

Entwicklung einer adaptiven Gurtkraftregelung unter sicherheits- und komforttechnischen Gesichtspunkten

Dipl.-Ing. Carsten Haß¹
Dr.-Ing. Torsten Bertram²
Prof. Dr.-Ing. habil. Manfred Hiller¹

¹ Gerhard-Mercator-Universität Duisburg
Fakultät für Ingenieurwissenschaften
Abteilung Maschinenbau
Institut für Mechatronik und Systemdynamik
Lotharstrasse 1
47048 Duisburg, Germany
Tel: 0203 / 379-1908
Fax: 0203 / 379-4143
Email: hass@imech.de
hiller@imech.de
<http://www.mechatronik.uni-duisburg.de>

² Technische Universität Ilmenau
Fakultät für Maschinenbau
Fachgebiet Mechatronik

Max-Planck-Ring 12
98693 Ilmenau
Tel: 03677 / 692486
Fax: 03677 / 691801
Email: bertram@tu-ilmenau.de
<http://www.tu-ilmenau.de>

1 Einleitung - Motivation

Insassenschutz im Automobil fordert aufgrund der stark gestiegenen Anzahl der Sensoren, Aktuatoren und Steuergeräte ein intelligentes Management für den gezielten Einsatz einzelner und mehrerer Systeme im Verbund. Ein wichtiger Aspekt ist hierbei die „*smarte*“ Nutzung der Sicherheitssysteme, das heißt, eine der Fahrt- oder Crashsituation angemessene und angepasste Aktion aller notwendigen, den Insassen schützenden Systeme.

Zukünftige Sicherheitskonzepte sehen einen *präventiven* und *flexiblen* Insassenschutz vor. Hierbei sollen Sensoren die Gefahr eines Unfalls im Voraus erkennen und die Daten den entsprechenden Schutzsystemen bereits vor dem Crash zur Verfügung stellen. So lässt sich eine gezielte, auf die drohende Unfallsituation angepasste Aktivierung entsprechender aktiver und passiver Sicherheitssysteme realisieren. Wird der Unfall vermieden oder ist das Fahrzeug nach einem Unfall noch fahr-tüchtig, so können sich *reversible* Systeme wieder in ihre Ausgangsposition zurückstellen, und sämtliche Systeme stehen in vollem Umfang für den Insassenschutz während der weiteren Fahrt erneut zur Verfügung. Die Vorteile reversibler Systeme liegen hier nicht nur in der Mehrfachnutzung sondern auch in der Multifunktionalität.

In diesem Beitrag soll der Gurtstraffer als ein, in mittlerweile allen Fahrzeugklassen vertretenes passives Sicherheitssystem, unter den oben genannten Aspekten näher betrachtet werden. Ziel des Gurtstraffers ist es zunächst, die Gurtlose bei einem Crash zu verringern und weiterhin den Insassen über den Sitz mit dem Fahrzeug zu koppeln, damit dieser – im Falle eines Crashes – frühzeitig an der Verzögerung des Fahrzeugs teilnehmen kann. Ein Gurtkraftbegrenzer verringert im Idealfall zu hohe Belastungen im Brust- und Bauchbereich.

Betrachtet man die Möglichkeit des aktiven Eingriffs am Gurtautomaten genauer, so bieten sich eine Reihe interessanter Multifunktionalitäten im sicherheits- und komforttechnischen Sinne. Der Tragekomfort des Sicherheitsgurtes kann verbessert werden, indem – wie es bei einigen Fahrzeugen schon der Fall ist – die Spannung der Rückholfeder durch eine Gegenkraft (-moment) aufgehoben wird. Weiterhin wird es möglich, den Insassen bei Kurvenfahrten in Abhängigkeit der Querschleunigung besser an den Sitz zu koppeln und ein sichereres Handling des Fahrzeugs zu gewährleisten. Wird aufgrund einer Gefahrensituation ein Bremsvorgang eingeleitet, so kann man den Insassen beispielsweise ebenfalls durch Straffen des Gurtes an den Sitz koppeln und so ein psychologisch sicheres Gefühl vermitteln.

Mit dem Einsatz einer umfassenden Pre-Crash-Sensierung werden reversible Systeme weiter an Bedeutung gewinnen. Durch eine frühe Sensierung einer Gefahrensituation ist es möglich, rechtzeitig vor einem Crash die Gurtlose zu reduzieren. Wei-

terhin ist eine Vermeidung von Out-Of-Position-Situationen (Verlagerung der Insassen in den Gefahrenbereich der Airbags) denkbar, indem die Personen aus der Gefahrenzone der Airbags über das aktive Gurtsystem „herausgezogen“ werden. Die bisher übliche Gurtkraftbegrenzung kann dahingehend erweitert werden, dass eine personenspezifische Gurtkraftregelung, das heißt Straffung und Kraftbegrenzung des Gurtes, ermöglicht wird.

Im Rahmen des Beitrages wird mit Hilfe des Insassensimulationsprogramms MADYMO [MADYMO Theory Manual v6.0, 2001] ein Fahrzeugmodell mit Insasse und Finite-Elemente-Gurtsystem (FE-Gurt) vorgestellt. Das Gurtsystem wird mit Sensorik ausgerüstet, welche die aktuelle Gurtkraft misst. Mit Hilfe dieser Gurtkraft und weiteren fahrdynamischen Zustandsgrößen kann dann adaptiv eine Stellgröße erzeugt werden, die mittels eines Stellgliedes auf den Gurt einwirkt und diesen strafft oder nachlässt. Es werden zum einen Simulationsergebnisse, die ein Verbesserungspotenzial bei den Insassenbelastungen erkennen lassen, vorgestellt und zum anderen weitere Modellierungsansätze und Einsatzmöglichkeiten eines reversiblen Insassenschutzes aufgezeigt.

2 Insassenschutzsysteme als mechatronische Systeme

Der mechatronische Aspekt bei Insassenschutzsystemen liegt in der Kombination von Sensorik, Aktuatorik und Algorithmen mit unterschiedlichen Strategien. Im Kraftfahrzeug wird zwischen *aktiver* und *passiver* Sicherheit unterschieden, wobei die aktive Sicherheit die Unfallvermeidung und die passive Sicherheit die Unfallfolgenminderung beschreibt.

Zu den aktiven Sicherheitssystemen zählen unter anderem

- ABS, ASR, ESP,
- aktive Fahrwerke,
- Fahrerassistenzsysteme und
- Komfortsysteme im Fahrzeug.

Passive Sicherheitssysteme sind unter anderem

- Deformationszonen am Fahrzeug,
- Airbags,
- Sicherheitsgurte,
- Gurtstraffer und -kraftbegrenzer.

Aufgrund der Thematik, Konzepte für den Insassenschutz bei Fahrzeugüberschlägen in der Simulation zu entwickeln, werden hier die passiven Sicherheitssysteme und dabei speziell das Verfahren der Gurtstraffung näher betrachtet. In [Haß und Bertam, 2001] wird auf die Möglichkeit der Nutzung des Gurtstraffers mit Kraftbegrenzer als reversibles Sicherheitssystem eingegangen und auf aktuelle Trends verwiesen.

