



Universität der Bundeswehr Hamburg  
Institut für Fahrzeugtechnik und Antriebssystemtechnik  
Prof. Dr.-Ing. M. Meywerk

zum  
Forschungsprogramm Straßenverkehrstechnik

# **Einfluss der Fahrdynamikregelung auf die Sicherheit von N1-Fahrzeugen bei unterschiedlichen Beladungszuständen**

**Abschlussbericht-Teil 1**

Grundlagen, Unfallstatistik, Abstütz- und Beladungseinrichtung, Fahrzeugda-  
tenermittlung

Bearbeiter: Prof. Dr.-Ing. Martin Meywerk  
MSc. BSc. Barış Aykent  
Dr.-Ing. Winfried Tomaske

Im Auftrag der  
Bundesanstalt für Straßenwesen  
Auftrags-Nr. FE 82.329/2007

September 2009

## **Vorwort**

Wir danken der Bundesanstalt für Straßenwesen für die Beauftragung des Projektes

### **Einfluss der Fahrdynamikregelung auf die Sicherheit von N1-Fahrzeugen bei unterschiedlichen Beladungszuständen.**

Für die Durchführung der Fahrversuche, sowie für die Beschaffung des Fahrzeuges und die notwendigen Einstellarbeiten an dem Fahrzeug haben uns folgende Institutionen nicht unerheblich unterstützt:

Die Mercedes-Benz-Niederlassung Hamburg

Das Landeskommmando Bremen

Herr Oberst Reinhard Lerch

Das Kraftfahrausbildungszentrum MKL

Oldenburg Henning von -Treckow-Kaserne

Herr Sfw Hermann Günther

Die Landesverkehrswacht Niedersachsen

Frau Cornelia Zieseniß

Das Verkehrsinstitut Nord GmbH

Herr Horst Doering

ACE Auto Club Europa

Die Wehrtechnische Dienststelle 41 in Trier

Wir danken insbesondere auch Herrn Rainer Krautscheid (BASt) für die Unterstützung und wertvollen Anregungen bei der Durchführung des Projektes.

## Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2</b>	<b>Analyse vorhandener Fahrdynamikregelsysteme</b> .....	<b>3</b>
2.1	<b>Elektronisches Stabilitätsprogramm</b> .....	<b>3</b>
2.2	<b>Aktive Vorderradlenkung</b> .....	<b>11</b>
2.3	<b>Aktive Momentenverteilung</b> .....	<b>12</b>
<b>3</b>	<b>Unfallstatistik der N1 Fahrzeuge</b> .....	<b>14</b>
<b>4</b>	<b>Beladungszustände von N1 Fahrzeugen</b> .....	<b>25</b>
<b>5</b>	<b>Analyse der Unfallstatistik hinsichtlich durchzuführender Fahrmanöver</b> .....	<b>28</b>
5.1	<b>Stationäre Kreisfahrt</b> .....	<b>30</b>
5.2	<b>Lastwechsel in der stationären Kreisfahrt nach DIN ISO 9816</b> ....	<b>37</b>
5.3	<b>Bremsen aus stationärer Kreisfahrt nach DIN ISO 7975</b> .....	<b>40</b>
5.4	<b>Der Verreißtest – Lenkwinkelsprungtest</b> .....	<b>42</b>
5.5	<b>Doppelter Fahrspurwechsel</b> .....	<b>43</b>
5.6	<b>Sinuslenkmanöver</b> .....	<b>47</b>
<b>6</b>	<b>Beschaffung eines Sprinters</b> .....	<b>50</b>
<b>7</b>	<b>Varianten von Abstützevorrichtungen</b> .....	<b>54</b>
7.1	<b>Kippschutzvorrichtung mit Stützrädern</b> .....	<b>59</b>
7.2	<b>Fahrdynamische Simulationsrechnungen</b> .....	<b>63</b>
7.2.1	<i>Doppelter Fahrspurwechsel</i> .....	<i>65</i>
7.2.2	<i>Lenkwinkelsprung</i> .....	<i>71</i>
7.2.3	<i>Stationäre Kreisfahrt</i> .....	<i>73</i>
7.3	<b>Konstruktion der Stützeinrichtung</b> .....	<b>77</b>
7.4	<b>FEM-Analyse der Abstützevorrichtung</b> .....	<b>79</b>
7.4.1	<i>Anbindung und Last</i> .....	<i>81</i>
<b>8</b>	<b>Integration einer variablen Fahrdynamikregelung in das Fahrzeugmodell</b> .....	<b>85</b>
8.1	<b>Elektronisches Stabilitätsprogramm</b> .....	<b>85</b>
8.1.1	<i>Der ESP Regler in MATLAB / Simulink</i> .....	<i>87</i>
8.1.2	<i>Lasterkennung</i> .....	<i>89</i>
8.1.3	<i>Schwimmwinkelberechnung</i> .....	<i>92</i>

8.1.4	Sollgrößenberechnung.....	93
8.1.5	Fahrzustandserkennung und Regelung.....	95
<b>9</b>	<b>Fahrdynamische Simulationen mit ESP bei verschiedenen Beladungszuständen .....</b>	<b>102</b>
9.1	ESP beim doppelten Fahrspurwechsel .....	102
9.2	ESP bei der VDA Gasse.....	108
9.3	ESP beim Lenkwinkelsprung.....	112
9.4	ESP bei stationärer Kreisfahrt .....	116
9.4.1	Stationäre Kreisfahrt bei konstanter Fahrgeschwindigkeit .....	116
9.4.2	Stationäre Kreisfahrt bei konstantem Radius.....	121
<b>10</b>	<b>Einbindung des ESP-Reglers in den Fahrsimulator.....</b>	<b>128</b>
<b>11</b>	<b>Aktivlenkung.....</b>	<b>137</b>
11.1	Vergleich der verschiedenen Kombinationen der Fahrdynamikregelungen.....	142
<b>12</b>	<b>Ermittlung der Fahrzeugdaten MB Sprinter 215 CDI.....</b>	<b>144</b>
12.1	Hauptfahrzeugdaten .....	144
12.2	Ermittlung der Wanksteifigkeiten .....	145
12.3	Ermittlung der Federkennlinien .....	151
12.4	Ermittlung achskinematischer Kennwerte.....	154
12.5	Ermittlung der Reifenkennwerte.....	158
12.6	Kennlinien der Schwingungsdämpfer.....	164
<b>13</b>	<b>Aufbau der Abstützvorrichtung und Beladungseinrichtung .....</b>	<b>167</b>
<b>A</b>	<b>Anhang.....</b>	<b>170</b>
A1	Federkennlinien .....	170
A2	Achskinematik .....	171
A3	Wanksteifigkeit .....	174
A4	Reifen.....	179
	Literaturverzeichnis .....	186

## 1 Einleitung

Nutzfahrzeuge der Kategorie N1 sind Fahrzeuge mit einem maximalen zulässigen Gesamtgewicht (zGG) bis zu 3500 kg. Da für diese Fahrzeuge keine Geschwindigkeitsbegrenzung und Fahrzeiterfassung vorgeschrieben ist, sind diese Fahrzeuge sehr häufig in Unfälle involviert. Bedingt durch die relativ starke Motorisierung und damit verbunden über Pkw-ähnliche Fahrleistungen, werden die Fahrzeuge, gemessen an Ihrer Zuladung, sehr schnell bewegt. Durch den großen Laderaum und die hierdurch mögliche hohe Schwerpunktlage sind die Fahrer hinsichtlich der Adaption an die Beladungszustände häufig überfordert.

Systeme der Fahrdynamikregelung werden seit 1995 in Fahrzeugen verbaut. Zunächst wurden diese Systeme bei Personenkraftwagen eingesetzt und finden nun auch im Nutzfahrzeugbereich Anwendung. Unfallstatistiken zeigen, dass bei Pkw durch Fahrdynamikregelsysteme insbesondere Unfälle mit Schleudern zu vermeiden sind. Bedingt durch die hohe Unfallbeteiligung von N1 Fahrzeugen werden bei Mercedes-Benz die Sprinter seit Anfang 2003 serienmäßig mit ESP ausgeliefert.

Da die Systeme der Fahrdynamikregelung originär für den Pkw-Bereich entwickelt wurden und dann auf die Anwendung für den Nutzfahrzeugbereich erweitert wurde, stellt sich die Frage, inwieweit solche Systeme für den N1 Kleintransporterbereich in Hinblick auf die variablen Beladungszustände optimiert werden können. Um die hohe Varianz der Beladungszustände bei Kleintransportern zu berücksichtigen, wird daher ab Frühjahr 2006 ein lastabhängiges ESP angeboten.

Der erste Zwischenbericht zu dem Forschungsauftrag, um den Einfluss der Fahrdynamik von N1 Fahrzeugen zu untersuchen, geht kurz auf die Unfallstatistik ein, mit dem Ziel, ESP-relevante Fahrzustände zu identifizieren und die durchzuführenden Fahrdynamikversuche zu definieren. Die bisherigen Arbeiten

---

werden beschrieben, sowie der Bearbeitungsstand und die weitere Vorgehensweise aufgezeigt.

## 2 Analyse vorhandener Fahrdynamikregelsysteme

Im Folgenden werden kurz die relevantesten aktiven Fahrdynamikregelsysteme vorgestellt. Aktive Fahrsicherheitssysteme sind Regelsysteme im Fahrzeug, die der Unfallvermeidung dienen und kritische Fahrzustände vermeiden.

### 2.1 Elektronisches Stabilitätsprogramm

Das elektronische Stabilitätsprogramm ist ein System zur Regelung der Fahrdynamik. Es nutzt die Bremsanlage des Fahrzeuges, unter Einbindung der Systeme ABS<sup>1</sup> und ASR<sup>2</sup>, zur Stabilisierung in kritischen Fahrsituationen. Das System bedient sich der Erzeugung eines Giermomentes um die Fahrzeughochachse durch Abbremsung einzelner Räder. Zusätzlich wird die Motorleistung gedrosselt. Das elektronische Stabilitätsprogramm unterscheidet grundsätzlich zwei Fahrmanöver:

- Untersteuern,
- Übersteuern.

Um untersteuerndes Fahrverhalten zu reduzieren wird an der Hinterachse das kurveninnere Rad gebremst. Die Längsachse wird tangential an den Kurvenradius angenähert. Es verhindert ein Verlassen der gewünschten Fahrtroute in Richtung des fahrbahnäußeren Randes.

Bei übersteuerndem Fahrverhalten giert das Fahrzeug um die Hochachse und droht in einen unkontrollierbaren Schleuderzustand zu geraten. Durch gezielten Bremseneingriff an dem kurvenäußeren Vorderrad wird ein Giermoment um die Hochachse erzeugt, dass der übersteuernden Gierbewegung entgegenwirkt. Ein Ausbrechen des Fahrzeughecks, bzw. ein eintretender Schleuderzustand, wird somit verhindert.

---

<sup>1</sup> Anti Blockier System

<sup>2</sup> Anti Schlupf Regelung

---

Das Stabilitätsprogramm greift in der Regel bei, auf das Fahrmanöver bezogen, zu hohen Geschwindigkeiten ein. Zusätzlich zu den Bremsenriffen wird daher das Antriebsmoment gedrosselt, um die Fahrzeuggeschwindigkeit zu verringern.

Unter Einbindung von ABS und ASR in das Stabilitätsprogramm kann auch bei bremsendem Fahrzeug gezielt ein Giermoment aufgebracht und der optimale Schlupf an den angetriebenen Achsen eingestellt werden. Abbildung 2.1 zeigt in schwarz hinterlegt den Bremsenriff bei über- / untersteuerndem Fahrverhalten und in grau hinterlegt die Fahrsituation ohne ESP Eingriff.

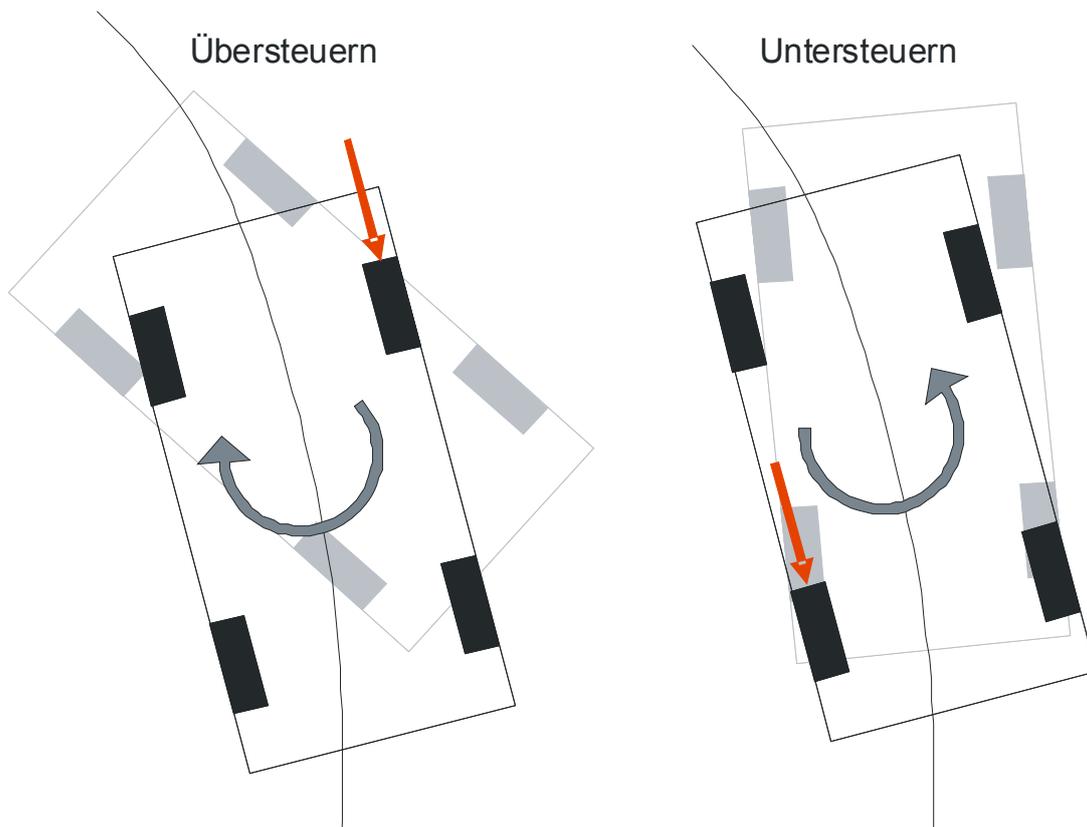


Abbildung 2.1: Giermoment bei ESP Eingriff

Moderne Straßenfahrzeuge sind mit solchen elektronischen Hilfssystemen zur Radschlupfregulierung ausgestattet. Diese Systeme regulieren den Antriebs- und den Bremsschlupf.

Beim Bremsschlupfregler ist es das Ziel, bei einem stark abbremsenden Fahrzeug bzw. geringem Reibbeiwerten der Fahrbahn, den Schlupf in einem günstigen Bereich zu halten. Konkret bedeutet dieses, das Fahrzeug maximal zu verzögern, um einen kurzen Bremsweg zu erhalten. Dabei werden ausreichend hohe Seitenführungskräfte aufrechterhalten, um die Lenkfähigkeit des Fahrzeuges zu gewährleisten.

Der Antriebsschlupfregler erhält den optimalen Schlupfwert für den Beschleunigungsvorgang des Fahrzeuges. Es gibt zwei verschiedene Systeme, zum einen den Eingriff in das Motormanagement, zum anderen die Bremseingriffe an den betroffenen Rädern. Ziel dieses Systems ist es, an den angetriebenen Rädern eine maximale Antriebskraft bei gleichzeitiger Aufrechterhaltung der Seitenführungskraft zu realisieren. Gerade heckangetriebene Fahrzeuge neigen bei Beschleunigungsvorgängen in einer Kurve zu übersteuerndem Fahrverhalten.

Die beiden genannten Systeme regeln primär die Längsdynamik des Fahrzeuges, mit dem Nebeneffekt, dass sie stabilisierende Wirkung auf die Querdynamik haben. Als Eingangsgrößen stehen die Raddrehzahlen und das Motormoment zur Verfügung. Diese Parameter geben einem Regelsystem keine Aussage über den aktuellen fahrdynamischen Gesamtzustand. Beide Systeme haben die Gemeinsamkeit, die Längskräfte situationsabhängig zu optimieren, maximieren die Seitenführungskräfte aber nicht. Somit wirken sich die Systeme nur fahrstabilisierend aus, wenn an mindestens einem Rad ein längsdynamisch kritischer Zustand vorliegt.

Im täglichen Straßenverkehr treten auch kritische Fahrzustände auf, bei denen weder gebremst noch beschleunigt wird, so dass keines der beiden Systeme eingreifen würde. Die Folge ist, dass der sich einstellende Fahrzeugkurs nicht den Wünschen des Fahrers entspricht.

Primäres Ziel der Fahrstabilitätsregelung ist es, die querdynamischen Zustände des Fahrzeuges zu überwachen. Kritische Zustände müssen frühzeitig erkannt und der Fahrer muss durch Eingriffe unterstützt werden. Die Eingriffe erfolgen bei dem hier weiter betrachteten System über Bremseingriffe. Ziel ist es, das

---

System derart zu gestalten, dass Eingriffe nur in kritischen Situationen erfolgen, da die Akzeptanz des Fahrers dem System gegenüber als störend empfunden würde. Der Fahrer soll die Eingriffe des Systems als Hilfestellung erkennen und als unterstützende Maßnahme ansehen.

Abbildung 2.2 veranschaulicht den modularen Aufbau der Systeme.

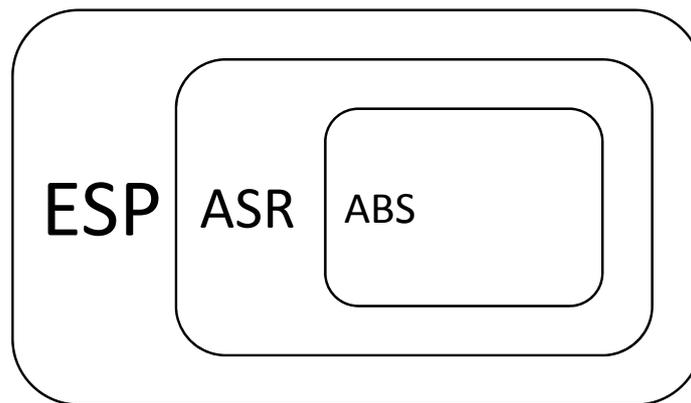


Abbildung 2.2: Modularer Aufbau aktiver Sicherheitssysteme

Kritische Fahrzustände liegen vor, wenn der Fahrer durch die ihm zur Verfügung stehenden Eingriffsmöglichkeiten (Lenkrad, Fahr- / Bremspedal) und mit seiner Fahrführung das Fahrzeug nicht selbstständig in einen stabilen Fahrzustand zurückführen kann.

Dem Durchschnittsfahrer ist bekannt, dass die Kursregelung mit dem Lenkrad und die Geschwindigkeitsregelung mit dem Gas- / Bremspedal erfolgen. Bei einem Schleudervorgang ist der Lenkradwinkel irrelevant, da der Normalfahrer mit einem Gegenlenkvorgang in der Regel überfordert ist. Der häufigste Handlungsvorgang ist eine starke Betätigung des Bremspedals.

Mögliche Fahrsituationen bei denen durchschnittlich erfahrene Fahrer die Kontrolle über ein Fahrzeug verlieren können sind:

- Ausweichmanöver bei plötzlich auftretendem Hindernis,
- zu hohe Eintrittsgeschwindigkeit in eine Kurve,
- Beschleunigungsvorgang in der Kurve,
- veränderter Reibbeiwert (winterliche, nasse Fahrbahneigenschaften).

Ziel der Fahrzustandserkennung ist es, den aktuellen Fahrzustand zu bewerten, einen kritischen Fahrzustand zu erkennen und an den nachgeschalteten Regler weiterzuleiten. Hierzu muss die Ursache für den fahrkritischen Zustand erkannt werden, um zielgerecht mit einem entsprechenden Regler agieren zu können.

Je nach Fahrzeug, Beladungs- und Fahrzustand wird die Kraftschlussgrenze in Querrichtung an der Vorder- oder Hinterachse überschritten. Bei der Überschreitung der Grenze an der Vorderachse schiebt das Fahrzeug mit der Fahrzeugfront in Richtung Kurvenäußeres. Dieser Zustand heißt Untersteuern. Der durchschnittliche Fahrer wird durch weiteres Einlenken den Schräglaufwinkel an der Vorderachse erhöhen. Der Zustand ist zwar fahrstabil, aber das Fahrzeug folgt nicht den Fahrervorgaben.

Bei Überschreitung der Kraftschlussgrenze an der Hinterachse bricht das Fahrzeugheck in Richtung Kurvenäußeres aus. Der sich einstellende Fahrzustand wird als übersteuernd bezeichnet. Der Schräglaufwinkel an der Hinterachse steigt bei diesem Fahrzustand stark an und es stellen sich Schwimmwinkel von mehr als zehn Grad ein. Der durchschnittliche Fahrer ist mit diesem Fahrzustand überfordert. Der Fahrzeugschwerpunkt bewegt sich gemäß Impulssatz weiter geradeaus und das Fahrzeug rotiert mit konstanter Giergeschwindigkeit um die Hochachse.

Von beiden Fahrzuständen ist der kritischere das Übersteuern.

Im Fahrzeug muss eine Fahrzustandserkennung abgelegt sein, die die oben genannten Fahrzustände frühzeitig erkennt und an den Fahrdynamikregler weitergibt.

Die Fahrzustandserkennung bekommt Signale verschiedener Sensoren. Diese Signale müssen so ausgewertet werden, dass eine eindeutige Erkennung des aktuellen Fahrzustandes möglich ist.

Als Referenzmodell für die Bewegung eines regulären Straßenfahrzeuges bietet sich das Einspurmodell an. Dieses Modell ist im linearen Bereich, also bis zu

---

einer Querbewegung von ca.  $4 \text{ m/s}^2$ , gültig. Im normalen Fahrzustand werden diese Querbewegungswerte nicht oder nur selten überschritten.

Die linearisierten Bewegungsgleichungen des Einspurmodells lauten [4]:

$$m \ddot{x} = F_{xV} + F_{xH} - F_{Lx} \quad (2.1)$$

$$m \dot{x} (\dot{\beta} + \dot{\psi}) + m \ddot{x} \beta = c_{\alpha V} \left( -\beta + \delta_V - l_V \frac{\dot{\psi}}{\dot{x}} \right) + c_{\alpha H} \left( -\beta + l_H \frac{\dot{\psi}}{\dot{x}} \right) - F_{Ly}, \quad (2.2)$$

$$J_Z \ddot{\psi} = c_{\alpha V} l_V \left( -\beta + \delta_V - l_V \frac{\dot{\psi}}{\dot{x}} \right) - c_{\alpha H} l_H \left( -\beta + l_H \frac{\dot{\psi}}{\dot{x}} \right) - F_{Ly} l_{SP}, \quad (2.3)$$

mit

$$\delta_V = \frac{1}{1 + \frac{c_{\alpha V} n_V}{C_L}} \left( \frac{\delta_L}{i_L} + \frac{c_{\alpha V} n_V}{C_L} \left( \beta + l_V \frac{\dot{\psi}}{\dot{x}} \right) \right). \quad (2.4)$$

$\ddot{x}$  = Beschleunigung in Längsrichtung ( $\text{m/s}^2$ )

$m$  = Fahrzeugsmasse (kg)

$F_{xV}$  = Antriebskraft an der Vorderachse (N)

$F_{xH}$  = Antriebskraft an der Hinterachse (N)

$F_{Lx}$  = Luftkraft in x-Richtung (N)

$F_{Ly}$  = Luftkraft in y-Richtung (N)

$\dot{x}$  = Geschwindigkeit in Längsrichtung (m/s)

$\dot{\psi}$  = Gierwinkelgeschwindigkeit (Grad/s)

$\ddot{\psi}$  = Gierwinkelbeschleunigung ( $\text{Grad/s}^2$ )

$\beta$  = Schwimmwinkel (Grad)

$\dot{\beta}$  = Schwimmwinkelgeschwindigkeit (Grad/s)

$c_{\alpha V}$  = Schräglaufsteifigkeit der Vorderräder (N/rad)

$c_{\alpha H}$  = Schräglaufsteifigkeit der Hinterräder (N/rad)

$\delta_V$  = Einschlagwinkel der Vorderräder (Grad)

$l_V$  = Schwerpunktsabstand zur Vorderachse (m)

$l_H$  = Schwerpunktsabstand zur Hinterachse (m)

$J_Z$  = Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs ( $\text{kgm}^2$ )

$n_v$  = die Summe aus konstruktivem Nachlauf und Reifennachlauf

$l_{SP}$  = Abstand zwischen dem Schwerpunkt und dem Luftkraftwirkungspunkt (m)

$\delta_L$  = Lenkwinkel (Grad)

$C_L$  = Lenkungssteifigkeit

$i_L$  = Lenkübersetzung

Anhand dieser Formeln ist zu erkennen, dass die Bewegung in Querrichtung maßgeblich von den folgenden Parametern abhängig ist:

- Abstand Schwerpunkt von den Radaufstandsflächen in x - Richtung
- Schräglaufsteifigkeiten der Reifen
- Schwimmwinkel
- Gierrate
- Lenkradwinkel

Durch das Auflösen der Bewegungsgleichungen ergibt sich eine Sollgierrate:

$$\dot{\psi} = \frac{1}{i_L} \frac{v}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2} \delta_L \quad (2.5)$$

Die Sollgierrate ist die notwendige Gierrate um das Fahrzeug auf dem gewünschten Kurs zu bewegen. Weicht die am Fahrzeug gemessene Gierrate von der Sollgierrate ab, so kann durch Bremsengriffe ein Giermoment so aufgebracht werden, dass die Gierrate des Fahrzeuges stabilisiert wird.

Beispielhaft seien einige mögliche Fahrzustände erläutert. Das Fahrzeug 2 in Abbildung 2.3 verfügt nur über eine Gierstabilisierung. Es ist zu erkennen, dass bei reiner Gierstabilisierung bei Kurvenfahrt zwar die nach dem Einspurmodell berechnete Gierrate korrekt eingeregelt wird, jedoch ein großer Schwimmwinkel die Folge ist, welches zu Instabilitäten des Fahrzustandes führen kann.

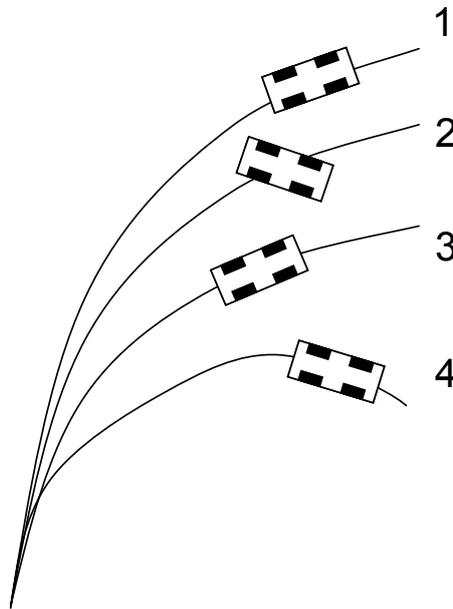


Abbildung 2.3: Fahrtroute mit Stabilitätsregelung auf versch. Oberflächen [25]

Fahrzeug 4 in Abbildung 2.3 fährt auf dem vorgegebenen Wunschkurs des Fahrers. Der Haftreibungskoeffizient sei hier hoch, so dass die aufgebrachten Seitenführungskräfte der Reifen ausreichend sind, um das Fahrzeug auf Kurs zu halten.

Das erste Fahrzeug fährt mit der gleichen Geschwindigkeit, aber einem geringeren Haftreibungskoeffizienten zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche. Dieses Fahrzeug ist untersteuernd ausgelegt und folgt nicht dem Fahrerwunsch, sondern "schiebt" über die Vorderachse zum Kurvenäußeren. Der Kurvenradius erhöht sich entsprechend. Eine Einhaltung des Sollkurses wie bei Fahrzeug 4 ist nur durch eine deutliche Reduktion der Fahrgeschwindigkeit möglich. Das Fahrzeug 3 zeigt ein Fahrzeug mit kombinierter Giergeschwindigkeits- und Schwimmwinkelregelung. Die Fahrzeuge 1 und 2 werden die Fahrbahn sicherlich verlassen. Da durch den Eingriff eines ESP-Reglers die Fahrgeschwindigkeit reduziert wird, die hier nicht berücksichtigt ist, ist ein stabiler Fahrzustand bei Überschreitung der Haftgrenze nur durch eine Kombination von Giergeschwindigkeit- und Schwimmwinkelregelung möglich, wie dies auch in der Praxis Anwendung findet.

## 2.2 Aktive Vorderradlenkung

Die verstellbare Vorderradlenkung ist ein aktives System zur Erhöhung der Beherrschbarkeit eines Fahrzeuges in fahrkritischen Manövern. Heutige Fahrzeuge werden unter der Annahme, dass der Fahrer in kritischen Situationen das Fahrzeug durch stärkeres Einlenken auf dem gewünschten Kurs hält, mit untersteuerndem Eigenlenkverhalten konzipiert. Der durchschnittliche Fahrer ist in unerwartet auftretenden, fahrdynamischen Situationen überfordert. Die aktive Vorderradlenkung wirkt dem untersteuernden Fahrverhalten entgegen. Sie erhöht geschwindigkeitsabhängig den Einschlagwinkel der Vorderräder und erzeugt somit einen größeren Schräglaufwinkel. Dieser vergrößert die maximale Seitenführungskraft und erzeugt ein Giermoment, das zum Kurveninneren gerichtet ist. Somit bleibt das Fahrzeug auf der vom Fahrer gewünschten Fahrtroute. Abbildung 2.4 zeigt die Funktionsweise der aktiven Vorderradlenkung. Der grüne Winkelbereich entspricht der regulären Lenkübersetzung, der blaue Winkelbereich wird durch die aktive Vorderradlenkung auf den Vorderradeinschlagwinkel aufaddiert.

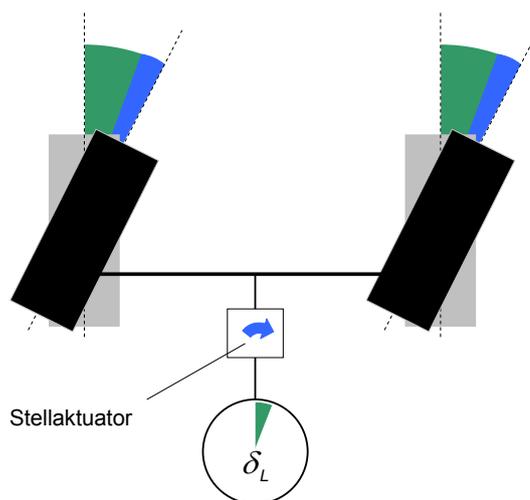


Abbildung 2.4: Funktionsweise aktive Vorderradlenkung

Im Vergleich zu ESP erfolgt ein Lenkeingriff schneller als bei ESP, da sich die Seitenführungskräfte schnell aufbauen und durch den Hebelarm ein größeres stabilisierendes Giermoment aufgebracht werden kann. Der konstruktive Auf-

wand ist nicht zuletzt wegen der gesetzlichen Vorschriften sehr hoch. Abbildung 2.5 zeigt beispielsweise das AFS (Active Front Steering) von BMW.

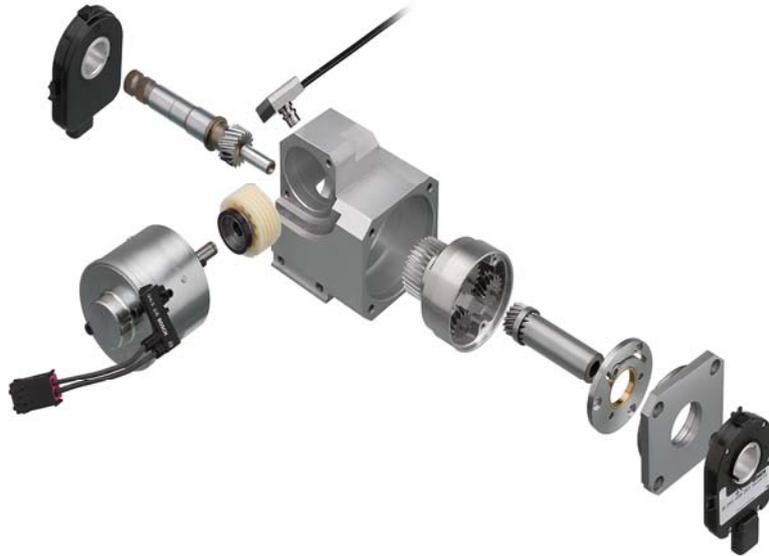


Abbildung 2.5: AFS (Active Front Steering) BMW

### 2.3 Aktive Momentenverteilung

Aktive Momentenverteilungssysteme (Torque Vectoring) sind elektronisch gesteuert und können sowohl das schnellere als auch das langsamere Rad mit einem höheren Moment versorgen, so dass die Kurvenfahrt gezielt unterstützt oder unterdrückt wird. Damit beinhaltet dieses System auch die Funktion eines elektronisch gesteuerten Sperrdifferentials. Zum Zweck der Umverteilung wird ein Teil des Antriebsmoments vom Differentialkorb direkt auf das gewünschte Rad geleitet. Das System der Momentenverteilung ist das Pendant zur elektronischen Stabilitätskontrolle. Beim ESP wird das Giermoment über einen Bremsengriff, bei der Momentenverteilung über das Antriebsmoment beeinflusst. Das Zusammenwirken von Momentenverteilung und ESP besteht darin, dass bei dynamischem Fahren die Stabilität des Fahrzeugs verbessert wird, so dass sich ein ESP Eingriff hinauszögert.

Sobald allerdings das ESP einen kritischen Fahrzustand erkennt, übernimmt es die Kontrolle und deaktiviert die Momentenverteilung.

---

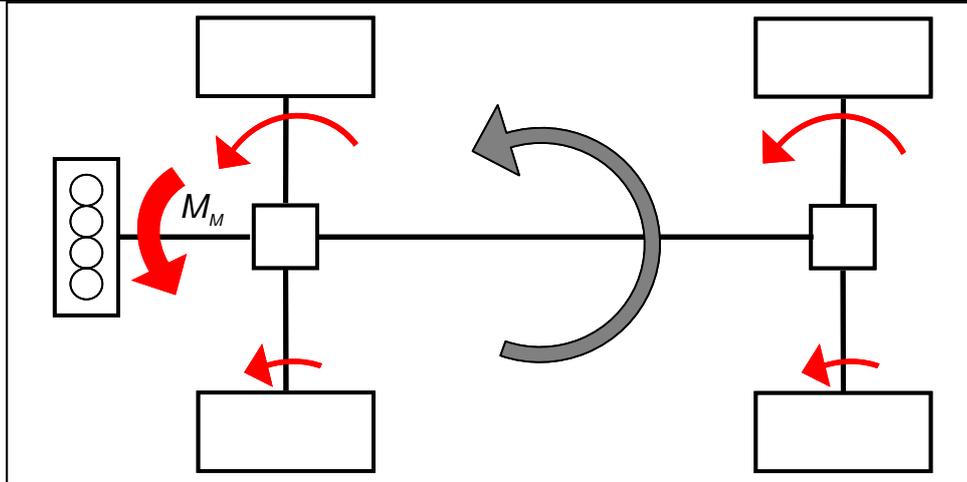


Abbildung 2.6: Giermoment erzeugt durch aktive Momentenverteilung über die Verteilergetriebe

Durch die elektronische Regelung lassen sich markentypische Eigenarten, z.B. das Fahrverhalten eines Hinterradantriebes in schnell gefahrenen Kurven, gezielt unterstützen und gleichzeitig die Risiken (Verlust der Kontrolle) begrenzen. Der Fahrer erhält so das von ihm gewünschte Fahrverhalten, ohne dass risikoreiche Folgen entstehen oder die Alltagstauglichkeit leidet.

Abbildung 2.6 zeigt einen Antriebsstrang, dessen Verteilergetriebe mit aktiver Momentenverteilung ausgestattet sind. Der konstruktive und bauliche Aufwand schlägt sich in einem Mehrpreis nieder, den Endverbraucher nur bedingt zu zahlen bereit sind. Ein elektronisches Stabilitätsprogramm baut auf ABS und ASR Systemen auf und erfordert keine zusätzlich installierte Hardware. Somit wird das elektronische Stabilitätsprogramm in der Kosten Nutzen Relation der Momentenverteilung vorgezogen. Fahraktive Fahrzeuge hingegen setzen bewusst auf diese Technik, um einen höher angelegten Grenzbereich zu ermöglichen.

### 3 Unfallstatistik der N1 Fahrzeuge

Die Fahrzeuge der N-Klasse sind Kraftfahrzeuge zur Güterbeförderung mit mindestens vier Rädern. Die N1 Klasse umfasst Fahrzeuge bis zu einem zulässigen Gesamtgewicht von 3,5 t. Mit der Umstellung auf den EU Führerschein im Jahre 2000 ist es nicht mehr gestattet mit dem Führerschein der Klasse B Fahrzeuge mit einem zulässigen Gesamtgewicht von mehr als 3,5 t zu führen. Somit ist der Bestand der Kleintransporter seit 1998 kontinuierlich gestiegen und bestimmt somit in zunehmendem Maße das Straßenbild. Auch Einsatzprofil und Ausstattungsniveau der N1-Fahrzeuge haben mittlerweile ein Pkw-ähnliches Profil. Bedingt durch die Pkw-ähnlichen Fahrleistungen steigen die Anforderungen an die Fahrsicherheit und an die Fahrstabilität der N1-Fahrzeuge.

Ein Großteil der Fahrzeuge ist im Speditions- und Transportgeschäft eingesetzt, wobei sich die Fahrerpopulation meist aus jungen unerfahrenen Fahrzeugführern zusammensetzt. Da aufgrund der Gesetzgebung die Fahrzeuge kein EG-Kontrollgeräte haben und nicht den technischen Unterwegskontrollen der BAG (Bundesamt für Güterverkehr) nach Richtlinie 2000/30 EG unterliegen, ist auch Übermüdung eine häufig anzutreffende Unfallursache. Der sprunghafte Anstieg der Unfallbeteiligung der Fahrzeuge über 2,8t bis 3,5 t ist maßgeblich auch auf den Wegfall der Geschwindigkeitsbegrenzung im Jahr 1997 zurückzuführen.[1],[2]

Zur Analyse der steigenden Unfallbeteiligung von Kleintransportern, wurden von der BAST zwei Berichte [1], [2] erstellt. Nach einer Unfallanalyse der BAST<sup>1</sup> im Jahre 2004 ist die Anzahl der Unfälle von Kleintransportern von 1996 auf das Jahr 2002, um das Dreifache gestiegen. Alle anderen Fahrzeugklassen liegen im Vergleich bei einer Verdopplung der Unfallrate. Nutzfahrzeuge mit mehr als 3,5 t zulässigem Gesamtgewicht (zGG) verzeichnen sogar einen Rückgang der Unfallbeteiligung mit Personenschäden. Auf den Fahrzeugsbestand bezogen

---

<sup>1</sup> Bundesanstalt für Straßenwesen

---

bedeutet dies ein Anstieg der Unfallrate um 28 Prozent. Zu Berücksichtigen ist hierbei auch der sechsjährige Entwicklungsunterschied in den Fahrzeugvarianten, da bei neueren Fahrzeugen verbesserte Fahrassistenzsysteme und verbesserte passive Sicherheitssysteme, wie z.B. Airbag, anzutreffen sind.

Trotz zunehmender Technologien zur Steigerung der Fahrsicherheit ist ab ca. dem Jahr 2000 die auf den Bestand bezogene Unfallrate weiter gestiegen [1].

Die meisten Unfälle mit der Beteiligung von Kleintransportern geschehen innerhalb des Stadtgebietes. Die Beteiligungsrate liegt bei ca. 55 Prozent, gefolgt von Landstraßen mit ca. 33 Prozent und Autobahnen mit ca. 14 Prozent. Der höchste Anteil der schweren Personenschäden ist nach [1], [2] aufgrund des Geschwindigkeitspotentials dieser Fahrzeuge auf Landstraßen und Autobahnen zu verzeichnen. Nach der Unfallanalyse sind N1 Fahrzeuge der Hauptverursacheranteil, der zum Teil auf die Fahrerpopulation und auf das kritische Fahrverhalten der Fahrzeuge bei hoher Beladung zurückzuführen ist. Das Bundesamt für Straßenverkehr hat in [1] festgestellt, dass sich über die Hälfte aller Unfälle von N1 Fahrzeugen im „Längsverkehr“ und beim „Einbiegen-Kreuzen“ ereignet haben. Unter „Längsverkehr“ versteht das BAST in diesem Zusammenhang „einen Konflikt zwischen Verkehrsteilnehmern die sich in gleicher oder entgegengesetzter Richtung bewegen“. Gemeint sind also vornehmlich Auffahrunfälle, die häufig bei stark motorisierten Fahrzeugen angetroffen werden. Dabei stellen seit mehreren Jahren bei den betrachteten Unfällen innerhalb und außerhalb von Ortschaften ohne Autobahn die Nutzfahrzeuge bis zu 3,5 t die größte Gruppe. Bei den Unfällen auf der Autobahn dominiert nach wie vor die Fahrzeuggruppe der schweren Nutzfahrzeuge mit zGG über 7,5 t einschließlich der Sattelschlepper [8].

---

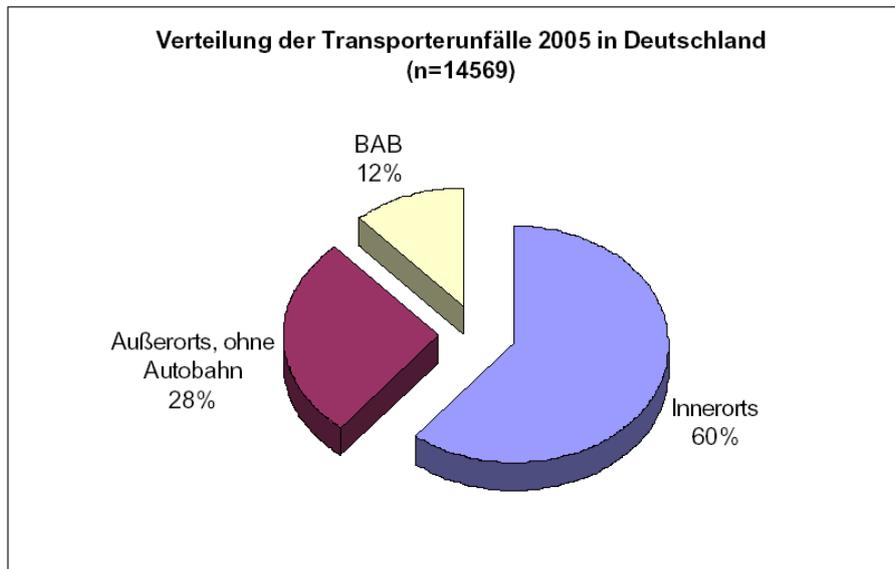


Abbildung 3.1: Verteilung der Unfälle in Deutschland [14]

In [14] wird nochmals unter anderem auf die Verteilung der Transporterunfälle in Deutschland für das Jahr 2005 eingegangen. Hiernach ereignen sich 60 % der Unfälle Innerorts, Abbildung 3.1, die aufgrund des Geschwindigkeitsniveaus als kaum ESP-relevant einzustufen sind. Auf Autobahnen stellen die Auffahrerfälle den größten Anteil dar. So wurden 2005 über 60 % der Auffahrerfälle durch Transporterfahrer verursacht. Hierfür ist sicherlich das hohe Geschwindigkeitsniveau und die für Geschwindigkeit und Masse möglicherweise nicht hinreichende Bremsanlage verantwortlich. Bei zu dichtem Auffahren muss der Fahrer häufig die Bremsanlage bedienen. Bei dem hohen Geschwindigkeitsniveau und bei hoher Beladung treten bei der relativ einfachen Bremsanlage häufig Fadingeinflüsse auf, welches eine Verlängerung des Bremsweges bedingt.

Bei den normalen Unfallauswertungen der Polizei kann leider nicht auf den technologischen Ausstattungsumfang (Aktuatorik und Sensorik der Fahrdynamikregelung, Abstandsregelung, etc.) der Fahrzeuge zurückgegriffen werden, da nur Fahrzeugart, Fahrer und amtliches Kennzeichen gespeichert werden. Einige Unfallstatistiken (Hannover, Dresden) berücksichtigen zwar diese Einflüsse, doch wurde hier nicht darauf zurückgegriffen, da dies nicht vorrangig

Thema des Auftrages ist. Inwieweit ESP-ausgestattete Fahrzeuge vermindert in Unfälle involviert sind, kann also nicht eindeutig identifiziert werden.

Festzuhalten ist, dass die meisten Unfälle, mit dem Kleintransporter als Hauptverursacher, auf überhöhte Geschwindigkeit zurückzuführen sind.

Der zweite Bericht zur Unfallbeteiligung von Kleintransportern [2] berücksichtigt insbesondere den Zeitraum 2002 bis 2004. Der Bestand von N1 Fahrzeugen ist weiterhin kontinuierlich gestiegen. Auf Autobahnen ist zwar ein Rückgang der Unfallbeteiligungen festzustellen. Die Unfallbeteiligungen befinden sich jedoch insgesamt auf ähnlichem Niveau wie 2002.

Fazit dieser Kurzbetrachtung von Unfällen mit N1 Fahrzeugen ist, dass die meist jungen Fahrer aufgrund von fehlender Fahrerfahrung und Termindruck, Unfälle Innerorts und auf Landstraßen vornehmlich verursachen.

Zur Reduzierung dieser Unfallsituationen ist es unumgänglich die Fahrer in den Punkten

- Ladungssicherung, und
- an das Fahrzeug und den Beladungszustand angepasste Geschwindigkeit zu schulen.

Bekannterweise konnten durch die Einführung von ESP zahlreiche Unfälle im Pkw-Bereich vermieden werden. So wurde im Jahr 2004 vom Deutschen Verkehrsgerichtstag eindeutig die serienmäßige Ausstattung empfohlen [7].

Ab 2003 wurden daher N1 Fahrzeuge von einigen Herstellern serienmäßig mit ESP ausgestattet. N1 Fahrzeuge verfügen über eine weitaus größere Beladungsvariation als Pkw, da sie über eine größere Ladefläche verfügen und im Verhältnis zum Leergewicht eine deutlich größere Nutzlast möglich ist. Daher ist fraglich, inwieweit normale ESP Systeme alle Beladungszustände berücksichtigen können. Daher werden ab dem Jahr 2006 auch ESP-Systeme angeboten, die den Beladungszustand des Fahrzeuges berücksichtigen.

---

Die Literaturanalyse zeigt, dass ESP-relevante Unfallmanöver primär mit Schleudervorgängen verbunden sind. Schleuderunfälle unterliegen häufig dem gleichen Ablauf. Meist sind heftige Lenkbewegungen nach Unachtsamkeit und überhöhte Fahrgeschwindigkeiten auf kurvenreicher Straße dafür verantwortlich. Vor allem bei Alleinunfällen treten in der pre-crash Phase bis zu 60 % Schleuderbewegungen auf. Hinzu kommt, dass N1-Fahrzeuge, bedingt durch ihre technische Konzeption, hoher Schwerpunkt, bei ungünstiger Beladung, häufig dynamisch instabil werden.

Abbildung 3.2 zeigt die Verteilung der ESP-relevanten Unfälle nach Lkw Typ und Anzahl. Bei Lkw sind hier 7 % als ESP-relevant eingestuft. Zu vermuten ist, dass dies bei den N1 Fahrzeugen mit den hohen Fahrgeschwindigkeiten deutlich höher liegt. Insbesondere leistungsstarke Fahrzeuge (Leistungsgewicht <24 kg/kW) sind auffallend häufiger in Unfälle involviert als schwächer motorisierte Fahrzeuge. [7]

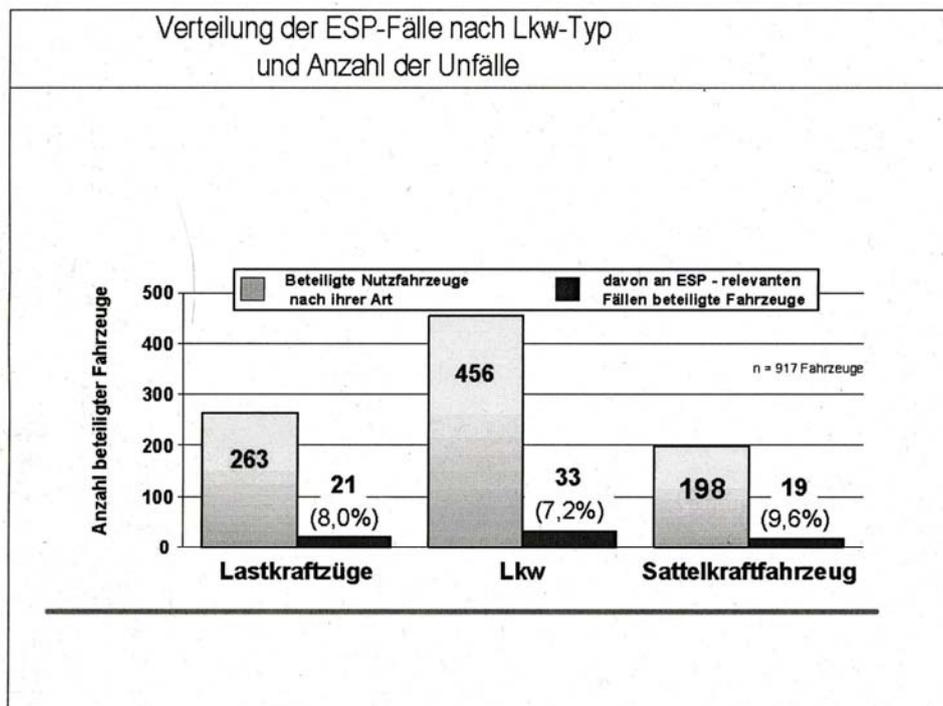


Abbildung 3.2: Verteilung der ESP- Fälle nach Lkw-Typ [7]

Die Verteilung der Unfälle nach primärer Unfallursache zeigt Abbildung 3.3. Zu erkennen ist auch hier, dass die ESP-relevanten Unfälle primär durch zu heftige Lenkreaktionen nach Unachtsamkeit bzw. nach Schleudervorgängen passieren.

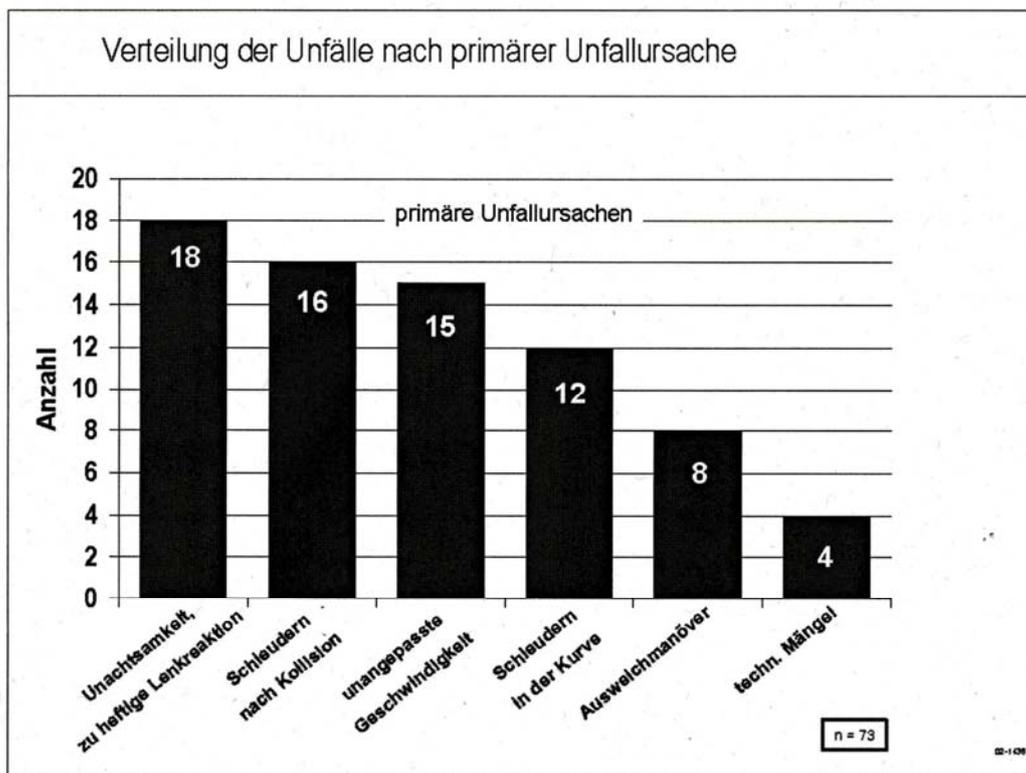


Abbildung 3.3: Verteilung der Unfälle nach primärer Unfallursache [7]

Nach [14] ereignen sich etwa 30 % der Unfälle auf Landstraßen außerhalb geschlossener Ortschaften. Aufgrund von Fahrversuchen wird hier auch vom ADAC eine serienmäßige Ausstattung aller Transporter mit ESP gefordert. In [7] wird noch eindeutig darauf hingewiesen, dass bei Daimler Chrysler bei Fahrzeugen, die zu 100% mit ESP ausgestattet sind Unfallreduktionen von 15% festzustellen waren.

Die Verteilung der Transporterunfälle nach Unfallarten, Abbildung 3.4, zeigt, dass 10 % dem „Abkommen von der Fahrbahn“ zuzuordnen sind.

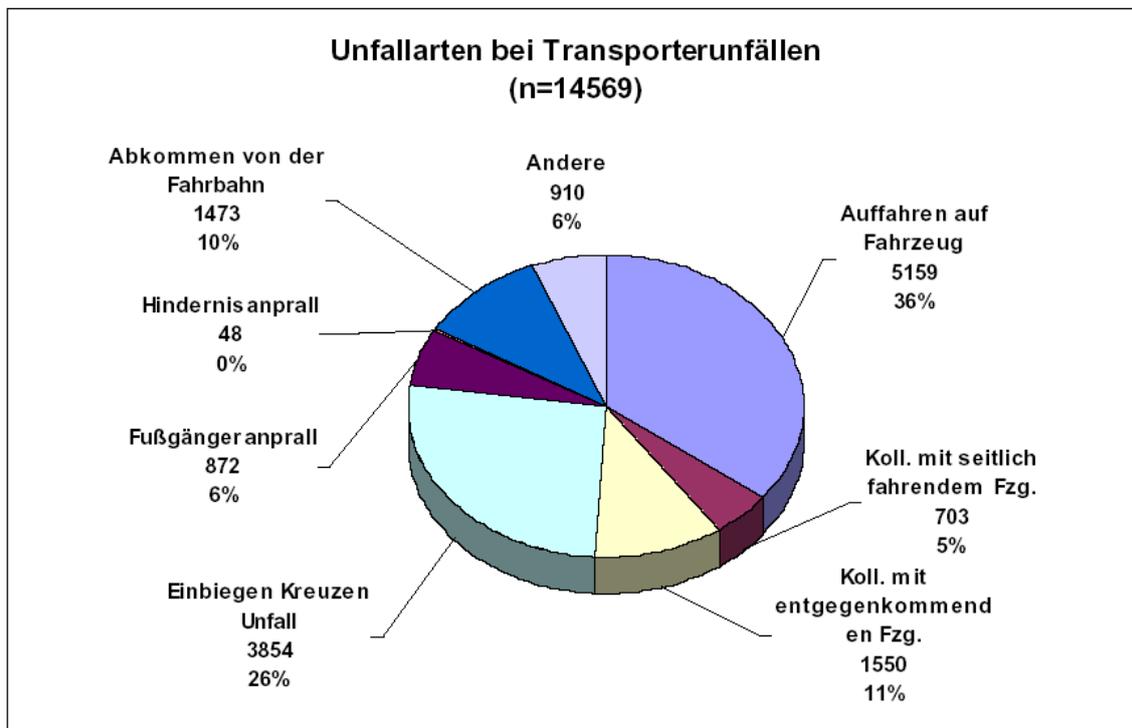


Abbildung 3.4: Verteilung der Unfallarten in Deutschland [14]

Häufigste Unfallursache ist überhöhte Fahrgeschwindigkeit [7], [8], [9]. So zeigt Abbildung 3.5 beispielhaft ein verunfalltes N1 Fahrzeug auf regennasser Fahrbahn infolge zu hoher Fahrgeschwindigkeit [7].



Abbildung 3.5: Unfall nach überhöhte Geschwindigkeit auf der Landstraße [7]

Bedingt durch die Unerfahrenheit der Fahrzeuglenker und die nicht gewohnte Fahrtdynamik eines beladenen Fahrzeugs im Grenzbereich treten typischerweise die in Abbildung 3.6 gezeigten Fahrzeugbewegungen bei einem Spurwechselmanöver auf der Fahrbahn auf.

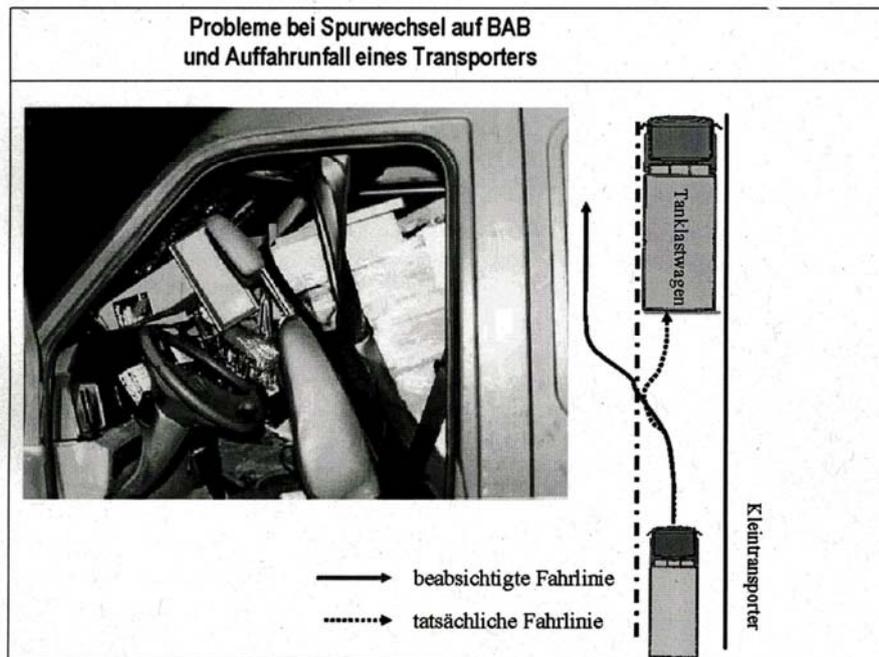


Abbildung 3.6: Probleme bei Spurwechsel auf BAB [7]

Gerade bei solchen Fahrmanövern können aktive Fahrsicherheitssysteme helfen, das Unfallrisiko zu minimieren. Bei Pkw ist eine häufige Unfallursache der Verlust der Fahrstabilität durch Schleudern. Bei Nutzfahrzeugen und Fahrzeugen mit hohem Schwerpunkt kommt als weitere Ursache das Umkippen des Fahrzeuges hinzu, wobei das einseitige Abheben eines Rades während eines Fahrmanövers einen für den Normalfahrer schwer kontrollierbaren Fahrzustand darstellt.

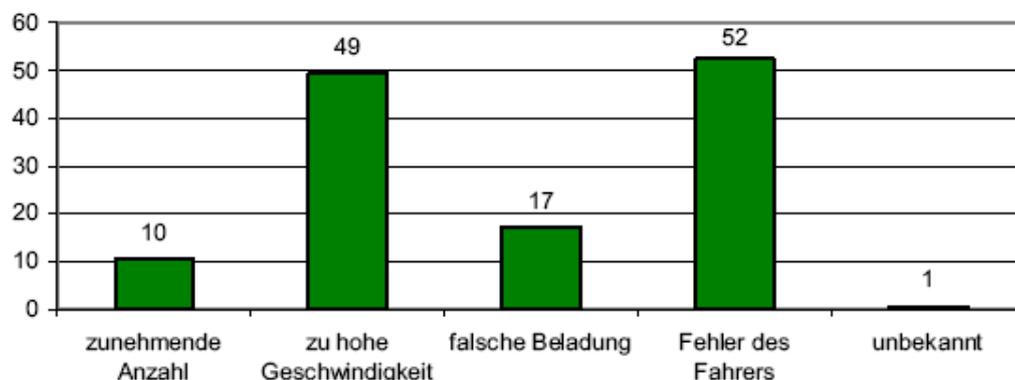


Abbildung 3.7: Ergebnis einer DEKRA Umfrage zu subjektiven Einschätzung von Ursachen für Unfälle mit Transportern [8]

Nach einer Studie von Uniroyal [27] werden die N1 Fahrer als aggressiv, rücksichtslos und viel zu schnell empfunden. Zu dem gleichen Ergebnis, Abbildung 3.7, kam die DEKRA Studie [8]. Aufgrund einer subjektiven Einschätzung von Autofahrern sind hier zu hohe Fahrgeschwindigkeiten und Fahrfehler die Unfallhauptursache, gefolgt von unsachgemäßer Beladung die durch falsche Massenverteilung verursacht wird. Hier wurde auch der VDA Spurwechseltest bei unterschiedlichen Beladungszuständen durchgeführt, wobei sich als fahrdynamisch relevant nicht nur die absolute Zuladung, sondern insbesondere auch die Massenverteilung herausstellte.

In [24] wird auf Basis von Unfallstatistiken nachgewiesen, dass durch ESP ca. 30% der Unfälle vermeidbar wären. Allerdings wird in [17] auch deutlich auf die Grenzen von aktiven Sicherheitssystemen hingewiesen.

Fleury, G. und Fassenot, T. beschreiben in [18] die Unfallsituation der Kleintransporter in Frankreich. Hier wird auch der Reifen als Unfallursache erwähnt, da teilweise mit zu geringem Luftdruck und zu hoher Beladung gefahren wird.

Das fahrdynamische Verhalten von N1 Fahrzeugen im Frequenzbereich wird von Elser, J und Cattarius, J. in [19] behandelt, wobei jedoch keine Variation der Beladungszustände durchgeführt wurde. Hier werden die fahrdynamisch relevanten Ausgangsgrößen des Fahrzeugs, also vornehmlich Querbeschleunigungen und Gierwinkelgeschwindigkeiten bei sinusförmigen Lenkeinschlägen betrachtet. Die Frequenzen werden entweder von Hand oder mit einer Lenkmaschine in einem Frequenzbereich von bis zu 4 Hz betrachtet (Abbildung 3.8). Aufgetragen werden die auf den Lenkradwinkel bezogenen Ausgangsgrößen des Fahrzeugs in Abhängigkeit der Anregungsfrequenz des Lenkradwinkels. Der Frequenzbereich ist auch die Frequenzdarstellung oder der Bildbereich der Fourier-Transformation als Werkzeug für die mathematische Behandlung von Signalen. Damit liegen im Frequenzbereich Systemgrößen wie z. B. Signale frequenzbezogen vor, also als Funktionen der Frequenz. Objektive Bewertungskriterien im Frequenzbereich werden ermittelt und eine gute Korrelation zu subjektiven Bewertungen des Fahrverhaltens festgestellt.

