

HEINZ BURG

RECHNERUNTERSTÜTZTE  
REKONSTRUKTION  
VON PKW / PKW-  
UNFÄLLEN

Bisherige Rekonstruktionsmethoden  
Verfahren zur Auslaufanalyse  
Verfahren zur Kollisionsanalyse  
Beschädigungskatalog



Verlag INFORMATION Ambs GmbH

# RECHNERUNTERSTÜTZTE REKONSTRUKTION VON PKW/PKW - UNFÄLLEN

von  
Diplom-Ingenieur Heinz Burg

Vom Fachbereich Verkehrswesen  
der Technischen Universität Berlin  
zur Verleihung des akademischen Grades  
D o k t o r - I n g e n i e u r  
genehmigte Dissertation

Berlin 1984

D 83

# RECHNERUNTERSTÜTZTE REKONSTRUKTION VON PKW/PKW - UNFÄLLEN

von  
Diplom-Ingenieur Heinz Burg

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. J. Wiedemann

Berichter: Prof. Dr.-Ing. H. Appel  
Prof. Dr.-Ing. R. Gnadler

Tag der mündlichen Prüfung: 30. Juli 1984

Alle Rechte, auch die der Übersetzung, vorbehalten. Es dürfen auch keine einzelnen Teile des Werkes, weder durch Druck, Fotokopie, Mikrofilm oder durch irgendein elektronisches Verfahren weiterverarbeitet, vervielfältigt oder verbreitet werden.

© Verlag INFORMATION Ambs GmbH, Kippenheim  
Druck: Alfred Schütz GmbH + Co, Lahr  
Aufbindung: Großbuchbinderei Josef Spinner, Ottersweier  
ISBN 3-88550-023-X

## Vorwort

Die Anregung zu der vorliegenden Arbeit ergab sich aus meiner langjährigen Tätigkeit beim DEKRA (Deutschen Kraftfahrzeugüberwachungs-Verein e.V.), wo ich mehrere Jahre Sachverständiger und später auch Leiter der Hauptabteilung Unfallforschung war.

An dieser Stelle danke ich deshalb dem Vereinsvorstand, insbesondere den Herren Dipl.-Ing. Rolf Moll und Dipl.-Ing. Armin Starck für die Genehmigung zur Durchführung dieser Ausarbeitung.

Mein besonderer Dank gilt den Herren Prof. Dr.-Ing. Hermann Appel und Prof. Dr.-Ing. Rolf Gnadler für die interessierte und wohlwollende Betreuung während der Bearbeitung. Herrn Prof. Dr.-Ing. Wiedemann danke ich für die Übernahme des Vorsitzes im Promotionsausschuß.

Dank sagen möchte ich allen Freunden, Bekannten und Mitarbeitern, die mir in verschiedenster Weise behilflich waren. Wesentliche Unterstützung bei der Durchführung von Unfallversuchen, an denen das Rekonstruktionsverfahren erprobt werden konnte, verdanke ich Herrn Dr.-Ing. Hartmut Rau und Herrn Ing.(HTL) Max Lindenmann. Dank schulde ich auch den Herren Dipl.-Ing. Karl-Heinz Schimmelpfennig, Dipl.-Ing. Manfred Becke und Dipl.-Physiker Norbert Hebing, die mich bei der Beschreibung ihres Rekonstruktionsverfahrens sehr unterstützt haben. Aus der Zusammenarbeit mit Herrn Dr.-Ing. Falk Zeidler entstand der entscheidende Antrieb dazu, die Fahrzeugdeformation bei der Berechnung von PKW/PKW-Kollisionen mit zu verwenden. Er war mir auch stets ein engagierter Diskussionspartner. Herr Dipl.-Ing. (FH) Hans-Jörg Martin hat sich von Anfang an für die praktische Anwendung der EES-Methode und später des vorliegenden Rekonstruktionsverfahrens eingesetzt, ihm verdanke ich wertvolle Anregungen.

Weiter danke ich den Herren aus der Industrie, der Versicherungswirtschaft, den Hochschulen und den Dekra-Niederlassungen für ihre bereitwillige Unterstützung bei der Beschaffung von Grundlagen und Informationen.

Besonderer Dank gilt meiner Familie, ohne deren Verständnis und Geduld die Anfertigung dieser Arbeit nicht möglich gewesen wäre.

### Danksagung

Folgenden Damen und Herren danke ich für die vielfältige Unterstützung bei Entwurf und Fertigstellung dieser Arbeit, für die Bereitstellung oder Beschaffung von Grundlagen und Informationen, für die Erlaubnis zur Einsichtnahme in Akten, sowie für mündliche und schriftliche Diskussion verschiedener in dieser Arbeit vorgestellter Gedanken und Fakten:

Ahlgrimm, Jörg	DEKRA-Ausbildungszentrum, Wart
Brüchsel, Ernst	Gebr. Sulzer AG, Winterthur
Fleischer, Andrea	DEKRA-Hauptverwaltung, Stuttgart
Fischer, Claus-Dieter	DEKRA-Hauptverwaltung, Stuttgart
Fellerer, Jörg	BMW AG, München
Gnauck-Stuwe, Manuela	VBG, Hamburg
Hamm, Ludwig	Porsche AG, Weissach
Habich, Kurt	TU - Karlsruhe
Hörz, Emil	TH - Stuttgart
Lindenmann, Max	Winterthur Versicherungen
Reidelbach, Wilhelm	Daimler-Benz AG, Sindelfingen
Rönitz, Rolf	Adam Opel AG, Rüsselsheim
Rosenau, Wolfgang	Volkswagenwerk AG, Wolfsburg
Schaper, Dieter	Adam Opel AG, Rüsselsheim
Seiffert, Ullrich	Volkswagenwerk AG, Wolfsburg
Vitelli, Alfons	Winterthur Versicherungen

### Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird ein rechnerunterstütztes Verfahren zur Rekonstruktion von PKW/PKW-Unfällen vorgestellt und anhand von 11 Unfallversuchen und mehr als 70 gut dokumentierten realen Straßenverkehrsunfällen überprüft und bewertet.

Zunächst wird der Stand der Rekonstruktionstechnik erläutert. Auf zwei charakteristische Unfalltypen werden in der Praxis gebräuchliche Rekonstruktionsmethoden angewandt.

Dann werden Verfahren zur Analyse der Nach-Kollisions-Phase diskutiert. Näherungsformeln liefern eine Bandbreite für die Schwerpunkts- und die Drehgeschwindigkeiten unmittelbar nach der Kollision. Sie sind für kurze, einfach strukturierte Auslaufvorgänge geeignet, bei denen Translation und Rotation annähernd gleichzeitig enden. Für die Berechnung komplizierter Auslaufvorgänge ist ein Spurverfolgungsmodell konzipiert. Zur weiteren Verbesserung der Ergebnisse aus den Näherungsformeln oder der Spurverfolgung und für Grundsatzuntersuchungen dient ein mathematisches Fahrzeugmodell. Die Aussagesicherheit der einzelnen Verfahren wird durch Anwendung auf die Unfallversuche beurteilt.

Hauptteil der Arbeit ist ein Verfahren zur Analyse der Kollisions-Phase. Hierbei ist wesentlich, daß alle Arten von Kollisionen - also auch Unfälle mit Abgleiten - rekonstruiert werden können. Dies ist dadurch möglich, daß außer Impuls- und Drallsatz auch der Energiesatz mit herangezogen wird. Darin taucht die Summe der Deformationsenergien an den beiden PKW auf. Sie hinreichend genau einzugrenzen wird möglich durch einen dafür ausgearbeiteten Beschädigungskatalog oder durch näherungsweise Berechnung.

Die Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeiten erfolgt iterativ. Zum Start kann wahlweise - abhängig vom Unfalltyp und von den verfügbaren Anknüpfungstatsachen - entweder vom Impulssatz oder von Impuls- und Energiesatz ausgegangen werden. Durch Betrachtung von Randbedingungen werden unfallspezifische Kontrollgrößen definiert und zugehörige Schranken abgeleitet, wodurch ein redundantes System entsteht.

Danach wird eine Fehlerbetrachtung und eine Untersuchung der Sensitivität des gesamten Gleichungssystems durchgeführt.

Das vorgestellte Rekonstruktionsverfahren ist - insbesondere unter Ausnutzung der EDV-spezifischen Vorteile - geeignet, Systematik in die Rekonstruktionspraxis zu bringen und zufriedenstellende Aussagesicherheit zu bieten.

Inhaltsverzeichnis

1	<u>Einleitung</u>	3
2	<u>Definitionen, Formelzeichen, Einheiten</u>	5
3	<u>Bisherige Rekonstruktionsverfahren</u>	3
3.1	Entwicklungsschritte bei den Rekonstruktionsverfahren	14
3.1.1	Unfallrekonstruktionsverfahren, bei denen die Rückwärtsanalyse und die Stoßtheorie angewandt werden	14
3.1.1.1	Brüderlin	15
3.1.1.2	Hinweise von Marquardt	16
3.1.1.3	Antriebs-Balance-Verfahren von Slibar	18
3.1.1.4	Das CRASH-Rekonstruktionsprogramm von McHenry	19
3.1.2	Verfahren mit Vorwärtsrechnung	23
3.1.2.1	Das Rekonstruktionsprogramm SMAC von McHenry	23
3.1.2.2	Das Rekonstruktionsprogramm von Rau	24
3.2	Anwendung von zwei in der Praxis gebräuchlichen Rekonstruktionsverfahren	25
3.2.1	Darstellung von zwei charakteristischen Unfalltypen	26
3.2.1.1	Kreuzungsunfall	26
3.2.1.2	Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten	29
3.2.2	Das EES-Verfahren von Burg und Zeidler	32
3.2.3	Das Verfahren von Schimmelpfennig, Becke und Hebing	35
3.2.3.1	Kreuzungsunfall	35
3.2.3.1.1	Impuls-Spiegel-Verfahren	35
3.2.3.1.2	Drehimpuls-Spiegel-Verfahren	38
3.2.3.1.3	Energie-Ring-Verfahren	40
3.2.3.2	Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten	41
3.2.3.2.1	Impuls-Spiegel-Verfahren	41
3.2.3.2.2	Drehimpuls-Spiegel-Verfahren	42
3.2.3.2.3	Energie-Ring-Verfahren	43
3.2.3.3	Die Beschreibung der Kollision durch den k-Faktor	46
3.2.3.4	Vorteile des Verfahrens	47
4	<u>Entwicklung einer rechnerunterstützten Methode zur Auslaufanalyse</u>	48
4.1	Grundsatzüberlegungen zur Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit	49
4.1.1	Schwerpunktsgeschwindigkeit	49
4.1.2	Drehgeschwindigkeit	49
4.2	Möglichkeiten zur Berechnung von Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit	50
4.2.1	Einfache Näherungsformeln	51
4.2.2	Spurenverfolgung mit einem maßstäblichen Fahrzeugmodell	57
4.2.2.1	Berechnungsgrundlagen	58
4.2.3	Vorwärtsrechnung	63
4.2.3.1	Verwendete Gleichungen	64
4.2.3.2	Anwendung der Vorwärtsrechnung auf die Unfallversuche	67
4.3	Schlußfolgerungen zur Auslaufanalyse	70
5	<u>Entwicklung einer rechnerunterstützten Methode</u>	72

zur Kollisionsanalyse

5.1	Besondere Festlegungen	74
5.2	Ermittlung der Kollisionsgeschwindigkeiten mittels Impuls- und Energiesatz	76
5.2.1	Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1	76
5.2.2	Ermittlung von EES-Werten bzw. Deformationsenergien	84
5.2.3	Kollisionsgeschwindigkeit und Kurswinkel von Fahrzeug 2	90
5.2.4	Beurteilung der Rekonstruktionsgüte für die bisher abgeleiteten Gleichungen	91
5.3	Kontrollgrößen und zugehörige Schranken	93
5.3.1	Ermittlung der induzierten Drehgeschwindigkeit und Vergleich mit der Drehgeschwindigkeit aus der Auslauf- analyse	95
5.3.2	Kontrollgrößen und Schranken aus der Energiebetrachtung	97
5.3.2.1	Energiekennzahl	97
5.3.2.2	Geschwindigkeitsänderung/EES-Verhältnis (GEV)	100
5.3.3	Kontrollgrößen und Schranken aus den kinematischen Bedingungen in der Berührzone	103
5.4	Fehlerbetrachtung und Sensitivität des Verfahrens zur Kollisionsanalyse	106
5.4.1	Allgemeine Fehlerbetrachtung	106
5.4.2	Sensitivität des Gesamtsystems	110
5.5	Schlußfolgerungen	116
6	<u>Anwendungsregeln</u>	118
6.1	Auslaufanalyse	118
6.2	Kollisionsanalyse	120
	<u>Literaturverzeichnis</u>	126
	<u>Anhang A: Unfallversuche</u>	
	<u>Anhang B: EES - Katalog</u>	

1 Einleitung

Aus den Veränderungen unserer Umwelt durch die Technik folgen zwar Verbesserungen von Komfort und Lebensqualität in vielen Bereichen, es ergeben sich aber auch Gefahren und Risiken. In besonderem Maße trifft dies für das Kraftfahrzeug zu. Starken Impulsen für die Wirtschaft und der Erhöhung der individuellen Freiheit stehen jährlich etwa eine halbe Million Verletzte und Getötete gegenüber. Etwa 60 % davon sind Insassen von Personenwagen.

Diese Straßenverkehrsunfälle haben verschiedene Konsequenzen. Zum einen sind Unfälle auf menschliches Fehlverhalten oder Versagen von technischen Einrichtungen zurückzuführen. Daraus ergibt sich ein öffentliches Interesse des Staates in strafrechtlicher Hinsicht. Die Bewertung des Verschuldens und der Anspruch der Unfallopfer auf Schadenersatz führt zu zivilrechtlichen Auseinandersetzungen. Zum anderen ist es ein vorrangiges gesellschaftliches Ziel, das wohl unvermeidliche Unfallrisiko bei der Teilnahme am Straßenverkehr so gering wie möglich zu halten. Durch Erforschung der Unfallursachen werden Strategien zur Unfallvermeidung entwickelt.

Die Rekonstruktion von Straßenverkehrsunfällen, hier von PKW/PKW - Unfällen, kann zu beiden genannten Zielen Beiträge leisten. Zuverlässige Aussagen über den Unfallhergang tragen zur Rechtssicherheit bei, und sie sind notwendige Bestandteile der Unfallforschung. Ausgehend von Unfallversuchen und von der Rekonstruktion realer Unfälle wird deshalb ein Unfallrekonstruktionsverfahren vorgestellt, das eine systematische Analyse von PKW/PKW - Unfällen erlaubt.

In dieser Arbeit wird zunächst ein Überblick zum Stand der Rekonstruktionstechnik gegeben. Danach werden Methoden zur Auslaufanalyse vorgestellt, ihre Anwendungsbereiche und die Aussagesicherheit werden diskutiert.

Hauptteil der Arbeit ist die Beschreibung eines rechnerischen Verfahrens zur Analyse der Kollisionsphase. Ziel des Verfahrens ist es, daß durch Ausnützen möglichst vieler mechanischer Zusammenhänge Redundanz entsteht. Dazu werden verschiedene Kontrollgrößen definiert, und die zugehörigen Schranken werden ermittelt. Dies führt zu einem Schrankenverfahren, wie es z.B. von Kühnel \*) für die Rekonstruktion von Fahrzeug-Fußgänger-Unfällen vorgeschlagen wird, oder wie es von Schimmelpfennig, Becke und Hebing in deren grafischem Verfahren zur Rekonstruktion von PKW/PKW-Unfällen realisiert ist.

\*)Kühnel, A.: Der Fahrzeug-Fußgänger-Unfall und seine Rekonstruktion Dissertation TU-Berlin 1980

Die Berechnung der angegebenen Gleichungen ist nur mit Hilfe der Elektronischen Datenverarbeitung (EDV) in der aus wirtschaftlichen Gründen erforderlichen Geschwindigkeit möglich. Aus dem EDV-Einsatz ergeben sich Vorteile, aber auch Nachteile. Als Vorteile können genannt werden:

- Die Rechenmodelle können komplexer gestaltet werden (z.B. mathematisches Fahrzeugmodell).
- Rechenfehler und Eingabefehler bei Zwischenrechnungen werden vermieden.
- In kürzester Zeit können viele Varianten untersucht werden.
- Zeichnungen zur Verdeutlichung der Rekonstruktionsergebnisse können automatisch erzeugt werden.

Mögliche Nachteile sind:

- Der Anwender muß darauf achten, daß ihm nicht das Vorstellungsvermögen für mechanische Zusammenhänge verloren geht.
- Die Anwendung im Gerichtssaal ist nur eingeschränkt möglich.
- Der Anwender läuft Gefahr sich "hinter dem Rechner zu verstecken".

## 2 Definitionen, Formelzeichen, Einheiten

### Definition der verwendeten speziellen Begriffe

Rückwärtsrechnung, Rückwärtsanalyse:

Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeit von Personenwagen von der Endlage aus rückwärts über die Auslaufspuren bis zur Kollisionsposition.

Vorwärtsrechnung, Vorwärtsanalyse:

Rekonstruktion einer PKW/PKW-Kollision mittels eines mathematischen Fahrzeugmodells, bei dem die vermuteten Kollisionsgeschwindigkeiten die Anfangswerte der Berechnung sind. Die Modelle kollidieren und bewegen sich entsprechend der programmierten Gesetzmäßigkeit bis in die theoretischen Endlagen. Die berechneten Werte werden mit dem realen Unfallablauf verglichen.

Unfälle ohne Abgleiten:

Unfälle, bei denen zwei Fahrzeuge in beliebiger Stellung zusammenstoßen; die Stoßstellen haben nach der Kollision gleiche oder annähernd gleiche Geschwindigkeit.

Unfälle mit Abgleiten:

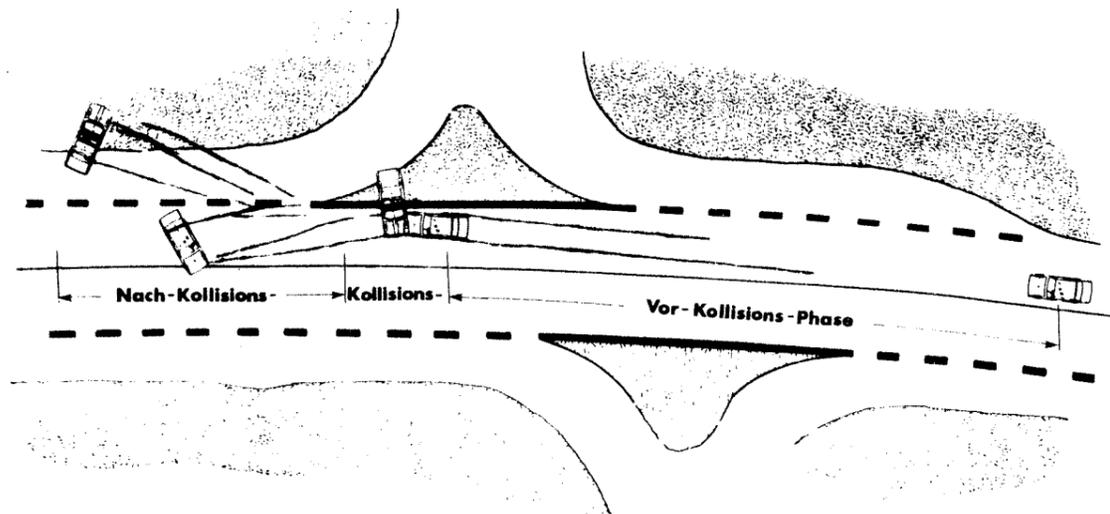
Unfälle, bei denen zwei Fahrzeuge im Gegenverkehr oder bei einem Auffahrunfall mit geringer Überdeckung zusammenstoßen, aneinander abgleiten und sich mit verringerter (erhöhter) Geschwindigkeit etwa in ursprünglicher Richtung weiterbewegen. Die Geschwindigkeiten der Stoßstellen haben meist unterschiedliche Größen und wesentlich verschiedene Richtungen.

Unfallversuche:

Versuche bei denen Fahrzeuge gegen ein festes Hindernis, nicht deformierbare Stoßwagen gegen Fahrzeuge oder Fahrzeuge gegen Fahrzeuge gefahren werden. Solche Versuche werden häufig auch als Crash-Tests bezeichnet.

### Vor-Kollisions-/ Kollisions-/ Nach-Kollisions-Phase

Einteilung eines Unfallablaufs in das Geschehen vor der Kollision, während der Kollision und nach der Kollision.



### Formelzeichen, Bezeichnungen, Einheiten, Koordinatensysteme und Indizes

Soweit möglich werden in dieser Arbeit die DIN-Empfehlungen verwendet. Folgende Normblätter sind von Bedeutung:

DIN 1304	Allgemeine Formelzeichen
DIN 70020	Kraftfahrzeugbau, Teile 1 bis 3
DIN 70000	Begriffe der Fahrdynamik

Es werden nur SI - Einheiten verwendet:

Formelzeichen	Bezeichnung	Einheit
<u>Längen und deren Potenzen</u>		
$s$	Wege, Wegstrecken	m
$\Delta s$	Wegänderungen	m
$s_{1,2}$	Schwerpunktswegen der Fahrzeuge 1 und 2 vor der Kollision	m
$s'_{1,2}$	Schwerpunktswegen der Fahrzeuge 1 und 2 nach der Kollision	m
$L$	Fahrzeuglänge	m
$B$	Fahrzeugbreite	m
$R$	Radstand	m
$H_{SP}$	Schwerpunktshöhe	m
$L_V$	Schwerpunktsweg zur Vorderachse	m
$L_H$	Schwerpunktsweg zur Hinterachse	m
$L_{ÜV}$	Überhang vorne	m
$L_{ÜH}$	Überhang hinten	m
$r$	Radius	m
$r_{ST}$	Stoßkrafthebelarm	m
<u>Winkel</u>		
$\beta$	Schwimmwinkel des Fahrzeugs (Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und Schwerpunktgeschwindigkeit)	Grad
$\Delta\beta$	Schwimmwinkeländerung	Grad

$\psi$	Gierwinkel des Fahrzeugs (Winkel zwischen Fahrzeuglängsachse und X-Achse des fahrbahnfesten Koordinatensystems)	Grad
$\psi$	Gierwinkeländerung	Grad
$\nu$	Kurswinkel des Fahrzeugs (Winkel zwischen Schwerpunktsge- schwindigkeit und X-Achse des fahr- bahnfesten Koordinatensystems)	Grad
$\nu_{1,2}$	Kurswinkel der Fahrzeuge vor der Kollision	Grad
$\nu'_{1,2}$	Kurswinkel der Fahrzeuge nach der Kollision	Grad
$\delta_{1...4}$	Lenkwinkel der Fahrzeugräder (Winkel zwischen x-Achse des fahrzeugfesten Koordinatensystems und der Radmittellinie)	Grad
$\alpha_{1...4}$	Schräglaufwinkel der Fahrzeugräder (Winkel zwischen Radmittellinie und Geschwindigkeit des Radaufstands- punkts)	Grad
$\gamma_{1,2}$	Stoßkrafttrichtungswinkel (Winkel zwischen Stoßkraft und X-Achse des fahrbahnfesten Koordinatensystems)	Grad
$\rho_{1,2}$	Richtungswinkel des Stoßkrafthebel- arms gemessen im fahrzeugfesten Koordinatensystem	Grad
$\xi_{1,2}$	Richtungswinkel des Stoßpunktsge- schwindigkeit gemessen im fahrzeug- festen Koordinatensystem	Grad
<u>Raum und Zeit</u>		
t	Zeit, Zeitspanne	s
$\omega$	Drehgeschwindigkeit, Winkelgeschwin- digkeit	rad/s
$\omega_{1,2}$	Drehgeschwindigkeit der Fahrzeuge vor der Kollision	rad/s
$\omega'_{1,2}$	Drehgeschwindigkeit der Fahrzeuge nach der Kollision (gemeint ist die durch die berechnete Stoßkraft induzierte Drehgeschwindigkeit)	rad/s

$\omega^*_{1,2}$	Drehgeschwindigkeit der Fahrzeuge nach der Kollision (gemeint ist die anhand der Auslaufanalyse nach- weisbare Drehgeschwindigkeit)	rad/s
v	Geschwindigkeit	m/s, km/h
$v_{1,2}$	Geschwindigkeit der Fahrzeuge vor der Kollision	m/s, km/h
$v'_{1,2}$	Geschwindigkeit der Fahrzeuge nach der Kollision	m/s, km/h
$\Delta v_{1,2}$	Geschwindigkeitsänderung der Fahrzeuge während der Kollision	m/s, km/h
$v_{SP}$	Schwerpunktschwindigkeit	m/s
$EES_{1,2}$	Energy Equivalent Speeds der Fahrzeuge (dienen zur Beschreibung der Deforma- tionsenergie)	km/h
$v_{ST}$	Stoßpunktschwindigkeit	m/s
g	Fallbeschleunigung	m/s <sup>2</sup>
a	Verzögerung	m/s <sup>2</sup>
$a_{max}$	Maximale Verzögerung bei blockierten Rädern	m/s <sup>2</sup>
$a_{1,2}$	Verzögerung der Fahrzeuge vor der Kollision	m/s <sup>2</sup>
$a'_{1,2}$	Verzögerung der Fahrzeuge nach der Kollision	m/s <sup>2</sup>
<u>Mechanik</u>		
m	Masse, Gewicht als Wäageergebnis	kg
J	Trägheitsmoment (für PKW näherungsweise berechenbar aus $J=0,1269 \cdot m \cdot R \cdot L$ )	kg m <sup>2</sup>
i	Trägheitsradius ( $i=\sqrt{J/M}$ )	m
F	Kraft	N
$F_S$	Reifenseitenkraft	N
$F_U$	Reifenumfangskraft	N
$F_{ST}$	Stoßkraft	N
M	Drehmoment	N m
L	Drall, Drehimpuls	kg m <sup>2</sup> /s

$p$	Impuls	kg m/s
$p_{1,2}$	Impulse der Fahrzeuge vor der Kollision	kg m/s
$p'_{1,2}$	Impulse der Fahrzeuge nach der Kollision	kg m/s
$\Delta p, S$	Impulsänderung, Stoßantrieb	kg m/s
$n_{1,2}$	senkrechte Abstände zwischen Stoßantrieb und Schwerpunkten	m
$E, W$	Energie	kg m/s
$\mu$	Reibungszahl	-
$\mu_R$	Rotationswiderstandsbeiwert	-
GEV	Geschwindigkeitsänderung/EES-Verhältnis	-
STV	Stoßpunktsgeschwindigkeiten-Verhältnis	-
EKZ	Energiekennzahl	-
TB	Teilbremsfaktor (0=frei rollend, 1=blockiert)	-
$C_i$ $a, b$ A...B	Verschiedene Konstanten, die mehrfach benutzt und an der jeweiligen Stelle definiert werden	

#### Indizes

1,2	Kennzahlen der beteiligten Fahrzeuge
1...4	Kennzahlen der Räder eines Fahrzeugs
SP	Index weist auf den Schwerpunkt hin
ST	Index weist auf den Stoßangriffspunkt hin
T	Translation
R	Rotation
D	Deformation

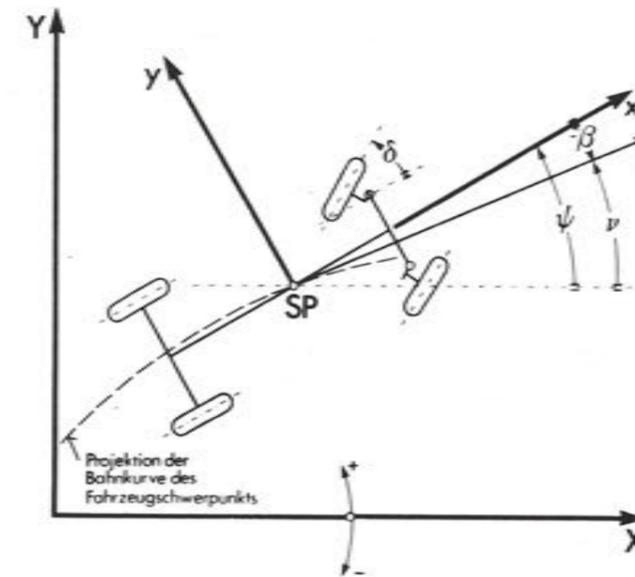


Bild 2.1: Kenngrößen der Querdynamik

X-Y-System : Ortsfestes Koordinatensystem, in dem der zu rekonstruierende Unfallablauf im 1. Quadranten abgebildet wird

x-y-System : Fahrzeugfestes Koordinatensystem nach Bild 2.1

In der Arbeit werden im allgemeinen Polarkoordinaten verwendet. Alle Vektoren haben demzufolge einen Betrag und einen zugehörigen Richtungswinkel. Die Richtungswinkel zählen linksherum positiv, rechtsherum negativ.

### 3 Bisherige Rekonstruktionsmethoden

Schon bald nach der Erfindung des Kraftfahrzeugs wurden die Gefahren dieser technischen Entwicklung in Form von Straßenverkehrsunfällen sichtbar (Bild 3.1). Zur Gefahrenminderung wurden Geschwindigkeitsbegrenzungen erlassen, die auch heute noch als erfolgreiches Mittel zur Reduzierung des Unfallrisikos anerkannt sind. Bei Unfällen lag bzw. liegt deshalb u. a. der Verdacht nahe, daß eine mögliche Ursache überhöhte Geschwindigkeit ist. Sachverständige müssen dazu eine Aussage machen. Bereits im Jahre 1941 erschien das erste Buch über die Analyse von Straßenverkehrsunfällen von Brüderlin /1/, das sich mit der Rekonstruktion verschiedener Unfalltypen befaßt. Von diesem Buch ausgehend werden die wichtigsten Entwicklungsschritte der Methoden zur Rekonstruktion von PKW/PKW-Kollisionen beschrieben.

Zwei in der Praxis gebräuchliche Rekonstruktionsmethoden werden näher erläutert. Dazu werden zwei charakteristische Unfalltypen beschrieben und die prinzipielle Vorgehensweise bei der Rekonstruktion wird gezeigt.

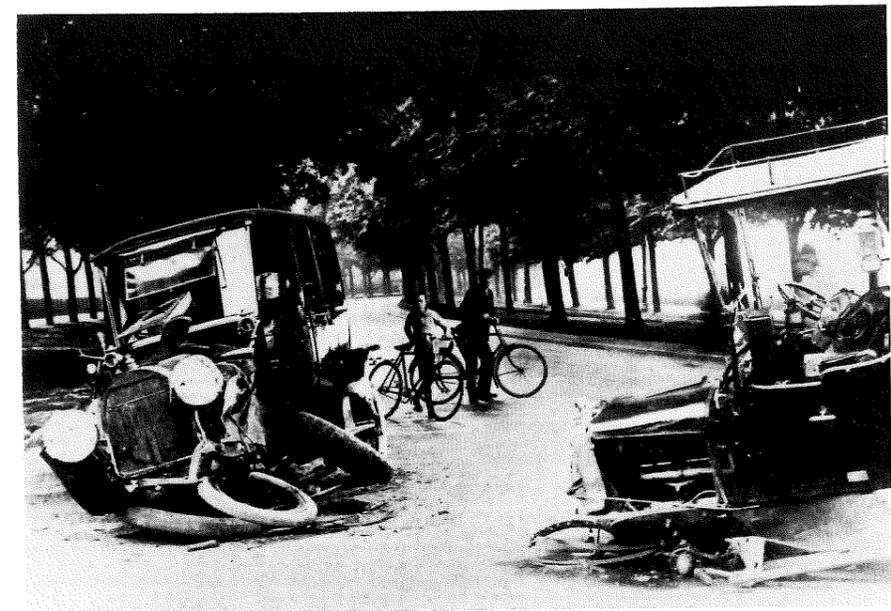


Bild 3.1: Verkehrsunfall aus der Anfangszeit des Automobils

### 3.1 Entwicklungsschritte bei den Rekonstruktionsmethoden

#### 3.1.1 Unfallrekonstruktionsverfahren, bei denen die Rückwärtsanalyse und die Stoßtheorie angewandt werden

Bei der Rekonstruktion der Kollisionsgeschwindigkeiten wird von den objektiven Befunden an der Unfallstelle ausgegangen. Dazu sind die Endlagen der Fahrzeuge, die in der Nach-Kollisions-Phase entstanden sind, die in der Kollisions-Phase an Fahrzeugen und Fahrbahn entstandenen Spuren und Deformationen geeignet.

Für die mechanische Betrachtung der Kollisions-Phase wird ein Stoßvorgang unterstellt. Stoßvorgänge werden in /22/ wie folgt definiert:

"Von einem Stoß spricht man dann, wenn sehr große Kräfte während ganz kurzer Zeit wirksam sind, wie dies beim Zusammenstoß zweier Körper der Fall ist. Dabei ergibt sich eine sehr rasche Änderung des Geschwindigkeitszustandes. Von der Stoßstelle weg laufen Verformungswellen in die Körper hinein und werden an den Oberflächen reflektiert. Die Spannungen werden, zumindest in der Umgebung der Stoßstelle, im allgemeinen die Fließgrenze des Werkstoffes überschreiten, so daß es zu bleibenden Deformationen kommt.

Die rechnerische Untersuchung der Stoßvorgänge ist außerordentlich schwierig. Um zu einer mathematisch hinreichend einfachen Formulierung zu kommen, muß man sehr weitgehende Idealisierungen vornehmen. Sie bestehen in erster Linie darin, daß von den komplizierten Ausbreitungsvorgängen im Körperinneren abgesehen und eine plötzliche, im ganzen Körper gleichzeitig eintretende Änderung des Geschwindigkeitszustandes durch den Stoß angenommen wird. Man setzt also eine unendliche Ausbreitungsgeschwindigkeit der Stoßwellen voraus. Wegen der un stetigen Geschwindigkeitsänderung wachsen die Beschleunigungen und damit die Kräfte über alle Grenzen, während gleichzeitig das Zeitintervall, in dem sich der Stoß abspielt,

Wie bei allen Aufgaben in der Mechanik gibt es auch beim Stoß zweier PKW bekannte und unbekannte Größen. Da bei der Rückwärtsanalyse die nach dem Stoß vorhandenen Größen (Impulse, Dralle) als berechenbar angenommen werden, ist die Analyse des Auslaufs der Fahrzeuge Voraussetzung für die Stoßberechnung. Die Auslaufanalyse ist aber zumindest genauso problematisch wie die Stoßberechnung. Auch hier werden Annahmen und Idealisierungen gemacht, die sich erheblich auf das Ergebnis der Stoßberechnung auswirken können. Deshalb werden auch die Methoden der Auslaufanalyse - soweit sie von den Verfassern der jeweiligen Arbeiten angegeben werden - nachfolgend diskutiert.

#### 3.1.1.1 Verfahren von Brüderlin /1/

In einem ersten Abschnitt befaßt sich Brüderlin mit theoretischen Betrachtungen zu Stoß, Elastizität, Stoßwegen und -zeiten sowie zur Deformationsarbeit.

Auch die Berechnung der Auslaufgeschwindigkeit wird beschrieben. Dabei wird bei exzentrischen Stößen eine "virtuelle Endgeschwindigkeit" definiert, das ist die Überlagerung von Schwerpunktgeschwindigkeit und Drehgeschwindigkeit im Bereich der Radaufstandspunkte. Folgende Überlegungen liegen zugrunde:

"Bei kombinierten Stoßbewegungen und Stößen, bei welchen Bewegungsgrößen und Dralle auftreten mit ineinander verschlungenen translatorischen und drehenden Auslaufbewegungen, werden die Dralle auf Bewegungsgrößen und die gesamte Auslaufbewegung auf eine virtuelle Restgeschwindigkeit umgerechnet."

Diese "virtuelle Endgeschwindigkeit" wird zur Berechnung der Auslaufimpulse verwendet, was aber nicht korrekt ist, weil der Impulssatz aus dem Schwerpunktssatz folgt, also nur die Schwerpunktgeschwindigkeit zu betrachten ist, während der Drallsatz unabhängig davon gilt; natürlich darf kein Widerspruch in der Kinematik auftreten. In den in dem Buch durchgerechneten Beispielen wird von der virtuellen Endgeschwindigkeit meist kein Gebrauch gemacht. Zur Analyse der Kollisionsphase wird von Brüderlin nur der Impulssatz herangezogen. Bild 3.2 aus /1/ zeigt, daß die Auslaufimpulse von der Kollisionsposition bis zur Endlage der Fahrzeuge aufgetragen und in Komponenten parallel zur ursprünglichen Fahrtrichtung der Fahrzeuge zerlegt werden, was allerdings nur in Sonderfällen zulässig ist. Addiert man diese Komponenten und teilt die Summe durch die jeweilige Fahrzeugmasse, so erhält man die Kollisionsgeschwindigkeiten. Der Drallsatz wird nicht berücksichtigt, Brüderlin begründet das durch die Idealisierung als Kugelmodell (Massenpunktmodell) und die Einführung der "virtuellen Endgeschwindigkeit".

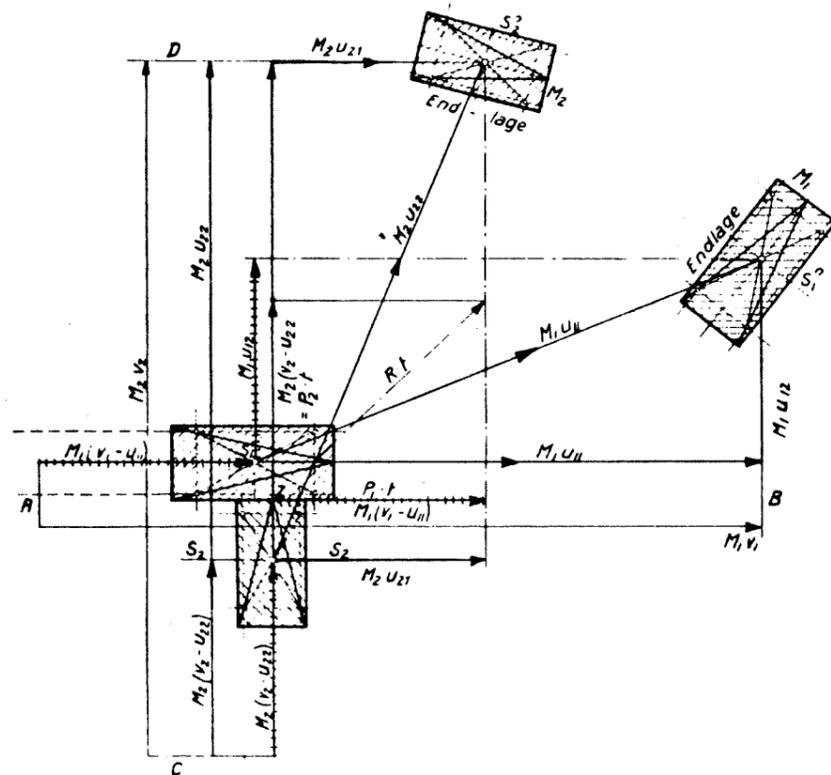


Bild 3.2: Anwendung des Impulssatzes nach Brüderlin  
(Originalbezeichnung nicht geändert)

### 3.1.1.2 Hinweise von Marquardt /8/

Marquardt weist darauf hin, daß bei exzentrischen Stößen das in /1, 2/ verwendete Kugelmodell zur Analyse von PKW/PKW - Kollisionen nicht geeignet und daher eine Erweiterung der Ansätze erforderlich ist.

Für den Zusammenstoß ohne Abgleiten wird eine analytische Lösung aus Impuls- und Drallsatz sowie der Zusatzbedingung, daß die Stoßstellen nach der Kollision gleiche Geschwindigkeit haben, präsentiert. Sie entspricht dem Ansatz in /5/, ist jedoch für die praktische Anwendung weniger geeignet, weshalb auch nicht näher darauf eingegangen wird.

Für den Zusammenstoß mit Abgleiten (dort Streifstoß genannt) wird ein Lösungsweg skizziert, wie man in Teil-

schritten bei Kenntnis des Kraft- Eindrückungs-Zusammenhangs die Kollision analysieren kann. Dies ist ein erster Ansatz für die Vorwärtsrechnung. Auch auf die Anwendung des Energiesatzes wird hingewiesen und darauf, daß es wünschenswert wäre, die Formänderungsarbeiten berechnen zu können. Die Zuordnung von Deformations- und Restenergie zu bestimmten Unfalltypen wird diskutiert. Ein anwendbares Verfahren ergibt sich aus diesen - sehr interessanten - Überlegungen noch nicht.

Zur Auslaufberechnung gibt Marquardt Näherungsformeln zur Ermittlung von Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit unmittelbar nach der Kollision an. Er geht davon aus, daß es in vielen Fällen vertretbar ist, näherungsweise einen geradlinigen Schwerpunktsweg während des Auslaufs anzunehmen und, daß Translation und Rotation etwa gleichzeitig aufhören. Für diesen Fall werden mit einem einfachen mathematischen Zweiradmodell Modellrechnungen für den Fall frei rollender und blockierter Räder durchgeführt. Aus den dabei gewonnenen Verläufen der kinematischen Größen leitet er Formeln für die Rückwärtsrechnung her. Für den Fall der frei rollenden Räder gilt danach:

$$\omega^{*2} = \frac{C_1 \cdot (\Delta\psi)^2}{\Delta\psi \cdot C_2 + s'} \quad \text{und} \quad v' = \frac{\Delta\psi}{\omega^*} C_1 - \omega^* \cdot C_2$$

$$\text{mit } C_1 = 2 \cdot C_3 \cdot \alpha'; \quad C_2 = C_3 \cdot i^2 / R; \quad C_3 = 0,7 \dots 1$$

Für blockierte Räder gilt:

$$v' = \sqrt{2 \cdot C_4 \cdot \alpha' \cdot s'} \quad \text{und} \quad \omega^{*2} = 2 \cdot C_5 \cdot \alpha' \cdot R \cdot \Delta\psi / i^2$$

Die Beiwerte  $C_4$  und  $C_5$  werden aus Diagrammen entnommen.

In /8/ wird noch der Hinweis gegeben, daß kompliziertere Ausläufe (z.B. defektes Rad) nur mit einem Vierradmodell simuliert werden können. Auch auf die Möglichkeit der Konstruktion des Momentanpols der Bewegung unmittelbar nach der Kollision und die daraus mögliche Ableitung der Schwerpunktsgeschwindigkeit wird hingewiesen.

### 3.1.1.3 Antriebs-Balance-Verfahren von Slibar /9/

Wesentlich an diesem Verfahren ist, daß von der geschlossenen analytischen Lösung Abstand genommen und ein iterativer Lösungsweg eingeschlagen wird, d.h. es werden zu-

nächst keine Voraussetzungen über die Bedingungen an der Stoßstelle getroffen.

Nach der Ermittlung der Bewegungsgrößen nach dem Stoß wird der Impulssatz für beide Fahrzeuge unter Verwendung von Newton's Axiom "Kraft gleich Gegenkraft" gelöst. Mit der daraus erhaltenen Impulsänderung (Stoßantrieb) wird mittels Drallsatz berechnet, welche Drehgeschwindigkeiten dadurch induziert werden. Dieser Wert muß bei richtiger Lösung mit dem aus der Auslaufanalyse ermittelten Wert übereinstimmen. Liegt keine Übereinstimmung vor, so wird gefolgert, daß die gefundene Impulssatzlösung nicht richtig sein kann; sie muß so lange geändert werden, bis kein Widerspruch mehr besteht (Bild 3.3).

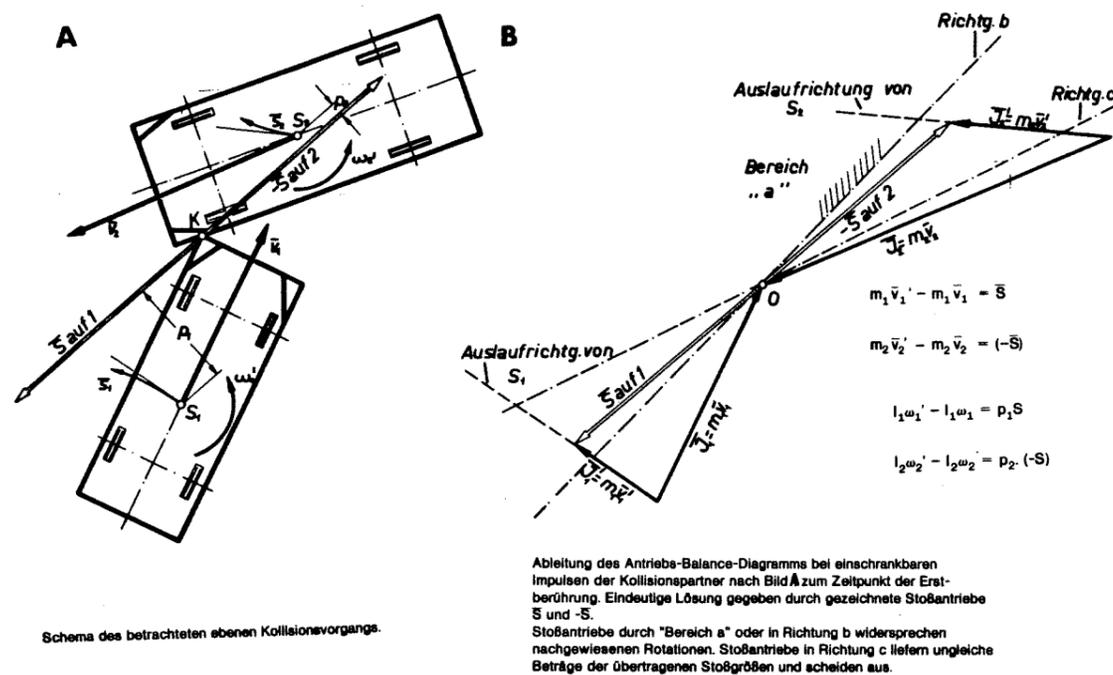


Bild 3.3: Grundlagen zum Antriebs-Balance-Verfahren nach Slibar /11/

Die Vorteile der iterativen Vorgehensweise liegen darin, daß keine Annahmen über die Bedingungen an der Stoßstelle erforderlich sind. Probleme genereller Art treten bei schleifenden Schnitten im Impulsdiagramm auf.

Slibar weist auch darauf hin, daß die Richtung der Auslaufimpulse nach der Kollision nur durch eine genaue Analyse der Schwerpunktsbahn der Fahrzeuge beim Auslauf festgelegt werden kann. Die Impulsrichtungen folgen aus den Tangenten an den Beginn der Schwerpunktsbahnen.

3.1.1.4 Das CRASH - Rekonstruktionsprogramm von McHenry /14/

Das Crash - Programm wurde im Auftrag des US - Verkehrsministeriums zusammen mit dem SMAC - Programm /16/ (Vorwärtsrechnung) entwickelt. Ziel dieser Entwicklung war es, Einheitlichkeit in der Interpretation und Verwertung physikalischer Befunde bei PKW - Unfällen zu erreichen. Die nationalen Unfallforschungsteams in USA /23/ und in England /24/ wenden CRASH allgemein an. Im Lauf der Zeit wurden verschiedene Verbesserungen und Verfeinerungen eingebaut, Programmteile werden eigenständig mit geringen Abwandlungen in der Ein- und Ausgabetechnik verwendet /25/. Bedeutsam ist die Programmarchitektur. Das Programm soll den Benutzer im Dialog führen, er braucht nur Kenntnisse der Unfallaufnahme zu besitzen, den physikalischen Hintergrund der Programme muß er allenfalls grob kennen. Das erfordert notwendigerweise geschlossene mathematische Lösungen für alle Programmteile und entsprechende Idealisierungen oder automatische Anpassung bei iterativen Verfahren. Zur Analyse der Kollision werden Impuls- und Energiesatz benutzt. Dabei werden zwei Fälle unterschieden, die von den verfügbaren Eingangsdaten und von der Unfallart abhängig sind (Bild 3.4). Für schiefwinklige Kollisionen (Oblique) werden Auslaufanalyse und Impulserhaltungssatz verwendet. Die Exaktheit der Rekonstruktion ist dabei sehr von der Genauigkeit abhängig, mit der die Impulsrichtungen unmittelbar nach der Kollision ermittelt werden können, eine Kontrolle z.B. mit dem Drallsatz erfolgt nicht. Somit ist klar, daß Gegenverkehrsunfälle mit Abgleiten kaum zutreffend berechnet werden können. Dieser Lösungsweg scheidet auch bei parallelen Einlaufimpulsrichtungen aus.

Für Kollisionen, bei denen die Stoßkraft durch beide Schwerpunkte geht oder bei denen in den Kontaktzonen eine gemeinsame Geschwindigkeit nach der Kollision angenommen werden kann, werden Impuls- und Energiesatz benutzt. Dabei wird von der Vorstellung ausgegangen, daß sich an der Stoßstelle zwei Federn befinden, die infolge der Kollision zusammengedrückt werden bis Kräftegleichgewicht herrscht (Bild 3.5). Danach haben die Stoßstellen eine gemeinsame Geschwindigkeit.

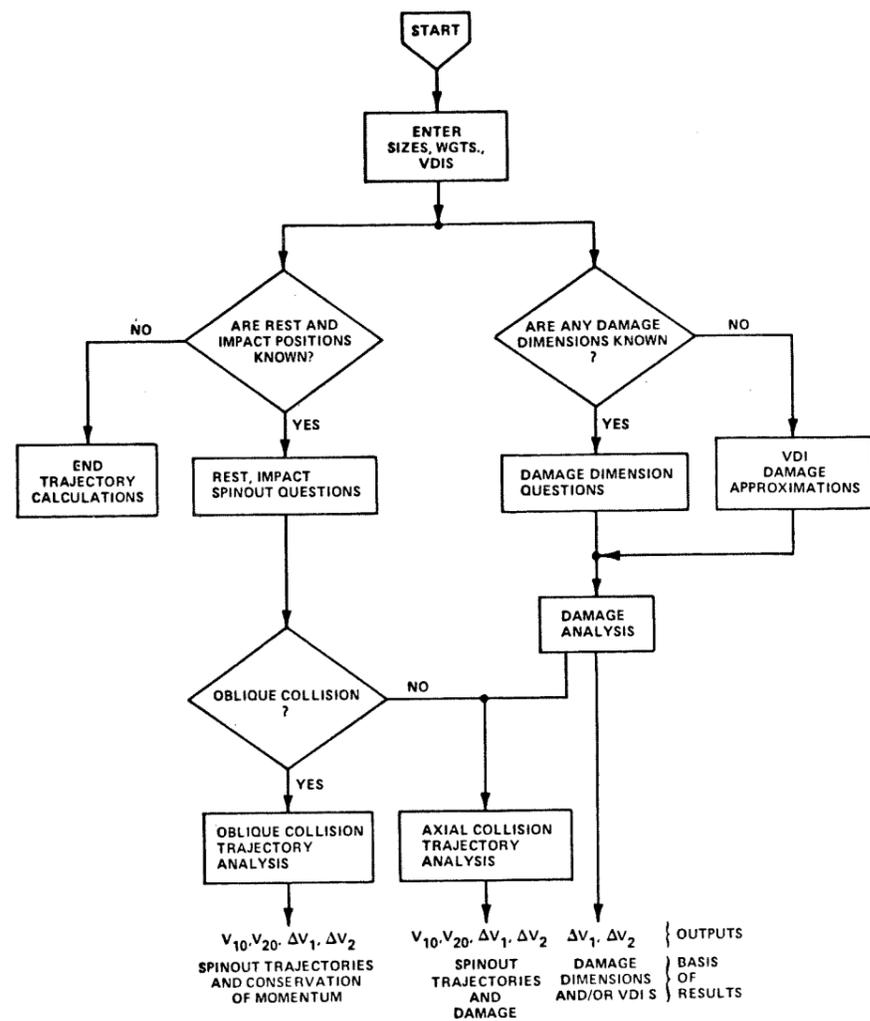


Bild 3.4: Programmablauf für CRASH 2

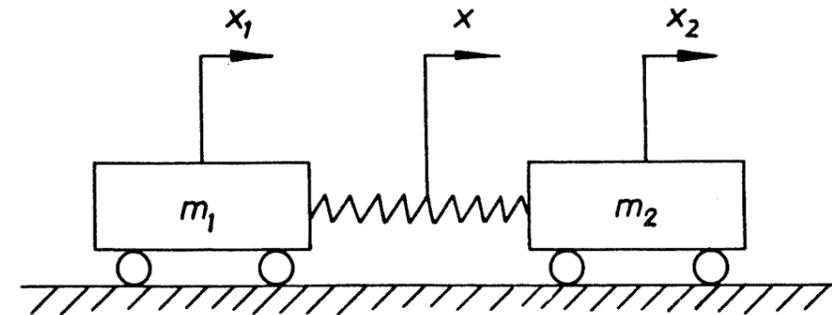


Bild 3.5: Idealisierung zur Kollisionsberechnung bei CRASH

Auch nicht zentrale Kollisionen werden so behandelt, jedoch werden die Massen der Fahrzeuge auf die Stoßstellen reduziert (siehe auch /6/). Die Stoßkrafttrichtung wird durch Abschätzung eines Reibungskoeffizienten bestimmt, der sich am Unfalltyp (VDI-Index) orientiert (Bild 3.6). Nach Berechnung der Federarbeiten aus den Fahrzeugdeformationen wird eine geschlossene Lösung zur Berechnung der Geschwindigkeitsänderungen an beiden Fahrzeugen (Skalare) möglich.

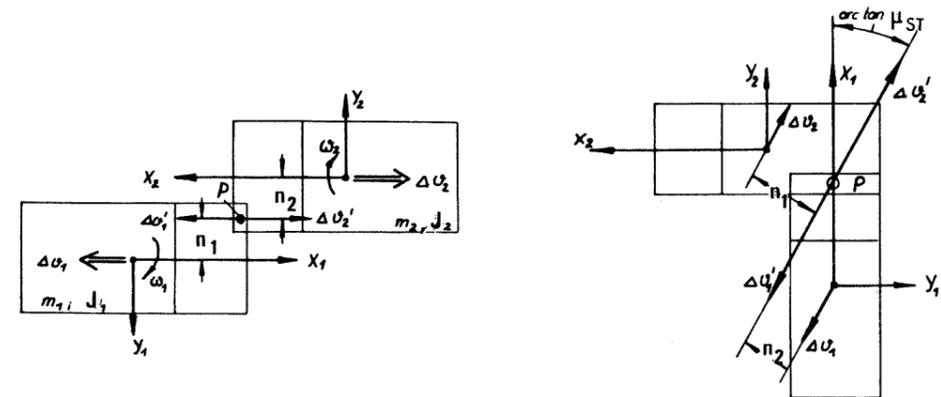


Bild 3.6: Annahmen zur Stoßkrafttrichtung

Die Berechnung der absorbierten Energie basiert auf der bleibenden Eindrückung, das mathematische Modell entspricht weitgehend dem von Campbell /27/. Dabei wird eine bestimmte Steifigkeit (Federrate) der deformierten Struktur angenommen; aus der Verformungstiefe und der Breite der Schadenszone folgt die Deformationsenergie aus:

$$E_i = \int_0^{w_0} (A_i \cdot C + \frac{B_i \cdot C^2}{2} + G_i) dw$$

darin sind:  $E_i$  : von Fahrzeug i absorbierte Energie  
 $C$  : =  $f(w)$  = verbleibende Verformung von Fahrzeug i  
 $w$  : Breite der Schadenszone  
 $w_0$  : Gesamtbreite des Fahrzeugs  
 $A_i/B_i/C_i$  : Empirisch aus Crashtests ermittelte Koeffizienten bezogen auf Einheitsbreiten

Die Werte für die Steifigkeiten an der Fahrzeugfront, der Seite und am Heck sind aus verschiedenen Quellen tabellarisch zusammengestellt, sie gelten für amerikanische Wagen. In /24/ sind entsprechende Werte für europäische Fahrzeuge angegeben.

Bei der Auslaufanalyse wird so vorgegangen, daß zunächst Näherungswerte für die Schwerpunkts- und die Drehgeschwindigkeit unmittelbar nach Kollision berechnet werden. Dazu wird auf die von Marquardt /8/ angegebenen Formeln für frei rollende Räder zurückgegriffen. Die Formeln werden erweitert für den Fall einer Bremsung, so daß die Formeln für den von Marquardt gesondert behandelten Blockierfall mit den umständlich zu handhabenden Koeffizienten entfallen können.

$$\omega^* = \sqrt{\frac{\alpha' \cdot (\Delta\psi)^2}{\frac{J}{m \cdot R} |\Delta\psi| (1 - TB) + \frac{s'}{1.7}}} \cdot \text{sgn}(\Delta\psi)$$

$$v' = 1,7 \left[ \frac{\alpha' \Delta\psi}{\omega^*} - \frac{J \cdot |\omega^*| (1 - TB)}{m \cdot R} \right]$$

Um die Genauigkeit der Auslaufanalyse weiter zu verbessern, insbesondere um eine verbleibende translatorische Geschwindigkeit am Ende der Rotationsbewegung zu berücksichtigen, werden empirisch gefundene Koeffizienten in speziellen Lösungsverfahren verwendet, um die obigen Werte

zu korrigieren. Ferner können die Näherungswerte als Startwerte für ein mathematisches Fahrzeugmodell zur Auslaufsimulation verwendet werden. Stimmen tatsächliche Endlage und simulierte Endlage nicht überein, wird in einem Evolutionsprozeß solange iteriert bis eine ausreichende Übereinstimmung existiert.

Die Genauigkeit der Unfallrekonstruktion mit CRASH wird bei vorliegen hinreichender Daten mit +/- 12% angegeben.

### 3.1.2 Verfahren mit Vorwärtsrechnung

In /17,18/ werden Verfahren beschrieben, die in Vorwärtsrechnung eine Kollisionsanalyse erlauben. Generelle Probleme resultieren aus der Verwendung ebener (zweidimensionaler) Modelle, was aber aus Gründen der Programmgröße und der Datenbeschaffung (derzeit) notwendig ist. Die Nachbildung der deformierbaren Fahrzeugstruktur erfordert Idealisierungen. Folgende Probleme bedürfen bei der Kollisionsanalyse einer Lösung:

- Das Auffinden des beginnenden Eindringens bedarf ebenso einer Festlegung wie die Art des Fortschreitens.
- Die Steifigkeit der Berührzone muß festgelegt werden. Idealisierungen sind erforderlich.
- Es muß entschieden werden, ob es eine Verschiebung in der Kontaktzone unter Reibung geben soll (Abgleiten möglich) oder nicht (Verhakung).

Beide Programme werden hinsichtlich der wesentlichen Aufbauprinzipien beschrieben. Eine Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeiten für die beiden Vergleichsunfälle erfolgt nicht, weil die Programme dem Verfasser nicht mehr zur Verfügung stehen.

#### 3.1.2.1 Das Rekonstruktionsprogramm SMAC von McHenry /17/

In undeforziertem Zustand sind die Fahrzeuge rechteckig. Am Umfang werden diskrete Punkte definiert (Bild 3.7). Es gelten folgende Voraussetzungen:

- Die Fahrzeuge sind starre Körper, die von einer homogenen Schicht aus elastisch-plastischem Material umgeben sind.
- Die Verformungskraft steigt linear mit der Eindringtiefe.

- Ein wählbarer Restitutionskoeffizient ändert sich mit der Eindringtiefe.
- Bedeutsam ist, daß bei Verschiebung der Punkte die Kraftwirkung entweder in x- oder in y- Richtung erfolgt, wodurch Unterscheidungen in Fallgruppen notwendig werden, um die unterschiedliche Bedeutung von Verformungen einigermaßen richtig zu bewerten (z.B. Aufprall gegen eine Ecke des Fahrzeugs oder Gegenverkehrsunfall mit geringer Überdeckung). Nähere Hinweise ergeben sich aus den Literaturstellen /17,34/.
- Die Fahrzeuge können sich während der Kollision gegeneinander verschieben. Ein Reibungskoeffizient kann gewählt werden.
- Während der Kollision werden alle Kräfte in der Kollisionszone auf das Koordinatensystem von Fahrzeug 1 bezogen.

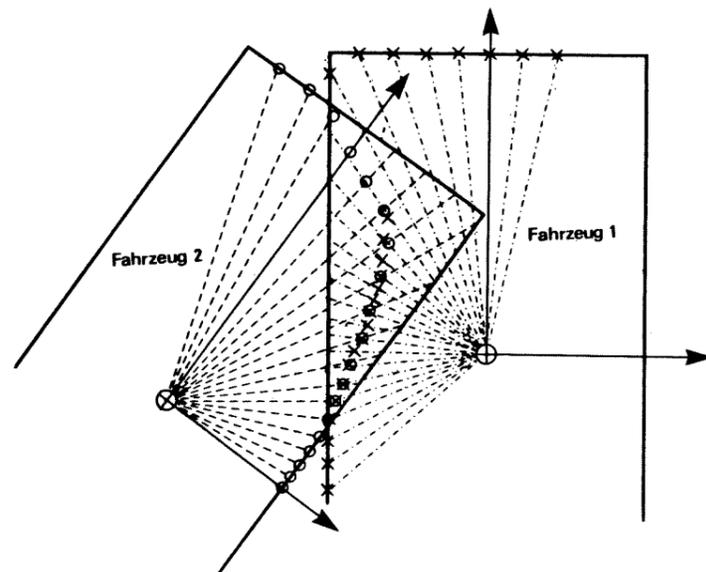


Bild 3.7: Beschreibung der Kontaktzone bei SMAC

### 3.1.2.2 Das Rekonstruktionsprogramm von Rau /18/

Dieses Programm unterscheidet sich von SMAC in folgenden wesentlichen Punkten:

- Für jeden Punkt kann eine eigene Steifigkeit definiert werden.
- Für jeden Punkt ist die Steifigkeit in allen Verformungsrichtungen gleich groß.

- Eine Verschiebung der Punkte unter Reibung ist nicht möglich.
- Der Restitutionskoeffizient ist von der Steifigkeit und der Geschwindigkeitsänderung abhängig.

Beide Programme werden bisher nicht allgemein angewendet. Gründe sind aus der Sicht des Verfassers u.a. Probleme bei der Datenbeschaffung für die Kollisionsmodelle und Probleme bei der richtigen Abschätzung des Einflusses einzelner Parameter auf das Berechnungsergebnis.

Die Vorwärtsrechenprogramme sind besonders zur Erarbeitung prinzipieller Aussagen und für Parameterstudien geeignet.

### 3.2 Anwendung von zwei in der Praxis gebräuchlichen Rekonstruktionsverfahren

Bei der Verkehrsunfallrekonstruktion ist man auf Befunde angewiesen, die nach dem Unfall erhebbbar sind bzw. von Dritten (z.B. Polizeibeamten) erhoben wurden. Daraus folgt, daß viele Einflußgrößen, wie z.B. Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn, Lenkwinkel- und Bremsdruckverläufe, Reifenluftdruck, eingelegter Gang usw. nur unvollständig oder alternativ berücksichtigt werden können.

Es ist deshalb im Nachhinein kaum möglich, aus den Fahrzeugendstellungen und den Spuren eine völlig exakte Rekonstruktion von Bahnkurve und Geschwindigkeitsverlauf durchzuführen, was aber Voraussetzung für die exakte Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeiten ist. Ebensovienig lassen sich aus den Deformationen exakte Werte für die Deformationsenergie berechnen. Es kann nur obere und untere Grenzwerte geben, deren Auswirkungen auf das Ergebnis von Fall zu Fall verschieden sein werden und mit denen sich der Sachverständige auseinandersetzen muß.

Die bisherige Entwicklung der Rekonstruktionsmethoden hat gezeigt, daß die gleichzeitige Anwendung von Impulssatz, Drallsatz und Energiesatz zu einer Redundanz führt, die eine Einengung des Ergebnisses trotz Berücksichtigung der vollen Bandbreite der Einflußgrößen liefert.

Um diese Überlegungen näher zu beleuchten werden zwei charakteristische Unfalltypen dargestellt, auf die ein mehr rechnerisches und ein mehr grafisches Rekonstruktionsverfahren angewandt werden. Ziel ist die Beschreibung der allgemeinen Methodik und Vorgehensweise bei der Rekonstruktion. Nicht beabsichtigt ist ein Vergleich der Ergebnisse. Da beide Verfahren auf den gleichen physikalischen Gesetzmäßigkeiten beruhen, müssen theoretisch gleiche Ergebnisse folgen.

#### 3.2.1 Darstellung von zwei charakteristischen Unfalltypen

Bei der Rekonstruktion von PKW/PKW-Kollisionen kann man feststellen, daß jeder Unfalltyp (z.B. Kreuzungsunfall, Gegenverkehrsunfall, Auffahrunfall) Besonderheiten aufweist, die es zu beachten gilt. Zwei gegensätzliche Unfalltypen sind der Kreuzungsunfall und der Unfall im Gegenverkehr mit Abgleiten. Die beiden Unfalltypen eignen sich gut dazu, Besonderheiten der Vorgehensweise bei den beiden betrachteten Rekonstruktionsmethoden zu zeigen. Deshalb werden nachfolgend ein Kreuzungsunfall und ein Gegenverkehrsunfall geschildert. Die beiden Unfälle sind in /15/ und /26/ veröffentlicht und auch durchgerechnet. Von dort werden die technischen Daten und auch Rekonstruktionsergebnisse für die Nach-Kollisions-Phase sowie die Deformationsenergien verwendet.

#### 3.2.1.1 Kreuzungsunfall

Der Unfall ereignet sich innerorts auf einer Kreuzung mit etwa rechtwinklig zueinander verlaufenden Straßen. Ein Audi (Fahrzeug 1) wird vor dem Unfall noch abgebremst, stößt aber trotzdem in die Seite eines von links kommenden VW-Käfer (Fahrzeug 2). Einzelheiten sind den Bildern 3.8 bis 3.10 zu entnehmen.

