

WS 18/19		<p style="text-align: center;">Zeitplan Fahrzeugregelung I</p> <p>Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller, TIB13.5, Raum 341, Tel: -72970, M. Sc. Thang Nguyen, TIB13.5, Raum 350, Tel: -72370,</p> <p>VL-Termine: TIB13.5, Raum 353, Di 14.15 – 15.45 Uhr UE-Termine: TIB13.5, Raum 353, Di 16.00 – 17.30 Uhr</p>	
Datum		Thema	Inhalte
16.10. 14.15-15.45	VL	Infoveranstaltung	Einführung, Vorstellung des Lehrstuhls
16.10. 16.00-17.30	VL	Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn	Hochkraft, Längskraft, Seitenkraft
23.10. 14.15-15.45	UE	Matlab-Tutorial	Einführung in Matlab und Simulink für mechatronische Aufgabenstellungen
23.10. 16.00-17.30	UE	Matlab-Tutorial	Einführung in Matlab und Simulink für mechatronische Aufgabenstellungen
30.10. 14.15-15.45	VL	Antrieb und Antriebsregelung	Fahrwiderstände und Antriebsleistung
30.10. 16.00-17.30	UE	Antrieb und Antriebsregelung	Ermittlung von Fahrwiderständen, Modellierung und Simulation des Beschleunigungsvorganges eines PKWs
06.11. 14.15-15.45	VL	Antrieb und Antriebsregelung	Antischlupfregelung (ASR)
06.11. 16.00-17.30	UE	Einspurmodell	Herleitung des Einspurmodells
13.11. 14.15-15.45	VL	Bremsverhalten und -regelung	Bremsverhalten
13.11. 16.00-17.30	VL	Bremsverhalten und -regelung	Bremsregelung ABS
20.11. 14.15-15.45	VL	Fahrverhalten und Stabilitätsregelung	Fahrverhalten
20.11. 16.00-17.30	UE	Zweispurmodell	Herleitung des Zweispurmodells
27.11. 14.15-15.45	UE	Einspurmodell	Implementierung Einspurmodell (Matlab/Simulink)

27.11. 16.00-17.30	UE	Einspurmodell	Implementierung Einspurmodell (Matlab/Simulink)
04.12. 14.15-15.45	VL	Fahrverhalten und Stabilitätsregelung	Stabilitätsregelung ESP
04.12. 16.00-17.30	UE	Stabilitätsregelung	Simulation Stabilitätsregelung ESP
11.12. 14.15-15.45	VL	Lenkverhalten und Lenkungsregelung	Beurteilung Lenkungsverhalten, Aufbau Lenkung, Lenkmoment, Lenkübersetzung, Lenkungsrückmeldung
11.12. 16.00-17.30	UE	Lenkungsregelung	Modellierung einer elektromechanischen Servolenkung (EPS)
18.12. 14.15-15.45	VL	Lenkverhalten und Lenkungsregelung	Lenkregelung, Servosysteme (HPSS; EHPS; EPS), Aktivlenkung
18.12. 16.00-17.30	UE	Lenkungsregelung	Zustandsregelung einer EPS
Weihnachtsferien			
08.01. 14.15-15.45	VL	Antriebskraftverteilung	Ziele, Potentialanalyse, Einfluss auf Fahrdynamik
08.01. 16.00-17.30	-	-	-
15.01. 14.15-15.45	PR	Projektausgabe	Regelungsaufgabe zu einem Thema der FDR
15.01 16.00-17.30.	-	-	-
22.01.	PR	Projekt	Sprechstunde
29.01.	PR	Projekt	Sprechstunde
05.02.	PR	Projektabgabe	
12.02	PR	Projektrücksprache	Vorstellung Projektergebnis

Literatur

- [1] Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer-Verlag, 4. Auflage, 2004.
- [2] Rajamani, Rajesh: Vehicle Dynamics and Control, Springer, 2006.
- [3] Gillespie, T.D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineering, Inc., 1992.
- [4] Zomotor, Adam: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, Vogel Buchverlag.

Fahrzeugregelung I

Einführung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Thang Nguyen
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Vorstellung des Fachgebietes



Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches

Anmeldung, Vorlesung- und Übungstermine

- **Anmeldung in ISIS** bis spätestens 23.10.18 und über **Anmeldeliste** in der 3. VL-Woche.
- **Vorlesung und Übung** finden im Wechsel statt.

Vorlesung: Di, 14.15 – 15.45 Uhr, TIB13.5, Raum 353

Übung: Di, 16.00 – 17.30 Uhr, TIB13.5, Raum 353

- Die aktuellen Vorlesungs- und Übungsinhalte sind im **Zeitplan** zu finden.

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Namen und Kontakte

Vorlesung

Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller

Geb. TIB13, Raum 341

Tel.: -72970

Email: steffen.mueller@tu-berlin.de

Homepage: <http://www.kfz.tu-berlin.de/menue/home/>



Übung

M.Sc. Thang Nguyen

Geb. TIB13, Raum 350

Tel.: -72370

Email: thang.nguyen@tu-berlin.de



Sekretariat

Frau Kerstin Ipta

Geb. TIB13, Raum 342

Tel.: -72970

Email: kerstin.ipta@tu-berlin.de

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Sprechzeiten

Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller

Vorbeikommen oder per Email über Sekretariat

M.Sc. Thang Nguyen

Vorbeikommen oder Termin per Email

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Prüfung

- Prüfungsvoraussetzung ist das **Bestehen der Projektaufgabe**.
- Die Anzahl der Teilnehmer ist **auf 25 Teilnehmer begrenzt. Auswahl wird nach Dringlichkeit durchgeführt**.
- Die **Prüfung** findet **mündlich** statt. Termin wird noch bekannt gegeben.

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Abschlussarbeiten

- Themen für Abschlussarbeiten werden auf der **Homepage**, am **Schwarzen Brett** und in der **Lehrveranstaltung** bekannt gegeben.
- Wir vergeben aber auch Abschlussarbeiten **auf Anfrage**.

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Gastvortrag

Vortragender:

Firma:

Titel:

Datum:

Raum:

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Internet

- ISIS2-Kurs „Fahrzeugregelung 2018/2019“
- Password für Studenten: FaReWS1819

Organisatorisches Übersicht



Organisatorisches Literatur

- [1] Mitschke, M., Wallentowitz, H.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Springer-Verlag, 4. Auflage, 2004.
- [2] Rajamani, Rajesh: Vehicle Dynamics and Control, Springer, 2006.
- [3] Gillespie, T.D.: Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineering, Inc., 1992.
- [4] Zomotor, Adam: Fahrwerktechnik: Fahrverhalten, Vogel Buchverlag.

Organisatorisches Übersicht



Einführung Fahrzeugregelung I - Übersicht

Fahrzeugregelung I - Fahrdynamikregelung

- Kraftübertragung Rad-Fahrbahn
- Antrieb und Antriebsregelung
- Bremsverhalten und Bremsregelung
- Fahrverhalten und Stabilitätsregelung
- Antriebskraftverteilung
- Lenkverhalten und Lenkungsregelung

Fahrzeugregelung II

- Vertikaldynamik und Vertikaldynamikregelung
- Fahrerassistenz und Automatisiertes Fahren

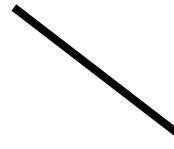
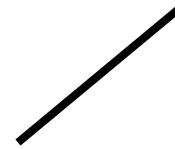
Einführung

Was versteht man unter Fahrdynamik-Regelung?

Die **Fahrdynamik** beschäftigt sich mit angreifenden **Kräften an Bodenfahrzeugen** und den **damit verbundenen Bewegungen** (s. auch ISO 8855 und DIN 70000).

Dynamik

Lehre von der Bewegung fester Körper



Kinematik

Beschreibung der
Bewegung unabhängig
von Kraftwirkungen

Kinetik

(*Kineses* (gr.): Bewegung)
Änderung der Bewegungsgrößen
unter Einwirkung von Kräften

Einleitung Bodenfahrzeuge



Schienenfahrzeuge



Kettenfahrzeuge



Radfahrzeuge

Einführung

Längs-, Quer- und Vertikalbewegung

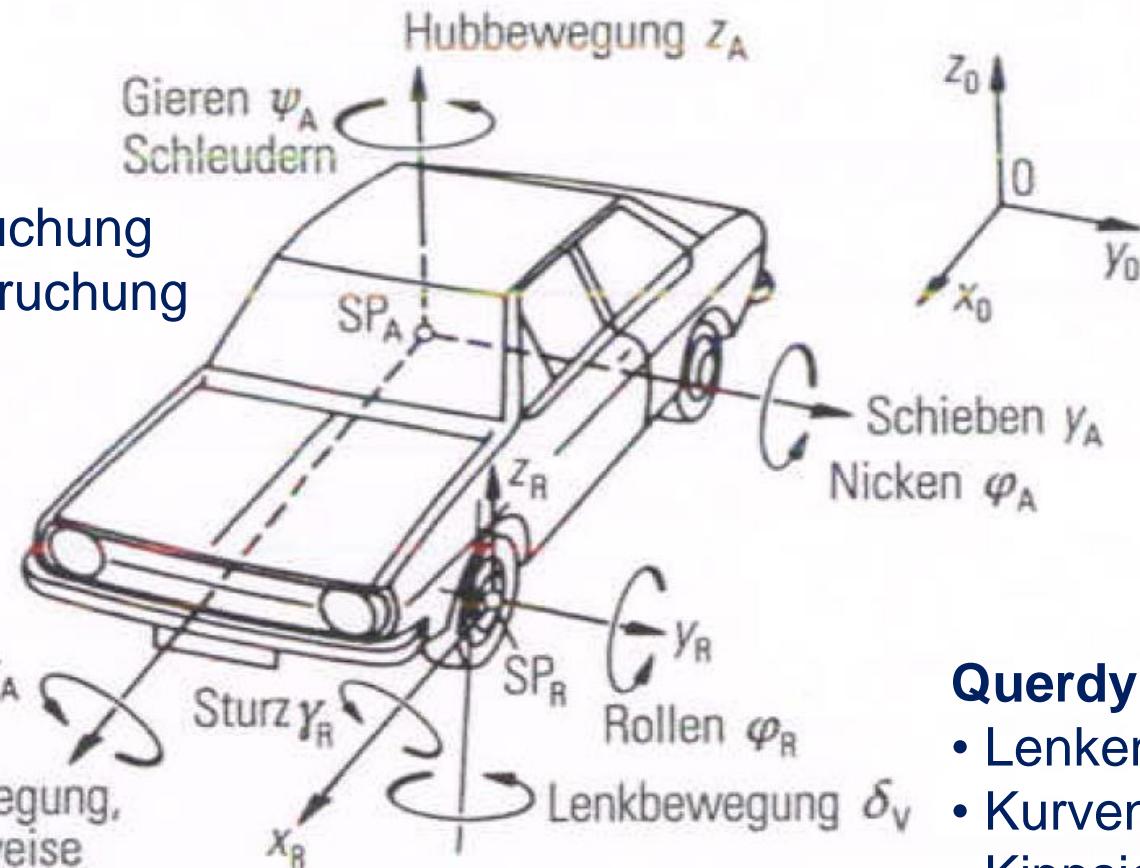
Vertikaldynamik:

- Komfort
- Ladegutbeanspruchung
- Fahrbahnbeanspruchung
- ...

Längsdynamik:

- Antrieb und Bremsen
- Fahrwiderstand
- Verbrauch
- ...

Wanken κ_A
Längsbewegung,
normalerweise
Fahrtrichtung x_A



Querdynamik:

- Lenken
- Kurvenfahrt
- Kippsicherheit
- ...

Einführung Regelung

Die Regelungstechnik befasst sich mit der Aufgabe, einen sich **zeitlich verändernden Prozess** oder ein **dynamisches System von außen** so zu **beeinflussen**, dass dieser Prozess in einer **vorgegebenen Weise** abläuft.

Steuereinrichtung und **gesteuertes System** stehen in ständiger **Wechselwirkung** und **bilden einen „Kreis“**.

Einführung Fahrzeugregelung

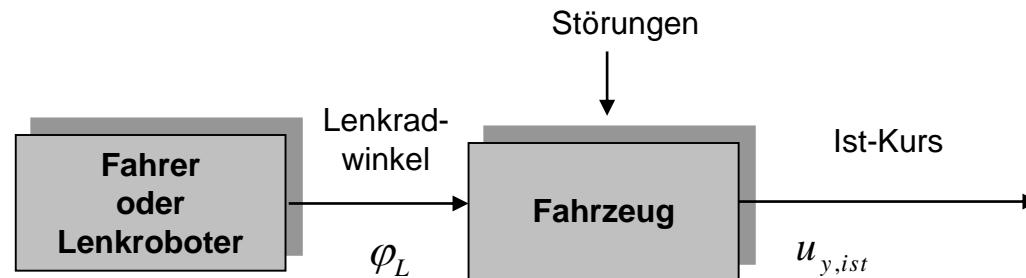
Die **Fahrzeugregelung** beschäftigt sich mit den Möglichkeiten durch **aktive Eingriffe** die **Fahrzeugführungsauflage** zu **beeinflussen**, um

- die **Führungsauflage komfortabler, sicherer, ggf. auch sportlicher**, zu gestalten sowie den **Fahrkomfort zu erhöhen**
(*Fahrdynamikregelung, Fahrwerkregelsysteme*) oder
- die **Führungsauflage teilweise oder vollständig zu übernehmen**
(*Fahrzeugführungsregelung, FAS, automatisiertes Fahren*)

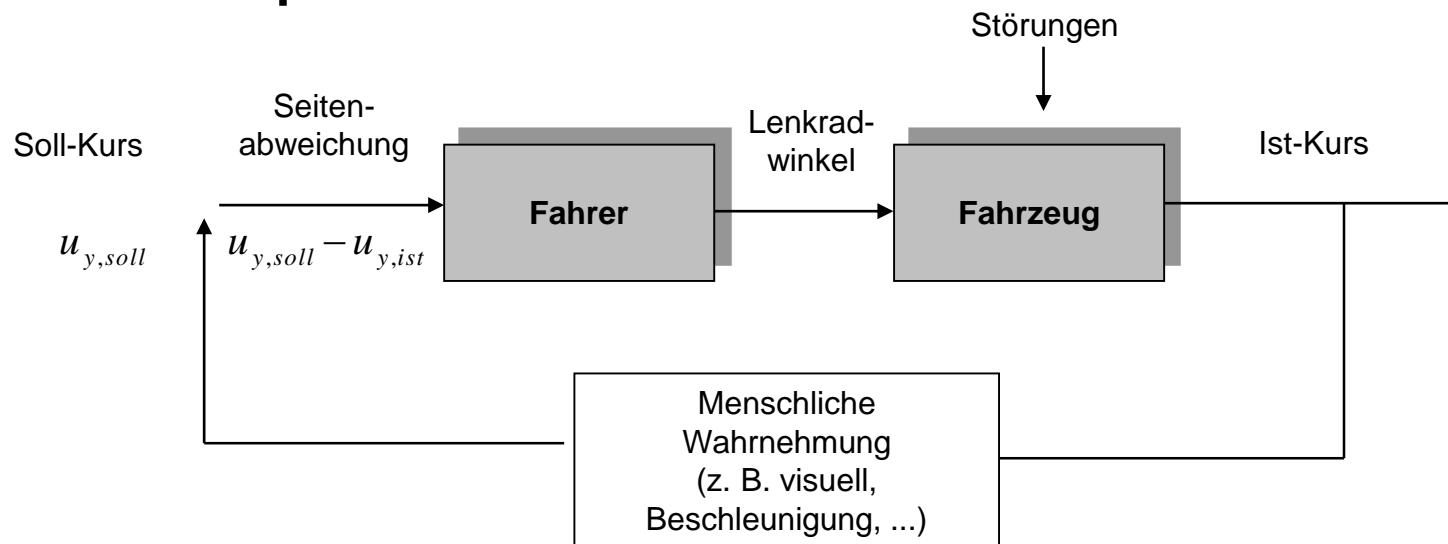
Einführung

Beurteilung des Fahrverhaltens – Bsp. Querführung

Open-Loop Verhalten



Closed-Loop Verhalten



Einführung

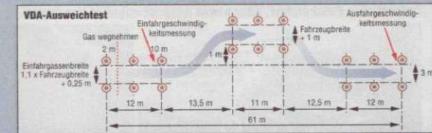
Beurteilung des Fahrverhaltens

FAHRDYNAMIK-TESTS: UMFANGREICHES TESTPROGRAMM ZUR ÜBERPRÜFUNG DER FAHRSTABILITÄT

Eichtest bei Stadtgeschwindigkeit

Beim Master-Test wird der VDA-Ausweich- oder Eichtest leer und beladen gefahren. Er soll eine Kippneigung bei Ausweichmanövern mit anschließendem Wiedereinfädeln in die ursprüngliche Fahrspur aufdecken. Speziell Fahrzeuge mit einem hohen Schwerpunkt wie etwa der Mitsubishi Colt oder der Honda Jazz können hier kritisch reagieren, das bei allen Modellen vorhandene ESP unterbindet jedoch gefährliche Reaktionen. Unbeladen wie beladen absolvieren Renault, Skoda und VW diese Übung am schnellsten und besten, gefolgt von Fiat, Ford, Opel und Peugeot. Spürbar nervöser manövrierten Mitsubishi und Honda durch die Pylonengassen.

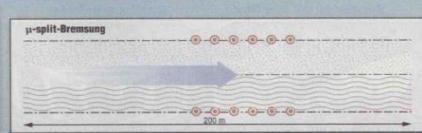
Bester: VW • **Schlechtester: Honda**



μ-split-Bremstest

Diese Übung fordert ESP und ABS extrem, denn das Auto soll trotz unterschiedlicher Reibwerte links und rechts nicht zu einer Seite ausbrechen. Im Alltag kann diese Situation auftreten, wenn bei Regen mit zwei Rädern auf dem grasbewachsenen Seitenstreifen, mit den anderen auf Asphalt gebremst wird. Eine Vollbremsung auf unterschiedlichen Straßenbelag erfordert bei keinem Teilnehmer nennenswerten Korrekturbedarf, nur Mitsubishi und Renault verlangen leicht erhöhte Konzentration. Allerdings benötigt Letzterer mit 153 Metern einen viel zu langen Bremsweg. Als Erster steht der Fiesta mit 99 Metern, Peugeot, Skoda und Mitsubishi folgen knapp dahinter.

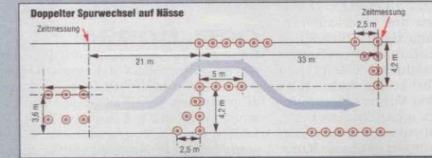
Bester: Ford • **Schlechtester: Renault**



Ausweichmanöver bei Nässe

In diesem Test gilt es, bei Landstraßengeschwindigkeit auf komplett bewässerter Fahrbahn einem Hindernis auszuweichen und danach wieder auf die eigene Fahrspur zurückzufallen. Der Renault reagiert insgesamt am besten, bleibt neutral und einfach kontrollierbar, schafft mit 105 km/h die höchste Einfahrgeschwindigkeit. Skoda, Peugeot, Opel und Ford sind nur unwesentlich langsamer, benötigen aber teils etwas mehr Aufmerksamkeit. Besonders viel davon erfordert der Fiat, der trotz ordentlichen Tempos dafür Abzüge erhält. Am schlechtesten meistert aber der Mitsubishi diese Prüfung.

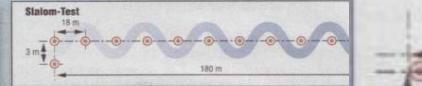
Bester: Renault • **Schlechtester: Mitsubishi**



Slalom

Spurtreue, Lenkerhalten in Wechselkurven und Fahrstabilität wird sich mit dem Slalom untersuchen. Die im 18-Meter-Abstand stehenden Pylonen werden – wie in allen anderen Fahrdynamik-Tests beladen umfahren. Am besten gelingt dies Ford, Skoda und VW mit leichten Vorteilen für den Ford, beladen für Skoda. Alle Pylonen sicher und kalkulierbar, der Rest des Feldes folgt Abstand. Bis auf den Mitsubishi, den seine Trägheit erneut einen Abstand aufweist.

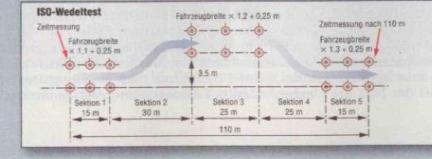
Bester: Ford • **Schlechtester: Mitsubishi**



Schnelles Ausweichen

Wie sich die Test-Kandidaten bei einem schnellen Ausweichmanöver – zum Beispiel auf der Autobahn – verhalten, kann mit dem ISO-Wedeltest überprüft werden. Er wird sowohl leer als auch beladen absolviert und dokumentiert Spurtreue und Lenkerhalten. Hoch bauende Autos oder solche mit kurzem Radstand können hier besonders in Schwierigkeiten kommen. Am schnellsten huschen Peugeot und Skoda um die Pylonen, wobei Letzterer die Übung selbst beladen noch schneller erledigt als die meisten anderen unbeladen. Insgesamt macht keiner größere Probleme. Mit Abstand Langsamster ist auch hier der wankempfindliche Van-Verschnitt Mitsubishi Colt.

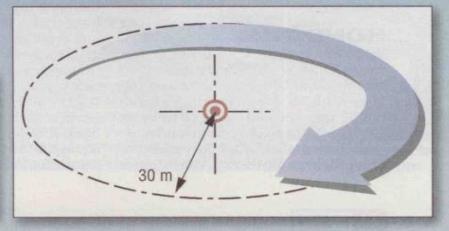
Bester: Skoda • **Schlechtester: Mitsubishi**



Kurvenstabilität

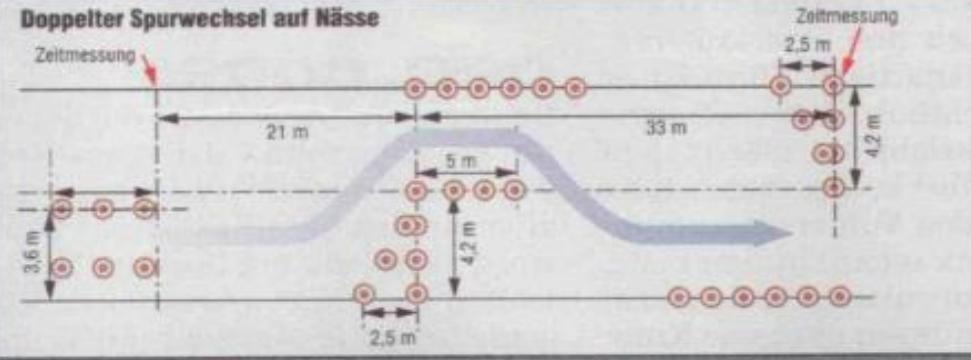
Auf nasser Oberfläche wird mit jedem Testwagen die Geschwindigkeit, bei der Über- oder Untersteuern einsetzt. Auf der 30-Meter-Radius erzielen Skoda, Ford, Opel, VW, Honda und ähnliche Tempi um 54 km/h. Ihr Verhalten im Grenzbereich ist von grundsätzlich hoher Neutralität um einem nahezu statischen Halten. Der Citroën ist mit knapp 51 km/h zwar Langsamster und liegt noch hinter dem Mitsubishi, ist aber ebenso wie die rangierenden Konkurrenten von Peugeot und Fiat zu keinem Zeitpunkt wirklich unsicher oder gar kritisch im Handling.

Bester: Skoda • **Schlechtester: Citroën**



Doppelter Spurwechsel auf Nässe

Zeitmessung



Einführung

Beurteilung des Fahrverhaltens

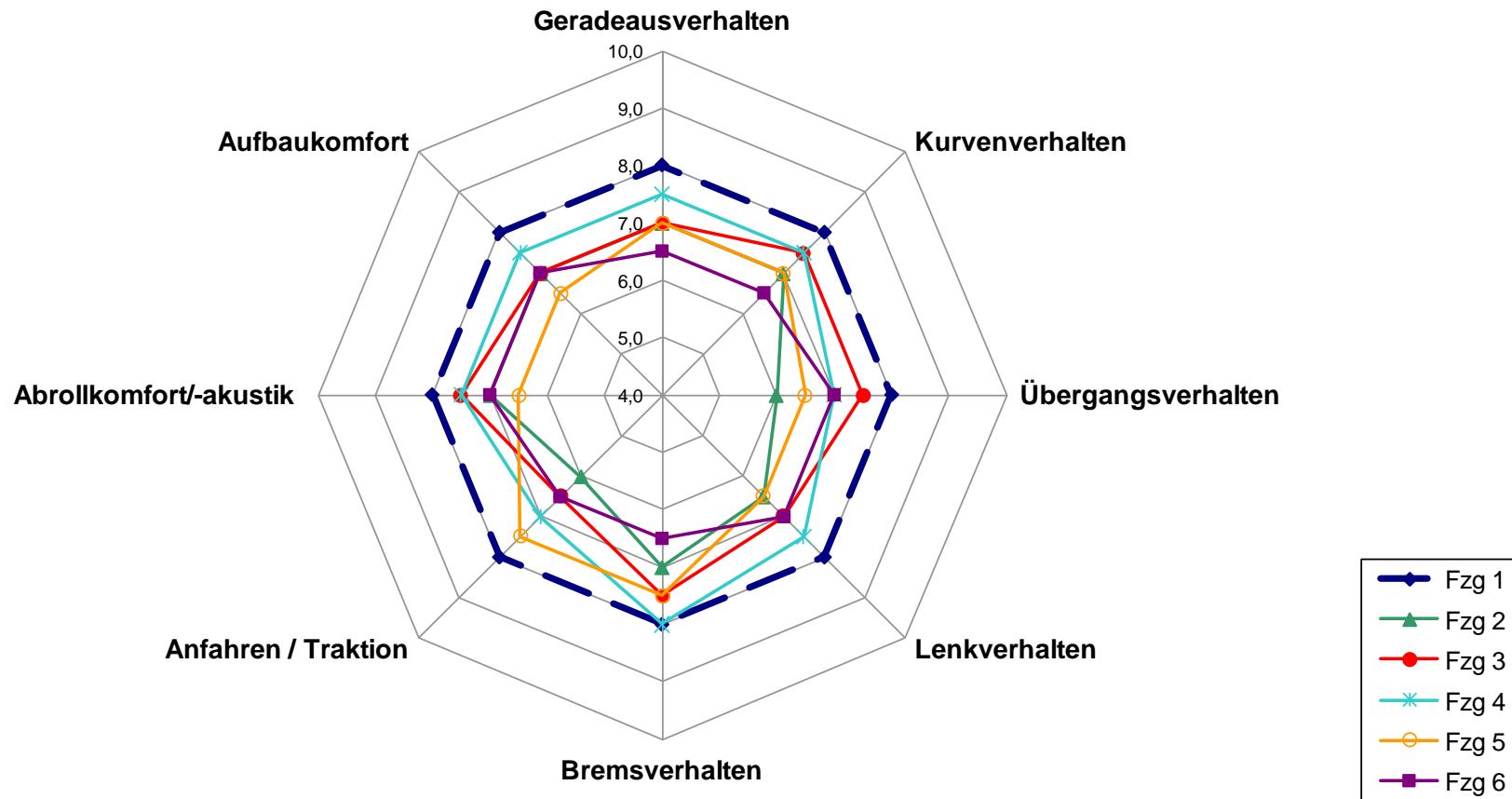
Der Bewertungsindex (nach Aigner, ATZ 84 (1982) 9)

Bewertungs-Index	nicht annehmbar				Grenz-fall	annehmbar				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Bewertung des Verhal-tens der Aggregate	Produktions-Verwertung			Grenz-fall	gerade noch annehmb.	aus-reichend	gut	sehr gut	ausge-zeichnet	
	schlecht		Kunden-beschw.							
Festgestellt von	allen Kunden		Durchschnittskunden		kritischen Kunden		ausgebildeten Beobachtern		nicht wahr-nembar	
Geräusche Vibrationen Rauheit Schütteln	nicht annehmbar		unange-nehm	Verbesserung er-forderlich	mäßig	leicht	sehr leicht	Spuren	keine	
Achsen-bewertung	E	D		C		B		A		

Einführung

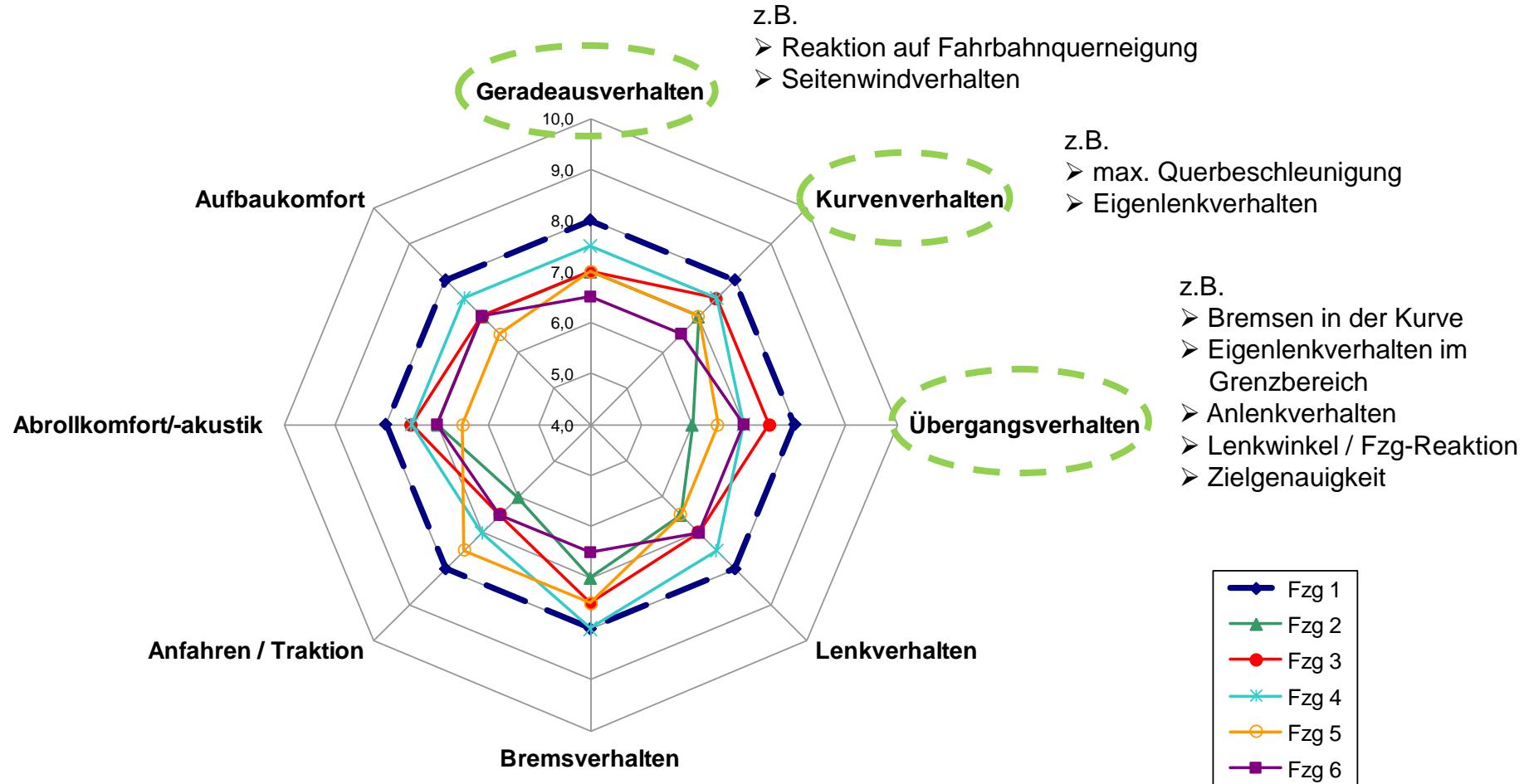
Beurteilung des Fahrverhaltens

Die Zielspinne

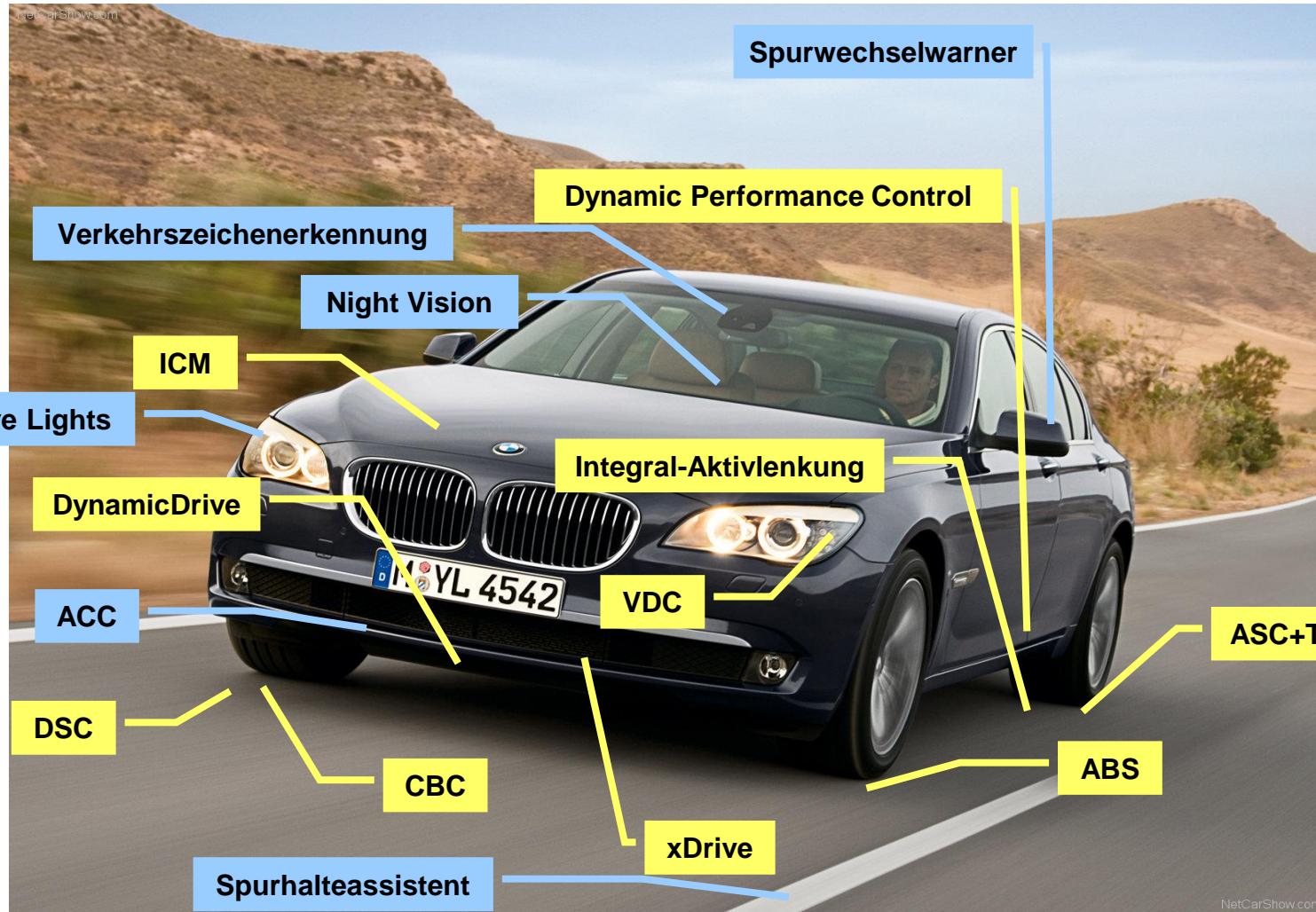


Einführung

Beurteilung des Fahrverhaltens



Einführung Fahrzeugregelung – Beispiele



Einführung

Wesentliche Ziele der Lehrveranstaltung FR I

- **Verständnis** der wesentlichen fahrdynamischen Zusammenhänge bei Straßenfahrzeugen
- Wissen über Möglichkeiten der **Modellierung** des fahrdynamischen Verhaltens
- Wissen über **Ziele** für das fahrdynamische Verhalten
- Verständnis der **Regelungskonzepte** von Fahrdynamik-regelsystemen
- Verständnis der **physikalischen Prinzipien und Wirkungsweisen** von Fahrdynamik-Regelsystemen

Einführung

Inhalte der Lehrveranstaltung

- Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn
- Antrieb und Antriebsregelung
- Bremsverhalten und Bremsregelung
- Lenkverhalten und Lenkungsregelung
- Antriebskraftverteilung
- Projekt Fahrdynamikregelung

[Zeitplan](#)

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung

Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn



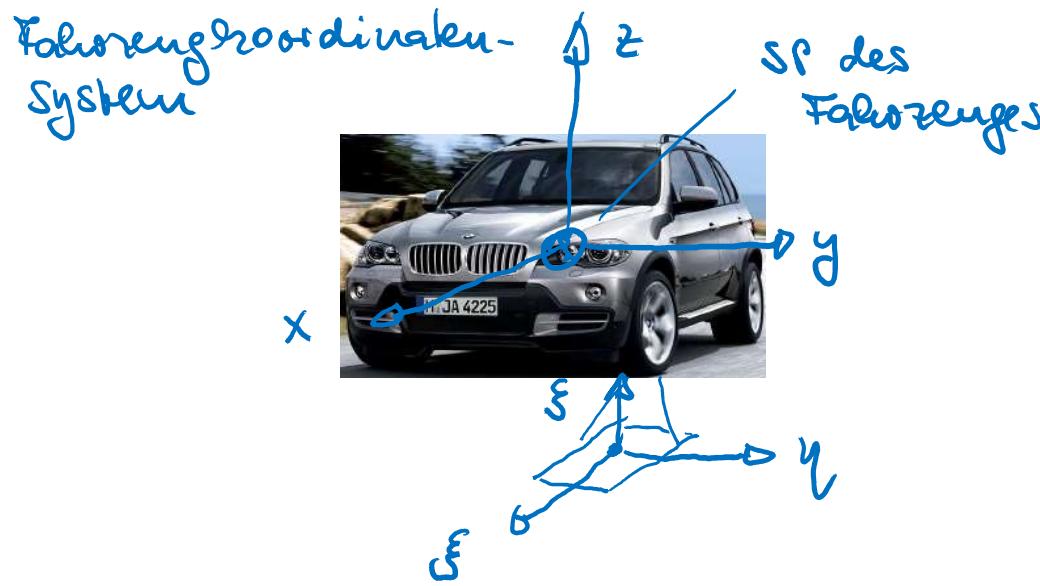
**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Einleitung Übersicht

Kraftübertragung zwischen Reifen und Fahrbahn

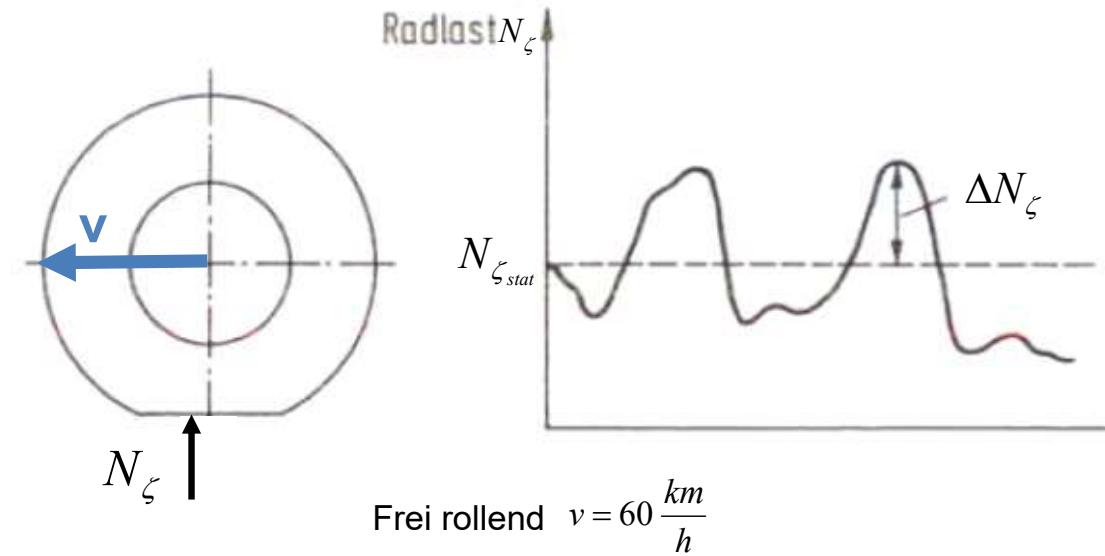
- Hochkraft
- Längskraft
- Seitenkraft

Koordinatensysteme



Kontaktkoordinatensystem

Hochkraft Druckverteilung im Latsch



Es gilt

$$N_f = \int_A p_z dA = \bar{p}_z A$$

PKW-Reifen sind im Wesentlichen Membrane

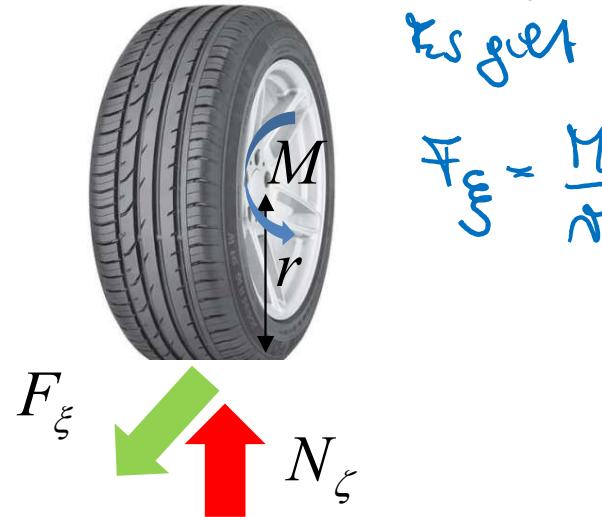
$$\bar{p}_z \approx p_i \text{ (Grenzdurch)}$$

Eine Änderung der Normalkraft hat somit eine Änderung des Latschlaenge zu Folg

$$dN_f = \bar{p}_z dA + A dp_z$$

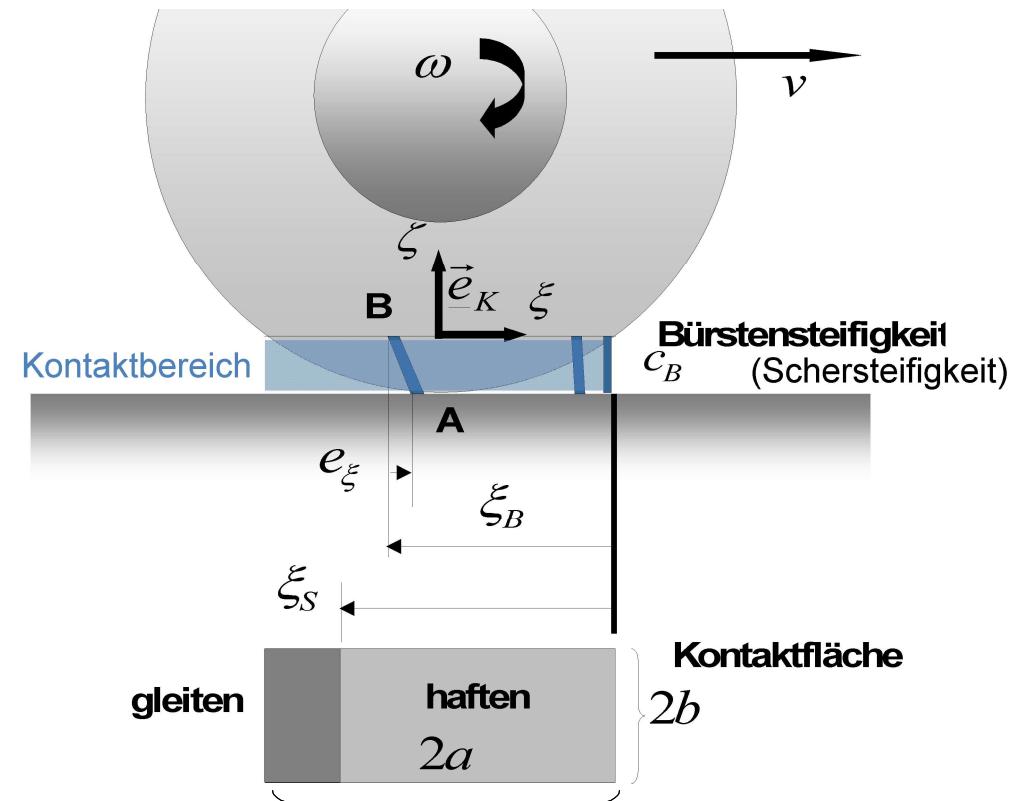
$\approx p_i$ ≈ 0

Längskraft Haft- und Gleitreibung

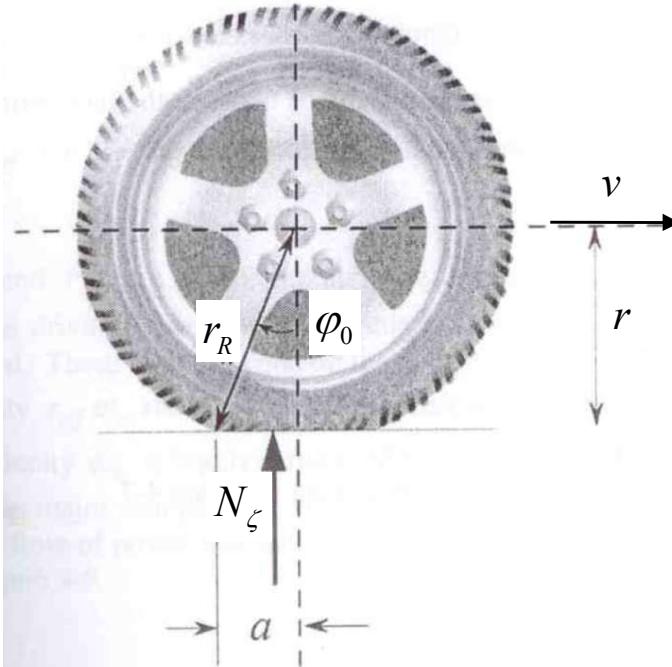


$\forall \bar{v} F_\xi > 0$ tritt immer Längsschlupf auf.

Zur Entstehung von Längsschlupf (Bürstenmodell)



Längskraft Ermittlung des dynamischen Halbmessers r_{dyn}



mit

$$\tau = \tau_R \cos \varphi_0$$

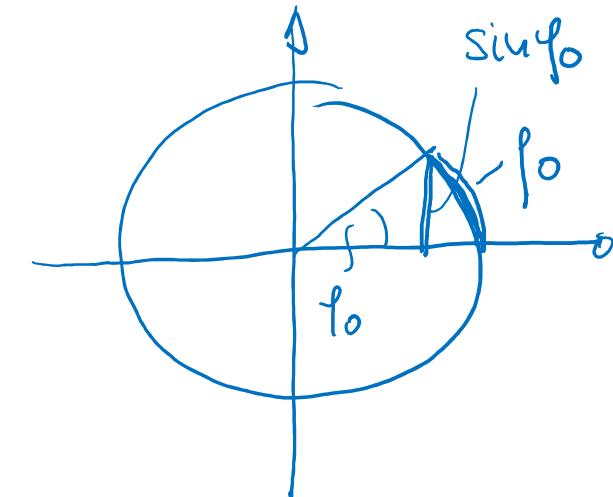
$$a = \tau_R \sin \varphi_0$$

folgt

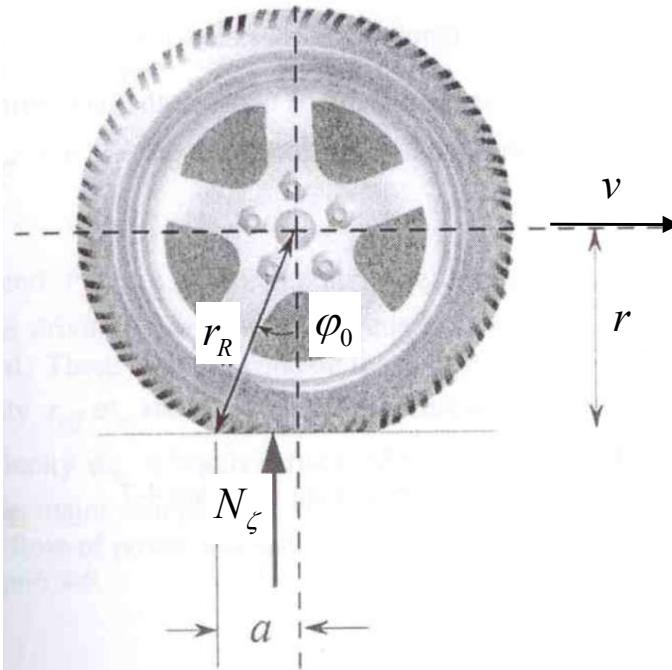
$$\begin{aligned} r_{\text{dyn}} &= \frac{\tau_R (\sin \varphi_0)}{\rho_0} < 1 \\ &= \frac{\tau \tan \varphi_0}{\rho_0} > 1 \end{aligned}$$

Somit

$$\tau < r_{\text{dyn}} < \tau_R$$



Längskraft Ermittlung des dynamischen Halbmessers r_{dyn}



Mit dem dyn. Halbmesser r_{dyn} gilt
frei rollend

$$v = r_{\text{dyn}} \cdot f_0$$

$$w = 2\pi r_{\text{dyn}} \quad (\text{Abrollgeschw.})$$

Für die Bewegung eines Reifenrads durch
die Kontaktfläche gilt für $f_0 \text{ const.}$

$$\alpha = v t = r_{\text{dyn}} f_0 t$$

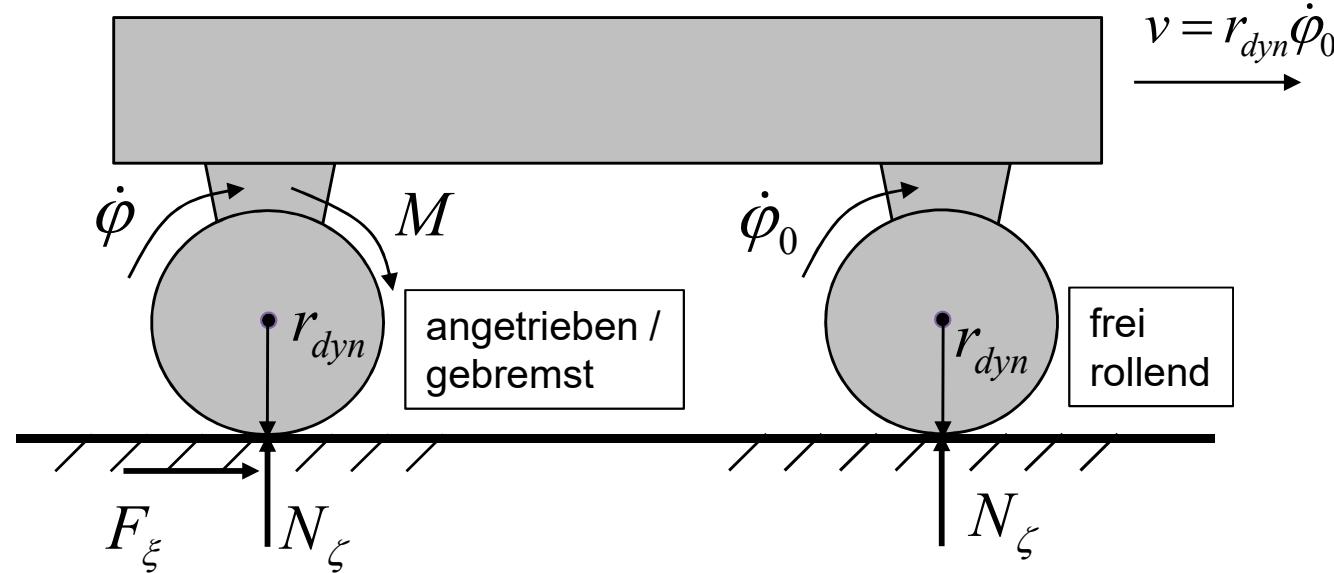
$$\dot{f}_0 = f_0 t$$

Somit

$$r_{\text{dyn}} = \frac{\alpha}{\dot{f}_0}$$

Längskraft

Ermittlung des Längsschlupfes an der HA



Def. Antriebschlupf

$$\begin{aligned}s_f &= \frac{\dot{\phi} - \dot{\phi}_0}{\dot{\phi}} = \frac{r_{dyn} \dot{\varphi} - v}{r_{dyn} \dot{\varphi}} \\ &= 1 - \frac{v}{r_{dyn} \dot{\varphi}} \leq 1\end{aligned}$$

Def. Bremseschlupf

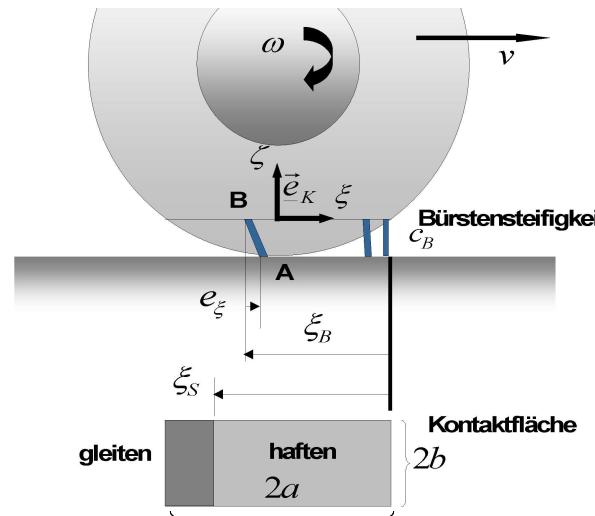
$$\begin{aligned}s_f &= \frac{\dot{\phi}_0 - \dot{\phi}}{\dot{\phi}_0} = \frac{v - r_{dyn} \dot{\varphi}}{v} \\ &= 1 - \frac{r_{dyn} \dot{\varphi}}{v} \leq 1\end{aligned}$$

Längskraft Kraftschluss-Schlupf-Kurve

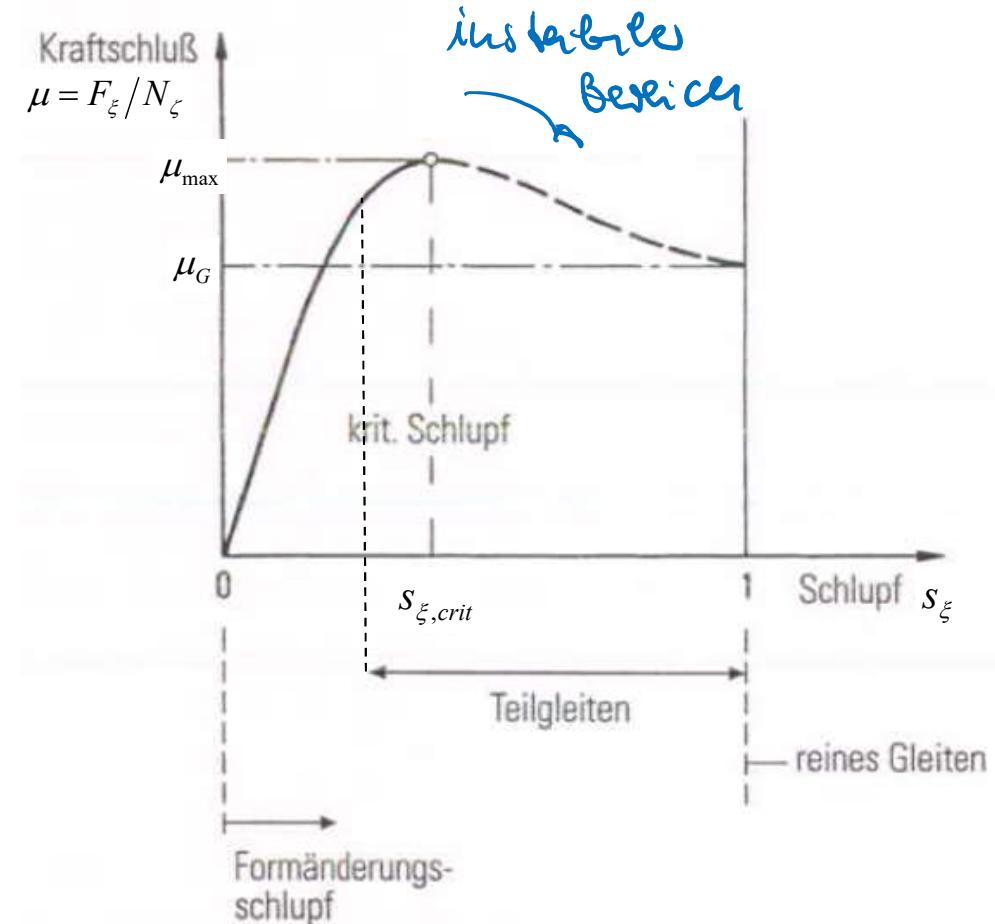
Def. Kraftschluss

Reibungszahl, Reib(ungs)koeffizient,
Coefficient of Friction, Kraftschluss
(-beiwert), Reibwert (ugs.)

$$\mu = \frac{F_\xi}{N\zeta}$$

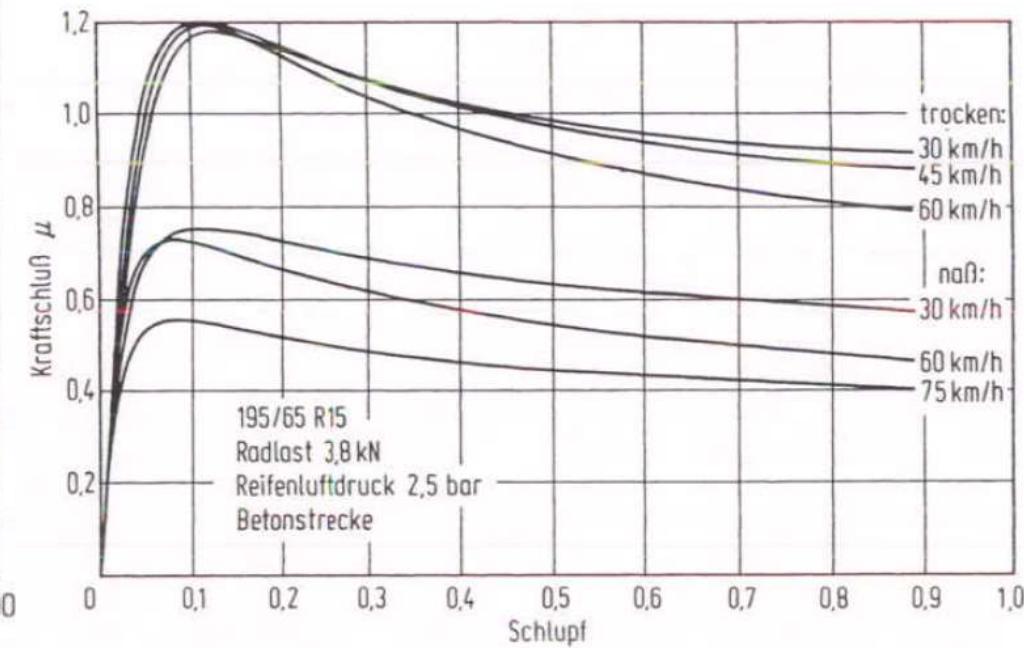
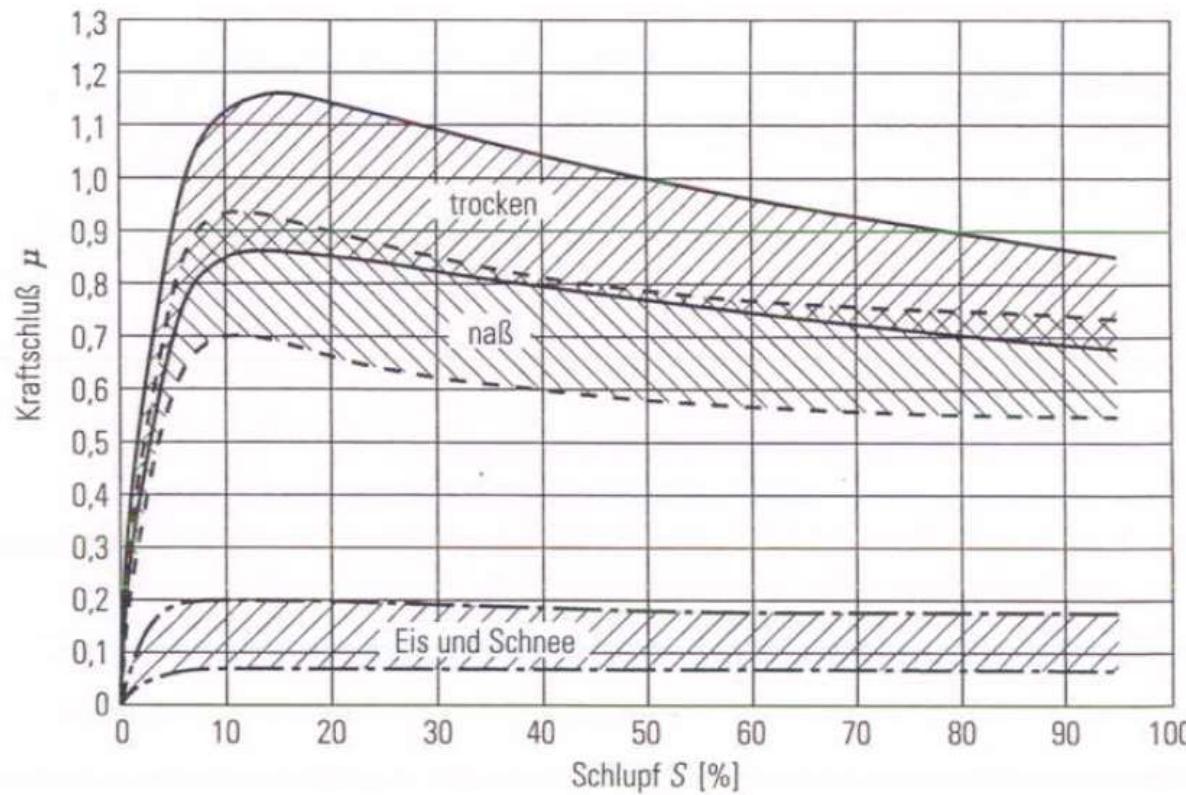


Kraftschluss-Schlupf-Kurve (prinzipieller Verlauf)



Längskraft

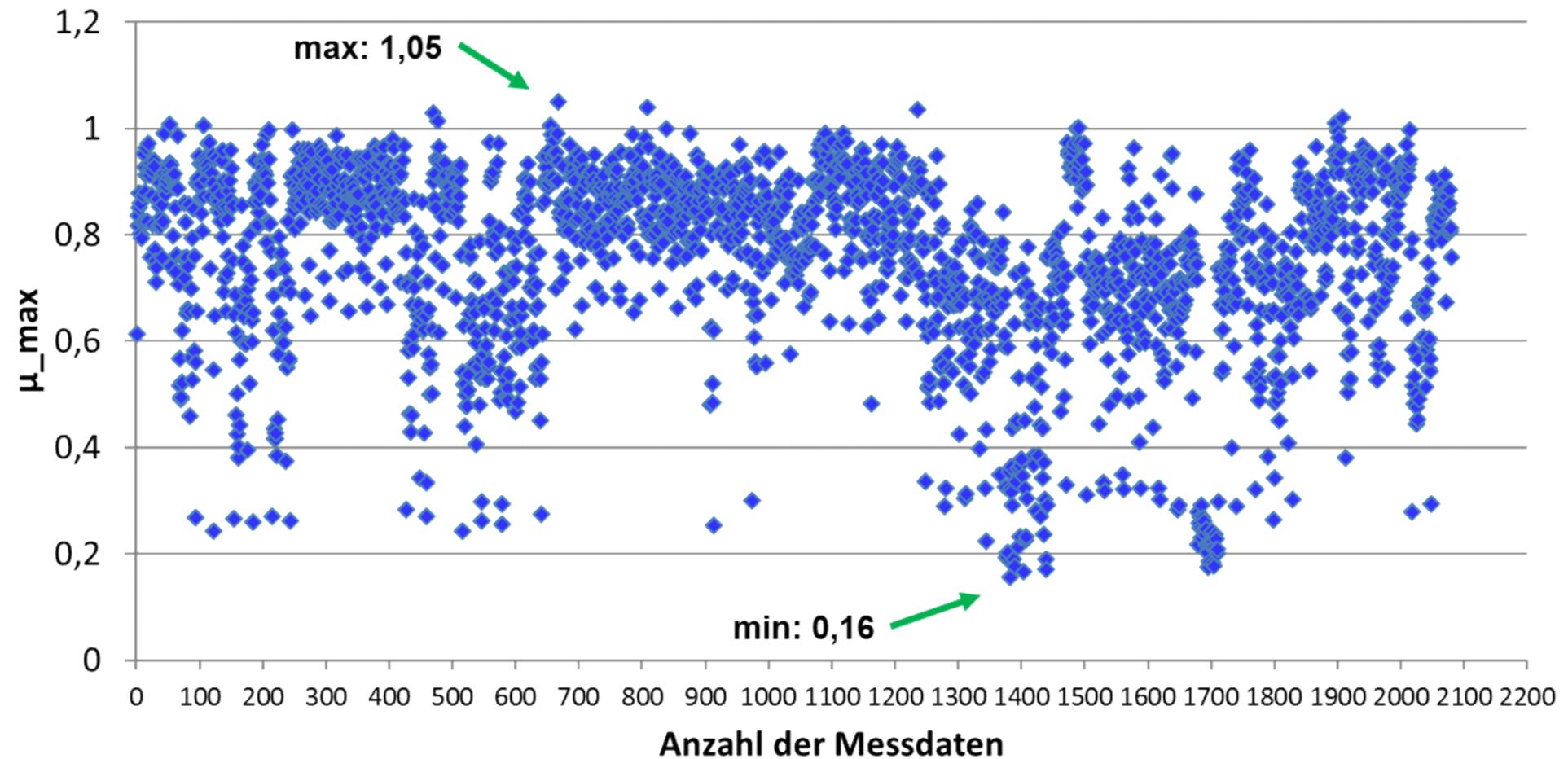
Typische Kraftschluss-Schlupf-Kurven



Längskraft

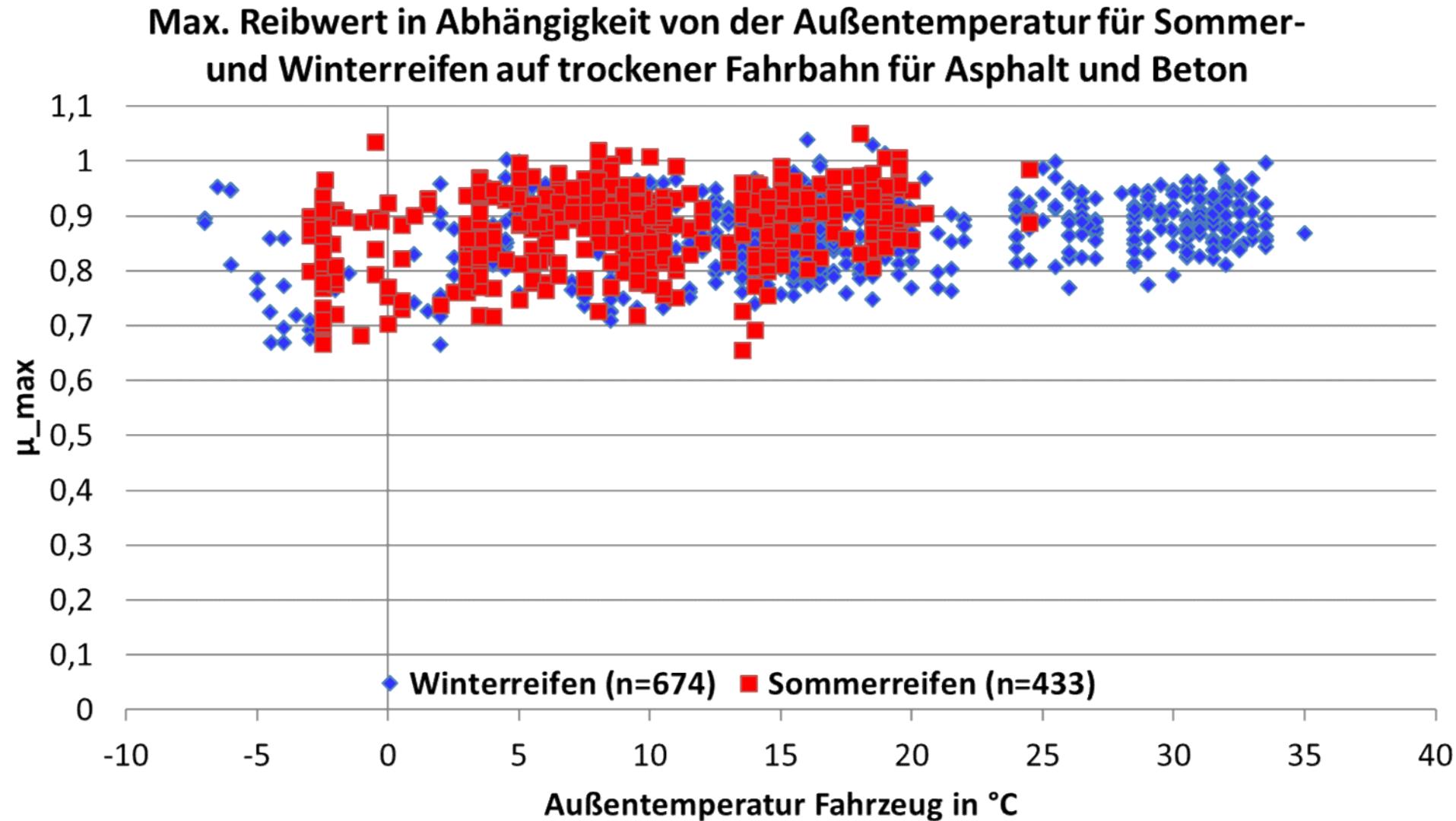
Messungen des Kraftschlusspotenzials

Max. Reibwerte alle Messdaten (n=2080)
Stand: 04.11.2015

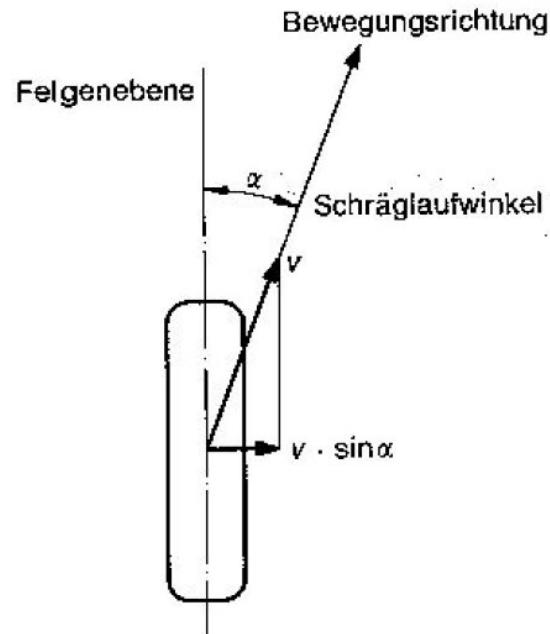


Längskraft

Messungen des Kraftschlusspotenzials



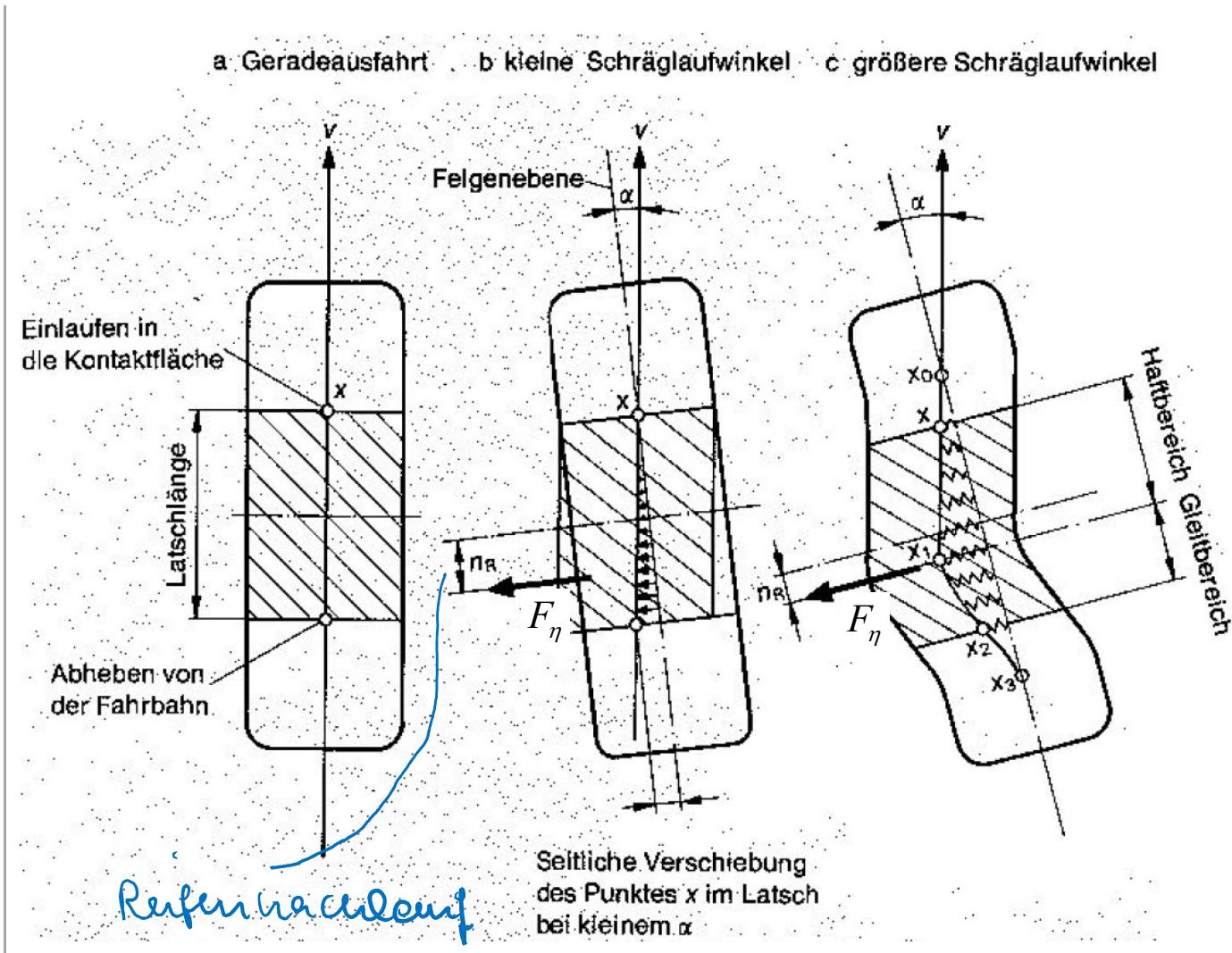
Seitenkraft Seitlicher Schlupf, Seitenkraft und Rückstellmoment