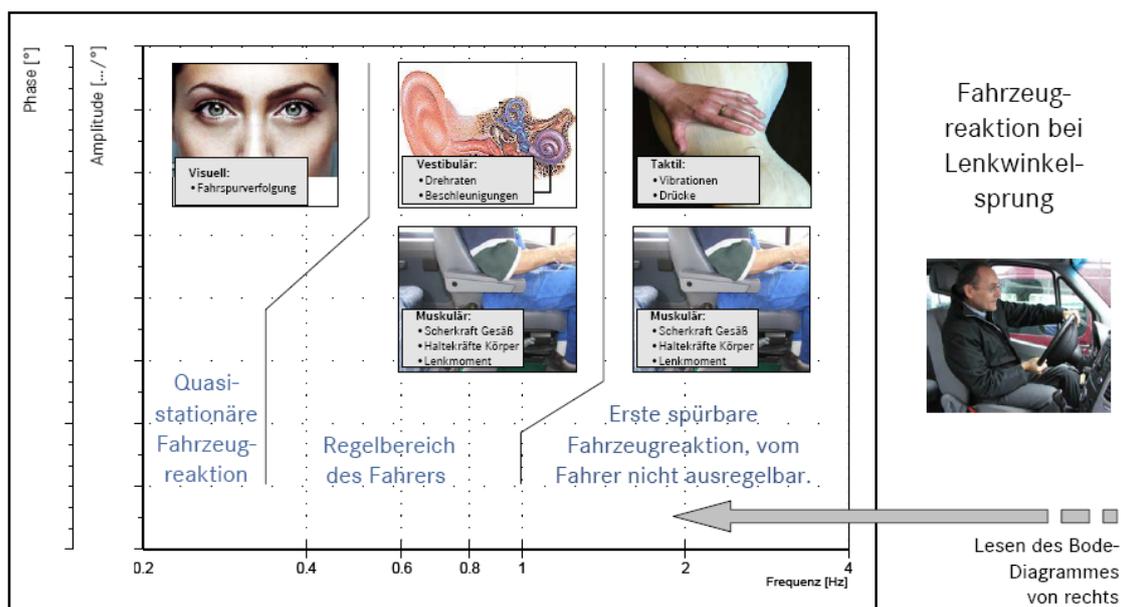


Abbildung 3.8: Wahrnehmbare Fahrzeugreaktionen im Bode-Diagramm [19]

Auf die Bedeutung der Ladungssicherung als Unfallursache wird in [20] eingegangen. So werden zahlreiche Unfälle durch nicht gesicherte Ladung verursacht. In der neuen VDI-Richtlinie 2700 sind auch die Grenzwerte für die fahrdynamische Beanspruchung in Längs- und Querrichtung angehoben worden. Auch in [21] wird auf die große Bedeutung des Beladungszustandes hinsichtlich der fahrdynamischen Auswirkungen eingegangen. Insbesondere wird die gegenüber Pkw größere Änderung des Fahrverhaltens erwähnt. In [22] wird daher ein beladungsabhängiges ESP vorgestellt, um den Einfluss der Beladung auf das fahrdynamische Verhalten zu minimieren.

---

## 4 Beladungszustände von N1 Fahrzeugen

Die Zuladung eines N1 Fahrzeuges kann bis zu 1,8 t betragen. Das Fahrverhalten und die Reaktionen des Fahrzeuges ändern sich mit der Masse und der Lage des Schwerpunktes.



Abbildung 4.1: Zuladung Kleintransporter [23]

Abbildung 4.1 zeigt optimierte Ladungssicherungen von N1 Fahrzeugen. Hierbei wird das zulässige Gesamtgewicht teilweise überschritten. Die Fahrdynamik wird durch

- Schwerpunktlage;
- Schwerpunkthöhe; feste Ladung, schwingende Ladung, rutschende Ladung beeinflusst.

Oft ist keine oder auch nur eine geringe Ladungssicherung vorhanden. Da die fahrdynamischen Leistungen von N1 Fahrzeugen höher sind als originär angenommen, wurde auch, wie erwähnt, die Richtlinie zur Ladungssicherung, Ladungssicherung gemäß den §§22, 23 StVO, §§30, 31 StVZO und VDI Richtlinien 2700 ff., der DIN 75410-3 und DIN EN 12642, bzgl. der querdynamischen Beanspruchung zu höheren Werten hin verschoben [23]. Bei dynamischen

Fahrmanövern kann eine rutschende Ladung zu einem kritischen Fahrzustand führen, wodurch Schleuderbewegungen oder das Kippen über das kurvenäußere Vorderrad verursacht werden können (s. Abbildung 4.2).



Abbildung 4.2: Kippvorgang über das Kurvenäußere Vorderrad bei doppeltem Spurwechsel [14]

Bei hoher Nutzlast werden die Reifen nicht nur durch das höhere Fahrzeuggewicht, sondern auch durch die höheren Fliehkräfte mehr beansprucht. Die Fliehkraft berechnet sich nach:

$$F_{\text{zentrifugal}} = \frac{m \dot{x}^2}{\rho} \quad (4.1)$$

$F_{\text{zentrifugal}}$  = Die wirkende Fliehkraft am Fahrzeug (N)

$m$  = Fahrzeugmasse (kg)

$\dot{x}$  = Geschwindigkeit in Längsrichtung (m/s)

$\rho$  = Radius der Kurve (m)

Die Fliehkraft nimmt proportional mit der Erhöhung der Masse zu. Bei einer Zuladung von ca. 1000 kg vergrößert sich bei dem vorhandenen Sprinter das Gesamtgewicht des Fahrzeugs von ca. 2000 kg Leergewicht auf ca. 3000 kg zul. Gesamtgewicht.

---

In [14] wird auch gezeigt, dass nicht nur die Masse, sondern noch mehr die Lastverteilung das fahrdynamische Verhalten beeinflusst. Die Masse kann sich durch die Beladungsvielfalt (Positionierung der Beladung zur Veränderung des Schwerpunktes) stark verändern, der Abstand des Schwerpunktes in X-Richtung kann z.B. um 30%, der in Z-Richtung um 50% variieren. Diese Faktoren haben Einfluss auf das Fahr- und Eigenlenkverhalten, sowie das Bremsverhalten des Fahrzeuges. Eine optimale Auslegung des Fahrdynamikregelsystems sollte deshalb, wie erwähnt, unter Berücksichtigung des Ladungszustandes (Schwerpunktlage und Gesamtmasse) erfolgen.

---

## **5 Analyse der Unfallstatistik hinsichtlich durchzuführender Fahrmanöver**

Nach Aufgabenstellung ist der Einfluss eines ESP-Reglers bei unterschiedlichen Beladungszuständen zu untersuchen. Die Unfallanalyse ergab, dass wie erwartet, vornehmlich Schleudervorgänge auf Landstraßen außerorts und Ausweichmanöver bzw. Spurwechsel auf der Autobahn als ESP-relevant einzustufen sind. Innerorts treten vornehmlich Kreuzungsunfälle auf, die nicht ESP-relevant sind. In Einzelfällen kann es auch Innerorts z. B. wegen einer plötzlich aufgeschlagenen Autotür oder auch durch Ausweichmanöver von Personen zu schnellen Lenkbewegungen des Fahrers kommen, die auch einen ESP-Eingriff bedingen.

Um den Einfluss der ESP-Regler auf das fahrdynamische Verhalten untersuchen zu können, sind folgende Standardfahrmanöver vorgesehen:

- Stationäre Kreisfahrt
- Lastwechsel bei stationärer Kreisfahrt
- Bremsen bei stationärer Kreisfahrt
- Doppelter Spurwechsel/VDA-Gasse
- Sinuslenken

In dieser Phase des Projektes wurde geplant, dass die Fahrversuche in Kooperation mit der Erprobungsstelle in Trier auf dem Testgelände der WTD 41 bzw. auf dem Flugplatz Föhren durchgeführt werden. Die Erprobungsstelle hatte hierfür Ihre Zustimmung gegeben. Testfahrer konnten aus Kapazitätsgründen jedoch nicht zur Verfügung gestellt werden, sondern selbst organisiert werden.

---

Die Erprobungsstelle 41 in Trier verfügt über die in Tabelle 5.1 aufgeführten Testbahnen.

Tabelle 5.1: Testbahnen verfügen über folgende Daten

Testbahnen	Daten
Steilkurve	maximale Überhöhung 27.3°, Gesamtlänge 1800m
Straßenrundkurs	Länge 6.3 km ; Breite 9 m ; maximale Steigung 7.5%
Kreisbahn	Basaltpflaster, Rutschasphalt, Betonbahn Radius 14m, 25m, 40m ; Breiten von jeweils 15m.
ebene Messbahn	Länge 400m, Breite 10m



Abbildung 5.1: Erprobungsstelle WTD 41 Trier [6]

## 5.1 Stationäre Kreisfahrt

Das Fahrmanöver "Stationäre Kreisfahrt" ist die traditionell angewandte Methode zur Ermittlung der stationären Fahreigenschaften bzw. des Eigenlenkverhaltens. Ein stationärer Zustand liegt dann vor, wenn periodische oder konstante Regel- und/oder Störungseingaben sich über eine willkürlich lange Zeit nicht ändern. Da das stationäre Eigenlenkverhalten in Abhängigkeit von dem Betrag der Betätigungsfunktionen und der Bewegungsgrößen variiert, werden die Kenngrößen zur Beurteilung des Eigenlenkverhaltens meist als Funktion dieser Größen ermittelt. Folgende Variationen der Stationären Kreisfahrt sind möglich:

1. Stationäre Kreisfahrt mit konstanter Querbesehleunigung und stufenweiser Variation der Fahrgeschwindigkeit sowie des Lenkradwinkels
2. Stationäre Kreisfahrt auf konstantem Fahrspurradius und stufenweiser Variation der Fahrgeschwindigkeit
3. Stationäre Kreisfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit und stufenweiser Variation des Lenkeinschlages
4. Stationäre Kreisfahrt mit konstantem Lenkradwinkel und stufenweiser Variation der Fahrgeschwindigkeit

Für die Anwendung der Kreisfahrtversuche in der Praxis unterscheiden sich die angegebenen Testverfahren vor allem durch die Anforderungen an die Testfläche. Eine vom Kursverlauf unabhängige Variation von Lenkradwinkel oder Fahrgeschwindigkeit ist nur auf weitläufigen und durchgehend asphaltierten Fahrdynamikflächen möglich. Aus diesem Grund wird der Kreisfahrttest mit konstantem Radius bevorzugt praktiziert, für den auch mit ISO 4138 eine internationale Norm vorliegt.

Bei den unterschiedlichen Versuchsbedingungen der stationären Kreisfahrt werden mit der Variation des Versuchsparameters unterschiedliche Betriebszustände des Fahrzeugs durchlaufen. Nur unter der Annahme linearer Bedingun-

---

gen können die Messergebnisse eines Tests in die Darstellungsform eines anderen Tests überführt werden, z.B. für  $v=\text{const.}$  in  $r=\text{const.}$

So wird z.B. bei der stationären Kreisfahrt mit konstantem Radius die Fahrgeschwindigkeit gesteigert, wodurch sich gleichfalls der Einfluss der Traktionskräfte an den angetriebenen Rädern verstärkt. Bei der Kreisfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit wird dagegen ein größerer Bereich des Lenkwinkels durchlaufen.

Aufbauend auf den Festlegungen der DIN ISO 4138 wird das Fahrmanöver auf zwei Kreisbahnen mit den Radien  $R=40\text{m}$  und  $R=100\text{m}$  durchgeführt. Da die Aussagen näherungsweise identisch sind, genügt es, auch die stationäre Kreisfahrt mit einem Radius durchzuführen. Da bei größeren Radien eine erhöhte Fahrgeschwindigkeit zur Erreichung bestimmter Querbeschleunigungswerte notwendig ist, wird hier der Antriebseinfluss deutlicher.

Die stationäre Kreisfahrt mit konstantem Radius nach DIN ISO 4138 ist ein Fahrmanöver, bei dem das Testfahrzeug bei verschiedenen konstanten Geschwindigkeiten über eine Kreisbahn mit bekanntem Radius gefahren wird. Das Hauptanliegen des Tests ist die Beschreibung des Fahrzeug-Eigenlenkverhaltens welche durch den Verlauf des Lenkradwinkels als Funktion der Querbeschleunigung bestimmt wird.

---

Gemäß der DIN ISO 4138 wird ein Radius von 30 m als Minimum angesehen. Auf der Erprobungsstelle in Trier sind Kreisradien von 40 m möglich. Die Bundesanstalt für Straßenwesen verfügt über eine Kreisbahn mit 45 m. Üblicherweise werden folgende Größen als Funktion der Querbeschleunigung aufgetragen:

- Lenkradwinkel
- Schwimmwinkel
- Wankwinkel
- Lenkradmoment

#### Lenkradwinkel

Durch den Lenkradwinkelverlauf wird das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs beschrieben. Beim Fahren mit niedriger Fahrgeschwindigkeit ergibt sich die Ackermannbedingung. Der Kurvenverlauf wird hier maßgeblich durch Radstand und Kurvenradius bestimmt.

Der Kurvenverlauf des Lenkradwinkels bei höheren Querbeschleunigungen lässt eine Aussage über das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs zu.

#### Schwimmwinkel

Der Schwimmwinkel zeigt die Stellung des Fahrzeugs zur Bewegungsrichtung. Ausgehend von negativen Werten bei der Ackermannbedingung ändert sich der Wert mit steigender Querbeschleunigung. In der Regel wird hierbei ein Vorzeichenwechsel durchlaufen. Progressiv ansteigende Schwimmwinkel lassen auf einen instabilen Fahrzustand schließen.

Die Schwimmwinkelcharakteristik gibt Auskunft über das Eigenlenkverhalten wobei sich hier insbesondere auch geometrische Daten der Radaufhängung sowie Lenkgesetze zeigen. Insbesondere bei Nutzfahrzeugen ist zu differenzieren, ob der Schwimmwinkel im Fahrzeugschwerpunkt oder am Fahrersitz erfasst werden soll. Da ESP-Regler auch den Schwimmwinkel bei ihrer Regelstra-

---

tegie berücksichtigen, kann hier auch auf den Regelalgorithmus des Reglers geschlossen werden.

### Lenkmoment

Das Lenkmoment ist für den Fahrer eine wichtige haptische Information. Durch die Haltekräfte am Lenkrad wird der Fahrer z.B. über die Annäherung an den Grenzbereich oder Veränderungen im Reibbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn unterrichtet.

Das Lenkmoment wird häufig ins Verhältnis zur Fahrzeugquerbeschleunigung gesetzt. Aus Fahrversuchen wurde ermittelt, dass Werte von 23,5 Nm/g günstig sind. Ein zu kleiner Wert des Gradienten erschwert die Lenkwinkelpositionierung und hat einen ungenauen Fahrkurs zur Folge, während ein zu großer Gradient das System Fahrer-Fahrzeug träge macht.

### Wankwinkel

Zur vollständigen Beschreibung der Fahrdynamik wird der Wankwinkel als Funktion der Querbeschleunigung aufgetragen.

Bei gleicher Federhärte ist der Wankwinkel ein Maß für die Höhe der momentanen Drehachse des Aufbaus gegenüber den Radführungen als Gesamtheit (Rollachse) und damit auch ein Maß für die Höhe der momentanen Drehachsen der einzelnen Radführungen. Die Zu- oder Abnahme des Wankwinkels infolge einer anderen Radführung an einer Achse lässt auf eine niedrige oder höhere Lage der momentanen Drehachsen dieser Radführungen schließen. Eine höhere Drehachse bedingt größere Radlastverlagerungen an dieser Achse und damit auch größere Schräglaufwinkel, die wiederum ein anderes Eigenlenkverhalten zur Folge haben können. Bei einer Kreisfahrt oder beim Befahren allgemeiner Kurvenverläufe sind neben den Elastizitäten der Radaufhängungen und der Nachgiebigkeit der Lenkung auch das Wanken (im Englischen "rollsteering") für die Radeinschläge von Bedeutung.

---

Die Größe des Wankwinkels wird auch deutlich durch die Höhe des Schwerpunktes beeinflusst. Die Fahrverhaltensveränderung durch die Beladung wird also nicht nur durch die größere Masse, sondern auch, wie erwähnt, durch achskinematische Effekte aufgrund des Wankwinkels verursacht.

### Auswertung

Aus der stationären Kreisfahrt ist die grundlegende fahrdynamische Abstimmung des Fahrzeugs erkennbar und erlaubt Aussagen über die Kippgrenze und über die Gierstabilität des Fahrzeuges bei unterschiedlichen Beladungszuständen. Zur Erkennung evtl. möglicher Asymmetrien werden die Fahrversuche in beiden Fahrtrichtungen durchgeführt.

Differenziert wird nach unter- bzw. übersteuerndem Fahrverhalten, welches durch den Eigenlenkgradienten EG quantifiziert wird.

Nach DIN 4138 wird zur Auswertung der Messergebnisse eine Gradientenbildung empfohlen:

- Lenkradwinkelgradient : $d\delta_H/d a_y$ :
- $>1$  - untersteuerndes Verhalten
- $=1$  - neutrales Verhalten
- $<1$  - übersteuerndes Verhalten
  
- Schwimmwinkel-Gradient:  $d\beta/d a_y$
  
- Wankwinkel-Gradient:  $d\phi/d a_y$
  
- Lenkradmoment-Gradient:  $dM_H/d a_y$

Aus diesen nicht normierten Größen werden weitere Kennwerte gebildet, um das Verhalten mit Fahrzeugen unterschiedlicher Abmessungen und mit anderen Lenkübersetzungen vergleichbar zu machen.

---

Diese Größen sind:

- der Eigenlenk-Gradient

$$\frac{1}{i_s} \cdot \frac{d\delta_H}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \quad (5.1)$$

Rollen bei sehr niedrigen Fahrgeschwindigkeiten die Reifen ohne seitlichen Schlupf, also bei Schräglaufwinkel null Grad, so spricht man von den Ackermannbedingungen. Der Vorderradeinschlag zum schlupffreien befahren eines Kreises ist nur abhängig vom Radstand des Fahrzeuges und dem zu befahrenen Kurvenradius. Dieser Einschlagwinkel heißt Ackermannwinkel [3].

Dabei ist der Ackermannwinkel definiert als

$$\delta_{10} = \lim_{v \rightarrow 0} \delta_1 = \frac{l_{1,2}}{R} \quad (5.2)$$

$\delta_H$  = Lenkwinkel (Grad)

$a_y$  = Quereschleunigung ( $m/s^2$ )

$i_s$  = Lenkübersetzung

$\delta_A$  = Ackermannwinkel (Grad)

$l_{1,2}$  = Abstand zwischen den Achsen (m)

Der Eigenlenkgradient beschreibt die Änderung des Lenkradwinkels bezogen auf die Quereschleunigungsänderung. Diese Größe nach DIN 70 000 korreliert sehr gut mit dem subjektiven Fahrempfinden und dient zur grundsätzlichen Differenzierung des Fahrverhaltens hinsichtlich Unter- und Übersteuern. Der Ackermannlenkwinkelgradient wird vom Lenkradwinkelgradienten abgezogen, um Kreisfahrten mit  $r=const.$  und  $v=const.$  vergleichen zu können. Aus der Definition ergeben sich drei Bereiche:

EG > 0: Untersteuern

EG = 0: Neutralsteuern

EG < 0: Übersteuern

- der Eigenlenk/Schwimmwinkel-Gradient
-

$$\left( \frac{d\delta_H}{da_y} \bigg/ \frac{d\beta}{da_y} \right) \cdot \frac{1}{i_s} \quad (5.3)$$

Der Eigenlenk/Schwimmwinkelgradient setzt die Änderung des Lenkradwinkels im Verhältnis zur Änderung des Schwimmwinkelgradienten. Hier wird die notwendige Lenkaktivität des Fahrers zur Einhaltung des Radius nicht auf die vestibular sensierte Querbewegung bezogen, sondern auf die visuell wahrnehmbare Schwimmwinkeländerung. Der Wert wird auf die Lenkübersetzung bezogen, um Fahrzeuge mit unterschiedlichen Lenkübersetzungen vergleichen zu können.

- der Eigenlenk-Koeffizient

$$\frac{d\delta_H}{da_y} \cdot \frac{1}{i_s \cdot l_{1,2}} \quad (5.4)$$

Der Eigenlenk-Koeffizient beinhaltet den Lenkradwinkelgradienten zur Differenzierung des Fahrverhaltens nach Über- und Untersteuern, normiert jedoch diesen Wert auf die Lenkübersetzung und auf den Radstand  $l$ , um Fahrzeuge mit unterschiedlicher Lenkübersetzung und unterschiedlichen Radständen vergleichen zu können.

- der Richtungshaltungs-Koeffizient

$$\left( \frac{d\delta_H}{da_y} \bigg/ \frac{d\beta}{da_y} \right) \cdot \frac{1}{i_s \cdot l_{1,2}} \quad (5.5)$$

Der Richtungshaltungskoeffizient beinhaltet im Wesentlichen die Information des Eigenlenk-Schwimmwinkelgradienten, normiert diesen Wert zusätzlich auf den Radstand, um unterschiedliche Fahrzeuge vergleichen zu können.

Weitere Kennwerte aus der stationären Kreisfahrt sind:

- Lenkempfindlichkeit:  $\frac{d(1/R)}{d\delta_H}$
  - Steering Sensitivity:  $\frac{da_y}{d\delta_H}$
  - Querbewegungsverstärkungsfaktor:  $\frac{a_y}{\delta_H}$
  - Giergeschwindigkeitsverstärkungsfaktor:  $\frac{\dot{\psi}}{\delta_H}$
-

## **5.2 Lastwechsel in der stationären Kreisfahrt nach DIN ISO 9816**

Der Terminus Lastwechselreaktion meint die dynamische Antwort eines Fahrzeugs bei stationärer Fahrt, die durch veränderte Umfangskräfte der angetriebenen Räder initiiert wird. Die Änderung der Radumfangskräfte kann durch eine Variation der Gaspedalstellung, durch Betätigung der Kupplung oder durch einen Gangwechsel bei automatischem Getriebe geschehen. In jeder dieser Fahrsituation erfahren die Radumfangskräfte der angetriebenen Räder eine Vorzeichenumkehr. Bei der Betätigung des Gaspedals oder der Kupplung wird der Vorzeichenwechsel einmal durchlaufen.

Die Bedeutung der Lastwechselreaktion für die aktive Sicherheit von Kraftfahrzeugen wird an dem Regel- und Bewegungsvorgang in der Pre-Crash-Phase deutlich. Findet vor Eintreten eines Unfalls ein Lenk- und/oder Bremsvorgang statt, so wird im Allgemeinen ebenfalls der Vorgang eines Lastwechsels durchlaufen. Denn vor dem Bremsvorgang wird zunächst Gas weggenommen.

Das Fahrmanöver "Lastwechsel bei Kreisfahrt" bildet eine Fahrsituation nach, in der der Fahrtverlauf eines Fahrzeugs durch eine Änderung des Betriebszustandes von Motor oder Kennungswandler und damit durch eine Änderung der Umfangskräfte an den angetriebenen Rädern gestört wird. Diese Störung, welche die Spurhaltung über die Kraftschlussverhältnisse in den Radaufstandsflächen, über Radlastverlagerungen und über kinematische sowie elastische Verstellungen der Radführung beeinflusst, kann z.B. durch eine Variation der Fahrpedalstellung, durch Betätigung der Kupplung oder durch einen Gangwechsel bei einem Lastschaltgetriebe ausgelöst werden.

Die Ausgangsbedingung für die Untersuchung der Lastwechselreaktion ist die stationäre Kreisfahrt mit konstantem Radius. Nachdem der stationäre Fahrzustand erreicht ist, wird der Lenkradwinkel konstant gehalten und das Fahrpedal plötzlich freigegeben. Die Ausgangsfahrgeschwindigkeit wird stufenweise zwischen einer niedrigen Geschwindigkeit von ca. 10km/h bis zur unter stationären Bedingungen möglichen Maximalgeschwindigkeit in ungefähr konstanten Quer-

---

beschleunigungsstufen gesteigert. Die Messungen sind in dem vorgegebenen Geschwindigkeitsbereich möglichen Gangstufen (Schaltgetriebe) oder Fahrstufen (automatisches Getriebe) durchzuführen.

Zur Charakterisierung der Lastwechselreaktion hat sich ein Beobachtungszeitpunkt von 1 sec nach dem Zeitpunkt des Lastwechsels bewährt, da dieser Zeitraum ungefähr mit der Passivzeit des Fahrers übereinstimmt. Ausgewertet werden meist Querschleunigung und Gierwinkelgeschwindigkeit.

Die verzögerungsbedingte Seitenkraftänderung bewirkt ein in die Kurve hineindrehendes Giermoment. Der Schräglaufwinkel an der Hinterachse vergrößert sich. Auch die Änderung der Umfangskraft bewirkt eine Verringerung der Seitenführungskraft und ein Hineindrehen in die Kurve. Der Einfluss ist in der Regel jedoch nicht so stark wie der durch die Radlaständerung.

Das Auslegungsziel einer fahrdynamischen Abstimmung ist, dass die Lastwechselreaktionen eines Fahrzeugs so maßvoll auftreten, dass der Fahrer bei zu schnell angegangener Kurve eine unterstützende eindrehende Lenkhilfe erhält. Es ist hier zu untersuchen, inwieweit die Beladungszustände und das ESP das Fahrverhalten bestimmen.

Nach DIN ISO 9816 sind die Lastwechselreaktionen bei unterschiedlichen Längsgeschwindigkeiten durchzuführen. Die Längsgeschwindigkeiten werden dabei so gewählt, dass die resultierenden Querschleunigungen sich mit einer Schrittweite von  $1\text{m/s}^2$  im Bereich von  $4\text{m/s}^2$  bis zum maximal fahrbaren Wert bewegen. Zur Reduktion des Aufwandes sind ca. drei Geschwindigkeitsbereiche vorgesehen.

---

Folgende Bewegungsgrößen werden in der Regel erfasst und weiterverarbeitet

- Zeitpunkt der Lastwechseleinleitung  $t_0$
- • Lenkradwinkel  $\delta_H$
- • Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$
- • Längsgeschwindigkeit  $v_x$
- • Querbeschleunigung  $a_y$
- • Schwimmwinkel  $\beta$
- • Nickwinkel  $\theta$
- • Wankwinkel  $\phi$

Wie erwähnt wird zur Charakterisierung der Lastwechselreaktion ein Beobachtungszeitpunkt von  $t=1s$  nach Eintreten des Lastwechsels gewählt. Dabei werden folgende Kennwerte gebildet:

$$\Delta\dot{\psi}_t = \dot{\psi}_t - \dot{\psi}_0$$

$$\Delta a_{y,1s} = a_{y,1s} - a_{y,0}$$

Diese Werte werden mit den Änderungen der Gierwinkelgeschwindigkeit und der Querbeschleunigung eines Referenzfahrzeuges verglichen, welches die gleiche Verzögerung erfährt, jedoch dabei den Ausgangskreis nicht verlässt.

Die Referenzwerte<sup>1</sup> berechnen sich mit

$$\Delta\dot{\psi}_{1s,ref} = \dot{\psi}_{1s,ref} - \dot{\psi}_0 \quad \text{mit} \quad \dot{\psi}_{1s,ref} = \frac{v_{x,1s} \cdot 360}{2\pi \cdot R_0}$$

$$\Delta a_{y,1s,ref} = a_{y,1s,ref} - a_{y,0} \quad \text{mit} \quad a_{y,1s,ref} = \frac{(v_{x,1s})^2}{R_0}$$

---

<sup>1</sup> Tomaske, Winfried: Testmethoden zur Untersuchung des Fahrverhaltens; Seite 159

### 5.3 Bremsen aus stationärer Kreisfahrt nach DIN ISO 7975

Das Fahrmanöver "Bremsen aus stationärer Kreisfahrt" wird in der DIN ISO 7975 behandelt. Der Test dient dazu, die Auswirkung des Bremsens auf das Richtungsverhalten eines Fahrzeugs zu bestimmen, dessen stationäre kreisförmige Bewegung nur durch die Bremsaktion gestört wird. Der Test ist deswegen von Bedeutung, da in 5 % bis 12 % bei Unfällen Lenk- und Bremsmanöver durchgeführt werden. Insbesondere bei engen Kurvenradien von 50 bis 120 m führt dieses Fahrmanöver zu unfallträchtigen Situationen. Bei der Bremsenauslegung ist daher nicht nur auf minimalen Bremsweg zu achten, sondern es ist darauf zu achten, wie sich das Fahrzeug der Bremsgrenze nähert. Der Verlust der Fahrstabilität kann während einer Bremsung weitaus gravierender sein als ein möglicherweise geringfügig längerer Bremsweg. Das Blockieren der Räder hat entweder zur Folge, dass die Lenkfähigkeit verloren geht (Blockieren vorne), oder ist mit einer gravierenden Verschlechterung des Stabilitätsverhaltens verbunden.

Wegen der Komplexität der fahrdynamischen Bewegungsabläufe beim Bremsen und Lenken wurde die systematische Untersuchung eines entsprechenden Testverfahrens erst zu Beginn der 60er Jahre aufgenommen. Die ISO-Richtlinie schreibt vor, dass das Fahrzeug in die stationäre Ausgangsbedingung einer stationären Kreisbahn zu bringen ist. Hierbei ist das Fahrzeug mit der höchst möglichen Gangstufe zu fahren. Die Stellung des Lenkrades und des Fahrpedals soll so konstant wie möglich gehalten werden.

Die Freigabe des Fahrpedals und der Bremsbetätigung soll so schnell wie möglich erfolgen. Die Kupplung kann sofort oder am Ende des Versuchslaufs getrennt werden. Nach der Anstiegszeit soll der Druck im Bremssystem oder die Bremspedalkraft oder der Bremspedalweg so konstant wie möglich gehalten werden und das Lenkrad soll festgelegt sein, bis der Versuchslauf beendet ist.

---

Die minimale Bremsbetätigung soll einer mittleren Längsverzögerung von  $2 \text{ m/s}^2$  entsprechen und dann in Schritten von nicht mehr als  $1 \text{ m/s}^2$  ansteigen.

Bei der Bewertung der Fahreigenschaften beim Bremsen in der Kurve ist der Bereich der kleinen und mittleren Verzögerungen und der Bereich maximaler Verzögerungen zu unterscheiden. Die Radlastverlagerungen bewirken, dass die resultierenden Horizontalkräfte in den Reifenaufstandsflächen ein Giermoment erzeugen, welches das Fahrzeug in die Kurve hineinfahren lässt. Dieses Moment erreicht bei mittleren Verzögerungen seine maximale Größe. Bei höheren Verzögerungen bestimmt die Bremskraftverteilung, welche die Blockierreihenfolge der Räder festlegt, die Fahreigenschaften stärker. Hier ist insbesondere durch ESP oder ladungsabhängige ESP Systeme unterschiedliches fahrdynamisches Verhalten zu erwarten. Blockieren nur die Hinterräder, führt dies zum Verlust der Gierstabilität und in der Regel zu hohen Schwimmwinkeln. Ein Blockieren der Vorderräder führt zum Erreichen der Grenze der Lenkfähigkeit, was ein Herausschieben aus der Kurve bewirkt. Insbesondere auf Fahrbahnen mit niedriger Griffigkeit und bei schnellem Bremsdruckaufbau beeinflussen auch die mit den einzelnen Rädern verbundenen rotierenden Massen die Blockierreihenfolge. Nach den bisherigen Erfahrungen treten die Unterschiede in der Fahrzeugauslegung bei sonst gleichen Bedingungen umso stärker hervor, je größer Kurvenradius und Fahrgeschwindigkeit und je kleiner die Fahrbahngriffigkeit sind.

---

Zur besseren Einordnung der Kennlinien für die Giergeschwindigkeit und die Querschleunigung empfiehlt sich das Einzeichnen von sog. Referenzlinien, welche die jeweiligen Werte dieser Größen angeben für den Fall, in dem das Fahrzeug sich mit dem verzögerungsbedingten gemessenen Geschwindigkeitsabfall exakt auf dem Ausgangsradius  $R_0$  bewegt:

$$\dot{\psi}_{ref,t} = \frac{V_0 - V_t}{R_0} = \frac{V_0 - V_t}{V_0^2} \cdot \psi_0 \quad \text{und}$$
$$a_{y,ref,t} = \frac{(V_0 - V_t)^2}{R_0} = \frac{(V_0 - V_t)^2}{V_0^2} \cdot a_{y0}$$

Der Index t steht dabei z.B. für den Zeitpunkt 1 s nach Bremsbeginn. Die Berechnung der Referenzlinien erfolgt unter der Annahme einer konstanten Verzögerung im Beobachtungsintervall.

Da, wie erwähnt, insbesondere Blockierverhinderer wie ABS und ESP das dynamische Verhalten beim Bremsen beeinflussen, ist dieses Manöver zur Untersuchung des Einflusses von ESP besonders relevant.

#### **5.4 Der Verreißtest – Lenkwinkelsprungtest**

Ob der Verreißtest nach DIN ISO 7401 durchgeführt werden soll, hängt von den dortigen Platzverhältnissen ab. Aussagen über die Kippsicherheit und das fahrdynamische Verhalten beim Verreißen der Lenkung werden auch aus den Spurwechselmanövern ermittelt.

### 5.5 Doppelter Fahrspurwechsel

Der doppelte Fahrspurwechsel wird einmal bei hoher Fahrgeschwindigkeit ISO 3888-1, Abbildung 5.2 und bei niedriger Fahrgeschwindigkeit ISO 3888-2 durchgeführt, Abbildung 5.3.

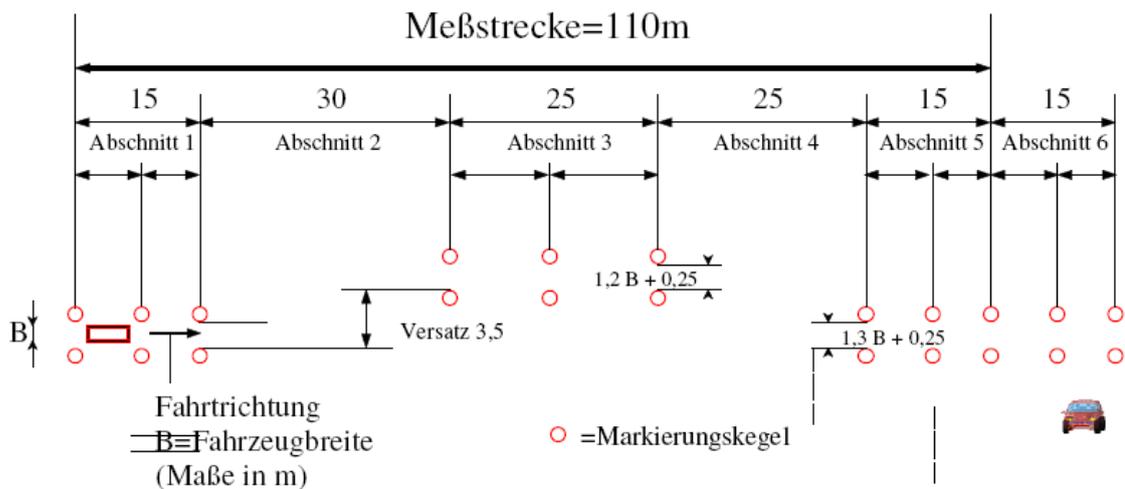


Abbildung 5.2: Nach ISO/TR 3888-1 Fahrspurwechsel

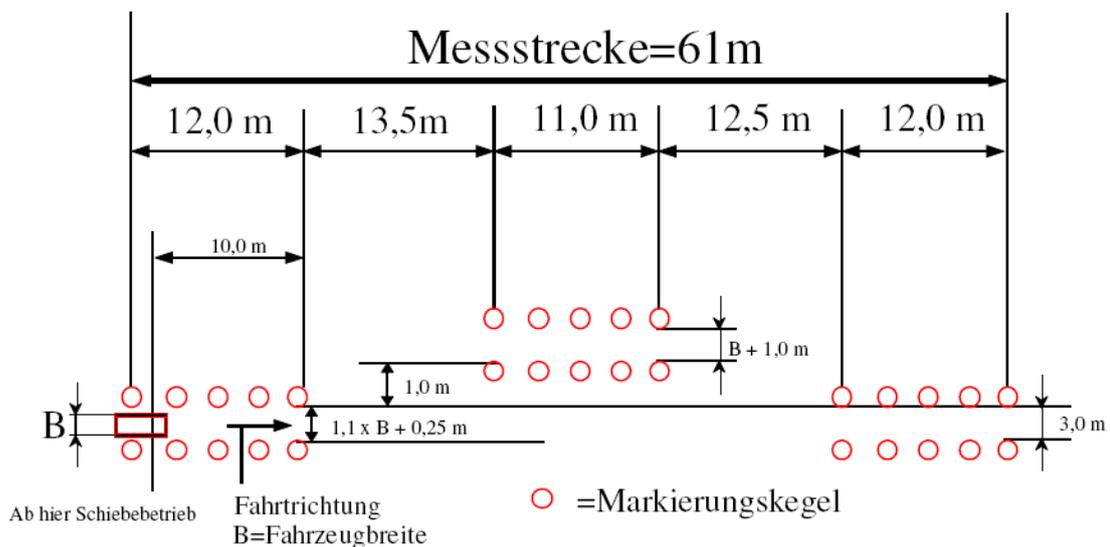


Abbildung 5.3: Gasse nach VDA, ISO 3888-2

Wie der Kreisfahrttest im stationären Bereich, so gehört der doppelte Fahrspurwechsel im instationären Bereich zu den ältesten Testmethoden. Der Test dient zur Prüfung des Fahrverhaltens im geschlossenen Regelkreis in einer ver-

kehrbezogenen Situation. Der doppelte Fahrspurwechsel ist ein verkehrsbezogener instationärer Test, der ein plötzlich notwendiges Ausweichmanöver mit anschließendem Wechsel auf die ursprüngliche Fahrspur simuliert. Der doppelte Fahrspurwechsel war das erste Testverfahren, das in der ISO seit 1970 bearbeitet wurde.

Die Abmessungen der Gasse für den ISO Spurwechsel zeigt Abbildung 5.2. Die Länge der Messstrecke beträgt 110 m bei seitlichem Versatz von 3,5 m. Die Breite ist fahrzeugabhängig. Gemessen wird die Durchfahrzeit mit Lichtschranken am Anfang und Ende der Messstrecke. Beurteilungskriterium ist der Mittelwert der Durchfahrzeiten aus mindestens drei fehlerfreien Fahrten (ohne Berührung der Markierungskegel). Der Test soll mit geübten Fahrern durchgeführt werden. Da die Durchfahrtgeschwindigkeit insbesondere bei ESP Fahrzeugen keinerlei Aussagekraft für die Fahrsicherheit darstellt, werden zur Untersuchung der instationären Fahreigenschaften oft neben der Zeitmessung auch andere fahrdynamische Größen aufgenommen. Solche Messgrößen sind:

- Lenkradwinkel,
- Lenkradmoment,
- Querschleunigung,
- Giergeschwindigkeit,
- Fahrgeschwindigkeit,
- Schwimmwinkel,
- Wankwinkel.

Die Testverfahren wurden für Personenwagen entwickelt. Bei der Anwendung auf schwere Nutzkraftwagen müssen die systematischen Unterschiede im Fahrverhalten und die niedrigeren fahrdynamischen Grenzwerte berücksichtigt werden. Anfangsbedingungen und Beurteilungskriterien bei den einzelnen Testverfahren sind an die Besonderheiten von Nutzkraftwagen anzupassen.

---

Die grundlegenden Unterschiede zum Pkw ergeben sich aus folgenden Merkmalen:

- größere Masse,
- größere Trägheitsmomente,
- höher liegender Schwerpunkt,
- größerer Radstand,
- unterschiedliche Beladungsverhältnisse,
- relativ schwächere Motorisierung.

Ein wesentlicher Unterschied zum Pkw liegt darin, dass die maximal erreichbare Querschleunigung beim Nkw neben der Grenze der Kraftübertragung auch durch die Querneigung zusammen mit der Kippgrenze bestimmt wird. Wegen der Verwindung des torsionsweichen Rahmens ergeben sich bei Nutzkraftwagen unter Einwirkung der Querschleunigung vorn und hinten unterschiedliche Wankwinkel. Durch die elastische Aufhängung neigt sich die Fahrerkabine zusätzlich zum Rahmen. Im Allgemeinen ist der Wankwinkel an der Vorderachse größer als an der Hinterachse, und die Fahrerkabine hat eine etwas größere Neigung als der Rahmen über der Vorderachse. Dies bewirkt, dass der Fahrer die Größe des Wankwinkels viel stärker empfindet als die Größe der Querschleunigung oder des Schwimmwinkels. Es ist noch zu prüfen, inwieweit die für Pkw entwickelte Testprozedur für die Verhältnisse von N1 Fahrzeugen anzupassen ist.

---



Abbildung 5.4: Doppelter Spurwechsel mit ESP [14]

Abbildung 5.4 zeigt beispielhaft ein N1 Fahrzeug beim doppelten Fahrspurwechsel. Die Versuche zeigten, dass ein Fahrzeug ohne ESP mit maximal  $54 \text{ km/h}$  den doppelten Spurwechsel durchfahren kann. Jede weitere Steigerung der Geschwindigkeit führt zu Kipp- oder Schleudergefahr. Das Fahrzeug mit ESP konnte mit maximal  $63 \text{ km/h}$  den gleichen Test durchfahren, ohne Kipp- oder Schleudertendenz. Wie erwähnt, ist jedoch die Durchfahrzeit kein Sicherheitskriterium, da die Abbremsungen durch ESP-Systeme auch die Durchfahrzeit beeinflussen.

## 5.6 Sinuslenkmanöver

Der Dauersinustest liefert im Frequenzbereich im Vergleich mit den anderen Verfahren die statistisch sichersten Ergebnisse. Aus diesem Grund wird in Deutschland die Bestimmung der Fahrzeugfrequenzgänge als Standardmessverfahren häufig verwendet [19].

Beim Durchführen des Tests wird am Lenkrad eine fortdauernde Sinusbewegung mit konstanter Amplitude und Frequenz aufgebracht. Die Lenkfrequenz wird stufenweise bis etwa 2 Hz bzw. 4 Hz erhöht, Abbildung 5.5.

Variable: Lenkfrequenz von 0,2 .... 2,0 Hz

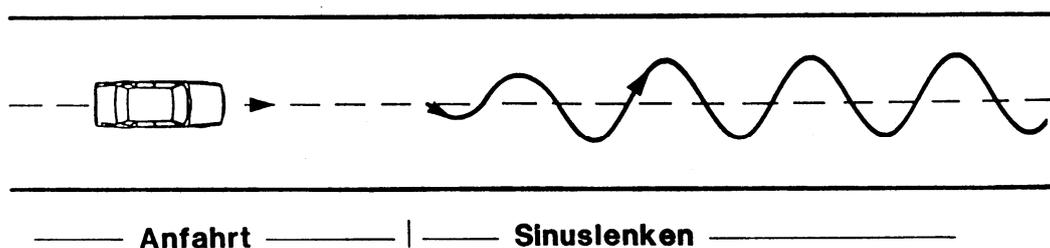


Abbildung 5.5: Versuchsbedingungen und schematisierter Versuchsablauf beim Testverfahren sinusförmiger Lenkeinschlag [6]

Die Lenkwinkelamplituden werden in Vorversuchen bei der Kreisfahrt so gewählt, dass sich bei der Testgeschwindigkeit eine Quereschleunigung von jeweils  $4 \text{ m/s}^2$  (bzw. zusätzlich  $2$  und  $6 \text{ m/s}^2$ ) einstellt. Frequenzanalysen sind grundsätzlich nur für lineare Systeme möglich. Im größeren Quereschleunigungsbereich liegt jedoch nichtlineares Verhalten vor. Da die Fahrdynamik auch nichtlinear mit der Fahrgeschwindigkeit ist, ist eine konstante Fahrgeschwindigkeit ebenfalls unabdingbar. Die Messwerte sind im eingeschwungenen Zustand des Fahrzeugs zu erfassen. Die Lenkbewegungen können von geübten Fahrern von Hand oder durch eine Lenkmaschine aufgebracht werden.

Die Auswertung erfolgt anhand der aufgenommenen Zeitfunktionen des Lenkradwinkels, der Quereschleunigung und der Giergeschwindigkeit bzw. durch Frequenzanalysen. Als Beurteilungskriterien werden die Vergrößerungsfunktio-

nen, d.h. die auf den Lenkradwinkel bezogene Querbeschleunigung und Giergeschwindigkeit sowie die Phasenwinkel analysiert [19].

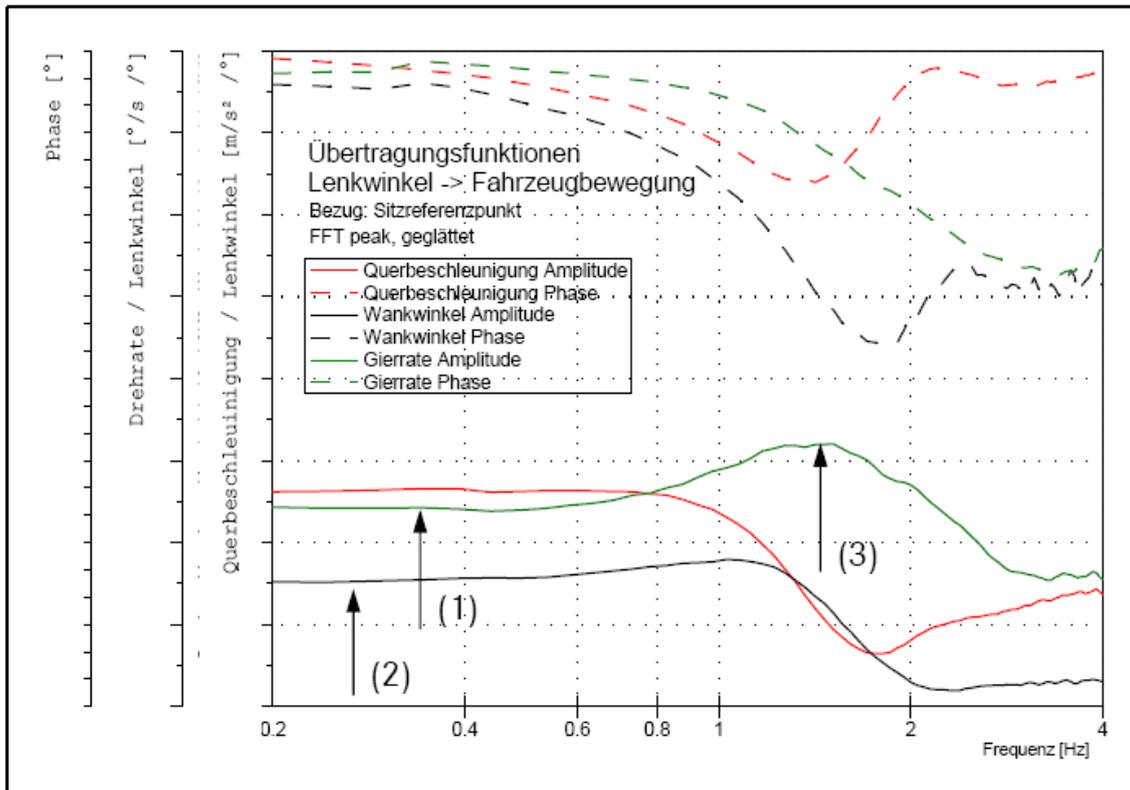


Abbildung 5.6: Konventionelle Bewertungsgrößen der Fahrzeugbewegungen im Bode-Diagramm [19]

Das Sinuslenken ist ebenfalls zur Untersuchung der dynamischen Wankinstabilität eines Fahrzeuges geeignet. Nach [5] betragen die Wankresonanzen von Personenkraftwagen mit einfachen Wankmodellen 1,7 Hz und 1,3 Hz für SUV Fahrzeuge. Er ermittelte die minimal notwendige Anregungsamplitude für Wankinstabilität bei harmonischer Fahrzeuganregung. Die notwendige Querbeschleunigung für die Überschlaggrenze lag bei Pkws und SUVs mit ca. 0,6 g deutlich unter den stationären Werten.

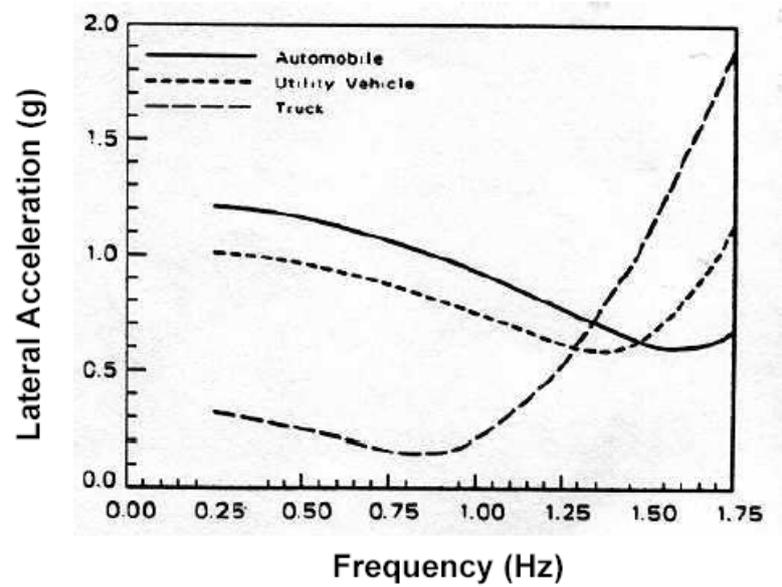


Abbildung 5.7: Wankresonanzfrequenzen bei harmonischer Anregung als Funktion der minimal notwendigen Querbeschleunigung für Überschlag [5]

## 6 Beschaffung eines Sprinters

Wegen der steigenden Unfallzahlen werden auf freiwilliger Basis die Sprinter seit Anfang 2003 serienmäßig mit ESP ausgerüstet. Bedingt dadurch, dass die N1 Fahrzeuge eine gegenüber Pkw große Variation des Beladungszustandes ermöglichen, wird ab Frühjahr 2006 ein beladungsabhängiges ESP angeboten. Der Beladungszustand wird hier nicht durch Federwege gemessen, sondern durch die Schlupfsignale an den Rädern abgeschätzt. Nach Aussage von Bosch ist hiermit eine Lastabschätzung mit einer Genauigkeit von ca. 100 kg möglich. Da die Beladungsabschätzung einige Beschleunigungs- und Bremsmanöver bedingen, muss zur Findung der Regelparameter eine gewisse Distanz zurückgelegt werden.

Die aktuellen N1 Fahrzeuge die sich auf dem Markt befinden zeigt Tabelle 6.1.

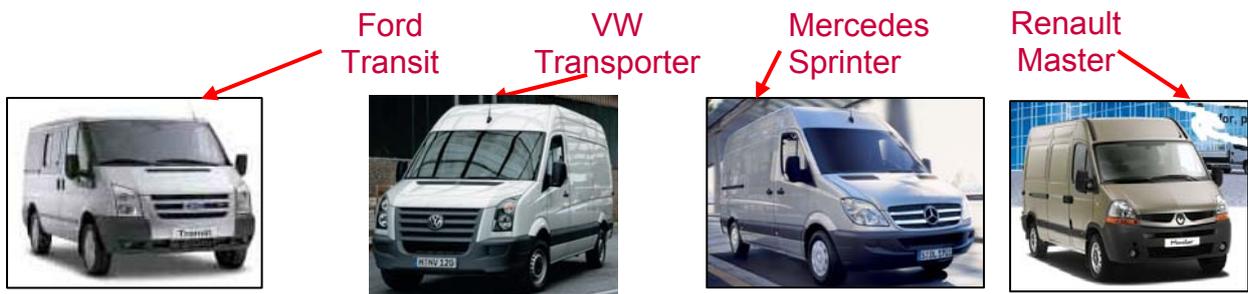
Da die neueste Generation der N1 Fahrzeuge über ein lastabhängiges ESP verfügt, und in diesem Forschungsprojekt der aktuelle Stand der ESP-Regler berücksichtigt werden sollte, wurde, auch mit Absprache des Auftraggebers, ein solches Fahrzeug beschafft. Die durchzuführenden Fahrmanöver müssen mit entsprechenden Geschwindigkeiten durchgeführt werden. Da die Beschleunigungsstrecken meist begrenzt sind, wurde eine etwas stärkere Motorisierung von 110 kW ausgewählt.

Um den Entwicklungsfortschritt gegenüber den bisherigen ESP-Reglern bewerten zu können, sind evtl. Vergleichsfahrten mit Sprintern der neuen Generation und der alten Generation vorgesehen. Kontakte wurden diesbezüglich mit ACE (Auto Club Europa) geknüpft, da diese über einen Sprinter der alten Generation mit Stützrädervorrichtung verfügen.

---

Tabelle 6.1: N1 Fahrzeugvarianten

<b>Antrieb</b>	Frontradantrieb	Frontradantrieb	Heckradantrieb	Frontradantrieb
<b>Hubraum (cm3)</b>	2200	2461	2148	2500
<b>Nennleistung (kW/PS) bei (1/min)</b>	120/140 PS	120 kW 3500	110/150 PS 3800	88 kW/120 PS
<b>max. Drehmoment (Nm) bei (1/min)</b>	310	350 2000	330 1200/2400	300 1500
<b>Zul. Gesamtgewicht (kg)</b>	3000	3500	3000	3500



Die technischen Daten des beschafften Sprinters. 215 CDI mit ESP zeigt

Tabelle 6.2.

Abbildung 6.1 zeigt das beschaffte Fahrzeug am Institut.

Tabelle 6.2: Daten des Sprinter 215 CDI

<b>Daten</b>	<b>Werte</b>	<b>Maße</b>
Laderaummaße LxBxH	3265x1780x1650	mm
Radstand	3665	mm
Spurweite vorne/hinten	1710/1716	mm
Schwerpunktlage	1475	mm
Schwerpunkthöhe	840	mm
Trägheitsmoment des Fahrzeugs um x-Achse ( $I_{xx}$ )	1300	kgm <sup>2</sup>
Trägheitsmoment des Fahrzeugs um y-Achse ( $I_{yy}$ )	7300	kgm <sup>2</sup>
Trägheitsmoment des Fahrzeugs um z-Achse ( $I_{zz}$ )	6800	kgm <sup>2</sup>
Gesamtgewicht	2342	kg
Nutzlast	880-1070	kg



Abbildung 6.1: Sprinter mit ESP (IFAS)

## 7 Varianten von Abstützvorrichtungen

Da mit dem Sprinter fahrdynamische Untersuchungen im Grenzbereich durchgeführt werden, ist eine Abstützvorrichtung unabdingbar. Im nachfolgenden Abschnitt werden einige Kippschutzvorrichtungen, welche bereits im Einsatz sind und sich bewährt haben, dargestellt. Die Einsatzmöglichkeiten beschränken sich dabei nicht nur auf fahrdynamische Untersuchungen an Fahrzeugen sondern auch auf Fahrsicherheitstrainings verschiedener Automobilclubs.

*SUV der National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA)*

In **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** ist eine Mercedes M-Klasse der NHTSA mit installiertem Kippschutz dargestellt. Die NHTSA verwendete dieses Testfahrzeug bei den Versuchen zur Entwicklung eines dynamischen Rollover-Tests [10]. Bei kippkritischen Fahrmanövern werden aus Sicherheitsgründen im Fahrversuch zumeist seitliche Ausleger als Kippschutzvorrichtungen am Fahrzeug installiert. Aus **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** ist ersichtlich, dass die Kippschutzvorrichtung bei diesem Testfahrzeug jeweils an der Vorder- bzw. Hinterachse angebracht wurde, um somit ein Umkippen des Fahrzeuges zu vermeiden.



Abbildung 7.1: SUV der NHTSA mit Kippvorrichtung [10]

*Fahrdynamik-Experimentalfahrzeug der DaimlerChrysler AG*

Abbildung 7.2 zeigt ein Fahrdynamikauto mit Kippschutzvorrichtung der DaimlerChrysler AG.



Abbildung 7.2: Fahrdynamikauto der DaimlerChrysler AG [10]

Das ursprünglich für reine Fahrdynamik- und nicht für Rollstabilitätsuntersuchungen konzipierte Auto wurde an die spezifischen Anforderungen von Kippstabilitätsuntersuchungen durch ein höhenverstellbares Kippgestell angepasst. Es besitzt eine modulare Bauweise mit einem Vorderachs- und Hinterachsmodul sowie einer Fahrgastzelle, in die als Mittelmotoranordnung der Motor im Beifahrerbereich integriert ist. Für die Rollstabilitätsuntersuchungen wurden moderne Achskonstruktionen aus dem Serienautomobilbau verwendet. An der Vorderachse ist eine aufgelöste McPherson-Achse installiert, bei der Federn und Dämpfer räumlich getrennt angeordnet sind. Die angetriebene Hinterachse ist als Raumenkerhinterachse mit 5-Lenkern ausgeführt.

Um die Schwerpunktslage und Trägheitsmomente variieren zu können, wurde ein Dachaufbau aus Aluminiumprofilen entwickelt, an dem sich durch Befestigung von Gewichten die Schwerpunktslage variieren lässt. Die Achslastverteilung

lung lässt sich in gleicher Weise durch Gewichte an Vorder- und Hinterachse beeinflussen.

Das Fahrdynamikauto entspricht prinzipiell in seiner Konzeption einem Serienmittelklassewagen [10].

#### *„Kipp-Sprinter“ des Auto Club Europa (ACE)*

Der ACE führt neben Fahrsicherheitstrainings im Bereich Pkw / SUV auch spezielle Fahrsicherheitstrainings zum Fahrverhalten und der Ladungssicherung bei Transportern durch. Neben dem Schwerpunktthema der Ladungssicherung wird zu Demonstrationszwecken ein „Kipp-Sprinter“ mit Stützrädern eingesetzt (s. Abbildung 7.3).



Abbildung 7.3: "Kipp-Sprinter" des ACE [11]

Bei diesem Fahrzeug kann zu Demonstrationsfahrten der Ladungsschwerpunkt in der Höhe aber auch zu den Seiten verändert werden. Anschließend werden Fahrmanöver, wie Slalom, Bremsmanöver oder doppelter Spurwechsel durchgeführt. Dadurch erhalten die Teilnehmer des Fahrsicherheitstrainings einen Eindruck über das geänderte Fahrverhalten bei unterschiedlichen Beladungszuständen [11].

Die Kippschutzvorrichtung des „Kipp-Sprinters“ besteht aus zwei seitlich angeordneten Stützen (s. Abbildung 7.4).



Abbildung 7.4: Stütze des "Kipp-Sprinter"

Diese beiden Stützen sind über Querträger, welche im unteren Teil des Fahrzeuges angebracht sind, mit einer Beladungseinrichtung im Inneren des Fahrzeuges verbunden. Diese Anordnung der Stützen hat den Vorteil, dass beim Auftreffen der Stützen auf den Boden die Karosserie des Fahrzeuges nur einen geringen Teil der wirkenden Kräfte aufnehmen muss. Zusätzlich sind die Stützen noch mit einem Feder-Dämpfer-Element (in Abbildung 7.4 rot dargestellt) versehen, um den Umkippvorgang abzdämpfen.

#### *Kipp-Fahrzeug des Österreichischen Automobil-, Motorrad- und Touring Club (ÖAMTC)*

Der österreichische Automobilclub ÖAMTC führt wie der ACE spezielle Fahrsicherheitstrainings für den Umgang mit Transportern durch. Auch hier wird, neben der Ladungssicherung und dem Economy-Fahren, auf die Fahrdynamik von Kleintransportern eingegangen. Dabei stehen das Über- und Untersteuern in der Kurve, die Auswirkung unterschiedlicher Schwerpunktlagen sowie die

Wirkung aktiver Sicherheitseinrichtungen (z.B. ABS und ESP) im Vordergrund [12].

In Abbildung 7.5 ist das Kipp-Fahrzeug des ÖAMTC dargestellt.



Abbildung 7.5: Kipp-Fahrzeug des ÖAMTC [12]

Aus Abbildung 7.5 ist ersichtlich, dass die Kippschutzvorrichtung bei diesem Fahrzeug im Gegensatz zum „Kipp-Sprinter“ des ACE, nicht unter dem Fahrzeug angebracht, sondern seitlich mit der Karosserie des Fahrzeuges verbunden wurde. Die Realisierung unterschiedlicher Beladungszustände erfolgt bei diesem Fahrzeug durch die unterschiedliche Befüllung von Tankbehältern, die sich im Laderaum des Fahrzeuges befinden.

## 7.1 Kippschutzvorrichtung mit Stützrädern

Für die Konstruktion der Abstützvorrichtung wurden folgende Kriterien definiert:

### ***Muskriterien der Abstützvorrichtung***

- Abstützvorrichtung zur Vermeidung des Umkippens des Testfahrzeuges
  1. Abstützvorrichtung soll ein Umkippen des Fahrzeuges bei extremen Fahrmanövern und abgeschaltetem ESP verhindern
  2. Zulässiges Gesamtgewicht des Fahrzeuges ( $m_{\text{ges}} = 3000 \text{ kg}$ ) darf durch die Anbringung der Abstützvorrichtung nicht überschritten werden
  3. Gewicht der Abstützvorrichtung muss möglichst gering gehalten werden, um eine ausreichende Variation des Schwerpunktes durch Zusatzgewichte im Innenraum des Testfahrzeuges gewährleisten zu können
  4. Anbringung der Querträger zur Aufnahme der seitlichen Stützarme unter dem Fahrzeug, um die Seitenwände nicht zu beschädigen.
  5. Anbau der seitlichen Stützarme muss so gestaltet werden, dass eine Montage der seitlichen Stützarme auf dem Testgelände, auf dem die realen Fahrversuche durchgeführt werden, gewährleistet ist.

### ***Wunschkriterien der Abstützvorrichtung***

- Anbindung der Abstützvorrichtung an die Beladungseinrichtung im Innenraum des Fahrzeuges
  - Möglichkeit zur Veränderung der Position der Abstützvorrichtung in Fahrzeuglängsrichtung in Abhängigkeit der Schwerpunktlage des Fahrzeuges
  - Geringer Einfluss der Abstützvorrichtung auf die Fahrdynamik des Testfahrzeuges
-

Das Kollektionsverfahren im Hinblick auf die Realisierung einer Abstützvorrichtung ergab folgende Lösungsmöglichkeiten:

- Abstützvorrichtung mit einer Stütze pro Fahrzeugseite
- Abstützvorrichtung im Front- und Heckbereich des Fahrzeuges
- Abstützvorrichtung mit zwei Stützen pro Fahrzeugseite

### ***Abstützvorrichtung mit einer Stütze pro Fahrzeugseite***

In Abbildung 7.6 ist das erste Konzept zur Anbringung einer Abstützvorrichtung an das Testfahrzeug Mercedes Benz Sprinter 215 CDI dargestellt. Die erste Lösungsmöglichkeit besteht aus einer Abstützvorrichtung, bei der eine Stütze pro Fahrzeugseite vorgesehen ist, die ein Umkippen des Fahrzeuges verhindert. Die Anbringung der Querträger zur Aufnahme der seitlichen Stützarme erfolgt unter dem Fahrzeug zwischen der Fahrgastzelle und der Hinterachse, wo ein ausreichender Bauraum vorhanden ist.

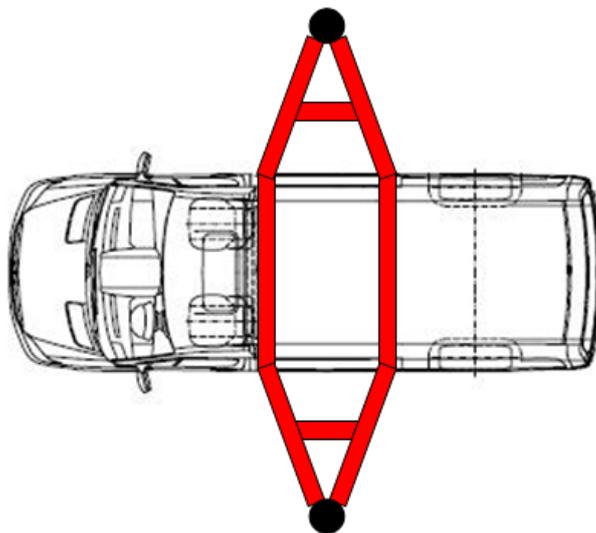


Abbildung 7.6: Konzept 1

Weiterhin muss die Anbringung der seitlichen Stützarme an die Querträger dabei so erfolgen, dass diese vor Ort montiert werden können.

