

Untersuchungen zur dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur
Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte

Dissertation

vorgelegt von

Dipl.-Ing. Frank Wolfgang Baumann

aus Würzburg

Berichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. Hermann Winner

Mitberichterstatter: Prof. Dr. rer. nat. Michael Schäfer

Tag der Einreichung: 17. Januar 2003

Tag der mündlichen Prüfung: 23. April 2003

Darmstadt 2003

D17

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist während meiner Zeit als Doktorand bei der DaimlerChrysler AG im Center Aktive Sicherheit, Aerodynamik, Kühlung (EP/GF) entstanden.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. em. Dr.-Ing. B. Breuer, dem emeritierten Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt, für die wissenschaftliche Betreuung, die gewährte Selbständigkeit und die vielen Anregungen, die zum Gelingen der Arbeit beigetragen haben.

Einen herzlichen Dank gilt auch Herrn Prof. Dr. rer. nat. H. Winner, dem Leiter des Fachgebiets Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Darmstadt, für die Übernahme der wissenschaftlichen Betreuung der Arbeit nach der Emeritierung von Prof. Dr.-Ing. B. Breuer und für die zusätzlichen Impulse, die dadurch in die Arbeit eingeflossen sind.

Herrn Prof. Dr. rer. nat. M. Schäfer danke ich für die freundliche Übernahme des Koreferates und die kritische Durchsicht der Arbeit.

Bei der DaimlerChrysler AG, insbesondere bei Prof. Dr.-Ing. T. Breitling, Herrn H. Struck und Dr.-Ing. R. Rutz, möchte ich mich dafür bedanken, dass die notwendigen Mittel und Versuchseinrichtung für die Durchführung der Arbeit zur Verfügung gestellt wurden, sowie der notwendig wissenschaftliche Freiraum gewährt wurde.

Weiterhin gilt mein besonderer Dank Herrn Dr.-Ing. J. Breuer, Dr.-Ing. L. Eckstein, Dr.-Ing. M. Fach und Herrn W. Rüdt, die mit ihrem fachlichen Rat, Anregungen und Diskussionen wesentlich zur Entstehung der Arbeit beigetragen haben. Darüber hinaus bedanke ich mich bei allen Kollegen der DaimlerChrysler AG sowie den betreuten und sehr motivierten Studenten und Praktikanten, durch deren Unterstützung das Anfertigen der Arbeit erst ermöglicht wurde.

Ferner möchte ich mich bei meinen Eltern Rosemarie und Hanswalter Baumann bedanken, die den Grundstein für meine Ausbildung und Berufsweg und damit auch für diese Arbeit gelegt haben.

Schließlich danke ich meiner Freundin Anja für den Rückhalt und die Unterstützung, die sie mir während der Anfertigung dieser Arbeit gegeben hat.

Stuttgart im Januar 2003

Frank Baumann

Inhalt

1	<i>Einführung</i>	1
1.1	Problematik	1
1.2	Formen des Fahrzeugkippens und Einordnung	6
1.3	Stand der Forschung	9
1.3.1	Entstehung von Rollinstabilität	13
1.3.2	Bewertungsmethoden	24
1.3.2.1	Bewertungsverfahren für die stationäre Kippsicherheit.....	24
1.3.2.2	Bewertungsverfahren für die dynamische Kippsicherheit	27
1.3.3	Vermeidung und Schutzsysteme	33
1.4	Problemstellung und Zielsetzung	34
1.5	Fazit	35
2	<i>Forschungsansatz</i>	37
2.1	Analyse des Kippvorgangs	37
2.2	Zentrale Fragestellungen	39
2.3	Anforderungen an die Methodik	40
2.4	Fazit	41
3	<i>Methodik</i>	42
3.1	Grundlagen	42
3.1.1	Fahrzeugkoordinaten	42
3.1.2	Definition der Rollinstabilität.....	42
3.1.3	Einflussfaktoren auf das Kippen.....	44
3.1.4	Bewegungskopplung	46
3.2	Untersuchungswerkzeuge	47
3.2.1	Fahrversuche.....	47
3.2.1.1	Fahrdynamikauto.....	47
3.2.1.2	Messtechnik.....	51
3.2.1.3	Versuchsstrecke, Testbedingungen	52
3.2.2	Simulationsumgebung FADYS	54
3.2.2.1	Aufbau des Fahrzeugmodells	54
3.2.2.2	Validierung des Fahrzeugmodells.....	55
3.3	Untersuchungskonzept	59
3.3.1	Kritische Fahrzeuganregung.....	59
3.3.1.1	Stationäre Fahrzeuganregung.....	59
3.3.1.2	Sprungartige Fahrzeuganregung	60
3.3.1.3	Synthetische Fahrzeuganregung im Aufbauswerpunkt.....	60
3.3.1.4	Harmonische Lenkanregung	61
3.3.1.5	Reale Lenkanregungen (Closed Loop).....	64

3.3.2	Bedingungen und Mechanismen für Rollinstabilität.....	64
3.3.3	Einfluss von Fahrzeugparametern auf die Rollstabilität.....	69
3.3.3.1	Bewertungsmaßstab Schwerpunktshöhe.....	69
3.3.3.2	Bewertungsmaßstab kritische Fahrereingaben.....	70
3.3.3.3	Auswahl der Fahrzeugparameter.....	71
3.4	Fazit.....	74
4	Ergebnisse.....	76
4.1	Definition der Kippschwelle für das Fahrdynamikauto.....	76
4.2	Kritische Anregungsformen.....	80
4.2.1	Kritische Lenkstrategien in Closed-Loop-Fahrmanövern.....	80
4.2.1.1	Lenkamplituden und Lenkgeschwindigkeiten.....	80
4.2.1.2	Anregungsfrequenzen.....	83
4.2.1.3	Lenkwinkelverlauf.....	85
4.2.2	Harmonische Lenkanregung.....	89
4.2.3	Resonanzanregung.....	90
4.2.3.1	Wankeigenfrequenz und Wankresonanz.....	90
4.2.3.2	Fahrzeugübertragungsverhalten.....	92
4.2.4	Kippgrenze in Abhängigkeit von der Fahrzeuganregung.....	98
4.3	Fahrzustände und Mechanismen für Rollinstabilität.....	100
4.3.1	Fahrzeugbewegung um die Hochachse.....	100
4.3.2	Wankdynamik.....	105
4.3.3	Seitenkräfte.....	108
4.3.4	Konzept der Überschussqueranregung.....	115
4.4	Einfluss von Fahrzeugparametern.....	119
4.4.1	Aufbauparameter.....	119
4.4.2	Fahrwerksparameter.....	123
4.4.3	Reifen.....	128
4.5	Fazit.....	130
5	Diskussion und Ausblick.....	134
5.1	Übertragbarkeit.....	134
5.2	Bewertung der Kippsicherheit.....	138
5.2.1	Kippkritische Fahrereingaben im Vergleich zum realen Fahrbetrieb.....	138
5.2.2	Dynamische Rollover-Tests.....	139
5.2.3	Querbeschleunigung als Bewertungskriterium.....	141
5.2.4	Einfluss von Kippstellen.....	141
5.3	Erhöhung der Kippsicherheit.....	143
5.3.1	Rollstabile Auslegung eines Fahrzeugkonzepts.....	144
5.3.2	Regelstrategien für Fahrwerksregelsysteme.....	145
6	Zusammenfassung.....	148

***Anhang*..... 150**

A1: Position der Zusatzmassen beim Fahrdynamikauto

A2: Position der Fahrzeugsensorik beim Fahrdynamikauto

A3: Fahrzeugdaten für die Fahrzeugvarianten des Fahrdynamikautos

A4: Kritischer Fahrerinput als Funktion von Fahrzeugparametern

A5: Parametervariationen / Änderungen in den Fahrzeugdaten des Fahrdynamikautos bei der
Sensitivitätsanalyse

***Literaturverzeichnis*..... 159**

Formelzeichen, Abkürzungen und Indizes

Abkürzungen

CSV	Critical Sliding Velocity
CU	Consumers Union
DLT	Dynamic Load Transfer
DRM	Dynamic Rollover Metric
DSI	Dynamic Stability Index
ESP	Elektronisches-Stabilitäts-Programm
FADYS	Fahrdynamiksimulationsmodell der DaimlerChrysler AG
FGSV	Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen
Fzg.	Fahrzeug
GM	General Motors
GPS	Global Positioning System
HA	Hinterachse
ISO	International Organization for Standardization
LAR	Lateral Acceleration at Rollover
LRW	Lenkradwinkel
LTR	Load Transfer Ratio
Mio.	Millionen
MPV	Multi Purpose Vehicle
NAFTA	North American Free Trade Agreement-Markt
NCAP	New Car Assessment Program
NHTSA	National Highway Traffic Safety Administration
PCL LC	Path Following Limit Lane Change
Pkw	Personenkraftwagen
ROP	Rollover Prevention
RPER	Rollover Prevention Energy Reserve
RPM	Rollover Prevention Metric
SM	Stability Margin
SP	Schwerpunkt
SPR	Side-Pull-Ratio
SRT	Skid Resistance-Test
SSF	Static Stability Factor
Stabi	Stabilisator
SUV	Sport Utility Vehicle
THESEUS	Tankfahrzeug mit höchst erreichbarer Sicherheit durch experimentelle Unfallsimulation
TREAD	Transportation Recall, Enhancement, Accountability and Documentation
TTR	Tilt-Table-Ratio
UK	United Kingdom
USA	United States of America
VA	Vorderachse
VDA	Verband der Automobilindustrie

Formelzeichen

α	Seilwinkel beim Side-Pull-Test
β	Schwimmwinkel
δ	Lenkwinkel
μ	Kraftschlussbeiwert
ν	Nickwinkel
ω	Winkelgeschwindigkeiten
ψ	Gierwinkel
Θ	Trägheitsmoment
φ, Φ	Wankwinkel
β_{HA}	Schwimmwinkel an der Hinterachse
β_{mess}	Schwimmwinkel am Messort
β_{SP}	Schwimmwinkel im Schwerpunkt
A	Lenkradwinkelamplitude
a_y	Querbeschleunigung
E	Energie
E_{kin}	kinetische Energie
E_{pot}	potentielle Energie
E_{rot}	Rotationsenergie
F	Kraft
F_{quer}	Querkraft
G	Gewichtskraft
g	Erdbeschleunigung
h_s	Schwerpunktshöhe
J_{xx}	Wankträgheitsmoment
m	Masse
M	Moment
P	Leistung
r	Radius
SP_A	Schwerpunkt des Aufbaus
SP_R	Schwerpunkt des Rades
s_w	Spurweite
t	Zeit
v	Geschwindigkeit

1 Einführung

1.1 Problematik

Das einseitige Anheben eines Fahrzeugs während eines Fahrmanövers stellt einen für den Normalfahrer schwer kontrollierbaren Fahrzustand dar und resultiert zumeist in einem Fahrzeugüberschlag. Im angelsächsischen Sprachraum, in dem ein Großteil der Untersuchungen zum Fahrzeugkippen publiziert wurde, wird dann von Rollover gesprochen. Die Kippproblematik von Nutzfahrzeugen infolge ihres hohen Schwerpunkts im Verhältnis zur Spurweite ist bekannt. Schon in den 30er Jahren wurde für Busse in Großbritannien ein minimaler Kippstandard vorgeschrieben [42]. Dagegen wurden die Kippproblematik und die Häufigkeit von Kippunfällen bei Personenkraftwagen unterschätzt. In Deutschland werden in den amtlichen Unfallstatistiken Unfälle mit Fahrzeugüberschlägen bzw. Unfälle, bei denen ein Kippen des Fahrzeugs auftritt, nicht erfasst. Schätzungen gehen von einem Anteil der Kippunfälle am gesamten Unfallgeschehen von 5% aus [60]. Eine Studie der Schadensversicherer [88] beziffert den Anteil der Kippunfälle an Alleinunfällen, d.h. an Unfällen ohne Beteiligung weiterer Verkehrsteilnehmer, in Deutschland auf 45%. In Europa ist darüber hinaus lediglich in Großbritannien eine Erfassung von Kippunfällen bekannt [112,148]. Einer Studie zufolge beträgt der Rollover-Anteil an allen Unfällen dort ca. 13% [148].

In den USA dagegen werden Kippunfälle schon seit vielen Jahren statistisch erfasst. Im Jahr 2000 verzeichnete die Unfallstatistik dort bei 217 Mio. registrierten Fahrzeugen 296.000 Verkehrsunfällen mit Fahrzeugüberschlag, davon 185.000 Überschlagunfälle mit Personenschaden und 10.400 Verkehrstote infolge von Kippunfällen [140]. Statistisch war damit ca. jedes 700-ste registrierte Fahrzeug in einen Kippunfall verwickelt.

Allein-Kippunfälle („single vehicle rollover“) sind aus Sicht der Rolloverforschung besonders wichtig, da hier das Kippen des Fahrzeugs ohne Fremdeinwirkung durch andere Verkehrsteilnehmer erfolgt und das technische Potential zur Vermeidung des Fahrzeugkippens am größten ist. 7% aller Unfälle mit Personenschaden und 21% aller Unfälle mit Getöteten sind Alleinkippunfälle (Bild 1.1) [139,141]. Insgesamt starben im Jahr 2000 in den USA 8.600 Personen in Alleinkippunfällen. Überschlagsunfälle sind zumeist mit einer hohen Unfallschwere verbunden. Dies zeigt der hohe Anteil der Alleinkippunfälle bei den Unfällen mit Getöteten. Die hohe Anzahl der Getöteten lässt sich unter anderem auf die geringe Anschnallquote zurückführen. Eine Analyse von Unfällen in den USA 1988-1996 hinsichtlich Rollover [46] zeigte, dass 80,4% der in Rollover-Unfällen Schwerverletzten oder Getöteten nicht angeschnallt waren. Die Anschnallquote in den USA lag in 1996 bei lediglich 61%, in 2002 ist ein Anstieg auf 75% zu verzeichnen [72]. 20% der Verletzten oder Getöteten in Rolloveralleinunfällen werden teilweise oder ganz aus dem Fahrzeug geschleudert [136].

Betrachtet man die Entwicklung der Unfalldoten in Alleinunfällen in den letzten 15 Jahren für die USA, so stellt man einen Rückgang der Getöteten um ca. 10% fest (Bild 1.2). Die Anzahl der Getöteten in Alleinkippunfällen verharrt dagegen auf gleichbleibend hohem Niveau. Die Alleinkippunfälle gewinnen somit im Unfallgeschehen noch an Bedeutung.

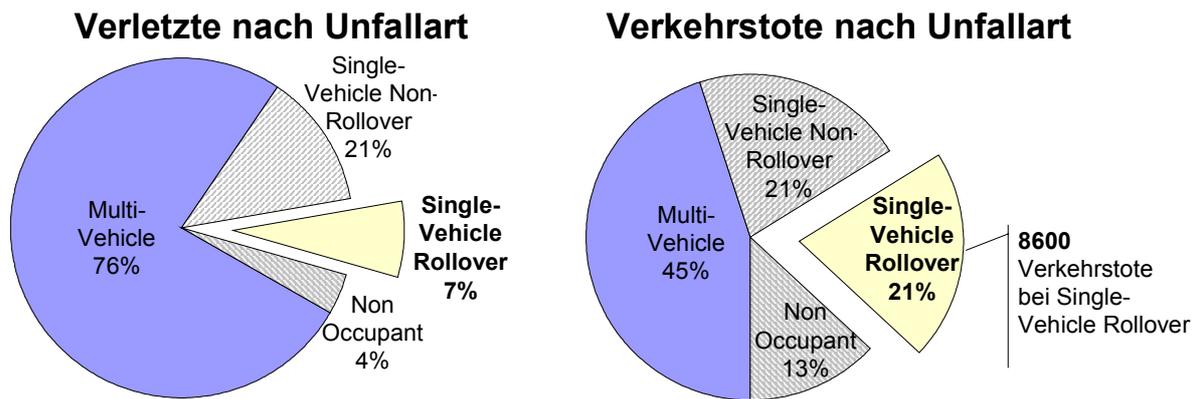


Bild 1.1: Verkehrstote und -verletzte nach Unfallart in den USA im Jahr 2000 [139,141].

Personenkraftwagen mit konzeptbedingt erhöhtem Schwerpunkt, Geländewagen, und Pickups, weisen einen höheren Anteil an Überschlagen bei Unfällen mit Getöteten auf (Bild 1.3). Die Fahrzeugkategorie der sogenannten „Sport Utility Vehicles“ (SUV) erfreut sich nicht nur in Nordamerika, sondern auch weltweit einer zunehmenden Beliebtheit (Bild 1.4). Dies legt die Prognose nahe, dass in Zukunft die Bedeutung von Rollover-Unfällen weiter zunehmen wird.

Nicht nur Fahrzeuge mit hohem Schwerpunkt weisen hohe Rollover-Zahlen auf. Auch Sportwagen können bezogen auf die Zulassungszahlen einen hohen Anteil an Kippunfällen aufweisen. Das Insurance Institute for Highway Safety in den USA analysierte Unfallzahlen von 141 Fahrzeugmodellen in den Jahren 1991-1995 [165]. 13 Fahrzeuge hatten eine höhere Rollover-Todesrate als 1,0 Getötete pro 10.000 zugelassenen Fahrzeugen, darunter einen Sportwagen mit einer Rollover-Todesrate von 1,2. Mögliche Gründe sind ein „Kanten“ des Fahrzeugs beim Abkommen von der Fahrbahn. Dadurch können auch Fahrzeuge mit niedrigem Schwerpunkt und großer Spurweite zum Kippen gebracht werden. Dieser Unfalltyp wird als „Tripped-Rollover“ bezeichnet.

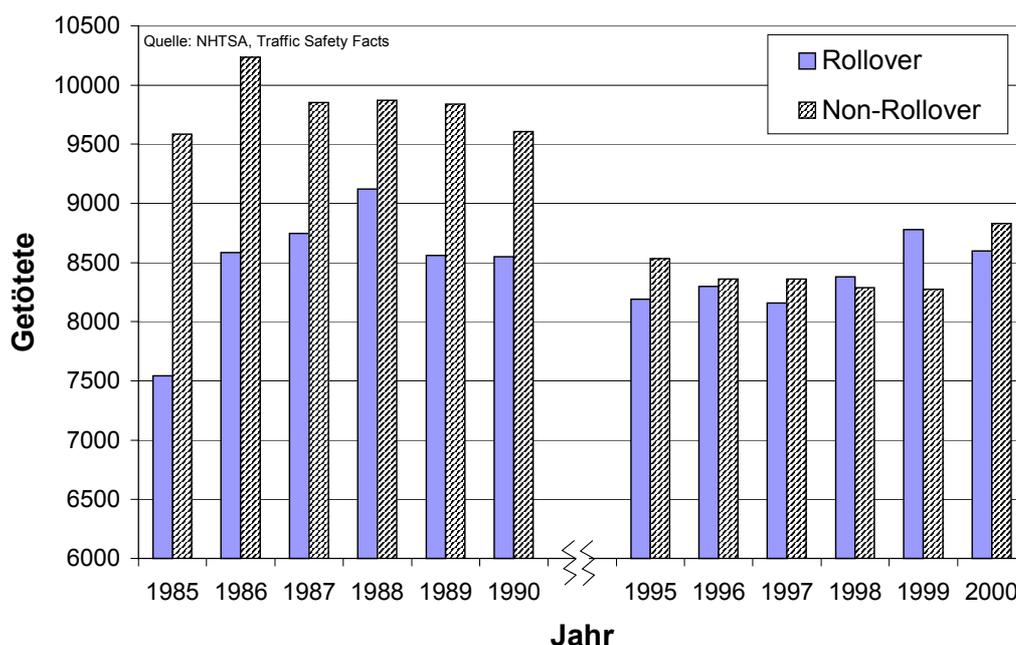


Bild 1.2: Getötete in Alleinunfällen in den USA (1985-2000) [132,133,134,135,137,140]

Der Anteil der Tripped-Rollover an allen Rollover-Unfällen ist sehr hoch. Parenteau et al. [147,148] analysierten mehr als 2 Mio. Rollover-Unfälle hinsichtlich signifikanter Charakteristika. Nur 7,4% aller untersuchten Kippunfälle ließen sich der Kategorie der Untripped-Rollover zuordnen und erfolgten auf der Straße allein infolge des Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn sowie ohne ein „Kanten“ an Hindernissen oder im losen Untergrund. Mehr als 75% der Fahrzeuge verließen vor dem Kippen die Straße. Die meisten Fahrzeuge befanden sich vor dem Rollover in einem instabilen Fahrzustand bzw. rutschten quer auf der Fahrbahn. Die amerikanische Behörde für Verkehrssicherheit National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) bestätigt in Ihren Studien [136] den hohen Anteil von Tripped-Rollover, der bei ca. 95% liegt.

Getötete in Rolloverunfällen nach Fahrzeugkategorie

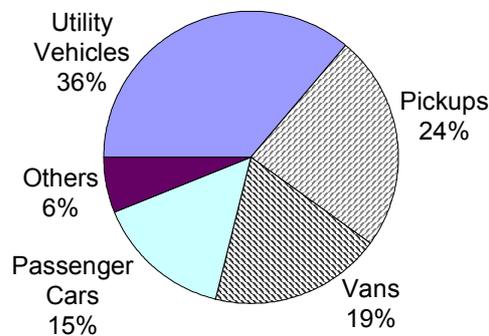


Bild 1.3: Getötete in Rollover-Unfällen nach Fahrzeugkategorie in USA 2000 [140]

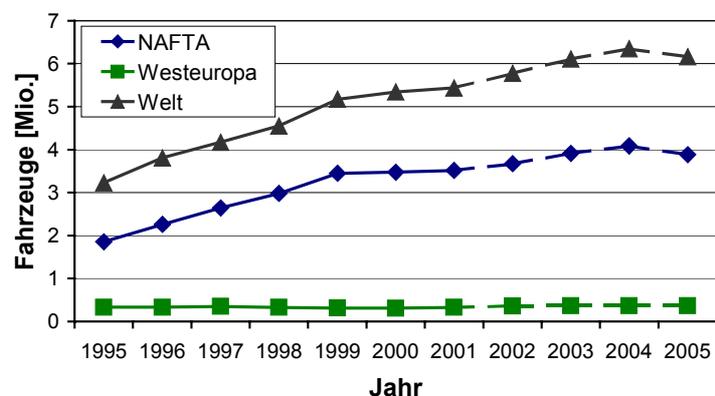


Bild 1.4: Verkaufszahlen von Sport Utility Vehicles (SUV) [53]

Einer Studie von Rollover-Unfällen im Raum Birmingham zu Folge, geschieht ein hoher Anteil der Überschläge bei Geschwindigkeiten bis 80 km/h [112]. Der größte Anteil der Rollover-Unfälle erfolgte in einem Geschwindigkeitsbereich von 48 bis 80 km/h. Eine Unfallstudie mit Daten aus USA und UK zeigt einen hohen Anteil von Rollover-Unfällen auf Strecken mit einem Tempolimit von 80 km/h [148]. Eine Korrelationsanalyse zwischen Unfalldaten aus 5 US-Bundesstaaten und Fahrzeug-, sowie Umwelt- und Fahrerfaktoren zeigt weitere wesentliche Faktoren für Kippunfälle auf [85]: Rollover-Unfälle finden demnach zu einem hohen Anteil in ländlicher Umgebung statt. Eine kurvige Streckenführung korreliert stark mit Rollover-Unfällen, ebenso wie Alkoholeinfluss und das Fahreralter. Mit zunehmendem Fahreralter nimmt statistisch die Wahrscheinlichkeit, in einen Rollover-Unfall verwickelt zu werden, ab. Die analysierten Fahrzeugkennwerte korrelieren nicht signifikant mit den Rollover-Unfallzahlen. Wichtige Faktoren beim Auftreten von Kippunfällen stellen daher im Gesamtsystem Fahrer-Fahrzeug-Umwelt (Bild 1.5) der Fahrer selbst und die Umgebungsbedingungen dar, auf die der Fahrzeughersteller keinen Einfluss hat. Diese Faktoren bieten ein entsprechendes Potential zur Rollover-Unfallreduktion z.B. durch Verkehrserziehung oder Verbesserung der Verkehrsinfrastruktur.

Neben der Auswertung der Unfallstatistik bietet die Analyse und Rekonstruktion von realen Rollover-Unfällen eine Möglichkeit, Faktoren und Fahrzeugreaktionen, die zum Rollover

führen, zu bestimmen. Martinez et al. [114] teilen die Rollover-Unfallrekonstruktion, die sich überwiegend auf Tripped-Rollover bezieht, in drei Phasen ein: Pre-Trip, Trip- und Post-Trip-Phase. Für die Rollover-Vermeidung ist vor allem die Pre-Trip-Phase entscheidend, die das Entstehen und die Ursachen für den Fahrzeugüberschlag beschreibt. In [57,96,114,145] werden Verfahren, Simulationsmethoden und Visualisierungen zur Rollover-Unfallrekonstruktion vorgestellt.

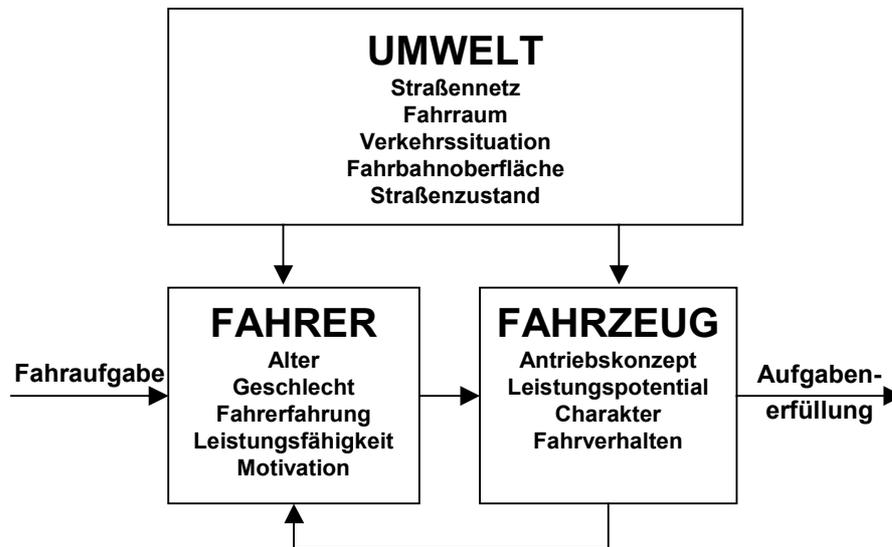


Bild 1.5: Gesamtsystem Fahrer-Fahrzeug-Umwelt, Einflussfaktoren und Rückwirkungen in Anlehnung an Bielaczek [19]

Für Kippunfälle wird dabei zumeist auf Szenarien verwiesen, in denen das Fahrzeug zunächst durch heftige Lenkeingaben instabil um die Hochachse wird, große Schwimmwinkel aufbaut und dann kippt [57,113]. Eine solche Situation ist in Bild 1.6 dargestellt: Der Fahrer gerät z.B. durch Unachtsamkeit auf den Fahrbahnseitenstreifen und leitet zur Kurskorrektur überzogen hohe Lenkeingaben ein. In der Folge verliert der Fahrer die Kontrolle über das Fahrzeug. Das Fahrzeug gerät ins Schleudern. Die folgende Kurskorrektur führt zu großen Schwimmwinkel und zum Kippen auf der Straße (Untripped-Rollover) oder das Fahrzeug verlässt querrutschend die Straße und „kantet“ im losen Untergrund (Tripped-Rollover).

Da Rollover-Unfälle, wie in Bild 1.6 dargestellt, häufig mit dem Verlust der Fahrstabilität um die Fahrzeughochachse verbunden sind, wird das Fahrzeugkippen von einigen Forschern im direkten Zusammenhang mit Fahrstabilitätsuntersuchungen um die Fahrzeughochachse analysiert [4,8,10].

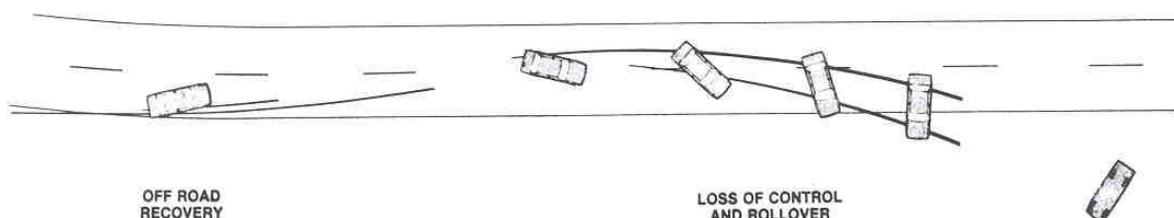


Bild 1.6: Rekonstruiertes Rollover-Szenario [145]

Kraftschlussbedingtes Kippen auf der Straße lässt sich jedoch nicht nur durch Panik-Lenkmanöver und durch ein daraus entstehendes Schleudern des Fahrzeugs, sondern auch durch Ausweichmanöver wie doppelte Spurwechsel initiieren. Im Jahre 1988 zeigte eine Verbraucherorganisation in den USA Rollstabilitätsprobleme eines SUV's in einem Ausweichtest auf. Im Jahr 1997 kippte ein neu entwickelter Kompaktwagen ebenfalls in einem als ‚Elchtest‘ bezeichneten doppelten Spurwechsel [13,98,103,104,122]. In der Folgezeit zeigten weitere Fahrzeuge aus der Fahrzeugkategorie der SUV's Kippstabilitätsprobleme in doppelten Spurwechseln [22,34,149].

Eine Ursache für die zunehmende Bedeutung des kraftschlussbedingten Kippens ist in dem wachsenden Querschleunigungspotentials moderner Fahrzeuge in Kombination mit hohen Schwerpunktshöhen zu finden. Hochbauende Fahrzeuge wie Vans und Geländewagen werden immer beliebter (Bild 1.4). Das Querschleunigungspotential von Fahrzeugen ist zudem durch Verbesserungen bei Fahrwerks- und vor allem Reifeneigenschaften stetig angestiegen. In Bild 1.7 ist der Anstieg des stationären Querschleunigungspotentials einer Mittelklassebaureihe eines Fahrzeugherstellers erkennbar. Aus Sicht der Fahrsicherheit ist ein hohes Querschleunigungspotential erstrebenswert, um genügend Kraftschlussreserven bei Kurvenfahrt zu bieten. In Kombination mit Fahrzeugen mit hohem Schwerpunkt entsteht jedoch ein Zielkonflikt zwischen ausreichender Kippsicherheit und Kurvenstabilitätsreserven. Ein Interessenskonflikt, dem sich der Fahrzeugkonstrukteur vermehrt stellen muss.

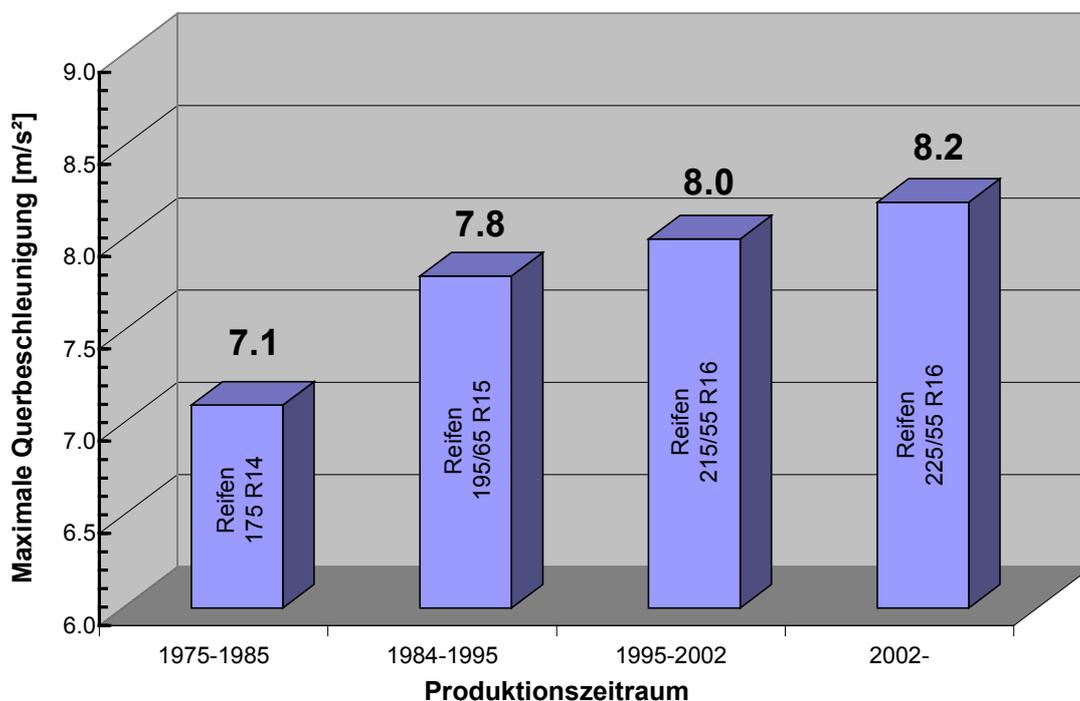


Bild 1.7: Entwicklung des stationären Querschleunigungspotentials für eine Mittelklassebaureihe aus stationärer Kreisfahrt (Messungen der DaimlerChrysler AG)

1.2 Formen des Fahrzeugkippens und Einordnung

Extreme Fahrsituationen können zu folgenden Fahrzuständen und damit zum drohenden Stabilitätsverlust eines Fahrzeugs führen: Fahrzeuguntersteuern, Fahrzeugübersteuern oder Kippen des Fahrzeugs, wobei auch Fahrzustände auftreten können, in denen eine Kombination aus Unter- oder Übersteuern und Kippen auftritt.

Ein Fahrzeugverhalten im Grenzbereich, das durch ein Untersteuern geprägt ist, wird aufgrund der einfach herbeizuführenden Eigenstabilisierung bei Reduktion der Fahrgeschwindigkeit angestrebt. Ein Übersteuerverhalten und die damit verbundene Instabilität um die Fahrzeughochachse sind dagegen nur von versierten Fahrern zu beherrschen. Das Fahrzeugkippen lässt sich nur durch schnelles Lenken aus der Kurve verhindern [71] und ist selbst von Experten zumeist nicht kontrollierbar [98].

Ein Fahrzeug gilt dann als gekippt, wenn es 90 Grad oder mehr um seine Fahrzeuglängsachse rotiert [71]. Als Beginn des Fahrzeugkippens wird zumeist das Abheben der kurveninneren Räder definiert [71], wobei anzumerken bleibt, dass im Fahrbetrieb Situationen auftreten, bei denen es zwar zum kurzzeitigen einseitigen Radlastverlust kommt, ein Fahrzeugüberschlag jedoch nicht auftritt.

In Bild 1.8 ist stark vereinfacht der Kippvorgang eines Fahrzeugs dargestellt. Um das Kippen eines Fahrzeugs initiieren zu können, muss ein Fahrzeug eine Queranregung erfahren. Wird das Fahrzeug im Bereich der Räder seitlich abgestützt, so ergibt sich infolge der Queranregung am Schwerpunkt ein Moment um den abstützenden Radaufstandspunkt. Ist das Moment durch die Queranregung ($F_{\text{quer}} \cdot h_s$) größer als das Rückstellmoment durch die Gewichtskraft ($G \cdot \frac{s_w}{2}$) des Fahrzeugs, so wird bei stationärer Querkraftanregung, d.h. bei ausreichend lang andauernder Querkraftanregung, das Fahrzeug angehoben.

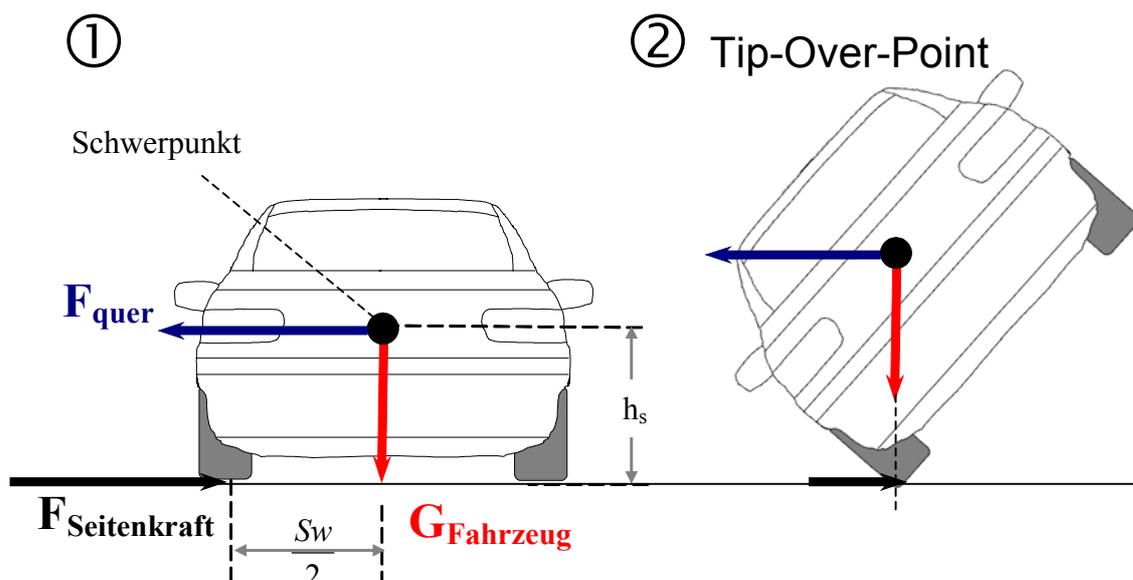


Bild 1.8: Idealisierter Kippvorgang

Die Kippstabilität des Fahrzeugs wird bei dieser vereinfachten Betrachtung lediglich durch die geometrischen Fahrzeugparameter Schwerpunktshöhe und Spurweite sowie die seitliche

Abstützung des Fahrzeugs bestimmt. Der Quotient aus mittlerer halben Spurweite und Schwerpunktshöhe dient daher häufig als erster Anhaltspunkt zur Bewertung der Rollstabilität von Fahrzeugen und wird im englischen Sprachraum als Static Stability Factor (SSF) bezeichnet.

$$\text{Static Stability Factor (SSF)} = \frac{\text{mittlere halbe Spurweite}}{\text{Schwerpunktshöhe}} = \frac{S_w}{2h_s} \quad (\text{Glg. 1.1})$$

Je höher der SSF eines Fahrzeugs ist, desto höher ist in einer ersten Abschätzung seine Rollstabilität. Ein SSF von kleiner 1.0 führt bei dieser einfachen Starrkörperbetrachtung bei ausreichender seitlicher Abstützung dann zu einer stationären Kippgefährdung des Fahrzeugs, wenn eine Querbeschleunigung von 1.0g stationär eingeleitet wird.

Ist das Fahrzeug soweit angehoben, dass der Schwerpunkt über dem Abstützpunkt liegt (vgl. Bild 1.8, Zustand ②), wird das Rückstellmoment infolge des Eigengewichts des Fahrzeugs null. Das Fahrzeug befindet sich in einem labilen Gleichgewichtspunkt. Dieser Punkt wird als Tip-Over-Point bezeichnet. Wird dieser Punkt überschritten, kippt das Fahrzeug ohne weitere Queranregung selbständig um.

Der Zustand ② besitzt eine höhere potentielle Energie als Zustand ①. Dem System muss beim Übergang von Zustand ① zu Zustand ② Energie zugeführt werden.

In der Realität stellt sich der Rollover-Vorgang viel komplexer dar. Zum einen beschreibt das der obigen Betrachtung zugrunde liegende Starrkörperverhalten nur unzureichend das reale Fahrzeugverhalten eines gefederten Fahrzeugs. Zum anderen ist der reale Fahrbetrieb von Personenkraftwagen weniger von den beschriebenen stationären als viel mehr von instationären Fahrzuständen und Fahrzeuganregungen geprägt.

Aus der idealisierten Kippbetrachtung lässt sich jedoch erkennen, dass einerseits die Art der seitlichen Abstützung des Fahrzeugs und andererseits die Art der Queranregung bei Kippuntersuchungen berücksichtigt werden müssen. Kippfahrten werden daher entsprechend der seitlichen Abstützung des Fahrzeugs und des zeitlichen Verlaufs des Seitenkraftaufbaus in zwei Kategorien eingeteilt:

1. kontinuierlicher Seitenkraftaufbau
2. schlagartiger Seitenkraftaufbau

Im ersten Fall erfolgt der Seitenkraftaufbau ausschließlich über den Kraftschluss in der Kontaktstelle Reifen–Fahrbahn. Die daraus resultierenden Kippfahrten werden als ‚Untripped-Rollover‘ bezeichnet. Sie werden allein durch Lenkmanöver initiiert und finden ausschließlich auf der Straße statt.

Kippfahrten mit schlagartigem Seitenkraftanstieg werden als ‚Tripped-Rollover‘ bezeichnet. Sie kommen durch Formschluss von Reifen oder Felge mit Bordsteinen und ähnlichen Hindernissen (‚Curb-Tripped-Rollover‘) oder durch Kollisionen mit anderen Verkehrsteilnehmern oder durch ein Kanten im unbefestigten Untergrund (‚Soil-Tripped-Rollover‘) zustande [37]. Im realen Unfallgeschehen sind ‚Tripped-Rollover‘ zumeist mit einem Abkommen von der Fahrbahn verbunden. Rollover, die durch Reifenluftdruckverluste und ein damit verbundenes Verhaken der Felge in der Fahrbahn verbunden sind, können

demnach aufgrund des schlagartigen Seitenkraftanstiegs den ‚Tripped-Rollover‘ zugeordnet werden.

Hinsichtlich der Queranregung wird zwischen stationären und instationären/ dynamischen Anregungen unterschieden. Eine stationäre, d.h. zeitlich konstante Anregung tritt im realen Fahrbetrieb selten auf und wird lediglich bei stationärer Kurvenfahrt erreicht. Moderne Personenkraftwagen kippen bei stationärer Queranregung ohne Kanten des Fahrzeugs an Hindernissen nicht, da die seitliche Abstützung des Fahrzeugs durch die Reifen dazu nicht ausreicht und das Fahrzeug vor dem Erreichen der stationären Kippgrenze seitlich wegrutscht. Bei Nutzfahrzeugen kann jedoch aufgrund des höheren Schwerpunkts im Verhältnis zur Spurweite auch im realen Fahrbetrieb die stationäre Kippgrenze erreicht werden [33,171].

Instationäre Fahrmanöver sind durch zeitlich veränderliche Queranregungen geprägt. Im realen Fahrbetrieb erfolgt dies beispielsweise beim Übergang in die Kurvenfahrt oder bei Ausweichmanövern. Durch dynamische Effekte wird dabei die Kippgrenze herabgesetzt, so dass auch moderne Personenkraftwagen zum Kippen neigen können [22,34,98,103,104,149].

Neben der Entstehung von Rollover beschäftigt sich ein weiterer Bereich der Rolloverforschung mit dem Fahrzeugverhalten während des Überschlags und mit Verbesserungen des Insassenschutzes beim Überschlag. Diese Forschungen sind der Passiven Sicherheit von Fahrzeugen zuzuordnen.

In jüngerer Zeit kommen neben Überschlagsversuchen zur Überprüfung der Strukturfestigkeit der Fahrgastzelle verstärkt Simulationen von Überschlägen zum Einsatz. In [31,52] werden Verfahren zur analytischen Beschreibung und Simulation des Überschlagsvorgangs vorgestellt. Aktive Rollover-Schutzsysteme gewinnen immer mehr an Bedeutung. Eine robuste und zuverlässige Erkennung des Überschlags, um nicht-reversible aktive Schutzvorrichtung wie beispielsweise Kopfairbags auszulösen, ist der Hauptfokus jüngster Rollover-Forschungen auf dem Gebiet der Passiven Sicherheit [1,18,51,61,74,91,102,164,167,168].

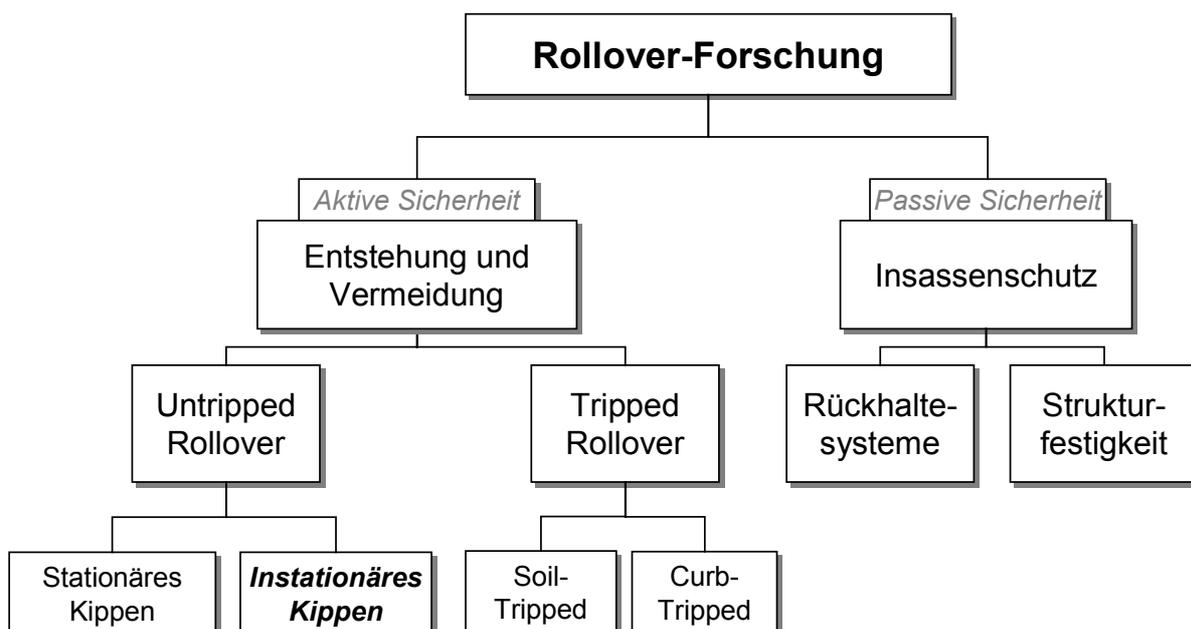


Bild 1.9: Gliederung der Rollover-Forschung

Bild 1.9 ordnet die verschiedenen Bereiche der Rollover-Forschung ein. Die vorliegende Arbeit beleuchtet die Entstehung von Fahrzeugkippen in dynamischen, instationären Fahrmanövern auf der Fahrbahn (Untripped-Rollover), um einen Beitrag zur Erhöhung der Aktiven Sicherheit zu leisten.

1.3 Stand der Forschung

In Großbritannien besteht seit den 30er Jahren eine Mindestanforderung für die Kippstabilität von Bussen [42]. Sie werden auf einem befahrbaren Tisch seitlich solange gekippt, bis die Räder einseitig abheben. Als Zulassungskriterium ist ein minimaler Kipptischwinkel von 28 Grad für Doppeldeck- und 35 Grad für beladene Einzeldeckbusse vorgeschrieben.

In den 60er Jahren stellten Erz [56] und Görge [75] analytische Berechnungsverfahren zur Ermittlung der Kippstabilität von Nutzfahrzeugen vor. Görge [75] betrachtet dabei erstmals auch dynamische Einflussfaktoren auf die Rollstabilität. Anfang der 70er Jahre entwickelte Isermann [92] ein Rechenmodell zur Untersuchung der Kippgrenze eines 3-achsigen Nutzfahrzeuggespanns und setzte es für Sensitivitätsstudien bezüglich Konstruktionsmerkmale ein. In der Folgezeit wurden vermehrt Simulationsmodelle zur Untersuchung der Rollstabilität von Nutzfahrzeugen eingesetzt [11,20,33,38,39,40,54,62,67,68,69,107,108,155,158,160,174]. Ein Großteil der Nutzfahrzeugforschungen beschäftigt sich mit der stationären Kippgrenze [20,54,56,92,99,106,131,155], da diese im Gegensatz zum Personenkraftwagen auch im realen Fahrbetrieb erreicht werden kann [33,171].

Neben Görge [75] beschäftigten sich auch Gauß und Isermann in den 70ern [67,68,69], Schönefeld [158] und Verma und Gillespie [174] in den 80er Jahren und Dahlberg [38,39], Liu et al. [107,108] sowie Das et al. [40] in den 90er Jahren mit dynamischen Einflüssen auf das Kippverhalten und mit der Quantifizierung der dynamischen Rollstabilität von Nutzfahrzeugen. Sie zeigten auf, dass die dynamische Kippgrenze als Funktion der maximal notwendigen Querschleunigung um bis zu 28% niedriger als die stationäre Kippgrenze von Nutzfahrzeugen liegt [67,68,69].

In den 90er-Jahren zielten einige Forschungen auf den Einfluss des Verrutschens von ungesicherter Ladung [33] oder des Schwappens von Flüssigkeiten auf das Kippverhalten von Nutzfahrzeugen [11,90,99,150,171]. In Deutschland wurde innerhalb des Projekts THESEUS (Tankfahrzeug mit höchst ereichbarer Sicherheit durch experimentelle Unfallsimulation) der Einfluss von schwappenden Flüssigkeiten auf die Rollstabilität sowie die optimale Gestaltung von Tankgeometrien untersucht [171]. Jüngste Rollover-Forschungen im Bereich Nutzfahrzeug beschäftigen sich vorwiegend mit der Erkennung, Warnung und Vermeidung von drohendem Fahrzeugkippen [25,38,39,78,80,121,156].

Für Personenkraftwagen wurden erste Untersuchungen zur Auswirkung des Rollverhaltens auf die Fahrstabilität erst in den 50er Jahren bekannt [50]. 1965 flammte die Diskussion um die Kippstabilität von Personenkraftwagen erstmals in den USA auf, als Ralph Nader [123] einen Heckmotorpersonenkraftwagen wegen seiner von ihm als hoch eingeschätzten Kippgefahr anprangerte.

Anfang der 70er Jahre wurden erstmals Kippfahrten von Personenkraftwagen in dynamischen Fahrmanövern wissenschaftlich dokumentiert [49,124]. 1973 erwog die amerikanische

Behörde für Verkehrssicherheit National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA), einen Mindeststandard für die Kippsicherheit von Personenkraftwagen [35]. Ende der 70er Jahre wurde eine umfangreiche Studie im Auftrag der NHTSA durchgeführt, mit dem Ziel, ein dynamisches Kippmanöver zu entwickeln [154]. Dabei wurden neben Fahrversuchen auch Simulationen eingesetzt. Ansätze für kippkritische Fahrmanöver wurden zwar aufgezeigt, ein Fahrmanöver zur objektiven Quantifizierung der Kippgefahr konnte jedoch nicht entwickelt werden. Die Simulationen lieferten aufgrund der geringen Modellierungstiefe nur eine unbefriedigende Übereinstimmung mit realen Versuchsfahrten.

Die rasante Weiterentwicklung der Computertechnologie führte dazu, dass Simulationen immer häufiger zur Analyse des Kippens von Personenkraftwagen angewendet werden, wobei nur komplexe Simulationsmodelle eine ausreichende Abbildungsgüte zur Untersuchung der dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen bieten [109,175]. Die in den 90er Jahren entwickelten Simulationsmodelle zur Analyse von Tripped- und Untripped-Rollovern zeigten einen deutlichen Gewinn an Abbildungsgüte [3,4,6,8,9,10,125,127,128,130] gegenüber den Modellen aus den 70er [154] und 80er Jahre [44,119] und wurden von den Forschern vorwiegend für Sensitivitätsanalysen von Fahrzeugparametern auf die Rollstabilität von Personenkraftwagen eingesetzt [5,118,125].

Der in den 80-Jahren in den USA wachsende Markt an Geländewagen und die hohe Anzahl von Kippunfällen veranlassten 1984 die NHTSA dazu, einen Aufkleber mit einer Warnung für die erhöhte Kippgefahr in neu zugelassenen Geländewagen vorzuschreiben [173]. Bild 1.10 zeigt den 1999 überarbeiteten Aufkleber.

1988 zeigte ein Geländewagen bei einem simulierten Ausweichtest durch eine Verbraucherorganisation - Consumers Union - in den USA eine kraftschlussbedingte Kipptendenz [35] und belebte wiederum die Diskussion um die Kippsicherheit von Personenkraftwagen in den USA.

Der hohe Anteil der Tripped-Rollover-Unfällen führte Ende der 80er und Anfang der 90er Jahre zu Forschungsarbeiten hinsichtlich der Entstehung und Analyse von Tripped-Rollovern [36,37,43,52,125,128,129,130,153].



Bild 1.10: Vorgeschriebenes Rollover-Warning-Label für Sport Utility Vehicles in USA seit 1999

1992 gibt die NHTSA schließlich bekannt, eine Verbraucherinformation bezüglich der Rollover-Gefährdung von Personenkraftwagen im Rahmen des New Car Assessment Program (NCAP) zu entwickeln. In den 90er Jahren wurden in den USA Ansätze verfolgt, die

Kippgefahr von Personenkraftwagen mittels statischer und stationärer Messmethoden zu quantifizieren [8,32,83,86,110,166,182,183]. Einige Autoren korrelieren Kippunfalldaten mit diesen statischen Kennwerten sowie weiteren Fahrzeugkennwerten und Umweltfaktoren [63,85,95,100]. Daneben wurde versucht, die Rollovergefährdung im Fahrversuch für Untripped-Rollover [64,65] und Tripped-Rollover [43,129] zu analysieren. Auf die einzelnen Kennwerte und Verfahren wird in Kapitel 1.3.2 noch näher eingegangen.

In Europa kippte 1997 ein schwedischer Journalist in einem nachgestellten Ausweichtest, der als ‚Elchtest‘ bekannt wurde, einen neu entwickelten Mittelklasse-Pkw bei einer Geschwindigkeit von ca. 60 km/h um und entfachte eine öffentliche Diskussion um die Kippsicherheit von Personenkraftwagen. Die Kipptendenz des Fahrzeugs in dem extremen Ausweichtest wurde anschließend von mehreren Motorjournalisten bestätigt [13,98,103,104,122]. Der Hersteller rief den Mittelklassewagen zurück. Er wurde einer gründlichen Überarbeitung am Fahrwerk unterzogen. Zusätzlich erhielt er das elektronische Stabilitätsprogramm ESP[®]. Die Kipptendenz wurde damit vollständig beseitigt. Die schlechte Reproduzierbarkeit und die hohe Fahrerabhängigkeit des Testergebnisses infolge der großzügig dimensionierten Gassenbreiten beim ‚Elchtest‘ führte den Verband der deutschen Automobilindustrie (VDA) zu einer Überarbeitung des Testlayouts und schließlich zu einer Normung durch die International Standardisation Organisation als Zusatz zur ISO-Norm 3888 für die Darstellung von extremen Ausweichmanövern [94]. In der Folgezeit wurden Rollstabilitätsprobleme einiger moderner Geländewagen in dem ISO-Test 3888 II aufgezeigt [22,149].

Im Jahre 2000 wurde eine Kippunfallserie mit einem in den USA weit verbreiteten Geländewagen aufgedeckt, bei der mehr als 100 Menschen getötet wurden. Die Diskussion um eine Rollover-Verbraucherinformation in den USA flammte erneut auf. Die NHTSA veröffentlicht Anfang 2001 nach mehr als 20 Jahren Rollover-Forschung ein Rating für die Kippgefährdung basierend auf dem Static Stability Factor (SSF). Die NHTSA nimmt die von einigen Autoren [85,95,100] festgestellte Korrelation zwischen Alleinunfällen mit Rollovern und dem Static Stability Factor als Grundlage, um Fahrzeuge nach ihrer Kippunfallwahrscheinlichkeit einzustufen [136]. Im gleichen Jahr wird die NHTSA vom US-Kongress im TREAD-Gesetz (Transportation Recall, Enhancement, Accountability and Documentation) verpflichtet bis November 2002 zusätzlich zu oder im Ersatz zum vorgestellten SSF-Rollover-Rating einen dynamischen Rollover-Test zu entwickeln.

Die im Sommer 2001 im Consumers-Union-Ausweichtest aufgezeigte Kipptendenz eines neu entwickelten Geländewagens belegt [34], dass die dynamische kraftschlussbedingte Kippstabilität von Personenkraftwagen weiterhin ein akutes Problem darstellt.

In Bild 1.11 sind wesentliche Meilensteine und Impulse der Rollover-Forschung chronologisch zusammengefasst.

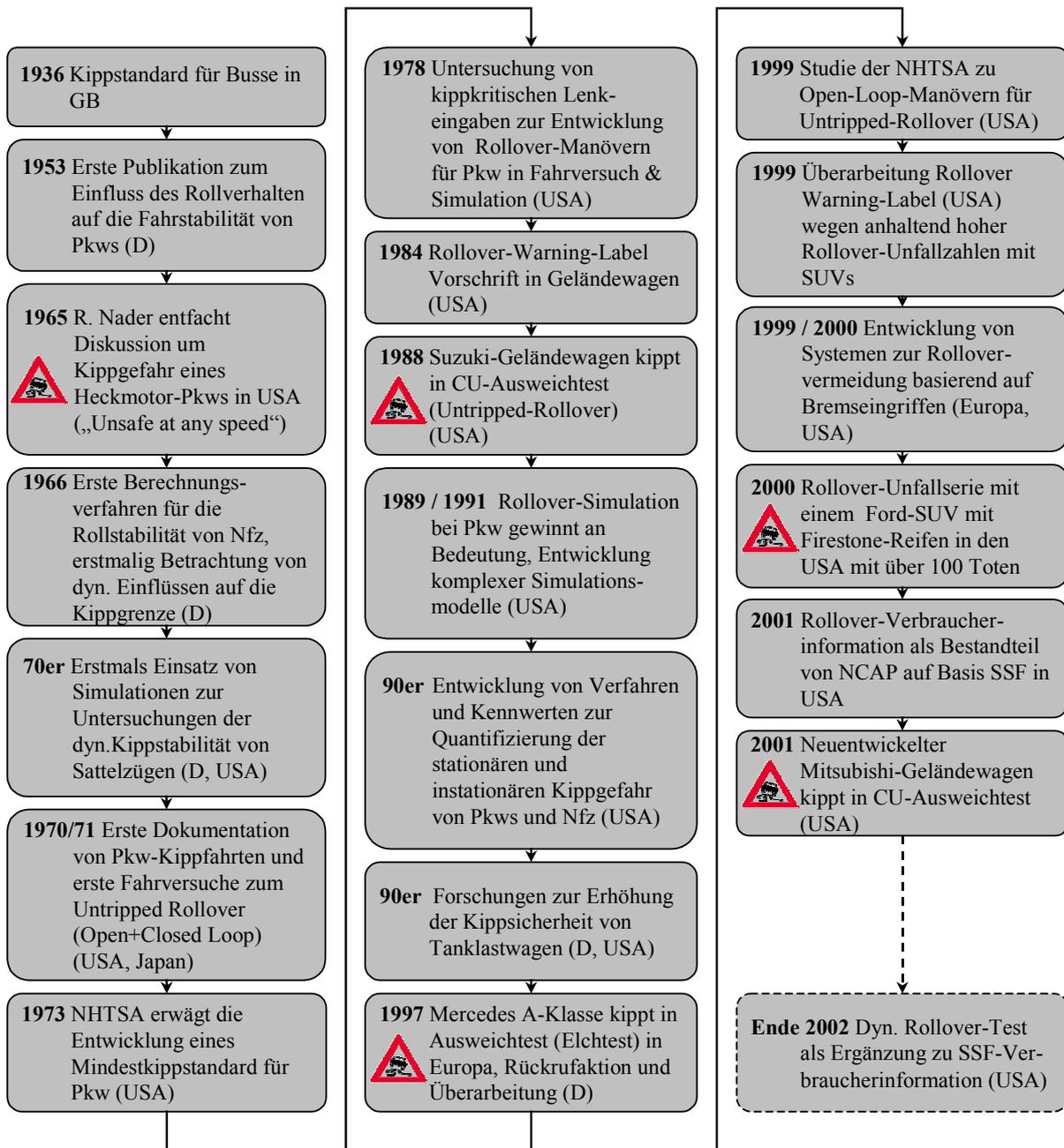


Bild 1.11: Meilensteine und Impulse der Rollover-Forschung

Zukünftige Forschungen werden sich verstärkt mit Systemen zur Vermeidung von Rollover-Unfällen beschäftigen, z.B. mit Systemen, die kippkritische Lenkeingaben durch den Fahrer erschweren, die basierend auf X-by-Wire-Technologien aktive Lenk- und Bremsengriffe zur Rollstabilisierung vornehmen sowie Systeme, die fahrsituations- und umweltbedingt selbständig Bahnführungsaufgaben und Regelung der Fahrgeschwindigkeit übernehmen. Zur Auslegung dieser Systeme ist eine fundierte Kenntnis der Vorgänge erforderlich, die zur Rollinstabilität von Kraftfahrzeugen führen.

1.3.1 Entstehung von Rollinstabilität

Durch die latent vorhandene Kippgefahr von Nutzfahrzeugen schon in stationären Fahrzuständen widmeten sich umfangreiche Forschungsaktivitäten der Entstehung von stationärer Rollinstabilität von Nutzfahrzeugen [20,54,56,92,99,106,131,155].

Zur Auslegung der statischen Kippsicherheit von Nutzfahrzeugen wurden analytische Berechnungsverfahren entwickelt [56,75]. Dabei wurden zumeist mit guter Näherung auf Basis von ebenen Wankmodellen die stationäre Kippgrenze als Funktion der bei stationärer Kurvenfahrt auftretenden Querbeschleunigung ermittelt [54,75,99,106]. Die Kippgrenze berechnet sich dabei aus dem statischen Momentengleichgewicht zwischen der Fahrzeuganregung und dem Rückstellmoment infolge des Fahrzeugeigengewichts. Eine Studie des TÜV-Rheinland [171] ermittelte für einen Tanklastzug in Abhängigkeit der Beladung die stationäre Kippgrenze bei Querbeschleunigungen von 3.3 bis 5.7 m/s². Moderne Personenkraftwagen erreichen dagegen stationäre Querbeschleunigungen von über 7 m/s² (Bild 1.7) und zeigen in der Regel aufgrund ihres höheren SSF stationär keine Kipptendenz. Sie erreichen bei stationärer Kurvenfahrt im Gegensatz zu Nutzfahrzeugen die kraftschlussbedingte Haftgrenze der Reifen vor der Kippgrenze des Fahrzeugs. Die stationäre Rollstabilität von Nutzfahrzeugen wird überwiegend durch den SSF, der Wank-, Feder- und Stabilisatorsteifigkeit sowie der Rollzentrumshöhe bestimmt [54,106].

Durch Forschungen im Nutzfahrzeuggbereich ist ein hoher Wissensstand zur Entstehung der stationären Rollinstabilität und Einflussfaktoren auf die stationäre Rollstabilität vorhanden. Die Mechanismen zur Entstehung von stationärer Rollinstabilität lassen sich zudem gut anhand von einfachen Wankmodellen beschreiben. Untersuchungen zur stationären Kippstabilität von Personenkraftwagen sind aufgrund der weniger stark ausgeprägten stationären Kipptendenz bei Personenkraftwagen nicht bekannt.

Ergebnisse aus der Rollover-Forschung von Nutzfahrzeugen sind nicht nur wegen der im Vergleich zum Personenkraftwagen niedrigeren SSF-Werte nicht uneingeschränkt übertragbar. Der im Vergleich zum Personenkraftwagen torsionsweiche Fahrzeuggahmen beeinflusst die Rollstabilität erheblich [56,155]. Nutzfahrzeuge werden im Gegensatz zu Personenkraftwagen zumeist als Gespanne betrieben. Der Anhänger beeinflusst das Fahrzeugverhalten und damit auch die Rollstabilität. Grundsätzliche Mechanismen, Theorien und Effekte hinsichtlich des Fahrzeugrollverhaltens gelten jedoch auch für Personenkraftwagen.

Seit mehr als 30 Jahren ist die Fragestellung, wie Fahrzeuge kippkritisch angeregt werden können und welche Fahrzeuganregungen besonders kippkritisch sind, Gegenstand von Forschungsarbeit sowohl bei Nutzfahrzeugen als auch bei Personenkraftwagen.

Instationäre, sprungartige Fahrzeuganregungen -beispielsweise durch schlagartiges Verreißen des Lenkrades- sind mit geringem Aufwand im Fahrversuch zu reproduzieren, und lassen sich zudem einfach in Simulationsumgebungen darstellen. Sie sind daher für viele Forscher Ausgangspunkt ihrer Forschungen zur Entstehung von dynamischen Rollinstabilität [9,17,45,63,64,68,71,77,108,111,119,124,172].

Gauß und Isermann [67,68,69,92] entwickelten ein Simulationsmodell für einen Sattelzug und betrachten damit sprungartige instationäre Fahrzeuganregungen bei Nutzfahrzeugen. Sie ermittelten die Kippgrenze bei sprungartiger Querkraftanregung in Abhängigkeit der Einwirkdauer und Amplitude (Bild 1.12). Je kürzer die Einwirkdauer der Querkraft, desto höher die benötigte Querkraftanregungsamplitude zum Kippen des Fahrzeugs. Nach Gauß und Isermann [68] kann die Kippgrenze als Funktion der benötigten Querkraftanregung durch instationäre, sprungartige Fahrzeuganregungen um bis zu 28 % gegenüber der statischen Kippgrenze absinken.

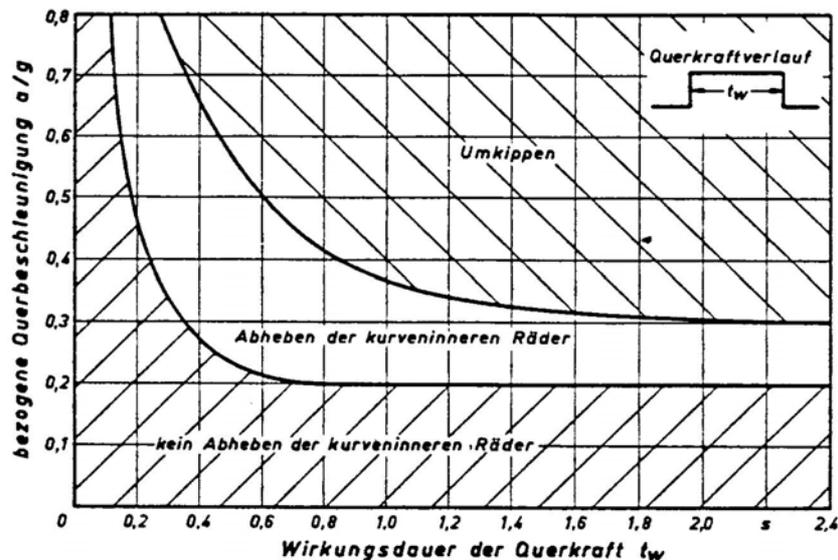


Bild 1.12: Abhängigkeit der Rollinstabilität von Nutzfahrzeugen von Querkraftamplitude und Einwirkdauer bei sprungartiger Fahrzeuganregung [68]

Bei Fahrversuchen Anfang der 70er Jahre durch Nakatsuka und Takanami [124] führten Lenkwinkelsprünge zum Kippen eines Personenkraftwagens. Dabei kantete jedoch die Felge im Asphalt und es handelt sich daher nicht um einen Untripped-Rollover.

Milbradt [119] nimmt die Fahrversuche von Nakatsuka und Takanami [124] zum Anlass, um das Fahrzeugkippen von Personenkraftwagen bei sprungartiger Fahrzeuganregung, bzw. einem plötzlichen Lenkradverreißen unter konstanter Fahrgeschwindigkeit, zu analysieren. Dazu leitet er ein mechanisches ebenes Ersatzsystem her, um die Wankreaktion und das Kippverhalten des Fahrzeugs rechnergestützt analysieren zu können. Als Eingangsgrößen für sein Rechenmodell dient der aus Messgrößen berechnete Querbewegungsverlauf bei plötzlichem Lenkradverreißen. Für sein Simulationsmodell entwickelt er, wie auch Jones [97], Barthel [14] und Klimek [101], Methoden zur Bestimmung der momentanen Rollachse. Durch Simulationen zeigt er den Einfluss der Rollachsenlage, der Rollfederhärte und der Rolldämpfung auf das dynamische Rollmoment am Aufbau auf.

Für das ebene Fahrzeugersatzmodell stellt Milbradt auf Basis von Drall- und Energiesatz notwendige Bedingungen für das instationäre Fahrzeugkippen auf und kommt zum Schluss, dass prinzipiell ein Kippen des Fahrzeugs unterhalb der stationären Kippgrenzquerbeschleunigung bei instationären Fahrzuständen möglich ist, da durch

dynamische Massenkräfte ein zusätzliches dynamisches Rollmoment dem stationären Kippmoment überlagert wird. Er stellt dar, dass im stabilen Bewegungszustand der instationären Kreisfahrt, d.h. das Fahrzeug zeigt keine Schleudertendenzen und die Fahrgeschwindigkeit bleibt konstant, ein Fahrzeugkippen nicht stattfindet, da das Kippmoment zu kurz und die Wankenergie zu gering ist. Nach Milbradts Berechnungen sind lediglich 3% der zum Kippen des Fahrzeugs notwendigen Energie in der Wankbewegung vorhanden. Eine Validierung durch Fahrversuche erfolgte jedoch nicht.

Gleichzeitig liefert Milbradt einen Erklärungsansatz, weshalb Personenkraftwagen dennoch beim plötzlichen Lenkradverreißen und bei instabilen Fahrzuständen kippen können: Beim gleichzeitigen Auftreten von großen Schwimmwinkel β und einer Seitenkraft, sowie einer relativ kurzen Längsverzögerung kann durch Vektoraddition der in Fahrzeugquerrichtung projizierten Anteile von Zentrifugalkraft und der Massenkraft aus der Bahnverzögerung ein Rollmoment entstehen, das ausreicht, um ein Fahrzeugkippen einzuleiten (Bild 1.13). Die Bahnverzögerung ergibt sich durch den erhöhten Kurvenwiderstand infolge der Fahrzeugschwimmbewegung. Die Überprüfung dieser Theorie erfolgte nicht.

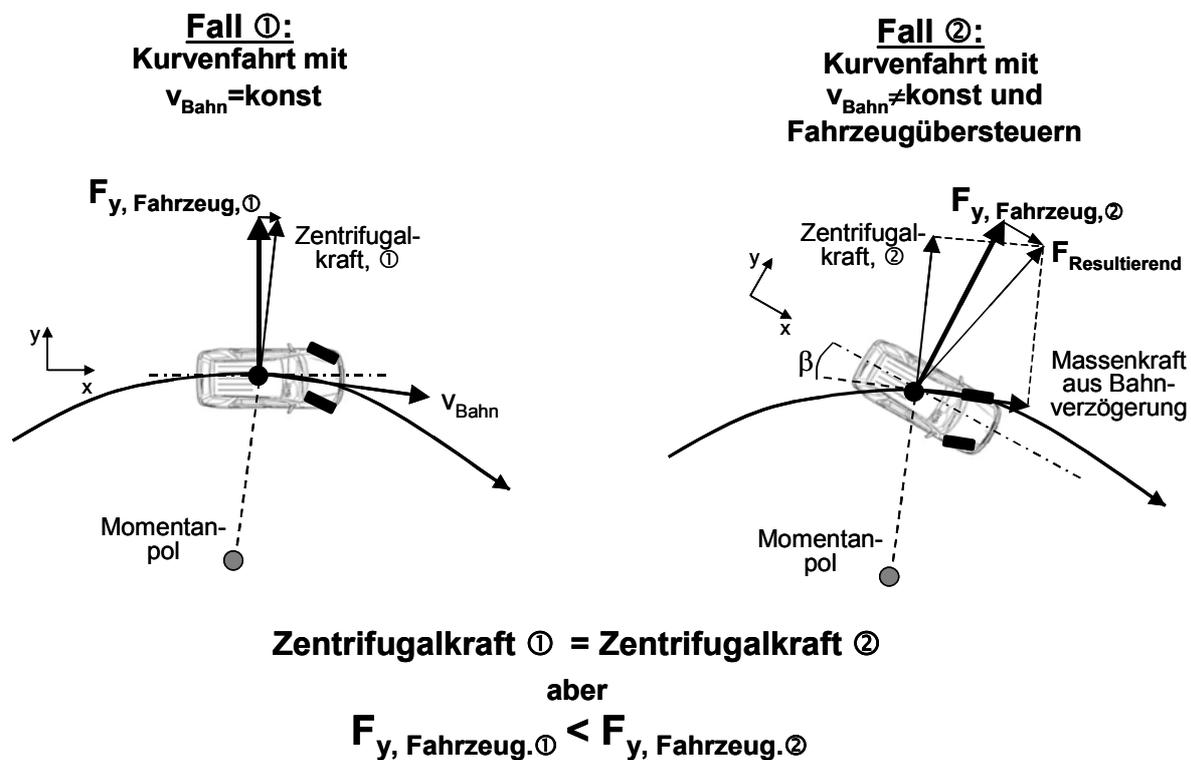


Bild 1.13: Entstehung von dynamischer Rollinstabilität bei instationärer Kurvenfahrt in Anlehnung an Milbradt [119]

Jüngere Fahrversuche im Auftrag der NHTSA [64,65] zeigen, dass auch noch in Produktion befindliche Geländewagenkonzepte bei Lenkwinkelsprüngen einen einseitigen Radlastverlust zeigen können.

Auf der Suche nach fahr- und rollstabilitätskritischen Fahrzeuganregungen kommen in den USA schon Anfang der 70er Jahre aufgrund der besseren Reproduzierbarkeit Lenkmaschinen zum Einsatz [49,64,81,154]. Neben sprungartigen Lenkanregungen wurden auch harmonische sowie Kombinationen daraus betrachtet.

Dugoff et al. [49] führten Fahrversuche mit vier Fahrzeugen im Auftrag der NHTSA durch mit dem Ziel, ein Verfahren zur Bewertung der Aktiven Sicherheit von Fahrzeugen zu entwickeln. Dazu verwendeten sie eine Lenkmaschine und untersuchten neben Lenkwinkelsprung-, auch Sinuslenkeingaben sowie harmonische Anregungen mit einem halben Lenksinus und anschließendem Bremsimpuls. Der Bremsimpuls erfolgte, wenn der Fahrer die maximale Gierreaktionensierte. Das von Nader [123] wegen seiner Kippgefahr kritisierte Heckmotorfahrzeug war Bestandteil der untersuchten Personenkraftwagen und kippte wiederholt beim Halbsinuslenken mit Bremsimpuls. Andere Fahrzeuganregungen führten zu keiner Kipptendenz der Fahrzeuge.

Auch Roy et al. [154] setzten eine Lenkmaschine ein. Sie führten eine umfangreiche Studie im Auftrag der NHTSA durch mit der Zielsetzung, ein dynamisches Kippmanöver zu entwickeln. Bei ihren Fahrversuchen mit sieben Personenkraftwagen kombinierten sie harmonische Lenkwinkelverläufe mit einem anschließenden Lenkwinkelsprung und variierten systematisch Amplituden, Frequenz bzw. Lenkzeitpunkte (Bild 1.14).

Als besonders kippkritische Lenkanregung stellte sich ein Halbsinus mit anschließendem Lenkwinkelsprung heraus. Diese kippkritische Anregung konnte jedoch nur für ein Fahrzeug nachgewiesen werden, das zudem durch ausgebaute Dämpfer bzw. einer Dachlast von 75 kg stark vom Serienzustand abwich.

Roy et al. [154] untersuchten ebenso wie Dugoff et al. [49] das gleichzeitige Einleiten von Lenk- und Bremsanregungen bei einem der sieben Versuchsfahrzeuge. Der den Lenkeingaben überlagerte Bremsimpuls führt zu einem weiteren kurzzeitigen geringen Anstieg im Wankwinkel. Insgesamt stellte sich aber eine stabilisierende Wirkung durch den Bremsimpuls ein. Trotz des Einsatzes einer Lenkmaschine zeigten die Kippfahrten eine schlechte Reproduzierbarkeit, sowie eine starke Geschwindigkeitssensitivität hinsichtlich deren Entstehung. Roy et al. [154] stellten dar, dass ein kraftschlussbedingtes Kippen auf der Fahrbahn nur erreicht werden

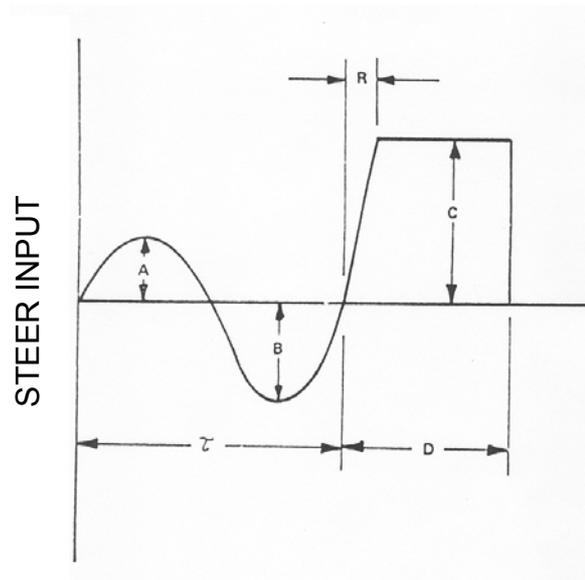


Bild 1.14: Kritischer Lenkinput nach Roy et al. [154]

kann, wenn das Fahrzeug nicht frühzeitig schleudert. Die Untersuchungen von Roy et al. [154] zeigten zudem, dass auch Fahrzeuge mit einem SSF von 1.25 bei geringer Fahrzeugdämpfung in dynamischen Manövern kippen können. Roy et al. [154] konnten mit der Studie zwar einen Ansatz liefern, wie eine dynamische, kippkritische Fahrzeuganregung aussehen kann, mussten aber die Versuchsfahrzeuge unrealistisch modifizieren, um Kippfahrten erreichen zu können. Die Ursachen für die Entstehung der Rollinstabilität blieben zudem offen.

Toyota entwickelte in den späten 80er ein Fahrmanöver, das ganz ähnliche Lenkradwinkelverläufe wie die von Roy dargestellten Lenkwinkleingaben aufwies. Das Fahrmanöver soll ein heftiges Ausweichen vor einem Hindernis gefolgt mit einer panischen

Gegenlenkreaktion des Fahrers infolge der heftigen Gierreaktion des Fahrzeugs darstellen. Der Bahnkurs des Fahrmanövers sah aus der Vogelperspektive wie ein Fischhaken aus und wurde daher als Fishhook-Test bezeichnet. Das Lenkprotokoll für den Test sah ein Lenken von 180 Grad in eine Richtung und anschließend 360 Grad in die entgegengesetzte Richtung vor. Toyota konnte in diesem Kurs mehrere Fahrzeuge kippkritisch anregen [70].

Das ursprünglich als Closed-Loop-Test konzipierte Fahrmanöver wurde für den Einsatz von Lenkmaschinen angepasst und wird von einigen Forschern zur Untersuchung der dynamischen Kippstabilität sowohl in Fahrversuch als auch in der Simulation verwendet [5,27,63,64,76,77,82,177].

In der Literatur findet sich häufig auch als Synonym für den Fishhook-Test die Bezeichnung Reversed-Steering-Manöver [5,9,12]. Bild 1.15 zeigt exemplarisch die Lenkwinkelvorgabe für eine Fishhook-Variante, die die NHTSA bei der Entwicklung eines dynamischen Rollover-Tests zur kippkritischen Fahrzeuganregung untersuchte [64]. Die Lenkwinkelvorgaben ähneln einem doppelten Lenkwinkelsprung. Bei Fahrversuchen im Auftrag der NHTSA untersuchten Garrott et al. [64] zwölf Personenkraftwagen sowohl bei Lenkwinkelsprüngeingaben mit und ohne Bremsimpuls, als auch bei Sinuslenken sowie in zwei Fishhook-Varianten. Als Bewertungsgrundlage für die Manöver diente die Höhe des einseitigen Radabhebens.

In den Fishhook-Manövern wurde das mit Abstand häufigste Abheben beider kurveninneren Räder dokumentiert. Sechs der zwölf Personenkraftwagen zeigten bei den Fishhook-Manövern einen Radlastverlust an den kurveninneren Rädern, beim Lenkwinkelsprung lediglich ein Fahrzeug.

Bei den bekannten Fishhook-Varianten werden die Lenkamplituden, Lenkzeitpunkte durch zuvor ermittelte fahrzeugspezifische

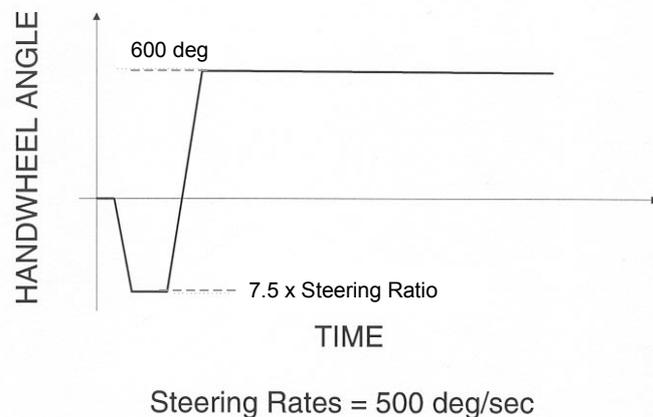


Bild 1.15: NHTSA-Fishhook #2 [64]

Kenngrößen wie Lenkübersetzung und/oder der Wank Eigenfrequenz des Fahrzeugs festgelegt [64]. Jüngere Ansätze [82,136] versuchen, durch eine direkte Rückkopplung des Wankverhaltens während des Testbetriebs, die Lenkzeitpunkte im Fishhook so festzulegen, dass der Fahrzeugaufbau im Resonanzbereich angeregt wird. Dies soll erreicht werden, indem der Lenkzeitpunkt für das abschließende Gegenlenken dann erfolgt, wenn die Wankgeschwindigkeit ihren Nulldurchgang hat (Bild 1.16). Bei diesem jüngsten Vorschlag zur Darstellung von rollstabilitätskritischer Fahrzeuganregungen, der sich u.a. bei der NHTSA zur Entwicklung eines dynamischen Rollover-Test in Untersuchung befindet, werden die Höhe der Lenkamplituden durch den Lenkwinkelbedarf bestimmt, der sich beim quasistationären Lenkungsziehen aus 80 km/h bei Querbeschleunigung von 0.3g einstellt (Bild 1.16). Dadurch soll eine Vergleichbarkeit von Fahrzeugen mit unterschiedlicher Lenkübersetzung gewährleistet werden.

Die Frage, ob mit der Fishhook-Konfiguration für jede Fahrzeugvariante die kippkritischen Fahrzeuganregungen gefunden werden, bleibt jedoch offen.

Neben Einzel- und Doppelsprunganregungen wird häufig auf die Anregung der Wankresonanz als besonders kippkritische Anregungsform hingewiesen. Görge [75] betrachtete bei Nutzfahrzeugen analytisch instationäre, harmonische Anregung des Aufbaus durch unebene Fahrbahnen oder schwappenden Ladungen auf Basis eines ebenen Wankmodells. Er kommt zu Schluss, dass eine Anregung von Resonanzschwingungen die kritischste Anregungsform darstellt

und empfiehlt die Betrachtung der ungedämpften Eigenschwingung zur dynamischen Rollstabilitätsanalyse.

Gauß und Isermann [67,68,69,92] diskutierten für Nutzfahrzeuge, in wie weit Eigenfrequenz- und Resonanzeinflüsse in der Aufbauschiwingung die Rollstabilität beeinflussen. In ihren Simulationen eines Nutzfahrzeugmodells zeigten sich Resonanzen in der Wankbewegung des Aufbaus bei 0.6 Hz. Im Fahrversuch konnte jedoch kein ausgeprägtes Resonanzverhalten festgestellt werden.

Auch Verma und Gillespie [174] untersuchten durch Simulationen den Einfluss von Wankresonanzen auf die Entstehung von Rollinstabilität bei Nutzfahrzeugen mittels Sinusanregung. Sie zeigten auf, dass die dynamische Rollstabilität durch Anregung der Wankresonanz herabgesetzt wird, dass diese aber nicht nur von der Federung, sondern entscheidend von den Gesamtfahrzeugeigenschaften abhängt. Sie deuteten an, dass eine Übereinstimmung von Gier- und Wankresonanz eine besonders kippkritische Anregung darstellt, vertiefen diese Aussage jedoch nicht weiter. Sie empfehlen ähnlich wie Görge [75] die Bewertung der dynamischen Rollstabilität durch Bestimmung und Analyse der Resonanzanregungen des Fahrzeugs. In den Analysen von Verma und Gillespie [174] wird erstmals auch auf den Einfluss der Reifenlatschenauswanderung infolge von Seitenkräften und von großen Reifensturzwinkeln auf den Kippvorgang eingegangen.

Auch für Personenkraftwagen wird darauf verwiesen, dass bei der Entstehung von dynamischer Rollinstabilität Wankresonanzen oder ein Zusammenfallen von Gier- und Wankresonanzen zur Entstehung von dynamischer Rollinstabilität beitragen [113]. Speziell

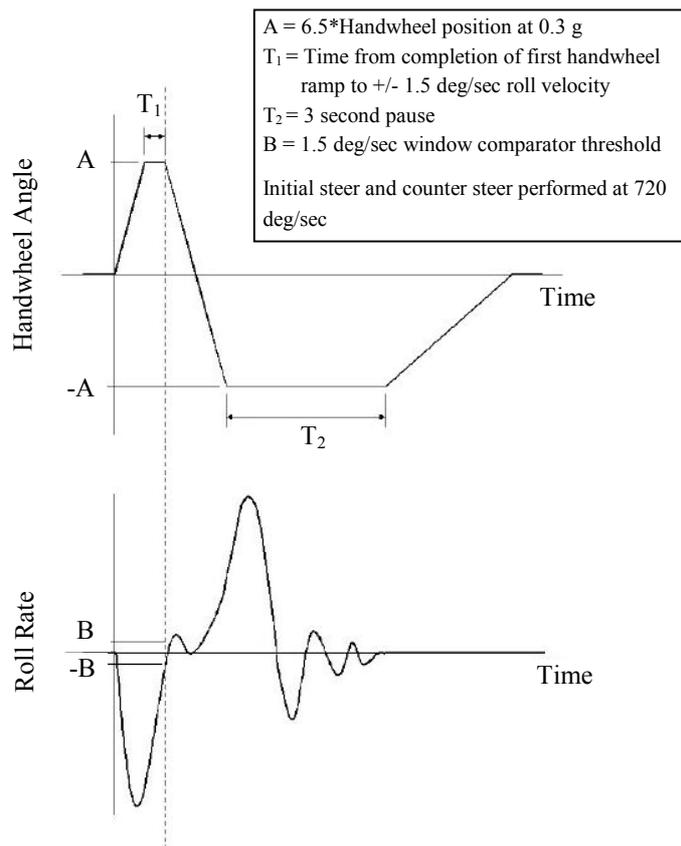


Bild 1.16: NHTSA-Fishhook mit Wahl der Lenkeingaben in Abhängigkeit der Wankgeschwindigkeit [66]

bei den ursprünglich vorhandenen Rollstabilitätsproblemen der Mercedes A-Klasse im ‚Elchtest‘ wird diese Vermutung geäußert [103]. Marine et al. [113] wiesen darauf hin, dass durch transiente Fahrmanöver wie beispielsweise eine Kombination aus Sinuslenken und Lenkwinkelsprüngen die Wankresonanz angeregt wird und dadurch ein Untripped-Rollover erfolgen kann. Hierzu geeignete Fahrmanöver stellen nach ihrer Einschätzung extreme Ausweichmanöver vor einem Hindernis mit hohen Lenkamplituden dar.

