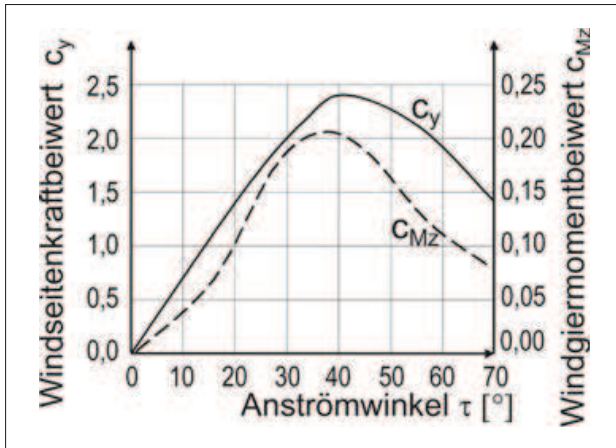


Bild 2-27: Seitenwindbeiwerte c_y und c_{Mz} in Abhängigkeit des Anströmwinkels τ_L [9]

Hier sieht man deutlich, dass bis zu einem Wert von $\tau_L \approx 20^\circ$ der Anstieg des Windseitenkraftbeiwertes c_y über dem Anströmwinkel τ_L linearisiert werden kann [11].

$$c_y(\tau_L) = c_y \cdot \tau_L \quad (2.54)$$

Damit vereinfachen sich die Beziehungen für die seitlich angreifende Luftkraft F_{Ly} und das Moment M_{Lz} um die Hochachse bezüglich des Fahrzeugschwerpunktes S_p zu:

$$F_{Ly} = c_y \cdot \tau_L \cdot A_{\text{quer}} \cdot \frac{\rho_L}{2} v_{\text{res}}^2 = k_y \cdot \tau_L \cdot v_{\text{res}}^2 \quad (2.55)$$

$$M_{Lz} = F_{Ly} \cdot e_{Sp} = k_y \cdot \tau_L \cdot v_{\text{res}}^2 \cdot e_{Sp} \quad (2.56)$$

$$k_y = c_y \cdot A_{\text{quer}} \cdot \frac{\rho_L}{2} \quad (2.57)$$

Die Größen k_y und e_{Sp} sind charakteristische Fahrzeugkonstanten. Damit ist der Ausdruck

$$\tau_L \cdot v_{\text{res}}^2 \quad (2.58)$$

ein Maß für die von außen wirkende Windstörung.

Der Windgiermomentenbeiwert c_{Mz} kann ebenfalls bis zu $\tau_L \approx 20^\circ$ ohne relevante Genauigkeitseinbußen linearisiert werden. Aus den Gln. (2.52) und (2.53) ergeben sich für den Windgiermomentenbeiwert:

$$c_y(\tau_L) \cdot e_{Sp} = c_{Mz}(\tau_L) \cdot l \quad (2.59)$$

Diese Beziehung liefert für verschiedene Anströmwinkel den oben beschriebenen Druckpunktstand e_{Sp} , der bis zu einem Anströmwinkel von $\tau_L = 20^\circ$ ungefähr konstant bleibt und anschließend mit weiter zunehmendem Anströmwinkel in Richtung Fahrzeugheck wandert. Zur Untersuchung des Fahrzeuggierverhaltens im gesamten Seitenwindanregungsspektrum wird das Gierübertragungsverhalten herangezogen. Es ist definiert als:

$$\left| \frac{\dot{\psi}}{(\tau_L \cdot v_{\text{res}}^2)} \right| \quad (2.60)$$

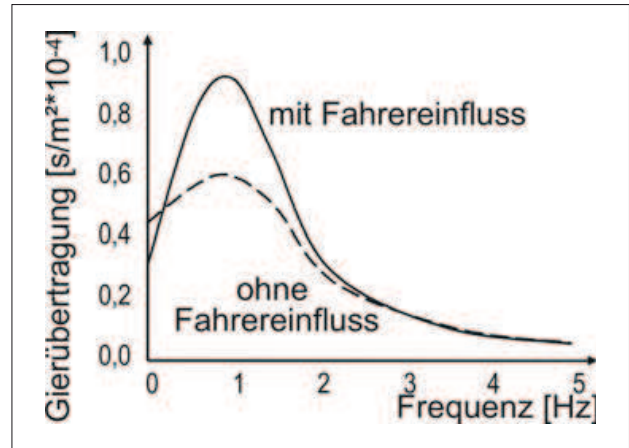


Bild 2-28: Gierübertragungsverhalten (Amplitudenspektrum) ohne und mit Fahrereinfluss bei 150 km/h [11]