Der Vorteil dieser Variante liegt in dem geringeren Eigengewicht der kompletten Abstützvorrichtung im Gegensatz zur Abstützvorrichtung mit zwei Stützarmen

pro Fahrzeugseite. Hierdurch könnte die Variation der Zusatzbelastung bei der Durchführung der Fahrversuche größer ausfallen.

Die Möglichkeit zur Veränderung der Position der Abstützvorrichtung in Fahrzeuglängsrichtung in Abhängigkeit der Schwerpunktlage des Fahrzeuges ist auf Grund des begrenzten Bauraums zwischen der Fahrgastzelle und der Hinterachse des Fahrzeuges bei dieser Variante der Abstützvorrichtung nur bedingt gegeben.

### ***Abstützvorrichtung im Front- und Heckbereich***

In Abbildung 7.7 ist das zweite Konzept zur Anbringung einer Abstützvorrichtung an das Testfahrzeug Mercedes-Benz Sprinter 215 CDI dargestellt.

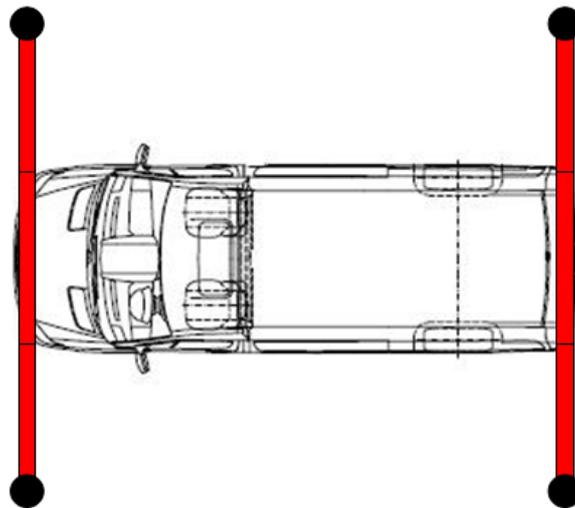


Abbildung 7.7: Konzept 2

Die zweite Lösungsmöglichkeit besteht aus einer Abstützvorrichtung, bei der zwei Stützen pro Fahrzeugseite vorgesehen sind, die ein Umkippen des Fahrzeuges verhindern. Der vordere Querträger wird an der Front des Fahrzeuges untergebracht und der hintere Querträger am Heck des Fahrzeuges (vgl. Abbildung 7.1).

Auch hierbei muss die Anbringung der seitlichen Stützarme an die Querträger so erfolgen, dass diese vor Ort montiert werden können. Der Vorteil dieser Möglichkeit liegt darin, dass eine Veränderung der Position der Abstützvorrich-

tung in Fahrzeuginnenrichtung in Abhängigkeit der Schwerpunktlage des Fahrzeuges überflüssig ist, da der größtmögliche Bereich der Anordnung der Stützarme ausgenutzt wird.

Durch die Verwendung von zwei Stützen pro Fahrzeugseite ist das Eigengewicht der Abstützvorrichtung höher als bei der Verwendung von einer Stütze pro Fahrzeugseite. Dadurch wird die Variation der Zusatzbelastung bei der Durchführung der Fahrmanöver eingeschränkt. Der entscheidende Nachteil dieser Variante ist die Anbringung des Querträgers im Frontbereich des Fahrzeuges. Durch den Aufbau des Testfahrzeuges Mercedes-Benz Sprinter 215 CDI ist eine Anbringung des Querträgers im Frontbereich des Fahrzeuges ohne größere Umbaumaßnahmen nicht realisierbar.

Durch die notwendigen Umbaumaßnahmen des Testfahrzeuges Mercedes-Benz Sprinter 215 CDI wird diese Lösungsmöglichkeit zur Realisierung einer Abstützvorrichtung ausgeschlossen.

### ***Abstützvorrichtung mit zwei Stützen pro Fahrzeugseite***

In Abbildung 7.8 ist das dritte Konzept zur Anbringung einer Abstützvorrichtung an das Testfahrzeug Mercedes-Benz Sprinter 215 CDI dargestellt.

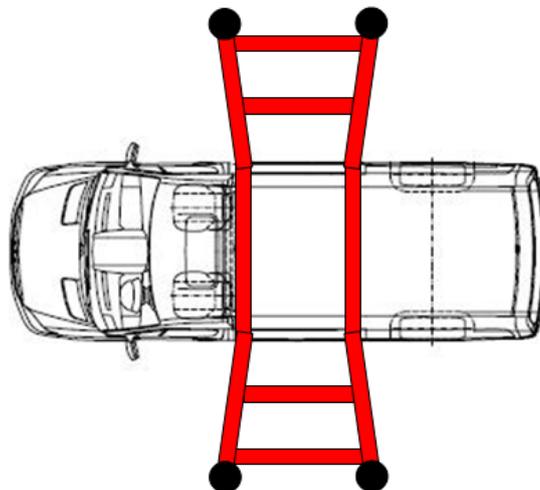


Abbildung 7.8: Konzept 3

Die dritte Lösungsmöglichkeit besteht aus einer Abstützvorrichtung, bei der wiederum zwei Stützen pro Fahrzeugseite vorgesehen sind, die ein Umkippen des Testfahrzeuges verhindern. Die Anbringung der Querträger zur Aufnahme der seitlichen Stützarme erfolgt hierbei, wie beim ersten Konzept, unter dem Fahrzeug zwischen der Fahrgastzelle und der Hinterachse, wo ein ausreichender Bauraum vorhanden ist. Dadurch sind keine Umbaumaßnahmen des Testfahrzeuges notwendig.

Die Anbringung der seitlichen Stützarme an die Querträger muss durch konstruktive Maßnahmen auch in diesem Fall so erfolgen, dass diese vor Ort montiert werden können. Der Nachteil dieser Variante liegt in dem höheren Eigengewicht der kompletten Abstützvorrichtung im Gegensatz zur Abstützvorrichtung mit einem Stützarm pro Fahrzeugseite. Hierdurch ist die Variation der Zusatzbelastung bei der Durchführung der Fahrversuche geringer.

Der Vorteil dieser Lösungsmöglichkeit liegt darin, dass durch die geometrische Anordnung der beiden Stützarme ein größerer Abstützbereich des Fahrzeuges erreicht wird. Dadurch ist die Veränderung der Position der Abstützvorrichtung in Fahrzeuginnenrichtung in Abhängigkeit der Schwerpunktlage des Fahrzeuges weitestgehend abgedeckt.

Auf Grund des größeren Abstützbereichs durch die geometrische Anordnung der beiden Stützen pro Fahrzeugseite wird diese Lösungsmöglichkeit als die am besten geeignete ausgewählt.

## **7.2 Fahrdynamische Simulationsrechnungen**

Da zur Validierung der Fahrversuche ein Modell in CarSim zu programmieren ist, um vergleichende Versuche durchführen zu können, wurde als Vorbereitung hierzu ein Sprinterähnliches Fahrzeug programmiert und auch die im Realversuch durchzuführenden Standardfahrmanöver simuliert. Die Auslegung der Kippsicherung erfolgt dabei auf Basis von Simulationsrechnungen und Fahrver-

---

suchen mit dem Fahrsimulationsprogramm CarSim, um den Einfluss der Abstüßung auf die Fahrdynamik des Fahrzeuges abzuschätzen zu können. Hierzu wurden die Kraftverhältnisse gemäß Abbildung 7.9 definiert.

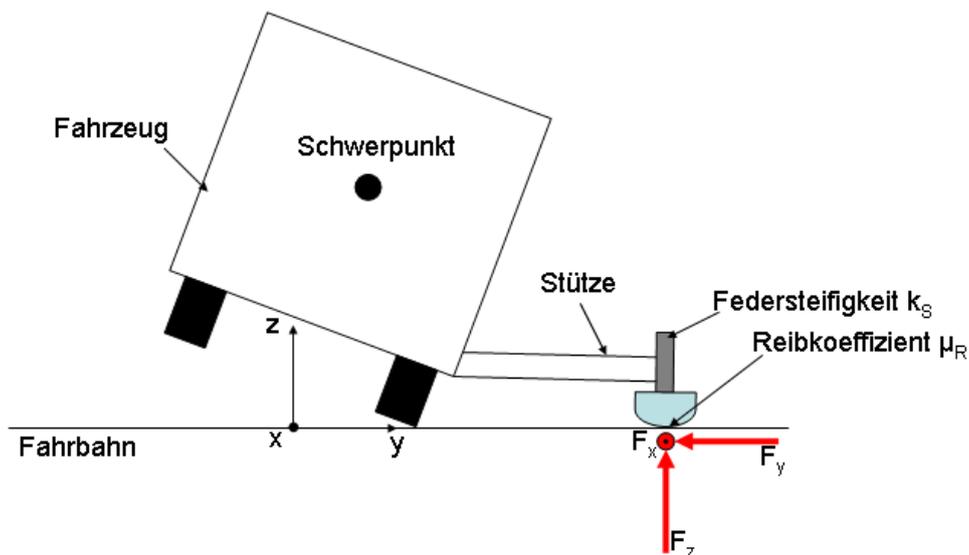


Abbildung 7.9: schematische Darstellung der Kräfte an der Stütze

Die Abstüßeinrichtung soll am Aufsetzpunkt aus einer Halbkugel aus Polyoxymethylen (POM) bestehen. Um den Einfluss der Stützräder auf die Fahrdynamik untersuchen zu können, musste der Reibkoeffizient  $\mu_R$  von POM und Asphalt gemäß Abbildung 7.10 bestimmt werden.

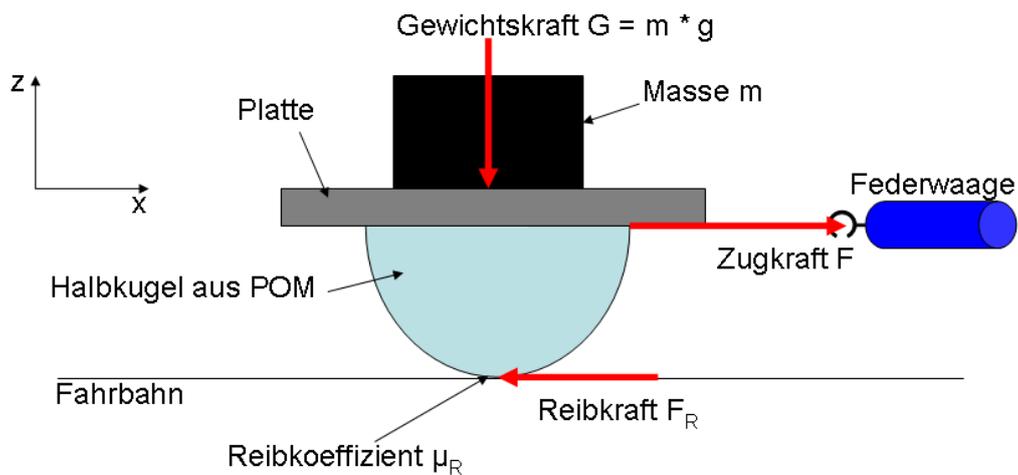


Abbildung 7.10: Bestimmung des Reibkoeffizienten  $\mu_R$

Zur Untersuchung der Stützräder wurden mit CarSim die Fahrmanöver simuliert, die später auch mit dem Realfahrzeug durchgeführt werden. Also die stationäre Kreisfahrt, der doppelte Fahrspurwechsel und der Verreißtest. Im Folgenden sind einige Ergebnisbeispiele aufgezeigt.

### 7.2.1 Doppelter Fahrspurwechsel

Wie beschrieben, wird mit dem doppelten Fahrspurwechsel ein Ausweichmanöver auf die linke Spur mit schnellem Zurücklenken auf die rechte Spur nachgebildet. Dieses Fahrmanöver wird jeweils mit einer Stütze pro Fahrzeugseite, mit 2 Stützen pro Fahrzeugseite, sowie ohne Stützen durchgeführt, um den Einfluss des Aufsetzens der Stützräder auf die Fahrdynamik untersuchen zu können. Die Beladung und die Geschwindigkeit wurden hierbei gemäß Tabelle 7.1 variiert. Durch ein Zusatzgewicht von 1000 kg konnte die Lastverteilung von 55/45 bis 37/63 variiert werden, sodass sowohl frontlastige als auch hecklastige Beladungszustände berücksichtigt wurden.

Tabelle 7.1: Variation der Einflussparameter

<b>Geschwindigkeit</b>	60 km/h	80 km/h	
<b>Beladungsverhältnis</b>	Fall 1: 55:45	Fall 2 46:54	Fall 3 37:63
<b>Koordinaten der Beladung 1000 kg</b>	x = 2000 mm z = 1500 mm	x = 3000 mm z = 1500 mm	x = 4000 mm z = 1500 mm
<b>Koordinaten der Abstützvorrichtung (1 Stütze pro Fahrzeugseite)</b>	Fall 1: x = 1000 mm	Fall 2: x = 1500 mm	Fall 3: x = 2500 mm
<b>Abstützvorrichtung (2 Stützen pro Fahrzeugseite)</b>	Fall 1: x <sub>1</sub> = 1000 mm x <sub>2</sub> = 3600 mm	Fall 2: x <sub>1</sub> = 1300 mm x <sub>2</sub> = 3000 mm	Fall 3: x <sub>1</sub> = 1600 mm x <sub>2</sub> = 2700 mm

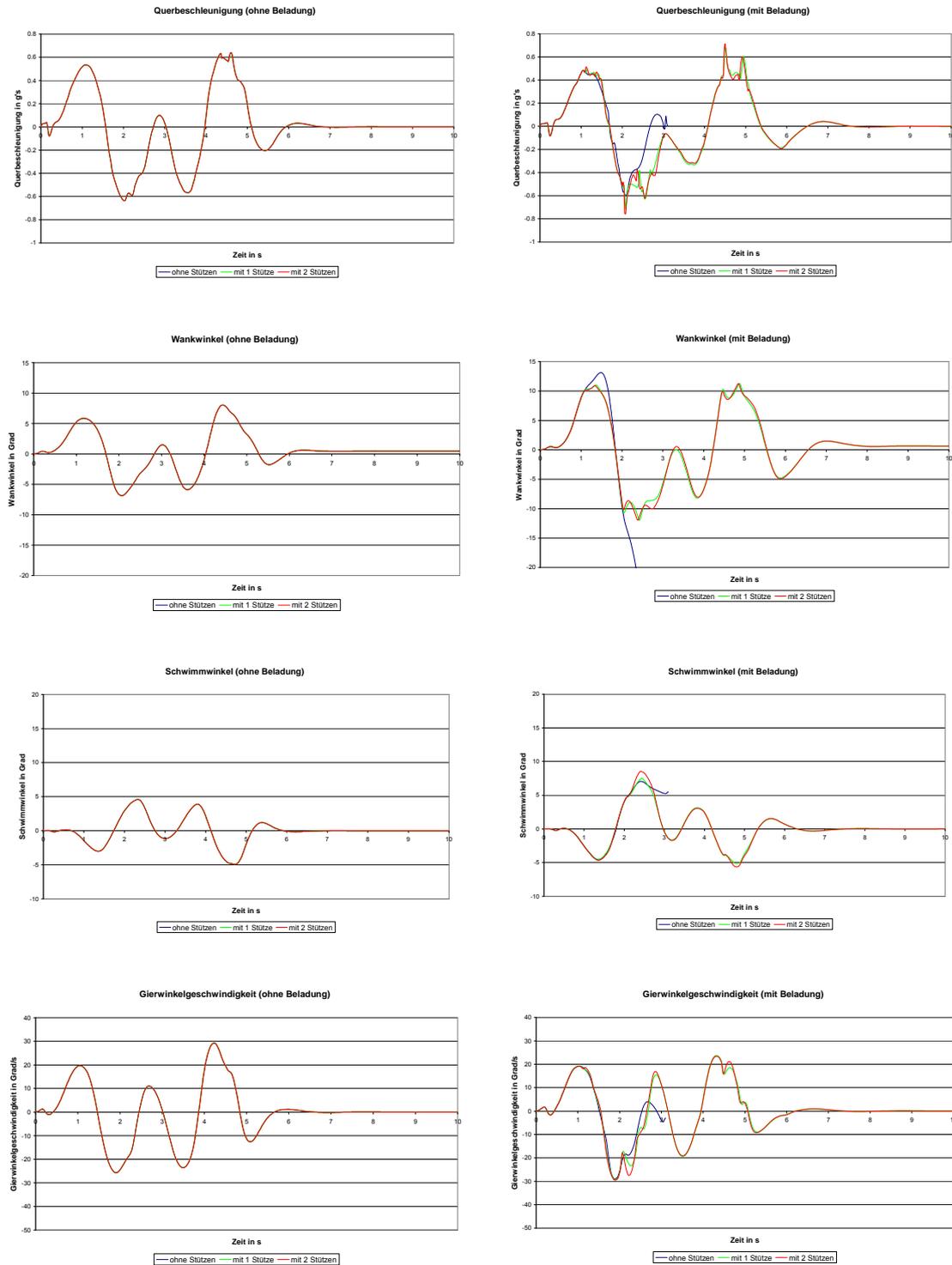
Zunächst sollte der Einfluss der Stützradvarianten auf die Fahrdynamik beim doppelten Fahrspurwechsel untersucht werden. Hierzu wurde dieses Fahrmanöver einmal im leeren Zustand und einmal mit einem Zusatzgewicht von 1000 kg durchgeführt.

Abbildung 7.11 zeigt beispielhaft die Ergebnisse für den doppelten Fahrspurwechsel. Links sind die Zeitverläufe von Querbesehleunigung, Wankwinkel, Schwimmwinkel und Gierwinkelgeschwindigkeit des unbeladenen Fahrzeuges

über der Zeit aufgetragen. In der rechten Spalte der Abbildung 7.11 sind die fahrdynamischen Zeitschriebe bei Beladung in der Variation Beladung Fall 1 (Beladungsverhältnis 55:45, d. h. Vorderachse 55% und Hinterachse 45%) dargestellt. Das Fahrmanöver wurde mit 80 km/h durchgeführt.

Man erkennt den bei diesem Fahrmanöver typischen doppelsinusförmigen Verlauf des Querschleunigungssignals, welches fast synchron mit dem Lenkwinkel verläuft. Es traten maximale Querschleunigungen bis zu  $6 \text{ m/s}^2$  auf. Beim Zurückfahren in die ursprüngliche Fahrgasse treten erwartungsgemäß die höchsten fahrdynamischen Beanspruchungen auf. Die maximal auftretenden Wankwinkel betragen hier ca.  $8^\circ$ , die Schwimmwinkel ca.  $5^\circ$ . Da das Fahrzeug im leeren Zustand nicht umkippte ist bei Variation der Stützen auch kein Unterschied im dynamischen Verhalten erkennbar.

---



unbeladen (VA/HA=60/40)

mit Beladung 1000kg (VA/HA=55/45)

Abbildung 7.11: Fahrdynamische Kenngrößen beim doppelten Fahrspurwechsel Variation der Kippaufstandspunkte,  $v=80$  km/h

Bei den Fahrmanövern mit Beladung treten aufgrund des hohen Schwerpunktes auch bei niedrigeren Querbeschleunigungen größere Wankwinkel auf. Es werden beim ersten Anlenken Wankwinkel von ca.  $12^\circ$  erreicht, bei dem Fahrzeug ohne Stützräder kippt das beladene Fahrzeug bei ca. 2 sec. bei einem Wankwinkel von mehr als  $12^\circ$  um.

Durch die Einbindung einer Abstützvorrichtung an die anderen beiden Simulationsfahrzeuge wird der Wankwinkel im Bereich von ca.  $12^\circ$  begrenzt. Die Simulationsfahrzeuge mit Abstützvorrichtung können das Fahrmanöver auch mit höheren Längsgeschwindigkeiten durchfahren ohne umzukippen. Bedingt durch den geringen Reibwert der Abstützeinrichtung treten auch keine steilen Anstiege von Schwimmwinkel und Gierwinkelgeschwindigkeit auf, sodass hier keine kritischen Fahrzustände zu erwarten sind. Es sind hier nur minimale Unterschiede bei der Variation der Stützräder feststellbar.

Um den Einfluss der Stützgeometrie untersuchen zu können, wurde der doppelte Fahrspurwechsel auch mit diesbezüglichen unterschiedlichen Varianten durchgeführt. Aus Abbildung 7.12 ist ersichtlich, dass alle Verläufe der fahrdynamischen Größen nahezu identisch sind. Es treten bei keiner Variante kritische Fahrzustände auf. D.h., dass die geometrische Lage der Aufsetzpunkte der Abstützvorrichtung in Fahrzeuginnenrichtung nur einen sehr geringen Einfluss auf die Fahrdynamik des Simulationsfahrzeuges aufweist. Dieses Fahrmanöver wurde beispielsweise bei  $v=60$  km/h durchgeführt, welches auch durch die niedrigeren Werte der Querbeschleunigung erkennbar ist.

---

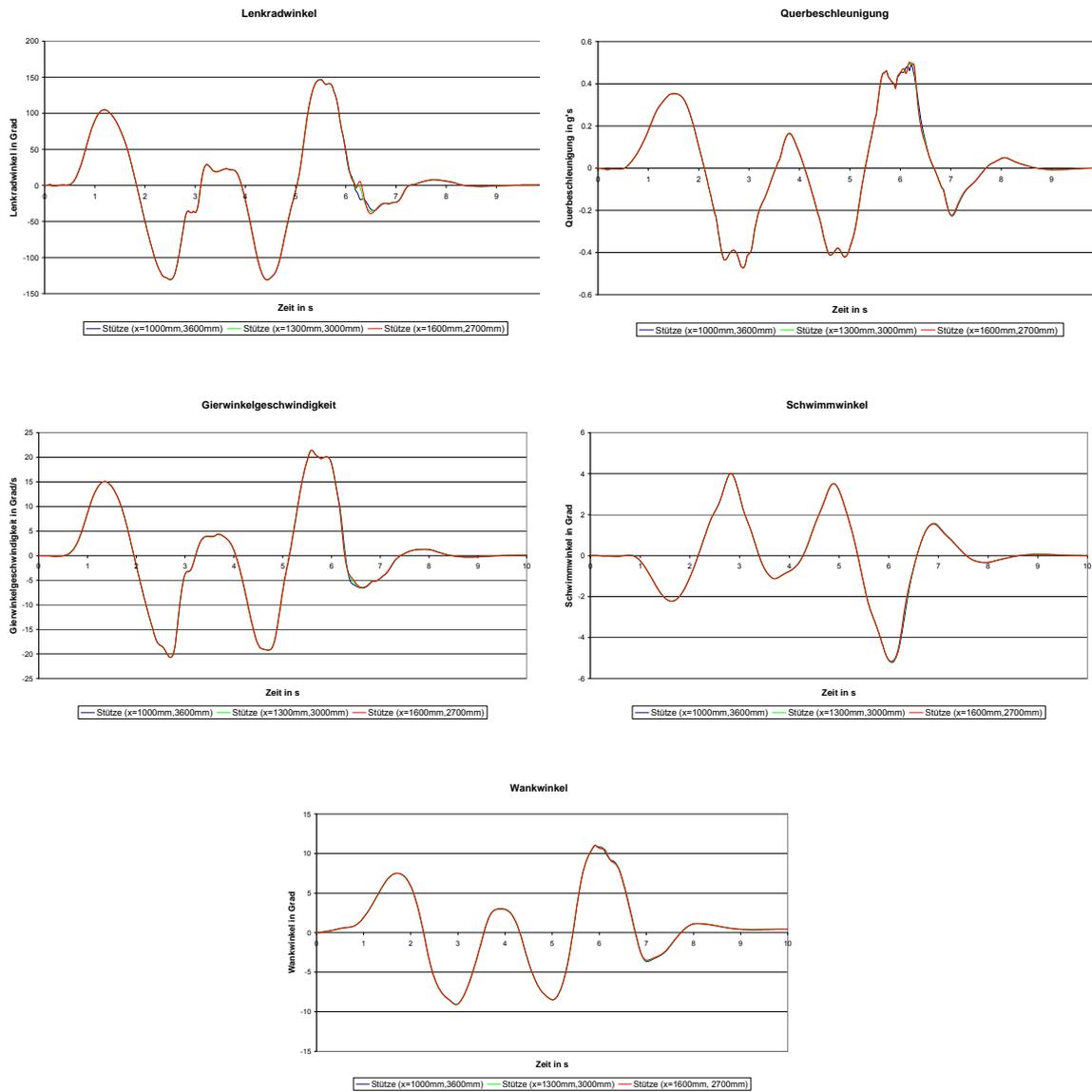


Abbildung 7.12: Veränderung Stützgeometrie(2 Stützen) 60 km/h, 1000kg Beladung (46:54)

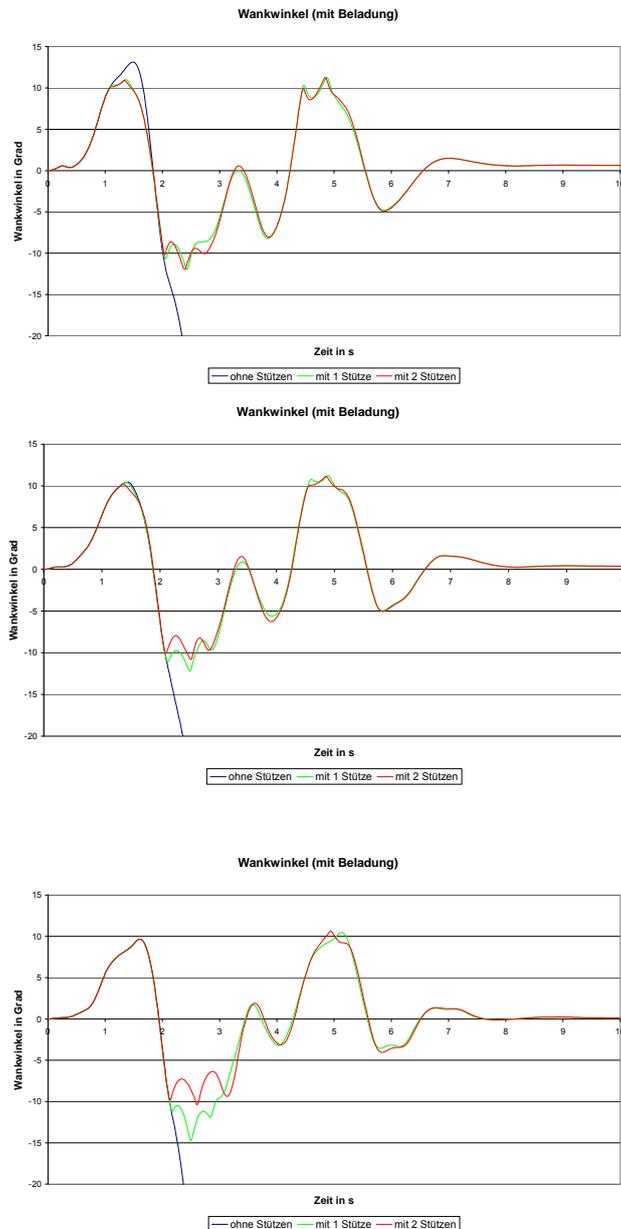


Abbildung 7.13: Doppelter Fahrspurwechsel bei unterschiedlichen Beladungszuständen (beziehungsweise 55:45,46:54,37:63) bei 2 Stützen

Abbildung 7.13 zeigt den Wankwinkelverlauf beim doppelten Fahrspurwechsel und bei Variation des Beladungszustandes. Zu erkennen ist, dass das hecklastige Fahrzeug kritischere Fahrzustände durchläuft, jedoch durch die Abstützevorrichtung das Fahrmanöver sicher durchgeführt werden kann. Bei dem hecklastigen Fahrzeug (unteres Bild 37:63) wird auch nochmal der Vorteil der 2-Stützvariante erkennbar. Da durch den weit hinten liegenden Schwerpunkt das Fahrzeug weiter hinten aufsetzt, wird hier als erstes die hintere Stütze belastet.

Somit werden hier die Wankwinkel auf  $10^\circ$  begrenzt, während bei der 1-Stützvariante Wankwinkel bis zu  $15^\circ$  auftreten.

### **7.2.2 Lenkwinkelsprung**

Im Nachfolgenden sind die Diagramme für den Fahrversuch Lenkwinkelsprung mit einer Fahrgeschwindigkeit von 60 km/h und einer Beladung von 1000 kg nach Fall 2 aus Tabelle 7.1 dargestellt (Beladungsverhältnis 46:54). Die Anordnung der Abstützvorrichtung entspricht dem Fall 2 bei einer Stütze pro Fahrzeugseite und dem Fall 3 bei zwei Stützen pro Fahrzeugseite.

Aus Abbildung 7.14 ist ersichtlich, dass das Fahrermodell das vorgegebene Fahrmanöver durchführt. Bei 4 s wird der Lenkradwinkel von  $0^\circ$  auf  $150^\circ$  mit einer Drehgeschwindigkeit von  $500^\circ/\text{s}$  erhöht.

Abbildung 7.14 zeigt die fahrdynamischen Bewegungsgrößen als Funktion der Zeit. Die stationäre Querbeschleunigung des Simulationsfahrzeuges ergibt sich zu  $a_y = 0,47 \cdot g = 4,6 \text{ m/s}^2$ . Weiterhin ist ersichtlich, dass das Simulationsfahrzeug ohne Abstützvorrichtung (blaue Kennlinie) bei diesem Fahrmanöver auf Grund des hohen Gesamtschwerpunktes des Fahrzeugs und der auftretenden Querbeschleunigung von ca.  $5,5 \text{ m/s}^2$  umkippt. Die Simulationsfahrzeuge mit Abstützvorrichtung führen das Fahrmanöver weiterhin durch. Der Schwimmwinkel des Fahrzeugs wird durch das Aufsetzen der Stützräder nur minimal beeinflusst, und betragen ca. nur  $2^\circ$ , weswegen keine fahrdynamisch kritischen Fahrzustände auftreten.

---

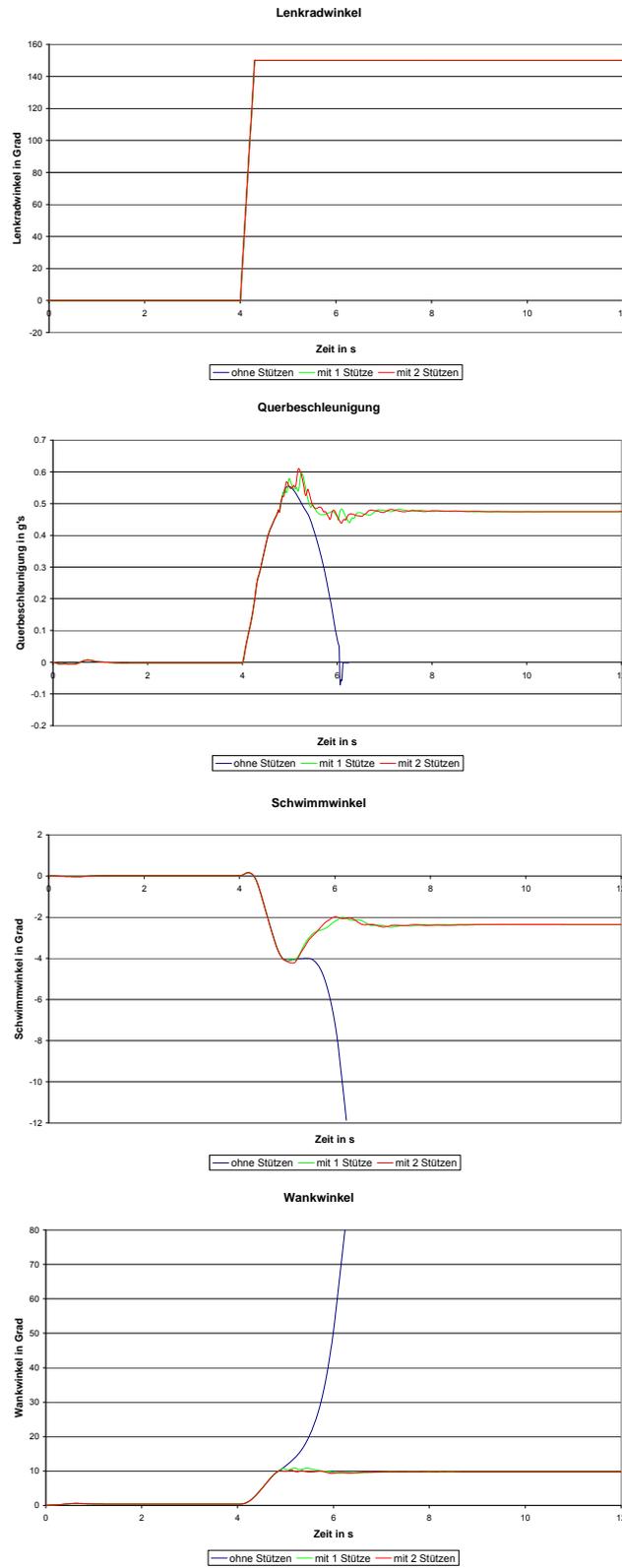
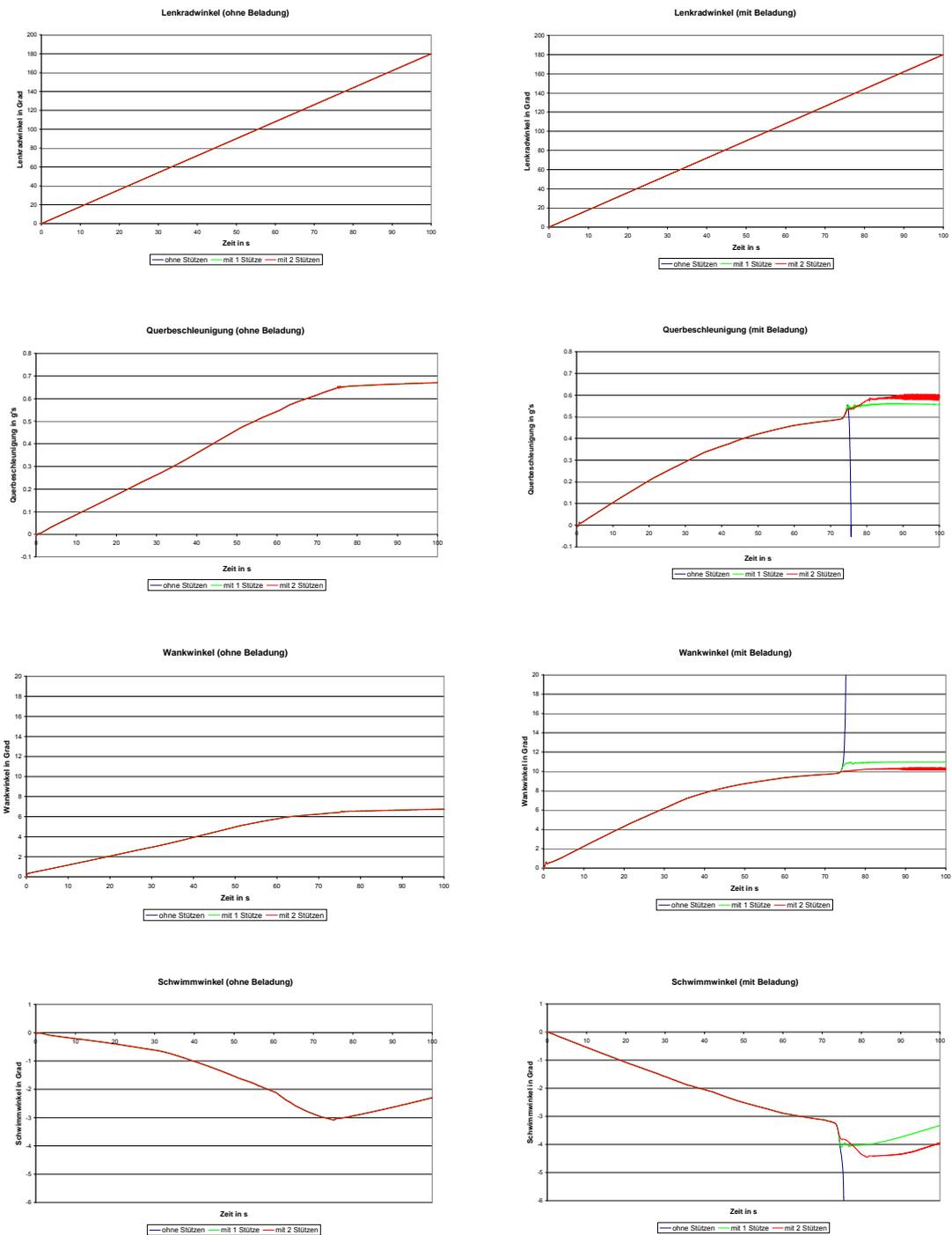


Abbildung 7.14: fahrdynamische Kenngrößen beim Verreißtest (Beladung 1000 kg; 46:54)

### 7.2.3 Stationäre Kreisfahrt

Abbildung 7.15 zeigt die Ergebnisse der stationären Kreisfahrt.



ohne Beladung (60:40)

Beladung 1000 kg (46:54)

Abbildung 7.15: fahrdynamische Kenngrößen bei stationärer Kreisfahrt (60:40,46:54)

Es wurde hier das Fahrmanöver „stationäre Kreisfahrt mit  $v = \text{const.}$ “ durchgeführt. Das Fahrzeug wird aus der Geradeausfahrt auf 80 km/h beschleunigt. Der linear anwachsende Lenkradwinkel führt zu einer höheren Querbearbeitung und somit zu einer höheren fahrdynamischen Beanspruchung. Da ein Umkippen des Fahrzeuges mit Unstetigkeiten im Querbearbeitungsverlauf einhergehen, sind zur Veranschaulichung der Messdaten die fahrdynamischen Kennwerte als Funktion der Zeit aufgetragen. Zu erkennen ist, dass wie bei den anderen Fahrmanövern, das unbeladene Fahrzeug (linke Seite) nicht umkippt. Wankwinkel werden bis zu ca.  $6,5^\circ$  erreicht, befinden sich also unterhalb der Kippgrenze.

Bei Querbearbeitungen von ca.  $5,5 \text{ m/s}^2$  steigt der Schwimmwinkel nicht mehr an, sondern verringert sich. Dieses weist auf ein untersteuerndes Fahrverhalten hin, d. h. das Fahrzeug schiebt über die Vorderachse, da die Vorderäder nicht mehr Seitenführungskräfte aufnehmen können. Dieses Fahrverhalten wird vornehmlich durch den beim leeren Fahrzeug relativ weit vorne liegende Schwerpunkt bestimmt.

Die rechte Seite der Abbildung zeigt die Ergebnisse der stationären Kreisfahrt mit Beladung. Der sprunghafte Anstieg der Querbearbeitung bei ca. 75 sec. ist auf ein durch den Beladungszustand (hecklastig) übersteuerndes Fahrverhalten zurückzuführen. Die größeren Schwimmwinkel bei der Version „2-Stützen“ sind durch die größeren Reibungskräfte dieser Version durch die zwei Aufstandspunkte bedingt, d. h. das Fahrzeug dreht mehr ein. Da durch den relativ weit hinten liegenden Schwerpunkt das Fahrzeug hinten tieferliegt, greift hier auch als erstes die hinten liegende Stütze, so dass die maximalen Wankwinkel auf  $10^\circ$  statt auf  $11^\circ$  gegenüber der 1-Stütz-Anordnung limitiert wird. Gerade bei der Schwerpunktsverlagerung in Längsrichtung sind bei der 2-Stützenanordnung Vorteile zu erwarten, die auch beim doppelten Fahrspurwechsel festgestellt wurden. Die bei dieser Version höher anzutreffenden Querbe-

---

schleunigungen sind auf die höheren übertragbaren Querkräfte der zwei Stützen zurückzuführen.

Abbildung 7.16 zeigt die Ergebnisse der stationären Kreisfahrt mit konstanter Fahrgeschwindigkeit als Funktion der Querschleunigung. Auch hier ist der Einfluss der Beladung, welches das Fahrverhalten in Richtung übersteuern ändert, festzustellen.

Die Änderung des Fahrverhaltens in Richtung übersteuern zeigt sich durch den geringeren Lenkradwinkel. Beim leeren Fahrzeug werden Wankwinkel von  $6^\circ$ , beim beladenen Fahrzeug Wankwinkel von  $10^\circ$ , welches durch das Aufsetzen der Stützräder bedingt ist, erreicht. Das durch die Hecklastigkeit übersteuernde Fahrverhalten wird auch durch den Schwimmwinkelanstieg von bis zu  $4,5^\circ$  bei einer Querschleunigung von ca.  $5,5 \text{ m/s}^2$  deutlich.

---

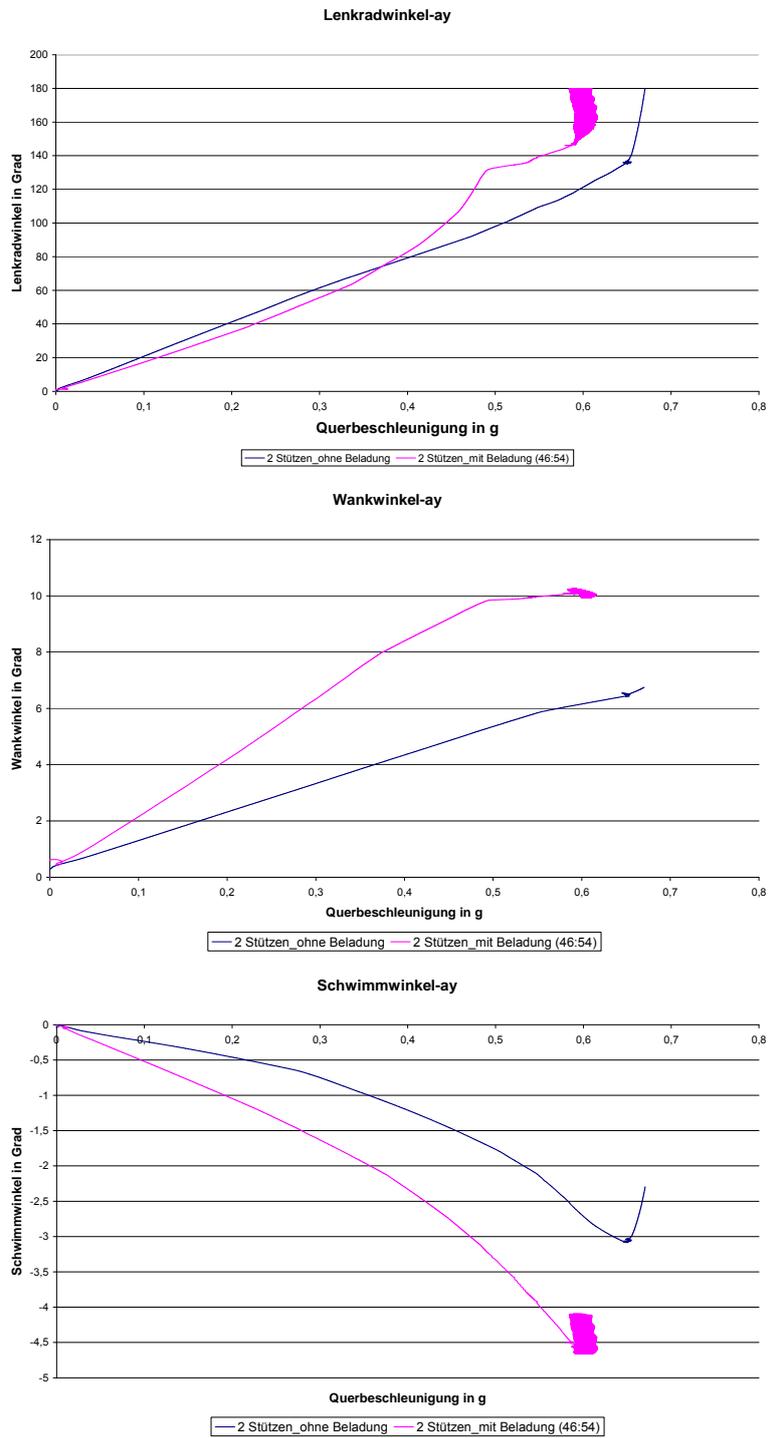


Abbildung 7.16 : stationäre Kreisfahrt bei  $v=const.$  (2 Stützen pro Seite) (60:40,46:54)

### 7.3 Konstruktion der Stützeinrichtung

Da für die Fahrversuche eine Gewichtsvariation nicht nur in der Höhe, sondern auch in der Längsrichtung vorgesehen ist, wurden zwei Konzepte verglichen. Die Simulationsrechnungen haben gezeigt, dass zwei Stützrollen an jeder Fahrzeugseite vorteilhaft sind. In Abbildung 7.17 ist die Abstützvorrichtung mit zwei Stützen pro Fahrzeugseite dargestellt.

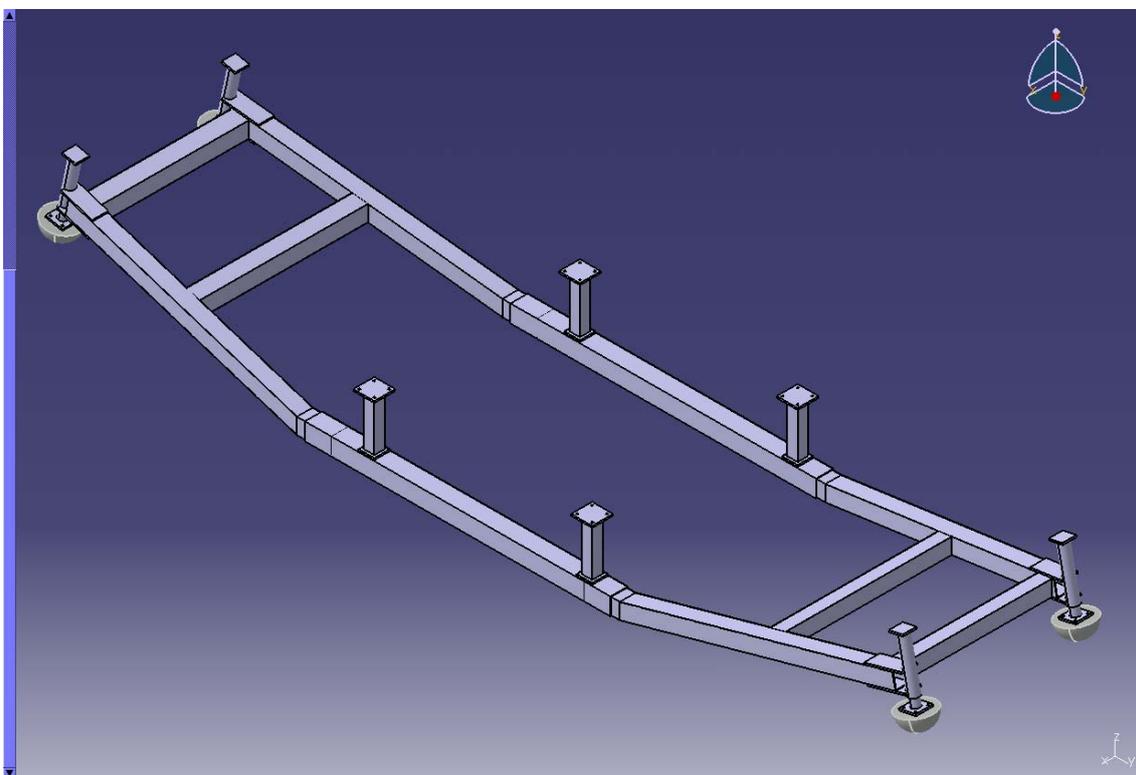


Abbildung 7.17: Konzept für die Anbindungskonstruktion der Kippschutzvorrichtung

Die Abstützvorrichtung besteht aus zwei Querträgern, welche mittels der Chassisanbindungen mit dem Testfahrzeug Mercedes-Benz Sprinter 215 CDI verbunden werden, den Auslegerverbindern zur Aufnahme der seitlichen Stützarme sowie den Feder-Dämpfer-Baugruppen zur Dämpfung des Stoßes beim Aufkommen der Stützen.

Die Querträger verlaufen dabei unterhalb des Fahrzeuges, wodurch die Straßentauglichkeit des Fahrzeuges nicht beeinflusst wird. Der Unterschied zwischen den beiden Querträgern liegt in der Anzahl der Chassisanbindungen mit

denen die Querträger am Chassis des Fahrzeuges verbunden werden. Der Frontquerträger wird mit drei Chassisanbindungen mit dem Fahrzeug verbunden und der Heckquerträger mit vier Chassisanbindungen. Beide Querträger bestehen aus einem quadratischen Hohlprofil mit den Maßen 100 x 100 x 8 und einer Länge von 1800 mm.

Bei den Chassisanbindungen wird zwischen den äußeren und den inneren Chassisanbindungen unterschieden. Die äußeren Chassisanbindungen bestehen aus einem quadratischen Hohlprofil mit den Maßen 80 x 80 x 8. Diese Chassisanbindungen werden durch zusätzliche Querverbindungen aus einem quadratischen Hohlprofil von 60 x 60 x 5 gegen die Querträger abgestützt. Die inneren Chassisanbindungen bestehen ebenfalls aus einem quadratischen Hohlprofil mit den Maßen 80 x 80 x 8, werden allerdings nicht zusätzlich mit Querverbindungen abgestützt. Auf diese Hohlprofile der inneren und äußeren Chassisanbindungen werden auf beiden Seiten Platten mit einem Absatz angeschweißt, um diese mit dem Chassis des Fahrzeuges und den Querträgern verbinden zu können. Dabei wird die Chassisanbindung mit dem jeweiligen Querträger über die angebrachte Platte verschweißt und die andere Seite wird über eine Schraubenverbindung mit einem Querträger mit einem I-Profil im Innenraum des Fahrzeuges verbunden. Die unterschiedliche Anzahl und Positionierung der Chassisanbindungen auf den beiden Querträgern resultiert aus dem Unterbau des Fahrzeuges, z.B. Auspuff, Tank etc.

Die Auslegerverbinder bestehen aus zwei Rohrpassstücken, welche in die Querträger und Auslegerarme eingeführt werden, sowie aus dem Verbindungsstück mit dessen Hilfe die Einstellung der horizontalen und vertikalen Ausrichtung der Auslegerarme realisiert wird. Die Rohrpassstücke werden mit diesem Verbindungsstück verschweißt, um eine feste Baugruppe zu erhalten. Die Bohrungen in den Rohrpassstücken dienen der Gewichtsreduzierung der Konstruktion. Auf der Beifahrerseite sind die Rohrpassstücke, welche in die Querträger eingeführt werden mit einer zusätzlichen Verlängerung versehen. Um einen ein-

---

fachen Transport des Testfahrzeuges zum Testgelände gewährleisten zu können, sind die Auslegerarme so konstruiert, dass sie vor Ort montiert werden können.

Um den Stoß des Aufpralls der Stützvorrichtung bei den Fahrversuchen abzumildern wurde ein Industriedämpfer der Firma ACE-Industriestoßdämpfer integriert. Da der Körper des Industriestoßdämpfers mit einem durchgehenden Gewinde versehen ist, wird dieser in einen, auf das quadratische Hohlprofil aufgeschweißten Flansch mit Innengewinde eingeschraubt. Zusätzlich wird dieser dann mit einer Nutmutter gegen Herausdrehen gesichert. Die Auswahl des Industriestoßdämpfers wurde mit Unterstützung des technischen Beraters der Firma ermittelt.

Die wichtigsten technischen Daten des Industriestoßdämpfers sind in Tabelle 8 aufgeführt. Der Industriestoßdämpfer ist mit einer Einstelleinrichtung versehen, mit dessen Hilfe die Abbremsung optimal (kein harter Aufschlag am Hubanfang, kein hartes Aufsetzen am Hubende) eingestellt werden kann.

Tabelle 7.2: Technische Daten MA64100M

<b>Industriestoßdämpfer MA64100M</b>	
Maximale Einbaulänge	326 mm
Hub	100 mm
Gewinde	M64 x 2
Gewicht	3,7 kg

Die Aufnahme des Industriestoßdämpfers wird so konstruiert, dass keine horizontalen Kräfte einwirken können.

#### **7.4 FEM-Analyse der Abstützvorrichtung**

Zur Ermittlung der auftretenden Spannungen in der Abstützvorrichtung wird eine Finite-Elemente-Analyse (FEA) mit dem in CATIA V5 implementierten FEM-Tool „Generative Structural Analysis“ durchgeführt. Nach der Konstruktion der Abstützvorrichtung im „Part Design“ von CATIA V5 müssen vor der eigentlichen

---

FEA die Randbedingungen definiert werden. Zu diesen Randbedingungen gehören die Zuweisung des entsprechenden Materials und dessen Eigenschaften, die Auswahl einer geeigneten Vernetzung des Bauteils und die Anbindung des Bauteils an die Umgebung sowie die Lasteinleitung.

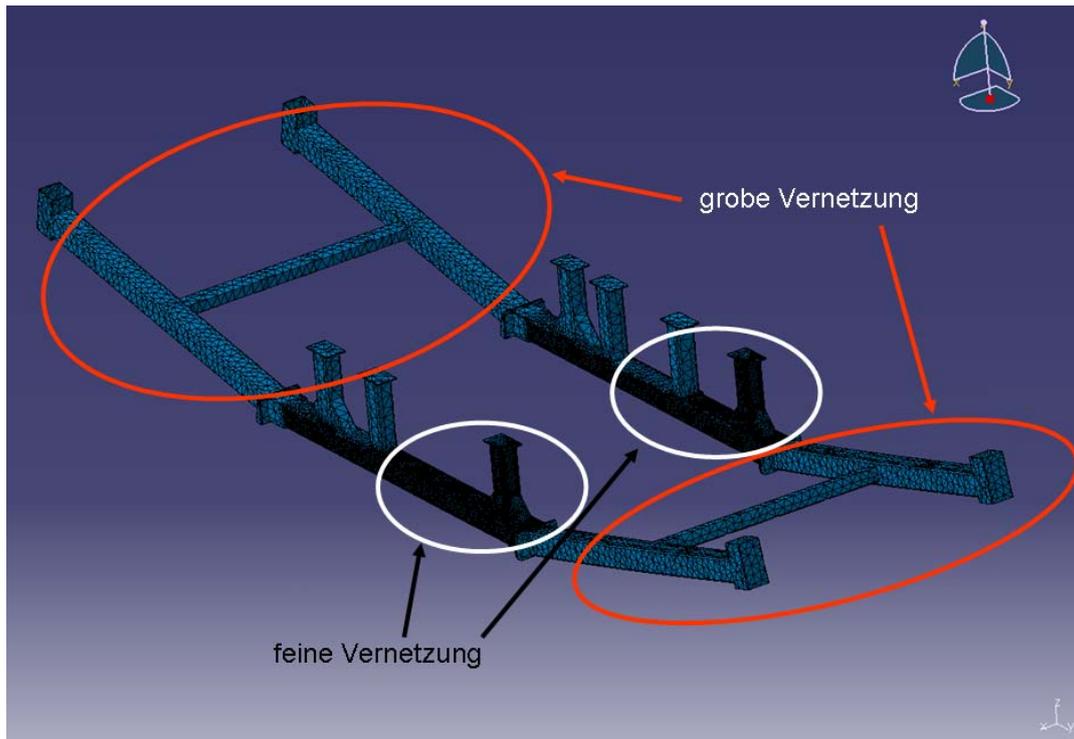


Abbildung 7.18 : Vernetzung der Trägerstütze

Ausgehend von der Vorgabe der Vernetzung durch das Programm CATIA V5 wird das Netz schrittweise verfeinert, um die Bereiche zu ermitteln, in denen die maximalen Spannungen auftreten.

Die maximalen Spannungen treten im Bereich der äußeren Chassisverbindungen auf. Die sich in diesem Bereich befindlichen Schweißnähte werden mit einer Kantenverrundung von 2 mm dargestellt. In Abbildung 7.19 ist die feine Vernetzung im Bereich der maximal auftretenden Spannungen dargestellt.

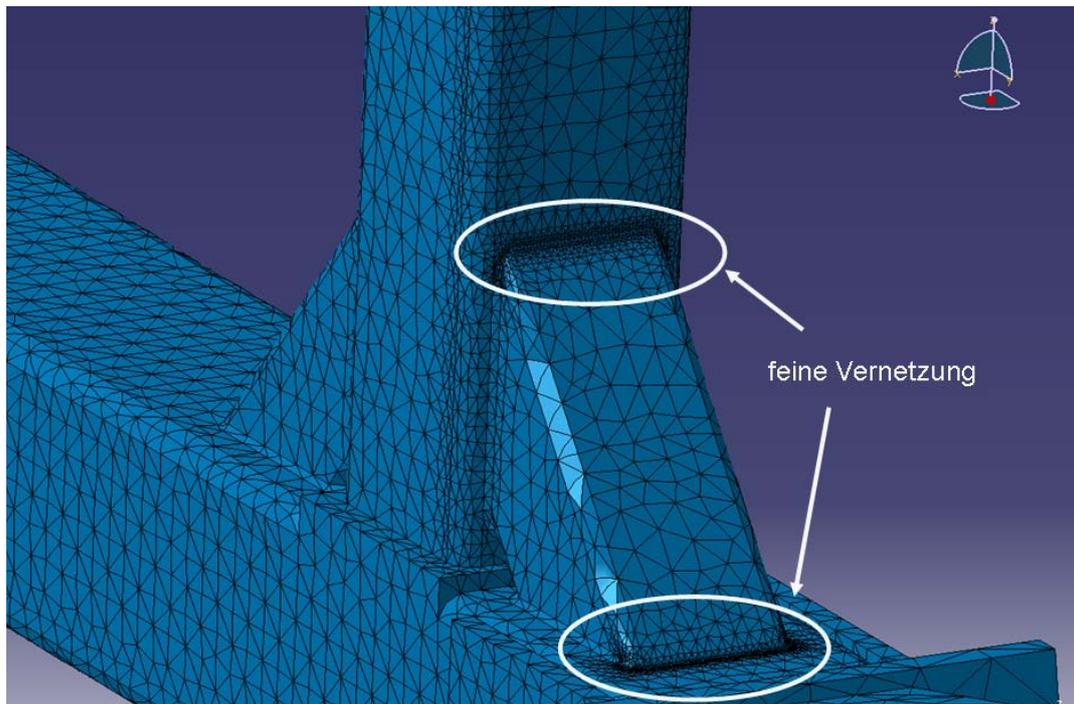


Abbildung 7.19: Verfeinerte Vernetzung

Zusätzlich wird das Netz in der Umgebung der maximal auftretenden Spannungen mit parabolischen Tetraederelementen mit einer Elementkantenlänge von 6 mm bzw. 8 mm vernetzt

#### **7.4.1 Anbindung und Last**

Vor der Durchführung der FEA der Abstützvorrichtung müssen die Kopplungs- und Lastbedingungen definiert werden. In Abbildung 7.20 ist das FEM-Modell der Abstützvorrichtung mit der Anbindung an die Umgebung und der Last dargestellt. Die Darstellung zeigt den Fall des Aufsetzens der Abstützung auf der Fahrerseite, weswegen die Kräfte an dieser Seite der Abstützvorrichtung eingeleitet werden. Für den Fall des Aufsetzens der Abstützvorrichtung auf der Beifahrerseite werden die Kräfte auf der anderen Seite der Abstützvorrichtung eingeleitet. Die Kräfte in x-, y- und z-Richtung

Die auf die Abstützvorrichtung wirkenden Kräfte werden mit dem Fahrdynamiksimulationsprogramm CarSim ermittelt. Da in der Konstruktion ein Stoßdämpfer der Firma ACE-Industrie-Stoßdämpfer vorgesehen ist, um ein stoßartiges Aufsetzen der Aufsetzpunkte zu verhindern, wird das MATLAB/Simulink-Programm

um ein zusätzliches Federelement erweitert. Dieses Federelement dient zur Dämpfung des Aufsetzens der Stütze, indem ein Teil der Energie von diesem aufgenommen wird. Dieses zusätzliche Federelement hat einen Federweg von 100 mm, welcher dem Hub des ACE-Industriestoßdämpfers entspricht. Die Federsteifigkeit des zusätzlichen Federelements wird bei der Durchführung des Fahrmanövers im Bereich von  $k_{\text{zus}} = 40 \text{ N/mm}$  bis  $k_{\text{zus}} = 100 \text{ N/mm}$  variiert, um verschiedene Federn darzustellen. Beim verwendeten Industriestoßdämpfer der Firma ACE-Industrie-Stoßdämpfer wird dies durch die Einstelleinrichtung realisiert.

Die in den Aufstandspunkten wirkenden Kräfte wurden bei der Simulation des doppelten Fahrspurwechsels in CarSim ermittelt (80 km/h und einer Beladung von 1000 kg). In Tabelle 7.3 sind die anhand der durchgeführten Fahrsimulation ermittelten maximalen Kräfte an der Abstützvorrichtung dargestellt. Es werden jeweils die maximalen Kräfte in x-, y- und z-Richtung am Aufsetzpunkt der Abstützvorrichtung ermittelt.

Tabelle 7.3: Kraftermittlung

<b>Federsteifigkeit <math>k_{\text{zus}}</math></b>	<b><math>F_{z,\text{max}}</math></b>	<b><math>F_{x,\text{max}}</math></b>	<b><math>F_{y,\text{max}}</math></b>
40 N/mm	10200 N	3870 N	380 N
50 N/mm	8000 N	3000 N	300 N
60 N/mm	5900 N	2230 N	220 N
70 N/mm	6400 N	2410 N	240 N
80 N/mm	6850 N	2600 N	260 N
90 N/mm	7300 N	2750 N	280 N
100 N/mm	7750 N	2950 N	300 N

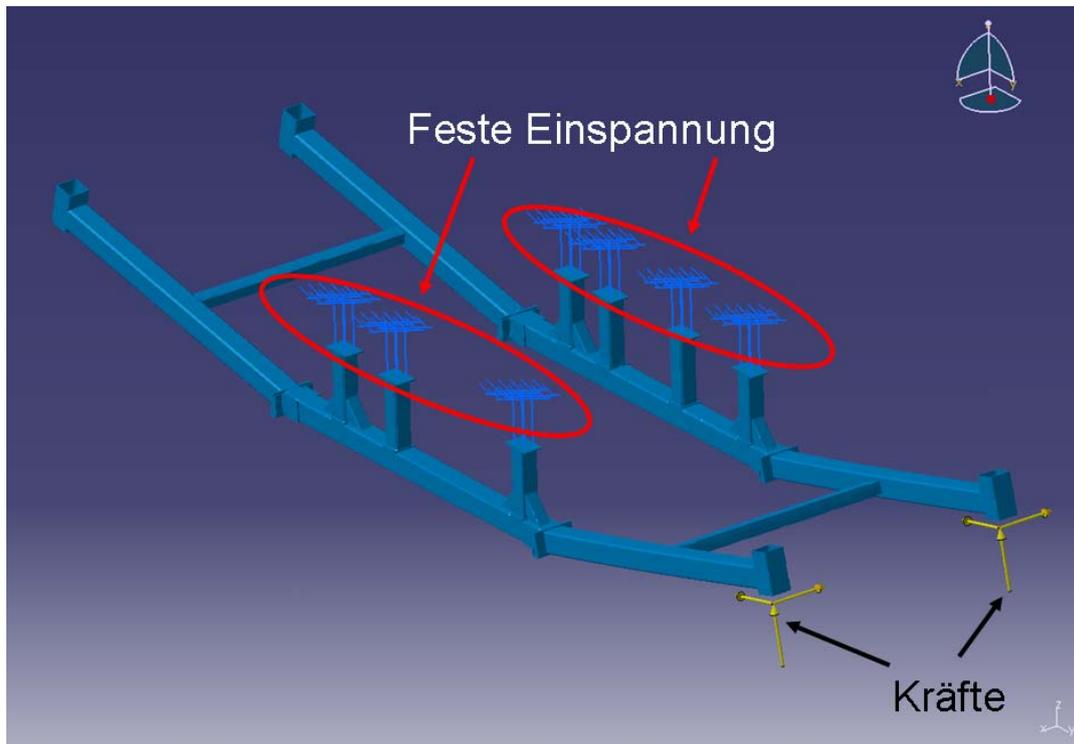


Abbildung 7.20: FEM-Modell der Abstützvorrichtung mit der Anbindung

Mit den hier ermittelten Daten wurden die Träger auf Festigkeit optimiert. Das Material befindet sich in der Beschaffung.

