

FORSCHUNGSVEREINIGUNG AUTOMOBILTECHNIK EV

FAT

ISSN 0933-050 X

SCHRIFTEN REIHE NR. 120

**Kompatibilität
des Bremsverhaltens
von Zugfahrzeug-
Anhänger-Kombinationen**

Kompatibilität des Bremsverhaltens von Zugfahrzeug- Anhänger-Kombinationen

Auftraggeber:

Arbeitsgemeinschaft Industrieller Forschungsvereinigungen (AIF)

Forschungsvereinigung Automobiltechnik e.V. (FAT)

Auftragnehmer:

Institut für Kraftfahrwesen Universität Hannover (IKH)

Verfasser:

Jens Willms

Postanschrift:
Postfach 17 05 63 · 60079 Frankfurt
Telefon (0 69) 75 70 - 1
Drahtanschrift: Autoverband
Telex 4 11 293

Druckerei Henrich GmbH
Schwanheimer Straße 110
60528 Frankfurt am Main

Vervielfältigung, auch auszugsweise, nur
mit ausdrücklicher Genehmigung der FAT

VORWORT

Forschungen zur Fahrdynamik und Fahrstabilität von Nutzfahrzeugen und Nutzfahrzeugkombinationen bilden seit langem einen Schwerpunkt der FAT-Arbeit. Zahlreiche Studien über das Fahrverhalten dieser Fahrzeuge wurden durchgeführt und ihre Ergebnisse veröffentlicht, wobei das Bremsverhalten von Fahrzeugen und Fahrzeugkombinationen bei kritischen Fahrmanövern einen besonderen Stellenwert einnahm.

Mit dem jetzt vorgelegten Beitrag werden die Ergebnisse zu Untersuchungen über das Zusammenwirken der Bremsanlagen von Zugfahrzeug und Anhänger präsentiert.

Das Institut für Kraftfahrwesen der Universität Hannover hat entsprechend dem vom FAT-Arbeitskreis 9 „Fahrdynamik und Bremsanlagen von Nutzfahrzeugen“ gewünschten Untersuchungsprogramm die Kompatibilität von Zugfahrzeug-Anhänger-Kombinationen am Beispiel des Gliederzuges analysiert und bewertet.

Im Mittelpunkt des Interesses standen hierbei die Kräfte, die beim Bremsen in der Verbindung zwischen Zugfahrzeug und Anhänger entstehen und ihr Einfluß sowohl auf die Stabilität des Lastzuges als auch auf die Inanspruchnahme der Radbremsen der Fahrzeuge. Die erforderlichen Bewertungsdaten wurden mit realen Fahrversuchen und mit Simulationsrechnungen in umfangreichen Parameterstudien ermittelt.

In dem Forschungsvorhaben hat sich gezeigt, daß die Fahrsicherheit von Zugfahrzeug-Anhänger-Kombinationen, deren Bremsanlagen zueinander ungünstig, aber noch innerhalb der gesetzlich zulässigen Toleranzen ausgelegt und mit ABS ausgerüstet sind, auch im Grenzbereich gewährleistet ist. Diese Kombinationen zeigten aber auch erhebliche Unterschiede in der Inanspruchnahme der Radbremsen beim Zugfahrzeug und Anhänger, die Auswirkungen auf das Verschleißverhalten erwarten lassen.

Die Mitglieder des Arbeitskreises Fahrdynamik von Nutzfahrzeugen, die das Vorhaben initiiert und begleitet haben, sind im Anhang des Berichtes namentlich aufgeführt.

FORSCHUNGSVEREINIGUNG AUTOMOBILTECHNIK EV (FAT)

Frankfurt am Main, im Mai 1995

Inhaltsverzeichnis

1 EINLEITUNG	1
2 KENNTNISSTAND	3
2.1 Problemstellung und Zielsetzung	3
2.2 Prinzipieller Aufbau der Lastzugbremsanlage	6
2.3 Gesetzliche Vorschriften	7
2.4 Literaturrecherche zu Fragen der Kompatibilität	12
2.4.1 Kompatibilität bei geringen Bremsdrücken	12
2.4.2 Kompatibilität bei großen Bremsdrücken	14
2.4.3 Kompatibilität bei gemischter Verwendung von Trommel- und Scheibenbremsen	16
3 FAHRSIMULATION	19
3.1 Lastzugmodell	19
3.1.1 Freiheitsgrade und Differentialgleichungssystem	22
3.1.2 Eingeprägte Kräfte und Momente	24
3.2 Bremsanlage	26
3.2.1 Pneumatischer Teil der Bremsanlage	26
3.2.2 Mechanischer Teil der Bremsanlage	30
3.2.3 ABS der Bremsanlage	33
4 FAHRVERSUCH	36
4.1 Versuchslastzug	36
4.2 Meßtechnik	38
4.3 Bremsen geradeaus	42
4.3.1 Versuchsdurchführung	42
4.3.2 Bremsenauslegung des Motorwagens	42
4.3.3 Bremsenauslegung des Anhängers	44
4.3.4 Stabilitätsverhalten bei Geradeausbremsungen	46

4.4 Bremsen in der Kurve	47
4.4.1 Versuchsdurchführung	47
4.4.2 Ergebnisdarstellung der Fahrversuche	50
4.4.3 Einfluß der Geschwindigkeit	51
4.4.4 Einfluß der Kraftschlußverhältnisse	52
4.4.5 Einfluß des Beladungszustandes	55
4.4.6 Bremsen auf dem kleinen Kreis	57
4.4.7 Fazit der Fahrversuche	59
5 VALIDIERUNG DER SIMULATION	60
5.1 Stationäre Kreisfahrt	60
5.2 Bremsen in der Kurve	61
6 FAHRZEUGAUSLEGUNGEN	65
6.1 Bremsenauslegungen von Motorwagen und Anhänger	65
6.2 Einfluß der Fahrwiderstände	67
6.3 Einfluß der Bremsentemperaturen	68
7 ERGEBNISSE	70
7.1 Auswirkungen der Kompatibilität auf die Fahrdynamik	70
7.1.1 Einfluß der Bremsenauslegung	71
7.1.2 Einfluß des Beladungszustands	79
7.1.3 Einfluß des Bremsdrucks	83
7.1.4 Einfluß des Kurvenradius	86
7.1.5 Einfluß von Bremsentemperaturen und ABS	94
7.2 Quasistationäre Koppelkräfte in der Zuggabel	106
7.2.1 Einfluß der Bremsenauslegung und des Beladungszustands	107
7.2.2 Einfluß der Druckanpassung am Anhängersteuerventil	110
7.3 Instationäre Koppelkräfte in der Zuggabel	112
7.3.1 Betriebsspezifische Einflußgrößen	113
7.3.2 Fahrzeugspezifische Einflußgrößen	117

8 KOMPATIBILITÄTSVERGLEICHsverFAHREN	122
8.1 Erläuterung des Kompatibilitätsvergleichsverfahrens	123
8.2 Anwendungsbeispiele des Verfahrens	126
8.2.1 Vergleich der Kompatibilität verschiedener Lastzüge	127
8.2.2 Einfluß der Druckanpassung auf die Kompatibilität	129
9 SCHLUßFOLGERUNGEN	131
10 ZUSAMMENFASSUNG	133
11 SCHRIFTTUM	136
12 ANHANG	140
12.1 Fahrzeugdaten	140
12.1.1 IVECO-Magirus 190-32, Beispiel 1, Obergrenze, Untergrenze	140
12.1.2 Motorwagen Beispiel 2	141
12.1.3 SAF-Versuchsanhänger, Beispiel, Obergrenze, Untergrenze	142
12.2 Daten der Bremsanlagen	143
12.2.1 Motorwagen Beispiel 1, Obergrenze, Untergrenze	143
12.2.2 Motorwagen Beispiel 2	143
12.2.3 Anhänger Beispiel, Obergrenze, Untergrenze	144
12.3 Resultierende Lage im EG-Abbremsungsband	145
12.4 Erforderliche Kraftschlußbeiwerte	152
12.5 Quasistationäre Koppelkräfte	159
13 MITGLIEDER DES FAT - ARBEITSKREIS 9	163

1 Einleitung

Der Gütertransport ist ein wesentliches Merkmal unserer arbeitsteiligen Wirtschaft, zu deren Funktionieren Nutzfahrzeuge in hohem Maße beitragen. Trotzdem sehen sich Fahrzeughersteller und Fahrzeugbetreiber einer wachsenden Kritik aus den verschiedensten gesellschaftlichen Bereichen gegenübergestellt, die aus objektiver Sicht vielfach nicht gerechtfertigt ist. Hauptpunkte der Kritik sind die Umweltverträglichkeit und die Sicherheit der Fahrzeuge. Sie sind neben der Wirtschaftlichkeit die wesentlichen Anforderungen, die heute an die Nutzfahrzeughersteller gestellt werden.

Insbesondere steht die Sicherheit der Nutzfahrzeuge im Blickpunkt des öffentlichen Interesses. Schwere spektakuläre Unfälle ziehen schnell die Forderung nach strengeren gesetzlichen Vorschriften nach sich. Die diskutierten Vorschriften betreffen zuweilen auch die Fahrzeugbremsanlagen, da diese die wichtigste sicherheitsrelevante Baugruppe des Fahrzeugs darstellen.

Fahrzeugbremsanlagen müssen so konstruiert sein, daß in alltäglichen wie in extremen Situationen ein sicheres Bremsverhalten garantiert ist. Für Lastzüge gilt zusätzlich die Forderung, daß ziehendes und gezogenes Fahrzeug ein gleichmäßig starkes Bremsverhalten aufweisen. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wird dieses Verhalten der Fahrzeuge als *Kompatibilität* bezeichnet.

Kompatibilität bedeutet aber nicht nur die Gewährleistung sicheren Bremsverhaltens von Lastzügen, sondern auch ein auf einander abgestimmtes Betriebs- und Verschleißverhalten aller Radbremsen. Ein kalkulierbarer Verschleiß an allen Achsen eines Lastzuges kann zur Reduzierung der Kosten der Transportwirtschaft durch minimierte Ausfallzeiten der Fahrzeuge sinnvoll beitragen.

Die Kompatibilität von Zugfahrzeug-Anhänger-Kombinationen unter Berücksichtigung der gesetzlichen Vorschriften ist Gegenstand dieses Forschungsvorhabens. Dazu wird die fahrdynamisch besonders interessante Kombination aus zweiachsigen Motorwagen und dreiachsigen drehschemelgelenktem Anhänger betrachtet. Bezüglich ihres Bremsverhaltens entsprechen die betrachteten Fahrzeuge der Realität. Dabei werden die gesetzlichen Vorschriften zur Kompatibilität so weit wie möglich ausgenutzt. Arbeitsfelder des Forschungsvorhabens sind Fahrversuche und Simulationsrechnungen. Die Ergebnisse werden interpretiert und die Schlußfolgerungen daraus zusammengefaßt dargestellt.

Die vorliegende Arbeit soll zum einen ihren Beitrag dazu leisten, die Sicherheit bestehender

Lastzüge zu überprüfen und auf die oben beschriebene Kritik einzugehen. Zum anderen sollen konstruktive und methodische Anregungen zur Verbesserung der Kompatibilität von Zugfahrzeug-Anhänger-Kombinationen gegeben werden.

2 Kenntnisstand

2.1 Problemstellung und Zielsetzung

Dreigliedrige Lastzüge werden aus einem Motorwagen und einem drehchemelgelenkten Anhänger gebildet. Am Drehschemel des Anhängers ist die Zuggabel befestigt, die beim Fahren oder Bremsen bestimmte Zug- oder Druckkräfte übertragen kann. Die Kräfte werden in dieser Arbeit als Koppelkräfte bezeichnet. Der im folgenden betrachtete Lastzug besteht aus einem zweiachsigen Motorwagen und einem dreiachsigen Anhänger; das Lastzugesamtgewicht darf somit bis zu 40 t betragen.

Wird ein Lastzug abgebremst, so ist es erforderlich, daß Motorwagen und Anhänger die notwendigen Bremskräfte mit ihren eigenen Bremsanlagen erzeugen. Abhängig von einer Steuergröße sollten beide Teilfahrzeuge möglichst gleich stark verzögern, damit die Kräfte in der Zuggabel klein bleiben. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wird dieses Verhalten von Zugfahrzeug und Anhänger als *Kompatibilität* bezeichnet.

Die *Kompatibilität des Bremsverhaltens von dreigliedrigen Lastzügen* ist Gegenstand dieses Forschungsvorhabens. Schwere Nutzfahrzeuge und ihre Anhänger verfügen über Fremdkraftbremsanlagen, die zumeist in Form der Druckluftbremsanlage ausgeführt sind. Die Bremsanlagen von Motorwagen und Anhänger sind i.a. völlig verschieden voneinander aufgebaut. Die wichtigsten Gründe hierfür sind:

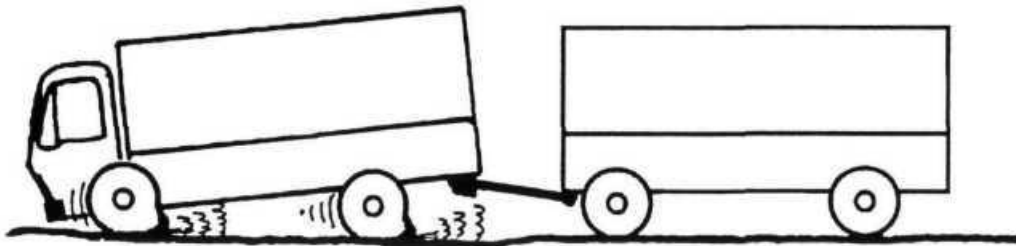
- Das unterschiedliche Fahrzeugkonzept ist geprägt durch eine verschiedene Anzahl der Achsen, unterschiedliche Achslasten, Radstände und Schwerpunkthöhen, unterschiedliche Achs- und Reifenbauarten sowie deren Größen.
- Für Motorwagen und Anhänger gelten verschiedene gesetzliche Vorschriften.
- Motorwagen und Anhänger werden von verschiedenen Herstellern mit unterschiedlichen Zulieferbauteilen gefertigt.

Aus dem unterschiedlichen Aufbau der Bremsanlagen kann ein unterschiedliches Bremsverhalten der Teilfahrzeuge des Lastzugs bei verschiedenen Abbremsungen resultieren.

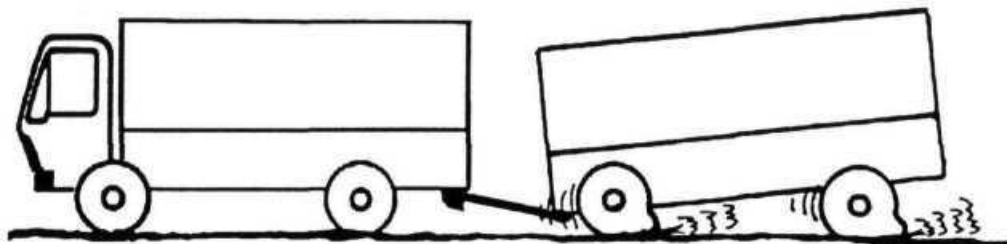
Abbildung 2-1 soll die möglichen Betriebszustände verdeutlichen:

● Tatsächlicher Zustand:

a) Anhänger schiebt beim Bremsen



b) Anhänger zieht beim Bremsen



● Ideale Kompatibilität:

c) Fahrzeuge bremsen gleich stark ab

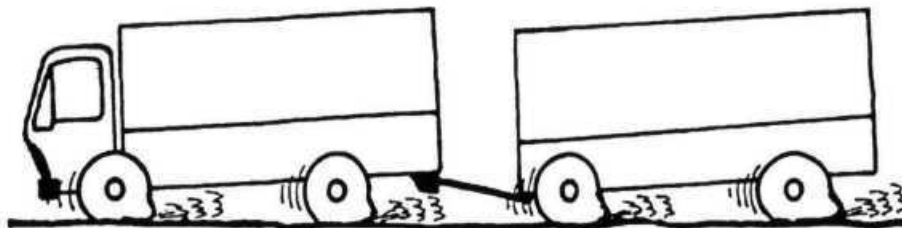


Abbildung 2-1 Betriebszustände beim Bremsen

a) Der Motorwagen bremst stärker ab als der Anhänger: Der Anhänger schiebt beim Bremsen auf den Motorwagen auf, in der Zuggabel entstehen Druckkräfte.

- b) Der Anhänger bremst stärker ab als der Motorwagen: Der Anhänger streckt den Lastzug beim Bremsen, in der Zuggabel entstehen daher Zugkräfte.
- c) Motorwagen und Anhänger bremsen gleich stark ab: Die Fahrzeuge beeinflussen sich über die Zuggabel nicht, da die Koppelkraft null ist.

Die Fälle a) und b) repräsentieren hier den tatsächlichen Zustand in Betrieb befindlicher Lastzugkombinationen in bezug auf Sicherheit beim Bremsen und Inanspruchnahme der Radbremsen. Zum einen beeinflussen sich die Teilfahrzeuge in ihrer fahrdynamischen Lastwechselreaktion, zum anderen nutzt ein Teilfahrzeug die Radbremsen des anderen zu seiner eigenen Abbremsung. Wenn die entstehenden Koppelkräfte für verschieden starke Abbremsungen bestimmte Werte aber nicht überschreiten, dann ist auch hier das Bremsverhalten der Fahrzeuge im Sinne der Vorschrift kompatibel.

Der Fall c) stellt eine ideale Kompatibilität dar. Die Teilfahrzeuge beeinflussen sich nicht in ihrer fahrdynamischen Reaktion durch Koppelkräfte, und jedes Teilfahrzeug belastet seine Radbremsen abhängig vom jeweiligen Fahrzeuggewicht.

Aus den Fällen a) und b) - dem Problem unterschiedlich starker Abbremsungen der Teilfahrzeuge eines Lastzugs - ergeben sich die grundsätzlichen Fragestellungen des Forschungsvorhabens:

- ⇒ Wie groß sind die Koppelkräfte bei realistisch ausgelegten Lastzugkombinationen, die die gesetzlichen Vorschriften und deren Toleranzen ausnutzen?
- ⇒ Welche Auswirkungen haben diese Kräfte auf die Stabilität der Abbremsung des Lastzugs und die Inanspruchnahme der Radbremsen?

Ziel des Forschungsvorhabens ist es, mit Fahrversuchen und Simulationsrechnungen die Fragestellungen zu beantworten, die Ergebnisse zu bewerten und zu interpretieren sowie Verbesserungsmöglichkeiten aufzuzeigen.

Die Auswirkungen der Koppelkräfte auf die Gesamtverzögerung des Lastzugs sowie die Untersuchung der Restbremswirkung bei unterschiedlicher thermischer Belastung der Radbremsen ist nicht Gegenstand dieses Forschungsvorhabens.

2.2 Prinzipieller Aufbau der Lastzugbremsanlage

Für die Untersuchungen zur Kompatibilität des Bremsverhaltens von Lastzügen sind bestimmte Bauteile der Bremsanlagen von Motorwagen und Anhänger von besonderem Interesse, während andere Bauteile in ihrem Wirkverhalten von untergeordneter Bedeutung sind.

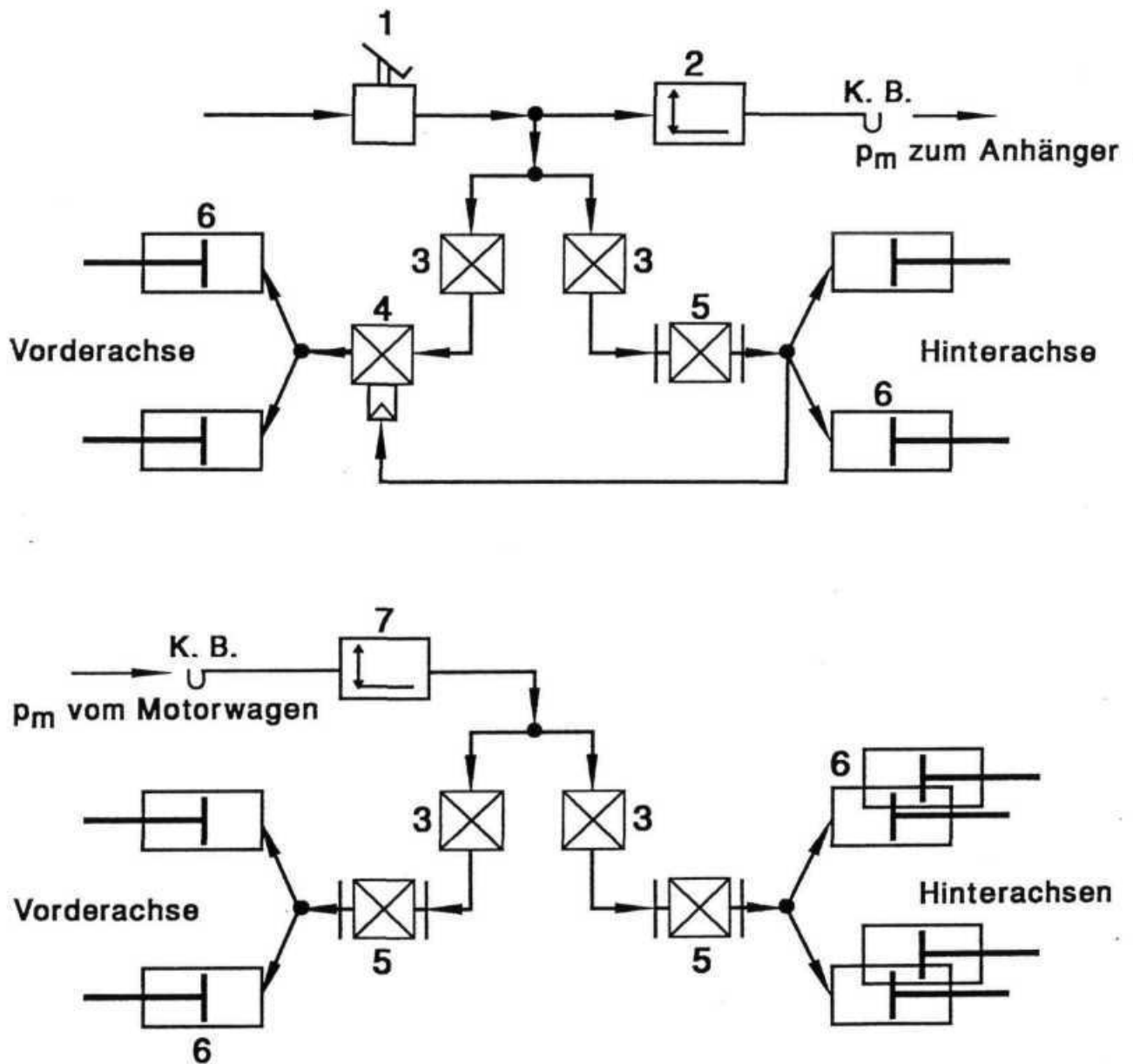


Abbildung 2-2 Vereinfachtes Schema der Betriebsbremsanlage des Lastzugs

In diesem Forschungsvorhaben soll die störungsfreie Betriebsbremsanlage untersucht werden, so daß z.B. der Ausfall eines Bremskreises oder das Abreißen von Bremsleitungen keine Be-

rücksichtigung finden muß.

Zur Betrachtung der Kompatibilitätsprobleme reicht daher der prinzipielle Aufbau der Betriebsbremsanlage des Lastzugs aus. In Abbildung 2-2 ist dieser Aufbau dargestellt.

