



Anhänger mit elektrisch angetriebener Unterstützungsachse

Berichte der Bundesanstalt für
Straßen- und Verkehrswesen
Fahrzeugtechnik Heft F 163a

Anhänger mit elektrisch angetriebener Unterstützungsachse

von

Patrick Seiniger, Maxim Bierbach, Oliver Bartels, Jost Gail

Bundesanstalt für Straßen- und Verkehrswesen
Bergisch Gladbach

Berichte der Bundesanstalt für
Straßen- und Verkehrswesen
Fahrzeugtechnik Heft F 163a

Die Bundesanstalt für Straßen- und Verkehrswesen (BASt) veröffentlicht ihre Arbeits- und Forschungsergebnisse in der Schriftenreihe Berichte der Bundesanstalt für Straßen- und Verkehrswesen. Die Reihe besteht aus folgenden Unterreihen:

A - Allgemeines
B - Brücken- und Ingenieurbau
F - Fahrzeugtechnik
M - Mensch und Sicherheit
S - Straßenbau
V - Verkehrstechnik

Es wird darauf hingewiesen, dass die unter dem Namen der Verfasser veröffentlichten Berichte nicht in jedem Fall die Ansicht des Herausgebers wiedergeben.

Nachdruck und photomechanische Wiedergabe, auch auszugsweise, nur mit Genehmigung der BASt, Stabsstelle Presse und Kommunikation.

Die Hefte der Schriftenreihe Berichte der Bundesanstalt für Straßen- und Verkehrswesen können direkt bei der Carl Ed. Schünemann KG bezogen werden. Seit 2015 stehen sie zusätzlich als kostenfreier Download im elektronischen BASt-Archiv ELBA zur Verfügung: <https://bast.opus.hbz-nrw.de>

Impressum

Bericht zum Forschungsprojekt 5121003
Caravan bzw. Anhänger mit elektrisch angetriebener Unterstützungssachse

Referat:
Aktive Fahrzeugsicherheit und Fahrerassistenzsysteme

Herausgeber:
Bundesanstalt für Straßen- und Verkehrswesen
Brüderstraße 53, D-51427 Bergisch Gladbach
Telefon: (0 22 04) 43 - 0

Redaktion:
Stabsstelle Presse und Kommunikation

Gestaltungskonzept:
MedienMélange:Kommunikation

Druck, Verlag und Produktsicherheit:
Fachverlag NW in der Carl Ed. Schünemann KG
Zweite Schlachtpforte 7, D-28195 Bremen
Telefon: (04 21) 3 69 03 - 0 | E-Mail: kontakt@schuenemann-verlag.de
www.schuenemann-verlag.de

ISSN 0943-9307 | ISBN 978-3-95606-841-6 | <https://doi.org/10.60850/bericht-f163a>

Bergisch Gladbach, April 2025

Inhalt

Zusammenfassung	5
1 Einführung und Ableitung von Untersuchungsbedarf	6
1.1 Hintergrund: Warum angetriebene Achsen von Anhängern?	6
1.2 Traktion und theoretische Steigfähigkeit	6
1.3 Steigerung der Energieeffizienz und des Rekuperationsvermögens	7
1.4 Stand der Technik	8
1.5 Ableitung von Untersuchungsbedarf	8
2 Methodik und Werkzeuge	10
2.1 Fahrdynamische Grundlagen	10
2.1.1 Stabilität der Kombination	10
2.1.2 Kontrollierbarkeit der Kombination durch den Fahrenden	12
2.2 Fahrversuche	13
2.3.1 Hochgeschwindigkeitsstabilität	13
2.3.2 Kontrollierbarkeit der Kombination durch den Fahrenden	14
2.3 Werkzeuge	15
2.4.1 Versuchsfahrzeuge	15
2.4.2 Messgelände	17
2.4.3 Mess- und Steuertechnik	18
3 Ergebnisse	21
3.1 Hochgeschwindigkeitsstabilität	21
3.1.1 Hersteller A eHome	21
3.1.2 Hersteller B caraOne	25
3.1.3 Fazit	29
3.2 Doppelter Spurwechsel	29
3.3 Überprüfung der Gleichungen und Übertragbarkeit	31
3.4 Weitere aus Beobachtungen abgeleitete Anforderungen	32
4 Fazit	33
4.1 Ableitung von Empfehlungen	33

Bilder	35
Tabellen	37

Zusammenfassung

Der vorliegende Projektbericht beschreibt die Untersuchung der Frage, welchen Einfluss angetriebene Anhänger gegenüber nicht angetriebenen Anhängern auf die Fahrdynamik von Kombinationen haben können.

Aus theoretischen Überlegungen lässt sich ableiten, dass insbesondere Querkräfte und schiebende Längskräfte, die vom Anhänger in die Kupplung eingeleitet werden, das Zugfahrzeug um die Gierachse destabilisieren können, während ziehende Längskräfte das Zugfahrzeug stabilisieren. Durch jeweils gleiche Antriebskraft an den Rädern beider Seiten des Anhängers wird, solange stets eine resultierende Zugkraft verbleibt, keine Beeinflussung der Querkraft an der Anhängerkupplung durch den Antrieb erwartet.

Anhänger mit symmetrischer Antriebskraft, die geringer als die Fahrwiderstandskraft des Anhängers ist, sind nach diesen Überlegungen unkritisch hinsichtlich der Beeinträchtigung der Fahrdynamik der Fahrzeugkombination.

Auf die Fahrbarkeit der Fahrzeugkombination sollten angetriebene Anhänger durch geringere, durch das Zugfahrzeug aufzubringende Zugkräfte einen positiven Einfluss haben.

Zur Prüfung dieser beiden Hypothesen wurden die Hochgeschwindigkeitsstabilität, bewertet über den Standardversuch des Lenkanrisses, sowie das Ausweichverhalten, bewertet über den Standardversuch des doppelten Spurwechsels, als entscheidende Kriterien identifiziert sowie einfache Gleichungen zur Quantifizierung der erwarteten Seitenkräfte mit und ohne Antrieb aufgestellt.

Die theoretischen Herleitungen konnten im Fahrversuch bestätigt werden. Für einen der beiden untersuchten Anhänger konnte eine leicht verminderte Pendeldämpfung und charakteristische Geschwindigkeit bei angetriebener Achse gemessen werden, der andere Anhänger zeigte keine relevanten Unterschiede. Die Fahrbarkeit war bei keinem der beiden Anhänger mit Antrieb schlechter als ohne Antrieb; bei einem der Anhänger verbesserte sich die Fahrbarkeit mit Antrieb deutlich. Die einfachen Gleichungen zur Quantifizierung der Seitenkräfte konnten mit Messungen bestätigt werden.

Aufgrund der Ergebnisse wird nicht von Einschränkungen der Fahrzeugsicherheit ausgegangen, wenn angetriebene Anhänger so ausgelegt sind, dass die Antriebskräfte gleich auf beide Räder verteilt werden sowie dass die Anhänger das Zugfahrzeug nicht schieben.

Eine ungleiche Verteilung der Antriebskräfte könnte für eine aktive Stabilisierung genutzt werden, hierfür konnten aufgrund nicht in den Fahrzeugen verbauten Torque Vectorings aber keine Hypothesen aufgestellt und überprüft werden.

1 Einführung und Ableitung von Untersuchungsbedarf

1.1 Hintergrund: Warum angetriebene Achsen von Anhängern?

Anhänger sind per Definition¹ nicht-angetriebene Fahrzeuge, die konstruiert sind, um an angetriebene Fahrzeuge angehängt zu werden. Das bedeutet, dass die Traktion, die für eine Kombination (in Deutschland durch die Lang-Lkw-Verordnung bis zu drei Fahrzeuge) zum Überwinden der Fahrwiderstände erforderlich ist, lediglich durch das vorderste, das Zugfahrzeug, aufgebracht werden kann.

Es stellt sich daher die Frage, ob aus wissenschaftlicher Sicht (= technischer Sicht und aus Sicht der Fahrdynamik) angetriebene Anhänger sinnvoll sein könnten. Das ist grundsätzlich möglich, indem

- jeder Anhänger nur sich selbst antreibt (seine Fahrwiderstände, zum Beispiel den Luftwiderstand, teilkompensiert, bestenfalls vollständig kompensiert, damit sind die Verbindungseinrichtungen weiterhin auf Zug belastet), oder
- einzelne Anhänger mehr Kraft aufbringen, als zur Überwindung der Fahrwiderstände erforderlich sind (dann sind Verbindungseinrichtungen auch auf Druck belastet, einzelne Anhänger schieben).

Der Nutzen von angetriebenen Anhängern in beiden Fällen wären eine Erhöhung der Traktion der Kombination und damit der Fähigkeit, Steigungen auch bei widrigen Reibwertverhältnissen zu überwinden, die Möglichkeit, Energiespeicher effizienter zu verteilen und zu nutzen, sowie die Möglichkeit, Energie effizienter zu rekuperieren, also Bremsenergie besser zu nutzen. Damit können Verkehrsfluss (beispielsweise Störungen durch liegengeliebene Kombinationen an Autobahnsteigungen im Winter) und Energieeffizienz (durch höhere Energierückgewinnung) verbessert werden. Bei zusätzlich im Anhänger verbauten Energiespeichern könnte außerdem die Reichweite der Kombination erhöht werden.

Eine wesentliche Voraussetzung dafür wären aber exakt steuerbare Elektroantriebe in den Anhängern.

1.2 Traktion und theoretische Steigfähigkeit

Mit dem Steigungswinkel α und der Kombinationsgesamtmasse m_{ges} beträgt die erforderliche Zugkraft an einer Steigung

$$F_{z,erf} = m_{ges} \cdot g \cdot \sin \alpha$$

¹ R.E.3 (ECE/TRANS/WP.29/78/RE3): "Trailer" means any non-self propelled vehicle, which is designed and constructed to be towed by a power driven vehicle and includes semi-trailers.

Für kleine Winkel kann der Winkel α durch das dimensionslose Steigungsmaß² q ersetzt werden:

$$F_{z,erf} = m_{ges} \cdot g \cdot q.$$

Die an der Antriebsachse übertragbare Kraft hängt vom Längsreibwert μ und der Achsmasse der Antriebsachse m_{AA} ab:

$$F_{z,\dot{u}} = m_{AA} \cdot g \cdot \mu.$$

Die maximale Steigfähigkeit (maximal übertragbare Zugkraft wird dann von der Hangabtriebskraft genau kompensiert) eines Fahrzeugs als Funktion von Lastverteilung, Reibwert und Steigungsmaß wird damit zu

$$q_{max} = \frac{m_{AA}}{m_{ges}} \cdot \mu.$$

Das heißt, die maximale Steigfähigkeit hängt von dem Verhältnis der Masse auf der Antriebsachse in Bezug auf die Gesamtmasse des Fahrzeugs und vom Reibwert ab.

Unter Einführung des Traktionskoeffizienten

$$\tau = \frac{m_{AA}}{m},$$

der den Anteil der Antriebsachslast an der gesamten Last beschreibt, vereinfacht sich die maximal befahrbare Steigung zu

$$q_{max} = \tau \cdot \mu.$$

Es zeigt sich, dass die befahrbare Steigung bei gegebenem Reibwert proportional zum Traktionskoeffizienten steigt. Eine andere Betrachtungsweise ist, dass bei gegebener Steigung ein sinkender Reibwert durch gesteigerte Traktion kompensiert werden kann.

Übliche Traktionskoeffizienten von Lkw-Kombinationen liegen im Bereich von etwa 0,25 (bei nicht optimaler Beladung auch darunter), Autobahnsteigungen sind in der Regel nicht größer als 7% ($q=0,07$). Damit ist zum Befahren der Steigung ein Reibwert von 0,28 erforderlich. Gelänge es, den Traktionskoeffizienten durch Antrieb der Anhängerachsen auf etwa 0,75 zu erhöhen, wäre ein deutlich niedrigerer Reibwert von etwa 0,1 für das Befahren der Steigung ausreichend. Ähnliches gilt für Pkw-Kombinationen: Während Solo-Pkw etwa einen Traktionskoeffizienten von circa 0,5 (bei Antrieb einer Achse) haben, sinkt dieser Wert je nach Masse des angehängten Anhängers ebenfalls bis 0,25 (bei Masse des Anhängers gleich der Masse des Zugfahrzeugs).

1.3 Steigerung der Energieeffizienz und des Rekuperationsvermögens

Eine Aufteilung der Antriebskraft auf die einzelnen Fahrzeuge einer Kombination verhindert, dass das Zugfahrzeug im Solo-Fall mit überdimensionierten Energiespeichern fahren muss beziehungsweise entgegengesetzt, dass die Energiespeicher unterdimensioniert sind, wenn mit Anhängern gefahren wird. Analog zum Konzept, dass jeder Anhänger (Kategorie O2+) seine eigene Masse abbremsen sollte, könnte hier jeder Anhänger seine eigenen Fahrwiderstände ausgleichen oder zumindest Teile davon überwinden.

² entspricht der prozentual angegebenen Steigung, aber dividiert durch 100 %.

Anhänger mit Elektroantrieb wären darüber hinaus in der Lage, ihre eigene Bewegungsenergie in Batterien zu rekuperieren, die ansonsten in den ohnehin vorhandenen Anhängerbremsanlagen in nicht weiter nutzbare thermische Energie umgewandelt werden würde.