3 Insassensimulation

Das hier verwendete Fahrzeugmodell entspricht dem Audi A4 der aktuellen Baureihe und wurde mit Hilfe des Insassensimulationsprogramms MADYMO (**MA**thematical **DY**-

namic **MO**del) entwickelt. Abbildung 1 zeigt das reale Fahrzeug und das Simulationsmodell, welches mit einem Hybrid III Dummy, einem FE-Gurt sowie einem Innenraum ausgestattet ist. Die Modellierung des Fahrzeugs ist in [Haß und Bertram, 2001] detailliert beschrieben.

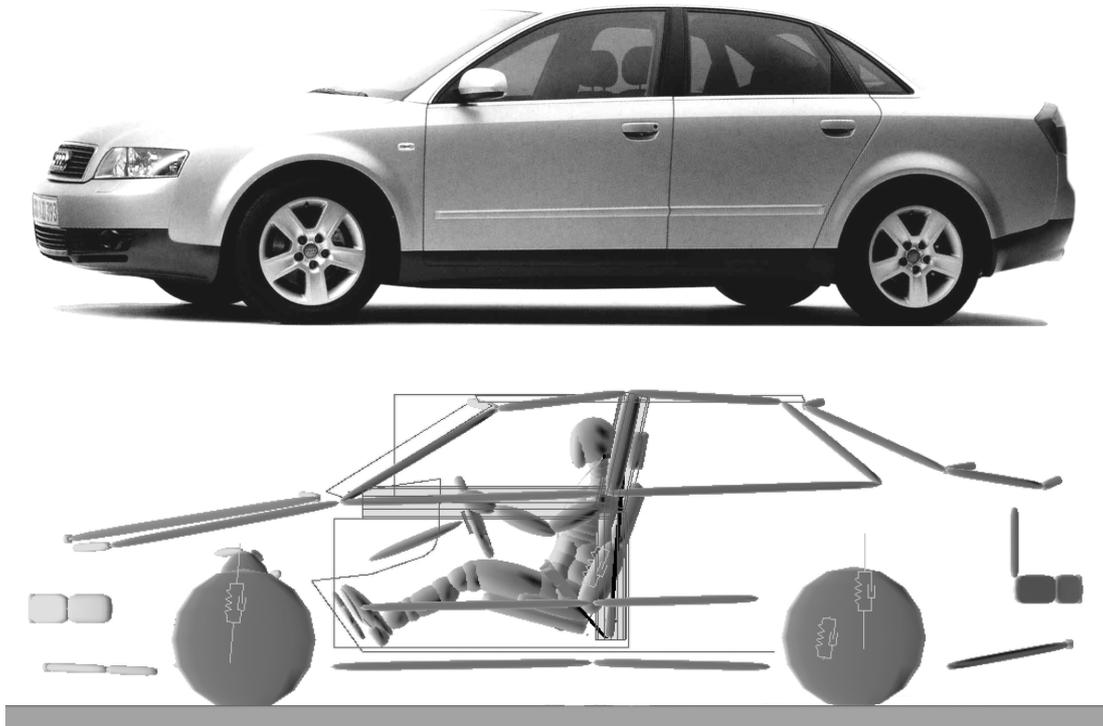


Abbildung 1: Reales Fahrzeug und Simulationsmodell des Audi A4
[Haß und Bertram, 2001].

Das Programmpaket MADYMO beinhaltet eine umfangreiche Bibliothek an validierten Dummy-Modellen, welche eine hohe Genauigkeit der tatsächlich bei einem Crash vorherrschenden Insassenbelastungen liefern. Voraussetzung hierfür sind validierte Kontakt Kennungen (Kraft-Weg-Kennlinien) des Fahrzeuginsassen mit dem Innenraum. Diese wurden mit Hilfe von Versuchsdaten optimiert und validiert.

4 Konzept der adaptiven Gurtkraftregelung

In diesem Abschnitt wird das Konzept der adaptiven Gurtkraftregelung (**Adaptive Belt Force Control**; ABFC) vorgestellt. Abbildung 2 zeigt schematisch das Konzept auf. Das Gurtsystem beinhaltet weiterhin einen Sensor, der die aktuelle Gurtkraft misst. Die Gurtkraft und die Wankwinkelgeschwindigkeit des Fahrzeugs werden dem Block „Adaptive Regelung“ zugeführt. In diesem Block wird zunächst mit einer einfachen Zustandserkennung der aktuelle „Rolloverzustand“ beurteilt. Dieser Zustand wird dazu genutzt mit Hilfe von Fuzzy-Logik eine Führungsgröße – die Soll-Gurtkraft – zu erzeugen. Unter Hinzunahme der aktuell gemessenen Gurtkraft wird die Regelabweichung generiert, welche dem PID-Regler zugeführt wird. Die Stellgröße wird durch einen Aktuator dem Gurtsystem eingepreßt. In dem folgenden Teilabschnitt 4.1 wird zunächst die Zustandserkennung behandelt, die aufgrund rotatorischer Zustandsgrößen den aktuellen Rolloverzustand erkennt. Weiterhin wird in Abschnitt 4.2

eine System- und Parameteridentifikation zur Auslegung des PID-Reglers durchgeführt.

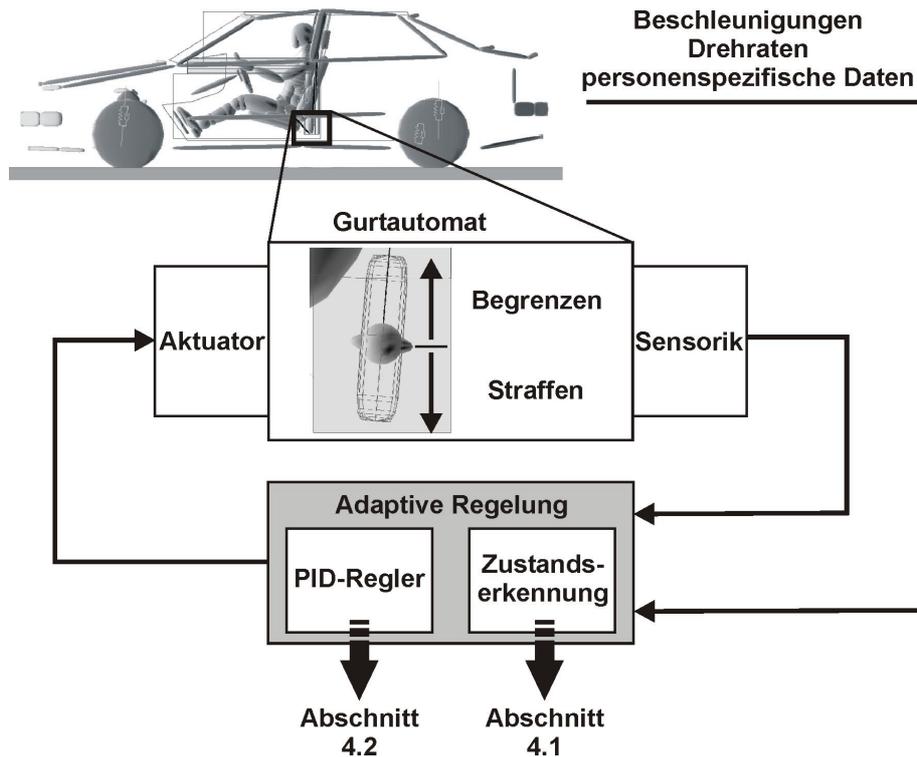


Abbildung 2: Konzept der adaptiven Gurtkraftregelung.