Bei der Entwicklung von Fahrmanövern zur Untersuchung der dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen wurde mehrfach versucht, die Wankresonanz gezielt durch Sinuslenkmanöver [64,111] bzw. durch eine entsprechende Auslegung von Fishhookmanövern anzuregen. Die Wankresonanzfrequenz wurde dabei durch Garrott et al. [64,111] in Vorversuchen durch eine Fast-Fourier-Analyse (FFT) der Wankwinkelreaktion infolge eines Lenkimpulses ermittelt. Sie fanden für die meisten der untersuchten Fahrzeuge keine ausgeprägte Wankresonanzfrequenz und gingen daher für diese Fahrzeuge von einer empirischen Wankresonanzfrequenz von 0.5 Hz aus. Bei Sinuslenkmanöver mit der ermittelten Wankresonanzfrequenz konnten Garrott et al. kein Fahrzeug, im Fishhook-Manöver dagegen für einige der Fahrzeuge ein einseitiges Abheben der Räder erzeugen (s.o.). Die fahrdynamischen Zusammenhänge wurden jedoch nicht beleuchtet. Garrott et al. [65] vertieften in einer späteren Publikation die aufgezeigte Problematik der Wankresonanzfrequenzermittlung. Sie empfehlen für den Fall einer nicht ermittelbaren Wankresonanz den Lenkwinkelverlauf im Fishhook anhand der Wankgeschwindigkeit im Fahrbetrieb zu triggern, um eine Anregung der Wankresonanz zu erhalten (s.o.).

Bernard [17] und Gillespie [71] ermittelten die Wankresonanzen von Personenkraftwagen mit einfachen Wankmodellen zu 1.7 Hz für Personenkraftwagen und 1.3 Hz für SUV's (Bild 1.17). Sie ermittelten die minimal notwendige Anregungsamplitude für Rollinstabilität bei harmonischer Fahrzeuganregung. Die notwendige Querschleunigung für Rollover lag bei Pkws und SUV's mit ca. 0.6g deutlich unter den stationären Werten.

Durch Simulationen mit einem detaillierteren Simulationsmodell für die Gesamtfahrzeugeigenschaften kommt Gillespie jedoch zum Schluss, dass

kein ausreichender Querversatz des Fahrzeugaufbaus aufgrund der abnehmenden Gierreaktion bei hohen Anregungsfrequenzen erfolgt und dass das Fahrzeug daher nicht mehr kritisch angeregt werden kann. Gillespie hält daher Lenkwinkelsprünge für kritischer als Sinuslenkmanöver. Ein Vergleich mit kritischen Anregungsfrequenzen in realen kippkritischen Closed-Loop-Fahrmanövern erfolgte nicht. Die Fragestellung, ob Wankresonanzen bei der Entstehung von dynamischer Rollinstabilität von

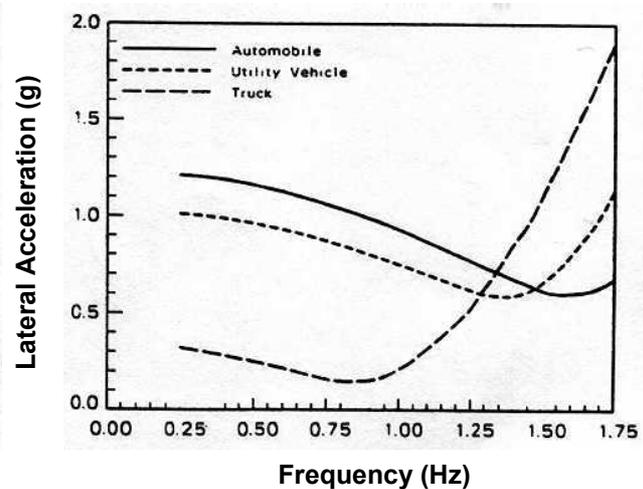


Bild 1.17: Wankresonanz bei harmonischer Anregung als Funktion der minimal notwendigen Querschleunigung für Rollover, Simulation mit ebenem Wankmodell [17]

Personenkraftwagen eine Rolle spielen, wurde bisher nur unzureichend auf Basis von einfachen Wankmodellen diskutiert. Ob Resonanzanregungen zur Entstehung von Rollinstabilität in realitätsnahen Ausweichmanövern beitragen, wurde bisher nicht diskutiert. Die Fahrdynamiksimulation bietet durch die einfache und automatisierte Variation von Fahrereingaben die Möglichkeit, kritischste Fahrereingaben zu finden. Voraussetzung dafür ist jedoch eine hohe Abbildungsgüte des Fahrzeugverhaltens bis in den fahrdynamischen Grenzbereich. Lund und Bernard [109] sowie Ward et al. [175] zeigten auf, dass gerade einfache Simulationsmodelle nur eingeschränkt zur Analyse der Rollstabilität geeignet sind.

Desens [44] rekonstruierte mit einem komplexen Simulationsmodell einen Kippunfall eines vierradgelenkten Personenkraftwagens während eines Slalom-Fahrmanövers und zeigte dabei in der Simulation kippkritische Lenkamplituden und –anregungsfrequenzen auf. Desens schließt aus seinen Simulationsanalysen, dass ein dynamisch übersteuerndes Fahrzeugverhalten entscheidend für die Entstehung dynamischer Rollinstabilität ist.

Ma und Peng [111] stellen für Nutzfahrzeuge und Ungoren et al. [172] sowie Chace und Wielenga [27] für Personenkraftwagen Methoden vor, um durch Simulation kritische Fahrzeuganregungen zu finden. Ma und Peng [111] verdeutlichen, dass ein doppelter Lenkwinkelsprung kippkritischer als Sinuslenken mit Wankeigenfrequenz sein kann. Ungoren et al. [172] entwickelten einen Algorithmus, um ein Fahrzeug in Kombination mit Bremsengriffen bei möglichst niedrigen Lenkamplituden kritisch anzuregen. Als Startpunkt für die Optimierung dienen dabei ebenso wie bei Chace und Wielenga [27] kippkritische Fahrmanöver wie beispielsweise die von der NHTSA [64] untersuchten Rollovermanöver ‚Lenkwinkelsprung und Fishhook‘. Ungoren et al. [172] verdeutlichen, dass sich auf Basis von Lenkwinkelsprüngen und Fishhook-Tests in der Simulation Lenkstrategien finden lassen, die das Kippen eines SUVs bei Lenkradamplituden unter 100 Grad und einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h ermöglichen. Chace und Wielenga [27] nahmen die ermittelten kritischen Fahrereingaben als Grundlage, um Fahrzeugparameter zu variieren und das Fahrzeug dadurch zu stabilisieren. Dabei lassen sie jedoch außer Acht, dass eine Veränderung von Fahrzeugparametern zu einer Veränderung der kritischen Lenkstrategie führen kann. Zudem ist durch die Festlegung auf bestimmte Fahrmanöver zu Beginn des Optimierungsprozesses nicht sichergestellt, dass die kippkritischen Anregungen gefunden werden.

Neben Forschungen zu kippkritischen Anregungsstrategien auf Basis von Open-Loop-Fahrversuchen und Simulationen, beschäftigen sich nur wenige Untersuchungen mit Fahrereingaben und Lenkstrategien im Closed-Loop-Fahrbetrieb. Instrumentierte Versuchsfahrten sind rar, bei denen ein Kippen des Fahrzeugs auftrat und sowohl Lenk- und Fahrereingaben als auch fahrdynamische Bewegungsgrößen dokumentiert sind [5,9,49,65,116,117,154]. Als für die Rollstabilität von Personenkraftwagen kritische Closed-Loop-Fahrmanöver haben sich abrupte doppelte Spurwechsel erwiesen, die ein Ausweichen vor einem Hindernis darstellen [22,34,98,113,116].

Die Rollstabilitätsprobleme eines Geländewagens in einem Ausweichtest einer Verbraucherorganisation (Consumers Union) Ende der 80er Jahre führten zu einer umfangreichen Untersuchung des Fahrmanövers im Auftrag des betroffenen Fahrzeugherstellers durch Mc Carthy et al. [116,117]. Neben der Reproduzierbarkeit und der

Praxisrelevanz des Ausweichtests, studierten sie auch das Lenkverhalten von vier Fahrern bei Nichtkippfahrten und Kippfahrten. Marine et al. [113] griffen diese Untersuchungen auf und vertiefen die Analyse der Fahrereingaben. Bild 1.18 zeigt einen Vergleich der Lenkradwinkelamplituden- und Querbeschleunigungsmaxima bei Kipp- und Nichtkippfahrten.

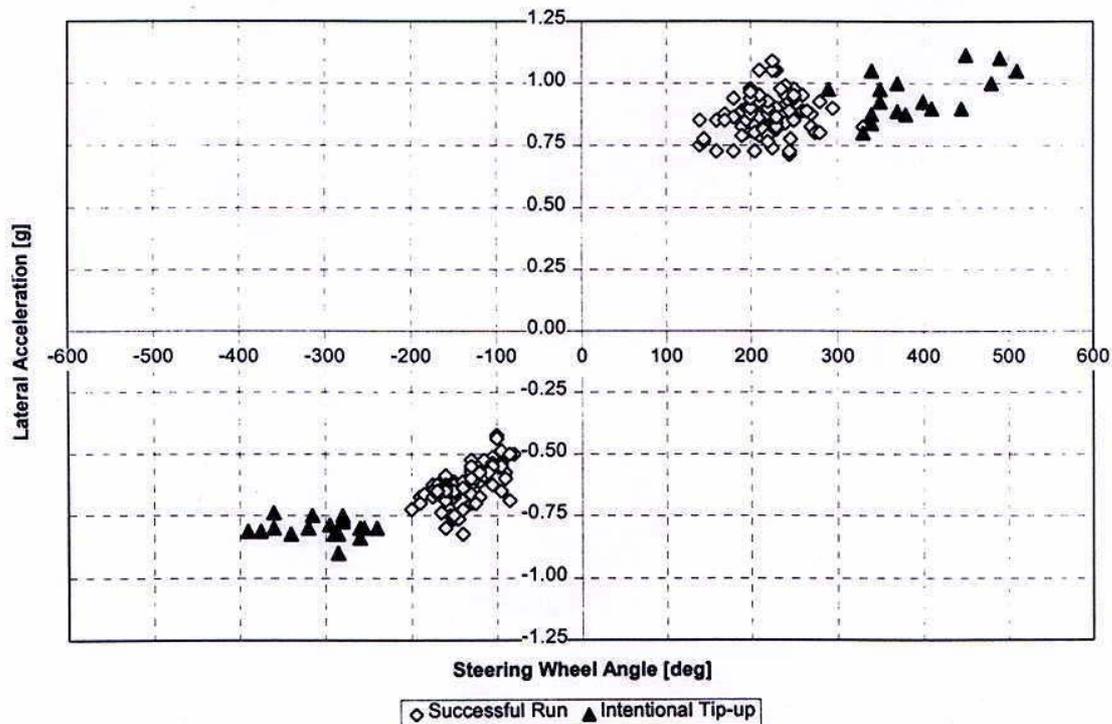


Bild 1.18: Kippkritische Lenkeingaben und erzielte Querbeschleunigung beim Consumers-Union Ausweichtest [113]

Während keine signifikanten Unterschiede in der Querbeschleunigung zu erkennen sind, werden Kippfahrten mit durchweg höheren Lenkradwinkelamplituden als Nichtkippfahrten eingeleitet. Bei Kippfahrten werden beim ersten Einlenken (3. Quadrant) Lenkradwinkelamplituden von 230 bis 400 Grad von den Versuchsfahrern und beim Zurücklenken (1. Quadrant) von 530 bis 840 Grad erreicht. Die Maximalwerte der Lenkradwinkelgeschwindigkeit lagen bei den Kippfahrten stets über 1000 Grad/s. Der zeitliche Verlauf der Lenkeingaben und damit die Lenkstrategie wurden jedoch nicht näher untersucht.

Eine weitere kippkritische, aber wenig praxisrelevante Fahrzeuganregung stellt das Fahrmanöver Rückwärtsschleuderwende dar, bei der ein Kleinwagen im Fahrversuch zum Kippen angeregt werden konnte [87].

Bei kippkritischen Fahrmanövern werden aus Sicherheitsgründen im Fahrversuch zumeist seitliche Ausleger als Kippschutzvorrichtungen am Fahrzeug installiert. Bild 1.19 zeigt den von der NHTSA bei den Versuchen zur Entwicklung eines dynamischen Rollover-Tests verwendeten Kippschutz. McCarthy et al. [116,117] beschäftigten sich mit dem Einfluss des Kippschutzes auf das Messergebnis und wiesen unterschiedliche Versuchsergebnisse für sechs im Consumers-Union-Ausweichtest untersuchte Fahrzeuge je nach Auslegung des

Kippgestells nach. Eine möglichst geringe Wankträgheitsmomentenbeeinflussung durch das Kippgestell ist anzustreben.

In [12,45,82,113,154] sind weitere Untersuchungen zum Einfluss und zur Auslegung von Kippgestellen aufgezeigt.

Die Bedingungen, Mechanismen und fahrdynamischen Zusammenhänge, die bei der Entstehung von dynamischer Rollinstabilität von Personenkraftwagen eine Rolle spielen, wurden bisher nur vereinzelt adressiert.

Milbradt [119] stellte für ein ebenes Wankmodell auf Basis von Drall- und Energiesatz Bedingungen für die Entstehung von dynamischer Rollinstabilität auf.



Bild 1.19: Installierter Kippschutz bei Fahrversuchen der NHTSA [66]

Er beschränkt sich aber auf eine entkoppelte Betrachtung des Wankvorgangs von der Gesamtfahrzeugreaktion und entwickelt seine Bedingungen allein auf Basis der Querkraftanregung. Er stellte eine Theorie auf, wie ein zusätzlicher Querkraftanstieg durch instationäre Fahrmanöver zu Stande kommen kann, der in seinem ebenen Modell dann zur dynamischen Rollinstabilität führen kann (Bild 1.13). Diese Theorie validiert er jedoch nicht.

Naclez [125,126,127,128,129,130] entwickelte und validierte ein detailliertes Simulationsmodell zur Untersuchung von Tripped- und Untripped-Rollovern und berücksichtigt dabei explizit die nichtlinearen Reifeneigenschaften. Er führte ebenso wie Dahlberg [38,39] und Das et al. [40] ein Energiekriterium ein, um Bedingungen für die Rollinstabilität und die Stabilitätsreserve in dynamischen Fahrmanövern aufzeigen zu können. Die Ansätze beruhen auf einer Ermittlung der notwendigen potentiellen Energie zum Kippen des Fahrzeugs und einem Vergleich mit der momentan vorhandenen potentiellen Energie im Aufbau und der kinetischen Energie in der Wankbewegung. Naclez et al. [130] zeigten die Eignung des Ansatzes für Tripped-Rollover. Das et al. [40] verdeutlichen am Beispiel eines Kleintransporters und Dahlberg durch Fahrversuche und Simulation an einem Nutzfahrzeug auch die prinzipielle Eignung des Ansatzes für Untripped-Rollover. Dahlberg weist aber gleichzeitig darauf hin, dass Energiebetrachtungen am Gesamtfahrzeug durch vorhandene Energiedissipationen mit einer Unschärfe versehen sind.

Allen et al. [3,4,6,8,9,10] erstellten und nutzten ebenfalls ein detailliertes Simulationsmodell für Fahrstabilitäts- und Rollover-Untersuchungen und validierten ihr Modell in stationären und dynamischen Fahrversuchen [6,9]. Allen et al. [8] verdeutlichten für dynamische Fahrmanöver in einem Diagramm von Wankgeschwindigkeit über Wankwinkel die Entstehung von dynamischer Rollinstabilität (Bild 1.20). Sie zeigten stabile und instabile Bereiche auf und definierten kipptypische Instabilitätskonstanten. Allen et al. [5] nutzten die Darstellungsform zur Untersuchung eines Geländewagens in kritischen Fahrmanövern sowie zur Sensitivitätsanalyse von Fahrzeugparametern hinsichtlich Rollstabilität.

Die Möglichkeit mittels Simulationsmodellen von Gesamtfahrzeugen nicht nur die Fahrzeugeingaben schnell und effizient und unter reproduzierbaren Bedingungen abwandeln zu können, sondern auch Fahrzeugparameter leicht verändern zu können, nutzten Roy et al.

[154], Naclez et al. [126] und Allen et al. [5] für Sensitivitätsanalysen von Fahrzeugparametern im Hinblick auf die dynamische Rollstabilität von Personenkraftwagen.

Während die Sensitivitätsanalysen von Roy et al. [154] aufgrund der geringen Modellierungsgüte des Simulationsmodells nur eingeschränkt aussagekräftig sind, verwendeten Naclez et al. [126] und Allen et al. [5] ein detailliertes Simulationsmodell und führten Parameterstudien für Tripped- [125] und Untripped-Rollover [5,126,128] durch. Naclez et al. [126] und Allen et al. [5] beschränken sich jedoch auf zwei Fahrzeuganregungen: J-Turn und Fishhook.

Durch diese Einschränkung reduziert sich die Aussagekraft der Sensitivitätsanalyse, da nicht sichergestellt werden kann, dass mit

einer nicht untersuchten Fahrzeuganregung in Verbindung mit einer Variation von Fahrzeugparametern dennoch Fahrzeugrollinstabilität erreicht werden kann. Naclez et al. [128] zeigten den erheblichen Einfluss von Spurweite, Schwerpunktshöhe sowie Trägheitsmomenten, Achslastverteilung und Federungscharakteristik. Allen et al. [5] bestätigten prinzipiell die Ergebnisse von Naclez, bei den von ihnen analysierten Parametern.

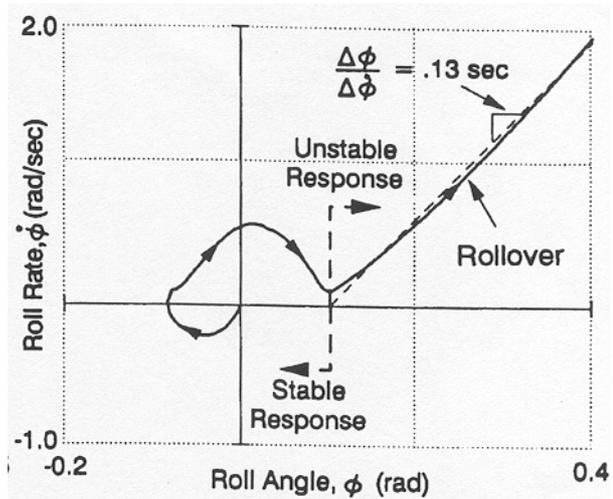


Bild 1.20: Kippschwelle nach Allen et al. [5]

Obwohl der Reifen als Schnittstelle zwischen Fahrzeug und Fahrbahn eine wesentliche Rolle beim Entstehen von kraftschlussbedingten Kippunfällen spielt, wurde dessen Einfluss auf die Rollstabilität bisher nur von wenigen Autoren näher untersucht. Allen et al. [3] untersuchten den Reifeneinfluss auf das Kippverhalten in der Simulation. Sie zeigten am Beispiel von drei Reifenvarianten eines SUV's in der Fahrdynamiksimulation auf, dass das maximale Seitenkraftpotential die Kippneigung erheblich beeinflusst. Tamny [166] stellte anhand von Berechnung eines Tilt-Table-Tests fest, dass Reifenvertikal- und -quersteifigkeit die stationäre Kippgrenze im Tilt-Table-Test stärker beeinflussen als die Fahrzeugfedersteifigkeit. Er äußert zudem die Vermutung, dass abgefahrene Reifenschultern das Kippverhalten erheblich beeinflussen. In [12] sind Messergebnisse aufgeführt, die belegen, dass sich durch abgefahrene Reifenschultern die stationär erreichbare Querbeschleunigung nur geringfügig im Bereich von 0,03g ändert. Die Validierung anhand von weiteren Reifenformaten und -fabrikaten erfolgte jedoch nicht.

Wielenga [178] diskutiert theoretisch den Einfluss von Reifeneigenschaften wie beispielsweise Kraftschlusspotential, Reifendruck, Latschenauswanderung unter Seitenkraft und Reifenhöhe auf die Rollstabilität und entwickelt einen stationären Kippgrenzwert (Static Margin), der den maximalen Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn berücksichtigt. Als Empfehlungen für kippmindernde Reifen gibt Wielenga folgende Hinweise: Eine geringe Reifenlatschenauswanderung unter Querkraft, ein geringes maximales Querbeschleunigungspotential, was jedoch im Zielkonflikt mit der Aktiven Sicherheit steht, sowie den Einsatz von Reifenschultern mit niedrigem Reibwert, da nach Wielenga [178] andernfalls bei hohen

Schräglaufwinkeln eine Zunahme der Seitenführungskraft zu erwarten wäre. Publikationen zum Einfluss des Reifens auf die Kippstabilität im Fahrversuch sind nicht bekannt. Allen et al. [3,5] verdeutlichten die Bedeutung der Reifenmodellierung in der Simulation und insbesondere der Latschenauswanderung infolge von Seitenkräften für Fahr- und Rollstabilitätsuntersuchungen.

Da ein hoher Anteil von Kippunfällen durch ein Abkommen von der Fahrbahn und ein Kanten des Fahrzeugs im losen Untergrund oder an Hindernissen durch Formschluss ausgelöst wird, wurden neben der Untersuchung von kraftschlussinduzierter Rollinstabilität (Untripped-Rollover) viele Forschungsarbeiten hinsichtlich der Entstehung und Analyse von Tripped-Rollovers [36,37,43,52,125,128,129,130,153] durchgeführt.

Einige Publikationen beschäftigen sich zwar mit der Entstehung von Rollinstabilität von Fahrzeugen, sind jedoch weniger relevant für das dynamische Kippen von Personenkraftwagen und sollen der Vollständigkeit wegen erwähnt werden. Allen et al. [7] und Huston et al. [89] beschäftigten sich mit dem Kippen von in den USA beliebten kleinen Geländemotorrädern mit drei und vier Rädern, sogenannten All-Terrain-Vehicles (ATV). Chang et al. [28] zeigt die unterschiedliche Kippgrenze von drei und vierrädrigen Fahrzeugen auf. Dudzinski, Küppers und Baum [15,48,105] beschäftigten sich mit dem Kippen von Radladern und Golombeck mit der Kippstabilität von schnell fahrenden Industrierobotern [73].

1.3.2 Bewertungsmethoden

Zur Bewertung und Quantifizierung der Rollstabilität wurden diverse Kennwerte und Verfahren für die stationäre bzw. dynamische Kippsicherheit entwickelt. Vor allem zur Bewertung der dynamischen Kippsicherheit wird auf die Überprüfung durch Fahrmanöver zurückgegriffen.

1.3.2.1 Bewertungsverfahren für die stationäre Kippsicherheit

Als ein erster Anhaltswert für die Kippsicherheit von Fahrzeugen dient der Static Stability Factor (vgl. Kapitel 1.2). Zur exakten Ermittlung des SSF ist vor allem eine exakte Schwerpunktshöhenmessung notwendig. Winkler et al. [183] untersuchten verschiedene Anlagen zur Schwerpunktshöhenmessung und zeigten Abweichungen bis zu 15% auf. Die Genauigkeit bei modernen Anlagen wird mit +/- 0,5% angegeben [142]. Obwohl Einflüsse wie die Verschiebung des Kraftangriffspunktes am Reifen, Reifeneinfederung und nicht zuletzt die Schwerpunktsverlagerung infolge des Aufbauwankens vernachlässigt werden, ist der SSF als ein erstes Schätzmaß für die stationäre Kippsicherheit eines Fahrzeugs akzeptiert, setzt aber eine sorgfältige Ermittlung der Schwerpunktshöhe voraus.

Ein Verfahren, das die Schwerpunktsverlagerung, Reifeneinfederung und teilweise die Latschenauswanderung des Reifens mitberücksichtigt, stellt die Kipptischmethode (Tilt-Table-Testmethode) dar. Die bei stationärer Kurvenfahrt auftretende Querschleunigung wird durch ein Kippen des Fahrzeugs auf einem Tisch simuliert (vgl. Bild 1.22). Das Fahrzeug

wird soweit gekippt, bis der Tip-Over-Point erreicht wird und die Räder einseitig abheben (vgl. Kapitel 1.2). Dabei wird das Fahrzeug einseitig über eine Kante an den Rädern abgestützt. Die äquivalente stationäre Querbeschleunigung zum Kippen wird aus dem Kräftegleichgewicht von lateraler Querkraft und Vertikalkraft beim einseitigen Abheben der Räder ermittelt und als Tilt-Table-Ratio (TTR) bezeichnet (vgl. Bild 1.22 und Glg. 1.2).

$$\text{Tilt - Table - Ratio (TTR)} = \frac{F_y}{F_z} = \frac{m g \sin\Phi}{m g \cos\Phi} = \tan\Phi \quad \text{Glg. 1.2}$$

Für Personkraftwagen treten Tilt-Table-Winkel von 40-53 Grad auf [32]. Bei der Tilt-Table-Methode wird die stationäre Kippgrenze jedoch unterschätzt, da beim Kippen des Fahrzeugs nicht mehr die gesamte Fahrzeuggewichtskraft auf der Federung lastet, die Federung dadurch ausfedert und der Schwerpunkt angehoben wird. Eine zusätzliche Ungenauigkeit wird durch die Abstützung des Fahrzeugs an der Reifenaußenkante und nicht im realen Kraftangriffspunkt der Seitenkraft bei Kreisfahrt hervorgerufen.

General Motors entwickelte in den 60er Jahren ein Verfahren, das die Problematik des Tilt-Table-Tests durch die ungewünschte Fahrzeugausfederung vermeidet. In dem als Side-Pull-Test bezeichneten Testverfahren wird eine Querkraft am Fahrzeugschwerpunkt eingeleitet, bis das Fahrzeug einseitig abhebt (vgl. Bild 1.21). Der Quotient aus der Zugkraft beim einseitigen Abheben der Räder und der Fahrzeugmasse dient als Kennwert für die stationäre Kippgrenze (vgl. Glg. 1.3) und wird als Side-Pull-Ratio (SPR) bezeichnet.

$$\text{Side - Pull - Ratio (SPR)} = \frac{\text{Zugkraft in Querrichtung}}{\text{Fahrzeugmasse}} \quad \text{Glg. 1.3}$$

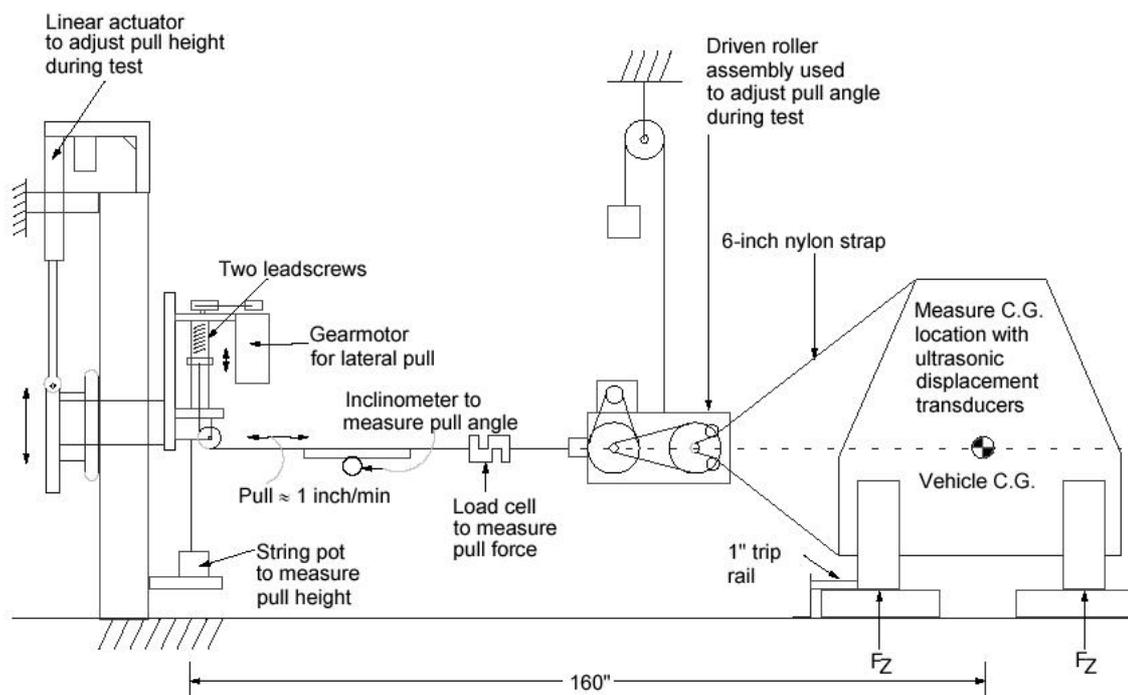


Bild 1.21: Side-Pull-Test [32]

Chrstos et al. [32] stellten ausführlich das Verfahren zur Ermittlung der SPR und gleichzeitig auch dessen Problemgebiete dar. Bei realer Kurvenfahrt wirken nicht nur am Aufbau Querkräfte, sondern an jedem einzelnen Massepunkt des Fahrzeugs. Beim Side-Pull-Verfahren werden jedoch nur Kräfte in den gefederten Aufbau eingeleitet. Zudem wird wie beim Tilt-Table-Test durch die Abstützung der Querkräfte an der Reifenaußenseite das Ergebnis im Vergleich zur realen Kurvenfahrt verfälscht. Als weiteres Problem stellten Chrstos et al. die exakte Schwerpunkthöhenbestimmung und die Nachführung des Zugseils auf Schwerpunkthöhe dar. Im Vergleich von Tilt-Table und Side-Pull-Test geben Chrstos et al. aufgrund der größeren Anzahl von Fehlerquellen einen Gesamtfehler in der Ermittlung der stationären Kippgrenze durch den Side-Pull-Test von 5% an, während sie für den Tilt-Table-Test 1% für realistisch halten und empfehlen nicht zu letzt aufgrund des einfacheren Verfahrens den Tilt-Table-Test.

Eine Steigerung der realitätsgetreuen Abbildung der stationären Kippgrenze soll ein neuer, aufwendiger Ansatz bringen [55,138], bei dem die Fliehkräfte am Fahrzeug durch eine Zentrifuge erzeugt wird (vgl. Bild 1.23). Durch ein Vorspannen der Fahrzeugfederung zur imaginären Kurveninnenseite und ein schlagartiges Freisetzen der gespeicherten potentiellen Federenergie durch Aufheben der Vorspannung sollen Rückschlüsse auf die dynamische Kippsicherheit von Fahrzeugen mit dem Zentrifugentest möglich sein. Messergebnisse sind bisher nicht bekannt.

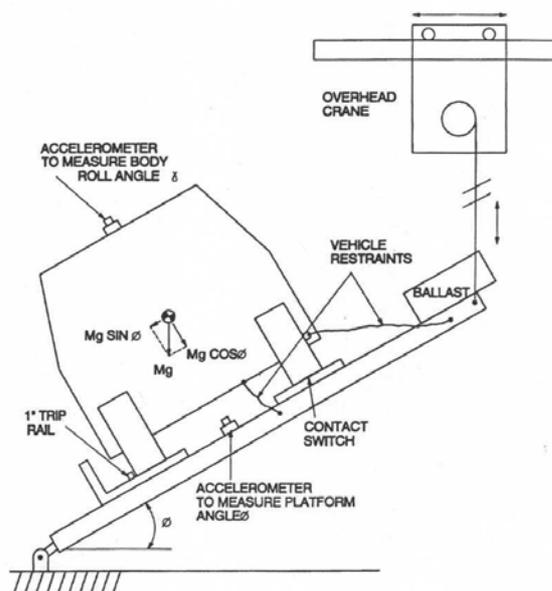


Bild 1.22: Tilt-Table-Test [32]

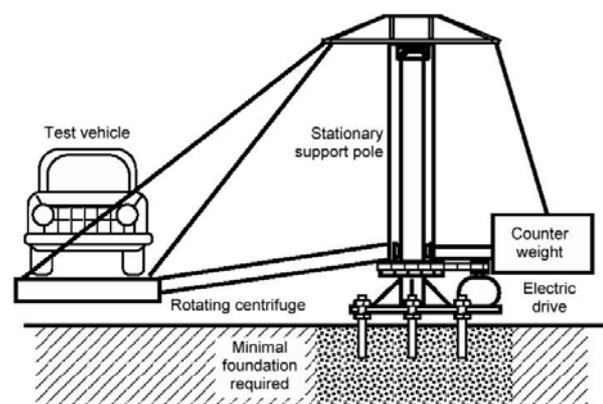


Bild 1.23: Zentrifugen-Test [55,138]

Die stationäre Kippsicherheit im Fahrbetrieb wird nicht nur durch die maximal einleitbaren Querkräfte, wie sie in den obigen Verfahren prinzipiell ermittelt werden, sondern auch durch den Kraftschluss zwischen Reifen und Fahrbahn bestimmt. Wird bei stationärer Kreisfahrt die Kraftschlussgrenze der Reifen vor der stationären Kippgrenze erreicht, rutscht das Fahrzeug seitlich weg und kippt nicht. Wielenga [178] und Horton [86] entwickelten Stabilitätskennwerte basierend auf der Differenz aus stationärer Kippgrenze und maximalem

Kraftschlussbeiwert. Wielengas Kennwert ‚Static Margin‘ für die Kippgefährdung basiert auf der Differenz aus SSF und Kraftschlussbeiwert der Reifen (vgl. Glg. 1.4)

$$\text{Static Margin (sm)} = \text{SSF} - \mu \quad \text{Glg. 1.4}$$

Horton [86] ermittelt die Kippgefährdung aus der Differenz der Side-Pull-Ratio und der maximalen Querbeschleunigung bei stationärer Kreisfahrt (vgl. Glg 1.5):

$$\text{GM - Stability Margin} = \text{Side Pull Ratio} - \text{max. Querbeschleunigung}_{\text{stationäre Kreisfahrt}} \quad \text{Glg. 1.5}$$

Um auch dynamische Einflüsse auf die Kippsicherheit mit dem GM-Stability-Margin abzudecken, fordert Horton für Personenkraftwagen in Abhängigkeit des Radstandes einen GM-Stability-Margin von mindestens 0.2 g.

Neben statischen Testverfahren dienen auch Fahrmanöver, wie stationäre Kreisfahrt und Lenkungszuziehen, zur Überprüfung der stationären Kippsicherheit, als Kennwerte wird dabei die Querbeschleunigung beim Kippen ermittelt.

1.3.2.2 Bewertungsverfahren für die dynamische Kippsicherheit

Im Gegensatz zur stationären Kippsicherheit lässt sich die dynamische Kippsicherheit aufgrund der komplexen Wechselwirkungen zwischen Fahrbahn, Fahrwerk und Aufbaudynamik analytisch nur schwer quantifizieren. Die Ermittlung der dynamischen Kippsicherheit von Fahrzeugen erfolgt daher zumeist durch Fahrversuche und Simulationen von kritischen Fahrzeuganregungen und Fahrmanövern. Verfahren und Testmanöver wurden entwickelt, um Fahrzeuge kippkritisch anzuregen. Dazu wurden sowohl Open-loop-Fahrmanöver [4,49,63,64,82,154,169] als auch Closed-Loop-Fahrmanöver [34,94,116] untersucht. Die Bewertung erfolgt häufig durch die digitale Einstufung „Fahrzeug kippt“ oder „Fahrzeug kippt nicht“. Es sind nur wenige Kennwerte bekannt, die die dynamische Kippgefährdung eines Fahrzeugs beschreiben. Diese Kennwerte basieren prinzipiell entweder auf der Betrachtung der Querbeschleunigung, der verbleibenden Radlast an der Kurveninnenseite oder auf energetischen Überlegungen.

In [70,169] wird die Querbeschleunigung beim Abheben der kurveninneren Räder zur Bewertung der Kippsicherheit in einem dynamischen Fahrmanöver herangezogen. Der Kennwert wird als Lateral Acceleration at Rollover (LAR) bezeichnet.

Heydinger et al. [84] geben als zeitabhängiges Maß für die dynamische Kippgefährdung während eines Fahrmanövers einen Dynamic Stability Index (DSI), der neben der normierten Querbeschleunigung auch das dynamische Wankmoment berücksichtigt (vgl. Glg. 1.6).

$$\text{Dynamic Stability Index (DSI)} = \frac{a_y}{g} + \frac{I_{xxs} \ddot{\phi}}{mgh_{cg}} \quad \text{Glg. 1.6}$$

mit I_{xxs} =Wankträgheitsmoment der gefederten Massen, $\ddot{\phi}$ =Wankbeschleunigung,
 h_{cg} =Schwerpunktshöhe

Wird $DSI > SSF_{\text{eff}}$ für eine bestimmte Zeit, dann droht nach Heydinger et al. Kippgefahr. Die notwendige Einwirkzeit wird nicht näher ausgeführt. Als SSF_{eff} wird ein effektiver SSF ermittelt, der die Außermittigkeit von Fahrzeugschwerpunkt durch Beladung und Fahrzeugunsymmetrie berücksichtigt. Bei unbeladenen, symmetrisch ausgeführten Fahrzeugen ist der SSF_{eff} gleich dem SSF.

In [26,30,59,107,108,143] sind Kennwerte zur Quantifizierung der dynamischen Kippgefährdung basierend auf den Radlastdifferenzen zwischen Kurveninnen- und außenseite beschrieben, die sich auf den etablierten Kennwert Load Transfer Ratio (LTR) (vgl. Glg. 1.7) zurückführen lassen.

$$\text{Load Transfer Ratio (LTR)} = \left| \frac{\text{Radlastsumme}_{\text{links}} - \text{Radlastsumme}_{\text{rechts}}}{\text{Radlastsumme}_{\text{gesamt}}} \right| \quad \text{Glg. 1.7}$$

Hinch et al. [85] geben einen Kennwert zur Bewertung der Kippgefährdung bei Tripped-Rollover basierend auf Energiebetrachtungen an. Der Kennwert setzt die laterale kinetische Energie des Fahrzeugs vor dem Kanten des Fahrzeugs an einem Hindernis mit der Rotationsenergie danach ins Verhältnis (vgl. Glg. 1.8). Der Kennwert wird als Rollover Prevention Metric (RPM) bezeichnet und lässt sich allein aus Fahrzeugmasse, Wankträgheitsmoment und Schwerpunktshöhe ermitteln.

$$\text{Rollover Prevention Metric (RPM)} = \frac{E_{\text{kin, lateral}} - E_{\text{rot}}}{E_{\text{kin, lateral}}} 100\% = 1 - \frac{mh_s^2}{J_{xx,o}} 100\% \quad \text{Glg. 1.8}$$

Einen weiteren energiebasierten Kennwert entwickelte Naclez [125,127,130] und bezeichnet ihn als Rollover Prevention Energy Reserve (RPER). Die RPER ergibt sich aus der Differenz der notwendigen potentiellen Energie zum Anheben des Fahrzeugs und der momentanen potentiellen und kinetischen Energie in der Aufbaubewegung (vgl. Glg. 1.9):

$$\text{Rollover Prevention Energy Reserve (RPER)} = E_{\text{Krit}} - (E_{\text{pot, momentan}} - E_{\text{pot, statisch}}) - E_{\text{Kin}} \quad \text{Glg. 1.9}$$

mit	E_{krit}	=	<i>notwendig Energie um Fahrzeug in den Tip-Opver-Point zu heben</i>
	$E_{\text{pot, momentan}}$	=	<i>momentane potentielle Energie</i>
	$E_{\text{pot, statisch}}$	=	<i>potentielle Energie in Ruheposition</i>
	E_{kin}	=	<i>kinetische Energie in der Wankbewegung</i>

RPER ist ein Maß für die momentan verbleibende Kippreserve und wird während der Fahrt ermittelt. Wird die RPER kleiner Null, dann besteht akute Kippgefahr.

Naclez et al. sehen in ihren Energieansätzen zwar die in den Federn gespeicherte potentielle Energie vor, vernachlässigen schließlich aber aufgrund des schwer kalkulierbaren Anteils an Energiedissipation in den Federn und Dämpfern deren Anteil in der Berechnung der RPER. Die RPER war ursprünglich zur Quantifizierung der Rollover-Gefahr bei Tripped-Rollover gedacht und zeigte sich in Simulation und Versuchen [130] als geeignetes Maß, um zwischen Fahrzeugkippen und –nichtkippen beim Tripped-Rollover zu differenzieren. Naclez [128] zeigte zwar die prinzipielle Eignung der RPER zur Erkennung der Kippgefahr bei Untripped

Rollover am Beispiel eines simulierten Lenkwinkelsprungs auf [128], der drohende Rollover wird jedoch erst spät, bei Wankwinkel von ca. 30 Grad, detektiert. Zu diesem Zeitpunkt verbleibt nur noch wenig Zeit für das Eingreifen von Stabilisierungssystemen. Die RPER scheint weniger ein geeigneter Kennwert für das Erkennen von Untripped-Rollover zu sein, sondern vielmehr ein Maß für die verbleibende Kippreserve während eines Fahrmanövers und für Sensitivitätsstudien [125,128] von Fahrzeugparametern hinsichtlich der Kippgefahr eines Fahrzeugs.

Das et al. [40] sowie Dahlberg [38,39] griffen den Energieansatz von Naclez et al. für Nutzfahrzeuge auf. Dahlberg verfeinerten ihn zum Dynamic Rollover Energy Margin (DRM). Er bezog die elastische Federenergie mit ein und ermittelte die notwendige Energie zum Kippen nicht aus einer reinen Starrkörperbetrachtung des kippenden Fahrzeugs wie Naclez et al., sondern durch eine Ermittlung von lokalen Minima der potentiellen Energie beim Wanken des Fahrzeugs. Dahlberg zeigte die Eignung des DRM auch für Untripped-Rollover mittels Simulation und Fahrversuchen mit einem Lkw-Gespans auf. Problematisch bei allen Energieansätzen sind die schwer zu kalkulierenden Energiedissipationen in Fahrwerk und Reifen, sowie der schwer erfassbare Energietransfer aus Längs- und Querbewegung des Fahrzeugs in die Rotation des Aufbaus.

Basierend auf dem Grundgedanken, dass ein Fahrzeug, das an einem Hindernis seitlich kantet und kippt, eine laterale Mindestgeschwindigkeit aufweisen muss, wurde als Kennwert für die Kippgefährdung beim Tripped-Rollover aus Impuls- und Energiesatz eine kritische Querrutschgeschwindigkeit hergeleitet [110], die als Critical Sliding Velocity (CSV) bezeichnet wird:

$$\text{Critical Sliding Velocity (CSV)} = \sqrt{\frac{2gI_0}{mh_s} \left(\sqrt{1 + \left(\frac{T}{2h_s} \right)^2} - 1 \right)} \quad \text{Glg. 1.10}$$

mit m =Fahrzeugmasse; h_s =Schwerpunktshöhe, T =mittlere Spurweite und I_0 =Trägheitsmoment um den Kantpunkt

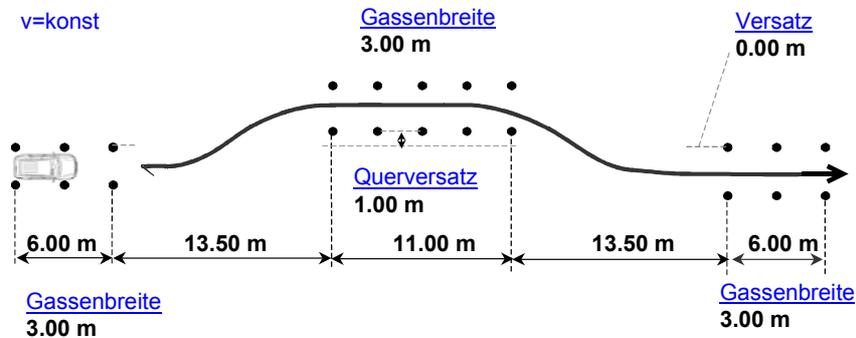
Typische CSV-Werte liegen für Personenkraftwagen bei 18 bis 33 km/h [43,110].

Die erläuterten Kennwerte für die dynamische Kippsicherheit werden bis auf die CSV, als ein Kennwert für Tripped-Rollover, in kritischen Fahrmanövern ermittelt. Ein Hauptbestandteil der Bewertung der dynamischen Kippsicherheit besteht darin, kritische Fahrzeuanregungen, Fahrereingaben und Fahrmanöver zu entwickeln, die zur Bewertung der Kippsicherheit geeignet sind. Die entwickelten kippkritischen Fahrmanöver lassen sich grundsätzlich in Closed-Loop-Fahrmanöver, d.h. mit dem Fahrer im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt, und Open-Loop-Manöver einteilen.

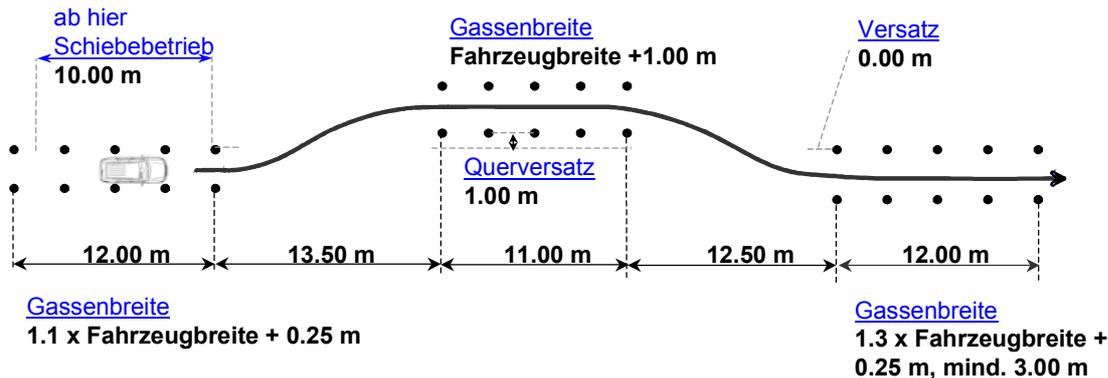
Bei den bekannten Closed-Loop-Manövern zur Untersuchung der dynamischen Kippstabilität handelt es sich um nachgebildete Ausweichmanöver vor einem Hindernis, wobei der Fahrkurs durch Pylonen vorgegeben wird. In den USA wird von einer Verbraucherorganisation seit den 80er Jahren die Fahrstabilität von Personenkraftwagen im sogenannten Consumers-Union-Short-Course untersucht (vgl. Bild 1.24). Rollstabilitätsprobleme von mehreren

Geländewagen konnten in diesem Fahrmanöver bisher aufgedeckt werden [34,116,117]. Die relativ großzügigen Gassenbreiten machen den Consumer-Union-Short-Course jedoch extrem fahrerabhängig und schlecht reproduzierbar [116,117].

“Elch-Test”



ISO 3888 II (VDA-Ausweichtest)



Consumer Union Short Course

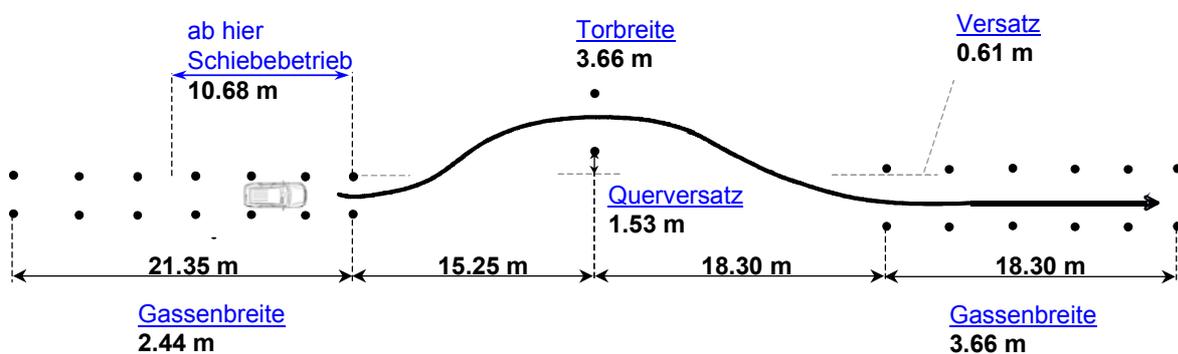


Bild 1.24: „Elchtest“, ISO 3888 II (VDA-Spurwechseltest) und Consumers Union Short Course

Diese extreme Fahrerabhängigkeit und schlechte Reproduzierbarkeit teilt der CU-Test mit dem sogenannten „Elchtest“ [23]. Durch die Anpassung der starren Gassenbreite an die Fahrzeugbreite, ein Durchfahren des Tests im Schiebetrieb und eine verkürzte zweite Wechselzone entstand aus dem Elchtest der in ISO 3888 II genormte extreme Ausweichtest

(vgl. Bild 1.24), der die Fahrerabhängigkeit reduziert und mehr Realitätsnähe bieten soll. Der Test wird vor allem von der europäischen Motorpresse und Autoindustrie genutzt, um Kippstabilitätsprobleme aufzudecken [22,149].

Um die Reproduzierbarkeit zu erhöhen, wird vor allem in den USA schon in den 70er Jahren auf Open-Loop-Fahrmanöver und den Einsatz von Lenkmaschinen zurückgegriffen [49,124,154]. So untersuchte Garrott et al. im Auftrage der NHTSA [64] verschiedene Open-Loop-Fahrmanöver - Lenkwinkelsprung, Resonat-Steering und Fishhook - hinsichtlich einer Eignung für einen dynamischen Rollover-Test. Als Bewertungsmaßstab diente der Grad des Radabhebens an der Kurveninnenseite. Durch Auswertung von Videoaufzeichnungen wurde die Höhe des Zweiradabhebens bestimmt. Lenkwinkelsprünge mit und ohne Bremsimpulse, sowie Fishhook-Fahrmanöver führten zum einseitigen Radlastverlust.

Im Rahmen der Entwicklung eines dynamischen Rollover-Tests zur Verbraucherinformation bis November 2002 in den USA stehen wiederum sowohl Lenkwinkelsprünge als auch Varianten von Fishhookmanövern [66] zur Diskussion. Von der NHTSA werden Lenkwinkelsprünge mit und ohne Bremsimpulse sowie eine Fishhook-Variante mit festem zeitlichem Lenkverlauf und eine zweite Variante untersucht, die die Lenkzeitpunkte am Wankgeschwindigkeitsverlauf des Fahrzeugs orientiert (vgl. Kapitel 1.3.1 und Bild 1.16). Zur Bewertung wird neben der Ermittlung der minimalen Geschwindigkeit für ein Zweiradabheben über eine optische Abstandbestimmung zum Boden an jedem Rad nachgedacht, das eine exaktere Ermittlung des Radlastverlustes an der Kurveninnenseite ermöglichen soll.

Als Kritikpunkt für Open-Loop-Manöver wie Fishhook kann der für den realen Fahrbetrieb unrealistisch hohe Platzbedarf aufgeführt werden (vgl. Bild 1.25).

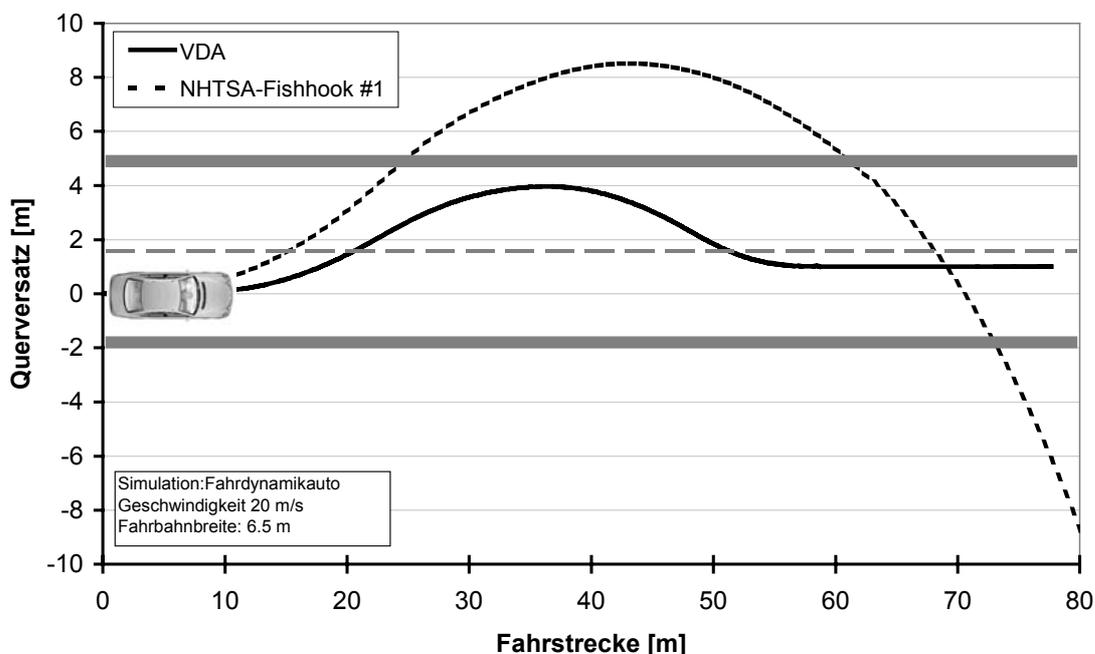


Bild 1.25: Vergleich Platzbedarf VDA-Ausweichtest – NHTSA-Fishhook #1

Closed-Loop-Manöver sind dagegen weniger gut reproduzierbar. Ford [59] hat daher ein Verfahren vorgestellt, das die Reproduzierbarkeit der Testergebnisse durch eine

Lenkmaschine mit der Realitätsnähe von realen Ausweichmanövern verbinden soll. Mit einem GPS-gestützten System lassen sich definierte Bahnkurven im Fahrbetrieb nachfahren. Das Verfahren von Ford legt die Bahnkurve so aus, dass eine maximale Querbeschleunigung von 0,7g erreicht wird. Durch Variation von Quer- und Längsversatz lässt sich bei konstanter Geschwindigkeit und Querbeschleunigungsmaximum die Fahrzeugqueranregung variieren. Aus der Radlastdifferenz von Kurveninnen- und außenseite über einen Zeitraum von 0.4s wird die Kippgefährdung quantifiziert. Durch eine Regelung auf einen definierten Querbeschleunigungsmaximalwert soll das Verfahren robust gegen Variation des Kraftschlussbeiwertes und eine objektive Vergleichbarkeit von Fahrzeugen ermöglichen. Das Verfahren ist ebenfalls Gegenstand der NHTSA Untersuchungen zur Entwicklung eines dynamischen Rollover-Tests [66,138]. Ergebnisse sowie deren Validierung hinsichtlich Kippstabilitätsbewertung sind bisher nicht bekannt.

Tabelle 1.1: Verfahren und Kennwerte zur Bewertung der Kippstabilität von Fahrzeugen

	Verfahren	Kennwerte
stationär	<i>Prüfstand</i>	<ul style="list-style-type: none"> • Static Stability Factor (SSF) • Side-Pull-Ratio (SPR) • Tilt-Table-Ratio (TTR)
	<ul style="list-style-type: none"> • Schwerpunkts- / Spurweitenmessung • Side-Pull-Test • Tilt-Table-Test • Zentrifugen-Test 	
	<i>Fahrversuch</i>	
	<ul style="list-style-type: none"> • Stationäre Kreisfahrt • Lenkungszuziehen 	
dynamisch	<i>Closed-loop-Tests</i>	<ul style="list-style-type: none"> • max. Einfahrtgeschwindigkeit (für einseitigen Radlastverlust) • Querbeschleunigung bei Rollover (LAR) • Höhe des einseitigen Radabhebens / minimale einseitige Radlast • Dynamic Stability Index (DSI) • Rollover Prevention Metric (RPM) • Rollover-Prevention Energie Reserve (RPER) • Dynamic Rollover Metric (DRM) • Radlastverschiebung zur Kurvenaußenseite • Critical Sliding Velocity (CSV)
	<ul style="list-style-type: none"> • Consumer Union Short Course • ISO 3888 II 	
	<i>Open-Loop-Tests</i>	
	<ul style="list-style-type: none"> • Lenkwinkelsprung (J-Turn) mit/ohne Bremsimpuls • Fishhook (Reversed Steering) • Sinuslenken mit Anregung der Wankresonanzfrequenz (Resonant Steering) • Sinuslenken mit anschließendem Lenkwinkelsprung 	
	<ul style="list-style-type: none"> • Doppelter Spurwechsel (Path Corrected Limit Lane Change (PCL LC)) 	
	<ul style="list-style-type: none"> • Fahrzeugquerrutsch-Testverfahren 	

In Tabelle 1.1 sind die bekannten Kennwerte und Testmanöver zur Bewertung der dynamischen Kippsicherheit zusammengefasst.

Bisher ist kein Testverfahren zur umfassenden Bewertung der dynamischen Kippsicherheit bekannt. Kippkritische Fahrzeuanregungen wurden in Kapitel 1.3.1 vorgestellt. Die Vielzahl von Variationsmöglichkeiten der Fahrereingaben (Lenkamplituden, -frequenzen, Brems- und Gaspedaleingriffe) macht es äußerst schwierig, kippkritische Fahrereingaben für Open-Loop-Test zu definieren. Closed-Loop-Tests sind wegen ihrer schwierigen Reproduzierbarkeit zu kritisieren. Ausweichmanöver und fishhook-artige Lenkverläufe können dynamisch kippgefährdete Fahrzeuge kritisch anregen. Ob mit diesen Fahrmanövern für die einzelnen Fahrzeuge jeweils die kritischste Fahrzeuanregung gefunden wird, ist mangels der unzureichend geklärten Zusammenhänge bei der Entstehung dynamischer Rollinstabilität unklar.

1.3.3 Vermeidung und Schutzsysteme

Grundsätzlich ist eine Kippunfallvermeidung möglich durch geeignete Formen der Fahrerwarnung, der Fahrzeugaufbauregelung, eines aktiven Brems- und/oder Lenkeingriffs. Eine Fahrerwarnung vor einem drohenden Überschlag wurden von Negrus et al. [131] und Winkler et al. [181] für Nutzfahrzeuge diskutiert. Während der Kippvorgang bei Nutzfahrzeugen infolge der hohen Trägheit relativ langsam und häufig quasistationär erfolgt, läuft der Kippvorgang bei Personenkraftwagen in dynamischen Fahrmanövern schneller ab. Dem nicht konditionierten Normalfahrer wird es daher in der kurzen Zeitspanne bis zum Überschlag des Fahrzeugs schwer fallen, die richtigen Gegenmaßnahmen zur Stabilisierung des kippenden Fahrzeugs einzuleiten. Als wirksame Systeme zur Rollover-Vermeidung bei Personenkraftwagen können daher nur aktive Regelsysteme eingesetzt werden.

Sampson et al. [156] verwenden eine Regelung der Stabilisatorsteifigkeit und weisen das Potential zur Kippvermeidung an einem Nutzfahrzeug nach. Ackermann und Odenthal [2] verfolgten den Ansatz einer Bedämpfung der Wankbewegung durch aktive Lenkeingriffe bei Nutzfahrzeugen. Odenthal et al. [143,144] und Bünte et al. [26] erweitern diesen stabilisierenden aktiven Lenkeingriff zusätzlichen durch einen Bremsingriff. Voraussetzung für diese Ansätze ist ein Steer-by-Wire System oder eine elektronische Überlagerungslenkung, die jedoch noch nicht Serienreife erlangt haben. Dagegen sind reine Bremsingriffe zur Kippstabilisierung aufgrund der immer stärker verbreiteten elektronischen Stabilitäts-Programme (ESP[®]) schon heute in Serie darstellbar. Das Problem besteht in der frühzeitigen und robusten Sensierung der Kippgefahr. Wielenga et al. [177,179,180] favorisieren eine Bestimmung der Kippgefahr über Querbeschleunigung und Radausfederung und weisen das Rollover-Vermeidungspotential in Simulationen nach. Schramm et al. [159] patentierten ein System zur Rolloververmeidung durch Bremsingriff an einzelnen oder allen Rädern. Sie sensieren die Kippgefahr durch indirekte Radlastschätzungen auf zwei Arten: Räder der Kurveninnenseite werden kurz angebremst, aus der Raddynamik und dem auftretenden Schlupf lässt sich auf die Radlasten an diesem Rad schließen. Die zweite Methodik zur Schätzung der Radlasten erfolgt über eine Ermittlung des momentanen dynamischen Radradius aus Vergleich der Raddrehzahlen. Das System wird jeweils aktiviert,

wenn ein definierter Querschleunigungsschwellwert überschritten wird. Palkovics et al. [146] zeigten die Anwendung des Patents von Schramm et al. am Beispiel von Nutzfahrzeugen auf und bezeichneten das System zur Kippvermeidung als ROP[®] (Rollover Prevention).

Chen et al. [29,30] verwenden ein echtzeitfähiges vereinfachtes Simulationsmodell, um den Wankwinkel und damit die Kippgefahr während der Fahrt zu prognostizieren. Sie ermitteln die Zeit bis zum drohenden Überschlag unter der Annahme eines konstanten Lenkwinkels und einer konstanten Fahrgeschwindigkeit. Unterschreitet die Zeit bis zum Kippen einen Schwellwert, dann wird das Fahrzeug gebremst.

Eine aufwendige Technik zur Rollover-Vermeidung zeigen So et al. [161,162] und Brink et al. [24] durch motorradartiges, aktives Neigen des Fahrzeugs in die Kurve auf. Diese Systeme sind jedoch bisher nur für kleine Fahrzeuge angedacht.

Lässt sich der Überschlag eines Fahrzeugs nicht mehr vermeiden, gilt es, die Unfallfolgen für die Fahrzeuginsassen zu minimieren. Neben der Sicherung des Überlebensraumes gewinnen immer mehr aktive Insassenschutzsysteme wie beispielsweise Kopfairbags an Bedeutung.

Die Sicherung des Überlebensraumes im Falle eines Überschlags stellt bei Cabrios für die Entwickler eine besondere Herausforderung dar. Seit den 80er-Jahren werden automatisch aktivierte Überrollbügel eingesetzt. Der Überschlag wurde dabei über Sensierung der Fahrzeugneigung und Querschleunigung in Kombination mit einer Ausfedersensorik der Räder erfasst [16]. Neuere Forschungen beschäftigen sich mit einer weniger aufwendigen, aber noch zuverlässigeren Detektion von Überschlägen, um nicht-reversible aktive Schutzeinrichtung wie beispielsweise Kopfairbags auslösen zu können [1,18,51,61,74,91,102,164,167,168]. Zur sicheren Überschlagserkennung dienen überwiegend die Sensierung der Wankgeschwindigkeit mittels Drehratensensor und der Vergleich mit kritischen Auslöseschwellen. Zusätzlich werden bei einigen Verfahren die Fahrgeschwindigkeit [168], die Querschleunigung [164] und Aufbaubeschleunigungen [168] berücksichtigt.

1.4 Problemstellung und Zielsetzung

Die Analyse der Mechanismen, die zur Rollinstabilität eines Fahrzeugs führen, ist seit mehr als 30 Jahren das Ziel von Forschungsaktivitäten. Anhaltend hohe Rollover-Unfallzahlen für Personenkraftwagen vor allem in den USA verlangen nach einer Intensivierung der Forschungsaktivitäten zur Steigerung der Verkehrssicherheit [140]. Während die Vorgänge, die zum stationären Kippen führen, speziell bei Nutzfahrzeugen hinreichend erforscht sind, sind die Zusammenhänge beim instationären, dynamischen Kippen von Personenkraftwagen nur unzureichend erforscht. Moderne Personenkraftwagen kippen stationär nicht, nur durch instationäre, dynamische Fahrmanöver sowie durch ein Kanten des Fahrzeugs an Hindernissen (Tripped-Rollover) können sie kippen. Die meisten Kippunfälle sind dem Tripped-Rollover zuzuordnen. Die Zunahme von Fahrzeugen mit hohem Schwerpunkt und die stetige Zunahme des Querschleunigungspotentials von Fahrzeugen lässt jedoch eine

Zunahme des kraftschlussbedingten Kippens bei Personenkraftwagen erwarten. Neuentwickelte Fahrzeuge zeigten in jüngster Zeit des Öfteren kraftschlussbedingte Kipptendenzen in extremen Ausweichmanövern [22,34,98,103,149].

Zur Reduktion der Rollover-Unfälle ist die amerikanische Verkehrssicherheitsbehörde NHTSA gesetzlich verpflichtet, einen dynamischen Rollover-Test zu entwickeln. Zur wissenschaftlich begründeten Gestaltung eines dynamischen Rollovertests sind genaue Kenntnisse der kritischen Fahrzeuganregungen, der notwendigen Voraussetzungen sowie der Vorgänge beim Kippen des Fahrzeugs notwendig. Aus Sicht des Fahrzeugherstellers sind Einflussfaktoren auf das dynamische Kippen sowie die frühzeitige Erkennung von kritischen Fahrzuständen und Fahrzeuganregungen von besonderem Interesse, um Fahrzeuge mit einer hohen Kippsicherheit versehen und moderne Fahrzeugregelsysteme optimal abstimmen zu können.

Das Ziel dieser Arbeit besteht daher darin, die Entstehung von kraftschlussbedingter Rollinstabilität von Personenkraftwagen bei instationärer Fahrzeuganregung zu analysieren.

1.5 Fazit

Im Gegensatz zu Nutzfahrzeugen, bei denen ein Kippen des Fahrzeugs schon bei stationären Fahrmanövern auftreten kann, kippen moderne Personenkraftwagen kraftschlussbedingt allenfalls in hochdynamischen Fahrmanövern.

Unfallstatistiken zeigen einen hohen Anteil von Kippunfällen an den Unfällen mit hoher Unfallschwere, so sind z.B. in den USA jährlich ca. 10.000 Tote in Kippunfällen zu beklagen. Besonders Personenkraftwagen mit im Verhältnis zur Spurweite hohem Schwerpunkt weisen einen hohen Anteil von Kippunfällen an allen Unfällen dieser Fahrzeugkategorie auf. Diese Fahrzeuge erfreuen sich in den letzten Jahren einer zunehmenden Beliebtheit und lassen einen relativen Anstieg der Kippunfälle am gesamten Unfallgeschehen erwarten. Ein hoher Anteil der Kippunfälle ist mit einem formschlussbedingten ‚Kanten‘ des Fahrzeugs an Hindernissen oder im losen Untergrund beim Abkommen von der Fahrbahn verbunden. Durch solche Tripped-Rollover lässt sich beinahe jedes Fahrzeug kippen. Ziel von Fahrzeugherstellern muss daher sein, ein Abkommen von der Fahrbahn möglichst zu unterbinden, um Tripped-Rollover zu vermeiden, sowie die Kippsicherheit auf der Straße bei hochdynamischen Fahrmanövern zu gewährleisten und damit Untripped-Rollover zu unterbinden.

Forschungsaktivitäten hinsichtlich der Kippstabilität von Personenkraftwagen beschränkten sich vorwiegend auf die USA. Dort wird schon seit fast 30 Jahren über die Entstehung der Rollinstabilität geforscht sowie an Methoden zur Quantifizierung der Kippgefahr gearbeitet. In Europa führten erst in den späten 90er Jahren die Kippstabilitätsprobleme eines neu entwickelten Kompaktwagens in einem extremen Ausweichtest zur Erhöhung der Forschungsaktivitäten. In 2001 veröffentlichte die amerikanische Verkehrsbehörde NHTSA eine Verbraucherinformation bezüglich der Kippsicherheit von Personenkraftwagen als Bestandteil des New Car Assessment Program (NCAP), die auf dem Verhältnis aus mittlerer Spurweite und Schwerpunkthöhe (Static Stability Factor (SSF)) beruht. Die Verbraucherinformation stützt sich dabei auf eine Korrelationsanalyse des Static Stability

Factors mit Unfalldaten. Dynamische Einflussfaktoren werden dabei gänzlich vernachlässigt. Bis Ende 2002 soll daher ein dynamischer Test die Verbraucherinformation ergänzen.

Untersuchungen zur Rollstabilität erfolgten zunächst analytisch mit einfachen Wankmodellen. Mit zunehmender Rechnerleistung wurde die Kippstabilität auch in der Simulation behandelt, die häufig aufgrund der niedrigen Modellierungstiefe und der schwierigen Modellierung dynamischer Reifeneigenschaften und nichtlinearer Fahrzeugeigenschaften hinsichtlich der Analyse der dynamischen Rollstabilität an ihre Grenzen stieß. Ein Hauptanwendungsgebiet der Simulation stellten daher Sensitivitätsanalysen von Fahrzeugparametern dar, deren Aussagekraft jedoch häufig durch die geringe Modellierungsgüte oder fehlende Validierungen eingeschränkt sind.

Untersuchungen im Fahrversuch hatten vorwiegend zum Ziel, kritische Fahrzeuganregung zur Bewertung der Rollstabilität zu finden oder Simulationsmodelle zu validieren. Wechselseitige Fahrzeuganregungen wie beispielsweise Ausweichmanöver erwiesen sich dabei als besonders geeignet.

Einige Ansätze für die Entstehung und Kennwerte zur Bewertung der dynamischen Rollstabilität wurden entwickelt und stützen sich entweder auf Energiebetrachtungen oder auf die wirkenden Kräfte und Beschleunigungen am Aufbau. Die Kopplung von Gier- und Wankbewegung wird dabei zumeist vernachlässigt. Eine ausreichende Validierung erfolgte bisher nicht. Die verbreitete Hypothese, dass die Resonanzanregung der Aufbaubewegung eine wichtige Rolle bei der Entstehung der Rollinstabilität spielt, ist bisher nicht validiert worden. Speziell zur Rollover-Vermeidung ist ein genaues Verständnis der zum Kippen führenden Zusammenhänge notwendig.

Trotz der umfangreichen Forschungsaktivitäten sind bisher die Zusammenhänge, die zum dynamischen Kippen von Personenkraftwagen auf der Straße führen, nicht ausreichend erforscht und stellen das Ziel der vorliegenden Untersuchungen dar.

2 Forschungsansatz

2.1 Analyse des Kippvorgangs

Dynamische kraftschlussbedingte Rollinstabilität eines Personenkraftwagens kann durch eine wechselseitige Anregung des Fahrzeugaufbaus, wie sie beispielsweise bei Slalomfahrten [176] oder doppelten Spurwechseln [22,34,98,103,149] auftreten, initiiert werden. In Bild 2.2 ist eine Bildersequenz eines doppelten Spurwechsels mit 20 m/s dargestellt, bei dem ein Experimentalfahrzeug ohne Kippschutz beim Rücklenken auf die ursprüngliche Fahrspur umkippen würde. Mit Hilfe einer Fahrdynamiksimulation wurde die Kippfahrt des Experimentalfahrzeugs nachsimuliert. In Bild 2.1 ist der simulierte Bahnkurs und das Fahrzeugverhalten aus der Vogelperspektive dargestellt. Die Bildersequenzen (Bild 2.2) lassen sich entsprechend der Nummerierung der Simulation zuordnen.

Zunächst wird das Fahrzeug durch schnelle Lenkbewegungen zu einem Fahrspurwechsel auf die Gegenfahrbahn gezwungen. Der Aufbau wird zu einer starken Wankbewegung angeregt, das Fahrzeug gerät ins leichte Übersteuern und das rechte Vorderrad verliert kurzzeitig den Bodenkontakt. Beim Wiedereinfädeln auf die ursprüngliche Fahrspur gerät das Fahrzeug wiederum ins Übersteuern, beide kurveninneren Räder verlieren den Bodenkontakt und in der Folge wird der Aufbau soweit angehoben, dass das Fahrzeug ohne Kippschutz sich, wie in der Simulation dargestellt (Bild 2.1) überschlagen würde.

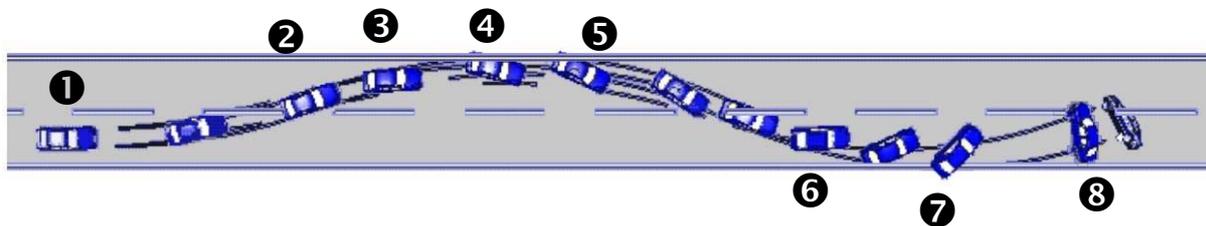


Bild 2.1: Simulation einer Kippfahrt eines Experimentalfahrzeugs im VDA-Ausweichtest

Die eben geschilderte Entstehung von dynamischer Rollinstabilität stellt sich im System Fahrer-Fahrzeug-Umwelt (vgl. Bild 1.5) folgendermaßen dar (Bild 2.3): Ein Fahrer speist kippkritische Anregungen in das Fahrzeug ein, das Fahrzeug reagiert dann auf die Anregung in Abhängigkeit von Fahrzeugparametern und Umweltbedingungen mit einem rollstabilen oder rollinstabilen Fahrzeugverhalten.

Durch Betrachtung des Systems Fahrer-Fahrzeug-Umwelt als regelungstechnisches System mit Eingang (Anregung), Regelstrecke (Fahrzeug) und Ausgang (Fahrzeugreaktion) ergeben sich für die Analyse der dynamischen Rollinstabilität drei Forschungsbereiche (Bild 2.3):

1. Kippkritische Anregungsformen (Eingang)
2. Bedingungen/Mechanismen für rollinstabile Fahrzeugreaktion (Ausgang)
3. Einflussfaktoren auf die Rollstabilität (Regelstreckenverhalten)

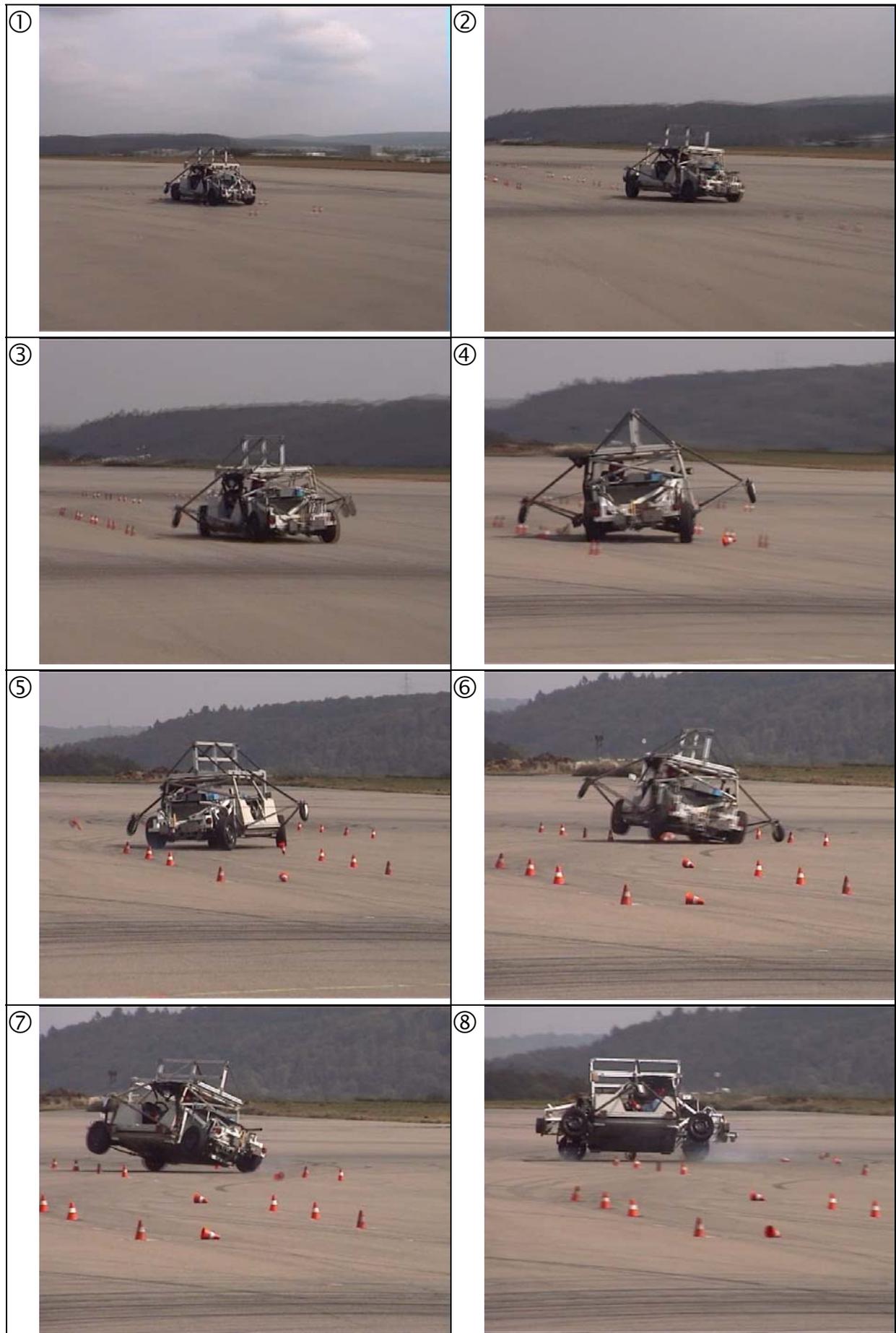


Bild 2.2: Sequenz einer realen Kippfahrt (Doppelter Spurwechsel, ISO 3888 II, $v=20$ m/s)

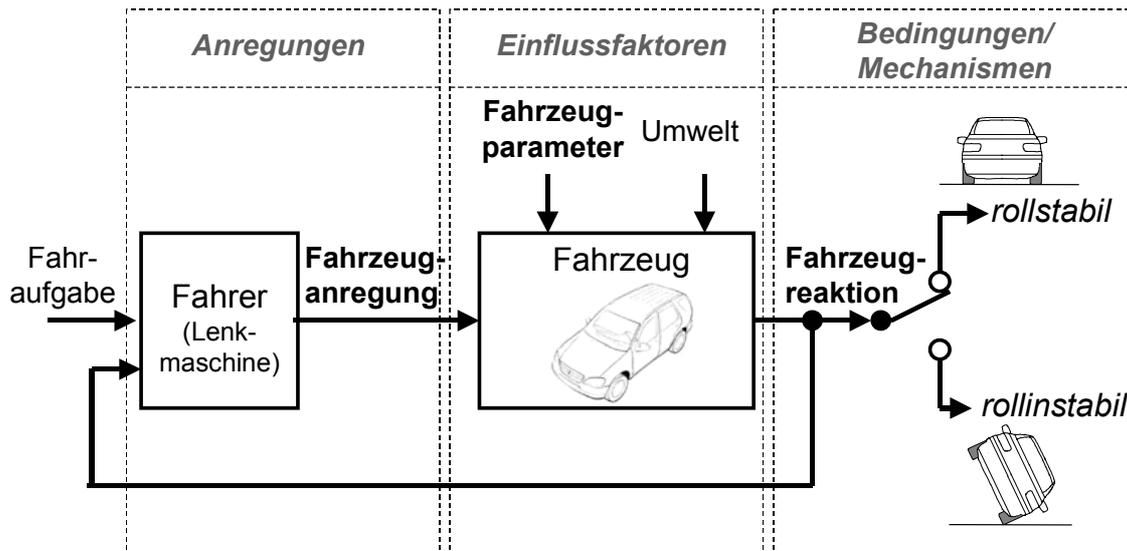


Bild 2.3: System Fahrer/Fahrzeug/Umwelt bei der Entstehung von Rollinstabilität und Ansätze für die Analyse der dynamischen Rollinstabilität

Mit dem Ziel, für das System Fahrer-Fahrzeug-Umwelt ein rollstabiles Fahrzeugverhalten zu gewährleisten ist es einerseits wichtig, kritische Anregungen des Systems zu erkennen und diese gegebenenfalls zu vermeiden, andererseits ist es von Bedeutung, kritische Fahrzustände und Mechanismen für Rollinstabilität zu bestimmen, um, sofern sich kritische Anregungen nicht vermeiden lassen, Maßnahmen zur Stabilisierung ergreifen zu können. Darüber hinaus ist eine Erhöhung der Rollstabilität durch Veränderung des Regelstreckenverhaltens (Änderung der Fahrzeugparameter) möglich. Die Untersuchung von Einflussfaktoren auf die Rollstabilität bildet daher den dritten Baustein bei der Analyse der dynamischen Rollstabilität.

2.2 Zentrale Fragestellungen

Die Analyse und Kenntnis von kippkritischen Anregungsformen bietet die Möglichkeit, diese kritischen Anregungsformen gezielt zu unterbinden und so Rollinstabilität zu vermeiden. Darüber hinaus spielt sie vor allem für die Entwicklung von dynamischen Fahrmanövern zur Bewertung der dynamischen Rollstabilität, die Gegenstand jüngster Forschungsaktivitäten [64,66] ist, eine wichtige Rolle. Neben der Frage, welche Anregungsstrategien und -formen zur dynamischen Rollinstabilität führen, stellt sich auch die Frage, welche Anregungsformen (stationäre, sprunghaft, harmonische oder regellose Fahrereingaben) im Vergleich besonders rollstabilitätskritisch sind. Unter anderem soll die von Gillespie [71] geäußerte Hypothese, dass Sprunganregungen kritischer als harmonische Anregungen sind, betrachtet werden. Darüber hinaus soll die in der Literatur aufgeworfene Fragestellung [67,68,69,75,92,103,113,174], inwieweit Resonanzanregung für die Entstehung von Rollinstabilität eine Rolle spielen, untersucht werden.

Die Kenntnis über Bedingungen, Fahrzustände und Mechanismen, die zur Rollinstabilität führen ist Voraussetzung, um Systeme zur Erhöhung der Rollstabilität zu entwickeln. Dabei stellt sich die Frage, welche fahrzustandsbezogenen Bedingungen rollstabile und rollinstabile Fahrten unterscheiden. Gauß und Isermann [67,68,69,92] ermittelten die Rollstabilität für Nutzfahrzeuge bei Sprunganregungen in Abhängigkeit von Einwirkdauer und

Querkraftamplitude. Daher soll untersucht werden, ob auch bei Personenkraftwagen die dynamische Rollstabilität in Abhängigkeit von Höhe und Einwirkdauer der Querkraftanregung bestimmt werden kann.

Faktoren, die die Rollstabilität beeinflussen, sind der dritte Bestandteil des Forschungsansatzes. Dabei stellt sich vor allem die Frage nach dem quantitativen Einfluss von Fahrzeugparametern auf die Rollstabilität, um Hinweise zur rollstabilen Auslegung von Fahrzeugkonzepten geben zu können.

In Tabelle 2.1 sind die zentralen Fragestellungen zusammengefasst.

Tabelle 2.1: Zentrale Fragestellungen

Kritische Fahrzeuanregungen	
Frage 1	Welche Art/Strategie der Fahrzeuanregung führt zum Kippen? - Erfolgt bei kippkritischen Anregungsformen im Closed-Loop-Fahrbetrieb eine Anregung der Wankresonanz?
Frage 2	Welche Fahrzeuanregungen sind in Abhängigkeit von Schwerpunktshöhe, Fahrgeschwindigkeit, Querschleunigung besonders kippkritisch? - Stationäre Fahrzeuanregung? - Sprunganregung? - Harmonische Lenkanregung? - Resonanzanregung der Wankbewegung? - Closed-Loop-Fahrzeuanregung?
Bedingungen, Fahrzustände und Mechanismen für Rollinstabilität	
Frage 4	Welche fahrzustandsbezogenen Bedingungen unterscheiden rollstabile von rollinstabilen Fahrten?
Frage 5	Ist Höhe und Einwirkdauer der Queranregung ein Indikator für die dynamische Rollinstabilität?
Einflussfaktoren auf die Rollstabilität	
Frage 6	Welche Fahrzeugparameter beeinflussen die Rollstabilität am stärksten?

2.3 Anforderungen an die Methodik

Bei der Entwicklung eines Versuchskonzepts müssen grundsätzlich die Kriterien Objektivität, Reliabilität und Validität erfüllt sein [21]. Daneben ergeben sich aus der Thematik und den zentralen Fragestellungen spezifische Anforderungen. Als Untersuchungswerkzeuge sind der Einsatz einer Fahrdynamiksimulation, sowie Fahrversuche denkbar.

Der Einsatz von Simulationen ist erforderlich und sinnvoll, aufgrund

- der im Gegensatz zum Fahrversuch optimalen Reproduzierbarkeit auch im fahrdynamischen Grenzbereich durch konstante Fahrzeug- und Umweltbedingungen (keine lokalen Reibwertschwankungen der Versuchsstrecke, kein Reifenverschleiß etc.)
- der einfachen Untersuchungsmöglichkeit einer großen Bandbreite von Fahrzeuanregungen

- der Darstellungsmöglichkeit sowohl von idealen (z.B. ideales Sinuslenken, Lenkwinkelsprung) als auch von synthetischen Fahrzeuganregungen, um beispielsweise das Aufbauwanken entkoppelt vom Gesamtfahrzeugverhalten analysieren zu können
- der einfachen Durchführung von Sensitivitätsanalysen von Fahrzeugparameter
- der einfachen Erfassung vieler fahrdynamischer Größen, die im Versuch nur mit hohem messtechnischem Aufwand zu gewinnen sind

Auf Fahrversuche kann aus folgenden Gründen nicht verzichtet werden,

- weil ohne Abgleich von Fahrversuch und Simulation die Aussagekraft der Simulation extrem eingeschränkt ist
- sich reale kritische Lenkstrategien und der Bezug zu realen Fahrsituationen nur im Fahrversuch ermitteln lassen
- weil der Einfluss von Reifen auf die Rollstabilität sich nur unzureichend in der Simulation bestimmen lässt

Ein kombinierter Einsatz von Fahrversuch und Simulation ist somit notwendig, um die Untersuchungsaspekte effizient behandeln zu können.

2.4 Fazit

Durch die Betrachtung des Systems Fahrer-Fahrzeug-Umwelt als regelungstechnisches System mit Eingang, Regelstrecke und Ausgang ergeben sich drei Schwerpunkte für die Analyse der dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen:

1. Anregungsformen für Rollinstabilität (Eingang)
2. Bedingungen und Mechanismen für Rollinstabilität (Regelstrecke, Ausgang)
3. Einflussfaktoren auf die Rollinstabilität. (Regelstrecke)

Die Kenntnis kritischer Anregungsformen erlaubt einerseits, Methoden zu entwickeln, die Rollstabilität von Fahrzeugen zu überprüfen, bietet andererseits aber auch die Möglichkeit, kippkritische Fahreingaben zu unterbinden und die drohende Rollinstabilität bei Fahrmanövern in einer frühen Phase der Entstehung abzuwenden.

Der zweite Forschungsbereich beschäftigt sich mit dem Stabilitätsverhalten der Regelstrecke bzw. der Fahrzeugreaktion. Dabei werden Mechanismen sowie Bedingungen für die dynamische Rollinstabilität analysiert, auf deren Grundlage dann Maßnahmen zur Stabilisierung beispielsweise durch Bremsengriffe erfolgen können.

Den dritten Forschungsbereich stellt die Analyse von Einflussfaktoren auf die Regelstrecke dar. Vor allem die Kenntnis des quantitativen Einflusses von Fahrzeugparametern auf die Rollstabilität stellt eine wichtige Grundlage zur Entwicklung auch passiver rollstabiler Personenkraftwagen dar, d.h. Fahrzeuge ohne oder mit deaktivierten Regelsystemen wie beispielsweise ESP®.