## 8 Integration einer variablen Fahrdynamikregelung in das Fahrzeugmodell

Zur Vorbereitung auf die Simulation des Sprinters mit lastabhängigem ESP wird ein variabler Fahrdynamikregler programmiert, um nach den durchzuführenden realen Fahrversuchen auch Versuche am Simulator durchführen zu können. Am Fahrsimulator können dann andere alternative Regelalgorithmen für das ESP-Regelsystem untersucht werden.

Im Folgenden werden daher kurz die aktiven Fahrdynamikregelsysteme vorgestellt. Aktive Fahrsicherheitssysteme sind Regelsysteme im Fahrzeug, die der Unfallvermeidung dienen und kritische Fahrzustände innerhalb der physikalischen Grenzen vermeiden sollen.

### 8.1 Elektronisches Stabilitätsprogramm

Das Elektronische Stabilitäts Programm (ESP) ist ein System zur Regelung der Fahrdynamik in kritischen Fahrsituationen. es dient also zur Stabilisierung des Fahrzustandes. Die theoretischen Grundlagen wurden teilweise in Kapitel 2, Zwischenbericht 1, beschrieben.

Aus dem Lenkwinkelschlag und den Raddrehzahlen wird die Sollgierrate nach Gleichung 2.5 berechnet (siehe Zwischenbericht 1). Diese Gierrate ist entsprechend dem Haftreibungswert der Fahrbahnoberfläche anzupassen und das Maximum ist durch

$$|\dot{\psi}_{\max}| \leq \frac{\mu g}{\dot{x}} \quad (8.1)$$

zu begrenzen.

Für die Sollgierrate ergibt sich:

$$\dot{\psi}_{\text{soll}} = \begin{cases} \dot{\psi} & , |\dot{\psi}| \leq |\dot{\psi}_{\text{max}}| \\ \pm \dot{\psi}_{\text{max}} & , |\dot{\psi}| > |\dot{\psi}_{\text{max}}| \end{cases} \quad (8.2)$$

Zusätzlich zur Gierratenstabilisierung wird nun die Schwimmwinkelstabilisierung eingeführt. Der aktuelle Schwimmwinkel kann nur sehr aufwendig messtechnisch erfasst werden und wird daher bei handelsüblichen Fahrzeugen während des Fahrbetriebs aus der Quereschleunigung, der Gierrate und der Geschwindigkeit berechnet.

$$\beta = \int_0^t \frac{\ddot{x}_y}{\ddot{x}_x} - \dot{\psi} \, dt \quad (8.3)$$

Der Sollschwimmwinkel wird aus den Bewegungsgleichungen des linearisierten Einspurmodells hergeleitet und ergibt sich nach Mitschke [4] zu:

$$\beta_{\text{soll}} = \frac{l_H}{\rho} - \frac{ml_V}{c_{aH}L} \frac{\dot{x}^2}{\rho} \quad (8.4)$$

mit

$$\rho = \frac{\dot{x}^2}{a_y} \quad (8.5)$$

Der Schwimmwinkel wird ebenfalls durch ein Maximum begrenzt. Der Schwellwert für das Maximum wird von der Philosophie für die fahrdynamische Abstimmung des Fahrzeugs durch den Fahrzeughersteller beeinflusst. Sportliche Fahrzeuge möchten dem Fahrer ein Maximum an Fahrfreude bereiten, dabei wird hier ein größerer Schwimmwinkel akzeptiert als bei „normalen“ Straßenfahrzeugen.

Der maximale Schwimmwinkel lässt sich durch eine geschwindigkeitsabhängige Gleichung berechnen, deren Parameter, wie erwähnt, durch die fahrdynamische Auslegung des Fahrzeugs bestimmt werden. In erster Näherung kann von Gleichung (8.4) ausgegangen werden.

$$\beta_{\max} = 10^\circ - 7^\circ \frac{\dot{x}_{SP}^2}{40^2} \tag{8.6}$$

Der Schwimmwinkel ergibt sich somit zu:

$$\beta_{\text{ref}} = \begin{cases} \beta_{\text{soll}} & , |\beta| \leq |\beta_{\max}| \\ \pm \beta_{\max} & , |\beta| > |\beta_{\max}| \end{cases} \tag{8.7}$$

Die nun berechneten Fahrzustandsgrößen lassen das System zwar auf einen kritischen Fahrzustand schließen, aber nicht auf die Richtung und die sich daraus ergebenden Konsequenzen. Erst im Zusammenspiel von Gierrate, Schwimmwinkel und Lenkwinkel kann das System definitiv erkennen, in welchem Fahrzustand sich das Fahrzeug befindet.

Im Einzelnen sind folgende vier Fahrzustände zu unterscheiden:

- Übersteuern Linkskurve
- Übersteuern Rechtskurve
- Untersteuern Linkskurve
- Untersteuern Rechtskurve

Die Differenz aus dem errechnetem Sollwert und dem gemessenem Istwert für die Gierrate und die Differenz aus den errechneten Schwimmwinkelwerten und dem Lenkradwinkel lassen wie folgt auf die Fahrsituationen schließen:

$$\Delta\beta = \beta_{\text{ist}} - \beta_{\text{ref}} \tag{8.8}$$

$$\Delta\dot{\psi} = \dot{\psi}_{\text{soll}} - \dot{\psi}_{\text{ist}} \tag{8.9}$$

$+\Delta\dot{\psi}$	$-\Delta\beta$	$-\delta L$	$\lambda_{VL} < \lambda_{VR} \vee \lambda_{HL} < \lambda_{HR}$	<i>Übersteuern Rechtskurve</i>	<i>VL Bremsen</i>
$+\Delta\dot{\psi}$	$+\Delta\beta$	$+\delta L$	$\lambda_{VL} < \lambda_{VR} \vee \lambda_{HL} < \lambda_{HR}$	<i>Untersteuern Linkskurve</i>	<i>HL Bremsen</i>
$-\Delta\dot{\psi}$	$+\Delta\beta$	$+\delta L$	$\lambda_{VL} > \lambda_{VR} \vee \lambda_{HL} > \lambda_{HR}$	<i>Übersteuern Linkskurve</i>	<i>VR Bremsen</i>
$-\Delta\dot{\psi}$	$-\Delta\beta$	$-\delta L$	$\lambda_{VL} > \lambda_{VR} \vee \lambda_{HL} > \lambda_{HR}$	<i>Untersteuern Rechtskurve</i>	<i>HR Bremsen</i>

(8.10)

### 8.1.1 Der ESP Regler in MATLAB / Simulink

Für die Durchführung der hier vorliegenden Arbeit wurde ein eigener Fahrdynamikregler in MATLAB / Simulink programmiert. Besonderheit ist die Lastab-

hängigkeit und Anpassung der Regeleingriffe an Beladungszustand und Schwerpunktlage des Fahrzeuges.

Bei der Programmierung wurde besonderes Augenmerk auf eine reale Schnittstellenkommunikation gelegt. Anstelle des Simulationsprogramms CarSim könnte ein Realfahrzeug mit Messdatenerfassung in SI Basiseinheiten implementiert werden.

Die schematische Funktionsweise des Reglers ist in Abbildung 8.1 dargestellt. Die einzelnen Unterfunktionen werden in diesem Kapitel ausführlich dargestellt.

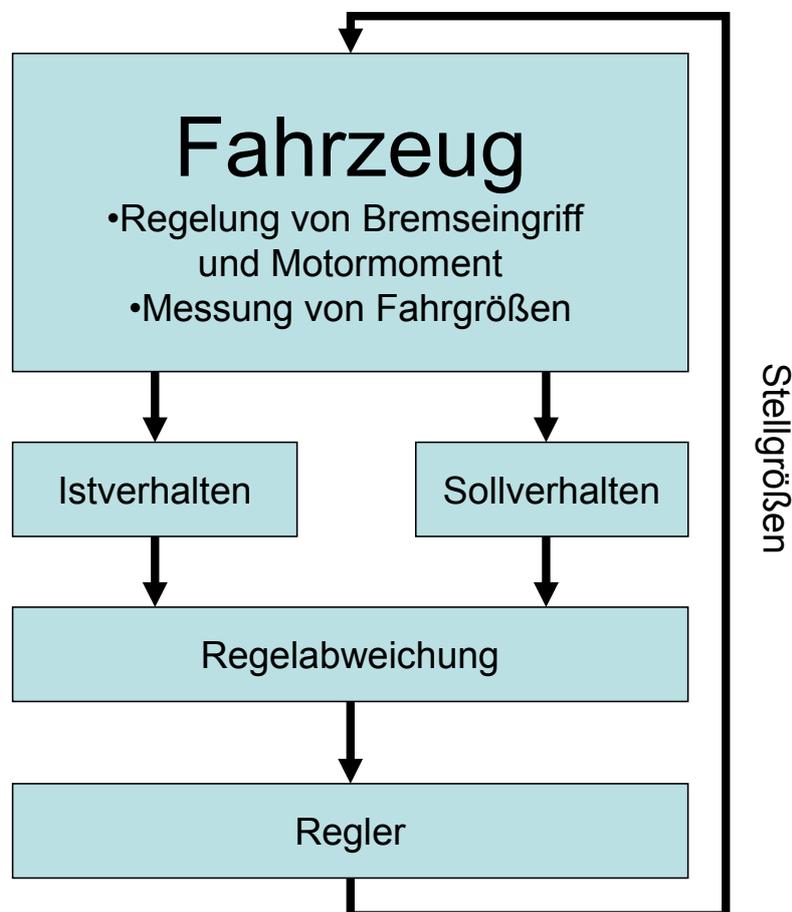


Abbildung 8.1: Funktionsschema ESP Regler

Der genaue Aufbau des Reglers zeigt das Blockschaltbild in Abbildung 8.2. Er ist in vier Blöcke unterteilt, die grafisch gekennzeichnet und nachfolgend aufgelistet sind.

1. Fahrdynamikdatenerfassung aus dem Simulationsprogramm CarSim
2. Erkennung des Beladungszustandes

- 3. Sollgrößenberechnung
- 4. Fahrzustandserkennung und Regelung

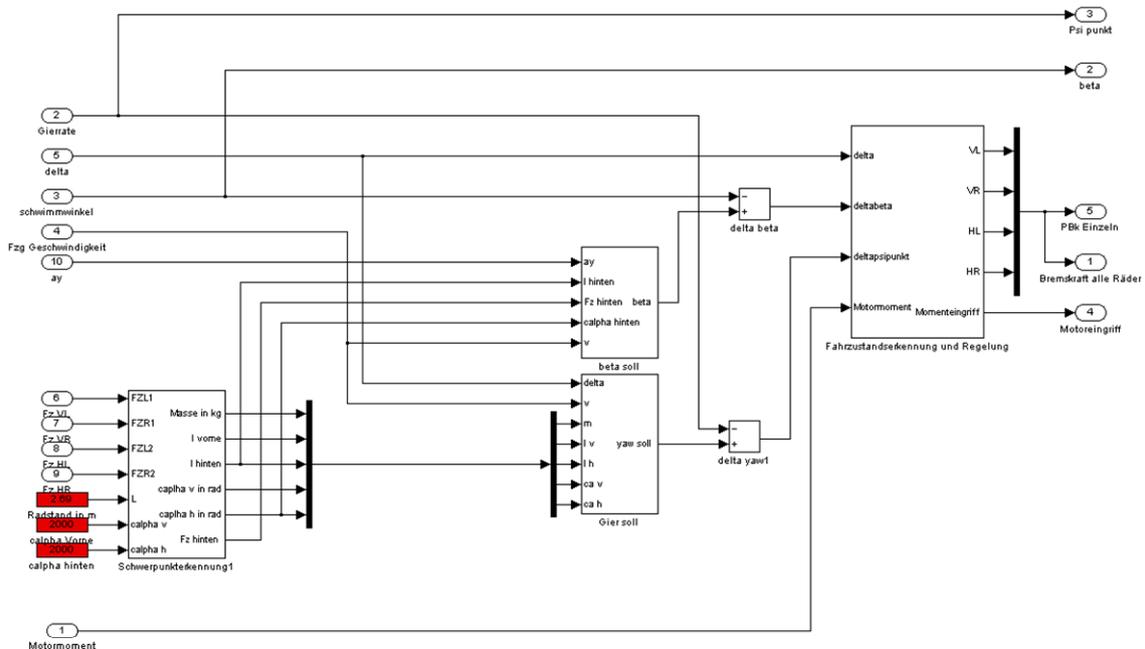


Abbildung 8.2: Gesamtübersicht ESP Regler in Simulink

### 8.1.2 Lasterkennung

Das Leergewicht des Fahrzeuges ist abhängig von Aufbau und Ausstattungsumfang und wird beim Auslieferungszustand codiert. Die automatische Lasterkennung passt die Masse in mehreren iterativen Messschritten der aktuellen Fahrzeugmasse an.

Über das Antriebsmoment werden die Kräfte in X - Richtung vereinfacht unter Vernachlässigung von Luft- und Steigungswiderstand nach

$$F_x = \frac{M_A}{r_{Rad}} \tag{8.11}$$

berechnet. Der Luftwiderstand wird vernachlässigt, da das Messsystem bereits bei der ersten Beschleunigung beginnt zu messen, der Luftwiderstand sich jedoch erst bei höheren Geschwindigkeiten auswirkt. Der Steigungswiderstand kann über einen Winkelsensor, der in heutigen Multifunktionsmessgeräten verbaut ist, herausgerechnet werden, bzw. wird die Lasterkennung erst bei ebener

Fahrbahn aktiviert. Zusammen mit den gemessenen Beschleunigungswerten in X-Richtung ergeben diese die aktuelle Fahrzeugmasse mit Hilfe der Gleichung

$$m = \frac{F_x}{a_x}. \quad (8.12)$$

Eine Überwachung der Reibbeiwerte der Fahrbahnoberfläche läuft durch das ABS im Hintergrund in Echtzeit mit. Mit Hilfe der vier Raddrehzahlen und einer Integration der  $a_x$  Beschleunigung wird die aktuelle Aufbaugeschwindigkeit berechnet. Für jedes Rad ergibt sich nach

$$S = \frac{\dot{x}_F - \dot{x}_R}{\dot{x}_F} \text{ (Bremsung)} \quad (8.13)$$

bzw.

$$S = \frac{\dot{x}_R - \dot{x}_F}{\dot{x}_R} \text{ (Antrieb)} \quad (8.14)$$

der aktuelle Schlupf. Über ein  $\mu$ -Schlupf Kennfeld kann in Abhängigkeit des Schlupfes der aktuelle Haftbeiwert bestimmt werden. Aus diesem errechnet sich wiederum die Radaufstandskraft mit

$$\mu(S) = \frac{F_x}{F_y}. \quad (8.15)$$

Für die Errechnung des Sollfahrzeugzustandes ist die Ermittlung der Lage des Schwerpunktes in X-Richtung notwendig.

Dies geschieht über ein Momentengleichgewicht um den Schwerpunkt mit Hilfe der Radaufstandskräfte.

Mit den Gleichungen

$$m \ddot{x} = \mu_v F_{zv} + \mu_h F_{zh}, \quad (8.16)$$

$$m g = F_{zv} + F_{zh}, \quad (8.17)$$

$$L = l_v + l_h \quad (8.18)$$

und

$$F_{zh} l_h = F_{zv} l_v \quad (8.19)$$

ergeben sich die Größen  $m$ ,  $l_v$  und  $l_h$  zu:

$$m = \frac{F_{zv} + F_{zh}}{g} \quad (8.20)$$

$$l_h = \frac{L}{1 + \frac{F_h}{F_v}} \quad (8.21)$$

$$l_v = L \left( 1 - \frac{F_v}{F_v + F_h} \right). \quad (8.22)$$

In dem SIMULINK Programm erfolgt die Schwerpunkt- und Lastermittlung mit dem Unterschied, dass die Kräfte in Z - Richtung durch Höhenstandssensoren direkt ausgelesen werden.

Hintergrund ist, dass bei Neustart eines jeden Simulationsvorganges der Speicher der Lasterkennung sich im unbeladenen Zustand befindet. Der oben beschriebene Anlernvorgang setzt sich aus mehreren Beschleunigungs- und Bremsvorgängen zusammen und ist daher sehr zeitintensiv (1-2 Minuten) bezogen auf die Simulation eines Fahrmanövers (10 Sekunden). Aus zeittechnischen Gründen wurde daher die direkte Ermittlung der  $F_z$ -Kräfte gewählt. Der Anlernvorgang benötigt auf diese Weise im System nur 0,01 Sekunden und wäre real über die Auswertung der Höhenstandssensorsignale ebenso umsetzbar. Abbildung 8.3 zeigt das Blockschaltbild der automatischen Lasterkennung. Auf der linken Seite sind die Eingangsgrößen dargestellt, auf der rechten Seite die Ausgangsgrößen, die sich nach den Formeln 8.20 bis 8.22 berechnen.

Die Reifenbeiwerte und der Radstand sind als konstant eingebunden und müssen einmalig fahrzeugspezifisch manuell eingegeben werden.

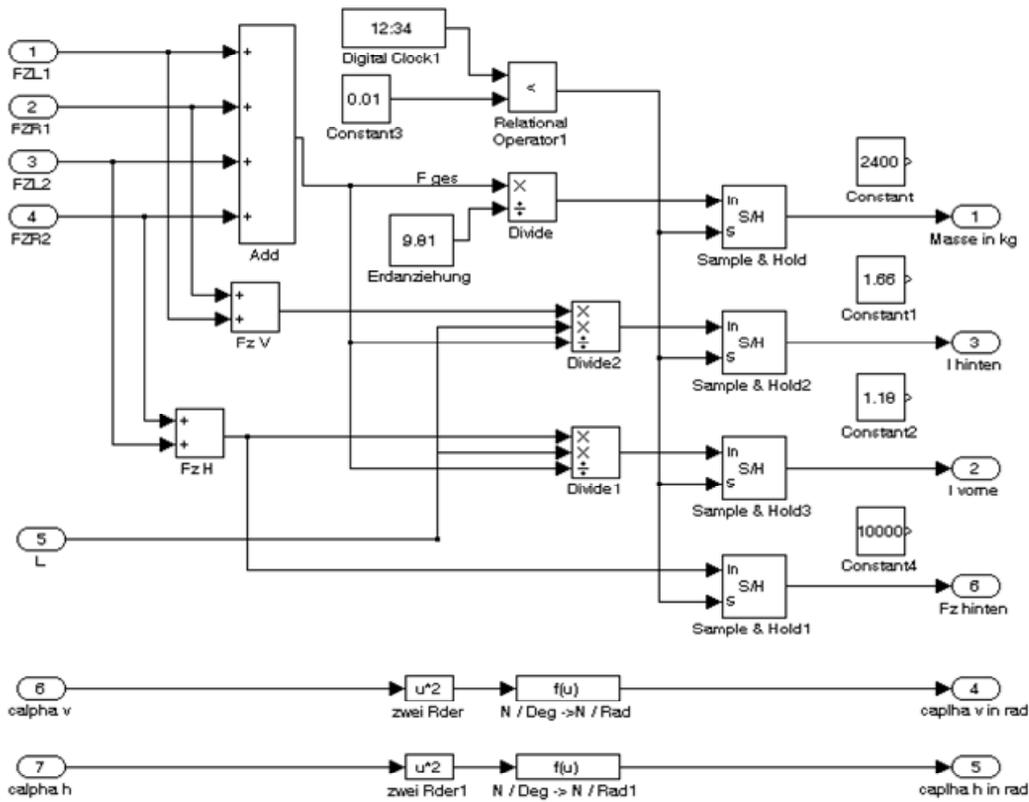


Abbildung 8.3: Blockschaltbild der automatischen Lasterkennung

### 8.1.3 Schwimmwinkelberechnung

Die gemessenen und berechneten Fahrwerte werden benötigt, um eine Fahrzustandsgrößenberechnung durchzuführen. In dem ESP SIMULINK Regler wird diese Fahrgrößenberechnung in den Blocken der Sollgrößen durchgeführt in Abbildung 8.2.

Der aktuelle Schwimmwinkel wird für die Istgrößendarstellung benötigt. Der Schwimmwinkel wird nach Witte, 1995, [8] durch

$$\beta = \int \frac{\ddot{x}_y}{\dot{x}_x} - \dot{\psi} dt \tag{8.23}$$

berechnet.

Zur Vermeidung des übermäßigen Aufintegrierens eignet sich eine Anti Wind Up Anordnung, die in den Berechnungsalgorithmus integriert wird. Hierbei wird



$$\dot{\psi} = \frac{1}{i_L} \frac{v}{1 + \left(\frac{v}{v_{ch}}\right)^2} \delta_L \tag{8.24}$$

berechnet. Als Eingangsgröße dienen zwei Messgrößen und die charakteristische Geschwindigkeit. Diese berechnet sich durch

$$v_{ch} = \sqrt{\frac{c'_{\alpha V} c_{\alpha H} l^2}{m(c_{\alpha H} l_H - c'_{\alpha V}) l_V}} \tag{8.25}$$

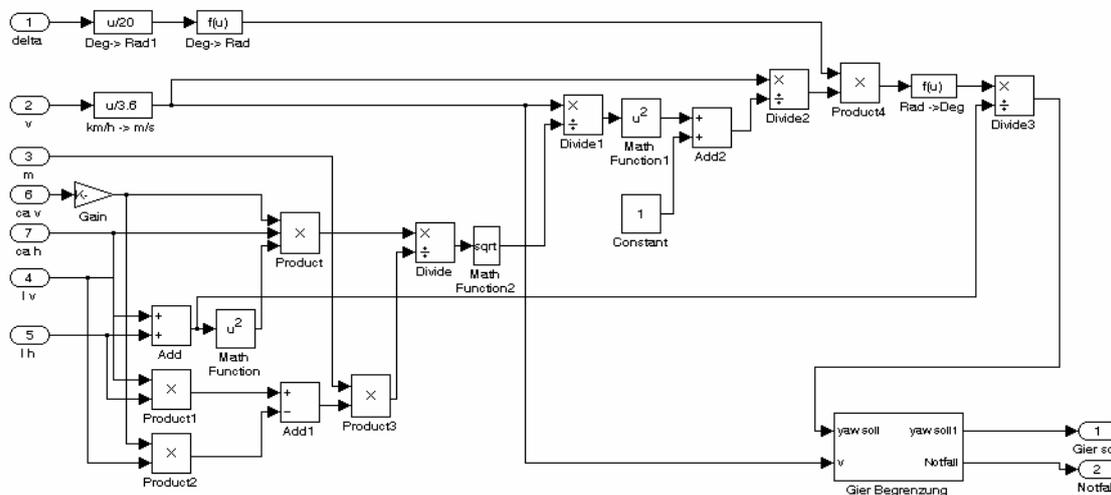


Abbildung 8.5: Blockschaltbild Sollgierrate

Abbildung 8.5 zeigt die Umsetzung der Sollgierratenberechnung in SIMULINK. Im unteren rechten Abschnitt ist ebenfalls eine Größenbeschränkung ersichtlich. Diese gibt das gleiche Signal weiter, dass auch die Schwimmwinkelbeschränkung weiterleitet. Beide Signale schalten und aktivieren unabhängig voneinander die zweite Stufe des ESP Reglers.

Die Sollschwimmwinkelberechnung erfolgt ebenfalls mit Hilfe der linearisierten Bewegungsgleichungen des Einspurmodells nach Mitschke [4].

$$\beta_{soll} = \ddot{x}_y \left( \frac{l_H}{\dot{x}_x^2} - \frac{m l_V}{c_{\alpha H} L} \right) \tag{8.26}$$

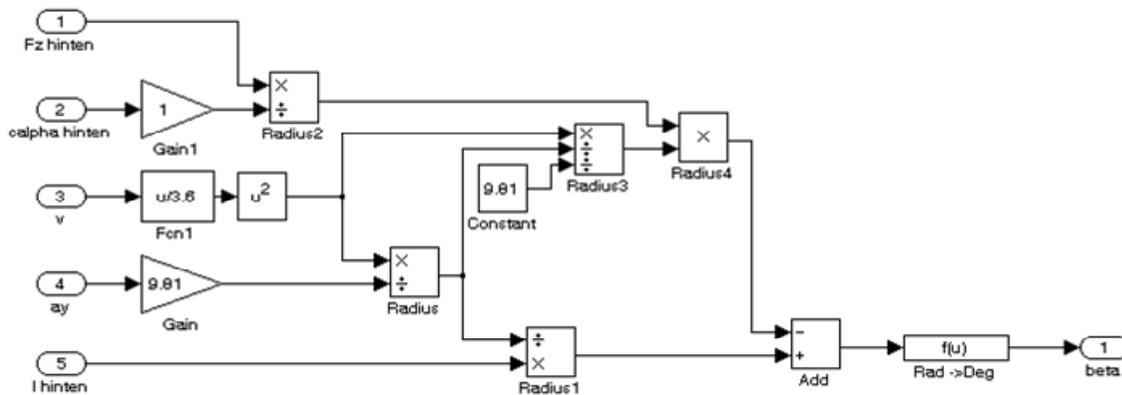


Abbildung 8.6: Blockschaltbild Sollschwimmwinkel

In Abbildung 8.6 ist die Umsetzung von Formel (8.26) in SIMULINK dargestellt. Als Eingang dienen fünf Messgrößen in SI Basiseinheiten aus dem Fahrzeug, bzw. der automatischen Lasterkennung. Das Subsystem liefert den Sollschwimmwinkel.

Zwischen den Blocken der Sollgrößen und dem Block von „Fahrzustandserkennung und Regelung“ in Abbildung 8.2 werden nun die Differenzen von Soll- und Ist- Schwimmwinkel und Gierrate gemäß Formel (8.8) und (8.9) gebildet.

Diese Daten werden im Block „Fahrzustandserkennung und Regelung“ weitergeleitet.

### 8.1.5 Fahrzustandserkennung und Regelung

Der ESP Regler muss nun aus den berechneten und gemessenen Daten den aktuellen Fahrzustand des Fahrzeuges erkennen.

Er erkennt aus den drei Eingangssignalen, Schwimmwinkeldifferenz, Gierratendifferenz und Lenkradwinkel einen der vier möglichen Fahrzustände

- Untersteuern Linkskurve,
- Untersteuern Rechtskurve,
- Übersteuern Linkskurve.
- Übersteuern Rechtskurve

und greift nach Formel (8.10) in das Fahrverhalten ein. Die Eingriffsgrenzen sind wiederum Fahrzeug- und Fahrzeugherstellerspezifisch gesetzt. Bei den hier vorliegenden Versuchen wurden die Eingriffsgrenzen unter der Prämisse

eines sicheren Fahrverhaltens in mehreren Iterationsschritten an das Fahrzeug angepasst.

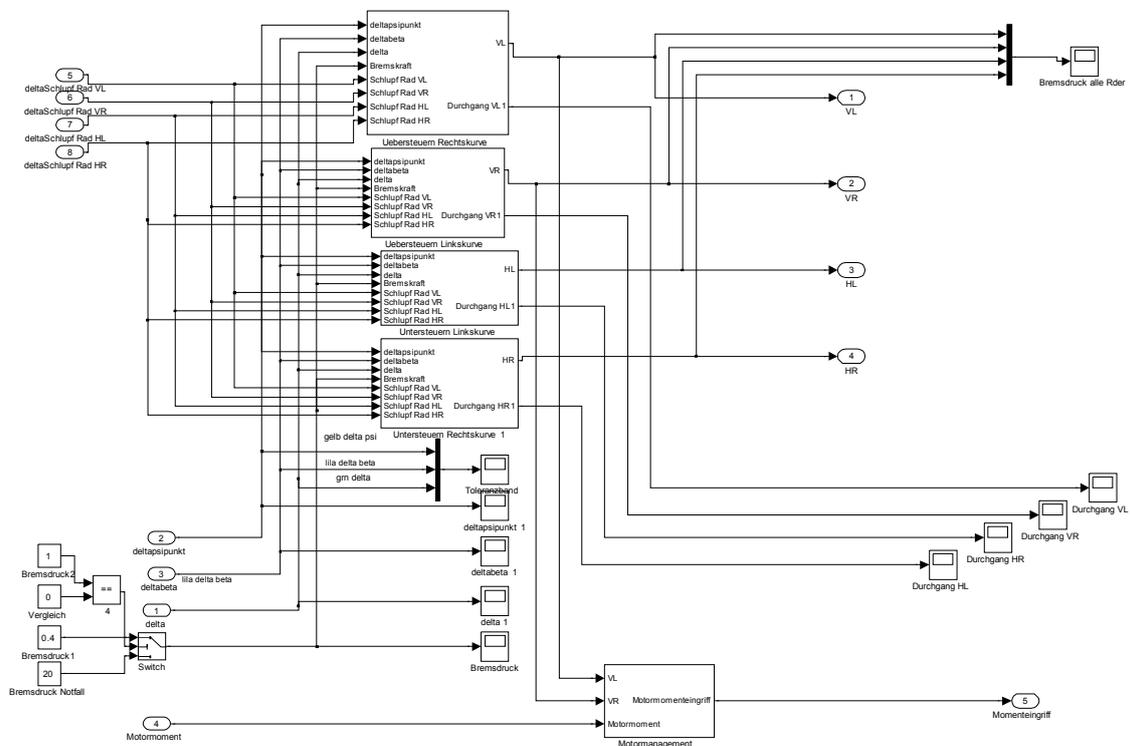


Abbildung 8.7: Blockschaltbild Fahrzustandserkennung

Die Fahrzustandserkennung erfolgt über drei in Reihe verbundene Schalter. Sie erkennen für das jeweilige Rad, ob das Kriterium aus Formel 8.10 vorliegt. Exemplarisch ist für das Übersteuern in einer Rechtskurve der Schaltvorgang aufgezeigt.

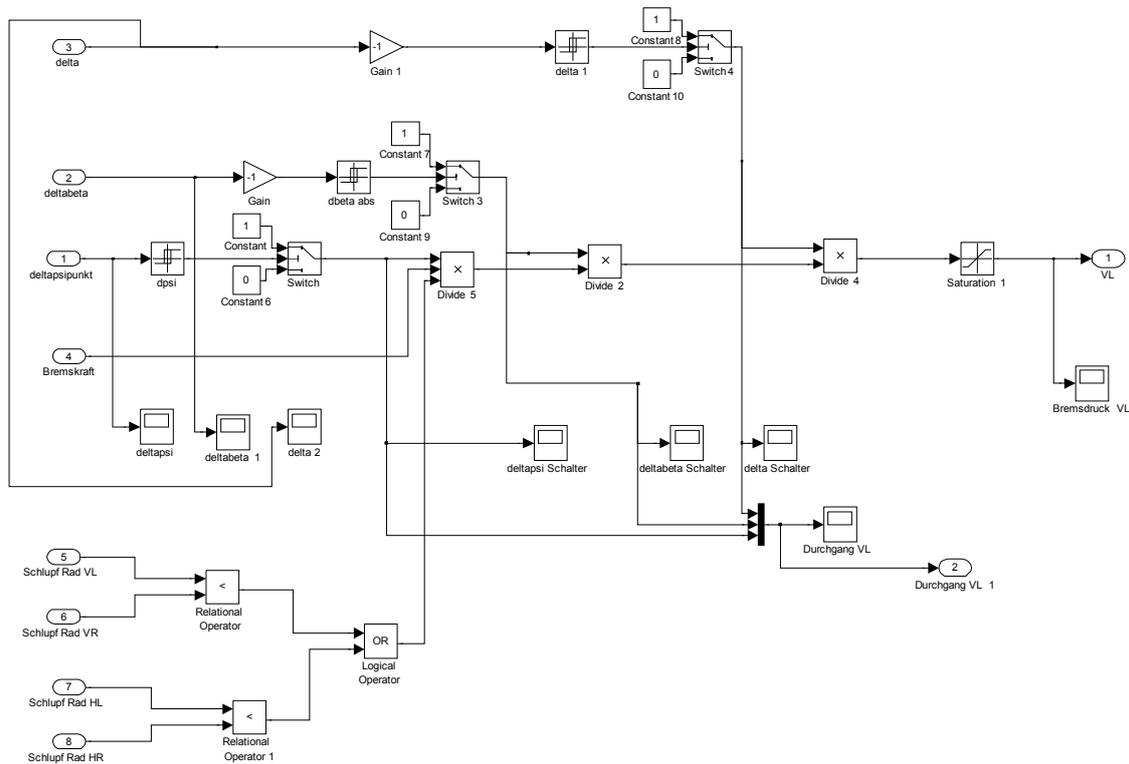


Abbildung 8.8: Blockschaltbild Regeleingriff am linken Vorderrad

Zunächst wird die Abweichung der Gierrate detektiert. Liegt diese außerhalb des vorgegebenen Toleranzbereiches, so erfolgt ein Durchgang am ersten Schalter. Als zweites wird die Schwimmwinkelabweichung gemessen. Liegt diese ebenfalls außerhalb der gesetzten Toleranzen, so erfolgt ein Durchgang am zweiten Schalter. Zuletzt wird der Lenkradwinkel gemessen, um festzustellen, ob sich das Fahrzeug in einer Links oder Rechtskurve befindet. Ist auch dieses Kriterium erfüllt, so erfolgt ein Durchgang am dritten Schalter. Das Magnetventil für den Bremskreis des linken Vorderrades im Hydroaggregat öffnet sich und beaufschlagt den Bremskreis mit einem vorgegebenen Bremsdruck. Dieser ist in seiner Größenordnung an die Eskalationsstufe des ESP Eingriffes gebunden. Das nachgeschaltete ABS verhindert ein Blockieren des gebremsten Rades und erhält die Lenkfähigkeit des Fahrzeuges. Die Eingriffsschalter sind mit Hystereseschleifen versehen, so dass der Regeleingriff nicht direkt nach Unterschreiten der Schwellwerte beendet wird.

Das auf diese Weise erzeugte Giermoment um die Hochachse hilft das Fahrzeug stabil den gewünschten Sollkurs zu halten, bzw. einen kritischen Schleuderzustand zu verhindern.

Bei einem heckgetriebenen Fahrzeug besteht die Gefahr, dass durch Bremsengriffe an der Vorderachse und gleichbleibendem Antriebsmoment der Haftschluss an der Hinterachse überschritten wird. Zudem ist bei einem ESP-Eingriff die Fahrgeschwindigkeit zu hoch für das angestrebte Fahrmanöver.

Aus diesen Gründen wurde die Fahrzustandsregelung noch mit einem Motoringriff erweitert. Wird ein ESP Bremsengriff detektiert, so reduziert das eingebaute Motormanagement in der Simulation das Antriebsmoment, in Abhängigkeit der anliegenden Größenordnung.

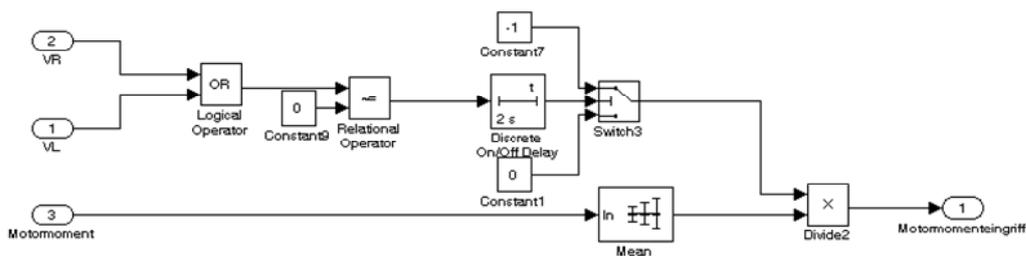


Abbildung 8.9: Blockschaltbild Motormanagement

Abbildung 8.9 zeigt die Realisierung in SIMULINK. Die Reduzierung des Motormomentes erfolgt direkt mit einem ESP Eingriff und dauert zwei Sekunden nach Ausschalten des ESP Eingriffes an. Damit ist gewährleistet, dass der Fahrer nach einem ESP Eingriff das Fahrzeug wieder sicher unter Kontrolle hat, bis das volle Motormoment wieder anliegt.

In der Realität wird dieser Eingriff durch Veränderung der Drosselklappenstellung, Zündzeitpunkte und Einspritzmenge realisiert. Die Steuerung erfolgt über das Motorsteuergerät.

In der Simulation besteht die Möglichkeit das Motormoment auszulesen und ein modifiziertes Motormoment wieder einzulesen

## 9 Fahrdynamische Simulationen mit ESP bei verschiedenen Beladungszuständen

Abbildung 8.7 zeigt die Fahrdynamikregelung des Nutzfahrzeugs. Mit dieser Konfiguration ist es möglich das Fahrverhalten des Fahrzeugs jeweils mit ESP, sowie ohne Fahrdynamikregelung bei unterschiedlichen Beladungszuständen vergleichen zu können.

Die Fahrversuche werden mit Hilfe des Fahrdynamikprogramms CarSim und mit dem Programm MATLAB/Simulink durchgeführt. Auszuwerten sind die Einflüsse des lastabhängigen ESP und des normalen ESP auf die Fahrdynamik. Als Fahrmanöver wurden der doppelte Fahrspurwechsel, die VDA Gasse, der Lenkwinkelsprungtest (ISO 7401) und die stationäre Kreisfahrt (ISO 4138) durchgeführt.

### 9.1 ESP beim doppelten Fahrspurwechsel

Der doppelte Fahrspurwechsel ist ein Manöver zur Bewertung des dynamischen Fahrverhaltens. Dieser Test dient zur Prüfung des Fahrverhaltens im geschlossenen Regelkreis („closed-loop“-Test), siehe Zwischenbericht Nr.1. Man kann ihn als Ausweichmanöver vor einem plötzlich auftretenden Hindernis ansehen, bei dem anschließend das schnelle Zurücklenken auf die ursprüngliche Fahrgasse erfolgt. Dabei werden so hohe Querschleunigungen erreicht, dass man Informationen über die Fahrstabilität erhält. Außerdem vermittelt dieses Fahrmanöver Aussagen über eine bestehende Kippgefahr und über die Beherrschbarkeit des Fahrzeuges im Grenzbereich. Es wird ein Ausweichmanöver auf die linke Spur mit schnellem Zurücklenken auf die rechte Spur simuliert, um den Einfluss des Elektronischen Stabilitätsprogramms auf die Fahrdynamik zu ermitteln. Wie im Zwischenbericht 1 aufgeführt, werden die standardisierten Fahrmanöver zum Fahrspurwechsel nach ISO 3888-1, Abbildung 9.1 und nach ISO 3888-2 durchgeführt, Abbildung 9.2.

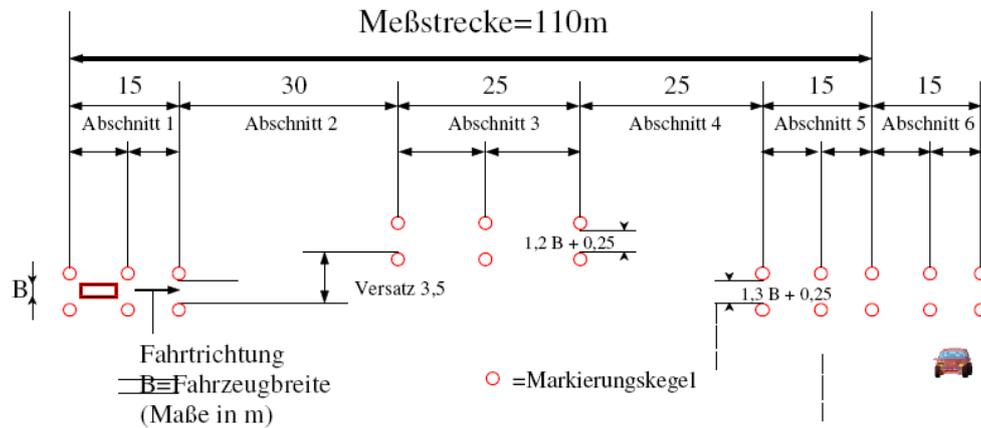


Abbildung 9.1: Nach ISO/TR 3888-1 Fahrspurwechsel

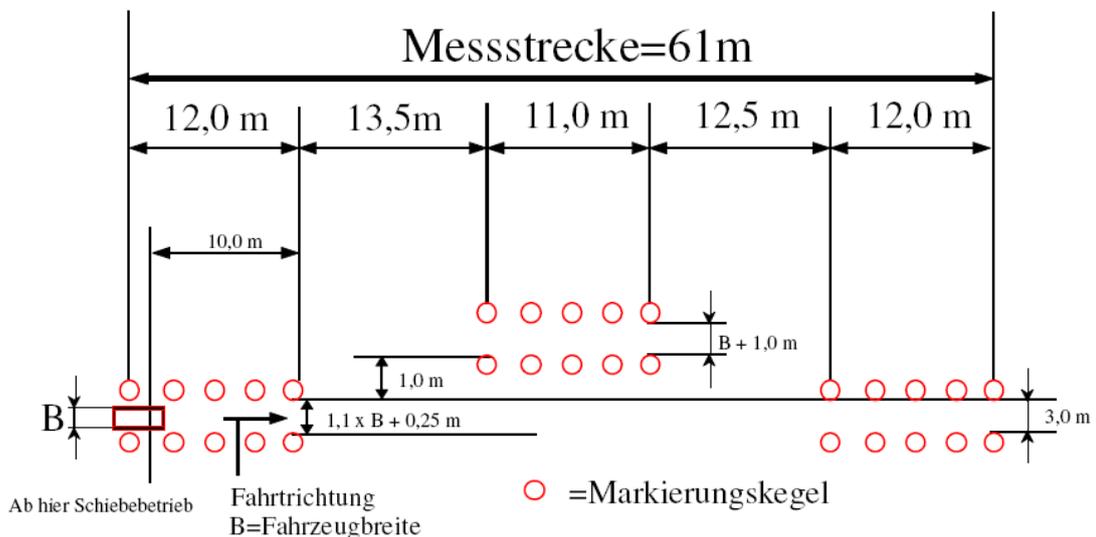


Abbildung 9.2: Gasse nach VDA, ISO 3888-2

Die Abmessungen der Gasse für den ISO Spurwechsel nach 3888-1 zeigt Abbildung 9.1. Die Länge der Messstrecke beträgt 110 m bei seitlichem Versatz von 3,5 m. Die Breite ist fahrzeugabhängig. Gemessen wird die Durchfahrzeit mit Lichtschranken am Anfang und Ende der Messstrecke. Beurteilungskriterium ist der Mittelwert der Durchfahrzeiten aus mindestens drei fehlerfreien Fahrten (ohne Berührung der Markierungskegel). Die Fahrstabilität zeigt sich insbesondere bei den Schwimmwinkeln bei der Rückfahrt in die ursprüngliche Fahrgasse.

Zur Untersuchung der instationären Fahreigenschaften werden neben der Zeitmessung folgende fahrdynamische Größen aufgenommen:

- Querschleunigung
- Giergeschwindigkeit
- Schwimmwinkel
- Wankwinkel

Abbildung 9.3 zeigt die Fahrgasse des doppelten Spurwechsels aus dem Simulationsprogramm CarSim, welches als Grundlage für die Durchführung der Fahrversuche dient. Dieses in CarSim dargestellte Fahrmanöver entspricht nicht ganz der DIN/ISO Norm, da die letzte Fahrgasse gegenüber der Norm um ca. 0,2 m versetzt ist (in CarSim steht das als „DLC ISO 1975 Left“). Grundsätzlich sind hier keine anderen Ergebnisse gegenüber dem genormten Fahrmanöver zu erwarten, womit der Nachweis der Funktion der programmierten ESP-Regler beim Fahrspurwechsel möglich ist.

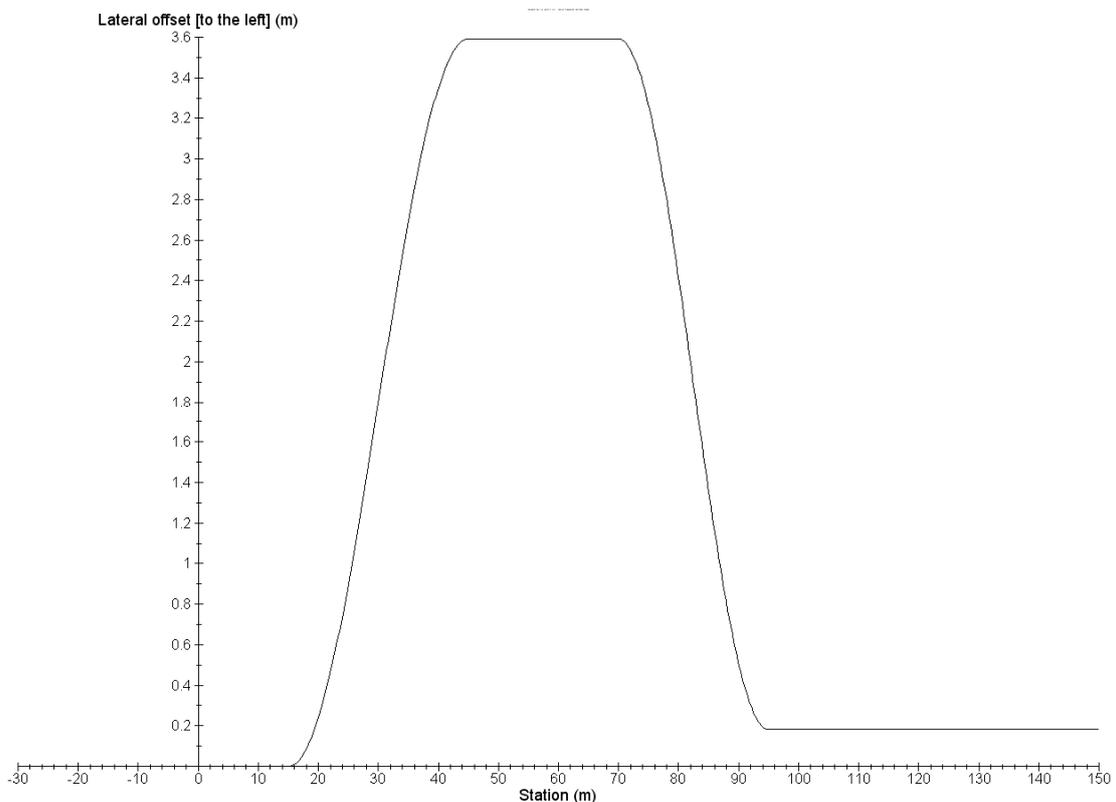


Abbildung 9.3: Sollstrecke beim Doppelten Fahrspurwechsel

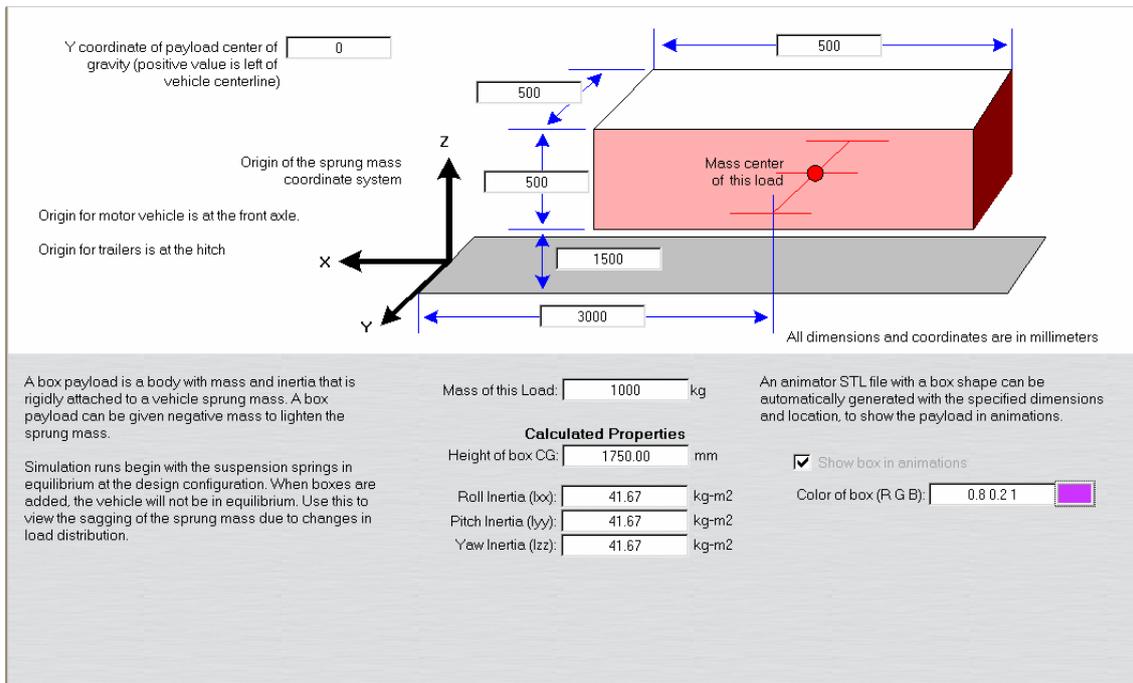


Abbildung 9.4: Beladungszustand (VA/HA=46/54, Schwerpunkthöhe: 1143mm) beim doppelten Fahrspurwechsel

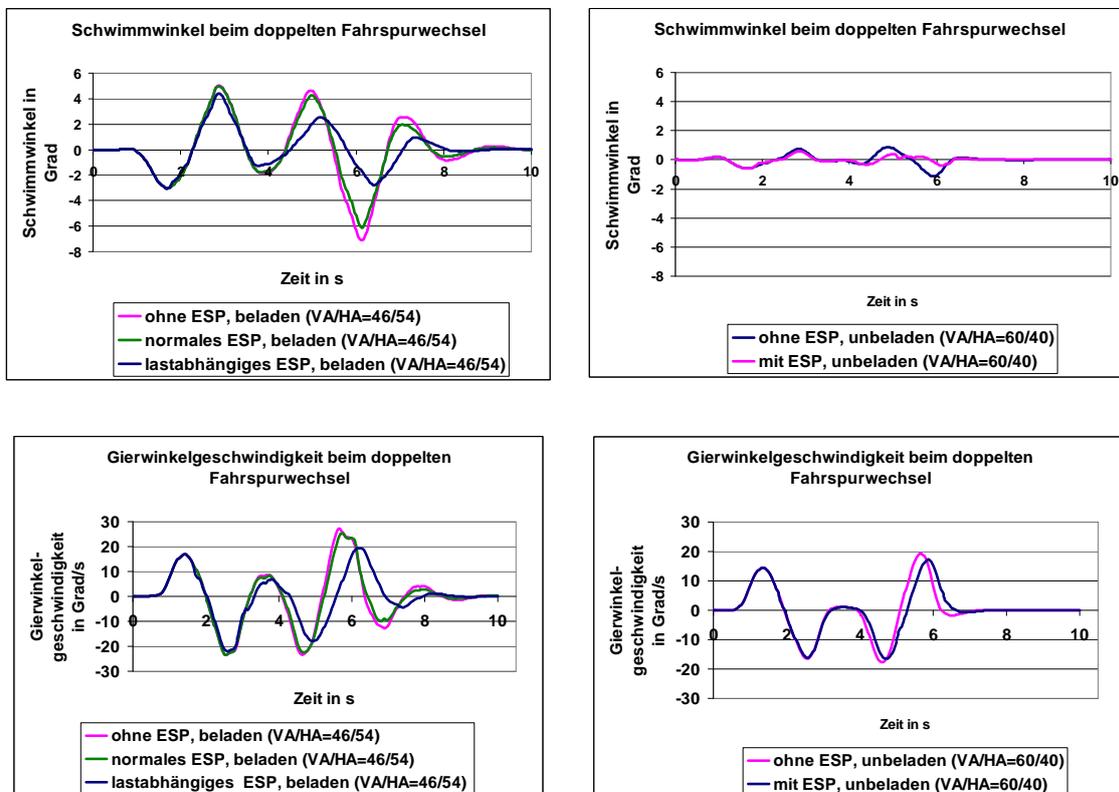


Abbildung 9.5a: Ergebnisse von Doppelten Fahrspurwechsel bei ESP (Vergleich von beladenem und unbeladenem Fahrzeug)

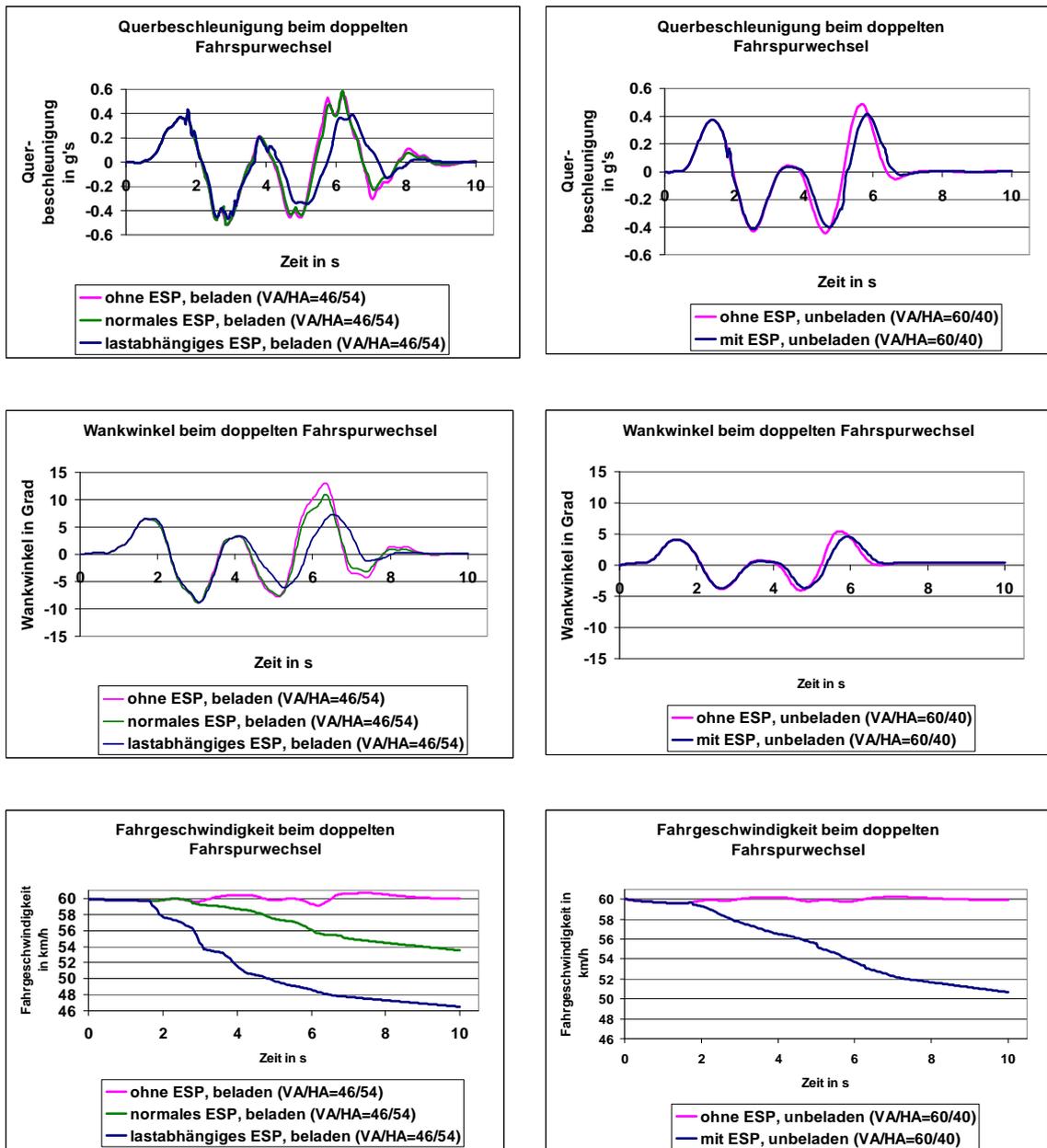


Abbildung 9.5b: Ergebnisse von Doppelten Fahrspurwechsel bei ESP (Vergleich von beladenem und unbeladenem Fahrzeug)

Dieses Fahrmanöver wurde jeweils beladen (VA/HA=46/54) mit ESP, beladen mit lastabhängigem ESP sowie beladen (VA/HA=46/54) ohne ESP, und auch unbeladen (VA/HA=60/40) mit ESP, sowie unbeladen (VA/HA=60/40) ohne ESP durchgeführt. Der ausgewählte Beladungszustand für dieses Fahrmanöver zeigt Abbildung 9.4. Die Abbildung 9.5a und Abbildung 9.5b zeigen die Ergebnisse des doppelten Fahrspurwechsels. Zur Erprobung der ESP-Varianten wur-

den hier die Fahrmanöver mit einer konstanten Geschwindigkeit von 60 km/h durchgeführt. Die Diagramme zeigen deutlich die Einflüsse der ESP-Regelungen auf das Fahrverhalten.

Die linke Seite der Abbildungen zeigen die Ergebnisse des beladenen Fahrzeuges, die rechte Seite der Diagramme zeigen die Ergebnisse in unbeladenem Zustand. Da im unbeladenem Zustand der lastabhängige Algorithmus des ESP-Reglers nicht greift, ist hier nur das fahrdynamische Verhalten des „normalen“ ESP gezeigt, da zum lastabhängigen ESP hier keine Unterschiede detektiert werden konnten.

Wie zu erwarten, zeigen die Fahrmanöver mit Beladung die kritischeren Fahrzustände. Dieses wird insbesondere durch die relativ hohen Schwimmwinkel beim zurückführen in die ursprüngliche Fahrgasse deutlich. Beim beladenen Fahrzeug ohne ESP werden Schwimmwinkel von fast  $8^\circ$  erreicht, die durch den Eingriff des ESP um ca.  $1^\circ$  verringert werden. Das lastabhängige ESP verringert frühzeitig durch den kritischen Fahrzustand und den dadurch einsetzenden Bremseneingriff die Fahrgeschwindigkeit auf ca. 46 km/h. Hierdurch verringern sich die Schwimmwinkel auf ca.  $2.5^\circ$ . Es treten auch geringere Querschleunigungen und Wankwinkel auf.

Bedingt durch die Abbremsung des Fahrzeugs werden nicht nur geringere Werte für Schwimmwinkel, Querschleunigung, Wankwinkel etc. detektiert, sondern auch die Maxima werden durch die Verzögerung später erreicht.

Die Ergebnisse zeigen deutlich das erhöhte Sicherheitspotential des lastabhängigen ESP. Dieses wird vornehmlich dadurch verursacht, dass der Regler die Zuladung erkennt, und dadurch das Fahrzeug stärker und früher abgebremst wird. Insbesondere zeigen die geringeren Schwimmwinkel, dass die Regelung das Fahrzeug so abbremst, dass ein stabiler Fahrzustand erreicht wird. Das Fahrzeug stellt sich also weniger quer als die anderen Varianten.

## 9.2 ESP bei der VDA Gasse

Der Test VDA Gasse, auch „Elchtest“ genannt, ist in ISO 3888-2 genormt. Er stellt ebenfalls ein Ausweichmanöver mit anschließender Rückführung in die ursprüngliche Fahrzeuggasse dar. Der Parcours ist allerdings enger gesteckt und verlangt somit heftigere Lenkradwinkel. Die mögliche Fahrgeschwindigkeit ist somit auch geringer

Zur Untersuchung der instationären Fahreigenschaften werden neben der Zeitmessung folgende fahrdynamische Größen aufgenommen:

- Querbeschleunigung
- Giergeschwindigkeit
- Schwimmwinkel
- Wankwinkel
- Fahrgeschwindigkeit

Abbildung 9.6 zeigt die Sollstrecke der VDA-Gasse, welche in CarSim programmiert wurde und welches als Grundlage für die Durchführung der Fahrversuche dient.

Dieses Fahrmanöver wurde jeweils beladen (VA/HA=46/54) mit ESP, beladen mit lastabhängigem ESP sowie beladen (VA/HA=46/54) ohne ESP, und auch unbeladen (VA/HA=60/40) mit ESP, sowie unbeladen (VA/HA=60/40) ohne ESP durchgeführt. Der ausgewählte Beladungszustand für dieses Fahrmanöver zeigt Abbildung 9.4. Abbildung 9.7.a, Abbildung 9.7.b und Abbildung 9.7.c zeigen die Ergebnisse beim doppelten Fahrspurwechsel nach ISO 3888-2 bei konstanter Geschwindigkeit von 60 km/h. Auch hier zeigt sich deutlich der Einfluss der ESP-Regelungen auf das Fahrverhalten.