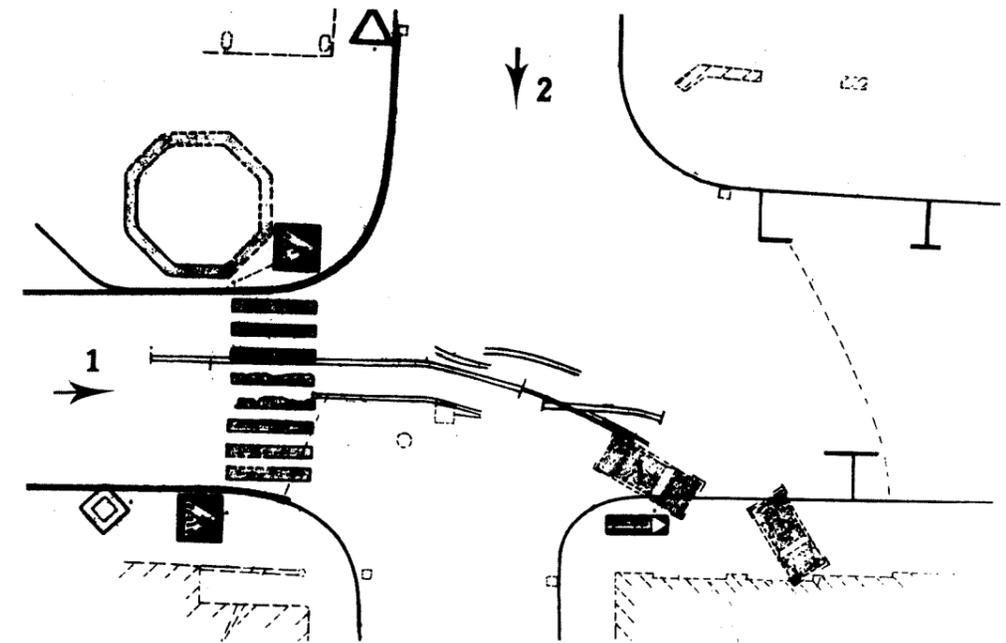


Bild 3.8: Verkehrsunfallskizze zu dem Kreuzungsunfall



Bild 3.9: Beschädigungen am Fahrzeug 1  
(Audi 100S Coupe)

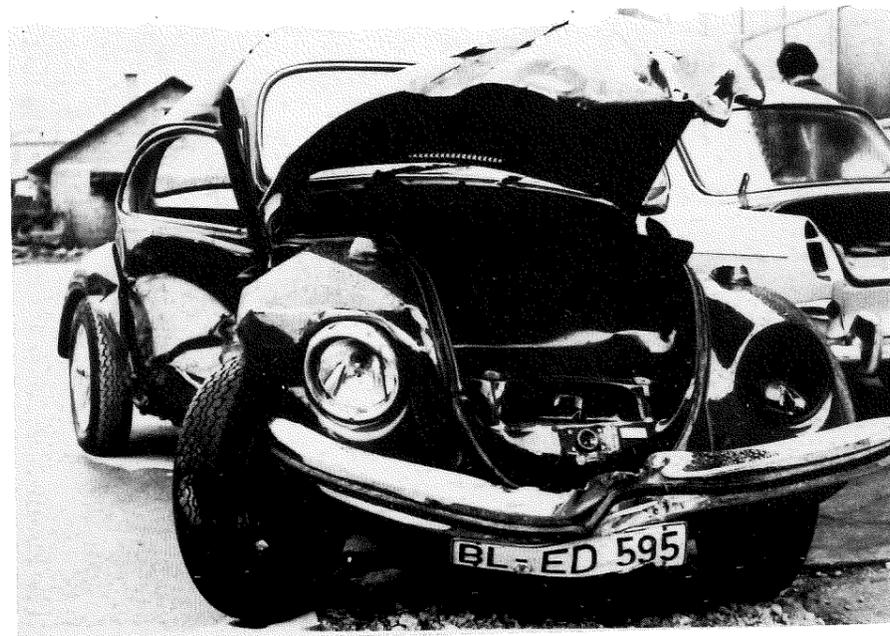


Bild 3.10: Beschädigungen am Fahrzeug 2  
(VW - Käfer 1200)

Besonders geeignet für vergleichende Untersuchungen ist dieser Unfall deshalb, weil hinreichend viele und gut dokumentierte Spuren existieren und kein Abgleiten vorliegen kann (siehe Schadensbilder). Rekonstruktionsdaten aus /26/ sind in der Tabelle 3.1 zusammengestellt, erweitert um angemessen erscheinende Bandbreiten der Eingangsdaten zur Kollisionsberechnung.

	Fahrzeug 1	Fahrzeug 2
Fabrikat, Typ	Audi 100S Coupe	VW Käfer 1200
Länge in m	4,4	4,07
Breite in m	1,75	1,55
Radstand in m	2,56	2,4
Überhang v. in m	0,88	0,71
Schwerpunktsabstand zur VA in m	1,08	1,44
Masse beim Unfall in kg	1200	910
Trägheitsmoment in kgm.m	1940	1120
Trägheitsradius in m	1,27	1,11
Auslaufweg in m	11,6	16,1
Gierwinkeländerung zwischen Kollisionsposition und Endlage in Grad	14	32
Schwerpunktsgeschw. nach Kollision in m/s	8,8 +/-1,4	8,8 +/-1,4
Kurswinkel unmittelbar nach Kollision in Grad	-8 +/-5	-8 +/-5
Drehgeschwindigkeit nach Kollision in rad/s	1,2 +/-0,5	2,5 +/-0,5
EES in km/h	22 +/-5	30 +/-5
Deformationsenergie in Nm	13 500 ... 34 000	22 000 ... 43 000
Kollisionsgeschwindigkeiten nach /26/ in km/h	56	11

Tabelle 3.1: Rekonstruktionsdaten zu dem Kreuzungsunfall

### 3.2.1.2 Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten

Dieser Verkehrsunfall ereignet sich außerorts auf einer geradlinig verlaufenden Landstraße. Zwei Mercedes-Benz PKW kommen sich entgegen. Ein PKW gerät auf die linke Fahrbahnseite, und es kommt zur Kollision. Dieser Unfall wird ausgewählt, weil zum einen Kollisionsort und Auslaufspuren eindeutig sind, zum anderen ausgeprägtes Abgleiten zu beobachten ist, was besondere Anforderungen an das Rekonstruktionsverfahren stellt. Ein weiterer Vorteil ist es, daß vergleichbare Unfallversuche der Firma Daimler-Benz vorliegen, mit denen die Deformationsenergie sehr gut bewertet werden kann. Die Bilder 3.11 bis 3.13 beschreiben den Unfall näher.

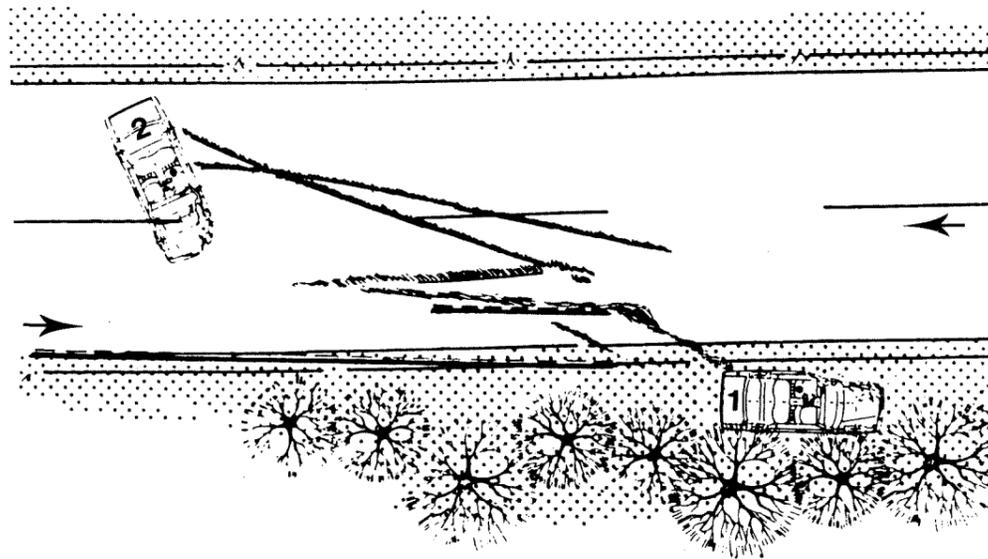


Bild 3.11: Verkehrsunfallskizze zu dem Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten



Bild 3.12: Schäden am Fahrzeug 1 (MB 240 D)



Bild 3.13: Schäden am Fahrzeug 2 (MB 300 D)

Die Rekonstruktionsdaten nach /15/ für diesen Unfall sind in der Tabelle 3.2 zusammengestellt, ebenfalls erweitert um sinnvoll erscheinende Bandbreiten der Eingangsdaten zur Kollisionsberechnung.

	Fahrzeug 1	Fahrzeug 2
Fabrikat, Typ	Mercedes Benz 240 D/W 123	Mercedes Benz 300 D/W 115
Länge in m	4,725	4,685
Breite in m	1,786	1,77
Radstand in m	2,795	2,75
Überhang vorne in m	0,795	0,78
Schwerpunktsabst. zur VA in m	1,3	1,3
Masse beim Unfall in kg	1530	1560
Trägheitsmoment	2560	2620
Trägheitsradius in m	1,29	1,3
Auslaufweg in m	7	15,4
Gierwinkeländerung zwischen Kollisionsposi- tion und Endlage in Grad	0...20	115
Schwerpunktgeschw. nach Kollision in m/s	6,4 +/-1,4	11,4 +/-1,4
Kurswinkel unmittelbar nach Kollision	-28 +/-5	172 +/-5
Drehgeschwindigkeit nach Kollision in rad/s	0,5 +/-0,5	1,5 +/-0,5
EES in km/h	50 +/-5	55 +/-5
Deformationsenergie in Nm	120 000...180 000	150 500...217 000
Kollisionsgeschwindig- keiten nach /15/ in km/h	53	72

Tabelle 3.2: Rekonstruktionsdaten zu dem Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten

### 3.2.2 Das EES-Verfahren von Burg und Zeidler

Der Anstoß zur Entwicklung dieses Verfahrens kommt von Zeidler, der bei der Firma Daimler-Benz für die Unfallforschung mit dem Schwerpunkt "Innere Sicherheit" zuständig ist. Bei der Auswertung von Unfällen wird nach Zusammenhängen zwischen Unfallschwere am Fahrzeug und Verletzungen der Insassen gesucht. Bei schweren Gegenverkehrsunfällen mit Abgleiten fällt ein besonderes Verletzungsbild auf /30, 31/. Zur Ermittlung einer geeigneten Kenngröße wurde ein Unfallrekonstruktionsverfahren gesucht, das die Geschwindigkeitsänderungen beim Stoß und die Deformationsenergie beinhaltet. Die Deformationsenergie wird in Form von energieäquivalenten Geschwindigkeiten (Energy Equivalent Speed = EES) eingeführt. Die Urform von Zeidler ist eine Gleichung, die auf beide Fahrzeuge angewandt wird und skalare Kollisionsgeschwindigkeiten liefert. Von Verfasser wurde daraus das in /15,26,33/ fortan gemeinsam verwendete EES-Verfahren entwickelt, das den Vektorcharakter der Impulse beachtet und somit auch die Anwendung des Drallsatzes ermöglicht.

$$v_1 = \frac{m_2}{m_1+m_2} \left\{ \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos u_1' + v_2' \cos u_2' + \sqrt{[v_1'^2 - 2v_1'v_2' \cos(u_1' - u_2') + v_2'^2]} - \left[ \frac{m_1}{m_2} v_1' \sin u_1' + v_2' \sin u_2' \right]^2 + \frac{m_1+m_2}{m_2} K_1 + \frac{m_1+m_2}{m_1} K_2 \right\}$$

$$\text{mit } K_1 = \text{EES}_1^2 + g \cdot \mu_{R1} R_1 |\Delta\psi_1| \text{ und mit } K_2 = \text{EES}_2^2 + g \cdot \mu_{R2} R_2 |\Delta\psi_2|$$

$$\vec{v}_2 = \vec{v}_2' + \frac{m_1}{m_2} \vec{v}_1' - \frac{m_1}{m_2} \vec{v}_1$$

Eine Voraussetzung zur Anwendung des Verfahrens ist die Bewertung der Fahrzeugdeformationen in Form von EES-Werten. Die Anwendung wurde damals von den Autoren auf Gegenverkehrsunfälle eingeschränkt, da nur für diese Unfallart und nur für EES-Werte zwischen 15 und 60 km/h hinreichendes Vergleichsmaterial vorlag /54/.

Der besondere Vorteil dieser Methode ist die energetisch richtige Betrachtung von Unfällen mit Abgleiten. Bei diesen Unfällen ist nämlich die Geschwindigkeitsänderung vom Geschwindigkeitsniveau abhängig, auf dem sich ein Unfall ereignet. Es tritt ein Unterschied zwischen Geschwindigkeitsänderung und EES auf, der umso größer wird, je stärker das Abgleiten ist.

Das Verfahren wird wegen der erwähnten Einschränkungen nur auf den Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten angewandt. In der Tabelle 3.3 sind die Ergebnisse unter Beachtung der Bandbreiten der Eingabedaten zusammengestellt. Für letztere sind verschiedene Kombinationen vorgenommen worden. Die Entscheidung darüber, welche Lösung gültig ist und welche nicht, erfolgt anhand des Vergleichs zwischen den induzierten Drehgeschwindigkeiten und den laut Auslaufanalyse möglichen (Tabelle 3.2) sowie in eingeschränktem Maße anhand des Kurswinkels von Fahrzeug 2 vor der Kollision.

EINGANGSDATEN						ERGEBNISSE					Ergebnis gültig ?
$v_1'$ m/s	$v_2'$ m/s	$\nu_1'$ Grad	$\nu_2'$ Grad	EES <sub>1</sub> km/h	EES <sub>2</sub> km/h	$\omega_1'$ rad/s	$\omega_2'$ rad/s	$\nu_2$ Grad	$v_1$ km/h	$v_2$ km/h	
5,0	10,0	- 23	168	45	50	0,91	1,48	180	45,9	64,0	J
				50	55	1,26	1,92	180	50,3	68,3	N
				55	60	1,61	2,44	180	54,8	72,7	N
6,4	11,4	- 28	172	45	50	0,21	1,44	-174	49,8	60,0	J
				50	55	0,55	2,09	-174	52,2	64,3	J
				55	60	0,90	2,74	-175	58,8	68,7	J
7,8	12,8	-33	177	45	50	-1,0	0,23	-170	48,5	71,6	N
				50	55	-0,68	0,90	-170	52,6	75,6	N
				55	60	-0,35	1,59	-171	56,8	79,7	N
5,0	12,8	-28	172	50	55	0,79	1,48	-179	47,0	76,2	J
						0,89	1,63	-178	48,3	72,4	J
6,4	12,8	10,0	10,0	10,0	10,0	0,26	1,05	-177	50,5	75,3	J
						0,45	1,54	-175	52,9	67,8	J
7,8	11,4	11,4	11,4	11,4	11,4	-0,18	0,95	-174	55,1	70,8	N
						-0,09	1,12	-174	56,3	67,0	N

Tabelle 3.3: Ergebnistabelle für das EES-Verfahren bei Anwendung auf den Gegenverkehrsfall mit Abgleiten unter Beachtung der Bandbreiten der Eingangsdaten

Zu beachten ist, daß auch andere Wertekombinationen möglich sind als in der Tabelle 3.3 angegeben. Es kann also sein, daß auch noch andere Ergebnisse möglich sind. Die Strategie des Anwenders ist es, eine Lösung zu finden, die möglichst optimal bezüglich der Erfüllung des Drallsatzes ist. Für diese optimierte Lösung muß eine Ergebnisstreuung angegeben werden, die bisher nicht verifiziert ist.

Das in dieser Arbeit in den Kapiteln 4 und 5 beschriebene modifizierte Verfahren stellt insofern einen Fortschritt dar, als durch Verbesserung der Auslaufanalyse (insbesondere mit einem mathematischen Modell) genauere Eingangsdaten für die Kollisionsberechnung zur Verfügung gestellt werden. Die Kollisionsanalyse selbst wird dadurch verbessert, daß weitere Kontrollgrößen verfügbar gemacht werden, die es erlauben, schneller und mit mehr Sicherheit zu dem optimierten Ergebnis zu kommen. Ferner werden Aussagen zur Ergebnisstreuung gemacht.

### 3.2.3 Verfahren nach Schimmelpfennig, Becke und Hebing /16/

Von diesen Autoren werden grafische Verfahren zur Bestimmung der Kollisionsgeschwindigkeit vorgestellt: Das Rhomboid-Schnitt-Verfahren und das Energie-Ring-Verfahren. Während das Rhomboid-Schnitt-Verfahren in seinen zwei Teilen (Impuls-Spiegel-Verfahren, Drehimpuls-Spiegel-Verfahren) den Impuls- bzw. den Drallsatz berücksichtigt, fließt in das Energie-Ring-Verfahren der Energiesatz ein. Die Lösung erfolgt aber stets in einem Impuls-Diagramm, in dem die einzelnen Verfahren miteinander kombiniert werden. Je nachdem, welche Kollisionssituation vorliegt und welche Daten bekannt sind, baut die Berechnung auf unterschiedlichen Verknüpfungen der Verfahren auf.

Im folgenden soll an den beiden vorgestellten Fällen erläutert werden, wie man die Impuls-Diagramme erstellen kann. Dabei wird auf die Besonderheiten der einzelnen Verfahren eingegangen.

#### 3.2.3.1 Kreuzungsunfall

##### 3.2.3.1.1 Impuls-Spiegel-Verfahren

Das Verfahren entspricht prinzipiell dem von Slibar. Es wird die Impulsänderung (Stoßimpuls, Stoßantrieb) gesucht, die unter den gegebenen Randbedingungen (Impulse und Fahrzeuge nach der Kollision, Kollisionswinkel) den Impulssatz erfüllt.

Die beiden Verfahren unterscheiden sich nur in der Darstellung des Impulsdigramms (Bild 3.14). Typisch für das Verfahren von Schimmelpfennig, Becke und Hebing (Teilbild (a) in Bild 3.14) ist, daß die Spitzen der Einlaufimpulse zusammengezeichnet werden und nicht, wie bei Slibar (Teilbild (b) in Bild 3.14), die Spitzen der Auslaufimpulse. Die Darstellung gemäß (a) ermöglicht es aber, Toleranzen zu berücksichtigen und eine zusätzliche Verknüpfung mit Drall- und Energiesatz durchzuführen.

Die Teilbilder (a) und (b) von Bild 3.15 veranschaulichen die Entstehung von Lösungsfeldern, in denen die Spitzen der Stoßimpulse liegen müssen (Impuls-Spiegel-Verfahren). Die Auslaufimpulse von jedem Fahrzeug bilden einen Fächer. Dieser wird parallel zur jeweiligen Einlaufrichtung verschoben. Für jedes Fahrzeug entsteht so ein Band. Durch Spiegelung um die jeweilige Einlaufrichtung und durch Überlagerung der ursprünglichen und der gespiegelten Bänder erhält man zwei Schnittfelder. In diesen Feldern liegen die Spitzen der Stoßimpulse. Man kann sie daher auch als Stoßimpulsfelder bezeichnen.

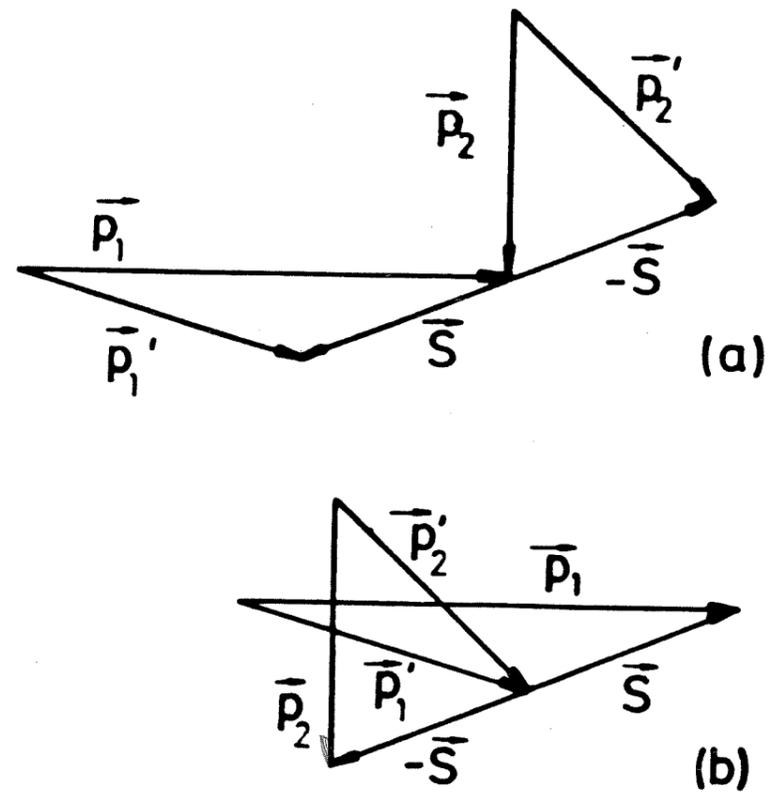


Bild 3.14: Darstellungsmöglichkeiten des Impulssatzes im Impulsdigramm

Aus Teilbild (c) in Bild 3.15 geht hervor, wie die minimalen und maximalen Kollisionsgeschwindigkeiten ermittelt werden: Die Fächer werden an das jeweilige Schnittfeld herangeführt.

Bei der Interpretation der Ergebnisse sind folgende Überlegungen zu beachten:

- Im allgemeinen läßt sich die maximale Geschwindigkeit des einen Fahrzeuges nicht mit der maximalen Geschwindigkeit des anderen verknüpfen. Dies gilt auch für die minimalen Kollisionsgeschwindigkeiten.
- Zu der maximalen bzw. minimalen Kollisionsgeschwindigkeit gehört nicht unbedingt der größte bzw. kleinste Stoßimpuls.

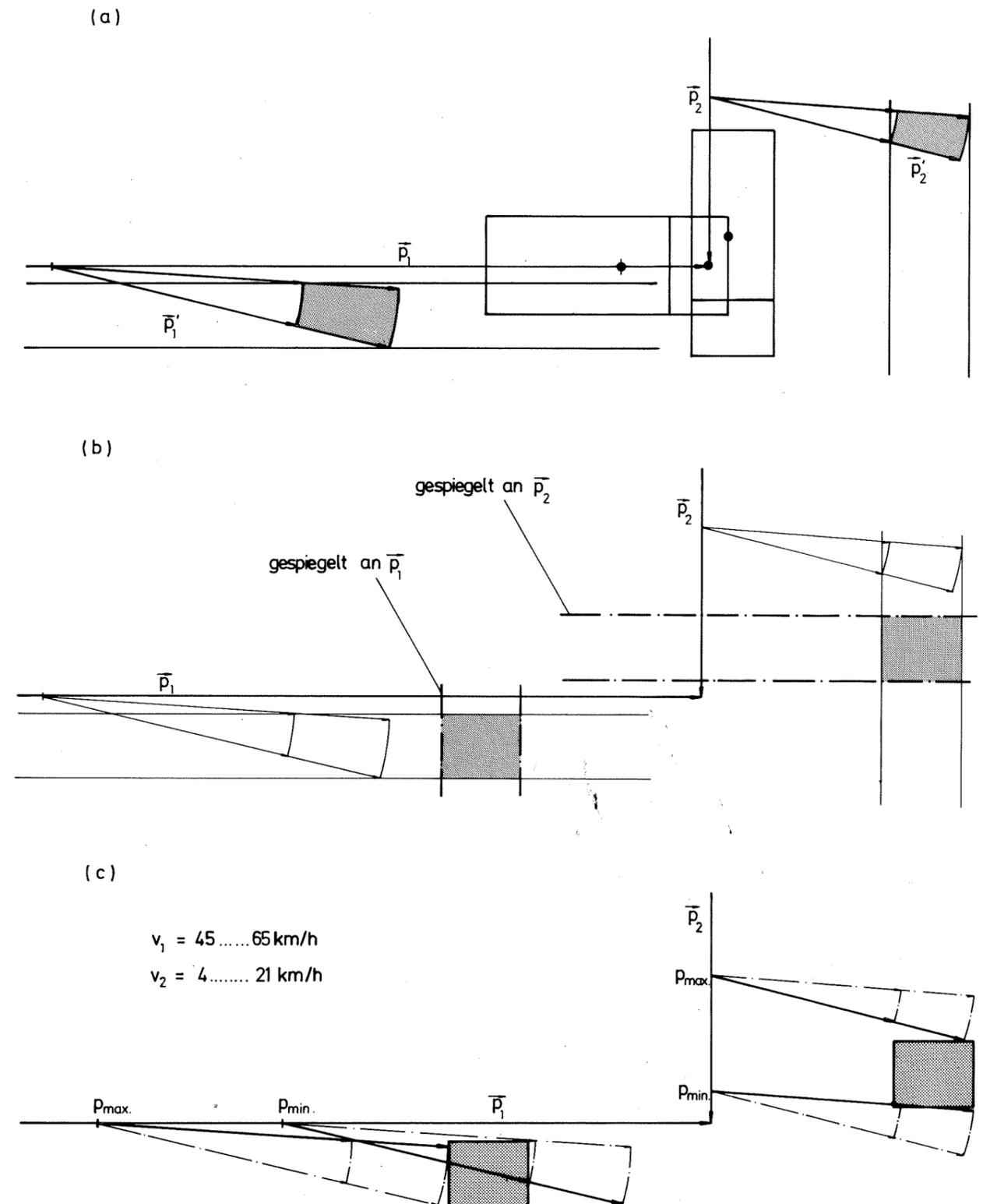


Bild 3.15: Anwendung des Impuls-Spiegel-Verfahrens auf den Kreuzungsunfall

### 3.2.3.1.2 Drehimpuls-Spiegel-Verfahren

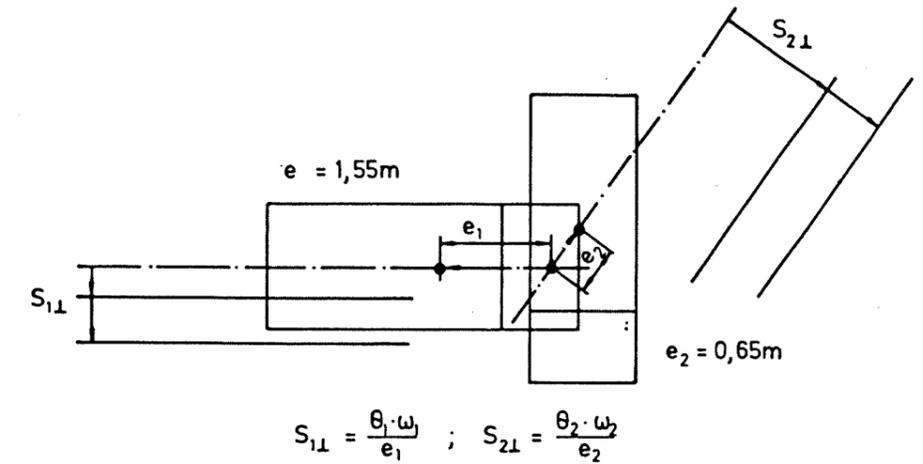
Das Drehimpuls-Spiegel-Verfahren baut auf den Drallsatz auf. Der Drallsatz ist eine spezielle Formulierung des Satzes von der Drehimpuls-Erhaltung des Gesamtsystems.

Wendet man den Drallsatz an, geht man davon aus, daß die Kräfte kurzzeitig in einem Punkt gewirkt haben. Diese Modellvorstellung trifft auf die Pkw/Pkw-Kollision zwar nicht genau zu; es läßt sich aber ein idealisierter Kontaktpunkt angeben, dessen Bestimmung in einzelnen Fällen sehr komplex ist. Auf dieses Problem soll an dieser Stelle nicht weiter eingegangen werden, da es nicht typisch für das Drehimpuls-Spiegel-Verfahren ist, sondern immer dann auftritt, wenn Berechnungen oder Kontrollen auf dem Drallsatz beruhen. Wie man das Drehimpuls-Spiegel-Verfahren anwendet, ist in den Bildern 3.16 (a) und 3.16 (b) skizziert. Zunächst werden die Schwerpunkte mit dem idealisierten Kontaktpunkt verbunden. Parallel zu diesen Verbindungslinien laufen die Linien der Spitzen der Stoßimpulse, die bei gegebener Winkelgeschwindigkeit den Drallsatz erfüllen (Teilbild (a)). Durch Spiegelung und Schnitt der gespiegelten mit den ursprünglichen Bändern erhält man Schnittfelder (Teilbild (b)).

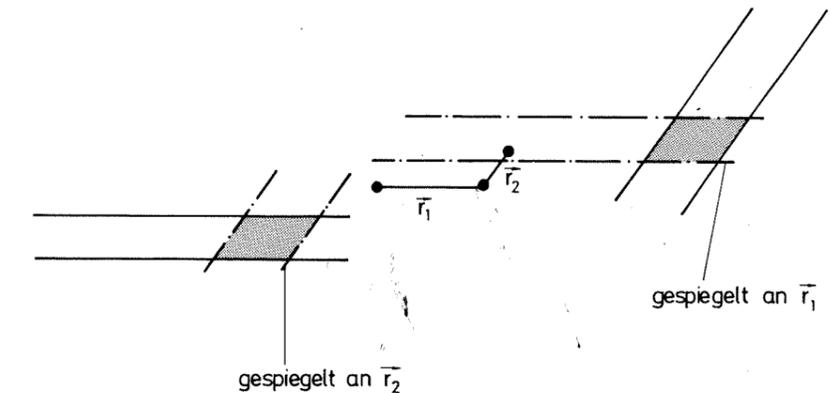
Diese Felder lassen sich nun mit den Feldern aus dem Impuls-Spiegel-Verfahren überlagern. Dazu müssen die Spitzen der Einlaufimpulse auf den Kontaktpunkt gelegt werden. Man erkennt, daß die Stoßimpulsfelder kleiner geworden sind.

Die Kollisionsgeschwindigkeiten der Fahrzeuge erhält man nun, wenn man die Fächer der verschiedenen Auslaufimpulse an die Stoßimpulsfelder heranführt. Da die Flächen kleiner geworden sind, lassen sich auch zwangsläufig die Kollisionsgeschwindigkeiten in engeren Grenzen bestimmen.

(a)



(b)



(c)

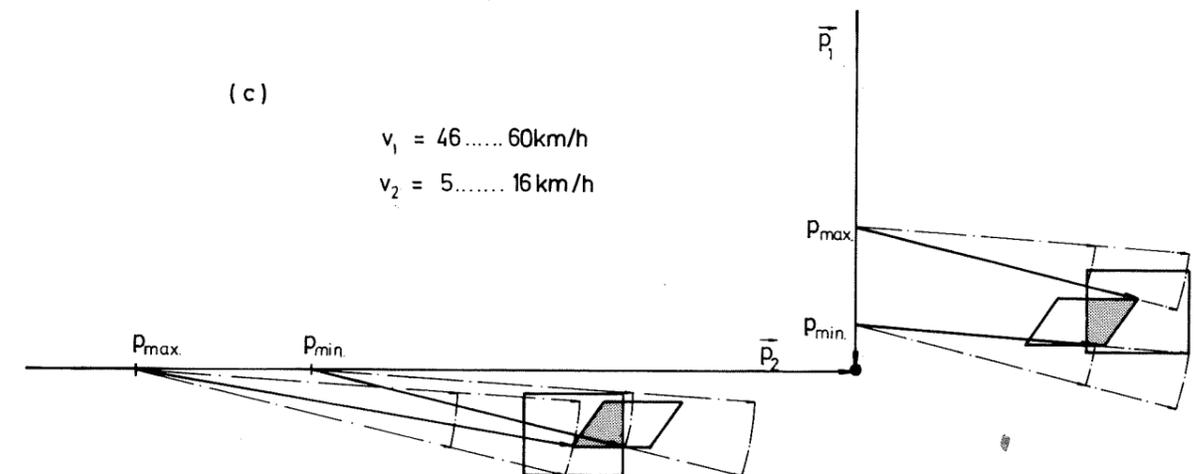


Bild 3.16: Anwendung des Drehimpuls-Spiegel-Verfahrens auf den Kreuzungsunfall

3.2.3.1.3 Energie-Ring-Verfahren

Durch Anwendung des Impuls- und des Drallsatzes konnte das Ergebnis schon relativ eng eingegrenzt werden. Man kann daher nicht unbedingt erwarten, daß mit dem Energiesatz weitere Verbesserungen möglich sind. Da bei Gegenverkehrs-unfällen die Energiebetrachtung eine größere Rolle spielt, wird das Energie-Ring-Verfahren bei der Erläuterung des zweiten Beispiels genau beschrieben. Bild 3.17 skizziert daher nur kurz den Lösungsweg für den Kreuzungsunfall. Man erkennt, daß aus der Formänderungsenergie sowohl ein Stoßimpuls als auch eine Differenzgeschwindigkeit ermittelt wird, die mit den vorhergehenden Ergebnissen in Einklang steht; ein teilelastisches Verhalten der Fahrzeugkarosserie wurde berücksichtigt ( $k = +0,1$ ).

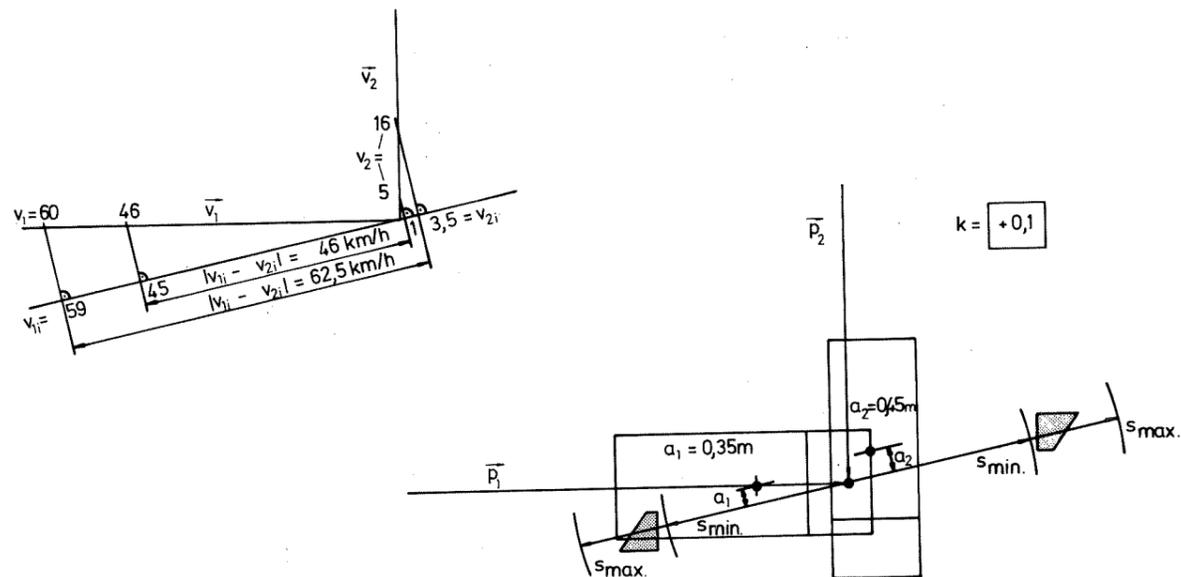


Bild 3.17: Anwendung des Energie-Ring-Verfahrens auf den Kreuzungsunfall

3.2.3.2 Gegenverkehrsunfall3.2.3.2.1 Impuls-Spiegel-Verfahren

Geht man zunächst davon aus, daß die Fahrzeuge exakt unter einem Winkel von 180 Grad zusammengestoßen sind, läßt sich allein mit Hilfe des Impulssatzes keine Lösung erarbeiten. Im Impuls-Spiegel-Verfahren äußert sich das so: Für den Stoßimpuls erhält man kein abgeschlossenes Feld, sondern ein langgezogenes Band (Bild 3.18 (a)). Allerdings müssen die Anteile der Stoßauslaufimpulse, die senkrecht zur ursprünglichen Fahrtrichtung liegen, unterschiedliche Vorzeichen haben und gleich groß sein.

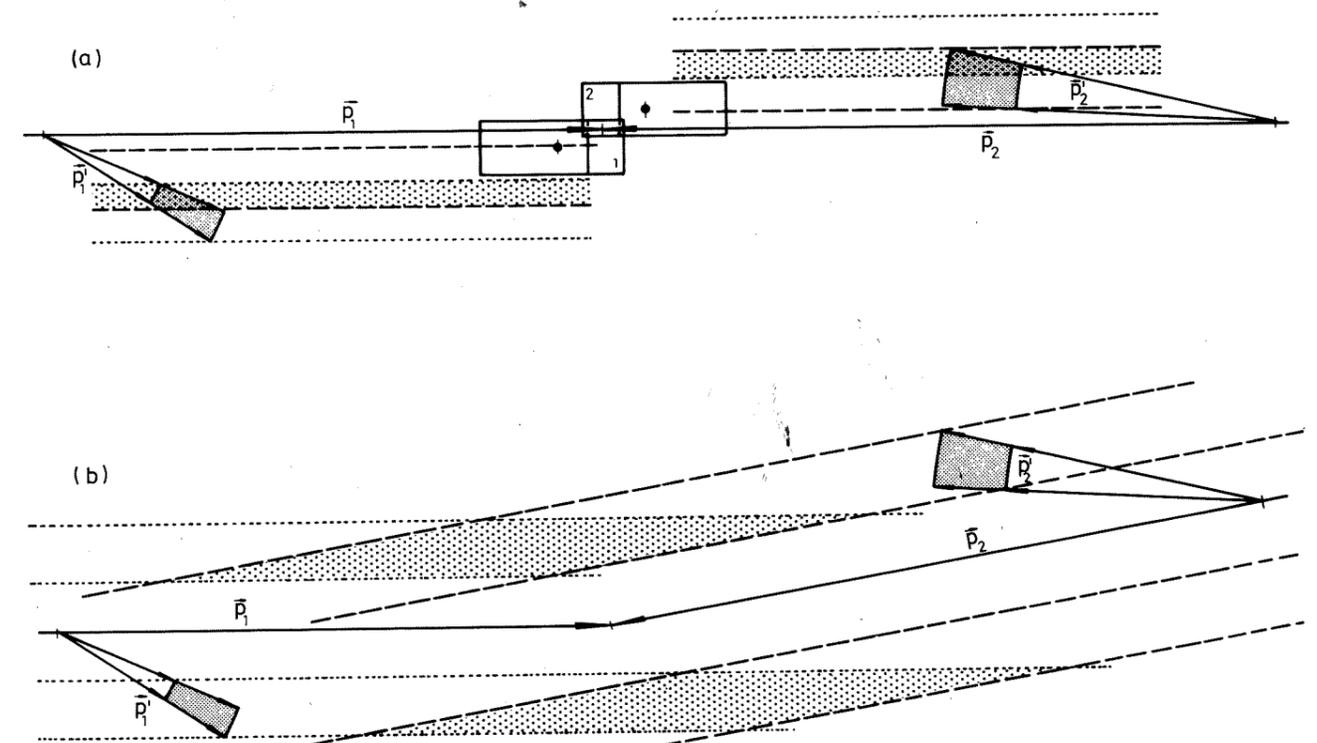


Bild 3.18: Die Anwendung des Impulssatzes auf einen Gegenverkehrsunfall ergibt gar keine (a) oder nur ungenaue (b) Lösungen

Geschlossene Stoßimpulsfelder erhält man erst, wenn der Kollisionswinkel von 180 Grad (bzw. 0 Grad) verschieden ist. Im Bild 3.18 (b) ist das Impulsdiagramm für 170 Grad dargestellt. Es ergibt sich ein Lösungsfeld für den Stoßimpuls, das so langgestreckt ist, daß die Kollisionsgeschwindigkeiten nur ungenau bestimmt werden können.

Letztendlich zeigen diese Konstruktionen, daß bei Gegenverkehrsunfällen nur mit Hilfe des Impulssatzes keine befriedigenden Resultate erzielt werden können, auch wenn der Kollisionswinkel von 180 Grad verschieden ist. Bei der Berechnung von Kollisionsgeschwindigkeiten bei Unfällen im Gegenverkehr sollte daher der Drall und/oder Energiesatz auf jeden Fall mitberücksichtigt werden.

2.3.2.2 Drehimpuls-Spiegel-Verfahren

Bild 3.19 zeigt die Anwendung des Drehimpuls-Spiegel-Verfahrens auf den Gegenverkehrsunfall. Auf die Beschreibung der einzelnen Schritte wird verzichtet, da sie der Vorgehensweise beim Kreuzungsunfall entsprechen. Man erkennt, daß eine Lösung erarbeitet werden kann. Allerdings muß der Kontaktpunkt sehr sorgfältig ermittelt werden.

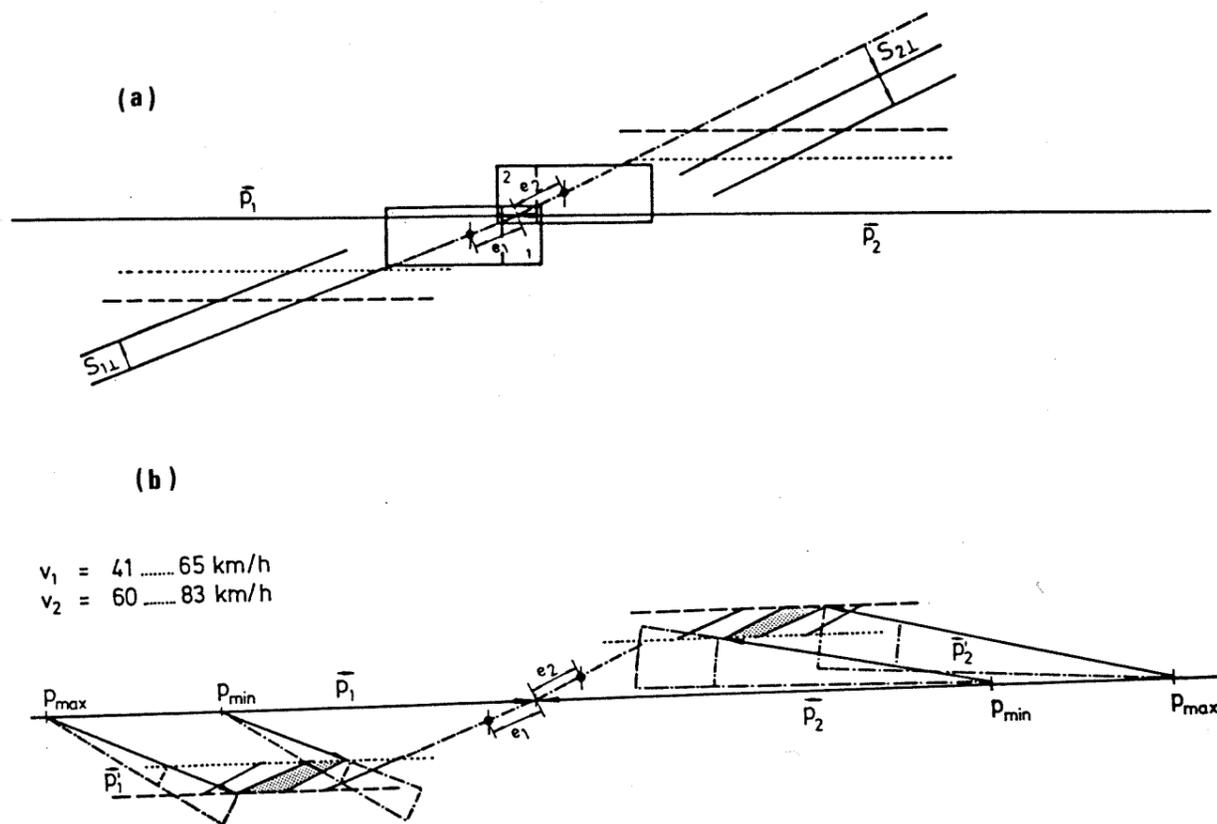


Bild 3.19: Anwendung des Drehimpuls-Spiegel-Verfahrens auf den Gegenverkehrsunfall

3.2.3.2.3 Energie-Ringverfahren

Es gelten folgende Grundgleichungen:

$$S = \sqrt{2 \cdot \Delta E \cdot \bar{m}^* \frac{1+k}{1-k}} \quad (1)$$

$$|v_{1i} - v_{2i}| = \sqrt{\frac{2 \Delta E}{1-k^2} \cdot \frac{1}{\bar{m}^*}} \quad (2)$$

$$\bar{m}^* = \frac{\bar{m}_1 \cdot \bar{m}_2}{\bar{m}_1 + \bar{m}_2} \quad (3)$$

Die Gleichungen werden nach folgendem Schema angewendet: Man legt zunächst, wie beim Drehimpuls-Spiegel-Verfahren, einen idealisierten Kontaktpunkt fest. Zusätzlich wird eine mittlere Richtung des Stoßimpulses in das Impulsdiagramm eingezeichnet. Stellt man im weiteren Verlauf der Bearbeitung fest, daß die Richtung nicht durch das Stoßimpulsfeld läuft, so muß eine Korrektur durchgeführt werden. Bei Gegenverkehrsunfällen ist das aber im allgemeinen nicht notwendig, da die Richtung des Stoßimpulses durch die Auslaufbewegungen der Fahrzeuge sehr stark eingegrenzt wird.

Als nächstes bestimmt man die reduzierten Massen. Von Plankensteiner /12/ wurde die dazu notwendige Formel abgeleitet. Ihre Herleitung ist unabhängig von der Art des Stoßes:

$$\bar{m}_1 = m_1 \frac{i_1^2}{i_1^2 + a_1^2}, \quad \bar{m}_2 = m_2 \frac{i_2^2}{i_2^2 + a_2^2} \quad (4)$$

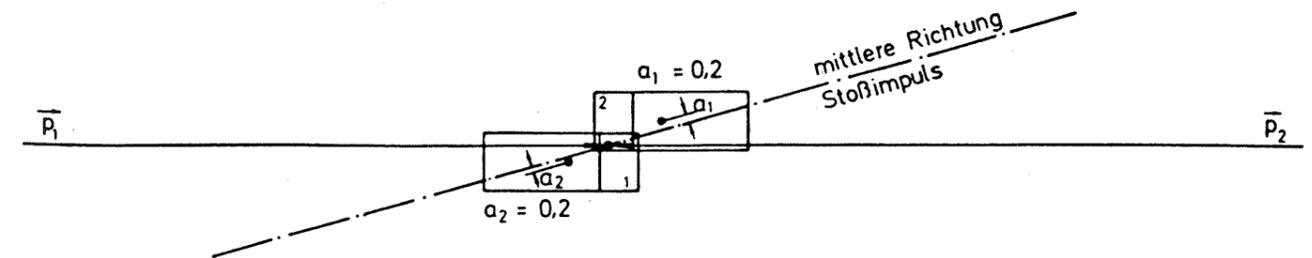


Bild 3.20: Bestimmung der Stoßkraft-Hebelarme  
Bild 3.17: Anwendung des Verfahrens auf den Gegenverkehrsunfall

Eine weitere relevante Größe ist der sogenannte k-Faktor. Ganz allgemein kann gesagt werden, daß bei Stößen mit Abgleiten der k-Faktor negativ ist. Je ausgeprägter der Abgleitvorgang ist, desto mehr nähert sich der Wert für den k-Faktor - 1. In diesem Beispiel wird vorerst mit einem k-Faktor von -0,4 gerechnet.

Zuerst berechnet man nach Gleichung (1) den maximalen und minimalen Stoßimpuls; dann zeichnet man einen Kreisring um den Kontaktpunkt, dessen Radien der Größe der Stoßimpulse entsprechen (Bild 3.21).

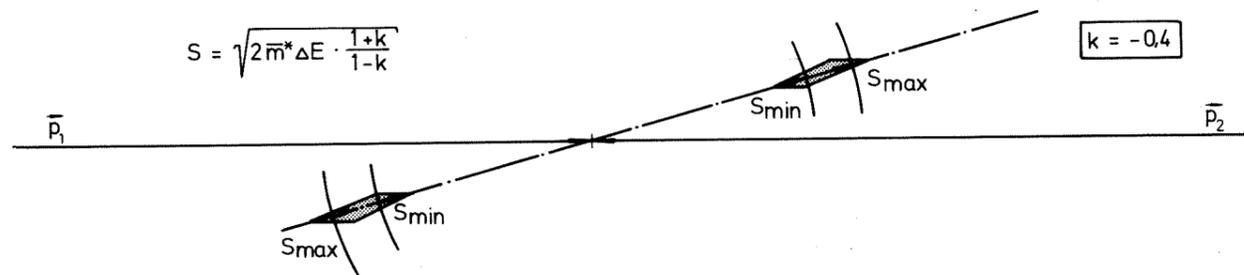


Bild 3.21: Kreisring nach Gleichung (1)

Bild 3.21 veranschaulicht, daß die Stoßimpulsfelder aus dem Drehimpuls-Spiegel-Verfahren auf dem Kreisring liegen.

Dann ermittelt man die maximalen und minimalen Kollisionsgeschwindigkeiten auf gewohnte Weise (Bild 3.22).

$v_1 = 46 \dots 61 \text{ km/h}$   
 $v_2 = 64 \dots 81 \text{ km/h}$

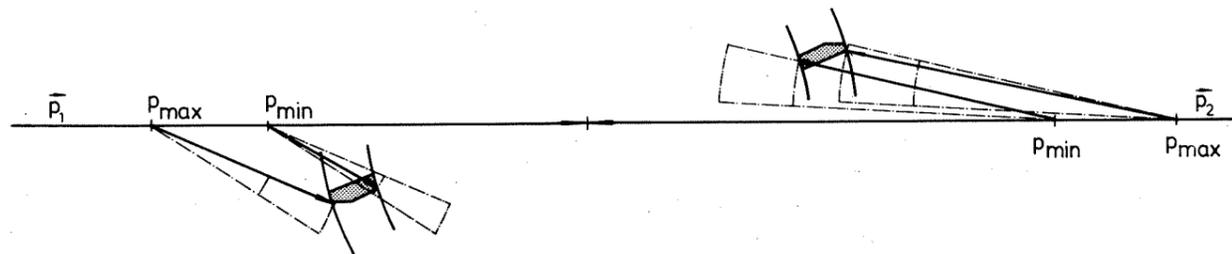


Bild 3.22: Ermittlung der maximalen und minimalen Kollisionsgeschwindigkeiten

Das Ergebnis sollte durch Gleichung (2) überprüft werden. Dann müssen die Beträge den Geschwindigkeiten in Stoßrichtung ( $v_{1i}$  und  $v_{2i}$ ) festgestellt werden (Bild 3.23).

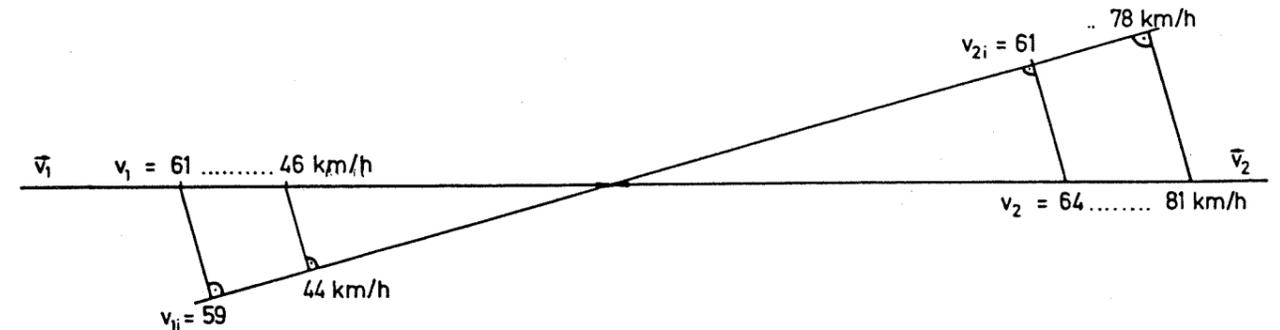


Bild 3.23: Bestimmung von  $v_{1i}$  und  $v_{2i}$

Der lineare Zusammenhang zwischen  $v_{1i}$  und  $v_{2i}$  gemäß Gleichung (2) läßt sich in einem Diagramm darstellen (Bild 3.24). Darin überträgt man auch die Ergebnisse aus dem Diagramm Bild 3.23.

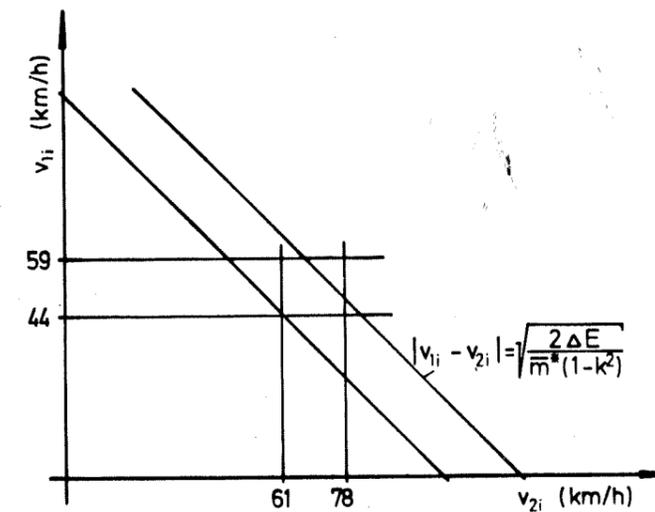


Bild 3.24: Kontrolle des Ergebnisses im  $v_{1i}, v_{2i}$ -Diagramm

Kommt es zu einer Überdeckung, war der k-Faktor richtig gewählt, und die Lösungen aus dem Impulsiagramm können bestätigt werden.

### 3.2.3.3 Die Beschreibung der Kollision durch den k-Faktor

Eine stoßbeschreibende Zahl (k-Faktor) wurde zum ersten Mal von Newton eingeführt. Sie ist definiert als das Verhältnis der Differenzgeschwindigkeit nach der Kollision zur Differenzgeschwindigkeit vor der Kollision. Diese Beschreibung bezieht sich auf eindimensionale nicht exzentrische Stöße.

$$k = - \frac{v_1' - v_2'}{v_1 - v_2}$$

Um eine Verallgemeinerung auf beliebige Kollisionen durchführen zu können, werden die Geschwindigkeiten  $v$  der Schwerpunkte ersetzt durch die Geschwindigkeiten  $w$  der Kontaktpunkte. Weiterhin sind nur die Beträge von Interesse, die in Richtung des Stoßimpulses liegen.

$$k = - \frac{w_{1i}' - w_{2i}'}{w_{1i} - w_{2i}}$$

Definiert man den k-Faktor auf die o. g. Weise, läßt sich zeigen, daß er bei einem Stoß, bei dem die Bewegungsenergie der Kollisionspartner verringert wird, Werte zwischen +1 und -1 annimmt.

Der Bereich zwischen 0 und +1 beschreibt das elastische Verhalten des Materials der Kollisionspartner;  $k = 0$  charakterisiert den plastischen Stoß.

Die Elastizitäten können aber nur dann zur Entfaltung kommen, wenn ein vollständiger Stoß vorliegt, d. h. wenn die Körper so lange in Kontakt bleiben, bis auch die Kräfte, die sich aus der elastisch gespeicherten Energie entwickeln, übertragen werden können.

Der Bereich zwischen -1 und 0 beschreibt den streifenden bzw. unvollständigen Stoß: Während der Eindringphase verlieren die Körper den Kontakt zueinander. Wenn der Kontakt aufrecht erhalten bliebe, könnte es zu einer weiteren Geschwindigkeitsänderung kommen.

### 3.2.3.4 Vorteile des Verfahrens

Die Vorgehensweise nach Schimmelpfennig, Becke und Hebing zeichnet sich durch folgende Vorteile aus:

- Widersprüche in den Daten, auf denen die Berechnungen aufbauen, werden sofort erkannt, da sich dann die Stoßimpulsfelder aus den einzelnen Teilverfahren nicht überdecken.
- Komplexe Abhängigkeiten werden durch die besondere Darstellung überschaubar.
- Die Toleranzen aller Daten können gleichzeitig erfaßt werden.

#### 4 Entwicklung einer rechnerunterstützten Methode zur Auslaufanalyse

Die Analyse des Auslaufs von Fahrzeugen in der Nach-Kollisions-Phase ist eine wesentliche Voraussetzung für die Rekonstruktion von PKW/PKW - Unfällen. Dabei kommt es darauf an, den Verlauf von Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit über dem Auslaufweg zu ermitteln. Hierfür gibt es verschiedene Möglichkeiten:

Die einfachste Methode ist die relativ pauschale Beurteilung durch Festlegung einer mittleren Schwerpunktsverzögerung, eines mittleren Rotationswiderstandsbeiwertes und der Anwendung von Näherungsformeln. Mit dieser Methode wird bei kurzen Auslaufvorgängen eine recht gute Aussage-sicherheit erreicht. Die Anwendungspraxis verlangt auch in vielen Fällen danach, weil es z.B. bei einer mündlichen Gutachtererstattung vor Gericht darauf ankommt, schnell Ergebnisse als Näherungswerte zu präsentieren. Ferner können Startwerte für andere Berechnungsverfahren ermittelt werden.

Kompliziertere und lange Auslaufvorgänge können mittels Rückwärtsanalyse durch Spurverfolgung mit einem maßstabsgerechten Fahrzeugmodell rekonstruiert werden. Wenn Fahrzeugendlage und Auslaufspuren gesichert, vermessen und maßstäblich in eine Skizze eingezeichnet sind, wird das maßstäbliche Modell in angemessenen Schritten über den Spuren verschoben. In jeder Stellung werden die Schwerpunktskoordinaten und der Gierwinkel festgehalten. Mit mehr oder weniger aufwendigen Rechenmodellen kann daraus der Verlauf der interessierenden kinematischen Größen: Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit, Drehgeschwindigkeit und Kurswinkel ermittelt werden.

Wenn keine oder nur unzureichende Auslaufspuren vorhanden sind, oder die mit den oben erwähnten Methoden erarbeiteten Ergebnisse verifiziert und enger eingegrenzt werden sollen, muß die Vorwärtsrechnung angewandt werden. Dazu wird ein mathematisches Fahrzeugmodell benötigt.

Bei der Rekonstruktion werden für den Zeitpunkt unmittelbar nach der Kollision die Bewegungsgrößen geschätzt oder mittels Näherungsformeln berechnet und dem Rechenprogramm eingegeben. Das mathematische Fahrzeugmodell baut den äußeren Bedingungen entsprechend (z.B. Räder frei rollend oder blockiert, Reibwert, Lenkwinkel) seine anfängliche Geschwindigkeit ab und beschreibt dabei einen bestimmten Weg. Dieses berechnete Verhalten vergleicht man mit der Wirklichkeit und ändert die Eingaben so lange, bis unter plausiblen Bedingungen eine mit der Wirklichkeit vergleichbare Endlage erreicht ist. Die Genauigkeit solcher Berechnungen ist von der Komplexität der Modelle abhängig, wobei es bei zunehmender Komplexität allerdings immer schwieriger wird, die notwendigen Daten zu beschaffen.

#### 4.1 Grundsatzüberlegungen zu Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit

##### 4.1.1 Schwerpunktsgeschwindigkeit

Ausgehend von Kollisions- und Endstellungen muß das Bewegungsverhalten der zu untersuchenden Fahrzeuge aus entsprechenden Spuren rekonstruierbar sein oder es müssen denkbare Möglichkeiten der Auslaufbahnen unterstellt werden. Ferner muß bekannt sein, unter welchen Bedingungen - d.h. Räder gebremst, frei rollend, luftleer, eingeklemmt - sich das Fahrzeug bewegt hat. Für die zwei Extreme - Räder blockiert und Räder frei rollend - gilt:

Bei blockierten Rädern ist der Schwerpunktsweg des schleudernden Fahrzeugs auf ebener, homogener Fahrbahn geradlinig. Die Schwerpunktsverzögerung ist konstant, eventuell bei langen Auslaufwegen von der Geschwindigkeit abhängig.

Bei frei rollenden Rädern ist meist ein bogenförmiger Verlauf der Schwerpunktsbahn zu beobachten. Oft rollen die Fahrzeuge nach weitgehendem Abbau der translatorischen Geschwindigkeit geradlinig oder bogenförmig (bei eingeschlagenen Rädern) in ihre Endstellung. Die Schwerpunktsverzögerung ist von den sich ändernden Reifenkräften abhängig, mithin wird die Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit ungleichförmig abgebaut. Bei eventuellem Ausrollen ist die Schwerpunktsverzögerung von Beschädigungen an den Rädern oder an Karosserieteilen, vom eingelegten Gang oder vom Motorzustand (bei laufendem Motor kann das Fahrzeug fahrenderweise in seine Endstellung gelangen) abhängig.

##### 4.1.2 Drehgeschwindigkeit

Die Ermittlung der richtigen Drehgeschwindigkeit in der Nach-Kollisions-Phase ist äußerst problematisch und mit vielen Fehlermöglichkeiten behaftet. Wesentlich ist auch die Beantwortung der Frage, welche Drehgeschwindigkeit für welchen Zweck ermittelt werden soll.

Für fahrdynamische Betrachtungen interessieren grundsätzlich Gier- und Schwimmwinkelgeschwindigkeiten ( $\dot{\psi}$  und  $\dot{\beta}$ ). Für die Kollisionsanalyse interessiert nur die Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\beta}$ , die aber oft mangels brauchbarer Spuren nicht ermittelt werden kann, andererseits aber auch häufig gleich der Gierwinkelgeschwindigkeit  $\dot{\psi}$  ist. Letztere wird deshalb oft hilfsweise verwendet. Gerade hier liegt ein großes Problem, da für die Kollisionsberechnung, insbesondere für die Anwendung des Drallsatzes, eine Aussage über die Rotationsarbeit infolge Stoßkrafteinwirkung erforderlich ist. Diese läßt sich aber nur aus der

Schwimmwinkelgeschwindigkeit unmittelbar nach der Kollision ableiten. Folglich muß erstens genau geprüft werden, ob tatsächlich eine Drehung des Fahrzeugs um die Hochachse unter Verschiebung der Radaufstandspunkte senkrecht zur Radebene vorgelegen hat und ob zweitens diese Drehung ursächlich auf die Stoßkrafteinwirkung zurückzuführen ist. Eine Drehung (Schleudern) kann nämlich auch durch andere Einflüsse (z.B. schnelle Lenkraddrehung infolge Vorlauf beim Rückwärtsrollen) eingeleitet werden.

Ein bogenförmiges Zurückrollen nach einer Kollision beispielsweise wegen eingeschlagener Vorderräder (Bild 4.1) bedeutet zwar das Vorhandensein einer Gierwinkelgeschwindigkeit, durch die Kollision wurde aber keine Drehung eingeleitet (Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\beta = 0$ ); die resultierende Stoßkraft ging durch die Schwerpunkte beider Fahrzeuge.

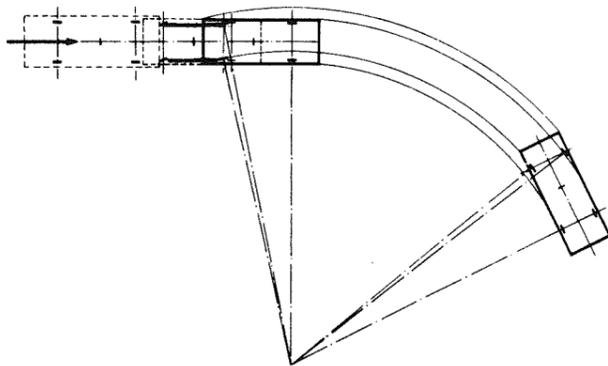


Bild 4.1: Bogenförmiger Auslauf nach einer Kollision aufgrund eingeschlagener Vorderräder

#### 4.2 Möglichkeiten zur Berechnung von Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit

Die nachfolgend beschriebenen Möglichkeiten zur Analyse des Auslaufs von Fahrzeugen in der Nach-Kollisions-Phase werden anhand von Unfallversuchen verifiziert. Diese Unfallversuche sind Bestandteil des längerfristigen Konzepts zur Erarbeitung des vorliegenden Rekonstruktionsverfahrens. Die Ergebnisse sind bereits in /26,33/ veröffentlicht, die hier wichtigen Details sind in Anhang A zusammengestellt.

#### 4.2.1 Einfache Näherungsformeln

Diese Art der Auslaufanalyse wird teilweise in /26/ beschrieben. Die Idealisierungen bestehen in einem Einradmodell für die Ermittlung der Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit. Es wird über den Ansatz in /26/ hinaus eine Erweiterung vorgeschlagen, mit der auch Bremsungen unterschiedlicher Stärke berücksichtigt werden können. Da das ganze Fahrzeug betrachtet wird, ist es günstig, einen linearen Zusammenhang zwischen Seitenkraft und Umfangskraft anzunehmen, wie in Bild 4.2 dargestellt (siehe auch /35/). Diese Annahme führt zu folgender Formel, in der mit TB (Teilbremsfaktor) der Abbremsungszustand berücksichtigt wird:

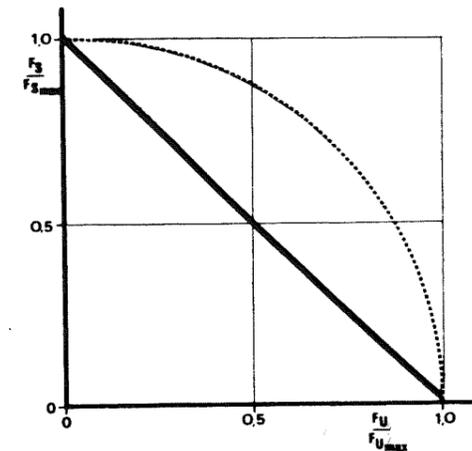


Bild 4.2: Näherungsweise Zusammenhang zwischen Seitenkraft und Umfangskraft für das Gesamtfahrzeug

$$a' = a_{\max} [TB + (1 - TB) \sin \psi_m] \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} \text{für } \Delta\psi < 60 &\Rightarrow \psi_m = \Delta\psi/2 \\ \text{für } \Delta\psi \geq 60 &\Rightarrow \sin \psi_m = 0,5 \end{aligned}$$

Damit ergibt sich die Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeit aus:

$$v' = \sqrt{2 \cdot a' \cdot s'} \quad (4.2)$$

Für die Ermittlung der Drehgeschwindigkeit wird ein Körper mit zwei Aufstandspunkten unterstellt. Damit folgt aus dem Arbeitssatz:

$$\omega^* = \sqrt{\frac{m \cdot g \cdot \mu_R \cdot R}{J}} |\Delta\psi| \cdot \text{sgn}(\Delta\psi) \quad (4.3)$$

In /26/ wird darauf hingewiesen, daß es günstiger sein kann, die Drehgeschwindigkeit nach Ermittlung der Schwerpunktsgeschwindigkeit aus der Zeit und dem überstrichenen Winkel zu berechnen. Wenn man linearen Abbau der Drehgeschwindigkeit unterstellt, dann ist:

$$\omega^* = \frac{2 \cdot \Delta\psi \cdot a'}{v'} \quad (4.4)$$

Die Anwendung dieser Formeln setzt die Kenntnis der Parameter  $a_{\max}$  und  $\mu_R$  voraus. Die Verzögerung  $a_{\max}$  kann für blockierte Räder z.B. aus den in /34/ angegebenen Reibwerten von Fahrzeugreifen auf verschiedenen Fahrbahnen abgeleitet werden. Für ein eingeklemmtes luftleeres Rad - was häufig vorkommt - ist etwa  $0,15 \cdot a_{\max}$  anzunehmen (2 luftleere Räder  $0,3 \cdot a_{\max}$ ).