Für die Bearbeitung der drei Aspekte des Forschungsansatzes sind je nach Fragestellung der Einsatz der Fahrdynamiksimulation und die Durchführung von Fahrversuchen notwendig.

3 Methodik

3.1 Grundlagen

3.1.1 Fahrzeugkoordinaten

In Bild 3.1 sind die für das Fahr- und Kippverhalten wichtigen Koordinaten und Bewegungen dargestellt. Für die durchgeführten Messungen im Fahrversuch gilt, dass alle Fahrzeugkenngrößen im Rechtskreis positive Werte annehmen. Den Simulationen liegt die gleiche Vorzeichenkonvention zu Grunde.

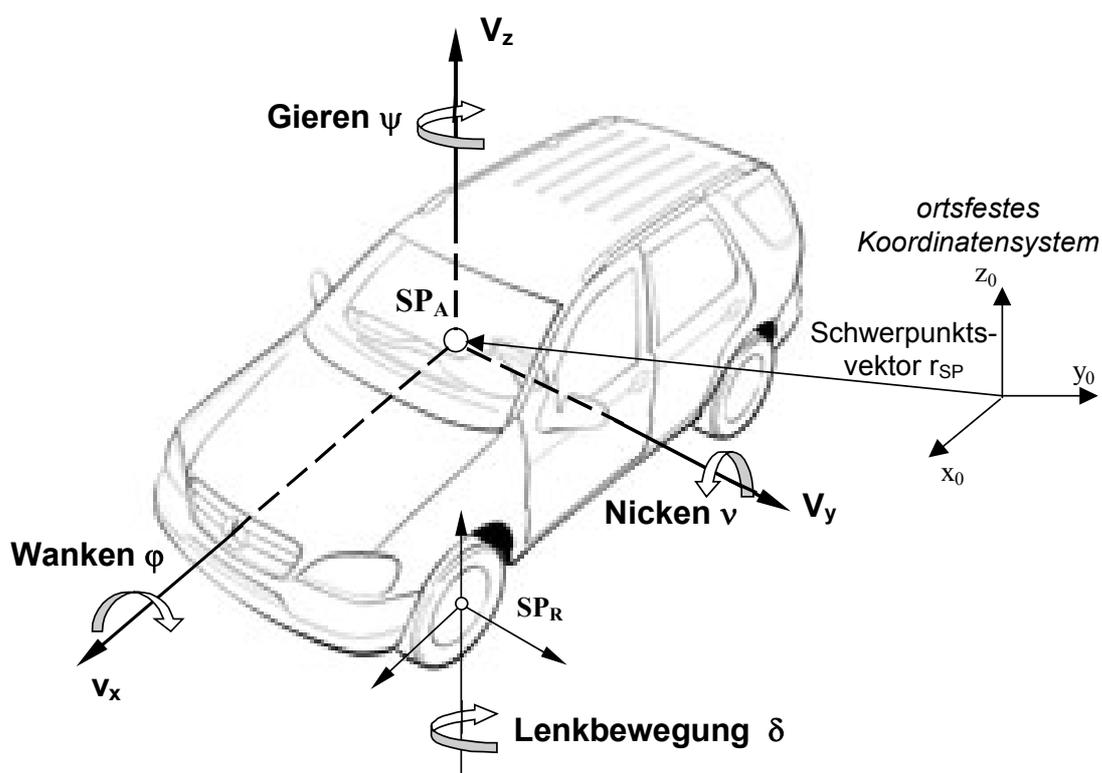


Bild 3.1: Fahrzeug mit für das Fahrverhalten wichtigen Koordinaten

3.1.2 Definition der Rollstabilität

Für eine Bewertung und Analyse der Rollstabilität ist es notwendig, den Punkt zu definieren, ab dem ein Kippen des Fahrzeugs erfolgt. Speziell für die automatisierten Auswertungen von Fahrversuchs- und Simulationsdaten stellt die Definition der Rollstabilität eines Fahrzeugs eine wichtige Grundlage dar.

In der Literatur wird eine Rotation des Fahrzeugs um die Fahrzeuglängsachse um $|\varphi| \geq 90^\circ$ als Rollover bezeichnet [71]. Einige Autoren betrachten dagegen schon das Abheben der beiden kurveninneren Räder als den Beginn des Fahrzeugkippens [71,120] oder verwenden das Zweiradabheben als Indikator für die Kippgefahr von Fahrzeugen [64]. Mit einem Side-

Pull-Test (Kapitel 1.3.2.1) lässt sich stationär der einseitige Radlastverlust ermitteln. Das Abheben beider Räder erfolgt bei Personenkraftwagen in der Regel bei Wankwinkeln zwischen 5 und 10 Grad.

Ein weiterer Ansatz besteht darin, das Erreichen des Tip-Over-Punkt (Kapitel 1.2, Bild 3.2) als Kippschwelle zu definieren. Ab diesem Punkt kippt das Fahrzeug ohne weitere Kraftanregung.

Legt man eine Starrkörperbetrachtung des Fahrzeugs zu Grunde (Bild 3.2), dann lassen sich aus folgender einfachen trigonometrischen Beziehung der Wankwinkel $\varphi_{\text{Tip-Over}}$ (Glg. 3.1) berechnen, bei dem das Fahrzeug ohne äußere Kräfte umkippt:

$$\varphi_{\text{Tip-Over}} = \arctan(SSF) \quad \text{Glg. 3.1}$$

Mit für Personenkraftwagen üblichen SSF-Werten von 0.98 – 1.5 [83] ergeben sich damit Kippschwellen bei Wankwinkeln $\varphi_{\text{Tip-Over}}$ von 44 – 56 Grad.

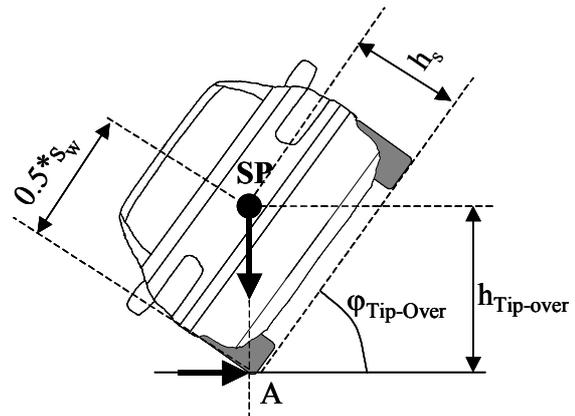


Bild 3.2: Starrkörper-Kippwinkel (Tip-Over-Punkt)

Eine Definition der Kippschwelle auf Basis des Tip-Over-Punktes basiert auf einem rein statischen und damit stationären Momentengleichgewicht und vernachlässigt die Fahrzeugdynamik sowie das Regelkreisverhaltens des Systems Fahrer-Fahrzeug-Umwelt.

Eine weitere Möglichkeit die Kippschwelle zu definieren, demonstrierten Allen et al. [5]. Sie zeigten am Beispiel eines simulierten Spurwechsels in einem Diagramm von Wankgeschwindigkeit über Wankwinkel rollstabile und -instabile Fahrzeugreaktionen auf (vgl. Kapitel 1.3.1 und Bild 1.20). Ab einem Stabilitätspunkt steigen Wankgeschwindigkeit und Wankwinkel mit einem fahrzeugspezifischen Gradienten proportional an. Dieser Stabilitätspunkt könnte als Kippschwelle definiert werden.

Eine einheitliche Definition der Kippschwelle ist nicht vorhanden. Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen soll daher einerseits überprüft werden, ob sich der Ansatz von Allen eignet, eine Schwelle für das Fahrzeugkippen zu definieren, andererseits soll untersucht werden, welche Kippschwelle sich unter Berücksichtigung der Fahrzeugdynamik ergibt. Dazu wurden für ein Experimentalfahrzeug, das bei den Untersuchungen zur Analyse der dynamischen Rollstabilität eingesetzt wurde, durch einen Side-Pull-Test (Kapitel 1.3.2.1) die Punkte des Zweiradabhebens bestimmt sowie Simulationen und Berechnungen durchgeführt, um den Punkt zu definieren, ab dem ohne weitere Fahrereingaben ein Kippen des Fahrzeugs unvermeidlich ist. Darüber hinaus wurde im Fahrversuch mit einem Experimentalfahrzeug untersucht, bis zu welcher Schwelle in dynamischen Fahrmanövern eine Eigenstabilisierung der Wankbewegung ohne Zuhilfenahme, d.h. ohne Bodenkontakt des aus Sicherheitsgründen installierten Kippschutzes erfolgt.

3.1.3 Einflussfaktoren auf das Kippen

Der Rollover stellt eine räumliche Bewegung dar, die sich durch die Gesetze der räumlichen Kinetik beschreiben lässt (Bild 3.3). Allgemein lässt sich die Bewegung eines Körpers im Raum um einen Punkt A mit dem Impuls- und Drallsatz beschreiben (Bild 3.3, Glg. 3.2 und Glg. 3.3) [79]. Winkelgeschwindigkeiten im Raum werden dabei mit ω bezeichnet. Aus der allgemeinen Formulierung der Kinetik im Raum erhält man für ein Hauptachsensystem die Newton-Eulerschen Gleichungen. (Glg. 3.4 und 3.5). Einflussfaktoren auf das Kippverhalten eines Fahrzeugs lassen sich damit aus den auf das Fahrzeug wirkenden Kräften und Momenten ableiten.

Zur Ableitung der Haupteinflussfaktoren auf die Rollstabilität ist es jedoch von Vorteil, die komplexen Interaktionen der Kräfte und Momente im Raum vereinfacht in der Ebene an einem Wankmodell zu betrachten (Glg. 3.6 bis Glg. 3.9).

Wird der Fahrzeugaufbau des ebenen Wankmodells freigeschnitten, dann wird deutlich, dass die Bewegungsgleichungen von Kräften und Momenten aus der Radaufhängung und aus Vertikalkräften geprägt sind. Zusätzlich ist ein Bewegungskopplungs-Term zu beachten, der sich aus Gyroskopiomenten ergibt.

Die Kräfte und Momente aus der Radaufhängung werden maßgeblich durch die Seitenkräfte bestimmt und damit durch Reifeneigenschaften, Kraftschlussbeiwert sowie dem Reifen aufgeprägte Schräglaufwinkel, Radlasten und Sturzwinkel. Der Fahrer hat über seine Lenkwinkelvorgabe einen direkten Einfluss auf die Seitenkräfte.

Die Kräfte und Momente aus Vertikalkräften werden durch Federungscharakteristik, Dämpfungseigenschaften und Normalkräfte bestimmt. Die Normalkräfte werden durch die Fahrzeugmasse, aber auch durch die Fahrbahngeometrie beeinflusst.

Die in den Fahrzeugaufbau eingeleiteten Kräfte und Momente hängen entscheidend von der Fahrwerkskinematik und der Fahrzeuggeometrie ab. Fahrzeugträgheitsmomente und –masse bestimmen prinzipiell die Kinetik der räumlichen Bewegung.

Aus der Betrachtung der Bewegungsgleichung für ein ebenes Wankmodell lassen sich die Haupteinflussfaktoren auf die Rollstabilität ablesen, die als Grundlage für die durchgeführten Untersuchungen dienen.

Auf das Fahrzeug bezogen sind dies:

- Fahrzeugmasse und -trägheitsmomente
- Fahrzeuggeometrie (Schwerpunktslage, Spurweite etc.)
- Fahrwerkskinematik
- Federungscharakteristik
- Dämpfungseigenschaften
- Reifencharakteristik

Die Umwelt hat mit den Faktoren

- Kraftschlussbeiwert der Fahrbahn
- Fahrbahngeometrie

ebenso einen entscheidenden Einfluss auf die Entstehung von kraftschlussbedingter Rollinstabilität wie der Fahrer mit seinen

- Lenkwinkelvorgaben.

Kinetik der räumlichen Bewegung

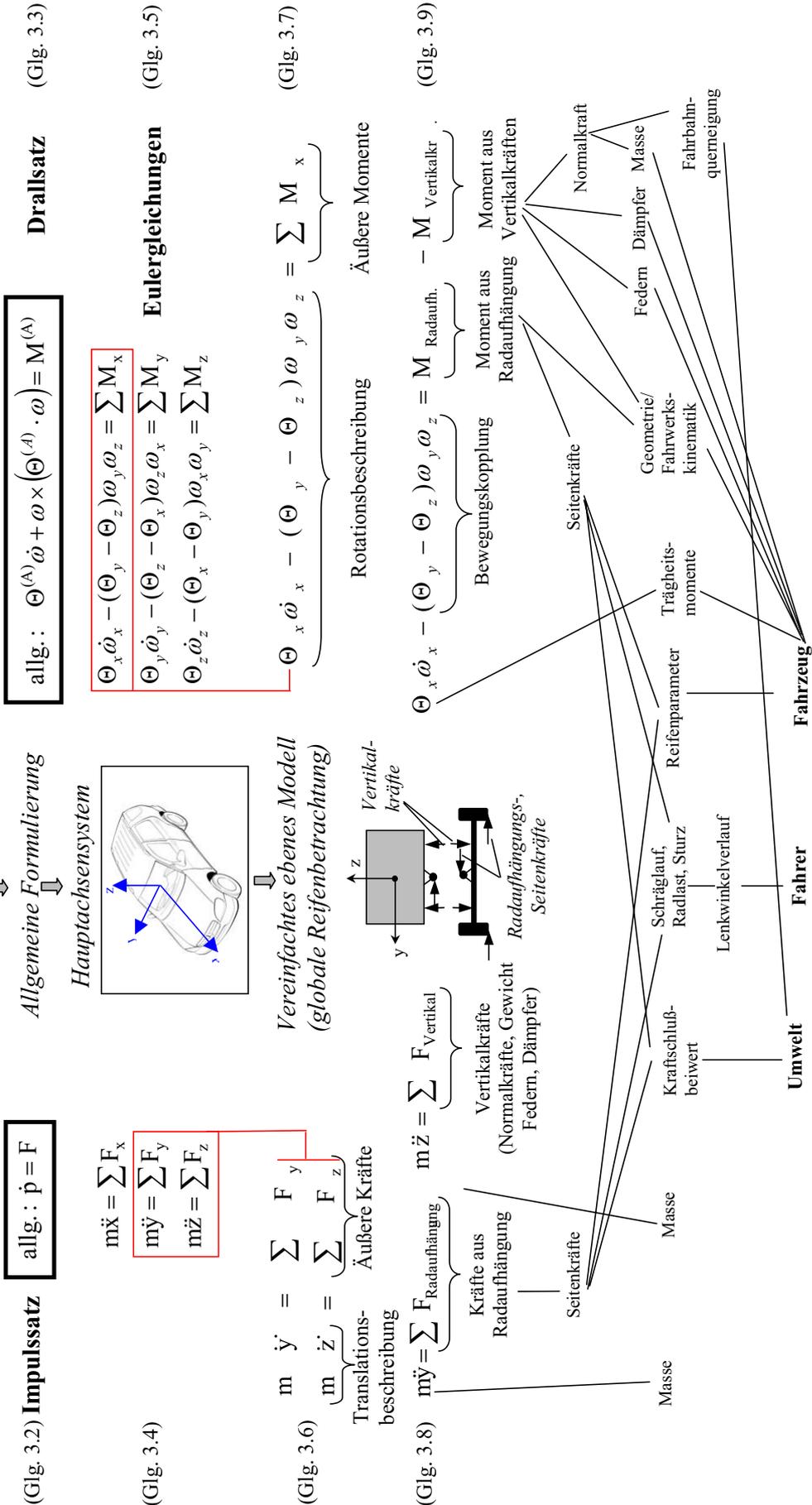


Bild 3.3: Einflussfaktoren auf die Rollstabilität aus der Kinetik der räumlichen Bewegung

Zunächst soll jedoch geklärt werden, welche Rolle die Bewegungskopplungs-Terme aus Gleichung 3.9 und damit die Momente aus Kreiseffekten bei der Entstehung von Rollinstabilität spielen.

3.1.4 Bewegungskopplung

In Kapitel 3.1.3 wurden die Eulergleichungen für die räumliche Bewegung vorgestellt (Glg. 3.5). Wird das Kippen vereinfacht als eine Drehung um die Fahrzeuginnenachse betrachtet, so reduzieren sich die Eulergleichungen auf die Gleichung 3.7. Infolge von Kreiselmomenten besteht eine Kopplung zwischen den Rotationen um die Fahrzeugquer- und -hochachse sowie der betrachteten Kippbewegung um die Fahrzeuginnenachse. Die Höhe des um die Fahrzeuginnenachse induzierten Kreiselmomentes $M_{x,Kreisel}$ beträgt entsprechend Glg. 3.9 :

$$M_{x,Kreisel} = (\Theta_y - \Theta_z) \omega_y \omega_z \quad \text{Glg. 3.10}$$

Im Folgenden soll der Einfluss des Kreiselmomentes auf das gesamte Fahrzeugrollmoment quantifiziert werden. Dazu werden aus Fahrversuchen mit einem Kleinwagen die auftretenden äußeren Momente und Kreiselmomente bei einer kraftschlussbedingten Kippfahrt in einem Ausweichtest ermittelt (Bild 3.4). Das äußere Moment lässt sich aus der momentanen Querbeschleunigung und der statischen Schwerpunkthöhe um die Radaufstandspunkte abschätzen (Glg. 3.11):

$$M_{x,äußere} = m a_y h_s \quad \text{Glg. 3.11}$$

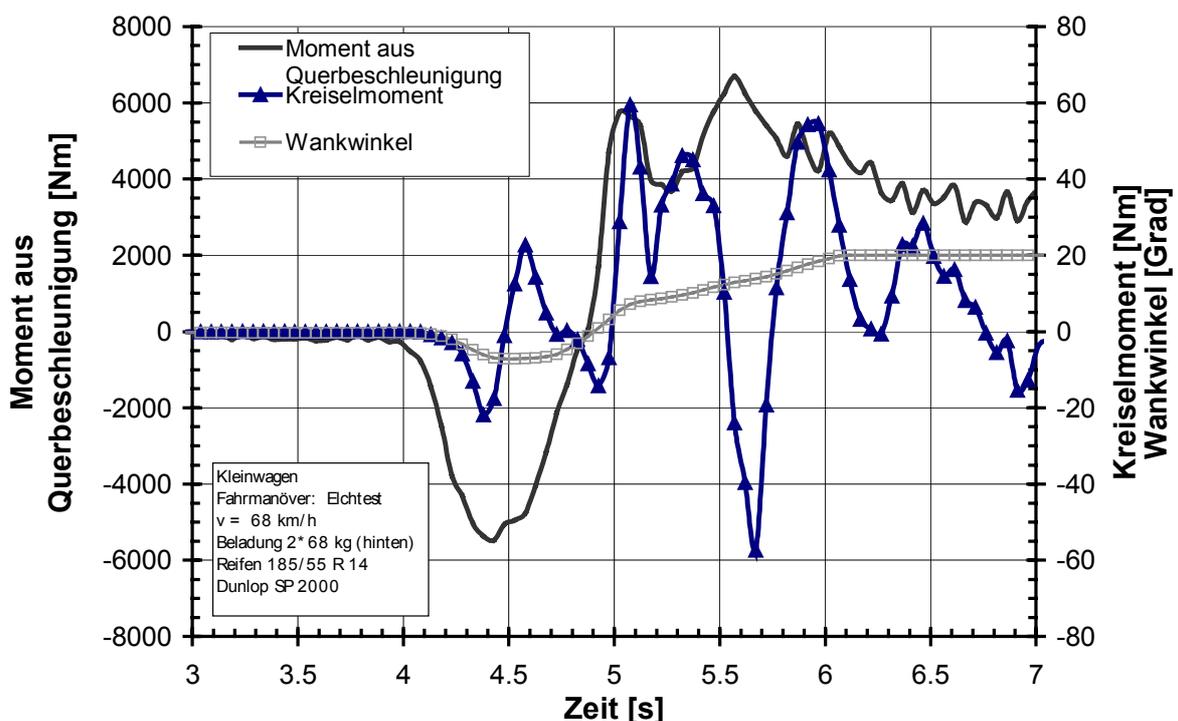


Bild 3.4: Abschätzung des Kreiselmomenteinflusses auf die Rollstabilität eines Kleinwagens

Die relevanten Fahrzeugdaten des untersuchten Kleinwagens sind in Tabelle 3.1 zusammengestellt. Der direkte Vergleich des Rollmomentes infolge der Querschleunigung und der auftretenden Kreiselkräfte zeigt, dass das Kreiselmoment um die Fahrzeuglängsachse um ca. den Faktor 100 niedriger ausfällt als das Moment infolge der Querschleunigung. Ursache hierfür ist in den niedrigen Nickgeschwindigkeiten ω_y zu finden. Die maximale Nickgeschwindigkeit betrug beim Versuchsfahrzeug lediglich 11.2 Grad/s, die maximale Giergeschwindigkeit 71.4 Grad/s. Die Auswirkung der Kreiselmomente auf die Rollstabilität ist daher vernachlässigbar.

Tabelle 3.1: Relevante Fahrzeugdaten des im Fahrversuch eingesetzten Kleinwagens

Fahrzeugdaten Kleinwagen	
Beladung	Fahrer, Messtechnik, 2x68kg auf den Rücksitzen
Fahrzeugmasse (beladen)	1201 kg
Statische Schwerpunktshöhe	526 mm
SSF	1.33
Θ_{xx}	352 kgm ²
Θ_{yy}	1308 kgm ²
Θ_{zz}	1408 kgm ²

3.2 Untersuchungswerkzeuge

Um die im Forschungsansatz definierten Fragestellungen untersuchen zu können, sind sowohl Fahrversuche als auch der Einsatz einer detaillierten Fahrdynamiksimulation notwendig (Kapitel 0). Im Folgenden werden das eingesetzte Versuchsfahrzeug, Messtechnik und Versuchsbedingungen spezifiziert, sowie die eingesetzte Fahrdynamiksimulation erläutert.

3.2.1 Fahrversuche

3.2.1.1 Fahrdynamikauto

Bei der Auswahl des Versuchsträgers standen folgende Anforderungen im Vordergrund:

- SSF im Bereich moderner Personenkraftwagen
- ausgeglichene Achslastverteilung des Grundfahrzeugs
- einfache Variabilität der Schwerpunktshöhe
- einfache Variation von Fahrzeug- und Fahrwerksparametern
- stationär stabiles, instationär kippinstabiles Grundfahrzeug
- stabile Fahrzeugkonstruktion
- Sicherheit für den Versuchsfahrer

Als Versuchsfahrzeug wurde ein Fahrdynamik-Experimentalfahrzeug der DaimlerChrysler AG (Bild 3.5) ausgewählt und an die spezifischen Anforderungen von Kippstabilitätsuntersuchungen angepasst.

Das ursprünglich für reine Fahrdynamik- und nicht für Rollstabilitätsuntersuchungen konzipierte Auto besitzt eine modulare Bauweise mit einem Vorderachs- und Hinterachsmotul sowie einer Fahrgastzelle (Bild 3.6), 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 Raumlenerhinterachse mit 5-Lenkern ausgeführt.

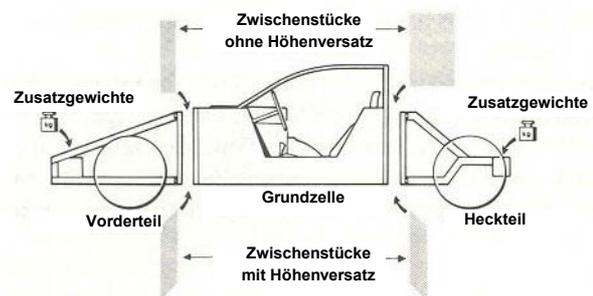


Bild 3.5: Fahrdynamikauto der DaimlerChrysler AG

Bild 3.6: Modulare Bauweise des Fahrdynamikautos

Um die Schwerpunktlage und Trägheitsmomente variieren zu können, wurde ein Dachaufbau aus Aluminiumprofilen entwickelt, an dem sich durch Befestigung von Gewichten à 20 kg die Schwerpunktlage variieren lässt. Dabei muss jedoch in Betracht gezogen werden, dass gleichzeitig die Trägheitsmomente beeinflusst werden. Die Achslastverteilung lässt sich in gleicher Weise durch Gewichte an Vorder- und Hinterachse beeinflussen. Das Fahrzeug wurde an den Aufnahmen der Feder- und Dämpferelemente verstärkt. Zur Sicherheit des Fahrers wurde der Überrollschutz der Fahrgastzelle versteift und ein Fahrzeug-Not-Aus-Schalter, sowie ein höhenverstellbares Kippgestell installiert. Bild 3.8 zeigt das modifizierte und mit Messtechnik ausgestattete Versuchsfahrzeug.

Die für die Rollstabilität wichtige Schwerpunktshöhe wurde auf einer Pendelanlage ebenso wie die Fahrzeugträgheitsmomente ermittelt (Bild 3.7). Die Messgenauigkeit der Schwerpunktshöhenmessung beträgt zwei Prozent, die der Trägheitsmomentenmessung fünf Prozent.



Bild 3.7: Pendelanlage zur Messung der Schwerpunkthöhen und Fahrzeugträgheitsmomente (DaimlerChrysler AG)



Bild 3.8: Fahrodynamikauto mit Messtechnik und Kippschutz

Das Fahrzeug hat in seiner Grundkonfiguration ohne Dachlast und Kippgestell einen Static Stability Factor von 1.22. In Bild 3.9 sind die SSF-Werte von über 300 Fahrzeugen, die im Auftrag der NHTSA vermessen wurden [83], als Boxplot nach Fahrzeugkategorie dargestellt. Aufgezeigt ist jeweils der Median, das 25% und 75% Percentil, sowie die Spannweite.

Das Fahrodynamikauto liegt bezüglich seines SSF-Wertes in seiner Grundkonfiguration am unteren Ende von Personenkraftwagen im Bereich von Vans und Pickups.

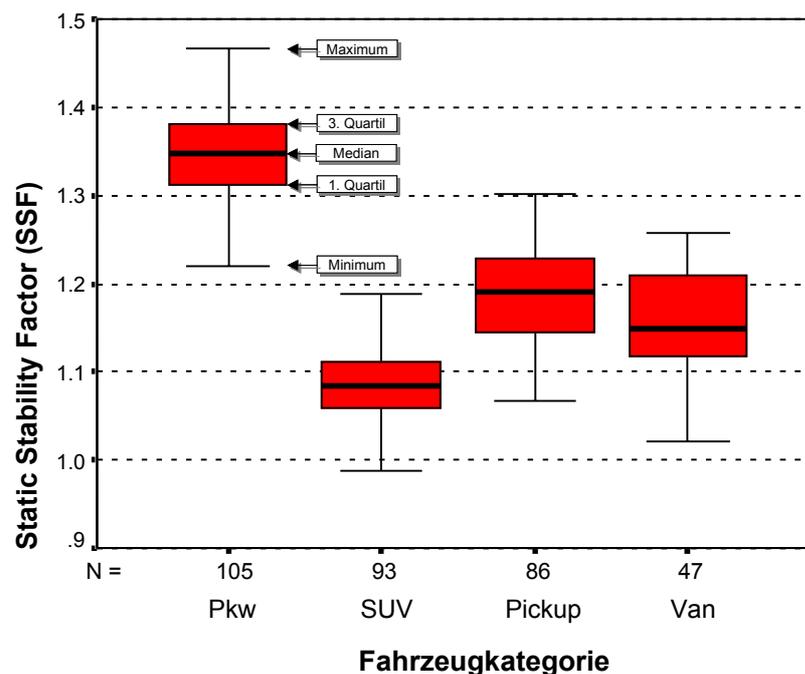


Bild 3.9: Static Stability Factor nach Fahrzeugkategorie (Fahrzeuge für den US-Markt, unbeladen) [83]

In Tabelle 3.2 sind relevante Fahrzeugdaten des Fahrdynamikautos zusammengestellt und mit denen eines Serienpersonenkraftwagen verglichen. Das Fahrdynamikauto entspricht prinzipiell in seiner Konzeption einem Serienmittelklassewagen. Aufgrund des Mittelmotorkonzepts ergibt sich jedoch in Relation zur Fahrzeugmasse und Radstand ein deutlich niedrigeres Nick- und Gierträgheitsmoment. Der massenbezogene Gierträgheitsradius ist deutlich niedriger als im zum Vergleich herangezogenen Serienfahrzeug. Die Achslastverteilung ist weniger frontlastig.

Tabelle 3.2: Kennwerte des Fahrdynamikautos im Vergleich zu einem Serien-Pkw

Fahrzeugdaten			Fahrdynamikauto	Mittelklasse Serienfahrzeug	Differenz zur Serie
Geometrie/ Masse	Radstand	mm	2627	2715	-3%
	mittlere Spurweite	mm	1409	1491	-5%
	Schwerpunkthöhe	mm	576	553	4%
	SSF		1.22	1.35	-9%
	Achslastverteilung VA fahrfertig	%	49	53	-8%
	Leergewicht	kg	1259	1558	-19%
	Wankträgheitsmoment	kgm ²	444	529.9	-16%
	Gierträgheitsmoment	kgm ²	1302	2618.5	-50%
	Nickträgheitsmoment	kgm ²	1119	2359.3	-53%
	massenbezogener Gierträgheitsradius $r_{\text{Gierträge}} = \sqrt{\frac{\Theta_{zz}}{m}}$	m	1.02	1.29	-21%
VA	Art		aufgelöste McPherson Vorderachse mit Querlenker	Dreiecklenker mit McPherson	-
	Federsteifigkeit gleichseitig	N/mm	11.6	22.2	-48%
	Stabilisatorsteifigkeit	N/mm	14	26	-46%
	Dämpferkraft (Zugstufe) bei 0.524 m/s	N	1400	930	51%
	Dämpferkraft (Zugstufe) bei 0.524 m/s am Rad	N	1540	967	59%
HA	Art		5-Lenker Hinterachse	5-Lenker Hinterachse	-
	Federsteifigkeit gleichseitig	N/mm	20.5	24.3	-16%
	Stabilisatorsteifigkeit	N/mm	3.5	7.0	-50%
	Dämpferkraft (Zugstufe) bei 0.524 m/s	N	1600	1800	-11%
	Dämpferkraft (Zugstufe) bei 0.524 m/s am Rad	N	2032	2232	-9%
Lenkung	Art		Kugelumlauf lenkung	Zahnstangenlenkung	-
	Lenkübersetzung	[]	16.5	15.5	6%
Reifen/ Felgen	Reifen		195/50 R 15V	205/55 R16	-
	Felgen		5.5Jx15 ET54	7Jx16	-
	stat. Halbmesser		266	291	-9%
Fahr- dynamik- kennwerte	Eigenlenkgradient	Grad s ² /m	0.15	0.26	-42%
	Schwimmwinkelgradient	Grad s ² /m	0.37	0.30	23%
	Wankwinkelgradient	Grad s ² /m	0.64	0.54	19%
	Charakteristische Geschwindigkeit	km/h	114	88	30%
	maximale Querb beschleunigung (ermittelt durch Lenkungsziehen aus 80 km/h)	m/s ²	8.2	8.6	-5%

Ein deutlicher Unterschied zum Serienfahrzeug ist in den Kennwerten der Vorderachse zu finden. Das Fahrdynamikauto besitzt weichere Federkennlinien in Verbindung mit höheren Dämpferkräften als das Serienfahrzeug. Ein Vergleich von Fahrdynamikkennwerten aus der

stationären Kreisfahrt [120,184] mit Werten, die Mitschke [120] für Personenkraftwagen angibt, lässt für das Fahrdynamikauto einen niedrigen Eigenlenkgradienten und einen relativ hohen Schwimmwinkelgradienten erkennen. Mitschke [120] gibt Eigenlenkgradienten für Personenkraftwagen zwischen 0.11 bis 0.52 Grad s²/m und Schwimmwinkelgradienten von 0.23 bis 0.48 Grad s²/m. Das Versuchsfahrzeug weist eine geringere Untersteuertendenz auf, liegt aber noch im Bereich von Serienpersonenkraftwagen.

3.2.1.2 Messtechnik

Um das Kippverhalten von Fahrzeugen analysieren zu können, müssen relevante Fahrdynamikgrößen und die Fahrereingaben erfasst werden. In Bild 3.10 ist die bei den Versuchen verwendete Messkette und die erfassten Messgrößen dargestellt. Tabelle 3.3 spezifiziert die verwendete Messtechnik und zeigt die Messgenauigkeit auf. Die Messdatenaufzeichnung erfolgte mit 100 bzw. 125 Hz. Zur Auswertung wurden die Messdaten mit einem Butterworth-Filter mit einer Grenzfrequenz von 5 Hz geglättet.

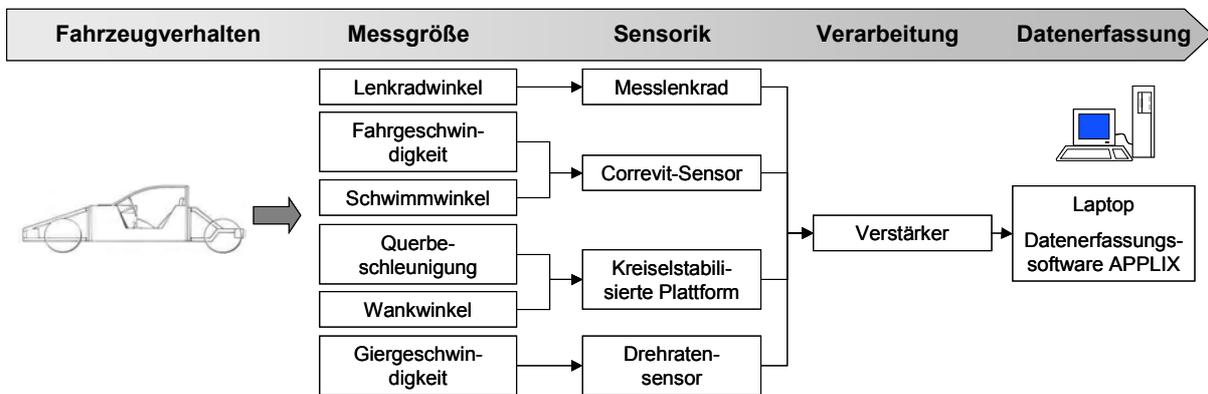


Bild 3.10: Messkette

Tabelle 3.3: Messgrößen, Messprinzipien, verwendete Sensorik und Messgenauigkeit

Nr.	Messgröße		Messprinzip	Sensor	Auflösung/ Messgenauigkeit
1	Lenkradwinkel	Grad	Inkrementmessung	Messlenkrad	0.1° / 0.1°
2	Fahrgeschwindigkeit	km/h	Optischer Geschwindigkeitssensor	Correvit SCE	Weg: 1.5 mm / < 0.3km/h
3	Schwimmwinkel	Grad	Optischer Geschwindigkeitssensor	Correvit SCE	0.04° / 0.1°
4	Querbeschleunigung	m/s ²	Kreiselkräfte	Novotechnik	5-10g / < 0.1%
5	Giergeschwindigkeit	Grad/s	Drehratenmessung	FOG	0.1 °/s / 0.05%
6	Wankwinkel	Grad	Kreiseleffekte	Novotechnik	- / < 0.5°
<i>Zusätzlich bei ausgewählten Messungen</i>					
7	Vertikalbeschleunigung	m/s ²	Beschleunigungsmessung		< 0.001g / < 0.1%
8	Lichtschranke		Optischer Sensor		-
9	Querbeschleunigung an VA	m/s ²	Beschleunigungsmessung		< 0.001g / < 0.1%
10	Querbeschleunigung an HA	m/s ²	Beschleunigungsmessung		< 0.001g / < 0.1%

Der korrelationsoptische Geschwindigkeitssensor (Correvit) zur Messung des Schwimmwinkels lässt sich nicht direkt im Schwerpunkt installieren. Bei den Versuchen war der Sensor daher hinter der Hinterachse installiert. Unter Kenntnis des Sensorabstandes zum Schwerpunkt (Bild 3.11) lässt sich nach Gleichung 3.12 der Schwimmwinkel aus den Messdaten bestimmen.

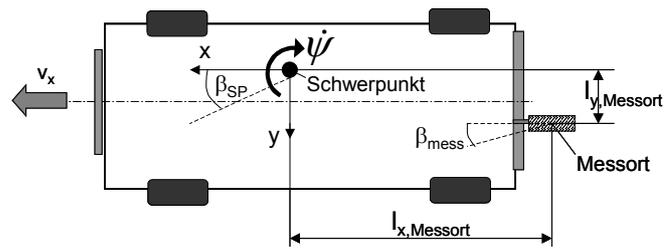


Bild 3.11: Schwimmwinkelumrechnung auf den Schwerpunkt

$$\beta_{SP} = \arctan \frac{v \tan \beta_{mess} - l_{x, Messort} \dot{\psi}}{v - l_{y, Messort} \dot{\psi}} \quad \text{Glg. 3.12}$$

Ist der Sensor auf der Fahrzeuglängsachse installiert, vereinfacht sich Glg. 3.12 mit $l_{y, Messort} = 0$ zu:

$$\beta_{SP} = \beta_{mess} - \arctan \frac{l_{x, Messort} \dot{\psi}}{v} \quad \text{Glg. 3.13}$$

Mit Gleichung 3.12 lässt sich der gemessene Schwimmwinkel auf jeden Punkt in der Fahrzeugebene umrechnen, beispielsweise auf den in der Fahrdynamik häufig interessierenden Schwimmwinkel der Hinterachse.

3.2.1.3 Versuchsstrecke, Testbedingungen

Die Fahrversuche wurden auf Testgeländen der DaimlerChrysler AG in Papenburg und Malmsheim bei Stuttgart durchgeführt. Die beiden Testgelände weisen eine Fahrbahnneigung von 1-1.5 Grad auf, die beim direkten Vergleich von Fahrversuchen mit Simulationsergebnissen berücksichtigt werden muss.

Die Versuche wurden bei trockener Fahrbahn durchgeführt und die Temperaturbedingungen dokumentiert. Bei Rollover-Untersuchungen sind die Reibwertverhältnisse der Teststrecken von großer Bedeutung. Reibwertangaben stellen die direkte Kraftschlussbeanspruchung zwischen Reifen und Fahrbahn dar. Absolute Reibwertaussagen sind schwierig. Bis heute gibt es keinen genormten Standard, bei denen die Einflussgrößen wie Radlast, Beschaffenheit der Fahrbahn, Umgebungstemperatur und Messgeschwindigkeit berücksichtigt werden.

Eine einfache und praktikable Methode, um ein relatives Ranking zwischen verschiedenen Fahrbahnen und Teststrecken bezüglich des Reibwertes anzugeben, stellt die ABS-Vollbremsung aus Geradeausfahrt dar. Dabei wird mit demselben Fahrzeug und derselben Bereifung auf verschiedenen Teststrecken die maximale Verzögerung ermittelt. Bei der Versuchsdurchführung ist auf gleiche Reifenkonditionierung und ähnliche Versuchsbedingungen (Fahrbahntemperatur usw.) zu achten.

Auf den Teststrecken der DaimlerChrysler AG sind jeweils Fahrbahnoberflächen dargestellt, die durch ihre Textur und den gewählten Asphalt den Reibwertverhältnissen griffiger Straßen nachempfunden sind. In Bild 3.12 ist ein auf Basis der mittleren ABS- Vollbremsverzögerung

ermittelter Reibwertindex für verschiedene Teststrecken dargestellt. Der Reibwertindex ergibt sich aus dem Quotienten aus der mittleren Vollbremsverzögerung und der Gravitationskonstante. Die Teststrecken (Malmshem und Papenburg), auf denen die Rollover-Versuche durchgeführt wurden, ermöglichen im Vergleich mit anderen Teststrecken hohe aber nicht signifikant höhere Verzögerungswerte. Die Differenzen zwischen den zum Vergleich herangezogenen Teststrecken sind gering. Bei den Fahrversuchen auf trockener Fahrbahn kann somit von einem hohen Reibwert ausgegangen werden, der jedoch nicht die im Straßenbau üblichen Werte übersteigt.

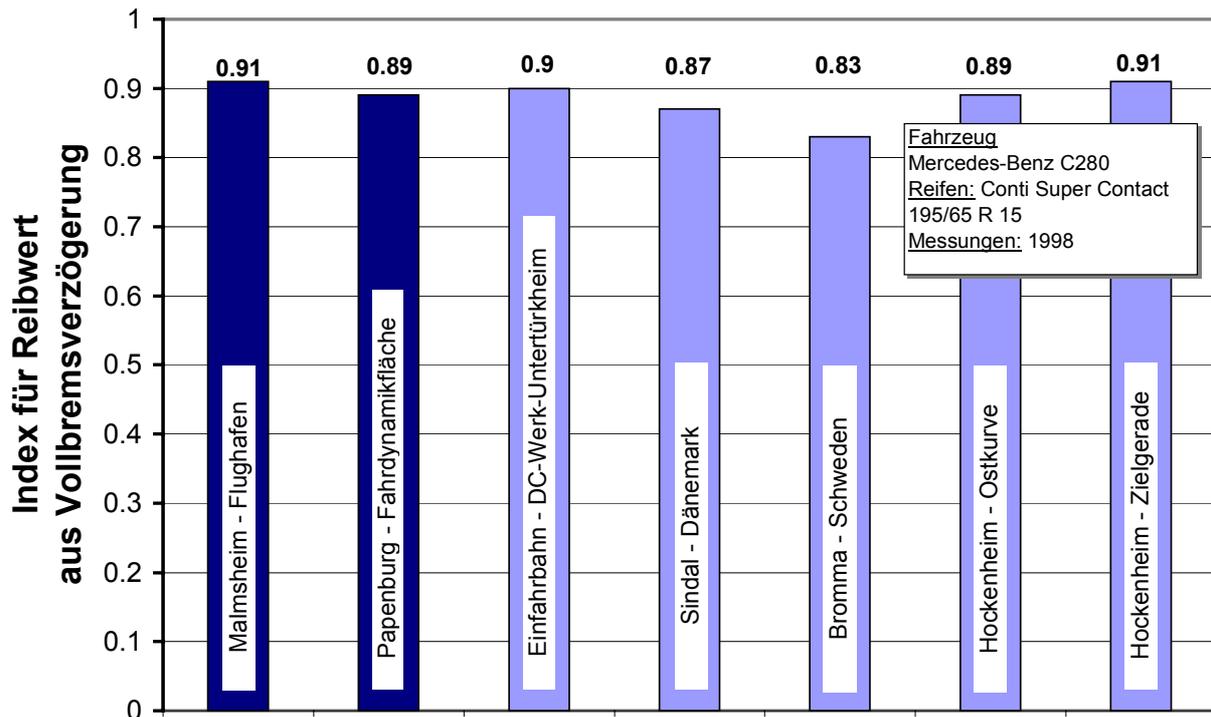


Bild 3.12: Vergleich der Vollbremsverzögerung auf unterschiedlichen Teststrecken (Messungen DaimlerChrysler AG)

Eine weitere praktikable Methode zur Einordnung der Straßengriffigkeit stellt der Skid-Resistance-Test (SRT) dar. Dabei wird mit einem Pendel mit definierter Geometrie und Reibpaarung aus vorgegebener Höhe ein Ausschwingversuch durchgeführt. Das Pendel schleift dabei über die Fahrbahn und dissipiert durch die Gleitreibung Energie. Aus der Höhe der Pendelamplitude nach der Energiedissipation wird der SRT-Wert ermittelt. Bild 3.13 zeigt Messungen des SRT-Wertes durch die DaimlerChrysler AG für die hier genutzten Teststrecken. Die SRT-Werte wurden als Mittel aus mehreren Messungen an verschiedenen Stellen der Fahrbahn ermittelt. Die Versuchsstrecke Papenburg hat einen geringfügig niedrigeren SRT-Wert und damit auch einen geringfügig niedrigeren Kraftschlussbeiwert als die Teststrecke in Malmshem. Dies spiegelte sich auch in geringfügig niedrigeren maximalen Verzögerungswerten bei der ABS-Vollbremsmessung in Malmshem wider.

In [58] wird ein SRT-Wert von 55 als Warnwert für die Griffigkeit auf öffentlichen Straßen definiert. Mit einem SRT-Wert von ca. 70 liegen die Teststrecken deutlich über dem Warnwert und weisen daher eine gute Griffigkeit auf. Die Teststrecken liegen auch nach

dieser Bewertung von ihrem Trockenreibwert auf hohem Niveau, sprengen aber nicht den im Straßenbau üblichen Rahmen.

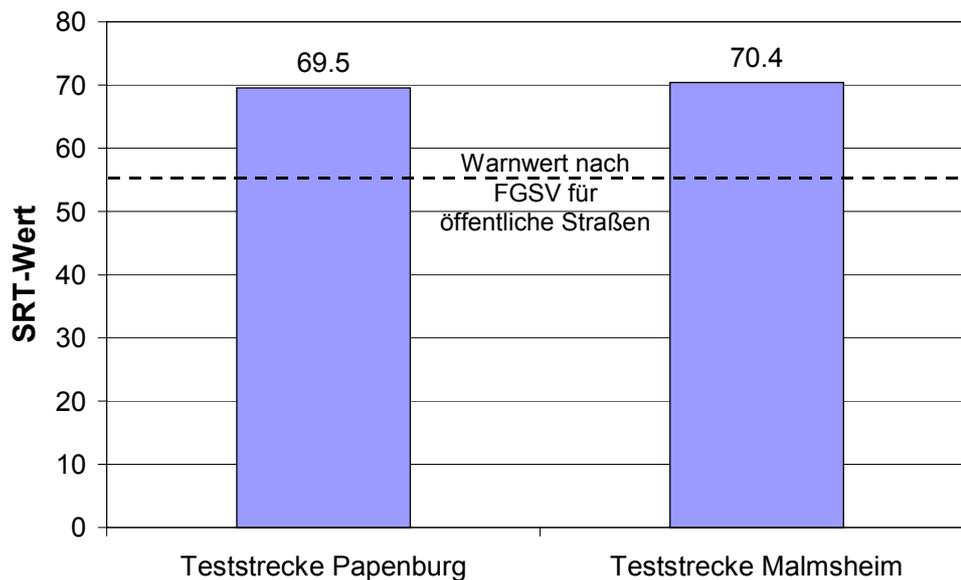


Bild 3.13: Reibwerteinordnung der Versuchstrecken nach der Methode des Skid-Resistance-Testers und Warnwert für öffentliche Straßen nach FGSV [58] (Messungen DaimlerChrysler AG, 2001)

3.2.2 Simulationsumgebung FADYS

Eine ebene Betrachtung und Simulation des Kippvorgangs, die beim stationären Kippen ausreichend genaue Ergebnisse liefert [33], ist bei der Analyse der dynamischen, nichtlinearen Vorgänge beim kraftschlussbedingten Kippen nicht zweckmäßig. Die im fahrdynamischen Grenzbereich stark nichtlinearen Reifeneigenschaften, Federungscharakteristik, Dämpfungseigenschaften und die Kopplung des Wankverhaltens mit dem Fahrzeuigenlenkverhalten machen die Verwendung eines detaillierten Simulationsmodells notwendig.

Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde daher die Fahrdynamiksimulation FADYS der DaimlerChrysler AG [47] verwendet, die aufgrund ihrer detaillierten Abbildung der Fahrzeugeigenschaften gute Voraussetzungen für eine hohe Abbildungsgüte auch im fahrdynamischen Grenzbereich bietet.

Beim Aufbau eines Simulationsmodells spielt neben der Abbildung der nichtlinearen Fahrzeugeigenschaften, der Abgleich des Simulationsmodells mit dem Fahrversuch eine wichtige Rolle.

3.2.2.1 Aufbau des Fahrzeugmodells

Das in FORTRAN programmierte Simulationsmodell FADYS [47] besteht aus fünf Teilkörpern: Dem Aufbau und den vier Rädern. Diese werden gegebenenfalls durch das Lenkrad als sechster Teilkörper ergänzt. FADYS basiert prinzipiell auf den in [152] hergeleiteten Bewegungsgleichungen zur Simulation von Kraftfahrzeugen. Die Ableitung der

Bewegungsgleichungen erfolgt dabei nach dem Jourdanischem Prinzip, d.h. dass die virtuelle Leistung aller Zwangskräfte und –momente, welche in einem System auftreten, verschwindet. Die Berechnung der Zustandgrößen der Bewegungsgleichungen erfolgt mit der expliziten Euler-Integration mit einer Schrittweite von 1 ms.

Die Simulationsumgebung FADYS besitzt eine modulare Programmstruktur (Bild 3.14).

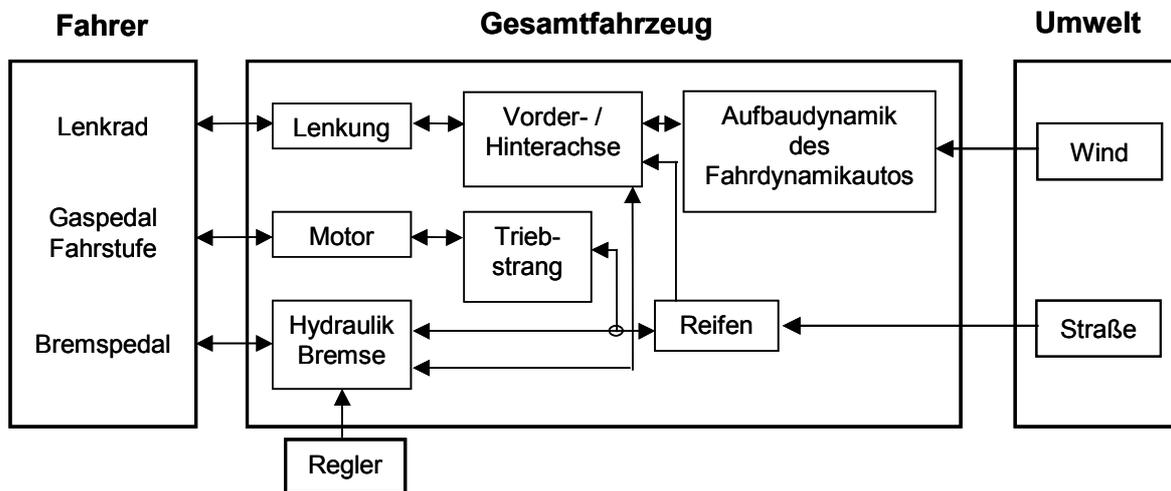


Bild 3.14: Programmstruktur der Fahrdynamiksimulation FADYS (DaimlerChrysler AG)

Die einzelnen Programmbausteine werden mit Kennfeldern parametrisiert, die für das Versuchsfahrzeug auf Prüfständen der DaimlerChrysler AG ermittelt wurden. Für das Experimentalfahrzeug wurden Kennfelder für

- Reifen
- Federung
- Dämpfer
- Kinematik und Elastokinematik

sowie die Schwerpunktlage und Trägheitsmomente bestimmt. Da die Motor-, Triebstrang- und Bremsencharakteristik keinen unmittelbaren Einfluss auf die Quer- und Rolldynamik des Versuchsfahrzeugs haben, wurde eine Standardmotorisierung und Bremse implementiert

3.2.2.2 Validierung des Fahrzeugmodells

Ein zentraler Bestandteil des Aufbaus eines Simulationsmodells ist der Abgleich und die Validierung einer Grundfahrzeugvariante im Fahrversuch. Aufgrund des Forschungsansatzes ist neben einer Validierung des stationären Fahrzeugverhaltens vor allem die Validierung in instationären hochdynamischen Fahrmanövern notwendig.

Für den stationären Fahrzeugabgleich wurden stationäre Kreisfahrten auf einer Kreisbahn im DaimlerChrysler-Werk in Untertürkheim mit einem Bahnradius von 42,5 m durchgeführt. Im Bild 3.15 bis Bild 3.17 sind der um den Ackermannwinkel korrigierte Lenkwinkel, der Schwimmwinkel an der Hinterachse und der Wankwinkel über der Querschleunigung im Vergleich Fahrversuch und Simulation dargestellt. Die gepunktete Markierung zeigt die Streuung im Fahrversuch auf.

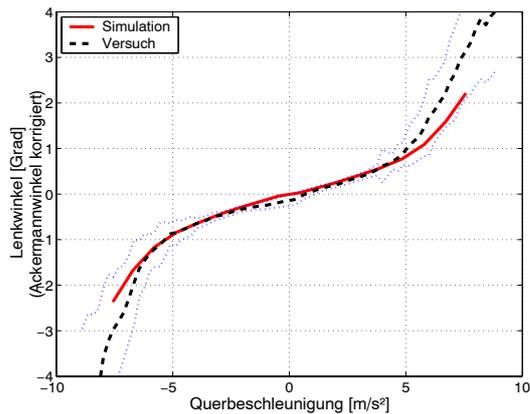


Bild 3.15: Stationärabgleich Fahrdynamikauto – um Ackermannwinkel korrigierter Lenkwinkel

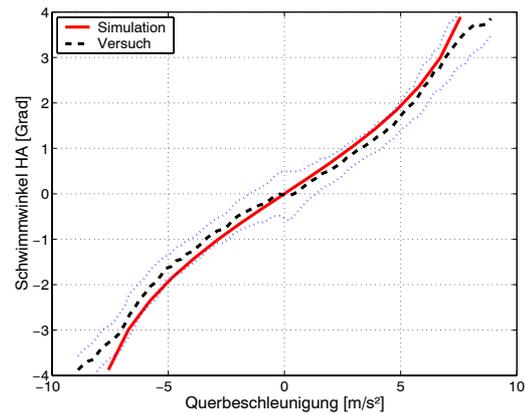


Bild 3.16: Stationärabgleich Fahrdynamikauto – Schwimmwinkel der Hinterachse

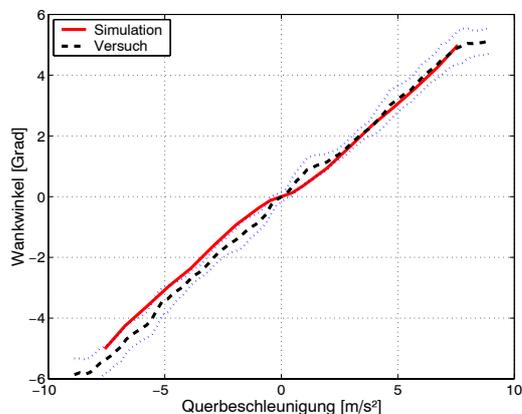


Bild 3.17: Stationärabgleich Fahrdynamikauto – Wankwinkel

Der Eigenlenkgradient des Simulationsmodells zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem Fahrversuch. Oberhalb von 5 m/s^2 Querbeschleunigung zeigt das Simulationsmodell eine geringere Untersteuertendenz. Der Schwimmwinkel an der Hinterachse zeigt eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Fahrversuch. Schwimmwinkel und Lenkwinkelverlauf dienen vorzugsweise zur Überprüfung der Elastokinematik und des Reifenabgleichs. Mit dem Wankwinkelverlauf werden Federung und Aufbauparameter abgeglichen.

Der Wankwinkelgradient zeigt im Rechtskreis (positive Querbeschleunigungen) und im Linkskreis eine gute Übereinstimmung. Im Linkskreis ist jedoch eine Abweichung im Wankwinkelverlauf festzustellen. Dies deutet auf eine geringfügige Asymmetrie im Fahrverhalten des Experimentalfahrzeugs hin.

Zur Validierung des instationären Fahrzeugverhaltens wurde das Übertragungsverhalten durch Sinuslenken mit unterschiedlichen Amplituden und Frequenzen auf der Teststrecke in Papenburg ermittelt und mit der Simulation verglichen sowie im Zeitbereich reale Kippfahrten mit nachsimulierten Fahrten gegenübergestellt.

Das Übertragungsverhalten wurde in Versuch und Simulation auf unterschiedliche Weise ermittelt. Im Fahrversuch werden Versuchsfahrten mit konstanter Lenkradamplitude und kontinuierlich zunehmender Frequenz durchgeführt, da der Versuchsfahrer nur schwer Sinuslenkverläufe mit konstanter Frequenz lenken kann. Ein Auswertalgorithmus identifiziert Sinuswellen und klassiert die einzelnen Frequenzanteile. Aus der Überlagerung mehrerer Messfahrten wird das Übertragungsverhalten bestimmt. In der Simulation kann ein idealer Sinuslenkverlauf erzeugt werden. Das Übertragungsverhalten lässt sich vereinfacht aus dem Maximalwert der Fahrzeugantwort ermitteln.

In Bild 3.18 ist beispielhaft das Gierübertragungsverhalten für unterschiedliche Lenkradwinkelanregungen von Fahrversuch und Simulation einander gegenübergestellt. Im Gierübertragungsverhalten korrelieren Simulation und Fahrversuch gut. Bei Lenkamplituden von 120° zeigen sich leichte Differenzen, die unter anderem darauf zurückzuführen sind, dass das Einhalten der Lenkradwinkelvorgabe mit zunehmender Lenkamplitude für den Versuchsfahrer schwieriger wird und die auftretenden Abweichungen im Eingangssignal zur idealen Simulation auch durch den verwendeten Auswertalgorithmus nicht vollständig kompensiert werden können.

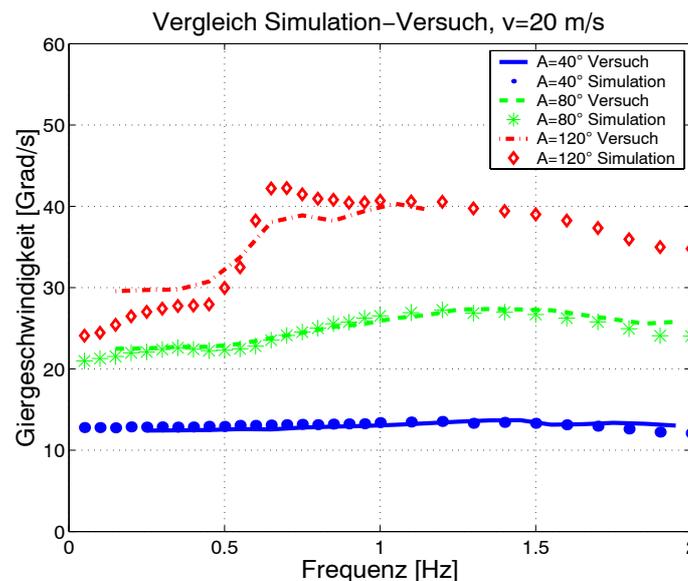


Bild 3.18: Vergleich Simulation-Versuch: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel \rightarrow Giergeschwindigkeit, Fahrdynamikauto

Im nächsten Schritt soll nun geklärt werden, ob sich bei Fahrten im fahrdynamischen Grenzbereich im Zeitbereich ein ähnliches Fahrzeugverhalten in Simulation und Versuch einstellt. FADYS bietet die Möglichkeit, aus Messfahrten gewonnene Lenkwinkelverläufe einzulesen und die Versuchsfahrt damit nachzusimulieren. Der Fahrgeschwindigkeitsverlauf muss jedoch manuell parametrisiert werden (Bild 3.20). In Bild 3.19 bis Bild 3.24 sind Fahrereingaben und fahrdynamische Größen einer realen Kippfahrt im VDA-Ausweichtest dargestellt und mit der Simulation verglichen. Es zeigt sich eine sehr gute Übereinstimmung im Zeitbereich zwischen Simulation und Versuch.

Die Querbeschleunigung weist Differenzen auf, da im Versuchsbetrieb die Querbeschleunigung im fahrzeugfesten Koordinatensystem quer zur Fahrzeuglängsachse ermittelt wird. Die Querbeschleunigung in der Simulation ist dagegen radial auf den Momentanpol der Kreisfahrt gerichtet und damit nicht direkt vergleichbar. Am Wankwinkelverlauf ist zu erkennen, dass im realen Fahrbetrieb ein Kippschutz das Fahrzeug bei Wankwinkeln von ca. 20 Grad wieder stabilisiert, während in der Simulation ein Rollover erfolgt.

Für das Fahrdynamikauto zeigt die Simulation eine insgesamt gute Nachbildung des Fahrzeugverhaltens bis in den fahrdynamischen Extrembereich und bis zum Rollover.

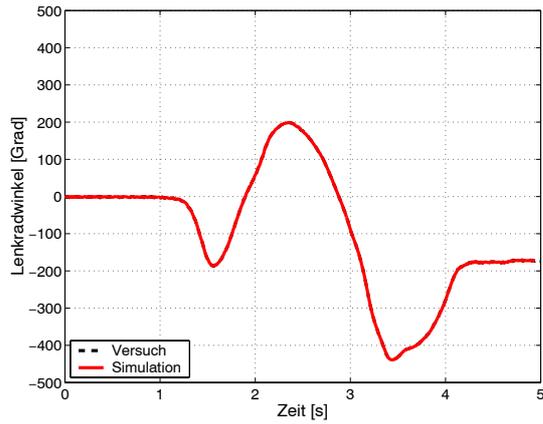


Bild 3.19: Vergleich Simulation-Versuch des Fahrdynamikautos in instationärem Fahrmanöver, Lenkradwinkel

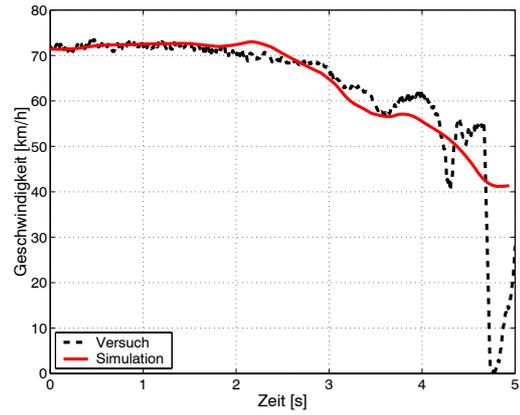


Bild 3.20: Vergleich Simulation-Versuch des Fahrdynamikautos in instationärem Fahrmanöver, Fahrgeschwindigkeit

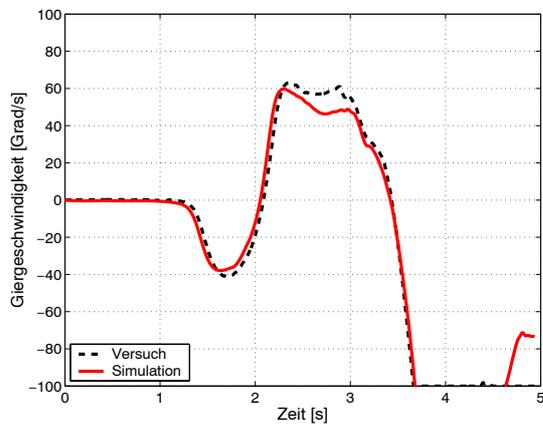


Bild 3.21: Vergleich Simulation-Versuch des Fahrdynamikautos in instationärem Fahrmanöver, Giergeschwindigkeit

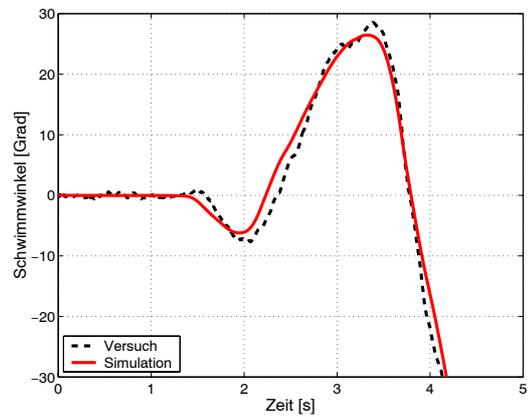


Bild 3.22: Vergleich Simulation-Versuch des Fahrdynamikautos in instationärem Fahrmanöver, Schwimmwinkel

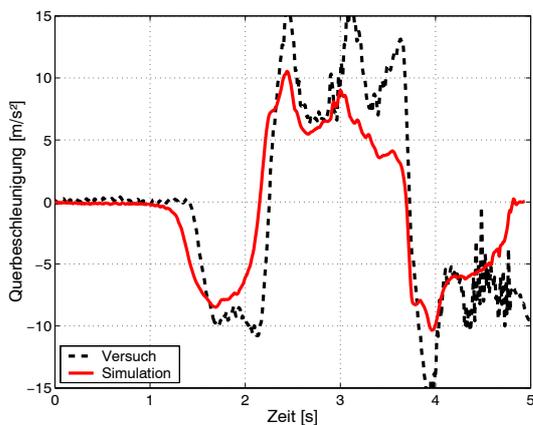


Bild 3.23: Vergleich Simulation-Versuch des Fahrdynamikautos in instationärem Fahrmanöver, Quer- und Radialbeschl.

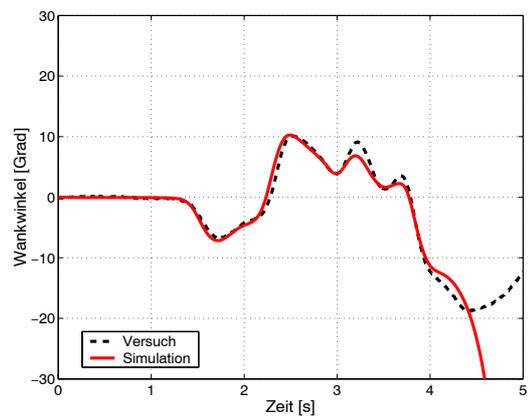


Bild 3.24: Vergleich Simulation-Versuch des Fahrdynamikautos in instationärem Fahrmanöver, Wankwinkel

3.3 Untersuchungskonzept

3.3.1 Kritische Fahrzeuanregung

Die Analyse von rollstabilitätskritischen Fahrzeuanregungen hat zum Ziel, kippkritische Anregungsformen und Anregungsstrategie aufzuzeigen und sie gegeneinander zu bewerten. Eine weitere zentrale Fragestellung in diesem Zusammenhang bezieht sich auf die Rolle von Wankresonanzanregungen.

Kippkritische Fahrzeuanregungen können zum einen durch den Fahrer infolge von Lenk- und/oder Bremsingaben oder durch äußere Krafteinwirkung beispielsweise durch Bodenunebenheiten, Seitenwind, Fahrbahnquerneigung etc. erfolgen. Fahrzeuanregungen lassen sich nach ihrem zeitlichen Verlauf in stationäre und instationäre Anregungen einteilen. Für die Analyse von kippkritischen Anregungsformen soll ausgehend von der stationären Fahrzeuanregung schrittweise die Dynamik bei der Fahrzeuanregung gesteigert werden, sowie kippkritische Anregungsstrategie im Closed-Loop-Betrieb in praxisnahen Fahrmanövern analysiert werden. Zur Analyse des Einflusses von Wankresonanzanregungen auf die Rollstabilität sollen zudem synthetische, harmonische Anregungen der Wankbewegung untersucht werden.

3.3.1.1 Stationäre Fahrzeuanregung

Um Referenzwerte für das instationäre Kippverhalten zu erhalten, sollen die stationäre Kippgrenze und die dabei auftretenden Fahrzeugkennwerte ermittelt werden. Zur Untersuchung von stationären Fahrzeuanregungen wurde sowohl in der Simulation als auch im Fahrversuch die Kippgrenze als Funktion der kippkritischen Schwerpunktshöhe ermittelt.

Im Fahrversuch wurde dazu das quasistationäre Fahrmanöver Lenkungsziehen bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h mit einer Lenkgeschwindigkeit von 6 bis 20 Grad/s durchgeführt und eine schrittweise Erhöhung der Dachlast um 20 kg bis zum Kippen des Fahrzeugs vorgenommen. Die Fahrversuche wurden sowohl im Links- als auch im Rechtskreis durchgeführt.

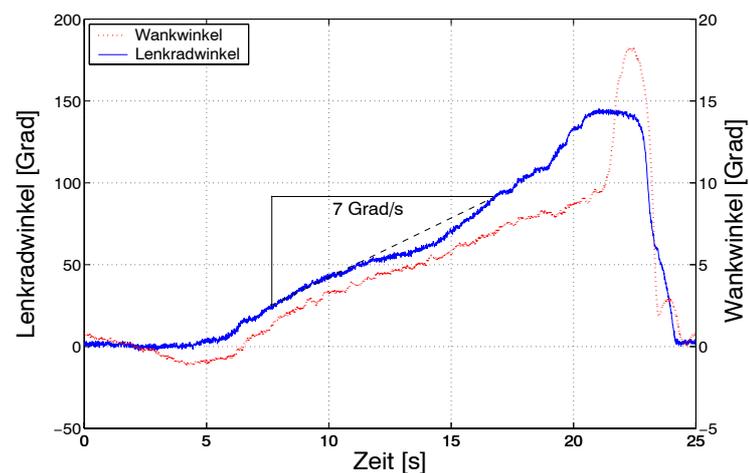


Bild 3.25: Lenkungsziehen zur Ermittlung der stationären Kippgrenze (Fahrdynamikauto, Dachlast 240 kg)

Die Kippgrenze war dann erreicht, wenn das Fahrzeug auf dem Kippschutz aufsetzte, und bei der nachfolgenden Überprüfungsfahrt mit reduzierter Dachlast sich keine Kipptendenz mehr zeigte. In Bild 3.25 sind Lenkwinkel- und Wankwinkelverlauf einer stationären Kippfahrt exemplarisch dargestellt

Zur Analyse der stationären Kippgrenze in der Simulation wurde ebenfalls auf das Fahrmanöver Lenkungs-zuziehen zurückgegriffen. Das Zuziehen erfolgt aus einer Fahrgeschwindigkeit von 20 m/s mit einer konstanten Lenkradwinkelgeschwindigkeit von 20 Grad/s auf einen maximalen Lenkradwinkel von 300 Grad. Die Schwerpunktshöhe wurde in Inkrementen von 1 mm erhöht bis ein Fahrzeugkippen erfolgte.

3.3.1.2 Sprungartige Fahrzeuanregung

Eine Zwischenstufe zwischen stationären und kippkritischen instationären Mehrfachanregungen, wie sie beispielsweise in Slalomfahrten oder Spurwechseln auftreten, stellt die Sprunganregung dar. In der Literatur wird zudem die Meinung vertreten, dass sprungartige Fahrzeuanregungen rollstabilitätskritischer sind als harmonische [71]. In der Fahrdynamik werden sprungartige Fahrzeuanregungen und davon abgeleitete Kenngrößen verwendet, um das instationäre Fahrzeugverhalten zu beschreiben [93,120]. In der Rolloverforschung wird der Lenkwinkelsprung zur kippkritischen Fahrzeuanregung von einigen Autoren [45,64,68,71,108,111,119,124] verwendet. Lenkwinkelsprünge und die darauf folgenden Fahrzeugreaktionen lassen sich selbst im Closed-loop-Fahrversuch gut reproduzieren.

Die Kippgrenze des Fahrdynamikautos wurde entsprechend der Vorgehensweise bei der Ermittlung der stationären Kippgrenze als Funktion der notwendigen Schwerpunktshöhe ermittelt. In der Simulation wurden dafür Lenkwinkelsprünge mit einer Amplitude von 180° bei einer konstanten Geschwindigkeit von 20 m/s bis zum Erreichen der kippkritischen Schwerpunktshöhe durchgeführt. Im Closed-Loop-Fahrversuch war die Amplitude auf 150° begrenzt. Die Lenkradwinkelgeschwindigkeiten lagen im Versuch stets über 750 Grad/s. Die Schwerpunktserhöhung erfolgte durch Zuladung von Dachlasten à 20 kg.

3.3.1.3 Synthetische Fahrzeuanregung im Aufbauswerpunkt

In der Literatur wird die Anregung der Wankresonanz oder der Wankeigenfrequenz als eine kippkritische Anregung dargestellt [17,64,69,71,75]. Zur Beantwortung der Fragestellung, welche Rolle die Anregung der Wankresonanz oder -eigenfrequenz auf das Kippverhalten eines Fahrzeugs hat, muss einerseits die Wankeigenfrequenz und Wankresonanz bestimmt und andererseits die Kippschwelle bei Wankresonanz im Verhältnis zu stationärer, sprungartiger und realitätsnaher Fahrzeuanregung ermittelt werden.

Grundsätzlich muss zwischen Wankeigenfrequenz und Wankresonanzfrequenz unterschieden werden. Die ungedämpfte Eigenfrequenz ist eine Systemeigenschaft, mit der ein System ohne äußere Krafteinwirkung schwingt. Die Resonanzfrequenz ist die Frequenz einer äußeren Anregung, die zu einer maximalen Antwort des Systems führt.

Häufig wurde die Wankresonanz für Personenkraftwagen lediglich anhand von ebenen, idealisierten Wankmodellen bestimmt sowie die Kippschwelle als Funktion der notwendigen Querbeschleunigung für Rollover bei Wankresonanzanregung ermittelt [17]. Zur Ermittlung von Wankeigenfrequenz und -resonanz ist eine entkoppelte Betrachtung der Wankbewegung von der Gier- und Nickbewegung notwendig. Fahrversuche zur Anregung der

Wankbewegung kommen daher nicht in Frage. Um valide Aussagen zur Wankresonanz treffen zu können, wird für das Fahrdynamikauto auf die detaillierte, mehrdimensionale Fahrdynamiksimulation FADYS zurückgegriffen. Dazu wurde in FADYS ein Modul implementiert, um synthetische Kraftanregungen im Fahrzeugschwerpunkt am stehenden Fahrzeug vornehmen zu können.

Durch Variation von Anregungsamplitude und Anregungsfrequenz kann die Wankresonanzfrequenz als die Frequenz bestimmt werden, bei der der Wankwinkel maximal wird bzw. bei der die kleinste Anregungsamplitude zum Kippen notwendig ist.

In realen kritischen Fahrsituationen treten Anregungsfrequenzen bis ca. 2 Hz auf. Die Untersuchungen wurden daher auf Anregungsfrequenzen bis 2 Hz beschränkt. Eine Einschränkung auf zwei Anregungsperioden ist aufgrund der Praxisferne höherer Anregungsperiodenzahlen zweckmäßig. Zwei Anregungsperioden entsprechen einem zweifachen Fahrspurwechsel.

Die Querkraftanregung im Schwerpunkt bietet zudem die Möglichkeit die gedämpfte Wankeigenfrequenz durch einen Ausschwingversuch zu bestimmen. Dabei wird das Fahrzeug durch eine konstante oder kontinuierlich ansteigende Querkraft im Schwerpunkt seitlich ausgelenkt, bis die Räder einseitig den Bodenkontakt verlieren. Diese Schwelle wurde zuvor in einem Side-Pull-Test ermittelt. Durch schlagartiges Entfernen der Querkraftanregung, lässt sich aus dem folgenden Ausschwingvorgang die Eigenfrequenz des Systems bestimmen. Dabei wird die Schwingungsdauer aus der Zeitdifferenz zwischen Amplitudenextrema bestimmt.

Zur Bewertung, wie kritisch Wankresonanzanregungen sind, wurde analog der Vorgehensweise bei stationärer und sprungartiger Fahrzeuganregung, die minimal notwendige Schwerpunktshöhe für Rollinstabilität ermittelt. Die Querkraftanregungsamplitude wird dabei entsprechend der stationären Kippquerbeschleunigung gewählt.

3.3.1.4 Harmonische Lenkanregung

In der Literatur werden als kippkritische Fahrzeuganregungen für die kraftschlussbedingte Rollinstabilität wechselseitige Fahrzeuganregungen vorgestellt [34,64,103,113,154], wie sie in einfachen und doppelten Spurwechseln oder Slalomfahrten auftreten. In Spurwechseln und Slalomfahrten werden vom Fahrer quasiharmonische Lenkeingaben vorgenommen. Einige Autoren greifen daher zur Untersuchung der dynamischen Rollstabilität von Personenwagen auf rein harmonische Sinuslenkanregungen zurück [41,63,65,71,76,111].

Dabei erfolgt die harmonische Anregung des Aufbaus indirekt über die harmonischen Lenkanregungen. Durch Lenkanregungen werden zunächst Seitenkräfte aufgebaut und das Fahrzeug wird auf einen Bahnradius gezwungen. Durch die Kurvenfahrt entwickelt sich eine Querbeschleunigung, die schließlich in einer Anregung des Aufbaus resultiert. In Bild 3.26 ist die Wirkkette zur Entstehung einer Aufbaureaktion dargestellt.

Für die einzelnen Bausteine der Wirkkette kann das Übertragungsverhalten ermittelt werden. Die synthetische harmonische Kraftanregung im Fahrzeugschwerpunkt stellt lediglich das

letzte Übertragungsglied der Wirkkette dar. Durch harmonische Lenkanregungen können das Übertragungsverhalten zur Querschleunigung, das Gesamtübertragungsverhalten des Fahrzeugs sowie Resonanzerscheinung bezüglich der Wankreaktion und weiterer fahrdynamischer Kenngrößen bestimmt werden.

Durch die Bestimmung des Gesamtübertragungsverhaltens werden zudem kritische Lenkfrequenzen ermittelt, die bei harmonischer Lenkanregung zum Rollover führen. Ein Vergleich dieser Frequenzen mit realen kippkritischen Lenkradwinkelverläufen soll Aufschluss geben, welche Rolle diese Anregungsfrequenzen für die praxisnahe kippkritische Anregung spielen.

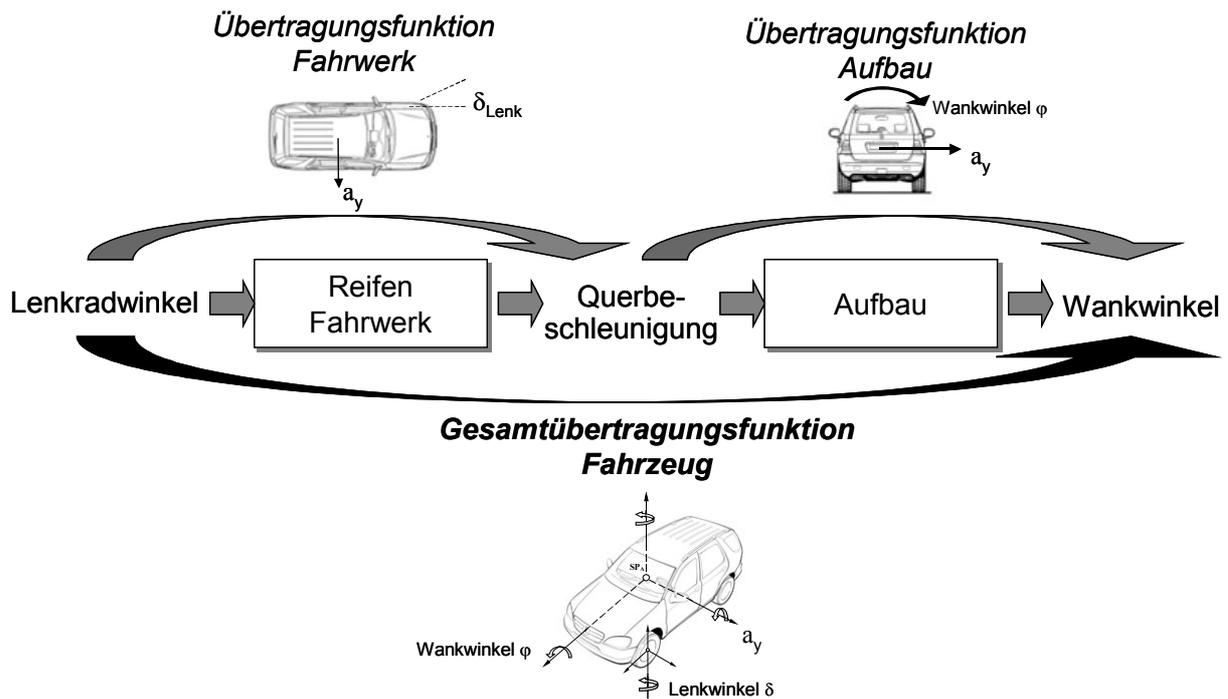


Bild 3.26: Übertragungsglieder bei der Entstehung von Wankreaktionen

Mit der Fahrdynamiksimulation FADYS lassen sich effizient eine große Bandbreite von idealen Lenkradwinkelsinusverläufen erzeugen, die sich im Versuch nur mit einer Lenkmaschine und unter hohem versuchstechnischen Aufwand darstellen lassen. In der Simulation wurden Lenkradwinkelamplituden, -frequenz und Fahrgeschwindigkeit variiert. Tabelle 3.4 zeigt das untersuchte Parameterfeld auf. Insgesamt wurden für eine Fahrzeugkonfiguration 2100 Simulationen durchgeführt.

Tabelle 3.4: Parameterfeld zur Ermittlung des Fahrzeuggesamtübertragungsverhaltens in der Simulation

	Minimalwert	Maximalwert	Schrittweite	Bemerkung
Lenkradwinkelamplitude	40 Grad	240 Grad	40 Grad	Zusätzlich $\frac{1}{2}$ Lenkradumdrehung 180 Grad
Lenkfrequenz	0.05 Hz	2.0 Hz	0.05 Hz (bis 1.0 Hz) 0.1 Hz (ab 1.0 Hz)	-
Fahrgeschwindigkeit	10 m/s	40 m/s	2.5 m/s bis 30 m/s	zusätzlich 40 m/s

Beim Übergang von der Geradeausfahrt auf den sinusförmigen Lenkwinkel würde bei hohen Lenkamplituden ein unrealistischer, von einem Fahrer nicht aufzubringender Sprung in der Lenkradwinkelgeschwindigkeit auftreten. Um dies zu vermeiden, wurde eine quadratische Übergangsfunktion in den idealen Sinusverlauf vorgesehen (Bild 3.27). Die Übergangsfunktion geht bei einem Verhältnis von $C/A=0.75$ stetig und differenzierbar in den idealen Sinusverlauf über.

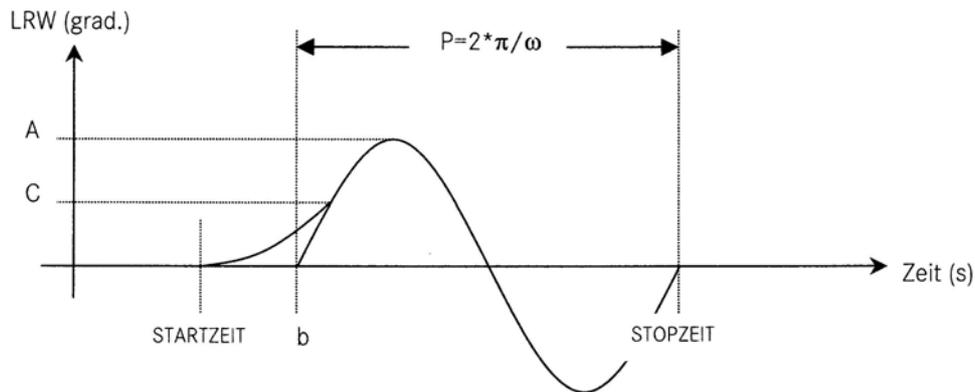


Bild 3.27: Übergangsfunktion zur Simulation von Sinuslenkwinkelangaben

Eine analytische Bestimmung von Übertragungsfunktionen fahrdynamischer Kenngrößen ist für den Fahrzeuggrenzbereich nicht zweckmäßig, da das Fahrzeugverhalten stark nichtlinear ist und die Fahrzeugreaktion auf die harmonische Lenkanregung nicht mit einer harmonischen Antwort reagiert (Bild 3.28). Daher wurde zur Darstellung des Übertragungsverhaltens für jede Anregungsfrequenz- und -amplitudenkombination der Maximalwert der Systemreaktion ausgewertet.

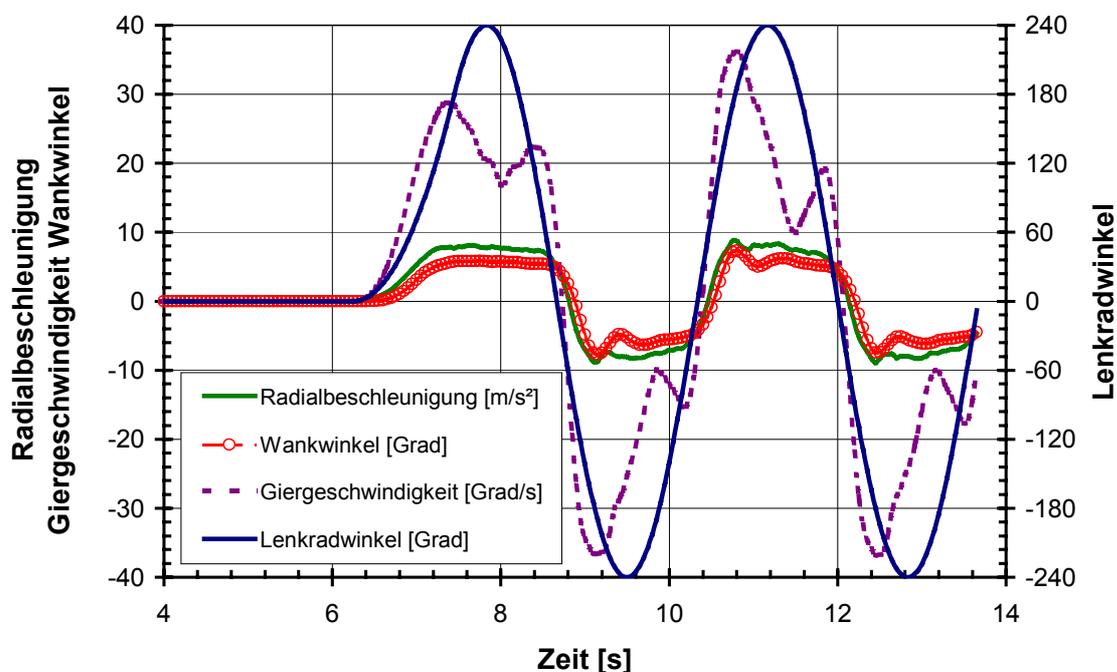


Bild 3.28: Fahrzeugreaktionen bei Sinuslenken mit 240 Grad und 0.3 Hz bei 20 m/s (Simulation Fahrdynamikauto), Ermittlung von Maximalwerten zur Bestimmung des Übertragungsverhaltens

Ebenso wie bei stationärer, sprungartiger Lenk- und Querkraftanregungen wird die minimal notwendige Schwerpunktshöhe zur Rollinstabilität bestimmt. Dabei wurde Sinuslenken bei 20 m/s mit zwei Anregungsperioden und einer dem Lenkwinkelsprung vergleichbaren Lenkamplitude von 180° bei 0.4 Hz analysiert.

3.3.1.5 Reale Lenkanregungen (Closed Loop)

Sprungartige und harmonische Fahrzeuganregungen sind Open-loop-Fahrmanöver und eignen sich vor allem, um das Fahrzeugverhalten und kritische Fahrzeugreaktionen objektiv darstellen zu können. Sie sind jedoch wenig praxisnah und kommen im realen Fahrbetrieb nur selten vor. Von großem Interesse sind dagegen Closed-Loop-Lenkstrategien, die zum Untripped-Rollover führen können, da der Fahrer wie im Straßenverkehr in den Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt integriert ist und die menschlichen Fertigkeiten nicht überschritten werden. Bei der Bewertung kippkritischer Lenkstrategien und Anregungen dürfen die unterschiedlichen Fertigkeiten von Versuchsfahrern und Normalfahrern in kritischen Fahrsituationen nicht außer Acht gelassen werden.

Versuchsfahrern gelingt es, durch gezielte Lenkeingaben Fahrzeuge kippkritisch anzuregen. Um einen Vergleich zu Open-Loop-Manövern ziehen zu können, müssen diese kippkritischen Lenkstrategien zunächst im Fahrversuch ermittelt werden.

Dazu wurden Fahrversuche mit dem Fahrdynamikauto und zusätzlich mit einem Kleinwagen durchgeführt und die Lenkeingaben und Fahrdynamikgrößen ermittelt.

