

Kapitel 1

EINLEITUNG

Obwohl die Zahl der Verkehrsunfälle in den letzten Jahren stetig abgenommen hat, gab es im Jahr 2010 erneut knapp 300 000 Unfälle mit Personenschäden im deutschen Straßenverkehr [148]. Laut statistischen Erhebungen sind ca. 32 % der Verkehrsunfälle auf das Abkommen des Fahrzeugs von der Fahrbahn zurückzuführen [148]. Das Fahrwerk eines Kraftfahrzeugs beeinflusst die vertikalen Radkräfte und stellt somit einen wesentlichen Bestandteil zur Sicherstellung des Fahrbahnkontakts dar. Werden die Fahrwerkskomponenten sorgfältig auf die Fahrzeugeigenschaften abgestimmt, bleibt das Fahrzeug auch in kritischen Situationen lenk- und steuerbar. Des Weiteren definiert das Fahrwerk durch die Beeinflussung des Schwingungskomforts den markttypischen Charakter eines Fahrzeugs und ist ein entscheidender Faktor bei der Festlegung des subjektiv empfundenen Fahrgefühls.

Ein Fahrwerk besteht jeweils aus einer Feder, die das statische Gewicht des Fahrzeugs trägt, einem Schwingungsdämpfer, der dem Abklingen der Schwingungen dient und einer Radaufhängung, die eine mechanische Verbindung zwischen Rad und Aufbau herstellt [131]. Während die Radaufhängung die vertikale Auslenkung des Rades ermöglicht sowie Längs- und Seitenkräfte überträgt, werden die für das Schwingungsverhalten verantwortlichen vertikalen Radkräfte über die Feder- und Dämpferelemente übertragen [101]. Die maßgeblichen Parameter dieser beiden Bauteile sind die Federkonstante k_a und der Dämpfungskoeffizient b_a . Beide werden bei konventionellen, passiven Serienfahrwerken in der Entwicklungsphase definiert und lassen während des Fahrbetriebs nicht einstellen.

Ein Kriterium zur Beurteilung des Fahrkomforts ist der Effektivwert¹ der vertikalen Beschleunigung der Fahrgastzelle $\|\ddot{z}_a\|_{\text{rms}}$, welcher so gering wie möglich zu halten ist, um die Fahrzeuginsassen von den Straßenunebenheiten zu isolieren. Zur Bewertung der Fahrsicherheit

¹Der Effektivwert $\|\cdot\|_{\text{rms}}$, auch *root mean square (rms)* genannt, ist der zeitliche quadratische Mittelwert einer Größe $q(t)$ und ist definiert als $\|q(t)\|_{\text{rms}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T q^2(t) dt}$