Bild 2-28 zeigt ein typisches Gierübertragungsverhalten im Frequenzspektrum bei Seitenwindanregung mit Fahrereinfluss (Closed-Loop) und ohne Fahrereinfluss (Open-Loop).

Bei Betrachtung des Gierübertragungsverhaltens wird deutlich, dass sich der Fahrereinfluss bis ca. 0,5 Hz Seitenwindanregung positiv auswirkt, während er im Bereich der Fahrzeuggiereigenfrequenz um ca. 1,0 Hz die Fahrzeug-Gierreaktionen deutlich verstärkt. Ab ca. 1,5 Hz ist kein nennenswerter Fahrereinfluss mehr feststellbar.

Die c_w -Optimierung führt bei modernen Fahrzeugen (insbesondere bei Fließheckfahrzeugen) teils zu einer Vergrößerung der Windgiermomentenbeiwerte c_{Mz} . Hierbei verändert sich das Seitenwindverhalten und dies kann zu einer größeren Seitenwindempfindlichkeit und damit verbundener erhöhter Giergeschwindigkeitsreaktion führen, die aus subjektiver Sicht des Fahrers eine negative Fahrzeugeigenschaft darstellt.

Da lediglich das Zeitverhalten der Gierbewegung und nicht das Giergeschwindigkeitsmaximum ausschlaggebend ist, führt eine Vergrößerung der Gierträgheit nur zu einer geringfügigen Verbesserung des Seitenwindverhaltens.

Großen Einfluss hat die Heckform eines Fahrzeugs auf das Seitenwindverhalten. Bei einem Fahrzeug mit Vollheck tritt im Heckbereich ein größerer Druckunterschied zwischen der dem Wind zugewandten und der dem Wind abgewandten Seite auf als bei einem Fließheckfahrzeug. Das Vollheckfahrzeug besitzt eine größere seitliche Kraftangriffsfläche im hinteren Bereich, wodurch sich der Kraftangriffspunkt e_{Sp} in Richtung Heck verlagert (der Druckpunkt D_p liegt in der Regel vor dem Fahrzeug-Schwerpunkt S_p). Hieraus resultieren eine größere, hintere Seitenkraft und ein reduziertes Giermoment. Das Fließheckfahrzeug weist dementsprechend eine geringere auftretende Seitenkraft, jedoch ein größeres Giermoment auf. Ein Stufenheckfahrzeug kann nach [13] bezüglich des Seitenwindverhaltens zwischen Vollheck und Fließheck eingestuft werden. Selbst bei einer großen c_w -

Reduzierung bei Vollheckfahrzeugen ist kein wesentlich stärkeres Seitenwindverhalten zu erwarten [13]. Eine c_w - (bzw. c_x -) Optimierung stellt sich jedoch bei Vollheckfahrzeugen schwieriger dar als bei Fließheckfahrzeugen. [11]

2.1.3 Leistungs- und Energiebedarf

Die Grundgleichung zur Berechnung der zur Aufrechterhaltung eines beliebigen Fahrzustands erforderlichen Gesamtantriebskraft F_{Bed} ergibt sich gemäß Gl. (2.61):

$$F_{\text{Bed}} = \frac{P_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_x \pm v_L)^2 \cdot c_w \cdot A_L + \sum_j k_{R,j} \cdot F_{Z,V,t} + m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) + (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \quad (2.61)$$