Def. seitlicher Schlupf s_y

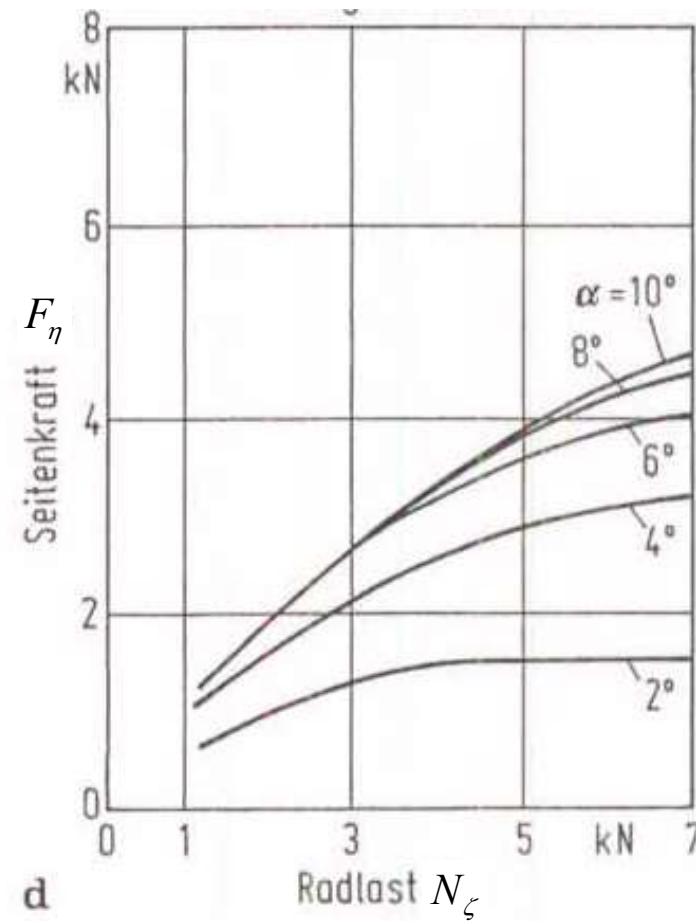
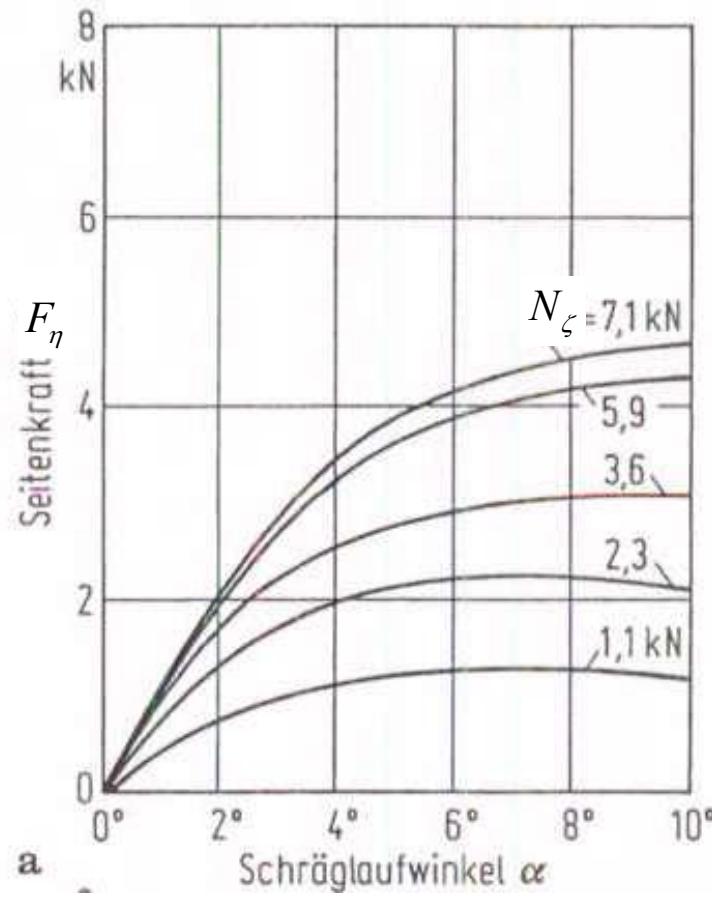
$$s_y = \frac{v \sin \alpha}{v} = \sin \alpha$$

Meist wird direkt mit δ gearbeitet

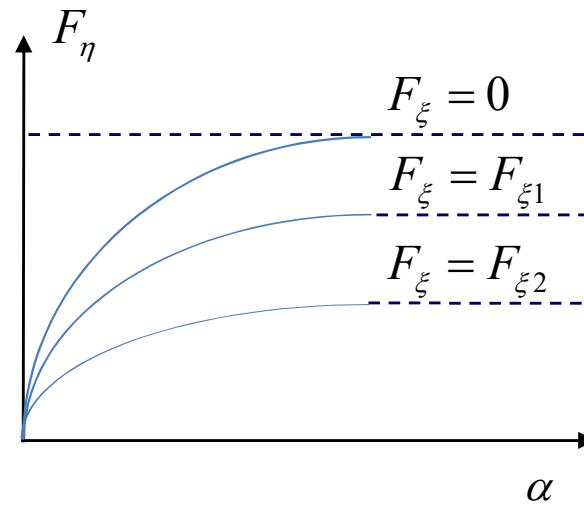


Seitenkraft

Seitenkraft in Abhängigkeit von der Radlast



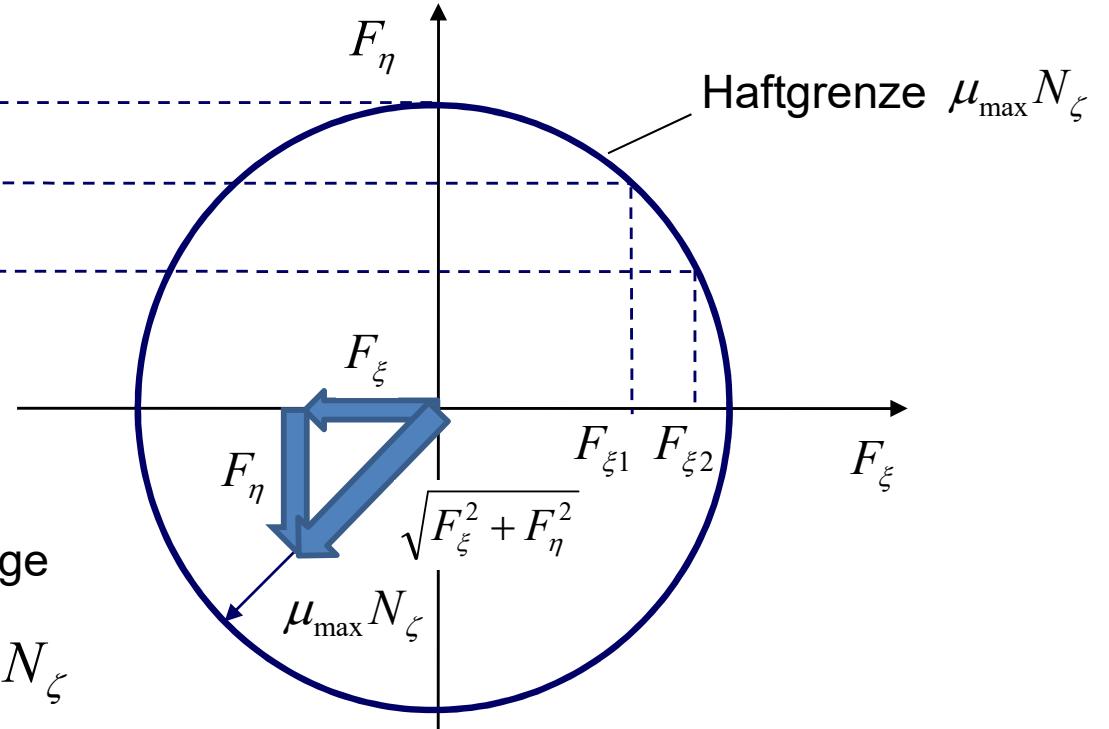
Längskraft und Seitenkraft kombiniert Kammscher Kreis



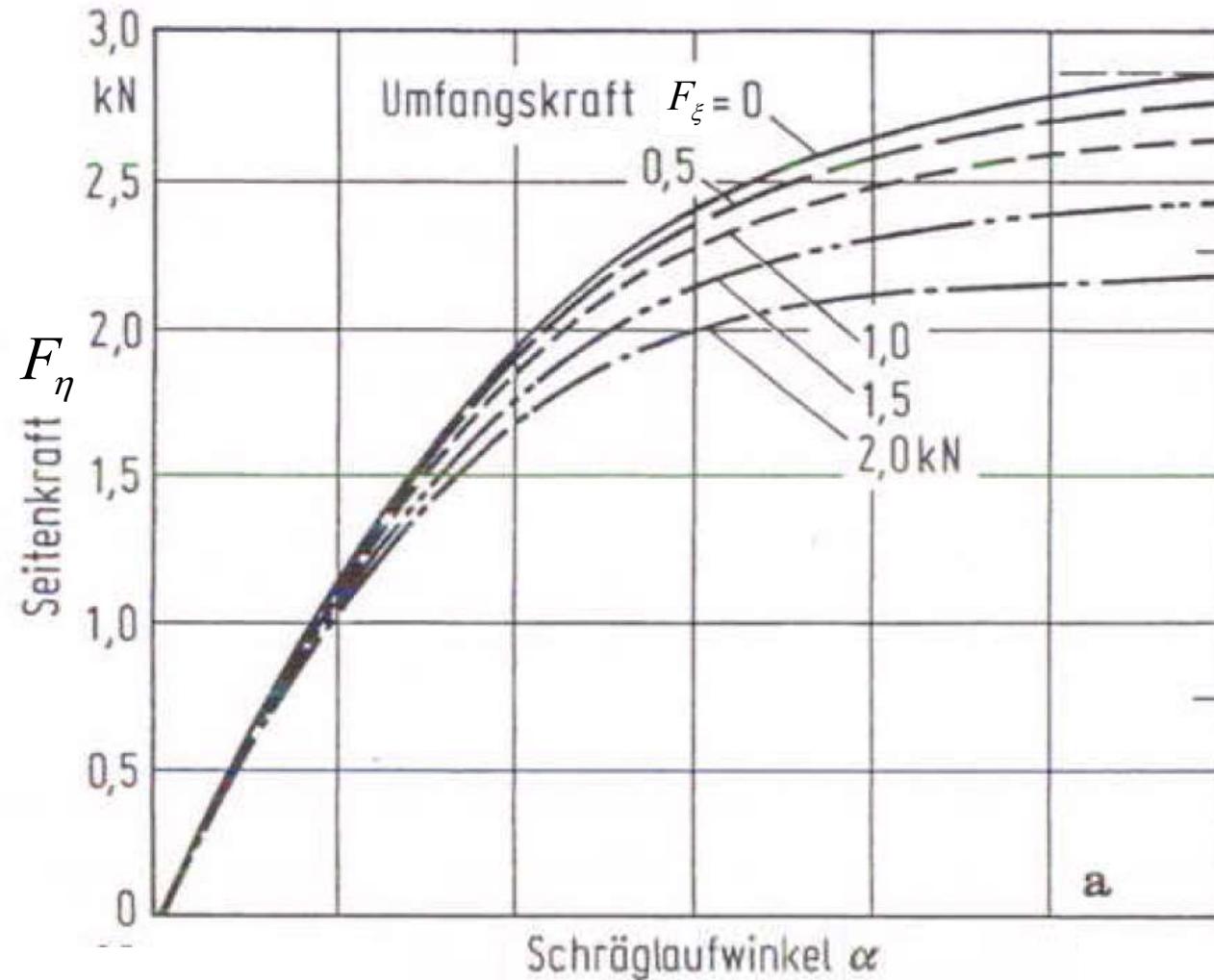
Kein vollständiges Gleiten, solange

$$\sqrt{F_\xi^2 + F_\eta^2} \leq \mu_{\max} N_\zeta$$

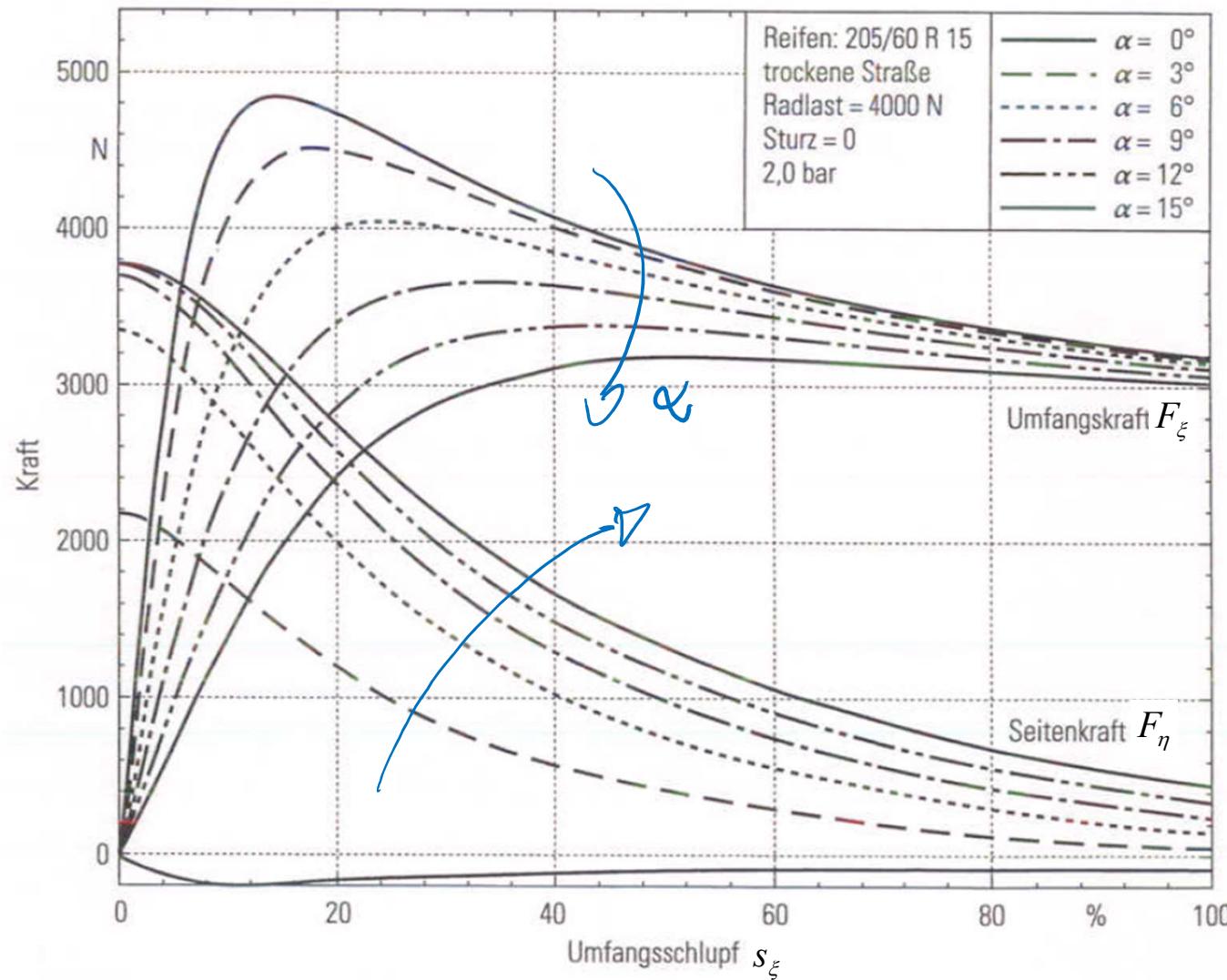
Kammscher Kreis



Längskraft und Seitenkraft kombiniert Seitenkraft in Abhängigkeit von der Längskraft



Längskraft und Seitenkraft kombiniert Seiten- und Längskraft i. Abh. vom Längsschlupf



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung

Antrieb und Antriebsregelung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M. Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Einleitung

Motivation

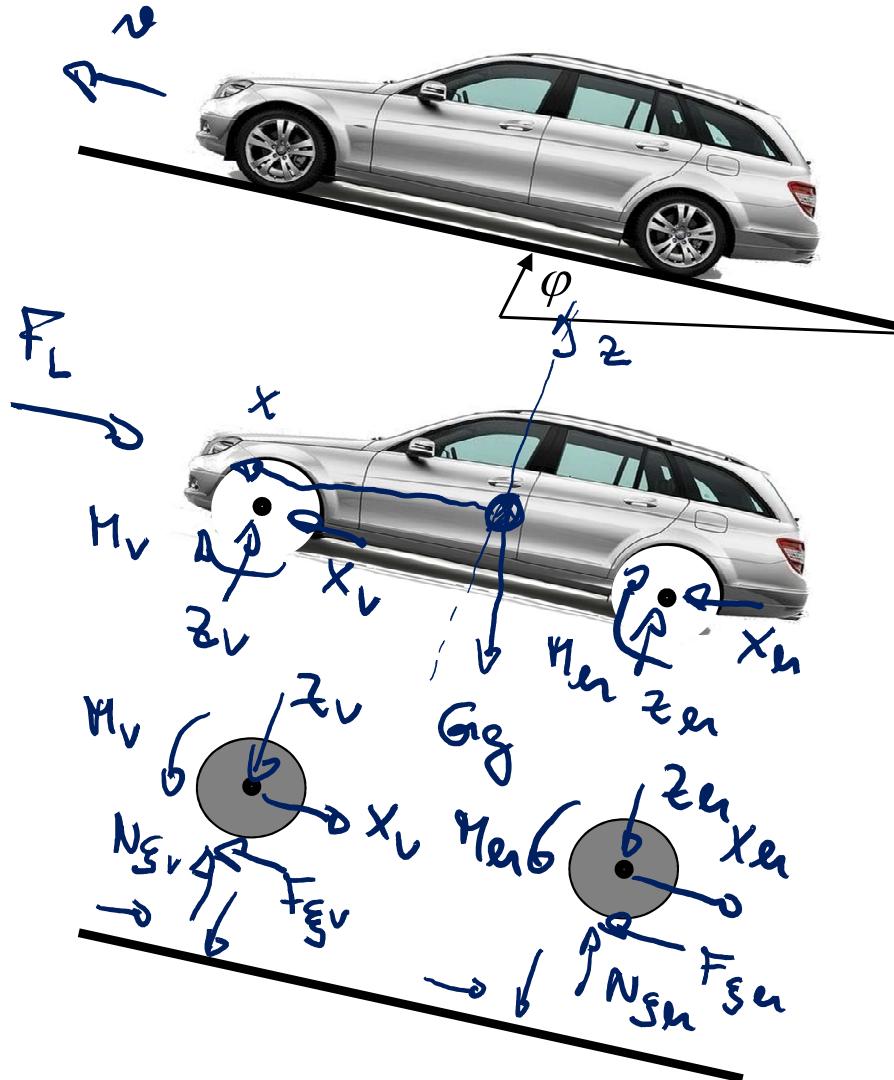
Das für den Antrieb **notwendige Drehmoment** an den Antriebsrädern und die **erforderliche Leistung** werden durch die **Fahrwiderstände** bestimmt. Diese sind bei Geradeausfahrt

- Rollwiderstand
- Luftwiderstand
- Steigungswiderstand
- Beschleunigungswiderstand

Die **maximal mögliche Leistung** wird durch den **Kraftschluss** an den Antriebsrädern **begrenzt** → Antriebsregelung.

Antrieb

Bewegungsgleichung eines 2-achsigen Fahrzeugs



SPS für den Aufbau

$$m \ddot{x}_v = x_v + x_h - F_L - G_{gg} \sin \varphi \quad (1)$$

$$0 = G_{gg} \cos \varphi + N_{gv} + N_{gh} \quad (1a)$$

SPS für die vordere u. hintere Achse

$$m_v \ddot{x}_v = -x_v + F_{gv} \quad (2)$$

$$m_h \ddot{x}_h = -x_h + F_{gh} \quad (3)$$

DS für die vordere u. hintere Achse

$$\dot{y}_v \ddot{y}_v = M_v - F_{gv} t - N_{gv} v \quad (4)$$

$$\dot{y}_h \ddot{y}_h = M_h - F_{gh} t - N_{gh} v \quad (5)$$

Antrieb

Grundgleichung für die Antriebskraft

mit
 $\ddot{u}_x = \ddot{u}_{x,v} = \ddot{u}_{x,m}$

ergibt sich aus (1) mit (2) und (3)

$$(m + m_v + m_e) \ddot{u}_x = -F_L - Gg \sin \varphi + F_{\xi v} + F_{\xi e} \quad (6)$$

Aus (4) und (5) folgt

$$-F_{\xi v} = \frac{1}{r} (y_v \ddot{v}_v - M_v + N_{\xi v} e_v)$$

$$-F_{\xi e} = \frac{1}{r} (y_e \ddot{v}_e - M_e + N_{\xi e} e_e)$$

Für \dot{v}_v kann man schreiben

$$\dot{v}_v/h = \frac{\ddot{u}_x}{R^*} \Rightarrow \dot{v}_{v,e} = \frac{\ddot{u}_x}{R^*} \approx \frac{\ddot{u}_x}{r} \approx \frac{\ddot{u}_x}{r \text{ dyn}}$$
$$\in (0, r \text{ dyn}]$$

Hiermit ergibt sich mit (7) und (P) aus (6)

$$(m + m_v + m_e + \frac{y_v}{r} + \frac{y_e}{r}) \ddot{u}_x = \text{Beschl. widerstand}$$

- $Gg \sin \varphi$ Steigungswiderstand F_{st}

+ $\frac{M_v}{r} + \frac{M_e}{r}$ Antriebskraft F_A

- $N_{\xi v} \frac{e_v}{r} - N_{\xi e} \frac{e_e}{r}$ Rollwiderstand F_R

- F_L Luftwiderstand F_L

Antrieb Rollwiderstand

Physikalische Ursache

Formänderungsarbeit im Reifen beim Abrollen auf ebener Fahrbahn.
Bei weichem Untergrund geht auch die Bodenverformung ein.

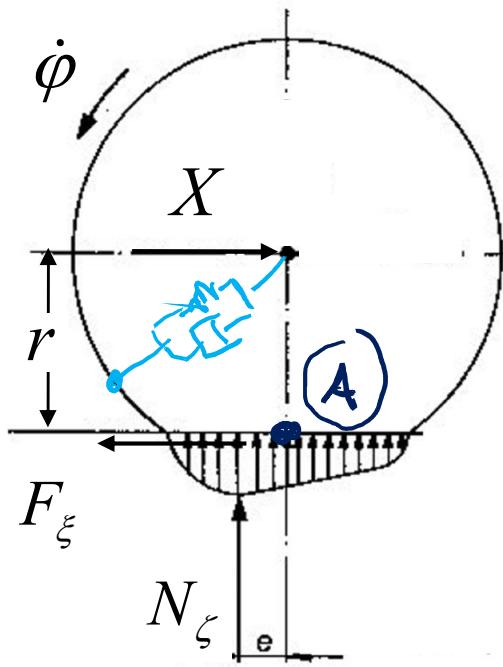
Momenten-Gleichung für $\dot{\varphi} = \text{const}$ und $M = 0$ um A

$$\sum M^A: N_f e + X r = 0 \Rightarrow -X = \frac{e}{r} N_f$$

Def. Rollwiderstandskraft F_R

$$F_R = \delta_{R,R} N_f$$

mit $\delta_{R,R} = \frac{e}{r}$, „Rollwiderstands-
zahl“



Für $e_v \approx e_e$ gilt

$$-N_{fV} \frac{e_v}{r} - N_{fH} \frac{e_e}{r} = -(N_{fV} + N_{fH}) \delta_{R,R} = -G_p \cos \varphi \delta_{R,R}$$

≈ 1 für $\varphi < 30^\circ$

Antrieb

Rollwiderstandszahl

Abhängigkeit von Reifenluftdruck und Hochkraft

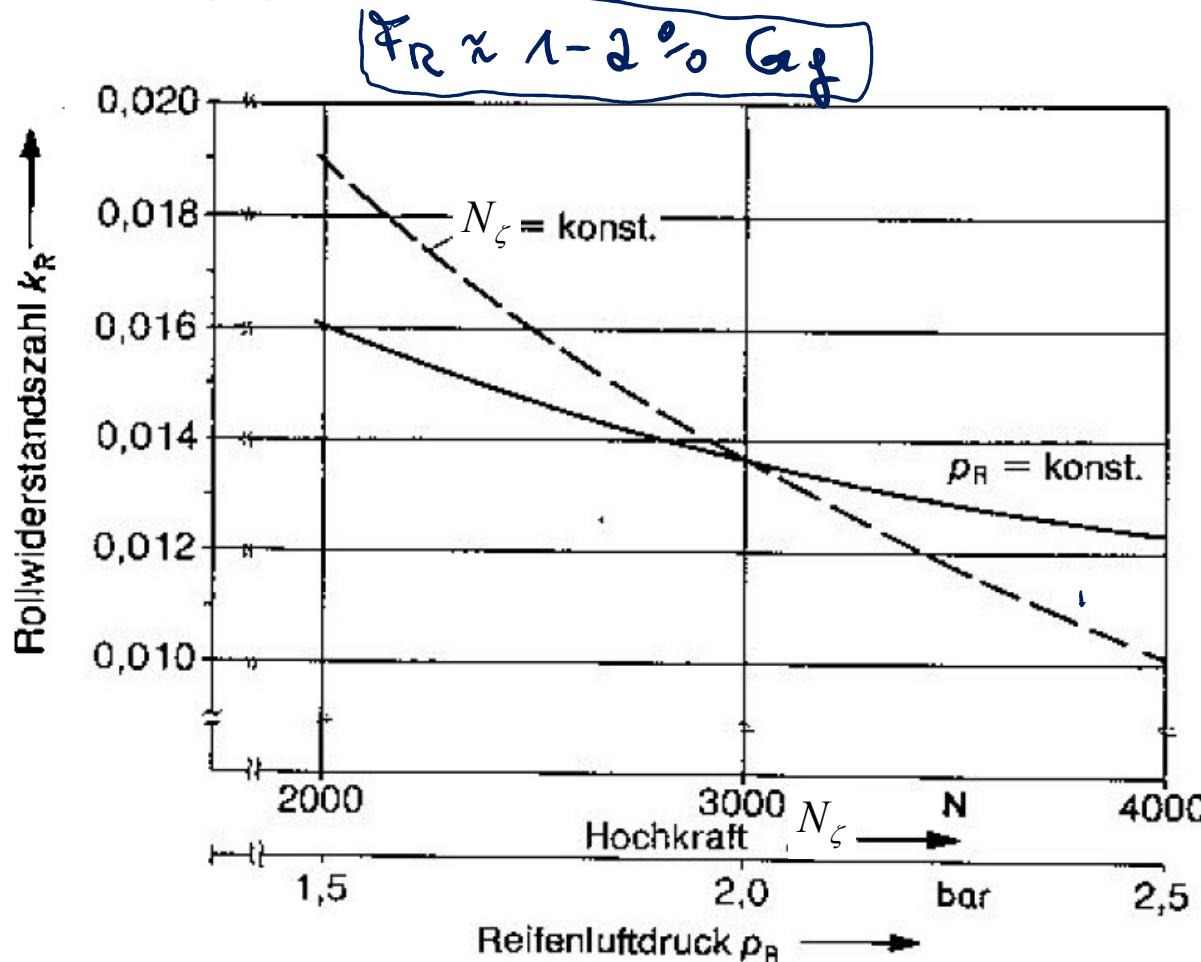
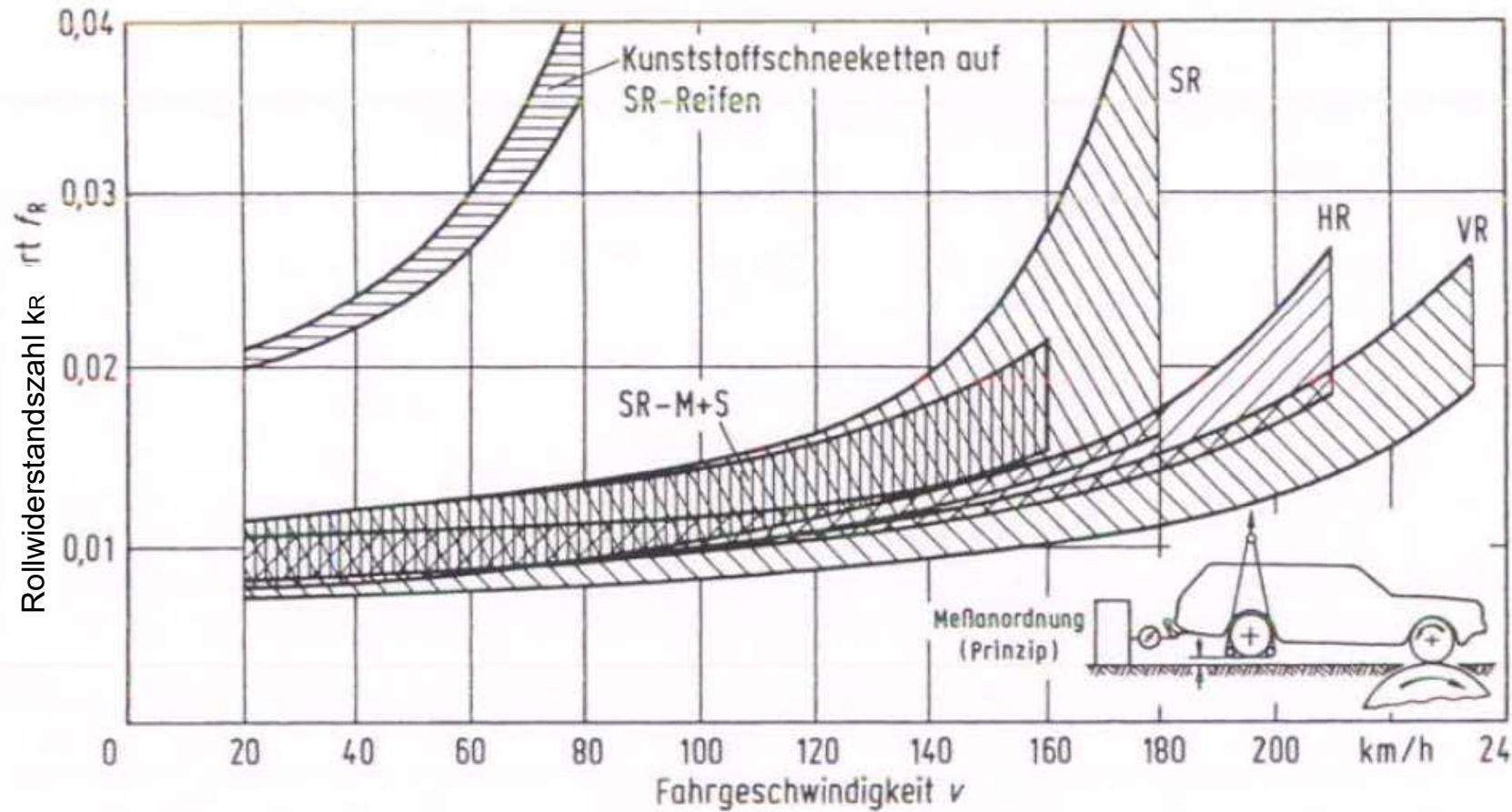


Bild 2.2 Abhängigkeit der Rollwiderstandszahl k_R vom Reifenluftdruck p_R und von der Hochkraft F_z für die Reifengröße 145 R 13 75 S

Antrieb Rollwiderstandszahl

Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit



Antrieb

Rollwiderstandszahl bei weichem Untergrund

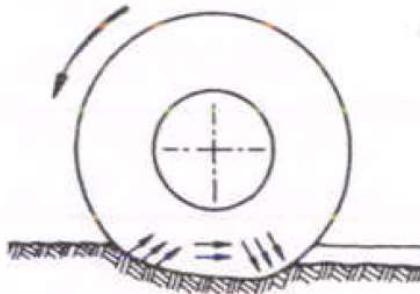
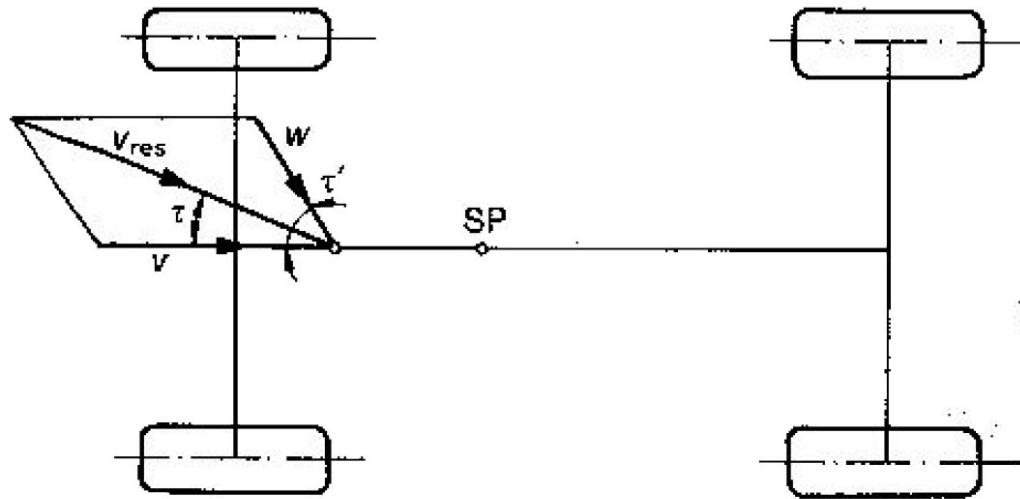


Tabelle 4.1. Rollwiderstandsbeiwerte k_R von Baumaschinen- und Ackerschlepperreifen auf verschiedenem Untergrund. (Kühn, G.: Der gleislose Erdbau. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer 1956)

Fahrbahn	Kennzeichnung	k_R
fester Erd- und Feldweg, Grasnarbe	praktisch kein Einsinken des Reifens, kaum bleibende Verformung des Untergrundes	0,05
nasser, aufgeweichter, schwerer Boden	starkes Einsinken, starke Verformung	0,35
weicher, schwammiger Untergrund		1,9

Antrieb

Luftwiderstand



Ohne Herleitung

$$v_{res}^2 = w^2 + v^2 + 2vw \cos \tilde{\tau}$$

$$\cos \tilde{\tau} = (v^2 + v_{res}^2 - w^2) \frac{1}{2v v_{res}}$$

Für den Luftwiderstand gilt

$$F_L = C_w \frac{1}{2} \rho A v^2 \text{ bzw. } C_T \frac{1}{2} \rho A v_{res}^2$$

Luftwiderstands-
beiwert ($\tau = 0$)

Tangentialkraft-
beiwert

Projektions-
bzw. Stirnfläche

Air density ρ :

Function of air pressure and
temperature, constant value for $T=20^\circ\text{C}$

$$\rho = 1,22 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Antrieb

Luftwiderstandsbeiwerte C_w - Beispiele

Fahrzeugtyp	Aufbau	c_w	A [m^2]	$c_w \cdot A$ [m^2]
Alfa Romeo 33 16 V	KL	0,34	1,74	0,592
Audi 80 1,8 I	Li	0,29	1,91	0,554
Audi 90 Quattro	Li	0,31	1,91	0,592
Audi 100	Li	0,30	2,05	0,615
Audi 200	Li	0,34	2,06	0,700
BMW 316i	Li	0,29	1,94	0,563
BMW 320i/325i	Li	0,32	1,94	0,621
BMW M3	Li	0,33	1,89	0,624
BMW 318i/325i Cabrio	Ca	0,37	1,86	0,688
BMW 520i/525i	Li	0,31	2,07	0,642
BMW 535i/M5	Li	0,32	2,07	0,662
BMW 735i	Li	0,33	2,11	0,696
BMW Z1	Ro	0,36	1,83	0,659
BMW 850i	Co	0,29	2,07	0,600

Antrieb

Tangentialkraftbeiwerte c_T - Beispiele

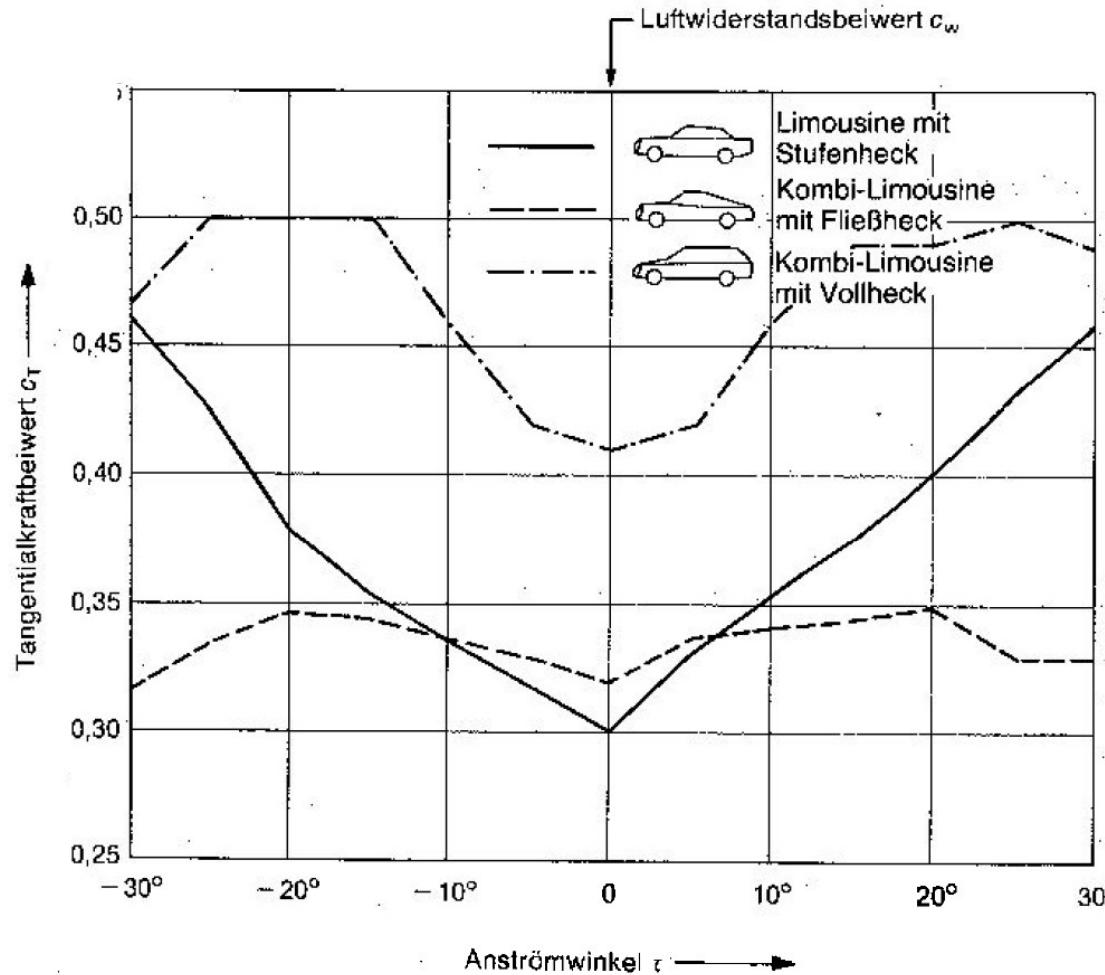
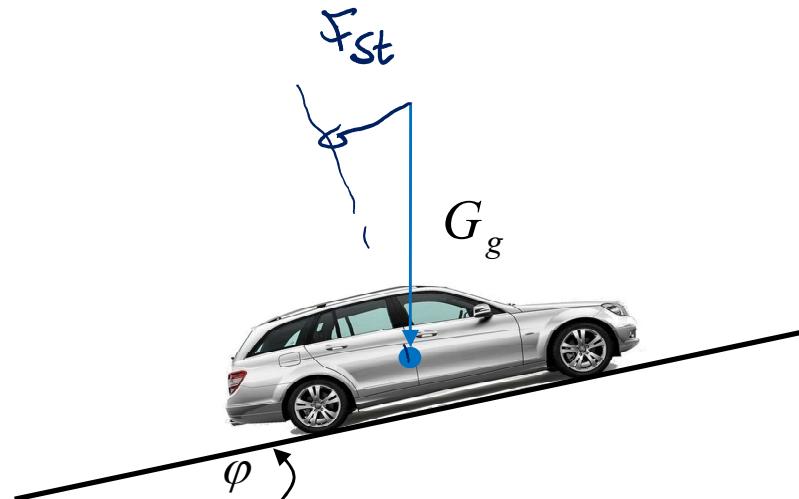


Bild 2.11 Verlauf des Tangentialkraftbeiwertes über dem Anströmwinkel für drei typische Fahrzeugkarosserieformen. Der c_w -Wert kann bei $\tau = 0$ abgelesen werden.
 $c_w = c_{T(\tau = 0)}$ (Messungen im Mercedes-Benz-Windkanal.)

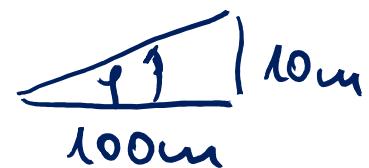
Antrieb Steigungswiderstand



Es gilt

$$F_{St} = G_g \sin \varphi$$

Steigungen werden in % angegeben



Steigung φ

$$\varphi = \frac{10}{100} \text{ in \%} = 1\%$$

Für Steigungen bis 30%, gilt hinreichend genau
 $\tan \varphi \approx \sin \varphi$. Somit

$$F_{St} = G_g \varphi$$

bis 30% Steigung

Antrieb

Steigungswiderstand - Fahrbahnneigungen

1. Aus „Richtlinien für die Anlage von Straßen, Teil: Linienführung, RAS-L“ der Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen 1995 (gilt für Neu-, Um- und Ausbau von Straßen)

Entwurfsgeschwindigkeit [km/h]	q_{\max} [%] für anbaufreie Straßen	
	außerhalb bebauter Gebiete	im Vorfeld und innerhalb bebauter Gebiete
50	9,0	12,0
60	8,0	10,0
70	7,0	8,0
80	6,0	7,0
90	5,0	6,0
100	4,5	5,0
120	4,0	—

2. Höchste Steigung auf europäischen Alpenstraßen etwa 30%

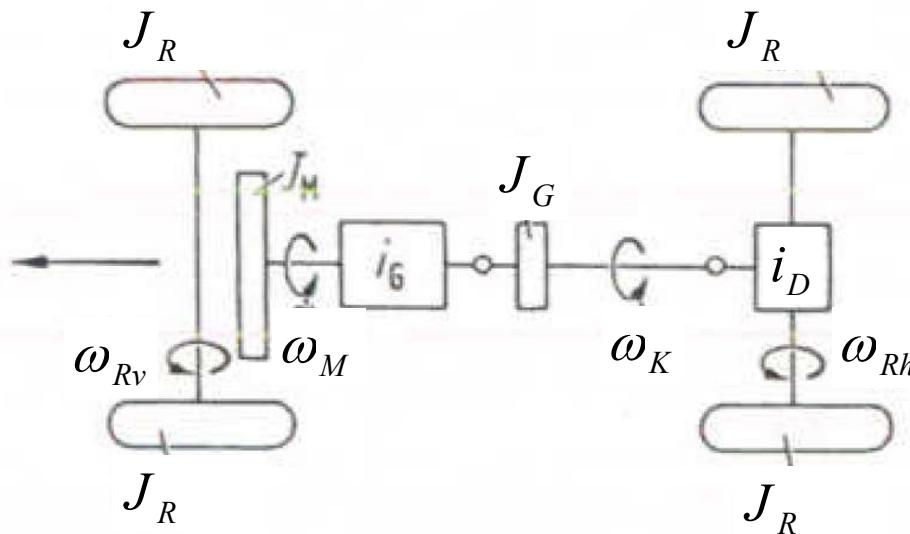
Antrieb

Beschleunigungswiderstand

$$F_B = \left(m + m_v + m_h + \frac{J_v}{r^2} + \frac{J_h}{r^2} \right) \ddot{u}_x$$

J_R für Hinterradantrieb

Übersetzungsverhältnisse am **Beispiel Hinterradantrieb**



Es gilt

$$\omega_K = i_D \omega_R \quad (\text{Differential})$$

$$\omega_M = i_G i_D \omega_R \quad (\text{Getriebe})$$

Antrieb

Beschleunigungswiderstand

betrifft auf das Rad/
die Achse bzw.

„reduziertes
Trägheitsmoment“

$$f_w \text{ für } g_{er} : g_{er} = 2 j_R + j_{G,R} + j_{M,R}$$

Mit Hilfe des Energiesatzes folgt

$$\frac{j_{G,R}}{2} w_R^2 = \frac{j_G}{2} w_K^2 = \frac{j_G}{2} i_G^2 w_R^2$$

$$\text{Analog folgt } j_{M,R} = j_M (i_M i_D)^2$$

Somit

$$F_B = \frac{G_g}{g} \left(1 + \frac{4 j_R + j_{G,R} i_G^2 + j_M (i_M i_D)^2}{w_R^2} \right) \ddot{x}$$

$\underbrace{\qquad\qquad\qquad}_{k_m}$

Antrieb

Antriebskraft und Antriebsleistung

Zur Überwindung des Fahrwiderstandes ist folgende Antriebskraft nötig

$$F_A = \rho_{\text{air}} G_g + c_T A \frac{1}{2} \rho v_{\text{ref}}^2 + G_g \left(g + \frac{\rho_m}{g} \ddot{u}_x \right)$$

d.h. folgendes Antriebsmoment (Hinterradantrieb)

$$M_h = F_A r$$

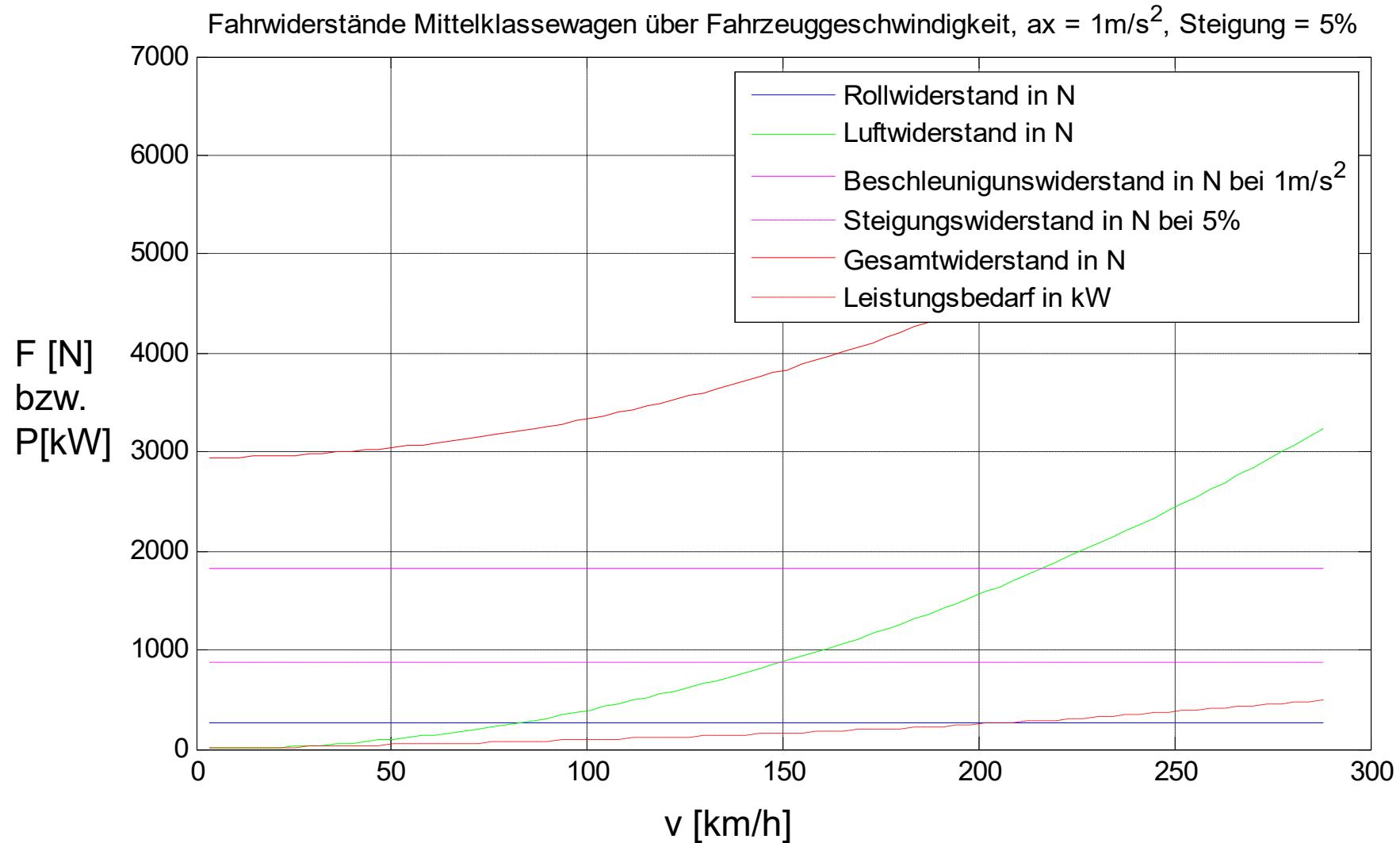
Für die notwendige Antriebsleistung, um das Fahrzeug gegen die Fahrwiderstände mit einer Geschw. v zu bewegen, gilt

$$P_A = F_A v$$

few. Geschw.
Stellungs- und Beschl.-reserve

Antrieb

Fahrwiderstände eines Mittelklassefahrzeuges



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung

Antrieb und Antriebsregelung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Antrieb

Umsetzung der Antriebsleistung

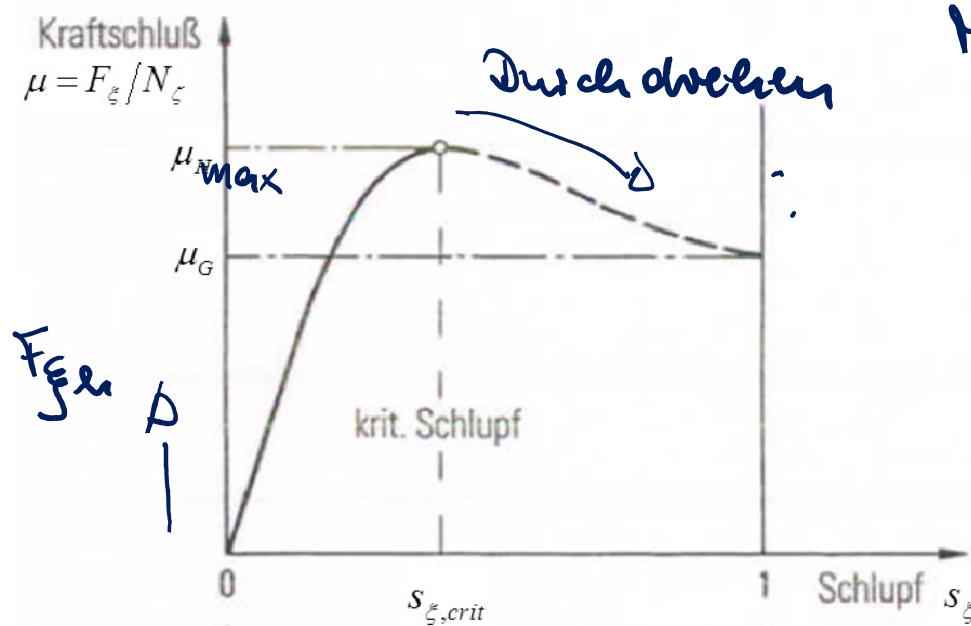
Für die Längskraft an der Hinterachse gilt

$$F_{\xi, \text{er}} = \frac{1}{r} (-y_{\text{er}, \xi} + M_{\text{er}} - N_{\text{ger}, \text{er}})$$

$$F_{\xi, \text{er}} = G_g q + \left(m_g + \frac{\rho v^2}{r^2} \right) \ddot{x}_x + N_{\text{gu}} \frac{e_v}{r} + c_T A_f \frac{\rho}{2} v^2 \ddot{x}_{\text{res}}$$

mit

$$M_{\text{er}} = \dots$$



Maximal umsetzbare Längskraft

$$F_{\xi, \text{er}}^{\max} = \mu_{\max} N_{\xi, \text{er}} \text{ bei } s_{\xi, \text{crit}}$$

Antriebsregelung - ASR

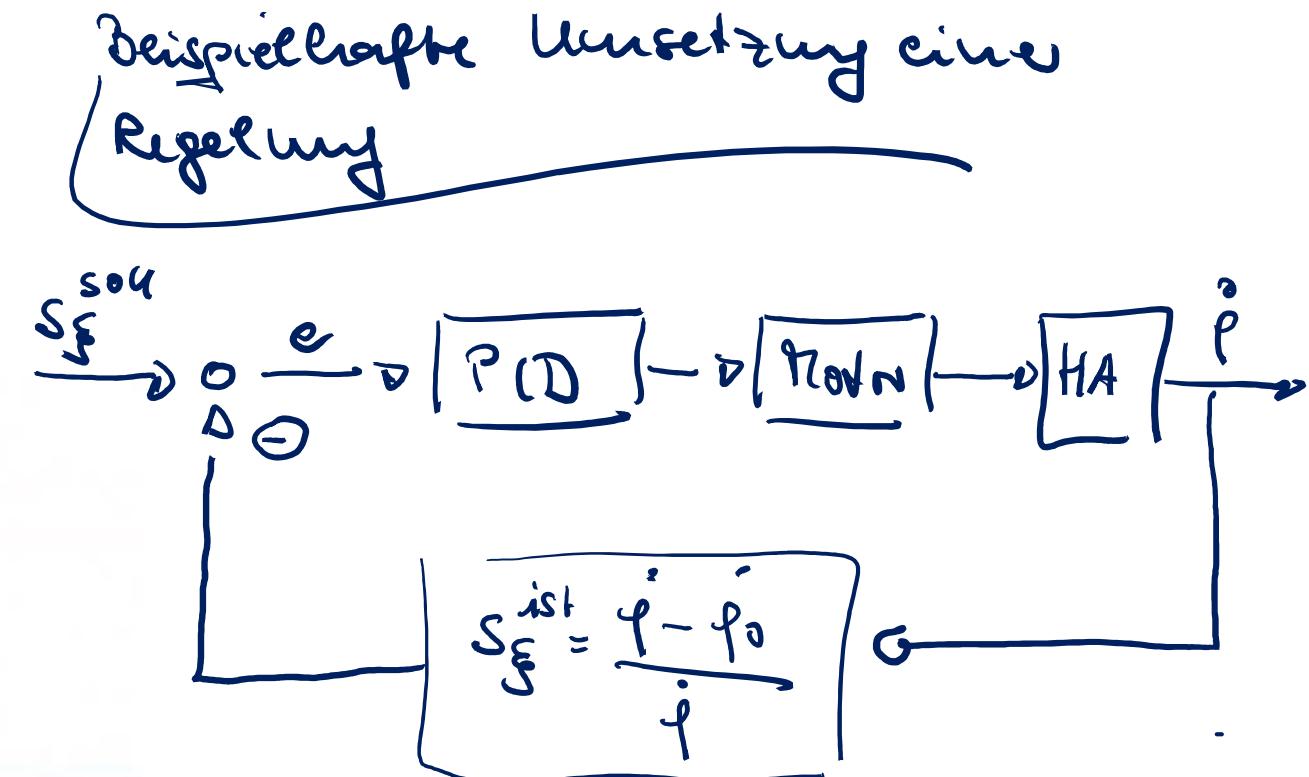
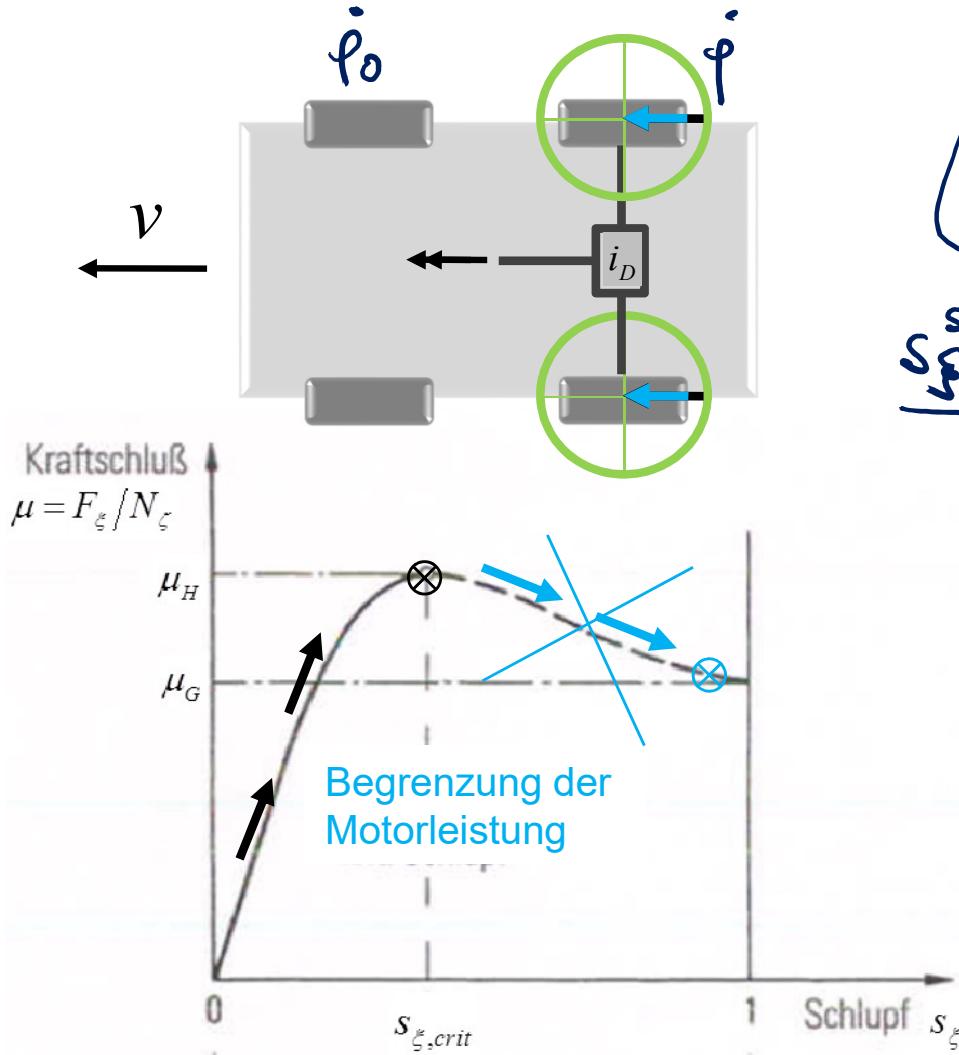
Wichtige Regelungsziele

- Wenn die **Räder einer Achse durchdrehen**, kommt es zum **Eingraben** und hohem **Reifenverschleiß**. Der **nutzbare Reibwert reduziert sich** und der Fahrer kann keinen Einfluss mehr auf die Fahrzeugbewegung nehmen (Kammscher Kreis), er **verliert die Kontrolle** über das Fahrzeug.
 - **Dreht bei μ -Split ein angetriebenes Rad durch**, wird das Antriebspotenzial des anderen Rades nicht voll genutzt.
1. Die Räder sollen **nicht durchdrehen**.
 2. Die **Reibwerte** an den angetriebenen Rädern sollen **voll ausgenutzt** werden.