Im oberen Teil des Bildes ist der Aufbau der Motorwagenbremsanlage zu sehen: Mit dem Trittplattenbremsventil (1) wird abhängig von der Pedalstellung ein pneumatischer Druck zur Vorder- und Hinterachse des Motorwagens und zum Anhängersteuerventil (2) eingesteuert. Der Druck an Vorder- und Hinterachse wird in Anpassungsventilen (3) abhängig vom Steuerdruck und mit einem Last-Leer-Ventil (4) an der Vorderachse sowie einem automatisch-lastabhängigen Bremskraftregler (5) an der Hinterachse abhängig vom Beladungszustand verändert. Diese Ventile werden eingesetzt, um den gesetzlichen Vorschriften zur Bremskraftverteilung zu genügen und um ein gewünschtes Verschleißverhalten zu erreichen. In den Membranzylindern (6) an den Achsen wird der pneumatische Bremsdruck in die Zylinderkraft gewandelt, die über die Bremsgestänge die Radbremsen betätigt (die Radbremsen sind im Bild nicht dargestellt). Vom Anhängersteuerventil wird über den Kupplungskopf Bremse (K.B.) der Druck p_m zum Anhänger weitergeleitet.

Im unteren Teil ist die Anhängerbremsanlage abgebildet: Über den Kupplungskopf Bremse erhält der Anhänger die Steuergröße für seine Abbremsung, den Druck p_m . Mit dem Anhängerbremsventil (7) wird abhängig vom Druck p_m der Bremsdruck an Vorder- und Hinterachse des Anhängers erzeugt. Wie im Motorwagen muß der Bremsdruck an den Achsen abhängig vom Steuerdruck (3) und von den Beladungsverhältnissen (5) verändert werden, um den gesetzlichen Anforderungen und dem gewünschten Verschleißverhalten zu entsprechen.

2.3 Gesetzliche Vorschriften

Fahrzeuge und deren Bremsanlagen unterliegen den Bedingungen der Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO) [40]. Hieraus ist für Bremsanlagen die Anwendung der Richtlinie des Rates der EG 71/320/EWG [11] und der nachfolgenden Anpassungsrichtlinien vorgeschrieben¹.

Der in dieser Arbeit zu untersuchende Lastzug besteht aus einem Motorwagen der Klasse N3 und einem Anhänger der Klasse O4. Im Rahmen dieses Berichts ist es nicht möglich und auch

¹ §41 Abs. 18 (EG-Bremsanlage)

nicht erforderlich, auf alle Vorschriften, die für diese Lastzüge gelten, einzugehen. Es werden daher nur die für die Kompatibilität wichtigen Vorschriften erläutert.

Im Rahmen der Arbeit im FAT-Arbeitskreis 9 wurde eine Literaturrecherche zum Thema des Forschungsvorhabens vom Forschungsnehmer durchgeführt, in der auch die gesetzlichen Vorschriften in den wichtigsten Industrieländern berücksichtigt wurden [39].

Die Straßenverkehrszulassungsordnung der Bundesrepublik Deutschland befaßt sich in § 41 mit Fahrzeug-Bremsanlagen (und Unterlegkeilen). Sie wurde in der Vergangenheit mehrfach verändert bzw. ergänzt. Jüngste Änderungen betreffen die Einführung von Automatischen Blockierverhinderern / Anti-Blockier-Systemen (ABV/ABS)² für Nutzfahrzeuge ab 3,5 t zulässigen Gesamtgewichts zum 1. 1. 1991 (§ 41 b), das Verbot des Dauerbremsventils für Anhänger ab Oktober 1992 (§ 41 Abs. 15) sowie die verbindliche Vorschrift zum Einsatz von Automatischen Gestängestellern für Nutzfahrzeuge ab 3,5 t zulässigen Gesamtgewichts zum 1. 10. 1994.

Für EG-Mitgliedsstaaten gilt die Richtlinie des Rates der Europäischen Gemeinschaft (RREG) 71/320 mit verschiedenen Ergänzungen und Nachträgen (74/132, 75/524, 79/489, 85/647, 88/194 und 91/422). Diese haben neben den nationalen Regelungen Bestand und erlauben es den Herstellern, eine EG-weit gültige Teilbetriebserlaubnis zu erwirken. Daneben existiert die Regelung 13 der Economic Commission for Europe, einer Unterorganisation der Vereinten Nationen. Diese Regelung entspricht inhaltlich weitgehend der RREG, wird jedoch auch von vielen Nicht-EG-Staaten anerkannt oder in ähnlicher Form in nationalen Vorschriften angewandt (z.B. ADR 38 in Australien).

Wichtigste Merkmale der europäischen Bremsenvorschriften sind:

- Die verbindliche Einführung der Zweileitungsbremse. In diesem Fall hat der Anhänger einen Bremskreis. Da er aber nur zusammen mit einer Zugmaschine betrieben werden kann, liegt für den ganzen Zug praktisch eine Zweikreisbremse vor³. Damit wird eine ausreichende Ausfallsicherheit erreicht. Im Gegensatz dazu kann eine Zugmaschine auch solo betrieben werden und benötigt zwei Bremskreise.
- Die Zuordnung einer bestimmten Abbremsung z - als Quotient aus Fahrzeugbremskraft und

² Im folgenden soll die gebräuchlichere Abkürzung ABS Anwendung finden

³ Das gilt nur unter der Bedingung, daß die Bremsen eines Fahrzeugs gegen den Ausfall der Bremsen des anderen gesichert sind. Diese ist jedoch durch die Verwendung eines Mehrkreisschutzventils erfüllt.

Fahrzeuggewichtskraft - zu einem Druck am Kupplungskopf Bremse p_m muß innerhalb eines festgelegten Bereiches liegen, siehe Abbildung 2-3. Diese sog. Toleranzbänder gestatten gewisse Abweichungen und sind auch für beladene und leere Fahrzeuge unterschiedlich, um den erforderlichen Regelungsaufwand zu begrenzen. Sie wurden hauptsächlich im Hinblick auf die fahrdynamische Verträglichkeit bei starken Abbremsungen festgelegt; bei kleinen Bremsdrücken sind dagegen relative Abweichungen von 100% und mehr zulässig. Die Breite des Zuordnungsbandes ist nicht durch betriebsbedingte Kennwertschwankungen z.B. in der Radbremse begründet. Sie soll vielmehr ermöglichen, daß nicht für jedes Fahrzeug einer Typreihe eine eigene Bremsanlage konstruiert werden muß. Die Einhaltung der Zuordnungsbänder erfordert in der Praxis zumeist eine lastabhängige Bremskraftregelung an der Hinterachse des ziehenden und an beiden Achsen des gezogenen Fahrzeugs⁴. Für Fahrzeuge mit ABS müssen die Zuordnungsbänder lediglich im beladenen Zustand erfüllt werden.

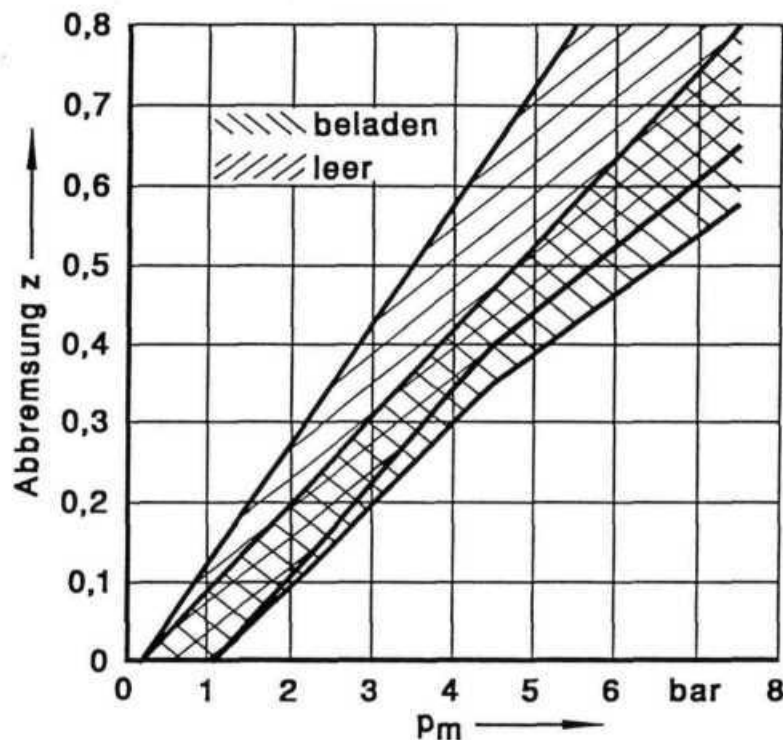


Abbildung 2-3 Die Zuordnungsbänder nach RREG 71/320/EWG

- Die Zuordnung zwischen der Abbremsung des Fahrzeugs und der Reibwertausnutzung der

⁴ Die Vorderachse des Motorwagens unterliegt einer geringeren relativen Änderung der Achslast zwischen leerem und beladenem Zustand und muß daher nicht unbedingt lastabhängig geregelt werden. Üblich ist ein sog. Druckverhältnisventil oder Last-Leer-Ventil, das den Druck an der Vorderachse an den (ALB-geregelten) Druck der Hinterachse anpaßt.

einzelnen Achsen muß ebenfalls bestimmten Bedingungen genügen, siehe Abbildung 2-4. Diese Bedingungen sind:

- a) Für $0,2 \leq \mu \leq 0,8$ muß die Abbremsung unterhalb der Geraden 1 liegen und
- b1) die Kraftschlußkurve der Vorderachse muß für $0,15 \leq z \leq 0,3$ oberhalb der Kraftschlußkurve der Hinterachse liegen *oder*
- b2) bei Abbremsungen $0,15 \leq z \leq 0,3$ müssen die Kraftschlußkurven der Vorder- und der Hinterachse innerhalb der beiden Parallelen 3 und 4 zur idealen Bremskraftverteilung ($\mu = z$) liegen *und* für $z \geq 0,3$ muß die Kraftschlußkurve der Hinterachse unterhalb der Geraden 2 verlaufen (die sog. Korridorlösung).

Damit wird sichergestellt, daß bei zunehmender Abbremsung bis zu einer gewissen Grenze die Vorderräder vor den Hinterrädern blockieren. Damit ist das Fahrzeug nicht mehr lenkbar, bleibt jedoch fahrstabil. Bei Fahrzeugen mit ABS entfallen diese Vorschriften.

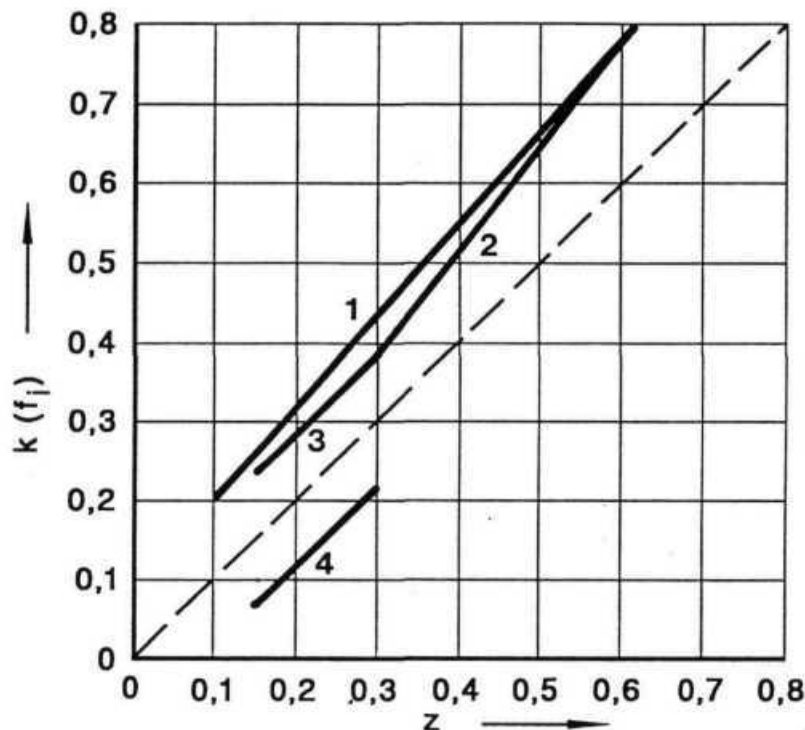


Abbildung 2-4 Reibungskurven nach RREG 71/320/EWG

- Die Einhaltung der Vorschriften über Zuordnungsbänder und Reibwertausnutzung wird rechnerisch überprüft. Eine Kontrolle am realen Fahrzeug ist nicht vorgeschrieben.
- Bremsenprüfung Typ 0: Die Abbremsung aus einer vorgegebenen Geschwindigkeit muß innerhalb einer vorgeschriebenen Strecke möglich sein, wobei die Betätigungskraft einen

bestimmten Höchstwert nicht überschreiten darf. Geschwindigkeit, Strecke und Betätigungskraft sind für verschiedene Fahrzeugkategorien unterschiedlich festgelegt. Diese Prüfung wird bei kalter Bremse vorgenommen. Untersucht werden dabei die Wirkung der Betriebs- und, mit anderen Grenzwerten, auch der Hilfsbremsanlage.

- Bremsenprüfung Typ I: (Prüfung des Absinkens der Bremswirkung) Beladene Motorwagen werden wiederholt intervallweise abgebremst; Geschwindigkeit, Dauer und Verzögerung unterscheiden sich je nach Fahrzeugkategorie. Anschließend wird das Fahrzeug einem Typ-0-Test unterzogen und muß dabei mindestens 80% der vorgeschriebenen und mindestens 60% der tatsächlich erreichten Werte bei kalter Bremse erzielen. Für Anhänger gilt stattdessen eine Prüfung über 1,7 km Gefällefahrt (7%) bei 40 km/h mit dauernder Betätigung der Bremsen⁵.
- Bremsprüfung Typ II und Typ IIa (Prüfung des Fahrzeugverhaltens auf langen Gefällestrecken): Das Fahrzeug wird mit konstanter Geschwindigkeit (30 km/h) über 6 km bei einem simulierten Gefälle von 6% geschleppt. Anschließend muß es bei einem Typ-0-Test bestimmte mindestens vorgeschriebene Bremswege erreichen. Für Busse und GGVS-Fahrzeuge gilt davon abweichend (Typ IIa), daß das Gefälle 7% beträgt und die Betriebs-, Hilfs- und Feststellbremse nicht benutzt werden dürfen (der Typ-0-Test am Ende der Prozedur entfällt dann).
- Die Feststellbremse muß in der Lage sein, das Fahrzeug bei 18% Steigung sicher zu halten (mit Anhänger bei 12%). Außerdem muß mit ihr eine Verzögerung von $1,5 \text{ m/s}^2$ aus der Ausgangsgeschwindigkeit für den Typ-0-Test erreicht werden. Für bestimmte Fahrzeuge kann abweichend davon auch aus geringerer Geschwindigkeit, dann aber mit $2,0 \text{ m/s}^2$ verzögert werden⁶.
- Die Ansprechzeit zwischen Betätigung und Wirkung der Bremse darf 0,6 s nicht überschreiten. Anhänger werden mit einem genormten Motorwagen-Simulator geprüft.
- Falls die Hilfsbremsanlage eine Druckluftversorgung benötigt, muß diese so dimensioniert sein, daß der Vorrat für mindestens acht volle Betätigungen ausreicht und danach noch die Vorschriften über die Hilfsbremswirkung erfüllt werden.

⁵ Es ist geplant, für Anhänger eine Typ-III-Prüfung einzuführen, die der Typ-I-Prüfung des Motorwagens ähnlich ist, so daß Motorwagen und Anhänger vergleichbaren thermischen Belastungen ausgesetzt sind.

⁶ Diese Regelung wurde getroffen im Hinblick auf Fahrzeuge, bei denen die Feststellbremse auf den Triebstrang wirkt und deshalb u.U. weniger Wärme abführen kann.

- Abweichend von den Vorschriften der StVZO gelten für die Ausrüstung mit einem ABS folgende Vorschriften: Kraftfahrzeuge mit einem zulässigen Gesamtgewicht von mehr als 16t, die zum Ziehen von Anhängern der Klasse O₄ zugelassen sind, und Anhänger der Klasse O₄ müssen mit ABS ausgerüstet sein.

2.4 Literaturrecherche zu Fragen der Kompatibilität

In Vorbereitung des Forschungsvorhabens wurde eine ausführliche Literaturrecherche durchgeführt [39], um den Stand bisheriger Arbeiten kennen zu lernen. Aus der Vielzahl der Veröffentlichungen zu diesem Thema werden hier nur die wichtigsten berücksichtigt. Die Arbeiten sind nicht chronologisch, sondern thematisch gegliedert.

2.4.1 Kompatibilität bei geringen Bremsdrücken

Wie bereits angedeutet, lassen die Vorschriften der RREG 71/320/EWG bei kleinen Drücken p_m relativ große Unterschiede des Bremsverhaltens der Teilfahrzeuge eines Lastzugs zu. Diese Drücke p_m überwiegen im normalen Fahrbetrieb, wie aus Untersuchungen zum Lastkollektiv von Bremsanlagen hervorgeht [25, 16, 37]. Daher ist unter diesen Betriebsbedingungen die Kompatibilität entscheidend für den Verschleiß der Radbremsen. Auch unter Sicherheitsaspekten, besonders der gleichmäßigen Verteilung der thermischen Belastung bei Gefällefahrt, ist ein geordnetes Zusammenwirken der Bremsen aller Achsen von Bedeutung.

Bei geringen Drücken p_m entscheiden neben der Lage der Bremsenauslegung im Zuordnungsband - z.B. Motorwagen an der oberen Grenzlinie kombiniert mit einem Anhänger an der unteren Grenzlinie - zwei weitere Kriterien über die Kompatibilität: Der Anlegedruck an den einzelnen Radbremsen und das pneumatische Zeitverhalten.

Der Anlegedruck:

Unter Anlegedruck wird derjenige Druck verstanden, bei dem die Bremsbeläge bei steigendem Betätigungsdruck erstmals an der Trommel anliegen. Wegen der unvermeidlichen Reibung in den Betätigungsteilen und der Vorspannung der Rückholfedern liegt dieser Anlegedruck auch bei gut gewarteten Bremsen bei ca. 0,5 bar, er ist allerdings erheblichen Schwankungen unterworfen [4, 12, 16, 31]. Neben der Wartung ist auch die Art der Betätigung von Bedeutung, es zeigt sich z.B., daß Spreizkeil-Bremsen in der Regel einen größeren Anlegedruck benötigen als S-Nocken-Bremsen [35].

Von Bedeutung ist ferner die Tatsache, daß pneumatische Ventile einen gewissen Öffnungsdruck benötigen. Es ist daher möglich und wurde auch in der Praxis beobachtet [47], daß noch

bis zu einem Druck von 16 psi (etwa 1,1 bar) in der Bremsleitung einzelne Achsen völlig drucklos sind oder andere Achsen stark unterschiedliche Drücke erhalten. Bei der Auswahl (und ggf. auch bei der Reparatur) solcher Ventile sollte daher ein gleichmäßiger Öffnungsdruck angestrebt werden.

Ungleiche Wirkung der Bremsen von Zugfahrzeug und Anhänger ist dagegen oftmals auch ein Problem der Wartung. Sowohl am Zugwagen (Anhängersteuerventil) als auch am Anhänger selbst (Anhängerbremsventil) kann eine sog. Druckvoreilung⁷ eingestellt werden, um die Lage der Kennlinie des Fahrzeugs dem EG-Zuordnungsband anzupassen [7]. In vielen Fällen gelingt es durch entsprechende Einstellung, die Kennlinien praktisch zur Deckung zu bringen. Voraussetzung dafür ist jedoch eine sorgfältige Prüfung auf einem Rollenprüfstand [31]. Wird dagegen unsachgemäß an der Druckanpassung manipuliert, kann sich die Abstimmung gefährlich verschlechtern [12]; dies gilt vor allem, wenn die Ursache unbefriedigenden Bremsverhaltens an völlig anderer Stelle zu suchen ist. Eine Justierung der Druckanpassung auf eine gemeinsame Kennlinie zumindest für Drücke p_m bis ca. 2,5 bar empfiehlt sich besonders für Betreiber großer Fuhrparks. Der Trend zum Einsatz angemieteter, häufig wechselnder Fahrzeuge steht dem jedoch entgegen [43].

Unter Umständen kann es im Hinblick auf die Standzeiten der Beläge sinnvoll sein, die Verzögerungskennlinie des Anhängers im Abbremsungsband geringfügig höher zu legen als die der Zugmaschine. Grund dafür ist die bessere Kühlluftzufuhr bei Anhängern, besonders im Vergleich mit der Antriebsachse des Motorwagens. Dadurch wird bei gleicher Beanspruchung ein niedrigeres Temperaturniveau und somit ein geringerer Verschleiß erreicht [16].

Wie stark der Einfluß unterschiedlicher Ventilöffnungsdrücke auch auf die Sicherheit ist, zeigt ein in [4] wiedergegebener Versuch. Bereits 2 psi (0,14 bar) Druckunterschied können bei Gefällefahrten mit dauernder Bremsenbetätigung zu über 90 °C Temperaturdifferenz führen⁸.

Zur Lösung dieser Probleme werden zwei verschiedene Ansätze vorgeschlagen:

- Veränderung der EG-Abbremsungsbänder (vgl. Abbildung 1): Die obere Grenzkurve wird bei 0,5 bar abgeschnitten, darunter ist die Abbremsung $z = 0$. Der weitere Verlauf wird - je nach Fahrzeugart - im Bereich von 0,5 bis 4,5 bar leicht abgesenkt. Die untere Grenzkurve

⁷ Diese Bezeichnung ist üblich, aber insofern mißverständlich, als es sich dabei nicht um eine zeitliche Voreilung handelt. Gemeint ist vielmehr eine Erhöhung (oder auch Absenkung) des Ausgangsdrucks gegenüber dem Eingangsdruck. In dieser Arbeit wird die Bezeichnung „Druckanpassung“ verwendet.

⁸ Aus diesem Grund empfiehlt der Autor der zitierten Studie, bei Gefällefahrten nicht kontinuierlich, sondern intervallweise mit höherem Druck zu bremsen. Die Differenzen im Anlegedruck fallen dann weniger ins Gewicht.

wird dagegen zwischen 0,9 und 4,5 bar etwas angehoben, auch je nach Fahrzeugart unterschiedlich stark [16].

- Koppelkraftregelung, bei der die Bremsen des Anhängers abhängig von der Kraft in der Kupplung geregelt werden [18, 20]. Dabei ist jedoch zu bedenken, daß bei Sattelzügen diese Kraft nicht zu null gemacht werden kann [35], da etwa die Hälfte des Aufliegegewichts (bei europäischen Zügen wegen des größeren hinteren Überhanges nur ca. ein Drittel) Stützlast ist und von der Zugmaschine abgebremst werden muß.

Fadingprobleme bei Gefällefahrt sind darüber hinaus durch Verwendung eines Retarders zu lösen. Dieser kann auch im normalen Fahrbetrieb einen Teil der Funktion der Betriebsbremse übernehmen und deren Verschleiß mindern (u.a. [13, 22, 34]).

Das Zeitverhalten:

Auch das Zeitverhalten des Druckaufbaus und -abbaus beeinflusst die Kompatibilität und den Verschleiß der Bremsen. Welches Gewicht diesem Einfluß beizumessen ist, bleibt jedoch umstritten:

Eine amerikanische Studie [47] hält diesen Einfluß für bedeutend und führt an, daß insbesondere verzögerte Lösezeiten (im Einzelfall wurden bei Anhängern bis 4 s gemessen) zu unnötigem Belagverschleiß führen. Dies gilt besonders dann, wenn die Bremsen der Zugmaschine deutlich schneller lösen und der Fahrer möglicherweise schon wieder beschleunigt, während die Bremsen des Anhängers noch anliegen.