Geht man von einer Fahrt bei Windstille ($v_L = 0$ km/h) aus, auf einer Straße mit einer maximalen Steigung von $p = 30$ %, einem unbeladenen Fahrzeug ($m_{zu} = 0$ kg) sowie der Verwendung von vier Reifen gleichen konstanten Rollwiderstands k_R , dann kann Gl. (2.61) vereinfacht formuliert werden als:

$$F_{\text{Bed}} = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_x^2 \cdot c_w \cdot A_L + m_{V,t} \cdot g \cdot \left(k_R + p + e_i \frac{a_x}{g} \right) \quad (2.62)$$

Während der Fahrt legt das Fahrzeug die Wegstrecke s_x zurück. Zur Überwindung der dabei in Abhängigkeit der Streckenkoordinate s auftretenden Fahrwiderstände $F_{\text{Bed}}(s)$ ist an den Antriebsrädern die Energie E_{Bed} umgewandelt worden:

$$E_{\text{Bed}} = \int_0^{s_x} F_{\text{Bed}}(s) \cdot ds \quad (2.63)$$

Da sich die Fahrwiderstände F_{Bed} zu einem Teil aus konservativen und zum anderen Teil aus nicht konservativen Kräften zusammensetzen, kann ein Teil $E_{\text{Bed,konserv}}$ der an den Rädern umgesetzten Antriebsenergie E_{Bed} durch Rekuperation zurückgewonnen werden. Der Rest $E_{\text{Bed,dissip}}$ dissipiert:

$$E_{\text{Bed}} = E_{\text{Bed,konserv}} + E_{\text{Bed,dissip}} \quad (2.64)$$

$$E_{\text{Bed,konserv}} = \int_0^{s_x} [F_{St}(s) + F_C(s)] \cdot ds \quad (2.65)$$

$$E_{\text{Bed,dissip}} = \int_0^{s_x} [F_L(s) + F_R(s)] \cdot ds \quad (2.66)$$

Die rekuperierbare Energie $E_{\text{Bed,konserv}}$ kann durch die kinetische und die potenzielle Energie der gesamten Fahrzeugmassenträgheit (translatorische und rotatorische Massen) bei der Fahrgeschwindigkeit v_x und der überwundenen Höhendifferenz h im Erdschwerefeld g ausgedrückt werden:

$$E_{\text{Bed,konserv}} = \frac{e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}}{2} \cdot v_x^2 + m_{V,t} \cdot g \cdot h \quad (2.67)$$

Da sich das Fahrzeug mit einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit v_x bewegt, muss der Fahrwiderstand F_{Bed} mit dieser Geschwindigkeit v_x überwunden werden. Hierfür ist an den Antriebsrädern die Leistung P_{Bed} aufzubringen:

$$P_{\text{Bed}} = \frac{d(E_{\text{Bed}}(t))}{dt} = F_{\text{Bed}}(v_x) \cdot v_x \quad (2.68)$$

Unter Verwendung von Gl. (2.61) erhält man:

$$P_{\text{Bed}} = \frac{P_U}{2 \cdot R_L \cdot \theta_U} \cdot (v_x \pm v_L)^3 \cdot c_w \cdot A_L + \sum_j k_{R,j} \cdot F_{Z,V,t} \cdot v + m_{V,t} \cdot g \cdot \sin(\alpha_{St}) \cdot v_x + (e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu}) \cdot a_x \cdot v_x \quad (2.69)$$

Mit den Vereinfachungen in Gl. 2.62 lässt sich der Leistungsbedarf an den Antriebsrädern P_{Bed} folgendermaßen ausdrücken:

$$P_{\text{Bed}} = \frac{\rho_L}{2} \cdot v_x^3 \cdot c_w \cdot A_L + m_{V,t} \cdot g \cdot \left(k_R + p + e_i \frac{a_x}{g} \right) \cdot v_x \quad (2.70)$$

Mit Hilfe des aktuellen Leistungsbedarf P_{Bed} der Antriebsräder kann für die nach der Fahrtzeit t_x am Rad umgewandelte Gesamtenergie E_{Bed} (Gl. (2.63)) geschrieben werden:

$$E_{\text{Bed}} = \int_0^{s_x} F_{\text{Bed}}(s) \cdot ds = \int_0^{t_x} P_{\text{Bed}}(t) \cdot dt \quad (2.71)$$

Der Leistungsbedarf ist dabei ebenfalls abhängig von der aktuellen Streckenkoordinate s bzw. der Zeitkoordinate t . Diese sind voneinander abhängig und damit ineinander überführbar.

Bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten, beispielsweise im Stadtverkehr, spielen der Beschleunigungswiderstand F_C und ggf. der Steigungswiderstand F_{St} die Hauptrolle. Da es sich hierbei um konservative Kräfte handelt, wird eine Rekuperation besonders interessant. Durch den überproportionalen Einfluss der Fahrgeschwindigkeit v_x ($P_L \sim v^3$) auf die Fahrwiderstandsleistung wird der Luftwiderstand F_L bei Konstantfahrten auf Autobahnen und Landstraßen zum hauptsächlichen Fahrwiderstand. Auch die überproportionale Zunahme des Reifenrollwiderstands F_R auf Grund der Deformationswellenbildung und dem damit verbundenen zusätzlichen Walkwiderstand (s. Bild 2-4) trägt dazu bei, dass bei hohen Fahrgeschwindigkeiten große Antriebsleistungen erforderlich werden. Die zur Überwindung des Luft- und des Rollwiderstands aufgewendete Leistung dissipiert in Form von Wärme [3].

2.1.4 Kraftstoffverbrauch

Um die Fahrwiderstände F_{Bed} überwinden und den damit verbundenen Leistungsbedarf P_{Bed} abdecken zu können, muss das Fahrzeug mit der Energie E aus einer entsprechenden Energiequelle versorgt werden. Aufgrund der sehr hohen Energiedichte (Energieeinheit pro Masseneinheit) haben sich in der Kraftfahrzeugtechnik fossile Brennstoffe in Form flüssiger Kohlenwasserstoffverbindungen durchgesetzt. Diese lassen sich heute noch kostengünstig aus Erdöl herstellen und sind weltweit verfügbar, obwohl in absehbarer Zeit die Erdölreserven verbraucht sein werden.

Im Einzelnen handelt es sich bei den flüssigen Kohlenwasserstoffverbindungen um sogenannte Otto-Kraftstoffe („Normal-Benzin“ und „Super“) bzw. Diesel-Kraftstoffe. Die Energie ist in chemischer Form in den Atombindungen der Kohlenwasserstoff-Moleküle gespeichert. Diese wird bei Oxidation des Brennstoffs mit Sauerstoff als Wärme freigesetzt. Als Nebenprodukte entstehen Wasser H_2O und CO_2 . Das Treibhausgas CO_2 wird zu einem großen Teil mitverantwortlich für die globale Klimaerwärmung gemacht. Die EU-Gesetzgebung hat deshalb einen Flotten- CO_2 -Emissionsgrenze von 130 g/km für die Autohersteller ab 2012 vorgeschrieben [14]. Sowohl aus Gründen der Ressourcenknappheit und Wirtschaftlichkeit als auch zur Klimaschonung ist es ein Ziel bei der Entwicklung von Fahrzeugen, den Kraftstoffverbrauch so niedrig wie möglich zu halten. Dies kann einerseits durch Reduktion der Fahrwiderstände (z. B. durch rollwiderstandsarme Reifen oder geringe c_w -Luftwiderstandsbeiwerte), durch Energierückgewinnung, Start-Stop-Automatik, als auch durch die Optimierung der motorinternen Prozesse sowie Verbesserung der Wirkungsgrade des Antriebsstrangs erzielt werden. Darüber hinaus kann über den Einsatz alternativer Energieträger nachgedacht werden. Beispiele für weitere Energieträger- und Energiespeichermöglichkeiten sowie deren Energiedichte zeigt die **Tabelle 2-3** [1], [3], [4].