Antriebsregelung - ASR

Wichtige Regelungsziele

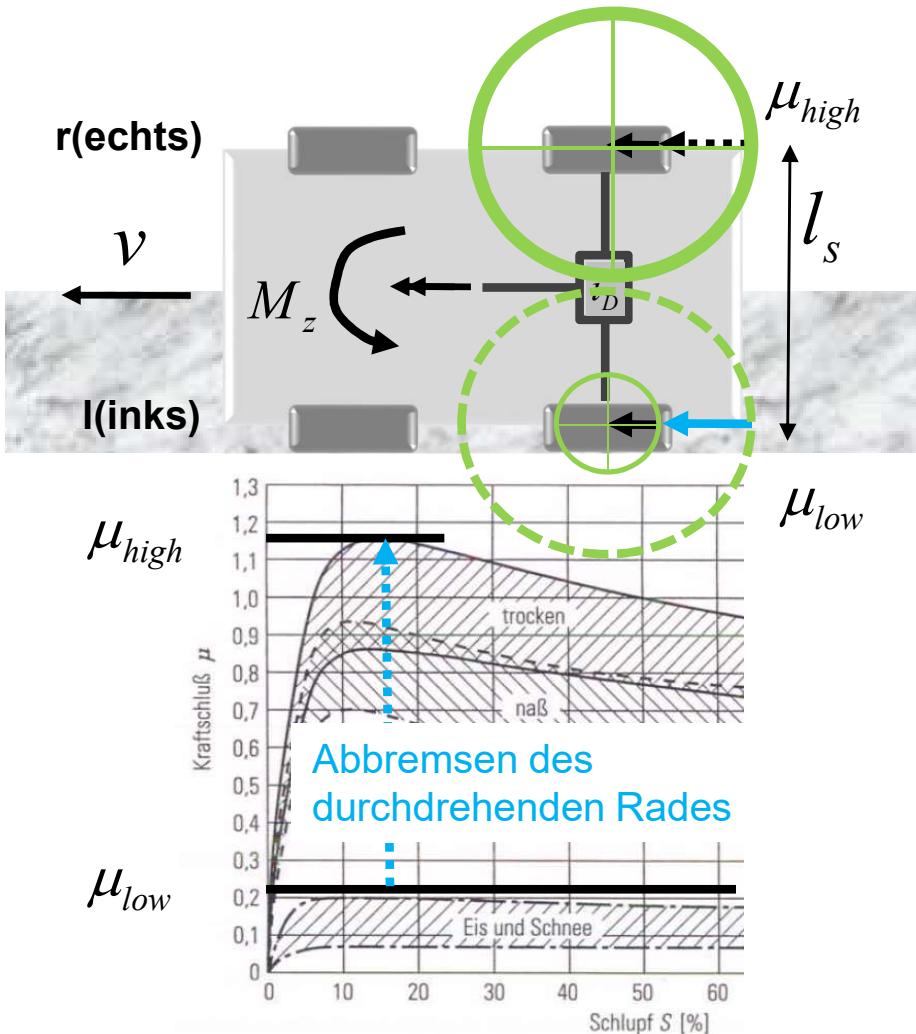
1. Vermeidung des Durchdrehens



Antriebsregelung - ASR

Regelungsziele

2. Antriebskrafterhöhung bei μ -Split



Die max. möglichen Längskraft bei μ -Split lautet bei FWD-Achse ohne Regelung

$$F_{Fer}^{\max} = \mu_{low} N_{Fer} + \mu_{low} N_{Fer} = \mu_{low} N_{Fer}$$

Mit Regelung lässt sich realisieren,

$$F_{Fer}^{ASR} = (\mu_{low} + \mu_{reger}) \frac{N_{Fer}}{2}$$

Es ergibt sich jedoch ein Guerkmoment mit

$$M_z = \frac{l_s}{2} (F_{Fer} - F_{Fere}) = \frac{l_s}{2} N_{Fer} (\mu_{reger} - \mu_{low})$$

Antriebsregelung - ASR

Historie

- 1908 Erstes Patent „Gleitschutzregler“ für Schienenfahrzeuge
- 1987 Erstes serienmäßiges ASR für PKW (Mercedes/Bosch)
- 1996 Erstes serienmäßiges ASR für Motorräder (Honda)

Antriebsregelung - ASR Aktorik

1. Reduzierung der Motorleistung

Ottomotor: Drosselklappe

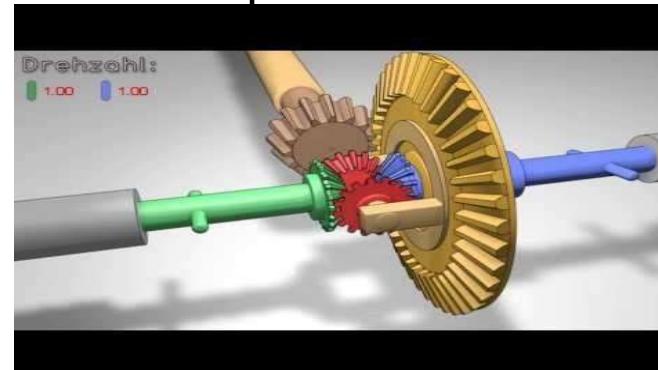
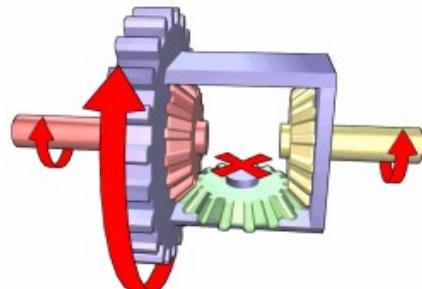


Dieselmotor: Einspritzpumpe



2. Bremsen des Rades

Elektronisch gesteuerte Sperrdifferentiale



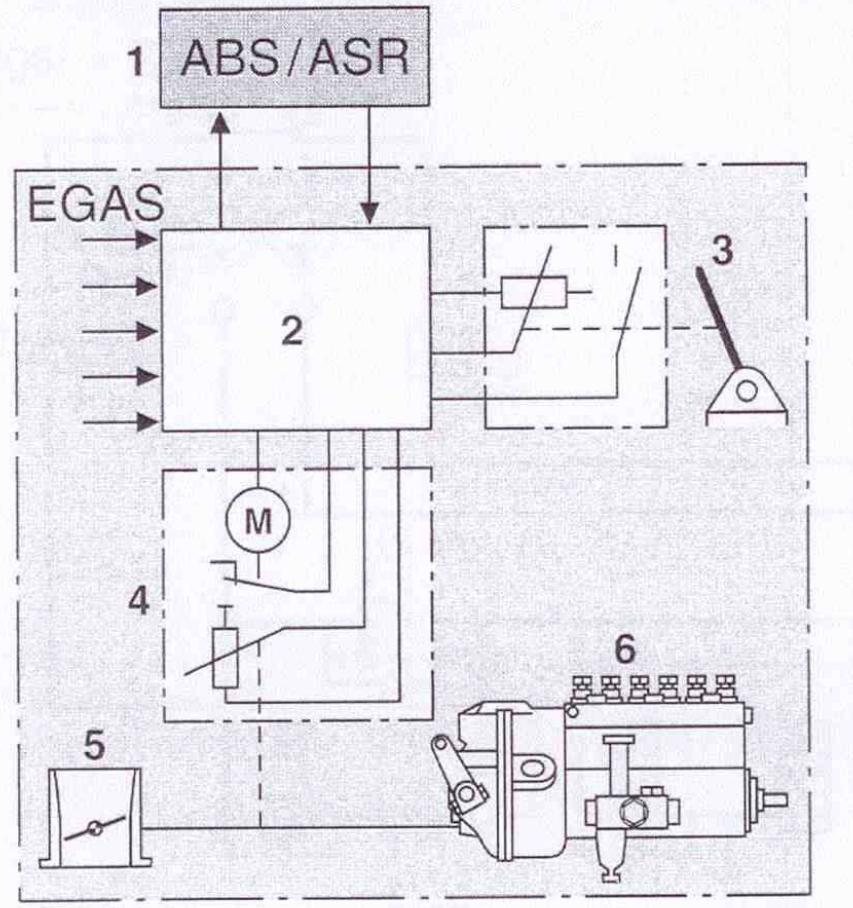
Geregelte Bremse



Antriebsregelung - ASR

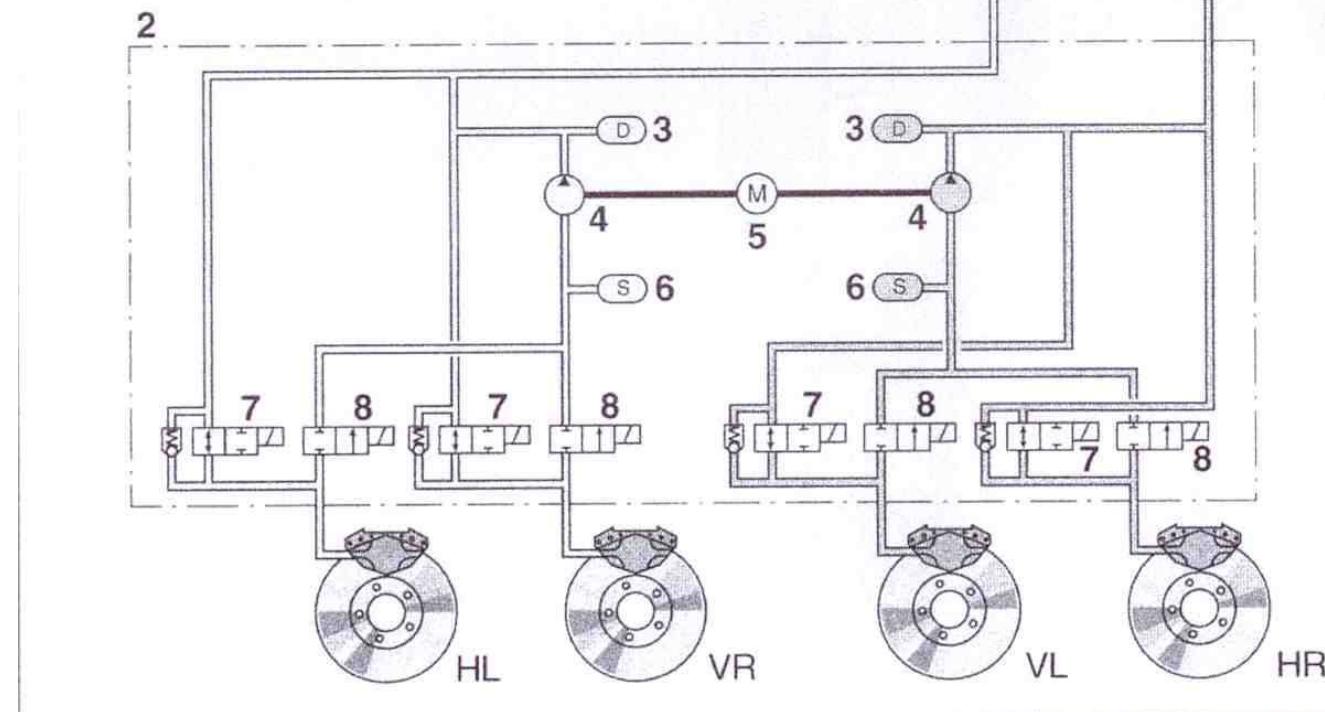
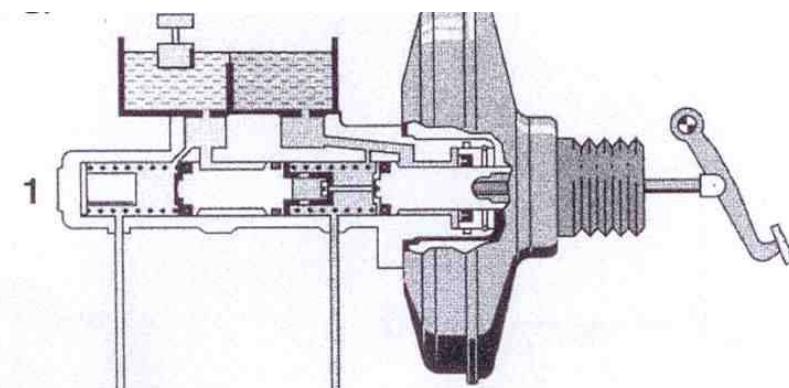
Aktorik – Reduktion Motorleistung

1 ABS/ASR-Steuergerät, 2 EMS-Steuergerät,
3 Fahrpedal, 4 Stellmotor, 5 Drosselklappe oder
6 Dieseleinspritzpumpe.



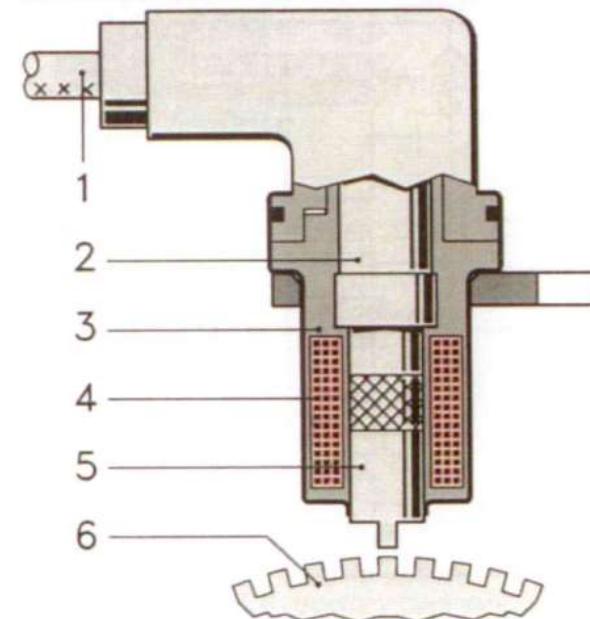
Antriebsregelung - ASR Aktorik – Bremseneingriffe

1 Hauptzylinder, 2 Hydroagggregat, 3 Dämpferkammer, 4 Rückförderpumpe, 5 Motor, 6 Speicher, 7 Einlaßventile, 8 Auslaßventile.
HR hinten rechts, HL hinten links,
VR vorne rechts, VL vorne links.



Antriebsregelung - ASR Sensorik

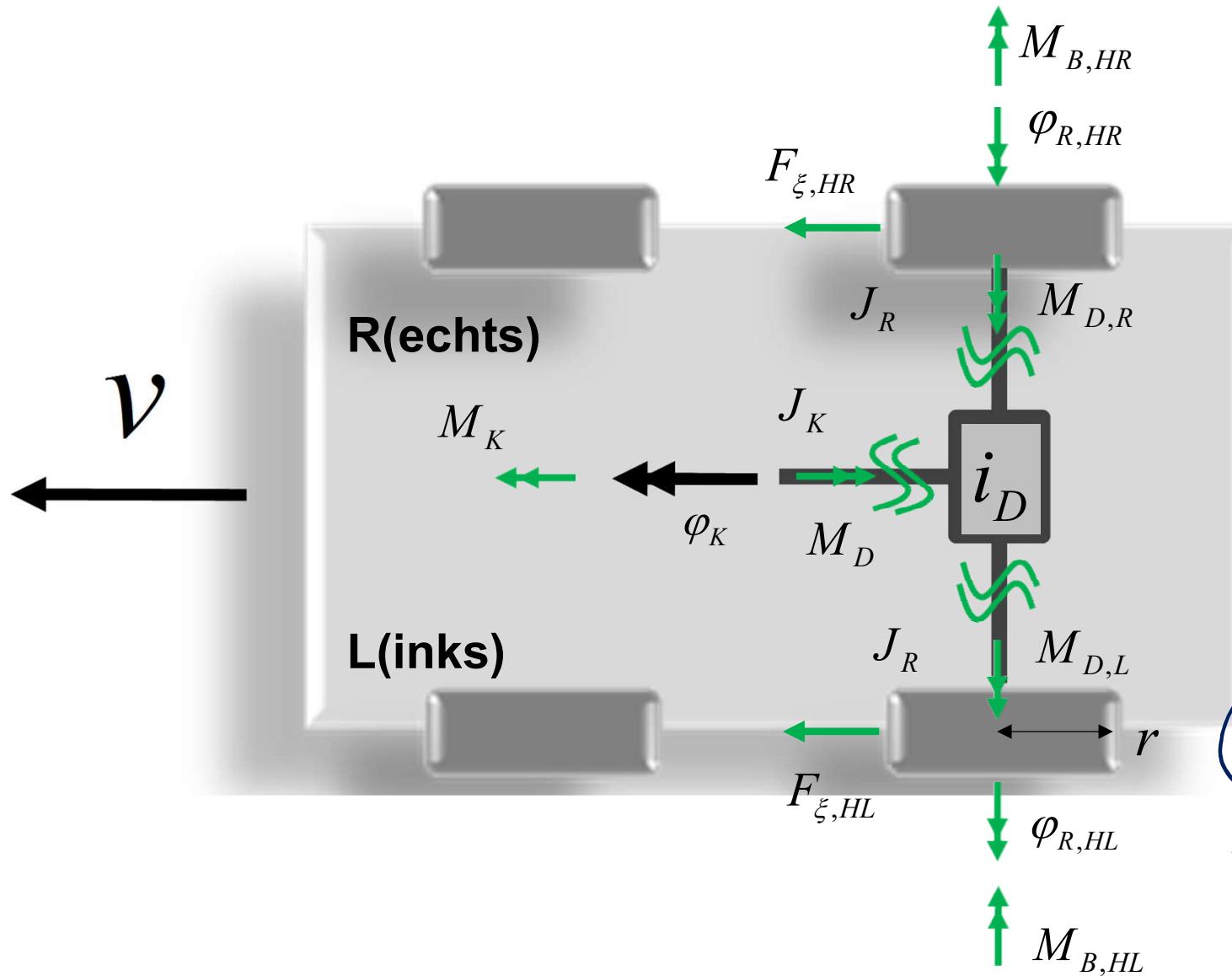
Induktionsgeber



1. Elektrisches Kabel
2. Permanentmagnet
3. Gehäuse
4. Elektrische Spule
5. Polstift
6. Zahnrad

Antriebsregelung - ASR

Entwurf eines Regelalgorithmus



Übersetzung Motor - Kardanwelle

$$i_{Gr} = \frac{\dot{\varphi}_n}{\dot{\varphi}_k} = \frac{M_K}{M_M} \quad (1)$$

Übersetzung Differential

$$\frac{\dot{\varphi}_k}{i_D} = \frac{\dot{\varphi}_{R, HL} + \dot{\varphi}_{R, LR}}{2} \quad (2)$$

stationäres Momenten
GG am Differential

$$M_{DL} = M_{DR} = i_D \frac{M_D}{2} \quad (3)$$

Antriebsregelung - ASR

Entwurf eines Regelalgorithmus

DS Rad HL

$$\ddot{y}_R \ddot{\varphi}_{R,HL} = -M_{B,HL} - \underbrace{F_{\text{fit},HL}}_{M_{R,HL}} r + M_{DL} \quad (4)$$

DS Rad HR

$$\ddot{y}_R \ddot{\varphi}_{R,HR} = -M_{B,HR} - \underbrace{F_{\text{fit},HR}}_{M_{R,HR}} r + M_{DR} \quad (5)$$

DS Rundumwelle

$$\ddot{y}_K \ddot{\varphi}_K = -M_D + i_G M_H \quad (6)$$

Aus (6) folgt für (3)

$$M_{DL} = M_{DR} = \frac{i_G}{2} (-\ddot{y}_K \ddot{\varphi}_K + i_G \dot{\theta}_n) \quad (7)$$

Wegen (2) sind Gl.(4), (5) und (6) nicht entkoppelt. Die Zustände $\ddot{\varphi}_{R,HL}$, $\ddot{\varphi}_{R,HR}$ und $\ddot{\varphi}_K$ können in der Form also nicht miteinander voneinander beeinflusst werden.

Antriebsregelung - ASR

Entwurf eines Regelalgorithmus

Aus der Differenz zwischen (4) und (5) folgt mit (3)

$$\ddot{\gamma}_R \Delta \dot{p}_R = - \underbrace{(M_{B,HL} - M_{B,HR})}_{\Delta M_B} - (M_{R,HL} + M_{R,HR}) \quad (8)$$

mit $\Delta p_R = p_{R,HL} - p_{R,HR}$ Raddifferenzdruck
Die Addition von (4) und (5) liefert mit Gl. (2) und (7)

$$(\ddot{\gamma}_K + \frac{1}{i_D} 2 \ddot{\gamma}_R) \ddot{p}_K = - \frac{1}{i_D} \underbrace{(M_{B,HL} + M_{B,HR})}_{M_{BK}} - \frac{1}{i_D} (M_{R,HL} + M_{R,HR}) + i_{an} M_M$$

Δp_R und p_K lassen sich also durch

$$\begin{Bmatrix} \Delta M_B \\ M_{BK} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} M_{B,HL} \\ M_{B,HR} \end{Bmatrix}$$

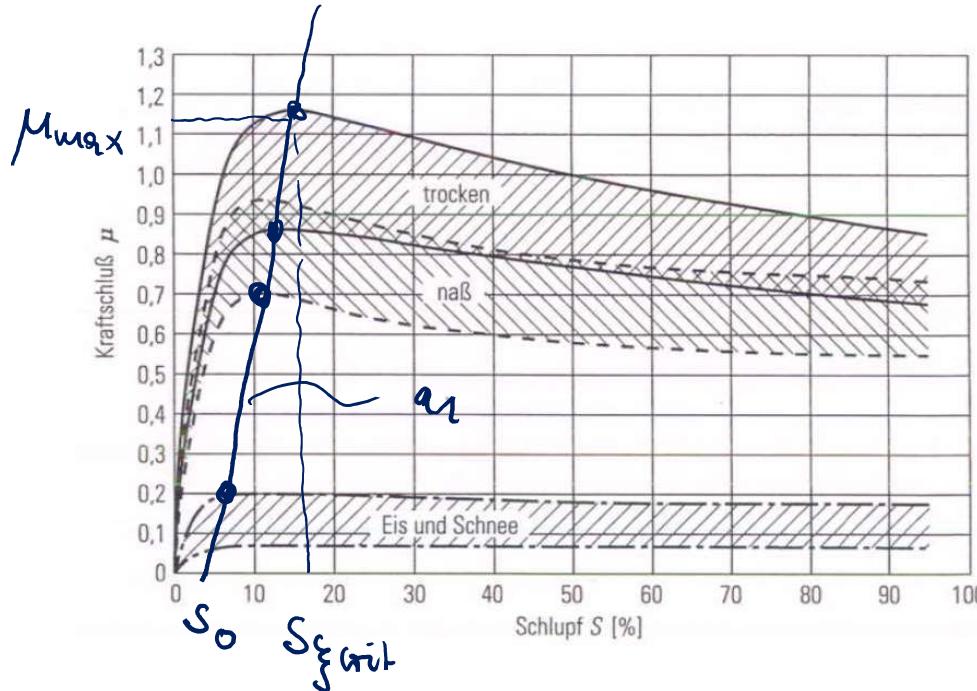
sowie das Motormoment M_M unabh. voneinander beeinflussen.

Dabei folgen die notwendigen Radbremsmomente dann aus

$$\begin{Bmatrix} M_{B,HL} \\ M_{B,HR} \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta M_B \\ M_{BK} \end{Bmatrix}$$

Antriebsregelung - ASR

Entwurf eines Regelalgorithmus



Schätzung des kritischen Schlupfes $S_{\gamma, \text{crit}}$

$$S_{\gamma, \text{crit}} = S_0 + \alpha_1 \mu_{\max} \quad \alpha_1 = \frac{dS_{\gamma}}{d\mu}$$

mit μ_{\max} wird geschätzt.

Dann lautet der Antriebschlupf-Sollwert

$$(10) \quad S_{\gamma}^{\text{soll}} = S_0 + \alpha_1 \mu_{\max} (\mu_{\max, \text{HL}} / \mu_{\max, \text{KR}})$$

Für den Differentialschlupf-Sollwert folgt

$$D_{\gamma}^{\text{soll}} = D_{\gamma T}$$

D_{γ} - Toleranzband um Ø
„Totzone“

Antriebsregelung - ASR

Entwurf eines Regelalgorithmus

Aus (16) folgt für die Soll-Raddrehzahlen mit z.B.

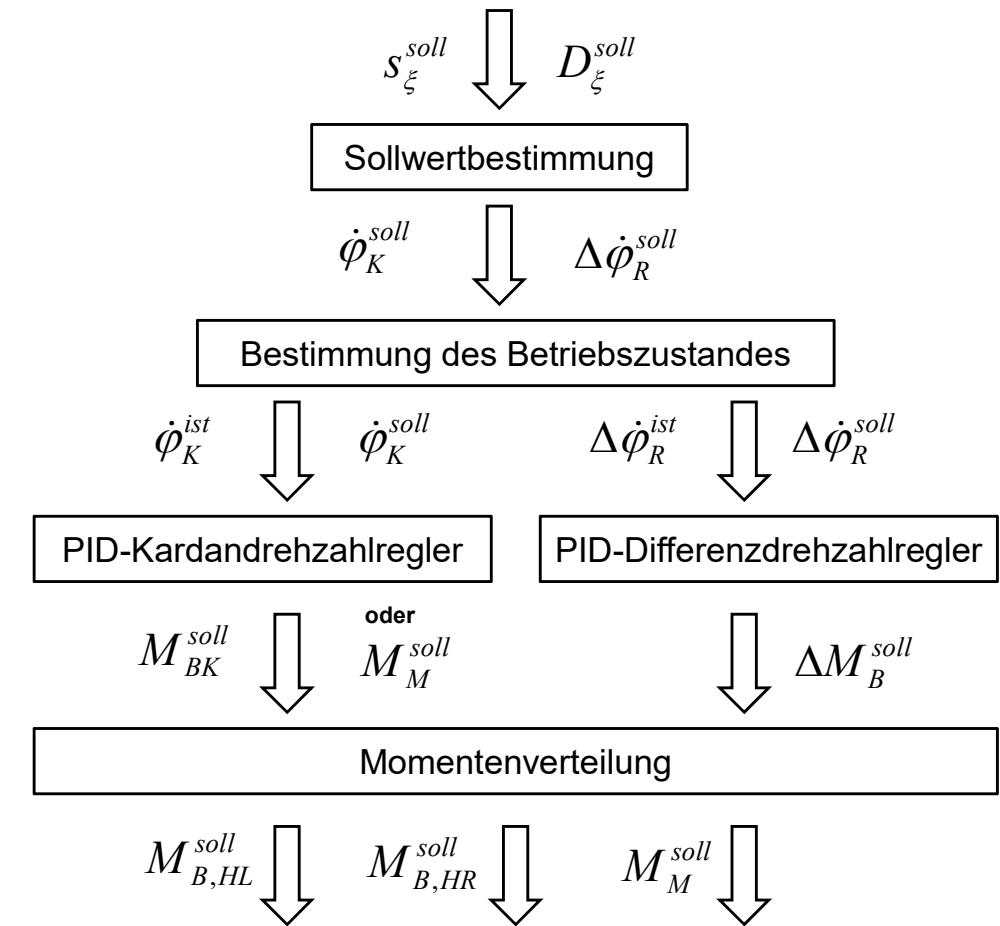
$$s_g^{soll} = \frac{\dot{\varphi}_{R,HL}^{soll} - \dot{\varphi}_{o,VL}^{soll}}{\dot{\varphi}_{R,HL}^{soll}}$$

$$\dot{\varphi}_{R,HL}^{soll} = \dot{\varphi}_{R,HR}^{soll} = \frac{1}{(1-s_g^{soll})} \dot{\varphi}_{o,VL}^{soll}$$

Damit

$$\dot{\varphi}_K^{soll} = i_D \left(\dot{\varphi}_{R,HL}^{soll} + \dot{\varphi}_{R,HR}^{soll} \right) / 2$$

$$\Delta\dot{\varphi}_R^{soll} = \dot{\varphi}_{R,HL}^{soll} - \dot{\varphi}_{R,HR}^{soll}$$



Antriebsregelung - ASR

Objektive Bewertungskriterien

- Wie stark ist die Beschleunigung (homogen, μ -Split)
- Welche Hügelsteigung kann angefahren werden?
- Welche Rundenzeiten sind möglich
(Hockenheim, Nürburgring)?
- Wie hoch ist das Geräuschniveau?

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung

Bremsverhalten und Bremsregelung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Einleitung

Richtlinie des Rates der EU „Bremsen“ 71/320/EWG

„Die **Bremsanlage** bezeichnet die Gesamtheit der Teile, deren Aufgabe es ist, die **Geschwindigkeit** eines fahrenden Fahrzeuges zu **verringern**, es zum **Stillstand** zu bringen oder es **im Stillstand** zu **halten**, wenn es bereits hält. Die Bremsanlage besteht aus der **Betätigungseinrichtung**, der **Übertragungseinrichtung** und der **eigentlichen Bremse**.“

Einleitung

Bremsentypen und Bremsarten

Betriebsbremse

Muss bei allen Geschwindigkeiten und Beladungszuständen bei beliebiger Steigung und beliebigem Gefälle die **Kontrolle der Fahrzeugbewegung** sowie ein sicheres, schnelles und wirksames **Anhalten des Fahrzeuges** ermöglichen.

Verzögerungsbremsung (Geschwindigkeit verringern / anhalten)

Beharrungsbremsung (konst. Geschwindigkeit halten)

Hilfsbremse

Muss das **Anhalten** des Fahrzeugs innerhalb einer angemessenen Entfernung ermöglichen, **wenn die Betriebsbremse versagt**.

Feststellbremse

Muss das Fahrzeug auch bei Abwesenheit des Fahrers in der Steigung und im Gefälle **im Stillstand halten** (rein mechanisch)

Bremsen bei Geradeausfahrt

Ablauf einer plötzlichen Verzögerungsbremsung



Bremsen bei Geradeausfahrt

Aufforderung → Fuß weg vom Gaspedal

- **Wahrnehmung** einer objektiven Reaktionsaufforderung
- **Erkennung** der Gefahr
- **Entscheidung** über die Handlung (Bremsen, Lenken,...)
- **Reizleitungs-** bzw. Muskelaktivierungszeit

Summen- häufigkeit (50 Fahrer) %	Reaktionsaufforderung	
	Fußgänger betritt die Fahrbahn von rechts: «starke» Reaktionsaufforderung	Fußgänger betritt die Fahrbahn von links; Blickzuwendung erforderlich: «schwache» Reaktionsaufforderung
50	0,40 s	1,04 s
99	0,80 s	1,49 s

Mercedes-
Benz/Dekra-
Untersuchung

Bremsen bei Geradeausfahrt

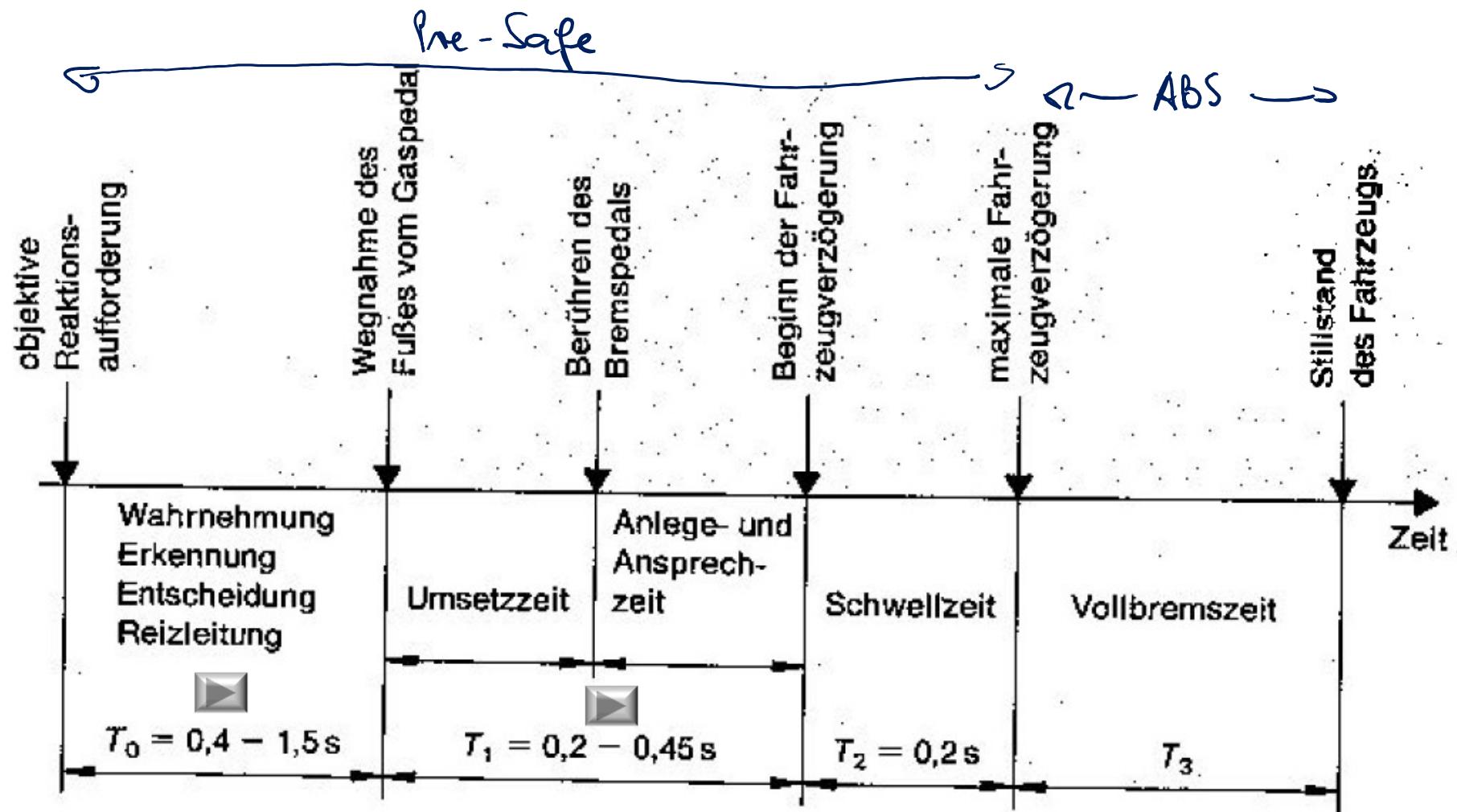
Fuß weg vom Gaspedal → Fahrzeugverzögerung

- **Umsetzzeit** (0.15 s – 0.3 s)
Fuß wechselt von Gas auf Bremspedal
- **Anlegezeit** (0.015 s – 0.05 s)
Überwindung der Spiele und Elastizitäten in der Bremsanlage
- **Ansprechzeit** (0.05 s – 0.1 s)
fahrzeugabhängige Zeitspanne vom Bremsdruckanstieg bis zur beginnenden Fahrzeugverzögerung

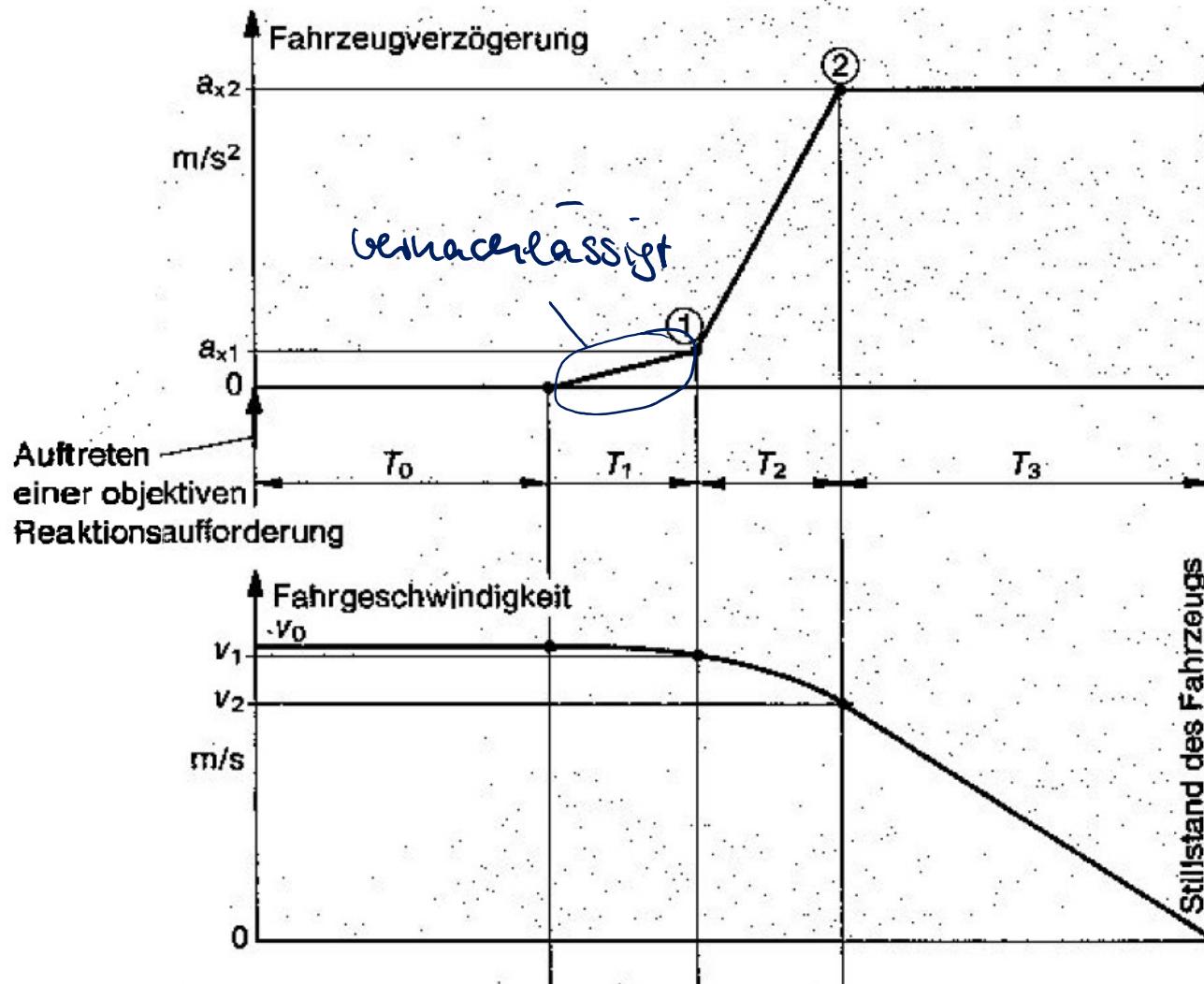
Eine Verzögerung aufgrund des Motorschubmoments und von Fahrwiderständen steigt linear auf 0.5 – 1.5 m/s² an.

Bremsen bei Geradeausfahrt

Zeitlicher Ablauf eines Bremsvorgangs



Bremsen bei Geradeausfahrt Fahrzeugverzögerung → Stillstand



Der Aufhaltsweg ergibt
sich vereinfacht zu

$$s_A = v_0 (T_0 + \bar{T}_1 + \frac{\bar{T}_2}{2}) + \frac{v_0^2}{2a_{x2}}$$

Beispielrechnung

Wie hoch ist die Anhaltezeit und wie lang der Anhalteweg bei Reaktion auf ein Ereignis („99% Fahrer“) mit 50 bzw. 144 km/h bei max. möglicher Verzögerung von 8 m/s^2 ?

Fahrgeschwindigkeit= 50 km/h

Anhaltezeit= 3.8 s

Anhalteweg= 40.4 m

davon

Weganteil bis zur Vollbremsung= 29.7 m

Weganteil Vollbremsung bis Stillstand= 10.7 m

Fahrgeschwindigkeit= 144 km/h

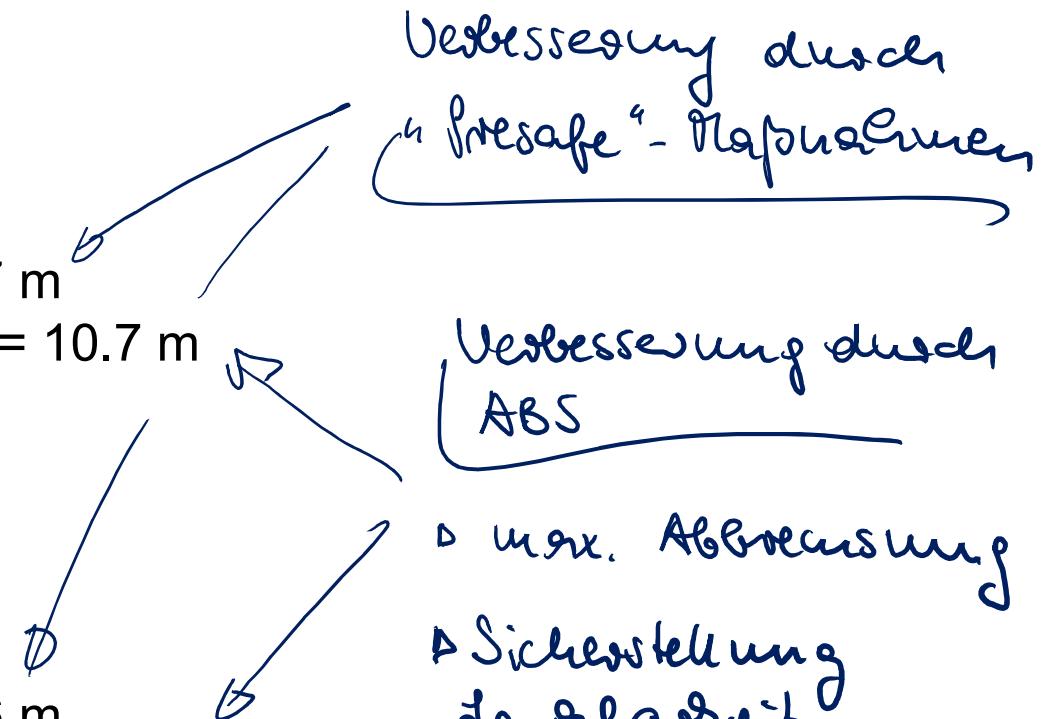
Anhaltezeit= 7.0 s

Anhalteweg= 181.6 m

davon

Weganteil bis zur Vollbremsung= 85.6 m

Weganteil Vollbremsung bis Stillstand= 96.0 m



Abbremsung und Haftwertausnutzung

Maximal erreichbare Abbremsung

Def. Abbremsung z

$$z = \frac{-\ddot{u}_x}{g}$$

Aus der Bewegungsgleichung eines 2-achsigen Fahrzeuges folgt

$$\frac{G_g}{g} \ddot{u}_x = +F_{\xi_v} + F_{\xi_{er}} - \cancel{F_x^0} - G_g \sin \varphi$$

vernachlässigt,
da klein beim Bremsen

bzw.

$$G_g z = -F_{\xi_v} - F_{\xi_{er}} = F_{B_v} + F_{B_{er}}$$

Die maximale Abbremsung wird erreicht, wenn

$$G_g z = \mu_{\max} N_{\xi_v} + \mu_{\max} N_{\xi_{er}}$$

$$= \mu_{\max} (N_{\xi_v} + N_{\xi_{er}})$$

$$= \mu_{\max} G_g$$

Somit

$$z_{\max} = \mu_{\max}$$

Abbremsung und Haftwertausnutzung

Minimaler Bremsweg

Für den Anhalbeweg gilt

$$s_A = v_0 \left(T_0 + T_1 + \frac{T_2}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2g z}$$

Der minimale Anhalbeweg folgt hier $z = z_{\max} = \mu_{\max}$

Also

$$s_{A\min} = v_0 \left(T_0 + T_1 + \frac{T_2}{2} \right) + \frac{v_0^2}{2g \mu_{\max}}$$

Der minimale Anhalbeweg kann nur erreicht werden, wenn

$$F_{FV} = \mu_{\max} N_{FV} \text{ und}$$

$$F_{Fer} = \mu_{\max} N_{Fer}$$

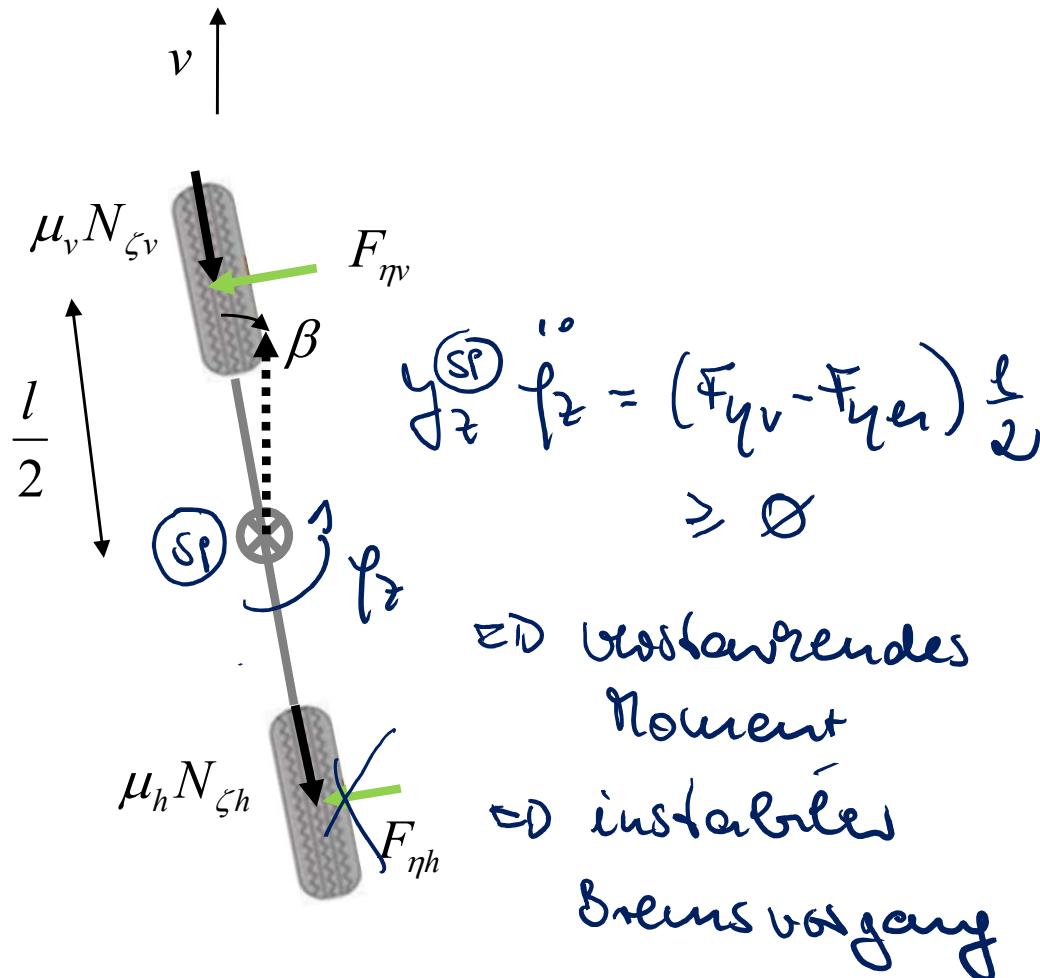
d.h.

$$\frac{F_{FV}}{F_{Fer}} = \frac{N_{FV}}{N_{Fer}}$$

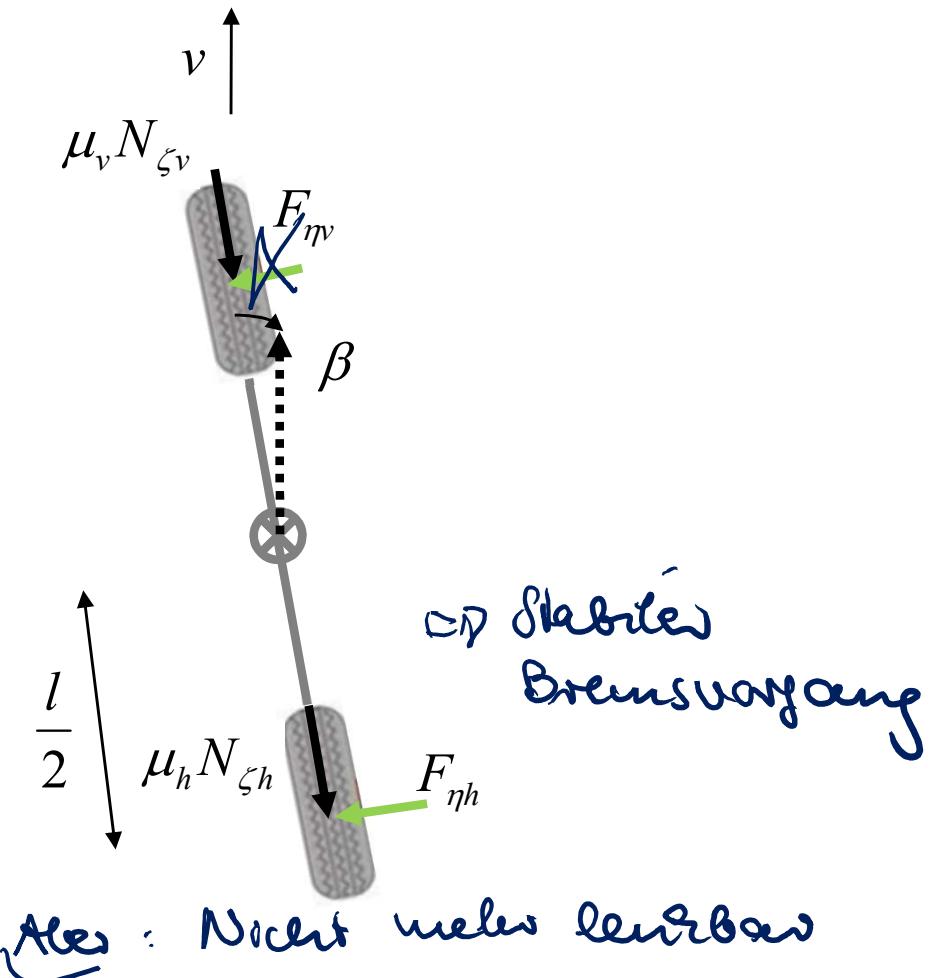
1. Diese Forderung ist ohne Bremsverzögerungsregelung nicht zu erfüllen
2. Blockieren der Achsen macht das Fahrzeug unkontrollierbar ($F_y = 0$)

Bremskraftverteilung Bremsstabilität

Blockieren der Hinterachse



Blockieren der Vorderachse



Bremsregelung

Wichtige Regelungsziele

- Die Räder sollen nicht blockieren
- Der Kraftschluss soll maximal ausgenutzt werden
- Die Regelung muss sich Änderungen am Fahrzeug und in der Umwelt anpassen
- In Kurven muss das Fahrzeug stabil und lenkbar bleiben
- Bei μ -Split sollen die Giermomente beherrschbar ansteigen
- Kleine Bremsmomentregelamplituden zur Vermeidung von Fahrwerkschwingungen, Pedalrückwirkungen und Lärm

Antiblockiersystem – ABS

Historie

1928 Erstes Patent mechanisch-hydraulisches ABS für Kfz

1965 GT von Jensen Motors, Dunlop Stotterbremse

1978 1. serienmäßiges ABS für PKW (Mercedes/Bosch)

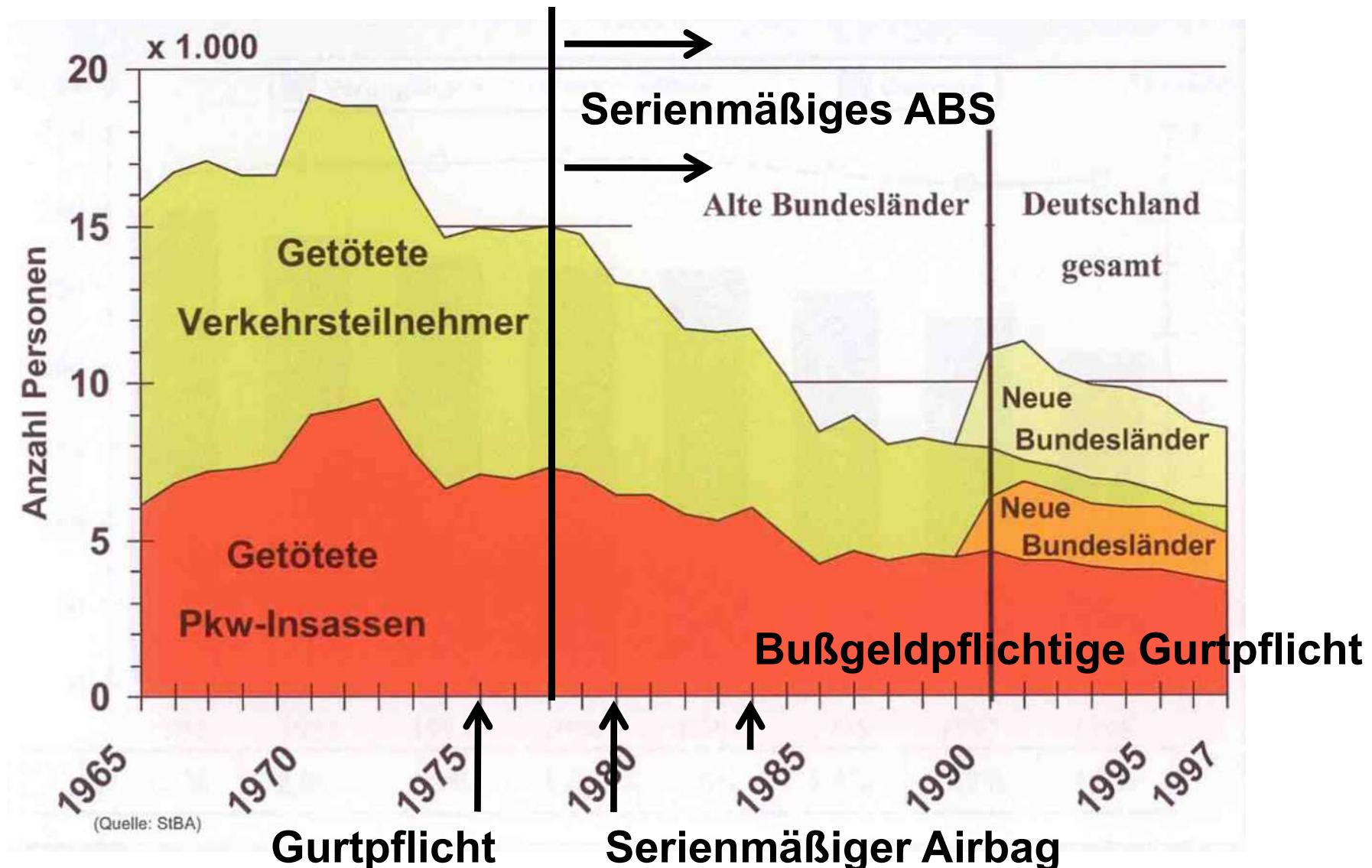
1988 Bosch fertigt das ein-millionste ABS

1997 Elchtest der A-Klasse -> ESP Serie für Nicht-Luxusklasse

2004 Selbstverpflichtung ACEA: ABS serienmäßig für alle
Fahrzeuge mit weniger als 2,5t

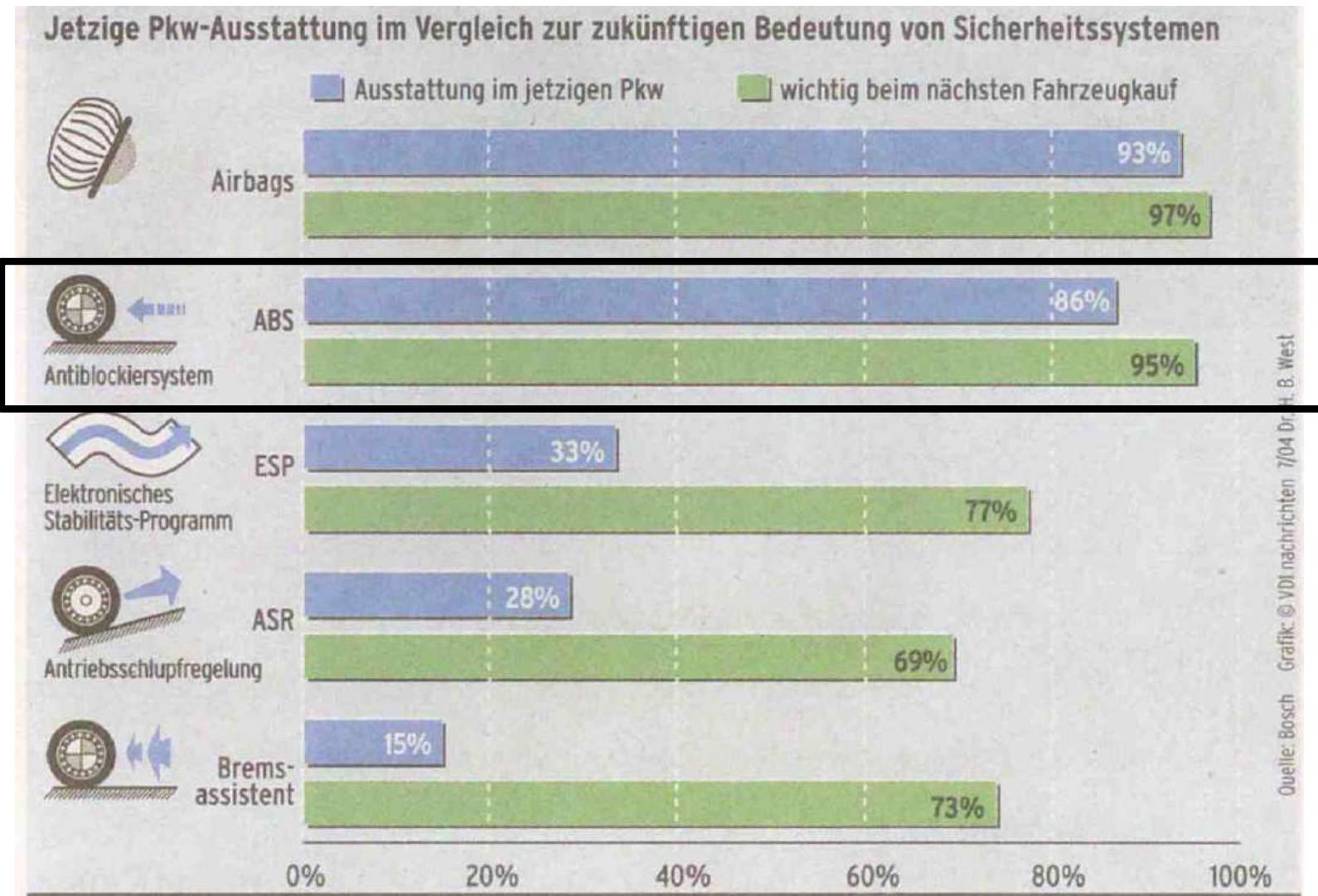
Antiblockiersystem – ABS

Getötete im Straßenverkehr



Antiblockiersystem – ABS

Bedeutung für den Autofahrer (Stand: 2004)



Antiblockiersystem – ABS

Bedeutung für den Autofahrer (Stand: 2012)

Ausstattungsgrad der Fahrzeuge

Ausstattung	Bestand	Neuwagen	Gebrauchtwagen
1. Radio	96 %	98 %	97 %
2. Servolenkung	92 %	97 %	92 %
3. Zentralverriegelung	91 %	97 %	89 %
4. Elektrische Fensterheber	89 %	94 %	86 %
5. Antiblockiersystem	88 %	100 %	90 %

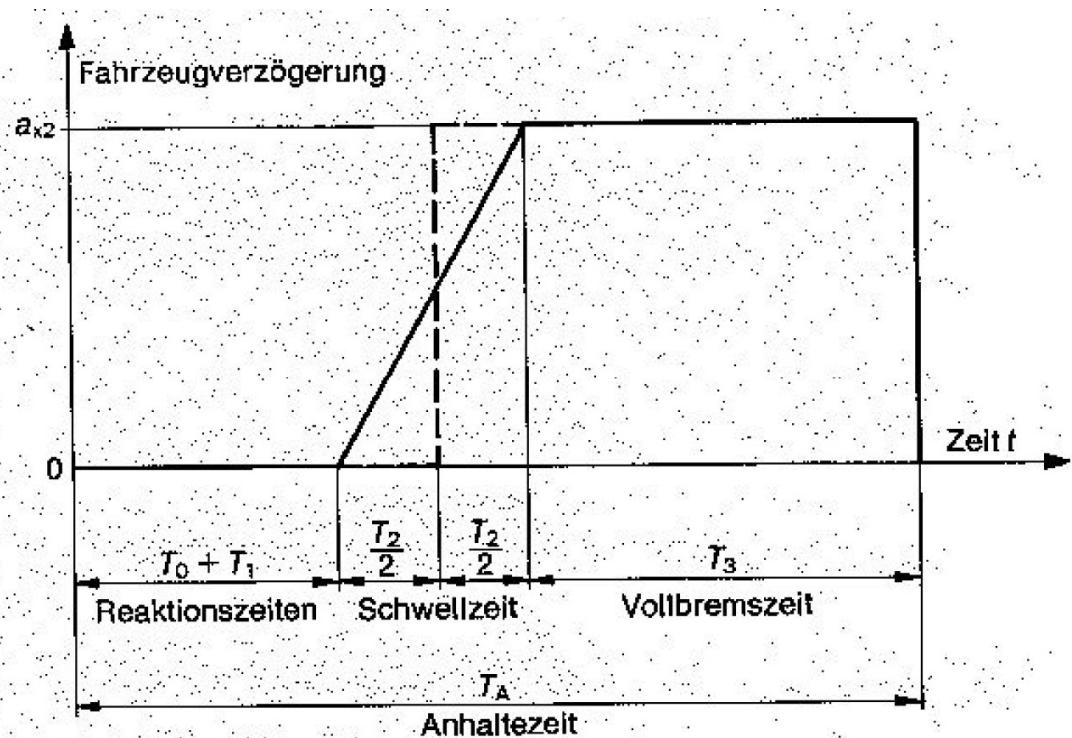
Ausstattung	Bestand	Neuwagen	Gebrauchtwagen
6. Klimaanlage	81 %	93 %	80 %
7. Metallic-Lackierung	67 %	65 %	56 %
8. ESP	60 %	86 %	57 %
9. Seiten-Airbag	58 %	89 %	72 %
10. Leichtmetallfelgen	56 %	62 %	49 %

Quelle: DAT-Report 2012

ANHANG

Bremsen bei Geradeausfahrt

Vereinfachte Berechnung des Anhalteweges



Folgeabstand bei Kolonnenfahrt

Definition

Für die **Verkehrssicherheit** ist es wichtig, dass bei einer Kolonnenfahrt zwischen den Fahrzeugen ein zur Vermeidung von Auffahrunfällen **ausreichender Abstand** eingehalten wird.

Unter **Fahrzeugkolonne** wird eine Folge von Fahrzeugen verstanden, die sich als Gruppe bewegen, wobei die **Fahrzeugfolgezeiten kleiner als 6 s** sind.

