

**Methoden zur objektiven Bewertung  
des  
Geradeauslaufs von Personenkraftwagen**

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktors der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung

Vorgelegt von  
**Frank Dettki**  
aus Villingen

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. A. Kistner  
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke (em.)

Tag der mündlichen Prüfung: 09. Juni 2005

Institut A für Mechanik der Universität Stuttgart

2005



## **Vorwort**

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter der Abteilung Sicherheit und Anthropotechnik der Daimler-Benz Forschung, Stuttgart-Untertürkheim.

Die Arbeit wurde durch die Versuchsabteilung Fahrdynamikanalyse der Daimler-Benz Entwicklung in Waiblingen angeregt. Die Aufgabe bestand darin, den Geradeauslauf objektiv anhand von Kennwerten bewertbar zu machen.

Mein Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Kistner, der durch stete Förderung und Unterstützung zur erfolgreichen Durchführung dieser Arbeit beigetragen hat.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Mitschke von der Technischen Universität Braunschweig für seine engagierte Unterstützung und für die Übernahme des Mitberichtes.

Besonders herzlich möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Fahrsimulatorabteilung in Berlin, den Werkstattmitarbeitern von Waiblingen, Untertürkheim, Sindelfingen und Berlin bedanken.

Mein Dank gebührt meinen ehemaligen und jetzigen Kollegen, die mich durch fachliche Diskussionen zu vertieften Erkenntnissen führten und somit zum erfolgreichen Gelingen dieser Arbeit beitrugen.



## Kurzfassung

Die fahrdynamischen Eigenschaften eines modernen Fahrzeugs werden heutzutage hinsichtlich Fahrzeugsicherheit und Fahrkomfort bestmöglich optimiert. Das Fahrzeugverhalten soll von der querbeschleunigungsfreien Geradeausfahrt bis hin zu hochdynamischen Ausweichmanövern in jedem Betriebspunkt für den Fahrzeuglenker vorhersehbar und beherrschbar bleiben. Um diese Anforderungen zu erfüllen, müssen in der Regel Kompromisse gemacht werden. Bei der Entwicklung eines neuen Fahrzeugs werden die verschiedensten Maßnahmen bei der Fahrwerksabstimmung durchgeführt, um bestimmte fahrdynamische Akzente hinsichtlich Komfort oder Sportlichkeit zu setzen. Bei all diesen Maßnahmen dürfen aber bestimmte Grundeigenschaften nicht verlorengehen. Eine dieser Grundeigenschaften ist der Geradeauslauf.

Das Ziel dieser Arbeit war es, diese Grundeigenschaft objektiv zu beschreiben. Die objektive Beschreibung erfolgt durch Kennwerte, die aus Meßdaten generiert werden. Die Korrelation zwischen dem subjektiven Empfinden der Geradeauslaufgüte und dem ermittelten Kennwert wird durch Fahrsimulator- und Straßenversuche überprüft.

Es wird unterschieden zwischen Kennwerten, die das Lenkgefühl beschreiben, und Kennwerten, die das Fahrzeugverhalten beschreiben. Jene Kennwerte, die beschreiben, was der Fahrer am Lenkrad spürt, werden mit einem Testmanöver, dem sogenannten Weave-Manöver, ermittelt. Bei diesem Manöver lenkt der Fahrer sinusförmig mit einer Lenkfrequenz von 0,2 Hz und mit einer Lenkamplitude, so daß eine Querbeschleunigung von  $2 \text{ m/s}^2$  betragsmäßig nicht überschritten wird. Die Fahrgeschwindigkeit ist bei konstant 100 km/h zu halten. Das Weave-Manöver wird open-loop durchgeführt. Open-loop-Manöver unterscheiden sich im Gegensatz zu closed-loop-Manövern dadurch, daß der Fahrer keine regelnde, sondern eine steuernde Lenkaufgabe hat. Bei open-loop-Manövern gibt es demnach nur einen geringen Fahrereinfluß, da der Fahrer eine bestimmte Lenkaufgabe zu erfüllen hat. Dies ist bei closed-loop-Manövern nicht der Fall. Der Fahrereinfluß ist hoch, da die Lenkkorrekturen fahrerindividuell ausgeführt werden, um einen vorgegebenen Kurs einzuhalten. In dieser Arbeit

werden die Kennwerte, die das Fahrzeugverhalten beschreiben, mit einem closed-loop-Manöver ermittelt. Die Meßdaten werden während der Versuchsfahrt aufgezeichnet, bei der der Fahrer auf öffentlichen Straßen auf einem bestimmten Streckenabschnitt in gewohnter Weise das Fahrzeug lenkt. Es zeigt sich, daß der individuelle Fahrstil in hohem Maße die Meßdaten (Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit, Querbesehleunigung) beeinflußt. In dieser Arbeit wird daher ein neuer Ansatz verfolgt, der es erlaubt, fahrerunabhängig Kennwerte für die Geradeauslaufgüte bei einem closed-loop-Manöver aufzustellen. Das Prinzip besteht aus einem Vergleich zwischen gemessener und berechneter Giergeschwindigkeit. Die berechnete Giergeschwindigkeit ergibt sich mit Hilfe eines modifizierten Einspurmodells aus dem gemessenen Lenkradwinkel. Die Differenz aus der gemessenen und berechneten Giergeschwindigkeit, der Giergeschwindigkeitsfehler, wird in Abhängigkeit der gemessenen Störgrößen (Wind, Fahrbahnquerneigung) dargestellt. Dadurch können Kennwerte für die Querneigungs- und Seitenwindempfindlichkeit aufgestellt werden. Sie haben den Vorteil, daß sie weder fahrer-, strecken- noch witterungsabhängig sind. Bislang gab es noch kein Verfahren, das aus einem closed-loop-Manöver objektive Kennwerte generiert. Die Objektivität ist durch die Fahrerunabhängigkeit gegeben. Es kann die Querneigungs- und Seitenwindempfindlichkeit eines Personenkraftwagens bei Geradeausfahrt nach diesem neuen Verfahren berechnet werden. Daß jetzt objektive Kennwerte für ein closed-loop-Manöver für Seitenwindstörungen bei Geradeausfahrt berechnet werden können, ist aus zwei Gründen besonders hervorzuheben: Zum einen erlauben closed-loop-Manöver eine kundenrelevante subjektive Beurteilung des Fahrzeugs, da das Fahrzeug auf öffentlichen Straßen bei herkömmlicher Fahrweise bewegt wird. Zum anderen ist die Beurteilung der Geradeausfahrt gerade bei Seitenwindstörungen ein großer Fortschritt. Denn jetzt kann das Fahrzeug bei natürlichem Seitenwind beurteilt werden und nicht etwa bei Vorbeifahrt an einem Seitenwindgebläse. Das Fahrzeug wird also bei kundenrelevanter Geradeausfahrt mit Seitenwindstörungen gemessen und beurteilt.

Alle in dieser Arbeit besprochenen Kennwerte werden in einer Tabelle zusammengestellt. Dort werden im einzelnen Vor- und Nachteile der vorgestellten Kennwerte erörtert. Es wird beschrieben, bei welchen Aspekten welche Kennwerte zu verwenden

sind. Mit den dort angegebenen Erfahrungswerten für gut und mäßig beurteilte Fahrzeuge, wird die Interpretation der Zahlenwerte verdeutlicht.

Tieferes Verständnis für die Wirkmechanismen bei dem Entstehen von Giergeschwindigkeitsfehlern könnten weitere Untersuchungen an einzelnen Störereignissen (heftige Windböe, Vorbeifahrt an Brückenpfeiler, Vorbeifahrt an Lkw, Befahren von definierten Querneigungsänderungen bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten) erbringen.





# Abstract

## I Introduction

There is a wide variety of passenger cars to be observed on the roads today. The differences between these cars consist not only of different externally mounted parts or different designs of rims; there is a real variety of models based on different concepts. This is a benefit for the customer who thinks about buying a suitable car. He can choose his individual car without changing the brand. This demonstrates also the operating efficiency of the passenger car development. There are many parts which are constructed in a way that they are suitable for various types. In some cases the whole floor pan can form the basis for different cars, so that there is no need for completely new development. However, each type has to be a homogeneous vehicle in its own right, and it must have its individual character. A development centre has to achieve all this with an increasing amount of models and a decreasing development cycle time.

To reach these aims it is necessary for all departments to harmonise their efforts. The time slot before prototypes are available is as important as the following development phase. If the different variants already can be evaluated in the computer the development phase can be started with defined goals. To evaluate the digital prototypes in the computer, there is a need for several evaluation methods. These evaluation methods have to deliver characteristic values that have a high correlation with the subjective feeling.

There are already several useful characteristic values that are described in the works for example of [Mitschke 1997], [Mitschke 1990] and [Zomotor 1991].

An evaluation method for straight ahead stability of passenger cars with respect to sidewind is introduced in this thesis. This method was developed, continuously improved and validated using a large quantity of experiments.

## II Introduction of the method

The philosophy of the procedure is based on the comparison of measured and calculated vehicle responses. The computation is accomplished by using measured inputs to a simple vehicle model, the so-called single-track model. The larger the difference between the measured and the calculated vehicle responses becomes, the more the vehicle may deviate due to external disturbances. In order to describe the sensitivity of the car to interference, the variable disturbance has to be measured too. In this context the disturbances considered are the unevenness of the roadway and cross-winds. Here, only the low-frequency roadway unevenness is considered. Such low-frequency unevenness can be observed typically when the lateral inclination changes.

The characteristic values for the vehicle behaviour that are determined with a closed loop manoeuvre have the advantage that the driver can judge the vehicle responses while performing the manoeuvre. Closed loop manoeuvres most closely represent realistic traffic conditions. In [Zomotor 1991] the problem is identified that "... different drivers have very different habits in driving a car ... ". One solution is to use a large group of test drivers. However this leads to a high test expense, and in most cases there is not enough time to make tests with many drivers. In the following section a concept is presented that permits execution of closed loop manoeuvres and yet the generated characteristic values are independent of the individual habits of the driver.

### II.i Determination of yaw rate error

The procedure for generating the difference between measured and calculated vehicle responses is represented in Figure 1. In order to distinguish between the different yaw rates, the following convention is used:

in the vehicle measured yaw rate:  $\dot{\psi}_F$

with the single track model calculated yaw rate:  $\dot{\psi}_E$

In the vehicle the driving speed  $v$ , the steering wheel angle  $\delta_H$  and the yaw rate  $\dot{\psi}_F$  are measured. The single track model receives the driving speed  $v$  and the steering wheel angle  $\delta_H$  as inputs. Subsequently, the calculated yaw rate  $\dot{\psi}_E$  is subtracted from the measured value to give the yaw rate error  $\Delta\dot{\psi}$ .

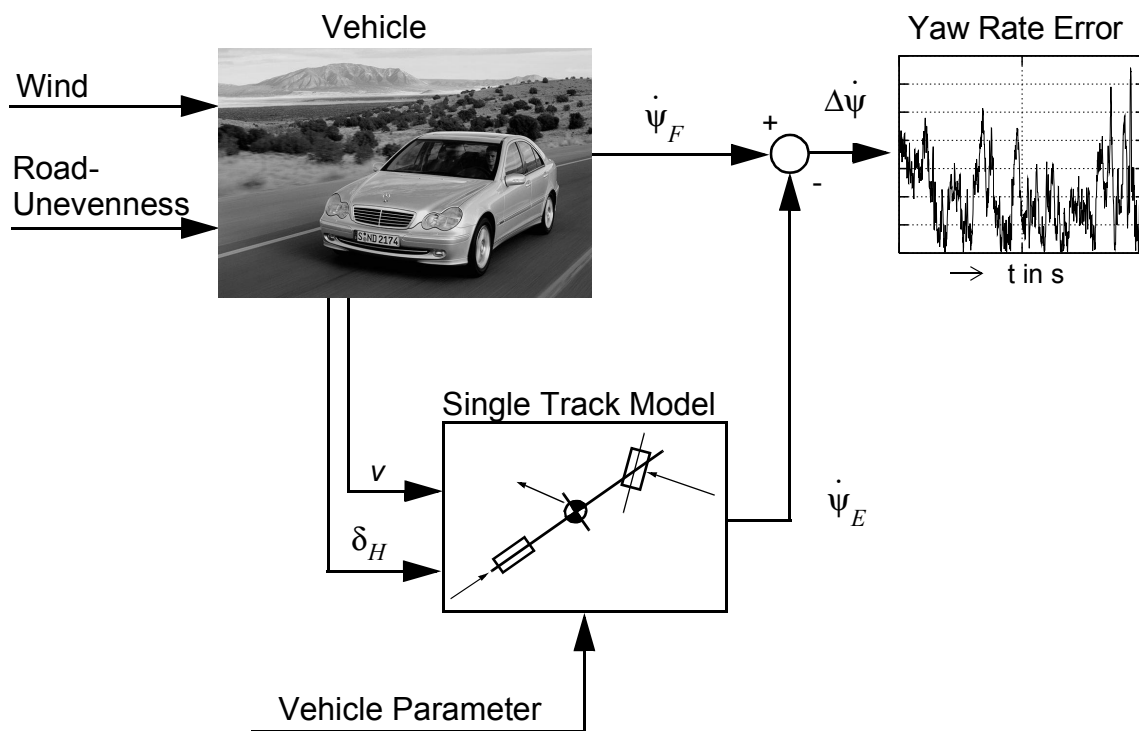


Fig. 1: Procedure for the computation of the yaw rate error.

The yaw rate error alone cannot define the sensitivity of the chassis. This is only possible if the yaw rate error is plotted as a function of the variable disturbances. The change of the yaw rate error as a function of wind condition is treated in section II.iii.

It is proposed that the procedure for building the vehicle-specific characteristic value, as described above, is driver independent. This is plausible because, no matter how the driver steers, the single-track model receives the measured steering wheel angles and delivers the calculated yaw rate, which can be compared with the measured one. Variable disturbances (wind, road unevenness) have no influence upon the single-track model. Therefore, yaw rate differences will arise only if external disturbances change the course of the vehicle and thus the measured yaw rate.

In order to avoid static and dynamic yaw rate errors caused by poor model quality, special care is needed when the model parameters are determined.

## II.ii Modification of the single track model

The conventional single-track model is valid for linear vehicle behaviour. The vehicle reactions to small steering movements, however, are very often characterized by nonlinearities. Thus it is necessary to modify the single-track model to take account of this. Figure 2 shows yaw rate plotted against the measured steering wheel angle, as calculated using the conventional single-track model.

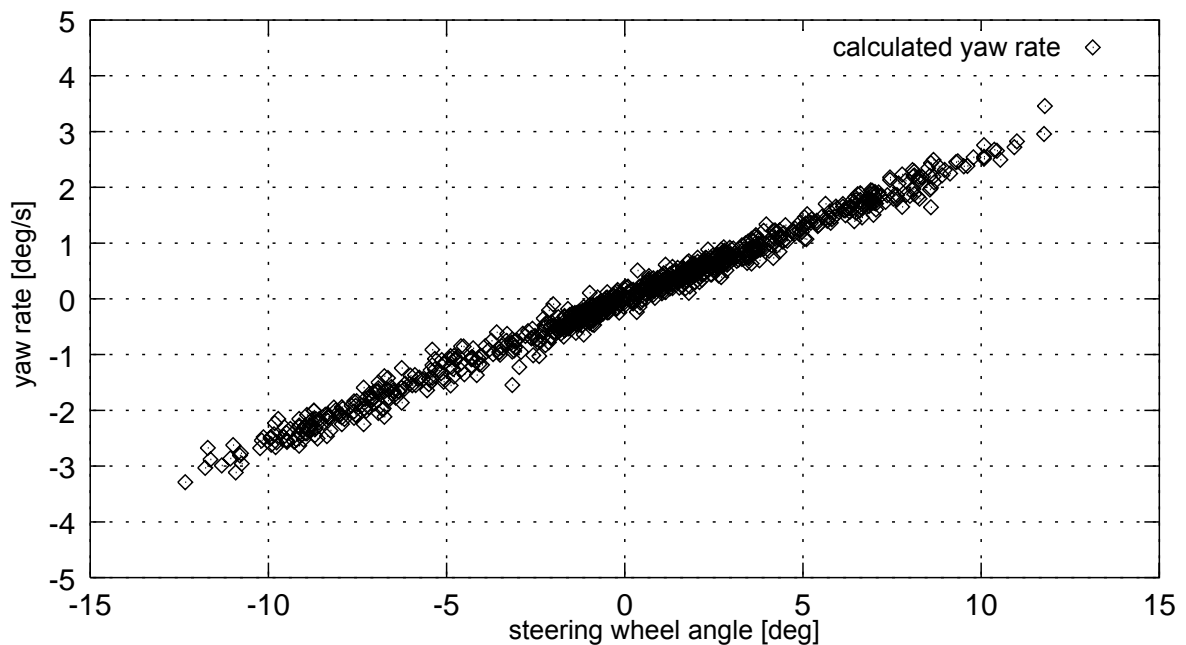


Fig. 2: The calculated yaw rate  $\dot{\psi}_E$  plotted against measured steering wheel angle. The scatterplot can be approximated by a straight-line regression. The slope of this regression line is the yaw rate gain.

For the real vehicle, measured yaw rate plotted against measured steering wheel angle is shown in Figure 3. During these test-runs it was ensured that disturbances such as unevenness and wind were negligible.

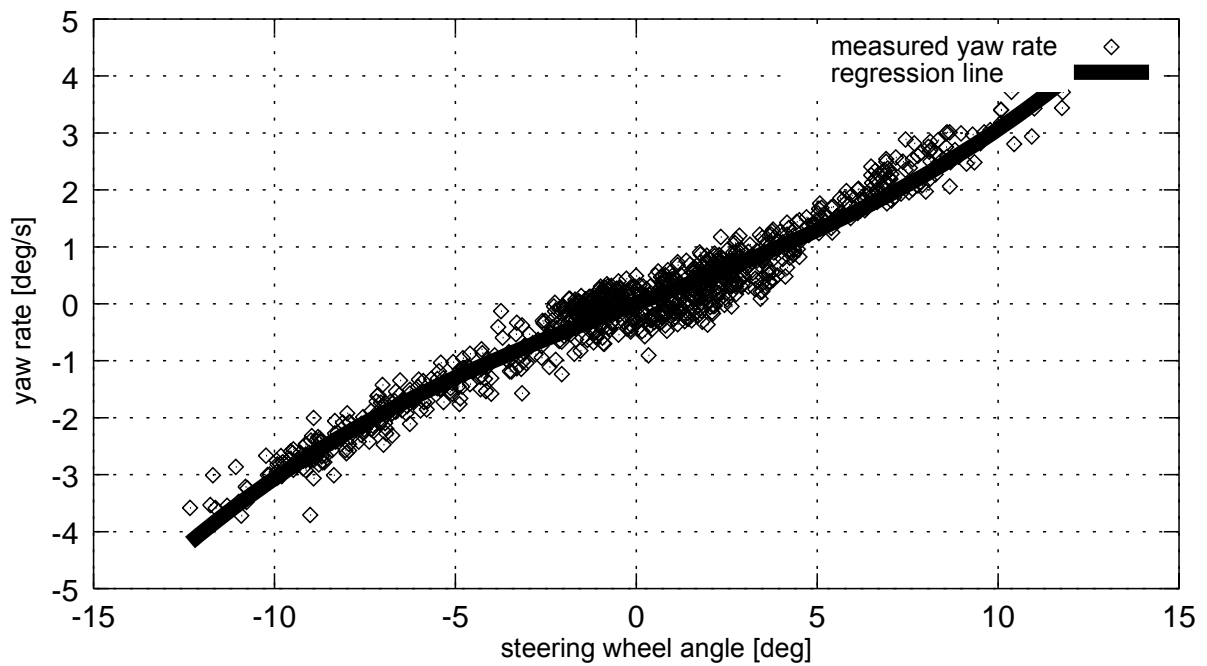


Fig. 3: The measured yaw rate  $\dot{\psi}_F$  plotted against measured steering wheel angle. The vehicle does not possess a constant yaw rate gain.

From Figure 3 it can be seen that a nonlinear regression curve is necessary to realistically describe the undisturbed vehicle behaviour.

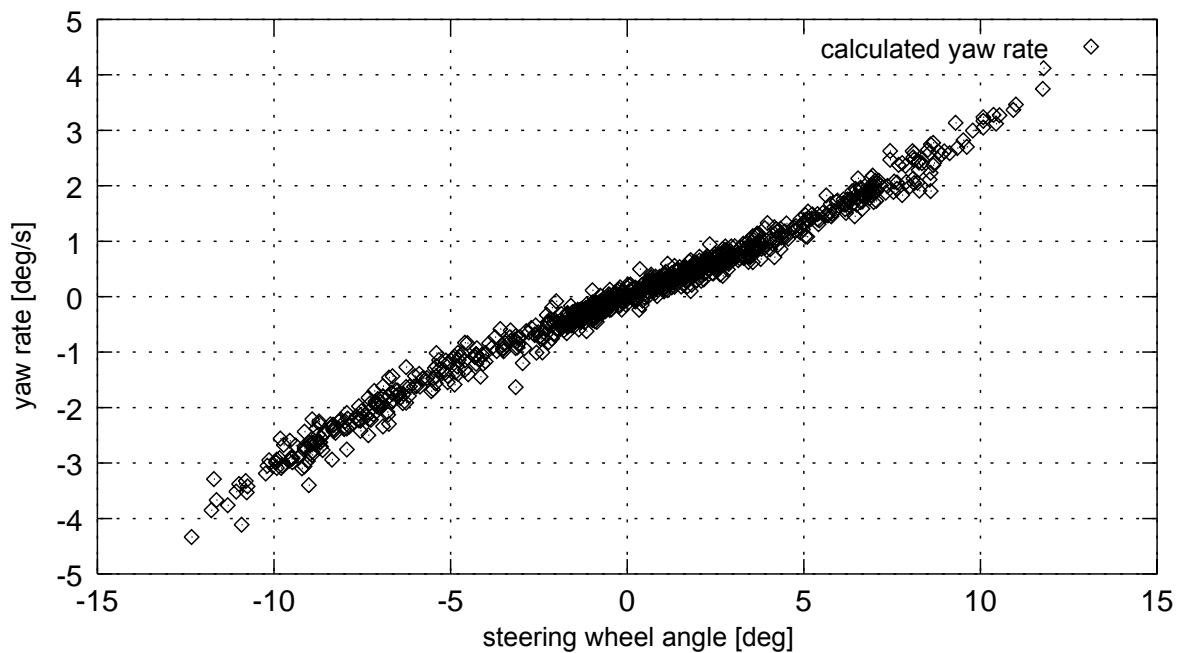


Fig. 4: The yaw rate of the modified single track-model plotted against measured steering wheel angle.

Thus the modification of the single-track model consists of considering this nonlinear behaviour and presupposes that this regression curve (Figure 3) was obtained from data recorded during an undisturbed test run. In the model equations, the yaw rate gain is inserted, not as a constant (as implied by Figure 2), but as a variable function of steering wheel angle.

In Figure 4 the yaw rate that is calculated with the modified single-track model is represented. It can be seen that now the calculated yaw rate also exhibits a nonlinear behaviour.

### II.iii The characteristic value for straight ahead stability during cross-wind

Because of the cross-wind there is an aerodynamic lateral force that acts on the vehicle. This sideways force of the cross-wind can be calculated as follows (see [Zomotor 1991]):

$$F_{SW} = c'_{Fs} \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \tau \cdot v_{res}^2 \quad .$$

where  $c'_{Fs}$  is the dimensionless wind sideway force coefficient,  $A$  is the projected frontal area of the vehicle,  $\rho$  is the atmospheric density,  $\tau$  is the angle of attack and  $v_{res}$  is the resulting velocity in the air stream.

For the description of the variable wind-disturbance, which affects a vehicle while driving, the above equation is unsuitable in this form, since it contains the geometric vehicle parameters  $c'_{Fs}$  and  $A$ . Therefore it is necessary to define a cross-wind pressure that is independent of the vehicle geometry:

$$p_{SW} = \frac{\rho}{2} \cdot \tau \cdot v_{res}^2 \quad .$$

The cross-wind pressure reaches zero if the resulting angle of attack reaches zero. The resulting angle of attack reaches zero if the wind attacks precisely from the front or rear

of the vehicle, parallel to the longitudinal axis and to the direction of motion. To determine the cross-wind pressure that affects a vehicle travelling on a public road, the following parameters are needed: air density, the angle of attack and the resulting velocity of the air stream. The measuring procedure documented in the work of [Tran 1990] and [Tran 1991] is used for this. The procedure requires a special transducer that consists of two differential pressure boxes, of which each measures the difference between two pressures at the nose of the vehicle. With the help of calibration curves determined in the wind tunnel, it is then possible to conclude from the measured differential pressures the angle of attack and the resulting velocity in the air stream.

The modified single track model receives as input the speed of the vehicle and the measured steering wheel angle data, whereupon the yaw rate can be calculated. The calculated yaw rate is compared with the measured yaw rate. The difference represents the yaw rate error. This yaw rate error is set now in relation to the cross-wind disturbance, as the yaw rate error is plotted against the cross-wind pressure. In Figure 5, the yaw rate error can be seen to increase with rising cross-wind pressure.

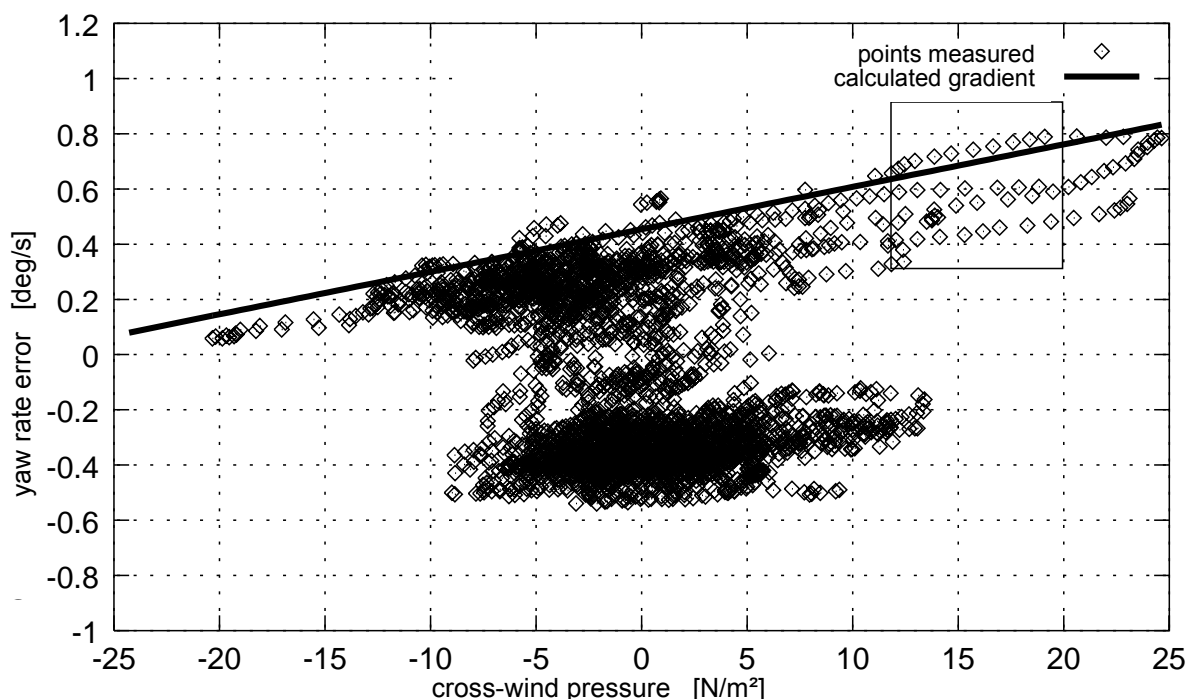


Fig. 5: The calculated yaw rate error plotted against cross-wind pressure. The cross-wind pressure quantifies the variable wind-disturbance.

In addition, though, a substantial yaw rate error is present even with very low cross-wind pressure. This yaw rate error can be observed as “clouds” of points around approximately 0.3 deg/s and around -0.4 deg/s. These two accumulations of points result from the fact that the road on which the car was driven has lateral inclinations partly to the right and partly to the left.

The lateral inclination of the road also causes yaw rate errors, since the driver has to compensate for the lateral drift of the vehicle by using small steering wheel angles. Thus the single-track model receives a steering wheel angle deviating from zero, and for this a corresponding yaw rate deviating from zero can be calculated, although the measured yaw rate can be zero. In Figure 6 the occurrences of the steer torque and

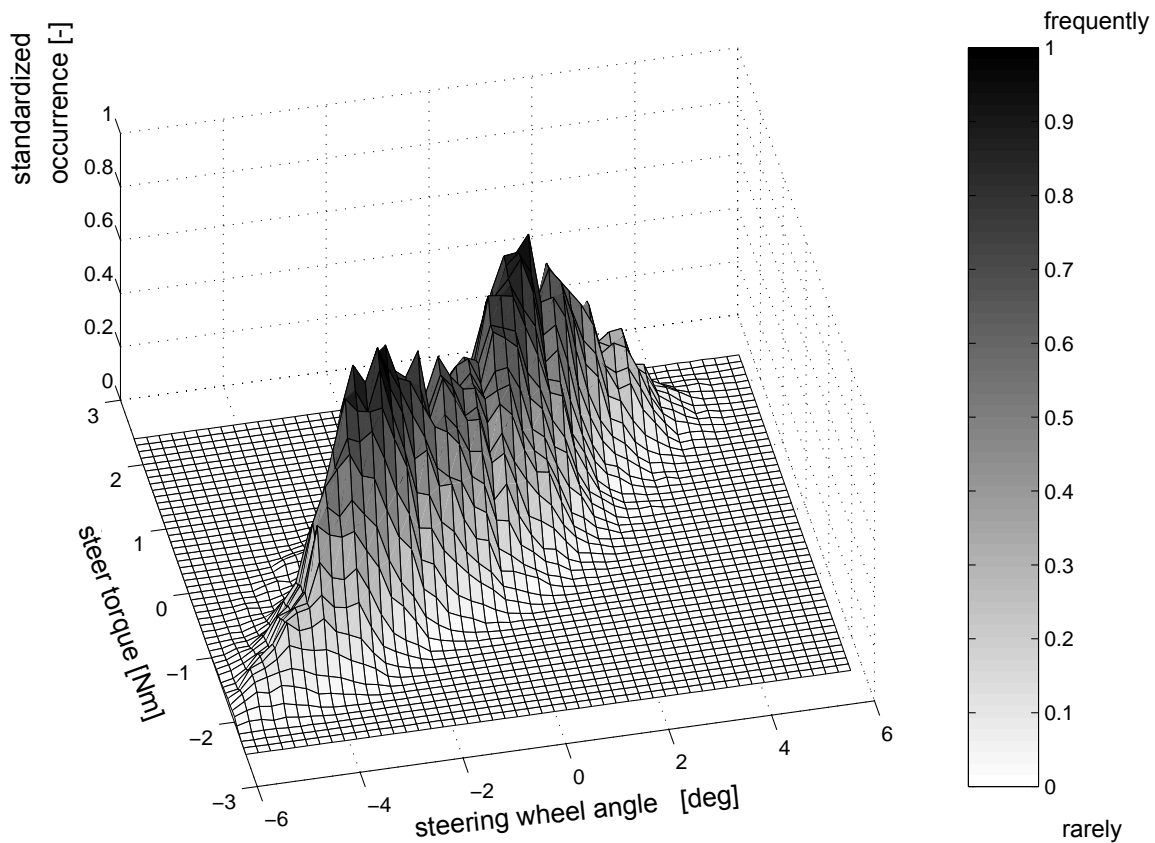


Fig. 6: The histogram of the hysteresis curve of steer torque against steering wheel angle during travel on the B10. In z-direction the standardized occurrence of the value pairs steer torque and steering wheel angle is drawn. The standardization was carried out by dividing all occurrences by the largest determined occurrence. For the most frequent pair then the standardized occurrence is 1. The more frequently a value pair arises, the more darkly it is plotted.



the steering wheel angle data-pairs are plotted. The data arose from measurement over a 12 kilometre long section of Federal highway. The data were filtered so that only those steer torque/steering wheel angle pairs were considered where a corresponding amount of yaw rate smaller than 0.5 deg/s could be measured. Thus it can be guaranteed that only the straight-line segments of the road were considered.

Figure 6 shows that the data has a bimodal distribution. During driving on these straight-line sections the driver obviously spends longest time in two operating points: one with a steering wheel angle of about -2.5 degrees at a simultaneous working steer torque of approximately -0.8 Nm, and the other with the operating point at +1 degree of steering wheel angle with about 0.8 Nm steer torque. A change from one operating point to the other point could be observed whenever the lateral inclination of the roadway changed. The cross slope was measured with a roll angle sensor.

However, for the computation of the cross-wind sensibility, only the changes of the yaw rate error caused by the cross-wind pressure changes are interesting. For this a gradient is calculated according to the following formula:

$$\frac{\partial \Delta \dot{\psi}}{\partial p_{SW}} = Med \left( \frac{\Delta \dot{\psi}_i - \Delta \dot{\psi}_{i-1}}{p_{SW,i} - p_{SW,i-1}} \right) \quad \text{with } i=1, \dots, N .$$

This calculated gradient is the slope of the straight line which is drawn in Figure 5. The gradient of yaw rate error versus cross-wind pressure is determined by each of two neighbouring value pairs: the yaw rate error in the numerator and the cross-wind pressure in the denominator. The median of all these gradients represents the characteristic value.

## III Quantification of steering feel

### III.i The weave manoeuvre

The weave manoeuvre is helpful for the description of the phenomena during steering around central position. The derived characteristic values are suitable for the description of the steering feel and the steering precision. In [Norman 1984] and [Farrer 1993] this manoeuvre and the calculated characteristic values are described. Norman examined several vehicles of most different weight classes and classified the characteristic values with confidence intervals. Farrer, in the main, examined the correlation of the characteristic values with the subjective judgements of the driver. The international working group ISO/TC22/SC9 WG 7 has formulated a proposal for the standardization of the description of steering around the central position [ISO/TC 22/SC 9 WG 7 N29 1999].

During the execution of the test it is essential that external disturbances such as wind or road unevenness be avoided. The wind velocity should be not more than 1.5 m/s. The bank of the test track should not exceed 1 per cent. The surface should be even and smooth. Since the influence of tires can be substantial, it is important that the tires be sufficiently run in (new tires should be avoided; they should be run in for at least 1000 km). All wheels must be balanced, since steering wheel vibrations are disturbing, may reduce system friction and produce “noisy” steering wheel angle and torque signals.

With these boundary conditions the weave manoeuvre is driven. The steering wheel is moved sinusoidally with a frequency by 0.2 cycles/s  $\pm$  10 per cent at a constant vehicle longitudinal speed of  $v=100$  km/h  $\pm$  3 per cent. The steering amplitude must be determined in prior test runs, in such a way that the amplitude of lateral acceleration does not exceed the absolute value  $2$  m/s<sup>2</sup>  $\pm$  10 per cent. To obtain reproducible characteristic values, at least eight cycles are necessary, corresponding to a total measuring time of approximately 40 s (see Figure 7). Within the eight cycles, a minimum of four

consistent cycles of steering input and of vehicle response is required for subsequent data analysis. If there is no possibility to measure continuously eight cycles within one

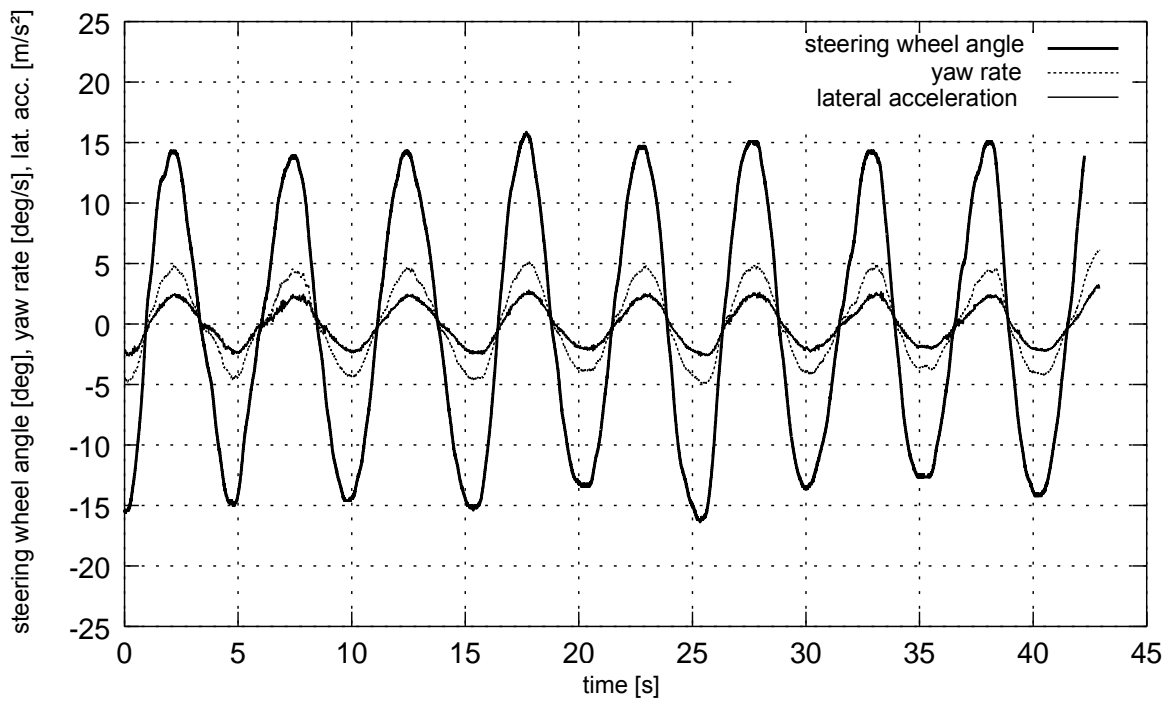


Fig. 7: The time series of steering wheel angle, yaw rate and lateral acceleration that were measured during a manually carried out weave manoeuvre. At  $t=40$  s there are eight complete cycles, which can be taken for the evaluation. The amplitude of lateral acceleration has to be the absolute value  $2 \text{ m/s}^2 \pm 10$  per cent.

test-run (for this a test track length of about 1600 m inclusive of acceleration and deceleration is necessary), then several shorter measurements can suffice. Then, however, it is recommended to capture a total of nominally 20 cycles of data and to use statistical methods during analysis. In order to maintain the steering frequency and the required steering amplitude accurately (depending upon steering gear transmission ratio and elasticities, between 10 and 30 degrees) it is very useful to use a steering machine. If the steering inputs are made manually, it is helpful to place plastic cones in a straight line on the test track with a spacing of 69.25 m. This makes it much easier to maintain the steering frequency.

Adherence to the sine form (triangular steering wheel input is undesirable) is necessary, since the characteristic values are dependent on the steering-wheel angular ve-

locity. Table 1 shows the measured variables which are recorded during the weave manoeuvre. The work space and the minimum resolution of the measured variables are selected in such a way that they are valid also for speeds up to 180 km/h. The standard speed of 100 km/h should be driven, however, with every vehicle that is to be examined.

In Figure 7 the time series of the steering wheel angle, the yaw rate and the lateral acceleration which were measured during the weave manoeuvre are represented.

Table 1: Measured variables, measuring range and measuring accuracy

	Measuring Range	Min. Resolution
steering wheel angle	$\pm 50$ deg	0,1 deg
steer torque	$\pm 10$ Nm	0,1 Nm
yaw rate	$\pm 10$ deg/s	0,1 deg/s
longitudinal velocity	0 - 50 m/s	0,5 m/s
lateral acceleration	$\pm 5$ m/s <sup>2</sup>	0,1 m/s <sup>2</sup>
steer rate	$\pm 100$ deg/s	1 deg/s

### **III.ii Determination of a characteristic value for the steering feel**

With the time series of the physical values taken up during the weave manoeuvre, several hysteresis curves can be represented. The hysteresis is affected by the friction and the elasticities in the suspension and steering systems. While the elasticities are well controlled in the steering gear connection and in the wheel-guiding steering arm bearings, the friction within the steering gear and in the kingpins is hardly avoidable. Although some friction is favourable for the absorption of unwanted oscillations, nevertheless, in general, it should be minimized to improve steering feel.

The force supply required for steering out of the steering wheel central position is very well shown by the steer torque versus steering wheel angle gradient. This gradient is

often also called stiffness. The gradient is determined as the arithmetic mean of the gradients for each side of the hysteresis loop, corresponding to the positive and negative

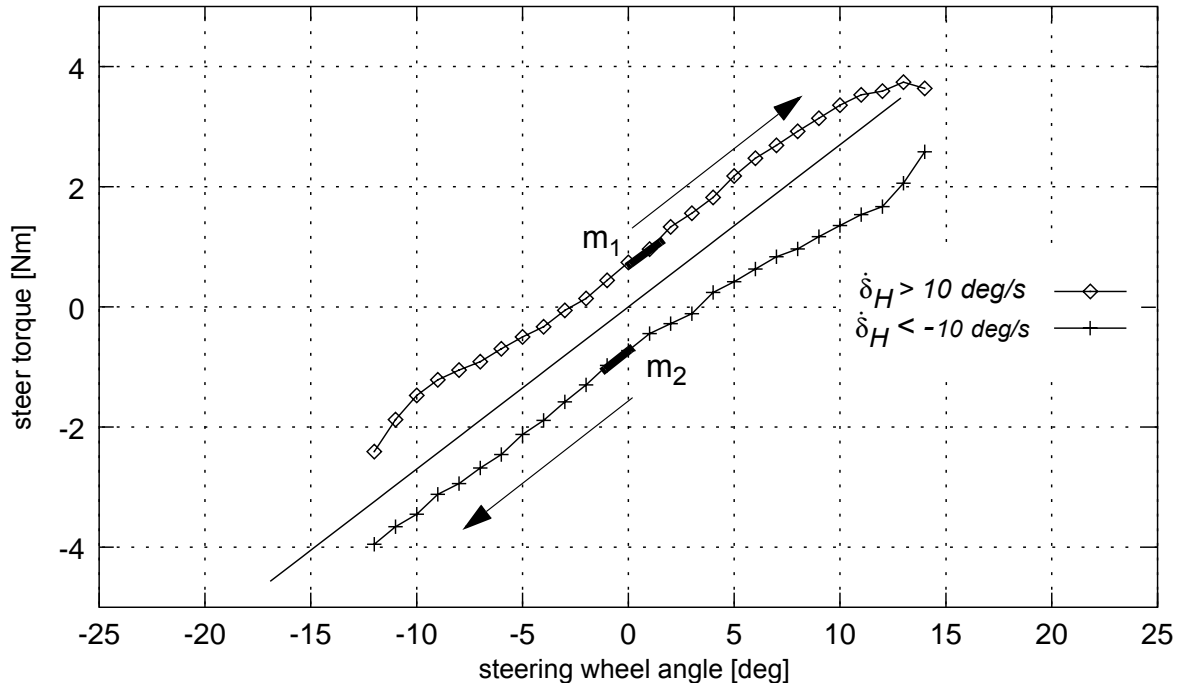


Fig. 8: The run of the curve: steer torque against steering wheel angle. The steer torque versus steering wheel angle gradient amounts to 0.28 Nm/deg. The measuring points above the regression line represent the side with the positive steer direction (velocity  $\dot{\delta}_H > 10$  deg/s). The arrows indicate the direction of steering. If one steers to the right out of the central position there will result positive steering wheel angles, positive steer torques and positive steer velocities. Hysteresis curves are usually represented with a closed curve. Here the decision is made that no more measuring points are included if the steer velocity drops below 10 deg/s. Thus defined termination points of the sides of hysteresis loop can be indicated, and smoothing of the measuring points can be accomplished in a uniform way. The steer torque drops at the point of reversal (change of direction of steer) and passes back on the lower side of the hysteresis curve towards centre. The amount by which the steer torque decreases is a measure of the friction within the steering system, including the components of the axle and tires. The steer torque versus steering wheel angle gradient is determined at first as the gradients  $m_1$  and  $m_2$  of the individual sides. This may happen in each case only within the steering wheel angles from 0 degree to 10 per cent of the maximum steering wheel angle. In this case, for the upper side of hysteresis from 0 degree to about 1.4 degrees, and for the lower side of hysteresis from 0 degree to about -1.3 degrees. The indicated steer torque steering wheel angle gradient of 0.28 Nm/deg results finally as the arithmetic mean of  $m_1$  and  $m_2$ .

tive going steer directions. The gradient for an individual side is determined by the slope of the regression line. Gradients are evaluated over a range corresponding to 0 degrees  $\pm 10$  per cent of the peak steering-wheel angle used. In Figure 8 the determination of the gradient is described again in detail on the basis of a hysteresis curve for a vehicle without power-assisted steering.

The steer torque versus steering-wheel angle gradient describes well the steering feel around the steering-wheel central position, that is the range which is permanently needed when driving in straight lines. The gradient can be understood as a measure for the centring; the better the centring is, the better the driver can feel where the steering central position is.

If several vehicles are compared regarding this characteristic value, it can be observed that they differ substantially. It cannot be said that the steering feel becomes better when the steer torque versus steering-wheel angle gradient becomes higher. The centring is better felt with high steer torque versus steering wheel angle gradients (for example 0.5 Nm/degree), however the change of steer torque is then felt as “angular” and inharmonious. With such steep steer torque gradients, “snap-in” effects in the steering wheel middle position can be felt.

The ranges for gradient values can be quite brand dependent. Also the range may fail to achieve a particular character, such as sporty or comfort biased.

Another performance metric that can be obtained from the hysteresis curve of steer torque versus steering wheel angle, is the hysteresis height at zero steering wheel angle. This measure is related to steering system friction. Here it also can be observed that vehicles differ substantially, for the hysteresis height values can range between 0.5 and 5 Nm. The larger the hysteresis height, the more difficult it is for the driver to notice centring. A large hysteresis height may also be an indication of poor steering wheel returnability.

## IV Summary

During the development process of a new passenger car chassis, certain aspects of the driving dynamics concerning comfort and handling receive particular attention. During this process it is crucial to maintain basic characteristics. One of these basic characteristics is the straight ahead stability. It is also important that the driver can feel this straight ahead stability through the steering wheel. With the wording “on-centre handling”, both aspects are addressed: the objective straight ahead stability and the subjective feeling for very small steering wheel movements.

This thesis presents a proposal for the objective description of on-centre handling. A new method is introduced to allow the calculation of characteristic values for the straight ahead stability without any driver influence. The principal of this new method consists of a comparison between the measured and the calculated yaw velocities. The calculated yaw velocity results from a modified single-track model. The yaw velocity error is the result of the difference between the calculated and measured yaw velocities. After this error is calculated it will be plotted versus the measured disturbance variables (wind, lateral inclination). The vehicle response is more sensitive to the disturbance for a larger gradient of this graph. For the complete description of on-centre handling, it is necessary to characterize the steering feel. Characteristic values are introduced to describe the steering feel and the corresponding vehicle reaction.





# Inhaltsverzeichnis

<b>Symbolverzeichnis.....</b>	<b>29</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>35</b>
1.1 Motivation und Ziel der Arbeit.....	35
1.2 Begriffserläuterungen .....	36
1.3 Stand des Wissens.....	37
1.4 Wesentliche Gesichtspunkte bei der subjektiven Bewertung des Geradeauslaufs .....	45
1.5 Gliederung der Arbeit .....	49
<b>2 Fahrerabhängige Kennwerte für das Lenk- und Fahrzeugverhalten.....</b>	<b>51</b>
2.1 Kennwerte für das Lenkverhalten des Fahrers.....	51
2.1.1 Beschreibung der Fahrsimulatorversuche .....	51
2.1.2 Ergebnisse der Fahrsimulatorversuche .....	57
2.1.2.1 Lenkverhalten auf einer Bundesfernstraße im Fahrsimulator .....	59
2.1.2.2 Lenkverhalten in einer Autobahnbaustelle im Fahrsimulator .....	62
2.2 Kennwerte für Lenkung und Fahrzeug beim Lenken um die Lenkradmittelstellung .....	67
2.2.1 Lenkaufwand .....	68
2.2.1.1 Lenkarbeit .....	69
2.2.1.2 Lenkkorrekturtätigkeit.....	73
2.2.2 Fahrzeugeigenbewegungen .....	76
2.2.3 Das Weave-Manöver .....	77
2.2.3.1 Beschreibung des Lenkgefühls um die Mittellage.....	80
2.2.3.2 Beschreibung der Fahrzeugreaktion beim Lenken um die Mittellage .....	88

<b>3</b>	<b>Fahrerunabhängige Kennwerte für das Fahrzeugverhalten.....</b>	<b>95</b>
3.1	Entwicklung eines fahrerunabhängigen Bewertungsverfahrens.....	95
3.1.1	Darstellung des Konzepts.....	96
3.1.2	Modellgleichungen des Einspurmodells .....	98
3.1.3	Parametrierung .....	101
3.1.4	Realisierung im Versuchsbetrieb .....	107
3.2	Kennwert für die Geradeausfahrt bei Fahrbahnunebenheiten.....	112
3.2.1	Geradeausfahrt bei wechselnder Querneigung auf der Straße.....	113
3.2.1.1	Darstellung des Wirkzusammenhangs .....	114
3.2.1.2	Kennwert für die Störanfälligkeit bei Querneigungswechsel .....	119
3.2.2	Geradeausfahrt bei Spurrillen in der Simulation .....	124
3.2.2.1	Darstellung des Wirkzusammenhangs .....	125
3.2.2.2	Simulationsergebnisse .....	126
3.3	Kennwert für die Geradeausfahrt bei Seitenwind auf der Straße .....	131
3.3.1	Darstellung des Wirkzusammenhangs .....	132
3.3.2	Kennwert für die Störanfälligkeit bei Seitenwind.....	134
<b>4</b>	<b>Zusammenfassende Übersicht über die vorgestellten Kennwerte .....</b>	<b>139</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>151</b>
<b>Anhang A1</b>	<b>Fragebogen .....</b>	<b>159</b>
<b>Anhang A2</b>	<b>Beschreibung der Versuchsstrecken .....</b>	<b>163</b>
A2.1	Kriterien für die Streckenwahl .....	163
A2.2	Beschreibung von Straßeneigenschaften .....	164
A2.2.1	Kurvigkeit.....	164
A2.2.2	Querneigung und Querneigungswechsel .....	170

A2.2.3	Längsneigung .....	176
A2.2.4	Oberflächenbeschaffenheit .....	177
A2.2.5	Verkehrsstärke und Windverhältnisse .....	177
A2.3	Beschreibung der verwendeten Versuchs- strecken auf der Straße und im Simulator .....	178
A2.4	Streckendaten .....	182
<b>Anhang A3</b>	<b>Boxplot-Darstellung .....</b>	<b>191</b>



## Symbolverzeichnis

### Lateinische Buchstaben

$A$	m	Klothoidenparameter
$A$	m <sup>2</sup>	Projektionsfläche des Fahrzeugs in Längsrichtung
$A_y$	-	Fouriertransformierte der Querbesehleunigung
$A_y^*$	-	konjugierte Fouriertransformierte der Querbesehleunigung
$a$	m	Abstand des Fahrbahnrandes von der Drehachse
$a_y$	m/s <sup>2</sup>	Querbesehleunigung
$b$	m	Abstand des ersten Spurrillenkanals vom Fahrbahnrand
$B$	m	Spurrillenkanalbreite
$c_h$	N/rad	Gesamtschräglaufsteifigkeit der Hinterachse
$c_v$	N/rad	Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse
$c'_{Fs}$	-	Windseitenkraftbeiwert
$D$	m	Spurrillenkanalabstand
$d_y$	m	Abweichung von Fahrspurmitte
$e_{SP}$	m	Abstand zwischen Druckpunkt und Schwerpunkt
$F_H$	N	Hangabtrieb
$F_N$	N	Normalkraft, fahrzeugbezogen
$F_c$	N	Fliehkraft
$F_{sh}$	N	Seitenkraft an der Hinterachse (Einspurmodell)
$F_{sv}$	N	Seitenkraft an der Vorderachse (Einspurmodell)
$F_{SW}$	N	Windseitenkraft
$f$	1/s, Hz	Frequenz
$g$	m/s <sup>2</sup>	Erdbesehleunigungskonstante
$H$	m	Spurrillenkanaltiefe
$i$	-	Laufvariable
$i_s$	-	Gesamtlenübersetzung
$J_z$	kg m <sup>2</sup>	Massenträgheitsmoment um die Fahrzeughochachse

$L$	km	Länge eines Trassenabschnitts
$L_G$	m	Gesamtfahrzeuglänge
$\min L_v$	m	minimale Verwindungsstreckenlänge
$\max L_v$	m	maximale Verwindungsstreckenlänge
$l$	m	Radstand
$l_h$	m	Schwerpunktsabstand zur Hinterachse
$l_v$	m	Schwerpunktsabstand zur Vorderachse
$M_H$	Nm	Lenkradmoment
$M_{H, HH}$	Nm	Lenkreibung, ermittelt aus Hysteresenhöhe
$m, m_g$	kg	Gesamtfahrzeugmasse
$m_h$	kg	Hinterachslast
$m_1$		Gradient bei positiven Lenkgeschwindigkeiten
$m_2$		Gradient bei negativen Lenkgeschwindigkeiten
$N$	-	Stichprobenumfang
$n$	-	Anzahl Lageplanelemente eines betrachteten Trassenabschnitts
$p_{SW}$	N/m <sup>2</sup>	Seitenwinddruck
$\min Q$	Fz/h	minimale Verkehrsstärke
$q_a$	%	Querneigung der Fahrbahn am Anfang der Verwindungsstrecke
$q_e$	%	Querneigung der Fahrbahn am Ende der Verwindungsstrecke
$R$	m	Kurvenradius
$s$	1/s	komplexe Veränderliche der Laplacetransformation
$\max \Delta s$	%	Anrampungshöchstneigung
$\min \Delta s$	%	Anrampungsmindestneigung
$t$	s	Zeit
$T_{\delta_H \dot{\Psi}}$	ms	Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit
$T_z$	s	Zählerzeitkonstante
$\Delta T$	s	Zeitschrittweite
$V_{85}$	km/h	Geschwindigkeit, die 85 % der unbehindert fahrenden

		Pkw auf nasser Fahrbahn nicht überschreiten
$V_e$	km/h	Entwurfsgeschwindigkeit
$v$	km/h, m/s	Fahrgeschwindigkeit
$v_h$	km/h, m/s	resultierende Geschwindigkeit an der Hinterachse (Einspurmodell)
$v_v$	km/h, m/s	resultierende Geschwindigkeit an der Vorderachse (Einspurmodell)
$v_{ch}$	km/h, m/s	charakteristische Geschwindigkeit
$v_{res}$	km/h, m/s	resultierende Anströmgeschwindigkeit
$v_w$	km/h, m/s	Windgeschwindigkeit
$W_{\delta_H M_H}$	Nm grad	Lenkarbeit
$x$	m	Fahrsimulator-Weltkoordinate
$y$	m	Fahrsimulator-Weltkoordinate
$\ddot{u}_{li\_FBR}$	cm	Überhöhung am linken Fahrbahnrand
$\ddot{u}_{re\_FBR}$	cm	Überhöhung am rechten Fahrbahnrand

### Operatoren

$Corr(x, y)_k$	-	diskrete Kreuzkorrelationsfunktion von x und y
$\Im\{x\}$	-	Imaginärteil von x
$\Re\{x\}$	-	Realteil von x

### Griechische Buchstaben

$\alpha$	grad	Querneigung
$\alpha_h$	grad	Schräglaufwinkel an der Hinterachse (Einspurmodell)
$\alpha_v$	grad	Schräglaufwinkel an der Vorderachse (Einspurmodell)
$\beta$	grad	Schwimmwinkel
$\dot{\beta}$	grad/s	Schwimmwinkelgeschwindigkeit
$\gamma_i$	gon	Winkeländerung des i-ten Lageplanelements eines betrachteten Trassenabschnitts
$\delta$	grad	Lenkwinkel am Rad
$\delta_A$	grad	Ackermannwinkel
$\delta_H$	grad	Lenkradwinkel

$\delta_{H, HB}$	grad	Rücklaufwilligkeit, ermittelt aus Hysteresenbreite
$\dot{\delta}_H$	grad/s	Lenkgeschwindigkeit
$\tilde{\delta}_H$	grad	Teileffektivwert des Lenkradwinkels
$\Delta_H$	-	Fouriertransformierte des Lenkradwinkels
$\Delta\delta_H$	grad	Lenkradwinkelbedarf
$\Delta M_H$	Nm	Lenkradmomentbedarf
$\vartheta$	grad	Nickwinkel
$\kappa$	1/km	Krümmung der Fahrbahn
$\nu_o$	1/s	Giereigenfrequenz
$\rho$	kg/m <sup>3</sup>	Luftdichte
$\sigma$	1/s	Abklingkonstante
$\tau$	grad	Anströmwinkel
$\Phi_h$	m <sup>3</sup>	Unebenheitsmaß der Fahrbahn
$\Phi_{\delta_H}$	grad <sup>2</sup> s	Spektrale Leistungsdichte des Lenkradwinkels
$\Phi_{\dot{\psi}}$	grad <sup>2</sup> /s	Spektrale Leistungsdichte der Giergeschwindigkeit
$\varphi$	grad	Wankwinkel
$\psi$	grad	Gierwinkel
$\dot{\psi}$	grad/s	Giergeschwindigkeit
$\ddot{\psi}$	grad/s <sup>2</sup>	Gierbeschleunigung
$\dot{\psi}_E$	grad/s	mit dem Einspurmodell berechnete Giergeschwindigkeit
$\dot{\psi}_F$	grad/s	im Fahrzeug gemessene Giergeschwindigkeit
$\dot{\psi}_K$	grad/s	Giergeschwindigkeit aus kubischem Regressionsansatz
$\Delta\dot{\psi}$	grad/s	Giergeschwindigkeitsfehler
$\tilde{\dot{\psi}}$	grad/s	Teileffektivwert der Giergeschwindigkeit

### Abkürzungen

<i>Baust</i>	-	mit verengter Fahrbahn, bedingt durch Baustelle
<i>Baust_W2</i>	-	mit verengter Fahrbahn, bedingt durch Baustelle und Windböen bis zu 2 m/s



<i>Baust_W8</i>	-	mit verengter Fahrbahn, bedingt durch Baustelle und Windböen bis zu 8 m/s
<i>DP</i>	-	Druckpunkt
<i>EG</i>	grad/(m/s <sup>2</sup> )	Eigenlenkgradient
<i>FS1</i>	-	Fahrsimulatorversuch 1
<i>FS2</i>	-	Fahrsimulatorversuch 2
<i>Gierg.</i>	grad/s	Giergeschwindigkeit
<i>HB</i>	-	Hysteresenbreite
<i>HH</i>	-	Hysteresenhöhe
<i>IQA</i>	-	Interquartilabstand
<i>KU</i>	gon/km	Kurvigkeit
<i>Max</i>	-	absolutes Maximum
<i>Mean</i>	-	arithmetischer Mittelwert
<i>Med</i>	-	Median
<i>Min</i>	-	absolutes Minimum
<i>m_Qu</i>	-	mit quergeneigter Fahrbahn
<i>m_W2</i>	-	mit Windböen bis zu 2m/s
<i>m_W8</i>	-	mit Windböen bis zu 8 m/s
<i>o_St</i>	-	ohne Störung
<i>Perz</i>	-	Perzentil
<i>SP</i>	-	Schwerpunkt
<i>stat</i>	-	stationär
<i>TLC</i>	s	Time-to-Line-Crossing



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation und Ziel der Arbeit

Die Güte des Geradeauslaufs bei Personenkraftwagen objektiv zu beschreiben, ist ein Wunsch, der seit einigen Jahrzehnten besteht. Gelänge es, die Geradeauslaufgüte mit einer aus Meßdaten ermittelten Kennzahl, die mit dem subjektiven Empfinden des Fahrers korreliert, zu beschreiben, könnte gezielt das Geradeauslaufverhalten optimiert werden. Diese Arbeit stellt einen Beitrag dar, den Geradeauslauf bei Personenkraftwagen objektiv beschreiben und verstehen zu können.

Letztlich besteht das Ziel, ein Fahrwerk derart abzustimmen, daß es rundum einen hervorragenden Eindruck bezüglich Fahrsicherheit und Fahrkomfort hinterläßt. Auf dem Weg zu einem solchen Fahrwerk werden viele Iterationsschritte durchgeführt. Die rechnerische Analyse mit der Simulation des Gesamtfahrverhaltens kann helfen, im voraus ein Konzept für einen Prototypen aufzustellen, der die geforderten Lastenhefteckwerte berücksichtigt. Auf Basis eines solchen erstellten Prototypen können dann die Versuche mit unterschiedlichen Fahrwerksparametern durchgeführt werden.

Sowohl in der Simulationsphase als auch in der Phase, in der es erste Prototypen gibt, werden Bewertungsmethoden für Fahrsicherheit und den Fahrkomfort benötigt, die die Auswirkungen veränderter Parameter quantifizieren können. Hierin liegt der Wunsch begründet, eine Bewertungsmethode für den Geradeauslauf zu haben. Gelingt es, den Geradeauslauf objektiv zu beschreiben, können gezielte Optimierungen durchgeführt werden. Die Verbesserung der Geradeauslaufgüte aufgrund eines geänderten Fahrwerkdetails kann dann prozentual angegeben werden, wenn die Güte des Geradeauslaufs mit einem Kennwert beschrieben werden kann.

Das Ziel dieser Arbeit ist es, die Einzelgröße "Geradeauslauf" mittels Kennwerten quantitativ zu beschreiben und dadurch bewertbar zu machen. Die Kennwerte haben mit dem subjektiven Empfinden zu korrelieren und sowohl von der befahrenen Strecke als auch vom Fahrer unabhängig zu sein.

## 1.2 Begriffserläuterungen

Im folgenden werden für das Verständnis grundlegend bedeutsame Begriffe erklärt. Es werden die Begriffe open-loop, closed-loop, Gieren, Wanken, Nicken, Lenkradmittellstellung, Nullage und die Vorzeichenvereinbarung erläutert:

Bei fahrdynamischen Manövern, die dazu dienen, das Fahrzeugverhalten zu beschreiben, wird zwischen open-loop- und closed-loop-Manövern unterschieden. Open-loop-Manöver beinhalten in der Regel eine präzise Beschreibung, wie der Fahrer bei der Durchführung des Manövers unabhängig von der Fahrzeugreaktion zu lenken, zu beschleunigen oder zu verzögern hat. Ist das Lenkrad bei einem Manöver arretiert, wird von einem open-loop-fixed-control-Manöver gesprochen. Weitere Randbedingungen sind eindeutig vorgeschrieben, wie zum Beispiel die Einhaltung einer konstanten Geschwindigkeit. Dadurch wird der Fahrereinfluß minimiert. Bei closed-loop-Manövern sind in aller Regel Randbedingungen vorgeschrieben. Es gibt aber keine präzisen

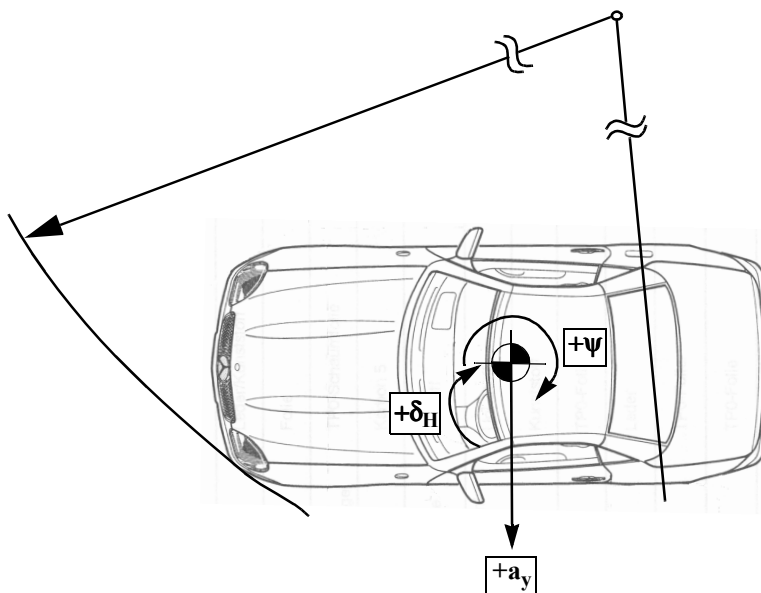


Abb. 1.1: Vorzeichenvereinbarung für die Größen Lenkradwinkel  $\delta_H$ , Gierwinkel  $\psi$  und Querbeschleunigung  $a_y$ . Die bei einer Rechtskurve auftretenden Größen besitzen positives Vorzeichen.