Zusätzlich können der adaptiven Regelung Daten wie zum Beispiel die gemessenen Fahrzeugbeschleunigungen, weitere Drehraten und personenspezifische Daten zur Verfügung gestellt werden. Diese können einerseits dazu genutzt werden, um auf unterschiedlich große und unterschiedlich schwere Personen zu reagieren und um andererseits den momentanen Fahrzustand mit einzubeziehen.

4.1 Detektion eines Fahrzeugüberschlags, Zustandserkennung

In diesem Abschnitt wird ein Überschlagkriterium hergeleitet, welches aus rotatorischen Zustandsgrößen bestehend eine Einschätzung über das momentane Verhalten des Fahrzeugs zulässt. Die Betrachtung beruht auf der teilweisen Umwandlung der translatorischen Energie in rotatorische Energie während eines kritischen Fahrzustands. Diese Umwandlung kann zum Beispiel durch das seitliche Anprallen an einen Bordstein erfolgen. Als Modell dient ein Festkörper mit dem Schwerpunkt SP, der sich um den Punkt P mit einer Winkelgeschwindigkeit ω_x dreht (Abbildung 3) [Eger, 2000].

Befindet sich der Schwerpunkt SP gerade über dem Kippunkt P des Fahrzeugs, so ist dies eine instabile Ruhelage, wobei κ den statischen Kippwinkel beschreibt. Kleinste Auslenkungen aus dieser Lage führen entweder zum Zurückkippen oder zum Überschlag des Fahrzeugs.

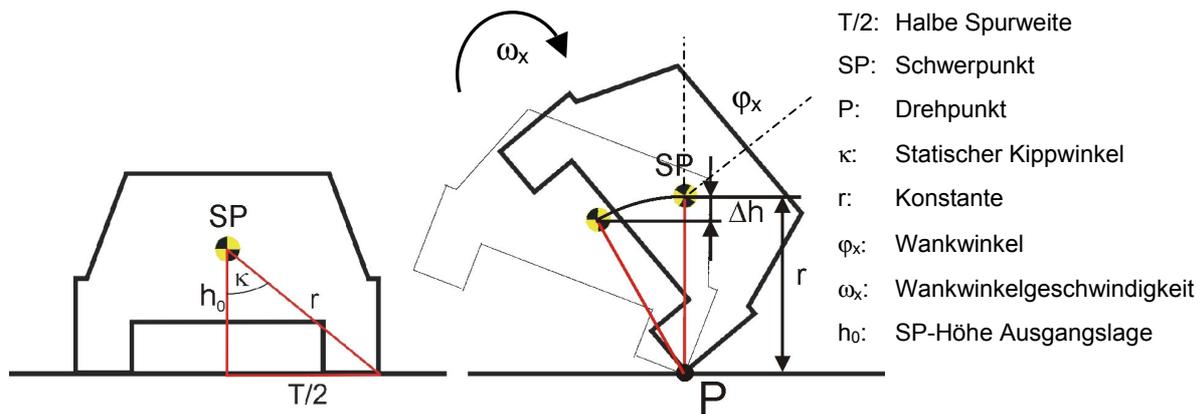


Abbildung 3: Skizziertes Manöver zur Bestimmung der Stabilitätsgrenze.

Besitzt das System genügend rotatorische Energie, um den Schwerpunkt SP um Δh zu heben, kommt es zu einem Überschlag. Die folgenden Gleichungen dienen der Herleitung des energiebasierten Stabilitätskriteriums [Eger, 2000].

Die potenzielle Energie, die zum Anheben des Schwerpunktes um Δh bei gegebener Fahrzeugmasse m benötigt wird ist

$$E_{\text{pot}} = mg\Delta h \quad . \quad (4.1)$$

Aus der Geometrie des in Abbildung 3 skizzierten Fahrzeugs berechnet sich Δh zu

$$\Delta h = r[1 - \cos(\kappa - \varphi_x)] \quad \text{und} \quad r = \sqrt{h_0^2 + \frac{T^2}{4}} \quad . \quad (4.2)$$

Das Trägheitsmoment um die Rotationsachse berechnet sich mit dem Steiner'schen Anteil zu

$$\Theta_x = \Theta_{x0} + m \cdot r^2 \quad . \quad (4.3)$$

Hiermit ergibt sich die rotatorische Energie des Fahrzeugs

$$E_{\text{rot}} = \frac{1}{2} \Theta_x \omega_x^2(t) \quad . \quad (4.4)$$

Die Stabilitätsbedingung lautet

$$E_{\text{rot}} \leq E_{\text{pot}} \quad . \quad (4.5)$$

Die Gleichung (4.5) beschreibt das Stabilitätskriterium, welches in diesen Untersuchungen als Grundlage für eine einfache Rollovererkennung dienen soll. Es basiert auf rotatorischen Zustandsgrößen und kann in der φ_x - ω_x -Ebene dargestellt werden.

Setzt man nun die Gleichungen in (4.5) ein und formt nach ω_x um, so ergibt sich das Stabilitätskriterium mit

$$\omega_x \leq \sqrt{\frac{2 \cdot mg \cdot r [1 - \cos(\kappa - \varphi_x)]}{\Theta_{x0} + m \cdot r^2}} \quad \text{für } |\varphi_x| \leq \kappa \quad (4.6)$$

Das Stabilitätskriterium hat Gültigkeit im ersten Quadranten. Für Fahrzeugrotationen um die linke Fahrzeugseite ergibt sich eine analoge Beziehung im dritten Quadranten. In [Eger, 2000] wird die Eignung des Energieansatzes zur Detektion von Fahrzeugüberschlägen untersucht. Es zeigt sich, dass für verschiedene kritische Überschlagsituationen dieses Verfahren nicht geeignet ist. Es stellt lediglich eine hinreichende Bedingung aber keine notwendige dar. Das heißt, dass ein System im Einzugsbereich sicher stabil ist, es kann aber zusätzlich auch dort stabil sein, wo diese Stabilitätsgrenze überschritten wurde. Als Grund hierfür wird der fehlende Einfluss des Fahrwerks angeführt [Eger, 2000]. Dem kann bei nicht-reversiblen Systemen entgegengewirkt werden, indem eine Schwelle definiert, die erst ab einem bestimmten Wankwinkel ein Auslösen zulässt. Nachteil ist hier, dass der Auslöseprozess verzögert wird. Da in diesem Beitrag nur reine Fahrzeugüberschläge und weiterhin reversible Systeme betrachtet werden, wird dieses Kriterium zur Stellgrößenerzeugung herangezogen. Aufgrund der Reversibilität des Rückhaltesystems ist eine „Fehlauflösung“ nicht als kritisch anzusehen, da sich dieses System bei Nichteintreffen eines Crashes in seine Ausgangslage zurückstellen kann. Das Energiekriterium dient dazu, eine Entscheidung über die Höhe der Führungsgröße zu treffen. Abbildung 4 zeigt die energiebasierte Stabilitätsgrenze in der Phasenebene sowie beispielhaft jeweils eine Simulation eines Fahrmanövers ohne und mit Überschlag. Dargestellt sind diese für den ersten und dritten Quadranten. Die im Abschnitt 6 simulierten Fahrzeugüberschläge befinden sich aufgrund der Rotation um die linke Fahrzeugseite ausschließlich im dritten Quadranten.