Für die **Berechnung des Folgeabstandes** gibt es zwei **Modellannahmen**:

- der *absolut sichere Abstand* und
- der *relativ sichere Abstand*

Folgeabstand bei Kolonnenfahrt

Absolut sicherer Abstand

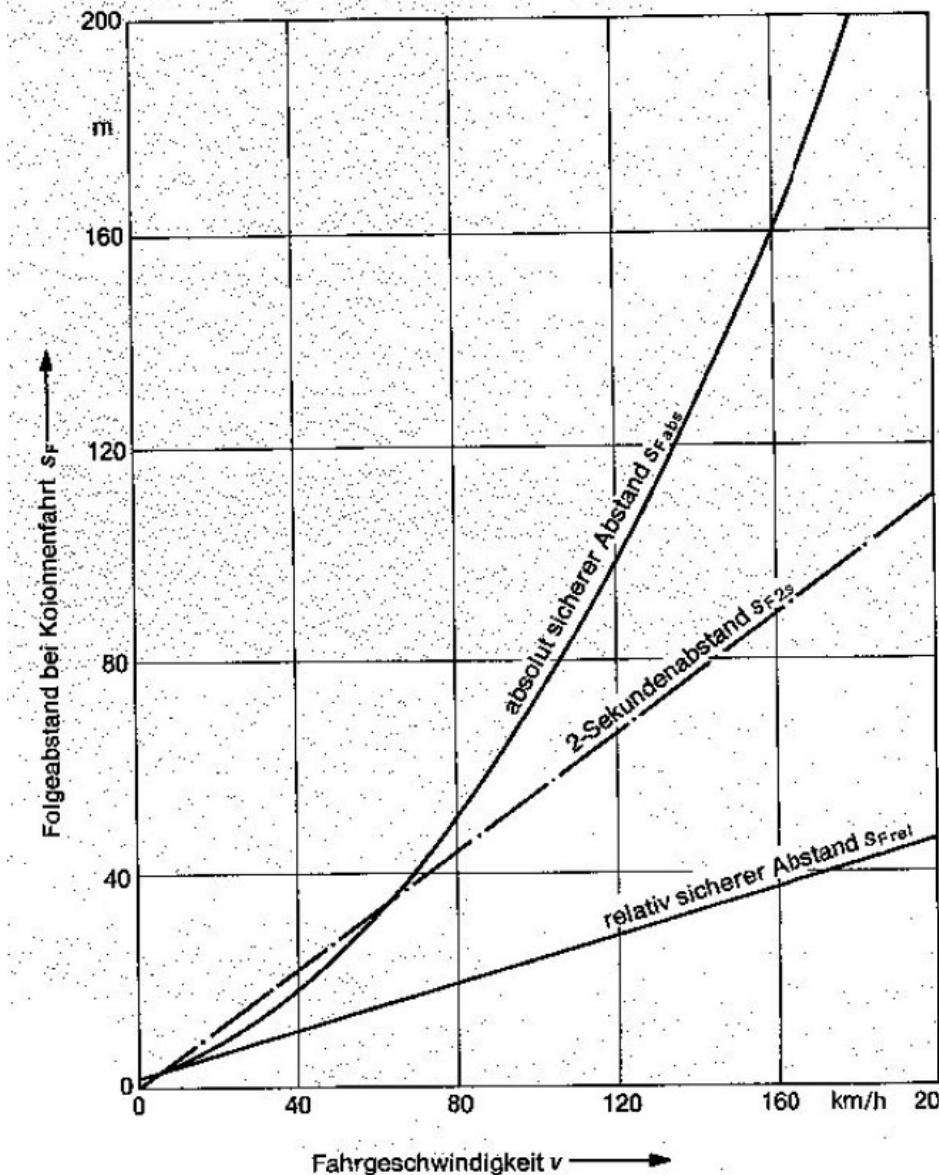
Folgeabstand ist so groß, dass das **nachfolgende Fahrzeug** auch dann noch ohne Aufprall **bis zum Halten abbremsen** kann, **wenn das vorausfahrende Fahrzeug plötzlich stehen bleibt.**

Folgeabstand bei Kolonnenfahrt

Relativ sicherer Abstand

Folgeabstand ist so groß, dass ein **Auffahren vermieden** werden kann, **wenn das vorausfahrende Fahrzeug unter Ausnutzung der Haftriebungszahl abgebremst wird.**

Folgeabstand bei Kolonnenfahrt Übersicht



Angenommene Reaktionszeit
0.8 s
Verzögerung
8 m/s²

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung

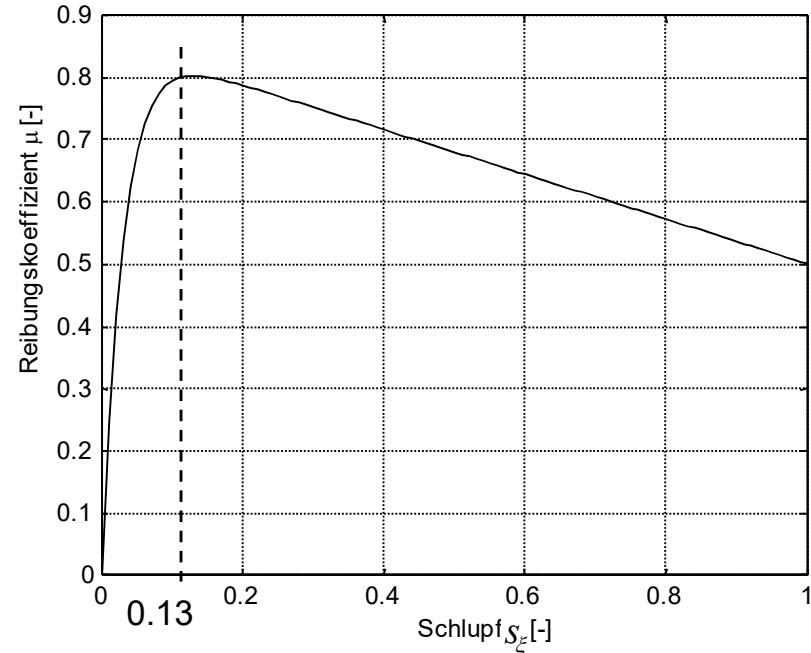
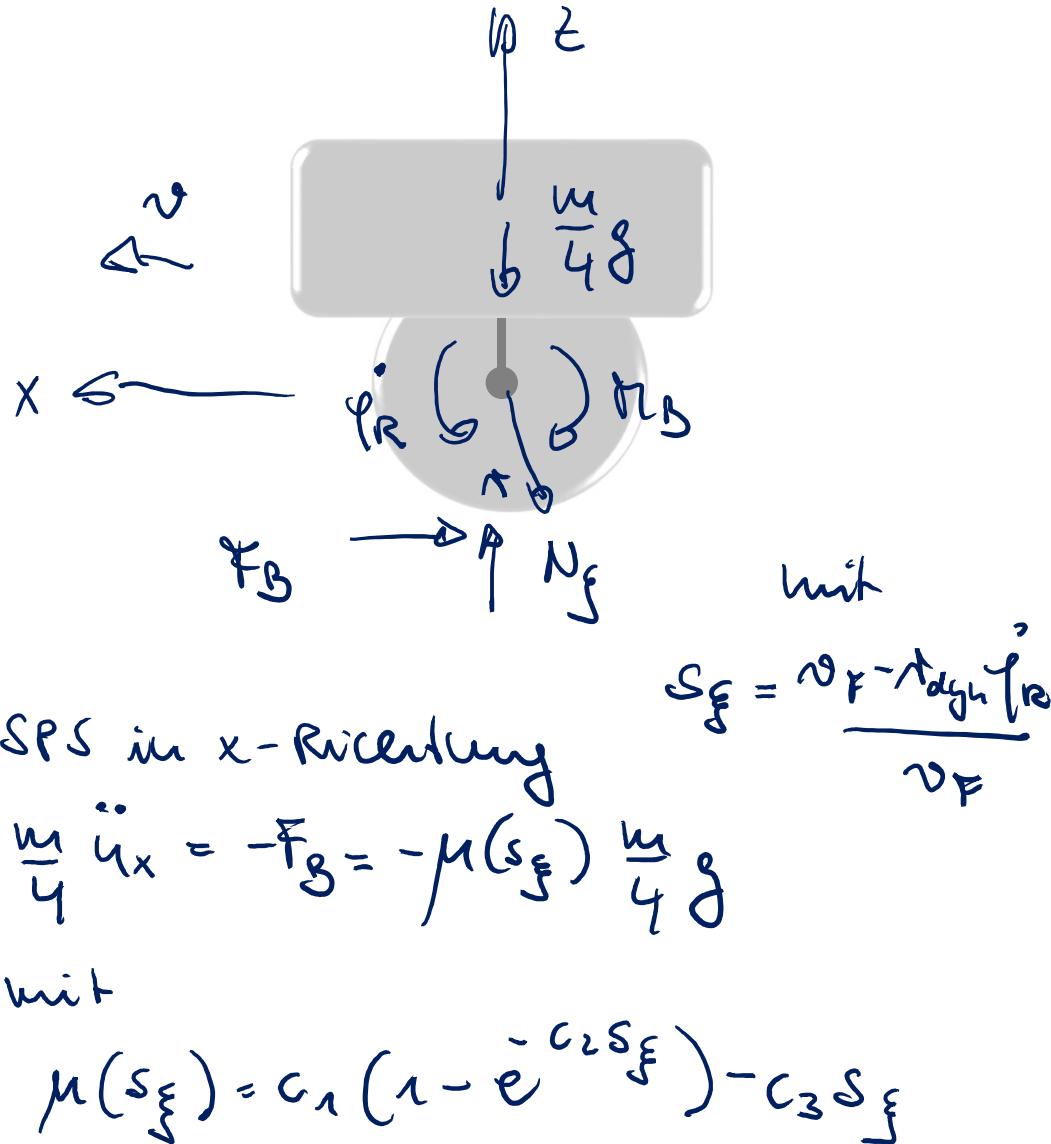
Bremsverhalten und Bremsregelung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
Dipl.-Ing. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Antiblockiersystem – ABS

Viertelfahrzeugmodell zum Grundverständnis

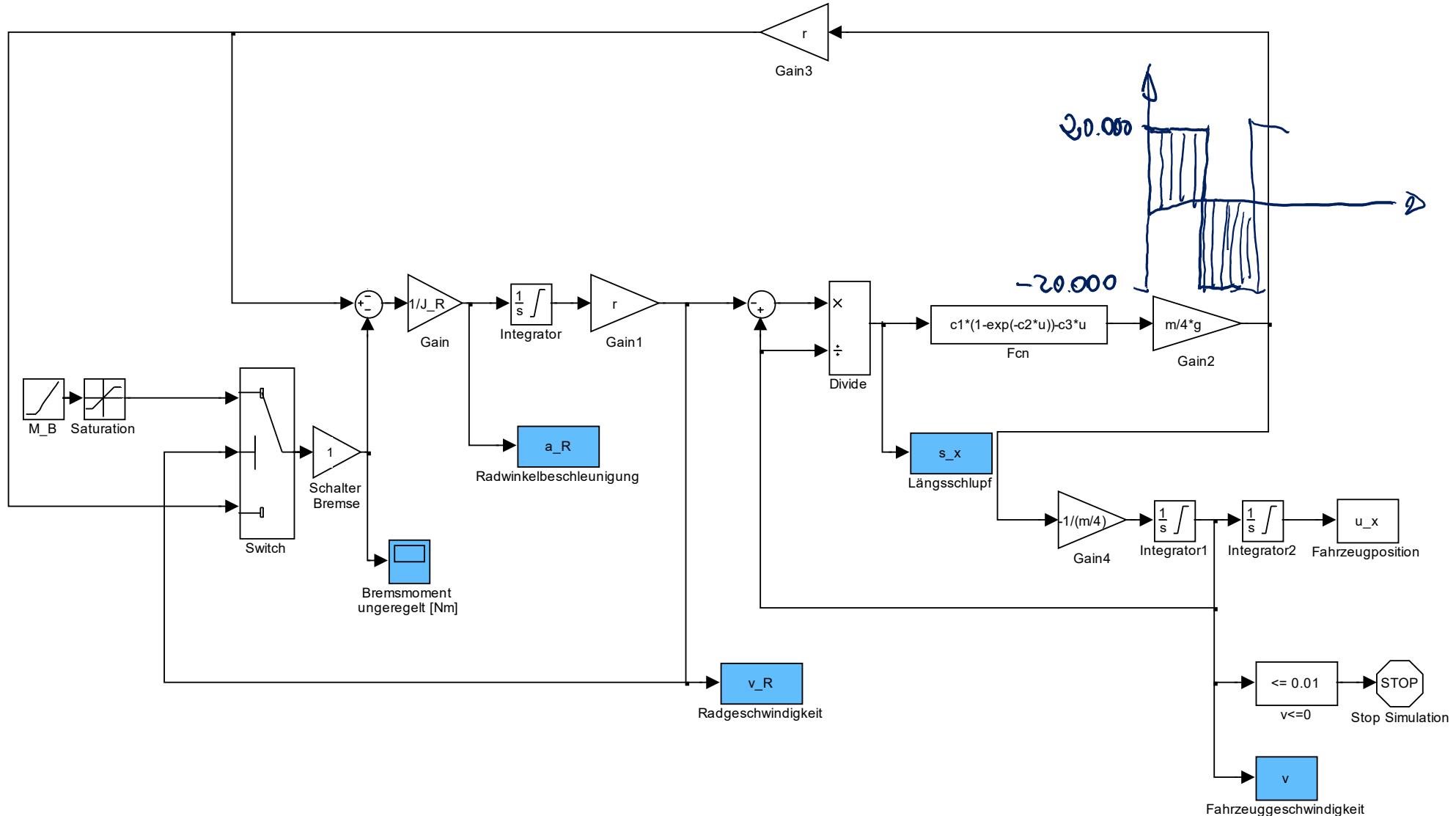


DS um Radmittelpunkt

$$y_R \ddot{\varphi}_R = -M_B + \mu(s) \frac{m}{4} g +$$

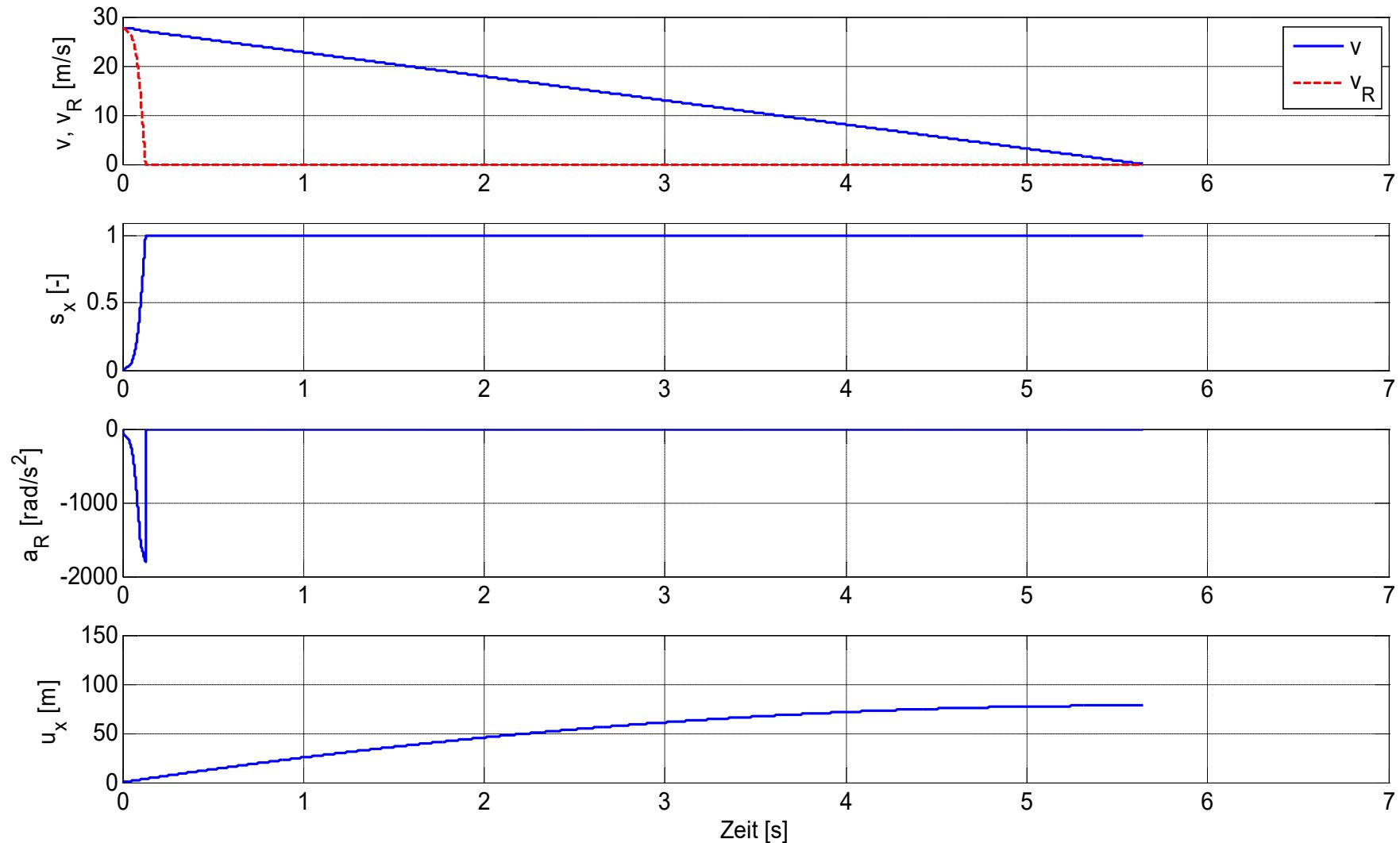
Antiblockiersystem – ABS

Simulink-Modell des Viertelfahrzeugs



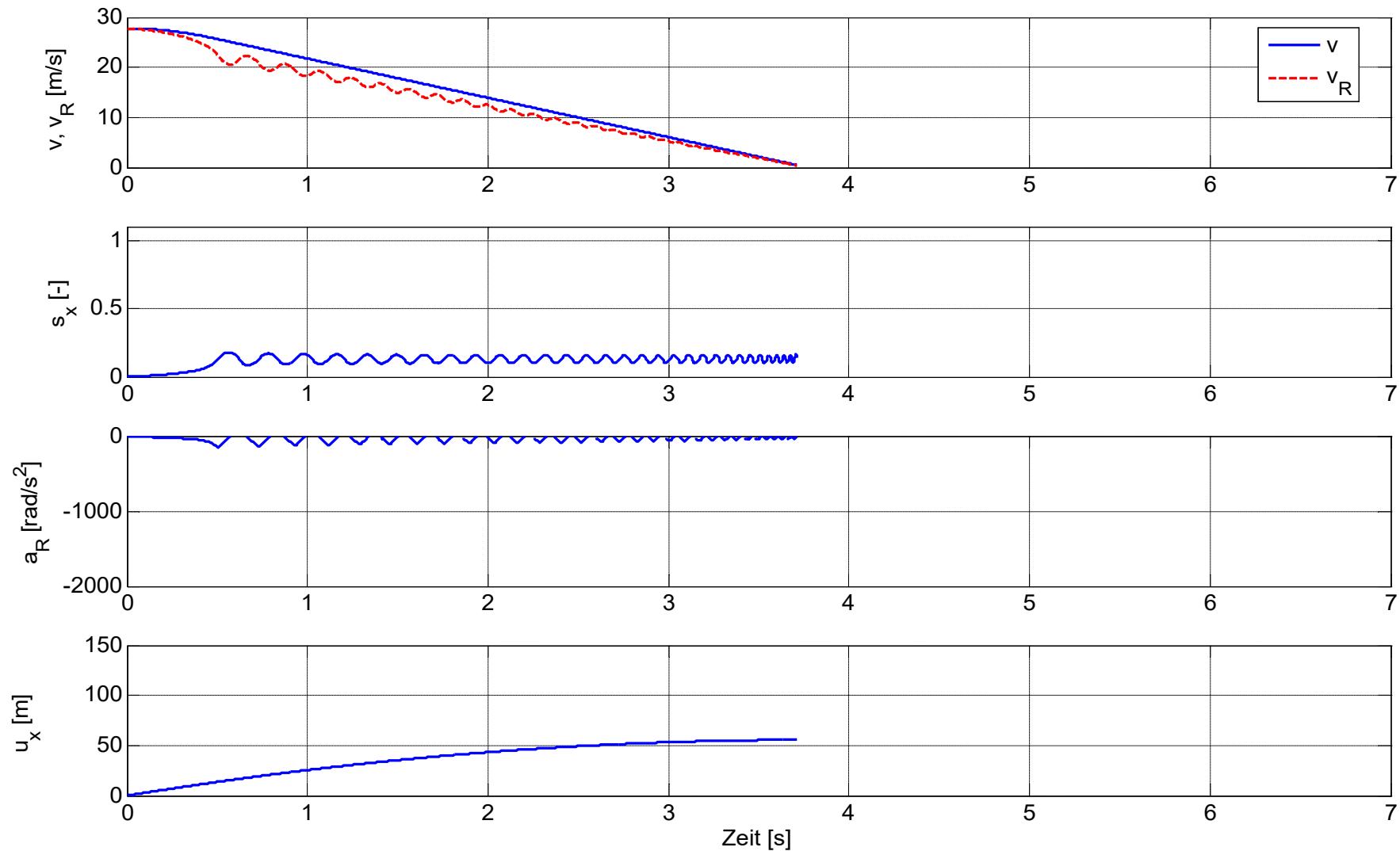
Antiblockiersystem – ABS

Simulationsergebnisse ohne ABS



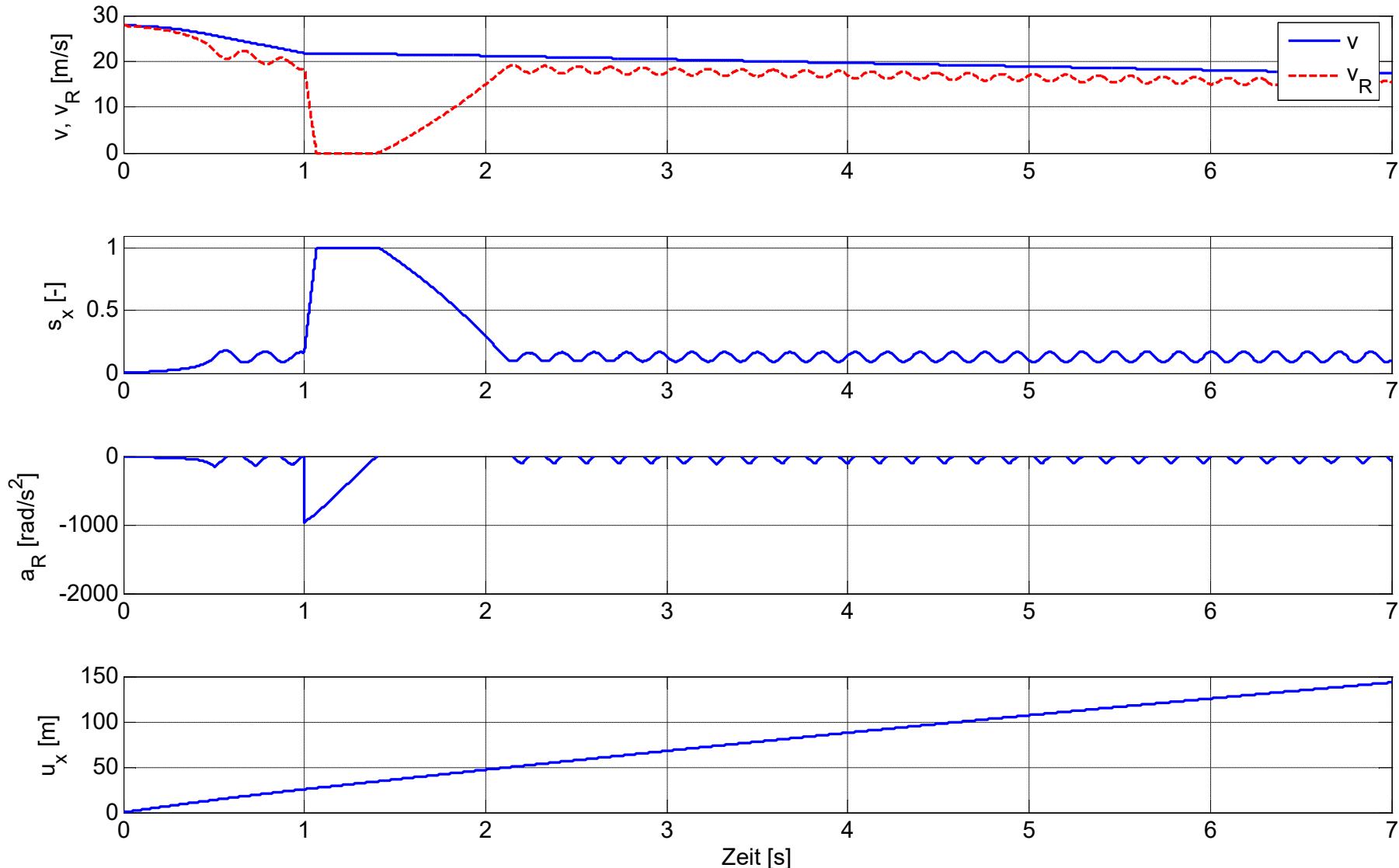
Antiblockiersystem – ABS

Simulationsergebnisse mit ABS (mit Soll-Schlupf)



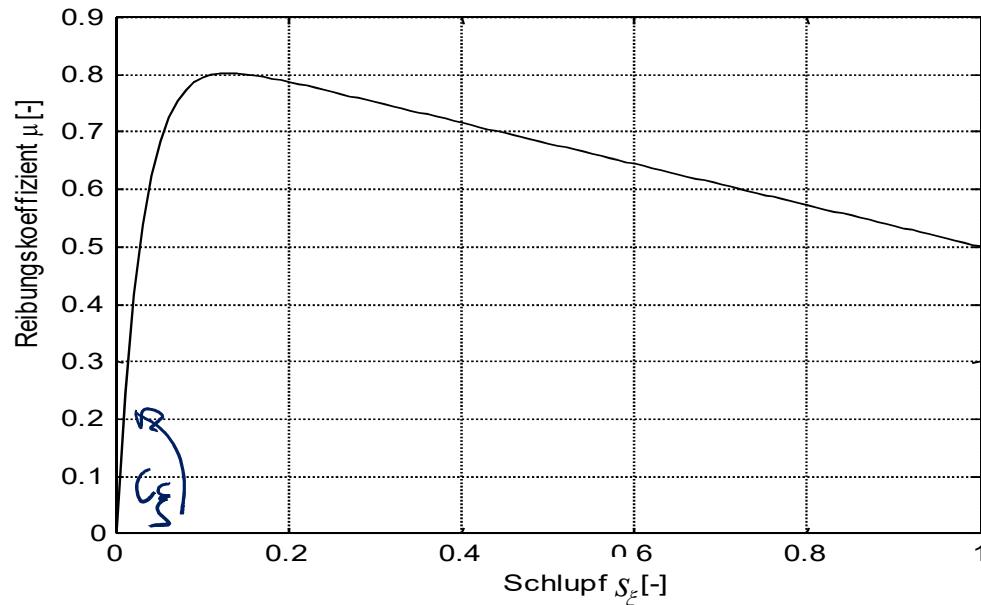
Antiblockiersystem – ABS

Simulationsergebnisse bei μ -Sprung (mit Soll-Schlupf)



Antiblockiersystem – ABS

Mögliche Abschätzung von v_F und F_ξ



für kleinen Schlupf gilt

$$\mu = \frac{F_\xi}{N_g} = c_\xi s_\xi = c_\xi \frac{v_F - v_R}{v_F}$$

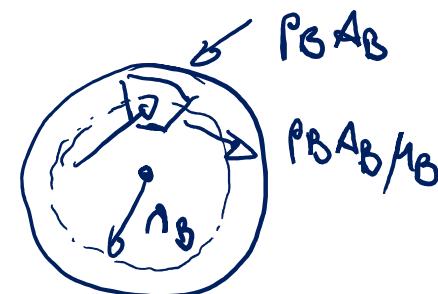
$$\Rightarrow v_F = v_R \frac{c_\xi}{c_\xi - F_\xi/N_g}$$

für F_ξ gilt (ohne Rek widerstand)

$$(J_R + J_{GR} + J_{MR}) \ddot{\varphi}_R = -M_B - F_\xi r$$

$J_{GR} = J_{MR} = 0$, falls nicht ange-triebene Achse

$$M_B = p_B A_B \mu_B r_B$$

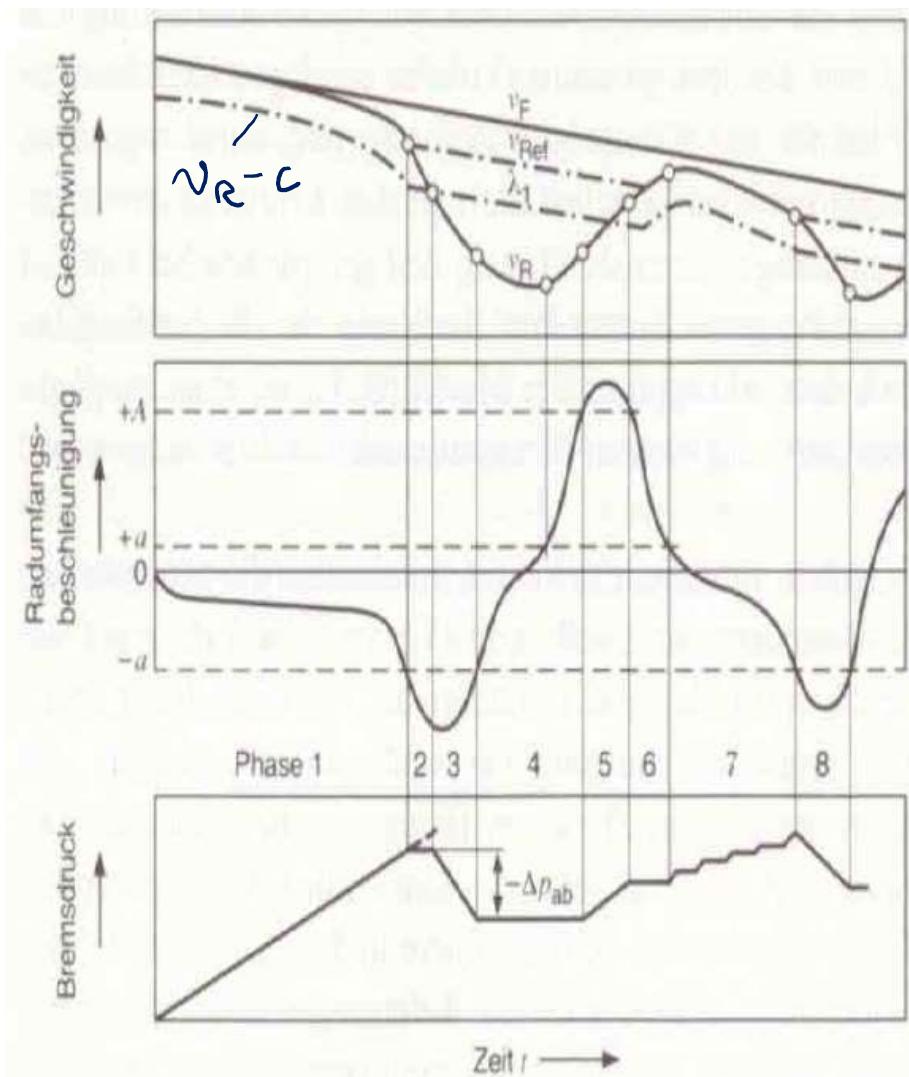


Somit

$$F_\xi = - \left(p_B A_B \mu_B \frac{r_B}{r} + J_R \frac{\ddot{\varphi}_R}{r} \right)$$

Antiblockiersystem – ABS von Bosch

Typischer Regelzyklus



Phase 1 Fahrer bremsst, Druckentfernt
bis $v_R < -\alpha$

$$\lambda_1 = v_R - c$$

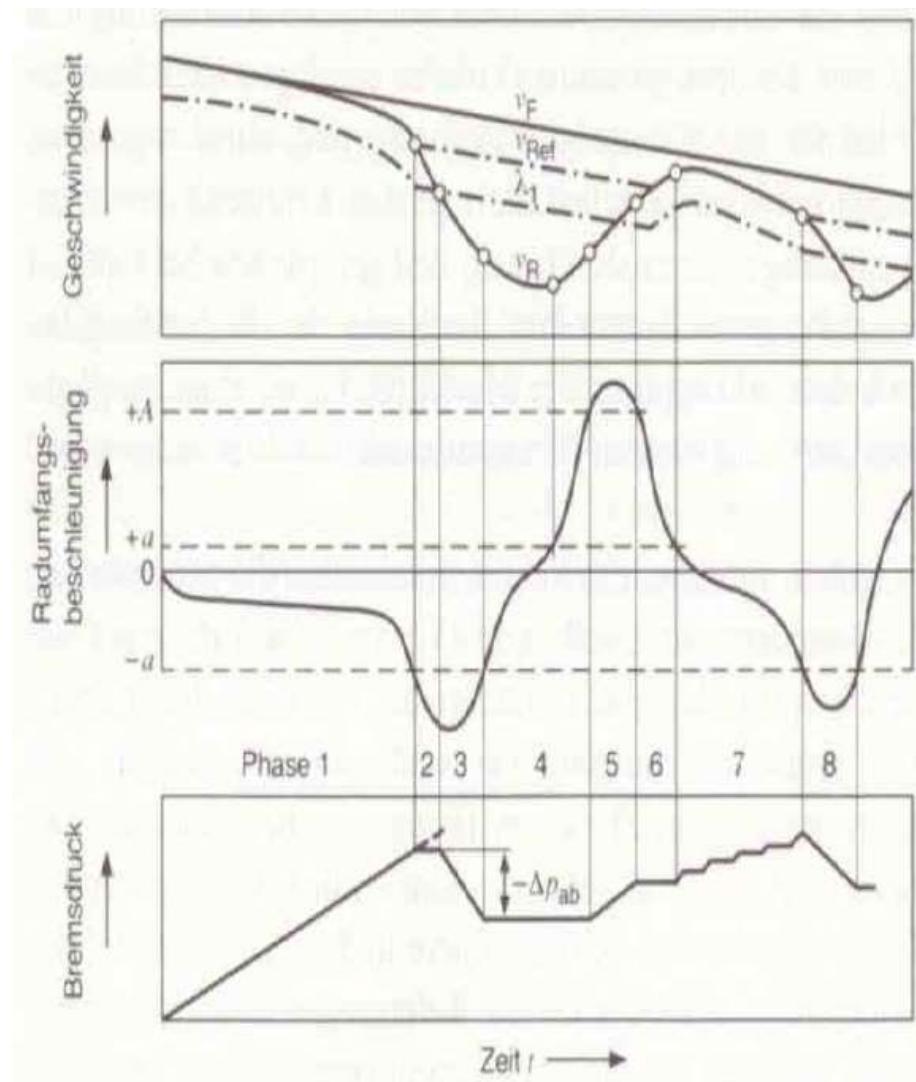
Phase 2 Bremsdruck wird konstant
gehalten bis $v_R < \lambda_1$

λ_1 ist dabei der Schätzwert für die
Radgeschw. für den maximal zulässigen
Schleppf (rechts vom krit. Schleppf)
 $s_{Zul} = \frac{v_F - \lambda_1 - (v_R - c)}{v_F} \Leftrightarrow s_{Zul} > s_{krit}$

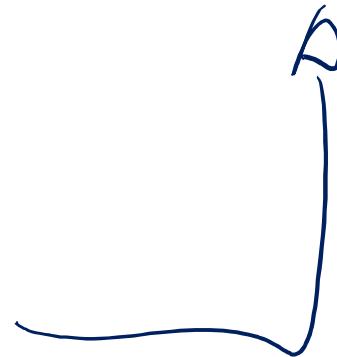
Phase 3 Druckabbau bis $v_R > -\alpha$

Antiblockiersystem – ABS von Bosch

Typischer Regelzyklus

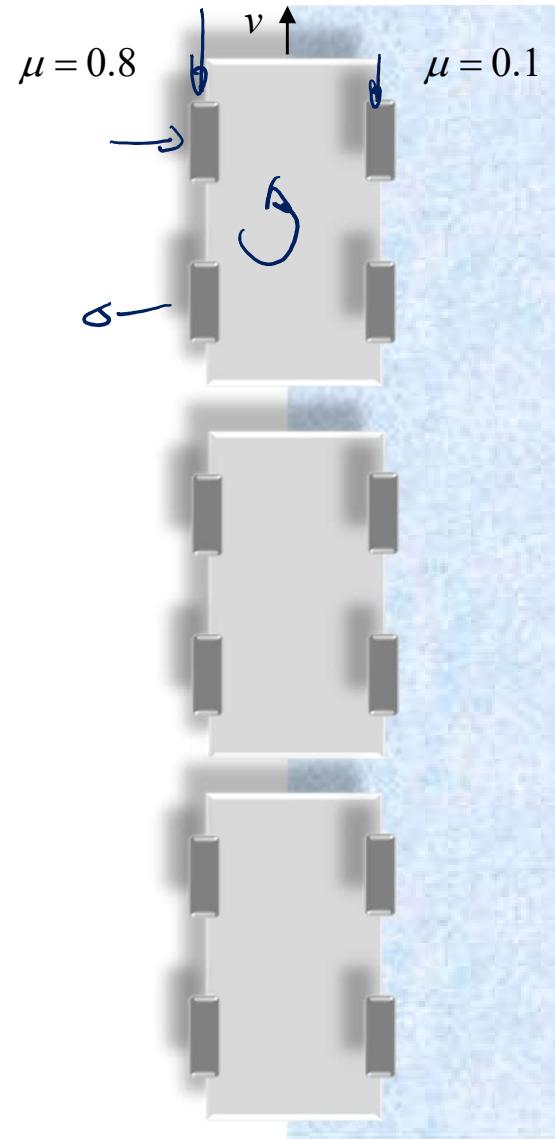


Phase 4 Bremsdruck wird gehalten,
bis $\dot{\vartheta}_R \geq +A$



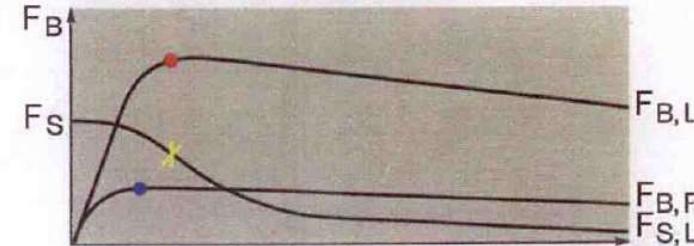
Antiblockiersystem – ABS

Stabilität und Lenkbarkeit bei μ -Split



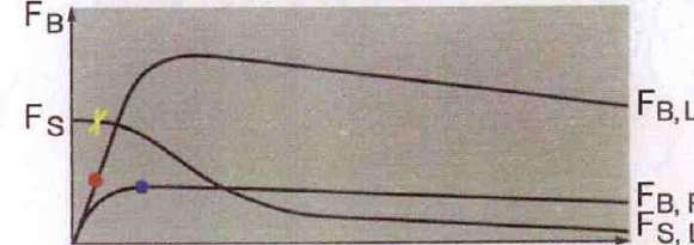
ABS (IR):

Verbesserung von Bremsung,
Stabilität und Lenkbarkeit



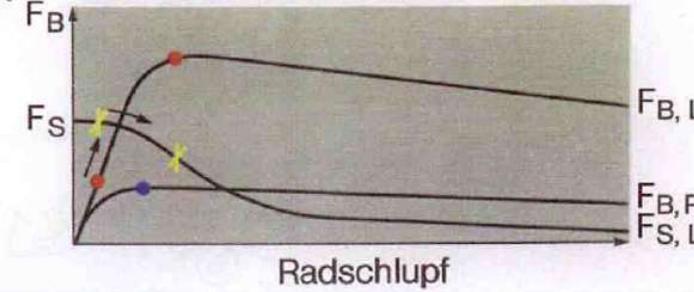
ABS (SL):

Weitere Verbesserung der Stabilität



ABS (GMA):

Weitere Verbesserung der Lenkbarkeit



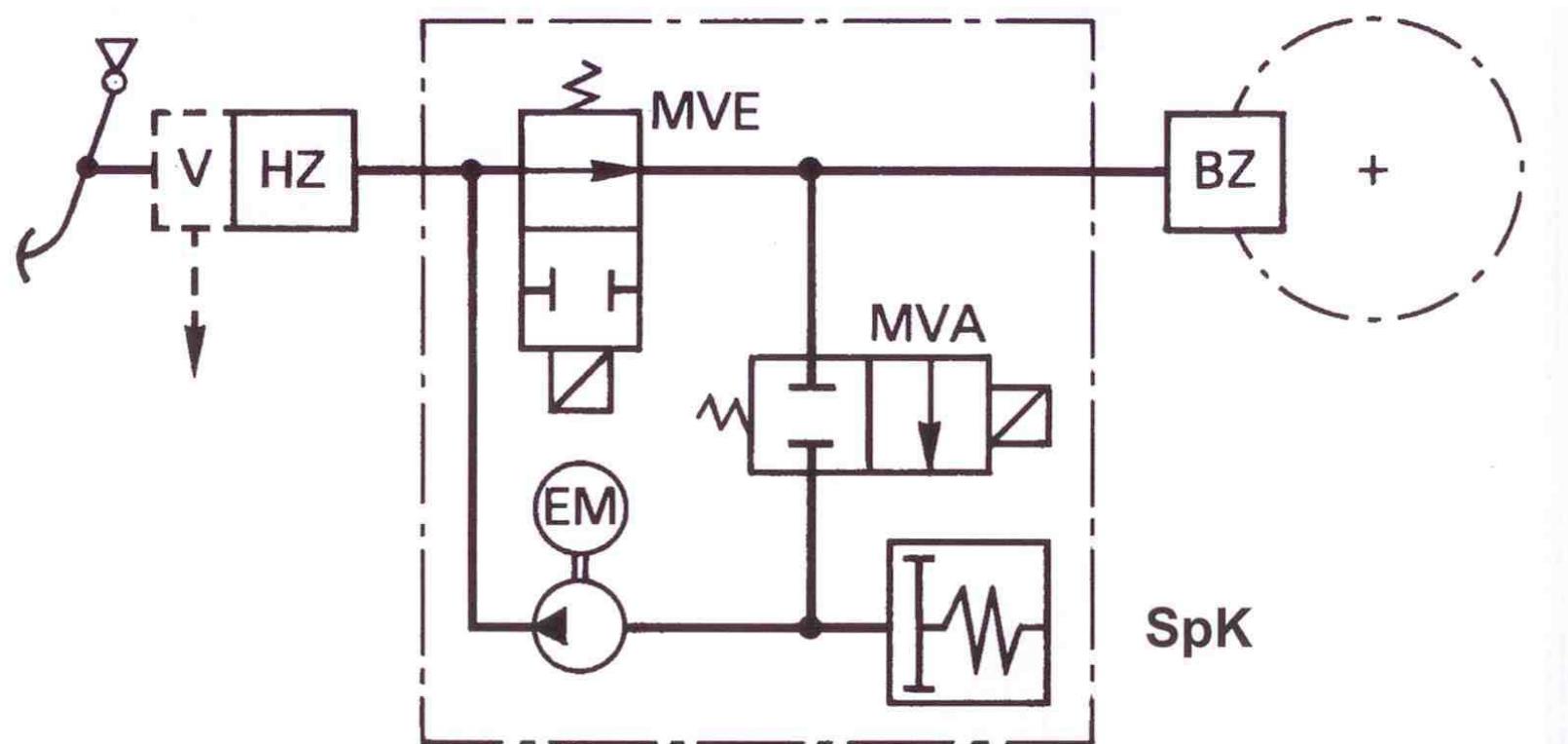
IR: Individualregelung

SL: Select Low

GMA: Giermoment-Aufbauverzögerung

Antiblockiersystem – ABS

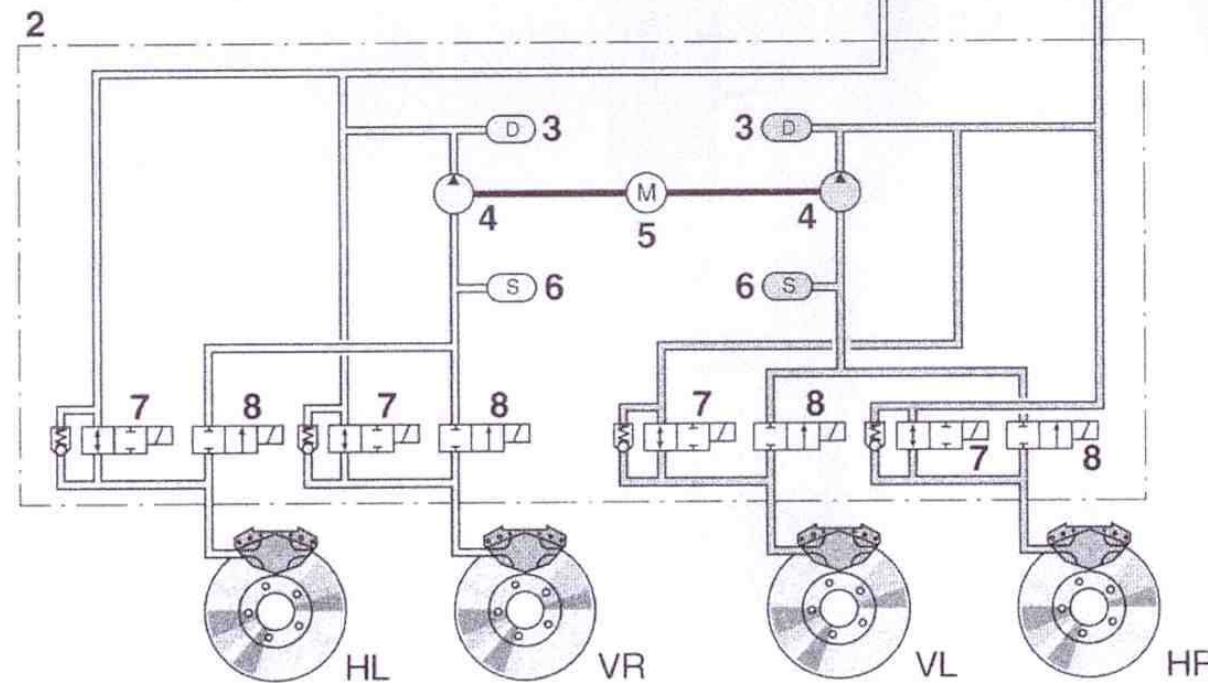
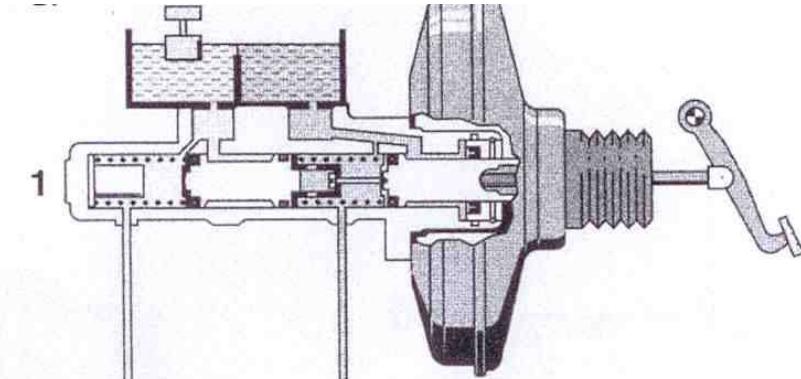
Aktorik



Die Aufgabe des ABS ist die Druckabsenkung von dem vom Fahrer vorgegebenen Bremsdruck. Das zuviel an Bremsflüssigkeit in der Radbremse (BZ) wird durch öffnen des 2/2 Auslassmagnetventils (MVA) zur Speicherkammer (SpK) abgelassen und von der Rückförderpumpe (EM) aus der Speicherkammer in den Hauptbremszylinder (HZ) zurückgefördert.

Antiblockiersystem – ABS Aktorik

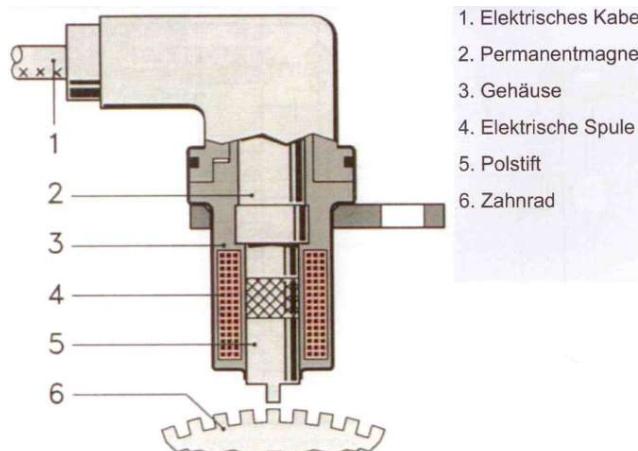
1 Hauptzylinder, 2 Hydroaggregat, 3 Dämpferkammer, 4 Rückförderpumpe, 5 Motor, 6 Speicher, 7 Einlaßventile, 8 Auslaßventile.
HR hinten rechts, HL hinten links, VR vorne rechts, VL vorne links.



Antiblockiersystem – ABS

Sensorik

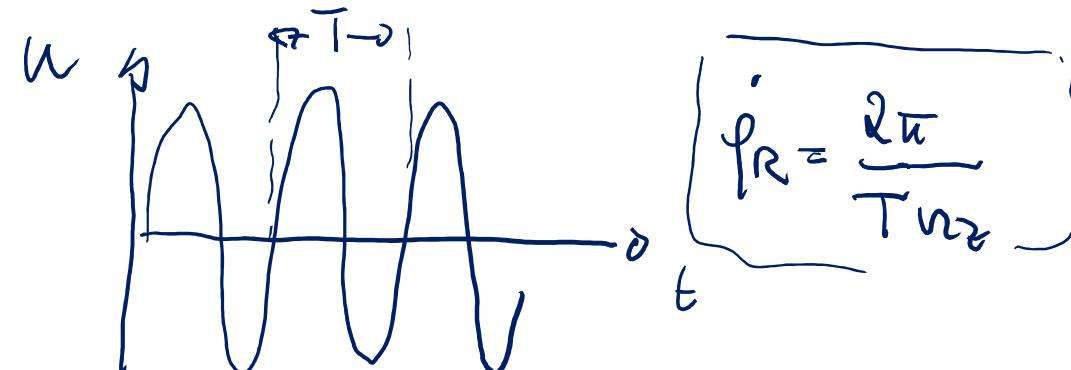
Induktionsgeber



Durch die zeitl. Änderung des magn. Flusses wird in einer Spule Spannung induziert

$$U_{ind} = \frac{d\Phi}{dt} - \text{magn. Fluss}$$

mit $\Phi = n B A$, $n \mu_0 \Delta$ Änderung des magn. Flussdichten



Antiblockiersystem – ABS

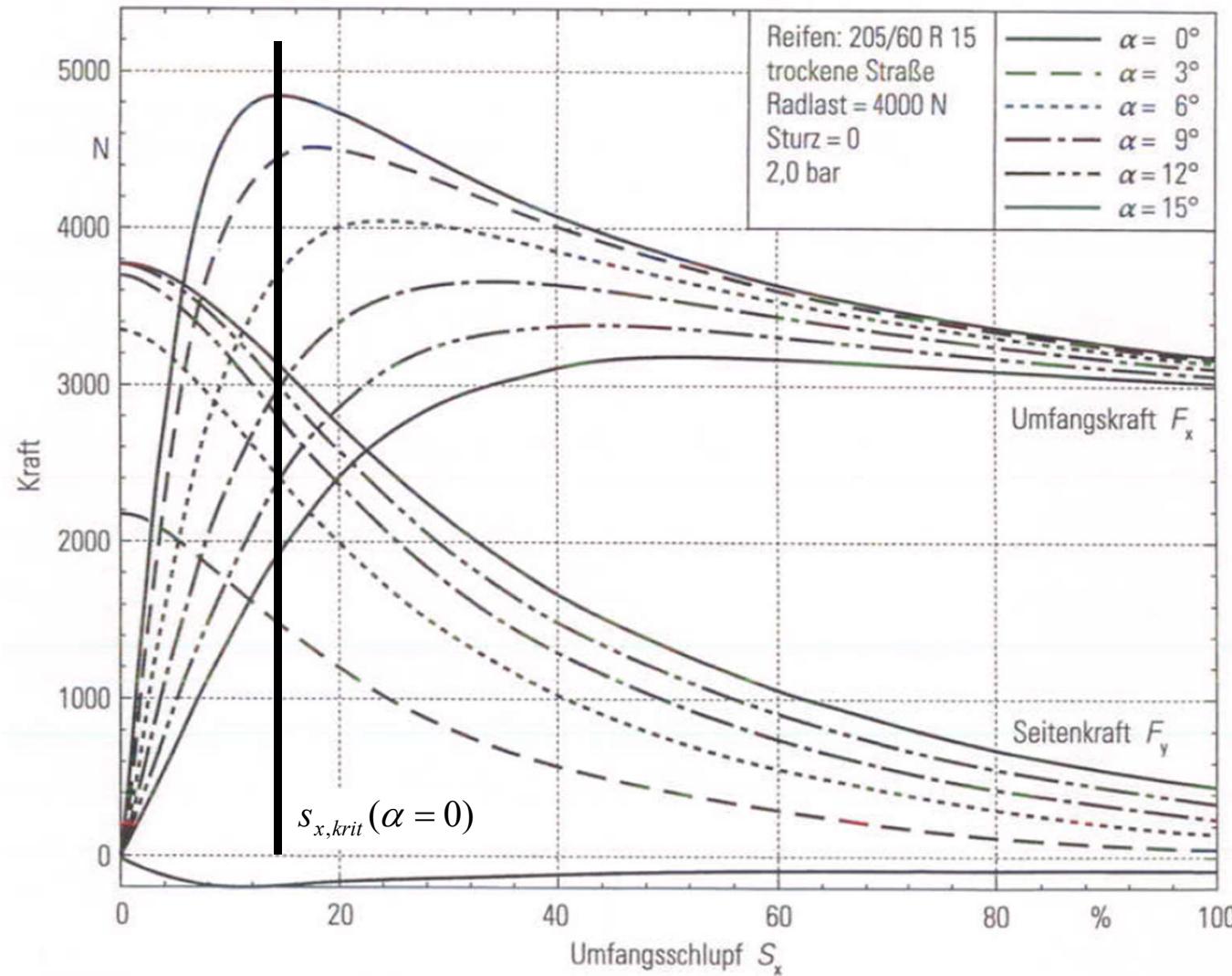
Wichtige objektive Bewertungskriterien

- Wie lang ist der Bremsweg, die mittlere Verzögerung?
- Wie lang braucht ABS, um sich bei höherem μ anzupassen?
- μ -Split, Open-Loop: Giergeschwindigkeit/-beschleunigung, Schwimmwinkel nach 0.5s, 1s, 2s?
- Spurabweichung bei Kurvenbremsung?
- Giergeschwindigkeit/-beschleunigung, Lenkaufwand (Maximalwert, Gradient), Lenkarbeit (Zeitintegral)

ANHANG

Antiblockiersystem – ABS

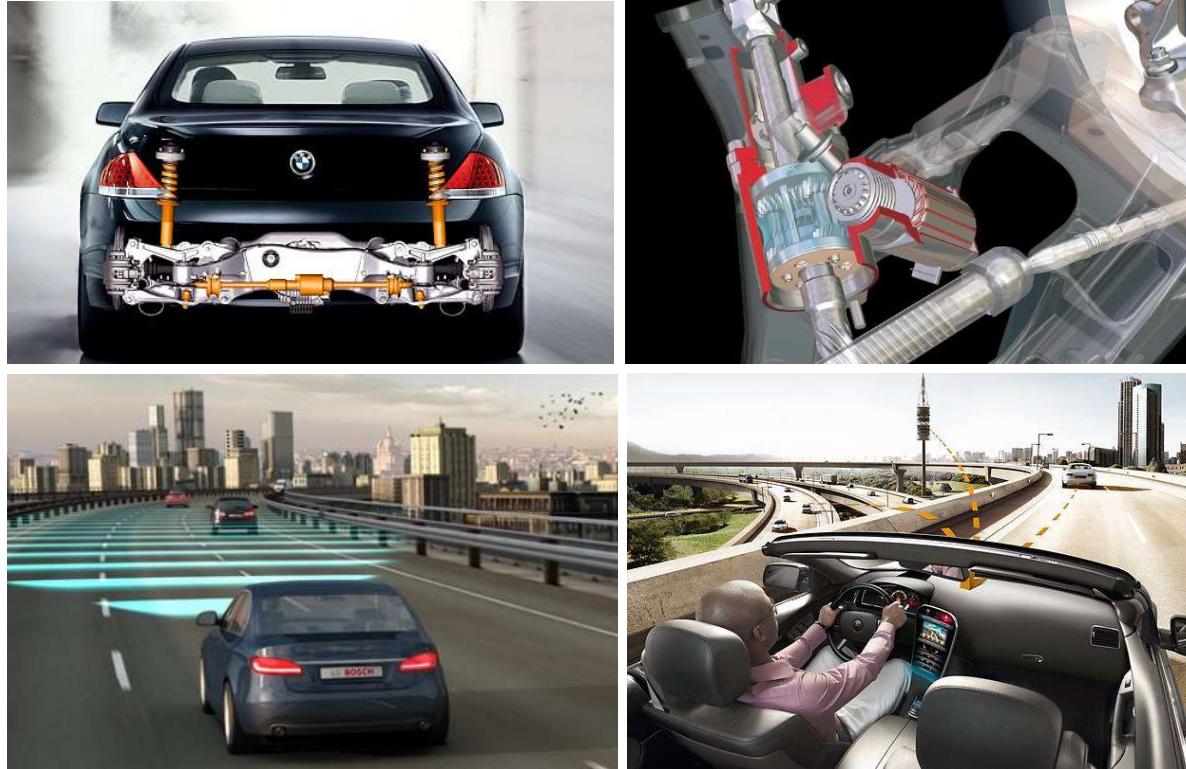
Regelgröße – Diskussion



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung

Fahrverhalten und Stabilitätsregelung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Einleitung

Anforderungen an das Fahrverhalten

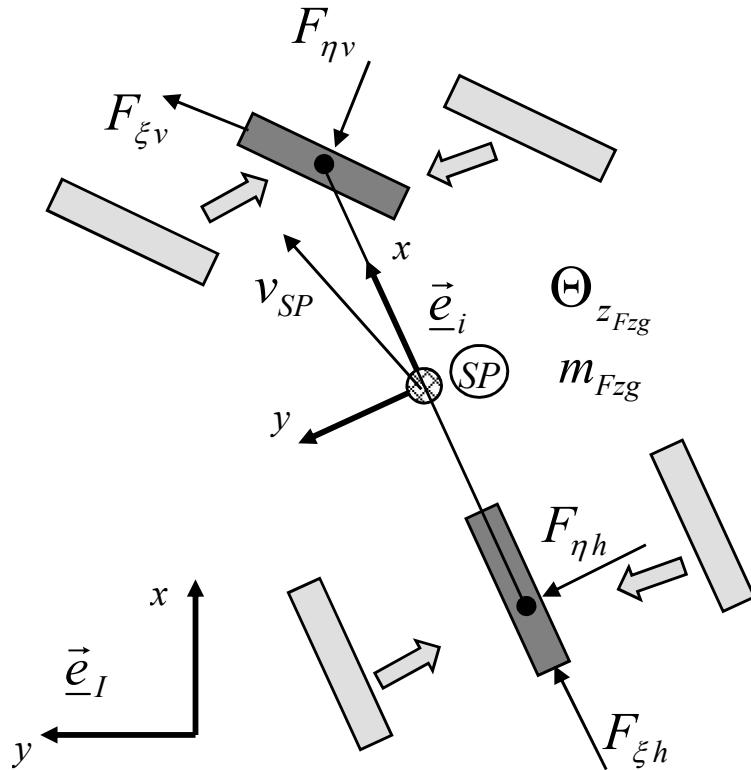
Das Fahrverhalten ist die **Reaktion des Fahrzeuges** auf das **Lenken** des Fahrers, auf das **Beschleunigen und Verzögern** über Gas- und Bremspedal während der Kurvenfahrt und auf **äußere Störungen**.

Das Fahrzeug sollte hierbei

- **leicht kontrollierbar** sein (Fahrer nicht überfordern)
- den Fahrer bei **Störungen nicht überraschen**
- die **Fahrgrenzen deutlich erkennen** lassen
- das **Fahrverhalten** bei unterschiedlichen Randbedingungen, z.B. bei anderer Beladung, Bereifung, ... **nicht verändern**

Analyse des Fahrverhaltens

Das Einspurmodell

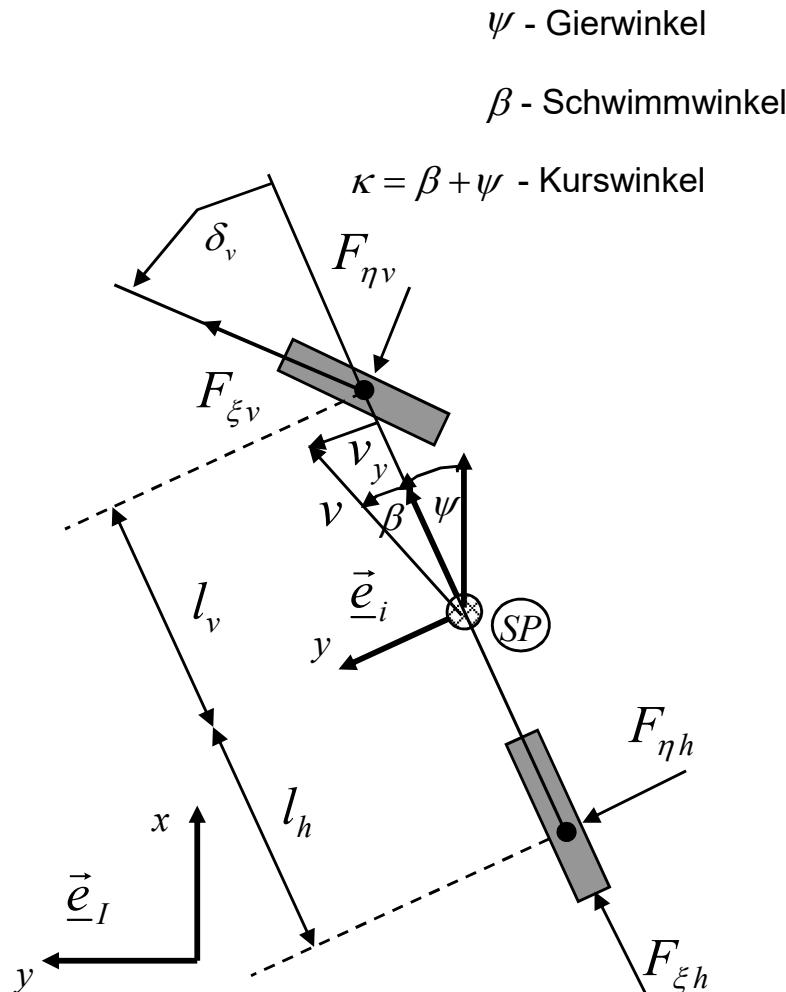


Vereinfachungen:

- Fahrzeugschwerpunkt liegt auf Fahrbahnhöhe
- Räder einer Achse werden zu einem masselosen Ersatzrad zusammengefasst
- Aufbaubeschleunigungen vernachlässigt
- Aerodynamik vernachlässigt
- Kreiseleffekte vernachlässigt
- Bohrmomente vernachlässigt
- Lenkungssteifigkeit vernachlässigt
- konstante Fahrzeuggeschwindigkeit

Analyse des Fahrverhaltens

Lineare BDGL des Einspurmodells



Die nichtlin. Bewegungsgleichung lautet zunächst

$$m \dot{v}_y + m v \dot{\psi} = F_{\eta v} \cos \delta_v + F_{\eta h} + F_{\xi v} \sin \delta_v$$
$$J_z \ddot{\psi} = F_{\xi v} l_v \sin \delta_v + F_{\eta v} l_v \cos \delta_v - F_{\eta h} l_h$$

Mit

$$v_y = v \sin \beta \approx v \beta \Rightarrow m \dot{v}_y = m v \dot{\beta}$$

folgt für kleine δ_v

$$m v (\dot{\beta} + \dot{\psi}) = F_{\eta v} + F_{\eta h}$$

$$J_z \ddot{\psi} = F_{\eta v} l_v - F_{\eta h} l_h$$

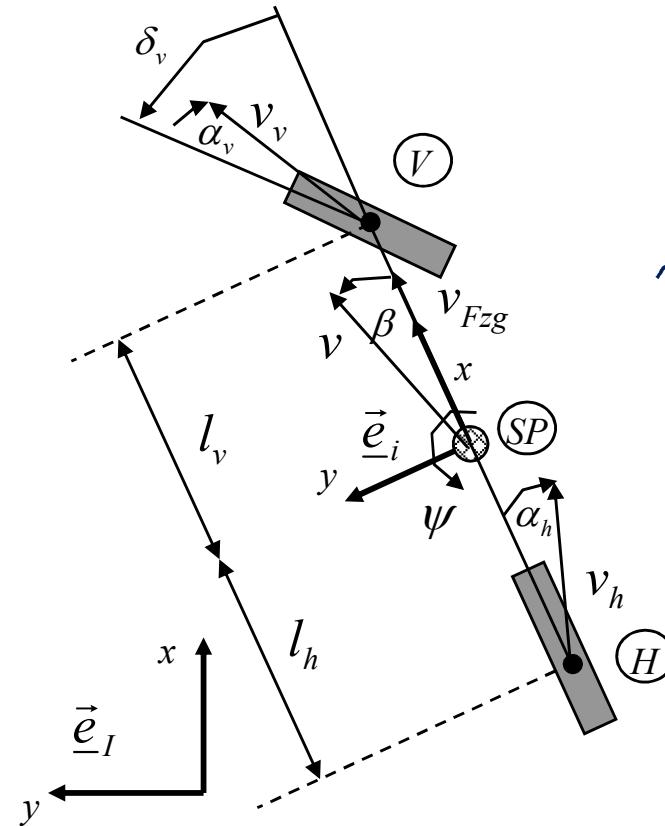
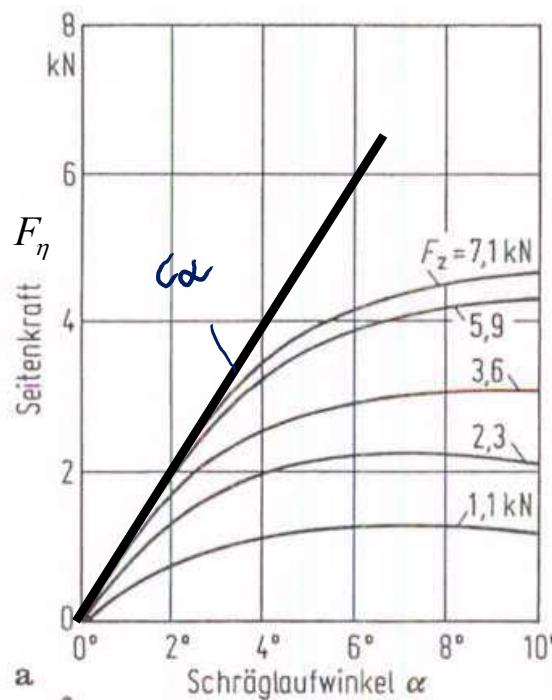
Analyse des Fahrverhaltens

Lineare BDGL des Einspurmodells

Linearisierung der Seitenkräfte und kinematischen Beziehungen

$$F_{\eta v} = c_{\alpha v} \alpha_v$$

$$F_{\eta h} = c_{\alpha h} \alpha_h$$



v-Komponenten in x_i -Richtung

$$\cancel{v \cos \beta} = v_h \cos \cancel{\alpha_h^1}$$

$$\cancel{v \cos \beta} = v_v \cos (\cancel{\delta_v} - \alpha_v)$$

v-Komponenten in y_i -Richtung

$$\cancel{y_h \sin \alpha_h} = l_h \dot{\psi} - \cancel{v \sin \beta}$$

$$\cancel{y_v \sin (\delta_v - \alpha_v)} = l_v \dot{\psi} + \cancel{v \sin \beta}$$

Für kleine Winkel ergibt sich dann

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

$$\alpha_v = -\beta + \delta_v - l_v \frac{\dot{\psi}}{v}$$

Analyse des Fahrverhaltens

Lineare BDGL des Einspurmodells

Die lineare BDGL des Einspurmodells lautet dann

$$m v \dot{\beta} + (c_{\alpha v} + c_{\alpha h}) \beta + (m v^2 + (c_{\alpha h} l_h - c_{\alpha v} l_v)) \frac{\dot{\psi}}{v} = c_{\alpha v} \frac{\delta_L}{i_L} \quad (1)$$

$$J_z \ddot{\psi} - (c_{\alpha h} l_h - c_{\alpha v} l_v) \beta + (c_{\alpha v} l_v^2 + c_{\alpha h} l_h^2) \frac{\dot{\psi}}{v} = c_{\alpha v} l_v \frac{\delta_L}{i_L} \quad (2)$$

mit

$$\delta_L = i_L \delta_v$$

Stationäre Kreisfahrt

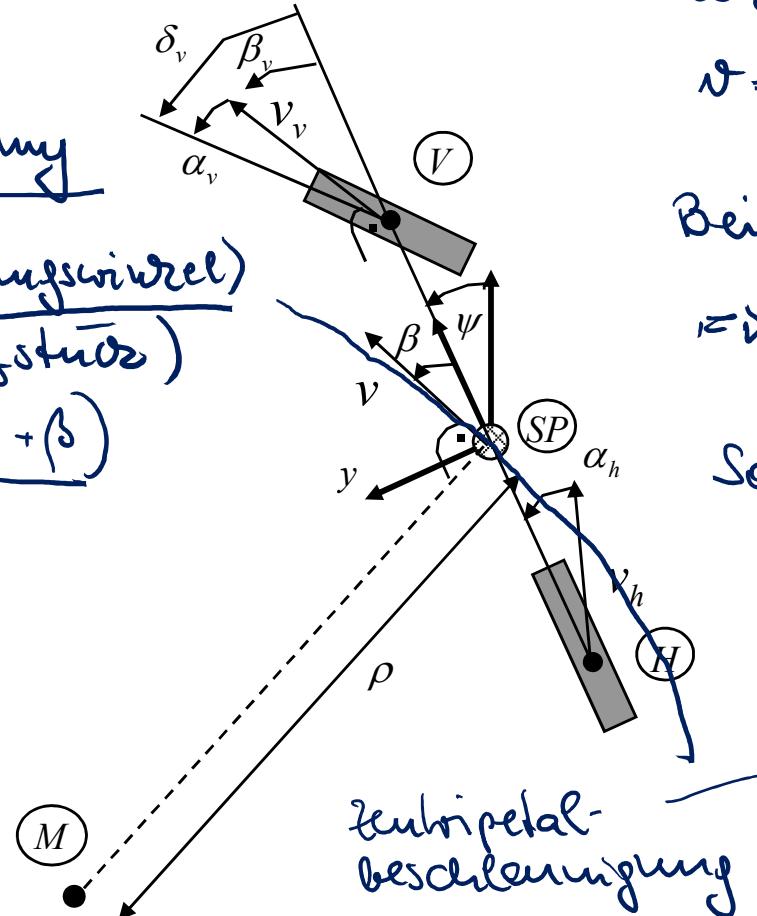
Maximale Zentripetalbeschleunigung

Def. Krümmung

$$\frac{1}{\rho} = \frac{d(\text{Neigungswinkel})}{d(\text{Wegstrecke})}$$

$$= \frac{d(4 + \beta)}{ds}$$

$$\frac{ds}{dt} = v$$



Es gilt somit

$$\frac{1}{\rho} = g \frac{d(4 + \beta)}{dt} = g (\dot{\psi} + \dot{\beta})$$

Bei stationärer Kreisfahrt ist $\ddot{\beta} = \ddot{\psi} = 0$

$$\Rightarrow \frac{1}{\rho} = g \dot{\psi} \text{ bzw. } \dot{\psi} = \frac{1}{g} \frac{v^2}{\rho}$$

Somit folgt aus der DGL des ESM

$$\frac{mv^2}{\rho} = F_{yv} + F_{yH} = \mu_{yv} N_{fv} + \mu_{yH} N_{fH}$$

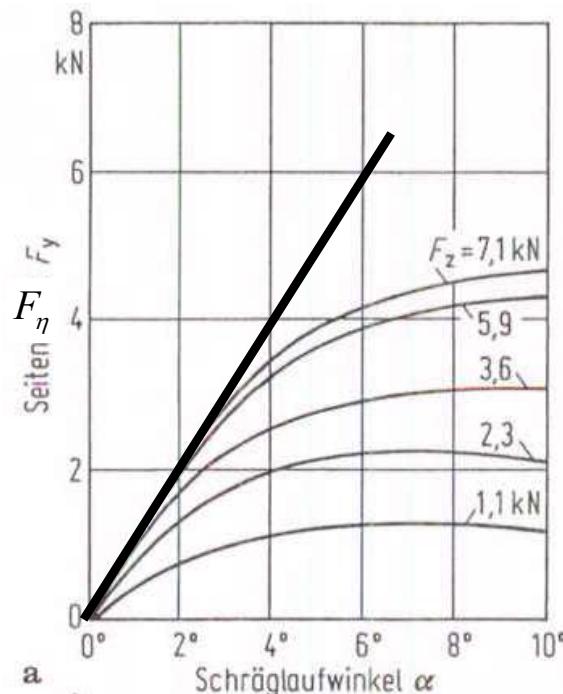
$$\leq \mu_{\max} \underbrace{(N_{fv} + N_{fH})}_{\substack{\sim 1,1 \text{ drohen} \\ \sim 0,15 \text{ vereist}}}$$

Stationäre Kreisfahrt

Zentripetalbeschleunigung von Durchschnittsfahrern

Hinweise aus der Fachliteratur

- „85% der Fahrer bleiben bei trockener Bundesstraße unter 0.45g, bei nasser unter 0.34g“
- „Durchschnittsfahrer erreichen nur in 0.2% der Strecke 0.3g“
- „Bei $\rho=100\text{m}$ war $\mu_\eta < 0.35$, für $\rho > 300\text{m}$ war $\mu_\eta < 0.2$ “



lineares Echspurmodell gilt bis etwa

$$F_{y\max} = \mu_{y\max} N_g \leq \frac{1}{2} \mu_{\max} N_g$$

Bei trockener Fahrbahn ist

Stationäre Kreisfahrt

Lenkradeinschlag - Eigenlenkverhalten

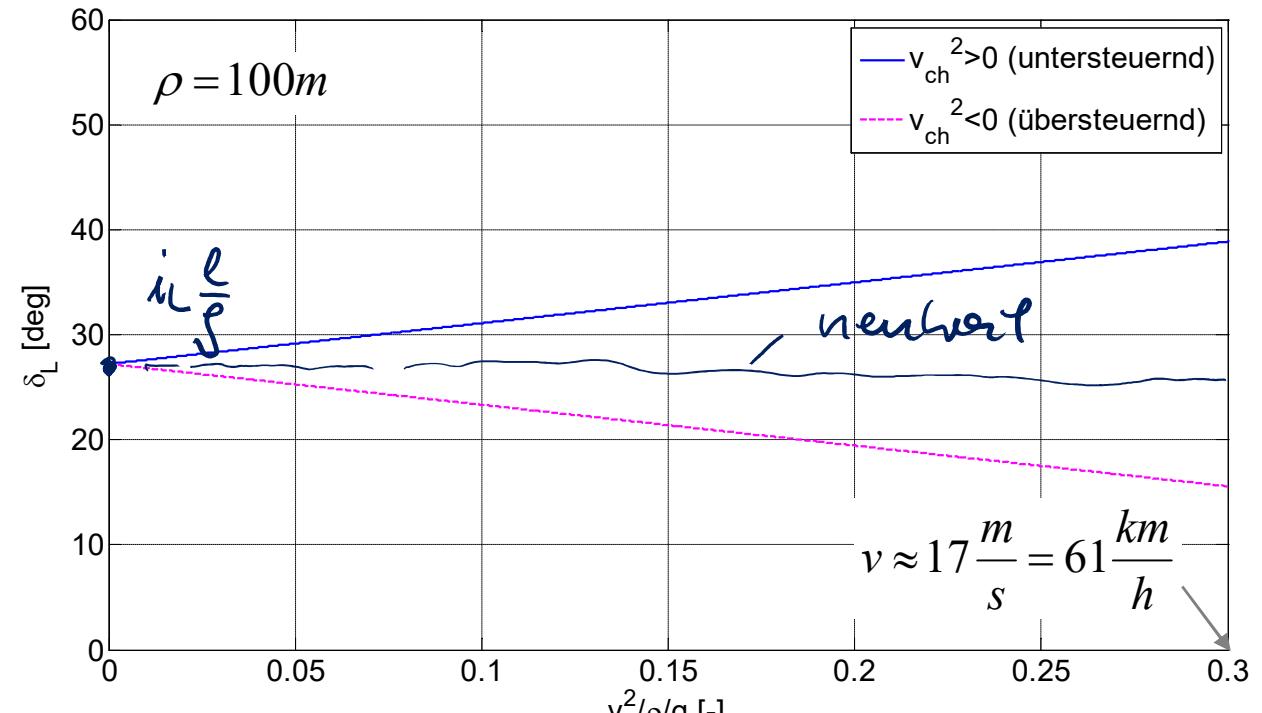
Werden Gl. (1) und (2) addiert, so dass β eliminiert wird, ergibt sich ($\dot{\beta} = \ddot{\psi} = 0$)

$$\delta_L = i_L \frac{l}{\rho} + i_L \frac{l}{v_{ch}^2} \frac{v^2}{\rho}$$

$$= \delta_{L0} + i_L \frac{l}{v_{ch}^2} \frac{v^2}{\rho}$$

mit

$$v_{ch}^2 = \frac{c_{\alpha v} c_{\alpha h} l^2}{m(c_{\alpha h} l_h - c_{\alpha v} l_v)}$$