Handlungsanweisungen so wie bei den open-loop-Manövern für den Fahrer. Er muß sich in Abhängigkeit von der Fahrzeugreaktion so verhalten, daß sein Fahrzeug nicht

die Fahrbahn verläßt, im Grunde genommen also so, wie er das auf öffentlichen Straßen auch tun würde. Der Nachteil von closed-loop-Manövern besteht in der hohen Fahrerabhängigkeit der ermittelten Meßdaten. Der Vorteil liegt in der praxis- und kundenrelevanten Durchführungsart, die einen eindeutigen und sofortigen Bezug zur Realität gestattet.

Die Fahrzeugbewegungen werden mit dem folgenden Vokabular beschrieben: das Drehen um die Fahrzeughochachse wird als Gieren (Gierwinkel  $\psi$ ), das Drehen um die Fahrzeuglängsachse als Wanken (Wankwinkel  $\varphi$ ) und das Drehen um die Fahrzeugquerachse als Nicken (Nickwinkel  $\vartheta$ ) bezeichnet. Die Vorzeichenregelung wird so getroffen, daß sämtliche Größen ein positives Vorzeichen besitzen, wenn eine Rechtskurve befahren wird (siehe Abbildung 1.1).

Die Lenkradstellung, bei welcher das Fahrzeug auf ebener Fläche geradeaus (Giergeschwindigkeit wird zu Null) fahren würde, wird als Lenkradmittelstellung oder als Nulllage bezeichnet.

### 1.3 Stand des Wissens

Die Tabelle 1.1 enthält eine Literaturübersicht über Arbeiten, die den Geradeauslauf bei Personenkraftwagen betreffen. Die Tabelle beginnt mit den Felduntersuchungen von Mitschke (siehe [Mitschke 1972]), die vor mehr als 25 Jahren zu dem Thema Geradeauslaufverhalten von Kraftfahrzeugen durchgeführt wurden. Er beschreibt die von der Versuchs-, Meß- und Rechnertechnik her sehr aufwendigen Aufbauten. Aufgrund der damaligen Rechnertechnik bereiteten die Untersuchungen zu dem Geradeauslaufverhalten einen ungewöhnlich hohen Arbeitsaufwand. Die Zeitdauer, während der meßtechnische Daten aufgezeichnet wurden, war, verglichen mit anderen Fahruntersuchungen, relativ lang. Um die entstandenen Daten abzuspeichern, bedurfte es sehr hoher Speicherkapazität. Es wurde versucht, die Kreuzkorrelationsfunktionen zwischen Lenkradwinkel und Fahrzeugantwort (Gieren) über dem Phasenverzug darzustellen, um daraus Fahrer und Fahrzeug beurteilen zu können. Dies konnte aber nicht durchgeführt werden, da die Aneinanderreihung von mehreren Messungen aufgrund

ungleicher Randbedingungen keine aussagekräftigen Ergebnisse lieferte. Mit Hilfe der Summe der Lenkradwinkel-Klassendurchgänge, die mit einer einfachen Vorrichtung ermittelt werden konnte, gelang es, signifikante Unterschiede für die untersuchten Antriebskonzepte nachzuweisen. Es konnten auch signifikante Unterschiede bei den Fahrern festgestellt werden.

In der Arbeit von Sheirko [Sheirko 1972] werden zuerst theoretische Untersuchungen mit mehreren Simulationen durchgeführt, um ein Bewertungsmaß für die Geradeauslaufgüte aufzustellen. Es wird angestrebt, den Zusammenhang zwischen dem Geradeauslauf und den konstruktiven Daten des Fahrzeugs zu ermitteln. Die Übertragungsfunktionen für die durch Unebenheiten und durch Seitenwind verursachten Gierwinkelbeschleunigungen werden getrennt aufgeführt. Im Frequenzbereich zwischen 0,1 und 2,5 Hz werden Effektivwerte für die Seitenwinddruckdifferenz und des Federweges gebildet. Die Simulationsergebnisse stimmen tendenziell mit den Ergebnissen der Straßenversuche gut überein. Sowohl in den Simulationen als auch in der experimentellen Untersuchung werden ausschließlich Manöver mit festgehaltenem Lenkrad (open-loop fixed-control) durchgeführt. Er begründet dies, indem er sagt, "daß über die menschlichen Eigenschaften bis jetzt nicht viel bekannt ist beziehungsweise eine ganze Reihe von Parametern, die das menschliche Verhalten in einer mathematischen Gleichung beschreiben, fehlen."

In weiteren Simulationsstudien wird das zeitliche Abklingverhalten der Giergeschwindigkeit nach Einwirkung eines definierten Störmoments als Maß für das Geradeauslaufverhalten herangezogen (vergleiche [Desoyer et al. 1974]). Die Bewertung geschieht im Zeitbereich unter der Annahme, daß der Fahrer nicht lenkt.

Die Arbeit von Wallentowitz [Wallentowitz 1978] beschreibt das Gesamtsystem Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind. Er findet für jede Subkomponente eine mathematische Formulierung. Für das Fahrermodell verwendet er ein bereits bestehendes Modell und erweitert es um zwei zusätzliche Eingangsgrößen. Um das Fahrermodell parametrieren zu können, führt er Fahrversuche mit drei verschiedenen Fahrzeugen und jeweils 25 Versuchspersonen durch. Er findet heraus, daß die Spurabweichung, der Gierwinkel und die Giergeschwindigkeit wesentliche Fahrerinformationen enthalten. Er analysiert, wie sich die Fahrer auf die dynamischen Eigenschaften verschiedener Fahrzeuge einstellen. Hierzu stellt er die Gierübertragungsfunktion Gierwinkelgeschwindigkeit zu Wind-

Tabelle 1.1: Literaturübersicht

Verfasser Literaturstelle	Geschwindig- keiten [km/h]	open-/closed- loop	Feld/Sim	Zeit-/Frequenz- Bereich	betrachteter Frequenzbereich [Hz]	Bewertungskriterien
[Mitschke 1972]	60, 80, 90, 100, 120, 130	- / ●	● / -	● / -	-	Summe der Lenkraddrehwinkel-Klassendurchgänge
[Sheirko 1972]	40, 60, 80, 100, 120	● / -	● / ●	● / ●	0,1 bis 2,5	Gierwinkelbeschleunigungen durch Unebenheiten, Gierwinkelbeschleunigungen durch Seitenwind, Effektivwerte
[Desoyer et al. 1974]	54, 90, 108	● / -	- / ●	● / -	-	zeitliches Abklingverhalten der durch ein Störmoment resultierenden Giergeschwindigkeit
[Norman 1984]	100	● / -	● / -	● / -	0,2 (Sinuswedeln)	Gradienten, Hysteresehöhen und -breiten im und nahe des Nulldurchgangs (on-center) der Hysteresekurven Lenkradmoment versus Lenkradwinkel, Lenkradwinkel versus Querschleunigung, Lenkradmoment versus Querschleunigung, Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit
[Ehlich et al. 1985]	120,140	● / ●	● / -	● / ●	0,05 bis 2,0	Häufigkeitsverteilungen von Lenkradwinkel, Querschleunigung und Giergeschwindigkeit, Spektrale Leistungsdichten von Lenkradwinkel, Lenkwinkel und Federwegen, Seitenversatz und Zeitfunktionen der Bewegungsgrößen
[Godthelp 1987]	20, 60, 100	● / ●	● / -	● / -	-	Time-to-Line-Crossing (TLC), Zeitdistanz bis zu jenem Augenblick, in dem das Fahrzeug die Fahrspurmarkierung überqueren würde

● wird behandelt  
- wird nicht behandelt

Tabelle 1.1: Literaturübersicht

Verfasser Literaturstelle	Geschwindigkeiten [km/h]	open-/closed-loop	Feld/Sim	Zeit-/Frequenz-Bereich	betrachteter Frequenzbereich [Hz]	Bewertungskriterien
[Deppermann 1989]	100,120	● / ●	● / ●	● / ●	0,2 bis 2,0	Querabweichung vom geraden Sollkurs, Störausgangsspektrum der Fahrzeugbewegung, Teileffektivwert des Lenkradwinkels, relative dynamische Lenkungsrückstellung
[Farrer 1993]	100	● / ●	● / -	● / -	0,2 (Sinuswedeln)	straight line test: Standardabweichungen von Lenkradwinkel, Lenkradmoment und Giergeschwindigkeit, weave test: Lenkradmoment, Giergeschwindigkeit und Quereschleunigung jeweils versus Lenkradwinkel, Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit, transition test: maximale Gradienten bei Lenkradmoment, Giergeschwindigkeit jeweils versus Lenkradwinkel
[Engels 1994]	90, 120,150, 180	● / ●	● / ●	● / ●	0,02 bis 0,8	Teileffektivwert des Lenkradwinkels, $t_{\text{Spur}}$ -Wert: Zeit, die während des open-loop innerhalb einer Spurkanalbreite vergeht, bis der Fahrer korrigierend eingreifen muß
[Roos 1995]	110	● / -	● / ●	● / ●	0 bis 1	Spektrale Leistungsdichte von Giergeschwindigkeit und Lenkradmoment, Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Quereschleunigung
[Loth 1997]	100	● / ●	● / ●	● / ●	0,2 (Sinuswedeln)	Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Quereschleunigung im Bereich $\pm 0,5 \text{ m/s}^2$

● wird behandelt  
- wird nicht behandelt



störung auf. Als Vorschlag für die Bewertung der Seitenwindempfindlichkeit empfiehlt er, die Amplitude der Gierübertragungsfunktion im Bereich der Giereigenfrequenz zu betrachten. Weiterhin empfiehlt er, den Effektivwert aus der Gierübertragungsfunktion und dem Leistungsspektrum des natürlichen Seitenwindes zu bilden.

In der Arbeit von Norman [Norman 1984] werden Kennwerte aus den Hysteresekurven gebildet, die sich beim paarweisen Auftragen der Größen Lenkradmoment, Lenkradwinkel und Querschleunigung ergeben. Die Größen werden bei einem definierten, sinusförmigen Lenkradwinkelverlauf aufgezeichnet. Mit Hilfe der Kennwerte werden das Lenkgefühl und die dabei auftretenden Querschleunigungen um die Lenkradmittestellung (on-center) beschrieben. Norman ermittelt schließlich noch den Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit.

Umfangreiche und mit hohem meßtechnischen Aufwand durchgeführte Felduntersuchungen werden in [Ehlich et al. 1985] beschrieben. Zur Bewertung des Geradeauslaufs werden die Häufigkeitsverteilungen von Eingangs- und Ausgangssignalen herangezogen. Im Frequenzbereich von 0,05 bis 2,0 Hz werden spektrale Leistungsdichten von Lenkradwinkel, Radwinkel und Federwegen gebildet. Es werden open- sowie closed-loop-Manöver bei den Geschwindigkeiten 120 und 140 km/h gefahren. Es wird auf den nicht zu vernachlässigenden Einfluß des Windes und speziell bei den closed-loop-Manövern auf den erheblichen Einfluß der individuellen Lenkstrategie hingewiesen.

Bei den in [Godthelp 1987] beschriebenen Feldexperimenten wird der lineare Zusammenhang zwischen dem lateralen Abstand zum Straßenrand, bei welchem der Fahrer seine Kursabweichung nicht mehr vernachlässigt, sondern korrigierend eingreift, und der lateralen Annäherungsgeschwindigkeit an den Straßenrand festgestellt. Der Quotient aus lateralem Abstand und lateraler Geschwindigkeit ergibt eine konstante Zeit (TLC: Time-to-Line-Crossing), die über einen Geschwindigkeitsbereich von 20 bis 100 km/h nahezu konstant bleibt. Godthelp kategorisiert die Korrekturstrategien in "error-neglecting" (Kursabweichung ignorieren) und "error-correcting" (Kursabweichung korrigieren).

Die umfangreiche Arbeit von Deppermann [Deppermann 1989] beschreibt im ersten Teil die durchgeführten Fahrversuche und Prüfstandsuntersuchungen, die zur Aufstellung der Bewertungskriterien benötigt wurden. Danach bewertet Deppermann im zwei-

ten Teil verschiedene konstruktive Fahrwerksmaßnahmen, die er in der Simulation durchführte. Mit dem Teileffektivwert des Lenkradwinkels im Frequenzbereich zwischen 0,2 und 2,0 Hz als Kennwert für den Lenkaufwand und mit der relativen dynamischen Rückstellung als Kennwert für das Lenkgefühl bewertet Deppermann die Güte des Geradeauslaufs. In der Simulation zieht er zusätzlich die Querabweichung vom geraden Sollkurs hinzu. Mit dem Störausgangsspektrum der Fahrzeugbewegung wird versucht, die nicht durch das Lenken des Fahrers verursachte Fahrzeuggierbewegung zu quantifizieren. Deppermann kann bei seinen Untersuchungen zwei Strategien beim Lenkverhalten beobachten: Die einen Fahrer würden zeitweilig das Lenkrad festhalten, und die Kursabweichungen würden nur gelegentlich durch relativ große Lenkbewegungen ausgeglichen. Die andere Strategie bestünde darin, daß alle Kursabweichungen ständig durch kleine Lenkbewegungen kompensiert würden. Deppermann stellte dadurch sehr hohe Streuungen in seinen errechneten Kennwerten fest. Die Streuungen verringerte er, indem er bei weiteren Versuchen eine Peilhilfe auf der Motorhaube befestigte, mit deren Hilfe die Versuchsfahrer ständig einen 12 cm breiten Randstreifen im Visier behalten mußten. Er weist auf den für die praktische Anwendung unakzeptablen hohen Versuchs- und Auswerteaufwand bei den closed-loop Manövern hin. Eine Aufteilung in drei Manöver nimmt Farrer [Farrer 1993] vor, um die Eigenschaften eines Fahrzeugs um die Lenkradmittlestellung (On-Center-Handling) zu beschreiben. Das erste Manöver nennt er "straight line test". Der Fahrer fährt dabei auf einer geraden, ebenen Strecke. Um die individuellen Fahrereinflüsse zu reduzieren, gab Farrer den Fahrern die Aufgabe, sowohl ihre Lenktätigkeit als auch die Kursabweichungen zu minimieren. Der Lenkaufwand wird durch die Standardabweichungen von Lenkradwinkel und Lenkradmoment beschrieben. Um die Fahrzeugreaktionen zu charakterisieren, werden die Standardabweichungen von der Giergeschwindigkeit ermittelt. Das zweite Manöver nennt er "weave test". Bei der Beschreibung dieses Manövers verweist er auf die Arbeit [Norman 1984]. Er überprüft die dort vorgeschlagenen Kennwerte anhand eines Feldexperiments. Zusätzlich berechnet er den Gradienten aus der Hysteresekurve, die sich durch das Auftragen der Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel ergibt. Den dritten und letzten Test, den er vorstellt, nennt er "transition test". Dieser Test soll die Totzeit zwischen Lenkradwinkel und Gierreaktion beschreiben. Es werden die maximalen Gradienten aus den Hysteresekurven Lenkradmoment versus Lenkradwinkel

und Giergeschwindigkeit versus Lenkradwinkel ermittelt. Anhand der Korrelationen der Kennwerte mit dem Subjektivurteil bewertet Farrer die drei verschiedenen Manöver. Er macht die besten Erfahrungen mit dem "weave test". Bei dem "straight line test" machen sich unterschiedliche Fahrerstrategien bemerkbar. Die nicht ausreichende Reproduzierbarkeit des "transition tests" erschwert die Berechnung eines Kennwerts.

In der Arbeit von Engels [Engels 1994] wird der  $t_{\text{Spur}}$ -Wert als ein sehr bedeutender, das subjektive Urteil bestimmender Kennwert vorgestellt. Der  $t_{\text{Spur}}$ -Wert gibt die Zeit an, die der Fahrer innerhalb einer Fahrspur fahren kann, ohne korrigierend lenken zu müssen. Engels geht davon aus, daß alle Fahrer die Fahrspur zumindest ähnlich ausnutzen. Er stellt die Relation fest, daß die Lenkfrequenz mit geringer werdender Fahrspurbreite wächst. Er sagt aus, daß sich bei gegebener Aufgabe verschiedene Fahrer sehr ähnlich verhalten, es jedoch einige wenige Fahrer gäbe, die mit der bevorzugten Lenkfrequenz von 0,3 bis 0,6 Hz lenkten. Er stellt eine Regressionsgleichung vor, mit Hilfe derer das Subjektivurteil vorausgesagt werden kann. In die Regressionsgleichung gehen der Teileffektivwert des Lenkradwinkels im Frequenzbereich von 0,02 bis 0,8 Hz und der von ihm definierte  $t_{\text{Spur}}$ -Wert ein.

Mit Hilfe von Felduntersuchungen hat Roos [Roos 1995] die Gültigkeit seiner in der Simulation gefundenen Bewertungskriterien überprüft. Es werden nur geringe Übereinstimmungen zwischen den closed-loop Berechnungen und den closed-loop Feldmessungen festgestellt, woraufhin nur die open-loop Berechnungen weiter verfolgt werden. Er nennt neben der spektralen Leistungsdichte der Giergeschwindigkeit und des Lenkradmoments im Frequenzbereich zwischen 0 und 1 Hz noch den Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Querschleunigung als Bewertungskriterium.

Eine Ultraschallmeßeinrichtung, die den Abstand zur Leitplanke mißt, wurde in [Loth 1997] verwendet. Loth untersucht mit Hilfe der Spektralanalyse den Querregelprozeß im Frequenzbereich. Er stützt sich auf Ergebnisse von [Apel 1995]. Anhand von sechs Versuchsfahrern, bei denen er Phasenreserven und Durchtrittsfrequenzen gemessen hat, wird ein Fahrermodell erstellt, das das Lenkverhalten bei Geradeausfahrt möglichst präzise wiedergeben soll. Als Bewertungskriterium schlägt Loth den Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Querschleunigung vor. Hierzu wird ein niederfrequenter Slalomkurs bei 100 km/h mit einer Lenkfrequenz von 0,2 Hz als Test-

manöver vorgeschlagen. Die Lenkamplituden werden durch die Querschleunigungsvorgabe ( $\pm 0,5 \text{ m/s}^2$ ) bestimmt.

In [Maeda et al. 1996] werden die Windeffekte bei hohen Fahrgeschwindigkeiten (140 - 200 km/h) und leichtem Seitenwind (2 - 7 m/s) beschrieben. Nach Maeda korreliert hier die Wankgeschwindigkeit am besten mit dem subjektiven Urteil. Simulationsstudien zum Fahrzeugverhalten bei Seitenwind und beim Überholvorgang sind in [Okumura et al. 1997] beschrieben. Dort werden neue Simulationsansätze vorgestellt, mit denen komplexe Luftumströmungsberechnungen zeiteffizient (Zeitbedarf zur Simulation eines Überholvorgangs ca. 100 Stunden) durchgeführt und dargestellt werden können. Zur Modellvalidierung wird das gemessene Gierverhalten eines Fahrzeugs bei Seitenwindanregung herangezogen. In [Schaible 1998] werden mittels der Übertragungsfunktion für die Giergeschwindigkeit die Fahrzeuggierreaktionen bei natürlichem Seitenwind beurteilt. Vorweg wird die Fahrzeuggierreaktion in einen Gierreaktionsanteil aufgrund der Lenkbewegungen des Fahrers und in einen Gierreaktionsanteil aufgrund der Windstörungen aufgeteilt. Die Seitenwindempfindlichkeit wird anhand des maximalen Amplitudenverhältnisses der Übertragungsfunktion Giergeschwindigkeit zu Windstörung bewertet.

**Bei den meisten zitierten Arbeiten werden open- sowie closed-loop-Manöver verwendet, um die Geradeauslaufgüte zu beschreiben. Es werden mehrere oder eine Kombination von Kennwerten verwendet, um den Geradeauslauf objektiv zu beschreiben. Sobald die Annahmen im realen Fahrbetrieb überprüft werden, tauchen Schwierigkeiten mit dem Umgang der großen Streuungen der Meßdaten auf. Sie resultieren aus dem individuellen Fahrerlenkverhalten.**

In dieser Arbeit werden auch mehrere Kennwerte herangezogen, um die Geradeauslaufgüte zu beschreiben, da die Thematik vielschichtig und nicht nur mit einer Kennzahl zu beschreiben ist. Die Kennwerte, die mit einem closed-loop-Manöver ermittelt werden, haben ebenso robust zu sein wie die, die open-loop ermittelt werden. Das Verfahren soll daher die Streuungen reduzieren und reproduzierbare Kennwerte liefern.

## **1.4 Wesentliche Gesichtspunkte bei der subjektiven Bewertung des Geradeauslaufs**

Es gibt viele denkbare Kriterien, an denen die Geradeauslaufgüte festgestellt werden kann. Diese sind aber weder einheitlich formuliert noch allseits akzeptiert. Die subjektive Beurteilung fällt leichter, wenn zu dem zu beurteilenden Fahrzeug ein Referenzfahrzeug hinzugenommen wird. Wenn in kurzer Folge ein Fahrzeugwechsel erfolgen kann und dieselben Manöver durchgeführt werden, gelingt es, selbst kleine Unterschiede aufzuspüren. Allerdings werden verschiedene Fahrer die Unterschiede nicht immer gleich bewerten. So geschieht es, daß der Fahrer A einen tatsächlich vorhandenen Unterschied wahrnimmt, aber nicht erwähnt, weil dieser ihn nicht stört, während Fahrer B sehr sensibel auf diesen Unterschied reagiert und das Fahrzeug im Vergleich zum Referenzfahrzeug je nach Empfindung ab- oder aufwertet. Was bei der subjektiven Beurteilung des Fahrwerks zu beachten ist, wird in [Krehan 1987] auf sehr kompakte Weise dargestellt. Daraus stammen die folgenden sieben Regeln:

- 1) Es muß "blind", das heißt ohne Kenntnis des jeweiligen Einbauzustands, gefahren werden. Nur so sind Vorurteile und Erwartungshaltungen vermeidbar.
- 2) Der Basiszustand ist während der Versuche mehrmals zu wiederholen. Dies verhindert ein Abdriften der Notenskala und kontrolliert die Genauigkeit der Bewertung. Nur Maßnahmen, deren Notendifferenzen größer als die der Basiswiederholungen sind, können als unterschiedlich betrachtet werden.
- 3) Das Beurteilerteam sollte aus mindestens vier Personen bestehen. Für Versuche ohne großen Umbauaufwand genügen zwei Beurteiler, falls Wiederholungen - möglichst in anderer Reihenfolge - gefahren werden.
- 4) Versuche müssen von einer bekannten Basis ausgehen, die von einer größeren Anzahl von Beurteilern in ihren Notenwerten definiert wurde.
- 5) Versuchsbedingungen (Strecken, Fahrmanöver) sind so konstant wie möglich zu halten. Ebenso sollten alle am Fahrversuch beteiligten Beurteiler durch routinemäßige Eichfahrten Fahrstil und Notenskala abstimmen.
- 6) Die Anzahl der Beurteilungskriterien pro Versuch ist so gering wie möglich zu halten,

so daß die Bewertung in kleinen Portionen - und dafür öfters - erfolgt.

7) Zur Auswertung dürfen nicht nur die Mittelwerte, sondern auch die Streubreiten der Benotungen herangezogen werden. Eindeutigkeit oder Unsicherheit einer Bewertung ist aus der statistischen Verteilung der Noten ableitbar.

Diese sieben Regeln sind sicherlich nicht immer bei einer Vergleichsfahrt aufrecht zu erhalten, da unterschiedlichste Gründe wie Wetterverhältnisse, Verfügbarkeit von Ressourcen oder zeitlicher Engpaß die Einhaltung zusätzlich erschweren. Sie helfen allerdings, bei der Planung, Durchführung und Auswertung grobe Fehler zu vermeiden.

Um einen Überblick und eine Sensibilität für die spezielle Geradeauslaufthematik zu erhalten, wurde eine Umfrage bei erfahrenen Versuchsingenieuren durchgeführt. Der dazugehörige Fragebogen geht aus Anhang A1 hervor.

Auf die Frage "Welche spürbaren Merkmale weist ein Fahrzeug mit einem sehr guten Geradeauslauf auf?" gab es von 33 Personen 95 Antworten. Bei diesen Antworten konnten drei Themenkreise ausgemacht werden (siehe Abbildung 1.2). Im ersten Themenkreis betrafen die 16 Antworten (17%) die Lenkung des Fahrzeugs und die Lenk-

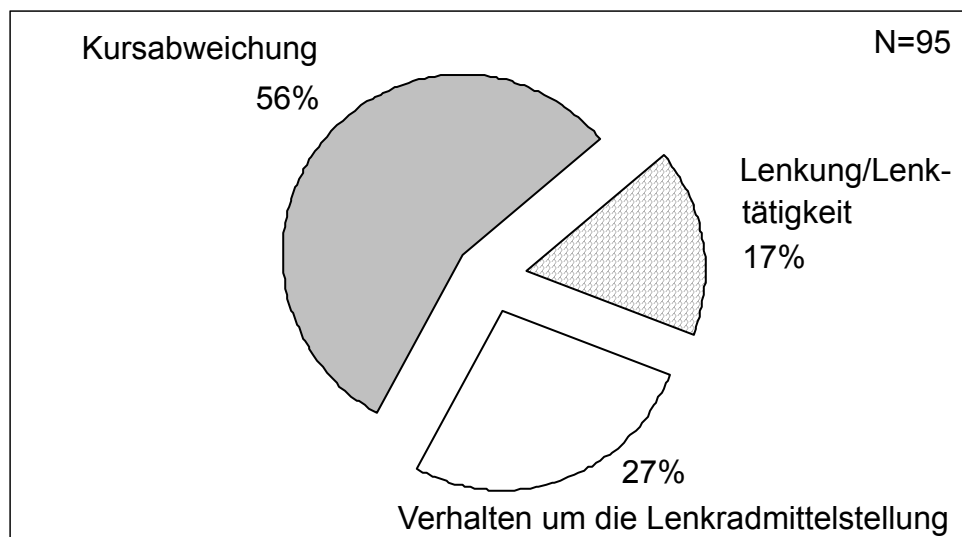


Abb. 1.2: Thematische Gliederung der Antworten auf die Frage: Welche spürbaren Merkmale weist ein Fahrzeug mit einem sehr guten Geradeauslauf auf?

tätigkeit des Fahrers. In 26 Antworten (27%) wurde der gute Geradeauslauf mit dem Verhalten um die Lenkradmitte-lstellung beschrieben. Zum dritten Themenkreis

gab es 53 Antworten (56% aller Antworten), bei denen der gute Geradeauslauf an den geringen Kursabweichungen festgemacht wird. Die Antworten, die in die drei Themenkreise einsortiert wurden, werden im folgenden detailliert erläutert.

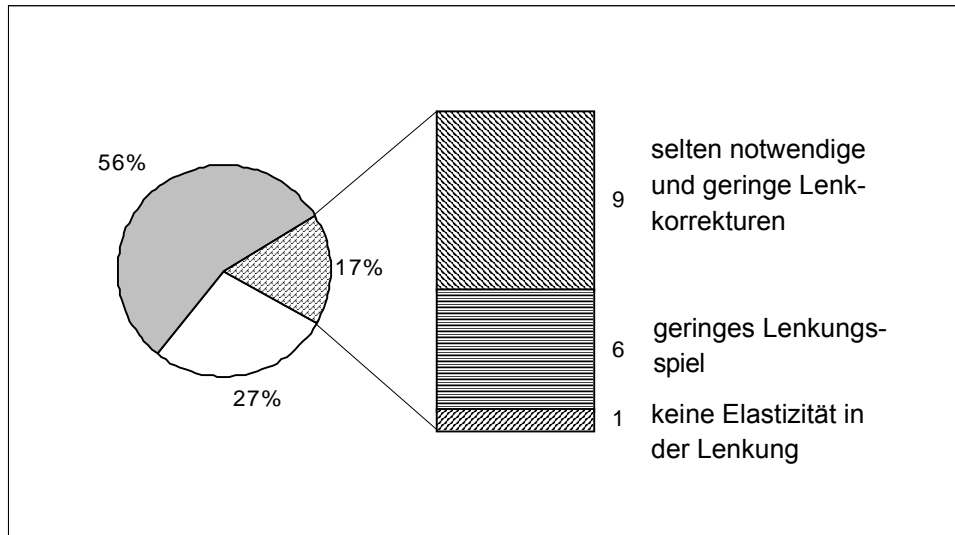


Abb. 1.3: Themenkreis 1; Lenkung, Lenktätigkeit.

Der erste Themenkreis (Abbildung 1.3) umfaßt Äußerungen zu der Lenkung und der Lenktätigkeit. Ein Fahrzeug mit einem guten Geradeauslauf benötigt nur seltene und kleine (geringe Lenkamplituden) Lenkkorrekturen (9 Antworten). Der vollständige Wirkungsstrang der Lenkung (vom Lenkrad bis zu den gelenkten Rädern) sollte kein Lenkungsspiel besitzen (6 Antworten). Es sollten auch keine Elastizitäten innerhalb der Lenkung vorliegen, da sonst die Lenkpräzision leidet (1 Antwort).

Der zweite Themenkreis (Abbildung 1.4), nach dem die Antworten sortiert werden konnten, befaßt sich mit den Äußerungen, die das Lenk- und Fahrzeugverhalten um die Lenkradmittelstellung betreffen. Das stabile Verharren in der Lenkradmittelstellung sollte durch die Geometrie der Vorderachse und nicht etwa durch mechanische Eigenschaften der Lenkung erzielt werden (11 Antworten). Eine spontane Gierreaktion des Fahrzeugs aus der Lenkradmittelstellung heraus birgt die Gefahr eines nervösen Geradeauslaufs (7 Antworten). Ein harmonischer Seitenkraftaufbau, der für den Fahrer unmittelbar als Information über den Fahrzustand dient, ist anzustreben. Die Kursänderungen aufgrund eines kleinen Lenkradwinkels aus der Lenkradmittelstellung heraus sollten weich und nicht eckig oder gar progressiv erfolgen (6 Antworten). Eine zu

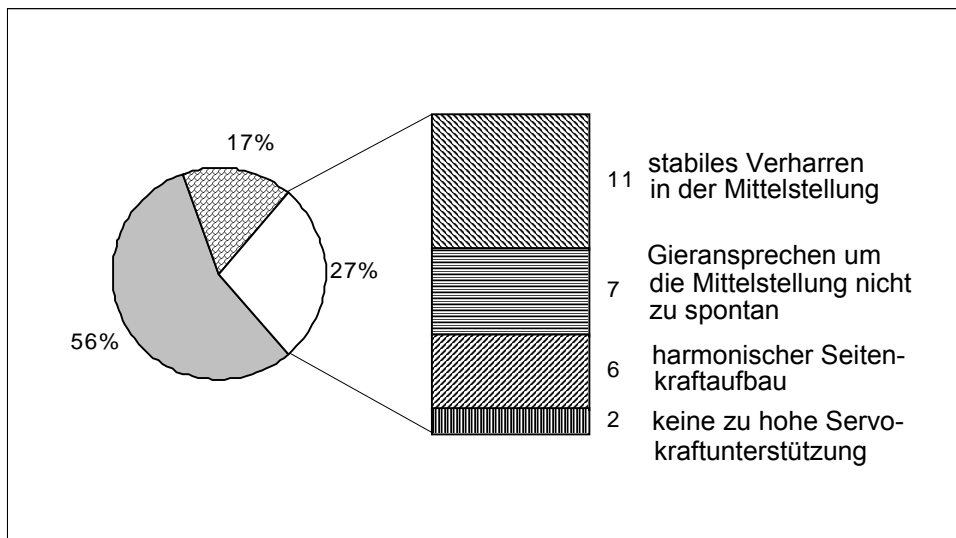


Abb. 1.4: Themenkreis 2; Verhalten um die Lenkradmittlestellung.

hohe Servokraftunterstützung um die Lenkradmittlestellung kann ebenso die Gefahr in sich bergen, daß das Fahrzeug während des Geradeausfahrens nervös wirkt (2 Antworten).

Der dritte Themenkreis (Abbildung 1.5) umfaßt alle Äußerungen zu Kursabweichungen. Ein Fahrzeug mit einem sehr guten Geradeauslauf ist unempfindlich gegenüber Seitenwind (17 Antworten). Es verhält sich neutral bei Spurrillen (15 Antworten) und Fahrbahnunebenheiten (15 Antworten). Der Fahrzeugkurs sollte sich möglichst wenig durch die Fahrbahnquerneigung beeinflussen lassen (6 Antworten).

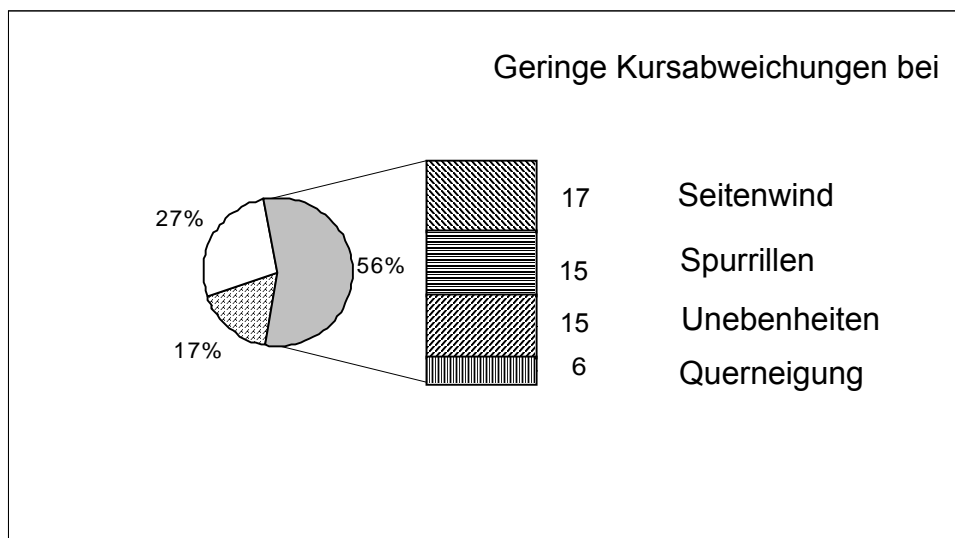


Abb. 1.5: Themenkreis 3; geringe Kursabweichungen.



**Zusammenfassend kann gesagt werden, daß ein guter Geradeauslauf an drei wesentlichen Eigenschaften festgemacht werden kann:**

- 1. Seltene und kleine Lenkkorrekturen in Verbindung mit einer spielfreien und direkt angebundenen Lenkung,**
- 2. optimales Verhalten um die Lenkradmittelstellung und**
- 3. geringe Kursabweichungen bei Störungen.**

**Wird die Häufigkeit der Antworten berücksichtigt, kommt dem erstgenannten Punkt die geringste und dem zuletzt genannten Punkt die größte Bedeutung zu.**

Alle drei Eigenschaften werden in den folgenden Kapiteln mit Kennwerten beschrieben, so daß dann präzise bewertet werden kann, wann die Lenkkorrekturen selten und klein, wann das Verhalten um die Lenkradmittelstellung optimal und wann die Kursabweichungen gering sind.

Es ist aber nicht für alle Eigenschaften gelungen, fahrerunabhängige Kennwerte zu finden. Um die Übersichtlichkeit zu erhöhen, werden alle fahrerabhängigen Kennwerte in einem Kapitel getrennt von den fahrerunabhängigen Kennwerten zusammengefaßt.

## **1.5 Gliederung der Arbeit**

In Kapitel 2 werden alle fahrerabhängigen Kennwerte vorgestellt. Hier werden die Kennwerte für die Lenkung und das Fahrzeug beim Lenken um die Lenkradmittelstellung dargestellt. Es werden also die oben genannten Eigenschaften eins und zwei behandelt. Da bei fahrerabhängigen Kennwerten die Problematik von großen Streuungen besteht, wird in Kapitel 2 zuerst ein Verfahren beschrieben, wie das individuelle Lenkverhalten bewertet werden kann. Damit gelingt es, die Probanden in Cluster einzuteilen innerhalb derer die Streuungen minimal sind. In Kapitel 3 werden die fahrerunabhängigen Kennwerte vorgestellt. Mit ihnen gelingt es, die wichtige Eigenschaft 3 abzuhandeln. Zu Beginn des Kapitels wird das Verfahren hergeleitet, und es endet mit der Nennung von Kennwerten, die die Kursrobustheit des Fahrzeugs gegenüber Fahrbahnquerneigung und Seitenwind angeben. Das vierte und letzte Kapitel enthält eine

Übersicht aller in dieser Arbeit vorgestellten Bewertungskriterien. Dort werden im einzelnen Vor- und Nachteile der vorgestellten Kennwerte erörtert. Es wird beschrieben, bei welchem Aspekt welcher Kennwert zu verwenden ist. Mit den dort angegebenen Erfahrungswerten für gut und mäßig beurteilte Fahrzeuge wird die Interpretation der Zahlenwerte veranschaulicht.

Zur Verdeutlichung ist am Ende jedes Teilkapitels eine Zusammenfassung in Fettdruck niedergeschrieben.

## **2 Fahrerabhängige Kennwerte für das Lenk- und Fahrzeugverhalten**

Wird der Lenkradwinkel messtechnisch aufgezeichnet, können sehr hohe Streuungen festgestellt werden. Das individuelle Lenkverhalten ist der Grund hierfür. In dieser Arbeit wird daher der Weg beschritten, das Fahrerkollektiv in ein Cluster "ruhig" und in ein Cluster "hektisch" aufzuteilen. Hierzu werden Dispersionsmaße für den Lenkradwinkel, Lenkgeschwindigkeit und Spurhaltung herangezogen. Dadurch kann die Streuung der fahrzeugbeschreibenden Kennwerte innerhalb der Cluster erheblich reduziert werden.

### **2.1 Kennwerte für das Lenkverhalten des Fahrers**

Im nachfolgenden Unterkapitel werden die Fahrsimulatorversuche vorgestellt anhand derer die Dispersionsmaße für das individuelle Lenkverhalten erarbeitet werden. Eine Beschreibung des Daimler Chrysler-Fahrsimulators findet sich zum Beispiel in [Käding 1995].

#### **2.1.1 Beschreibung der Fahrsimulatorversuche**

Es wurden zwei Versuche durchgeführt. Der erste Fahrsimulatorversuch beinhaltete eine Baustellendurchfahrt und das Befahren einer Bundesfernstraße ohne Querneigung. Zusätzlich wurden hier definierte Seitenwindböen eingespielt. Der zweite Versuch beinhaltete das Befahren einer Bundesfernstraße mit Querneigung.

Für diese Fahrsimulatorversuche wurde eine Baustellensituation konstruiert, die wie auf Bundesautobahnen üblich entsprechend ausgeschildert und dimensioniert wurde (siehe Abbildung 2.1). Für die Bundesfernstraße wurde der reale, zwölf Kilometer lan-

ge B10-Streckenabschnitt zwischen Plochinger Dreieck und Göppingen detailgetreu im Fahrsimulator nachmodelliert (siehe Streckendaten im Anhang A2.4).

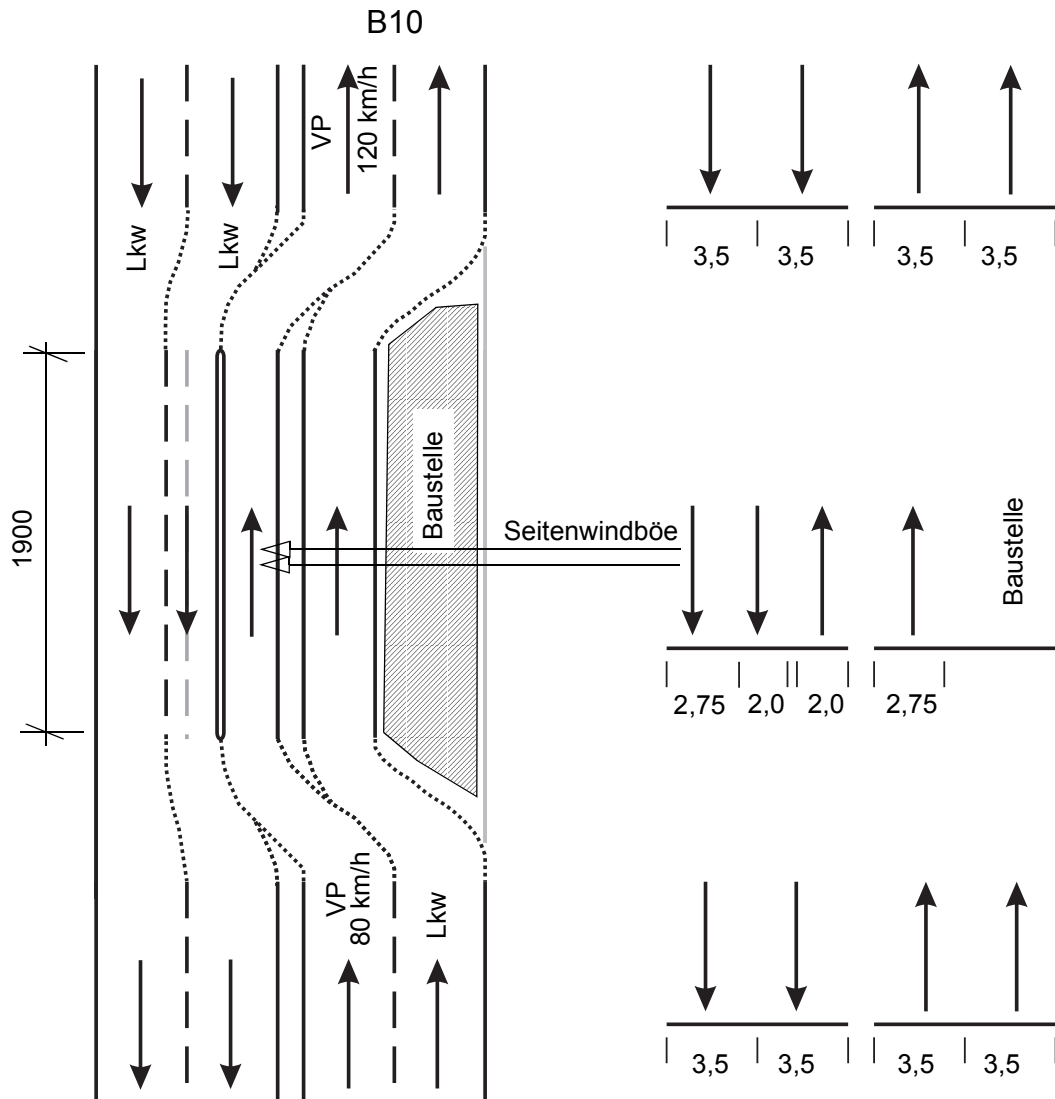


Abb. 2.1: Die im Fahrsimulator dargestellte Baustelle. Die Fahrspur, die die Versuchsperson mit 80 km/h befährt, wurde von 3,50 m auf 2,0 m verengt. Bei der zweiten Fahrt wurde 800 m nach Beginn der Baustelle eine Seitenwindböe eingeblasen. Während der gesamten Fahrt wurden sämtliche Fahrer- und Fahrzeuggrößen aufgezeichnet.

Da sich das Fahrerverhalten in Abhängigkeit vom verwendeten Fahrzeugmodell verändert, wurde in beiden Fällen das selbe Fahrzeugmodell benutzt. Es muß an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, daß die Ergebnisse dieser Fahrsimulatorversuche nicht allgemeingültig sein können, da sie nicht beliebig auf andere Fahrzeuge übertrag-

bar sind. Es kann auch nicht davon ausgegangen werden, daß sich die Kennwerte im Straßenversuch in der gleichen Größenordnung befinden. Schließlich wirken sich auf der realen Straße noch weitere Störgrößen als die hier in Varianten separierten Störeinflüsse auf das Lenkverhalten aus. Störgrößen, die nicht im Fahrimulatorversuch dargestellt wurden, sind kurz- und langwellige Vertikalunebenheiten der Fahrbahnoberfläche sowie aerodynamische Rückwirkungen der vorbeifahrenden oder überholten Fahrzeuge. Die Veränderungen in den Kennwerten in Abhängigkeit von den eingespielten Störgrößen sollen allerdings einen Erklärungsbeitrag liefern, welche Störgröße das Lenkverhalten in welcher Weise verändert. Auch soll gezeigt werden, wie sehr das Lenkverhalten innerhalb einer Stichprobe streut, wenn weitgehend gerade Strecken befahren werden.

Anhand der in Abbildung 2.1 gezeigten Baustellensituation wurde eine verengte Fahrbahn den Versuchspersonen plausibel dargestellt. Die Baustellensituation befand sich gleich zu Beginn der Versuchsfahrt auf einer 1 900 m langen Gerade. Auf dieser Geraden sollte die Geschwindigkeit 80 km/h konstant gehalten werden. Dies wurde wie bei realen Autobahnbaustellen mit den üblichen Baustellen-, Geschwindigkeits- und Fahrstreifenumleitungsschildern angekündigt. Die Versuchspersonen befuhren die Überholspur, da auf der rechten Spur reger Lkw-Verkehr vorlag. Die Überholspur wurde zu Beginn der Baustelle mit gelben Fahrstreifenmarkierungen von 3,50 m auf 2,00 m verengt und anschließend links mit weiß-roten Pylonen und rechts mit der Leitplanke zur Fahrbahntrennung entlang der gesamten Baustelle begrenzt. Die verengte Fahrbahn stellt sehr hohe Anforderungen an den Fahrer. Das verwendete Fahrzeug besaß eine Breite von 1,80 m. Auf beiden entgegenkommenden Fahrspuren kamen Lkws entgegen. Bei der zweiten Fahrt kam nach 800 m erschwerend eine Seitenwindböe mit dem Profil 1 (siehe Abbildung 2.2) hinzu. Nach der 1 900 m langen Geraden mit der Baustelle schloß der Streckenverlauf der B10 an. Der Kursverlauf der B10 ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Die detaillierte Beschreibung des B10-Streckenabschnitts mit den darin vorkommenden Krümmungen und Fahrbahnrandüberhöhungen kann der Abbildung A2.7 und der Tabelle A2.2 im Anhang A2 entnommen werden. Alle Versuchspersonen fuhren auf der B10 mit einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 120 km/h. Bei der Einhaltung dieser Geschwindigkeit half ihnen der Tempomat<sup>1</sup>. Für die Datenauswertung ist die Verwendung der Tempomatfunktion ein Vorteil, da die sich

durch Variation der Längsgeschwindigkeit ergebenden Streuungen verhindert werden. Die Anforderungen an die Versuchspersonen in Fahrsimulatorversuch 1 (FS1) und in Fahrsimulatorversuch 2 (FS2) sind in Tabelle 2.1 zusammengefaßt.

Tabelle 2.1: Anforderungen an die Probanden der Fahrsimulatorversuche 1 und 2

Probandeneigenschaften	
Anzahl	42 in FS1, 33 in FS2
männlich:weiblich	50:50
Fahrsimulatorerfahrung	ja
Alter	mindestens 19
Fahrleistung	mindestens 10000 km/Jahr

Im folgenden werden immer beide Fahrsimulatorversuche gemeinsam betrachtet. Die Aufteilung in zwei Fahrsimulatorversuche war lediglich notwendig, da die Dauer einer Versuchsfahrt im Fahrsimulator 90 Minuten nicht überschreiten sollte. Bei den Geradeauslaufuntersuchungen haben sich 90 Minuten bewährt, da soeben das Aufkommen von Langeweile sowie eine etwaige Überforderung durch Müdigkeit bei nahezu allen Probanden verhindert werden konnte. Bei diesen Versuchen nahmen Probanden teil, die bereits schon mindestens einmal bei einer Fahrsimulatoruntersuchung mitgemacht hatten. Diese Erfahrung war erwünscht, da die Einweisung bei erfahrenen Versuchspersonen im Fahrsimulator kürzer erfolgen kann. Dadurch kann in einer vorgegebenen Zeit eine größere Anzahl von Versuchspersonen das Versuchsprogramm absolvieren. Nach einer jeweils etwa zehn Minuten dauernden Einweisungsfahrt fuhren alle 42 Teilnehmer des ersten Fahrsimulatorversuchs auf der langen Geraden mit der Baustellen-situation und anschließend auf der etwa zwölf Kilometer langen B10. Dabei wurden keinerlei Störungen simuliert. Das heißt, daß im Gegensatz zur realen B10 keine Fahr-

- 
1. Nach Betätigung des Tempomathebels wird die aktuelle Geschwindigkeit fortan vom Fahrzeug konstant gehalten. Der Fahrzeuglenker kann dann seinen Fuß vom Gaspedal nehmen, ohne daß sich die Geschwindigkeit ändert. Wird die Bremse betätigt, ist die Tempomatfunktion sofort außer Betrieb.

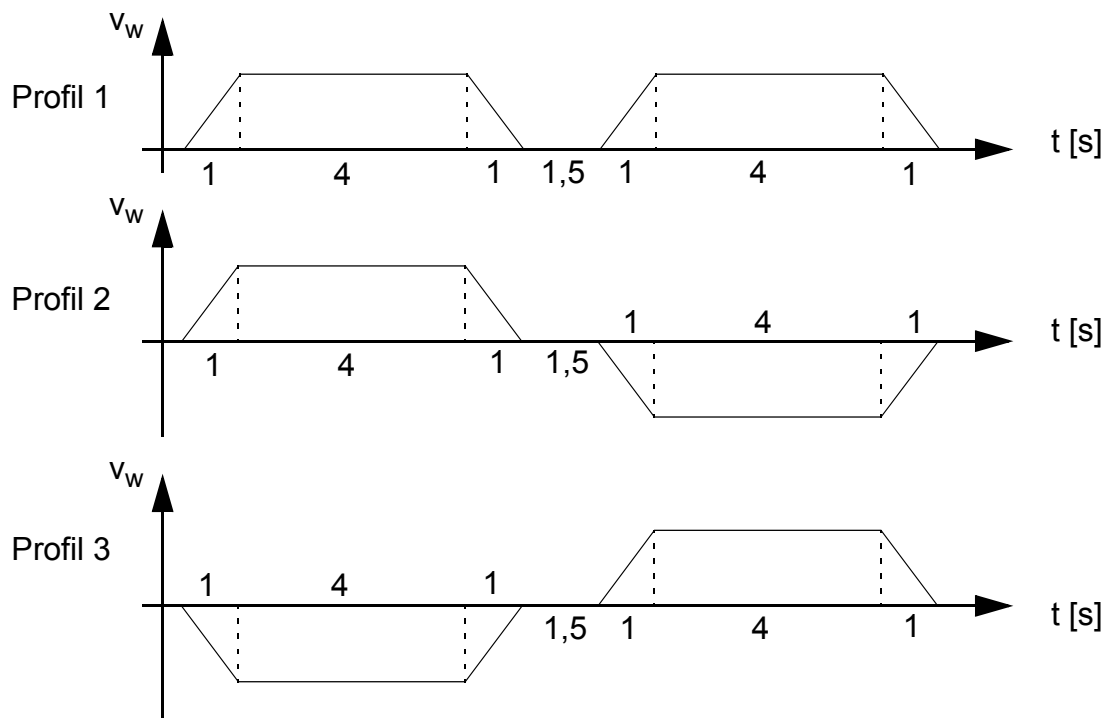


Abb. 2.2: Die drei verschiedenen Seitenwindprofile, die beim Fahrsimulatorversuch 1 verwendet wurden, unterscheiden sich in der Windrichtung der jeweils zwei aufeinanderfolgenden Windböen. Je Profil sind zwei Windböen enthalten, die durch eine Anstiegs- und Abfallzeit von 1 s Dauer auf- und abgebaut werden. Zwischen den Böen ist für 1,5 s Windstille. Die Windgeschwindigkeit  $v_w$  der Böe bleibt für 4 s konstant. Sie wurde zwischen 0 bis 2 beziehungsweise 8 m/s variiert.

bahnquerneigung vorlag. Es wurden auch keinerlei Seitenwindböen eingespielt. Nach dieser Fahrt wurden die 42 Teilnehmer in zwei gleich große Gruppen aufgeteilt. Die eine Gruppe durchfuhr die selbe Strecke (Baustelle und B10) noch einmal, nun aber mit Seitenwindböen bis zu 2 m/s. Die andere Gruppe fuhr ebenso noch einmal durch die Baustelle und auf der B10. Die zweite Gruppe erhielt Seitenwindböen bis zu 8 m/s. Die Versuchspersonen wurden über das Vorkommen von Wind nicht informiert. Es wurde ihnen erklärt, daß aus datentechnischen Gründen die erste Fahrt noch einmal wiederholt werden müsse. Der Seitenwind wurde über die B10-Strecke verteilt in unregelmäßigen Abständen insgesamt fünf Mal bei geraden Streckenabschnitten eingespielt. Dabei wurden drei verschiedene Seitenwindprofile verwendet, die in Abbildung 2.2 dargestellt sind.

Aus Abbildung 2.3 geht die örtliche Verteilung der künstlich dargestellten Windböen auf die B10-Strecke hervor. Das erste Profil wurde in ungleichen Abständen dreimal wiederholt. Das zweite und dritte Profil wurden im letzten Viertel der Strecke eingespielt.

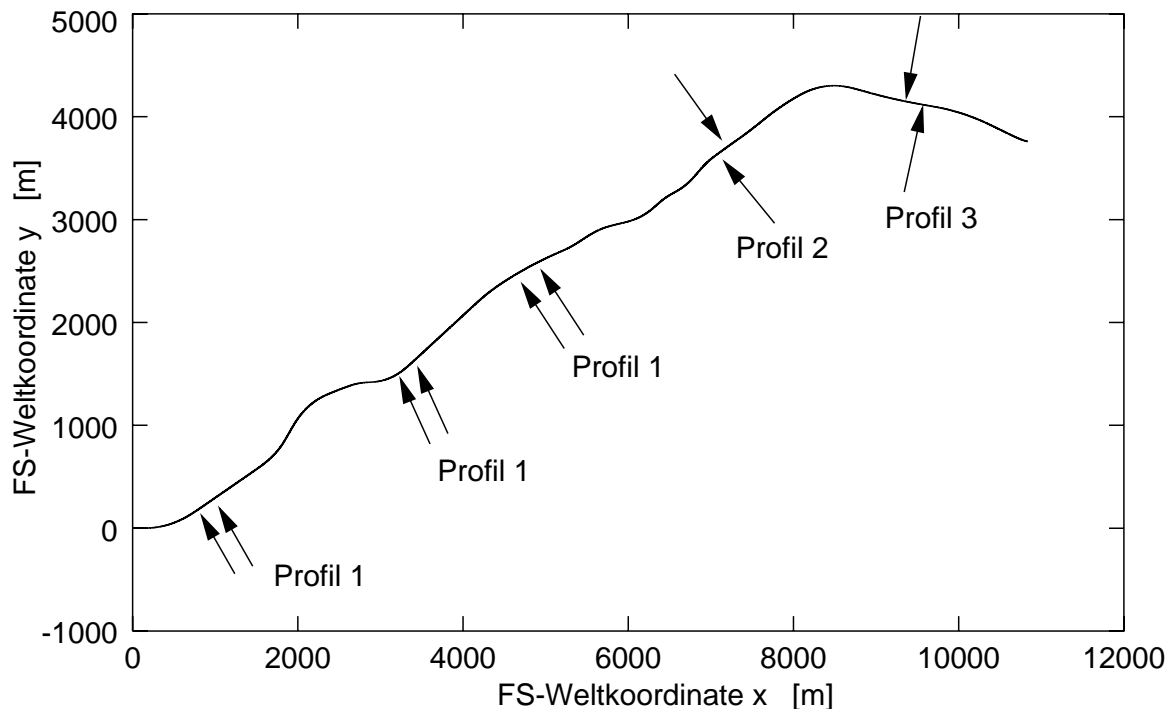


Abb. 2.3: Die in den Fahrsimulatorversuchen verwendete B10-Strecke mit den Stellen, an denen unvermittelt Seitenwind auftrat.

Bei dem zweiten Fahrsimulatorversuch befuhren alle 33 Teilnehmer nur die zwölf Kilometer lange B10-Strecke. Diesmal besaß die Strecke allerdings die Fahrbahnquerneigungen, die sie auch in der Realität besitzt (siehe Fahrbahnrandüberhöhungen in Abbildung A2.3 im Anhang A2). Bei der Ergebnisauswertung der Fahrsimulatorversuche können somit folgende Varianten untereinander verglichen werden:

- ohne Störung (o\_St),
- mit Windböen bis zu 2 m/s (m\_W2),
- mit Windböen bis zu 8 m/s (m\_W8),
- mit quergeneigter Fahrbahn (m\_Qu),
- mit verengter Fahrbahn (Baust),
- mit verengter Fahrbahn und Windböen bis zu 2 m/s (Baust\_W2),
- mit verengter Fahrbahn und Windböen bis zu 8 m/s (Baust\_W8).



In Klammern sind die Abkürzungen angegeben, die in den folgenden Diagrammen und Tabellen Verwendung finden. Die Abkürzung "Baust" steht für Baustelle.

## 2.1.2 Ergebnisse der Fahrsimulatorversuche

Die Auswertungsergebnisse werden in zwei Unterkapiteln diskutiert. Bei der Überlegung, welche statistischen Kennwerte das Lenkverhalten bei Geradeausfahrt charakterisieren, wird schnell deutlich, daß Maße der zentralen Tendenz des Lenkradwinkels oder der Spurabweichung ungeeignet sind. Der arithmetische Mittelwert oder der Median des Lenkradwinkels wird bei geradem Streckenverlauf ohne Querneigung immer etwa bei Null liegen. Die zentrale Tendenz der Spurabweichung wird nicht zwangsläufig Null sein. Wird die Spurabweichung zu Null definiert, wenn das Fahrzeug sich mittig auf der Fahrspur befindet, wird der arithmetische Mittelwert die Neigung des Fahrers wiedergeben, ob er lieber entlang des rechten Fahrbahnrandes oder lieber entlang der mittleren Fahrbahnmarkierung fährt.

Diese Beobachtungen konnten bei beiden Fahrsimulatorversuchen (siehe Abbildung 2.4) gemacht werden. Eine Befragung, ob es einen bestimmten Grund gäbe, warum man sich meistens eher rechts am Fahrbahnrand oder an der mittleren Fahrbahnmarkierung aufgehalten habe, brachte hervor, daß es offensichtlich unterschiedliche Strategien gibt: die Fahrer, die sich eher am rechten Fahrbahnrand orientierten, äußerten, daß sie dies bevorzugten, da sie glauben, so eher eine Kollision mit einem entgegenkommenden Fahrzeug vermeiden zu können. Diejenigen, die sich tendenziell eher an der Fahrbahnmitte orientierten, sagten, daß sie auf diese Weise glauben, eher eine Kollision mit einem am Rande fahrenden Zweirad oder einem Fußgänger vermeiden zu können. Aus diesen Motivationen heraus läßt es sich nachvollziehen, daß die Verteilung der arithmetischen Mittelwerte der Spurabweichung keinen genau normalverteilten Charakter aufweist. Letztlich können aber daraus keine Aussagen über das Lenkverhalten getroffen werden.

Das Lenkverhalten wird umfassender beschrieben, wenn die Dispersionsmaße betrachtet werden. Da die Standardabweichung sich gegenüber Ausreißern in den Daten

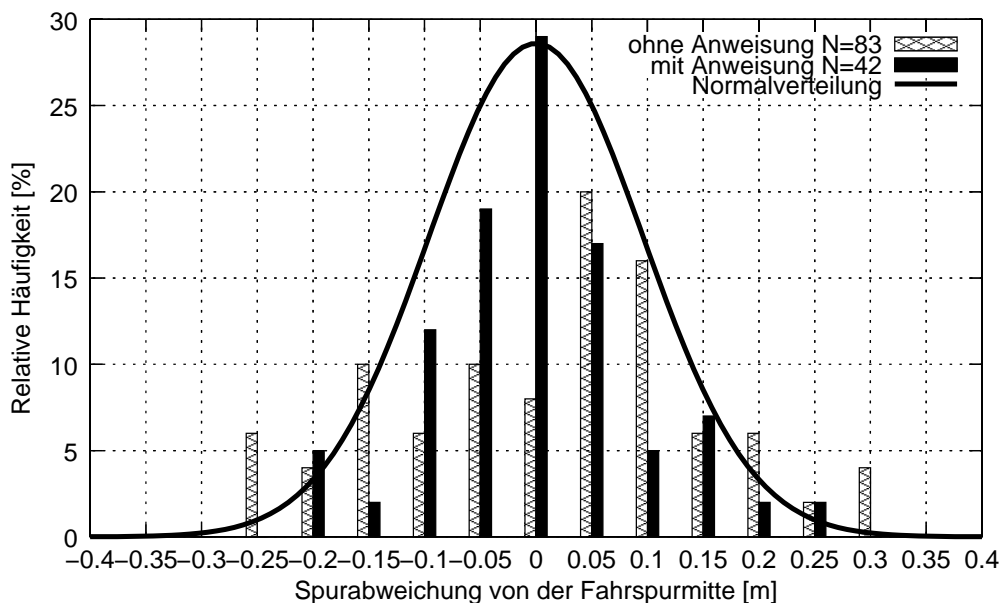


Abb. 2.4: Eine Gruppe (N=42) erhielt die Anweisung, möglichst mittig auf der Fahrspur zu fahren. Daraus resultierte eine nahezu normalverteilte Spurabweichung. Knapp 30 % dieser Gruppe gelang es, eine mittlere Spurabweichung unter 5 cm auf einer 12 km langen Strecke zu erreichen.

Ein zweite Gruppe (N=83) erhielt keinerlei Anweisung. Sie sollten "wie gewohnt" dem Straßenverlauf folgen. Ausgehend von einer Normalverteilung verschieben sich nun die Häufigkeiten von der Fahrspurmitte weg in Richtung zum rechten und mittleren Fahrstreifen, wobei sich offensichtlich mehr Fahrer am rechten Fahrbahnrand orientieren als an der mittleren Fahrbahnmarkierung (die befahrene Straße besitzt zwei Fahrspuren je Richtung).

nicht robust verhält und nur bei symmetrisch verteilten Daten eine zulässige Aussage über die Streuung liefert, wird hier der Interquartilabstand (IQA) verwendet. Er ist durch die Differenz des 75. und 25. Perzentils definiert. Es werden in den folgenden zwei Unterkapiteln die IQA des Lenkradwinkels, der Lenkgeschwindigkeit und der Spurabweichung behandelt. Die Spurabweichung, die zwischen dem Fahrzeugschwerpunkt und der Straßenmitte berechnet wurde, ist eine am Fahrsimulator leicht zu erfassende Größe. Hingegen wird im Feldversuch eine aufwendige Meßtechnik benötigt, um die Spurabweichung zu ermitteln.

Wegen der erwähnten Schwierigkeiten bei der Erfassung der Spurabweichung im Feldversuch gibt es nur wenige Studien über das Spurhalten bei Geradeausfahrt mit realen Fahrzeugen auf öffentlichen Straßen.

Die folgenden Boxplot-Diagramme zeigen die Verteilung der IQA aller am Versuch be-

teiligten Probanden mit den unterschiedlichen Varianten. Die Boxplot-Darstellung selbst ist in Anhang A3 näher erläutert.

## 2.1.2.1 Lenkverhalten auf einer Bundesfernstraße im Fahrsimulator

Aus Abbildung 2.5 geht hervor, daß sich im Mittel die Interquartilabstände (IQA) bei der Variante ohne Störung (o\_St) mit etwa 1,7 grad auf dem niedrigsten Niveau befinden. Ein in der Praxis häufig verwendetes Maß für die Streuung ist der halbe Interquartilabstand [Zöfel 1988]. Die Probanden lenkten demnach mit einer Streuung von  $\pm 0,85$  grad um die Mittellage herum, um auf dem ihnen vorgegebenen Kurs zu bleiben.