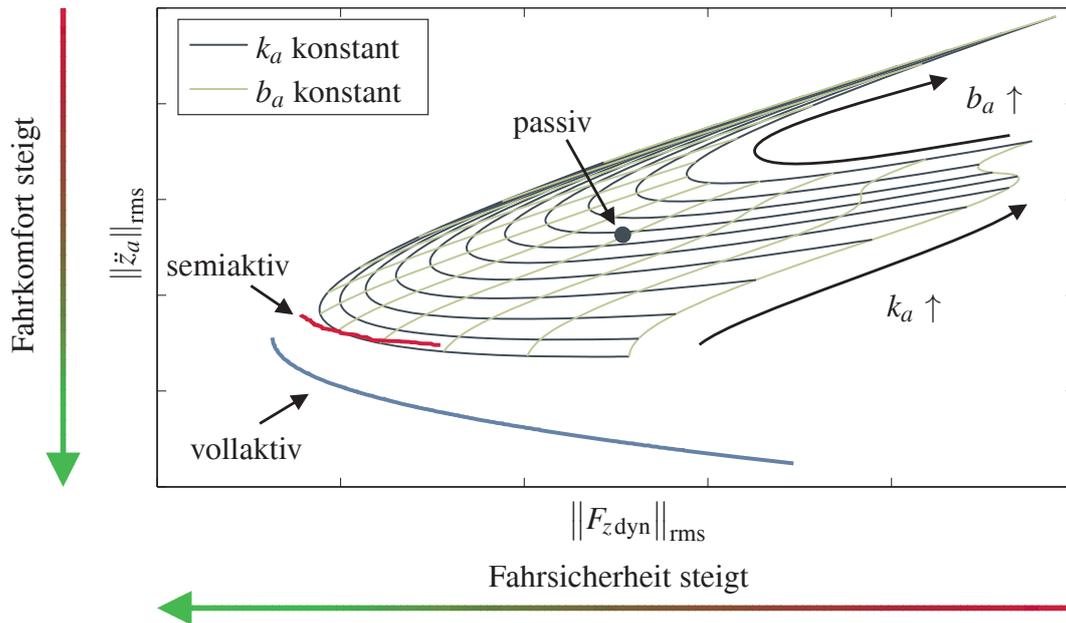


Abbildung 1.1: Konfliktschaubild für passive, semiaktive und vollaktive Fahrwerke.

dient der Effektivwert der dynamischen Radlastschwankung $\|F_{z,dyn}\|_{rms}$, der zur Verbesserung des Fahrbahnkontakts ebenfalls gering sein sollte.

Abbildung 1.1 zeigt, wie sich die Variationen der Federkonstante k_a und des Dämpfungskoeffizienten b_a auf die beiden Bewertungsgrößen für Fahrkomfort und Fahrsicherheit auswirken. Eine Verringerung der Federkonstante führt generell zu einer Verbesserung beider Ziele, während über das Dämpfungsmaß ein geeigneter Kompromiss zwischen den beiden Bewertungsgrößen eingestellt werden kann. In jedem Fall ist deutlich erkennbar, dass Komfort und Sicherheit in einem Konflikt zueinander stehen und nicht unabhängig voneinander beeinflusst werden können. Da eine beliebige Verringerung der Federkonstante, aufgrund der Anforderung das statische Gewicht des Fahrzeugs zu halten, nicht möglich ist, befinden sich realistisch ausgelegte Fahrwerke im Bereich des markierten passiven Fahrwerks.

Um diesen Zielkonflikt zu entschärfen, haben in den letzten Jahren vermehrt mechatronische Systeme im Fahrwerk Einzug gehalten [70]. Die Anwendungen sind vielfältig, und es sind bereits semiaktive Schwingungsdämpfer [28, 74, 138], langsam aktive hydraulische Fahrwerke [135, 149], langsam aktive pneumatische Fahrwerke [63, 64, 121], langsam aktive und

vollaktive elektrische Fahrwerke [2, 22, 106] oder aktive Wankstabilisatoren [31, 76] zu finden. Insbesondere semiaktive und vollaktive Fahrwerke bieten ein erhebliches Potential zur Verbesserung der Fahrsicherheit und des Fahrkomforts, was in Abbildung 1.1 ausgehend vom passiven Fahrwerk durch die in Richtung Koordinatenursprung verschobenen Grenzkurven ersichtlich wird. Während vollaktive Systeme einen hohen Leistungsbedarf von bis zu 10 kW benötigen, muss bei semiaktiven Fahrwerken lediglich Energie zum Verstellen des Dämpferventils aufgebracht werden [131]. Dies entspricht meist nur einem Bruchteil der benötigten Leistung eines aktiven Systems.