Eine Studie aus Australien [16] hält dagegen das Zeitverhalten für weniger bedeutend. Aufzeichnungen der Bremsbetätigung unter verschiedenen Betriebsbedingungen zeigen, daß die Bremse zumeist nur langsam betätigt und gelöst wird. Bei 85% der Betätigungen lag die Geschwindigkeit des Druckaufbaus am Betriebsbremsventil unter 1,3 bar/s. Auch waren kurze Bremsbetätigungen selten (nur 7% unter 2 s). Dies wird als Indiz dafür gewertet, daß der Einfluß der Anlegedrucke gegenüber dem des Zeitverhaltens dominiert. Mit dieser Begründung scheinen auch Überschwinger im Druckverlauf, wie sie bei Relaisventilen auftreten können [3], weniger bedeutsam zu sein.

2.4.2 Kompatibilität bei großen Bremsdrücken

Bei größeren Bremsdrücken, besonders bei Notbremsungen im Gefahrenfall, spielen Verschleißbetrachtungen keine Rolle. Stattdessen stehen die fahrdynamischen Effekte einer möglicherweise ungleichmäßigen Bremswirkung im Vordergrund. Solche Effekte können sich so-

wohl in unnötig langen Bremswegen als auch in unzureichender Fahrstabilität niederschlagen. Diese Situation wird sich zwar in Zukunft durch die zunehmende Verbreitung ABS entschärfen. Dennoch sollte ABS als eine Sicherheitseinrichtung für den Notfall, nicht als Ausgleich für eine mißlungene Abstimmung der Bremsanlage betrachtet werden [2].

Auswirkungen auf den Bremsweg:

Die günstigste Abstimmung in bezug auf den Bremsweg ergibt sich bekanntermaßen, wenn die Reibwertausnutzung aller Achsen gleich groß ist, d.h. die Bremskräfte verteilen sich entsprechend den Achslasten. Da die Achslasten ihrerseits jedoch von der Abbremsung abhängen, müßten die Bremsdrücke dazu dynamisch geregelt werden. Entsprechende Vorrichtungen (dynamisch wirkende ALB) existieren, sind jedoch nicht vorgeschrieben⁹ und werden heute meist nur für einzelne Achsen verwendet [29]. Für die Zukunft prognostizierte elektronisch-pneumatische Bremsanlagen ("brake-by-wire", [8, 9, 21, 17, 20, 32, 33]) können eine solche Regelung wie auch die Integration weiterer Funktionen wie ABS oder Antriebsschlupfregelung einfacher ermöglichen. Noch stehen deren Verbreitung jedoch Bedenken hinsichtlich ihrer Zuverlässigkeit entgegen. Die bei heute üblichen Bremsanlagen installierte Bremskraftverteilung ist daher in jedem Fall ein Kompromiß. Bei Sattelzügen und Zügen mit Zentralachsanhängern wirkt die dynamische Achslastverlagerung des einen Fahrzeugs auf das andere ein und beeinflußt damit deren Verträglichkeit [42]. Es liegen hierfür verschiedene Vorschläge über die verbindliche Einführung dynamischer ALB sowie zusätzlicher "vertikaler Anpassungsbänder" vor [23, 24].

Auch bei dreigliedrigen Zügen kann sich der Bremsweg verlängern, wenn infolge ungleichmäßiger Abbremsung von Motorwagen und Anhänger Längskräfte in der Kupplung auftreten. Selbst wenn beide Fahrzeuge innerhalb des Toleranzbandes liegen, kann der Bremsweg um ca. 4% bei beladenem und ca. 10% bei leerem Zug größer sein als bei optimaler Abstimmung. Die quasistationären Koppelkräfte¹⁰ betragen dabei bis zu 18 kN [20]. Eine Koppelkraftregelung könnte auch in diesem Fall für Abhilfe sorgen.

Auswirkungen auf die Stabilität:

Schwerwiegende Probleme bezüglich der Stabilität bei Gefahrenbremsungen von Last- oder Sattelzügen werden hauptsächlich in der amerikanischen Literatur beschrieben, u.a. [4, 36, 47]. Sie sind primär eine Folge der dort üblichen Bremskraftverteilung und somit keine Frage der Kompatibilität im eigentlichen Sinne.

⁹ Die Einhaltung einer solchen Vorschrift wäre auch mit den üblichen Rollenprüfständen nicht zu überwachen.

¹⁰ Dieser Zahlenwert bezieht sich auf einen beladenen 40-t-Zug bei Abbremsung mit 6 m/s^2 .

Eine Simulationsrechnung in [20] zeigt jedoch, daß auch Fahrzeuge, die RREG-konform ausgelegt sind, beim Bremsen in der Kurve instabil werden können. Je nach gewählter Auslegung der Einzelfahrzeuge kann es zu einem Ausbrechen des Anhängers oder des Motorwagens kommen. Im zweiten Fall knickt der Zug ein, da die Motorwagen-Hinterachse den zusätzlichen Seitenkraftbedarf infolge des auflaufenden Anhängers nicht decken kann. Diese Rechnung geht von einer Kreisfahrt auf nasser Fahrbahn mit einer Ausgangs-Querbeschleunigung von $2,5 \text{ m/s}^2$ und einer Längsverzögerung von über 4 m/s^2 aus. Sie repräsentiert damit ein Manöver an der Grenze des möglichen Kraftschlusses zwischen Reifen und Fahrbahn.

Ein weiterer Aspekt ist das instationäre Verhalten des Druckaufbaus. Unterschiedliche Ansprechzeiten lassen sich auf einen unterschiedlich schnellen Druckaufbau in Motorwagen und Anhänger zurückführen. Bei der Kombination eines schnell ansprechenden Zugfahrzeugs mit einem langsam ansprechenden Anhänger schiebt der Anhänger zunächst kräftig auf. In der bereits zitierten Studie [20] wurden bei Abbremsung eines 40-t-Zuges mit 5 m/s^2 Koppelkraftspitzen bis über 25 kN beobachtet. Dies ist fahrdynamisch umso bedenklicher, je kürzer der Radstand des Zugfahrzeugs ist. Leider ist jedoch gerade bei kurzen Sattelzugmaschinen die Ansprechzeit oft besonders klein, da die Bremsenkomponenten einer Modellreihe vielfach für den schlechtesten Fall (langer Radstand bedeutet lange Leitungswege) dimensioniert werden [42, 47]. Das gleiche Problem zeigt sich auch bei amerikanischen Fahrzeugen [4, 35] und wurde in einer Änderung des FMVSS 121 berücksichtigt.

Verschiedene Hersteller wollen das Problem unterschiedlich schnellen Ansprechens auch lösen, indem sie ein Fenster für die zulässigen Zeiten definieren, d.h. neben der maximalen auch eine minimale Ansprechzeit vorschreiben. Diese Frage wird kontrovers diskutiert [47]; zur Zeit existieren dazu keine Festlegungen. Im Hinblick auf die erforderlichen Bremswege erscheint es jedoch sinnvoller, möglichst kurze Ansprechzeiten zu fordern und diese bei Anhängern ggf. durch Relaisventile sicherzustellen, als sie bei Zugmaschinen zu verlängern.

2.4.3 Kompatibilität bei gemischter Verwendung von Trommel- und Scheibenbremsen

In der Vergangenheit beschränkte sich der Einsatz von Scheibenbremsen hauptsächlich auf Personenwagen und leichte Nutzfahrzeuge wie Kleinbusse oder Transporter. In den 60er Jahren demonstrierte eine Reihe britischer Busse zwar, daß grundsätzlich auch schwere Nutzfahrzeuge mit Scheibenbremsen ausgerüstet werden können, diese zeigten jedoch ein völlig unbefriedigendes Verschleißverhalten und wurden wieder durch Trommelbremsen ersetzt [27].

Die unbestrittenen thermischen Vorzüge von Scheibenbremsen im Pkw lassen sich wegen der Größenverhältnisse nicht unmittelbar auf Nutzfahrzeuge übertragen. Diese müssen beim Bremsen ein Vielfaches der Energie eines Pkw abbauen und haben daneben auch einen geringeren spezifischen Rollwiderstand [4, 10], was sich bei Dauerbremsung (Gefällefahrt) bemerkbar macht. Die Oberfläche, über die diese Energie abgestrahlt werden kann, ist bei Lkw jedoch nicht im gleichen Verhältnis größer. Bei Scheibenbremsen läßt sich diese Fläche durch einen größeren Durchmesser realisieren, dem aber durch den Felgendurchmesser Grenzen gesetzt sind. Der Trend zu schlauchlosen Gürtelreifen und damit zu Tiefbettfelgen schränkt den verfügbaren Raum weiter ein [27, 26, 32]. Hier könnten jedoch Niederquerschnittreifen in Verbindung mit größeren Felgendurchmessern einen Ausgleich schaffen. Trommelbremsen konnten dies dagegen durch Vergrößerung der Breite kompensieren.

Verbesserte Werkstoffe und konstruktive Gestaltungen haben jedoch das daraus folgende höhere Temperaturniveau der Scheibenbremsen beherrschbar gemacht [30]. Damit war einerseits der Weg frei, deren Vorteile hinsichtlich Fading (u.a. [19]) und Wartung (Belagwechsel, [26]) auszunutzen, andererseits stellten sich neue Fragen durch die Kombination mit Trommelbremsen innerhalb des gleichen Fahrzeugs oder Zuges. Deutliche Unterschiede der beiden Bauarten zeigen sich in zwei Bereichen:

- **Wärmefading:** Scheibenbremsen erreichen viel höhere Betriebstemperaturen als Trommelbremsen, dennoch sind sie wesentlich weniger empfindlich gegen Wärmefading [18, 19, 17]. Folglich verändert sich die Bremskraftverteilung und mit ihr das Bremsverhalten eines gemischt bestückten Fahrzeugs mit der höheren Beanspruchung der Bremsen. Daraus erwachsen jedoch keine Stabilitätsprobleme: Wenn nur eine Achse mit Scheibenbremsen ausgestattet wird, so ist dies die Vorderachse. Wärmefading erhöht daher die Kraftschlußbeanspruchung der Vorderräder, wodurch die Bremsstabilität gewährleistet bleibt.

Auch die Trommelbremsen der Hinterachse profitieren von Scheibenbremsen an der Vorderachse. Eine Simulationsrechnung in [17] ermittelt unter gleichen Randbedingungen 23% Leistungsabfall der Hinterachsbremsen gegenüber dem kalten Zustand. Ein Trommel/Trommel-gebremstes Fahrzeug dagegen verliert 37% der Bremswirkung.

- **Geschwindigkeitsfading:** Trommelbremsen zeigen ein Nachlassen ihrer Wirksamkeit bei höheren Geschwindigkeiten, u.a. [5, 30]. Dieser Effekt ist prinzipiell auch bei Scheibenbremsen zu beobachten, graduell aber weniger ausgeprägt [26].

Ein direkter Vergleich zweier Sattelzüge, bei dem die Zugmaschine einmal mit Scheiben- und einmal mit Trommelbremsen ausgestattet war [41], zeigt, welche Bedeutung der Aus-

legungsgeschwindigkeit zukommt. Das Fahrverhalten dieser Kombinationen wurde dabei in Anlehnung an ein Manöver aus der japanischen Typprüfungsvorschrift ("Bremsen in der Kurve") bewertet. Die ursprünglich gewählte Auslegung (gleiche Wirksamkeit der Bremsen bei 70-80 km/h) erwies sich als ungünstig und führte mit Scheibenbremsen zu einem Ausbrechen des Aufliegers, mit Trommelbremsen zum Einknicken (jackknifing). Durch Probieren wurde schließlich das bestmögliche Fahrverhalten bei einer Abstimmung für 60 km/h gefunden; diese Abstimmung ergab sogar bessere Fahreigenschaften als beim trommelgebremsten Vergleichsfahrzeug.

3 Fahrsimulation

Mit Hilfe der Fahrsimulation ist es möglich, umfangreiche Parametervariationen zur Untersuchung des Bremsverhaltens von Lastzügen gefahrlos durchzuführen. Kernstück der Fahrsimulation ist das Fahrzeugmodell. Das Modell soll die mathematische Berechnung von realen Vorgängen ermöglichen und dabei die Eigenschaften und das Verhalten des realen Systems, das es beschreibt, möglichst exakt widerspiegeln.

Mit den Hilfsmitteln der Mechanik und der Mathematik wurde für den dreigliedrigen Lastzug ein Modell entwickelt, das wirklichkeitsgetreue Aussagen über sein Bewegungsverhalten zuläßt. Bei diesem sehr komplexen System ist es aber nicht möglich, alle Eigenschaften wiederzugeben, da der Aufwand nicht zu rechtfertigen wäre. Es wurden daher alle wichtigen Eigenschaften möglichst exakt nachgebildet. Zudem wurden die Größen, die die wichtigen merklich beeinflussen, im Modell besonders stark berücksichtigt.

Für den dreigliedrigen Lastzug wurde ein Simulationsmodell am IKH entwickelt, mit dem Untersuchungen zum Retarderbremsverhalten dieser Lastzüge durchgeführt wurden [14]. Für die Kompatibilitätsuntersuchungen konnten daher wesentliche Bestandteile des dort verwendeten Simulationsprogramms genutzt werden. Die Betriebsbremsanlage mußte für die hier beschriebenen Untersuchungen völlig neu erstellt werden. Im folgenden wird - mit dem Hinweis einer ausführlicheren Beschreibung des vollständigen Programmsystems ohne Betriebsbremsanlage in [14] - das Lastzugmodell und die Nachbildung der Bremsanlage beschrieben.

3.1 Lastzugmodell

In Abbildung 3-1 ist das getriebetechnische Modell des Lastzugs zu sehen. Mit Hilfe der Methode der Mehrkörpersysteme wurde ein Modell entwickelt, das es ermöglichen sollte, die Quer- und die Längsdynamik zu simulieren. Im folgenden wird dessen Topographie näher beschrieben. Die Lastzugnachbildung besteht aus achtzehn Massen, die über masselose starre Verbindungen, Feder- und Dämpferelemente sowie durch Lager miteinander verbunden sind. Zunächst soll nur das ziehende Fahrzeug - der Motorwagen - betrachtet werden. In Abbildung 3-2 ist der mechanische Aufbau dargestellt.

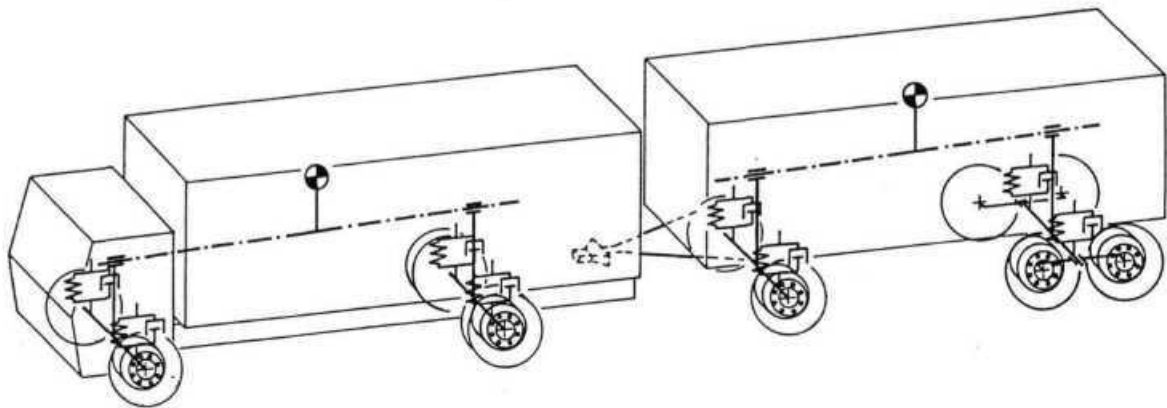


Abbildung 3-1 Getriebetechnisches Modell des Lastzugs

Das Fahrzeug enthält acht Massen: den Aufbau [C1], die Achsen [A1 und A2], sowie die vier Räder und den Antriebsstrang. Durch die Wankzentren [WZ] von Vorder- und Hinterachse ist die Rollachse [RA] festgelegt. Der Aufbau ist fest mit der Rollachse verbunden und kann um diese Wankbewegungen ausführen. Über Federn und Dämpfer stützt sich der Aufbau gegen die Achsen ab. Hub- oder Nickbewegungen des Aufbaus sind nicht möglich. Die Federn und Dämpfer sind daher reine Wankfedern, bzw. Wankdämpfer. Beliebige nichtlineare Kraftkennlinien für die Federn und Dämpfer können verwendet werden.

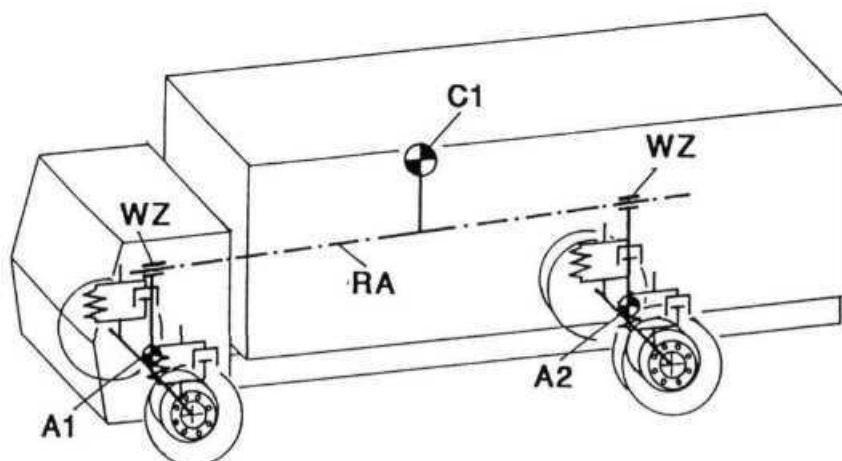


Abbildung 3-2 Ersatzmodell des Motorwagens

Die Räder der Vorderachse können um einen Lenkwinkel eingeschlagen werden. Der Lenkwinkel ist an beiden Rädern gleich groß. Die Räder der Hinterachse sind über ein Differential-

getriebe verbunden. Über das Differential und eine Antriebswelle wird das Fahrzeug angetrieben. Das Antriebsmoment stützt sich am Fahrzeugaufbau ab.

An den Achsen sind die Radbremsen befestigt. Über sie werden die Bremsmomente auf die Bremstrommeln und somit auf die Räder übertragen. Die Bremsmomente beeinflussen die Achskinematik nicht¹¹.

Der Kupplungspunkt ist fest mit dem Fahrzeugaufbau verbunden. Über ihn ist der Anhänger mit dem Motorwagen gekoppelt. Diese Verbindung überträgt die Koppelkräfte wie eine reale Maulkupplung eines Motorwagens.

In Abbildung 3-3 ist der mechanische Aufbau des Anhängers dargestellt. Der Anhänger wird aufgeteilt in das Anhängerlenkteil - den Drehschemel mit Zuggabel - und das Anhängerlastteil.

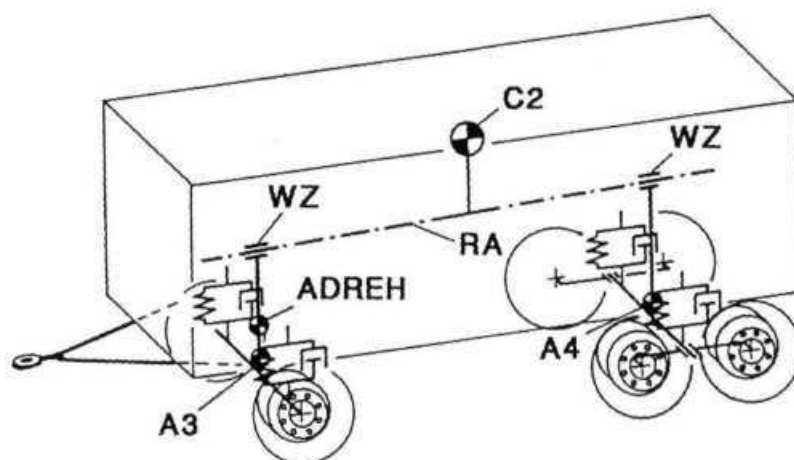


Abbildung 3-3 Ersatzmodell des Anhängers

Das gezogene Fahrzeug besitzt insgesamt zehn Massen: Den Aufbau [C2], die Vorderachse [A3], die Hinterachsen [A4], den Drehschemel [ADREH], sowie die sechs Räder. Analog zum Motorwagen ist die Rollachse [RA] durch die Wankzentren [WZ] festgelegt. Der Aufbau kann keine Nick- oder Hubbewegungen ausführen, wohl aber wanken.

¹¹ Hiermit ist das Einfedern oder Aufziehen der Achslenker durch Bremsmomente gemeint.

Auch hier stützt sich der Aufbau gegen die Achsen mit Federn und Dämpfern ab, die wie beim Motorwagen durch nichtlineare Kennlinien beschrieben werden können.

Über das Drehkranzlager sind der Aufbau und der Drehschemel miteinander verbunden. Dieses Lager überträgt Kräfte in drei Koordinatenrichtungen und Momente in zwei Richtungen. Die Drehung um die Hochachse ist dabei momentenfrei. Ein Reibungsmoment kann im Drehkranz vorgesehen werden.

Die Hinterachsen sind hinsichtlich der Feder- und Dämpferkonstruktion wie eine Einzelachse nachgebildet. Die Räder einer Seite beider Hinterachsen nehmen gleiche Radlasten auf. Daher sind auch die Radbremsen an beiden Hinterachsen völlig identisch und übertragen bei gleichem Bremsdruck gleiche Bremsmomente¹².

Wie beim Motorwagen sind die Radbremsen an den Achsen befestigt und übertragen die Radbremsmomente auf die Räder. Auch hier beeinflussen die Bremsmomente weder die Achskinetik noch die Radlastdynamik.

3.1.1 Freiheitsgrade und Differentialgleichungssystem

Freiheitsgrade

Aus dem getriebetechnischen Aufbau des Lastzugmodells ergeben sich zwangsweise die Freiheitsgrade des Mehrkörpersystems. Zur Beschreibung aller Bewegungen des Systems werden genau so viele Koordinaten gebraucht, wie Freiheitsgrade vorhanden sind. Diese Koordinaten werden als Minimal-, verallgemeinerte oder generalisierte Koordinaten bezeichnet; sie sind voneinander unabhängig. Die Koordinaten werden z.T. im Inertialsystem und z.T. in den Referenzsystemen festgelegt. Sowohl die Referenzsysteme als auch die Größen, die eine Fahrzeugbewegung im Inertialsystem beschreiben, sind nach DIN 70000 vereinbart [6].

Für das Lastzugmodell ergibt sich entsprechend der 17 Freiheitsgrade ein Satz von 17 Minimalkoordinaten. Die Minimalkoordinaten bilden den sogenannten Lagevektor Y :

$$Y = (x_K, y_K, \psi_M, \psi_D, \psi_A, \varphi_M, \varphi_A, \rho_{A1L}, \rho_{A1R}, \rho_{A2L}, \rho_{A2R}, \rho_{A3L}, \rho_{A3R}, \rho_{A4L}, \rho_{A4R}, \rho_{A5L}, \rho_{A5R})^T$$

Gleichung 3-1

Die ersten beiden Koordinaten beschreiben die translatorische Bewegung des Motorwagens an der Anhängerkupplung. Die nächsten drei stellen die absoluten Gierwinkel von Motorwagen,

¹² Dies entspricht der Charakteristik des Versuchsanhängers.