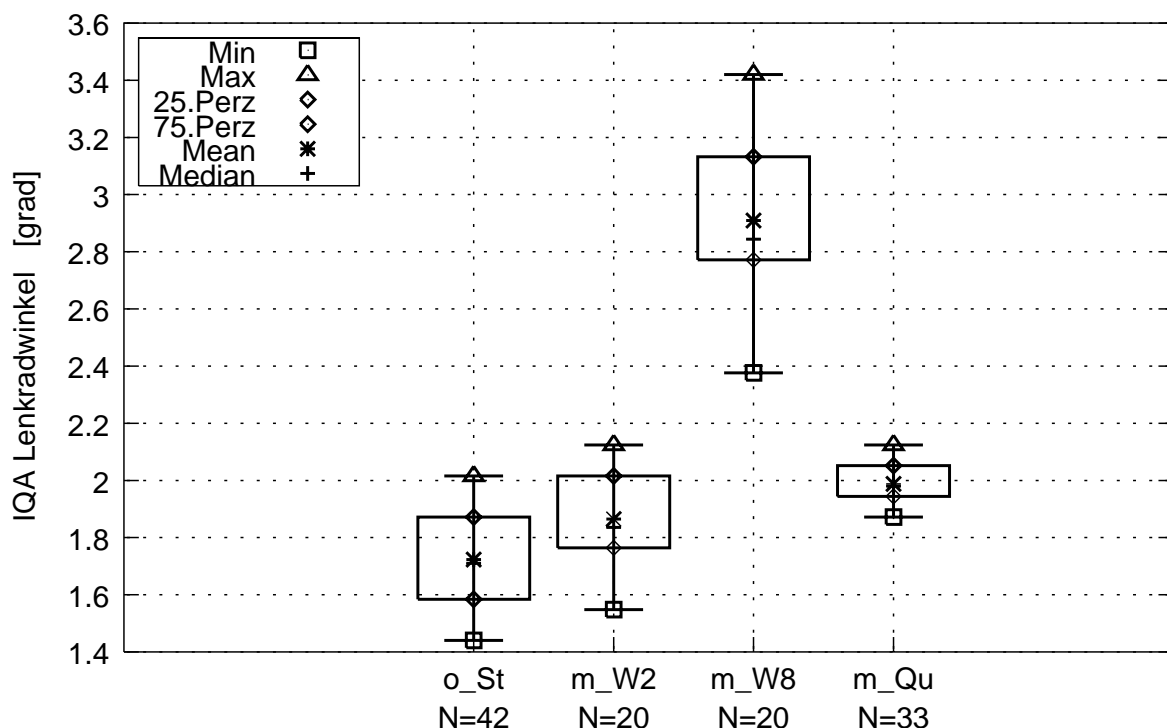


Abb. 2.5: Die Verteilung der Interquartilabstände für die Größe "Lenkradwinkel" bei den vier verschiedenen Varianten auf der B10: ohne Störung, mit schwachen Windböen (2 m/s), mit starken Windböen (8 m/s) und mit quergeneigter Fahrbahn. Die Boxplot-Darstellung ist im Anhang A3 erläutert.

Obwohl die B10 einige Kurvenradien besitzt, die kleiner als 1 000 m sind, erscheint die Streuung als sehr gering. Dies ist allerdings wieder verständlich, wenn bedacht wird,

daß lediglich die Streckenabschnitte mit in die Auswertung einbezogen wurden, die nach der Abbildung A2.1 einem weitgehend geraden Streckenverlauf entsprechen. Die Giergeschwindigkeiten, bei denen der Streckenverlauf bei  $v=120$  km/h geradlinig empfunden wird, dürfen demnach vom Betrag her  $0,78$  grad/s nicht überschreiten. Denn aus Abbildung A2.1 geht hervor, daß bei  $0,78$  grad/s die Gerade, auf der sich alle Fahrzustände für die Geschwindigkeit  $120$  km/h befinden, den Bereich verläßt, der den weitgehend geraden Streckenverlauf beschreibt. Dadurch gehen von der  $360$  s dauernden Fahrt etwa  $170$  s verloren.

Aus Abbildung 2.5 ist ersichtlich, daß sich bei den Versuchspersonen, bei denen Windböen mit bis zu  $2$  m/s eingespielt wurden, im Mittel nur unwesentlich höhere Streuungen in den Lenkamplituden ergaben. Hingegen sind die Streuungen der Größe Lenkradwinkel bei den Versuchspersonen, die Windböen mit bis zu  $8$  m/s ausgesetzt waren, mit einer Streubreite von  $2,9$  grad deutlich vom übrigen Feld abgesetzt. Bemerkenswert ist die Lenkradwinkelstreuung von  $2,0$  grad bei den Versuchspersonen, die die B10 ohne Wind, allerdings mit dem realen Querneigungsverlauf (Variante m\_Qu)

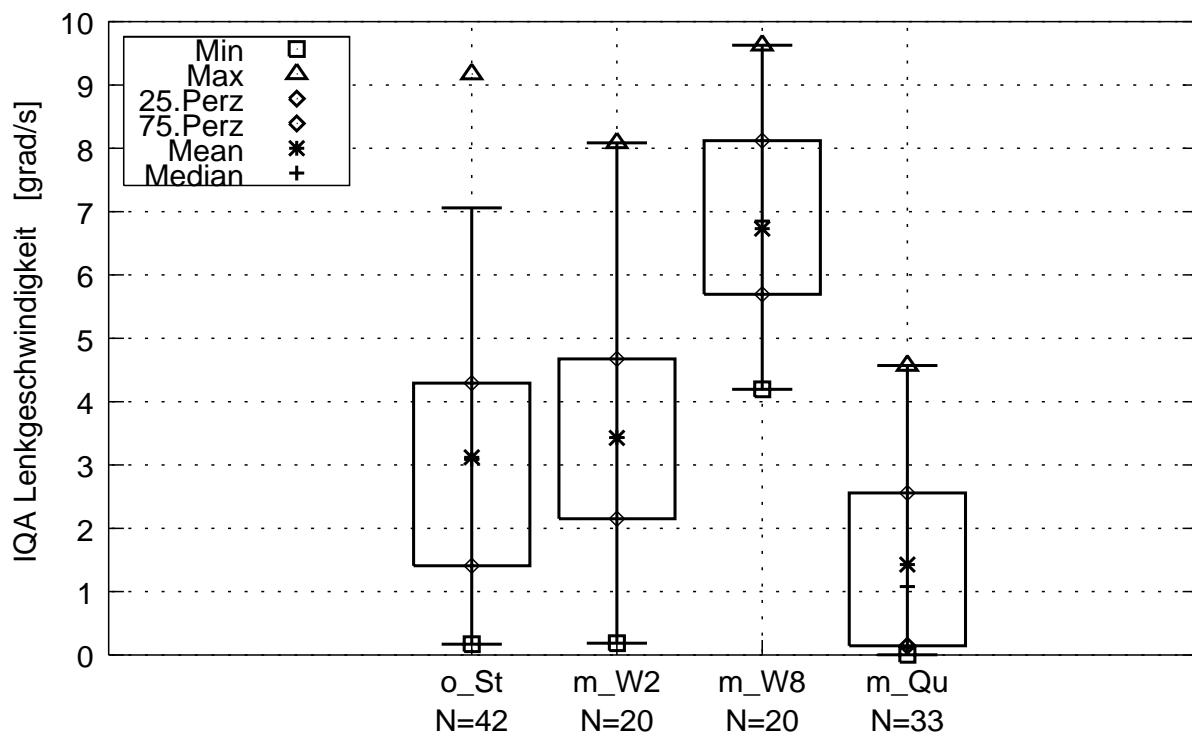


Abb. 2.6: Die Verteilung der Interquartilabstände für die Größe "Lenkgeschwindigkeit" bei den vier verschiedenen Varianten: ohne Störung, mit schwachen Windböen ( $2$  m/s), mit starken Windböen ( $8$  m/s) und mit quergeneigter Fahrbahn.

befahren. Die Streuung besitzt einen höheren Wert als diejenige, die bei der Variante  $m\_W2$  auftrat. Dies läßt sich mit dem häufigen Wechsel der Querneigungen erklären, was eine besondere Charakteristik dieses 12 km langen B10-Streckenabschnitts ist. Die Querneigung bewirkt offensichtlich aber auch, daß die Unterschiede in den Streuungen innerhalb der Versuchspersonengruppe deutlich geringer sind als bei allen anderen Varianten, was an der geringen Höhe des Boxplotkastens zu erkennen ist.

Bei der Betrachtung der Statistik über die IQA der Lenkgeschwindigkeiten in Abbildung 2.6 zeigt sich in den ersten drei Varianten ein ähnliches Bild wie bei der Größe Lenkradwinkel. Mit zunehmender Störintensität wachsen die Mediane der IQA für die Lenkgeschwindigkeiten. Bei der vierten Variante  $m\_Qu$  treten die geringsten IQA für die Größe Lenkgeschwindigkeit auf. Offensichtlich lenken die Probanden bei vorhandener Querneigung ruhiger. Das erscheint insofern plausibel, weil bei einer Querneigung das Fahrzeug die Tendenz aufweist, die quergeneigte Fahrbahn in Richtung der Hangabtriebskraft hinunter zu rollen. Um dies zu verhindern, muß der Fahrer das Lenkrad mit einer geringen, dem Hangabtrieb entgegengesetzten Kraft halten. Dem Fahrer gelingt es, das Lenkrad mit dieser notwendigen Haltekraft ruhiger zu halten als bei der Variante  $o\_St$ , bei der keine Haltekraft notwendig ist. Das bedeutet auch, daß bei einer quergeneigten geraden Strecke ein positiver oder negativer Lenkradwinkel existiert, obwohl die Giergeschwindigkeit anzeigt, daß das Fahrzeug exakt geradeaus fährt. Dies äußert sich auch in dem höheren IQA für den Lenkradwinkel bei der vierten Variante  $m\_Qu$  in Abbildung 2.5.

Bei den IQA der Größe "Abstand Schwerpunkt zur Straßenmitte", im folgenden kurz Spurabweichung genannt, ist aus Abbildung 2.7 ersichtlich, daß das Fahrzeug bereits bei Windböen von 2 m/s reagiert. Der Fahrer schätzt es jedoch nicht als notwendig ein, darauf schnell zu reagieren, da der IQA der Lenkgeschwindigkeit im Mittel mit 3,5 grad/s gering ist (siehe Abb. 2.6). Der IQA der Spurabweichung bei der Variante  $m\_W2$  beträgt etwa 0,3 m. Es fällt auf, daß der Median der IQA von der Spurabweichung der Variante  $m\_W8$  nur unwesentlich höher ist. Hier jedoch reagierten die Versuchspersonen sehr heftig, was an dem hohen IQA für die Lenkgeschwindigkeit bei Variante  $m\_W8$  in Abbildung 2.6 erkennbar ist. Offensichtlich werden im Mittel erst Abweichungen von der individuellen Ideallinie um mehr als 0,15 m vom Fahrer nicht mehr akzeptiert und mit einer gegensteuernden Lenkbewegung verringert. Die vierte Box-

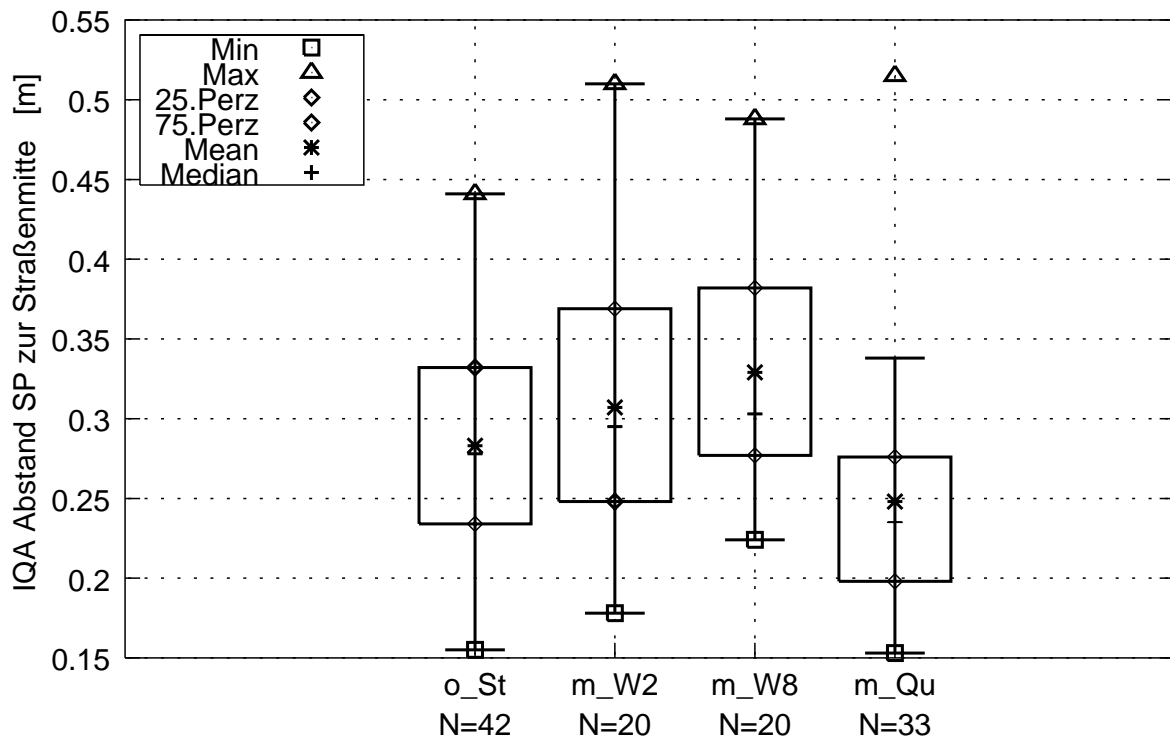


Abb. 2.7: Die Verteilung der Interquartilabstände für die Größe "Abstand Schwerpunkt zur Straßenmitte" bei den vier verschiedenen Varianten: ohne Störung, mit schwachen Windböen (2 m/s), mit starken Windböen (8 m/s) und mit quer geneigter Fahrbahn.

plotgrafik in Abbildung 2.7 zeigt, daß analog zu den Lenkgeschwindigkeiten die Querneigung dem Fahrer hilft, den Kurs mit einer geringeren Streuung, also mit einem geringeren IQA der Spurbabweichung, zu halten.

## 2.1.2.2 Lenkverhalten in einer Autobahnbaustelle im Fahr Simulator

Die Fahrgeschwindigkeit, die die Probanden während der gesamten Baustellensituation einzuhalten hatten, betrug 80 km/h. Dies ist eine für Autobahnbaustellen mit verengter Fahrbahn übliche Geschwindigkeit. Die Baustelle erstreckte sich über eine Länge von 1 900 m. Das Passieren dieser Strecke erforderte eine hohe Konzentration des Fahrers, da er mit seinem 1,80 m breiten Fahrzeug in der 2,0 m verengten Fahr-

spur lediglich 10 cm nach links oder 10 cm nach rechts vom Kurs abweichen durfte, wollte er die Kollision mit einem Pylon vermeiden. Bei solchen für den Fahrzeugführer erschwerten Bedingungen sollte das Lenkverhalten betrachtet werden.

Analog zu der Vorgehensweise bei der Untersuchung des Lenkverhaltens auf der Bundesfernstraße werden auf den folgenden Seiten die Verteilung der Interquartilabstände (IQA) von den Größen Lenkradwinkel, Lenkgeschwindigkeit und Abstand Schwerpunkt zur Straßenmitte (Spurabweichung) mit Hilfe der Boxplot-Grafiken dargestellt. Die Baustellendurchfahrt wurde mit drei Varianten durchgeführt: ohne Störung (Baust), mit Windböen bis zu 2 m/s (Baust\_W2) und mit Windböen bis zu 8 m/s (Baust\_W8).

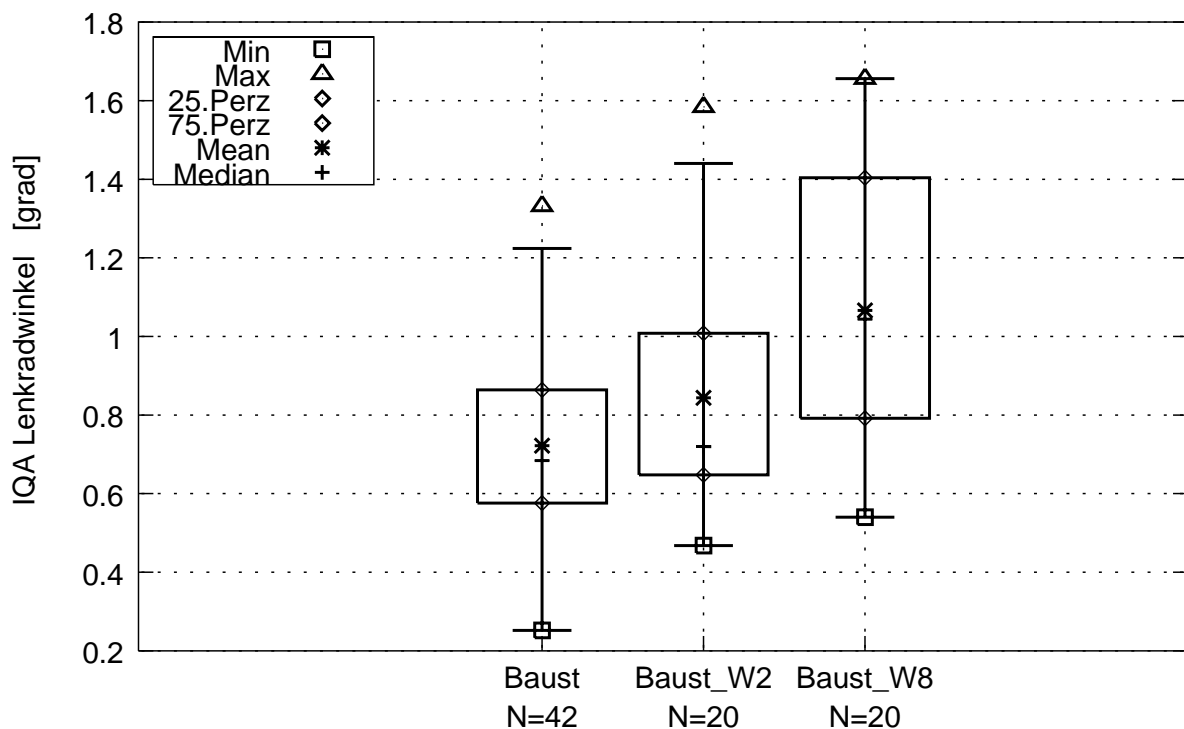


Abb. 2.8: Die Verteilung der Interquartilabstände für die Größe "Lenkradwinkel" während der Baustellendurchfahrt bei den drei verschiedenen Varianten: Baustelle, Baustelle mit schwachen Windböen (2 m/s) und Baustelle mit starken Windböen (8 m/s).

Grundsätzlich fällt auf, daß bei den Verteilungen der IQA für die Baustellensituation im Gegensatz zu den Verteilungen für die Fahrt auf der B10 häufiger der Median vom arithmetischen Mittelwert abweicht. Es gibt demnach bei dieser Baustellendurchfahrt häufiger Versuchspersonen, die durch ihr Lenkverhalten auffallen, sei es durch sehr geringe oder durch sehr große Streuungen. So ist der Median der IQA bei der Größe

Lenkradwinkel bei Variante Baust und Baust\_W2 in etwa gleich groß (vergleiche Abbildung 2.8), während die Mittelwerte bereits Unterschiede aufzeigen. Offensichtlich haben die Windböen mit 2 m/s bereits bei einigen Versuchspersonen größere Lenkkorrekturbewegungen hervorgerufen. Bei der Variante Baust\_W8 fällt die hohe Streuung der IQA auf. Es scheint so, daß die Baustellendurchfahrt derart hohe Anforderungen an die Fahrer stellt, daß dort die Auswirkungen der unterschiedlichen Fahrerfahrung sich deutlich bemerkbar machen. Bei der detaillierteren Untersuchung der Fälle, die durch einen hohen IQA auffielen, konnte festgestellt werden, daß die zugehörigen Probanden eine unterdurchschnittliche jährliche Fahrleistung (< 15 000 km/Jahr) besaßen.

Wie unterschiedlich die Aufgabe der Baustellendurchfahrt gelöst wurde, ist noch deutlicher an der Verteilung der IQA bei der Größe "Lenkgeschwindigkeit" zu erkennen

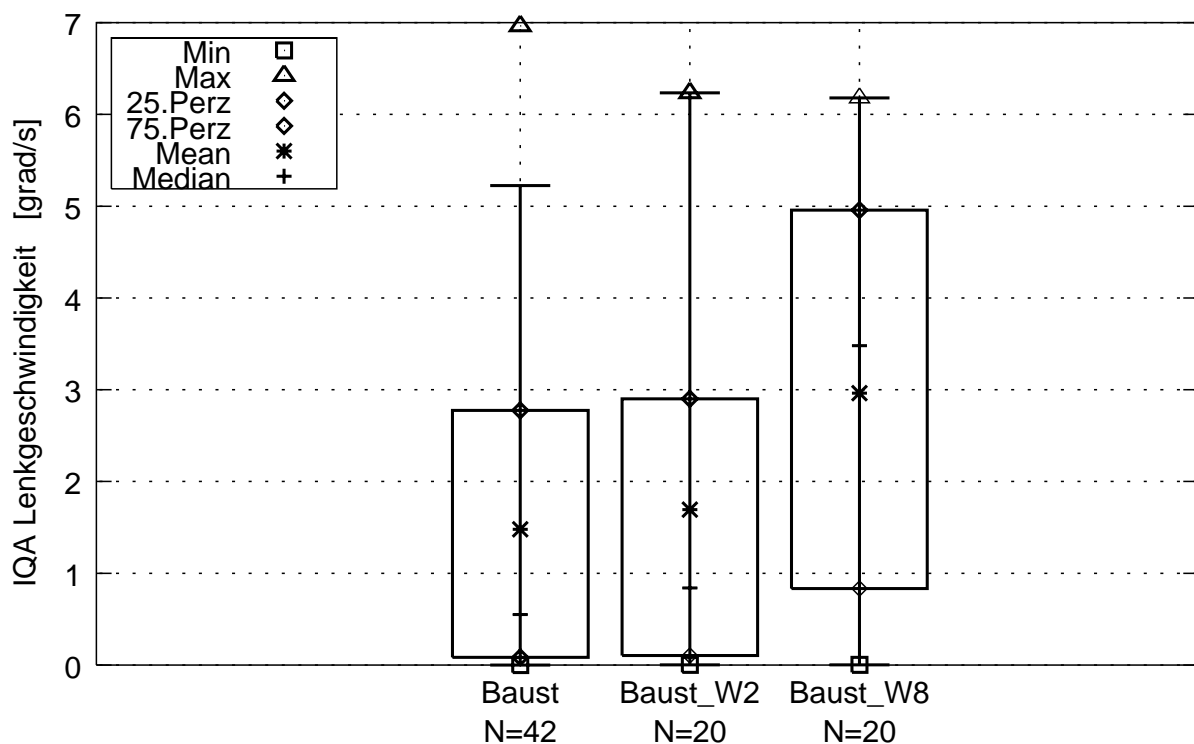


Abb. 2.9: Die Verteilung der Interquartilabstände für die Größe "Lenkgeschwindigkeit" während der Baustellendurchfahrt bei den drei verschiedenen Varianten: Baustelle, Baustelle mit schwachen Windböen (2 m/s) und Baustelle mit starken Windböen (8 m/s).

(siehe Abbildung 2.9). Alle Probanden hatten den gleichen Kurs zu befahren. Die Fahrspurbreite war auf 2,0 m reduziert. Das heißt, daß die Streuungen aufgrund eines



eventuell unterschiedlichen Kurses, der bei einer Fahrspurbreite von 3,50 m denkbar wäre, nicht zustande gekommen sein können. Die hohen Streuungen der IQA bei der Größe "Lenkgeschwindigkeit" zeigen somit die Vielfalt der dynamischen Lenkbewegungen an, wie sie bei einer anspruchsvollen Fahraufgabe auftreten. Auch läßt sich anhand der Lage des Medians innerhalb des Kastens erkennen, daß bei der Baustellendurchfahrt die Verteilungen deutlich von einer Normalverteilung abweichen. Offensichtlich haben jeweils 50 % der Probanden bei den Varianten Baust und Baust\_W2 sehr geringe IQA-Werte, was einem sehr stetigen, gelassenen und ruhigen Lenkverhalten entspricht. Die übrigen 50 % der Versuchspersonen besaßen IQA, die sich über den Wertebereich von etwa 0,8 grad/s bis etwa 6 grad/s verteilten.

Wird Abbildung 2.10 mit Abbildung 2.7 verglichen, so ist die Gemeinsamkeit erkenn-

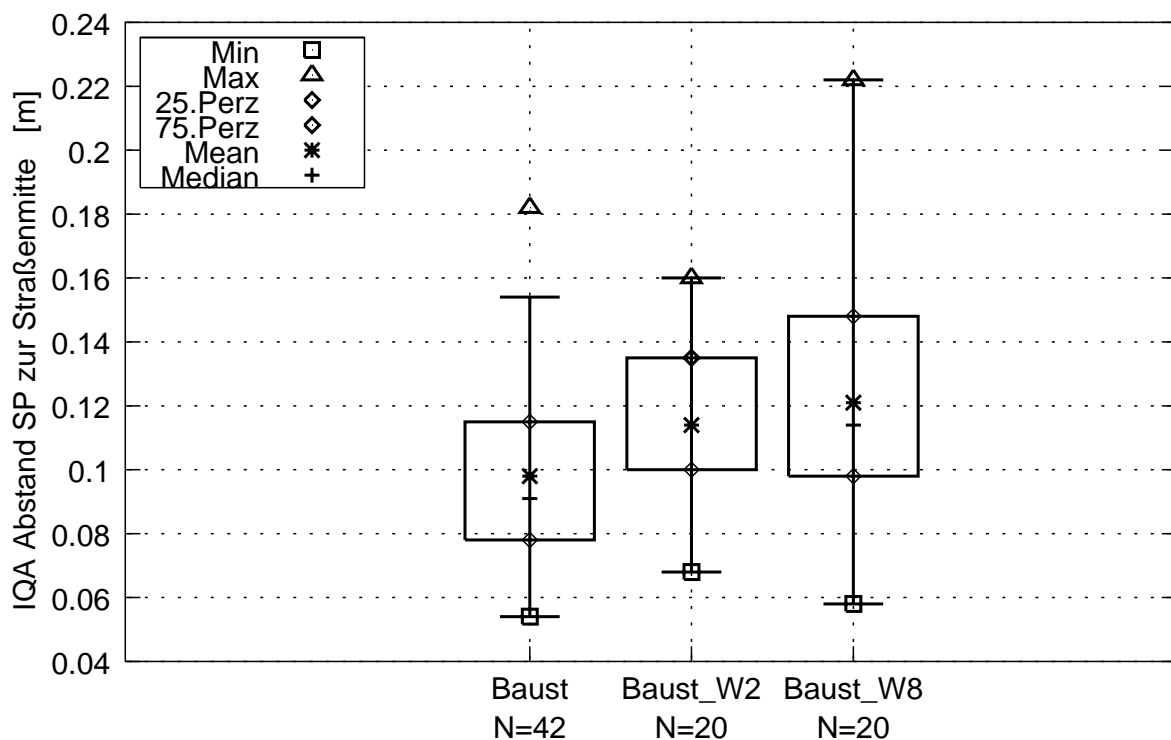


Abb. 2.10: Die Verteilung der Interquartilabstände für die Größe "Abstand Schwerpunkt zur Straßenmitte" während der Baustellendurchfahrt bei den drei verschiedenen Varianten: Baustelle, Baustelle mit schwachen Windböen (2 m/s) und Baustelle (8 m/s) mit starken Windböen.

bar, daß bei den Varianten m\_W2 und m\_W8 die Mediane der IQA in der jeweiligen Abbildung etwa den gleichen Wert besitzen. Bei der B10-Fahrt wurde daraus geschlossen, daß die Fahrer im Mittel eine Streuung der Spurbewegung innerhalb des Be-

reichs  $\pm 0,15$  m noch akzeptieren (der IQA betrug dort 0,3 m). Bei der Baustellenfahrt wird im Mittel nur eine Streuung der Spurabweichung innerhalb  $\pm 0,055$  m akzeptiert (der IQA beträgt hier etwa 0,11 m). Das heißt, daß die Fahrer selbst bei heftigen Windstößen innerhalb der Baustelle im Mittel nur 5 bis 6 Zentimeter Spurabweichung zulassen. Dies ist auch plausibel, da bei 10 cm bereits eine Kollision mit einem Pylonen oder der Leitplanke droht. Es zeigt aber auch, welche enorme Anforderung sich an den Fahrer hinsichtlich der Regelgüte in einer Baustelle bei Seitenwind ergibt.

Bei der Probandenbefragung nach der Versuchsdurchführung bemerkten aus der Gruppe m\_W2 lediglich zwei Fahrer, daß eine Störung wohl gewirkt haben müsse, da sie willkürliche Kursabweichungen bemerkt hätten. Es kann davon ausgegangen werden, daß Windböen mit 2 m/s im Feldversuch überhaupt nicht bemerkt werden, da sie sich dort hinsichtlich ihrer Auswirkungen bei der Vielzahl der sonstigen Störgrößen wie Anregungen durch Fahrbahnunebenheiten ohnehin nicht genügend hervorheben werden.

**Zusammenfassend kann festgehalten werden, daß Fahrbahnquerneigungen nicht nur primär das Oberflächenwasser der Fahrbahn entwässern, sondern auch dem Fahrer verhelfen, ruhiger zu lenken, da er beim Gegenlenken einen Druckpunkt in der Lenkung verspürt. Die Fahrbahnquerneigung bewirkt einen geringen IQA der Lenkgeschwindigkeit bei gleichzeitig größeren stationär aufzubringenden Lenkradwinkeln. Im Mittel werden erst Abweichungen von mehr als 0,15 m von der jeweiligen Ideallinie durch Lenkkorrekturen reduziert. Dies gilt für einen Mittelklassewagen (Fahrzeugbreite ca. 1,80 m) auf einer Fahrspur mit 3,50 m Breite. Steigen die Anforderungen an den Fahrer durch eine verengte Fahrbahn, wird die erhöhte Regelgüte durch eine höhere Dynamik bei den Lenkkorrekturbewegungen erzielt, was sich an dem erhöhten IQA der Lenkgeschwindigkeit erkennen läßt. Es ist davon auszugehen, daß Windböen von bis zu 2 m/s vom Fahrer nicht bemerkt werden. Es kommt tatsächlich zu Kursabweichungen, die aber für den Fahrer nicht kausal mit dem Wind zusammenhängen.**

In einem Feldversuch auf der realen B10 wurden die IQA von Lenkradwinkel, Lenkgeschwindigkeit und Spurabweichung exakt so ermittelt wie hier in diesem Kapitel erläutert. Das Ziel des Versuchs war, die Cluster für ruhige und hektische Fahrer für die jeweiligen IQA mit Zahlenwerten zu beschreiben. Hierfür wurden zwei Fahrzeuge ver-

wendet. Eines, das besonders gut geradeaus fuhr, und eines, welches durch ungünstige Bereifung mehr Lenkkorrekturbedarf hatte. Das Ergebnis ist, daß der IQA von der Spurabweichung tatsächlich die Fahrer in ein ruhiges Lager (kleiner als 0,15 m) und in ein hektisches Lager (bis max. 0,34 m) aufteilen kann. Die IQA von Lenkradwinkel und Lenkgeschwindigkeit zeigten darüber hinaus, daß zwischen dem guten und schlechten Fahrzeug getrennt werden konnte. Ein ruhiger Fahrer kann mit einem ungünstig bereiften Fahrzeug nicht den niedrigen IQA bei Lenkradwinkel und Lenkgeschwindigkeit erreichen, wie er es bei einem guten Fahrzeug generieren würde.

In Tabelle 4.1 werden mit Hilfe der hier vorgestellten Kennwerte für das Fahrerlenkverhalten die Unterteilung in "ruhige" und "hektische" Fahrer vorgenommen. Dort sind die Zahlenwerte aufgelistet, die sich bei den jeweiligen IQA von Lenkradwinkel, Lenkgeschwindigkeit und Spurabweichung ermitteln ließen.

## **2.2 Kennwerte für Lenkung und Fahrzeug beim Lenken um die Lenkradmittenstellung**

In diesem Kapitel werden die Themenkreise 1 (Lenkung, Lenktätigkeit) und 2 (Verhalten um die Lenkradmittenstellung) nach den Abbildungen 1.3 und 1.4 behandelt. Um ein Fahrzeug auf einem geraden Kurs zu halten, sind lediglich kleine Lenkradwinkel für die notwendigen Lenkkorrekturen aufzubringen. Bei den Lenkkorrekturen können betragsmäßig Lenkradwinkel bis zu zirka 5 Grad gemessen werden. Dies soll die Größenordnung der auftretenden Lenkradwinkel verdeutlichen. Letztlich ist der maximal auftretende Lenkradwinkel von der Fahrgeschwindigkeit, von der im Fahrzeug verbauten Gesamtlenkübersetzung, den verbauten Elastizitäten und dem Fahrstil<sup>1</sup> abhängig. Ein Fahrzeug, welches dem Fahrer jederzeit ein Gefühl für den Straßenkontakt geben soll, muß derart konstruiert sein, daß selbst bei diesen kleinen Lenkradbewegungen der sich verändernde fahrdynamische Zustand über das Lenkrad rückgekoppelt wird.

---

<sup>1</sup>. Mit Fahrstil ist hier im engeren Sinne die individuelle Art des Korrigierens beim Fahren auf einer geraden Strecke gemeint.

In [Hisaoka et al. 1996] wird versucht, mit den Zeitkonstanten der Übertragungsfunktionen für Lenkradmoment, Giergeschwindigkeit und Querbearschleunigung ein Lenkgefühl-Design zu ermöglichen. Die Akzeptanz wurde mittels des Effektivwerts der Lenkgeschwindigkeit überprüft, der bei einem einfachen Spurwechsel zustande kommt.

Die möglichst eindeutige Beschreibung der Phänomene, die beim Lenken um die Mittelstellung zu beobachten sind, ist Aufgabe der internationalen Arbeitsgruppe<sup>1</sup> ISO/TC 22/SC 9 WG 7. Das Ziel dieser Arbeitsgruppe ist es, eine internationale Norm zu erarbeiten, nach welcher der Geradeauslauf beurteilt werden kann. Die Beschreibung des Geradeauslaufs wird in zwei Teilen vorgenommen, nämlich Part 1: the weave test [ISO/TC 22/SC 9 WG 7 N29 1999] und Part 2: the straight ahead test [ISO/TC 22/SC 9 WG 7 N20-1 1998]. Der erste Teil beschreibt ein open-loop-Manöver, bei dem Lenkradwinkel, Lenkradmoment, Giergeschwindigkeit, Fahrgeschwindigkeit und Querbearschleunigung gemessen werden. Es werden mehrere Kennwerte aufgezählt, die aus den Diagrammen ermittelt werden können. Der zweite Teil beschreibt ein closed-loop-Manöver, welches auf öffentlichen Straßen gefahren werden kann. Die zu messenden Größen sind die selben wie beim ersten Teil. Es werden Teileffektivwerte gebildet, die den Lenkaufwand und die Gierreaktionen beschreiben. Der zweite Teil befindet sich noch in einer nationalen Abstimmungsphase und wird daher zunächst als "Technical Report" veröffentlicht werden.

Die Kennwerte für den Lenkaufwand und die Fahrzeugeigenbewegungen werden in den kommenden Unterkapiteln vorgestellt. Das Kapitel 2 endet mit dem Unterkapitel, das das Weave-Manöver erläutert.

## 2.2.1 Lenkaufwand

Die Lenktätigkeit des Fahrers, während er auf einem geraden Streckenabschnitt mit konstanter Längsgeschwindigkeit fährt, kann als Indiz für die Geradeauslaufgüte her-

---

<sup>1</sup>. Der Autor dieser Arbeit gehörte dieser Arbeitsgruppe von 1993 bis 1998 an.

angezogen werden. Je größer und je häufiger die Lenkkorrekturen durchgeführt werden, um so geringer ist die Geradeauslaufgüte. Bei der Beschreibung der Lenktätigkeit mit Hilfe eines Kennwerts besteht die Problematik, daß die Lenkkorrekturen in hohem Maße fahrstilabhängig sind. In den folgenden zwei Unterkapiteln werden zwei Kennwerte vorgestellt, die die Lenkkorrekturen beschreiben. Die Fahrerabhängigkeit kann durch vorab absolvierte Trainingsfahrten und durch eine hohe Anzahl von Versuchsfahrten vermindert werden.

### **2.2.1.1 Lenkarbeit**

Die Definition für die Lenkarbeit wird hier vereinbart als Produkt von Lenkradwinkelbedarf und Lenkradmomentbedarf. Bei gerade verlaufenden Streckenabschnitten mit geringer Kurvigkeit kann beobachtet werden, daß ein Fahrer sein Lenkrad nur sehr geringfügig um eine Lenkradwinkelstellung herum bewegt. Diese Lenkradstellung wird als Betriebspunkt 1 bezeichnet. Bei diesem Betriebspunkt 1 kann auch ein Lenkradmoment festgestellt werden, welches in Abhängigkeit von Lenkradstellung und Querneigung der Fahrbahn geringfügig schwankt. Wechselt die Querneigung der Fahrbahn, kann beobachtet werden, daß es einen Betriebspunkt 2 gibt. Die Lenkradstellung ist eine andere als bei Betriebspunkt 1, und auch das Lenkradmoment schwankt um einen anderen Wert. In Abbildung 2.11 sind diese zwei Betriebspunkte als die höchsten Punkte des dargestellten Gebirges zu erkennen. Die Hysteresekurve in Abbildung 2.11 stellt die gemessenen Lenkradmomente über die gemessenen Lenkradwinkel dar. Die Messung hat auf der B10 während einer konstanten Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h stattgefunden. Wie aus Tabelle A2.2 hervorgeht, dürfen nur die Meßwerte herangezogen werden, bei denen die Giergeschwindigkeit betragsmäßig den Wert von 0,63 grad/s nicht überschreitet. Nur dann ist gewährleistet, daß die für den Geradeauslauf relevanten Streckenabschnitte betrachtet werden. Um die oben erwähnten Betriebspunkte sichtbar werden zu lassen, wird zusätzlich die Bedingung gestellt, daß nur jene Werte betrachtet werden sollen, bei welchen die Lenkgeschwindigkeit betragsmäßig geringer als 5 grad/s ist. Dadurch wird das durch Differentiation des Lenkradwin-

kels hervorgehende Rauschen unterdrückt.

In Abbildung 2.12 ist noch einmal der Inhalt von Abbildung 2.11 dargestellt. Nun ist aber die Sicht von oben auf das Gebirge dargestellt. Die Betriebspunkte, in denen sich der Fahrer während der Fahrt auf der B10 am längsten aufhält, sind als dunkel eingefärbte Flecken sichtbar. Wird die gleiche Grauwerteskala, nur auf die Werte angewen-

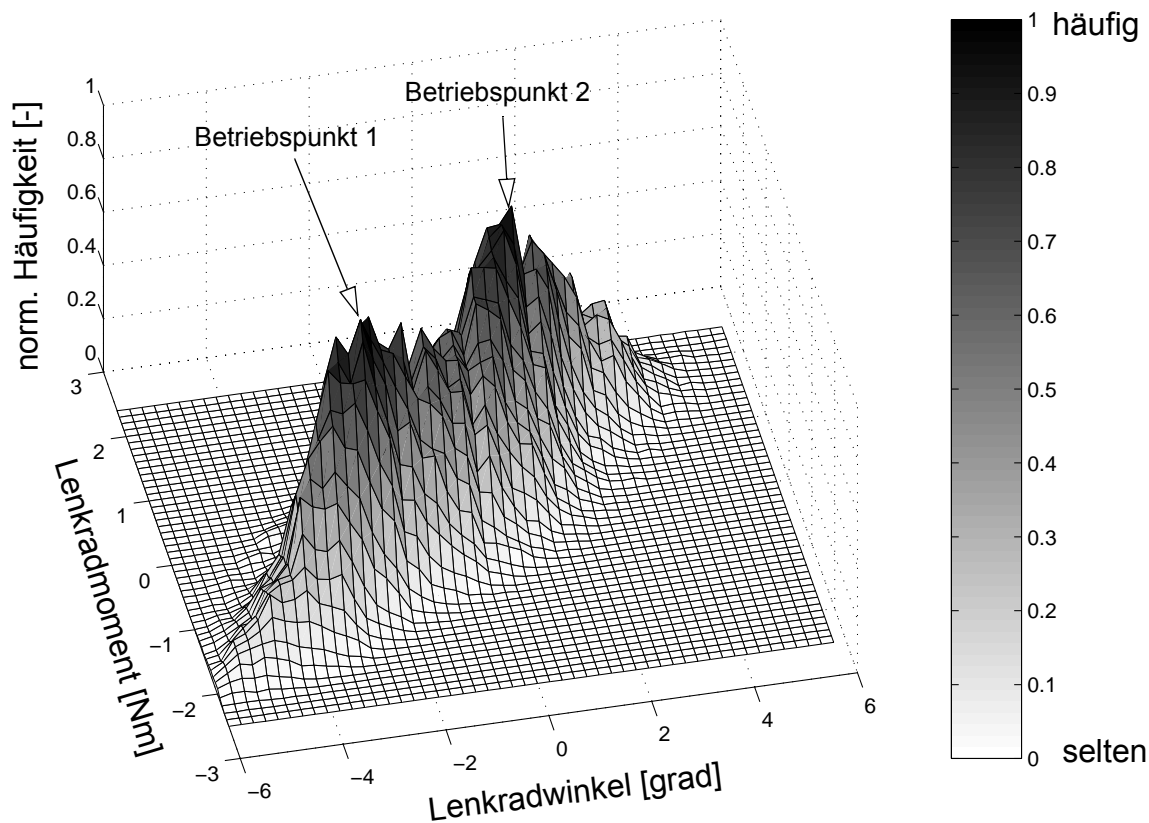


Abb. 2.11: Das Hysteresefeld von Lenkradmoment über Lenkradwinkel bei der Fahrt auf der B10. In z-Richtung ist die normierte Häufigkeit der Wertepaarung Lenkradmoment-Lenkradwinkel aufgetragen. Die Normierung findet statt, indem sämtliche Häufigkeiten durch die größte festgestellte Häufigkeit dividiert werden. Das häufigste Wertepaar besitzt dann die normierte Häufigkeit von 1. Je öfter eine Wertepaarung auftritt, desto dunkler ist sie eingefärbt.

det, die eine normierte Häufigkeit größer als 0,9 besitzen, werden die Gipfel des Gebirges optisch extrahiert (siehe Abbildung 2.13). Der Lenkradwinkelbedarf  $\Delta\delta_H$  wird hier definiert durch den Abstand der zwei Betriebspunkte auf der x-Achse (Lenkradwinkel), und der Lenkradmomentbedarf  $\Delta M_H$  entspricht dem Abstand der zwei Betriebspunkte auf der y-Achse (Lenkradmoment). Die Lenkarbeit ergibt sich dann aus:

$$W_{\delta_H M_H} = \Delta\delta_H \cdot \Delta M_H \quad (2.1)$$

mit den Definitionen für den Lenkradwinkelbedarf

$$\Delta\delta_H = |\delta_{H_2} - \delta_{H_1}| \quad (2.2)$$

und den Lenkradmomentbedarf

$$\Delta M_H = |M_{H_2} - M_{H_1}| \quad (2.3)$$

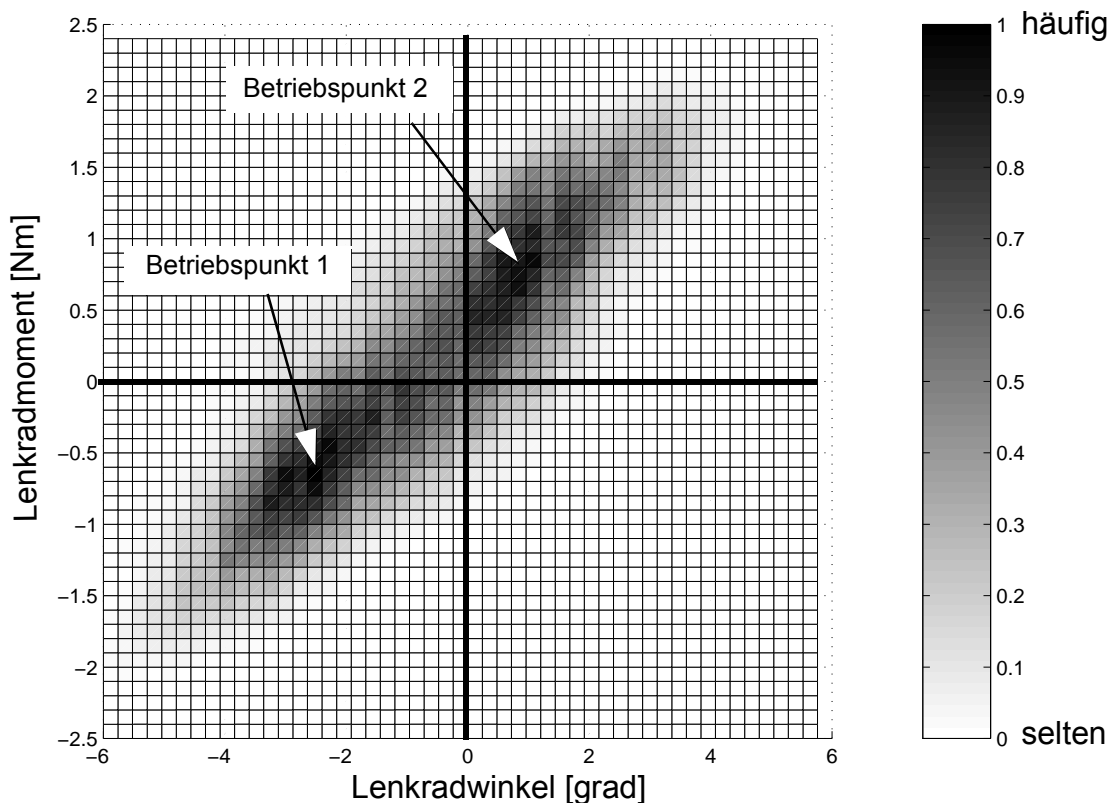


Abb. 2.12: Die Vogelperspektive des in Abbildung 2.11 dargestellten Gebirges. Die Betriebspunkte 1 und 2 stellen die dunkel eingefärbten Flecken dar. In diesen Betriebspunkten “hält” sich der Fahrer während der Fahrt auf der B10 am längsten auf. Abhängig von der Querneigung der Fahrbahn hält er sich in einem der beiden Punkte auf.

Die praktische Ermittlung des Lenkradwinkelbedarfs erfolgt nicht, wie hier dargestellt, auf grafischem Wege. Vielmehr werden die Modalwerte des Lenkradwinkelsignals und des Lenkradmomentsignals mit einem Rechner ermittelt. Dabei werden nur die Signale

verwendet, bei denen die Giergeschwindigkeit betragsmäßig unter 0,63 grad/s und die Lenkgeschwindigkeit unter 5 grad/s vorliegen<sup>1</sup>. Die Klassenbreite beträgt für den Lenk-

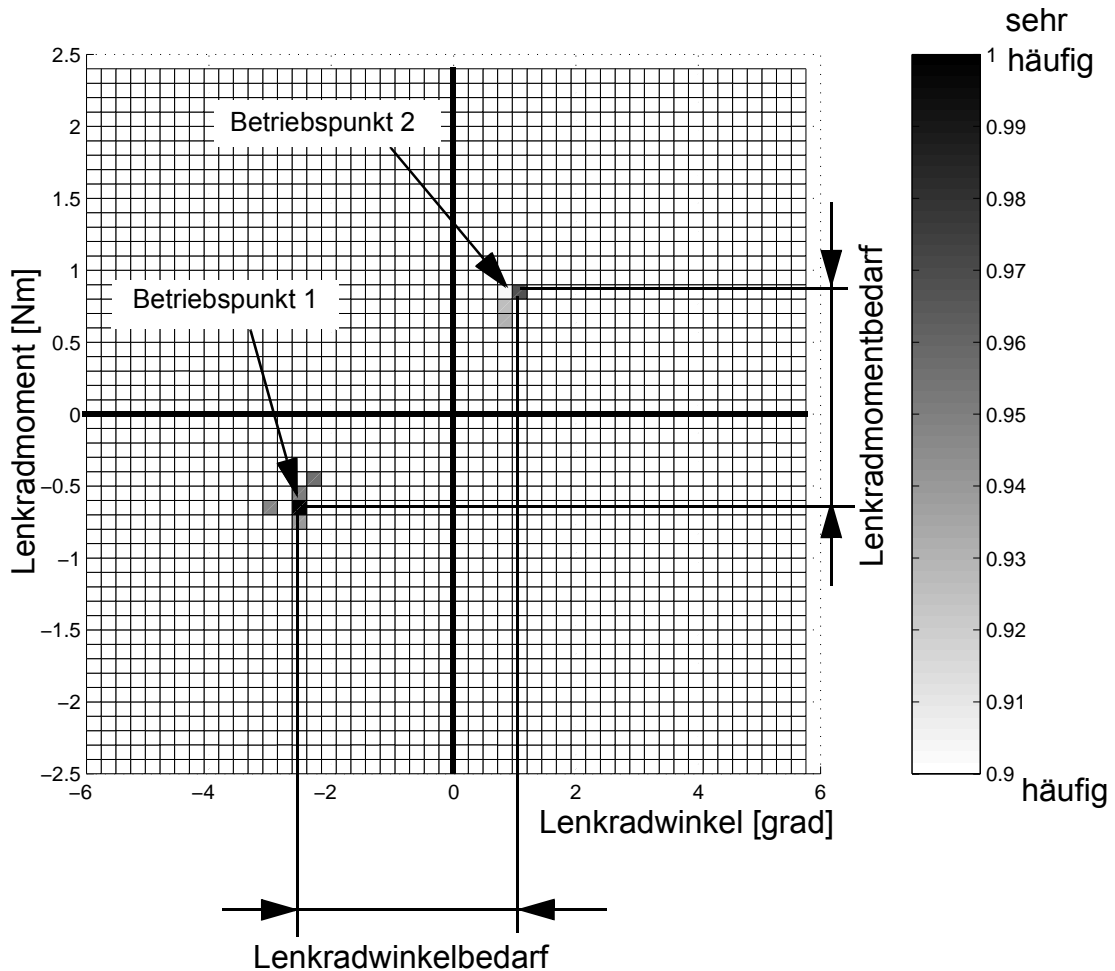


Abb. 2.13: Die Ermittlung von Lenkradwinkelbedarf und Lenkradmomentbedarf. Die Grauwerteskala bezieht sich nur noch auf die Wertepaare, die eine normierte Häufigkeit größer als 0,9 besitzen. Dadurch werden die Gipfel des Gebirges extrahiert. Die Punkte stellen die Modalwerte der bimodalen Verteilung dar. Der Lenkradwinkelbedarf  $\Delta\delta_H$  und der Lenkradmomentbedarf  $\Delta M_H$  läßt sich jetzt durch den vertikalen und horizontalen Abstand zweier Punkte bestimmen.

radwinkel 0,2 grad und für das Lenkradmoment 0,1 Nm. Es kann beobachtet werden, daß sich fahrerunabhängig immer eine bimodale Verteilung ergibt. Der Grund für diese bimodale Verteilung besteht darin, daß die B10 innerhalb der gradeauslaufrelevanten

<sup>1</sup>. Die Zahlenwerte für die Gier- und Lenkgeschwindigkeitsschwelle wurden in Straßen- und Fahr Simulatorversuchen ermittelt. Siehe hierzu Anhang A2.2.1 und [Dettki 1997].



Streckenabschnitte Fahrbahnen besitzt, die sowohl nach rechts und auch nach links quergeneigt sind.

Mit diesem Kennwert nach Gleichung (2.1) wird der Konflikt erkennbar, der bei der Ausgestaltung der Servounterstützung um die Lenkradmittelstellung auftritt. Setzt die Servounterstützung beim Lenken aus der Mittelstellung früh ein, wird das Lenkgefühl schlecht beurteilt, da der Lenkradmomentenanstieg sehr flach verläuft und somit die Lenkungsmitte kaum zu erfühlen ist. Setzt die Servounterstützung spät ein, ist die Lenkungsmitte deutlich spürbar, allerdings ist dies mit einem hohen Wert für die Lenkarbeit in Kauf zu nehmen. Der Fahrer wird dies auf Dauer unkomfortabel finden, wenn er auf gerade verlaufenden Autobahnstrecken das Lenkrad permanent mit einem Lenkradmoment, bedingt durch die Querneigung, gegenhalten muß. Erfahrungswerte, die einen guten Kompromiß darstellen, sind der Tabelle 4.1 zu entnehmen.

Der Vorteil dieses Kennwerts besteht in der einfachen Ermittlung und der Fahrerunabhängigkeit. Die Fahrerunabhängigkeit wird allerdings erst erreicht, wenn sich der Fahrer selbst an die Strecke gewöhnt hat. Es wird deshalb empfohlen, die Strecke dreimal zu befahren und nur die dritte Messung zur Ermittlung der Lenkarbeit heranzuziehen. Der Nachteil dieses Kennwerts besteht in der Streckenabhängigkeit. Dadurch daß sich der Abstand der Betriebspunkte durch die nach links und die nach rechts quergeneigte Fahrbahn ergibt, ist eine direkte Abhängigkeit von der Strecke und deren Querneigung gegeben. Die Vergleichbarkeit von mehreren Fahrzeugen auf ein und derselben Strecke ist aber gegeben.

### **2.2.1.2 Lenkkorrekturtätigkeit**

Ein Maß für die Lenkkorrekturtätigkeit stellt der Teileffektivwert des Lenkradwinkels dar. Die Vorgehensweise, die Lenkkorrekturtätigkeit mit dem Teileffektivwert zu beschreiben, wurde schon häufig angewendet und beschrieben. In [Kreil et al. 1968] wird die spektrale Leistungsdichte der Steuerknüppelbewegungen eines Flugzeugs berechnet, um das Regelverhalten der Piloten zu beschreiben und zu beurteilen. In den Arbeiten von [Ehlich et al. 1985], [Deppermann 1989] und [Engels 1994] wird mit Hilfe des

Teileffektivwertes das Geradeauslaufvermögen des Fahrzeugs indirekt über den dazu vom Fahrer aufzubringenden Lenkaufwand bewertet. In der Literatur werden mehrere Möglichkeiten genannt, wie sich Teileffektivwerte berechnen lassen. Dies könnte der Grund für viele, zum Teil widersprüchliche und nur schwer vergleichbare Werte sein.

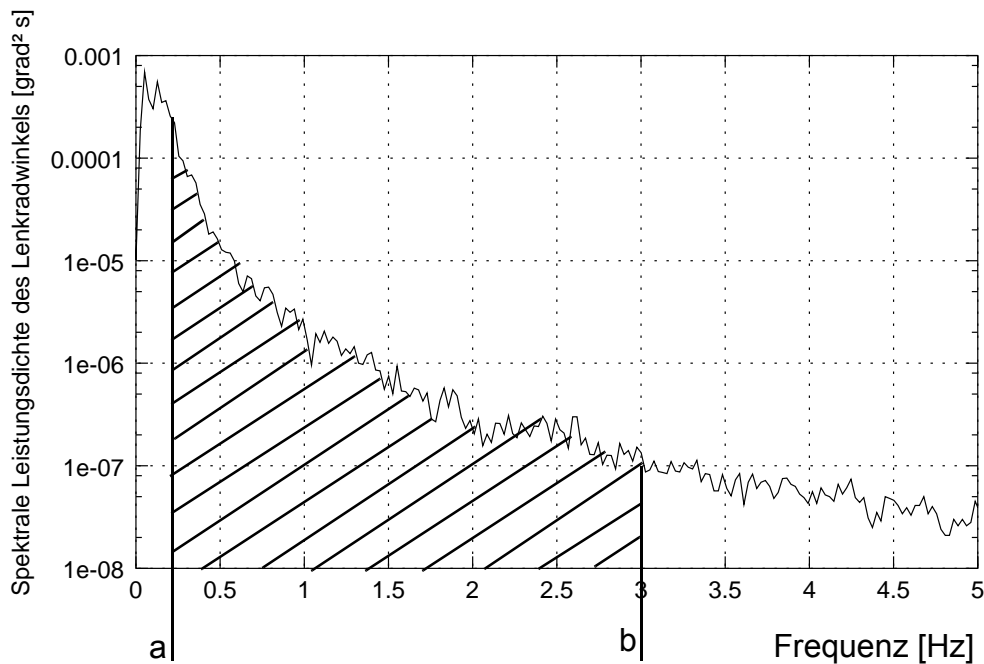


Abb. 2.14: Die Ermittlung des Teileffektivwertes aus der spektralen Leistungsdichte des Lenkradwinkels zwischen den Frequenzen a und b.

In umfangreichen Felduntersuchungen [Hüsken 1996] hat sich gezeigt, daß sich innerhalb des Frequenzbereichs von 0,2 bis 3,0 Hz (siehe Abbildung 2.14) Korrelationen zum subjektiven Empfinden des Lenkkorrekturaufwands feststellen lassen. Der Frequenzbereich von 0,2 bis 3,0 Hz wird noch einmal unterteilt in einen Bereich von 0,2 bis 1,5 Hz und in einen zweiten Bereich von 1,5 bis 3,0 Hz. Der niederfrequente Bereich beschreibt die langsamen und stetigen Korrekturbewegungen. Der Bereich von 1,5 bis 3,0 Hz beschreibt die kurzen, eher un stetigen Lenkkorrekturbewegungen. Es kann beobachtet werden, daß es Fahrzeuge gibt, die nur in einem Bereich hohe Energieanteile besitzen. Um sehr gute subjektive Beurteilungen zu erhalten, muß ein Fahrzeug in beiden Frequenzbereichen möglichst niedrige Teileffektivwerte aufweisen. Die Untersuchung hat allerdings auch gezeigt, daß je Fahrzeug mindestens 5 Probanden

die Versuchsstrecke (B10: 12 km Länge) mindestens dreimal befahren mußten, um robuste Mittelwerte für die Teileffektivwerte zu erhalten. Durch die Meßwiederholungen und die Mindestanzahl von Probanden gelang es, ein Signifikanzniveau von etwa 0,15 (15% Irrtumswahrscheinlichkeit) zu erreichen. Betrug die Windgeschwindigkeit mehr als 4 m/s, konnten bis zu doppelt so hohe Teileffektivwerte festgestellt werden. Da die Fahrten auf öffentlichen Straßen durchgeführt wurden, konnte auch eine Abhängigkeit von der Verkehrsdichte (Anzahl der Lkw-Überholungen) festgestellt werden. Die Formel zur Berechnung des Teileffektivwertes lautet

$$\tilde{\delta}_H = \sqrt{\int_a^b \Phi_{\delta_H}(f) df} \quad (2.4)$$

mit  $\Phi_{\delta_H}$  als spektraler Leistungsdichte des Lenkradwinkels. Bei der Berechnung der spektralen Leistungsdichte wird eine Fourieranalyse durchgeführt. Das Lenkradwinkelsignal steht mit einer Abtastrate von 100 Hz zur Verfügung. Das Zeitsignal ist zirka 430 Sekunden lang (B10; 12 km lang;  $v=100$  km/h). Das Signal wurde hochpaßgefiltert mit einer Eckfrequenz von 0,05 Hz. Dadurch wird gewährleistet, daß die Lenktätigkeit, die zum Folgen des Straßenverlaufs durchgeführt werden muß, sich nicht bestimmend auf den Teileffektivwert auswirkt. Die Daten werden dann in 40 Segmente mit je 2048 Abtastwerten und einer 50-prozentigen Überlappung unterteilt. Unter vorheriger Anwendung eines Welch-Filters<sup>1</sup> auf jedes Segment wurde die Fourieranalyse durchgeführt. Die spektrale Leistungsdichte liegt dann in einer Auflösung von 0,025 Hz vor, und zirka 96% (etwa 4% Datenverlust) der Daten können berücksichtigt werden.

Um diesen Kennwert nach Gleichung (2.4) robust generieren zu können, erfordert es sehr aufwendige Felduntersuchungen. Der Kennwert ist strecken- und fahrerabhängig. Die Umweltbedingungen und die Berechnungsmethode sollten sorgfältig dokumentiert werden. Fahrversuche, die bei höheren Windgeschwindigkeiten als 1 m/s durchgeführt werden, liefern keine brauchbaren Kennwerte. In Kapitel 2.1.2 wurde gezeigt, daß es bei Windgeschwindigkeiten von 2 m/s bereits zu Kursabweichungen kommt.

---

<sup>1</sup>. Hier könnte genauso gut ein Bartlett- oder Hann-Filter eingesetzt werden. Wichtig ist, daß das Segment durch das Filter "weich" ein- und ausgeblendet wird, so daß nach der Fourieranalyse keine höheren Frequenzanteile fälschlicherweise dem zu untersuchenden Signal zugeschrieben werden.

In Tabelle 4.1 sind Zahlenwerte für diesen Kennwert nachzulesen, die beim Befahren der B10 mit  $v=100$  km/h ermittelt wurden.

## 2.2.2 Fahrzeugeigenbewegungen

Ein Fahrzeug, das mit hoher Geschwindigkeit auf einer geraden Strecke gefahren wird, benötigt in aller Regel sehr geringe Lenkkorrekturen. In den vorangehenden Kapiteln wurde beschrieben, wie diese Lenkkorrekturen quantifiziert werden können, um den Lenkaufwand zu beschreiben. Ein anderer Ansatz ist, das Lenkrad festzuhalten<sup>1</sup> und die Fahrzeugeigenbewegungen zu beobachten. Unter Fahrzeugeigenbewegung wird hier das Gieren um die Hochachse verstanden. Je nach Giereigenfrequenz und aerodynamischer Gestaltung der Fahrzeugkarosserie kann eine Giertätigkeit des Fahrzeugs beobachtet werden, ohne daß der Fahrer Lenkbewegungen ausführt. Dieses Phänomen wird auch als Tigern bezeichnet.

Diese Giertätigkeit kann mit dem Teileffektivwert der Giergeschwindigkeit  $\dot{\tilde{\psi}}$  beschrieben werden. Je höher dieser ausfällt, um so intensiver sind die Giereigenbewegungen des Fahrzeugs:

$$\dot{\tilde{\psi}} = \sqrt{\int_a^b \Phi_{\dot{\psi}}(f) df} \quad . \quad (2.5)$$

In Gleichung (2.5) stellt  $\Phi_{\dot{\psi}}$  die spektrale Leistungsdichte der Giergeschwindigkeit dar. Die Werte der spektralen Leistungsdichte werden von  $a=0,2$  Hz bis  $b=1,5$  Hz aufintegriert. Bei den durchgeführten Felduntersuchungen zeigte sich, daß höhere Gierfrequenzen mit ihren geringeren Energieanteilen nicht mehr vom Fahrer wahrgenommen werden. Bei der Berechnung der spektralen Leistungsdichte wird eine Fourieranalyse

---

1. Ein Manöver, bei dem das Lenkrad festgehalten wird und die Fahrzeugreaktionen beobachtet werden, wird mit open-loop fixed-control beschrieben. Streng genommen wurden hier die Fahrten aufgrund der endlichen Teststreckenbreite nicht mit festgehaltenem Lenkrad durchgeführt. Vielmehr wurde es nur solange festgehalten, bis das Fahrzeug drohte, das Testgelände zu verlassen. Dann wurde das Fahrzeug mit langsamen Lenkkorrekturbewegungen wieder auf Geradeauskurs gebracht und das Lenkrad fixiert.

ähnlich wie in Kapitel 2.2.1.2 durchgeführt. Das Giergeschwindigkeitssignal steht mit einer Abtastrate von 100 Hz zur Verfügung. Das Zeitsignal ist zirka 85 Sekunden lang (Testgelände Ehra: Gerade; 4,5 km lang;  $v=190$  km/h). Um zu verhindern, daß die niederfrequenten Lenkkorrekturbewegungen sich auf das Giergeschwindigkeitssignal auswirken, wurden die gemessenen Größen mit einer Eckfrequenz von 0,05 Hz hochpaßgefiltert. Die Daten werden dann in 28 Segmente mit je 512 Abtastwerten und einer 50 prozentigen Überlappung unterteilt. Unter voriger Anwendung eines Welch-Filters auf jedes Segment wurde die Fourieranalyse durchgeführt. Die spektrale Leistungsdichte liegt dann in einer Auflösung von 0,1 Hz vor, wobei etwa 86% der Daten berücksichtigt werden können.

Dadurch, daß die Fahrten mit der angegebenen Meßdauer von etwa 85 Sekunden nicht mit permanent festgehaltenem Lenkrad durchgeführt werden können, sind die Kennwerte geringfügig vom Fahrereinfluß geprägt. Den größten Störeinfluß stellt der Wind dar. Dies konnte bereits bei dem Kennwert für die Lenkkorrekturen (siehe Kapitel 2.2.1.2) festgestellt werden. Die meßbaren Windgeschwindigkeiten sollten daher protokolliert werden. Wenn die Windgeschwindigkeiten unter 1,0 m/s betragen, sind die Meßbedingungen für dieses Manöver ausreichend gut. Eine Streckenabhängigkeit der Kennwerte ist ebenso vorhanden, da die Fahrzeuge innerhalb der Meßzeit in Abhängigkeit von der vorliegenden Querneigung häufiger die Fahrbahn verlassen würden und dadurch wiederum häufiger ein Fahrereingriff notwendig wäre.