Aufgrund dieses günstigen Verhältnisses zwischen Leistungsfähigkeit und Energiebedarf kommen vermehrt Fahrzeuge mit semiaktiv geregelten Dämpfern in den Handel. Auch die Forschung konzentriert sich im Rahmen zahlreicher Arbeiten seit mehreren Jahren auf die Regelung semiaktiver Fahrwerke. Obwohl an Viertelfahrzeugprüfständen und in der Simulation bereits gezeigt werden konnte, dass modellbasierte Regelungsmethoden auch bei semiaktiven Systemen Vorteile bieten, beruhen die bislang in Fahrzeugen umgesetzten Regler überwiegend auf der im Jahr 1974 von Karnopp [81] vorgeschlagenen Skyhook-Regelung. Modellbasierte Regelungsmethoden bieten ein höheres Potential zur Entschärfung des Zielkonflikts (siehe z.B. [24, 50, 53]), jedoch ist bislang noch keine Realisierung einer derartigen Regelung in einem Fahrzeug bekannt. Soll zusätzlich die Serientauglichkeit sichergestellt werden, muss der modellbasierte Regler dem Skyhook-Regler in Punkten wie Intuitivität, Alltagstauglichkeit und Komplexität mindestens gleichwertig sein. Erst nach Erfüllung dieser Kriterien kann das volle Potential eines semiaktiven Fahrwerks durch einen modellbasierten Regler für den Kunden wahrnehmbar abgerufen werden.

1.1 Umfang der Dissertation

Im Rahmen dieser Arbeit werden neuartige Methoden und Lösungsvorschläge zur Umsetzung eines linear quadratisch (LQ) optimalen semiaktiven Fahrwerkreglers in einem realen Fahrzeug vorgestellt, die sich aus der Anforderung der Serientauglichkeit ergeben. Der Fokus liegt auf der Implementierung unter realistischen Rahmenbedingungen durch ein seriennahes Fahrzeug, ausgestattet mit einem Seriensteuergerät und Seriensensorik sowie realistischen Testbedingungen. Das Regelungskonzept wird in enger Kooperation mit einem Fahrzeughersteller hinsichtlich der Eignung für die Serie geprüft und bei Bedarf Lösungsvorschläge bewertet und umgesetzt.

Die wesentlichen Beiträge dieser Dissertation sind dabei im Einzelnen:

- **Entwicklung eines neuartigen Beobachterkonzepts:** Für den Einsatz eines LQ-basierten Reglers ist es notwendig, den vollständigen Zustandsvektor aus den Sensorsignalen zu rekonstruieren. In dieser Arbeit wird eine geeignete Sensorkonfiguration unter Berücksichtigung des Sensorrauschens über ein analytisches Maß zur Beobachtbarkeit ausgewählt. Durch eine neuartige Modifikation des Straßenmodells erzielt der Zustandsbeobachter auch unter verschärften Bedingungen, wie beispielsweise das Befahren einer steil ansteigenden Straße, eine hohe Schätzungsgüte.
- **Methodische Auswahl der Regelungsmethode:** Innerhalb eines generalisierten Vergleichs werden Regelstrategien für semiaktive Fahrwerke direkt in der Echtzeitanwendung miteinander verglichen und die LQ-basierte semiaktive Fahrwerksregelung zur Umsetzung im Fahrzeug ausgewählt.
- **Erstmalige experimentelle Validierung eines LQ-basierten Reglers in realen Fahrzeugen:** Auf Basis detaillierter Gütemaße zur Bewertung des Fahrkomforts und der Fahrsicherheit werden unterschiedlich parametrisierte LQ-Regler ermittelt. Diese werden in zwei seriennahen Fahrzeugen umgesetzt und die Funktionsfähigkeit auf einem Hydropulsprüfstand sowie auf realen Straßen nachgewiesen. Dabei wird gezeigt, dass der Fahrkomfort im Vergleich zu einem Skyhook-System verbessert und der Bremsweg im Vergleich zu einem passiv harten Fahrwerk verkürzt wird.
- **Erweiterung des Konzepts zur Serientauglichkeit durch neuartige Lösungsvorschläge:** Das Regelungskonzept wird hinsichtlich der Parametervariationen, die im realen Fahrbetrieb auftreten können, innerhalb eines realistischen Parameterraums untersucht. Für die Berücksichtigung von Möglichkeiten zur Reglerabstimmung durch einen Versuchingenieur werden eine weich schaltende Reglerstruktur sowie Modifikationen zur Verbesserung des Vertikalrucks und des akustischen Verhaltens vorgeschlagen. Des Weiteren wird ein Ansatz zur fahrzustandsabhängigen Adaption vorgestellt, mit dem die Längs- und Querdynamik des Fahrzeugs verbessert werden können.