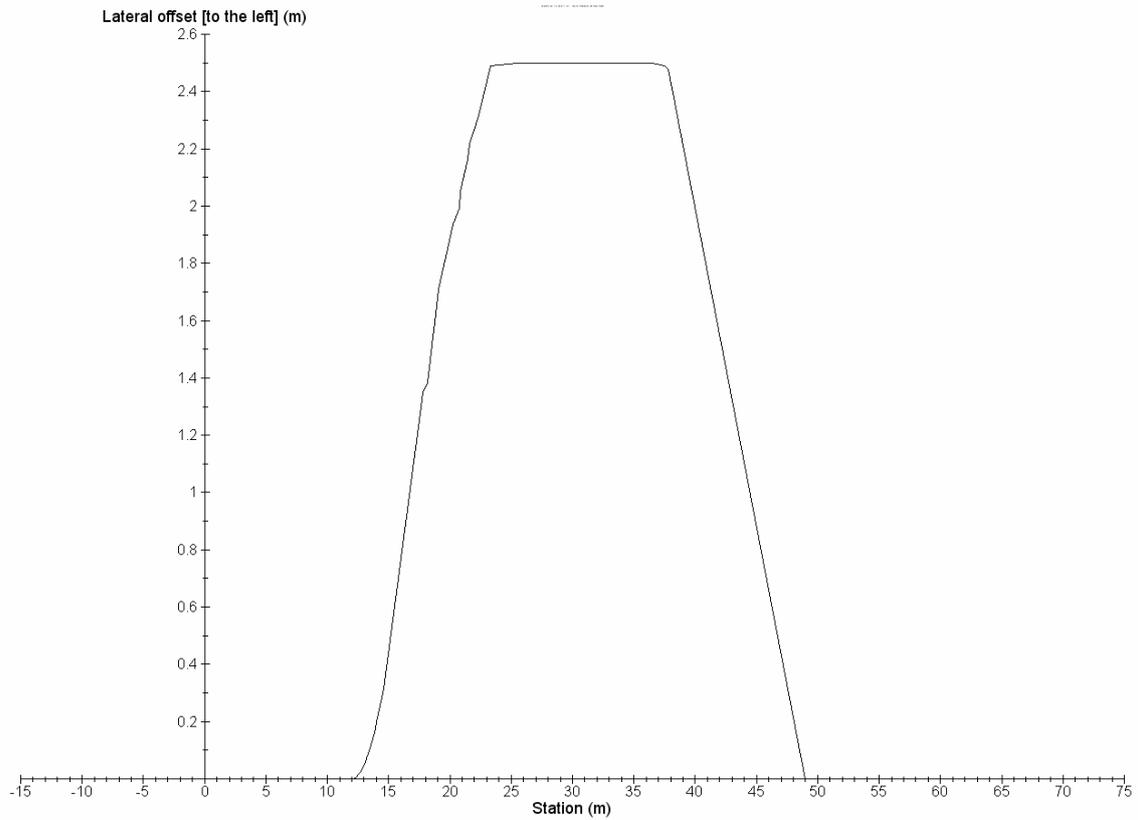


Abbildung 9.6: Sollstrecke beim Doppelten Fahrspurwechsel (ISO 3888-2)

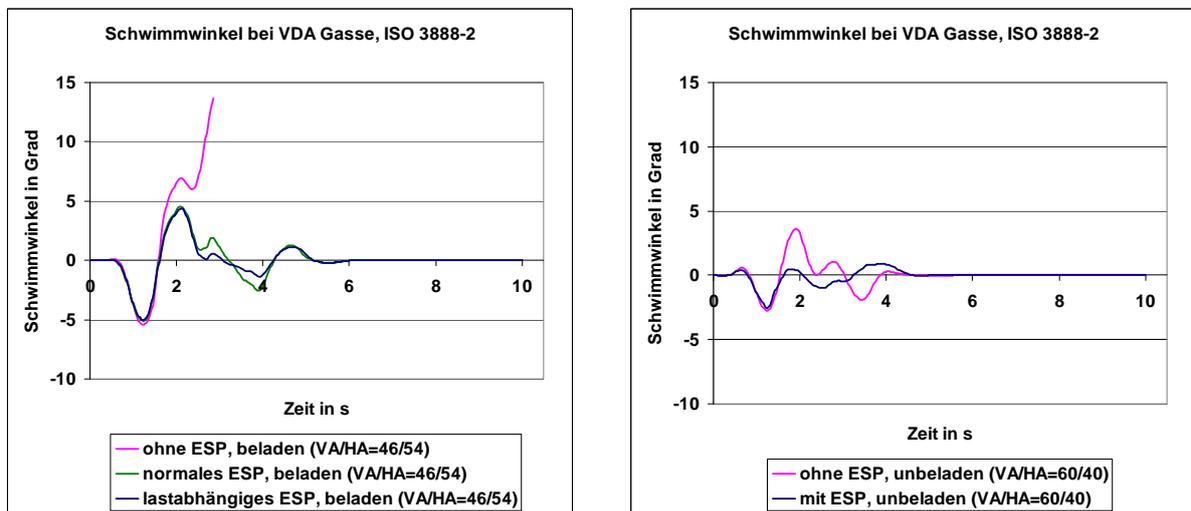


Abbildung 9.7a : Ergebnisse von doppelten Fahrspurwechsel (ISO 3888-2) bei ESP (Vergleich von beladenem und unbeladenem Fahrzeug)

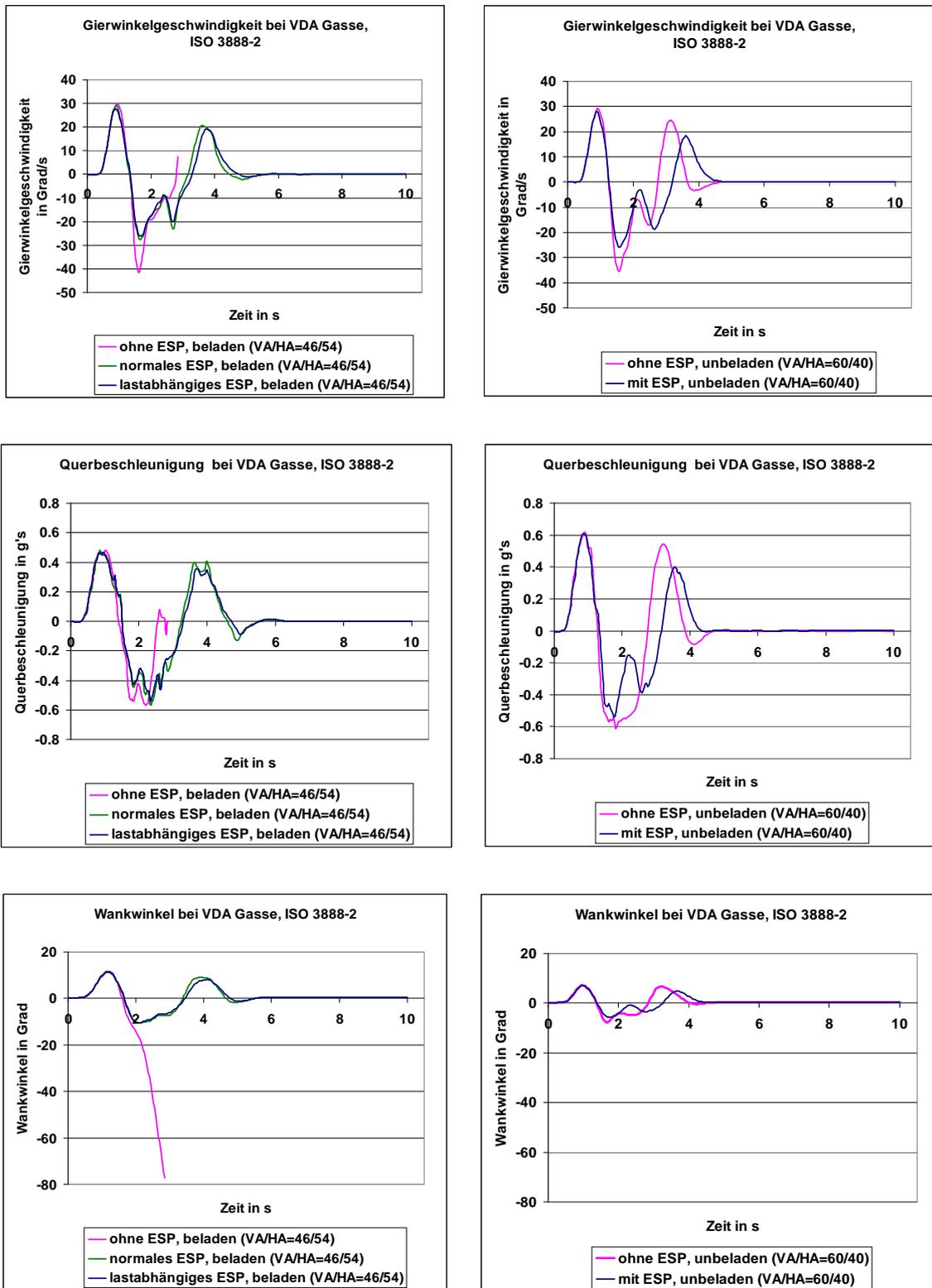


Abbildung 9.7.b: Ergebnisse von doppelten Fahrspurwechsel (ISO 3888-2) bei ESP (Vergleich von beladenem und unbeladenem Fahrzeug)

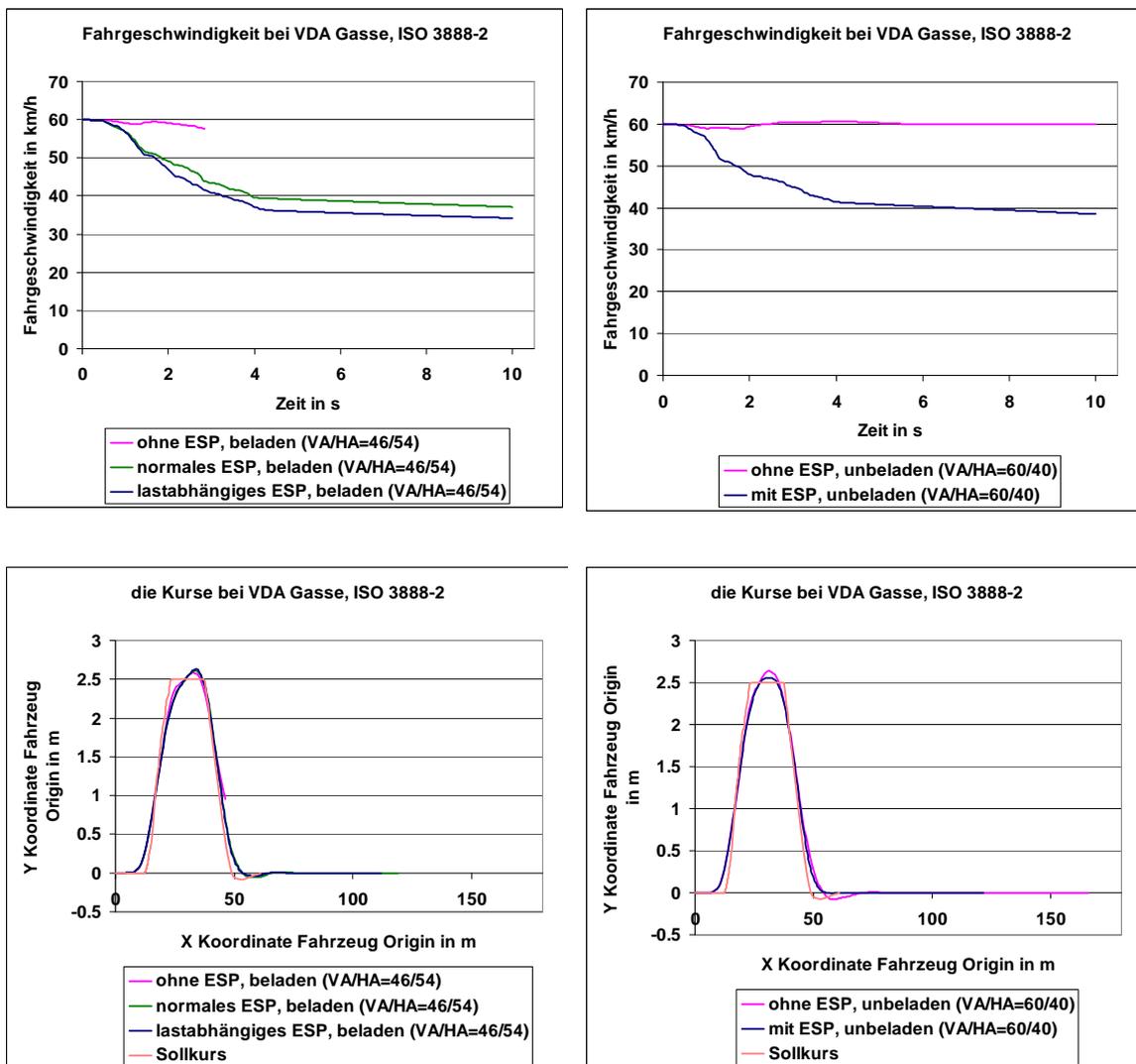


Abbildung 9.7.c: Ergebnisse von doppelten Fahrspurwechsel (ISO 3888-2) bei ESP (Vergleich von beladenem und unbeladenem Fahrzeug)

Die Abbildungen 9.7 zeigen das Fahrmanöver des beladenen hecklastigen Fahrzeugs ohne ESP, mit ESP und mit lastabhängigem ESP. Die rechten Diagramme zeigen auch hier die Fahrmanöver in unbeladenem Zustand. Die unteren Diagramme zeigen die von CarSim eingehaltene Sollspur des Fahrzeugs. Ohne Beladung wird das Fahrzeug durch den ESP-Eingriff von 60 km/h auf ca. 40 km/h abgebremst. Beim beladenen Zustand verringert sich durch das ESP die Geschwindigkeit auf ca. 35 km/h. Die Schwimmwinkelmaxima zeigen mit normalen und mit lastabhängigem ESP keine so signifikanten Unterschiede wie

beim doppelten Fahrspurwechsel, jedoch ist der Verlauf des Schwimmwinkels gleichmäßiger, welches auch auf einen stabileren Fahrzustand hinweist.

Das beladene Fahrzeug ohne ESP, kippt nach etwa 3 sec. des Fahrmanövers um. Die Fahrzeuge mit ESP schaffen dieses Fahrmanöver ohne Umkippen.

Mit dem unbeladenen Fahrzeug sind die Fahrmanöver mit und ohne ESP ohne Umkippen durchführbar. Mit ESP wird das Fahrzeug auf Grund des doch kritischen Fahrzustandes auf ca. 40 km/h abgebremst. Bedingt durch die dadurch geringere Fahrgeschwindigkeit werden hier geringere Werte für die Querbesehleunigung erreicht, wodurch auch geringere Wankwinkel auftreten. Die durch den Bremsvorgang geringeren Schwimmwinkel weisen auch auf einen stabileren Fahrzustand hin.

### **9.3 ESP beim Lenkwinkelsprung**

Der „Lenkwinkelsprung“ dient zur Untersuchung des Übergangsverhaltens eines Fahrzeuges aus der Geradeausfahrt in eine stationäre Kreisfahrt. Dabei wird das Fahrzeug durch eine abrupte Lenkraddrehung aus der Geradeausfahrt in einen Kreisbogen hineingelenkt.

Bei der Durchführung der Fahrdynamiksimulation werden folgende fahrdynamische Größen des Fahrversuches ausgelesen:

- Querbesehleunigung
- Gierwinkelgeschwindigkeit
- Schwimmwinkel
- Wankwinkel

In Abbildung 9.8 ist die Lenkwinkleingabe beim Lenkwinkelsprung bzw. beim Verreißtest des Simulationsprogramms CarSim dargestellt, welches als Grundlage für die Durchführung der Fahrversuche dient [29].

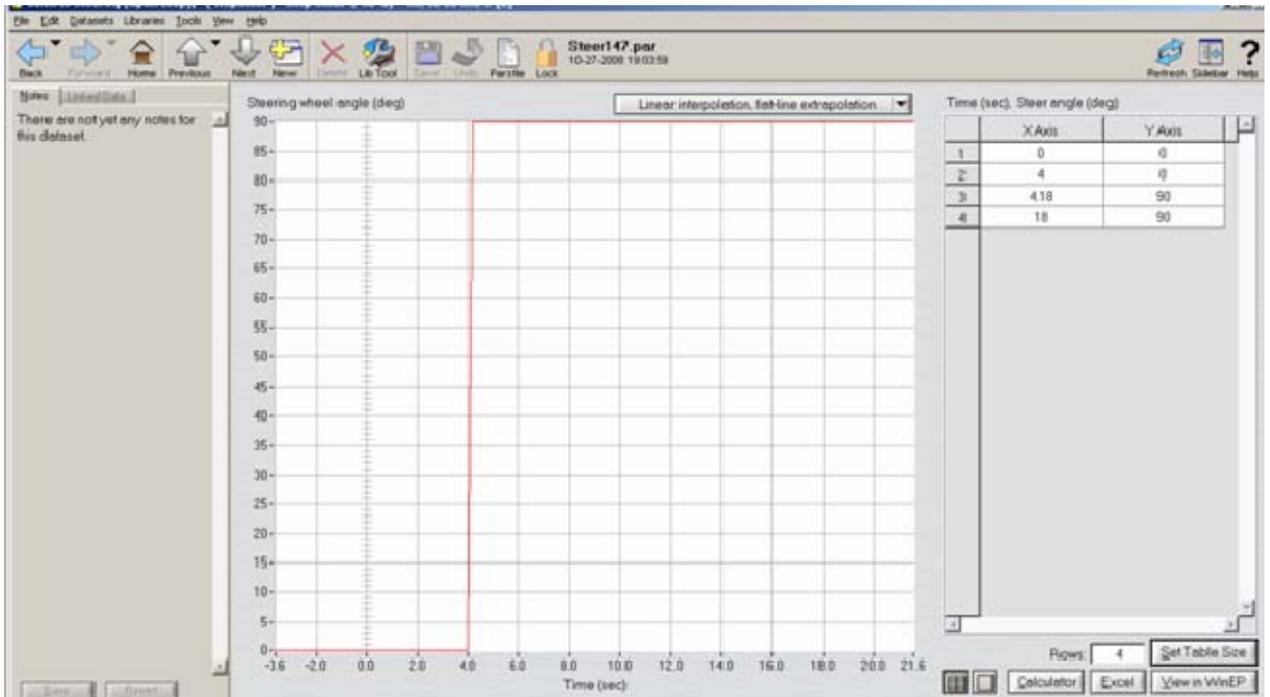


Abbildung 9.8: Lenkwinkel eingabe beim Lenkwinkelsprung

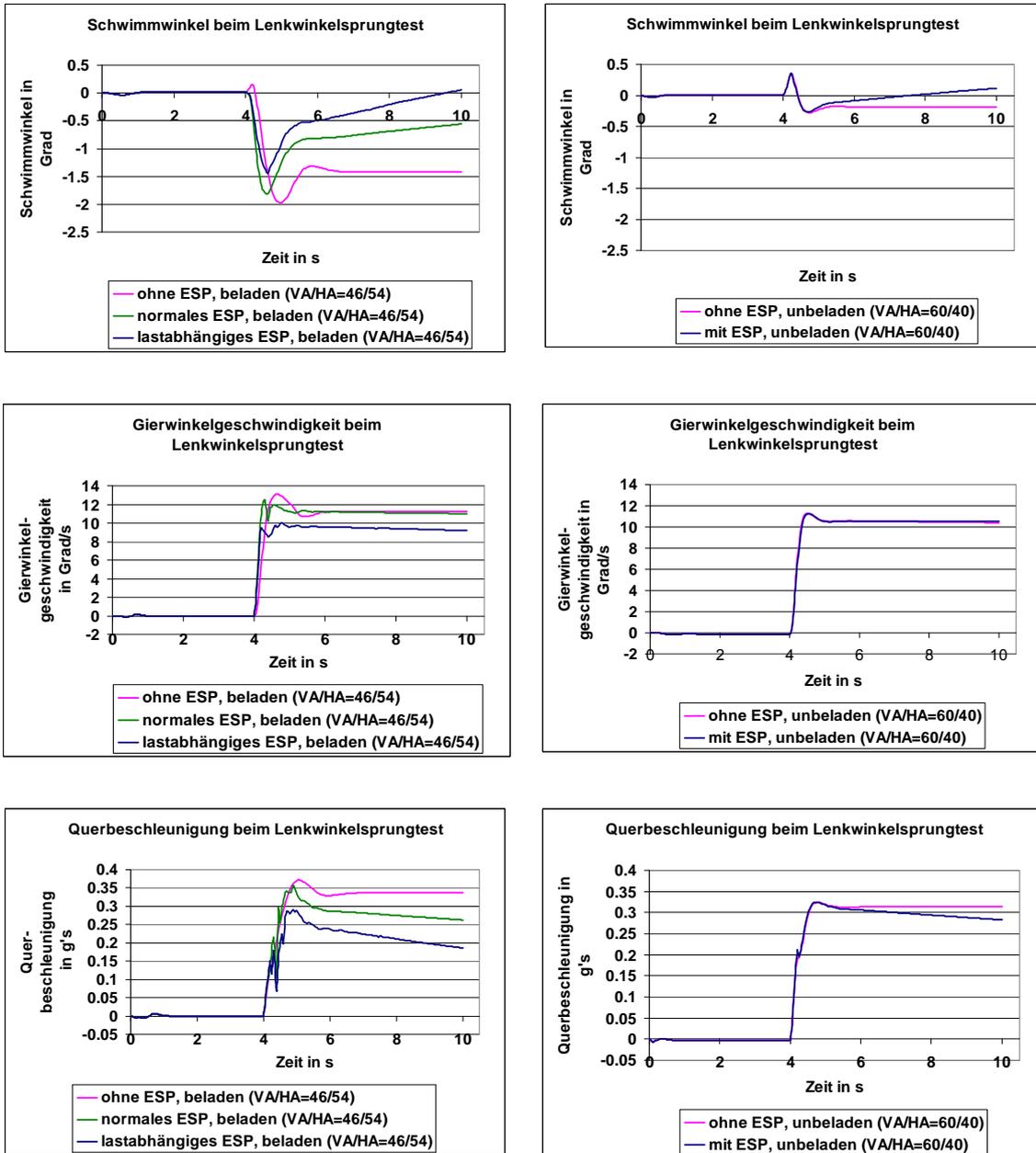


Abbildung 9.9a : Ergebnisse vom Lenkwinkelsprungtest bei ESP (Vergleich von beladenem und unbeladenem Fall)

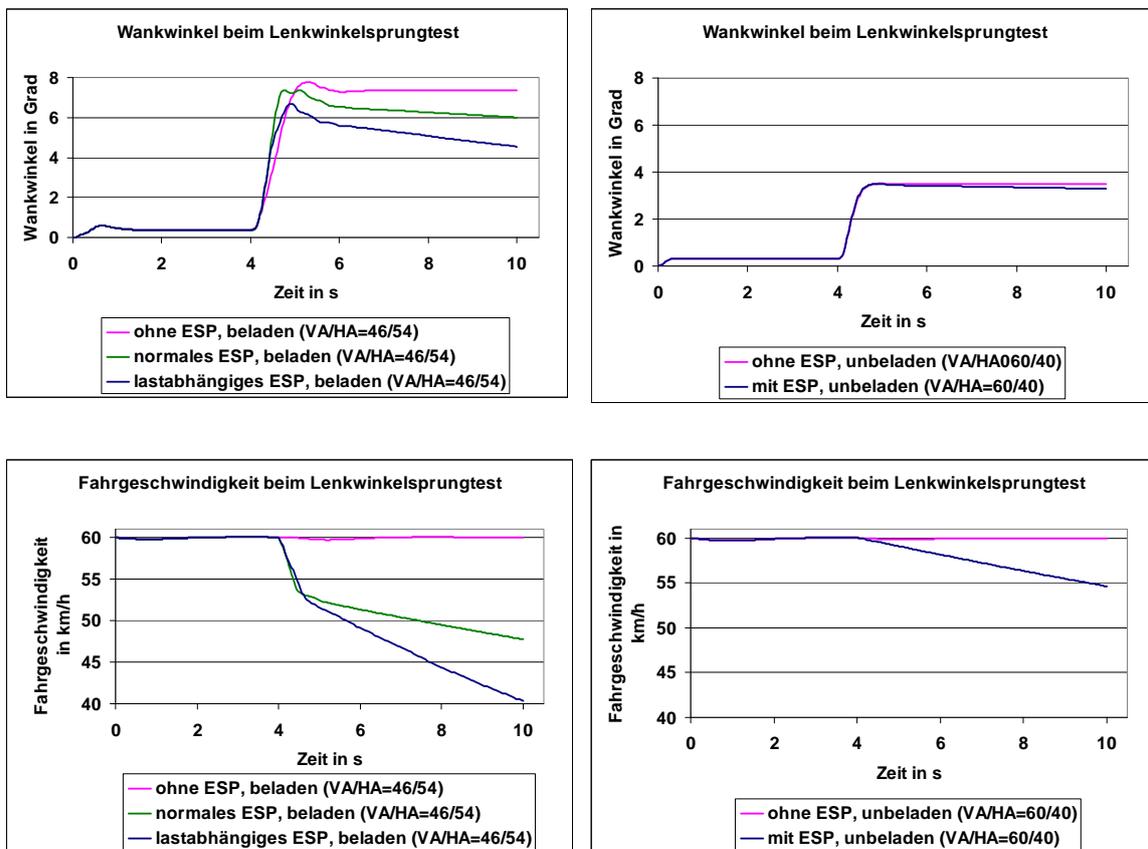


Abbildung 9.9b : Ergebnisse vom Lenkwinkelsprungtest bei ESP  
(Vergleich von beladenem und unbeladenem Fahrzeug)

Das Simulationsfahrzeug wird dabei mit einer konstanten Testgeschwindigkeit von 60 km/h bewegt. Während der stationären Geradeausfahrt mit dieser Geschwindigkeit wird der Lenkradwinkel bei dem hier durchgeführten Fahrmanöver mit einer Drehgeschwindigkeit von  $500^\circ/\text{s}$  auf  $90^\circ$  erhöht. Nach dem Einschwingvorgang beim Verreißen des Lenkrades sollen in der dann vorliegenden stationären Kreisfahrt wieder stationäre Werte der Bewegungsgrößen vorliegen. Da bei den Fahrzeugen mit ESP bei dem Fahrmanöver durch den Bremseneingriff eine Verzögerung verbunden ist, wird hier bei der Kurvenfahrt die Querbewegung weiter abgebaut. Nur die Fahrzeuge ohne ESP, also ohne Abbremsvorgang halten die stationären Werte bei.

Es ist wieder deutlich zu erkennen, dass beim hecklastigen Fahrzeug die größten Schwimmwinkel auftreten. Bei lastabhängigem ESP wird das Fahrzeug durch den Bremseneingriff so abgebremst, dass das Fahrzeug über die Vorderräder

der nach kurvenaußen schiebt, welches sich durch die geringen Schwimmwinkel zeigt.

Das unbeladene Fahrzeug erreicht Querbeschleunigungen von etwas über  $3 \text{ m/s}^2$ . Die Wankwinkel betragen ca.  $3,5^\circ$ . Bei dem beladenen Fahrzeug werden Wankwinkel von ca.  $7^\circ$  erreicht. Dieser fahrdynamische Zustand liegt bei dem Fahrzeug ohne ESP nahe an der Kippgrenze.

## **9.4 ESP bei stationärer Kreisfahrt**

### **9.4.1 Stationäre Kreisfahrt bei konstanter Fahrgeschwindigkeit**

Die „stationäre Kreisfahrt“ zählt zur Gruppe der open-loop-Untersuchungen und ist eines der ältesten Verfahren zur Überprüfung des querdynamischen Verhaltens von Kraftfahrzeugen. Es ist die traditionell angewandte Methode zur Ermittlung der stationären Fahreigenschaften bzw. des Eigenlenkverhaltens, siehe Zwischenbericht 1.

Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte stationäre Kreisfahrt wird mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit und Variation des Lenkradwinkels durchgeführt. Die Fahrgeschwindigkeit beträgt dabei  $80 \text{ km/h}$ , wobei der Lenkradwinkel mit einer Drehgeschwindigkeit von  $1,3 \text{ }^\circ/\text{s}$  von  $0^\circ$  auf  $130^\circ$  erhöht wird. Der linear anwachsende Lenkradwinkel führt zu einer höheren fahrdynamischen Beanspruchung. In Abbildung 9.10 ist die Lenkwinkleingabe bei diesem Fahrmanöver dargestellt.

Dieses Fahrmanöver wurde jeweils unbeladen ( $VA/HA=60/40$ ) mit ESP, beladen mit ESP sowie beladen ( $VA/HA=46/54$ ) mit und ohne Regelung durchgeführt.

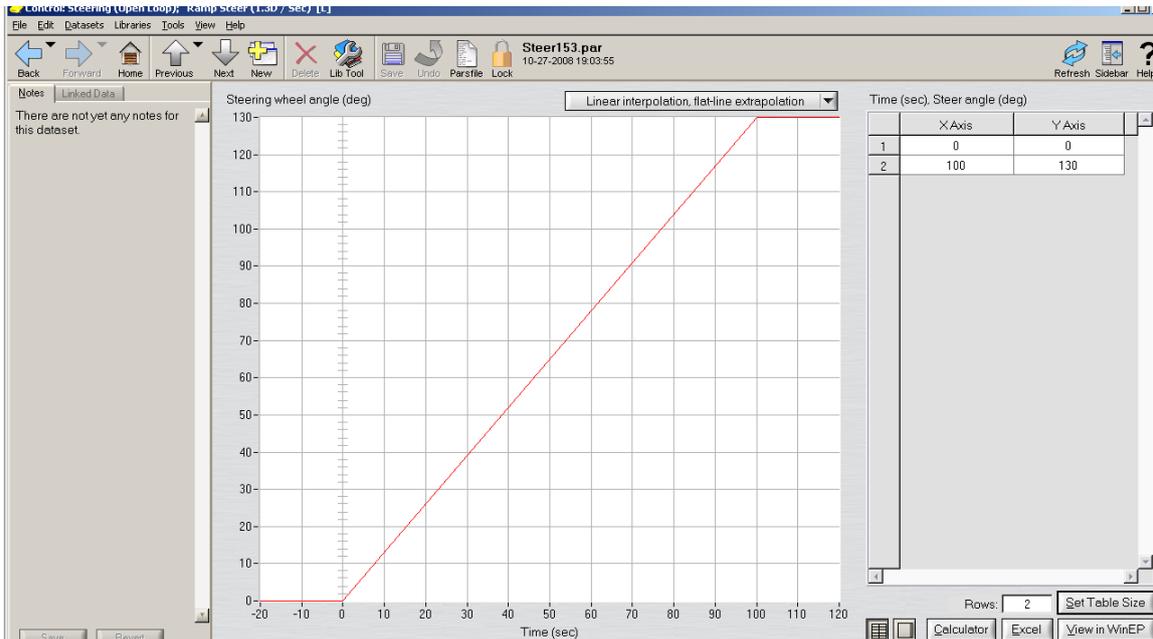


Abbildung 9.10: Lenkwinkel eingabe bei Stationärer Kreisfahrt

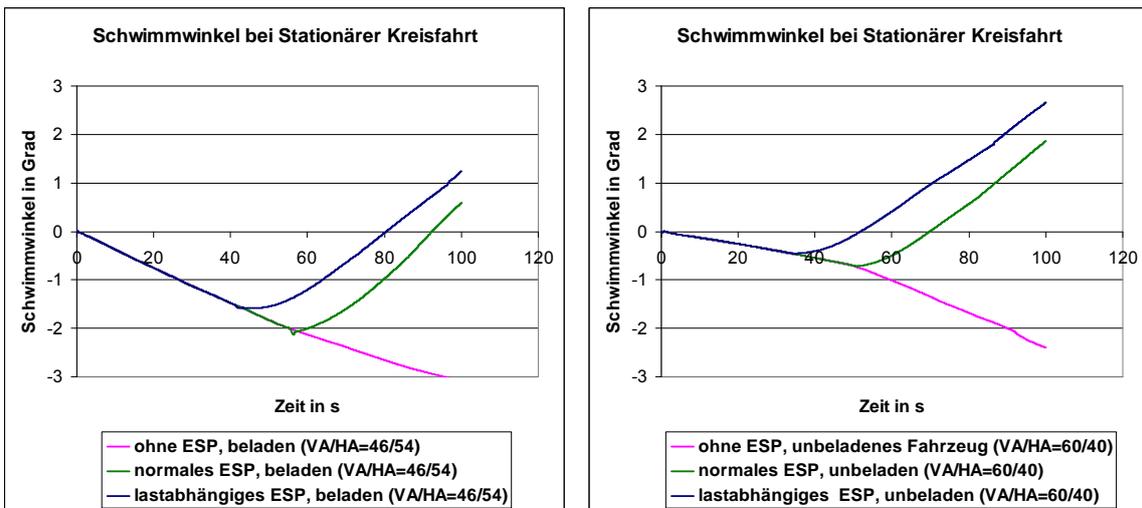


Abbildung 9.11: Ergebnisse der Stationären Kreisfahrt

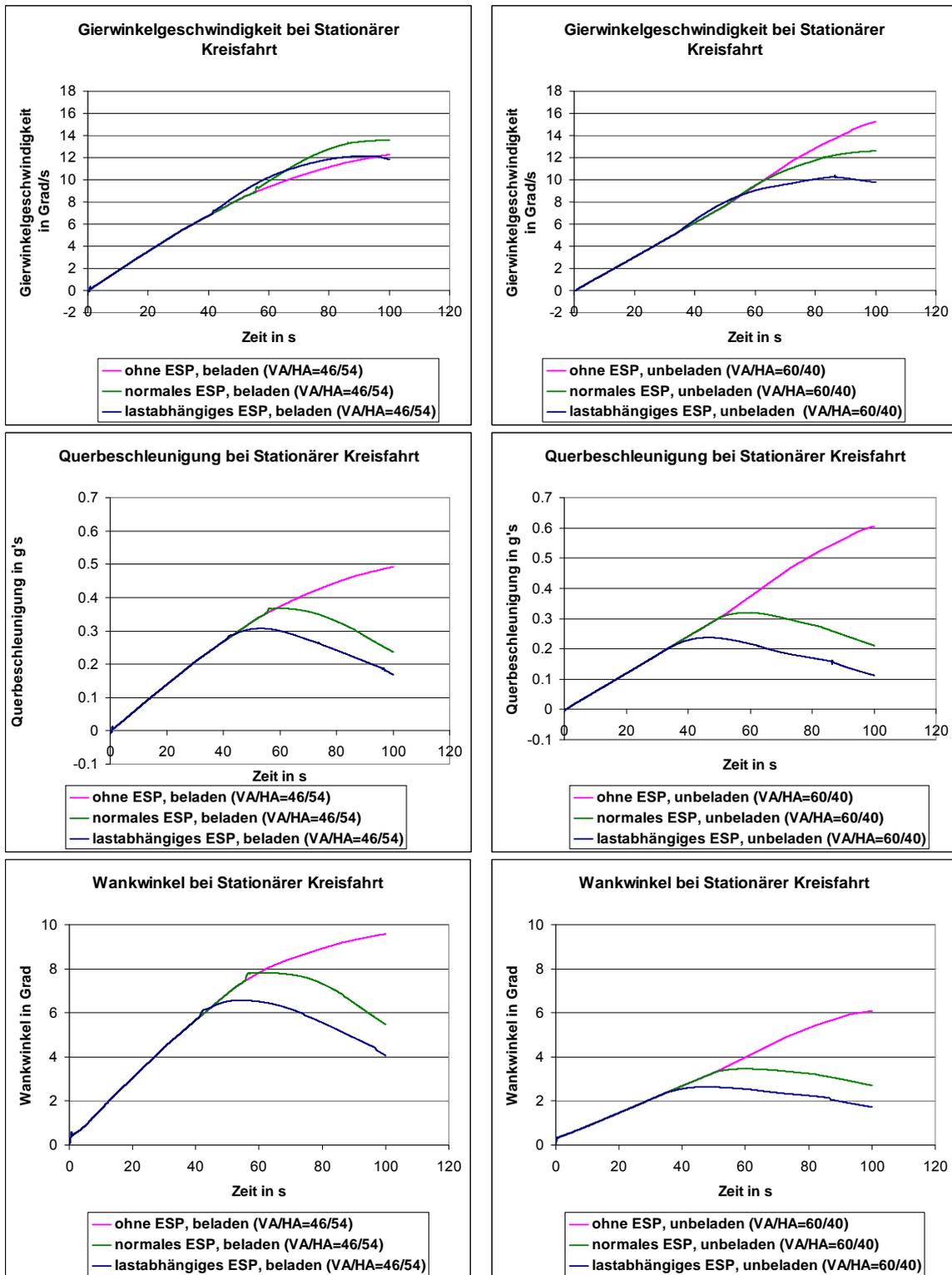


Abbildung 9.11.b: Ergebnisse der Stationären Kreisfahrt

Die Abbildung 9.11a und die Abbildung 9.11b zeigen die Ergebnisse der stationären Kreisfahrt mit  $v = \text{const.}$  und stetig zunehmendem Lenkradwinkel. Zur Ergebnisdarstellung werden folgende Größen mit Hilfe des Simulationsprogramms ermittelt

- Schwimmwinkel
- Gierwinkelgeschwindigkeit
- Querbearschleunigung
- Wankwinkel

Abbildung 9.11a zeigt, dass ohne ESP die größten Schwimmwinkel auftreten. Das beladene Fahrzeug erreicht durch Querstellen Schwimmwinkel bis zu  $3^\circ$ , das unbeladene Fahrzeug erreicht Schwimmwinkel bis ca.  $2,3^\circ$ . Die Zunahme des Schwimmwinkels erfolgt bei dem beladenen Fahrzeug wesentlich früher als bei dem unbeladenen Fahrzeug. Bei dem lastabhängigen ESP erfolgt der Bremseneingriff eher, womit eine relativ frühe Verringerung der Werte von Schwimmwinkel, Querbearschleunigung und Wankwinkel einhergeht. Die Vorzeichenumkehr des Schwimmwinkels, lässt erkennen, dass das Fahrzeug teilweise überbremst wird und sich anders quer stellt. Hier ist sicherlich noch eine weitere Optimierung des ESP-Reglers notwendig. Das unbeladene Fahrzeug erreicht bei der Kurvenfahrt Querbearschleunigungen von bis zu  $6 \text{ m/s}^2$ . Durch den höheren Schwerpunkt werden bei dem beladenen Fahrzeug Wankwinkel von fast  $9^\circ$  erreicht, die durch den Regeleingriff des lastabhängigen ESP auf ca.  $4^\circ$  verringert werden.

Zur besseren Veranschaulichung der Ergebnisse werden die fahrdynamischen Kenngrößen häufig als Funktion der fahrdynamischen Beanspruchung, also als Funktion der Querbearschleunigung aufgetragen, Abbildung 9.12. Die Diagramme zeigen u. a., dass der Wankwinkel fast linear mit der Querbearschleunigung zunimmt, und zwar steigt der Wankwinkelgradient mit zunehmender Beladung. Die größten Schwimmwinkel werden beim beladenen Fahrzeug ohne ESP erreicht. Die Beladung beeinflusst das Fahrzeug in Richtung übersteuern.

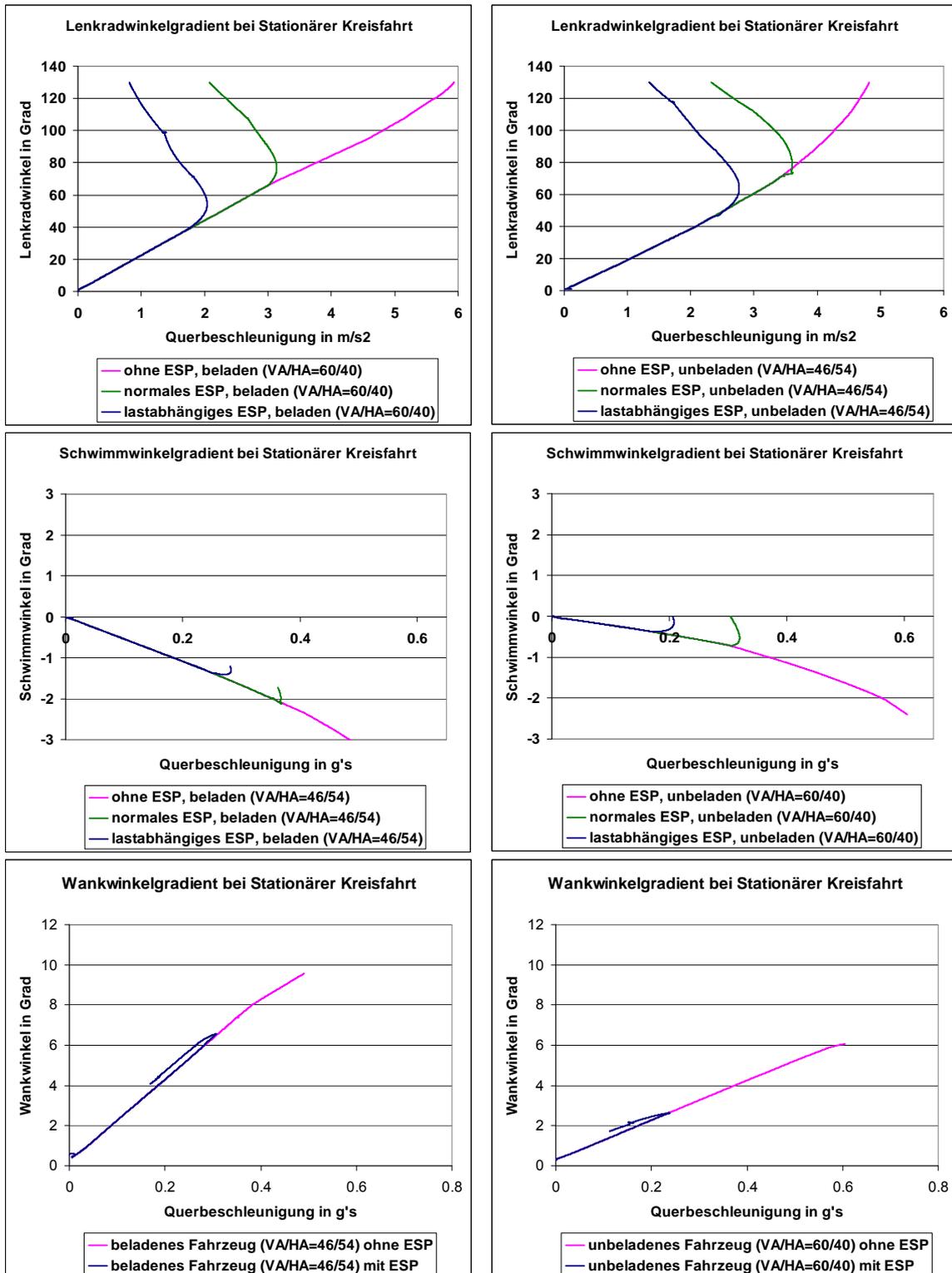


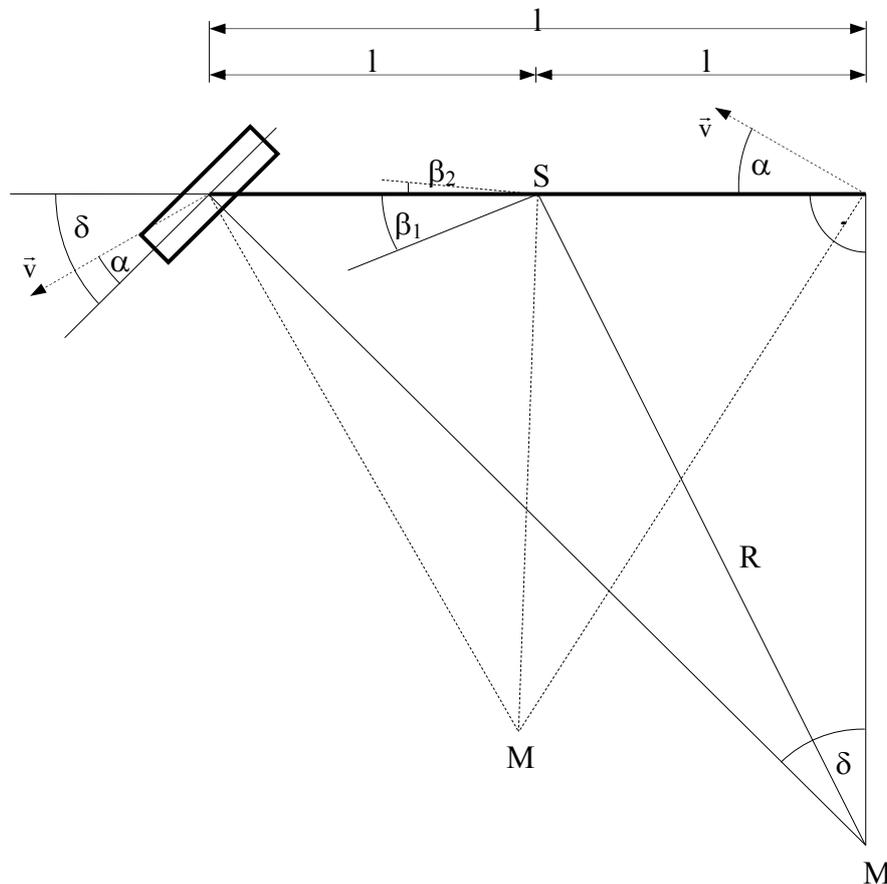
Abbildung 9.12: Ergebnisdarstellung der stationären Kreisfahrt als Funktion der Querbeschleunigung

### **9.4.2 Stationäre Kreisfahrt bei konstantem Radius**

Die stationäre Kreisfahrt ist ein Fahrmanöver, welches zur Bestimmung des Eigenlenkverhaltens eines Fahrzeugs dient. Es wird dabei z. B. einer konstanten Fahrgeschwindigkeit der Lenkwinkel stetig erhöht. Aufgrund der meist begrenzten Fahrdynamikflächen wird jedoch die stationäre Kreisfahrt meist mit konstantem Radius durchgeführt. Hierbei wird die Fahrgeschwindigkeit langsam gesteigert, so dass das Fahrzeug den möglichen Bereich der Querschleunigung durchfährt. Der Lenkradwinkel wird durch den Fahrer so variiert, dass sich das Fahrzeug auf der vorgegebenen Kreisfahrt bewegt.

Aus diesen Versuchen wird das Eigenlenkverhalten des Fahrzeugs bestimmt und durch den Eigenlenkgradienten EG definiert, Zwischenbericht 1.

Da standardmäßig in CarSim die Kreisfahrt mit  $v=\text{const.}$  und stetig zunehmendem Lenkradwinkel durchgeführt wird, die realen Fahrversuche jedoch mit  $r=\text{const.}$  durchgeführt werden, ist eine Umrechnung erforderlich. Der Sachverhalt sei am sogenannten „Einspurmodell“ erläutert. Bei dieser Modellvorstellung werden die Achsen eines Fahrzeugs auf einen Punkt reduziert, so dass alle sich an einer Achse befindenden Räder zusammenfallen. Das nun nur noch eindimensionale Modell ist in Abbildung 9.13 dargestellt.



$\delta_A$ : Lenkwinkel am Rad	$\vec{v}$ : Geschwindigkeitsvektoren der Räder
$\alpha_v$ : Schräglaufwinkel am Vorderrad	$l$ : Radstand
$\alpha_h$ : Schräglaufwinkel am Hinterrad	$R$ : Kurvenradius für $\alpha_v = \alpha_h = 0$
$\beta_1$ : Schwimmwinkel für $\alpha_v = \alpha_h = 0$	$M_1$ : Kurvenmittelpunkt für $\alpha_v = \alpha_h = 0$
$\beta_2$ : Schwimmwinkel für $\alpha \neq 0$	$M_2$ : Kurvenmittelpunkt für $\alpha \neq 0$

Abbildung 9.13: Einspurmodell

Für die stationäre Kreisfahrt geht man von der Kreisfahrtgeometrie nach „Ackermann“ aus. Bei dieser Vorstellung sind die Schräglaufwinkel, d.h. die Winkel zwischen Radlängsachse und der Bewegungsrichtung des Rades ( $\rightarrow$  Geschwindigkeitsvektor  $\vec{v}$ ), gleich Null. Ändert sich nun lediglich der Lenkwinkel und damit der gefahrene Kurvenradius so ergibt sich für eine konstante Fahrgeschwindigkeit folgender Zusammenhang für den Lenkwinkel  $\delta_A$  und die Querschleunigung  $a_y$ :

$$\delta_{A,R=\text{const.}} = \frac{1}{v^2} \cdot a_y \tag{9.1}$$

Dieser lineare Zusammenhang trifft in der Realität allerdings nicht in der Form zu. Abbildung 9.14 zeigt einen möglichen realen Verlauf im Vergleich zu den idealisierten Verhältnissen nach „Ackermann“.

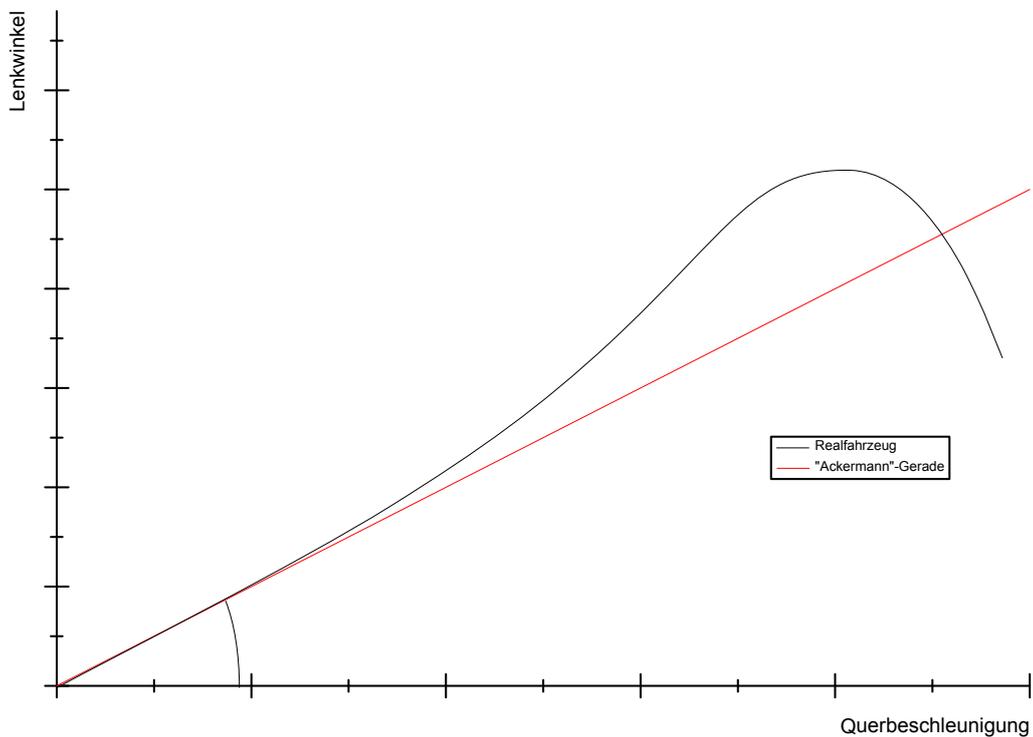


Abbildung 9.14:  $\delta_A(a_y)$  für  $v = \text{const.}$

Es ist erkennbar, dass bei einem möglichen realen Fahrzeug bei dieser rein qualitativen Darstellung mit zunehmender Querbeschleunigung ein überproportional höherer Lenkeinschlag erforderlich ist. Man spricht hierbei von einem untersteuernden Fahrverhalten. Dieses hier progressiv dargestellte Verhalten kann bei höheren Werten der Querbeschleunigung, meist infolge der Antriebskräfte, auch degressiv werden, welches eine Änderung des Fahrverhaltens in Richtung Übersteuern bedeutet.

Der Eigenlenkgradient EG ergibt sich aus der Differenz der Steigungen. Für die Bedingungen am Realfahrzeug und für die ackermanschen Verhältnisse in ausgewählten Bereichen der Querschleunigung gilt.

$$EG = \frac{\delta d_A}{\delta a_y} - \frac{\delta d_{A, \text{Ackermann}}}{\delta a_y} \tag{9.2}$$

Für den anderen bereits angesprochenen Fall, dass der Radius konstant bleibt und die Fahrgeschwindigkeit variiert, gilt folgender sich aus der Geometrie (→ Abbildung 9.15) ergebende Zusammenhang zwischen Lenkwinkel  $\delta_A$  und die Querschleunigung  $a_y$ :

$$\delta_{A, v=\text{const.}} = \frac{l}{R} \cdot i \quad (i : \text{Lenkübersetzung}) \tag{9.3}$$

Auch hier soll der Vergleich mit einem reellen Fahrzeug qualitativ gezeigt werden.

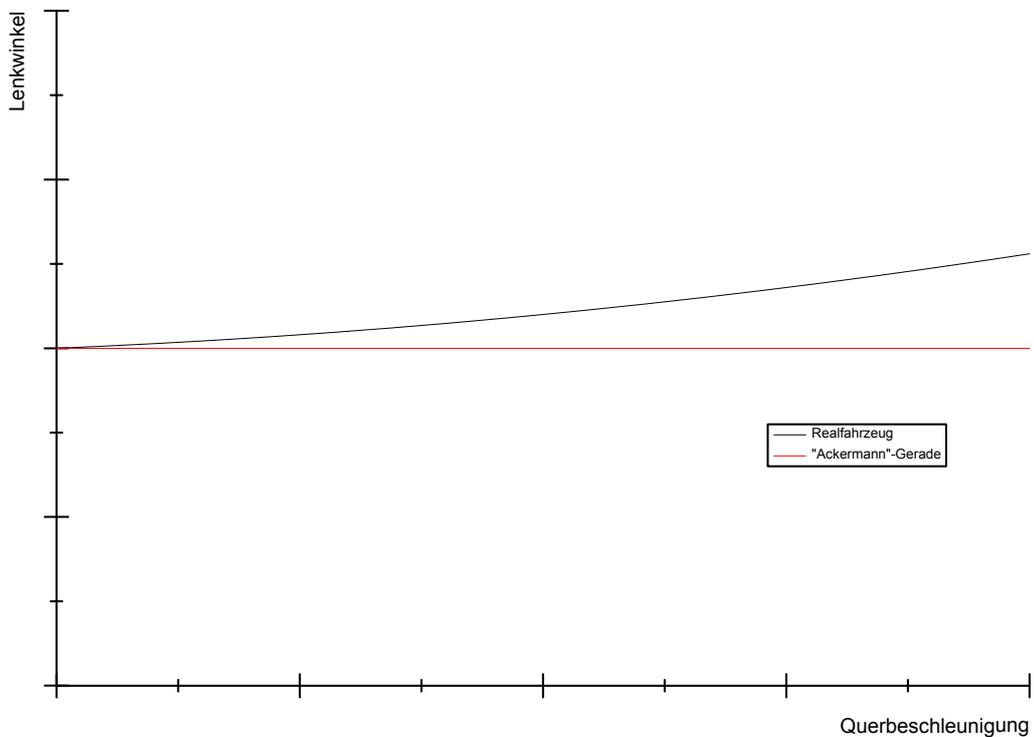


Abbildung 9.15:  $\delta_A(a_y)$  für  $R = \text{const.}$

Der Eigenlenkgradient berechnet sich hier ebenso wie oben bereits angesprochen.

Um auch einen Vergleich mit Messergebnissen bei der stationären Kreisfahrt mit  $r=\text{const.}$  durchführen zu können, ist eine Umrechnung erforderlich. Diese basiert darauf, dass die Abstände der „Ackermann-Geraden“ zu der Kurve für real gemessene Werte bei beiden Fahrmanövern gleich sein müssen.

$$\Delta\delta_1 = \delta_{A,R=\text{const.},\text{mess}} - \frac{1}{v^2} \cdot a_y \quad (9.4)$$

$$\Delta\delta_2 = \delta_{A,v=\text{const.},\text{mess}} - \frac{1}{R} \cdot i \quad (9.5)$$

Mit  $\Delta\delta_1 = \Delta\delta_2$  folgt für  $\delta_{A,R=\text{const.},\text{mess}}$  :

$$\delta_{A,R=\text{const.},\text{mess}} = \frac{1}{R} \cdot i + \delta_{A,v=\text{const.},\text{mess}} - \frac{1}{v^2} \cdot a_y \quad (9.6)$$

Die Ergebnisse dieser Umrechnung zur Bestimmung des Eigenlenkgradienten zeigt Bild 9.16. Das Bild zeigt, dass grundsätzlich untersteuerndes Fahrverhalten vorliegt. Basierend von dem Ackermannlenkwinkel muss der Lenkwinkel zunehmend erhöht werden, um den gewünschten Kurvenradius einzuhalten. Durch den ESP-Regeleingriff werden die max. erreichbaren Querbereitschleunigungen reduziert. Anzumerken ist, dass bei diesem Fahrzeugmodell noch nicht die aktuell vermessenen Fahrzeugdaten des Sprinters verwendet wurden.

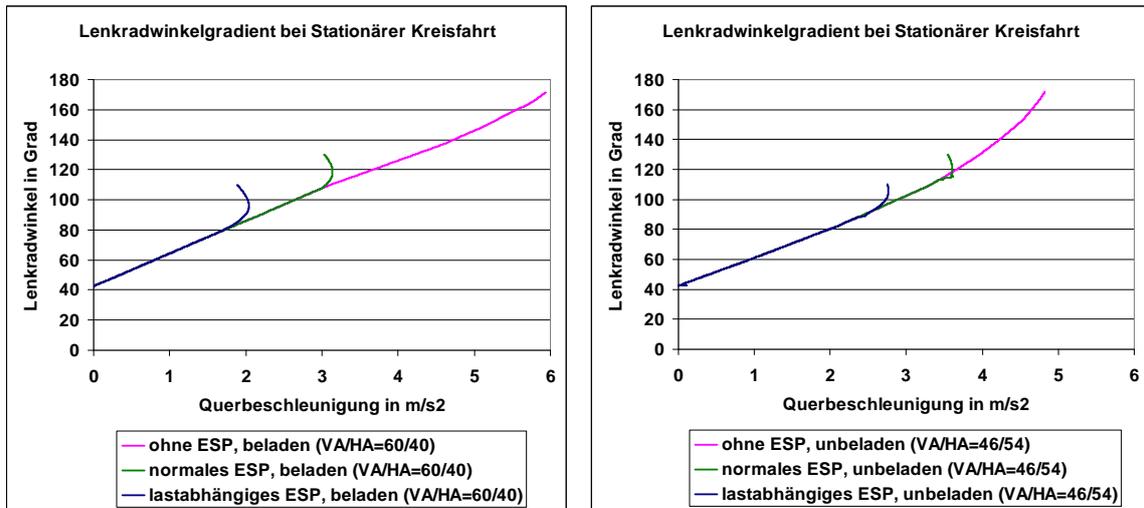


Abbildung 9.16: Lenkradwinkelgradient,  $\delta_A(a_y)$  für  $R = 100\text{m}$ .

## 10 Einbindung des ESP-Reglers in den Fahr Simulator

Der zuvor beschriebene ESP Regler ist noch nicht mit dem Fahr Simulator anwendbar. Um die Echtzeitfähigkeit in Closed-Loop Fahrversuchen mit Einbindung eines realen Fahrers am Fahr Simulator untersuchen zu können muss der ESP Regler über ein Hilfsprogramm an die Eingabeinstrumente des Fahr Simulators angeschlossen werden. Im Einzelnen sind diese die Lenkung und das Gas-/Bremspedal.

RT-LAB wird als echtzeitfähiges Programm genutzt. Dieses kompiliert die gesamte in CarSim eingebundene SIMULINK Datei in einen C-Quellcode durch die „CarSim S-Function“. Als Kommunikationsschnittstellen dienen während der Simulation nur noch Kommunikationsports für Ein- und Ausgang. Über diese müssen sämtliche extern eingebundenen Daten importiert bzw. exportiert werden.

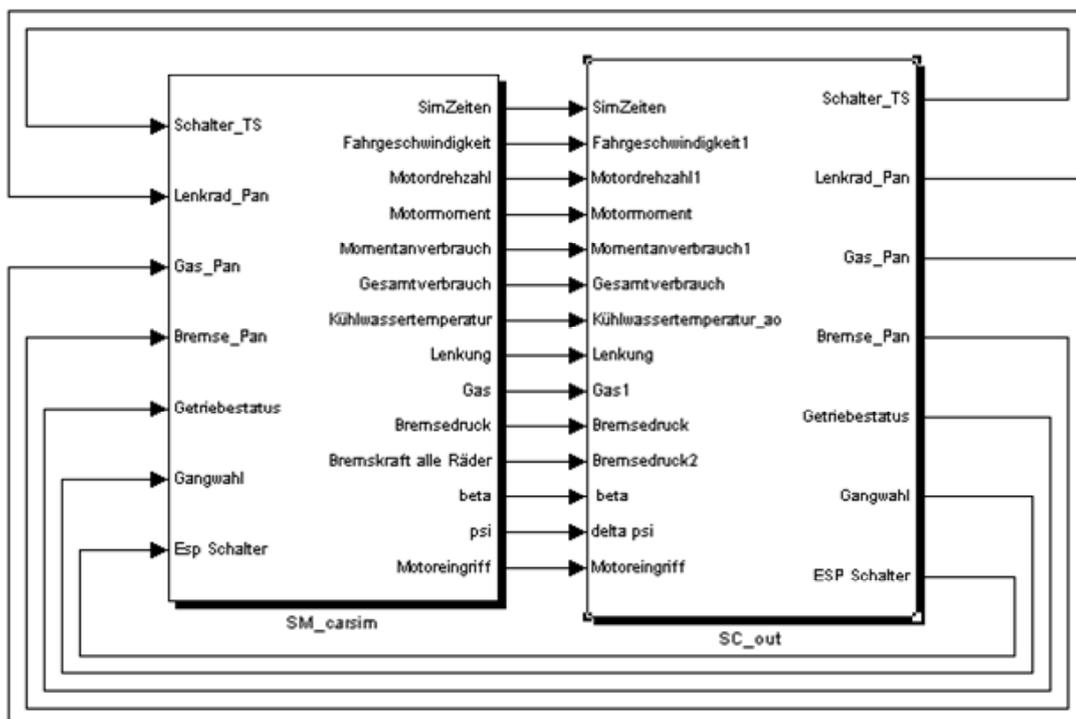


Abbildung 10.1: Blockschaltbild statischer Fahr Simulator 1.Ebene

Abbildung 10.1 zeigt das SIMULINK Blockschaltbild zur Einbindung des ESP - Reglers in den statischen Fahr Simulator. Die gesamte SIMULINK Datei wird vor Simulationsbeginn in C kompiliert.

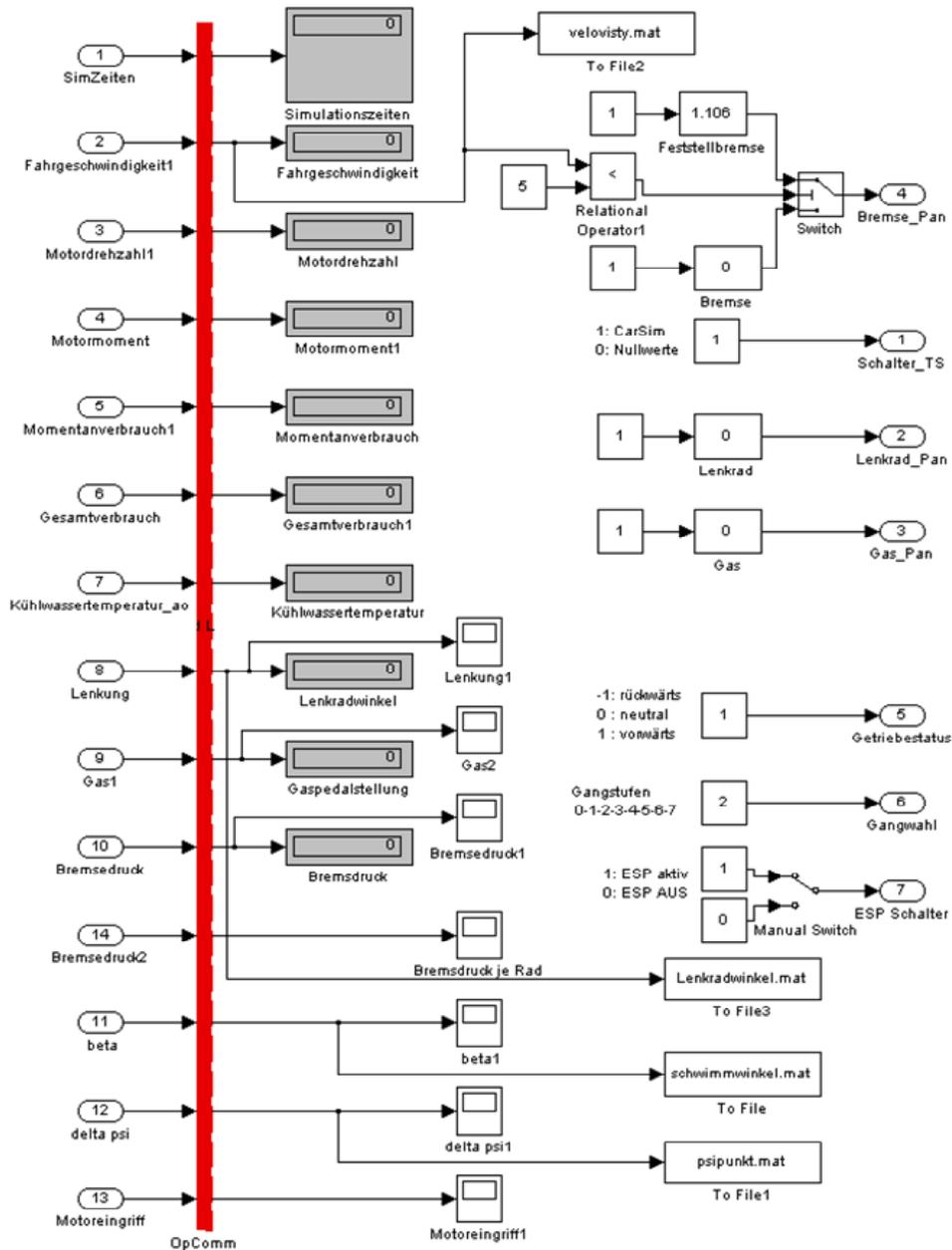


Abbildung 10.2: Blockschaltbild statischer Fahr Simulator 2.Ebene Signalausgang

Abbildung 10.2 zeigt die in rot dargestellte Kommunikationsschnittstelle die bei Simulationsbeginn vorher die festgelegten Parameter aus der Simulation ausliest und in diesem Fall anzeigt, bzw. in eine MATLAB Datei schreibt. Die oben rechts im Bild befindlichen Schnittstellen erlauben einen Offset für die Bedien-

elemente des Fahrers und werden über die Eingangs Kommunikationsstelle in die Simulation geleitet. Abbildung 10.3 zeigt diese Eingangssignale im linken Bildabschnitt. Nach Eintritt in die Simulationsberechnung werden mit den vom Fahrer eingegebenen Signalen für Lenkradwinkel, Gas- und Bremspedal zusammengeführt.