### **2.2.3 Das Weave-Manöver**

Das Weave-Manöver dient zur Beschreibung der Phänomene beim Lenken um die Lenkradmittelstellung. Die abgeleiteten Kenngrößen eignen sich zur Beschreibung des Lenkgefühls und der Lenkpräzision. In [Norman 1984] und [Farrer 1993] werden dieses Manöver und die dazugehörigen Kennwerte beschrieben. Während Norman mehrere Fahrzeuge unterschiedlichster Gewichtsklassen untersuchte und die Kennwerte mit Vertrauensintervallen klassierte, beschäftigte sich Farrer während seiner Untersuchungen mehrheitlich mit der Korrelation der Kennwerte mit den Subjektivurteilen der Fahrer.

In der internationalen Arbeitsgruppe ISO/TC 22/SC 9 WG 7 erfolgte die Formulierung eines Vorschlags zur Standardisierung der Beschreibung des Lenkens um die Lenkradmittlestellung (Test method for the quantification of on-centre handling). Dort einigte man sich auf folgende Grenzwerte.

Bei der Durchführung des Tests muß darauf geachtet werden, daß externe Störungen wie Wind oder Straßenunebenheiten vermieden werden. Die Windgeschwindigkeit sollte idealerweise nicht mehr als 1,5 m/s betragen. Die Querneigung der Teststrecke sollte weniger als 1 % betragen. Die Oberfläche soll eben und glatt sein. Da der Einfluß der verwendeten Reifen erheblich sein kann, muß darauf geachtet werden, daß die Reifen ausreichend eingerollt sind (neue Reifen sind unbedingt zu vermeiden; sie sollten mindestens 1 000 km Laufleistung besitzen). Sämtliche Räder müssen ausgewuchtet sein, da sonst störende Lenkradvibrationen und somit ein verrauschtes Lenkradmomentensignal die Folge sein könnte. Mit diesen Randbedingungen wird das Weave-Manöver gefahren. Das Lenkrad wird dabei sinusförmig mit einer Frequenz von  $0,2 \text{ Hz} \pm 10\%$  bei einer konstanten Längsgeschwindigkeit von  $v = 100 \text{ km/h} \pm 3\%$  bewegt. Mit dieser Frequenz werden typischerweise langsame Korrekturbewegungen beim Befahren auf geraden Streckenabschnitten durchgeführt, wenn die Fahrgeschwindigkeit zirka 100 km/h beträgt (vergleiche Abbildung 2.14). Die Lenkamplitude muß zuvor in einigen Testläufen ermittelt werden, denn sie ist so zu wählen, daß die Amplitude der Querbeschleunigung betragsmäßig  $2 \text{ m/s}^2 \pm 10\%$  nicht übersteigt. Um möglichst reproduzierbare Zahlenwerte zu erhalten, sind mindestens 8 Perioden erforderlich, was einer Meßzeit von etwa 40 s entspricht (siehe Abbildung 2.15). Besteht nicht die Möglichkeit, die 8 Perioden kontinuierlich innerhalb einer Messung zu erfassen (hierzu ist eine Teststreckenlänge von zirka 1 500 m inklusive Beschleunigungs- und Verzögerungsstrecke notwendig), können auch mehrere kürzere Messungen durchgeführt werden. Dann sind aber bei einer Messung mindestens 4 Perioden kontinuierlich zu erfassen und mindestens 20 Perioden insgesamt zur Auswertung heranzuziehen. Um die Lenkfrequenz und die ermittelte Lenkamplitude (je nach Lenkübersetzung und verbauten Elastizitäten zwischen 10 und 30 grad) exakt einhalten zu können, bietet es sich an, eine Lenkmaschine zu benutzen. Werden die Lenkeingaben manuell durchgeführt, können im Abstand von 69,45 m aufgestellte Pylone dem Fahrer helfen, die erforderliche Lenkfrequenz einzuhalten. Die Lenkradwinkelein-

gaben haben so gut wie möglich in Sinusform (kein dreieckiger Lenkradwinkelverlauf) zu erfolgen, da die Kennwerte von der Lenkgeschwindigkeit abhängig sind.

Tabelle 2.2: Meßgrößen, Meßbereiche und Meßgenauigkeit beim Weave-Manöver

	Arbeitsbereich	Mindestauflösung
Lenkradwinkel	$\pm 50$ grad	0,1 grad
Lenkradmoment	$\pm 10$ Nm	0,1 Nm
Giergeschwindigkeit	$\pm 10$ grad/s	0,1 grad/s
Längsgeschwindigkeit	0 - 50 m/s	0,5 m/s
Querbesehleunigung	$\pm 5$ m/s <sup>2</sup>	0,1 m/s <sup>2</sup>
Lenkgeschwindigkeit	$\pm 100$ grad/s	1 grad/s

Die Tabelle 2.2 zeigt die Meßgrößen, die bei einem Weave-Manöver aufgezeichnet werden. Der Arbeitsbereich und die Mindestauflösung der Meßgrößen sind so gewählt,

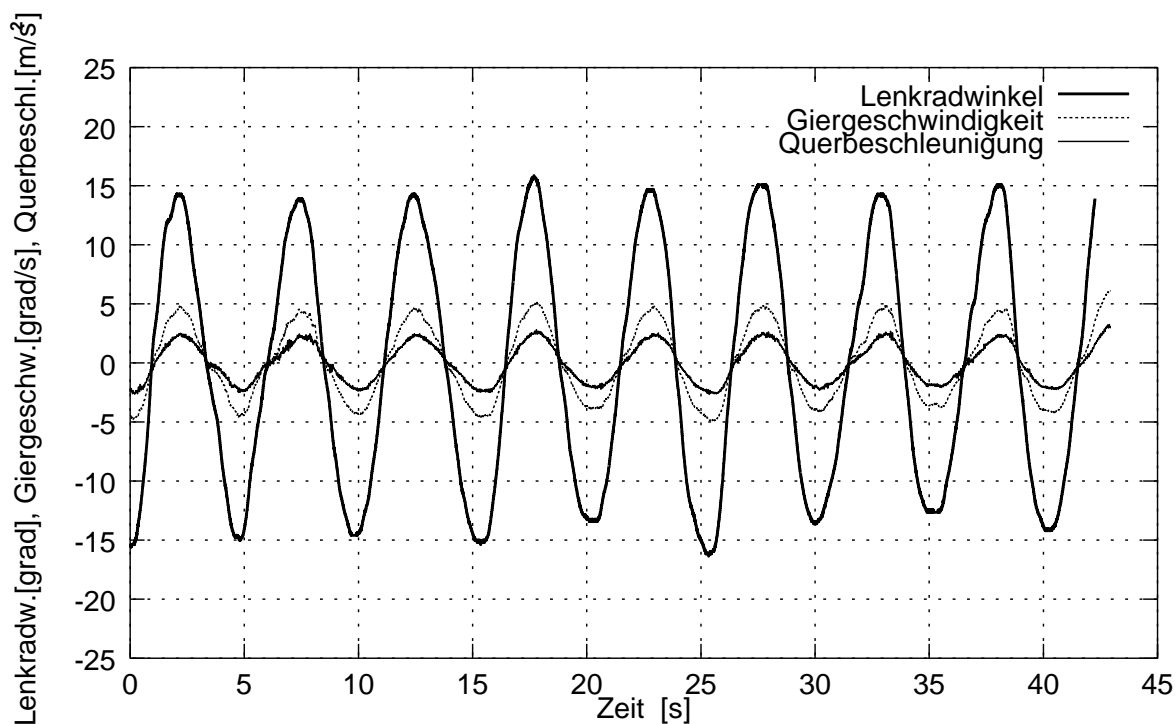


Abb. 2.15: Der Zeitschrieb von Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit und Querbesehleunigung bei einem manuell durchgeführten Weave-Manöver. Bei  $t=40$  s liegen 8 vollständige Perioden vor, die zur Auswertung herangezogen werden können. Die Amplitude der Querbesehleunigung muß betragsmäßig den Wert  $2 \text{ m/s}^2 \pm 10\%$  annehmen.

daß er auch für Geschwindigkeiten bis 180 km/h gültig ist. Das Weave-Manöver kann sehr wohl auch bei höheren Geschwindigkeiten sinnvoll gefahren und ausgewertet werden. Die Standardgeschwindigkeit von 100 km/h sollte jedoch bei jedem zu vermessenden Fahrzeug gefahren werden.

Die in Abbildung 2.15 dargestellten Größen können wie folgt beschrieben werden:

$$\delta_H(t) = \hat{\delta}_H \cdot \sin(\omega t) \quad (2.6)$$

$$\dot{\psi}(t) = \hat{\dot{\psi}} \cdot \sin(\omega(t + T_1)) \quad (2.7)$$

$$a_y(t) = \hat{a}_y \cdot \sin(\omega(t + T_2)) \quad (2.8)$$

Die Giergeschwindigkeit eilt dem Lenkradwinkel um  $T_1$  s und die Querschleunigung um  $T_2$  s nach, was in Abbildung 2.15 noch nicht ausgeprägt erkennbar ist.

### 2.2.3.1 Beschreibung des Lenkgefühls um die Mittellage

Mit den Zeitverläufen der während des Weave-Manövers aufgenommenen Größen lassen sich Hysteresekurven darstellen. Die Hysterese kommt durch die Reibung zustande. Während die Elastizitäten in der Regel gezielt in der Lenkgetriebeanbindung und in den radführenden Lenkerlagern eingebaut werden, ist die Reibung innerhalb des Lenkgetriebes und in den achstragenden Gelenken eine Größe, die kaum vermeidbar und zu minimieren ist, wobei ein Minimum an Reibung wiederum zur Dämpfung von unerwünschten Schwingungen vorteilhaft ist. Der Kraftbedarf für das Lenken aus der Lenkradmittlestellung heraus wird durch den Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradienten sehr gut wiedergegeben. Der Gradient geht als arithmetisches Mittel aus den Gradienten für den Zweig mit den positiven und den negativen Lenkgeschwindigkeiten hervor (siehe Abbildung 2.16 und Gleichungen (2.9) bis (2.11)). Der Gradient für einen einzelnen Zweig wird durch die Steigung einer Ausgleichsgeraden bestimmt. Dabei dürfen nur die Lenkradmomentenwerte durch eine Ausgleichsgerade angenähert



werden, die einen zugehörigen Lenkradwinkel im Bereich von 0 grad bis 10 % des maximal auftretenden Lenkradwinkels besitzen. Dieser Bereich erscheint klein, aber Abbildung 2.18 zeigt, daß bei größeren Bereichen die ermittelte Ausgleichsgerade nicht mehr den Gradient um die Mittellage beschreiben würde, da der Lenkradmomenverlauf bei größeren Lenkradwinkeln sofort abflacht. In der Praxis errechnet man zweckmäßig:

$$m_1 = \left. \frac{\partial M_H}{\partial \delta_H} \right|_{\dot{\delta}_H > 10 \text{ grad/s}, 0 \dots 0,1 \cdot \hat{\delta}_H \text{ grad}} \quad (2.9)$$

$$m_2 = \left. \frac{\partial M_H}{\partial \delta_H} \right|_{\dot{\delta}_H < -10 \text{ grad/s}, 0 \dots -0,1 \cdot \hat{\delta}_H \text{ grad}} \quad (2.10)$$

$$\frac{\partial M_H}{\partial \delta_H} = \frac{1}{2} \cdot (m_1 + m_2) \quad (2.11)$$

Anhand Abbildung 2.16 sei die Gradientenermittlung für ein Fahrzeug im Detail noch

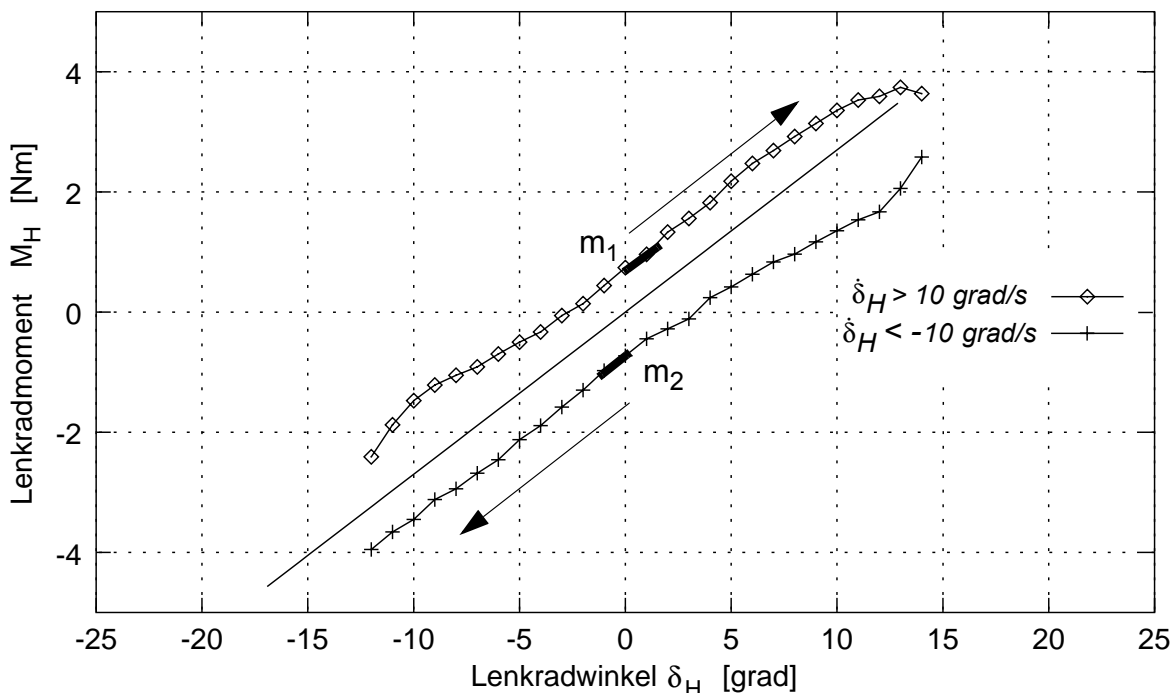


Abb. 2.16: Fahrzeug A: Der Verlauf des Lenkradmoments über dem Lenkradwinkel. Der Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient beträgt 0,28 Nm/grad. Die Meßpunkte oberhalb der Ausgleichsgeraden stellen den Hysteresezweig mit den positiven Lenkgeschwindigkeiten ( $\dot{\delta}_H > 10 \text{ grad/s}$ ) dar. Die Pfeile geben die Richtung an, wie die Hysteresekurve in zeitlicher Abfolge zustandekommt.

einmal beschrieben:

Wird beim Sinuslenken aus der Lenkradmittlestellung heraus nach rechts gelenkt, ergeben sich positive Lenkradwinkel, positive Lenkradmomente und positive Lenkgeschwindigkeiten. Hysteresekurven werden üblicherweise geschlossen dargestellt. Hier wird die Vereinbarung getroffen, daß keine Meßpunkte mehr aufgenommen werden, wenn die betragsmäßige Lenkgeschwindigkeit von 10 grad/s unterschritten wird. Dadurch werden von dem Sinusverlauf nur noch die Teilabschnitte berücksichtigt, die einen nahezu linearen Verlauf haben (siehe Abbildung 2.17). Es können dann definierte Endpunkte der Hysteresezweige angegeben und eine Glättung der Meßpunkte in ein-

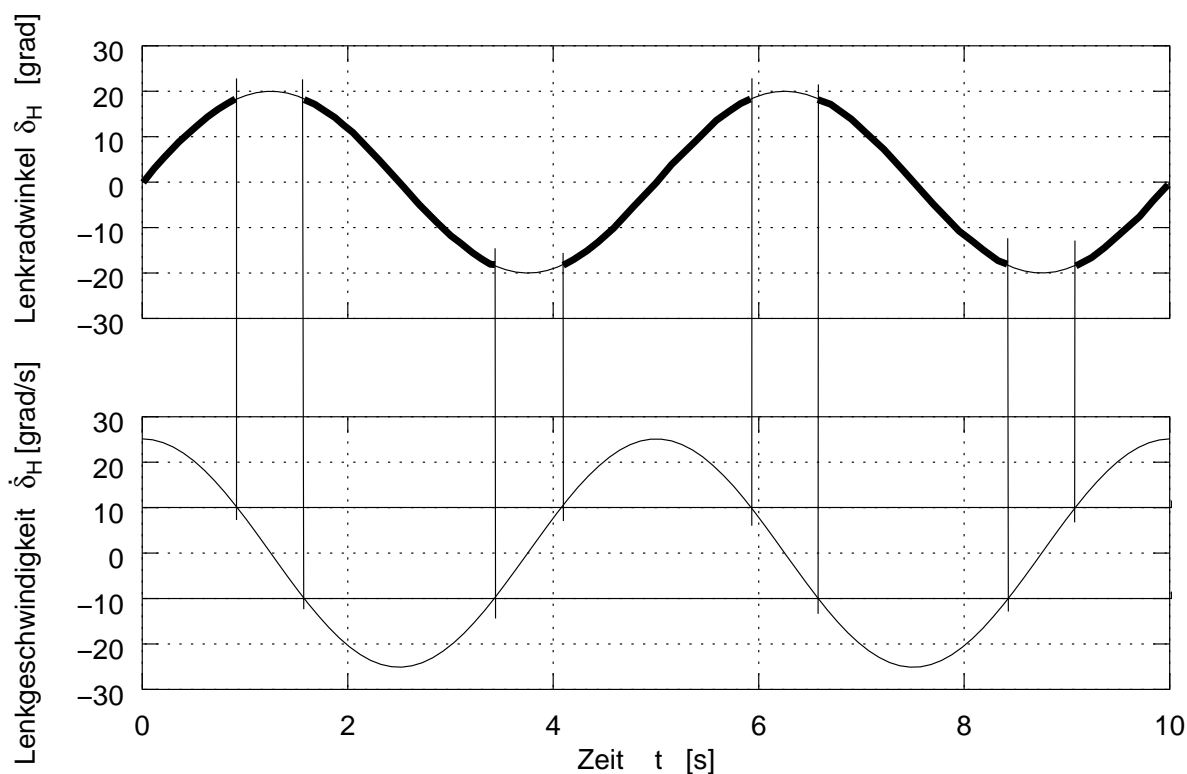


Abb. 2.17: Die Separation der für die Hysteresedarstellung relevanten Lenkradwinkeldaten. Hier wurde ein Weave-Manöver mit einer Lenkamplitude von 20 grad gefahren. Die Lenkfrequenz beträgt 0,2 Hz. Die sich ergebende Lenkgeschwindigkeit ist unter dem Lenkradwinkel dargestellt. Es werden nur die Lenkradwinkeldaten verwendet, bei denen eine Lenkgeschwindigkeit vom Betrag her größer als 10 grad/s vorliegen. Die Hysteresezweige haben dadurch definierte Endpunkte und eine Glättung der Meßpunkte kann in einheitlicher Form durchgeführt werden.

heitlicher Form durchgeführt werden. Das Lenkradmoment fällt beim Umkehrpunkt (Wechsel des Vorzeichens bei der Lenkgeschwindigkeit) um einen Betrag ab und verläuft auf dem unteren Hysteresezweig zurück in Richtung Nullpunkt. Der Betrag, um den

das Lenkradmoment abnimmt, ist ein Maß für die Reibung innerhalb des Lenksystems einschließlich der Achskomponenten und Reifen. Der Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient wird bestimmt, indem zunächst die Gradienten  $m_1$  und  $m_2$  der einzelnen Zweige bestimmt werden. Dies geschieht innerhalb der Lenkradwinkel von 0 Grad bis 10% des maximalen Lenkradwinkels. In diesem Fall für den oberen Hysteresezweig von 0 Grad bis zirka 1,4 Grad und für den unteren Hysteresezweig von 0 Grad bis zirka -1,3 Grad. Die Asymmetrie liegt hier in der asymmetrischen Ballastierung begründet. Der angegebene Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient von 0,28 Nm/Grad ergibt sich schließlich gemäß Gleichung (2.11) als das arithmetische Mittel von  $m_1$  und  $m_2$ . Es folgen noch die Hysteresekurven für die Fahrzeuge B und C. Aus Tabelle 2.3 gehen wesentliche Daten der Fahrzeuge bezüglich ihrer Masse, Geometrie und Lenkung hervor. Die drei Fahrzeuge gehören unterschiedlichen Fahrzeugkategorien an. Fahrzeug A ist ein frontgetriebener Kompaktwagen mit geringem Gewicht und Radstand. Die Vorderachslast ist mit 62% ausgeprägt, was bei frontgetriebenen Fahrzeugen üblich ist. Fahrzeug B ist ein zweisitziger Sportwagen mit Heckantrieb. Das hohe Fahrzeuggewicht und das hohe Massenträgheitsmoment um die Hochachse weisen darauf hin, daß es sich um ein Modell mit großvolumigen Motor handelt. Das Fahrzeug C ist eine Reiselimousine der gehobenen Mittelklasse. Es hat den größten Radstand und das größte Massenträgheitsmoment um die Hochachse. Die Vorderachslast ist genauso wie bei dem Sportwagen geringfügig höher als die Hinterachslast.

Tabelle 2.3: Basisdaten der Fahrzeuge für Masse, Geometrie und Lenkung

	A Kompakt	B Sport	C Limousine
Masse [kg]	1245	1910	1905
Radstand [m]	2,44	2,52	2,73
Lenkübersetzung [-]	15,7	15,5	15,2
Massenträgheitsmoment um die Hochachse [kg m <sup>2</sup> ]	1200	2750	3300
Achslastverteilung VA/HA [%]	62/38	52/48	52/48

Alle drei Fahrzeuge besitzen nahezu die gleiche Lenkübersetzung. Bei aktuell käuflichen Fahrzeugen sind Lenkübersetzungen von 14 bis 21 üblich. Um zu verdeutlichen,

wie sich selbst bei sehr ähnlichen Lenkübersetzungen das Lenkgefühl und die Fahrzeugreaktionen unterscheiden, wurden diese drei Fahrzeuge ausgewählt.

Weitere Kennwerte, die das Lenkgefühl beschreiben, sind die Hysteresenhöhe (HH) und die Hysteresenbreite (HB). Aus Abbildung 2.19 geht hervor, wie diese Werte aus der Hysteresenkurve zu ermitteln sind. Die Hysteresenhöhe ist ein Kennwert für die Reibung des Lenksystems einschließlich der Achskomponenten und der Reifen. Die Hysteresenbreite ist ein Maß für die Rücklaufwilligkeit des Lenkrads.

Tabelle 2.4: Kennwerte für das Lenkgefühl

	A Kompakt	B Sport	C Limousine
Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient [Nm/grad]	0,28	0,45	0,27
Hysteresenhöhe [Nm]	1,43	0,51	1,31
Hysteresenbreite [grad]	5,33	1,50	5,00

Die Tabelle 2.4 faßt die Kennwerte für die drei Fahrzeuge zusammen. Offensichtlich wird das Lenkgefühl umso besser, je geringer die Reibung (je geringer die Hysteresenhöhe) ist. Dies gilt aber in dieser einfachen Weise nur so lange, wie die geringe Reibung nicht andere, unter Umständen sehr unangenehme Effekte wie Lenkradzittern bei Eigenresonanz hervorruft. Die Rücklaufwilligkeit ist sehr hoch, wenn die Hysteresenbreite sehr gering ist. Das bedeutet, daß das Lenkrad nahezu von selbst in seine Mittelstellung zurückdrehen würde ohne weiteres Zutun seitens des Fahrers.

Anhand der Tabellenwerte ist die außerordentliche Stellung des Sportwagens sichtbar. Die Lenkung hat eine sehr ausgeprägte Mittenzentrierung, welche sich in dem hohen Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient niederschlägt. Die Rücklaufwilligkeit ist sehr hoch und die Reibung sehr gering. Fahrzeug A und Fahrzeug C sind sich nach obigen Kennwerten sehr ähnlich, was das Lenkgefühl um die Lenkradmittelstellung herum betrifft.

Bei einem Fahrsimulatorversuch [Dettki 1997] mit 49 Probanden wurde versucht, einen optimalen Bereich für den Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradienten anzugeben. Der Bereich, der von den meisten Fahrern als angenehm empfunden wurde, lag bei

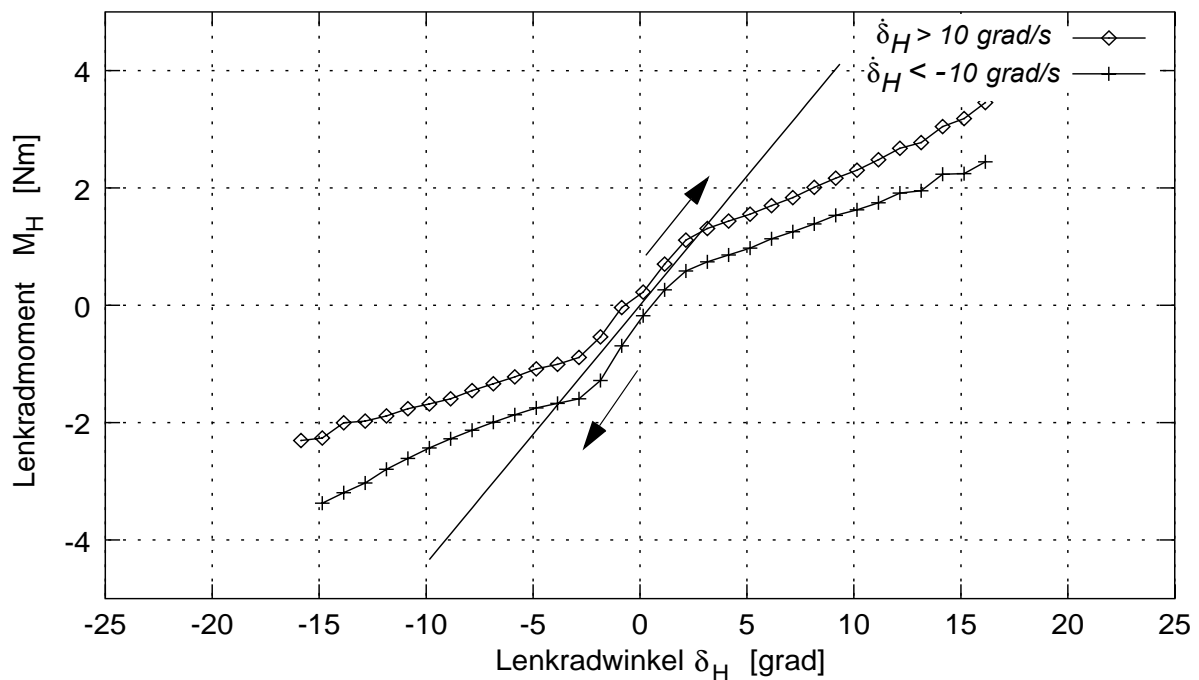


Abb. 2.18: Fahrzeug B: Der Verlauf des Lenkradmoments über dem Lenkradwinkel. Der Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient beträgt 0,45 Nm/grad.

0,22 bis 0,35 Nm/grad (siehe auch Abbildung 2.20). Lagen die Gradienten höher, wurde die Lenkung dieser Fahrzeuge häufig als zu eckig, schwergängig, rastend oder unharmonisch empfunden. Lagen die Gradienten niedriger, wurde die Lenkung mit den Eigenschaften schwammig, zu indirekt, zu leichtgängig oder unpräzise beschrieben. Ausgehend von diesem Zielbereich besitzen die Fahrzeuge A und C einen sehr guten Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradienten. Die Problematik bei zu hohen Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradienten zeigt Abbildung 2.20, in welcher die Charakteristik von Fahrzeug B ausführlich dargestellt wird.

Dort sind der Verlauf des Lenkradmoments über dem Lenkradwinkel, die Steigung des Lenkradmomentenverlaufs über dem Lenkradwinkel und darunter die Krümmung des Lenkradmomentenverlaufs über dem Lenkradwinkel aufgetragen. Sicherlich ist es von Vorteil, wenn der Fahrer die Geradeausstellung aufgrund einer ausgeprägten Mittenzentrierung erfahren kann. Ein naheliegender Nachteil besteht in relativ hohen Handkräften bei gerade verlaufenden, allerdings quergeneigten Autobahnen. Um das Fahrzeug daran zu hindern, der Fahrbahnquerneigung folgend die Straße zu verlassen, sind nur kleine Lenkradwinkel, aber bereits hohe Lenkradmomente notwendig. Bei einer sehr ausgeprägten Mittenzentrierung, wie sie bei Fahrzeug B vorliegt, er-

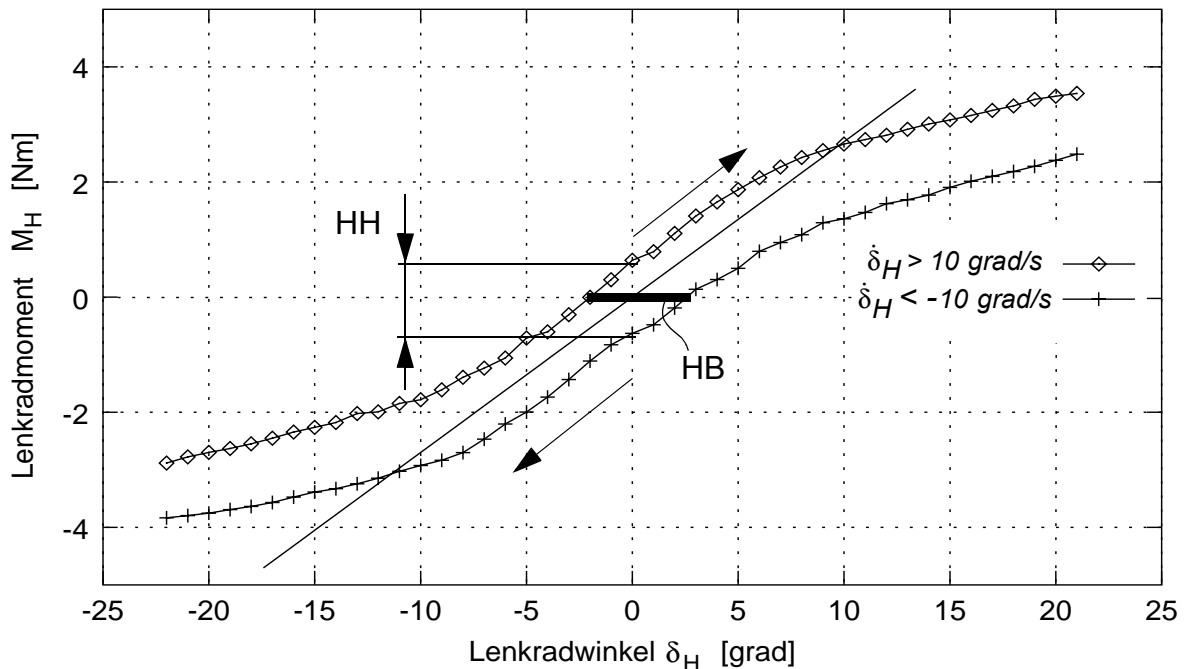


Abb. 2.19: Fahrzeug C: Der Verlauf des Lenkradmoments über dem Lenkradwinkel. Der Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient beträgt 0,27 Nm/grad. Die Hysteresenhöhe (HH) ist ein Maß für die Reibung, und die Hysteresenbreite (HB) ist ein Maß für die Rücklaufwilligkeit.

scheint es dem Fahrer auf Dauer mühevoll, ständig ein solch hohes Lenkradmoment aufzubringen.

Ein weiterer Nachteil liegt in dem nahezu zwangsläufigen, weiteren eckigen Verlauf des Lenkradmoments begründet, da die Handkraftbegrenzung<sup>1</sup> nicht überschritten werden darf. Viele Fahrzeughersteller streben bei ihrer Servolenkung eine Handkraftbegrenzung zwischen 3 und 6 Nm an. Das heißt, daß der Fahrer in keinem Fall mehr als zirka 6 Nm aufbringen muß, um sein Lenkrad zu bewegen. Bei dem Fahrzeug B liegt die Handkraftbegrenzung bei etwa 4,5 Nm. Das bedeutet, daß die Steigung von den anfänglichen 0,45 Nm/grad drastisch verringert werden muß, um nicht bei größeren Lenkradwinkeln über die geforderte maximale Handkraft hinaus zu gelangen. Diese drastische Verringerung läßt sich in Abbildung 2.20 b) gut erkennen, wo der Gradient von zirka 0,45 Nm/grad innerhalb von nur 3 grad Lenkradwinkel auf zirka 0,15 Nm/grad absinkt. Dieses unharmonische Abknicken des Lenkradmomentenver-

<sup>1</sup>. Die Bezeichnung Handkraftbegrenzung ist nicht exakt richtig, da es sich eigentlich um eine Momentbegrenzung handelt. Aufgrund der gängigen Bezeichnung wird sie aber hier beibehalten.

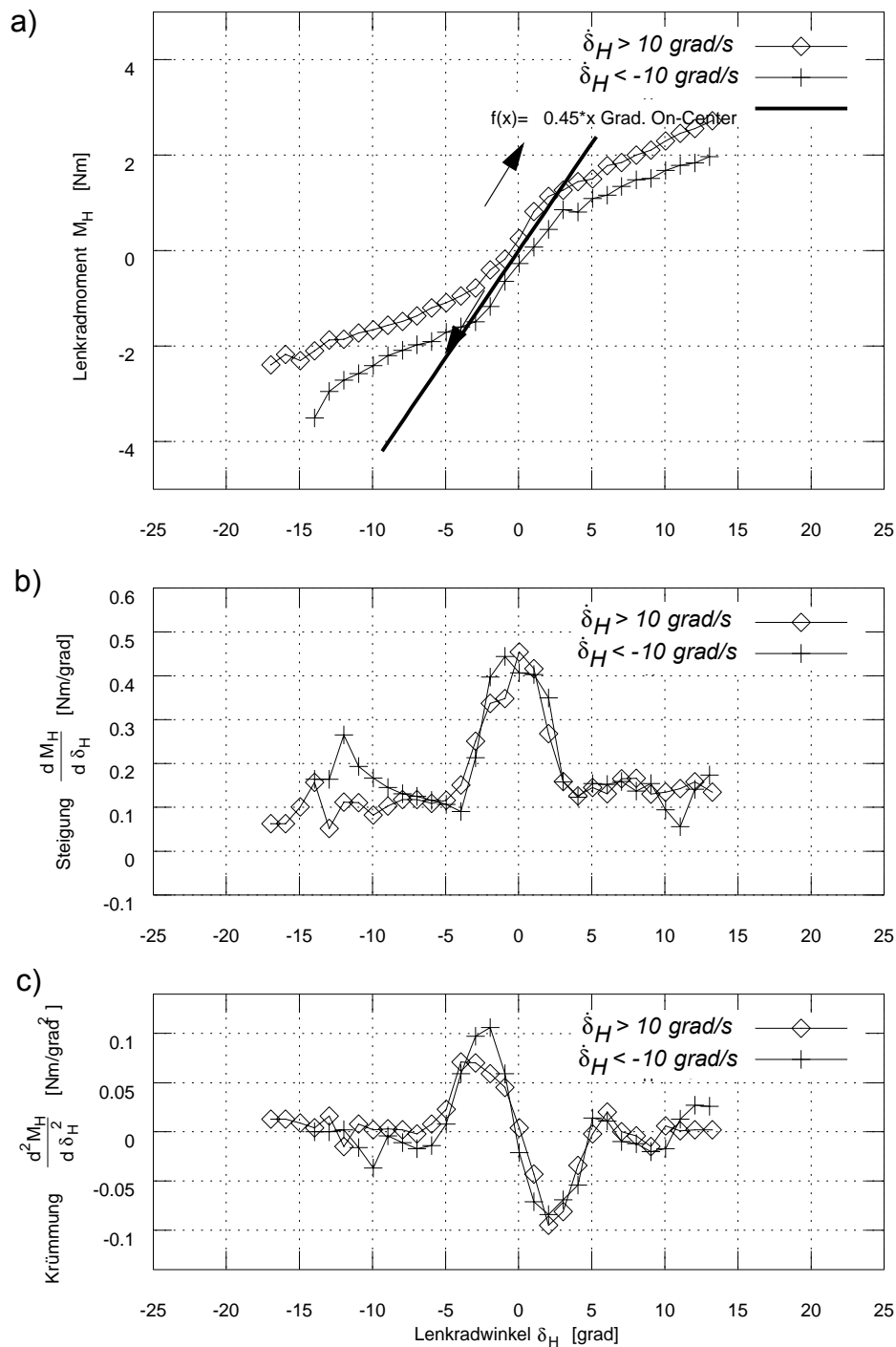


Abb. 2.20: Fahrzeug B: a) Verlauf des Lenkradmoments über dem Lenkradwinkel. b) Verlauf der Lenkradmomentensteigung über dem Lenkradwinkel. Es wird der empirische Grenzwert von 0,35 Nm/grad überschritten. Der Lenkradmomentenverlauf wird als rastend empfunden. c) Verlauf der Lenkradmomentenkrümmung über dem Lenkradwinkel. Fahrzeug B überschreitet den empirischen Grenzwert von 0,05 Nm/grad<sup>2</sup>. Der Lenkradmomentenverlauf wird als eckig und unharmonisch empfunden.

laufs äußert sich in einer maximalen Krümmung von etwa  $0,1 \text{ Nm/grad}^2$  (siehe Abbildung 2.20 c)). Aus der Erfahrung der bereits erwähnten Fahrsimulatoruntersuchung heraus, werden maximale Krümmungswerte von  $0,05 \text{ Nm/grad}^2$  noch akzeptiert und als harmonisch empfunden. Dieser empirische Grenzwert wird in Tabelle 4.2 für die Eckigkeit festgehalten.

### 2.2.3.2 Beschreibung der Fahrzeugreaktion beim Lenken um die Mittellage

Die in Tabelle 2.4 zusammengefassten Zahlenwerte für das Lenkgefühl lassen den Schluß zu, daß Fahrzeug A und Fahrzeug C sich bezüglich des Lenkens um die Mittellage ähnlich anfühlen müßten. Dies könnte wahrscheinlich auch von Probanden bestätigt werden, die in einem Laborversuch auf einem sich nicht bewegenden Stuhl sitzen und die Aufgabe haben, das Lenkgefühl zu beschreiben, wenn sie das vor ihnen angebrachte Lenkrad bewegen.

Jedoch nimmt der Fahrer in einem realen Fahrzeug bei seinem Lenkvorgang die Drehung seines Fahrzeugs um die Hochachse wahr. Um zu beurteilen, wie gut das Fahrzeug die Lenkbewegungen um die Lenkradmittlestellung umsetzt, erscheint es sinnvoll beim Weave-Manöver, die Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel aufzutragen. Der Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient wird analog zu dem Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient berechnet:

$$m_1 = \left. \frac{\partial \dot{\psi}}{\partial \delta_H} \right|_{\dot{\delta}_H > 10 \text{ grad/s}, 0 \dots 0, 2 \cdot \hat{\delta}_H \text{ grad}} \quad (2.12)$$

$$m_2 = \left. \frac{\partial \dot{\psi}}{\partial \delta_H} \right|_{\dot{\delta}_H < -10 \text{ grad/s}, 0 \dots -0, 2 \cdot \hat{\delta}_H \text{ grad}} \quad (2.13)$$

$$\frac{\partial \dot{\psi}}{\partial \delta_H} = \frac{1}{2} \cdot (m_1 + m_2) \quad (2.14)$$

Es werden also auch zuerst die Gradienten für die einzelnen Hysteresenzweige ermittelt. Jedoch gibt es einen wesentlichen Unterschied: In die Gradientenermittlung wer-



den hier Giergeschwindigkeiten einbezogen, deren zugehörige Lenkradwinkel zwischen 0 grad und 20 % (bei dem Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient 10 %) der maximal auftretenden Lenkradwinkel liegen. Die Gradientenermittlung kann dadurch stabilere Werte (geringere Streuungen) liefern.

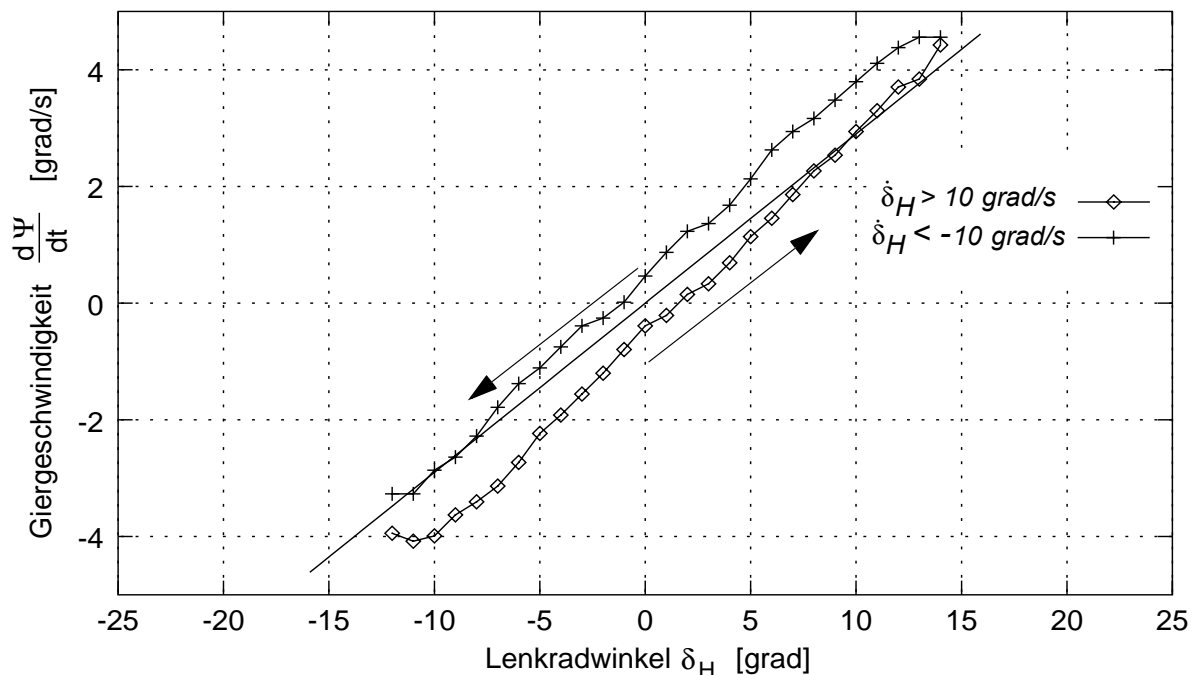


Abb. 2.21: Fahrzeug A: Der Verlauf der Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel bei  $v=100$  km/h. Der Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient beträgt  $0,29$  1/s.

Aus den Abbildungen 2.21, 2.22 und 2.23 gehen die Verläufe der Giergeschwindigkeiten über dem Lenkradwinkel für die Fahrzeuge A, B und C hervor. Die Fahrzeuge A und C sind sich bezüglich des Lenkgefühls (Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient bei kleinen Lenkradwinkeln) sehr ähnlich. Interessant ist nun, daß sie sich im Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient drastisch unterscheiden, siehe Tabelle 2.5. Während sich bei Fahrzeug A der Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient über dem Lenkradwinkelverlauf nur geringfügig verändert und mit  $0,29$  1/s einen hohen Absolutwert besitzt, verändert sich dieser Gradient bei Fahrzeug C von einem ungewöhnlich niedrigen Wert ( $0,10$  1/s) zu höheren Werten, die vom Absolutwert her im Bereich von Fahrzeug A liegen (zirka  $0,30$  1/s). Es verwundert demnach nicht, daß die Fahrzeuge bezüglich des Lenkgefühls letztlich völlig unterschiedlich beurteilt werden, da es bei der Beurteilung des Lenkgefühls nur sehr wenigen Fahrern gelingt, die Gierreaktion des Fahrzeugs auszuklammern.

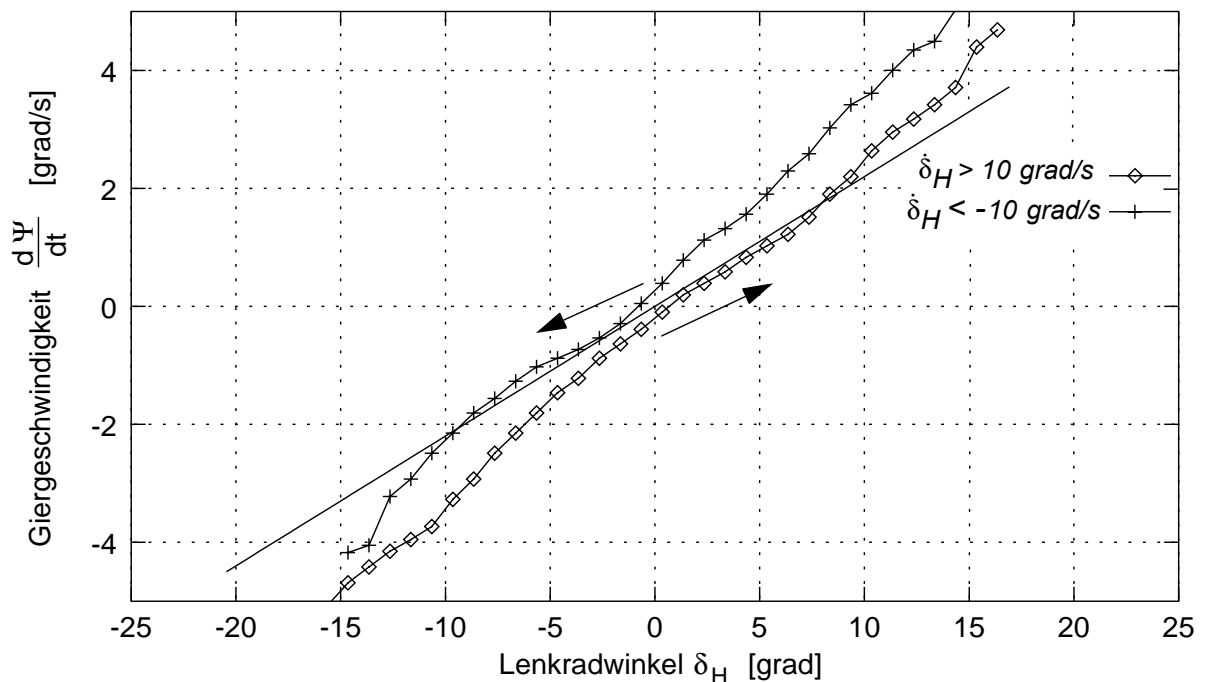


Abb. 2.22: Fahrzeug B: der Verlauf der Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel bei  $v=100$  km/h. Der Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient beträgt  $0,21$  1/s.

Der Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient, wie er hier im Weave-Manöver ermittelt wird, beschreibt das Ansprechen des Fahrzeugs bei kleinen Lenkradwinkeln. Je höher dieser Gradient ausfällt, desto höher ist die Gierverstärkung. Grundsätzlich kann die Tendenz festgestellt werden, daß bei sportlichen Fahrzeugen die Gierverstärkung höher ist als bei komfortbetonten Fahrzeugen. Ist die Gierverstärkung zu hoch, wird das Fahrzeug häufig als nervös bezeichnet. Ist sie zu gering, werden dem Fahrzeug Eigenschaften wie träge, schwammig oder unpräzise nachgesagt. Im Rahmen des amerikanischen Programms ESV (Experimental Safety Vehicle, siehe hierzu [ESV 1971], [Weir et al. 1977], [Weir et al. 1978], [Zomotor et al. 1980], [Horn 1985] und [Zomotor 1991]) gab es Vorschläge für einen einzuhaltenden Bereich bei der stationären Gierverstärkung. Es wurde erkannt, daß die ESV-Spezifikationen für ein akzeptables Verhalten zumindest für europäische Verhältnisse einen zu großen Bereich zulassen. Bei einem etwaigen Vergleich zwischen diesem einzuhaltenden Bereich und den Gierverstärkungen, die beim beschriebenen Weave-Manöver ermittelt werden können, gilt es zu bedenken, daß die Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradienten beim Weave-Manöver keinesfalls mit den stationären Gierverstärkungen zu vergleichen sind, da die hier ermittelten Gradienten ausschließlich nur für den sehr engen Bereich

um die Lenkradmittlestellung gültig sind. Eine ähnliche Feld- oder Fahrsimulatoruntersuchung mit einer großen Anzahl von Probanden, wie sie für den Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradienten durchgeführt wurde, die ausschließlich das Gierreaktionsverhalten um die Lenkradmittlestellung behandelt, liegt nicht vor.

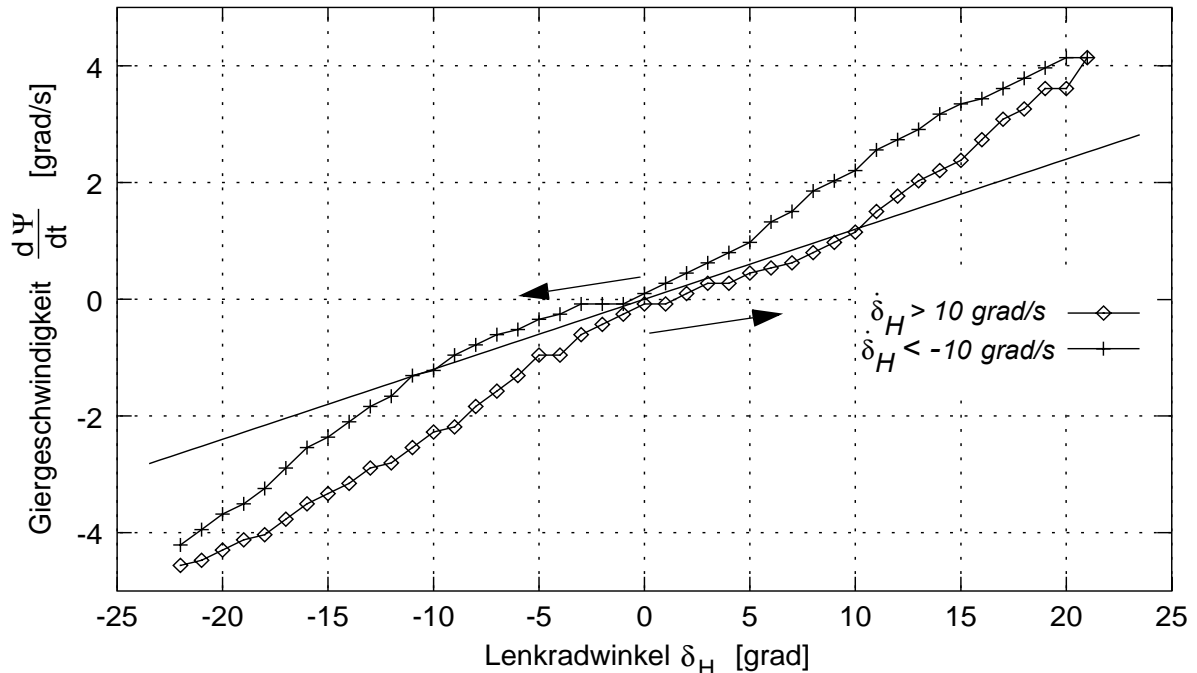


Abb. 2.23: Fahrzeug C: Der Verlauf der Giergeschwindigkeit über dem Lenkradwinkel bei  $v=100 \text{ km/h}$ . Der Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient beträgt  $0,10 \text{ 1/s}$ .

Um das Zeitverhalten zwischen Lenkradwinkeleingabe und Gierreaktion des Fahrzeugs zu beschreiben, wird der Phasenverzug zwischen der sinusförmigen Lenkradwinkeleingabe und dem sinusförmigen Giergeschwindigkeitsausgang ermittelt. In Abbildung 2.24 ist der Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Querbeschleunigung im Diagramm gekennzeichnet. Zur rechnerischen Ermittlung des Phasenverzugs<sup>1</sup> werden am Beispiel des Lenkradwinkel- und Querbeschleunigungssignals die einzelnen Schritte angegeben. Beide Zeitsignale werden zuerst fouriertransformiert (siehe (2.15) und (2.16)):

$$\delta_H \Rightarrow \Delta_H, \quad (2.15)$$

<sup>1</sup>. In [Mitschke 1990] wird unterschieden zwischen Phasenverschiebungswinkel und Phasenverschiebungszeit. In diesem Sinne ist hier mit dem Phasenverzug die Phasenverschiebungszeit gemeint.

$$a_y \Rightarrow A_y. \quad (2.16)$$

Die zweite Fouriertransformierte wird in die konjugiert komplexe Fouriertransformierte übergeführt (siehe (2.17)) und anschließend wird das Produkt aus der Fouriertransformierten des ersten Signals und der konjugiert komplexen Fouriertransformierten des zweiten Signals in den Zeitbereich rücktransformiert. Die Rücktransformierte dieses Produkts ergibt die Kreuzkorrelationsfunktion der beiden Zeitsignale:

$$A_y^* = \Re\{A_y\} - \Im\{A_y\}, \quad (2.17)$$

$$\Delta_H \cdot A_y^* \Rightarrow \text{Corr}(\delta_H, a_y)_k. \quad (2.18)$$

Wenn das diskrete Querbeschleunigungssignal auf der Zeitachse um  $k$  Zeitschritte nach links verschoben wird, so daß es phasengleich mit dem Lenkradwinkelsignal dargestellt werden kann, dann erreicht die Kreuzkorrelationsfunktion  $\text{Corr}(\delta_H, a_y)_k$  ihr Maximum. Der Phasenverzug beträgt dann  $k \cdot \Delta T$ . Die Zeitschrittweite  $\Delta T$  ist von der

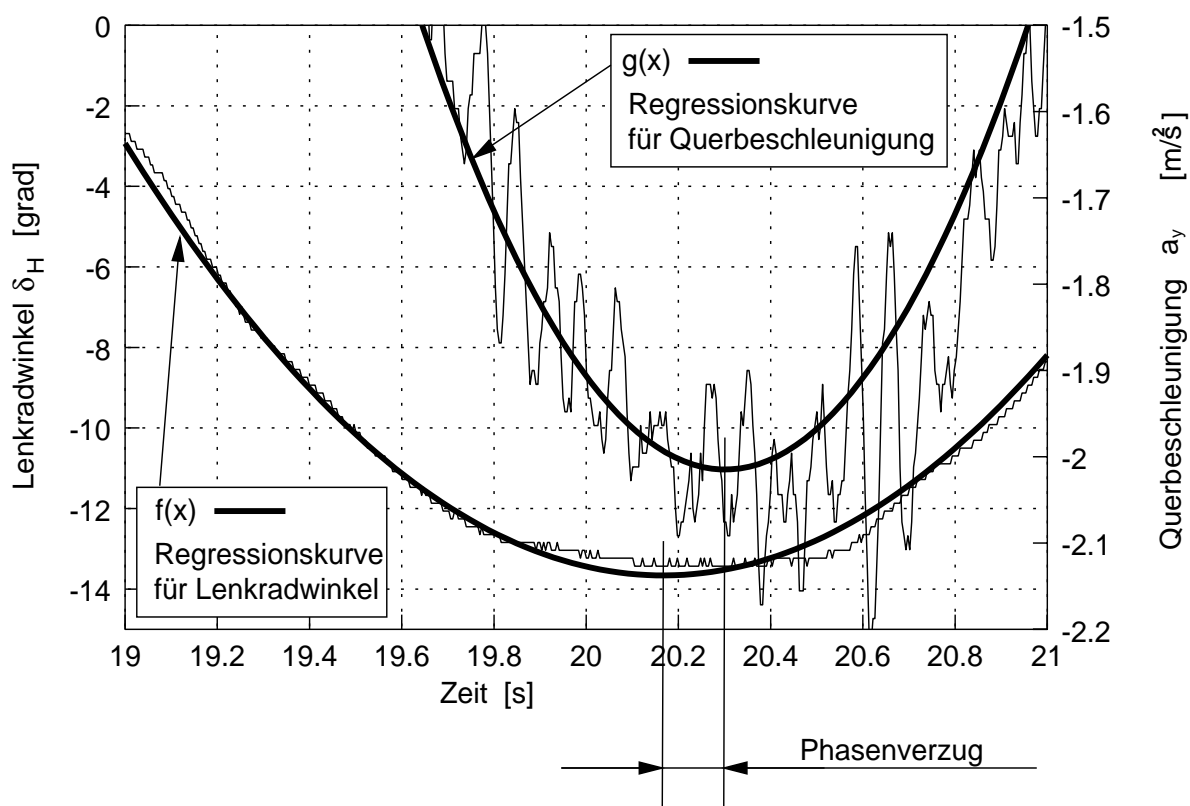


Abb. 2.24: Am Beispiel des Fahrzeugs A grafisch dargestellter Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Querbeschleunigung beim in Kapitel 2.2.3 beschriebenen Weave-Manöver.

gewählten Abtastrate, die bei der meßtechnischen Erfassung der einzelnen Größen eingestellt wird, abhängig. Die Berechnung der Kreuzkorrelationsfunktion über die Fouriertransformation ist aufgrund des Faltungssatzes überhaupt erst möglich. Dieser besagt, daß die Fouriertransformierte des Faltungsprodukts zweier Funktionen bis auf einen Faktor gleich dem Produkt der Fouriertransformierten der einzelnen Faktoren ist (siehe [Bronstein et al. 1985]). Die Ermittlung des Phasenverzugs zwischen der Giergeschwindigkeit und dem Lenkradwinkel erfolgt analog.

Bei der Angabe des Phasenverzugs zwischen Lenkradwinkel und Querbearschleunigung sollte der Hinweis auf die Art der Anbringung des Querbearschleunigungssensors nicht fehlen, denn es können sich abhängig vom Wankverhalten der Fahrzeugkarosserie Unterschiede im zeitlichen Verhalten des Querbearschleunigungsaufbaus ergeben. Daher ist es nicht gleichgültig, ob die Querbearschleunigung fahrzeughorizontiert oder fahrzeugfest gemessen wird. Dies ist der Grund, weswegen die Vergleichbarkeit beim Kennwert Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit eher gegeben ist als beim Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Querbearschleunigung. Beim Vergleich zwischen den Fahrzeugen A, B und C wurde der Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit ermittelt.

Tabelle 2.5: Basisdaten der Fahrzeuge und die Kennwerte für das Ansprechen bei  $v=100$  km/h.

	A Kompakt	B Sport	C Limousine
Masse [kg]	1245	1910	1905
Radstand [m]	2,44	2,52	2,73
Lenkübersetzung [-]	15,7	15,5	15,2
Massenträgheitsmoment um die Hochachse [kg m <sup>2</sup> ]	1200	2750	3300
Achslastverteilung VA/HA [%]	62/38	52/48	52/48
Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradient [1/s]	0,29	0,21	0,10
Phasenverzug Lenkradwinkel-Giergeschwindigkeit [ms]	80	76	60

Die technischen Daten der Fahrzeuge A, B und C, die dazugehörigen Giergeschwindigkeits-Lenkradwinkel-Gradienten und der Phasenverzug zwischen Lenkradwinkel

und Giergeschwindigkeit sind in Tabelle 2.5 zusammengestellt. Überraschend ist der hohe Wert für den Phasenverzug beim Sportwagen B. Durch eine Verringerung des Phasenverzugs könnte hier der sportliche Charakter des Fahrzeugs deutlicher betont werden. Der hohe Phasenverzug bei dem Kompaktwagen könnte durch Spiel in der Lenkungsanlage, erhöhte Elastizitäten in der Lenkspindel oder eine weiche Anbindung des Lenkgetriebegehäuses erklärbar sein.

**In Kapitel 2.2 wurden neun Kennwerte vorgestellt. Zusammenfassend kann gesagt werden, daß ein Fahrzeug einen guten Geradeauslauf hat, wenn die Lenkarbeit gering ist. Bei diesem Kennwert wird die Größe der Lenkamplitude und der Lenkradmomentenbedarf bei Geradeausfahrt berücksichtigt. Zahlenwerte für diesen Kennwert sind der Tabelle 4.1 zu entnehmen. Dort sind Erfahrungswerte für gut und weniger gut beurteilte Fahrzeuge wiedergegeben. Der Geradeauslauf eines Fahrzeugs wird gut empfunden, wenn neben der Lenkarbeit die Lenkkorrekturtätigkeit gering ist. Diese ist gering, wenn der Teileffektivwert des Lenkradwinkels im nieder- (0,2 bis 1,5 Hz) und höherfrequenten Bereich (1,5 bis 3,0 Hz) niedrig ist. Auch hier stehen Erfahrungswerte für gut beurteilte Fahrzeuge in Tabelle 4.1. Somit kann der Themenkreis 1 (vergleiche Kapitel 1.4) mit diesen Kennwerten erfaßt und bewertet werden.**

**Die Beschreibung des Verhaltens um die Lenkradmittenstellung (siehe Themenkreis 2 in Kapitel 1.4) wird mit den Kennwerten geleistet, die aus dem Weave-Manöver ermittelt werden. Mit dem Lenkradwinkel-Lenkradmoment-Gradient wird das Lenkgefühl und mit dem Lenkradwinkel-Giergeschwindigkeits-Gradient zusammen mit dem Phasenverzug Lenkradwinkel zu Giergeschwindigkeit wird das Ansprechen des Fahrzeugs um die Lenkradmittenstellung bewertet. Die Erfahrungswerte für gut beurteilte Fahrzeuge hinsichtlich dieser Kennwerte sind in der Tabelle 4.2 zusammengestellt.**

### **3 Fahrerunabhängige Kennwerte für das Fahrzeugverhalten**

Bislang gibt es noch kein Verfahren, welches aus closed-loop-Messungen fahrerunabhängige Kennwerte generiert. Bei closed-loop-Messungen werden fahrerabhängige Lenkwinkeldaten und somit auch alle daraus resultierenden Fahrzeugreaktionsgrößen wie Giergeschwindigkeit und Querbeschleunigung erfaßt. Werden aus diesen Meßdaten Kenngrößen ermittelt, sind diese zwangsläufig durch den individuellen Lenkstil des Fahrers geprägt. Wie es dennoch gelingt, fahrerunabhängige Kennwerte zu generieren, wird mit dem in Kapitel 3.1 vorgestellten Verfahren gezeigt. Es folgt in Kapitel 3.2 die Anwendung bei Fahrbahnunebenheiten, hier insbesondere Querneigung. Schließlich wird in Kapitel 3.3 der fahrerunabhängige Kennwert für die Kursrobustheit eines Fahrzeugs bei Seitenwind dargestellt. Besonders hervorzuheben ist, daß es gerade für den wichtigen Themenkreis 3 (Geringe Kursabweichungen bei Störungen) gelungen ist, diese Kennwerte aufzustellen.

#### **3.1 Entwicklung eines fahrerunabhängigen Bewertungsverfahrens**

In diesem Abschnitt wird ein Verfahren vorgestellt, welches die Durchführung von closed-loop-Manövern zuläßt. Es erlaubt die Ermittlung von Kennwerten, die unabhängig von den individuellen Lenkgewohnheiten des Fahrers sind.

Die Grundidee des Verfahrens besteht darin, daß eine gemessene Fahrzeugreaktionsgröße mit einer berechneten verglichen wird. Die Berechnung wird mittels gemessener Eingangsgrößen und einem einfachen Fahrzeugmodell, dem sogenannten Einspurmodell, durchgeführt. Je größer die Differenz zwischen der gemessenen und der berechneten Fahrzeugreaktionsgröße ausfällt, desto mehr läßt sich das Fahrzeug aufgrund einer Störung vom Kurs abbringen. Um die Störanfälligkeit des Fahrzeugs zu beschrei-

ben, muß die Störgröße ebenfalls gemessen werden. Als Störgrößen werden Fahrbahnunebenheiten und Windstörungen betrachtet. Es werden hier nur tieffrequente Fahrbahnunebenheiten betrachtet. Solche tieffrequenten Unebenheitsveränderungen finden bei Querneigungsänderungen statt (siehe Kapitel 3.2). Kapitel 3.3 behandelt speziell die Kennwertgenerierung bei der Störgröße Wind.

### 3.1.1 Darstellung des Konzepts

Die Vorgehensweise bei der Generierung der Differenz zwischen gemessener und berechneter Fahrzeugreaktionsgröße ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Um die jeweiligen Giergeschwindigkeiten auseinander zu halten, wird folgende Bezeichnungskonvention vereinbart:

im Fahrzeug gemessene Giergeschwindigkeit:  $\dot{\psi}_F$ ,  
 mit dem Einspurmodell berechnete Giergeschwindigkeit:  $\dot{\psi}_E$ .

Im Fahrzeug werden die Fahrgeschwindigkeit  $v$ , die auch Horizontalgeschwindigkeit genannt wird, der Lenkradwinkel  $\delta_H$  und die Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_F$  gemessen. Das im nächsten Abschnitt beschriebene Einspurmodell erhält als Eingangsgrößen die Horizontalgeschwindigkeit<sup>1</sup>  $v$  und den Lenkradwinkel  $\delta_H$ . Anschließend wird die berechnete Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_E$  von der gemessenen abgezogen, und es ergibt sich der Giergeschwindigkeitsfehler  $\Delta\dot{\psi}$ .