Im Gegensatz zu vielen weiteren Arbeiten auf dem Gebiet der Vertikaldynamik kommt in dieser Arbeit ein Vollfahrzeugmodell zur Auslegung des Beobachters und des Reglers zum

Einsatz. Um das Hystereseverhalten der hydraulischen semiaktiven Dämpfer zu berücksichtigen, wird ein neuartiges, einfach zu parametrierendes Dämpfermodell vorgestellt, welches im Fahrzeug zur Verbesserung des Kraftfolgeverhaltens Verwendung findet. Allen Methoden liegen sorgfältige Diskussionen zur Realisierbarkeit zu Grunde, die durch eine hohe Anzahl an Messungen gestützt werden. Einige Ergebnisse dieser Arbeit werden in zukünftigen Fahrzeuggenerationen zum Einsatz kommen.

1.2 Aufbau der Dissertation

In Kapitel 2 werden grundlegende Eigenschaften von Fahrwerkssystemen vorgestellt. Neben einer stochastischen Beschreibung der Straßenanregungen bilden einfache (Viertelfahrzeug) und komplexe (Vollfahrzeug) Fahrzeugmodelle die Grundlage für die weiteren Betrachtungen. Zur Bewertung des vertikaldynamischen Verhaltens werden detaillierte Gütemaße für den Fahrkomfort und die Fahrsicherheit vorgestellt. Nach einer kurzen Beschreibung der physikalischen Eigenschaften eines Dämpfers und eines Stabilitätsbeweises für semiaktive Fahrwerke rundet ein detaillierter Literaturüberblick das Kapitel ab.

Die Basis für die Messungen bilden ein Versuchsfahrzeug und eine 7-Stempel Hydropulsanlage, die beide in Kapitel 3 beschrieben werden. Für das Fahrzeug wird ein nichtlineares Vollfahrzeugmodell hergeleitet, das durch ein iteratives Verfahren mit den Messdaten in Übereinstimmung gebracht wird. Für die Dämpfer lässt sich ebenfalls ein nichtlineares Modell bestimmen, welches das dynamische Hystereseverhalten mit hoher Genauigkeit abbildet. Werden beide Modelle kombiniert, steht ein detailliertes Simulationsmodell für weitere Untersuchungen zur Verfügung.

Die Grundlage für die linear quadratisch optimale Fahrwerksregelung ist ein Kalmanfilter, mit welchem der volle Zustandsvektor des Vollfahrzeugmodells im Fahrzeug geschätzt werden kann. Bevor in Kapitel 4 die zu Grunde gelegte Beobachterstruktur vorgestellt wird, erfolgt eine systematische Auswahl der Sensorkonfiguration mit der die höchste Schätzgüte im Fahrzeug zu erwarten ist. Anschließend wird eine neuartige Erweiterung des Kalmanfilters eingeführt, um niederfrequente Störungen, die bei Fahrten auf realen Straßen auf das Fahrzeug einwirken, zu eliminieren. Die Validierung des Beobachters durch Messungen bildet den Schluss des Kapitels.

Anhand von Messungen mittels eines Viertelfahrzeugprüfstands wird in Kapitel 5 die LQ-basierte Regelungsmethode zur Umsetzung im Fahrzeug ausgewählt, weil diese die höchste Leistungsfähigkeit in der Echtzeitanwendung bietet. Der generalisierte Vergleich, basierend auf einem neutralen Gütemaß, umfasst dabei Skyhook- sowie Groundhook-Regler, den ausgewählten LQ-basierten Ansatz, einen hybriden modellprädiktiven Regler und einen LQ-Regler bei welchem die Dissipativitätsbedingung beim Entwurf berücksichtigt wird.