Der Rotationswiderstandsbeiwert  $\mu_R$  muß von Unfalltypen abhängig gemacht werden. Für Fahrzeuge, die bei Kollisionen frontal beschädigt werden (Stoßantrieb etwa parallel zur Fahrzeuglängsachse  $\gamma = 0 \pm 30^\circ$ ) ist  $\mu_R = 0,15$ , für andere Kollisionen ist  $\mu_R = 0,35$ .

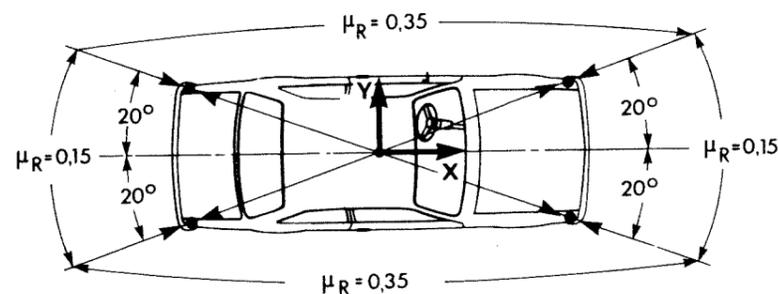


Bild 4.3: Empfehlung zur Wahl des Rotationswiderstandsbeiwertes  $\mu_R$  abhängig von Stoßkrafttrichtung und Lage des Stoßkrafthebelarms

Die Näherungsformeln von Marquardt /8/ und McHenry /14/ sind bereits in Kapitel 3.2.4 diskutiert. Zur Anwendung kommen die Gleichungen:

$$\omega^* = \sqrt{\frac{(\Delta\psi)^2}{\frac{J}{m \cdot R} |\Delta\psi| (1 - TB) + \frac{s'}{1.7}}} \cdot \text{sgn}(\Delta\psi) \quad (4.5)$$

$$v' = 1,7 \left[ \frac{a' \cdot \Delta\psi}{\omega^*} - \frac{J \cdot |\omega^*| (1 - TB)}{m \cdot R} \right] \quad (4.6)$$

Diese Formeln sind zur Ermittlung der Drehgeschwindigkeit ohne Einschränkung anwendbar. Zur Ermittlung der Schwerpunktsgeschwindigkeit sind sie dem Ansatz entsprechend nur anwendbar, wenn eine nennenswerte Rotation ( $\Delta\psi > 60$  Grad) vorliegt. Es sind die tatsächlichen Schwerpunktwege einzusetzen, ein eventuelles Ausrollen der Fahrzeuge nach Abbau der Rotation ist zu vernachlässigen oder muß gesondert betrachtet werden.

Um eine Aussage über die Genauigkeit der Näherungsformeln machen zu können, werden sie auf die im Anhang A beschriebenen Unfallversuche angewandt. Der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn liegt an den Versuchsorten bei etwa 0,75. Die erzielten Rekonstruktionsergebnisse sind in der Tabelle 4.1 aufgeführt. Bild 4.4 zeigt die prinzipielle Vorgehensweise bei der Auswertung der Unfallskizze zur Beschaffung der Eingabedaten für die Berechnung.

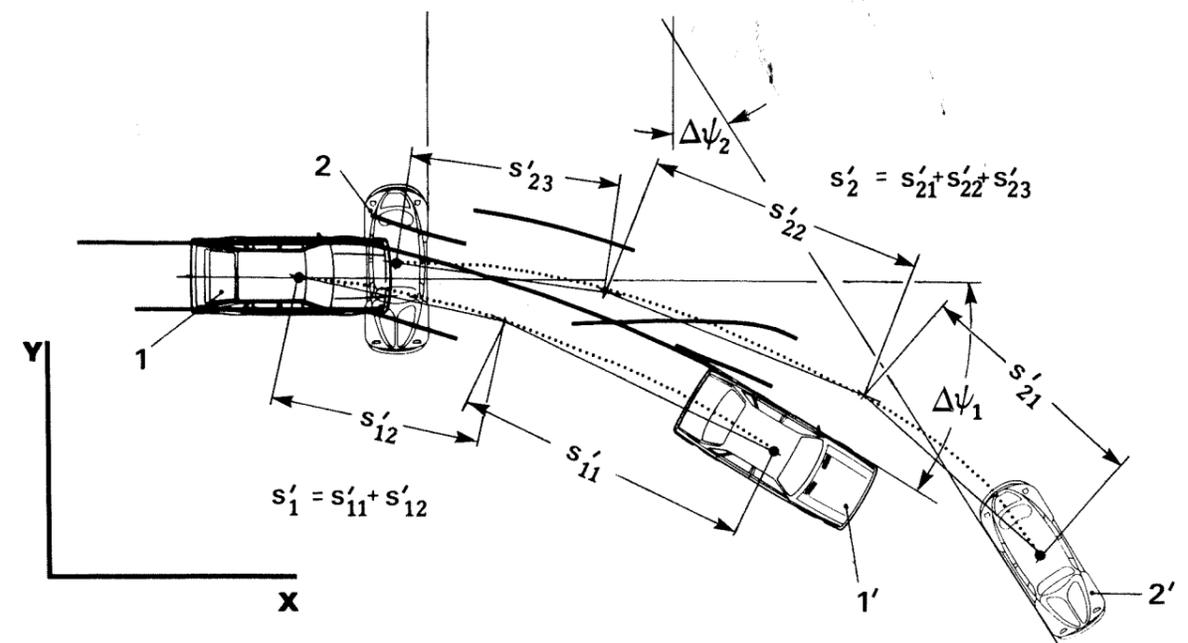


Bild 4.4: Auswertung einer Unfallskizze zur Beschaffung der Eingabedaten für die Anwendung der Näherungsformeln

Nr.	TB	$w_R$	$v'$	$\omega^*$	$\omega^*$	$v'$	$\omega^*$
			km/h (4.2)	1/s (4.3)	1/s (4.4)	km/h (4.6)	1/s (4.5)
1.1	0,15	0,15	25,3	1,3	0,6	35,2	0,8
1.2	0,15	0,15	21,1	0,6	0,1	--	0,1
2.1	0,15	0,15	19,5	2,0	2,1	19,7	2,8
2.2	0,15	0,15	18,4	1,0	0,4	28,6	0,6
3.1	0,15	0,15	32,2	2,8	2,7	35,5	2,8
3.2	0,15	0,15	41,0	2,6	1,7	47,2	2,0
4.1	0,15	0,15	29,2	1,7	1,0	35,1	1,2
4.2	0,5	0,15	36,0	0,4	0,1	--	0,1
5.1	0,0	0,15	28,2	2,0	1,4	34,2	1,6
5.2	0,15	0,35	31,7	4,4	3,2	33,8	3,4
6.1	0,15	0,15	26,0	1,2	0,4	38,6	0,6
6.2	0,15	0,35	34,3	3,9	2,3	38,0	2,5
7.1	0,15	0,15	38,2	0,3	0,0	--	0,0
7.2	0,15	0,35	25,0	5,5	5,2	24,7	5,1
8.1	0,15	0,15	28,7	0,4	0,0	--	0,0
8.2	0,15	0,35	32,6	3,8	2,2	36,4	2,4 *
9.1	0,40	0,15	43,1	0,3	0,0	--	0,0
9.2	0,15	0,35	32,6	5,4	4,3	33,8	4,5 *
10.1	0,15	0,15	26,6	0,3	0,0	--	0,0
10.2	0,15	0,35	29,0	5,2	4,3	29,7	4,5
11.1	0,50	0,15	26,1	0,3	0,0	--	0,1
11.2	0,15	0,35	33,0	1,7	0,3	50,3	0,4

Tabelle 4.1: Anwendung der Näherungsformeln auf die Unfallversuche aus Anhang A  
 (\* = Rotation beim Auslauf durch Sekundärkollision wesentlich gebremst)

In Bild 4.5 sind die Abweichungen der errechneten Schwerpunktsgeschwindigkeiten von den gemessenen Werten aufgetragen, wobei die berechneten Werte für das Fahrzeug 2 aus den Versuchen 1 und 2 wegen Mängeln in der Versuchsdurchführung nicht bewertet werden dürfen. Unabhängig vom Betrag der Auslaufgeschwindigkeit sind die Abweichungen vom gemessenen Wert kleiner als  $\pm 10$  km/h. Die mittleren Abweichungen liegen bei der Gleichung (4.2) bei  $+4,1/-4,0$  km/h und bei der Gleichung (4.6) bei  $+6,4/-3,3$  km/h, woraus zu schließen ist, daß mit der Formel von McHenry eher

zu hohe Werte errechnet werden. Bei der praktischen Anwendung der Formeln sind noch Unsicherheiten aus der Reibwerteinschätzung zwischen Reifen und Fahrbahn sowie Fehler bei Vermessung der Spuren, Übertragung der Messwerte in Skizzen und Abmessen von Strecken bzw. Spurlängen zu berücksichtigen.

Sofern die Voraussetzungen eingehalten werden, unter denen die Näherungsformeln gelten, kann davon ausgegangen werden, daß der berechnete Wert, mit einer Toleranz von  $\pm 10$  km/h versehen, ein Intervall liefert, in dem der wahre Wert liegt. Einzuhalten sind:

Bei schleuderndem Auslauf müssen Translation und Rotation etwa gleichzeitig enden. Die Auslaufwege sollten möglichst geradlinig sein.

Bei nicht schleuderndem Auslauf kann nur die Gleichung (4.2) Anwendung finden und auch nur dann, wenn die Auslaufbedingungen (Teilbremsfaktor) zwischen Anfangs- und Endstellung des Fahrzeugs weitgehend konstant bleiben.

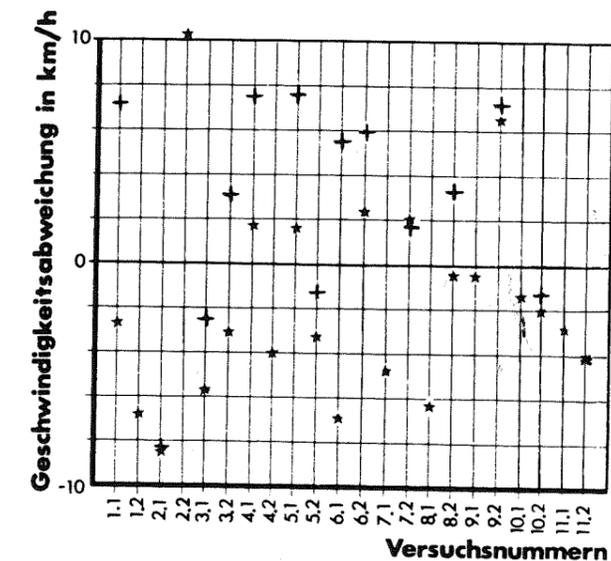


Bild 4.5: Abweichungen der berechneten Schwerpunktsgeschwindigkeiten von den gemessenen (Anhang A)  
 \* nach (4.2) + nach (4.6)

Die Abweichungen der errechneten Drehgeschwindigkeiten von den gemessenen sind bei der Gleichung (4.3) häufiger dichter am wahren Wert als bei den Gleichungen (4.4) und (4.5). Da dies aber nicht generell der Fall und eine Logik nicht erkennbar ist, wird der Mittelwert aus den drei Gleichungen gebildet, was zu einer Verdichtung führt. Die Grenzen für hohe Aussagewahrscheinlichkeit sind dann  $\pm 1,0$  rad/s (Bild 4.6). Zu beachten ist, daß beim Vorliegen

von Sekundärkollisionen wesentlich zu niedrige Drehgeschwindigkeiten berechnet werden (Versuchs-Nr. 8.2 und Versuchs-Nr. 9.2).

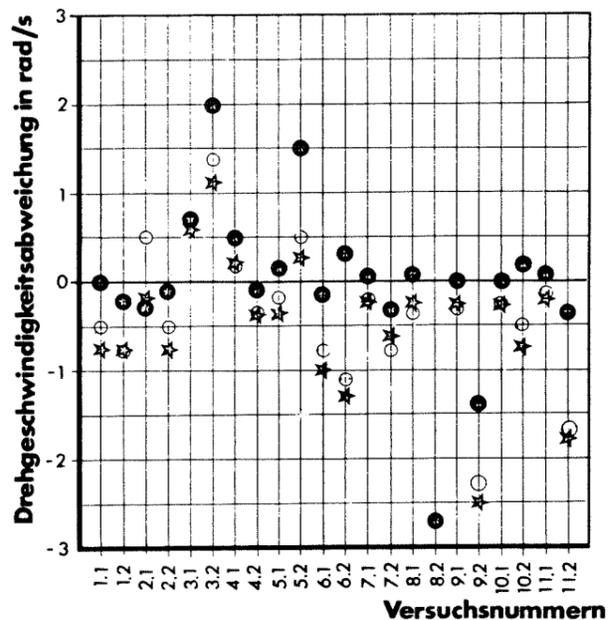


Bild 4.6: Abweichungen der berechneten Drehgeschwindigkeiten von den gemessenen (Anhang A)  
 ● nach (4.3)    ☆ nach (4.4)  
 ○ nach (4.5)

### 4.2.2 Spurenverfolgung mit einem maßstäblichen Fahrzeugmodell

Die grundsätzliche Vorgehensweise bei diesem Verfahren ist in Bild 4.7 dargestellt. Es ist offensichtlich, daß die Genauigkeit der Rekonstruktion von der Unfallskizze abhängt. Kleinere Fehler beim Verschieben des Modells auf der Skizze und dem Einzeichnen der einzelnen Positionen können nach dem Berechnen der Geschwindigkeiten durch Kurvenglättung verringert werden.

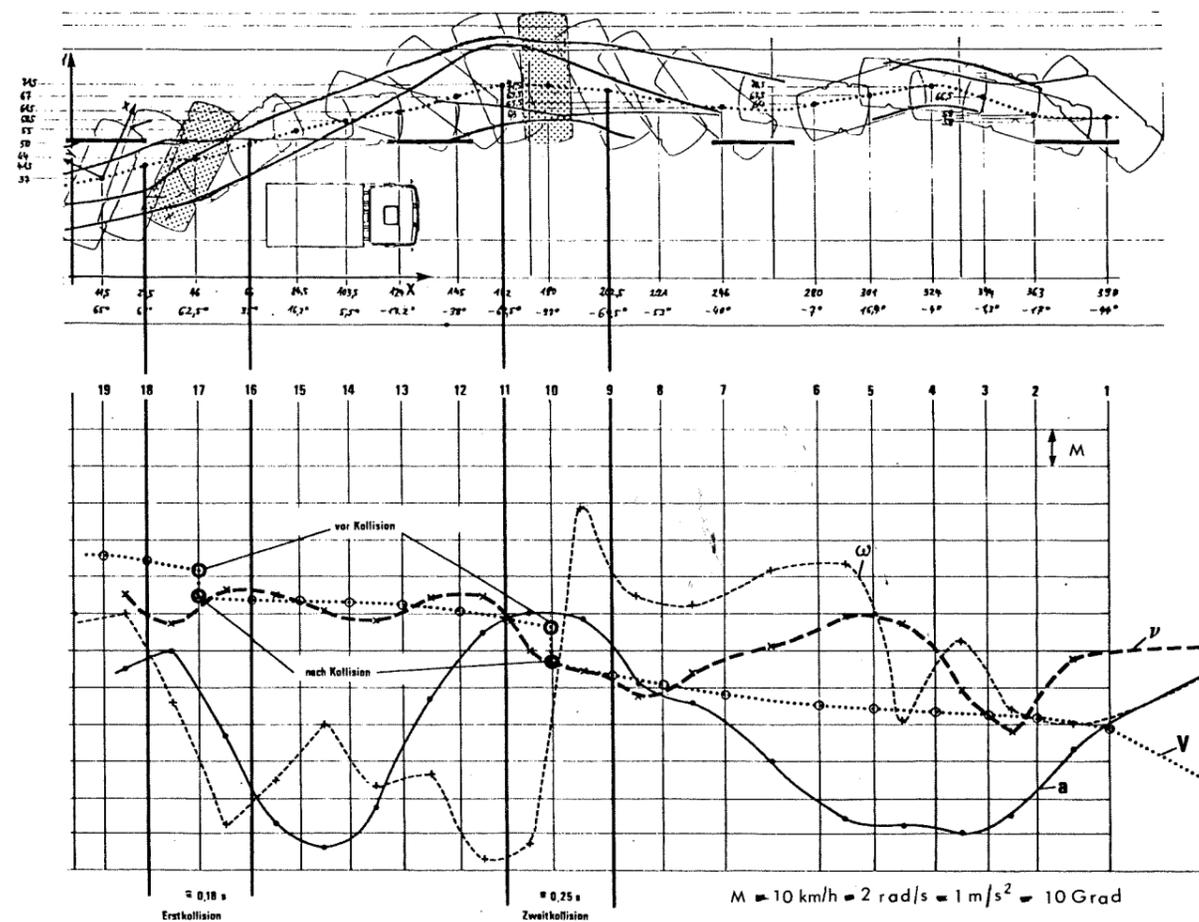


Bild 4.7: Auslaufanalyse mittels Spurverfolgung

## 4.2.2.1 Berechnungsgrundlagen

Die Daten von denen bei der Berechnung ausgegangen wird sind die Schwerpunktskoordinaten und die Gierwinkel für verschiedene Fahrzeugpositionen (Bild 4.8). Aus ihnen werden die wesentlichen Größen berechnet werden.

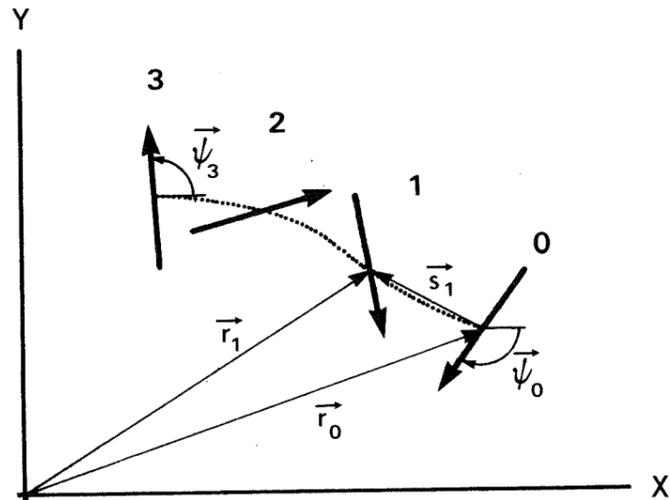


Bild 4.8: Ermittlung von Schwerpunktswegen und Gierwinkeln

Aus den Schwerpunktskoordinaten können die Wegstrecken zwischen den einzelnen gezeichneten Fahrzeugpositionen ermittelt werden. Obwohl die Schwerpunktsbahn im allgemeinen bogenförmig verläuft, wird eine geradlinige Verbindung angenommen. Darauf muß bei der Wahl der Abstände zwischen den Positionen Rücksicht genommen werden. Außer den Wegstrecken ist auch deren Richtung von Bedeutung, weil daraus die Kurswinkel und in Verbindung mit den Gierwinkeln (Eingabewerte) die Schwimmwinkel berechnet werden können.

Die Wegstrecken werden wie folgt ermittelt:

$$\vec{s}_{i+1} = \vec{r}_{i+1} - \vec{r}_i \quad \text{mit } i = 0, 1, 2, \dots, n \quad (4.7)$$

Der Kurswinkel zwischen der Position  $i$  und der Position  $i+1$  folgt aus:

$$\vec{\nu}_{i+1} = \arctan \frac{s_{y_{i+1}}}{s_{x_{i+1}}} \quad (4.8)$$

Da die Gierwinkel Eingabedaten und somit bekannt sind, können mit den errechneten Kurswinkeln die Schwimmwinkel berechnet werden.

$$\vec{\beta}_i = \vec{\psi}_i - \vec{\nu}_{i+1} ; \quad \vec{\beta}_{i+1} = \vec{\psi}_{i+1} - \vec{\nu}_{i+1} \quad (4.9)$$

Als nächstes werden Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeiten sowie die zugehörigen Zeiten ermittelt. Das Fahrzeug wird auch bei dieser Berechnungsmethode durch ein Einradmodell ersetzt. Die Schwerpunktsgeschwindigkeiten folgen dann aus:

$$v_{i+1} = \sqrt{v_i^2 + 2 \cdot a'_{i+1} \cdot s'_{i+1}} \quad (4.10)$$

Die einzusetzende Verzögerung ist je nach der vorliegenden Auslaufbedingung anzunehmen, es gilt die in Kapitel 4.2.1 hergeleitete Gleichung (4.1). Allerdings wird jetzt korrekterweise der mittlere Schwimmwinkel anstelle des mittleren Gierwinkels verwendet.

Die Zeiten für die einzelnen Intervalle berechnen sich aus:

$$\Delta t_{i+1} = \frac{v'_{i+1} - v'_i}{a'_{i+1}} \quad (4.11)$$

Die mittleren Winkelgeschwindigkeiten zwischen den einzelnen Positionen folgen aus der Kinematik:

$$\omega_{i+1}^* = \frac{\psi_{i+1} - \psi_i}{\Delta t_{i+1}} \quad (4.12)$$

Bei dem letzten Intervall (also unmittelbar nach der Kollision) ist eine wesentliche Verzögerung der Drehbewegung anzunehmen. Aus Gleichung (4.13) wird aber eine mittlere Drehgeschwindigkeit im betrachteten Intervall berechnet. Um dies hinreichend zu berücksichtigen, darf der Schwerpunktsweg zwischen Kollisionsposition und erster rekonstruierter Position nach Kollision nicht größer als 2m sein.

In den Bildern 4.9 und 4.10 sind die Abweichungen der errechneten Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeiten zu den gemessenen dargestellt. Es zeigt sich, daß eine Einengung

der Ergebnisse gegenüber den Näherungsformeln nicht erreicht wird. Die mittleren Abweichungen liegen bei  $+5,04/-3,54$  km/h und  $+1,03/-0,49$  rad/s. Die Anwendung dieses Verfahrens bringt somit nur bei komplizierten und langen (im allgemeinen größer als 8m) Auslaufvorgängen (wie z.B. in Bild 4.7) Vorteile, weil dort die einfachen Näherungsformeln versagen. Folgende Toleranzen sind auf die Berechnungsergebnisse anzuwenden:

Schwerpunktsgeschwindigkeit:

von 0 bis 20 km/h :  $\pm 5$  km/h  
 über 20 bis 50 km/h:  $\pm 10$  km/h  
 über 50 km/h :  $\pm 20$  %

Drehgeschwindigkeit:

mittlere Abweichungen  $\pm 1$  rad/s  
 maximale Abweichungen bis 3 rad/s

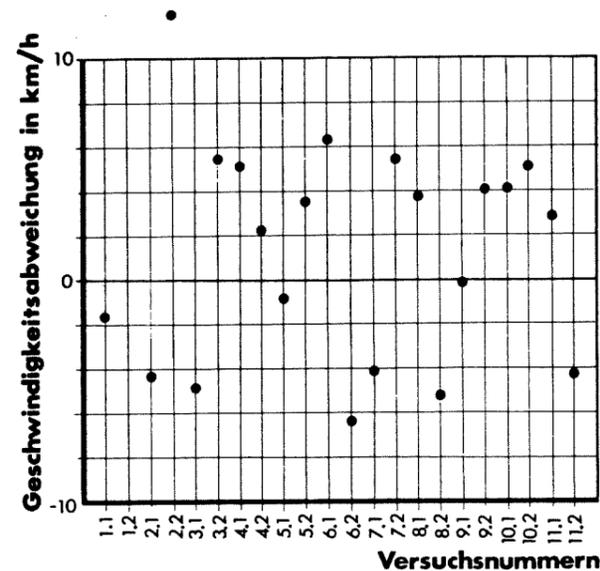


Bild 4.9: Abweichungen der berechneten Schwerpunktsgeschwindigkeiten von den gemessenen

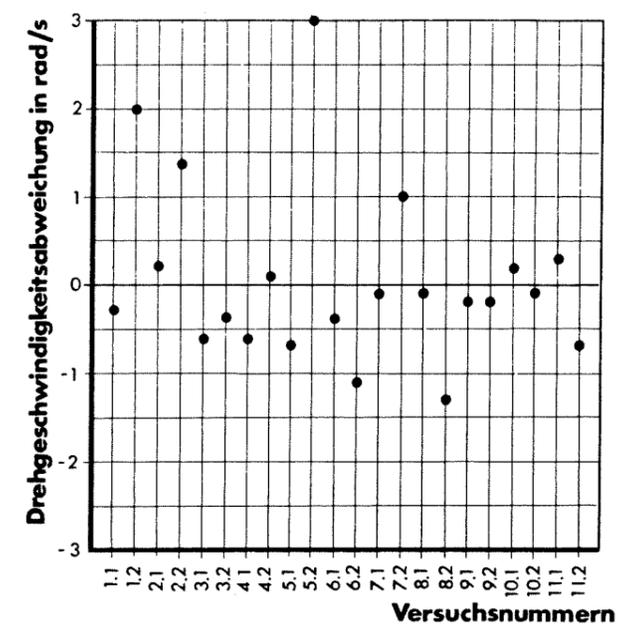


Bild 4.10: Abweichungen der berechneten Drehgeschwindigkeiten von den gemessenen



Bild 4.11: Bewegungsablauf nach Rekonstruktion mittels Spurverfolgung (ergänzt um die Vor-Kollisions-Phase) für den Kreuzungsunfall

Die Bilder 4.11 und 4.12 zeigen die grafische Ergebnisdokumentation am Beispiel der in Kapitel 3.1.1 erwähnten Unfälle. Bei der automatisch erstellten Zeichnung über den Bewegungsablauf können auch Fahrvorgänge vor der Kollision Berücksichtigung finden. Brems- oder Schleuderspuren müssen manuell eingetragen werden.

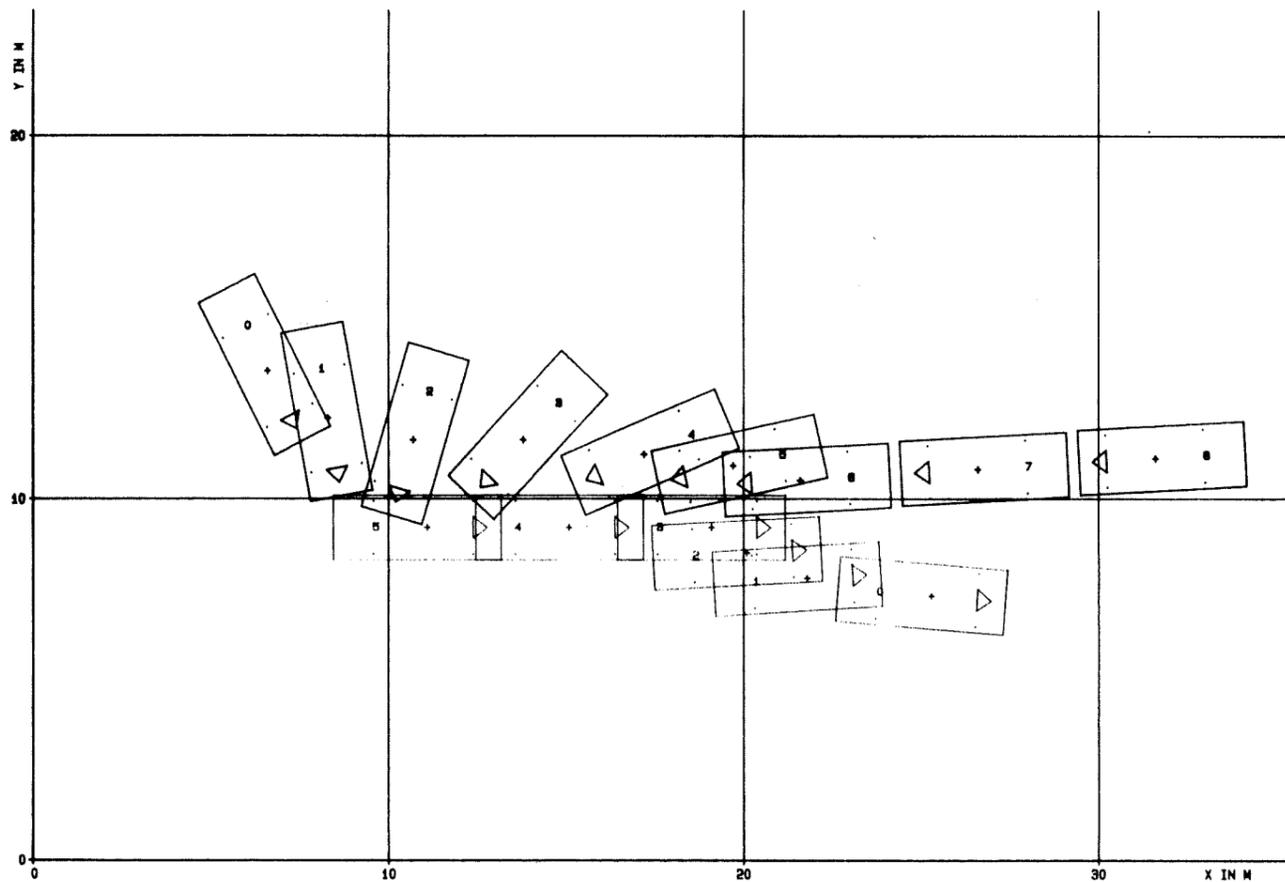


Bild 4.12: Bewegungsablauf nach Rekonstruktion mittels Spurverfolgung (ergänzt um die Vor-Kollisions-Phase) für den Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten

#### 4.2.3 Vorwärtsrechnung

Mathematische Fahrzeugmodelle zur Simulation des Auslaufs von PKW nach Kollisionen sind einsetzbar, wenn:

eine Auslaufanalyse mit Näherungsformeln oder mittels Spurverfolgung erfolgt ist und hinreichend viele Spuren vorhanden sind, um die Bewegung des Fahrzeugs beim Auslauf eindeutig zu beschreiben. In diesem Fall können die näherungsweise berechneten Werte durch Simulation verbessert werden.

keine Spuren nach der Kollision vorliegen und die prinzipiellen Möglichkeiten untersucht werden sollen, mit welchen Anfangsbedingungen und Auslaufbahnen die Fahrzeuge in ihre Endlagen gelangen können. Es wird in einem solchen Fall keine eindeutige Lösung geben.

Solche mathematischen Modelle werden bereits bei der Unfallrekonstruktion /10,17,18/ verwendet, das Hauptanwendungsgebiet sind jedoch allgemeine fahrdynamische Untersuchungen /36,37,38/. Auch bei einem solchen Modell sind Idealisierungen erforderlich, um den Rechenaufwand und den Eingabeaufwand zu beschränken, wobei aber die erzielbare Genauigkeit so gut sein muß, daß der Aufwand gerechtfertigt ist. Für das vorliegende Rekonstruktionsverfahren wurde ein Modell mit folgenden Voraussetzungen konzipiert:

- Bewegungen werden nur parallel zur Fahrbahnebene betrachtet. Das Fahrzeug kann aber wanken, die dadurch hervorgerufenen Radlastschwankungen werden berücksichtigt.
- Die Fahrbahn ist eben. Sie ist in zwei Zonen eingeteilt, die unterschiedlichen Reibwert haben können.
- Alle Einflüsse der Radaufhängung bleiben unberücksichtigt. Alle Räder können beliebige Lenkwinkel haben (Beschädigungen). Die Lenkwinkel an den Hinterrädern bleiben während des Auslaufs konstant, diejenigen an den Vorderrädern können über eine lineare Funktion innerhalb eines Zeitintervalls verändert werden.
- Es wird ein Reifenkennfeld für einen häufig vorkommenden Reifentyp fest ins Programm eingebaut. Brems- und Antriebskräfte können für jedes Rad berücksichtigt werden, ferner mit zusätzlichen Faktoren der Seitenkraftabbau bei vermindertem Luftdruck oder luftleeren Reifen.

4.2.3.1 Verwendete Gleichungen

In Bild 4.13 sind die Bezeichnungen für den allgemeinen Bewegungsfall gezeigt. Bei den Bewegungsgleichungen werden als äußere Kräfte nur die Reifenkräfte berücksichtigt:

$$-m \cdot \ddot{x} = \sum_{i=1}^4 (F_{Ux_i} + F_{Sx_i}) \quad (4.13)$$

$$-m \cdot \ddot{y} = \sum_{i=1}^4 (F_{Uy_i} + F_{Sy_i}) \quad (4.14)$$

$$J_z \cdot \ddot{\psi} = \sum M_{SP} \quad (4.15)$$

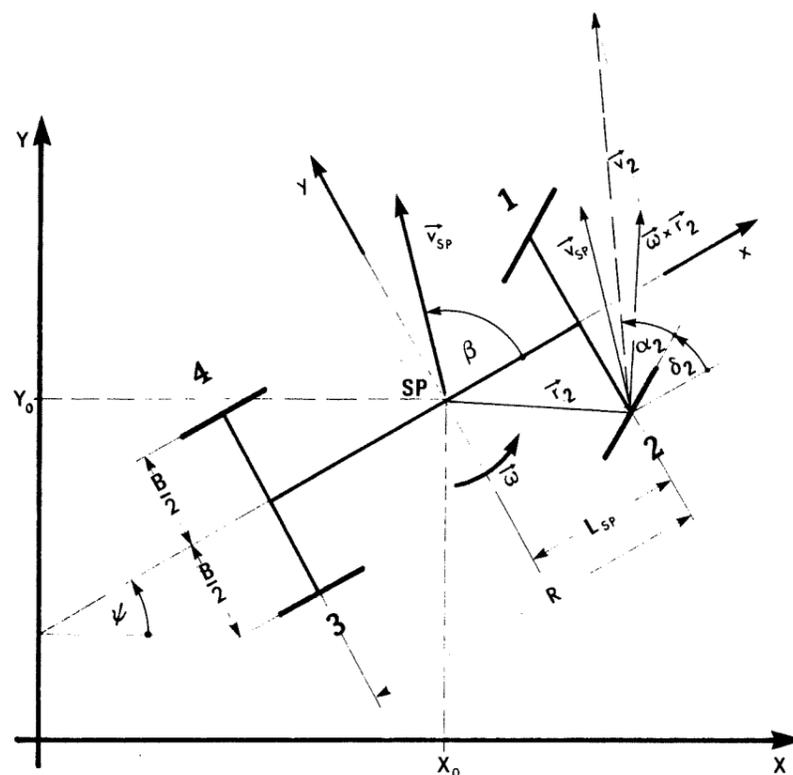


Bild 4.13: Für das mathematische Fahrzeugmodell verwendete Bezeichnungen

Zur Bestimmung der Kräfte und Momente in den Gleichungen (4.13) bis (4.15) müssen die zwischen Reifen und Fahrbahn übertragenen Kräfte betrachtet werden. Dabei ist zwischen rollenden und blockierten Rädern zu unterscheiden (Bilder 4.14 und 4.15).

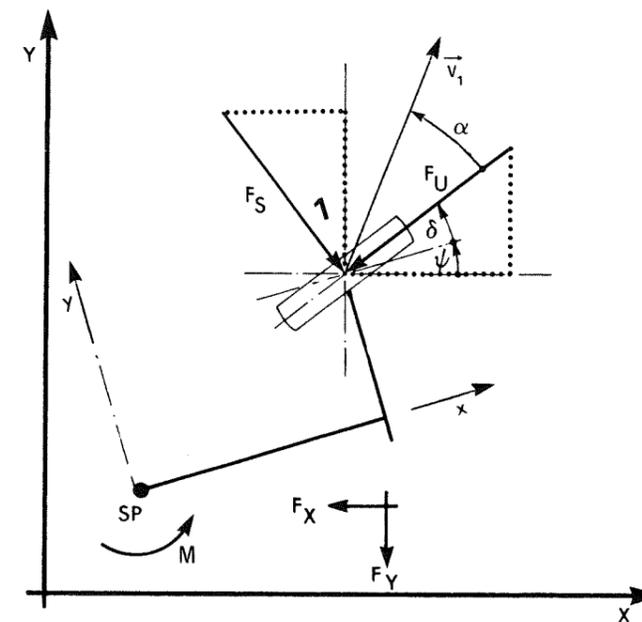


Bild 4.14: Kräftezerlegung am rollenden Rad

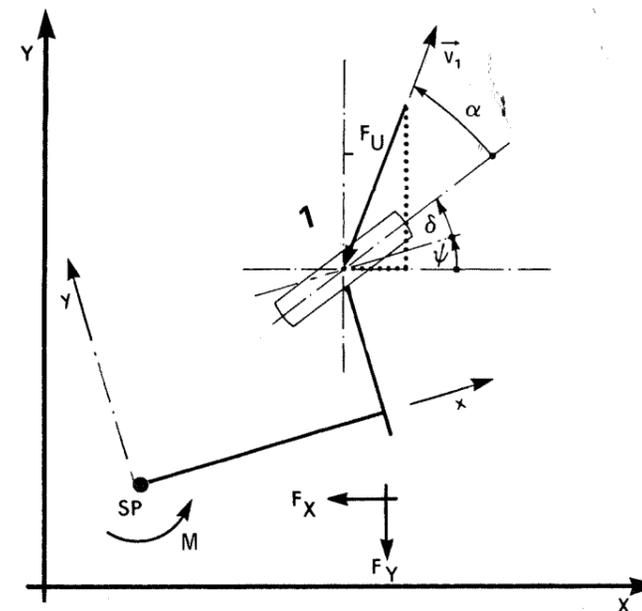


Bild 4.15: Kräftezerlegung am blockierten Rad

Das Wanken des Fahrzeugs und die daraus resultierenden Radlastschwankungen werden durch das Modell eines starren Körpers mit einer bestimmten Schwerpunktshöhe berücksichtigt. Aus der momentanen Querschleunigung wird die dynamische Radlaständerung berechnet und den statischen Radlasten überlagert. Gleichzeitig wird geprüft, ob das Fahrzeug kippt ggf. wird die Rechnung unterbrochen.

Zur Ermittlung der Reifenkräfte müssen die Schräglaufwinkel an den Rädern berechnet werden. Es gelten folgende Gleichungen:

$$\alpha_1 = \arctan \frac{v_{SP} \cdot \sin \beta + L_v \cdot \dot{\psi}}{v_{SP} \cdot \cos \beta - (B/2) \cdot \dot{\psi}} - \delta_1 \quad (4.16)$$

$$\alpha_2 = \arctan \frac{v_{SP} \cdot \sin \beta + L_v \cdot \dot{\psi}}{v_{SP} \cdot \cos \beta + (B/2) \cdot \dot{\psi}} - \delta_2 \quad (4.17)$$

$$\alpha_3 = \arctan \frac{v_{SP} \cdot \sin \beta - L_h \cdot \dot{\psi}}{v_{SP} \cdot \cos \beta + (B/2) \cdot \dot{\psi}} - \delta_3 \quad (4.18)$$

$$\alpha_4 = \arctan \frac{v_{SP} \cdot \sin \beta - L_h \cdot \dot{\psi}}{v_{SP} \cdot \cos \beta - (B/2) \cdot \dot{\psi}} - \delta_4 \quad (4.19)$$

Zur Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Reifenseitenkraft und Umfangskraft wird die in /39/ angegebene Ellipsengleichung verwendet:

$$F_S = F_{Smax} \frac{1}{K_1 + 1} \left( K_1 + \sqrt{1 - \left| \frac{F_U}{F_Z \cdot \mu \cdot f(F_Z, \alpha)} \right|^X} \right) \quad (4.20)$$

Die verschiedenen Konstanten werden so gewählt, daß sie für einen üblichen Gürtelreifen gelten.

Der Zusammenhang zwischen Seitenkraft und Schräglauf wird zwischen  $0^\circ \leq \alpha \leq \alpha(F_{Smax})$  durch die Gleichung:

$$F_S(\alpha) = \left( A \cdot \tanh(B \cdot \alpha) + C \cdot \tanh(D \cdot \alpha) \right) F_{Smax} \quad (4.21)$$

beschrieben /40/. Für  $\alpha(F_{Smax}) \leq \alpha \leq 90^\circ$  wird ein Abfall der übertragbaren Seitenkraft berücksichtigt. Es gilt dann:

$$F_S(\alpha) = \left( A \cdot \tanh(B \cdot \alpha) + C \cdot \tanh(D \cdot \alpha) - 0,1 \frac{\alpha - \alpha_{max}}{90^\circ - \alpha_{max}} \right) F_{Smax} \quad (4.22)$$

Die Faktoren A bis D sind radlastabhängige Koeffizienten, die ebenfalls für einen üblichen Gürtelreifen aus dessen Kennfeld bestimmt sind.

Umfangskräfte werden berücksichtigt durch den Ansatz:

$$F_U = TB \cdot \mu \cdot F_Z \quad (4.23)$$

mit  $F_Z =$  Radlast

Die Integration der Bewegungsgleichungen erfolgt numerisch. Für das jeweils verwendete Integrationsverfahren und den jeweils verwendeten Rechner (Zahlendarstellung) muß die optimale Schrittweite zur Fehlerminimierung ermittelt werden.

#### 4.2.3.2 Anwendung der Vorwärtsrechnung auf die Unfallversuche

Um die Anwendbarkeit des mathematischen Modells zu bewerten, wurden die Bewegungsgrößen der Fahrzeuge aus den Unfallversuchen (Anhang A) unmittelbar nach Kollision als Startdaten verwendet. Durch Ausnutzen der Toleranzen der Bewegungsgrößen (siehe Anhang A), des realistischen Spielraums beim Lenkwinkelverlauf über der Zeit, den Toleranzen bei den Kurswinkeln und den Zustandsdaten für einzelne Räder läßt sich eine fast vollständige Annäherung zwischen Versuch und Rechnung erreichen, woraus die Richtigkeit des mathematischen Modells folgt.

Das bedeutet nicht, daß bei der Unfallrekonstruktion in anderen Fällen eine völlig exakte Rekonstruktion von Geschwindigkeits- und Kursverlauf möglich ist. Wenn genügend Spuren auf der Fahrbahn vorhanden sind, um die Auslaufbahn eines Fahrzeugs vollständig zu rekonstruieren, dann können durch Simulation des Auslaufs mit einem mathematischen Modell wesentliche Verbesserungen gegenüber den vorher be-

sprochenen Methoden bei der Bestimmung der translatorischen und rotatorischen Geschwindigkeiten erwartet werden. Trotzdem verbleiben Unsicherheiten, da zumeist der Reibwert zwischen Reifen und Fahrbahn nur in Grenzen bekannt ist und über die Radzustandsdaten (Lenkwinkel, Beschädigungen, Teilbremsfaktor) nur eingeschränkt Informationen vorliegen. Über die Möglichkeiten zur Simulation des Auslaufs nach Kollision hinaus kann das Modell auch zur Untersuchung allgemeiner Fahrvorgänge herangezogen werden.

Sind keine Auslaufspuren vorhanden, dann können nur prinzipielle Untersuchungen durchgeführt werden. Manche Möglichkeiten können ausgeschlossen, andere - vielleicht nicht ohne weiteres vorstellbare - aufgezeigt werden. Die Gründe dafür liegen in dem großen Einfluß von Parametern, die zunächst als unbedeutend angesehen werden könnten. Das Bild 4.16, in dem der Einfluß unterschiedlicher Lenkwinkel auf die Auslaufbahn eines schleudernden Fahrzeugs dargestellt ist, soll das verdeutlichen.

Die Bilder 4.17 und 4.18 zeigen die Rekonstruktionsergebnisse für die in Kapitel 3.1.1 vorgestellten Unfälle. Die für die anschließend vorzunehmende Kollisionsberechnung wichtigen Daten und die Genauigkeit mit der die Größe ermittelt werden können sind folgende:

Schwerpunktsgeschwindigkeit	+/- 5 km/h
Kurswinkel	+/- 5 Grad
Drehgeschwindigkeit	+/- 0,5 rad/s

Über die Möglichkeiten zur Simulation des Auslaufs nach Kollision hinaus kann das Modell auch zur Untersuchung allgemeiner Fahrvorgänge herangezogen werden.

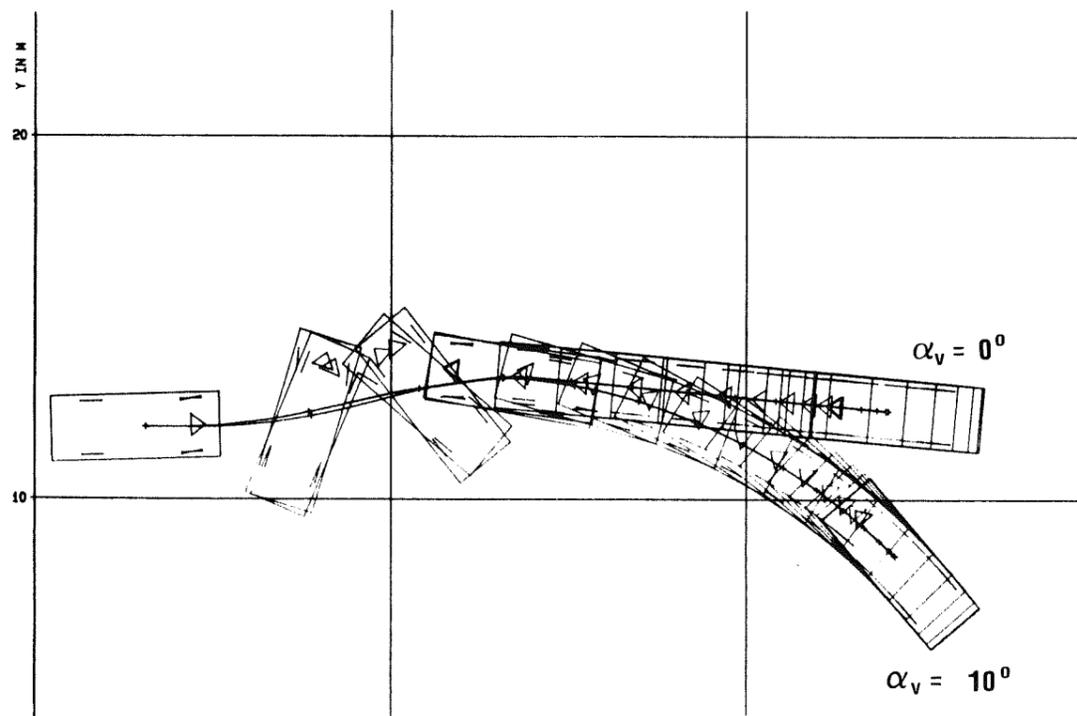


Bild 4.16: Einfluß der Vorderradstellung auf den Auslaufweg ( $v = 36$  km/h,  $\omega = 3$  rad/s)

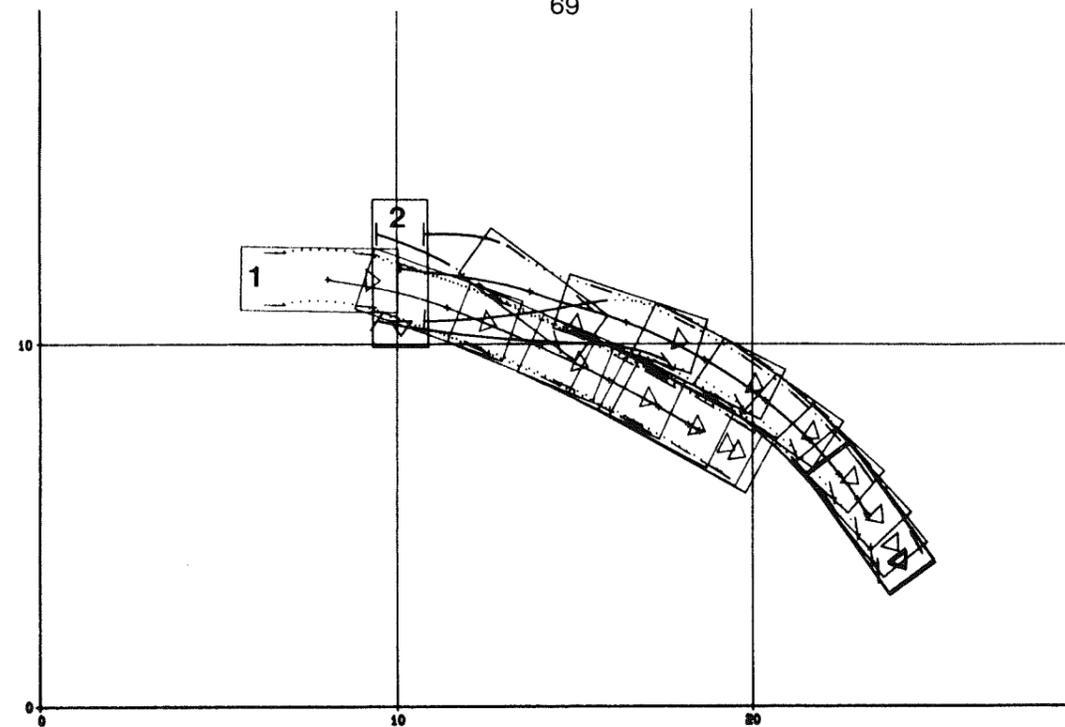


Bild 4.17: Rekonstruktion der Nach-Kollisionsphase bei dem Kreuzungsunfall  
 $(v_1' = 27$  km/h,  $v_2' = 32,5$  km/h,  
 $\omega_1^* = -1,7$  rad/s,  $\omega_2^* = 1,8$  rad/s)

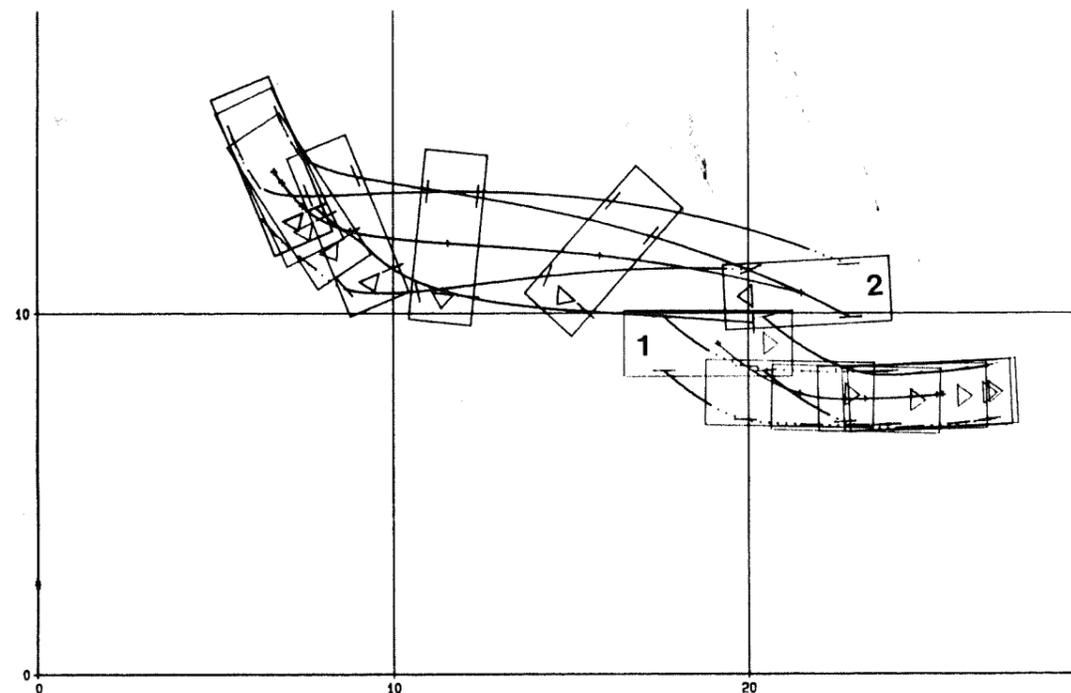


Bild 4.18: Rekonstruktion der Nach-Kollisionsphase bei dem Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten  
 $(v_1' = 24$  km/h,  $v_2' = 46$  km/h,  
 $\omega_1^* = 0,05$  rad/s,  $\omega_2^* = 1,8$  rad/s)

### 4.3 Schlußfolgerungen zur Auslaufanalyse

#### Näherungsformeln:

- Die angegebenen Näherungsformeln können auf den Auslauf von Fahrzeugen in der Nach-Kollisionsphase angewandt werden bei:
  - \* schleuderndem Auslauf, sofern Translation und Rotation annähernd gleichzeitig enden,
  - \* beim Auslauf ohne Schleudern, sofern der Abbremszustand während des gesamten Wegs annähernd konstant bleibt.
  - \* für Auslaufgeschwindigkeiten bis etwa 50 km/h.
- Bei Einhaltung der obigen Anwendungsbereiche kann davon ausgegangen werden, daß berechnete Schwerpunktsgeschwindigkeiten mit einer Toleranz von  $\pm 10$  km/h versehen, ein Intervall liefern, in dem der wahre Wert liegt.
- Die aus drei unterschiedlichen Formeln berechneten und gemittelten Drehgeschwindigkeiten sind mit einer Toleranz von  $\pm 1,0$  rad/s zu versehen. In dem so erhaltenen Intervall liegt der wahre Wert, jedoch darf durch die Toleranz keine Drehrichtungsumkehr eintreten.

#### Spurverfolgungsmodell:

- Mit diesem Berechnungsverfahren können auch komplizierte Auslaufvorgänge erfaßt werden. Problematisch ist die exakte Ermittlung einzelner Fahrzeugpositionen, da nur selten exakte Unfallskizzen vorliegen, oft Informationen zum Bremszustand (Teilbremsfaktor) fehlen und in vielen Fällen keine Reifenspuren gezeichnet werden.
- Die Genauigkeit bei der Ermittlung der Schwerpunktsgeschwindigkeit ist bei Werten von 0 bis 20 km/h  $\pm 5$  km/h, bei Werten über 20 bis 50 km/h  $\pm 10$  km/h und bei Werten über 50 km/h  $\pm 20\%$ .
- Die Drehgeschwindigkeit unmittelbar nach Kollision ist mit einer mittleren Abweichung von  $\pm 1$  rad/s berechenbar, maximale Abweichungen bis 3 rad/s sind möglich.

#### Vorwärtsrechnung:

- Die Anwendung des mathematischen Modells zur Auslaufanalyse ist dann möglich, wenn Reifenspuren die Auslaufbahn in etwa rekonstruierbar

- Die Abweichung der wahren von der errechneten Schwerpunktsgeschwindigkeit ist kleiner als  $\pm 5$  km/h, sofern obige Voraussetzungen vorliegen.
- Die Kurswinkel unmittelbar nach Kollision können mit einer Genauigkeit von  $\pm 5$  Grad ermittelt werden.
- Die Drehgeschwindigkeit kann mit einer Genauigkeit von kleiner als  $\pm 0,5$  rad/s berechnet werden.
- Das Modell kann auch zur Untersuchung allgemeiner Fahrvorgänge verwendet werden.

## 5 Entwicklung einer rechnerunterstützten Methode zur Kollisionsanalyse

Ziel dieser Arbeit ist es, ein umfassendes Verfahren zur Rekonstruktion der Kollisionsgeschwindigkeiten bei PKW/PKW - Unfällen zu beschreiben, mit dem alle Unfallarten hinreichend sicher und mit akzeptabler Genauigkeit berechnet werden können. Als zu verbesserndes Vorbild wird das CRASH - Unfallrekonstruktionsprogramm (siehe Kap. 3.2.4) angesehen. Verbesserungen sind dadurch möglich, daß sachkundige Anwender vorausgesetzt werden, die in der Lage sind, iterativ eine optimierte Lösung für jeden Einzelfall zu erarbeiten.

Für das Verfahren gelten folgende Voraussetzungen:

- Anwendung von Rückwärtsanalyse und Stoßtheorie, wobei davon ausgegangen wird, daß folgende Größen in ausreichender Näherung zu ermitteln sind:

Betrag und Richtung der Auslaufimpulsvektoren (siehe Kap. 4), Richtungen der Einlaufimpulsvektoren beider Fahrzeuge, Summe der Deformationsenergien, Drehgeschwindigkeiten vor und nach der Kollision.

- Anwendung eines iterativen Lösungsverfahrens für die Stoßberechnung, um, wie es bei geschlossenen Lösungen erforderlich wäre, von Annahmen über die Bedingungen im Berührungspunkt frei zu sein.
- Vermeidung von Idealisierungen, die eine allgemeine Anwendung einschränken (Möglichkeit der Rekonstruktion von Unfällen mit Abgleiten).
- Beibehaltung des Vektorcharakters aller verwendeten Größen.
- Einbeziehung der Deformationsenergie in die Analyse und allgemeingültige mathematische Verarbeitung.
- Nachträgliche Betrachtung der Bedingungen an der Stoßstelle, um das aus der Stoßrechnung erhaltene Ergebnis zu kontrollieren.
- Definition verschiedener Kontrollgrößen und Ermittlung der zugehörigen Schranken.

Durch diese Voraussetzungen ist bei den meisten Unfalltypen Redundanz vorhanden, was die Aussagesicherheit der Rekonstruktion wesentlich erhöht.

Der schematische Ablauf einer Kollisionsanalyse ist in Bild 5.1 dargestellt. Nach erfolgter Auslaufanalyse sind die Auslaufbedingungen (Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeiten) nach Betrag und Richtung in Grenzen (siehe Kap. 4) bekannt. Die Richtungen der Einlaufimpulse folgen aus den Rekonstruktionsgrundlagen (im allgemeinen aus der Unfallskizze), ebenso die Position der Fahrzeuge in der Kollisions-Phase. Die EES-Werte bzw. Deformationsenergien werden mittels EES-Katalog (Anhang B) geschätzt oder näherungsweise berechnet.

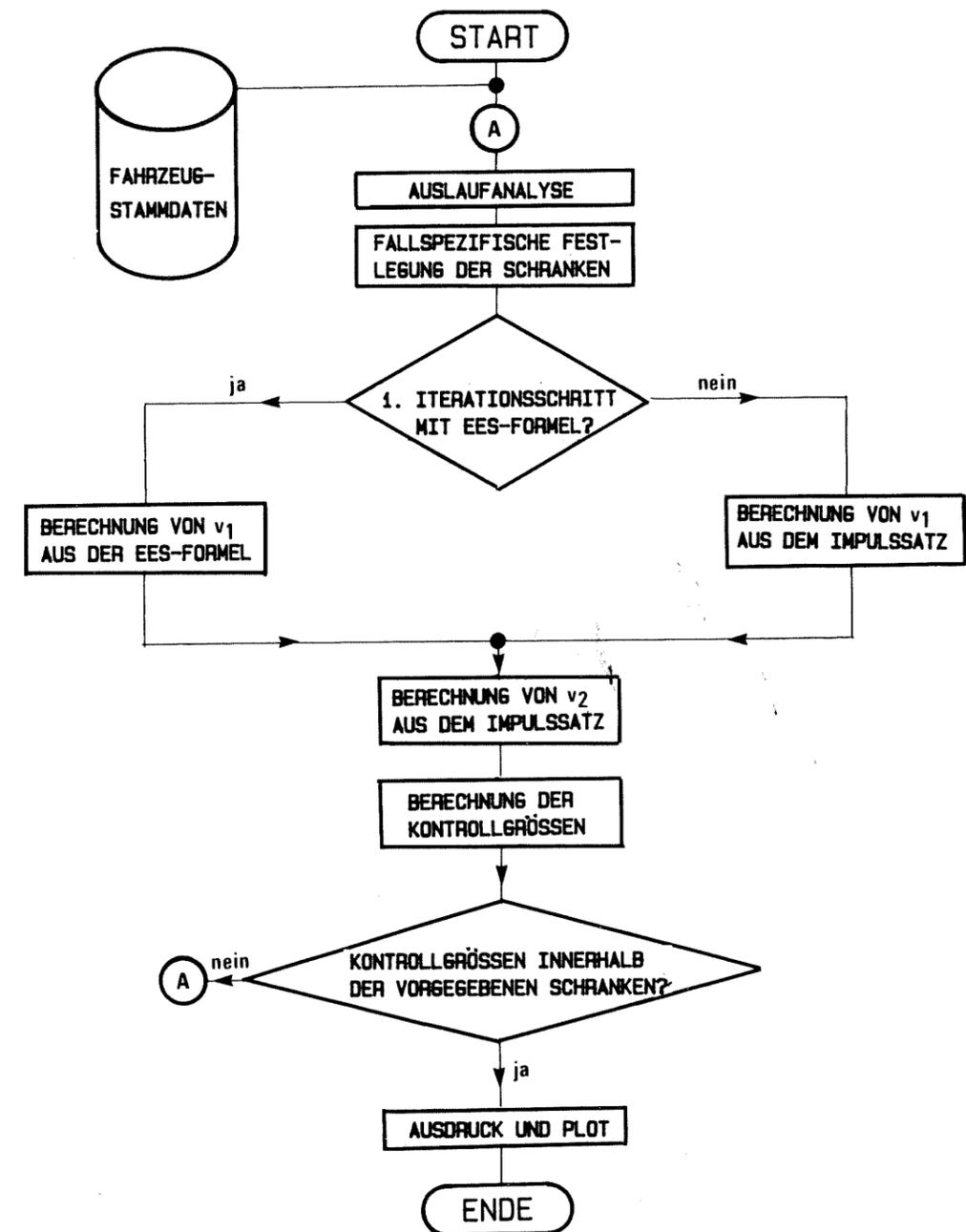


Bild 5.1: Schematischer Ablauf der rechnerunterstützten Kollisionsanalyse

Die Drehgeschwindigkeiten vor der Kollision (falls Schleudern in der Vor-Kollisions-Phase vorliegt) werden zunächst abgeschätzt. Damit sind die Startbedingungen für die Iteration festgelegt. Jetzt kann eine erste Berechnung erfolgen. Die Ergebnisse sind mit der Realität und die berechneten Kontrollgrößen mit den vorgegebenen Schranken zu vergleichen. Ferner wird geprüft, ob Widersprüche vorliegen. Besteht keine Übereinstimmung, so liegen Fehler oder Falschinterpretationen bei den Eingangsbedingungen vor, sie sind zu prüfen und zu ändern, bis ein widerspruchsfreies Ergebnis erzielt ist.

Die für den beschriebenen Berechnungsablauf verwendeten Grundlagen, die definierten Kontrollgrößen und die zugehörigen Schranken werden nachstehend beschrieben.

### 5.1 Besondere Festlegungen

Die Kollisions-Phase bei der PKW/PKW-Kollision wird als Stoßvorgang behandelt /22/. Das bedeutet, daß keine Lageänderungen der Fahrzeuge während der Stoßzeit eintreten. Die Fahrzeuge werden in eingedrungener Stellung entsprechend der verbleibenden Deformationen betrachtet. Als Angriffspunkt der resultierenden Stoßkraft wird im allgemeinen ein Punkt (Stoßangriffspunkt) in der Mitte der sich überdeckenden Fahrzeugstruktur verwendet. In Sonderfällen kann der Stoßangriffspunkt zu steiferen Teilen (Achsen) hin verschoben werden. Es werden nur ebene Bewegungsgrößen betrachtet.

Zur Darstellung der relevanten Größen werden ein ortsfestes Koordinatensystem und fahrzeugfeste Koordinatensysteme verwendet. Durch die Anwendung des Energiesatzes sind Spezialisierungen erforderlich:

- Die X-Achse des ortsfesten Koordinatensystems (Bild 5.2) wird parallel zur Richtung der Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 gelegt.
- Als Fahrzeug 1 wird das schnellere Fahrzeug bezeichnet (notwendige Bedingung bei Auffahrunfällen mit parallelen Eingangsimpulsrichtungen).

Die Reifenkräfte und eventuelle andere äußere Kräfte werden während des Stoßes nicht berücksichtigt.