Drehschemel und Anhängerlastteil dar. Die beiden folgenden sind die Wankwinkel von Motorwagen- und Anhängeraufbau. Die Koordinaten 8 bis 17 beschreiben die Raddrehungen, beginnend mit der ersten Achse des Motorwagens, links und rechts, bis zur letzten Achse des Anhängers. Die Räder können sich unabhängig von der Fahrgeschwindigkeit drehen, d.h. ihre Bindungen sind nicht-holonom.

Aus dem Lagevektor Y wird das Differentialgleichungssystem des Lastzugmodells gebildet. Für ein System aus starren Körpern mit Bindungen ist ein Satz von Bewegungsdifferentialgleichungen erforderlich. Diese können auf den Impuls- und Drallsatz zurückgeführt werden. Entsprechend 17 Freiheitsgraden des Lagevektors ergeben sich 17 Bewegungsdifferentialgleichungen, die voneinander linear unabhängig sind. Das Differentialgleichungssystem zweiter Ordnung hat die allgemeine matrizielle Form:

$$M(Y, t) \times \ddot{Y} + K(\dot{Y}, Y, t) = Q(\dot{Y}, Y, t)$$

Gleichung 3-2

Darin ist M die symmetrische Massenmatrix, K der Vektor der Kreiselkräfte und -momente und Q der Vektor der verallgemeinerten eingprägten Kräfte und Momente.

Erstellung des Differentialgleichungssystems

Zur Erstellung der Bewegungsdifferentialgleichungen gibt es mehrere praktische Verfahren, die es ermöglichen, die Bewegungsgleichungen ohne besondere Hilfen zu erstellen. An dieser Stelle seien stellvertretend für die synthetischen Methoden der Impuls- und der Drallsatz genannt und für die analytischen Methoden die Lagrangeschen Gleichungen. Ohne spezielle Hilfen ist es aber nur sehr schwierig, für ein System mit einer größeren Anzahl von Freiheitsgraden die Bewegungsgleichungen aufzustellen.

Aus diesem Grunde wird ein Programmsystem benutzt, das die Gleichungen in einer FORTRAN-kompatiblen Form liefert. Es ist das von Schiehlen entwickelte Programmsystem NEWEUL [38]. Bei der Anwendung dieses Programmsystems muß zum einen die Topographie des Lastzuges in einem vorgegebenem Format eingegeben werden, zum anderen müssen die eingprägten Kräfte und Momente an ihrem Angriffspunkt benannt werden.

Integration des Differentialgleichungssystems

In Gleichung 3-2 ist die allgemeine matrizielle Form des Differentialgleichungssystems gegeben. Dieses komplexe Gleichungssystem kann nicht analytisch, sondern nur numerisch gelöst werden.

Für das hier vorliegende Anfangswertproblem zweiter Ordnung eignet sich das Verfahren von Runge-Kutta in seiner speziellen Form nach Nyström sehr gut. Dieses Verfahren kann grundsätzlich als eine Vorwärtsintegration mit einer definierten Schrittweite charakterisiert werden.

Das in Gleichung 3-2 vorliegende implizite Gleichungssystem muß zur Berechnung explizit nach dem Beschleunigungsvektor umgestellt werden. In einem vierstufigen Verfahren werden dann die Näherungslösungen des Lagevektors und des Geschwindigkeitsvektors berechnet. Da es sich um ein numerisches Verfahren handelt, werden keine geschlossenen Lösungen, sondern lediglich zeitdiskrete Werte bestimmt.

Ein Näherungsverfahren ist stets fehlerbehaftet. Der Fehler der berechneten Lösung kann mit der Größe der Schrittweite minimiert werden. Hierzu werden Näherungslösungen für einen diskreten Zeitpunkt mit verschiedenen Schrittweiten berechnet und verglichen. Ist die Differenz zwischen den Lösungen zu groß, wird die Schrittweite angepaßt. Mit der Schrittweitensteuerung wird erreicht, daß der Fehler bei minimierter Rechenzeit in vertretbaren Grenzen gehalten wird.

3.1.2 Eingeprägte Kräfte und Momente

Die eingeprägten Kräfte und Momente stellen die Anregung des Fahrzeugmodells dar. Sie werden in eigenen Programmmodulen berechnet, die z.T. in abgeschlossenen Forschungsvorhaben validiert wurden.

Luft-, Roll- und Steigungswiderstand

Diese Widerstände werden nach [45] berechnet. Die Luft- und Steigungswiderstände greifen an den Schwerpunkten an, der Rollwiderstand an den Achsen.

Reifenkräfte und Reifenrückstellmomente

Zur Beschreibung der Reifenumfangs- und -seitenkräfte wird das Webersche Reibungskuchenmodell benutzt [46]. Dem Modell liegt zugrunde, daß für den Aufbau von Umfangs- wie Seitenkräften die gleiche Physik gilt. In Abbildung 3-4 ist ein Reibungskuchen dargestellt.

Die Umfangs- und Seitenkräfte werden abhängig vom jeweiligen Schlupf aufgebaut. Die Seitenkräfte entstehen durch den Schräglauf $\sin\alpha$ des Reifens und die Umfangskräfte durch den Längsschlupf λ . Wirken beide Schlupfgrößen gleichzeitig, wird das Zusammenwirken der resultierenden Kräfte durch das Reibungskuchenmodell bestimmt.

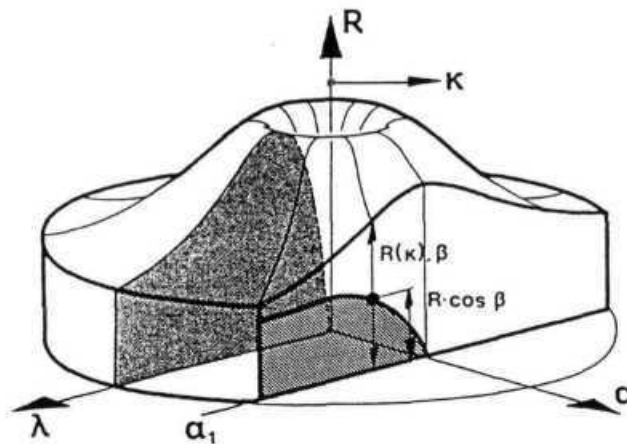


Abbildung 3-4 Webersches Reibungskuchenmodell

In der Praxis zeigte sich, daß der grundsätzlich gleichen Physik beim Aufbau von Umfangs- und Seitenkräften Profil- und Gürtel einflüsse überlagert sind. Diese führen zu unterschiedlichen Kraftmaxima in Längs- und Querrichtung. Durch eine Welligkeit des Reibungskuchens werden diese Einflüsse berücksichtigt [34].

Für die Berechnung von Umfangs- und Seitenkräften sind die dynamischen Radlasten erforderlich. Aus den Beschleunigungen des Fahrzeugs werden mit Impuls- und Drallsatz die dynamischen Radlasten berechnet. Die Nichtlinearität bei der Radlastabhängigkeit von Reifenkräften ist ebenfalls mitbedacht. Die Reifenrückstellmomente, die durch Seitenkraft und Reifennachlauf entstehen, werden abhängig vom Schräglauf und der Radlast berechnet.

Antriebsmoment

Das Antriebsmoment wird benötigt, um den Lastzug während der stationären Fahrmanöver oder vor den Bremsungen auf konstanter Geschwindigkeit zu halten. Es setzt sich aus zwei Anteilen zusammen. Der erste ist von den Fahrwiderständen des Lastzuges abhängig und versucht, diese zu kompensieren. Der zweite berücksichtigt die Abweichung der Ist- von der Sollgeschwindigkeit und hat das Verhalten eines einfachen Proportionalreglers. Eine Motorcharakteristik wird nicht nachgebildet. Das Moment wird über das Differential an der Hinterachse des Motorwagens aufgeprägt.

Zu den eingepprägten Momenten zählen auch die Bremsmomente. Diese sollen aber in dem Kapitel über die Bremsanlage beschrieben werden

3.2 Bremsanlage

3.2.1 Pneumatischer Teil der Bremsanlage

Die Radbremsmomente an den einzelnen Räder eines Lastzugs stellen sich abhängig vom Druck in den Radbremszylindern ein. Der Druck in den Radbremszylindern wird durch den Aufbau des pneumatischen Teils der Bremsanlage bestimmt. Der Pneumatikteil ist aber i.a. bei verschiedenen Fahrzeugtypen völlig unterschiedlich aufgebaut, so daß eine vollständige Modellierung nur für eine spezielle Typklasse eines Herstellers Anwendung finden würde. Bei der Nachbildung des pneumatischen Teils im Simulationsmodell wurde daher eine Anlage generiert, die es ermöglicht, das Wirkverhalten verschiedener Anlagentypen nachzubilden.

Abhängig vom Aufbau der Pneumatikanlage stellt sich an einem Radbremszylinder eine stationäre - zeitunabhängige - Druckabhängigkeit vom Druck p_m ein. Der stationären Druckabhängigkeit ist ein Zeitverhalten überlagert: Zum einen baut sich der Druck an verschiedenen Achsen mit unterschiedlichem Zeitverzug auf, zum anderen baut er sich nach dem Zeitverzug unterschiedlich schnell auf. Aus diesem grundsätzlich gleichem Wirkverhalten der unterschiedlichsten Bremsanlage wurden die Pneumatikschemas für Motorwagen und Anhänger abgeleitet, die im folgenden näher erläutert werden sollen. Ein Hauptbestandteil dieser Schemata ist ein spezielles Ventil, das variable Druckverhältnisventil, das zunächst erklärt wird.

3.2.1.1 Variables Druckverhältnisventil in der Simulation

Bei der Auslegung von Druckluftbremsanlagen wird an den verschiedenen Achsen des Fahrzeugs eine definierte Abhängigkeit des Bremsdrucks vom Druck p_m am Kupplungskopf Bremse gewünscht. Diese ist erforderlich, um die gesetzlichen Anforderungen an die Abbremsung des Fahrzeugs und seiner Achsen zu erfüllen. Die Hersteller von Bremsanlagen bieten verschiedene Möglichkeiten an, diese Druckabhängigkeit einzustellen.

Im linken Teil von Abbildung 3-5 sind einige dieser Bauteile abgebildet, die entweder allein oder in verschiedenen Kombinationen an den Achsen eines Fahrzeugs eingebaut werden. Der Hersteller der Bauteile dokumentiert die Abhängigkeit zwischen eingesteuertem (1) und ausgesteuertem Druck (2), so daß es möglich ist, die Druckabhängigkeit zwischen Radbremszylinder und Kupplungskopf Bremse zu berechnen.

Sind genaue Angaben über die eingebauten Ventile nicht vorhanden, so besteht die Möglichkeit, die Druckabhängigkeit zwischen Radbremszylinder und dem Druck p_m zu messen. Dies ist prinzipiell im rechten Teil von Abbildung 3-5 dargestellt.

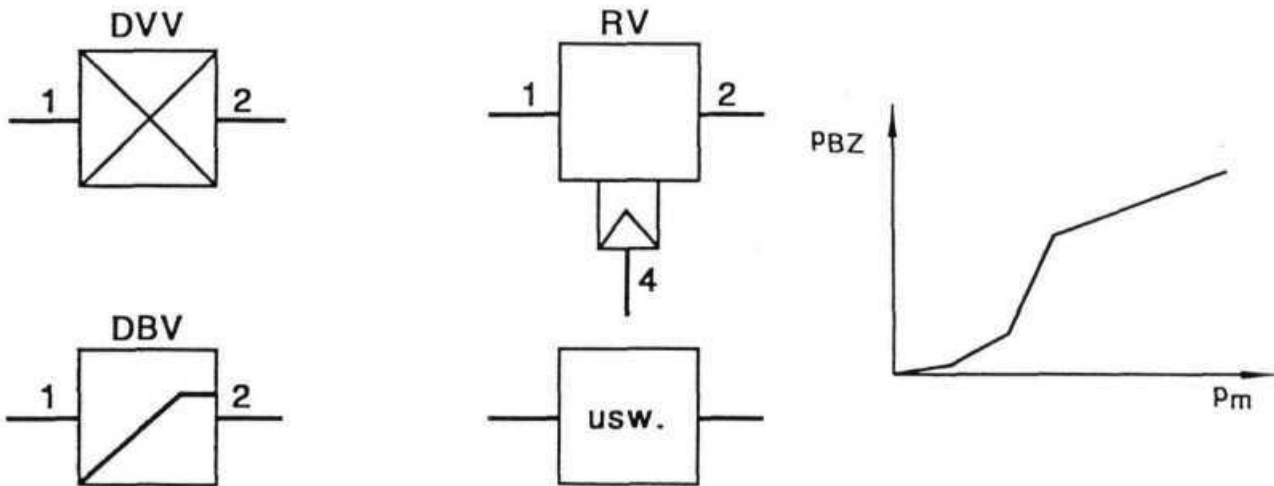


Abbildung 3-5 Druckabhängigkeiten

In der Simulation wird mit der Kenntnis der Beziehungen zwischen dem Druck am Radbremszylinder und dem Druck p_m ein einziges Ventil eingesetzt: Es wird im folgenden als *variables Druckverhältnisventil mit mehrfach geknickter Kennlinie* charakterisiert.

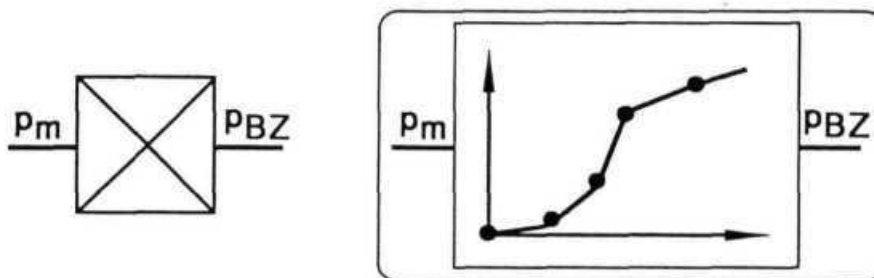


Abbildung 3-6 Variables Druckverhältnisventil

Abbildung 3-6 zeigt die Funktion des Ventils, das es ermöglicht, die Pneumatikschemata der Motorwagen- und Anhängerbremsanlagen deutlich zu vereinfachen, ohne aber das stationäre Wirkverhalten einer Anlage zu verändern.

3.2.1.2 Pneumatikschema der Motorwagenbremsanlage

An Hand der Abbildung 3-7 wird das Pneumatikschema der Motorwagenbremsanlage erklärt:

Durch das Trittplattenbremsventil wird ein Steuerdruck zur Vorder- und zur Hinterachse des Motorwagens sowie zum Anhängersteuerventil eingespeist. Der Steuerdruckverlauf, der einer Bremsbetätigung proportional ist, kann dazu beliebige Funktionen annehmen.

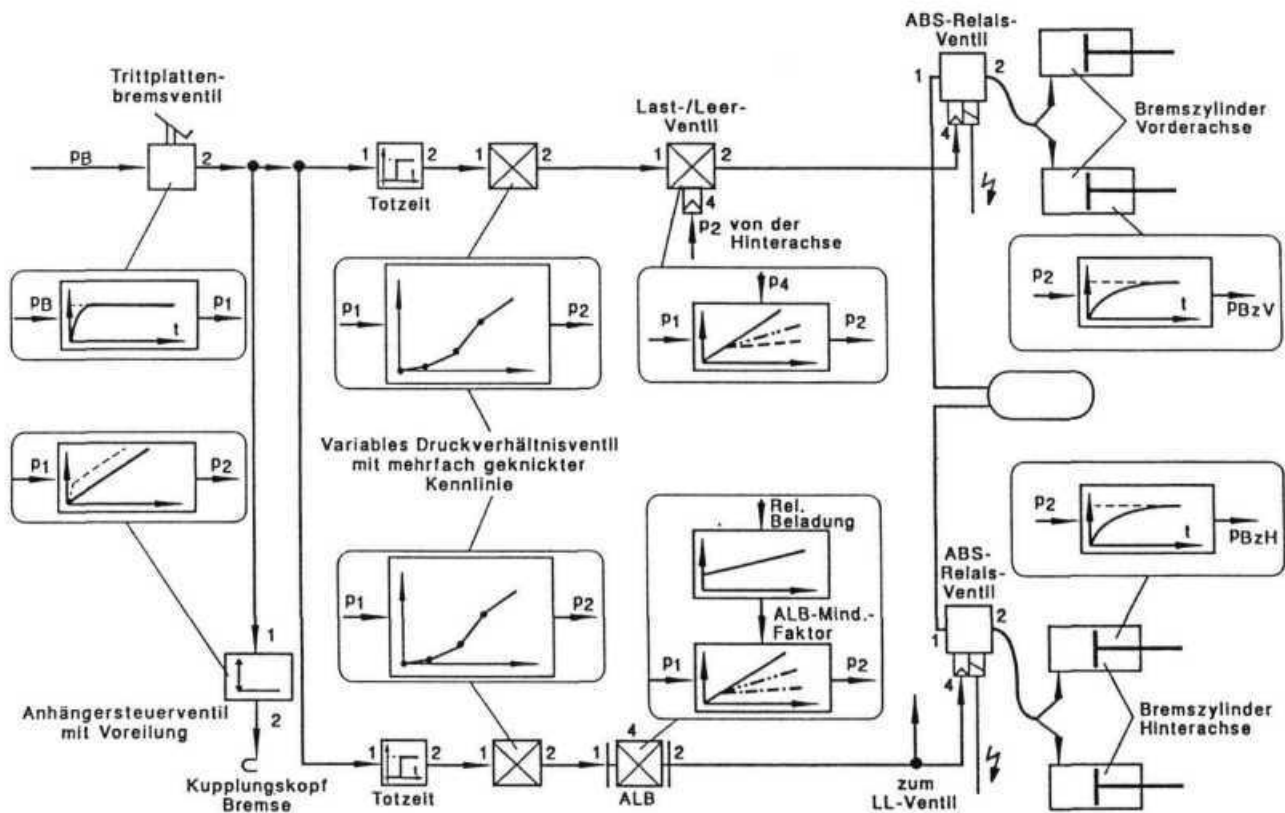


Abbildung 3-7 Pneumatikschema der Motorwagenbremsanlage

Der Bremsdruck der Vorderachse des Motorwagens wird mit mehreren Bauteilen entsprechend der oben genannten Forderungen geregelt: Mit Hilfe eines Totzeitglieds wird der verzögerte Druckanstieg gegenüber der Bremsbetätigung berücksichtigt. Die stationäre Abhängigkeit zwischen dem Druck p_m und dem Bremsdruck an den Radbremszylindern der Vorderachse wird mit dem variablen Druckverhältnisventil nachgebildet. Ein Last-/Leerventil an der Vorderachse regelt den Druck abhängig von dem Beladungszustand der Hinterachse. Vor den Radbremszylindern kann der Bremsdruck im Falle einer ABS-Bremmung von den ABS-Relaisventilen gesteuert werden. Bremsleitungen und Radbremszylinder bilden regelungstechnisch ein Drossel-Volumen-Element. Dieses wird durch das Zeitverhalten eines Verzögerungsgliedes erster Ordnung am Druck der Radbremszylinder nachgebildet.

Der Bremsdruck an der Hinterachse des Motorwagens wird auf vergleichbare Weise simuliert: Die stationäre Abhängigkeit zwischen dem Radbremszylinderdruck und dem Druck p_m wird mit dem variablen Druckverhältnisventil erreicht. Die Berücksichtigung zeitlicher Abhängigkeiten geschieht durch das Totzeitglied und das Verzögerungsglied erster Ordnung. ABS-Relaisventile steuern den Druck bei ABS-Regelungen. Im Gegensatz zur Vorderachse wird zudem der Bremsdruck durch den ALB-Regler abhängig vom Beladungszustand der Hinterachse reduziert und verringert somit die Gefahr des Überbremsens der Hinterachse bei Teilbeladungen. Statische oder dynamische ALB-Regler können eingesetzt werden.

Der Steuerdruck, der an Vorder- und Hinterachse angelegt wird, erreicht zunächst auch unverändert das Anhängersteuerventil. Ist am Anhängersteuerventil der zu simulierenden Bremsanlage eine Druckanpassung eingestellt, so wird diese im Simulationsprogramm berücksichtigt. Am Kupplungskopf Bremse liegt danach der Druck p_m als Steuerdruck für die Anhängerbremsanlage an.

3.2.1.3 Pneumatikschema der Anhängerbremsanlage

In Abbildung 3-8 ist das Pneumatikschema der Anhängerbremsanlage dargestellt.

Am Kupplungskopf Bremse wird der Druck p_m an den Anhänger in das Anhängerbremsventil übergeben. Auch hier ist es möglich, eine Druckanpassung, wie sie bei realen Anlagen eingestellt werden kann, zu berücksichtigen. Vom Anhängerbremsventil wird der Steuerdruck an die Vorder- und die Hinterachsen des Anhängers weitergeleitet.

Die Erzeugung des Radbremszylinderdrucks aus dem Steuerdruck erfolgt an Vorder- und Hinterachsen prinzipiell gleich:

Die stationäre Abhängigkeit des Radbremszylinderdrucks vom Druck p_m wird mit dem variablen Druckverhältnisventil berechnet. Das Zeitverhalten wird mit Hilfe eines Totzeitglieds und eines Verzögerungsglieds erster Ordnung berücksichtigt. An der Vorder- wie an den Hinterachsen wird mit ALB-Reglern der Beladungszustand der Achsen festgestellt und bei Teilbeladungszuständen der Bremsdruck entsprechend reduziert. An den Hinterachsen wird nur ein ALB-Regler verwendet, da die Achslasten gleich sind. Sowohl statische als auch dynamische ALB-Regler können eingesetzt werden. Bei ABS-Bremungen werden die Bremsdrücke mit ABS-Relaisventilen geregelt, wobei für die Hinterachsen ein gemeinsames Relaisventil genutzt wird.

