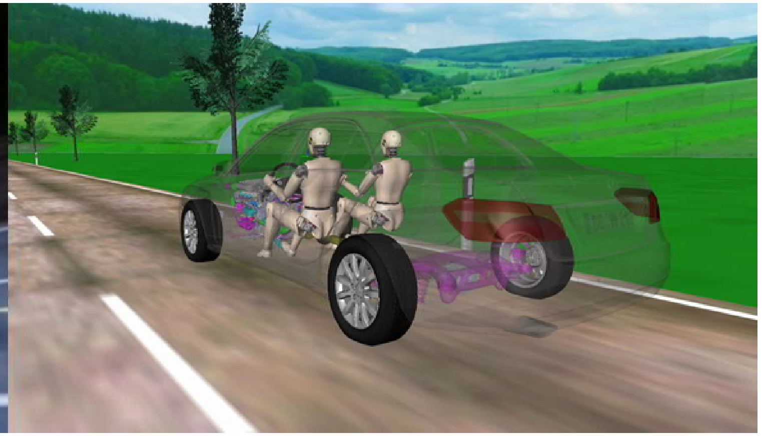
Hochschule Ulm



Vorlesung Fahrzeugmechanik (Kap. 10: Querdynamik)

Hochschule Ulm, WS 2017/18

Theodor Großmann

Die Fahrdynamik oder Fahrverhalten wird im Allgemeinen in die Teilgebiete „Ride“ und „Handling“ aufgeteilt.

Begriffsdefinition „Ride“:

Ride umfasst den niederfrequenten Komfort (<30 Hz). Es werden hierbei keine akustischen Signale mitbenutzt. Die Bewegungen finden vor allem vertikal statt. (Straßeninduziertes Verhalten)

Begriffsdefinition „Handling“:

Handling beschäftigt sich vor allem mit quer- und längsdynamischen Manövern. Die Frequenzen liegen im Bereich unterhalb von 5 Herz. (Fahrerinduziertes Verhalten)

„Open Loop“-Manöver:

Bei Open Loop Manövern sind die Aktivitäten des Fahrers fest vorgegeben, mit anderen Worten, der Fahrer regelt seine Fahraufgabe nicht aus.

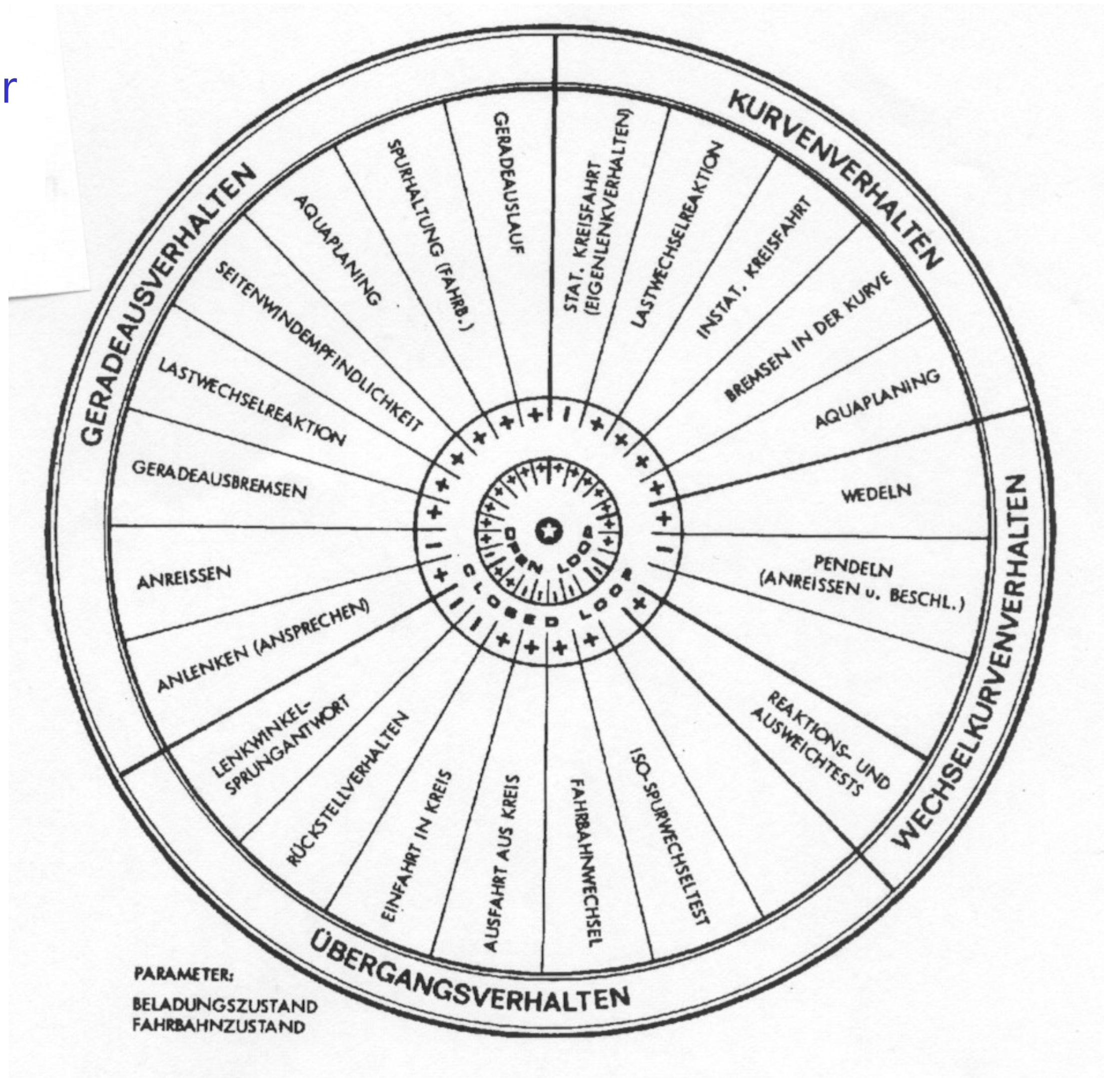
„Closed Loop“-Manöver:

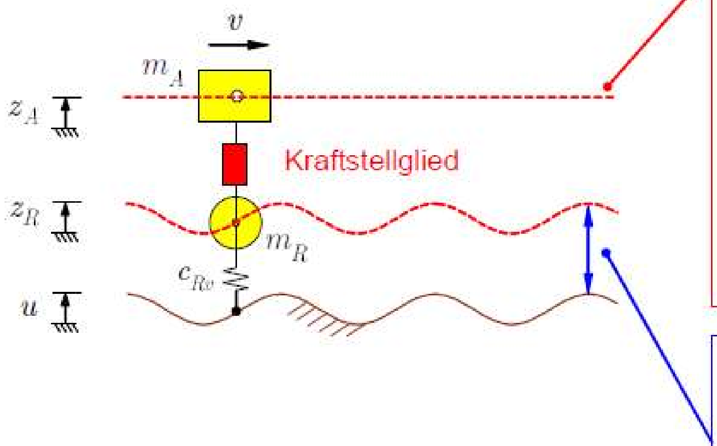
Der Fahrer bekommt eine Fahraufgabe, die er durch den Regelkreis „Fahrer Fahrzeug Umwelt“ zu erfüllen versucht.

Manöverkatalog

Fahrdynamische Manöver & Schwingungen: Handling-Manöver

a) Handling-Manöver
b) Ride Manöver





Optimaler Fahrkomfort:
keine Vertikalbeschleunigung des Aufbaus,
also keine dynamischen Kräfte im Kraftstellglied

→ Bewegung der Radmasse nur durch Reifenfeder beeinflussbar

→ Veränderung der Radaufstandskraft

→ keine optimale Fahrsicherheit

Optimale Fahrsicherheit:
keine Änderung der Radaufstandskraft,
also keine Längenänderung der Reifenfeder

→ Radmasse muss Fahrbahnhöhe folgen, hierfür erforderliche Kraft muss durch Kraftstellglied aufgebracht werden

→ Beschleunigung des Aufbaus

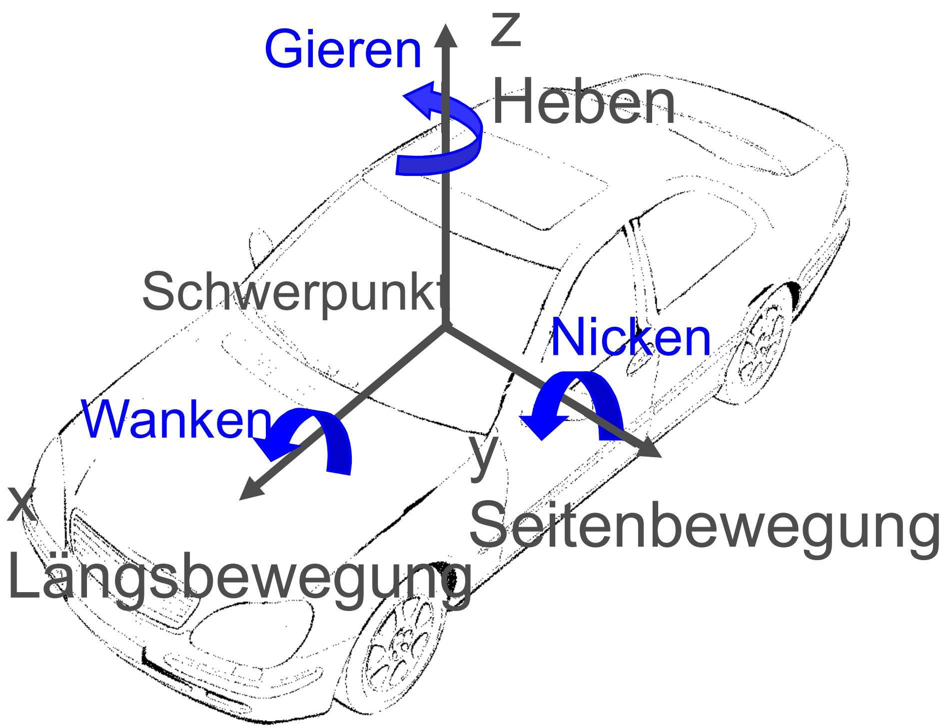
→ kein optimaler Fahrkomfort

Auch durch ein aktives Kraftstellglied
kann der Zielkonflikt nicht umgangen werden!

Zielkonflikt zwischen Fahrkomfort und Fahrsicherheit

Grundlagen

Fahrzeugmodell

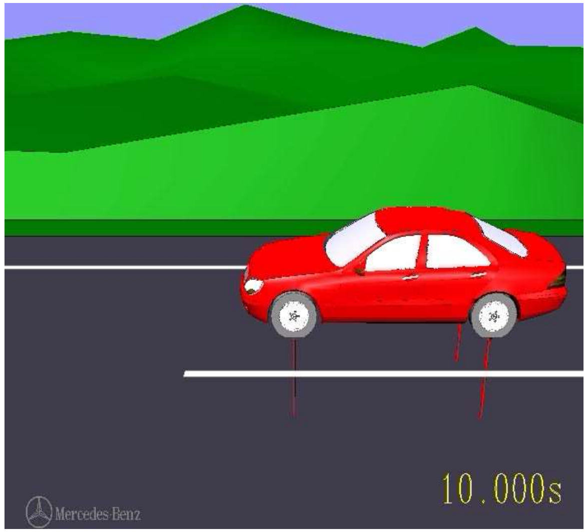


Grundlagen

Fahrzeugmodell

Gieren: Bremsen auf μ-split

Nicken: Anfahren und Bremsen



Wanken: Slalom 18m

Grundlagen Annahme des Einspurmodells

Annahmen für <u>lineares</u> Einspurmodell:*

<u>Achsen:</u>

Beide Räder einer Achse
werden zu einem Rad in Achsmitte
zusammengefasst.

<u>Radführung (Kinematik + Elastokinematik):</u>

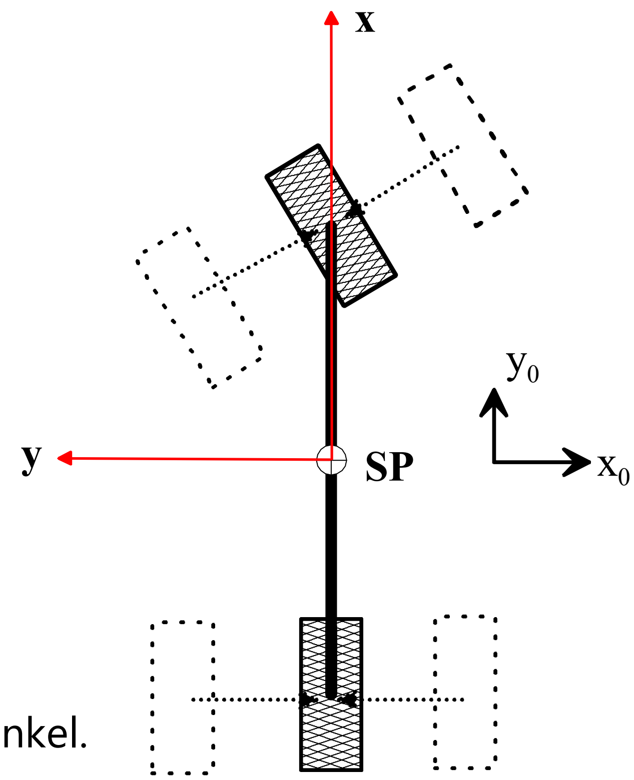
Radführung ist linear.

<u>Ebenes Modell:</u>

Der Fahrzeugschwerpunkt liegt in Fahrbahnhöhe.
(Kein Fahrzeug-Wanken)

<u>Lineares System:</u>

- Die Reifenseitenkraft ist proportional dem Schräglaufwinkel.
- Reifenrückstellmoment wird vernachlässigt.
- Kein Reifeneinlaufverhalten

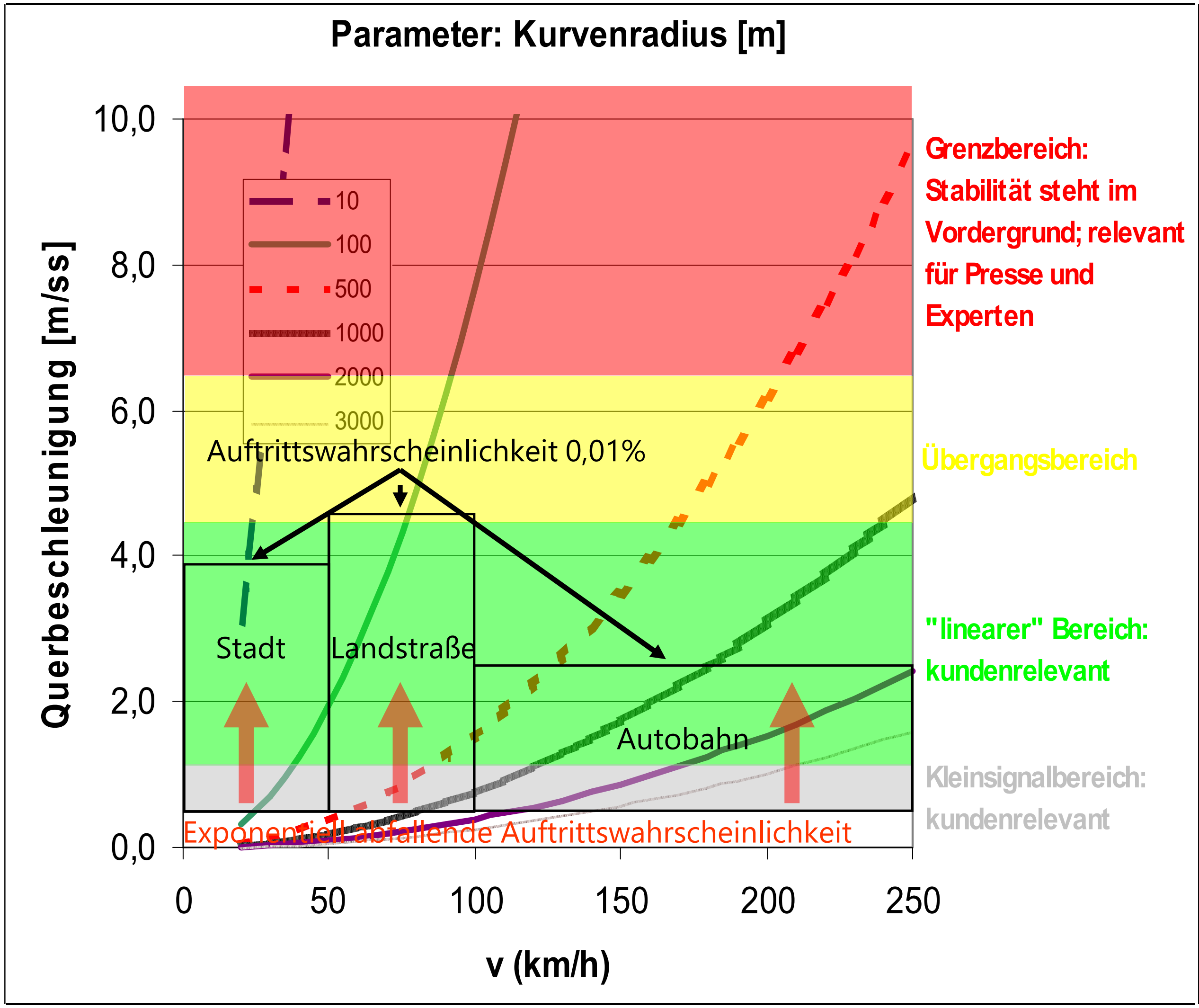


* Je nach Definitionsgrad können die Annahmen variiert und Nichtlinearitäten vereinfacht eingeführt werden.