Allgemein

untersteuernd

$$\frac{d(\delta_L - \delta_{L0})}{d(v^2 / \rho)} > 0$$

übersteuernd

$$\frac{d(\delta_L - \delta_{L0})}{d(v^2 / \rho)} < 0$$

Stationäre Kreisfahrt

Subjektive Bewertung des Eigenlenkverhaltens

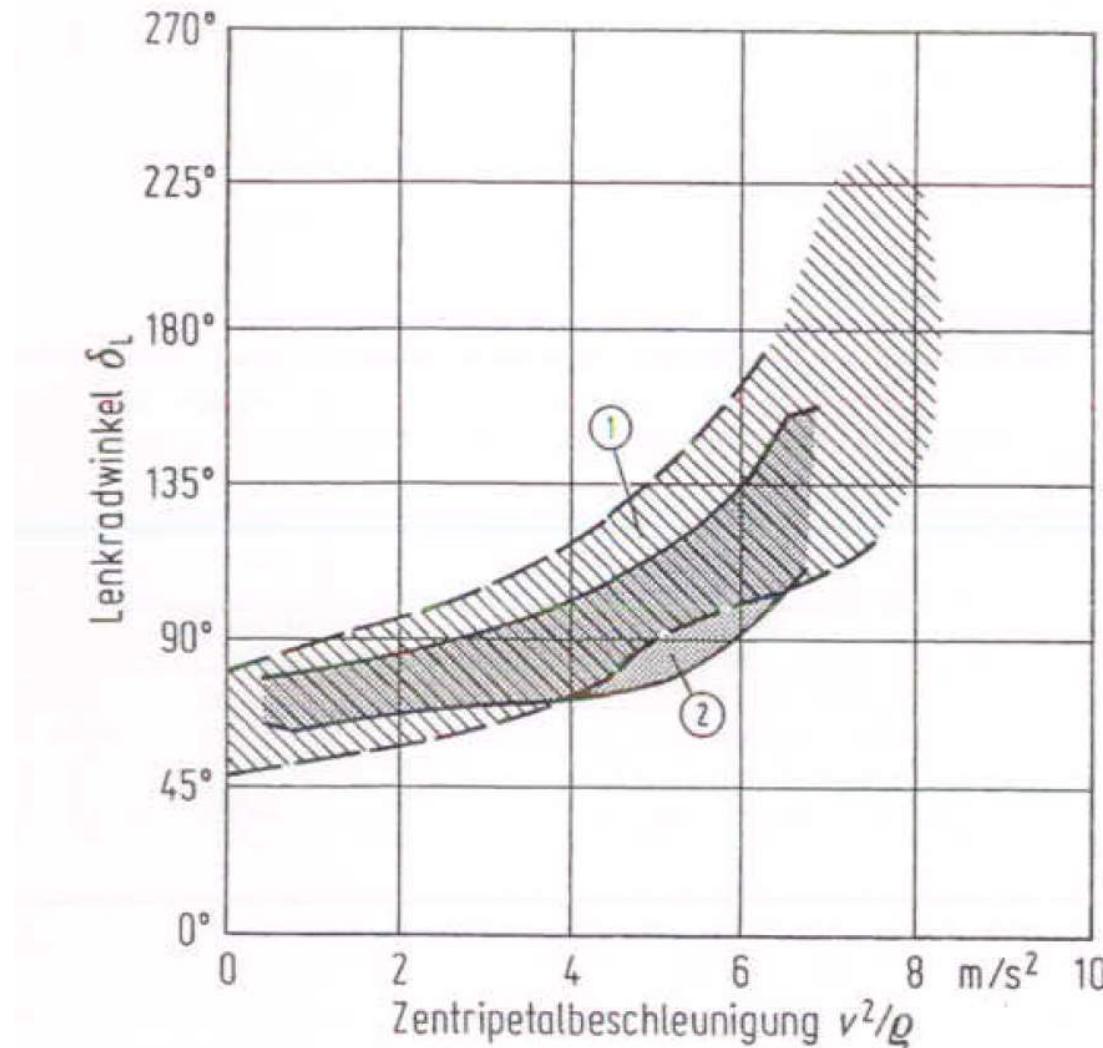


Bild 110.2. Ergebnisse aus Kreisfahrtversuchen auf einem Radius von $\rho = 40$ m und auf trockener Fahrbahn. ① 15 Fahrzeuge aus: Rompe/Heißing²³; ② 10 Pkw nach IfF-Messungen

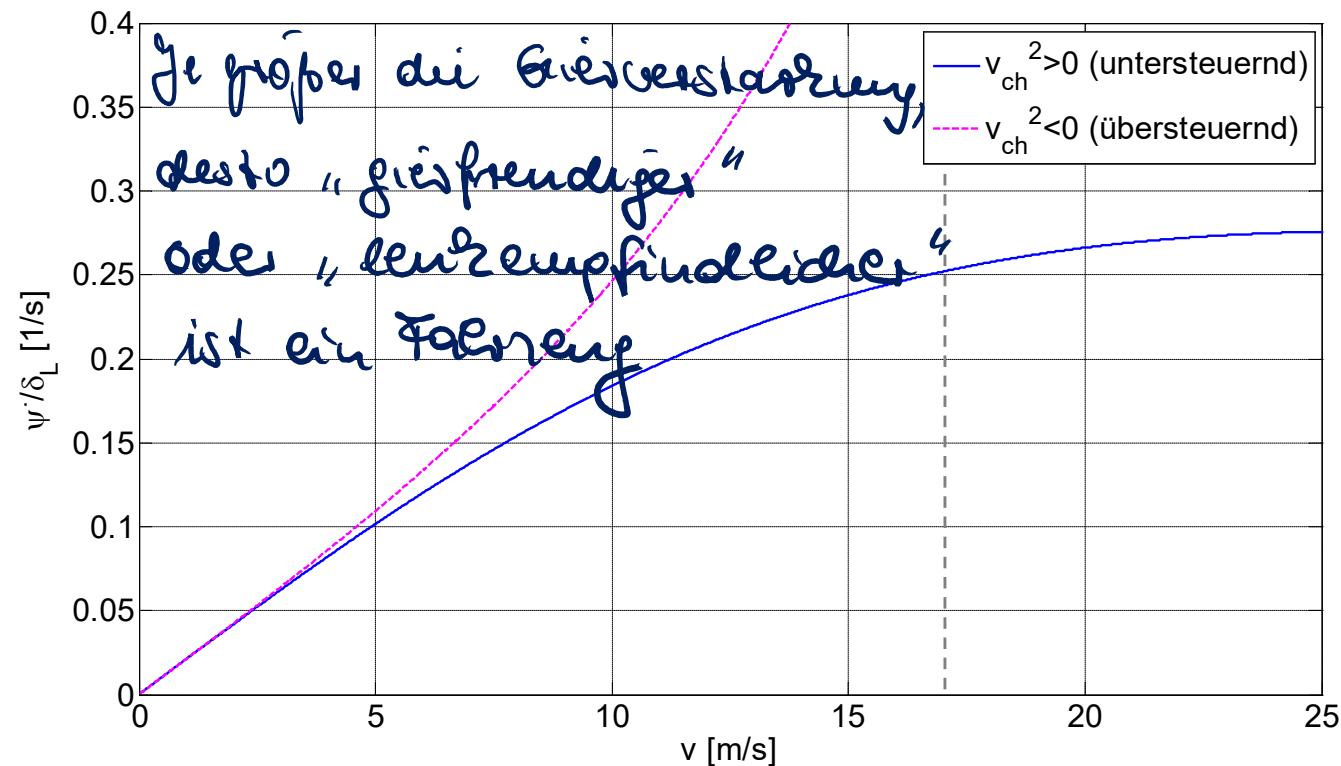
Stationäre Kreisfahrt Gierverstärkung und Gierrate

Mit den Gleichungen des Lenkradeinschlages und mit $\dot{\psi} = \frac{v}{\rho}$ folgt für die Gierverstärkung

$$\frac{\dot{\psi}}{\delta_L} = \frac{1}{i_L l} \frac{v}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}} \right)^2}$$

bzw. für die Gierrate

$$\dot{\psi} = \frac{1}{i_L l} \frac{v}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}} \right)^2} \delta_L$$



Stabilitätsregelung

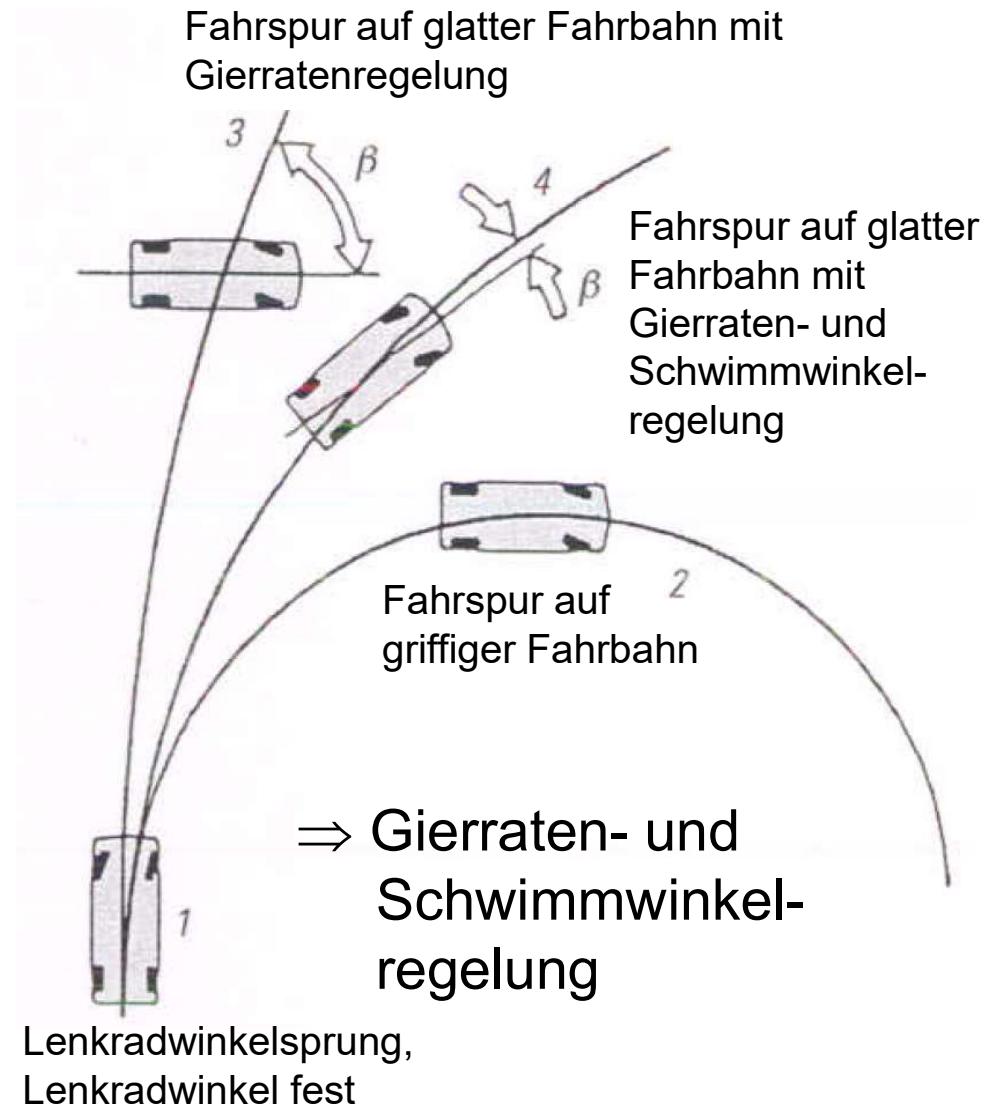
Ermittlung der Sollwertvorgabe

Querdynamisch kritischer Fahrzustand:

Gierverstärkung unterscheidet sich von dem Erfahrungsbereich des Normalfahrers deutlich. Der Erfahrungsbereich bezieht sich im allgemeinen auf das lineare Systemverhalten.

Sicherstellung eines linearen Fahrverhaltens durch Vorgabe einer **Soll-Gierrate** im physikalisch möglichen Bereich

$$\left| \dot{\psi}_{soll} = \frac{1}{i_L l} \frac{v}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}} \right)^2} \delta_L \right| \leq \frac{\mu_{\max} g}{v}$$



Stabilitätsregelung

Ermittlung der Sollwertvorgabe

Aus Gl. (1) ($\dot{\beta} = \ddot{\psi} = 0$) folgt mit der Gierverstärkung für den **Schwimmwinkel**

$$\beta = \frac{l_h}{i_L l} \frac{1 - \frac{ml_v}{c_{\alpha h} l_h l} v^2}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}} \right)^2} \delta_L$$

Sicherstellung eines linearen Fahrverhaltens durch Vorgabe eines **Soll-Schwimmwinkels** im subjektiv angenehmen Bereich

$$\left| \beta_{soll} = \frac{l_h}{i_L l} \frac{1 - \frac{ml_v}{c_{\alpha h} l_h l} v^2}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}} \right)^2} \delta_L \right| \leq \tan^{-1}(0.02\mu_H g)$$

z.B.

10° bei $\mu=0.9$

4° bei $\mu=0.35$

Stabilitätsregelung

Wichtige Regelungsziele

- Es sollen die Sollwerte für Gierrate und Schwimmwinkel erreicht werden
- Die Stabilitätsregelung muss in allen Fahrsituationen unterstützen
- Die Regelungseingriffe müssen nachvollziehbar sein
- Fahrervorgaben dürfen nicht zur Instabilität des Regelungssystems führen
- ...

Stabilitätsregelung

Mögliche Regelsysteme

- **Bremsregelung**
Nutzung der Bremsanlage für gezieltes Bremsen einzelner Räder → ESP (DSC) 
- **Steer-By-Wire / Aktivlenkung / Hinterradlenkung**
Nutzung aktiver Lenkwinkelsteller zur Überlagerung eines zusätzlichen Lenkwinkels
- **Aktive Antriebskraftverteilung**
Nutzung aktives Differential oder Einzelradantrieb für gezieltes Antreiben einzelner Räder

Stabilitätsregelung – ESP

Historie

1995 Mercedes S-Klasse

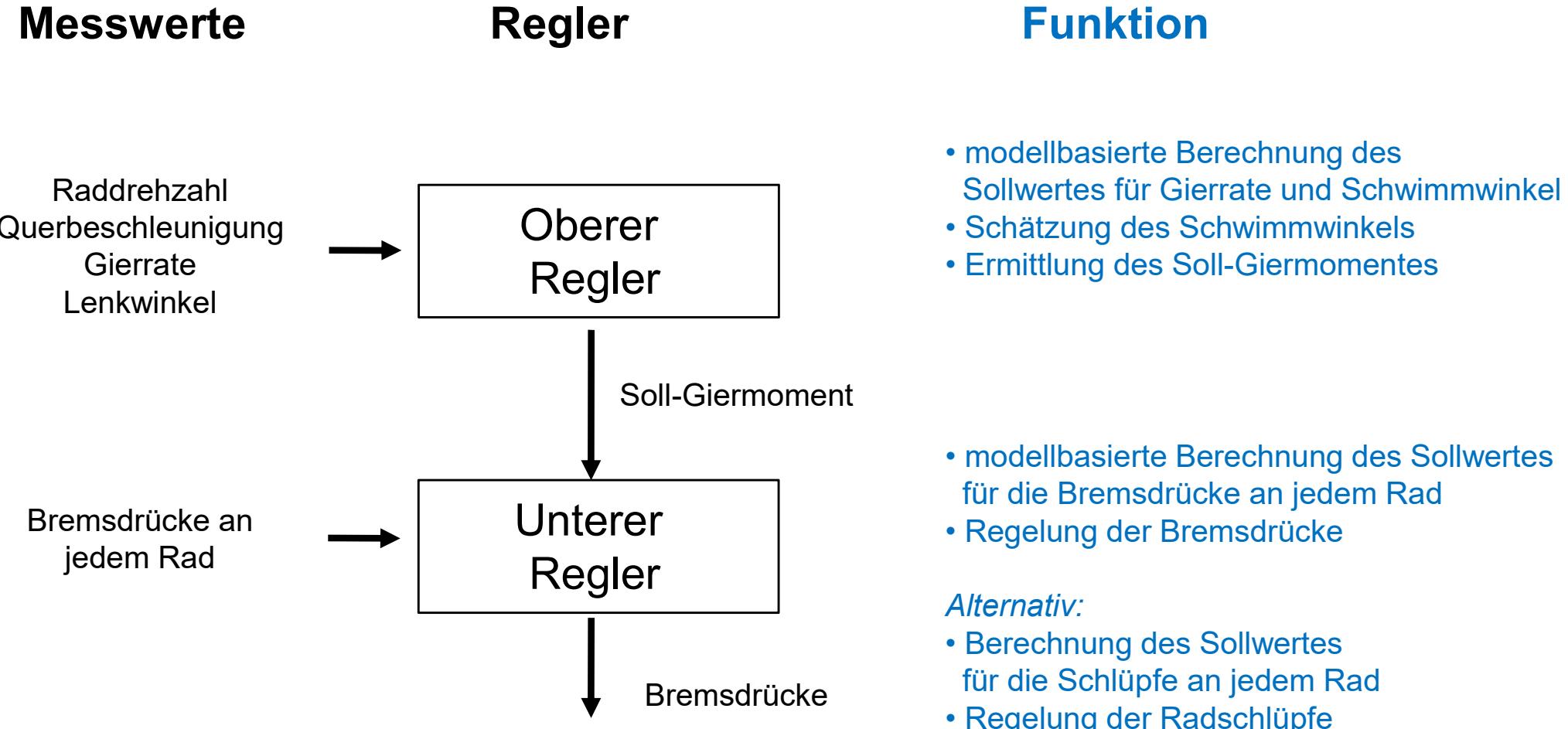
1997 Elchtestfiasko, serienmäßiges ESP in der A-Klasse

2004 Ausrüstungsquote mit ESP für Neuwagen in
Deutschland 64 %

2011 Ab 01. November ist ESP Pflicht für Neuwagen in der EU

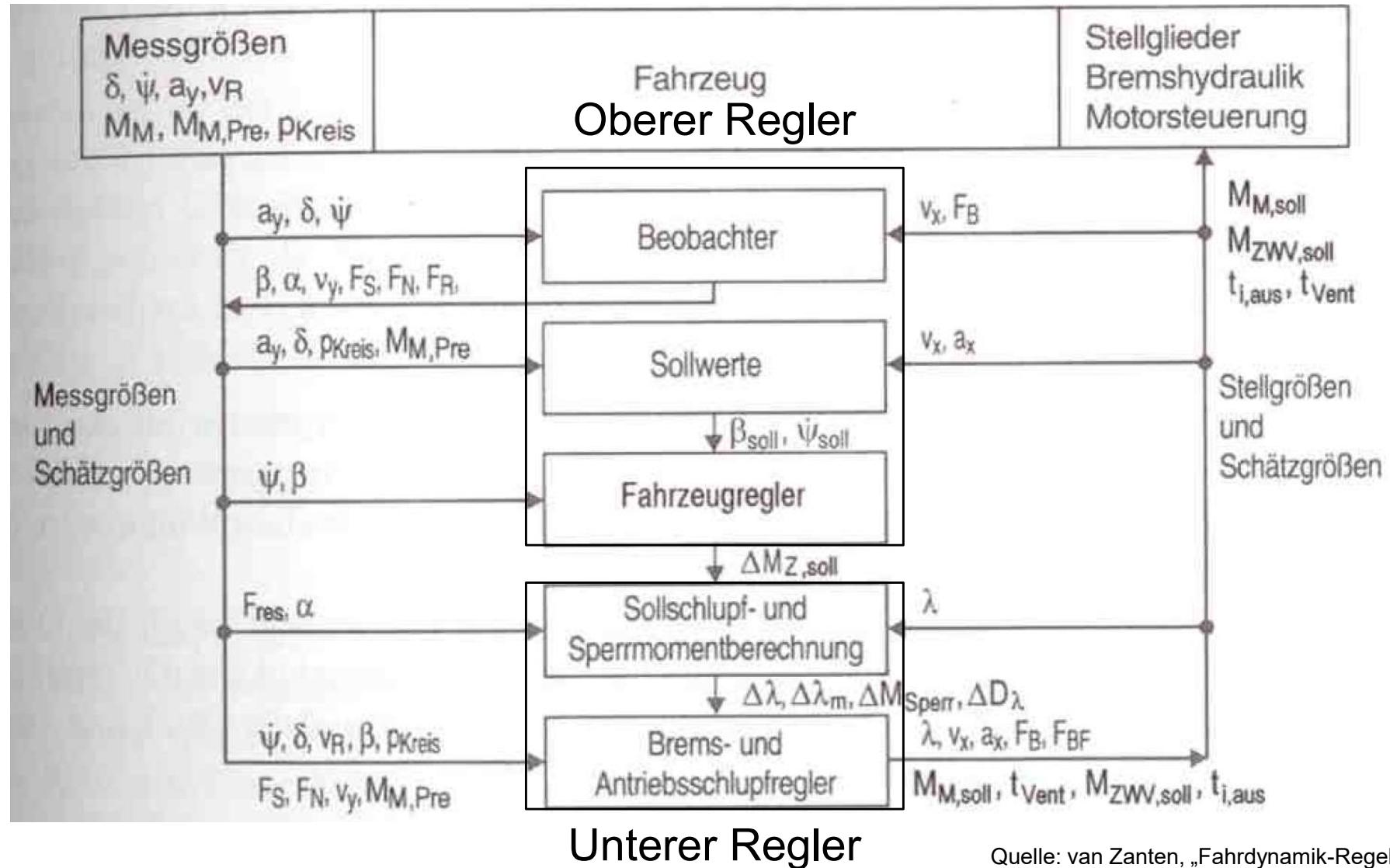
Stabilitätsregelung – ESP

Prinzipieller Regelalgorithmus



Stabilitätsregelung – ESP

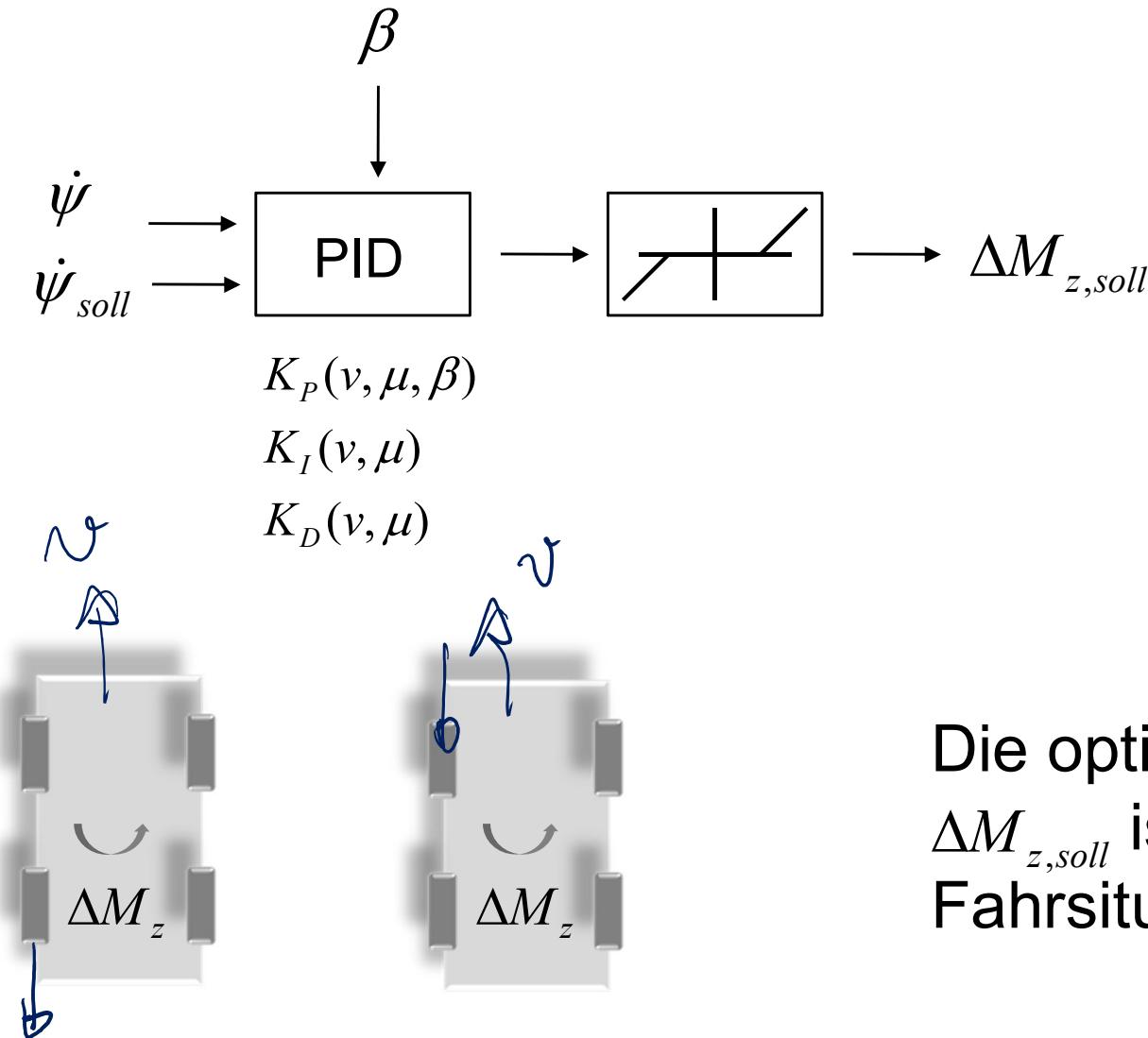
Prinzipieller Regelalgorithmus



Quelle: van Zanten, „Fahrdynamik-Regelung“, Vieweg.

Stabilitätsregelung – ESP

Oberer Regler – ein möglicher Ansatz



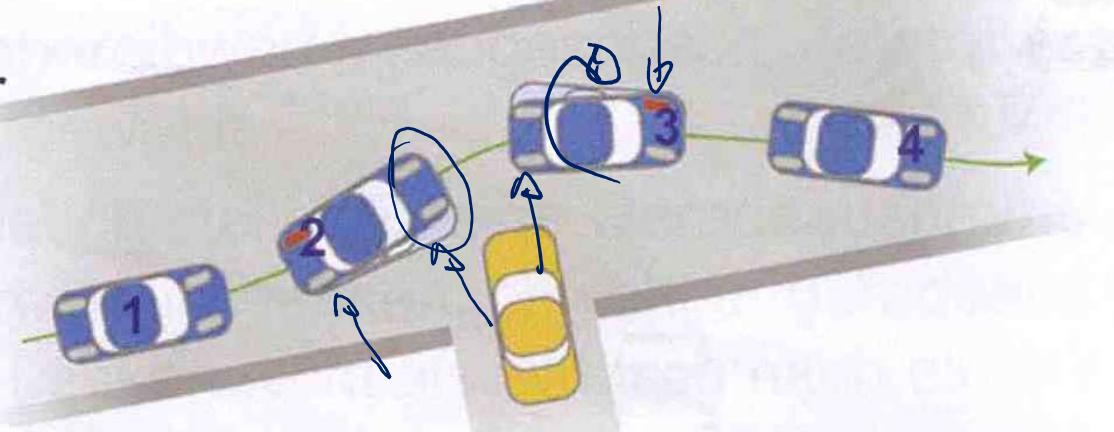
Die optimale Einstellung von
 $\Delta M_{z,soll}$ ist von der aktuellen
Fahrsituation abhängig.

Stabilitätsregelung – ESP

Einstellung des erforderlichen Giermomentes

Beispiel:

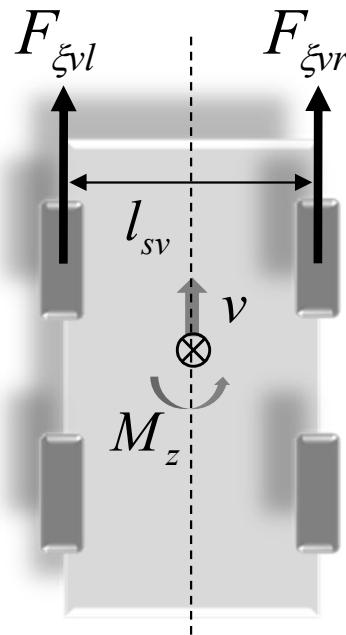
Ausweichmanöver



- 1) Drehen des Lenkrads :
Fahrzeug untersteuert
- 2) ESP bremst das kurveninnere Hinterrad, Fahrzeug folgt der
Lenkvorgabe
- 3) Lenkung in anderer Richtung:
Fahrzeug übersteuert, ESP bremst das kurvenäußere Vorderrad
- 4) Fahrzeug wird stabilisiert

Stabilitätsregelung – ESP

Unterer Regler – ein möglicher Ansatz



Für das Soll-Giermoment gilt (uw VA)

$$\Delta M_{z,soll} = \frac{l_{sv}}{2} (F_{gyr,soll} - F_{gye,soll}) = \frac{l_{sv}}{2} \Delta F_{gy,soll}$$

$$= \boxed{\Delta F_{gy,soll} = \frac{2 \Delta M_{z,soll}}{l_{sv}}}$$

Für die Dynamik des linken und rechten vorderen Rades gilt

$$\begin{aligned} J_{Rvl} \ddot{\phi}_{Rvl} &= M_{Avl} - M_{Bvl} - rF_{\xi vl} - e_{vl} N_{\zeta vl} \\ J_{Rvr} \ddot{\phi}_{Rvr} &= M_{Avr} - M_{Bvr} - rF_{\xi vr} - e_{vr} N_{\zeta vr} \end{aligned}$$

$$= \boxed{\Delta F_{gy,soll} = \frac{M_{Bve,soll} - M_{Bve,soll}}{r}}$$

Stabilitätsregelung – ESP

Unterer Regler – ein möglicher Ansatz

Wert $M_{Bve,soll} = (1-a) + \Delta F_{\xi v,soll}$

$$M_{Bvr,soll} = -a + \Delta F_{\xi v,soll}$$

Darüber hinaus gilt

$$M_{B,soll} = (p_{B,soll} - p_{B,0}) A_B \mu_B + b$$

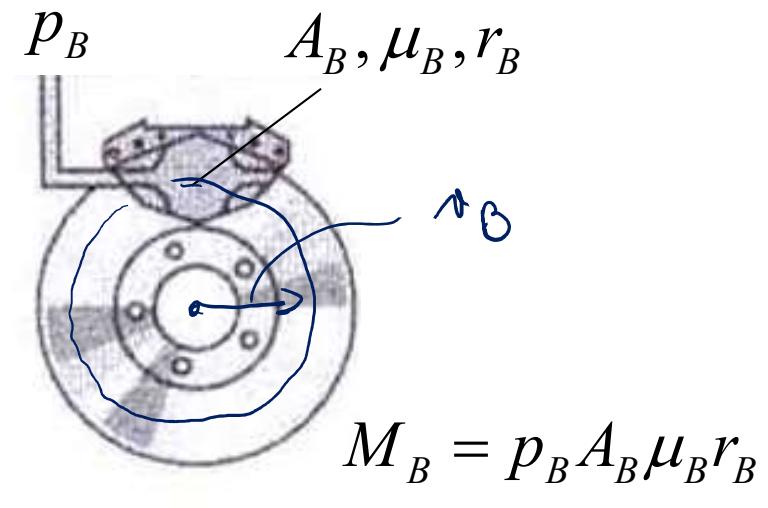
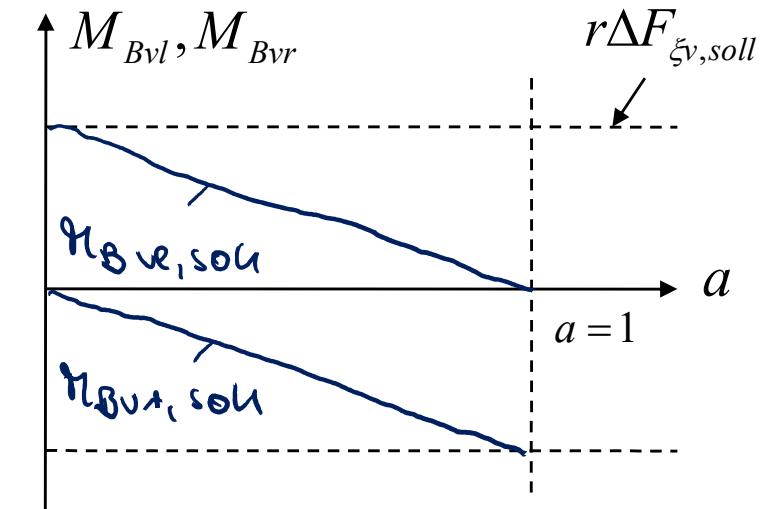
bzw.

$$p_{B,soll} = p_{B,0} + \frac{M_{B,soll}}{A_B \mu_B + b}$$

Einsetzen liefert

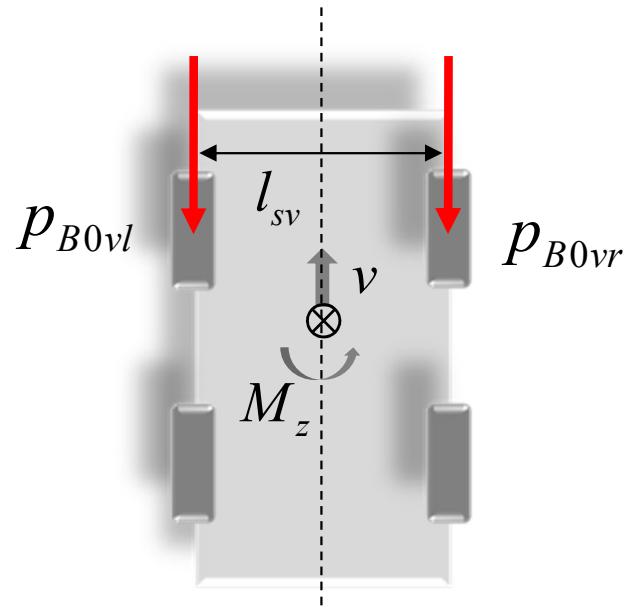
$$p_{Bve,soll} = p_{B0ve} + (1-a) \frac{+ \Delta \bar{F}_{\xi v,soll}}{A_B \mu_B + b}$$

$$p_{Bvr,soll} = p_{B0vr} - a \frac{+ \Delta F_{\xi v,soll}}{A_B \mu_B + b}$$



Stabilitätsregelung – ESP

Diskussion des unteren Reglers



$$p_{Bvl,soll} = p_{B0vl} + (1-a) \frac{r \Delta F_{\xi v, soll}}{A_B \mu_B r_B}$$

$$p_{Bvr,soll} = p_{B0vr} - a \frac{r \Delta F_{\xi v, soll}}{A_B \mu_B r_B}$$

Es gilt

$$\rho_{B,soll} \geq 0$$

Somit muss α situationsabhängig gewählt werden

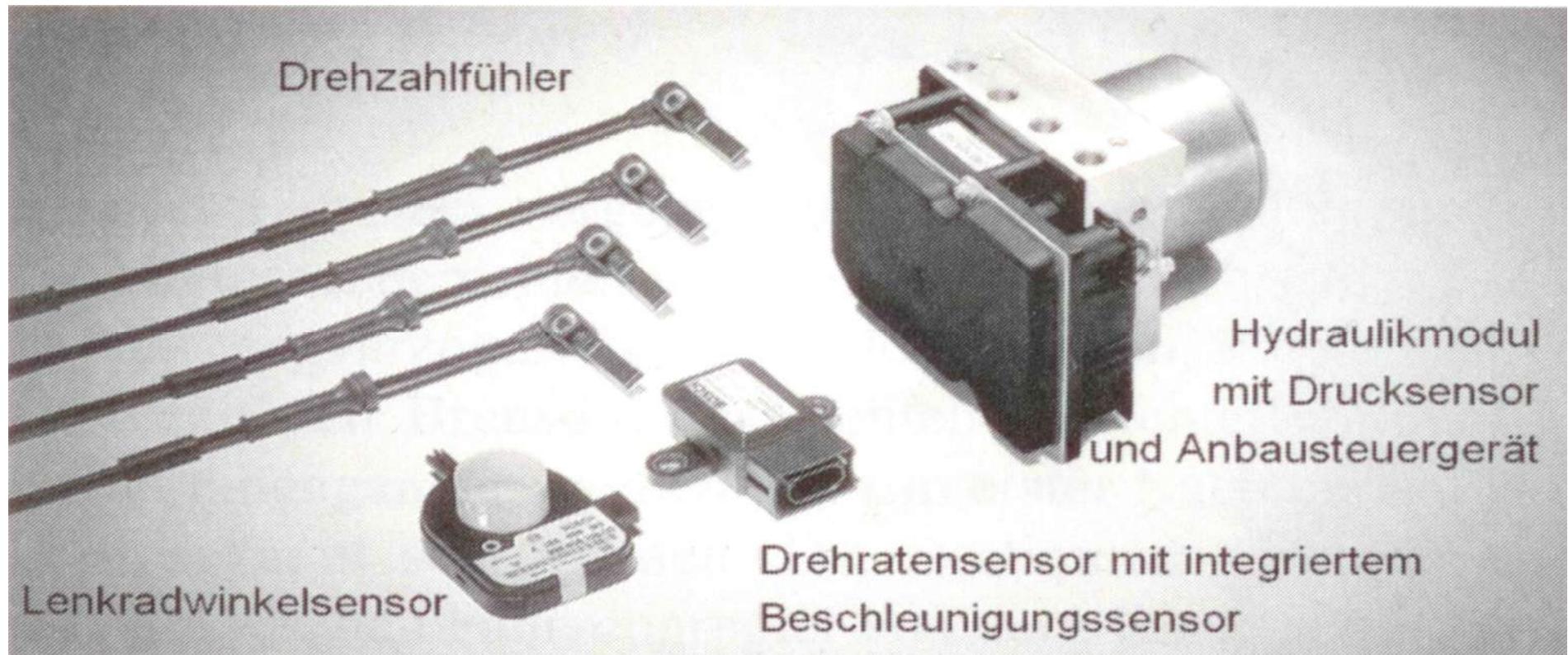
Bsp 1 Fahrer bremst nicht ($\rho_{B0}=0$)
und $\Delta F_{\xi v, soll} > 0$

$$\Rightarrow \alpha = 0$$

Bsp 2 Fahrer bremst ($\rho_{B0} \gg 0$)

$$\Rightarrow \alpha = 0,5$$

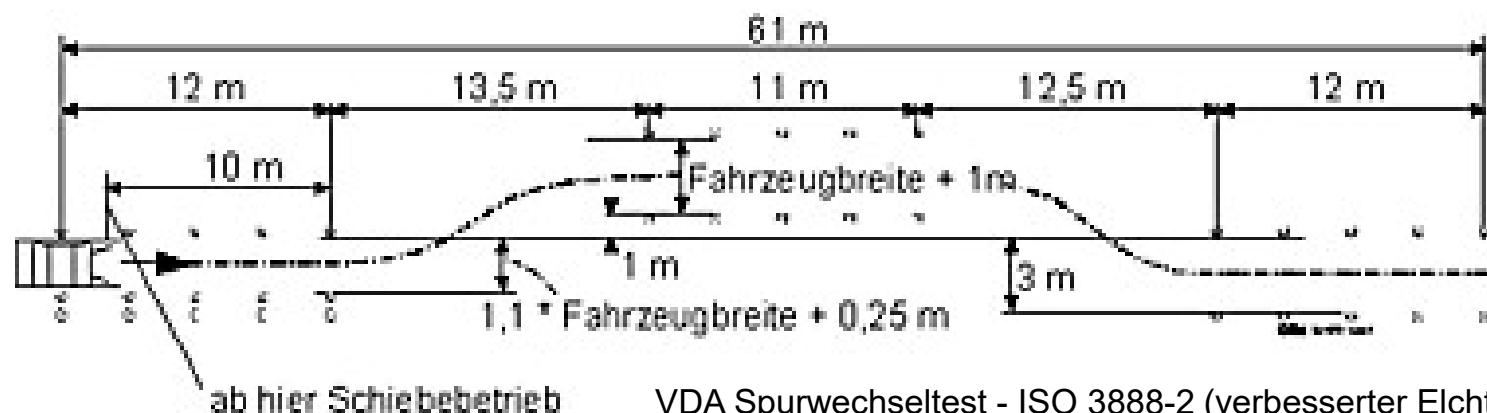
Stabilitätsregelung – ESP Aktorik und Sensorik



Stabilitätsregelung – ESP

Wichtige objektive Bewertungskriterien

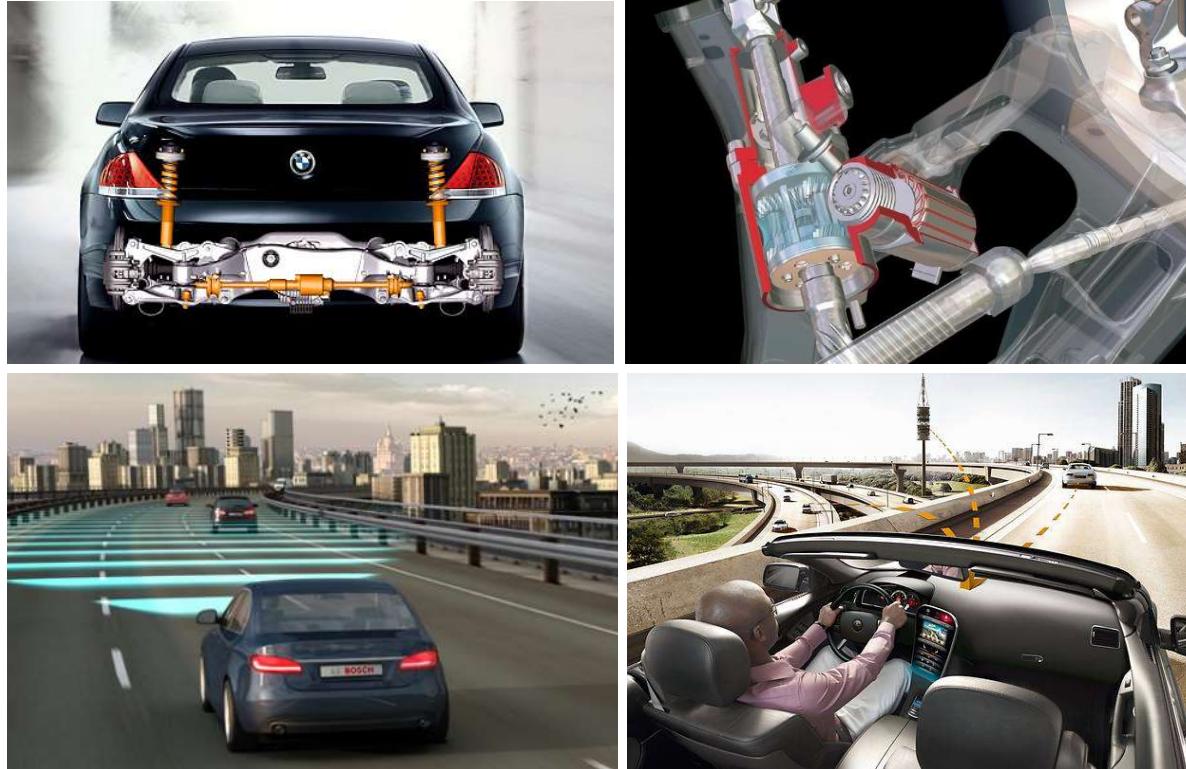
- Wie groß ist der maximale Schwimmwinkel und die maximale Schwimmwinkelgeschwindigkeit?
- Wie groß ist der Lenkaufwand (Maximalwert, Gradient)
- Mit welcher maximalen Geschwindigkeit kann ein Ausweichmanöver fehlerfrei ausgeführt werden?
- Kann der Elchtest erfolgreich abgeschlossen werden?



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung

Lenkverhalten und Lenkungsregelung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Einleitung

Anforderungen an das Lenkverhalten

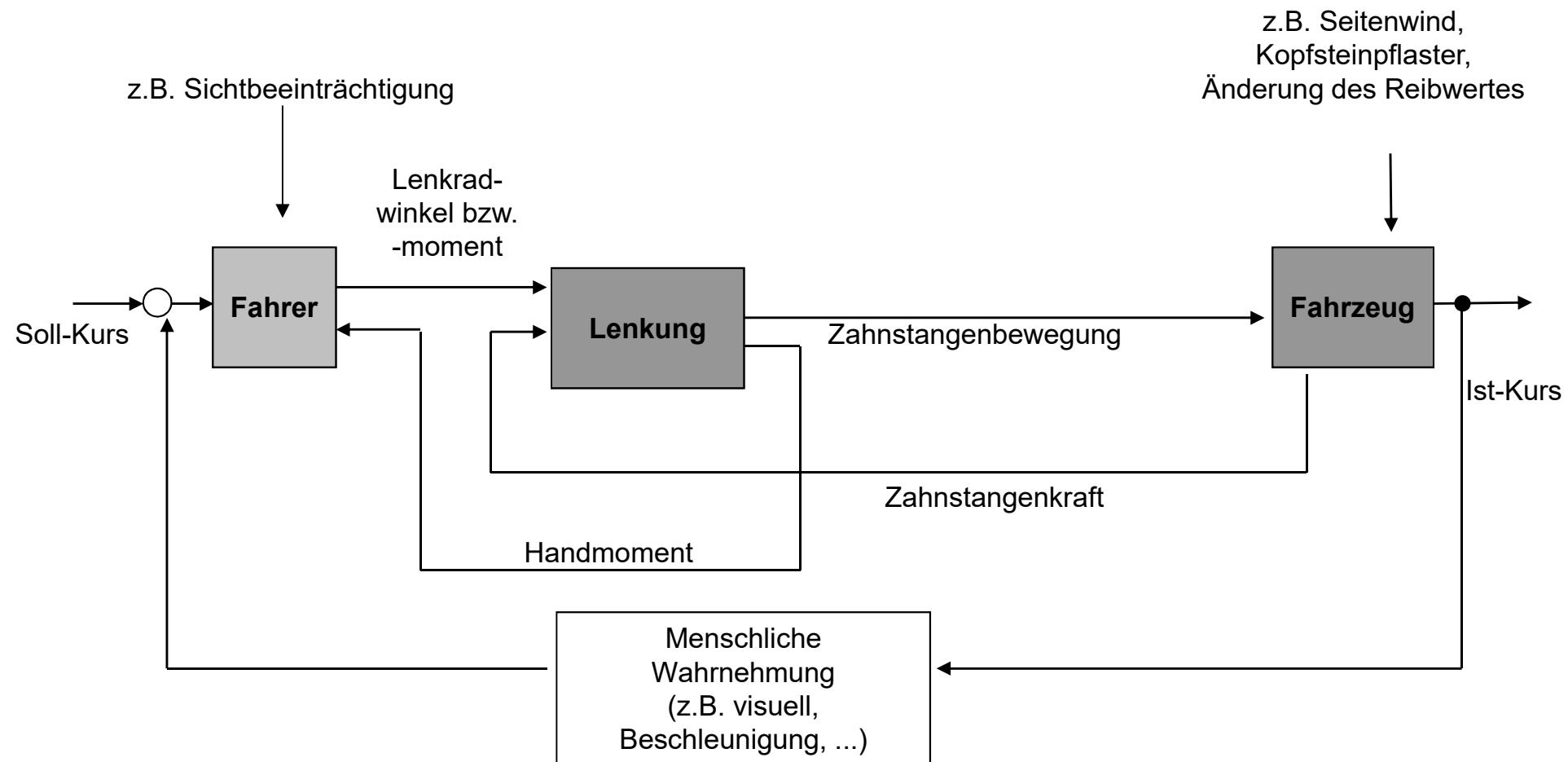
Die ursprüngliche Aufgabe einer Lenkung ist die **Übertragung** einer vom Fahrer **gewünschten Richtungsänderung** oder **Stabilisierung** an die Vorderräder (**Führungsverhalten**).

Die Bedienung der Lenkung sollte dabei möglichst **komfortabel** und **zielgenau** erfolgen.

Darüber hinaus sollen dem Fahrer **unterschiedliches Fahrverhalten** und **unterschiedliche Fahrbahneigenschaften** im Lenkverhalten **widergespiegelt** werden (**Störverhalten**).

Einleitung

Fahrer-Fahrzeug-Regelkreis für das Lenkverhalten





Einleitung

Das Lenkgefühl

„...sportwagenartig präzise Lenkung.“ (Auto-Motor-Sport, Oktober 2007)

„Um die Mittellage entspricht die Lenkung der des Vorgängers, um den Geradeauslauf nicht durch erhöhte Nervosität zu beeinträchtigen.“ (Auto-Motor-Sport, Juni 2004)

„Er lässt sich millimetergenau fahren und reagiert auf die Lenkung so feinfühlig wie ein Rennpferd.“ (Auto-Motor-Sport, Juni 2004)

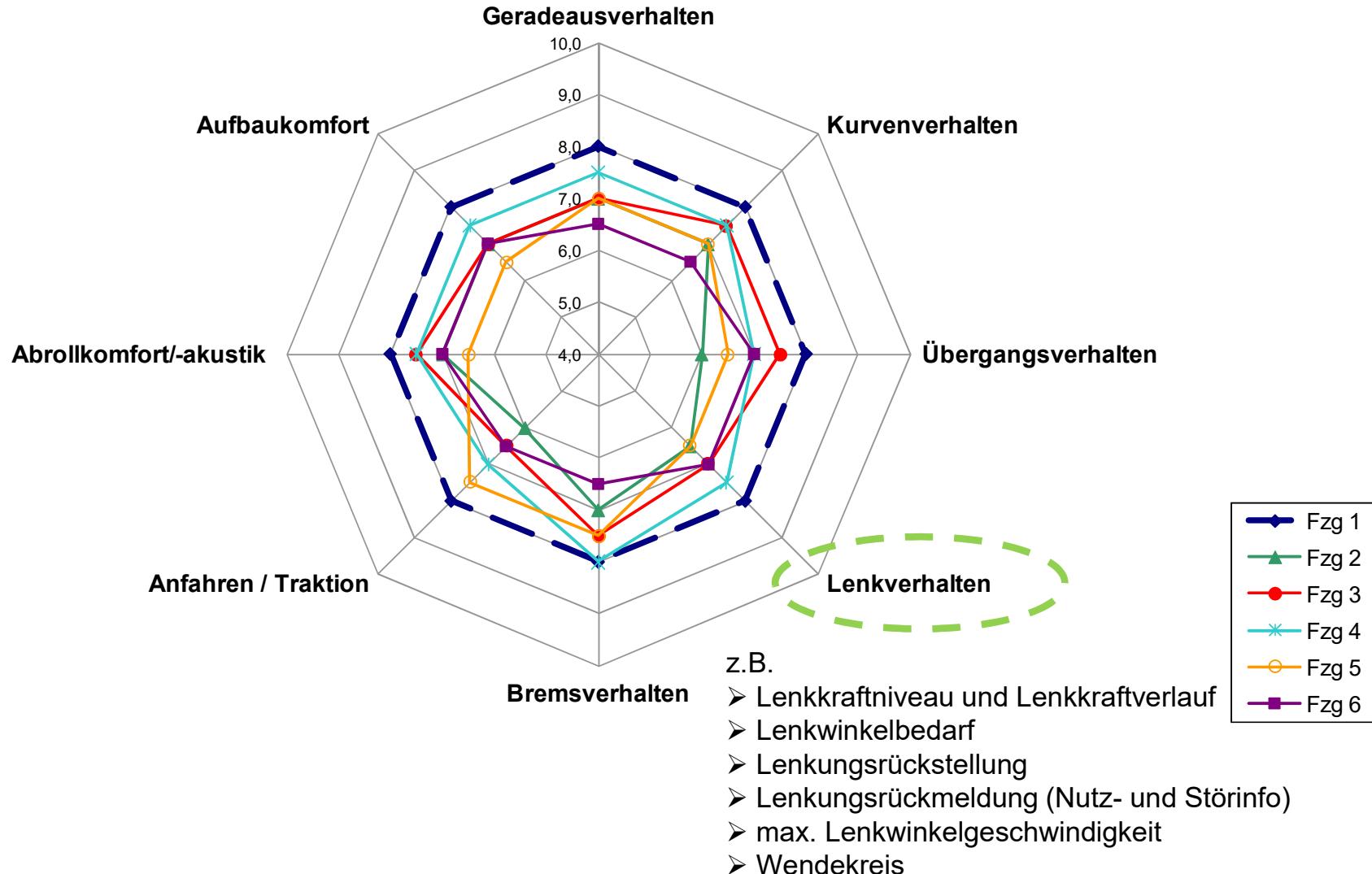
„Seine Lenkung ist ebenfalls zielgenau und agiert harmonisch über den gesamten Lenkeinschlag.“ (SWR, Oktober 2005)

„Präzise, direkt und verbindlich wie ein fester Händedruck lässt die Lenkung nie Zweifel über das Geschehen zwischen Reifen und Piste auftreten.“ (Auto Bild Februar 2002)

„Das Lenkgefühl ist satt und sämig“ (Auto-Motor-Sport, März 2008)

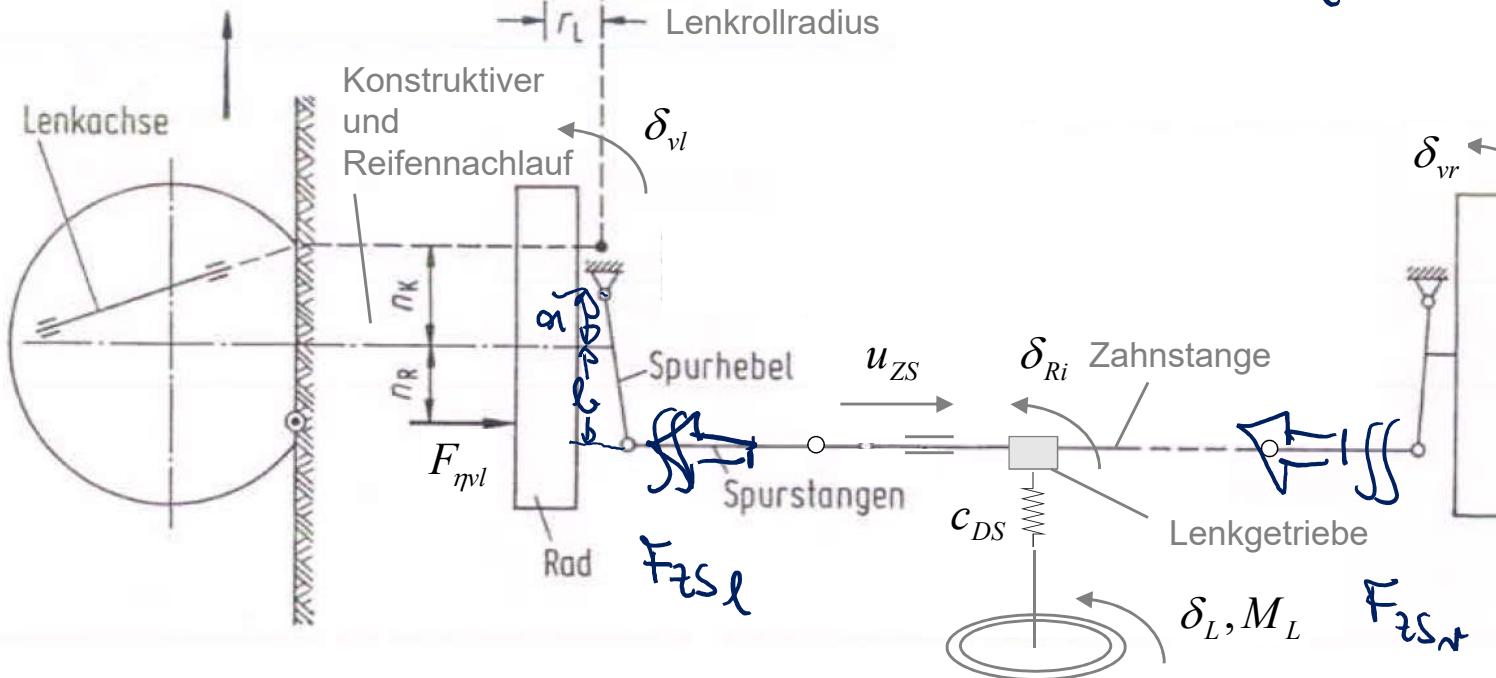
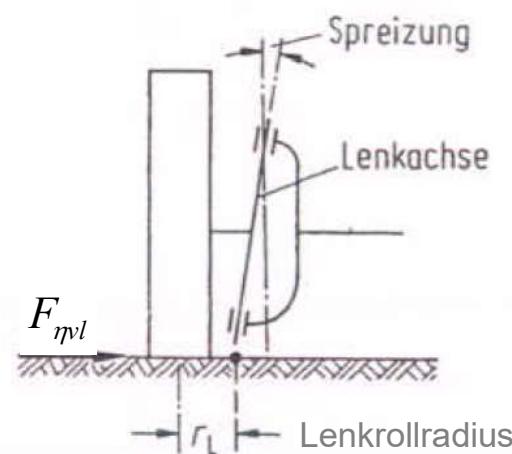
Einleitung

Beurteilung des Lenkverhaltens



Analyse des Lenkverhaltens

Schematischer Aufbau einer Vorderradlenkung



Momenten-Gr. um Lenkerkopf

$$F_{zse} = F_{y_{ve}} \left(\frac{h_R + h_k}{a + b} \right)$$

$$F_{zs_r} = F_{y_{vr}} \left(\frac{h_R + h_k}{a + b} \right)$$

Die Zahnstangen-Ortschaft ist dann

$$F_{zs} = \left(F_{y_{ve}} + F_{y_{vr}} \right) \frac{h_R + h_k}{a + b}$$

Analyse des Lenkverhaltens

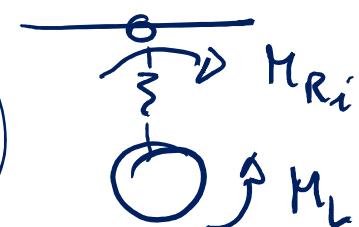
Ermittlung des Lenkmomentes

Mit der Lenzgetriebeübersetzung

$$s_{Ri} = i_{Ri2s} u_{2s}$$

gibt für das Moment am Lenzgetriebeausgang
($i_{Ri2s} = \text{const.}$)

$$M_{Ri} = \frac{1}{i_{Ri2s}} F_{2s} \approx M_L \quad \left(\begin{array}{l} \text{ohne} \\ \text{Reibung} \\ \text{und} \\ \text{Weglid} \end{array} \right)$$



Somit

$$M_L \approx (F_{yue} + F_{yur})$$

$$\frac{(u_R + u_K)}{i_{Ri2s} (a+b)}$$

i_L Lenzübersetzung

Analyse des Lenkverhaltens

Zur Ermittlung der Lenkübersetzung i_L

Für die Lenkübersetzung gilt

$$i_L = i_{Ritz} (a+b) = \frac{s_{Ri}}{s_v}$$

a und b sind tatsächlich von s_v abhängig. Auch i_{Ritz} muss nicht notwendigerweise konstant sein (z.B. Direktlenkung Daimler). Dann gilt für die Winkelfunktion

$$\frac{s_{Ri}}{s_v} = i_L(s_v) \quad \text{d.h.} \quad s_{Ri} = i_L(s_v) s_v$$

und für die Winkelgeschwindigkeiten nach dem Kettenregel

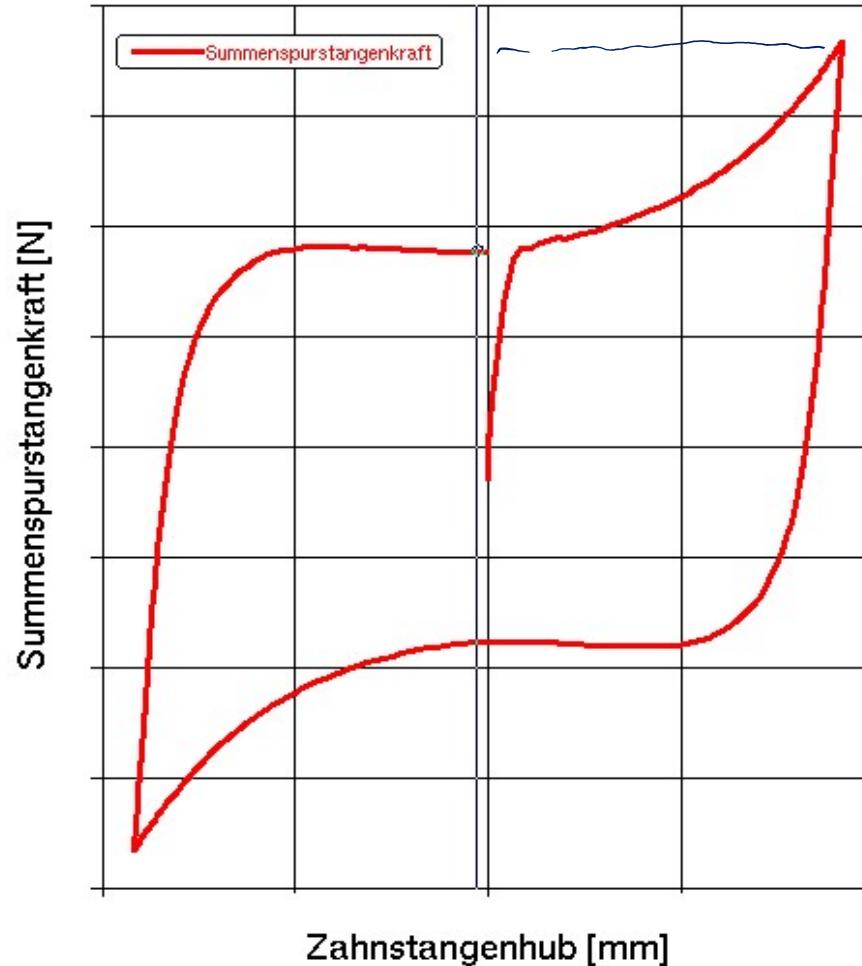
$$\frac{ds_{Ri}}{dt} = \frac{\partial i_L(s_v)}{\partial s_v} \frac{\partial s_v}{\partial t} s_v + i_L(s_v) \frac{\partial s_v}{\partial t}$$

$i_{Lw} = \frac{\dot{s}_{Ri}}{s_v} = \frac{\partial i_L(s_v)}{\partial s_v} s_v + i_L(s_v)$

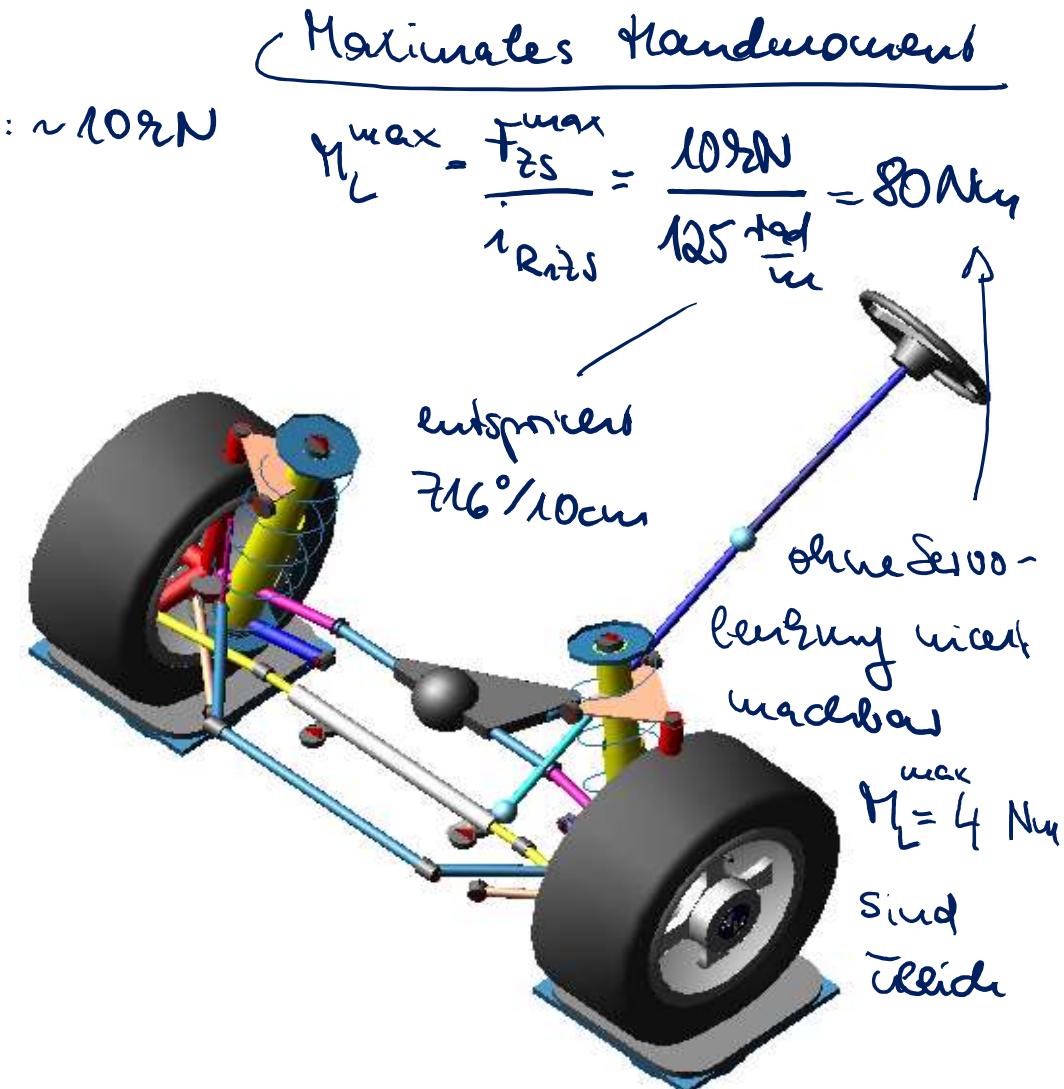
Analyse des Lenkverhaltens

Lenkkraftniveau und Lenkkraftverlauf

Beispiel Parkieren



Mittelklasse: ~102N



Analyse des Lenkverhaltens

Lenkkraftniveau und Lenkkraftverlauf

Beispiel stationäre Kreisfahrt

Zu dem Handmoment gießt

$$M_L = \frac{F_{YV} u_V}{i_L}$$

hinkt ab, wenn VA
seitlich ausschert. Wäre
Wunschwert zu spüren.