Der Giergeschwindigkeitsfehler für sich allein kann noch keine Aussage darüber liefern, wie störanfällig das Fahrwerk auf externe Veränderungen der Randbedingungen reagiert. Dies ist erst möglich, wenn die Veränderungen des Giergeschwindigkeitsfehlers in Abhängigkeit von den Veränderungen der Störgrößen betrachtet wird. Getrennt nach der Störgröße wird dies in den Kapiteln 3.2 und 3.3 behandelt.

---

1. Die DIN 70 000 verwendet  $v_h$  als Formelzeichen für die Horizontalgeschwindigkeit. Abweichend von dieser Norm wird in dieser Arbeit die Horizontalgeschwindigkeit lediglich mit  $v$  bezeichnet, da im folgenden die Indizes  $v$  und  $h$  für die Kennung der Zuordnung für die Vorder- und der Hinterachse verwendet werden [DIN 70 000 1994].



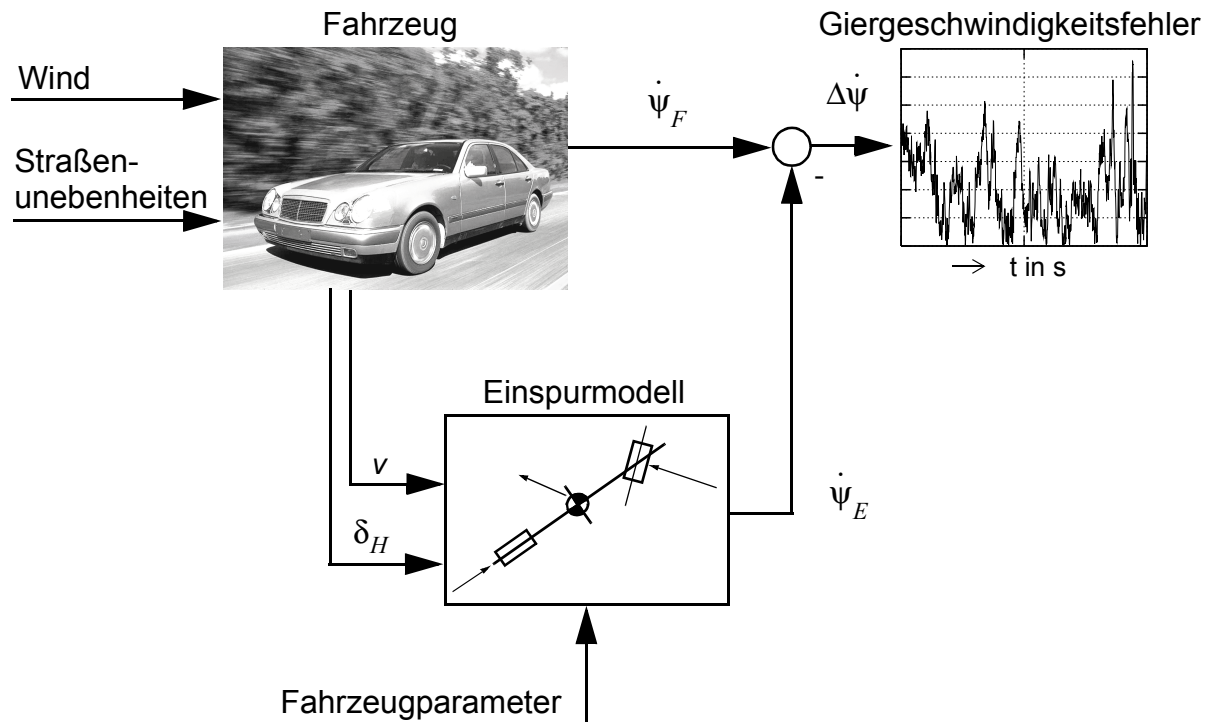


Abb. 3.1: Vorgehensweise bei der Berechnung des Giergeschwindigkeitsfehlers. Im realen Fahrzeug werden die Störgrößen Wind (Druckdifferenzdosen am Bug) und Straßenunebenheiten (Wankwinkelsensorik) gemessen. Die gemessenen Größen Horizontalgeschwindigkeit  $v$  und Lenkradwinkel  $\delta_H$  stellen die Eingangsdaten für das parametrisierte Einspurmodell dar. Die berechnete Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_E$  des Einspurmodells wird mit der im Fahrzeug gemessenen Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_F$  verglichen. Die Differenz  $\dot{\psi}_F - \dot{\psi}_E$  ergibt den Giergeschwindigkeitsfehler  $\Delta \dot{\psi}$ .

Es erscheint plausibel, daß die in Abbildung 3.1 gezeigte Vorgehensweise bei der Ermittlung eines fahrzeugspezifischen Kennwerts fahrerunabhängig ist. Denn egal wie der Fahrer am Lenkrad lenkt, das Einspurmodell erhält die gemessenen Lenkradwinkel und führt somit die berechnete Giergeschwindigkeit der gemessenen nach. Störgrößen (Wind, Straßenunebenheiten) werden dabei im Einspurmodell nicht berücksichtigt. Giergeschwindigkeitsdifferenzen treten deshalb erst dann auf, wenn externe Störungen den Kurs des Fahrzeugs und somit die Giergeschwindigkeit verändern. Damit durch das Einspurmodell die im Fahrzeug zu beobachtenden statischen und dynamischen Effekte bestmöglichst wiedergegeben werden, muß bei der Modellbildung und der Parametrierung sorgfältig vorgegangen werden.

### 3.1.2 Modellgleichungen des Einspurmodells

Das mathematische Modell soll das dynamische Verhalten auf die Lenkradwinkleingaben möglichst gut wiedergeben. Die Nichtlinearitäten wie Lenkungsspiel und Reibung werden nicht berücksichtigt. Die aerodynamischen Kräfte werden ebenfalls nicht berücksichtigt. Das Modell besitzt somit ideale Randbedingungen. Das Einspurmodell, welches auf den Arbeiten von Riekert und Schunck [Riekert et al. 1940] basiert, scheint hierzu völlig ausreichend zu sein. Es besitzt zwei Freiheitsgrade: das Gieren und das Schwimmen. Der Gierwinkel  $\psi$  beschreibt den Winkel zwischen einer ortsfesten x-Achse und der fahrzeugfesten Längsachse. Der Schwimmwinkel  $\beta$  beschreibt den

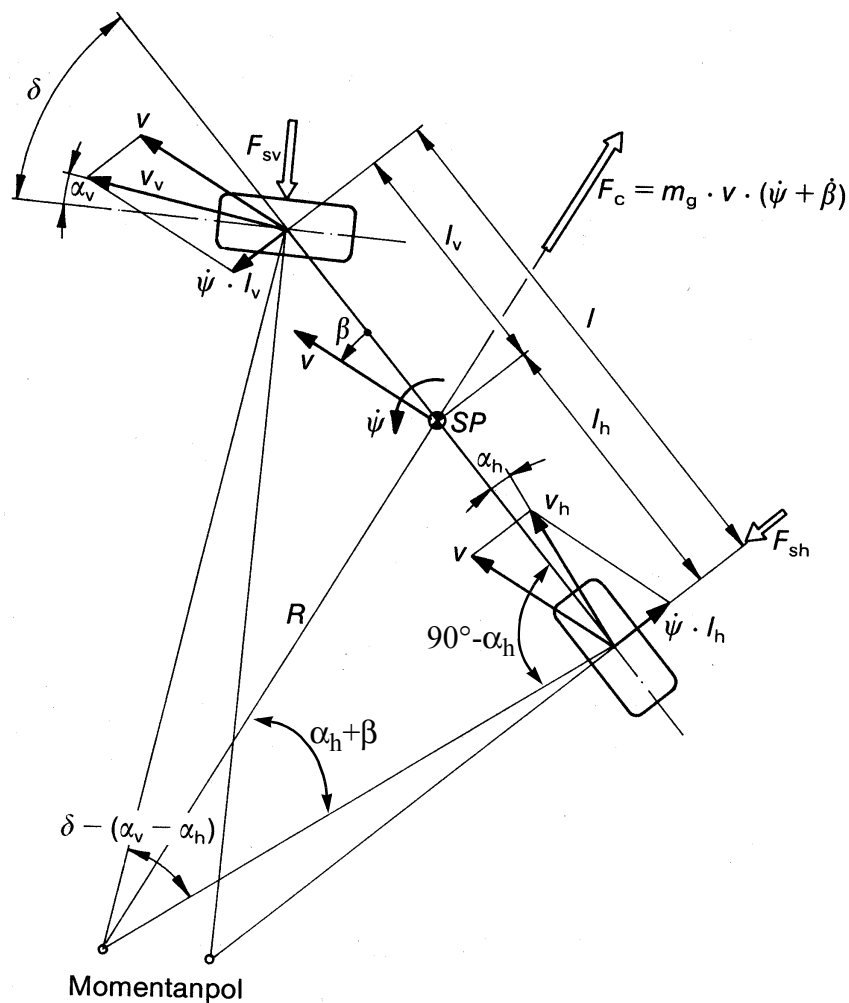


Abb. 3.2: Das Einspurmodell mit den angreifenden Kräften und den geometrischen Beziehungen bei Kurvenfahrt aus [Zomotor 1991].

Winkel zwischen der fahrzeugfesten Längsachse und dem resultierenden Geschwindigkeitsvektor, der tangential zur Bahnkurve des betrachteten Fahrzeugpunkts gerichtet ist.

Bei diesem Modell wird vereinfachend angenommen, daß der Schwerpunkt des Fahrzeugs in Fahrbahnhöhe liegt. Dadurch können mit diesem Modell keine Radlastschwankungen (Entlastung des kurveninneren und Belastung des kurvenäußeren Rades) abgebildet werden, da die im Schwerpunkt angreifende Fliehkraft bei Kurvenfahrt keinen Hebelarm besitzt, um das Fahrzeug wanken zu lassen. Mit diesem Modell können demnach auch keine Wankbewegungen abgebildet werden. Die Modellgleichungen beschreiben ein lineares System. Das heißt, daß lediglich Normalsituationen (Quereschleunigungen bis zu  $4 \text{ m/s}^2$ ) abgebildet werden können, weil hier weitgehend lineare Zusammenhänge vorliegen. Für die Simulation von Fahrten an der Kraftschlußgrenze reicht das Einspurmodell nicht mehr aus, da hier nichtlineare Zusammenhänge das Fahrverhalten dominieren. Mit diesen Vereinfachungen ist es zulässig, die Räder der Vorder- und der Hinterachse jeweils zu einem Rad in Achsmitte zusammenzufassen. In Abbildung 3.2 ist ein solches Einspurmodell mit den geometrischen Beziehungen und den angreifenden Kräften abgebildet.

Die Gesamtschräglaufsteifigkeit der Hinterachse  $c_h$  enthält die Lagersteifigkeiten der Achsanbindung sowie die Reifenseitensteifigkeit. Die Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse  $c_v$  enthält zusätzlich die Lenkungselastizität. Für die an der Vorder- und Hinterachse jeweils angreifenden Seitenkräfte gelten:

$$F_{sv} = c_v \cdot \alpha_v \quad , \quad (3.1)$$

$$F_{sh} = c_h \cdot \alpha_h \quad . \quad (3.2)$$

Die dem Einspurmodell zugrunde liegenden Differentialgleichungen werden über den Impuls- und Drallsatz hergeleitet, siehe [Mitschke 1990] oder [Zomotor 1991]. Bei konstanter Geschwindigkeit,  $\dot{v} = 0$  und Vernachlässigung der aerodynamischen Kräfte gilt für die Schiebe- und Giergleichung:

$$m_g v \dot{\beta} + (c_v + c_h) \beta + [m_g v^2 - (c_h l_h - c_v l_v)] \frac{\dot{\psi}_E}{v} - c_v \cdot \frac{\delta_H}{i_s} = 0 \quad (3.3)$$

$$J_z \ddot{\psi}_E + (c_v l_v^2 + c_h l_h^2) \dot{\psi}_E - (c_h l_h - c_v l_v) \beta - c_v l_v \cdot \frac{\delta_H}{i_s} = 0. \quad (3.4)$$

Gleichung (3.3) und (3.4) werden der Laplace-Transformation unterworfen und jeweils nach  $\beta$  aufgelöst. Durch anschließendes Gleichsetzen wird  $\beta$  eliminiert, so daß nach  $\dot{\psi}_E$  aufgelöst werden kann. Die Laplace-Transformierte der Gieregeschwindigkeit des Einspurmodells  $\dot{\psi}_E$  kann dann wie folgt dargestellt werden (nach [Mitschke 1990]):

$$\dot{\psi}_E(s) = \left( \frac{\dot{\psi}_E}{\delta_H} \right)_{stat} \cdot \frac{I + T_z \cdot s}{I + \frac{2\sigma}{v_o^2} \cdot s + \frac{I}{v_o^2} \cdot s^2} \cdot \delta_H(s). \quad (3.5)$$

Folgende Abkürzungen werden dabei verwendet:

für den Gierverstärkungsfaktor

$$\left( \frac{\dot{\psi}_E}{\delta_H} \right)_{stat} = \frac{I}{i_s l} \cdot \frac{v}{I + \left( \frac{v}{v_{ch}} \right)^2}, \quad (3.6)$$

für die Zählerzeitkonstante

$$T_z = \frac{m_g v l_v}{c_h l}, \quad (3.7)$$

für die Abklingkonstante

$$\sigma = \frac{m_g (c_v l_v^2 + c_h l_h^2) + J_z (c_v + c_h)}{2 J_z m_g v} \quad (3.8)$$

und für die Giereigenfrequenz

$$v_o = \sqrt{\frac{c_v c_h l^2 + m_g v^2 (c_h l_h - c_v l_v)}{J_z m_g v^2}}. \quad (3.9)$$

In Gleichung (3.6) wird die charakteristische Geschwindigkeit abgekürzt mit:

$$v_{ch} = l \cdot \sqrt{\frac{c_v c_h}{m_g (c_h l_h - c_v l_v)}}. \quad (3.10)$$

Somit ist die Übertragungsfunktion (3.5) vollständig beschrieben, und die Giergeschwindigkeit des Einspurmodells  $\dot{\psi}_E$  kann mit den Eingangsgrößen  $v$  und  $\delta_H$  gemäß Abbildung 3.1 berechnet und mit der im realen Fahrzeug gemessenen Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_F$  verglichen werden. Der folgende Abschnitt befaßt sich mit der Bestimmung der Fahrzeugparameter.

### 3.1.3 Parametrierung

In den Gleichungen (3.5) bis (3.10) sind folgende Fahrzeugparameter enthalten:

Gesamtlenkübersetzung	$i_s$ ,
Radstand	$l$ ,
Gesamtmasse	$m_g$ ,
Schwerpunktsabstand zur Vorderachse	$l_v$ ,
Schwerpunktsabstand zur Hinterachse	$l_h$ ,
Trägheitsmoment um die Hochachse	$J_z$ ,
Gesamtschräglaufsteifigkeit der Hinterachse	$c_h$ ,
Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse	$c_v$ .

Der Radstand  $l$  und die Gesamtmasse  $m_g$  sind in der Regel bekannt. Wenn der Lenkradwinkel gemessen werden kann und eine Kreisfahrt mit bekanntem Radius  $R$  bei verschwindender Querbewegung (langsames Rollen) durchgeführt wird, kann auch die Gesamtlenkübersetzung über die vereinfachte Beziehung

$$i_s = \frac{\delta_{H,stat} \cdot R}{l} \quad (3.11)$$

ausreichend genau bestimmt werden. Exakt gilt nach den geometrischen Beziehungen

$$i_s = \delta_{H,stat} \cdot \frac{l}{\arctan \frac{l}{\sqrt{R^2 - l_h^2}}} \quad (3.12)$$

Da aber  $l_h$  und  $l$  in aller Regel wesentlich kleiner sind als  $R$  und bei kleinen Argumen-

ten der  $\arctan$  gleich dem Argument ist, wirkt sich der Fehler, der bei Gleichung (3.11) begangen wird, praktisch nicht aus.

Der Abstand des Schwerpunkts zur Vorderachse kann aufgrund des statischen Momentengleichgewichts sofort mit

$$l_v = \frac{m_h}{m_g} \cdot l \quad (3.13)$$

angegeben werden. Das Formelzeichen  $m_h$  steht für die Hinterachslast, welche mit einer Waage einfach bestimmt werden kann. Somit ist auch der Abstand des Schwerpunkts zur Hinterachse bekannt, da der Radstand die Summe von  $l_v$  und  $l_h$  darstellt. Das Trägheitsmoment um die Hochachse kann mit einer Pendelanlage bestimmt werden. Steht eine solche Anlage nicht zur Verfügung, kann auf die Schätzformel von Burg (siehe [Reimpell et al. 1992]) zurückgegriffen werden:

$$J_z = 0,1269 \cdot m_g \cdot l \cdot L_G \quad (3.14)$$

Für  $L_G$  ist die Fahrzeuglänge einzusetzen. Es muß darauf hingewiesen werden, daß die Gleichung (3.14) lediglich eine Schätzformel darstellt. Sie kann bei Fahrzeugen mit herkömmlicher Bauweise (übliche Anordnungen der Komponenten Motorblock, Getriebe und Achsen) zu sehr guten Schätzungen führen. Zusätzliche Massen wie Kofferraumbeladung oder Dachlasten sind gesondert zu berücksichtigen.

Bleiben noch die Gesamtschräglaufsteifigkeiten der Hinter- und Vorderachse zu bestimmen. Die Steifigkeiten werden aus der sogenannten stationären Kreisfahrt (siehe [ISO 4138 1994]) ermittelt. Dieses Manöver kann auf verschiedene Weise ausgeführt werden. Hier wird davon ausgegangen, daß unter langsam ansteigender Fahrgeschwindigkeit und somit langsam ansteigender Querbewegung ein Kreis mit dem Radius  $R$  befahren wird. Um auf der konstanten Kreisbahn zu bleiben, ist es notwendig, fortwährend mehr das Lenkrad einzuschlagen. Mit Hilfe der in Abbildung 3.2 eingezeichneten Winkel und des Sinussatzes gilt:

$$\frac{R}{\sin(90^\circ - \alpha_h)} = \frac{l_h}{\sin(\alpha_h + \beta)} \quad (3.15)$$

mit  $\sin(90^\circ - \alpha_h) \approx 1$  und  $\sin(\alpha_h + \beta) \approx \alpha_h + \beta$ , da  $\alpha_h$  und  $\beta$  sehr klein, folgt

$$\beta = \frac{l_h}{R} - \alpha_h \quad (3.16)$$

Mit Gleichung (3.2) und der an der Hinterachse angreifenden Seitenkraft  $F_{sh}$  nach

$$F_{sh} = m_g \cdot \frac{l_v}{l} \cdot a_y \quad (3.17)$$

Gleichung (3.17) kann  $\alpha_h$  in Gleichung (3.16) ersetzt werden, so daß der Schwimmwinkel  $\beta$  in Abhängigkeit der Quereschleunigung  $a_y$  wie folgt ausgedrückt werden kann:

$$\beta = \frac{l_h}{R} - \left( \frac{m_g l_v}{c_h l} \cdot a_y \right) \quad (3.18)$$

Um den Schwimmwinkelgradienten zu erhalten, wird  $\beta$  nach  $a_y$  abgeleitet. Daraus folgt

$$\frac{d\beta}{da_y} = -\frac{m_g l_v}{c_h l} \quad (3.19)$$

Nun kann Gleichung (3.19) nach  $c_h$  aufgelöst werden:

$$c_h = -\frac{m_g l_v}{\frac{d\beta}{da_y} \cdot l} \quad (3.20)$$

Der Schwimmwinkelgradient kann aus Meßschrieben wie in Abbildung 3.3 dargestellt, ermittelt werden, so daß jetzt die Gesamtschräglaufsteifigkeit  $c_h$  nach Gleichung (3.20) berechnet werden kann.

Die Ermittlung der Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse<sup>1</sup> erfolgt über den Eigenlenkgradienten. Nach der DIN 70 000 stellt der Eigenlenkgradient  $EG$  die Differenz

---

<sup>1</sup>. Die Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse beinhaltet die Lenkungssteifigkeit.

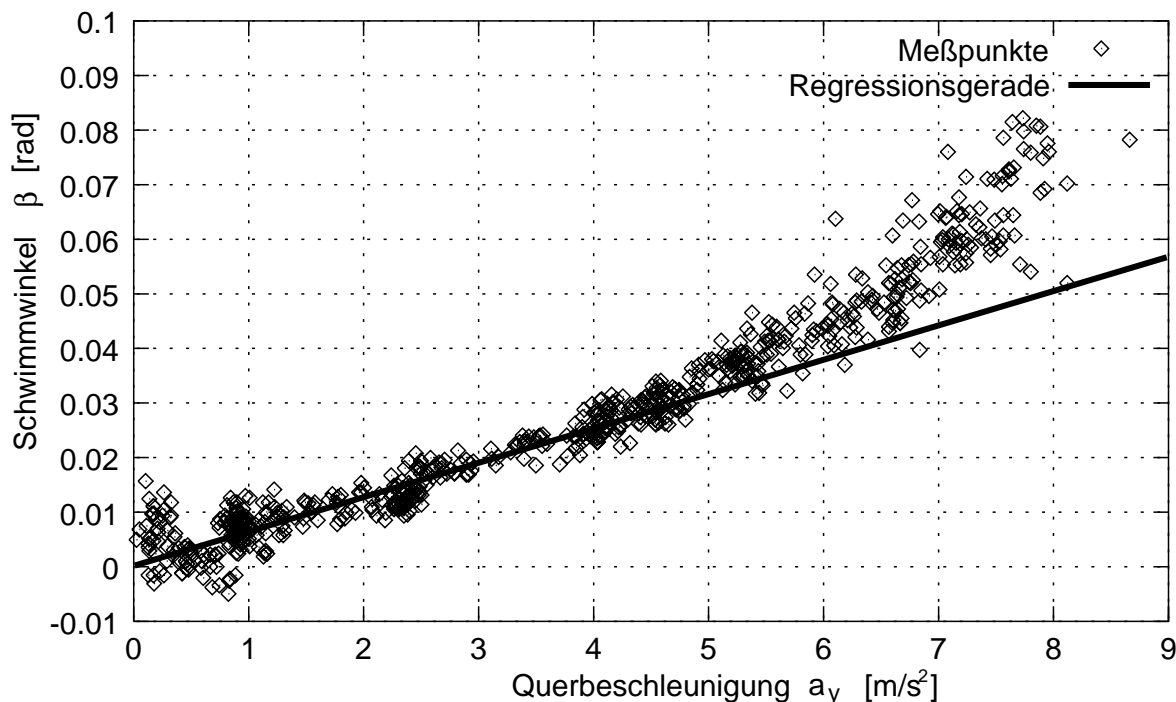


Abb. 3.3: Darstellung des auf die Hinterachse bezogenen Schwimmwinkels über der gemessenen Querbeschleunigung am Beispiel. Die Regressionsgerade wurde für den Bereich der Querbeschleunigungen zwischen 1 und 4 m/s<sup>2</sup> bestimmt. Der Schwimmwinkelgradient  $\frac{d\beta}{da_y}$  beträgt 0.00625 (rad s<sup>2</sup>)/m. Er wird zur Ermittlung der Gesamtschräglauftsteifigkeit  $c_h$  der Hinterachse benötigt.

zwischen dem Verhältnis des Lenkradwinkel-Querbeschleunigungs-Gradienten zur Gesamtlenkübersetzung und dem Ackermannwinkel-Querbeschleunigungs-Gradienten dar:

$$EG = \frac{l}{i_s} \cdot \frac{d\delta_H}{da_y} - \frac{d\delta_A}{da_y} \quad (3.21)$$

Der Ackermannwinkel  $\delta_A$  ist der Vorderradeinschlagwinkel, der bei langsamer Fahrt (keine Seitenkräfte) und bei gegebenem Bahnradius  $R$  notwendig ist, um ein seitenschlupffreies Rollen zu gewährleisten.

Wird bei der stationären Kreisfahrt nur der "lineare Bereich" (Querbeschleunigungen von 1 bis 4 m/s<sup>2</sup>) betrachtet, kann die Bezeichnung  $d$  für differentielle Größen in Gleichung (3.21) weggelassen werden. Der für die stationäre Kreisfahrt erforderliche Lenkwinkel kann dann aus Gleichung (3.21) berechnet werden:



$$\delta = \delta_A + EG \cdot a_y, \quad (3.22)$$

wobei die Beziehung

$$\delta = \frac{\delta_H}{i_s} \quad (3.23)$$

für den Lenkwinkel am Rad verwendet wird. Anhand der Gleichung (3.22) kann anschaulich die Bedeutung des Eigenlenkgradienten gezeigt werden: der Eigenlenkgradient gibt in Abhängigkeit von der Quereschleunigung ein Maß für den zusätzlichen Lenkwinkel an, der additiv zum Ackermannwinkel bei Kurvenfahrt notwendig ist.

Aus Abbildung 3.4 geht die Messung des Lenkradwinkels hervor. Der Lenkradwinkel

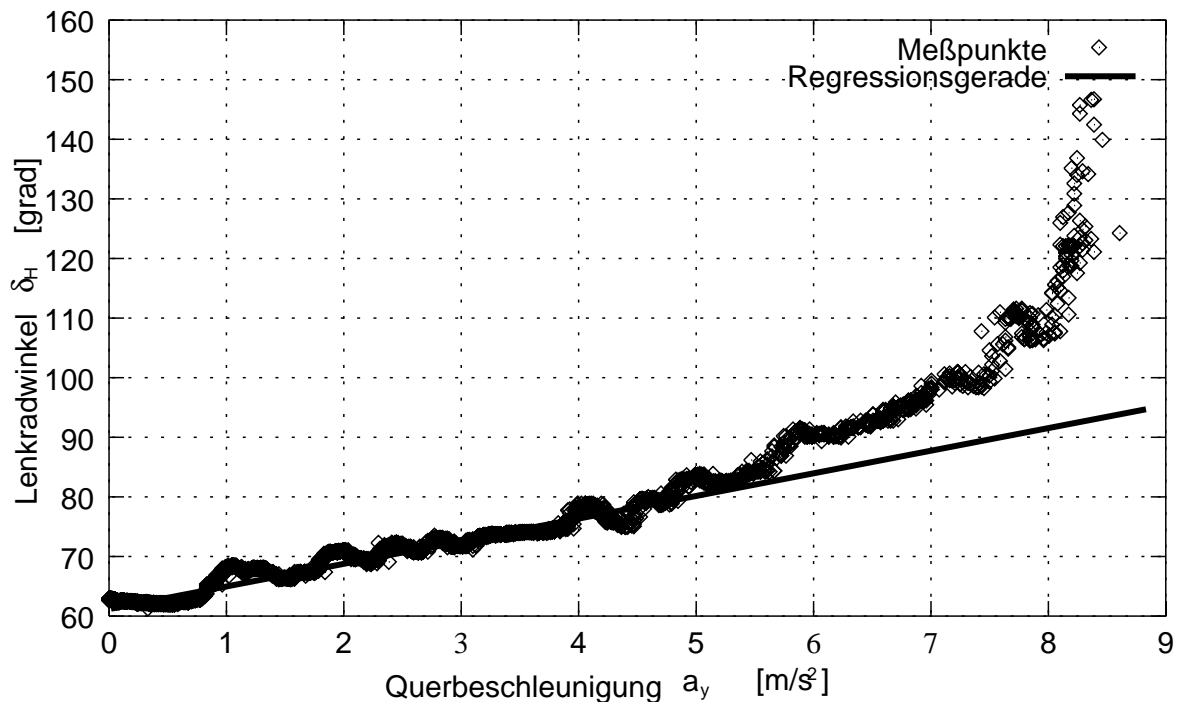


Abb. 3.4: Zur Bestimmung des Eigenlenkgradienten für den "linearen Bereich" wird eine Regressionsgerade für den gemessenen Lenkradwinkelverlauf bei Quereschleunigungen zwischen 1 und 4 m/s<sup>2</sup> ermittelt. Der Eigenlenkgradient wird zur Bestimmung der Gesamtschräglaufsteifigkeit  $c_v$  an der Vorderachse benötigt.

wird über der gemessenen Quereschleunigung aufgetragen. Die Messung wird ebenso wie bei der in Abbildung 3.3 besprochenen Schwimmwinkelmessung bei einer stationären Kreisfahrt durchgeführt. Das bedeutet, daß der in Abbildung 3.4 bei etwa

0 m/s<sup>2</sup> gemessene Lenkradwinkel von etwa 62 Grad den mit der Lenkübersetzung  $i_s$  multiplizierten Ackermannwinkel  $\delta_A$  darstellt. Der zusätzlich benötigte Lenkradwinkelbedarf bei zunehmender Fahrgeschwindigkeit unter Beibehaltung einer konstanten Kreisbahn wächst bei dem Fahrzeug, dessen Meßwerte aus Abbildung 3.4 hervorgehen, bis etwa 4,5 m/s<sup>2</sup> linear mit der Quereschleunigung.

Der Eigenlenkgradient  $EG$  läßt sich nun leicht bestimmen aus der Steigung der in Abbildung 3.4 dargestellten Regressionsgeraden, die schließlich noch durch die Lenkübersetzung  $i_s$  dividiert werden muß.

Aus den Bewegungsgleichungen (3.3) und (3.4) des Einspurmodells und den bei stationärer Kreisfahrt gültigen Randbedingungen  $\dot{\beta} = \ddot{\psi} = 0$  wird Gleichung (3.24) abgeleitet:

$$\delta = \frac{l}{R} + \frac{m_g v \cdot (c_h l_h - c_v l_v)}{l c_v c_h} \cdot \dot{\psi}_E \quad (3.24)$$

Mit den Beziehungen

$$\delta_A = \frac{l}{R} \quad (3.25)$$

$$\dot{\psi}_E = \frac{v}{R} \quad (3.26)$$

und

$$a_y = \frac{v^2}{R} \quad (3.27)$$

kann Gleichung (3.24) umgeschrieben werden zu

$$\delta = \delta_A + \frac{m_g \cdot (c_h l_h - c_v l_v)}{l c_v c_h} \cdot a_y \quad (3.28)$$

Aus dem Vergleich zwischen (3.22) und (3.28) folgt für den Eigenlenkgradienten:

$$EG = \frac{m_g \cdot (c_h l_h - c_v l_v)}{l c_v c_h} \quad (3.29)$$

Nachdem der  $EG$  aus Messungen ermittelt wurde, kann die Gleichung (3.29) nach der

unbekannten Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse  $c_v$  aufgelöst werden:

$$c_v = \frac{m_g c_h l_h}{EG \cdot l c_h + m_g l_v} \quad (3.30)$$

Somit sind die Parameter der Modellgleichung (3.5) vollständig spezifiziert. Im folgenden Abschnitt erhält die Modellgleichung als Eingang den realen Lenkradwinkelverlauf einer Versuchsfahrt auf einem Streckenabschnitt der B10.

### 3.1.4 Realisierung im Versuchsbetrieb

In diesem Abschnitt soll exemplarisch die Modellgüte überprüft werden. Hierzu wird der Lenkradwinkelverlauf einer Versuchsfahrt auf der B10 mit einem Pkw der oberen Mittelklasse herangezogen. Bei der Auswahl des Lenkradwinkelverlaufs wurde darauf geachtet, daß ein solcher Zeitausschnitt gewählt wurde, bei dem das Maß an externen Störungen so gering wie möglich war. Mittels eines mitgeschnittenen Videobands wurde überprüft, daß keine Überholungen stattfanden. Anhand der mitaufgezeichneten Windgeschwindigkeit wurde sichergestellt, daß kein Wind wehte (Windgeschwindigkeit unter 1 m/s). Mit Hilfe des aufgezeichneten Wankwinkels konnte festgestellt werden, wann während des Zeitausschnitts eine Querneigungsänderung stattfand. Es sollte demnach eine bestmögliche Übereinstimmung zwischen gemessener und berechneter Giergeschwindigkeit erwartet werden können. Es scheint so, daß die völlige Übereinstimmung von  $\dot{\psi}_F$  und  $\dot{\psi}_E$  noch nicht vollständig gelungen ist. In Abbildung 3.5 ist zu erkennen, daß zwar die Dynamik des Modells recht gut mit der des Fahrzeugs übereinstimmt, aber bei kleinen sowie großen Lenkradwinkeln noch Abweichungen in der Giergeschwindigkeit zu beobachten sind. Die Vermutung liegt nahe, daß der im Modell verwendete Gierverstärkungsfaktor noch zu gering ist. In Abbildung 3.6 ist die Giergeschwindigkeit des linearen Einspurmodells über dem gemessenen Lenkradwinkel aufgetragen. Der Gierverstärkungsfaktor ist, wie nicht anders beim Einspurmodell zu erwarten ist, konstant über den gesamten Lenkradwinkelbereich. In Wahrheit ist er

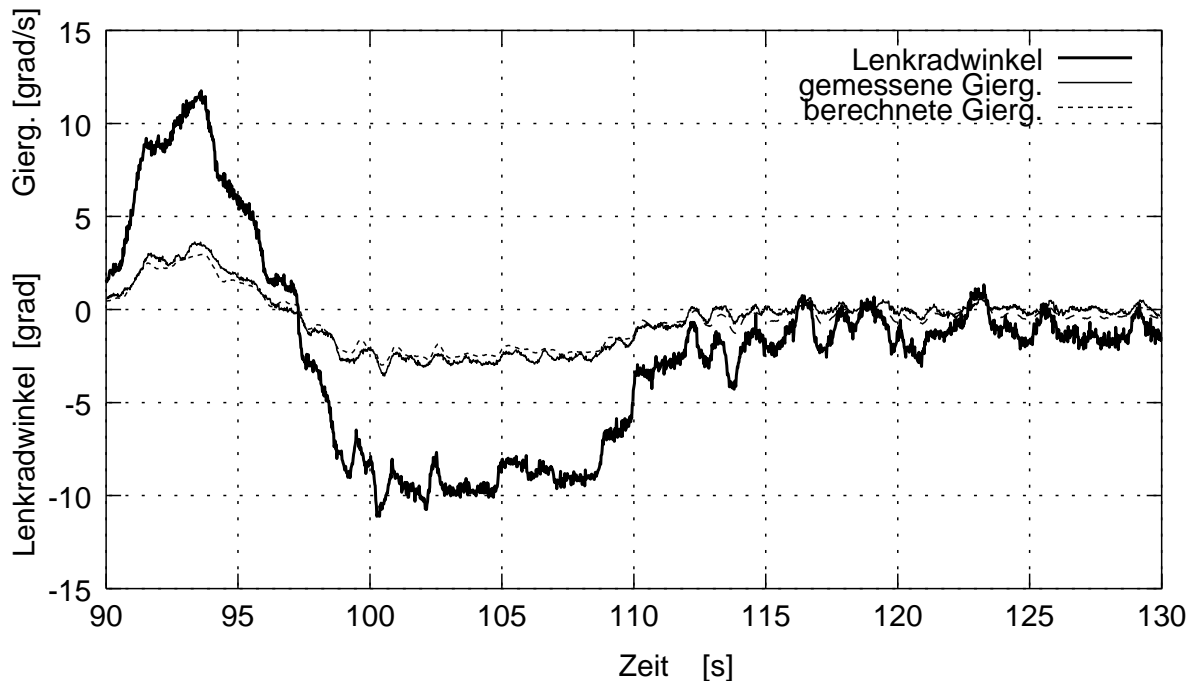


Abb. 3.5: Der auf einem Teilstück der B10 gemessene Lenkradwinkelverlauf stellt die Eingangsgröße für das Einspurmodell dar. Die zweite Eingangsgröße, die Fahrgeschwindigkeit, ist während der gesamten Fahrt konstant bei 120 km/h gehalten worden. Bei größeren Lenkradwinkeln weicht die berechnete Giergeschwindigkeit von der gemessenen ab. Der Gierverstärkungsfaktor ist im Modell noch zu gering.

aber nicht konstant, was aus Abbildung 3.7 hervorgeht. Der Gierverstärkungsfaktor vergrößert sich mit steigendem Lenkradwinkel.

Die im Einspurmodell nicht berücksichtigten Nichtlinearitäten um die Mittellage machen sich offensichtlich hier bemerkbar, wobei die nicht berücksichtigte Reibung nicht der einzige Grund für die Abweichungen sein muß. Viele Automobilhersteller versehen nicht nur ihre Radaufhängungen mit Elastizitäten, sondern auch ihre Lenkgetriebe mit gummigelagerten Aufhängungen. Damit werden in Abhängigkeit von der Querbesehleunigung gezielte Deformationen der elastischen Anbindungen hervorgerufen, die zusätzliche Radwinkel zur Folge haben. Die wirksame integrale Lenkübersetzung<sup>1</sup> ist daher um die Mittellage der Lenkradstellung herum indirekter als die rein kinematische, die mit  $i_s$  angegeben wird. Mit der Bestimmung der Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse  $c_v$ , die die Lenkungssteifigkeit beinhaltet, ist offensichtlich der Bereich

<sup>1</sup>. In [Stoll 1992] wird diese Übersetzung "dynamische Lenkübersetzung" genannt.

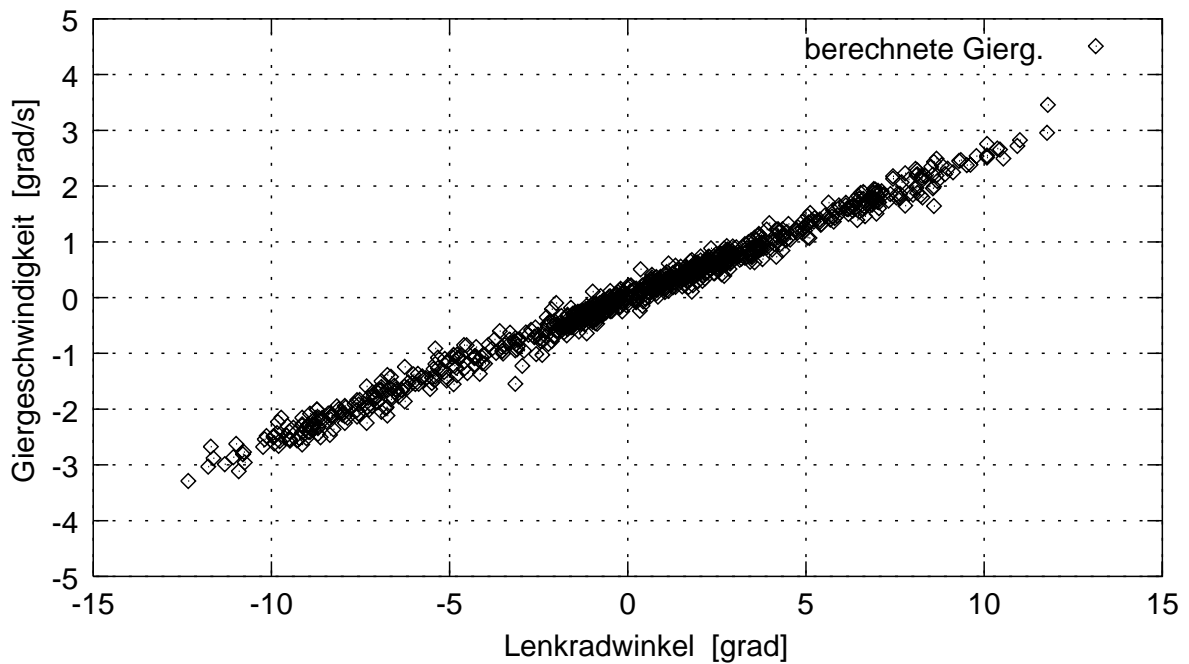


Abb. 3.6: Die berechnete Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_E$  über dem gemessenen Lenkradwinkel aufgetragen. Die Punktwolke läßt sich durch eine Regressionsgerade approximieren. Deren Steigung stellt den Gierverstärkungsfaktor dar.

um die Lenkradmittlestellung nur ungenügend darstellbar. Letztlich erscheint es auch plausibel, da bei der Bestimmung der VorderachsGesamtschräglaufsteifigkeit (siehe Abbildung 3.4) der Quereschleunigungsbereich von 1 bis 4 m/s<sup>2</sup> herangezogen wurde. Es wird stillschweigend davon ausgegangen, daß die so ermittelte Steifigkeit auch ihre Gültigkeit um 0 m/s<sup>2</sup> behält. Da für das Bewertungsverfahren Geradeauslauf die Abbildung des Fahrzeugverhaltens um die Lenkradmittlestellung herum von Bedeutung ist, erscheint es lohnenswert, das Einspurmodell um dieses nichtlineare Verhalten in der Mittellage der Lenkradstellung zu erweitern.

Es macht daher Sinn, die Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse  $c_v$  nicht als Konstante zu ermitteln, sondern als eine Funktion des gemessenen Gierverstärkungsfaktors. Als Randbedingung gilt die Forderung, daß der Gierverstärkungsfaktor sich nicht linear, sondern wie in Abbildung 3.7 dargestellt verhält. Dazu wird eine kubische Regressionskurve<sup>1</sup> der Form

$$\dot{\psi}_K = a \cdot \delta_H^3 + b \cdot \delta_H \quad (3.31)$$

angesetzt, um eine Kennlinie  $\dot{\psi}_K$  für den Gierverstärkungsfaktor aus den Meßwerten

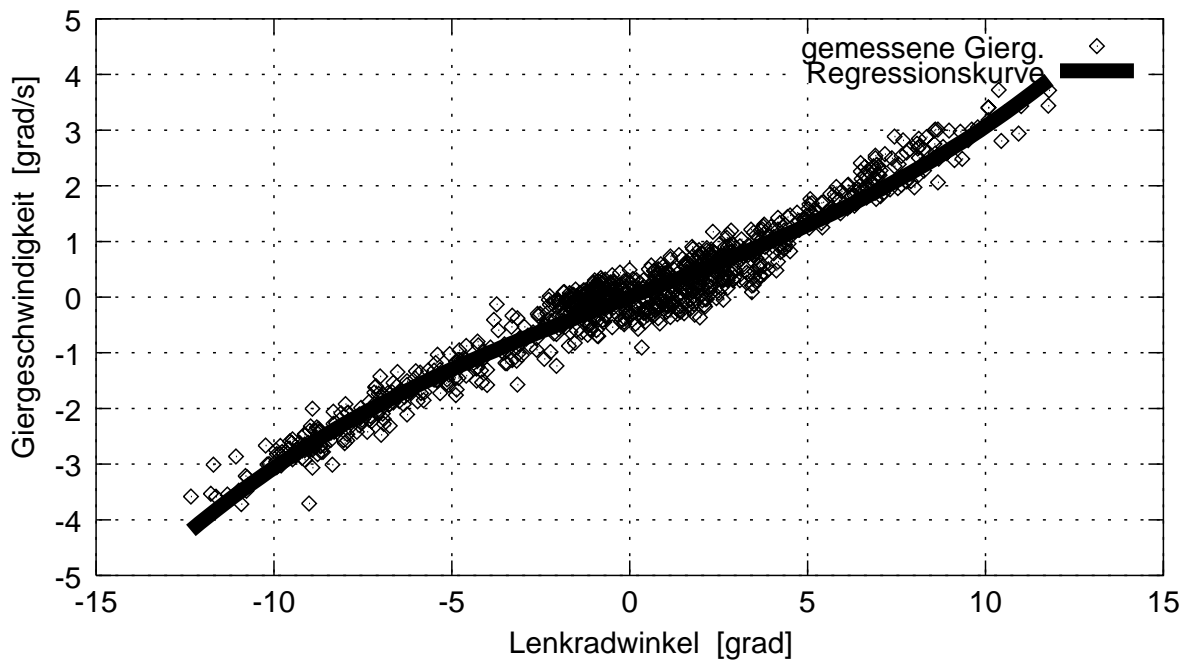


Abb. 3.7: Die gemessene Giergeschwindigkeit  $\dot{\psi}_F$  aufgetragen über dem gemessenen Lenkradwinkel. Das Fahrzeug besitzt keinen konstanten Gierverstärkungsfaktor. Mit größer werdendem Lenkradwinkel wächst der Gierverstärkungsfaktor.

zu ermitteln. Damit läßt sich die Randbedingung wie folgt formulieren:

$$\left( \frac{\dot{\Psi}_E}{\delta_H} \right)_{stat} - \left( \frac{\dot{\Psi}_K}{\delta_H} \right)_{stat} = Min = 0 . \quad (3.32)$$

Nachdem Gleichung (3.6) in (3.32) eingesetzt wurde, ergibt sich

$$\frac{I}{i_s l} \cdot \frac{v}{I + \left( \frac{v}{v_{ch}} \right)^2} - \left( \frac{\dot{\Psi}_K}{\delta_H} \right)_{stat} = 0 . \quad (3.33)$$

Wenn Gleichung (3.10) noch in (3.33) eingesetzt und anschließend nach  $c_v$  aufgelöst wird, kann die Gesamtschräglaufsteifigkeit der Vorderachse in Abhängigkeit des aus

- 
1. Der Ansatz der kubischen Regressionsgleichung hat nur für kleine Lenkradwinkel Gültigkeit. Der Vergleich mit Meßwerten zeigte, daß der kubische Ansatz in Verbindung mit dem Levenberg-Marquardt-Algorithmus [Press et al. 1992] für Lenkradwinkel bis zirka 15 grad geeignet ist.

der Messung ermittelten Gierverstärkungsfaktors ausgedrückt werden:

$$c_v = \frac{i_S \cdot v^2 \cdot m_g \cdot c_h \cdot l_h}{\left(\frac{\dot{\Psi}_K}{\delta_H}\right)_{stat}^{-1} \cdot v \cdot c_h \cdot l - i_S \cdot (c_h \cdot l^2 - v^2 \cdot m_g \cdot l_v)} \quad (3.34)$$

Diese Gleichung ersetzt somit Gleichung (3.30). Wird nun erneut der Ausschnitt des Lenkradwinkelverlaufs dem modifizierten Einspurmodell als Eingangsgröße zur Verfügung gestellt, ergibt sich der in Abbildung 3.8 dargestellte Giergeschwindigkeitsverlauf

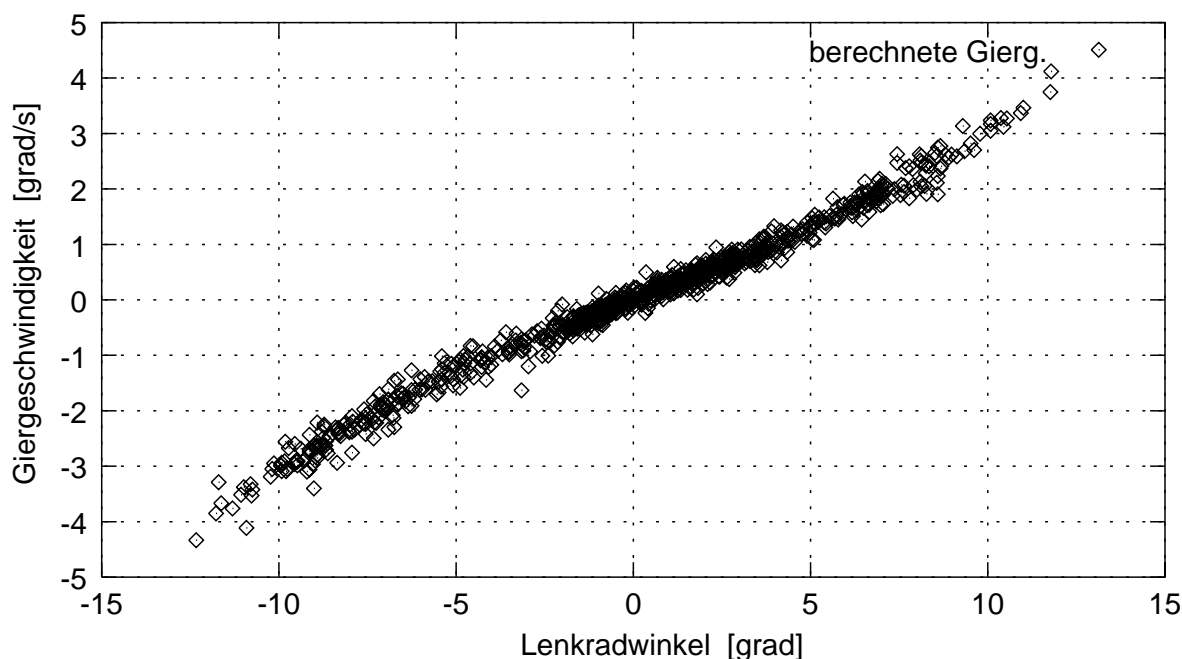


Abb. 3.8: Der Giergeschwindigkeitsverlauf des modifizierten Einspurmodells über dem gemessenen Lenkradwinkel.

über dem gemessenen Lenkradwinkel. Der nichtlineare Verlauf ist deutlich sichtbar. Die Auswirkung der Modifikation des Einspurmodells läßt sich gut in den Zeitschrieben von Abbildung 3.9 erkennen. Dort lassen sich jetzt kaum noch Abweichungen zwischen der gemessenen und der berechneten Giergeschwindigkeit ausmachen. Allerdings fällt auf, daß dort, wo die gemessene Giergeschwindigkeit in etwa zu Null wird, die berechnete Giergeschwindigkeit konform zum Lenkradwinkel leicht negativ ist. Dies ist erklärbar, da ab etwa 112 s eine nach rechts quergeneigte Fahrbahn vorliegt. Der Fahrer muß, um auf dem geraden Kurs zu bleiben, leicht nach links lenken, um den Trend des Fahrzeugs zu kompensieren, dem Hangabtrieb zu folgen. Das Einspurmodell kennt aber keine Querneigung und erhält einen von Null abweichenden Lenk-

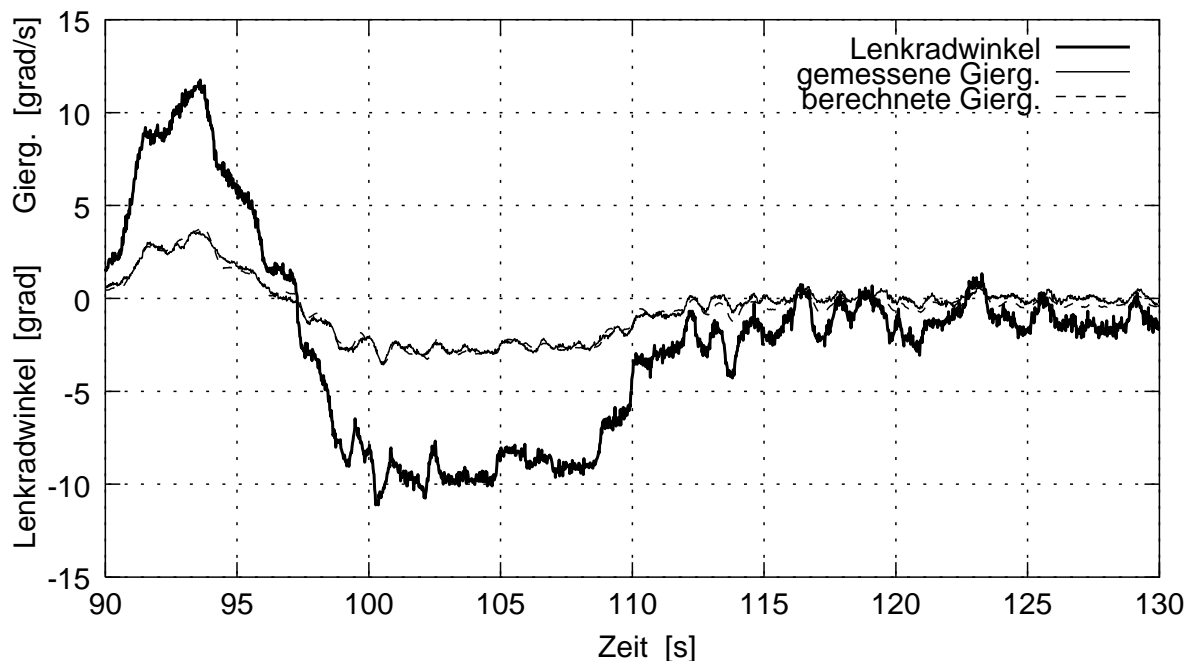


Abb. 3.9: Zwischen gemessener und berechneter Gierygeschwindigkeit lassen sich kaum noch Abweichungen feststellen.

radwinkel, weshalb bei der Berechnung eine entsprechend geringe negative Gierygeschwindigkeit herauskommt. Diese Differenzen, die aufgrund der quergeneigten Fahrbahn zustande kommen, werden in Kapitel 3.2 diskutiert. Die Differenzen, die auf Seitenwindstörungen zurückzuführen sind, werden in Kapitel 3.3 behandelt.

## 3.2 Kennwert für die Geradeausfahrt bei Fahrbahnunebenheiten

Mit Hilfe des in Kapitel 3.1 dargestellten Verfahrens wird in diesem Kapitel ein Kennwert für die Geradeausfahrt auf Fahrbahnunebenheiten vorgestellt. Es werden keine hochfrequenten Fahrbahnunebenheiten untersucht. Es werden die Auswirkungen bei konstanter und wechselnder Querneigung betrachtet.

In Kapitel 3.2.1 werden die Phänomene beim Überfahren eines Querneigungswechsels untersucht und ein Kennwert für die Störanfälligkeit bei Querneigungswechsel



hergeleitet.

Aufgrund der nicht reproduzierbaren Messungen beim Überfahren von Spurrillen wurden die Fahrzeugreaktionen, die durch Spurrillen hervorgerufen werden, anhand von Rechnersimulationen untersucht. Die Ergebnisse werden in Kapitel 3.2.2 vorgestellt.

### **3.2.1 Geradeausfahrt bei wechselnder Querneigung auf der Straße**

Nach den Richtlinien für die Anlage von Straßen [RAS-L 1995] und [RAS-Q 1996] beträgt die Mindest- und Regelquerneigung 2,5 % und ist konstant bei einem geraden Streckenverlauf. Wieso es dennoch Querneigungswechsel bei Geradeausfahrt gibt, soll der nächste Absatz erläutern.

In Kapitel A2.2.2 werden die verschiedenen Querneigungsformen (siehe Abbildung A2.4) vorgestellt. Die Querneigung der Fahrbahn ist notwendig, um das Oberflächenwasser abfließen zu lassen. In Kurven wird die Querneigung derart ausgestaltet, daß das Oberflächenwasser zur Kurveninnenseite abfließt. Folgen zwei entgegengerichtete Kurven (zuerst Rechtskurve und dann Linkskurve oder umgekehrt) aufeinander, muß zwischen den Kurven der Querneigungswechsel erfolgen.

Von dem Querneigungswechsel abgesehen hat das Befahren einer konstant quergelegten Fahrbahn innerhalb einer Kurve Auswirkungen auf das Wahrnehmen der wirkamen Zentrifugalkraft<sup>1</sup> (siehe Abbildung 3.10).

Der Wechsel der Querneigung erfolgt im sogenannten Übergangsbogen. Bei einer Folge von entgegengerichteten Kurven wird der Übergangsbogen als Wendeklothoide ausgestaltet. Das heißt, daß beim Kurvenausgang die Querneigung langsam abnimmt und gleichzeitig der Radius gegen unendlich strebt. Der Beginn der folgenden Kurve kündigt sich an, indem die Querneigung zur entgegengesetzten Seite langsam zunimmt und der Radius von unendlich kommend abnimmt. Die Richt- und Grenzwerte

---

<sup>1</sup>. Die Richtung der Zentrifugalkraft wird in Abbildung 3.10 aus dem bewegten Koordinatensystem angegeben. Die Hangabtriebskraft bringt einen Teil der erforderlichen Zentripetalkraft auf.

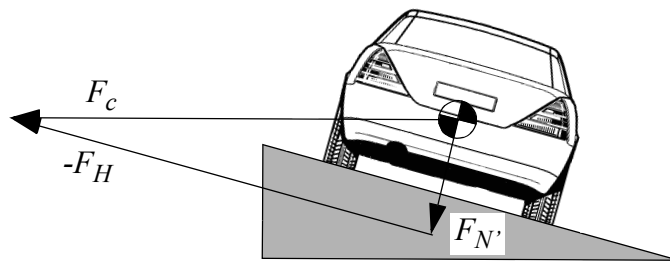


Abb. 3.10: Profil einer quergeneigten Fahrbahn in einer Rechtskurve.

Die Entwässerung des Oberflächenwassers zur Kurveninnenseite hat eine Überhöhung des kurvenäußeren Fahrbahnrandes zur Folge. Dadurch sind beim Durchfahren der Kurve geringere Querbewegungen für den Fahrer spürbar als bei ebener Fahrbahn. Der Kraftschluß zwischen Reifen und Fahrbahn quer zur Fahrtrichtung erlaubt höhere Kurvengeschwindigkeiten, da sich die Zentrifugalkraft  $F_c$  aufteilt in eine Normalkomponente  $F_N'$  und in eine dem Hangabtrieb entgegengesetzte Komponente  $-F_H$ .

für die Länge der Verwindungsstrecke sind der RAS-L [RAS-L 1995] zu entnehmen (siehe Gleichungen (A2.10) und (A2.11)). Werden langgezogene Kurven (Radien über 2 000 m) befahren, wird die Wendeklothoide vom Fahrer als eine Gerade empfunden, da die Länge des Übergangsbogens mit dem Radius wächst (siehe Gleichung (A2.7)). Während dieses scheinbar geraden Streckenabschnitts wechselt die Querneigung.

### 3.2.1.1 Darstellung des Wirkzusammenhangs

Um die Auswirkungen eines Querneigungswechsels detailliert zu untersuchen, wurde ein Fahrzeug mit umfangreicher Meßtechnik ausgerüstet. Wie in Kapitel 2.1.2 bereits erwähnt wurde, gelingt eine zuverlässige Erfassung der Spurabweichung im Feldversuch nur mit aufwendiger Meßtechnik. Bei diesem Versuchsaufbau wurde ein bildverarbeitender Spezialrechner verwendet, der es ermöglichte, alle 80 ms einen Zahlenwert abzuspeichern, der den Abstand des Schwerpunkts zur Fahrspurmitte angibt. Da das Befahren eines Querneigungswechsels mehrfach hintereinander mit mehreren Versuchspersonen und verschiedenen Geschwindigkeiten durchgeführt werden

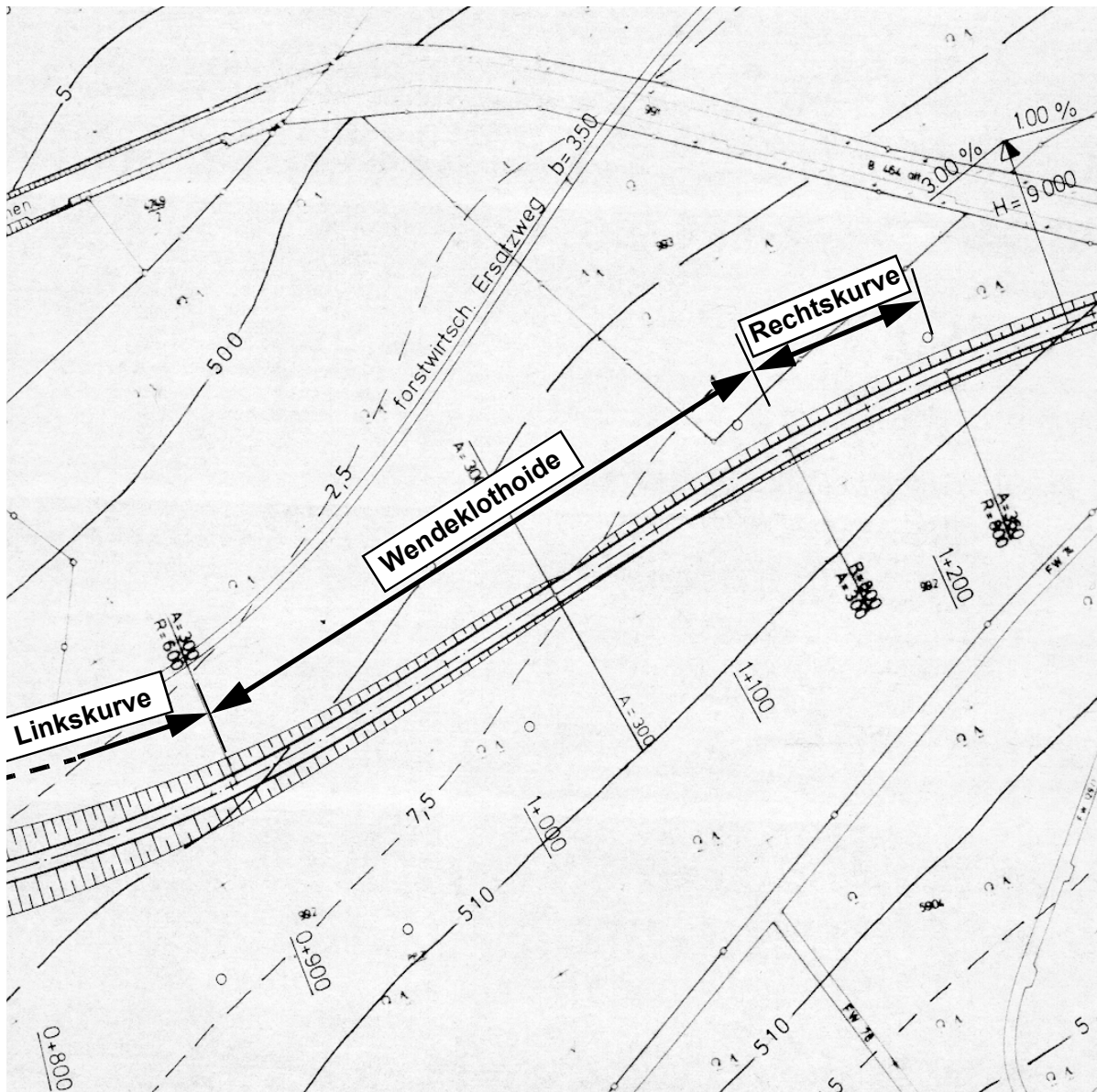


Abb. 3.11: Ausschnitt des Lageplans der B464 im Bereich des Schaichtals. Die neue Trasse enthält die Elemente Linkskurve, Wendeklothoide und Rechtskurve. Am oberen Rand der Abbildung ist der Verlauf der bisherigen Straße erkennbar. Der Ausschnitt des Lageplans entstammt Planungsunterlagen, die freundlicherweise vom Landesamt für Straßenwesen Baden-Württemberg [LfS BaWü] zur Verfügung gestellt wurden.

sollte, wurde eine gering befahrene Bundesstraße gewählt. Um den Querneigungswechsel örtlich exakt feststellen zu können, wurden Planungsunterlagen vom Landesamt für Straßenwesen Baden-Württemberg eingesehen. In Abbildung 3.11 ist der Ausschnitt der B464 dargestellt, der die Wendeklothoide enthält. Diese und die daran anschließenden Kurven sind in der Abbildung 3.12, wo der Lenkradwinkelverlauf und

die Fahrbahnrandhöhen in Abhängigkeit der zurückgelegten Strecke dargestellt sind, zusätzlich markiert, so daß die Zuordnung erkennbar ist.

Der Verlauf der Meßgrößen Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit und seitliche Abweichung von der Fahrspurmitte werden in der Abbildung 3.13 a)-c) diskutiert<sup>1</sup>. Bei allen drei Diagrammen sind die Fahrbahnrandüberhöhungen abgebildet. Wo sich deren Linien kreuzen, findet der Querneigungswechsel statt. Die Fahrgeschwindigkeit betrug bei den hier abgebildeten Meßschrieben jeweils konstant 80 km/h.