1.4 Stand der Technik

Die in Abschnitt 1.1 beschriebenen Vorteile von (elektrisch) angetriebenen Anhängern führten zur Entwicklung von Prototypen und Demonstratoren verschiedener Fahrzeugkategorien, mit verschiedenen Konzepten des Antriebs, beispielsweise folgenden:

Fahrzeugkategorie	Bezeichnung
O2	Dethleffs eHome (Hymer)
O2	Weinsberg (KnausTabbert)
O3, O4	Bosch elektrische Anhängerachse (https://www.springer-professional.de/schwere-lkw/elektrofahrzeuge/bosch-elektrifiziert-die-achse-von-lkw-sattelanhaengern/16077896)
Fahrradanhänger	Schubanhänger, diverse (https://de.wikipedia.org/wiki/Schubanh%C3%A4nger)

Tabelle 1: Bekannte Konzepte für angetriebene Anhänger nach Fahrzeugkategorie

Aufgrund der bisherigen Definition eines Anhängers als explizit nicht selbst-angetriebenes Fahrzeug existieren keine zugelassenen Serienprodukte. Eine Initiative der NGO CLCCR (International Association of the Body and Trailer building Industry) hat das Ziel, die Regelungswelt der UNECE an angetriebene Anhänger anzupassen, siehe zum Beispiel das Informal Document GRSG-121-34.

Soweit das hier bekannt ist, existieren bis auf die angetriebenen Anhänger (Schubanhänger) für Fahrräder keine Prototypen oder Ansätze, bei denen der Antrieb des Anhängers die Fahrwiderstände überkompensiert – Anhänger für Kraftfahrzeuge schieben also niemals das Zugfahrzeug.

1.5 Ableitung von Untersuchungsbedarf

Die Vorteile von angetriebenen Anhängern für Verkehrsfluss und Energieeffizienz wurden in Abschnitt 1.1 beschrieben und führten zur Entwicklung von Prototypen und Initiativen, wie sie auszugsweise in Abschnitt 1.2 aufgeführt sind. Unklar ist aber, welche Randbedingungen durch angetriebene Anhänger einzuhalten sind, um die Verkehrssicherheit nicht zu gefährden.

Ziel der diesem Bericht zugrundeliegenden Forschungsarbeiten war es daher zunächst, abzuleiten, ob und wenn ja in welchen Betriebsbereichen angetriebene Achsen von Anhängern die Fahrdynamik von Kombinationen negativ beeinflussen können. Aus diesen Erkenntnissen sollten konkrete Anforderungen an das Regelverhalten der Antriebsachsen

abgeleitet werden. Weiterhin ist die Identifikation anderer Herausforderungen durch angetriebene Achsen Teil des Projektes.

Für die Forschungsarbeiten konnten der BASt zwei Prototypen (O₂-Anhänger) für Fahrversuche in einem engen Zeitfenster zur Verfügung gestellt werden.

Die beschriebenen Arbeiten wurden im Vorfeld mit dem BMDV, Referat StV 22, abgestimmt. Die Fahrzeuge wurden über den Caravan Industrieverband Deutschland, CIVD e.V., bereitgestellt.

2 Methodik und Werkzeuge

Ziel der Forschungsarbeiten, wie in Abschnitt 1.3 abgeleitet, ist es, Gefahren für die Verkehrssicherheit durch angetriebene Achsen von Anhängern (für Zweispurfahrzeuge) zu identifizieren und gegebenenfalls zu bestimmen, welche Anforderungen zum Vermeiden dieser Gefahren an Anhänger gestellt werden sollten.

Hierzu ist es erforderlich, die Fahrdynamik von Anhängern zu analysieren, die Abhängigkeiten der relevanten physikalischen Größen zu beschreiben und daraus Kriterien für die Verkehrssicherheit abzuleiten. Diese Beschreibungen können dann durch Fahrversuche überprüft und ergänzt werden.

2.1 Fahrdynamische Grundlagen

2.1.1 Stabilität der Kombination

Fahrdynamische Herausforderung im Anhängerbetrieb ist eine mögliche Destabilisierung des Zugfahrzeugs um die Gierachse vor allem durch an der Anhängerkupplung eingeleitete Querkraften und durch Längskräfte, die das Zugfahrzeug schieben (sie vergrößern den Gierwinkel des Zugfahrzeugs). Ziehende Längskräfte um die Gierachse stabilisieren die Gierbewegung (sie verringern den Gierwinkel des Zugfahrzeugs).

Anmerkung: Bei Einspurfahrzeugen wäre zusätzlich eine Destabilisierung um die ohnehin schon statisch instabile Rollachse zu untersuchen; Einspurfahrzeuge und deren Anhänger sind daher nicht Teil dieser.

Zunächst wird angenommen, dass Anhänger im Regelbetrieb keine Druckkräfte auf das Zugfahrzeug übertragen sollen; dies wäre durch die Anforderung, trotz angetriebenem Anhänger immer im Zugbetrieb bleiben zu müssen, und durch entsprechende Absicherung der funktionalen Sicherheit sicherstellbar.

Idealisiert kann man für die Betrachtung dann ansetzen, dass zusätzliche Querkraften durch den Antrieb des Anhängers in folgenden Fällen entstehen:

- bei stationärer Kreisfahrt (in diesem Fall ist zu erwarten, dass die Querkraft mit und ohne Antrieb gleich ist),
- bei Kurvenbremsungen (in diesem Fall wird keine Antriebskraft an der Anhängerachse vorliegen, so dass auch hier kein Einfluss des Antriebs erwartet wird) sowie
- dynamisch durch Pendelbewegungen bei höheren Geschwindigkeiten.

Es wird angenommen, dass Pendelbewegungen bei hoher Geschwindigkeit der Fall sind, in dem sich am ehesten Einflüsse durch angetriebene Anhänger zeigen.

In den Fällen Kurvenbremsung, Kurvenfahrt, Kurvenbeschleunigung werden zwar Querkraften auftreten, aber nicht stärker als im Fall des nichtangetriebenen Anhängers (korrekte Systemfunktion ohne schiebenden Anhänger vorausgesetzt, was dann wiederum ein Problem der funktionalen Sicherheit ist).

Aufgrund der Vielzahl von unterschiedlichen Bauformen von Anhängern ist das Ziel zunächst, den Einfluss der Antriebskraft von ungelenkten Anhängern

(Starrdeichselanhänger) auf die Kupplungskräfte zu beschreiben, mit der Annahme, dass die Fahrsicherheit dann nicht beeinträchtigt wird, wenn die eingeleitete Querkraft mit Antrieb im jeweiligen direkten Vergleich (mit/ohne Antrieb) der Zeitverläufe geringer ist.

Für die theoretischen Herleitungen wird das Einradmodell genutzt, bei dem die Kraftverhältnisse der beiden Räder auf ein einzelnes Rad projiziert werden. Weiterhin sollen die Winkel klein sein, so dass der Cosinus des Knickwinkels 1 wird, der Sinus des Knickwinkels entspricht dann dem Winkel selbst (im Bogenmaß).

Die Verhältnisse beim Hochgeschwindigkeitspendeln sind in Bild 1 dargestellt.

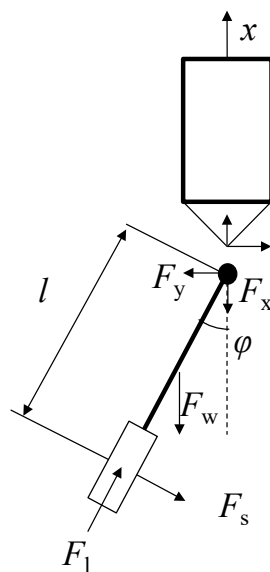


Bild 1: Kräfte an der Anhängerkupplung für ausgeleierten Anhänger, mit Radlängskraft F_l , Radseitenkraft F_s , Fahrwiderstandskraft F_w , Querkraft an der Anhängerkupplung F_y , Längskraft an der Anhängerkupplung F_x . Dargestellt ist das Einradersatzmodell, das gilt für die Annahme gleicher Antriebskräfte an beiden Rädern.

Bei Vernachlässigung der kleinen ($f \approx 0,02$) mechanischen Reibung in Rad, Reifen und Achslagerung und für unbeschleunigte Fahrt ergibt sich die Fahrwiderstandskraft zu

$$F_w = \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot c_w \cdot A \cdot \dot{x}^2$$

mit Luftdichte ρ , Stirnfläche A , Widerstandsbeiwert c_w . Die Seitenkraft am Rad (hier für das Einradmodell errechnet) entspricht der Querkraft an der Anhängerkupplung, sie ist als Funktion des Knickwinkels φ und seiner Ableitung mit der Schräglaufsteifigkeit k_α und dem Fahrzeuggesamtgewicht (Stützlast wird vernachlässigt, sie ist klein gegenüber dem Gewicht des Anhängers, z.B. 50 kg gegenüber 2000 kg für den Fall konstanter Geschwindigkeit)

$$F_s = k_\alpha \cdot m \cdot g \cdot \left(\varphi + \frac{l}{x} \cdot \dot{\varphi} \right) = F_y,$$

und die Längskraft (positiv für gezogenen Anhänger) wird zu

$$F_x = \frac{\rho_{Luft}}{2} \cdot c_w \cdot A \cdot \dot{x}^2 - F_l.$$

Damit ist klar, dass für diesen Fall gleicher Antriebskräfte an den Rädern ohne schiebenden Anhänger keine Einflüsse des Antriebs quer zur Anhängerkupplung auftreten, die das Zugfahrzeug destabilisieren können.

Eine Gier-Destabilisierung des (leicht ausgelenkten) Zugfahrzeugs könnte weiterhin dadurch passieren, dass Druckkräfte (F_x negativ) in die Anhängerkupplung eingeleitet werden. Das geschieht immer dann, wenn die Antriebskraft größer wird als die Fahrwiderstände.

Eine aktive Beeinflussung der Stabilisierung ist dann möglich, wenn die Antriebskräfte an den einzelnen Rädern getrennt steuerbar sind, wie in Bild 2 dargestellt.

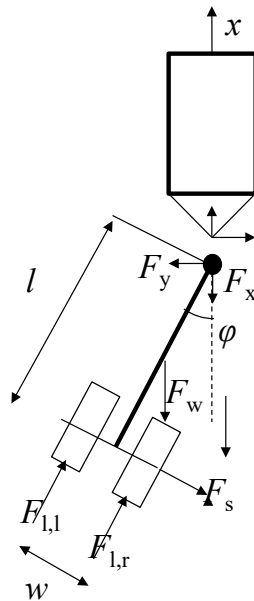


Bild 2: Kräfte an der Anhängerkupplung für ausgelenkten Anhänger. Wie oben, zusätzlich mit linker Längskraft am Rad $F_{l,l}$, rechter Längskraft am Rad $F_{l,r}$ und Spurweite w .

Hierfür muss vom Einradmodell abgewichen werden. Die Querkraft an der Anhängerkupplung wird dann zu

$$F_y = F_s + F_{l,links} \cdot \frac{w}{2l} - F_{l,rechts} \cdot \frac{w}{2l}.$$

Eine direkte Steuerung der Querkraft ist somit über die Steuerung der Differenz der Längskräfte am Rad denkbar.

Ziel der Fahrversuche mit den Versuchsfahrzeugen ist es, die oben dargestellten Rechnungen soweit möglich zu bestätigen. Gelingt dies, können die Gleichungen zum Ableiten von Anforderungen genutzt werden.

Eine Bestätigung der Gleichungen mit unterschiedlichen Kräften je Rad, dem sogenannten Torque Vectoring, ist wegen fehlender Implementierung in den Versuchsfahrzeugen leider nicht möglich.

2.1.2 Kontrollierbarkeit der Kombination durch den Fahrenden

Ein angetriebener Anhänger wird die Fahrleistungen der Kombination verändern. Eine Beurteilung der Auswirkung dieser Änderungen für die Fahrenden ist – unter den gegebenen Randbedingungen, also kurze Untersuchungszeit für die jeweiligen Anhänger – gut möglich im Closed-Loop-Test, also zum Beispiel der Untersuchung der Fahrbarkeit anhand des doppelten Spurwechsels, siehe Abschnitt 2.2.2.

2.2 Fahrversuche

2.2.1 Hochgeschwindigkeitsstabilität

Der Standardtest für die Hochgeschwindigkeitsstabilität einer Kombination ist der Lenkanriss bei konstanter Fahrgeschwindigkeit nach ISO 9815:2010 „Road vehicles — Passenger-car and trailer combinations — Lateral stability test“. Hier wird bei konstanter Fahrgeschwindigkeit ein Lenkanriß vorgenommen in der Form, dass am Anhänger der Höchstwert der Querbeschleunigung zwischen 3 und 5 m/s^2 liegt und die Kombination nach erfolgtem Lenkanriss seine ursprüngliche Bewegungsrichtung beibehält. Durch den Lenkanriss wird eine Schwingung des Anhängers erregt, die je nach Höhe der Eigendämpfung schneller oder langsamer abklingt.

Ein einfaches Bewertungskriterium ist die bloße Feststellung, ob es Unterschiede zwischen den Pendelschwingungen mit und ohne Anhänger gibt. Hierzu ist es erforderlich, dass sich Anregung und Fahrgeschwindigkeit exakt gleichen. Wenn das gelingt, kann über statistische Methoden geprüft werden, ob sich die Zeitverläufe mit und ohne Antrieb signifikant unterscheiden. Für jede Konfiguration (Fahrgeschwindigkeit, Modus, Fahrzeug) wurden mindestens 5 Durchgänge durchgeführt. Eine Beispielmessung ist in Bild 3 dargestellt. Aus den Daten kann anhand der ersten beiden Schwingspiele nach Ende der Anregung auf Eigenfrequenz und Dämpfung geschlossen werden, siehe Bild 4.