Der ausgewählte Regler wird in Kapitel 6 auf das reale Fahrzeug übertragen. Zusätzlich wird eine Methode vorgestellt, mit welcher das Kraftfolgeverhalten des semiaktiven Dämpfers durch die Berücksichtigung der Hystereseeigenschaften im Fahrzeug verbessert werden kann. Bevor die Implementierung des Reglers durch Messungen validiert wird, erfolgt die Beschreibung eines Skyhook-Systems als Referenzsystem. Im Rahmen einer detaillierten Auswertung der Ergebnisse wird das höhere Potential des LQ-Reglers nachgewiesen.

Soll der LQ-Regler in der Serie eingesetzt werden, müssen zusätzliche Aspekte Berücksichtigung finden. Daher wird der Regler in Kapitel 7 zunächst bezüglich des Einflusses von Parametervariationen auf den Fahrkomfort und die Fahrdynamik untersucht. Nachfolgend werden Methoden vorgestellt, mit deren Hilfe ein Versuchsingenieur das Verhalten des Fahrzeugs während der Fahrt gezielt beeinflussen kann. Um den Regler auf weitere Fahrzeugtypen übertragen zu können, wird ein Ablaufplan für die Implementierung vorgestellt. Anhand eines weiteren Fahrzeugs wird gezeigt, dass dieses Verfahren erfolgreich umgesetzt werden kann. Schließlich wird diskutiert, wie der Regler im Rahmen einer integralen Fahrdynamikregelung mit anderen Fahrwerkssystemen vernetzt werden kann.

Eine Zusammenfassung und ein Ausblick auf zukünftige Weiterentwicklungen in Kapitel 8 bilden den Abschluss der Dissertation.

Zusätzlich sind in Anhang A die Systemmatrizen des Vollfahrzeugmodells zu finden.



Kapitel 2

SEMIAKTIVE FAHRWERKSSYSTEME

Dieses Kapitel dient als Übersicht über grundlegende Eigenschaften von semiaktiven Fahrwerkssystemen und den Stand der Technik. Zunächst wird in Abschnitt 2.1 ein auf stochastischen Beschreibungen basierendes Modell der Straßenanregung vorgestellt, welches im weiteren Verlauf der Arbeit für den Entwurf des Beobachters in Kapitel 4 eingesetzt wird. Semiaktiv geregelte Fahrwerke zeichnen sich dadurch aus, dass die üblicherweise passiven Dämpfer durch geregelte Dämpfer ersetzt werden. Bevor in Kapitel 3 ein halbphysikalisches Modell für geregelte Dämpfer entwickelt wird, werden in Abschnitt 2.2 zunächst die verschiedenen Bauformen von Dämpfern vorgestellt und grundlegende physikalische Zusammenhänge erläutert.

Die Basis für den Entwurf des Reglers und des Beobachters sind Modelle, die die dynamischen Eigenschaften des Systems abbilden. Die detaillierte Modellierung eines realen Fahrzeugs gelingt nur durch ein Vollfahrzeugmodell, welches in Abschnitt 2.3 beschrieben wird. Die Analyse grundlegender Eigenschaften semiaktiver Fahrwerke sowie ein Stabilitätsnachweis können dagegen auch mit einem Viertelfahrzeugmodell durchgeführt werden.

Um die Leistungsfähigkeit des Reglers zu quantifizieren, sind objektive Bewertungskriterien notwendig. Praxisnahe Kriterien, die auch an realen Fahrzeugen ermittelt werden können, sind das Komfortmaß nach Hennecke als Kriterium zur Bewertung des Fahrkomforts und der Bremsweg des Fahrzeugs auf unebener Straße als Kriterium für Fahrsicherheit. Beide Merkmale werden in Abschnitt 2.5 vorgestellt. Das Kapitel schließt mit einem detaillierten Überblick über den Stand der Technik bezüglich Regelungsmethoden, Implementierungen, Zustandsbeobachtern und der Modellierung von Dämpfern für semiaktive Fahrwerke.