Gütligkeitsbereich des linearen Einspurmodells

Hochschule Ulm

Die Auftrittswahrscheinlichkeit der Querbeschleunigungen nimmt für den normalen Kunden exponentiell mit der Querbeschleunigung ab.



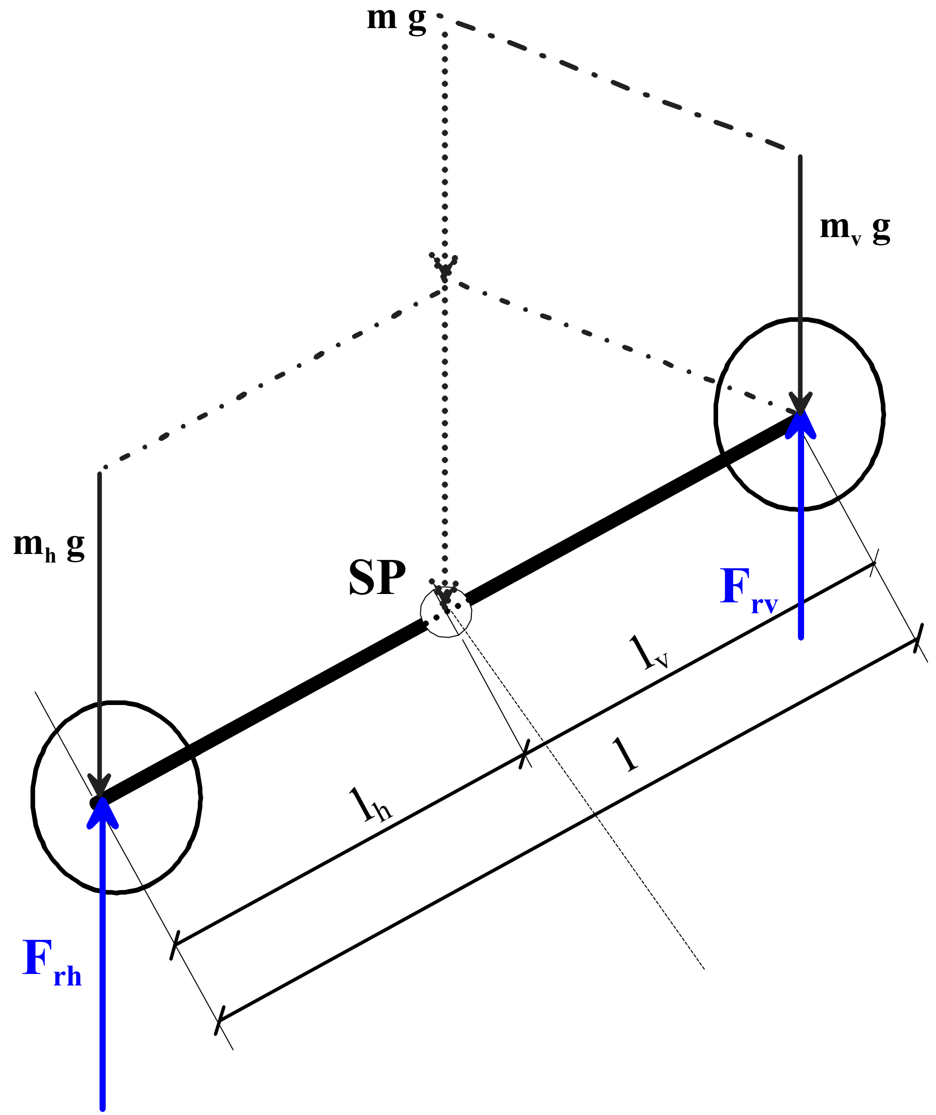
Achslastverteilung am Fahrzeug-Einspurmodell

Momentenbilanz mit Vertikalkräften:

$$\mathbf{m \cdot g \cdot l_h = m_v \cdot g \cdot l} \Rightarrow \boxed{\mathbf{m_v = \frac{l_h}{l} m}}$$

$$\mathbf{m \cdot g \cdot l_v = m_h \cdot g \cdot l} \Rightarrow \boxed{\mathbf{m_h = \frac{l_v}{l} m}}$$

$$\boxed{\mathbf{m_v + m_h = m}}$$



SP : Schwerpunkt
m : Gesamtmasse
m_v : Achslast der Vorderachse
m_h : Achslast der Hinterachse
l : Radstand
l_v : Abstand Vorderachse vom Schwerpunkt
l_h : Abstand Hinterachse vom Schwerpunkt

Grundlagen

Kräfteverteilung am Fahrzeug-Einspurmodell

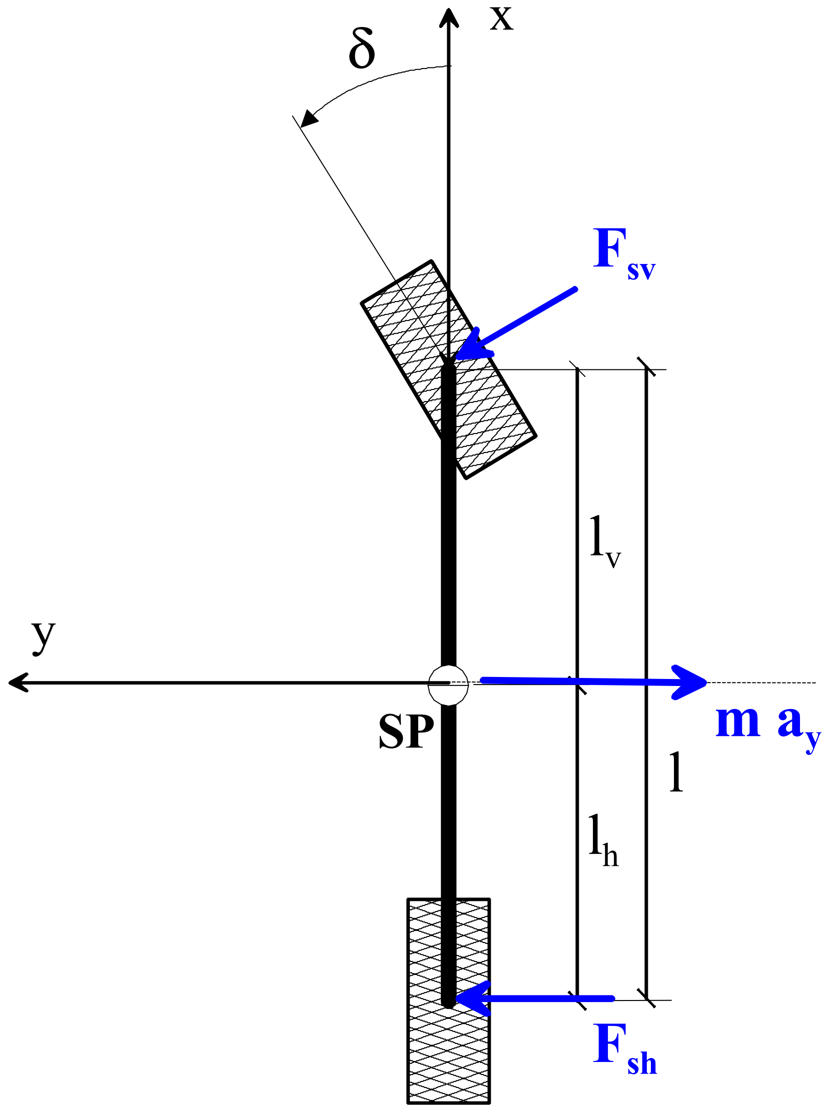
Aus Momentenbilanz mit Querkräften:

$$F_{sv} \cdot \cos\delta \cdot l = l_h \cdot m \cdot a_y$$

$$F_{sh} \cdot l = l_v \cdot m \cdot a_y$$

Für kleine Winkel gilt: $\cos\delta \approx 1$ und damit:

$$\boxed{F_{sv} = \frac{l_h}{l} \cdot m \cdot a_y \qquad F_{sh} = \frac{l_v}{l} \cdot m \cdot a_y}$$



F_{Sv} : Seitenkraft an Vorderachse
F_{Sh} : Seitenkraft an Hinterachse
a_y : Querbeschleunigung
δ : Lenkwinkel

Zerlegung der Beschleunigungen entlang der Bahnkurve

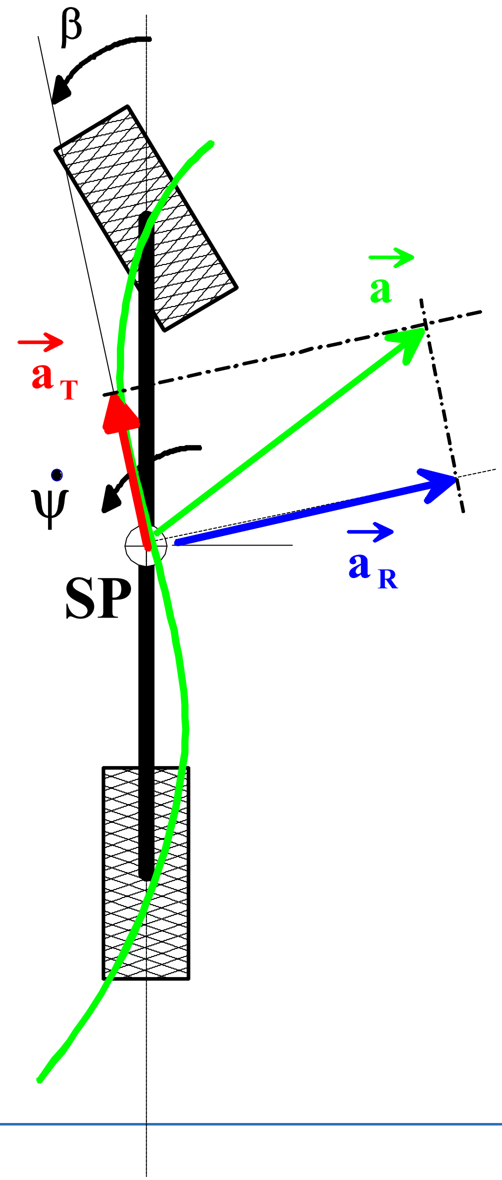
Hochschule Ulm

Allgemeine Zerlegung der Beschleunigung entlang einer Bahnkurve:

$$\vec{a} = \vec{a}_R + \vec{a}_T = \frac{v^2}{R} \cdot \vec{e}_R + \dot{v} \cdot \vec{e}_T$$

$$\left|\vec{a}_R\right| = a_R = \frac{v^2}{R}$$

$$\left|\vec{a}_T\right| = a_T = \dot{v}$$



a : Bahnbeschleunigung
a_T : Längsbeschleunigung
a_R : Radialbeschleunigung
$\vec{e}_T$: Längseinheitsvektor
$\vec{e}_R$: Radialeinheitsvektor
v : Längsgeschwindigkeit

Grundlagen

Bewegungsgrößen

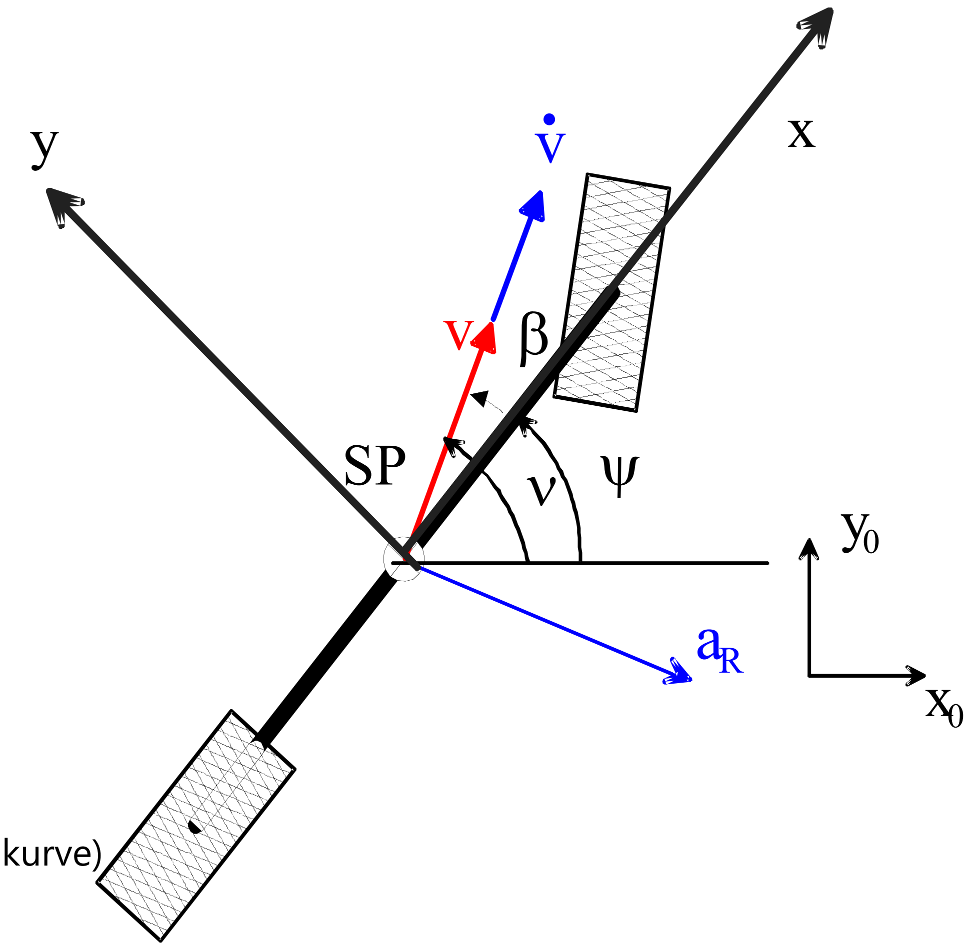
Allgemein gilt:

$$\nu = \psi + \beta \Rightarrow \boxed{\dot{\nu} = \dot{\psi} + \dot{\beta}}$$

$$\mathbf{a_R} = \mathbf{v} \cdot \dot{\nu} \Rightarrow \boxed{\mathbf{a_R} = \mathbf{v} \cdot \left(\dot{\psi} + \dot{\beta}\right)}$$