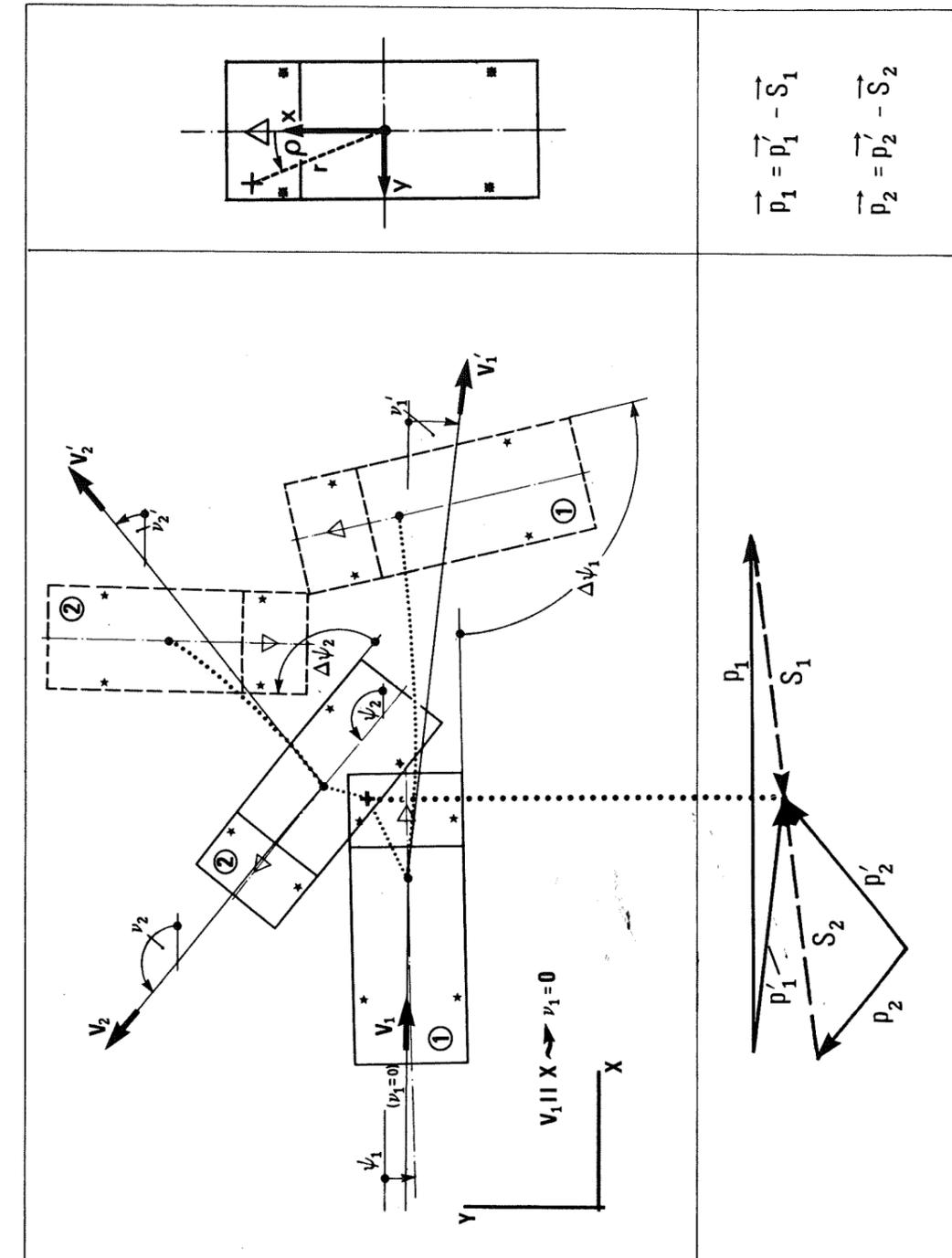


Bild 5.2: Gewählte Bezeichnungen und Koordinatensysteme

## 5.2 Ermittlung der Kollisionsgeschwindigkeiten mittels Impuls- und Energiesatz

### 5.2.1 Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1

Wie in Bild 5.1 gezeigt, wird die Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 entweder nur aus dem Impulssatz berechnet oder aus der EES-Formel, bei der Impuls- und Energiesatz miteinander verknüpft sind.

Soll die Geschwindigkeit von Fahrzeug 1 nur aus dem Impulssatz berechnet werden, dann muß für die ebenfalls unbekannte Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 2 ( $v_2$ ) in Gleichung (5.1) eine Substitutionsmöglichkeit gefunden werden:

$$m_1 \cdot \vec{v}_1 + m_2 \cdot \vec{v}_2 = m_1 \cdot \vec{v}_1' + m_2 \cdot \vec{v}_2' \quad (5.1)$$

$$\tan \nu_2 = \frac{v_{2y}}{v_{2x}} = \frac{|v_2| \sin \nu_2}{|v_2| \cos \nu_2} \quad (5.2)$$

$$v_1 = v_{1x} = \frac{m_2}{m_1} \left( v_{2x}' - \frac{v_{2y}'}{\tan \nu_2} \right) + v_{1x}' - \frac{v_{1y}'}{\tan \nu_2} \quad (5.3)$$

Für den rechtwinkligen Stoß gilt:

$$v_1 = v_{1x} = \frac{m_2}{m_1} v_{2x}' + v_{1x}' \quad (5.4)$$

Der gerade zentrale Stoß mit parallelen Eingangsimpulsrichtungen kann wegen  $\tan \nu_2 = 0$  nicht berechnet werden.

Die Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 ist auch mit der EES-Formel /15/ möglich. Für die Substitution der noch unbekanntes Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 2 ( $v_2$ ) in der Impulssatzgleichung (5.1) wird in diesem Fall der Energiesatz verwendet. Das Einsetzen und Auflösen der Gleichungen geschieht wie folgt:

$$E_{T1} + E_{T2} + E_{R1} + E_{R2} = E_{T1}' + E_{T2}' + E_{R1}' + E_{R2}' + E_{D1} + E_{D2} + E_{Rest} \quad (5.5)$$

Unter  $E_{Rest}$  werden Energieanteile aus z.B. Reibung, Scherung, Hubarbeit verstanden, die nicht näher erfaßt, bzw. als in dem unfallspezifischen Schadensbild enthalten angesehen werden können.

Zur Substitution in Gleichung (5.1) werden nur die translatorischen Energien aus Gleichung (5.5) benötigt. Deshalb werden die Rotations- und Deformationsenergien zusammengefaßt:

$$X = \Sigma E_R' - \Sigma E_R + \Sigma E_D \quad (5.6)$$

$$= \frac{1}{2} (J_1 \omega_1'^2 + J_2 \omega_2'^2) - \frac{1}{2} (J_1 \omega_1^2 + J_2 \omega_2^2) + \frac{1}{2} (m_1 EES_1^2 + m_2 EES_2^2)$$

Zu beachten ist hier, daß der in /15/ geprägte Begriff EES = Energy Equivalent Speed eingeführt wird, um die Größe der Deformationsenergie zu beschreiben.

Damit folgt aus (5.5):

$$E_{T1} + E_{T2} - E_{T1}' - E_{T2}' = X \quad (5.7)$$

$$m_1 v_1^2 + m_2 v_2^2 - m_1 v_1'^2 - m_2 v_2'^2 = 2 \cdot X$$

Die Gleichungen (5.1) und (5.7) werden nun über  $v_2$  gleichgesetzt. Dazu wird Gleichung (5.1) quadriert und nach  $v_2$  aufgelöst.

$$v_2^2 = \left( \vec{v}_2 + \frac{m_1 \vec{v}_1}{m_2} - \frac{m_1 \vec{v}_1'}{m_2} \right) \left( \vec{v}_2 + \frac{m_1 \vec{v}_1}{m_2} - \frac{m_1 \vec{v}_1'}{m_2} \right)$$

$$= v_2'^2 + \frac{m_1^2}{m_2^2} v_1^2 \cos^2(\nu_1' - \nu_2') - \frac{m_1}{m_2} v_1 v_2' \cos \nu_2'$$

$$+ \frac{m_1}{m_2} v_1 v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') - \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1^2 \cos^2 \nu_1' + \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1'^2$$

$$- \frac{m_1}{m_2} v_1 v_2' \cos \nu_2'$$

$$- \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1 v_1' \cos \nu_1' + \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1'^2$$

$$v_2^2 = v_2'^2 + 2 \frac{m_1}{m_2} v_1 v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') - 2 \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1 v_1' \cos \nu_1' - 2 \frac{m_1}{m_2} v_1 v_2' \cos \nu_2' + \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1^2 + \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1'^2$$

$$v_2^2 = \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1^2 + 2 \frac{m_1}{m_2} v_1 \left( \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' \right) + 2 \frac{m_1}{m_2} v_1 v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1'^2 + v_2'^2$$

Einsetzen in Gleichung (5.7) liefert:

$$m_2 \left[ \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1^2 - 2 \frac{m_1}{m_2} v_1 \left( \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' \right) + 2 \frac{m_1}{m_2} v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + \left( \frac{m_1}{m_2} \right)^2 v_1'^2 + v_2'^2 \right] + m_1 v_1^2 - m_1 v_1'^2 - m_2 v_2'^2 = 2X$$

$$m_1 v_1^2 + \frac{m_1^2}{m_2} v_1'^2 - 2 m_1 v_1 \left( \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' \right) + 2 m_1 v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + \frac{m_1^2}{m_2} v_1'^2 + \cancel{m_2 v_2'^2} - m_1 v_1'^2 - \cancel{m_2 v_2'^2} = 2X$$

$$v_1^2 \underbrace{\left( m_1 + \frac{m_1^2}{m_2} \right)}_a - v_1 \cdot 2 \cdot m_1 \underbrace{\left( \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' \right)}_b + 2 m_1 v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + v_1'^2 \underbrace{\left( \frac{m_1^2}{m_2} - m_1 \right)}_c - 2X = 0$$

Die quadratische Gleichung wird gelöst nach:

$$v_{1,2} = \frac{b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}$$

Die Ausrechnung erfolgt in Teilschritten:

$$\frac{b}{2a} = \frac{2m_1 \left( \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' \right)}{2 \left( m_1 + \frac{m_1^2}{m_2} \right)} = \frac{\frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2'}{\frac{m_1 + m_2}{m_2}}$$

$$\frac{b}{2a} = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \left( \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' \right)$$

$$b^2 = 4 m_1^2 \left( \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' \right) \left( \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' \right)$$

$$= 4 m_1^2 \left( \frac{m_1^2}{m_2^2} v_1'^2 \cos^2 \nu_1' + 2 \frac{m_1}{m_2} v_1' v_2' \cos \nu_1' \cos \nu_2' + v_2'^2 \cos^2 \nu_2' \right)$$

$$b^2 = 4 \frac{m_1^4}{m_2^2} v_1'^2 \cos^2 \nu_1' + 8 \frac{m_1^3}{m_2} v_1' v_2' \cos \nu_1' \cos \nu_2' + 4 m_1^2 v_2'^2 \cos^2 \nu_2'$$

$$4ac = \left( 4 m_1 + \frac{4 m_1^2}{m_2} \right) \left[ 2 m_1 v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + v_1'^2 \left( \frac{m_1^2}{m_2} - m_1 \right) - 2X \right]$$

$$= 8 m_1^2 v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + 4 \frac{m_1^3}{m_2} v_1'^2 - 4 m_1^2 v_1'^2 - 8 m_1 X$$

$$+ 8 \frac{m_1^3}{m_2} v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + 4 \frac{m_1^4}{m_2^2} v_1'^2 - 4 \frac{m_1^3}{m_2} v_1'^2 - 8 \frac{m_1^2}{m_2} X$$

$$4ac = 8 v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') \left[ m_1^2 + \frac{m_1^3}{m_2} \right] + 4 v_1'^2 \left( \frac{m_1^4}{m_2^2} - m_1^2 \right) - 8 X \left( m_1 + \frac{m_1^2}{m_2} \right)$$

$$b^2 - 4ac = 4 \frac{m_1^4}{m_2^2} v_1'^2 \cos^2 \nu_1' + 8 \frac{m_1^3}{m_2} v_1' v_2' \cos \nu_1' \cos \nu_2' + 4 m_1^2 v_2'^2 \cos^2 \nu_2' - 4 v_1'^2 \left( \frac{m_1^4}{m_2^2} - m_1^2 \right) - 8 v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') \left[ m_1^2 + \frac{m_1^3}{m_2} \right] + 8 X \left( m_1 + \frac{m_1^2}{m_2} \right)$$

Durch Anwendung trigonometrischer Umrechnungsformeln wird:

$$8 \frac{m_1^3}{m_2} v_1' v_2' \cos \nu_1' \cos \nu_2' = 4 \frac{m_1^3}{m_2} v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + 4 \frac{m_1^3}{m_2} v_1' v_2' \cos(\nu_1' + \nu_2')$$

und damit:

$$b^2 - 4ac = 4 \frac{m_1^4}{m_2^2} v_1'^2 \cos^2 \nu_1' + 4 m_1^2 v_2'^2 \cos^2 \nu_2' - 4 \frac{m_1^4}{m_2^2} v_1'^2 + 4 m_1^2 v_1'^2 + 8 X \left( m_1 + \frac{m_1^2}{m_2} \right)$$

$$+ 4 \frac{m_1^3}{m_2} v_1' v_2' \cos(\nu_1' + \nu_2') - 4 \frac{m_1^3}{m_2} v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') - 8 m_1^2 v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2')$$

$$= 4 m_1^2 \left[ \frac{m_1^2}{m_2^2} v_1'^2 \cos^2 \nu_1' + v_2'^2 \cos^2 \nu_2' - \frac{m_1^2}{m_2^2} v_1'^2 + v_1'^2 + 2X \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) - 2 v_1' v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') - 2 \frac{m_1}{m_2} v_1' v_2' \sin \nu_1' \sin \nu_2' \right]$$

In diesem Ausdruck sind verschiedene Teilausdrücke wie folgt umzuformen:

alle Glieder, die  $v_1'^2$  enthalten.

$$v_1'^2 \left( \frac{m_1^2}{m_2^2} \cos^2 \nu_1 - \frac{m_1^2}{m_2^2} + 1 \right) = v_1'^2 \left( \frac{m_1^2}{m_2^2} \cos^2 \nu_1' - \frac{m_1^2}{m_2^2} \sin^2 \nu_1' - \frac{m_1^2}{m_2^2} \cos^2 \nu_1' + 1 \right) \\ = v_1'^2 - v_1'^2 \frac{m_1^2}{m_2^2} \sin^2 \nu_1'$$

Glieder mit  $v_2'^2$  :

$$v_2'^2 \cos^2 \nu_2' = v_2'^2 (1 - \sin^2 \nu_2') = v_2'^2 - v_2'^2 \sin^2 \nu_2'$$

und damit wieder:

$$b^2 - 4ac = 4m_1^2 \left[ v_1'^2 - 2v_1'v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') \right. \\ \left. + v_2'^2 - \left( v_1'^2 \frac{m_1^2}{m_2^2} \sin^2 \nu_1' + v_2'^2 \sin^2 \nu_2' + 2 \frac{m_1}{m_2} v_1' v_2' \sin \nu_1' \sin \nu_2' \right) + 2X \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \right] \\ = 4m_1^2 \left[ v_1'^2 - 2v_1'v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + v_2'^2 - \left( v_1' \frac{m_1}{m_2} \sin \nu_1' + v_2' \sin \nu_2' \right)^2 + 2X \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \right]$$

Damit liefert die quadratische Gleichung die in /15/ veröffentlichte EES-Formel. Aus EDV-technischen Gründen wird jedoch eine etwas abweichende Form gewählt. Ferner wird nur die Lösung mit der positiven Wurzel verwendet. Die Konsequenzen daraus werden noch erläutert.

$$v_1 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \left[ \frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2' + \sqrt{K_2 + 2X \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \right] \quad (5.8)$$

$$\text{mit } K_2 = v_1'^2 - 2v_1'v_2' \cos(\nu_1' - \nu_2') + v_2'^2 - \left( v_1' \frac{m_1}{m_2} \sin \nu_1' - v_2' \sin \nu_2' \right)^2$$

$$X = \frac{1}{2} (J_1 \omega_1^{*2} + J_2 \omega_2^{*2}) - \frac{1}{2} (J_1 \omega_1^2 + J_2 \omega_2^2) \\ + \frac{1}{2} (m_1 EES_1^2 + m_2 EES_2^2)$$

Für die eindimensionale Bewegung (z. B. gerader zentraler Stoß) vereinfacht sich die Gleichung:

$$v_1 = \frac{m_2}{m_1 + m_2} \left[ \frac{m_1}{m_2} v_1' + v_2' + \sqrt{(v_1' - v_2')^2 + 2X \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \right] \quad (5.8a)$$

Diese Gleichungen (5.8) und (5.8a) stellen eine Parabel dar. Es kann  $v_1$  als abhängige Variable und die in der Substitution X enthaltene Deformationsenergie als unabhängige Variable angesehen werden. In vereinfachter Form kann man die Gleichung (5.8a) dann wie folgt schreiben:

$$v_1 = K_1 \left( K_2 \pm \sqrt{K_3 + K_4 \cdot E_D} \right)$$

Für einen geraden zentralen Stoß (Auffahrunfall) mit gleichen Fahrzeugmassen und gleichen Auslaufgeschwindigkeiten von 5 m/s folgt:

$$K_1 = 0,5 \quad \text{für } m_1 = m_2$$

$$K_2 = 10 \text{ m/s}$$

$$K_3 = 0$$

$$K_4 \cdot E_D = 2 \frac{1}{2} m (EES_1^2 + EES_2^2) \left( \frac{1}{m} + \frac{1}{m} \right) \\ = 2 (EES_1^2 + EES_2^2)$$

Der funktionale Zusammenhang für diese Werte ist in Bild 5.3 dargestellt. Es ist aus dem Impulssatz leicht zu übersehen, daß für den Fall  $(EES_1 + EES_2) = 10 \text{ m/s} = (\Delta v_1 + \Delta v_2)$  die Geschwindigkeit von Fahrzeug 2 vor Kollision bei plastischem Verhalten Null sein muß:

$$\text{für } m_1 = m_2 \text{ gilt: } v_1 + v_2 = v_1' + v_2' \\ v_1 - v_1' = -(v_2 - v_2') \\ v_1 - 5 = -(0 - 5)$$

Dies zeigt sich auch in Bild 5.3 und läßt sich für andere Konstellationen verifizieren. Daraus folgt, daß die positive Wurzel die Geschwindigkeit von Fahrzeug 1 liefert (das auch gleichzeitig das schnellere ist) und die negative Wurzel die Geschwindigkeit von Fahrzeug 2.

$$v_1 = K_1 (K_2 + \sqrt{K_3 + K_4 E_D}) = 0,5 (10 + \sqrt{2 (EES_1^2 + EES_2^2)})$$

$$v_2 = K_1 (K_2 - \sqrt{K_3 + K_4 E_D}) = 0,5 (10 - \sqrt{2 (EES_1^2 + EES_2^2)})$$

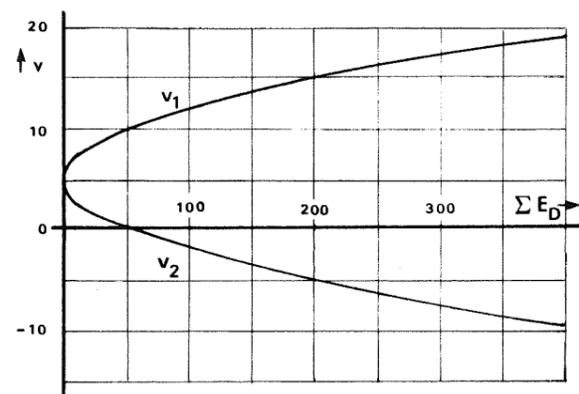


Bild 5.3: Graphische Darstellung der EES-Formel in vereinfachter Form

Bei schiefen Kollisionen liefert die negative Wurzel nur eine Geschwindigkeitskomponente von  $v_2$ , die keine Aussagekraft hat. Deshalb wird bei dem hier geschilderten Rekonstruktionsverfahren nur die positive Wurzel verwendet.

Nach diesen Betrachtungen kann man die einzelnen Glieder der Gleichung (5.8) wie folgt interpretieren:

$$\frac{m_2}{m_1+m_2}$$

ist ein Verkleinerungsfaktor

$$\frac{m_1}{m_2} v_1' \cos \nu_1' + v_2' \cos \nu_2'$$

beschreibt den Kollisionstyp wie folgt:

Nr.	$\cos \nu_1'$	$\cos \nu_2'$	Kollisionstyp
1	+	+	z. B. Kreuzungsunfall, Auffahr- und Gegenverkehrsunfall
2	-	-	Gegenverkehrsunfall ohne Abgleiten, wenn Fahrzeug 2 das Schneller ist
3	+	-	Streifstoß links- oder rechtsseitige Überdeckung (Stoß mit Abgleiten)
4	-	+	Streifstoß mit hoher Elastizität, kommt bei Fahrzeugkollisionen nicht vor

$$\sqrt{K^2 + 2X \left( \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)}$$

In dem Wurzel Ausdruck werden translatorische Energien in X- und Y-Richtung, die Rotationsenergien und die Deformationsenergien aufsummiert. Durch den Wurzelwert wird die Öffnungsweite der Funktion bestimmt, er hat im allgemeinen (Auslaufenergie bei realen Unfällen klein) den größten Einfluß auf die Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1. Nach einem Hinweis von Hörz kann der Ausdruck unter der Wurzel bei ungünstig gewählten Ausgangsbedingungen negativ werden, was als Hinweis auf eine fehlerhafte Lösung zu werten ist.

### 5.2.2 Ermittlung von EES-Werten bzw. Deformationsenergien

Die energetische Bewertung der Fahrzeugbeschädigungen kann entweder durch Vergleich mit Beschädigungen, bei denen die Energieaufnahme bekannt ist, oder durch Berechnung erfolgen. Für die erste Methode können Versuche aus der Automobilindustrie herangezogen werden oder gut dokumentierte reale Unfälle, bei denen eine umfassende widerspruchsfreie Rekonstruktion möglich ist. Hierzu ist ein Katalog erarbeitet, der ein breites Spektrum von Fahrzeugen und Schadensarten umfaßt und in dem Anwendungshinweise gegeben werden (Anlage B). Dem optischen Vergleich ist derzeit der Vorzug gegenüber rechnerischen Methoden zu geben, weil Besonderheiten des Schadensbildes besser bewertet werden können, während Rechenansätze nur für bestimmte Konstellationen akzeptable Ergebnisse liefern. Grundsätzlich sind die in Bild 5.4 gezeigten Einflußgrößen bei der Abschätzung der Deformationsenergie zu beachten.

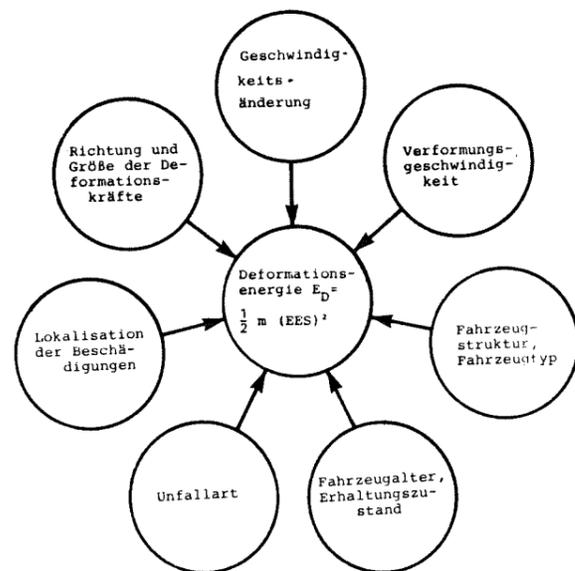


Bild 5.4: Zu beachtende Einflußgrößen bei der Abschätzung der Deformationsenergie

Auf Möglichkeiten zur Berechnung der Deformationsenergie aufgrund der bleibenden Verformung wurde bereits in Kap. 3.2.4 hingewiesen, nachfolgend wird dies näher untersucht.

Grundlagen zur Berechnung liefern Unfallversuche der Industrie oder anderer Institutionen und dabei gemessene Kräfte oder Verformungstiefen. Es handelt sich um Ergebnisse aus den Tests, die aufgrund der Sicherheitsgesetzgebung in den USA erforderlich sind und von der Fahrzeugindustrie

seit vielen Jahren durchgeführt werden, um Versuche von Sachverständigen für Unfallrekonstruktionen oder um Demonstrationsversuche für andere Zwecke. Beim Vergleich solcher Unfallversuche mit realen Unfällen ist zu beachten, daß oft nicht verformbare Kollisionspartner verwendet werden (Betonwand, Barriere), die auf die gesamte Struktur des gecrashten Fahrzeugs wirken. Beim realen Unfall ist dagegen die geometrische Form beider Fahrzeuge von Bedeutung. Nur selten treffen gleich geformte und gleich steife Teile aufeinander. Es können Auf- und Untergleitvorgänge stattfinden, dann ist keine ebene Bewegung mehr vorhanden, und es kann zu besonders gearteten Verformungen kommen. Außerdem kann zusätzliche Energie z.B. für Reib- oder Scherarbeit verbraucht werden. Bei der Übertragung der Ergebnisse ist zu beachten, daß die Karosseriestrukturen unterschiedliche, von der Verformungstiefe abhängige Energieaufnahme-fähigkeit haben /30,41/ (Bilder 5.5 und 5.6), daß die Alterung einen Einfluß haben kann /42/ und daß andere Kraftrichtungen als bei den Tests auch andere Verformungen produzieren können.

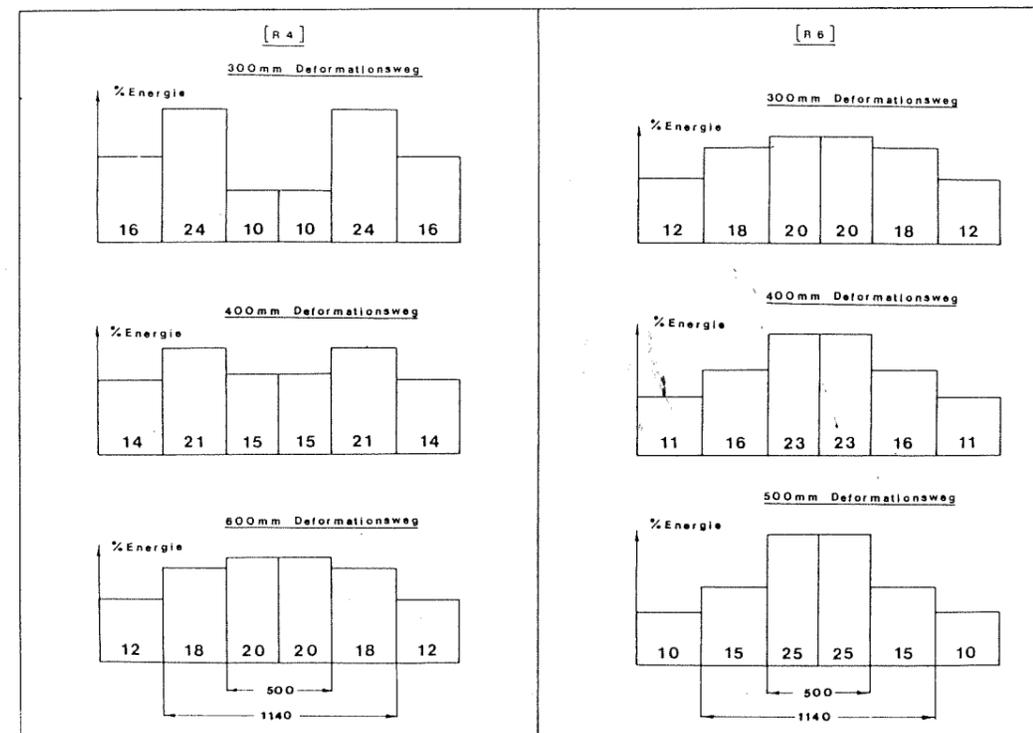


Bild 5.5: Prozentuale Energieverteilung über der Fahrzeugfront in Abhängigkeit vom Deformationsweg für MB - PKW mit 4- und 6-Zylindermotor nach /30/

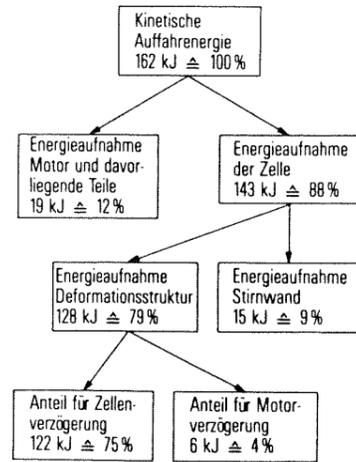


Bild 5.6: Energiebilanz für einen Frontalaufprall des Porsche 928 mit 50 km/h gegen die starre Wand nach /41/

Diese Unsicherheiten in Kauf nehmend wird trotzdem versucht, Rechenverfahren zur Ermittlung der Deformationsenergie zu finden. Eine grundlegende Arbeit dazu liefert Campbell /27/, der einen aus Unfallversuchen gefundenen Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit und bleibender Verformung für ein Rechenmodell verwendet, aus dem zusammen mit Schadensbreite und Schadenstiefe die Deformationsenergie berechnet werden kann. Zur einfacheren Anwendung empfiehlt Campbell die Verwendung eines Energierasters (Bild 5.7). Auch von anderen /14,27,43/ wird dieses Verfahren verwendet und teilweise weiterentwickelt. Die Rechenmodelle für die Vorwärtsrechnung basieren ebenfalls auf diesem Grundgedanken.

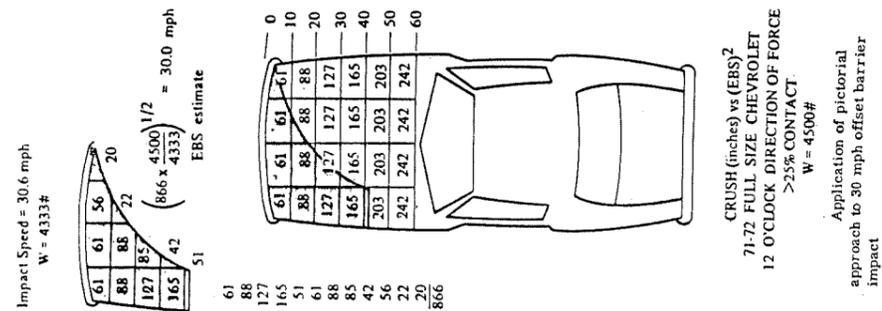


Bild 5.7: Energie-Rasterfeld nach /27/

Ausgangsdaten für alle diese Überlegungen sind die Unfallversuche der Automobilindustrie (das sind Wandaufprall sowie Seiten- und Heckaufprall mit Stoßwagen), bei denen Kollisionsgeschwindigkeiten und Eindringtiefen zuverlässig gemessen werden können.

Für den Wandaufprall, also die Untersuchung der Frontstruktur der derzeit im Verkehr befindlichen PKW, wird der Berechnungsgang prinzipiell dargestellt. In Bild 5.8 sind Verformungstiefen über der Aufprallgeschwindigkeit aus /26,42,44/ und dem EES-Katalog dargestellt. Es ist unterschieden in neue und alte Fahrzeuge (älter als 5 Jahre). In das Bild 5.8 ist eine Gerade als Approximation eingezeichnet, die analytisch wie folgt beschrieben werden kann:

$$v = b_0 + b_1 \cdot s \quad (5.9)$$

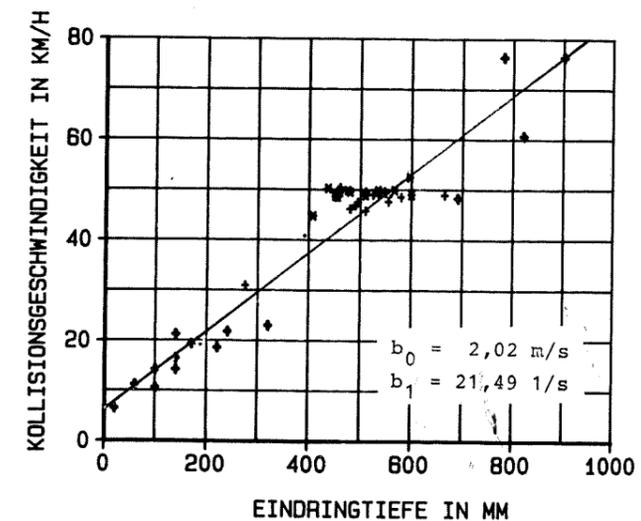


Bild 5.8: Aufprallgeschwindigkeit über Verformungstiefe beim Wandaufprall von Personenwagen

In Bild 5.9 sind zwei Näherungsgeraden eingezeichnet, die diese Unterschiede berücksichtigen. Die Koeffizienten für diese Näherungsgeraden sind:

- Neue und nicht geschwächte Fahrzeuge:  
 $b = 1,72 \text{ m/s}$                        $b = 22,6 \text{ 1/s}$
- Deutliche geschwächte Fahrzeuge:  
 $b = 1,24 \text{ m/s}$                        $b = 20,8 \text{ 1/s}$

Für die Unfallrekonstruktion hat diese Feststellung durchaus Bedeutung. Eine Auswertung der KBA-Statistik /20/ und der Daimler-Benz/DEKRA- Statistik /21/ zeigt, daß alte Fahrzeuge, bei denen eine starke Rostbildung wahrscheinlich ist, überdurchschnittlich häufig am Unfallgeschehen beteiligt sind (Bild 5.10).

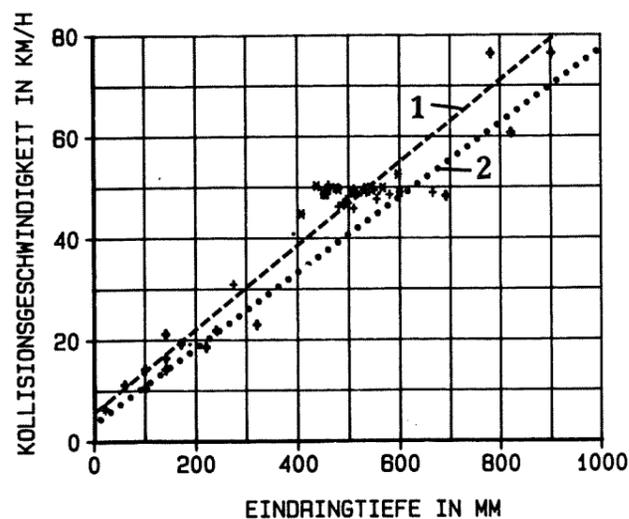


Bild 5.9: Näherungsgeraden für neue (1) und stark angerostete Fahrzeuge (2)

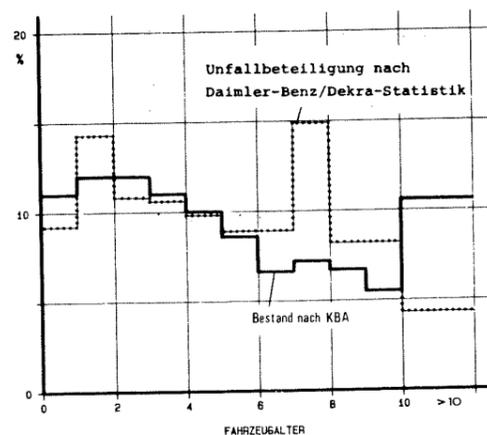


Bild 5.10: Altersverteilung der Fahrzeuge nach Bestand /20/ und nach Unfallbeteiligung /21/

Nimmt man an, daß auch die Verformungskraft linear mit der Eindringtiefe  $s$  zunimmt, so gilt:

$$f = a_0 + a_1 \cdot s \quad (5.10)$$

wobei  $f$  eine auf die Breitereinheit  $w$  bezogene Kraft ist.

Da den Voraussetzungen (Wandaufprall) entsprechend die kinetische Energie des Fahrzeugs ungefähr der Deformationsarbeit entspricht, gilt:

$$\frac{1}{2} m v^2 = \iint f \cdot ds \cdot dw \quad (5.11)$$

Das Einsetzen von (5.9) und (5.10) in (5.11) sowie ein Koeffizientenvergleich /26,27/ liefern eine Gleichung zur Bestimmung von  $f$  unter Verwendung der beschaffbaren Koeffizienten aus Gleichung (5.9):

$$f = \frac{m}{w_0} (b_0 \cdot b_1 + b_1^2 \cdot s) \quad (5.12)$$

Die Integration von (5.12) über die gesamte Fahrzeugbreite  $w_0$  und die Eindringtiefe  $s$  liefert eine Gleichung zur Bestimmung der Deformationsenergie als Funktion der Eindringtiefe:

$$E_D = m \left( b_0 \cdot b_1 \cdot s + b_1^2 \frac{s^2}{2} + \frac{b_0^2}{2} \right) \quad (5.13)$$

Damit kann die Deformationsenergie für bestimmte Eindringtiefen streifenweise berechnet werden. Innerhalb der Streifen kann eine weitere Aufteilung der Energie vorgenommen werden, es entstehen dann sogenannte Rasterfelder.

Das Problem an diesem Ansatz ist, daß die Näherungsgerade  $f(s)$  für jeden einzelnen Fahrzeugtyp bestimmt werden mußte, um weitgehend exakte Werte (Toleranz + 5%) zu erhalten. Sogar unterschiedliche Motorvarianten (Bild 5.11) und die Serienstreuung /45/ haben einen nicht unerheblichen Einfluß auf die Ermittlung der Werte. Ferner müßte die Energieverteilung in Querrichtung als Funktion der Aufprallgeschwindigkeit ermittelt werden (Bild 5.5). Das ist ein vorerst nicht leistbarer Aufwand. Hinzu kommen die in Bild 5.4 erwähnten Einflußgrößen.

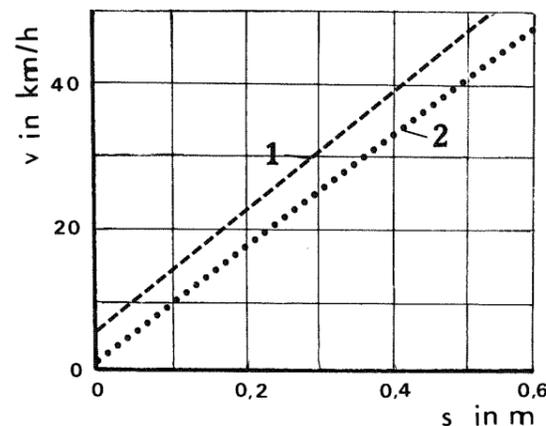


Bild 5.11: Näherungsgeraden nach Campbell für MB - PKW (W123)

- 1 - 6-Zyl.-Motor ( $b_0=1,64$  m/s,  $b_1=22,2$  l/s)  
 2 - 4-Zyl.-Motor ( $b_0=0,28$  m/s,  $b_1=21,1$  l/s)

Immerhin liefern die Rasterfelder bei sinnvoll angepaßten Rastern und Verwendung der Regressionsgerade nach Bild 5.9 Näherungswerte über die Deformationsenergie, die für Zwecke der Unfallrekonstruktion durchaus von Interesse sein können.

### 5.2.3 Kollisionsgeschwindigkeit und Kurswinkel von Fahrzeug 2

Nachdem die Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 berechnet ist, kann die Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 2 aus dem Impulssatz (Gleichung (5.1)) unter Beachtung des Vektorcharakters berechnet werden:

$$\vec{v}_2 = \vec{v}_2' + \frac{m_1}{m_2} (\vec{v}_1' - \vec{v}_1) \quad (5.14)$$

$$\begin{pmatrix} v_{2x} \\ v_{2y} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} v_{2x}' \\ v_{2y}' \end{pmatrix} + \frac{m_1}{m_2} \left[ \begin{pmatrix} v_{1x}' \\ v_{1y}' \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} v_{1x} \\ v_{1y} \end{pmatrix} \right]$$

Der Kurswinkel  $\nu_2$  folgt aus:

$$\nu_2 = \arctan \frac{v_{2y}}{v_{2x}} \quad (5.15)$$

Der Winkel  $\nu_2$  ist eine erste bedeutsame Kontrollgröße, wenn  $v_1$  mit der EES-Formel berechnet wird. In realen Unfallsituationen sind zumeist Brems- oder Schleuderspuren vorhanden sind, aus denen die Richtung des Vektors entnommen und mit dem Rechenergebnis verglichen werden kann. Durch Variation der Eingangsgrößen kann der Kurswinkel  $\nu_2$  so verändert werden, daß er dem durch Spuren oder örtliche Gegebenheiten bestimmten Verlauf der Fahrbahn entspricht. Sind keine Spuren vor der Kollision vorhanden, so muß der aus der Rechnung folgende Kurswinkel  $\nu_2$  allein an den vorhandenen Randbedingungen (Fahrbahnverlauf) beurteilt werden, was oft eine erhebliche Streubreite bedeutet. Meist kann jedoch durch die anderen Kontrollgrößen eine Einschränkung erreicht werden.

### 5.2.4 Beurteilung der Rekonstruktionsgüte für die bisher abgeleiteten Gleichungen

Zur Bewertung der Rekonstruktionsgüte für die bisher abgeleiteten Formeln bei der Ermittlung der Kollisionsgeschwindigkeiten werden die Unfallversuche aus Anhang A herangezogen. Dabei ist zu bedenken, daß hier nicht die Genauigkeit bei der Rekonstruktion realer Unfälle gemeint ist, sondern es werden die Fehler infolge der vorgenommenen Idealisierungen betrachtet. Grundlagen des Vergleichs sind die in engen Grenzen bekannten Auslaufgeschwindigkeiten ( $\pm 2$  km/h) und deren Richtungen ( $\pm 3$  Grad) unmittelbar nach der Kollision. Durch Variation dieser Größen innerhalb der möglichen Grenzen wird versucht, die Kollisionsgeschwindigkeiten und die Richtungen der Fahrzeuge vor der Kollision so gut wie möglich anzunähern. Diese Voraussetzungen sind bei realen Unfällen nicht gegeben.

Die Tabelle 5.1 zeigt die Ergebnisse dieser Berechnungen. Aufgeführt sind die Abweichungen der berechneten Kollisionsgeschwindigkeiten von den gemessenen. Es zeigt sich, daß eine vollständige Annäherung (wie auch zu erwarten) nicht möglich ist. Die mittlere Abweichung beträgt für Fahrzeug 1  $v_1 = -0,11$  km/h und für Fahrzeug 2  $v_2 = -1,05$  km/h, die Streuungen sind  $s_1 = 1,02$  km/h und  $s_2 = 3,5$  km/h.

Unfall- versuch Nr.	Gemessene Kollisionsgeschwindigkeiten und Abweichungen der berechneten in km/h			
	Fahrzeug 1		Fahrzeug 2	
	$v_1$	Abw.	$v_2$	Abw.
1	61,1	0,1	38,6	-0,1
2	59,7	2,1	37,7	-2,2
3	80,0	-0,3	0,0	1,3
4	86,7	0,0	0,0	6,6
5	79,0	0,1	0,0	-0,3
6	87,6	-0,1	0,0	0,0
7	64,5	0,0	0,0	-4,7
8	75,0	-0,2	0,0	-5,4
9	66,0	-0,3	0,0	-2,7
10	68,0	-0,2	0,0	-5,0
11	87,7	-2,4	0,0	1,0

Tabelle 5.1: Gemessene Kollisionsgeschwindigkeiten und Abweichungen der berechneten in km/h

Die Betrachtung der Einzelergebnisse zeigt, daß höhere Kollisionsgeschwindigkeiten genauer berechnet werden als niedrige, was aus der Annahme eines plastischen Stoßes resultiert. Auch zeigt sich an den Ergebnissen für die Fahrzeuge 2, daß es mit diesem Verfahren unmöglich ist, zu entscheiden, ob ein Fahrzeug vor der Kollision stand oder noch mit geringer Geschwindigkeit fuhr. Insgesamt sind aber die Fehler durch die Idealisierungen gering, so daß volle Tauglichkeit für die Belange der Unfallrekonstruktion angenommen werden kann.

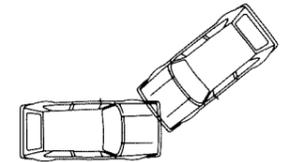
### 5.3 Kontrollgrößen und zugehörige Schranken

Nachdem unter Anwendung von Impuls- und Energiesatz die Bewegungsgrößen der Fahrzeuge näherungsweise ermittelt sind, wird eine Verfeinerung des Ergebnisses durch Definition von Kontrollgrößen und zugehörigen Schranken angestrebt. Als erstes wird bei exzentrischen Kollisionen geprüft, ob der Drallsatz erfüllt ist. Dies geschieht durch Vergleich der aus der Auslaufanalyse berechneten Drehgeschwindigkeit mit der durch den Stoßantrieb induzierten. Dann werden Zusammenhänge zwischen den Energiebeträgen vor und nach der Kollision aufgezeigt, sowie Zusammenhänge zwischen Geschwindigkeitsänderungen und Deformationsenergie. Ferner werden die kinematischen Bedingungen in der Berührzone (Kontaktzone) der Fahrzeuge betrachtet.

Die bei dem Rekonstruktionsverfahren verwendeten Kontrollgrößen mit den zugehörigen Schranken sind größtenteils unfallspezifisch. Deshalb wird eine, für diese Belange zweckdienliche, Einteilung in Unfalltypen wie folgt vorgenommen:

#### 1 - Abbiegen-Unfall

Unfall, bei dem sich zwei PKW entgegenkommen. Einer der PKW will links abbiegen, wobei es zur Kollision kommt.

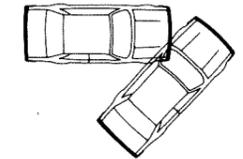


Kurswinkel von Fahrzeug 2

$$190 < v_2 < 260$$

#### 2 - Einbiegen - Unfall

Unfall, bei dem ein PKW aus einer Einmündung (auch Kreuzung, Hofeinfahrt usw.) heraus nach links oder rechts einbiegen will, obgleich von dort ein anderer PKW kommt.

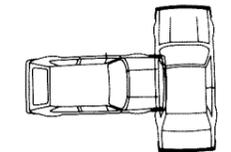


Kurswinkel von Fahrzeug 2

$$\begin{aligned} 10 &< v_2 < 80 \\ 100 &< v_2 < 170 \\ 280 &< v_2 < 350 \end{aligned}$$

#### 3 - Kreuzungs - Unfall

Unfall zwischen zwei PKW deren Fahrkurs sich kreuzt.

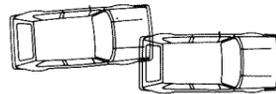


Kurswinkel von Fahrzeug 2

$$\begin{aligned} 80 &\leq v_2 \leq 100 \\ 260 &\leq v_2 \leq 280 \end{aligned}$$

## 4 - Auffahr - Unfall

Unfall, bei dem ein PKW von hinten auf einen stehenden oder fahrenden PKW auffährt.



Kurswinkel von Fahrzeug 2

$$10 \leq \nu_2 \leq -10$$

## 5 - Gegenverkehrs - Unfall

Unfall, bei dem zwei PKW frontal zusammenstoßen.



Kurswinkel von Fahrzeug 2

$$170 \leq \nu_2 \leq 190$$

Die so getroffene Festlegung läßt sich, wie in Bild 5.12 gezeigt, veranschaulichen. Dabei werden den Kurswinkeln von Fahrzeug 2 die beschriebenen Unfalltypen zugeordnet. Entsprechend der generellen Vereinbarung (Kap. 5.1) ist der Kurswinkel von Fahrzeug 1 immer Null.

Diese Einteilung beschreibt die Unfalltypen nicht in allen charakteristischen Eigenschaften. Zusätzlich bedeutsam sind die Lokalisation der Kollisionstelle und die Tatsache, ob es sich um einen Unfall mit oder ohne Abgleiten handelt.

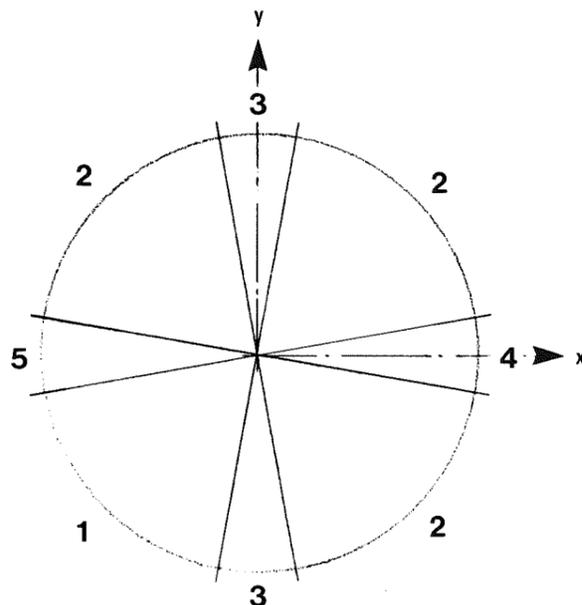


Bild 5.12: Zuordnung von Unfalltypen zu den Kurswinkeln von Fahrzeug 2

### 5.3.1 Ermittlung der induzierten Drehgeschwindigkeit und Vergleich mit der Drehgeschwindigkeit aus der Auslaufanalyse

Eine weitere Kontrollgröße ergibt sich durch Anwendung des Drallsatzes. Dazu wird die durch die Stoßkraft induzierte Drehgeschwindigkeit berechnet. Aus den bereits bekannten Geschwindigkeiten vor und nach der Kollision wird die Geschwindigkeitsänderung sowie der Stoßantrieb wie folgt ermittelt:

$$\Delta \vec{v} = \vec{v} - \vec{v}'$$

$$\vec{S} = m \cdot \Delta \vec{v} \quad (5.16)$$

$$\gamma = \arctan \frac{\Delta v_y}{\Delta v_x} \quad (5.17)$$

Wenn die Schwimmwinkelgeschwindigkeitsänderung parallel zum Impulsmoment in der x - Achse des Fahrzeugs liegt und der Stoßkraftvektor  $\vec{S}$  sich nicht ändert, gilt:

$$\vec{\omega}'_{1,2} = \vec{\omega}_{1,2} + \left( \frac{r_{1,2x} \cdot S_y - r_{1,2y} \cdot S_x}{J_{1,2}} \right) \quad (5.18)$$

Dabei ist zu beachten, daß die Drehgeschwindigkeit  $\omega$  aus der Bewegung der Fahrzeuge vor der Kollision zunächst abgeschätzt und später, wenn die Kollisionsgeschwindigkeiten näherungsweise bekannt sind, genauer berechnet werden muß. Meist sind jedoch die Drehgeschwindigkeiten vor der Kollision Null.

Die aus Gleichung (5.18) berechnete Drehgeschwindigkeit  $\omega'$  muß anhand der physikalischen Befunde der Unfallszene nachgewiesen werden können, d. h. die aus der Auslaufanalyse ermittelte Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\beta = \omega^*$  unmittelbar nach Kollision muß mit der aus der Stoßberechnung resultierenden übereinstimmen. Dabei ist aber auch hier (wie bei der Ermittlung der Kollisionsgeschwindigkeit) bei realen Unfällen nicht zu erwarten, daß eine exakte Übereinstimmung erreicht werden kann. Erstens ist die Auslaufanalyse fehlerbehaftet (sh. Kap. 4) und zweitens verursachen die Idealisierungen bei der Stoßberechnung und Probleme bei der Festlegung des Stoßangriffspunkts Fehler bei der Berechnung der induzierten Drehgeschwindigkeit  $\omega'$ .

Zur Beurteilung der Rekonstruktionsgüte werden wieder die Unfallversuche aus Anhang A herangezogen. Die Fahrzeuge werden in eingedrungener Stellung entsprechend der ver-

bleibenden Deformationen gezeichnet. Der Angriffspunkt der resultierenden Stoßkraft wird festgelegt, und die Stoßkraftthebelarme  $(r, \rho)$  werden der Rekonstruktionszeichnung entnommen. Dann werden die induzierten Drehgeschwindigkeiten berechnet, und es wird eine Anpassung an die bekannten Drehgeschwindigkeiten durch Änderung der Stoßkraftthebelarme innerhalb der möglichen Grenzen vorgenommen. Die danach verbleibenden Abweichungen zu den gemessenen Drehgeschwindigkeiten nach der Kollision sind in Bild 5.13 eingezeichnet. Die Abweichungen betragen im Mittel 0,19 rad/s und sind nicht größer als 0,6 rad/s.

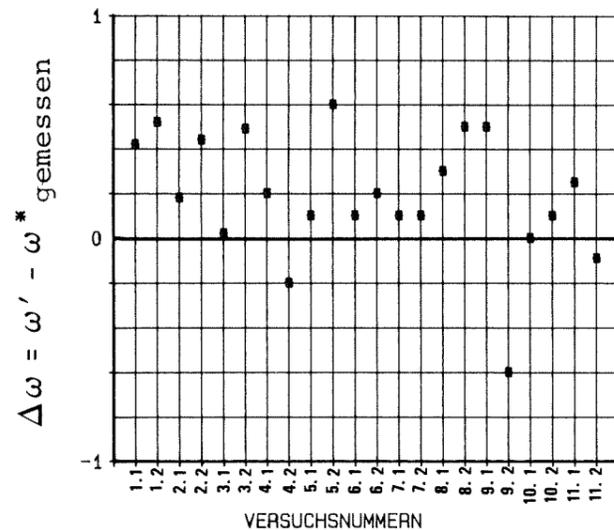


Bild 5.13: Abweichung der berechneten, durch die resultierende Stoßkraft induzierten Drehgeschwindigkeiten nach der Kollision von den gemessenen

Bei der Bewertung dieser Kontrollgröße ist zu bedenken, daß viele Parameter mit teilweise großen Toleranzen eingehen. Die Drehgeschwindigkeiten, die aus der Auslaufbahn berechnet werden, sind von den vorhandenen und gesicherten Spuren und vom Rekonstruktionsverfahren abhängig. Dementsprechend sind die dort genannten Toleranzen zu beachten. Die induzierten Drehgeschwindigkeiten sind von der Lage des Stoßangriffspunkts und den technischen Daten des Fahrzeugs (z.B. Schwerpunktslage) abhängig, auch hier sind die Rekonstruktionsunsicherheiten nicht gering. Betrachtet man die Energiebeträge, so stellt man fest, daß die Rotationsenergie beim Auslauf nur einen Anteil von durchschnittlich 5% an der Gesamtenergie vor der Kollision hat, was schon anschaulich macht, daß eine differenzierte Aussage (oder enge Schranke) nicht zu erwarten ist.

Sinnvolle Schranken zur Ergebniskontrolle mittels Drallsatz sind:

- Die Richtungen von induzierter und aus der Auslaufbahn nachweisbarer Drehgeschwindigkeit

müssen übereinstimmen.

- Die Rechenwerte für induzierte und nachweisbare Drehgeschwindigkeit sollten sich nicht um mehr als 1 rad/s voneinander unterscheiden.

### 5.3.2 Kontrollgrößen und Schranken aus der Energiebetrachtung

#### 5.3.2.1 Energiekennzahl

Von Gnadler /46/ wird vorgeschlagen, das Verhältnis von Bewegungsenergie nach der Kollision zu Bewegungsenergie vor der Kollision zu bilden. Das Verhältnis wird Energiekennzahl EKZ genannt. Es kann nur zwischen 0 und 1 liegen:

$$EKZ = \frac{\sum E'}{\sum E} = \frac{E_T' + E_R'}{E_T + E_R} \quad (5.19)$$

Diese Schranke ist natürlich sehr grob, es ist daher wünschenswert, sie enger zu ziehen. Dabei zeigt sich, daß eine Orientierung an den vorher definierten Unfalltypen möglich ist.

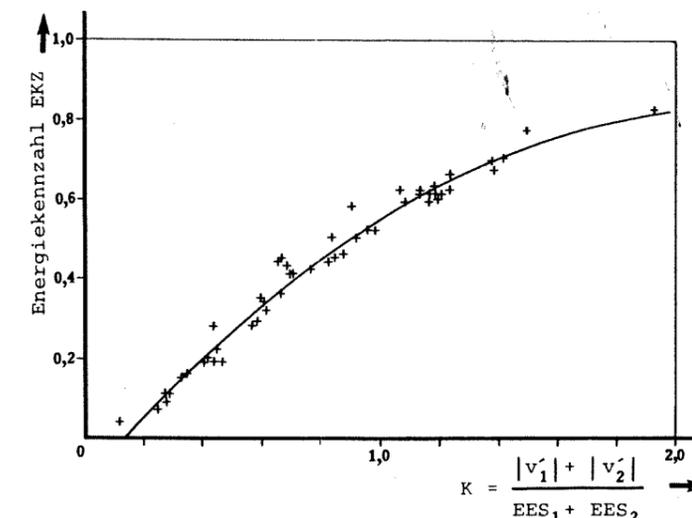


Bild 5.14: Abhängigkeit der Energiekennzahl EKZ von den Auslaufgeschwindigkeiten und den EES-Werten

Zunächst wird aber geprüft, ob ein fester Zusammenhang zwischen Eingabedaten und Energiekennzahl besteht. Anzunehmen ist eine Abhängigkeit von den Auslaufgeschwindigkeiten und den EES-Werten, weshalb die bei den Unfallversuchen (Anhang A) und die bei mehr als 70 realen Unfällen

berechneten Energiekennzahlen über dem Verhältnis  $K = (|v'_1| + |v'_2|) / (EES_1 + EES_2)$  aufgetragen werden. Bild 5.14 zeigt das Ergebnis. Es ist ein guter Zusammenhang mit einem Bestimmtheitsmaß von 0,977 vorhanden. Die Gleichung der Regressionskurve ist:

$$EKZ = -0,109 + 0,847K - 0,192K^2$$

Nach Auswertung der oben erwähnten Grundlagen können enge Schranken in Tabelle 5.2 festgelegt werden. Für die Abbiegen- und Einbiegen - Unfälle mit Abgleiten reichen die Fallzahlen zur Angabe von Schranken nicht aus. Solche Unfälle kommen auch in der Praxis nur selten vor.

Unfalltyp	EKZ für Unfälle ohne Abgleiten	EKZ für Unfälle mit Abgleiten
1 Abbiegen	$0,2 < EKZ < 0,7$	
2 Einbiegen	$0,2 < EKZ < 0,7$	
3 Kreuzen	$0,4 < EKZ < 0,85$	$0,6 < EKZ < 0,85$
4 Auffahren	$0,2 < EKZ < 0,8$	$0,15 < EKZ < 0,8$
5 Gegenverkehr	$0,0 < EKZ < 0,5$	$0,15 < EKZ < 0,7$

Tabelle 5.2: Unfalltypspezifische Schranken für die Energiekennzahl EKZ

Es ist nicht auszuschließen, daß die angegebenen Schranken in einem Einzelfall überschritten werden. Dann liegt jedoch irgendeine Besonderheit vor, die genauer beschrieben und analysiert werden muß.

#### 5.3.2.2 Geschwindigkeitsänderung/EES-Verhältnis GEV

Das Geschwindigkeitsänderung/EES-Verhältnis:

$$GEV = \frac{\Delta v}{EES} \quad (5.20)$$

ist eine Kontrollgröße, mit der beschrieben wird, ob es sich um einen Unfall mit Abgleiten handelt oder nicht. Die Feststellung, daß es sich z.B. um einen Unfall mit Abgleiten handelt, trifft der Sachverständige aus der Analyse

der Fahrzeugbewegungen anhand der Unfallskizze. Er wird dann die Berechnung durchführen, und dabei muß die Kontrollgröße GEV im vorgegebenen Bereich sein.

Das Bild 5.15 beschreibt, was unter Abgleiten zu verstehen ist und welche Eigenschaften zu beachten sind, an dem einfachen Beispiel eines Offset-Aufpralls.

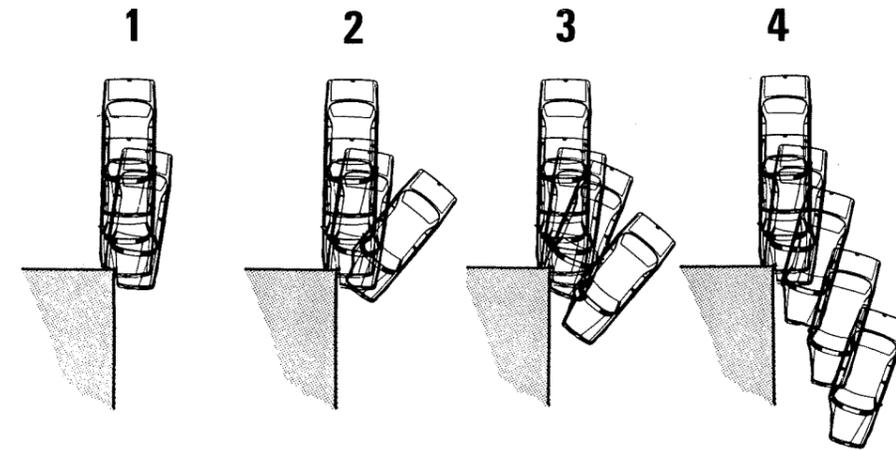


Bild 5.15: Erläuterung des Abgleit-Unfalls

In diesem Bild sind 4 Situationen gezeigt, bei denen ein PKW mit immer höher werdender Geschwindigkeit mit etwa 25% Überdeckung gegen eine Wand fährt. Im ersten Fall tritt eine bestimmte Deformation auf, die Auslaufgeschwindigkeit ist vernachlässigbar gering, es gilt  $\Delta v \approx EES$ . Im 2. Fall ist die Deformation bereits im Bereich der maximal möglichen Energieaufnahme, die Auslaufgeschwindigkeit ist vom Energiegehalt her immer noch gering. Beim 3. Fall ist die Energie des Fahrzeugs vor der Kollision höher als die maximale Energieaufnahme der betroffenen Fahrzeugstruktur, das Fahrzeug bewegt sich in seiner ursprünglichen Fahrtrichtung weiter. Im 4. Fall wird dieser Ablauf bei weiter erhöhter Energie vor der Kollision noch deutlicher.

Schreibt man für diese Situation den Energiesatz an, so gilt unter Vernachlässigung der Rotationsenergie:

$$\begin{aligned} E &= E_D + E' \\ \frac{1}{2} m \cdot v^2 &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot (EES)^2 + \frac{1}{2} \cdot m \cdot v'^2 \\ v^2 &= (EES)^2 + v'^2 \end{aligned}$$

Die obigen Ausführungen zeigen, daß zwischen Fall 2 und

Fall 3 das Abgleiten beginnt und die Deformationsenergie (ausgedrückt als EES) ihr Maximum erreicht, das dann konstant bleibt (EES = K). Für den Fall des Abgleitens berechnet sich demnach die Geschwindigkeitsänderung (vereinfacht) aus:

$$\Delta v = v - v'$$

$$v' = \sqrt{v^2 - (EES)^2}$$

$$\Delta v = v - \sqrt{v^2 - (EES)^2}$$

In Bild 5.16 ist dieser Zusammenhang für EES = 10 m/s grafisch dargestellt.

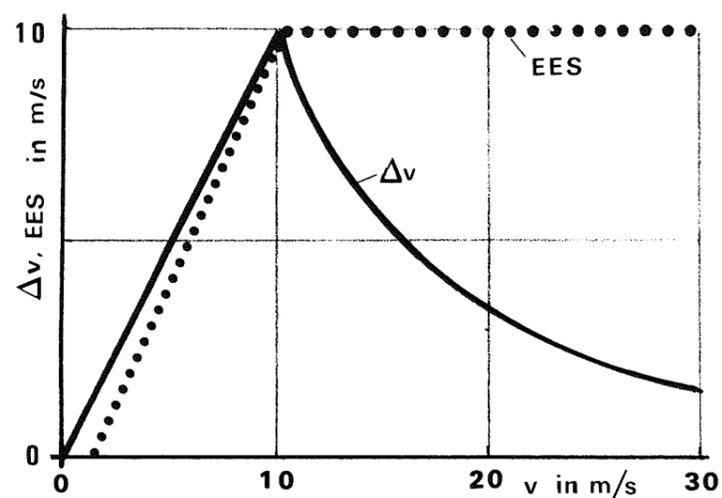


Bild 5.16: Theoretischer Zusammenhang zwischen Geschwindigkeitsänderung und EES (Realer EES-Verlauf für  $v > v(\Delta v_{\max})$  ist bisher versuchsmäßig nicht exakt erfaßt)

Der Abgleitfall kann natürlich erst eintreten, wenn  $\Delta v < EES$  ist. Vorher gilt  $\Delta v \geq EES$ , was aus der Anschauung folgt. Es zeigt sich, daß mit zunehmender Kollisionsgeschwindigkeit  $\Delta v$  immer kleiner wird, das heißt, daß theoretisch für den Fall ohne Abgleiten  $GEV = 1$  und für den Fall mit Ableiten  $GEV < 1$  gelten muß.

Diese Überlegungen sind nur theoretischer Natur und gelten nur unter folgenden Voraussetzungen (/30/):

- Der Aufprall der beiden Fahrzeuge ist ein plastischer Stoß, die mittlere Verformungskraft  $F$  auf beide Fahrzeuge während des Stoßes ist gleich.
- Die Fahrzeugverzögerung ist als Zeitfunktion eine symmetrische Kennlinie.

- Die Verformungskraft ist unabhängig von der Verformungsgeschwindigkeit.
- Die Massen sind während des Stoßes konstant.

Bei der Unfallrekonstruktion gelten die oben zum leichteren Verständnis gemachten Idealisierungen nicht. Die Auswertung der Unfallversuche und der realen Unfälle hat aber gezeigt, daß für

- Unfälle mit Abgleiten  $GEV \leq 0,75$  und für
- Unfälle ohne Abgleiten  $0,75 < GEV \leq 1,2$

gelten muß. Werte von  $GEV > 1$  lassen sich im wesentlichen durch Teilelastizität beim realen Deformationsvorgang erklären.

Bei dieser Definition muß allerdings eine nur an den Fahrzeugmassen orientierte Aufteilung der bekannten, berechenbaren Gesamtdeformationsenergie (Gleichung 5.5) erfolgen. Verwendet wird der Zusammenhang:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \frac{m_2}{m_1} \quad (5.21)$$

$$EES_2 = \sqrt{\frac{2 \sum W_D}{\frac{m_2^2}{m_1} + m_2}} \quad (5.22)$$

Diese Energieaufteilung ist überwiegend theoretisch und dient nur der Beurteilung des Abgleitens im Zusammenhang mit der Kontrollgröße  $GEV$ .

Eine technisch sinnvolle Art der näherungsweise Energieaufteilung ergibt sich aus Überlegungen (z.B. Appel /47,48/) zur Kompatibilität von Kraftfahrzeugen. Ersetzt man den tatsächlichen Verlauf von Verformungskennlinien von 2 PKW durch flächengleiche Dreiecke und nimmt eine mittlere Verformungskraft an (Bild 5.17), so können die Deformationsenergien = Flächen unter den Verformungskennlinien wie folgt beschrieben werden:

$$E_{D1} = \frac{F}{2} \cdot s_{D1} = \frac{1}{2} m_1 EES_1^2$$

$$E_{D2} = \frac{F}{2} \cdot s_{D2} = \frac{1}{2} m_2 EES_2^2$$

$$\frac{F \cdot s_{D1}}{F \cdot s_{D2}} = \frac{m_1}{m_2} \frac{EES_1^2}{EES_2^2}$$

Daraus folgt der Zusammenhang zwischen den Verformungsarbeiten an beiden Fahrzeugen:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1} \cdot \frac{SDEF_1}{SDEF_2}} \quad (5.23)$$

Wenn nur ein EES = Wert zuverlässig abgeschätzt werden kann, so kann nach dieser Gleichung der andere berechnet werden, wenn beide Verformungswege bekannt sind (siehe auch Anhang B).