2.1 Modellierung der Fahrbahnanregung

Im Vorfeld zur Modellierung der Fahrbahnanregung werden die Fahrbahnunebenheiten z_s über der zurückgelegten Wegstrecke l untersucht, denen ein Fahrzeug bei der Fahrt ausgesetzt ist. Dabei sind die Unebenheiten in der Regel nicht periodischer Natur und können im Allgemeinen besser über ihre stochastischen Eigenschaften beschrieben werden [105].

Dass kaum Periodizität im Fahrbahnprofil vorhanden ist, zeigt die Korrelationsfunktion

$$R(\xi) = E\{z_s(l)z_s(l+\xi)\} = \lim_{X \rightarrow \infty} \frac{1}{X} \int_{-X/2}^{X/2} z_s(l)z_s(l+\xi)dl, \quad (2.1)$$

die für gemessene Unebenheitsprofile bei $\xi = 0$ das Maximum hat und für $\xi \neq 0$ stets kleiner wird [126]. Eine Fourier Transformation der Korrelationsfunktion führt zur einseitigen spektralen Leistungsdichte

$$\Phi(\Omega) = \begin{cases} \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\xi) \exp^{-i\Omega\xi} d\xi & , \text{für } \Omega \geq 0 \\ 0 & , \text{für } \Omega < 0 \end{cases} \quad (2.2)$$

mit der Wegkreisfrequenz $\Omega = 2\pi/L$ und der Wellenlänge L , was zu einer stochastischen Beschreibung der Straßenprofile führt. Werden die Leistungsdichtespektren von realen Straßenprofilen (z.B. Profil A,B und C in Abbildung 2.1) in der doppelt logarithmischen Darstellung betrachtet, ergeben sich Geraden mit negativer Steigung, was bedeutet, dass die spektrale Dichte mit höherer Wegkreisfrequenz (und somit kleinerer Wellenlänge L) abnimmt. Die Approximation des Leistungsdichtespektrums durch Geraden mit negativer Steigung lässt sich durch den Zusammenhang

$$\Phi_{h1}(\Omega) = \Phi(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-w} \quad (2.3)$$

beschreiben, wobei Ω_0 eine Bezugswegkreisfrequenz ist. Der Faktor $\Phi(\Omega_0)$ stellt in Gleichung (2.3) das Unebenheitsmaß dar, welches zunimmt je unebener eine Straße ist. Die Welligkeit w beschreibt, ob die Anregung nur lange oder auch kurze Wellen mit einem hohen Dichteanteil besitzt. Unter Berücksichtigung, dass für die meisten Profile $w \approx 2$ gilt (siehe [71]), kann Gleichung (2.3) um die Variable β erweitert werden zu

$$\Phi_{h2}(\Omega) = \frac{\Phi(\Omega_0)\Omega_0^2}{\beta^2 + \Omega^2} = \frac{\alpha}{\beta^2 + \Omega^2}. \quad (2.4)$$

Dadurch wird sichergestellt, dass die spektralen Dichten von sehr kleinen Frequenzen $\Omega \rightarrow 0$ endlich bleiben. Gleichung (2.4) stellt das Leistungsdichtespektrum eines Filters 1. Ordnung dar

$$\frac{d}{dl}z_s(l) = -\beta z_s(l) + w(l), \quad (2.5)$$

wobei $w(l)$ ein weißer Rauschprozess mit der spektralen Leistungsdichte α ist.