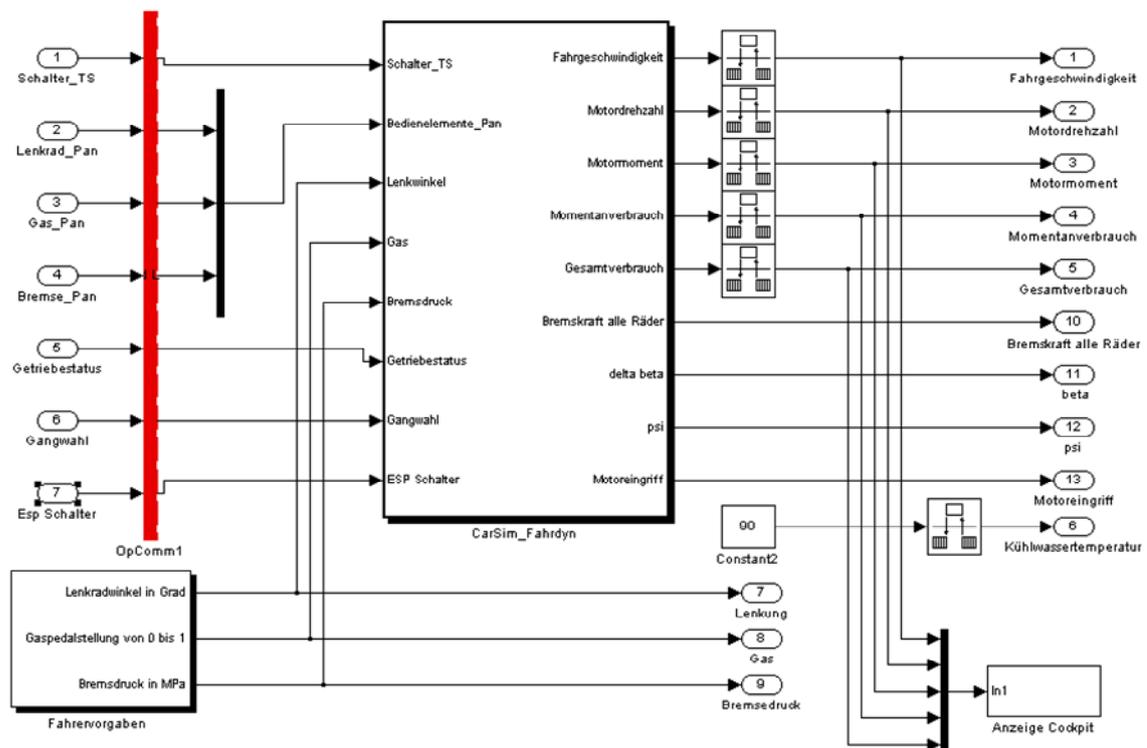


Abbildung 10.3: Blockschaltbild statischer Fahr Simulator 2.Ebene Signaleingang

Die Fahrzeugdaten werden von CarSim direkt in den in C-kompilierten ESP Regler eingelesen und nach Durchlaufen der Regelstrecke innerhalb des C Programms an CarSim zurückgegeben.

Nicht alle Simulink-Bausteine lassen sich in C-Quelltext kompilieren. Bei der Programmierung des Simulink Reglers muss darauf geachtet werden, dass die Kompilierung in C möglich ist.

Bei Schleifen in Simulink kann es passieren, dass das Eingangssignal auch vom gleichzeitigen Ausgangssignal abhängt. In der Simulink Literatur wird dies mit „direct feedthrough“ bezeichnet und man findet eine entsprechende Bemerkung.

kung bei der Beschreibung jedes Blockes. Schleifen, die ausschließlich solche Blöcke enthalten, führen zu der genannten Situation. Sie werden in der Simulink Literatur als „algebraic loop“ (algebraische Schleife) bezeichnet und führen zu einer entsprechenden Warnung im Matlab Arbeitsfenster, sofern diese Warnungen nicht durch eine entsprechende Einstellung der Simulationsparameter unterdrückt wird. In C benötigt eine algebraische Schleife jedoch einen logischen Startwert. Ist dieser nicht explizit bei der Kompilierung vorhanden, kann das Simulink Programm nicht in C umgeschrieben werden. Diese Problematik wurde mit Memory Rückführungsblöcken gelöst.

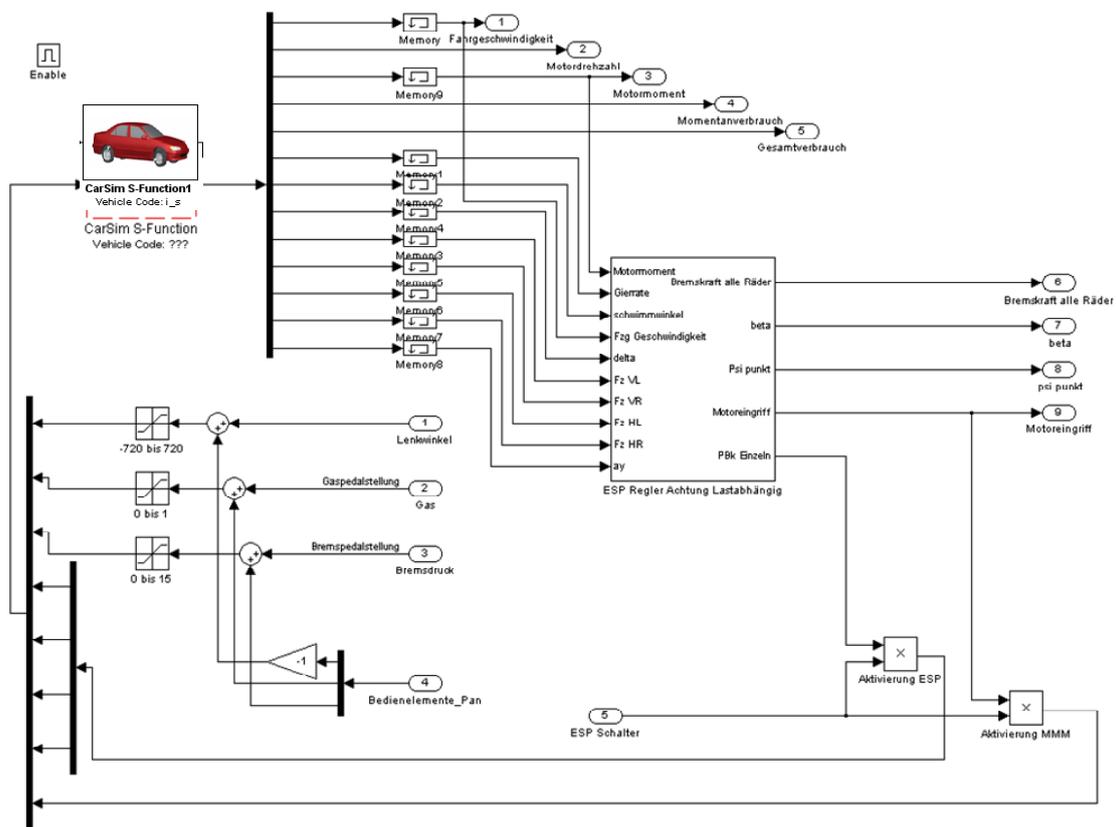


Abbildung 10.4: Blockschaltbild statischer Fahrsimulator 3.Ebene ESP Regler Implementierung

Abbildung 10.4 zeigt das SIMULINK Blockschaltbild zur Einbindung des ESP Reglers in den dynamischen Fahrsimulator (MARS). Die gesamte SIMULINK Datei wird vor Simulationsbeginn in C kompiliert.

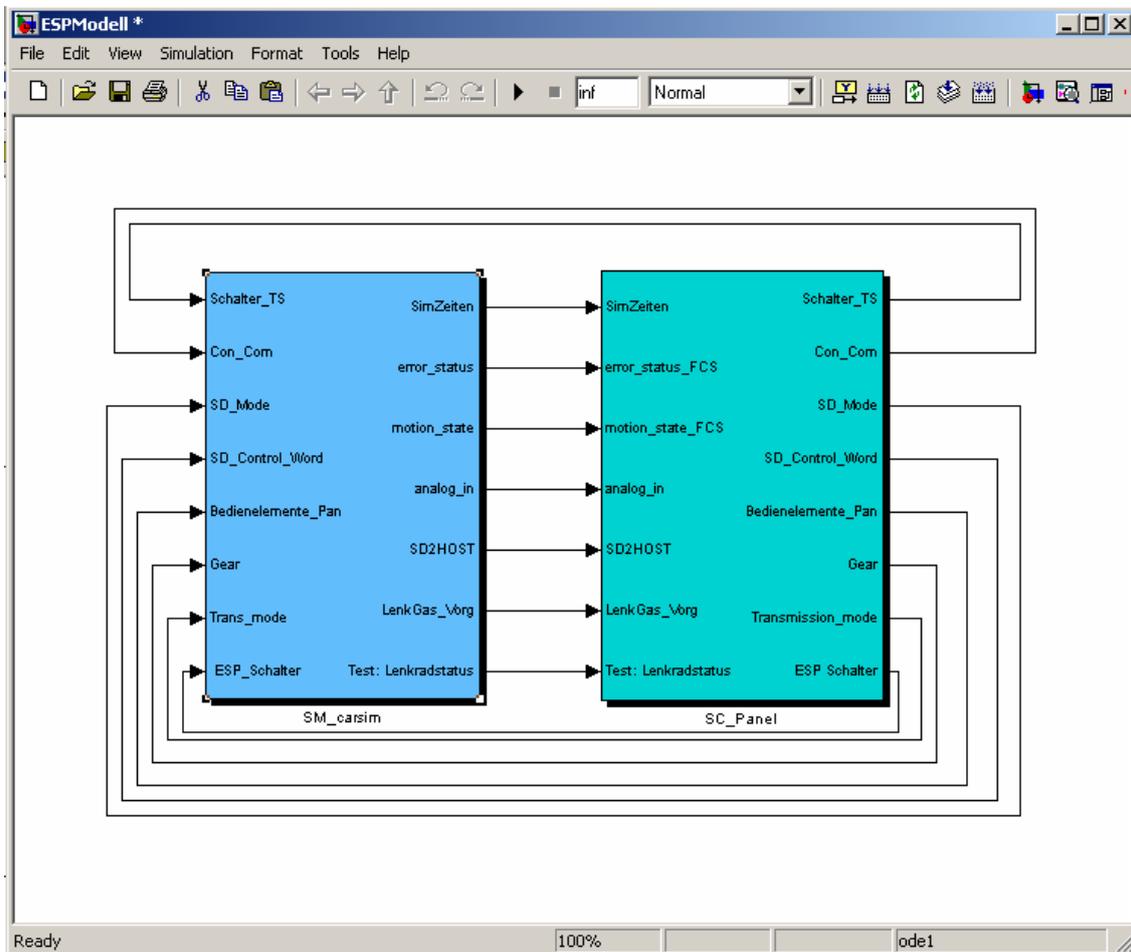


Abbildung 10.5: Blockschaltbild dynamischer Fahr Simulator 1.Ebene

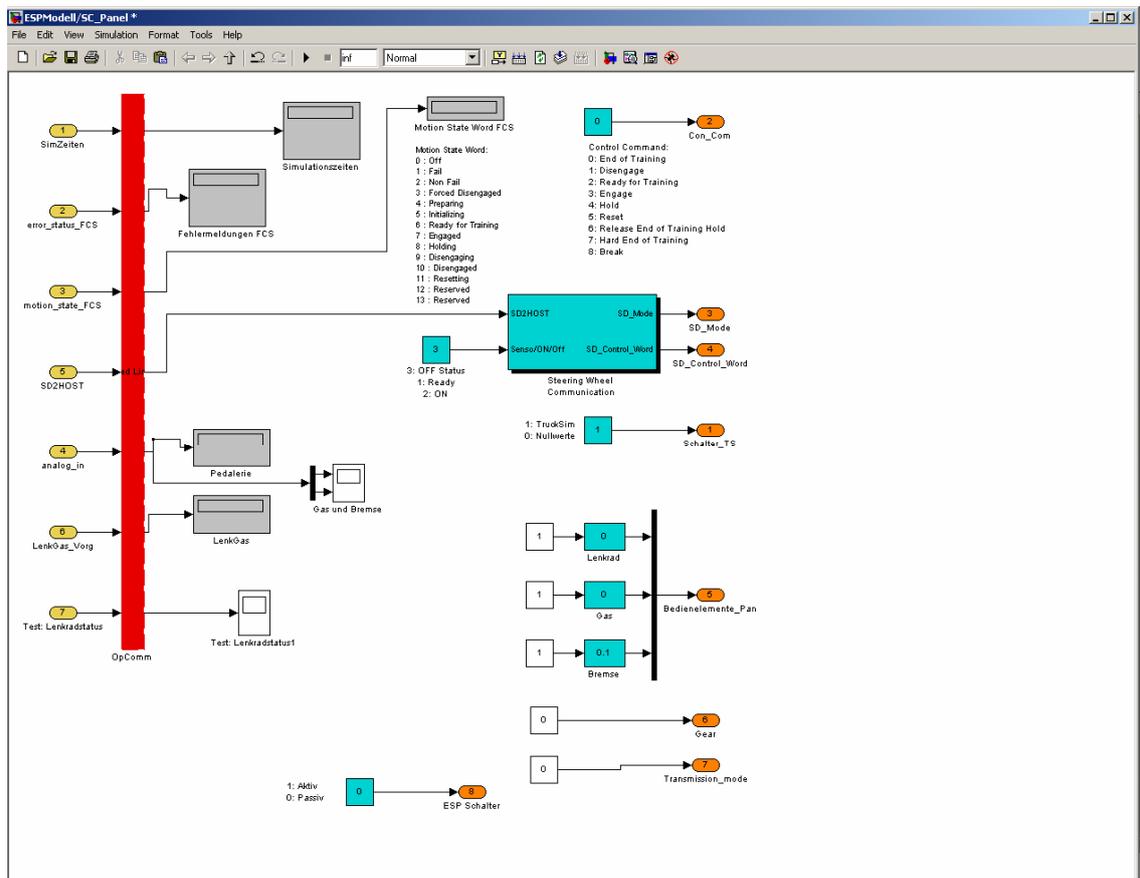


Abbildung 10.6: Blockschaltbild dynamischer Fahr Simulator 2.Ebene Signalausgang

Abbildung 10.6 zeigt die in rot dargestellte Kommunikationsschnittstelle die bei Simulationsbeginn die vorher festgelegten Parameter aus der Simulation ausliest und in diesem Fall anzeigt, bzw. in eine MATLAB Datei schreibt. Die oben rechts im Bild befindlichen Schnittstellen erlauben einen Offset für die Bedienelemente des Fahrers und werden über die Eingangs Kommunikationsstelle in die Simulation geleitet. Abbildung 10.7 zeigt diese Eingangssignale im linken Bildabschnitt. Nach Eintritt in die Simulationsberechnung werden Sie mit den vom Fahrer gewünschten Signalen für Lenkradwinkel, Gas- und Bremspedal zusammengeführt.

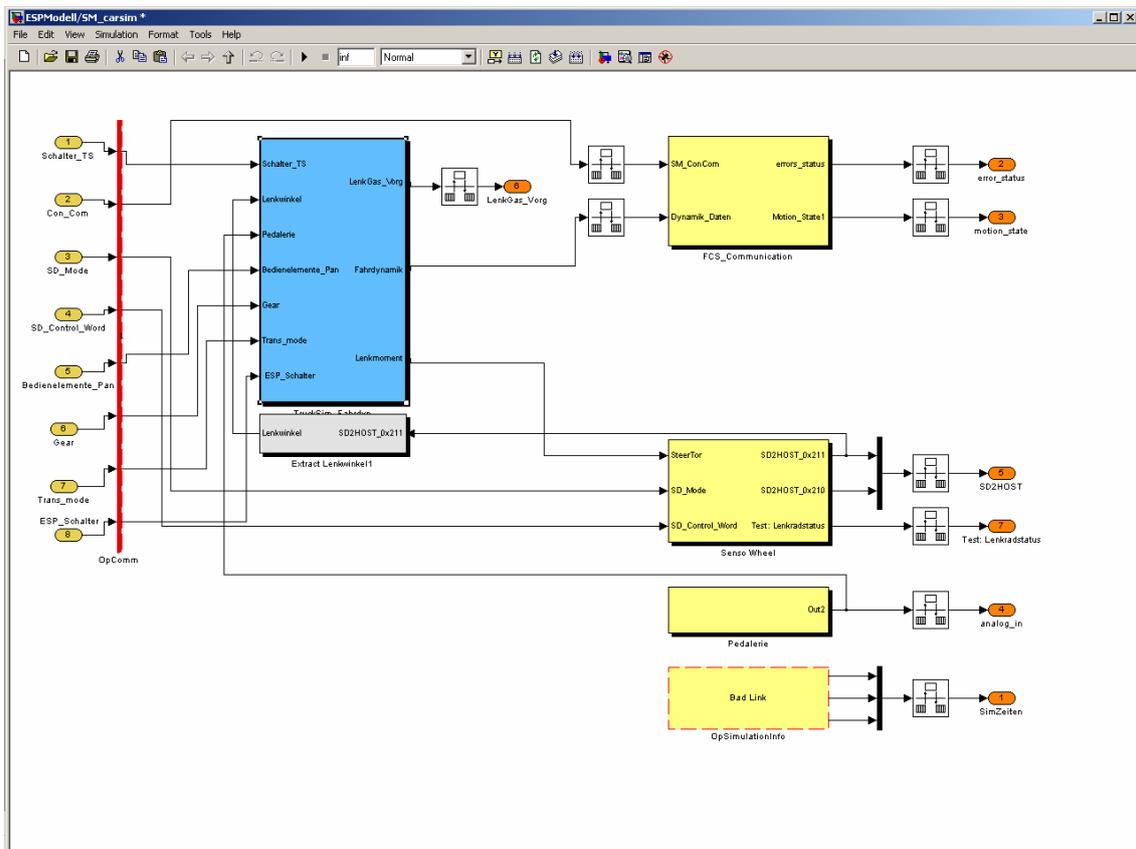


Abbildung 10.7: Blockschaltbild dynamischer Fahr Simulator 2.Ebene Signaleingang

Abbildung 10.7 zeigt das SIMULINK Blockschaltbild zur Einbindung des ESP - Reglers in den dynamischen Fahr Simulator (MARS). Die gesamte SIMULINK Datei wird vor Simulationsbeginn in C kompiliert. Abbildung 10.8 zeigt die Implementierung des ESP-Reglers in den dynamischen Simulator. Abbildung 10.9 und Abbildung 10.10 bzw. zeigen die Skalierung der Bedienelemente und Nachbildung des Rückstellmoments für das Lenkrad.

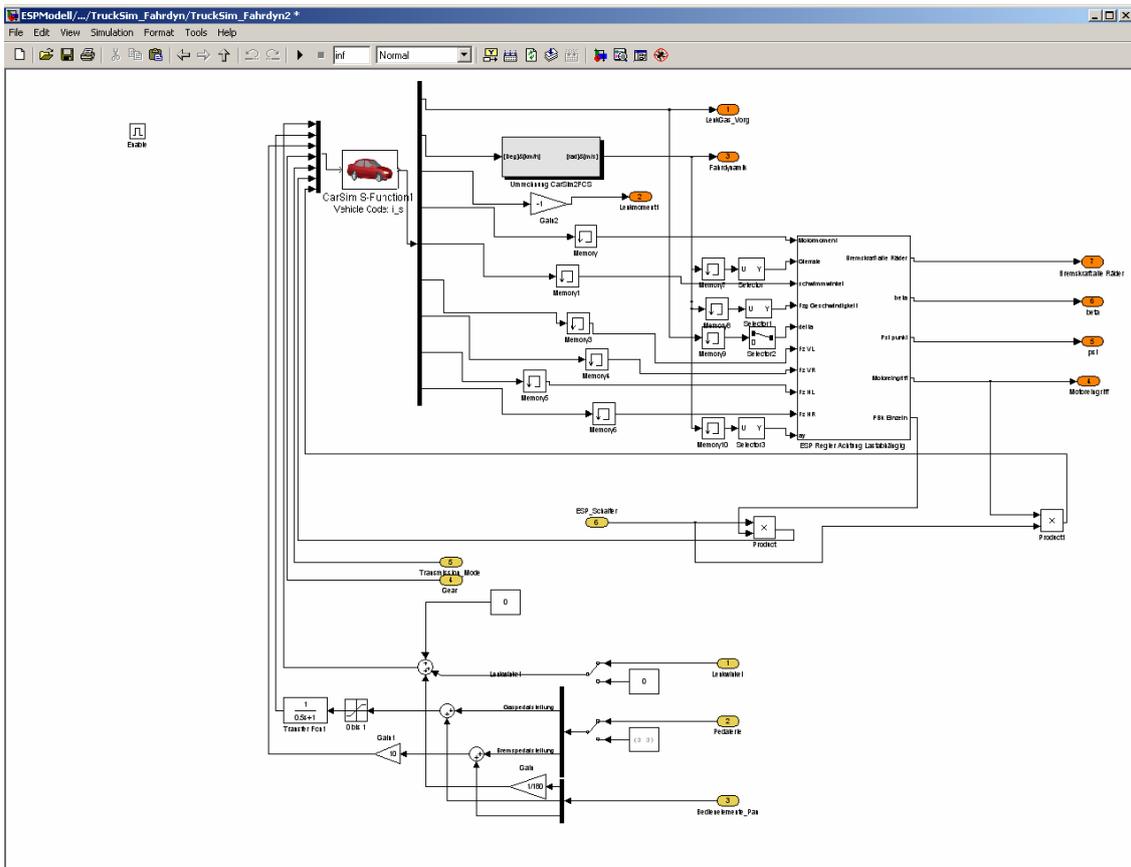


Abbildung 10.8: Blockschaltbild dynamischer Fahr Simulator 3.Ebene ESP Regler Implementierung

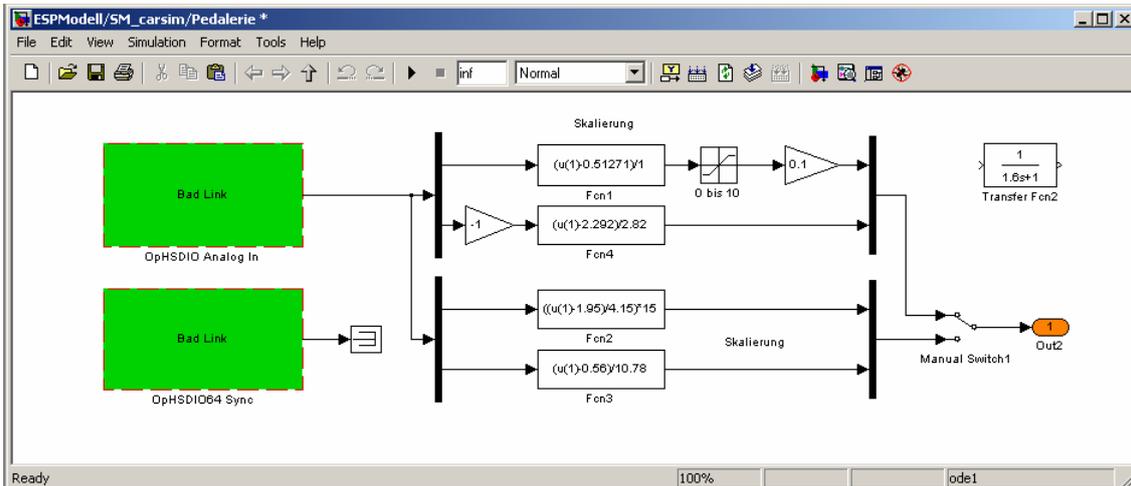


Abbildung 10.9: Blockschaltbild dynamischer Fahr Simulator Skalierung Pedalerie

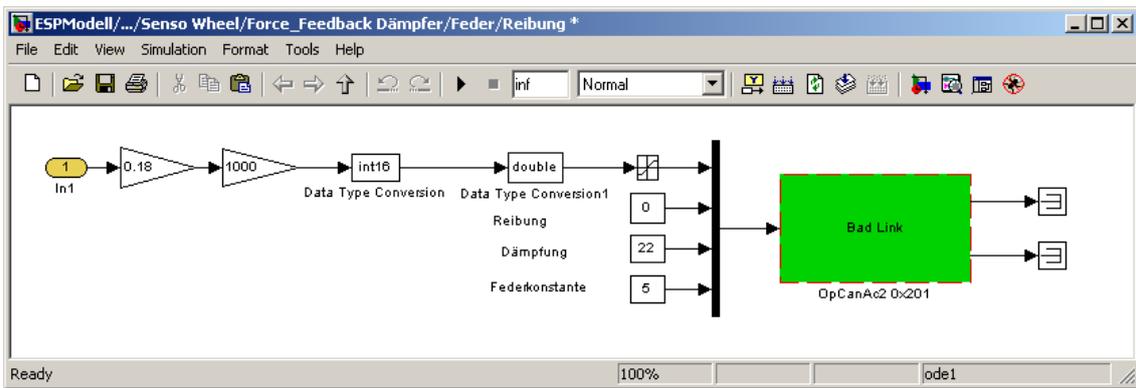


Abbildung 10.10: Blockschaltbild dynamischer Fahrsimulator Einstellung des Rückstellmoments vom Lenkrad

## 11 Aktivlenkung

Neben dem Bremsengriff (ESP) ist eine Stabilisierung des Fahrzustandes mit einem überlagerten Lenkwinkel (Aktivlenkung) möglich. Um die Möglichkeiten einer Aktivlenkung aufzuzeigen wird hier die Modellierung und Simulation einer Aktivlenkung aufgezeigt. Das Einspurmodell (Abbildung 11.1) dient zur Erklärung des Systems.

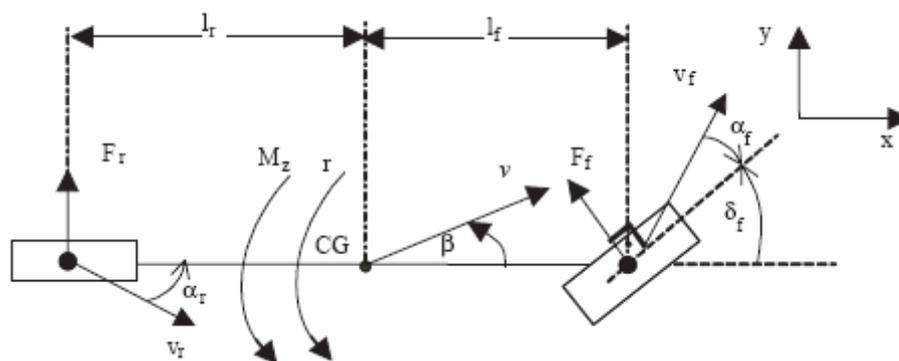


Abbildung 11.1: Einspurmodell für Fahrzeuglenkung [27]

Die Hauptvariablen und die geometrischen Parameter des Einspurmodells sind:

$F_f (F_r)$	=	Querradkraft an den Vorderräder (Hinterräder) (N)
$m$	=	Fahrzeugsmasse (kg)
$M_z$	=	Moment um die Vertikalachse (Nm)
$r$	=	Gierwinkelgeschwindigkeit (Grad/s)
$\beta$	=	Schwimmwinkel (Grad)
$\alpha_f (\alpha_r)$	=	Schräglaufwinkel der Vorderräder (Hinterräder) (Grad)
$v$	=	Fahrzeugsgeschwindigkeit (m/s)
$c_f (c_r)$	=	Schräglaufsteifigkeit der Vorderräder (Hinterräder) (N/rad)
$c_{aH}$	=	Schräglaufsteifigkeit der Hinterräder (N/rad)
$\delta_f$	=	Einschlagwinkel der Vorderräder (Grad)
$J$	=	Trägheitsmoment um die Vertikalachse ( $\text{kgm}^2$ )
$\mu$	=	Reibkoeffizient zwischen dem Rad und der Fahrbahn

Die Übertragungsfunktion vom Vorderradeinschlagwinkel ( $\delta_f$ ) zur Gierwinkelgeschwindigkeit ( $r$ ) für das linearisierte Einspurmodell zeigen die Gleichungen (11.1) bis (11.6), [28].

$$G_{r\delta_f}(s) = \frac{r(s)}{\delta_f(s)} = \frac{b_1s + b_0}{a_2s^2 + a_1s + a_0} \quad (11.1)$$

$$b_0 = c_f \cdot c_r \cdot (l_f + l_r) \cdot v \quad (11.2)$$

$$b_1 = c_f \cdot l_f \cdot m \cdot v^2 \quad (11.3)$$

$$a_0 = c_f \cdot c_r \cdot (l_f + l_r)^2 + (c_r \cdot l_r - c_f \cdot l_f) \cdot m \cdot v^2 \quad (11.4)$$

$$a_1 = c_f \cdot c_r \cdot (l_f + l_r)^2 + (c_r \cdot l_r - c_f \cdot l_f) \cdot m \cdot v^2 \quad (11.5)$$

$$a_2 = J \cdot m \cdot v^2 \quad (11.6)$$

$G_{r\delta_f}$  wird die Übertragungsfunktion zwischen der Gierwinkelgeschwindigkeit als Ausgang und dem Vorderradeinschlagwinkel als Eingang genannt.

Das Ziel der aktiven Lenkung ist, einen dem Lenkradwinkel zusätzlichen Lenkwinkel zu bestimmen, um einen sicheren Fahrzustand zu erzielen.

Die Übertragungsfunktion zwischen der Gierwinkelgeschwindigkeit als Ausgang und dem Gierstörmoment ( $M_z$ ) als Eingang des linearisierten Einspurmodells zeigt Gleichung (11.7).

$$G_{rM_z} = \frac{r(s)}{M_z(s)} = \frac{b_1s + b_0}{a_2s^2 + a_1s + a_0} \quad (11.7)$$

Abbildung 11.2 zeigt das Blockdiagramm für die beschriebene Fahrdynamikregelung.

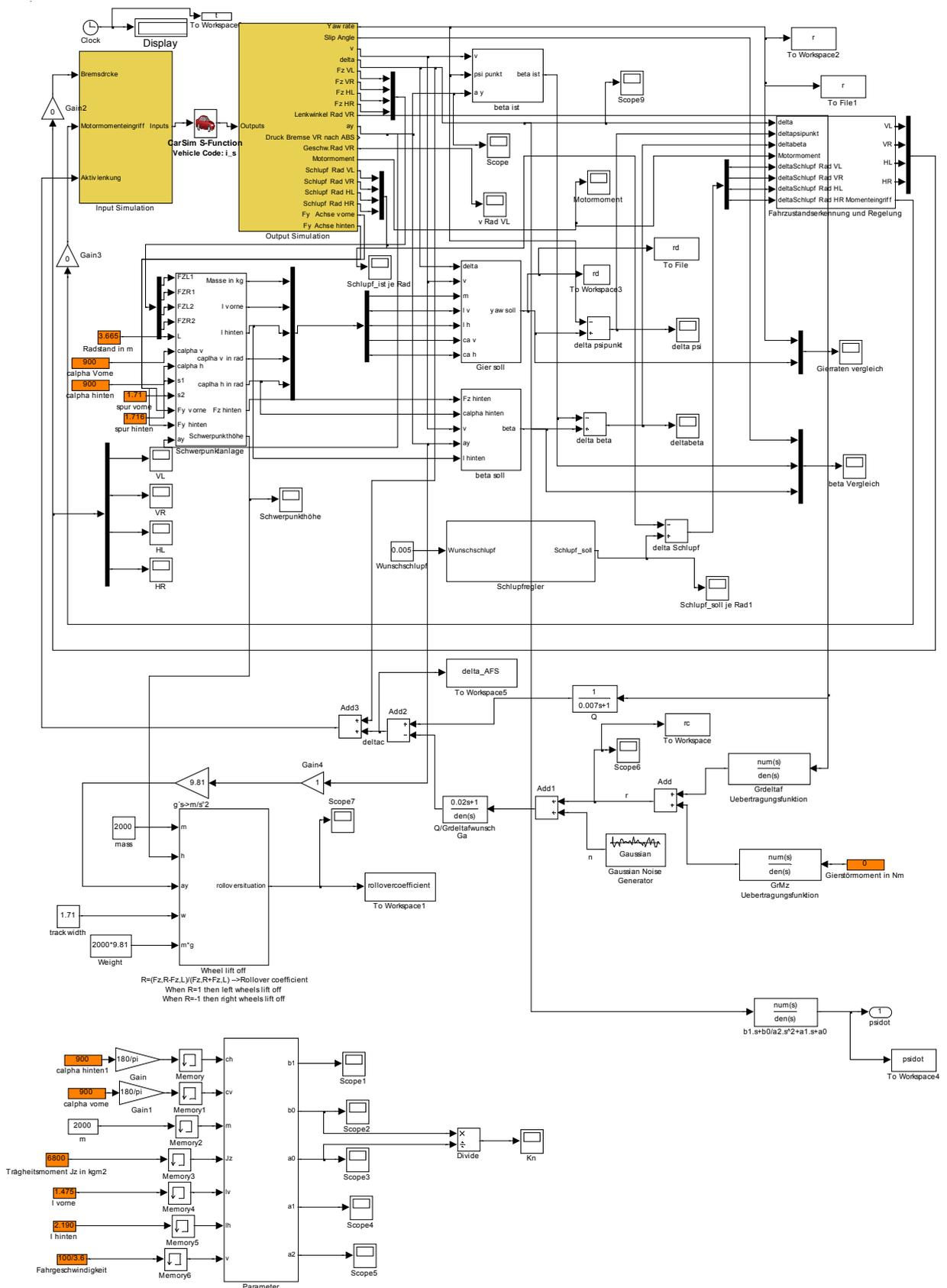


Abbildung 11.2: Blockdiagramm der Fahrdynamikregelung

Mit dieser Konfiguration, ist es möglich das Fahrverhalten des Fahrzeugs jeweils mit AFS, mit ESP und ohne Fahrdynamikregelung bei verschiedenen Beladungszuständen zu untersuchen.

Da der Einfluss der aktiven Vorderradlenkung vornehmlich bei instationären Fahrmanövern bemerkbar ist, wurden zur Überprüfung der Regelung der doppelte Fahrspurwechsel und der Lenkwinkelsprungtest (ISO 7401) durchgeführt.

In Abbildung 11.3 ist die Lenkwinkleingabe des Lenkwinkelsprungs des Simulationsprogramms CarSim dargestellt worden, welches als Grundlage für die Durchführung der Fahrversuche dient.

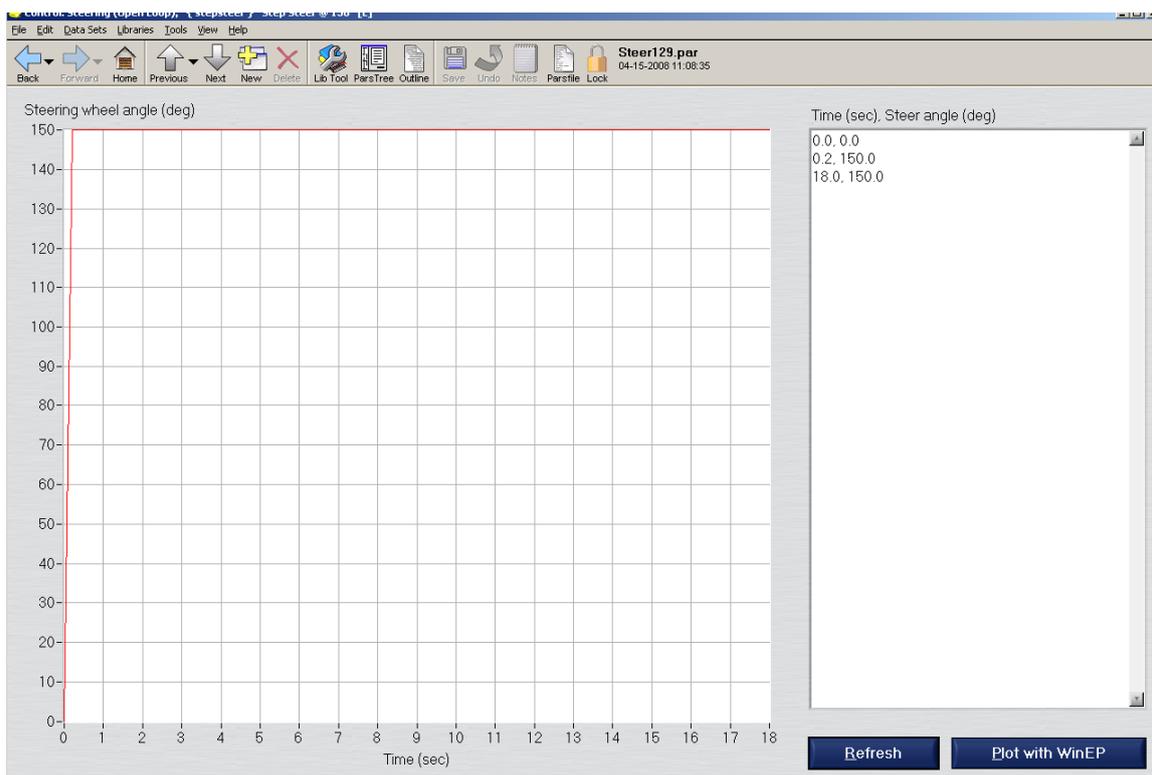


Abbildung 11.3: Lenkwinkleingabe beim Lenkwinkelsprung

Mit dieser Konfiguration, ist es möglich das Fahrverhalten des Fahrzeugs jeweils mit AFS, mit ESP und ohne Fahrdynamikregelung bei verschiedenen Beladungszuständen zu untersuchen.

Da der Einfluss der aktiven Vorderradlenkung vornehmlich bei instationären Fahrmanövern bemerkbar ist, wurden zur Überprüfung der Regelung der doppelte Fahrspurwechsel und der Lenkwinkelsprungtest (ISO 7401) durchgeführt. Dieses Fahrmanöver wurde jeweils unbeladen (VA/HA=60/40) mit AFS, beladen mit AFS sowie beladen (VA/HA=46/54) ohne AFS durchgeführt. Da diese Versuche in einem früheren Stadium durchgeführt wurden, sind hier andere Lenkwinkeleingaben verwendet worden (konstante Testgeschwindigkeit von 60 km/h, der Lenkradwinkel mit einer Drehgeschwindigkeit von  $500^\circ/\text{s}$  auf  $150^\circ$  erhöht, um eine Querbearschleunigung von  $a_y \approx 5 \text{ m/s}^2$  zu erreichen), womit die Ergebnisse mit den vorher dargestellten nicht vergleichbar sind. Es ist hier nur der Nachweis der Funktion der Aktivlenkung aufzuzeigen.

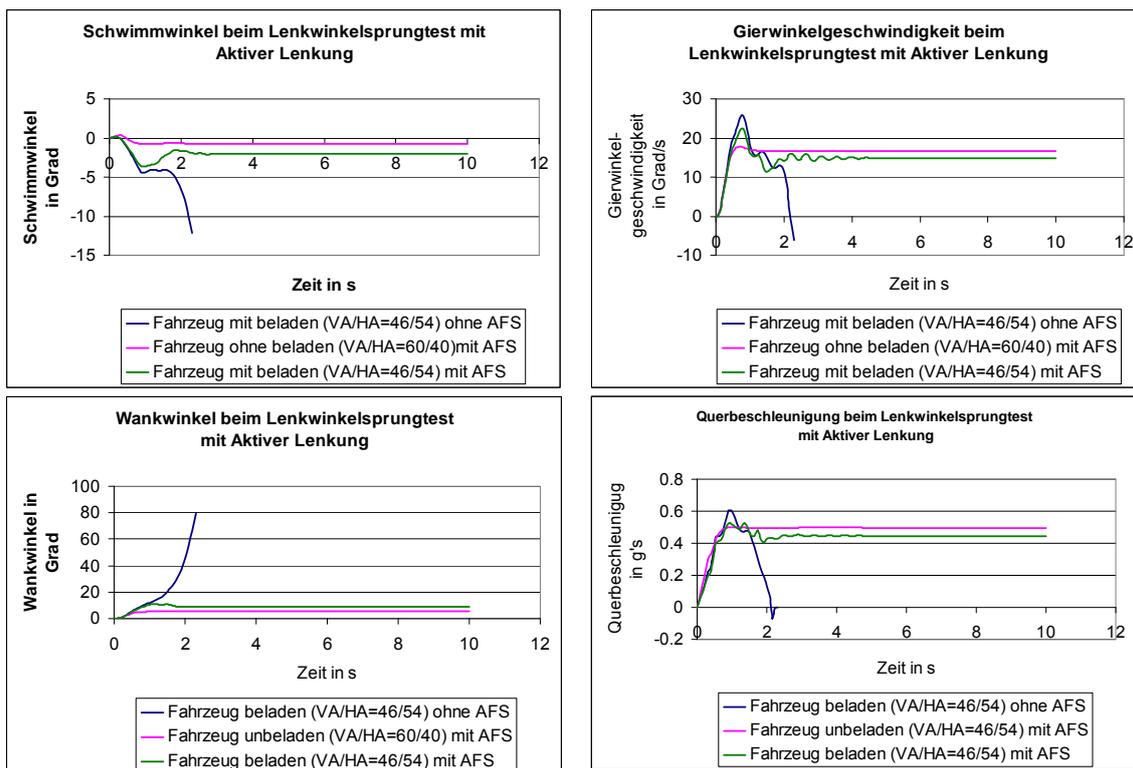


Abbildung 11.4: Ergebnisse vom Lenkwinkelsprungtest mit AFS

Die Diagramme, Abbildung 11.4 zeigen, dass mit der Aktivlenkung grundsätzlich die geringsten Schwimmwinkel auftreten und somit kaum ein Querstellen des Fahrzeugs erkennbar ist. Auch das geringe Überschwingen der Gierwinkelgeschwindigkeit deutet auf einen stabilen Fahrzustand hin.

## 11.1 Vergleich der verschiedenen Kombinationen der Fahrdynamikregelungen

Abbildung 11.5 zeigt die Sollstrecke des Doppelten Spurwechsels aus dem Simulationsprogramm CarSim, zur Untersuchung unterschiedlicher Regelsysteme auf das Fahrverhalten.

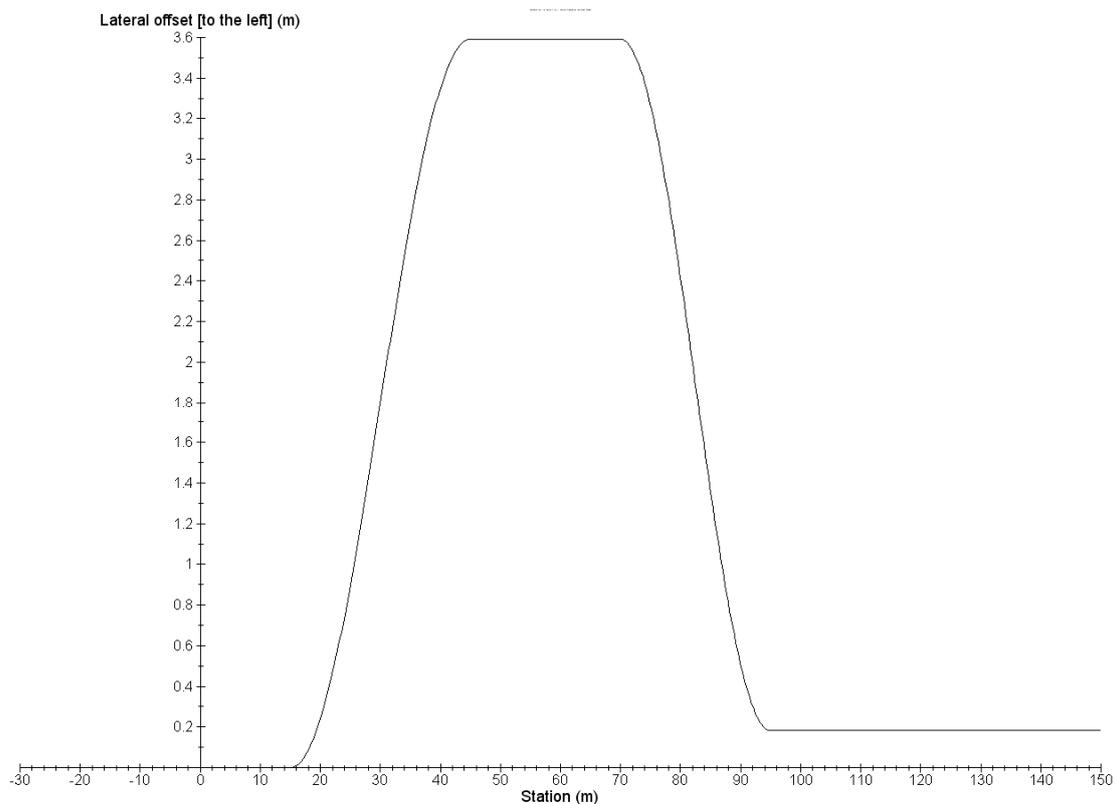


Abbildung 11.5: Sollstrecke beim Doppelten Fahrspurwechsel

Dieses Fahrmanöver wurde jeweils mit den gleichen Konfigurationen der Beladung durchgeführt wie in den vorherigen Untersuchungen. Die Varianten sind: (VA/HA=46/54) mit ESP, beladen mit AFS sowie beladen (VA/HA=46/54) mit AFS und ESP, und auch beladen (VA/HA=46/54) ohne FDR (Fahrdynamikregelung). Abbildung 11.6 zeigt die Ergebnisse beim doppelten Fahrspurwechsel bei konstanter Geschwindigkeit von 60 km/h. Die Diagramme zeigen deutlich die Einflüsse der Fahrdynamikregelungen auf das Fahrverhalten.

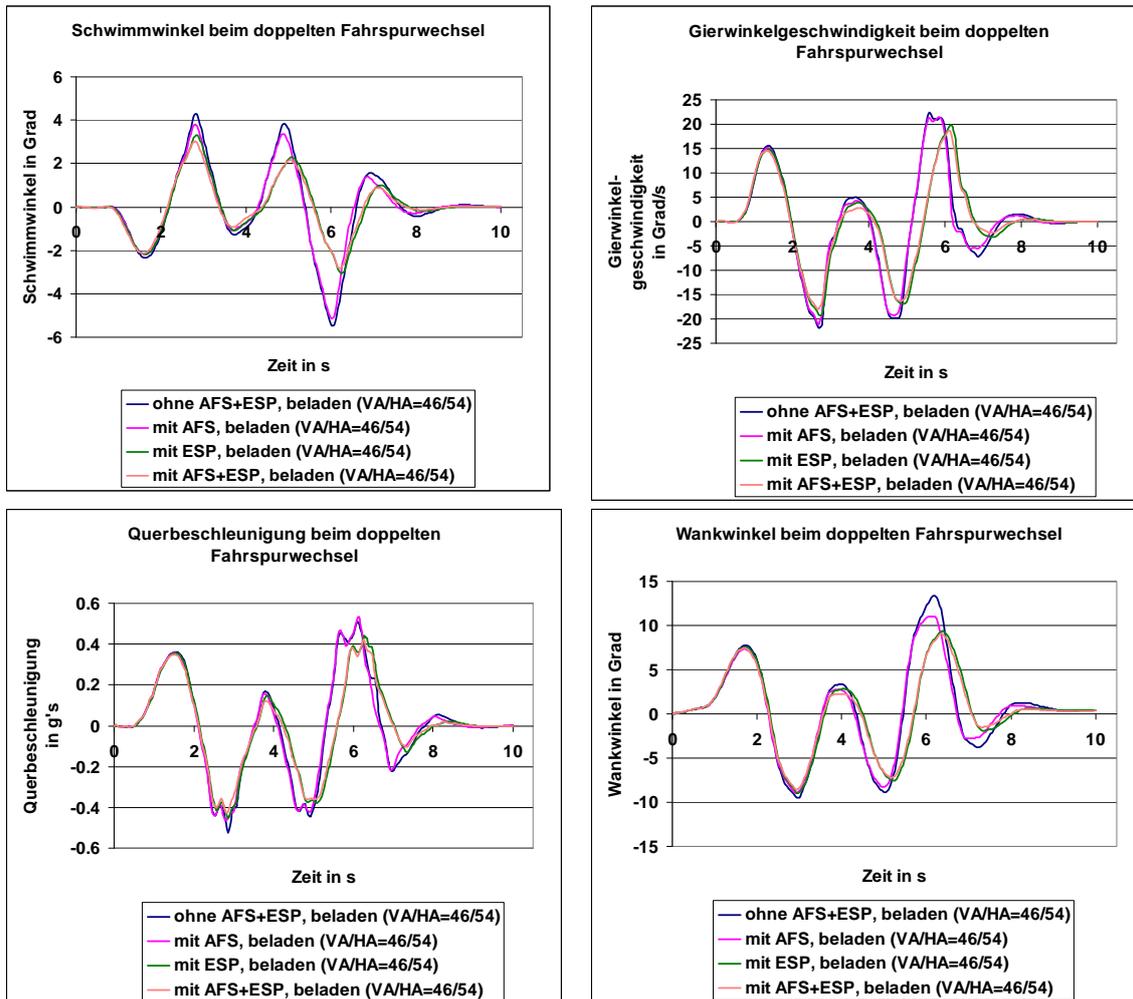


Abbildung 11.6: Ergebnisse vom doppelten Fahrspurwechsel mit verschiedenen FDR

Es sind die auch vorher benutzten fahrdynamischen Größen als Funktion der Fahrgeschwindigkeit aufgetragen. Zu erkennen ist, dass mit der hier ausgelegt Zusatzlenkung gegenüber dem Fahrzeug ohne AFS und ESP geringere Werte der Schwimmwinkel auftreten. Durch ESP und AFS erfolgt der größte Einfluss auf die Fahrdynamik. Bei einem Fahrzeug mit ESP ist der Einfluss der Aktivlenkung nicht sehr groß. Untersuchungen könnten zeigen, dass bei einem Fahrzeug mit Aktivlenkung der ESP-Eingriff reduziert werden könnte, und somit keine so große Verringerung der Fahrgeschwindigkeit verbunden wäre. Hiermit wäre das Fahrzeug also sportlicher zu fahren.

Da dieses vornehmlich subjektiv wahrgenommen wird, wird sich dieses insbesondere bei den Fahrsimulatorversuchen zeigen.

## 12 Ermittlung der Fahrzeugdaten MB Sprinter 215 CDI

Die realen Fahrversuche sollen mit dem Echtzeitsimulationsprogramm CarSim durchgeführt werden. Da hiermit das reale Fahrverhalten des Sprinters nachgebildet werden soll, ist eine Datenanalyse des Fahrzeugs unabdingbar. Da nicht alle Fahrzeugdaten vom Fahrzeughersteller verfügbar sind, mussten auch eigene Messungen zur Datenerfassung durchgeführt werden.



Abbildung 12.1: Mercedes Benz Sprinter 215 CDI [1]

### 12.1 Hauptfahrzeugdaten

Die Hauptfahrzeugdaten wurden im Wesentlichen aus Unterlagen des Fahrzeugherstellers entnommen. Einige Daten wie die Trägheitsmomente wurden teilweise vom Fahrzeughersteller erfragt.

Die Daten sind in Tabelle 12.1 aufgeführt

Tabelle 12.1: Fahrzeugdaten

Daten	Werte	Maße
Laderaummaße LxBxH	3265x1780x1650	mm
Radstand	3665	mm
Spurweite vorne/hinten	1710/1716	mm
Schwerpunktlage	1475	mm
Schwerpunkthöhe	840	mm
Trägheitsmoment des Fahrzeugs um x-Achse ( $I_{xx}$ )	1300	kgm <sup>2</sup>
Trägheitsmoment des Fahrzeugs um y-Achse ( $I_{yy}$ )	7300	kgm <sup>2</sup>
Trägheitsmoment des Fahrzeugs um z-Achse ( $I_{zz}$ )	6800	kgm <sup>2</sup>
Gesamtgewicht	2342	kg
Nutzlast	880-1070	kg

Mit Hilfe der Firma Mercedes Benz konnten über Stücklisten der Radaufhängungen die Masse der ungefederten und gefederten Teile bestimmt werden, diese sind in Tabelle 12.2 aufgeführt.

Tabelle 12.2: Gefederte und ungefederte Massen

Ort und Art der Masse	Wert	Maß
Vorderachse, gefedert	1099,969	kg
Vorderachse, ungefedert	100,031	kg
Hinterachse, gefedert	701,945	kg
Hinterachse, ungefedert	98,055	kg

## 12.2 Ermittlung der Wanksteifigkeiten

Die Wanksteifigkeit eines Fahrzeugs bestimmt zusammen mit der Fahrzeugmasse und der Schwerpunkthöhe den im jeweiligen Fahrzustand erreichten Wankwinkel. Wankwinkel und Wankwinkelgeschwindigkeit beeinflussen wesentlich das subjektive Fahrgefühl. Zu große Wankwinkel vermitteln dem Fahrer ein schwammiges unsicheres Fahrgefühl. Je nach Fahrwerk werden durch den Wankwinkel auch achskinematische Effekte hervorgerufen. Diese verursachen z. B. Vorspur- oder Sturzänderungen.

Zur Ermittlung der Gesamtwanksteifigkeiten musste ein Wankmoment aufgebracht werden. Hierzu wurde mittels eines Wagenhebers der Aufbau des Versuchsfahrzeuges in Höhe des Schwerpunktes auf einer Seite angehoben, Druckkraft, und auf der anderen Seite mittels Stahlseil und Umlenkrolle gezogen, Zugkraft. Die Kräfte wurden jeweils mit Kraftmessdosen ermittelt. Die Radlasten an der Vorderachse wurden mit erfasst. Abbildung 12.2a zeigt die Druckseite des Fahrzeugs, Abbildung 12.2b die Zugseite des Fahrzeugs.



Abbildung 12.2a: Versuchsaufbau Wagenheber links (Druckseite)



Abbildung 12.2b: Versuchsaufbau mit Rad auf dem Teller und Wagenheber rechts (Zugseite)

Der Wankwinkel wurde mit der IMAR Plattform gemessen, Abbildung 12.3 zeigt den Versuchsaufbau zur Erfassung der Messwerte.



Abbildung 12.3: Datenerfassung bei der Gesamtwanksteifigkeitsmessung

Mit dem Abstand der angreifenden Kräfte, etwas mehr als die Spurweite des Fahrzeugs, lässt sich die Wanksteifigkeit berechnen. Die Zug- und Druckkräfte wurden betragsmäßig gleich gehalten.

$$C = (s \times F) \div \varphi \quad (12.1)$$

C (Nm/°) Wanksteifigkeit

s (m) Abstand der Kraftangriffspunkte

F (N) Kraft (Druck und Zug)

$\varphi$  (°) für Wankwinkel.  $C = (1/2 \times s \times F) \div \varphi$

Damit die Reifeneinfederung nicht in die Messung des Wankwinkels einhergeht, wurde der Luftdruck auf 6 bar erhöht. Zur Vermeidung von Querkräften, die das Signal von Zug- und Druckkräften beeinflussen, wurde jeweils ein Rad auf Ausgleichsteller gestellt, siehe auch Abbildung 12.2b. Um ein Abheben des Rades, und damit eine Verfälschung der Ergebnisse zu vermeiden, wurde die Wanksteifigkeit nur im linearen Bereich bei kleinen Wankwinkeln gemessen. Abbildung 12.4 zeigt das Fahrzeug während der Messung der Wanksteifigkeit.



Abbildung 12.4: Hinteransicht des Fahrzeugs während der Wanksteifigkeitsmessung

Da durch Gummielemente der Radaufhängung eine Hysterese zu erwarten ist, wurde das Fahrzeug mit beiden Krafrichtungen beaufschlagt.

Die Abbildungen 12.5 ,12.6 und 12.7 zeigen den Wankwinkel in Abhängigkeit des aufgetragenen Momentes. Hieraus lässt sich dann mit Gleichung (12.1) die Gesamtwanksteifigkeit ermitteln.

Mit einem Curve Fitting Tool in MATLAB, s. Anhang, wurde auf der Basis der Messungen dann durch Approximation die Gesamtwanksteifigkeit ermittelt.

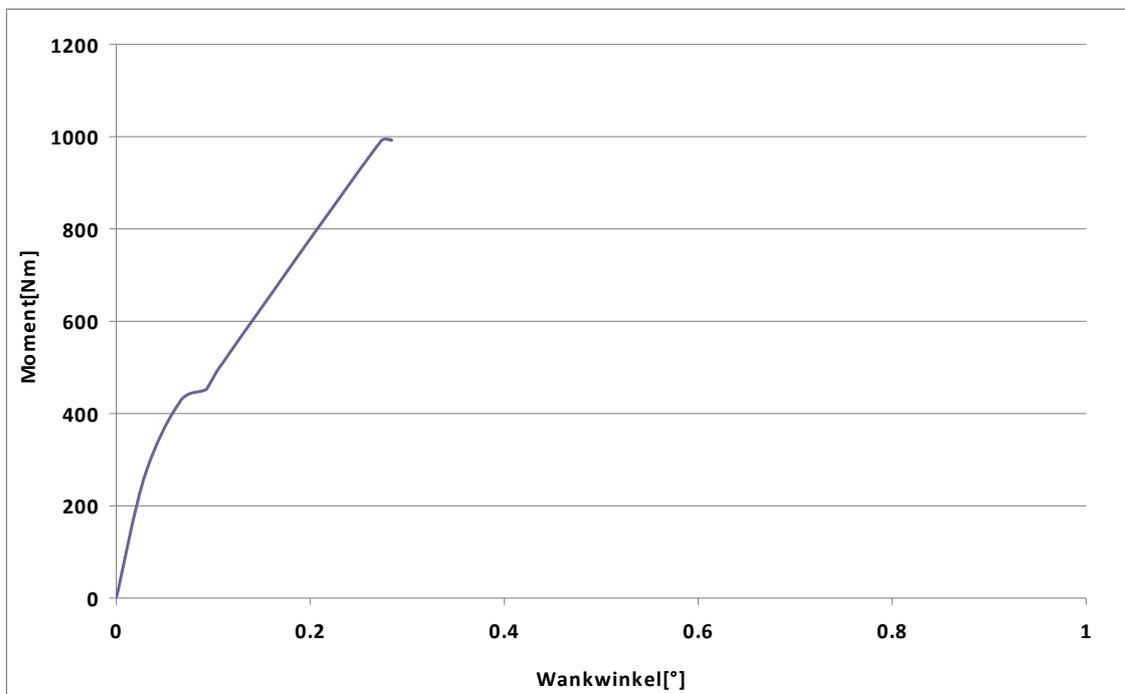


Abbildung 12.5: Gesamtwanksteifigkeit beim Hochfahren

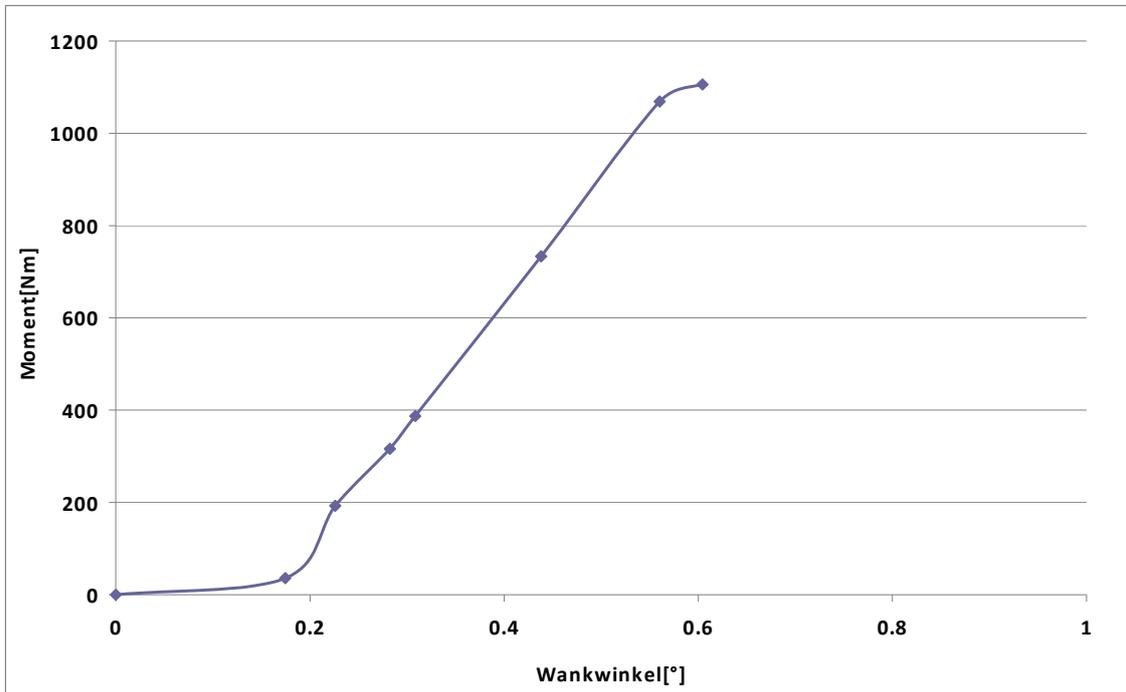


Abbildung 12.6: Gesamtwanksteifigkeit beim Runterfahren

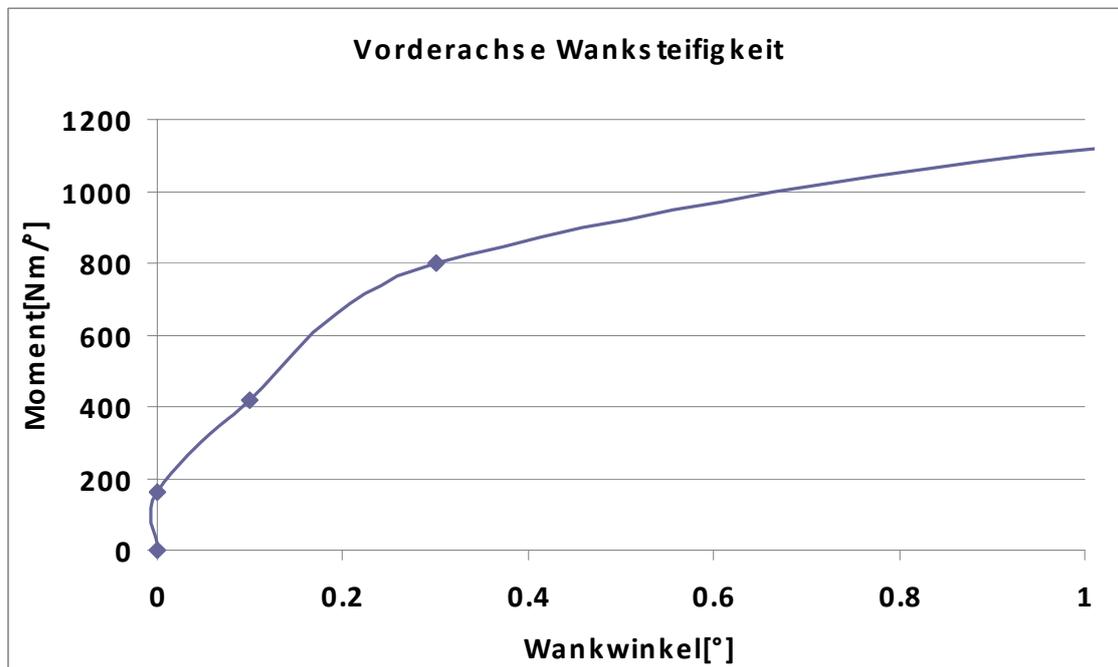


Abbildung 12.7: Wanksteifigkeit der Vorderachse

Aus den Messungen wurden folgende Werte ermittelt:

$C_{ges} = 2600 \text{ Nm/}^\circ$

$C_v = 900 \text{ Nm/}^\circ$

$C_h = 1700 \text{ Nm/}^\circ$

### 12.3 Ermittlung der Federkennlinien

Das Fahrzeug verfügt vorne über eine quer eingebaute Blattfeder und getrennt eingebauten Schwingungstilgern, Abbildung 12.8. An der Hinterachse sind an jeder Radführung längs eingebaute Blattfedern vorhanden, Abbildung 12.9. Die Schwingungstilger zwischen Aufbau und Blattfedern sind hier schräg angeordnet, um auch Längsschwingungen durch Anfahren und Bremsen zu dämpfen.