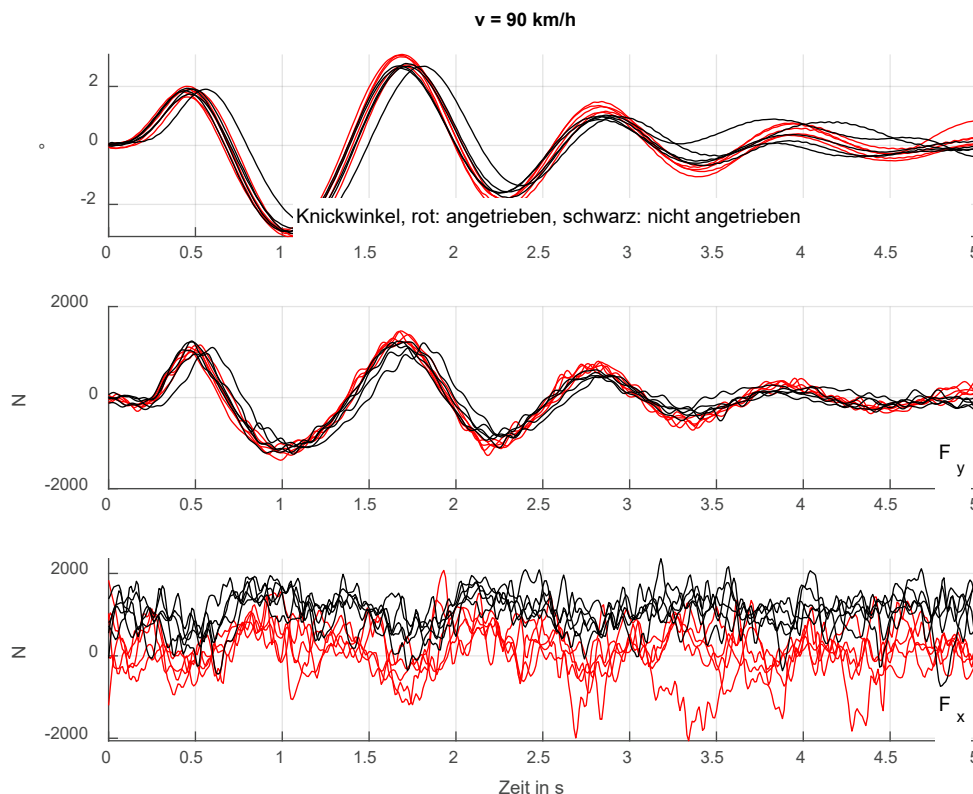


Bild 3: Beispielmessungen (Fahrzeug von Hersteller A) von Knickwinkel, Querkraft und Längskraft in der Deichsel bei Fahrgeschwindigkeit 90 km/h nach Lenkanriss gemäß ISO 9815.

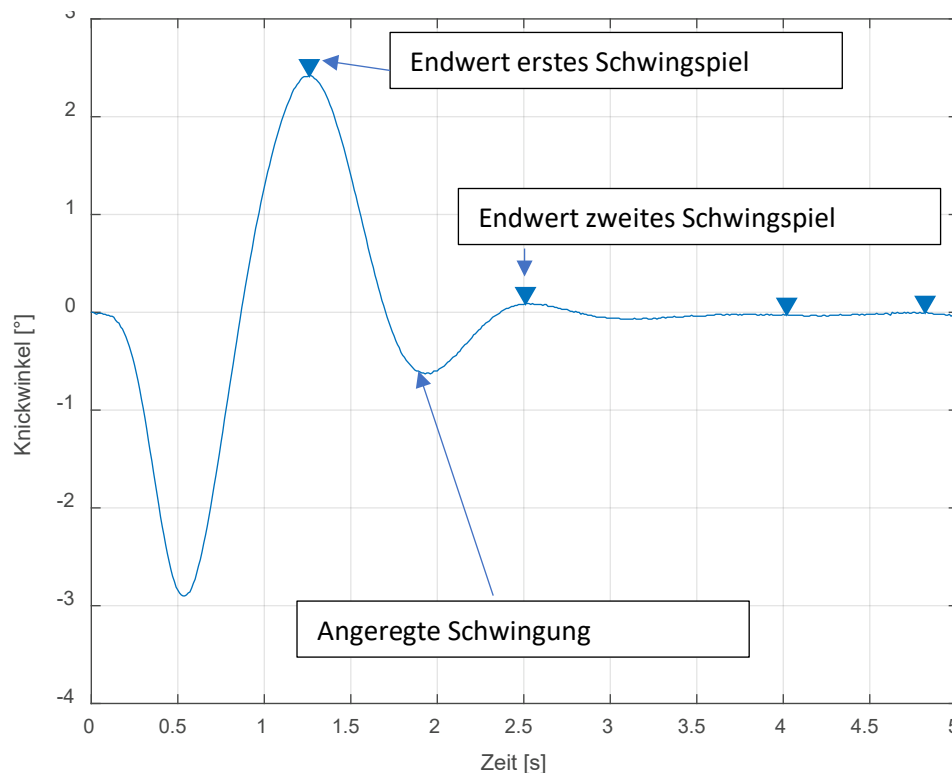


Bild 4: Schwingspiele Knickwinkel, Beispiel Hersteller B

Die Auswertung erfolgt in Anlehnung an ISO 9815:2010, aber eben nur für diese ersten beiden Schwingspiele. Die Frequenz kann errechnet werden als

$$f = \frac{1}{t_{max,2} - t_{max,1}},$$

die Dämpfung D erfordert das Amplitudenverhältnis

$$r = \frac{\frac{1}{2} \frac{\varphi_1 + \varphi_2}{\varphi_2}}$$

und errechnet sich damit zu

$$D = \frac{\ln r}{\sqrt{\pi^2 + (\ln r)^2}}.$$

In der Regel fällt die Dämpfung mit steigender Fahrgeschwindigkeit ab, Kennwert für die Stabilität ist dann der Schnittpunkt zwischen Ausgleichsgerade durch die Dämpfung und der x -Achse. Aus Sicherheitsgründen und teilweise als Vorgabe der Hersteller wurden die Versuche bei Geschwindigkeiten über 85 km/h (Hersteller B; keine Antriebsmomente über 85 km/h) und 95 km/h (Hersteller A) beendet.

2.2.2 Kontrollierbarkeit der Kombination durch den Fahrennden

Für den Versuchsaufbau wurde der Aufbau nach ISO 3888-1:2018 ausgewählt, siehe Bild 5. Der Eingangsparameter ist die Fahrgeschwindigkeit (die beschriebenen Versuche wurden aufgrund besserer Reproduzierbarkeit mit konstanter Fahrgeschwindigkeit gefahren, die Norm ermöglicht aber auch die Definition der Einfahrgeschwindigkeit verbunden mit Motorbremse nach Passieren der ersten Pylonengasse), bestanden ist der Test, wenn die Durchfahrt ohne Umwerfen einer der Pylonen gelingt.

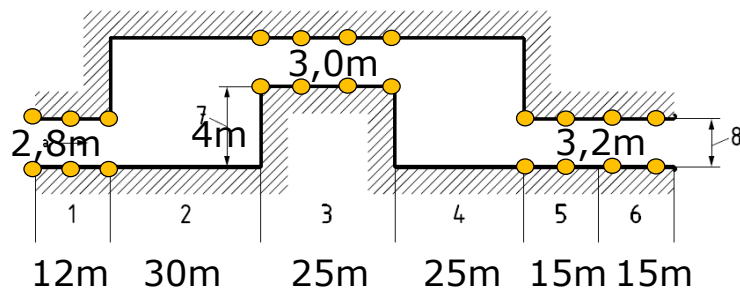


Bild 5: Versuchsaufbau des doppelten Fahrspurwechsels

Für die Konsistenz und als Berücksichtigung des Lerneffekts wurde hier weiterhin definiert, dass für jede Geschwindigkeit drei Versuche zur Verfügung stehen, von denen mindestens ein Versuch bestanden sein muss. Ist der Versuch für eine Geschwindigkeit bestanden, wird die nächste Geschwindigkeit getestet. Der Kennwert für eine bestimmte Konfiguration (Fahrzeug, Modus) ist dann die höchste Geschwindigkeit, für die mindestens eine der drei Fahrten bestanden ist.

Eine Impression der Versuchsdurchführung ist in Bild 6 dargestellt.



Bild 6: Impression der Versuchsdurchführung des doppelten Fahrspurwechsels, hier: Umwerfen von Pylonen beim Versuch, die Pylonengasse zu durchfahren.

2.3 Werkzeuge

2.3.1 Versuchsfahrzeuge

Zugfahrzeug war in jedem Fall das Fahrzeug Mercedes-Benz GLC 250D mit verbauter Mess- und Regeltechnik (abgesehen davon in Serienzustand), besetzt mit 2-3 Personen, Gesamtmasse in Versuchskonfiguration 1845 kg + ca. 300 kg = ca. 2,2 t, siehe Bild 7.

Als Versuchsanhänger konnten folgende Fahrzeuge, die beide keine Serienfahrzeuge sind, genutzt werden:

Hersteller A Fahrzeug, Masse in Versuchskonfiguration ca. 2.1 t, einzelne Zentralachse, Länge einschließlich Deichsel ca. 6 m, Abstand Kupplungspunkt-Achse ca. 4 m, siehe ebenfalls Bild 7.

Hersteller B Fahrzeug, Masse in Versuchskonfiguration 1.8 Tonnen, Doppelachse, Länge einschließlich Deichsel 9 m, Abstand vordere Achse – Kupplungspunkt 5 m, siehe Bild 8.

Die Fahrzeuge wurden durch Elektromotoren angetrieben. Die Motoren wurden jeweils auf beiden Seiten gleich angesteuert (kein Torque-Vectoring). Die Software, die in den beiden Fahrzeugen die Ansteuerung der Motoren erledigt, befindet sich nicht in einem finalen, freigegebenen Zustand und unterliegt damit vermutlich auch nach den Versuchen

noch Änderungen. Da seitens der BAST kein Zugang zur Software bestand, kann keine bei den jeweiligen Fahrversuchen genutzte Softwareversion angegeben werden.

Das Fahrzeug Hersteller A hatte eine graduelle Reduzierung der Antriebsunterstützung zwischen 100 und 110 km/h, das Fahrzeug Hersteller B schaltete die Unterstützung ab 85 km/h ab.



Bild 7: Zugfahrzeug Mercedes-Benz GLC sowie Versuchsfahrzeug Hersteller A



Bild 8: Versuchsfahrzeug Hersteller B

2.3.2 Messgelände

Die Messgelände, auf denen die Versuche durchgeführt wurden, sind in Bild 9 und Bild 10 dargestellt.



Bild 9: Fahrdynamikfläche des ATC Aldenhoven (Bild: ATC Aldenhoven)

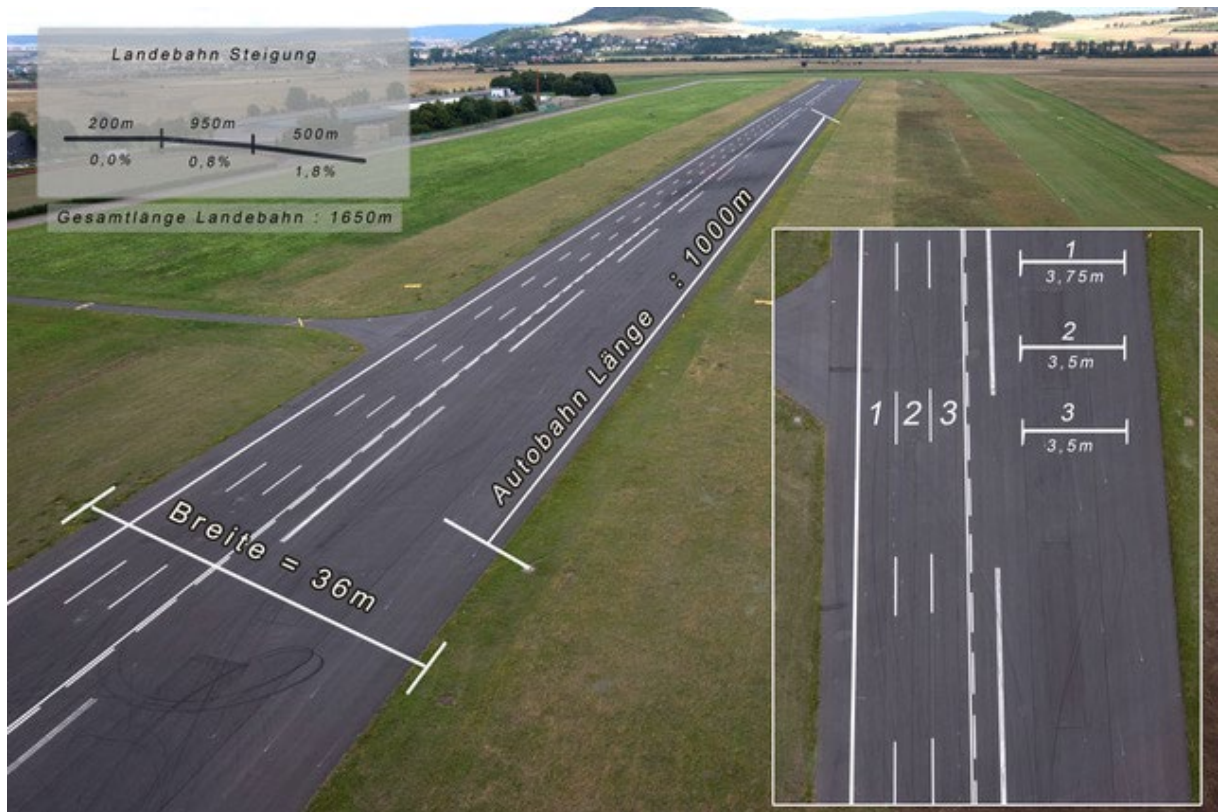


Bild 10: Landebahn der TEA Mendig (Bild: TEA Mendig)

Alle Fahrversuche wurden durchgeführt auf dem Aldenhoven Test Center³ (Hersteller B alle Versuche, Hersteller A doppelter Fahrstreifenwechsel) sowie der Test- und Eventarena Mendig⁴ (Hersteller A Hochgeschwindigkeitsstabilität).

In Aldenhoven stand die kreisrunde Fahrdynamikplattform mit 200 m Durchmesser sowie ca. 300 m Anfahrtsweg zur Verfügung (siehe Bild 9), in Mendig eine ehemalige Landebahn mit ca. 1200 m Länge (siehe Bild 10).