Spezialfall
Stationäre Kreisfahrt:

$$\boxed{\mathbf{a_R} = \frac{\mathbf{v}^2}{\mathbf{R}} \quad \text{mit} \quad \mathbf{v} = \dot{\psi} \cdot \mathbf{R}}$$



v : Geschwindigkeit
$\dot{v}$: Längsbeschleunigung
R : Bahnradius
a_R : Radialbeschleunigung (senkrecht zur Bahnkurve)
β : Schwimmwinkel
ψ : Gierwinkel
ν : Kurswinkel
$\dot{\psi}$: Giergeschwindigkeit

Kräfte- und Momentengleichgewicht für reine Querdynamik

Newton:

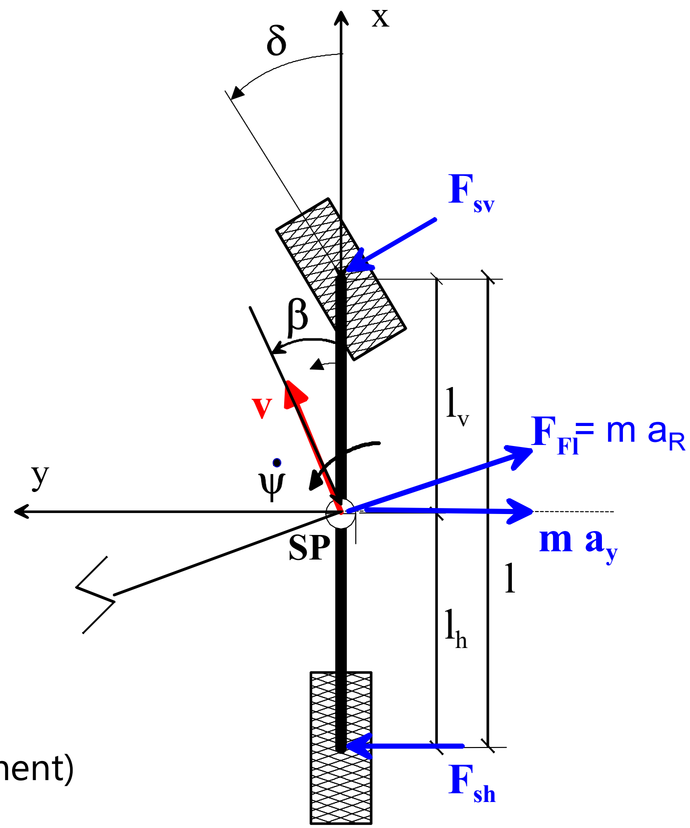
$$\mathbf{m \cdot a_y = F_{sv} \cos\delta + F_{sh}}$$

Drallsatz:

$$\theta \cdot \ddot{\psi} = \mathbf{F_{sv} \cdot \cos\delta \cdot l_v - F_{sh} \cdot l_h}$$

Für kleine Winkel gilt:

$$\mathbf{\cos\delta \approx 1 \Rightarrow} \quad \boxed{\begin{aligned} &\mathbf{m \cdot a_y = F_{sv} + F_{sh}} \\ &\theta \cdot \ddot{\psi} = \mathbf{F_{sv} \cdot l_v - F_{sh} \cdot l_h} \end{aligned}}$$



$\ddot{\psi}$: Gierbeschleunigung
Θ : Trägheitsmoment um die Hochachse (Gierträgheitsmoment)
β : Schwimmwinkel
a_y : Querbeschleunigung (senkrecht zur Fahrzeuglängsachse)
a_R : Radialbeschleunigung (senkrecht zur Bahnlängsrichtung)
F_{Fl} : Fliehkraft

In der Praxis wird zwischen Quer- und Radialbeschleunigung nicht unterschieden, denn es gilt:

$$a_y = \cos\beta \cdot a_R$$

Kräfte- und Momentengleichgewicht für Längs- und Querdynamik

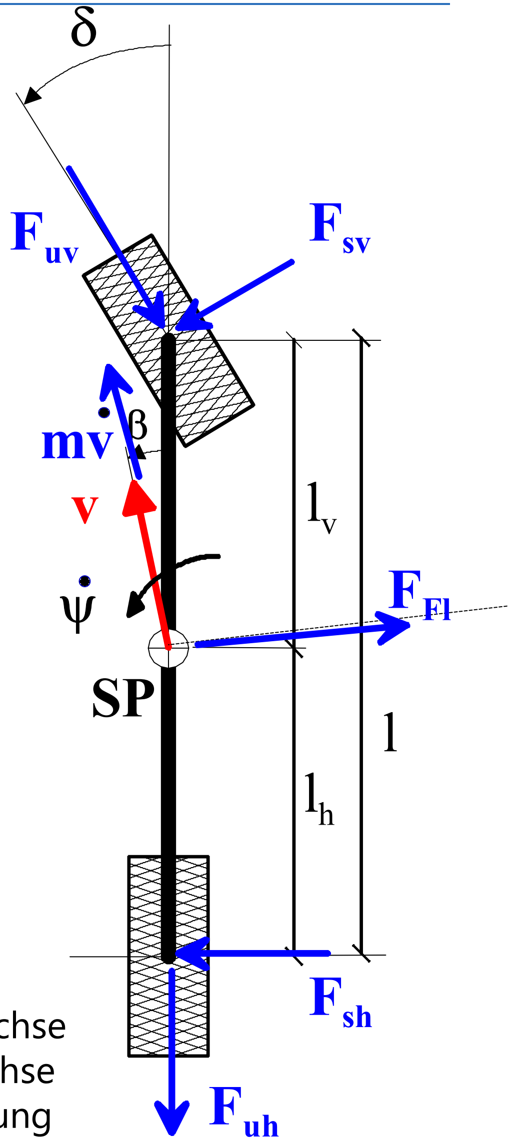
Hier gilt für die Tangential- und Querbeschleunigung:

$$\mathbf{a_x} = \mathbf{a_T} \cdot \mathbf{\cos\beta} - \mathbf{a_R} \cdot \mathbf{\sin\beta}$$
$$\mathbf{a_y} = \mathbf{a_T} \cdot \mathbf{\sin\beta} + \mathbf{a_R} \cdot \mathbf{\cos\beta}$$

oder

$$\begin{pmatrix} a_x \\ a_y \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos\beta & -\sin\beta \\ \sin\beta & \cos\beta \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} a_T \\ a_R \end{pmatrix}$$

Dies entspricht einer Koordinatentransformation vom Bahnkurvensystem ins Fahrzeugsystem.



- Kräfte Gleichgewicht in Fahrzeuglängsrichtung:

$$\boxed{\mathbf{m\ a_x = F_{uh} + F_{uv}\cos\delta + F_{sv}\sin\delta}}$$

- Kräfte Gleichgewicht in Fahrzeugquerrichtung:

$$\boxed{\mathbf{m\ a_y = F_{sh} - F_{uv}\sin\delta + F_{sv}\cos\delta}}$$

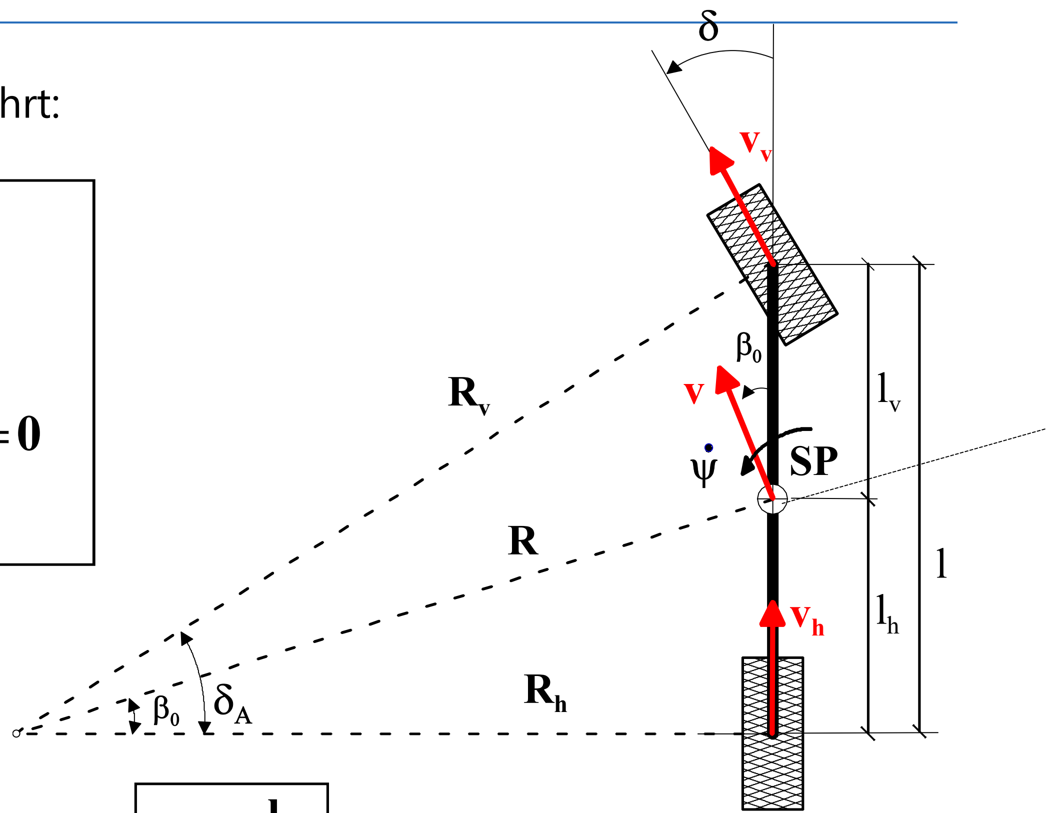
- Momentengleichgewicht um den Schwerpunkt:

$$\boxed{\Theta \cdot \ddot{\psi} = \mathbf{(F_{sv}\cos\delta - F_{uv}\sin\delta) \cdot l_v - F_{sh} \cdot l_h}}$$

F_{uv} : Umfangskraft an Vorderachse
F_{uh} : Umfangskraft an Hinterachse
$\dot{v}$: Schwerpunktbeschleunigung

Voraussetzungen für eine stationäre Kreisfahrt:

$$
\boxed{
\begin{array}{lcl}
\mathbf{v = konst.} & \rightarrow & \dot{v} = 0 \\
\beta = \beta_0 = \mathbf{konst.} & \rightarrow & \dot{\beta} = 0 \\
\dot{\psi} = \dfrac{v}{R} = \mathbf{konst.} & \rightarrow & \ddot{\psi} = \dfrac{\dot{v}}{R} = 0 \\
\mathbf{R = konst.} & &
\end{array}
}
$$



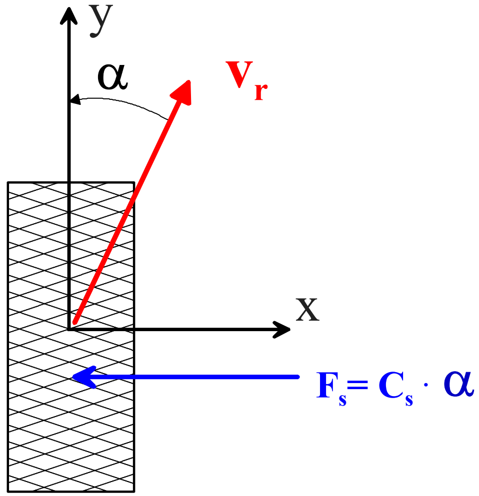
Für die langsame, stationäre Kreisfahrt gilt:

Ackermannwinkel: $\tan\delta_A = \dfrac{l}{\sqrt{R^2 - l_h^2}} \approx \dfrac{l}{R} \quad \Rightarrow \quad \boxed{\delta_A \approx \dfrac{l}{R}}$

Schwimmwinkel: $\tan\beta_0 = \dfrac{l_h}{\sqrt{R^2 - l_h^2}} \approx \dfrac{l_h}{R} \quad \Rightarrow \quad \boxed{\beta_0 \approx \dfrac{l_h}{R}}$

Reifenkräfte in Abhängigkeit des Schräglaufwinkels

Wie entstehen Seitenkräfte zwischen Fahrbahn und Straße?



F_s : Seitenkraft
C_s : Reifensteifigkeit
α : Schräglaufwinkel
v_r : Geschwindigkeit im Radaufstandspunkt

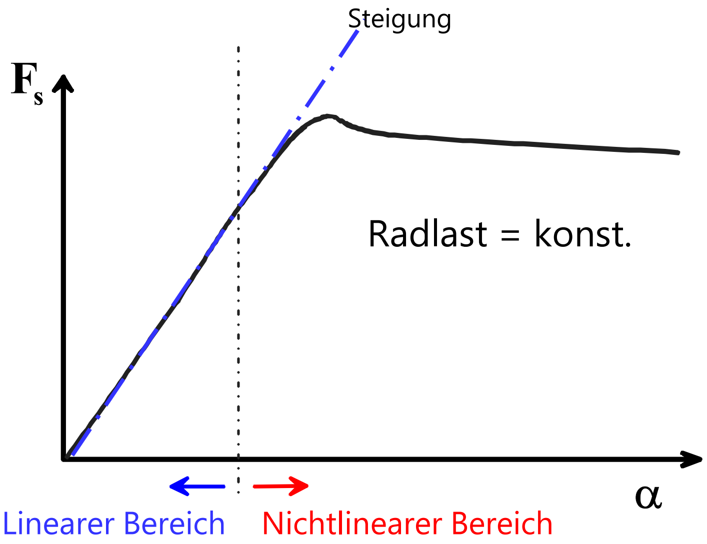
Seitenkräfte nach dem linearem Modell:

$$\boxed{\begin{aligned} F_{sv} &= C_{sv} \cdot \alpha_v \\ F_{sh} &= C_{sh} \cdot \alpha_h \end{aligned}}$$

C_{sv} : Reifensteifigkeit an Vorderachse
C_{sh} : Reifensteifigkeit an Hinterachse
α_v : Schräglaufwinkel an Vorderachse
α_h : Schräglaufwinkel an Hinterachse