Auf Basis der Energiedichte eines Speichermediums kann der Kraftstoffverbrauch B [kg] eines Fahrzeugs berechnet werden. Im Allgemeinen wird ein spezifischer Kraftstoffverbrauch angegeben. Dieser ist bezogen auf die Fahrtstrecke s_x [m] und wird mit B_e [kg/m] bezeichnet. Die Energie E_{Bed} [J] die zur Zurücklegung der Fahrtstrecke s_x [m] benötigt ist, berechnet sich bei Kenntnis der Fahrwiderstände F_{Bed} bzw. der Bedarfsleistung P_{Bed} [W] zu [4]:

$$E_{\text{Bed}} = \int_0^{s_x} F_{\text{Bed}}(s) \cdot ds = \int_0^{t_x} P_{\text{Bed}}(t) \cdot dt \quad (2.72)$$

Der Zusammenhang zwischen dem Streckenverbrauch B_e [kg/m] und der aufgewendeten Arbeit E_{Bed} [J] bestimmt sich bei Verwendung einfacher oder fossiler Brennstoffe über den massenspezifischen Heizwert H_u [J/kg] des jeweiligen Energieträgers. Die Heizwerte von Otto- und Dieselmotorkraftstoff sowie weiterer fossiler Kraftfahrzeug-Treibstoffe zeigt die **Tabelle 2-4**.

Tabelle 2-3: Energiespeicherdichte verschiedener Medien [1], [3], [4]; 1 Wh = 3600 J

Energiespeicher	Energiedichte [Wh/kg]
Einfache Brennstoffe	
Wasserstoff	33326
Kohlenstoff	9101
Fossile Brennstoffe (Kohlenwasserstoffe)	
Otto-Kraftstoffe	12080
Diesel-Kraftstoff	11800
Flüssiggas (LPG)	12185
Methanol	5450
Elektrische Speicher	
Blei-Säure-Akku	30-50
Nickel-Metallhydrid-Akku	60-80
Nickel-Cadmium-Akku	40-60
Natrium-Nickel-Chlorid-Akku	80-100
Lithium-Ionen-Akku	90-120
Lithium-Polymer-Akku	150
Zink-Luft-Akku	100-220
Superkondensator	1-7
Brennstoffzelle	>1000
Mechanische Speicher	
Schwungrad	5-11
Hydraulische/pneumatische Speicher	
Druckspeicher	<0.7
Wärmespeicher	
Salz-Kristallisation	>30

Tabelle 2-4: Massen- und volumenspezifische Heizwerte und Dichten fossiler Brennstoffe [15]

Kraftstoff	Otto	Diesel	LPG	Erdgas
Heizwert pro kg: [J/kg]	43500	42500	46100	47700
[Wh/kg]	12080	11800	12185	13240
Kraftstoffdichte: [kg/l]	0,755	0,845	0.540	[kg/m ³] 0,654
Heizwert pro l: [J/l]	32800	35900	24900	[kg/m ³] 31200
[Wh/l]	9120	9970	6920	8660

Die Umwandlung und Übertragung der chemisch im Kraftstoff gespeicherten Energie in mechanische Antriebsenergie an den Rädern des Fahrzeugs ist verlustbehaftet. Einerseits entstehen prozess-, reibungs- und kühlungsbedingte Verluste im Verbrennungsmotor des Fahrzeugs, andererseits müssen Reibungsverluste im Antriebsstrang (Getriebe, Lager) hingenommen werden. Zur Berechnung des Kraftstoffverbrauchs B werden mittlere Verlustwerte angenommen, die durch den mittleren Motorwirkungsgrad $\eta_{\text{med,M}}$ und den mittleren Antriebsstrangwirkungsgrad $\eta_{\text{med,A}}$ beschrieben werden. Typische Verluste im Antriebsstrang eines Fahrzeugs zeigt **Bild 2-29**.

Daraus wird deutlich, dass das Produkt aus mittlerem Motorwirkungsgrad $\eta_{\text{med,M}}$ und mittlerem Antriebs-