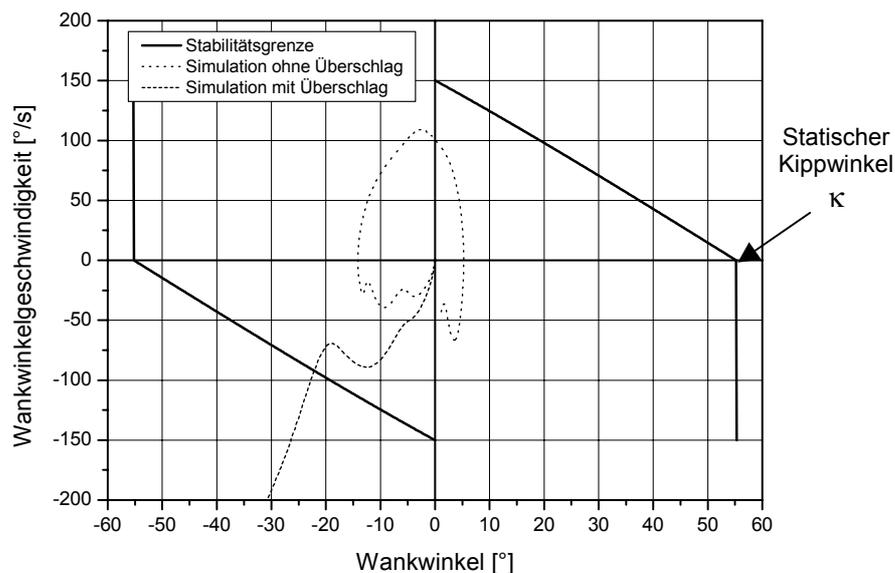


Abbildung 4: Energiebasierte Stabilitätsgrenze.

4.2 System- und Parameteridentifikation

Die Auslegung des PID-Reglers erfordert im ersten Schritt eine Identifikation des zu regelnden Systems. Das Systemverhalten kann durch Auswertung der Systemantwort auf einen definierten Sprung am Eingang analysiert werden. In Abbildung 5 ist das zu regelnde System dargestellt. Es beinhaltet den Gurt, die Sensoren und den Aktuator. Sensoren und Aktuatoren werden als ideale Glieder angenommen, sodass hier eine Berücksichtigung der Dynamik dieser Module zunächst entfallen kann.

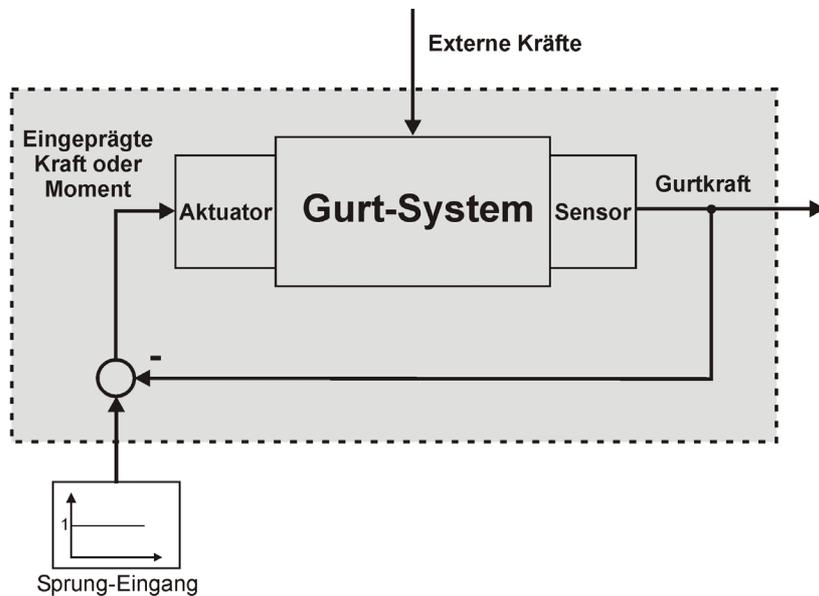


Abbildung 5: Zu regelndes System mit Sprunganregung.

Abbildung 6 zeigt die Sprungantwort des MADYMO-Simulationsmodells (a) und die Approximation dieser mit Hilfe eines PT_2 -Systems (b). Die Sprungantwort lässt sich mit Hilfe eines PT_2 -Systems approximieren. Gleichung (4.7) zeigt die Laplace-transformierte Übertragungsfunktion des PT_2 -Systems

$$G_s(s) = \frac{K_s}{\frac{1}{\omega_0^2} s^2 + \frac{2D}{\omega_0} s + 1} \quad (4.7)$$

Die benötigten Parameter sind hier die Verstärkung K_s , der Dämpfungsfaktor D und die charakteristische Frequenz ω_0 .

Um diese Parameter mit Hilfe der Gleichungen (4.8) bis (4.11) zu berechnen [Lutz und Wendt, 1998], werden noch weitere Parameter benötigt, welche Abbildung 6 (b) entnommen werden können.

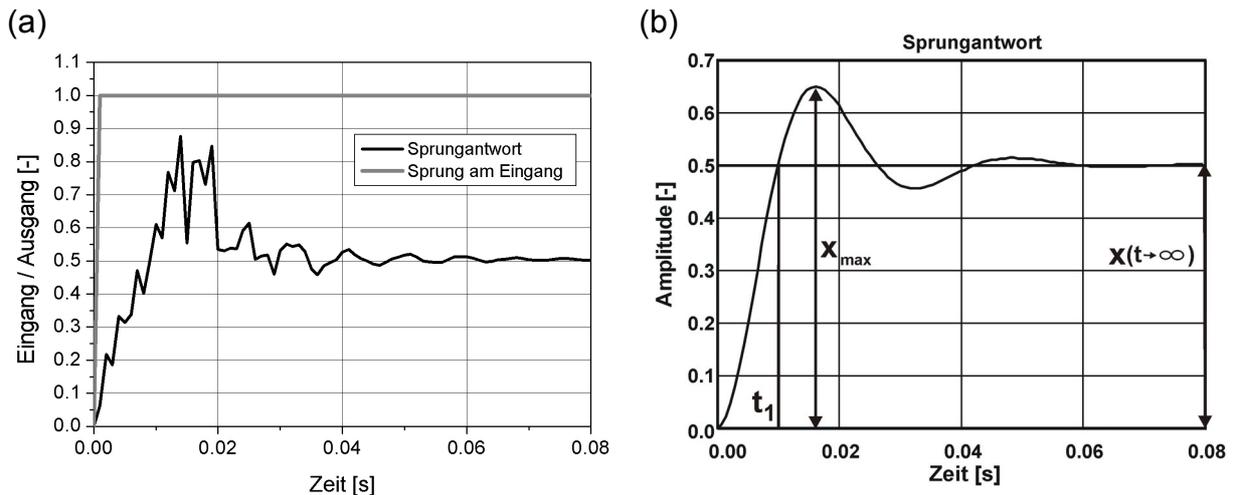


Abbildung 6: Sprungantwort des Simulationsmodells (a) und des approximierten Modells (b).