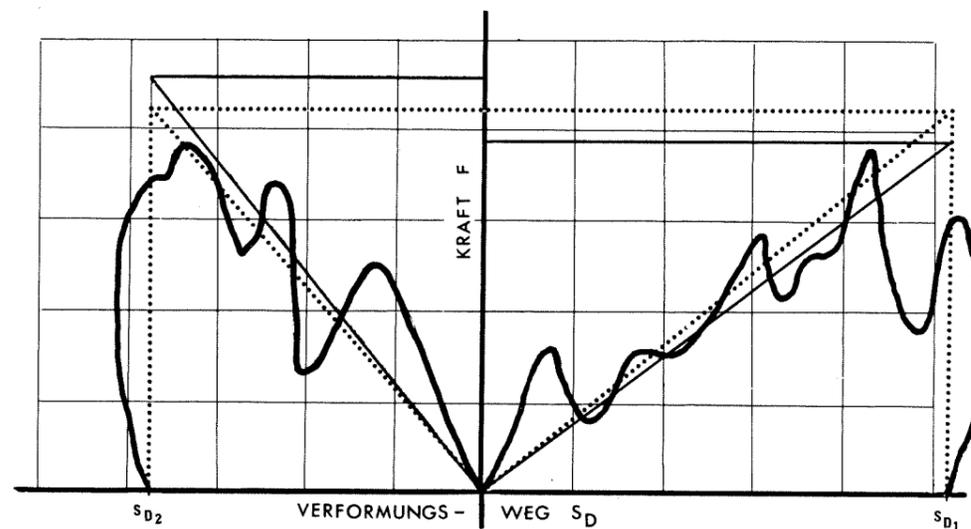


Bild 5.17: Verformungskraft über Verformungsweg für die Frontalkollision von 2 Personenwagen

Beim Wandaufprall bzw. bei Frontalkollisionen mit voller Überdeckung kann man näherungsweise davon ausgehen, daß wegen des US-Sicherheitsstandards FMVSS 208 die Frontstrukturen unterschiedlicher Fahrzeuge so ausgelegt sind, daß der Zusammenhang zwischen Geschwindigkeitsänderung und Verformungsweg gleich ist (Bild 5.18 und auch Bild 5.9).

Somit gilt:  $\frac{\Delta v_1}{\Delta v_2} = \frac{s_{D1}}{s_{D2}} = \frac{m_2}{m_1}$

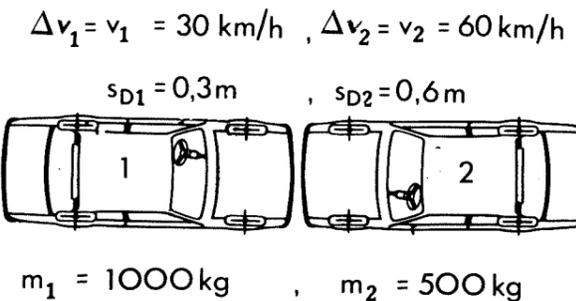


Bild 5.18: Kollisionsgeschwindigkeiten, Geschwindigkeitsänderungen und zugehörige Deformationswege

Setzt man diese Gleichung in (5.23) ein, so folgt die bereits erwähnte Gleichung (5.21).

### 5.3.3 Kontrollgrößen und Schranken aus den kinematischen Bedingungen in der Berührzone

Die Kollisionsberechnung mittels Impuls-, Energie- und Drallsatz muß kinematische Bedingungen an der Stoßstelle liefern, die grundsätzlich möglich sind und mit theoretischen sowie empirisch gefundenen Grundsätzen übereinstimmen.

Zu beachten sind folgende Eigenschaften:

- Nach der Kollision müssen sich die Fahrzeuge an der Stoßstelle trennen. Es kann nicht sein, daß sich Fahrzeuge beim Auslauf durchdringen.
- Der Stoß muß plastisch oder teilelastisch sein. Das stoßende Fahrzeug muß nach der Kollision die gleiche oder eine kleinere Stoßpunktgeschwindigkeit haben als das gestoßene Fahrzeug (gilt nicht für Unfälle mit Abgleiten).
- Bei verhakten Stößen (erkennbar an den Schadensbildern) müssen die Stoßpunktgeschwindigkeiten nach Betrag und Richtung gleich sein.
- Bei Kollisionen mit Abgleiten hat die Elastizität der Materialien beider Fahrzeuge Einfluß auf die Richtungen der Stoßpunktgeschwindigkeiten.

Zur Berechnung der Stoßpunktgeschwindigkeiten werden die Schwerpunktgeschwindigkeiten und die induzierten Drehge-

schwindigkeiten unmittelbar nach der Kollision herangezogen. Nach Bild 5.19 gilt:

$$\vec{v}_{ST1} = \vec{v}_1' + \vec{\omega}_1' \times \vec{r}_1 \quad (5.24)$$

$$\vec{v}_{ST2} = \vec{v}_2' + \vec{\omega}_2' \times \vec{r}_2 \quad (5.25)$$

$$\xi_{1,2} = \arctan \frac{v_{ST1,2y}}{v_{ST1,2x}} \quad (5.26)$$

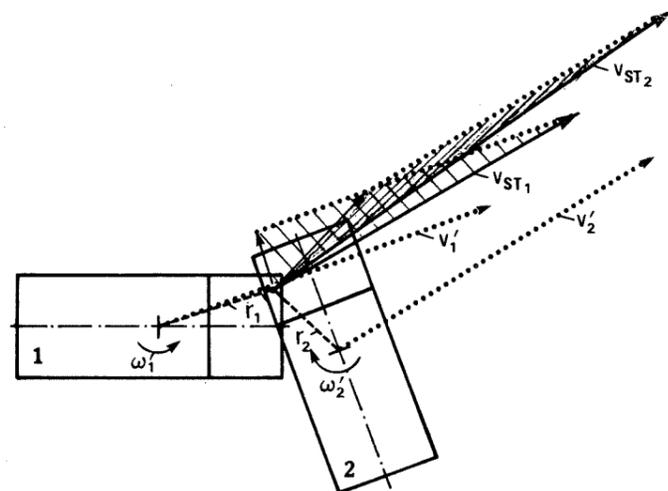


Bild 5.19: Darstellung der Stoßpunktsgeschwindigkeiten

Die Auswertung der Unfallversuche und der realen Unfälle zeigt, daß sich die oben geschilderten Eigenschaften regelmäßig nachweisen lassen. Als erste Kontrollgröße läßt sich das Stoßpunktsgeschwindigkeiten - Verhältnis STV definieren:

$$STV = \frac{v_{ST1}}{v_{ST2}} \quad \text{für } p_1 \geq p_2$$

oder

$$STV = \frac{v_{ST2}}{v_{ST1}} \quad \text{für } p_1 < p_2$$

Für dieses Verhältnis gilt als Schranke:

$$0,4 < STV \leq 1,0$$

für Unfälle ohne Abgleiten. Für Unfälle mit Abgleiten liefert STV keine sinnvolle Kontrollgröße.

Eine weitere Kontrollgröße für Unfälle ohne Abgleiten folgt aus den Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten. Die Rekonstruktion der Unfallversuche (Anhang A) zeigt, daß sich die Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten um weniger als  $5^\circ$  voneinander unterscheiden. Auch bei der Rekonstruktion der realen Unfälle war eine enge Grenze einhaltbar. Zur praktischen Anwendung empfohlen wird:

$$\Delta \xi_{oA} = |\xi_1 - \xi_2| = 20^\circ$$

Es zeigt sich, daß diese Schranke bei den Unfalltypen 1,2, 4 und 5 besonders sensibel wirkt.

Bei Unfällen mit Abgleiten liefern die Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten ebenfalls eine Kontrollgröße. Das Abgleiten muß allerdings deutlich sein, was durch  $GEV < 0,75$  beschrieben wird. Dann sind die Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten etwa antiparallel. Somit gilt:

$$\Delta \xi_{mA} = |\xi_1| + |\xi_2| = 140^\circ \dots 220^\circ$$

Daß auch diese Kontrollgröße richtig und sinnvoll ist, folgt aus der Rekonstruktion der realen Unfälle.

#### 5.4 Fehlerbetrachtung und Sensitivität des Verfahrens zur Kollisionsanalyse

Die bisherigen Ausführungen haben gezeigt, daß die Rekonstruktionsvoraussetzungen (oder Eingangsdaten für die Berechnung) nicht exakt, sondern mit Fehlern unterschiedlicher Ursachen behaftet sind. Da der Einfluß dieser Fehler auf das Rekonstruktionsergebnis sehr von Interesse ist, wird eine genauere Untersuchung durchgeführt. Dabei wird unterschieden in eine allgemeine Fehlerbetrachtung, bei der die Auswirkungen von Toleranzen der Eingabedaten auf die Gleichungen zur Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeiten untersucht werden, und in eine Untersuchung der Empfindlichkeit des Gesamtsystems unter Beachtung der Kontrollgrößen und der zugehörigen Schranken.

Diese Untersuchungen sind nur fallbezogen durchführbar. Verwendet werden dazu die beiden in Kapitel 3 näher beschriebenen Unfälle. Sie stellen zwei Extremfälle dar, an denen sich alle wesentlichen Eigenschaften zeigen lassen.

##### 5.4.1 Allgemeine Fehlerbetrachtung

Für eine allgemeine Fehlerbetrachtung werden die Gleichungen (5.3 bzw. 5.4), (5.8) und (5.14) herangezogen. In der Tabelle 5.3 sind die Eingangsdaten (Rekonstruktionsvoraussetzungen) zusammengestellt, die in diesen Gleichungen vorkommen. Ferner sind die nach vorliegenden Erkenntnissen (siehe Kapitel 4 und 5.2) möglichen Toleranzen für günstige und ungünstige Rekonstruktionsmöglichkeiten (Fälle) angegeben.

Formelzeichen	Bezeichnung	Mögliche Toleranzen.	
		in günstigen Fällen	in ungünstigen F
$v'_1, v'_2$ $\nu'_1, \nu'_2$	Auslaufgeschwindigkeit Richtungen der Auslaufgeschwindigkeiten	$\pm 15\%$ $\pm 5^\circ$	$\pm 30\%$ $\pm 20^\circ$
$\omega_1^*, \omega_2^*$ EES	Drehgeschwindigkeiten EES - Werte	$\pm 1 \text{ l/s}$ $\pm 5 \text{ km/h}$	$\pm 2 \text{ l/s}$ $\pm 10 \text{ km/h}$
$\nu_2$	Kurswinkel von Fahrzeug 2 vor Kollision	$\pm 5^\circ$	$\pm 20^\circ$
$m_1, m_2$ $J_1, J_2$	Fahrzeugmassen Trägheitsmomente	$\pm 10\%$ $\pm 15\%$	$\pm 20\%$ $\pm 30\%$

Tabelle 5.3: Eingangsdaten für die Kollisionsberechnung und mögliche Toleranzen

Für die einzelnen Gleichungen werden optimierte Werte für die Ausgangslösung angenommen. Dann werden die Eingangswerte unter Beachtung der in Tabelle 5.3 angegebenen Fehlergrenzen geändert, und die sich ergebenden neuen Lösungen werden zur Berechnung eines Empfindlichkeitsgrades:

$$\epsilon = \frac{\text{Neue Lösung}}{\text{Ausgangslösung}}$$

verwendet.

Die als richtig angenommenen Eingangsdaten sind in der Tabelle 5.4 aufgeführt.

	Kreuzungsunfall	Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten
$v'_1$ in km/h	32,0	23,0
$v'_2$ in km/h	32,0	43,0
$\nu'_1$ in Grad	-8,0	-28,0
$\nu'_2$ in Grad	-8,0	165,0
$\omega_1^*$ in rad/s	-1,1	0,5
$\omega_2^*$ in rad/s	2,5	1,8
$\psi_1$ in Grad	0,0	0,0
$\psi_2$ in Grad	-91,0	180,0
$\omega_1$ in rad/s	0,0	0,0
$\omega_2$ in rad/s	0,0	0,0
$m_1$ in kg	1270,0	1529,0
$m_2$ in kg	910,0	1563,0
$\nu_2$ in Grad	-91,0	180,0
EES <sub>1</sub> in km/h	22,3	55,0
EES <sub>2</sub> in km/h	31,2	50,0
$r_1$ in m	1,5	1,5
$\rho_1$ in Grad	0,0	21,0
$r_2$ in m	0,7	1,6
$\rho_2$ in Grad	-45,0	26,0
$J_1$ in kg.m	1815,0	2569,0
$J_2$ in kg.m	1128,0	2558,0

Tabelle 5.4: Daten zur Berechnung der Ausgangslösungen für den Kreuzungsunfall und den Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten

In den Tabellen 5.5 und 5.6 sind die Empfindlichkeitsgrade in Abhängigkeit von den in Tabelle 5.3 genannten Toleranzen für beide Unfalltypen angegeben. Die Empfindlichkeitsgrade stellen die Reaktionen der abhängigen Variablen auf Änderungen der unabhängigen Variablen dar.

	Toleranzen der unabhängigen Variablen	Empfindlichkeitsgrade $\epsilon$			
		nur Impulssatz		Impuls- und Energiesatz	
		$v_1$ nach (5.3)	$v_2$ nach (5.14)	$v_1$ nach (5.8)	$v_2$ nach (5.14)
1	$v_1', v_2' +15\%$	1,15	1,15	1,08	1,23
2	$v_1' +15\%, v_2' -15\%$	0,94	0,94	1,02	1,02
3	$v_1', v_2' +30\%$	1,30	1,30	1,17	1,59
4	$v_1', v_2' +5$	1,01	0,38	1,01	0,38
5	$v_1' +5, v_2' -5$	0,98	0,89	1,00	0,90
6	$v_1', v_2' +20$	0,98	1,49	0,98	1,49
7	$\omega_1^*, \omega_2^* +1 \text{ rad/s}$			1,02	1,01
8	$\omega_1^*, \omega_2^* +2 \text{ rad/s}$			1,05	1,07
9	$EES_1, EES_2 + 5 \text{ km/h}$			1,08	1,14
10	$EES_1, EES_2 + 10 \text{ km/h}$			1,15	1,48
11	$v_2 + 5$	1,01	1,00		
12	$v_2 - 5$	0,99	1,01		
13	$v_2 - 20$	1,05	1,08		
15	$m_1, m_2 +20\%$	1,00	1,00	1,00	1,00
16	$m_1 +20\%, m_2 -20\%$	0,86	1,29	0,91	1,39
17	$J_1 +30\%, J_2 -30\%$			1,00	1,00

Tabelle 5.5: Auswirkungen von Toleranzen der Eingangsdaten auf die Kollisionsgeschwindigkeiten, ausgedrückt in Empfindlichkeitsgraden bei dem Kreuzungsunfall

Die Betrachtung der Werte zeigt, daß die Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 um maximal 30% ( $\epsilon = 1,3$ ) durch die Toleranzen der Eingangsdaten verändert wird. Bei Fahrzeug 2 ist die Beeinflussung mit maximal etwa 60% größer, was aus der betragsmäßig niedrigen Geschwindigkeit resultiert. Man erkennt auch, daß kein wesentlicher Unterschied darin besteht, ob man die Kollisionsgeschwindigkeit mit Gleichung (5.3) oder (5.8) berechnet. Die Anwendung kann sich also daran orientieren, ob der Kurswinkel von Fahrzeug 2 oder die EES-Werte zuverlässiger bzw. einfacher zu beschaffen sind.

Zu beachten ist, daß sich Veränderungen der Auslaufgeschwindigkeiten für das Fahrzeug 1 besonders stark auswirken. Für Fahrzeug 2 haben Auslaufgeschwindigkeiten, deren Kurswinkel und die EES-Werte großen Einfluß auf die Kollisionsgeschwindigkeiten.

	Toleranzen der unabhängigen Variablen	Empfindlichkeitsgrade $\epsilon$			
		nur Impulssatz		Impuls- und Energiesatz	
		$v_1$ nach (5.3)	$v_2$ nach (5.14)	$v_1$ nach (5.8)	$v_2$ nach (5.14)
1	$v_1', v_2' +15\%$	1,15	1,15	1,02	1,06
2	$v_1' +15\%, v_2' -15\%$	6,93	5,08	1,07	0,93
3	$v_1', v_2' +30\%$	1,30	1,30	1,04	1,12
4	$v_1', v_2' +5$	3,71	2,92	1,00	1,00
5	$v_1' +5, v_2' -5$	14,35	10,45	1,02	0,99
6	$v_1', v_2' +20$	17,51	12,70	1,01	1,01
7	$\omega_1^*, \omega_2^* +1 \text{ rad/s}$			1,01	1,01
8	$\omega_1^*, \omega_2^* +2 \text{ rad/s}$			1,08	1,06
9	$EES_1, EES_2 + 5 \text{ km/h}$			1,08	1,06
10	$EES_1, EES_2 + 10 \text{ km/h}$			1,16	1,12
11	$v_2 + 5$	0,54	0,68		
12	$v_2 - 5$	0,30	0,50		
	$v_2 - 20$	0,38	0,56		
13	$m_1, m_2 +20\%$	1,00	1,00	1,00	1,00
14	$m_1 +20\%, m_2 -20\%$	7,89	8,65	0,89	1,10
15	$J_1 +30\%, J_2 -30\%$			1,00	1,00

Tabelle 5.6: Auswirkungen von Toleranzen der Eingangsdaten auf die Kollisionsgeschwindigkeiten, ausgedrückt in Empfindlichkeitsgraden bei dem Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten

Beim Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten fällt auf, daß bei Verwendung von Gleichung (5.3) zur Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 Änderungen bei den Auslaufgeschwindigkeiten, deren Kurswinkeln und den Massen die Lösung sehr stark beeinflussen. Es tauchen Empfindlichkeitsgrade bis zu 17 auf. Bei Anwendung der Gleichung (5.8) sind dagegen nur minimale Abweichungen vorhanden ( $\epsilon_{\max} = 1,16$ ). Daraus folgt, daß bei Gegenverkehrsunfällen mit Abgleiten die Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 am günstigsten mit Gleichung (5.8) berechnet wird.

Die Anwendungspraxis zeigt, daß darüberhinaus alle schiefen exzentrischen Stöße und alle Unfälle mit Abgleiten günstiger unter Anwendung von Gleichung (5.8) zu rekonstruieren sind (geringere Sensitivität), während Kreuzungsunfälle im weiteren Sinn ( $45^\circ < \nu_2 < 135^\circ$  und  $-45^\circ > \nu_2 > -135^\circ$ ) mit den beiden Gleichungen (5.3) und (5.8) etwa gleich gut rekonstruierbar sind.

5.4.2 Sensitivität des Gesamtsystems

Die Fehlerbetrachtung im vorigen Kapitel hat gezeigt, daß durch Toleranzen bei den Eingangsdaten doch recht erhebliche Auswirkungen auf die Berechnungsergebnisse (Kollisionsgeschwindigkeiten) entstehen. Da es Ziel der Arbeit ist, durch Definition geeigneter Kontrollgrößen und zugehöriger Schranken eine Einengung des Rekonstruktionsergebnisses zu erlangen, wird nachfolgend untersucht, ob dies tatsächlich der Fall ist. Dazu werden die wichtigsten Ergebnisse der Kollisionsberechnungen diskutiert. Es werden EDV-Ausdrucke verwendet, bei denen einige Abkürzungen für Formelzeichen nachfolgend erklärt werden, die anderen sind sinnfällig genug:

- OMSI1, OMSI2 : Durch die Stoßkraft induzierte Drehgeschwindigkeiten ( $\omega_1', \omega_2'$ )
- OMST1, OMST2 : Aus der Auslaufanalyse ermittelte Drehgeschwindigkeiten ( $\omega_1^*, \omega_2^*$ )
- S1, GAM1, S2 : Stoßantriebe und Richtungswinkel
- VST1, VST2 : Stoßpunktsgeschwindigkeiten
- XI1, XI2 : Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten

In der Tabelle 5.7 sind die zu den Kontrollgrößen gehörenden Schranken angegeben.

Kontrollgrößen	Schranken für den	
	Kreuzungsunfall	Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten
EKZ	0,4 ... 0,85	0,0 ... 0,5
GEV	0,9 ... 1,0	0,75
EES1 in km/h	20 ... 25	50 ... 60
EES2 in km/h	25 ... 35	50 ... 60
OMSI1 in 1/s	-0,7 ... -1,7	0,0 ... 1,0
OMSI2 in 1/s	2,0 ... 3,0	1,0 ... 2,0
NY2 in Grad	-86 ... -96	175 ... 185
STV	0,8 ... 1,0	-
$\Delta\xi$ in Grad	$20^0$	-
$ \xi_1  +  \xi_2 $	-	140 ... 220 <sup>0</sup>

Tabelle 5.7: Kontrollgrößen und zugehörige Schranken für den Kreuzungsunfall und den Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten

Zuerst wird der Kreuzungsunfall untersucht. Besonders große Abweichungen treten in den Zeilen 3, 4 und 6 der Tabelle 5.5 auf. In den Tabellen 5.8 bis 5.10 sind die Rekonstruktionsergebnisse für die Zeilen 3, 4 und 6 zu sehen.

$v_1$ nach Gleichung (5.3) berechnet				$v_1$ nach Gleichung (5.8) berechnet			
Ergebnisse:				Ergebnisse:			
Fahrzeug 1		Fahrzeug 2		Fahrzeug 1		Fahrzeug 2	
V1	: 70.89	V2	: 13.87	V1	: 63.73	V2	: 16.95
NY1	: 0.00	NY2	: -91.00	NY1	: 0.00	NY2	: -54.92
OMSI1	: -1.69	OMSI2	: 3.60	OMSI1	: -1.69	OMSI2	: 4.64
DV1	: 30.35	DV2	: 42.22	DV1	: 23.27	DV2	: 32.48
EES1	: 29.57	EES2	: 41.27	EES1	: 22.38	EES2	: 31.24
S1	: 10671.69	S2	: 10671.69	S1	: 8209.39	S2	: 8209.39
GAM1	: -168.97	GAM2	: 11.03	GAM1	: -165.59	GAM2	: 14.41
VST1	: 43.81	VST2	: 49.08	VST1	: 43.81	VST2	: 53.29
XI1	: -19.89	XI2	: -14.54	XI1	: -19.89	XI2	: -8.44
EKG : 0.59		EKG : 0.72		EKG : 0.72		EKG : 0.72	
GEV : 1.02		GEV : 1.04		GEV : 1.04		GEV : 1.04	
STV : 0.89		STV : 0.82		STV : 0.82		STV : 0.82	

Tabelle 5.8: Rekonstruktionsergebnisse für den Kreuzungsunfall, Toleranzen nach Zeile 3 in Tabelle 5.5

$v_1$ nach Gleichung (5.3) berechnet				$v_1$ nach Gleichung (5.8) berechnet			
Ergebnisse:				Ergebnisse:			
Fahrzeug 1		Fahrzeug 2		Fahrzeug 1		Fahrzeug 2	
V1	: 54.90	V2	: 4.01	V1	: 55.17	V2	: 4.04
NY1	: 0.00	NY2	: -91.00	NY1	: 0.00	NY2	: -96.21
OMSI1	: -0.49	OMSI2	: 3.23	OMSI1	: -0.49	OMSI2	: 2.91
DV1	: 23.01	DV2	: 32.11	DV1	: 23.27	DV2	: 32.48
EES1	: 22.11	EES2	: 30.86	EES1	: 22.38	EES2	: 31.24
S1	: 8117.04	S2	: 8117.04	S1	: 8209.39	S2	: 8209.39
GAM1	: -175.83	GAM2	: 4.17	GAM1	: -175.87	GAM2	: 4.13
VST1	: 32.25	VST2	: 38.35	VST1	: 32.25	VST2	: 37.31
XI1	: -7.68	XI2	: -11.31	XI1	: -7.68	XI2	: -11.41
EKG : 0.61		EKG : 0.61		EKG : 0.61		EKG : 0.61	
GEV : 1.04		GEV : 1.04		GEV : 1.04		GEV : 1.04	
STV : 0.84		STV : 0.86		STV : 0.86		STV : 0.86	

Tabelle 5.9: Rekonstruktionsergebnisse für den Kreuzungsunfall, Toleranzen nach Zeile 4 in Tabelle 5.5

$v_1$ nach Gleichung (5.3) berechnet				$v_1$ nach Gleichung (5.8) berechnet			
Ergebnisse:				Ergebnisse:			
Fahrzeug 1	Fahrzeug 2			Fahrzeug 1	Fahrzeug 2		
V1 :	53.53	V2 :	15.94	V1 :	53.60	V2 :	15.94
NY1 :	0.00	NY2 :	89.00	NY1 :	0.00	NY2 :	89.35
OMSI1 :	1.94	OMSI2 :	4.43	OMSI1 :	1.94	OMSI2 :	4.52
DV1 :	23.20	DV2 :	32.38	DV1 :	23.27	DV2 :	32.48
EES1 :	22.31	EES2 :	31.14	EES1 :	22.38	EES2 :	31.24
S1 :	8185.52	S2 :	8185.52	S1 :	8209.39	S2 :	8209.39
GAM1 :	163.34	GAM2 :	- 16.66	GAM1 :	163.39	GAM2 :	- 16.61
VST1 :	35.68	VST2 :	39.08	VST1 :	35.68	VST2 :	39.52
XI1 :	28.68	XI2 :	- 2.02	XI1 :	28.68	XI2 :	- 1.83
	EKZ : 0.61				EKZ : 0.61		
	GEV : 1.04				GEV : 1.04		
	STV : 0.91				STV : 0.90		

Tabelle 5.10: Rekonstruktionsergebnisse für den Kreuzungsunfall, Toleranzen nach Zeile 6 in Tabelle 5.5

Alle in den Tabellen 5.8 bis 5.10 gezeigten Ergebnisse scheiden aus. Die Gründe sind in der Tabelle 5.11 aufgeführt. Es ist dargestellt, aufgrund welcher Kontrollgrößen bzw. Schranken die Ausscheidung erfolgt.

Kontrollgrößen	Impulssatz			Impuls- und Energiesatz		
	Z. 3	Z. 4	Z. 6	Z. 3	Z. 4	Z. 6
EKZ						
GEV						
EES1	*					
EES2	*					
OMSI1		*	*		*	*
OMSI2	*	*	*	*		*
NY2				*	*	*
STV						
$\Delta \xi$			*			*

Tabelle 5.11: Wirkung der Schranken bei dem Kreuzungsunfall für die Variationen nach den Tabellen 5.6 bis 5.8 (\* = Schranke überschritten)

Als nächstes sind die Zeilen 1, 10 und 16 zu untersuchen. Die entsprechenden Berechnungen werden nicht mehr in Tabellenform dargestellt, sondern nur noch verbal diskutiert. Die Ergebnisse nach Zeile 1 sind bei der Impuls-

satzlösung innerhalb der vorgegebenen Schranken, die Lösung nach Impuls- und Energiesatz mit  $\epsilon_{max} = 1,23$  scheidet wegen  $NY2 = -69$  Grad und  $OMSI2 = 4,09$  rad/s aus. Auch die Ergebnisse nach den Zeilen 10 und 16 scheiden aus. Alle anderen Ergebnisse liegen innerhalb der vorgegebenen Schranken.

Somit folgt aus Tabelle 5.11, daß die Ergebnisbreite durch die vorgegebenen Schranken eingengt werden kann. Die Bandbreite ist etwa  $\pm 20\%$  um den optimierten Ausgangswert.

In gleicher Weise wird der Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten untersucht. Bereits bei Betrachten der Tabelle 5.6 fällt auf, daß bei Anwendung von Gleichung (5.8) nur das Ergebnis von Zeile 10 mit  $\epsilon = 1,16$  bzw.  $1,12$  nennenswerte Abweichungen von der Ausgangslösung liefert. Dieses Ergebnis scheidet aber aus, weil die EES-Werte in diesem Fall enger festgelegt werden können, als in der Vergleichsrechnung nach Zeile 10 angenommen. Die Bandbreite der Ergebnisse ist für diesen Gegenverkehrsunfall somit geringer als  $\pm 10\%$ .

Bei Anwendung von Gleichung (5.3) tauchen sehr große Empfindlichkeitsgrade auf; solche, die größer als 5 sind, werden nicht diskutiert, sie scheiden ganz offensichtlich aus. In den Tabelle 5.12 bis 5.14 sind die Ergebnisse für die Zeilen 3, 4 und 11 gezeigt, und zwar zusammen mit den Lösungen nach Gleichung (5.8), was für Vergleiche recht interessant ist. An den Kontrollgrößen und deren Schranken (Tabelle 5.7) sieht man erwartungsgemäß, daß die Lösungen der Zeilen 3, 4 und 11 nach Gleichung (5.3) ausscheiden. Bedeutsam ist die Erkenntnis, daß die Impulssatzgleichung bei Kollisionen mit annähernd parallelen Eingangsimpulsrichtungen sehr sensibel auf Toleranzen bei den Eingangsdaten reagiert, was die Rekonstruktion sehr erschwert. Es ist deshalb wesentlich günstiger, die Berechnung mit Gleichung (5.8) durchzuführen.

$v_1$ nach Gleichung (5.3) berechnet				$v_1$ nach Gleichung (5.8) berechnet			
Ergebnisse:				Ergebnisse:			
Fahrzeug 1	Fahrzeug 2			Fahrzeug 1	Fahrzeug 2		
V1 :	70.33	V2 :	96.97	V1 :	56.41	V2 :	83.35
NY1 :	0.00	NY2 :	179.57	NY1 :	0.00	NY2 :	179.49
OMSI1 :	0.65	OMSI2 :	1.76	OMSI1 :	0.58	OMSI2 :	0.14
DV1 :	46.12	DV2 :	45.12	DV1 :	33.13	DV2 :	32.41
EES1 :	72.48	EES2 :	70.91	EES1 :	55.61	EES2 :	54.40
S1 :	19587.96	S2 :	19587.96	S1 :	14069.61	S2 :	14069.61
GAM1 :	- 162.28	GAM2 :	17.72	GAM1 :	- 154.93	GAM2 :	25.07
VST1 :	27.33	VST2 :	49.83	VST1 :	32.34	VST2 :	55.36
XI1 :	- 23.14	XI2 :	173.85	XI1 :	- 31.66	XI2 :	165.64
	EKZ : 0.29				EKZ : 0.41		
	GEV : 0.64				GEV : 0.60		
	STV : 1.82				STV : 1.71		

Tabelle 5.12: Rekonstruktionsergebnisse für den Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten, Toleranzen nach Zeile 3 in Tabelle 5.6

$v_1$ nach Gleichung (5.3) berechnet				$v_1$ nach Gleichung (5.8) berechnet			
Ergebnisse:				Ergebnisse:			
Fahrzeug 1		Fahrzeug 2		Fahrzeug 1		Fahrzeug 2	
V1 :	200.47	V2 :	217.75	V1 :	54.11	V2 :	74.58
NY1 :	180.00	NY2 :	- 179.65	NY1 :	0.00	NY2 :	- 178.98
OMSI1 :	13.85	OMSI2 :	- 18.58	OMSI1 :	0.85	OMSI2 :	- 1.69
DV1 :	141.43	DV2 :	175.62	DV1 :	34.14	DV2 :	33.40
EES1 :	208.70	EES2 :	204.16	EES1 :	55.61	EES2 :	54.40
S1 :	76248.55	S2 :	60069.33	S1 :	14501.84	S2 :	14501.84
GAM1 :	- 177.13	GAM2 :	2.87	GAM1 :	- 164.74	GAM2 :	15.26
VST1 :	61.10	VST2 :	136.81	VST1 :	20.10	VST2 :	38.10
XI1 :	95.29	XI2 :	130.73	XI1 :	- 13.58	XI2 :	- 178.07
EKZ : 0.03				EKZ : 0.29			
GEV : 0.68				GEV : 0.61			
STV : 2.24				STV : 1.90			

Tabelle 5.13: Rekonstruktionsergebnisse für den Gegenverkehrs-unfall mit Abgleiten, Toleranzen nach Zeile 4 in Tabelle 5.6

$v_1$ nach Gleichung (5.3) berechnet				$v_1$ nach Gleichung (5.8) berechnet			
Ergebnisse:				(nicht relevant)			
Fahrzeug 1		Fahrzeug 2					
V1 :	29.40	V2 :	50.43				
NY1 :	180.00	NY2 :	179.36				
OMSI1 :	- 1.69	OMSI2 :	- 7.64				
DV1 :	39.41	DV2 :	13.81				
EES1 :	22.11	EES2 :	21.63				
S1 :	5995.43	S2 :	16738.59				
GAM1 :	- 130.10	GAM2 :	49.90				
VST1 :	30.49	VST2 :	80.70				
XI1 :	- 39.33	XI2 :	142.73				
EKZ : 0.72							
GEV : 1.78							
STV : 2.65							

Tabelle 5.14: Rekonstruktionsergebnisse für den Gegenverkehrs-unfall mit Abgleiten, Toleranzen nach Zeile 6 in Tabelle 5.6

Insgesamt zeigt sich, daß auch bei diesem Unfalltyp das Ergebnis auf eine Bandbreite von kleiner als +/- 20% um den optimierten Wert eingeschränkt werden kann.

Kontrollgrößen	Impulssatz			Impuls- und Energiesatz	
	Z. 3	Z. 4	Z.11	Z. 3	Z. 4
EKZ			*		
GEV			*		
EES1	*	*	*		
EES2	*	*	*		
OMSI1		*	*	*	
OMSI2		*	*	*	
NY2					
STV					
$ \xi_1  +  \xi_2 $		*			

Tabelle 5.15: Wirkung der Schranken bei dem Gegenverkehrs-unfall mit Abgleiten für die Variationen nach den Tabellen 5.12 bis 5.14 (\* = Schranke überschritten)

Die Betrachtung der Kontrollgrößen kann den Eindruck vermitteln, daß EKZ, GEV, STV und  $|\xi_1| + |\xi_2|$  keine besonders engen Schranken sind. Dies ist aber nicht so, die Bedeutung der Schranken hängt zum einen von den Unfalltypen ab, mit zunehmender Exzentrizität werden gerade diese Schranken wirksamer. Zum anderen ist zu bedenken, daß bei den oben betrachteten Varianten keine wirklich falschen Eingangsdaten angenommen wurden, die angesprochenen Schranken dienen aber zum Ausscheiden falscher Lösungen im Sinne von fehlerhafter Rekonstruktion (z.B. falsche Auslaufimpulsrichtungen).

Aus der systematischen Rekonstruktion von mehr als 70 realen Unfällen und den Erkenntnissen bei der Rekonstruktion der Unfallversuche wird die Genauigkeit des Verfahrens wie in Tabelle 5.16 angegeben veranschlagt. Unter "günstigen Fällen" ist zu verstehen, daß eine maßstabgerechte Unfallskizze und hinreichend Spuren vorhanden sind, die über die Bewegung der Fahrzeuge in den einzelnen Unfallphasen Aufschluß geben, daß die Fahrzeuge richtig fotografiert und die Fahrbahn- und Witterungsverhältnisse bekannt sind. "Ungünstige Fälle" sind solche, bei denen zumindest die etwaige Kollisionsstelle und die Fahrzeugendlagen bekannt sind und Fotos von den Fahrzeugen vorliegen.

Genauigkeit bei Vorliegen guter Rekonstruktionsgrundlagen (günstige Fälle)		Genauigkeit bei Vorliegen von weniger guter Rekonstruktionsgrundlagen (ungünstige Fälle)	
Kollisionsgeschw. in km/h	Toleranz	Kollisionsgeschw. in km/h	Toleranz
0 bis 50	± 5 km/h	0 bis 40	± 8 km/h
über 50	± 10 %	über 40	± 20 %

Tabelle 5.16: Veranschlagte Genauigkeit des Verfahrens zur Kollisionsanalyse

### 5.5 Schlußfolgerungen

Das beschriebene Verfahren zur Analyse der Kollisionsphase bei PKW/PKW-Kollisionen kann auf praktisch alle Unfallkonstellationen angewandt werden. Besonders vorteilhaft ist es, daß demnach auch Unfälle mit Abgleiten rekonstruiert werden können.

Zur Anwendung des Verfahrens müssen bekannt sein:

- Technische Daten und Beladung der Fahrzeuge
- Fahrbahn- und Witterungszustand
- Kollisionsposition und Endlagen der Fahrzeuge
- Deformationen an den Fahrzeugen
- Spuren oder sonstige Anhaltspunkte, die eine Rekonstruktion der Fahrzeugbewegungen vor und nach der Kollision erlauben.

Die Berechnung erfolgt iterativ. Ausgehend von der aus dem Impulssatz oder aus Impuls- und Energiesatz erhaltenen Lösung werden die Eingabedaten innerhalb der zulässigen Grenzen solange verändert, bis die nachfolgend angegebenen Kontrollgrößen innerhalb der zulässigen Grenzen sind:

- Kurswinkel von Fahrzeug 2,
- Deformationsenergie an beiden Fahrzeugen (Beschädigungskatalog)
- Erfüllung des Drallsatzes bei exzentrischen Kollisionen
- Energiekennzahl
- Verhältnis von Geschwindigkeitsänderung zu EES
- Verhältnis der Stoßpunktgeschwindigkeiten
- Richtungen der Stoßpunktgeschwindigkeiten

Durch diese vielfältigen Kontrollmöglichkeiten entsteht

Redundanz des Gesamtsystems, wodurch falsche Lösungen zuverlässig ausgeschlossen werden. Trotzdem sind die nach diesem Verfahren gewonnenen optimierten Lösungen mit Toleranzen zu versehen, die abhängig von den verfügbaren Anknüpfungstatsachen sind. Die aus der Anwendungspraxis als sinnvoll anzusehenden Toleranzen sind, abhängig von den Kollisionsgeschwindigkeiten, näher spezifiziert.

6 Anwendungsregeln

Zunächst werden die mit der vorgestellten Methode erzielten Rekonstruktionsergebnisse für die beiden in Kapitel 3.1 vorgestellten realen Unfälle aufgeführt. Danach werden allgemeine Regeln zur Anwendung gegeben.

6.1 Auslaufanalyse

In der Tabelle 6.1 sind die Ergebnisse der drei vorgeschlagenen Methoden zur Auslaufanalyse für die beiden Unfälle zusammengestellt. Die Bilder 6.1 und 6.2 zeigen die Toleranzbereiche für die Schwerpunkts- und Drehgeschwindigkeiten. Die anfänglichen Kurswinkel sind bei den Näherungsformeln nicht angegeben, weil sie dort nicht Ergebnis eines Rechenvorgangs sind. Die Grenzen, innerhalb derer sichere Aussagen gemacht werden können, sind in erster Linie von Aufnahme, Dokumentation und Vorhandensein von Unfallspuren abhängig. Sofern Spuren vorliegen, einigermaßen gut gesichert sind, Fotos von den Fahrzeugen und eventuell von den Spuren vorliegen, dann kann von den in Tabelle 6.2 zusammengestellten Grenzen ausgegangen werden. Diese Angaben berücksichtigen Fehler aus der Auswertung der Unfallskizzen und Fehler durch die notwendigen Idealisierungen bei den einzelnen Verfahren.

	Kreuzungsunfall		Gegenverkehrsunfall mit Abgleiten	
	Fzg. 1	Fzg. 2	Fzg. 1	Fzg. 2
Näherungsformeln:				
$v'$ in km/h	37,2	36,3	18,5	45,0
$\omega^*$ in rad/s	- 0,67	0,85	0,2	1,9
Spurverfolgung:				
$v'$ in km/h	23,8	35,9	25,1	47,8
$\omega^*$ in rad/s	- 0,6	1,6	- 0,3	1,1
$\nu'$ in Grad	- 12	0	- 35	168
Simulation:				
$v'$ in km/h	27,0	32,5	24,0	46,0
$\omega^*$ in rad/s	- 1,7	1,8	0,1	1,8
$\nu'$ in Grad	- 9	- 7	- 41	165

Tabelle 1: Rekonstruktionsergebnisse aus der Auslaufanalyse für die Unfälle aus Kapitel 3.1

Genauigkeitsgrenzen bei der Ermittlung von

	Schwerpunktsgeschwindigkeit	Drehgeschwindigkeit	Kurswinkel
Näherungsformeln	+/- 10 km/h	+/- 1 rad/s	+/- 10 Grad
Einschränkungen: - Auslaufgeschwindigkeiten < 50 km/h - Translation und Rotation enden etwa gleichzeitig			
Spurverfolgung	für $v$ : 0...20 = +/- 5 km/h 20...50 = +/- 10 km/h über 50 = +/- 20 %	Mittlere Abweichung: +/- 1 rad/s Maximale Abweichung: 3 rad/s	+/- 10 Grad
Simulation	+/- 5 km/h	+/- 0,5 rad/s	+/- 5 Grad

Tabelle 6.2: Genauigkeitsgrenzen bei den drei Methoden zur Auslaufanalyse

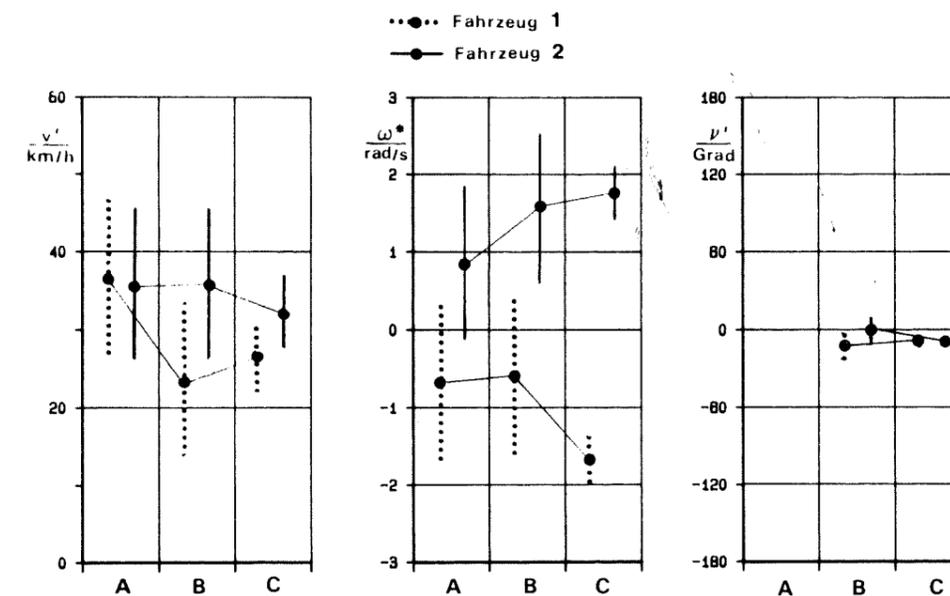


Bild 6.1: Toleranzbereiche der Auslaufanalyse für den Kreuzungsunfall  
A - Näherungsformeln  
B - Spurverfolgung  
C - Simulation

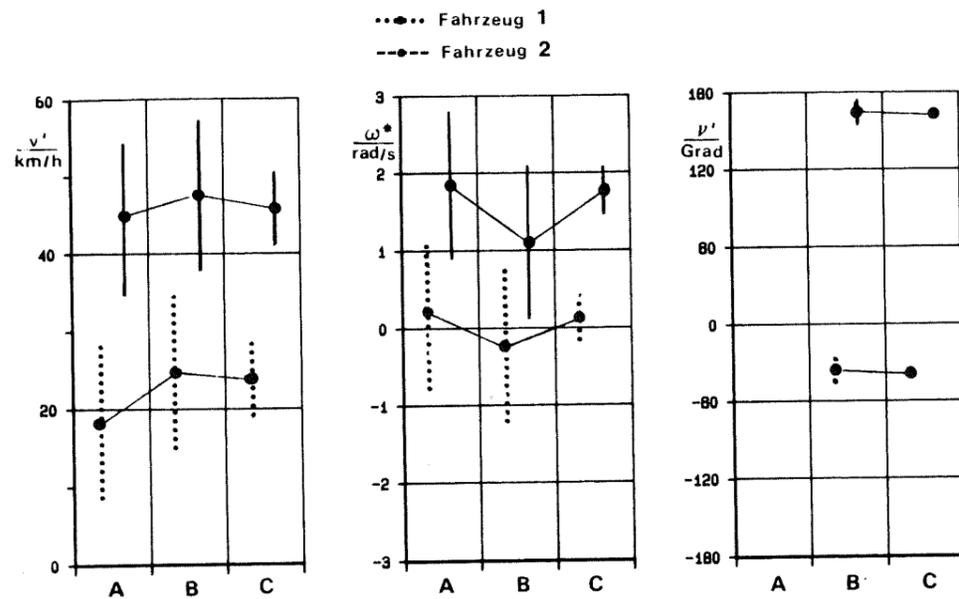


Bild 6.1: Toleranzbereiche der Auslaufanalyse für den Gegenverkehrsfall mit Abgleiten  
 A - Näherungsformeln  
 B - Spurverfolgung  
 C - Simulation

## 6.2 Kollisionsanalyse

Die Bilder 6.3 bis 6.6 zeigen optimierte Ergebnisse für die Berechnung der Kollisionsgeschwindigkeiten der Fahrzeuge aus den Unfällen nach Kapitel 3.1 sowie die zugehörigen Kollisionspositionen, Impulsdigramme und Stoßpunktgeschwindigkeiten. Für die errechneten Kollisionsgeschwindigkeiten gelten die Toleranzen nach Tabelle 6.3.

Genauigkeit bei Vorliegen guter Rekonstruktionsgrundlagen (günstige Fälle)		Genauigkeit bei Vorliegen von weniger guter Rekonstruktionsgrundlagen (ungünstige Fälle)	
Kollisionsgeschw. in km/h	Toleranz	Kollisionsgeschw. in km/h	Toleranz
0 bis 50	± 5 km/h	0 bis 40	± 8 km/h
über 50	± 10 %	über 40	± 20 %

Tabelle 6.3 : Veranschlagte Genauigkeit des Verfahrens zur Kollisionsanalyse

Allgemein sind folgende Schranken und zugehörige Kontrollgrößen zu beachten:

- Kurswinkel von Fahrzeug 2 vor der Kollision:

Wenn die Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 mit der EES-Formel berechnet wird, dann ist die Richtung der Kollisionsgeschwindigkeit (Kurswinkel) von Fahrzeug 2 nicht notwendig als Eingabegröße sondern sie ist ein Ergebnis der Berechnung. Sie kann mit der Realität verglichen und in einem Iterationsprozeß angenähert werden.

- EES-Werte beider Fahrzeuge:

Wenn die Kollisionsgeschwindigkeit von Fahrzeug 1 nur aus dem Impulssatz (Gleichungen (5.3) und (5.4)) berechnet wird, liefert der Energiesatz die Summe der Deformationsenergien. Nach einer sinnvollen Aufteilung (Gleichungen (5.21) und (5.23)) kann eine Plausibilitätskontrolle z. B. anhand des Beschädigungskatalogs (Anhang B) durchgeführt werden.

- Erfüllung des Drallsatzes bei exzentrischen Stößen:

Aus der Auslaufanalyse folgt der Bereich einer nachweisbaren Drehgeschwindigkeit nach der Kollision. Aus der Stoßrechnung nach den Gleichungen (5.3) bis (5.8) folgt der Stoßantrieb aus dem in Verbindung mit dem Stoßanriffspunkt eine theoretische (induzierte) Drehgeschwindigkeit berechnet werden kann. Die Werte aus Auslaufanalyse und Stoßrechnung müßten theoretisch bei der richtigen Lösung übereinstimmen.

Für praktische Belange gilt:

- \* Die Drehrichtungen müssen übereinstimmen.
- \* Die Beträge der nachweisbaren und der induzierten Drehgeschwindigkeit sollten sich um nicht mehr als 1 rad/s voneinander unterscheiden.

- Energiekennzahl (EKZ):

Die nach Gleichung (5.19) berechnete Energiekennzahl muß grundsätzlich zwischen 0 und 1 liegen. Für einzelnen Unfalltypen können die in Tabelle 6.4 genannten Schranken angegeben werden.

Unfalltyp	EKZ für Unfälle ohne Abgleiten	EKZ für Unfälle mit Abgleiten
1 Abbiegen	0,2 < EKZ < 0,7	
2 Einbiegen	0,2 < EKZ < 0,7	
3 Kreuzen	0,4 < EKZ < 0,85	0,6 < EKZ < 0,85
4 Auffahren	0,2 < EKZ < 0,8	0,15 < EKZ < 0,8
5 Gegenverkehr	0,0 < EKZ < 0,5	0,15 < EKZ < 0,7

Tabelle 6.4: Schranken für EKZ

- Verhältnis Geschwindigkeitsänderung zu EES (GEV):

Bei dieser Kontrollgröße, die nach den Gleichungen (5.20) und (5.21) berechnet wird, sind zwei Unfalltypen zu unterscheiden. Für Unfälle ohne Abgleiten (siehe Kap. 2, Definitionen) gilt  $0,75 \leq GEV \leq 1,2$  und für Unfälle mit Abgleiten gilt  $GEV < 0,75$ .

- Verhältnis der Stoßpunktsgeschwindigkeiten (STV):

Hiermit werden die Trennbedingungen der Fahrzeuge bei Stößen ohne Abgleiten nach der Kollision untersucht. Das stoßende Fahrzeug (Fahrzeug mit dem größeren Eingangsimpuls) darf nach der Kollision an der Stoßstelle nur eine kleinere Geschwindigkeit haben als das gestoßene. Als Schranke gilt  $0,4 \leq STV \leq 1,0$ .

- Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten:

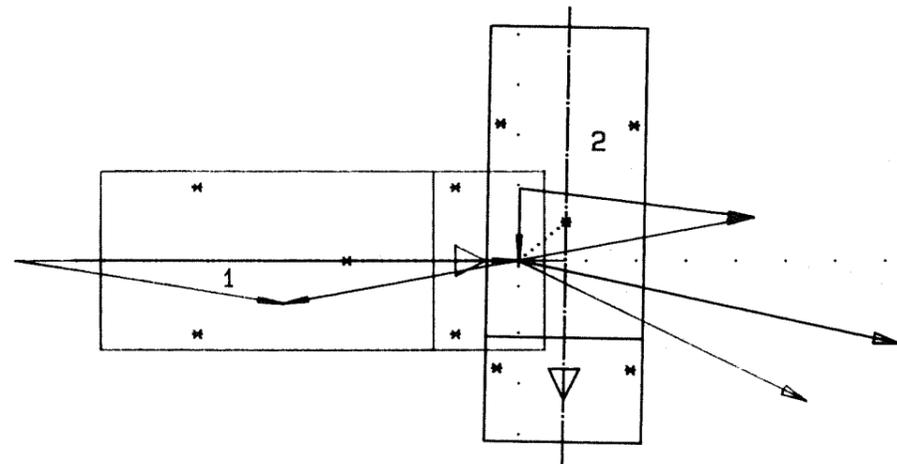
Die Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten werden ebenso wie deren Beträge (STV) von den Eigenschaften der Stoßstellen beeinflusst. Dies wird durch folgende Schranken berücksichtigt.

- \* Bei Stößen ohne Abgleiten sollen sich die Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten um nicht mehr als  $20^\circ$  unterscheiden. Je mehr der Stoß in Richtung Verhakung einzustufen ist umso geringer muß der Richtungsunterschied der Stoßpunktsgeschwindigkeiten sein.
- \* Bei Unfällen mit Abgleiten ( $GEV < 0,75$ ) sind die Richtungen der Stoßpunktsgeschwindigkeiten etwa antiparallel. Summiert man die Beträge der Richtungswinkel, dann muß diese Summe zwischen  $140^\circ$  und  $220^\circ$  sein.

Kollisionsberechnung

Eingabedaten:				Ergebnisse:			
Fahrzeug 1		Fahrzeug 2		Fahrzeug 1		Fahrzeug 2	
V1S :	27.0	V2S :	32.5	V1 :	49.90	V2 :	9.86
NY1S :	- 9.0	NY2S :	- 7.0	NY1 :	0.00	NY2 :	- 91.00
OM*1 :	- 1.7	OM*2 :	1.8	OMSI1 :	- 1.40	OMSI2 :	2.13
PSI1 :	0.0	PSI2 :	- 91.0	DV1 :	23.62	DV2 :	32.96
OM1 :	0.0	OM2 :	0.0	EES1 :	21.28	EES2 :	29.70
		NY2 :	- 91.0	S1 :	8331.83	S2 :	8331.83
EES1 :		EES2 :		GAM1 :	- 169.70	GAM2 :	10.30
SHA1 :	1.7	SHA2 :	0.6	VST1 :	29.57	VST2 :	35.95
RHO1 :	0.0	RHO2 :	- 50.0	XI1 :	- 25.58	XI2 :	- 12.10
SDF1 :		SDF2 :			EKZ : 0.61		
M1 :	1270	M2 :	910		GEV : 1.16		
J1 :	1815	J2 :	1128		STV : 0.82		

Bild 6.3: Eingabedaten für die Kollisionsberechnung und Ergebnisse. Kreuzungsunfall



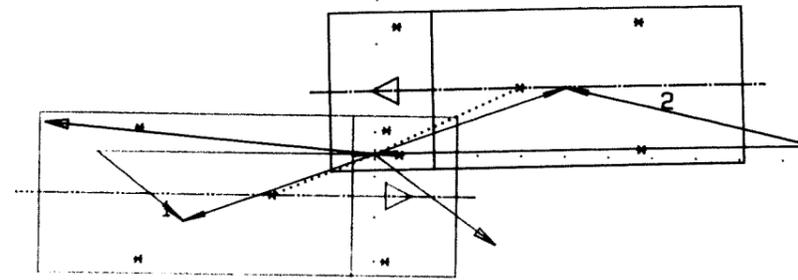
IMP.-MASSSTAB: 100 MM = 17805 KGM/S  
 VST.-MASSSTAB: 75 MM = 35 KM/H

Bild 6.4: Fahrzeugpositionen für die Kollisionberechnung, Impulsdiagramm, Stoßpunkts-  
 geschwindigkeit. Kreuzungsunfall

Kollisionsberechnung

Eingabedaten:		Ergebnisse:	
Fahrzeug 1	Fahrzeug 2	Fahrzeug 1	Fahrzeug 2
V1S : 19.0	V2S : 43.0	V1 : 47.66	V2 : 74.08
NY1S : - 38.0	NY2S : 168.0	NY1 : 0.00	NY2 : - 178.06
OM*1 : 0.05	OM*2 : 1.5	OMSI1 : 0.29	OMSI2 : 0.96
PSI1 : 0.0	PSI2 : - 178.0	DV1 : 34.71	DV2 : 33.96
OM1 : 0.0	OM2 : 0.0	EES1 : 53.19	EES2 : 52.03
	NY2 :	S1 : 14744.20	S2 : 14744.21
EES1 : 55.0	EES2 : 50.0	GAM1 : - 160.31	GAM2 : 19.69
SHA1 : 1.25	SHA2 : 1.8	VST1 : 17.89	VST2 : 39.57
RHO1 : 22.5	RHO2 : 23.0	XI1 : - 35.92	XI2 : 175.21
SDF1 :	SDF2 :	EKZ : 0.29	
M1 : 1529	M2 : 1563	GEV : 0.65	
J1 : 2570	J2 : 2558	STV : 2.21	

Bild 6.5: Eingabedaten für die Kollisionsberechnung  
 und Ergebnisse. Gegenverkehrsunfall mit  
 Abgleiten



IMP.-MASSSTAB: 100 MM = 32181 KGM/S  
 VST.-MASSSTAB: 75 MM = 40 KM/H

Bild 6.6: Fahrzeugpositionen für die Kollision-  
 berechnung, Impulsdiagramm, Stoßpunkts-  
 geschwindigkeit. Gegenverkehrsunfall mit  
 Abgleiten

Literaturverzeichnis

- / 1/ Brüderlin, A.: Die Mechanik des Verkehrsunfalls. Verlag zum Elsässer AG. Zürich 1941.
- / 2/ Lossagk, H.: Der Zusammenstoß. BTÜ, Bericht der Technischen Überwachungsvereine 1958, Seiten 256 bis 260
- / 3/ Marquardt, E.: Zur Mechanik des Zusammenstoßes von Kraftfahrzeugen. ATZ 1962, Heft 5.
- / 4/ E. von Eberhorst, R.: Über die Mechanik des Kraftfahrzeug-Verkehrsunfalls. Österreichische Ingenieurzeitschrift
- / 5/ Slibar, A.: Die mechanischen Grundsätze des Stoßvorgangs freier und geführter Körper und ihre Anwendung auf den Stoßvorgang von Fahrzeugen. Vortrag GUFU 1964, erschienen im Archiv für Unfallforschung, GUFU Baden-Baden 1966.
- / 6/ Hagen, H.: Stoßvorgänge bei Verkehrsunfällen Personenwagen, untersucht an Modellfahrzeugen. Dissertation TH München 1965.
- / 7/ Marquardt, E.: Die Grundlagen der technischen Verkehrsunfallkunde und Ordnungsprobleme des Sachverständigenwesens für Straßenverkehrsunfälle. Westdeutscher Verlag Köln 1966
- / 8/ Marquardt, E.: Fortschritte in der Berechnung von Fahrzeugzusammenstößen ATZ 1966, Heft 3. Auslauf von Kraftwagen nach dem Zusammenstoß. Information 20/1965. Über die Anwendbarkeit der Stoßgesetze bei der Unfallbegutachtung. Bewegungsstudien zur Beurteilung von Kraftfahrzeugstößen. Information 7 und 11/1964
- / 9/ Slibar, A.: Seminare über Unfallmechanik, insbesondere "Antriebs-Balance-Verfahren" in München 1968.
- / 10) Böhm, ., Hörz, E.: Der nichtzentrale Stoß von zwei luftbereiften Fahrzeugen ATZ 1968, Hefte 11 und 12.
- / 11/ Slibar, A.: Das Antriebs-Balance-Diagramm als optimales Hilfsmittel der

- Unfallanalyse. Der Verkehrsunfall 1973, Heft 2.
- / 12/ Plankensteiner, K.: Mathematische Grundlagen für die Rekonstruktion von Fahrzeugstößen. Dissertation TH Aachen, 1975
- / 13/ Seiffert, U.: Deformationsverhalten von Fahrzeugen bei Unfallsimulationsversuchen Börsch, F. Der Verkehrsunfall 1976/1
- / 14/ McHenry, R.: A comparison of results obtained with different analytical techniques for reconstruction of highway accidents. SAE-Paper 750893, 1975
- / 15/ Burg, H.: EES - Ein Hilfsmittel zur Unfallrekonstruktion und dessen Auswirkungen auf die Unfallforschung Zeidler, F. Der Verkehrsunfall 1980, Heft 4.
- / 16/ Schimmelpfennig, : Rhomboid-Schnittverfahren und Energie-ringverfahren. Der Verkehrsunfall 11/80 und 9/82 Becke, Hebing
- / 17/ McHenry, R.: Mathematical Reconstruction of Highway Accidents. DOT HS-800 801, 1973
- / 18/ Rau, H.: Rekonstruktion von Fahrzeugkollisionen mit Hilfe von Bewegungsgleichungen. Dissertation TU Berlin 1975
- / 19/ Straßenverkehrsunfälle. Statistisches Bundesamt Wiesbaden. Kohlhammer-Verlag, Mainz. Reihe 3.3.
- / 20/ Statistische Mitteilungen des Kraftfahrt - Bundesamtes. Kirschbaum-Verlag, Bonn-Bad Godesberg.
- / 21/ Zomotor, A: Ein Unfallersfassungssystem mit Schwerpunkt "Aktive Sicherheit". Automobilindustrie Burg, H. Richter, K.-H. 1979, Heft 3.
- / 22/ Parkus, H.: Mechanik der festen Körper Springer Verlag Wien 1960
- / 23/ NASS, National Accident Sampling System, USA, Department of Transportation. Diverse Berichte
- / 24/ Jones, I.: Development and Evaluation of CRASH 2 - Jennings, W. Program for Use under European Conditions SAE-Paper 810473
- / 25/ Hess, R.: Microcomputer Programs Useful for Aspects of Accident Reconstruction SAE-Paper 800174
- / 26/ Burg, H.: Handbuch der Verkehrsunfallrekonstruktion Rau, H. Verlag Information 1981

- / 27/ Campbell, K.L.: Energy Basis for Collision Severity  
3 th International Conference on Occupant Protection, 1974
- / 28/ Warner, C. Y.: A Critique of the CRASH-Accident  
Anderson, D. Reconstruction Computer Programme  
Albrecht Brigham Young University, USA
- / 29/ Loeck, H.: Applikation of the Accident Simulation  
Seiffert, U. Programs CRASH and SMAC  
Volkswagenwerk, IRC 780053
- / 30/ Zeidler, F.: Die Analyse von Straßenverkehrsunfällen  
mit verletzten PKW-Insassen unter  
besonderer Berücksichtigung von versetzten  
Frontalkollisionen mit Abgleiten der  
Fahrzeuge. Dissertation TU-Berlin 1982
- / 31/ Zeidler, Stürtz: Injury Mechanisms in Head-on-Collisions  
Burg, Rau involving Glance-Off  
25th Stapp-Car Crash Conference 1981
- / 32/ Warner, C.: The Accuracy and Usefulness of SMAC  
Perl, T. SAE-Paper 780902
- / 33/ Burg, H.: Unfallversuche mit Personenwagen  
Lindenmann, M. Verlag Information 1982
- / 34/ Burg, H., et al: Verkehrsunfallanalyse  
DEKRA-Fachschrift Nr. 20/83
- / 35/ Burckhardt, M,: Über die Geschwindigkeitsrückrechnung  
bei Kurvenbremsungen. Der Verkehrsun-  
fall 4/82.
- / 36/ Gnadler, R.: Das Verhalten von Kraftfahrzeugen bei  
instationärer Kurvenfahrt mit ver-  
schiedenen Anordnungen der Hauptträg-  
heitsachsen und der Rollachse.  
Dissertation TH Karlsruhe 1971.
- / 37/ Springer, H.: Untersuchung der allgemeinen ebenen  
Bewegung eines luftbereiften und  
nicht angetriebenen Personenwagens.  
Dissertation TU Wien 1971.
- / 38/ Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge.  
Springer Verlag 1972.
- / 39/ Lugner, P.: Numerische Erfassung von Reifenkenn-  
feldern zur Berechnung von Fahrzeug-  
bewegungen. ATZ 4/1974.
- / 40/ Ruf, G.: Analytische Reifenkennfelder.  
Manuskript 9/1981, Fa. Porsche.
- / 41/ Rauser, M.: Energieumsetzung von Personenkraft-  
Großmann, M. wagen beim Frontalaufprall. ATZ 9/1983.

- / 42/ Hamm, L.: Frontal - Crashversuche mit Frontmotor-  
fahrzeugen unterschiedlichen Korrosions-  
zustandes. Untersuchungsbericht der  
Fa. Porsche 1977.
- / 43/ Schaper, D.: Ist die Fahrzeugdeformation ein Maß  
für die Geschwindigkeitsänderung von  
Unfallfahrzeugen? Der Verkehrsunfall  
Heft 8/9 1979.
- / 43/ Schneider, H.: Crashversuche mit Personenkraftwagen.  
TÜV Bayern 1976.
- / 45/ Färber, E.: Streuung von Schutzkriterien in kon-  
trollierten Aufprallversuchen gegen  
die starre 30<sup>~</sup> - Barriere. BAST 1983.
- / 46/ Gnadler, R.: Vorlesungen über Unfallmechanik an  
der TU - Karlsruhe 1980
- / 47/ Appel, H.: Aggressivität von Fahrzeugen als Teil-  
problem der passiven Sicherheit.  
ATZ 1973, Heft 12.
- / 48/ Appel, H.: Vorlesungen über Biomechanik und Fahr-  
zeugsicherheit an der TU - Berlin 1980
- / 49/ Zeidler, F.: Ergebnisse aus der Unfallforschung und  
ihre Anwendung in der Praxis.  
Der Verkehrsunfall 1981, Heft 7/8.
- / 50/ Volvo 242/244 - komfortabler Crash. Automobil-Revue 1977/29.
- / 51/ Bilddokumentationen von Unfallversuchen der Automobilin-  
dustrie in verschiedenen Heften in "der Verkehrsunfall"  
von 1970 bis 1983.
- / 52/ Fischer, J.: Beitrag zur Problematik des Frontal-  
Crash-Tests. ATZ 1978, Heft 9.
- / 53/ Sievert, W.: PKW mit Flüssiggasanlage im Ausprall-  
Pullwitt, E.: versuch. Verkehrsunfall 1982, Heft 4.
- / 54/ Zeidler, F.: Die Bedeutung der Formänderungsenergie  
für die Unfallforschung und das EES-  
Unfallrekonstruktionsverfahren.  
Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik 4/84.