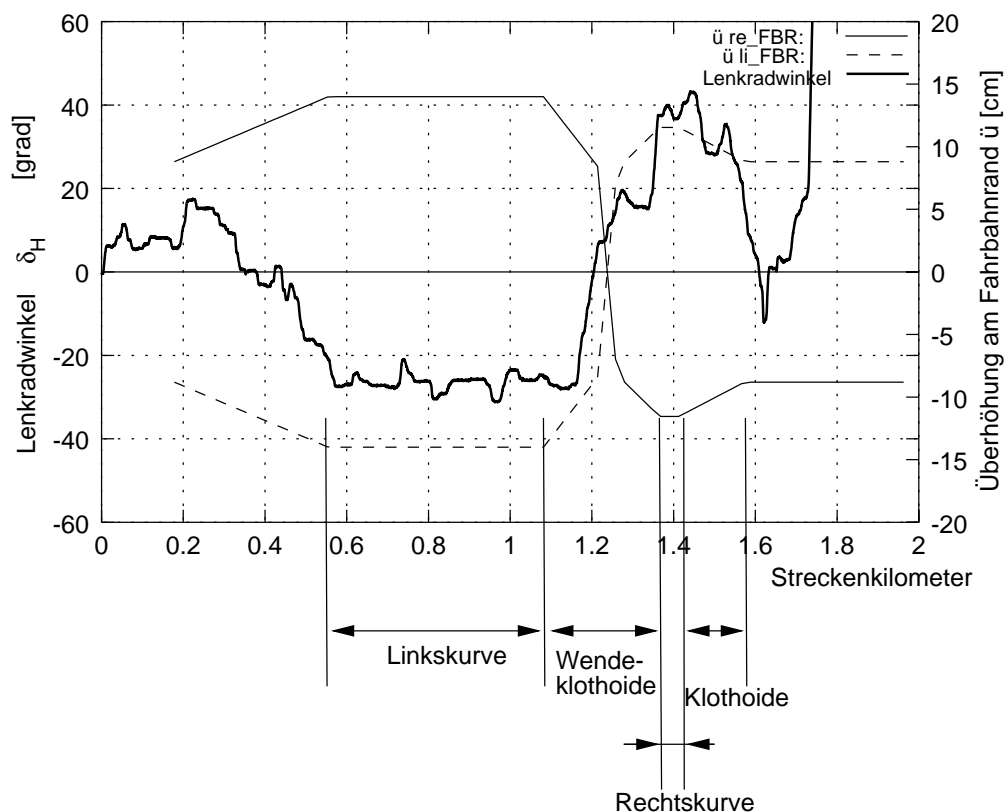


Abb. 3.12: Der Verlauf des Lenkradwinkels über dem zurückgelegtem Weg. Die in Abbildung 3.11 dargestellten Elemente Linkskurve, Wendeklothoide und Rechtskurve sind in dieser Abbildung noch einmal gekennzeichnet.

1. Bei Streckenkilometer 1,8 befand sich ein Parkplatz, der angesteuert wurde um umzudrehen (siehe Abbildung 3.13 a)-c) Lenkradwinkel, Giergeschwindigkeit und Abweichung von Straßenmitte). Die Abweichung von der Straßenmitte wurde durch eine Meßeinrichtung erfaßt, die die Fahrbahnmarkierungen optisch auswertet. Das Signal zwischen Streckenkilometer 0,2 und 0,4 ist gestört, weil dort eine Linksabbiegespur zusätzlich auf der Fahrbahn markiert war (siehe Abbildung 3.13 c)). Das Bildverarbeitungssystem erhielt eindeutige Informationen zwischen Streckenkilometer 0,4 und 1,7.

Die Erläuterung der Diagramme beginnt bei Streckenkilometer 0,55 km. Der Fahrer befindet sich in der Linkskurve, die ab hier einen konstanten Radius besitzt. Er hält sein Lenkrad etwa bei  $-25$  grad. Aus Abbildung 3.13 b) geht hervor, daß er sich mit einer Giergeschwindigkeit von etwa  $-11$  grad/s dreht. Seine Abweichung von der Fahrspurmitte während der Linkskurve beträgt zwischen  $-0,5$  m und  $-0,7$  m (siehe Abbildung 3.13 c)). Die negative Abweichung verrät, daß der Fahrer nach links, also zur Fahrbahnmitte abweicht. Er schneidet demnach die Kurve etwas. Die befahrene Straße hat einen Regelquerschnitt von  $10,50$  m. Eine Fahrspur besitzt dann eine Breite von  $3,25$  m siehe [RAS-Q 1996]. Das verwendete Meßfahrzeug besitzt eine Fahrzeugbreite von  $1,74$  m. Demnach kann sich der Fahrer mit diesem Fahrzeug etwa  $75$  cm nach links oder nach rechts bewegen, ohne dabei die Fahrspurmarkierung zu überfahren. Etwa  $1,1$  km nach Meßbeginn beginnt die Wendeklothoide, und die Fahrbahn beginnt sich zu verwinden, was an den Linien der Fahrbahnrandüberhöhungen zu erkennen ist. Der Fahrer lenkt zurück, und die Giergeschwindigkeit nimmt ab. Bemerkenswert ist das Fahrzeug- und Fahrerverhalten etwa  $1,2$  km nach Meßbeginn.

Ungefähr  $1,2$  km nach Meßbeginn hält der Fahrer nämlich bei zirka  $+8$  grad Lenkradwinkel das Lenkrad kurze Zeit fest. Die Giergeschwindigkeit bleibt ebenso für kurze Zeit konstant, allerdings bei  $-3$  grad/s. Die Fahrbahn ist noch nach links quergeneigt, daher reagiert das Fahrzeug nicht prompt auf den positiven Lenkradwinkel. Da der Fahrer die Spurabweichung nicht größer werden lassen möchte (sie beträgt bei Streckenkilometer  $1,2$  etwa  $-0,7$  m) und er wahrscheinlich bemerkt, daß sein Fahrzeug noch nicht wunschgemäß auf seinen positiven Lenkradwinkel die Drehrichtung geändert hat, vergrößert er seinen Lenkradwinkel auf etwa  $20$  grad. Die Giergeschwindigkeit wandert daraufhin auch prompt in Richtung  $0$  grad/s.

Die negative Spurabweichung wird jetzt sehr schnell abgebaut. Scheinbar wird sie nun derart schnell abgebaut, so daß der Fahrer bei etwa  $1,3$  km nach Meßbeginn sogar wieder etwas Lenkradwinkel zurücknehmen muß und bei zirka  $16$  grad Lenkradwinkel das Steuerrad nicht mehr bewegt. Interessanterweise nimmt dabei die Giergeschwindigkeit noch weiter zu. Dies läßt sich durch die in diesem Moment noch weiter zunehmende Querneigung nach rechts erklären.

Die aus der Sicht des Fahrers "gewohnte" Zuordnung zwischen Lenkradwinkel und Fahrzeugreaktion (Giergeschwindigkeit) wird beim Befahren eines Querneigungs-

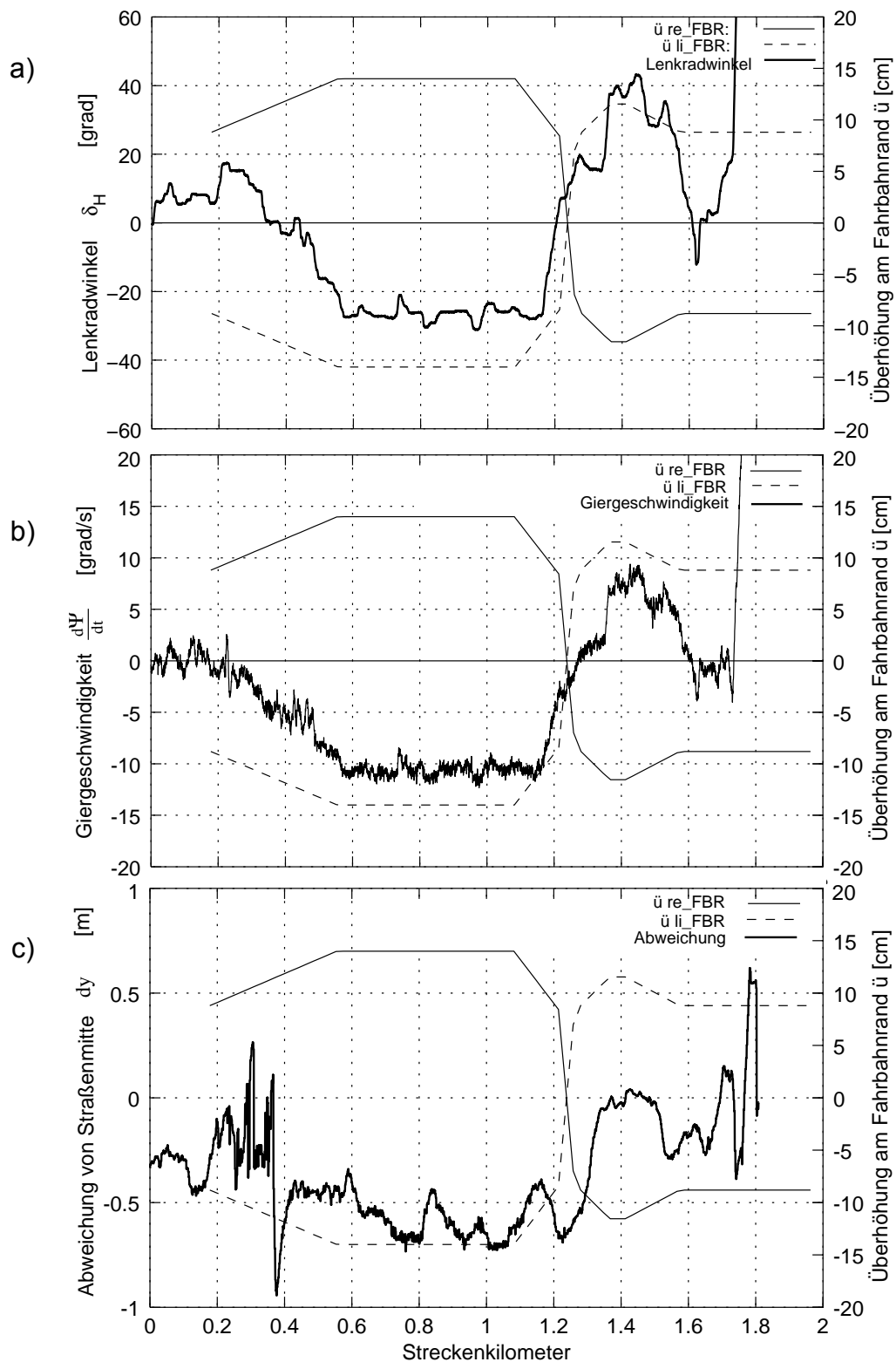


Abb. 3.13: Der Verlauf der Meßgrößen a) Lenkradwinkel, b) Giergeschwindigkeit und c) Abweichung von Straßenmitte in Abhängigkeit der zurückgelegten Strecke. Die Überhöhung der Fahrbahn­ränder ist jeweils zusätzlich eingezeichnet. Dort wo sich die Linien kreuzen findet der Quer­neigungswechsel statt.

wechsels gestört, da das Fahrzeug beim Befahren einer Querneigung ohne weiteres Zutun des Fahrers eine Gierreaktion zeigt. Bei konstanter Querneigung wird diese Gierreaktion durch einen konstanten Lenkradwinkel in die Gegenrichtung kompensiert, was dem Fahrzeugführer leicht fällt. Die Änderung der Querneigung ist von der Störwirkung her gleichzusetzen mit einer Seitenwindböe. Der Fahrer kann in aller Regel den Querneigungswechsel optisch nicht vorhersehen. Er kommt für ihn überraschend und muß daher mit zusätzlichen Lenkkorrekturen ausgeregelt werden.

Die Messungen wurden mehrfach wiederholt. Die Strecke wurde von verschiedenen Fahrern befahren. Es fiel auf, daß jeder Fahrer die kleineren Lenkkorrekturen während der Linkskurve benötigte. Je öfter die Strecke von einem Fahrer befahren wurde, um so glatter war der Verlauf während dieser Linkskurve. An der Stelle des Querneigungswechsels konnten allerdings keine Lerneffekte beobachtet werden. Die Lenkkorrekturen fielen hier abhängig vom Fahrer zwar unterschiedlich heftig aus, aber sie wiesen in ihrem Verlauf immer wieder die gleichen unstetigen Lenkkorrekturmuster auf. Der Fahrer ist offensichtlich nicht in der Lage, mit dem Lenkradwinkel vorzuhalten, um die Auswirkungen des Querneigungswechsels zu reduzieren. Es scheint so, daß er selbst bei wiederholtem Befahren der gleichen Strecke immer wieder überrascht wird, wobei ihm die Aufgabe, die Abweichungen auszuregeln, nicht schwer fällt.

### **3.2.1.2 Kennwert für die Störanfälligkeit bei Querneigungswechsel**

Wie in dem vorhergehenden Unterkapitel 3.2.1.1 anhand eines Streckenabschnitts der B464 gezeigt, reagiert offensichtlich das Fahrzeug auf die Änderung der Fahrbahnquerneigung so, daß Lenkkorrekturen des Fahrers erforderlich sind. Ein Kennwert, der die Störanfälligkeit des Fahrzeugs bei Querneigungswechsel beschreibt, darf allerdings nicht fahrerabhängig sein. Hier hilft der Ansatz, der in Kapitel 3.1 vorgestellt wurde. Dieser Ansatz wird bei der Fahrt auf der B10 angewendet, die mehrere Querneigungswechsel enthält.

Das Einspurmodell erhält die Lenkradwinkel Daten vom Fahrer und berechnet dazu die

Giergeschwindigkeit. Von dieser Giergeschwindigkeit wird die gemessene Giergeschwindigkeit abgezogen, und daraus resultiert der Giergeschwindigkeitsfehler (siehe Abbildung 3.1). Um diesen Giergeschwindigkeitsfehler mit der verursachenden Störgröße in Relation setzen zu können, ist es notwendig, die Störgröße zu messen. Die Strecken, die im Rahmen dieser Untersuchungen befahren wurden, sind aufgrund der vorliegenden Straßenpläne bekannt. In Abhängigkeit von der gefahrenen Strecke kann lokalisiert werden, wann welcher Querneigungswechsel eintritt. Für die Teilstrecke der B10 geht dies aus Abbildung A2.7 hervor. Um die aktuell gültige Querneigung festzustellen, müßte die zurückgelegte Strecke aufgrund der gemessenen Geschwindigkeit berechnet werden. Dieses Vorgehen erwies sich aber als zu aufwendig und zu ungenau. Es wurde daher eine kreiselstabilisierte Plattform in das Fahrzeug eingebaut, mit welcher der Wankwinkel des Fahrzeugaufbaus bezüglich des Erdhorizonts gemessen werden konnte. Mit diesem Wankwinkel kann in guter Näherung die Querneigung der Fahrbahn beschrieben werden. Bei dieser Messung wird zwar nicht exakt die Querneigung der Fahrbahn selbst gemessen, da sich schließlich der Sensor im Fahrzeugaufbau befindet. Aber der Fehler ist gering, da querdynamisch keine hohen

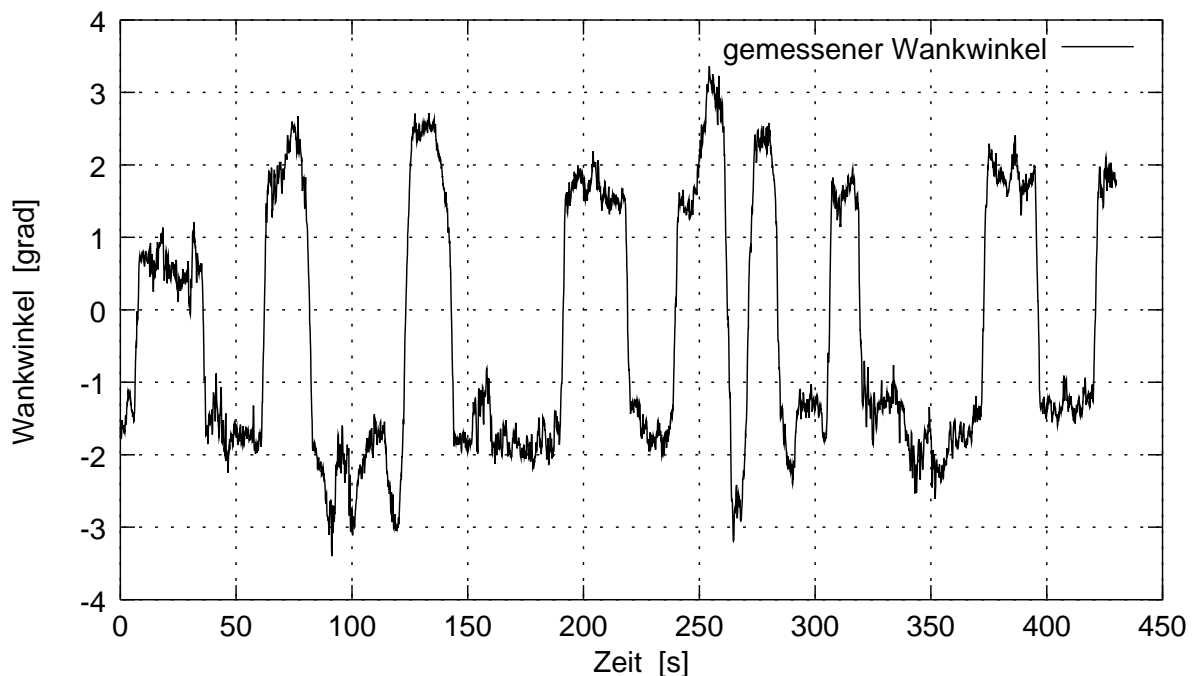


Abb. 3.14: Der gemessene Wankwinkel entlang des mit  $v = 100$  km/h befahrenen B10-Teilstücks. Mit Hilfe des Wankwinkels kann ausreichend genau die Fahrbahnquerneigung angegeben werden.



Beschleunigungen (kleiner als  $0,5 \text{ m/s}^2$ ) im relevanten Meßbereich vorkommen.

Der in Abbildung 3.14 dargestellte Meßschrieb zeigt den Wankwinkel, der beim Befahren des B10-Teilstücks zustande kommt. Die Nullstellen zeigen den Querneigungswechsel an. Sie sind mit den Punkten in Abbildung A2.7 zu vergleichen, bei denen sich die Linien des rechten und des linken Rampenbands (Überhöhung des rechten und des linken Fahrbahnrandes) überkreuzen. Der Mindestquerneigung von 2,5% entspricht bei dem Regelquerschnitt der B10 (RQ26) eine Überhöhung des Fahrbahnrandes von  $\ddot{u}_{re\_FBR} = 0,095 \text{ m}$  (siehe Abbildung A2.7) bei den geraden Streckenabschnitten und einer Fahrspurweite von  $a = 3,5 \text{ m}$ . Der Querneigungswinkel  $\alpha$  von der Fahrbahn, der in Abbildung 3.15 dargestellt ist, läßt sich mit Gleichung (3.35) berechnen.

$$\alpha = \text{arc sin} \left( \frac{\ddot{u}_{re\_FBR}}{a} \right) \quad (3.35)$$

Es ergibt sich ein Querneigungswinkel von aufgerundet  $\alpha = 1,6 \text{ grad}$ . An den Stellen, wo der Wankwinkel in Abbildung 3.14 über 1,6 grad gemessen wird, liegt eine überhöhte Kurve vor.

Mit dem Wankwinkel gelingt es, die Störgröße Fahrbahnquerneigung ausreichend genau meßtechnisch zu ermitteln. Wird nun der berechnete Giergeschwindigkeitsfehler

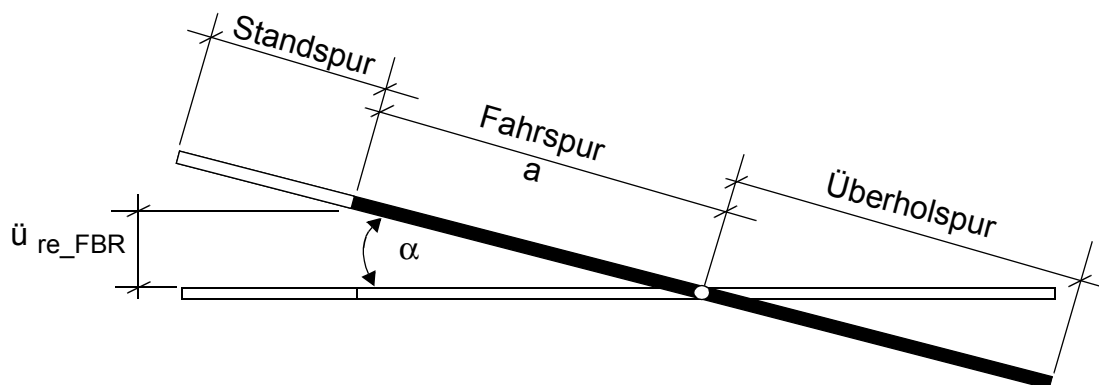


Abb. 3.15: Der Querschnitt einer Fahrbahn mit dem Profil RQ26 (üblicherweise zweispurige Bundesfernstraßen). Der Querneigungswinkel  $\alpha$  beträgt aufgerundet 1,6 grad bei einer Fahrspurweite  $a$  von 3,5 m und einer Fahrbahnrandüberhöhung  $\ddot{u}_{re\_FBR}$  von 9,5 cm. Dies entspricht der Mindestquerneigung von 2,5%.

über dem Wankwinkel aufgetragen, läßt sich anhand des dabei zu beobachtenden linearen Zusammenhangs ein Kennwert nach Gleichung (3.36) ableiten.

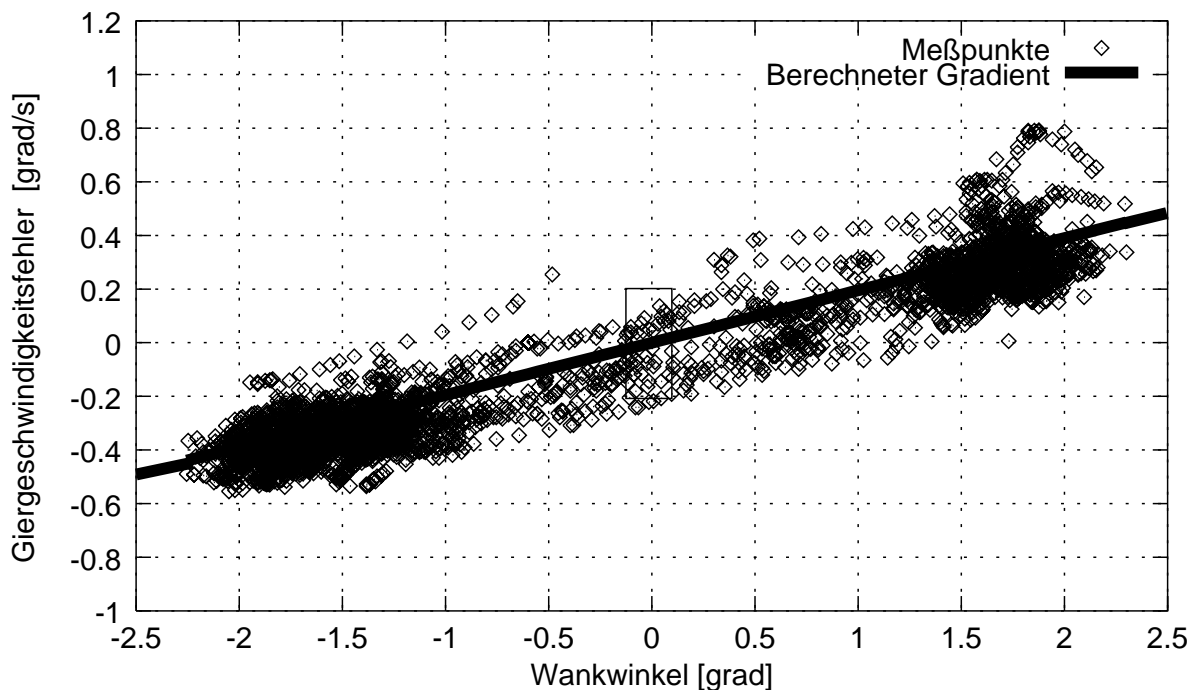


Abb. 3.16: Der berechnete Giergeschwindigkeitsfehler über dem gemessenen Wankwinkel aufgetragen. Der Wankwinkel quantifiziert die Störgröße Fahrbahnquerneigung.

Der zu berechnende Gradient wird mittels Gleichung (3.36) generiert:

$$\frac{\partial \Delta \dot{\psi}}{\partial \varphi} = \text{Med} \left( \frac{\Delta \dot{\psi}_i - \Delta \dot{\psi}_{i-1}}{\varphi_i - \varphi_{i-1}} \right) \quad \text{mit } i=1, \dots, N \quad (3.36)$$

Der Giergeschwindigkeitsfehler-Wankwinkel-Gradient wird ermittelt, indem der Median von allen Quotienten bestimmt wird. Der Quotient besteht im Zähler aus der Differenz zweier aufeinanderfolgender berechneter Giergeschwindigkeitsfehler und im Nenner aus der Differenz zweier aufeinanderfolgender gemessener Wankwinkel. In Abbildung 3.16 sind die zwei Punktwolken deutlich zu erkennen. Sie beschreiben den "Ort", wo sich das Fahrzeug am längsten aufhält. Nämlich zum einen bei einer konstanten Querneigung von etwa -1,6 grad und zum anderen bei etwa 1,7 grad. Der Bereich zwischen diesen Wolken wird jedesmal bei einem Wechsel der Querneigung "durchfahren". Bei der in Abbildung 3.16 gezeigten Darstellung wurde nur jeder sechste Meßpunkt wie-

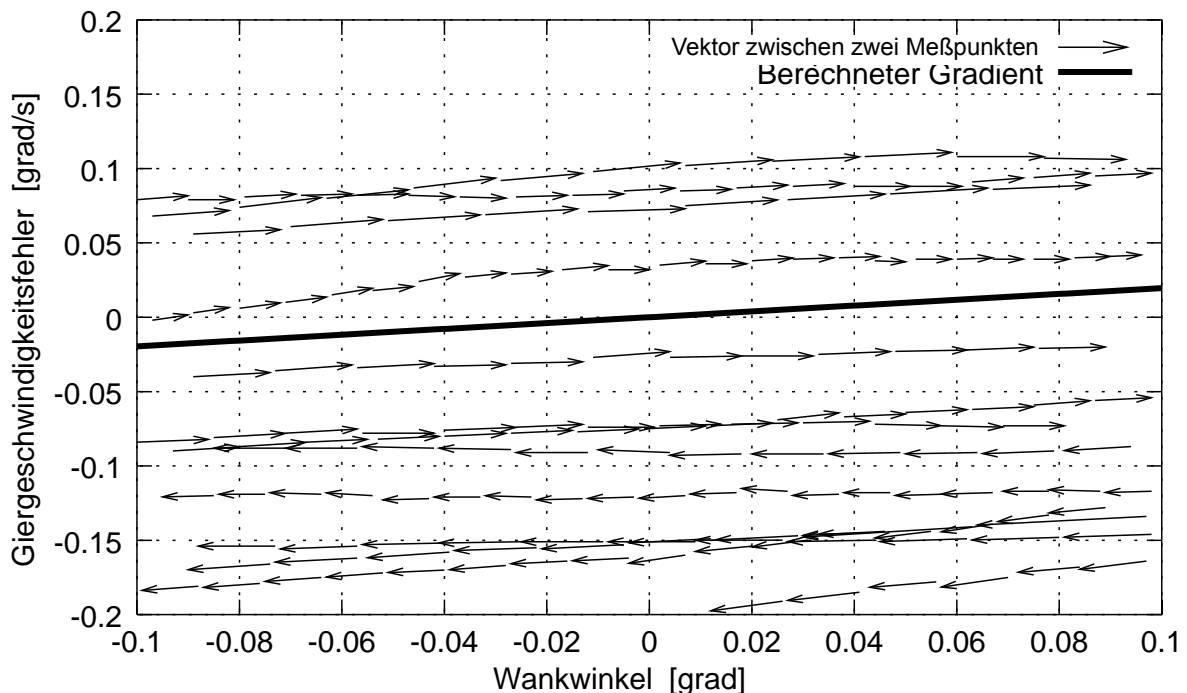


Abb. 3.17: Der aus Abbildung 3.16 vergrößerte Bereich um den Nullpunkt. Um die Richtung der Zustandsänderungen angeben zu können, werden nun die Meßpunkte im Vektorfeld angezeigt.

dergegeben. Sonst wäre das Diagramm zu dunkel eingefärbt worden. Um deutlicher darzustellen, wie der Kennwert ermittelt wird, wird der in Abbildung 3.16 mit einem Rechteck gekennzeichnete Bereich um den Nullpunkt noch einmal vergrößert in Abbildung 3.17 dargestellt, die jetzt alle Meßpunkte enthält.

Durch die Ausdehnung des in Abbildung 3.16 markierten Rechtecks in y-Richtung erscheint nun in Abbildung 3.17 die Gerade, die den Gradienten beschreibt, deutlich flacher. Dadurch sind jetzt aber besser die aufeinanderfolgenden Meßpunkte zu erkennen, von denen jeweils zwei benachbarte durch einen Vektor verbunden dargestellt werden. Der Kennwert ergibt sich, indem der mittlere Gradienten von all diesen Vektoren bestimmt wird. Um gegen Ausreißer robust zu sein, wird er mit dem Median bestimmt.

Das Zustandekommen des positiven und negativen Giergeschwindigkeitsfehlers sei an dieser Stelle detailliert erläutert: Bei einem positiven Wankwinkel liegt eine nach links quergeneigte Fahrbahn vor. Dieser Querneigung möchte das Fahrzeug folgen. Dies versucht der Fahrer zu verhindern, indem er leicht nach rechts lenkt. Das Einspurmodell erhält diesen positiven Lenkradwinkel und berechnet hierzu eine positive Gier-

geschwindigkeit. Der Giergeschwindigkeitsfehler ergibt sich durch die Subtraktion der gemessenen Giergeschwindigkeit von der berechneten. Da der relevante Meßbereich nur die Teilstücke der Versuchsstrecke enthält, die der Fahrer als Gerade wahrnimmt, beträgt die gemessene Giergeschwindigkeit stets in etwa 0 grad/s. Dadurch entsteht ein positiver Giergeschwindigkeitsfehler. Der negative Fehler entsteht analog auf der nach rechts quergeneigten Fahrbahn bei negativen Wankwinkeln.

### **3.2.2 Geradeausfahrt bei Spurrillen in der Simulation**

In dem Bericht über das im Oktober 1985 abgehaltene Kolloquium der Arbeitsgruppe "Fahrzeug und Fahrbahn" [FGSV-Kolloquium 1985] werden mehrere Forschungsarbeiten dargestellt, die alle das Ziel verfolgen, Unebenheiten zu erfassen und zu bewerten. Es wird unterschieden zwischen Unebenheiten im Quer- und im Längsprofil. In dem Kapitel "Erfassung und Bewertung von Unebenheiten im Querprofil" wird insbesondere auf die Unebenheiten bei Spurrillen eingegangen. Die Technik der Erfassung und die dabei verwendete Meßmethodik wird dort detailliert erläutert. Es wird betont, daß zwischen Erfassung und Bewertung unterschieden werden müsse. Bei der Bewertung solle nicht die geometrisch erfaßte Verformung der Fahrbahn bewertet werden, sondern vielmehr deren Auswirkungen auf die Fahrzeugsicherheit.

Es wird hier versucht, gerade diese Auswirkungen auf die Fahrzeugsicherheit mittels gemessener und simulierter Fahrzeugbewegungsgrößen zu beschreiben.

Auf einer realen Straße mit deutlich ausgeprägten Spurrillen wurden mehrere Versuchsfahrten durchgeführt. Die Tatsache, daß abhängig vom Fahrer die Spurrillen sehr unterschiedlich befahren werden können (siehe hierzu auch [Mitschke 1983]), legte nahe, daß weitere Feldversuche kaum Hoffnungen zuließen, einen Kennwert für die Spurrillenempfindlichkeit ausfindig machen zu können. Die Fahrzeugreaktionen treten deutlich in Erscheinung, wenn ein Spurrillenkanal langsam und allmählich befahren wird und dabei das Lenkrad mit wenig Handkraft in seiner momentanen Stellung gehalten wird. Die Fahrzeugreaktionen treten weniger deutlich in Erscheinung, wenn die Spurrillenkanäle mit größeren Lenkradwinkelausschlägen überquert werden und dabei

das Lenkrad mit großer Handkraft geführt wird.

Daher werden Simulationen durchgeführt, in denen kein Fahrer abgebildet wird. Das Lenkrad ist stets auf Geradeausstellung fixiert.

### 3.2.2.1 Darstellung des Wirkzusammenhangs

In diesem Kapitel sollen die durch die Spurrillen verursachten Kursabweichungen näher betrachtet werden. Genau genommen geht es nun um das Zustandekommen von Kursabweichungen.

Rollt ein Reifen auf einer schiefen Ebene ab, wird er das Bestreben haben, bergauf zu rollen. Dies kann wie folgt nachvollzogen werden:

In Realität deformiert sich der Reifen entsprechend seinem Untergrund. Das Abrollen auf einer schiefen Ebene kann dem eines Reifens, der unter großem Sturzwinkel abrollt, gleichgesetzt werden (siehe Abbildung 3.18).

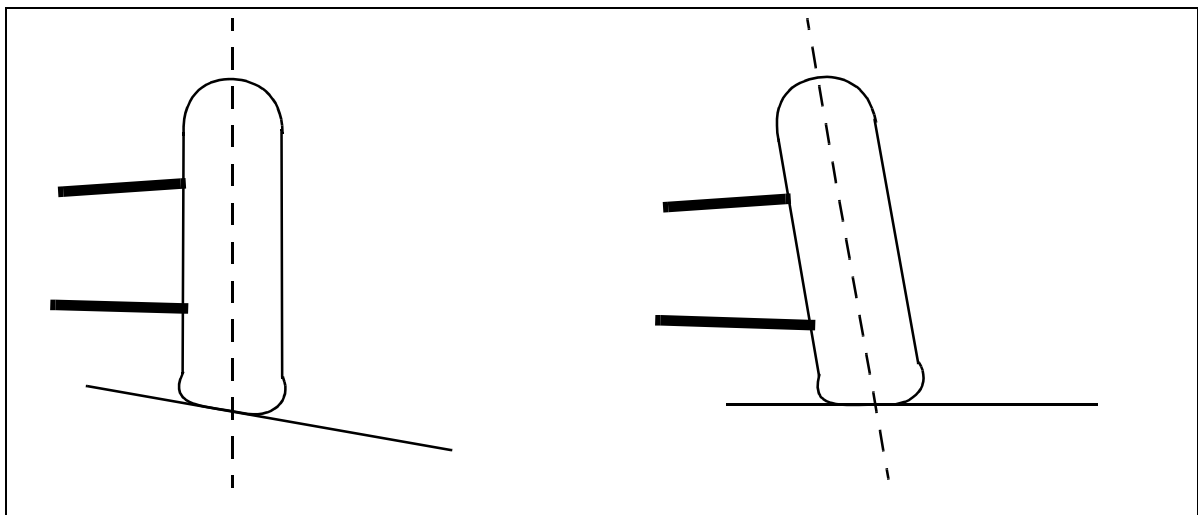


Abb. 3.18: Ein Rad, welches ohne Sturzwinkel auf einer schiefen Ebene abrollt, entspricht einem Rad, welches unter Sturz auf ebenem Untergrund abrollt.

Von einem unter Sturz rollenden deformierbaren Reifen ist bekannt, daß er, vergleichbar einem Kegelstumpf, nicht geradeaus abrollt, sondern seine Richtung ändert. Dies würde für den auf der schiefen Ebene abrollenden Reifen bedeuten, daß dieser bergauf rollen möchte. Sind die Verhältnisse bei beiden Rädern einer Achse exakt symme-

trisch, würde die Achse, ohne sich in Querrichtung zu bewegen, weiter geradeaus fahren, da das linke sowie das rechte Rad gleichermaßen bergauf rollen möchten. In Realität sind die Verhältnisse am linken und am rechten Rad höchstens für sehr kurze Zeit gleich. Entweder ändert der Fahrer durch eine minimale Lenkbewegung den Kurs, oder die Spurrille ändert sich in ihrer geometrischen Form. Beides führt zu asymmetrischen Kräfteverhältnissen, woraufhin die Achse eine Querbewegung ausführt.

In [Reimpell et al. 1988] wird das Seitenkraftverhalten eines geradeaus laufenden Reifens auf ebenem Untergrund beschrieben. Dort werden die Kräfte erläutert, die aufgrund der inneren Struktur des Reifens zustande kommen. Es wird zwischen der Winkelkraft und der Konuskraft unterschieden. Die Winkelkraft resultiert aus der Abplattung des Reifens innerhalb des Latsches. Der umfangssteife Gürtel bewirkt durch die aufgezwungene Verkürzung eine seitliche Auswanderung der Bodenaufstandsfläche. Die Konuskraft resultiert aus den außermittig angeordneten Gürtellagen, wodurch der Reifen ohne äußere Einwirkung bereits eine konische Form annehmen kann. Der Effekt ist der gleiche wie bei einem unter Sturz abrollendem Reifen. Der Reifen rollt wie ein Kegel in Richtung des kleineren Durchmessers ab.

Nicht nur das Fahrzeug mit seinen Fahrwerksparametern, sondern auch der Reifen mit seinem konstruktiv bedingten Seitenkraftverhalten beeinflusst den Grad der Spurrillenempfindlichkeit.

Anhand von Simulationen wird nun das Verhalten eines Fahrzeugs untersucht, welches auf Spurrillen fährt, so daß jeweils die Reifeninnenschulter verstärkt belastet wird.

### **3.2.2.2 Simulationsergebnisse**

Es wird eine vereinfachte Spurrille im Rechner abgebildet. Der Spurrillenkanal wird mittels einer einfachen Kosinusfunktion nach Gleichung (3.37) dargestellt.

Die Fahrspurbreite  $a$  wird auf 3,50 m, der Abstand vom Fahrbahnrand  $b$  auf 0,70 m, die Spurrillenkanalbreite  $B$  auf 0,50 m und die Spurrillentiefe  $H$  auf 0,015 m festgesetzt. Damit wird, wenn auch von einer vereinfachten geometrischen Form ausgehend, eine

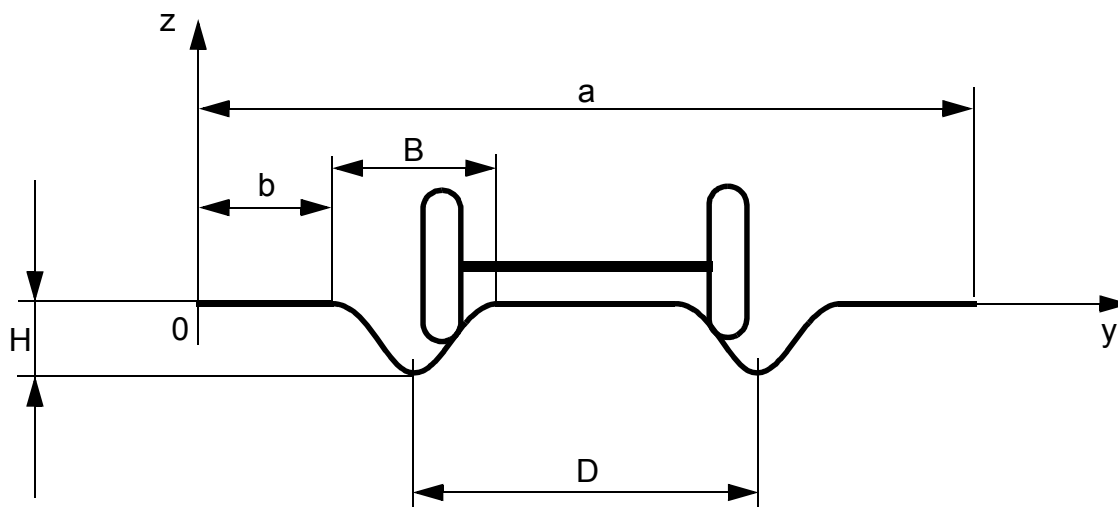


Abb. 3.19: Die im Rechner vereinfachte Spurrille besitzt die Parameter  $a$  (Fahrspurweite),  $b$  (Abstand vom Fahrbahnrand),  $B$  (Spurrillenkanalbreite),  $D$  (Spurrillenkanalabstand), und  $H$  (Spurrillentiefe).

realistische Spurrille beschrieben. Der Spurrillenkanalabstand  $D$  wird derart eingestellt, daß beim verwendeten Fahrzeug die Reifeninnenschulter mehr als die Außenschulter belastet wird.

$$z(y) = \begin{cases} 0 & \text{für } y < b \text{ und } b+B \leq y < b+D \text{ und } b+B+D \leq y < a \\ -\frac{H}{2} \left( 1 - \cos\left(\frac{2\pi}{B}(y-b)\right) \right) & \text{für } b \leq y < b+B \\ -\frac{H}{2} \left( 1 - \cos\left(\frac{2\pi}{B}(y-(b+D))\right) \right) & \text{für } b+D \leq y < b+B+D \end{cases} \quad (3.37)$$

Zur Simulation des Fahrverhaltens wurde das Programmpaket CASCaDE [Rauh 1990] verwendet. Dabei kam das Ringschalen/Bürsten-Modell BRIT [Gipser 1995] zur Nachbildung des Reifenverhaltens zum Einsatz. In BRIT wird der Stahlgürtel als starre, massebehaftete, elastisch an die Felge angekoppelte Ringschale abgebildet. Zu dieser Starrkörper-Modellierung kommen die quasistatisch-elastischen Verschiebungen, Verdrehungen und Verzerrungen der Aufstandsfläche relativ zur Gürtellage als Funktion der angreifenden Kontaktkräfte und -momente. Da BRIT in der Lage ist, die Auslenkung der einzelnen Reifenstollen in Längs- und Querrichtung selbst bei langwelligen Bodenunebenheiten zu berechnen, ergaben die Simulationsergebnisse mit diesem Reifenmodell die plausibelsten Ergebnisse.

In Abbildung 3.20 wird das Fahrzeugverhalten beispielhaft für einen Mittelklassewagen dargestellt. Bei dem Fahrzeug wurde das Lenkrad in Geradeausstellung fixiert. Selbst bei exakter Geradeausstellung fuhr das Fahrzeug allerdings nicht zwangsläufig auf einer Geraden mit einer Giergeschwindigkeit von 0 grad/s. Der Grund für dieses Verhalten liegt in den Asymmetrien der Lenkungs-Vorderachseineinheit. Das Lenkgetriebe ist bei diesem Fahrzeug links von der Fahrzeugmitte angebracht. Daher wird zur Anbindung des linken Vorderrades eine kürzere Spurstange benötigt als zum weiter entfernten rechten Vorderrad. Da selbst solche konstruktiven Unterschiede in CASCaDE berücksichtigt werden, wird das dynamische Fahrzeugverhalten sehr realitätsnah dargestellt. Vor allem werden diese Details erst sichtbar, wenn gerade wie bei der Thematik Geradeauslauf auf sehr kleine Veränderungen und sehr kleine Störkräfte geachtet

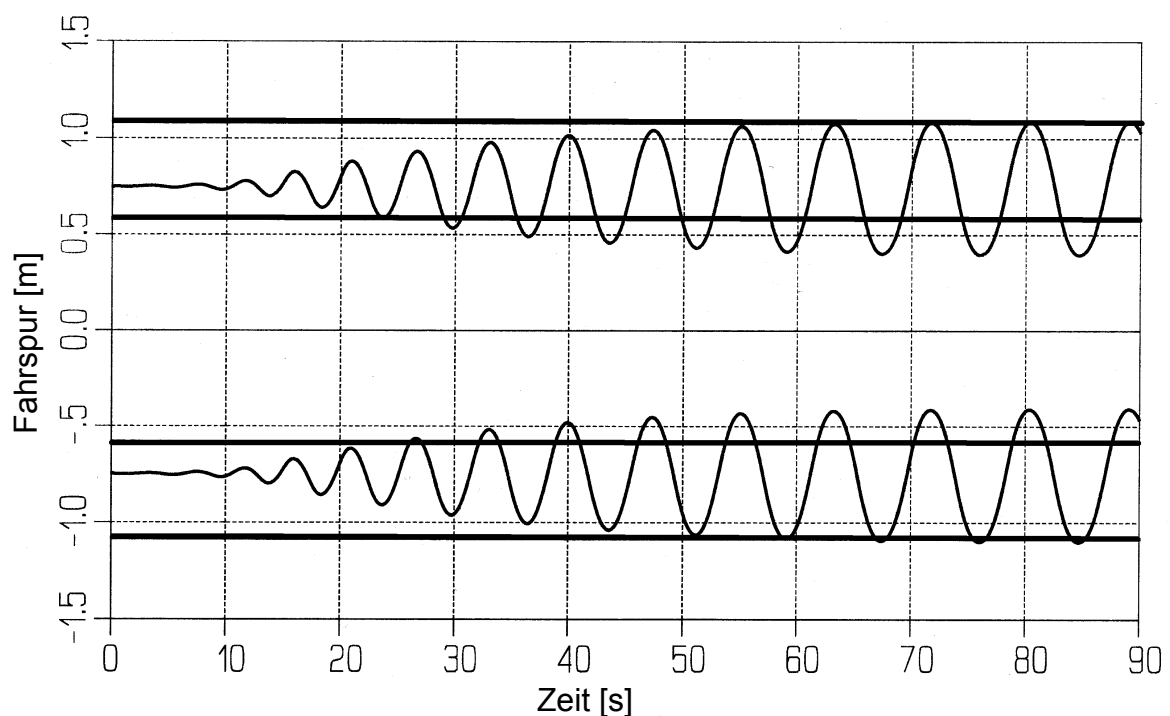


Abb. 3.20: Die horizontalen Linienpaare zeigen den jeweiligen Spurkanal an. Als Zeitschriebe sind die y-Koordinaten (Querbewegungen) der Radaufstandspunkte des rechten und linken Vorderrades dargestellt. Das Mittelklassefahrzeug, welches hier stationär mit der Längsgeschwindigkeit  $v=100$  km/h auf der Spurrille mit festgehaltenem Lenkrad fährt, vollzieht eine aufklingende oszillatorische Querbewegung, die etwa bei 60 s ihre maximale Amplitude erreicht hat.

werden muß.

Die Simulationen wurden daher so ausgeführt, daß das Lenkrad mit jenem Winkel fi-



tiert wurde, bei welchem das Fahrzeug exakt geradeaus lief. Fuhr das Fahrzeug mit der angestrebten Geschwindigkeit konstant, befuhr es den Spurrilleneinlauf. Das Fahrzeug fuhr dabei mittig auf die Spurrille zu. Die Fahrbahn war zunächst eben. Dann nahm die Spurrillentiefe über eine Strecke von 100 m kontinuierlich zu bis zu dem vorgegebenem Endwert. Dadurch sollte vermieden werden, daß das Fahrzeugverhalten durch einen instationären Vorgang, wie impulshaltige Vertikalstöße, beeinträchtigt wird.

Hat die Spurrillentiefe nach 100 m ihrem Endwert erreicht, beginnt die Zeitmessung. In Abbildung 3.20 läßt sich die leicht aufklingende oscillatorische Querbewegung erkennen. Wegen der in 3.2.2.1 beschriebenen Zusammenhänge haben beide Räder das Bestreben, die schiefe Ebene aufwärts zu rollen. Wegen der erwähnten Asymmetrien kommt es zu einem Kräfteungleichgewicht, weswegen es eine bevorzugte Querrichtung gibt. Wandert allerdings ein Reifen bergauf, verringert sich der Winkel der schiefen Ebene derart, daß die Tendenz des Bergaufrollens geschwächt wird. Gleichzeitig

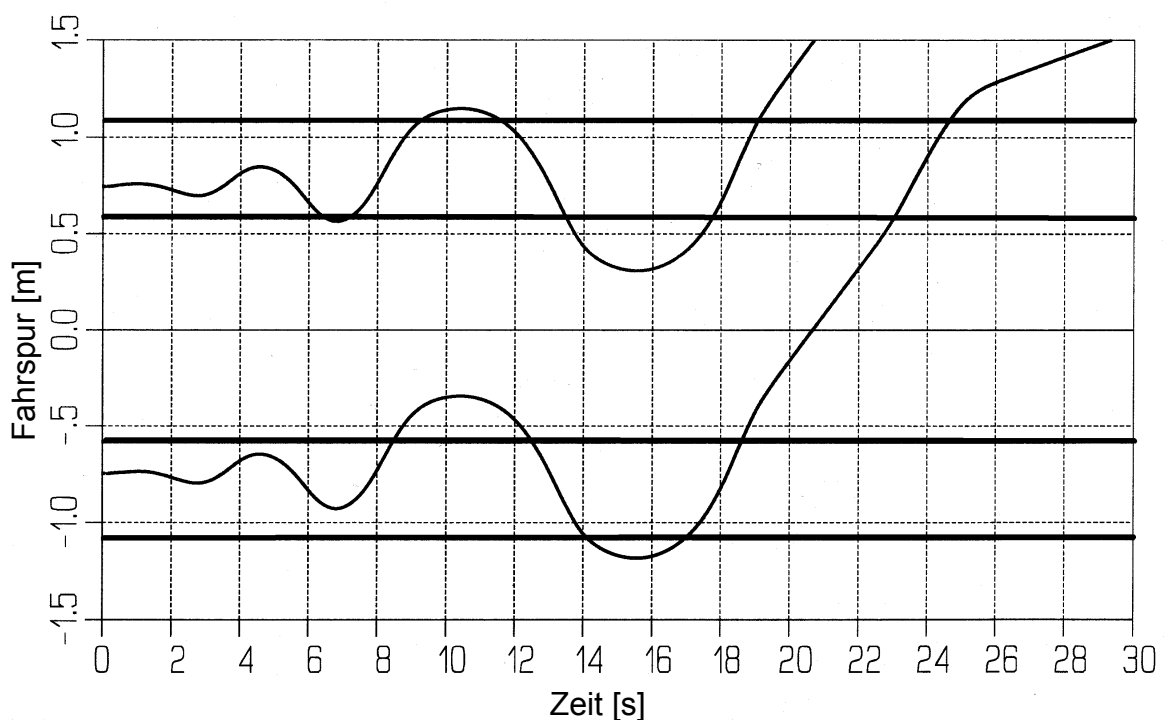


Abb. 3.21: Der gleiche Mittelklassewagen wie in Abbildung 3.20 wird noch einmal auf der Spurrille fahren gelassen. Nun aber mit einer Längsgeschwindigkeit von  $v=160$  km/h. Nach etwa 19 s verläßt das Fahrzeug seine Fahrspur.

vergrößert sich der Winkel der schiefen Ebene bei dem bergabrollenden Rad, weshalb

die Tendenz des Bergaufrollens verstärkt wird. Die Pendelbewegung wird derart groß, daß das eine Rad sogar den Spurrillenkanal verläßt, während das andere seinen Spurrillenkanal noch nicht verlassen hat.

Der in Abbildung 3.21 dargestellte Verlauf der Radaufstandspunkte zeigt, daß sich bei einer Längsgeschwindigkeit von  $v=160$  km/h nach bereits 19 s eine derart heftige Pendelbewegung ergibt, daß es zum endgültigen Verlassen der Spurrille kommt.

Die Simulationen zeigen, daß der in Abbildung 3.19 gezeigte Fall in der Tat ein für die Fahrstabilität kritische Konstellation von Spurweite und Spurrillenkanalabstand darstellt. Es wurden noch weitere Simulationen durchgeführt, bei welchen der Spurrillenkanalabstand variiert wurde. Nur bei jenem Fall, bei welchem die Reifeninnenschulter belastet wird, tauchen derartig heftige Pendelbewegungen auf.

Bei dem Entwurf eines neuen Fahrzeugs und dessen Achsen wäre es demnach von Vorteil, die kritische Spurweite von etwa 1,70 m zu vermeiden. Breitgebaute Luxuslimousinen erreichen immerhin eine Spurweite von etwa 1,60 m. Diese Fahrzeuge bezüglich ihrer Spur noch breiter werden zu lassen, könnte sich für deren Fahrstabilität nachteilig auswirken.

Es sind einige Simulationsuntersuchungen aus der Literatur bekannt, die das Phänomen der Spurrillenfahrten näher ergründen. Ein Forschungsprogramm aus dem Jahre 1986 [Gnadler 1986] befaßte sich mit dem Befahren von Spurrillen. In dieser Arbeit sollte eine absolute Grenze der Spurrillentiefe erarbeitet werden, ab der die Fahrzeugsicherheit erheblich eingeschränkt ist. Die Bewertung wurde anhand zweier Manöver durchgeführt, die auf dem Rechner nachgebildet wurden:

- a) Fahrt in Richtung der Spurrillen mit starker Bremsung und
- b) Ausscheren aus den Spurrillen zum Überholen mit gleichzeitigem Beschleunigen.

Es wird die Aussage getroffen, daß Spurrillentiefen zwischen 35 und 45 mm die kritische Grenze darstellten.

Die Arbeit von Nagai und Koike [Nagai et al. 1993] beschreibt ein Modell, mit dem die Stabilität von Nutzfahrzeugen untersucht wird. Die Fahrzeuge fahren auf einer synthetischen Spurrille. Die Autoren finden heraus, daß die Erhöhung der Spurrillentiefe und der Fahrgeschwindigkeit drastisch die Fahrstabilität verringern. Sie bewerten dies anhand der Nullstellen der charakteristischen Gleichung in der komplexen Ebene.

Das Modell bildet das Fahrzeugverhalten und die Lenkungsanlage ab. Im Laplace-Ber-

reich wird die Übertragungsfunktion aufgestellt. Die Nullstellen der charakteristischen Gleichung vierter Ordnung werden in der komplexen Ebene betrachtet. Das System ist um so stabiler, je weiter die Nullstellen links der imaginären Achse liegen. Die Erhöhung der Spurrillentiefe regt das System zu größeren Schwingungen an (die konjugiert komplexen Nullstellen wandern entlang der imaginären Achse um so weiter auseinander, je tiefer die Spurrille ist). Die Erhöhung der Fahrgeschwindigkeit reduziert die Dämpfung der durch die Spurrillen angefachten Schwingungen (die konjugiert komplexen Nullstellen wandern entlang der reellen Achse um so weiter nach rechts in den instabilen Bereich, je höher die Fahrgeschwindigkeit ist).

Die Arbeit von Shida und Suekawa [Shida et al. 1995] verwendet die gleiche Bewertungsmethode wie Nagai. Shida und Suekawa untersuchen die Einflüsse der Spurrillen auf die Fahrstabilität von zwillingsbereiften Nutzfahrzeugen.

Die Einflüsse von Spurrillen auf Personenkraftwagen werden in der Arbeit von Kato und Haraguchi [Kato et al. 1996] beschrieben. Sie bilden in ihrem Modell allerdings nicht die gesamte Spurrille ab, sondern lediglich eine schiefe Ebene. Sie bewerten die Stabilität anhand der berechneten Seitenkräfte, Lenkradmomente und Schräglaufwinkel.

Die Simulationsuntersuchungen eignen sich hervorragend, um Phänomene zu erklären oder sie überhaupt erst zu erkennen. Simulationen können einen Beitrag leisten, um grundsätzliche Zusammenhänge und Abhängigkeiten aufzuzeigen. Ein geeignetes Verfahren daraus abzuleiten, um beim realen Fahrversuch eine Bewertung vornehmen zu können, scheidet allerdings bislang an den nicht reproduzierbaren Messungen bei Spurrillenfahrten.

### **3.3 Kennwert für die Geradeausfahrt bei Seitenwind auf der Straße**

In Kapitel 3.2 werden die Auswirkungen der Fahrbahnquerneigungen und insbesondere der Querneigungswechsel auf den Giergeschwindigkeitsfehler untersucht. In diesem Kapitel werden die Auswirkungen der Windstörungen auf den Giergeschwindig-

keitsfehler dargestellt. Es wird ein Kennwert für die Störanfälligkeit eines Pkw bei Seitenwind mit Hilfe des in Kapitel 3.1 vorgestellten Verfahrens entwickelt.

### 3.3.1 Darstellung des Wirkzusammenhangs

In Abbildung 3.22 ist ein Fahrzeug dargestellt, bei dem der Schwerpunkt SP und der Druckpunkt DP markiert sind. Im Druckpunkt greifen die aerodynamischen Kräfte an. Fährt ein Fahrzeug mit der Geschwindigkeit  $v$  bei stetigem Wind mit der Windgeschwindigkeit  $v_w$  geradeaus, muß der Fahrer einen Lenkradwinkel aufbringen, um die seitliche Luftkraft zu kompensieren. Es stellt sich ein Schwimmwinkel  $\beta$  ein. Die resultierende Anströmgeschwindigkeit  $v_{res}$  ergibt sich aus der vektoriellen Addition der negativen Fahrgeschwindigkeit  $-v$  und der Windgeschwindigkeit  $v_w$ . Der Anströmwinkel wird mit  $\tau$  bezeichnet.

Um die Seitenwindempfindlichkeit eines Fahrzeugs zu verringern, muß der Abstand zwischen Druckpunkt DP und Schwerpunkt SP minimiert werden. Bei heutigen Fahrzeugen liegt der Druckpunkt DP in der Regel vor dem Schwerpunkt (DP ist näher am Bug des Fahrzeugs als SP). Um den Hebelarm  $e_{SP}$  zu verringern, kann der Druckpunkt DP weiter in Richtung des Hecks verschoben werden. Dies gelingt durch Modifikationen an der äußeren Kontur des Fahrzeugaufbaus. Die aus früheren Jahren bekannten "Heckflossenfahrzeuge" besaßen einen solchen nach hinten versetzten Druckpunkt DP. Auch Kombis besitzen in aller Regel eine geringere Seitenwindempfindlichkeit, da durch den höheren hinteren Aufbau der Druckpunkt DP näher in Richtung Heck, also näher zum Schwerpunkt SP rückt. Eine andere Möglichkeit, den Hebelarm  $e_{SP}$  zu verringern, besteht darin, den Schwerpunkt SP in Richtung des Fahrzeugbuchs zu verschieben. Diese Verlagerung des Schwerpunkts ist allerdings nicht beliebig durchführbar, da die fahrdynamischen Eigenschaften in sehr hohem Maße von der Schwerpunktslage abhängen und durch eine Verlagerung unter Umständen mehr Kompromisse bei der Fahrzeugsicherheit im Grenzbereich gemacht werden müßten. Frontangetriebene Fahrzeuge besitzen, bedingt durch die Lage des Motorblocks, des Getriebes und des Achsdifferentials, sehr häufig einen Schwerpunkt, der näher bei der

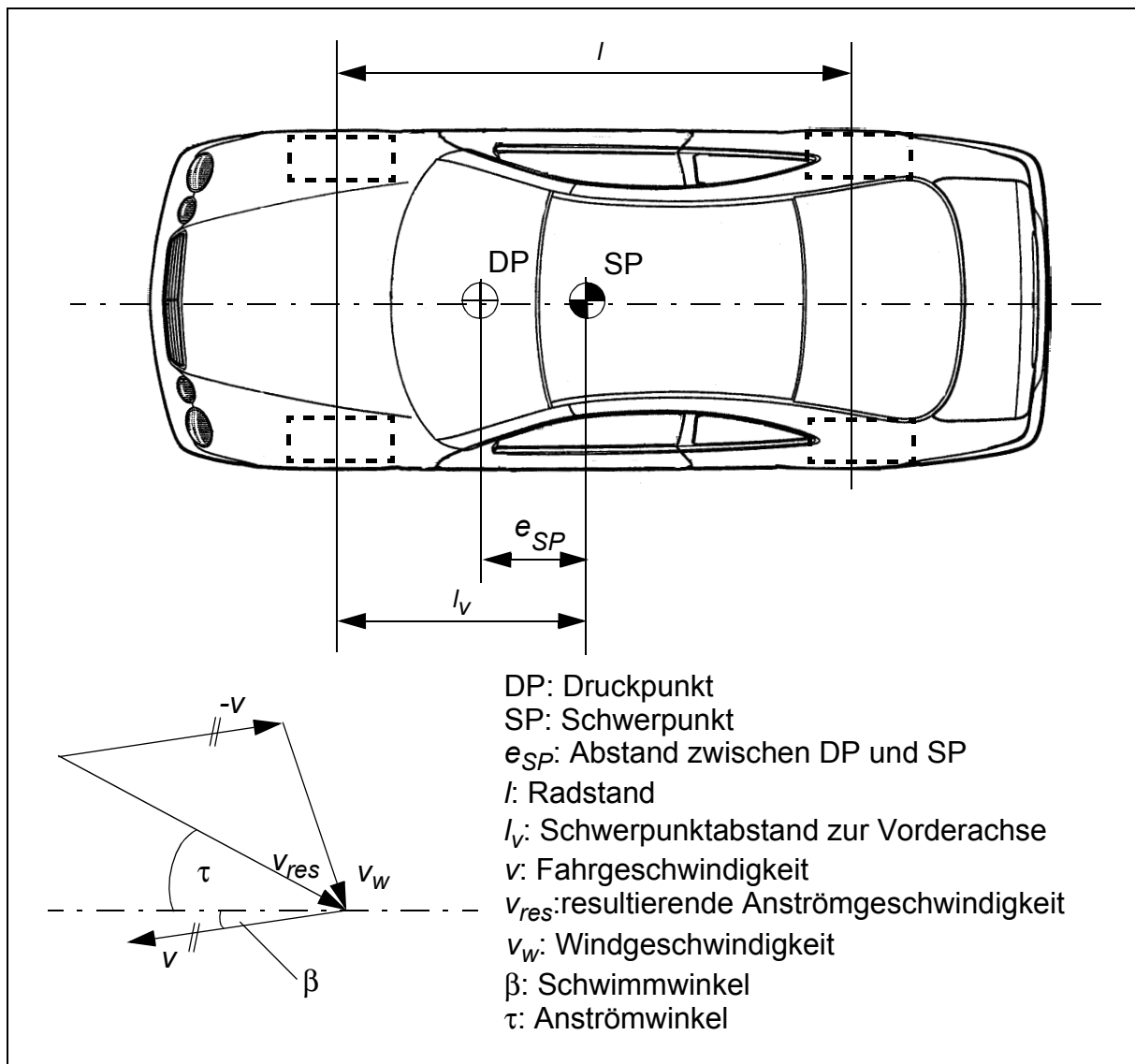


Abb. 3.22: Die im Druckpunkt DP angreifenden aerodynamischen Kräfte verursachen eine Seitenkraft, die mit dem Hebelarm  $e_{SP}$  ein zusätzliches Giermoment verursacht. Die Seitenwindempfindlichkeit eines Fahrzeugs ist um so geringer, je kleiner der Abstand zwischen Druckpunkt und Schwerpunkt ist. Die resultierende Anströmgeschwindigkeit  $v_{res}$  ergibt sich aus der vektoriellen Addition der negativen Fahrgeschwindigkeit  $-v$  und der Windgeschwindigkeit  $v_w$ . Die Fahrzeugabbildung entstammt aus [MB 1997].

Vorderachse liegt. Dadurch besitzen die frontangetriebenen Fahrzeuge gegenüber den heckangetriebenen meistens einen geringeren Hebelarm  $e_{SP}$  und sind daher seitenwindunempfindlicher.

### 3.3.2 Kennwert für die Störanfälligkeit bei Seitenwind

Durch das Einwirken des Seitenwinds entsteht eine aerodynamische Seitenkraft. Diese Windseitenkraft kann wie folgt berechnet werden (vgl. [Zomotor 1991]):

$$F_{SW} = c_{Fs} \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{res}^2 \quad (3.38)$$

Der dimensionslose Windseitenkraftbeiwert  $c_{Fs}$  wird für das jeweilige Fahrzeug im Windkanal bestimmt. Er ist abhängig vom Anströmwinkel  $\tau$ . Für Anströmwinkel bis zirka 20 Grad gilt näherungsweise der lineare Zusammenhang:

$$c_{Fs} = c'_{Fs} \cdot \tau \quad (3.39)$$

Dabei gibt  $c'_{Fs}$  die fahrzeuggeometrieabhängige Steigung an. Der Parameter  $A$  gibt die Projektionsfläche des Fahrzeugs in Längsrichtung an,  $\rho$  die Luftdichte und  $v_{res}$  die resultierende Anströmgeschwindigkeit. Für die Beschreibung der Störgröße Wind, die während der Fahrt auf ein Fahrzeug seitlich wirkt, ist die Gleichung (3.38) in dieser Form ungeeignet, da sie die fahrzeuggeometrischen Parameter  $c'_{Fs}$  und  $A$  enthält. Daher wird der fahrzeuggeometrieunabhängige Seitenwinddruck definiert durch<sup>1</sup>:

$$p_{SW} = \frac{\rho}{2} \cdot \tau \cdot v_{res}^2 \quad (3.40)$$

Der gemittelte Seitenwinddruck wird zu Null, wenn der resultierende Anströmwinkel zu Null wird. Der resultierende Anströmwinkel wiederum wird zu Null, wenn der Wind exakt von vorne oder von hinten auf das sich in Längsrichtung ohne Schwimmwinkel bewegende Fahrzeug trifft. Das Vorzeichen des Druckes gibt an, ob der Wind von links (positiver Anströmwinkel) oder von rechts (negativer Anströmwinkel) kommt.

Um diesen Seitenwinddruck zu ermitteln, der während einer Fahrt auf ein Fahrzeug wirkt, werden demnach die Luftdichte, der Anströmwinkel und die resultierende Anströmgeschwindigkeit benötigt. Hierzu wird ein Meßverfahren verwendet, das in den

1. Um unabhängig vom Fahrzeugtyp die Windstörungen in Abhängigkeit von den gemessenen Größen Anströmwinkel  $\tau$  und Anströmgeschwindigkeit  $v_{res}$  zu beschreiben, wird  $c'_{Fs}$  und  $A$  für einen einheitlichen Fahrzeugtyp in Gleichung (3.39) zu 1 gesetzt und die Windseitenkraft  $F_{SW}$  in Gleichung (3.38) durch die Projektionsfläche  $A$  dividiert.