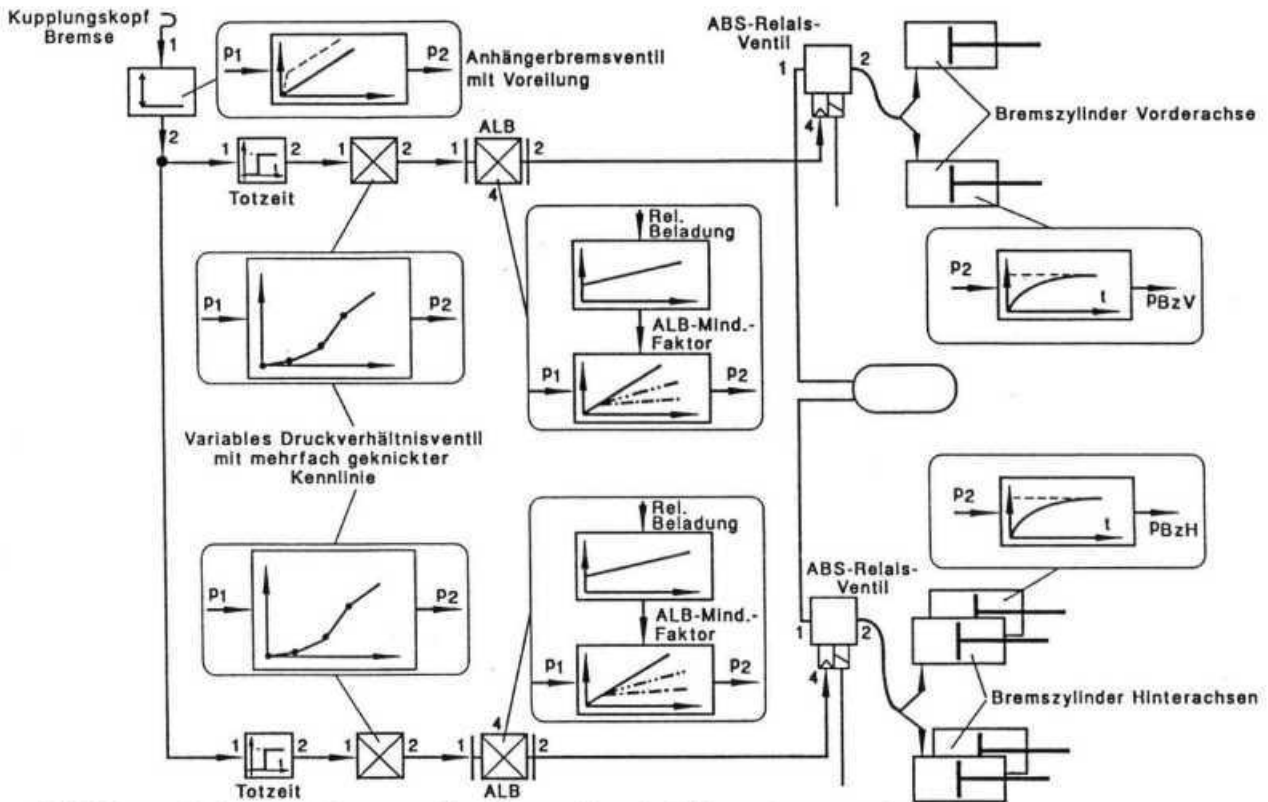


Abbildung 3-8 Pneumatisches Schema der Anhängerbremsanlage

3.2.2 Mechanischer Teil der Bremsanlage

Im vorangegangenen Unterkapitel wurde beschrieben, wie der Druck in den Membranzylindern berechnet wird. Aus dem Druck wird mit Hilfe der Membranzylinder eine Bremskraft in den Radbremsen erzeugt. Abbildung 3-9 zeigt zwei der hier eingesetzten Radbremsbauarten.

Im linken Teil der Abbildung 3-9 ist eine Trommelbremse in S-Nocken-Bauweise dargestellt: Der Druck im Membranzylinder erzeugt mit der Fläche eine Kolbenkraft, die auf den Hebelarm an der Bremswelle wirkt. Die Bremswelle und der auf ihr fest sitzende S-Nocken werden hierdurch gedreht und spannen die Bremsbacken auseinander. Die Zuspännkraft der Bremsbacken wird entsprechend der Bremsenkennung auf die Trommel übertragen und erzeugt eine Umfangskraft an der Trommel, die über den Reifen die Bremskraft am Rad erzeugt.

Gleichung 3-3 und Gleichung 3-4 beschreiben die Berechnung der Radbremskraft der Trommelbremse:

$$F_{BRad} = F_{Zyl} \times \frac{l_{Hebel}}{2 \times e} \times \eta \times C^* \times \frac{r_T}{r_{stat}}$$

Gleichung 3-3

$$F_{Zyl} = p_{Memb} \times A - K_{Anleg}$$

Gleichung 3-4

mit:

- p_{Memb} = Druck im Membranzylinder
- A = Fläche des Membranzylinders
- e = S-Nockenradius
- r_T = Trommelradius

- K_{anleg} = Korrektur durch Anlegemoment
- l_{Hebel} = Hebelarm der Bremswelle
- $\eta \times C^*$ = Bremsenkennung
- r_{stat} = statische Reifenhalbmesser

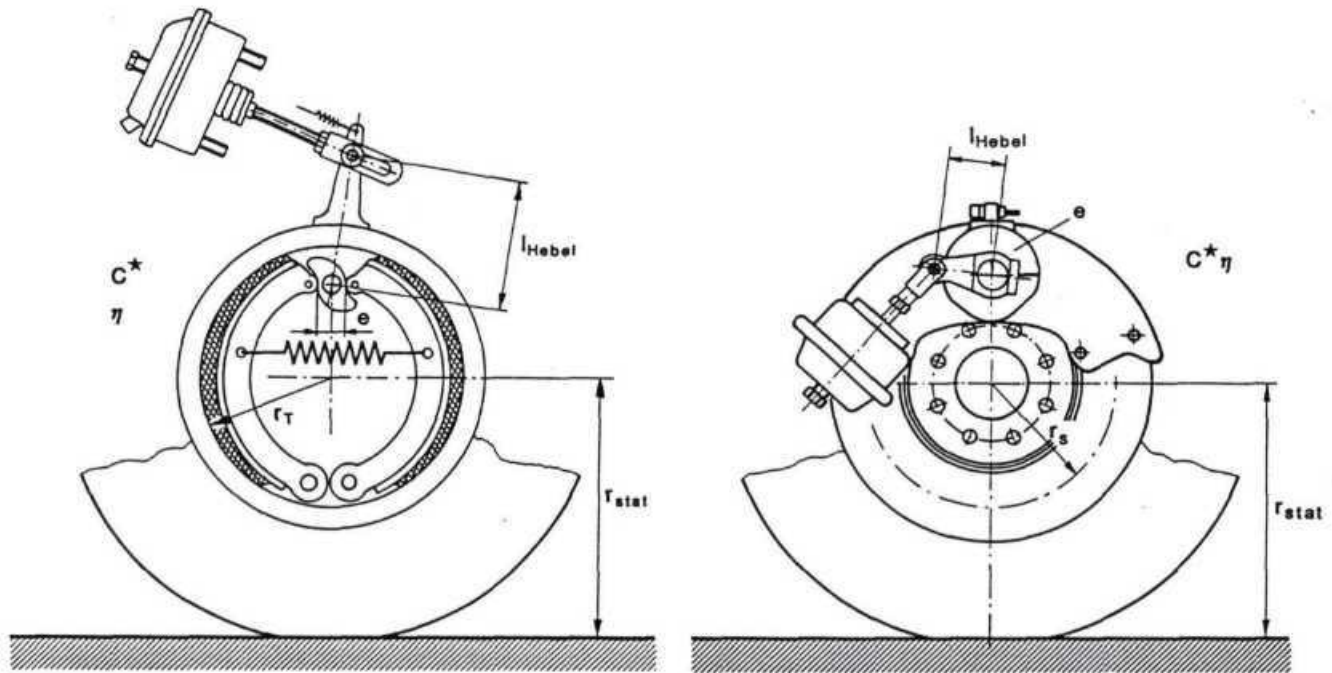


Abbildung 3-9 Radbremsbauarten

Die in der Berechnung zusätzlich eingesetzte Trommelbremse in Duo-Duplex-Bauweise ist nicht näher dargestellt, da sie lediglich eine weitere Form der Zuspannung der Trommelbremse bildet. Der Quotient aus l_{Hebel} / e entspricht dann der Steigung der Spreizkeile der Radbremse.

Im rechten Teil von Abbildung 3-9 ist eine moderne druckluftbetätigte Scheibenbremse gezeigt. Sie ist als Schwimmrahmenbremse mit tangentialer Zuspannung ausgeführt. Die Kraft des Membranzylinders wird auch hier über einen Hebel in eine Drehbewegung gewandelt. Im Inneren der Schwimmrahmenbremse wird aus der Drehung der Bremswelle mit Hilfe einer

Kugelrampe die Zuspaltung der Bremszange bewirkt. Die Zuspaltungskräfte erzeugen über die Bremsbeläge eine Umfangskraft an der Bremsscheibe, die über den Reifen die Bremskraft am Rad entstehen läßt. Die Berechnung der Radbremskraft einer Scheibenbremse kann nach Gleichung 3-3 und Gleichung 3-4 erfolgen. Hierzu wird anstelle des S-Nockenradius die Übersetzung der Kolbenkraft durch die Kugelrampe eingesetzt sowie der Bremsscheibenradius anstelle des Bremsstrommelradius.

Bei allen Bremsenbauarten wird in der Simulation die Hysterese vernachlässigt. Die Bremsenkennung wird aus Wirkungsgrad η und Bremsenkennwert C^* gebildet. Der Bremsenkennwert C^* ist abhängig von der Bremsenbauart, dem Belagreibwert zwischen Bremsbelag und Bremsstrommel bzw. Bremsscheibe und der Bremsentemperatur ϑ . Die Abhängigkeit von Bremsenbauart und Belagreibwert wird vereinfacht durch Gleichung 3-5 und Tabelle 3-1 berechnet:

$$C^* = a \times \mu + b \times \mu^2$$

Gleichung 3-5

Koeffizient	Duo-Duplex-Bremse	S-Nocken-Bremse	Scheiben-Bremse
a	1,5	3,5	2,0
b	20	1,0	0,0

Tabelle 3-1 Koeffizienten zur Bremsenkennwertberechnung

Bei der Abhängigkeit des Bremsenkennwerts von der Bremsentemperatur wird in der Simulation zwischen Trommelbremse und Scheibenbremse unterschieden. Prinzipiell weist jeder Bremsentyp eine eigene charakteristische Abhängigkeit auf. Die hier verwendeten Abhängigkeiten stellen besonders hohe Anforderungen an die Kompatibilitätsuntersuchungen. In Abbildung 3-10 ist der Zusammenhang graphisch gezeigt; es werden gemessene Kennlinien im Einsatz befindlicher Radbremsen exemplarisch verwendet. Dargestellt ist das Verhältnis zwischen dem Bremsenkennwert der betriebswarmen Bremse (ca. 100 °C) und dem Bremsenkennwert, bei der entsprechenden Bremsentemperatur, abhängig von der Bremsentemperatur.

Der Temperaturbereich wird für die Trommelbremse von 100 °C bis 400 °C definiert. Höhere Temperaturen sind technisch möglich - durch die dabei beginnende Zerstörung der Reibbeläge sind reproduzierbare Aussagen aber dann nur noch begrenzt möglich und nicht der Gegenstand der Untersuchung. Die höhere thermische Belastbarkeit der Scheibenbremse findet im Temperaturbereich bis 600 °C ihre Bestätigung. Bei höheren Temperaturen wird bei der

Trommelbremse der Minderungsfaktor von 400 °C und bei der Scheibenbremsen von 600 °C benutzt.

Auffallend ist, daß die Trommelbremse bei sehr hohen Temperaturen erheblich an Bremskraft einbüßt. Nach Gleichung 3-3 ist die Reduzierung der Bremskraft am Rad hierzu proportional und hiermit auch die Fähigkeit, das Fahrzeug zu verzögern. Bei der Scheibenbremse ist der Verlust der Bremskraft bei hohen Temperaturen deutlich geringer. Zusätzlich wird die Reduzierung bei sehr hohen Temperaturen wieder geringer, was sich positiv auf die Sicherheit eines mit dieser Bremse ausgerüsteten Fahrzeugs auswirkt.

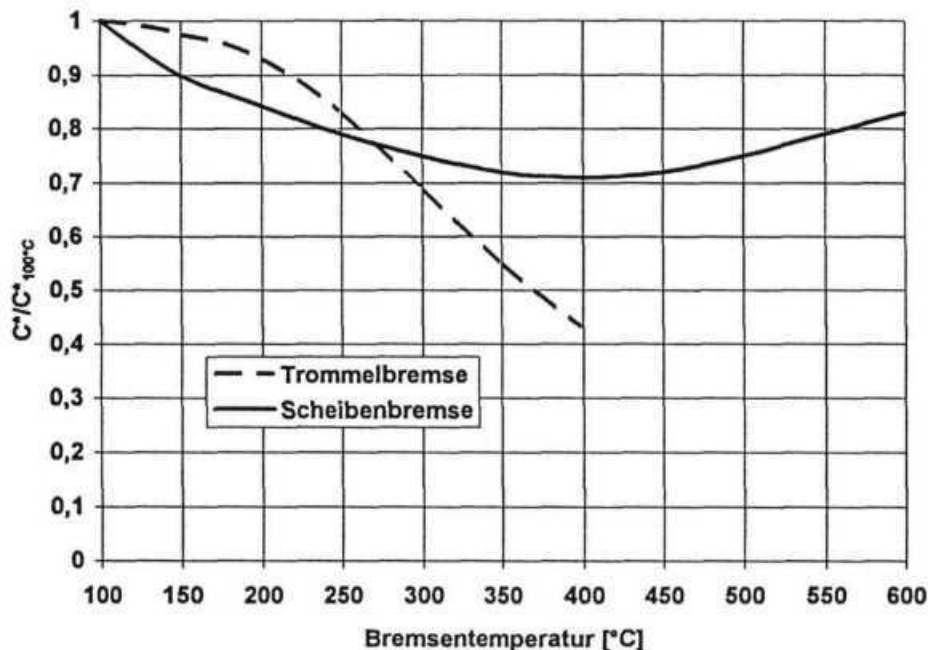


Abbildung 3-10 Minderungsfaktoren der Radbremsenkennwerte

3.2.3 ABS der Bremsanlage

Für die zu untersuchenden Fahrzeuge ist ABS sowohl für den Motorwagen als auch für den Anhänger vorgeschrieben und im Simulationsprogramm integriert. Der programmierte Regelzyklus basiert auf einem existierenden ABS. Zur Eignung im Simulationsprogramm ist es aber erforderlich, den Regelzyklus entsprechend anzupassen.

ABS für Nutzfahrzeuge mit Druckluftbremsanlagen arbeiten prinzipiell mit der Verknüpfung von zwei Eingangsgrößen und drei Aktionen. Die Eingangsgrößen sind der Schlupf λ und die

Verzögerung $\dot{\omega}$ eines Rades; die Aktionen sind Druckabbauen, Druckhalten und Druckaufbauen.

In real existierenden Fahrzeugen liegt die Größe der Radverzögerung exakt vor, wenn das entsprechende Rad einen ABS-Sensor besitzt. Der Schlupf am Rad wird aus der Radgeschwindigkeit und der Fahrgeschwindigkeit bestimmt. Die Radgeschwindigkeit kann über die ABS-Sensoren exakt bestimmt werden; die Fahrgeschwindigkeit kann aber nicht exakt ermittelt werden. Daher wird zur Schlupfberechnung eine Referenzgeschwindigkeit gebildet, die i.a. von der tatsächlichen abweichen wird, und somit weicht auch der berechnete Radschlupf vom tatsächlichen ab.

Im Simulationsprogramm liegen Schlupf und Radverzögerung immer exakt vor. Bei der Festlegung von Regelschwellen für den Schlupf findet dieser prinzipielle Unterschied seine Berücksichtigung. Die fehlende Hysterese in der Radbremse des Simulationsprogramms ist bei der Festlegung der ABS-Regelschwellen ebenfalls bedacht.

Der ABS-Regelzyklus im Simulationsprogramm arbeitet nach folgendem Prinzip: Ist die Radverzögerung $\dot{\omega}$ kleiner als der Schwellenwert $\dot{\omega}_{\text{crit}}$ greift das ABS nicht in den Bremsvorgang ein. Ist der Schwellenwert einmal überschritten, wird der Druck bis zum Ende der Bremsung ausschließlich vom ABS geregelt. Das geregelte Rad wird dann die maximal möglichen Bremskräfte aufzubringen versuchen. Die Entscheidung, ob der Druck gehalten, abgesenkt oder pulsierend erhöht wird, hängt vom Zusammenwirken von $\dot{\omega}$ und λ ab. Tabelle 3-2 faßt die logischen Verknüpfungen zusammen.

In Tabelle 3-2 ist der Regelzyklus für ein individual geregeltes Rad dargestellt. Im Sinne eines minimalen Bremswegs wäre diese Regelphilosophie für jedes Rad ideal - die entstehenden Giermomente am Fahrzeug wären aber auch sehr groß. Um in allen Situationen auch die Fahrstabilität zu gewährleisten, wird bei der Regelphilosophie ein Kompromiß aus kurzem Bremsweg und Fahrstabilität eingegangen. Im Simulationsprogramm ist es ausreichend, eine Achse entweder individual oder select-low zu regeln. Individual-Regelung bedeutet, daß der Druck an den Rädern einer Achse unabhängig voneinander geregelt wird. Bei der Select-Low-Regelung bestimmt das Rad mit der größeren Blockierneigung den Druck an beiden Rädern einer Achse.

In Tabelle 3-3 ist die Regelphilosophie für alle Achsen des Lastzugs zusammengefaßt.

An der Vorderachse eines Motorwagens wird in der Praxis eine modifizierte Individual-Regelung eingesetzt, um die Störmomente in der Lenkung in gewissen Grenzen zu halten. Im

Simulationsprogramm ist dies nicht erforderlich, da die Lenkwinkel am Rad während der Bremsung unveränderlich sind (open-loop Manöver).

Voraussetzung: $\dot{\omega}$ hat $\dot{\omega}_{\text{Krit}}$ einmal überschritten: \rightarrow ABS = ein $\ddot{x}_{\text{Krit}} = -1,3g$; $\ddot{x} = \dot{\omega} \times r_{\text{Dyn}}$ $\lambda_{1\text{Krit}} = 15\%$ $\lambda_{2\text{Krit}} = 20\%$			
$\dot{\omega} < \dot{\omega}_{\text{Krit}}$	$\lambda > \lambda_{1\text{Krit}}$	$\lambda > \lambda_{2\text{Krit}}$	Aktion: Druck...
JA	NEIN	NEIN	halten
JA	JA	NEIN	abbauen
JA	JA	JA	abbauen
NEIN	JA	JA	abbauen
NEIN	JA	NEIN	halten
NEIN	NEIN	NEIN	pulsierend erhöhen

Tabelle 3-2

Achse	Motorwagen-VA	Motorwagen-HA	Anhänger-VA	Anhänger-HA
ABS-Regelphilosophie	individual	individual	select-low	individual

Tabelle 3-3

In Kapitel 5 wird gezeigt, daß die hier eingesetzte Fahrsimulation geeignet ist, Untersuchung zum Bremsverhalten von Zugfahrzeug-Anhänger-Kombinationen mit der nötigen Genauigkeit durchzuführen.

4 Fahrversuch

4.1 Versuchslastzug

Der Versuchslastzug war eine Kombination aus zweiachsigem Motorwagen und dreiachsigem Anhänger. Der Motorwagen wurde für ein früheres Forschungsvorhaben mit Hilfe der FAT vom Institut für Kraftfahrwesen der Universität Hannover beschafft und stand daher für die Kompatibilitätsuntersuchungen zur Verfügung. Der Anhänger wurde von der SAF (Otto Sauer Achsenfabrik Keilberg) zunächst kurzfristig, dann für die Dauer der Fahrversuche großzügigerweise zur Verfügung gestellt. Das zulässige Gesamtgewicht des Lastzuges betrug 40 t.

Motorwagen:

Abbildung 4-1 zeigt den Motorwagen vom Typ IVECO Magirus 190-32. Das Fahrzeug hatte ein zulässiges Gesamtgewicht von 16 t, das Leergewicht beträgt 8,85 t. Über einen Hilfsrahmen war ein Pritschenaufbau der Fa. Kässbohrer mit Plane und Spriegel montiert.



Abbildung 4-1 Motorwagen des Versuchslastzugs

Die Vorderachse war blattgedert, die Hinterachse war luftgedert. Die Bereifung hatte an beiden Achsen einheitlich die Dimension 315/80 R 22,5. Ebenso waren einheitlich Doppelpreiszielbremsen eingebaut. Der Druck in den Radbremszylindern der Hinterachse wurde

abhängig von der Beladung mit Hilfe der Luftfederbalgdrücke und eines ALB geregelt, während die Vorderachse entsprechend ihres geringeren Last-Leer-Verhältnisses nicht geregelt wurde.

Das Fahrzeug verfügte über kein ABS. Die pneumatische Anlage wurde in früheren Forschungsvorhaben verändert¹³. Die Radbremsen wurden für die Untersuchungen gewartet und z.T. instandgesetzt.

Anhänger:

Der drehchemelgelenkte Versuchsanhänger hatte ein zulässiges Gesamtgewicht von 24 t bei einem Leergewicht von 5,86 t. Abbildung 4-2 zeigt das Fahrzeug. Die drei Achsen neuester Bauart waren unter einen Rahmen mit Pritschenaufbau älterer Bauart der Fa. Göbel montiert.

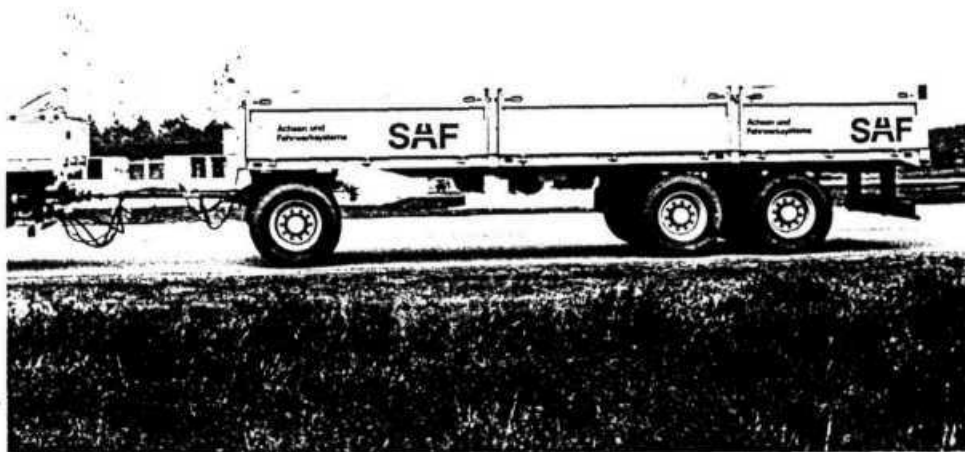


Abbildung 4-2 **Anhänger des Versuchslastzugs**

Die Achsen waren luftgefedert und zusätzlich in ihrer Dämpfung einstellbar. Die mittlere Achse war als Liftachse ausgeführt. Die Einzelbereifung der Anhängerachsen hatte die Dimension 385/65 R 22,5. Die Trommelbremsen wurden mit S-Nocken zugespant, die Gestängesteller waren selbstnachstellend. Die pneumatische Auslegung und Ausrüstung der Anhängerbremse

¹³ Ein spezielles Trittplattenbremsventil ermöglichte u.a. die gleichzeitige Ansteuerung von Betriebsbremse und einem Retarder.

wurde von WABCO durchgeführt. Vorder- und Hinterachsen verfügten über ALB, die von den Luftfederbalgdrücken angesteuert wurden, sowie über ABS.

Vor den hier durchgeführten Fahrversuchen wurde der Versuchsanhänger von WABCO für verschiedene Versuche eingesetzt. Hieraus resultierte ein einwandfreier Zustand des Fahrwerks und der Bremsen. Zum Messen der Koppelkräfte wurde ein ca. 400 mm langes Meßglied zwischen Motorwagen und Anhänger montiert. Daher wurde eine entsprechend kürzere Zuggabel verwendet¹⁴.

Die technischen Daten der Versuchsfahrzeuge sind im Anhang 12.1 aufgeführt.