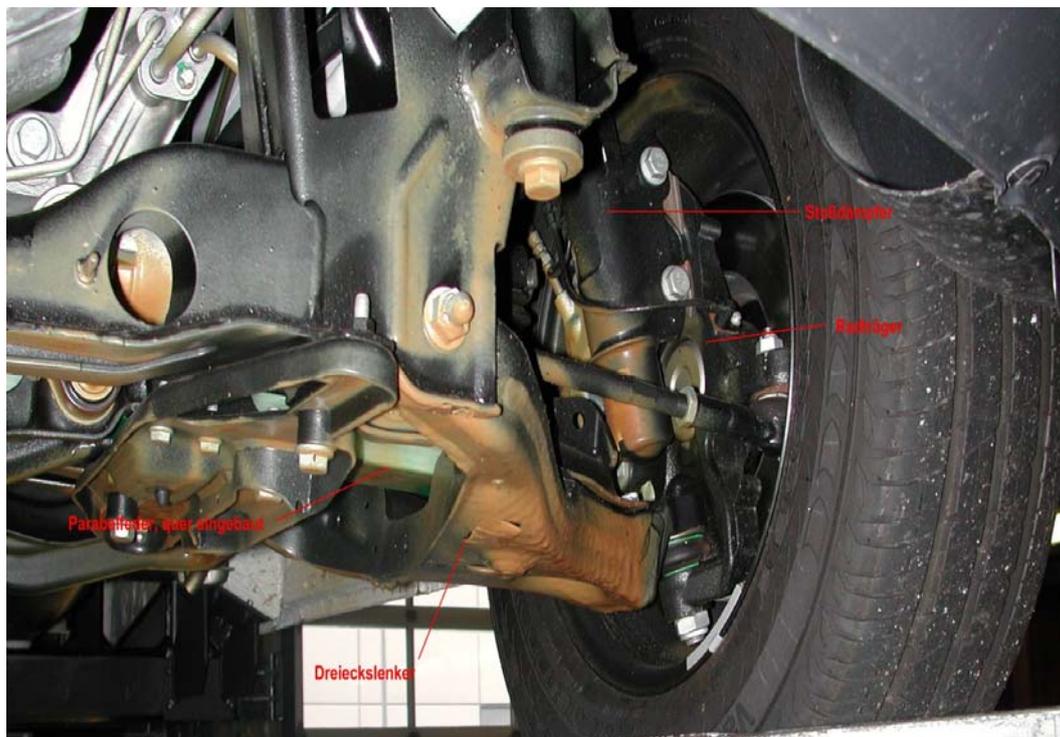


Abbildung 12.8: Radführung / -aufhängung Vorderachse



Abbildung 12.9: Radführung / -aufhängung Hinterachse

Zur Ermittlung der Federkennlinien wurden die Radlasten mit den Radlastwaagen erfasst und das Fahrzeug stufenweise mit Spannbändern am Hilfsrahmen des Aufbaus nach unten gezogen, so dass das Fahrzeug zwangsweise eingefedert wurde. Die Radlastkräfte wurden im jeweiligen statischen Zustand bestimmt, um Einflüsse der Schwingungsdämpfer zu vermeiden. Durch die Messungen der Federkennlinien im eingebauten Zustand und dem beidseitigen Einfedern (durch zentralen Angriffspunkt) an der jeweiligen Achse, wird der direkte Einfluss des Einfederns auf die Radlasten gemessen. Auch hier konnte nur wieder im Rahmen der gegebenen Möglichkeiten der lineare Bereich abgedeckt und vermessen werden. Da es sich hier um Nutzfahrzeug handelt, ist mit einem progressiven Verhalten der Parabelfedern mit weiter steigender Einfederung zu rechnen.

Die Einfederung des Fahrzeugs und die dadurch sich ändernde Radaufstandskraft zeigt für die Vorderachse Abbildung 12.10 und für die Hinterachse Abbildung 12.11.

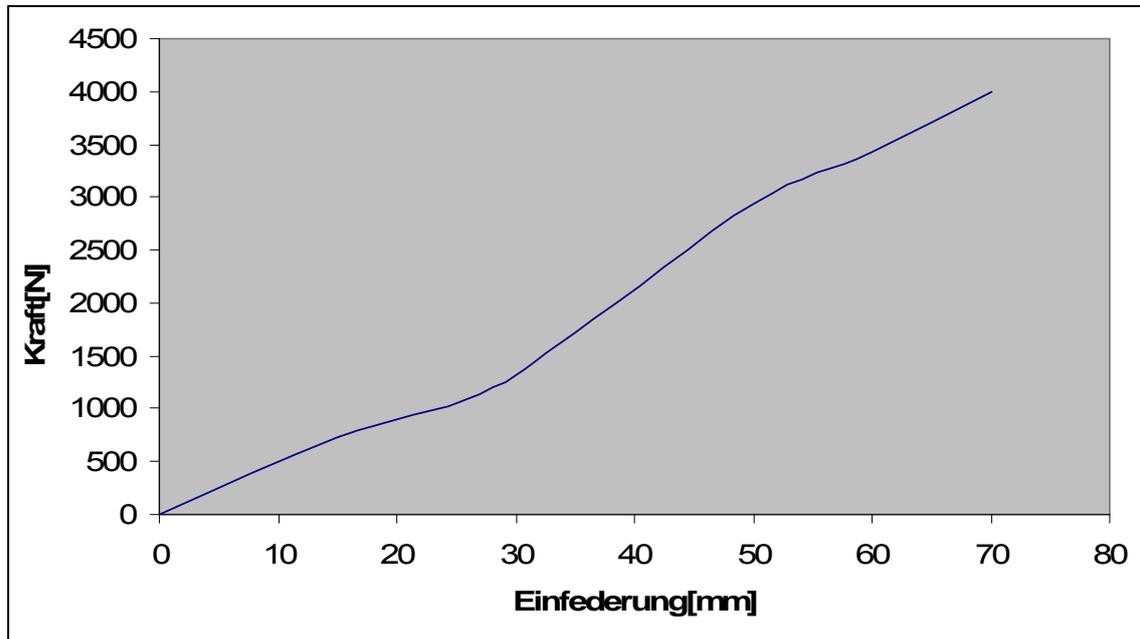


Abbildung 12.10: Federkennlinie Vorderachse

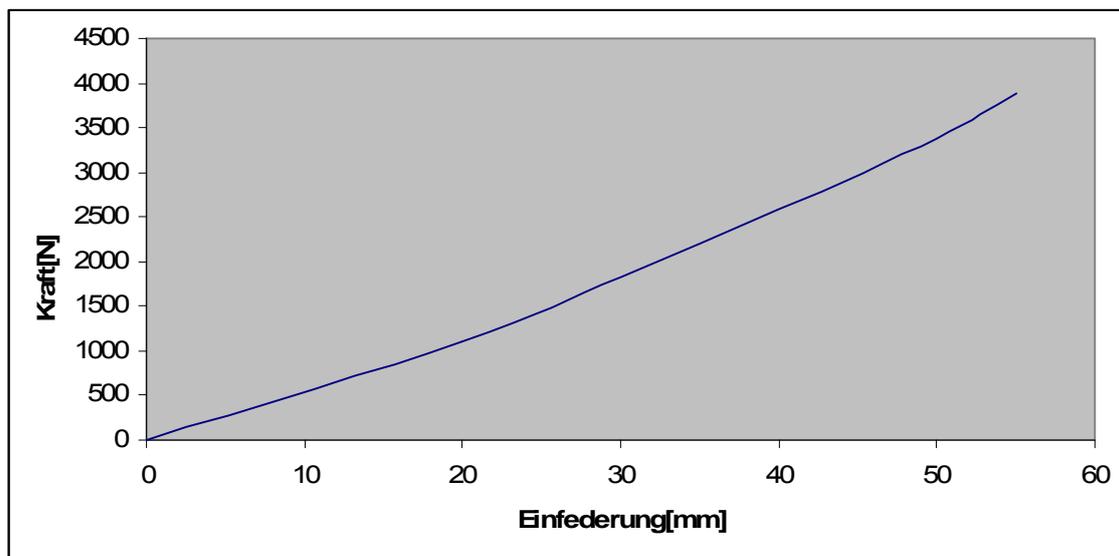


Abbildung 12.11: Federkennlinie Hinterachse

Bedingt dadurch, dass das Fahrzeug hinten relativ stark beladen werden kann, verfügt die Federung an der Hinterachse über eine höhere Federsteifigkeit als an der Vorderachse.

## 12.4 Ermittlung achskinematischer Kennwerte

Da Vorspur- und Sturzänderungen infolge der Einfederung das Fahrverhalten nicht unerheblich beeinflussen, wurden die achskinematischen Effekte mittels eines Achsvermessungsgerätes erfasst, Abbildung 12.12 und Abbildung 12.13. Dieses muss im Vorfeld kalibriert werden, um die Messungen für Vorspur, Sturz, Nachlauf und Spreizung möglichst genau zu erhalten. Nun werden die genannten Werte in Abhängigkeit der Einfederung vermessen.



Abbildung 12.12: Achsvermessungsgerät, Hauptkonsole



Abbildung 12.13: Achsvermessungsgerät, Messeinrichtung rechts

Eine Wertetabelle aller gemessenen Parameter der Radaufhängungen ist im Anhang zu finden. Die Kennlinien hierzu zeigen die Abbildungen 12.13 bis 12.17. Die entsprechenden Werte wurden in CarSim eingepflegt.

Mit Hilfe der am Achsvermessungsgerät vorhandenen Drehteller wurde auch die Lenkübersetzung erfasst. Demnach beträgt die mittlere Lenkübersetzung  $i_L$ :

$$i_L = 18.$$

Der konstruktive Nachlauf und die Spreizung ergeben sich als konstante Werte zu:

$$\tau = 2,9^\circ \text{ und}$$

$$\sigma = 8,55^\circ.$$

Der Sturzwinkel und die Vorspur verändern sich in Abhängigkeit der Einfederung durch die eingeschränkten Freiheitsgrade der Einzelradaufhängung gemäß Abbildung 12.14 und Abbildung 12.15. Genauso verhält es sich mit den Verschiebungen in X- und Y-Richtung an den Achsen (Abbildungen 12.16 bis 12.17). Die Zeichnung der Vorderradaufhängung in Abbildung 12.18 soll einen kurzen Einblick in die Radführung und deren Kinematik geben. Aufgrund der starren Hinterachse, wo die Blattfeder zum Teil die Radführung mit übernimmt, erfolgt dort nur eine Verschiebung in X-Richtung, da diese Parabelfeder am vorderen Befestigungspunkt eine geringe Bewegung in Richtung der Fahrzeuglängsachse erlaubt.

Die stets positiven Werte für Vorspur und Sturz sowie die Verschiebungen der Radnabe in die verschiedenen Richtungen verursachen Mitlenkeeffekte und greifen in die Fahrstabilität ein. Der Sturzwinkel befindet sich im Bereich der messbaren Einfederung unter den gegebenen Bedingungen noch im positiven Bereich. Bei voller zulässiger Achslast auf der Vorderachse würde sich voraussichtlich ein negativer Sturz einstellen, so dass dadurch dann die maximal möglichen Seitenführungskräfte während der Kurvenfahrt erhöht werden. Selbiges gilt auch für die Vorspur: Hier wird durch die Vorspur der mittlere Schräglaufwinkel reduziert, womit die maximal übertragbaren Seitenkräfte und die Kur-

vengeschwindigkeiten bei gegebenem Radius steigen (höhere Zentrifugalkräfte sind übertragbar).

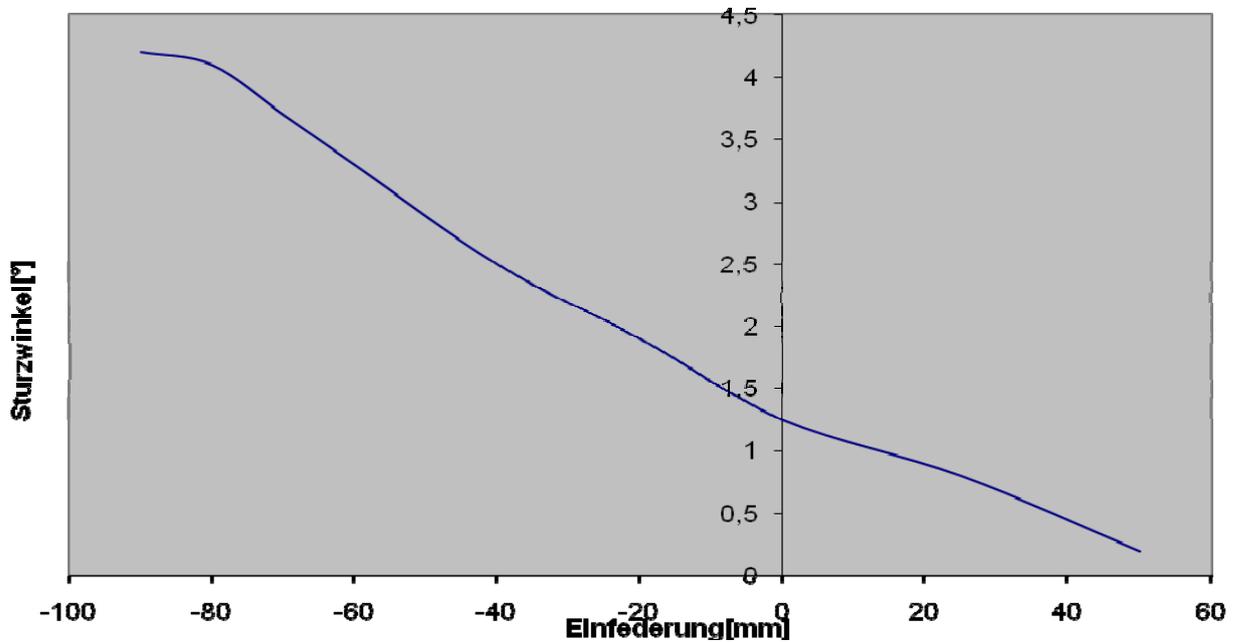


Abbildung 12.14: Sturzwinkel Vorderachse in Abhängigkeit der Einfederung

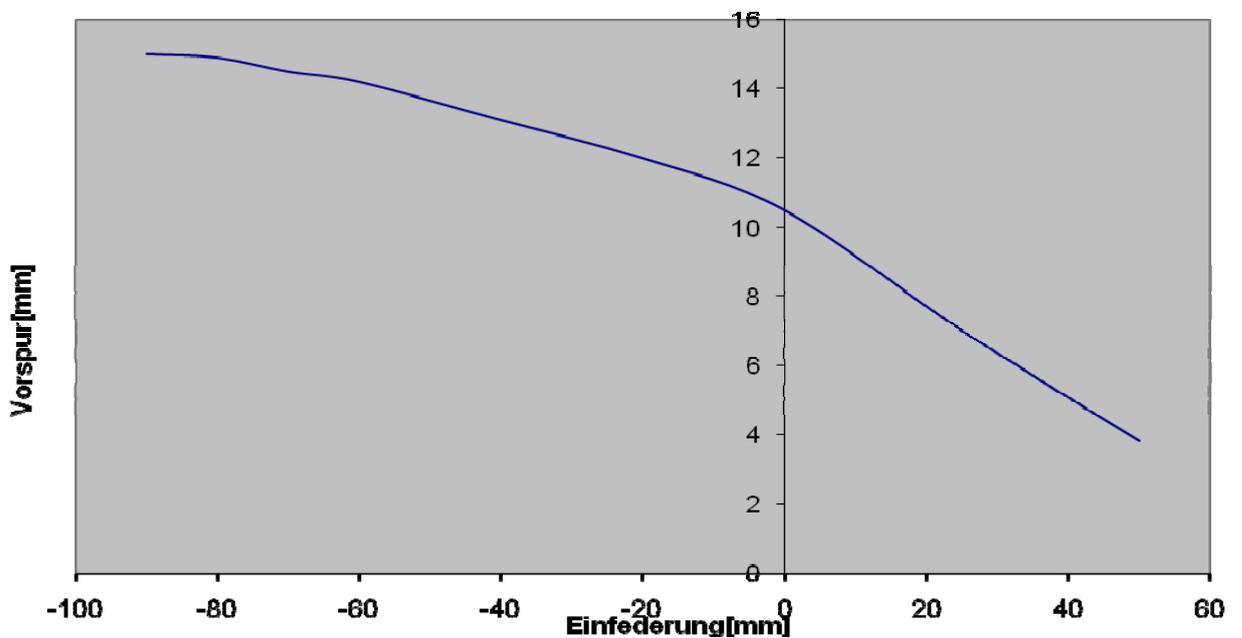


Abbildung 12.15: Vorspur Vorderachse in Abhängigkeit der Einfederung

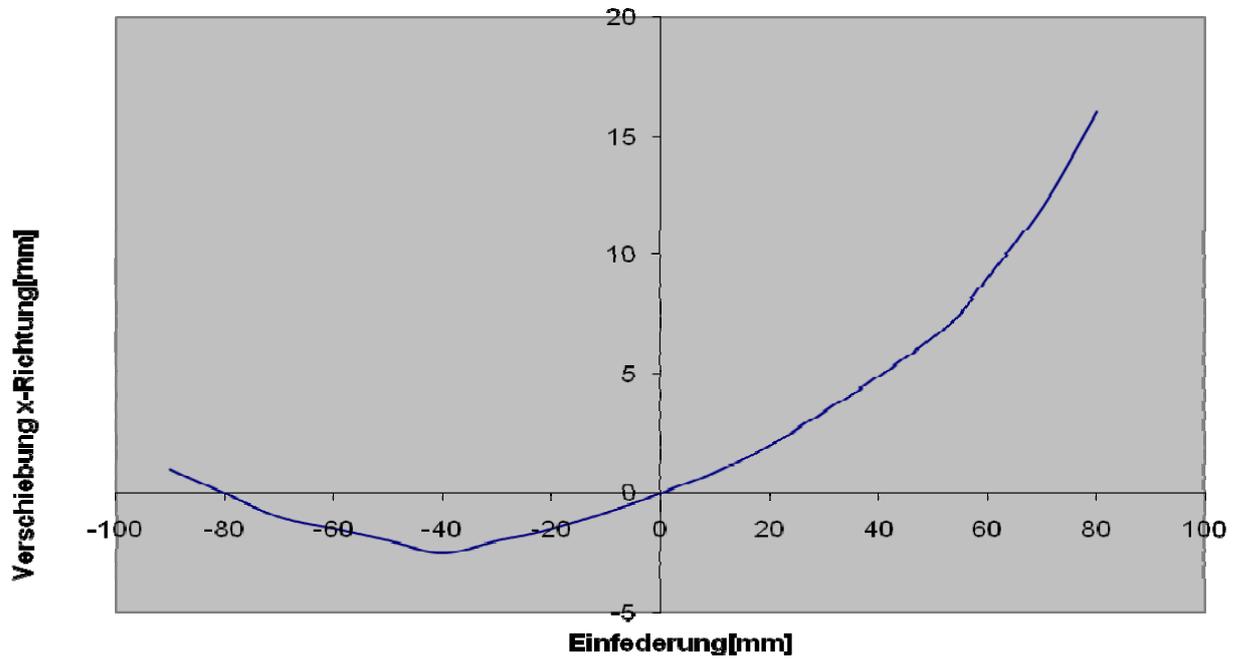


Abbildung 12.16: Verschiebung Radnabe in X-Richtung Vorderachse in Abhängigkeit der Einfederung

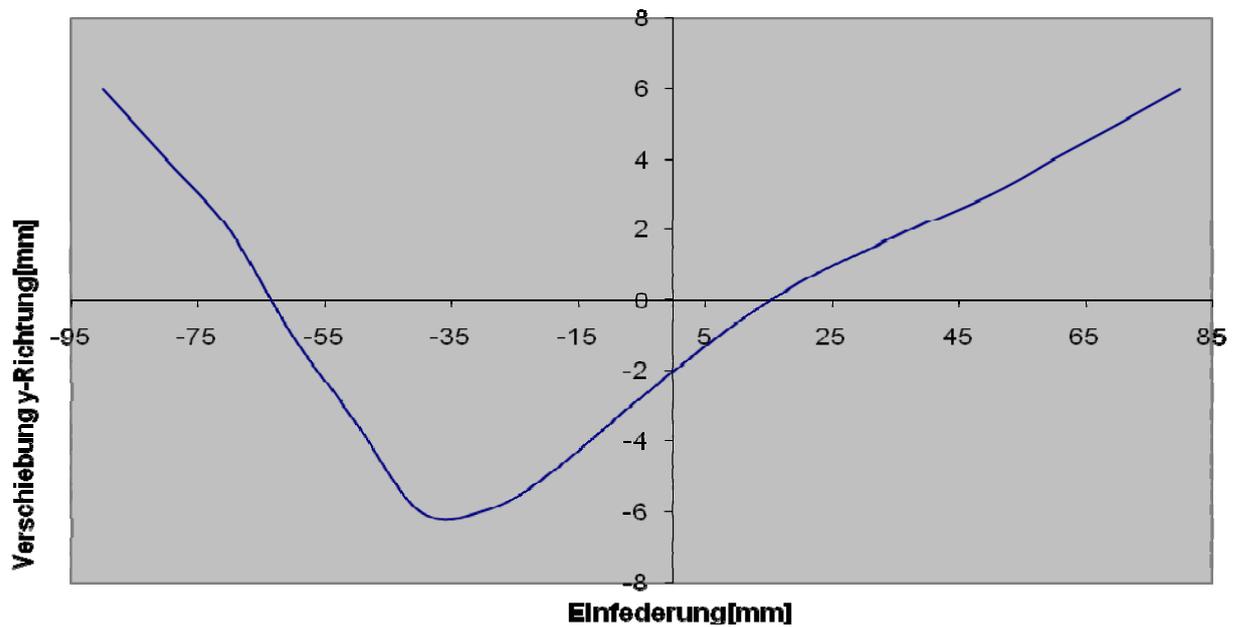


Abbildung 12.17: Verschiebung Radnabe in Y-Richtung Vorderachse in Abhängigkeit der Einfederung

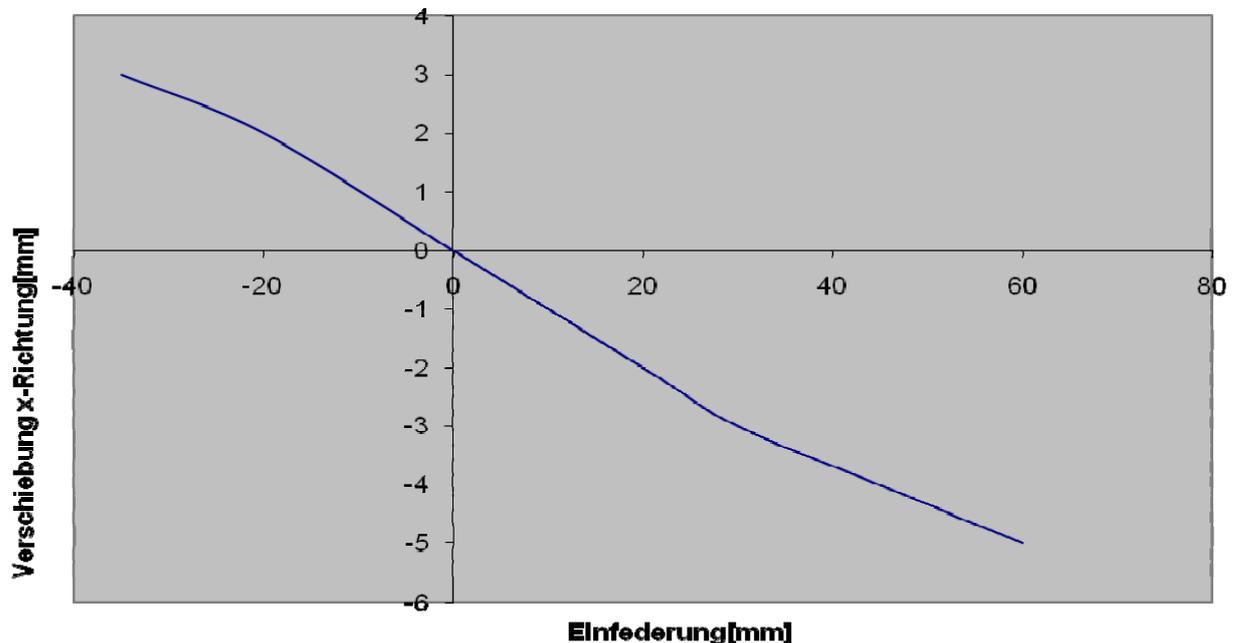


Abbildung 12.18: Verschiebung Radnabe in X-Richtung Hinterachse in Abhängigkeit der Einfederung

## 12.5 Ermittlung der Reifenkennwerte

Da die Reifeneigenschaften großen Einfluss auf das Fahrverhalten haben, andererseits aber nicht allgemein verfügbar sind, wurden die Reifeneigenschaften, Seitenkraft- und Rückstellverhalten, auf der dynamischen Reifenprüfanlage gemessen (Abbildung 12.19). Die Reifenprüfanlage dient zur Untersuchung stationärer und instationärer Reifeneigenschaften. Hierbei ist der Einsatz von bis zu vier Pkw-Rädern und zwei Lkw-Rädern möglich. Das Nutzen von servohydraulischen Zylindern erlaubt die dynamische Verstellung aller fahrdynamisch relevanten Parameter. Somit ist auch die Einbindung des Prüfstandes in eine Hardware-in-the-Loop-Simulationsumgebung sowie die Nachbildung achs- und elastokinematischer Effekte möglich.

Gemessen werden können vertikaldynamische Eigenschaften wie Federsteifigkeit und Dämpfung sowie der Rollwiderstand. Die Messung von Seitenführungskraft, Radlast, Umfangskraft, Rückstellmoment und Sturzmoment erfolgt mit der 6-Komponenten-Messnabe Swift 30 der Firma MTS.

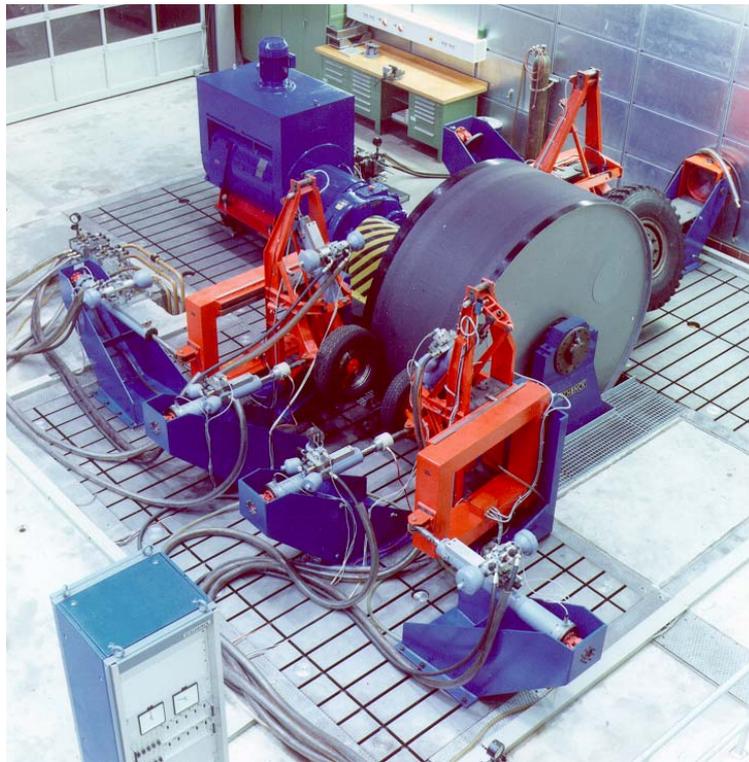


Abbildung 12.19: Reifenprüfanlage

Die technischen Daten der Reifenprüfanlage (Abbildung 12.19) sind der Tabelle 12.3 zu entnehmen.

Tabelle 12.3: Technische Daten der Reifenprüfanlage

Trommeldurchmesser	2500 mm	
Trommelbreite	1100 mm	
Max. Geschwindigkeit	250 km/h	
	Pkw	Lkw
Radlast	10 kN	40 kN
Seitenkraft	10 kN	40 kN
Rückstellmoment	0,3 kNm	1 kNm
Sturzmoment	3 kNm	24 kNm
Umfangskraft	8 kN	16,5 kN
Schräglaufwinkel	$\pm 45^\circ$	$\pm 15^\circ$
Sturzwinkel	$\pm 6^\circ$	$\pm 6^\circ$

Das Fahrzeug wird serienmäßig entweder mit den Sommerreifen Continental Vanco 2 235/65R16C 115/113R oder mit den Ganzjahresreifen Goodyear 235/65R16C 115/113R ausgestattet.

Durch die vorhandene Einzelbereifung des Fahrzeugs an der Vorder- und Hinterachse und deren gleiche Dimensionierung können nun die zwei verschiedenen Fabrikate untersucht werden, ohne nochmalige Unterscheidungen zwischen Vorder- und Hinterachse machen zu müssen. Dabei sind die Querkräfte und Rückstellmomente in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel und der Radlast sowie die Querkraft in Abhängigkeit der Radlast für verschiedene konstante Schräglaufwinkel untersucht worden. Auch die Rollwiderstände und Steifigkeiten der Reifen können am Prüfstand gemessen werden. Alle genannten Messreihen werden für mindestens zwei verschiedene Luftdrücke durchgeführt, um den unbeladenen und beladenen Zustand zu simulieren. Alle Diagramme sind im Anhang zu finden, hier sind nur einige zur Verdeutlichung aufgezeigt.

Abbildung 12.20 zeigt den Sommerreifen Continental Vanco 2 auf dem Prüfstand mit der Radmessnabe.



Abbildung 12.20: Continental Vanco 2 mit Messnabe MTS Swift 30 auf Reifenprüfstand

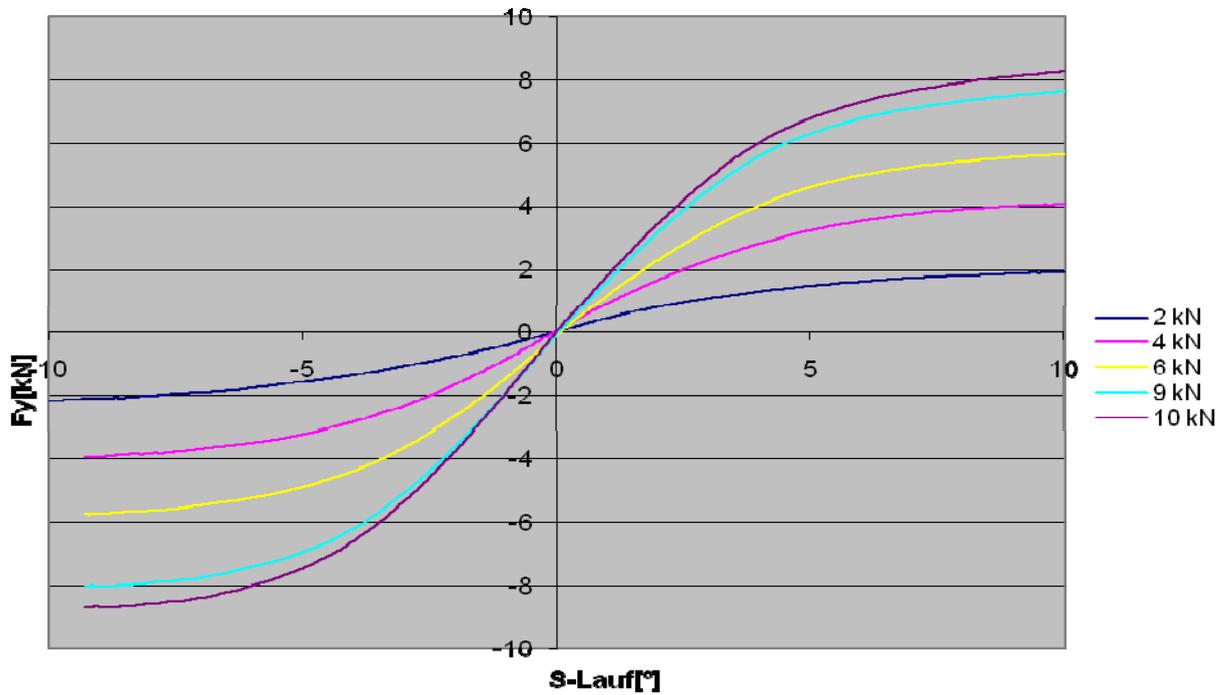


Abbildung 12.21: Seitenkraft in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Radlasten (Goodyear-Reifen)

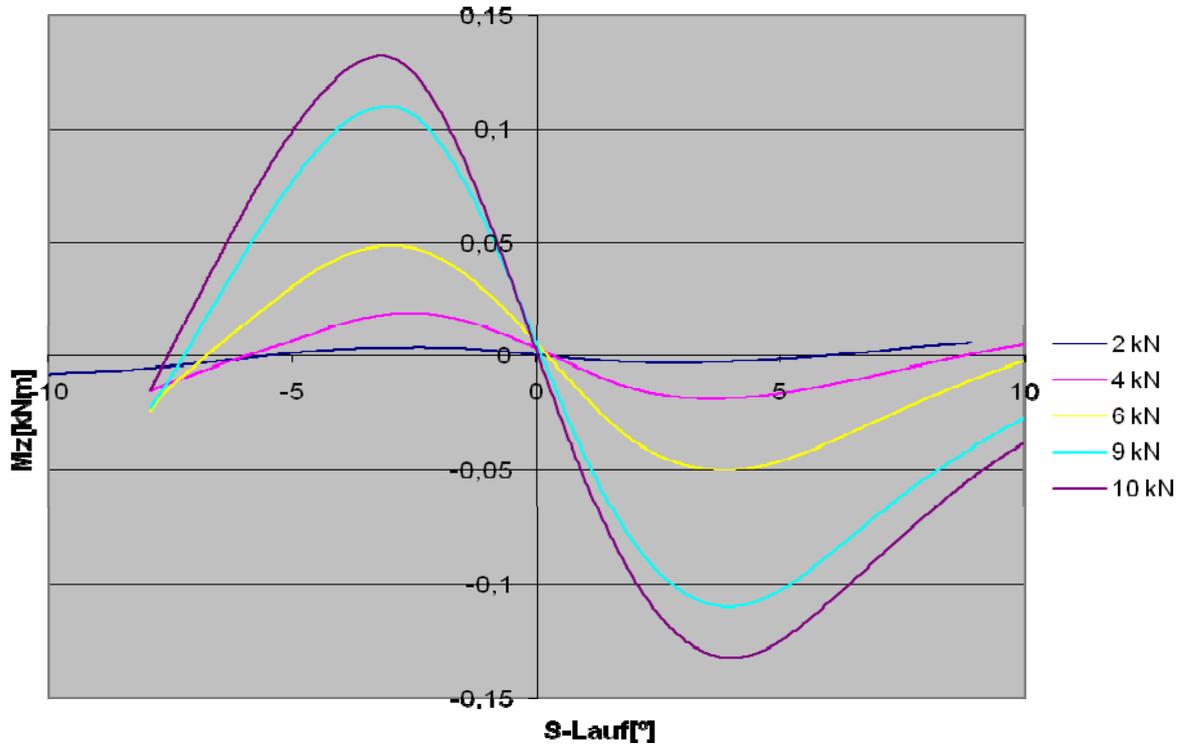


Abbildung 12.22: Rückstellmoment in Abhängigkeit vom Schräglaufwinkel für verschiedene Radlasten (Goodyear-Reifen)

Die Abbildung 12.21 und Abbildung 12.22 repräsentieren die Verläufe der Seitenführungskraft und des Rückstellmoments des Ganzjahresreifens von Goodyear mit dem Nennluftdruck von 3 bar.

In den nachstehenden Abbildungen 12.23 bis 12.24 werden Seitenkraft und Rückstellmomente sowie die Steifigkeiten der beiden Reifenarten bei einem Luftdruck von 3 bar miteinander verglichen. Interessant sind hier die gemessenen Unterschiede am Prüfstand, da der Ganzjahresreifen zweifelsfrei über eine weichere Gummimischung verfügt und sich somit anders auf das fahrdynamische Verhalten auswirkt. Der Sommerreifen kann gegenüber dem Ganzjahresreifen höhere Seitenführungskräfte und Rückstellmomente aufbauen.

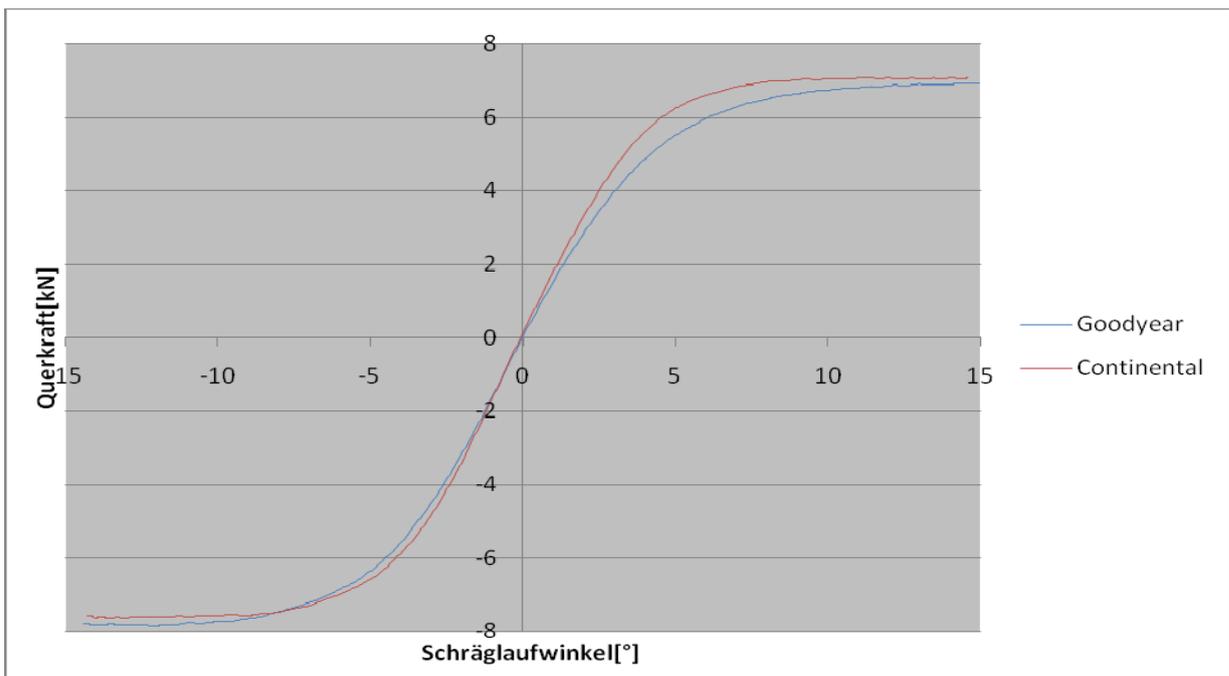


Abbildung 12.23: Vergleich der Seitenführungskräfte bei 8 kN Radlast und 3 bar Luftdruck

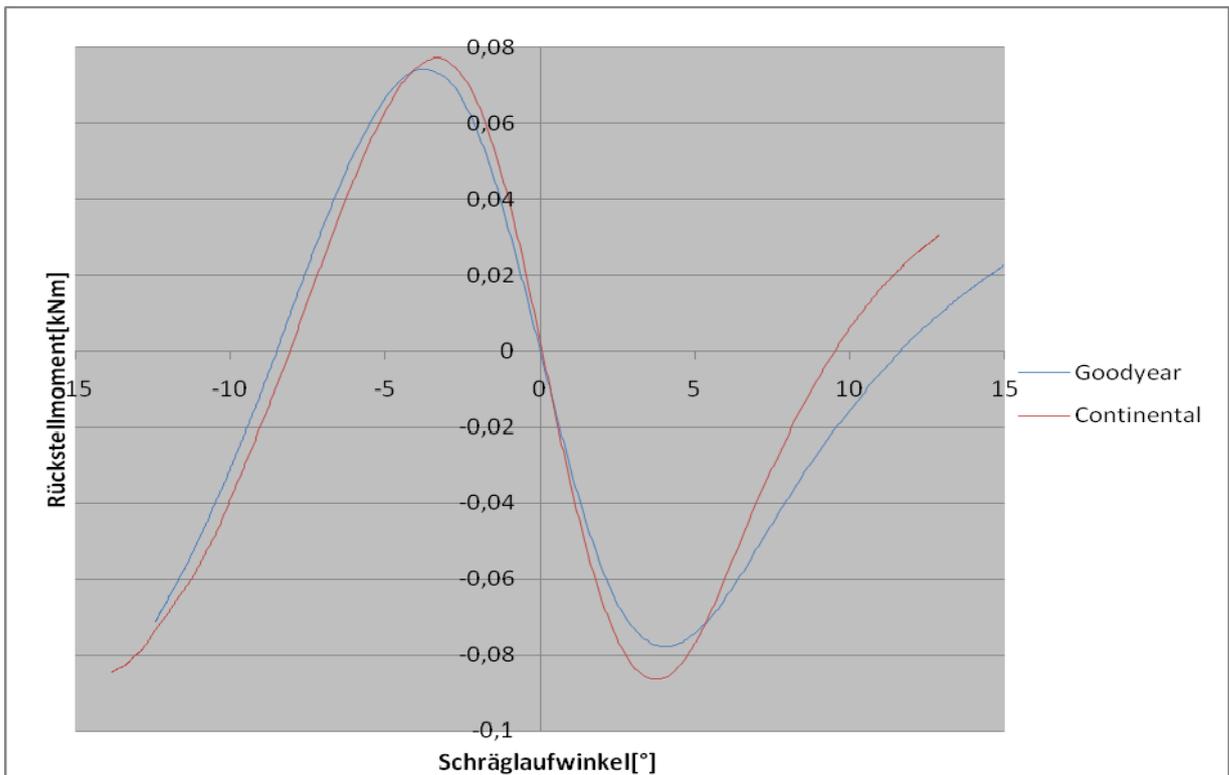


Abbildung 12.24: Vergleich der Rückstellmomente bei 8 kN Radlast und 3 bar Luftdruck

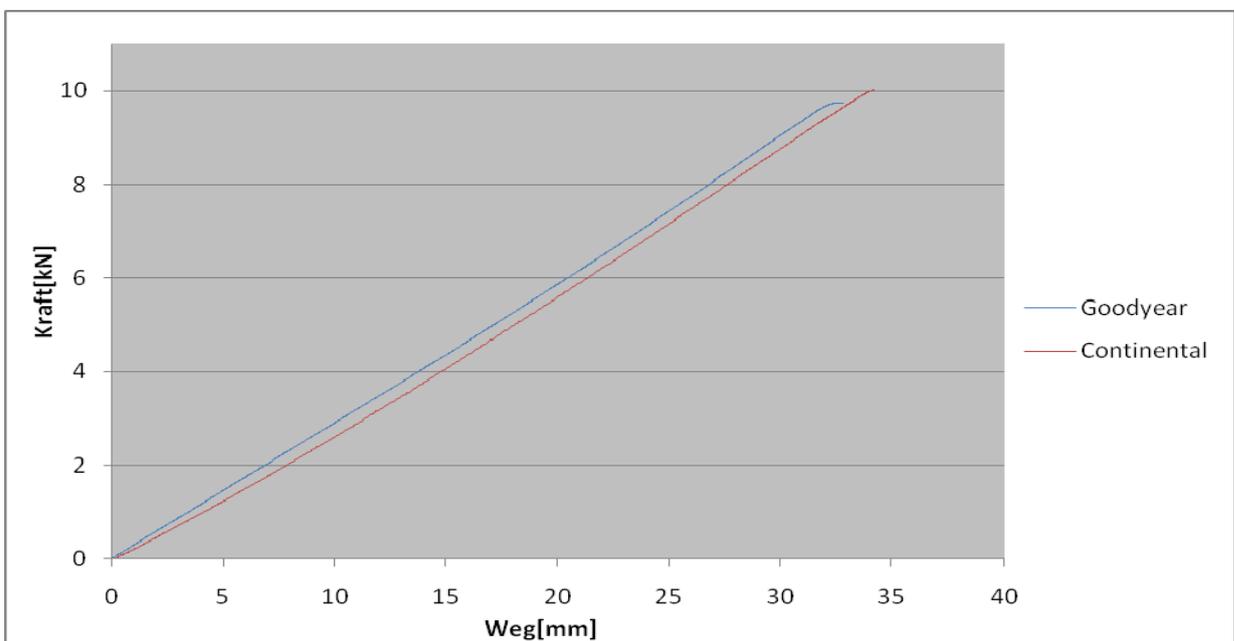


Abbildung 12.25: Vergleich der Federsteifigkeiten bei 3 bar Luftdruck

Alle weiteren Messwerte bzw. deren Diagramme befinden sich im Anhang.

## 12.6 Kennlinien der Schwingungsdämpfer

Da auch die Schwingungsdämpfer insbesondere die instationären dynamischen Fahreigenschaften beeinflussen, werden die Dämpfungskennwerte auf dem Dämpferprüfstand (Abbildung 12.26) gemessen.



Abbildung 12.26: Dämpferprüfstand

Deren technische Daten sind in Tabelle 12.4 aufgeführt:

Tabelle 12.4: Technische Daten Dämpferprüfstand

maximale Kraft	660 kN
maximaler Weg	$\pm 200$ mm
Frequenzbereich	bis 30 Hz
maximale Geschwindigkeit	2,5 m/s

Da das Fahrzeug an der Vorder- und Hinterachse über unterschiedliche Dämpfer verfügt, wurde jeweils ein Dämpfer jeder Achse vermessen. Hierbei werden verschiedene Frequenzen mit unterschiedlichen Amplituden vermessen, um einen größtmöglichen Geschwindigkeitsbereich abzudecken (siehe Tabelle 12.5). Die Geschwindigkeiten erreichen dabei Höchstwerte von 2 m/s. Aufgrund der Geschwindigkeitsabhängigkeit der Dämpferkennwerte musste zur Erfassung der notwendigen Kennlinien nicht nur die Kraft mittels einer Kraftmessdose aufgenommen werden, sondern auch die Kolbengeschwindigkeit erfasst werden. Die Geschwindigkeit-Kraft Diagramme von Vorder- und Hinterachsdämpfer sind in den Abbildungen 12.26 und 12.27 dargestellt.

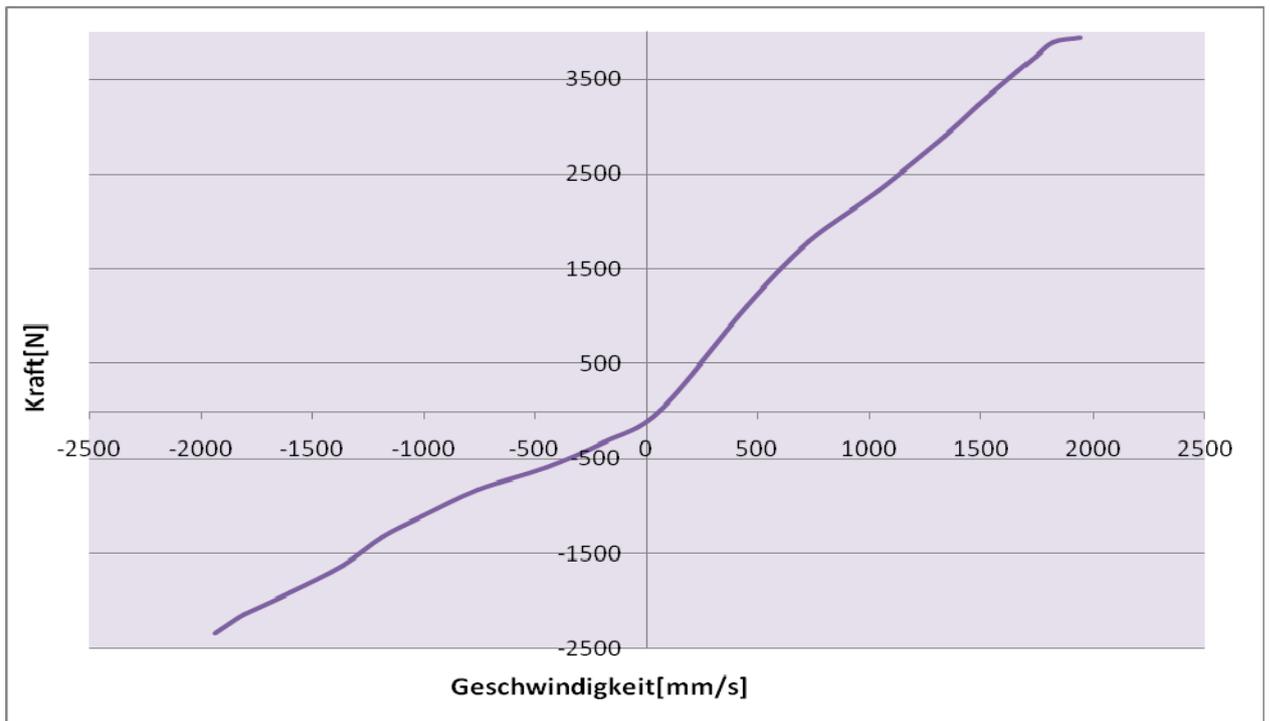


Abbildung 12.27: Dämpferkennlinie Vorderachse

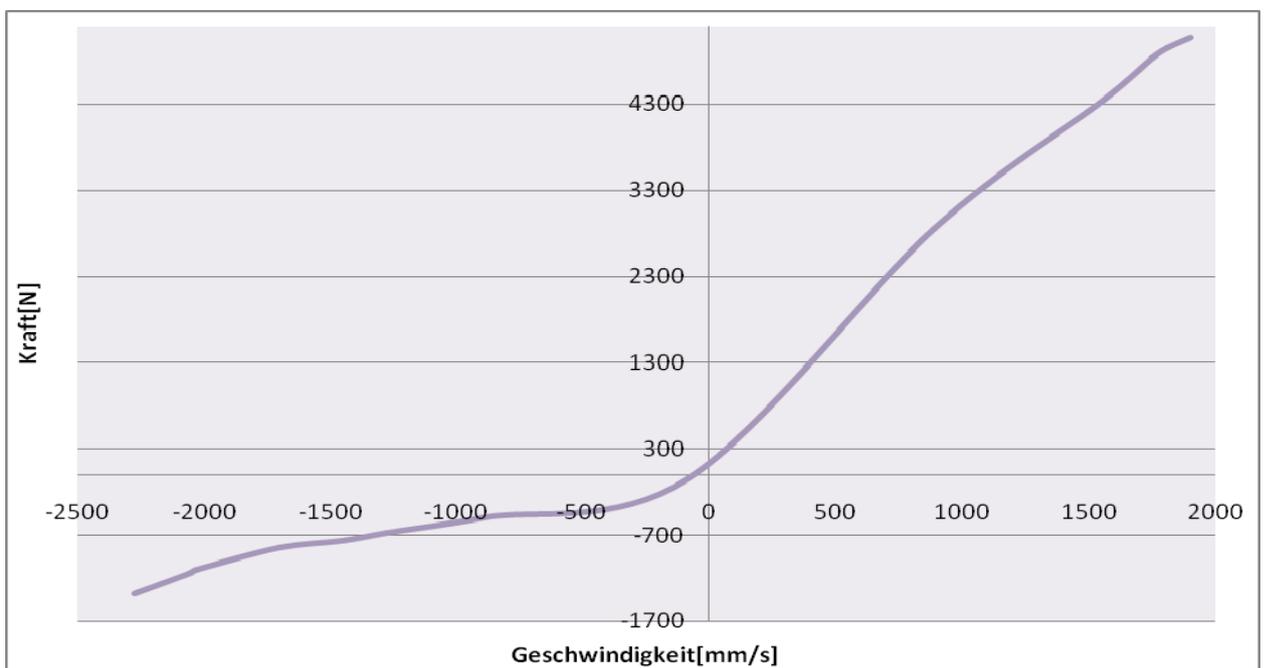


Abbildung 12.28: Dämpferkennlinie Hinterachse

Tabelle 12.5: Frequenzen und Amplituden zur Bestimmung der Dämpferkennlinien

Achse	Frequenz [Hz]	Amplitude [mm]
Vorderachse	0,01	60
	5	60
	7	30
	10	14
Hinterachse	0,1	80
	5	10 – 80

Im Falle der Hinterachse ist bei einer Frequenz von 5 Hz ab einer Amplitude von 60 mm keine Zunahme der Geschwindigkeit erkennbar.

## 13 Aufbau der Abstützvorrichtung und Beladungseinrichtung

Die im Zwischenbericht 1 berechnete und konstruktiv ausgelegte Kippschutzvorrichtung wurde gefertigt und montiert.

Abbildung 13.1 zeigt die Frontsicht des Fahrzeugs mit der Abstützvorrichtung.



Abbildung 13.1: Frontsicht der Kippvorrichtung des Sprinters

Abbildung 13.2 und Abbildung 13.3 zeigen die gefertigte und montierte Beladungseinrichtung des Fahrzeugs mit der Abstützvorrichtung für die auszuführenden Fahrversuche.