Mit dem Sprung am Eingang $x_{in}=1.0$; $x_{max}=0.65$; $x(t \rightarrow \infty)=0.5$ und $t_1=0.01s$ (Zeit, bei der die Sprungantwort den stationären Endwert $x(t \rightarrow \infty)$ das erste mal erreicht) kann man die gesuchten Parameter ermitteln:

$$K_s = \frac{x(t \rightarrow \infty)}{x_{in}} = 0.5 \quad (4.8)$$

$$u = \frac{x_{max} - x(t \rightarrow \infty)}{x(t \rightarrow \infty)} = 0.3 \quad (4.9)$$

$$D = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{\pi}{\ln(u)}\right)^2}} = 0.36 \quad (4.10)$$

$$\omega_0 = \frac{\pi - \arccos(D)}{t_1 \sqrt{1 - D^2}} = 207.84 \frac{1}{s} \quad (4.11)$$

Damit ergibt sich mit den berechneten Werten das in Abbildung 7 dargestellte Bode-Diagramm des identifizierten PT₂-Systems.

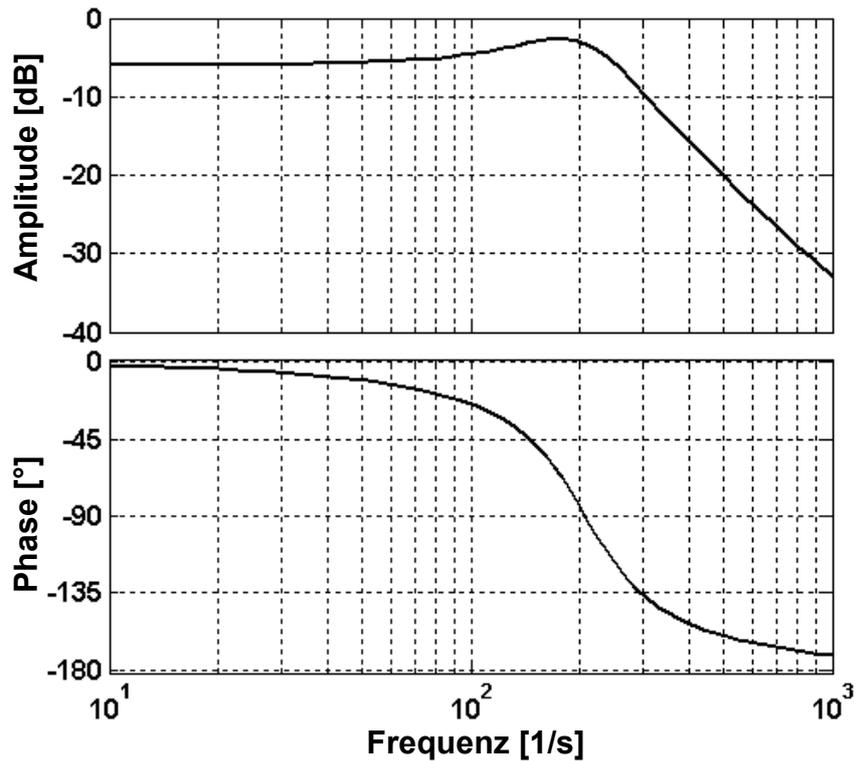


Abbildung 7: Bode-Diagramm des identifizierten PT₂-Systems.

Um die Reglerparameter auszulegen, ist im nächsten Schritt die Betrachtung des geschlossenen Regelkreises erforderlich. Der Regelkreis wird über einen Block zur Erzeugung der Führungsgröße aus Abschnitt 4.1 und dem auszulegenden PID-Regler geschlossen (Abbildung 8).

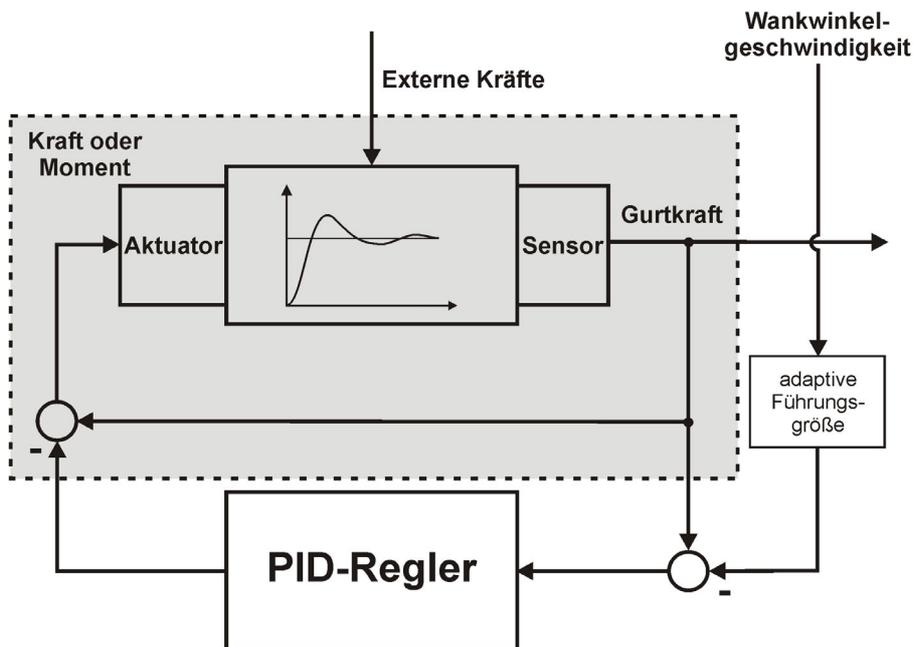


Abbildung 8: Darstellung des geschlossenen Regelkreises.

Der PID-Regler hat die Form

$$G_R(s) = K_R \left(1 + \frac{1}{T_N s} + T_D s \right) \quad (4.12)$$

Die Auslegung des Reglers erfolgt mit Hilfe des Nyquist-Kriteriums in der Frequenzkennlinien-Darstellung. Für eine gut gedämpfte Regelung für Führungsverhalten sollten etwa folgende Werte für die Amplituden- und Phasenreserve gelten [Unbehauen, 1994]:

$$A_{R_{dB}} = -12\text{dB bis } -20\text{dB} \quad \text{und} \\ \varphi_R = 40^\circ \text{ bis } 60^\circ \quad .$$

Aufgrund dieser Vorgaben werden die Reglerparameter im Folgenden mit $K_R=2.0$, $T_N=0.04\text{s}$ und $T_D=0.001\text{s}$ festgelegt. Abbildung 9 zeigt das Bode-Diagramm des offenen Regelkreises mit diesen Werten.