„Reifensteifigkeit“ im englischen: *cornering stiffness*

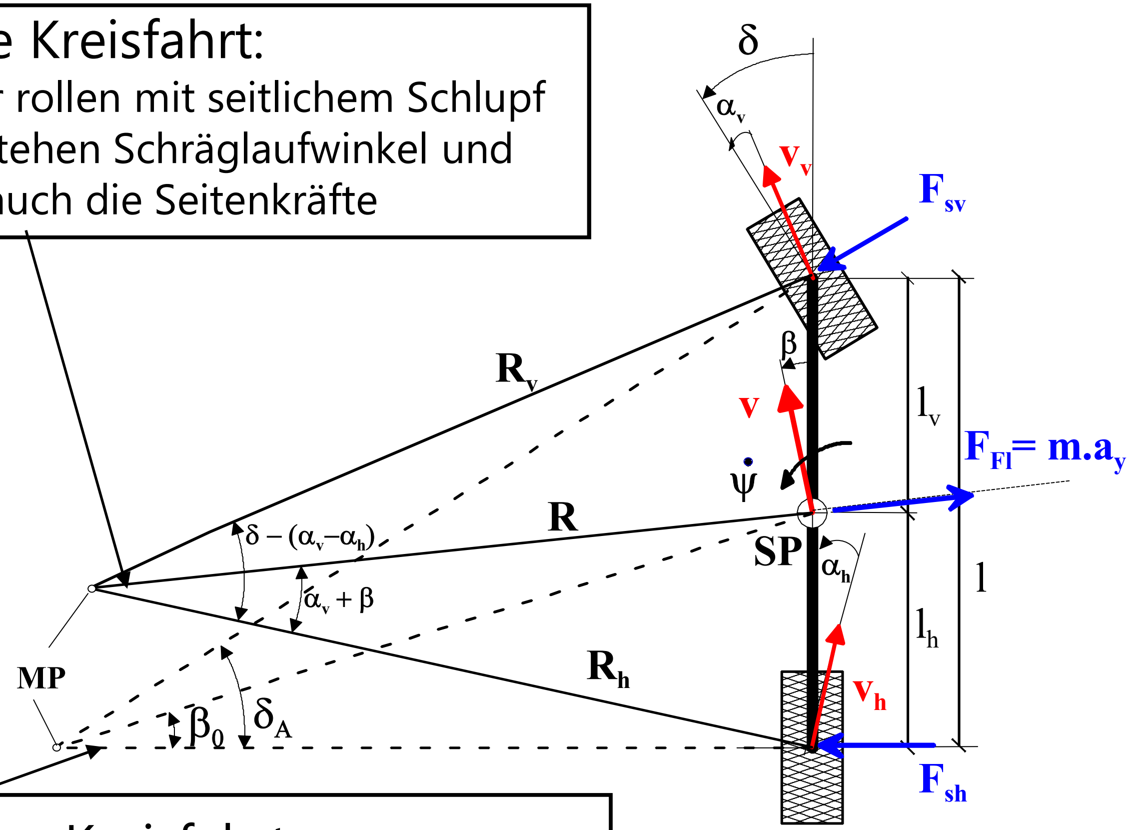
→das Fahrzeug stellt sich so zum Bahnverlauf, das Seitenkräfte entstehen können



Grundlagen

Einspur-Fahrzeugmodell bei Kreisfahrt

schnelle Kreisfahrt:
die Räder rollen mit seitlichem Schlupf
- Es entstehen Schräglaufwinkel und damit auch die Seitenkräfte



langsame Kreisfahrt:
die Räder rollen ohne seitlichem Schlupf
- keine Schräglaufwinkel und damit auch keine Seitenkräfte

β_0 : Schwimmwinkel beim schlupffreien Rollen
MP : Momentanpol
R_v : Abstand der Vorderachse vom Momentanpol
R_h : Abstand der Hinterachse vom Momentanpol
δ_A : Ackermannwinkel

Grundlagen Schräglaufwinkel aus Momentenbilanz

Die effektive Achssteifigkeit wird durch Reifen sowie Kinematik und Elastokinematik bestimmt. Analog zum Reifen gilt:

$$\boxed{\begin{aligned} F_{sv} &= C_v \cdot \alpha_v \\ F_{sh} &= C_h \cdot \alpha_h \end{aligned}}$$

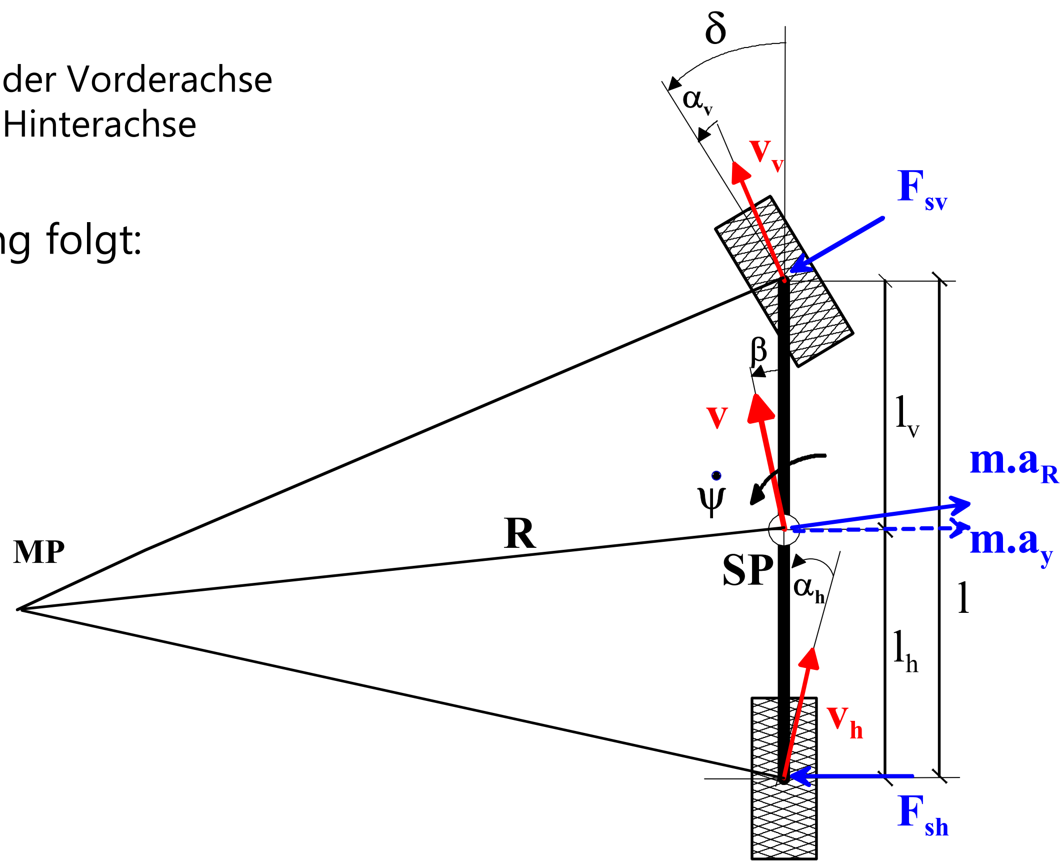
C_v : Steifigkeit an der Vorderachse
C_h : Steifigkeit an Hinterachse

Aus der Momentenbilanz in Querrichtung folgt:

$$F_{sv} \cdot l = C_v \cdot \alpha_v \cdot l = l_h \cdot m \cdot a_y$$

$$F_{sh} \cdot l = C_h \cdot \alpha_h \cdot l = l_v \cdot m \cdot a_y$$

$$\boxed{\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right) \cdot a_y}$$



Definition des Steuerverhaltens:
$\Delta\alpha > 0$ => untersteuerndes Fahrzeug
$\Delta\alpha = 0$ => neutrales Fahrzeug
$\Delta\alpha < 0$ => übersteuerndes Fahrzeug

Grundlagen

Geschwindigkeiten an Vorder- und Hinterachse

Geschwindigkeiten an der Vorderachse:

$$\boxed{\vec{v} + \vec{\dot{\psi}} \times \vec{l}_v = \vec{v}_v}$$

Geschwindigkeiten an der Hinterachse:

$$\boxed{\vec{v} + \vec{\dot{\psi}} \times \vec{l}_h = \vec{v}_h}$$

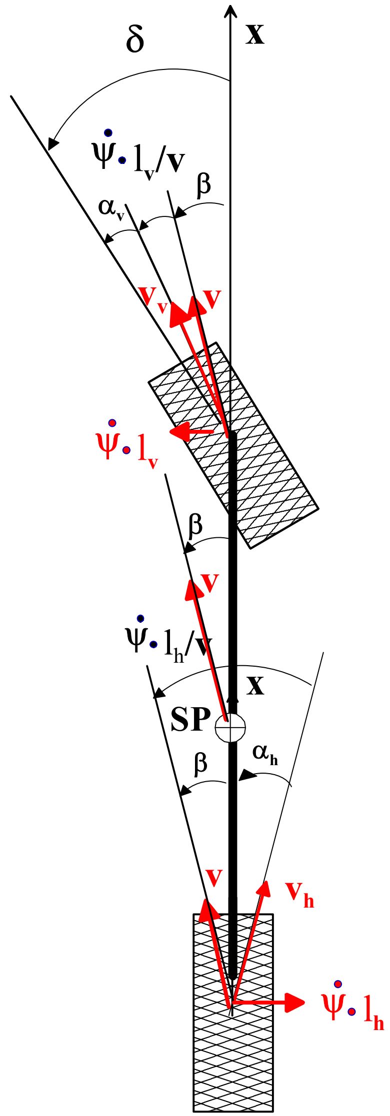
$\vec{v}$: Fahrgeschwindigkeit

$\vec{\dot{\psi}} \times \vec{l}_v$: Geschwindigkeiten aus der Fahrzeugdrehung

$\vec{v}_v, \vec{v}_h$: resultierende Geschwindigkeiten an der Vorder- und Hinterachse

$$\boxed{\alpha_v = \delta - \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot l_v}{v}}$$

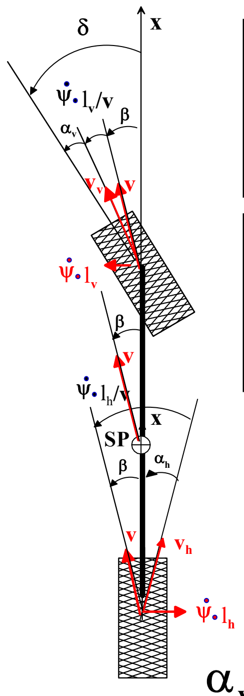
$$\boxed{\alpha_h = -\beta + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v}}$$



Hochschule Ulm

Grundlagen Eigenlenkverhalten nach „Bergman“

Kinematische Beziehungen



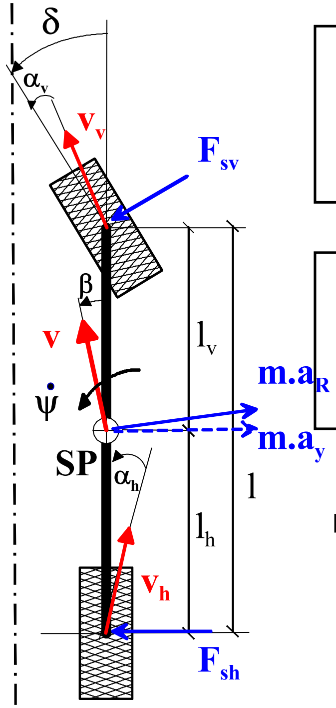
$$\alpha_v = \delta - \beta - \frac{\dot{\psi} \cdot l_v}{v}$$

$$\alpha_h = -\beta + \frac{\dot{\psi} \cdot l_h}{v}$$

$$\alpha_v - \alpha_h = \delta - \frac{\dot{\psi} \cdot (l_v + l_h)}{v}$$

$$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = \delta - \frac{l}{R}$$

Momentenbilanz in Querrichtung



$$\alpha_v = \frac{l_h \cdot m \cdot a_y}{C_v \cdot l}$$

$$\alpha_h = \frac{l_v \cdot m \cdot a_y}{C_h \cdot l}$$

mit

$$F_{sv} = C_v \cdot \alpha_v$$
$$F_{sh} = C_h \cdot \alpha_h$$

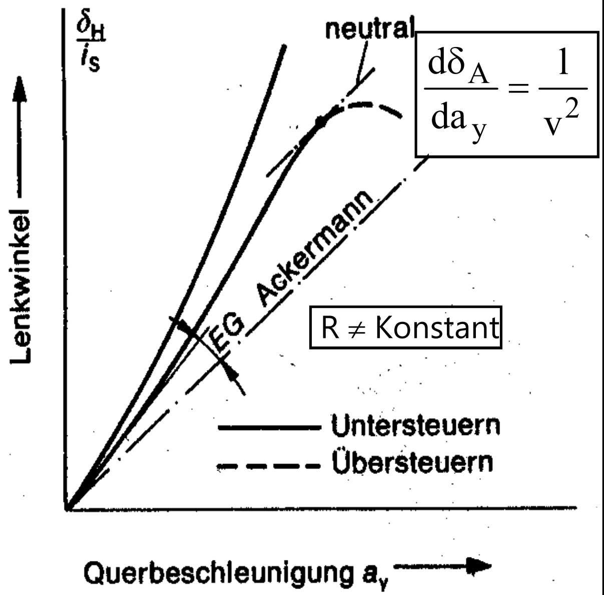
$$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right) \cdot a_y$$

$$\rightarrow \quad \boxed{\delta = \delta_A + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right) \cdot a_y} \quad \rightarrow \quad \boxed{\frac{d\delta}{da_y} = \frac{d\delta_A}{da_y} + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right)}$$

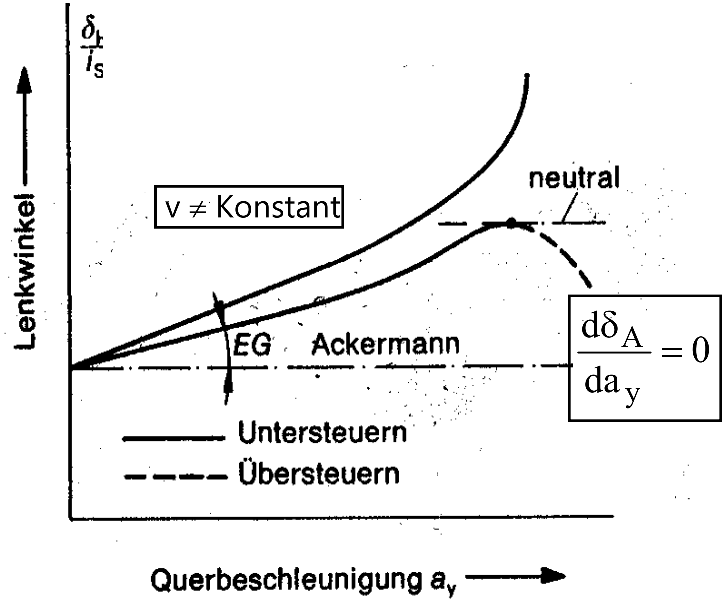
Grundlagen Verschiedene stationäre Kreisfahrt

Fahrmanöver: stationäre Kreisfahrt mit konstantem Bahnradius und konstanter Geschwindigkeit

Konstante Geschwindigkeit auf verschiedenen Radien



Konstanter Radius mit verschiedenen Geschwindigkeiten



$$\frac{d\delta_A}{da_y} = \frac{d\left(\frac{1}{R}\right)}{da_y}$$

$$a_y = \frac{v^2}{R} \rightarrow R = \frac{v^2}{a_y}$$

$$v = \text{konst.} \wedge R \neq \text{konst.}$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1 \cdot a_y}{v^2} \rightarrow \frac{d\delta_A}{da_y} = \frac{1}{v^2}$$