Bei den Fahrversuchen mit dem Kleinwagen stand die Frage im Vordergrund, ob sich für ein Fahrzeugkonzept für ein Fahrmanöver die gleichen kritischen Lenkstrategien für verschiedene Fahrer ergeben. Dazu erhielten vier Fahrer die Aufgabe, den Kleinwagen im ‚Elchtest‘, der aufgrund seiner großzügigen Gassenbreiten einen Spielraum für unterschiedliche Lenkstrategien vor allem bei schmalen Kleinwagen zulässt, bei nahezu konstanter Einfahrgeschwindigkeit kippkritisch anzuregen. Vorab wurde sichergestellt, dass sich der Kleinwagen kippkritisch anregen lässt. Durch Analyse der Lenkwinkelverläufe, maximalen Lenkamplituden, Lenkfrequenzen und -geschwindigkeiten können interindividuelle Unterschiede sowie Gemeinsamkeiten in der Lenkstrategie und Fahrzeuganregung aufgezeigt werden.

Für das Fahrdynamikauto wurden kritische Closed-Loop-Lenkstrategien im VDA-Ausweichtest und im 10*18m Slalom ermittelt. Abweichend zur Manöverdefinition des VDA-Ausweichtests [94] wurde die Fahrgeschwindigkeit bei den Versuchen im doppelten Spurwechsel konstant gehalten. In beiden Fahrmanövern konnte das Fahrzeug kippkritisch angeregt werden. Zur Analyse der kritischen Fahrzeuganregung werden die Lenkeingaben von Kippfahrten und Nichtkipffahrten analysiert und auf Gemeinsamkeiten mit Open-Loop-Fahrmanövern untersucht.

3.3.2 Bedingungen und Mechanismen für Rollinstabilität

Nachdem eine Methodik zur Untersuchung von kippkritischen Fahrzeuganregungen aufgezeigt wurde, werden Bedingungen und Mechanismen für die Rollinstabilität analysiert. Dazu werden folgende Ansätze verfolgt:

1. Direkter Vergleich von fahrdynamischen Kenngrößen in Kippfahrten und Nichtkipffahrten
2. Analyse der instationär im Fahrbetrieb auftretenden Querschleunigung als Funktion der Einwirkdauer in Relation zur stationär notwendigen Querschleunigung, um das Fahrzeug auszulenken und anzuheben

Ansatz 1

Um Charakteristika, Schwellwerte und notwendige Bedingungen für die Entstehung der dynamischen Rollinstabilität zu finden, werden Kippfahrten und Nichtkipffahrten des Fahrdynamikautos im Zeitbereich verglichen. Von besonderem Interesse ist die Höhe der kurz vor dem Rollover auftretenden Fahrzeugkenngrößen.

Die Simulation bietet die Möglichkeit, zusätzliche Fahrdynamikgrößen wie beispielsweise Radlasten und Seitenkräfte, die nur mit hohem versuchstechnischen Aufwand gewonnen werden können, zu analysieren. Daher wurde die Analyse der Fahrdynamikwerte auf Basis der Simulation durchgeführt und Closed-Loop-Fahrmanöver in der Simulation nachsimuliert.

Simulierte Open-Loop-Manöver, bei denen gezielt nur ein Fahrzeuginput geändert wird, bilden eine günstigere Grundlage zur Identifizierung von Schwellwerten als Closed-Loop-Manöver, bei denen im Fahrversuch stets geringfügige Differenzen in mehreren Ausgangsbedingungen (Anfangsgeschwindigkeit, Lenkzeitpunkte) vorliegen. Dennoch müssen die ermittelten notwendigen Bedingungen auch für Closed-Loop-Manöver gelten.

In einem ersten Schritt wurden daher Sinusfahrten mit gleichen Amplituden und Anfangsgeschwindigkeiten, aber unterschiedlicher Anregungsfrequenz verglichen, bei denen sowohl Kipp- als auch Nichtkipffahrten auftraten. In einem weiteren Schritt wird die Analyse dann auf Closed-Loop-Fahrten im VDA-Ausweichtest und im Slalom ausgedehnt. Die Auswahl der betrachteten Fahrdynamikgrößen und deren zeitlicher Ableitungen erfolgten anhand folgender Kriterien.

- Beschreibung der Krafterleitung am Rad (Seitenkräfte, Radlasten)
- Beschreibung der Querdynamik (Schwimmwinkel, Giergeschwindigkeit, Querschleunigung)
- Beschreibung der Aufbaureaktion (Wankwinkel)

Die betrachteten Fahrdynamikgrößen und Fahrmanöver sind in Tabelle 3.5 zusammengefasst. Neben der zeitlichen Betrachtung werden auch Charakteristika in der Kopplung der Fahrdynamikgrößen untersucht.

Ansatz 2:

Mit einem Side-Pull-Test lässt sich diejenige stationäre Querkraft bestimmen, die notwendig ist, um ein Fahrzeug auf ebener Fahrbahn auf einen definierten Wankwinkel auszulenken. Ist ein Überschuss an Querkraft gegenüber der stationären Zugkraft aus dem Side-Pull-Test in dynamischen Fahrmanövern vorhanden, wird der Aufbau entsprechend der Eulergleichungen (Gleichung 3.5) beschleunigt. Es stellt sich die Frage, ob sich aus der Höhe und Dauer des Kraftüberschusses ein Kriterium für die Entstehung der dynamischen Rollinstabilität ableiten lässt.

Tabelle 3.5: Untersuchte Fahrmanöver und Fahrdynamikgrößen zur Ermittlung von notwendigen Bedingungen für Rollinstabilität

Fahrzeug	Untersuchte Fahrmanöver	Manöver-spezifikationen	Anzahl Kipp-/ Nichtkipp-fahrten	Untersuchte Fahrzeuggrößen
Fahrdynamik-auto	Sinuslenken	- Amplitude 200 Grad - $f = 0.1-1.0$ Hz - $v = 81$ km/h	6 / 13	- Lenkradwinkel - Lenkradwinkelgeschwindigkeit - Fahrgeschwindigkeit - Schwimmwinkel
	VDA-Ausweichtest	$V_{\text{Anfang}} = \text{ca. } 72$ km/h	11 / 7	- Schwimmwinkelgeschwindigkeit - Querbeschleunigung - Querbeschleunigungsänderung - Längsbeschleunigung - Wankwinkel - Wankgeschwindigkeit - Wankbeschleunigung - Giergeschwindigkeit - Nickwinkel - Seitenkraft VA - Seitenkraft HA - Seitenkraftsumme - Radlastsumme links - Radlastsumme rechts

Für das Fahrdynamikauto wurde ein Side-Pull-Test in zwei Beladungsvarianten durchgeführt:

- Fahrzeugbasis mit Kippgestell
- Fahrzeugvariante, die im Fahrversuch stationär kippte.

In Bild 3.29 ist die Versuchsanordnung für den Side-Pull-Test prinzipiell und in Bild 3.30 der Versuchsaufbau dargestellt.

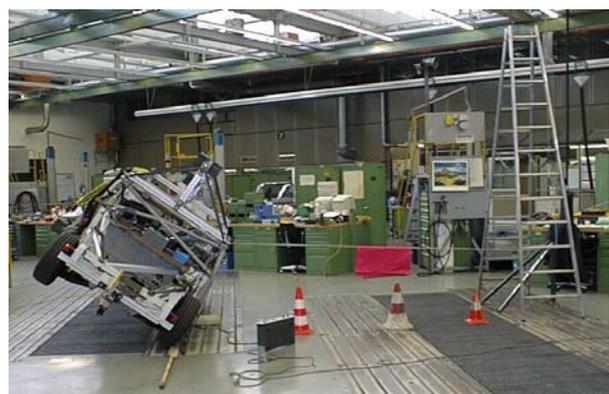
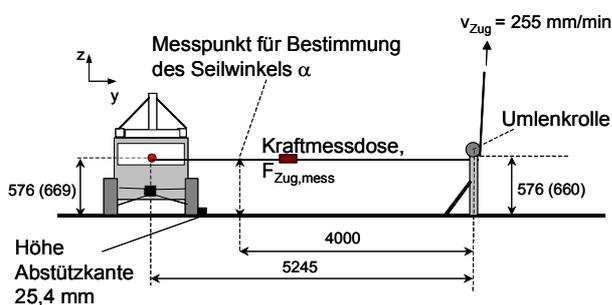


Bild 3.29: Prinzipieller Aufbau der Side-Pull-Test-Durchführung, Abmessungen

Bild 3.30: Versuchsdurchführung Side-Pull-Test

Zu der in [32] publizierte Side-Pull-Test-Versuchsdurchführung ergeben sich folgende Abweichungen:

- Anbringung des Zugseils direkt im Fahrzeugschwerpunkt
- keine Schwerpunktsnachführung des Zugseils
- Reibwert Reifen-Fahrbahn durch Stahl-Untergrund niedriger als 0,85 [32]
- Keine Erfassung der Radlasten während der Versuchsdurchführung
- Punkte des Radabhebens werden optisch bestimmt und nicht über Radlasten
- keine Online-Messung des Seilwinkels
- Aufzeichnung des Fahrzeugwankwinkels
- Zuggeschwindigkeit 255 mm/min anstelle 25,4 mm/min [32]

Die fehlende Schwerpunktsnähernachführung wurde durch einen großen Abstand zwischen Umlenkrolle und Fahrzeugschwerpunkt und demzufolge einem kleinen Seilwinkel sowie durch die Bestimmung des Seilwinkels als Funktion des Wankwinkels und Korrektur der Kraftmessung nach Gleichung 3.14. kompensiert.

$$F_{zug} = F_{zug,mess} \cos \alpha \quad \text{Glg. 3.14}$$

Die Kraftmessung erfolgt mit einer Kraftmessdose. Der Side-Pull-Test konnte nur bis zu Wankwinkeln von 35 Grad durchgeführt werden, da das Zugseil ab diesem Winkel an der Dachkante des Fahrzeugs streifte. Mit der Annahme eines Starrkörperverhaltens wurde die Messung bis zum Tip-Over-Punkt extrapoliert.

Um die Überschussqueranregung während der Fahrversuche bestimmen zu können, wird die im Side-Pull-Test ermittelte notwendige Zugkraft für das stationäre Kippen entsprechend Gleichung 3.15 in eine äquivalente stationäre Querbeschleunigung als Funktion des Wankwinkels umgerechnet.

$$a_{y,Side-Pull} = \frac{F_{Zug}}{m_{Fahrzeug}} \quad \text{Glg. 3.15}$$

Bild 3.31 zeigt die stationär notwendige Querbeschleunigung des Fahrdynamikautos infolge der Side-Pull-Test-Messung und die notwendige Querbeschleunigung auf Basis von Starrkörperbetrachtungen für unterschiedliche SSF-Werte.

Es wird deutlich, dass das Versuchsfahrzeug nach dem Abheben beider Räder ein Starrkörperverhalten eines Fahrzeugs mit einem SSF von ca. 1.45 zeigt. Dies liegt unter anderem an der breiteren Abstützbasis der Krafteinwirkung infolge des Trip-Rails. Der Kraftangriffspunkt liegt an der Reifenaußenkante und nicht in der Latschmitte, was in der Messung zu einer virtuellen Erhöhung des SSF-Wertes führt.

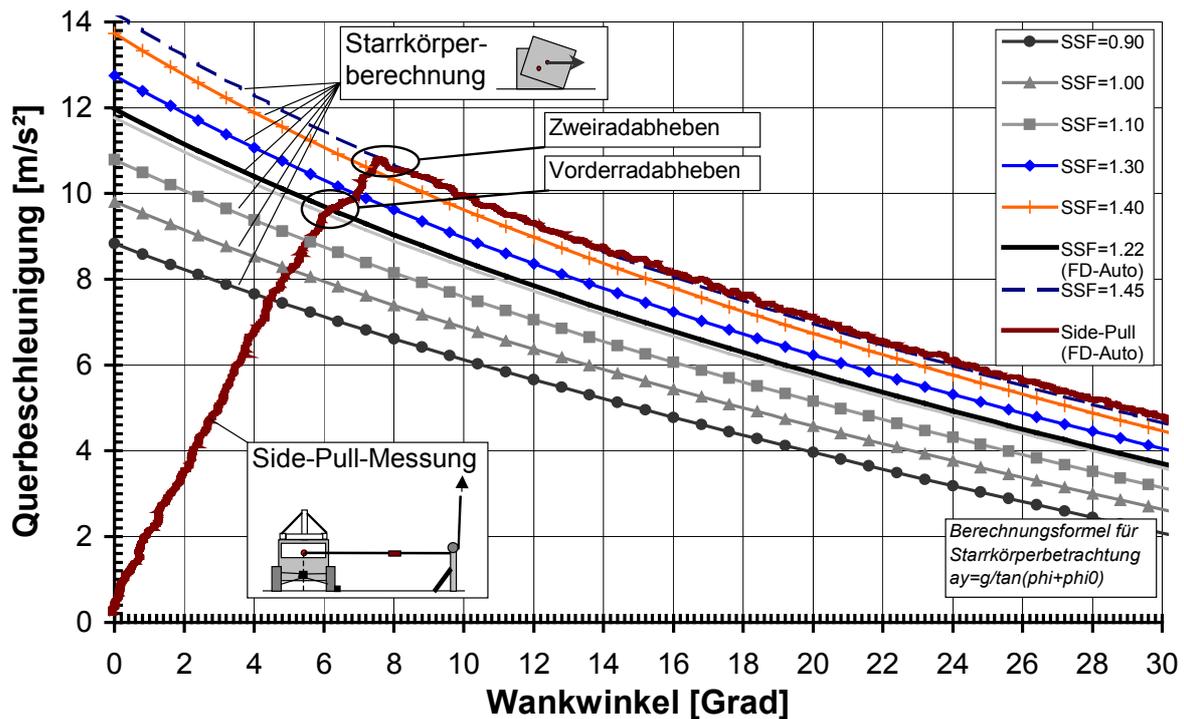


Bild 3.31: Äquivalente stationäre Kippquerbeschleunigung aus dem Side-Pull-Test für das Fahrdynamikauto

Es lässt sich eine abschnittsweise definierte Funktion für die notwendige stationäre Querbeschleunigung in Abhängigkeit vom Wankwinkel definieren. Bis zum Zweiradabheben wird das Fahrzeugverhalten durch ein Polynom 2. Ordnung, danach durch eine Funktion, die das Starrkörperverhalten beschreibt, angenähert. Glg. 3.16 zeigt die für das Fahrdynamikauto ermittelten Gleichungen. Zur Annäherung des Starrkörperverhaltens wurde ein SSF von 1.44 bestimmt (vgl. Bild 3.31).

$$a_{y,Side-Pull}(\varphi) = \begin{cases} -0.05|\varphi^2| + 1.80|\varphi| + 0.37 & \text{für } |\varphi| \leq \varphi_{Zweiradabheben} \\ \frac{g}{\tan(\varphi + \varphi_0)} & \text{für } |\varphi| > \varphi_{Zweiradabheben} \end{cases} \quad \text{mit } \varphi_0 = \frac{1}{\arctan(SSF)}$$

Glg. 3.16

Mit der abschnittsweise definierten Funktion für die notwendige stationäre Querbeschleunigung (Glg. 3.16) lässt sich bei Versuchsfahrten anhand des Wankwinkelverlaufs die momentan zum stationären Kippen notwendige Querbeschleunigung bestimmen. Aus der Differenz der stationär notwendigen und der aktuell vorhandenen Querbeschleunigung ergibt sich die Überschussquerbeschleunigung. Durch Integration der Überschussquerbeschleunigung und einen Vergleich von Kipp- und Nichtkippfahrten soll geklärt werden, ob sich Kippfahrten anhand der Dauer und Höhe des Querbeschleunigungsüberschusses identifizieren lassen. In Bild 3.32 ist für eine simulierte Kippfahrt eines VDA-Ausweichtests das zeitliche Integral der Überschussquerbeschleunigung als schraffierte Fläche dargestellt.

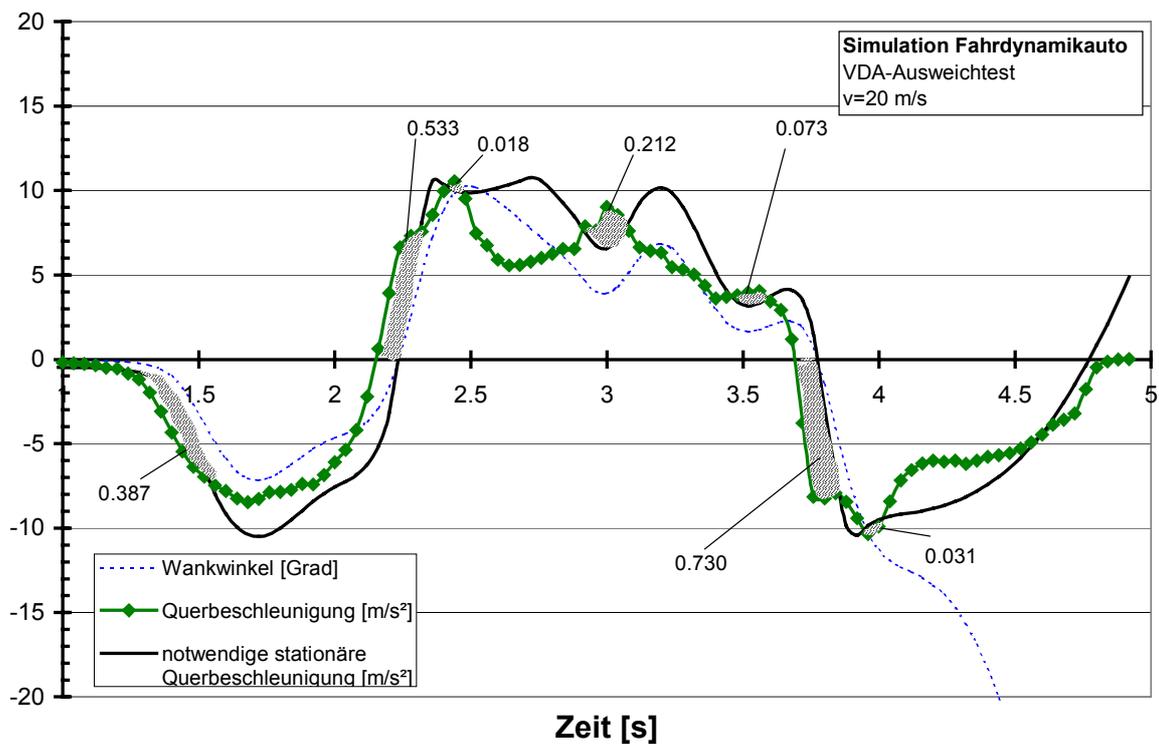


Bild 3.32: Überschussquerbeschleunigung bei einem VDA-Ausweichetest (Simulation Fahrodynamikauto)

3.3.3 Einfluss von Fahrzeugparametern auf die Rollstabilität

Die Simulation bietet die Möglichkeit, Fahrzeugparameter schnell zu variieren. Mit der Fahrodynamiksimulation wurden daher Fahrzeugparameter im Rahmen des im Serienautomobilbau üblichen variiert. Zur Bewertung der Auswirkung der Parameteränderung auf die Rollstabilität wurden zwei Methoden angewandt und verglichen.

1. Minimale Schwerpunktshöhe für Rollinstabilität
2. Minimal notwendige Fahrereingaben für Rollinstabilität

3.3.3.1 Bewertungsmaßstab Schwerpunktshöhe

Methode 1 stellt eine direkte Korrelation zwischen Fahrzeugparametern und der maximal zulässigen Schwerpunktshöhe in vorgegebenen Manövern her. In ausgewählten Fahrmanövern wird bei Variation von Fahrzeugparametern die Schwerpunktshöhe bestimmt, die zur Rollinstabilität führt. Um den Parametereinfluss zu quantifizieren, wird die Schwerpunktshöhe zum Kippen des Referenzfahrzeugs in Relation zur Schwerpunktshöhe des variierten Fahrzeugs gesetzt.

Die Referenzfahrzeugvariante der Sensitivitätsstudie unterscheidet sich vom Fahrodynamikbasisfahrzeug um eine um 15 kg niedrigere Dachmasse. Durch nachträgliche Versteifungen des Fahrodynamikautos war eine Anpassung der ursprünglichen Fahrzeugvariante notwendig geworden. Da bei der Sensitivitätsstudie nur relative Aussagen zur Referenzvariante erfolgen, ergibt sich keine Einschränkung in der Aussagekraft der Ergebnisse.

Aufgrund der umfangreichen Auswertung – manuelle Variation der Schwerpunktshöhe in 1 mm- Schritten bis zum Rollover – muss eine Beschränkung auf drei Fahrmanöver mit unterschiedlicher Fahrzeuanregung vorgenommen werden.

Das Lenkungsziehen charakterisiert den stationären Parametereinfluss. Der Lenkwinkelsprung dient zur Darstellung des Parametereinflusses beim Übergangverhalten des Fahrzeugs. Zur Untersuchung eines quasi-ingeschwungenen Zustandes wurde ein doppelter Lenksinus bezüglich Rollinstabilität untersucht. In Tabelle 3.6 sind die wichtigsten Parameter der untersuchten Fahrmanöver dargestellt.

Die Fahrmanöver wurden mit einem Geschwindigkeitsregler durchgeführt. Die ausgewählten Amplituden und Frequenzen orientieren sich an empirisch ermittelten kritischen Anregungen.

Tabelle 3.6: Fahrmanöver zur Analyse Rollstabilität als Funktion der Schwerpunktshöhe

Fahrmanöver	Geschwindigkeit	Amplitude, Frequenz	Bemerkungen
Lenkungsziehen	20 m/s	Max. 300°	Lenkradwinkelgeschwindigkeit 20°/s
Lenkwinkelsprung	20 m/s	A=180°	Lenkradwinkelgeschwindigkeit 1000°/s
Sinuslenken	20 m/s	A=180°, f=0,5 Hz	Zwei Sinuswellen

3.3.3.2 Bewertungsmaßstab kritische Fahrereingaben

Zur Untersuchung einer großen Bandbreite von Fahrzeuanregungen (Lenkradwinkelamplituden, -frequenzen und Fahrgeschwindigkeiten) wurden Sinuslenkradwinkelverläufe mit einer Einlauffunktion (vgl. Kapitel 3.3.1.4) eingesetzt. Der pro Fahrzeugvariante untersuchte Anregungsbereich entspricht dem in Tabelle 3.4 vorgestellten Sinuslenkvarianten. Es wurden jeweils zwei Sinusperioden simuliert.

Ein Auswertewerkzeug wurde entwickelt, das die Lenkradwinkelamplituden, -frequenzen und Fahrgeschwindigkeiten identifiziert, die zur Rollinstabilität des Fahrzeugs und Wankwinkeln größer als 50 Grad führten. Für die Sensitivitätsanalyse wurde das Kriterium für Rollinstabilität verschärft: Als Kriterium für Rollinstabilität dient dann der Wankwinkel, ab dem ein Kippen des Fahrzeugs ohne weitere Fahrzeuanregung erfolgt (Kapitel 3.1.2) oder wenn eine einseitige Radlastsumme von 0 N für länger als 0,5 Sekunden vorliegt. Das Radlastkriterium hat sich in empirischen Analysen der DaimlerChrysler AG als geeigneter Indikator für drohende Rollinstabilität in dynamischen Fahrmanövern herausgestellt.

Bild 3.33 zeigt für die Grundfahrzeugvarianten des Fahrdynamikautos ohne Kippgestell den Bereich des kritischen Fahrerinputs, der zu Wankwinkeln von größer als 50 Grad führt. Zur besseren Darstellung der kritischsten Amplituden werden in Bild 3.33 die Lenkradwinkelamplituden invertiert dargestellt. Dadurch wird sichergestellt, dass die kritischsten Amplituden, d.h. bei denen die niedrigsten Lenkradwinkelamplituden zum Kippen notwendig sind, durch längere ‚Nadeln‘ gekennzeichnet werden. Für alle untersuchten Parameter wurden Diagramme des kritischen Fahrerinputs erstellt.

Eine Fahrzeugvariante wird umso kippkritischer bewertet:

1. je niedriger die minimale Geschwindigkeit für Rollinstabilität ist
2. je niedriger die notwendige Lenkradwinkelamplitude ist
3. je größer der kippkritische Frequenzbereich bei konstanter Geschwindigkeit ist.

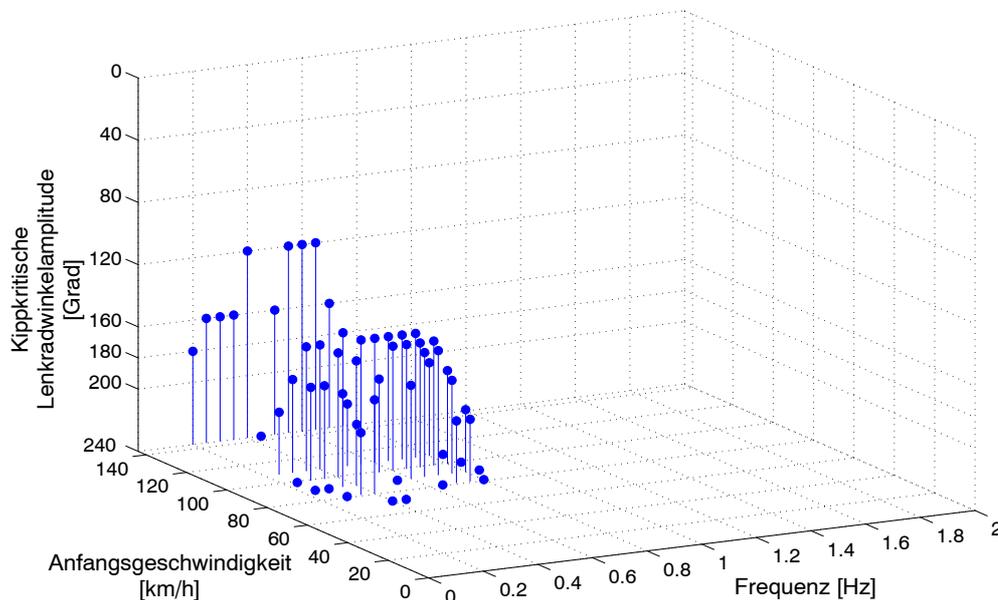


Bild 3.33: Beispiel für die Auswertung des kippkritischen Fahrerinputs bei Sinuslenken mit Einlauffunktion (Simulation Fahrdynamikauto, Basisvariante ohne Kippgestell, Kippkriterium: Wankwinkel > 50 Grad)

3.3.3.3 Auswahl der Fahrzeugparameter

Die zu untersuchenden Fahrzeugparameter lassen sich in Aufbauparameter und Fahrwerksparameter einteilen. Zu den Aufbauparametern zählen die Fahrzeuggeometrie, Massenverteilung und Trägheitsmomente sowie die Schwerpunkthöhe.

Während sich Aufbauparameter nur in begrenztem Umfang und zumeist nur ganz am Anfang der Entwicklung eines neuen Fahrzeugs frei gestalten lassen bzw. durch das Fahrzeugkonzept nahezu festgelegt sind, lassen sich Fahrwerksparameter noch während oder sogar am Ende des Produktentwicklungsprozesses verändern, um eventuell auftretende Rollstabilitätsprobleme auszumerzen. Die Variationsmöglichkeiten am Fahrwerk sind sehr vielfältig und reichen von verschiedenen Achskonzepten, Variation der Kinematik und Elastokinematik bis zu Variation der Federungs- und Dämpfungseigenschaften. Eine umfassende Bewertung aller möglichen Parameter würde den Rahmen der Arbeit sprengen. Es wurde eine Auswahl der zu untersuchenden Fahrwerksparameter vorgenommen, die dem Konstrukteur einen einfach realisierbaren Abstimmungsspielraum bieten. Der Einfluss von Dämpfungseigenschaften, die unmittelbar die Wankgeschwindigkeit beeinflussen, werden ebenso untersucht wie Stabilisatorvariationen, die das Wank- und Eigenlenkverhalten beeinflussen. Ein weiterer Schwerpunkt der Fahrwerksanalyse besteht in Parametern, die die Federungscharakteristik und speziell die dynamischen Radlasten beeinflussen. Durch

Veränderung der Puffersteifigkeit oder des Puffereinsatzes wird infolge der geänderten Verzögerung der Wankbewegung bei Erreichen des Federanschlages ein dynamisches Wankmoment induziert, das über die Radaufstandspunkte abgestützt werden muss und dadurch die dynamischen Radlasten beeinflusst.

Der Reifen kann als Bestandteil des Fahrwerks angesehen werden. In der verwendeten Simulationsumgebung lassen sich die Reifeneigenschaften jedoch nur begrenzt oder nur durch zusätzliche Validierung im Fahrversuch variieren. Daher wurde nur eine Veränderung der Reifenvertikalsteifigkeit, die zu einer veränderten Einfederung des Fahrzeugs führt, sowie eine Erhöhung des stationären Querkraftschlusspotentials von 7.5 m/s^2 auf 9 m/s^2 betrachtet. Dies entspricht einer möglichen Differenz zwischen einem Winterreifen und einem extrem sportlichen für hohe Trockenhaftung entwickelten Reifen. Der Reifeneinfluss wurde zusätzlich in einem von der Sensitivitätsanalyse unabhängigen Fahrversuch mit einem Kleinwagen untersucht. Dazu wurden drei für das Versuchsfahrzeug zugelassene Reifenvarianten hinsichtlich ihres stationären Kraftschlusspotentials und ihrer Kippgefährdung in dynamischen Fahrmanövern analysiert. Die Fahrzeugdaten des Kleinwagens können dem Anhang entnommen werden.

Während die Variation von Achslastverteilung, Geometrie Größen und Masse selbsterklärend ist, soll kurz auf die Variation der Dämpferkräfte und Federungscharakteristik eingegangen werden: Die Variation der Dämpferkräfte erfolgte durch Änderung der Dämpferübersetzung und bezieht sich auf die am Rad vorhandenen Dämpfungskräfte.

In Bild 3.34 ist die nicht-lineare Federungskennlinie der Vorderachse des Fahrdynamikautos in der Basiskonfiguration dargestellt. Positive Federwege entsprechen einer Radeinfederung. Eine Änderung der Federsteifigkeit führt zu einer Gradientenänderung im linearen Bereich der Federkennlinie. Puffereinsatz und Ausfederanschlag verschieben den linearen Bereich der Federkennlinie. Der nichtlineare

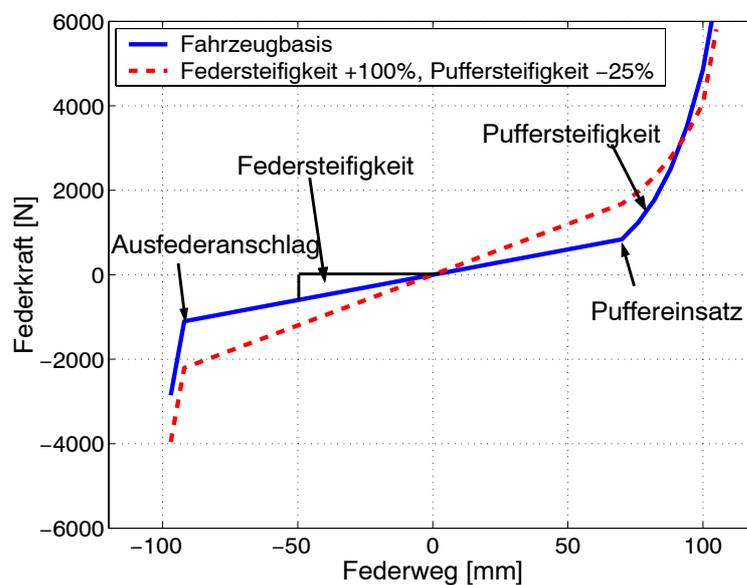


Bild 3.34: Parametervariation der Federkennlinie (Vorderachse Fahrdynamikauto)

Einfederbereich, der durch den Puffereinsatz und die Puffersteifigkeit verursacht wird, wurde durch eine Exponentialfunktion approximiert. Änderungen der Puffersteifigkeit erfolgen durch eine prozentuale Änderung des Exponenten der Exponentialfunktion.

Zusätzlich zu der Variation von Fahrzeugparametern werden noch Beladungseinflüsse, die im normalen Fahrbetrieb auftreten können, untersucht: Beladung mit 100 kg im Kofferraum,

sowie Beladung bis zum zulässigen Gesamtgewicht mit 400 kg im Schwerpunkt und 100 kg im Kofferraum.

In Tabelle 3.7 sind Fahrzeugparametervarianten und die auf die Rollstabilität erwarteten Auswirkungen zusammengefasst. Im Anhang befindet sich eine Zusammenstellung der Änderung der Fahrzeugdaten und des Einflusses der Parametervariationen auf fahrdynamische Kennwerte.

Tabelle 3.7: Parameterauswahl für Sensitivitätsanalyse in der Simulation

	Parameter	Variation	erwartetes Δ Stabilität	Begründung
Aufbauparameter	Spurweite	+ 5%	++	Rückstellmoment \uparrow durch größere Spurweite
	Spurweite	- 5%	--	Rückstellmoment \downarrow durch geringere Spurweite
	Schwerpunktshöhe	+ 5%	--	Rollmoment infolge Querbesehleunigung \uparrow
	Schwerpunktshöhe	- 5%	++	Rollmoment infolge Querbesehleunigung \downarrow
	Radstand	+ 10%	+	max. Giergeschwindigkeit \downarrow
	Radstand	- 10%	-	max. Giergeschwindigkeit \uparrow
	Achslastverteilung VA	+ 5%	++	Untersteuertendenz \uparrow , maximale Querbesehl. \downarrow
	Achslastverteilung VA	- 5%	--	Untersteuertendenz \downarrow , maximale Querbesehl. \uparrow
	Gierträgeitsmoment	+100%	++	max. Giergeschwindigkeit \downarrow
	Gierträgeitsmoment	- 50%	--	max. Giergeschwindigkeit \uparrow
	Wankträgeitsmoment	+100%	+/-	Wankbesehleunigung \downarrow , aber dyn. Wankmoment \uparrow
	Wankträgeitsmoment	- 50%	+/-	Wankbesehleunigung \uparrow , aber dyn. Wankmoment \downarrow
	Beladungseinfluß: 100 kg über der HA		--	Übersteuertendenz \uparrow , Giergeschw. \uparrow
	Beladungseinfluß: 400 kg SP+100 kg über HA		+/-	Schwerpunktshöhe \downarrow , Schwimmwinkelgradient \uparrow , Giergeschw. \uparrow
Fahrwerkparameter	Wankmomentenverteilung VA (Federn)	+10%	+	Untersteuertendenz \uparrow , maximale Querbesehl. \downarrow , aber früheres Vorderradabheben
	Federsteifigkeit	+100%	++	Schwerpunktsverlagerung der gefederten Massen \downarrow
	Stabilisatorsteifigkeit VA+HA	+ 25%	+	Schwerpunktsverlagerung der gefederten Massen \downarrow
	Stabilisatorsteifigkeit VA+HA	- 25%	-	Schwerpunktsverlagerung der gefederten Massen \uparrow
	Stabi-Steifigkeit HA	+100%	-	Übersteuertendenz \uparrow , Giergeschw. \uparrow
	Stabi-Steifigkeit VA	+ 100%	++	Untersteuertendenz \uparrow , Giergeschw. \downarrow
	Puffereinsatz	+ 25%	-	Schwerpunktsverlagerung \uparrow , dyn. Wankmoment \uparrow durch längere Aufbaubesehleunigung
	Puffereinsatz	- 25%	+	Schwerpunktsverlagerung \downarrow , dyn. Wankmoment \downarrow durch kürzere Aufbaubesehleunigung
	Ausfederanschlag	+ 25%	+	Rückstellmoment \uparrow durch früheres Anheben der ungedederten Massen
	Ausfederanschlag	- 25%	-	Rückstellmoment \downarrow durch späteres Anheben der ungedederten Massen
	Reifenvertikalsteifigkeit	+25%	+	Schwerpunktsverlagerung \downarrow durch Reifeneinfederung
	Reifenvertikalsteifigkeit	-25%	-	Schwerpunktsverlagerung \uparrow durch Reifeneinfederung
	Puffersteifigkeit	+ 25%	+	größere Verzögerung der Wankbewegung, Erhöhung des dyn. Wankmoments

Parameter		Variation	erwartetes Δ Stabilität	Begründung
Fahrwerksparameter	Puffersteifigkeit	- 25%	-	geringere Verzögerung der Wankbewegung, Erniedrigung des dyn. Wankmoments
	Dämpferkraft VA+HA	+ 100%	++	Wankbeschleunigung \downarrow , aber dynamische Radlasten $\uparrow \rightarrow$ höher Querschleunigungsspitzen, Energiedissipation \uparrow
	Dämpferkraft VA+HA	- 50%	--	Wankbeschleunigung \uparrow , aber dynamische Radlasten \downarrow, \rightarrow geringere Querschleunigungsspitzen, Energiedissipation \downarrow
	Dämpferkraft VA	+ 100%	+	dyn. Untersteuertendenz \uparrow , maximale Querschleunigung \downarrow
	Dämpferkraft HA	- 50%	-	dyn. Untersteuertendenz \downarrow , maximale Querschleunigung \uparrow
	Dämpferkraft VA	+100%	+	dyn. Untersteuertendenz \uparrow , maximale Querschleunigung \downarrow
	Dämpferkraft HA	+100%	-	dyn. Untersteuertendenz \downarrow , maximale Querschleunigung \uparrow
	Kraftschlussbeiwert/ max. Querbeschl:	+ 20%	--	max. Querschleunigung \uparrow

3.4 Fazit

Zur Untersuchung der dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen muss zunächst definiert werden, wann von einem kippenden Fahrzeug gesprochen werden kann. Dazu wurden Definitionen aus der Literatur bewertet sowie eine eigene Definition für die Rollstabilitätsschwelle vorgeschlagen.

Das dynamische Kippen eines Fahrzeugs stellt eine räumliche Bewegung dar, die den Gesetzen der Kinetik im Raum folgt. Auf Basis der Kinetik im Raum wurden Einflussfaktoren auf die Rollstabilität aufgezeigt. Es besteht eine Bewegungskopplung der Rotationen im Raum infolge von Gyroskopieeffekten. Eine Analyse des Einflusses von Kreismomenten auf die Rollstabilität zeigte jedoch, dass diese vernachlässigbar gering sind. Die Methodik zur Untersuchung der dynamischen Rollstabilität stützt sich auf die beiden Säulen Fahrversuche und Simulationen und adressiert im Wesentlichen drei Bausteine des Forschungsansatzes. Fahrversuche sind notwendig, um die Simulationen zu validieren und realitätsnahe Fahrzeuganregungen im Closed-Loop-Betrieb zu erhalten sowie um den Einfluss von Reifeneigenschaften analysieren zu können. Simulationen bieten aufgrund der Reproduzierbarkeit und Konstanz der Fahrbedingungen sowie der einfachen Variation von Fahrzeugparametern eine optimale Basis für Parameterstudien und Sensitivitätsanalysen.

Für die Untersuchungen wird ein Versuchsfahrzeug eingesetzt, das in seiner Grundkonstruktion einem modernen Serienpersonenkraftwagen entspricht, einen SSF im Bereich von Vans aufweist, eine einfache Variabilität von Fahrzeugparametern bietet, sowie ein stationär stabiles, instationär rollinstabiles Fahrzeugverhalten aufweist. Das Versuchsfahrzeug wurde in der detaillierten Fahrdynamiksimulation FADYS der

DaimlerChrysler AG abgebildet. Eine Validierung der Simulation mit Fahrversuchen zeigt eine gute Abbildungsgüte des Fahrzeugverhaltens bis in den fahrdynamischen Grenzbereich und bis hin zum Untripped-Rollover.

Zur Untersuchung kippkritischer Anregungsformen werden stationäre, sprungartige, harmonische Open-Loop-Anregungen sowie reale Closed-Loop-Manövern im Zeitbereich analysiert. Auf Basis von harmonischen Lenkanregungen und Kraftanregungen im Schwerpunkt soll das Fahrzeugverhalten im Frequenzbereich untersucht und der Einfluss von Resonanzfrequenzen bestimmt werden.

Ein Vergleich fahrdynamischer Größen von Kippfahrten wird zur Bestimmung von Bedingungen für die dynamische Rollstabilität herangezogen. Ein weiterer Ansatz wird auf Basis der Höhe und Dauer der Überschussquerbeschleunigung gegenüber der stationär notwendigen Querbeschleunigung zum Kippen verfolgt.

Zur Analyse und Quantifizierung von Einflussfaktoren auf die Rollstabilität werden Fahrzeugparameter am Versuchsfahrzeug in der Simulation variiert. Zur Quantifizierung werden zwei Ansätze verfolgt. Einerseits wird die notwendige Schwerpunktshöhe für das parametervarierte Fahrzeug in drei unterschiedlichen Fahrmanövern ermittelt, andererseits wird der notwendige Fahrerinput zum Kippen bei Sinuslenken bewertet. Dazu wird in der Simulation durch Variation von Fahrgeschwindigkeit, Lenkradwinkelamplitude und -frequenz ein großes Anregungsspektrum erfasst und die kritischen Lenk- und Geschwindigkeitskombinationen bestimmt.

4 Ergebnisse

4.1 Definition der Kippschwelle für das Fahrdynamikauto

Die Ermittlung der Kippschwelle bzw. die Definition, wann ein Fahrzeug als rollinstabil anzusehen ist, stellt eine wichtige Grundlage für die Bewertung der Rollstabilität dar. Ihre Definition ist zudem für automatisierte Auswertungen von Fahrversuchs- und Simulationsdaten erforderlich.

Einen ersten Ansatz stellt dabei die Ermittlung des einseitigen Radlastverlusts dar. Er lässt sich stationär mit einem Side-Pull-Test (Kapitel 1.3.2.1) ermitteln und als Funktion der Zugkraft und des Wankwinkels definieren. In Bild 4.1 ist der gemittelte Zugkraftverlauf von mehreren Side-Pull-Messungen für das Fahrdynamikauto dargestellt. Zunächst verliert die Vorderachse bei einem Wankwinkel von 6.5 Grad einseitig Bodenkontakt, dies äußert sich durch eine Gradientenänderung im Zugkraftdiagramm, da nun die Hinterachse alleine das komplette Rollmoment infolge der Zugkraft abstützen muss. Das stationäre Abheben beider Räder erfolgt direkt nach dem Überschreiten des Zugkraftmaximums, im Falle des Versuchsfahrzeugs bei einem Wankwinkel von 7.8 Grad.

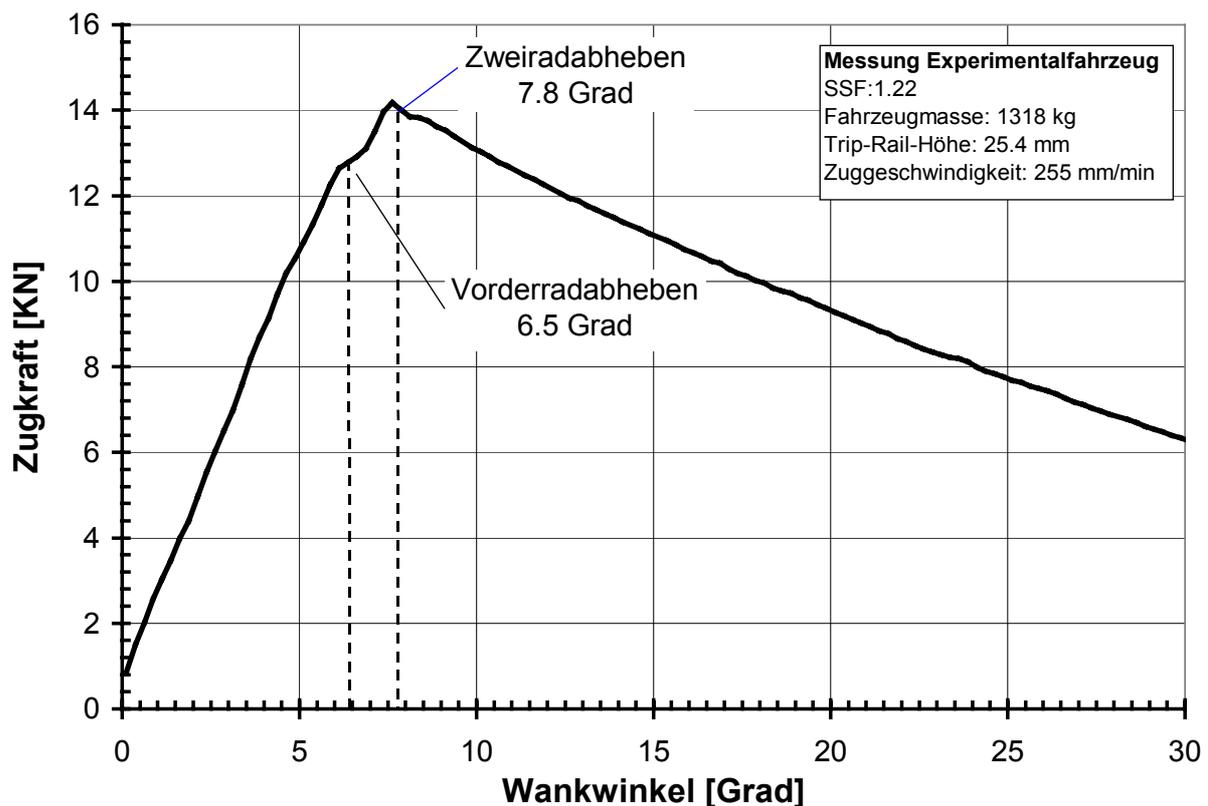


Bild 4.1: Ermittlung des Zweiradabhebens mittels Side-Pull-Test für das Fahrdynamikauto

Das Abheben zweier Räder ist nicht zwangsläufig mit einem Rollover verbunden und ist daher ein erster, aber kein hinreichender Indikator für die Rollinstabilität eines Fahrzeugs. Durch schnelles Lenken aus der Kurve [71] oder durch Bremsengriffe kann die Querkraftanregung reduziert oder komplett entfernt und ein Fahrzeug auch nach dem

Zweiradabheben wieder stabilisiert werden. Mit Lenkeingriffen kann sogar eine Stabilisierung durch Querkraftumkehrung erfolgen.

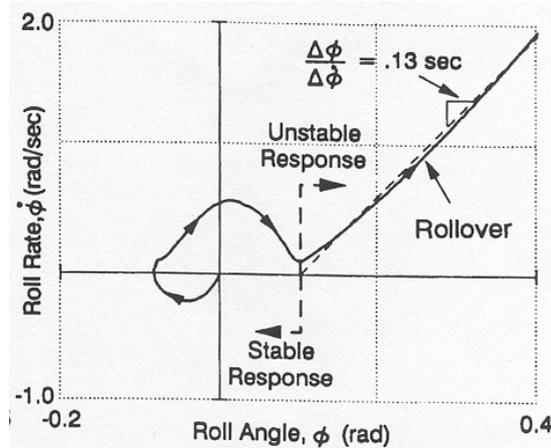


Bild 4.2: Kippschwelle nach Allen et. al. [5]

In einem zweiten Schritt wurde daher untersucht, ob sich die Rollstabilitätsgrenze – wie von Allen et al. [5] publiziert – als Funktion von Wankwinkel und Wankgeschwindigkeit (Bild 4.2) definieren lässt. Allen et al. [5] geben einen Stabilitätspunkt an, ab dem in einem Diagramm der Wankbewegung die Wankgeschwindigkeit mit einem fahrzeugspezifischen Gradienten proportional ansteigt. Die auf Simulationen beruhende Darstellung von Allen et al. [5] wurde zu diesem Zweck mit Fahrversuchen überprüft.

In Bild 4.3 sind im Rahmen dieser Arbeit durchgeführte Fahrversuchsmessungen eines

Kleinwagens im ‚Elchtest‘ dargestellt. Die Messungen stimmen qualitativ mit den Simulationen nach Allen et al. überein, jedoch kann auch nach Überschreiten des Stabilitätspunktes eine Stabilisierung des Fahrzeugs eintreten (Bild 4.3). Bei den Fahrten erfolgte jedoch nicht, wie vermutet werden könnte, eine Stabilisierung des Rollvorgangs durch schnelles Gegenlenken.

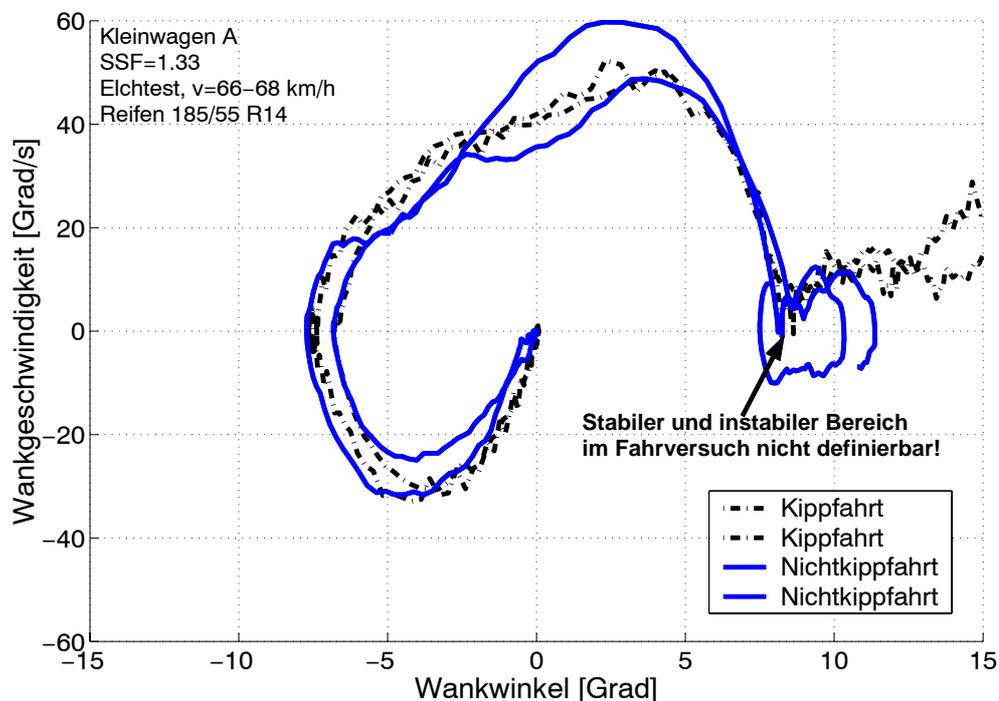


Bild 4.3: Kippschwelle nach Allen im Fahrversuch

Eine Definition der Kippschwelle nach Allen et al. auf Basis einer Betrachtung von Wankgeschwindigkeit als Funktion des Wankwinkels ist daher nicht sinnvoll, dennoch liefert Allens Betrachtungsweise einen Indikator für das Erreichen des kippkritischen Bereichs und könnte beispielsweise zur Detektion von drohenden Fahrzeugüberschlägen genutzt werden.

Der Punkt des einseitigen Radlastverlusts und der Ansatz von Allen et al. sind nicht geeignet, um die dynamische Rollstabilitätsgrenze für das Fahrdynamikauto zu definieren. Daher wurde untersucht, ab wann eine Stabilisierung des Fahrzeugs durch Wegnahme der Querkraftanregung alleine nicht mehr möglich ist.

Wird ein Fahrzeug durch eine Querkraft soweit einseitig angehoben, dass der Fahrzeugschwerpunkt außerhalb der Radaufstandspunkte (Tip-Over-Punkt) liegt, dann kippt das Fahrzeug ohne weitere äußere Krafteinwirkung selbständig um (Kapitel 1.2). Aus Glg. 3.1 ergibt sich für das Fahrdynamikauto mit einem SSF von 1.22 ein Wankwinkel $\varphi_{\text{Tip-Over}} = 50.7$ Grad für die statische Rollinstabilität. Aus einem Side-Pull-Test ermittelt sich der Tip-Over-Punkt für den Fall, dass die erforderliche Zugkraft null wird. Aus technischen Gründen konnten nur Querzugversuche bis zu Wankwinkeln von 35 Grad durchgeführt werden und damit keine Validierung der Starrkörperberechnungen durchgeführt werden.

Die Überlegungen zum Starrkörperkippwinkel basieren allein auf dem statischen Momentengleichgewicht und sind nur für Kippvorgänge mit hinreichend kleinen Winkelgeschwindigkeiten und -beschleunigungen gültig. Wird die Queranregung vor Erreichen des Tip-Over-Punktes gestoppt, fällt das Fahrzeug in seine Ausgangslage zurück. Bei realen Kippfahrten wird jedoch der Aufbau beschleunigt und Rotationsenergie in der Aufbaubewegung gespeichert.

Durch die Umwandlung der gespeicherten kinetischen Rotationsenergie in potentielle Energie wird das Fahrzeug auch dann noch angehoben, wenn die Queranregung vor dem Erreichen des Tip-Over-Punktes aufhört.

Durch den Vergleich der aktuellen notwendigen potentiellen Energie zum Anheben des Fahrzeugs in den Tip-Over-Punkt mit der momentanen kinetischen Rotationsenergie lässt sich der Wankwinkel ermitteln, bei dem ein Fahrzeug ohne weitere Querkrafteinwirkung kippt.

Bei einer ebenen Starrkörperbetrachtung (vgl. Bild 3.2) des Fahrzeugkippens ergibt sich für die potentielle Energie im Tip-Over-Punkt:

$$E_{\text{pot,Tip-Over}} = mgh_{\text{Tip-over}} = mg\sqrt{h_s^2 + \left(\frac{s_w}{2}\right)^2} \quad \text{Glg. 4.1}$$

die aktuelle potentielle Energie des Fahrzeugs beträgt:

$$E_{\text{pot}}(\varphi) = mgh(\varphi) = mg\sqrt{h_s^2 + \left(\frac{s_w}{2}\right)^2} \sin(\varphi + \varphi_0) \quad \text{mit } \varphi_0 = \arctan\left(\frac{1}{\text{SSF}}\right) \quad \text{Glg. 4.2}$$

die aktuelle Rotationsenergie ergibt sich mit dem Trägheitsmoment $J_{xx,A}$ um den kurvenäußeren Radaufstandspunkte zu:

$$E_{\text{rot}} = \frac{1}{2} J_{xx,A} \dot{\varphi}^2 \quad \text{Glg. 4.3}$$

Wenn

$$E_{\text{pot,TipOver}} - E_{\text{pot}}(\varphi) \leq E_{\text{rot}}(\dot{\varphi}) \quad \text{Glg. 4.4}$$

ist, dann reicht die gespeicherte kinetische Energie aus, um das Fahrzeug in den Tip-Over-

Punkt zu heben. Dieser Ansatz entspricht prinzipiell der von Naclez [128,130] vorgestellten Rollover-Prevention-Energy-Reserve (RPER) (Kapitel 1.3.2.2).

Um die Energieanteile nach Glg. 4.1-4.4 zu bestimmen, wurde in der Fahrdynamiksimulation FADYS [47] ein Lenkwinkelsprung mit dem Fahrdynamikauto simuliert (Bild 4.4). Bei einem Wankwinkel von 24 Grad ist die kinetische Energie in der Aufbaurotation größer als die verbleibende benötigte potentielle Energie, um das Fahrzeug in den Tip-Over-Punkt heben zu können. Im Gegensatz zur statischen Gleichgewichtsbetrachtung ergibt sich eine deutlich niedrigere Kippschwelle, bei der ein Fahrzeugkippen ohne weitere äußere Krafteinwirkung erfolgt.

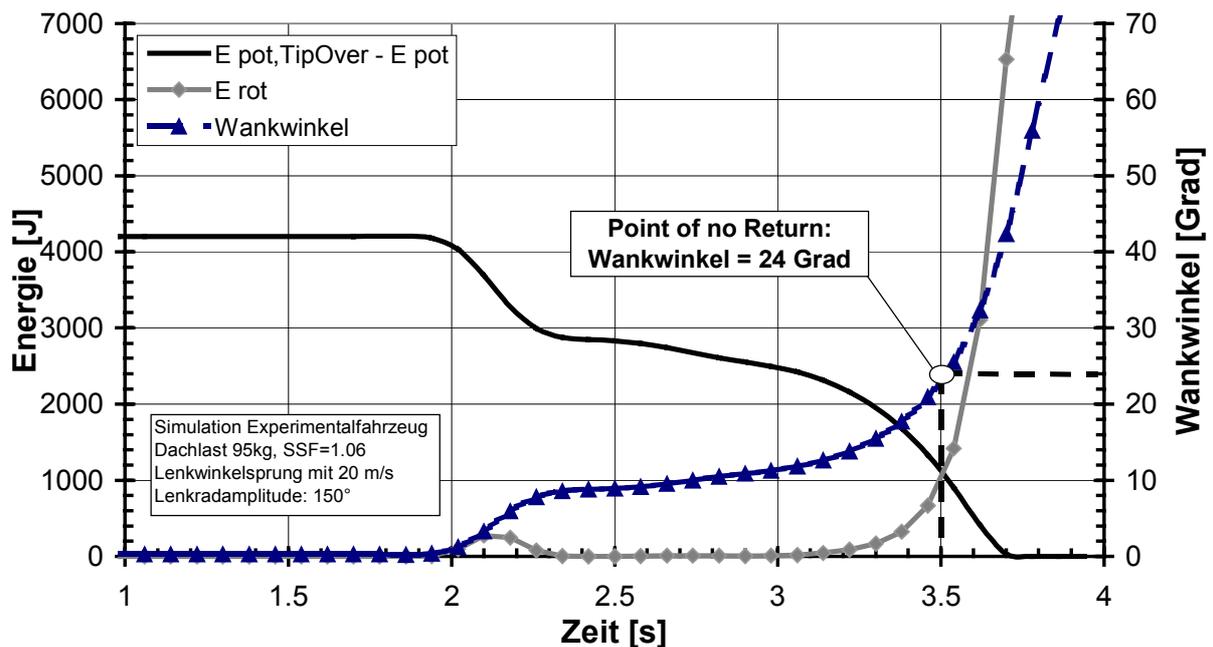


Bild 4.4: Ermittlung des ‚Point of no Return‘ auf Basis von Energiebetrachtungen

Betrachtet man das Gesamtsystem Fahrer-Fahrzeug-Umwelt als Regelkreis (Bild 4.5), dann wird deutlich, dass aufgrund der Fahrerreaktionszeit und des Phasenverzugs zwischen Lenkwinkelvorgabe und Seitenkraftaufbau der Reifen in praxisnahen Fahrmanövern die Kippschwelle schon unterhalb des ‚Point of no Return‘ (beim Fahrdynamikauto bei 24 Grad Wankwinkel) erreicht wird. Da die Reaktionszeiten des Fahrers interindividuell erheblich variieren können und auch der Phasenverzug zwischen Seitenkraftaufbau und Lenkwinkleingabe beträchtlich durch die Reifencharakteristik, die Lenkungsdynamik und Fahrwerkskinematik sowie -elastokinematik beeinflusst wird, ist eine exakte Definition der Kippschwelle unter Berücksichtigung des Regelkreisverhaltens schwierig.

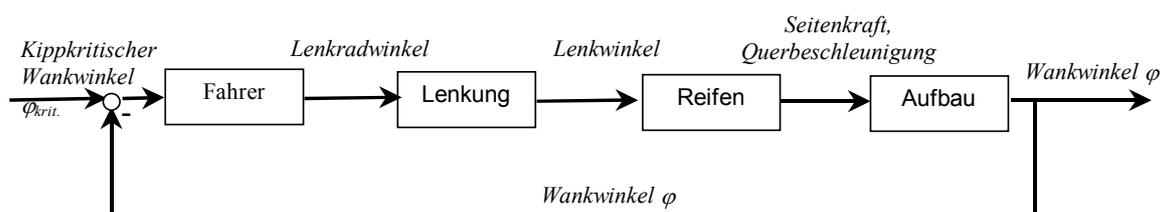


Bild 4.5: Regelkreismodell zur Kippvermeidung

Daher wurde für das Fahrdynamikauto ermittelt, ab welchem Wankwinkel sich bei Fahrversuchen im VDA-Ausweichtest keine Eigenstabilisierung um die Rollachse mehr einstellt und das Fahrzeug auf die Stabilisierung durch das installierte Kippgestell angewiesen ist. Die Ausleger des Kippschutzes waren bei den Fahrversuchen aus Sicherheitsgründen so ausgelegt, dass bei ca. 18 Grad Wankwinkel der Bodenkontakt erfolgte. In Bild 4.6 sind die maximal erreichten Wankwinkel dargestellt. Nahezu alle Messungen übersteigen die im Side-Pull-Test für das Fahrdynamikauto ermittelte Grenze für den einseitigen Radlastverlust. Die Mehrheit der Fahrten mit einseitigem Radlastverlust und ohne Bodenkontakt des Kippgestells weisen Wankwinkel kleiner als 12 Grad auf. Bis 12 Grad kommt es zu einer Eigenstabilisierung des Fahrdynamikautos, darüber deutete sich der Übergangsbereich zum rollinstabilen Verhalten an, bei dem nur geringfügig andere Randbedingungen zum Bodenkontakt des Kippgestells geführt hätten. Für das Fahrdynamikauto wurde daher eine konservative Kippschwelle bei einem Wankwinkel von 12 Grad definiert.

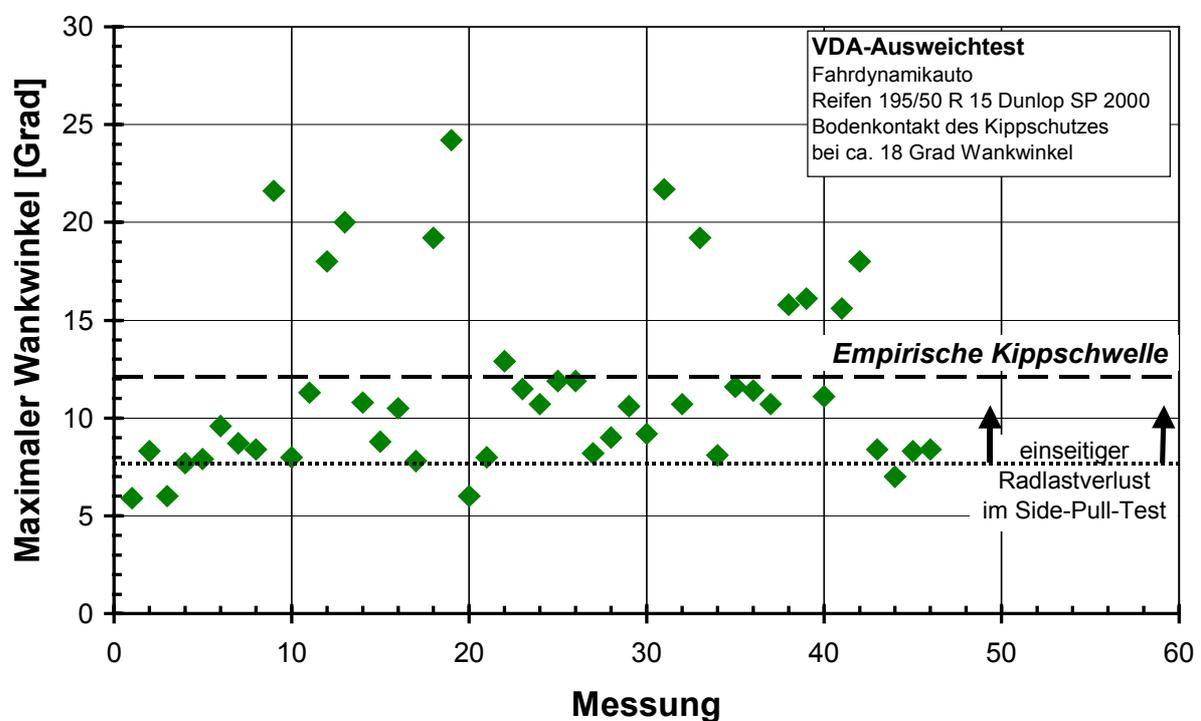


Bild 4.6: Maximale Wankwinkel im VDA-Ausweichtest, Messungen Fahrdynamikauto mit Kippschutz

4.2 Kritische Anregungsformen

4.2.1 Kritische Lenkstrategien in Closed-Loop-Fahrmanövern

4.2.1.1 Lenkamplituden und Lenkgeschwindigkeiten

Zur Untersuchung, welche Lenkeingaben mit dem Fahrer im Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt zur Rollinstabilität führen, wurden Fahrversuche sowohl mit einem Kleinwagen als auch mit dem Fahrdynamikauto durchgeführt. Als Fahrmanöver wurde beim Kleinwagen der

‚Elchtest‘, beim Experimentalfahrzeug der VDA-Ausweichtest, sowie ein 10*18m Slalom ausgewählt.

Bei den Fahrversuchen mit dem Kleinwagen hatten vier Expertenfahrer die Fahraufgabe, den Kleinwagen im ‚Elchtest‘ kippkritisch anzuregen. Die Intention der Fahrer lag nicht auf dem Bestehen des Tests. Alle vier Fahrer konnten das Fahrzeug so anregen, dass es kippte und nur durch das installierte Kippgestell vor dem Rollover bewahrt wurde. 13 Kippfahrten wurden mit dem Kleinwagen dokumentiert. In Bild 4.7 sind im Vergleich die Lenkradwinkeleingaben der Fahrer für Kippfahrten mit einer nahezu konstanten Einfahrtsgeschwindigkeit von 66 bis 68 km/h dargestellt.

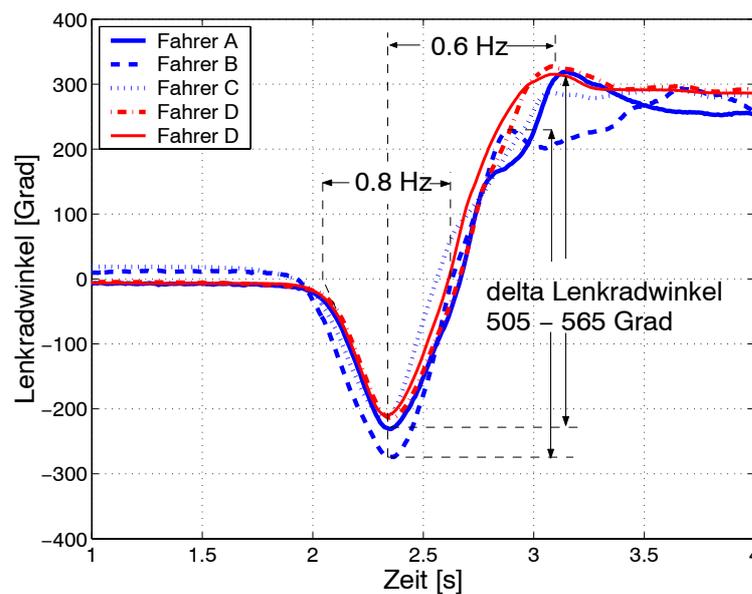


Bild 4.7: Kippkritischer Lenkradwinkelverlauf für einen Kleinwagen im ‚Elchtest‘, verschiedene Fahrer mit Einfahrtsgeschwindigkeiten zwischen 66 bis 68 km/h

Die Lenkeingaben weisen einen quasiharmonischen Verlauf auf, der in einem abschließenden Lenkwinkelplateau mündet. Während die maximalen Lenkradwinkelamplituden interindividuell variieren, liegen die Differenzen der maximalen Lenkradwinkelamplituden bei einer nahezu konstanten Einfahrtsgeschwindigkeit von 66-68 km/h im Bereich von 505-560 Grad und sind damit für die verschiedenen Fahrer annähernd gleich. Die Differenz zwischen den gelenkten Amplitudenmaxima ist daher im Vergleich zu der absoluten Höhe der Lenkeingaben ein geeigneteres, nahezu fahrerunabhängiges Maß zur Analyse kippkritischer Lenkeingaben.

In Bild 4.8 ist für kippkritische Anregungen des Kleinwagens im ‚Elchtest‘ die Abhängigkeit der maximalen Lenkamplitudendifferenzen und der Lenkgeschwindigkeiten von der Fahrgeschwindigkeit dargestellt. Die Lenkradwinkelamplitudendifferenzen variieren geringfügig um ca. $\frac{1}{3}$ Lenkradumdrehung zwischen 455 und 580 Grad. Die maximalen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten bewegen sich mit Werten deutlich über 1000 Grad/s auf sehr hohem aber annähernd gleichem Niveau. Eine Abhängigkeit der rollstabilitätskritischen Lenkamplitudendifferenzen und –geschwindigkeiten von der Fahrgeschwindigkeit ist im untersuchten Geschwindigkeitsbereich für das Closed-Loop-Fahrmanöver ‚Elchtest‘ nicht

signifikant und kann daher bei der Analyse kritischer Lenkeingaben in doppelten Spurwechseln vernachlässigt werden.

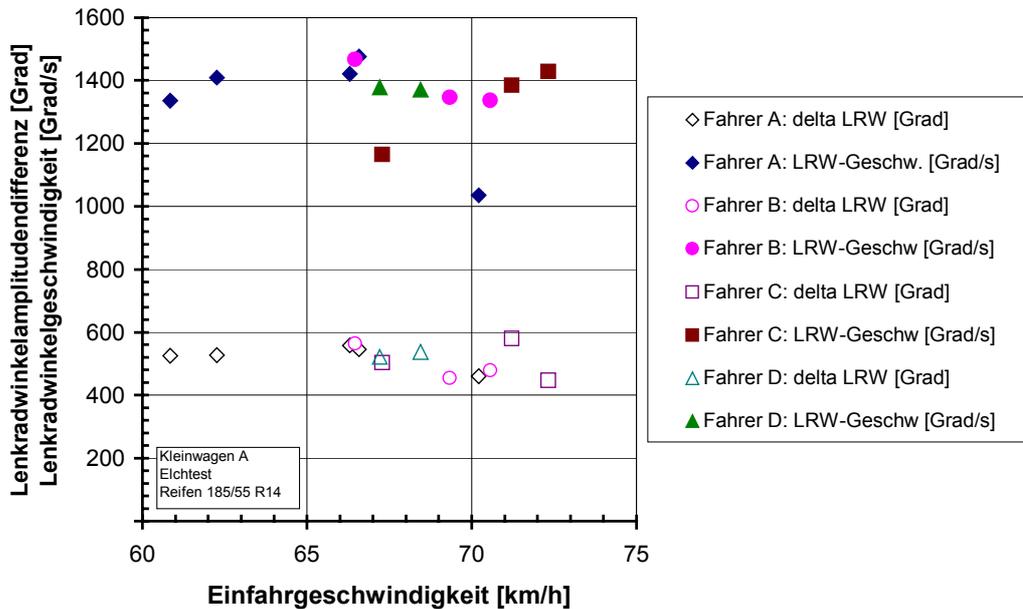


Bild 4.8: Abhängigkeit der kippkritischen Lenkstrategie von der Fahrgeschwindigkeit für einen Kleinwagen im ‚Elchtest‘ (verschiedene Fahrer)

In Bild 4.9 und Bild 4.10 sind maximale Lenkamplitudendifferenzen und –geschwindigkeiten von Kippfahrten und Nichtkippfahrten für den Kleinwagen und das Fahrdynamikauto aufgetragen. Kippfahrten sind dabei durch einen Wankwinkel größer als 12 Grad definiert (vgl. Kapitel 4.1), Nichtkippfahrten wiesen dagegen einen Wankwinkel von kleiner als 10 Grad auf.

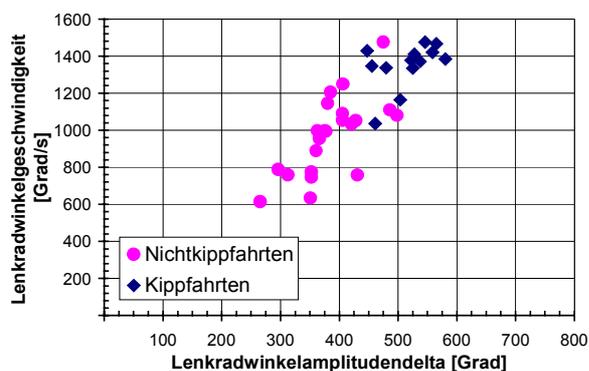


Bild 4.9: Vergleich Lenkeingaben Kippfahrten-Nichtkippfahrten im ‚Elchtest‘ mit einem Kleinwagen

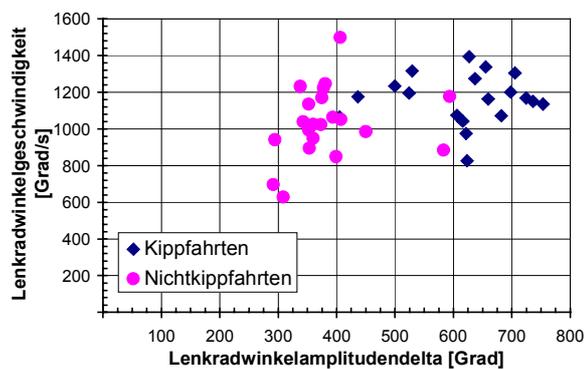


Bild 4.10: Vergleich Lenkeingaben Kippfahrten-Nichtkippfahrten im VDA-Ausweichtest mit dem Fahrdynamikauto

Im Gegensatz zum Kleinwagen wurden die Lenkradverläufe beim Fahrdynamikauto im VDA-Ausweichtest ermittelt, wobei die Intention der Fahrer wie beim untersuchten ‚Elchtest‘ nicht auf dem Bestehen des Tests, sondern in der kippkritischen Anregung des Fahrzeugs lag. Dies bedeutet, dass einzelne Pylonen ‚geworfen‘ wurden, ohne dass der Test als unbrauchbar eingestuft wurde. Die Einfahrgeschwindigkeiten in die Ausweichtests variierten beim Kleinwagen von 54 bis 74 km/h und beim Fahrdynamikauto von 61 bis 77 km/h.

Sowohl beim Kleinwagen als auch beim Fahrdynamikauto sind höhere Lenkamplitudendifferenzen und Lenkgeschwindigkeiten für Kippfahrten als für Nichtkippfahrten notwendig. Vereinzelt wurden auch bei Nichtkippfahrten hohe Lenkamplitudendifferenzen und –geschwindigkeiten erreicht. Dennoch ist ein eindeutiger Trend erkennbar, dass kippkritische Lenkstrategien mit hohen Lenkgeschwindigkeiten bei hohen Lenkamplitudendifferenzen verknüpft sind. Bei den beiden Fahrzeugen lagen kippkritische Lenkgeschwindigkeiten stets oberhalb von $800^\circ/\text{s}$ und die Lenkamplitudendifferenzen oberhalb von 400 Grad.

4.2.1.2 Anregungsfrequenzen

Kippkritische Lenkanregungen im ‚Elchtest‘ weisen für den untersuchten Kleinwagen einen quasiharmonischen Verlauf auf (Bild 4.7). In Bild 4.11 sind typische Lenkradwinkelverläufe dargestellt, die zum Kippen des Fahrdynamikautos im VDA-Ausweichtest führten. Die Einfahrgeschwindigkeiten betragen jeweils 72 km/h (20 m/s). Die Lenkradwinkelverläufe zeigen ebenfalls einen quasiharmonischen Verlauf. Im Gegensatz zum Kleinwagen kippt das Fahrdynamikauto aber erst nach einer kompletten Lenksinusperiode und einem abschließenden Ansatz für eine Sinushalbperiode. Diese weist eine deutlich höhere Amplitude und wie beim Kleinwagen den Charakter eines Lenkwinkelsprungs auf. Bezogen auf das Fahrmanöver bedeutet dies ein Kippen in der 3. Gasse im Gegensatz zum Kippen in der 2. Gasse beim Kleinwagen.

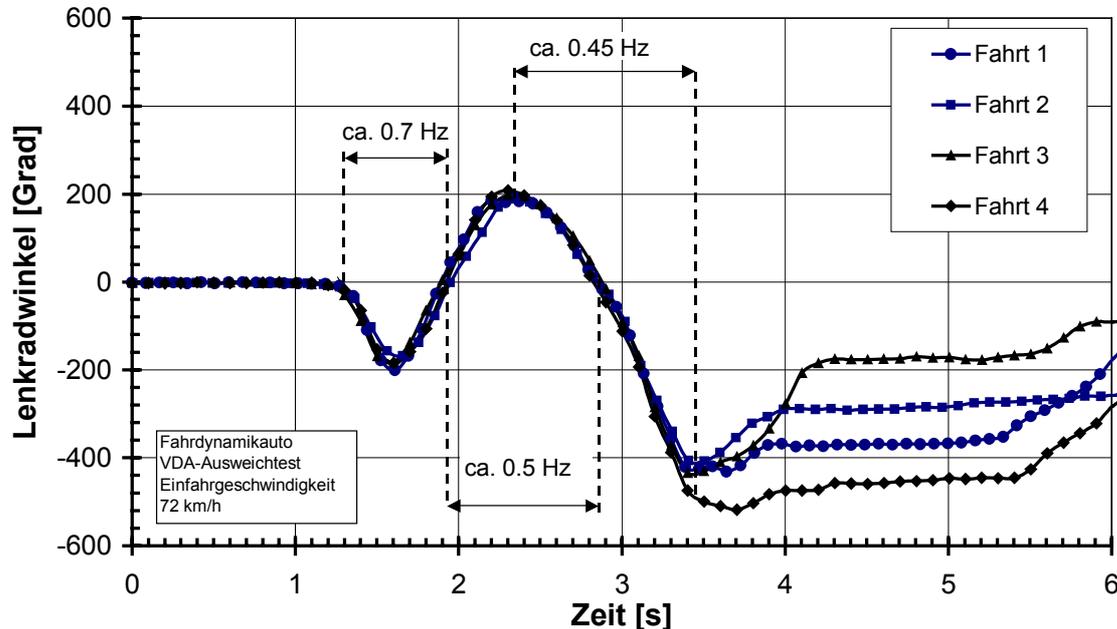


Bild 4.11: Kippkritische Lenkradeingaben für das Fahrdynamikauto (unbeladen) im VDA-Ausweichtest mit einer konstanten Einfahrgeschwindigkeit von 72 km/h

Aufgrund der quasiharmonischen Lenkeingaben liegt neben der Analyse von Lenkamplituden und –geschwindigkeiten daher eine Betrachtung von Anregungsfrequenzen nahe. Dabei ist neben der Lenkanregungsfrequenz des Gesamtfahrzeugs auch die Anregungsfrequenz des Aufbaus infolge der Querschleunigung von Interesse.

Bild 4.12 und Bild 4.13 zeigen für das Fahrdynamikauto sowohl typische kippkritische Lenkeingaben als auch simulierte Querbeschleunigungsverläufe in den beiden Closed-Loop-Fahrmanövern ‚VDA-Ausweichtest und Slalom‘. Während die Lenkradwinkelverläufe einen quasiharmonischen Verlauf aufweisen, zeigt die Querbeschleunigungsanregung dagegen einen unharmonischen Verlauf. Eine direkte Ermittlung kritischer Anregungsfrequenzen ist daher nicht möglich. Zur Bestimmung der kritischen Anregungsfrequenzen werden daher zwei Methoden angewendet. Durch eine Approximation der Lenkwinkelverläufe durch Sinushalbwellen und Bestimmung der Lenkradwinkelulldurchgänge oder der Zeit zwischen zwei Amplitudenmaxima kann auf die Periodendauer der gesamten Schwingung und damit auf den Anregungsfrequenzanteil der Halbwelle geschlossen werden. Die zweite Methode besteht in einer Fast-Fourier-Transformations-Analyse (FFT). Dazu wurde die Auswertelogik der Programmierumgebung MATLAB eingesetzt und eine diskrete FFT in den in Bild 4.12 und Bild 4.13 dargestellten Zeitausschnitte mit einer Rechteckfenster-Funktion durchgeführt sowie das Power Spectrum, ein Maß für die Ausprägung der einzelnen Frequenzanteile, ermittelt.

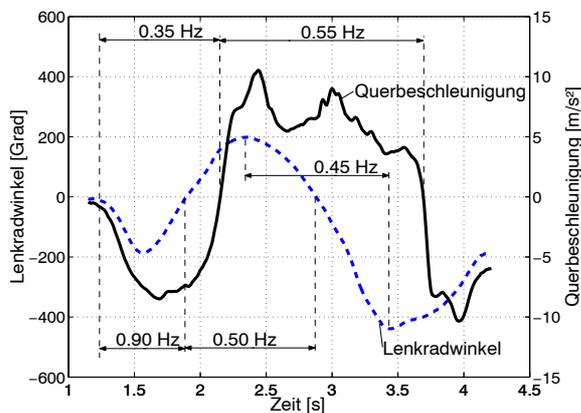


Bild 4.12: Kippkritische Anregungsfrequenzen (Lenkradwinkel, Querbeschleunigung), Fahrdynamikauto im VDA-Ausweichtest, 72 km/h

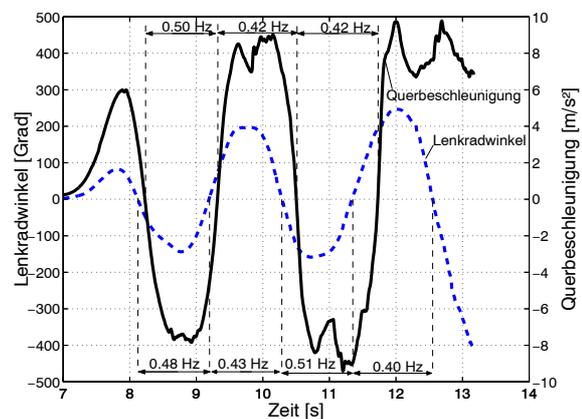


Bild 4.13: Kippkritische Anregungsfrequenzen (Lenkradwinkel, Querbeschleunigung), Fahrdynamikauto im 10*18m-Slalom, 58 km/h

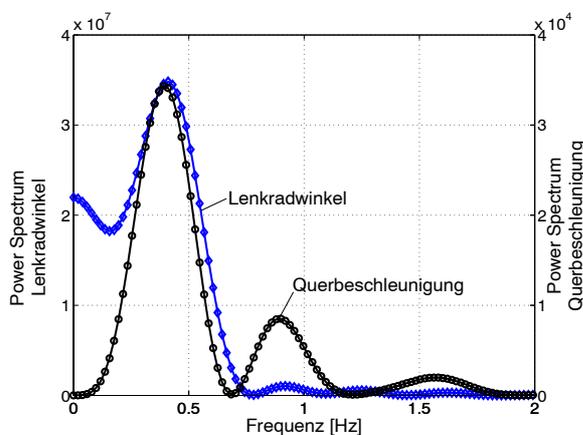


Bild 4.14: Diskrete FFT-Analyse der Fahrzeuganregung bei Kippfahrt im VDA-Ausweichtest, Fahrdynamikauto, 72 km/h

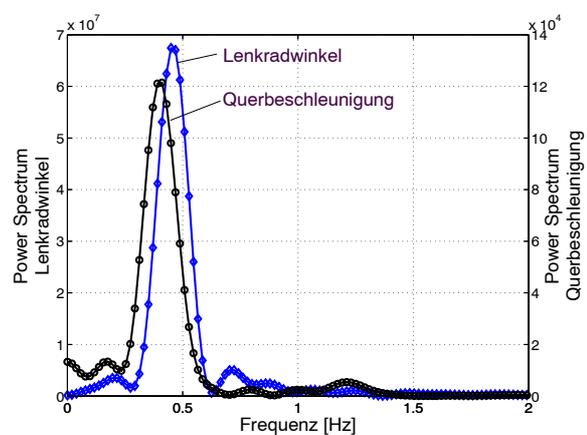


Bild 4.15: Diskrete FFT-Analyse der Fahrzeuganregung bei Kippfahrt im 10*18m-Slalom, Fahrdynamikauto, 58 km/h

Bild 4.12 bis Bild 4.15 verdeutlichen die ermittelten kritischen Anregungsfrequenzen und Frequenzanteile mit den beiden Methoden. Sowohl bei der Slalomfahrt als auch beim Ausweichtest liegen die rollstabilitätskritischen Anregungsfrequenzen der Halbwellen von Querbeschleunigung und Lenkradwinkel überwiegend im Bereich von 0.4 Hz bis 0.5 Hz. Dies spiegelt sich auch im Power Spectrum der FFT-Analyse wieder. Die Querbeschleunigung zeigt im Power Spectrum zusätzlich eine Überhöhung im Bereich von 0.9 Hz.

4.2.1.3 Lenkwinkelverlauf

Neben der Analyse der Lenkamplituden, -geschwindigkeiten und Anregungsfrequenzen wurde zur Beschreibung kritischer Anregungsformen in Closed-Loop-Fahrmanövern der zeitliche Verlauf der Fahrerlenkeingaben analysiert. Im VDA-Ausweichtest bzw. ‚Elchtest‘ ergibt sich für den untersuchten Kleinwagen (Bild 4.7) und das Fahrdynamikauto (Bild 4.11) aufgrund der Fahrmanöverdimensionen zunächst ein halbsinusförmiger Lenkwinkelverlauf mit einer Lenkfrequenz von 0.7-0.8 Hz. Der folgende Lenkwinkelsprung führt zur Rollinstabilität des Kleinwagens in der zweiten Gasse. Das Fahrdynamikauto kippt dagegen erst beim Rücklenken auf die ursprüngliche Fahrspur, d.h. nach einer weiteren harmonischen Anregung mit zunehmender Amplitude und einem abschließenden Lenkwinkelsprung mit ca. doppelt so hoher Lenkamplitude wie bei der einleitenden Sinusschwingung. Eine zentrale Frage bezüglich kritischer Anregungsstrategien besteht darin, die Zeitpunkte zu charakterisieren, ab denen die Versuchsfahrer gegenlenken bzw. das Lenkrad bei der abschließenden Sprunganregung konstant halten. Geht man davon aus, dass der Fahrer seine Lenkreaktion aus dem momentanen Bewegungszustand des Fahrzeugs und auf die auf ihn wirkenden Kräfte und Beschleunigungen ableitet, dann muss sich aus den Fahrzeugbewegungsgrößen und -beschleunigungen der Lenkzeitpunkt für das Halten des Lenkwinkels ableiten lassen.

Aus dem Vergleich der Fahrdynamikgrößen mit dem Lenkwinkelverlauf ergibt sich für die kippkritische Anregung des Kleinwagens im ‚Elchtest‘ eine gute Übereinstimmung des ersten Gegenlenkzeitpunktes mit dem Erreichen der maximalen Wankgeschwindigkeit und für den Lenkzeitpunkt zum abschließenden Halten des Lenkradwinkels ebenfalls mit dem Erreichen der maximalen Wank- sowie der maximalen Giergeschwindigkeit (Bild 4.16 und Bild 4.17).

In Bild 4.18 und Bild 4.19 sind für das Fahrdynamikauto kippkritische Lenkradradwinkelverläufe im VDA-Ausweichtest mit einer Einfahrtgeschwindigkeit von 72 km/h den Verläufen von Wank- und Giergeschwindigkeit gegenübergestellt. Aufgrund der eingesetzten Messtechnik konnten nur Giergeschwindigkeiten bis 100°/s gemessen werden. Wie beim Kleinwagen erfolgt das erste Gegenlenken im Bereich der maximalen Wankgeschwindigkeit. Das zweite Gegenlenken erfolgt, wenn die Maximalwerte von Gier- und Wankgeschwindigkeit erreicht sind. Der Zeitpunkt des letzten Gegenlenkens zum Initiieren des Kippens lässt sich jedoch nicht über die Wank- und Giergeschwindigkeit definieren. Weiterführende Analysen von nachsimulierten Kippfahrten im VDA-Ausweichtest zeigen, dass das letzte Gegenlenken, bzw. der Beginn des konstanten Lenkwinkelbereichs kurz nach dem Erreichen des Schwimmwinkelmaximums im Beispiel bei ca. 2.5 s erfolgt (Bild 4.20 und Bild 4.21). Das Nachsimulieren der Messfahrten wurde durchgeführt, da der

Schwimmwinkel durch den korrelationsoptischen Sensor nicht während der gesamten Messung erfasst werden konnte. Durch das Anheben des Fahrzeugs infolge der starken Wankbewegung konnte der Sensor nicht in dem zulässigen Bodenabstandsbereich während der gesamten Messung betrieben werden. Es kam zu Fehlmessungen.