2.3.3 Mess- und Steuertechnik

Alle Fahrzeuge waren ausgestattet mit DGPS-Inertialplattformen Typ ADMA (Modelle G und Slim). Das Zugfahrzeug verfügte über einen Lenkroboter von Vehico, Typ CS1200, siehe Bild 11. Dieses Gerät besteht aus einem Zahnrad, das hinter dem Lenkrad mit Kabelbindern fixiert ist und einem Motor mit Ritzel, der sich per Saugnäpfen an der Windschutzscheibe abstützt. Die Lenkbewegungen sind frei programmierbar.

Der Lenkroboter wurde open loop betrieben, die Parameter der Lenkansteuerung wurden beim Lenkanriss so eingestellt, dass die maximale Querschleunigung des Anhängers im Bereich 3 bis 5 m/s² liegt, abgestimmt auf die Verhältnisse des ersten Versuchsanhängers (Hersteller A). Aus Gründen der Vergleichbarkeit wurde die Programmierung für das zweite Fahrzeug (Hersteller B) beibehalten, auch wenn aufgrund anderer Längenverhältnisse nicht exakt die gleichen Querschleunigungen erreicht wurden.

³ www.atc-aldenhoven.de

⁴ www.tea-mendig.de

Eine Übersicht über die gemessene Querbesehleunigung für das erste Fahrzeug (Hersteller A) für die Geschwindigkeiten 70 bis 100 (von links oben nach rechts unten) ist in Bild 12 dargestellt.



Bild 11: Lenkroboter Vehico CS1200, montiert in einem anderen Fahrzeug

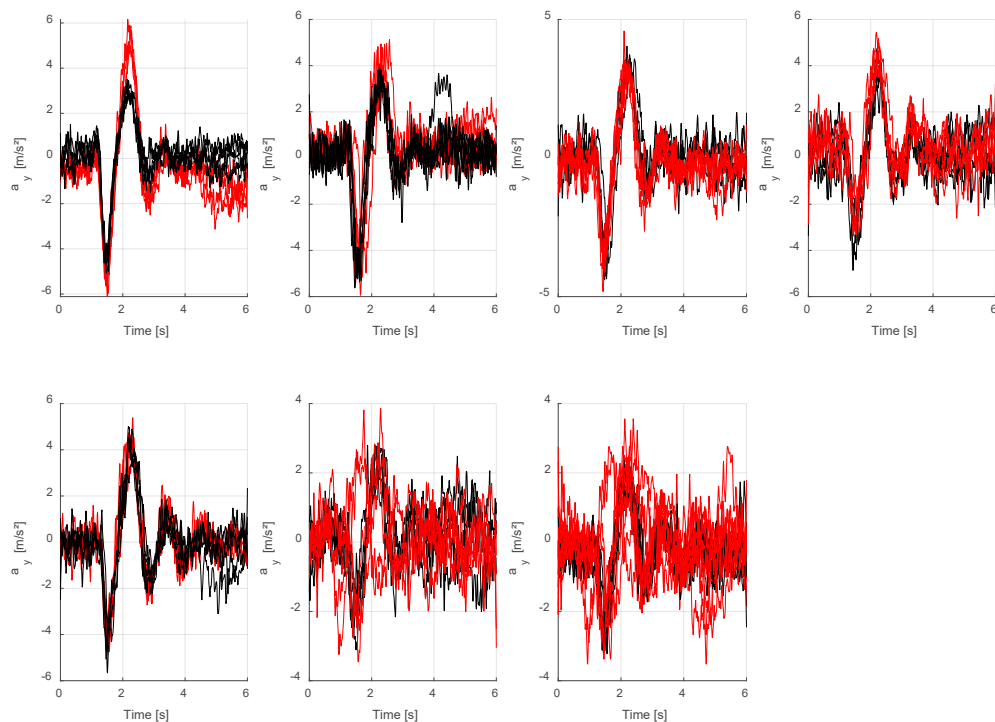


Bild 12: Querbeseleunigung im Anhänger als Folge des Lenkanrisses, bei allen gefahrenen Geschwindigkeiten, Beispiel: Hersteller A

Wesentlicher Kennwert für die Versuchsauswertung ist der Knickwinkel, also der Winkel zwischen Fahrzeug und Anhänger. Er wird errechnet aus der Differenz der Gierwinkel bei der Fahrzeuge (positiv nach links).

Weiterer wesentlicher Kennwert ist die Fahrgeschwindigkeit; sie wurde per Speed Limiter gehalten. Die per Limiter eingestellte Fahrgeschwindigkeit des Zugfahrzeugs liegt sehr genau 3 km/h über der realen Geschwindigkeit; diese Differenz wurde bei der Einstellung des Speed Limiters berücksichtigt.

Weiterhin wichtig, sofern gemessen, ist die Querkraft an der Anhängerkupplung.

Stellenweise kam es zum Teilausfall der GPS-Messtechnik, hierfür wurde der Knickwinkel aus der Integration der Differenz von Gierrate in Zugfahrzeug und Anhänger bestimmt. Die Messeinheiten haben eine sehr geringe Drift der Drehratensensoren, daher ist das für kurze Zeiträume von wenigen Sekunden problemlos möglich. Eine Wiederholung der Versuche war aufgrund der kurzen Verfügbarkeit der Versuchsfahrzeuge nicht möglich.

Eines der Fahrzeuge (Hersteller A) verfügte über eine Kraftmesseinrichtung, um die drei Komponenten der Kraft in der Anhängerkupplung (längs, quer und vertikal) zu messen.

3 Ergebnisse

3.1 Hochgeschwindigkeitsstabilität

Im Folgenden werden Versuchsergebnisse, basierend auf der Auswertung der Messungen wie in Abschnitt 2.2.1 definiert beschrieben.

3.1.1 Hersteller A

Für das Fahrzeug von Hersteller A wurden die in Bild 13 bis Bild 18 dargestellten Kräfte quer zur Deichsel (F_y) und in Deichselrichtung (F_x) sowie Knickwinkel bei Anregungen zwischen 70 und 95 km/h gemessen.

Es zeigt sich, dass bei 70 km/h und angetriebenem Anhänger die Schwingung nach einem ersten, gleichem Schwingspiel langsamer abklingt als bei nicht angetriebenem Anhänger, erkennbar in Querkraft und Knickwinkel; bei allen anderen Geschwindigkeiten ist dieser Effekt nicht zu beobachten. Eine Erklärung hierfür liegt nicht vor, aufgrund der kleinen Geschwindigkeit wird das Verhalten aber auch nicht als kritisch eingeschätzt.

Weiterhin zeigt sich, dass die Längskraft wie erwartet bei angetriebenem Fahrzeug deutlich kleiner ist.

Bei der Auswertung von Eigenfrequenz und Dämpfung, Bild 19, zeigt sich, dass die charakteristische Geschwindigkeit v_{ch} bei angetriebenem Anhänger leicht unter der Geschwindigkeit für nicht angetriebenen Anhänger liegt.