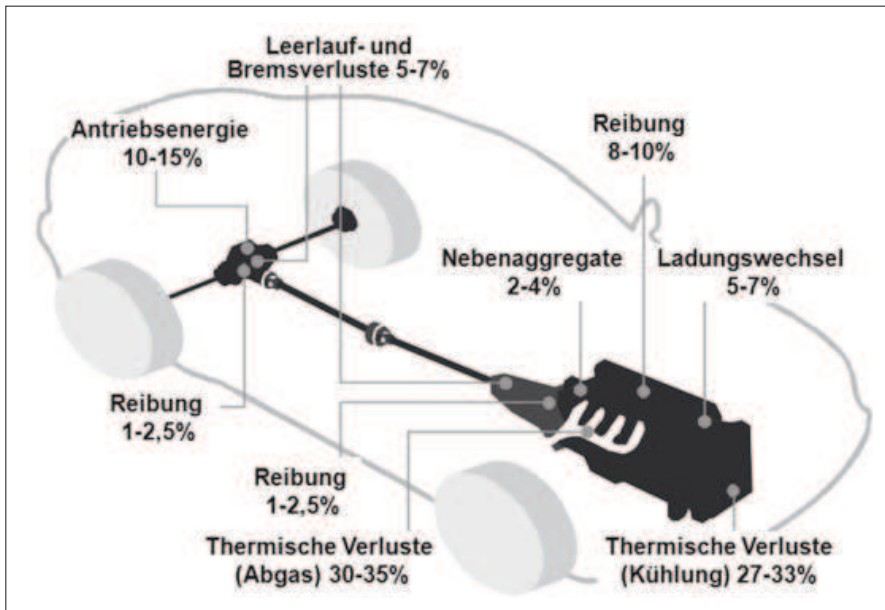


Bild 2-29:
Verluste im Fahrzeugantriebsstrang [1]

strangwirkungsgrad $\eta_{\text{med,A}}$ lediglich ca. 10 – 15 % beträgt. Von der im Kraftstoff chemisch gespeicherten Energie können demnach nur ca. 10 – 15 % zur Überwindung der Fahrwiderstände genutzt werden.

Aus der für den Personennahverkehr eingesetzten Primärenergie entstehen durchschnittlich nur ca. 9,5 % mechanischer Antriebsenergie, die tatsächlich zur Überwindung der Fahrwiderstände genutzt werden [1]. Der Rest dissipiert größtenteils als Wärme.

Damit den Antriebsrädern die geforderte Energiemenge E_{Bed} zur Überwindung der Fahrwiderstände F_{Bed} auf der Strecke s_x Verfügung gestellt werden kann (s. Gl. (2.72)), muss im Motor die Kraftstoffmasse B mit dem Heizwert H_u eingesetzt werden [2].

$$E_{\text{Bed}} = \eta_{\text{med,M}} \cdot \eta_{\text{med,A}} \cdot B \cdot H_u \quad (2.73)$$

Der streckenspezifische Verbrauch B_e berechnet sich daher zu [15]:

$$B_e = \frac{B}{s_x} = \frac{1}{\eta_{\text{med,M}} \cdot \eta_{\text{med,A}} \cdot H_u \cdot s_x} \cdot E_{\text{Bed}} \quad (2.74)$$

Die geforderte Radantriebsenergie E_{Bed} bestimmt sich aus dem Fahrwiderständen F_{Bed} (s. Gl. (2.62)). Ein Teil der Fahrwiderstandskräfte sind konservative Kräfte (Steigungs- und Beschleunigungswiderstand). Der Anteil der Radantriebsenergie, der für die Überwindung dieser Kräfte aufgewendet werden muss, ist im Bewegungszustand und der aktuellen Position des Fahrzeugs gespeichert und zwar in Form kinetischer und potenzieller Energie. Bei Abbremsung des Fahrzeugs kann die kinetische Energie

$$E_{\text{Bed,kin}} = \frac{e_i \cdot m_{V,ul,0} + m_{zu} \cdot v_x^2}{2} \quad (2.75)$$

durch Rekuperation zurückgewonnen werden und nach Zwischenspeicherung, beispielsweise in einem Schwungrad, einem Superkondensator oder einem Akkumulator, dem Fahrzeug für den nächsten Anfahrvorgang wieder zur Verfügung gestellt werden.