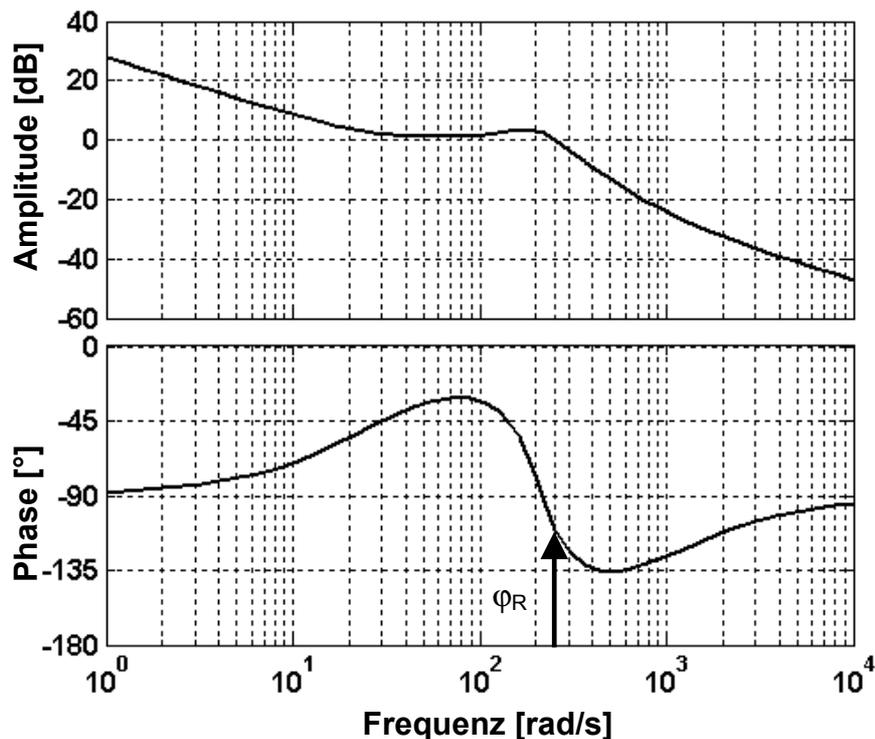


Abbildung 9: Bode-Diagramm des offenen Regelkreises.

Mit den eingestellten Reglerparametern wird eine Phasenreserve von $\varphi_R=69.4^\circ$ bei einer Durchtrittsfrequenz des Amplitudenganges durch die 0dB-Linie von $\omega_D=254.3$ [rad/s] erzielt. Die Durchtrittsfrequenz ist ein Maß für die dynamische Güte des Regelkreises. Je größer diese ist, umso größer ist auch die Grenzfrequenz des geschlossenen Regelkreises und umso schneller ist die Reaktion auf Sollwertänderungen oder Störungen [Unbehauen, 1994].

4.3 Berechnung der Führungsgröße unter Berücksichtigung von Sicherheit und Komfort

Aufgrund der im Abschnitt 4.1 entwickelten einfachen Rollovererkennung wird es möglich, die Sollgurtkraft in Abhängigkeit des momentanen Zustands des Fahrzeugs zu generieren. Hierfür muss zunächst eine Unterscheidung der einzelnen Phasen eines Fahrzustands erfolgen. Dies erfolgt in dieser Arbeit in den drei Zuständen

1. Komfort,
2. Pre-Rollover und
3. Rollover.

Für jeden Zustand werden nun Sollgurtkraftgrenzen definiert, die beim Überschreiten einer bestimmten festgelegten Grenze – basierend auf dem Stabilitätskriterium – vom Aktuator gestellt werden sollen. Der PID-Regler muss dafür Sorge tragen, die Regeldifferenz aus Führungsgröße und aktueller gemessener Gurtkraft möglichst schnell zu kompensieren. Abbildung 10 zeigt die Grenzbereiche im dritten Quadranten basierend auf dem in Abbildung 4 vorgestellten Phasendiagramm.

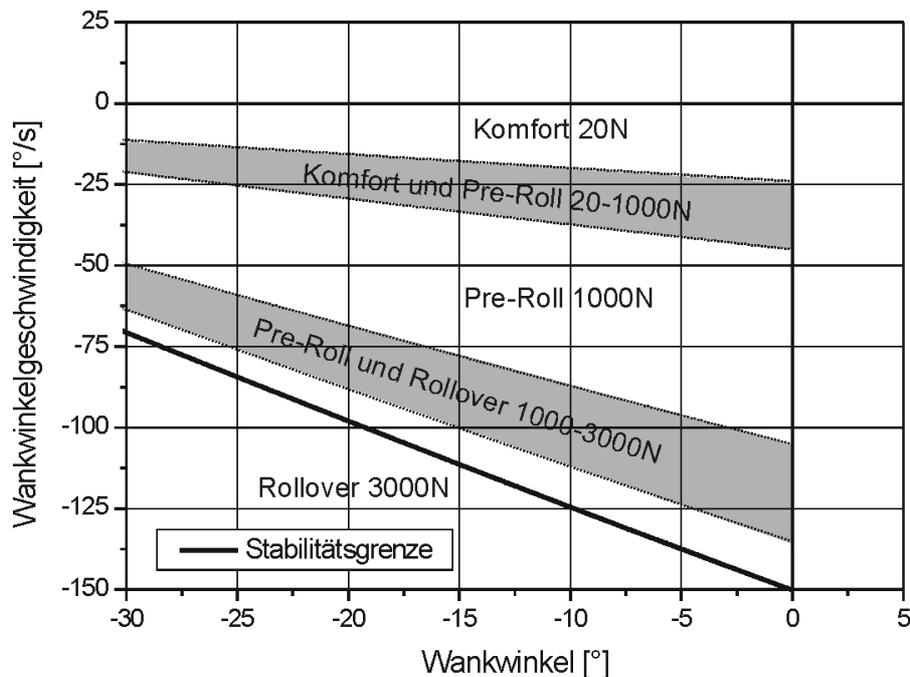


Abbildung 10: Phasendiagramm mit ausgewählten Zustandsgrenzen.

Es ist zu erkennen, dass ab einem bestimmten Bereich nach Durchlaufen eines Zwischenbereichs („Komfort und Pre-Roll“) auf die Pre-Rollover-Kennung geschaltet wird, um den Insassen schon in einer frühen Phase an den Sitz zu koppeln und eventuelle Relativbewegungen im Innenraum zu verringern. Sollte es in diesem Bereich nicht zu einem Überschlag kommen kann aufgrund des reversiblen Aktuators die Gurtkraft wieder reduziert werden. Weiterhin wird oberhalb des „Pre-Roll und Rollover“-Bereichs die volle Rückhalteleistung von 3000 N angelegt. Die Übergänge (grau markiert) werden mit Hilfe der Fuzzy-Logik [Kiendl, 1997] realisiert um ein dis-

ketes Schalten zwischen den Bereichen zu vermeiden und auch die Zwischenbereiche gezielt und variabel abzudecken.

5 Implementierung und Kopplung MADYMO/MATLAB

Um die geforderte Regelungsstrategie umzusetzen wird das erstellte MADYMO-Simulationsmodell in MATLAB/SIMULINK eingebunden. Die Simulation wird aus MATLAB heraus gestartet und benutzt den in MATLAB gewählten Integrator. Das SIMULINK-Blockschaltbild ist in Abbildung 11 dargestellt.