4.2 Meßtechnik

Die Aufnahme und Registrierung der wichtigsten Größen erfolgte mit Hilfe einer 13-kanaligen Meßkette. Die Meßtechnik teilte sich in die Sensoren mit Verstärkern, das Aufzeichnungsgerät und die Auswerteeinheit auf. Abbildung 4-3 zeigt einen Überblick über die Meßkette, die im folgenden erläutert wird:

Der Lenkwinkel (Kanal 1) wurde am linken Vorderrad des Motorwagens mit einem Drehpotentiometer gemessen. Der Knickwinkel zwischen Motorwagen und Zuggabel (Kanal 6) wurde mit einer speziellen Anhängerkupplung, deren Maul entsprechend dem Knickwinkel mit-schwenken konnte, gemessen; Abbildung 4-4, rechts. Im Mittelpunkt des Anhängerdrehkranzes befand sich zum Messen des Knickwinkels zwischen Zuggabel und Anhängerlastteil (Kanal 7) ebenfalls ein Drehpotentiometer; Abbildung 4-4, links.

Längs- und Querschleunigung des Motorwagens (Kanal 2 und 3) wurden mit induktiven Beschleunigungsaufnehmern gemessen, die am Querträger, der die Anhängerkupplung trägt, montiert waren.

Die Kursgeschwindigkeit (Kanal 4) wurde optoelektronisch mit einem sogenannten Correvit gemessen, der in der Nähe des Motorwagenschwerpunktes montiert war. Der Correvit lieferte eine zur Längsgeschwindigkeit proportionale Spannung.

¹⁴ Die Zuggabel wurde dem IKH von Rockinger, München, freundlicherweise überlassen

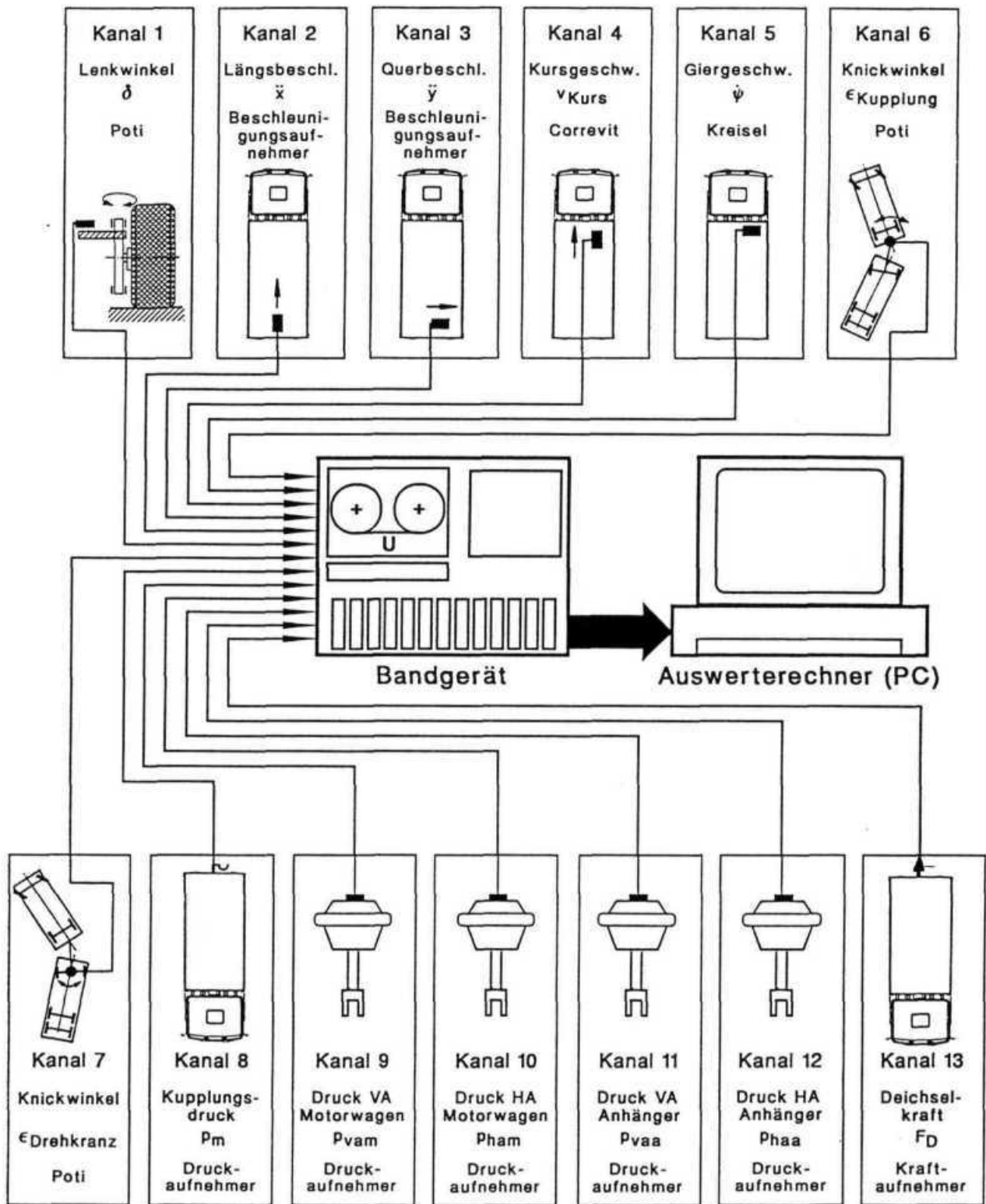


Abbildung 4-3 Meßtechnik im Versuchslastzug

Die Giergeschwindigkeit (Kanal 5) des Motorwagens wurde mit einem Gierkreisel erfaßt. Der Gierkreisel war an dem, mit dem Rahmen fest verbundenen, Aufbau angebracht. Ein zugehöriger Verstärker gab eine der Giergeschwindigkeit des Motorwagens proportionale Spannung ab.

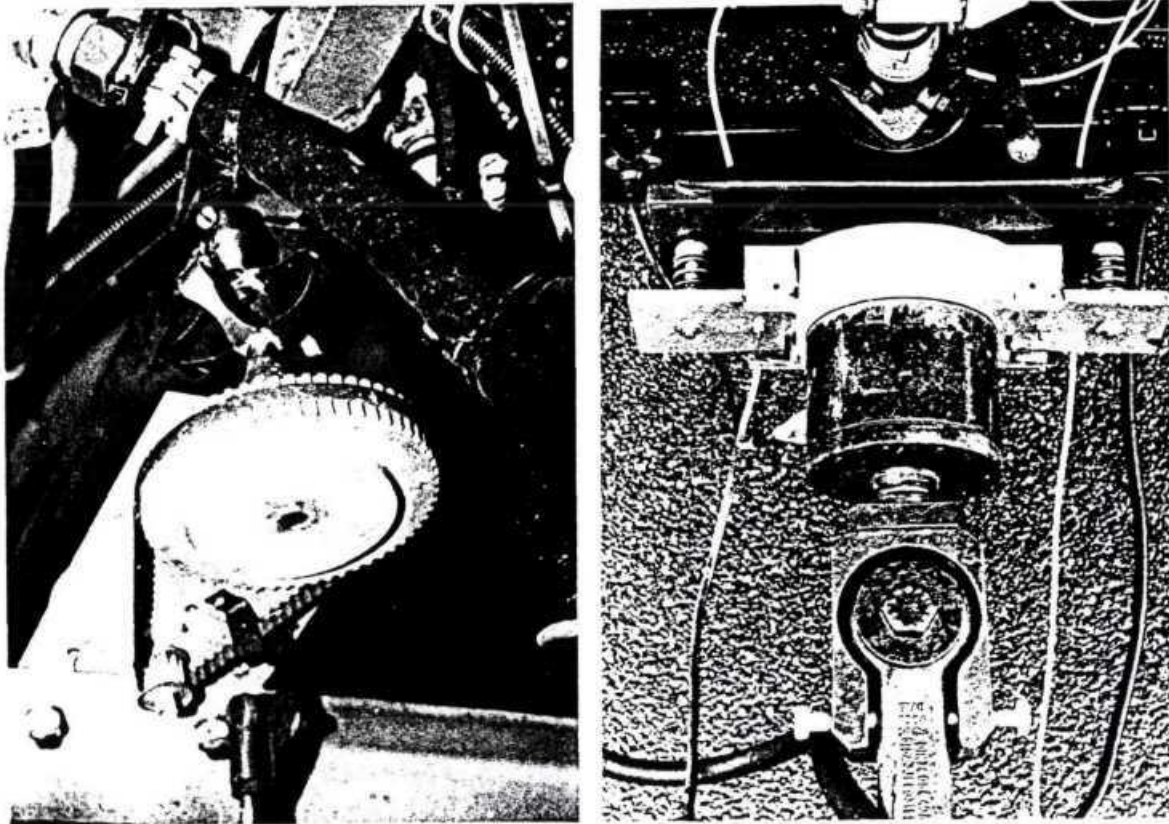


Abbildung 4-4 Meßaufnehmer Kanal 6, Kanal 7 und Kanal 13

Der Druck p_m am Kupplungskopf Bremse (Kanal 8), der Druck an der Motorwagenvorderachse (Kanal 9) und an der Motorwagenhinterachse (Kanal 10) wurden mit handelsüblichen Druckmeßdosen erfaßt. Der Druck an der Anhängervorderachse (Kanal 11) und Hinterachse (Kanal 12) wurde mit Druckmeßdosen mit integriertem Verstärker (Eigenbau WABCO) gemessen¹⁵. Alle Druckmeßdosen lieferten eine dem Druck proportionale Spannung.

¹⁵ Diese Meßtechnik wurde dem IKH von WABCO, Hannover, für die Dauer der Versuche freundlicherweise überlassen.

Die Koppelkraft zwischen Motorwagen und Anhänger (Kanal 13) wurde mit einem Kraftmeßglied (Eigenbau IKH) gemessen; Abbildung 4-4. Das Meßglied war spielfrei in der Anhängerkupplung und an der Zuggabel eingepaßt. Es konnten sowohl Druck- als auch Zugkräfte mit der, mit Dehnungsmeßstreifen applizierten, Vorrichtung gemessen werden. Die Signale des nachgeschalteten Trägerfrequenzmeßverstärkers lieferten eine kraftproportionale Spannung.

Die Signale aller 13 Kanäle wurden zeitsynchron und analog mit einem Bandgerät aufgezeichnet. Während der Fahrversuche konnten zum einem die richtige Aussteuerung der einzelnen Kanäle am Bandgerät kontrolliert werden, zum anderen diente ein Hinterbandschrieb einer wirkungsvollen Überwachung der Meßgrößen. Abbildung 4-5 zeigt einen Teil der Meß- und Aufzeichnungstechnik im Fahrerhaus des Lastzugs.

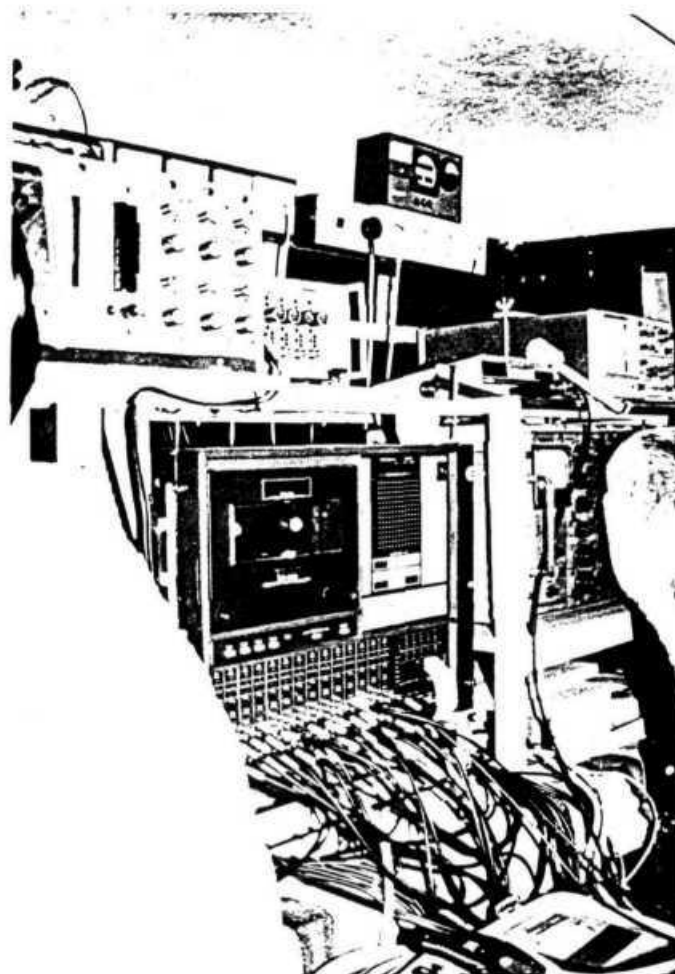


Abbildung 4-5 **Blick ins Fahrerhaus**

Nach der Durchführung der Fahrversuche wurden die analogen Daten mit Hilfe eines Auswerterechners mit einer A/D-Wandlerkarte und einer kommerziellen Software digitalisiert. Die Abtastrate der Digitalisierung betrug 100 Hz. Um Abtastfehler zu vermeiden, wurden die Si-

gnale vor der Digitalisierung mit 10 Hz gefiltert; das Tiefpaßfilter hatte eine Flankensteilheit von 75 dB/Oktave.

Parallel zur Digitalisierung wurde die Spannung mit dem zugehörigen Kalibrierwert verknüpft, so daß der Bezug zur Meßgröße hergestellt war. Nach diesem Vorgang lag eine Datei für jeden Fahrversuch vor, die alle Meßgrößen abhängig von der Zeit enthielt.

Mit Hilfe des Programmsystems DIA-PC wurden diese Dateien graphisch aufbereitet und dokumentiert.

4.3 Bremsen geradeaus

Mit den Versuchen zum Bremsen geradeaus sollten zwei Aufgaben gelöst werden: Zum einen wurde das Bremsverhalten von Motorwagen und Anhänger abhängig vom Druck p_m festgestellt und somit die Lage im EG-Abbremsungsband dokumentiert. Zum anderen wurde das Fahrverhalten und die Fahrstabilität von Motorwagen und Anhänger in allen Abbremsungsbereichen, von der Anpassungsbremung bis zur Vollbremsung, untersucht.

4.3.1 Versuchsdurchführung

Auf einer langen, geraden und ebenen Straße wurde das Versuchsfahrzeug aus ca. 60 km/h Geschwindigkeit über das Trittplattenbremsventil vom Fahrer abgebremst. Der Fahrer versuchte einen vorgegebenen Wert für Druck p_m möglichst schnell und genau anzusteuern. Während des Bremsvorganges wurden die in Kapitel 4.2 beschriebenen Meßgrößen aufgezeichnet. Bei den verschiedenen Abbremsungen wurde der Druck p_m von ca. 1 bar - in Schritten von 1 bar - bis zu dem Druck gesteigert, an dem einzelne Achsen blockierten. Jede Messung wurde mindestens einmal wiederholt. Um bei den Untersuchungen auch sehr große Drücke p_m zu erreichen, wurden die Geradeausbremsungen ausschließlich auf trockener und somit griffiger Fahrbahn durchgeführt.

4.3.2 Bremsenauslegung des Motorwagens

Die Messungen zur Dokumentation der Bremsenauslegung des Motorwagens wurden ohne Anhänger durchgeführt. Zur Bestimmung der Bremsenauslegung wurden die Verzögerung des Fahrzeugs, der Druck p_m und die Bremsdrücke an allen Achsen gemessen.

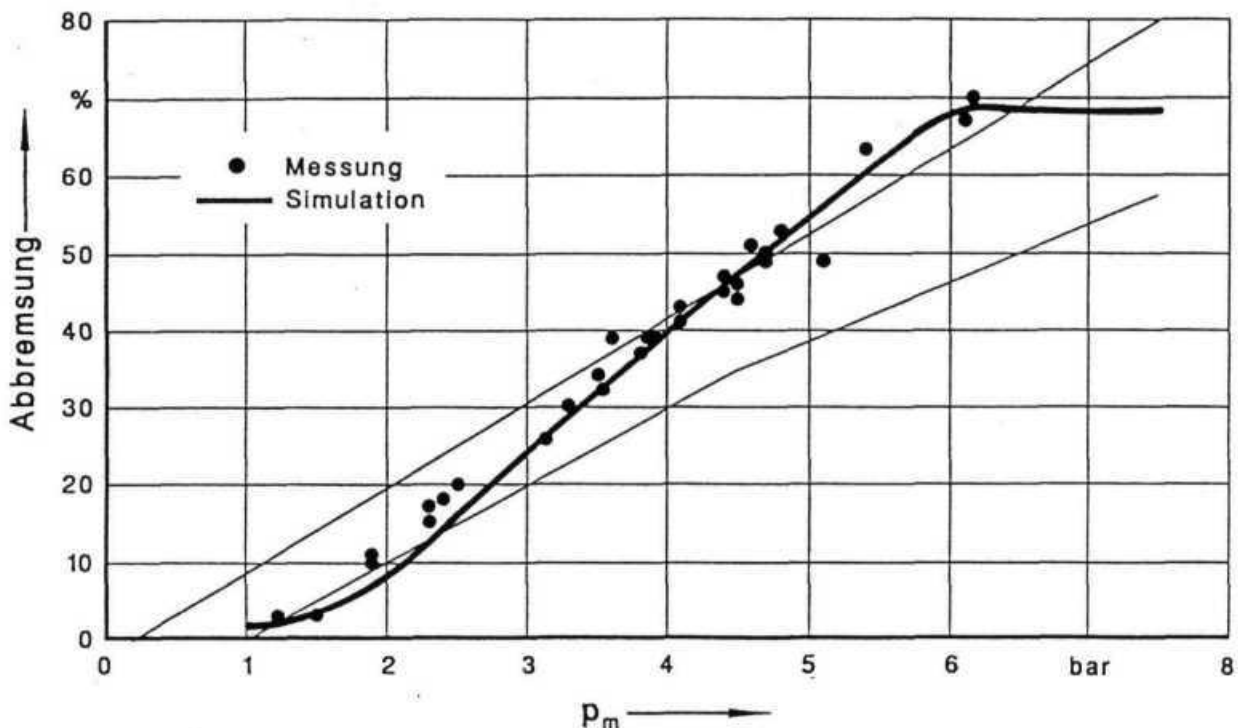


Abbildung 4-6 Bremsenauslegung des IVECO-Magirus, beladen

Die Abbildung 4-6 zeigt die Abhängigkeit der Fahrzeugverzögerung vom Druck p_m für den beladenen Zustand. Die Abbremsung ist darin der quasistationäre Wert, der sich nach ca. 2 Sek. abhängig von p_m eingestellt hat. Neben den Punkten der Fahrzeugverzögerung sind die Bandgrenzen eingetragen. Die Auslegung des Fahrzeugs, wie es später für die Programmvalidierung benutzt wurde, ist zusätzlich mit der durchgezogenen Linie dargestellt. Auf diesen Verlauf wird in Kapitel 5.2 näher eingegangen.

Der Motorwagen entsprach mit seinem Bremsverhalten bei sehr kleinen und sehr großen Drücken p_m nicht exakt den gesetzlichen Vorschriften. Bei den sehr kleinen Drücken war die Bremskraft zu schwach. Bei den großen Drücken war die Bremskraft zu groß, was der Fragestellung des Forschungsvorhabens aber zugute kam.

In Abbildung 4-7 ist die Bremsauslegung des leeren Motorwagens über dem Druck p_m in den Bandgrenzen gezeigt. Die etwas zu schwache Verzögerung des Fahrzeugs bei kleinen p_m war auch im nicht beladenen Zustand zu beobachten.

Die beiden dargestellten Messungen (1. und 2. Messung) zeigen den erheblichen Einfluß der Hysterese in der gesamten Bremsanlage: Bei der 1. Messung wurde der Sollwert des Druckes p_m jeweils kurz überschritten und das Pedal hiernach etwas gelöst. Der Druck p_m ließ dabei stärker nach als der Druck in den Radbremszylindern. Dem Hystereseeinfluß in der Pneumatik der Betriebsbremsanlage war zudem noch einer in der Mechanik der Radbremsen überlagert. Bei der 2. Messung wurde der Druck p_m ausschließlich auf seinen Sollwert gesteigert und

hiernach nicht mehr korrigiert. Diese Art der Pedalbetätigung wurde bei allen später beschriebenen Versuchen gewählt, um den Hystereseeinfluß zu minimieren.

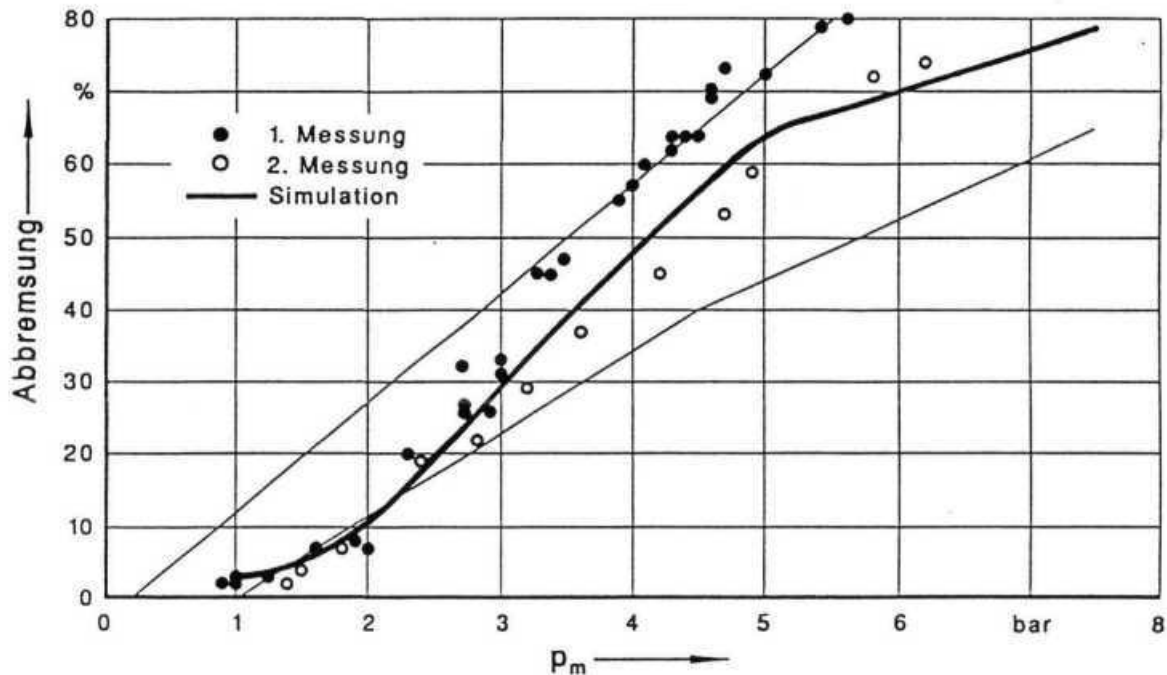


Abbildung 4-7 Bremsenauslegung des IVECO-Magirus, leer

4.3.3 Bremsenauslegung des Anhängers

Die Untersuchung der Bremsenauslegung des Anhängers erfolgte mit dem bereits beschriebenen Motorwagen. Der Beladungszustand - nicht beladen oder voll beladen - wurde bei Motorwagen und Anhänger gleichzeitig eingestellt. Hierdurch sollte eine gegenseitige Beeinflussung durch entstehende Koppelkräfte weitgehend reduziert werden. Zur Bestimmung der Bremsenauslegung des Anhängers wurden die Gesamtverzögerung des Lastzugs, der Druck p_m , die Bremsdrücke in den Membranzylindern der Anhängerachsen und die Koppelkraft gemessen. Die Verzögerung des Anhängers kann mit folgendem Zusammenhang bestimmt werden:

$$z_{\text{Anh}} = z_{\text{Ges}} + \frac{F_K}{G_{\text{Anh}}}$$

Gleichung 4-1

mit z_{Anh} = Verzögerung des Anhängers
 F_K = Koppelzugkraft

z_{Ges} = Gesamtverzögerung
 G_{Anh} = Gewichtskraft des Anhängers

Die Auslegung zeigt einen sowohl für Anhänger als auch für Motorwagen typischen Verlauf: Bei kleinen Drücken p_m orientiert sich die Auslegung mehr zur unteren Bandgrenze, bei zunehmenden Drücken p_m mehr zur Bandobergrenze. Hierdurch wird bei den Anpassungsbremungen ein feinfühliges Dosieren der Bremskraft möglich, bei gleichzeitiger Gewährleistung von großen Bremskräften bei den Stop- und Notbremsungen.