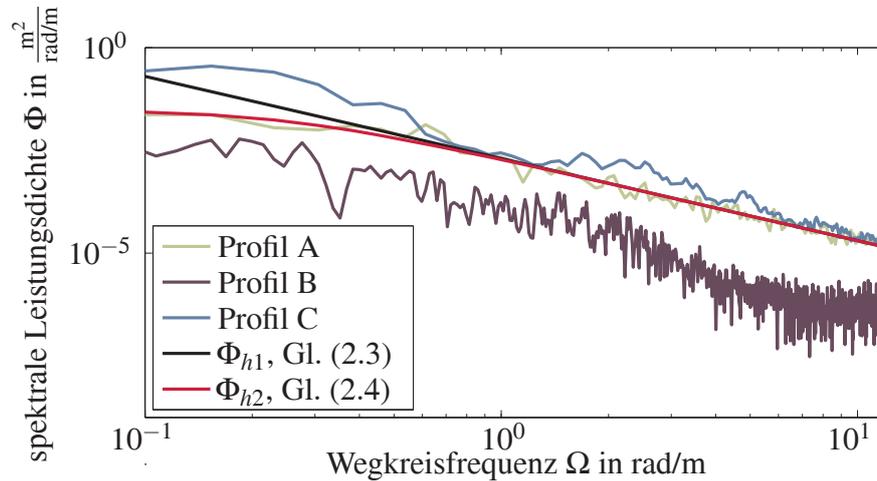


Abbildung 2.1: Leistungsdichtespektren von Straßen und Modellierungsarten.

Fährt das Fahrzeug mit einer konstanten Geschwindigkeit v_{Fzg} über die Fahrbahn, so ergibt sich aus dem Zusammenhang $l = v_{Fzg}t$ für die Zeitkreisfrequenz

$$\omega = v_{Fzg}\Omega = 2\pi \frac{v_{Fzg}}{L} \quad (2.6)$$

und somit für den Filter aus Gleichung (2.5)

$$\dot{z}_s(t) = -\beta v_{Fzg}z_s(t) + v_{Fzg}w(t). \quad (2.7)$$

Die Straßenanregung kann demzufolge in einer ersten Näherung durch einen Tiefpassfilter 1. Ordnung approximiert werden. In [6] wird gezeigt, dass sich durch die Erhöhung der Filterordnung die Genauigkeit der Approximation, insbesondere bei höheren Frequenzen, noch geringfügig steigern lässt. Da allerdings die Verbesserung selbst bei einer Filterordnung von sieben nicht signifikant ist, wird in Kapitel 4 die in Gleichung (2.7) vorgeschlagene Modellierung verwendet, um den Beobachter zu entwerfen.

2.2 Bauformen von Fahrwerksdämpfern

In der Fahrzeugtechnik werden überwiegend hydraulisch mechanische Stoßdämpfer in der Bauform von Teleskopstoßdämpfern verwendet, weil sie bezüglich Einfachheit, Abmessungen und Reibungseigenschaften das Optimum darstellen [59]. Das Funktionsprinzip eines Dämpfers besteht darin, ein an einer Kolbenstange befestigtes Kolbenventil durch einen mit Öl gefüllten Zylinder zu bewegen, wobei zwischen Ein- und Zweirohrdämpfern unterschieden werden kann (Abbildung 2.2). In beiden Bauformen fließt das Öl durch das Kolbenventil von einem Arbeitsraum in den anderen, was zu einer Druckdifferenz zwischen den beiden Arbeitsräumen führt. Die Druckdifferenz wird durch die am Kolben wirksame Fläche in eine Kraft

$$F_{\text{Dämpfer}} = f(v_{\text{rel}}) \quad (2.8)$$

umgewandelt, welche eine Funktion der Durchflussmenge und damit der Ein- und Ausfeder- geschwindigkeit v_{rel} darstellt. Da die Kolbenstange beim Einfedern in den oberen Arbeitsraum eindringt, muss das verdrängte Ölvolumen durch einen Ausgleichsraum aufgenommen werden. Beim Einrohrdämpfer ist hierfür unterhalb des unteren Arbeitsraums ein komprimierbares Gasvolumen vorgesehen, welches durch einen Trennkolben vom Arbeitsraum separiert ist, um eine Durchmischung von Öl und Gas zu verhindern. Beim Zweirohrdämpfer wird das Kolbenstangenvolumen ebenfalls durch ein komprimierbares Gas ausgeglichen, welches sich im Ölvorratsraum befindet. Dieser ist durch ein Bodenventil vom unteren Arbeitsraum getrennt. Damit eine Durchmischung von Öl und Gas vermieden wird, steht das Gas bei dieser Bauform unter einem Druck von 6 bis 8 bar [59].