Dies ist eine Möglichkeit zur Kraftstoffeinsparung. Weitere Verbrauchseinsparpotenziale während des Fahrzeugbetriebs bieten folgende Maßnahmen:

- ♦ hoher Antriebsstrangwirkungsgrad η_A ,
- ♦ großer Motorwirkungsgrad η_M ,
- ♦ Downsizing des Motorhubraums, der Zylinderzahl (bei gleichbleibender Leistung),
- ♦ Verwendung von Leichtlauf-Motorölen,
- ♦ Vermeidung von Fahrten unter 2 km (Verbrauch des kalten Motors ca. 30 l/100 km),
- ♦ Start/Stop-Automatik, Abschalten des Motors bei stehendem Fahrzeug,
- ♦ Betrieb des Motors bei optimalem Wirkungsgrad,
- ♦ Ausschalten von Nebenverbrauchern (z. B. Klimaanlage, Heckscheibenheizung),
- ♦ Nebenaggregate mit „power on demand“ (Elektrolenkung, elektromechanische Bremse, elektromechanische Ventilsteuerung usw.)
- ♦ Verwendung rollwiderstandsarmer Reifen,
- ♦ Fahrt mit 0,2 bis max. 0,5 bar höherem Reifenfülldruck p_T ,
- ♦ Einstellung der korrekten Achsgeometrie,
- ♦ Fahrt auf trockener, befestigter Straße mit möglichst wenigen, kleinen Bodenebenenheiten,
- ♦ Verwendung sauberer, geschmierter Radlager,
- ♦ Einstellung großen Bremsenluftspiels,
- ♦ möglichst geringes Fahrzeuggesamtgewicht $m_{V,t}$,
- ♦ Verzicht auf unnötige Zuladung m_{zu} ,
- ♦ möglichst geringe rotatorische Massenträgheiten Θ_{red} sowie kleine Massenfaktoren e_i ,
- ♦ Fahrt in der jeweils höchsten Gangstufe i (schnell Hochschalten),
- ♦ Getriebe mit breiter Spreizung (> 7),
- ♦ Vermeidung zu hoher Geschwindigkeiten,
- ♦ gleichmäßige Fahrt bei konstanter v (Tempomat),
- ♦ Fahrzeug mit kleinem Luftwiderstand [$c_w \cdot A_L$],

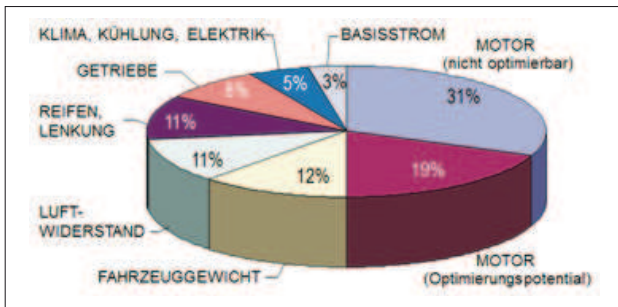


Bild 2-30: Verbrauchsanteile und Ersparnispotential [16]

- ♦ Verzicht auf unnötige Anbauteile,
- ♦ Hybrid- oder Elektroantrieb (Brems- und Rollenenergierückgewinnung).

Das **Bild 2-30** zeigt die Verbrauchsanteile der wichtigsten Fahrzeugaggregate [16]. Insbesondere beim Verbrennungsmotor steckt noch erhebliches Optimierungspotential.

Die Verwendung von Kraftstoffen mit höherer Energiedichte führt nur zu einem geringeren Massenverbrauch, nicht jedoch zu einem niedrigeren Energieverbrauch.

Neben dem Verbrauch sind auch die Emissionswerte von Bedeutung, vor allem die Emission von CO₂ Gasen. Bei einem Verbrennungsmotor sind sie abhängig von Kraftstoffverbrauch. Bei Elektro- und Hybridfahrzeugen sind sie jedoch abhängig davon, wie viel CO₂ beim Erzeugen des Stroms emittiert wird. So sind die Elektrofahrzeuge emissionsfreundlich (zero emission), wenn diese ausschließlich mit Strom aus den wiedererneuerbaren Energiequellen betrieben werden.

2.2 Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn

Der Reifen ist eine entscheidende Komponente für das längs-, quer- und vertikaldynamische Fahrzeugfahrverhalten. Abgesehen von den aerodynamischen Einflüssen werden sämtliche Kräfte und Momente,

die auf den Fahrzeugaufbau einwirken, in der Radaufstandsfläche von der Fahrbahn über die Reifen auf das Fahrzeug übertragen.