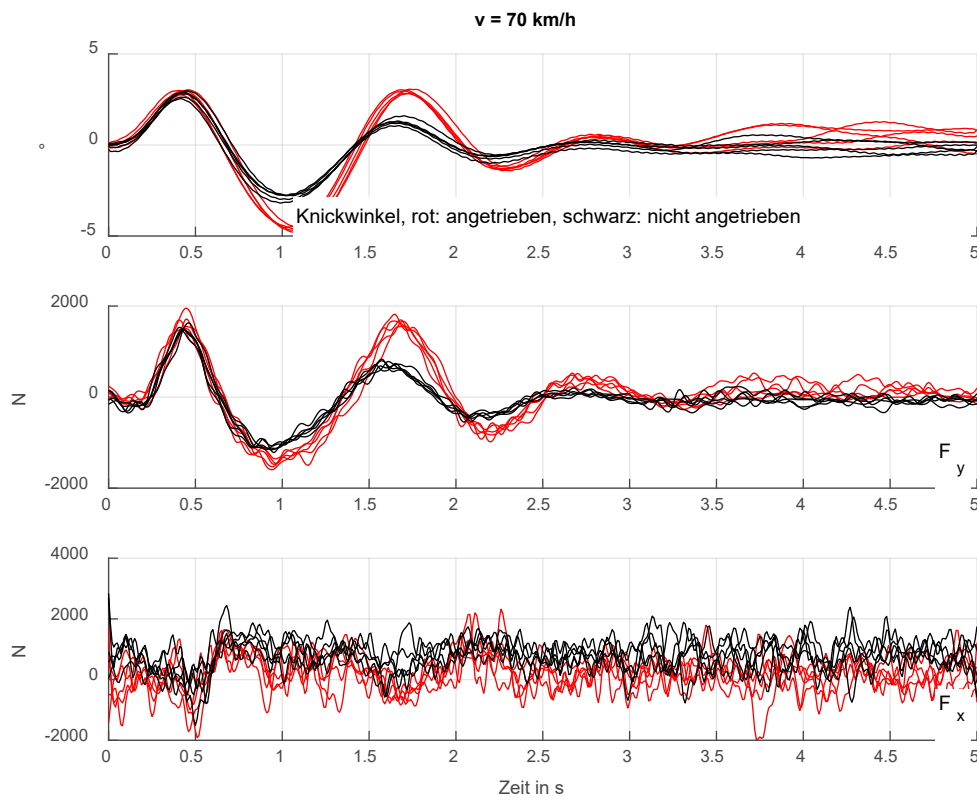


Bild 13: Hersteller A, 70 km/h

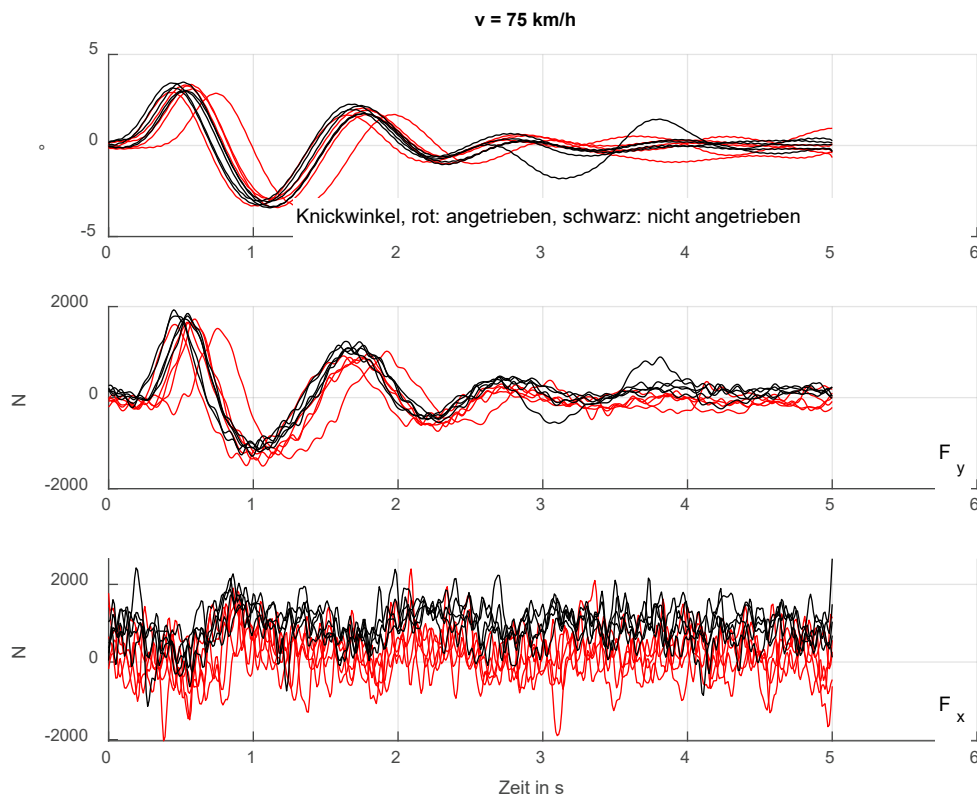


Bild 14: Hersteller A, 75 km/h

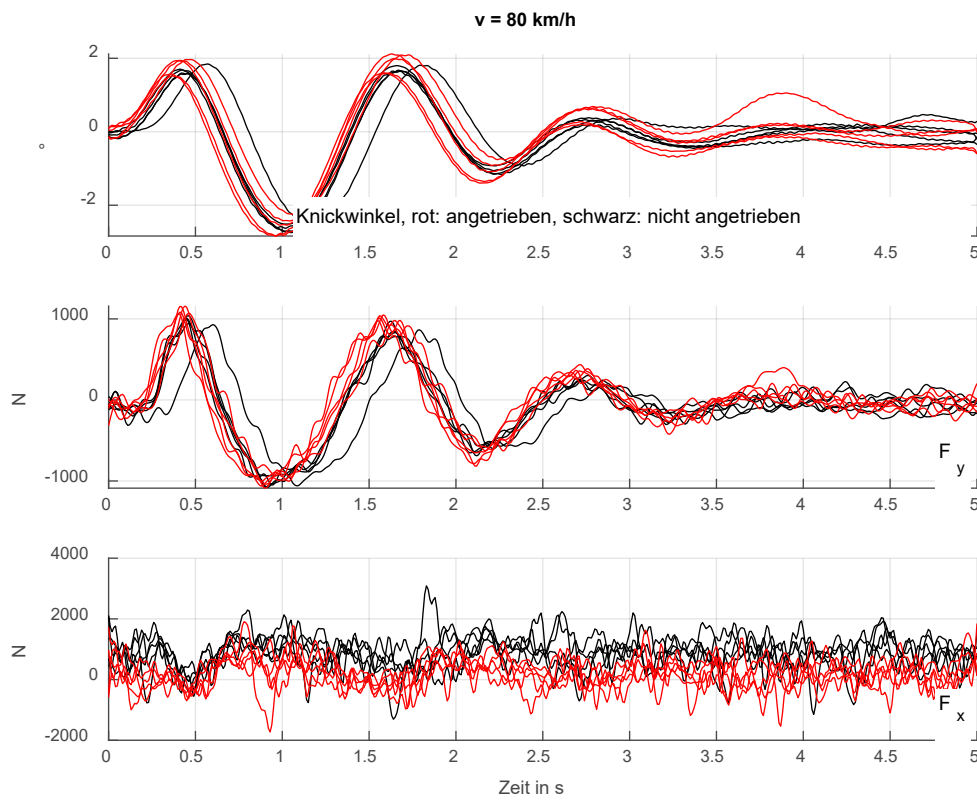


Bild 15: Hersteller A, 80 km/h

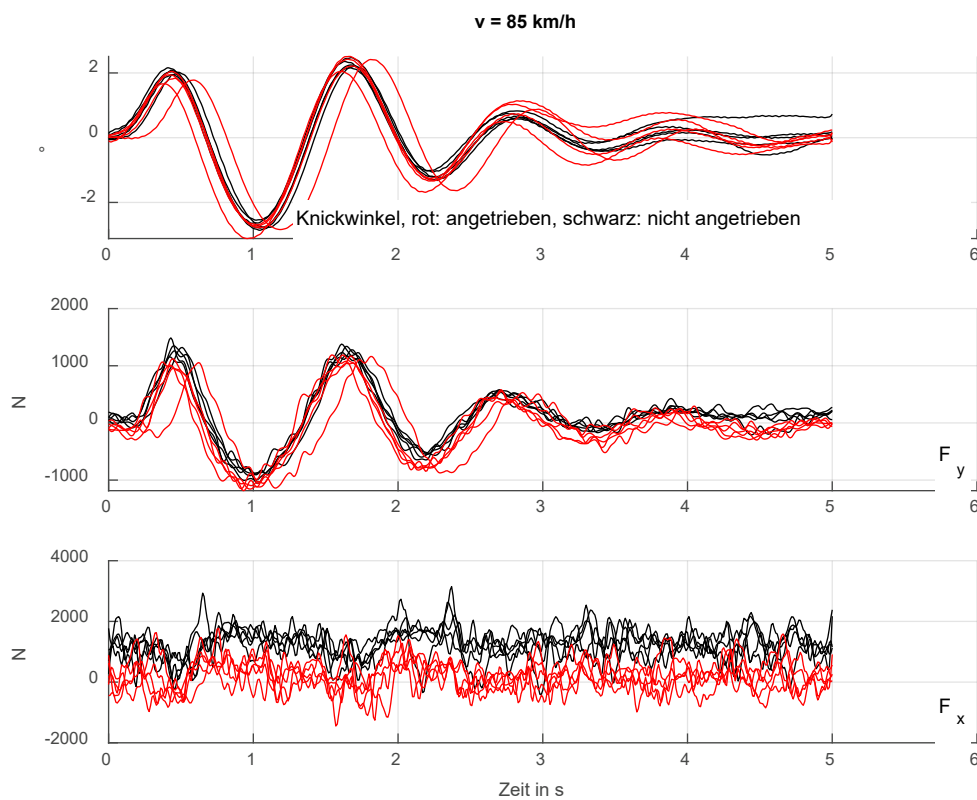


Bild 16: Hersteller A, 85 km/h

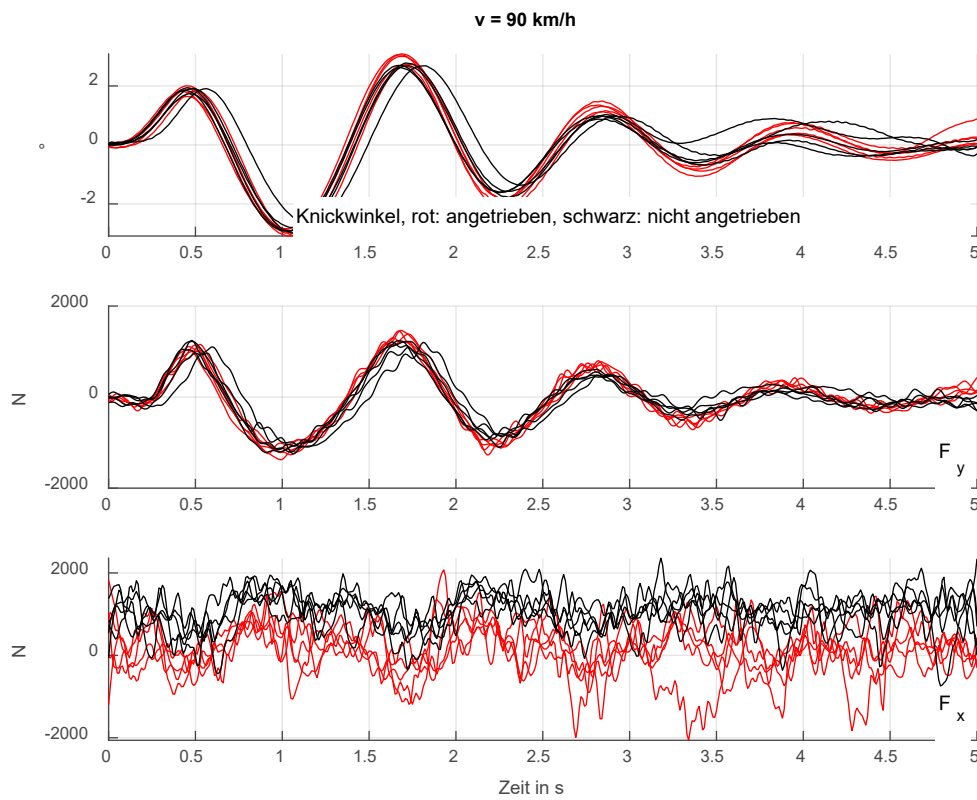


Bild 17: Hersteller A, 90 km/h

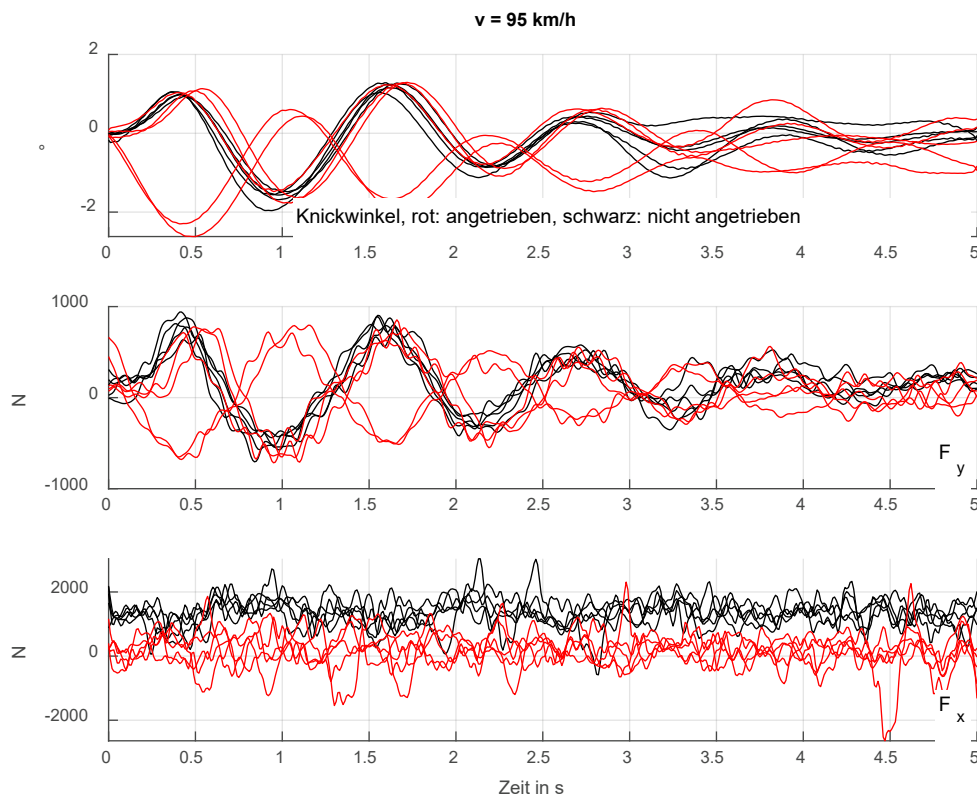


Bild 18: Hersteller A, 95 km/h

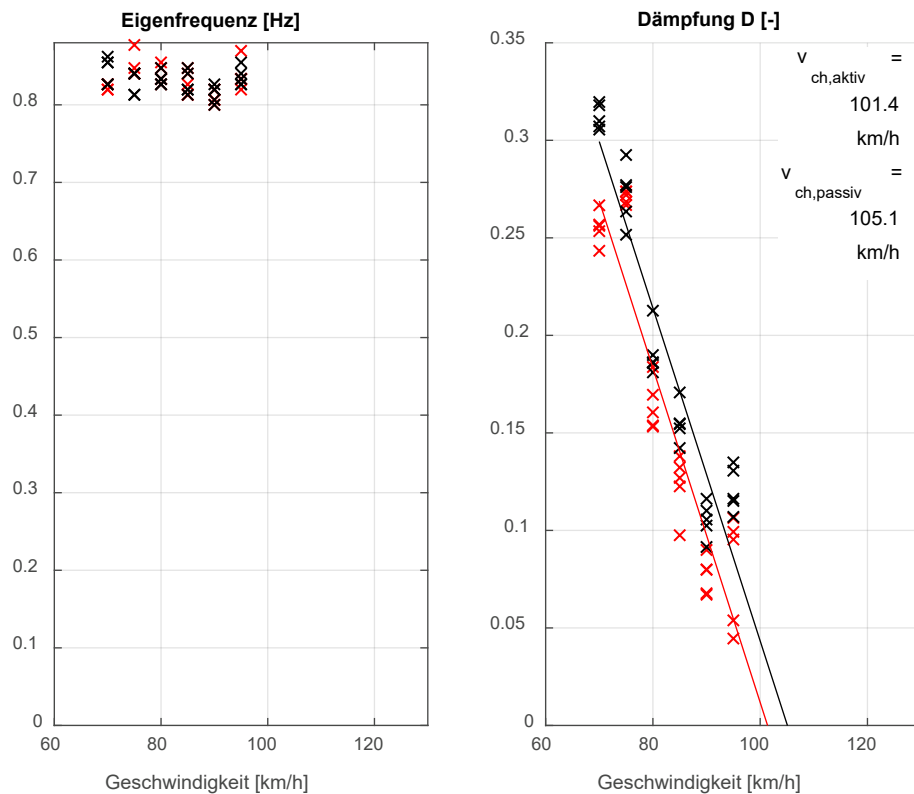


Bild 19: Hersteller A, Eigenfrequenz und Dämpfung im Vergleich aktiv (rot) und passiv, sowie Ausgleichsgerade zur Bestimmung der charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch} .

3.1.2 Hersteller B

Für das Fahrzeug von Hersteller B wurden die in Bild 20 bis Bild 25 dargestellten Knickwinkel bei Anregungen zwischen 60 und 85 km/h gemessen. Eine Messung der Deichselkräfte war nicht möglich. Die Zeitverläufe des Knickwinkels, Eigenfrequenz und Dämpfung sowie auch die charakteristische Geschwindigkeit, dargestellt in Bild 26, sind bei diesem Fahrzeug im direkten Vergleich angetrieben / nicht angetrieben nahezu identisch.