Die Bremsenauslegung des leeren Versuchsanhängers ist in Abbildung 4-9 gezeigt. Die Auslegung der Simulation ist ebenso dargestellt wie das hier nicht vorgeschriebene Bremsband. Aus dem Grund besserer Vergleichbarkeit und der Tatsache, daß viele Fahrzeughersteller versuchen, das Abbremsungsband für leere Fahrzeuge trotz ABS einzuhalten, ist das Band auch im folgenden zumeist eingetragen.

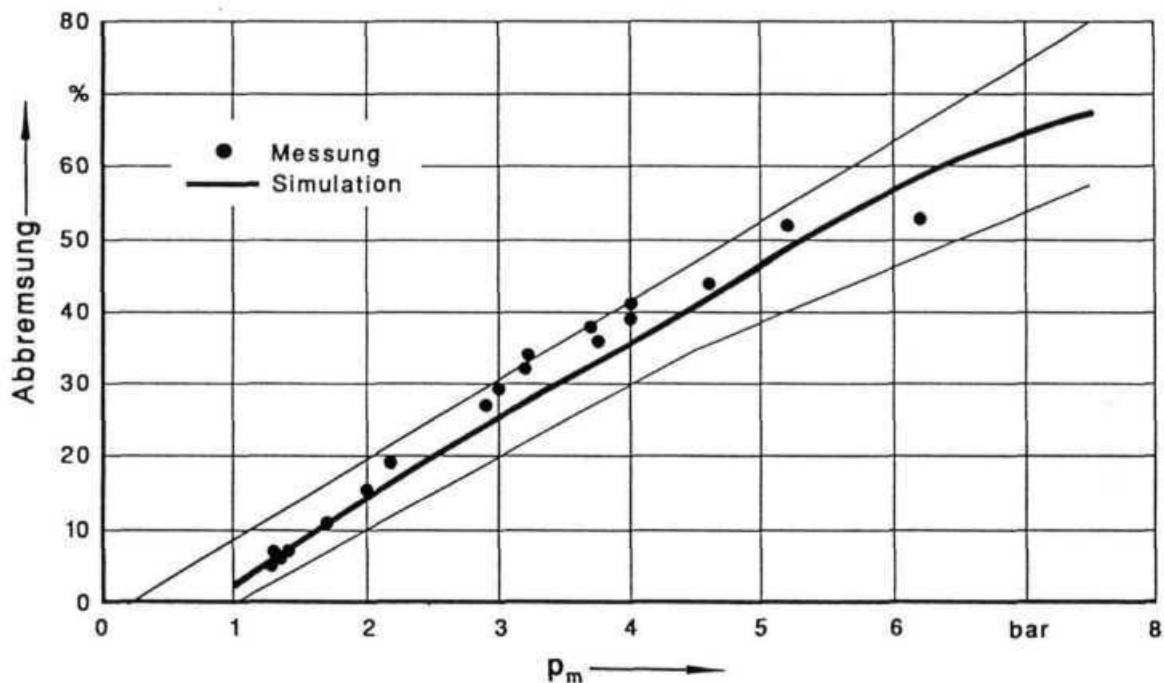


Abbildung 4-8 Bremsenauslegung des SAF-Versuchsanhängers, beladen

Bei kleinen Bremsdrücken zeigt der leere Anhänger ein ähnliches Verhalten wie der leere Motorwagen; es muß ein Druck p_m von mehr als ca. 1,5 bar anliegen, damit nennenswerte Bremskräfte an den Achsen aufgebaut wurden. Die Hysterese, die auch bei größeren Drücken für die deutliche Streuung der Meßwerte verantwortlich ist, hatte somit auch bei dieser deutlich jüngeren Bremsanlage erheblichen Einfluß auf die Bremskräfte und somit auf die Kompatibilität.

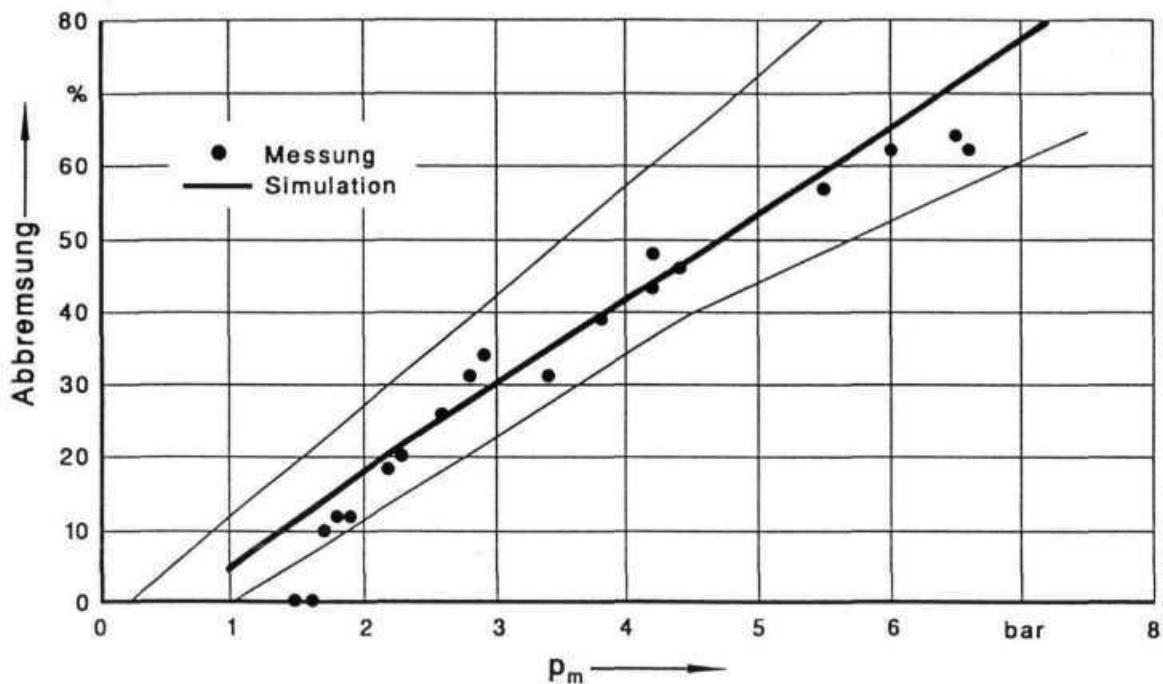


Abbildung 4-9 Bremsenauslegung des SAF-Versuchsanhängers, leer

4.3.4 Stabilitätsverhalten bei Geradeausbremsungen

Zur Dokumentation der Bremsenauslegung der Lastzugglieder wurden, wie oben beschrieben, alle vorkommenden Abbremsungsbereiche abgedeckt. Die Stabilität beim Bremsen könnte mit Hilfe der gemessenen Größen dargelegt werden. Da aber bei keiner der untersuchten Belastungszustände - selbst bei Vollbremsungen - nennenswerte Knick- oder Gierwinkel auftraten, soll hierauf zugunsten der qualitativen Bewertung verzichtet werden.

Bei Bremsungen mit nicht blockierten Achsen zeigte der Versuchslastzug keinerlei querdynamische Reaktion. Die völlig intakten und gut gewarteten Anlagen von Motorwagen und Anhänger waren dabei sicherlich ausschlaggebend für gleiche Bremsmomente an den beiden Rädern einer Achse. Das zuweilen bekannte Schiefziehen durch unterschiedliche Bremsmomente wurde beim Versuchslastzug nicht beobachtet.

Bei Verzögerungen mit blockierten Achsen waren die querdynamischen Reaktionen ebenfalls minimal. Die Vorderachse des Motorwagens blockierte i.a. zuerst und führte zur Lenkunfähigkeit. Die Stabilität beim Bremsen blieb aber durch die fahrdynamisch günstige Bremskraftverteilung auf die Achsen von Motorwagen und Anhänger stets erhalten.

Die Aussagen über die Bremsstabilität treffen für den leeren und den voll beladenen Lastzug zu. Alle Bremsungen wurden auf griffiger Fahrbahn durchgeführt. Bei nassen und rutschigen

Fahrbahnoberflächen sind die gemachten Aussagen nicht direkt übertragbar, da die Bremskraftverteilung bei kleineren Drücken völlig anders sein kann.

Nasse Fahrbahnen und Bremsungen mit blockierten Rädern aller Achsen des Lastzugs wurden beim Bremsen in der Kurve näher untersucht.

4.4 Bremsen in der Kurve

Für schwere Lastzüge existiert kein genormtes Manöver zur Bewertung des Bremsverhaltens bezüglich querdynamischer Lastzugreaktionen. Das für Pkw bekannte ISO-Verfahren [28] zur Fahrzeugbewertung beim Bremsen läßt sich für Lastzüge zunächst nicht anwenden: Zum einen ist der Auswertzeitpunkt nicht anwendbar, da Lastzüge deutlich träger reagieren als Pkw. Zum anderen müßten mit den in der ISO vorgeschlagenen Bewertungsgrößen alle drei Lastzugglieder beschrieben werden. Die Koppelung der Lastzugglieder erfordert dann aber eine andere als beim Pkw eingesetzte Verarbeitung der Meßergebnisse.

Trotz dieser Einschränkungen bezüglich der Auswertung der Ergebnisse sollte die fahrdynamische Kompatibilität von Lastzügen mit dem Manöver des Bremsens in der Kurve näher untersucht werden. Beim Bremsen in der Kurve wirken längs- und querdynamische Einflußgrößen gleichzeitig auf den Lastzug, so daß die Anforderungen an die Stabilität maximal sind. Zudem ergibt sich durch die weit verbreitete Anwendung dieses Manövers in der Fachwelt eine gute Vergleichsmöglichkeit zu anderen Untersuchungen [20,1].

4.4.1 Versuchsdurchführung

Die Versuche zum Bremsen in der Kurve wurden auf einem abgesperrten Testgelände - dem Contidrom - der Continental AG in Jevern gefahren, weil derartige Versuche auf öffentlichen Straßen nicht durchführbar sind. Abbildung 4-10 zeigt die Versuchskreise. Im Vordergrund ist der 25-m-Kreis und im Hintergrund der 100-m-Kreis zu sehen.

Die Fahrbahnbeschaffenheit beider Kreise ist deutlich verschieden. Der 100-m-Kreis des Contidroms hat eine typische Schwarzdecke. Der 25-m-Kreis besitzt eine Kopfsteinpflasterung, die gleichmäßig beregnet werden kann.

Die maximalen Forderungen an das Stabilitätsverhalten des Lastzugs beim Bremsen bedingen ein z.T. erhebliches Risiko der Versuche, insbesondere durch die Randbedingung eines am Motorwagen fehlenden bzw. am Anhänger abgeschalteten ABS. Der Verzicht auf einen Knick- oder Kippschutz verschärfte diese Randbedingung. Alle Fahrversuche wurden vom

langjährigen Versuchsfahrer des IKH, Herrn Hasso Falke, durchgeführt. Um einen eigenen Eindruck des Lastzugverhaltens zu erhalten, wurden ausgewählte Versuche zu allen Variationen auch vom Verfasser gefahren.



Abbildung 4-10 Versuchskreise Contidrom

Bei den Beladungszuständen wurde leer und beladen unterschieden. Beladen bedeutet für das jeweilige Fahrzeug die maximal zulässige Beladung. Der Motorwagen wurde mit Betongewichten beladen. Der Anhänger wurde bei ersten Versuchen mit ca. 18 t Kies und später mit Betongewichten beladen. Abbildung 4-11 zeigt die Versuchsbeladung des Anhängers.

Ausgangsbedingung der Bremsvorgänge war die stationäre Kreisfahrt. Kurz vor Bremsbeginn kuppelte der Fahrer aus. Ab Bremsbeginn wurde das Manöver als Open-Loop-Versuch gefahren, d.h. die Lenkung wurde auf dem zuvor stationären Wert festgehalten. Der Fahrereinfluß auf das Bremsverhalten konnte dadurch ausgeschlossen werden. Stellte sich im Laufe des Bremsvorgangs ein gefährlicher Zustand ein - etwa durch Ausbrechen der Anhängervorderachse - beendete der Fahrer das Manöver, z.B. durch Lösen der Bremse und Gegenlenken, vorzeitig.

Die Betätigung der Bremse erfolgte über das Trittplattenbremsventil, wie in Kapitel 4.3.1 beschrieben. Eine Betätigung durch eine Bremsmaschine erschien nicht sinnvoll, da großer Wert auf eine realistische Pedalbetätigung gelegt wurde. Durch die Aufzeichnung aller Drücke konnten die Versuche nachvollzogen werden.



Abbildung 4-11 Beladung des SAF-Anhängers

Alle Versuche wurden mindestens zweimal durchgeführt. Der Druck p_m wurde in Schrittwerten von 1 bar bis zur Blockiergrenze gesteigert. Die im Kapitel 4.2 beschriebenen Meßgrößen wurden zu jedem Manöver aufgezeichnet. Das ABS am Anhänger war, wenn nicht anders erwähnt, abgeschaltet.

Die wichtigsten Fahrversuche wurden durch Fotos und Videoaufzeichnungen dokumentiert. Die durchgeführten Fahrversuche werden mit Tabelle 4-1 zusammengefaßt.

Die Versuche sind nicht in der angegebenen Reihenfolge durchgeführt worden. Diese richtete sich vielmehr nach den Witterungsverhältnissen und der Verfügbarkeit von Versuchsgelände und Versuchsbeladung.

Die gefahrenen Geschwindigkeiten wurden bei den Versuchen mit mindestens einem beladenen Fahrzeugteil durch die verfügbare Motorleistung auf dem großen Kreis begrenzt. Dennoch liegen auch diese Ausgangsgeschwindigkeiten für das Bremsen in der Kurve im fahrdynamischen Grenzbereich. Im normalen Straßenverkehr werden so hohe Kurvengeschwindigkeiten nicht erreicht.

Motorwagen	Anhänger	Kreisradius	Fahrbahnzustand	Geschwindigkeit
leer	ohne	100 m	naß	60, 70 km/h
leer	ohne	100 m	trocken	60, 70, 80 km/h
leer	ohne	25 m	naß	28 km/h
beladen	ohne	100 m	trocken	60, 70, 80 km/h
leer	leer	100 m	naß	50, 60, 70 km/h
leer	leer	100 m	trocken	60, 70, 80 km/h
leer	leer	25 m	naß	28 km/h
beladen	beladen	100 m	trocken	50, 60 km/h
beladen	beladen	25 m	naß	28 km/h
leer	beladen	100 m	trocken	50, 60, 70 km/h
leer	beladen	25 m	naß	28 km/h

Tabelle 4-1 Versuchsmatrix Contidrom

4.4.2 Ergebnisdarstellung der Fahrversuche

Zur Darstellung der Ergebnisse und der Einflußparameter der Fahrversuche wurden hier die Knickwinkel zwischen den Lastzuggliedern gewählt. Mit den Knickwinkeln ist eine Beschreibung der Lastzugglieder zueinander vollständig möglich. Die Beschreibung der absoluten Bewegung des Lastzugs, z.B. das Hineindreuen des Motorwagens in den Kreis, erfolgt qualitativ durch Interpretation der nicht dargestellten Meßwerte und durch die visuellen Beobachtungen.

Aus dem Hintergrund, die Stärke der Lastwechselreaktion zusätzlich subjektiv beurteilen zu können, wurde zur Darstellung der objektiven Meßwerte ein Auswertzeitpunkt gewählt. Dieser sollte die vollständige zeitabhängige Betrachtung des Bremsvorgangs für die Darstellung der Ergebnisse ersetzen, aber gleichzeitig aussagekräftig sein.

Aus der Kenntnis aller durchgeführten Versuche und deren Meßschriebe wurde der Auswertzeitpunkt zwei Sekunden nach Verzögerungsbeginn festgesetzt. Spätestens nach dieser Zeit wird ein Fahrer in den Bremsvorgang eingreifen und zum Beispiel korrigierend gegenlenken.

Im folgenden wird der Kanal 6 als Knickwinkel 1 und der Kanal 7 als Knickwinkel 2 bezeichnet; siehe auch Abbildung 4-3. Bei stationärer Kreisfahrt im Gegenuhrzeigersinn sind beide Knickwinkel positiv.

Bei den unterschiedlichen Parametervariationen stellten sich bei der stationären Kreisfahrt bereits unterschiedliche Knickwinkel ein. Damit die Reaktionen auf den Bremsvorgang besser vergleichbar sind, wurden die Knickwinkel der stationären Kreisfahrt abgezogen und die Be-

zeichnungen „Relativer Knickwinkel 1“ und „Relativer Knickwinkel 2“ eingeführt. Ein positiver Relativer Knickwinkel bedeutet eine Zunahme des Knickwinkels nach zwei Sekunden, ein negativer eine Abnahme des Knickwinkels nach zwei Sekunden. Die Relativen Knickwinkel werden über der bezogenen Gesamtverzögerung des Lastzugs dargestellt.

4.4.3 Einfluß der Geschwindigkeit

Am Beispiel des beladenen Lastzugs sollte der Einfluß der Geschwindigkeit auf die fahrdynamische Reaktion erläutert werden. Hierzu wurden die Versuchsreihen auf dem 100-m-Kreis bei trockener Fahrbahn betrachtet. In Abbildung 4-12 sind die Relativen Knickwinkel 1 und 2 über der Abbremsung dargestellt. Zunächst wird die Abbremsung aus 50 km/h betrachtet.

Der Relative Knickwinkel 1 zeigte das typische Verhalten eines Kraftfahrzeugs beim Bremsen in der Kurve recht gut: Als Folge der Lastwechselreaktion drehte der Motorwagen in den Kreis hinein. Dadurch erhöhte sich der Relative Knickwinkel 1. Bei größeren Verzögerungen wurde dieser Einfluß stärker. Der Anhänger zeigte nach zwei Sekunden noch keine merkliche Lastwechselreaktion. Der Relative Knickwinkel 2 war annähernd 0° . Insgesamt war die Lastwechselreaktion sehr schwach, der vor Bremsbeginn gewünschte Kurs wurde auch während der sehr starken Abbremsungen gut eingehalten.

Der untere Teil von Abbildung 4-12 zeigt die Relativen Knickwinkel bei der Ausgangsgeschwindigkeit von 60 km/h und gleichen Versuchsparametern. Der Relative Knickwinkel 2 zeigt fast unverändertes Verhalten. Die Streuung der Meßwerte war jedoch etwas stärker. Der Relative Knickwinkel 1 wies bei allen Verzögerungen größere Werte auf. Der merkliche Anstieg des Winkels verschob sich von 0,45 g Längsverzögerung bei 50 km/h auf 0,35 g Längsverzögerung bei 60 km/h. Das Erreichen eines Maximums im Verhalten des Relativen Knickwinkels 1, abhängig von der Verzögerung, war bei 60 km/h bereits zu erkennen.

Bei gleichem Kreisradius waren die Ausgangsquerbeschleunigung und die Giergeschwindigkeiten der Fahrzeugglieder größer. Die höhere Querbeschleunigung entlastete die kurveninneren Räder stärker, so daß der Längs-Schlupf an diesen Rädern größer wurde.

Der Schräglaufwinkelbedarf wurde mit größerem Schwimmwinkel des Fahrzeugs kompensiert. Das entgegengesetzte Verhalten an den kurvenäußeren Räder konnte das der kurveninneren Räder nicht vollständig kompensieren, denn das Reifenverhalten war bereits stark nichtlinear.

Die Stärke der Lastwechselreaktion nahm mit der höheren Geschwindigkeit zu.

4.4.4 Einfluß der Kraftschlußverhältnisse

Mit der Abbildung 4-13 wird der Einfluß der Kraftschlußverhältnisse dargelegt. Der leere Lastzug wurde aus 60 km/h Geschwindigkeit auf dem 100-m-Kreis abgebremst.

Die im vorangegangenen Kapitel gemachten Aussagen treffen auf das Fahrverhalten dieser Variationen ebenso zu. Das bereits angesprochene Maximum des Relativen Knickwinkels 1 war hier deutlich zu erkennen. Bei den sehr starken Abbremsungen wurde es überschritten.

Auf trockener Fahrbahn drehte der Lastzug bei allen Abbremsungen in den Kreis hinein.

Bei nasser Fahrbahn wurden die Relativen Knickwinkel zum einem nicht mehr so groß. Zum anderen nahmen sie bei den starken Abbremsungen negative Werte an. Der Lastzug hatte die gestreckte Lage bei allen Vollbremsungen erreicht. Er schob über die blockierten Vorderräder des Motorwagens tagential aus dem Kreis heraus.

War der Kraftschlußbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn geringer, blockierten einzelne Räder schon bei kleineren Drücken. Das Maximum der Relativen Knickwinkel repräsentierte eindeutig die Grenze zwischen „in den Kreis hineindreihen“ und „aus dem Kreis herauschieben“. Links vom Maximum drehte der Lastzug ein, rechts davon schob er heraus. Bei kleineren Kraftschlußbeiwerten verlagerte sich die Grenze zu kleineren Verzögerungen.