Aus den Beziehungen für das lin.
FSM folgt bei stationärer Kreisfahrt

$$\frac{u_V^2}{g} = F_{YV} + F_{YU}$$
$$F_{YV} u_V = F_{YU} l_{en}$$

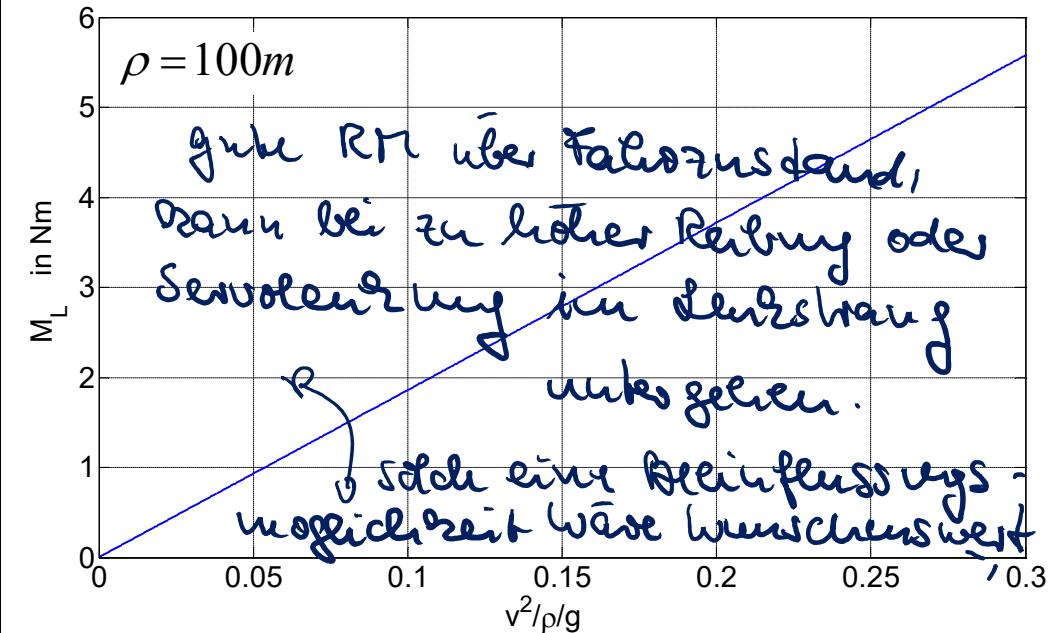
d.h.

$$F_{YU} = F_{YV} \frac{l_U}{l_{en}}$$

$\left. \begin{array}{l} \frac{u_V^2}{g} = F_{YV} \left(1 + \frac{l_U}{l_{en}} \right) \\ \frac{l_U}{l_{en}} \end{array} \right\}$

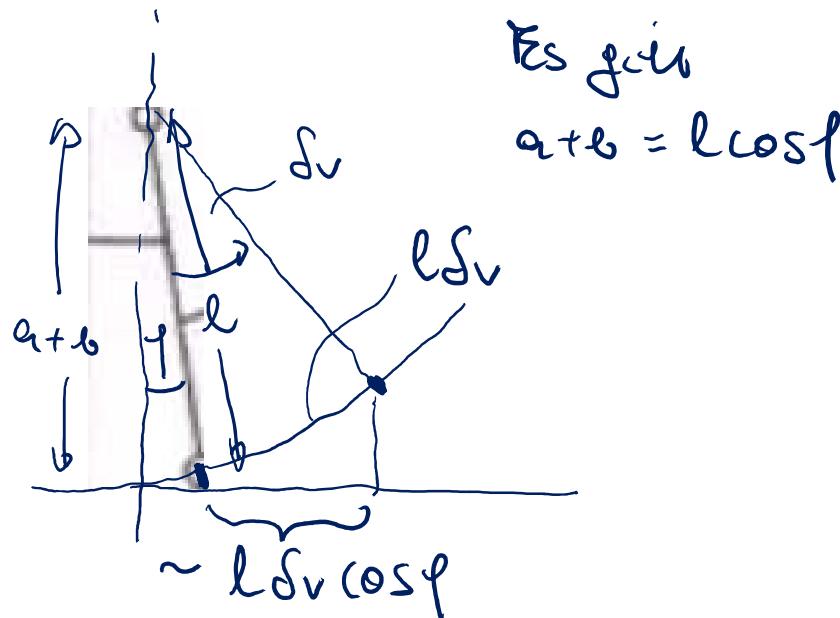
Somit

$$M_L = \frac{l_{en}}{\ell} \frac{l_U}{i_L} u_V \frac{v^2}{g}$$



Analyse des Lenkverhaltens

Lenkwinkelbedarf



Somit ist

$$k_{zs} \approx (a+b) \delta_v$$

und es folgt i_L

$$\delta_{Ri} = i_{Ri} k_{zs} (a+b) \delta_v$$

Weiterhin gilt

$$M_L = c_{DS} (\delta_L - \delta_{Ri})$$

$$\Rightarrow \delta_L = \delta_{Ri} + \frac{M_L}{c_{DS}}$$

$$\boxed{\delta_L = i_L \delta_v + \frac{M_L}{c_{DS}}}$$

Einflussungsmöglichkeit wäre
wünschenswert

Analyse des Lenkverhaltens

Lenkwinkelbedarf

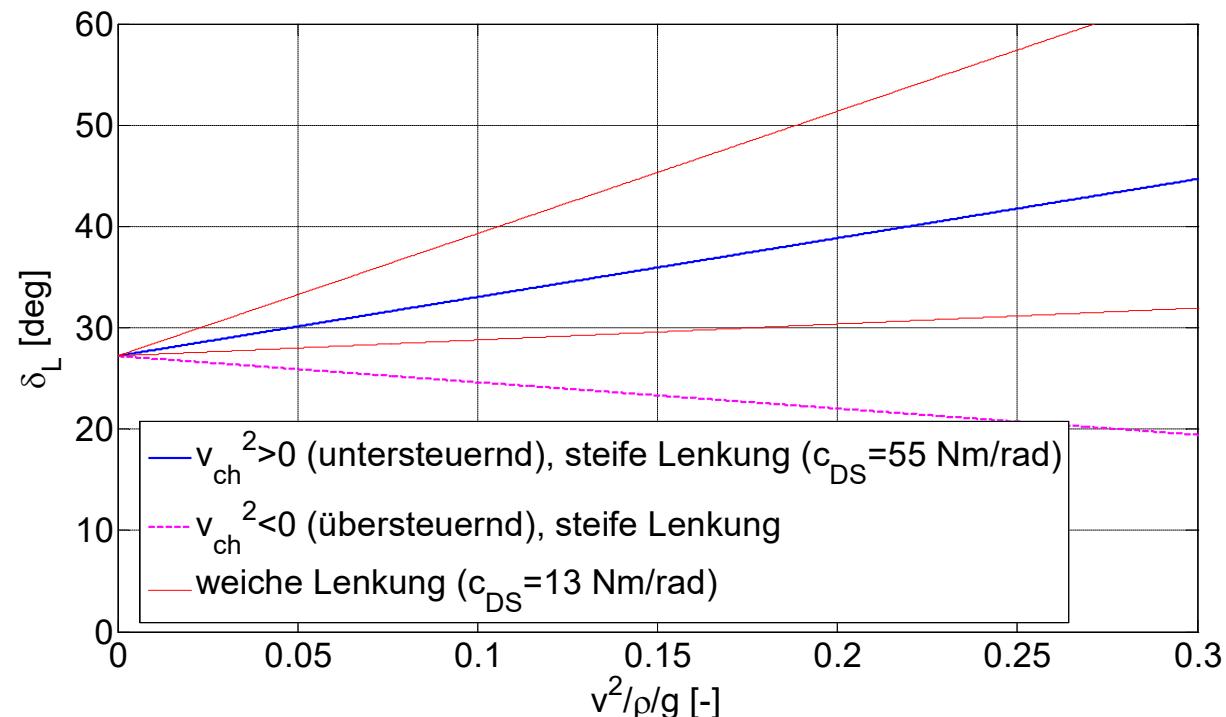
Beispiel stationäre Kreisfahrt

$$\delta_L = i_L \frac{l}{\rho} + i_L \frac{l}{v_{ch}^2} \frac{v^2}{\rho}$$

mit

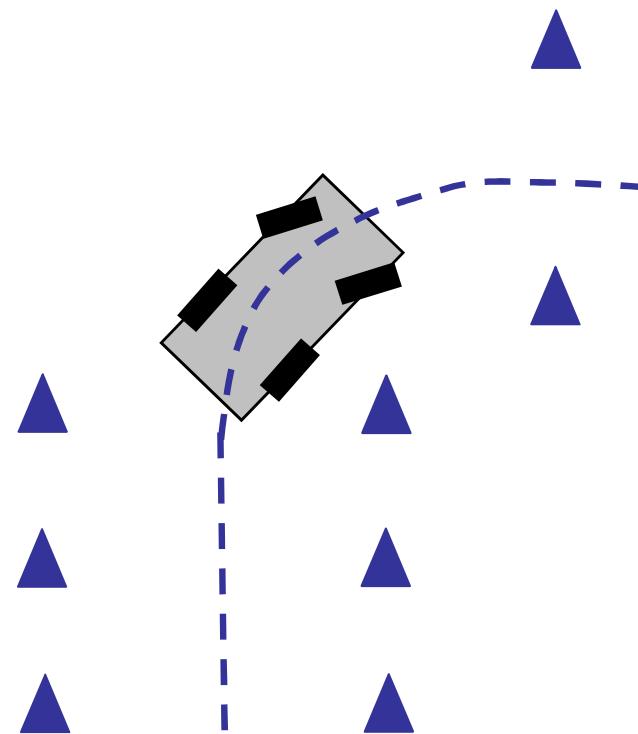
$$v_{ch}^2 = \frac{c'_{\alpha v} c_{\alpha h} l^2}{m(c_{\alpha h} l_h - c'_{\alpha v} l_v)}$$

$$\frac{1}{c'_{\alpha v}} = \frac{1}{c_{\alpha v}} + \frac{n_V}{c_{DS} i_L^2}$$

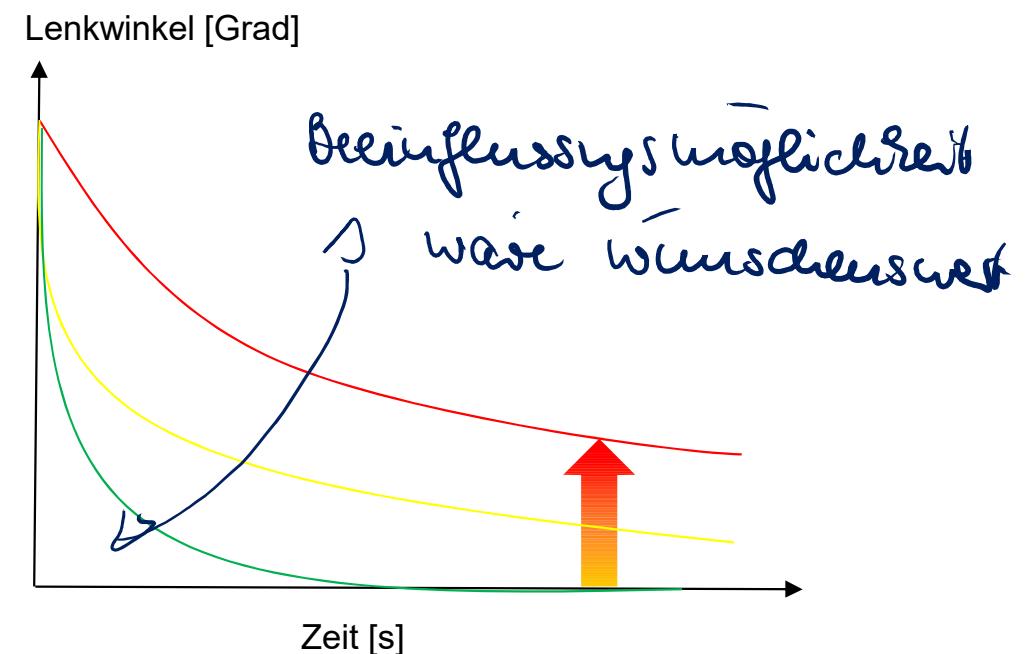


Analyse des Lenkverhaltens

Lenkungsrückstellung

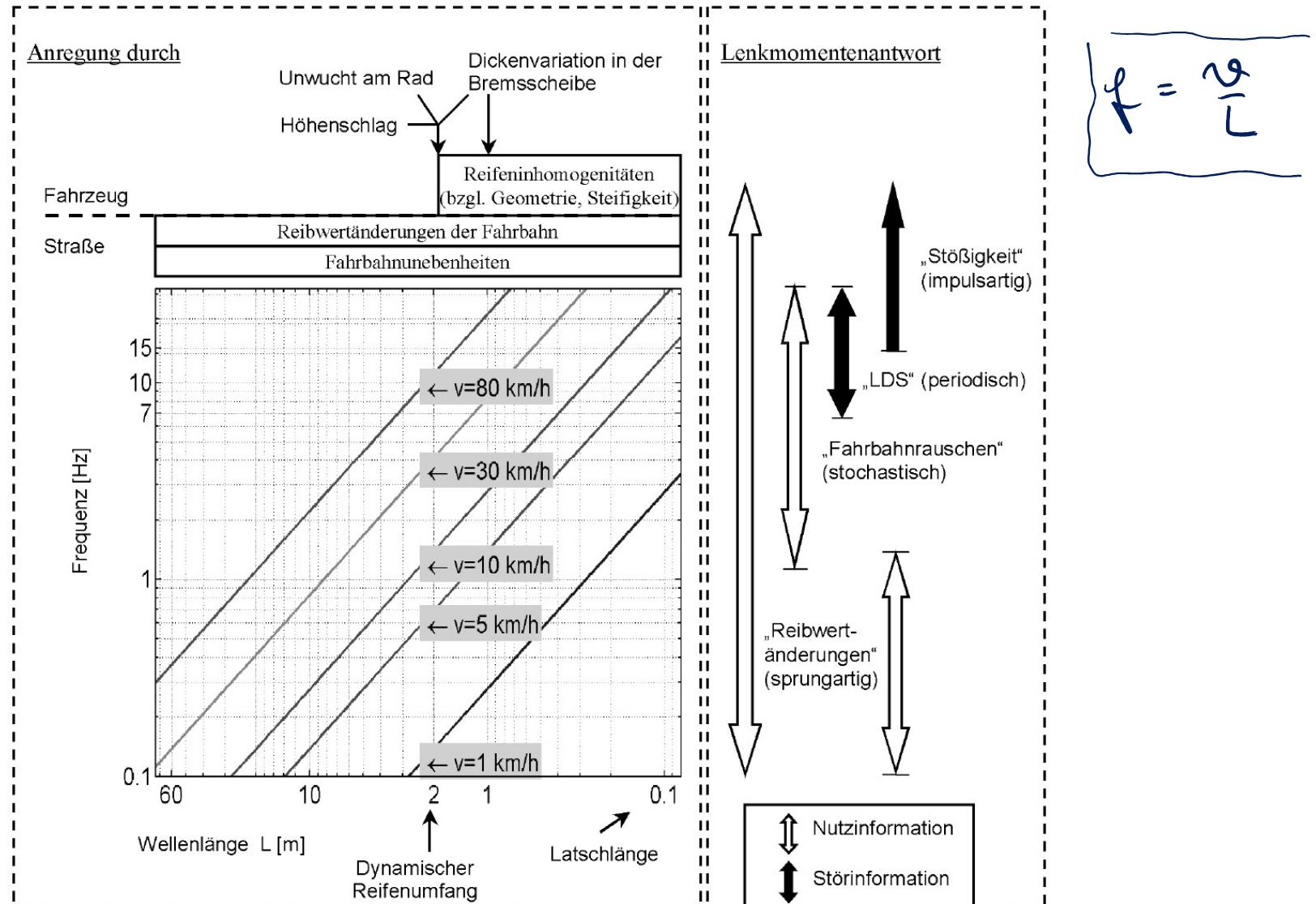


$$M_L = \frac{e}{l} \frac{\mu \mu v^2}{i_L} + \text{"Pendeleffekt"}$$



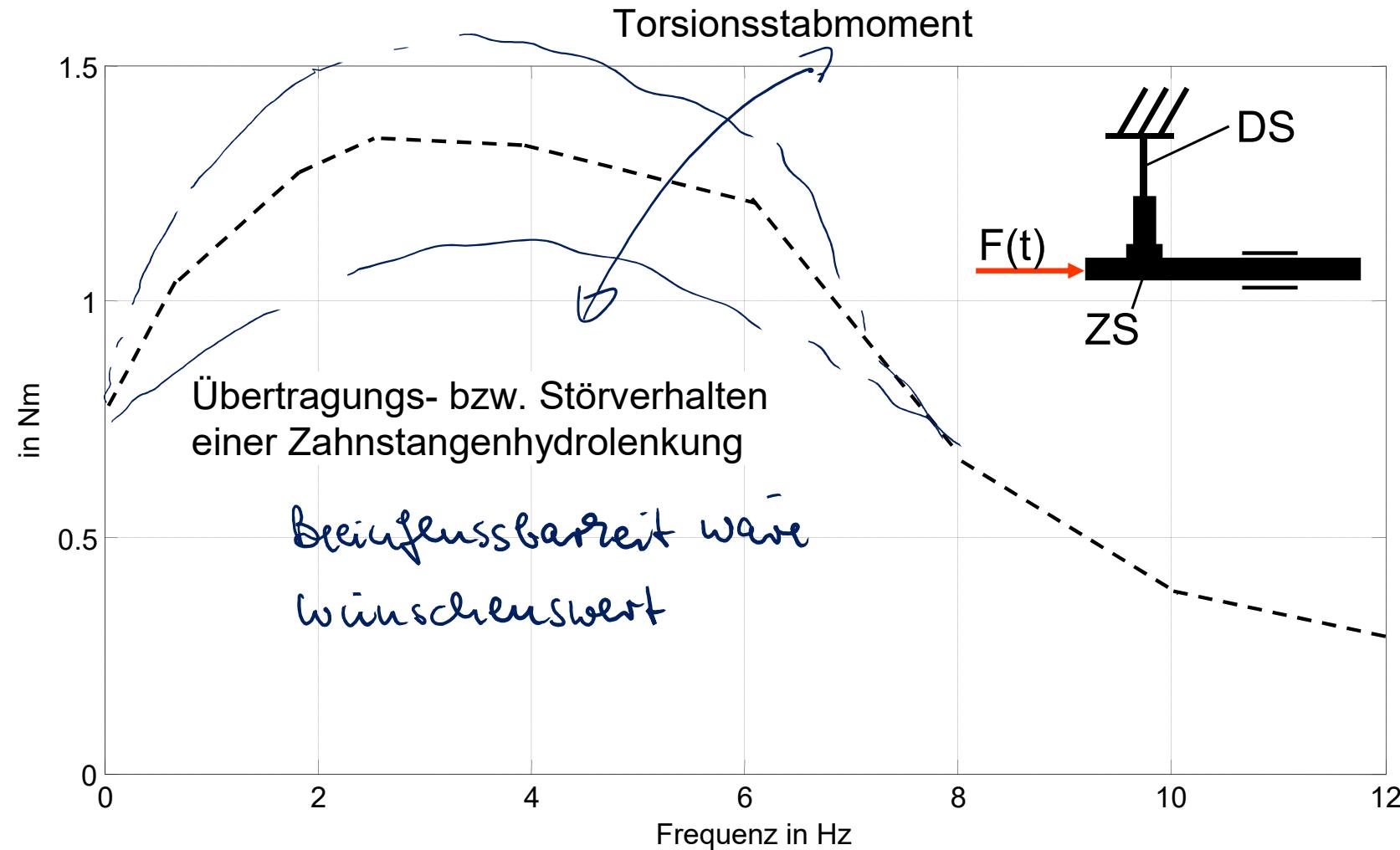
Analyse des Lenkverhaltens

Lenkungsrückmeldung (Stör- und Nutzinfo)



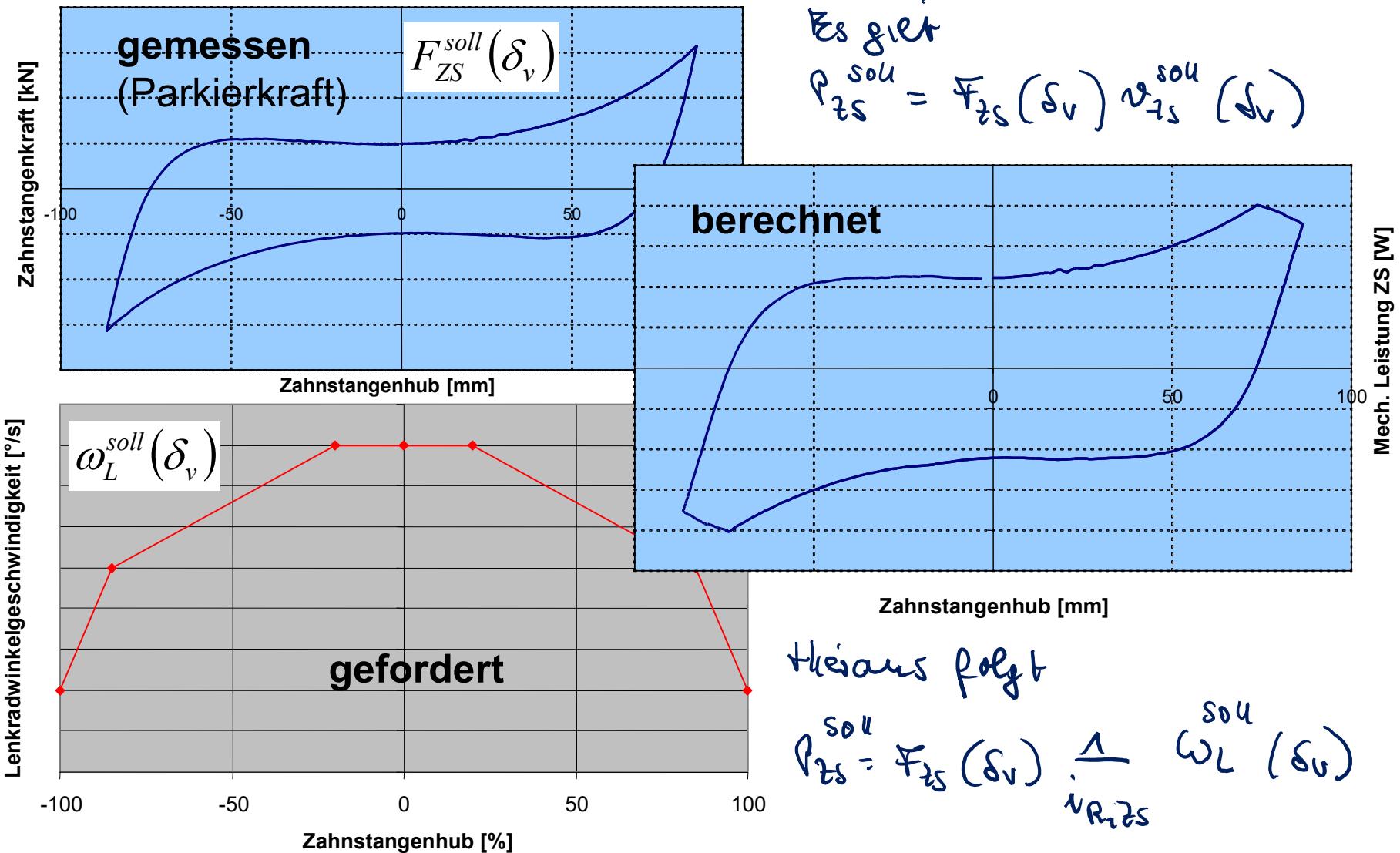
Analyse des Lenkverhaltens

Lenkungsrückmeldung (Stör- und Nutzinfo)



Analyse des Lenkverhaltens

Maximale Lenkwinkelgeschwindigkeit

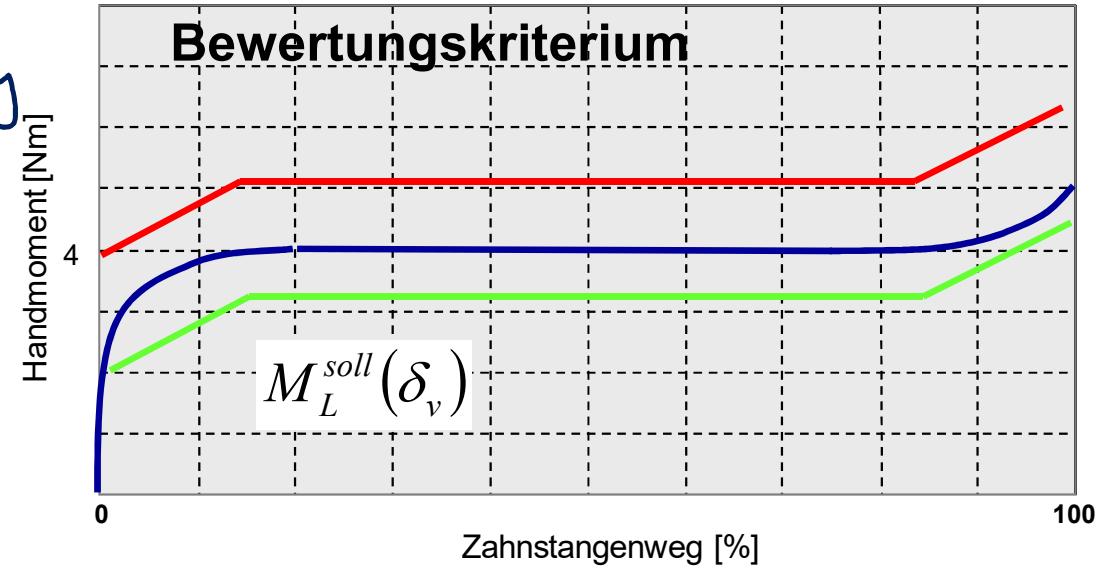
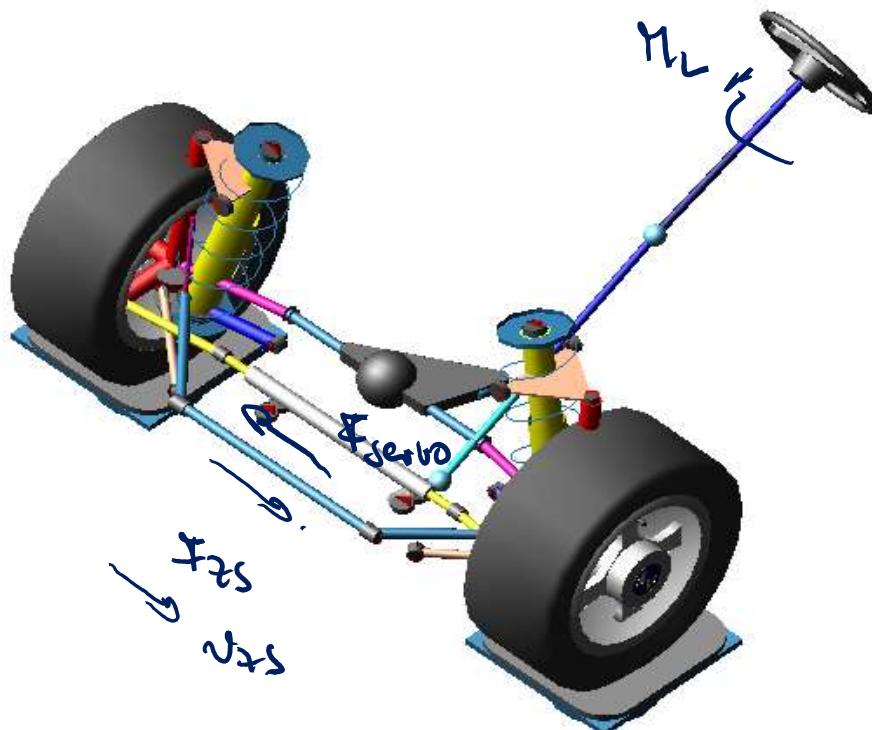


Analyse des Lenkverhaltens

Maximale Lenkwinkelgeschwindigkeit

Für die geforderte Servounterstützung
gilt

$$F_{\text{Servo}} = F_{\text{Servo}}^{\text{soll}} \cdot \frac{v_{\text{zS}}}{v_{\text{zS}}}$$

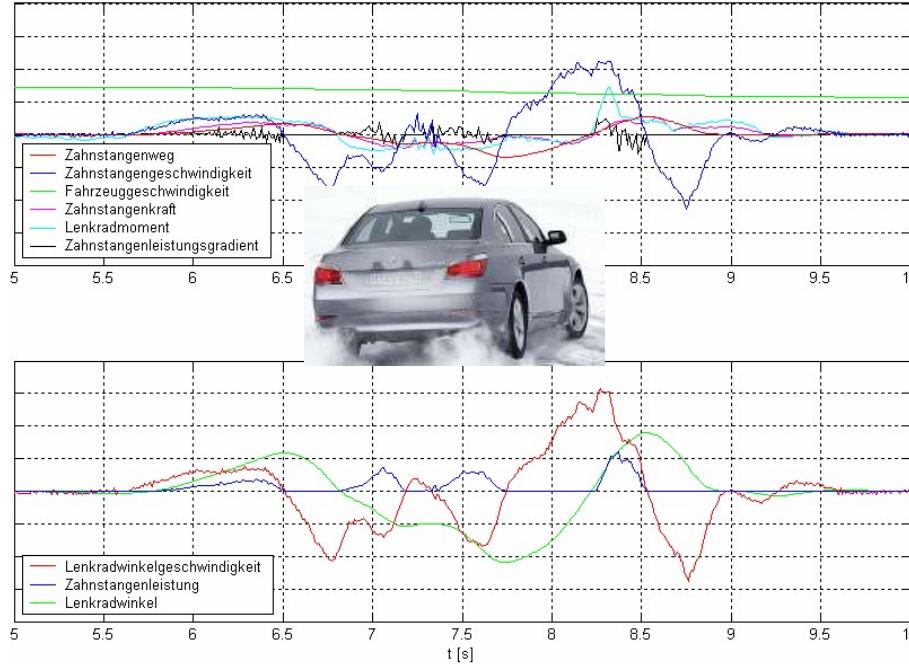


$$F_{\text{Servo}}^{\text{soll}} = F_{\text{zS}}(\delta_v) - i R_{\text{zS}} M_L^{\text{soll}}(\delta_v)$$

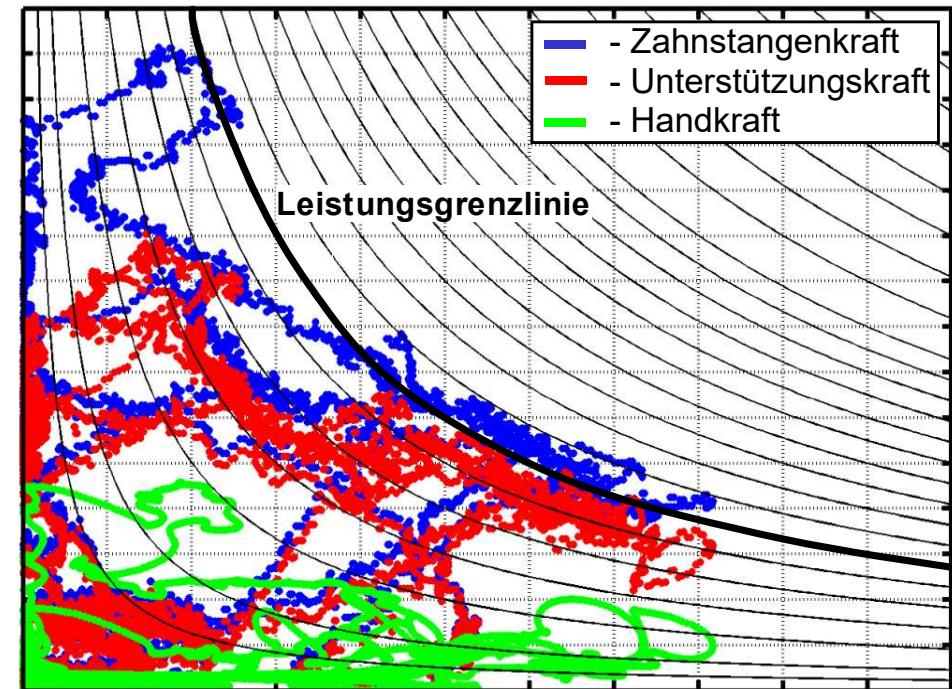
$$v_{\text{zS}}^{\text{soll}} = \frac{1}{i R_{\text{zS}}} \omega_L^{\text{soll}}(\delta_v)$$

Analyse des Lenkverhaltens

Maximale Lenkwinkelgeschwindigkeit



Zahnstangenkräfte vs. Zahnstangengeschwindigkeit

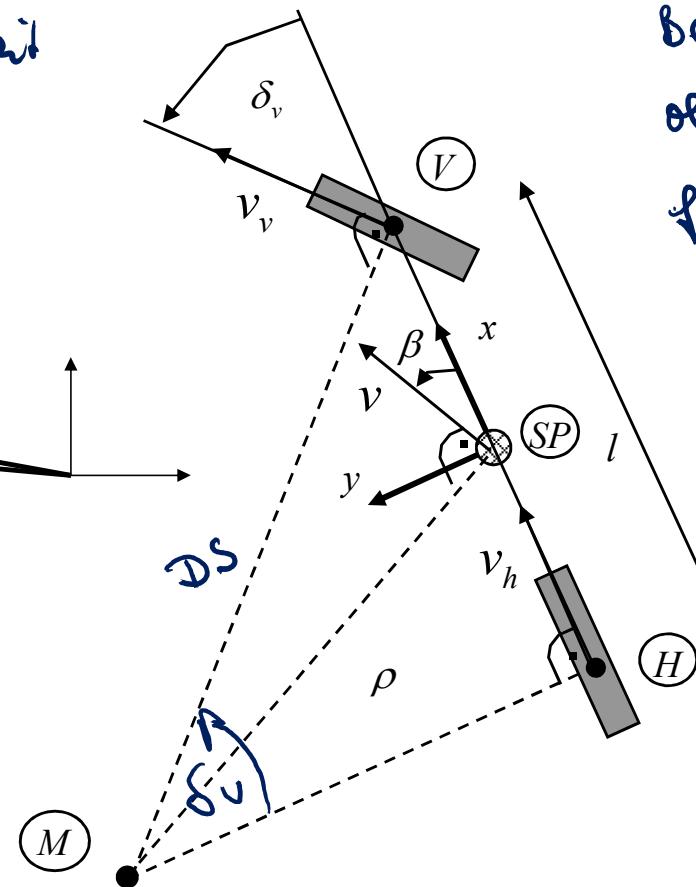
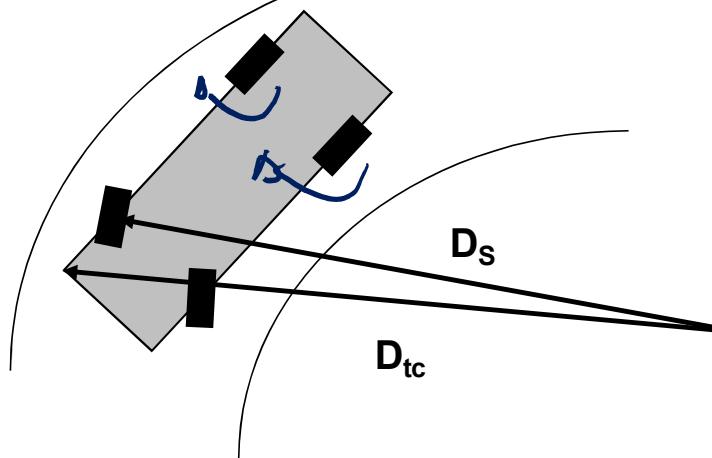


Analyse des Lenkverhaltens

Wendekreis

Abschätzung über das Einspurmodell

Beeinflussungsmöglichkeit
ware wünschenswert



bei langsamer Kreisfahrt
ohne Seitenkräfte gilt
für den Spurzirkel des EST

$$D_s \sin \delta_v = l$$

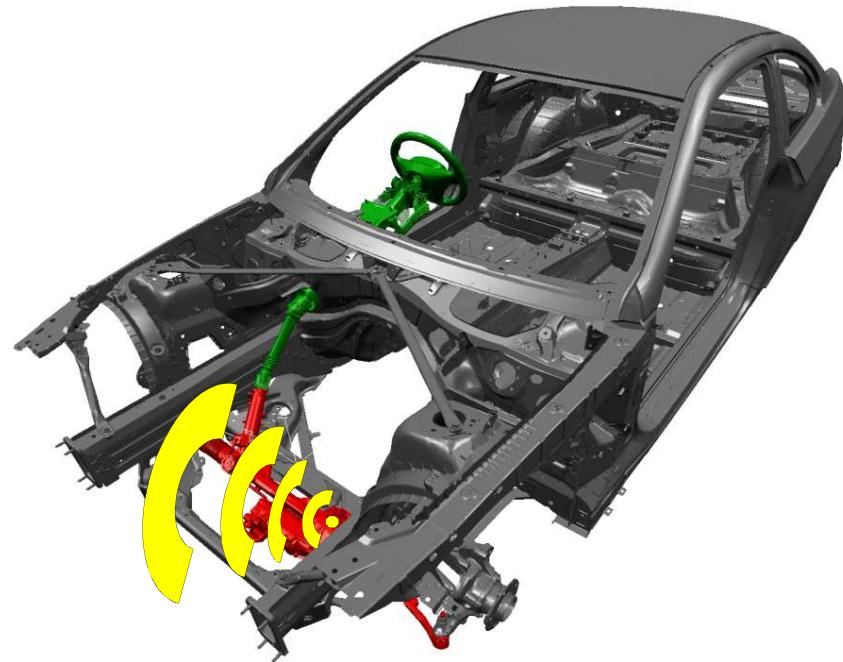
Reckstand

$$D_{\min} = \frac{l}{\sin \delta_{v\max}}$$

Begrenzt durch Geometrie
des Radlastens

Analyse des Lenkverhaltens

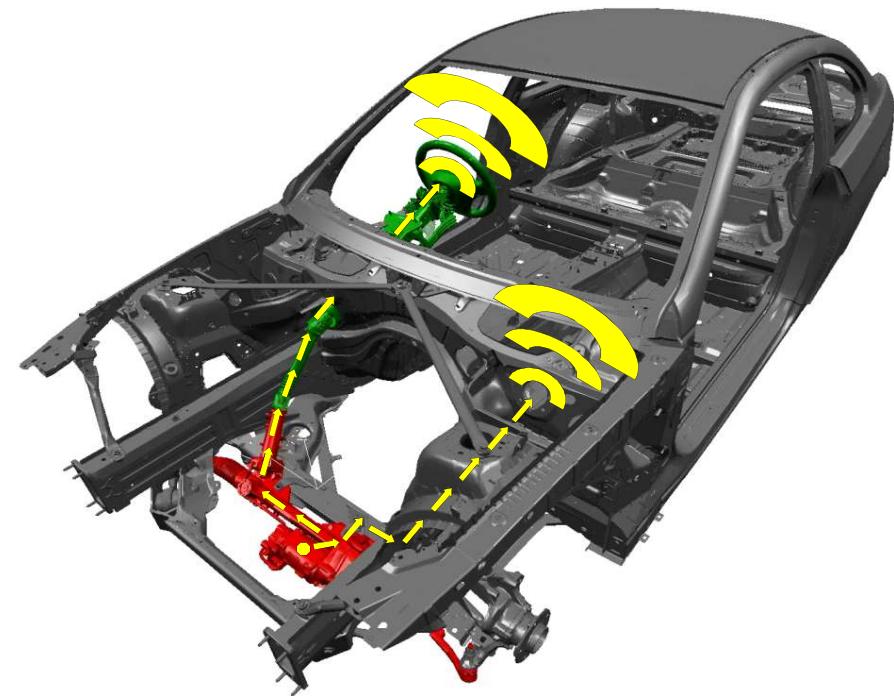
Lenkungsakustik



Luftschall

Quelle: Lenkung

Hörbar abstrahlendes Medium: Lenkung



Körperschall

Quelle: Lenkung

Hörbar abstrahlendes Medium: Lenkrad,
Karosserie, Instrumententafel

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Analyse des Lenkverhaltens

Lenkwinkelbedarf

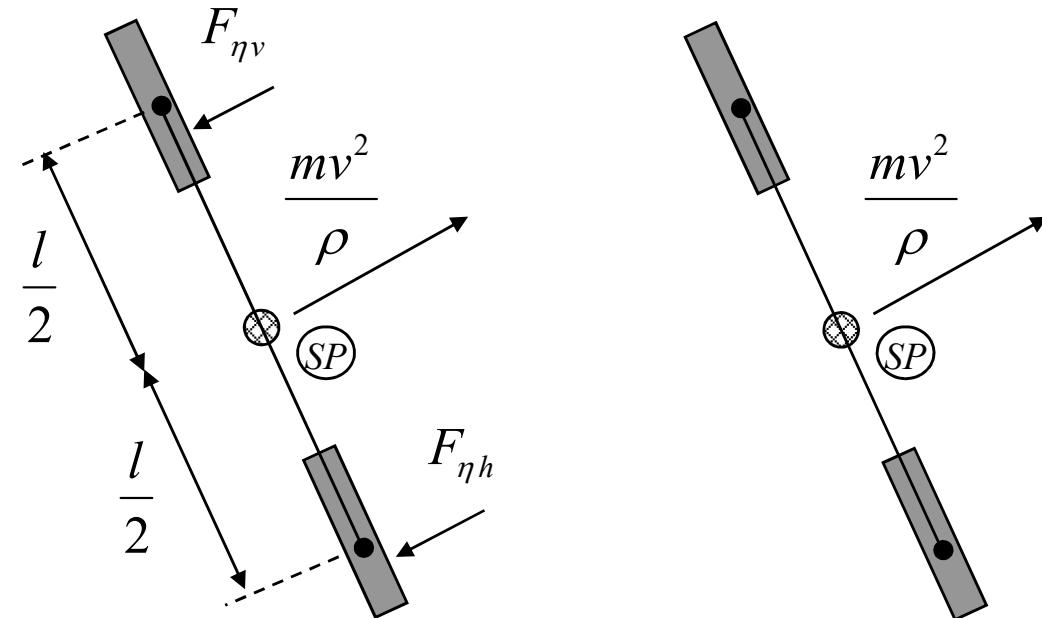
Beispiel stationäre Kreisfahrt - Interpretation

$$\delta_L = i_L \frac{l}{\rho} + i_L \frac{l}{v_{ch}^2} \frac{v^2}{\rho}$$

mit

$$v_{ch}^2 = \frac{c'_{\alpha v} c_{\alpha h} l^2}{m(c_{\alpha h} l_h - c'_{\alpha v} l_v)}$$

$$\frac{1}{c'_{\alpha v}} = \frac{1}{c_{\alpha v}} + \frac{n_V}{c_{DS} i_L^2}$$



Fahrzeugregelung

Lenkverhalten und Lenkungsregelung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Lenkungsregelung

Wichtige Regelungsziele



- An Fahrersituation und Ergonomie von Mensch und Bedienelement angepasster Lenkaufwand
- Zuverlässige, genaue und unmittelbare Umsetzung der Richtungsbefehle des Fahrers
- Selbsttätiges, stabiles Rückstellverhalten
- Feinfühlige Fahrerinformation durch wohl dosierte Rückmeldung und Unterdrückung unerwünschter Störungen
- ...

Lenkungsregelung

Mögliche Regelsysteme

Aktive Beeinflussung des Lenkmomentes

- Servolenkung

Aktive Beeinflussung des Lenkwinkels

- Aktivlenkung (Dynamiklenkung)
- Hinterradlenkung

Aktive Beeinflussung von Lenkmoment und -winkel

- Steer-By-Wire, elektr. Servolenkung + Aktivlenkung

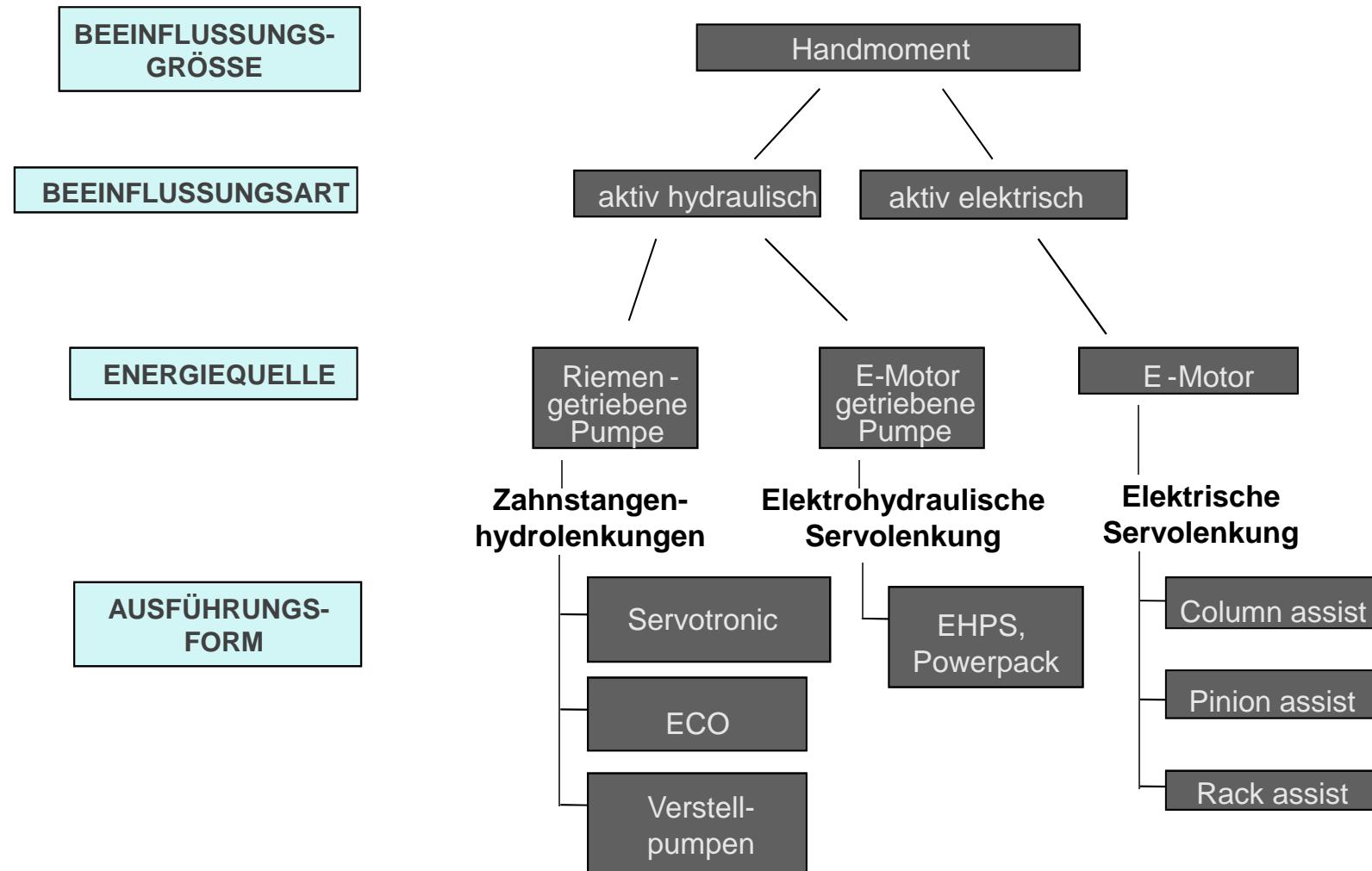
Lenkungsregelung

Historie

- Ab 1950 Erster Serieneinsatz hydraul. Servolenkungen
- Ab 1990 Fahrgeschwindigkeitsabhängige Servolenkung
- Ab 2000 Elektrohydraulische und elektrische Servolenkung
- 2003 Aktivlenkung als Sonderausstattung (5er BMW)
- 2010 Aktivlenkung + EPS (5er BMW)

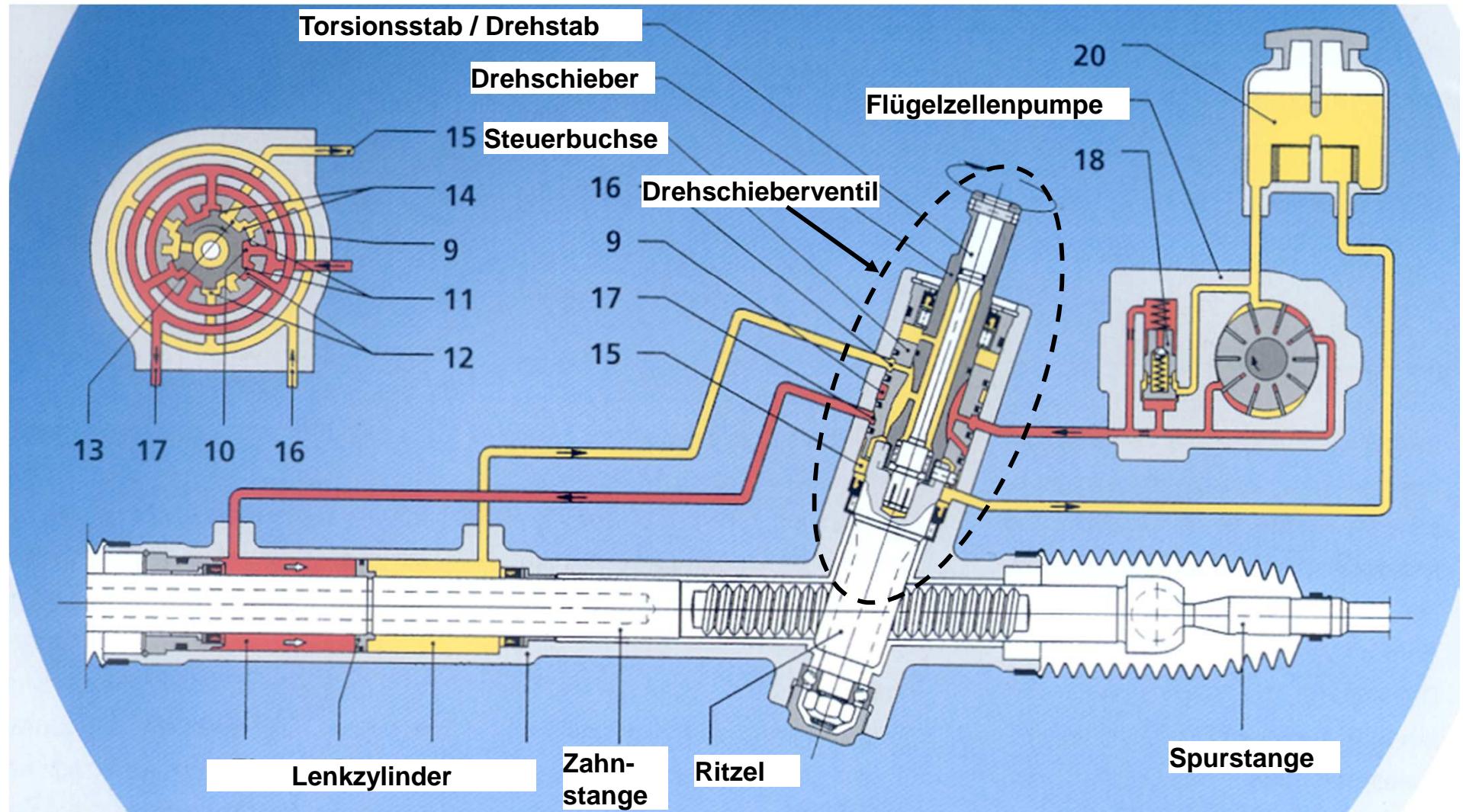
Lenkungsregelung – Servolenkung

Überblick



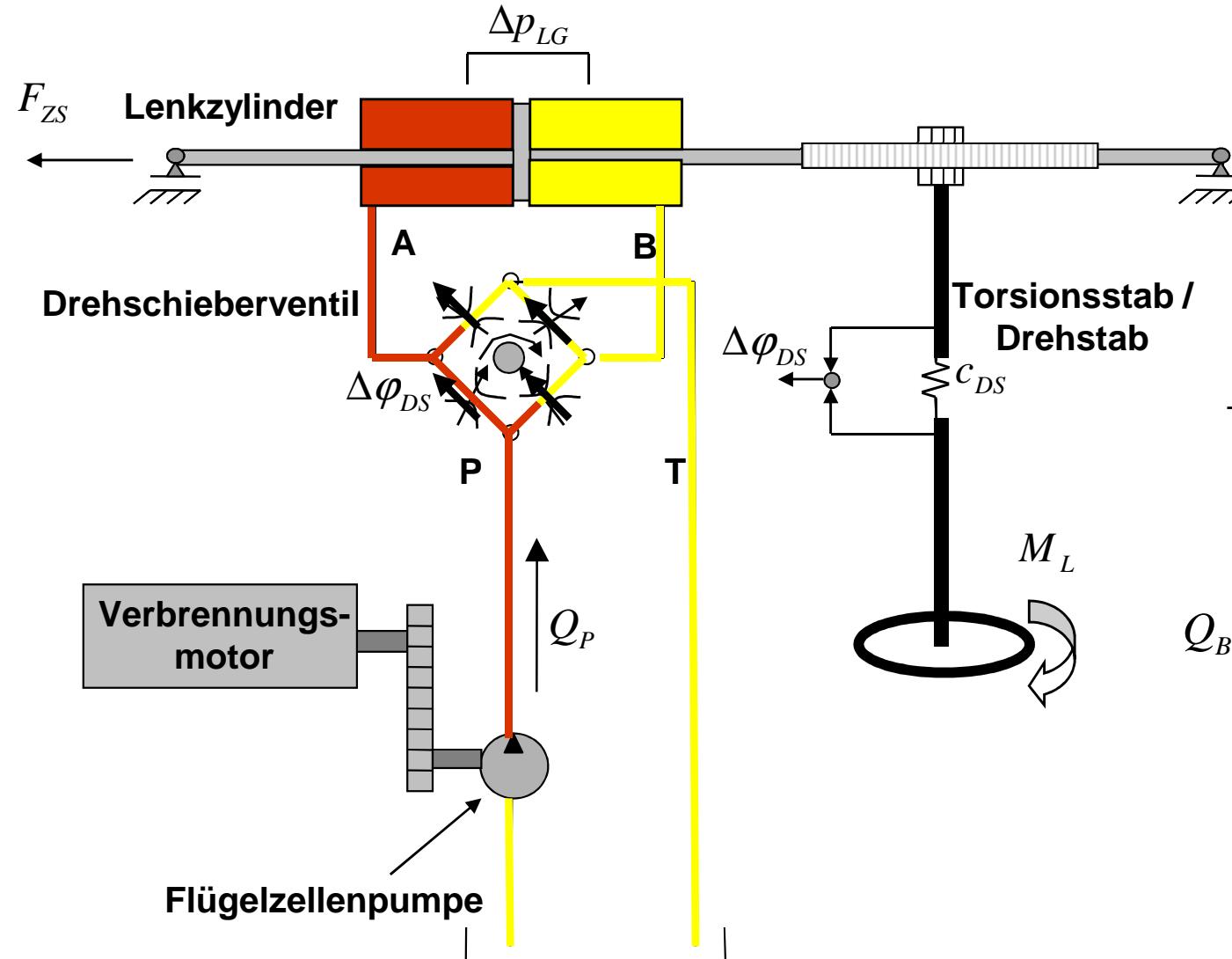
Lenkungsregelung – Servolenkung

Zahnstangenhydrolenkung

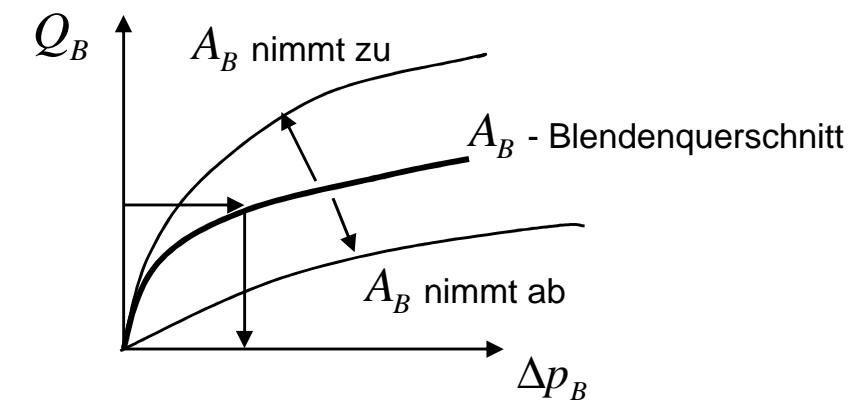
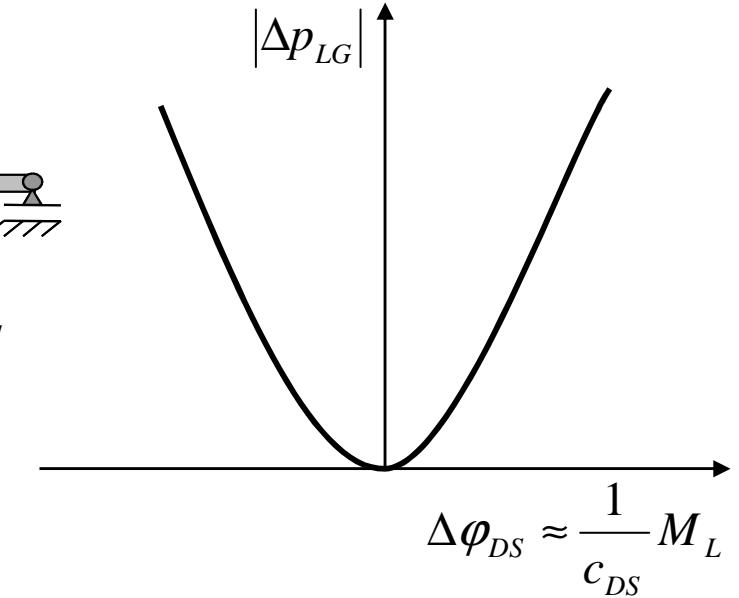


Lenkungsregelung – Servolenkung

Zahnstangenhydrolenkung

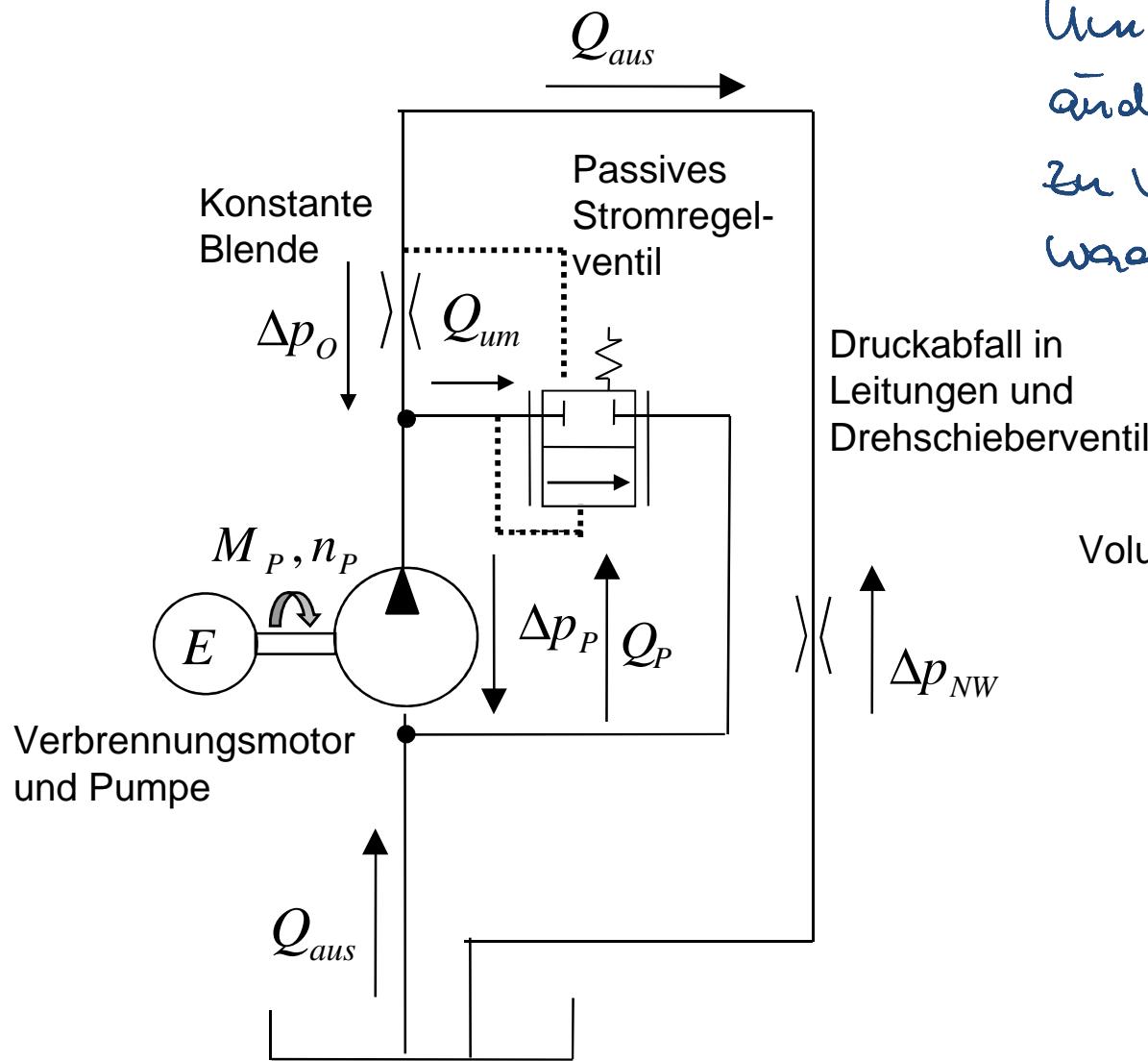


Unterstützungskennlinie

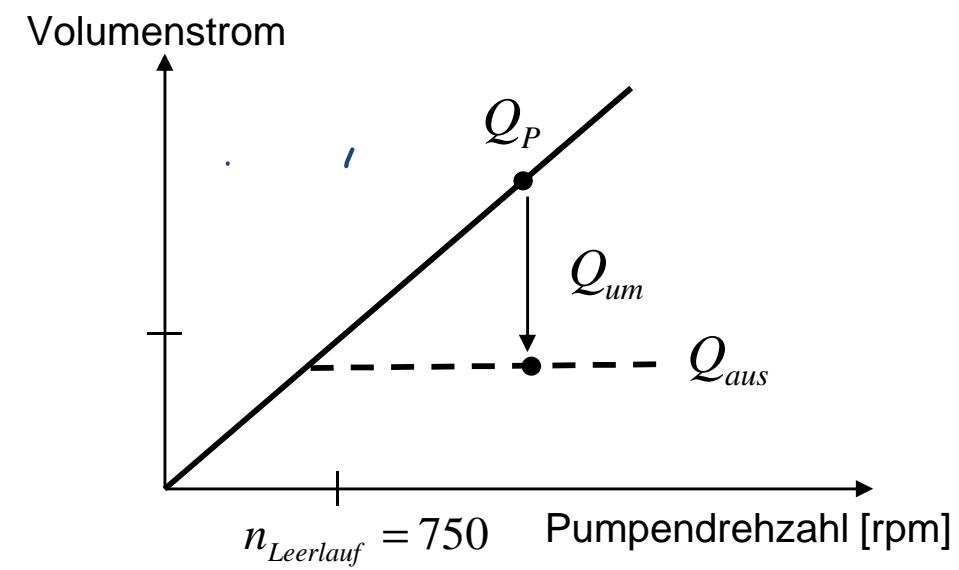


Lenkungsregelung – Servolenkung

Zahnstangenhydrolenkung

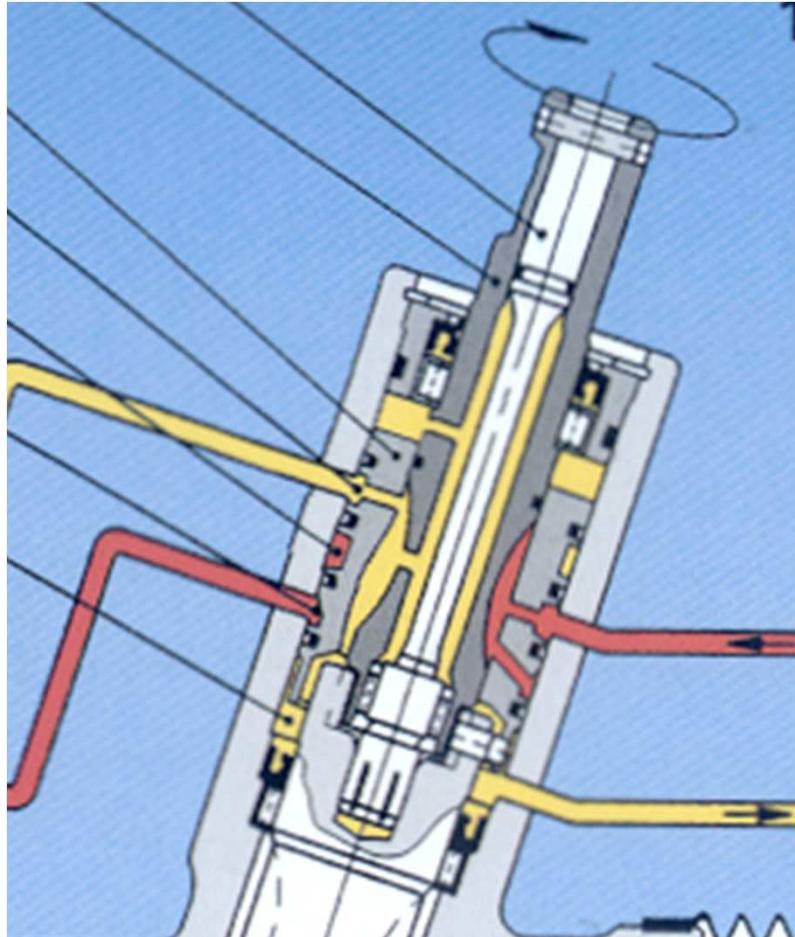


Um ein sich mit dem Motordrehzahl änderndes Unterstützungsmoment zu verwenden, wird eine Druckwaage (Stromregelventile) verwendet.