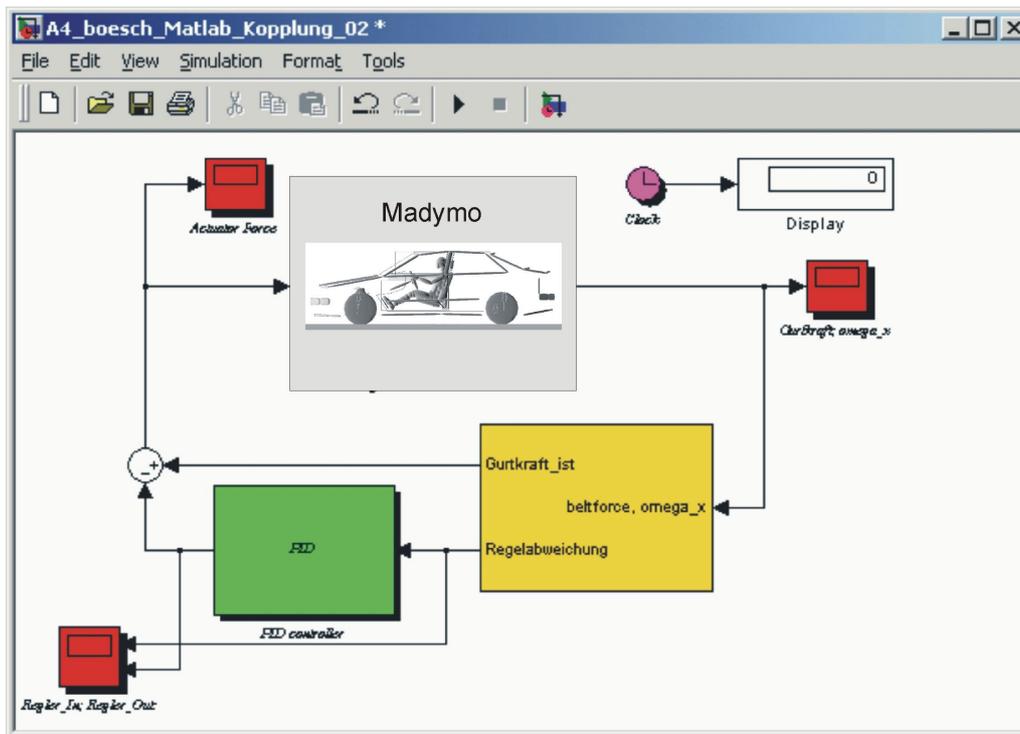


Abbildung 11: Kopplung der Simulationstools MADYMO und MATLAB/SIMULINK.

Die Daten des MADYMO-Modells werden zu jedem Zeitschritt an MATLAB/SIMULINK übergeben, die Stellgröße wird berechnet und an MADYMO zurückgegeben.

6 Simulationsergebnisse

In diesem Abschnitt wird zunächst das betrachtete Manöver beschrieben. Dieses wird mit der in Abschnitt 5 beschriebenen Kopplung des MADYMO-Modells mit der in MATLAB/SIMULINK implementierten Regelung simuliert und anschließend analysiert.

Das Böschungsmanöver

Bei dem Böschungsmanöver handelt es sich um eine Fahrt über eine 2.4 Meter hohe Böschung mit einem Böschungswinkel von 55° zur Horizontalen und einem Anfahrwinkel von 15° mit einer Fahrzeuggängsgeschwindigkeit von 39.6 km/h (entspricht 11.0 m/s). Das Manöver ist in Abbildung 12 dargestellt. Bewertet werden die Kopf-, Brust- und Beckenbeschleunigungen als Funktion der Zeit und die absoluten Verletzungskennwerte HIC (Head Injury Criterion), $a_{3ms,Kopf}$, $a_{3ms,Brust}$ und $a_{3ms,Becken}$. In

Tabelle 1 sind die gesetzlich vorgeschriebenen Belastungsgrenzwerte für die angesprochenen Kriterien gegeben.

Tabelle 1: Gesetzlich vorgeschriebene Grenzwerte.

Verletzungskriterium	Grenzwert
HIC_{36ms}	$\leq 1000 [-]$
$a_{3ms,Kopf}$	$\leq 80 [g]$
$a_{3ms,Brust}$	$\leq 60 [g]$
$a_{3ms,Becken}$	$\leq 130 [g]$

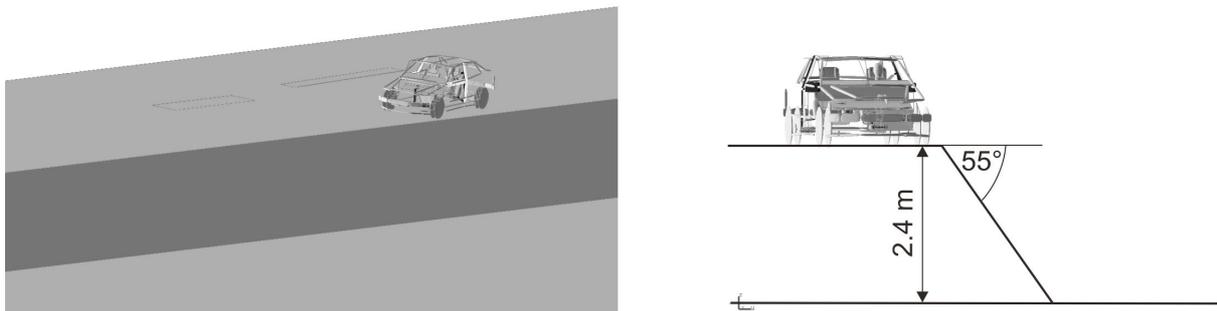


Abbildung 12: Darstellung des Böschungsmanövers.

Das Manöver wurde jeweils einmal ohne Gurtstraffer, mit Gurtstraffer und mit adaptiver Gurtkraftregelung (ABFC) simuliert. In Abbildung 13 und Abbildung 14 sind die Beschleunigungsverläufe der Kopf-, Brust- und Beckenbereiche sowie das Phasendiagramm in der $\varphi_x-\omega_x$ -Ebene mit den Grenzbereichen dargestellt. Tabelle 2 zeigt eine Übersicht der simulierten Verletzungskennwerte.

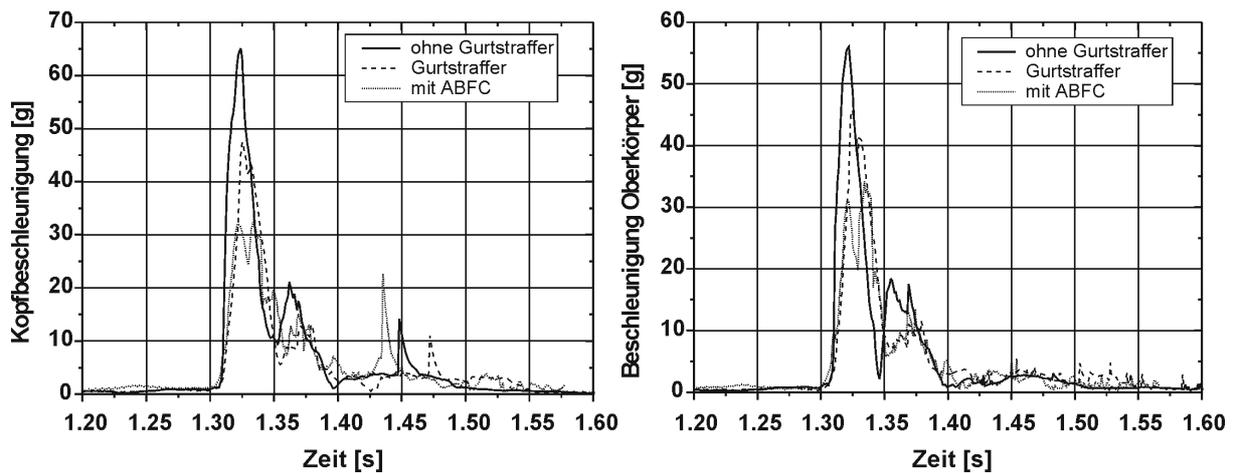


Abbildung 13: Beschleunigungsverläufe des Kopf- und Brustbereichs.