Die beiden Bauformen haben verschiedene Vor- und Nachteile. Der Einrohrdämpfer hat einen geringeren Durchmesser, ist leichter und besitzt eine geringere Kavitationsneigung. Demgegenüber ist der Zweirohrdämpfer etwas kürzer, hat eine geringere Reibung und ist in der Kennliniengestaltung flexibler, da zwei Ventile für den Kraftaufbau beteiligt sind [59].

Semiaktive Dämpfer zeichnen sich dadurch aus, dass der Ölfluss zwischen den Arbeitsräumen bei konstanter Relativgeschwindigkeit zusätzlich beeinflusst werden kann, wodurch die Druckdifferenz und somit die Dämpfungskraft verändert wird. Dazu können entweder zusätzliche, externe Ventile zwischen den Arbeitsräumen angebracht oder das Kolbenventil durch einen Verstellmechanismus erweitert werden. Die Beeinflussung des Ölflusses kann auf un-

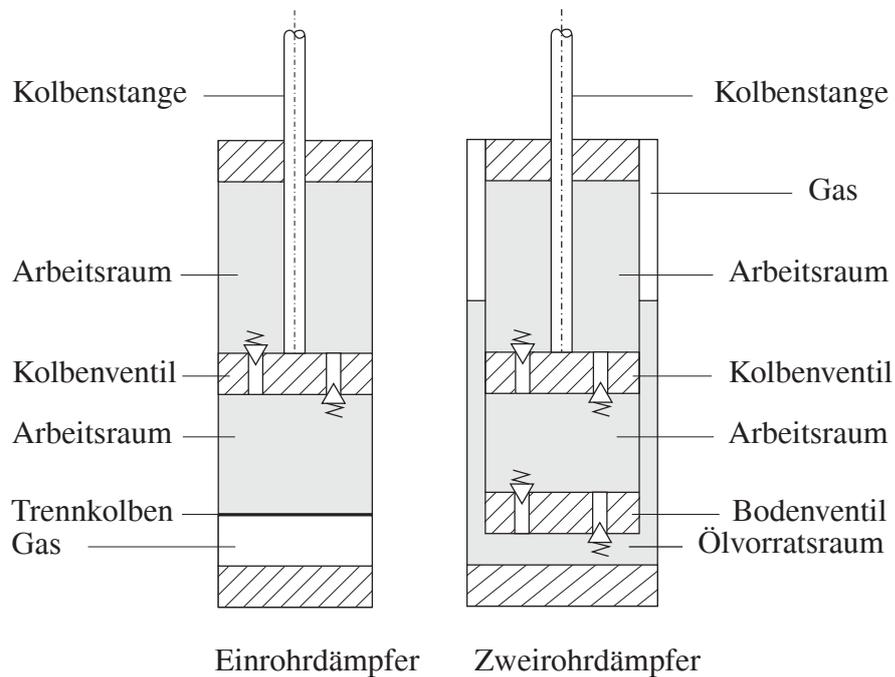


Abbildung 2.2: Aufbau eines Ein- und Zweirohrdämpfers.

terschiedliche Weise erfolgen, wobei sich im Wesentlichen die folgenden drei semiaktiven Dämpfertypen durchgesetzt haben:

- hydraulische Verstelldämpfer, bei denen der Ventilquerschnitt verändert werden kann,
- Verstelldämpfer mit magnetoreologischen Flüssigkeiten, bei denen ein Magnetfeld weichmagnetische Teilchen ausrichtet und somit die Scherspannung der Flüssigkeit beeinflusst sowie
- Verstelldämpfer mit elektrorheologischen Flüssigkeiten, bei denen ein elektrisches Feld zur Ausrichtung der Teilchen dient.

Für den weiteren Verlauf werden hydraulische Verstelldämpfer in der Ein- oder Zweirohrbauweise mit einem intern liegenden, verstellbaren Ventil betrachtet.