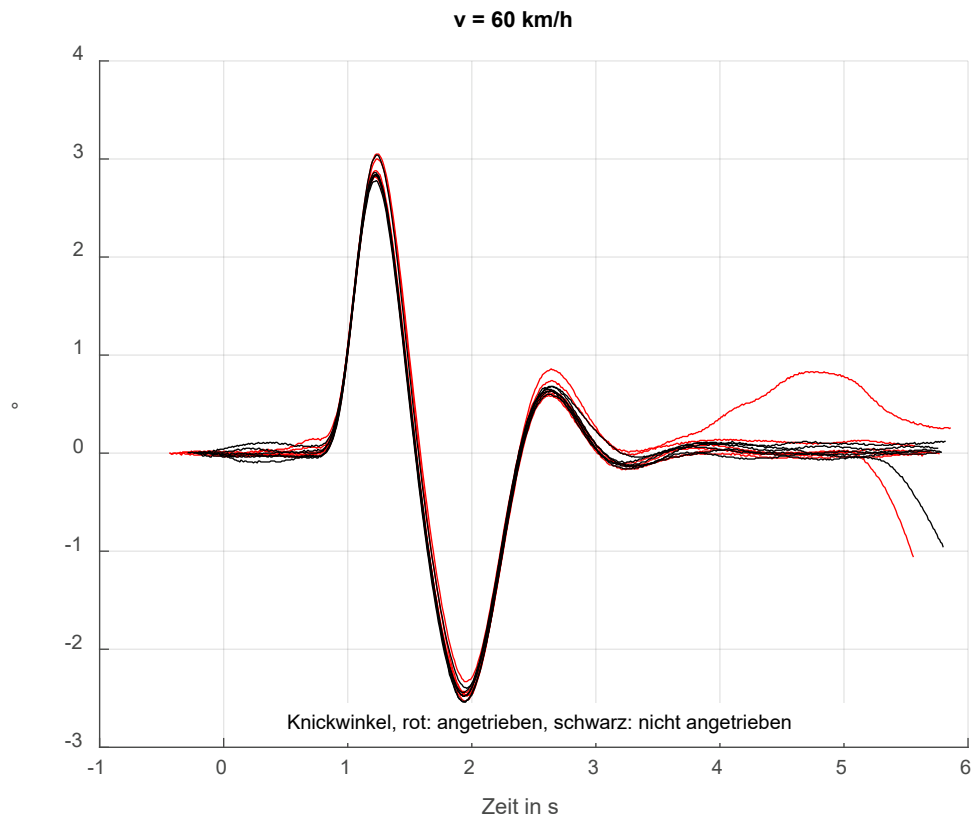


Bild 20: Hersteller B, 60 km/h

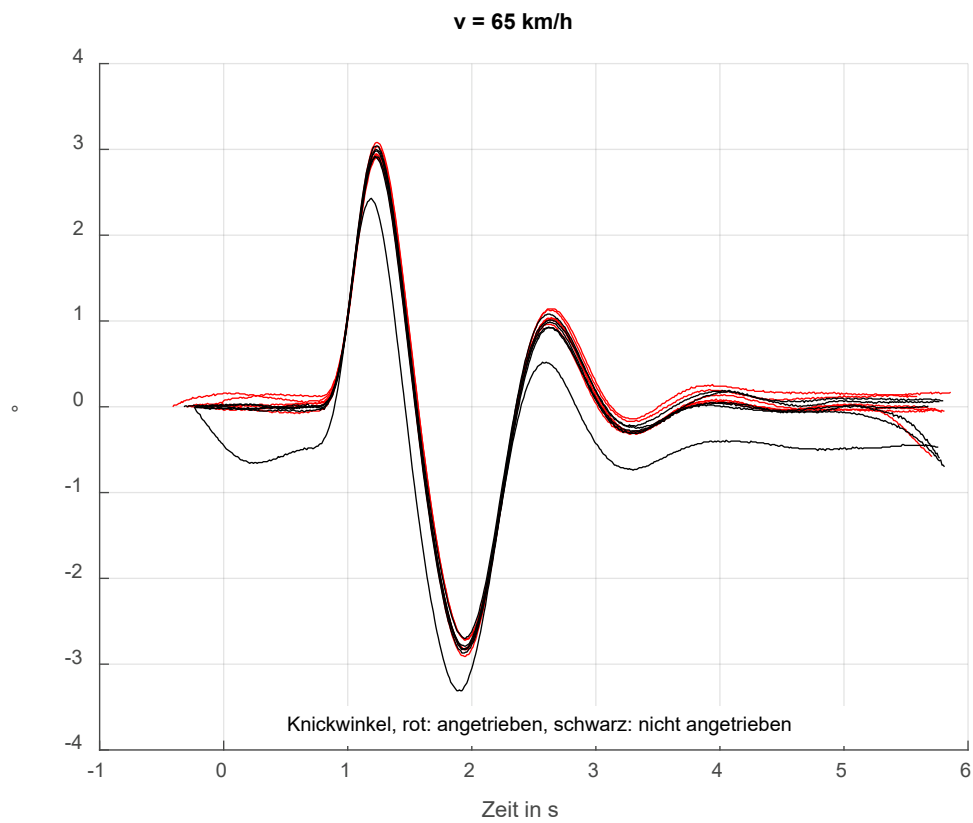


Bild 21: Hersteller B, 65 km/h

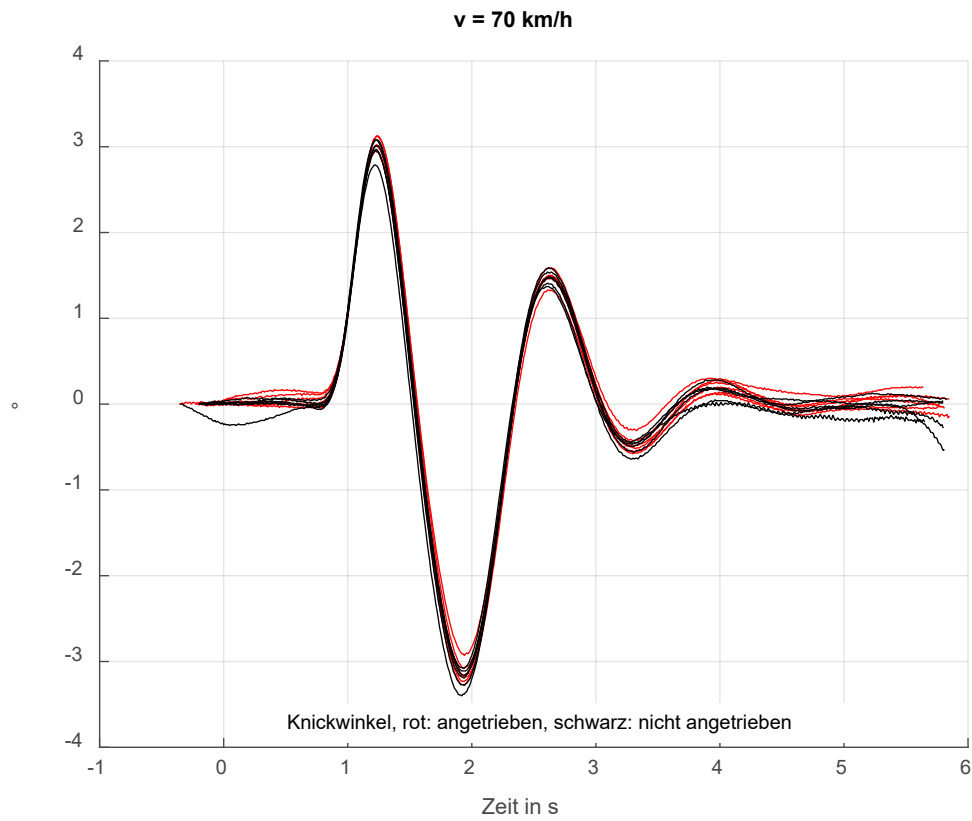


Bild 22: Hersteller B, 70 km/h

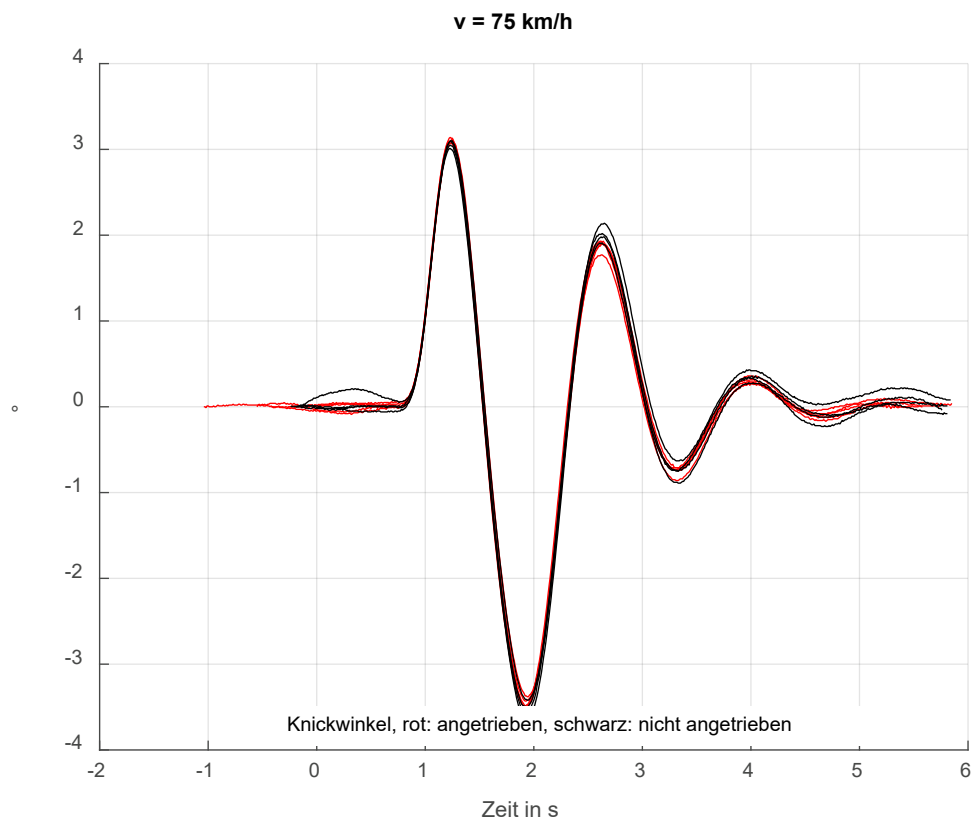


Bild 23: Hersteller B, 75 km/h

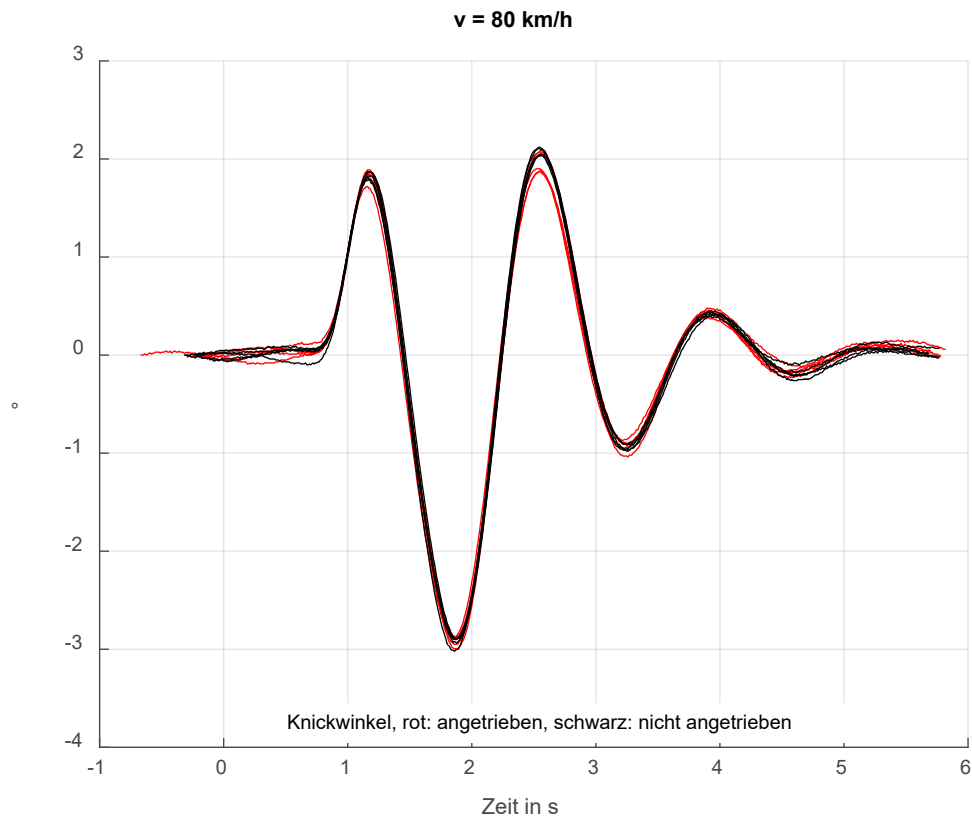


Bild 24: Hersteller B, 80 km/h

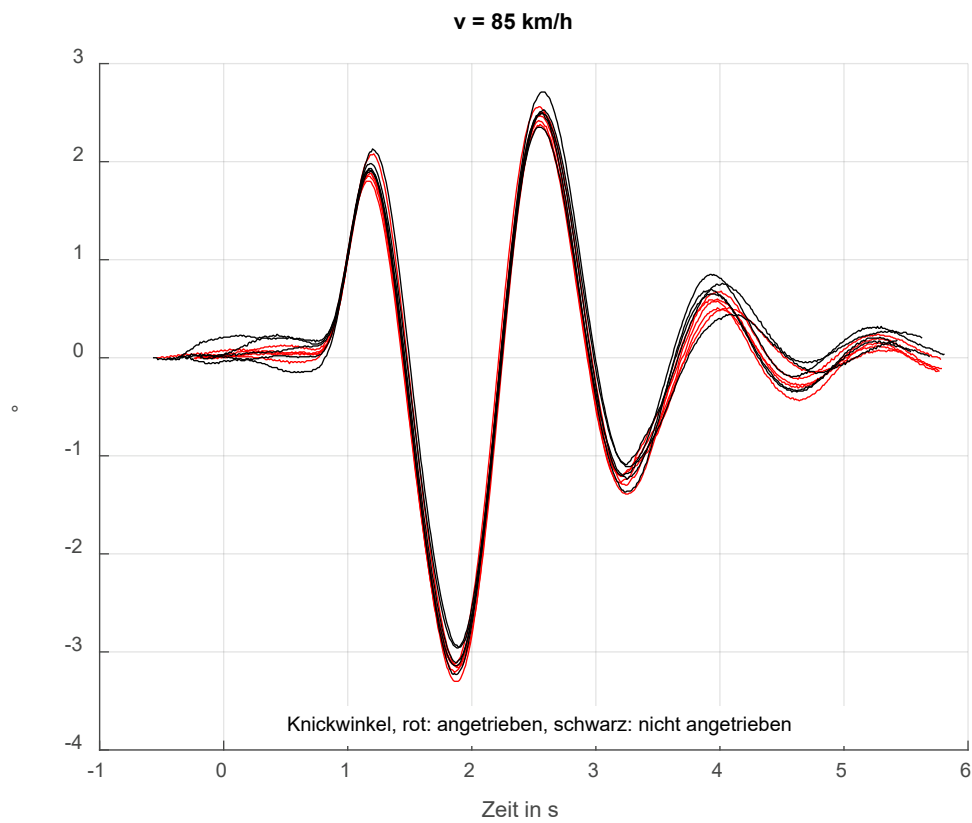


Bild 25: Hersteller B, 85 km/h

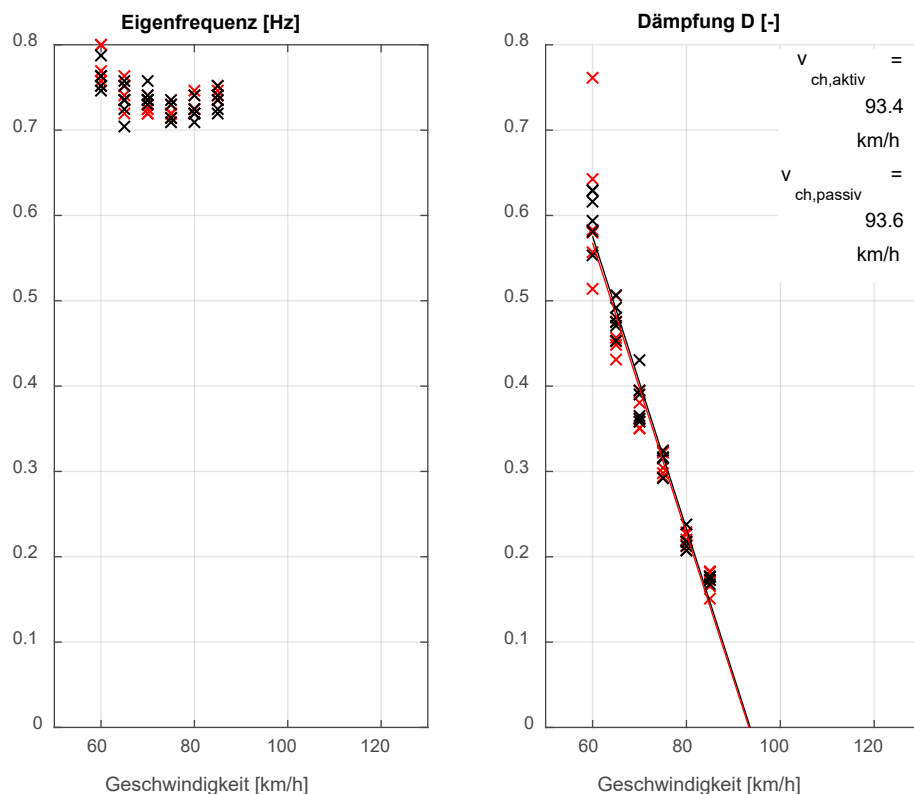


Bild 26: Hersteller B, Eigenfrequenz und Dämpfung im Vergleich aktiv (rot) und passiv, sowie Ausgleichsgerade zur Bestimmung der charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch} .