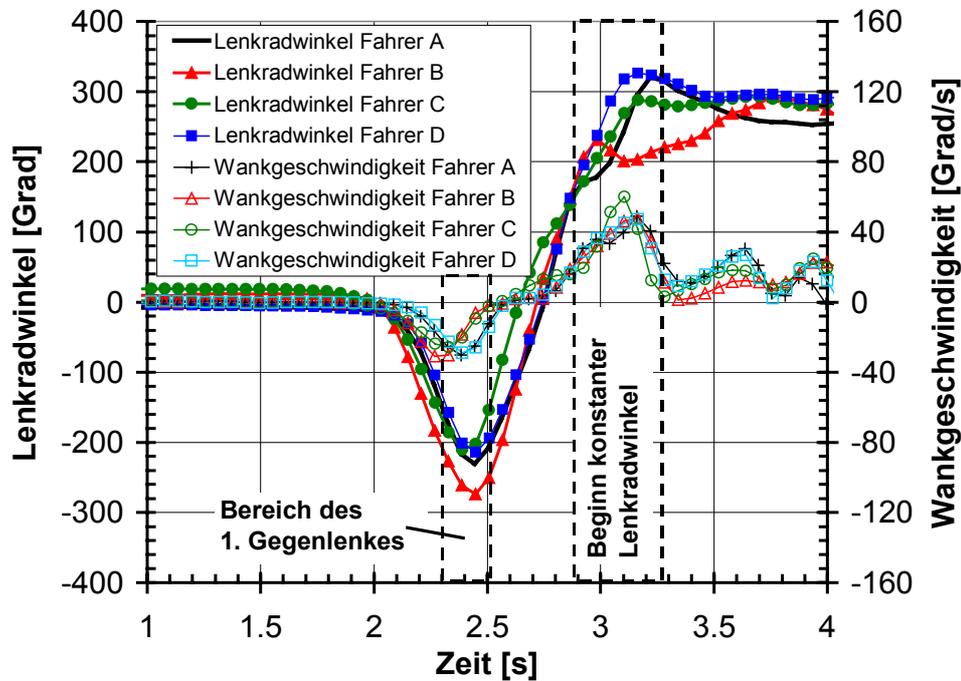


Bild 4.16: Lenkstrategie zum Kippen: Abhängigkeit des Lenkradwinkels von der Wankgeschwindigkeit, Kleinwagen im ‚Elchtest‘ bei Geschwindigkeiten von 66-68 km/h

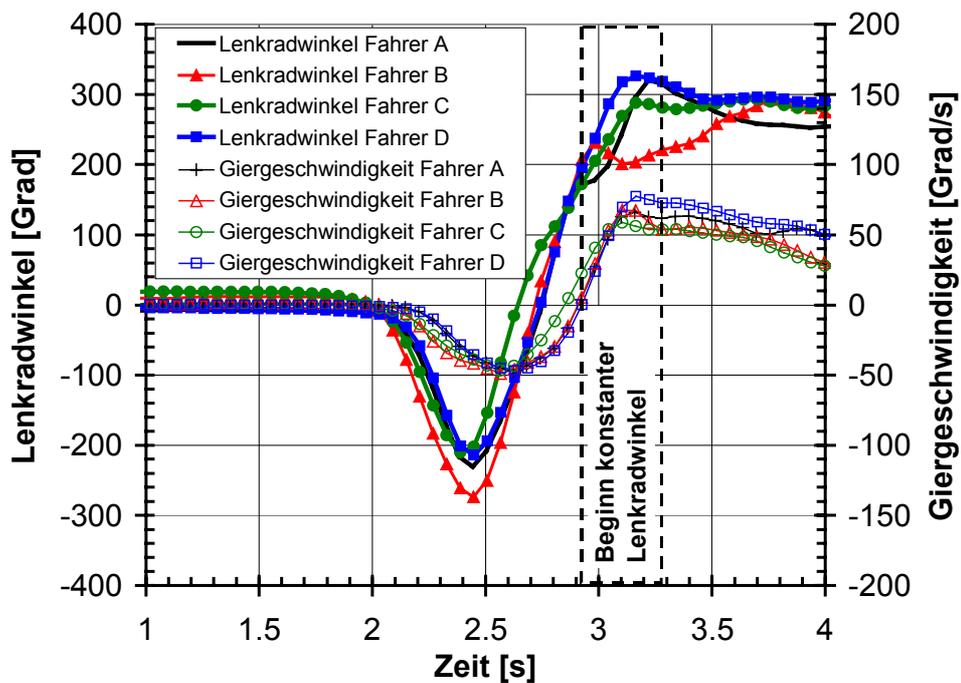


Bild 4.17: Lenkstrategie zum Kippen: Abhängigkeit des Lenkradwinkels von der Giergeschwindigkeit, Kleinwagen im ‚Elchtest‘ bei Geschwindigkeiten von 66-68 km/h

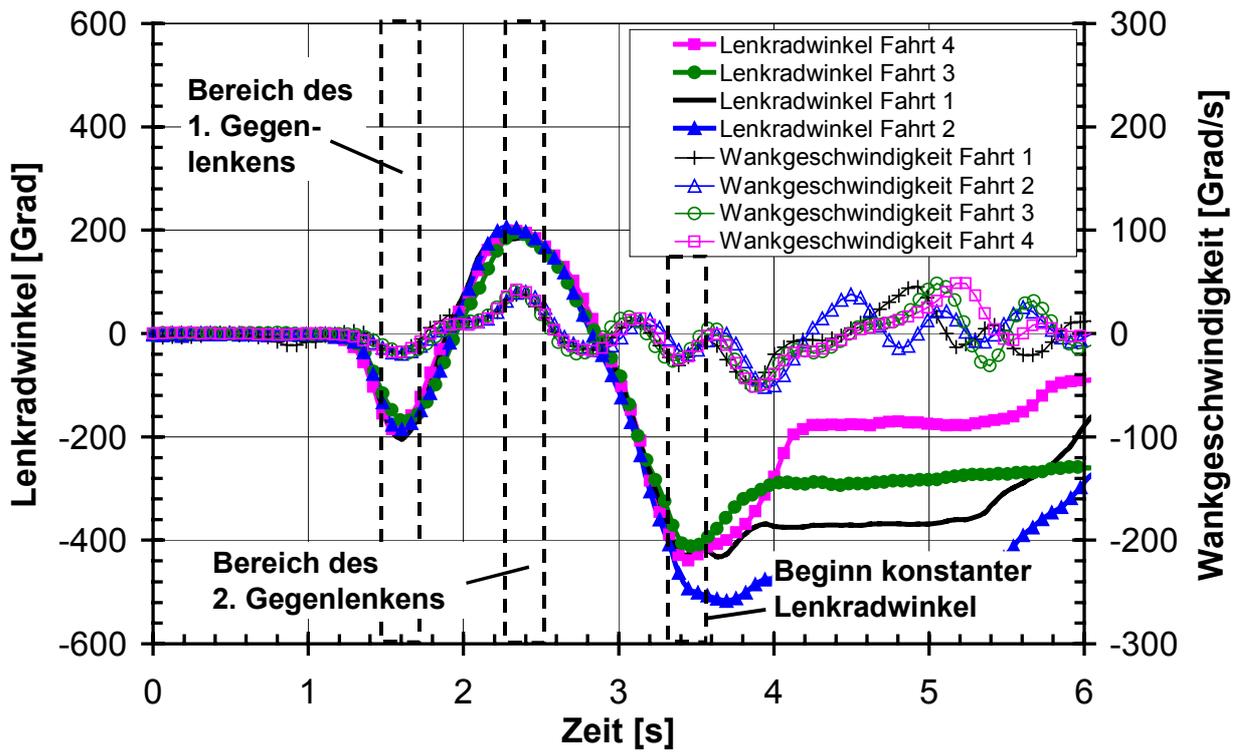


Bild 4.18: Lenkstrategie zum Kippen: Abhängigkeit des Lenkradwinkels von der Wankgeschwindigkeit, Fahrdynamikauto im VDA-Ausweichtest mit einer Einfahrtsgeschwindigkeit von 72 km/h

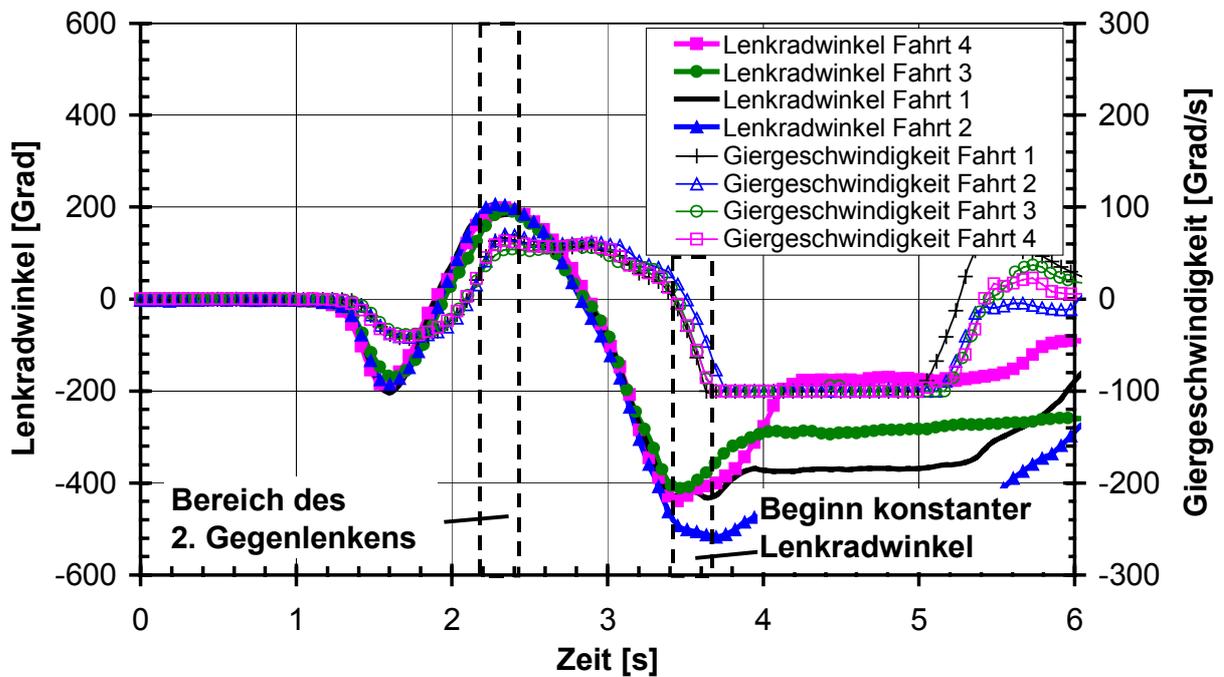


Bild 4.19: Lenkstrategie zum Kippen: Abhängigkeit des Lenkradwinkels von der Giergeschwindigkeit, Fahrdynamikauto im VDA-Ausweichtest mit einer Einfahrtsgeschwindigkeit von 72 km/h

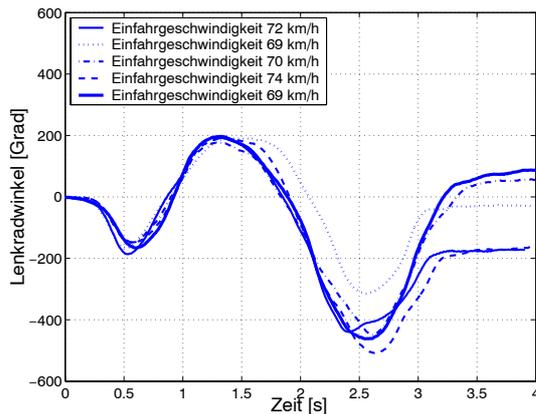


Bild 4.20: Lenkstrategie für Kippen: Fahrdynamikauto, VDA-Ausweichtest mit verschiedenen Einfahrtsgeschwindigkeiten

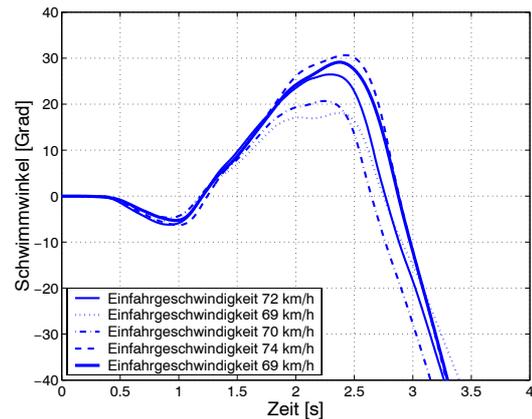


Bild 4.21: Simulierter Schwimmwinkel bei Kippfahrten: Fahrdynamikauto, VDA-Ausweichtest mit verschiedenen Einfahrtsgeschwindigkeiten

Für doppelte Spurwechsel ergibt sich daraus folgende rollstabilitätskritische Lenkstrategie:

Lenkanregung mit einer Sinushalbwelle mit einer Lenkfrequenz von ca. 0.7 Hz, gefolgt von einer Halbwelle mit ca. 0.5 Hz und schließlich eine letzte Sinushalbwelle im Charakter eines Lenkwinkelsprungs mit einer Steigerung der Lenkradwinkelamplitude auf mindestens den doppelten Wert.

Die Zeitpunkte des Gegenlenkens erfolgen bei der zweiten Sinushalbwelle beim Erreichen der Maxima von Wank- und Giergeschwindigkeit. Der Zeitpunkt des Amplitudenmaximums der abschließenden Lenkanregung ist durch das Schwimmwinkelmaximum bestimmt.

Um zu prüfen, ob Fahrer die dargelegte Lenkstrategie auch in weiteren Closed-Loop-Manövern anwenden, wurden Fahrten mit dem Fahrdynamikauto im 10*18m-Slalom analysiert. Der Fahrer konnte das Fahrdynamikauto bei einer Geschwindigkeit von 58 km/h zum Kontakt mit dem Kippgestell bewegen. Bild 4.22 zeigt den gemessenen Lenkradwinkelverlauf, sowie die simulierten Werte für Wank-, Giergeschwindigkeit und Schwimmwinkel.

Der Fahrer lenkt mit einer Frequenz von 0.4 - 0.5 Hz mit aufklingender Amplitude. Ähnlich wie im Spurwechsel wird das Kippen durch einen abschließenden Lenkwinkelsprung mit annähernd doppelter Lenkamplitude eingeleitet. Der letzte Lenkimpuls erfolgt wiederum kurz nach dem Wank- und Giergeschwindigkeitsmaximum und der Lenkradwinkel wird konstant gehalten, kurz nachdem der maximale Schwimmwinkel erreicht wird. Damit decken sich die Lenkstrategie und die kritischen Anregungsfrequenzen mit der im Ausweichtest ermittelten kritischen Lenkanregungsform. Durch die mehrfache Anregung des Fahrzeugs kann das Fahrzeug bei niedrigeren Geschwindigkeiten als bei doppelten Spurwechseln kippkritisch angeregt werden.

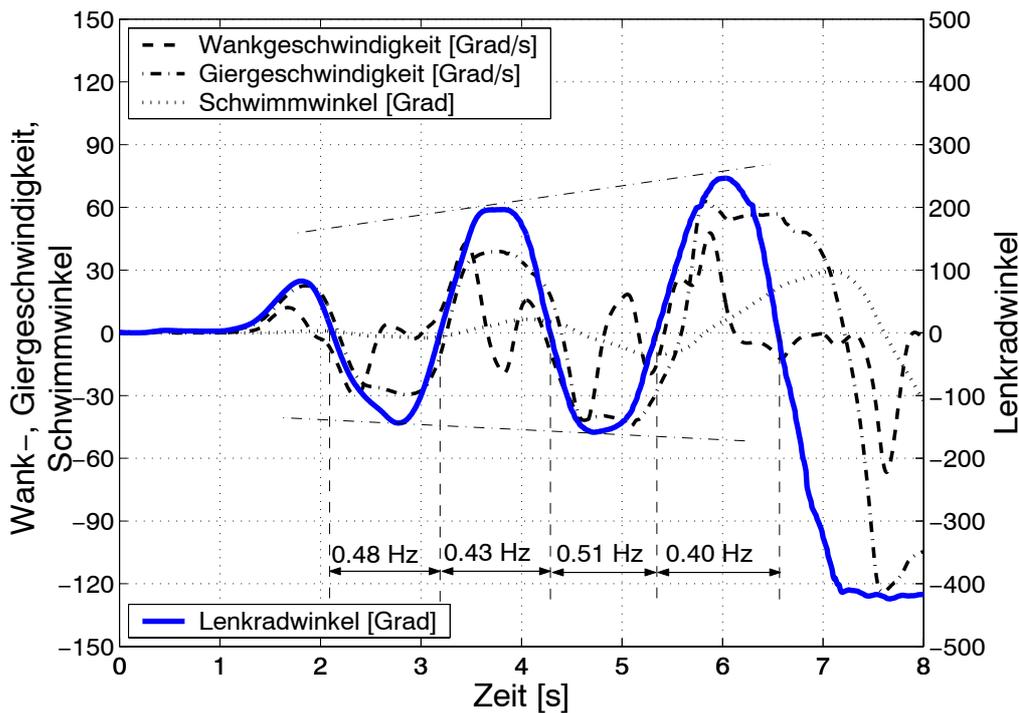


Bild 4.22: Kippkritische Anregung bei Closed-Loop-Manöver, Fahrdynamikauto im 10*18m Slalom, Geschwindigkeit 58 km/h

4.2.2 Harmonische Lenkanregung

Kippkritische Lenkanregungen in Closed-Loop-Manövern weisen einen quasiharmonischen Verlauf mit zunehmender Amplitude (Kapitel 4.2.1) auf. In Bild 4.23 sind die Lenk- und Geschwindigkeitseingaben bei reinem Sinuslenken dargestellt, die beim Fahrdynamikauto in der Basiskonfiguration mit installiertem Kippgestell zu einem Wankwinkel von mehr als 50 Grad führten. Simuliert wurden jeweils zwei Sinuslenkperioden. Die notwendige Lenkamplitude ist invertiert dargestellt, da kleinere und damit aus Sicht der Fahrsicherheit kritischere Lenkamplituden mit höheren Werten dargestellt werden. Ist eine Kombination aus Fahrgeschwindigkeit, Lenkfrequenz und minimaler Lenkamplitude gefunden, dann kann in der Regel davon ausgegangen werden, dass das Fahrzeug bei gleicher Lenkfrequenz und Fahrgeschwindigkeit mit höheren Lenkamplituden ebenfalls kippt. Diese Lenkamplituden werden aus Gründen der Übersichtlichkeit daher nicht dargestellt.

Das in der Fahrzeugkonfiguration mit den Closed-Loop-Fahrversuchen vergleichbare Simulationsmodell des Fahrdynamikautos kippt ab Geschwindigkeiten von 72 km/h bei Lenkamplituden von 240 Grad und Lenkfrequenzen von 0.40 und 0.45 Hz.

Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit werden die notwendigen Lenkamplituden zum Kippen kleiner. Ab 81 km/h Anfangsgeschwindigkeit bildet sich neben einem kippkritischen Frequenzbereich von 0.30-0.40 Hz ein zweiter Bereich von 0.65 – 0.80 Hz heraus (Bild 4.23). Der kippkritische Frequenzbereich weitet sich mit zunehmender Geschwindigkeit aus. Kippkritische Frequenzen beim Sinuslenken liegen beim Fahrdynamikauto stets unterhalb von 1 Hz.

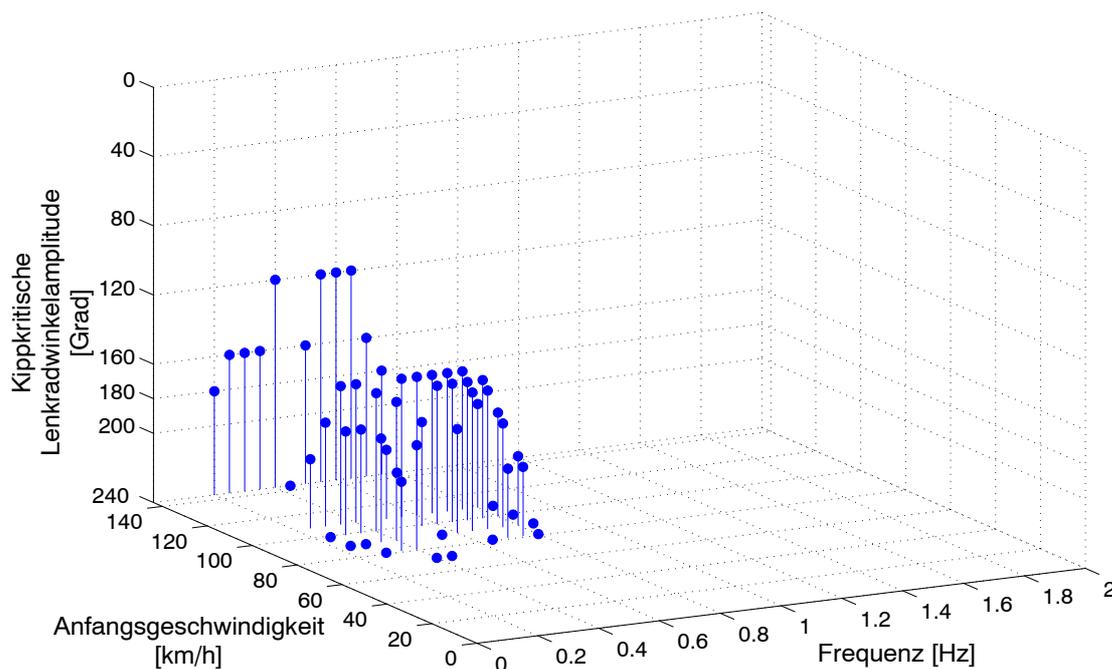


Bild 4.23: Kippkritische Fahrereingaben bei Sinuslenken für das Fahrdynamikauto mit Kippgestell, Simulation von zwei Sinuslenkwellen

Die rollstabilitätskritischen Lenkfrequenzen und -amplitudendifferenzen bewegen sich bei vergleichbarer Fahrgeschwindigkeit in einem ähnlichen Bereich wie bei den Closed-Loop-Fahrmanövern. Die bei Geschwindigkeiten über 80 km/h auftretende Rollinstabilität bei harmonischen Lenkanregungen im Bereich von 0.7 Hz findet sich nicht in den untersuchten praxisnahen Lenkstrategien wieder. Ein Grund hierfür ist in der durch die Manöverabmessungen bestimmten Grundlenkfrequenz zu sehen, die nur in begrenztem Rahmen die Lenkfrequenz variieren lässt, zudem lagen die analysierten Closed-Loop-Manöver stets in einem niedrigeren Geschwindigkeitsbereich. Es ist wahrscheinlich, dass das Fahrdynamikauto beispielsweise in Ausweichtests, die Geschwindigkeiten über 80 km/h zulassen und Lenkfrequenzen von 0.6-0.8 Hz erfordern, kippkritisch angeregt wird.

Durch eine aufklingende Lenkamplitude und einen abschließenden Lenkwinkelsprung des Fahrdynamikautos ist es möglich, schon bei deutlich niedrigeren Fahrgeschwindigkeiten (beispielsweise im 10*18m Slalom bei 58 km/h) als bei rein harmonischer Lenkanregung das Fahrzeug kippkritisch anzuregen.

4.2.3 Resonanzanregung

4.2.3.1 Wankeigenfrequenz und Wankresonanz

Für die Ermittlung der Wankeigenfrequenz des Fahrdynamikautos wurde in der Simulationsumgebung FADYS ein Ausschwingversuch durchgeführt. Das Fahrdynamikauto wurde dazu durch eine Querkraft im Schwerpunkt bis zum Erreichen des einseitigen Radlastverlustes bei 7.8 Grad Wankwinkel (vgl. Side-Pull-Test, Bild 4.1) ausgelenkt und die

Querkraft dann schlagartig entfernt. Bild 4.24 zeigt den folgenden Ausschwingvorgang. Die Wankeigenfrequenz des Fahrdynamikautos ergibt sich aus der Schwingdauer der Halbwellen zu 1.35 Hz.

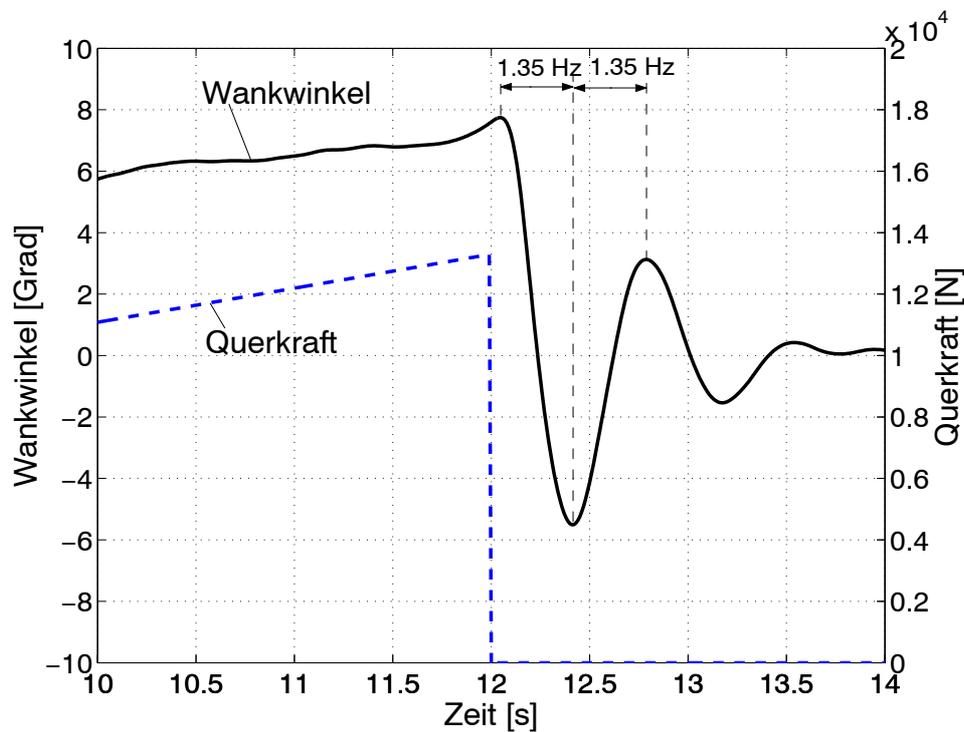


Bild 4.24: Wankeigenfrequenzbestimmung durch Ausschwingversuch (Simulation Fahrdynamikauto)

Nach der Ermittlung der Wankeigenfrequenz wurde das Resonanzverhalten der Wankbewegung untersucht. Dazu wurde in der Simulation das Fahrdynamikauto im Stand mit einer harmonischen Kraftanregung im Fahrzeugschwerpunkt quer zur Fahrzeuglängsachse und parallel zur Fahrbahnoberfläche angeregt. Der untersuchte Frequenzbereich lag zwischen 0.1 und 2 Hz. Die Kraftamplitude wurde sukzessiv in Stufen von 0.5 kN gesteigert. Das Fahrzeug wurde mit zwei Sinusperioden angeregt.

In Bild 4.25 sind die Simulationsergebnisse im relevanten Bereich für das Fahrdynamikauto dargestellt. Da bei Wankwinkeln über 12 Grad vom Kippen des Fahrzeugs ausgegangen wird, (Kapitel 4.1) werden zur übersichtlicheren Darstellung größere Wankwinkel nicht dargestellt. Das Fahrdynamikauto zeigt im Frequenzbereich um 1.3 Hz eine deutliche Resonanzüberhöhung. Bei einer Querkraftamplitude von 7 kN und einer Frequenz von 1.25 Hz erreichte das Fahrzeug Wankwinkel größer als 12 Grad und zeigte damit kippkritische Tendenzen. Die Wankresonanzfrequenz des Fahrdynamikautos liegt somit etwas tiefer als die von Bernard et al. [17] für Personenkraftwagen angegebenen Wankeigenfrequenz von 1.7 Hz und liegt im Bereich von SUVs.

Die Wankresonanzfrequenz des Fahrdynamikautos stimmt nahezu mit der gedämpften Wankeigenfrequenz überein. Die Anregungsfrequenzen realer Kippfahrten liegen dagegen mit 0.4 - 0.5 Hz und 0.7 Hz jedoch deutlich unterhalb der Wankeigenfrequenz und der Wankresonanz.

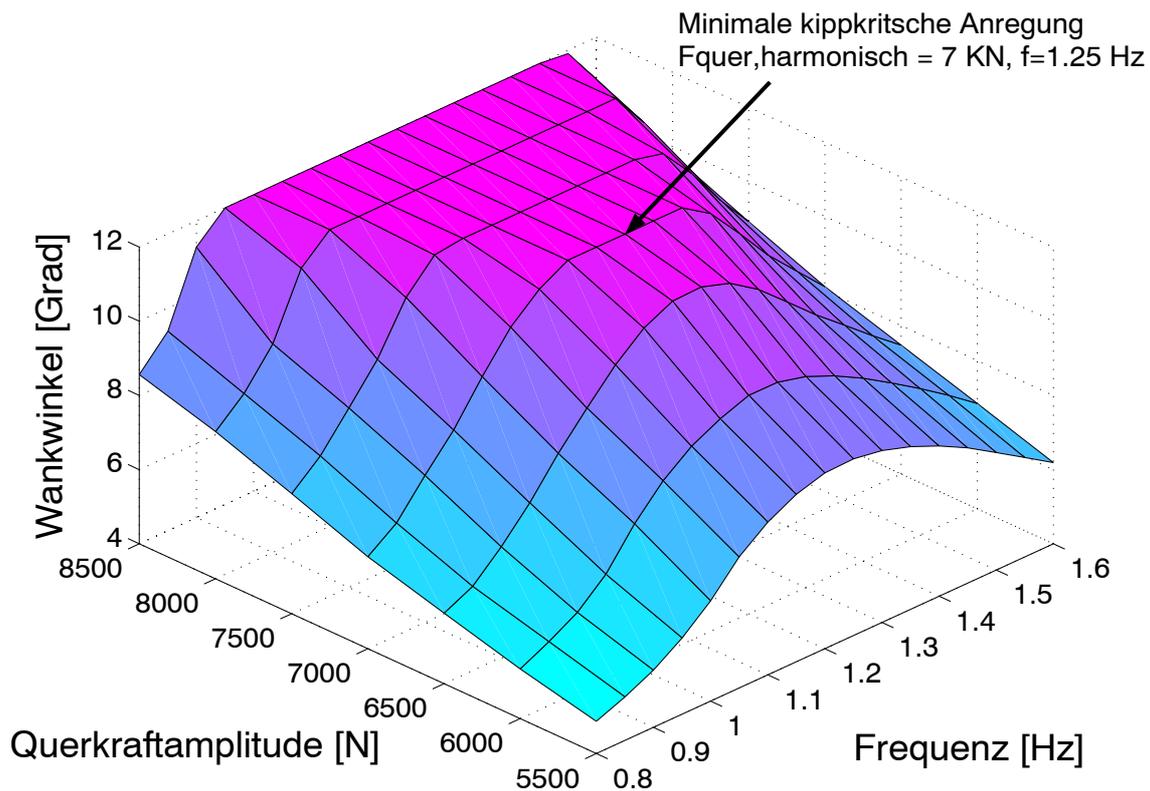


Bild 4.25: Wankreaktion bei harmonischer Querkraftanregung mit zwei Sinusperioden, Fahrdynamikauto, stehendes Fahrzeug

Anregungen des Aufbaus mit der Wankresonanz- oder -eigenfrequenz stellen zwar eine synthetische, kippkritische Anregungsform dar, die beobachteten Kippfahrten in der Praxis weisen jedoch andere Anregungsfrequenzen auf. Es ist daher nicht zweckmäßig, das Wankverhalten und die Wankeigen- und resonanzfrequenzen isoliert zu betrachten, sondern alle relevanten Übertragungsglieder im Fahrzeug, die zur Entstehung der Wankbewegung beitragen, sowie das Übertragungsverhalten des Gesamtfahrzeugs zu analysieren.

4.2.3.2 Fahrzeugübertragungsverhalten

Die idealisierte Wirkkette, die zu einer Wankbewegung des Fahrzeugs führt, und die entsprechenden Übertragungsglieder wurden in Bild 3.26 bereits vorgestellt. Sie besteht im Wesentlichen aus zwei Übertragungsgliedern:

Lenkradwinkel	→ Seitenkräfte an VA und HA, Querbeschleunigung
Querbeschleunigung	→ Wankwinkel

Im vorherigen Abschnitt wurde aufgezeigt, dass die Resonanz des letzten Übertragungsgliedes in der Wirkkette - von Querbeschleunigung (Querkraftanregung) auf Wankwinkel - im Falle des Fahrdynamikautos bei 1.25 Hz liegt. Ein Vergleich mit Querbeschleunigungsanregungsfrequenzen in realen Fahrmanövern verdeutlicht jedoch, dass eine kippkritische Anregung des Aufbaus nicht im Bereich der Wankresonanz, sondern bei

deutlich niedrigeren Frequenzen erfolgt. Die Ursache ist im Übertragungsverhalten von Lenkradwinkel zur Quer- bzw. Radialbeschleunigung zu finden. In Bild 4.26 ist das simulierte Radialbeschleunigungsübertragungsverhalten des Fahrdynamikautos für eine Fahrgeschwindigkeit von 72 km/h dargestellt. Bei dieser Geschwindigkeit erfolgt ein Kippen des Fahrzeugs bei sinusförmigen Lenkanregungen mit 0.40 und 0.45 Hz (Bild 4.23). Das Übertragungsverhalten wurde durch Variation von Lenkfrequenz und –amplitude aus Sinuslenkfahrten mit jeweils zwei Perioden und Ermittlung der maximalen Systemantwort bestimmt.

Die Übertragungsfunktion der Radialbeschleunigung zeigt bis Lenkradwinkelamplituden von 80 Grad einen degressiven Verlauf. Ab Lenkradwinkelamplituden von 120 Grad bildet sich eine Überhöhung im Bereich von 0.4 - 0.9 Hz mit Maximalwerten bei ca. 0.7 Hz. Dies bedeutet, dass die Aufbauanregung in diesem Frequenzbereich besonders stark ausfällt. Ab 0.9 Hz fällt die Radialbeschleunigung auch bei höheren Lenkradwinkelamplituden ab und zeigt einen degressiven Verlauf. Im Bereich der Wankeigenfrequenz erfährt das Fahrzeug eine Aufbauanregung vergleichbar der stationären Radialbeschleunigungsanregung. Hierin liegt die Ursache, warum kippkritische Anregungsfrequenzen im Bereich unterhalb von 1.0 Hz liegen und Anregungsfrequenzen im Bereich der Wankeigenfrequenz nicht zum Kippen führen. Die maximale Anregungsamplitude des Aufbaus wird aufgrund des Übertragungsverhaltens der Radialbeschleunigung bei Frequenzen unterhalb von 1.0 Hz in das Fahrzeugsystem eingespeist. Resonanzen im Aufbau kommen daher nur in abgeschwächter Form zum Tragen.

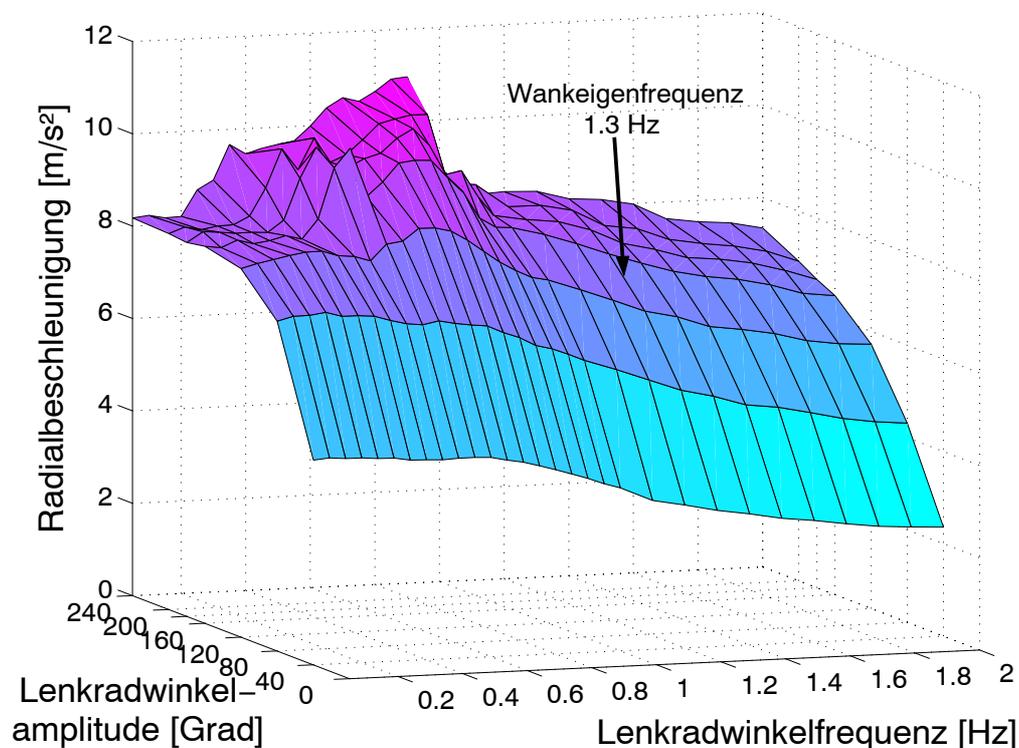


Bild 4.26: Radialbeschleunigungsspitzenwerte, Simulation des Fahrdynamikautos mit Kippgestell, Sinuslenken mit 2 Perioden bei 72 km/h

Nachdem die einzelnen Übertragungsglieder in der Wirkkette zur Entstehung der Wankbewegung untersucht und Unterschiede im Resonanzverhalten der Übertragungsglieder verdeutlicht wurden, soll das Gesamtübertragungsverhalten ‚Lenkradwinkel \rightarrow Wankwinkel‘ betrachtet werden. In Bild 4.27 bis Bild 4.35 ist der resultierende maximale Wankwinkel bei Sinuslenken mit zwei Anregungsperioden für verschiedenen Lenkradwinkelamplituden, -frequenzen und Fahrgeschwindigkeiten dargestellt. Die Geschwindigkeit wurde in Stufen von 2.5 m/s von 10 m/s (36 km/h) bis 30 m/s (108 km/h) variiert. Bei Wankwinkeln größer als 12 Grad liegen kippkritische Tendenzen des Fahrzeugs vor. Wankwinkel größer als 12 Grad werden daher nicht dargestellt.

Bei 10 m/s bildet sich eine Überhöhung des Wankwinkels im Bereich der Wankeigenfrequenz heraus. Mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit verlagert sich die Überhöhung zu niedrigeren Frequenzen. Es bildet sich eine Überhöhung im Bereich von 0.6 bis 0.7 Hz heraus. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 17.5 m/s (63 km/h) werden erstmals Wankwinkel größer als 12 Grad erreicht. Die dazu notwendige Lenkfrequenz beträgt 0.4 Hz. Eine vertiefte Analyse dieser kippkritischen Anregungskombination zeigt jedoch, dass das Fahrzeug noch nicht kippt, sondern mit einem maximalen Wankwinkel von 12.5 Grad die definierte Kippschwelle von 12 Grad nur knapp überschreitet. Erste Kippfahrten mit Wankwinkel von 90 Grad treten bei Geschwindigkeiten ab 20 m/s (72 km/h) ebenfalls bei 0.4 und 0.45 Hz auf. Daneben ist deutlich eine Überhöhung im Bereich von 0.7 - 0.8 Hz vorhanden – ein Frequenzbereich, der jedoch erst bei höheren Geschwindigkeiten (ab 22.5 m/s) zur Rollinstabilität führt. Das Fahrdynamikauto weist zwei kritische Frequenzbereiche auf. Der kippkritische Frequenzbereich um 0.8 Hz zeichnet sich schon bei niedrigen Lenkamplituden von 40 und 80 Grad als ein Bereich mit deutlicher Resonanzüberhöhung ab, wohingegen sich die Kippfahrten bei Anregungen um 0.4 Hz nicht im Übertragungsverhalten bei niedrigen Lenkradwinkelamplituden (40 Grad) widerspiegeln (Bild 4.35). Zur Bewertung der Rollinstabilität über Frequenzbetrachtung müssen Lenkamplituden eingespeist werden, die das Fahrzeug in den fahrdynamischen Grenzbereich bringen, d.h. es erfolgt ein Ausschöpfen des Kraftschlusspotentials der Reifen auf trockener Fahrbahn. Im Fahrversuch wurde die stationäre Kraftschlussgrenze des Fahrdynamikautos bei einer Querschleunigung von 8.2 m/s² erreicht. In Tabelle 4.1 sind für harmonische Lenkanregung des Fahrdynamikautos diejenigen Lenkradwinkelamplituden als Funktion der Fahrgeschwindigkeit aufgezeigt, die benötigt werden, um Radialbeschleunigungen oberhalb der stationären Kraftschlussgrenze von 8.2 m/s² zu erreichen. Diese Lenkradwinkelamplituden sind bei harmonischer Lenkanregung daher mindestens notwendig, um einen Rückschluss auf die Rollstabilität des Fahrdynamikautos ziehen zu können. Ein Rückschluss aus dem linearen Fahrdynamikbereich auf rollstabilitätskritische Anregungsfrequenzen ist dagegen nicht zulässig.

Tabelle 4.1: Notwendige Fahrgeschwindigkeiten und Lenkradwinkelamplituden für Radialbeschleunigungen größer als 8.2 m/s² bei harmonischer Lenkanregung, Simulation Fahrdynamikauto (untersuchte Lenkradwinkelamplituden: 40,80,120,160,180,200,240 Grad)

Fahrgeschwindigkeit[m/s]	10	15	20	25	30
Lenkradwinkelamplitude [Grad]	-	160	120	120	80

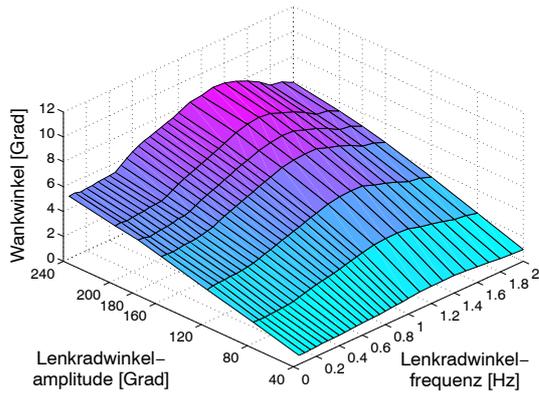


Bild 4.27: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 10 m/s (36 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

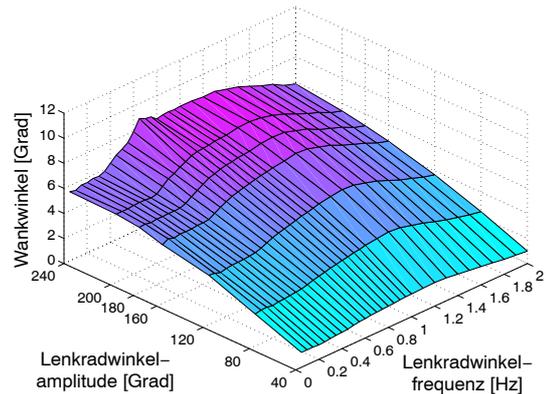


Bild 4.28: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 12.5 m/s (45 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

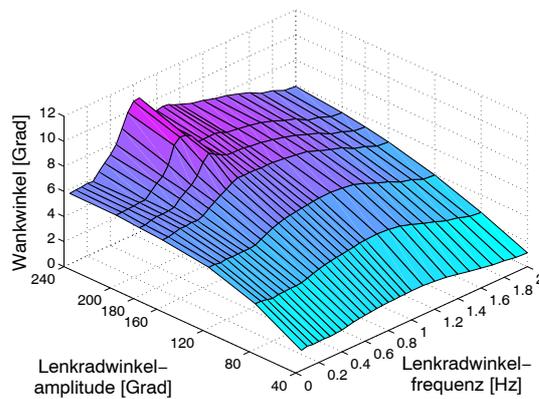


Bild 4.29: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 15 m/s (54 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

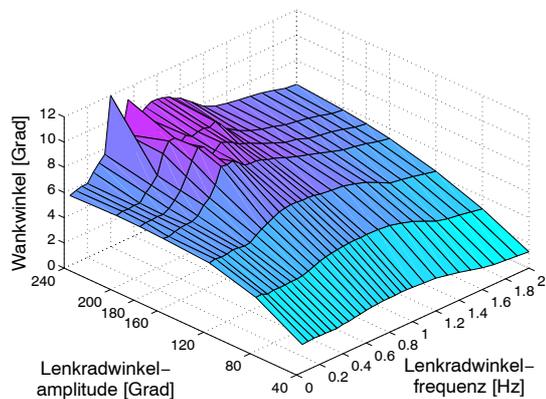


Bild 4.30: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 17.5 m/s (63 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

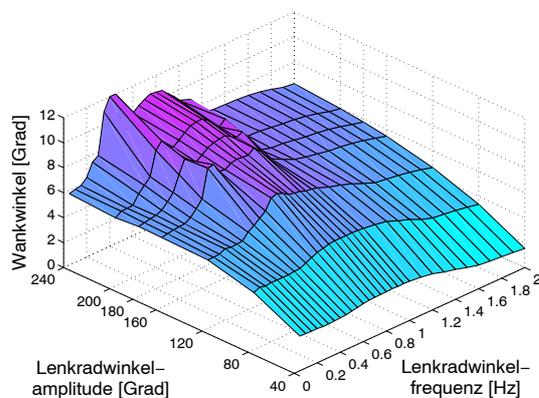


Bild 4.31: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 20 m/s (72 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

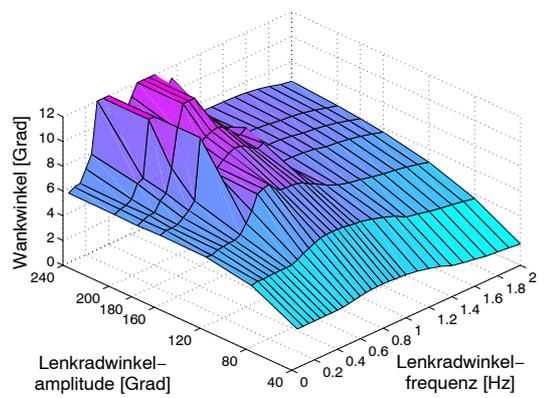


Bild 4.32: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 22.5 m/s (81 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

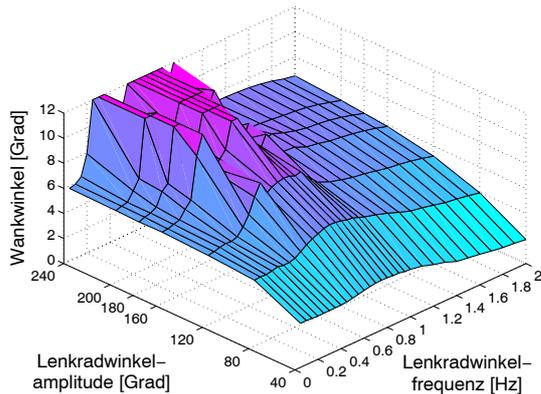


Bild 4.33: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 25 m/s (90 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

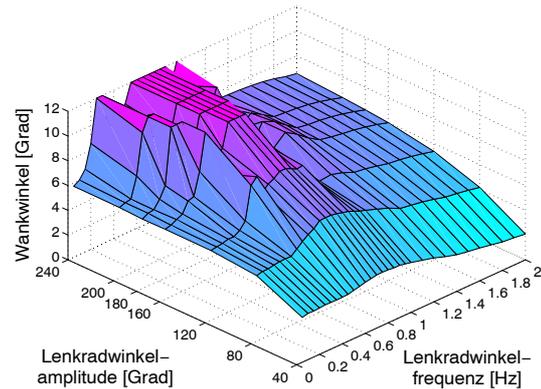


Bild 4.34: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 27.5 m/s (99 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

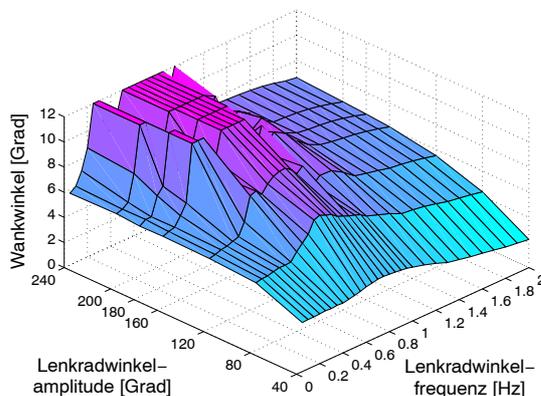


Bild 4.35: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel – Wankwinkel, Geschwindigkeit 30 m/s (108 km/h), Simulation Fahrdynamikauto mit Kippgestell

Mit weiter zunehmender Geschwindigkeit weitet sich der kippkritische Frequenzbereich bei 0.8 Hz aus (Bild 4.33 bis Bild 4.35). Das Fahrzeug kippt schon bei niedrigeren Anregungsamplituden. Eine Verschiebung des kritischen Frequenzbereichs erfolgt nicht mehr. Lenkanregungen um 0.4 Hz führen auch bei hohen Geschwindigkeiten zum Kippen.

Während sich der kippkritische Anregungsbereich um 0.8 Hz auf die Überhöhung im Übertragungsverhalten der Querschleunigung (Bild 4.26) zurückführen lässt, stellt sich die Frage, welche Effekte zum Kippen des

Fahrdynamikautos bei Lenkanregung mit 0.4 Hz und –amplituden von 240 Grad führen – einer Frequenz, die auch in kippkritischen Closed-Loop-Manövern auftritt. Zur Klärung dieser Fragestellung wurde das Übertragungsverhalten weiterer fahrdynamischer Kenngrößen untersucht.

In Bild 4.36 bis Bild 4.39 sind die Übertragungsfunktionen für Radialbeschleunigung, Giergeschwindigkeit, Schwimmwinkel im Schwerpunkt und Schwimmwinkel an der Hinterachse bei der kleinsten kippkritischen Fahrgeschwindigkeit von 20 m/s dargestellt. Schwimmwinkel im Schwerpunkt und an der Hinterachse, die größer als 30 bzw. 40 Grad sind, werden nicht dargestellt. Das Übertragungsverhalten der Radialbeschleunigung zeigt bei einer Anregungsfrequenz von 0.4 Hz keine Überhöhung. Dagegen zeigt sich im Schwimmverhalten und Gierverhalten des Fahrzeugs eine deutliche lokale Überhöhung ab, die sich schon bei unkritischen Lenkradwinkelamplituden von 160 Grad abzeichnet. Vor allem die hohen Schwimmwinkel an der Hinterachse bei gleichzeitig hohen Giergeschwindigkeiten deuten darauf hin, dass das Fahrdynamikauto bei Frequenzen um 0.4

H_z besonders agil um die Hochachse reagiert, bzw. eine starke Übersteuertendenz aufweist. Diese Fahrzeugcharakteristik begünstigt die Rollstabilität des Fahrzeugs, wohingegen das Querbeschleunigungsübertragungsverhalten als alleiniger Indikator eines dynamisch kippkritischen Fahrzeugverhaltens nicht ausreicht.

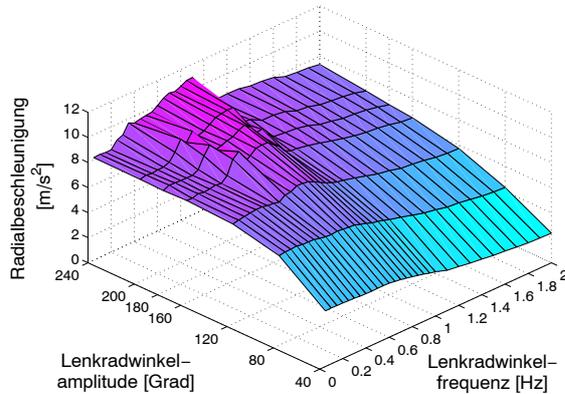


Bild 4.36: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel - Radialbeschleunigung, Geschwindigkeit 20 m/s (72 km/h), Simulation Fahrodynamikauto mit Kippgestell

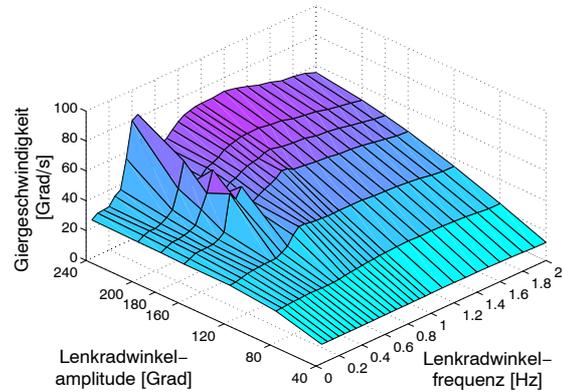


Bild 4.37: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel - Giergeschwindigkeit, Geschwindigkeit 20 m/s (72 km/h), Simulation Fahrodynamikauto mit Kippgestell

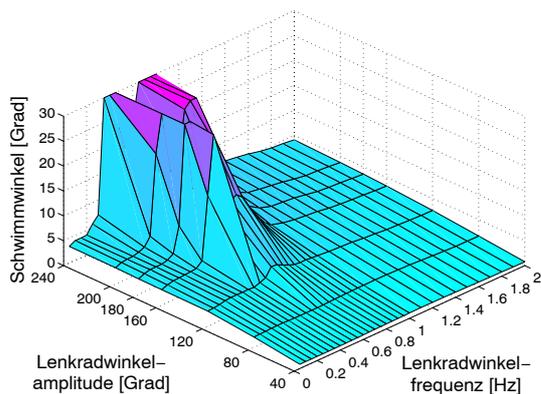


Bild 4.38: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel - Schwimmwinkel im Schwerpunkt, Geschwindigkeit 20 m/s (72 km/h), Simulation Fahrodynamikauto mit Kippgestell

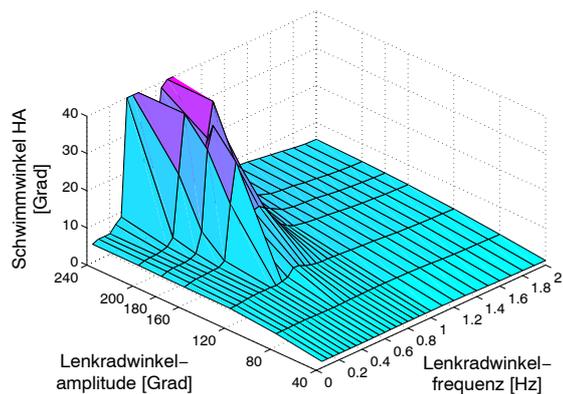


Bild 4.39: Übertragungsverhalten Lenkradwinkel - Schwimmwinkel an der Hinterachse, Geschwindigkeit 20 m/s (72 km/h), Simulation Fahrodynamikauto mit Kippgestell

Die Analyse des Übertragungsverhaltens des Fahrodynamikautos liefert zusammenfassend folgende Ergebnisse:

- Wankeigenfrequenz und -resonanz des Aufbaus liegen bei ca. 1.3 Hz und damit nicht im Bereich von realen kippkritischen Anregungsfrequenzen.
- Durch den starken Abfall der Radialbeschleunigungsübertragungsfunktion oberhalb von 1 Hz und einer Überhöhung im Bereich von 0.6 - 0.8 Hz sind Anregungen im niederfrequenten Bereich kippkritischer als eine Anregung mit Wankeigenfrequenz.

- Das Fahrdynamikauto zeigt zwei kippkritische Frequenzbereiche bei harmonischer Lenkanregung: um 0.4 Hz und um 0.8 Hz.
- Aus dem Übertragungsverhalten bei niedrigen Lenkamplituden und Fahrgeschwindigkeiten kann nicht auf kippkritische Anregungsfrequenzen im fahrdynamischen Grenzbereich geschlossen werden.
- Während sich die kippkritischen Anregungen bei Frequenzen um 0.8 Hz auf die Querschleunigungsresonanz zurückführen lassen, zeigt die Querschleunigung bei 0.4 Hz keine signifikante Überhöhung.
- Bei Frequenzen um 0.4 Hz treten ebenso wie um 0.8 Hz Überhöhungen in Gier- und Schwimmwinkel auf.

Die Bestimmung des Übertragungsverhaltens beschreibt das globale Fahrzeugverhalten und ist zur Klärung von Resonanz- und Eigenfrequenzeinflüssen sowie kritischen Anregungsformen zweckmäßig. Zum Verständnis der Vorgänge und notwendigen Bedingungen, die schließlich zur dynamischen Rollinstabilität führen, ist jedoch eine Analyse im Zeitbereich sinnvoller, da die zeitliche Historie von Fahrdynamikgrößen betrachtet werden kann und nicht nur die Maximalantwort analysiert wird.

4.2.4 Kippgrenze in Abhängigkeit von der Fahrzeuganregung

Zur Bewertung, welche Anregungsformen besonders rollstabilitätskritisch sind, wurde für verschiedene Fahrzeuganregungsformen die minimal notwendige Schwerpunktshöhe für die Rollinstabilität des Fahrdynamikautos bestimmt. In Tabelle 4.2 sind die untersuchten Anregungsformen und Fahrmanöver erläutert. In den Fahrversuchen erfolgte die Schwerpunktvariation durch entsprechende Ballastierung des Fahrzeugs am Dachaufbau oder an den Stoßfängern. Dabei ist zu beachten, dass sich im Gegensatz zur Simulation nicht nur die Schwerpunktshöhe, sondern auch die Massenträgheitsmomente des Fahrzeugs ändern. Die Fahrmanöver wurden mit einer Fahrgeschwindigkeit von 20 m/s (72 km/h) durchgeführt. Die Wankresonanzanregung erfolgte dagegen im Stand und das Lenkungsziehen im Fahrversuch bei einer Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h. Um die Vergleichbarkeit sicherzustellen, wurde für die sprungartige als auch für die harmonische Lenkanregung die gleiche Lenkamplitude von 180 Grad gewählt und die Wankresonanzanregung mit einer Querkraftamplitude durchgeführt, die der beim stationären Kippen auftretenden Querschleunigung entspricht. Die Sinuslenkfrequenz wurde mit 0.4 Hz aus dem Bereich der kippkritischen Anregungsfrequenzen gewählt (vgl. Bild 4.23).

Die stationäre Kippgrenze als Funktion der Schwerpunktshöhe wird sowohl in der Simulation als auch im Fahrversuch bei einem SSF von 1.00 erreicht. Im Fahrversuch ist dazu eine Dachlast von 220 kg notwendig. Im Verhältnis zum Basisfahrzeug, das die Referenz für die Untersuchung darstellt, bedeutet dies eine Anhebung des Schwerpunkts von ca. 120 mm.

Bei sprungartiger Fahrzeuganregung ist im Fahrversuch lediglich eine Dachlast von 80 kg notwendig, dies entspricht einem SSF von 1.10. Bei wechselseitiger Anregung, wie sie beim Sinuslenken und beim VDA-Ausweichtest auftritt, sinkt die Kippgrenze weiter. Beim VDA-Ausweichtest gelingt es dem Fahrer sogar das Fahrzeug bei einer Schwerpunktsabsenkung

des Basisfahrzeugs von 12 mm noch kippkritisch anzuregen. Closed-Loop-Fahrmanöver sind in diesem Vergleich daher kritischer einzustufen als Sinuslenkanregungen. Es muss jedoch in Betracht gezogen werden, dass beim VDA-Ausweichtest höhere Lenkamplituden als beim untersuchten Sinuslenken eingespeist werden.

Tabelle 4.2: Kippkritische Schwerpunktshöhe des Fahrdynamikautos in Abhängigkeit der Fahrzeuganregung

		Anregungsform							Fahrzeugdaten des Basisfahrzeugs
		Stationär		Sprungartig		Harmo-nisch	Wank-resonanz	Closed-Loop	
		Lenkungs-zuziehen		Lenkwinkelsprung		Sinuslenken	Querkraft-anregung im SP	VDA-Ausweich-test	
		Simulation	Versuch	Simulation	Versuch	Simulation	Simulation	Versuch	
kippkritische Schwerpunktshöhe	[mm]	703	707	652	640	622	401	573	585
Schwerpunkts-höhendifferenz zum Basisfzg.	[mm]	118	122	67	55	37	-184	-12	-
SSF	[]	1.00	1.00	1.08	1.10	1.14	1.76	1.23	1.21
Fahrzeugmasse	[kg]	1313	1532	1313	1415	1313	1313	1375	1313
Beladung		Fahrer + Kippgestell	Fahrer + Kippgestell + Messtechnik, 220 kg Dachlast, (160 kg in Höhe 1795 mm, 60 kg in Höhe 1525 mm)	Fahrer + Kippgestell	Fahrer + Kippgestell + Messtechnik, 80 kg Dachlast, (80 kg in Höhe 1795 mm)	Fahrer + Kippgestell	Fahrer + Kippgestell	Fahrer + Kippgestell+ Messtechnik, je 20 kg Beladung an Vorderer und Hinterer Stoßstange	Fahrer + Kippgestell
Versuchs- und Fahrmanöver-konfiguration		72 km/h, Lenkradwinkel-geschw. 20 Grad/s, max. Lenkradwinkel 300 Grad	80 km/h, Lenkradwinkel-geschw. ca. 6 Grad/s, Rechtskreis	72 km/h, Lenkradwinkel-geschw. 1000 Grad/s, max. Lenkradwinkel 180 Grad	72 km/h, Lenkradwinkel-geschw. ca. 1000 Grad/s, max. Lenkradwinkel 150 Grad, Linkskreis	72 km/h, Lenkradwinkel-amplitude 180 Grad , Lenk-frequenz 0.4 Hz , 2 Anregungs-perioden	Querkraft-amplitude mit 10.7 kN und 2 Perioden entsprechend stationärer Querbeschl. , Anregung mit Wankresonanz-frequenz 1.25 Hz	72 km/h Einfahr-geschwindigkeit	-

Die mit Abstand kritischste Anregung erfolgt bei einer Querkraftanregung mit Wankeigenfrequenz. Selbst bei einer Schwerpunktabsenkung um 284 mm erreicht das Fahrdynamikauto noch kippkritische Wankwinkel von 12 Grad.

In Bild 4.40 sind die prozentualen Veränderungen der Schwerpunktshöhe gegenüber dem Basisfahrzeug dargestellt, die zur Rollinstabilität des Fahrzeugs führen. Diese wird als relative Kippreserve bezeichnet. Die Wankeigenfrequenz stellt mit einer negativen Kippreserve von 31% die kippkritischste Fahrzeuganregung dar, die jedoch im Fahrbetrieb nicht erfolgen kann (Kapitel 4.2.3.2). Closed-Loop-Fahrzeuganregungen bieten nach der Wankeigenfrequenzanregung die niedrigste Kippreserve. Mit der entsprechenden Lenkstrategie stellen Closed-Loop-Fahrmanöver eine größere Herausforderung bezüglich der Rollstabilität dar als die untersuchten Open-Loop-Manöver. Dies äußert sich auch in der minimal benötigten Fahrgeschwindigkeit zum Kippen. Bei Slalomfahrten konnte im Fahrversuch das Fahrdynamikauto bei einer Fahrgeschwindigkeit ab 57 km/h zum Kippen gebracht werden. Bei den untersuchten Open-Loop-Anregungen trat ein Kippen jedoch erst ab einer Geschwindigkeit von 72 km/h auf (vgl. Bild 4.23).

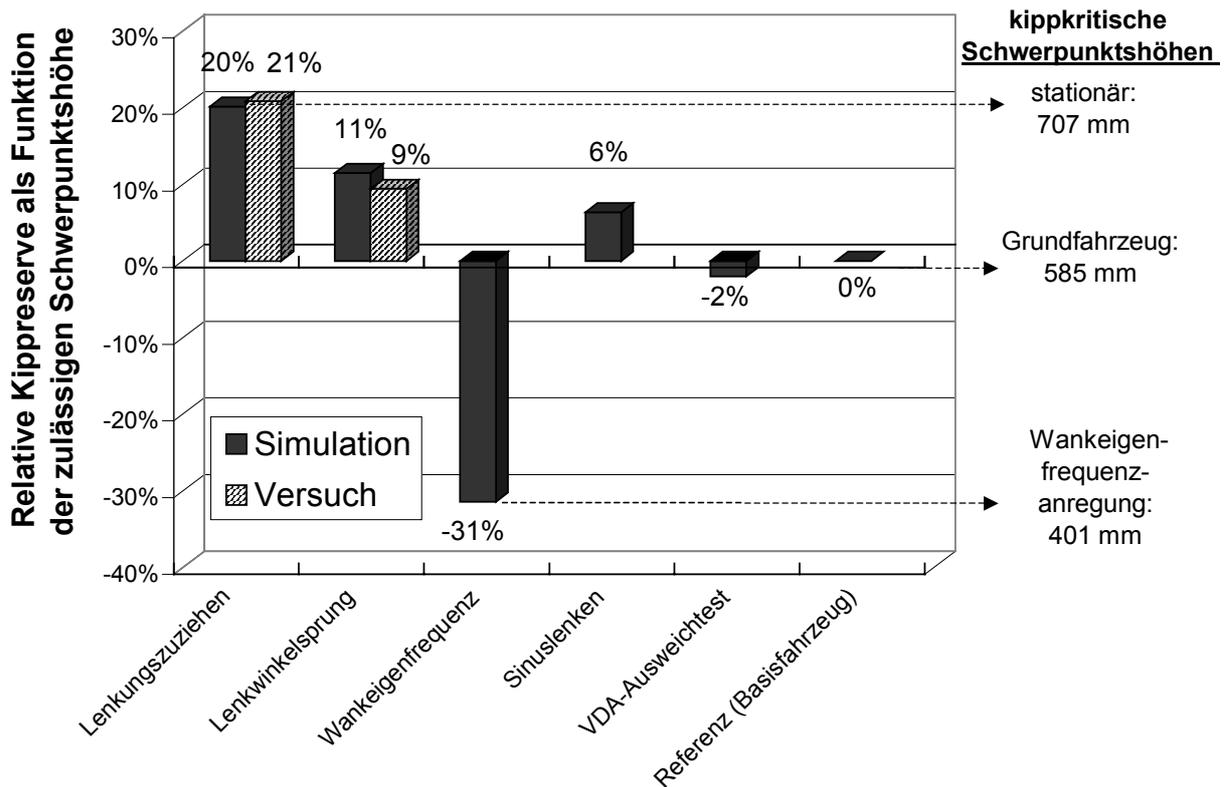


Bild 4.40: Relative Kippreserve des Fahrdynamikautos als Funktion der notwendigen Schwerpunkthöhe zum Kippen in Abhängigkeit der Fahrzeuganregung

4.3 Fahrzustände und Mechanismen für Rollinstabilität

Die vorherigen Kapitel beschäftigten sich mit dem ersten Baustein des Forschungsansatzes: Der kritischen Fahrzeuganregung für Rollinstabilität von Personenkraftwagen. Nachfolgend wird analysiert, welche Bedingungen und Fahrzustände zur Entstehung der dynamischen Rollinstabilität vorliegen müssen. Dazu werden die Zeitverläufe von Fahrdynamikgrößen bei Kipp- und Nichtkipffahrten im direkten Vergleich betrachtet, sowie ein Ansatz verfolgt, der auf dem Gedanken einer notwendigen ‚Überschussquerbeschleunigung‘ zum Anheben des Fahrzeugs beruht (Kapitel 3.3.2).

4.3.1 Fahrzeugbewegung um die Hochachse

Bei der Analyse von Bedingungen und der Vorgänge beim dynamischen Kippen von Personenkraftwagen liegt der Hauptfokus auf der Analyse von Sinuslenkmanövern. Ein direkter Vergleich der gewonnenen Ergebnisse mit Fahrten im VDA-Ausweichtest soll die Übertragbarkeit auf Closed-Loop-Manöver sicherstellen. Für die Analyse wurden Sinuslenkmanöver mit einer ‚Einlauffunktion‘ für das Fahrdynamikauto simuliert. Als konstante Fahrgeschwindigkeit wurde 81 km/h und eine Lenkradwinkelamplitude von 200 Grad, sowie ein Frequenzspektrum von 0.2 bis 0.9 Hz gewählt, um sicherzustellen, dass beide kippkritischen Anregungsfrequenzbereiche des Fahrdynamikautos (Kapitel 4.2.2) mit in die Untersuchung einfließen. Fahrten im VDA-Ausweichtest wurden nachsimuliert, um

zusätzliche Fahrdynamikgrößen zu erhalten. Sie umfassen ein Einfahrtsgeschwindigkeitsspektrum von 69-76 km/h.

In Bild 4.41 bis Bild 4.44 sind die Zeitverläufe des Fahrerinputs Lenkradwinkel und der Aufbaureaktion sowohl für die Sinuslenkmanöver als auch für die VDA-Ausweichtests dargestellt.

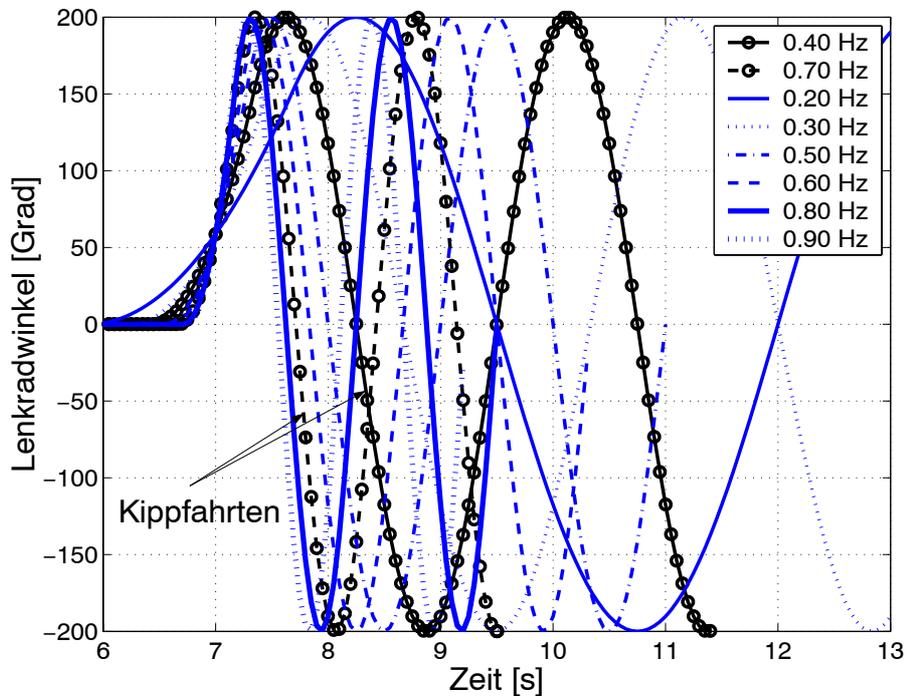


Bild 4.41: Lenkradwinkeleingaben bei Sinuslenken mit Einlauffunktion, Simulation Fahrdynamikauto, 81 km/h

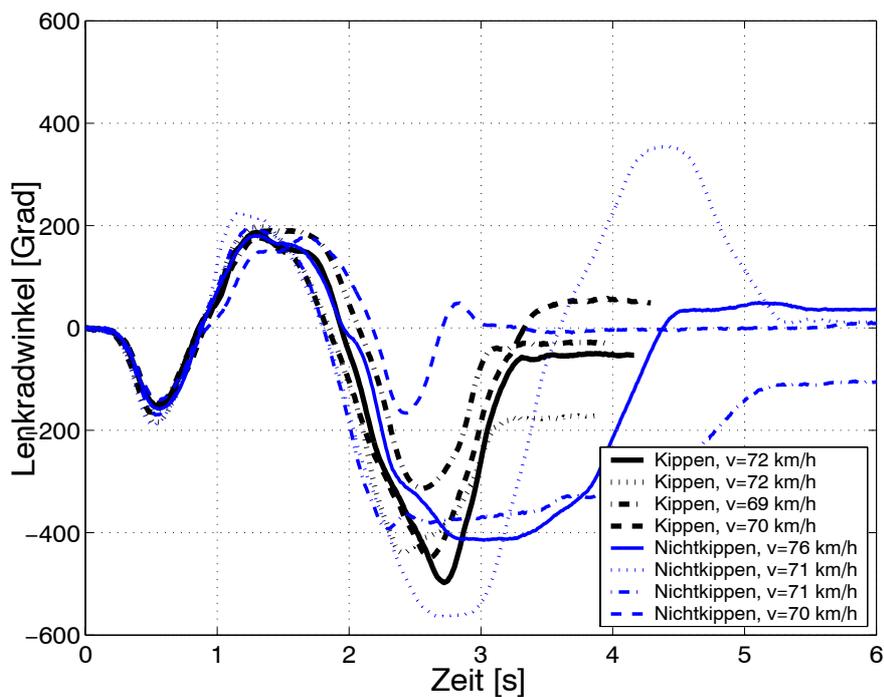


Bild 4.42: Lenkradwinkeleingaben bei VDA-Ausweichtests, Messung Fahrdynamikauto

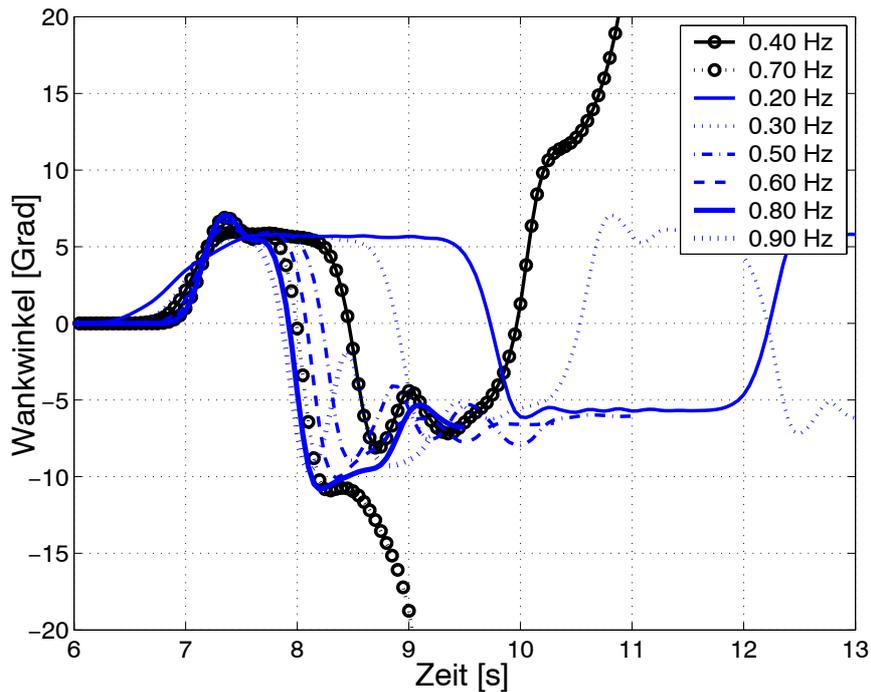


Bild 4.43: Wankwinkel bei Sinuslenken mit Einlauffunktion, Simulation Fahrdynamikauto, 81 km/h

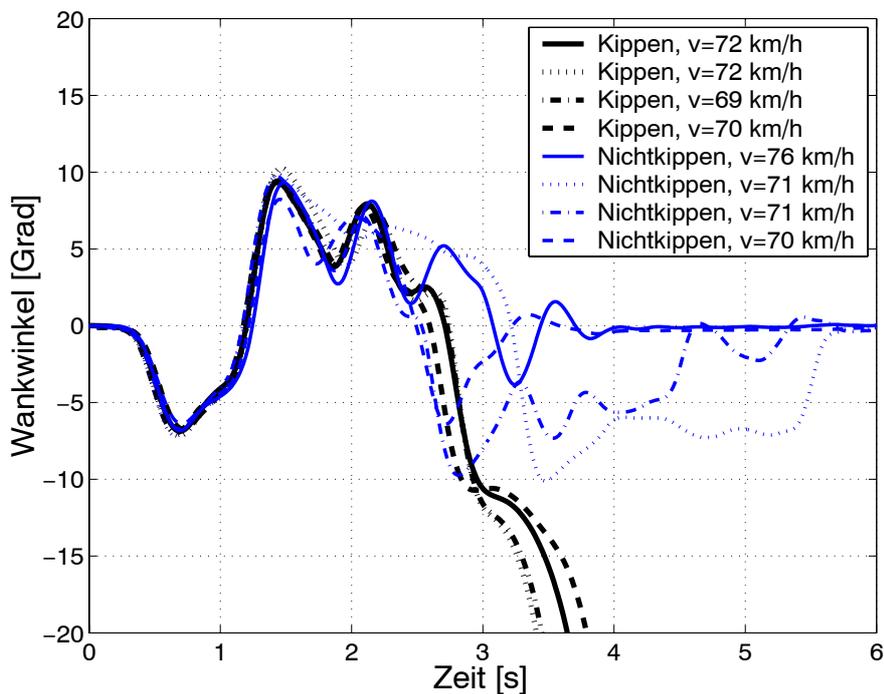


Bild 4.44: Wankwinkel bei VDA-Ausweichtests, Simulation Fahrdynamikauto

Bei der Betrachtung der Sinusfahrten im Zeitbereich wird im Gegensatz zur Analyse im Frequenzbereich deutlich, dass sich die Kippfahrten bei Frequenzen um 0.4 Hz und 0.7 Hz unterscheiden. Während das Versuchsfahrzeug bei 0.7 Hz schon nach einer wechselseitigen Anregung kippt, wird bei 0.4 Hz eine weitere Anregung benötigt. Der VDA-Ausweichtest ist

durch seine Grundfrequenz (Kapitel 4.2.1.2) mit der Sinusanregung bei 0.4 Hz vergleichbar und benötigt daher die gleiche Anzahl von Anregungen. Anregungen mit 0.6 und 0.8 Hz erreichen Wankwinkel von über 10 Grad und bewegen sich dicht an der in Kapitel 4.1 definierten Kippgrenze. Während die Aufbaureaktion bei Frequenzen unter 0.4 Hz den Lenkeingaben folgt, ist dies bei höheren Frequenzen nur bei der ersten Anregung der Fall.

Eine Analyse des Gier- und Schwimmverhaltens (Bild 4.45 bis Bild 4.48) bringt neben der Unterscheidung zwischen Kipp- und Nichtkipffahrten, sowie Kippfahrten nach einer oder zwei wechselseitigen Anregung eine weitere Differenzierung der Fahrten. Bei Frequenzen kleiner als 0.4 Hz zeigt das Fahrdynamikauto eine stabile Fahrzeugreaktion. Bei Frequenzen oberhalb von 0.5 Hz werden hohe Schwimmwinkel und Giergeschwindigkeiten erreicht. Das Fahrzeug schleudert. Bei 0.7 Hz resultiert die Schleuderfahrt zusätzlich in einem Fahrzeugkippen. Die Sinusfahrten können daher je nach Anregungsfrequenz in drei Kategorien eingeteilt werden:

- Stabile Fahrten: 0.20 bis 0.30 Hz
- Schleuderfahrten: 0.50 bis 0.60 und größer 0.70 Hz
- Kippfahrten: 0.40 und 0.70 Hz

Bei den VDA-Fahrten bietet sich ein vergleichbares Bild. Neben einer stabilen Fahrzeugreaktion treten ebenfalls Schleuder- und Kippfahrten auf, die sich aber nicht direkt über den Fahrerinput differenzieren lassen. Kippfahrten sind mit hohen Giergeschwindigkeiten und Schwimmwinkeln verknüpft. Sehr hohe Schwimmwinkel sind im VDA-Ausweichtest jedoch kontraproduktiv für die Rollinstabilität (Bild 4.48). Sie führen lediglich zur Instabilität um die Fahrzeughochachse und nicht zum Kippen. Ein starke Gier- und Schwimmbewegung sind zwar Voraussetzung zur dynamischen Rollinstabilität, es müssen jedoch noch weitere Bedingungen erfüllt werden.

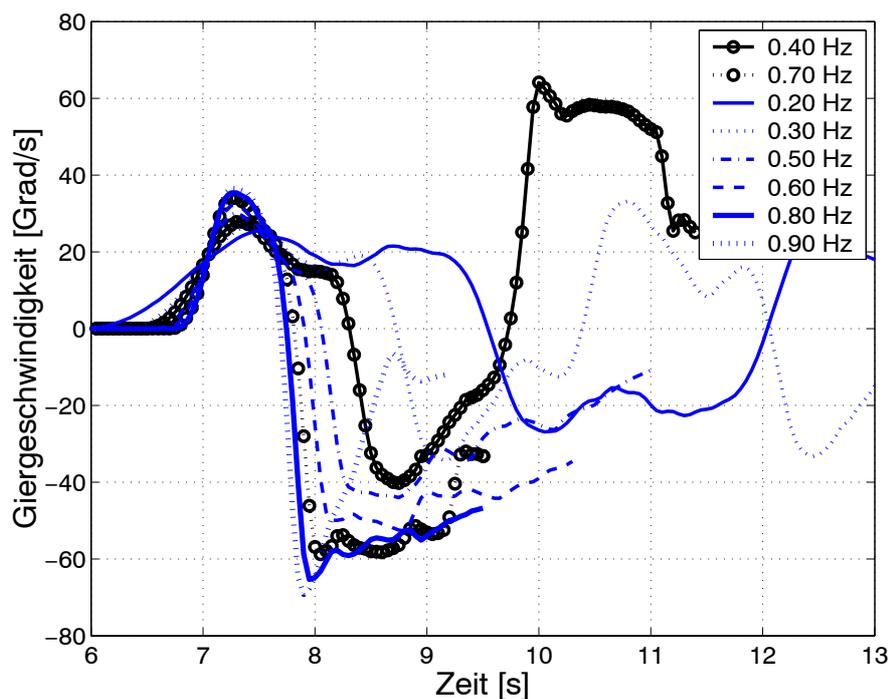


Bild 4.45: Giergeschwindigkeit bei Sinuslenken mit Einlauffunktion, Simulation Fahrdynamikauto, 81 km/h

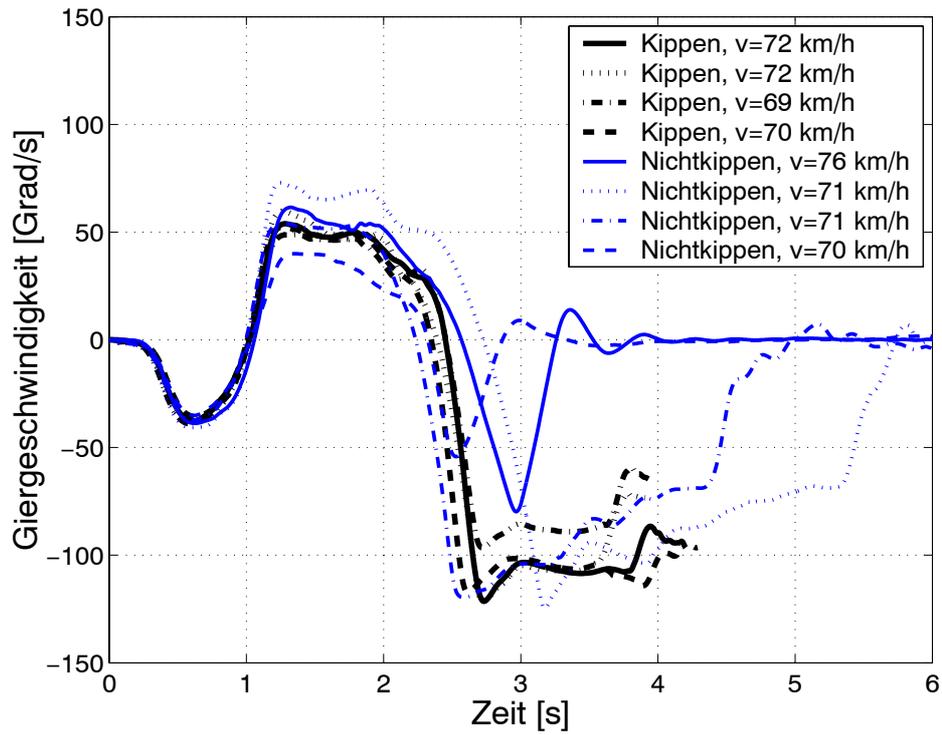


Bild 4.46: Giergeschwindigkeit bei VDA-Ausweichtests, Simulation Fahrodynamikauto

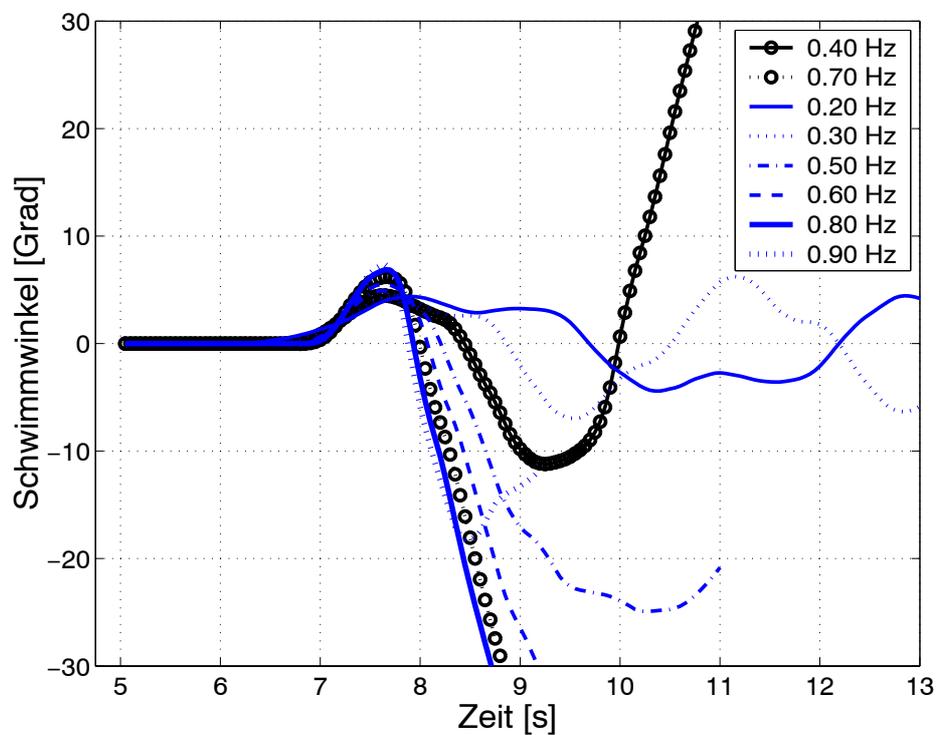


Bild 4.47: Schwimmwinkel bei Sinuslenken mit Einlauffunktion, Simulation Fahrodynamikauto, 81 km/h

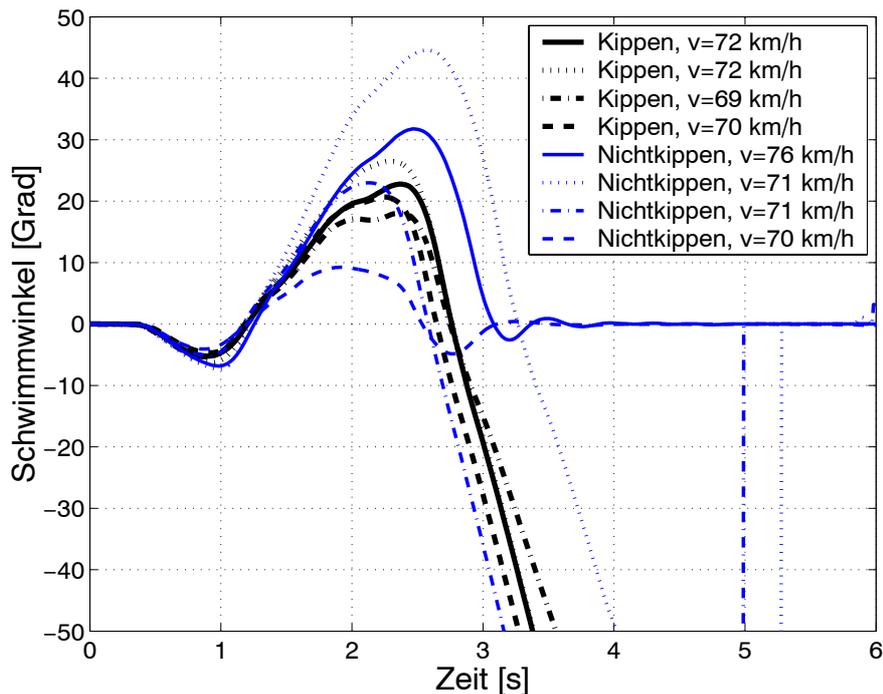


Bild 4.48: Schwimmwinkel bei VDA-Ausweichtests, Simulation Fahrodynamikauto

4.3.2 Wankdynamik

Den Ausgangspunkt für die Analyse von weiteren Bedingungen für die Rollinstabilität stellen die Aufbaureaktion und deren Anregung dar.