Arbeiten von [Tran 1990] und [Tran 1991] dokumentiert ist. Als Sensor dienen hierfür zwei Druckdifferenzdosen, die den Differenzdruck zwischen jeweils zwei Drücken ermitteln, die an zwei Öffnungen am Bug des Fahrzeugs sensiert werden. Mittels vorher im Windkanal aufgenommener Kalibrierkurven ist es dann möglich, von den gemessenen Differenzdrücken auf den Anströmwinkel und die Anströmgeschwindigkeit zu schließen.

Um einen fahrerunabhängigen Kennwert für die Störanfälligkeit des Fahrzeugs bei Seitenwind zu generieren, wird analog zu Kapitel 3.2 vorgegangen. Es wird auch wieder der in Kapitel 3.1 vorgestellte Ansatz zur Berechnung des Giergeschwindigkeitsfehlers verwendet. Das Einspurmodell erhält die gemessenen Lenkradwinkeldaten, woraufhin eine Giergeschwindigkeit berechnet wird. Die berechnete Giergeschwindigkeit wird mit der gemessenen Giergeschwindigkeit verglichen. Die Differenz stellt den Giergeschwindigkeitsfehler dar (vergleiche Abbildung 3.1). Dieser Giergeschwindigkeitsfehler wird nun in Relation zu der Seitenwindstörung gesetzt, indem der Giergeschwindigkeitsfehler über dem Seitenwinddruck aufgetragen wird. In Abbildung 3.23 ist der wachsende Giergeschwindigkeitsfehler bei steigendem Seitenwinddruck

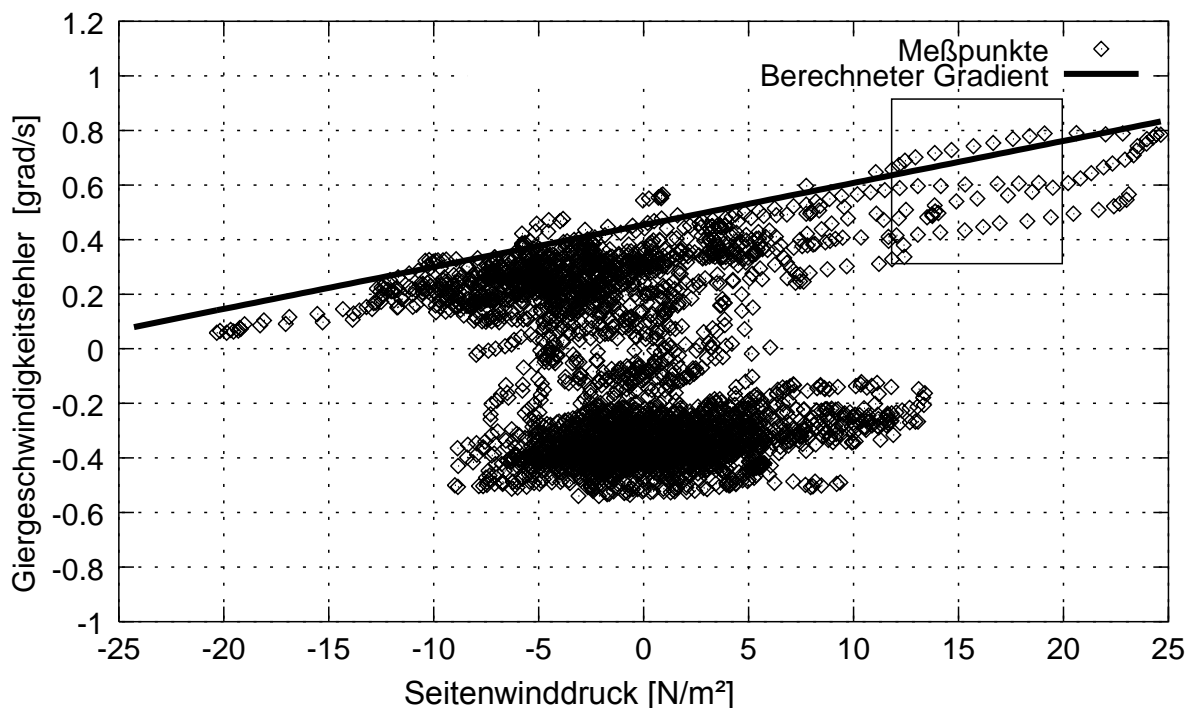


Abb. 3.23: Der berechnete Giergeschwindigkeitsfehler über dem Seitenwinddruck aufgetragen. Der Seitenwinddruck quantifiziert die Störgröße Wind. Das Vorzeichen des Druckes gibt an, ob der Wind von links (positiver Anströmwinkel) oder von rechts (negativer Anströmwinkel) kommt.

zu erkennen. Bemerkenswert ist die Tatsache, daß bei verschwindendem Seitenwinddruck dennoch ein erheblicher Giergeschwindigkeitsfehler vorliegt. Dieser Giergeschwindigkeitsfehler liegt einmal bei etwa 0,3 grad/s (obere Punktewolke) und einmal bei nahezu -0,4 grad/s (untere Punktewolke). Diese zwei Anhäufungen der Punkte resultieren aus der Tatsache, daß eine Strecke befahren wurde, die teilweise nach rechts (negativer Wankwinkel) und teilweise nach links (positiver Wankwinkel) quergeneigt war.

Aus Abbildung 3.16 geht hervor, daß bei positiven Wankwinkeln Giergeschwindigkeitsfehler von etwa 0,3 grad/s (entspricht der oberen Punktewolke in Abbildung 3.23) und bei negativen Wankwinkeln von nahezu -0,4 grad/s (entspricht der unteren Punktewolke in Abbildung 3.23) vorliegen. Zur Berechnung der Seitenwindstöranfälligkeit interessiert hier aber nur der Giergeschwindigkeitsfehleranstieg bei zunehmenden Seitenwinddruck. Hierfür wird ein Gradient nach folgender Formel berechnet:

$$\frac{\partial \Delta \dot{\psi}}{\partial p_{SW}} = \text{Med} \left( \frac{\Delta \dot{\psi}_i - \Delta \dot{\psi}_{i-1}}{p_{SW,i} - p_{SW,i-1}} \right) \quad \text{mit } i=1, \dots, N \quad (3.41)$$

Der Giergeschwindigkeitsfehler-Seitenwinddruck-Gradient wird durch je zwei benachbarte Werte des Giergeschwindigkeitsfehlers im Zähler und des Seitenwinddrucks im Nenner ermittelt. Der gesuchte Kennwert ist der Median von allen diesen Gradienten. Dadurch, daß die Querneigungswechsel sehr selten sind, wirken sie sich auf die Berechnung des Giergeschwindigkeitsfehler-Seitenwinddruck-Gradienten nicht aus. Um den Verlauf der aufeinanderfolgenden Meßpunkte zu verdeutlichen, wird der in Abbildung 3.23 rechteckig markierte Ausschnitt in Abbildung 3.24 vergrößert dargestellt.

**In diesem Kapitel werden zwei Kennwerte mit dem in Kapitel 3.1 gezeigten Verfahren vorgestellt. Mit diesen Kennwerten gelingt es erstmals mittels closed-loop-Messungen fahrerunabhängig den Geradeauslauf zu bewerten. Das Verfahren wird in Kapitel 3.2 angewendet, um einen Kennwert für die Kursrobustheit eines Pkws bei Fahrbahnquerneigungen vorzustellen. In Kapitel 3.3 wird es angewendet, um einen Kennwert für die Kursrobustheit eines Fahrzeugs bei Seitenwind abzuleiten. In Tabelle 4.3 sind erste Erfahrungswerte für die Quernei-**



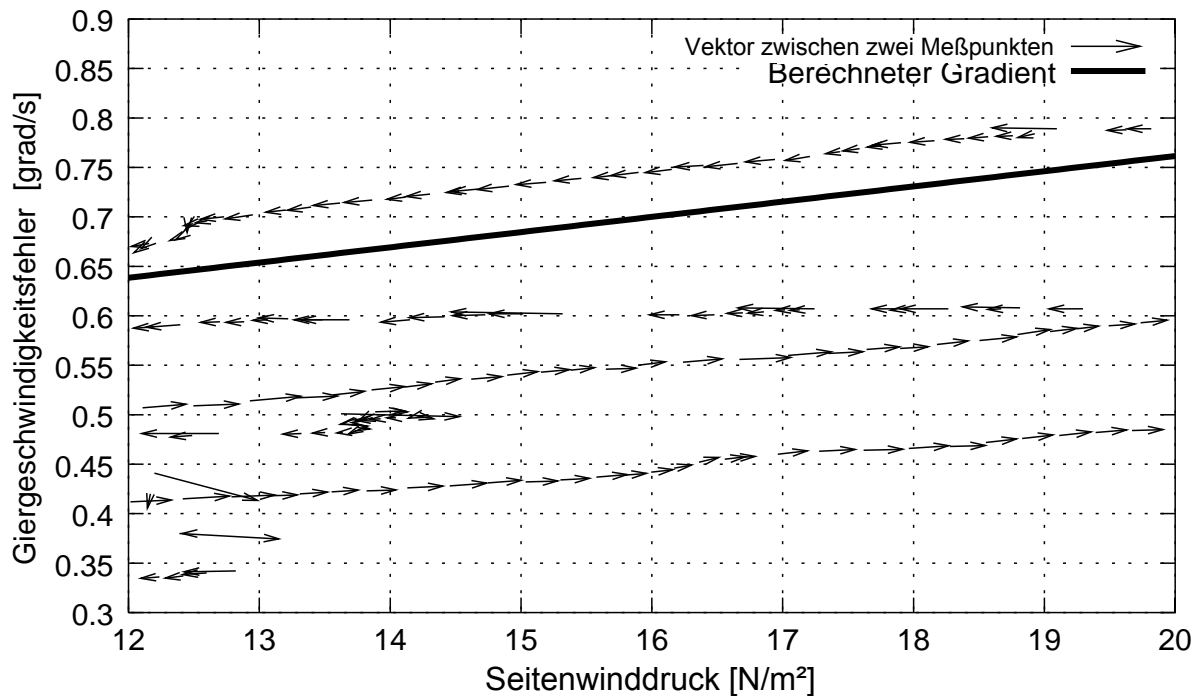


Abb. 3.24: Der aus Abbildung 3.23 vergrößerte Bereich, der mit einem Rechteck gekennzeichnet ist. Um die Richtung der Zustandsänderungen angeben zu können, werden nun die Meßpunkte im Vektorfeld angezeigt.

gungs- und Seitenwindempfindlichkeit eingetragen. Sie wurden auf dem 12 km langen B10-Streckenabschnitt bei  $v=100$  km/h ermittelt.

Der Aufwand, der zur Ermittlung dieser Kennwerte notwendig ist, erscheint zunächst groß. Doch wenn bedacht wird, daß der ermittelte Kennwert fahrerunabhängig ist und daher nicht viele Wiederholfahrten notwendig sind, relativiert sich dieser Aufwand schnell.



## **4 Zusammenfassende Übersicht über die vorgestellten Kennwerte**

Ein guter Geradeauslauf kann an drei wesentlichen Eigenschaften festgemacht werden:

1. Seltene und kleine Lenkkorrekturen in Verbindung mit einer spielfreien und direkt angebundenen Lenkung,
2. optimales Verhalten um die Lenkradmittelstellung und
3. geringe Kursabweichungen bei Störungen.

Entsprechend den oben aufgeführten Eigenschaften wurden drei Themenkreise gebildet. Zu jedem Themenkreis wurden in den vorhergehenden Kapiteln Bewertungskennzahlen erarbeitet. Diese werden analog zu den Themenkreisen in den folgenden drei Tabellen 4.1, 4.2 und 4.3 zusammengefaßt und im Text erläutert.

Angesichts der Themenkreise und der Fülle von Aspekten ist es nicht zielführend, den Geradeauslauf von Pkw mit einer einzigen Kennzahl zu beschreiben. Die Tabellen sind zum Nachschlagen gedacht. Das heißt, daß sie weiterhelfen, wenn zu einem bestimmten Aspekt ein Verfahren gesucht wird, welches möglichst objektiv beschreibt, wie der Aspekt bei diesem Fahrzeug ausfällt. Dies führt zu folgendem Aufbau der Tabellen:

In der ersten Spalte ist der Aspekt aufgeführt, unter dem das Fahrzeug bewertet wird. In der zweiten Spalte wird das durchzuführende Manöver angegeben. Sofern durch den Namen des Manövers nicht bereits sämtliche Randbedingungen festgelegt sind, werden noch einzelne Angaben zu der Geschwindigkeit oder der Streckencharakteristik erwähnt. Die dritte Spalte listet die Meßgrößen auf, die bei dem jeweiligen Manöver aufzuzeichnen sind, so daß die in der vierten Spalte angegebenen Kennwerte berechnet werden können. Die Meßgrößen, die nicht unmittelbar in der Berechnungsvorschrift für die Kennwerte vorkommen, werden als Kontrollgrößen benötigt. In der fünften und sechsten Spalte werden Erfahrungswertebereiche für subjektiv gut und nur mäßig beurteilte Fahrzeuge angegeben. Diese Erfahrungswerte entstammen aus den Fahrimulator- und Felduntersuchungen, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurden. Bei den Felduntersuchungen wurden nicht nur Fahrzeuge aus der Produktpalette der Marke Mercedes-Benz untersucht, sondern auch etliche Produkte anderer

Fahrzeughersteller. In der internationalen Arbeitsgruppe ISO/TC22/SC9 WG 7 besteht der Anspruch, gültige Kennwerte zu ergründen, die herstellerunabhängig interpretierbar sind. Es zeigt sich allerdings, daß bei vielen Kennwerten letztlich die Markenphilosophie eine prägende Rolle einnimmt. Dadurch ist es kaum möglich, eine scharfe Abgrenzung verschiedener Kennwertbereiche vorzunehmen, die das gesamte Fahrzeugspektrum in "gute" und "weniger gute" Fahrzeuge aufteilen würde. Um diesem Aspekt gerechter zu werden, werden in den Spalten fünf und sechs die Wertebereiche nochmals in "sportlich" und "komfortabel" unterteilt. In den Spalten sieben, acht und neun werden die Fahrer-, Strecken- und Witterungsabhängigkeiten der Kennwerte angegeben. Dabei haben die Symbole folgende Bedeutung:

<input type="checkbox"/>	geringe	
<input checked="" type="checkbox"/>	mittlere	Abhängigkeit.
<input type="checkbox"/>	hohe	

In der zehnten und letzten Spalte werden Querverweise auf Kapitel dieser Arbeit sowie auf Literaturstellen angegeben, wo gleiche oder ähnliche Kennwerte beschrieben sind. Im folgenden werden die Kennwerte in den einzelnen Tabellen beschrieben und deren Anwendung erläutert.

Das individuelle **Lenkverhalten des Fahrers** wird in Tabelle 4.1 mit den Interquartilabständen, kurz IQA genannt, von Lenkradwinkel, Lenkgeschwindigkeit und Spurabweichung charakterisiert. Damit läßt sich ein Versuchsfahrerkollektiv in die Cluster "ruhig" und "hektisch" einteilen. Auf der B10 bei einer Geschwindigkeit von 100 km/h zeichnet sich der ruhige Fahrer aus durch einen Lenkradwinkel-IQA von 1,6 grad, einen Lenkgeschwindigkeits-IQA von 1,4 grad/s und einen Spurabweichungs-IQA von 0,15 m aus. Dies gilt, wenn er mit einem gut beurteilten Fahrzeug unterwegs ist. Bei dem hektischen Fahrer erhöhen sich die Werte auf einen Lenkradwinkel-IQA von 2,4 grad, einen Lenkgeschwindigkeits-IQA von 2,2 grad/s und einen Spurabweichungs-IQA von 0,34 m. Die Zahlenangaben sind Medianwerte. Das heißt, daß die ermittelten Zahlenwerte für einen ruhigen oder hektischen Fahrer um die jeweiligen obigen Medianwerte schwanken können. Sind die Fahrer mit einem mäßig gut beurteilten Fahrzeug unterwegs, erhöhen sich die Werte bei dem Lenkradwinkel-IQA und dem Lenkgeschwindigkeits-IQA gemäß der in der Tabelle angegebenen Zahlenwerte. Mit der Einteilung in "ruhige" und "hektische" Fahrer können die fahrzeugbeschreibenden fahrer-

Tabelle 4.1: Bewertungskennzahlenübersicht zum Themenkreis 1, Lenkung, Lenktätigkeit

Aspekt	Manöver	Meßgrößen	Kennwerte	Erfahrungswerte für gut beurteilte Fahrzeuge	Erfahrungswerte für mäßig beurteilte Fahrzeuge	Fahrerabhängigkeit	Streckenabhängigkeit	Witterungsabhängigkeit (Wind)	Querweis
Lenkverhalten des Fahrers (closed-loop)	v = 100 km/h, Bundesstraßen mit 12 km Länge, nach rechts und nach links quergeneigte Streckenabschnitte, Kurvigkeit ca. 30 gon/km	$\delta_H, \dot{\psi}$	IQA* von $\delta_H$	ruhiger Fahrer: 1,6° hektischer Fahrer: 2,4°	ruhiger Fahrer: 2,4° hektischer Fahrer: 3,7°	■	▣	■	Kapitel 2.1.2.1, Kapitel 2.1.2.2
		$\dot{\delta}_H, \ddot{\psi}$	IQA von $\dot{\delta}_H$	ruhiger Fahrer: 1,4°/s hektischer Fahrer: 2,2°/s	ruhiger Fahrer: 1,9°/s hektischer Fahrer: 3,4°/s	■	▣	■	Kapitel 2.1.2.1, Kapitel 2.1.2.2
		$d_y, \dot{\psi}$	IQA von $d_y$	ruhiger Fahrer: 0,15 m hektischer Fahrer: 0,34 m		■	▣	■	Kapitel 2.1.2.1 Kapitel 2.1.2.2
Lenkaufwand (closed-loop)	v=100 km/h, Bundesstraßen mit 12 km Länge, nach rechts und nach links quergeneigte Streckenabschnitte, Kurvigkeit ca. 30 gon/km	$\delta_H, M_H, v$	Lenkarbeit: $W_{\delta_H M_H}$ Produkt aus Lenkradwinkelbedarf und Lenkradmomentbedarf	< 5 Nm° (Lenkradwinkelbedarf < 4° Lenkradmomentbedarf < 1,25 Nm)	> 5 Nm° (Lenkradwinkelbedarf > 4° Lenkradmomentbedarf > 1,25 Nm)	□	■	▣	Kapitel 2.2.1.1

\* IQA: Interquartilabstand, siehe Kapitel 2.1.2 und Anhang A3

Tabelle 4.1: Bewertungskennzahlenübersicht zum Themenkreis 1, Lenkung, Lenktätigkeit

Aspekt	Manöver	Meßgrößen	Kennwerte	Erfahrungswerte für gut beurteilte Fahrzeuge	Erfahrungswerte für mäßig beurteilte Fahrzeuge	Fahrerabhängigkeit	Streckenabhängigkeit	Witterungsabhängigkeit (Wind)	Querverweis
Lenkaufwand (closed-loop)	v=100 km/h, Bundesstraßen mit 12 km Länge, nach rechts und nach links quergeneigte Streckenabschnitte, Kurvigkeit ca. 30 gon/km	$\delta_H, v$	Lenkkorrekturtätigkeit: Teileffektivwert des Lenkradwinkels: $\tilde{\delta}_H$	bei 0,2 bis 1,5 Hz: < 0,09 °  bei 1,5 bis 3,0 Hz: < 0,011 °	bei 0,2 bis 1,5 Hz: > 0,09 °  bei 1,5 bis 3,0 Hz: > 0,011 °	■	■	■	[Ehlich et al. 1985], [Deppermann 1989], [Engels 1994], Kapitel 2.2.1.2
Tigern (open-loop, fixed-control)	v=190 km/h, Gerade mit 4,5 km Länge, Querneigung ca. 1,5%; kein Querneigungswechsel	$\delta_H, \dot{\psi}, v$	Teileffektivwert der Giergeschwindigkeit $\dot{\psi}$	bei 0,2 bis 1,5 Hz: < 0,1 °/s	bei 0,2 bis 1,5 Hz: > 0,1 °/s	▣	▣	■	Kapitel 2.2.2

abhängigen Kennwerte mit einer deutlich geringeren Streuung ermittelt werden.

Der Aspekt Lenkaufwand lässt sich mit einem Kennwert für die Lenkarbeit und einen für die Lenkkorrekturtätigkeit beschreiben. Der Kennwert für die **Lenkarbeit** beschreibt den statischen Aufwand beim Befahren einer geraden, quergeneigten Strecke. Er wird aus dem Produkt von Lenkradwinkelbedarf und Lenkradmomentbedarf gebildet. Beim Befahren des B10-Streckenabschnitts mit 100 km/h fallen gut beurteilte Fahrzeuge auf, wenn sie einen geringeren Lenkradwinkelbedarf als 4 grad und einen geringeren Lenkradmomentbedarf als 1,25 Nm aufweisen. Geringe Abweichungen von diesen Werten (+10%) führen nicht zu einer Abwertung, allerdings sollte das Produkt kleiner als 5 Nm·grad sein. Mäßig gut beurteilte Fahrzeuge weisen einen höheren Lenkradwinkelbedarf als 4 grad oder einen höheren Lenkradmomentbedarf als 1,25 Nm auf. Das Produkt ist in jedem Fall größer als 5 Nm·grad. Der Kennwert ist fahrerunabhängig (nach mehreren Trainingsfahrten). Er hängt aber sehr direkt von der Streckencharakteristik (Absolutwert der Querneigung) ab.

Der Kennwert für die **Lenkkorrekturtätigkeit** beschreibt den dynamischen Lenkaufwand. Es wird unterschieden zwischen niederfrequenten (0,2 bis 1,5 Hz) und höherfrequenten (1,5 bis 3,0 Hz) Anteil. Dieser wird mit dem Teileffektivwert gemessen. Gut beurteilte Fahrzeuge müssen beim niederfrequenten Anteil einen kleineren Wert als 0,09 grad und bei dem höherfrequenten Anteil einen geringeren Wert als 0,011 grad aufweisen. Mäßig gut beurteilte Fahrzeuge haben entweder im nieder- oder im höherfrequenten Anteil einen höheren Wert als 0,09 bzw. 0,011 grad. Die Werte gelten für den 12 km langen B10-Streckenabschnitt bei 100 km/h. Der Kennwert ist erheblich von dem individuellen Fahrstil, von der Streckencharakteristik und von Witterungsbedingungen (Wind) abhängig. Mindestens dreifache Meßwiederholungen, das Verwenden der exakt gleichen Strecke für alle Fahrzeuge und für alle Fahrer, ein großes Versuchspersonenkollektiv (mindestens 12 Personen) und die Durchführung bei Windgeschwindigkeiten unter 1m/s führen zu brauchbaren Ergebnissen.

Der letzte Aspekt, der zum Themenkreis 1 "Lenkung, Lenktätigkeit" zählt, ist ein Sonderfall. Er beschreibt die **Fahrzeugeigenbewegungen**, auch Tigern genannt, die ohne jegliche Lenktätigkeit zustande kommen. Das Tigern wird mit dem Teileffektivwert der Giergeschwindigkeit beschrieben. Er wird für den Frequenzbereich von 0,2 bis

Tabelle 4.2: Bewertungskennzahlenübersicht zum Themenkreis 2, Verhalten um die Lenkradmittlestellung

Aspekt	Manöver	Meßgrößen	Kennwerte	Erfahrungswerte für gut beurteilte Fahrzeuge	Erfahrungswerte für mäßig beurteilte Fahrzeuge	Fahrerabhängigkeit	Streckenabhängigkeit	Witterungsabhängigkeit (Wind)	Querverweis
Lenkgefühl um die Mittellage (open-loop)	Weave - Manöver	$\delta_H, M_H, v, a_y, \dot{\delta}_H$	Lenksteifigkeit $\frac{dM_H}{d\delta_H}$	sportlich: 0,30 ... 0,35 Nm/° komfortabel: 0,22 ... 0,30 Nm/°	< 0,22 oder > 0,35 Nm/°	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[Norman1984], [Farrer1993], Kapitel 2.2.3.1
			Lenkreibung: Hysteresenhöhe $M_{H,HH}$	0,50 ... 1,50 Nm	> 1,50 Nm	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[Norman1984], [Farrer1993], Kapitel 2.2.3.1
			Rücklaufwilligkeit: Hysteresenbreite $\delta_{H,HB}$	1,50 ... 5,0 °	> 5,0 °	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[Norman1984], [Farrer1993], Kapitel 2.2.3.1
Lenkgefühl um die Mittellage (open-loop)	Weave - Manöver	$\delta_H, M_H, v, a_y, \dot{\delta}_H$	Eckigkeit: Krümmung $\frac{d^2 M_H}{d\delta_H^2}$	< 0,05 Nm/° <sup>2</sup>	> 0,05 Nm/° <sup>2</sup>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	Kapitel 2.2.3.1



Tabelle 4.2: Bewertungskennzahlenübersicht zum Themenkreis 2, Verhalten um die Lenkradmittelstellung

Aspekt	Manöver	Meßgrößen	Kennwerte	Erfahrungswerte für gut beurteilte Fahrzeuge	Erfahrungswerte für mäßig beurteilte Fahrzeuge	Fahrerabhängigkeit	Streckenabhängigkeit	Witterungsabhängigkeit (Wind)	Querweis
Fahrzeugreaktion beim Lenken um die Mittellage (open-loop)	Weave - Manöver	$\delta_H, \dot{\psi}, M_H, v,$ $a_y, \dot{\delta}_H$	Gierv Verstärkung: $\frac{d\dot{\psi}}{d\delta_H}$	sportlich: 0,22 ... 0,28 1/s komfortabel: 0,18 ... 0,22 1/s	< 0,18 oder > 0,28 1/s	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[Norman1984], [Farrer1993], Kapitel 2.2.3.2
			Phasenverzug: $T_{\delta_H \dot{\psi}}$	sportlich: 0... 55 ms komfortabel: 55 ... 80 ms	> 80 ms	<input checked="" type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[Norman1984], [Farrer1993], Kapitel 2.2.3.2

1,5 Hz ermittelt. Gut beurteilte Fahrzeuge weisen einen niedrigeren Wert als 0,1 grad/s auf. Dies gilt bei einer Konstantfahrt von 190 km/h und exakter Geradeausstellung. Diese Meßfahrten können nur auf einem Testgelände aufgenommen werden.

Die Kennwerte, die den Themenkreis 2 "Verhalten um die Lenkradmittlestellung" beschreiben, sind in Tabelle 4.2 zusammengefaßt. Sie werden mit dem open-loop-Weave-Manöver ermittelt. Das Weave-Manöver wird bei konstanter Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h und sinusförmiger Lenkwinkeleingabe mit 0,2 Hz durchgeführt. Die Lenkamplitude wird so gewählt, daß eine betragsmäßige Querschleunigung von 2 m/s<sup>2</sup> nicht überschritten wird. Es sind vier Werte, die das Lenkgefühl um die Mittellage charakterisieren. Der Lenkradmoment-Lenkradwinkel-Gradient (hier auch **Lenksteifigkeit** genannt) beschreibt in Abhängigkeit des Lenkradwinkels den Lenkradmomentanstieg. Gut beurteilte Fahrzeuge mit sportlichem Charakter weisen hier einen Wertebereich von 0,30 bis 0,35 Nm/grad auf. Komfortbetonte Fahrzeuge weisen einen geringeren Korridor von 0,22 bis 0,30 Nm/grad auf. Mäßig gut beurteilte Fahrzeuge fallen durch höhere Werte (eckig, unharmonisch, rastend) als 0,35 Nm/grad oder niedrigere Werte (schwammig, undifferenziert, teigig, gefühllos) als 0,22 Nm/grad auf. Ein Maß für die **Lenkreibung** wird aus der Hysteresenhöhe des Diagramms Lenkradmoment über Lenkradwinkel ermittelt. Gut beurteilte Fahrzeuge weisen einen niedrigen Wert im Bereich von 0,5 bis maximal 1,5 Nm auf. Die **Rücklaufwilligkeit** wird aus dem selben Diagramm bestimmt. Hier ist die Hysteresenbreite das Maß dafür, wie gut das losgelassene Lenkrad in die Mittelstellung zurückläuft. Gut beurteilte Fahrzeuge liegen im Bereich von 1,50 bis 5,0 grad. Der vierte Wert für das Lenkgefühl beschreibt die **Eckigkeit**. Mit ihm wird der Verlauf des Lenkradmoments bewertet. Hierzu wird die Krümmung betrachtet. Harmonisch werden Krümmungswerte kleiner als 0,05 Nm/grad<sup>2</sup> empfunden.

Zwei weitere Kennwerte, die auch aus dem Weave-Manöver ermittelt werden, beschreiben die Fahrzeugreaktion beim Lenken um die Mittellage. Die **Gierverstärkung** wird aus dem Diagramm Giergeschwindigkeit über Lenkradwinkel ermittelt. Hier weisen gut beurteilte, sportliche Fahrzeuge die Werte von 0,22 bis 0,28 1/s auf. Komfortbetonte Fahrzeuge weisen einen etwas geringeren Wertebereich von 0,18 bis 0,22 1/s auf. Der zweite Kennwert beschreibt die Dynamik der Gierreaktion. Er wird durch den **Phasenverzug** zwischen Lenkradwinkel und Giergeschwindigkeit ausgedrückt. Gut

Tabelle 4.3: Bewertungskennzahlenübersicht zum Themenkreis 3, Kursabweichungen

Aspekt	Manöver	Meßgrößen	Kennwerte	Erfahrungswerte für gut beurteilte Fahrzeuge	Erfahrungswerte für mäßig beurteilte Fahrzeuge	Witterungsabhängigkeit (Wind)			Querverweis
						Fahrerabhängigkeit	Streckenabhängigkeit		
Querneigungs-empfindlichkeit (closed-loop)	v=100 km/h, Bundesstraßen mit 12 km Länge, nach rechts und nach links quergeneigte Streckenabschnitte	$\delta_H, \dot{\psi}, v, a_y, \beta, \varphi$	$\frac{\partial \Delta \dot{\psi}}{\partial \varphi}$	< 0,25 1/s	> 0,25 1/s	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Kapitel 3.2.1.2
Seitenwindempfindlichkeit (closed-loop)	v=100, 140, 180 km/h auf Autobahnen mit 12 km Länge	$\delta_H, \dot{\psi}, v, a_y, \beta, v_{res}, \tau$	$\frac{\partial \Delta \dot{\psi}}{\partial p_{Wind}}$	$< \frac{1}{90} (^\circ/s)/(N/m^2)$ (bei v = 100 km/h)	$> \frac{1}{90} (^\circ/s)/(N/m^2)$ (bei v = 100 km/h)	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	Kapitel 3.3.2

beurteilte, sportliche Fahrzeuge weisen Werte kleiner als 55 ms auf. Komfortbetonte Fahrzeuge reagieren etwas träger. Gut beurteilte, komfortbetonte Fahrzeuge liegen im Bereich von 55 bis 80 ms. Spät folgende Gierreaktionen ( $> 80$  ms) werden als zäh, kurvenunwillig, schwerfällig, träge empfunden.

Die Kennwerte für den dritten Themenkreis "Kursabweichungen" werden in der Tabelle 4.3 zusammengefaßt. Sie haben den Vorzug, daß sie fahrer-, strecken- und witterungsunabhängig sind. Die **Querneigungsempfindlichkeit** wird durch den Giergeschwindigkeitsfehler-Wankwinkel-Gradienten ausgedrückt. Gut beurteilte Fahrzeuge weisen Werte kleiner als  $0,25$   $1/s$  auf. Dies gilt bei der Fahrgeschwindigkeit von  $100$  km/h.

Die **Seitenwindempfindlichkeit** wird durch den Giergeschwindigkeitsfehler-Seitenwinddruck-Gradienten beschrieben. Hier weisen die bei  $100$  km/h gut beurteilten Fahrzeuge Werte kleiner als  $1/90$   $(\text{grad/s})/(N/m^2)$  auf. Hier wäre es interessant, Grenzwerte für  $140$  und  $180$  km/h angeben zu können, da die Seitenwindempfindlichkeit bei höheren Geschwindigkeiten eine zunehmende Bedeutung hat. Dies könnte in weiterführenden Arbeiten behandelt werden.

**Da bei der Entwicklung von Fahrzeugen, so wie in vielen Industriezweigen auch, die verfügbare Zeit für die Serienentwicklung zunehmend kürzer wurde, sind aufwendige Untersuchungen nicht mehr leistbar. Der Entwurf sowie die Grundeigenschaften eines Fahrzeugkonzepts müssen bereits im Rechner einen Mindestreifegrad besitzen, so daß die Versuchsphase mit realen Prototypen möglichst kosteneffizient durchgeführt werden kann. Übertragen auf die hier behandelte Thematik bedeutet dies, daß bei den hier für den Fahrversuch vorgeschlagenen Bewertungsverfahren zwischen Aufwand und Nutzen genau abgewogen werden muß.**

Daher müssen solche Kennwerte wie der Teileffektivwert des Lenkradwinkels, der die Lenkkorrekturtätigkeit (zu Themenkreis 1 "Lenkung, Lenktätigkeit") beschreibt, hinterfragt werden. Der Aufwand, der hier zu belastbaren Ergebnissen führt, ist groß, und die Bedeutung ist mäßig. Lediglich  $17\%$  der Aussagen wiesen bei der Umfrage, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt wurde, dieser Thematik bei dem Geradeauslauf eines Pkw eine Relevanz zu. Abgesehen von dem

Sonderfall "Tigern" bleibt für den Themenkreis 1 der Kennwert für den statischen Lenkaufwand, die Lenkarbeit, der deutlich einfacher zu generieren ist. Es muß aber klar sein, daß hiermit nicht die dynamischen Lenkkorrekturtätigkeiten beschrieben werden.

Für die Praxis wird das Weave-Manöver von sehr hoher Bedeutung sein. Es ist ein open-loop-Manöver. Das bedeutet, daß der Fahrereinfluß zwar vorhanden, aber bei trainierten Fahrern minimal ist. Die Versuchsdurchführung und der Versuchsaufbau ist nicht aufwendig und daher schnell zu realisieren. Die Menge an verwertbaren und aussagekräftigen Ergebnissen und die Trennschärfe dieses Verfahrens sind bemerkenswert. Mit den Kennwerten des Weave-Manövers wird immerhin der zweitwichtigste Themenkreis "Verhalten um die Mittelstellung" umfassend beschrieben.

Der bedeutendste Themenkreis "Kursabweichungen" wird mit dem neuen, aufwendigeren und hier in dieser Arbeit hergeleiteten Verfahren behandelt. Selbstkritisch ist anzumerken, daß dieses closed-loop-Manöver, verglichen mit der "Vorbeifahrt am Seitenwindgebläse" (open-loop fixed-control) zur Beschreibung der Seitenwindempfindlichkeit aufwendiger ist. Allerdings zeigt bislang die Erfahrung, daß die kundenrelevante, unter natürlichem Seitenwind zustande kommenden Kursabweichungen einerseits von hoher Bedeutung sind und andererseits es bisher nicht gelungen ist, diese Thematik präzise in einem Versuchsablauf bewertbar darzustellen. Vielfache praktische Erfahrungen zeigen, daß die hier vorgestellte Methodik zielführend ist. Sie leistet zum einen, sich von der lästigen Fahrerabhängigkeit zu befreien und zum anderen die Bewertung in kundenrelevanten Situationen. Es sollte nicht der Aufwand gescheut werden, dieses Verfahren in weiterführenden Arbeiten für die Versuchspraxis handlicher zu gestalten.



## Literaturverzeichnis

- [Apel 1995]                    Apel, A.: Fahrermodell für die Längs- und Querregelung in komplexen Fahrsituationen, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, Bericht Nr. 733, 1995
- [Bronstein et al. 1985]       Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik, 22. Auflage, Harri Deutsch Verlag, Thun, Frankfurt (Main), 1985
- [Deppermann 1989]           Deppermann, K. H.: Fahrversuche und Berechnungen zum Geradeauslauf von Personenkraftwagen, Fortschrittsberichte, VDI-Reihe 12, Nr. 133, Düsseldorf, VDI-Verlag, 1989
- [Desoyer et al. 1974]        Desoyer, K.; Lugner, P.: Bewertung der kritischen Fahrzustände eines Kfz in stationärer und instationärer Fahrbewegung in Geradeausfahrt und Kurvenfahrt, Bundesministerium für Bauten u. Technik, Wien, 1974
- [Dettki 1997]                 Dettki, F.: Eine Bewertungsmethode für den Geradeauslauf von Pkw, VDI-Berichte 1335, Meß- und Versuchstechnik im Automobilbau, VDI-Tagung Böblingen, 09.-11.04.97, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1997
- [DIN 70 000 1994]            DIN 70 000: Deutsches Institut für Normung e. V., Straßenfahrzeuge Fahrzeugdynamik und Fahrverhalten Begriffe, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Januar 1994
- [Ehlich et al. 1985]         Ehlich, J.; Heißing, B.; Dödlbacher, G.: Meßtechnische Untersuchung zum Geradeauslauf von Personenwagen, ATZ 87, 1985, S.675-681
- [Eisenmann 1991]            Eisenmann, J.: Fahrzeuginduzierte Unebenheiten auf Straße und Gleis, VDI-Berichte 877, Unebenheiten von Schiene und Straße als Schwingungsursache, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1991

- [Engels 1994] Engels, A.: Geradeauslaufkriterien für Pkw und deren Bewertung, Dissertation, TU Braunschweig, 1994
- [ESV 1971] National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA): Experimental Safety Vehicles Emphasize Crashworthiness, Automotive Engineering, Technical Paper, USA, 1971
- [Farrer 1993] Farrer, D. G.: An Objective Measurement Technique for the Quantification of On-Centre Handling Quality, SAE Technical Paper Series 930827, International Congress & Exposition, Detroit, Michigan, March 1-5, 1993
- [FGSV-Kolloquium 1985] Wechselwirkung zwischen Fahrzeug und Fahrbahn, Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen, Arbeitsgruppe "Fahrzeug und Mensch", FGSV-Kolloquium, 24./25. Oktober 1985, Karlsruhe, 1985
- [Gipser 1995] Gipser, M.: Reifenmodellierung BRIT Version 2.0, CASCADE-Dokumentation, DaimlerChrysler FT1/FD, Stuttgart, 1995
- [Gnadler 1986] Gnadler, R.: Verkehrsgefährdung durch Fahrbahnunebenheiten mit Pfützenbildung (insbes. Spurrinnen), Forschungsprogramm des BMV u. der Forschungsges. f. Straßen- u. Verkehrswesen, FA-Nr. 4.112, Schlußbericht, Universität Karlsruhe, 1986
- [Godthelp 1987] Godthelp, H.: The limits of path error-neglecting in straight lane driving, International Journal of Vehicle Design, 4th IAVD Congress on Vehicle Design and Components, Geneva, Switzerland, March 3-6, 1987
- [Hackenberg et al. 1982] Hackenberg, U.; Heißing, B.: Die fahrdynamischen Leistungen des Fahrer-Fahrzeug-Systems im Straßenverkehr, ATZ 84, 1982, S. 341-345



- [Horn 1985] Horn, A.: Fahrer-Fahrzeug-Kurvenfahrt auf trockener Straße, Dissertation, TU Braunschweig, 1995
- [Hüsken 1996] Hüsken, M.: Durchführung und Auswertung eines Feldexperiments unter besonderer Berücksichtigung des Geradeauslaufs, Diplomarbeit, Fachhochschule Gießen, 1996
- [ISO/TC 22/SC 9 WG 7 N20-1 1998] International Organization for Standardization: Proposal for an International Standard, Passenger cars-Test method for the quantification of on-centre handling - Part 2, the straight ahead test, 1998
- [ISO/TC 22/SC 9 WG 7 N29 1999] International Organization for Standardization: (Revision of N25), Proposal for an International Standard, Passenger cars-Test method for the quantification of on-centre handling - Part 1, the weave test, 1999
- [ISO 4138 1994] International Organization for Standardization: ISO/TC 22/SC 9, Passenger cars - Steady state circular test procedure, DIN Secretary Frankfurt, 1994
- [Käding 1995] Käding, W.: The Advanced Daimler-Benz Driving Simulator, Daimler-Benz AG Germany, IPC-8 Technical Paper, Society of Automotive Engineers of Japan, Inc., 1995
- [Kato et al. 1996] Kato, K.; Haraguchi, T.: Improvement on steering pull during braking on rutted road, Technical Notes, JSAE Review 17, 1996, S.65-77
- [Krehan 1987] Krehan, P.: Subjektive Beurteilung bei der Fahrwerkentwicklung, Schriftenreihe der Adam Opel AG, 1. Auflage, Rüsselsheim, 1987
- [Kreil et al. 1968] Kreil, W.; Schweizer, G.: Der Mensch als Regler, Regelungstechnik 16, 1968, S.49-56
- [LfS BaWü] Landesamt für Straßenwesen Baden Württemberg: Archiv für Planungsunterlagen

- [Loth 1997] Loth, S.: Fahrdynamische Einflußgrößen beim Geradeauslauf von Pkw, Dissertation, TU Braunschweig, 1997
- [Maeda 1996] Maeda, K.; Sakai, H.; Tomiyama, M.: Analysis of Aerodynamic Effects on the Vehicle Stability in High Speed Running, International Symposium on the Advanced Vehicle Control (AVEC), Aachen University, 24th - 28th of June, 1996
- [Mitschke 1972] Mitschke, M.: Voruntersuchungen zum Geradeauslaufverhalten von Kraftfahrzeugen, Institutsbericht Nr. 337, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 1972
- [Mitschke 1983] Mitschke, M.: Einfluß von Spurrinnen und Spurkanten auf das Fahrverhalten, Bericht Nr. 618, Schlußbericht zu FA 4.097, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Braunschweig, 1983
- [Mitschke 1990] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band C, Fahrverhalten, 2. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, Tokyo, 1990
- [Mitschke 1997] Mitschke, M.: Dynamik der Kraftfahrzeuge, Band B, Schwingungen, 3. neubearbeitete Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1997
- [Nagai et al. 1993] Nagai, M.; Koike, K.: Theoretical Study on Vehicle Wandering Phenomen Induced by Dented Road Cross Profile, JSAE Review 14, 1993, S.61-67
- [Norman 1984] Norman, K. D.: Objective Evaluation of On-Center Handling Performance Vehicle Handling GM Proving Ground Milford, MI, SAE Technical Paper Series 840069, International Congress & Exposition Detroit, Michigan, February 27-March 2, 1984
- [Okumura et al. 1997] Okumura, K.; Kuriyama, T.: Transient Aerodynamic Simulation in Crosswind and Passing an Automobile, Daihatsu Motor Co., Ltd., Society of Automotive Engineers, 1997

- [Press et al. 1992] Press, H.; Teukolsky, S. A.; Vetterling, W. T.; Flannery, B. P.: Numerical Recipes in C, 2nd edition, Cambridge University Press, Cambridge, 1992
- [RAS-L 1995] Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen, Arbeitsgruppe Straßenentwurf, Richtlinien für die Anlage von Straßen RAS, Teil Linienführung RAS-L, Ausgabe 1995, Köln, 1995
- [RAS-Q 1996] Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen, Arbeitsgruppe Straßenentwurf, Richtlinien für die Anlage von Straßen RAS, Teil Querschnitte, RAS-Q 96, Ausgabe 1996, Köln, 1996
- [Rauh 1990] Rauh, J.: Fahrdynamiksimulation mit CASCaDE, VDI-Berichte 816, Berechnung im Automobilbau, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1990
- [Reimpell et al. 1988] Reimpell, J.; Sponagel, P.: Fahrwerktechnik, Reifen und Räder, 2. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1988
- [Reimpell et al. 1992] Reimpell, J.; Hoseus, K.: Fahrwerktechnik, Fahrzeugmechanik, Herausgeber Reimpell, J., 2. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1992
- [Riekert et al. 1940] Riekert, P.; Schunck, T.: Zur Fahrmechanik des gummibereiften Kraftfahrzeugs, Ingenieur-Archiv 11, 1940, S.210-224
- [Roos 1995] Roos, G.: Numerical Design of Vehicles with Optimal Straight Line Stability on Undulating Road Surfaces, Ph.D.-thesis, University of Technology, Eindhoven, 1995
- [Schaible 1998] Schaible, S.: Fahrzeugseitenwindempfindlichkeit unter natürlichen Bedingungen, Dissertation, RWTH Aachen, 1998

- [Sheirko 1972] Sheirko, F.: Beitrag zur Optimierung des Geradeauslaufs von Straßenfahrzeugen unter dem Einfluß von Seitenwind und Straßenunebenheiten, Dissertation, TU Berlin, 1972
- [Shida et al. 1995] Shida, Y.; Suekawa, O.: Study on Wandering Phenomenon of Vehicles with Dual Tires on Rutted Roads, IPC-8 Technical Paper, JSAE, Yokohama, 1995
- [Stoll 1992] Stoll, H.: Fahrwerktechnik, Lenkanlagen und Hilfskraftlenkungen, Herausgeber Reimpell, J., Vogel-Verlag, Würzburg, 1992
- [Tran 1990] Tran, T.V.: Daimler-Benz AG, Determining the Wind Forces and Moments Acting on Vehicles by Means of Pressure Sensors, SAE Technical Paper Series 900313, International Congress and Exposition Detroit, Michigan, February 26 - March 2, 1990
- [Tran 1991] Tran, T.V.: A Calculation Method for Estimating the Transient Wind Force and Moment Acting on a Vehicle, SAE Technical Paper Series 910315, International Congress and Exposition, Detroit, Michigan, February 25 - March 1, 1991
- [Wallentowitz 1978] Wallentowitz, H.: Fahrer-Fahrzeug-Seitenwind, Dissertation, TU Braunschweig, 1978
- [Weir et al. 1977] Weir, D. H.; Zellner, J. W.: The Application of Handling Requirements to an RSV-Type Vehicle, SAE-Paper 770187, 1977
- [Weir et al. 1978] Weir, D. H.; Di Marco: Correlation and evaluation of driver/vehicle directional handling data, SAE-Paper 780010, 1978
- [Zöfel 1988] Zöfel, P.: Statistik in der Praxis, 2. Auflage, Gustav Fischer Verlag, Stuttgart, 1988

- [Zomotor 1991] Zomotor, A.: Fahrwerktechnik, Fahrverhalten, Herausgeber Reimpell, J., Vogel Fachbuch, Kraftfahrzeugtechnik, 2. Auflage, Vogel-Verlag, Würzburg, 1991
- [Zomotor et al. 1980] Zomotor, A.; Nitz, J.; Ruf, G.: Results of Handling, Stability and Braking Tests of the Minicars RSV, 8th International Technical Conference on ESV, Wolfsburg, Oktober 1980



# Anhänge

## Anhang A1 Fragebogen

Nr.: _____	
Name:	Abteilung:
Vorname:	Telefon:

### Frage 1:

Benennen Sie bitte jeweils mindestens ein mustergültiges Beispiel für ein Serienfahrzeug mit einem ausgesprochen schlechten Geradeauslauf und für ein Serienfahrzeug mit einem sehr guten Geradeauslauf:

besonders schlechter Geradeauslauf: MB-Fahrzeug:

>  
>  
>

Fremdfahrzeug:

>  
>  
>

besonders guter Geradeauslauf: MB-Fahrzeug:

>  
>  
>

Fremdfahrzeug:

>  
>  
>

**Frage2:**

Welche spürbaren Merkmale weist ein Fahrzeug mit einem "sehr guten Geradeauslauf" auf und welche Manöver haben sie absolviert, um diese Merkmale zu "erfahren".

<b>Merkmal</b>	<b>Manöver</b>
<i>Beispiel: sehr direktes Lenkansprechen</i>	<i>Sinuswedeln</i>
	<i>Amplitude Lenkradwinkel 5 grad</i>
	<i>Frequenz 0,2 Hz</i>

**Frage 3:**

Geben Sie bitte die Fahrzeugtypen an, die Sie Ihrer Meinung nach sehr genau beurteilen können:

- >
- >
- >
- >
- >



**Frage 4:**

Welche Veränderungen am Fahrwerk oder an der Lenkung würden Sie blind (Sie wissen nicht, was am Fahrzeug verändert wurde) mit hoher Wahrscheinlichkeit benennen können? Die Veränderungen sollen gegenüber einem Basisfahrzeug, welches Sie unmittelbar vor oder nach der Testfahrt fahren können, herausgefunden werden. Gehen Sie davon aus, daß immer nur eine Manipulation vorgenommen wurde.

Geben Sie nach Möglichkeit auch den Grad der Veränderung an, den Sie sehr wahrscheinlich reproduzierbar herausfinden könnten. Benennen Sie bitte in der 3 Spalte das veränderte Fahrverhalten, an dem Sie die Änderung hauptsächlich bemerken würden. Sind Sie der Meinung, daß die Veränderung eines Parameters nicht eindeutig erkannt werden kann, so kennzeichnen Sie dies durch einen Strich in der 2. und 3. Spalte.

Veränderung an Fahrwerk oder Lenkung	Grad der Veränderung, der soeben bemerkt wird	verändertes Fahrverhalten/Fahrgefühl
<i>Beispiel: Lenkungsspiel</i>	$\pm 3$ grad (am Lenkrad)	<i>schwammig, ständig kleine Lenkkorrekturen um die Mittellage notwendig</i>
Lenkungsspiel		
Reifenluftdruck VA: HA: VA+HA:		
Profiltiefe		
Reifenbreite		
Kofferraumbeladung		
Vorspur		
Spreizung		
Lenkmomentänderung		
Elastizität in der Lenkung		
Elastizität in der Radaufhängung		
.....		
.....		
.....		

**Frage 5:**

Was fallen Ihnen spontan für Maßnahmen ein, um den Geradeauslauf bei MB-Fahrzeugen (kann sich auch auf ganz spezielle Typen beziehen) zu verbessern?

**Frage 6:**

Fallen Ihnen bei MB-Fahrzeugen gegenüber Fahrzeugen anderer Hersteller hinsichtlich des Geradeauslaufs und des Lenkgefühls ganz bestimmte Merkmale auf?  
Wenn ja, welche?

**Frage 7:**

Welche Zielkonflikte sehen Sie im Hinblick auf eine Verbesserung des Geradeauslaufs?

## **Anhang A2 Beschreibung der Versuchsstrecken**

Um eine Methode zur Bewertung des Geradeauslaufs von Pkw zu entwickeln, wurden etliche Meßfahrten auf öffentlichen Straßen, auf abgesperrtem Versuchsgelände und im Fahrsimulator durchgeführt. Zwei Streckenabschnitte, die B10 zwischen Plochingen Dreieck und Göppingen und die A8 zwischen Wendlingen und Aichelberg, wurden im Fahrsimulator exakt nach den Planungsunterlagen abgebildet.

In den folgenden Unterkapiteln werden Kenngrößen vorgestellt, die den Straßenverlauf eindeutig beschreiben. Mit diesen Kenngrößen werden die Straßenabschnitte, auf denen die Geradeauslaufuntersuchungen durchgeführt wurden, in der Tabelle A2.2 beschrieben.

Sollen Meßdaten von mehreren Geradeauslaufuntersuchungen verglichen werden, die auf unterschiedlichen Straßen durchgeführt wurden, kann anhand dieser Kenngrößen festgestellt werden, inwieweit der Straßenverlauf überhaupt vergleichbar war.

### **A2.1 Kriterien für die Streckenwahl**

Bei der Wahl der zu befahrenden Strecken für die Straßenversuche wurde versucht, folgende selbst gestellte Anforderungen zu erfüllen:

- weitgehend gerader Streckenverlauf,
- Querneigungswechsel enthalten,
- keine nennenswerten Steigungen oder Gefällstrecken,
- Straßenoberfläche von guter Beschaffenheit,
- geringe Verkehrsdichte und günstige Windverhältnisse,
- Anfahrzeit unter einer Stunde.

Die letzte Anforderung nach einer Anfahrzeit unter einer Stunde hat lediglich praktische Gründe. Ein Straßenversuch mit zirka 20 Versuchspersonen, bei dem jede Ver-

suchsperson mehrfach fährt, nimmt bei guten Randbedingungen bereits mindestens 6 Wochen lediglich für die Durchführung in Anspruch. Würden noch größere Anfahrtzeiten in Kauf genommen werden, gäbe es je durchgeführtem Straßenversuch entweder eine geringere Anzahl untersuchter Varianten oder eine geringere Probandenzahl, was die statistische Aussagekraft nachteilig beeinflusst.

Im folgenden werden die obigen Anforderungen detaillierter erörtert, da dort die Auswirkungen auf die Streckencharakteristik, die mit Kennwerten beschreibbar ist, dargestellt werden. Dabei werden auch Grundlagen und Richtlinien des Straßenentwurfs erläutert, sofern es für die Verständlichkeit des Zusammenhangs dienlich erscheint.

## **A2.2 Beschreibung von Straßeneigenschaften**

### **A2.2.1 Kurvigkeit**

Die erste Anforderung "weitgehend gerader Streckenverlauf" ist unterschiedlich interpretierbar. Ein exakt gerader Streckenabschnitt läßt sich mit verschwindender Krümmung oder mit dem gegen unendlich strebenden Kurvenradius leicht beschreiben. Ein solcher Abschnitt wird auch subjektiv bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten immer als gerade empfunden. Ein solch exakt gerader Streckenabschnitt kommt aber nicht in Betracht, da dort keine Querneigungswechsel anzutreffen sind. Sobald Kurven in der Strecke enthalten sind, ist das Empfinden, ob der gefahrene Kurs noch als weitgehend gerade erlebt wird, sehr deutlich von der gefahrenen Geschwindigkeit abhängig. Der Fahrer kann optisch noch sehr gut langgezogene Kurven von Geraden unterscheiden. So gelingt es selbst bei größeren Radien als 6000 m noch gut, Kurve und Gerade auseinander zu halten. Ist die Sichtweite eingeschränkt, wird die Auflösung erheblich erschwert. Die Querbeschleunigung und die Giergeschwindigkeit des Fahrzeugs sind bei solch großen Radien sehr gering. Es ist anzunehmen, daß sie in den meisten Fällen vom Fahrer nicht für die Kurshaltung verwendet werden können,

da sie nicht wahrgenommen werden. Die unterschiedliche Wahrnehmung der Querbesehleunigung in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und Längsbesehleunigung wird in [Hackenberg et al. 1982] besehrieben. Die exakte Definition, was unter "weitgehend gerader Streckenverlauf" für die befahrenen Strecken verstanden wird, ist Abbildung A2.1 zu entnehmen. Die Geradeauslaufuntersuchungen wurden bei konstanter Fahrgeschwindigkeit durchgeführt. In Abbildung A2.1 sind die parabelförmigen Linien mit den Parametern  $R$  (Radius der Straßenkurve) besehrieben. Entlang einer solchen parabelförmigen Diagrammlinie bleibt der Radius der Straßenkurve konstant. Aus diesen Iso-Linien mit den Parametern  $R$  lässt sich leicht für eine Straßenkurve mit dem Radius  $R$  bei unterschiedlichen Fahrgeschwindigkeiten der Zusammenhang zwischen Querbesehleunigung und Giergeschwindigkeit entnehmen. Der physikalische Zusammenhang der Größen lautet:

$$a_y = \frac{\left(\frac{d\Psi}{dt}\right)^2 \cdot R}{(57,3)^2} \quad (\text{A2.1})$$

mit	$a_y$	[m/s <sup>2</sup> ]	Querbesehleunigung
	$\frac{d\Psi}{dt}$	[grad/s]	Giergeschwindigkeit
	$R$	[m]	Kurvenradius.

Die Schar der linear verlaufenden Linien stellen die Iso-Linien für die jeweiligen Fahrgeschwindigkeiten dar. Entlang einer solchen mit dem Parameter  $v$  bezeichneten Geraden bleibt die Fahrgeschwindigkeit konstant. Somit lässt sich für eine konstante Fahrgeschwindigkeit der Zusammenhang zwischen Querbesehleunigung und Giergeschwindigkeit bei unterschiedlichen Kurvenradien leicht ermitteln. Der physikalische Zusammenhang lässt sich mit folgender Formel besehreiben:

$$a_y = \frac{\frac{d\Psi}{dt} \cdot v}{57,3 \cdot 3,6} \quad (\text{A2.2})$$

mit	$v$	[km/h]	Fahrgeschwindigkeit.
-----	-----	--------	----------------------

Genau genommen müßte in den Gleichungen (A2.1) und (A2.2) noch die Schwimmwinkelgeschwindigkeit  $\frac{d\beta}{dt}$  berücksichtigt werden, da generell gilt:

$$a_y = \frac{\frac{d\Psi}{dt} + \frac{d\beta}{dt}}{57,3} \cdot \frac{v}{3,6} \quad (\text{A2.3})$$

Da aber bei Geradeausfahrt die Lenkwinkel und Lenkwinkelgeschwindigkeiten sehr klein sind und sämtliche Untersuchungen mit konstanter Fahrgeschwindigkeit durchgeführt wurden, ist die Schwimmwinkelgeschwindigkeit vernachlässigbar klein.

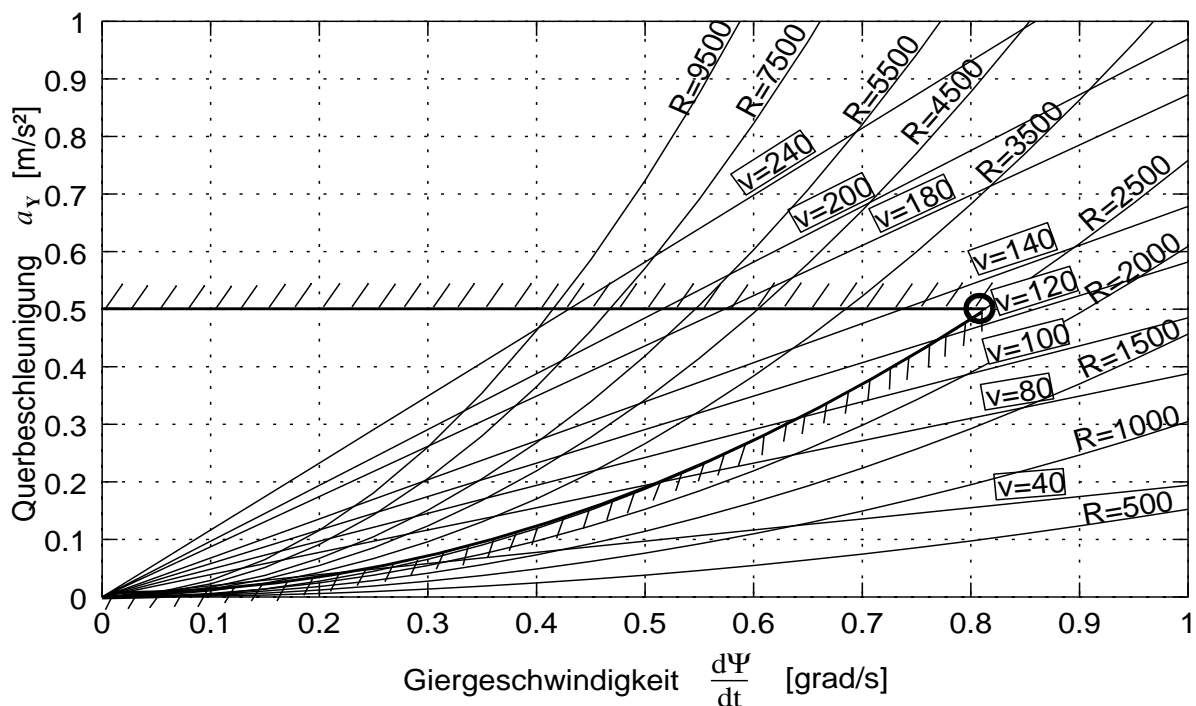


Abb. A2.1: Der mit physikalischen Größen beschriebene Bereich, bei welchem die Strecke noch als weitgehend gerade empfunden wird. Die parabelförmig verlaufenden Linien stellen Linien mit konstantem Kurvenradius  $R$  dar (Iso-Linien für Kurvenradien). Sämtliche Zahlenangaben für  $R$  erfolgen in Metern. Die Geraden stellen Linien mit konstanter Fahrgeschwindigkeit  $v$  dar (Iso-Linien für Geschwindigkeiten). Die Zahlenangaben für  $v$  erfolgen in km/h. Der eingekreiste Punkt wird im Text beispielhaft erläutert.

Aus dem in Abbildung A2.1 dargestellten Diagramm ist zu erkennen, daß bis zu einer Geschwindigkeit von 127 km/h die Iso-Linie mit dem Kurvenradius 2 500 m die Grenze für einen weitgehend geraden Streckenverlauf darstellt. Die Festlegung der Grenzen für einen weitgehend geraden Streckenverlauf resultieren aus umfangreichen Fahrsi-

mulator- und Straßenversuchen [Dettki 1997]. Die dabei maximal meßbare Giergeschwindigkeit ist etwa 0,8 grad/s und die Querbesehleunigung 0,5 m/s<sup>2</sup>. Werden Untersuchungen mit höheren Geschwindigkeiten gefahren, stellt die maximale Querbesehleunigung von 0,5 m/s<sup>2</sup> die Grenze für einen weitgehend geraden Streckenverlauf dar.

Von einer Iso-Linie für eine Geschwindigkeit ausgehend, können aus obigem Diagramm der Mindestkurvenradius und die Maximalwerte für Querbesehleunigung und Giergeschwindigkeit abgelesen werden. Bei der Versuchsauswertung der Meßdaten ist es mit Hilfe der im Diagramm dargestellten Zusammenhänge allein mit der Überprüfung einer Giergeschwindigkeitsschwelle möglich, die Einhaltung der Bedingung sicher zu stellen. Das hat insofern praktische Vorteile, da dann die Messung der Querbesehleunigung nicht mit einer zeitaufwendigen, auf einer kreiselstabilisierten Plattform angebrachten Sensorik erfolgen muß. Die Giergeschwindigkeit ist von der Meßsensorik her ein robustes, präzises und zuverlässiges Signal, was einfach und schnell erfaßt werden kann.

Letztlich folgt aus dem in Abbildung A2.1 dargestellten zulässigen Bereich eine maximal zulässige Kurvigkeit. Die Kurvigkeit ist in [RAS-Q 1996] definiert als:

$$KU = \frac{1}{L} \sum_{i=1}^n |\gamma_i| \quad (\text{A2.4})$$

mit	$KU$ [gon/km]	Kurvigkeit,
	$\gamma_i$ [gon]	Winkeländerung des i-ten Lageplanelements des betrachteten Trassenabschnitts,
	$L$ [km]	Länge des gesamten Trassenabschnitts,
	$n$ [-]	Anzahl Lageplanelemente des betrachteten Trassenabschnitts.

Unter der Kurvigkeit wird demnach die auf die Streckenlänge  $L$  bezogene Summe der Absolutbeträge der Winkeländerungen  $\gamma_i$  der Trasse verstanden. Diese Größe wird bei

dem Entwurf von Straßen herangezogen, um die von der vorhandenen Sichtweite abhängigen Überholmöglichkeit abzuschätzen und die daraus resultierende maximal zulässige Geschwindigkeit zu bemessen. Die Lageplanelemente einer Trasse sind vom Typ Gerade, Klothoide oder Kreisbogen.