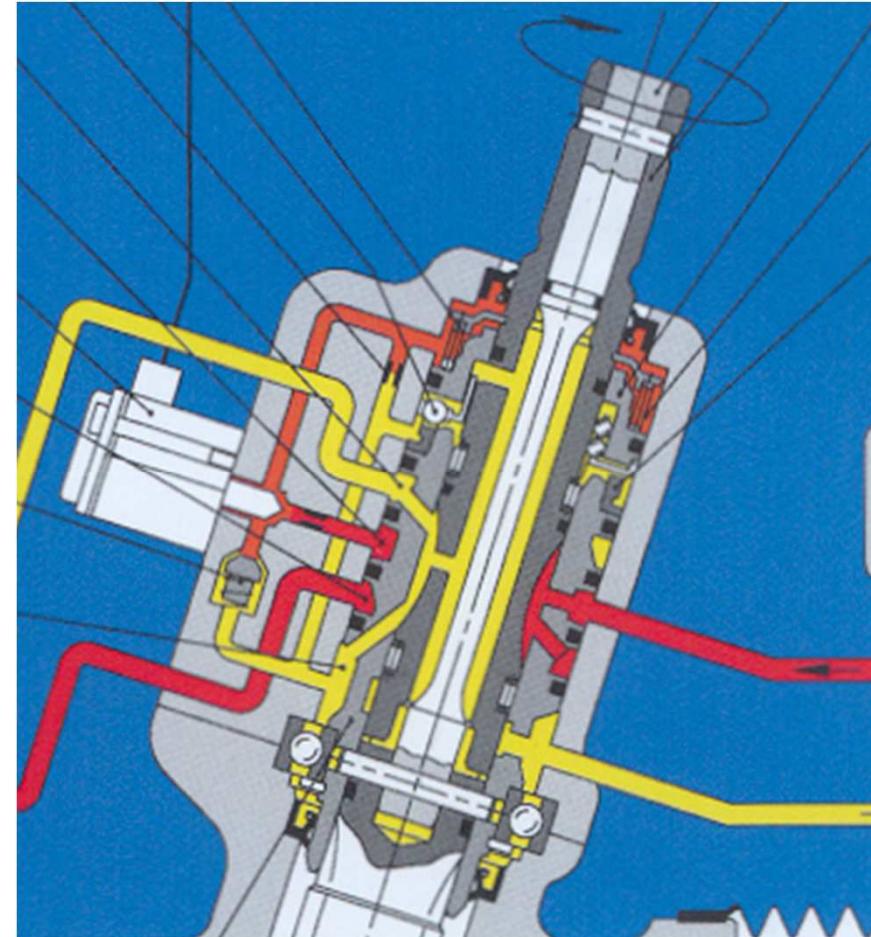


Lenkungsregelung – Servolenkung Zahnstangenhydrolenkung – Servotronik

Konventionell

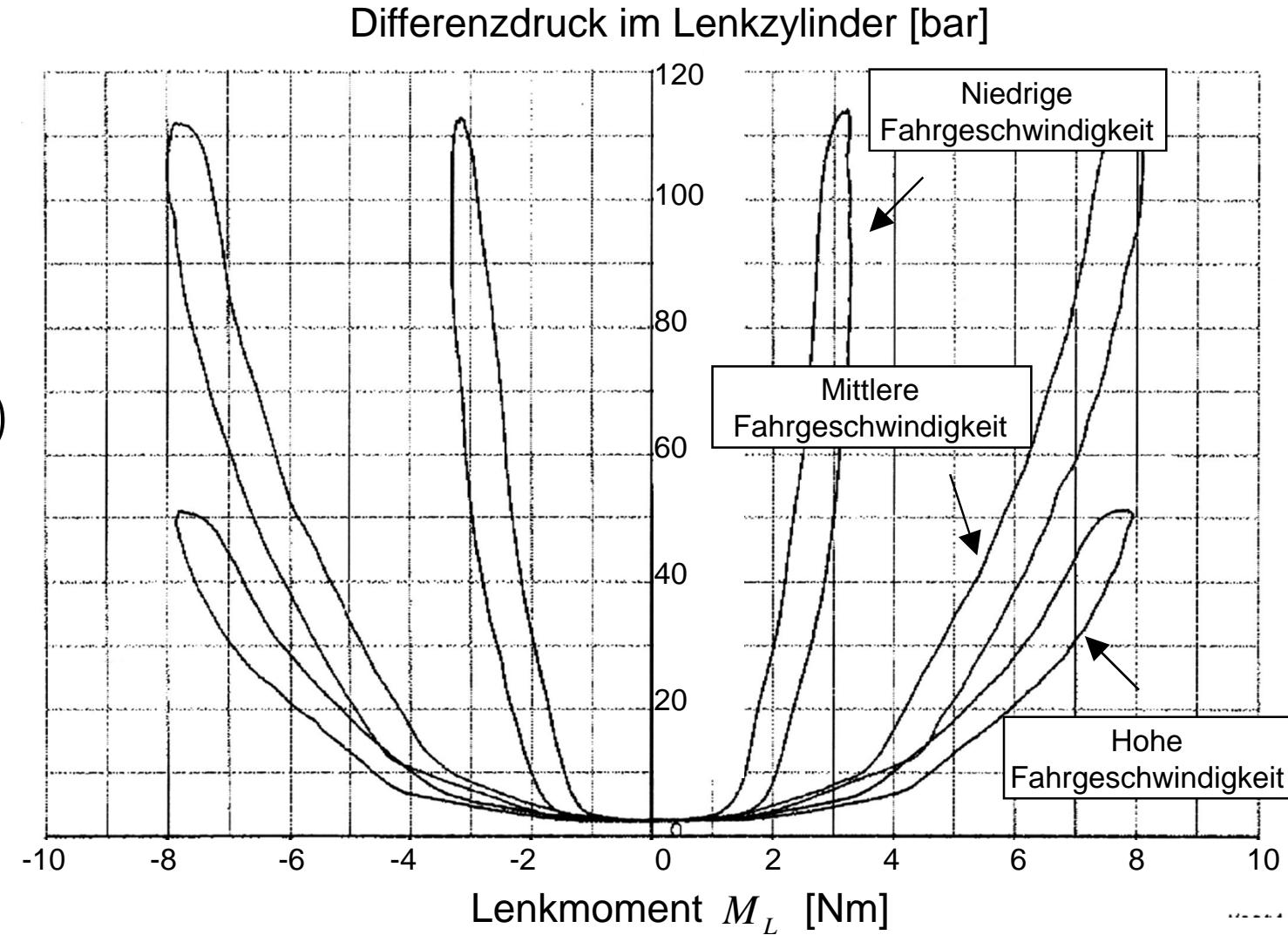
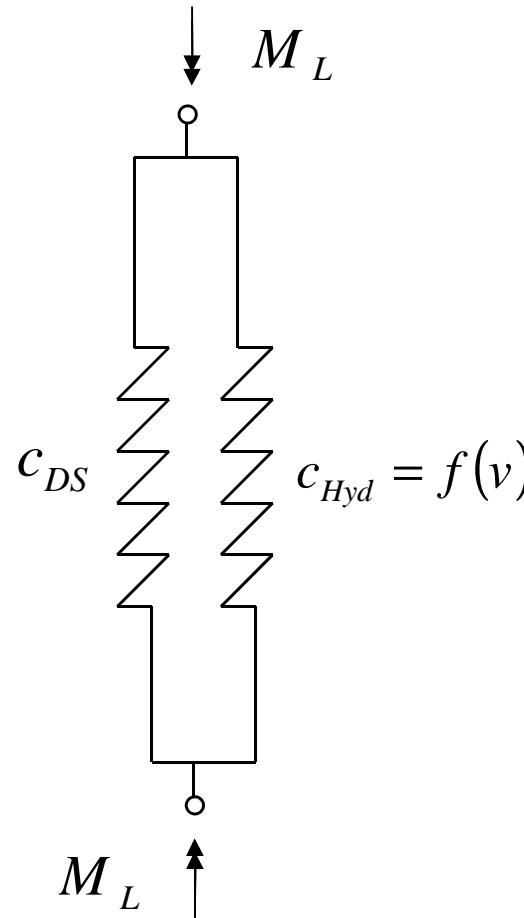


Mit Servotronik



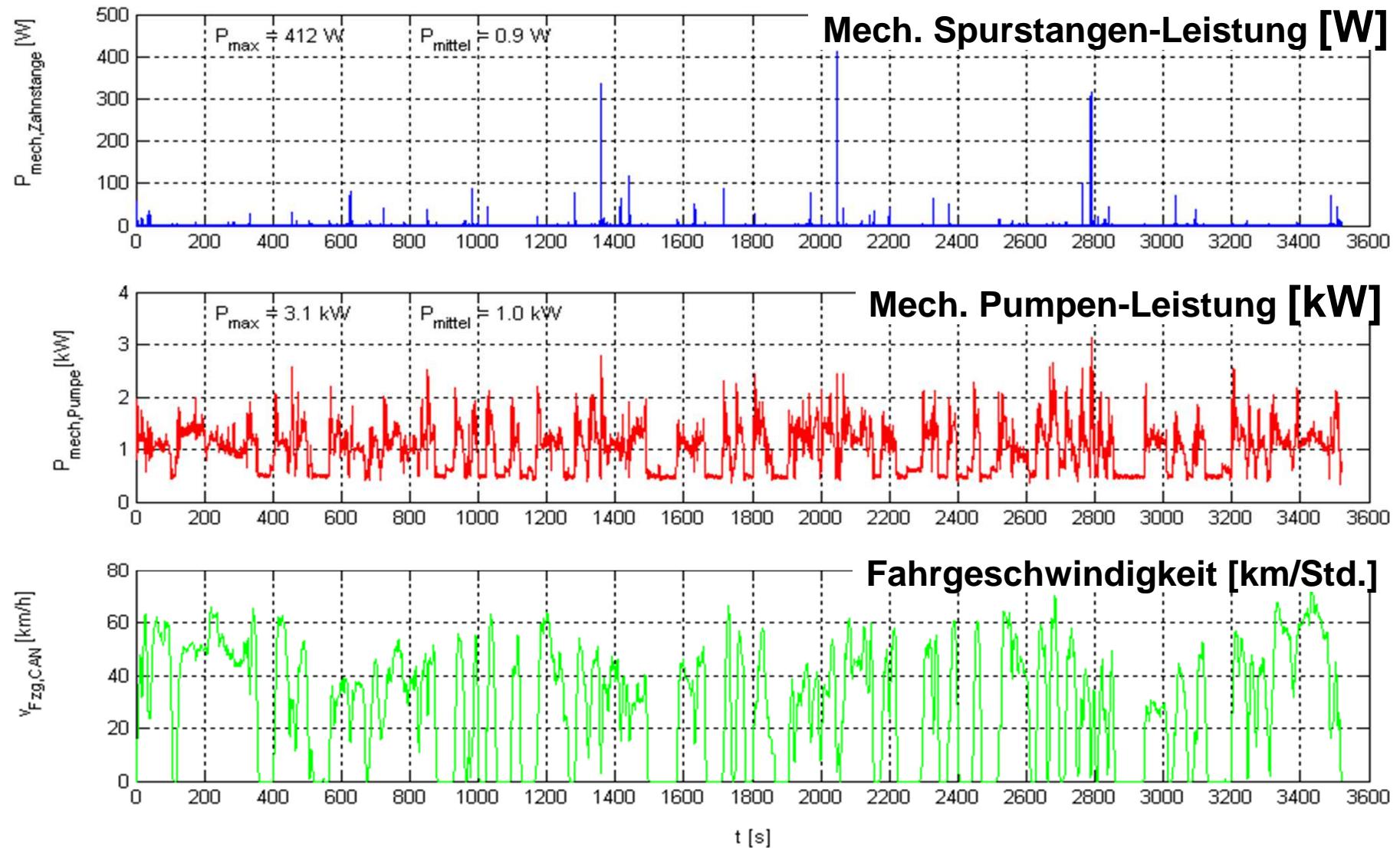
Lenkungsregelung – Servolenkung

Zahnstangenhydrolenkung – Servotronik



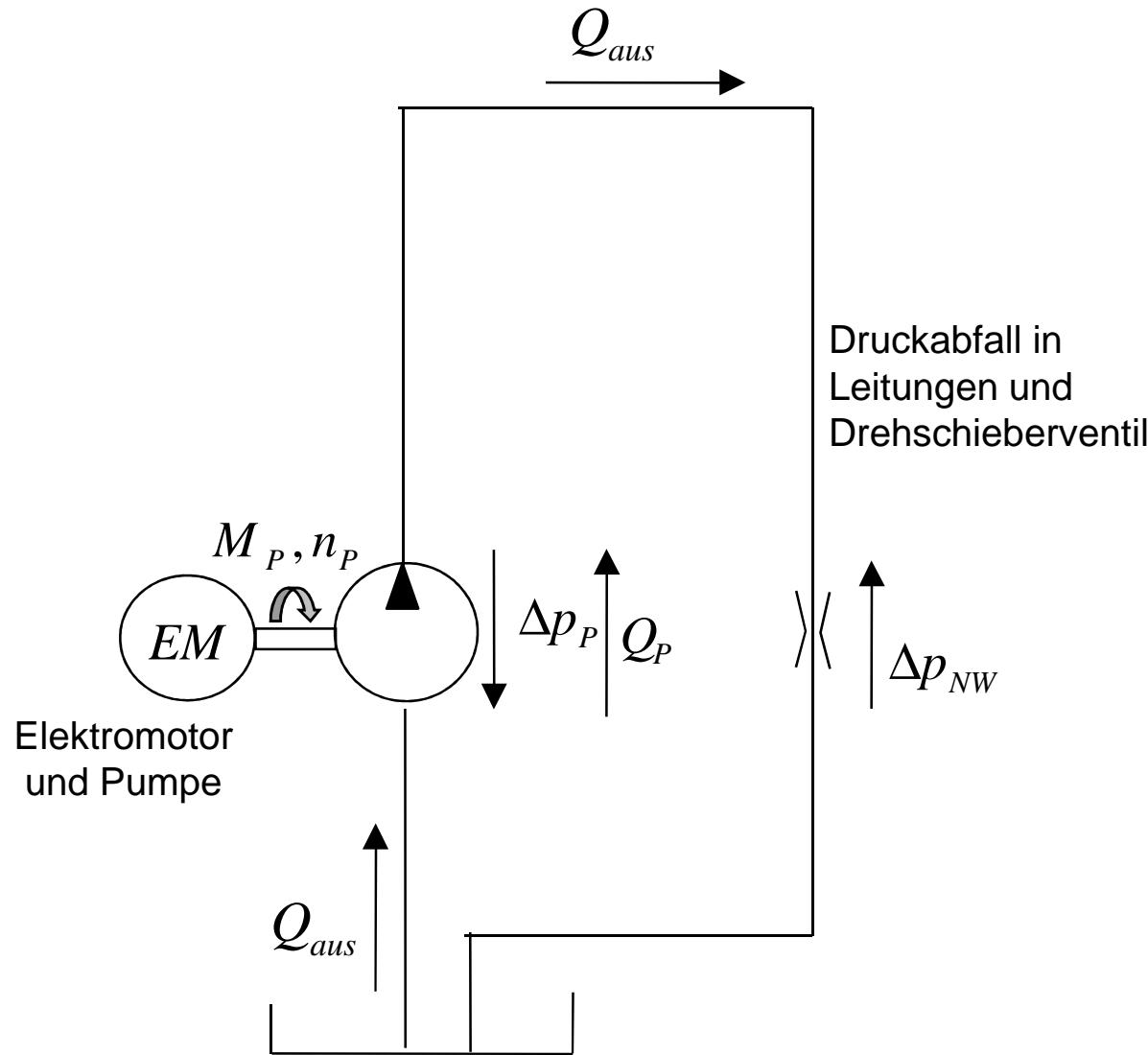
Lenkungsregelung – Servolenkung

Zahnstangenhydrolenkung – Verbrauch



Lenkungsregelung – Servolenkung

Elektrohydraulische Lenkung (EHPS)



Lenkungsregelung – Servolenkung

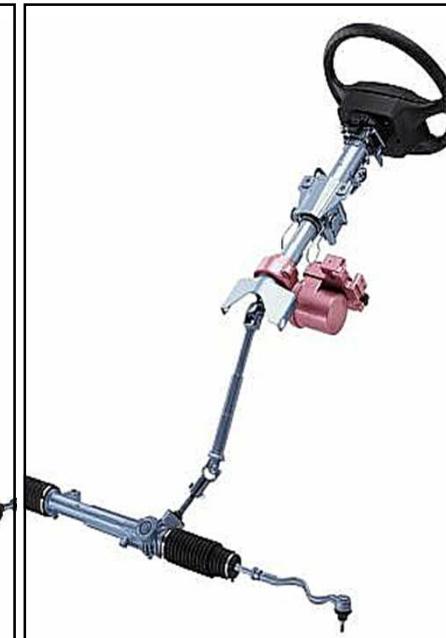
Elektrische Servolenkung (EPS)



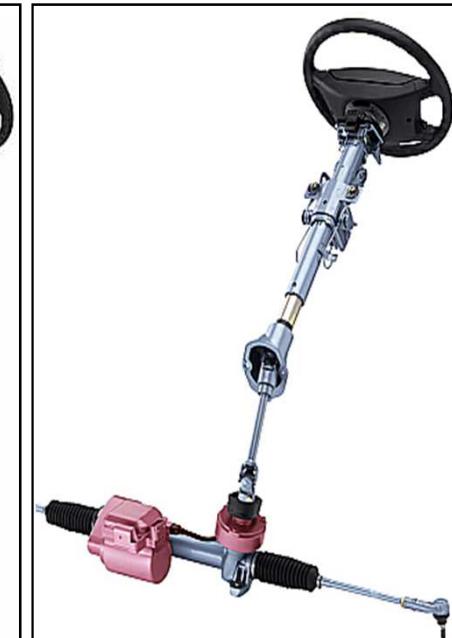
**Ritzel
Variante**



**Doppel Ritzel
Variante**



**Lenksäulen
Variante**

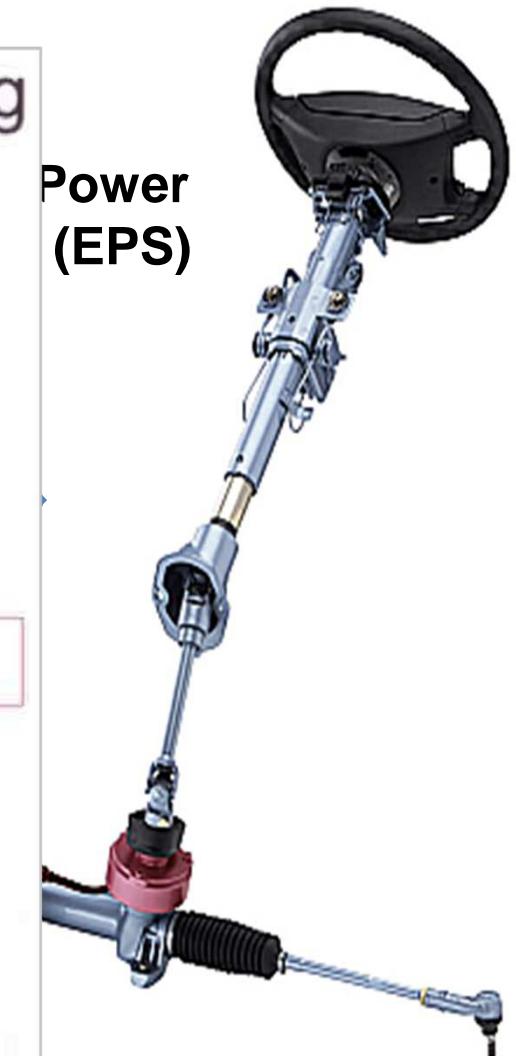
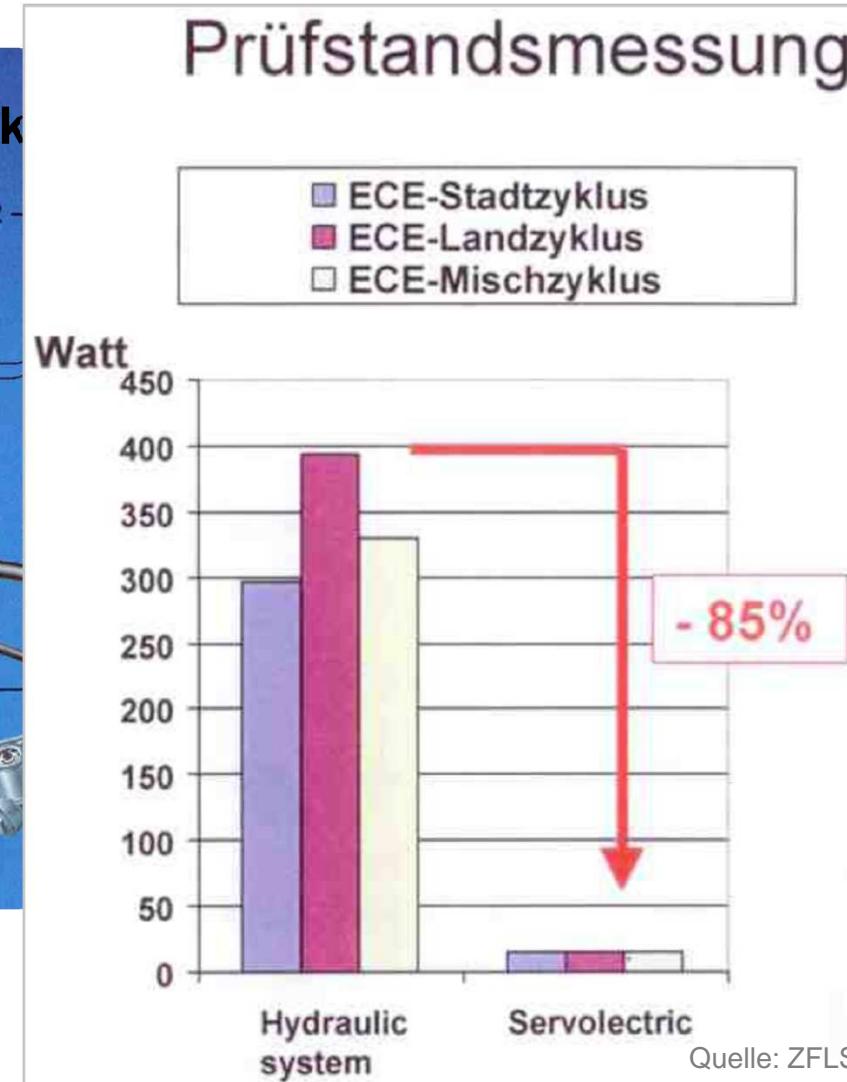


**APA
Variante**



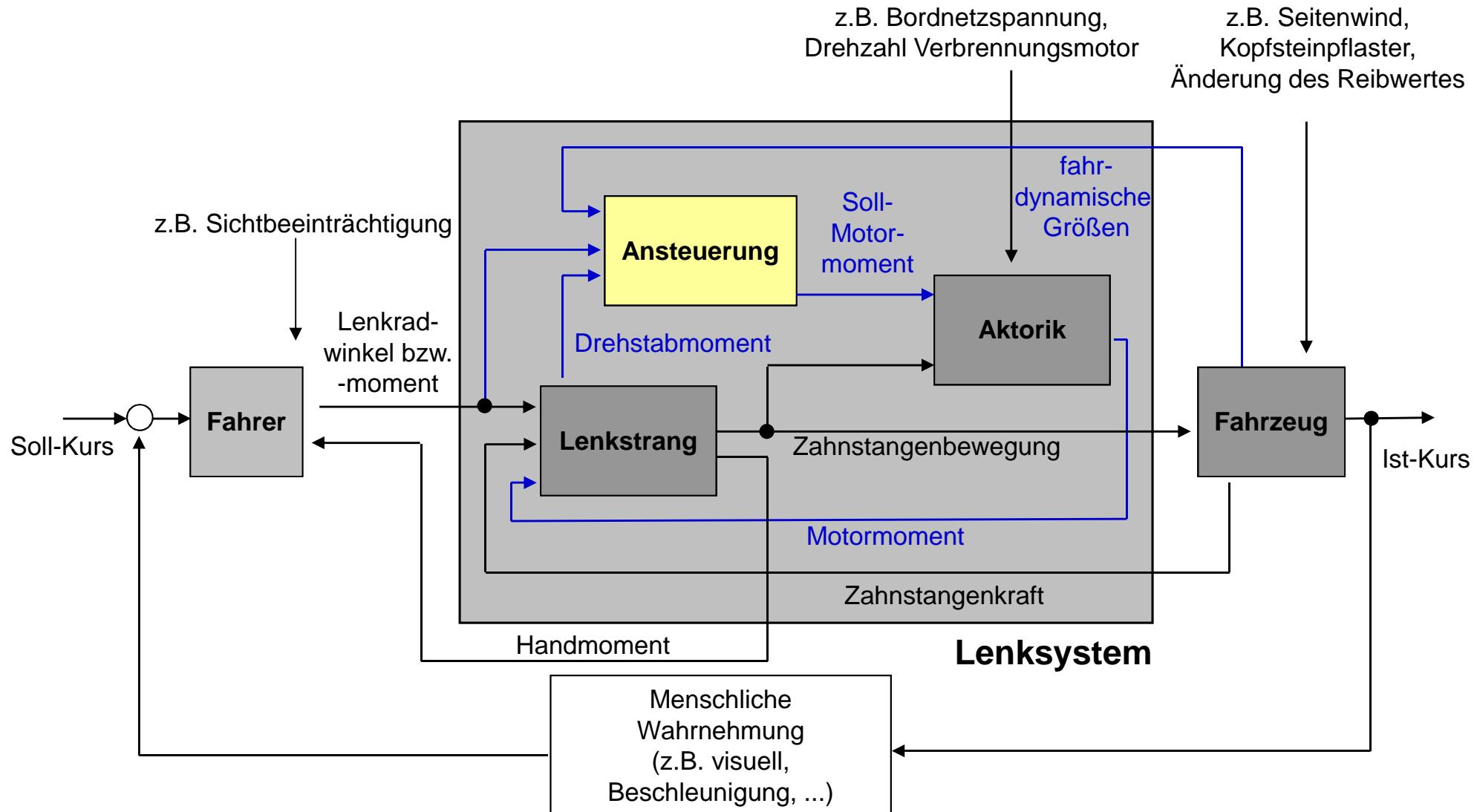
Lenkungsregelung – Servolenkung

EPS – Verbrauch



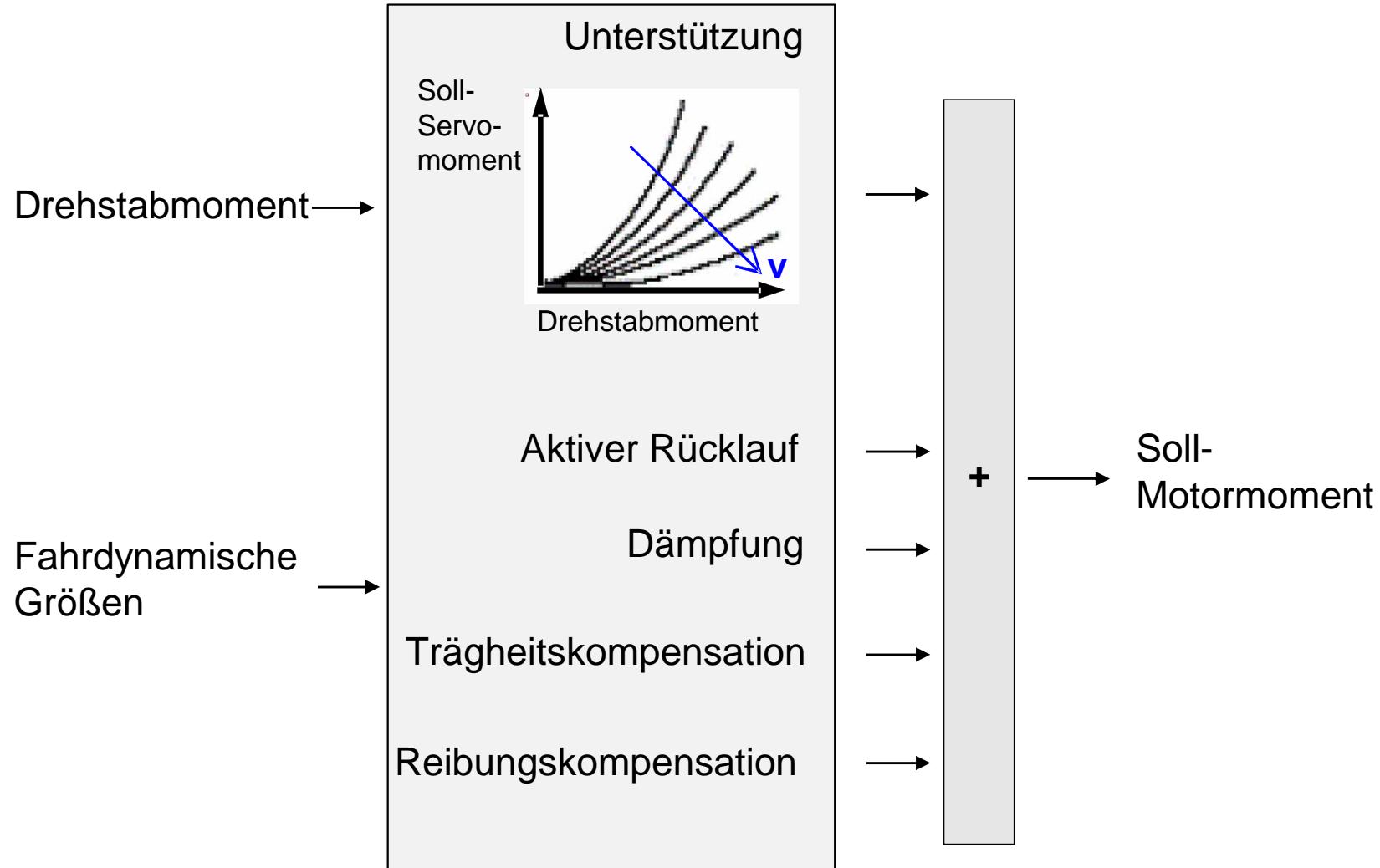
Lenkungsregelung – Servolenkung

EPS – Ansteuerung



Lenkungsregelung – Servolenkung

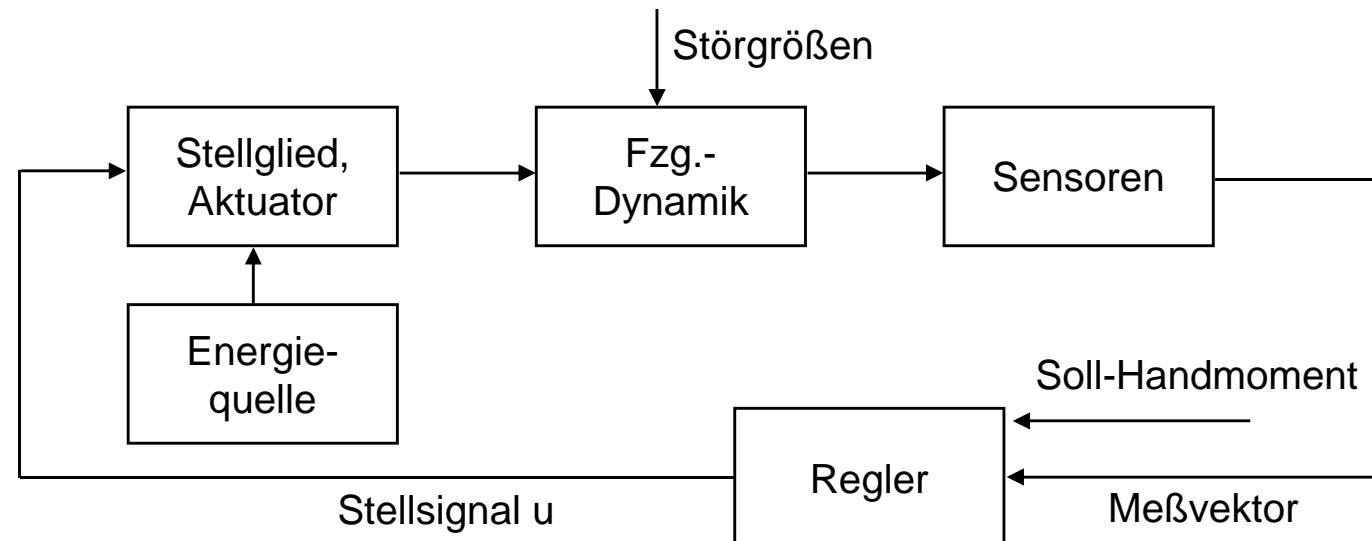
EPS – heute übliche Ansteuerung



Lenkungsregelung – Servolenkung

EPS – Mögliche zukünftige Regelung

Möglicher Regelungsansatz
Zustandsrückführung.

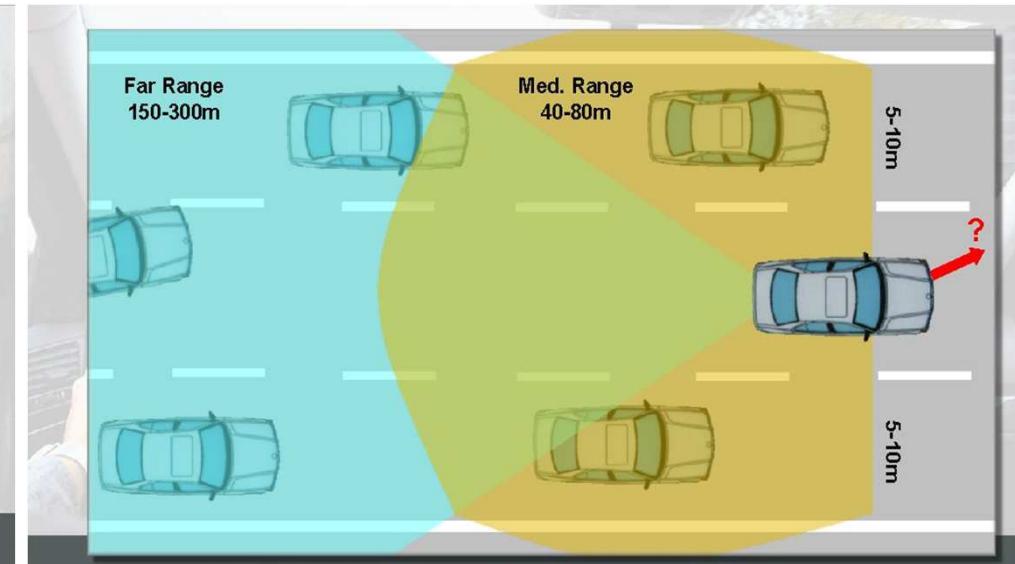


Lenkungsregelung – Servolenkung

EPS – Funktionalität

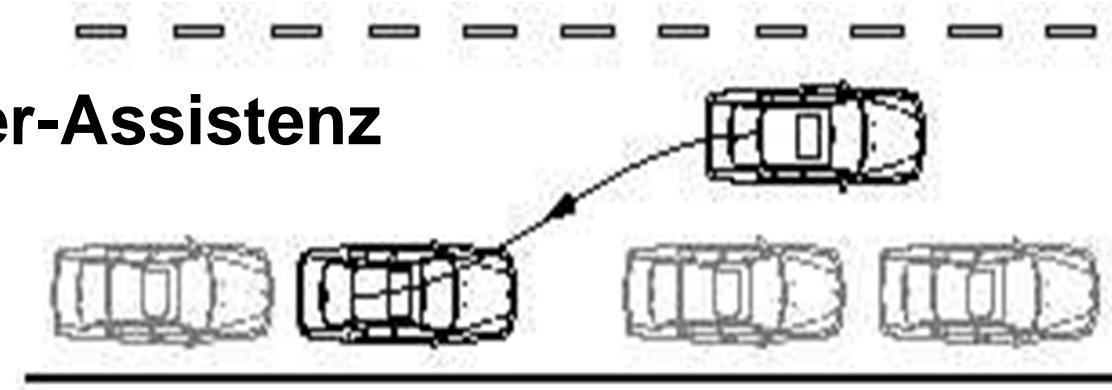


Spurhalte-Assistenz

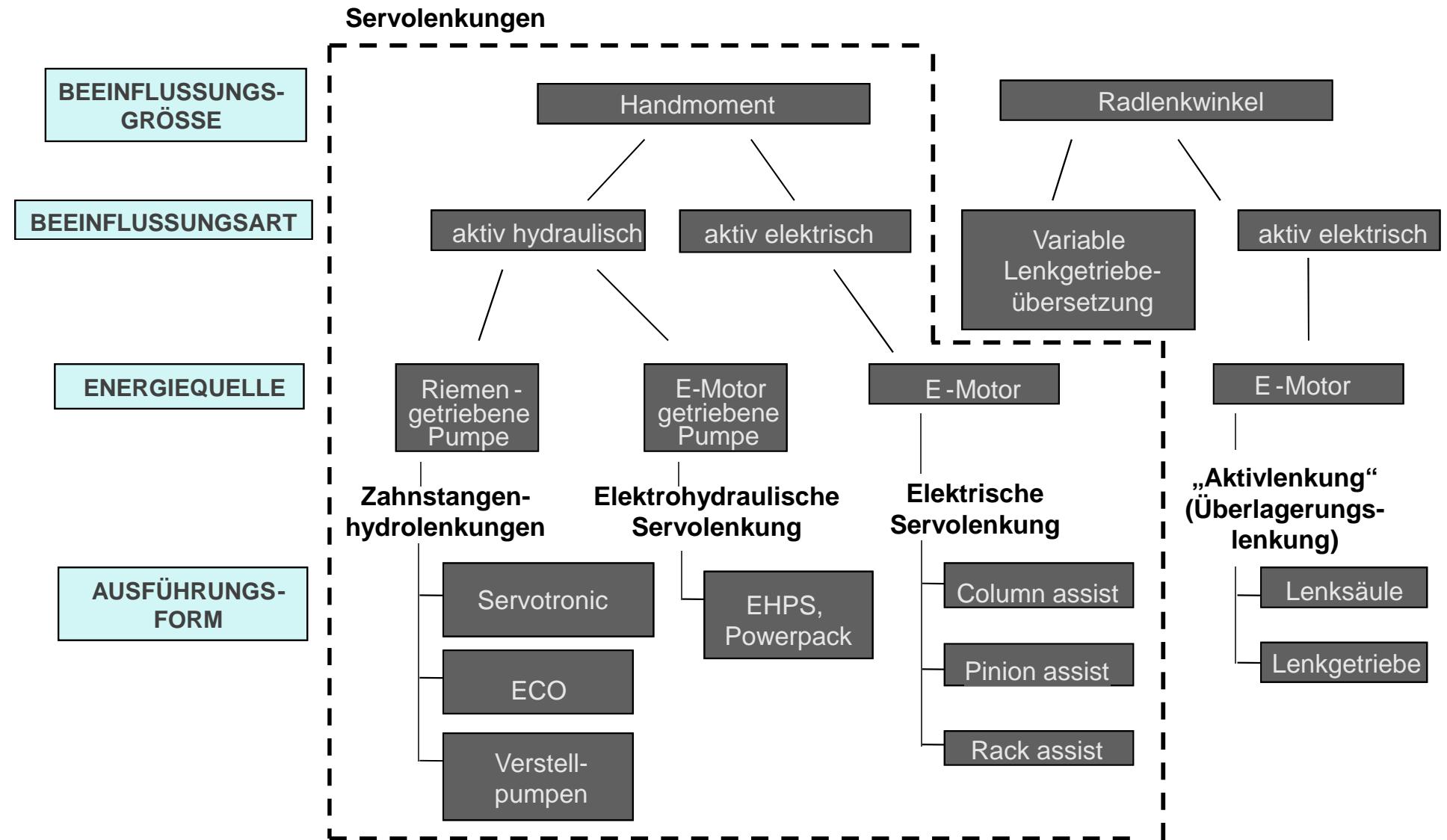


Spurwechsel-Assistenz

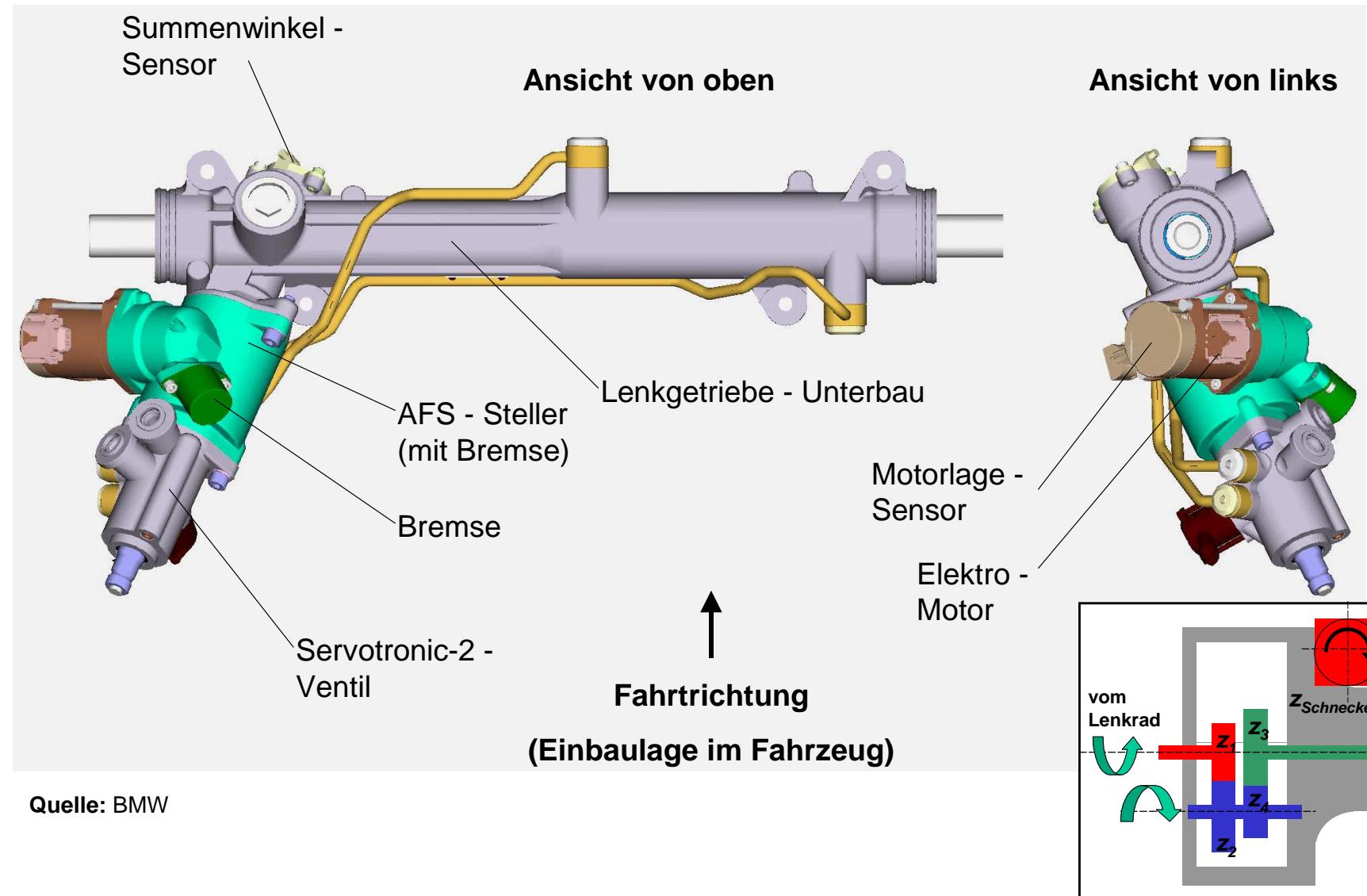
Parkier-Assistenz



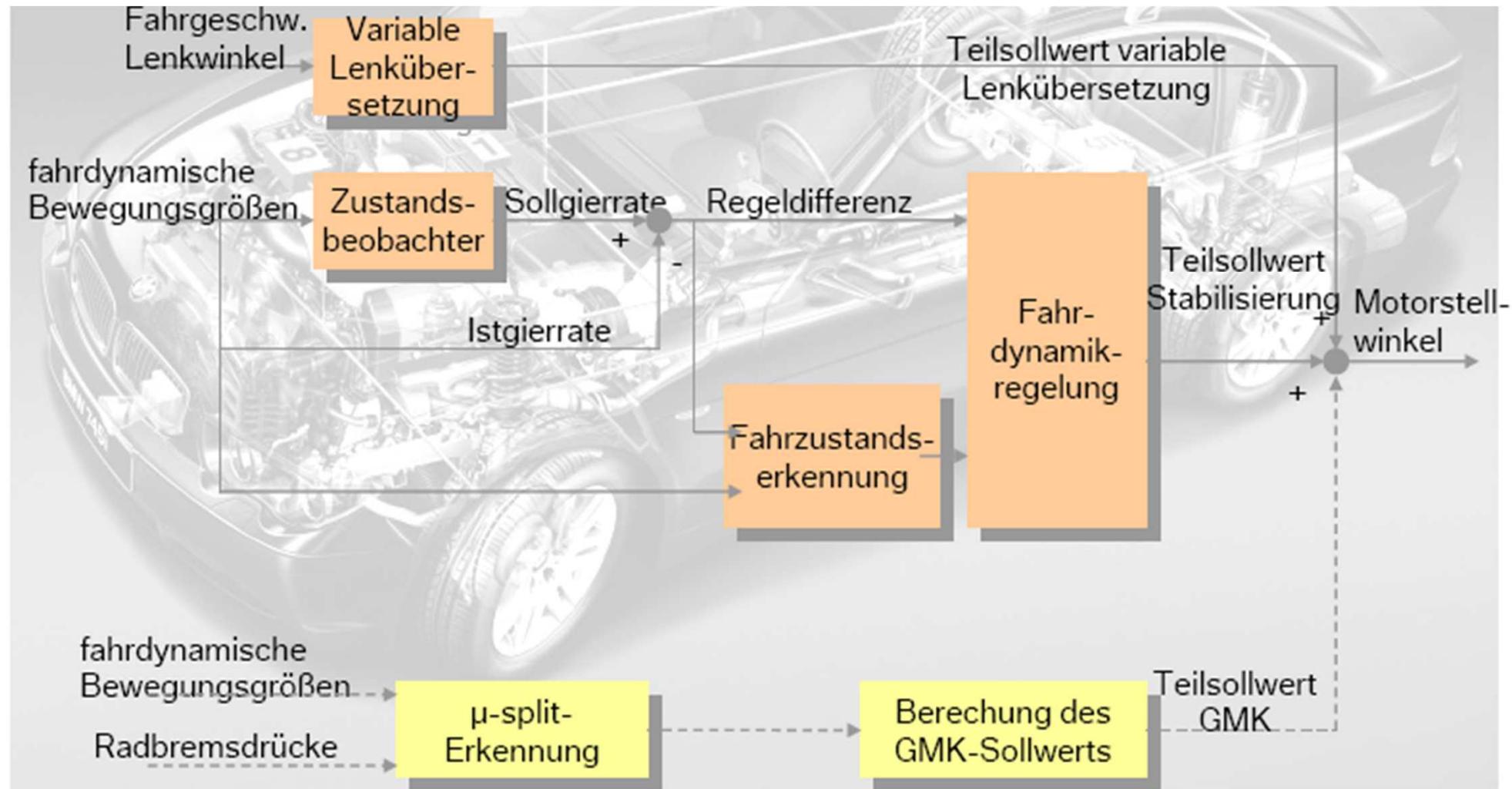
Lenkungsregelung Überblick



Lenkungsregelung – Aktivlenkung Systemüberblick

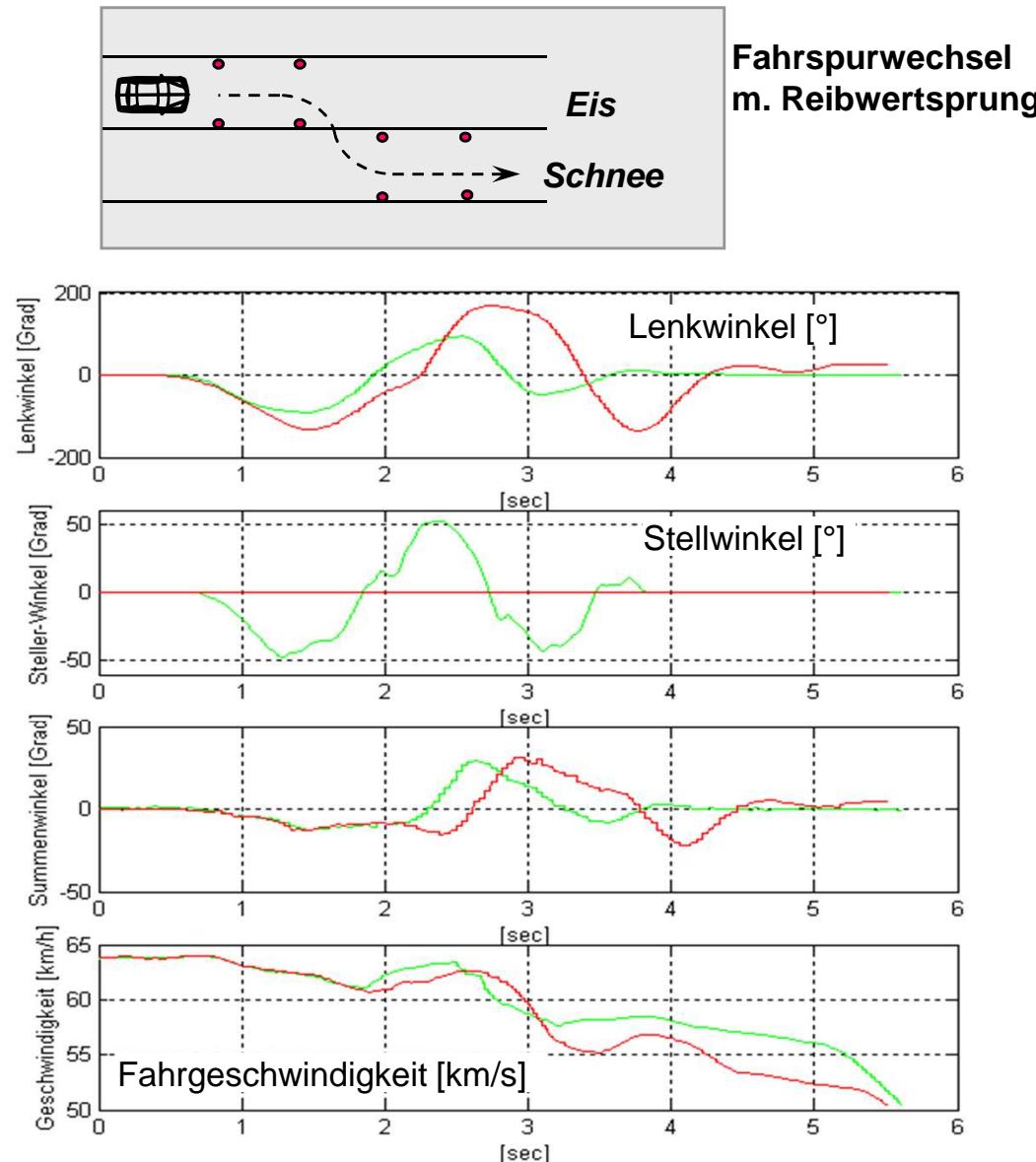


Lenkungsregelung – Aktivlenkung Ansteuerung



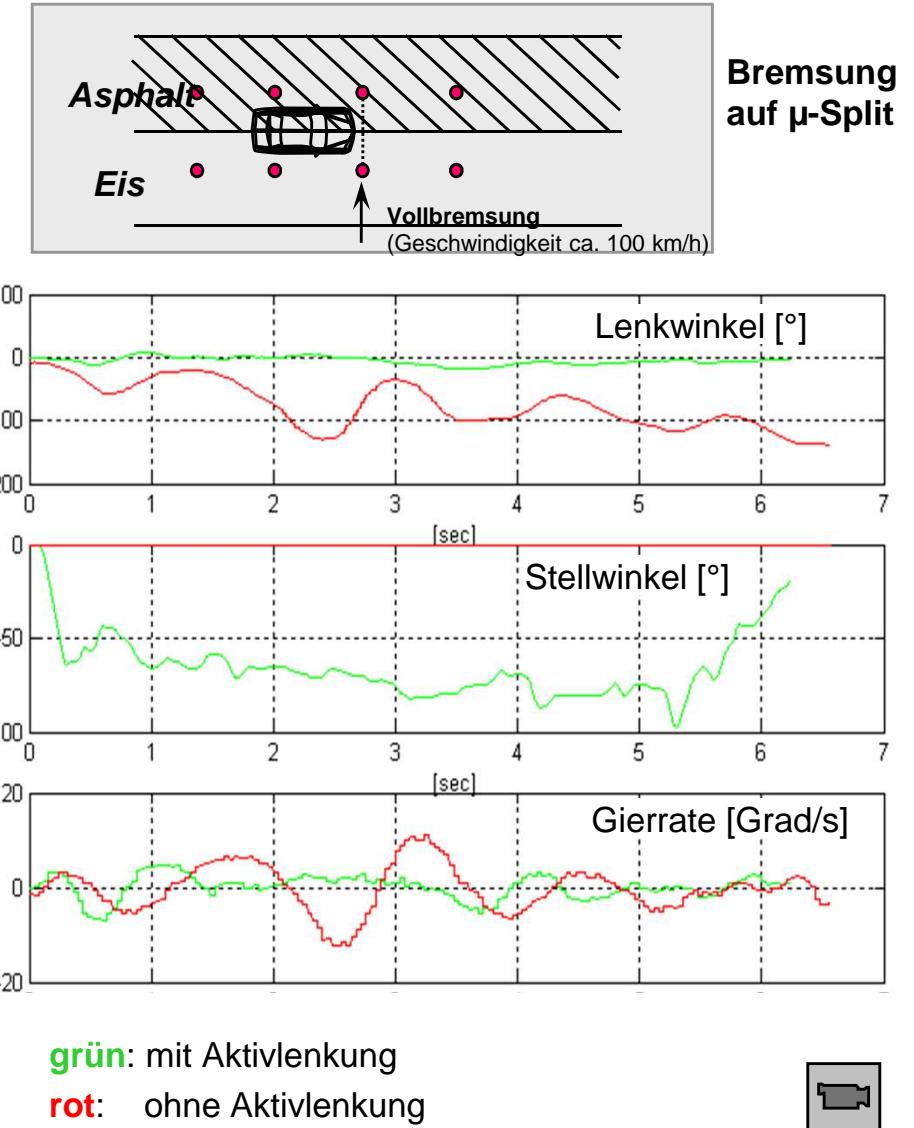
Quelle: BMW

Gierratenregelung



Quelle: BMW

Giermomentenkompensation



Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!

Fahrzeugregelung Antriebskraftverteilung



**Prof. Dr.-Ing. Steffen Müller
M.Sc. Osama Al-Saidi
Fachgebiet Kraftfahrzeuge • Technische Universität Berlin**

Einleitung

Ziele der Antriebskraftverteilung

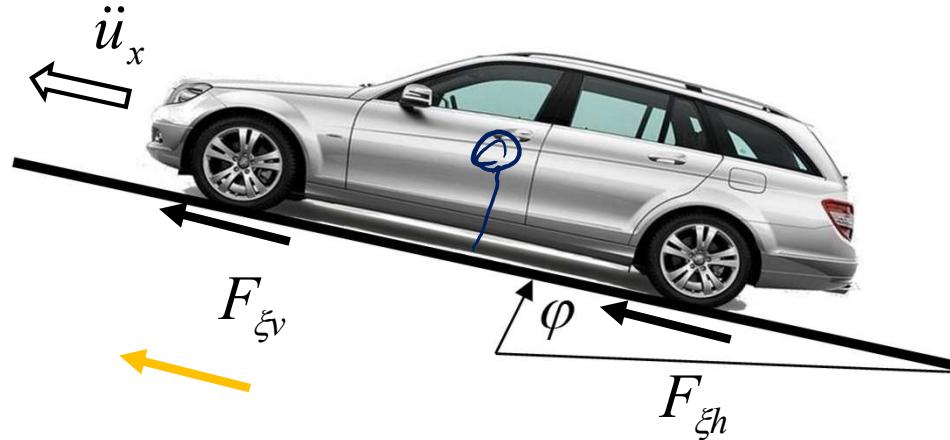
Über eine **Antriebskraftverteilung** kann das Antriebsmoment **variabel** zwischen **links und rechts** sowie **vorne und hinten** verteilt werden.

Hierdurch können die folgenden **fahrdynamischen Ziele** erreicht werden:

- Verbesserung **Traktion an Steigungen**
- Verbesserung **Traktion** in μ -low und μ -Split Situationen
- Verbesserung **Traktion** beim **Beschleunigen aus enger Kurve**
- Verminderung **Beschleunigungsuntersteuern**
- Verbesserung des **Anlenkverhaltens**
- Steigerung der **maximalen Querbeschleunigung**
- Umsetzung einer **Gierratenregelung**
- Beeinflussung der **Lastwechselreaktion**
- Beeinflussung des **Eigenlenkverhaltens**

Ziele der Antriebskraftverteilung

Traktion an Steigungen

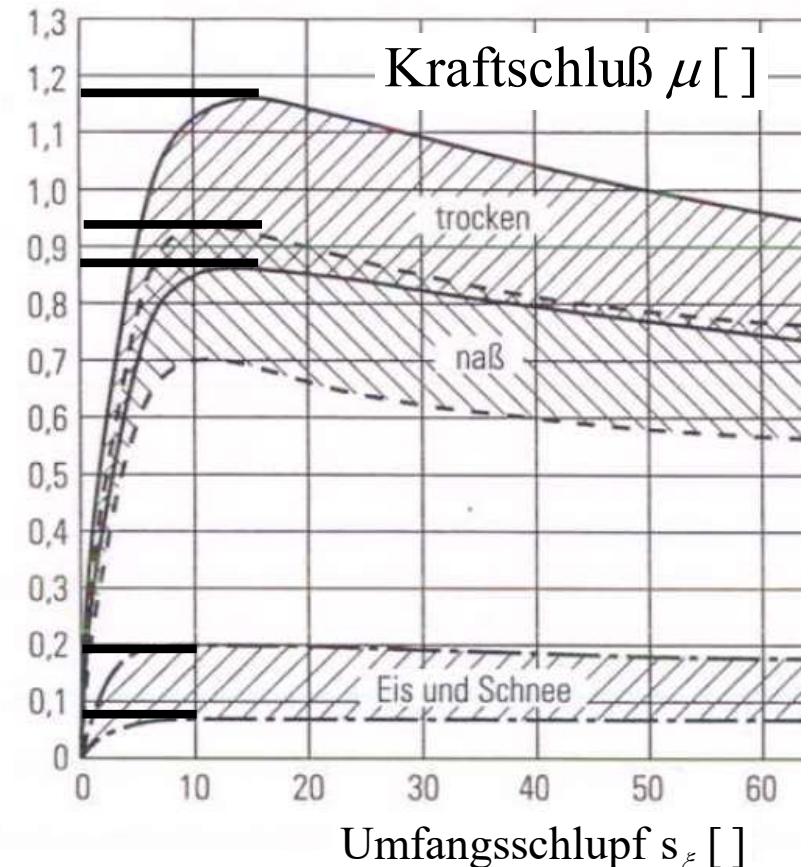


ohne Antriebskraftverteilung (Vorderradantrieb)

Ausnutzung des **maximal möglichen**
Traktionspotenzials an allen Rädern.

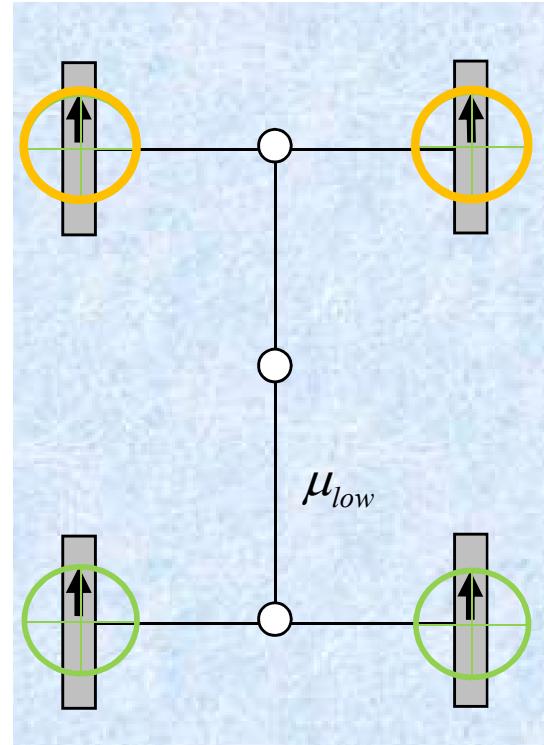
$$F_{\xi v} = N_{\xi v} \mu \quad \text{und} \quad F_{\xi h} = N_{\xi h} \mu, \quad \text{mit}$$

$$N_{\xi h} > N_{\xi v}$$



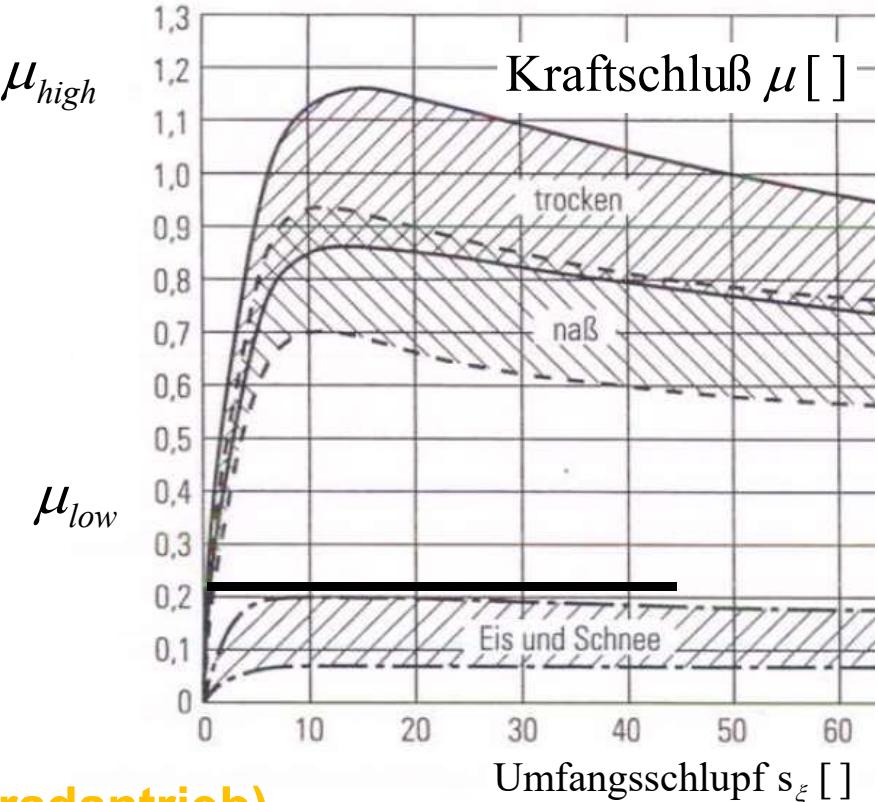
Ziele der Antriebskraftverteilung

Traktion in μ -low und μ -Split Situationen



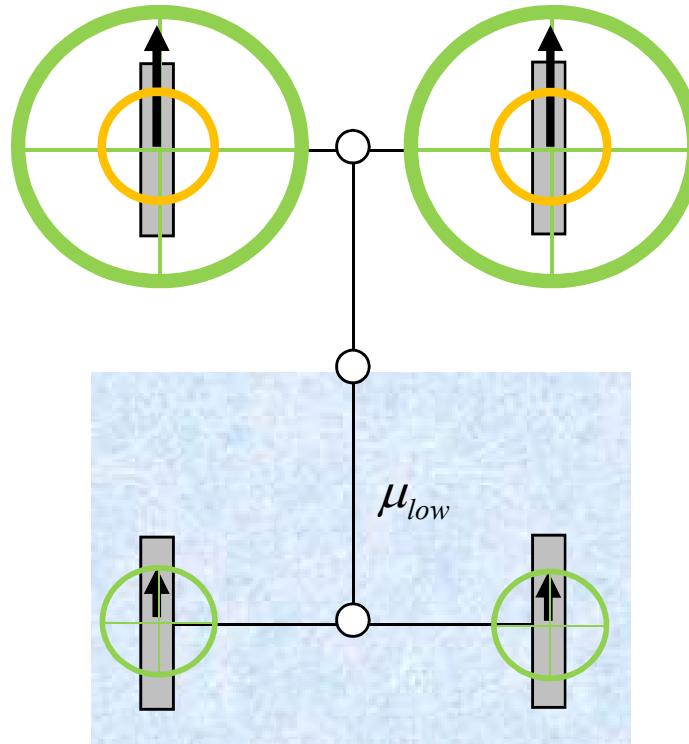
ohne Antriebskraftverteilung (Vorderradantrieb)

Ausnutzung des **maximal möglichen Traktionspotenzials an allen Rädern bei μ -low ...**



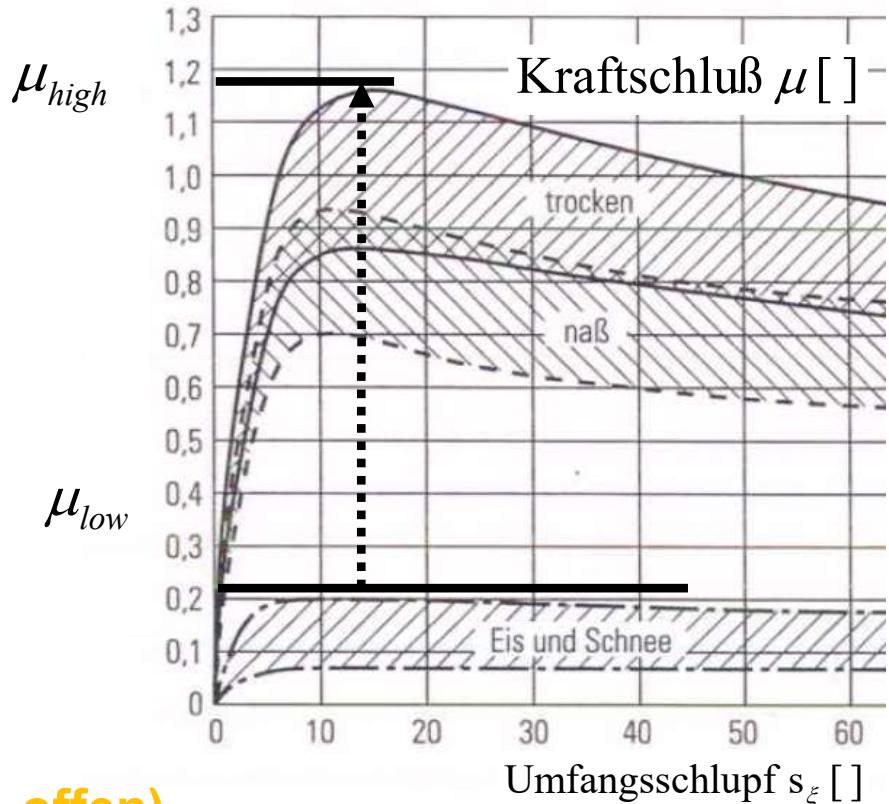
Ziele der Antriebskraftverteilung

Traktion in μ -low und μ -Split Situationen



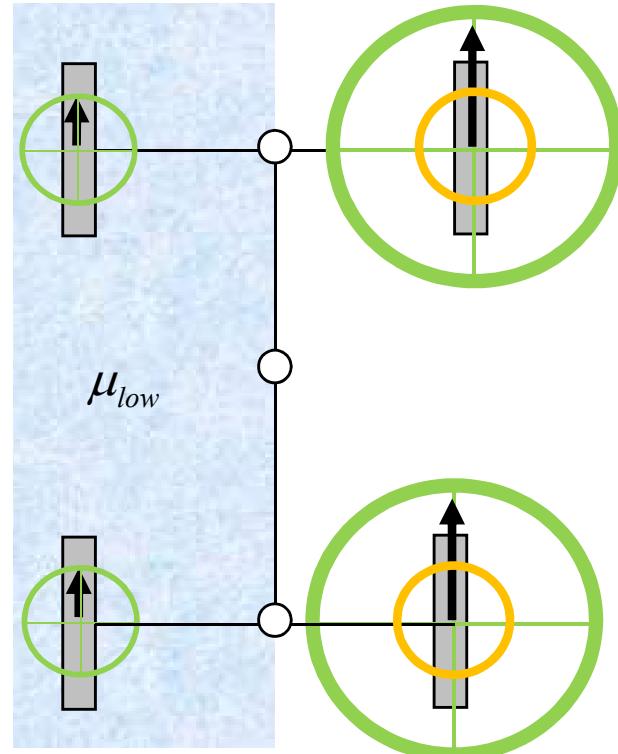
ohne Antriebskraftverteilung (Allrad, offen)

Ausnutzung des maximal möglichen Traktionspotenzials an allen Rädern
bei μ -low, μ -Split vorne-hinten (μ -Sprung)...

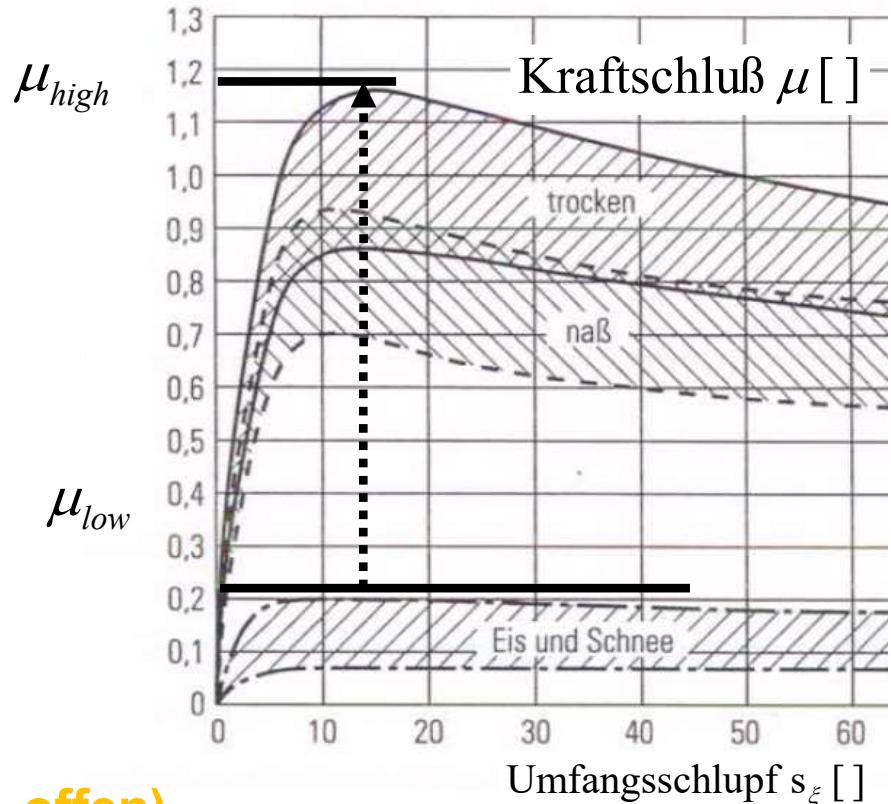


Ziele der Antriebskraftverteilung

Traktion in μ -low und μ -Split Situationen



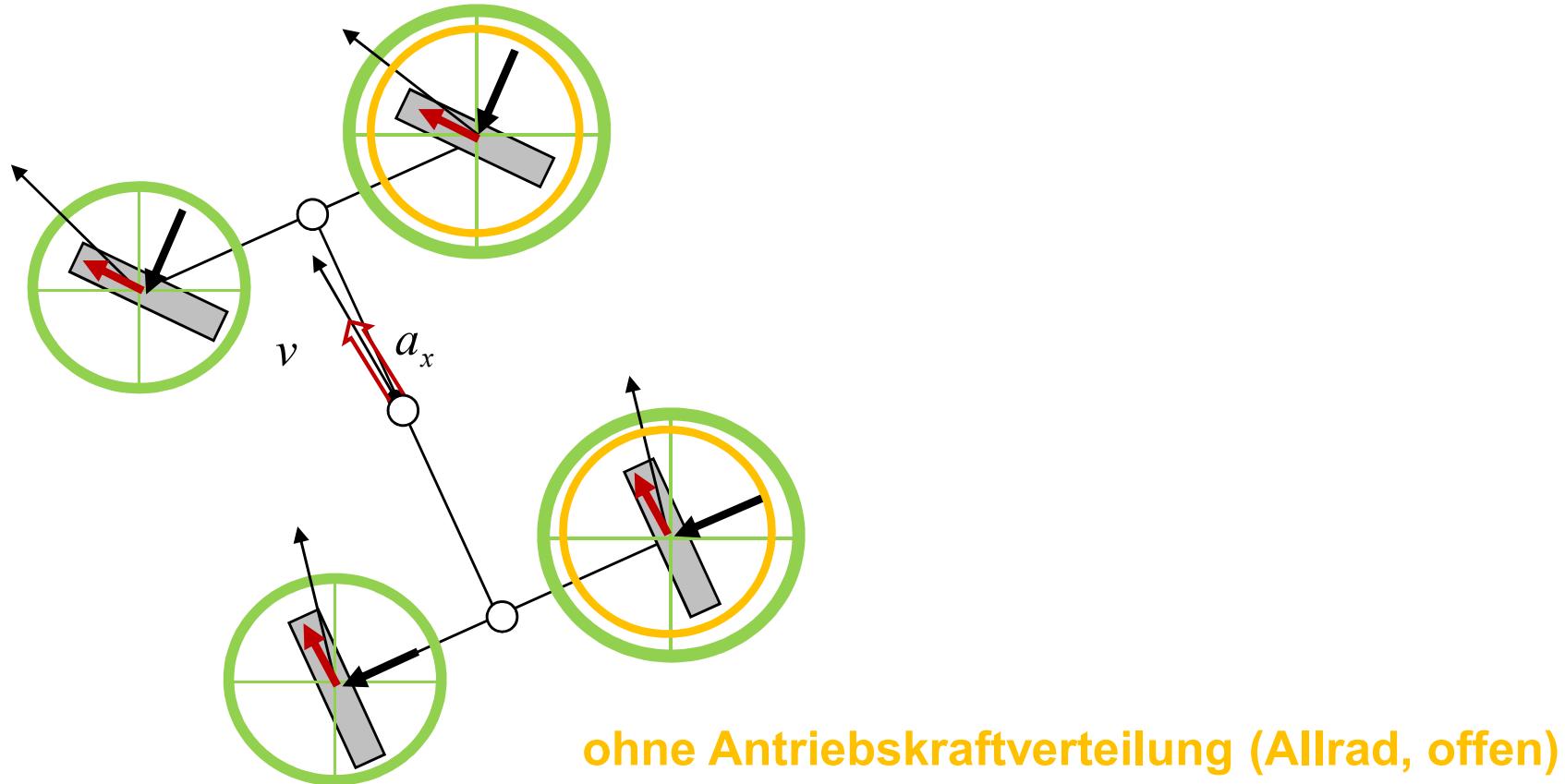
ohne Antriebskraftverteilung (Allrad, offen)



Ausnutzung des maximal möglichen Traktionspotenzials an allen Rädern bei μ -low, μ -Split vorne-hinten und μ -Split links-rechts.