Den Aufbau eines Luftreifens zeigt **Bild 2-31**.

Die Eigenschaften des Reifens hängen stark von den lokalen Effekten in der Reifen-Fahrbahnkontaktzone ab [17]. Die Kraftübertragung findet dabei reibschlüssig statt. Verantwortlich ist das Zusammenspiel der Reibungspartner Straße und Reifenlaufstreifen.

Man unterscheidet zwischen zwei hauptsächlichen Reibungsvorgängen, die die Kraftübertragung zwischen Fahrbahn und Reifen ermöglichen [18]:

- ♦ Adhäsionsreibung (intermolekulare Haftkräfte),
- ♦ Hysteresereibung (Verzahnungskräfte – Formschluss).

Kohäsions- und Viskosereibung spielen keine Rolle. Die Hysteresereibungseigenschaften, also das Verzahnungsverhalten zwischen Reifenlaufstreifen und Fahrbahnrauigkeiten, werden durch das viskoelastische Werkstoffverhalten von Gummi bestimmt (s. auch Abschnitt 2.1.1.1). Eine große Dämpfung im Gummwerkstoff des Laufstreifens führt zu einem hohen Hysteresereibungskoeffizienten.

Adhäsionsreibung nach dem van der Wall'schen Gesetz, findet auf molekularer Ebene zwischen den Reibpartnern statt und erfordert einen direkten Kontakt (Größenordnung 10⁻⁵ mm [19]) der beiden Reibungspartner Straße und Reifenlaufstreifen. Neben dem Abstand hat auch die Art der Moleküle einen großen Einfluss auf die Größe der Adhäsionskraft.

Bild 2-32 zeigt anschaulich den Unterschied zwischen Hysteresereibung und Adhäsionskräften im Reifenlatsch.

Auf trockener Fahrbahn ist die Adhäsionskomponente maßgeblich. Liegt ein viskoses Zwischenmedium vor, wie beispielsweise Wasser, Öl, Eisschicht, Blätter usw., das den direkten Kontakt der Gummimoleküle mit dem Straßenbelag verhindert, so können keine intermolekularen Haftkräfte und somit keine Adhäsionsreibung aufgebaut werden.

In diesem Fall überträgt ausschließlich die Hysteresereibung Kräfte zwischen Rad und Fahrbahn. Um die Hysteresekomponente nutzen zu können, muss jedoch eine ausreichende Straßenrauigkeit vorliegen. Diese

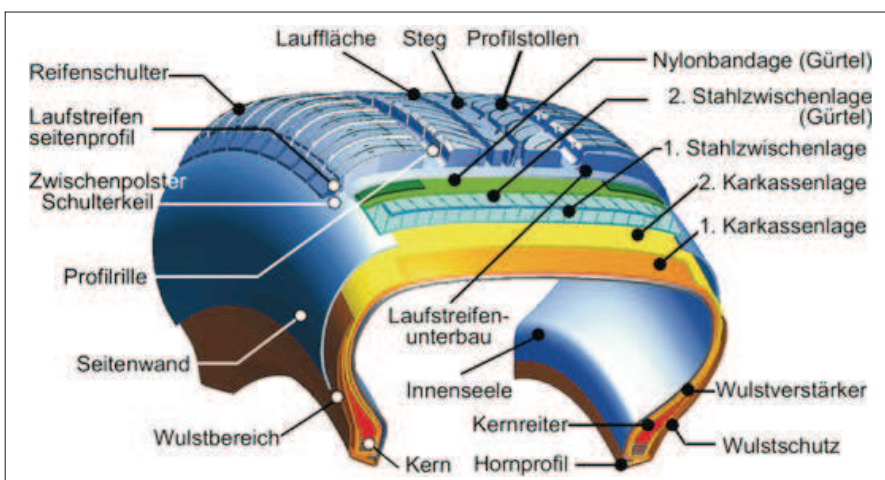


Bild 2-31: Aufbau eines modernen Pkw-Reifens [19]