Abbildung 13.2: Sicht der Beladungseinrichtung des Sprinters

Wie im Zwischenbericht 1 beschrieben, wird die Beladungseinrichtung mit Gehwegplatten beschwert. Um unterschiedliche Beladungszustände in Höhe und Längsrichtung verwirklichen zu können, ist die Beladungseinrichtung variabel gefertigt, Abbildung 13.3



Abbildung 13.3: Beladungseinrichtung bei unterschiedlichen Positionen

## A Anhang

### A1 Federkennlinien

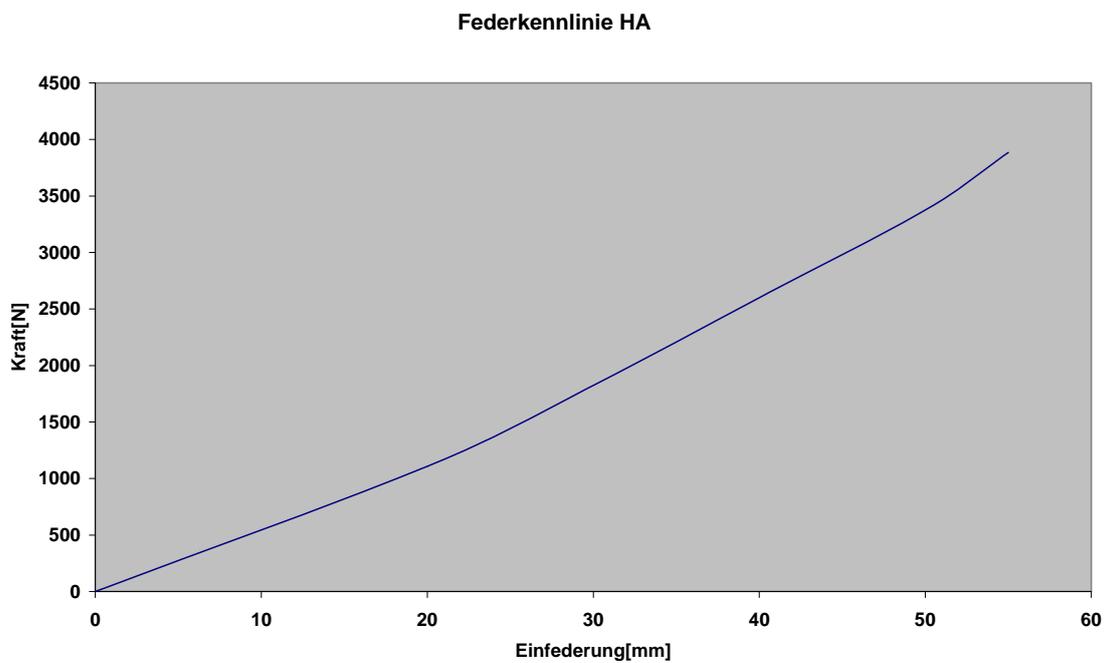


Abbildung A1.1: Federkennlinie Hinterachse

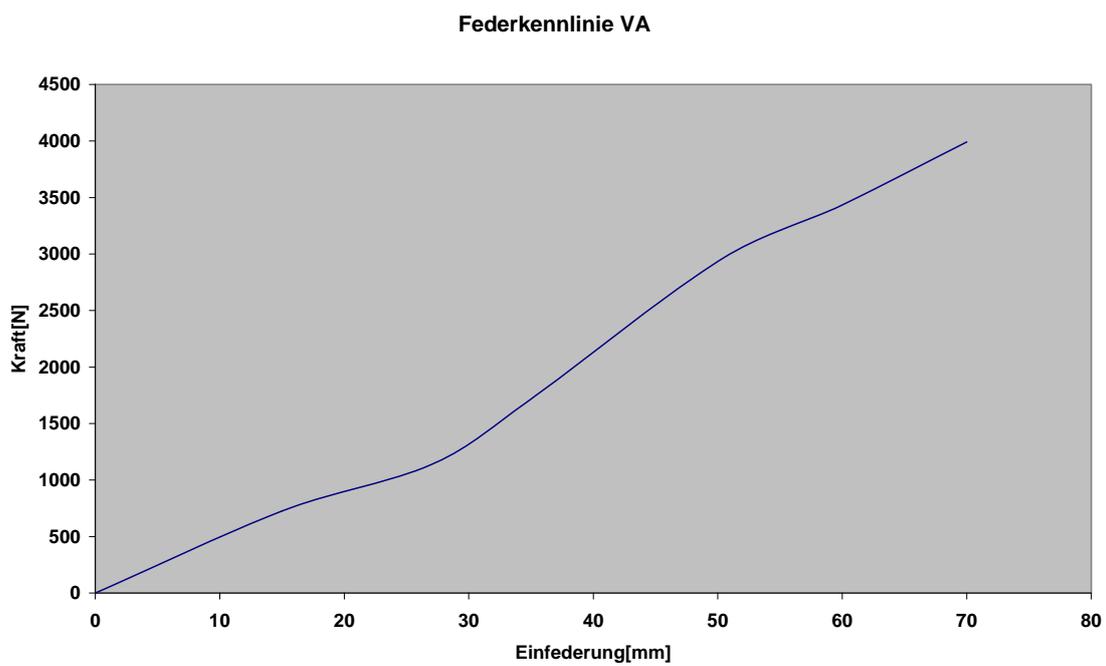


Abbildung A1.2: Federkennlinie Vorderachse

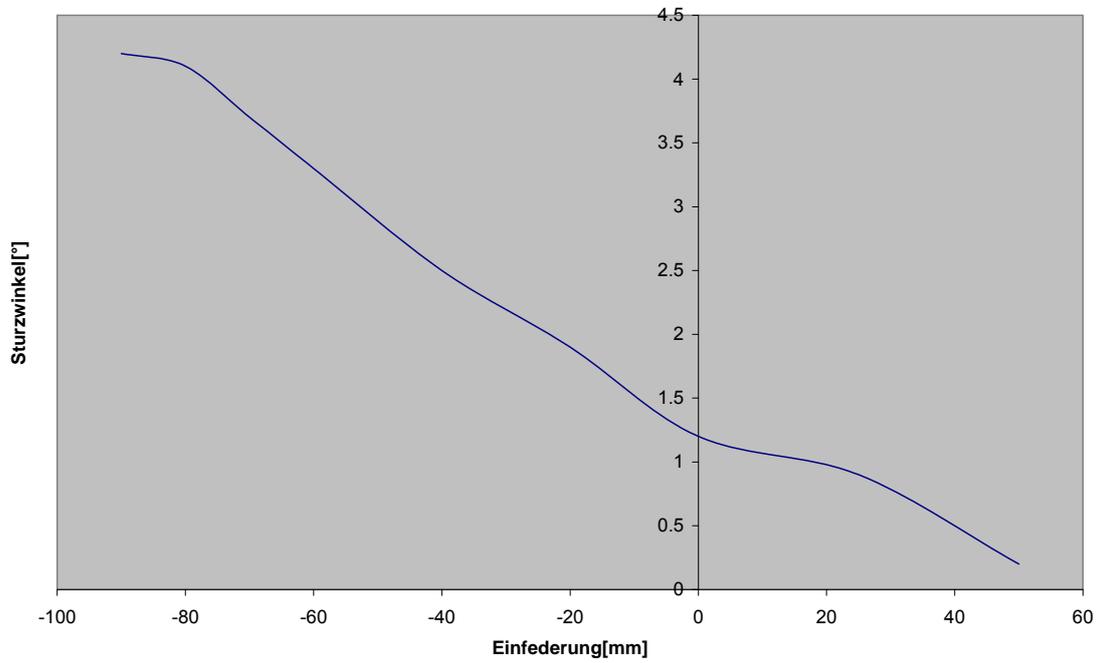
**A2 Achskinematik**

Abbildung A2.1: Sturzwinkel über der Einfederung

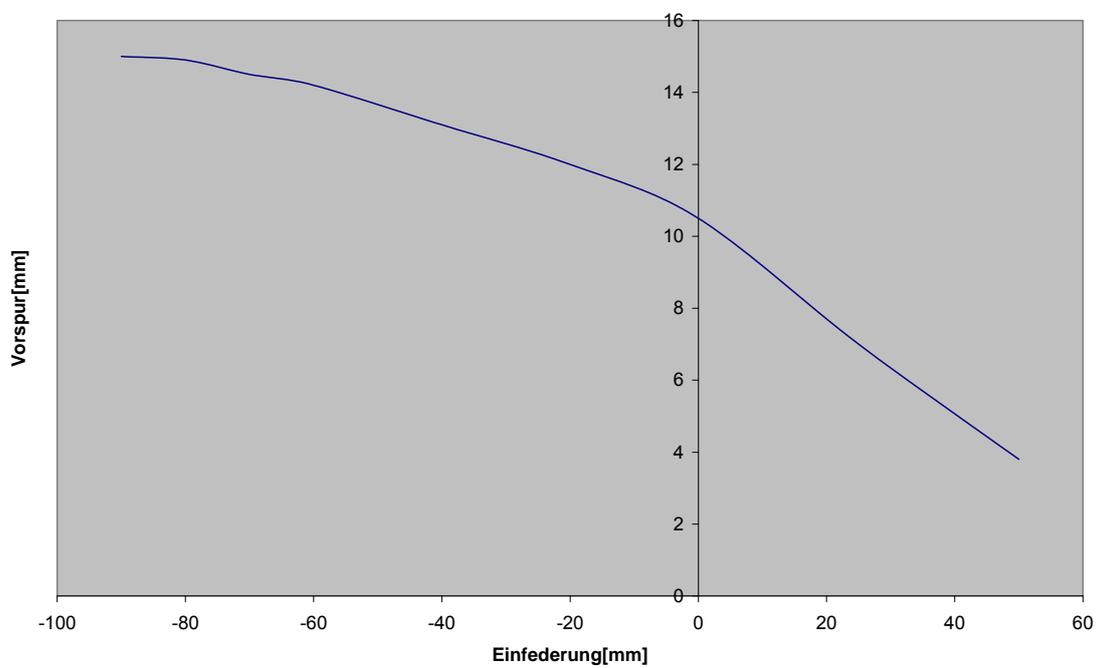


Abbildung A2.2: Vorspur über der Einfederung

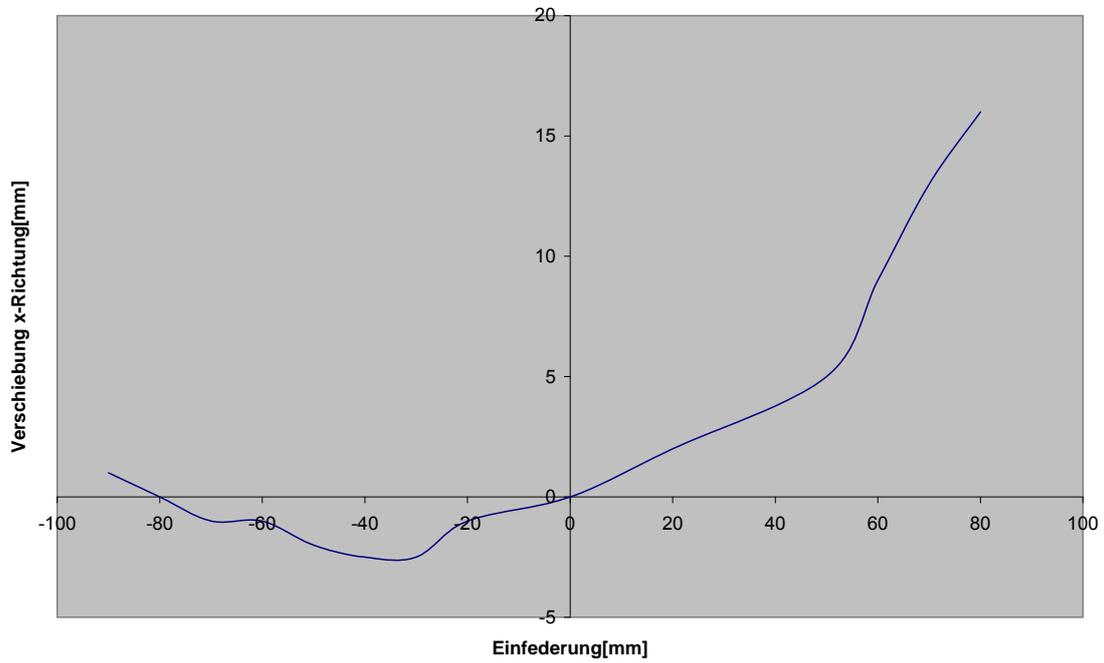


Abbildung A2.3: Verschiebung Radnabe Vorderachse X-Richtung über der Einfederung

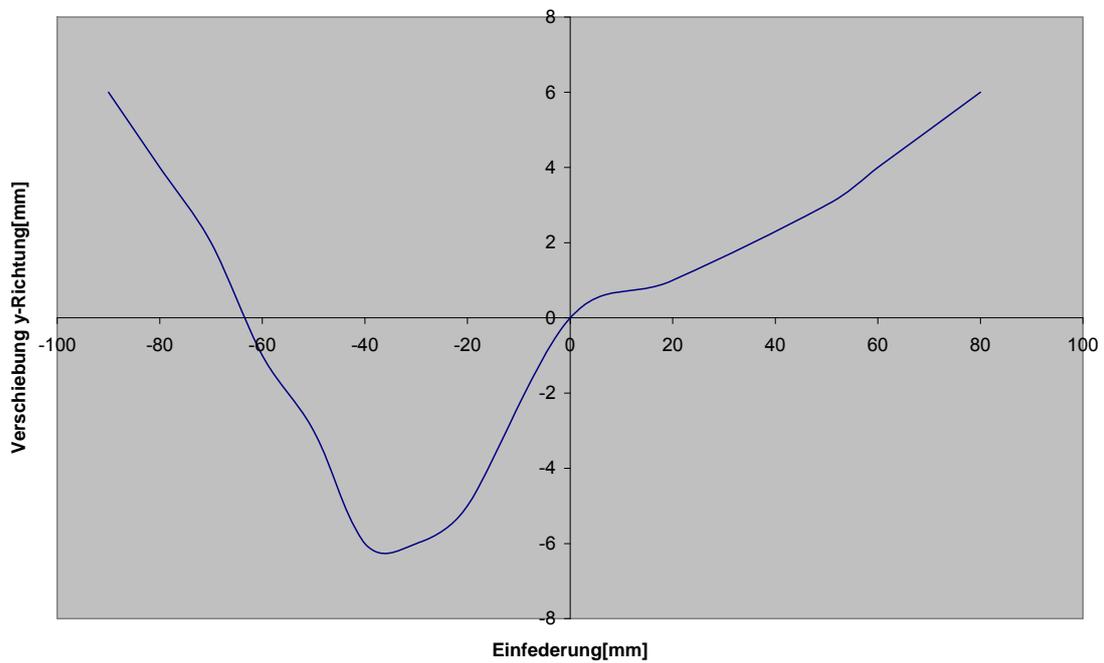


Abbildung A2.4: Verschiebung Radnabe Vorderachse Y-Richtung über der Einfederung

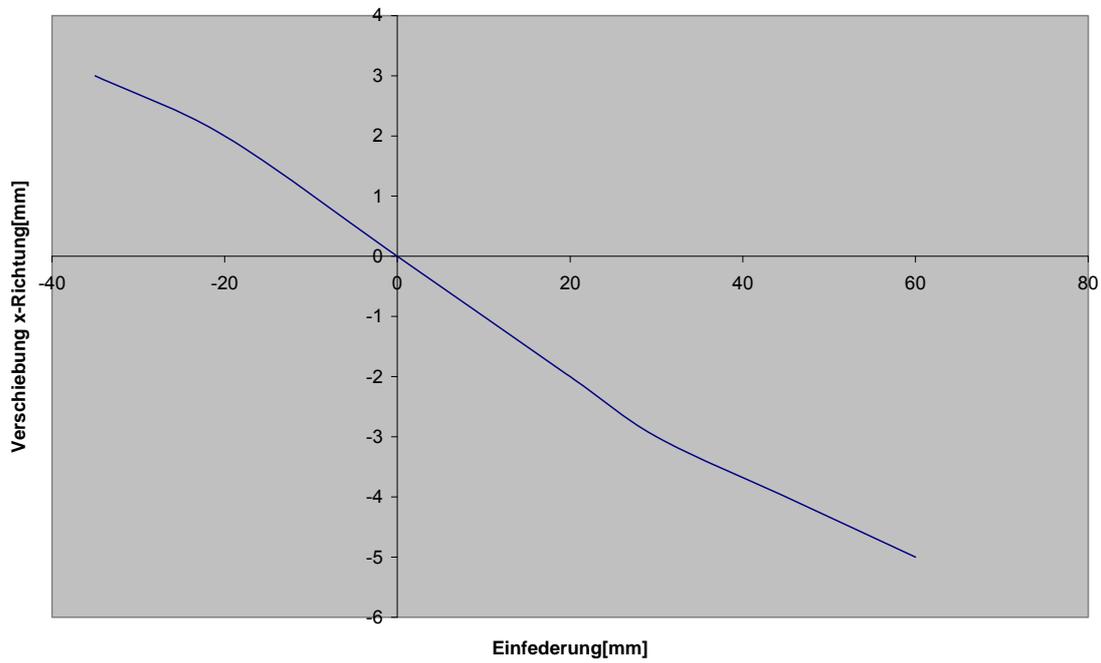


Abbildung A2.5: Verschiebung Radnabe Hinterachse X-Richtung über der Einfederung

**Weitere Werte:**

Nachlauf  $2,9^\circ$  ( $2^\circ 54'$ )

Spreizung  $8,55^\circ$  ( $8^\circ 33'$ )

### A3 Wanksteifigkeit

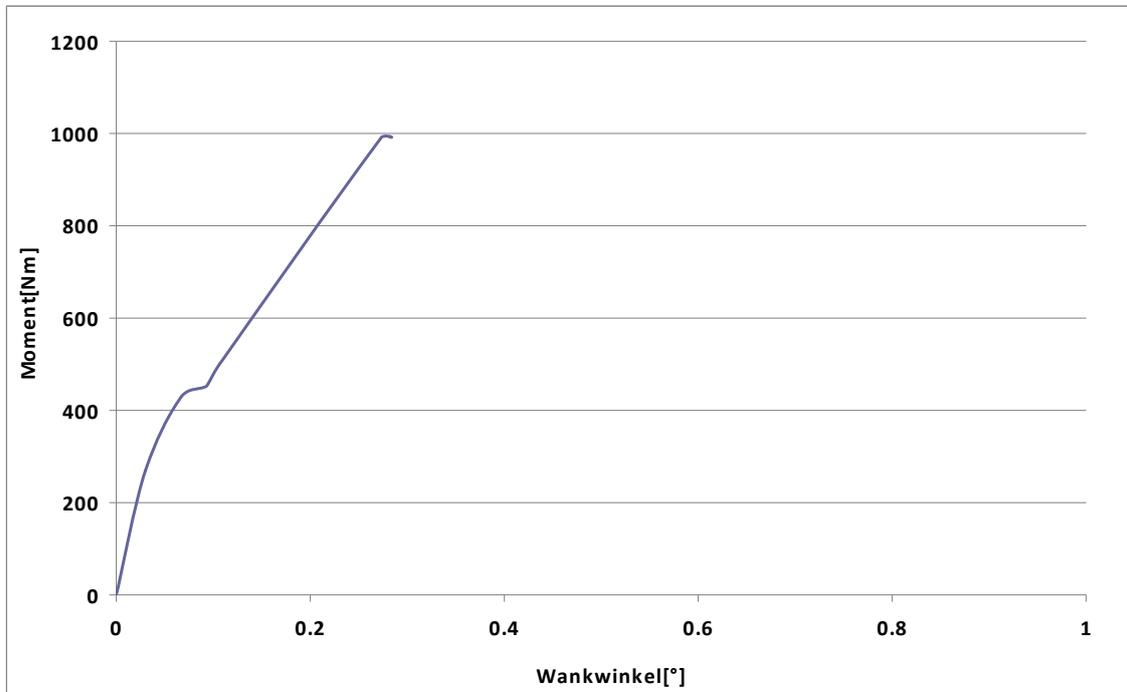


Abbildung A3.1: Gesamtwanksteifigkeit beim Hochfahren

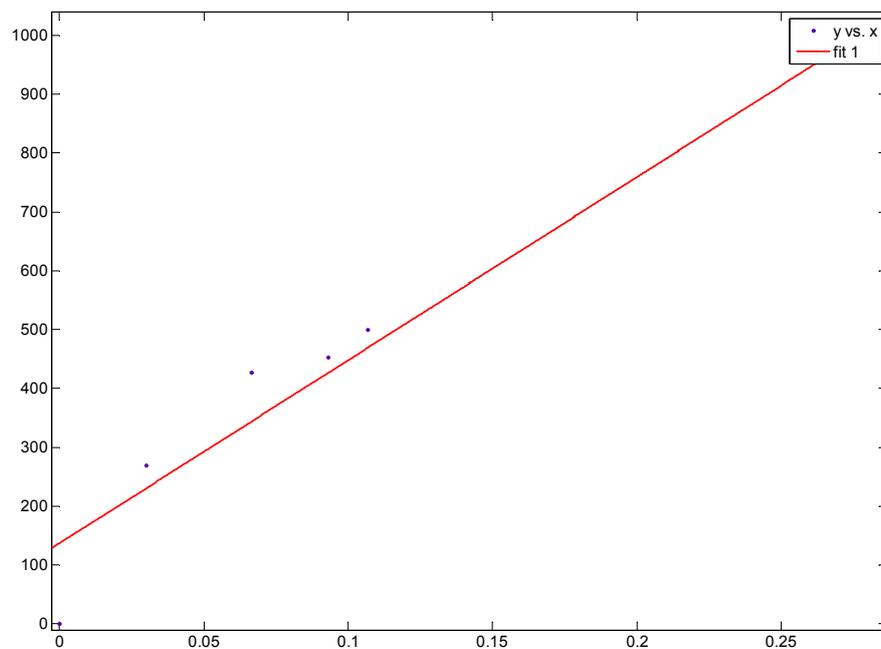


Abbildung A3.2: Kurvenanpassung beim Hochfahren für die Gesamtwanksteifigkeitsfestlegung

Linear model Poly1:

$$f(x) = p1 \cdot x + p2$$

Coefficients (with 95% confidence bounds):

$$p1 = 3112 \text{ (2559, 3664)}$$

$$p2 = 136.9 \text{ (37.35, 236.4)}$$

Goodness of fit:

$$\text{SSE: } 3.021\text{e}+004$$

$$\text{R-square: } 0.9694$$

$$\text{Adjusted R-square: } 0.9643$$

$$\text{RMSE: } 70.96$$

Gesamtwanksteifigkeit beim Hochfahren:  $C=3112 \text{ Nm/}^\circ$

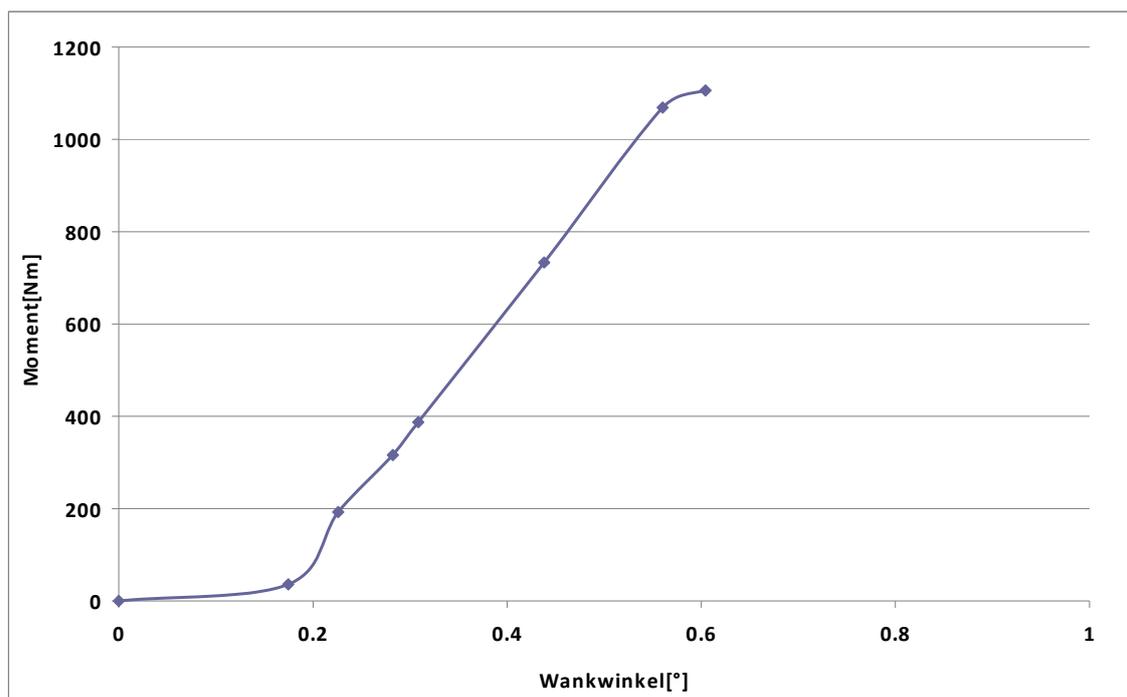


Abbildung A3.3: Gesamtwanksteifigkeit beim Runterfahren

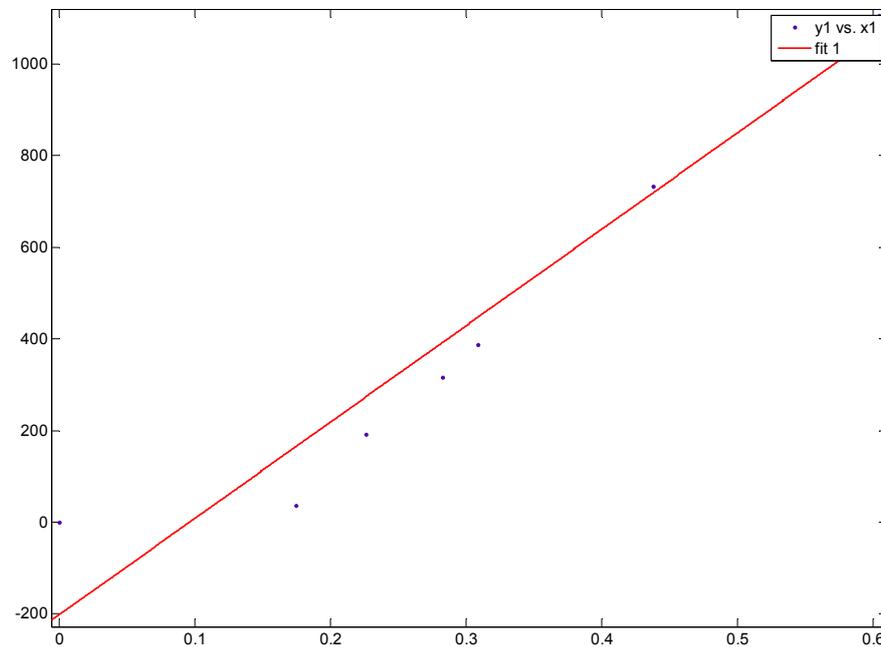


Abbildung A3.4: Kurvenanpassung beim Runterfahren für die Gesamtwanksteifigkeitsfestlegung

Linear model Poly1:

$$f(x) = p1 \cdot x + p2$$

Coefficients (with 95% confidence bounds):

$$p1 = 2102 \quad (1563, 2641)$$

$$p2 = -201.5 \quad (-403.8, 0.7782)$$

Goodness of fit:

$$\text{SSE: } 8.33e+004$$

$$\text{R-square: } 0.9382$$

$$\text{Adjusted R-square: } 0.9279$$

$$\text{RMSE: } 117.8$$

Gesamtwanksteifigkeit beim Runterfahren:  $C=2102 \text{ Nm/}^\circ$

Mittelwert:  $(3112+2102)/2= 2607 \text{ Nm/}^\circ$

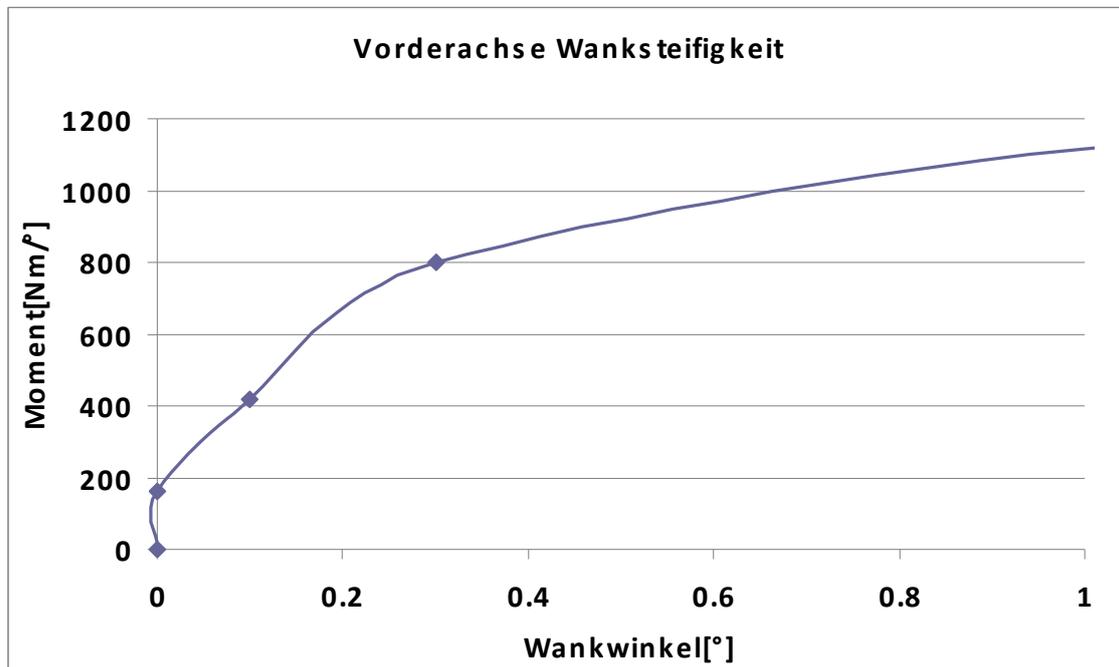


Abbildung A3.5: Vorderachsewanksteifigkeit

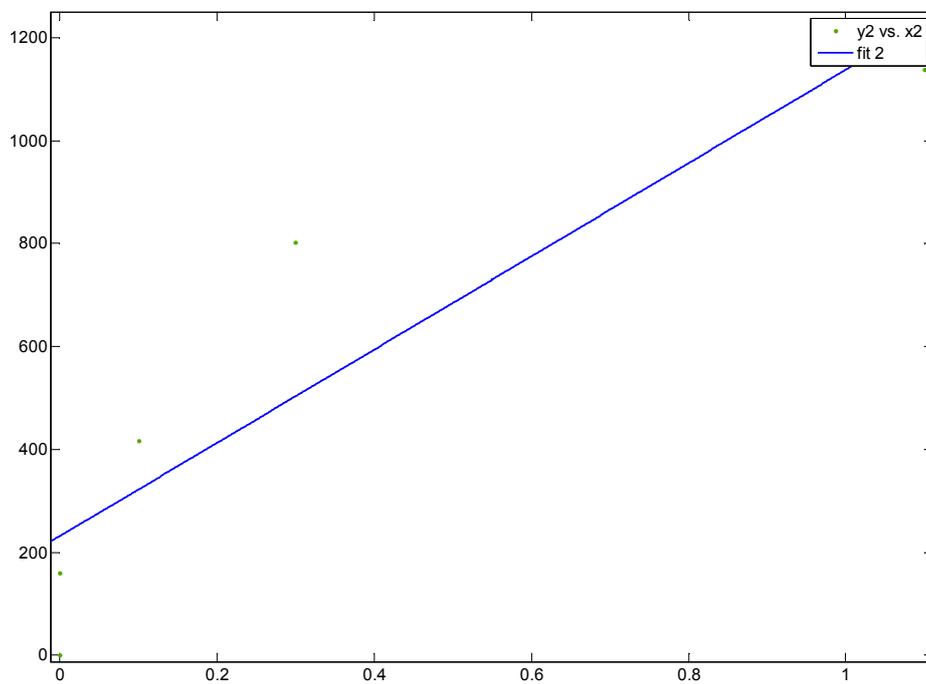


Abbildung A3.6: Kurvenanpassung für die Wanksteifigkeitsfestlegung für Vorderachse

Linear model Poly1:

$$f(x) = p1 \cdot x + p2$$

Coefficients (with 95% confidence bounds):

$$p1 = 906.2 \quad (102.1, 1710)$$

$$p2 = 231.5 \quad (-180.2, 643.1)$$

Goodness of fit:

$$\text{SSE: } 1.647e+005$$

$$\text{R-square: } 0.8109$$

$$\text{Adjusted R-square: } 0.7478$$

$$\text{RMSE: } 234.3$$

Wanksteifigkeit für Vorderachse:  $C_1=906.2 \text{ Nm/}^\circ$

Daraus ergibt die Wanksteifigkeit für Hinterachse sich:

$$C_2=C-C_1=2607-906.2=1700.8 \text{ Nm/}^\circ$$

## A4 Reifen

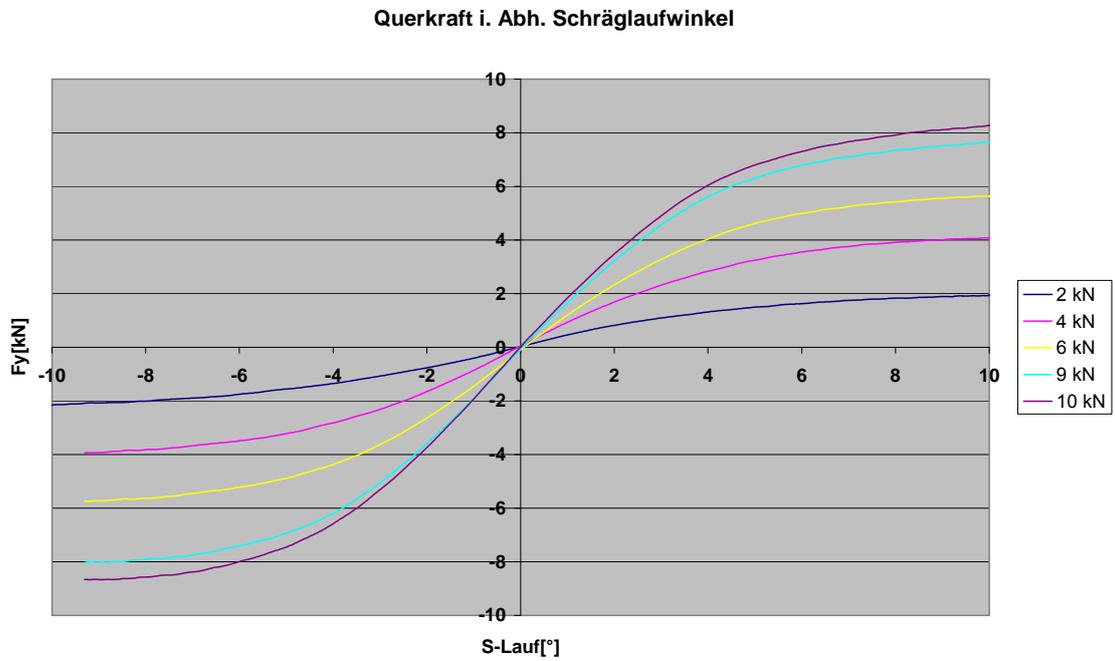


Abbildung A4.1: Querkraft in Abhängigkeit des Schräglaufs (Goodyear- Reifen, 3 bar Luftdruck)

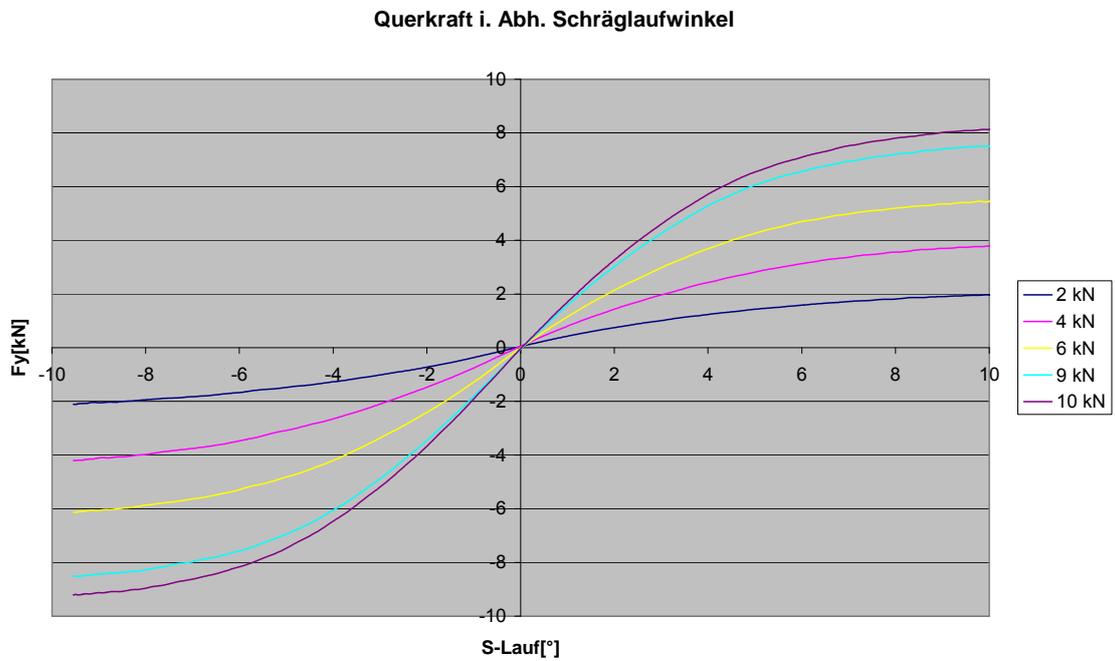


Abbildung A4.2: Querkraft in Abhängigkeit des Schräglaufs (Goodyear- Reifen, 3.5 bar Luftdruck)

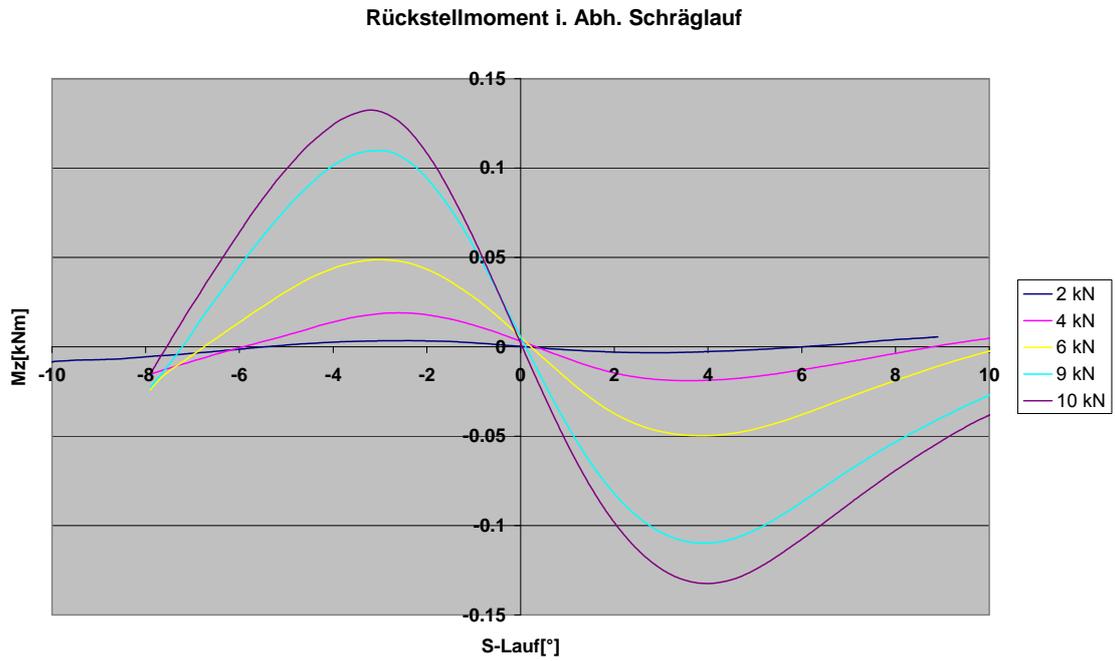


Abbildung A4.3: Rückstellmoment in Abhängigkeit des Schräglaufs (Goodyear- Reifen, 3 bar Luftdruck)

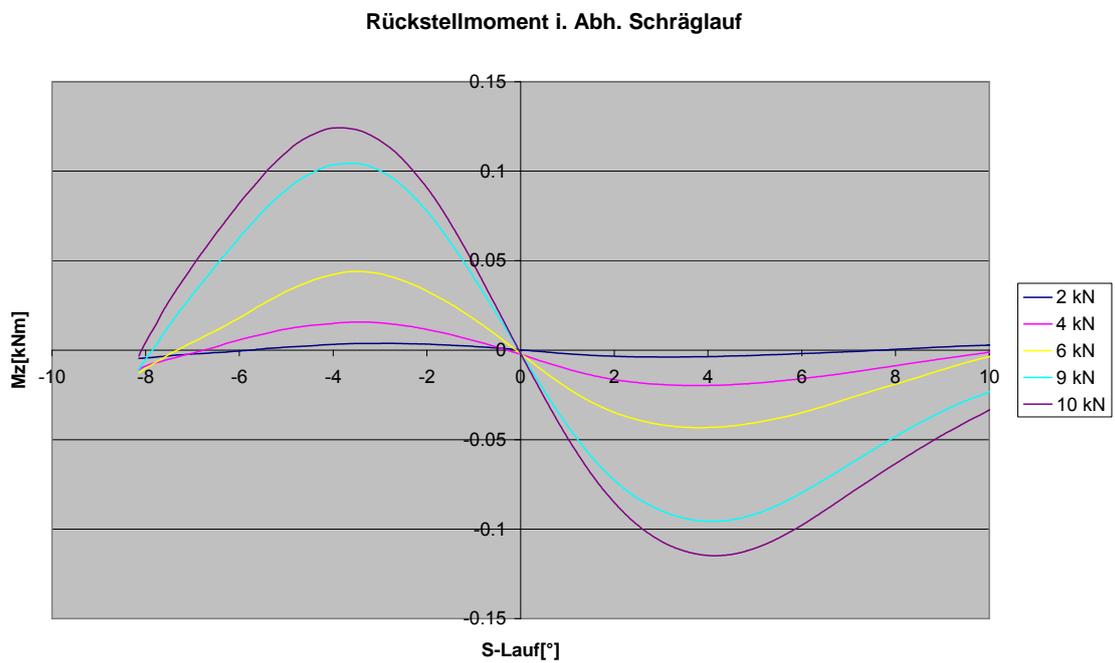


Abbildung A4.4: Rückstellmoment in Abhängigkeit des Schräglaufs (Goodyear- Reifen, 3.5 bar Luftdruck)

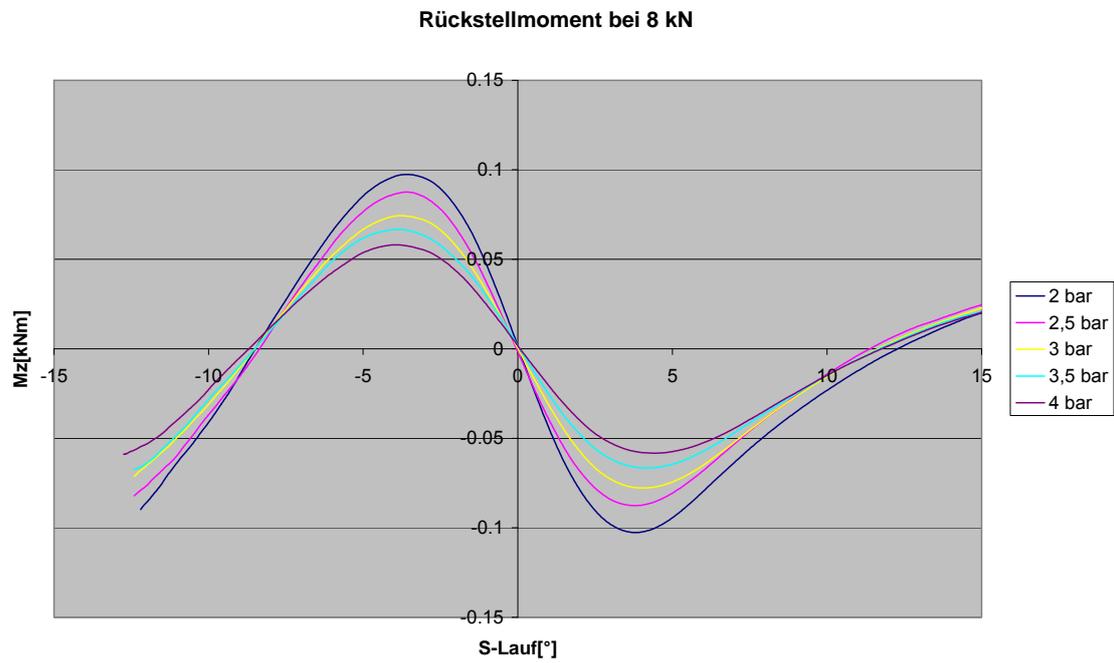


Abbildung A4.5: Rückstellmoment in Abhängigkeit des Schräglaufs bei 8 kN Radlast (Goodyear- Reifen)

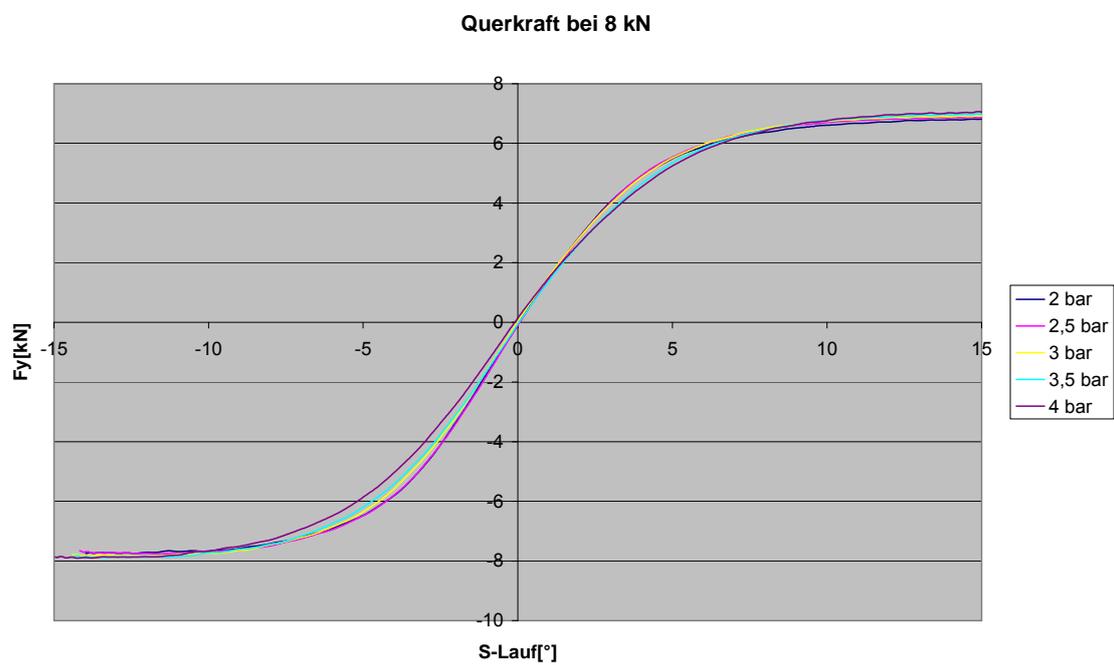


Abbildung A4.6: Querkraft in Abhängigkeit des Schräglaufs bei 8 kN Radlast (Goodyear- Reifen)

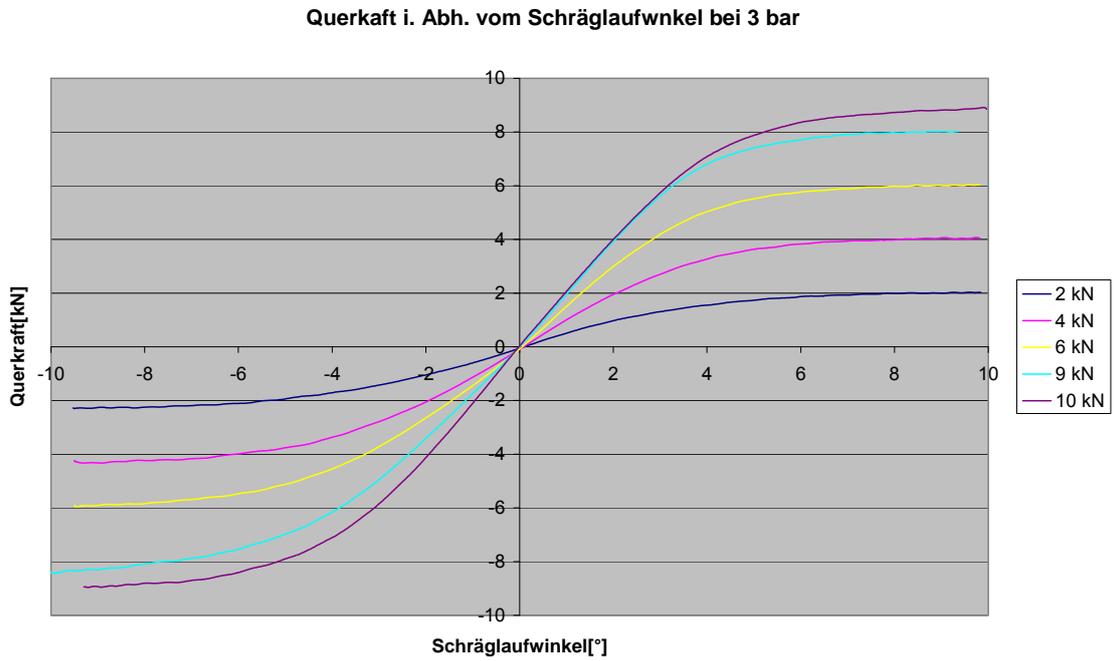


Abbildung A4.7: Querkaft in Abhängigkeit des Schräglaufs (Continental – Reifen, 3 bar Luftdruck)

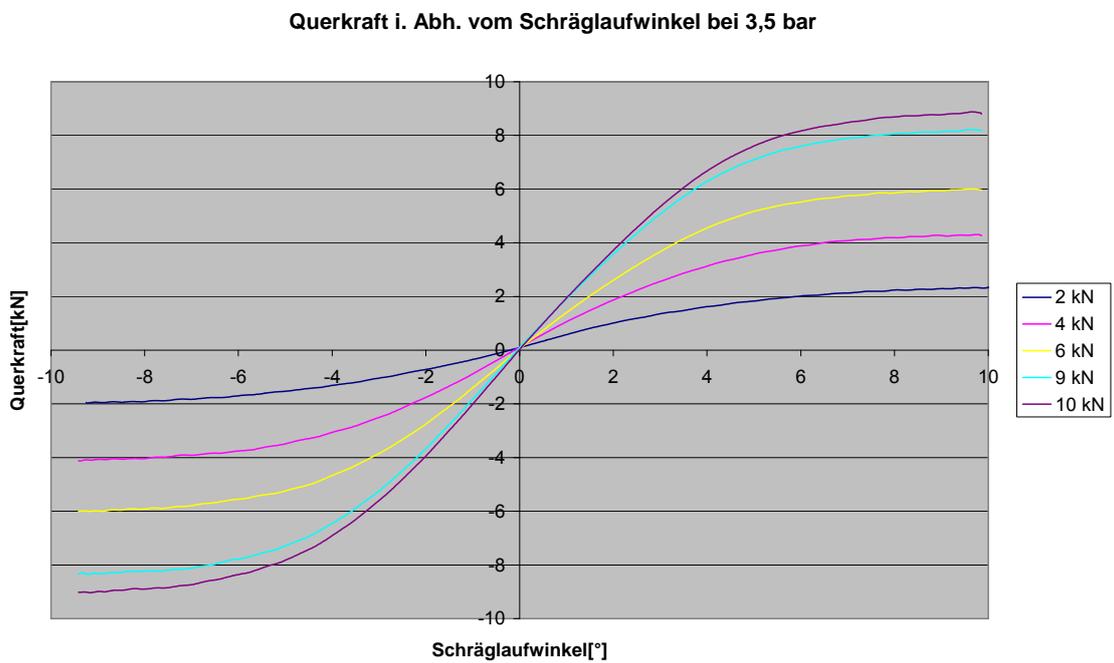


Abbildung A4.8: Querkaft in Abhängigkeit des Schräglaufs (Continental – Reifen, 3,5 bar Luftdruck)

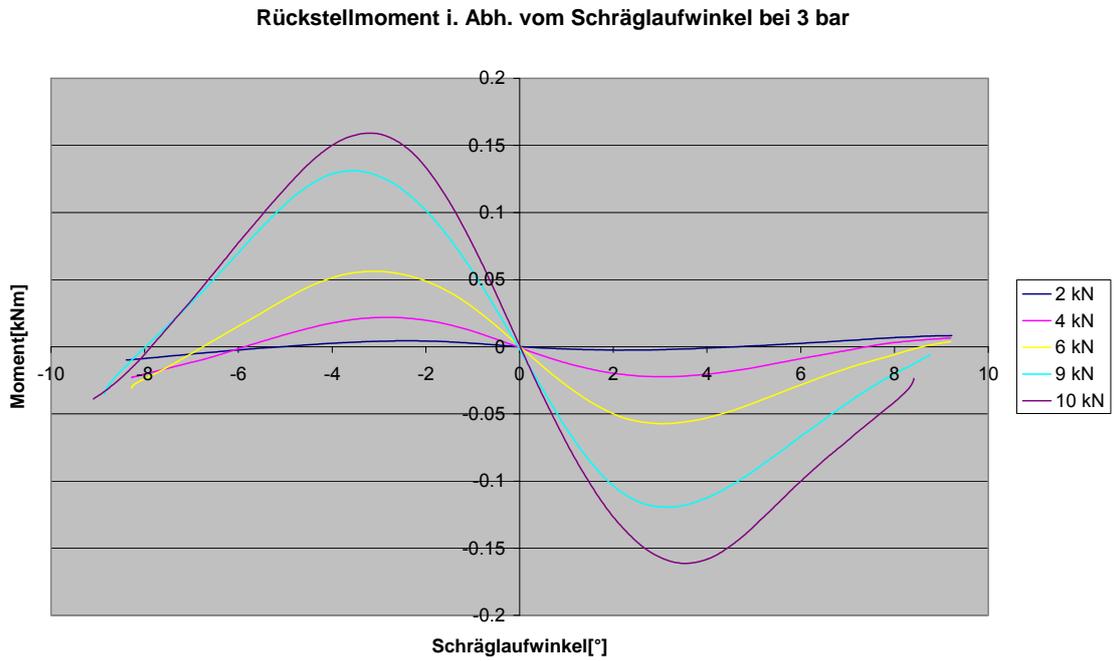


Abbildung A4.9: Rückstellmoment in Abhängigkeit des Schräglaufs (Continental- Reifen, 3 bar Luftdruck)

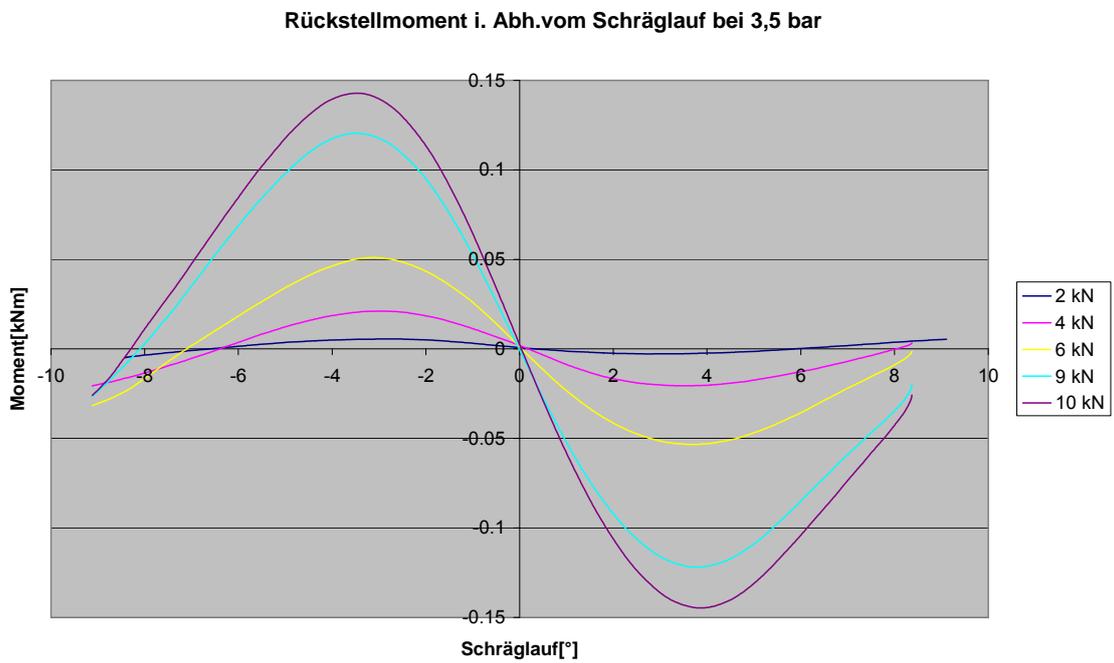


Abbildung A4.10: Rückstellmoment in Abhängigkeit des Schräglaufs (Continental- Reifen, 3.5 bar Luftdruck)

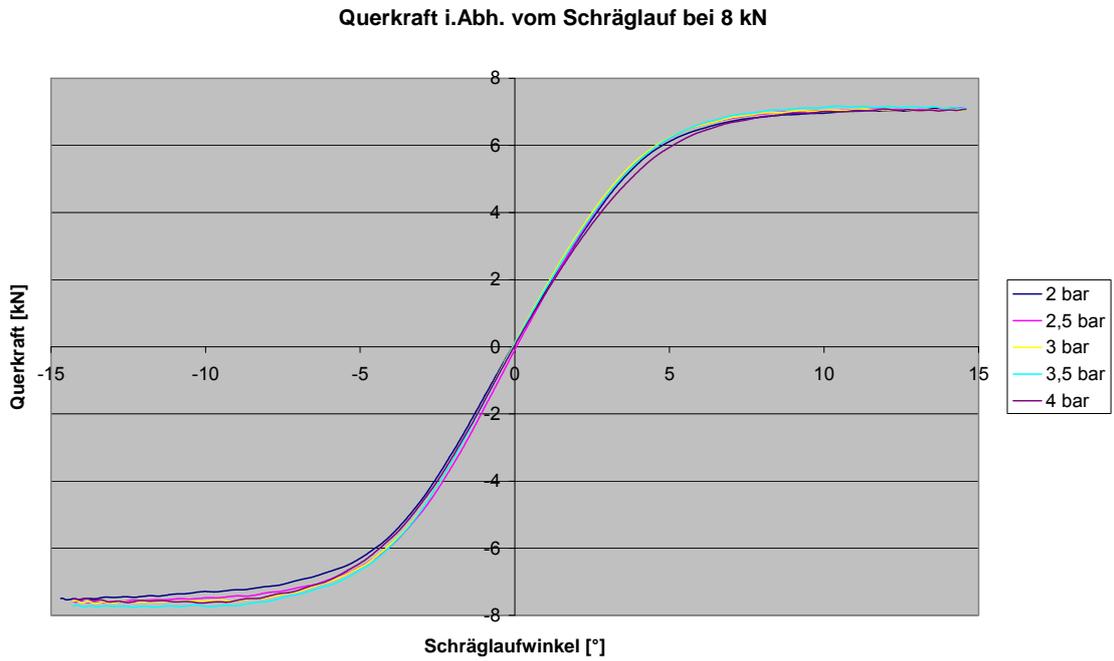


Abbildung A4.11: Querkräft in Abhängigkeit des Schräglaufs bei 8 kN Radlast (Continental - Reifen)

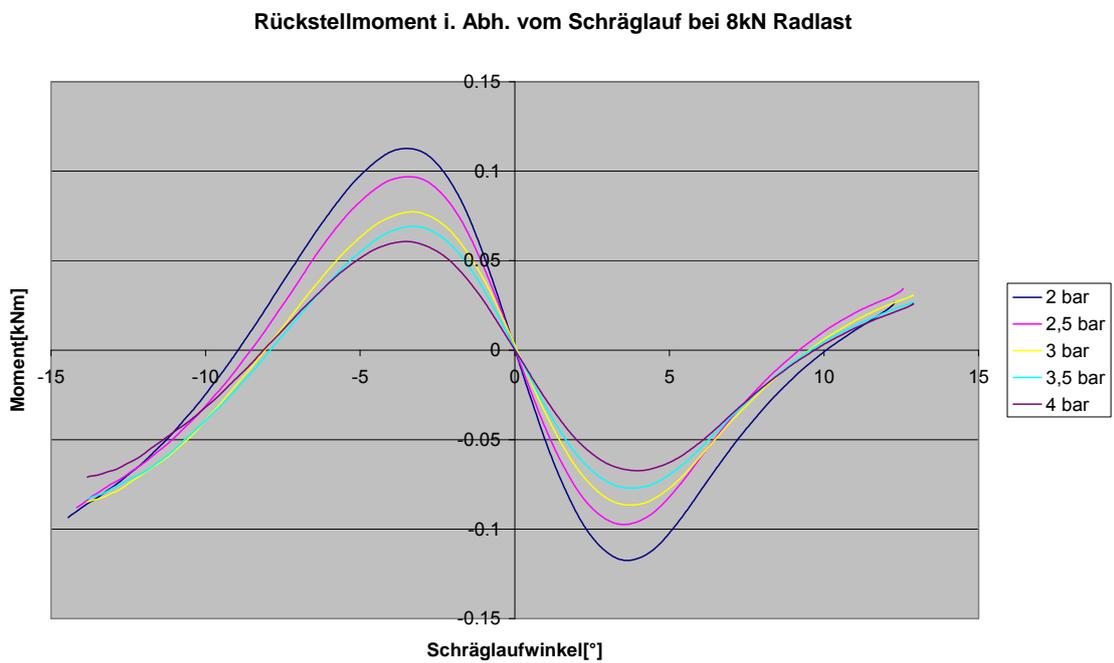


Abbildung A4.12: Rückstellmoment in Abhängigkeit des Schräglaufs bei 8 kN Radlast (Continental - Reifen)

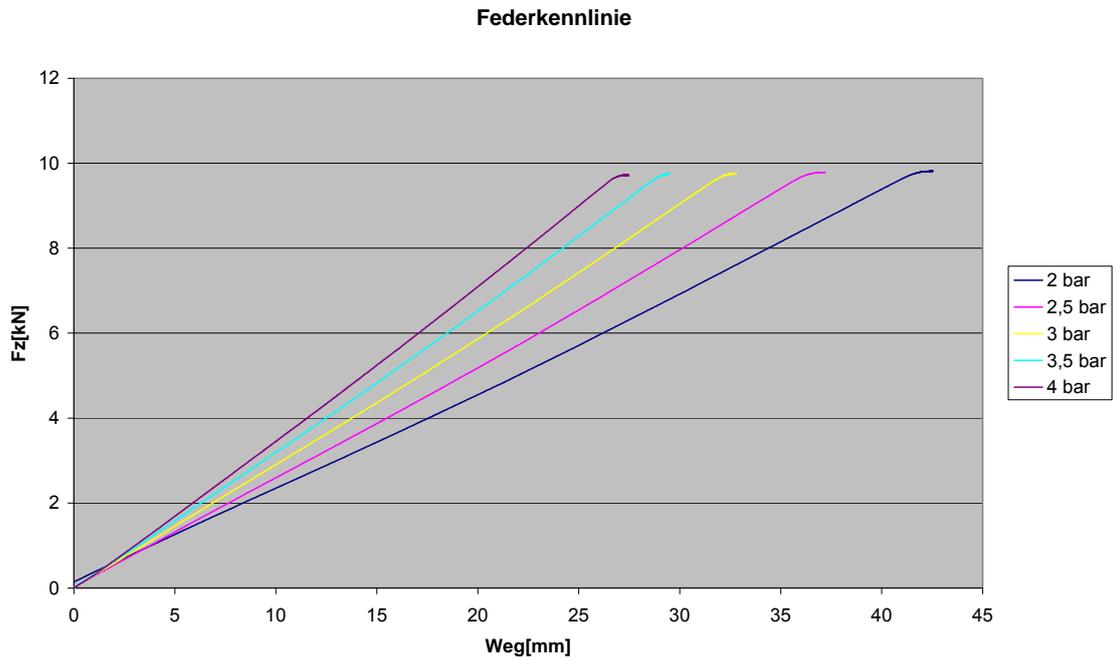


Abbildung A4.13: Federkennlinie Goodyear – Reifen in der Ebene

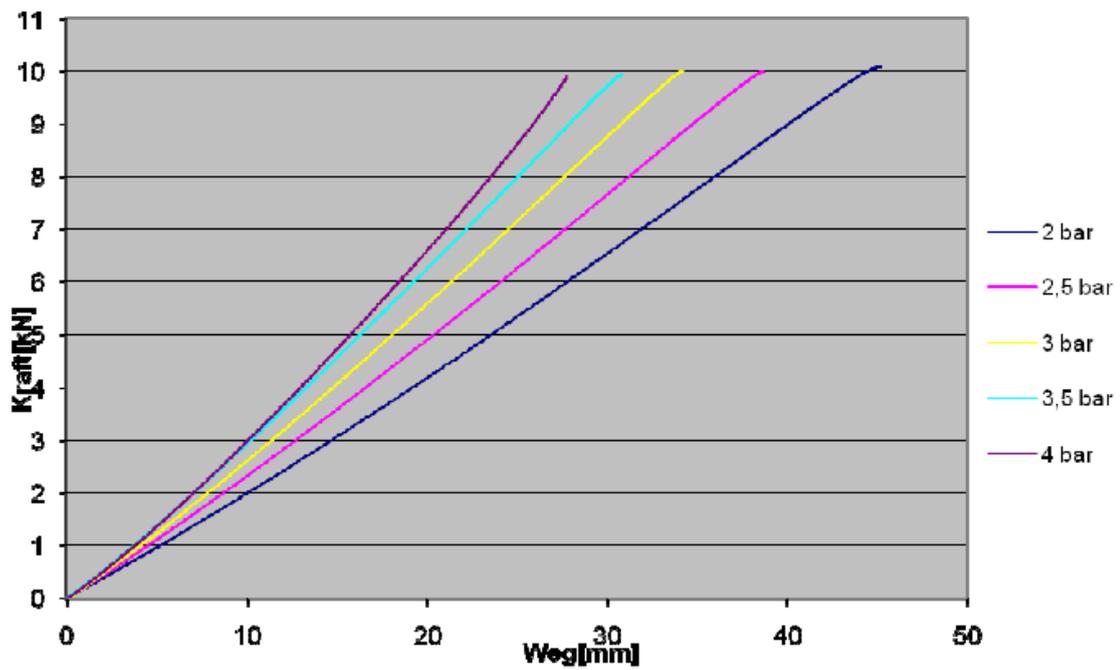


Abbildung A4.14: Federkennlinie Continental – Reifen in der Ebene

## Literaturverzeichnis

- [1] Schmid, M.: Bundesanstalt für Straßenwesen, "Unfallbeteiligung von Kleintransportern", Bergisch Gladbach, Februar 2004
- [2] Schmid, M.: Bundesanstalt für Straßenwesen, "Unfallbeteiligung von Kleintransportern", Bergisch Gladbach, Juni 2006
- [3] Tomaske, Winfried: Testmethoden zur Untersuchung des Fahrverhaltens, 1990
- [4] Mitschke, M. und H. Wallentowitz: Dynamik der Kraftfahrzeuge, 4. Auflage Berlin, Springer Verlag, 2004.
- [5] Gillespie, T. D.: *Fundamentals of Vehicle Dynamics*: Society of Automotive Engineers Inc., 1992.
- [6] WTD 41 Standarderprobungsverfahren für FAHRZEUGE (SEV).
- [7] Langwieder, K., Prof., Dr. –Ing et. al „Sicherheitsgewinn durch ESP Internationale Erfahrung aus Realunfällen“
- [8] Berg F.,A. et al, „Sicherheit von Transportern Aktualisierte Unfallanalysen, Befragungen und Test“, DEKRA, DEKRA/VDI Symposium Sicherheit von Nutzfahrzeugen, Neumünster, 20-21.Oktober 2004.
- [9] TÜV SÜD Akademie GmbH: Kleintransporter und leichte Nutzfahrzeuge, München: Tagung und Kongresse, 2007
- [10] Baumann, W.: Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen, Dissertation, Darmstadt Technische Universität, 2003
- [11] „<http://www.verkehrsagentur.de/leistungen3.html>“, 15.05.2008
- [12] „[http://www.oeamtc.at/index.php?type=article&id=1129915&menu\\_active=95](http://www.oeamtc.at/index.php?type=article&id=1129915&menu_active=95)“, 15.05.2008
- [13] Mercedes Sprinter Catalog 2007
- [14] Sandner, V., Unger, T. „Untersuchung der Fahrzeugsicherheit von Kleintransportern aus Sicht der ADAC Unfallforschung“ , ADAC, Kleintransporter und leichte Nutzfahrzeuge, Tagung München 2007.
- [15] ESP-A New Electronic Safety System for Commercial Vehicles  
Auto Technology 6/2001
- [16] Reuter, A., „Sorgfalt in der Entwicklung von Fahrassistenz-Systemen“, Kleintransporter und leichte Nutzfahrzeuge, München 2007.

- [17] Freymann, R, Prof. Dr. „Möglichkeiten und Grenzen von Fahrerassistenzsystemen“, BMW Group Forschung und Technik.
- [18] Fleury, G. Fassenot, T „Prevention of occupational road risk for Light Commercial Vehicles in France“. Kleintransporter und leichte Nutzfahrzeuge, Tagung München 2007.
- [19] Elser, J., Cattarius, J., Dr. „Bewertung des Fahr- und Lenkverhaltens von Kleintransportern im Frequenzbereich“, DaimlerChrysler AG, Stuttgart, Kleintransporter und leichte Nutzfahrzeuge, Tagung München 2007
- [20] Hartenberger, D. „Leichte Nutzfahrzeuge im praktischen Einsatz: Tatsächliche Ladungsicherung/Lenk- und Ruhezeiten“, Beratungszentrum Polizei, Mainz, Kleintransporter und leichte Nutzfahrzeuge, Tagung München 2007
- [21] Egelhaaf, M, Niewöhner, W., „Vergleichende Untersuchungen zur Aktiven Sicherheit von Transportern“, DEKRA Automobil GmbH Stuttgart, Kleintransporter und leichte Nutzfahrzeuge, Tagung München 2007
- [22] Führer, T., Liebemann, E., Dr., „Leichte Nutzfahrzeuge - Anforderungen an die Fahrzeugstabilitätsregelung“, Robert Bosch GmbH, Kleintransporter und leichte Nutzfahrzeuge, Tagung München 2007
- [23] <http://www.formtrans.de/dmdocuments/zertifikat2.pdf>
- [24] Wey, T.; Weimann, U.; Esser, F.: „Methoden und Kriterien zur objektiven Beurteilung der Sicherheit von Fahrstabilitätssystemen“ TÜV Tagung März 2004: Aktive Sicherheit durch Fahrerassistenz“
- [25] van Zanten, A., Erhardt, R., Lutz, A., Neuwald, W., Bartels, H. Simulation for the Development of the Bosch-VDC, SAE-Paper Nr. 960486
- [26] Ellinghaus, D; Steinbrecher, J; Lkw im Straßenverkehr. Eine Untersuchung über die Beziehungen zwischen Lkw- und Pkw-Fahrern. Uniroyal Verkehrsuntersuchung 27, Köln/Hannover 2002
- [27] Güvenc, L., Güvenc, B., A., „ The Limited Integrator Model Regulator and Its Use in Vehicle Steering Control “, TÜBITAK 2002.
- [28] Ackermann, J., Blue, Bünte, Güvenc, Kaesbauer, Kordt, Muhler und Odenthal, „Robust Control: The Parameter Space Approach“, Springer 2002.
- [29] CarSim Data Manual, Mechanical Simulation Corporation, 2008

Betreute Studien-und Diplomarbeiten

- [30] Diplomarbeit Braun, „Konstruktion einer Kippsicherung für N1 Fahrzeug, sowie Untersuchung der Auslegung unter fahrdynamischen Gesichtspunkten“
- [31] Diplomarbeit Osterhoff, „Einfluss eines lastabhängigen ESP auf die Fahrsicherheit von N1 Fahrzeugen“
- [32] Studienarbeit Winkler, „Ermittlung von Fahrzeugdaten für einen Sprinter und Auswertung fahrdynamischer Versuche“