### Tabellarischer Lebenslauf

17. März	1943	geboren in Krummchau/Moldau (CSR) Eltern: Herbert Burg und Margarethe geb. Matouschek
1. April	1949	Volksschule Auringen
28. März	1957	Volksschulabschluß in Wiesbaden-Biebrich
1. April	1957	Beginn einer Lehre als Kfz-Mechaniker
1. Juni	1959	Besuch einer Abendschule zur Erlangung der Fachschulreife
17. Sept.	1960	Gesellenprüfung für das Kfz-Handwerk und Ausübung des Berufs bis 30. März 1963
Jan./Febr.	1962	Praktikum in einer Gießerei
30. März	1962	Erwerb der Fachschulreife
1. April	1963	Beginn eines Studiums an der Staatlichen Ingenieurschule Darmstadt
10. Febr.	1966	Abschluß an der Staatlichen Ingenieurschule als Ing.(grad)
1. März	1966	Teilekonstrukteur bei der Fa. Adam Opel AG in Rüsselsheim
1. Sept.	1966	Technischer Sachbearbeiter bei der Fa. Daimler-Benz AG, Zentral-Kundendienst in Stuttgart-Untertürkheim
1. Juli	1968	Prüfingenieur und Kfz-Sachverständiger an der DEKRA-Prüfstelle in Stuttgart
1. März	1975	Leiter der Abteilung Verkehrsunfallgut- achten, in der DEKRA-Hauptverwaltung in Stuttgart
1. Okt.	1977	Beginn eines Hochschulstudiums an der Universität Stuttgart, das zusätzlich zum Beruf durchgeführt wurde
seit 1. Okt.	1978	Leiter der Hauptabteilung Unfallforschung an der DEKRA-Hauptverwaltung in Stuttgart
1. Okt.	1979	Fortsetzung des nebenberuflichen Studiums (Hauptstudium) an der TU-Berlin mit Ab- schluß als Dipl.-Ing. im Okt. 1981
seit 2. April	1966	verheiratet mit Renate Burg, geb. Schneider 1 Sohn, Jürgen Burg

ANHANG A

**UNFALLVERSUCHE**

## Allgemeine Hinweise

Im Rahmen der Entwicklungsarbeiten zu vorliegendem Verfahren zur Rekonstruktion von PKW/PKW - Kollisionen wurden 11 Unfallversuche durchgeführt. Zwei Versuche fanden in Berlin statt /27/ und 9 Versuche in Winterthur /33/.

Die Versuche waren so angelegt, daß Unfälle im Längsverkehr mit Unfällen beim Einbiegen und Kreuzen verglichen werden konnten. In den folgenden Tabellen sind die untersuchten Kollisionskonfigurationen, die Fahrzeugtypen, die technischen Daten der Fahrzeuge, sowie Kollisions- und Auslaufgeschwindigkeiten angegeben.

Die Kollisionsgeschwindigkeiten wurden mit Lichtschranken gemessen. Die Versuche wurden mit Hochgeschwindigkeitskameras gefilmt und mit Rechnerunterstützung ausgewertet. Zur Verfügung stehen:

- die Ortskurven der Schwerpunkte,
- die Gierwinkelverläufe,
- die Verläufe von Schwerpunkts- und Giergeschwindigkeit,
- die Verläufe der zugehörigen Beschleunigungen.

Die Genauigkeit, mit der diese Daten erfaßt worden sind, ist sehr groß, eine Fehlergrenze kann jedoch nicht exakt angegeben werden, weil die Einflüsse durch das Wanken und Nicken der Fahrzeuge (und damit Verschiebungen der aufgemalten Bezugspunkte) nicht näher beziffert werden können. Der Vergleich zwischen Lichtschrankenmessung und Filmauswertung bei den Kollisionsgeschwindigkeiten zeigt, daß die Fehlergrenze kleiner als  $\pm 1$  km/h ist. Bei den Giergeschwindigkeiten sind die Fehler sicher kleiner als  $\pm 0,2$  rad/s.

Die wichtigsten Versuchsergebnisse sind nachfolgend angegeben. Für alle Versuche sind die bei der Kollision und beim Auslauf entstandenen Spuren vermessen und in Skizzen übertragen.

Die Versuche 1 und 2 sind nur mit Einschränkungen für die Vergleiche verwendbar, weil sich die Schleppvorrichtung bei der Kollision nicht ordnungsgemäß gelöst hat, weshalb zumindest das Fahrzeug 2 im ersten und wahrscheinlich auch im zweiten Versuch in der Auslaufphase durch das Schleppseil wieder beschleunigt wurde.

Kollisionskonfigurationen, Fahrzeugtypen,  
 Kollisionsgeschwindigkeiten und technische  
 Daten der Fahrzeuge bei den 11 Unfallversuchen

Vers-Nr.	Kollisionstyp	Ild. Nr.	Fahrzeugtyp	V <sub>k</sub> km/h	Länge m	Breite m	Radstand m	Spurweite m	SP-Abstand m	Überhang v. m	Masse kg	Träg-Moment kg/m <sup>2</sup>
1		1.1	Daimler Benz 200D/W115	61.1	4,72	1,78	2,795	1,47	1,3	0,8	1550	2553
		1.2	Daimler Benz 200D/W123	38.6	4,72	1,78	2,795	1,47	1,3	0,8	1555	2561
2		2.1	Daimler Benz 200/W115	59.7	4,72	1,78	2,795	1,47	1,3	0,8	1555	2561
		2.2	Daimler Benz 200D/W123	37.7	4,72	1,78	2,795	1,47	1,3	0,8	1555	2561
3		3.1	Fiat 124 S	80	4,05	1,61	2,42	1,33	1,1	0,6	928	1154
		3.2	VW 1300L	0	4,03	1,55	2,4	1,35	1,47	0,66	850	1043
4		4.1	Toyota Corolla	86.7	3,94	1,5	2,33	1,25	1,1	0,69	845	984
		4.2	Datsun 1800	0	4,35	1,61	2,62	1,31	1,24	0,72	1030	1489
5		5.1	Mazda 616	79	4,15	1,58	2,47	1,29	1,03	0,65	930	1205
		5.2	Ford Consul	0	4,61	1,8	2,77	1,52	1,3	0,76	1290	2090
6		6.1	Sunbeam 1250	87.6	4,1	1,6	2,49	1,31	1,09	0,67	880	1140
		6.2	Rover 3500	0	4,53	1,69	2,63	1,33	1,29	0,73	1380	2086
7		7.1	Ford Taunus	64.5	4,27	1,71	2,6	1,42	1,18	0,73	1030	1451
		7.2	Simca 1100	0	3,8	1,49	2,22	1,27	1,1	0,72	800	856
8		8.1	Alfasud	75	3,89	1,59	2,46	1,37	1,04	0,73	940	1141
		8.2	Renault 16	0	4,24	1,63	2,7	1,32	1,19	0,72	1010	1467
9		9.1	Datsun 200	66	4,5	1,67	2,67	1,38	1,11	0,77	1225	1867
		9.2	Ford Taunus	0	4,27	1,71	2,6	1,42	1,17	0,73	1030	1451
10		10.1	Datsun 1200	68	3,88	1,5	2,3	1,25	1,18	0,61	800	905
		10.2	Lada 1200	0	4,07	1,6	2,42	1,34	1,05	0,61	950	1187
11		11.1	Ford Taunus	87.7	4,28	1,7	2,58	1,42	1,14	0,72	990	1387
		11.2	Opel Commodore	0	4,54	1,77	2,67	1,42	1,24	0,68	1320	2030

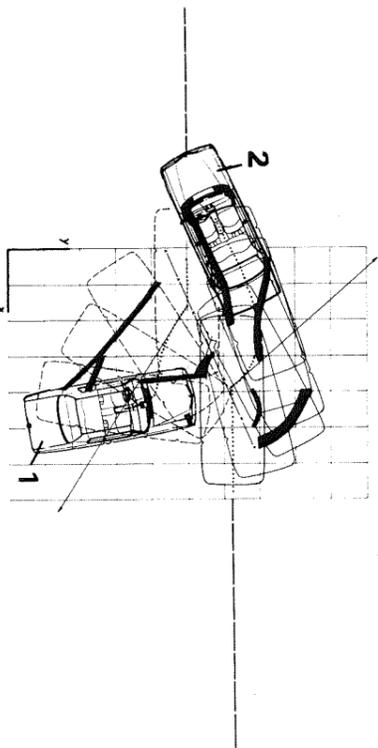
DATEN ZUR POST - CRASH - PHASE

Vers-Nr.	Kollisionstyp	Ild. Nr.	Fahrzeugtyp	s' m	v' km/h	a' m/s	Δβ Grad	ω' rad/s	w <sub>R</sub>	
1		1.1	Daimler Benz 200D/W115	8	28	3,8	35	1,3	0,18	
		1.2	Daimler Benz 200/W123	12	8	-	15	0,8	0,17	
2		2.1	Daimler Benz 200D/W115	4,0	28	7,6	100	2,3	0,2	
		2.2	Daimler Benz 200D/W123	5,0	8	0,5	25	1,1	0,18	
3		3.1	Fiat 124 S	9,5	38	5,9	158	2,1	0,15	
		3.2	VW 1300L	14,5	44	5,2	8	0,6	0,13	a
4		4.1	Toyota Corolla	8,0	27,5	3,7	55	1,2	0,08	
		4.2	Datsun 1800	13,0	40	4,8	4	0,5	0,19	b
5		5.1	Mazda 616	7,5	26,5	3,6	-81	-1,8	0,12	
		5.2	Ford Consul	9,2	35	5,1	186	2,9	0,15	
6		6.1	Sunbeam 1250	8,5	33	5,0	-30	-1,4	0,20	c
		6.2	Rover 3500	11,0	32	3,6	-144	-3,6	0,30	
7		7.1	Ford Taunus	59,0	43	1,2	-1,5	-0,2	0,08	
		7.2	Simca 1100	5,8	23	3,5	240	-5,8	0,39	
8		8.1	Alfasud	26,5	35	2,1	3	0,3	0,09	c
		8.2	Renault 16	10,0	33	4,2	-130	-5,5	-	d
9		9.1	Datsun 200	24,0	43,5	3,0	-2	-0,3	0,20	c
		9.2	Ford Taunus	9,5	26	2,8	260	6,8	0,56	d
10		10.1	Datsun 1200	22,0	28	1,4	-2	-0,3	0,13	
		10.2	Lada 1200	7,8	31	4,8	232	5,0	0,33	
11		11.1	Ford Taunus	7,0	29	4,6	2	0,2	0,07	c
		11.2	Opel Commodore	16,0	37	3,3	-76	-2,1	0,21	

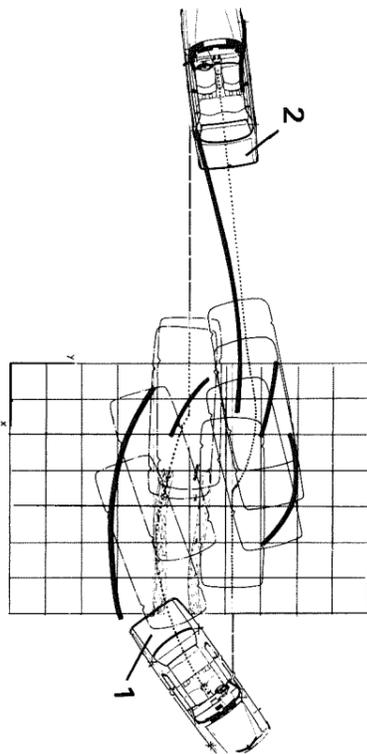
- a) Verstärkung der Rotation durch Lenkeinschlag
- b) Gebremst durch eingelegeten Gang und deformiertes Vorderrad
- c) Gebremst durch Sicherheitsbremse
- d) Auslaufrotation durch sekundärkollision behindert

Rekonstruktionsdaten

Vers-Nr.	Kollisionstyp	Ifd. Nr.	Fahrzeugtyp	V'	v'	r	ρ	V	v	ΔV	EES	ω <sup>*</sup>	ω'	S	γ	V <sub>ST</sub>	ξ	EKZ	ℳ	V <sub>ST1</sub> V <sub>ST2</sub>	V <sub>1'</sub> V <sub>2'</sub>
1		1.1	Daimler Benz 200D/W115	30,5	-10	1,3	24	61,2	0	31,6	48,7	1,3	1,72	13618	-170	26,8	4,4	0,2	0,69	4,7	3,39
		1.2	Daimler Benz 200D/W123	9	148	1,0	24	38,7	-179	31,5	42,5	0,8	1,32		10	5,7	175				
2		2.1	Daimler Benz 200/W115	28,5	-18	1,24	38	57,6	0	31,8	44,7	2,3	2,48	13717	-164	20,3	-0,3	0,23	0,76	6,2	2,85
		2.2	Daimler Benz 200D/W123	10,0	120	1,20	30	35,5	180	31,8	39,1	1,1	1,54		16	3,3	120				
3		3.1	Fiat 124 S	39	-10,45	1,4	19	79,7	0	41,9	42,2	2,41	2,12	10817	-170	35,0	5,0	0,54	1,11	0,77	0,87
		3.2	VW 1300L	44,5	10	1,4	14	1,3	180	45,8	35,2	0,8	1,09		10	45,2	3,1				
4		4.1	Toyota Corolla	29,0	-6,5	1,0	9	86,7	0	58,0	50,5	1,2	1,4	13607	-177	28,1	3,4	0,39	1,15	0,68	0,71
		4.2	Datsun 1800	41,0	3,8	1,4	4,5	6,6	180	47,6	41,5	0,5	0,3		3	41,1	1,8				
5		5.1	Mazda 616	27,5	-6	1,1	-6	78,9	0	51,7	42,9	-1,8	-1,9	13300	-177	28,6	-21,6	0,49	1,20	0,55	0,74
		5.2	Ford Consul	37	3	2,3	167	0,3	-150	37,2	31,0	3,4	3,5		3	52,3	-29,6				
6		6.1	Sunbeam 1250	36	9,5	1,4	-12	87,7	0	52,5	50,7	-1,4	-1,5	12800	174	34,0	-2,6	0,45	1,05	0,80	1,1
		6.2	Rover 3500	33,5	-6,5	0,7	66	0	-135	33,5	32,3	-3,6	-3,8		6	42,3	-0,5				
7		7.1	Ford Taunus	45	3	1,6	-9,5	64,5	0	19,7	23,3	-0,2	-0,3	5600	173	44,7	1,0	0,7	0,85	0,98	1,7
		7.2	Simca 1100	26,3	-17	1,0	19	4,7	-90	25,3	30,0	-5,8	-5,9		-7	45,3	-1				
8		8.1	Alfasud	38	3	1,3	0	74,8	0	34,8	32,8	0,3	0,6	9600	177	38,2	7,1	0,63	1,12	0,63	1,1
		8.2	Renault 16	35	-12	1,2	28	54	-90	34,3	30,6	-6,2	-6,7		-3	60,3	6,1				
9		9.1	Datsun 200	44	-7	1,6	7	65,7	0	22,7	22,3	-0,3	-0,8	7700	-166	45,3	-12,4	0,75	1,01	0,79	1,7
		9.2	Ford Taunus	26,5	8	1,5	155	2,7	-90	27,0	26,6	6,8	6,2		14	57,7	-10,5				
10		10.1	Datsun 1200	30	-10	1,7	6,5	67,8	0	38,6	33	-0,3	-0,3	8500	-172	30,6	-13,6	0,57	1,17	0,63	0,92
		10.2	Lada 1200	32,5	-1,0	1,0	140	5	-87	32,5	27,8	5,0	5,1		8	48,7	-14				
11		11.1	Ford Taunus	32	4,0	1,8	-1	85,3	0	53,4	47,8	0,2	0,45	14880	178	32,4	9,0	0,45	1,1	0,77	0,80
		11.2	Opel Commodore	40	-1,0	0,6	60	1,0	90	40,0	35,9	-2,1	-2,01		-2	42,3	4,2				

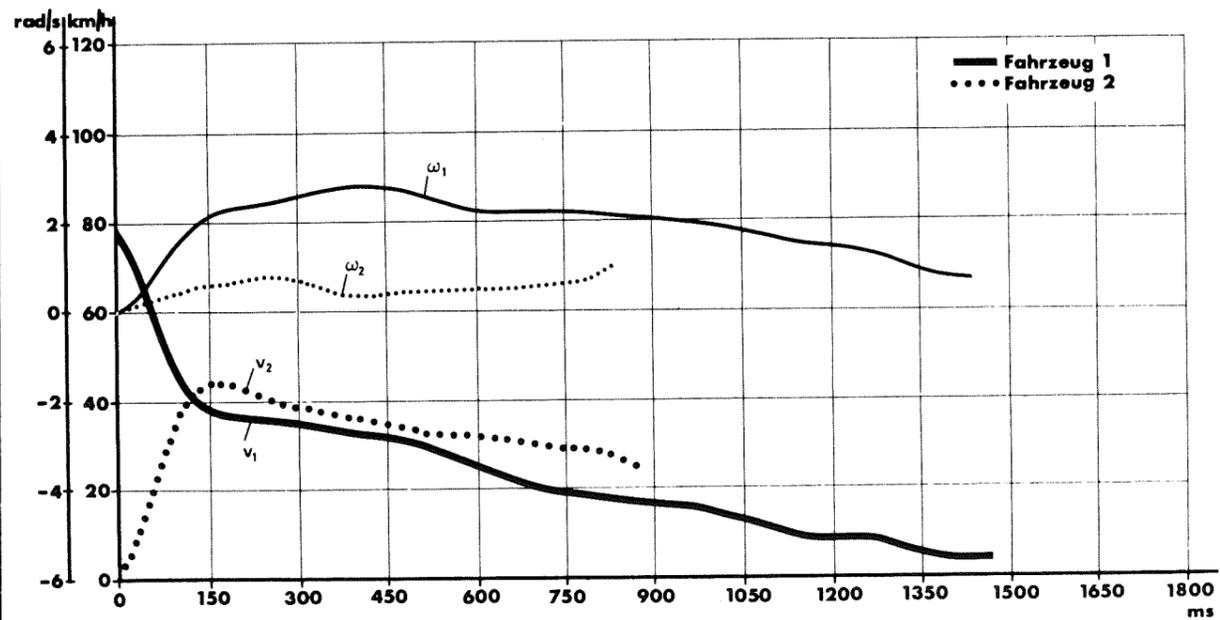
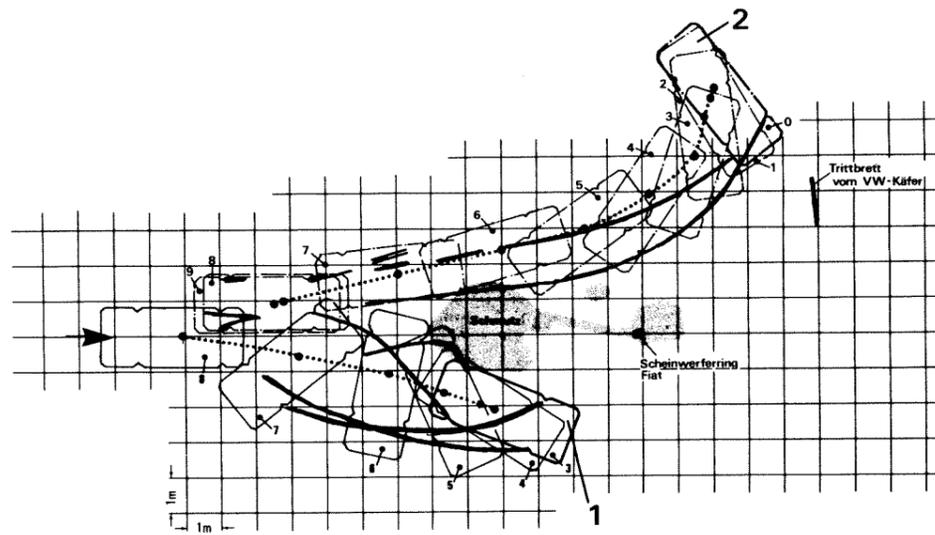


UNFALLVERSUCH NR. 2

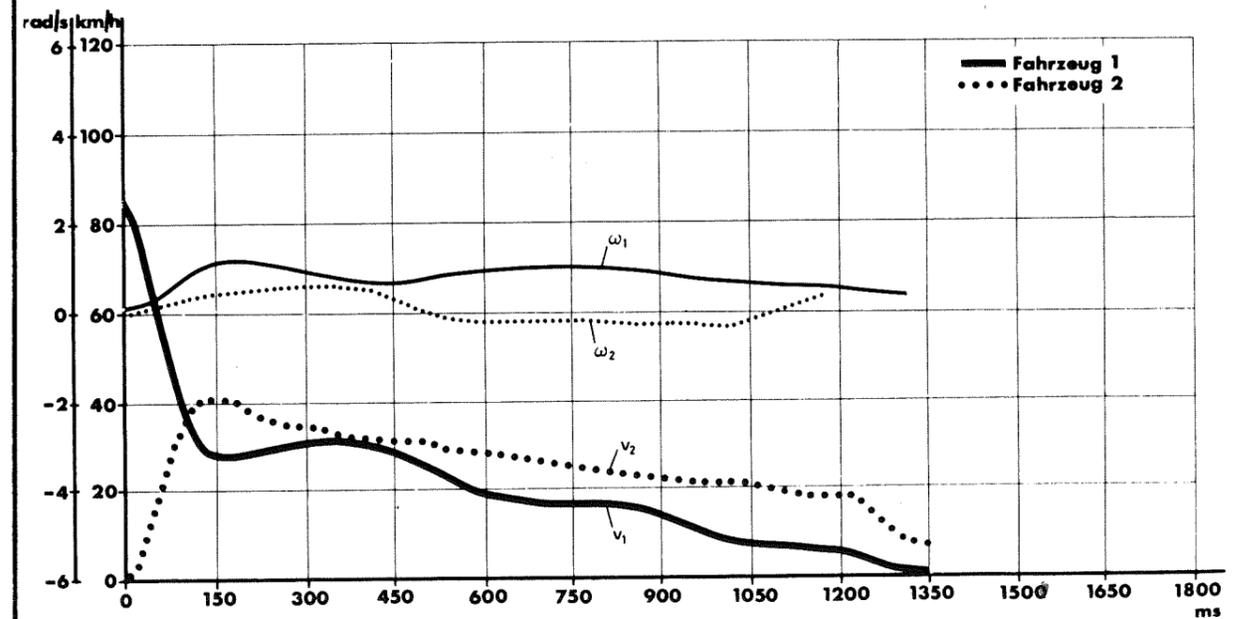
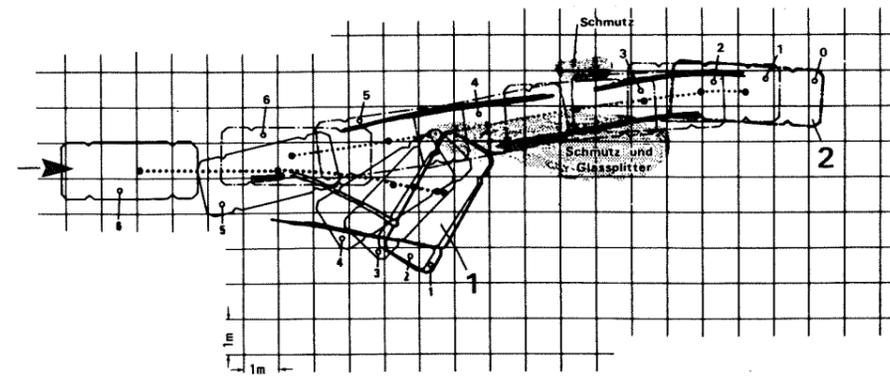


UNFALLVERSUCH NR. 1

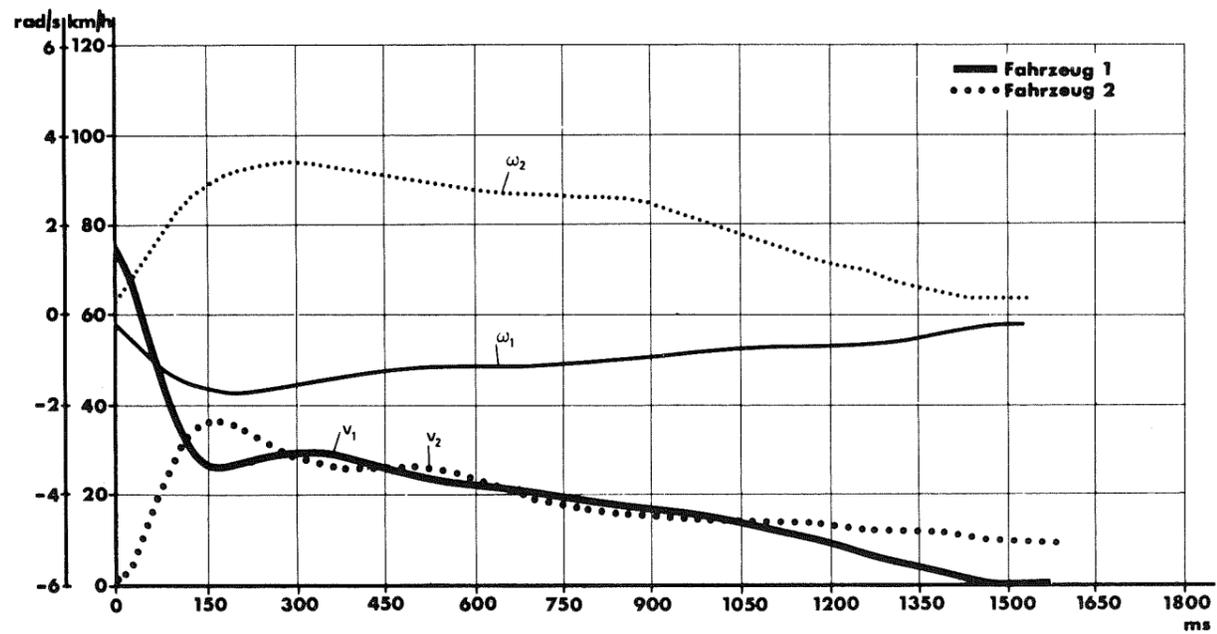
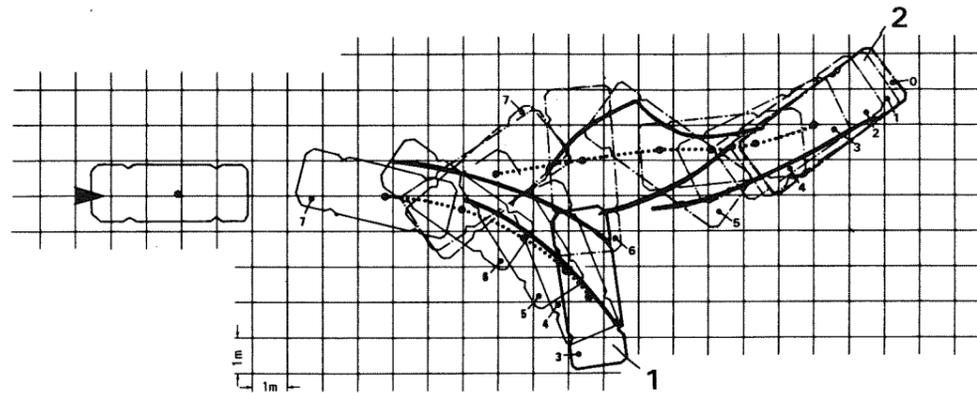
UNFALLVERSUCH NR. 3



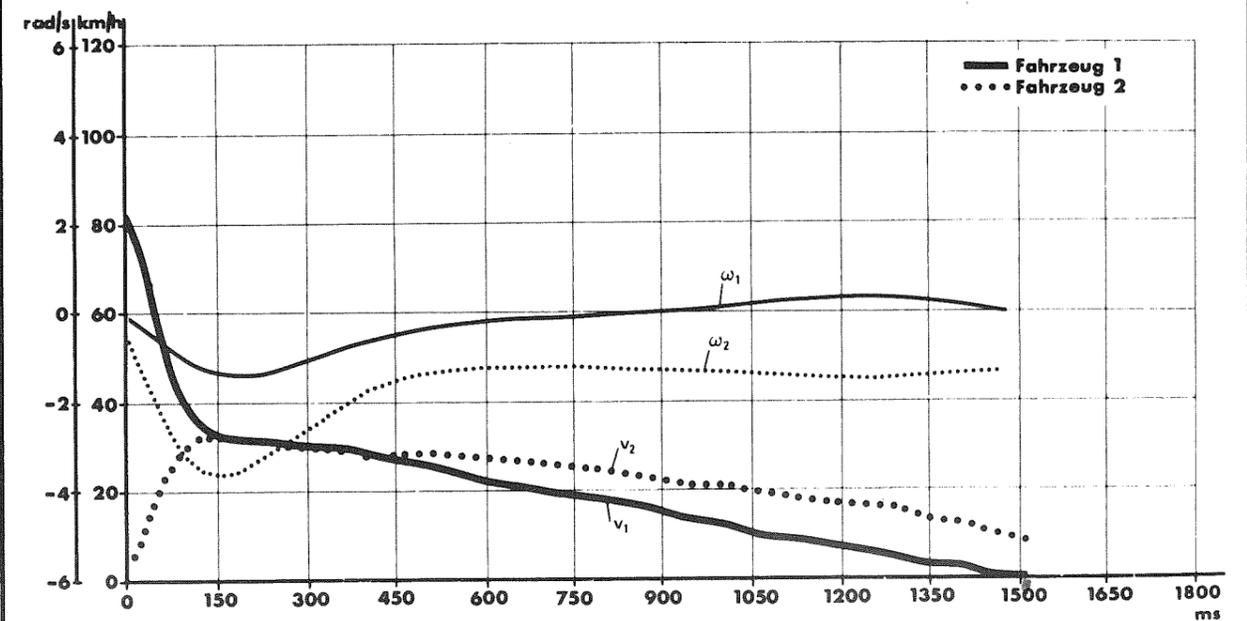
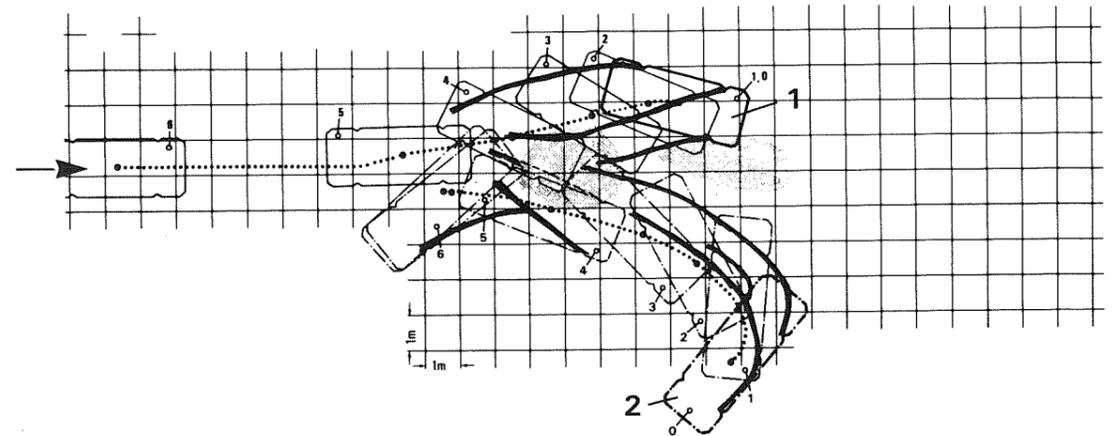
UNFALLVERSUCH NR. 4



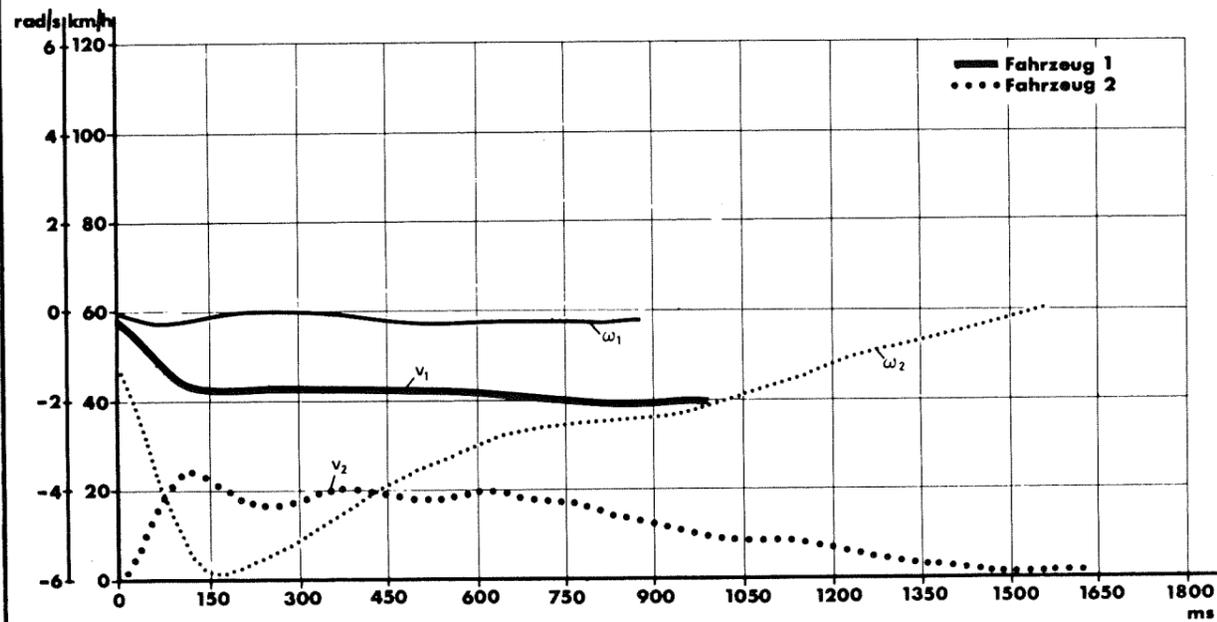
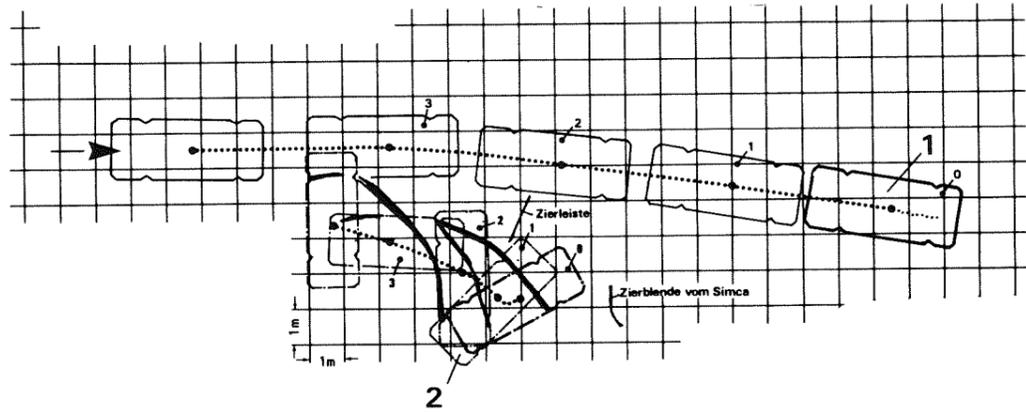
UNFALLVERSUCH NR. 5



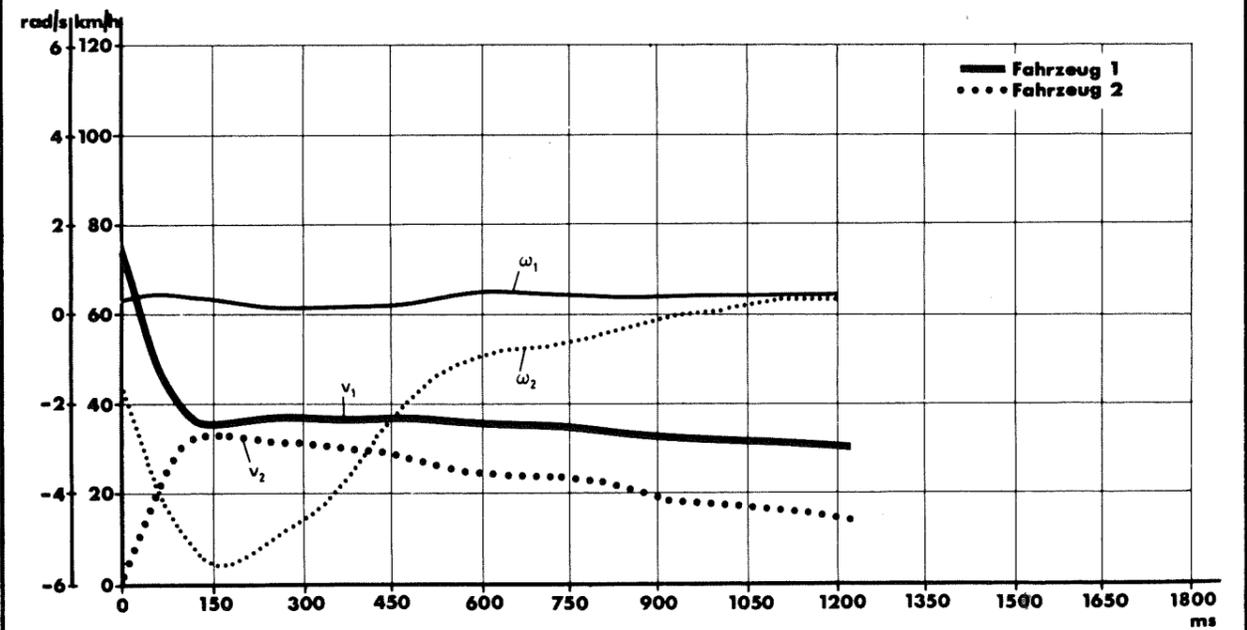
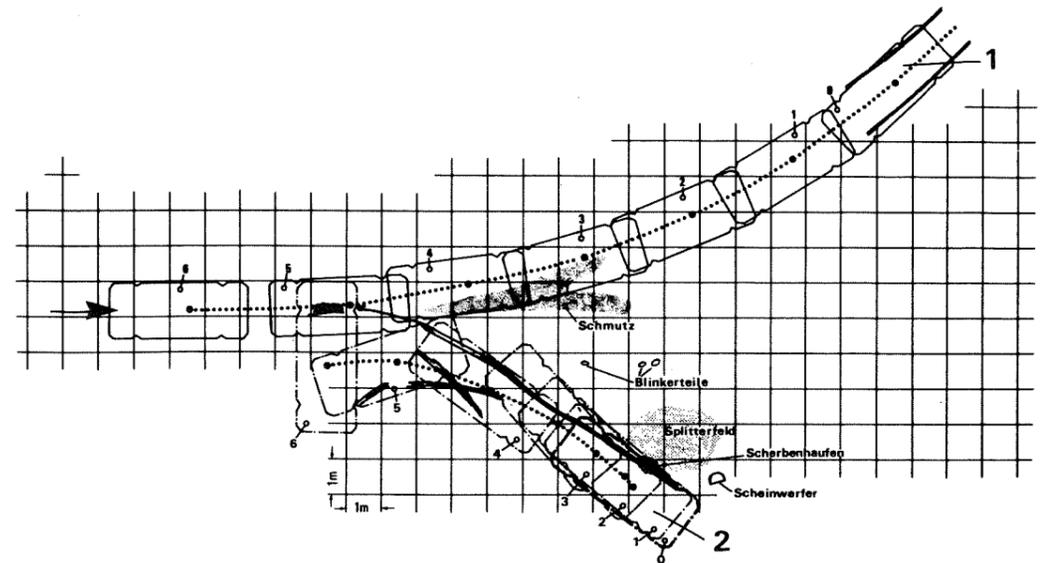
UNFALLVERSUCH NR. 6



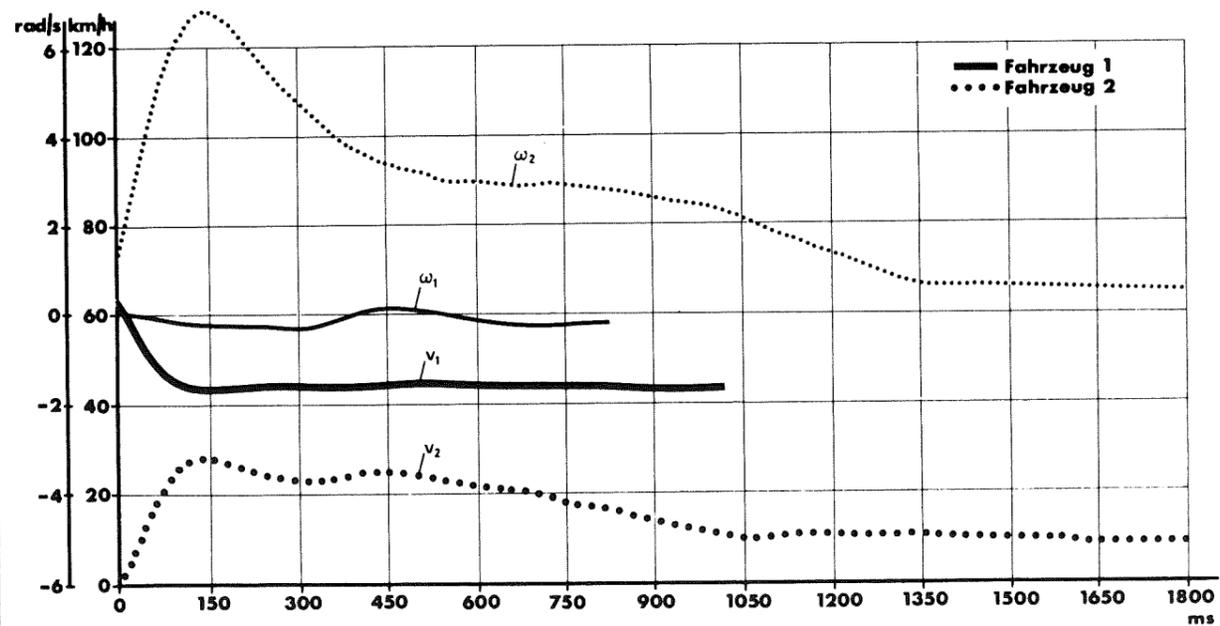
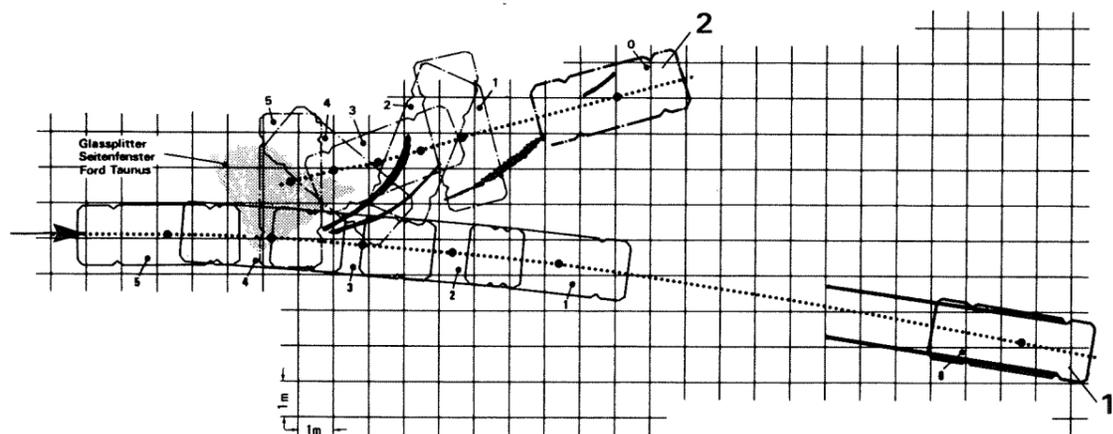
UNFALLVERSUCH NR. 7



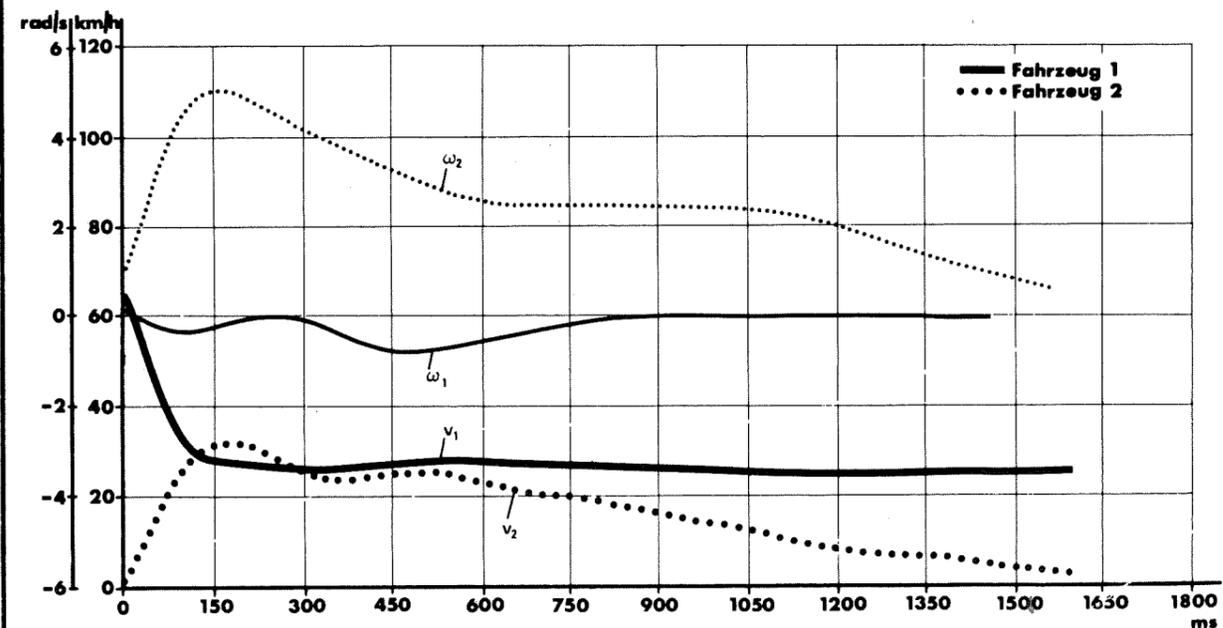
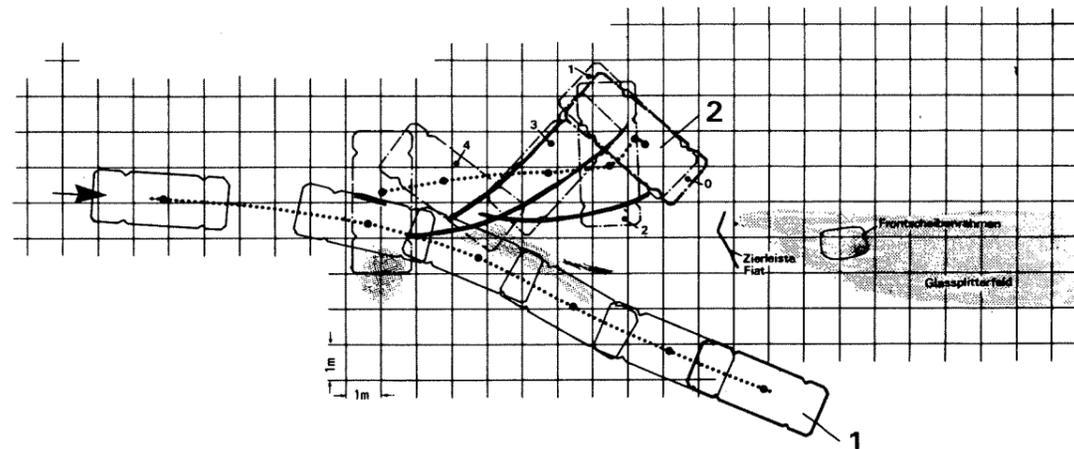
UNFALLVERSUCH NR. 8



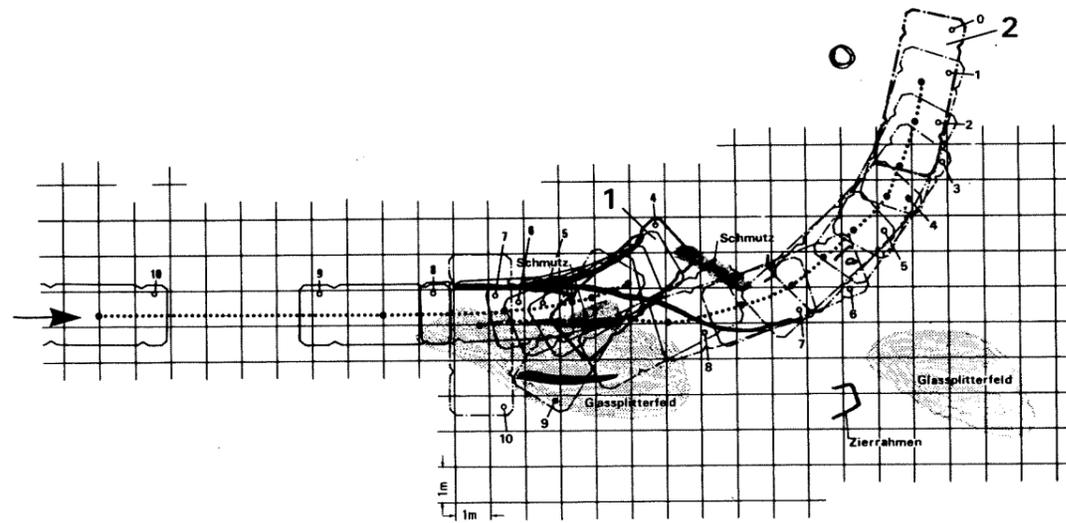
UNFALLVERSUCH NR. 9



UNFALLVERSUCH NR. 10

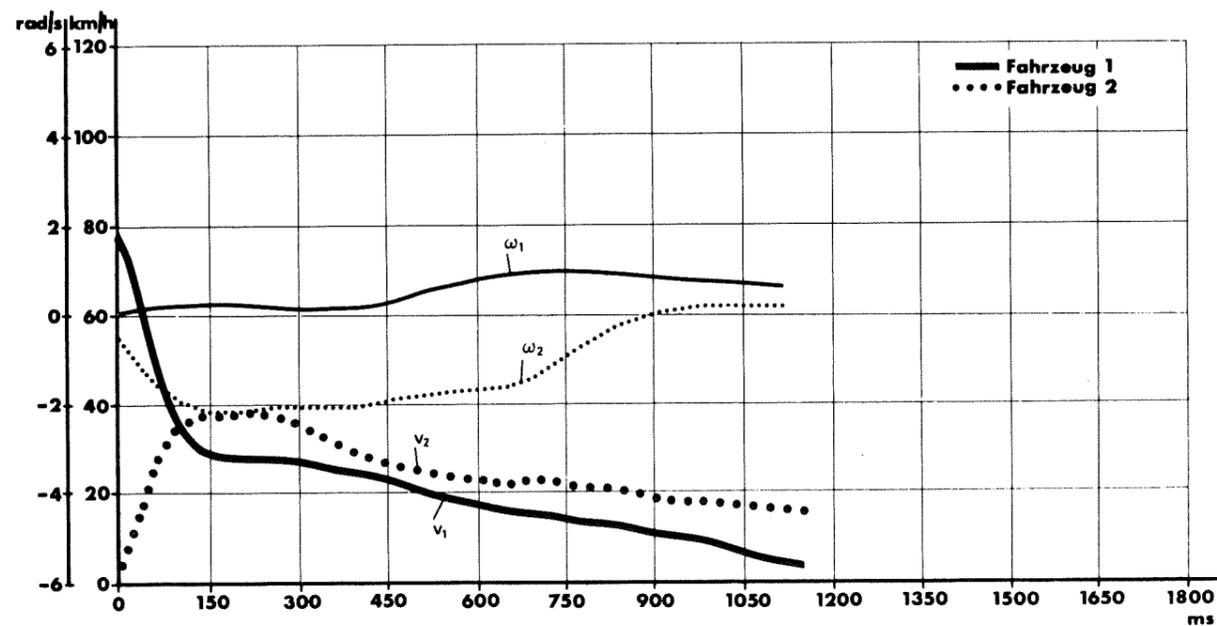


UNFALLVERSUCH NR. 11



ANHANG B

**EES - KATALOG  
PERSONENKRAFTWAGEN**



## 1 Einleitung

Der vorliegende Katalog soll eine Hilfe bei der Festlegung der Schranken "Deformationsenergie" sein. Die Deformationsenergie wird in Form von einer "Energie - äquivalenten Geschwindigkeit" (Energy Equivalent Speed = EES) bewertet. Es gilt der Zusammenhang:

$$E_D = \frac{1}{2} m (EES)^2$$

Der Katalog ist in drei Teile aufgeteilt:

- Unfallversuche der Automobilindustrie
- Unfallversuche für Rekonstruktionsbelange
- Ergebnisse aus der Rekonstruktion realer Unfälle

Folgende Grundsätze sind bei Verwendung der Deformationsenergie bei der Verkehrsunfallrekonstruktion zu beachten:

- \* Die vollständige Rekonstruktion eines Straßenverkehrsunfalls mit Hilfe von EES-Werten ist grundsätzlich für jeden Unfall möglich, bei dem Fahrzeuge beschädigt werden, d. h. Deformationen zurückbleiben, da die Berücksichtigung der Formänderungsarbeit eine zusätzliche Information darstellt und das sog. "EES-Unfallrekonstruktionsverfahren" nach Burg und Zeidler außer dem Energie-Erhaltungssatz auch die übrigen Erhaltungssätze (Impulse und Drall) mitberücksichtigt.

Die vollständige Rekonstruktion eines Straßenverkehrsunfalls nur mittels EES-Werten ist grundsätzlich nicht möglich.

- \* In Frage gestellt werden kann die hinreichend genaue Ermittlungen von EES-Werten, die selbstverständlich - wie jeder andere bei der Unfallrekonstruktion verwendete Werte - toleranzbehaftet ist.

Zur Bestimmung der EES-Werte liegen jedoch heute für frontale Fahrzeugbeschädigungen verschiedene Verfahren vor, die innerhalb eines bestimmten EES-Bereichs mit zufriedenstellender Genauigkeit arbeiten. Der durchschnittliche Fehler bei der Bestimmung der EES-Werte ist kleiner als  $\pm 10\%$ , im ungünstigsten Fall kann der Fehler je nach angewandtem Verfahren maximal  $\pm 20\%$  betragen. Im unteren Geschwindigkeitsbereich (unter 25 km/h) und bei erheblicher Beschädigung der Fahrgastzelle (über 60 km/h) sind spezielle Kenntnisse über das entsprechende Fahrzeug erforderlich, um nicht größere relative Fehler in Kauf nehmen zu müssen. Gesteht man absolute Fehler bis auf  $\pm 5$  km/h zu, ist die Ermittlung der EES-Werte auch im Bereich zwischen 15 und 25 km/h hinreichend genau möglich.

\* Problematischer ist die Ermittlung der EES für andere als frontale Kollisionen. Da jedoch bei Fahrzeug-Fahrzeug-Kollisionen meist einer der beiden Stoßpartner eine Beschädigung der Front aufweist, kann bei Kenntnis beider Deformationstiefen der andere EES-Wert nach den folgenden Gleichungen approximiert werden:

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \frac{m_2}{m_1} \quad (1)$$

$$\frac{EES_1}{EES_2} = \sqrt{\frac{m_2}{m_1} \cdot \frac{SDEF1}{SDEF2}} \quad (2)$$

## 2 Unfallversuche der Automobilindustrie

Unfallversuche sind in der Automobilindustrie ein Teil der Entwicklungsarbeit bei neuen Fahrzeugmodellen. In diesem Stadium werden Fahrzeuge in unterschiedlichen Kollisionskonfigurationen untersucht. Die Ergebnisse sind aber für die Unfallrekonstruktion im allgemeinen nicht verwendbar, weil die Fahrzeuge nicht der späteren Serie entsprechen.

Seit der Sicherheitsgesetzgebung in den USA (FMVSS 204, 208, 212, 219, 301) sind Unfallversuche (Crashtests) mit neuen Serienfahrzeugen vorgeschrieben. Es handelt sich um den Frontalaufprall gegen eine Wand, um den Seiten- und den Heckaufprall mit einer fahrbahnen Barriere gegen das stehende Fahrzeug. Solche Crashtests sind inzwischen auch verschiedentlich veröffentlicht worden.

In Verbindung mit den gesetzlichen Anforderungen hat sich die Fahrzeugentwicklung bei allen Herstellern in eine bestimmte Richtung bewegt. Beispielsweise sind die Deformationswege beim Frontalaufprall mit 30 Mph = 50 km/h bei allen Fahrzeugen ähnlich. Die Streuung innerhalb der Serie bei den hier interessierenden verbleibenden Deformationstiefen ist mit weniger als 10 % zu veranschlagen (zumindest bei deutschen Fahrzeugen). Sobald aber von den genormten Testbedingungen abgewichen wird, ergeben sich durchaus signifikante Unterschiede. Insbesondere gilt das auch für Unterschiede innerhalb eines Modells, z. B. V8-Motor oder 6-Zylinder-Motor bzw. 6-Zylinder-Motor oder 4-Zylinder-Motor.

Ein weiteres Problem ist die Übertragbarkeit der Ergebnisse aus diesen genormten Tests auf reale Unfälle. Sowohl beim Wandaufprall als auch bei den Barrieretests wird die gesamte Fahrzeugstruktur gleichmäßig (bezogen auf die Fahrzeughöhe) eingedrückt. Beim realen Unfall spielen dagegen Form und Strukturfestigkeit der Unfallpartner eine ausschlaggebende Rolle. Beispielsweise sind die Lage und der Auftreffort der Längsträger bedeutungsvoll. Treffen zwei Längsträger bei einer versetzten Frontalkollision genau aufeinander, so kann eine mit dem Wandaufprall vergleichbare Verformung entstehen. Im anderen Fall kann eine völlig anders geartete Beschädigung entstehen und die zuzuordnende Deformationsenergie kann mit Wandaufprallbildern nur noch sehr grob eingeschätzt werden. Ähnlich ist es z. B. bei rechtwinkligen Kollisionen. Dort ist zu prüfen, ob der Längsträger (Schweller) von der Stoßstange des anderen Fahrzeugs erfaßt wurde, oder ob ein Aufgleiten oder Untergleiten stattfand. Beim Aufgleiten werden eventuell Türen stark eingedrückt, was entsprechend zu werten ist (geringere Steifigkeit, Türverstärkungen vorhanden?).

Eine weitere Beeinträchtigung des Ergebnisses kann durch Richtungen der Deformationskräfte geschehen, die merklich von denen bei den Tests verschieden sind. Es können dann Biege- und Scherbeanspruchungen auftreten, deren energetische Bewertung problematisch ist.

Zu beachten ist auch, daß die Unfallversuche der Industrie mit neuen Fahrzeugen gemacht werden. Durch Alterung (Rost, Ermüdung) werden die Karosseriestrukturen geschwächt, ihre Energieaufnahmefähigkeit wird dadurch verringert.

## 3 Unfallversuche für Rekonstruktionsbelange

Bei den in Anhang A dargestellten Unfallversuchen kann die Gesamtdeformationsenergie durch Berechnung ermittelt werden, weil alle Geschwindigkeiten vor und nach der Kollision bekannt sind. Die Deformationsenergie richtig auf beide Fahrzeuge zu verteilen ist dagegen schwierig. Bei den Versuchen sind die EES-Werte nach Gleichung (1) verteilt. Auch die Berechnung nach Gleichung (2) und die Abschätzung anhand von Vergleichsbildern (soweit vorhanden) ergibt keine wesentlich verschiedenen Ergebnisse. Bei den genannten EES - Werten sind Toleranzen von  $\pm 5$  km/h bzw.  $\pm 10\%$  für  $EES > 50$  km/h angegeben.

Das Ergebnis eines Sonderversuchs, bei dem zwei PKW mit jeweils 71 km/h frontal kollidierten, soll helfen, hohe EES - Werte einzuschätzen. Dem gleichen Ziel dienen Fallversuche, bei denen PKW mit einem Kran angehoben und aus größerer Höhe fallengelassen werden.

#### 4 Ergebnisse aus der Rekonstruktion realer Unfälle

Zur Rekonstruktion realer Unfälle ist die Kenntnis der Deformationsenergie nicht zwingend notwendig. Wenn hinreichend viele Unfallschäden vorliegen und eine gute Aufnahme (Spurensicherung) betrieben wurde, dann lassen sich Unfälle in gewissen Grenzen auch ohne Zuhilfenahme der Deformationsenergien rekonstruieren. Im nachhinein kann dann aber die Summe der Deformationsenergie berechnet werden. Die Aufteilung auf die betroffenen Fahrzeuge ist näherungsweise möglich, insbesondere wenn die verbleibenden Deformationen dokumentiert sind.

Die Genauigkeit der Ermittlung der Deformationsenergie ist natürlich nicht mit der von Versuchen zu vergleichen. Es ist aber möglich, Beschädigungsbilder bestimmten Klassen zuzuordnen und diese als Orientierungshilfe bei der Bewertung anderer Fälle heranzuziehen.

#### 5 Dokumentation und Bewertung der verbleibenden Deformationen

Zur richtigen Einschätzung von EES - Werten ist die Schadensdokumentation durch Fotos Voraussetzung. Nach Möglichkeit sollten auch einige Maße abgenommen werden.

Die Fotos sollten parallel zur Längs- und Querachse des Fahrzeugs gemacht werden, damit eine Übertragung in maßstäbliche Fahrzeugskizzen möglich ist. Besonders günstig sind Überkopfaufnahmen (Stativ, Fesselballon). Bei der zusätzlichen Vermessung kann eine Beschränkung auf einige wesentliche Maße erfolgen, das sind beispielsweise:

- Festhalten des Überdeckungsgrades
- Vermessung maximaler Eindringtiefen längs und quer
- Vermessen eventueller Radstandsveränderungen

Wichtig sind Feststellungen darüber, welche Teile der Fahrzeuge von den Beschädigungen betroffen sind (Längsträger, Schweller, Antriebsblock, Achsen). Auf die Auswirkungen ist bereits eingangs hingewiesen.

Bei der Aufteilung der Deformationsenergie auf die Fahrzeuge spielen deren Massen und Deformationscharakteristika eine Rolle. Die Gleichung erlaubt die näherungsweise Aufteilung der Energie.

In dieser Gleichung kommen Deformationswege vor. Damit sind maximale bleibende Deformationen gemeint, die sinnvollerweise am Stoßangriffspunkt in Richtung der resultierenden Stoßkraft gemessen werden, was im allgemeinen erst bei der Rekonstruktion und nach Übertragung der Schadensbilder in maßstäbliche Skizzen möglich ist.