Kippfahrten weisen bei der letzten Anregung vor dem Kippen höhere Wankgeschwindigkeiten als vergleichbare Nichtkippfahrten auf (Bild 4.49). Hierbei muss jedoch beachtet werden, nach wie vielen Anregungen das Fahrzeug zu kippen droht. Die Kippfahrt mit 0.7 Hz, bei der das Kippen nach zwei Anregungen erfolgt, weist mit einer maximalen Wankgeschwindigkeit von 61 Grad/s höhere Werte auf als vergleichbare Schleuderfahrten, die ebenfalls nur zwei Anregungen erfahren. Die Kippfahrt mit 0.4 Hz weist zwar mit einem Maximalwert von 51 Grad/s niedrigere Wankgeschwindigkeiten als die Schleuderfahrten auf, aber deutlich höhere Werte als die aus Sicht der Anregung vergleichbaren stabilen Fahrten mit 0.2 bis 0.3 Hz.

Bei den Kippfahrten im VDA-Ausweichtest liegen die erreichten Wankgeschwindigkeiten ebenfalls stets höher als 51 Grad/s (Bild 4.50). Bei Nichtkippfahrten im VDA-Ausweichtest, die hohe Wankwinkel erreichen, wird jedoch teilweise das Wankgeschwindigkeitsniveau der Kippfahrten erreicht oder geringfügig überschritten.

Ein absoluter Schwellwert für kippkritische Wankgeschwindigkeiten lässt sich nicht oder nur in Abhängigkeit der Anregungsperiodenzahl angeben. Hohe Wankgeschwindigkeiten und damit eine hohe kinetische Energie in der Rollbewegung sind eine notwendige, aber nicht hinreichende Bedingung, die zudem von der Anzahl der Anregungsperioden abhängt.

Trägt man die Wankgeschwindigkeit über dem Wankwinkel auf (Bild 4.51 und Bild 4.52), so werden die Unterschiede zwischen Kipp- und Nichtkippfahrten deutlicher. Der zeitliche Verlauf ist durch nummerierte Pfeile gekennzeichnet. Obwohl die Maximalwerte der Wankgeschwindigkeit abhängig von der Anzahl der Anregungsperioden differieren, weisen

Kippfahrten bei hohen Wankwinkeln grundsätzlich höhere Wankgeschwindigkeiten auf. Bei Wankwinkel von +/- 10 Grad ist bei Kippfahrten noch eine Wankgeschwindigkeit von 20 Grad/s vorhanden, bei Nichtkippfahrten dagegen niedrigere Werte. Eine Ausnahme stellt das Sinuslenken mit 0.8 Hz dar. Diese Fahrt liegt mit einem maximal erreichten Wankwinkel von 10.8 Grad so nahe an der Kippgrenze, dass von einer Fast-Kippfahrt ausgegangen werden muss, bei der nur eine geringfügig stärkere Anregung zur Rollinstabilität führen würde. Eine Bedingung zur Entstehung von dynamischer Rollinstabilität des Fahrdynamikautos besteht darin, dass bei hohen Wankwinkeln hohe Wankgeschwindigkeiten vorliegen müssen.

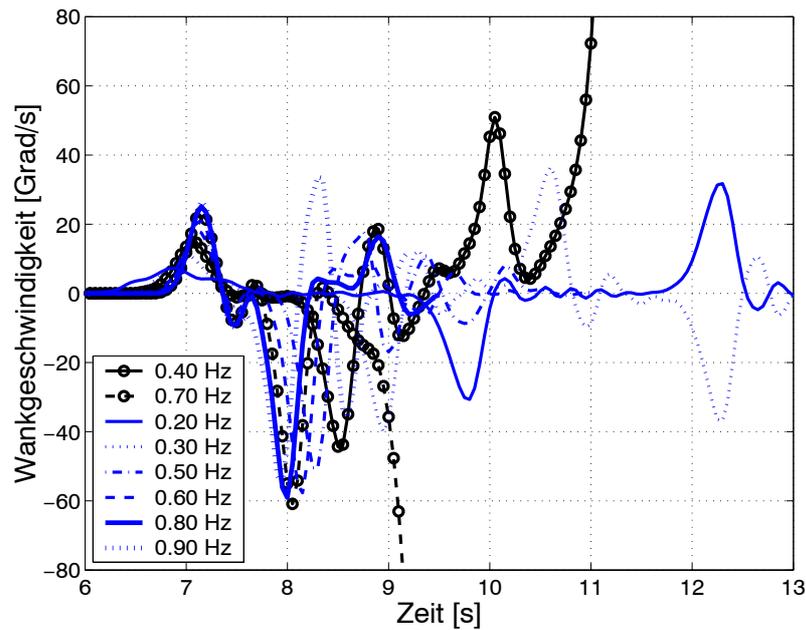


Bild 4.49: Wankgeschwindigkeit bei Sinuslenken mit Einlauffunktion, Simulation Fahrdynamikauto, 81 km/h

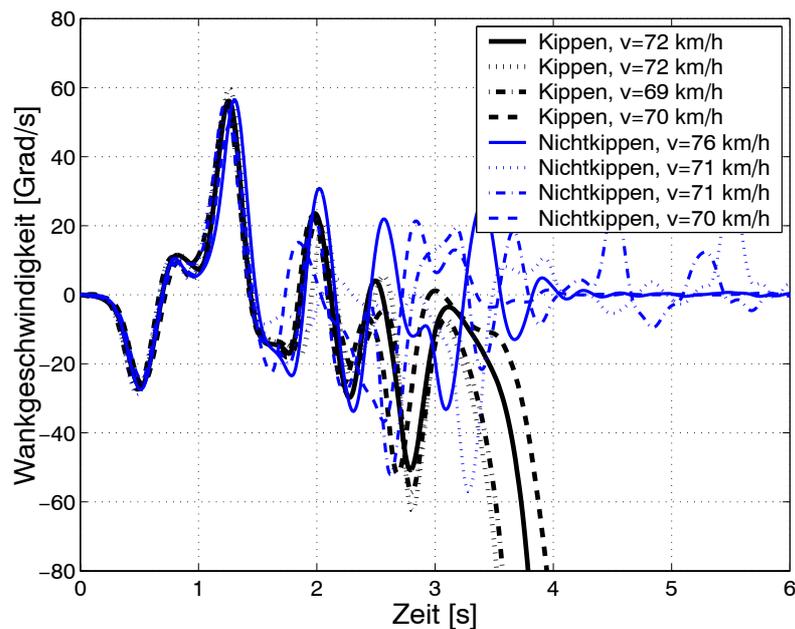


Bild 4.50: Wankgeschwindigkeit bei VDA-Ausweichtests, Simulation Fahrdynamikauto

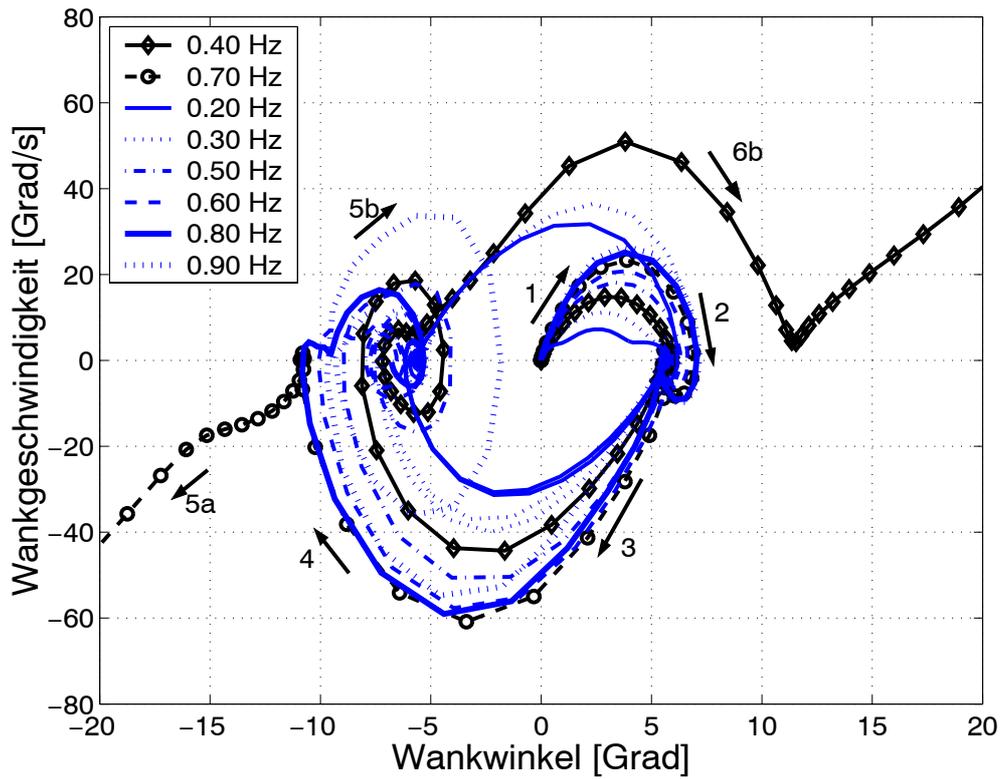


Bild 4.51: Wankgeschwindigkeit als Funktion des Wankwinkels bei Sinuslenken mit Einlauffunktion; Simulation Fahrdynamikauto, 81 km/h

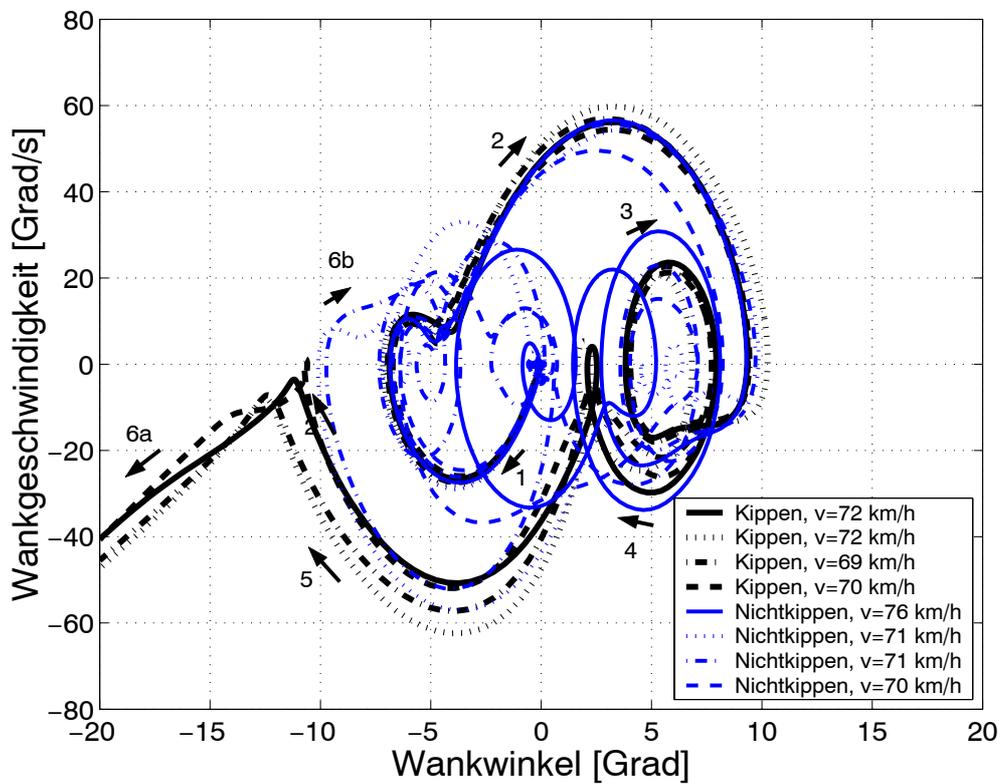


Bild 4.52: Wankgeschwindigkeit als Funktion des Wankwinkels bei VDA-Ausweichtests; Simulation Fahrdynamikauto

Hohe Wankgeschwindigkeiten in der Rollbewegung sind einerseits mit einer hohen kinetischen Energie in der Rollbewegung verknüpft, die in potentielle Energie zum Anheben des Fahrzeugs umgewandelt werden kann. Andererseits führen hohe Wankgeschwindigkeiten beim Erreichen der Pufferanschläge der Federung zu einer höheren Wankverzögerung. Das entstehende Rollmoment stützt sich über ein Kräftepaar an den Radaufstandspunkten ab und führt zu einem Anstieg der Radlasten.

4.3.3 Seitenkräfte

Hohe Wankgeschwindigkeiten können zwei Ursachen haben: Eine starke Anregung des Aufbaus durch Querkräfte bei ausreichender seitlicher Abstützung des Fahrzeugs oder eine Anregung des Aufbaus in der Wankresonanz mit relativ niedrigen Querkräften. Letzteres ist bei den untersuchten Kippfahrten nicht der Fall (Kapitel 4.2.3.2). Eine direkte Analyse der Kräfte in Fahrzeugquerrichtung im Aufbauschwerpunkt ist in der eingesetzten Simulationsumgebung nicht möglich, da nur die Radialbeschleunigung zum Kurvenmittelpunkt bestimmt wird. Aus den berechneten Seitenkräften an den Rädern quer zur Fahrzeuglängsachse lässt sich jedoch in guter Näherung auf die Queranregungsamplitude im Schwerpunkt schließen. Durch die Betrachtung der Seitenkräfte wird zudem deutlich, wie hoch die Fahrzeugabstützung in Querrichtung ist.

In Bild 4.53 und Bild 4.54 ist die Seitenkraftsumme in Fahrzeugquerrichtung für die untersuchten Fahrmanöver dargestellt. Kippfahrten weisen eine höhere maximale Seitenkraftsumme auf als Nichtkippfahrten, jedoch wiederum nur in Abhängigkeit der Anzahl der Anregungsperioden. Während beim Sinuslenken nach einer wechselseitigen Anregung Nichtkippfahrten mit einer Seitenkraftsumme von 13.5 kN auftreten, kippt das Fahrzeug bei doppelter wechselseitiger Anregung schon bei einer Seitenkraftsumme von 12.5 kN. Dies entspricht einem auf die Fahrzeugmasse bezogenen Seitenkraftwert von 0.97g.

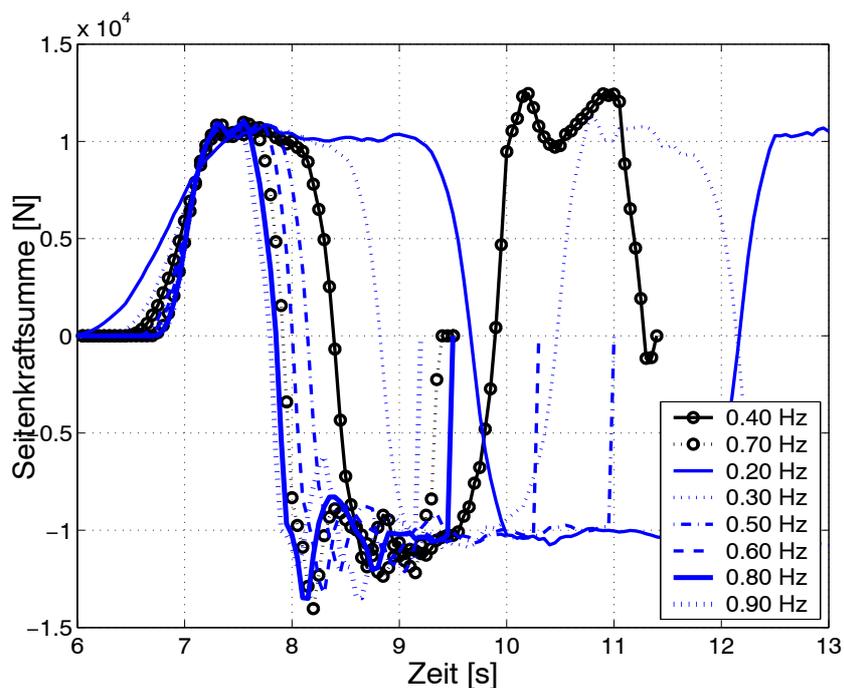


Bild 4.53: Seitenkraftsumme bei Sinuslenken mit Einlauffunktion; Simulation Fahrdynamikauto, 81 km/h

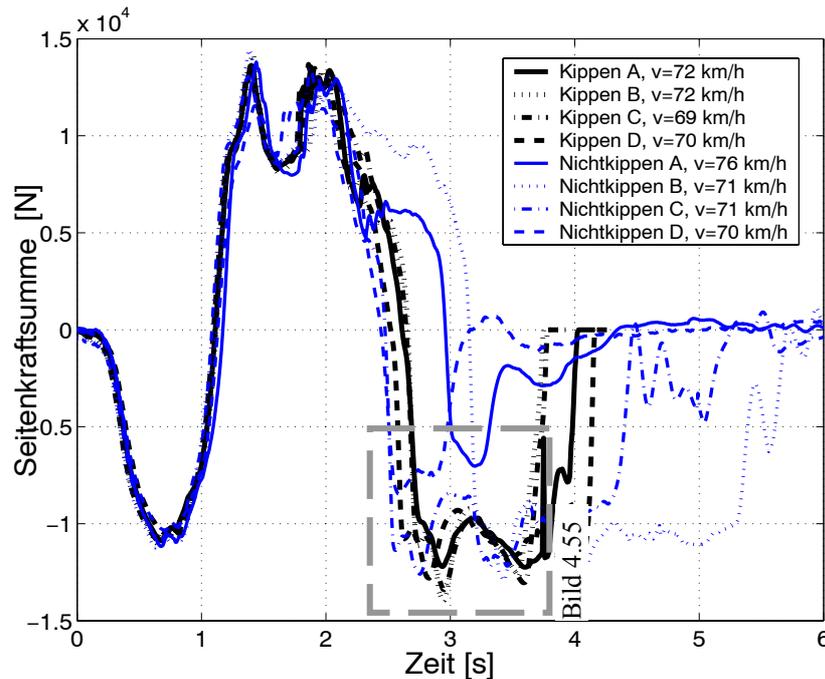


Bild 4.54: Seitenkraftsumme bei VDA-Ausweichtests; Simulation Fahrdynamikauto

Beim VDA-Ausweichtest zeigt sich ein ähnliches Bild. Nach der ersten wechselseitigen Anregung werden bei Kipp- und Nichtkipffahrten teilweise höhere Werte erreicht als bei der darauffolgenden letzten Anregung, die schließlich zum Kippen führt. Das Seitenkraftniveau im VDA-Test ist höher als beim Sinuslenken.

Betrachtet man die Seitenkräfte bei der letzten kippkritischen Anregung im VDA-Ausweichtest näher (Bild 4.55), wird deutlich, dass eine Nichtkipffahrt mit 71 km/h eine höhere Seitenkraftsumme aufweist als die Kippfahrt mit 72 km/h. Die absolute Höhe der Seitenkräfte in Abhängigkeit der Anregungsperiode ist daher auch kein valider Indikator für die dynamische Rollinstabilität des Fahrzeugs. Daher wird im Folgenden die Entstehung der Seitenkraftsumme in Quer-

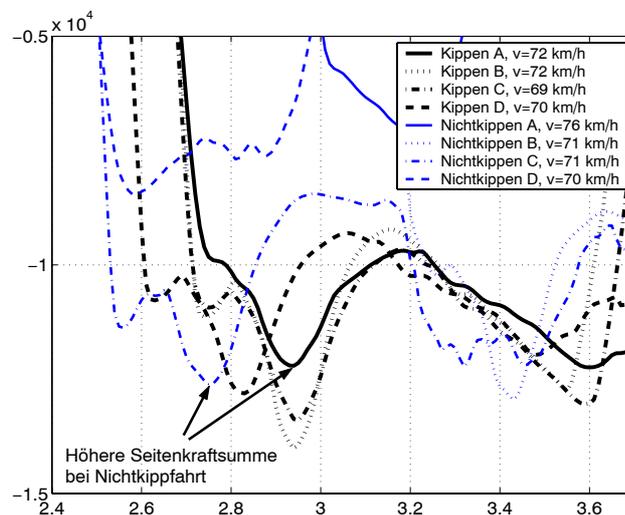


Bild 4.55: Zeitbereichsausschnitt aus Seitenkraftsumme bei VDA-Ausweichtests (vgl. Bild 4.54); Simulation Fahrdynamikauto

richtung, die zu einer hohen Wankgeschwindigkeit und -beschleunigung des Aufbaus führt, näher analysiert. Die Seitenkraftsumme setzt sich zusammen aus den an Hinter- und Vorderachse entstehenden Seitenkräften. In Bild 4.56 ist schematisch der Seitenkraftaufbau der Hinterachse in Abhängigkeit der Seitenkraft an der Vorderachse für eine Kippfahrt im

VDA-Ausweichtest aufgezeigt und dem simulierten Bahnkurs durch Nummerierung zugeordnet.

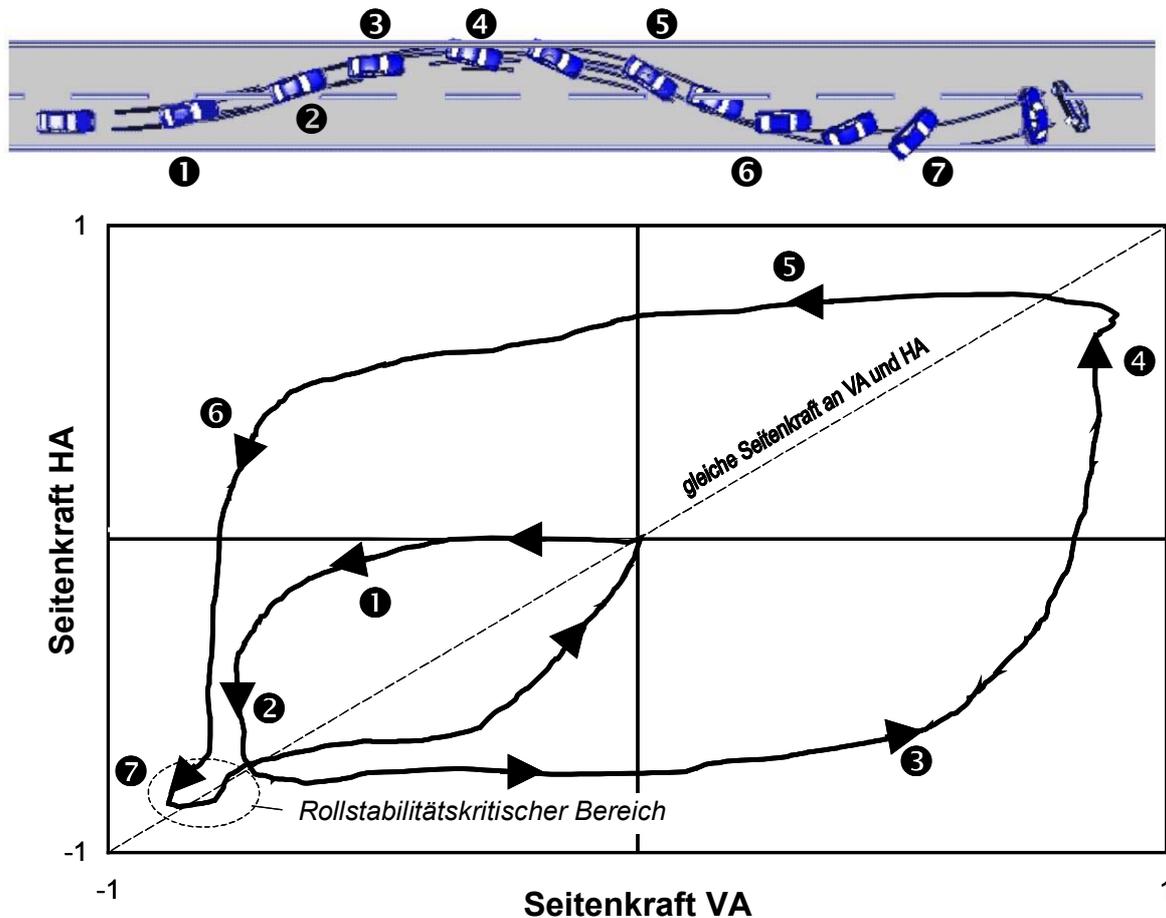


Bild 4.56: Schematische Darstellung der Seitenkraft der Hinterachse als Funktion der Vorderachse für eine Kippfahrt in einem Ausweichtest.

Zunächst baut sich durch das Einlenken für den ersten Fahrspurwechsel eine negative Seitenkraft an der Vorderachse auf. Die Hinterachse folgt mit Zeitverzug. Im dritten Quadranten wird ein erstes Seitenkraftmaximum sowohl an Vorder- als auch an Hinterachse erreicht. Durch Einleiten des zweiten Fahrspurwechsels erfolgt in der Seitenkraft der Vorderachse ein Vorzeichenwechsel. In der Folge wird im ersten Quadranten ein Seitenkraftmaximum beider Achsen erreicht. Durch die Lenkbewegung zur Stabilisierung des Fahrzeugs auf der ursprünglichen Fahrspur wird das Kippen des Fahrzeugs eingeleitet. Der rollstabilitätskritische Bereich befindet sich für das Beispiel eines Fahrzeugkippens beim Wiedereinfädeln auf die ursprüngliche Fahrspur im dritten Quadranten. Durch die Diagonale sind Punkte lokalisiert, an denen gleichzeitig die gleichen Seitenkraftsummen an Vorder- und Hinterachse vorhanden sind.

In Bild 4.57 ist die Entwicklung der Seitenkräfte an der Hinterachse als Funktion der Seitenkräfte an der Vorderachse für diejenigen Nichtkippfahrt (Nichtkippfahrt B in Bild 4.55), die ein Seitenkraftniveau in Höhe von Kippfahrten erreicht, sowie für eine Kippfahrt (Kippfahrt C in Bild 4.55) mit einer im Vergleich niedrigeren maximalen Seitenkraftsumme dargestellt. Mit nummerierten Pfeilen ist die zeitliche Abfolge der Seitenkraftentwicklung dargestellt. Bei der Kippfahrt wird sowohl an Vorder- als auch an Hinterachse gleichzeitig

annähernd das gleiche Seitenkraftmaximum erreicht. Bei der Nichtkippfahrt dagegen werden zwar an der Hinterachse höhere Seitenkraftwerte als bei der Kippfahrt und damit auch eine höhere Seitenkraftsumme erreicht, an der Vorderachse bleiben die Werte jedoch darunter. Für die Entstehung dynamischer Rollinstabilität ergibt sich daraus, dass eine gleichzeitige maximale seitliche Abstützung des Fahrzeugs an beiden Achsen wichtiger ist als Maximalwerte nur an einer Achse.

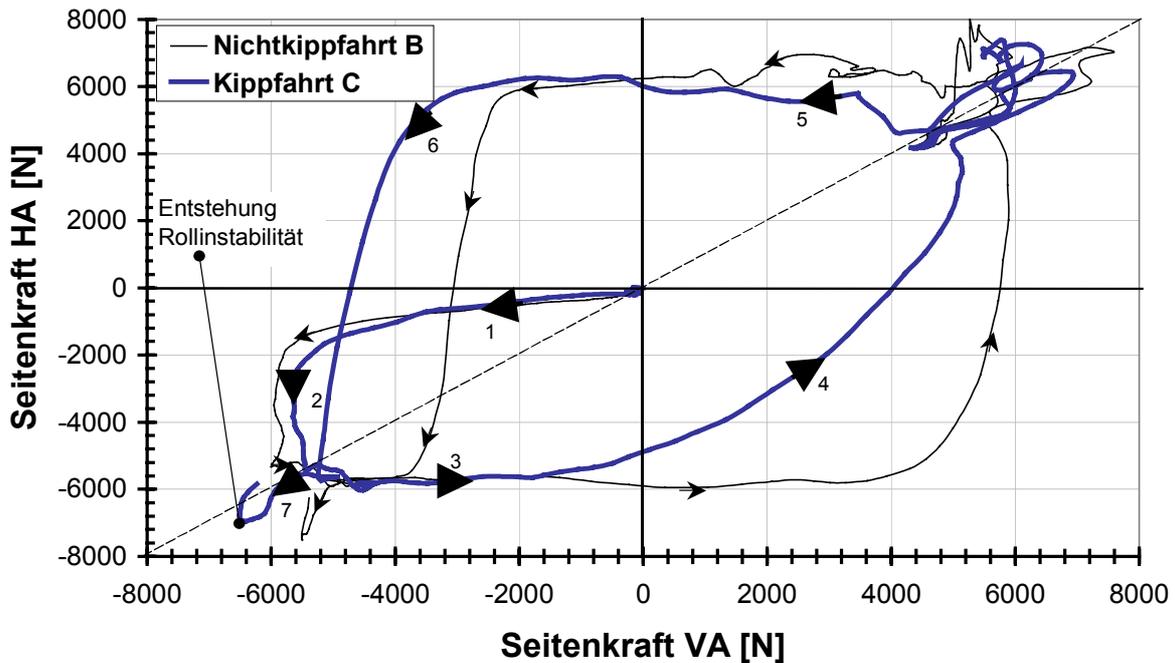


Bild 4.57: Seitenkraftentwicklung an Vorder- und Hinterachse im VDA-Ausweichtest im Vergleich von Kippfahrt und Nichtkippfahrt (Fahrten identisch mit Bild 4.54 und Bild 4.55), Simulation Fahrdynamikauto

Bild 4.58 verdeutlicht diesen wichtigen Sachverhalt für weitere Fahrten im VDA-Ausweichtest. Dargestellt sind nur die Seitenkräfte im kippkritischen dritten Quadranten. Während die Kippfahrten gleichzeitig ihr Seitenkraftmaximum an Vorder- und Hinterachse erreichen und in der Nähe der Diagonalen liegen, ist dies bei den Nichtkippfahrten nicht der Fall. Das gleichzeitige Erreichen des Seitenkraftmaximums an beiden Achsen stellt eine wichtige Bedingung für die Entstehung der dynamischen Rollinstabilität dar.

Die Höhe der benötigten Seitenkraftmaxima ist jedoch abhängig von der Anzahl der Anregungsperioden. Stellt man sich die Aufbauwankbewegung idealisiert als ein gedämpftes Drehfederpendel vor, so wird zum ersten Auslenken des Pendels eine relativ hohe Kraftanregung benötigt. Ausgehend vom ausgelenkten Pendel sind bei phasenrichtiger Einleitung relativ geringe äußere Kräfte notwendig, um die Pendelbewegung weiter anzufachen und, auf das Fahrzeugmodell übertragen, die Wankbewegung auf kippkritische Wankwinkelniveaus aufzuschaukeln. Mit zunehmender Anzahl der Anregungsperioden wird das notwendige Kraftniveau kleiner, um das Fahrzeug auf Wankwinkelwerte von über 12 Grad auszulenken.

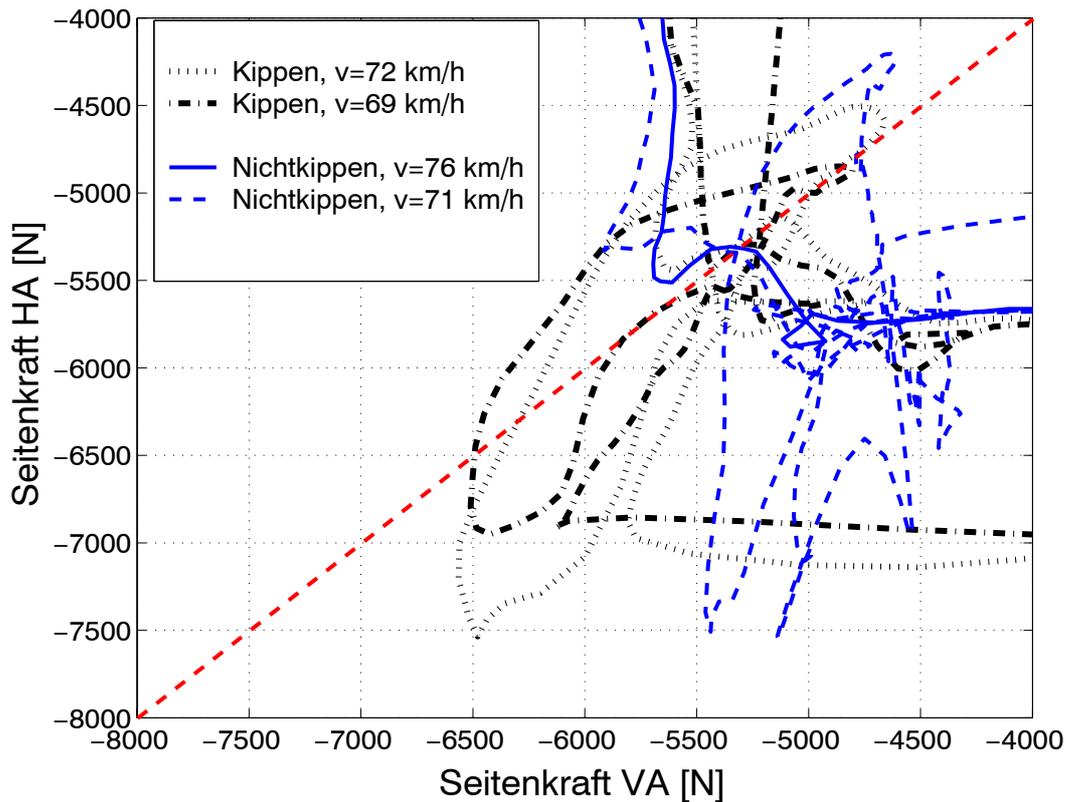


Bild 4.58: Seitenkraftentwicklung an Vorder- und Hinterachse im VDA-Ausweichtest, Simulation Fahrdynamikauto

Gleichzeitig hohe Seitenkräfte an Vorder- und Hinterachse sind eine wichtige Bedingung für die Entstehung dynamischer Rollinstabilität. Bei den Kippfahrten werden an Vorder- und Hinterachse Seitenkräfte von über 6 kN und bis zu 7,5 kN erreicht. Da das kurveninnere Rad bei diesem Fahrmanöver kaum noch Radlast aufweist, trägt es zur Seitenkraftentwicklung an der jeweiligen Achse nur einen vernachlässigbaren Anteil bei. Ein Blick auf das auf Messungen beruhende und für die Simulation adaptierte stationäre Reifenkennfeld des Fahrdynamikautos (Bild 4.59) zeigt, dass sich Seitenkräfte über 6 kN nur mit Schräglaufwinkel von größer als 8 Grad und Radlasten von 8 kN am kurvenäußeren Rad erzielen lassen.

Das Erreichen von Schräglaufwinkeln von 8 Grad an der Vorderachse ist durch Lenkeinschlag unproblematisch. Ein Schräglaufwinkel von 8 Grad und darüber an der Hinterachse kann durch ein dynamisches Übersteuerverhalten verbunden mit einer Schwimmbewegung des Fahrzeugs erreicht werden.

In erster Näherung kann der Schwimmwinkel an der Hinterachse mit dem globalen Schräglaufwinkel dieser Achse gleichgesetzt werden. Beim Fahrdynamikauto werden bei der letzten Anregung vor dem Kippen Schwimmwinkel im Schwerpunkt von über 10 Grad erreicht (Bild 4.47 und Bild 4.48), die sich auch in hohen Schwimmwinkeln an der Hinterachse widerspiegeln müssen. Dies ist eine notwendige Voraussetzung zum Erreichen hoher Seitenkraftwerte. Zu hohe Schwimmwinkel führen jedoch zum Schleudern des Fahrzeugs und nicht zum Kippen. Fahrzeuganregungen und Fahrmanöver, die ein dynamisches Übersteuerverhalten provozieren, sind besonders kippkritisch.

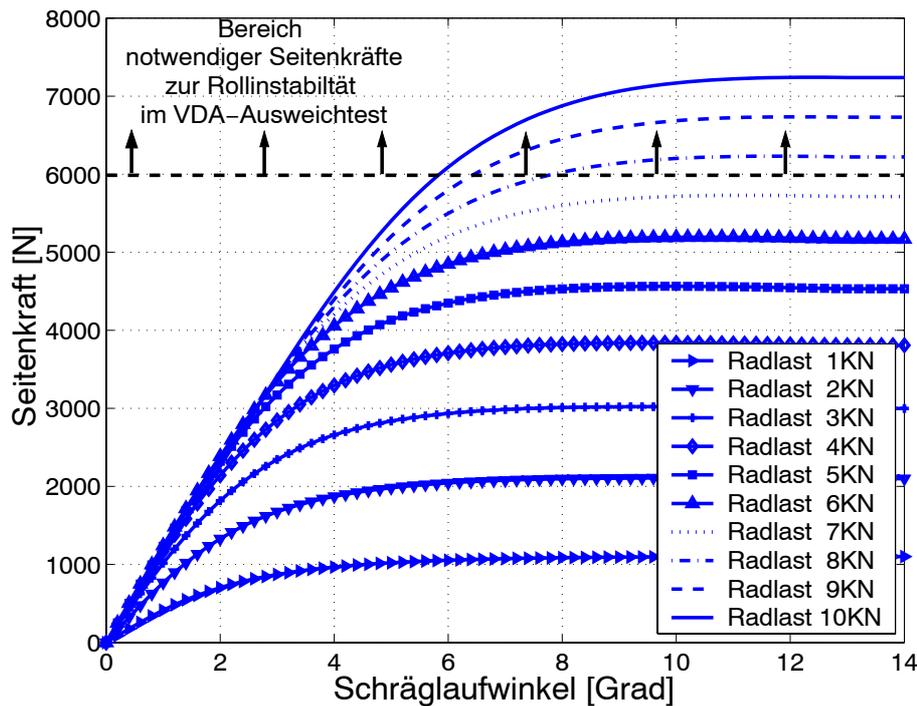


Bild 4.59: Reifenkennfeld und kippkritischer Seitenkraftbereich an einer Achse für das Fahrdynamikauto; für die Simulation adaptierte Messung, Reifen Dunlop SP2000, 195/50 R15 82 V

Zum Erreichen des kippkritischen Seitenkraftniveaus werden Radlasten größer als 8 kN benötigt. Dies entspricht mehr als der doppelten statischen Radlast des Fahrdynamikautos von ca. 3.2 kN. Durch den stark degressiven Verlauf des Reifenkennfelds bei Schräglaufwinkeln größer als 8 Grad kann eine Steigerung der Seitenkraftwerte in diesem Betriebsbereich des Reifens nur noch durch eine Radlasterhöhung und nicht durch eine weitere Zunahme des Schräglaufwinkels erfolgen. Daher ist im fahrdynamischen Extrembereich neben dem Schräglaufwinkelaufbau an der Hinterachse eine dynamische Radlastüberhöhung ein zentraler Baustein zur Einleitung des dynamischen Fahrzeugkipps.

In diesem Zusammenhang bekommt die eingangs bei Kippfahrten detektierte hohe Wankgeschwindigkeit eine Bedeutung. Die Aufbaubewegung wird beim Erreichen der Pufferanschläge der Federung verzögert. Durch die Verzögerung entsteht eine dynamische Radlastüberhöhung, die bei konstantem Schräglaufwinkel zum Anstieg des Seitenkraftwertes führt. Dadurch können die benötigten hohen Seitenkräfte bereitgestellt werden. Je höher die Wankgeschwindigkeit desto höher die Wankbeschleunigung bei Erreichen der Pufferanschläge und desto höher ist die Radlastüberhöhung und damit das maximal erzielbare Seitenkraftniveau des Reifens. Hohe Wankgeschwindigkeiten begünstigen daher die Entstehung von dynamischer Rollinstabilität.

Aus dem Vergleich von Kippfahrten und Nichtkipffahrten des Fahrdynamikautos ergeben sich zwei wesentliche Bedingungen für die Entstehung von dynamischer Rollinstabilität:

1. Hohe Wankgeschwindigkeiten bis in den Bereich hoher Wankwinkel
2. Gleichzeitig hohe Seitenkräfte an Vorder- und Hinterachse

Auf Basis dieser beiden Bedingungen lassen sich die Entstehung und weitere Voraussetzungen für die dynamische Rollinstabilität von Personenkraftwagen ableiten (Bild 4.60). Eine hohe Seitenkraftsumme in Fahrzeugquerrichtung sorgt zum einen für eine ausreichende Abstützung des Fahrzeugs in den Radaufstandsflächen und induziert andererseits eine hohe Aufbauanregung und ein Rollmoment, das das Fahrzeug bei ausreichender langer Einwirkdauer zum Kippen bringt. Eine hohe Aufbauanregung führt wiederum zu hohen Wankgeschwindigkeiten.

Um eine hohe Seitenkraftsumme und eine gleichmäßige Abstützung des Fahrzeugs an den Radaufstandsflächen beider Achsen zu erreichen, muss das maximale Kraftschlusspotential der Reifen sowohl an Vorder- als auch an Hinterachse gleichzeitig ausgenutzt werden. Hohe Seitenkräfte an einer Achse kann nur durch gleichzeitig hohe Schräglaufwinkel und Radlasten erzeugt werden. Ein hoher Schräglaufwinkel an der Hinterachse ist mit einem hohen Schwimmwinkel an der Hinterachse und einem dynamischen Übersteuerverhalten verbunden. Fahrmanöver und Lenkeingaben, die zu einem dynamischen Übersteuern des Fahrzeugs führen, sind daher Grundvoraussetzung für dynamische Rollinstabilität. Neben hohen Schräglaufwinkeln muss zusätzlich eine dynamische Radlastüberhöhung erfolgen, die sich aus der Wankverzögerung der Aufbauabewegung ergibt. Sind diese Bedingungen an der Hinterachse erreicht, so muss diese gleichzeitig auch an der Vorderachse durch entsprechende Lenkeingaben vorliegen.

Für den Closed-Loop-Fahrbetrieb bedeutet dies, dass es dem Fahrer gelingen muss, das Fahrzeug ins dynamische Übersteuern zu bringen. Gleichzeitig muss durch die Lenkeingaben des Fahrers oder infolge der Fahrmanöverdimensionen eine Wankbewegung vorliegen, die durch Verzögerung der Wankbewegung an den Pufferanschlägen der Federung eine Radlastüberhöhung erzeugt. Zu diesem Zeitpunkt muss der Lenkradwinkel vom Fahrer so gewählt werden, dass sich an der Vorderachse ebenfalls phasenrichtig zur Hinterachse die notwendigen Schräglaufwinkel einstellen.

Dieses phasenrichtige Zusammenspiel von Gier-, Schwimm- und Wankreaktion ist bei kippkritischen Ausweichtests wie VDA-Ausweichtest, ‚Elchtest‘ durch die Manöverdimensionen wie auch beim Sinuslenken bei der entsprechenden Kombination aus Lenkfrequenz, -amplitude und Geschwindigkeit gegeben. Die bei Kippfahrten in Ausweichtests auftretenden hohen Lenkgeschwindigkeiten sind notwendig, um die korrekte Phasenbeziehung zwischen der Seitenkraftentwicklung an Vorder- und Hinterachse herstellen zu können.

Schleuderfahrten mit hohen Seitenkraftsummen an der Hinterachse erreichen zwar hohe Gesamtseitenkraftsummen, es fehlt aber die gleichzeitige Abstützung des Fahrzeugs an Vorder- und Hinterachse. Das Fahrzeug schleudert zwar, kippt aber nicht.

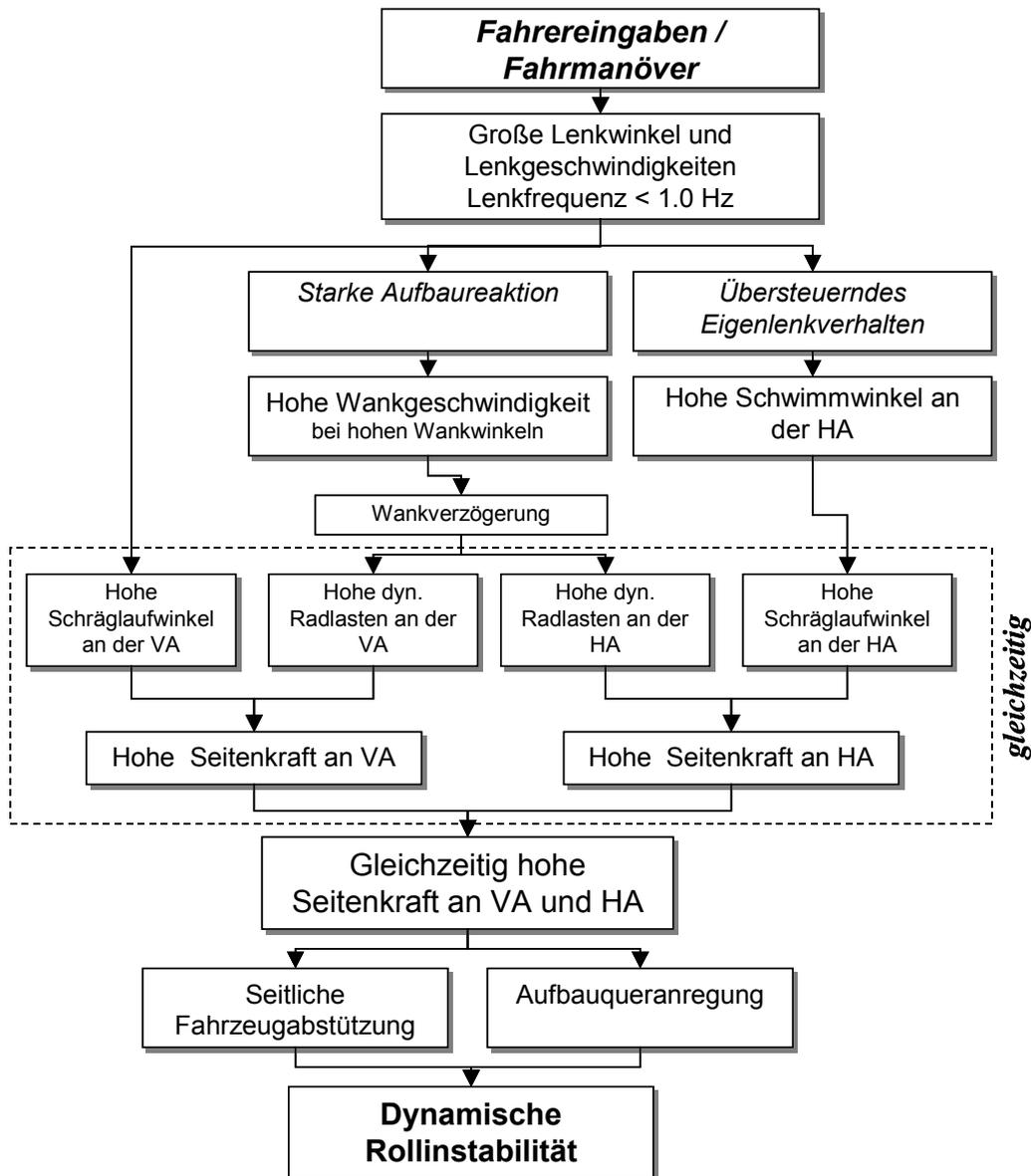


Bild 4.60: Entstehung von und Bedingungen für dynamische Rollinstabilität von Personenkraftwagen

4.3.4 Konzept der Überschussqueranregung

Bisher konnten notwendige Bedingungen und fahrdynamische Zusammenhänge aufgezeigt werden, die zur dynamischen Rollinstabilität beitragen. Um eine hinreichende Bedingung für die Entstehung der Rollinstabilität zu finden, wurde ein Ansatz auf Basis der im Fahrbetrieb auftretenden Querbeschleunigung untersucht. In Bild 4.61 ist die maximale Querbeschleunigung im fahrzeugfesten Koordinatensystem bei Fahrversuchen mit einem Kleinwagen im ‚Elchtest‘ über der Einfahrtgeschwindigkeit aufgetragen. Es wird deutlich, dass die absolute Höhe der auftretenden Querbeschleunigung keine hinreichende Bedingung für die Rollinstabilität des Fahrzeugs darstellt: In Nichtkippfahrten werden teilweise höhere Querbeschleunigungen bis zu 13.2 m/s^2 als bei Kippfahrten erreicht. Die minimal auftretende Querbeschleunigung bei Kippfahrten lag bei 9.7 m/s^2 .

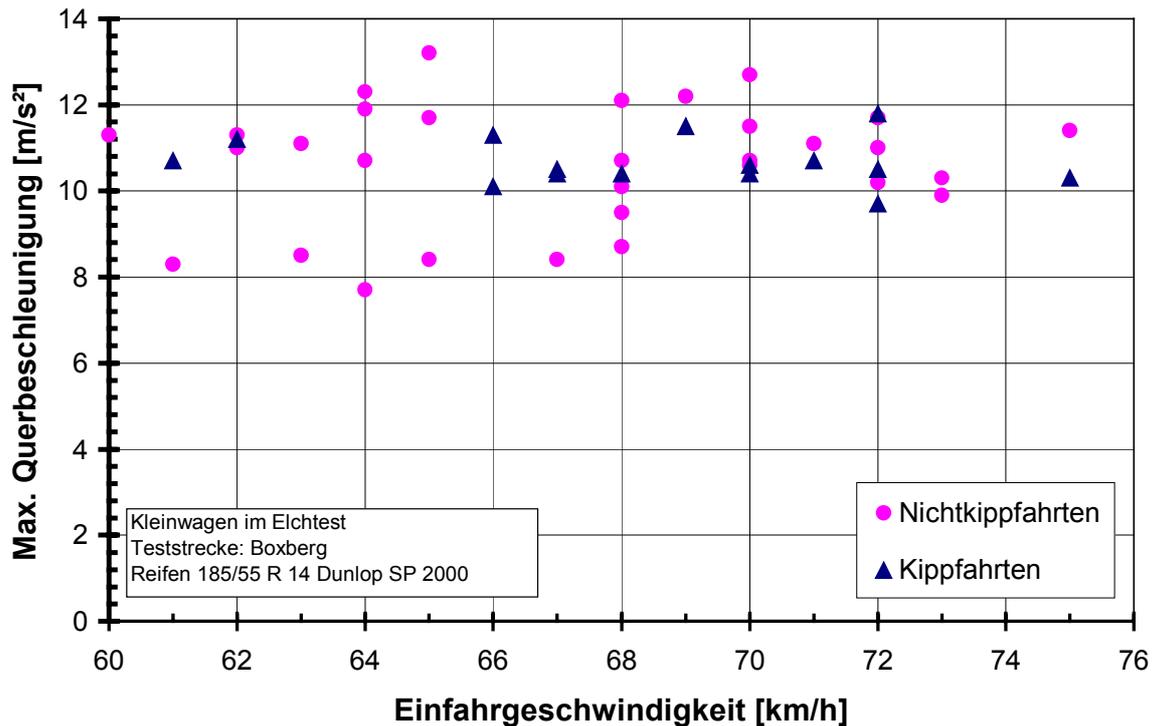


Bild 4.61: Maximale Querbeschleunigungen im ‚Elchtest‘, Fahrversuche mit einem Kleinwagen

Es wurde daher ein Ansatz verfolgt, dem nicht die Querbeschleunigungsmaximalwerte zugrunde liegen, sondern der die Höhe und die Einwirkdauer der Queranregung berücksichtigt. Dazu wurde aus der Differenz der statischen Querkraft zum Anheben des Fahrzeugs und der im Fahrbetrieb momentan vorhandenen Querkraft im Schwerpunkt die Überschusskraft ermittelt (Bild 4.62) und zeitlich aufintegriert. Die Überschusskraft lenkt den Fahrzeugaufbau über den statischen Wankwinkel hinaus aus und beschleunigt die Rollbewegung (Kapitel 3.3.2).

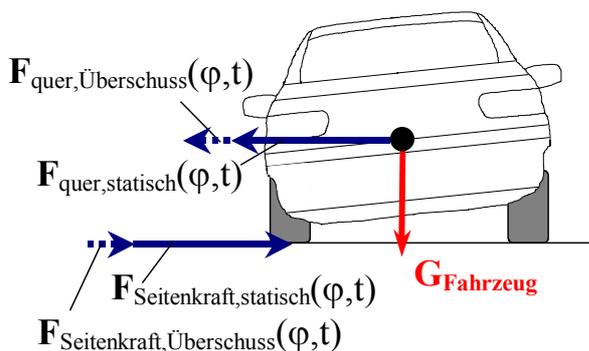


Bild 4.62: Konzept der Überschussquerbeschleunigung

Die Querkraftanregung im Schwerpunkt bildet jedoch mit der Seitenkraft an den Radaufstandspunkten in Querrichtung nach dem Prinzip Actio gleich Reactio ein Kräftepaar. Mit guter Näherung kann aus den Seitenkräften im Reifenaufstandspunkt auf die momentane Querkraftanregung im Schwerpunkt geschlossen werden.

Um den Ansatz der Überschussquerbeschleunigung zu überprüfen, wurden jeweils vier nachsimulierte, reale Kipp- und Nichtkippfahrten im VDA-Ausweichtest analysiert.

In Bild 4.63 und Bild 4.64 ist exemplarisch jeweils eine Kipp- und Nichtkippfahrt dargestellt. Durch Division durch die Fahrzeugmasse ergibt sich aus der Seitenkraftsumme eine äquivalente momentane Beschleunigung quer zur Fahrzeuglängsachse, die als massenbezogene Seitenkraft bezeichnet ist. Daneben ist die notwendige Querbeschleunigung

dargestellt, um das Fahrzeug abhängig vom momentan vorhandenen Wankwinkel im statischen Gleichgewicht zu halten. Schraffiert sind die Bereiche dargestellt, bei denen eine höhere massenbezogene Seitenkraft vorliegt als statisch zum Aufrechterhalten des Wankwinkels notwendig ist. Mit Zeitverzug reagiert der trägheitsbehaftete Aufbau auf die Überschussquerbeschleunigung mit einem Anstieg des Wankwinkels. Durch die Überschussquerbeschleunigung wird der Aufbau beschleunigt.

Von besonderem Interesse sind die Bereiche des ersten Auslenkens (①), der ersten (②) und zweiten (③) wechselseitigen Wankanregung. Bei letzterer wird bei den analysierten Kippfahrten die Rollinstabilität eingeleitet.

Tabelle 4.3 zeigt die Auswertung der analysierten Fahrten für die drei Bereiche. Beim ersten Auslenken des Aufbaus (Bereich ①; Bild 4.63) nimmt das Integral der Überschussquerbeschleunigung besonders hohe Werte an. Zur Auslenkung des Aufbaus aus der Ruheposition muss besonders viel Energie in die Rollbewegung transferiert werden. Durch die Speicherung der zugeführten Energie als potentielle Energie in Aufbau- und Reifenfederung sind bei den folgenden Anregungen niedrigere Überschussbeschleunigungen bzw. eine kürzere Einwirkdauer notwendig, um den Aufbau auf ein vergleichbares Niveau auszulenken.

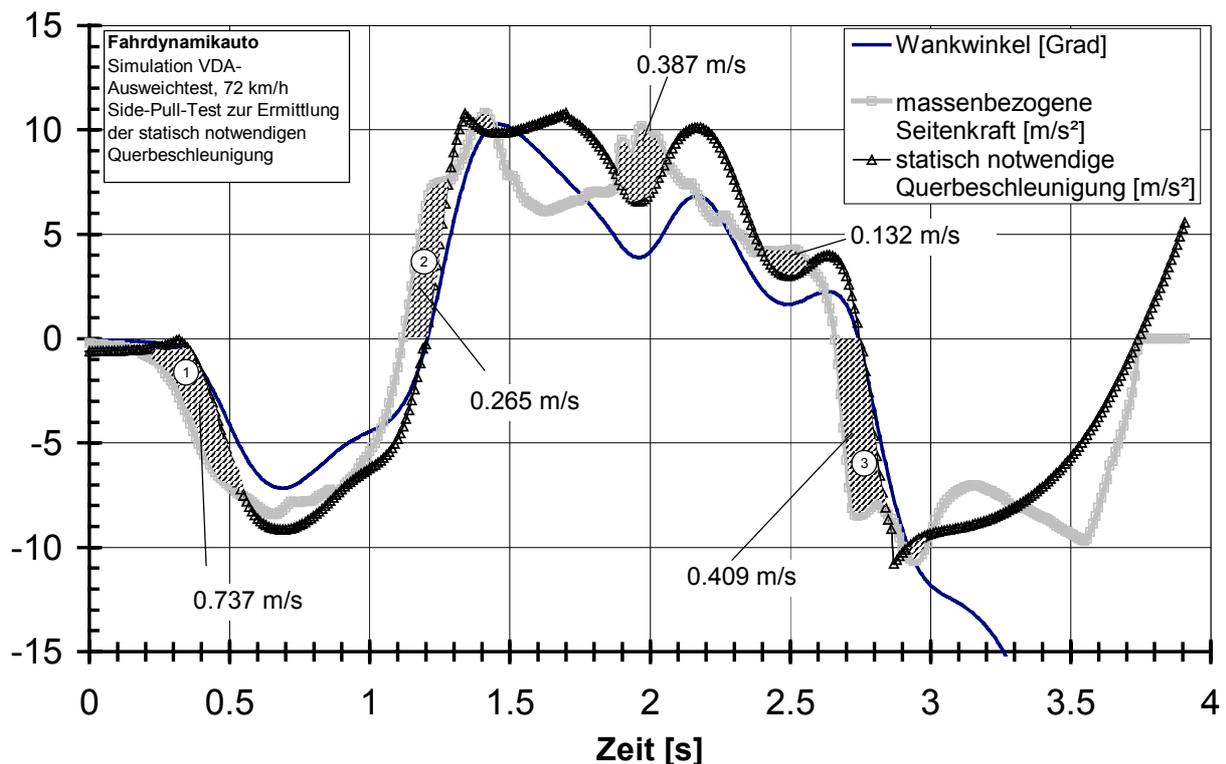


Bild 4.63: Überschussquerbeschleunigung im VDA-Ausweichetest, Simulation Fahrdynamikauto, Kippfahrt

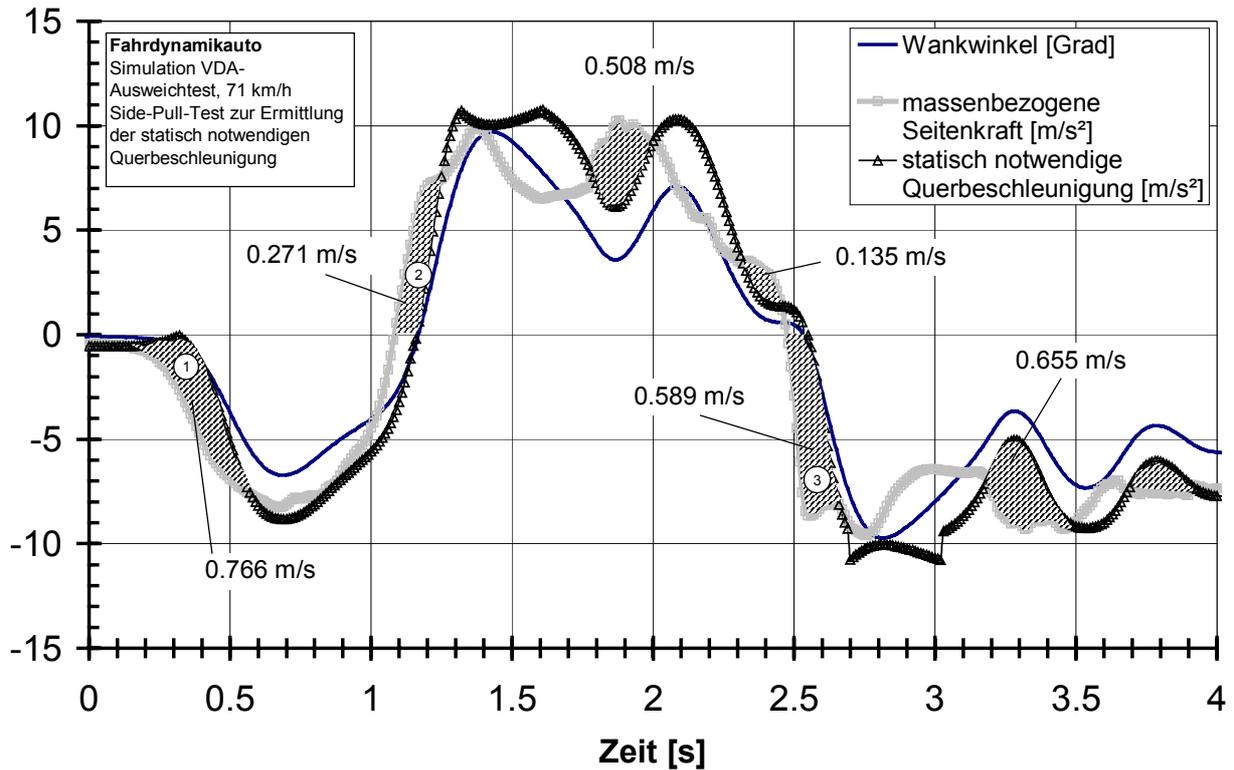


Bild 4.64: Überschussquerbeschleunigung im VDA-Ausweichtest, Simulation Fahrndynamikauto, rollstabile Fahrt

Für das erste Auslenken des Aufbaus, sowie die erste wechselseitige Wankanregung ergeben sich keine signifikanten Unterschiede zwischen Kippfahrten und Nichtkippfahrten (Tabelle 4.3). Für die abschließende wechselseitige Anregung, die bei den Kippfahrten die Rollinstabilität einleitet, werden für alle Fahrten zwar höhere Integralwerte als bei der ersten wechselseitigen Anregung ermittelt, die untersuchten Nichtkippfahrten 2 und 3 (Bild 4.64) weisen jedoch höhere Werte als die Kippfahrt 2 (Bild 4.63) auf.

Damit erweist sich das Konzept, auf Basis des Zeitintegrals der Überschussquerbeschleunigung eine hinreichende Bedingung für die Entstehung der Rollinstabilität in hochdynamischen Fahrmanövern zu finden, als ungeeignet.

Tabelle 4.3: Auswertung des Zeitintegrals der Überschussquerbeschleunigung bei VDA-Ausweichtest, Simulationen des Fahrndynamikautos

Kategorie	Fahrt	Integralwert der Differenz aus aktueller Seitenkraftsumme und notwendiger Querbeschleunigung [m/s]		
		1. Anlenken Bereich 1	2. Anlenken Bereich 2	3. Anlenken Bereich 3
Kippfahrt	1	0.688	0.249	0.431
	2	0.737	0.265	0.409
	3	0.706	0.229	0.502
	4	0.693	0.241	0.534
Nichtkippfahrt	1	0.690	0.264	0.343
	2	0.740	0.300	0.422
	3	0.766	0.271	0.589
	4	0.719	0.199	0.347

4.4 Einfluss von Fahrzeugparametern

Für den Fahrzeugkonstrukteur ist zur gezielten Vermeidung oder Beseitigung von Rollstabilitätsproblemen von besonderem Interesse, welche Fahrzeugparameter den größten Einfluss auf die Rollstabilität haben. Für das Fahrdynamikauto wurde eine große Bandbreite von Fahrzeugparametern für eine Sensitivitätsstudie hinsichtlich Rollstabilität ausgewählt (Kapitel 3.3.3). Die untersuchten Fahrzeugparameter lassen sich in Aufbauparameter und Fahrwerksparameter aufteilen.

4.4.1 Aufbauparameter

Zu den Aufbauparameter zählen geometrische Maße, sowie Trägheitsmomente und Massen des Fahrzeugs. Zudem wurden verschiedene Beladungszustände analysiert. Die Aufbauparameter sind zumeist durch das Fahrzeugkonzept prinzipiell festgelegt und lassen sich vom Konstrukteur nur in begrenztem Umfang variieren. Die Sensitivitätsanalyse soll aber aufzeigen, auf welche Faktoren bei der Auslegung von Fahrzeugkonzepten hinsichtlich Rollstabilität ein besonderes Augenmerk gelegt werden muss. In Bild 4.65 bis Bild 4.67 sind für die untersuchten Fahrmanöver Lenkungsziehen, Lenkwinkelsprung und Sinuslenken mit fester Frequenz und Amplitude die relativ zur Fahrzeugbasisvariante notwendige Schwerpunktshöhenänderung dargestellt, die gerade zum Kippen des Fahrzeugs führt. Höhere notwendige Schwerpunktshöhen zum Erreichen der Kippgrenze sind dabei mit einer Erhöhung der Rollstabilität gleichzusetzen. Die Fahrzeugträgheitsmomente haben auf die stationäre Kippgrenze beim Lenkungsziehen keinen Einfluss (Bild 4.65). Beim Lenkwinkelsprung und Sinuslenken beeinflussen sie die Rollstabilität erheblich (Bild 4.66 und Bild 4.67). Sowohl eine Erhöhung des Wankträgheitsmomentes als auch eine Erniedrigung des Gierträgheitsmoments führen zu einem Absinken der Rollstabilität. Eine Verschiebung der Achslast zur Hinterachse führt beim analysierten Fahrdynamikauto unabhängig von der Anregung zu einer Reduktion der Rollstabilität. Eine Beladung des Kofferraums, respektive der Hinterachse in Schwerpunktshöhe, mit einem Ballast von 100 kg führt zwar zu einem Absinken der stationären Kippgrenze, bei den dynamischen Fahrmanövern ist dies jedoch nicht signifikant. Die Spurweite ist ein großer Einflussfaktor auf die Rollstabilität. Ein Veränderung der Spurweite um 5 % (entspricht beim Fahrdynamikauto ca. 70 mm) steigert die Rollstabilität als Funktion der Schwerpunktshöhe unabhängig vom Fahrmanöver um mehr als 10%. Der Radstand zeigt dagegen keinen Einfluss auf die Rollstabilität. Es ergibt sich folgende Reihenfolge der untersuchten Aufbauparameter hinsichtlich ihres Einflusses auf Rollstabilität:

1. Spurweite
2. Wankträgheitsmoment
3. Gierträgheitsmoment
4. Achslastverteilung

Da der Radstand keinen nennenswerten Einfluss zeigt, wird er in dem dargestellten Ranking nicht aufgeführt.

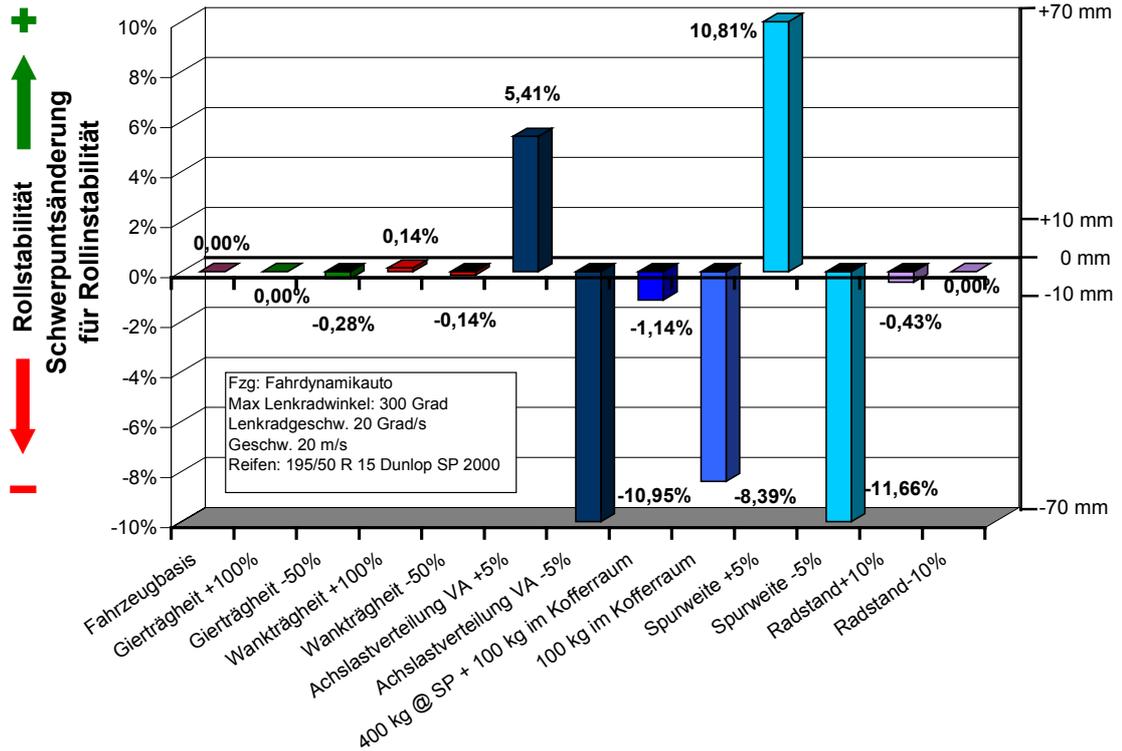


Bild 4.65: Rollstabilität als Funktion der Schwerpunkthöhe und Aufbauparameter bei Lenkungszuziehen, Simulation Fahrdynamikauto

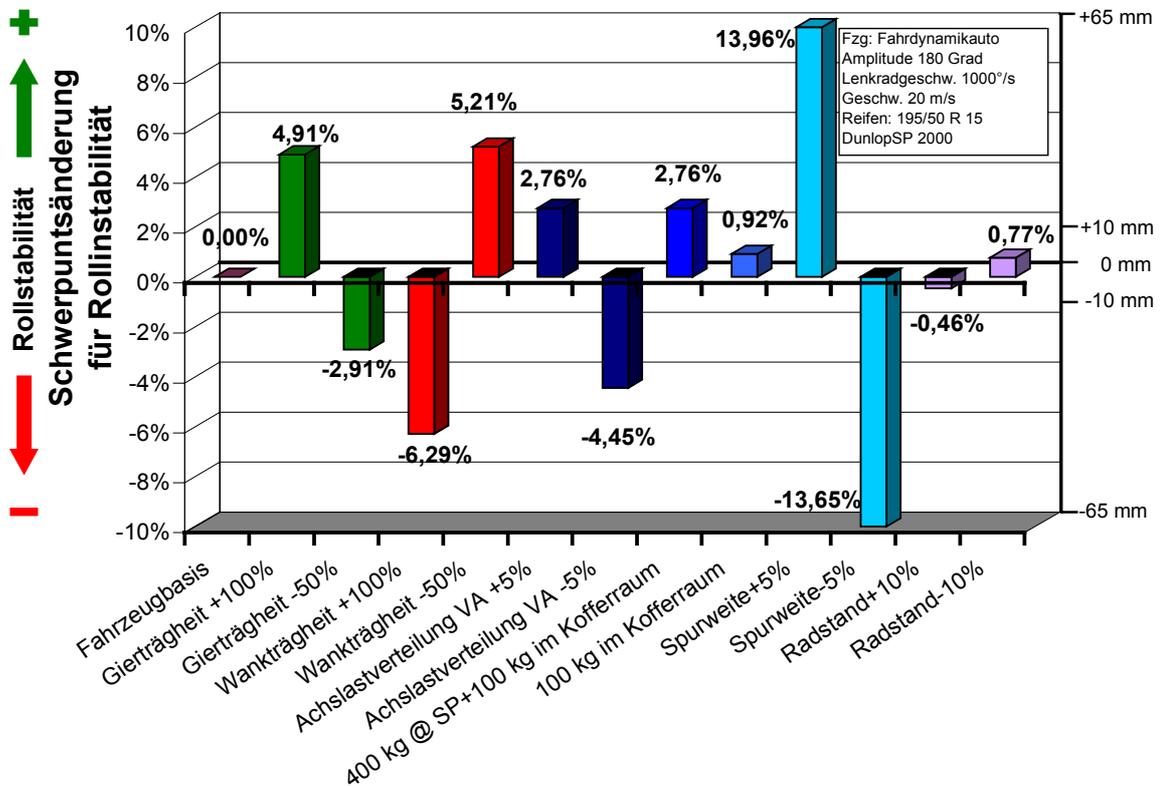


Bild 4.66: Rollstabilität als Funktion der Schwerpunkthöhe und Aufbauparameter bei Lenkradwinkelsprung, Simulation Fahrdynamikauto

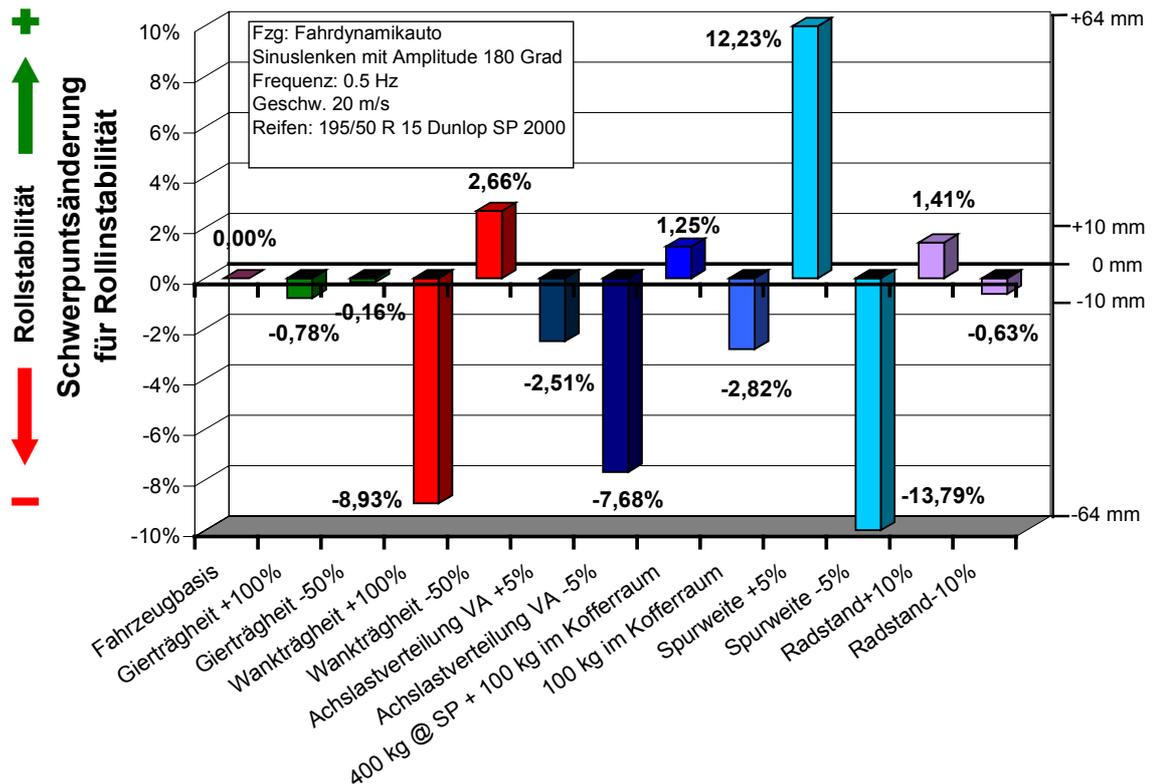


Bild 4.67: Rollstabilität als Funktion der Schwerpunktsänderung und Aufbauparameter bei Sinuslenken mit Lenkradwinkelamplitude 180 Grad und 0.5 Hz, Simulation Fahrdynamikauto

Eine Beladung des Kofferraums erhöht einerseits das Gierträgheitsmoment, was die Rollstabilität begünstigt, verschiebt andererseits die Achslastverteilung nach hinten, was kontraproduktiv für die Rollstabilität in dynamischen Fahrmanövern ist. Es kommt zu Kompensationseffekten, was beim untersuchten Lenkradwinkelsprung besonders deutlich wird.

Um den Einfluss von Aufbauparametern auf die dynamische Rollstabilität anhand eines breiteren dynamischen Fahrzeuganregungsspektrums bewerten zu können und um das durch Ermittlung der notwendigen Schwerpunktsänderung zum Kippen gewonnenen Ranking zu überprüfen, wurde ein großes Spektrum von Sinusanregungen für die Basisvarianten und alle parametervariierten Fahrzeugkonfiguration simuliert.

In Bild 4.68 ist der Fahrerinput dargestellt, der bei der Fahrzeugreferenzvariante des Fahrdynamikautos zum Kippen führt. Das Fahrzeug kippt ab einer Fahrgeschwindigkeit von 90 km/h mit einer minimalen Lenkradwinkelamplitude von 160 Grad.

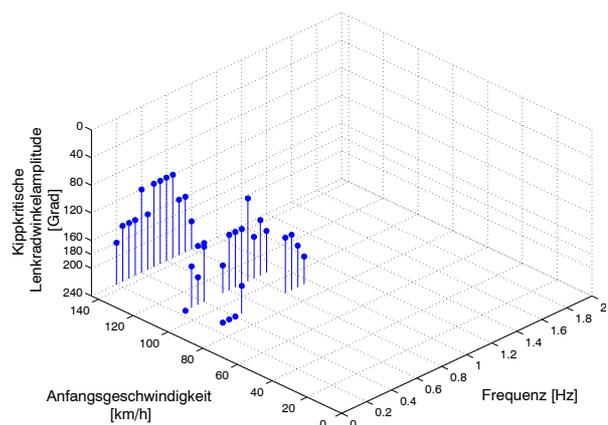


Bild 4.68: Kippkritischer Fahrerinput des Referenzfahrzeug für die Sensitivitätsanalyse, Simulation Fahrdynamikauto, Sinuslenken

Bild 4.69 und Bild 4.70 zeigen exemplarisch die kippkritischen Fahrerinput bei einer Variation der Achslastverteilung. Bei einer Verschiebung der Achslast um 5% zur Vorderachse, kippt das Fahrdynamikauto erst bei einer Fahrgeschwindigkeit von 108 km/h und einer minimalen Lenkradwinkelamplitude von 160 Grad. Bei einer Achslastverlagerung nach hinten wird ein Kippen des Fahrzeugs infolge Sinuslenkens dagegen schon bei Geschwindigkeiten von 72 km/h und einer Lenkamplitude von 180 Grad initiiert.

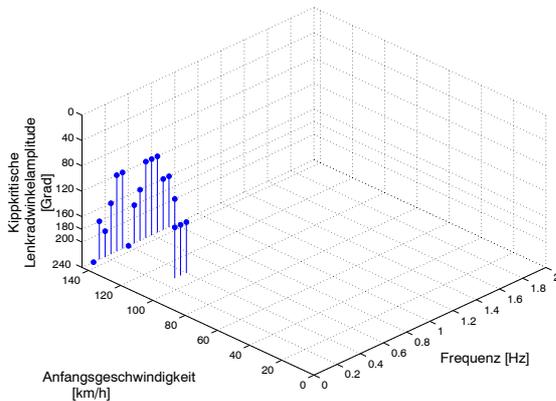


Bild 4.69: Kippkritischer Fahrerinput bei einer Verlagerung der Achslast um 5% zur Vorderachse, Simulation Fahrdynamikauto, Sinuslenken

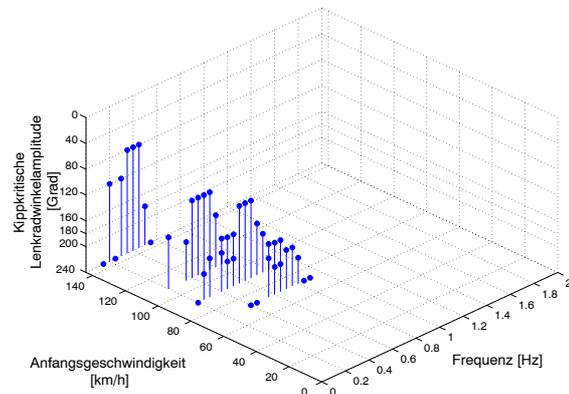


Bild 4.70: Kippkritischer Fahrerinput bei einer Verlagerung der Achslast um 5% zur Hinterachse, Simulation Fahrdynamikauto, Sinuslenken

Für alle analysierten Fahrzeugparameter wurde der kritische Fahrerinput determiniert. Die grafische Darstellung für die einzelnen Fahrzeugparameter befindet sich im Anhang. Tabelle 4.4 fasst die Ergebnisse für die untersuchten Aufbauparameter zusammen und setzt sie in Relation zur Fahrzeugbasisvariante. Aufgeführt ist einerseits die niedrigste Fahrgeschwindigkeit, sowie die bei dieser Fahrgeschwindigkeit minimal notwendige Lenkamplitude, die zum Kippen des Fahrzeugs nach maximal zwei Sinusperioden führt, andererseits ist zur weiteren Differenzierung die Bandbreite an Frequenzen angegeben, bei denen ein Kippen des Fahrzeugs bei konstanter Geschwindigkeit erfolgt. Je größer diese Bandbreite, desto wahrscheinlicher ist es, dass es auch dem Versuchsfahrer gelingt, eine kritische Fahrzeuganregung zu treffen.

Die Analyse des kritischen Fahrerinputs führt zu einem ähnlichen Ranking hinsichtlich der rollstabilitätsbeeinflussenden Aufbauparameter wie bei der Ermittlung der minimal notwendigen Schwerpunktshöhe: Spurweite, Wank- und Gierträgheitsmomente beeinflussen die minimal notwendige Fahrgeschwindigkeit zum Kippen am stärksten. Eine Erhöhung der Spurweite um 5% führt dazu, dass kein Kippen im untersuchten Geschwindigkeitsbereich mehr auftritt. Der Einfluss der Achslastverteilung ist wiederum offensichtlich, wenn auch nicht so stark ausgeprägt wie der der Trägheitsmomente und Spurweite. Der Radstandeinfluss ist vernachlässigbar gering. Zusätzlich wurde der Einfluss der Schwerpunktshöhe auf die Rollstabilität ermittelt, was bei Methode der notwendigen Schwerpunktshöhe zum Kippen nicht möglich ist. Eine Variation der Schwerpunktshöhe führt zwar zu einer erheblichen Beeinflussung der Rollstabilität, die Spurweite und Änderungen der Trägheitsmomente zeigen jedoch teilweise einen größeren Einfluss.

Zusammenfassend ergibt sich aus beiden Methoden zur Bestimmung des Einflusses von Fahrzeugparametern auf die dynamische Rollstabilität ausgehend vom größten Einfluss folgendes Ranking für die untersuchten Aufbauparameter:

1. Spurweite
2. Schwerpunktshöhe
3. Wankträgheitsmoment
4. Gierträgheitsmoment
5. Achslastverteilung

Tabelle 4.4: Einfluss von Aufbauparametern auf den kippkritischen Fahrerinput bei Sinuslenken und die dynamische Rollstabilität am Beispiel des Fahrdynamikautos

	Minimale kippkritische Fahrgeschwindigkeit	Minimale kippkritische Lenkradwinkel- amplitude bei minimaler kippkritischen Fahrgeschwindigkeit	Bandbreite kippkritischer Frequenzen bei minimaler kippkritischen Fahrgeschwindigkeit	Differenz der kippkritischen minimalen Fahrgeschwindigkeit zur Fahrzeug- basisvariante	Beeinflussung der Rollstabilität
	[km/h]	[Grad]	[Hz]	[km/h]	
Fahrzeugbasis	90	160	0.3	0	0
Gierträgheit +100%	144	160	0	54	++
Gierträgheit -50%	54	240	0.05	-36	--
Wankträgheit +100%	54	180	0.45	-36	--
Wankträgheit -50%	144	160	0.45	54	++
Achslastverteilung VA +5%	108	160	0.1	18	+
Achslastverteilung VA -5%	72	180	0.4	-18	-
100 kg im Kofferraum	90	180	0.15	0	0
Spurweite +5%	kein Rollover			-	++
Spurweite -5%	54	180	0.4	-36	--
Radstand+10%	90	180	0.25	0	0
Radstand-10%	90	160	0.35	0	0
Schwerpunkt +5%	54	240	0	-36	--
Schwerpunkt -5%	108	240	0.1	18	+

4.4.2 Fahrwerksparameter

In Bild 4.71 bis Bild 4.73 sind Änderung der Schwerpunktshöhe in Relation zur Referenzkonfiguration des Fahrdynamikautos für die analysierten Fahrwerksparameter in den Fahrmanövern Lenkungszuziehen, Lenkwinkelsprung und Sinuslenken mit fixer Amplitude und Frequenz dargestellt. Tabelle 4.5 zeigt die Auswertung des kippkritischen Fahrerinputs.

Den größten fahrwerksspezifischen Einflussfaktor auf die Rollstabilität besteht unabhängig vom Fahrmanöver und der Bewertungsmethodik im Kraftschlusspotential der Reifen. Aus Sicht der Fahrsicherheit ist zwar ein hohes Kraftschlusspotential der Reifen zum Durchfahren von Kurven wünschenswert, dieses steht aber im Zielkonflikt zur Kippsicherheit bei hochdynamischen Fahrmanövern. Eine Erhöhung der Federsteifigkeit der Aufbaufederung führt zu einer starken Erhöhung der Rollstabilität, indem die Verlagerung des Aufbauswerpunkts gering gehalten wird. Eine Verlagerung des Aufbauswerpunkts zur Kurvenaußenseite verringert das stabilisierende Moment aus Gewichtskraft des Fahrzeugs um die kurvenäußeren Räder. Die Erhöhung der wechselseitigen Federsteifigkeit durch Stabilisatoren verringert ebenfalls die Schwerpunktsverlagerung. Bei den untersuchten

Parametervarianten zeigte sich jedoch ein geringerer Einfluss als bei der Änderung der Federsteifigkeit um den Faktor 100%.