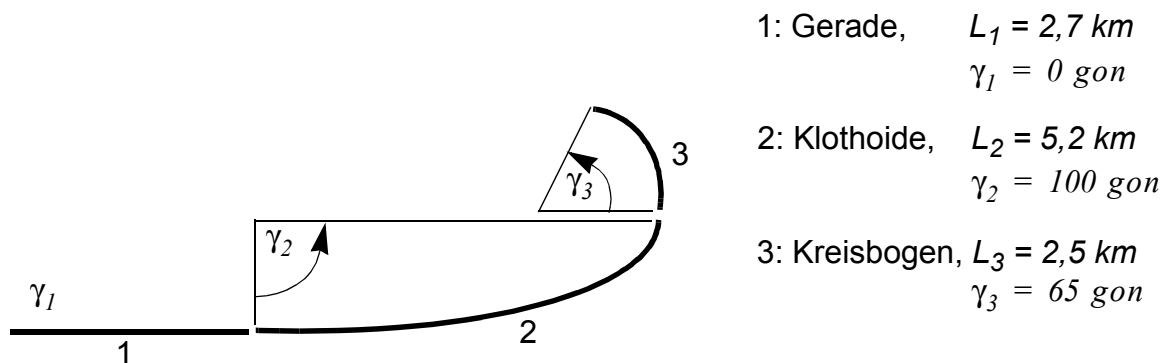


Abb. A2.2: Ermittlung der Kurvigkeit eines Trassenabschnitts. Der hier beispielhaft dargestellte Streckenabschnitt beinhaltet die drei Trassenelemente Gerade, Klothoide und Kreisbogen. Die Kurvigkeit  $KU$  berechnet sich dann wie in Gleichung (A2.5) dargestellt.

$$KU = \frac{|\gamma_1| + |\gamma_2| + |\gamma_3|}{L_1 + L_2 + L_3} = \frac{165}{10,4} = 15,9 \text{ gon/km} \quad (\text{A2.5})$$

Durch das in Abbildung A2.3 hinzugefügte Diagramm, worin die Kurvigkeit in Abhängigkeit von der Giergeschwindigkeit dargestellt ist, lässt sich nun einfach die für den eingegrenzten Bereich zugehörige maximale Kurvigkeit bestimmen. Die Kurvigkeit wird in Abhängigkeit der Gier- und Fahrgeschwindigkeit wie folgt formuliert:

$$KU = \frac{d\Psi}{dt} \cdot \frac{4000}{v} \quad (\text{A2.6})$$

mit  $\frac{d\Psi}{dt}$  [grad/s] Giergeschwindigkeit  
 $v$  [km/h] Fahrgeschwindigkeit.



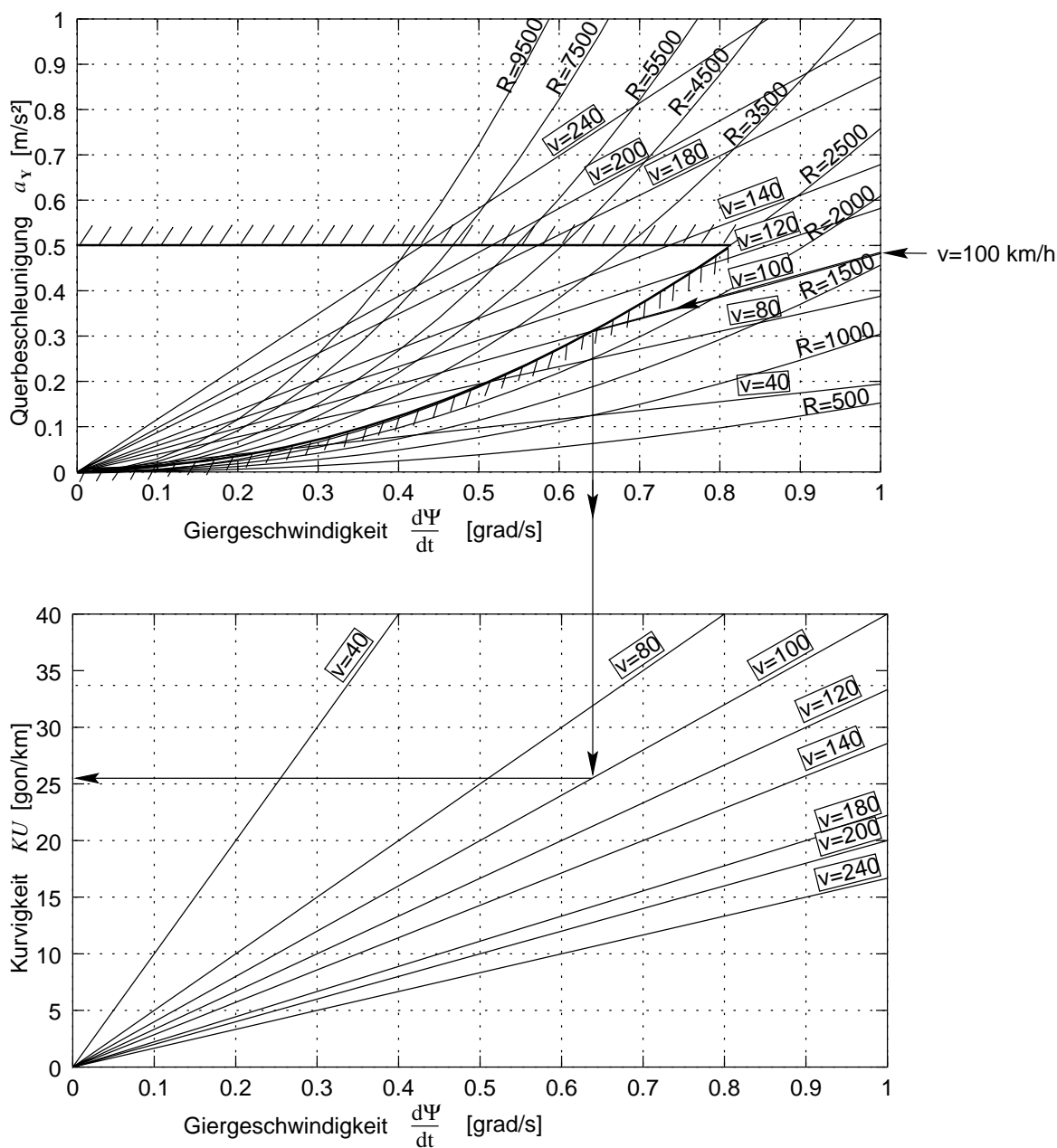


Abb. A2.3: Bestimmung der maximalen Kurvigkeit für eine angenommene konstante Fahrgeschwindigkeit. Hierzu lässt sich die Iso-Linie für  $v=100$  km/h im oberen Diagramm von rechts nach links bis zum markierten Bereich verfolgen. Von diesem Schnittpunkt ausgehend lässt sich auf der x-Achse die maximal zulässige Giergeschwindigkeit und auf der y-Achse die maximal zulässige Querbeschleunigung ablesen. Wird von diesem Schnittpunkt aus zu der Iso-Linie  $v=100$  km/h im unteren Diagramm gelotet, ist dort an der y-Achse die maximal zulässige Kurvigkeit abzulesen. Sämtliche Zahlenangaben erfolgen für  $v$  in km/h und für  $R$  in Metern.

## A2.2.2 Querneigung und Querneigungswechsel

Wie in Kapitel A2.1 aufgeführt, besteht die zweite Anforderung an die zu befahrende Strecke darin, daß sie Querneigungswechsel enthalten soll. Die Querneigungswechsel stellen eine Störgröße für die Geradeausfahrt dar. Es ist daher interessant zu beobachten, wie das Fahrwerk eines Fahrzeugs auf solche Störungen reagiert. Nach den Richtlinien für die Anlage von Straßen [RAS-L 1995] und [RAS-Q 1996] ist die Querneigung bei einem geraden Streckenverlauf konstant. Die möglichen Formen der Querneigungen sind der Abbildung A2.4 zu entnehmen. In der linken Spalte ist der jeweilige Straßentyp und in der rechten Spalte das zugehörige mögliche Profil abgebildet. Die erste Zeile stellt links eine einbahnige Landstraße mit zwei Fahrspuren mit unterschiedlichen Fahrtrichtungen dar. In der ersten Zeile rechts sind die möglichen Profile abgebildet. Es ist demnach eine konstante Querneigung für beide Fahrspuren oder eine sogenannte Dachform für diesen Straßentyp möglich. Es ist zu erkennen, daß für die Straßen mit mehreren Fahrspuren je Fahrtrichtung die Dachform der Regelfall ist. Jede Richtungsfahrbahn hat demnach eine konstante Querneigung. Damit wird die Kurshaltung bei der Durchführung eines Überholvorgangs nicht zusätzlich durch eine wechselnde Querneigung erschwert. Die Mindest- und Regelquerneigung einer Fahrbahn in der Geraden beträgt bei Straßen aller Kategoriengruppen 2,5 %. Die Mindestquerneigung ist zur Entwässerung von Oberflächenwasser notwendig.

Wo und wie ein Querneigungswechsel bei Bundesfernstraßen auszuführen ist, ist für den deutschen Straßenbau ebenso in den bereits oben erwähnten Richtlinien [RAS-Q 1996] und [RAS-L 1995] festgelegt. Darin wird vorgeschrieben, daß die Verwindung einer Straße in einem Übergangsbogen stattzufinden hat. Der Übergangsbogen wird als Klothoide ausgebildet. Klothoiden werden als Übergangselemente zwischen den Elementen Gerade und Kreisbogen verwendet. Das Bildungsgesetz der Klothoide lautet

$$A^2 = R \cdot L \quad (\text{A2.7})$$

mit

$A$	[m]	Klothoidenparameter,
$R$	[m]	Radius am Ende des Klothoidenabschnitts,
$L$	[m]	Länge der Klothoide bis zum Radius $R$ .

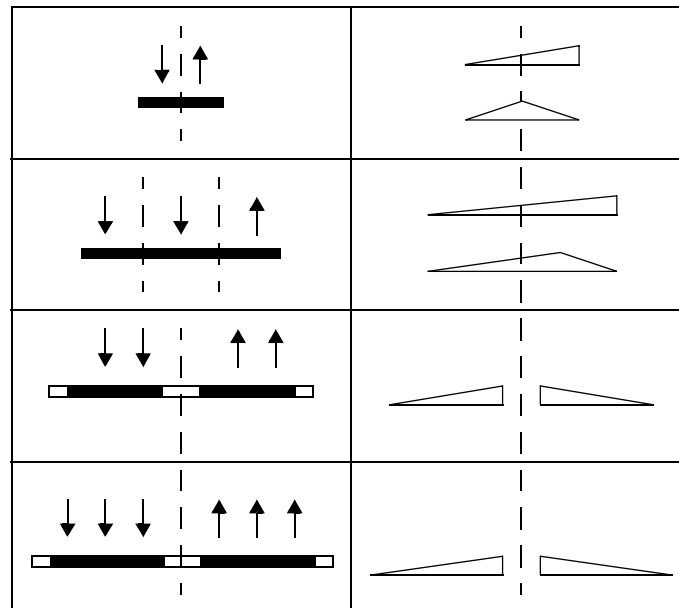


Abb. A2.4: Querneigungsformen in der Geraden [RAS-L 1995]. In der linken Spalte ist der Straßentyp und in der rechten Spalte die dazugehörigen Straßenprofile abgebildet. Die erste Zeile stellt eine einbahnige Landstraße mit zwei Fahrtrichtungen dar. Derartige Straßen können eine konstante Querneigung oder eine sogenannte Dachform besitzen. In der letzten Zeile ist eine sechsspurige Straße mit zwei Richtungsfahrbahnen abgebildet. Jede Richtungsfahrbahn ist in Fahrtrichtung gesehen nach rechts zum Fahrbahnrand geneigt.

Der Übergangsbogen soll durch seine allmähliche Krümmungsänderung einen stetigen Linienverlauf gewährleisten und damit eine gleichmäßige Lenkgeschwindigkeit sowie eine kontinuierliche Änderung der bei der Kurvenfahrt notwendigen Zentrifugalbeschleunigung ermöglichen. Bei der Bogenform der Klothoide ändert sich die Krümmung linear mit der Bogenlänge. Das bedeutet für den Kraftfahrzeugführer, daß er beim Befahren einer Klothoide sein Lenkrad mit einer gleichförmig konstanten Geschwindigkeit bewegt. Die Kurven sind aus fahrdynamischen Gründen in der Regel mit einer Querneigung zur Kurveninnenseite ausgestattet. Die Höchstquerneigung beträgt 8%, und die Mindestquerneigung ist identisch mit der Mindestquerneigung auf Geraden 2,5 %. Die daraus resultierende Notwendigkeit für die Verwindung der Fahrbahn erfolgt um die in der Abbildung A2.5 dargestellten Drehachsen. In der linken Spalte sind die üblichen Fälle abgebildet. Das heißt, daß zum Beispiel eine Landstraße

durch Drehung der Fahrbahnfläche um die Fahrbahnachse verwunden wird. Bei zweibahnigen Straßen wird in der Regel um die Achsen der Richtungsfahrbahnen gedreht. In Ausnahmefällen können einbahnige Straßen um den Fahrbahnrand gedreht werden. Die weiteren Ausnahmen, die je nach Topographie und besonderen örtlichen Begebenheiten angewendet werden, können in Abbildung A2.5 der rechten Spalte entnommen werden. Die Richtlinien schreiben auch eine feste Zuordnung der Querneigungen zu Kurvenradius und  $V_{85}$  vor. Diese ist in Abbildung A2.6 dargestellt. Die Geschwindigkeit  $V_{85}$  stellt eine Größe für die Kontrolle des Entwurfs und seiner Vorgaben im Lageplan und für die fahrdynamische Bemessung sicherheitsrelevanter Entwurfselemente des Lageplans, des Höhenplans und des Querschnitts dar. Sie wird mit den Gleichungen (4.5) und (4.6) ermittelt. Sie soll das tatsächliche Fahrverhalten beschreiben und ist an der Geschwindigkeit orientiert, die 85 % der unbehindert fahrenden Pkw auf nasser Fahrbahn nicht überschreiten. Mit der  $V_{85}$ -Geschwindigkeit werden beim Entwurf einer Straße die Querneigungen in der Kurve, die Mindeststradien bei negativer Querneigung, die erforderlichen Haltesichtweiten sowie die notwendigen Überholsichtweiten bestimmt. Hingegen dient die Entwurfsgeschwindigkeit  $V_e$  der Bestimmung von Grenz- und Richtwerten für die meisten Entwurfselemente. Insbesondere gehören dazu die Kurvenmindeststradien, die Klothoidenmindestparameter, die Höchstlängsneigungen und die Kuppen- und Wannenmindesthalbmesser. Die Vorgabe von Mindeststradien für Kuppen und Wannen wird zum Beispiel benötigt, um beim Bau einer neuen Trasse den Umfang von Erdbewegungen festzulegen. Eine hügelige Landschaft wird daher oft zugunsten höherer mittlerer Reisegeschwindigkeiten eingeebnet oder durch aufwendige Brückenbauten ergänzt.

Für den Straßentyp, auf dem die meisten dieser hier beschriebenen Geradeauslaufuntersuchungen durchgeführt wurden, gilt die  $V_{85}$ , die sich nach Gleichung (A2.8) ergibt:

$$V_{85} = V_e + 10 \text{ km/h} \quad \text{für } V_e \geq 100 \text{ km/h}, \quad (\text{A2.8})$$

$$V_{85} = V_e + 20 \text{ km/h} \quad \text{für } V_e < 100 \text{ km/h}. \quad (\text{A2.9})$$

Die Geschwindigkeit  $V_{85}$  ergibt sich in Abhängigkeit von der Anzahl der Richtungsfahrbahnen und der dazugehörigen Straßenkategorien-Gruppe aus der zulässigen Höchstgeschwindigkeit, aus einer empirisch festgesetzten Konstanten, aus einem im Anhang der RAS-L angegebenen Schätzverfahren oder aus der Geschwindigkeit  $V_e$ .

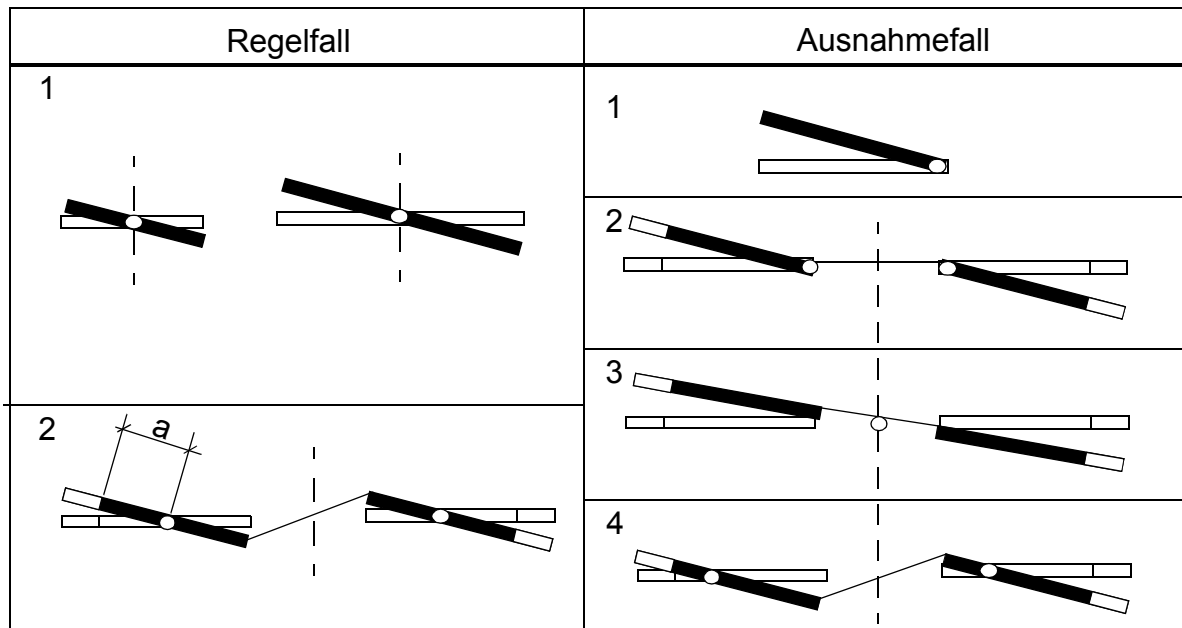


Abb. A2.5: Die Drehachsen der Fahrbahnen [RAS-L 1995], um die sich die Fahrbahnfläche verwindet, wenn sich die Querneigung ändert. Der Abstand  $a$  der Drehachse zum jeweiligen Fahrbahnrand wird zur Bestimmung der minimalen und maximalen Verwindungstrecke, siehe Gleichungen (A2.10) und (A2.11), sowie zur Bestimmung der minimalen und maximalen Anrampsneigung (siehe Tabelle A2.1) benötigt. Bei der hier befahrenen Bundesfernstraße liegt der Regelfall 2 vor.

Die bei dieser Untersuchung verwendeten Straßen gehören der Kategoriengruppe AI an. Sie liegt dann vor, wenn es sich um sogenannte anbaufreie Straßen außerhalb bebauter Gebiete mit maßgebender Verbindungsfunktion handelt. Dazu zählen in aller Regel alle Bundesfernstraßen. Wenn die Knotenpunkte solcher Straßen planfrei sind, das heißt daß der kreuzende Verkehr oberhalb oder unterhalb der betreffenden Straße entlang geführt wird, wird eine Entwurfsgeschwindigkeit von bis zu  $V_e = 120$  km/h vorgesehen. Bei plangleichen Knotenpunkten dieser Straßenkategorie kann die Entwurfsgeschwindigkeit  $V_e$  maximal den Wert 100 km/h annehmen. Für die in dieser Untersuchung verwendeten Straßen ergibt sich nach Gleichung (A2.8) eine  $V_{85}$ -Geschwindigkeit von 130 km/h, da die Knotenpunkte planfrei ausgestaltet sind. Aus Abbildung A2.6 geht hervor, daß dann vom Betrag her mit einer maximalen Querneigung von 3 % zu rechnen ist, da der Kurvenmindestradius nach dem in Abbildung A2.1 ge-

kennzeichneter "Geradauslauf-Bereich" auf 2500 m festgesetzt ist. Der maximal zu

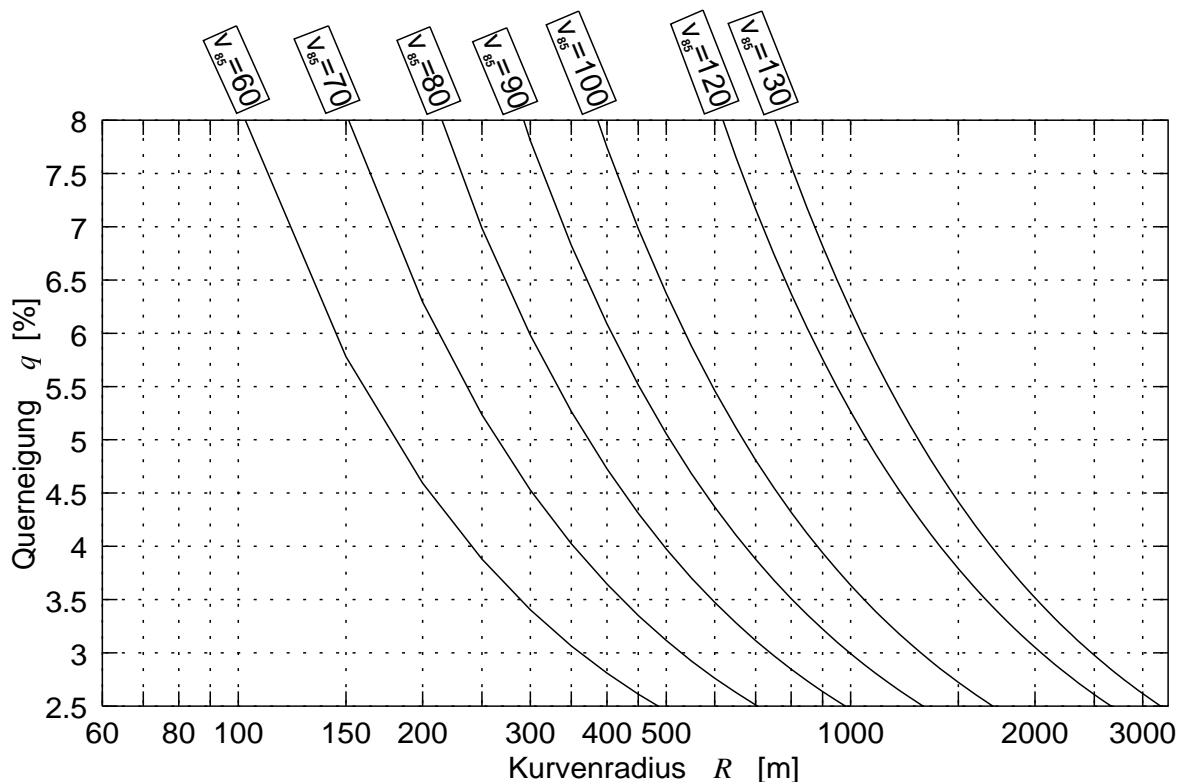


Abb. A2.6: Die nach [RAS-L 1995] empfohlene Zuordnung von Querneigung, Kurvenradius und Geschwindigkeit  $V_{85}$ . Die Zahlenangaben für  $V_{85}$  sind in der Einheit km/h angegeben.

erwartende Betrag, um den sich die Querneigung ändern kann, ergibt sich somit zu 6 %. In der RAS-L sind Richt- und Grenzwerte für die Länge der Verwindungsstrecke angegeben. Sie errechnen sich wie folgt:

$$\min L_v = \frac{q_e - q_a}{\max \Delta s} \cdot a, \quad (\text{A2.10})$$

$$\max L_v = \frac{q_e - q_a}{\min \Delta s} \cdot a. \quad (\text{A2.11})$$

Dabei gelten:

$\max \Delta s$  [%] Anrampungshöchstneigung,

$\min \Delta s$  [%] Anrampungsmindestneigung,

$q_e$	[%]	Querneigung der Fahrbahn am Ende der Verwindungsstrecke,
$q_a$	[%]	Querneigung der Fahrbahn am Anfang der Verwindungsstrecke ( $q_a$ ist negativ einzusetzen, wenn es entgegengesetzt zu $q_e$ gerichtet ist),
$\min L_v$	[m]	minimale Länge der Verwindungsstrecke,
$\max L_v$	[m]	maximale Länge der Verwindungsstrecke,
$a$	[m]	Abstand des Fahrbahnrandes von der Drehachse.

Die Änderung der Fahrbahnquerneigung wird auf einer Übergangsstrecke vollzogen, die auch Verwindungsstrecke  $L_v$  genannt wird. Innerhalb dieser Strecke werden die Fahrbahnränder angerampt und die Fahrbahnfläche verwunden. Die Anrampungsneigung  $\Delta s$  ist die Differenz zwischen den Längsneigungen des Fahrbahnrandes und der Drehachse. Die Grenzwerte der Anrampungsneigung nach [RAS-L 1995] sind der Tabelle A2.1 zu entnehmen.

Tabelle A2.1: Maximal- und Minimalwerte für die Anrampungsneigung [RAS-L 1995]

$V_e$ [km/h]	$\max \Delta s$ [%] bei		$\min \Delta s$ [%]
	$a < 4,00$ m	$a \geq 4,00$ m	
50	$0,50 \cdot a$	2,0	$0,10 \cdot a$ ( $\leq \max \Delta s$ )
60 ... 70	$0,40 \cdot a$	1,6	
80 ... 90	$0,25 \cdot a$	1,0	
100 ... 120	$0,225 \cdot a$	0,9	

Die Größe des Parameters  $a$  hängt von dem Querschnitt der zu befahrenden Strecke ab. Im Falle einer Bundesfernstraße mit zwei Richtungsfahrbahnen und jeweils zwei Fahrspuren ist laut [RAS-Q 1996] ein Regelquerschnitt von 26 m (RQ 26) vorgegeben. Beide Fahrbahnen mit den Fahrbahnrändern eingeschlossen sind demnach 26 m breit. Mit der genauen Spezifikation des RQ 26, die in [RAS-Q, 1996] nachgelesen werden kann, und einer in der Mitte der jeweiligen Richtungsfahrbahn liegenden Drehachse (vergleiche Regelfall 2 in Abbildung A2.5), ist für den Parameter  $a$  der Wert 3,50 m zu verwenden. Er ist bei dieser Drehachsenlage identisch mit der Fahrspurbreite. Mit den

in Tabelle A2.1 aufgeführten Formeln für die Anrampungshöchst- und -mindestneigung und den Gleichungen (A2.10) und (A2.11) berechnet sich die Mindestverwindungslänge zu 26,7 m und die maximale Verwindungslänge zu 60 m, innerhalb der die Querneigung von  $-3\%$  zu  $+3\%$  oder umgekehrt verändert werden muß.

### **A2.2.3 Längsneigung**

Die dritte Anforderung verlangt, daß in der Versuchsstrecke keine nennenswerte Steigung und auch keine Gefällstrecke enthalten sein darf. Die Geradeauslaufeigenschaften eines Pkw ändern sich bei unterschiedlichen Fahrwiderständen. Eine extreme Situation ist zum Beispiel gegeben, wenn bei plötzlich auftauchendem Hindernis das Fahrzeug schneller als üblich verzögert werden soll. Hier besteht die Anforderung an das Fahrzeug, daß es selbst bei ausgeprägten Spurrillen den geraden Kurs halten muß.

Ist eine konstante Testgeschwindigkeit verlangt, würde bei einer Gefällestrecke häufiges leichtes Verzögern erforderlich sein. Daraus resultieren sich ändernde Kräfte in den Spurstangen und aufgrund der Elastizitäten sich ändernde Lenkwinkel an den Rädern. Dadurch kann der Kurs des Fahrzeugs beeinflusst werden. Beim Beschleunigen des Fahrzeugs herrschen an der Antriebsachse andere Kräfte in den Spurstangen und andere Schlupfverhältnisse an den Reifen als an der nichtangetriebenen Achse. Daher können ebenfalls Kursbeeinträchtigungen herrühren. Um solche von den Schwankungen der Antriebs- und Verzögerungskräfte hervorgerufenen Kursbeeinträchtigungen auszuschließen, scheinen eine möglichst konstante Testgeschwindigkeit und eine Längsneigung kleiner als  $\pm 5\%$  geeignete Bedingungen zu sein. Bis zu einem  $5\%$ -Gefälle ist der Fahrwiderstand in jedem Fall so groß, daß das Fahrzeug angetrieben werden muß, also keinen Lastwechsel erfährt.



## A2.2.4 Oberflächenbeschaffenheit

In der vierten Anforderung an die Versuchsstrecke wird eine gute Oberflächenbeschaffenheit der Straße verlangt. In [Mitschke 1997] wird das Unebenheitsmaß  $\Phi_h$  behandelt, womit die Unebenheit einer Straße unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit beschrieben werden kann. Dieses Unebenheitsmaß ist geeignet, den Zustand von Landstraßen zu beschreiben. Landstraßen werden in der Regel nicht so intensiv gewartet wie Autobahnen und Bundesfernstraßen. Daher ist deren Oberfläche deutlich unebener. Die Straßenversuche, die in dieser Arbeit beschrieben werden, wurden nicht auf Landstraßen durchgeführt. Es sind Autobahnen und Bundesfernstraßen befahren worden, bei denen das Unebenheitsmaß keine weitere Differenzierung mehr zuläßt. Es wurden bituminöse Decken und Betondecken befahren. Sofern nicht absichtlich Spurrillenfahrten durchgeführt wurden, durften auf der Straßenoberfläche keine Spurrillen sichtbar sein. Durch das jeweilige örtliche Straßenbauamt konnten zusätzliche Hinweise über den Zustand von einigen Streckenabschnitten eingeholt werden. Bei den Fahrten, die auf Spurrillen durchgeführt wurden, sind solche Streckenabschnitte befahren worden, wo Eindrückungen bis zu 15 mm gemessen werden konnten. Da dies gerade der Schwellwert für die Einleitung größerer Sanierungsmaßnahmen darstellt [Eisenmann 1991], ist unter Umständen eine Wiederholungsmeßfahrt nach einem halben Jahr bereits schon nicht mehr möglich.

## A2.2.5 Verkehrsstärke und Windverhältnisse

Die geringe Verkehrsdichte und günstige Windverhältnisse, die in der fünften Anforderung verlangt werden, stellten sich als sehr einschränkende Bedingungen dar. Hintergrund dieser Forderungen ist, möglichst keine von Windböen der vorbeifahrenden Fahrzeuge erzeugte Störeinkwirkung auf das eigene Fahrzeug zu erhalten. Auch die konstante Fahrgeschwindigkeit ist bei hoher Verkehrsdichte nur selten einzuhalten. Daher wurden nach Möglichkeit Tageszeiten gewählt, an denen die Verkehrsstärke am

niedrigsten war. Vor 7 Uhr morgens, von 12 bis 14 Uhr und ab 19 Uhr haben bezüglich der Verkehrsdichte gute Randbedingungen vorgelegen. Die Verkehrsstärke lag dort zwischen 150 und 400 Fahrzeugen je Stunde. Zu den Hauptverkehrszeiten wurde die laut RAS-Q für den Regelquerschnitt einer Bundesfernstraße gültige Mindestauslastung von 60 % mit einer minimalen Verkehrsstärke ( $\min Q$ ) von 2 200 Fahrzeugen je Stunde und Richtung regelmäßig übertroffen.

Um die Störeinflüsse von natürlichem Wind fern zu halten, sind etliche Fahrten nachts durchgeführt worden, da nachts die Standardabweichung der Windrichtungswechsel und die Absolutbeträge der Windstärken signifikant geringer sind als tagsüber. Für den Zeitraum der Meßfahrten sind Wind-, Temperatur- und Luftdruckdaten von den jeweils nächstgelegenen Wetterstationen eingeholt worden.

### **A2.3 Beschreibung der verwendeten Versuchsstrecken auf der Straße und im Simulator**

Mit den in Kapitel A2.2 erläuterten Kennwerten zur Beschreibung von Straßeneigenschaften lassen sich die befahrenen Versuchsstrecken in kompakter Form charakterisieren. Die Tabelle A2.2 enthält neben diesen Kennwerten für alle Versuchsstrecken auch die jeweils dort konstant eingehaltene Geschwindigkeit. Aus der Tabelle geht auch hervor, welche der Strecken exakt nach den Bauplänen im Fahr Simulator abgebildet wurden.

Das Krümmungs- und Rampenband der Bundesfernstraße B10 von Plochingen bis Göppingen ist in Abbildung A2.7 dargestellt. Hierbei wird die Darstellung des sich ändernden Kehrwerts der Bahnradien, aufgetragen über die Wegstrecke, Krümmungsband genannt. Um die sich ändernde Querneigung (Verwindung) der Straße aufzuzeigen, ist es üblich, die Überhöhung der linken und rechten Fahrbahnränder in der Einheit Zentimeter über der zurückgelegten Strecke aufzuzeigen. Diese Darstellung wird als Rampenband bezeichnet. Beide Bänder sind auch für die Bundesauto-

bahn A81 zwischen Möckmühl und Osterburken in der Abbildung A2.8 über der Wegstrecke aufgetragen worden

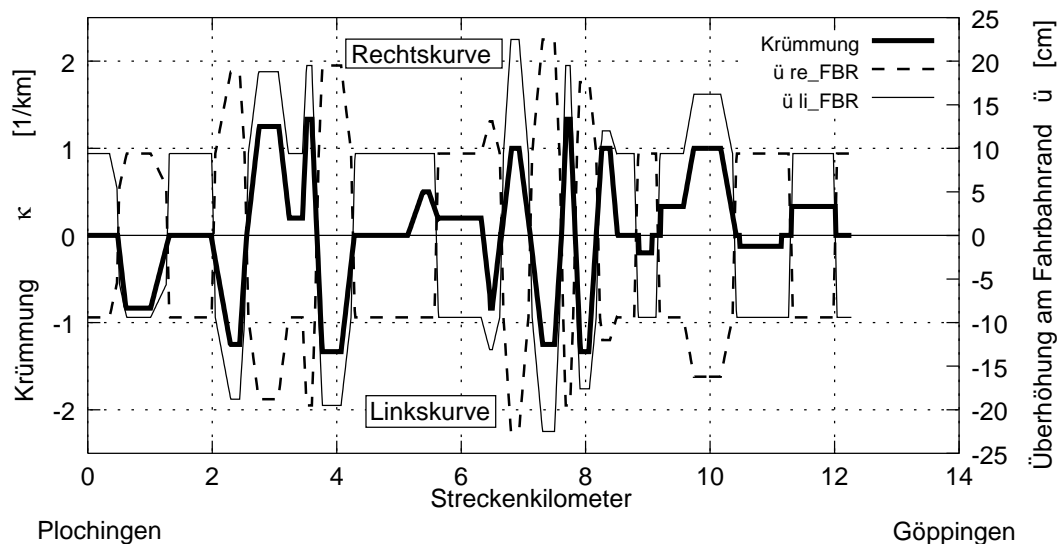


Abb. A2.7: Das Krümmungs- und Rampenband der Bundesfernstraße B10. Die Abkürzung  $\ddot{u}$  re\_FBR in der Legende bedeutet ausgeschrieben: Überhöhung am rechten Fahrbahnrand. Entsprechendes gilt für den linken Fahrbahnrand. Die Daten zur Erstellung des Diagramms basieren auf den Planungsunterlagen vom Landesamt für Straßenwesen Baden-Württemberg [LfS BaWü].

Die Daten für diese Bänder wurden den Bauplänen der Straßen entnommen, die das Autobahnbetriebsamt Heilbronn und das Landesamt für Straßenwesen Baden-Württemberg freundlicherweise zur Verfügung stellten. Im Anhang A2 sind die Daten in tabellarischer Form aufgelistet.

Die Bundesfernstraße ist auf den ersten Blick deutlich kurvenreicher als die Bundesautobahn. Anhand der in Tabelle A2.2 aufgeführten Istkurvigkeit lassen sich die Unterschiede leicht quantifizieren. Es ist auch zu erkennen, daß die Istkurvigkeit die maximal zulässige Kurvigkeit in beiden Fällen überschreitet. Diese Passagen des Meßschriebs werden anhand der maximal zulässigen Giergeschwindigkeit herausgefiltert.

Mittels der angegebenen minimalen und maximalen Verwindungslänge lassen sich leicht die theoretisch zu erwartenden Wankgeschwindigkeiten des Fahrzeugaufbaus bei verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten abschätzen.

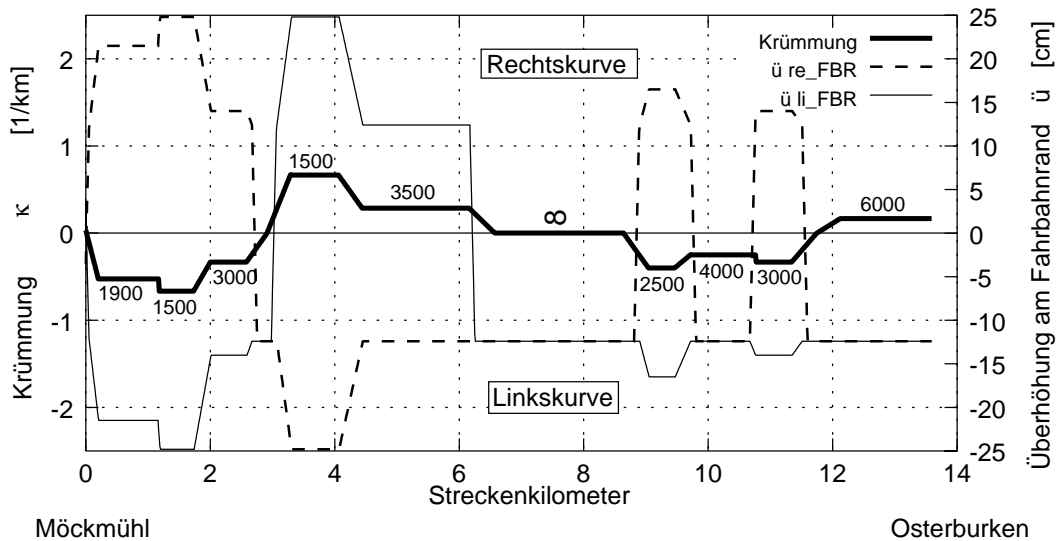


Abb. A2.8: Das Krümmungs- und Rampenband für die Bundesautobahn A81. Die Zahlenangaben ober- und unterhalb des Krümmungsbandes geben die jeweiligen Kurvenradien in Metern an. Die Daten zur Erstellung des Diagramms basieren auf den Planungsunterlagen vom Landesamt für Straßenwesen Baden-Württemberg [LfS BaWü].

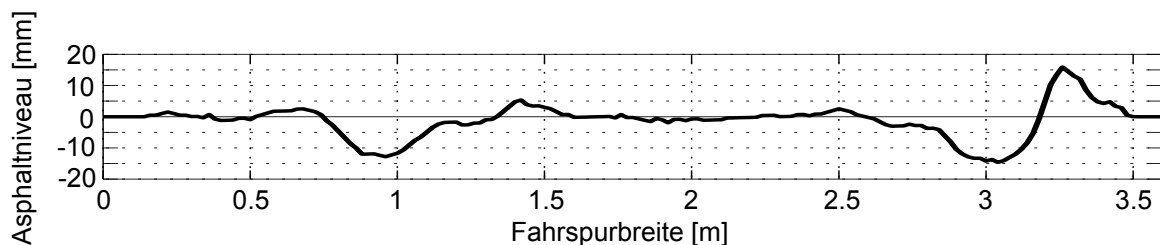


Abb. A2.9: Gemessenes Profil einer stark beanspruchten Fahrspur.

Die in Abbildung A2.9 gezeigten Spurrillen sind zehnfach überhöht dargestellt. Das Profil stammt aus einer leichten Linkskurve ( $R = 3\,500\text{ m}$ ). Obwohl die Fahrbahn zur Kurveninnenseite quergeneigt war, ist der Asphalt zur Kurvenaußenseite nach rechts verdrängt und aufgeschichtet worden. Die Querneigung wurde in der obigen Darstellung rechnerisch kompensiert. Der Streckenabschnitt, aus dem dieses Profil stammt, wurde mit mehreren Geschwindigkeiten befahren.

Obwohl Fahrer und Fahrzeug sich nicht änderten, ließen sich keine reproduzierbaren Messungen durchführen. Weitere Untersuchungen wurden daher mittels Rechner-

mulation durchgeführt. Dabei wurde ein vereinfachtes Spurrillenmodell verwendet (siehe Kapitel 3.2.2.2).

Tabelle A2.2: Kennwerte der Versuchsstrecken

	Plochingen – Göppingen			Möckmühl – Osterburken	Wendlingen – Aichelberg	Ehra Schnellbahn
	B10			A81	A8	VW-Prüfgel.
im Fahrsimulator abgebildet	X				X	
Testgeschwindigkeit, [km/h]	80	100	120	180	180	190
Länge, [km]	12			12	12	7
Istkurvigkeit, [gon/km]	29			17	11	0
Max. zul. Kurvigkeit, [gon/km]	26			13	13	12
Max. zul. Giergeschwin- digkeit, [grad/s]	0,52	0,63	0,78	0,58	0,58	0,54
Max. zul. Querbeschleu- nigung, [m/s <sup>2</sup> ]	0,2	0,32	0,46	0,5	0,5	0,5
Istquerneigung, [%]	2,5 – 6			2,5 – 4,5	2,5 – 3,5	1,5
Max. zul. Querneigung, [%]	3			2,5	2,5	2,5
Min. Verwindungslänge, [m]	27			29	31	-
Max. Verwindungs- länge, [m]	60			50	50	-
Istlängsneigung, [%]	0 – 3,3			0 – 1	0 – 1,5	0,18
Max. zul. Längsnei- gung, [%]	5					
Belag	Bitumen			Beton	Bitumen	Bitumen
Oberfläche	glatt, keine Spurrillen			glatt, keine Spurrillen	glatt, keine Spurrillen	glatt, keine Spurrillen
Verkehrsstärke, [Fz/h]	200–400			150–300	150–300	5

Auf dem Prüfgelände von VW in Ehra wurden Fahrten auf der Schnellbahn durchge-  
führt. Diese besitzt einen exakt geraden Streckenverlauf mit einer konstanten Quernei-

gung von 1,5 %. Diese Querneigung unterschreitet die von den Richtlinien geforderte Mindestquerneigung von 2,5 %. Das erweist sich als Vorteil, wenn der Geradeauslauf bei nahezu störgrößenfreier Fahrt beurteilt werden soll, als Nachteil, wenn der Geradeauslauf unter realistischen Bedingungen bewertet werden soll.

Bei hohen Geschwindigkeiten wurden Lenk- und Gierfrequenzen untersucht. Ähnliche Untersuchungen wurden auf der zwölf Kilometer langen Trasse der Autobahn A8 zwischen Wendlingen und Aichelberg durchgeführt, die sich durch eine sehr niedrige Kurvigkeit auszeichnet.

Die B10 sowie die A8 wurden exakt nach den Bauplänen auch im DaimlerChrysler Fahrsimulator abgebildet. Dadurch konnten bei optimalen und auch beliebig einstellbaren Randbedingungen Fahrsimulatorversuche durchgeführt werden.

## **A2.4 Streckendaten**

Die im Kapitel A2.3 dargestellten Krümmungsbänder (Abbildungen A2.7 und A2.8) der realen Strecken wurden aus den Daten der Tabelle A2 erstellt. Diese Daten werden benötigt, um die reale Strecke im Fahrsimulator abzubilden. Die Tabelle A2.3 enthält die Daten des Krümmungsbandes der Bundesstraße 10. Die B10 besitzt eine Breite von 26 m. Bei dieser Angabe ist der befestigte Seitenstreifen eingerechnet. Sie besitzt zwei Richtungsfahrbahnen, die durch Leitplanken und einen Mittelstreifen getrennt sind. Jede Richtungsfahrbahn besitzt zwei Fahrspuren. Bei den Straßenplanern ist für derartige Straßen folgende Bezeichnung üblich: RQ 26 b4ms. Das "RQ" steht für Regelquerschnitt, das "b" für die Querschnittsgruppe der Fahrspurgrundbreite 3,50 m, die "4" für die Zahl der Fahrspuren für beide Fahrtrichtungen, das "m" für eine bauliche Mitteltrennung (Mittelstreifen) und das "s" für befestigte Seitenstreifen. Die hier aufgelistete Strecke ist 13,3 km lang. Sie besteht aus insgesamt 57 Einzelementen. Das erste Element beginnt beim Plochinger Dreieck, wo sich der Abzweig zur Bundesstraße 313 befindet. Das letzte Element endet unmittelbar vor der Ausfahrt Göppingen-West. Die engste Kurve besitzt einen Radius von 750 m. Bei der Testgeschwindigkeit von 100

km/h wurden allerdings lediglich die Streckenabschnitte ausgewertet, bei denen eine kleinere Giergeschwindigkeit als 0,63 grad/s auftraten. Die dabei maximal auftretende Querbeschleunigung betrug 0,32 m/s<sup>2</sup> (siehe Tabelle A2.2 und Abbildung A2.3).

Die Daten für das Krümmungsband der A81 zwischen den Ausfahrten Möckmühl und Osterburken sind in der Tabelle A2.4 zusammengefaßt. Diese Straße ist vom Typ RQ 37,5 a6ms. Diese Straße hat demnach eine Gesamtbreite von 37,5 m und drei Fahrspuren für jede Fahrtrichtung. Das "a" weist auf die Zugehörigkeit zur Querschnittsgruppe der Fahrspurgrundbreite 3,75 m hin. Die Gesamtlänge aller hier aufgelisteten 20 Elemente beträgt 13,6 km. Die engste Kurve besitzt einen Radius von 1500 m. Bei der Testgeschwindigkeit von 180 km/h wurden lediglich die Streckenabschnitte ausgewertet, bei denen eine geringere Giergeschwindigkeit als 0,58 grad/s und eine kleinere Querbeschleunigung als 0,5 m/s<sup>2</sup> auftraten.

In der Tabelle A2.5 sind schließlich die Daten des Krümmungsbandes der A8 zwischen den Ausfahrten Wendlingen und Aichelberg aufgelistet. Diese Straße ist ebenfalls vom Typ RQ 37,5 a6ms. Der betrachtete Streckenabschnitt enthält 14 Einzelemente und besitzt eine Gesamtlänge von 12,3 km. Die engste Kurve besitzt einen Radius von 1800 m. Bei der Testgeschwindigkeit von 190 km/h wurden nur jene Streckenabschnitte in der Auswertung berücksichtigt, bei denen eine geringere Giergeschwindigkeit als 0,54 grad/s und eine kleinere Querbeschleunigung als 0,5 m/s<sup>2</sup> auftraten.

Tabelle A2.3: Daten für das Krümmungsband B10 Plochingen-Göppingen, RQ 26 b4ms

Element-Nr.	Element	Parameter	Wert	Länge in m	Summe Länge	Winkeländ. absolut in rad	Winkeländ. orientiert in grad	Winkeländ. absolut in gon	Kurvigkeit je Abschn gon/km	Bemerkung
1	Gerade	R	999999	487.57	487.57	0.00	0.00	0.00	0.00	
2	Klothoide	A	400	134	621.57	0.06	3.22	3.57	26.66	
3	Kreis	R	1200	392	1013.57	0.33	18.72	20.80	53.05	links
4	Klothoide	A	600	300	1313.57	0.13	7.16	7.96	26.53	
5	Gerade	R	999999	667	1980.57	0.00	0.00	0.00	0.00	
6	Klothoide	A	500	310	2290.57	0.19	11.01	12.24	39.47	
7	Kreis	R	800	151	2441.57	0.19	10.81	12.02	79.58	links
8	Klothoide	A	300	114	2555.57	0.07	4.14	4.60	40.32	Wendeklothoide
9	Klothoide	A	400	195	2750.57	0.12	-6.81	7.56	38.79	Wendeklothoide
10	Kreis	R	800	320	3070.57	0.40	-22.92	25.46	79.58	rechts
11	Klothoide	A	400	165	3235.57	0.09	-4.87	5.42	32.83	
12	Kreis	R	5000	210	3445.57	0.04	-2.41	2.67	12.73	rechts
13	Klothoide	A	250	65	3510.57	0.03	-1.94	2.15	33.10	
14	Kreis	R	750	92	3602.57	0.12	-7.03	7.81	84.88	rechts
15	Klothoide	A	250	81	3683.57	0.05	-3.01	3.34	41.25	Wendeklothoide
16	Klothoide	A	250	87	3770.57	0.06	3.47	3.85	44.31	Wendeklothoide
17	Kreis	R	750	300	4070.57	0.40	22.92	25.46	84.88	links



Tabelle A2.3: Daten für das Krümmungsband B10 Plochingen-Göppingen, RQ 26 b4ms

Element-Nr.	Element	Parameter	Wert	Länge in m	Summe Länge	Winkeländ. absolut in rad	Winkeländ. orientiert in grad	Winkeländ. absolut in gon	Kurvigkeit je Abschn gon/km	Bemerkung
18	Klothoide	A	400	225	4295.57	0.16	9.06	10.07	44.76	
19	Gerade	R	999999	850	5145.57	0.00	0.00	0.00	0.00	
20	Klothoide	A	700	245	5390.57	0.06	-3.51	3.90	15.92	
21	Kreis	R	2000	95	5485.57	0.05	-2.72	3.02	31.83	rechts
22	Klothoide	A	700	146	5631.57	0.02	-1.25	1.38	9.48	
23	Kreis	R	5000	689	6320.57	0.14	-7.90	8.77	12.73	rechts
24	Klothoide	A	400	135	6455.57	0.06	3.26	3.63	26.86	
25	Kreis	R	1200	45	6500.57	0.04	2.15	2.39	53.05	links
26	Klothoide	A	400	150	6650.57	0.07	4.03	4.48	29.84	Wendeklothoide
27	Klothoide	A	400	150	6800.57	0.07	-4.03	4.48	29.84	Wendeklothoide
28	Kreis	R	1000	130	6930.57	0.13	-7.45	8.28	63.66	rechts
29	Klothoide	A	425	180	7110.57	0.09	-5.14	5.71	31.72	Wendeklothoide
30	Klothoide	A	400	200	7310.57	0.13	7.16	7.96	39.79	Wendeklothoide
31	Kreis	R	800	190	7500.57	0.24	13.61	15.12	79.58	links
32	Klothoide	A	300	110	7610.57	0.07	3.85	4.28	38.90	Wendeklothoide
33	Klothoide	A	250	70	7680.57	0.04	-2.25	2.50	35.65	Wendeklothoide
34	Kreis	R	750	65	7745.57	0.09	-4.97	5.52	84.88	rechts
35	Klothoide	A	250	80	7825.57	0.05	-2.93	3.26	40.74	Wendeklothoide

Tabelle A2.3: Daten für das Krümmungsband B10 Plochingen-Göppingen, RQ 26 b4ms

Element-Nr.	Element	Parameter	Wert	Länge in m	Summe Länge	Winkeländ. absolut in rad	Winkeländ. orientiert in grad	Winkeländ. absolut in gon	Kurvigkeit je Abschn gon/km	Bemerkung
36	Klothoide	A	250	80	7905.57	0.05	2.93	3.26	40.74	Wendeklothoide
37	Kreis	R	750	150	8055.57	0.20	11.46	12.73	84.88	links
38	Klothoide	A	300	140	8195.57	0.11	6.24	6.93	49.51	Wendeklothoide
39	Klothoide	A	300	76	8271.57	0.03	-1.84	2.04	26.88	Wendeklothoide
40	Kreis	R	1000	120	8391.57	0.12	-6.88	7.64	63.66	rechts
41	Klothoide	A	350	125	8516.57	0.06	-3.65	4.06	32.48	
42	Gerade	R	999999	330	8846.57	0.00	0.00	0.00	0.00	
43	Kreis	R	5000	210	9056.57	0.04	2.41	2.67	12.73	links
44	Gerade	R	999999	140	9196.57	0.00	0.00	0.00	0.00	
45	Kreis	R	3000	380	9576.57	0.13	-7.26	8.06	21.22	rechts
46	Klothoide	A	500	170	9746.57	0.06	-3.31	3.68	21.65	
47	Kreis	R	1000	430	10176.57	0.43	-24.64	27.37	63.66	rechts
48	Klothoide	A	500	250	10426.57	0.13	-7.16	7.96	31.83	
49	Gerade	R	999999	40	10466.57	0.00	0.00	0.00	0.00	
50	Kreis	R	8000	670	11136.57	0.08	4.80	5.33	7.96	links
51	Gerade	R	999999	165	11301.57	0.00	0.00	0.00	0.00	
52	Kreis	R	3000	705	12006.57	0.24	-13.46	14.96	21.22	rechts
53	Gerade	R	999999	265	12271.57	0.00	0.00	0.00	0.00	

Tabelle A2.3: Daten für das Krümmungsband B10 Plochingen-Göppingen, RQ 26 b4ms

Element-Nr.	Element	Parameter	Wert	Länge in m	Summe Länge	Winkeländ. absolut in rad	Winkeländ. orientiert in grad	Winkeländ. absolut in gon	Kurvigkeit je Abschn gon/km	Bemerkung
54	Klothoide	A	350	150	12421.57	0.09	5.26	5.85	38.98	
55	Kreis	R	800	125	12546.57	0.16	8.95	9.95	79.58	links
56	Klothoide	A	600	270	12816.57	0.10	5.80	6.45	23.87	
57	Kreis	R	2000	465	13281.57	0.23	13.32	14.80	31.83	links
Summe der Winkeländerungen:						6.02	26.43	383.40		
Kurvigkeit = Summe aller absoluten Winkeländ. der einzelnen Streckenabschnitte in gon dividiert durch die Gesamtlänge der Strecke in km										
			KU = 28.87 gon/km							

Tabelle A2.4: Daten für das Krümmungsband A81 Möckmühl-Osterburken, RQ 37,5 a6ms

Element-Nr.	Element	Parameter	Wert	Länge in m	Summe Länge	Winkeländ. absolut in rad	Winkeländ. orientiert in grad	Winkeländ. absolut in gon	Kurvigkeit je Abschn gon/km	Bemerkung
1	Klothoide	A	600	200	200	0.06	-3.18	3.54	17.68	
2	Kreis	R	1900	980	1180	0.52	-29.55	32.84	33.51	links
3	Kreis	R	1500	560	1740	0.37	-21.39	23.77	42.44	links
4	Klothoide	A	900	270	2010	0.05	-2.58	2.86	10.61	
5	Kreis	R	3000	580	2590	0.19	-11.08	12.31	21.22	links
6	Klothoide	A	1000	330	2920	0.05	-3.12	3.47	10.50	
7	Klothoide	A	750	380	3300	0.13	7.35	8.17	21.50	
8	Kreis	R	1500	770	4070	0.51	29.41	32.68	42.44	rechts
9	Klothoide	A	1000	380	4450	0.07	4.14	4.60	12.10	
10	Kreis	R	3500	1720	6170	0.49	28.16	31.29	18.19	rechts
11	Klothoide	A	1200	410	6580	0.06	3.34	3.72	9.06	
12	Gerade	R	999999	2070	8650	0.00	0.00	0.00	0.00	
13	Klothoide	A	1000	400	9050	0.08	-4.58	5.09	12.73	
14	Kreis	R	2500	420	9470	0.17	-9.63	10.70	25.46	links
15	Klothoide	A	1300	260	9730	0.02	-1.15	1.27	4.90	
16	Kreis	R	4000	1040	10770	0.26	-14.90	16.55	15.92	links
17	Kreis	R	3000	580	11350	0.19	-11.08	12.31	21.22	links

Tabelle A2.4: Daten für das Krümmungsband A81 Möckmühl-Osterburken, RQ 37,5 a6ms

Element-Nr.	Element	Parameter	Wert	Länge in m	Summe Länge	Winkeländ. absolut in rad	Winkeländ. orientiert in grad	Winkeländ. absolut in gon	Kurvigkeit je Abschn gon/km	Bemerkung
18	Klothoide	A	1100	400	11750	0.07	-3.79	4.21	10.52	
19	Klothoide	A	1500	380	12130	0.03	1.84	2.04	5.38	
20	Kreis	R	6000	1460	13590	0.24	13.94	15.49	10.61	rechts
Summe der Winkeländerungen						3.56	-27.83	226.89		
Kurvigkeit = Summe aller absoluten Winkeländ. der einzelnen Streckenabschnitte in gon dividiert durch die Gesamtlänge der Strecke in km										
			KU = 16.70 gon/km							

Tabelle A2.5: Daten für das Krümmungsband A8 Wendlingen-Aichelberg, RQ 37,5 a6ms

Element-Nr.	Element	Parameter	Wert	Länge in m	Summe Länge	Winkeländ. absolut in rad	Winkeländ. orientiert in grad	Winkeländ. absolut in gon	Kurvigkeit je Abschn gon/km	Bemerkung
1	Klothoide	A	600	200	200	0.0556	0.00	3.54	17.68	
2	Kreis	R	1800	800	1000	0.4444	25.46	28.29	35.37	rechts
3	Klothoide	A	600	200	1200	0.0556	3.18	3.54	17.68	
4	Gerade	R	999999	3400	4600	0.0000	0.00	0.00	0.00	
5	Klothoide	A	1000	340	4940	0.0578	3.31	3.68	10.82	
6	Kreis	R	3000	1800	6740	0.6000	34.38	38.20	21.22	rechts
7	Klothoide	A	1000	340	7080	0.0578	3.31	3.68	10.82	
8	Gerade	R	999999	1600	8680	0.0000	0.00	0.00	0.00	
9	KLothoide	A	1000	300	8980	0.0450	-2.58	2.86	9.55	
10	Kreis	R	3300	1000	9980	0.3030	-17.36	19.29	19.29	links
11	Klothoide	A	1000	300	10280	0.0450	-2.58	2.86	9.55	
12	Gerade	R	999999	1000	11280	0.0000	0.00	0.00	0.00	
13	Klothoide	A	600	180	11460	0.0450	2.58	2.86	15.92	
14	Kreis	R	2000	800	12260	0.4000	22.92	25.46	31.83	rechts
Summe der Winkeländerungen:						2.1092	2.11	134.27		
Kurvigkeit = Summe aller absoluten Winkeländ. der einzelnen Streckenabschnitte in gon dividiert durch die Gesamtlänge der Strecke in km										
			KU = 10.95 gon/km							

## Anhang A3 Boxplot-Darstellung

Die Darstellung der Verteilung mit Hilfe eines Boxplots, manchmal auch box-and-whiskers-plot genannt, wird häufig in Statistikauswerteprogrammen verwendet (zum Beispiel SPSS (Statistical Package for the Social Sciences) oder SAS). Sie ermöglicht dem Anwender, schnell einen optischen Eindruck der Verteilung zu erhalten.

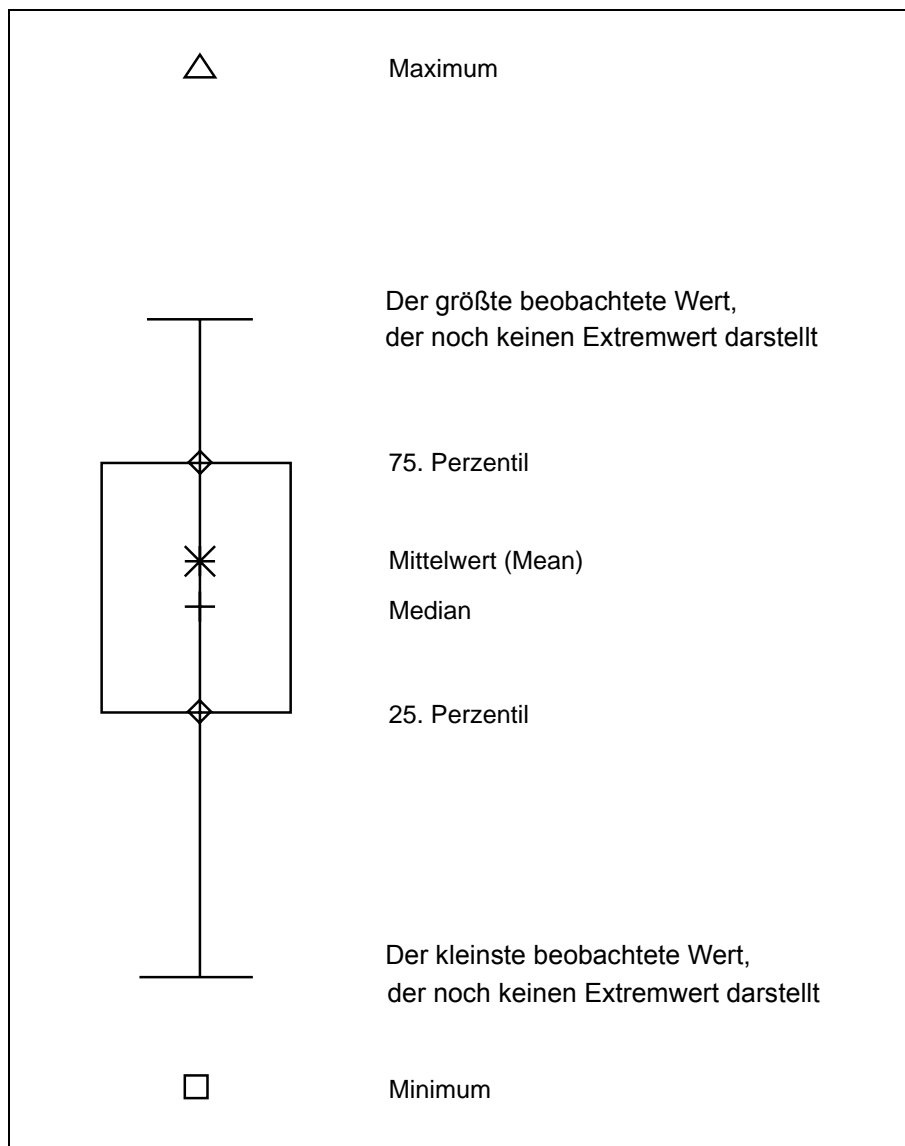


Abb. A3.1: Die in Kapitel 2.1.2 verwendete Boxplot-Darstellung.

Da die Boxplot-Darstellungen in der Literatur nicht einheitlich definiert sind<sup>1</sup>, sei hier die in dieser Arbeit verwendete Form näher erläutert.

Die Boxplot-Darstellung veranschaulicht in einer kompakten Darstellung die Verteilung einer Wertemenge. Es können der Median, der Mittelwert, das 25. Perzentil, das 75. Perzentil, das absolute Minimum und das absolute Maximum abgelesen werden. Der rechteckige Kasten enthält 50 % aller vorkommenden Werte. Die Höhe des Kastens ist identisch mit dem Interquartilabstand (IQA), der aus der Differenz des 75. und 25. Perzentils hervorgeht. Bei der Boxplot-Darstellung wird zwischen zwei verschiedenen Kategorien von "auffälligen" Werten differenziert. Zum einen gibt es die "Ausreißer", die um mehr als das Dreifache der Kastenhöhe nach oben oder unten vom Kastenrand entfernt liegen. Zum anderen gibt es die "Extremwerte", die einen Abstand vom unteren oder oberen Kastenrand aufweisen, der vom Betrag her zwischen der 1,5- und 3-fachen Kastenhöhe liegt. Von der Höhe des Kastens kann sofort ein optischer Eindruck von der Streuung der Werte gewonnen werden. Dieses Maß für die Streuung ist robuster als die Standardabweichung, wenn sich in der Meßreihe Ausreißer befinden [Zöfel 1988]. Es ist sinnvollerweise überall dort anzuwenden, wo der Median und nicht der Mittelwert verwendet wird. Dies trifft bei ordinalskalierten Daten oder asymmetrischen Verteilungen zu. Wenn sich der Median nicht in der Mitte des Kastens befindet, liegt eine schief verteilte Wertemenge vor. Liegt er näher beim unteren Kastenrand, wird die Schiefe der Verteilung positiv charakterisiert, näher beim oberen Kastenrand negativ. Die Boxplots, die in dieser Arbeit verwendet werden, enthalten auch den arithmetischen Mittelwert. Beim Vergleich von Median und Mittelwert läßt sich leicht der Einfluß von "auffälligen" Werten auf den Mittelwert erkennen.

---

1. In der Literatur finden sich insbesondere bei der Definition von Extremwerten und Ausreißern unterschiedliche Festlegungen.



## Lebenslauf

Name: Frank Dettki

Geburtsdatum: 22. März 1964

Geburtsort: Villingen im Schwarzwald

Staatsangehörigkeit: Deutsch

Eltern: Hubert Dettki  
Hildegard Dettki, geb. Duffner

Familienstand: verheiratet seit 28. August 1992  
mit Lucienne Dettki, geb. Lempert  
4 Kinder

Schulbesuch:

1970 - 1974 Grundschule Königsfeld

1974 - 1983 Zinzendorf-Gymnasium Königsfeld

Juni 1983 Abitur

Wehrdienst:

1983 - 1985 Krafffahrzeuginstandsetzung, Engstingen

Studium:

Okt. 1985 - Juli 1991 Technische Kybernetik, Universität Stuttgart  
Straßen- und Verkehrstechnik

Berufstätigkeit:

1992 - 1993 Entwicklungsingenieur, IVM Technical Consultants GmbH

1993 - 1998 Beginn der Promotion bei der Daimler-Benz Forschung als  
wiss. Mitarbeiter: Grundsatzuntersuchung "Bewertungs-  
methode des Geradeauslaufs von Pkw"

1998 - 2000 DaimlerChrysler Entwicklung Pkw, Versuch Baureihen SL,  
SLK, Querschnittsfunktion Lenkung

seit 2000 DaimlerChrysler Entwicklung Pkw, Simulation und Versuch  
Leiter des Teams Fahrwerksanalyse