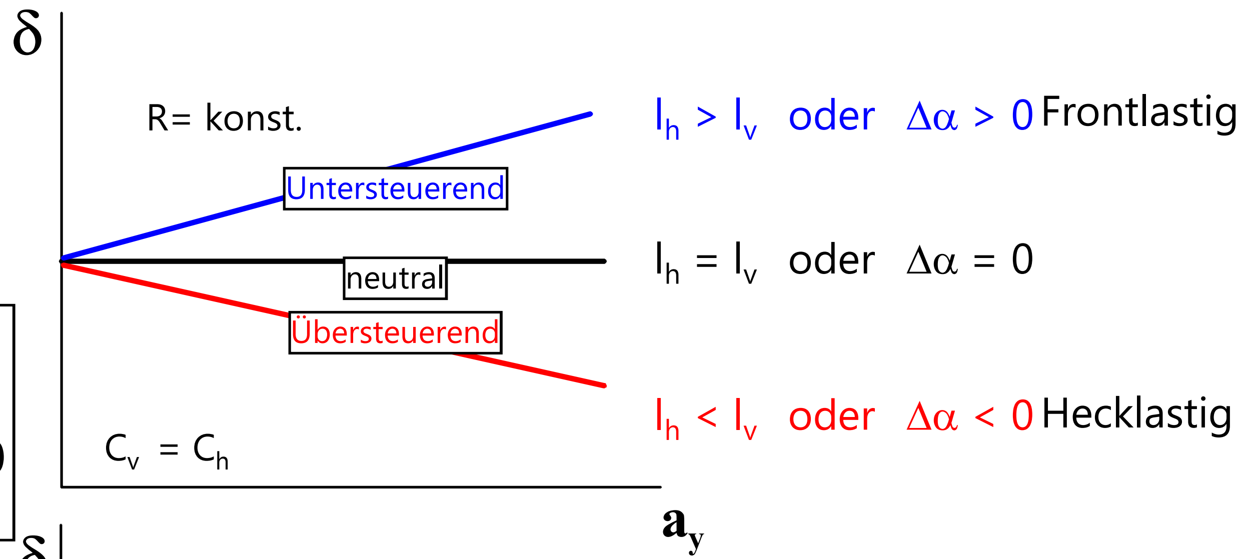
$$v \neq \text{konst.} \wedge R = \text{konst.}$$

$$\frac{d\delta_A}{da_y} = 0$$

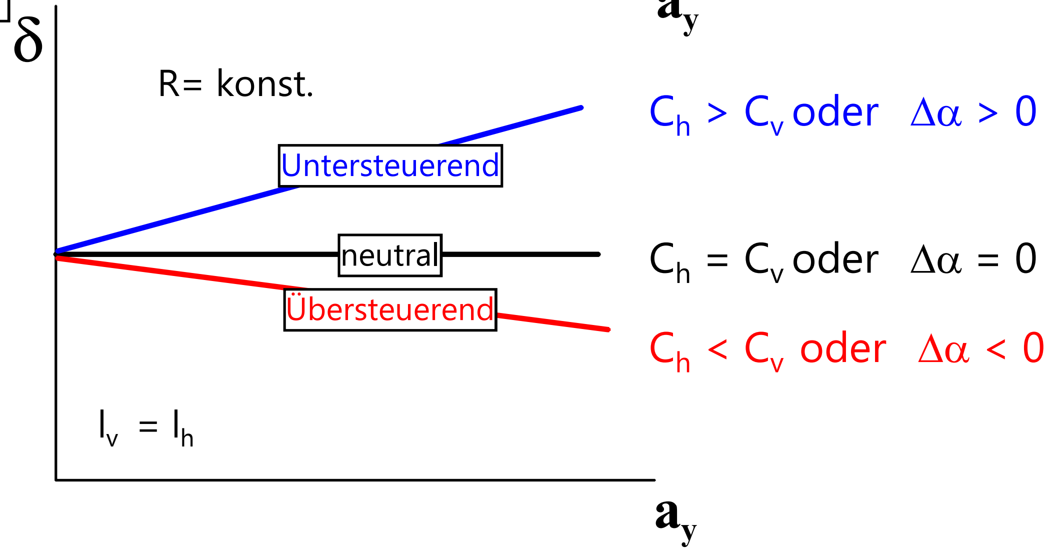
Der Eigenlenlenkgradient ist die Differenz zwischen der Steigung der Lenkradwinkelkurve und der Ackermanngeraden über der Querbeschleunigung

Grundlagen

Eigenlenkverhalten nach „Olley"



$$\Delta\alpha = \alpha_v - \alpha_h = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right) \cdot a_y \wedge a_y > 0$$



Unterschiedliche Achssteifigkeiten werden meistens nicht durch Mischbereifungen realisiert, sondern durch die Auslegung der Achsen.

Vergleich Eigenverhalten nach „Olley“ und „Bergman“

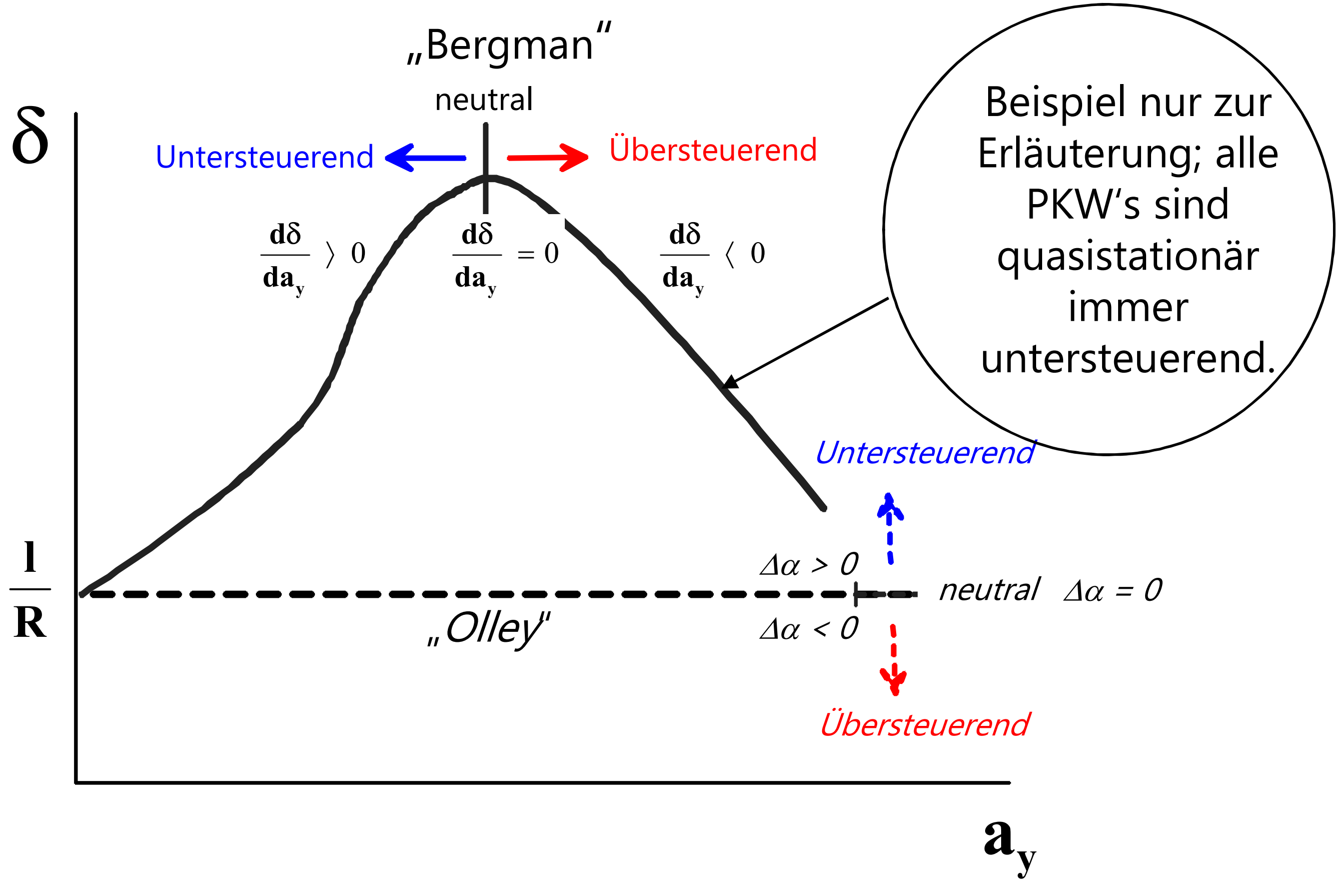
„Bergman“

R= konst. $$EG = \frac{d\delta}{da_y} = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right)$$

„Olley“

$$\Delta\alpha = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right) \cdot a_y$$

Im linearen Bereich sind beide Definitionen identisch. Erst bei Nichtlinearitäten treten Unterschiede auf. Die Definition von Bergman wird bevorzugt. Die Definition von Olley hat den Nachteil, dass die Schräglaufwinkeldifferenz für Rechts- und Linkskreis entgegengesetztes Vorzeichen hat (die Querbeschleunigung a_y ist mit einem Vorzeichen behaftet).

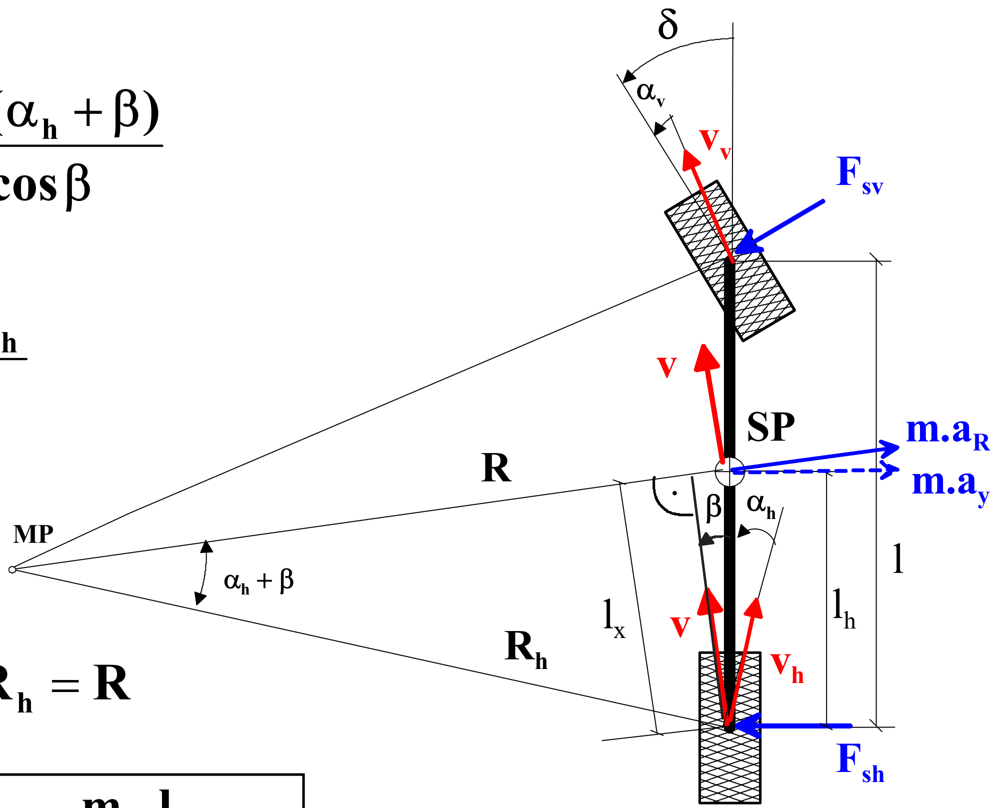


Grundlagen Schwimmwinkel am Einspurmodell

$$\left.\begin{aligned} l_x &= R_h \cdot \sin(\alpha_h + \beta) \\ l_x &= l_h \cdot \cos\beta \end{aligned}\right\} \Rightarrow \frac{l_h}{R_h} = \frac{\sin(\alpha_h + \beta)}{\cos\beta}$$

$$\Rightarrow \frac{l_h}{R_h} = \frac{\sin\alpha_h \cdot \cos\beta + \sin\beta \cdot \cos\alpha_h}{\cos\beta}$$

$$= \sin\alpha_h + \cos\alpha_h \cdot \tan\beta$$



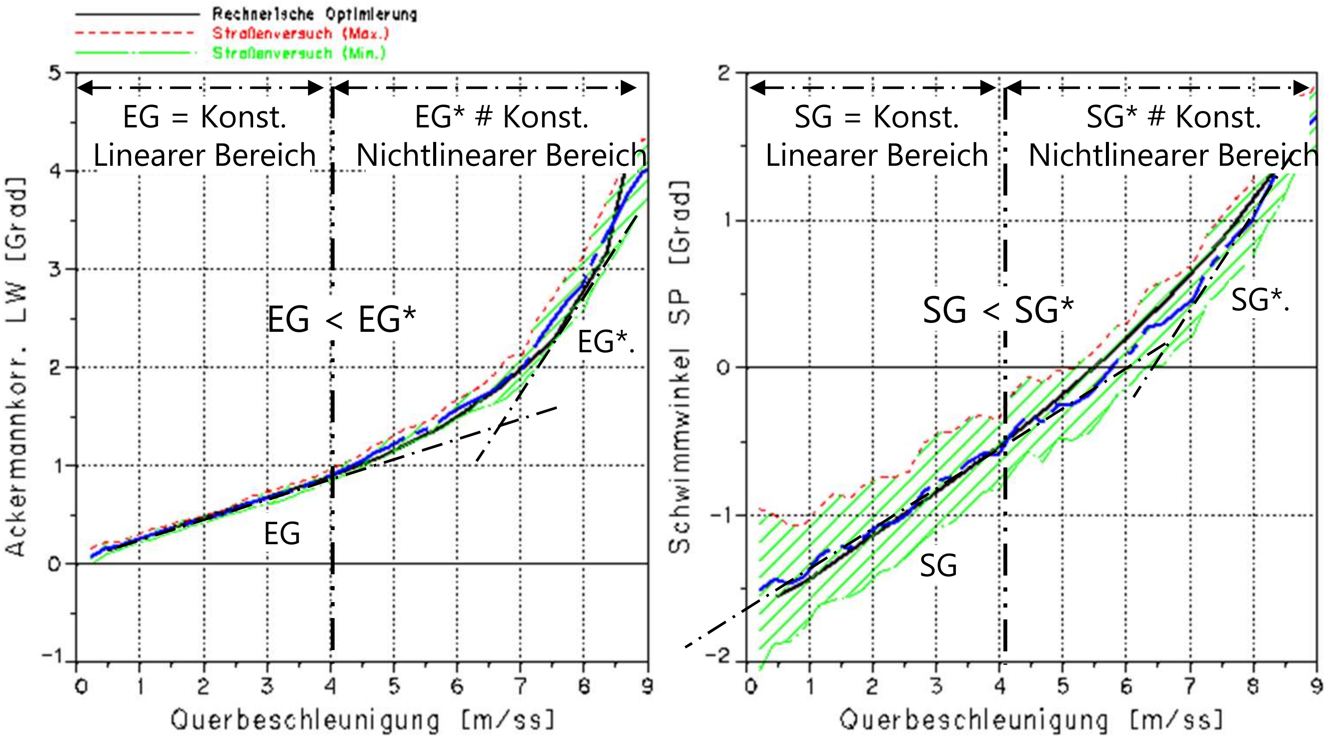
Für kleine Winkel gilt: $\frac{l_h}{R_h} = \alpha_h + \beta$ und $R_h = R$

mit $\alpha_h = \frac{1}{C_h} \cdot \frac{l_v}{l} \cdot m \cdot a_y \quad \Rightarrow \quad \boxed{\beta = \frac{l_h}{R} - \frac{m}{C_h} \cdot \frac{l_v}{l} \cdot a_y}$

Schwimmwinkelgradient: $\boxed{SG = \frac{d\beta}{da_y} = \frac{m}{C_h} \cdot \frac{l_v}{l}}$

Vergleich Rechnung-Messung mit detailliertem Modell

Fahrmanöver: stationärer Kreisfahrt mit konstantem Bahnradius



Der Eigenlenlenkgradient ist die Differenz zwischen der Steigung der Lenkradwinkelkurve und der Ackermanngeraden über der Querbeschleunigung

Grundlagen

Fahrdynamische und Komponenten -Sicht des EG

Gegeben seien: m, l, l_v dann sind folgende Wertepaare im linearen Einspurmodell äquivalent:

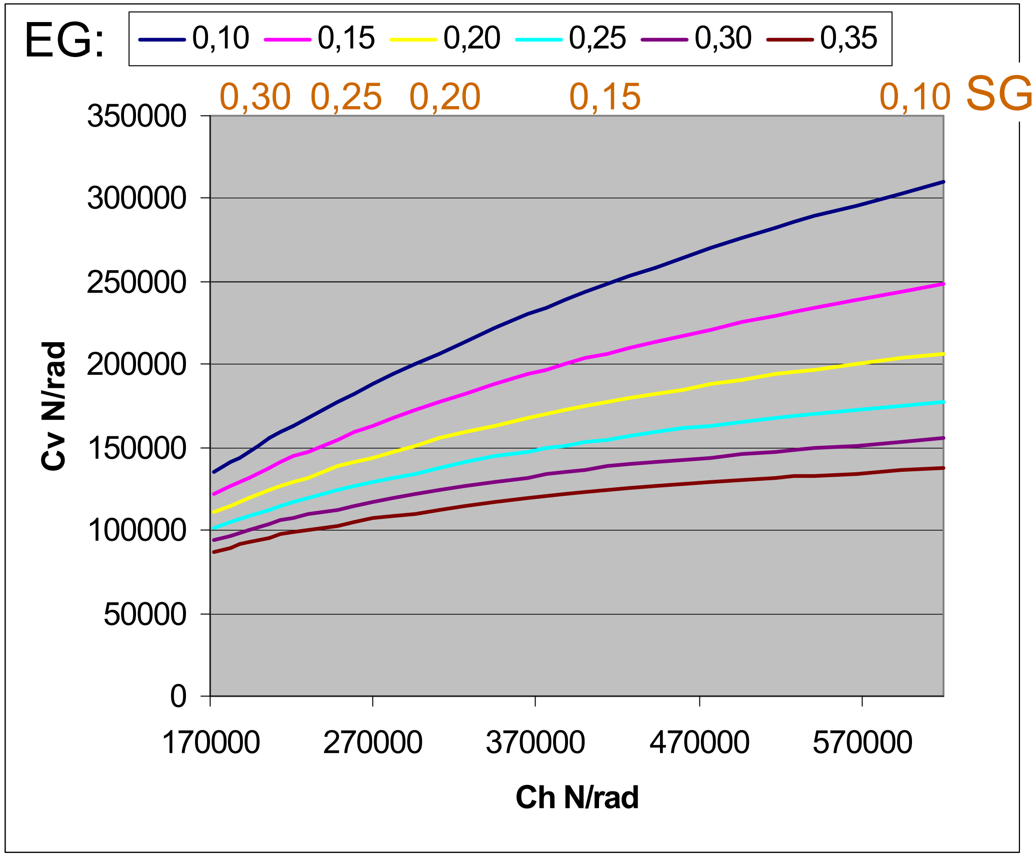
$$\mathbf{EG} = \frac{d\delta}{da_y} = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right)$$

$$\mathbf{SG} = \frac{d\beta}{da_y} = \frac{m}{C_h} \cdot \frac{l_v}{l}$$

C_v und C_h
(Komponenten-Sicht)

&

EG und SG
(fahrdynamische Sicht)



Grundlagen

Umformung des Eigenlenk-gradienten im linearen Bereich

Im linearen Bereich gilt bei einer Kreisfahrt mit konstantem Radius folgende Definition der Eigenlenkgradienten EG:

$$EG = \frac{d\delta}{da_y} = \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right)$$

Für die Seitenkraft F_{sv} bzw. F_{sh} gilt:

$$F_{sv} = m_v \cdot a_y = \frac{l_h}{l} \cdot m \cdot a_y$$

$$F_{sh} = m_h \cdot a_y = \frac{l_v}{l} \cdot m \cdot a_y$$

Damit gilt für den EG:

$$EG = \left(\frac{F_{sv}}{C_v} - \frac{F_{sh}}{C_h} \right) \cdot \frac{1}{a_y} = (\alpha_v - \alpha_h) \cdot \frac{1}{a_y}$$

Für Fahrzeuge mit Standardantrieb wird an Vorder- und Hinterachse die gleiche Achslast angestrebt. Ein untersteuerndes Fahrverhalten kann dann nur durch eine geringere Steifigkeit C_v des „effektiven Reifens“ an der Vorderachse relativ zur Steifigkeit C_h erzielt werden. Bei Gleichbereifung wird dies durch eine gezielte, konstruktive Auslegung der Achssteifigkeiten erreicht. In den 50er Jahren wurde die Untersteuertendenz durch den Einfluss der Sturzseitenkraft erzielt, d.h. an der Vorderachse hat der Reifensturz die Seitenkraft verringert und damit die Untersteuertendenz erzeugt. Bei den heutigen Breitreifen wird dieser Mechanismus nicht mehr verwendet.

Gierverstärkung:

Mit welcher Giergeschwindigkeit reagiert ein Fahrzeug auf einen Lenkwinkel (entweder bezogen auf das Rad oder auf das Lenkrad) im quasistastionären Bereich?

$$\underset{\text{Eingang}}{\xrightarrow{\delta}} \boxed{\text{Fahrzeug}} \underset{\text{Ausgang}}{\xrightarrow{\dot{\psi}}}$$

Gierverstärkung: $\frac{\dot{\psi}}{\delta}$

Mit Hilfe:

$$\delta = \frac{l}{R} + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right) \cdot a_y$$

$$a_y = v \cdot \dot{\psi}, \qquad \dot{\psi} = \frac{v}{R} \quad \text{und } \dot{\beta} \approx 0$$

$$\Rightarrow \boxed{\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta} \right)_{stat} = \frac{v}{l + \frac{m}{l} \cdot \left(\frac{l_h}{C_v} - \frac{l_v}{C_h} \right) \cdot v^2} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2}}$$

Manöver zur Durchführung im Zeitbereich:

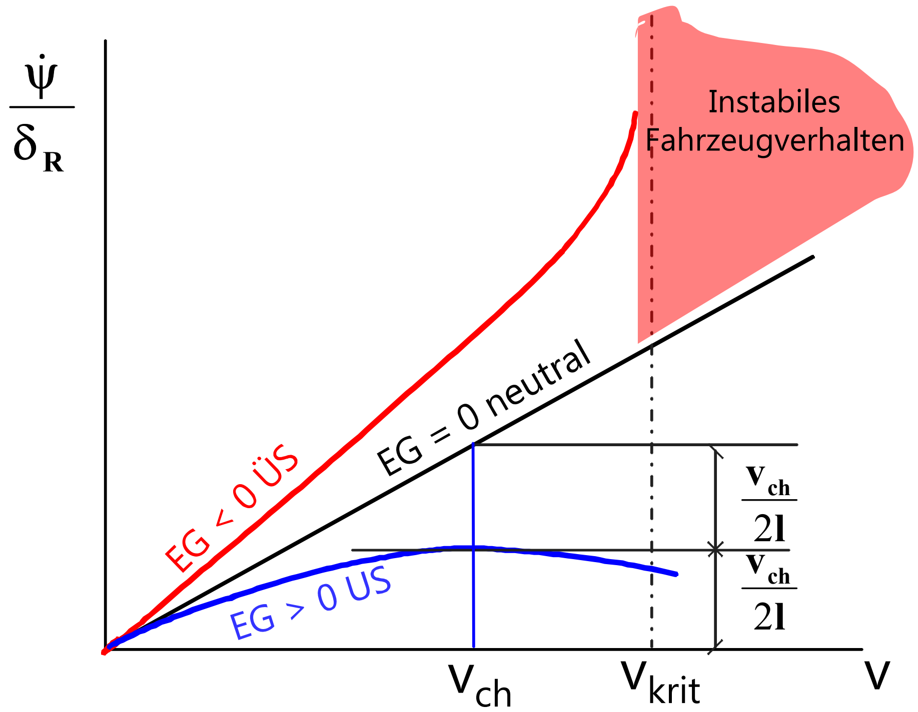
Bei konstanter Fahrgeschwindigkeit wird das Lenkrad sinusförmig mit einer Frequenz unterhalb von 0,2 Hz eingeschlagen. Die Lenkradamplitude wird so gewählt, dass eine maximale Querbeschleunigung um 3 m/s² auftritt. Beginnend bei 20 km/h wird das Manöver jeweils mit einer um 10 km/h höheren Geschwindigkeit wiederholt. Ausgewertet werden die Amplituden von Lenkwinkel und Giergeschwindigkeit.

Gierverstärkung nach dem Einspurmodell

Hochschule Ulm

Gierverstärkung:

$$\boxed{\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta}\right)_{stat} = \frac{v}{l + EG \cdot v^2}}$$



v_{ch} :charakteristische Geschwindigkeit
v_{krit} : kritische Geschwindigkeit
US : untersteuerndes Fahrzeug
ÜS : übersteuerndes Fahrzeug

- ÜS-Kurve: strebt bei v_{krit} gegen ∞
- US-Kurve: erreicht bei v_{ch} ein Maximum
- Neutral-Kurve: ergibt eine Gerade mit der Steigung 1/l

Ermittlung der charakteristischen und kritischen Geschwindigkeit

•Für untersteuerndes Fahrzeug (EG > 0): Ableitung der Gierverstärkung gleich Null ➔ v_{ch}

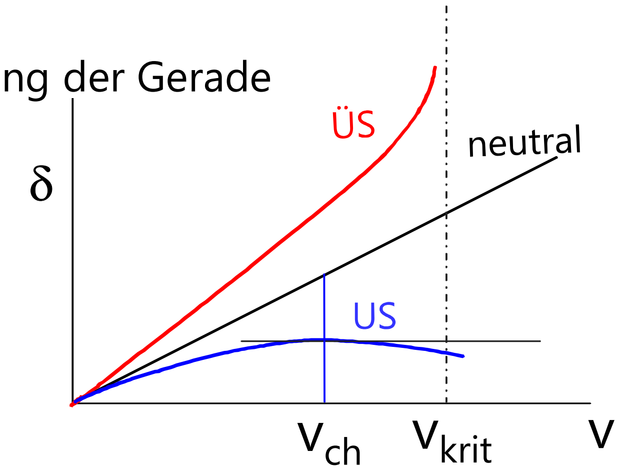
$$\frac{d\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta}\right)}{dv} = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{l - EG \cdot v_{ch}^2}{\left(l + EG \cdot v_{ch}^2\right)^2} = 0 \quad \Rightarrow \quad \boxed{v_{ch}^2 = \frac{l}{EG}}$$

•Für übersteuerndes Fahrzeug (EG < 0): Nenner der Gierverstärkung gleich Null ➔ v_{krit}

$$l + EG \cdot v_{krit}^2 = 0 \quad \Rightarrow \quad \boxed{v_{krit}^2 = -\frac{l}{EG}}$$

•Für neutrales Fahrzeug (EG = 0): EG gleich Null ➔ Gleichung der Gerade

$$EG = 0 \quad \Rightarrow \quad \boxed{\left(\frac{\dot{\psi}}{\delta}\right)_{stat} = \frac{v}{l}}$$

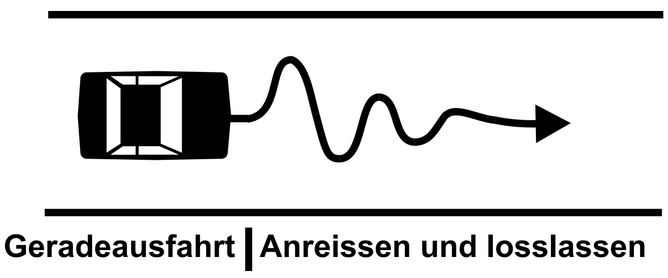


2) Lenkungspendeln

Manöver: Anreissen aus Geradeausfahrt:

Bei diesem Manöver wird geradeaus gefahren, plötzlich das Lenkrad auf einen bestimmten Winkel angerissen und losgelassen.

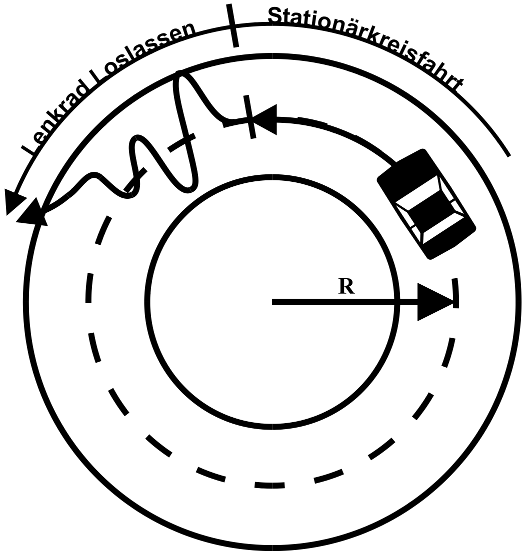
Das Rücklaufverhalten der Lenkung wird nach Amplitude und Dämpfung beurteilt.



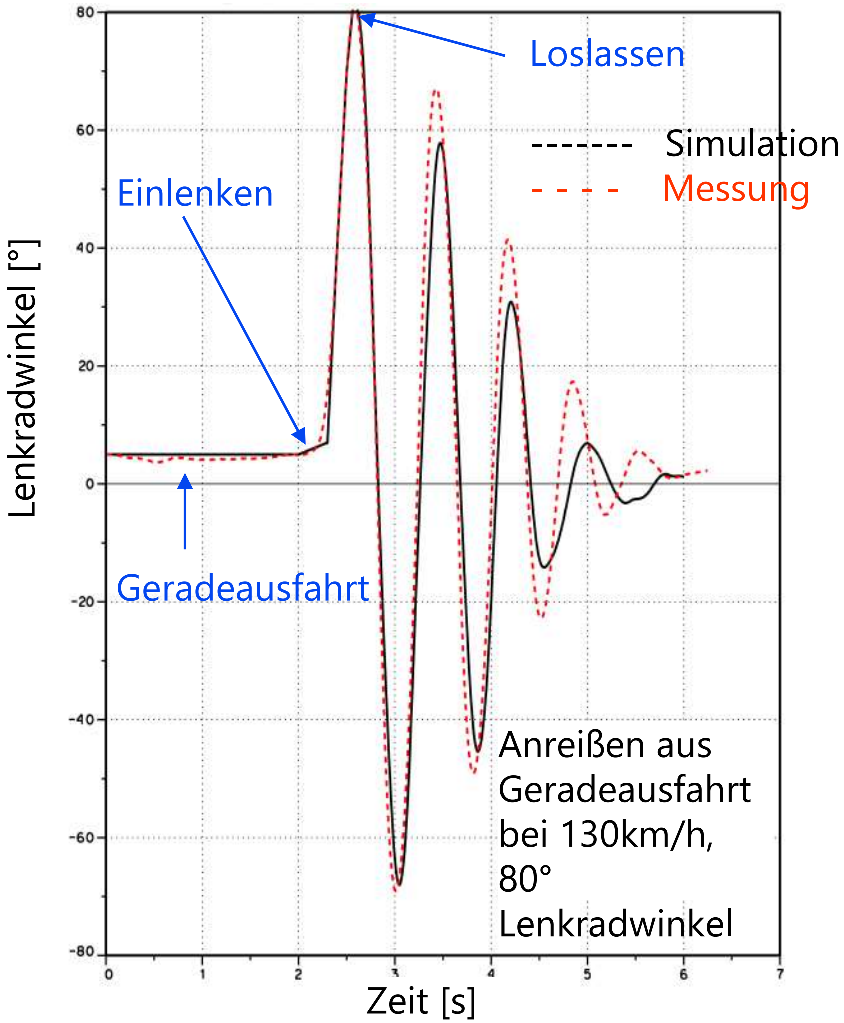
Manöver: Loslassen aus stationärer Kreisfahrt:

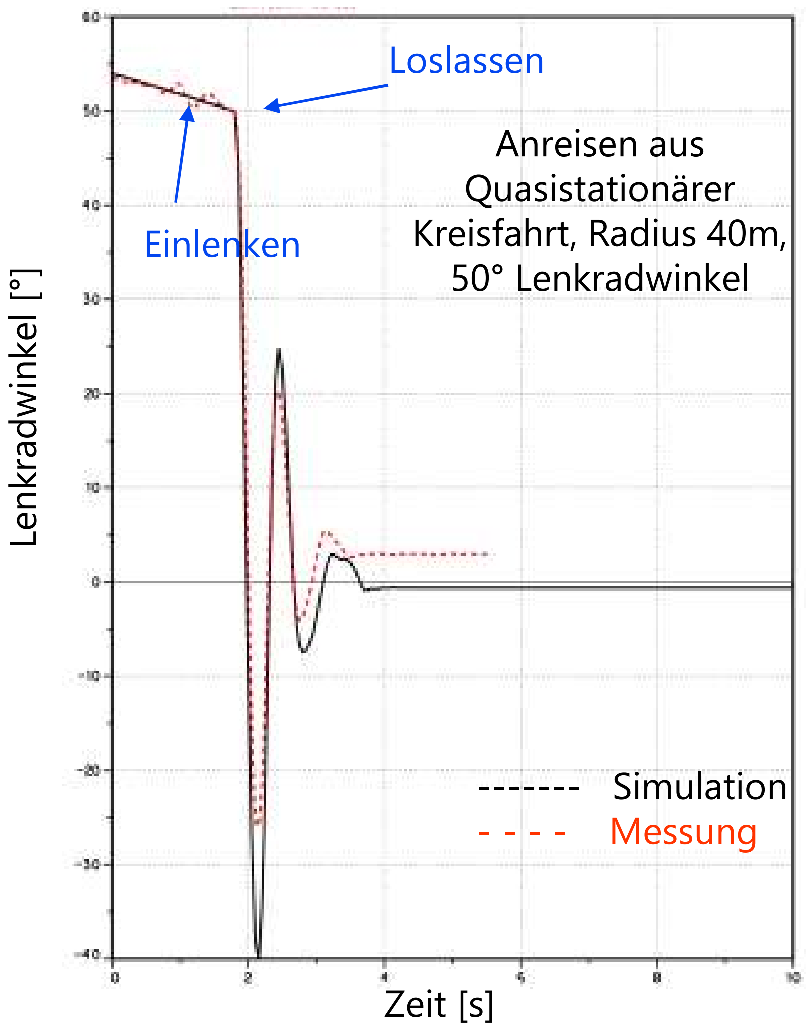
Bei diesem Manöver wird aus stationärer Kreisfahrt das Lenkrad plötzlich losgelassen.

Das Rücklaufverhalten der Lenkung wird nach Amplitude und Dämpfung beurteilt.



2) Lenkungspendeln



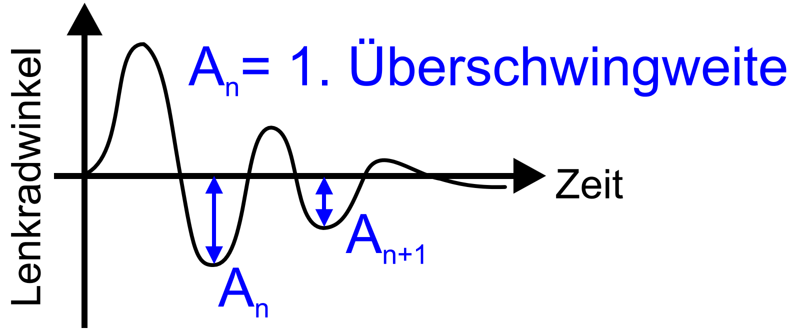


2) Lenkungspendeln

Kenngrößen zur Bewertung:

1. Erste Überschwingweite des Lenkradwinkels über der Zeit.
2. Dämpfungsmaß D

=> beide Größen sind ein Maß für das Abklingen der Schwingung



Logaritmisches Dekrement

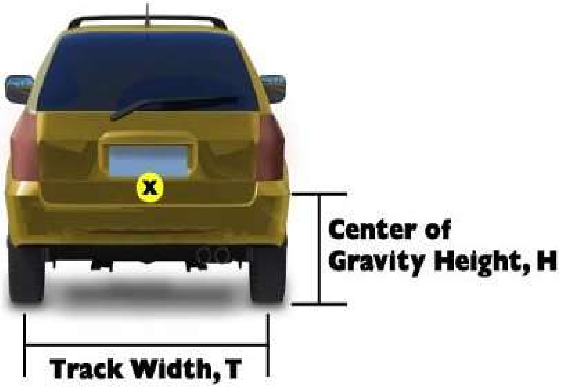
$$\Lambda = \log(A_n/A_{n+1})$$

Dämpfungsmaß

$$D = \frac{\Lambda}{\sqrt{4\pi^2+\Lambda^2}}$$

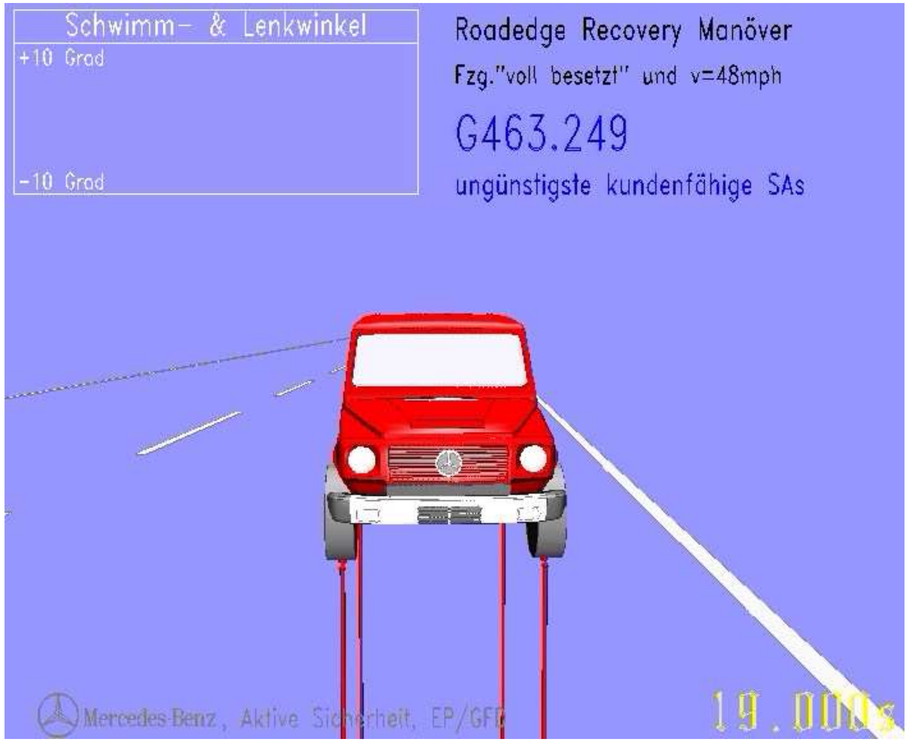
Manöverkatalog   Road edge recovery

Road Edge Recovery Manöver der amerikanischen Verkehrsbehörde zur Beurteilung der „Roll Over“ Wahrscheinlichkeit



Static Stability Factor:

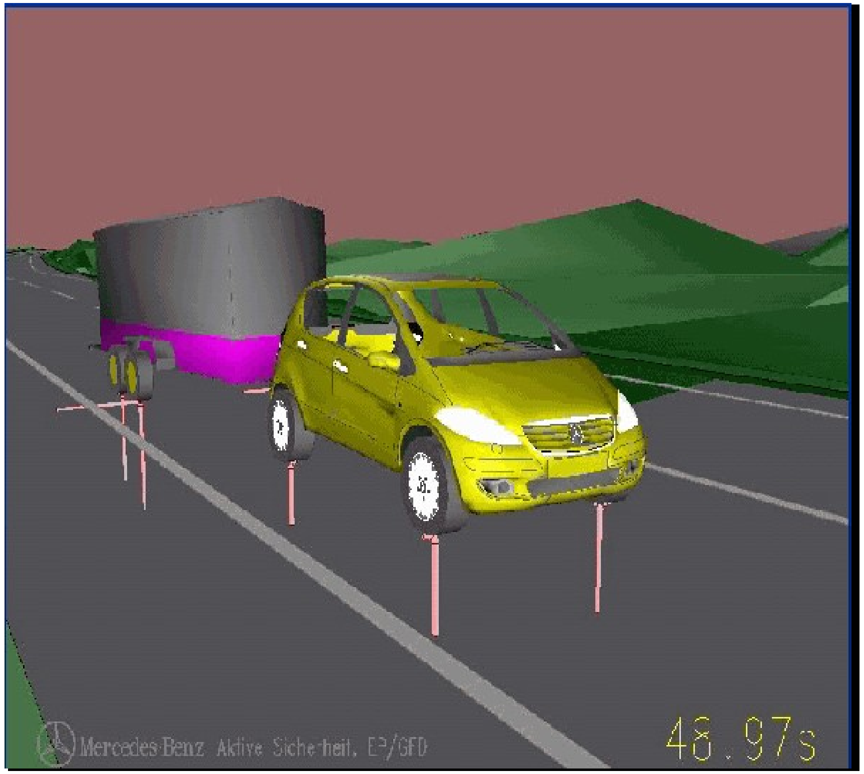
$$SSF = \frac{T/2}{H}$$



Manöverkatalog Spezial-Manöver

vehicle and trailer stability *(ISO 9815)*
driving over a curb
.....

Hil simulation
trailer stability



1) Seitenwindempfindlichkeit

Aufgabenstellung

Spezielle Problematik:

Kombination von Führungs-/Störverhalten und

Fahrereinfluss (Subjektivurteil)

⇩

Betrachtung von Open- und Closed-Loop-Manövern

Themen:

- Vorbeifahrt an Seitenwindgebläse
- natürlicher Seitenwind

Manöverkatalog

Fahrdynamische Manöver & Schwingungen

1) Seitenwindempfindlichkeit

Regressionsgleichung

Subjektivurteil Seitenwindfahrt 200 km/h (closed loop)

$$\mathbf{y} = \mathbf{K}_1 \dot{\psi}_{\max} + \mathbf{K}_2 \cdot \mathbf{t}_{\mathbf{resp.},\dot{\psi}} + \mathbf{K}_3 \left(\frac{\dot{\psi}}{\delta_{\mathbf{LR}}} + \mathbf{K}_4 \right)^2 + \mathbf{K}_5$$

max. Giergeschwindigkeit bei Seitenwindfahrt (open loop)

90%-Ansprechzeit Lenkwinkelsprung (open loop)

Gierverstärkung Weave-Manöver (open loop)

(I) (II) (III)

Verwendete Manöver

(I) Vorbeifahrt an Seitenwindgebläse:
- **Fahrzeuggeschwindigkeit 140 km/h**
- **Lenkradwinkel 0°**

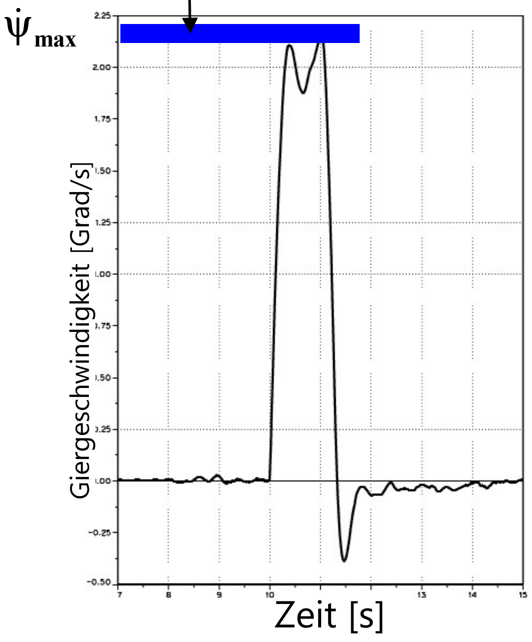
(II) Lenkwinkelsprung:
- **Fahrzeuggeschwindigkeit 80 km/h**
- **Lenkradgeschwindigkeit > 400 °/s**
- **maximaler Lenkwinkel 60°**

(III) Weave Manöver:
- **Fahrzeuggeschwindigkeit 100 km/h**
- **Sinus des Lenkradwinkels mit 0,2 Hz**