3.1.3 Fazit

Die Hochgeschwindigkeitsstabilität von zwei Anhängern wurde im direkten Vergleich zwischen aktivem Antrieb und passivem Antrieb (=kein Antrieb) untersucht. Für eines der Fahrzeuge wurde eine leicht verringerte Pendeldämpfung und auch eine leicht geringere charakteristische Geschwindigkeit für den Fall mit Antrieb (101,4 km/h zu 105,1 km/h) identifiziert, für das zweite Fahrzeug konnten keine Unterschiede festgestellt werden (93,4 km/h zu 93,6 km/h). Selbst der gefundene Unterschied der charakteristischen Geschwindigkeit liegt unter 5% und wird daher als vernachlässigbar eingeschätzt.

Aus Sicht der Hochgeschwindigkeitsstabilität bestehen daher zumindest für die untersuchten Fahrzeuge keine Bedenken gegen einen Antrieb – eine Übertragbarkeit der Erkenntnisse auf andere Fahrzeuge wird in Abschnitt 3.3 diskutiert.

3.2 Doppelter Spurwechsel

Der doppelte Spurwechsel ist, wie in Abschnitt 2.2.2 dargestellt, ein Versuch, der im geschlossenen Regelkreis Fahrer-Fahrzeug-Umwelt gefahren wird. Um subjektive Einflüsse durch individuelles Fahrkönnen weitgehend auszuschließen, wurde jede Fahrgeschwindigkeit dreimal gefahren, einmaliges Bestehen war erforderlich. Gesucht war die höchste Geschwindigkeit, bei der mindestens ein Versuch ohne Umwerfen von Pylonen bestanden war. Je höher die Geschwindigkeit ist, desto besser ist die Fahrbarkeit der Kombination. Die Ergebnisse der einzelnen Versuche sind in Tabelle 2 dargestellt.

	Aktiv Hersteller A	Passiv Hersteller A	Aktiv Hersteller B	Passiv Hersteller B
50	1			
60	1			3
65	1			
70	2		1	3
75	1		1	0
80	1	1	1	
85	3	1	0	
90	2	1		
95	3	3		

Tabelle 2: Versuch, der je Fahrgeschwindigkeit, Fahrzeug und Modus bestanden wurde (1: im ersten Versuch bestanden, 2: im zweiten Versuch bestanden, 3: im dritten Versuch bestanden. 0: in drei Versuchen nicht bestanden.

Folgendes Ergebnis liegt vor:

- Hersteller A 95 km/h aktiv und passiv,
- Hersteller B 80 km/h aktiv, 70 km/h passiv.

Unterschiede zwischen den Fahrzeugen sind durch die deutlich größere Länge des Hersteller B-Anhängers erklärbar. Es zeigt sich, dass der Antrieb die Fahrbarkeit nicht verschlechtert (der Fakt, dass der Hersteller A-Anhänger im Fall „aktiv“ tendenziell mehr Versuche zum Bestehen benötigte, resultiert aus Lerneffekten – aktiv wurde hier zuerst gefahren), im Fall des sehr langen Hersteller B-Anhängers war die Fahrbarkeit sogar deutlich verbessert.

Ein subjektives Statement des Versuchsfahrers: Mit Antrieb am Anhänger ließ sich das Fahrzeug Hersteller B präziser durch die Pylonengasse fahren. Als fahrdynamische Erklärung könnte hier herangezogen werden, dass die aus der Längskraft F_x des Anhängers ergebende Bremskraft und Hinderung der Drehbewegung dann deutlich geringer ausfällt. Dieser Effekt ist vermutlich auch im Fahrzeug Hersteller A vorhanden, fällt möglicherweise aber aufgrund des kleineren Trägheitsmoments um die Gierachse weniger auf.

Aus Sicht der Fahrbarkeit bestehen daher ebenfalls zumindest für die untersuchten Fahrzeuge keine Bedenken gegen einen Antrieb.

3.3 Überprüfung der Gleichungen und Übertragbarkeit

Für die Überprüfung der Gültigkeit der Gleichungen aus Abschnitt 2.1.1, insbesondere auch zur Abschätzung der Seitenkraft anhand des Knickwinkels der Kombination, können die Messwerte aus dem Fahrzeug Hersteller A herangezogen werden.

Hierfür werden folgende zusätzliche Annahmen getroffen:

- Schräglaufsteifigkeit der Reifen $k_\alpha = 0,75 \text{ 1/rad}$,
- Zeitverzug zwischen Winkelmessung und Kraftmessung konstant 0.2 s (das deutet auf einen 5 Hz -Tiefpassfilter in der nicht zugänglichen Hard- und Software der Kraftmessung hin).

Mit diesen Annahmen zeigt sich eine augenscheinlich gute Übereinstimmung von Messung und Berechnung (Bild 27), wobei die Berechnung die Querkräfte bei höherer Fahrgeschwindigkeit tendenziell überschätzt (Bild 28).

Ausgehend davon, dass die fahrdynamischen Berechnungen augenscheinlich keine fundamentalen Unterschiede zur gemessenen Seitenkraft zeigen, wird von der Übertragbarkeit der Erkenntnisse zumindest auf andere Anhängertypen, die als Einradmodell vereinfacht werden können, ausgegangen. Anhängertypen, für die das zunächst nicht möglich ist, sind solche mit mehreren Knickfreiheitsgraden wie beispielsweise Drehschemelanhänger.

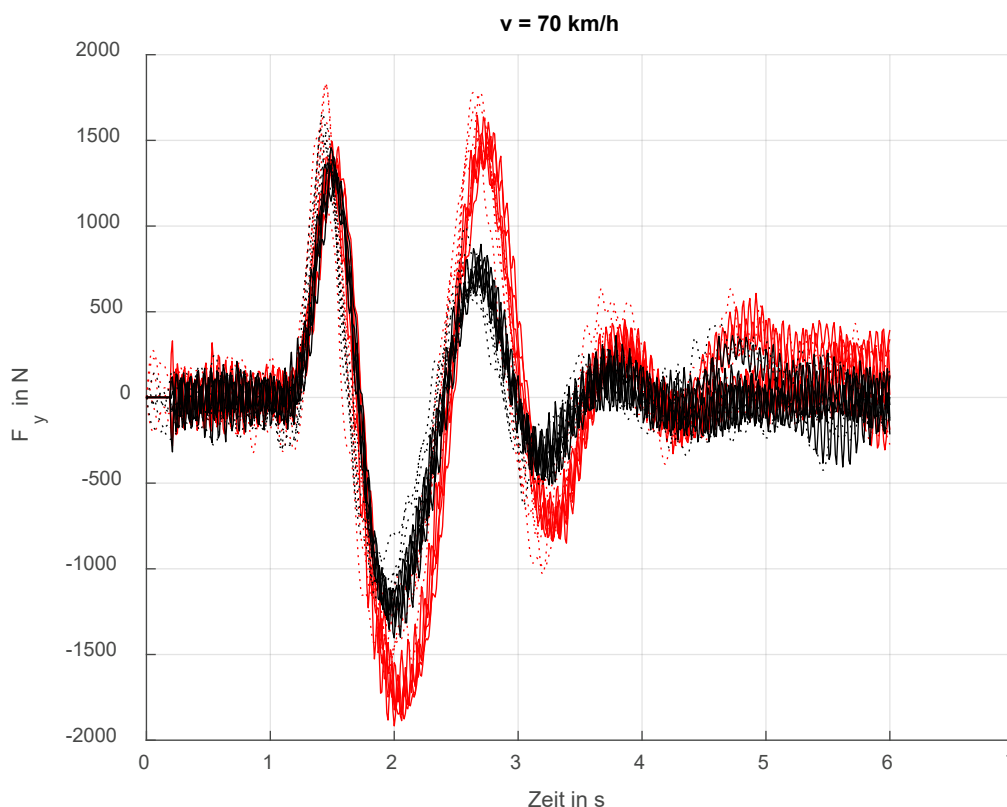


Bild 27: Vergleich Berechnung (gestrichelt) und Messwerte (durchgezogen), Fahrzeug Hersteller A, 70 km/h (minimale Geschwindigkeit der Hochgeschwindigkeitsstabilität)

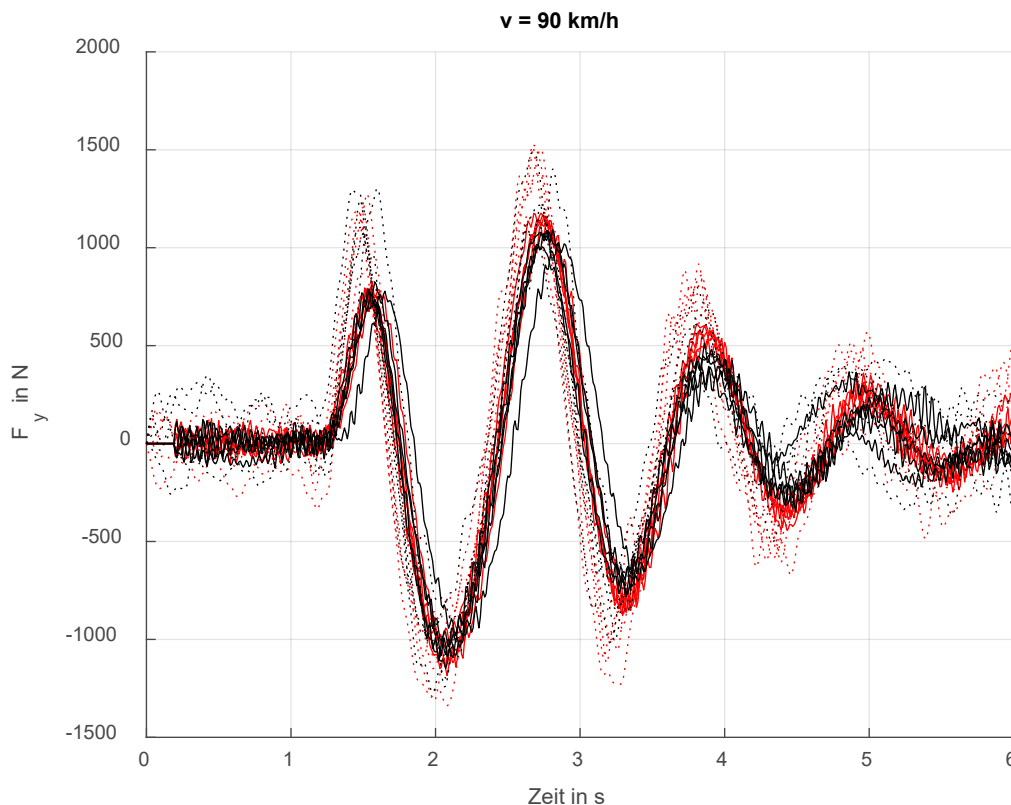


Bild 28: Vergleich Berechnung (gestrichelt) und Messwerte (durchgezogen), Fahrzeug Hersteller A, 90 km/h

3.4 Weitere aus Beobachtungen abgeleitete Anforderungen

Die zur Verfügung gestellten Fahrzeuge waren Prototypen, die insbesondere hinsichtlich Bedienelementen, aber auch hinsichtlich Regelstrategien nicht fertig entwickelt waren.

Es zeigt sich aber bereits mit diesen Fahrzeugen, dass angetriebene Anhänger das Fahrverhalten der Kombination und das subjektive Fahrgefühl deutlich verbessern.

Es ist aber insbesondere darauf zu achten, dass eine Rückwärtsfahrt jederzeit und auch ohne aktiviertes System (z.B. Energiespeicher leer) möglich sein muss (das war nicht mit beiden Fahrzeugen möglich).

Auch muss Langzeitstabilität gewährleistet sein, besonders sofern Kraftmessglieder im Serienbetrieb Teil der Regelschleife sind (Drift des Signals möglich). Im Betrieb mit einem Fahrzeug kam es nach einer Stunde Fahrbetrieb bei der Überführung vom Versuchsgelände zur BAST zum Ausfall des Antriebssystems, ein denkbarer Grund hierfür wäre Signaldrift.