Inhaltsverzeichnis1. Unfallversuche der Automobilindustrie

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
1- 1	BMW Typ 3	*			48
	BMW Typ 3			*	36
1- 2	BMW Typ 5	*			49
	BMW Typ 5			*	35
1- 3	BMW Typ 6	*			49
	BMW Typ 6			*	35
1- 4	BMW Typ 7	*			48
	BMW Typ 7			*	35
1- 5	Mercedes-Benz W201	*			50
	Mercedes-Benz W201			*	55
1- 6	Mercedes-Benz W201	*			44
	Mercedes-Benz W201			*	30
1- 7	Mercedes-Benz W201			*	35
	Mercedes-Benz W201			*	11
1- 8	Mercedes-Benz W126	*			49
	Mercedes-Benz W126	*			57
1- 9	Mercedes-Benz W126			*	28
1-10	Mercedes-Benz W126	*			20
	Mercedes-Benz W126	*			29
1-11	Mercedes-Benz W126	*			18
	Mercedes-Benz W126		*		25
1-12	Mercedes-Benz W126		*		31
1-12a	Mercedes-Benz W126		*		27
	Mercedes-Benz W126	*			20
1-13	Opel Corsa	*			50
1-14	Opel Kadett	*			48

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
1-15	Opel Ascona	*			49
1-16	Opel Rekord	*			49
1-17	Opel Monza	*			49
1-18	VW Polo	*			48
1-19	VW Polo	*			50
1-20	VW Derby			*	25
	VW Scirocco			*	25
1-21	VW Golf A	*			49
	VW Golf A			*	26
1-22	VW Golf Cabrio	*			50
1-23	VW Passat	*			25
	VW Passat			*	25
1-24	VW Passat Variant	*			52
	VW Passat Variant			*	27
1-25	VW Passat		*		22

2.1 Unfallversuche aus Anhang A

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
2- 1	Mercedes-Benz W115	*			50
	Mercedes-Benz W123	*			40
2- 2	Mercedes-Benz W115	*			50
	Mercedes-Benz W123	*			40
2- 3	Fiat 124 S	*			42
	VW 1300 L	*			35
2- 4	Toyota Corolla	*			50
	Datsun 1800	*			40
2- 5	Mazda 616	*			40
	Ford Consul			*	30
2- 6	Sunbeam 1250	*			50
	Rover 3500			*	35
2- 7	Ford Taunus	*			20
	Simca 1100		*		30
2- 8	Alfasud	*			30
	Renault 16		*		30
2- 9	Datsun 200	*			25
	Ford Taunus		*		25
2-10	Datsun 1200	*			30
	Lada 1200		*		30
2-11	Ford Taunus	*			40
	Opel Commodore		*		40

2.2 Sonderversuch

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
2-12	VW Käfer 1300	*			77
	Audi 80	*			65

2.3 Fallversuche

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
2-13	Audi 80	*			60
2-14	VW Passat			*	48
2-15	Fiat 132	*			77
2-16	Ford Taunus	*			77

## 3 Auswertung realer Unfälle

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
3- 1	BMW 520	*			25
	BMW 2002		*		30
3- 2	Audi 50	*			15
	Citroen CX 2400		*		30
3- 3	Opel Ascona B	*			40
	Opel Kadett C	*			50
3- 4	Fiat 128	*			30
	Volvo P114S			*	20
3- 5	Opel Kadett C	*			10
	VW-Käfer		*		10
3- 6	BMW 2800	*			15
	BMW 633 CSi		*		15
3- 7	VW Golf A	*			30
	Mercedes Benz 230		*		15
3- 8	Audi 100	*			28
	VW Golf A		*		35
3- 9	BMW 1502		*		20
	Mercedes-Benz W123	*			15
3-10	Opel Kadett B	*			37
	VW Käfer		*		37
3-11	Renault 20 TS	*			30
	BMW 323 i		*		35
3-12	VW Polo	*			20
	Mercedes-Benz 250 C/8			*	15
3-13	VW K70	*			25
	Ford Granada			*	25
3-14	Mercedes-Benz 280 S	*			27
	BMW 520	*			27
3-15	Mercedes-Benz 230 SL	*			30
	Opel Rekord D		*		40

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
3-16	Ford Taunus	*			40
	Ford 15 m		*		40
3-17	Mercedes-Benz W123	*			40
	Renault 12		*		60
3-18	Jaguar	*			40
	Renault 16	*			80
3-19	VW Käfer	*			70
	Opel Rekord	*			60

4 EES-Werte nach Geschwindigkeitsklassen geordnet4.1 EES-Werte bis 20 km/h

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
1- 7	Mercedes-Benz W201			*	11
1-10	Mercedes-Benz W126	*			20
1-11	Mercedes-Benz W126	*			18
1-12a	Mercedes-Benz W126	*			20
3- 2	Audi 50	*			15
3- 4	Volvo P114S			*	20
3- 5	Opel Kadett C VW-Käfer	*	*		10 10
3- 6	BMW 2800 BMW 633 CSi	*	*		15 15
3- 7	Mercedes Benz 230/W116		*		15
3- 9	BMW 1502 Mercedes-Benz W123	*	*		20 15
3-12	VW Polo Mercedes-Benz 250 C/8	*		*	20 15

4.2 EES-Werte zwischen 21 und 30 km/h

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
1- 6	Mercedes-Benz W201			*	30
1- 9	Mercedes-Benz W126			*	28
1-10	Mercedes-Benz W126	*			29
1-11	Mercedes-Benz W126		*		25
1-12a	Mercedes-Benz W126		*		27
1-20	VW Derby VW Scirocco			*	25 25
1-21	VW Golf A			*	26
1-23	VW Passat VW Passat	*		*	25 25

1-24	VW Passat Variant			*	27
1-25	VW Passat			*	22
2- 5	Ford Consul			*	30
2- 6	Rover 3500			*	35
2- 7	Simca 1100			*	30
2- 8	Alfasud Renault 16	*	*		30 30
2- 9	Datsun 200 Ford Taunus	*	*		25 25
2-10	Datsun 1200 Lada 1200	*	*		30 30
3- 1	BMW 520 BMW 2002	*	*		25 30
3- 2	Citroen CX 2400			*	30
3- 4	Fiat 128	*			30
3- 7	VW Golf A	*			30
3- 8	Audi 100	*			28
3-11	Renault 20 TS	*			30
3-13	VW K70 Ford Granada	*		*	25 25
3-14	Mercedes-Benz 280 S BMW 520	*		*	27 27
3-15	Mercedes-Benz 230 SL	*			30

4.3 EES-Werte zwischen 31 und 40 km/h

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
1- 1	BMW Typ 3			*	36
1- 2	BMW Typ 5			*	35
1- 3	BMW Typ 6			*	35
1- 4	BMW Typ 7			*	35
1- 7	Mercedes-Benz W201			*	
1-12	Mercedes-Benz W126		*		31

2- 1	Mercedes-Benz W123	*		40
2- 2	Mercedes-Benz W123	*		40
2- 3	VW 1300 L	*		35
2- 4	Datsun 1800	*		40
2- 5	Mazda 616	*		40
2- 6	Rover 3500		*	35
2-11	Ford Taunus	*		40
	Opel Commodore		*	40
3- 3	Opel Ascona B	*		40
3- 8	VW Golf A		*	35
3-10	Opel Kadett B	*		37
	VW Käfer		*	37
3-11	BMW 323 i		*	35
3-15	Opel Rekord D		*	40
3-16	Ford Taunus	*		40
	Ford 15 m		*	40
3-17	Mercedes-Benz W123	*		40
3-18	Jaguar	*		40

4.4 EES-Werte zwischen 41 und 50 km/h

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
1- 1	BMW Typ 3	*			48
1- 2	BMW Typ 5	*			49
1- 3	BMW Typ 6	*			49
1- 4	BMW Typ 7	*			48
1- 5	Mercedes-Benz W201	*			50
1- 6	Mercedes-Benz W201	*			44
1- 8	Mercedes-Benz W126	*			49
1-13	Opel Corsa	*			50
1-14	Opel Kadett	*			48

1-15	Opel Ascona	*		49
1-16	Opel Rekord	*		49
1-17	Opel Monza	*		49
1-18	VW Polo	*		48
1-19	VW Polo	*		50
1-21	VW Golf A	*		49
1-22	VW Golf Cabrio	*		50
2- 1	Mercedes-Benz W115	*		50
2- 2	Mercedes-Benz W115	*		50
2- 3	Fiat 124 S	*		42
2- 4	Toyota Corolla	*		50
2- 6	Sunbeam 1250	*		50
2-13	VW Passat		*	48
3- 3	Opel Kadett C	*		50

4.5 EES-Werte zwischen 51 und 60 km/h

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
1- 5	Mercedes-Benz W201			*	55
1-24	VW Passat Variant	*			52
2-13	Audi 80	*			60
3-17	Renault 12			*	60
3-18	Jaguar	*			40
3-19	Opel Rekord	*			60

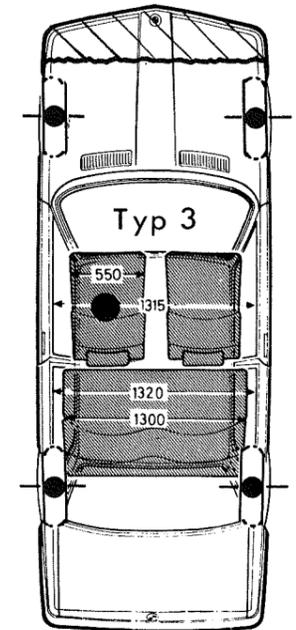
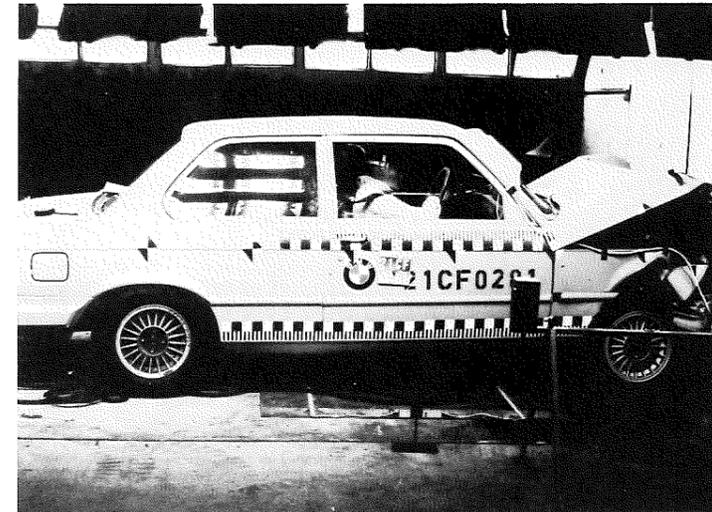
4.6 EES-Werte über 61 km/h

Seite	Fahrzeugtyp	Aufprallort			EES in km/h
		Front	Seite	Heck	
2-12	VW Käfer 1300	*			77
	Audi 80	*			65

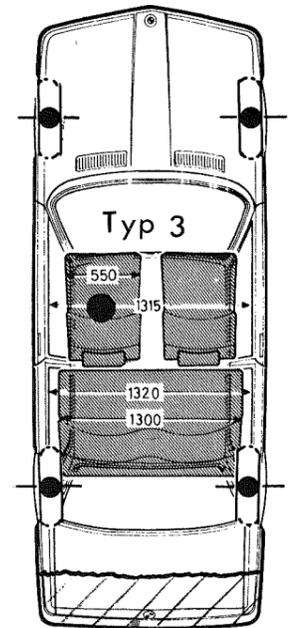
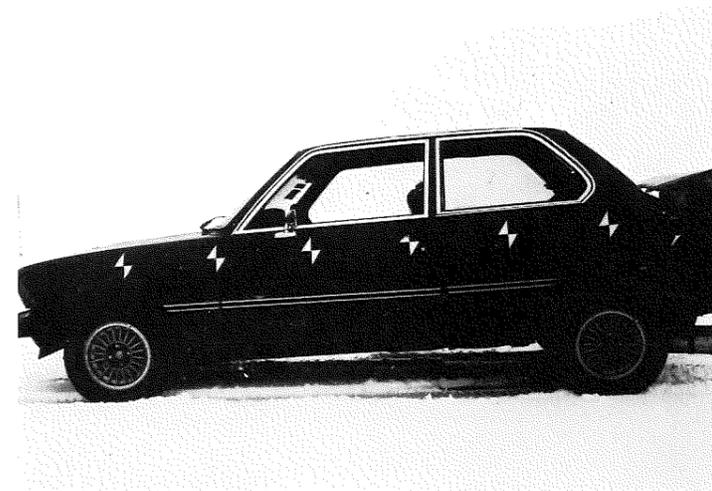
2-15	Fiat 132	*	77
2-16	Ford Taunus	*	77
3-18	Renault 16	*	80
3-19	VW Käfer	*	70

## UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

### EES - WERTE FÜR BMW - PKW



Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
 Fahrzeugmasse 1353 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 48,7 km/h  
 Max. bleibende Deformation 451 mm  
 EES = 48 km/h



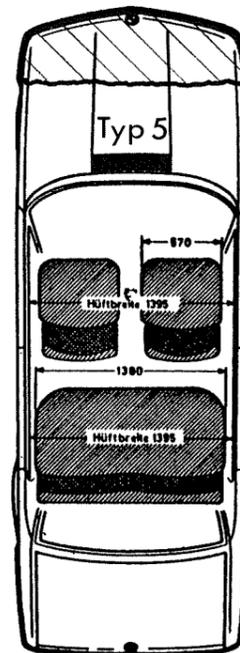
Heckaufprall mit Barriere  
 Masse des Stoßwagens 1814 kg  
 Fahrzeugmasse 1353 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 48,0 km/h  
 Max. bleibende Deformation 282 mm  
 EES = 36 km/h

UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR BMW - PKW



Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
 Fahrzeugmasse 1450 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 49,9 km/h  
 Max. bleibende Deformation 567 mm  
 EES = 49 km/h

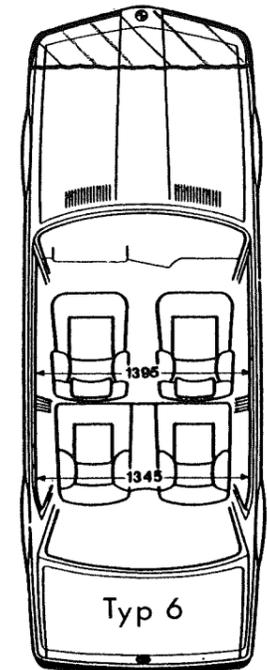


UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

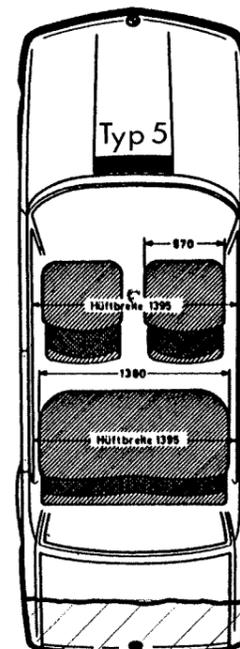
EES - WERTE FÜR BMW - PKW



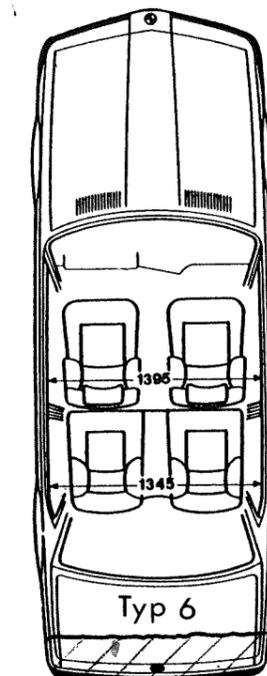
Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
 Fahrzeugmasse 1810 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 49,9 km/h  
 Max. bleibende Deformation 475 mm  
 EES = 49 km/h



Heckaufprall mit Barriere  
 Masse des Stoßwagens 1814 kg  
 Fahrzeugmasse 1577 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 48,8 km/h  
 Max. bleibende Deformation 360 mm  
 EES = 35 km/h

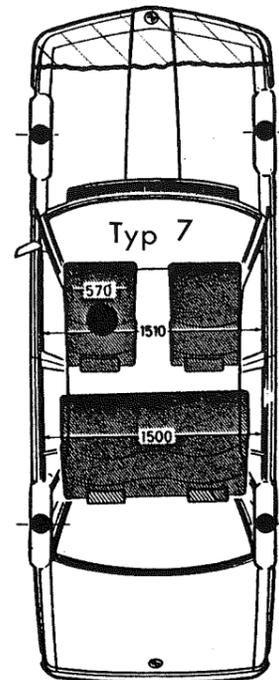


Heckaufprall mit Barriere  
 Masse des Stoßwagens 1814 kg  
 Fahrzeugmasse 1810 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 50,2 km/h  
 Max. bleibende Deformation 347 mm  
 EES = 35 km/h

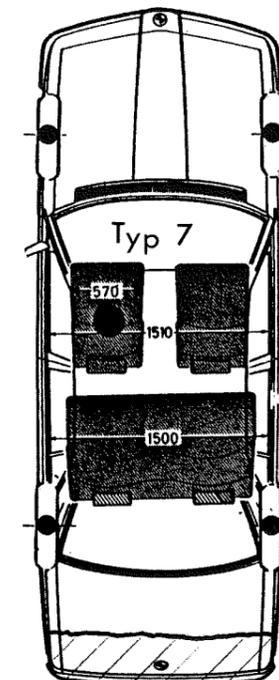
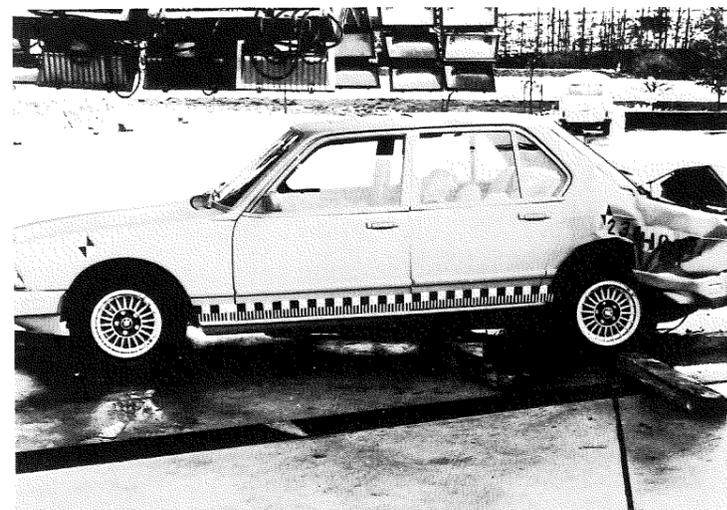


UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR BMW - PKW



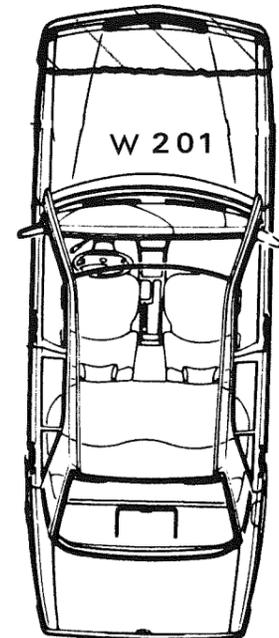
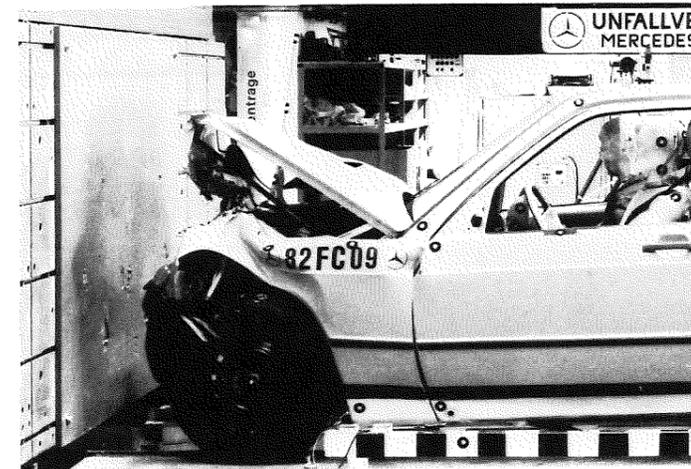
Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
 Fahrzeugmasse 1805 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 48,6 km/h  
 Max. bleibende Deformation 455 mm  
 EES = 48 km/h



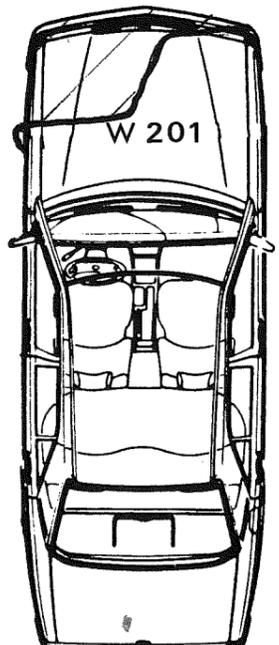
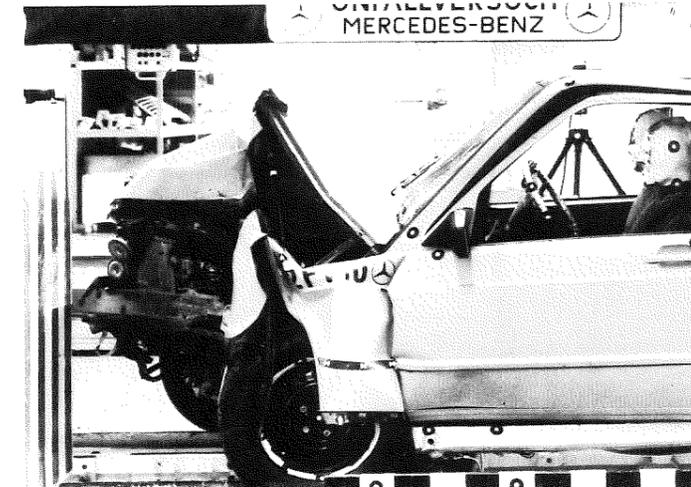
Heckaufprall mit Barriere  
 Masse des Stoßwagens 1814 kg  
 Fahrzeugmasse 1805 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 52,9 km/h  
 Max. bleibende Deformation 386 mm  
 EES = 35 km/h

UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW



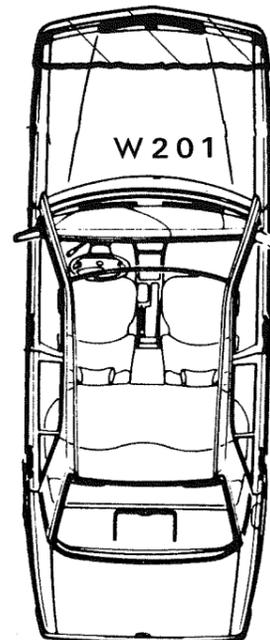
Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
 Fahrzeugmasse 1470 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 49,6 km/h  
 Max. bleibende Deformation 480 mm  
 EES = 50 km/h



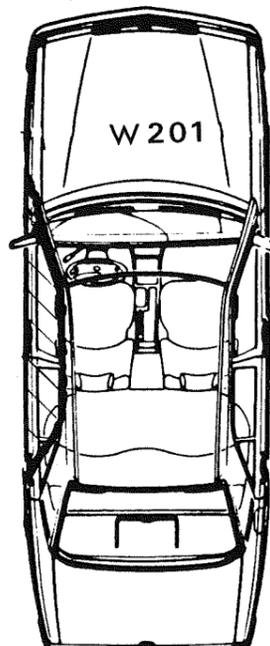
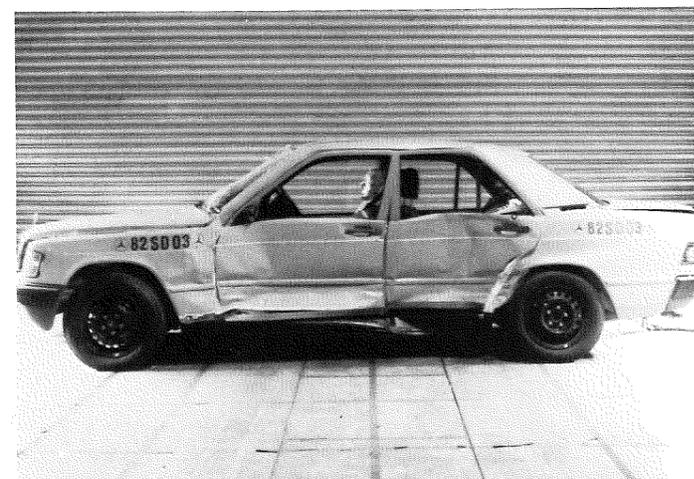
Frontalaufprall mit 40% Überdeckung  
 Fahrzeugmasse 1470 kg  
 Kollisionsgeschwindigkeit 55 km/h  
 Max. bleibende Deformation 850 mm  
 EES = 55 km/h

UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW



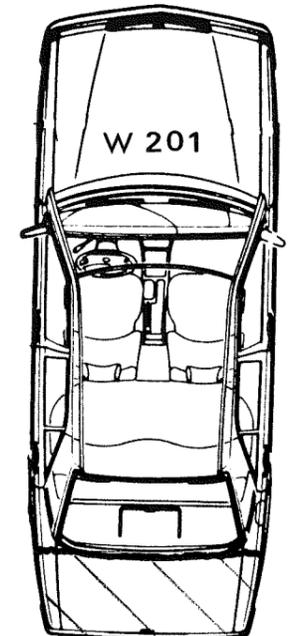
Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 1405 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 44,1 km/h  
Max. bleibende Deformation 408 mm  
EES = 44 km/h



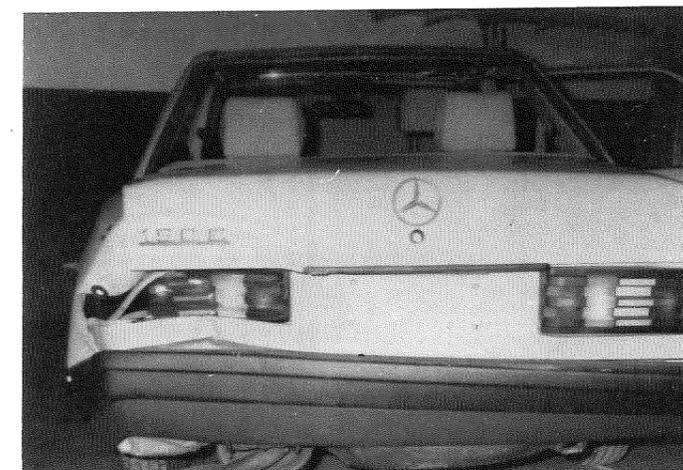
Seitenaufprall mit Barriere  
Masse des Stoßwagens 1100 kg  
Fahrzeugmasse 1409 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 46,2 km/h  
Max. bleibende Deformation 266 mm  
EES = 30 km/h

UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW



Heckaufprall mit Stoßwagen  
Masse des Stoßwagens 1814 kg  
Fahrzeugmasse 1545 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 48,4 km/h  
Max. bleibende Deformation 600 mm  
EES = 35 km/h



Heckaufprall mit Stoßwagen mit 40% Überdeckung  
Masse des Stoßwagens 1000 kg  
Fahrzeugmasse 1250 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 16,3 km/h  
Max. bleibende Deformation 126 mm  
EES = 11 km/h

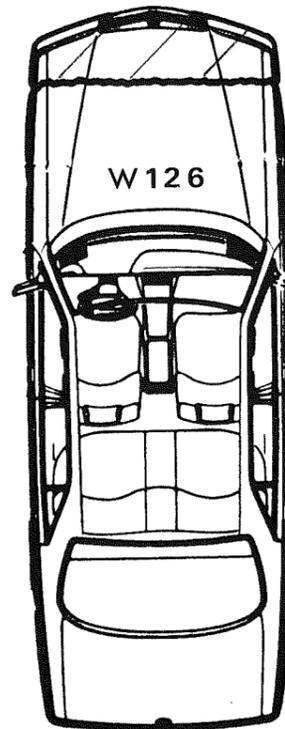


UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

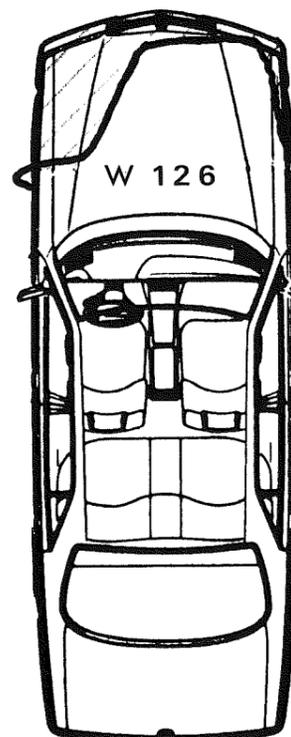
EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW



Wandaufprall mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 1930 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 49,7 km/h  
Max. bleibende Deformation 543 mm  
EES = 49 km/h



Frontalaufprall mit 40% Überdeckung  
Fahrzeugmasse 1939 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 57,4 km/h  
Max. bleibende Deformation 1010 mm  
EES = 57 km/h

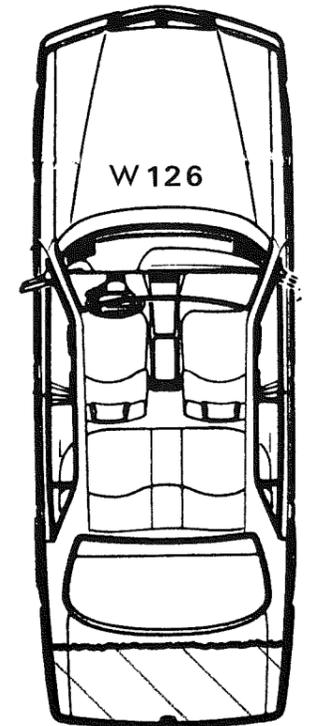


UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW

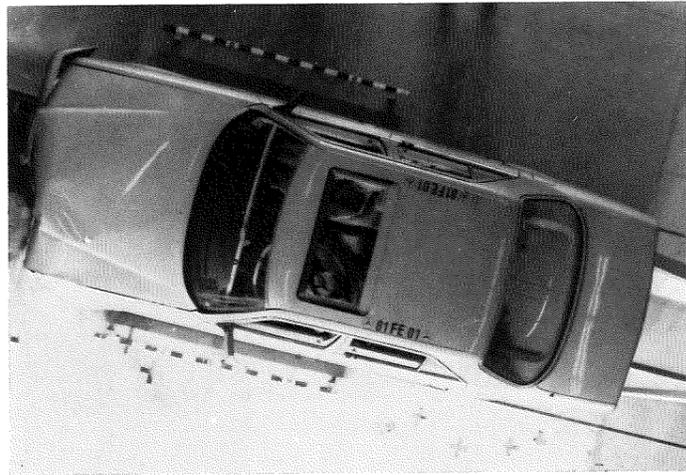


Heckaufprall durch Stoßwagen  
Masse des Stoßwagens 1814 kg  
Fahrzeugmasse 2090 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 48,4 km/h  
Max. bleibende Deformation 660 mm  
EES = 28 km/h

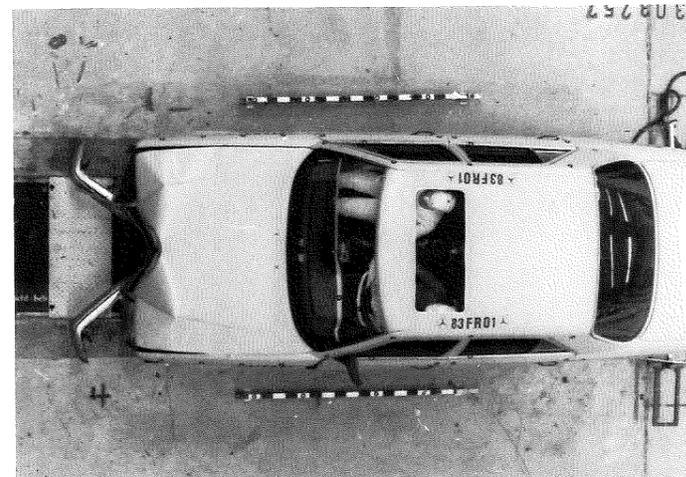
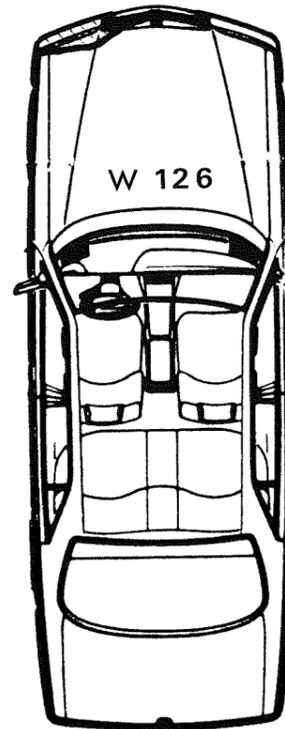


UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

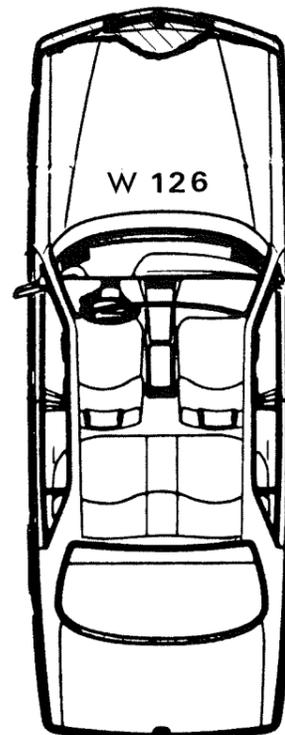
EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW



Frontalaufprall mit 40% Überdeckung  
Fahrzeugmasse 1818 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 20,8 km/h  
Max. bleibende Deformation 273 mm  
EES = 20 km/h

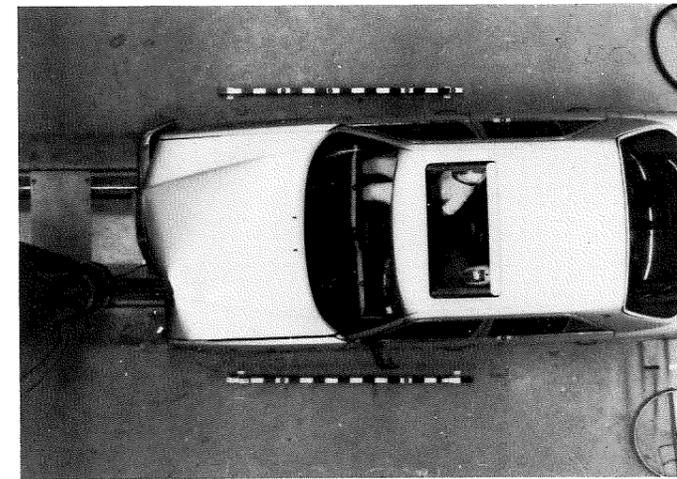


Pfahlaufprall mittig  
Fahrzeugmasse 1840 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 29,4 km/h  
Max. bleibende Deformation 367 mm  
EES = 29 km/h

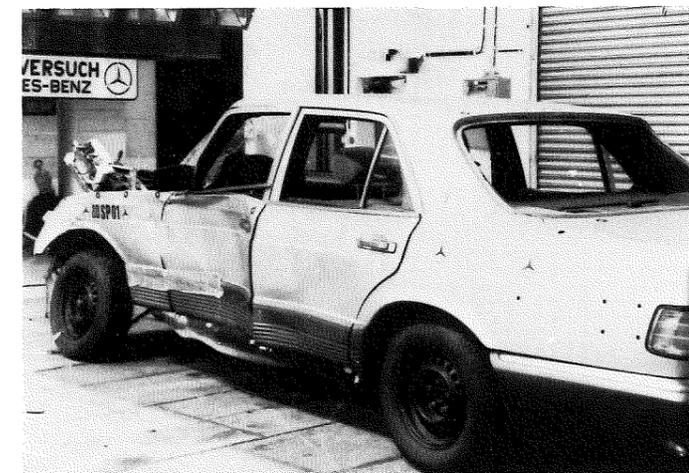
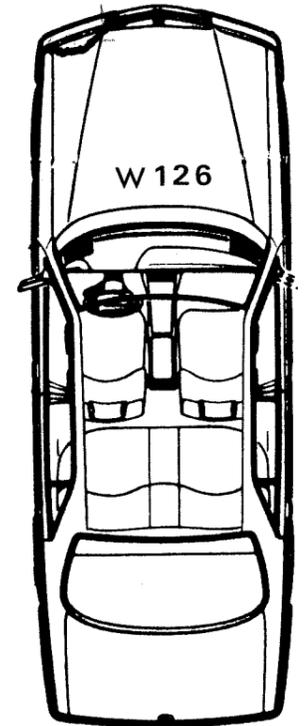


UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

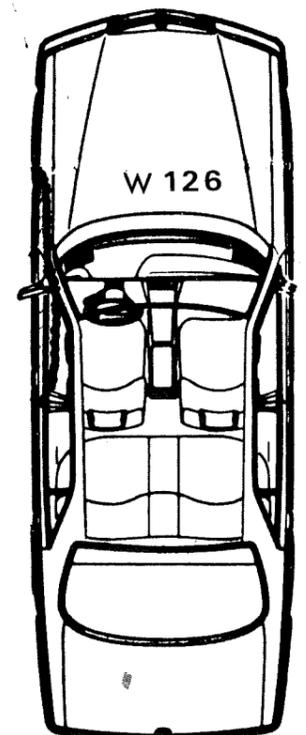
EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW



Pfahlaufprall 400 mm links der Mitte  
Fahrzeugmasse 1818 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 18,6 km/h  
Max. bleibende Deformation 233 mm  
EES = 18 km/h



Seitenaufprall mit Stoßwagen  
Masse des Stoßwagens 1484 kg  
Fahrzeugmasse 1560 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 35,3 km/h  
Max. bleibende Deformation 160 mm  
EES = 25 km/h

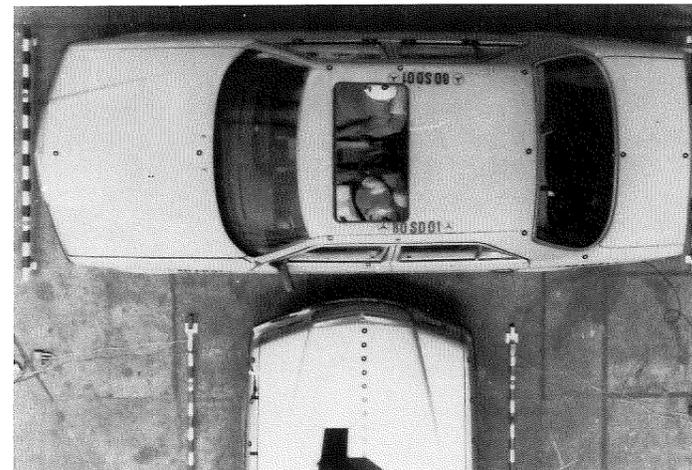
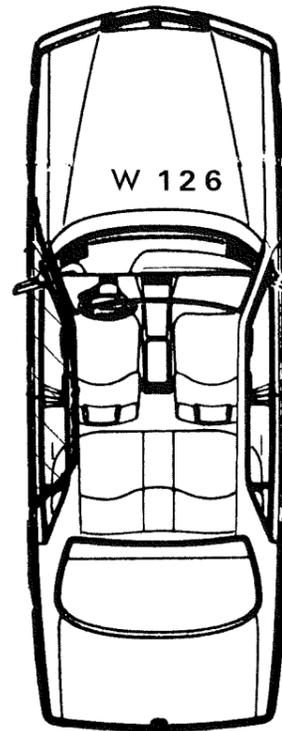


UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW



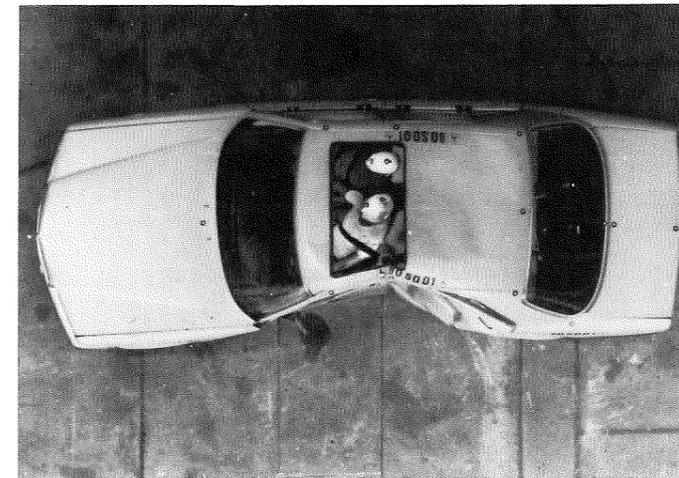
Seitenaufprall mit Stoßwagen  
Masse des Stoßwagens 1590 kg  
Fahrzeugmasse 1833 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 45,8 km/h  
Max. bleibende Deformation 320 mm  
EES = 31 km/h



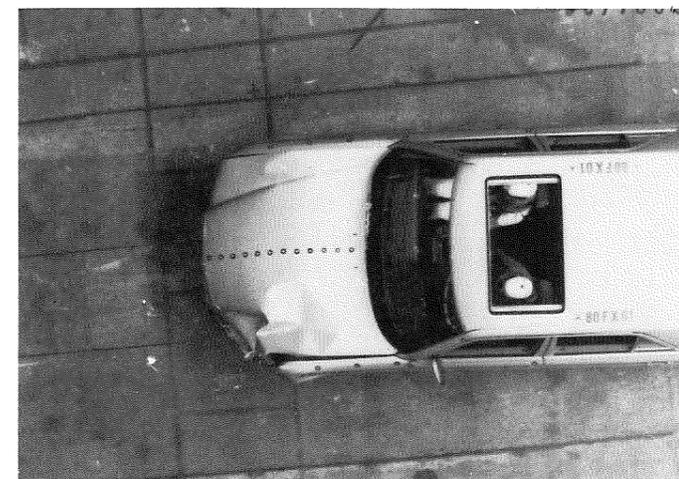
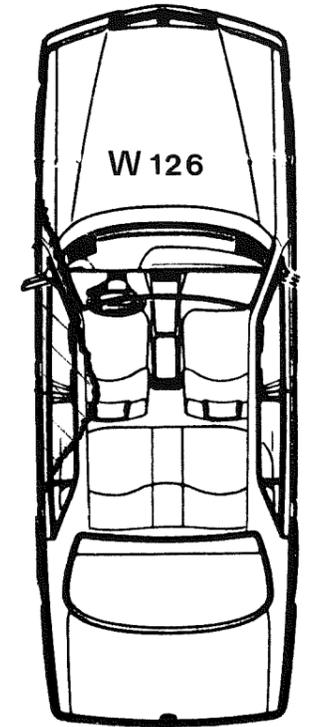
Unfallversuch, bei dem zwei PKW senkrecht kollidieren (sh. nebenstehendes Bild). Die Schäden sind auf den nächsten Bildern ersichtlich. Besonders interessant ist die unsymmetrische frontale Beschädigung, die aus unterschiedlichen Steifigkeiten der Unfallpartner resultiert.

UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

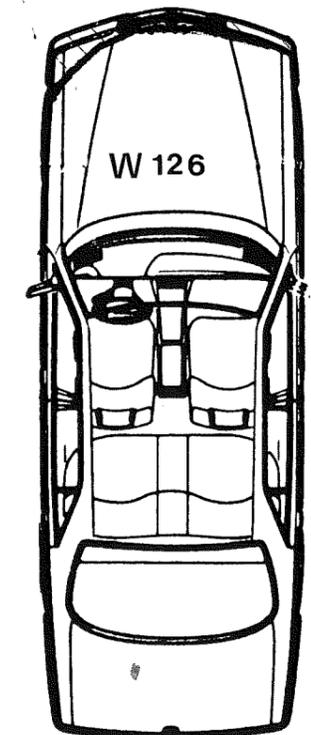
EES - WERTE FÜR MERCEDES - BENZ - PKW



Seitenaufprall durch PKW  
Fahrzeugmasse 1765 kg  
Max. bleibende Deformation 453 mm  
EES = 27 km/h



PKW fährt gegen die Seite eines PKW  
Fahrzeugmasse 1845 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 47,3 km/h  
Max. bleibende Deformation 580 mm  
EES = 20 km/h



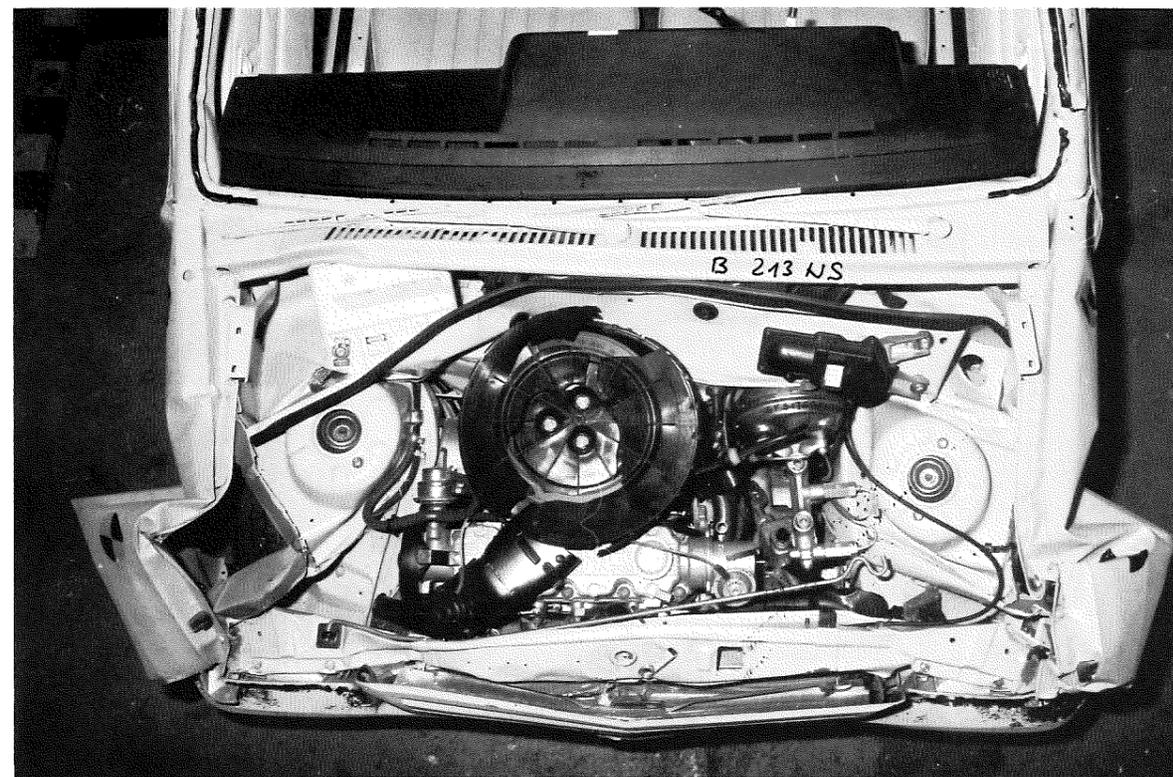
UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR OPEL - PKW



CORSA

Wandaufprall mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 840 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 50,3 km/h  
Max. bleibende Deformation 437 mm  
EES = 50 km/h



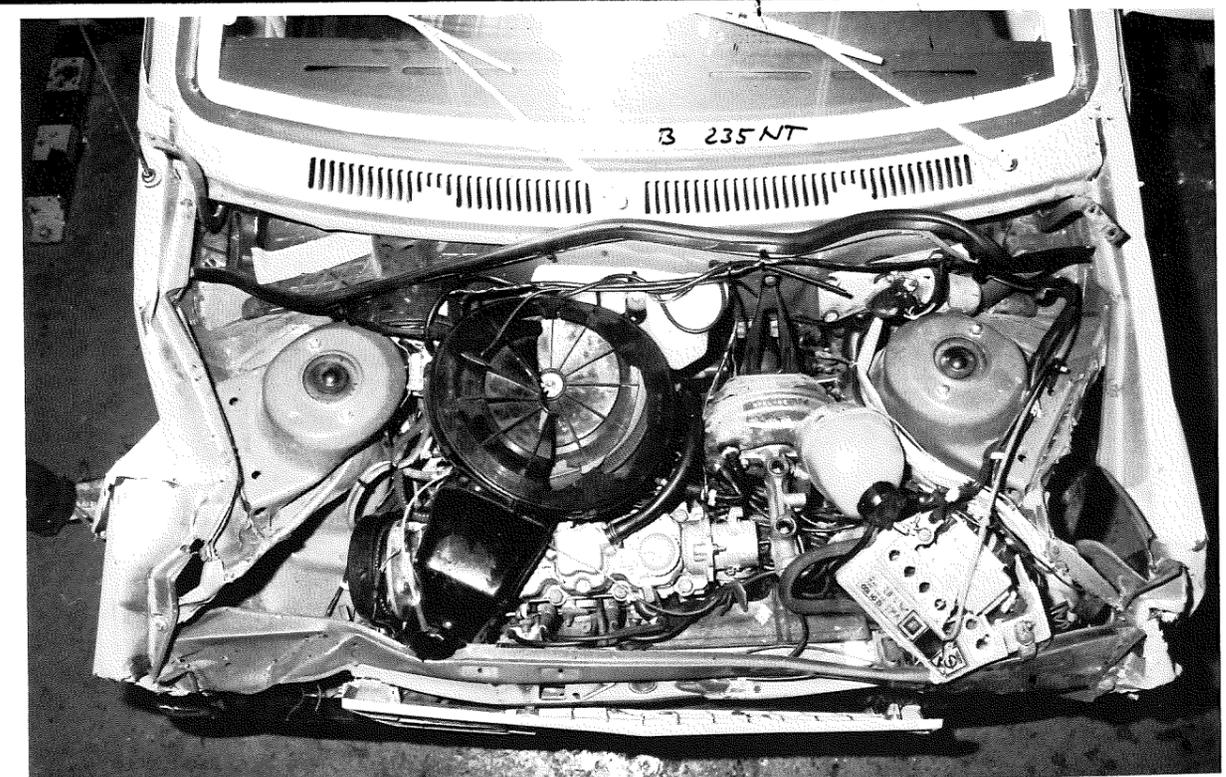
UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR OPEL - PKW



KADETT

Wandaufprall mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 1089 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 48,9 km/h  
Max. bleibende Deformation 510 mm  
EES = 48 km/h



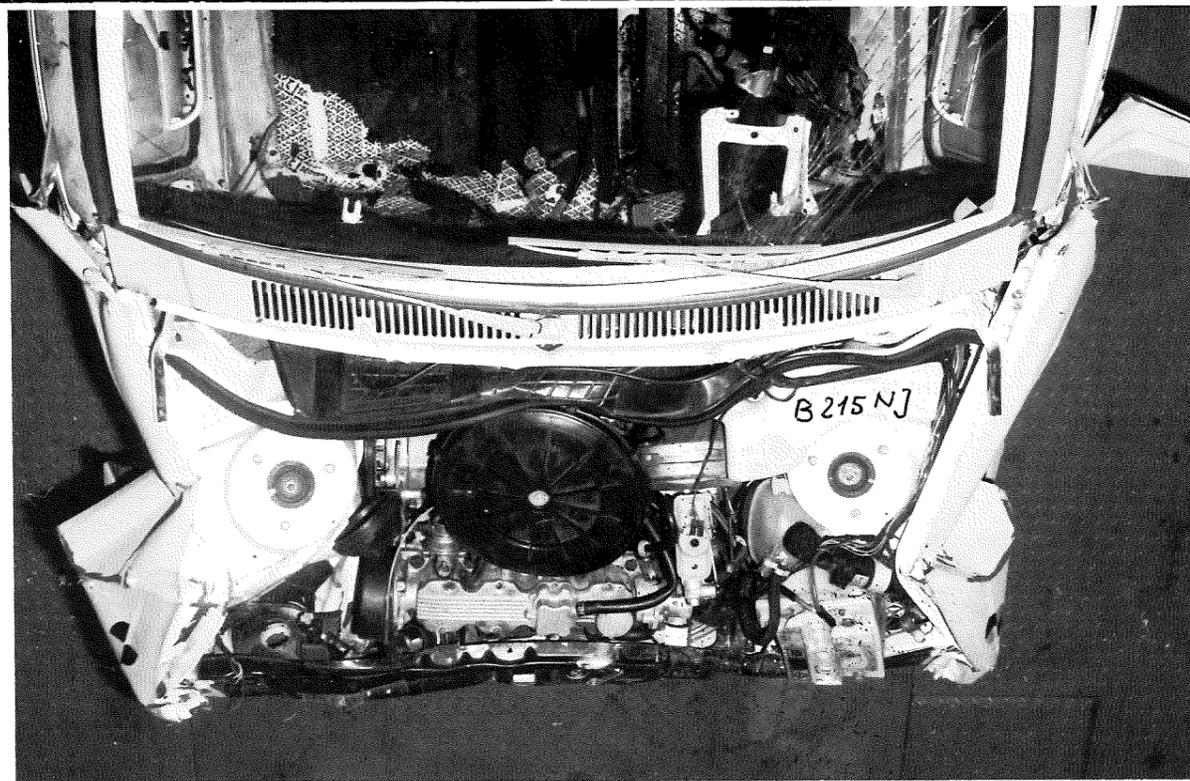
UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR OPEL - PKW



ASCONA

Wandaufprall mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 1140 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 49,9 km/h  
Max. bleibende Deformation 535 mm  
EES = 49 km/h



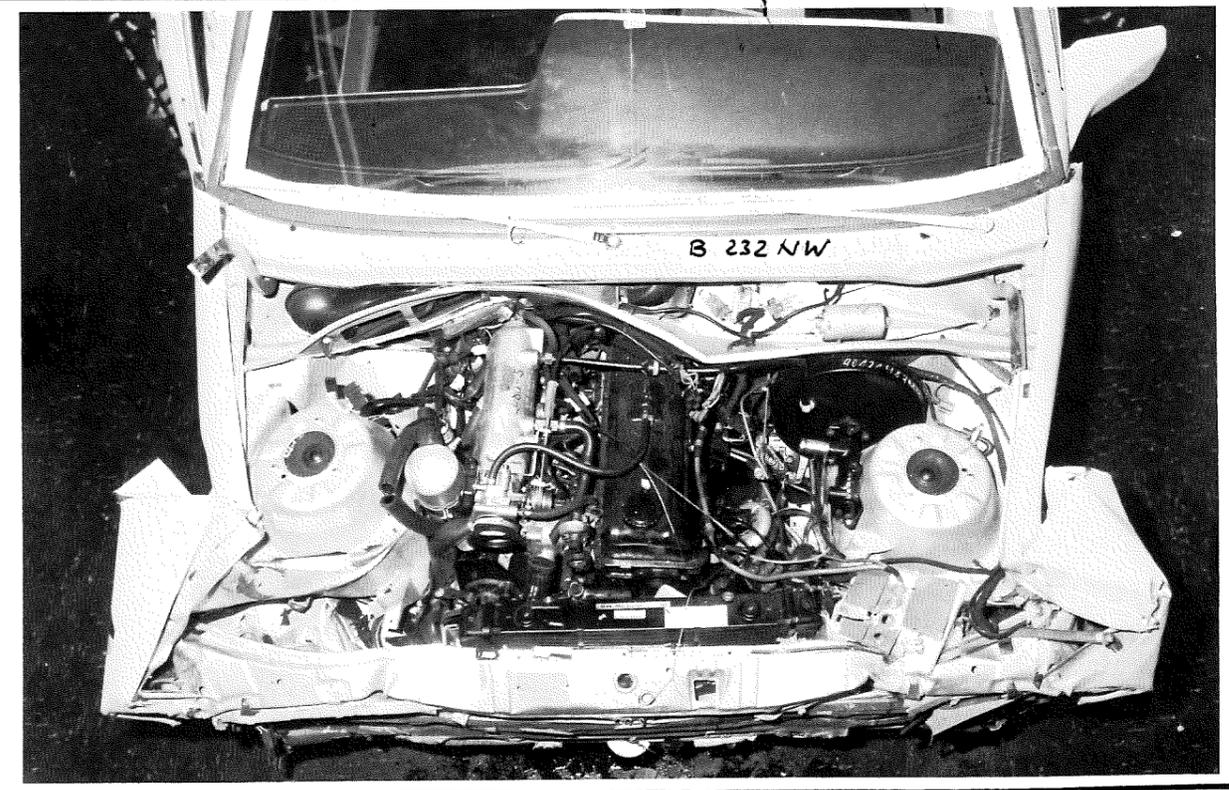
UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR OPEL - PKW



MONZA

Wandaufprall mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 1468 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 49 km/h  
Max. bleibende Deformation 600 mm  
EES = 49 km/h



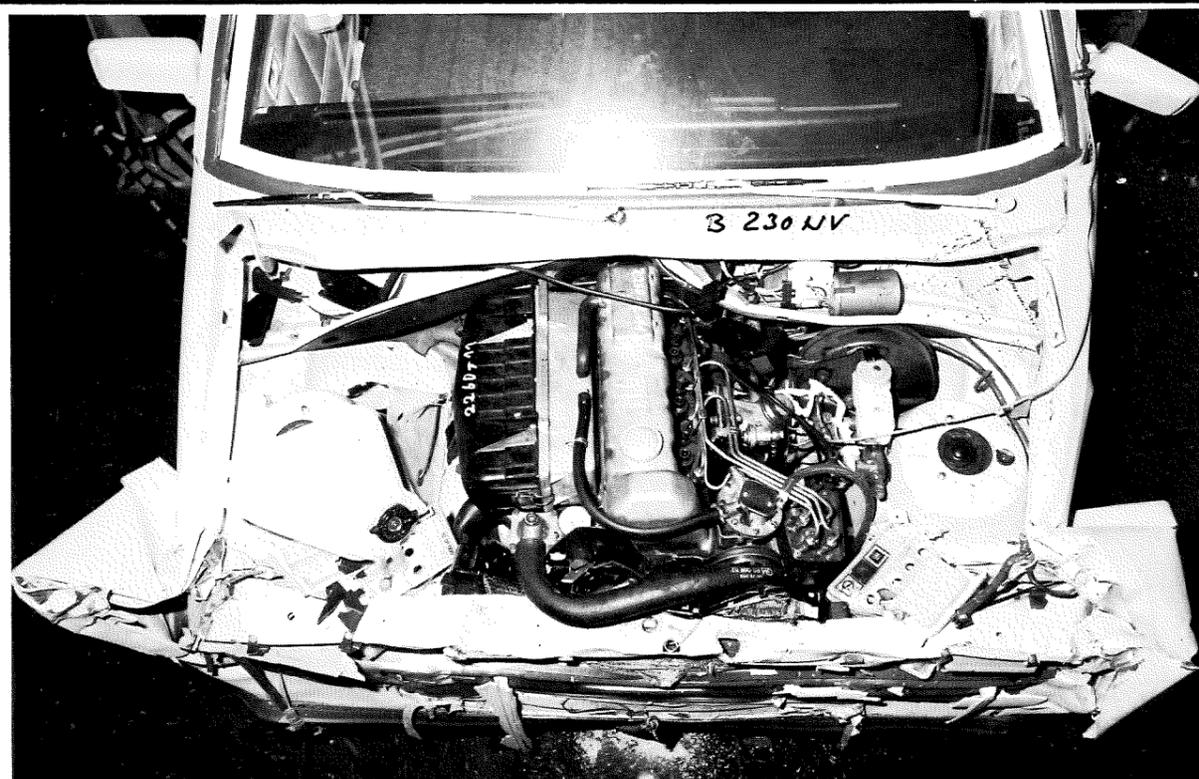
UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR OPEL - PKW



REKORD

Wandaufprall mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 1395 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 49 km/h  
Max. bleibende Deformation 600 mm  
EES = 49 km/h



UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR VW - PKW



VW Polo

Frontalaufprall  
mit voller  
Überdeckung

Fahrzeugmasse 723 kg

Kollisionsgeschwin-  
digkeit 48,8 km/h

Max. bleibende De-  
formation:

links 499 mm

Mitte 516 mm

rechts 492 mm

EES = 48 km/h



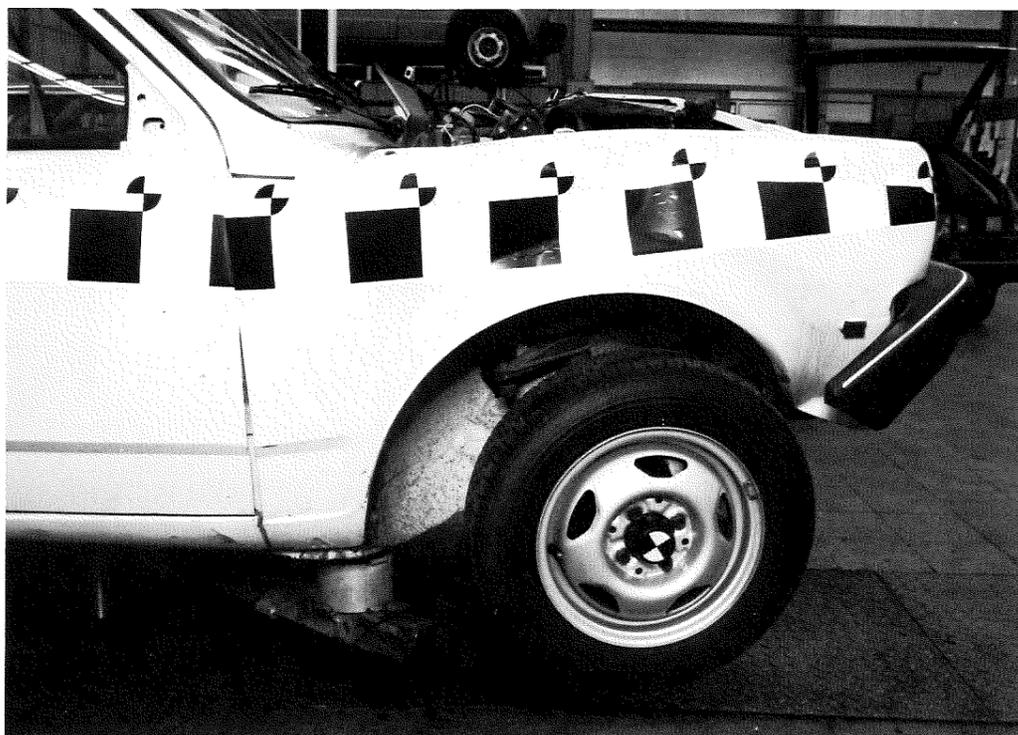
UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES-WERTE FÜR VW-PKW



VW Polo

Frontalaufprall gegen 30°-Wand mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 920 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 50,4 km/h  
Max. bleibende Deformation:  
links 677 mm, Mitte 378 mm, rechts 72 mm  
EES = 50 km/h



UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES-WERTE FÜR VW-PKW



VW Derby

Heckaufprall mit  
Barriere  
Fahrzeugmasse 760 kg  
Testgeschwindigkeit  
38,2 km/h  
Max. bleibende Defor-  
mation:  
links 375 mm  
Mitte 385 mm  
rechts 360 mm  
EES = 25 km/h



VW Scirocco

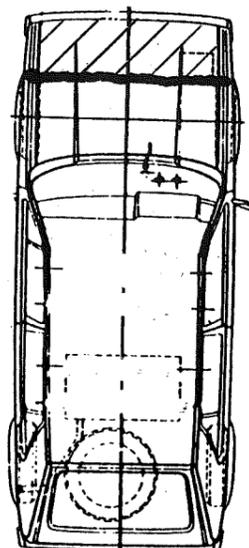
Heckaufprall mit  
Barriere  
Fahrzeugmasse 995 kg  
Testgeschwindigkeit  
38,2 km/h  
Max. bleibende Defor-  
mation  
ca. 170 mm  
EES = 25 km/h

UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR VW - PKW



Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
Kollisionsgeschwindigkeit 49,5 km/h  
Max. bleibende Deformation 459 mm  
EES = 49 km/h



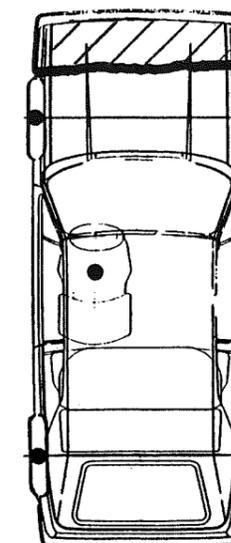
GOLF A

UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR VW - PKW



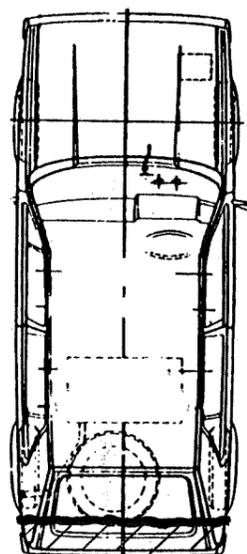
Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
Fahrzeugmasse 948 kg  
Kollisionsgeschwindigkeit 50,3 km/h  
Max. bleibende Deformation :  
links 430 mm, Mitte 390 mm, rechts 379 mm  
EES = 50 km/h



Golf Cabrio



Heckaufprall mit Barriere  
Kollisionsgeschwindigkeit 37,4 km/h  
Max. bleibende Deformation 254 mm  
EES = 26 km/h



GOLF A

UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR VW - PKW

Fahrzeug 1



Ein VW - Passat (Fahrzeug 1) fährt mit 49,9 km/h gegen das Heck eines stehenden VW - Passat (Fahrzeug 2). Volle Überdeckung.