1) Seitenwindempfindlichkeit

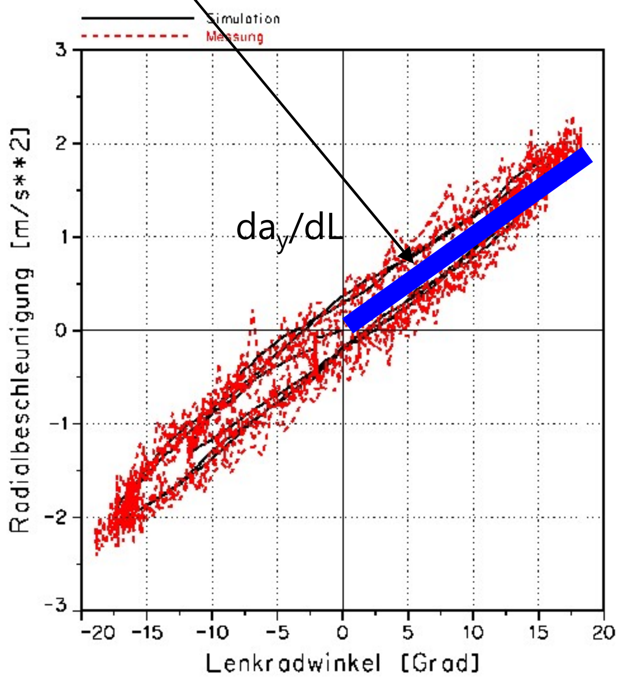
Vorbeifahrt an Seitenwindgebläse

Max. Giergeschwindigkeit



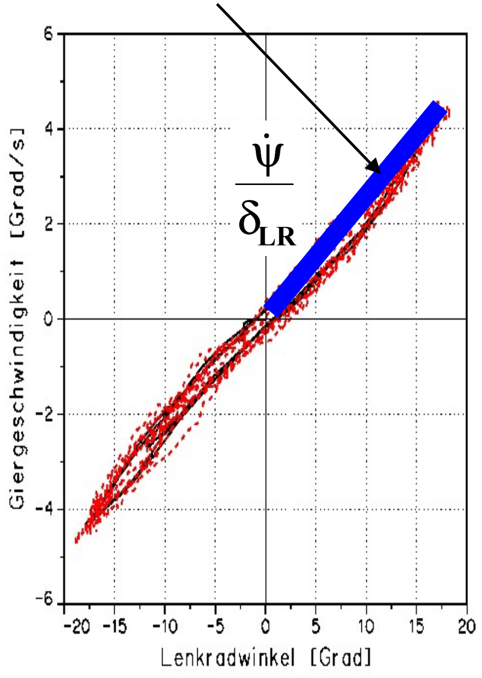
Weave Manöver

Ansprechverhalten



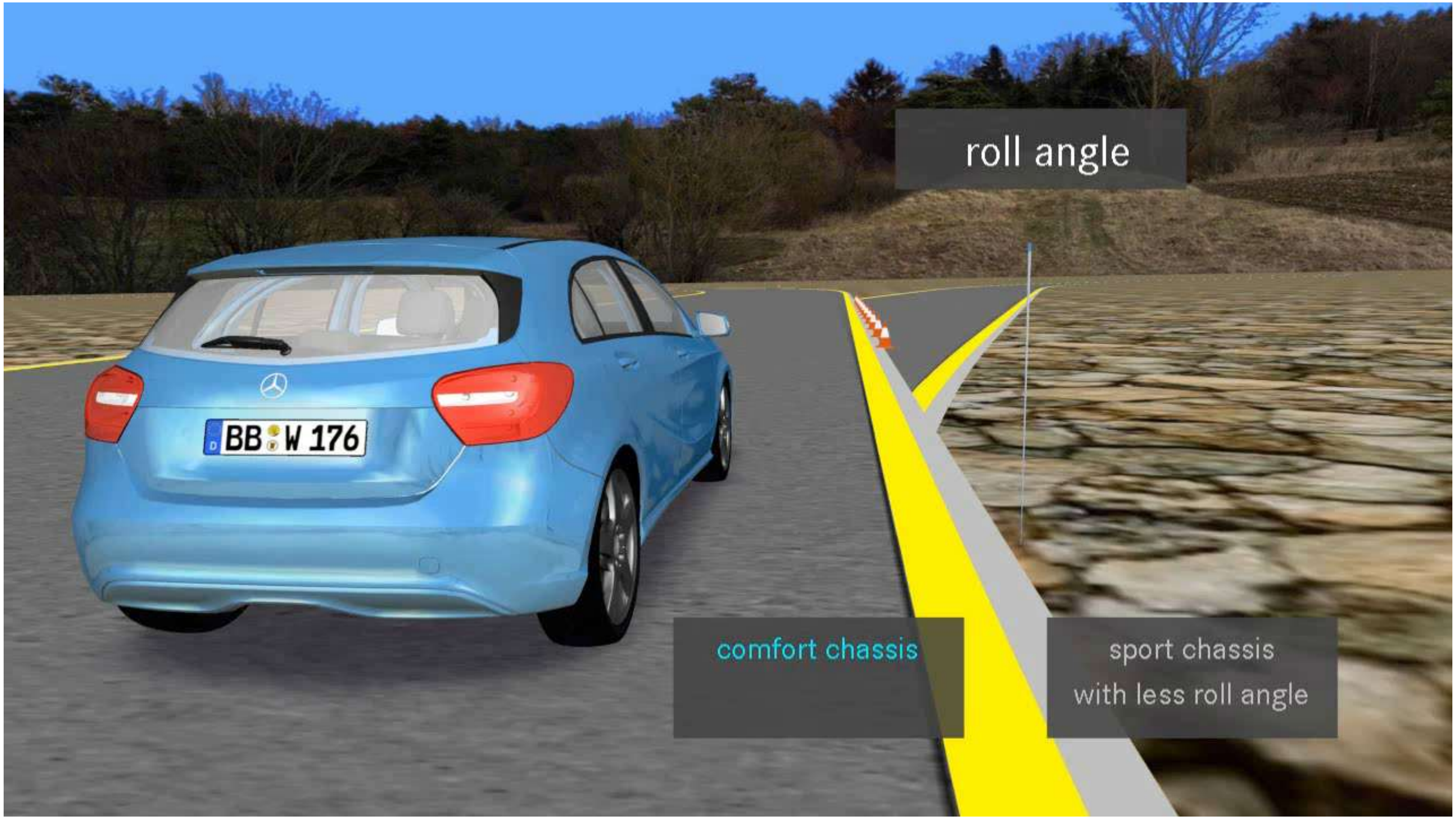
Weave Manöver

Gierverstärkung



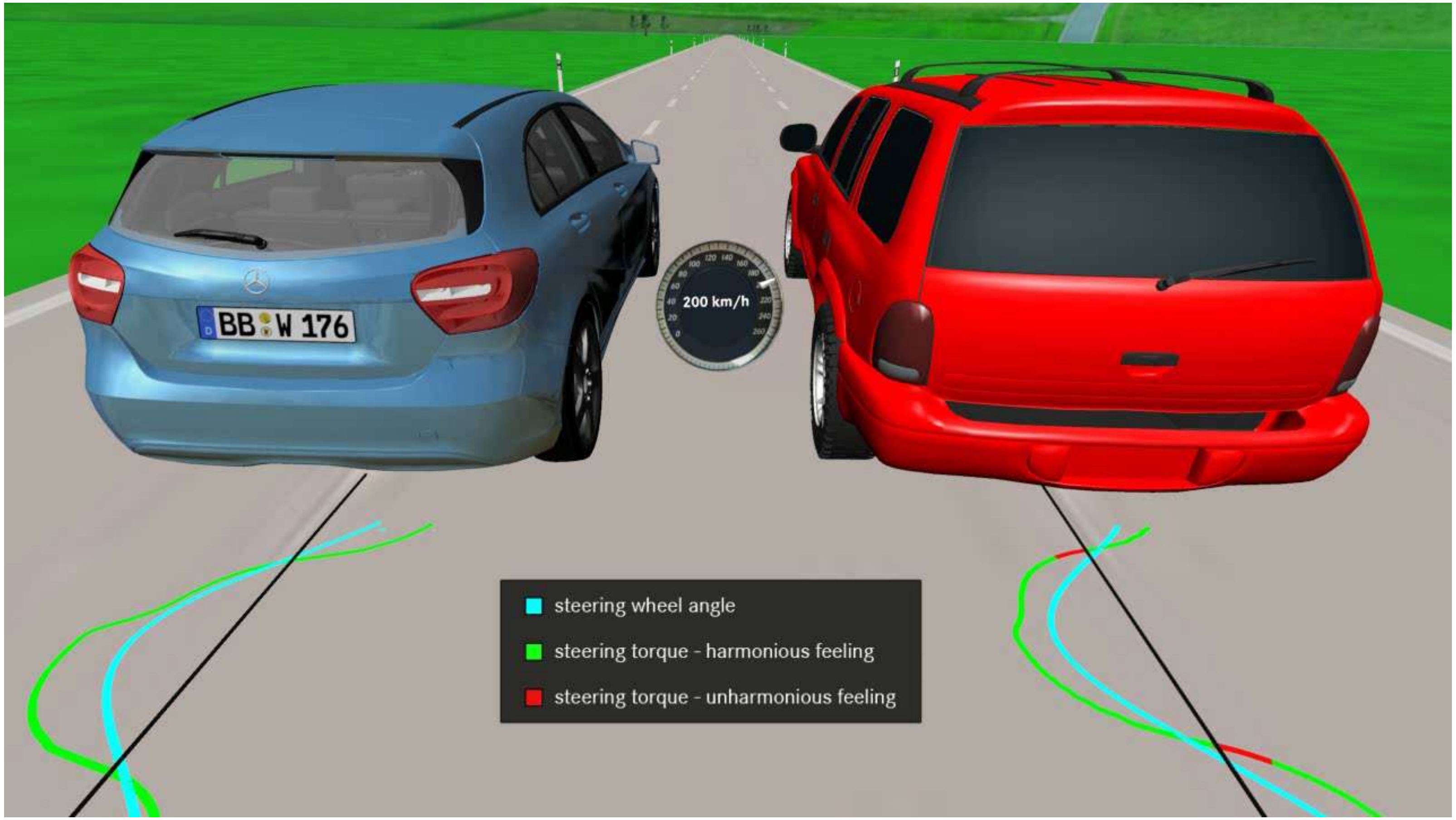
Grundlagen

Agilität



Grundlagen Fahrstabilität

Grundlagen Sicherheitsgefühl



Grundlagen

Kreisverkehr

Grundlagen

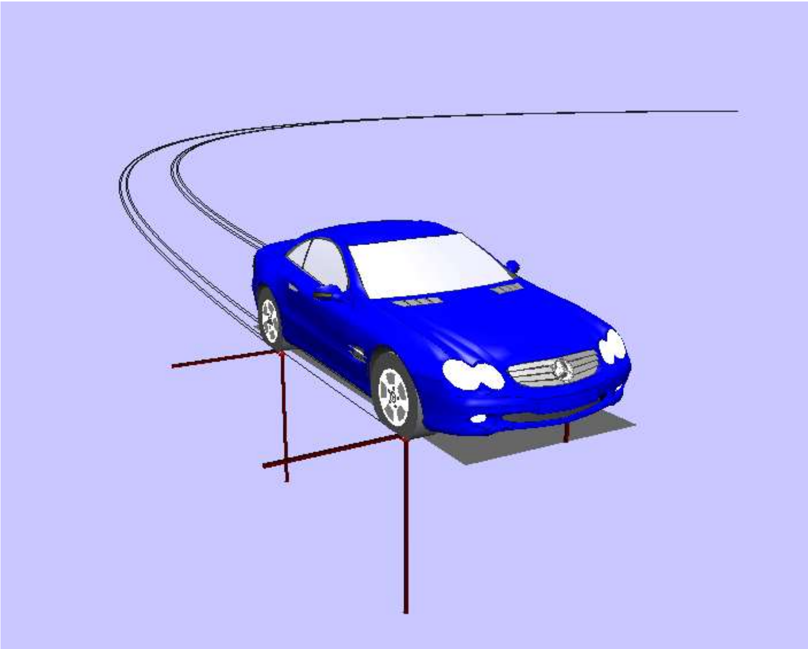
HIL (Hardware in the Loop)

Im Rahmen der Steuergerät-Abstimmung werden auf bewährte Simulations-, Meß- und Beurteilungsverfahren zurückgegriffen.

Bei der Simulation kommen für die Abprüfung der Fülle von möglichen Fahrsituationen verstärkt auch HiL-Methoden zum Einsatz.

Die HiL-Simulation ermöglicht neben der Abbildung von klassischen fahrdynamisch relevanten Komponenteneigenschaften wie Reifen, Kinematik und Elastokinematik der Achsen, Fahrzeugmasse, Schwerpunkt usw. auch die Möglichkeit, die elektrischen Hardware-Steuergeräte für ABC und SBC in der Handling-Simulation zu integrieren.

Handling-Simulation einer Kurvenfahrt

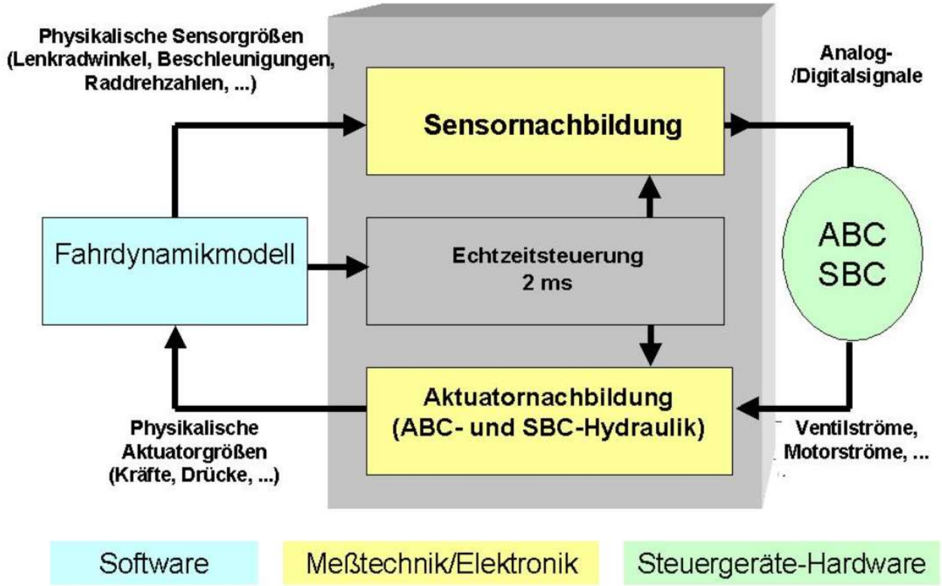


Grundlagen

HIL (Hardware in the Loop)

Bei dieser Technik werden die elektronischen Steuergeräte über eine elektrische Sensor- und Aktuatornachbildung an das Fahrdynamikmodell angekoppelt. Das Bild zeigt den schematischen Aufbau der verwendeten HiL – Technik.

Hardware in the Loop (HiL) – Aufbau für den SL500 mit ABC und SBC



Im Fall des SL werden 3 Steuergeräte (ABC, SBC und ESP) berücksichtigt.

Bei der Handlingsimulation wird das Fahrzeugverhalten im Frequenz-bereich bis etwa 5 Hz betrachtet.

Kernstück des Aufbaus ist das Fahrdynamikmodell, das über eine elektrische Sensor- und Aktuatornachbildung mit den elektrischen ABC- und SBC-Steuergeräten verbunden ist.

Dabei versorgt das Modell die Steuergeräte mit denjenigen Sensorsignalen, die sie im Fahrzeug von der Fahrzeugsensorik, wie Lenkradwinkelsensor, Beschleunigungssensoren usw. erhalten. Im Gegenzug erhält das Modell die Steuersignale von ABC und SBC, die im Fahrzeug die hydraulischen und elektrischen Steller ansteuern.

Mit HiL können wesentlich mehr Analysen von Fahrzeugkomponenten-, ABC- und SBC-Softwarevarianten durchgeführt werden, als das in einer reinen Erprobung auf der Straße bzw. auf dem Testgelände möglich ist.

Darüber hinaus bietet HiL hohe Reproduzierbarkeit und Automatisierung der Fahrmanöver, was für eine gezielte Herausarbeitung von Optimierungspotenzialen genutzt wurde.

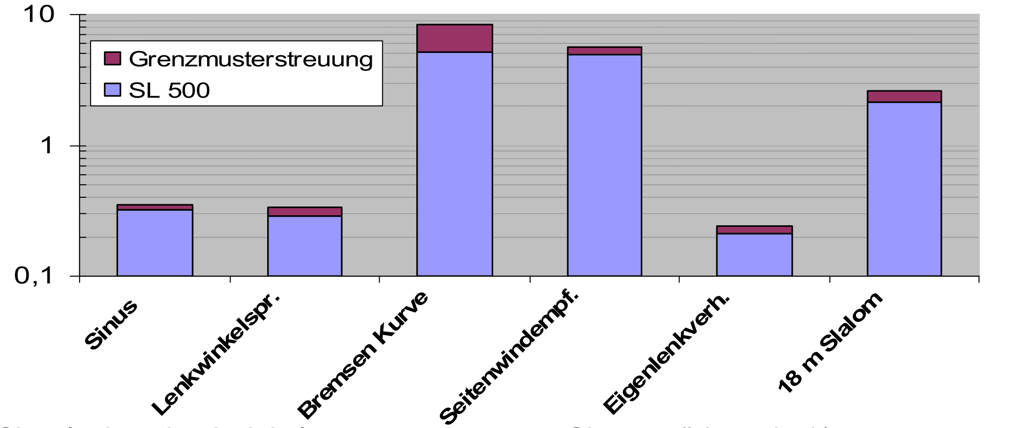
Grundlagen

HIL (Hardware in the Loop)

Aufgrund der Vielzahl von Bauteilen und Ihren Eigenschaften mit einer Auswirkung auf das Fahrverhalten ist eine Erprobung und Absicherung in Prototypen in voller Breite praktisch ausgeschlossen. Beispielhaft wird die fahrdynamische Grenzmusterabsicherung beim Sinuslenken, Lenkwinkelsprung, Bremsen in der Kurve, Seitenwind, Kreisfahrt und Slalom vorgestellt.

Als Grenzmuster wurden unterschiedliche elastokinematische Eigenschaften der Vorder- und Hinterachse infolge Toleranzen der Achslagersteifigkeiten sowie Reifenquersteifigkeiten analysiert.

Fahrdynamik-Grenzmusteranalyse des SL500



Sinuslenken, Lenkwinkelsprung:	Gierverstärkung in 1/s
Bremsen Kurve, Seitenwindempfindlichkeit:	Giergeschwindigkeit in Grad/s
Eigenlenkverhalten:	Eigenlenkgradient in Grad/m/s^2
18m Slalom:	Schwimmwinkel / Grad