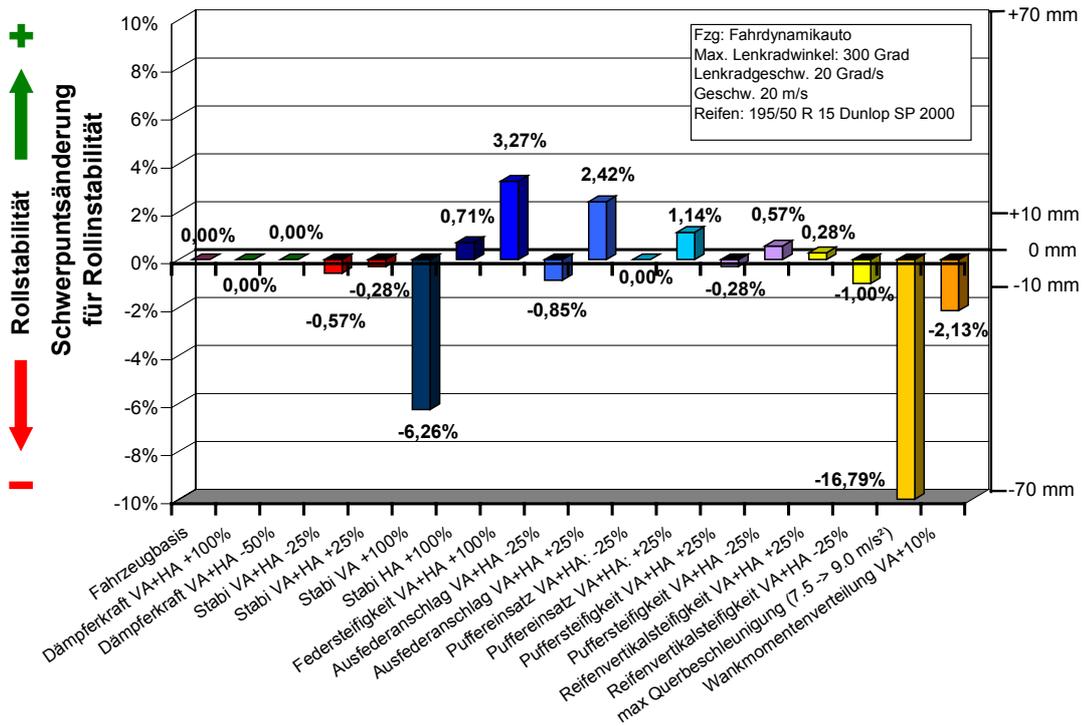


Bild 4.71: Rollstabilität als Funktion der Schwerpunkts Höhe und Fahrwerksparameter bei Lenkungszuziehen, Simulation Fahrdynamikauto

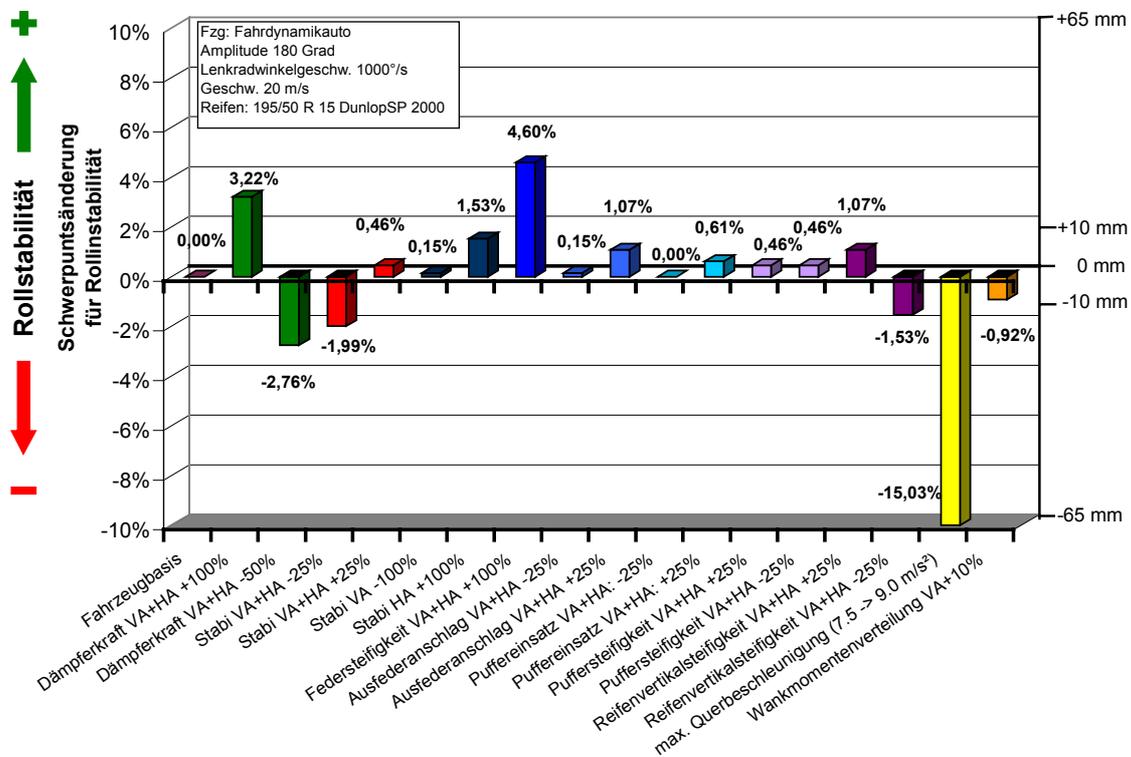


Bild 4.72: Rollstabilität als Funktion der Schwerpunkts Höhe und Fahrwerksparameter beim Lenkwinkelsprung, Simulation Fahrdynamikauto

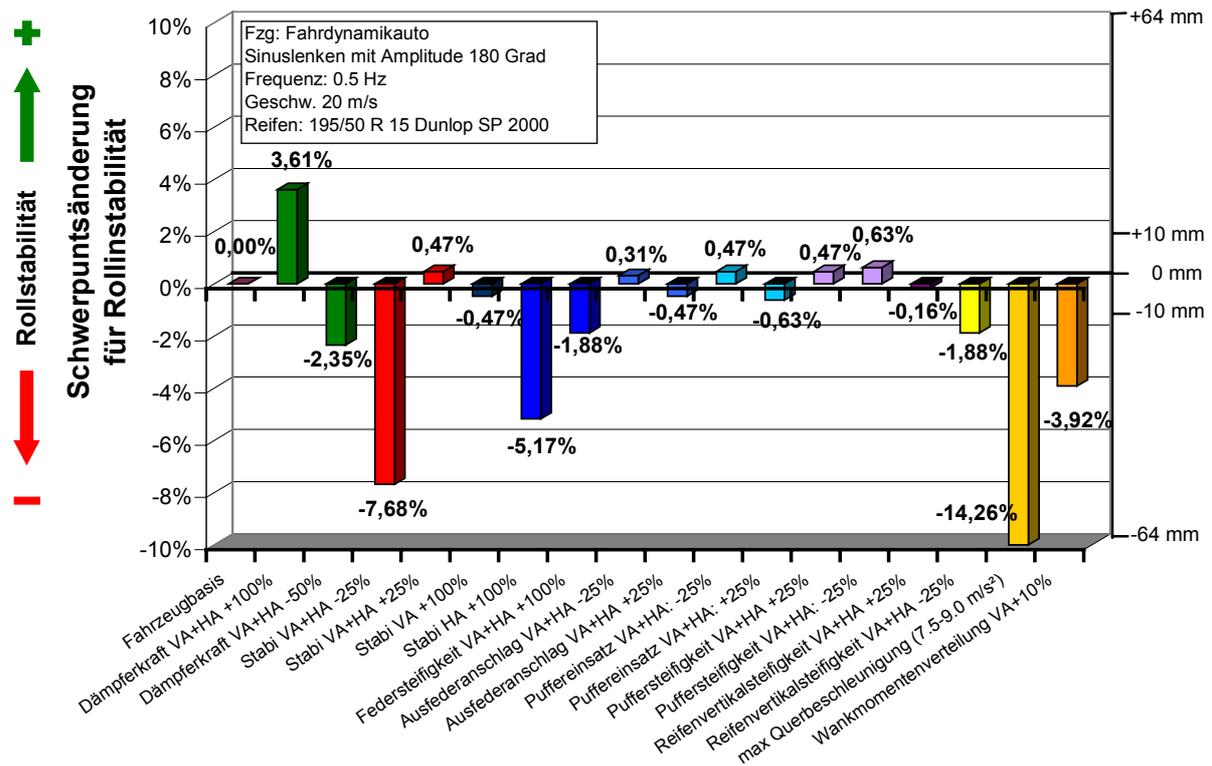


Bild 4.73: Rollstabilität als Funktion der Schwerpunktsänderung und Fahrwerksparameter bei Sinuslenken mit 0.5 Hz, Simulation Fahrdynamikauto

Bemerkenswert ist die starke Reduktion der Rollstabilität beim Lenkungszuziehen bei Erhöhung der Stabilisatorsteifigkeit um 100%. Wenn die Wanksteifigkeit der Vorderachse infolge der höheren Stabilisatorsteifigkeit im Verhältnis zur Hinterachse steigt, nimmt bei stationärer Kurvenfahrt die Radlastdifferenz an der Vorderachse zu und die Räder verlieren bei niedrigerer Querbeschleunigung den Bodenkontakt. Die wankweichere Hinterachse muss daraufhin das komplette Rollmoment infolge der Querbeschleunigung abstützen. Es kommt unter stationären Bedingungen früher zum Abheben beider kurveninneren Räder als bei einer ausgeglicheneren Wankmomentenaufteilung. Dies erklärt auch das Absinken der Rollstabilität bei einer Verschiebung der Wankmomentenverteilung nach vorne infolge einer Erhöhung der Federsteifigkeit der Vorderachse. Bei der Auswertung des kritischen Fahrerinputs zeigt eine Erhöhung der Wankmomentenverteilung nach vorne dagegen einen positiven Einfluss auf die dynamische Rollstabilität (Tabelle 4.5). Eine stärkere Wankmomentenabstützung und höhere Radlastdifferenz an der Vorderachse führen zu einem stärker untersteuernden Eigenlenkverhalten, was sich grundsätzlich positiv auf die Rollstabilität auswirkt. In diesem Zusammenhang ist das Absinken der Rollstabilität beim Sinuslenken durch Erhöhung der Stabilisatorsteifigkeit an der Hinterachse zu sehen (Tabelle 4.5 und Bild 4.73). Eine Erhöhung der Radlastdifferenz an der Hinterachse fördert die Tendenz zum rollstabilitätskritischen Übersteuern.

Während im stationären Fahrmanöver Lenkungszuziehen die Veränderung der Dämpfungseigenschaften keinen Einfluss auf die Rollstabilität zeigt, ist in den dynamischen Fahrmanövern ebenso wie beim kritischen Fahrerinput ein Zugewinn an Rollstabilität durch

Erhöhung der Dämpferkräfte zu verzeichnen. Eine Steigerung der Dämpferkräfte bietet dem Konstrukteur ein relativ einfaches Mittel zur Erhöhung der Rollstabilität. Diese Maßnahme steht jedoch im Zielkonflikt mit dem Fahrkomfort im Normalfahrbereich.

Wider Erwarten zeigen die Variationen der Federkennlinie und Puffercharakteristik nur geringen Einfluss auf die Rollstabilität und stellen nur kleine Stellschrauben zur Beseitigung von Rollstabilitätsproblemen dar. Der Einfluss der Reifenvertikalsteifigkeit ist vernachlässigbar.

Tabelle 4.5: Einfluss von Fahrwerksparametern auf den kippkritischen Fahrerinput bei Sinuslenken und die dynamische Rollstabilität am Beispiel des Fahrdynamikautos

	Minimale kippkritische Fahrgeschwindig- keit	Minimale kippkritische Lenkwinkel- amplitude bei minimaler kippkritischen Fahrgeschwindig- keit	Bandbreite kippkritischer Frequenzen bei minimaler kippkritischen Fahrgeschwindig- keit	Differenz der kippkritischen minimalen Fahrgeschwindig- keit zur Fahrzeug- basisvariante	Beeinflussung der Rollstabilität
	[km/h]	[Grad]	[Hz]	[km/h]	
Fahrzeugbasis	90	160	0.3	0	
Dämpferkraft VA+HA +100%	108	200	0	18	+
Dämpferkraft VA+HA -50%	72	200	0.35	-18	-
Stabi VA+HA -25%	90	160	0.25	0	0
Stabi VA+HA +25%	72	180	0.3	-18	-
Stabi VA +100%	90	180	0.15	0	0
Stabi HA +100%	90	160	0.15	0	0
Federsteifigkeit VA+HA +100%	144	120	0.45	54	++
Ausfederanschlag VA+HA 25%	90	160	0.45	0	0
Ausfederanschlag VA+HA +25%	72	180	0.1	-18	-
Puffereinsatz VA+HA: -25%	90	160	0.35	0	0
Puffereinsatz VA+HA: +25%	90	160	0.35	0	0
Puffersteifigkeit: VA+HA +25%	90	160	0.35	0	0
Puffersteifigkeit: VA+HA -25%	90	160	0.35	0	0
Reifenvertikalsteifigkeit VA+HA +25%	90	180	0.25	0	0
Reifenvertikalsteifigkeit VA+HA -25%	72	240	0	-18	-
max Querb beschleunigung (7.5->9.0 m/s ²)	54	200	0.4	-36	--
Wankmomenten- verteilung VA+10%	108	240	0	18	+
Dämpferkraft VA+100%	90	200	0.1	0	0
Dämpferkraft HA+100%	108	200	0.25	18	+

Bei der Ermittlung des kritischen Fahrerinputs wurden zusätzlich Änderungen der Dämpfercharakteristik an einer Achse untersucht. Dadurch lassen sich die dynamische Wankmomentenverteilung und das Eigenlenkverhalten bei hochdynamischen Fahrmanövern beeinflussen. Eine Erhöhung der Dämpferkräfte an der Hinterachse führt zu einer größeren Übersteuerneigung und Gierreaktion, aber auch zu einer Reduzierung des Wankwinkels und damit der maximalen Schwerpunktsverlagerung. Die Rollstabilität steigt mit einer Erhöhung der Dämpferkräfte an der Hinterachse. Beim Fahrdynamikauto fällt offensichtlich der

geringere dynamische Wankwinkel aufgrund der höheren Dämpferkräfte stärker ins Gewicht als die erhöhte Übersteuerneigung.

Aus der Analyse der Fahrwerksparameter lässt sich folgendes Ranking von Faktoren mit deutlichem Einfluss auf die Rollstabilität - nach ihrer Wirkung sortiert - ableiten:

1. Seitenkraftpotential
2. Federrate
3. Wankmomentenverteilung
4. Stabilisatorsteifigkeit
5. Dämpfungsferrate

Tabelle 4.6 fasst einerseits den ermittelten Einfluss auf die Rollstabilität von Aufbau- und Fahrwerksparametern zusammen und vergleicht andererseits die beiden eingesetzten Methoden zu dessen Quantifizierung.

Es zeigen sich bei beiden Methoden annähernd gleiche Ausprägungen der Einflussfaktoren. Lediglich der Einfluss des Gierträgheitsmomentes kommt bei Methodik 2 - einer reinen Sinusanregung im kompletten Frequenzbereich – deutlicher zum Vorschein, da durch die Simulation des kompletten Frequenzbereichs auch die Fahrzeugresonanzfrequenzen, insbesondere Gier- und Wankresonanzfrequenzen angeregt werden. Daher ist zur Untersuchung von rollstabilitätsbeeinflussenden Einflussfaktoren Methode 2 vorzuziehen, damit durch die größere Bandbreite der analysierten Anregungen auch diese Effekte hinsichtlich der Rollstabilität erfasst werden.

Tabelle 4.6: Einflussfaktoren auf die Rollinstabilität in Abhängigkeit der Bewertungsmethodik

Rang	Methode 1 notwendige Schwerpunktshöhe für Rollinstabilität	Methode 2 kippkritischer Fahrerinput bei Sinuslenken
1.	Seitenkraftpotential	Spurweite
2.	Spurweite	Wankträgheitsmoment
3.	Achslastverteilung	Gierträgheitsmoment
4.	Wankträgheitsmoment	Federrate
5.	Federrate	Seitenkraftpotential
6.	Stabilisatorsteifigkeit	Schwerpunktshöhe
7.	Dämpfungsferrate	Wankmomentenverteilung
8.	Reifenvertikalsteifigkeit	Achslastverteilung
9.		Dämpfungsferrate
10.		Stabilisatorsteifigkeit

Die Sensitivitätsstudie liefert neben erwarteten Effekten wie der große Einfluss des Seitenkraftpotentials, der Schwerpunktshöhe und der Spurweite auch einige überraschende Ergebnisse:

- ↪ Trägheitsmomente, speziell das Gierträgheitsmoment haben einen großen Einfluss auf die dynamische Rollstabilität: Eine Erhöhung des Wankträgheitsmomentes senkt die Rollstabilität, eine Erhöhung des Gierträgheitsmomentes erhöht die Rollstabilität
- ↪ eine hecklastige Fahrzeugkonfiguration erniedrigt die Rollstabilität
- ↪ Puffercharakteristiken (-steifigkeiten, -einsatz) und Ausfederanschläge haben nahezu keinen Einfluss auf die Rollstabilität
- ↪ Stabilisatorsteifigkeiten und Wankmomentenverteilung wirken sich beim untersuchten Fahrzeug weniger stark auf die Rollstabilität aus
- ↪ bei Veränderungen der Stabilisatorsteifigkeit dominiert der Effekt der geringeren/stärkeren Schwerpunktsverlagerung gegenüber der Änderung des Eigenlenkverhaltens
- ↪ eine Erhöhung der Dämpfung an der Hinterachse erhöht trotz höherer Übersteuertendenz die Rollstabilität des Experimentalfahrzeugs

4.4.3 Reifen

Die Beurteilung des Reifeneinflusses ist in der Simulation nur eingeschränkt möglich. Es können zwar das dem Simulationsmodell zugrundeliegende Reifenkennfeld durch Parametervariation verändert werden und so beispielsweise eine Erhöhung des maximalen Kraftschlusspotentials des Reifens erreicht werden, eine alleinige Änderung des Kraftschlusspotentials eines Reifens ohne Veränderung weiterer Reifeneigenschaften wie beispielsweise der Schräglaufsteifigkeit ist jedoch in der Realität nicht möglich. Um den Reifeneinfluss praxisnah zu untersuchen und die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse (Kapitel 4.4.2) zu stützen, wurden drei verschiedene Reifenvarianten im Fahrversuch untersucht.

Die Versuche wurden mit einem Kleinwagen durchgeführt, der gegenüber dem Fahrdynamikauto einen deutlich höheren SSF von 1.33 aufweist. Für die Untersuchung standen zwei für das Fahrzeug zugelassene Sommerreifen, ein Standardreifen der Dimension 155/70 R13 T und ein Breitreifen der Dimension 185/55 R14 H zur Verfügung. Zusätzlich wurde ein spezieller Energiesparreifen in die Untersuchung mit einbezogen.

Zur Einordnung der Reifen wurde mittels stationärer Kreisfahrt auf der Versuchsbahn der DaimlerChrysler AG mit einem Kreisradius von 42.5 m das maximale Kraftschlusspotential der drei Reifenvarianten bestimmt.

Tabelle 4.7 veranschaulicht die ermittelten maximalen Querbeschleunigungen. Der Energiesparreifen hat mit 7.1 m/s^2 ein um 16 % niedrigeres stationäres Kraftschlusspotential als der Breitreifen.

In einem weiteren Schritt wurden die Reifenvarianten dann im ‚Elchtest‘ hinsichtlich ihres Einflusses auf die Kipptendenz bei hochdynamischen Fahrmanövern bewertet. Es wurden insgesamt 64 Fahrten im ‚Elchtest‘ durchgeführt und analysiert.

In Tabelle 4.7 sind die maximal erreichten Querbeschleunigungen und Wankwinkel aufgezeigt, die stationär als auch dynamisch im ‚Elchtest‘ erreicht wurden. Der Breitreifen hält stationär wie auch dynamisch ein höheres Kraftschlusspotential als der Standardreifen

und vor allem im Vergleich zum Energiesparreifen bereit, was zunächst auf eine höhere Sicherheitsreserve für die Kurvenfahrt hindeutet. Jedoch zeigte der Kleinwagen nur mit dem Breitreifen eine Kipptendenz. Der maximal erreichte Wankwinkel von 20 Grad beim Breitreifen ergab sich infolge des installierten Kippschutzes. Ohne diesen wäre ein Fahrzeugüberschlag erfolgt. Der Energiesparreifen erreicht den niedrigsten maximalen Wankwinkel und auch dynamisch die niedrigsten Querbeschleunigungswerte. Er zeigt sich damit am rollstabilsten.

Tabelle 4.7: Stationäres Querbeschleunigungspotentials eines Kleinwagens in Abhängigkeit der Reifenvarianten und maximal erreichte Wankwinkel und Querbeschleunigungen im 'Elchtest'

Reifenvariante		Stationäre Kreisfahrt			Elchtest		
		Stationäre Querbeschl. (Rechtskreis)		Eigenlenkgradient	Maximaler Wankwinkel	Maximale Querbeschleunigung	
		[m/s ²]		[Grad s ² /m]	[Grad]	[m/s ²]	
A	155/65 R 14 T Bridgestone Eco Pia	7,1	84%	0.33	10.8	12.2	87%
B	155/70 R 13 T Dunlop SP 10	7,7	91%	0.45	11.0	13.9	99%
C	185/55 R 14 H Dunlop SP 2000	8,4	100%	0.41	20.1	14.1	100%

Im normalen Fahrbetrieb und bis in den Grenzbereich bietet dagegen der Breitreifen subjektiv das agilste und am leichtesten beherrschbare Fahrverhalten. Er besitzt zudem den niedrigsten Eigenlenkgradienten (Tabelle 4.7). Der Standardreifen und der Energiesparreifen zeigen im hochdynamischen ‚Elchtest‘ eine verstärkte Übersteuertendenz. Dies spiegelt sich für eine nahezu konstante Einfahrtgeschwindigkeit in den ‚Elchtest‘ in einem beim ersten Einlenken höheren Schwimmwinkel wieder (Bild 4.74).

Auch im Fahrversuch zeigte sich, dass eine Änderung des stationären Kraftschlusspotentials von lediglich 7.7 m/s² (Standardreifen) auf 8.4 m/s², was einer Änderung von 9 % entspricht, dazu führen kann, dass ein ansonsten rollstabiler Kleinwagen kippinstabil wird. Mit der gezielten Reifenauswahl bietet sich dem Fahrzeugkonstrukteur ein nicht unerhebliches Optimierungspotential hinsichtlich Rollstabilität. Er muss dabei jedoch die Veränderungen der Fahrdynamik in Betracht ziehen und eventuelle Verschlechterungen des Fahrverhaltens im Normalfahrbereich berücksichtigen.

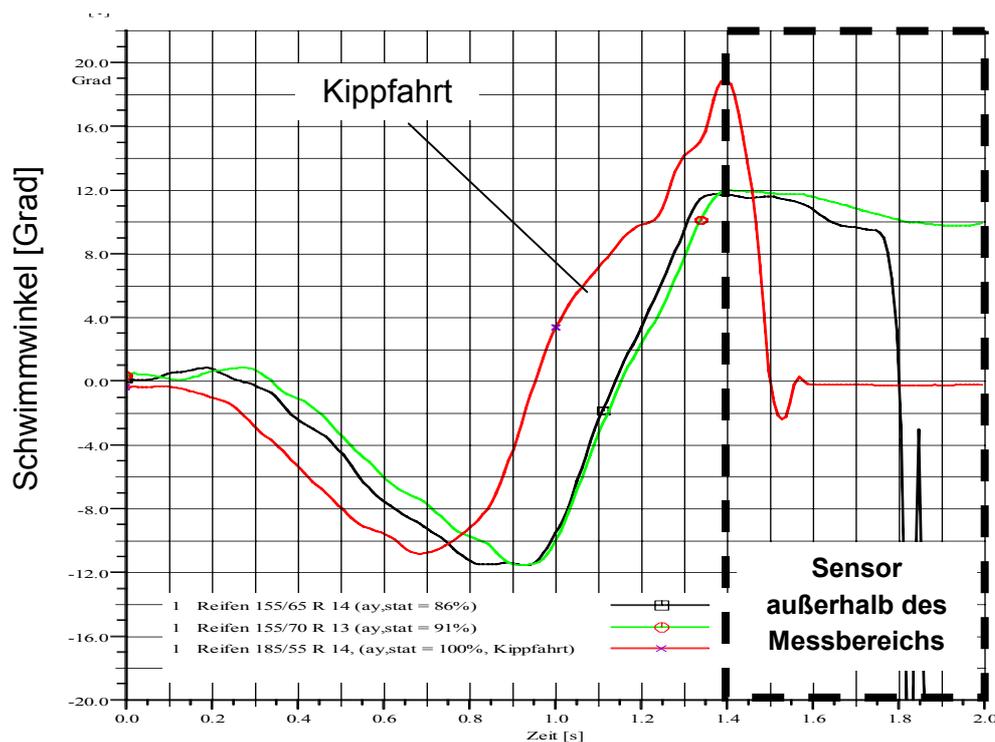


Bild 4.74: Schwimmwinkel im Elchtest für verschiedene Reifenvarianten mit einer Einfahrtgeschwindigkeit von 66-68 km/h, Fahrversuch mit Kleinwagen

4.5 Fazit

Zur Untersuchung der dynamischen Rollstabilität von Personenkraftwagen muss zunächst definiert werden, wann von einem kippenden Fahrzeug gesprochen werden kann. Für den untersuchten Personenkraftwagen wurde gezeigt, dass unter Berücksichtigung der Fahrzeug- und Aufbaudynamik ab einem Wankwinkel von 24 Grad ein Kippen des Fahrzeugs ohne weitere Querkraftanregung erfolgt. Die Reaktionszeit des Fahrers sowie das Phasenverhalten von Lenkradwinkel zu Querbeschleunigungsaufbau im realitätsnahen Fahrbetrieb verlangt nach einer Definition der Kippschwelle schon unterhalb des ‚Point of no Return‘ bei 24 Grad Wankwinkel. Auf Basis von Fahrversuchsanalysen wurde daher für das Untersuchungsfahrzeug eine konservative Definition der Kippschwelle bei 12 Grad Wankwinkel festgelegt, wohingegen ein Zweiradabheben schon bei 7.8 Grad erfolgt.

Im Zusammenhang mit der Definition der Kippschwelle wurde in der Literatur auf Basis von Simulationen ein Stabilitätspunkt in einem Diagramm von Wankgeschwindigkeit über Wankwinkel aufgezeigt [8]. Anhand von durchgeführten Fahrversuchen konnte jedoch aufgezeigt werden, dass sich ein Fahrzeug auch beim Überschreiten dieses Stabilitätspunktes wieder stabilisieren kann.

Die Analyse kritischer Anregungsformen stellt den ersten Bestandteil des Forschungsansatzes dar. Die Untersuchung von realen rollstabilitätskritischen Fahrereingaben in praxisnahen Fahrmanövern bei einem Kleinwagen und einem Experimentalfahrzeug zeigt, dass Kippfahrten mit hohen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten über $800^\circ/\text{s}$ bei gleichzeitig hohen Lenkradwinkelamplitudendifferenzen oberhalb von 450 Grad verbunden sind.

Es konnte nachgewiesen werden, dass unterschiedliche Fahrer bei einer definierten Fahrgeschwindigkeit im ‚Elchtest‘ die gleiche Lenkstrategie (Lenkradwinkelgeschwindigkeiten, -amplitudendifferenzen und -frequenzen) zum Kippen anwenden. Charakteristische Lenkwinkelverläufe in praxisnahen Closed-Loop-Manövern weisen einen quasiharmonischen Lenkwinkelverlauf auf mit zumeist zunehmender Amplituden und einer abschließenden sprungartigen Lenkanregung. Die Gegenlenkzeitpunkte bei kippkritischen Lenkstrategien in doppelten Spurwechseln werden von den Expertenfahrern dann gewählt, wenn die Wankgeschwindigkeit und Giergeschwindigkeit Extremwerte annehmen. Mit dieser Strategie kann beim untersuchten Kleinwagen ein Kippen nach der ersten wechselseitigen Fahrzeuganregung erfolgen. Das Experimentalfahrzeug dagegen benötigt einen weiteren Vorzeichenwechsel der Anregung. Der letzte Gegenlenkzeitpunkt wird bei ihm kurz nach dem Erreichen eines lokalen Schwimmwinkelmaximums von den Fahrern gewählt.

Der quasiharmonische Lenkwinkelverlauf der Closed-Loop-Kippfahrten legt eine Frequenzbetrachtung der Anregung nahe. Die kippkritischen Lenk- und Aufbauanregungsfrequenzen liegen in den Closed-Loop-Manövern bei den untersuchten Personenwagen im Bereich von 0.4 bis 0.9 Hz. Eine Anregung der Wankresonanzfrequenz oder –resonanz, die beim Experimentalfahrzeug durch einen Ausschwingversuch und durch Simulationen harmonischer Queranregungen im Schwerpunkt zu ca. 1.3 Hz ermittelt wurde, erfolgt damit nicht. Die Ursache ist der stark degressive Verlauf der Übertragungsfunktion Lenkradwinkel auf Querbeschleunigung oberhalb von 1 Hz, so dass eine Anregung der Wankresonanz des Aufbaus nur mit relativ niedrigen Querkraftamplituden erfolgt und Lenkanregungen mit Frequenzen unterhalb von 1 Hz kippkritischer sind.

Die Analyse des globalen Übertragungsverhaltens von Lenkradwinkel auf Wankwinkel, sowie auf weitere Fahrdynamikgrößen wie Querbeschleunigung, Schwimmwinkel und Giergeschwindigkeit am Beispiel des Experimentalfahrzeugs zeigt, dass Personenkraftwagen zwei kippkritische Lenkfrequenzbereiche aufweisen können, die sich mit zunehmender Fahrgeschwindigkeit ausweiten. Die kritischen Frequenzen liegen beim Fahrdynamikauto bei 0.4 und 0.7 Hz. Während die rollinstabile Fahrzeuganregung bei 0.7 Hz mit einer Überhöhung der Radialbeschleunigung in diesem Bereich korreliert, ist die Radialbeschleunigung bei den niederfrequenten Kippanregungen dagegen nicht signifikant. Bei Anregungen im Bereich von 0.4 Hz, wie sie auch bei den quasiharmonischen Closed-Loop-Kippfahrten auftreten, treten bei Sinuslenkanregungen dagegen Überhöhung sowohl in Gier- als auch in der Schwinmbewegung des Fahrzeugs auf. Die dynamische Rollinstabilität von Personenkraftwagen wird durch das gleichzeitige Auftreten von Gier- und Schwimmresonanzen begünstigt. Die Überhöhung in Gier-, Schwimm- und Wankübertragungsfunktion zeichnen sich erst bei höheren Fahrgeschwindigkeiten und Lenkamplituden ab. Ein Rückschluss aus dem Übertragungsverhalten im linearen Fahrdynamikbereich bzw. bei niedrigen Lenkamplituden auf die Fahrzeugstabilität im Grenzbereich ist daher nicht zulässig.

Für eine relative Bewertung, welche Anregungen besonders kippkritisch sind, wurde die minimal notwendige Schwerpunktshöhe für das Erreichen der Kippgrenze ermittelt. Während bei stationärer Fahrzeuganregung noch eine Kippreserve von 20% des Experimentalfahrzeugs

vorhanden ist, sinkt diese infolge dynamischer Effekte bei sprungartiger Lenkanregung auf 6% ab. Wechselseitige Fahrzeug- und Lenkanregungen, wie sie bei harmonischen Lenkanregungen, sowie in praxisnäheren doppelten Spurwechseln auftreten, lassen die Kippgrenze weiter absinken, so dass auch die Grundvariante des Fahrdynamikautos mit einem SSF von 1.22 und sogar noch mit einer 2%-tigen Schwerpunktsabsenkung zum Kippen angeregt werden kann. Die kippkritischste, wenn auch rein synthetisch darstellbare Anregung ist eine Anregung des Aufbaus im Bereich der Wankresonanz. Selbst eine über 30%-tige Absenkung des Schwerpunkts gegenüber der Basisvariante führt noch zu kippkritischen Tendenzen des Fahrzeugmodells. Closed-Loop-Fahrmanöver stellen damit die kritischste, im Fahrbetrieb realisierbare Anregungsform dar. Sie setzen aber voraus, dass der Versuchsfahrer mit kippkritischen Lenkstrategien vertraut ist.

Ein weiterer Bestandteil des Forschungsansatzes ist die Untersuchung von Bedingungen und Fahrzuständen, die zur Entstehung dynamischer Rollinstabilität vorliegen müssen. Neben hohen Giergeschwindigkeiten und Schwimmwinkeln haben sich dabei zwei zentrale Bedingungen für die Entstehung der Rollinstabilität herauskristallisiert:

- Bis in den Bereich hoher Wankwinkel, bei denen ein einseitiger Radlastverlust erfolgt, müssen hohe Wankgeschwindigkeiten vorliegen
- An beiden Achsen muss gleichzeitig das maximale Seitenkraftpotential ausgeschöpft werden

Hohe Wankgeschwindigkeiten begünstigen einerseits das Ausschöpfen des maximalen Seitenkraftpotentials durch zusätzliche dynamische Radlastüberhöhung und sind andererseits ein Indikator, dass ein hoher Transfer der kinetischen Energie in der Längsbewegung in die Querbewegung erfolgt. Basierend auf der Notwendigkeit eines gleichzeitigen Erreichens der Seitenkraftmaxima an beiden Achsen wurde ein Ablaufplan und Wirkkettenmodell für die Entstehung dynamischer Rollinstabilität skizziert. Eine zentrale Rolle spielt dabei der Schräglaufwinkelaufbau an der Hinterachse. Lenkanregungen, die zu einem dynamischen Übersteuern des Fahrzeugs und damit zu einem entsprechenden Schräglaufwinkelaufbau an der Hinterachse führen, sind ebenso zum Einleiten des Kippens notwendig wie das Zusammenfallen von hohen Schräglaufwinkeln an Vorder- und Hinterachse mit einer dynamischen Radlastüberhöhung. Hohe Lenkgeschwindigkeiten sind erforderlich, um die zeitlich richtige Phasenbeziehung zwischen Schräglaufwinkelaufbau der Vorderachse und dem Schräglaufwinkelaufbau an der Hinterachse herstellen zu können.

Für die Identifikation von Bedingungen für das Erreichen der dynamischen Kippgrenze wurde ein Ansatz verfolgt, der die Differenz der aktuell vorhandenen zur statisch notwendigen Querkraftanregung ermittelt und zeitlich aufintegriert. Der Ansatz erwies sich jedoch als nicht zielführend, da nicht zwischen Kipp- und Nichtkippfahrten differenziert werden konnte.

Der dritte Bestandteil des Forschungsansatzes ist die Analyse von Einflussparametern auf die Rollstabilität. Für den Fahrzeugkonstrukteur ist es von besonderem Interesse, durch welche Fahrzeugparameter er die dynamische Rollstabilität am effektivsten beeinflussen kann. Dazu wurde eine Sensitivitätsanalyse mit zwei unterschiedlichen Methoden zur Bewertung der

Rollstabilität durchgeführt. Einerseits wurde die notwendige Schwerpunktshöhe zum Erreichen der Kippgrenze in Relation zum Basisfahrzeug für drei Anregungsformen bestimmt andererseits durch Simulation einer großen Bandbreite von Sinuslenkeingaben die minimal notwendigen Fahrgeschwindigkeiten und Lenkamplituden zum Kippen des Fahrzeugs ermittelt.

Folgende Faktoren, sortiert nach der Höhe des Einflusses, zeigen beim untersuchten Experimentalfahrzeug einen großen Einfluss auf die dynamische Rollstabilität:

1. Spurweite
2. Wankträgheitsmoment
3. Gierträgheitsmoment
4. Federrate
5. Seitenkraftpotential der Reifen
6. Schwerpunktshöhe
7. Wankmomentenverteilung
8. Achslastverteilung
9. Dämpfungsferrate
10. Stabilisatorsteifigkeit

Neben dem erwartet hohen Einfluss von Schwerpunktshöhe, Spurweite und Kraftschlusspotential der Reifen sind die Einflüsse von Gier- und Wankträgheitsmomente, sowie der Achslastverteilung unerwartet hoch. Unerwartet niedrig fällt der Einfluss von Dämpfungsferrate, Stabilisatorsteifigkeit und Wankmomentenverteilung aus.

Faktoren, die die Federkennlinie beeinflussen, wie Puffersteifigkeit, -einsatz und Ausfederanschlag, führen ebenso wie eine Veränderung des Radstandes nur zu einer minimalen Veränderung der Rollstabilität und sind vernachlässigbar.

Spurweite, Schwerpunktshöhe und Trägheitsmomente sind nur in begrenztem Umfang für ein Fahrzeugkonzept beeinflussbar. Den praxisrelevantesten Optimierungsspielraum zur Erhöhung der dynamischen Rollstabilität bieten daher eine Erhöhung der Federrate, eine gezielte Reduktion des Seitenkraftpotentials der Reifen, eine Erhöhung der Vorderachslast und Wankmomentenabstützung an der Vorderachse, sowie eine Erhöhung der Dämpfungsferrate. Einige Beeinflussungsmöglichkeiten, wie beispielsweise eine Erhöhung der Dämpferkräfte, stehen aber im direkten Zielkonflikt zum Fahrkomfort und bedürfen besonderer Aufmerksamkeit.

Der Reifen zeigt einen erheblichen Einfluss auf die Rollstabilität in der Simulation. Fahrversuche mit einem Kleinwagen zeigen das Abstimmungspotential hinsichtlich Rollstabilität, welches allein durch eine Variation des Reifens möglich ist. Auch hier zeigt sich ein Zielkonflikt in der Fahrzeugabstimmung. Der subjektiv das beste Handling und Fahrsicherheit offerierende Reifen führt im fahrdynamischen Grenzbereich zu Rollstabilitätsproblemen.

5 Diskussion und Ausblick

5.1 Übertragbarkeit

Die Untersuchungen und Ergebnisse zur Entstehung von dynamischer Rollinstabilität stützen sich im Wesentlichen auf Fahrversuche und Simulationen des Fahrdynamikautos, das zwar auf Komponenten eines Serienfahrzeugs beruht, aber auch Abweichungen wie beispielsweise ein im Verhältnis zum Radstand relativ niedriges Gierträgheitsmoment besitzt. Es wurden daher die Ergebnisse an einem Serienfahrzeug gespiegelt. Für die Überprüfung stand ein moderner Vertreter der Sport Utility Vehicles sowohl für Fahrversuche als auch Simulationen zur Verfügung. Für rollstabilitätskritische Anregungen wurde das Fahrzeug mit einer Dachlast versehen und Fahrwerksregelsysteme deaktiviert.

Zunächst wurde überprüft, ob die aufgezeigte Lenkstrategie für Closed-Loop-Anregungen auch bei dem modernen Geländewagen zur Rollinstabilität führt. Bild 5.1 zeigt Lenkeingaben, die zum Kippen des Geländewagens im VDA-Ausweichtest führten. Das Fahrzeug kippt ebenso wie der untersuchte Kleinwagen nach einer wechselseitigen Anregung.

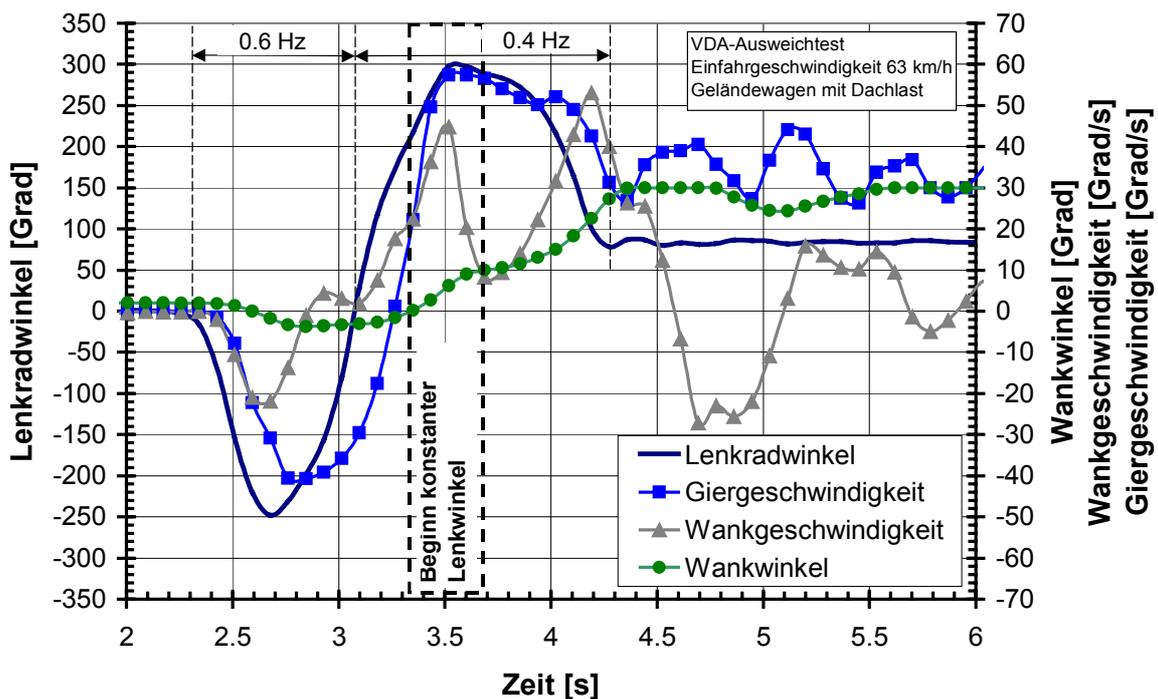


Bild 5.1: Rollstabilitätskritische Lenkstrategie im VDA-Ausweichtest für einen Geländewagen mit Dachlast und deaktivierten Regelsystemen

Zunächst wird das Fahrzeug mit einer Lenkfrequenz von 0.6 Hz angeregt. Diese unterscheidet sich nur geringfügig von der Anregungsfrequenz des Kleinwagens. Das erste Gegenlenken erfolgt kurz nachdem die Wankgeschwindigkeit ein erstes Maximum erreicht. Die maximale Lenkradwinkelgeschwindigkeit liegt mit 1300 Grad/s auf hohem Niveau. Das Kippen wird eingeleitet, indem der Lenkradwinkel nahezu konstant gehalten wird, wenn Wank- und Giergeschwindigkeit ihren Maximalwert erreichen. Die Lenkstrategie für den Geländewagen

entspricht der in Kapitel 4.2.1 dargelegten kritischen Anregungsstrategie in Closed-Loop-Manövern und führt daher unabhängig vom Fahrzeugkonzept zur Rollinstabilität.

Die Wankeigenfrequenz des Geländewagens wurde mit einem Ausschwingversuch zu 1.4 Hz bestimmt. Kippkritische Lenkanregungsfrequenzen des Geländewagens liegen wie beim Fahrdynamikauto unterhalb von 1 Hz bei ca. 0.4 Hz (Bild 5.2). Kippkritische Lenkeingaben regen auch beim Geländewagen nicht die Wankresonanz an. Wankresonanzen spielen in realen Fahrmanövern bei der Entstehung dynamischer Rollinstabilität keine Rolle.

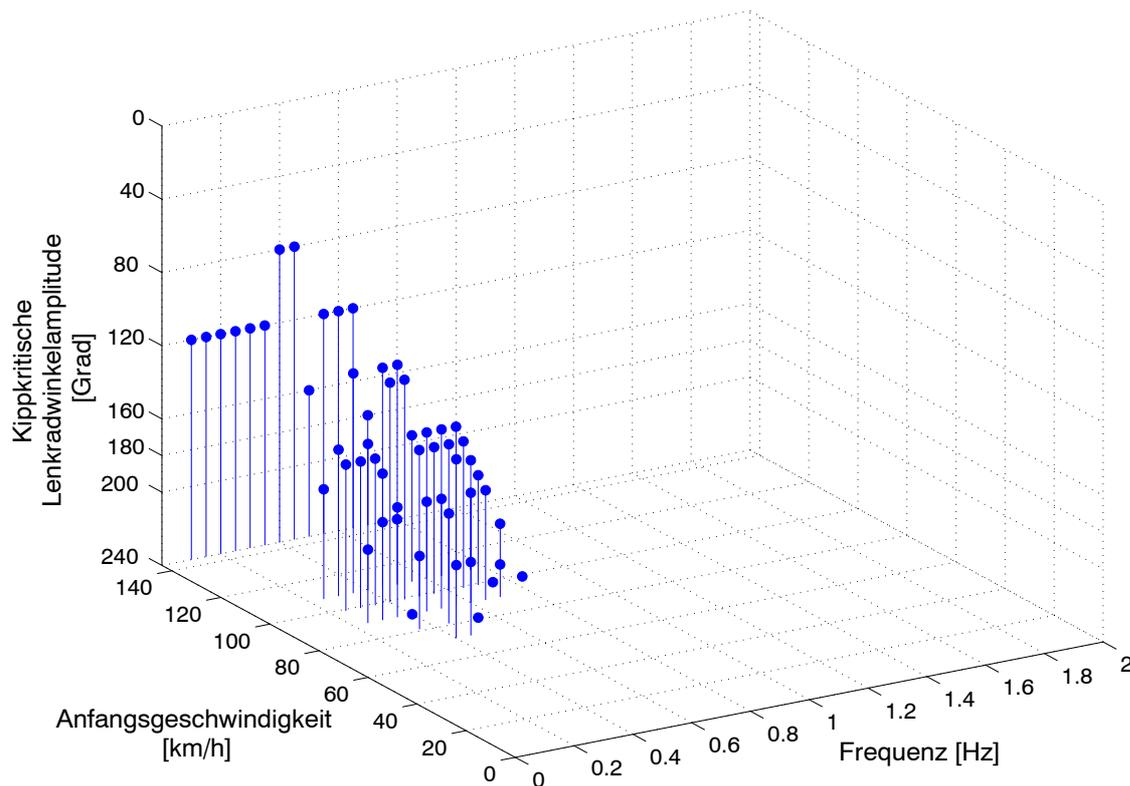


Bild 5.2: Rollstabilitätskritische Fahrereingaben für einen Geländewagen mit Dachlast bei Sinuslenken mit zwei Anregungsperioden, deaktivierte Regelsysteme

Als zentrale Bedingung für die Entstehung von dynamischer Rollinstabilität hat sich das gleichzeitige Ausschöpfen des maximalen Kraftschlusspotentials an beiden Achsen herausgestellt. Bild 5.3 zeigt für den Geländewagen die Seitenkraftentwicklung an den beiden Achsen für Kipp- und Nichtkipffahrten im VDA-Ausweichtest. Die nachsimulierten Fahrten verdeutlichen, dass für dynamische Rollinstabilität auch beim Geländewagen gleichzeitig maximale Seitenkräften an beiden Achsen vorliegen müssen.

Eine weitere Bedingung für Rollinstabilität liegt im Vorhandensein von hohen Wankgeschwindigkeiten bei großen Wankwinkeln (>5 Grad). Dies trifft uneingeschränkt auch für Kippfahrten des Geländewagens zu (Bild 5.4). Die bei der Analyse der Rollstabilität des Experimentalfahrzeugs gefundenen Bedingungen für die Entstehung von dynamischer Rollinstabilität finden sich auch beim Serienfahrzeug wieder. Die prinzipielle Wirkkette (Bild 4.60) für dynamische Rollinstabilität – Entstehung eines dynamischen Übersteuerverhaltens

in Kombination mit dynamischen Radlastüberhöhungen und daraus resultierende hohe Seitenkräfte an beiden Achsen - wird dadurch bestätigt.

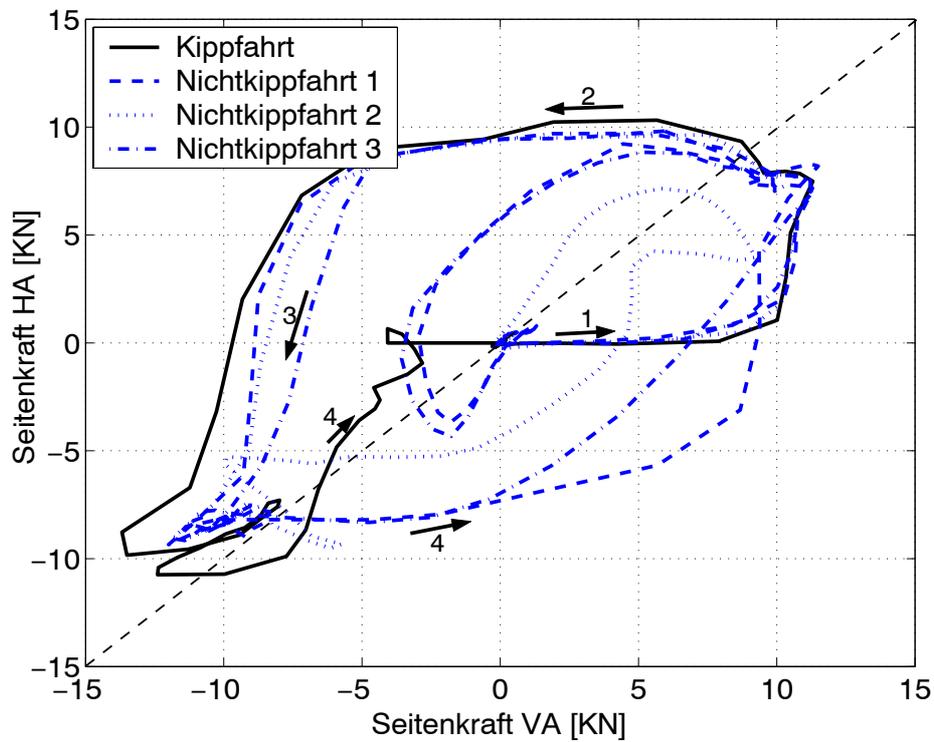


Bild 5.3: Seitenkraftentwicklung an der Hinterachse als Funktion der Vorderachse für einen Geländewagen im VDA-Ausweichtest (Simulation)

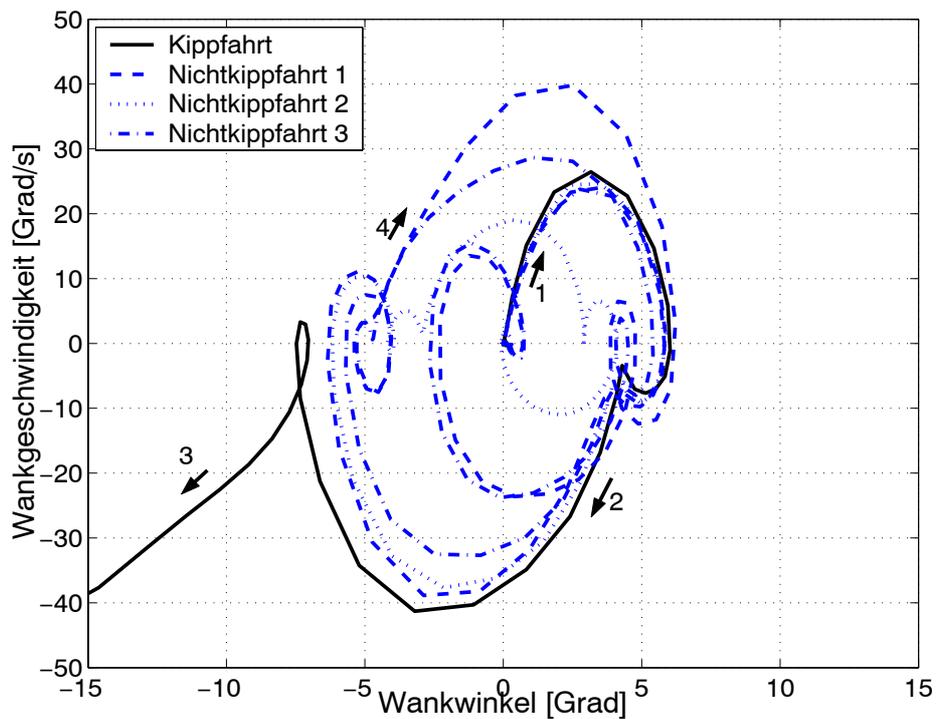


Bild 5.4: Wankgeschwindigkeit als Funktion des Wankwinkels für einen Geländewagen im VDA-Ausweichtest

Um die Übertragbarkeit der Sensitivitätsanalyse von Fahrzeugparametern des Experimentalfahrzeugs auf andere Fahrzeugkonzepte zu prüfen, wurde für die ermittelten Haupteinflussfaktoren eine Sensitivitätsanalyse für den Geländewagen durchgeführt. In Bild 5.5 ist die vorhandene Kippreserve als Funktion der Schwerpunkthöhe exemplarisch für das Fahrmanöver Lenkwinkelsprung sowohl für das Experimentalfahrzeug als auch für den Geländewagen dargestellt. Die Fahrzeugparameter haben qualitativ den gleichen Einfluss auf die Rollstabilität. Das Experimentalfahrzeug reagiert insgesamt sensitiver auf die Parametervariationen. Eine quantitative Aussage über den Einfluss von einzelnen Fahrzeugparametern auf die Rollstabilität bei unterschiedlichen Fahrzeugkonzepten kann zwar aus den Ergebnissen des Experimentalfahrzeugs nicht gemacht werden, ein qualitativer Vergleich von Fahrzeugparametern ist aber zulässig.

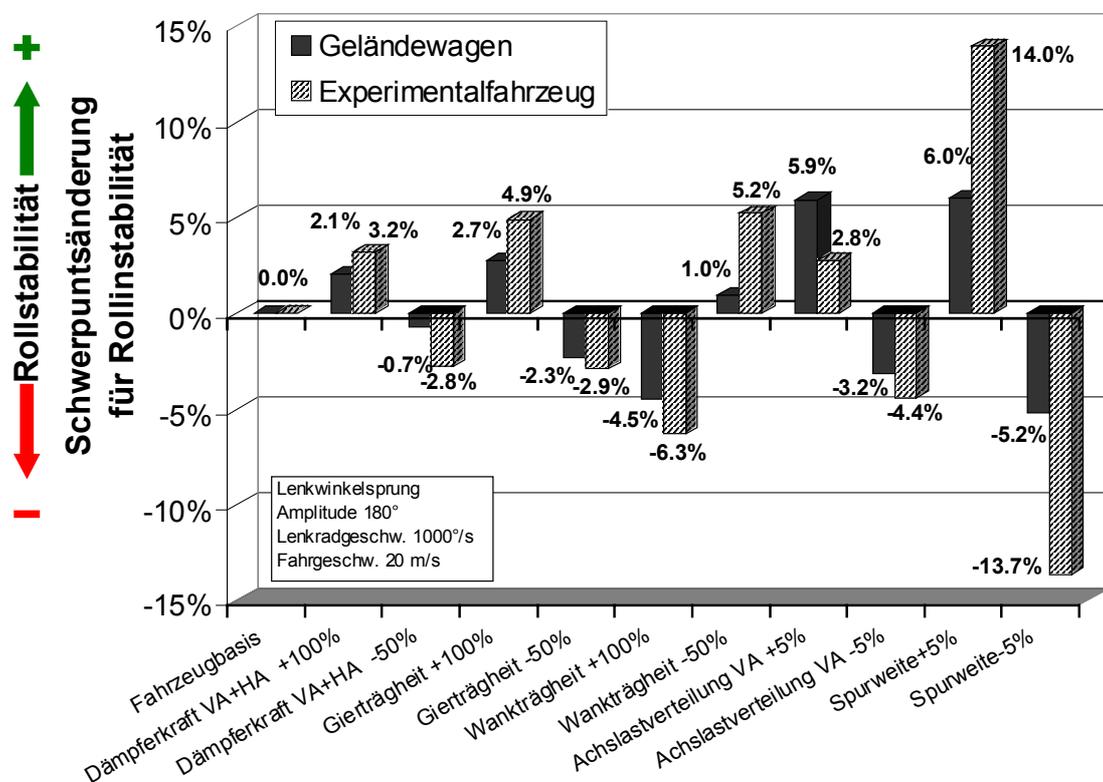


Bild 5.5: Vergleich der relativen Kippreserve als Funktion der Schwerpunkthöhe beim Lenkwinkelsprung für das Experimentalfahrzeug und einen Geländewagen

Die zentralen Ergebnisse aus den Untersuchungen mit dem Experimentalfahrzeug werden durch den seriennahen Geländewagen bestätigt. Daher ist eine Übertragbarkeit der Ergebnisse auf weitere Fahrzeugkonzepte zu erwarten. Eine Verallgemeinerung der Ergebnisse ist zulässig.

5.2 Bewertung der Kippsicherheit

5.2.1 Kippkritische Fahrereingaben im Vergleich zum realen Fahrbetrieb

Kippkritische Lenkeingaben sind mit hohen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten bei hohen Lenkamplitudendifferenzen verbunden. Breuer [23] analysierte die auftretenden Lenkeingaben von 25 Normalfahrern in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit (Bild 5.6 und Bild 5.7). Im rollstabilitätskritischen Fahrgeschwindigkeitsbereich ab 60 km/h treten maximale Lenkradwinkel von ca. 250 Grad und Lenkradwinkelgeschwindigkeiten bis maximal 550 Grad/s auf. Bei den analysierten Kippfahrten lagen dagegen die Lenkamplitudendifferenzen stets oberhalb von 450 Grad und die Lenkradwinkelgeschwindigkeiten oberhalb von 800 Grad/s. Kippkritische Lenkeingaben bewegen sich daher außerhalb des Normalfahrerbereichs und spielen im Straßenverkehr eine vernachlässigbare Rolle.

Dennoch kann nicht ausgeschlossen werden, dass Fahrer in Paniksituationen die von Versuchsfahrern eingespeisten Lenkeingaben auch erreichen, wie Untersuchungen von Mazzae et al. [115] und Rice et al. [151] belegen, bei denen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten von bis zu 1335 °/s von Normalfahrern erreicht wurden. Nach Mazzae et al. [115] lenken jedoch 95% der Fahrer auf trockener Straße nicht schneller als 600°/s. Selbst wenn kritische Lenkgeschwindigkeiten und Amplituden von den Normalfahrern erreicht werden, muss für die Entstehung von stabilitätskritischen Fahrsituationen aber zusätzlich noch die passende Lenkstrategie und Lenkfrequenz angewendet werden. Kraftschlussbedingte Rollinstabilität ist daher bei Personenkraftwagen ein sehr seltenes Ereignis, wie die Unfallzahlen aus den USA (vgl. Kapitel 1.1) belegen.

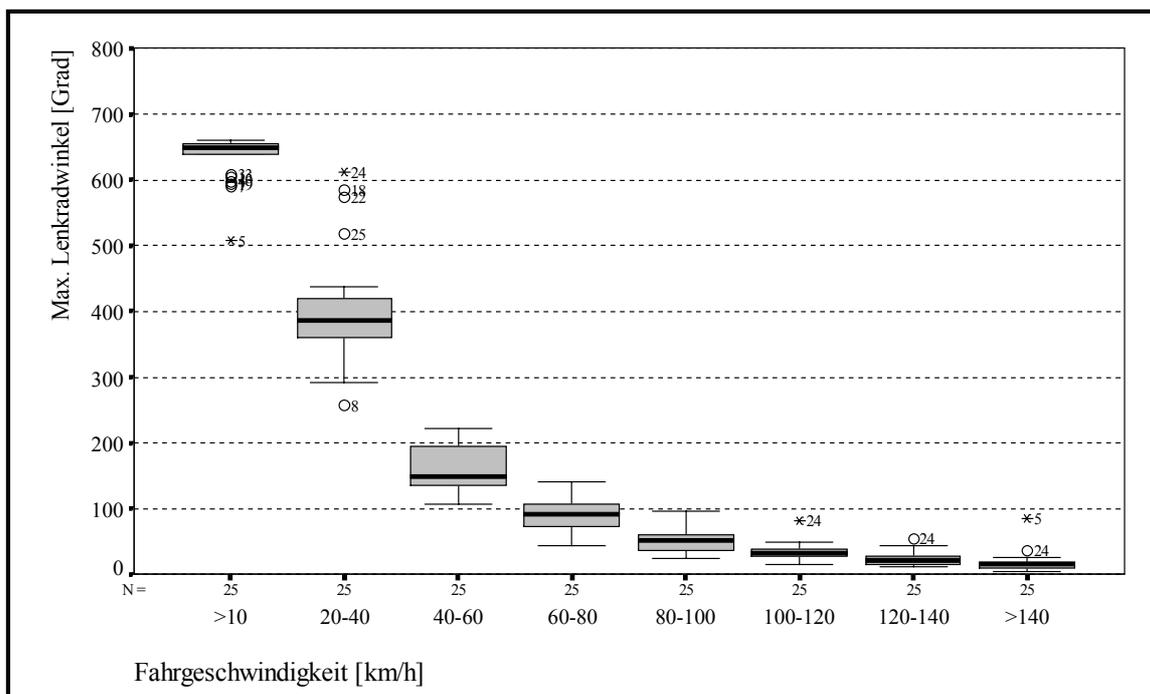


Bild 5.6: Maximaler Lenkradwinkel als Funktion der Fahrgeschwindigkeit (25 Normalfahrer) [23]

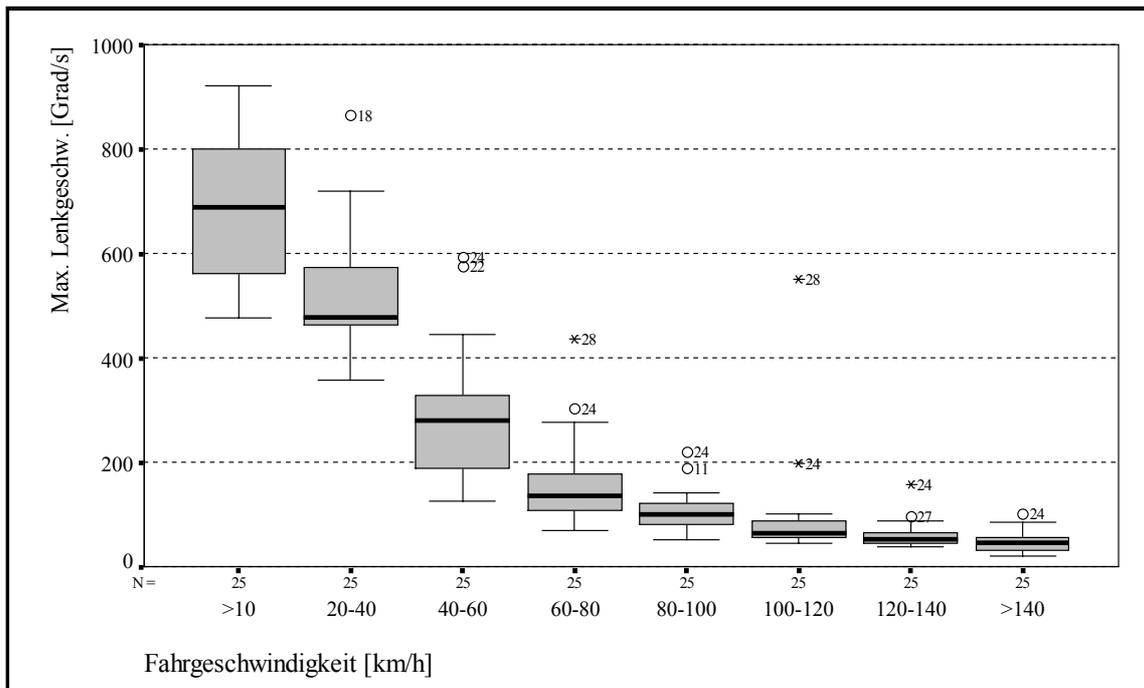


Bild 5.7: Maximaler Lenkradwinkelgeschwindigkeiten als Funktion der Fahrgeschwindigkeit (25 Normalfahrer) [23]

Untersuchungen zeigen zudem, dass über 90 % der Fahrer in Paniksituationen und Notausweichmanövern nicht nur lenken, sondern auch bremsen [115,170]. Bremsen stabilisiert durch Reduktion der Fahrgeschwindigkeit und Verringerung der Querbeschleunigung in der Regel die Kipptendenz. Diesem natürlichen Fahrerverhalten wird in den etablierten Rollover-Tests wie VDA- und Consumers-Union Ausweichtests sowie in den Fishhook-Fahrmanövern nicht Rechnung getragen.

5.2.2 Dynamische Rollover-Tests

Die Entwicklung und Definition von Fahrmanövern für rollstabilitätskritische Anregungen stellt eine wichtige Grundlage zur Bewertung der Kippsicherheit von Fahrzeugen dar. Es wurde gezeigt, dass Lenkstrategien von Versuchsfahrern in Closed-Loop-Fahrmanövern das Fahrzeug kippkritischer anregen als in Open-Loop-Fahrmanövern wie Lenkwinkelsprung und Sinuslenken. Lenkwinkelsprünge, die sich bei der NHTSA zur Bewertung der Kippsicherheit in Diskussion befinden, sind weniger kritisch als harmonische Anregungen und können zu Gunsten von wechselseitigen Anregungen vernachlässigt werden. Die These von Gillespie, dass Sprunganregungen rollstabilitätskritischer als harmonische Anregungen sind, konnte nicht bestätigt werden. Kippkritische Closed-Loop-Fahrmanöver zur Untersuchung der Rollstabilität, wie beispielsweise der VDA-Ausweichtest, werden jedoch wegen ihrer Fahrerabhängigkeit und schlechten Reproduzierbarkeit kritisiert.

Kippkritische Anregungsstrategie in Closed-Loop-Manöver weisen eine oder mehrere wechselseitige Anregungen auf, die in einem Lenkwinkelsprung münden. Die Lenkradwinkelverläufe gleichen damit grundsätzlich den von der NHTSA [64] und Toyota [169] zur Untersuchung der Rollstabilität angewendeten Open-Loop-Tests. In Bild 5.8 ist der NHTSA Fishhook #1 einem Lenkwinkelverlauf in einem Closed-Loop-Ausweichtest gegenübergestellt, der zum Abheben beider Räder des Versuchsfahrzeugs führte. Der

Lenkwinkelverlauf des Fahrers wird gut durch den Fishhook approximiert. Lediglich die Lenkamplitudendifferenz ist im Closed-Loop-Fall niedriger. Der Fishhook stellt einen guten Ansatz für rollstabilitätskritische Lenkanregungen im Open-Loop-Fahrbetrieb dar und bietet durch den Einsatz einer Lenkmaschine eine gute Reproduzierbarkeit.

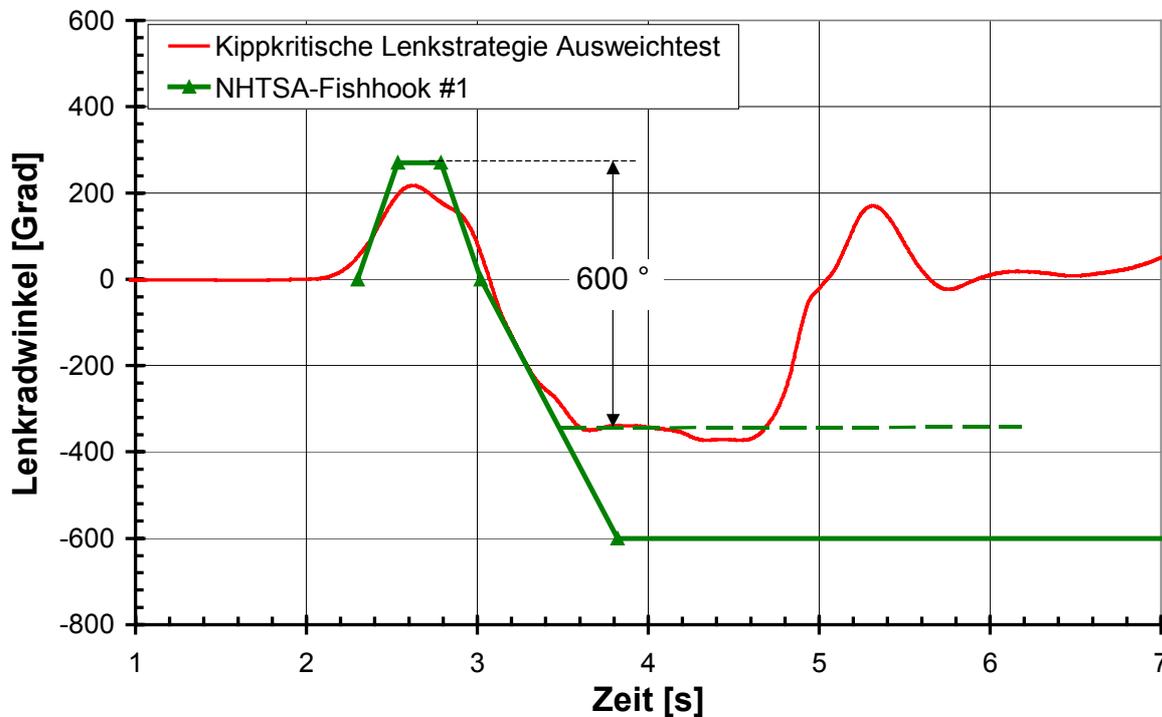


Bild 5.8: Vergleich kippkritische Lenkeingaben im Consumers-Union-Ausweichtest für einen Geländewagen mit dem NHTSA Fishhook #1

Für eine kippkritische Anregung sind die Definitionen der Lenkzeitpunkte im Fishhook von entscheidender Bedeutung. Neben fix definierten Lenkzeitpunkten, die nur unzureichend eine vergleichbar kritische Anregung für verschiedene Fahrzeuge bieten können, favorisiert die NHTSA in jüngster Zeit einen Ansatz, bei dem der Lenkzeitpunkt für das Gegenlenken vor dem abschließenden Lenkwinkelsprung sich am Vorzeichenwechsel der Wankgeschwindigkeit orientiert. Der Lenkzeitpunkt für das abschließende Konstanthalten des Lenkwinkels wird dagegen durch das Erreichen einer von der Fahrzeugreaktion unabhängigen, vordefinierten Lenkamplitude festgelegt (Kapitel 1.3.2.2, Bild 1.16).

Aus den vorliegenden Untersuchungen wird jedoch deutlich, dass für eine kippkritische Fahrzeuganregung sich die Wahl des Lenkzeitpunktes für das Gegenlenken nicht am Wankgeschwindigkeitsnulldurchgang, sondern an dessen Maximalwert orientieren sollte. Das Einleiten des abschließenden Lenkwinkelplateaus sollte dagegen ebenfalls von der Fahrzeugreaktion bestimmt werden und sich am Erreichen von Extremwerten in der Wankgeschwindigkeit bzw. der maximalen Giergeschwindigkeit und des maximalen Schwimmwinkels orientieren. Dies sollte bei Entwicklung eines Rollover-Tests auf Basis von Fishhook-Lenkwinkelverläufen beachtet werden.

5.2.3 Querschleunigung als Bewertungskriterium

Basierend auf ebenen Wankmodellen, werden in der Literatur hohe Querkraftanregungen des Fahrzeugs durch hohe Querschleunigungen in direkten Zusammenhang zur Rollinstabilität gebracht und sogar als Bewertungsgrundlage für die Rollstabilität vorgeschlagen [70,169]. Für stationäre Fahrzeuganregung sind hohe Querschleunigungen aufgrund der unbegrenzten Einwirkdauer mit einer höheren Kippgefährdung verbunden. Für dynamische, praxisnahe Fahrmanöver konnte aufgezeigt werden, dass die absolute Höhe der Querschleunigung keine Aussage zur Kippgefährdung von Fahrzeugen zulässt (Kapitel 4.3.4). Auch die Höhe und Dauer der momentan vorhandenen Überschussquerschleunigung ist kein Indikator für Rollinstabilität. Die Bewertung der dynamischen Rollstabilität ausschließlich durch die Querschleunigung ist nicht möglich.

Eine Aktivierung von Regelsystemen zur Rollstabilisierung oder von Schutzmaßnahmen bei drohendem Überschlag alleine auf Basis der Querschleunigung ist daher unzuverlässig. Vielmehr muss auf Fahrzustandsgrößen, wie Giergeschwindigkeit, Schimmwinkel und Wankgeschwindigkeit oder idealerweise auf die momentan vorhandenen Seitenkräfte zurückgegriffen werden.

Milbradt [119] formulierte eine Theorie, wie in instationären Fahrmanövern beim Auftreten von großen Schimmwinkeln und Fahrzeugübersteuern eine Querschleunigungsüberhöhung entsteht, die die Rollinstabilität eines Personenkraftwagens verursachen kann (Kapitel 1.3.1, Bild 1.13). Im Fahrversuch konnte diese Theorie durch die vorliegenden Untersuchungen nicht bestätigt werden, da die gemessene Querschleunigung im fahrzeugfesten Koordinatensystem, auf die Milbradts Theorie abzielt, bei Nichtkippfahrten teilweise höher als bei Kippfahrten ist. Das nach Milbradt benötigte Übersteuerverhalten des Fahrzeugs wird zur Initiierung von dynamischer Rollinstabilität dennoch benötigt, jedoch nicht zur Entstehung von Querschleunigungsüberhöhungen, sondern zum Ausschöpfen des Seitenkraftpotentials der Hinterachse. Die gleichzeitige maximale seitliche Abstützung des Fahrzeugs ist der Schlüssel zur Entstehung von dynamischer Rollinstabilität, nicht die vorhandene Querschleunigung.

5.2.4 Einfluss von Kippgestellen

Zum Schutz der Versuchsfahrer waren bei den Fahrversuchen Ausleger an den Versuchsfahrzeug montiert, die das Fahrzeug vor einem Überschlag bewahren (Bild 3.8). Der Kippschutz wurde so installiert, dass er die Lage des Fahrzeugschwerpunkts möglichst wenig beeinflusst. Das Kippgestell wurde als Massenpunkte in die Simulationsumgebung FADYS implementiert. Tabelle 5.1 zeigt die Veränderungen der Fahrzeugparameter durch das am Fahrdynamikauto installierte Kippgestell in der Simulation. Die Trägheitsmomente wurden nach dem Satz von Steiner berechnet. Während das 39kg schwere Kippgestell die Schwerpunktslage nur geringfügig beeinflusst, wird das Wankträgheitsmoment um fast 20% und das Gierträgheitsmoment um ca. 7% gegenüber dem Basisfahrzeug mit Versuchsfahrer erhöht.

Tabelle 5.1: Veränderung von Fahrzeugparametern durch das bei den Fahrversuchen installierte Kippgestell

Fahrzeugvariante	Beladung	Schwer- punkts- höhe	Achslast- verteilung VA	Radlast- verteilung links	Jxx	Jyy	Jzz	Fahrzeugmasse des Simulations- modells (bzw. Messung)	
		[mm]	%	%	[kgm ²]	[kgm ²]	[kgm ²]	[kg]	
Fahrdynamikauto	leer	578	50.7	47.8	432	1112	1217	1136	(Messung)
Fahrdynamikauto (Simulation)	Fahrer	583	49.3	50	467	1141	1236	1274	(Messung)
Fahrdynamikauto (Simulation) mit Kippgestell	Fahrer+ Kippgestell	585	50.0	50.0	553	1150	1325	1313	
	Δ zu Basis	0.3%	1.4%	0.0%	18.5%	0.7%	7.2%	3.1%	

In wieweit das Kippgestell die Rollstabilität beeinflusst wurde durch die Ermittlung des kippkritischen Fahrerinputs bei Sinuslenken bestimmt. Bild 5.9 und Bild 5.10 zeigen den kippkritischen Fahrerinput für die Referenzvariante der Sensitivitätsstudien mit und ohne Kippgestell. Das Kippgestell in der verwendeten Form beeinflusst die Rollstabilität nur marginal: Die Geschwindigkeit, ab denen Wankwinkel größer als 50 Grad auftreten, ist mit und ohne Kippgestell gleich. Lediglich die notwendigen Lenkamplituden sind ohne Kippgestell geringfügig höher.

Gier- und Wankträgheit eines Fahrzeugs beeinflussen die Rollstabilität erheblich (Kapitel 4.4.1). Bei der Auslegung von Kippgestellen ist daher auf geringe Änderung dieser beiden Trägheitsmomente zu achten. Die beim Experimentalfahrzeug verwendete Konstruktion für Kippgestelle ist daher denen im amerikanischen Raum verbreiteten Varianten (Bild 1.19) mit an beiden Stoßfängern angeflanschten Auslegern, deren große Trägheitsradien zum Schwerpunkt das Gierträgheitsmoment erheblich beeinflussen, vorzuziehen.

In [12] wurde der Einfluss einer ähnlichen Kippgestellkonfiguration wie beim verwendeten Fahrdynamikauto auf die Messergebnisse in ausgewählten dynamischen Fahrmanövern untersucht (Lenkmaschine, Fishhook). ATI [12] gibt für die Wankträgheitsmomentveränderung durch das Kippgestell bei dem Versuchsfahrzeug einen Wert von 8.3 kgm² (60 lb-ft-s² bei einem Gewicht von 85 lb) an. Die relevanten fahrdynamischen Kenngrößen (Querschleunigung, Wankwinkel, Giergeschwindigkeit) werden durch das verwendete Kippgestell ebenfalls nur sehr geringfügig beeinflusst

Das Beispiel des Fahrdynamikautos zeigt, dass bei einer schwerpunktsneutralen Konstruktion des Kippgestells, das die Trägheitsmoment nicht mehr als 20% beeinflusst, keine wesentliche Änderung in der Rollstabilität des Fahrzeugs zu erwarten ist. Dies wird durch die Untersuchung von ATI [12] gestützt. Die Untersuchungsergebnisse aus den Fahrversuchen mit Kippgestell lassen sich deshalb auf Fahrzeuge im realen Straßenverkehr übertragen.

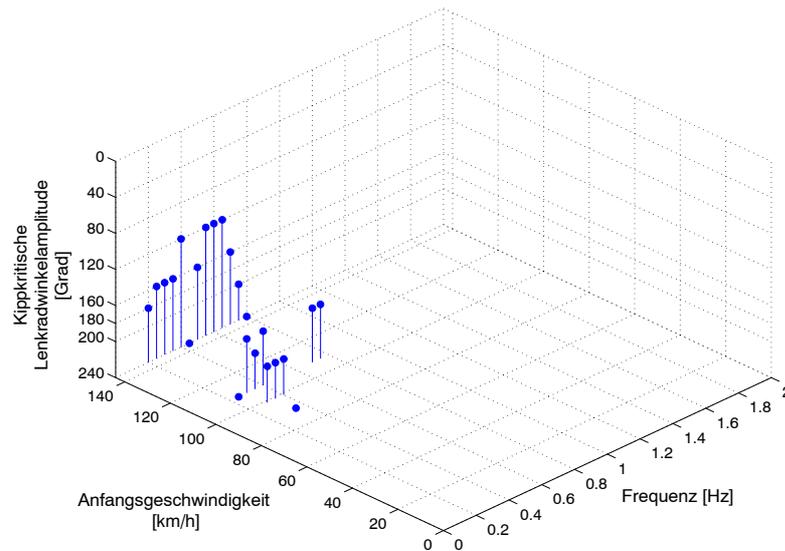


Bild 5.9: Simulation des kippkritischer Fahrereinput bei Sinuslenken mit 2 Perioden, Referenzvarianten Fahrdynamikauto ohne Kippgestell

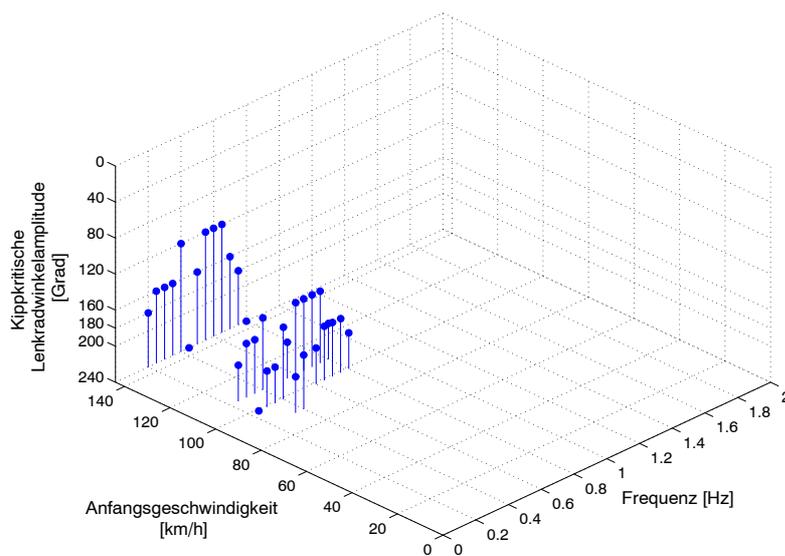


Bild 5.10: Simulation des kippkritischer Fahrereinput bei Sinuslenken mit 2 Perioden, Referenzvarianten Fahrdynamikauto mit Kippgestell

5.3 Erhöhung der Kippsicherheit

Oberstes Ziel aller Forschungsaktivitäten hinsichtlich Rollstabilität ist die Erhöhung der Kippsicherheit sowie eine Reduktion der Rollover-Unfälle und eine Verringerung der Unfallschwere bei Fahrzeugüberschlägen. Hinsichtlich kraftschlussbedingter Rollinstabilität ergeben sich zwei Möglichkeiten zur Steigerung der Kippsicherheit: Eine möglichst rollstabile Auslegung des Fahrzeuggrundkonzepts und damit ein nahezu inhärent sicheres Grundfahrzeug sowie der Einsatz von aktiven Fahrwerksregelsystemen.

5.3.1 Rollstabile Auslegung eines Fahrzeugkonzepts

Eine möglichst rollstabile Auslegung eines Grundfahrzeugs bietet die besten Voraussetzungen, um durch den zusätzlichen Einsatz von Regelsystemen ein Optimum an Kippsicherheit zu erzielen. Zudem ist dadurch bei Ausfall der aktiven Systeme ein Mindestmaß an Rollstabilität gewährleistet.

Aus der Sensitivitätsanalyse von Fahrzeugparametern ergeben sich für den Konstrukteur folgende Hinweise zur rollstabilen Auslegungen eines Fahrzeugs:

Zu Beginn des Entwicklungsprozesses eines neuen Fahrzeugs kann der Konstrukteur noch Einfluss auf das Maßkonzept, die Massenverteilung und die Fahrzeuggeometrie nehmen. In dieser frühen Konzeptphase sollte er auf eine möglichst große Spurweite bei niedriger Schwerpunktshöhe achten, was gleichbedeutend mit einem großen SSF zu setzen ist. Niedrige Wankträgheitsmomente und ein hohes Gierträgheitsmoment, sowie eine frontlastige Achslastverteilung erhöhen die dynamische Rollstabilität zudem. Auf diese Einflussfaktoren hat der Konstrukteur jedoch nur begrenzten Einfluss, da Sie bei der Entscheidung für ein Fahrzeugkonzept, beispielsweise für einen SUV, zum großen Teil feststehen.

Fahrwerkparameter wie Federungscharakteristik, Dämpfungseigenschaften und der Reifen lassen sich dagegen während des gesamten Entwicklungsprozesses mit geringem Aufwand variieren und bieten für den Konstrukteur zudem Stellschrauben, um auch am fertig entwickelten Produkt noch gezielt die Rollstabilität zu steigern. Von diesen Faktoren bietet das Seitenkraftpotential der Reifen die effektivste Möglichkeit zur Beeinflussung der Rollstabilität. Ein niedriges Seitenkraftpotential steht jedoch im Zielkonflikt mit Teilaspekten der Aktiven Sicherheit, die ausreichend Kraftschlussreserven für die Kurvenfahrt fordert. Die Faktoren Federrate, Stabilisatorsteifigkeit, Dämpferraten beeinflussen die Rollstabilität maßgeblich. Sie lassen sich aber nur in geringem Maße verändern, da sie im Zielkonflikt mit Komfortkriterien stehen. Parameter, die das dynamische Wankmoment beeinflussen, wie z.B. Puffersteifigkeit und Ausfederanschläge spielen nur eine untergeordnete Rolle für die Rollstabilität und sollten lediglich zur Erhöhung der Rollstabilität eingesetzt werden, wenn alle anderen Möglichkeiten ausgeschöpft sind.

Ein Konstrukteur hat bei der Auslegung und Optimierung eines Fahrzeugkonzepts viele Zielkonflikte zu lösen. Aus der vorliegenden Untersuchung ergeben sich daher folgende Empfehlungen für die Erhöhung der Rollstabilität eines Fahrzeugs ohne Regelsysteme:

1. niedriger Schwerpunkt und breite Spur
2. Reifen mit niedrigem Seitenkraftpotential
3. frontlastige Achslastverteilung
4. hohe Dämpferrate, speziell an der HA
5. Erhöhung der Stabilisatorsteifigkeit
6. Erhöhung der Wankmomentenverteilung zur Vorderachse

Einige Empfehlungen stehen jedoch im direkten Zielkonflikt zum Fahrkomfort, bzw. zur Aktiven Sicherheit (z.B. Reifen mit niedrigem Seitenkraftpotential). Diesen Zielkonflikt versucht man durch den Einsatz von aktiven Regelsystemen, die situationsabhängig die Rollstabilität gewährleisten und den Normalfahrbereich nicht beeinflussen, aufzulösen.

5.3.2 Regelstrategien für Fahrwerksregelsysteme

Elektronische Fahrwerksregelsysteme wie das Elektronische-Stabilitäts-Programm (ESP[®]) gehören verstärkt zur Fahrzeugausstattung von Neuwagen. Obwohl diese Systeme hauptsächlich zur Erhöhung der Fahrstabilität um die Hochachse gedacht sind, bieten sie aufgrund in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse zusätzlich Potential für eine Erhöhung der dynamischen Rollstabilität: Durch selektiven Bremseneingriff vermeidet ESP[®] im Rahmen der Physik ein übersteuerndes Fahrverhalten. Es wurde gezeigt, dass gerade ein übersteuerndes Fahrverhalten mit einem dadurch bedingten Ausschöpfen des Kraftschlusspotentials der Hinterachse die Rollinstabilität auf Hochreibwert begünstigt. Durch den Bremseneingriff wird zudem die Fahrgeschwindigkeit verringert und das Fahrzeug auf einen größeren Bahnradius gezwungen. Dies führt zu einer Reduktion der Querbeschleunigung und damit zu einer Stabilisierung der Rollbewegung.

Bei der Abstimmung von ESP[®] für rollstabilitätskritische Fahrzeugkonzepte wie beispielsweise SUV's muss aber in Betracht gezogen werden, dass durch Bremseneingriffe eine kurzzeitige Erhöhung des Rollmoments der Aufbaubewegung entsteht, es dadurch zu einer verstärkten Wankverzögerung beim Erreichen der Federungsanschlänge kommen kann, die dann in zusätzlichen Radlastspitzen resultieren. Hohe Radlastspitzen in Verbindung mit hohen Schräglaufwinkeln an beiden Achsen erhöhen die Tendenz zur Rollinstabilität und müssen daher vermieden werden. Bei der Auslegung von zukünftigen ESP[®]-Systemen wäre daher ein Regelalgorithmus sinnvoll, der nicht nur Fahrdynamikgrößen in der Ebene wie Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung berücksichtigt, sondern auch die Aufbaubewegung. Dadurch können bei rollstabilitätskritischen Fahrzuständen – hohe Querbeschleunigung und hohe Schwimmwinkel an Vorder- und Hinterachse – starke Bremseneingriffe, die zu zusätzlichen Radlastspitzen führen würden, gezielt vermieden und dadurch rollstabilitätskritische Seitenkraftmaxima reduziert werden.

ESP[®] bietet durch seine steigende Verbreitung kurz- und mittelfristig das größte Potential, um Rollover-Unfallzahlen zu senken, indem es Unfälle durch Abkommen von der Fahrbahn infolge von Fahrzeugschleudern verringert und damit die Anzahl von Tripped-Rollovern reduziert. Zudem erhöhte es bei entsprechender Auslegung auch die Rollstabilität hinsichtlich Untripped-Rollovern. Die notwendigen Bremseneingriffe sind jedoch relativ unkomfortabel und schränken vor allem bei rollstabilitätskritischen Fahrzeugkonzepten durch frühzeitige Eingriffe des Regelsystems den Normalfahrbereich ein.