Max. bleibende Deformationen:

Fahrzeug 1: 217 mm

Fahrzeug 2: 160 mm

Fahrzeug 2



UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE

EES - WERTE FÜR VW - PKW



Frontalaufprall mit voller Überdeckung  
Max. bleibende Deformation = 597 mm  
v = 52,5 km/h                      EES = 52 km/h



Heckaufprall, Barriere gegen stehenden PKW  
Testgeschwindigkeit 38,3 km/h  
Max. bleibende Deformation = 220 mm  
EES  $\approx$  27 km/h

**UNFALLVERSUCHE DER AUTOMOBILINDUSTRIE**

**EES-WERTE FÜR VW-PKW**



VW Passat

Seitenaufprall mit Barriere  
 Testgeschwindigkeit 33 km/h  
 Max. bleibende Deformation 157 mm  
 EES = 22 km/h

UNFALLVERSUCHE AUS ANHANG A



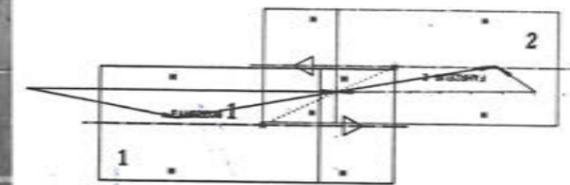
FAHRZEUG 1

EES =

50 ± 5 km/h



KOLLISIONSPOSITION  
 UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 1



FAHRZEUG 2

EES =

40 ± 5 km/h

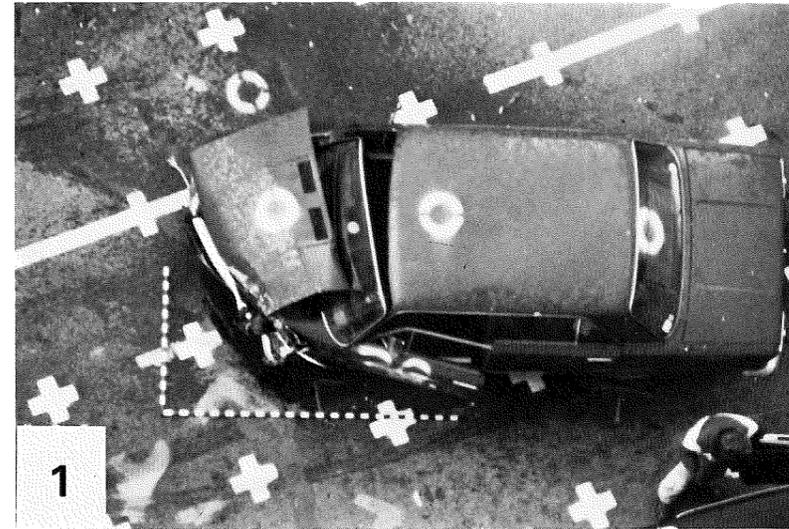


1

FAHRZEUG 1

EES =

$50 \pm 5$  km/h



1

FAHRZEUG 1

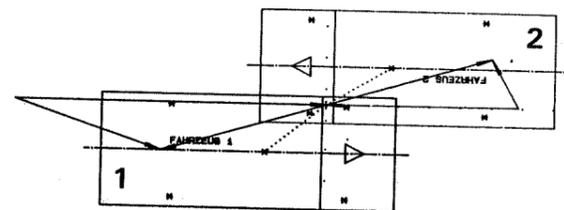
EES =

$42 \pm 5$  km/h

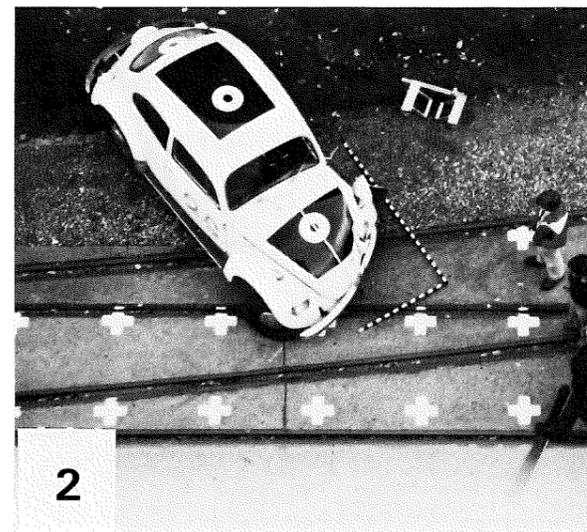


2

KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM

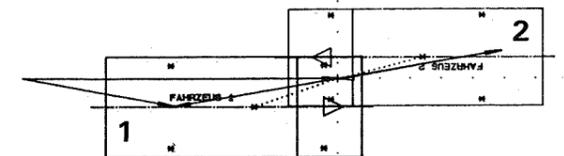


VERSUCH 2

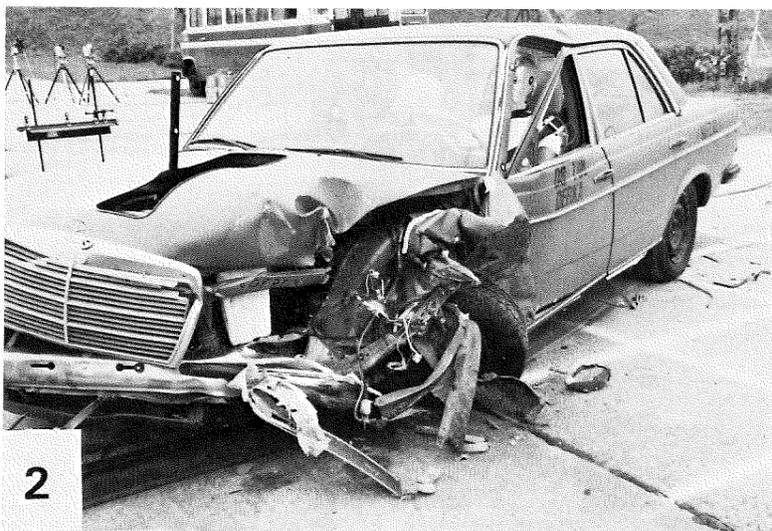


2

KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 3



2

FAHRZEUG 2

EES =

$40 \pm 5$  km/h

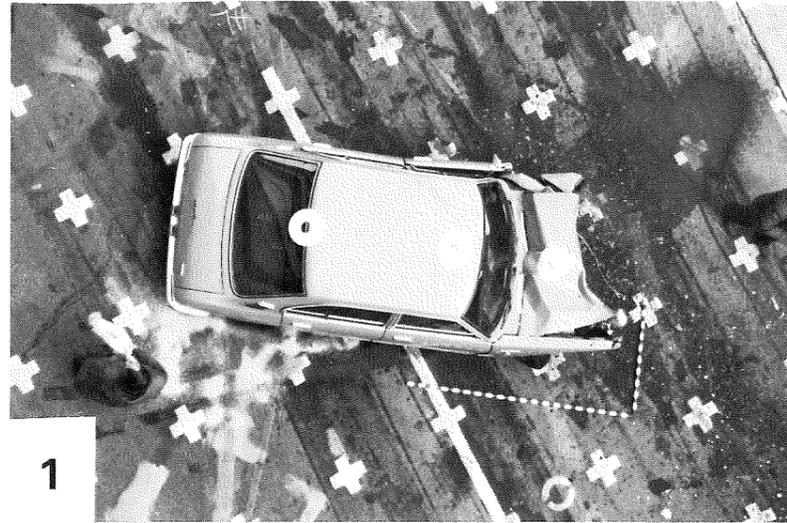


2

FAHRZEUG 2

EES =

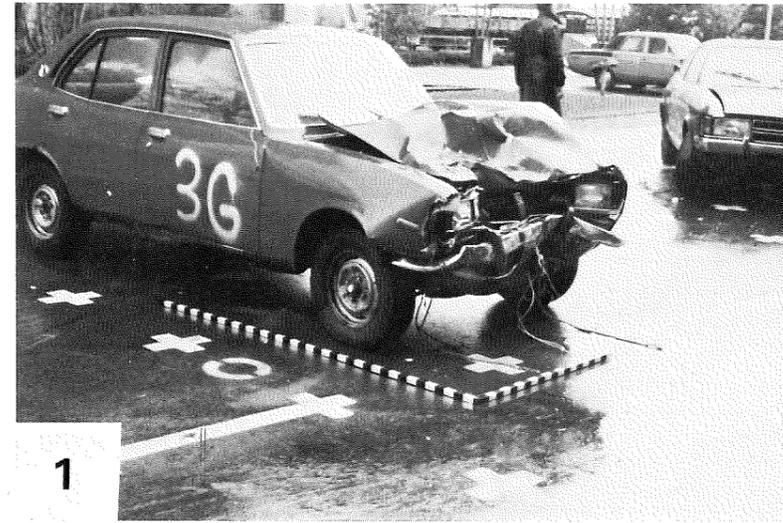
$35 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 1

EES =

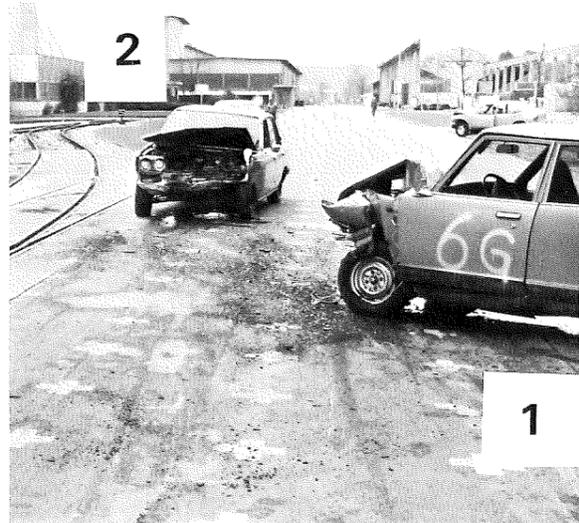
$50 \pm 5$  km/h



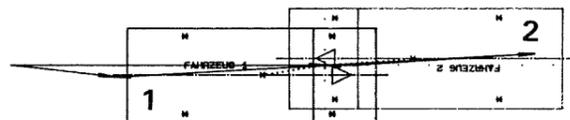
FAHRZEUG 1

EES =

$40 \pm 5$  km/h



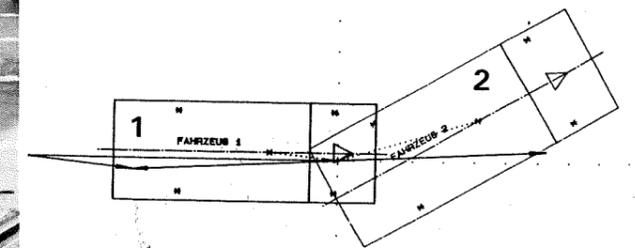
KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



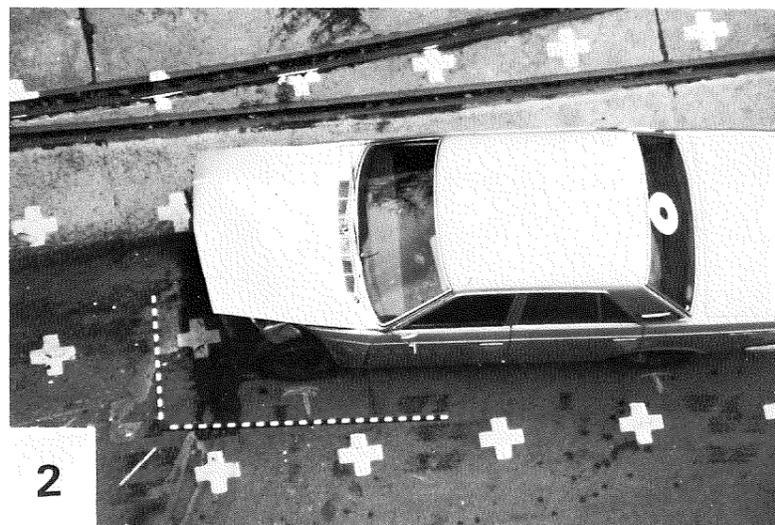
VERSUCH 4



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 5



FAHRZEUG 2

EES =

$40 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 2

EES =

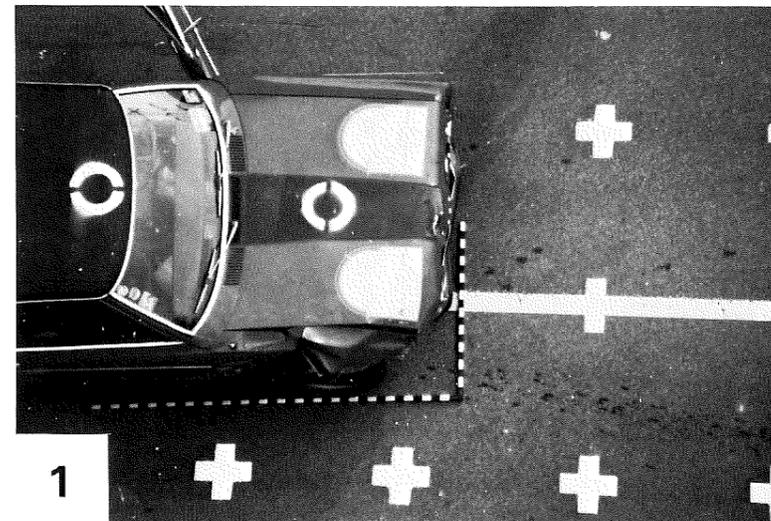
$30 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 1

EES =

50 ± 5 km/h



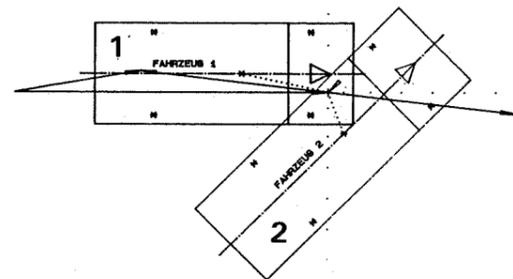
FAHRZEUG 1

EES =

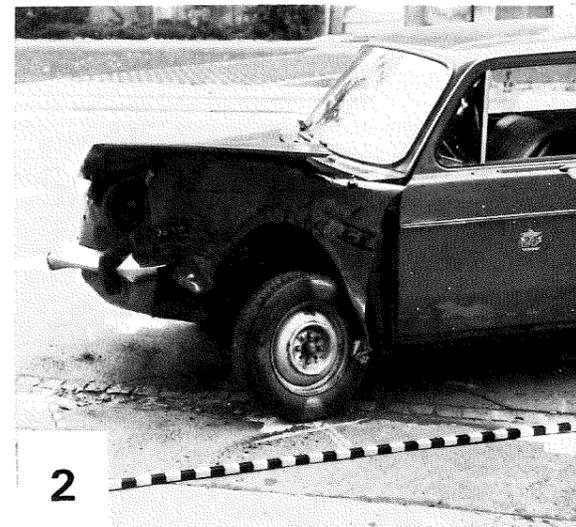
20 ± 5 km/h



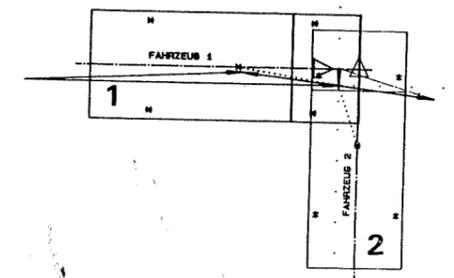
KOLLISIONSPOSITION UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 6



KOLLISIONSPOSITION UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 7



FAHRZEUG 2

EES =

35 ± 5 km/h



FAHRZEUG 2

EES =

30 ± 5 km/h



FAHRZEUG 1

EES =

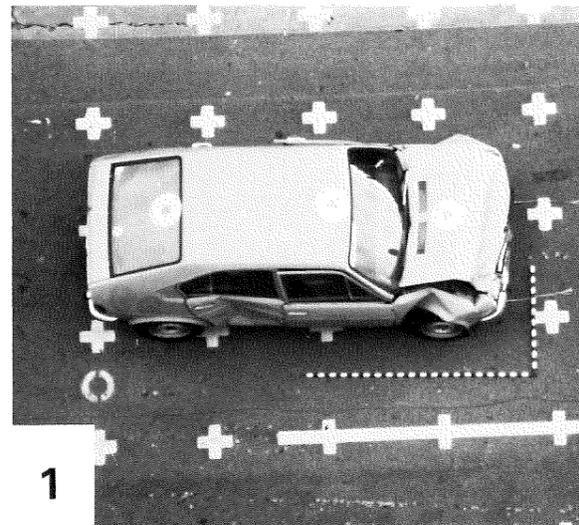
$30 \pm 5$  km/h



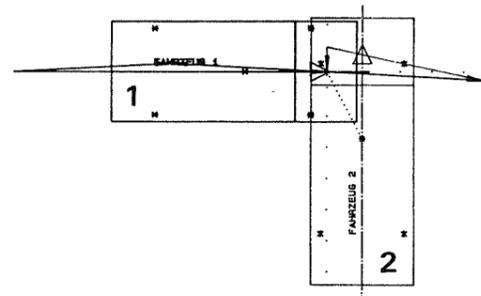
FAHRZEUG 1

EES =

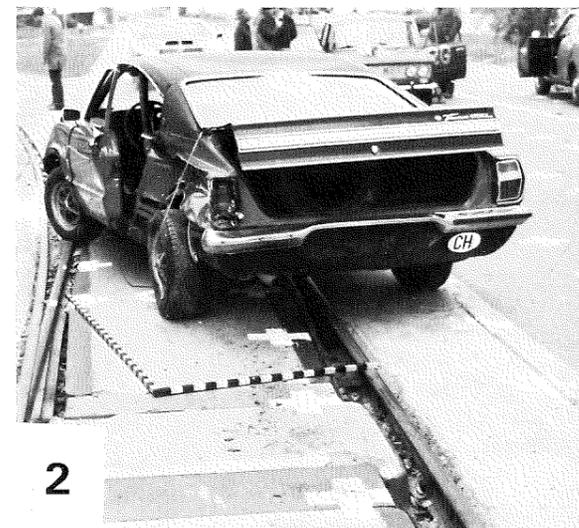
$25 \pm 5$  km/h



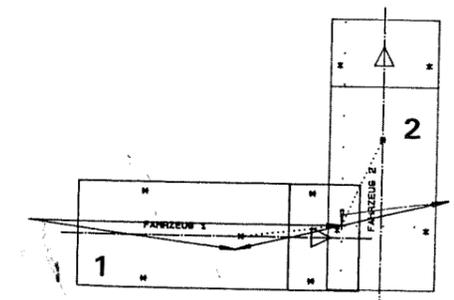
KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 8



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 9



FAHRZEUG 2

EES =

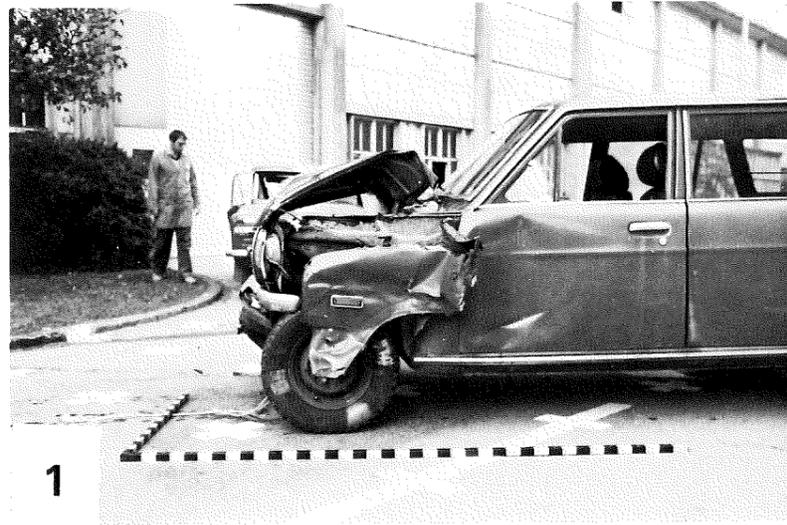
$30 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 2

EES =

$25 \pm 5$  km/h

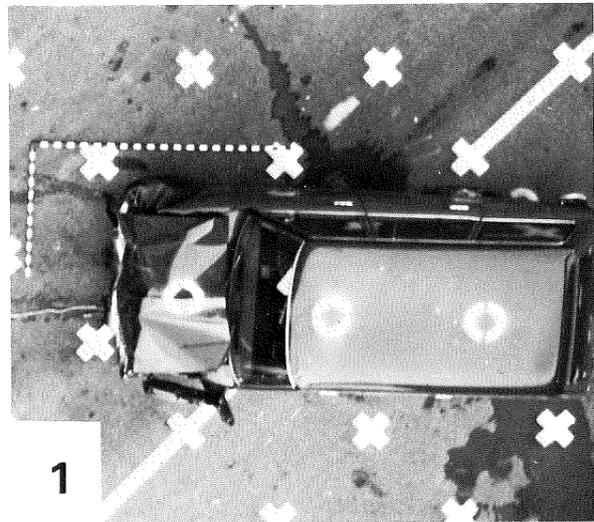


FAHRZEUG 1

EES =

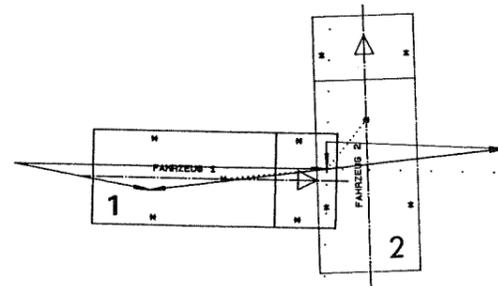
$30 \pm 5$  km/h

1



1

KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 10

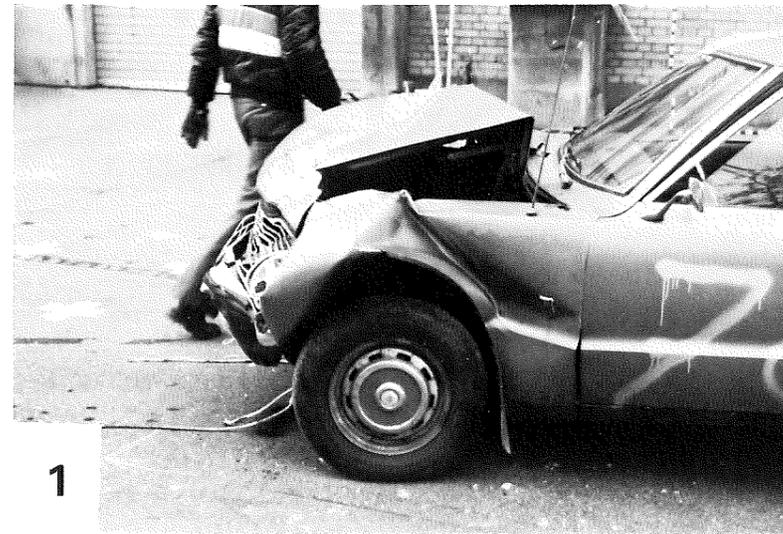


FAHRZEUG 2

EES =

$30 \pm 5$  km/h

2

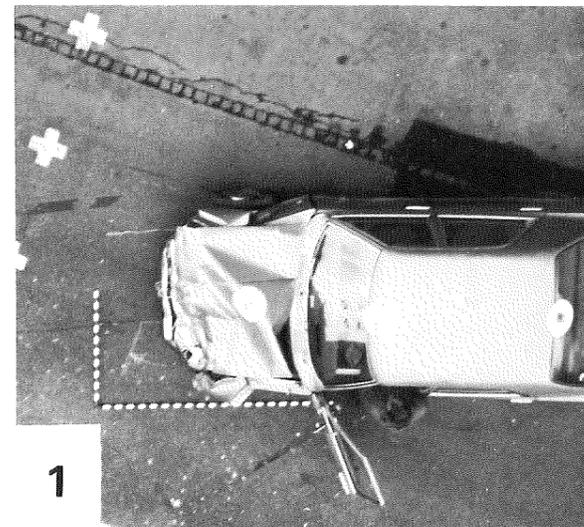


FAHRZEUG 1

EES =

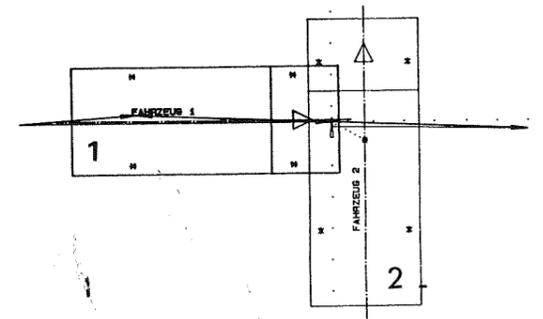
$40 \pm 5$  km/h

1

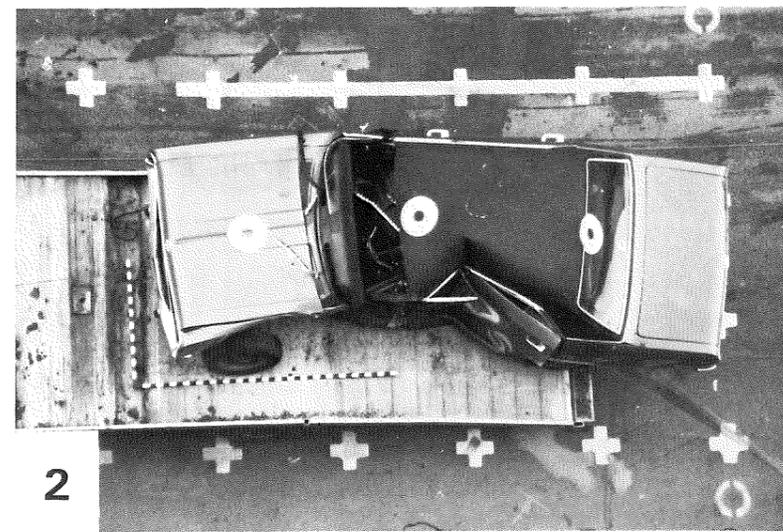


1

KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



VERSUCH 11

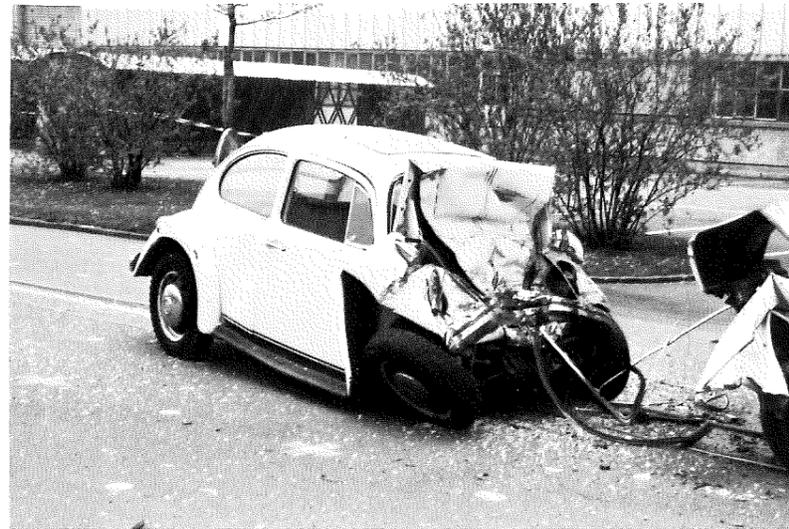


2

FAHRZEUG 2

EES =

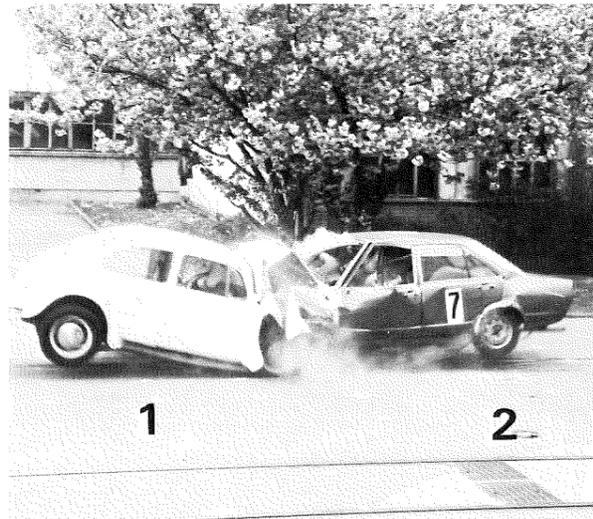
$40 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 1

EES =

$77 \pm 8$  km/h



Bei diesem Unfallversuch kollidierten eine VW - Käfer und ein Audi 80 mit voller Überdeckung. Die Kollisionsgeschwindigkeit betrug 71 km/h ( $v_{rel} = 140$  km/h). Die Deformationstiefen in Höhe der Stoßstangen gemessen sind 0,96 m und 0,68 m.



FAHRZEUG 2

EES =

$65 \pm 7$  km/h

Im Rahmen einer Veranstaltung zur Hebung der Verkehrssicherheit wurden 4 PKW mit einem Autokran angehoben und dann auf eine Baggermatte fallengelassen.

Zur Ermittlung der Auftreffgeschwindigkeit wurde die genaue Fallhöhe gemessen. Daraus wurde die Geschwindigkeit berechnet. Folgende Daten sind verfügbar:

Fahrzeugtyp: VW - Passat

Max. verbleibende Deformation in Stoßstangenhöhe: 690 mm

EES  $\approx$  48 km/h



FALLVERSUCHE BEI EINER ADAC - VERANSTALTUNG

Im Rahmen einer Veranstaltung zur Hebung der Verkehrssicherheit wurden 4 PKW mit einem Autokran angehoben und dann auf eine Baggermatte fallengelassen.

Zur Ermittlung der Auftreffgeschwindigkeit wurde die genaue Fallhöhe gemessen. Daraus wurde die Geschwindigkeit berechnet. Folgende Daten sind verfügbar:

Fahrzeugtyp: Audi 80

Max. verbleibende Deformation in Stoßstangenhöhe: 820 mm

EES  $\approx$  60 km/h



FALLVERSUCHE BEI EINER ADAC - VERANSTALTUNG

Im Rahmen einer Veranstaltung zur Hebung der Verkehrssicherheit wurden 4 PKW mit einem Autokran angehoben und dann auf eine Baggermatte fallengelassen.

Zur Ermittlung der Auftreffgeschwindigkeit wurde die genaue Fallhöhe gemessen. Daraus wurde die Geschwindigkeit berechnet. Folgende Daten sind verfügbar:

Fahrzeugtyp: Fiat 132

Max. verbleibende Deformation in Stoßstangenhöhe: 780 mm

EES  $\approx$  77 km/h



## FALLVERSUCHE BEI EINER ADAC - VERANSTALTUNG

Im Rahmen einer Veranstaltung zur Hebung der Verkehrssicherheit wurden 4 PKW mit einem Autokran angehoben und dann auf eine Baggermatte fallengelassen.

Zur Ermittlung der Auftreffgeschwindigkeit wurde die genaue Fallhöhe gemessen. Daraus wurde die Geschwindigkeit berechnet. Folgende Daten sind verfügbar:

Fahrzeugtyp: Ford Taunus

Max. verbleibende Deformation in Stoßstangenhöhe: 900 mm

EES  $\approx$  77 km/h



## AUSWERTUNG REALER UNFÄLLE



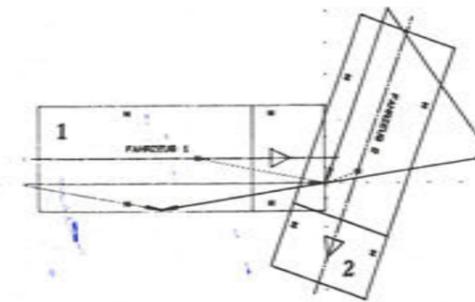
FAHRZEUG 1

EES =

$25 \pm 5$  km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



FAHRZEUG 2

EES =

$30 \pm 5$  km/h



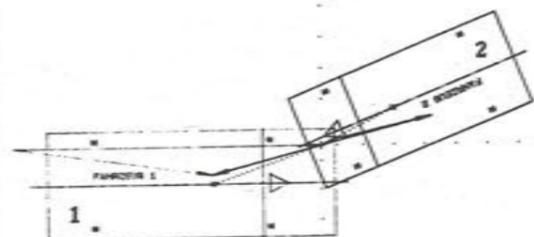
FAHRZEUG 1

EES =

15 ± 5 km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



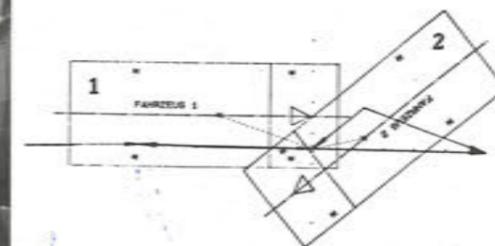
FAHRZEUG 1

EES =

40 ± 5 km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



FAHRZEUG 2

EES =

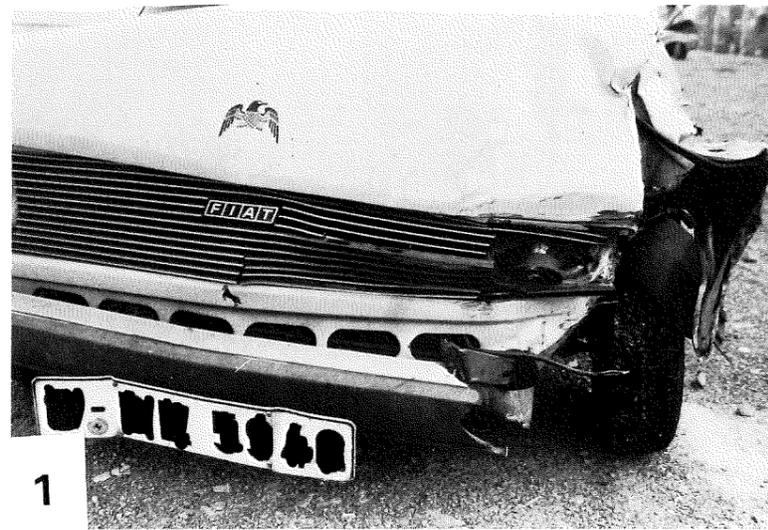
30 ± 5 km/h



FAHRZEUG 2

EES =

50 ± 5 km/h



1

FAHRZEUG 1

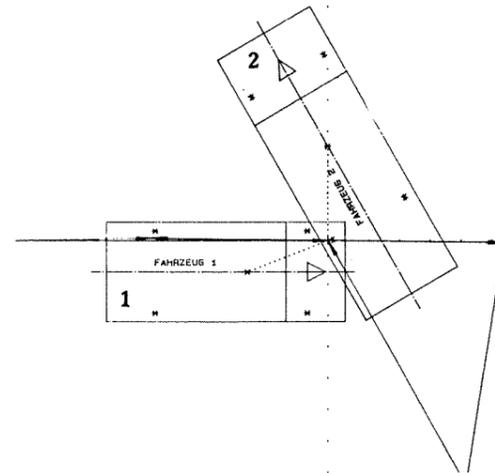
EES =

$30 \pm 5$  km/h



1

KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM

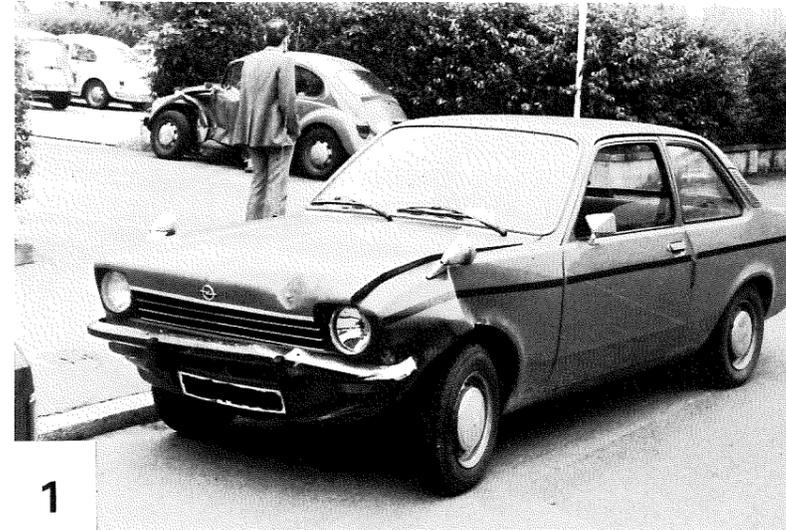


2

FAHRZEUG 2

EES =

$20 \pm 5$  km/h



1

FAHRZEUG 1

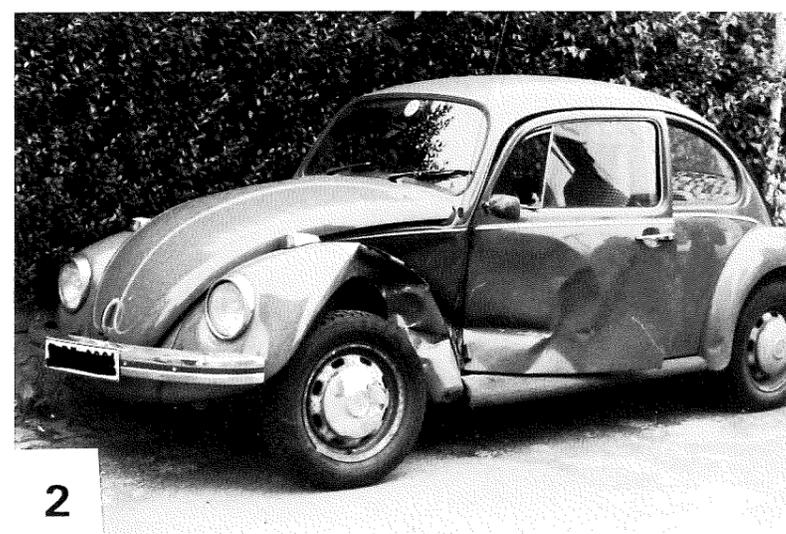
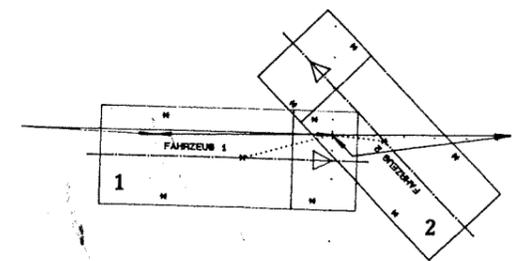
EES =

$10 \pm 5$  km/h



1

KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



2

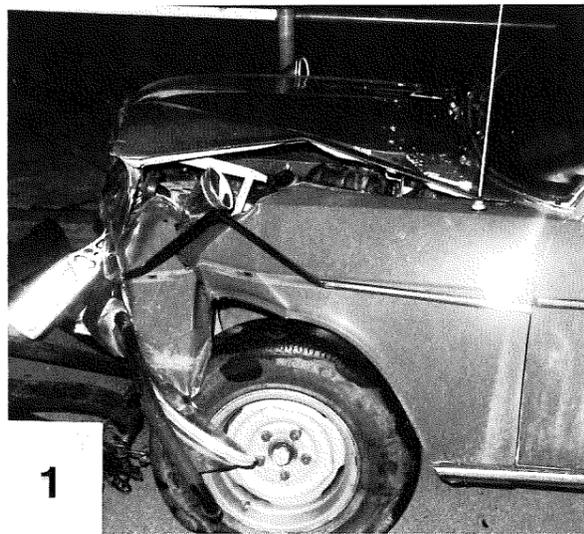
FAHRZEUG 2

EES =

$10 \pm 5$  km/h

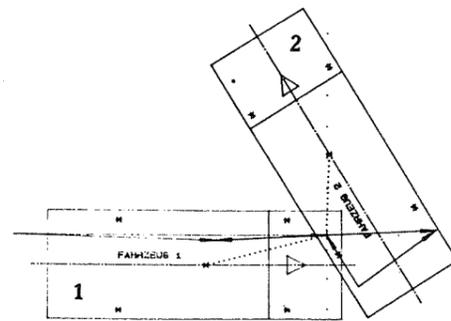


1



1

KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



2

FAHRZEUG 2

EES =

15 ± 5 km/h

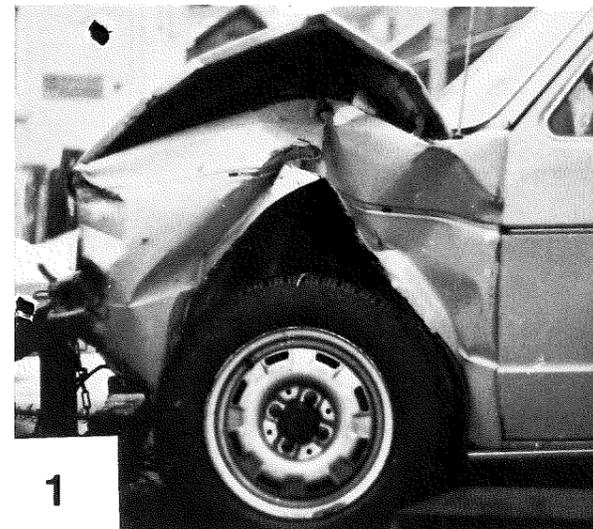


1

FAHRZEUG 1

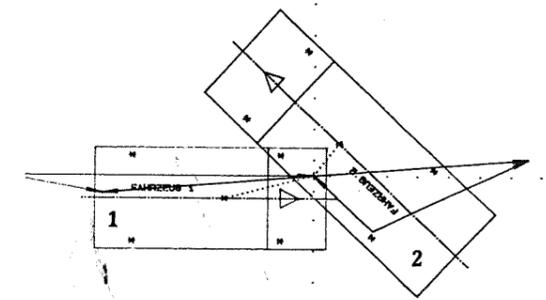
EES =

30 ± 5 km/h



1

KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



2

FAHRZEUG 2

EES =

15 ± 5 km/h



FAHRZEUG 1

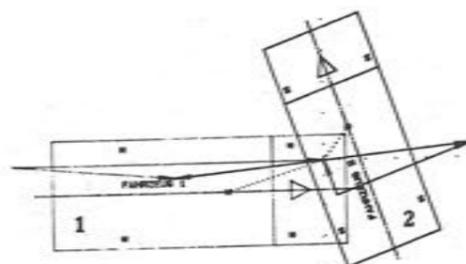
EES =

$28 \pm 5$  km/h

1



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



1



FAHRZEUG 2

EES =

$35 \pm 5$  km/h

2



FAHRZEUG 1

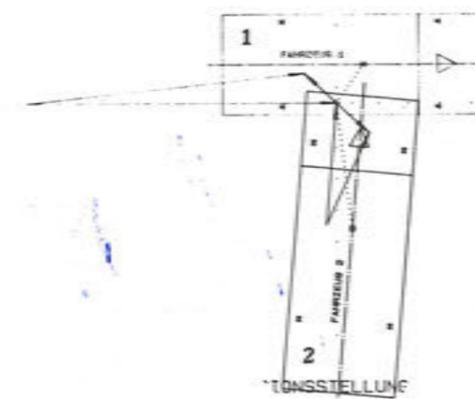
EES =

$20 \pm 5$  km/h

1



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



1



FAHRZEUG 2

EES =

$15 \pm 5$  km/h

2



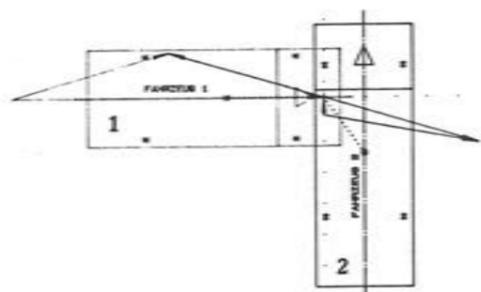
FAHRZEUG 1

EES =

$37 \pm 5$  km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



FAHRZEUG 2

EES =

$37 \pm 5$  km/h



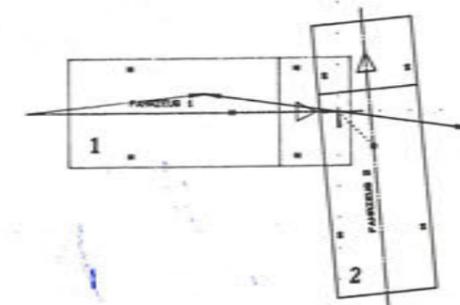
FAHRZEUG 1

EES =

$30 \pm 5$  km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



FAHRZEUG 2

EES =

$35 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 1

EES =

$20 \pm 5$  km/h



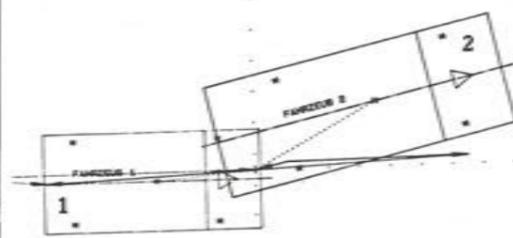
FAHRZEUG 1

EES =

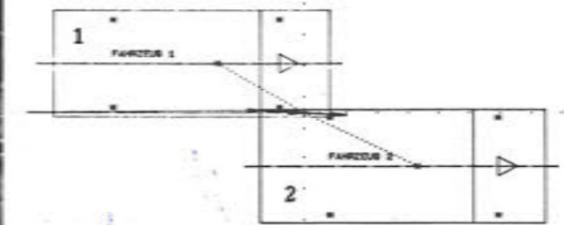
$25 \pm 5$  km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



FAHRZEUG 2

EES =

$15 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 2

EES =

$25 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 1

EES =

$27 \pm 5$  km/h



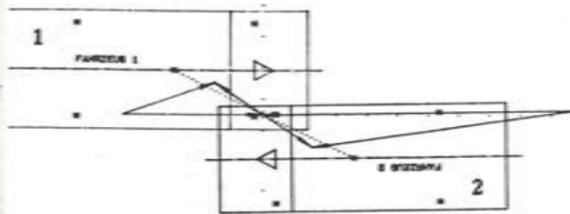
FAHRZEUG 1

EES =

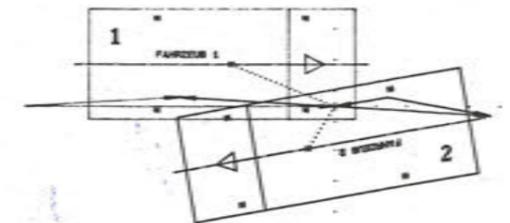
$30 \pm 5$  km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



FAHRZEUG 2

EES =

$27 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 2

EES =

$40 \pm 5$  km/h



FAHRZEUG 1

EES =

40 ± 5 km/h



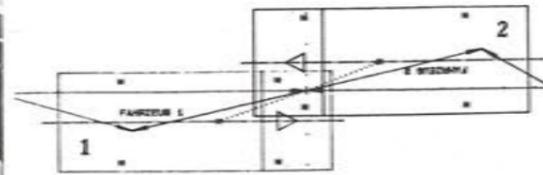
FAHRZEUG 1

EES =

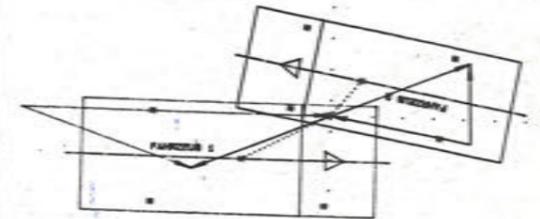
40 ± 5 km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



FAHRZEUG 2

EES =

40 ± 5 km/h



FAHRZEUG 2

EES =

60 ± 5 km/h



FAHRZEUG 1

EES =

$40 \pm 5$  km/h



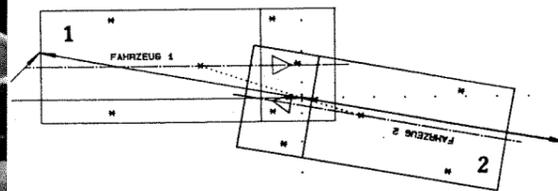
FAHRZEUG 1

EES =

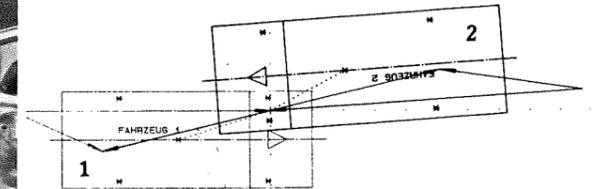
$70 \pm 7$  km/h



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



KOLLISIONSPOSITION  
UND IMPULSDIAGRAMM



FAHRZEUG 2

EES =

$80 \pm 8$  km/h



FAHRZEUG 2

EES =

$60 \pm 6$  km/h

Dipl.-Ing. Heinz Burg / Dr.-Ing. Hartmut Rau

## Handbuch der Verkehrsunfall-Rekonstruktion

Außer den Herausgebern haben weitere Autoren aus Wissenschaft (TU-Berlin), Automobilindustrie (Daimler Benz AG) und Sachverständigenpraxis mitgearbeitet.

Auf 838 Seiten mit über 1070 Fotos, Zeichnungen, Diagrammen und Tabellen, ist in 450 Kapiteln das große Gebiet der VERKEHR-SUNFALL-REKONSTRUKTION anschaulich dargestellt.

DM 245,- + Versandkosten

ISBN 3 88550 020 5, erschienen 1981

Das lang erwartete umfangreiche, übergreifende Fachbuch wurde für Kfz.-Sachverständige, Verkehrs-Juristen, Polizeibeamte, in der Sicherheitsforschung tätige Ingenieure und für Versicherungen eine unentbehrliche Arbeitsgrundlage.

In den letzten Jahrzehnten hat das Kraftfahrzeug einen eminenten Einfluß auf unsere Lebensgewohnheiten gewonnen. Als Folge dieser Entwicklung wuchs auch die Bedeutung des Berufszweiges des Kraftfahrzeugsachverständigen in den verschiedensten Sparten.

Auf dem Sektor der Rekonstruktion von Verkehrsunfällen entstanden Aufgaben, deren Bearbeitung ein hohes Maß an Kenntnissen aber auch an Erfahrungen erfordert. Spezielle Methoden zur Unfallrekonstruktion wurden von Kraftfahrzeugsachverständigen, Ingenieurbüros, zuständigen Organisationen, der Fahrzeugindustrie sowie von Hochschulen entwickelt. Wegen des großen Bedarfs an Ingenieuren werden an einigen Hochschulen spezielle Vorlesungen zu diesem Thema gehalten, und es wird weltweit Forschung betrieben.

Das so erarbeitete Wissen wird auf Seminaren und Kongressen weitergegeben. Ferner liegen Veröffentlichungen zu speziellen Problemen in unterschiedlichster Form vor. Ein zusammenfassendes Werk mit dem aktuellen Wissensstand ist hier entstanden.

Mit dem »HANDBUCH der VERKEHR-SUNFALL-REKONSTRUKTION« haben die Autoren erstmals in übersichtlicher Form Methoden der Unfallrekonstruktion und die dazu notwendigen Grundlagen ausführlich dargestellt. Das Buch gliedert sich in 6 Hauptabschnitte:

- A Grundlagen
- B Rekonstruktionen typischer Unfälle
- C Spezielle Aspekte der Verkehrsunfallanalyse
- D Formeln, Begriffe Tabellen
- E Allgemeine Informationsmöglichkeiten
- F Sachwortverzeichnis

Teil A stellt in übersichtlicher und allgemeinverständlicher Form Methoden und Hilfsmittel der Unfallrekonstruktion vor.

- Rechtsgrundsätze für Kraftfahrzeug-Sachverständige
- Unfallaufnahme, Datenerhebung
- Fahrzeugdynamik von Kraftfahrzeugen
- Kollisionsmechanik
- Umwelt und Unfallbeteiligte, Biomechanik
- Meßtechnik
- Weg-Zeit-Diagramm und Sichtbegrenzungslinien
- Fotogrammetrie bei der Rekonstruktion von Verkehrsunfällen

Das ausgewählte Bildmaterial ist eine große Hilfe im Gerichtssaal bei der Wissensvermittlung zwischen Juristen und Sachverständigen.

Teil B befaßt sich mit der praktischen Unfallrekonstruktion anhand authentischer Unfälle. Das Verständnis für bestimmte Unfallabläufe wird untermauert durch umfassendes Material, das aus der versuchstechnischen Arbeit der Autoren aus Industrie, Hochschulforschung und Sachverständigenpraxis gewonnen wurde.

- Geschwindigkeitsbestimmung aus Reifenspuren
- Vermeidbarkeitsbetrachtungen
- Fahrzeugkollisionen
- Fußgängerunfälle
- Rekonstruktion von Zweiradunfällen
- Sonstige typische Unfälle

Teil C behandelt spezielle Aspekte der Unfallanalyse (Untersuchungen von Lampen, Lack, Reifen, Gurten, Sitzen, Haaren, Blut-Beurteilungen, Bagatellunfällen, Sitzposition, Gurtbenutzung usw.).

Einen besonderen Schwerpunkt bildet schließlich der Teil D. In tabellarischer Form sind alle häufig verwendeten Formeln und der neueste Stand der wichtigsten Fahrzeugdaten aller gebräuchlichen Modelle aufgeführt.

Das erspart es, umfangreiches Material in den Gerichtssaal mitzunehmen und gibt die Sicherheit, stets optimal gerüstet zu sein.

Ein ausführliches Stichwortverzeichnis ergänzt das Standardwerk und erleichtert es auch den weniger mit der Materie Vertrauten, sich schnell und gezielt sachkundige Informationen anzueignen.

Das zu jedem Hauptkapitel sorgfältig zusammengestellte Literaturverzeichnis sichert die Möglichkeit der Zusatzinformation an der Quelle.

Die Herausgeber, die seit Jahren mit an vorderster Stelle in der Forschung, der Aus- und Weiterbildung von Studenten und Kfz.-Sachverständigen aber auch in der Praxis als Sachverständige stehen, geben gemeinsam mit den als Mitautoren gewonnenen Fachleuten die Gewähr, daß hier ein Leitfaden vorliegt, der als Lehrbuch für die Ausbildung aber auch als Handbuch und Nachschlagewerk für gestandene Leute, die sich mit Verkehrsunfällen befassen, unentbehrlich ist.

Verlag INFORMATION Ambs GmbH, 7634 Kippenheim, Postfach 208



Verlag INFORMATION Ambs GmbH

Burg/Lindenmann

## Unfallversuche

DEUTSCH/ENGLISCH/FRANZÖSISCH

Format 17,5 x 25, über 250 Seiten, mit zusätzlichen 9 Faltblättern im Anhang und über 500 Abbildungen und Diagrammen

DM 175,75, + Versandkosten, Neuerscheinung im August 1982

ISBN 3 88550 021 3

In diesem Buch wird über Unfallversuche mit Personenkraftwagen berichtet. Im Herbst 1981 wurden in Winterthur 9 Pkw/Pkw-Kollisionen durchgeführt, die den nachstehend aufgeführten Zielen dienen:

- Die Versuche sollen Grundlagen zur Verbesserung der Unfallanalyse liefern.
- Die Auslaufphase insbesondere für ungebremste Fahrzeuge kann genauer studiert, geeignete Berechnungsverfahren können entwickelt werden.
- Durch Betrachtung und Auswertung der Filme kann die Kinematik der Fahrzeuge sowohl während der Kollisionsphase als auch beim Auslauf untersucht werden. Insbesondere läßt sich der Einfluß von Wank- und Nickwinkeln einschließlich Abheben von Rädern und der Eindringvorgang der Fahrzeuge bei der Kollision analysieren.
- Der Mechanismus der Spurentstehung sowie die Arten der bei solchen Unfällen entstehenden Spuren können untersucht werden.
- Die Möglichkeiten der Zuordnung von Schäden kann untersucht und beschrieben werden. Aus den Schäden wird die relative Kollisionsstellung der Fahrzeuge zueinander ermittelt.
- Die Versuche können der Verifikation von Rekonstruktionsverfahren dienen.
- Die gewonnenen Ergebnisse eignen sich für die Aus- und Weiterbildung.

Mit diesem Buch sollen die bei den Unfallversuchen gewonnenen Erkenntnisse allgemein zugänglich gemacht werden, damit der heute schon erreichte Qualitätsstandard von Verkehrsunfallgutachten weiter verbessert werden kann.

Für Vorbereitung, Durchführung und Auswertung der Versuche zeichnen Fachleute der Firmen Winterthur-Versicherungen Schweiz, Deutscher Kraftfahrzeug-Überwachungsverein, Daimler-Benz AG Sindelfingen und Gebrüder Sulzer AG verantwortlich.

Bei der Versuchsplanung wurde darauf geachtet, möglichst viele Informationen über Pkw/Pkw Kollisionen zu erhalten, die insbesondere den Unfallrekonstrukteur interessieren. Dieses Ziel wurde auch erreicht. Für jeden Versuch werden folgende Details zur Verfügung gestellt.

### Datenblatt:

Hier werden die Kollisionskonfiguration, die Randbedingungen und die Fahrzeugdaten angegeben.

### Bilder von der Motorkamera:

Diese Überkopfaufnahmen mit einem Weitwinkelobjektiv geben einen guten Überblick über den Ablauf des Versuchs. Die Bildqualität ist gegenüber Filmaufnahmen erheblich besser.

### Zeichnung über Versuchsablauf:

Diese Zeichnung entspricht den Bildern von der Motorkamera. Sie enthält die fotografierten Positionen der Fahrzeuge und die bei den Versuchen entstandenen Spuren. Die Zeichnung ist im Maßstab 1:100 gehalten.

### Unfallskizze:

In dieser Zeichnung sind die entstandenen Spuren und die Endlagen (teilweise Positionen vor Endstand) eingetragen. Auch sie ist im Maßstab 1:100 angefertigt. An ihr können Probleme des Spurzeichnungsbeginns nach Kollisionen studiert werden.

### Schäden und Spuren:

Durch umfangreiches Bildmaterial werden Art und Umfang von Fahrzeugbeschädigungen und von verschiedenen Spuren dokumentiert. (Hinweis: Spuren von Vorversuchen wurden mit Farbe abgedeckt).

### Filmbilder (Überkopf):

Die mit der 16 mm-Kamera angefertigten Bilder zeigen die Kollisionsphase – Eindringen, Beginn der Auslaufbewegung, Restitution.

### Filmbilder aus Fahrbahnebene:

Diese Bilder zeigen wichtige Phasen der Kollision und des Auslaufs, z.B. Abheben oder Andrücken von Rädern, Wank- und Nickbewegungen, Entstehung von Verformungen.

### Ergebnisse der Filmauswertung:

Ortskurven der Fahrzeugschwerpunkte, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe.

### Rekonstruktionsdaten:

Für jeden Versuch wird ein vollständiger Datensatz zur Rekonstruktion angegeben.

Ergänzend zu der Veröffentlichung kann den Anwendern dieses Wissenstoffes ein Super-8-Film von etwa 10 min Länge gegen Erstattung der Kopierkosten zuzüglich Spesen zur Verfügung gestellt werden. Die Kosten richten sich nach der Anzahl der eingehenden Bestellungen.

### Bewertung der Versuche

Die durchgeführten Versuche und die Auswertungen bringen für die Unfallrekonstruktion Erkenntnisse in verschiedenen Bereichen. Die Problematik der Interpretation vorgefundener Spuren, der Stoßphase, der Deformationen und der Beurteilung des Auslaufverhaltens der Fahrzeuge werden aufgezeigt und besprochen.

Bitte verlangen Sie den ausführlichen Prospekt über »Unfallversuche«

## »Verkehrsunfall und Fahrzeugtechnik«

Monatliches Fachblatt für Kraftfahrzeugsachverständige, Verkehrsjuristen, Versicherungswirtschaft, Kundendienst-Ingenieure, Betriebsleiter von Kfz.-Werkstätten und Fuhrparkleiter.

ISSN 0341 – 2210 (22. Jahrgang)

Herausgeber:

Prof. Dr.-Ing. H. Appel, Berlin – Prof. Dipl.-Ing. W. Breitschwerdt, Stuttgart

Prof. Dr.techn. E. Fiala, Wolfsburg – Prof. Dr.-Ing. R. Gnädler, Karlsruhe

Dr. jur. G. Herrmann, Bonn – Vizepräsident des OLG a.D. Dr. jur. K. Jessnitzer, Hamm

Dr. Liselotte Moser, Dipl.-Psych., Köln Dr. W. Nelsen, Regierungsbaumeister a.D., Köln

Bundesrichter a.D. Prof. Dr. jur. Th. Sanders, Karlsruhe – o.Univ. Prof. Dr.techn. A. Slibar, Wien

Dr.Dr. R. Spiegel, Präsident des Deutschen Verkehrsgerichtstages, Karlsruhe

**Unterlagen für die Schadenpraxis**

**Aufklärung von Verkehrsunfällen**

**Fahrzeugtechnik**

**Grundlagen- und Entwicklungsforschung**

**Sicherheitsforschung**

**Reparaturmethoden**

Die Fachzeitschrift erscheint monatlich und richtet sich an Kfz.-Sachverständige, Verkehrsrichter und Verkehrsanwälte, die Kraftfahrthaftpflicht-Versicherer und Kaskoschadenabteilungen, Polizei und Grenzschutz, militärisches Kraftfahrwesen, sowie alle Kraftfahrzeugtechnischen Institute und Hochschulen, an Kundendienst-Ingenieure der Automobilhersteller, an Kfz.-Betriebe und Kfz.-Betreiber.

Beiträge aus Wissenschaft, Sachverständigenpraxis, Versicherungswirtschaft und Automobilindustrie.

Die Dokumentation berichtet über lesenswerte Artikel in anderen Fachzeitschriften.

»der Verkehrsunfall« wird international gelesen.

Bitte verlangen Sie ein Probeheft und Inhaltsverzeichnisse des Archivs!

## »recht und schaden« (11. Jahrgang)

die monatliche Informationsschrift für Schadenversicherung und

Schadenersatz

ISSN 0343 – 9771

**Die Zeitschrift für die Anwälte und Praktiker der HUK- wie auch der Sachversicherung**

Praktiker müssen auf dem neuesten Stand sein, um im entscheidenden Augenblick die besseren Argumente zu haben. Das macht den Erfolg aus. Praktiker benötigen daher vor allem aktuelle Information.

Und: Praktiker haben wenig Zeit. Das wissen wir und deshalb ist r+s (bereits im 11. Jahrgang) auf diese spezifischen Bedürfnisse ausgerichtet.

Darin liegt unser Erfolg. Aus diesem Grund hat r+s einen festen Platz in der Palette einschlägiger Periodica, und wird vielfach zitiert.

die Zeitschrift **recht und schaden** ist nunmehr im zweiten Jahrzehnt.

Wir freuen uns, daß unser Fachblatt insbesondere von Rechtsanwälten und Richtern, von Versicherern und Versicherungsvermittlern, von Industrie und Handel, von Verbänden und wissenschaftlichen Einrichtungen angenommen wird.

Wir wollen uns jedoch mit dem erreichten Stand nicht zufriedengeben. Aus diesem Grund soll das Konzept von **recht und schaden** weiter verbessert werden, damit die Zeitschrift allen Lesern ein noch nützlicheres Hilfsmittel bei der täglichen Arbeit wird.

**recht und schaden** versteht sich als reine Rechtsprechungsinformation mit **Schwerpunkten** auf den Gebieten

- Kraftfahrtversicherung
- Allgemeine Haftpflicht- und Unfallversicherung
- Feuerversicherung und Feuernebensparten
- Rechtsschutzversicherung
- Haftungs- und Schadenersatzrecht
- Versicherungsvertragsrecht
- Verfahrensrecht

Daneben werden Sie von wichtigen Entscheidungen zum Sozialversicherungsrecht und allgemeinen Rechtsfragen, soweit sie im Zusammenhang mit den o.g. Schwerpunkten stehen, sowie zum Verkehrsstrafrecht unterrichtet.

Die Erfassung und Verarbeitung dieser Informationsfülle soll Ihnen jedoch erleichtert werden.

Hauptziel von **recht und schaden** ist wie bisher die schnelle und präzise Information über den Inhalt der abgedruckten Entscheidungen.

Dazu dienen

- die Erweiterung der Schriftleitung
- die Erweiterung um vier Druckseiten, umzukünftig noch umfassender zu informieren
- die äußere Gestaltung mit der gesamten Inhaltsübersicht auf dem Deckblatt
- die innere Systematik mit einer gleichbleibenden Gliederung der Schwerpunktthemen
- aussagekräftige Leitsätze, die den Kerngehalt einer Entscheidung wiedergeben
- Hinweise der Schriftleitung auf den Meinungsstand in Rechtsprechung und Literatur

Zur Förderung der Qualität von **recht und schaden** ist ein Herausgebergremium gebildet worden, das sich aus Repräsentanten unserer Leserschaft zusammensetzt, um so auch die bisherige Unabhängigkeit zu stärken.

Wir werden auch in Zukunft bemüht sein, Ihnen jedes uns zugängliche Urteil zu präsentieren ohne danach zu fragen wem es nützt.

Aus dem Bereich der Schadenversicherung ist **recht und schaden** nicht mehr wegzudenken.

Mit dem Dank für Ihr Interesse verbinden wir die Bitte um Ihr Vertrauen für **recht und schaden**.



Verlag INFORMATION Ambs GmbH



Verlag INFORMATION Ambs GmbH

Hartmut Hanke

### **Spurensuche und Spurensicherung nach Verkehrsunfällen**

184 Seiten, über 120 Abbildungen, Harteinband abwaschbar, DM 27,50 + Versandkosten  
ISBN 3 88550 001 9, erschienen 1980

Seit langem fordern namhafte Juristen, Kfz.-Sachverständige und Polizeibeamte eine gründlichere Ausbildung der Polizei auf dem Gebiet der Unfallspurensuche und -sicherung.

Diese Problematik hat der Autor des Buches, als Polizeihauptkommissar und Fachlehrer an der Hessischen Polizeischule Wiesbaden erkannt, in gut lesbarer Form abgefaßt und schließlich auch zahlreiche praktische Hinweise gegeben.

Im ersten Band der polizeilichen Schriftenreihe sind umfassend die Erkenntnisse und Tätigkeiten bei der Unfallaufnahme praxisnah dargestellt.

Daher ist dieser Leitfaden für den Polizeibeamten, für jeden Kfz.-Sachverständigen und Verkehrs-Juristen eine notwendige und hilfreiche Arbeitsunterlage zur Bewältigung des Berufsalltags, umso mehr, als eine möglichst sorgfältige und fachkundige Unfallaufnahme die beste Voraussetzung für die Schadenbearbeitung und Unfallrekonstruktion ist.

### **Nutzfahrzeuge sicher und wirtschaftlich**

**Moderne Entwicklungsmethoden und ihre Anwendung**

Die Fachschrift enthält die vollständigen Vorträge vom DEKRA-Symposion 1981, das sich mit moderner Nutzfahrzeug-Technik beschäftigt.

Format 21 x 21, 72 Seiten, kartoniert DM 22,50 + Versandkosten, erschienen 1981

Der Plenarvortrag befaßte sich mit Entwicklungstendenzen von NFZ. Stichworte sind Kosten, Wirtschaftlichkeit, Verbrauchskennzahlen, ABS-Bremsanlagen, Verschleiß, Fahrerausbildung; alles Themen, die den Kfz.-Sachverständigen bei der Gutachtenerstellung tangieren.

Die Fachvorträge beschäftigen sich mit der rechnerischen Simulation des Fahrverhaltens und der Betriebsfestigkeit. Sicherheitsmaßnahmen und -prüfungen am Lkw-Fahrerhaus werden ebenso besprochen wie moderne Prüfmethoden zur Betriebsfestigkeit und zum Fahrverhalten. Es werden Ergebnisse von Fahrversuchen vorgestellt.

- Rechnerische Simulation in der Fahrzeugentwicklung  
Dr.-Ing. P. Striffler, Leiter der Nutzfahrzeugberechnung/Grundlagenentwicklung der Daimler Benz AG
- Einsatz von modernen Prüfmethoden im Rahmen der Entwicklung von Nutzfahrzeugen  
Dipl.-Ing. P. Wolsdorf, Hauptabteilungsleiter in der Vorentwicklung der Daimler Benz AG
- Sicherheitsmaßnahmen und Sicherheitsprüfungen am Lkw-Fahrerhaus bezogen auf das Verletzungsrisiko der Insassen bei Kollisionen  
Dipl.-Ing. K. Feitzelmayer, Leiter der Hauptabteilung Meß- und Prüfwesen der MAN AG
- Rechner- und prüfstandsgesicherte Simulation des Fahr- und Bremsverhaltens von Nutzfahrzeugen  
Dr.-Ing. R. Glasner, Abteilungsleiter im NFZ-Versuch der Daimler Benz AG
- Naßgriffverhalten von Reifen für leichte Nutzfahrzeuge  
Prof.Dr.-Ing. R. Gnadler, Leiter der Abteilung Kraftfahrzeugbau am Institut für Maschinenkonstruktionslehre der TU-Karlsruhe
- Untersuchung des Fahr- und Bremsverhaltens bei einem Sattelkraftfahrzeug  
Dipl.-Ing. H. Burg, Leiter der Hauptabteilung Unfallforschung beim DEKRA e.V.

### **Anreibefolien für den Kfz.-Sachverständigen**

**Optimale Arbeitserleichterung bei Verkehrsunfall-Rekonstruktionen**

... durch Anreibefolien mit Fahrzeugdraufsichten – speziell auf Ihre Bedürfnisse abgestimmt.

Die wichtigsten Vorteile der Anreibefolien gegenüber dem bisher üblichen, manuellen Einzeichnen:

- der Fahrzeuggrundriß wird nur abgerieben
- die Dachaufsichten enthalten bereits schon die Lage des Schwerpunktes
- die Positionen der Radaufstandspunkte sind bereits eingezeichnet
- die Fußleiste des Bogens enthält die wichtigsten Fahrzeugdaten
- größere Genauigkeit durch maßstabsgerechte Wiedergabe des Fahrzeuggrundrisses
- erhebliche Zeitersparnis
- besserer optischer Eindruck Ihrer Zeichnung

Diese Kriterien bilden eine wesentliche Erleichterung bei der Anfertigung von Impulsdigrammen, der Darstellung von Bewegungsabläufen in Unfallskizzen und der Erstellung von Zeit-Weg-Diagrammen und tragen entscheidend dazu bei, Fragen über den Sachverhalt schnell und exakt zu beantworten.

Fünf Fahrzeugtypen erhältlich: VW Käfer, VW Golf, Mercedes 123, Opel Kadett C, BMW 320 (in Kürze auch Motorräder), jedes Blatt enthält Abbildungen im Maßstab 1 : 50, 1 : 100, 1 : 200. Die angeriebenen Aufsichten sind lichtpausfähig und radierfest. Zum sicheren Anreiben ist ein Transferfilm hinterlegt.

Bitte fordern Sie ein Angebot!

Alleinvertrieb: Verlag INFORMATION Ambs GmbH

Verlag INFORMATION Ambs GmbH, 7634 Kippenheim, Postfach 208



**Verlag INFORMATION Ambs GmbH**