Ziele der Antriebskraftverteilung

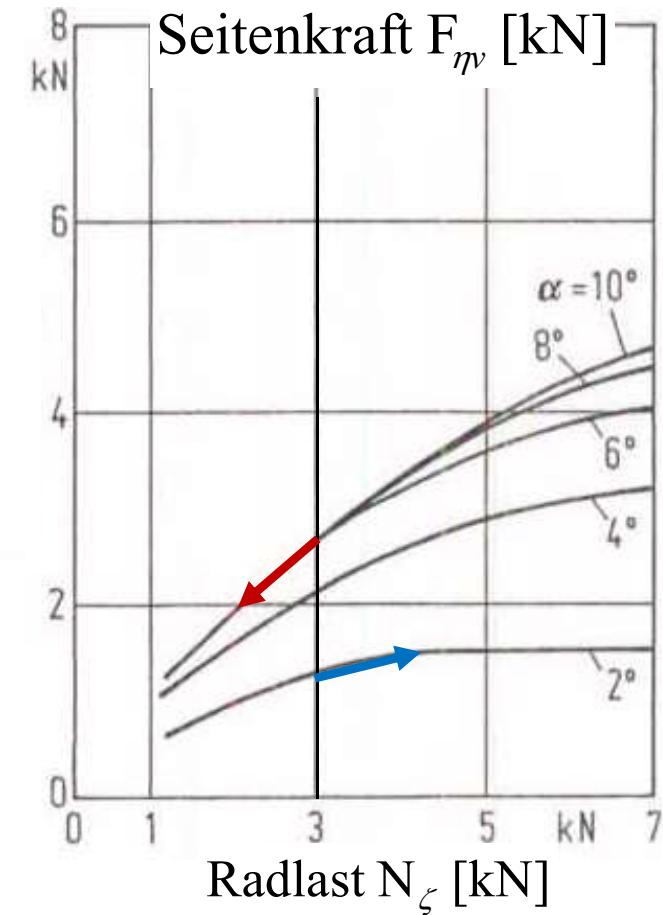
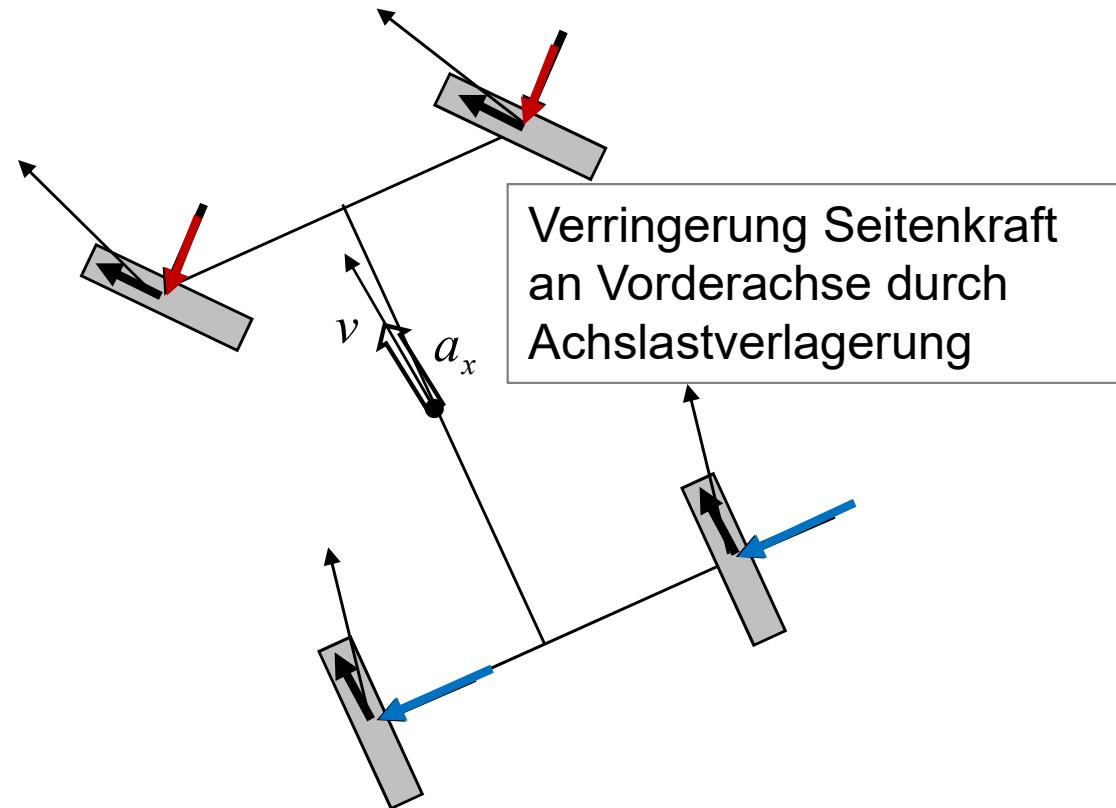
Traktion beim Beschleunigen aus enger Kurve



Nutzung des **Traktionspotenzials**
der äußeren Räder.

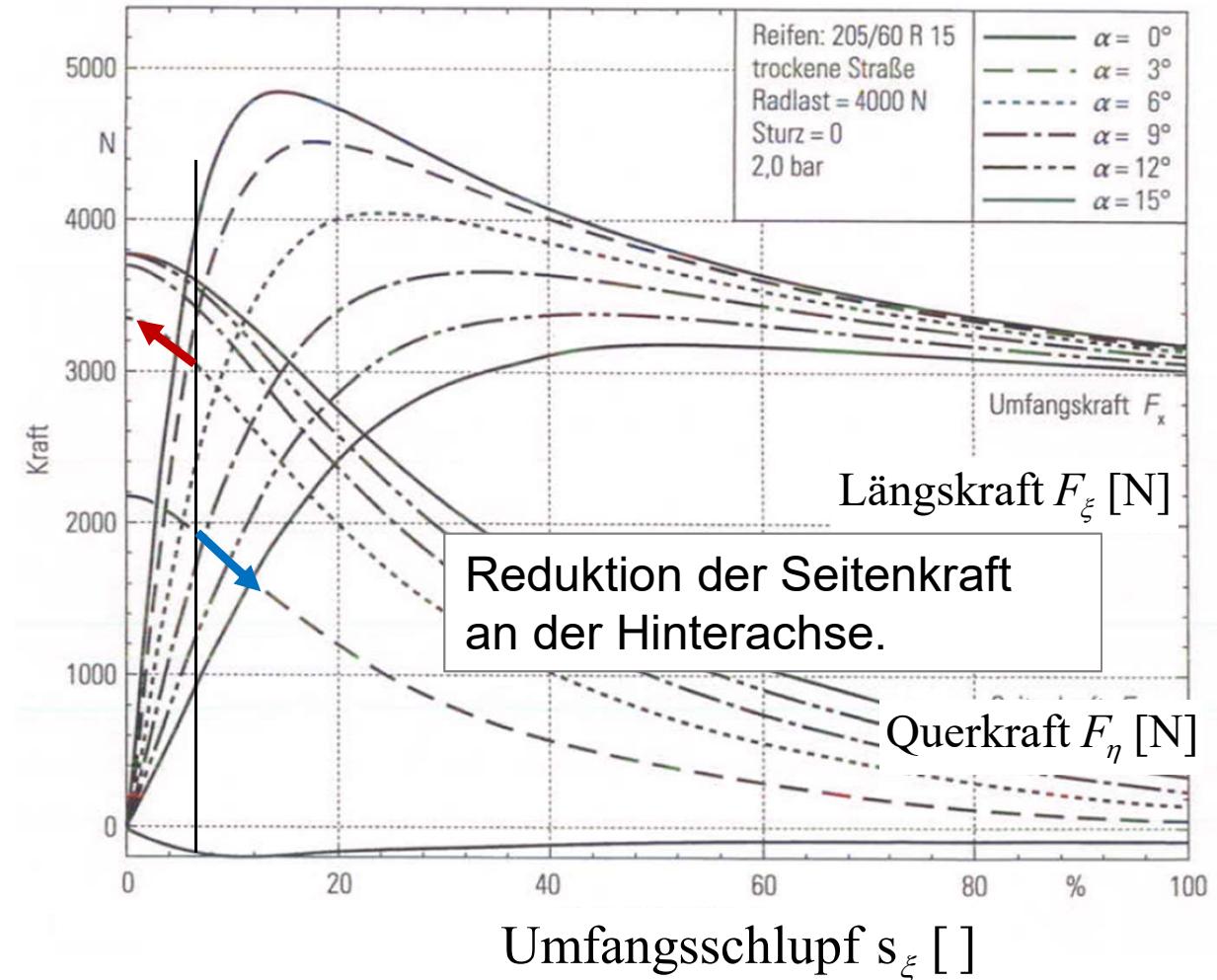
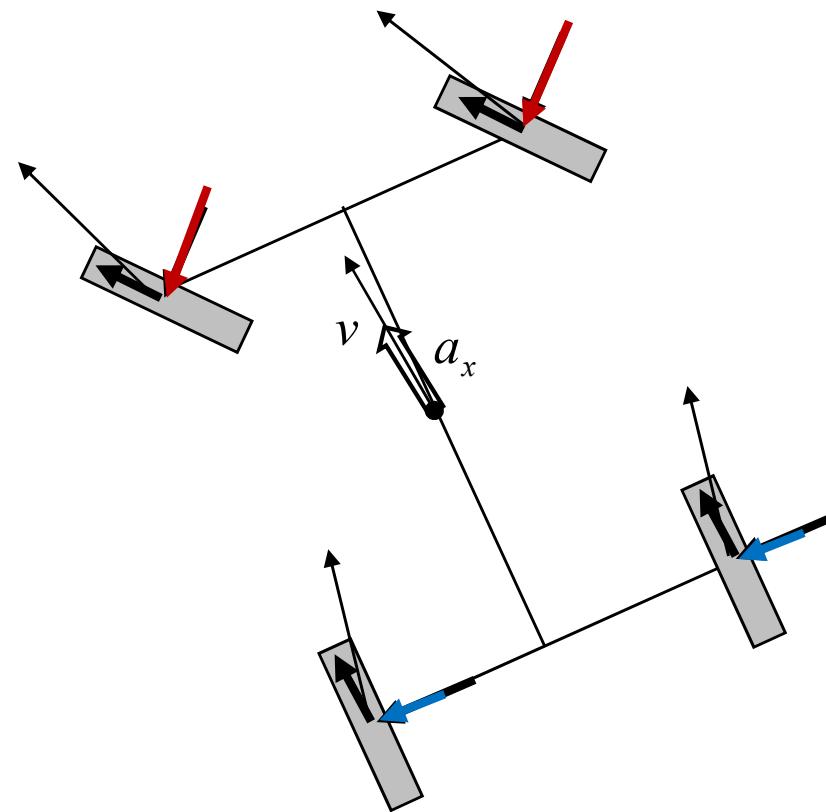
Ziele der Antriebskraftverteilung

Beschleunigungsuntersteuern



Ziele der Antriebskraftverteilung

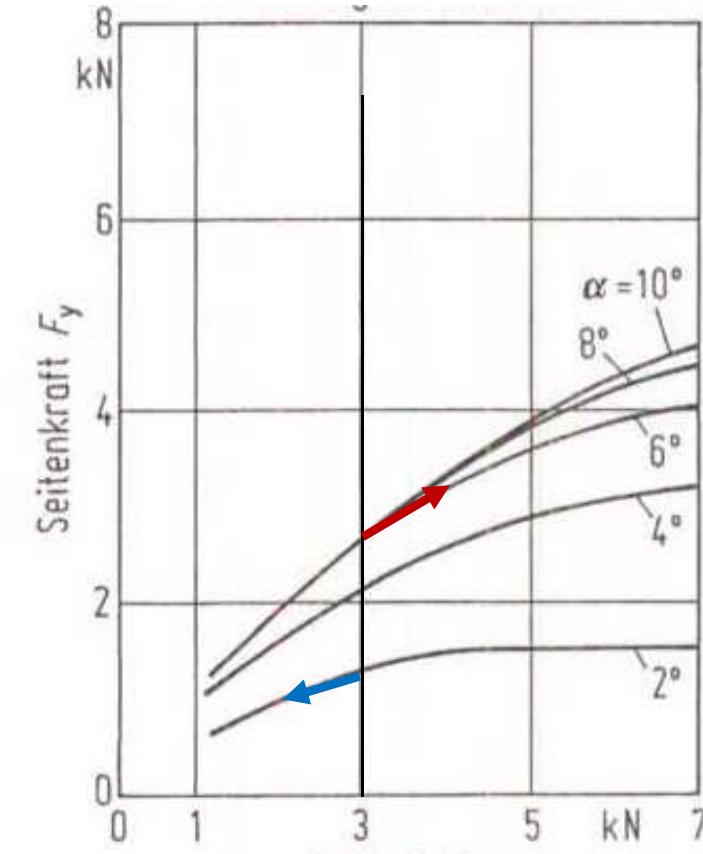
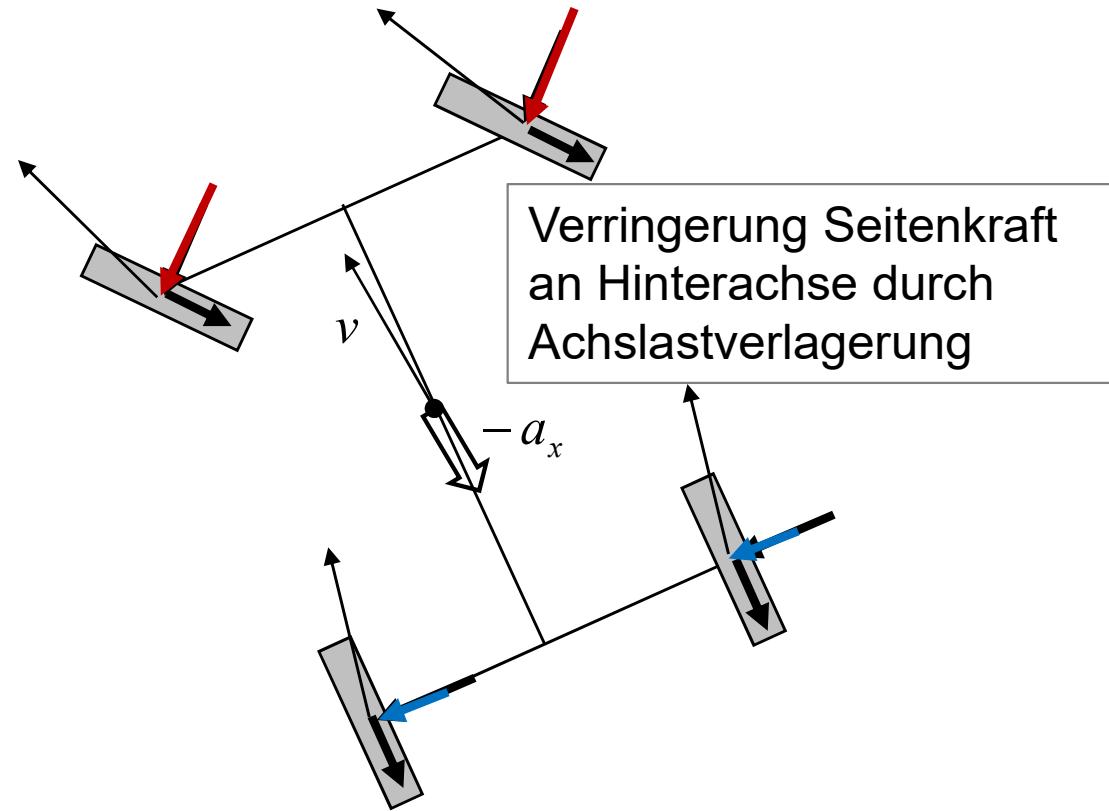
Beschleunigungsuntersteuern



Verringerung der Untersteuertendenz durch Erhöhung des Antriebsanteils an der Hinterachse.

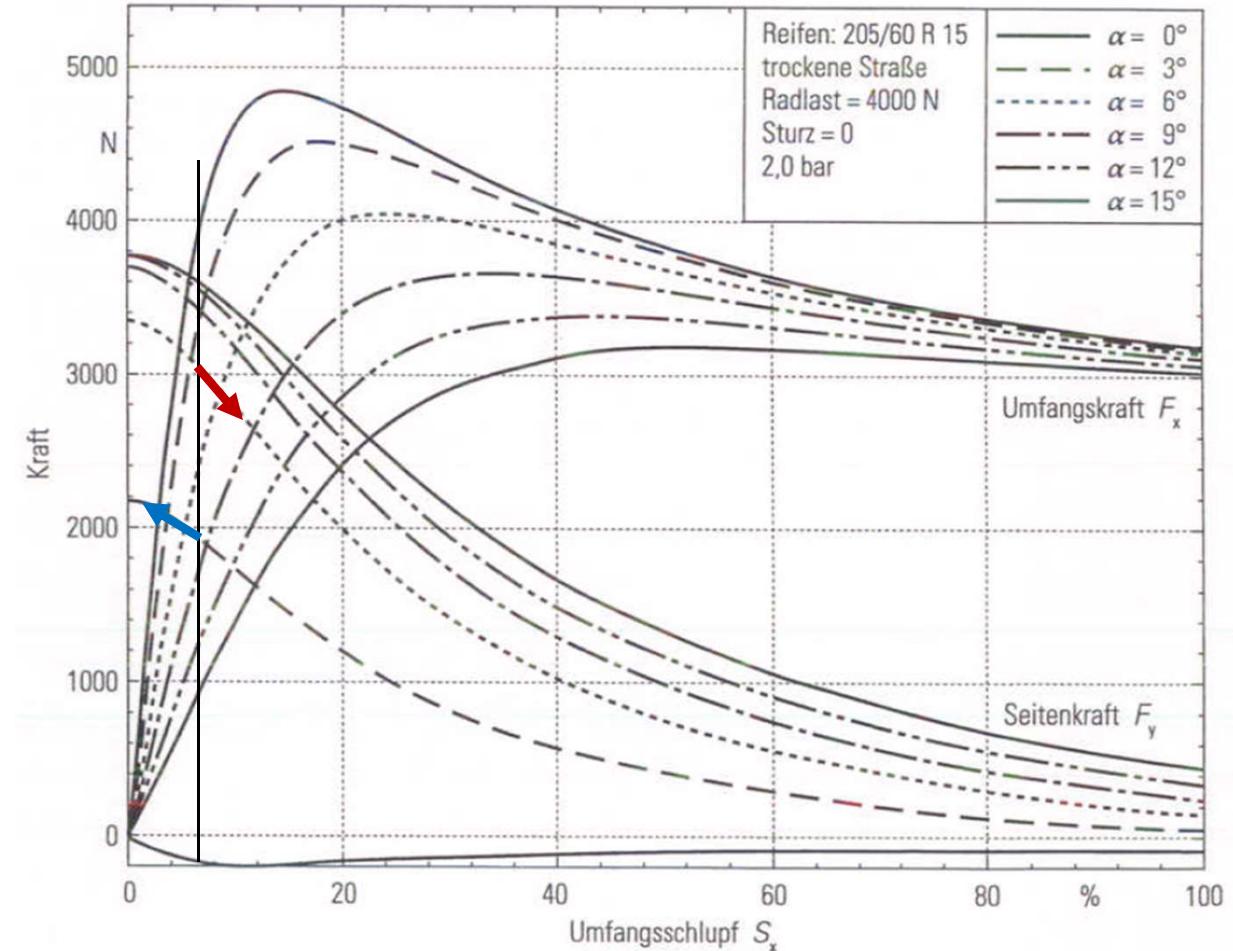
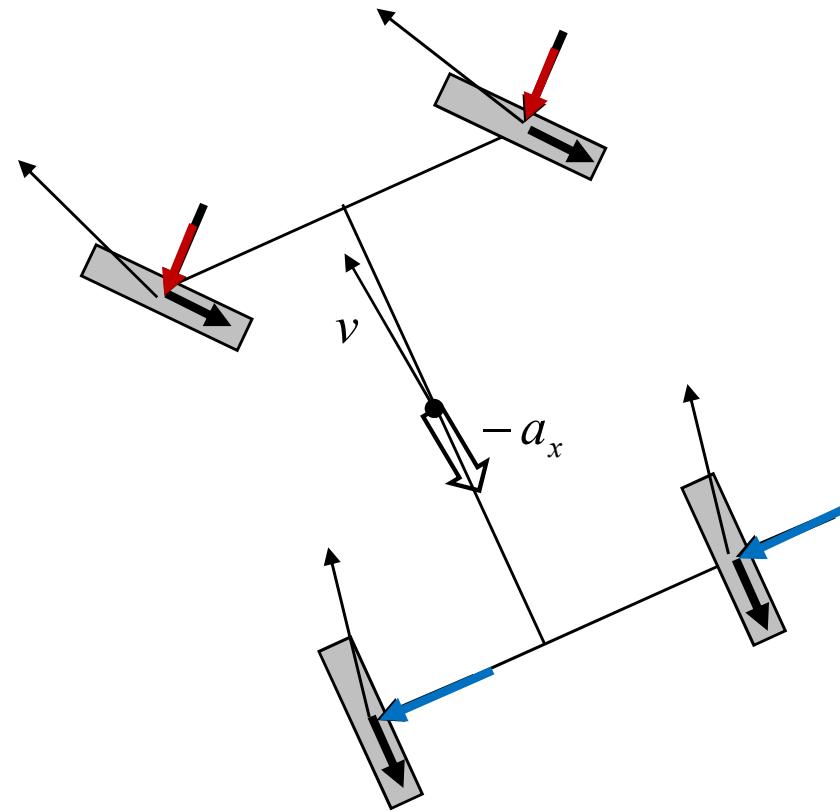
Ziele der Antriebskraftverteilung

Lastwechselreaktion Übersteuern



Ziele der Antriebskraftverteilung

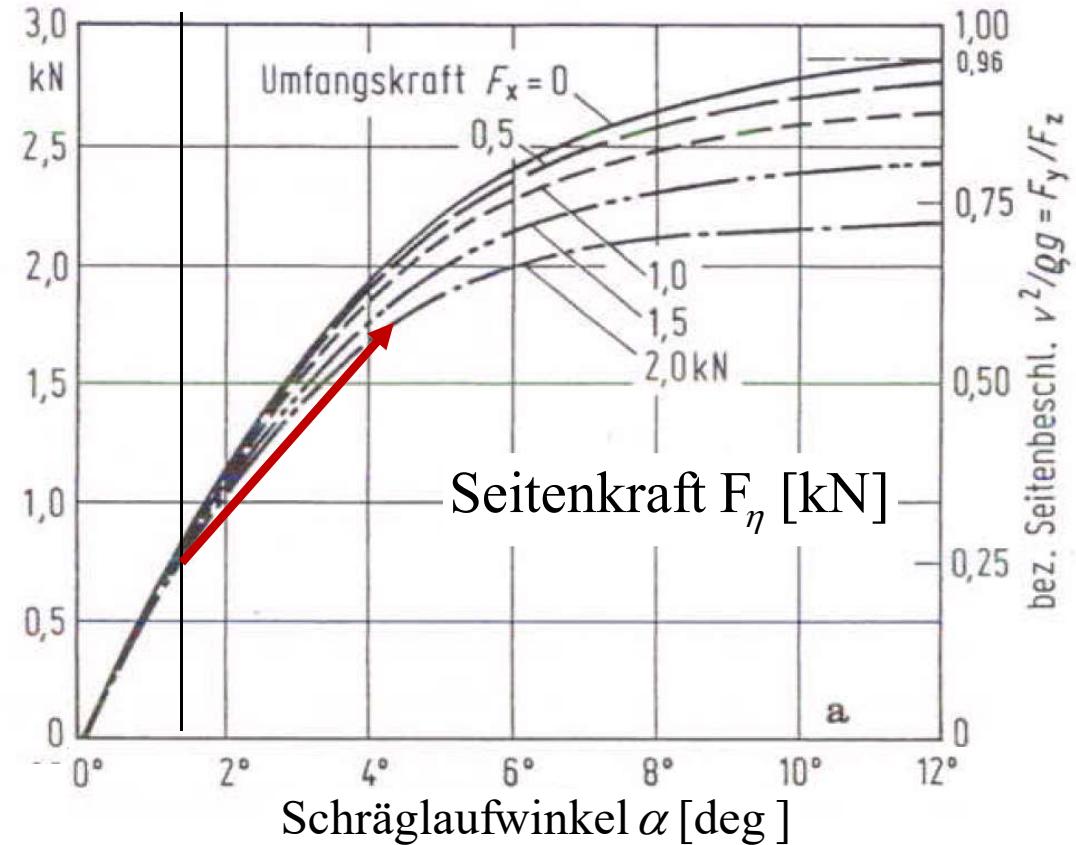
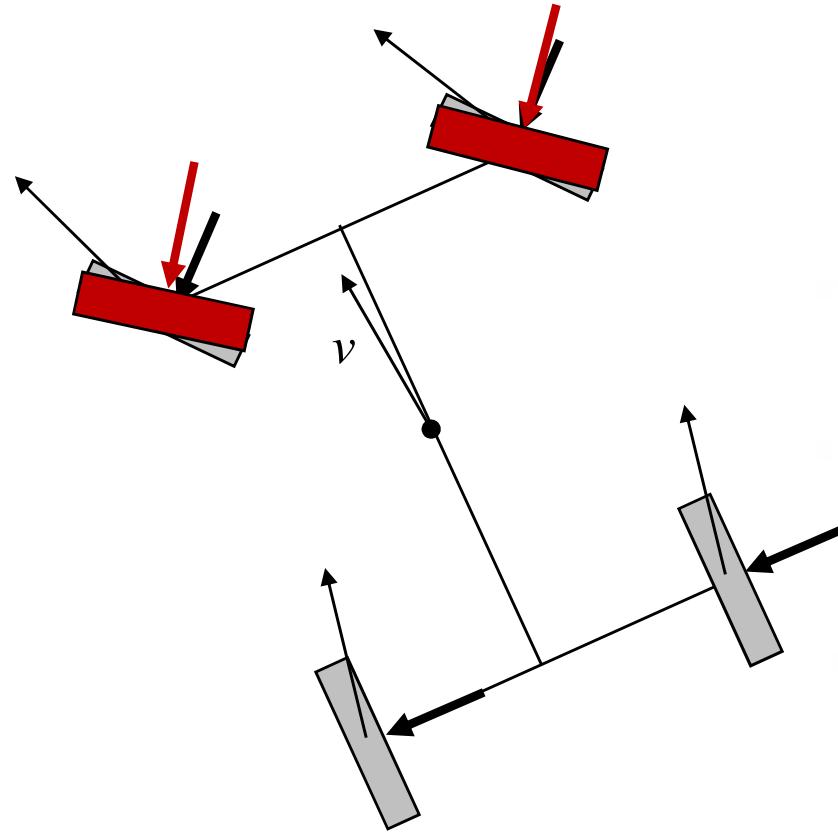
Lastwechselreaktion Übersteuern



Verringerung der Übersteuertendenz durch Erhöhung des Antriebsanteils an der Vorderachse.

Ziele der Antriebskraftverteilung

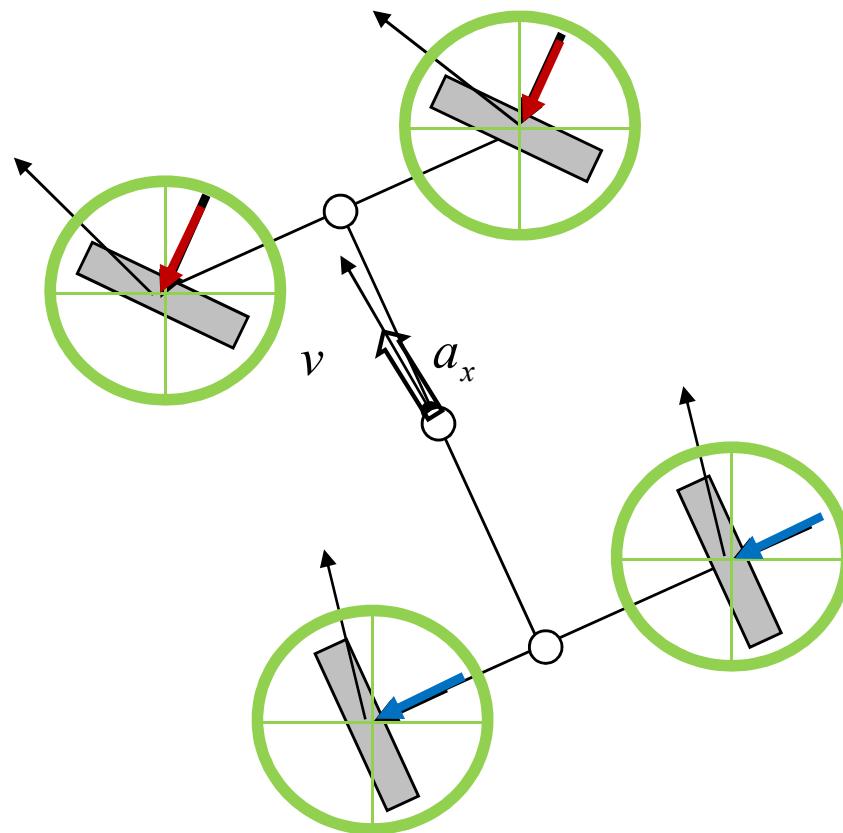
Anlenkverhalten



Verbesserung des **Gierratenaufbaus** durch ein- oder ausdrehendes Giermoment.

Ziele der Antriebskraftverteilung

Maximale Querbeschleunigung



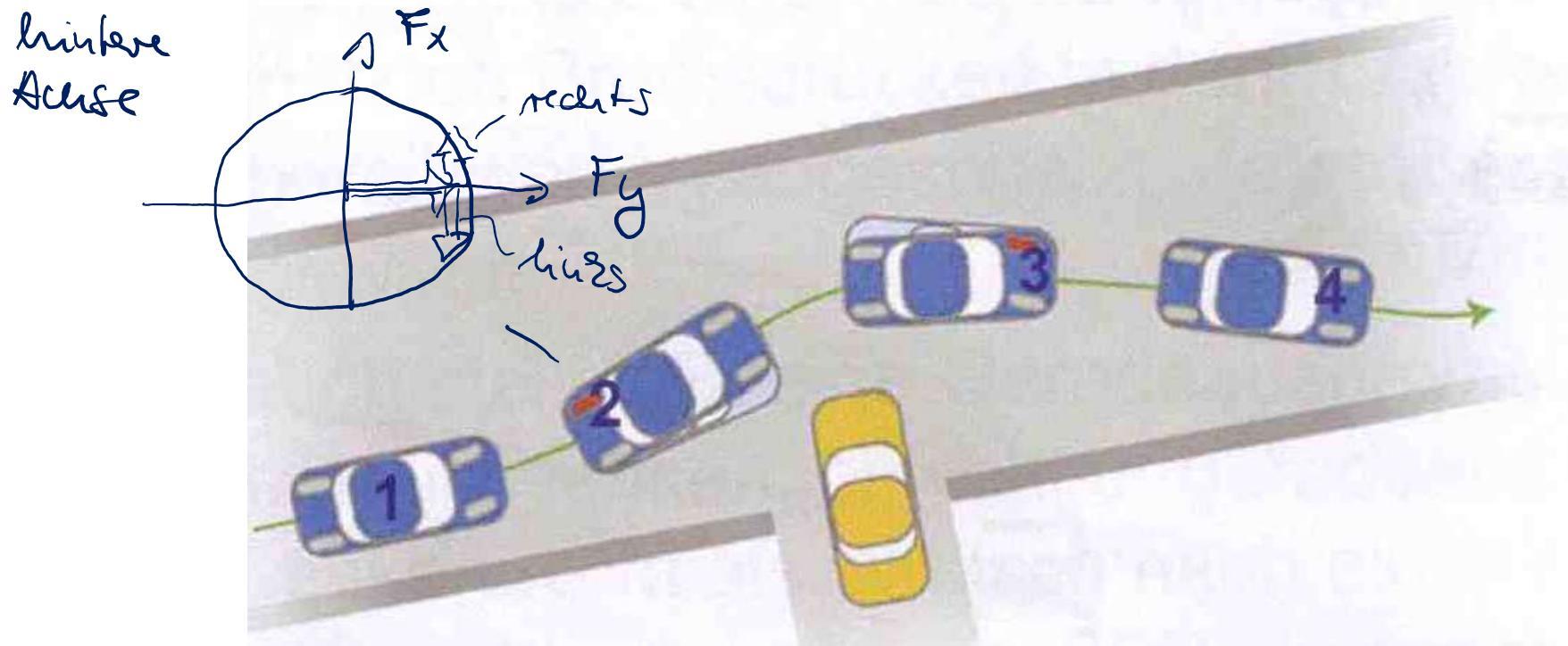
Untersteuernd ausgelegte Fahrzeuge erreichen zuerst an der Vorderachse die Kraftschlussgrenze

Erhöhung der maximalen Querbeschleunigung durch eindrehendes Giermoment -> gleiche Kraftschlussausnutzung an beiden Achsen.

Ziele der Antriebskraftverteilung

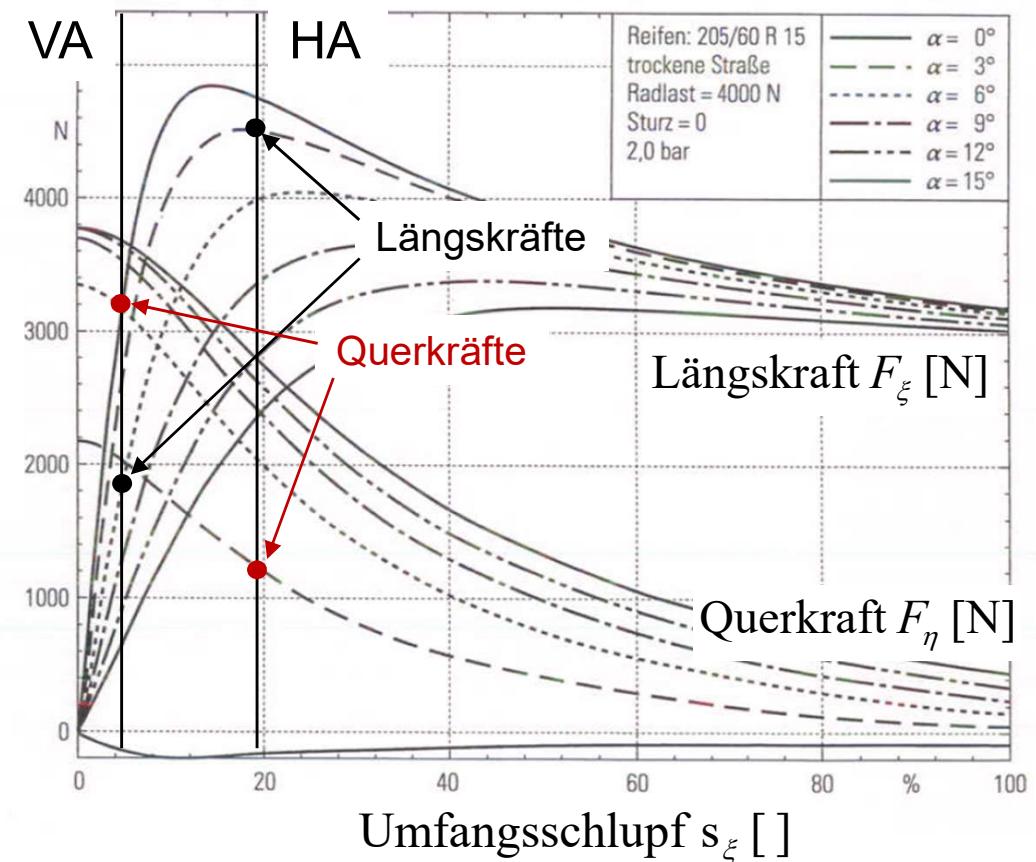
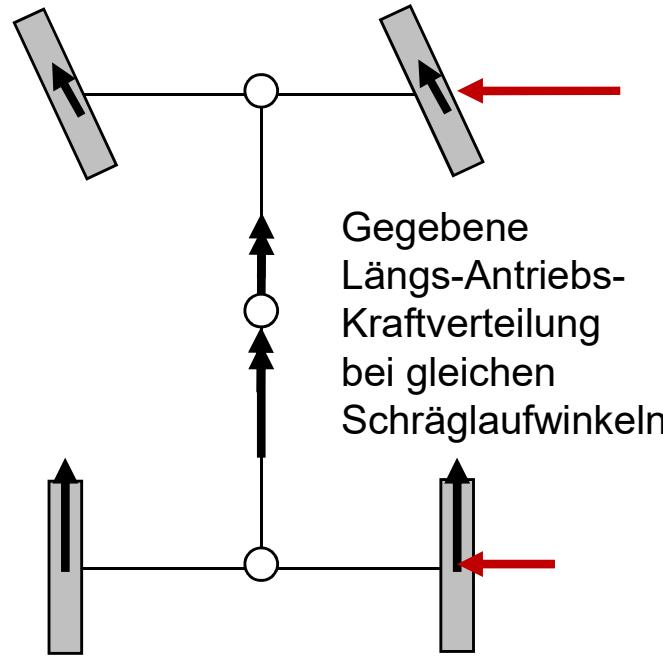
Gierratenregelung

Beispiel: Ausweichmanöver bzw. doppelter Spurwechsel



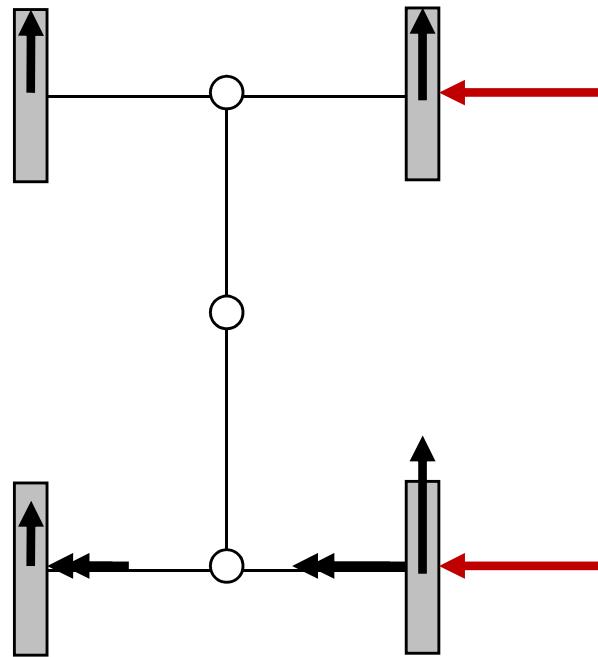
Zusätzliches Giermomentenpotenzial und späterer/geringerer Eingriff des **ESP**-Systems.

Vergleich von Längs- und Querverteilung Giermomentenpotenzial bei Längsverteilung



- „Indirektes“ Giermoment durch Änderung der Querkraft
- Kein Giermoment bei Geradeausfahrt

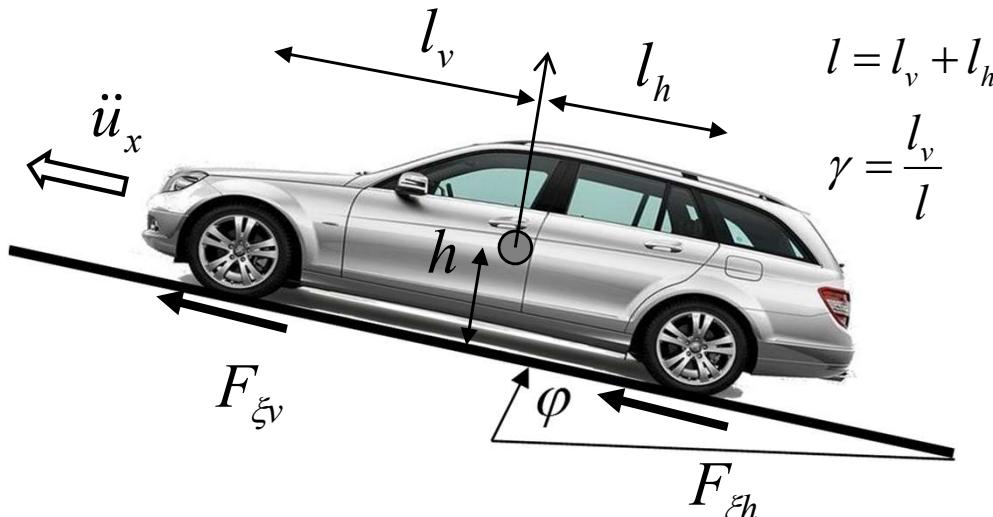
Vergleich von Längs- und Querverteilung Giermomentenpotenzial bei Querverteilung



- „Direktes“ Giermoment durch asymmetrische Antriebskräfte,
auch bei Geradeausfahrt

Einfluss Antriebskraftverteilung auf Fahrdynamik

Traktion an Steigungen



SPS in x-Richtung mit $\ddot{x}_x = \ddot{x}_{x_v} = \ddot{x}_{x_h}$
und F_L ergibt

$$m \ddot{x}_x = -m g \sin \varphi + F_{Fv} + F_{Fer} \quad (1)$$

~ 9 für $\varphi < 30^\circ$

Drahsatz um y-Achse liefert bei
konst. Längsbeschleunigung

$$\Theta = -N_{\xi_v} l_v + N_{\xi_h} l_h - (F_{Fv} + F_{Fer}) h \quad (2)$$

SPS in z-Richtung bei Vernach-
lässigung von Vertikalbewegungen

$$N_{\xi_v} + N_{\xi_h} = m g \cos \varphi \quad (3)$$

Für die Längskräfte gilt

$$F_{Fv} = \mu N_{\xi_v} \quad F_{Fer} = \mu N_{\xi_h} \quad (4)$$

Einfluss Antriebskraftverteilung auf Fahrdynamik

Traktion an Steigungen

Mit (1) und (2) folgt zunächst

$$\mu_{mix} = -\mu g \varphi + \frac{1}{e} (N_{ger,lr} - N_{gr,lv})$$

Damit ergibt sich für N_{gr} mit (3)

$$N_{gr} = \frac{\mu g l_{er} - \mu_{mix} l_r - \mu g l_f}{e} \quad (5)$$

Analog

$$N_{ger} = \frac{\mu g l_v + \mu_{mix} l_r + \mu g l_f}{e} \quad (6)$$

(1) Achtrad mit geschlossenem Differential zwischen vorne & hinten

$$\ddot{u}_{x, Au-g}^{\max} = g (\mu^{\max} - \varphi)$$

(2) Vorderrad antrieb

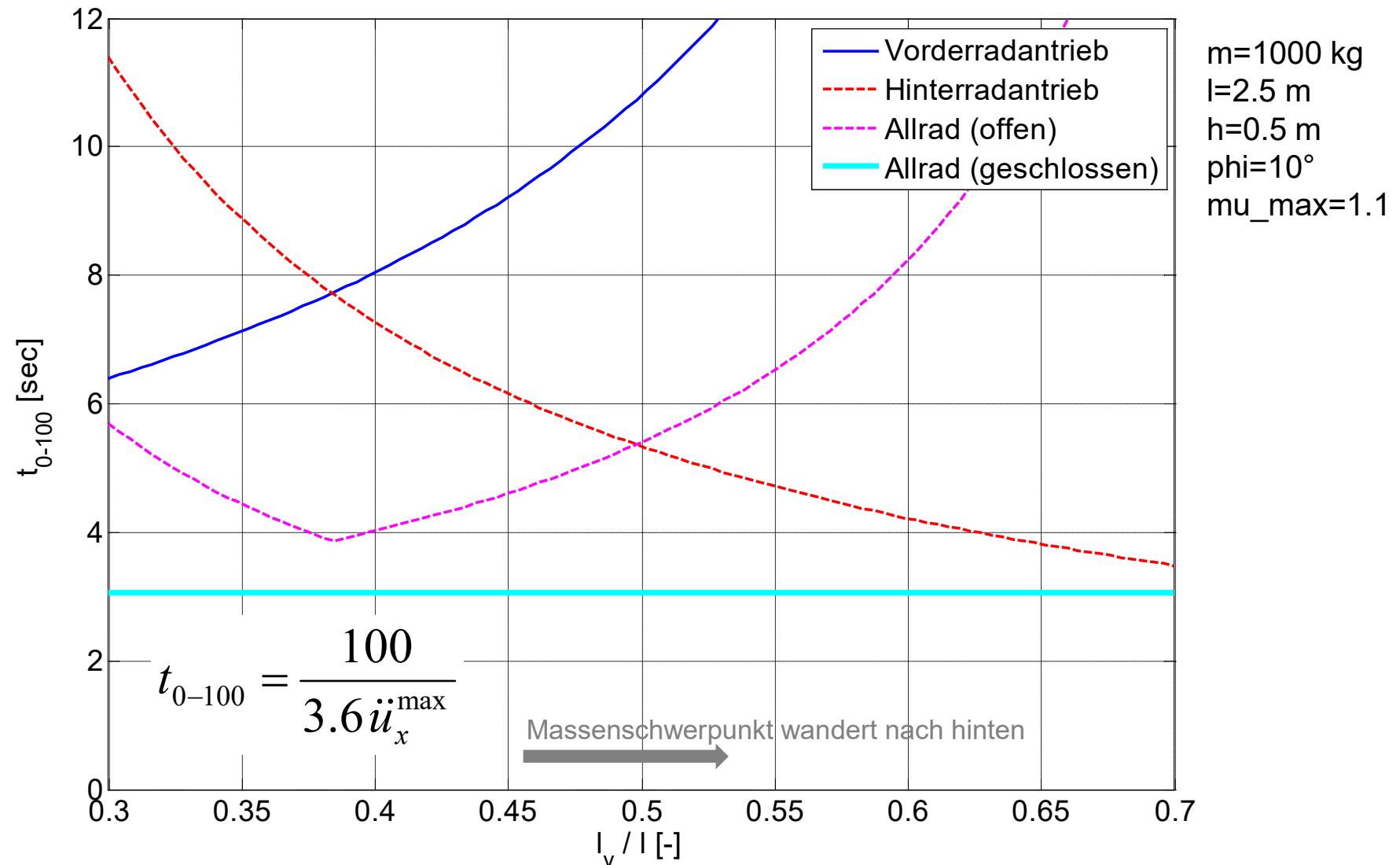
$$\ddot{u}_{x, VA}^{\max} = g \left(\frac{\mu^{\max} ((l(1-\varphi) - l_f) - p_e)}{l + \mu^{\max} l_r} \right)$$

(3) Hinterrad antrieb

$$\ddot{u}_{x, HA}^{\max} = g \left(\frac{\mu^{\max} (l_f + l_f) - p_e}{l - \mu^{\max} l_r} \right)$$

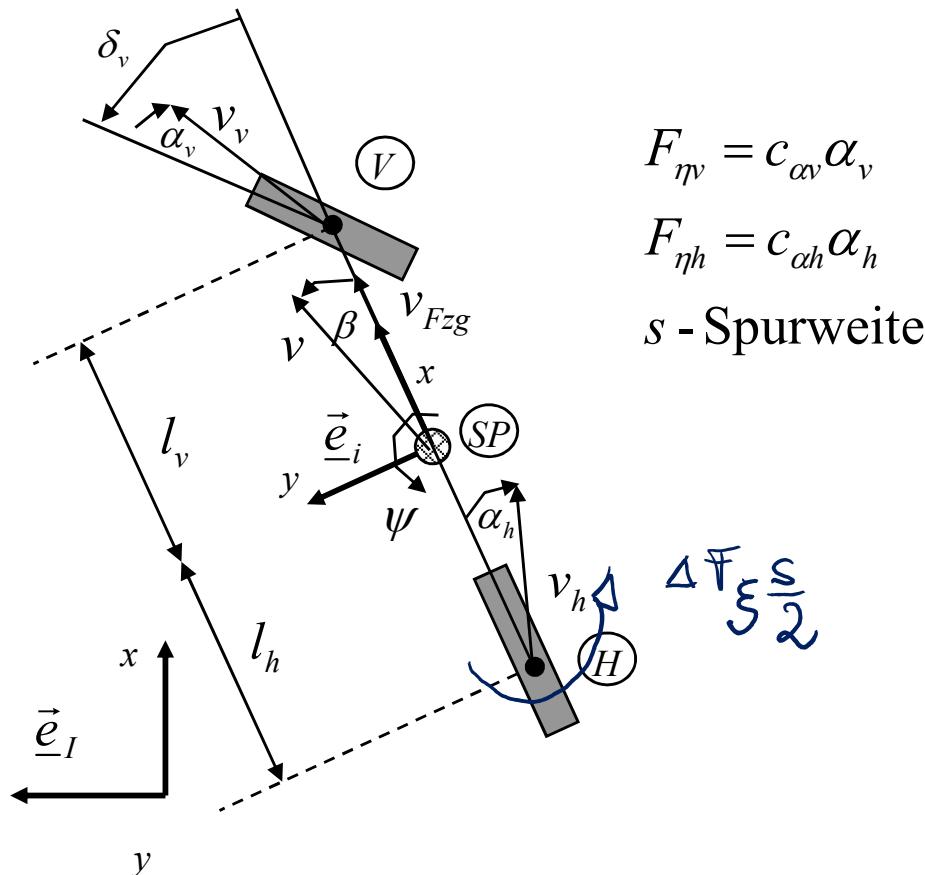
Einfluss Antriebskraftverteilung auf Fahrdynamik

Traktion an Steigungen – Gegenüberstellung



Einfluss Antriebskraftverteilung auf Fahrdynamik

Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens



Für kleine Winkel gilt

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

$$\alpha_v = -\beta + \delta_v - l_v \frac{\dot{\psi}}{v}$$

Bei der lin. ESM mit
asymmetrischer Antriebskraft-
verteilung (linken) gilt bei
stationärer Fahrt ($\dot{\psi} = 0, \dot{v} = \ddot{x}$)

$$\frac{mv^2}{g} = c_{d,v} l_v + c_{d,h} l_h$$

$$0 = c_{d,v} l_v l_v - c_{d,h} l_h l_h + \Delta F_gxi_2$$

mit

$$\Delta F_gxi_2 = F_{gxi_2} - F_{gxi_1}$$

Einfluss Antriebskraftverteilung auf Fahrdynamik

Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens

Mit

$$C_d = C_{dr} = C_{dv}$$

folgt für β und s_v

$$\begin{bmatrix} -2 & 1 \\ \hline l_r - l_v & l_v \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \beta \\ s_v \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{m\omega^2}{Jc_d} + \frac{(l_r - l_v)}{J} \\ \frac{l_v^2 + l_r^2}{J} - \frac{4F_{fs}}{2c_d} \end{Bmatrix}$$

Es ergibt sich:

$$\beta = \frac{l_r}{J} - \frac{m\omega^2 l_v}{J c_d} - \frac{\Delta F_{fs}}{2 l c_d}$$

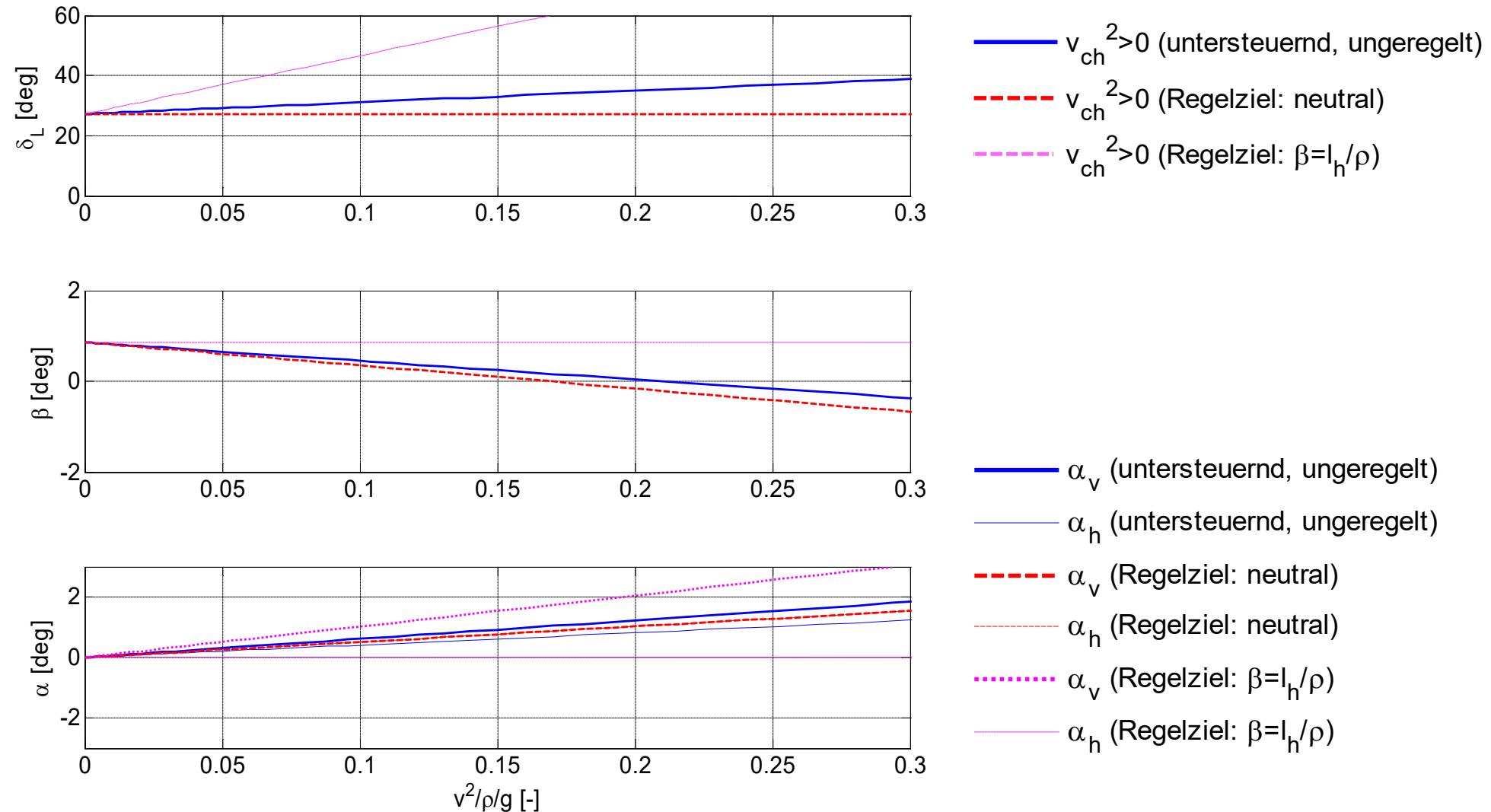
$$s_v = \frac{l}{J} + \frac{m\omega^2 (l_r - l_v)}{J c_d} - \frac{\Delta F_{fs}}{l c_d}$$

$$d_v = \frac{m\omega^2 l_r}{J c_d} - \frac{\Delta F_{fs}}{2 l c_d}$$

$$l_r = \frac{m\omega^2 l_v}{J c_d} + \frac{\Delta F_{fs}}{2 l c_d}$$

Einfluss Antriebskraftverteilung auf Fahrdynamik

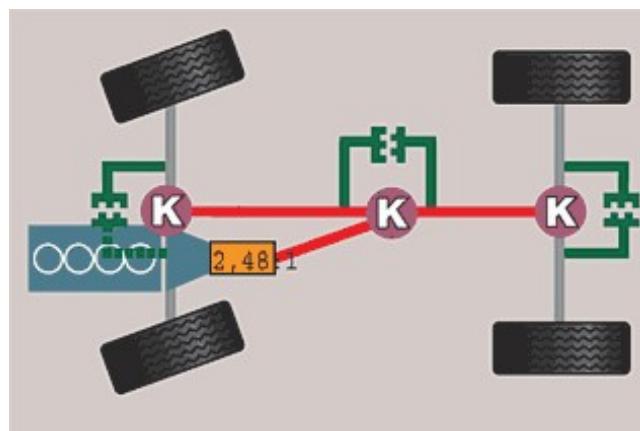
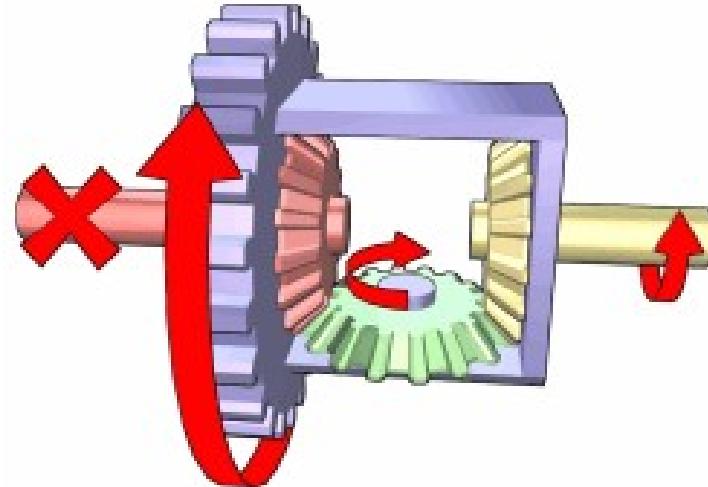
Beeinflussung des Eigenlenkverhaltens



Grundprinzipien der Antriebskraftverteilung

Differential und不同ialsperre

Kegelraddifferential

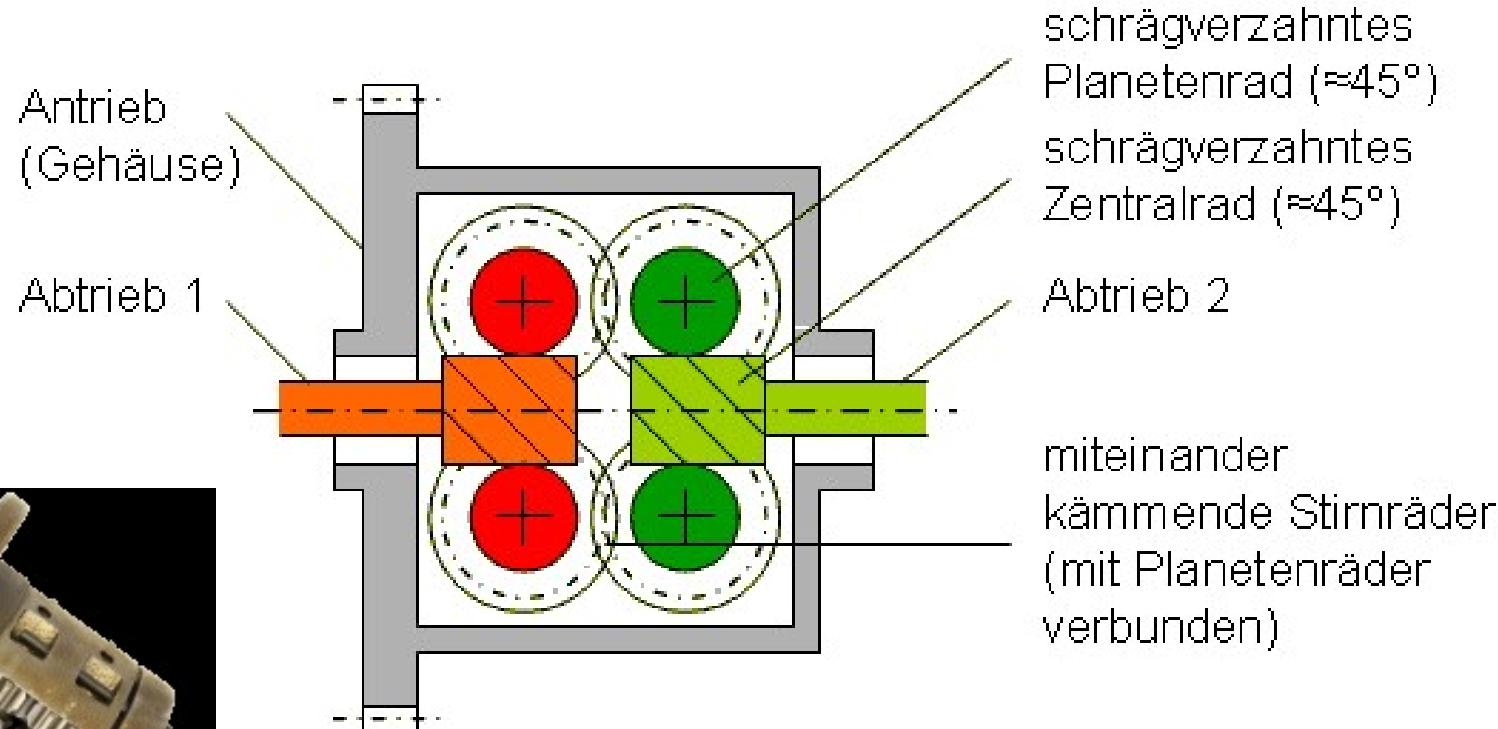


Differentialgetriebe Porsche Cayenne

Grundprinzipien der Antriebskraftverteilung

Differential - Sperrdifferential

Torsen-Ausgleichsgetriebe (drehmomentführend, z. B. Audi Quattro)

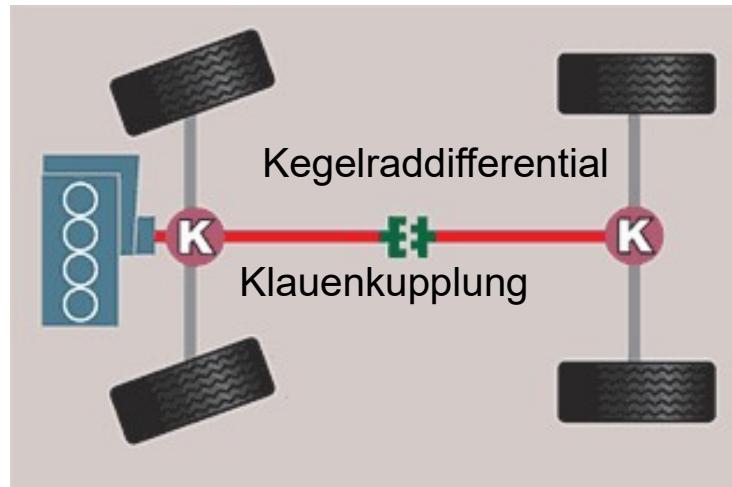


- Drehzahlendifferenz → Abrollen der Planetenräder → Reibungskräfte → Sperrwirkung
(abhängig vom übertragenen Drehmoment)

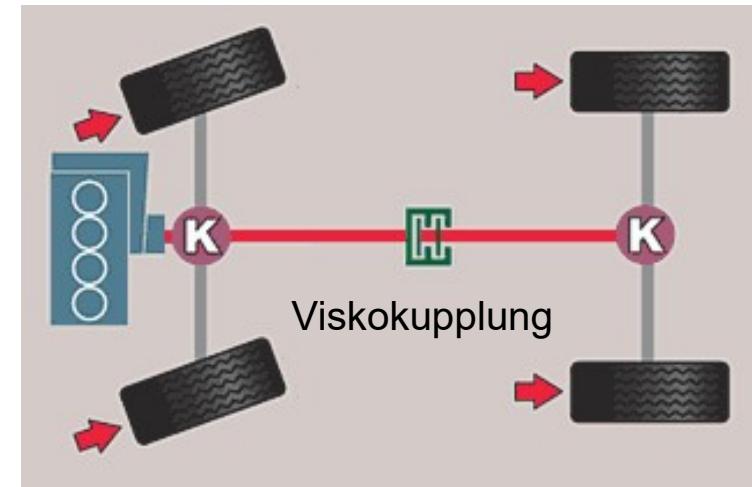
Grundprinzipien der Antriebskraftverteilung

Kupplungen

Klauenkupplung („Four-Wheel-Drive“)



Viskokupplung (drehzahlführend)

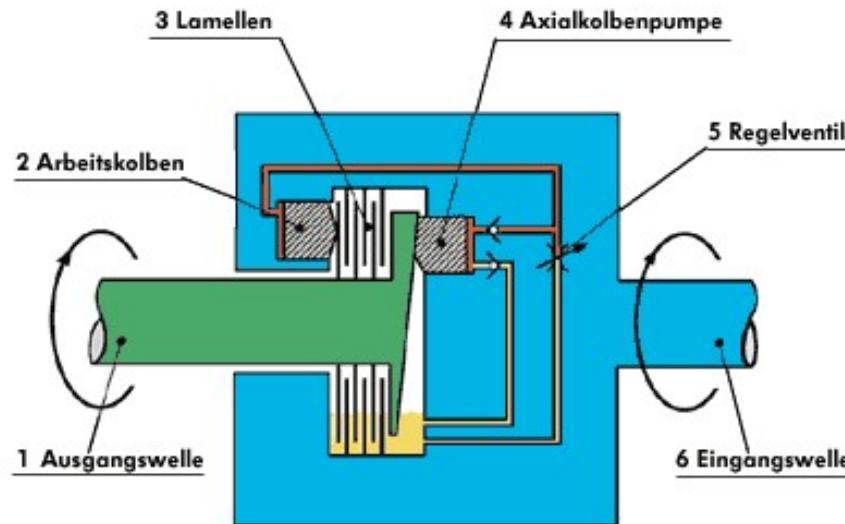


- Manuell zuschaltbar
- Einfach, robust
- Momentenverteilung 50:50
(Differential, Kupplung offen)

- Drehzahlbasierte Momentenaufteilung
- Erhöhung der Antriebskraft an Achse mit besserer Bodenhaftung
- Momentenverteilung zwischen 2:98 und 98:2

Grundprinzipien der Antriebskraftverteilung Kupplungen

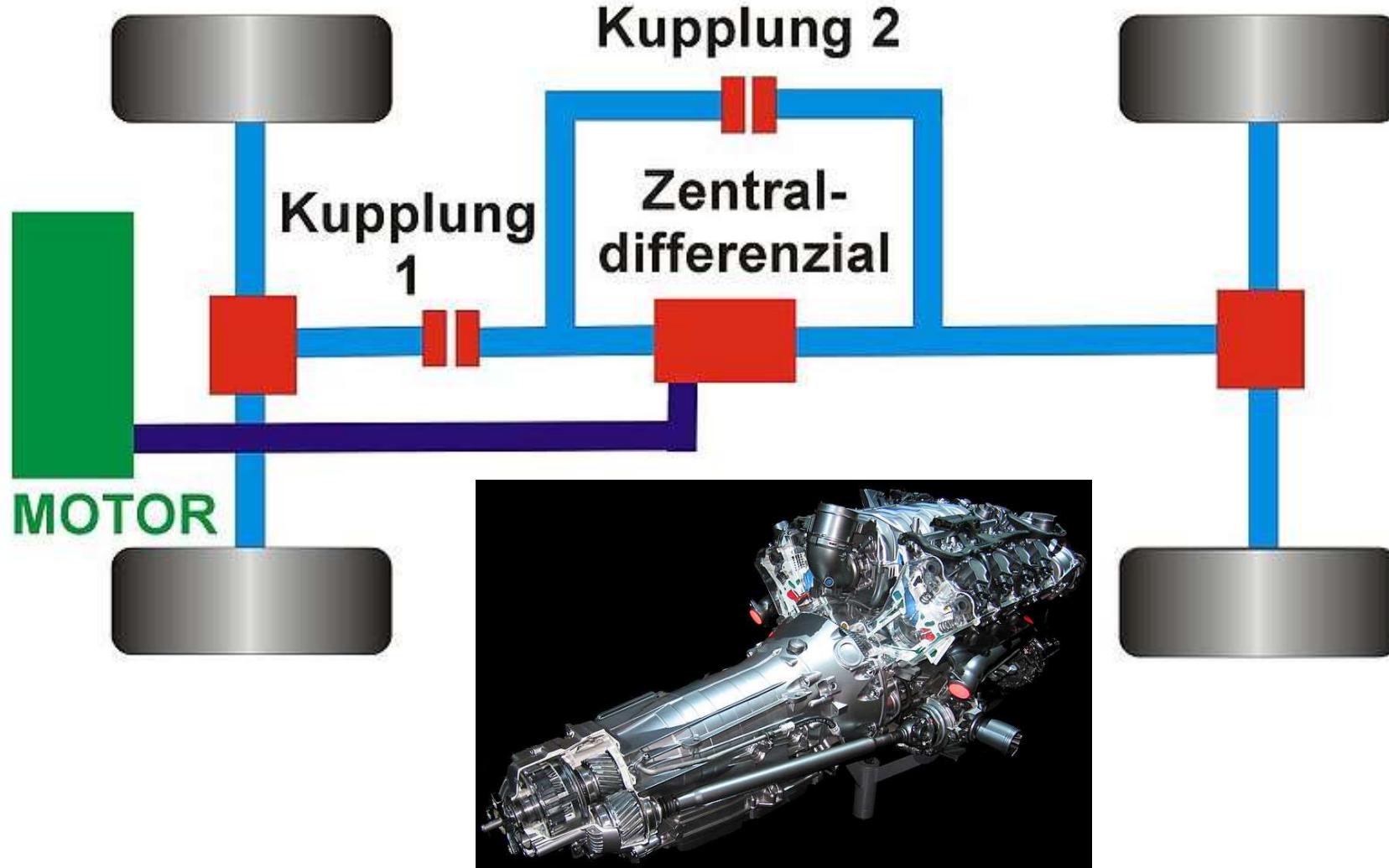
Hydraulisch betätigte Lamellenkupplung (z.B. Haldex)



- Elektronisch beeinflussbar
- Momentenverteilung zwischen 0:100 und 100:0

Beispiele für Allradsysteme

Daimler 4Matic



Beispiele für Allradsysteme BMW XDrive



Lamellenkupplung zur variablen Antriebskraftverteilung zwischen vorne und hinten

Vielen Dank für Ihre Aufmerksamkeit!