Auf Basis der in der vorliegenden Arbeit gewonnenen Erkenntnisse lässt sich daher für zukünftige Regelsysteme ein stufenweises Konzept für einen möglichst komfortablen und effektiven Rollover-Schutz ableiten. Eine kipphasenabhängige Aktivierung von Regelsystemen bietet dabei die günstigste Voraussetzung, eine hohe Rollstabilität bei geringer Beeinflussung des Normalfahrbereichs zu gewährleisten. Bild 5.11 zeigt schematisch, wie eine Regelstrategie zur effizienten Rollstabilisierung und Erhöhung des Rollover-Schutzes aussehen kann. Dargestellt ist eine kraftschlussbedingte Kippfahrt, die sich zeitlich in drei Phasen gliedert: In der ersten Phase werden kritische Fahrzeuganregungen eingespeist. In Phase zwei wird ein stabilitätskritischer Fahrzustand erreicht, bei dem Bedingungen für die

Entstehung von Rollinstabilität vorliegen. Die dritte Phase beinhaltet das Anheben des Fahrzeugs und den Überschlag.

In der ersten Phase ist es von Bedeutung kippkritische Fahrzeugeingaben zu identifizieren und diese gezielt zu unterbinden. Die Untersuchungen zeigten, dass dynamische kraftschlussbedingte Rollinstabilität mit hohen Lenkgeschwindigkeiten bei hohen Lenkamplituden verbunden ist. Eine Lenkassistentfunktion zur Unterbindung von hohen Lenkgeschwindigkeiten bietet die Möglichkeit schon in der frühen Phase der Entstehung von Rollinstabilität diese gezielt zu unterbinden. Dies lässt sich einerseits auf Basis von geregelten Servolenkungsunterstützungen oder durch Aufschalten von Zusatzlenkmomenten durch einen Stellmotor an der Lenksäule realisieren. Eine weitere Möglichkeit besteht in einer Steer-by-Wire-Technologie, die zudem die Möglichkeit bietet, in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit rollstabilitätskritische Lenkamplitudendifferenzen nicht zuzulassen. Neben der reinen Detektion von Lenkgeschwindigkeiten besteht zudem die Möglichkeit, kippkritische Lenkmuster zu identifizieren. Es wurde aufgezeigt, dass wechselseitige Fahrzeuganregungen mit Grundlenkfrequenzen von 0.3 bis 0.8 Hz gefolgt von einem abschließenden Lenkwinkelsprung, der beim Erreichen von Wank- und Gier- bzw. Schwimmwinkelmaximum erfolgt, besonders ungünstig für ein rollstabiles Fahrzeugverhalten sind. Durch das Erkennen dieser Lenkmuster lassen sich frühzeitig beispielsweise ESP[®]-Systeme zur Reduktion von Fahrgeschwindigkeit und Queranregung aktivieren.

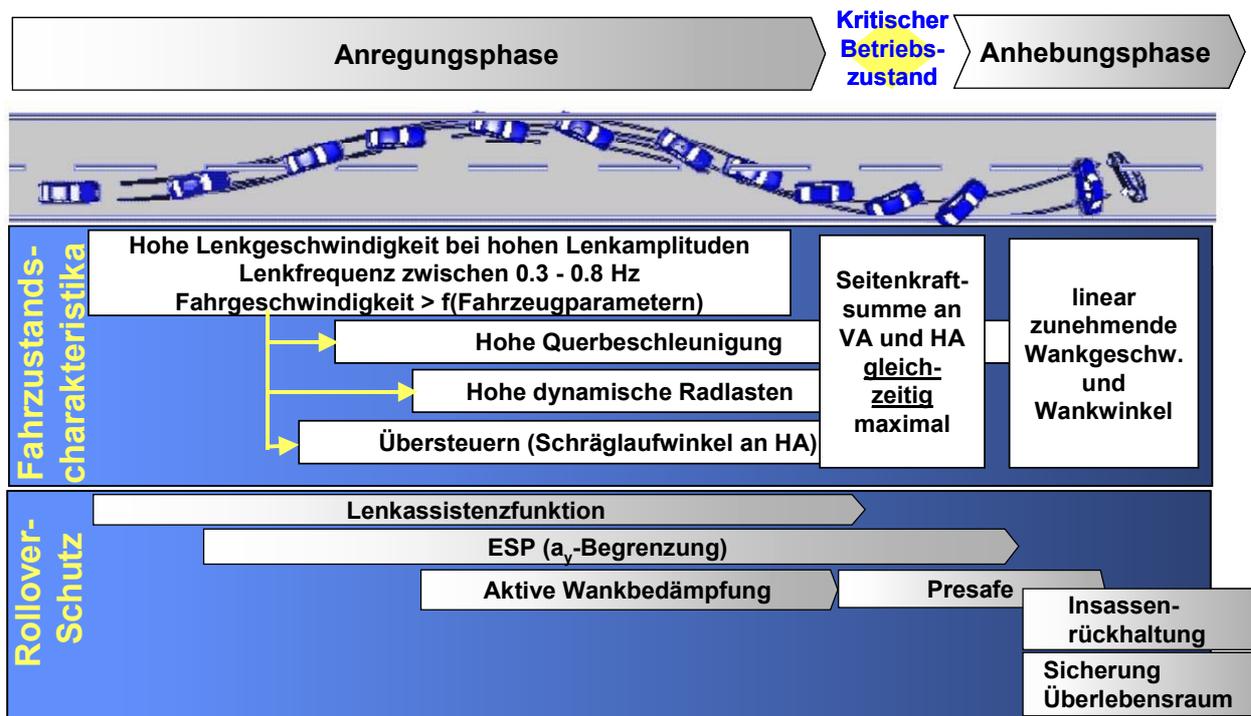


Bild 5.11: Potential von Regelsystemen für optimalen Rollover-Schutz und kipphasenabhängige Regelstrategie

Eine weitere Möglichkeit zur Detektion kippkritischer Anregungsformen und Fahrzustände besteht in der Sensierung von hohen dynamischen Radlasten an den kurvenäußeren Rädern in Verbindung mit hohen Querbesehleunigungen und einem dynamischen Übersteuern. Speziell die Bestimmung der Radlasten ist aufwendig und noch nicht im Serienfahrzeug verfügbar. Intelligente Reifen könnten dabei eine Schlüsseltechnologie sein. Zumal diese in der Lage

sein könnten, auch die Seitenkräfte zu sensieren und somit die zentrale Bedingung für die Entstehung von kraftschlussbedingter Rollinstabilität, ein gleichzeitiges Erreichen von Seitenkraftmaxima in Abhängigkeit der Anregungsanzahl an beiden Achsen, zu überwachen. Der kritische Betriebszustand und damit die Seitenkraftentwicklung stützten sich auf hohe dynamische Radlasten und einen hohen Schräglaufwinkel an der Hinterachse. Neben Systemen wie beispielsweise ESP[®], die hohe Schräglaufwinkel an der Hinterachse eindämmen können, bietet daher eine aktive Wankbedämpfung zur Vermeidung von Radlastspitzen ein entsprechendes Potential zur Erhöhung der Rollstabilität.

Sollte der kritische Betriebszustand, der durch gleichzeitig hohe Seitenkräfte an beiden Achsen geprägt ist, dennoch erreicht werden, können aktive reversible Schutzsysteme zum Insassenschutz beim Fahrzeugüberschlag frühzeitig aktiviert werden. Ein System mit der Bezeichnung PRESAFE wurde unlängst für die Fahrstabilität um die Hochachse vorgestellt [163] und ist mit entsprechenden Modifikationen und einer Auslösung auf Basis der Seitenkraftentwicklung auch für die Konditionierung von Fahrzeug und Insassen für einen drohenden Überschlag denkbar. Dabei könnten die Seitenscheiben und das Schiebedach geschlossen, der Gurt gestrafft, um ein Hinausschleudern der Insassen aus der Fahrgastzelle zu unterbinden, sowie speziell bei Cabrios Überrollschutzsysteme aktiviert werden.

Als Indikator für die letzte Phase des Kippens stellt ein durch das Starrkörperverhalten bedingter linearer Anstieg der Wankgeschwindigkeit als Funktion des Wankwinkels dar. Dieser Zusammenhang wird heute schon zur Aktivierung nichtreversibler Überschlagsschutzsysteme wie Kopfairbags genutzt.

Aus den vorherigen Betrachtungen ergibt sich zusammenfassend folgende komfortorientierte Regelstrategie zur Erhöhung des Rollover-Schutzes:

Zunächst werden fahrgeschwindigkeitsabhängige kippkritische Lenkgeschwindigkeiten unterbunden und gleichzeitig Radlastüberhöhungen durch aktive Wankbedämpfung vermieden. Sollten weiterhin kippkritische Fahrzustandsgrößen wie hohe Schwimmwinkel an der Hinterachse und hohe Querbeschleunigungen vorhanden sein, wird ESP[®] zur Reduktion der Fahrgeschwindigkeit aktiviert. Sollte dennoch in Abhängigkeiten der Anregungsanzahl gleichzeitig Seitenkraftmaxima an beiden Achsen erreicht werden, erfolgt eine Aktivierung von PRESAFE-Maßnahmen wie Gurtstraffung etc. Erfolgt ein Überschlag, der sich auf Basis von Wankwinkel und Wankgeschwindigkeit detektieren lässt, werden nichtreversible Insassenschutzsysteme wie Airbags aktiviert.

Vor allem bedeutet der Einsatz von ESP[®] erst dann, wenn Lenkassistentenfunktionen und aktive Wankdämpfung nicht zum gewünschten stabilen Fahrzustand führen, einen wahrnehmbaren Komfortgewinn.

6 Zusammenfassung

Kippunfälle von Personenkraftwagen sind vor allem in den USA mit jährlich mehr als 10.000 Toten in Rollover-Unfällen ein ernst zu nehmendes Problem für die Verkehrssicherheit. Die Zusammenhänge, die zur fahrmanöverinduzierten, kraftschlussbedingten, dynamischen Rollinstabilität von Personenkraftwagen führen, sind bislang nur unzureichend erforscht.

In der vorliegenden Arbeit wurden daher rollstabilitätskritische Anregungsformen, Mechanismen bei der Entstehung dynamischer Rollinstabilität und der Einfluss von Fahrzeugparametern auf die Rollstabilität von Personenkraftwagen sowohl im Fahrversuch als auch in einer detaillierten Fahrdynamiksimulation analysiert.

Rollstabilitätskritische Lenkeingaben in extremen Ausweichtests weisen einen quasiharmonischen Verlauf mit einem abschließenden Lenkwinkelsprung auf und ähneln damit den von der NHTSA für Rollstabilitätsuntersuchungen favorisierten Fishhook-Manövern. Die Gegenlenkzeitpunkte vor dem abschließenden Lenkwinkelsprung orientieren sich am Erreichen der maximalen Wankgeschwindigkeit und nicht wie in den NHTSA-Fishhook-Manövern am Nulldurchgang der Wankgeschwindigkeit. In den Fishhook-Manövern erfolgt damit nicht die von der NHTSA beabsichtigte kippkritischste Fahrzeuganregung. Bei kippkritischen Lenkstrategien in Ausweichmanövern ist der Lenkzeitpunkt für das abschließende Konstanthalten des Lenkwinkels durch Erreichen von Maximalwerten in Wankgeschwindigkeit, Giergeschwindigkeit bzw. des Schwimmwinkels geprägt. Kippkritische Lenkeingaben sind mit hohen Lenkradwinkelgeschwindigkeiten (größer 800 Grad/s) bei hohen Lenkamplitudendifferenzen (größer 450 Grad) verbunden, die oberhalb des Normalfahrerbereichs liegen.

Die kippkritischen Lenkfrequenzen liegen bei ca. 0.5 Hz. Eine Anregung im Bereich der Wankfrequenz, die oberhalb von 1.0 Hz – beim Versuchsfahrzeug bei 1.3 Hz – liegt, erfolgt damit nicht. Die Ursache ist im stark degressiven Verlauf der Übertragungsfunktion von Lenkradwinkel auf Querbeschleunigung oberhalb von 1.0 Hz zu finden, die nur eine abgeschwächte Anregung des Aufbaus im Bereich der Wankresonanz ermöglicht.

Für die Entstehung kraftschlussbedingter dynamischer Rollinstabilität konnten zwei zentrale Bedingungen nachgewiesen werden:

- Hohe Wankgeschwindigkeit bis in den Bereich hoher Wankwinkel (Wankwinkel größer als 5 Grad)
- Gleichzeitiges Vorhandensein von Seitenkraftmaxima an Vorder- und Hinterachse

Aus diesen beiden Bedingungen folgt, dass eine hohe Seitenkraftanregung erfolgen muss, um den Aufbau auf hohe Wankgeschwindigkeiten zu beschleunigen, sowie dass an beiden Achsen maximale Seitenkräfte gleichzeitig zur Verfügung gestellt werden muss. Dazu müssen an beiden Achsen hohe Schräglaufwinkel bei gleichzeitig hohen Radlasten vorliegen. Während die Schräglaufwinkel an der Vorderachse sich durch den Lenkwinkel einstellen, muss an der Hinterachse durch ein übersteuerndes Fahrverhalten der notwendige Schräglaufwinkel entstehen. Gleichzeitig muss durch die Verzögerung der Aufbauwankbewegung dynamische Radlastüberhöhung erzeugt werden. Hohe Lenkgeschwindigkeiten liefern die Voraussetzung dafür, dass Schräglaufwinkelaufbau an

Vorderachse und Hinterachse zeitlich so zusammenfallen, dass die Rollinstabilität entsteht. Fahrmanöver wie der ‚Elchtest‘ provozieren infolge der Manöverdimensionen dieses Zusammenspiel von Gier- und Wankbewegung und können Fahrzeuge daher kippkritisch anregen.

Eine Sensitivitätsstudie von Fahrzeugparametern bezüglich dynamischer Rollstabilität liefert neben erwarteten Ergebnissen wie der starke Einfluss von Schwerpunktshöhe, Spurweite und Kraftschlusspotential der Reifen auch einige unerwartete Ergebnisse wie der große Einfluss von Wank- und Gierträgheitsmoment sowie der Achslastverteilung, aber auch dem vernachlässigbaren Einfluss von Steifigkeit und Aktivierungsbereich der Aufbaupuffer.

Für den Fahrzeugkonstrukteur ergeben sich aus der Sensitivitätsanalyse zur rollstabilen Auslegung eines Fahrzeugkonzepts ohne Berücksichtigung von Regelsystemen folgende Hinweise:

1. Niedriger Schwerpunkt und breite Spur
2. Reifen mit niedrigem Seitenkraftpotential
3. Frontlastige Achslastverteilung
4. hohe Dämpfung, speziell an der HA
5. Erhöhung der Stabilisatorsteifigkeit
6. Erhöhung der Wankmomentenverteilung zur Vorderachse

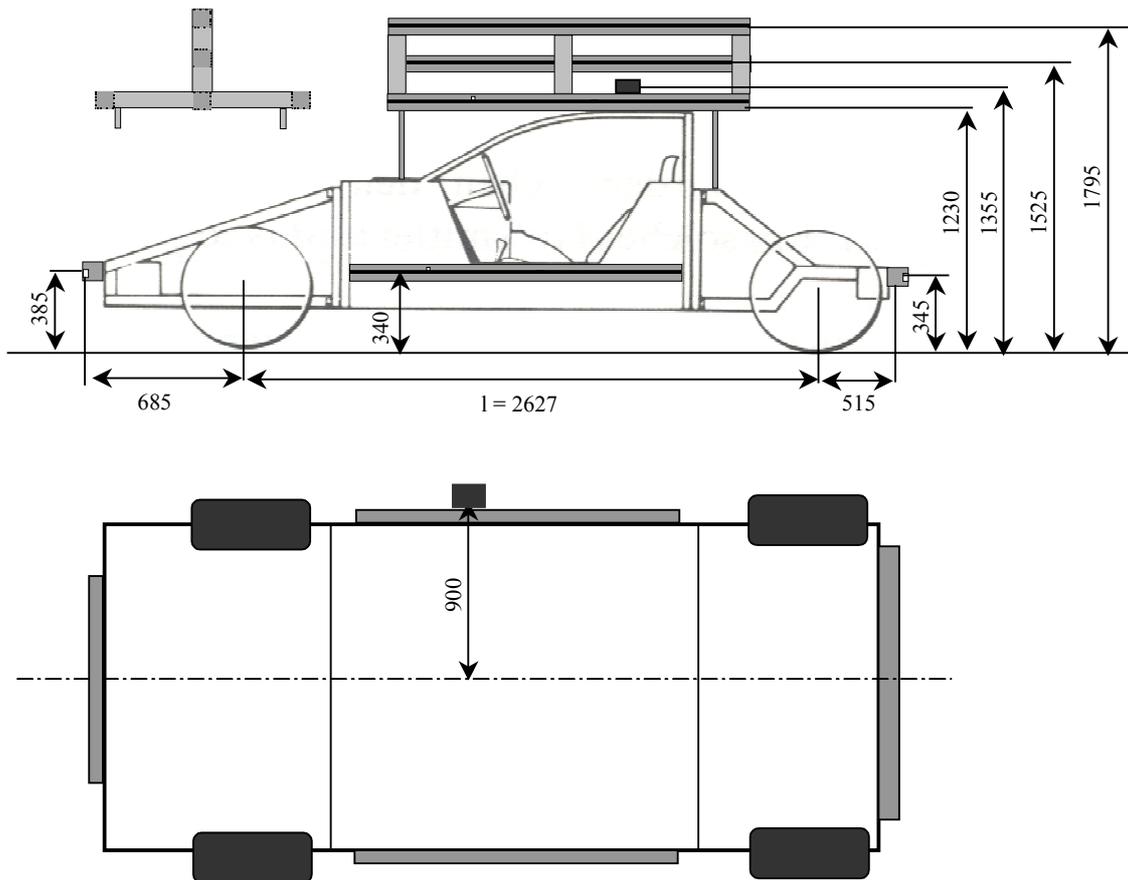
Einige Hinweise stehen im Zielkonflikt mit Belangen der Aktiven Sicherheit im Normalfahrbereich sowie mit dem Fahrkomfort. Aktive Regelsysteme bieten die Möglichkeit diesen Zielkonflikt aufzulösen. In Produktion befindliche elektronische Stabilitätssysteme (ESP[®]) greifen sehr spät und unkomfortabel bei drohender Rollinstabilität ein, um den Normalfahrbereich nicht zu beeinflussen. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse sind zusätzliche Assistenzfunktionen denkbar, die stufenweise in kritischen Fahrmanövern zur Anwendung kommen, und damit einen erhöhten Komfort bieten: Vorstellbar sind eine selektive Einschränkung hoher Lenkgeschwindigkeiten in Abhängigkeit der Fahrgeschwindigkeit und eine selektive Bedämpfung der Wankbewegung, um Radlastüberhöhungen in Kombination mit hohen Schräglaufwinkeln an Vorder- und Hinterachse zu vermeiden. Mit zukünftigen ‚intelligenten‘ Reifen könnten zudem einerseits die Radlasten sicherer bestimmt und Maßnahmen zur Wankbedämpfung zielgerichteter erfolgen, andererseits Seitenkräfte an den Achsen detektiert und damit das Erreichen rollstabilitätskritischer Fahrzustände noch zuverlässiger erkannt werden, um Maßnahmen zur Konditionierung von Insassen und Fahrzeug für den drohenden Überschlag einzuleiten.

Zukünftige Systeme werden es ermöglichen, die Anzahl von Rollover-Unfällen und deren Unfallfolgen weiter zu senken. Trotz aller technischer Innovation bleibt der Mensch ein wichtiger Faktor. 80% der in Rollover-Unfällen in den USA getöteten Fahrzeuginsassen waren nicht angeschnallt.

Anhang

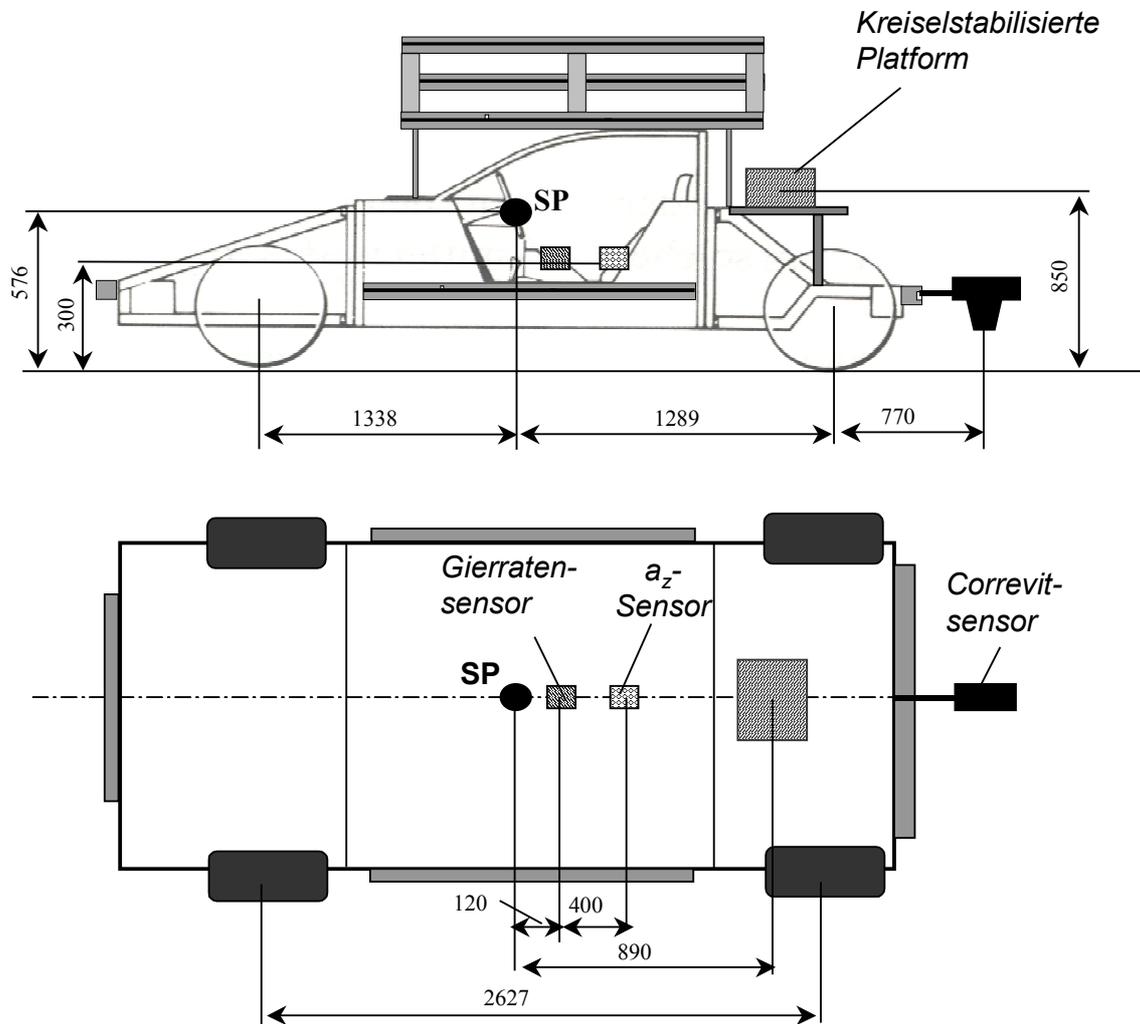
A1: Position der Zusatzmassen beim Fahrdynamikauto

Fahrzeug Basisvarianten ohne Dachlast und Fahrer, vollgetankt



A2: Position der Fahrzeugsensorik

Fahrzeug fahrfertig mit Fahrer



A3: Fahrzeugdaten für die Fahrzeugvarianten des Fahrdynamikautos

Eine Messung von Schwerpunktshöhe und Trägheitsmomenten um den Fahrzeugschwerpunkt wurde für das Fahrdynamikauto nur ohne Beladung und ohne Fahrer durchgeführt. Durch nachträgliche versuchtechnisch begründete Versteifungsmaßnahmen erfolgte eine Änderung der gemessenen Fahrzeugdaten. Den Änderungen wurden durch eine zusätzliche Dachlast von 15 kg Rechnung getragen. Diese Variante zusammen mit der Beladung durch einen Fahrer à 80 kg dient als Basisfahrzeug für die Simulation. Die neue Schwerpunktshöhe sowohl für die Basisvariante als auch für alle weiteren untersuchten Fahrzeugvarianten wurden in der Fahrdynamiksimulation ermittelt. Die jeweiligen Trägheitsmomente wurden mit dem Satz von Steiner berechnet.

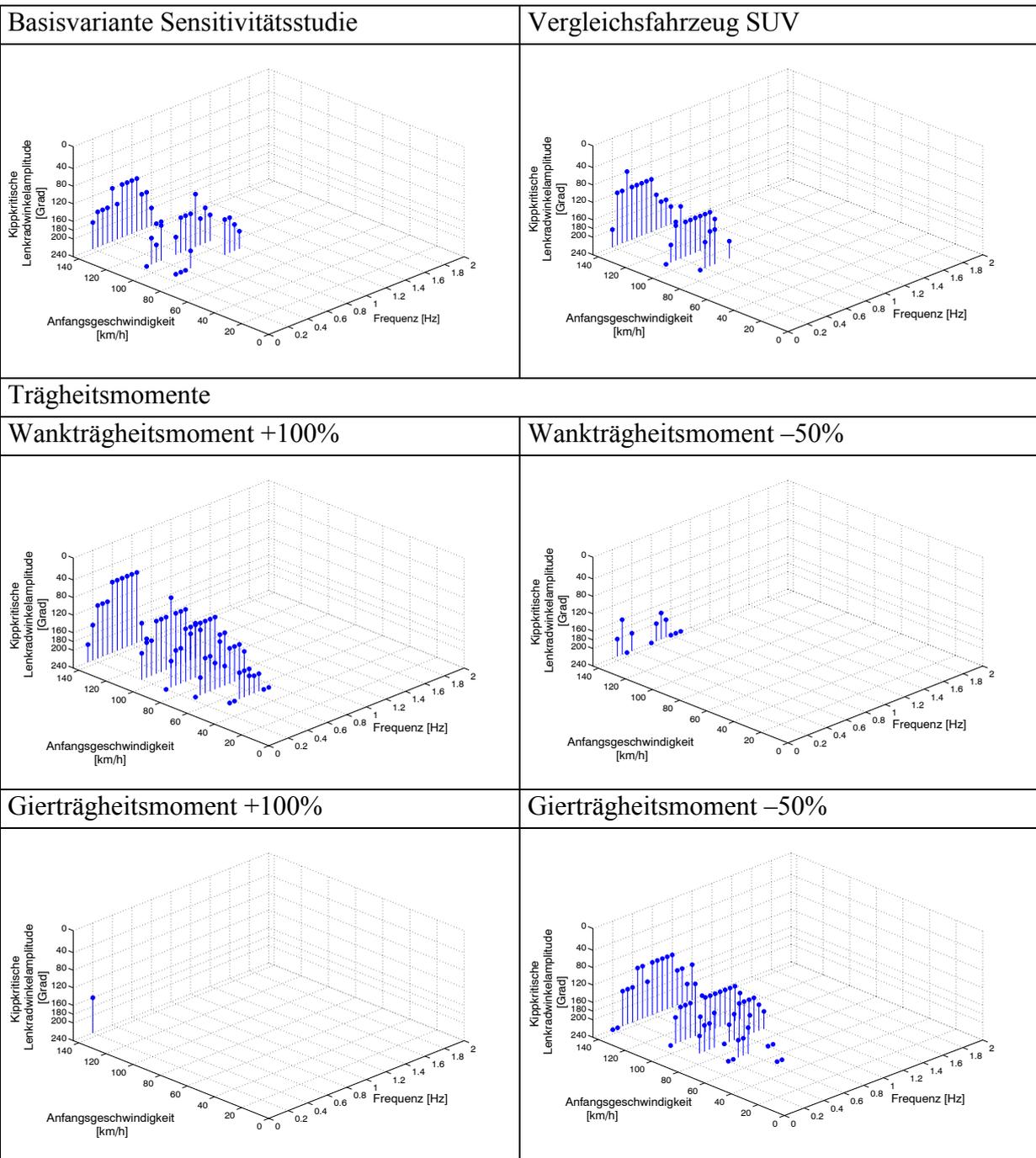
In Tabelle A1 sind die Schwerpunktshöhen, Trägheitsmomente, Achs- und einseitige Radlastverteilung der analysierten Fahrzeugvarianten dargestellt. An den Stellen, wo die Datenbasis sich zusätzlich auf Messdaten stützt ist ein Vermerk Messung eingefügt. Zur Einordnung der Varianten ist die Differenz der Fahrzeugkennwerte relativ zur Basisvariante der Simulation abgebildet.

Tabelle A1: Schwerpunktshöhen, Trägheitsmomente, Achs- und einseitige Radlastverteilung für die Varianten des Fahrdynamikautos

Fahrzeugvariante	Beladung	Schwerpunkts- höhe	Achslast- verteilung VA	Radlast- verteilung links	Jxx	Jyy	Jzz	Fahrzeugmasse des Simulations- modells (bzw. Messung)	
		[mm]	%	%	[kgm ²]	[kgm ²]	[kgm ²]	[kg]	
Messung	leer	578	50.7	47.8	432	1112	1217	1136	(Messung)
Basisfahrzeug der Simulation	Fahrer	583	49.3	50	467	1141	1236	1274	(Messung)
Basisfahrzeug mit Kippgestell	Fahrer+ Kippgestell	585	50.0	50.0	553	1150	1325	1313	
	Δ zu Basis	0.3%	1.4%	0.0%	18.5%	0.7%	7.2%	3.1%	
Basisfahrzeug für Sensitivitätsstudie	Fahrer	571	49.3	50.0	444	1119	1236	1259	(Messung)
	Δ zu Basis	-2.1%	0.0%	0.0%	-4.8%	-2.0%	0.0%	-1.2%	
	Fahrer+ Kippgestell	573	50.0	50.0	531	1127	1325	1298	
	Δ zu Basis	-1.7%	1.4%	0.0%	13.7%	-1.2%	7.2%	1.9%	
Fahrzeugvariante für Rollinstabilität bei Lenkwinkelsprung	Fahrer+ Kippgestell+ 80kg Dachlast	640	48.8	50.0	673	1269	1325	1415	(Messung)
	Δ zu Basis	9.8%	-1.0%	0.0%	44.1%	11.2%	7.2%	11.1%	
Fahrzeugvariante für stationäre Rollinstabilität (Linkskreis)	Fahrer+ Kippgestell+ 180kg Dachlast	692	48.0	50.0	810	1406	1325	1494	(Messung)
	Δ zu Basis	18.7%	-2.6%	0.0%	73.5%	23.2%	7.2%	17.3%	
Fahrzeugvariante für stationäre Rollinstabilität (Rechtskreis)	Fahrer+ Kippgestell+ 220kg Dachlast	707	47.9	50.0	846	1442	1325	1532	(Messung)
	Δ zu Basis	21.3%	-2.8%	0.0%	81.2%	26.4%	7.2%	20.3%	
Fahrzeugvariante für Rollinstabilität im VDA-Ausweichtest	Fahrer+ Kippgestell+ je 20kg an VA&HA	573	49.1	50.0	553	1296	1471	1375	(Messung)
	Δ zu Basis	-1.7%	-0.4%	0.0%	18.5%	13.6%	19.0%	7.9%	

A4: Kritischer Fahrereinput als Funktion von Fahrzeugparametern

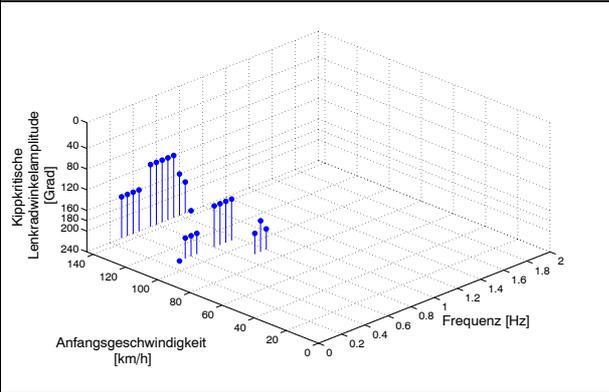
Daten zur Basisvariante der Sensitivitätsstudie sind in Anhang A3 dokumentiert. Kennwerte für die modifizierten Fahrzeugvarianten können dem Anhang A5 entnommen werden.



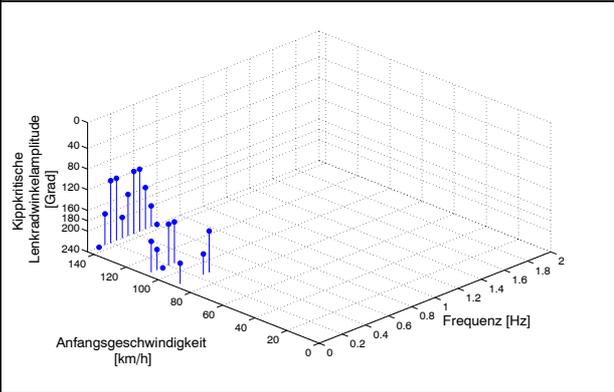
<p>Federkennlinie</p>	
<p>Ausfederanschlag VA+HA +25%</p>	<p>Ausfederanschlag VA+HA -25%</p>
<p>A 3D scatter plot showing the relationship between initial speed (Anfangsgeschwindigkeit [km/h]), frequency (Frequenz [Hz]), and critical steering angle amplitude (Kippkritische Lenkswinkelamplitude [Grad]). The vertical axis ranges from 0 to 240 degrees. The horizontal axes range from 0 to 180 km/h and 0 to 2 Hz. The data points form a dense cluster, indicating a complex relationship between these variables.</p>	<p>A 3D scatter plot similar to the one on the left, but for a -25% change in VA+HA. The axes and data distribution are consistent with the +25% case.</p>
<p>Puffereinsatz VA+HA +25%</p>	<p>Puffereinsatz VA+HA -25%</p>
<p>A 3D scatter plot showing the relationship between initial speed, frequency, and critical steering angle amplitude for a +25% change in VA+HA. The axes and data distribution are consistent with the previous plots.</p>	<p>A 3D scatter plot similar to the one on the left, but for a -25% change in VA+HA.</p>
<p>Puffersteifigkeit VA+HA +25% (Steifigkeitsfunktion $f(s)=a \cdot e^{1.25s}$)</p>	<p>Puffersteifigkeit VA+HA -25% (Steifigkeitsfunktion $f(s)=a \cdot e^{0.75s}$)</p>
<p>A 3D scatter plot showing the relationship between initial speed, frequency, and critical steering angle amplitude for a +25% change in VA+HA with a specific stiffness function. The axes and data distribution are consistent with the previous plots.</p>	<p>A 3D scatter plot similar to the one on the left, but for a -25% change in VA+HA.</p>
<p>Federsteifigkeit VA&HA +100%</p>	<p>Wankmomentenverteilung VA+10%</p>
<p>A 3D scatter plot showing the relationship between initial speed, frequency, and critical steering angle amplitude for a +100% change in VA&HA. The axes and data distribution are consistent with the previous plots.</p>	<p>A 3D scatter plot showing the relationship between initial speed, frequency, and critical steering angle amplitude for a +10% change in VA. The data points are more sparse than in the other plots, indicating a different distribution of critical steering angles.</p>

Stabivarianten

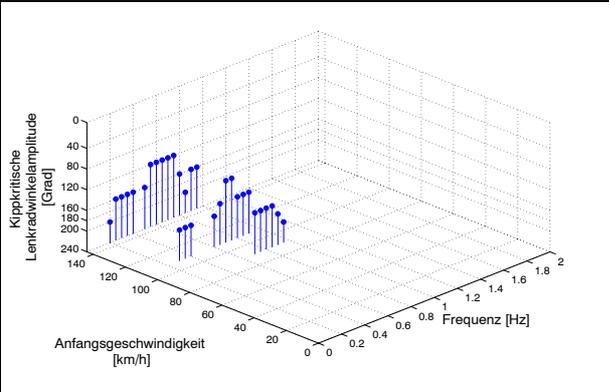
Stabi VA +100%



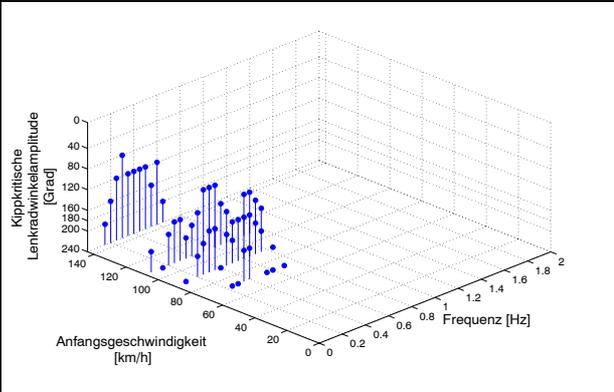
Stabi HA +100%



Stabi VA & HA +25%

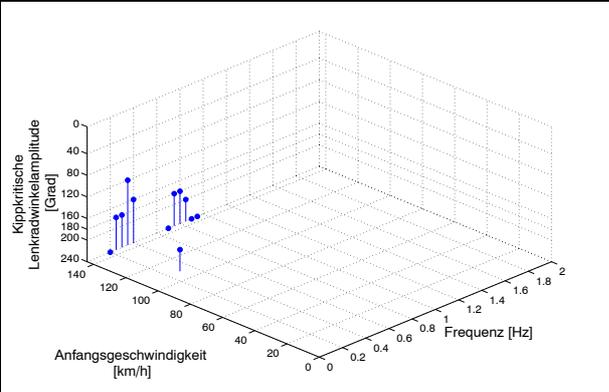


Stabi VA & HA -25%

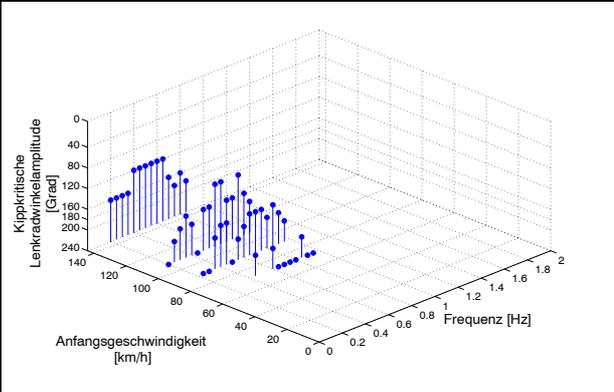


Dämpfervarianten

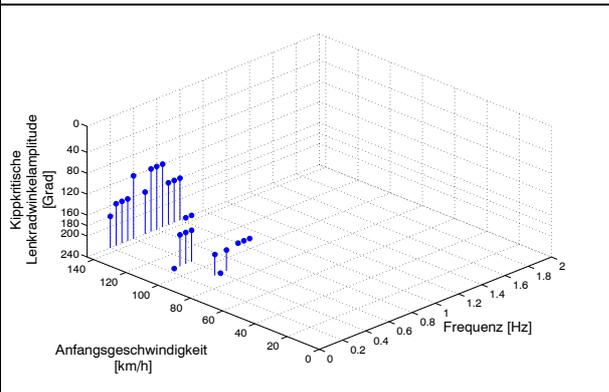
Dämpferkraft VA&HA+100%



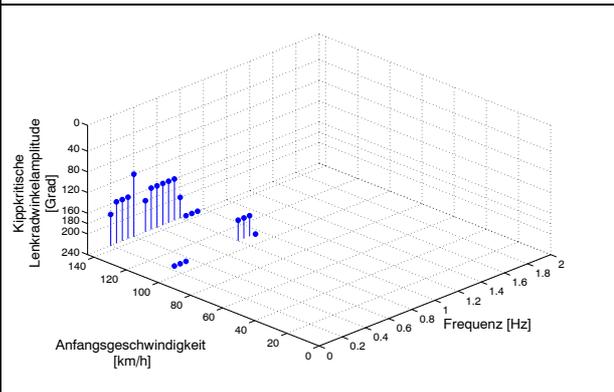
Dämpferkraft VA&HA-50%



Dämpferkraft VA+100%

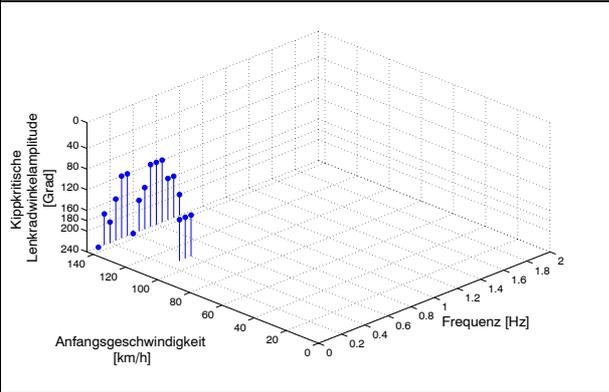


Dämpferkraft HA+100%

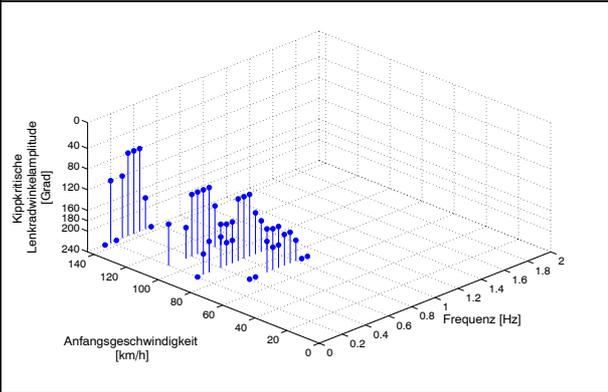


Geometrie/Massen

Achslastverteilung VA+5%



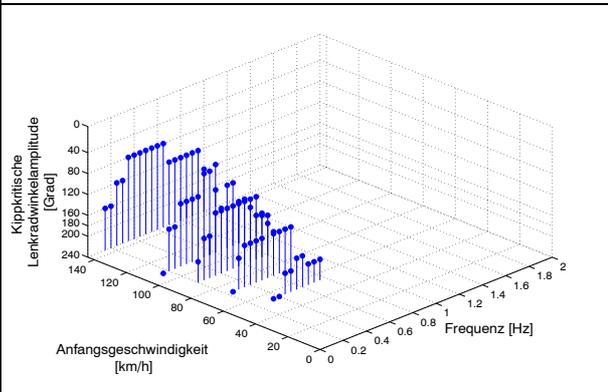
Achslastverteilung VA-5%



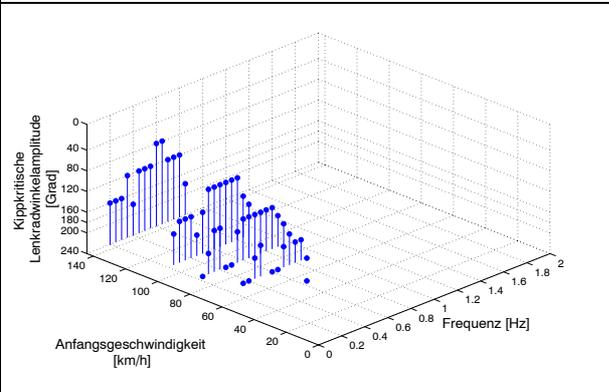
Spurweite +5%

kein Rollover

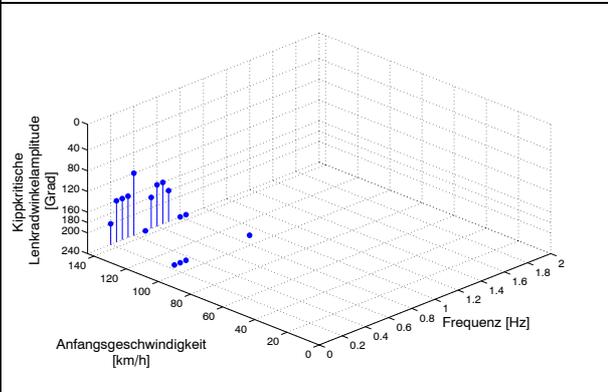
Spurweite -5%



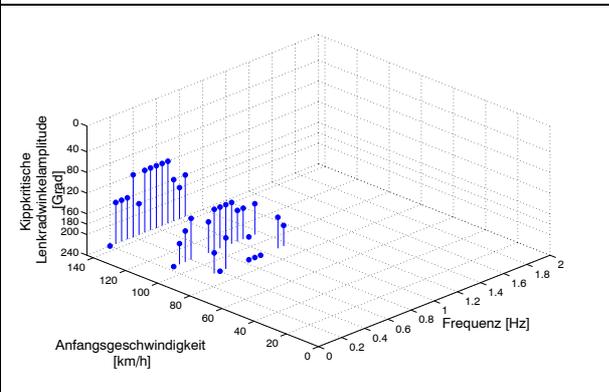
Schwerpunktshöhe +5%



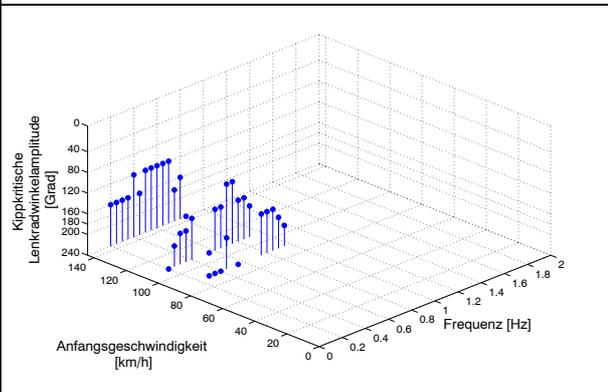
Schwerpunktshöhe -5%



Radstand +10%



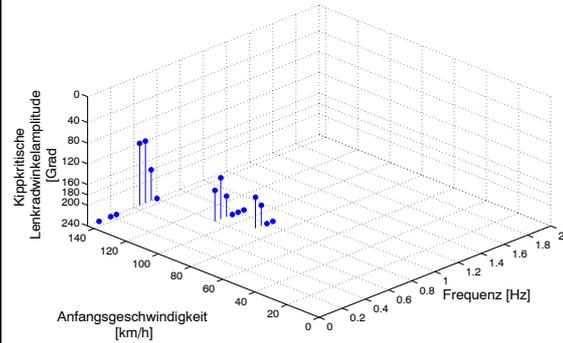
Radstand -10%



Beladung 400kg SP+100 kg im Kofferraum

Beladung 100kg im Kofferraum

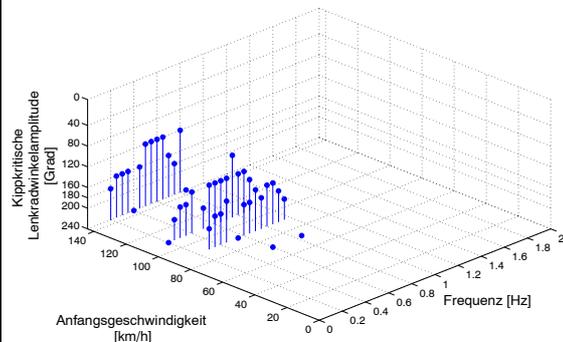
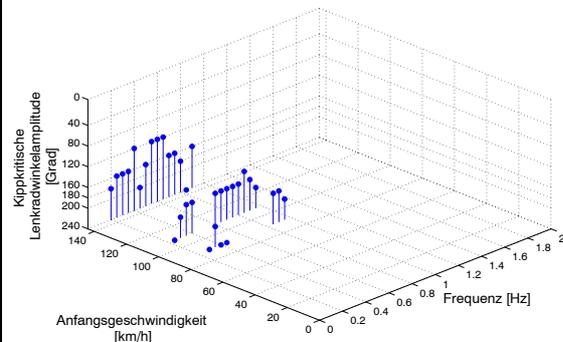
kein Rollover



Reifenparameter

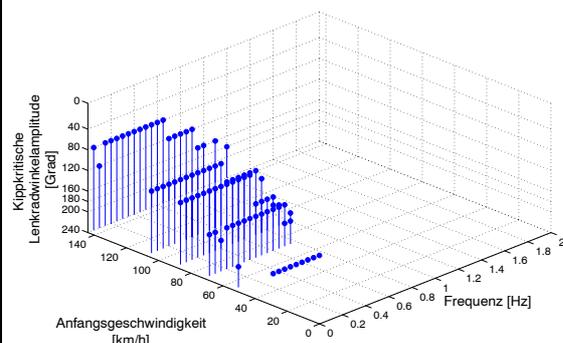
Reifenvertikalsteifigkeit VA&HA +25%

Reifenvertikalsteifigkeit VA&HA -25%



Maximales stationäres

Querbeschleunigungspotential ($7.5 \rightarrow 9 \text{ m/s}^2$)



A5: Parametervariationen / Änderungen in den Fahrzeugdaten des Fahrdynamikauto bei der Sensitivitätsanalyse

Parameteränderungen				
Methode/Parameter	Methode/Änderung	Basisvarianten	Varianten	Neue Werte
Stabi VA+HA	Stabsteifigkeit am Rad	13.7N/mm VA / 3.7N/mm HA	+25%	17.125N/mm VA / 4.625N/mm HA
Stabi VA+HA	Stabsteifigkeit am Rad	13.7N/mm VA / 3.7N/mm HA	-25%	10.275N/mm VA / 2.775N/mm HA
Stabi VA	Stabsteifigkeit am Rad	15.7N/mm VA / 4.7N/mm HA	+100%	31.4 N/mm VA / 4.7 N/mm HA
Stabi VA+HA	Stabsteifigkeit am Rad	15.7N/mm VA / 4.7N/mm HA	+100%	15.7 N/mm VA / 9.4 N/mm HA
Achslastverteilung	SP-Lage	1331.2mm (.493) VA / 1295.8mm (.507) HA	+ 5% VA	1197.91mm (.545) VA / 1429.09mm (.455) HA
Achslastverteilung	SP-Lage	1331.2mm (.493) VA / 1295.8mm (.507) HA	- 5% VA	1463.3mm (.443) VA / 1163.7mm (.557) HA
Federn VA+HA	Federkennlinie	12N/mm VA / 20.4N/mm HA	+100%	24N/mm VA / 40.8N/mm HA
Ausfederanschlag VA + HA	Federkennlinie	-92mm VA / -72mm HA	+ 25%	-69mm VA / -54mm HA
Ausfederanschlag VA + HA	Federkennlinie	-92mm VA / -72mm HA	-25%	-115mm VA / -90mm HA
Puffereinsatz VA + HA	Federkennlinie	70mm VA / 80mm HA	+25%	87.5mm VA / 100mm HA
Puffereinsatz VA + HA	Federkennlinie	70mm VA / 80mm HA	-25%	52.5mm VA / 60mm HA
Puffsteifigkeit VA + HA	Federkennlinie	1 VA / 1 HA	+25%	1.25 VA / 1.25 HA
Puffsteifigkeit VA + HA	Federkennlinie	1 VA / 1 HA	-25%	0.75 VA / 0.75 HA
Dämpfer VA+HA	Dämpferübersetzung am Rad	0.909 VA / 0.787 HA	+100%	1.28 VA / 1.11 HA
Dämpfer VA+HA	Dämpferübersetzung am Rad	0.909 VA / 0.787 HA	-50%	0.642 VA / 0.556 HA
Dämpfer VA	Dämpferübersetzung am Rad	0.909 VA / 0.787 HA	+100%	1.28 VA / 0.787 HA
Dämpfer HA	Dämpferübersetzung am Rad	0.909 VA / 0.787 HA	+100%	0.909 VA / 1.113 HA
Reifenvertikalsteifigkeit	Reifenvertikalsteifigkeit	210N/mm	+25%	262.5 VA & HA
Reifenvertikalsteifigkeit	Reifenvertikalsteifigkeit	210N/mm	-25%	157.5 VA & HA
Radstand	Radstand	2627mm	+10%	2890
Radstand	Radstand	2627mm	-10%	2364

Literaturverzeichnis

- [1] **Achhammer, G.; Frimberger, M.; Glaser, T. et al.:** "Vehicle Tests and Simulation Tools for Rollover Sensing", SAE 1999-01-0438, 1999.
- [2] **Ackermann, J. und Odenthal, D.:** "Damping of vehicle roll dynamics by gain scheduled active steering", veröffentlicht bei European Control Conference, Karlsruhe, 1999.
- [3] **Allen, W.; Myers, T.; Rosenthal, T. et al.:** "The Effect of Tire Characteristics on Vehicle Handling and Stability", SAE 2000-01-0698, 2000.
- [4] **Allen, W. und Rosenthal, T.:** "A Computer Simulation Analysis of Safety Critical Maneuvers for Assessing Ground Vehicle Dynamic Stability", SAE 930760, 1993.
- [5] **Allen, W.; Rosenthal, T.; Klyde, D. et al.:** "Computer Simulation Analysis of Light Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability", SAE 1999-01-0124, 1999.
- [6] **Allen, W.; Rosenthal, T.; Klyde, D. et al.:** "Validation of Ground Vehicle Computer Simulations Developed for Dynamics Stability Analysis", SAE 920054, 1992.
- [7] **Allen, W.; Rosenthal, T.; Klyde, D. et al.:** "Transient Analysis of All Terrain Vehicle Lateral Directional Handling & Stability", SAE 891109, 1989.
- [8] **Allen, W.; Szostak, H.; Klyde, D. et al.:** "Vehicle Dynamic Stability And Rollover (Final Report)", NHTSA, DOT HS 807 956, 1992.
- [9] **Allen, W.; Szostak, H.; Rosenthal, J. et al.:** "Field Testing and Computer Simulation Analysis of Ground Vehicle Dynamic Stability", SAE 900127, 1990.
- [10] **Allen, W.; Szostak, H.; Rosenthal, T. et al.:** "Characteristics Influencing Ground Vehicle Lateral/Directional Dynamic Stability", SAE 910234, 1991.
- [11] **Aquaro, M.; Mucino, V.; Gautam, M. et al.:** "A Finite Element Modeling Approach for Stability Analysis of Partially Filled Tanker Trucks", SAE 1999-01-3708, 1999.
- [12] **ATI:** "Four Years of Experience With Reversed-Steer Rollover Testing", Automotive Testing, Inc./Heitz Chassis Lab, Inc., NHTSA-2001-9663-28, 2001.
- [13] **auto-motor-und-sport:** "Kippgefahr bei der A-Klasse", *auto motor und sport*, Vol. 23/1997, 1997.
- [14] **Barthel, R.:** "Experimentelle Bestimmung der Lage der Wankachse eines Fahrzeuges im Fahrbetrieb", Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 1998.
- [15] **Baum, H. und Küppers, T.:** "Simulationsprogramm zur Untersuchung sicherheitskritischer Fahrmanöver bei Radladern", *Ölhydraulik und Pneumatik*, Vol. 42 (1998) Nr. 4, Seiten 252-257, 1998.
- [16] **Baumann, K.-H. und Wünsche, M.:** "The raisable Roll-over bar of the new Mercedes-Benz Roadster", SAE 901124, 1990.
- [17] **Bernard, J.; Shannan, J. und Vanderploeg, M.:** "Vehicle Rollover on Smooth Surfaces", SAE 891991, 1989.
- [18] **Bernhard, M.; Breunig, V. und Groesch, L.:** "Verfahren zum Ermitteln einer zu einem Überrollvorgang führenden kritischen Winkellage eines Fahrzeugs", Deutsches Patent- und Markenamt, Offenlegungsschrift DE 198 28 338 A1, Deutschland, 2000.

- [19] **Bielaczek, C.:** "Untersuchungen zur Auswirkung einer aktiven Fahrerbeeinflussung auf die Fahrsicherheit beim Pkw-Fahren im realen Straßenverkehr", Fachgebiet Fahrzeugtechnik, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 1998.
- [20] **Blow, P.; Woodroffe, J. und Sweatman, P.:** "Vehicle Stability and Control Research for U.S. Comprehensive Truck Size and Weight (TS&W) Study", SAE 982819, 1998.
- [21] **Bortz, J.:** *Statistik für Sozialwissenschaftler*, Vol. 5. vollständig überarb. Aufl.: Springer, 1999.
- [22] **Branke, D. und Kolbe, M.:** "18 Allradler im Elchtest", *AutoBild*, Vol. 31/2000, Seiten 30-37, 2000.
- [23] **Breuer, J.:** "Analysis of Driver-Vehicle-Interactions in an Evasive Maneuver - Results of "Moose-Test" Studies", veröffentlicht bei 16th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles, Windsor, Kanada, 1998.
- [24] **Brink, C. R. v. d. und Kroonen, H. M.:** "Dynamic Vehicle Control for enclosed narrow vehicles", veröffentlicht bei 6th European EAEC Congress, Lightweight and Small Cars, Cernobbio, 1997.
- [25] **Broge, J.:** "Tech Briefs - Heavy-duty truck safety systems", *Automotive Engineering International Online*, Vol. 05/2000, 2000.
- [26] **Bünthe, T.; Odenthal, D.; Ackermann, J. et al.:** "Robuste Fahrdynamikregelung zur Gierstabilisierung und Kippvermeidung mittels aktiver Lenkung", veröffentlicht bei PKW-Lenksysteme im Jahr 2000, Haus der Technik Essen, 2000.
- [27] **Chace, M. und Wielenga, T.:** "A Test and Simulation Process to Improve Rollover Resistance", SAE 1999-01-0125, 1999.
- [28] **Chang, C. und Ding, D.-H.:** "Theoretical Stability Analysis of the Cornering Behavior of Three- and Four-Wheel Vehicles", *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 15, Nos. 3/4/5, Seiten 301-317, 1994.
- [29] **Chen, B.-C. und Peng, H.:** "A Real-time Rollover Threat Index for Sports Utility Vehicles", veröffentlicht bei American Control Conference, San Diego, Californien, 1999.
- [30] **Chen, B.-C. und Peng, H.:** "Differential-Braking-Based Rollover Prevention for Sport Utility Vehicles with Human-in-the-loop Evaluations", *Vehicle System Dynamics*, Vol. 36, No. 4-5, Seiten 359-389, 2001.
- [31] **Chen, H. und Guenther, D.:** "Modelling of Rollover Sequences", SAE 931976, 1993.
- [32] **Chrstos, J. P. und Guenther, D. A.:** "The Measurement of Static Rollover Metrics", SAE 920582, 1992.
- [33] **Clark, B.; Ruhl, R.; Strauss, M. et al.:** "Dynamics and Roll Stability of a Loaded Class 8 Tractor-Livestock Semi-Trailer", SAE 1999-01-3732, 1999.
- [34] **Consumers-Union:** "The 2001 Mitsubishi Montero Limited - Not Acceptable", *Consumer Reports*, Vol. 08/2001, Seiten 22-25, 2001.
- [35] **Consumers-Union:** "Consumers Union, Consumer Reports and NHTSA. The Rollover Problem: A Timeline", 2002, Internet: <http://www.consumersunion.org/products/timeline101.htm>, Stand: 28.02.2002.
- [36] **Cooperrider, N.; Hammoud, S. und Colwell, J.:** "Characteristics of Soil-Tripped Rollovers", SAE 980022, 1998.

- [37] **Cooperrider, N.; Thomas, T. und Hammoud, S.:** "Testing and Analysis of Vehicle Rollover Behavior", SAE 900366, 1990.
- [38] **Dahlberg, E.:** "Commercial Vehicle Rollover Prediction Using Energy Considerations", veröffentlicht bei EAEC - European Automotive Congress - Vehicle Dynamics and Active Safety, 1999.
- [39] **Dahlberg, E.:** "A Method Determining the Dynamic Rollover Threshold of Commercial Vehicles", SAE 2000-01-3492, 2000.
- [40] **Das, N.; Suresh, B. und Wambold, J.:** "Estimation of Dynamic Rollover Threshold of Commercial Vehicles Using Low Speed Experimental Data", SAE 932949, 1993.
- [41] **Day, T. und Garvey, T.:** "Applications and Limitations of 3-Dimensional Vehicle Rollover Simulation", SAE 2001-01-0852 2001.
- [42] **Dean-Averns, R.:** "Automobile Chassis Design", in *Automobile Chassis Design*, Vol. 2, Iliffe & Sons, L., Ed. London, UK, 1952, Seiten 21-23, 310-313.
- [43] **d'Entremont, K.:** "The Effects of Light-Vehicle Design Parameters in Tripped-Rollover Maneuvers - A Statistical Analysis Using an Experimentally Validated Computer Model", SAE 950315, 1995.
- [44] **Desens, J.:** "Theoretische Untersuchung des Kippverhaltens von Personenkraftwagen", Technische Universität Braunschweig, Institut für Fahrzeugtechnik, Diplomarbeit, 1987.
- [45] **Dickerson, C.; Arndt, S.; Mowry, G. et al.:** "Effects of Outrigger Design on Vehicle Dynamics", SAE 940226, 1994.
- [46] **Digges, K. und Malliaris, A.:** "Crashworthiness Safety Features in Rollover Crashes", SAE 982296, 1998.
- [47] **Dragon, L.:** "FADYS, ein komplexes Fahrdynamikmodell für echtzeitfähige HIL-Anwendungen", VDI-Berichte 128, Seiten 117-130, 1996.
- [48] **Dudzinski, P.:** "Problems of Dynamic Rollover Stability On Wheeled OFF-Highway Vehicles", veröffentlicht bei 13th International Conference of the ISTVS, München, 1999.
- [49] **Dugoff, H.; Segel, L. und Ervin, R.:** "Measurement of Vehicle Response in Severe Braking and Steering Maneuvers", SAE 710080, 1971.
- [50] **Eberhorst, E. v.:** "Die Kurven- und Rollstabilität des Kraftfahrzeugs", *ATZ*, Vol. 9/53, Seiten 246-253, 1953.
- [51] **Eger, R.:** "Schätzung von Fahrzeugüberschlägen", Universität Karlsruhe, Dissertation, 1999.
- [52] **Eger, R.; Majjad, R. und Nasr, N.:** "Rollover Simulation Based on a Nonlinear Model", SAE 980208, 1998.
- [53] **EIU:** "Light Vehicle Niche Markets", The Economist Intelligence Unit Limited, London, UK, 2000 Edition, 2000.
- [54] **El-Gindy, M. und Hosamel-deen, Y. H.:** "Sensitivity parametric analysis of UMTRI static roll model", *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 10, Nr. 2, Seiten 187-209, 1989.
- [55] **Ervin, R.; Winkler, C. und Karamihas, S.:** "A Centrifuge Concept for Measuring the Rollover Threshold of Light-Duty Vehicles", SAE 2002-01-1603, 2002.

- [56] **Erz, K.:** "Über die Kippsicherheit von Lastwagen", *ATZ*, Vol. 10/66, Seiten 293-297, 1966.
- [57] **Fay, R. und Scott, J.:** "New Dimensions in Rollover Analysis", SAE 1999-01-0448, 1999.
- [58] **FGSV:** "Richtlinien zur Bewertung der Strassengriffigkeit bei Nässe", Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen, Köln, 1999.
- [59] **Ford:** "Consumer Information Regulations; Rollover Resistance", NHTSA-2001-9663-24, 2001.
- [60] **Friedewald, K.:** "Insassenschutz bei Fahrzeugüberschlägen", *ATZ*, Vol. 96, No. 6, Seiten 368-372, 1994.
- [61] **Frimberger, M.; Wolf, F.; Glaser, T. et al.:** "Algorithm Concepts for Rollover Detection to Activate Advanced Restraint Systems", SAE 2000-01-0057, 2000.
- [62] **Furleigh, D.; Vanderploeg, M. und Oh, C.:** "Multiple Steered Axles for Reducing the Rollover Risks of Heavy Articulated Trucks", SAE 881866, 1988.
- [63] **Garrott, R. und Heydinger, G.:** "An Investigation, Via Simulation, of Vehicle Characteristics that Contribute to Steering Maneuver Induced Rollover", SAE 920585, 1992.
- [64] **Garrott, R.; Howe, G. und Forkenbrock, G.:** "An Experimental Examination of Selected Maneuvers That May Induce On-Road Untripped, Light Vehicle Rollover - Phase II of NHTSA's 1997-1998 Vehicle Rollover Research Program", NHTSA, Technical Report DOT HS 808 977, 1999.
- [65] **Garrott, R.; Howe, G. und Forkenbrock, G.:** "Results from NHTSA's Experimental Examination of Selected Maneuvers that may Induce On-Road Untripped, Light-Vehicle Rollover", SAE 2001-01-0131, 2001.
- [66] **Garrott, W. R. und Forkenbrock, G. J.:** "NHTSA Research on Dynamic Rollover Tests", veröffentlicht bei SAE Government/Industry Meeting, Washington, D.C., USA, 2002.
- [67] **Gauß, F. und Isermann, H.:** "Wankbewegungen, Radlastschwankungen und Kippgrenzen von Sattelkraftfahrzeugen bei veränderlichen Querkräften", DKF, DKF und Straßenverkehrstechnik 232/73, 1973.
- [68] **Gauß, F. und Isermann, H.:** "Wankbewegungen, Radlastschwankungen und Kippgrenzen von Sattelkraftfahrzeugen bei zeitlich veränderlichen Querkräften", *Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverkehrstechnik*, Vol. Heft 232, 1973.
- [69] **Gauß, F. und Isermann, H.:** "Wanken und Kippen von Sattelkraftfahrzeugen", *ATZ*, Vol. 76 (1974) 3, Seiten 73-78, 1974.
- [70] **Gilbert, M.:** "Analysis of Toyota LAR Testing", NHTSA, NHTSA-2000-8298-4, 2000.
- [71] **Gillespie, T. D.:** *Fundamentals of Vehicle Dynamics*: Society of Automotive Engineers Inc., 1992.
- [72] **Glasbrenner, D.:** "Safety Belt and Helmet Use in 2002 - Overall Results", NHTSA, DOT HS 809 500, 2002.
- [73] **Golombeck, G.-U.:** "Der schnellfahrende mobile Industrieroboter", Fachgebiet Maschinenbau, Universität, Duisburg, Dissertation, 1993.

- [74] **Gopal, M.; Wallner, E.; Rohr, S. et al.:** "Challenges in Simulation and Sensor Development for Occupant Protection in Rollover Accidents", SAE 2000-01-C038, 2000.
- [75] **Görge, W.:** "Querneigung und Kippgrenze des Sattelkraftfahrzeuges", *ATZ*, Vol. 12, Seiten 371-378, 1966.
- [76] **Hac, A.:** "Influence of Active Chassis Systems on Vehicle Propensity to Maneuver-Induced Rollovers", SAE 2002-01-0967, 2002.
- [77] **Hac, A.:** "Rollover Stability Index Including Effects of Suspension Design", SAE 2002-01-0965, 2002.
- [78] **Han, L.; Qureshi, M.; Abidi, M. et al.:** "Truck Rollover Warning System Simulation", veröffentlicht bei ISATA: Simulation, Virtual Reality and Supercomputing Automotive Applications, 1999.
- [79] **Hauger, W.; Schnell, W. und Gross, D.:** *Technische Mechanik 3 - Kinetik*. Berlin: Springer-Verlag, 1993.
- [80] **Hecker, F.; Horn, M.; Glücker, U. et al.:** "ESP - A New Electronic Safety System for Commercial Vehicles", *AutoTechnology*, Vol. 1, Dez. 2001, Seiten 52-55, 2001.
- [81] **Heitzman, E. F. und Heitzman, E. J.:** "Up on the roof", *Testing Technology International*, Vol. 11/2000, Seiten 72-75, 2000.
- [82] **Heitzman, E. F. und Heitzman, E. J.:** "Specifications for the ATI Rollover Test Protocols", AUTOMOTIVE TESTING, INC. / HEITZ CHASSIS LAB, INC., Pennington, New Jersey, 2001.
- [83] **Heydinger, G.; Bixel, R.; Garrott, R. et al.:** "Measured Vehicle Inertial Parameters - NHTSA's Data Through November 1998", SAE 1999-01-1336, 1999.
- [84] **Heydinger, G. und Howe, G.:** "Analysis of Vehicle Response Data Measured During Severe Maneuvers", SAE 2000-01-1644, 2000.
- [85] **Hinch, J.; Shadle, S. und Klein, T.:** "NHTSA's Rollover Rulemaking Program - Results of Testing and Analysis", SAE 920581, 1992.
- [86] **Horton, P.:** "Stability Margin: General Motors Approach to Rollover Crash Avoidance", veröffentlicht bei SAE Government/Industry Meeting, 1999.
- [87] **Howard, K.:** "New Daewoo rolls on test", *AutoCar*, Vol. August/1998, Seiten 8, 1998.
- [88] **HUK-Verband:** "Fahrzeugsicherheit 90", Büro für Kfz-Technik, Verband der Schadensversicherer e.V., Leopoldstr. 20, 80802 München, 1994.
- [89] **Huston, J. und Xia, S.:** "Comparison of Three and Four Wheeled ATVs Over a Bump Profile", SAE 890871, 1989.
- [90] **Ibrahim, I.:** "Anti-slosh Damper Design for Improving the Roll Dynamic Behavior of Cylindrical Tank Trucks", SAE 1999-01-3729, 1999.
- [91] **Ippen, H.:** "Salto mortale ade", *Autozeitung*, Vol. 25/2000, Seiten 64, 2000.
- [92] **Isermann, H.:** *Die Kippgrenze von Sattelkraftfahrzeugen mit fester und flüssiger Ladung*, Deutsche Kraftfahrtforschung und Straßenverkehrstechnik, Heft 200. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1970.
- [93] **ISO:** "Lateral transient response, test methods", ISO 7401, 1988.

- [94] **ISO**: "Passenger cars - Test track for a severe lane-change manoeuvre, Part 2: Obstacle avoidance", ISO/DIS 3888-2, 2000.
- [95] **Jones, I. und Penny, M.**: "Engineering Parameters Related to Rollover Frequency", SAE 900104, 1990.
- [96] **Jones, I.; Wilson, L. und Whitefield, R.**: "Emergency Steering in Fatal and Serious Injury, Sport Utility Vehicle Rollover Crashes", veröffentlicht bei ImechE Conference, 2000.
- [97] **Jones, R. A.**: "Understanding Vehicle Roll Using Mechanism Simulation Software", SAE 1999-01-0030, 1999.
- [98] **Kaiser, H.; Loewisch, R.; Schmitt, J. et al.**: "A-Klasse auf der Kippe", *Stern*, Vol. 45/1997, Seiten 32-38, 1997.
- [99] **Kang, X.; Rakheja, S. und Stiharu, I.**: "Optimal Tank Geometry to Enhance Static Roll Stability of Partially Filled Tank Vehicles", SAE 1999-01-3730, 1999.
- [100] **Klein, T.**: "A Statistical Analysis of Vehicle Rollover Propensity and Vehicle Stability", SAE 920584, 1992.
- [101] **Klimek, S.**: "Meßtechnische Bestimmung der Lage der Rollachse eines Fahrzeugs im Fahrbetrieb", Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Universität Stuttgart, Diplomarbeit, 1999.
- [102] **Kong, H. und Wallner, E.**: "Automotive rollover angular rate sensor", *Automotive Engineering International*, Vol. 11/99, Seiten 7-12, 1999.
- [103] **König, W.**: "Auf Messers Schneide. Fahrstabilität", *auto motor und sport*, Vol. 24/1997, 1997.
- [104] **Kruse, J.**: "A-Klasse auf der Kippe. Anmerkungen zum Fahrwerk", *mot. Die Autozeitung*, Vol. 24/97, 1997.
- [105] **Küppers, T. und Baum, H.**: *Untersuchung zu einem Sicherheitssystem für Radlader*. Dortmund/Berlin: Schriftenreihe der Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Arbeitsmedizin (Fb 870), 1999.
- [106] **Laird, L.**: "Measurement of Heavy Vehicle Suspension Roll-Stability.", *Truck Technology International*, 1989.
- [107] **Liu, P.; Rakheja, S. und Ahmed, A.**: "Detection of Dynamic Roll Instability of Heavy Vehicles for Open-Loop Rollover Control", SAE 973263, 1997.
- [108] **Liu, P.; Rakheja, S. und Ahmed, A.**: "Dynamic Rollover Threshold of Articulated Freight Vehicles", *Int. J. of Vehicle Design*, Vol. 5, Nos 3/4, Seiten 300-322, 1998.
- [109] **Lund, Y. und Bernard, J.**: "The Relationship Between the Complexity of Linear Models and the Utility of the Computer Results", SAE 920052, 1992.
- [110] **Lund, Y. und Bernard, J.**: "Analysis of Simple Rollover Metrics", SAE 950906, 1995.
- [111] **Ma, W. und Peng, H.**: "Worst-Case Vehicle Evaluation Methodology - Examples on Truck Rollover/Jackknifing and Active Yaw Control Systems", veröffentlicht bei AVEC, 9836789, 1998.
- [112] **Mackay, G. M. und Tampen, I. D.**: "Field Studies of Rollover Performance", SAE 700417, 1970.

- [113] **Marine, M. C.; Wirth, J. L. und Thomas, T. M.:** "Characteristics of On-Road Rollovers", 1999-01-0122, Seiten 71 - 86, 1999.
- [114] **Martinez, J. und Schlueter, R.:** "A Primer on the Reconstruction and Presentation of Rollover Accidents", SAE 960647, 1996.
- [115] **Mazzae, E.; Barickman, F.; Baldwin, S. et al.:** "Driver Crash Avoidance Behavior with ABS in an Intersection Incursion Scenario on Dry Versus Wet Pavement", SAE 1999-01-1288, 1999.
- [116] **McCarthy, R.; Donelson, A.; Fowler, G. et al.:** "Technical Analysis of Consumer Union's December 1996 Submission to National Highway Traffic Safety Administration", Failure Analysis Associates' (FaAA), FaAA Report Number SF-R-97-02-17, 1997.
- [117] **McCarthy, R.; Donelson, A.; Fowler, G. et al.:** "Technical Analysis of Consumer Union's December 1996 Submission to National Highway Traffic Safety Administration - Supplemental Report One", Failure Analysis Associates' (FaAA), FaAA Report Number SF-R-97-04-01, 1997.
- [118] **Metz, L. D.; Dover, M.; Fisher, J. et al.:** "Comparison of Linear Roll Dynamics Properties for Various Vehicle Configurations", SAE 920053, 1992.
- [119] **Milbradt, K.:** "Zur dynamischen Kippsicherheit von Personenkraftwagen unter besonderer Berücksichtigung der Rollachse", Technische Universität Braunschweig, Braunschweig, Dissertation, 1982.
- [120] **Mitschke, M.:** *Dynamik der Kraftfahrzeuge - Band C: Fahrverhalten*. Berlin: Springer-Verlag, 1990.
- [121] **Momiyama, F.; Kitazawa, K.; Miyazaki, K. et al.:** "Gravity Center Height Estimation for the Rollover Compensation System of Commercial Vehicles", *JSAER*, Vol. 20 (Review), Seiten 493-497, 1999.
- [122] **mot:** "Die neue Lösung. Mercedes A-Klasse.", *mot. Die Autozeitung*, Vol. 25/1997, 1997.
- [123] **Nader, R.:** *Unsafe At Any Speed*. New York, USA: Grossman Publishers, 1965.
- [124] **Nakatsuka, T. und Takanami, K.:** "Cornering Ability Analysis Based on Vehicle Dynamics System", SAE 700368, 1970.
- [125] **Nalecz, A.:** "Influence of vehicle and roadway factors on the dynamics of tripped rollover", *Int. Journal of Vehicle Design*, Vol. 10, no. 3, Seiten 321-346, 1989.
- [126] **Nalecz, A.:** "Intermediate Maneuver Induced Rollover Simulation (IMIRS) And Sensitivity Analysis", U.S. Department of Transportation, Washington D.C., USA, DOT-HS-807-672, 1991.
- [127] **Nalecz, A.:** "Development and Validation of Light Vehicle Dynamics Simulation (LVDS)", SAE 920056, 1992.
- [128] **Nalecz, A.; Bindemann, A. und Brewer, H.:** "Dynamic Analysis of Vehicle Rollover", veröffentlicht bei 12th Int. Tech. Conference on Experimental Safety Vehicles, 1989.
- [129] **Nalecz, A. und Lu, Z.:** "Methodology for Tripped Vehicle Rollover Testing and Analysis of Experimental Results", SAE 940225, 1994.

- [130] **Nalecz, A.; Lu, Z. und d'Entremont, K.:** "An Investigation into Dynamic Measures of Vehicle Rollover Propensity", SAE 930831, 1993.
- [131] **Negrus, E. und Cocosila, M.:** "On-Road Center of Gravity Height Estimation - A Possible Approach for Decreasing Rollover Propensity of Heavy Trucks", veröffentlicht bei FISITA World Automotive Congress, Seoul, 2000.
- [132] **NHTSA:** "Traffic Safety Facts 1995 - Overview", U.S. Department of Transportation, 1996.
- [133] **NHTSA:** "Traffic Safety Facts 1996 - Overview", U.S. Department of Transportation, 1997.
- [134] **NHTSA:** "Traffic Safety Facts 1997 - Overview", U.S. Department of Transportation, DOT HS 808 770, 1998.
- [135] **NHTSA:** "Traffic Safety Facts 1998 - Overview", U.S. Department of Transportation, DOT HS 808 956, 1999.
- [136] **NHTSA:** "Consumer Information Regulations - Rollover Prevention", NHTSA, NHTSA-2000-6859-1, 2000.
- [137] **NHTSA:** "Traffic Safety Facts 1999", U.S. Department of Transportation, DOT HS 809 092, 2000.
- [138] **NHTSA:** "Consumer-Regulations-Information; Federal Motor Vehicle Safety Standards; Rollover-Resistance - Request for Comments", NHTSA, NHTSA-2001-9663, 2001.
- [139] **NHTSA:** "Motor Vehicle Traffic Crash Fatality and Injury Estimates for 2000", NHTSA / NCSA, 2001, Internet: <http://www-nrd.nhtsa.dot.gov/pdf/nrd-30/NCSA/Rpts/2001/Assess2K.pdf>, Stand: 01.08.2001.
- [140] **NHTSA:** "Traffic Safety Facts 2000", U.S. Department of Transportation, DOT HS 809 337, 2001.
- [141] **NHTSA:** "Traffic Safety Facts 2000 - Overview", U.S. Department of Transportation, DOT HS 809 329, 2001.
- [142] **NHTSA:** "U.S. DOT/NHTSA - Response to Comment, Notice of Final Decision", NHTSA, NHTSA-2000-8298-1, 2001.
- [143] **Odenthal, D.:** "Kippvermeidung von Fahrzeugen durch robuste Lenk- und Bremsregelung", veröffentlicht bei Fahrwerk-Tech 2001, München, 2001.
- [144] **Odenthal, D.; Bünte, T. und Ackermann, J.:** "Nonlinear Steering and Braking control for vehicle rollover avoidance", veröffentlicht bei European Control Conference, Karlsruhe, 1999.
- [145] **Orlowski, K.; Moffatt, E.; Bundorf, R. et al.:** "Reconstruction of Rollover Collisions", SAE 890857, 1989.
- [146] **Palkovics, L.; Semsey, A. und Gerum, E.:** "Rollover-Over Prevention Systems for Commercial Vehicles-Additional Sensorless Function of the Electronic Brake System", veröffentlicht bei AVEC, 9837409, 1998.
- [147] **Parenteau, C.; Shah, M. und Tieman, C.:** "Common Rollover Characteristics in US Rollover Crashes", *Journal of Traffic Med.*, Vol. 27, Seiten 97-106, 1999.
- [148] **Parenteau, C.; Thomas, P. und Lenard, J.:** "US and UK Field Rollover Characteristics", SAE 2001-01-0167, 2001.

- [149] **Priemer, B.:** "Zum Kippen zu schade", *auto motor und sport*, Vol. 07/1999, Seiten 56-59, 1999.
- [150] **Ranganthan, R.:** "Rollover Threshold of Partially Filled Tank Vehicles with Arbitrary Tank Geometry", *IMEchE, Journal of Automobile Engineering*, Vol. D, Seiten 241-244, 1993.
- [151] **Rice, R. und Dell'Amico, F.:** "An Experimental Study of Automobile Driver Characteristics and Capabilities", Calspan Corporation, Buffalo, New York, Calspan Report ZS-5208-K-1, 1974.
- [152] **Rill, G.:** *Simulation von Kraftfahrzeugen*: Verlag Vieweg, 1994.
- [153] **Rossey, M.:** "Test Method for Simulation Vehicle Rollover", SAE 2001-01-0475, 2001.
- [154] **Roy, S.; Rice, D.; Segal, J. et al.:** "Development of Vehicle Rollover Maneuver. Vol I", U.S. Department of Transportation, DOT HS 804 093, 1978.
- [155] **Ruhl, L. und Ruhl, R.:** "Prediction of Steady State Roll Threshold for Loaded Flat Bed Trailers - Theory and Calculation", SAE 973261, 1997.
- [156] **Sampson, D.; McKevitt, G. und Cebon, D.:** "The Development of an Active Roll Control System for Heavy Vehicles", veröffentlicht bei 16th International Association for Vehicle System Dynamics Symposium, Pretoria, 1999.
- [157] **Schmidtke, H.:** *Ergonomie*. München, Wien: Carl Hanser Verlag, 1993.
- [158] **Schönfeld, K. H.:** "Statische und dynamische Kippgrenze von Sattelkraftfahrzeugen", *ATZ*, Vol. 82 (1980) 3, Seiten 119-124, 1980.
- [159] **Schramm, H.; Leimbach, K.-D.; Hecker, F. et al.:** "Verfahren und Vorrichtung zur Stabilisierung eines Fahrzeuges im Sinne einer Umkippenvermeidung", Deutsches Patent- und Markenamt, Offenlegungsschrift DE 198 02 041 A1, Deutschland, 1999.
- [160] **Schröder, C.; Köhne, K.-U. und Küppers, T.:** "Fahrtdynamiksimulation schwerer Nutzfahrzeuge", *ATZ*, Vol. 99 (1997), Seiten 322-328, 1997.
- [161] **So, S.-G. und Karnopp, D.:** "Active dual mode tilt control for narrow ground vehicles", *Vehicle Systems Dynamics*, Vol. 27 (1997), Seiten 19-36, 1997.
- [162] **So, S.-G. und Karnopp, D.:** "Switching Strategies for Narrow Ground Vehicles with Dual Mode Automatic Tilt Control", *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 18, No. 5 (Special Issue), Seiten 518-532, 1997.
- [163] **Stegemann, B.:** "Neue S-Kultur", *auto motor und sport*, Vol. 19/2002, Seiten 30, 2002.
- [164] **Steiner, P.; Weidel, P.; Kublbeck, H. et al.:** "Detection of incipient rollovers grows in importance", *Automotive Engineering*, Vol. 09/1997, 1997.
- [165] **Stoffer, H.:** "SUV safety: Rollovers - and debate - escalate", *Automotive News*, Vol. June 1998, Seiten 36-38, 1998.
- [166] **Tamny, S.:** "Operating Vehicle Roll Stability", SAE 932945, 1993.
- [167] **Tamny, S.:** "Friction Induced Rollover from Lift-Off to Launch", SAE 2000-01-1649, 2000.
- [168] **Teichmann, P. und Jauch, T.:** "Salto ohne mortale", *Automobil-Entwicklung*, Vol. 03/2001, Seiten 27-28, 2001.

- [169] **Toyota**: “Method For Measuring Lateral Acceleration For Rollover”, Toyota Engineering Standard TSA1544, 1997.
- [170] **Tsutsui, S. und Yonekawa, T.**: “Driver's Characteristics of Avoidance Maneuver”, Toyota, Technical Review Vol. 45 No. 1, 1995.
- [171] **TÜV Rheinland e.V., I. f. V.**: “THESEUS--Tankfahrzeuge mit höchst erreichbarer Sicherheit durch experimentelle Unfall-Simulation -- Teilbericht Fahrversuch”, Köln, 1995.
- [172] **Ungoren, A.; Peng, H. und Milot, D.**: “Rollover Propensity Evaluation of an SUV Equipped with a TRW VSC System”, SAE 2001-01-0128, 2001.
- [173] **United States Code of Federal Regulations, T., Part 575**: “Consumer Information Regulations”, §575.105 "Vehicle Rollover", USA, 1999.
- [174] **Verma, M. und Gillespie, T.**: “Roll Dynamics of Commercial Vehicles”, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 9, Seiten 1-17, 1980.
- [175] **Ward, D.; Hanke, O.; Bertram, T. et al.**: “A Generic Suspension Model for Middle Class Passenger Vehicles”, SAE 2001-01-1280, 2001.
- [176] **Westrup, K.**: “Schlamm drüber”, *auto motor und sport*, Vol. 11/2000, Seiten 72-79, 2000.
- [177] **Wielenga, T.**: “A Methode for Reducing On Road Rollovers – Anti- Rollover Braking”, SAE 1999-01-0123, 1999.
- [178] **Wielenga, T.**: “Tire Properties Affecting Vehicle Rollover”, SAE 1999-01-0126, 1999.
- [179] **Wielenga, T.**: “Anti-Rollover Brake System”, United States Patent, Nr. 6,065,558, USA, 2000.
- [180] **Wielenga, T. und Chace, M.**: “A Study in Rollover Prevention Using Anti-Rollover Braking”, SAE 2000-01-1642, 2000.
- [181] **Winkler, C.; Ervin, R. und Hagan, M.**: “On-board Estimation of the Rollover Threshold of Tractor Semitrailers”, veröffentlicht bei 16th International Association for Vehicle System Dynamics Symposium, Pretoria, 1999.
- [182] **Winkler, C. B.; Bogard, S. E. und Campbell, K. E.**: “Repeatability of the Tilt-Table Test Method”, SAE 930832, 1993.
- [183] **Winkler, C. B.; Cambell, K. L. und Mink, C. E.**: “Variability in Center of Gravity Height Measurement”, SAE 920050, 1992.
- [184] **Zomotor, A.**: *Fahrwerktechnik: Fahrverhalten*, 2. Auflage: Vogel-Verlag, 1991.

Eigene Publikationen und betreute studentische Arbeiten

Vorträge:

- Baumann, F.:** „Analyse von dynamischen Testverfahren zur Untersuchung der Rollovergefährdung von Pkws“, bei deutscher Ausschußsitzung der ISO/TC 22/SC 9/TF „Vehicle Behavior at High Lateral Acceleration“, Frankfurt, 08.05.2001, unveröffentlicht.
- Baumann, F.:** „Assessment of Dynamic Rollover Propensity“, bei Tagung ISO/TC 22/SC 9/TF „Vehicle Behavior at High Lateral Acceleration“, IDIADA, Spanien, 09.04.2002, unveröffentlicht.

Betreute Diplomarbeit und betreutes Praktikum:

- Kleemann, R.:** „Analyse der dynamischen Rollstabilität bei harmonischer Fahrzeugqueranregung“, Universität Stuttgart, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Diplomarbeit, 2001, unveröffentlicht.
- Pasquini, J.:** „Entwicklung einer Methodik zur Analyse des Übertragungsverhaltens von Fahrzeugen in der Simulationsumgebung FADYS“, Praktikum bei der DaimlerChrysler AG, Sept. 2000 - Feb. 2001.

Lebenslauf

Frank Wolfgang Baumann

Meistersingerstr. 20
70597 Stuttgart

Persönliche Daten

Geburtsdatum: 21. Februar 1972
Geburtsort: Würzburg
Staatsangehörigkeit: deutsch
Familienstand: ledig

Schulbildung

1978 – 1982 Grundschole in Faulbach am Main
1983 – 1991 Dietrich Bonhoeffer Gymnasium in Wertheim
Abschluss: Allgemeine Hochschulreife

Wehrdienst

1991 – 1992 Grundwehrdienst im Generalstab der 12. Panzerdivision,
Veitshöchheim. Abteilung Nachschub, Instandhaltung und
Logistik

Studium

1992 – 1998 Studium des allgemeinen Maschinenbaus an der Technischen
Universität Darmstadt
Abschluss: Diplom-Ingenieur

Beruf

1999 – 2002 Doktorand bei der DaimlerChrysler AG in Sindelfingen in der
Personenkraftwagenentwicklung, Bereich 'Aktive Sicherheit,
Fahrndynamik'
2000 – 2002 Aktives Mitglied in der ISO-Task-Force ISO/TC 22/SC 9/TF:
„Vehicle Behaviour at High Lateral Acceleration“
seit 2002 Austauschgruppe der DaimlerChrysler AG