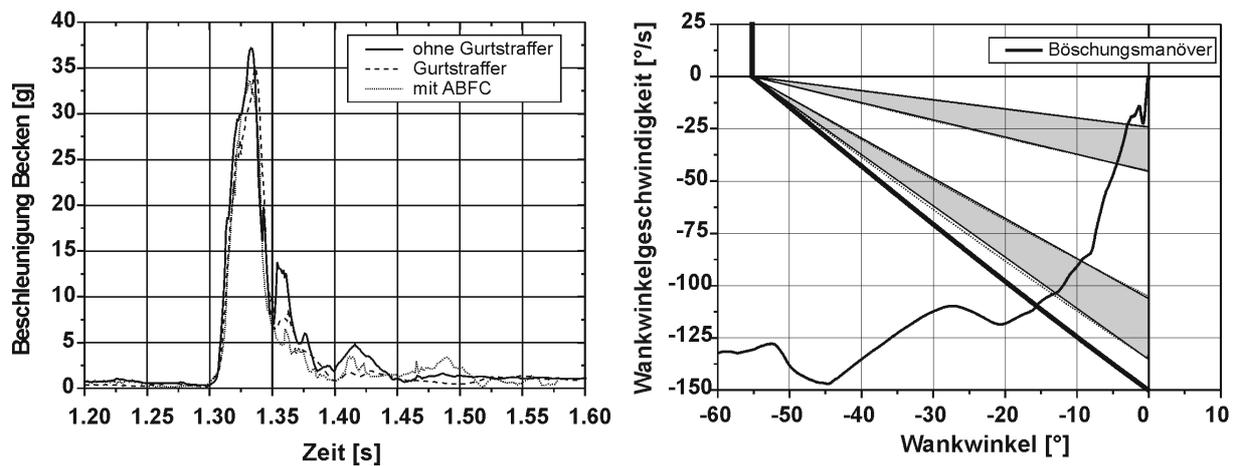


Abbildung 14: Beschleunigungsverlauf des Beckenbereichs und Phasendiagramm.

Die Diagramme zeigen im Kopf- und Brustbereich eine deutliche Reduktion der Beschleunigungswerte mit der adaptiven Gurtkraftregelung gegenüber dem Gurt ohne und mit Straffer und Kraftbegrenzer. Einzig die Beschleunigungen im Beckenbereich werden nicht gemindert. Dies liegt daran, dass die Rückhalteleistung aufgrund einer Straffung und Kraftbegrenzung am Gurtaufroller nur noch teilweise am Beckengurt anliegt. Dadurch bleiben die Gurtkräfte in diesem Bereich hoch. Der Kraftbegrenzer ist nicht in der Lage die Beckengurtkräfte auf ein Niveau zu senken, das die Beckenbeschleunigungen signifikant reduziert.

Tabelle 2: Ergebnisse der Simulation, Verletzungskennwerte.

	HIC [-]	$a_{3ms,Kopf}$ [g]	$a_{3ms,Brust}$ [g]	$a_{3ms,Becken}$ [g]
Ohne Gurtstraffer	411.8	63.1	53.7	36.4
Gurtstraffer t=0.541 s	205.4	45.5	43.4	33.9
ABFC	123.4	31.3	32.2	32.8

In Tabelle 2 ist ein deutliches Potenzial der adaptiven Gurtkraftregelung im Vergleich mit einem gängigen Gurtstraffer mit Kraftbegrenzer zu erkennen. Das HIC erfährt mit einem normalen Straffer eine Verbesserung um 50% und eine Reduktion um 70% mit der adaptiven Gurtkraftregelung. Die a_{3ms} Kopfbeschleunigungen werden um 28% mit einem normalen Straffer beziehungsweise um 50% mit der adaptiven Gurtkraftregelung reduziert. Als Referenz dient jeweils das Manöver ohne Gurtstraffer.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In diesem Beitrag wurde die Entwicklung einer adaptiven Gurtkraftregelung aufgezeigt. Hierbei wurden die einzelnen Komponenten detailliert dargestellt. Die Simulationsergebnisse zeigen deutlich, dass die reversible Gurtstraffung ein hohes Potenzial gegenüber den pyrotechnischen und mechanischen Straffern bietet, da hier durch eine umfassende Fahrzustandsbeurteilung in der Pre-Crash-Phase frühzeitig eingegriffen werden kann. Diese Beurteilung der Pre-Crash Phase kann einen wichtigen

Zeitgewinn mit sich bringen, der für die Aktivierung weiterer lebensrettender Maßnahmen im Fahrzeug von großer Bedeutung ist. Stellt sich kein Crash ein, so ist das System in der Lage, sich wieder in die der momentanen Fahrsituation angepasste Position zu bewegen.

Weitere Arbeiten sind im Bereich einer umfassenden Fahrzustandsbeurteilung sowie der Erweiterung der Gurtkraftregelung zu sehen. Hierbei wird es notwendig sein, die Dynamik der Sensoren und insbesondere einen Aktuator zu modellieren und zu implementieren.

8 Literatur

Eger, R (2000). *Schätzung von Fahrzeugüberschlägen*. Dissertation. Shaker-Verlag, ISBN 3-8265-7087-1, Aachen, Deutschland.

Haß, C. und T. Bertram (2001). *Modellierung eines Fahrzeugs in MADYMO zur Untersuchung innovativer Insassenschutzsysteme bei Fahrzeugüberschlägen*. 3. Tagung Mechatronik im Automobil. Nr. E-H030-11-075-1 (Haus der Technik). Hg G. Schmitz. München, Deutschland.

Kiendl, H. (1997). *Fuzzy Control methodenorientiert*. R. Oldenbourg Verlag, ISBN 3-486-23554-0, München, Deutschland.

Lutz, H. and W. Wendt (1998). *Taschenbuch der Regelungstechnik*. 2. überarbeitete Auflage. Verlag Harri Deutsch, Thun und Frankfurt am Main, Deutschland.

MADYMO Theory Manual v6.0 (2001). TNO Automotive. Road-Vehicles Research Institute. Delft, Niederlande.

Unbehauen, H. (1994). *Regelungstechnik I. Klassische Verfahren zur Analyse und Synthese linearer kontinuierlicher Regelsysteme*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Wiesbaden, Deutschland.