Teilweise verfügten die Fahrzeuge über eine harte Abschaltung der Antriebsunterstützung ab einer fest eingestellten Fahrgeschwindigkeit. Das kann fühlbar sein – besser wäre eine graduelle Reduzierung oder eine Hysterese.

4 Fazit

Im Projekt wurde untersucht, welchen Einfluss angetriebene Anhänger gegenüber nicht angetriebenen Anhängern auf die Fahrdynamik von Kombinationen haben können.

Aus theoretischen Überlegungen lässt sich ableiten, dass insbesondere Querkräfte und schiebende Längskräfte, die vom Anhänger in die Kupplung eingeleitet werden, das Zugfahrzeug um die Gierachse destabilisieren können, während ziehende Längskräfte das Zugfahrzeug stabilisieren. Durch jeweils gleiche Antriebskraft an den Rädern beider Seiten des Anhängers wird, solange stets eine resultierende Zugkraft verbleibt, keine Beeinflussung der Querkraft an der Anhängerkupplung durch den Antrieb erwartet.

Anhänger mit symmetrischer Antriebskraft, die geringer als die Fahrwiderstandskraft des Anhängers ist, sind nach diesen Überlegungen unkritisch hinsichtlich der Beeinträchtigung der Fahrdynamik der Fahrzeugkombination.

Auf die Fahrbarkeit der Fahrzeugkombination sollten angetriebene Anhänger durch geringere, durch das Zugfahrzeug aufzubringende Zugkräfte einen positiven Einfluss haben.

Zur Prüfung dieser beiden Hypothesen wurden die Hochgeschwindigkeitsstabilität, bewertet über den Standardversuch des Lenkanrisses, sowie das Ausweichverhalten, bewertet über den Standardversuch des doppelten Spurwechsels, als entscheidende Kriterien identifiziert sowie einfache Gleichungen zur Quantifizierung der erwarteten Seitenkräfte mit und ohne Antrieb aufgestellt.

Die theoretischen Herleitungen konnten im Fahrversuch bestätigt werden. Für einen der beiden untersuchten Anhänger konnte eine leicht verminderte Pendeldämpfung und charakteristische Geschwindigkeit bei angetriebener Achse gemessen werden, der andere Anhänger zeigte keine relevanten Unterschiede. Die Fahrbarkeit war bei keinem der beiden Anhänger mit Antrieb schlechter als ohne Antrieb; bei einem der Anhänger verbesserte sich die Fahrbarkeit mit Antrieb deutlich. Die einfachen Gleichungen zur Quantifizierung der Seitenkräfte konnten mit Messungen bestätigt werden.

Aufgrund der Ergebnisse wird nicht von Einschränkungen der Fahrzeugsicherheit ausgegangen, wenn angetriebene Anhänger so ausgelegt sind, dass die Antriebskräfte gleich auf beide Räder verteilt werden sowie dass die Anhänger das Zugfahrzeug nicht schieben.

Eine ungleiche Verteilung der Antriebskräfte könnte für eine aktive Stabilisierung genutzt werden, hierfür konnten aufgrund nicht in den Fahrzeugen verbauten Torque Vectorings aber keine Hypothesen aufgestellt und überprüft werden.

4.1 Ableitung von Empfehlungen

Ausgehend von den Gleichungen können folgende Anforderungen an angetriebene Anhänger abgeleitet werden:

- Die Antriebskraft sollte nicht über die Fahrwiderstände hinausgehen, so dass der Anhänger stets gezogen wird. Dann werden keine destabilisierenden größeren Querkräfte an der Anhängerkupplung als im nicht angetrieben Fall erwartet.

- Die Antriebskraft sollte an beiden Rädern weitgehend gleich nach Betrag und Phase aufgebracht werden. Dies sollte durch eine Betrachtung der funktionalen Sicherheit des Systems nachweisbar sein.

Zur Verankerung wären beispielsweise folgende Schritte erforderlich (ohne Anspruch auf eine vollständige Analyse der Regelungstexte; insbesondere wäre zu prüfen, welche weiteren Anforderungen an Antriebe im Allgemeinen dann auch auf einen im Anhänger verbauten Antrieb übertragen werden müssten). Neben der Idee, die symmetrisch angetriebenen, nicht schiebenden Anhänger den nicht angetriebenen Anhängern gleichzustellen, könnte man auch analog der Kategorie der „towing trailers“ eine für „self propelled trailers“ schaffen.

- R.E.3 (ECE/TRANS/WP.29/78/RE3) könnte beispielsweise in etwa wie folgt ergänzt werden: "Trailer" means any non-self propelled vehicle, which is designed and constructed to be towed by a power driven vehicle and includes semi-trailers. **Vehicles propelled with a force below their driving resistance at all times can be considered non-self propelled if the force acts symmetrically.**
- Die Definition des Anhängers in Verordnung (EU) Nr. 858/2018 könnte ebenfalls in etwa wie folgt ergänzt werden: (17) 'trailer' means any non-self-propelled vehicle on wheels designed and constructed to be towed by a motor vehicle, that can articulate at least around a horizontal axis perpendicular to the longitudinal median plane and around a vertical axis parallel to the longitudinal median plane of the towing motor vehicle; **Vehicles propelled with a force below their driving resistance at all times can be considered non-self propelled if the force acts symmetrically.**
- Anforderungen an die funktionale Sicherheit, Regelgüte und dergleichen wären gegebenenfalls in einem zusätzlichen Dokument auf Ebene der UN oder EU aufzustellen.
- In einem zweiten Schritt könnte die nicht gleiche Verteilung der Kräfte auf die Räder geregelt werden. Sie hat das Potential, die Fahrstabilität noch weiter zu verbessern; in diesem Fall sollte aber besonderes Augenmerk auf die Absicherung gegen falsche Ansteuerung der Antriebe gelegt werden. Im Rahmen einer Absicherung nach dem Stand der Technik (z.B. ISO 26262) könnte zum Beispiel explizit als Sicherheitsziel das Vermeiden von Destabilisierung des Zugfahrzeugs definiert werden. Hier sind nicht nur Fehler in der Hardware, sondern explizit auch Fehler in der Software zu berücksichtigen.

Bilder

Bild 1: Kräfte an der Anhängerkupplung für ausgelenkten Anhänger, mit Radlängskraft $F_{l,r}$, Radseitenkraft $F_{s,r}$, Fahrwiderstandskraft F_w , Querkraft an der Anhängerkupplung F_y , Längskraft an der Anhängerkupplung F_x . Dargestellt ist das Einradersatzmodell, das gilt für die Annahme gleicher Antriebskräfte an beiden Rädern.	11
Bild 2: Kräfte an der Anhängerkupplung für ausgelenkten Anhänger. Wie oben, zusätzlich mit linker Längskraft am Rad $F_{l,l}$, rechter Längskraft am Rad $F_{l,r}$ und Spurweite w	12
Bild 3: Beispielmessungen (Hymer eCaravan) von Knickwinkel, Querkraft und Längskraft in der Deichsel bei Fahrgeschwindigkeit 90 km/h nach Lenkanriss gemäß ISO 9815.....	13
Bild 4: Schwingspiele Knickwinkel, Beispiel Hersteller B.....	14
Bild 5: Versuchsaufbau des doppelten Fahrspurwechsels.....	15
Bild 6: Impression der Versuchsdurchführung des doppelten Fahrspurwechsels, hier: Umwerfen von Pylonen beim Versuch, die Pylonengasse zu durchfahren.....	15
Bild 7: Zugfahrzeug Mercedes-Benz GLC sowie Versuchsfahrzeug Hersteller A	16
Bild 8: Versuchsfahrzeug Hersteller B.....	17
Bild 9: Fahrdynamikfläche des ATC Aldenhoven (Bild: ATC Aldenhoven)	17
Bild 10: Landebahn der TEA Mendig (Bild: TEA Mendig)	18
Bild 11: Lenkroboter Vehico CS1200, montiert in einem anderen Fahrzeug	19
Bild 12: Querbesehleunigung im Anhänger als Folge des Lenkanrisses, bei allen gefahrenen Geschwindigkeiten, Beispiel: Hersteller A.....	20
Bild 13: Hersteller A, 70 km/h	22
Bild 14: Hersteller A, 75 km/h	22
Bild 15: Hersteller A, 80 km/h	23
Bild 16: Hersteller A, 85 km/h	23
Bild 17: Hersteller A, 90 km/h	24
Bild 18: Hersteller A, 95 km/h	24
Bild 19: Hersteller A, Eigenfrequenz und Dämpfung im Vergleich aktiv (rot) und passiv, sowie Ausgleichsgerade zur Bestimmung der charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch}	25
Bild 20: Hersteller B, 60 km/h	26
Bild 21: Hersteller B, 65 km/h	26
Bild 22: Hersteller B, 70 km/h	27
Bild 23: Hersteller B, 75 km/h	27

Bild 24: Hersteller B, 80 km/h	28
Bild 25: Hersteller B, 85 km/h	28
Bild 26: Hersteller B, Eigenfrequenz und Dämpfung im Vergleich aktiv (rot) und passiv, sowie Ausgleichsgerade zur Bestimmung der charakteristischen Geschwindigkeit v_{ch}	29
Bild 27: Vergleich Berechnung (gestrichelt) und Messwerte (durchgezogen), Fahrzeug Hersteller A, 70 km/h (minimale Geschwindigkeit der Hochgeschwindigkeitsstabilität) ...	31
Bild 28: Vergleich Berechnung (gestrichelt) und Messwerte (durchgezogen), Fahrzeug Hersteller A, 90 km/h.....	32

Tabellen

Tabelle 1: Bekannte Konzepte für angetriebene Anhänger nach Fahrzeugkategorie	8
Tabelle 2: Versuch, der je Fahrgeschwindigkeit, Fahrzeug und Modus bestanden wurde (1: im ersten Versuch bestanden, 2: im zweiten Versuch bestanden, 3: im dritten Versuch bestanden. 0: in drei Versuchen nicht bestanden.	30

Schriftenreihe

Berichte der Bundesanstalt für Straßen- und Verkehrswesen Unterreihe „Fahrzeugtechnik“

2023

F 150: Fahrerassistenzsysteme für die Geschwindigkeitsreduzierung bei schlechten Bedingungen

Pohle, Günther, Schütze, Trautmann

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 151: Integration von öffentlichem und privatem Parkraummanagement

Höpping, Jonas, Becker, Krüger, Freudenstein, Krampe, Godschachner, Inninger, Scholz, Hüttner, Grötsch, Stjepanovic

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 152: On-Board-Diagnose (OBD) – Analyse der OBD in Bezug auf zukünftig verfügbare Emissionsdaten für die Periodische Technische Inspektion (PTI)

Hausberger, Matzer, Lipp, Blassnegger, Hametner, Prosenc

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

2024

F 153: Zusammenstellung geeigneter Sicherheitsindikatoren für die Bewertung der Mensch-Maschine-Interaktion von Level 3 Systemen

Yan, Pichen, Schmitz, Sklorz, Baumann

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 153b: Compilation of suitable safety indicators for the evaluation of Human-Machine Interaction of level 3 systems

Yan, Pichen, Schmitz, Sklorz, Baumann

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 154: Systematisierung geeigneter fahrfremder Tätigkeiten für automatisiertes Fahren von schweren Güterkraftfahrzeugen

Flämig, Beck, Hoffmann, Tjaden, Höger, Brandt, Haase, Wolter, Müller, Damer, Hettich, Schnücker

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 155: Handbuch Rollstuhlbeförderung bei Ausschreibungen

Boenke, Deuster

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 156: Entwicklung eines Konzepts und Lastenheftes für eine Szenariendatenbank zur Bewertung der Sicherheitswirkung hochautomatisierter Fahrfunktionen

Klinge, Krampitz, Ehrich, Siemon, Wiegand, Lassowski, Stavesand, Simon

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 157: Statistischer und methodischer Ansatz zur Erhebung vertiefter Verkehrsunfalldaten

Bäumer, Hautzinger, Pfeiffer

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 158: Wissenschaftliche Begleitung der Teilnahme von Elektrokleinstfahrzeugen am Straßenverkehr

Unger, Grosche, Rößler, Uhlenhof, Bierbach, Huster, Panwinkler, Straßgützl, Suing, Zelazny

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 159: Pilotprojekt zu Emissionsmessungen mittels Remote Sensing Devices

Hager, Kathmann, Brandt, Roggendorf, Scharrenbroich, Borken-Kleefeld

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

2025

F 160: Verbesserte Unfallrekonstruktion durch zusätzliche Anknüpfungstatsachen und KI

Breitlauch, Erbsmehl, Schramm, Urban, Hauck, Sinen, Espig, Walter, Jänsch

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 161: Datenverknüpfung zur Erfassung von Fahrzeugausstattungen in GIDAS

Rößler, Uhlenhof

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 162: Motorrad Kurven-ABS MOKABS

Erlinger, Kraut, Tomasch, Ausserer, Rieß, Kaufmann

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

F 163a: Anhänger mit elektrisch angetriebener Unterstützungssachse

Seiniger, Bierbach, Bartels, Gail

Dieser Bericht liegt nur in digitaler Form vor und kann unter <https://bast.opus.hbz-nrw.de/> heruntergeladen werden.

Fachverlag NW in der Carl Ed. Schünemann KG

Zweite Schlachtpforte 7 · 28195 Bremen

Telefon (04 21) 3 69 03 - 0 · E-Mail: kontakt@schuenemann-verlag.de

Alternativ können Sie alle lieferbaren Titel auch auf unserer Website finden und bestellen.

www.schuenemann-verlag.de

Alle Berichte, die nur in digitaler Form erscheinen, können wir auf Wunsch als »Book on Demand« für Sie herstellen.



ISSN 0943-9307
ISBN 978-3-95606-841-6
<https://doi.org/10.60850/bericht-f163a>

www.bast.de