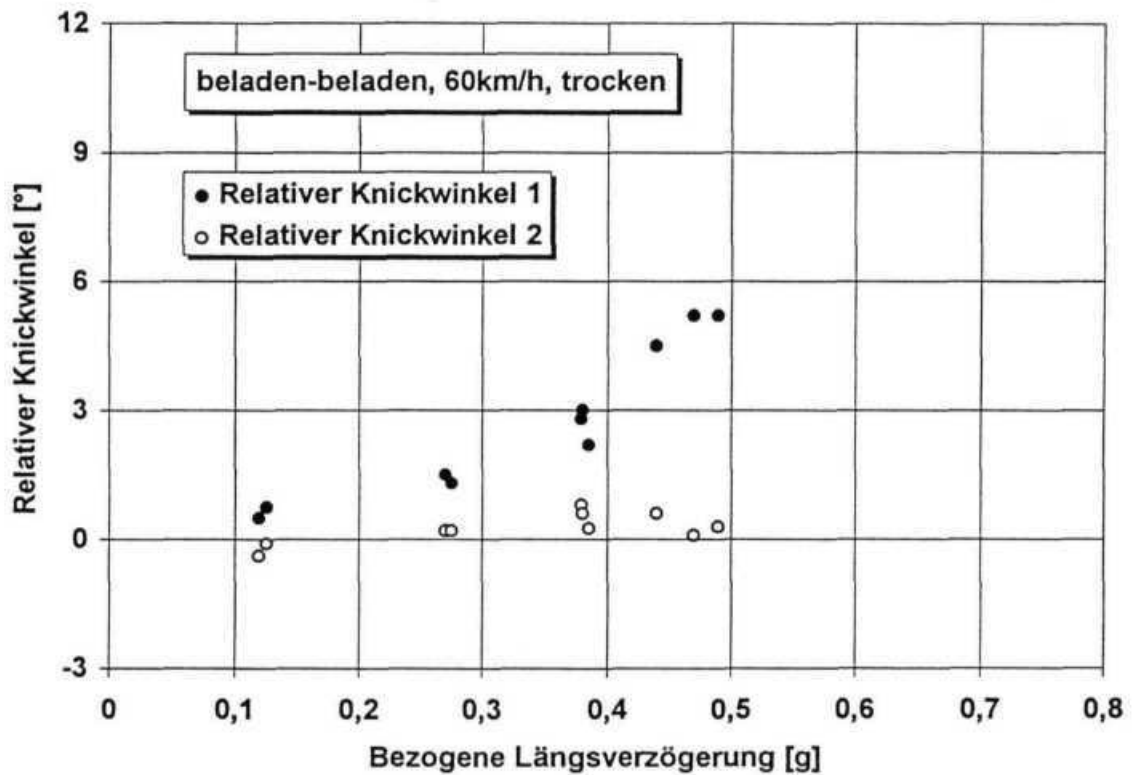
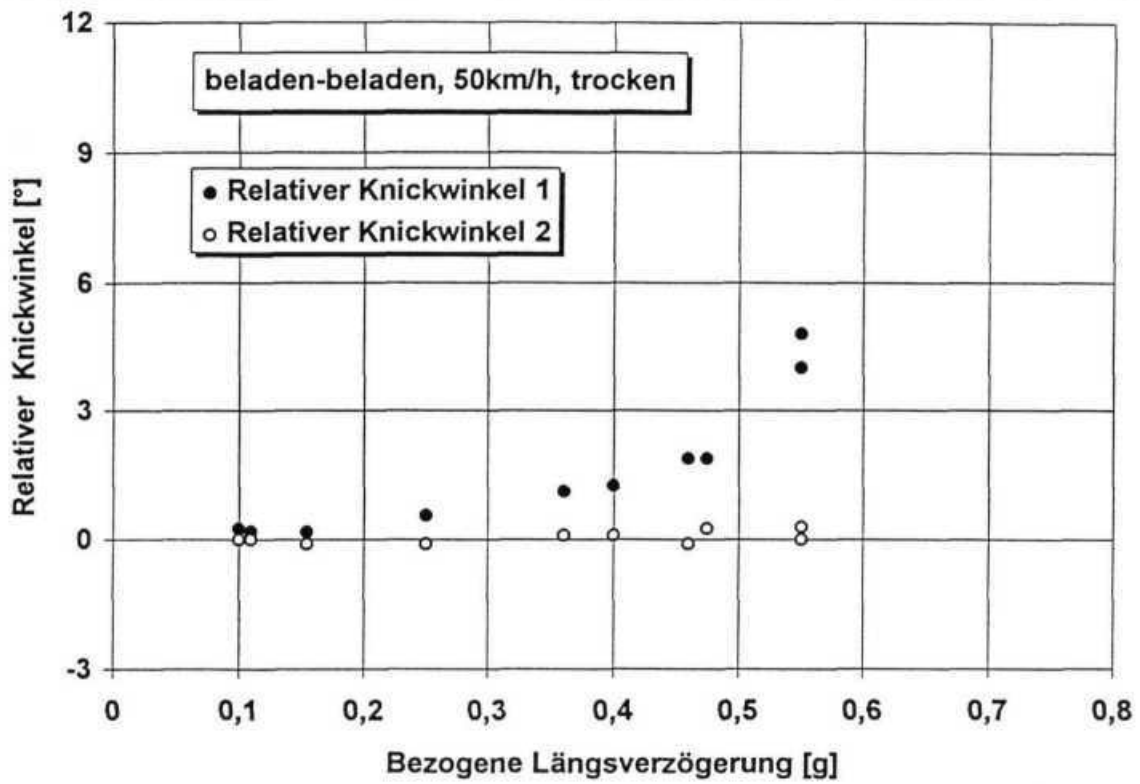


Abbildung 4-12 Bremsen auf dem 100-m-Kreis
Einfluß der Geschwindigkeit

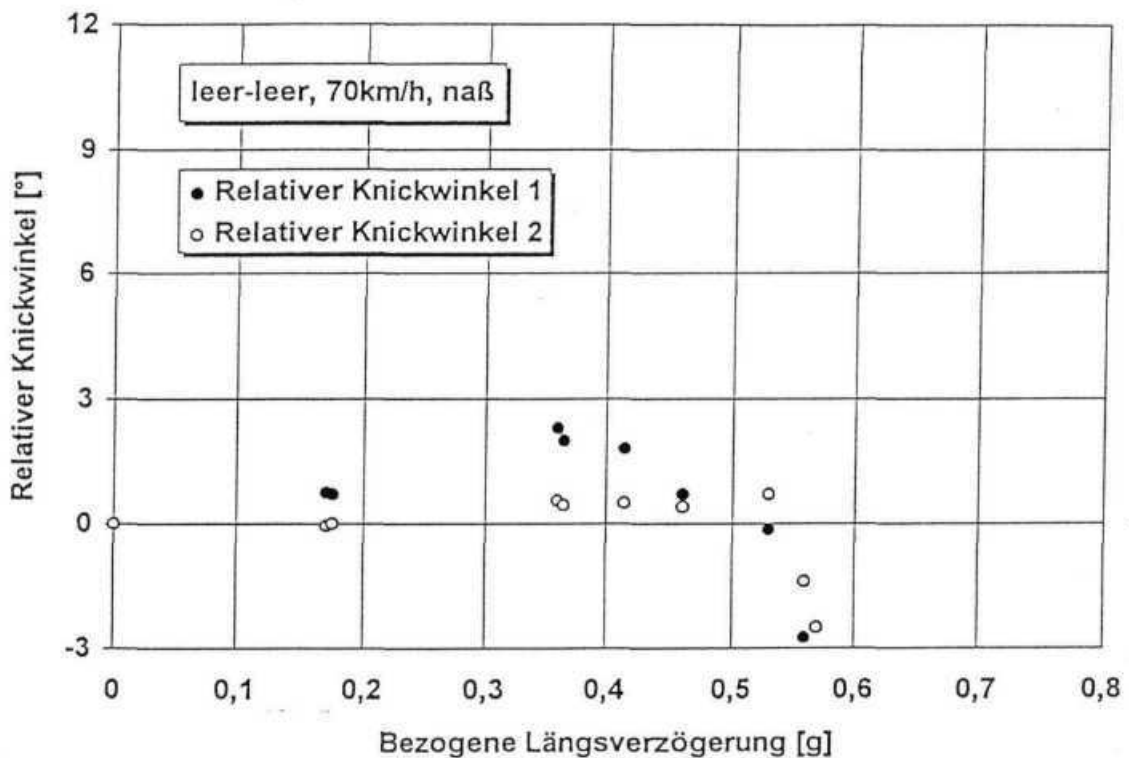
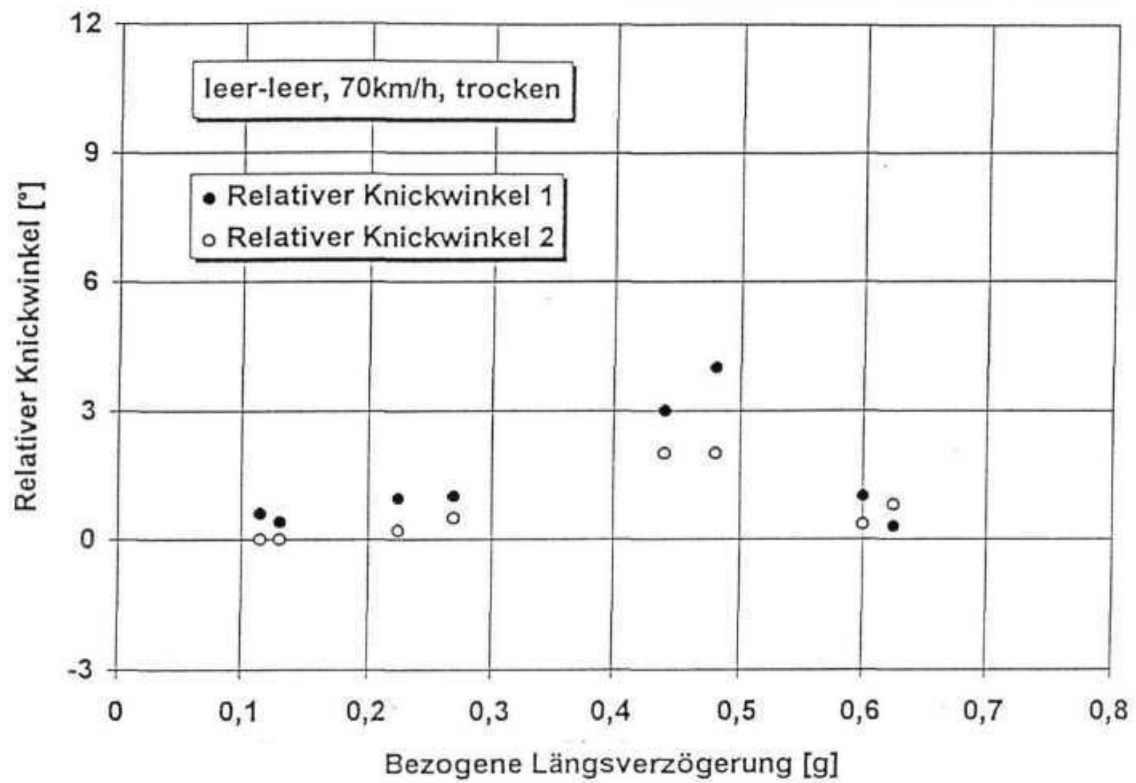


Abbildung 4-13

Bremsen auf dem 100-m-Kreis
Einfluß der Kraftschlußverhältnisse

4.4.5 Einfluß des Beladungszustandes

In Abbildung 4-12, unten, wurde bereits mit Hilfe der Relativen Knickwinkel die Lastwechselrelation beim Bremsen auf dem trockenen 100-m-Kreis aus 60 km/h mit dem beladenen Lastzug gezeigt. In Abbildung 4-14 ist die gleiche Versuchsreihe für den leeren Lastzug im oberen Teil dargestellt.

Der Einfluß der Koppelkraft auf die Lastwechselreaktionen von Motorwagen und Anhänger war kaum merklich. Beim leeren Lastzug waren die absoluten Koppelkräfte gering, beim beladenen Lastzug waren sie im Verhältnis zum Eigengewicht des Motorwagens oder Anhängers gering.

Der stärkere Anstieg des Relativen Knickwinkels 1 beim beladenen Lastzug resultierte nicht aus der Koppelkraft des auflaufenden, schlechter bremsenden Anhängers, sondern vielmehr aus seiner eigenen Lastwechselreaktion.

Im unteren Teil der Abbildung 4-14 ist die gleiche Versuchsreihe für den leeren Motorwagen in Kombination mit dem beladenen Anhänger dargestellt. Im Bereich der Abbremsungen von ca. 0,45 g bis ca. 0,55 g zeigte sich eine deutliche Zunahme der Relativen Knickwinkel. Dies wurde bei 50 km/h oder 70 km/h bei entsprechender Verzögerung ebenfalls beobachtet.

Der Grund für diese deutliche Zunahme der Lastwechselreaktionen lag hauptsächlich in der unterschiedlichen Bremsenauslegung von Motorwagen und Anhänger. Der Motorwagen bremste bei gleichem Druck p_m stärker ab als der Anhänger. Hieraus resultierte eine Koppelkraft, die gegen den Motorwagen wirkte. Ein Koppelkraftstoß durch das langsamere Ansprechen der Anhängerbremsen trat zusätzlich kurzzeitig auf.

Die dynamische Belastung der Vorderachse und Entlastung der Hinterachse des Motorwagens wurde verstärkt. Die in Kapitel 4.4.3 beschriebene typische Lastwechselreaktionen eines Motorwagens wurde erhöht.

Aufgrund der stärkeren Zunahme des Knickwinkels 1 nahm der Knickwinkel 2 am Anhänger durch das Folgen des Motorwagens auf einen kleineren Kreisradius zu.

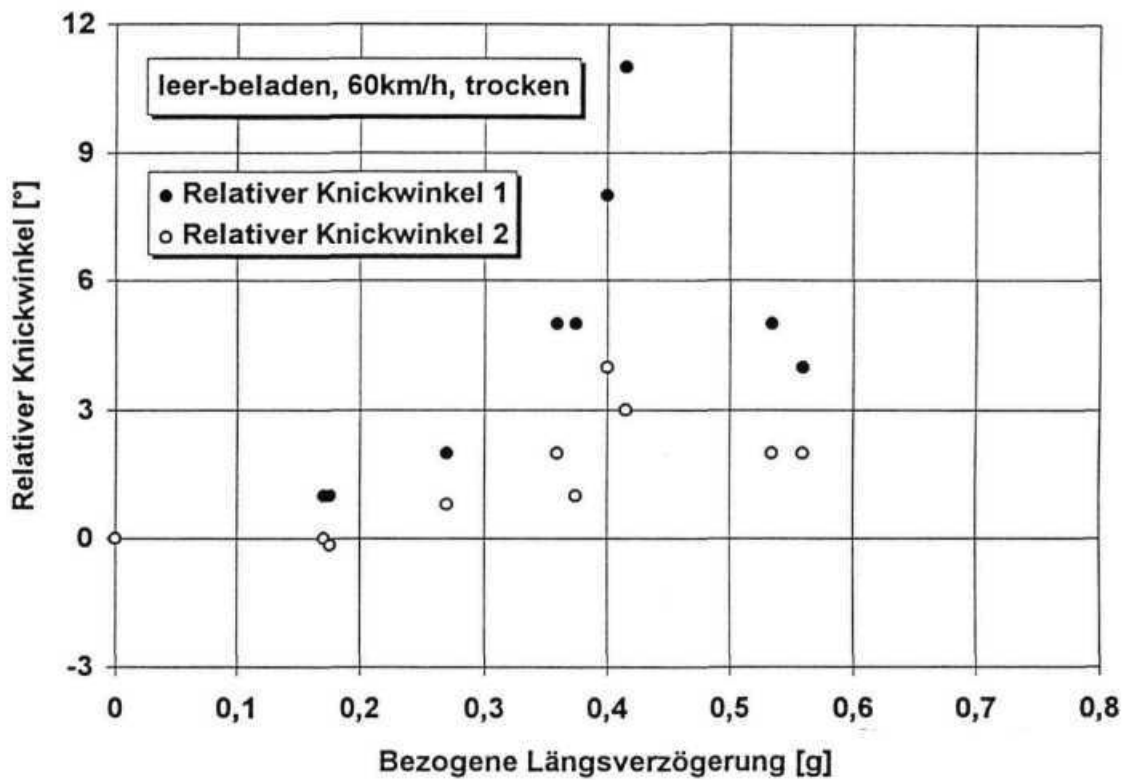
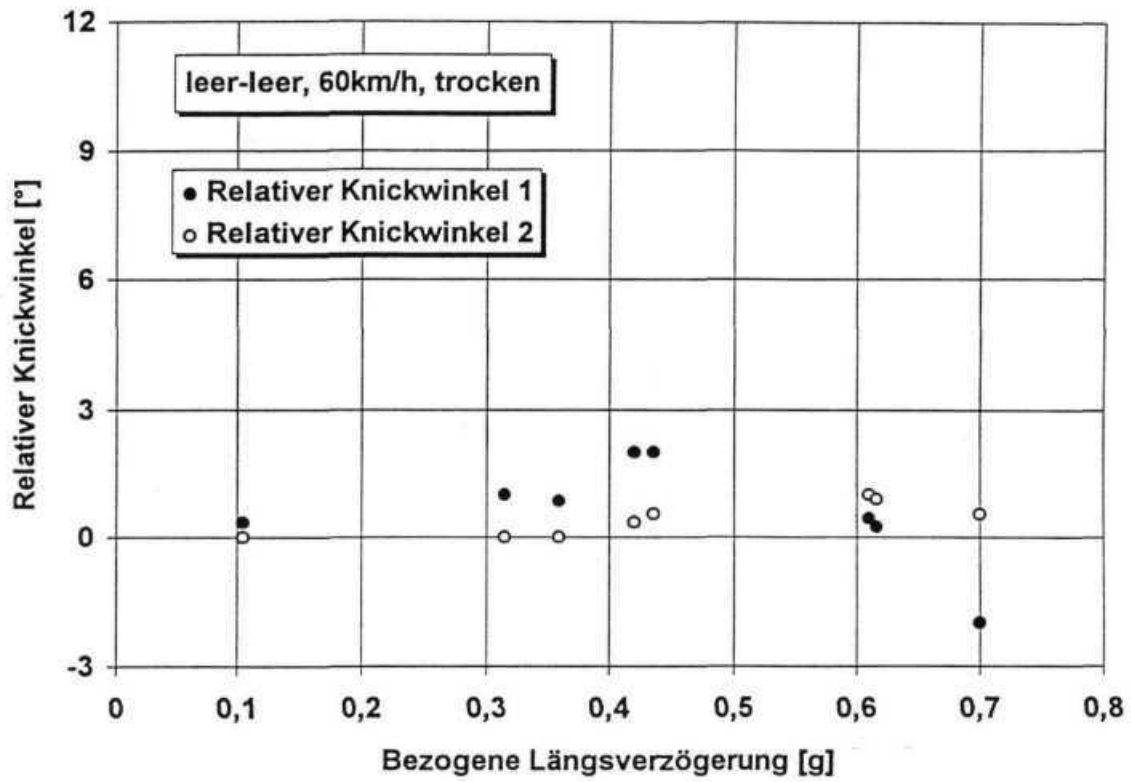


Abbildung 4-14

Bremsen auf dem 100-m-Kreis
Einfluß des Beladungszustands

Wurde stärker verzögert als in dem oben beschriebenen Bereich, überbremste die Motorwagenvorderachse zusätzlich zur Hinterachse. Das Hineindreihen kehrte sich in ein Herausschieben um. Die Änderung der Relativen Knickwinkel wurde wieder deutlich kleiner.

Einen kleinen Einblick in die Bremsversuche soll die Abbildung 4-15 vermitteln. Es wurde mit leerem Motorwagen und beladenem Anhänger auf dem 100-m-Kreis aus ca. 70 km/h verzögert. Obwohl die kurveninneren Motorwagenräder deutlich überbremsten, drehte der Lastzug in den Kreis hinein.



Abbildung 4-15 Bremsen auf dem 100-m-Kreis
Motorwagen leer - Anhänger beladen, 70 km/h

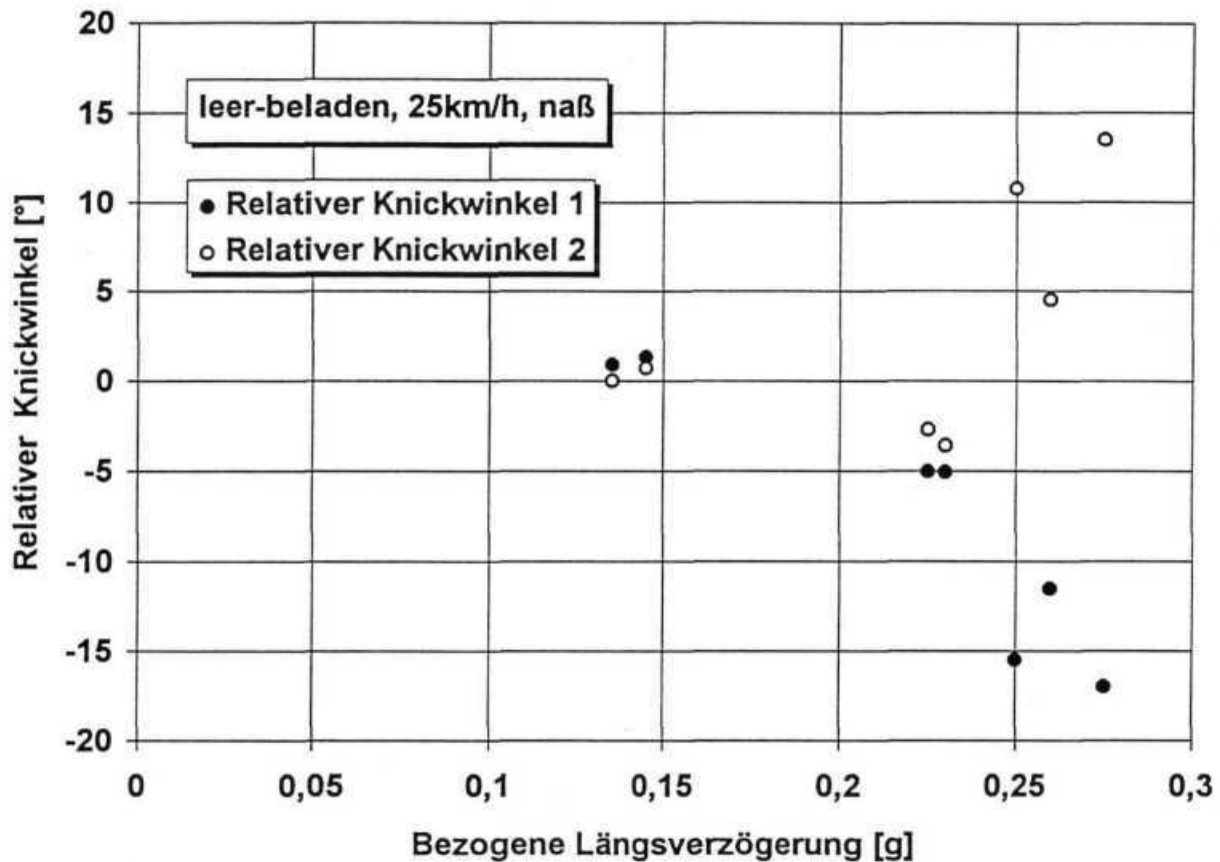
4.4.6 Bremsen auf dem kleinen Kreis

Abschließend wird eine Versuchsreihe mit extrem widrigen Ausgangsparametern gezeigt. Der leere Motorwagen und der beladene Anhänger wurden auf dem nassen 25-m-Kreis aus ca. 28 km/h abgebremst.

Abbildung 4-16 zeigt die Relativen Knickwinkel der Versuchsreihe

Bei sehr schwachen bis mittleren Verzögerungen waren die Lastwechselreaktionen des Lastzugs vergleichbar mit den bisher dargestellten Versuchsreihen. Bei einer Verzögerung geringer 0,15 g zeigte der Lastzug ein Hineindreihen. Bei einer Verzögerung von ca. 0,23 g blockierten die Vorderräder des Motorwagens, der Lastzug streckte sich zum kurvenäußeren Rand.

Bei Vollbremsungen blockierten auch die Vorderräder des Anhängers. Die Vorderachse des Anhängers verlor das Seitenführungsvermögen. Der Drehschemel des Anhängers brach zum äußeren Kurvenrand aus. Der Relative Knickwinkel 1 nahm stark ab, der Relative Knickwinkel 2 stark zu. Der Fahrer mußte die Bremsung abbrechen und gegenlenken, um ein Umstürzen des Anhängers zu verhindern.



**Abbildung 4-16 Bremsen auf dem 25-m-Kreis
Motorwagen leer - Anhänger beladen**

Bei Fahrversuchen mit leerem Anhänger auf dem nassen 25-m-Kreis wurde das ABS nicht abgeschaltet. Das Ausbrechen des Anhängerdrehschemels wurde durch die ABS-Regelung der Bremskräfte wirkungsvoll verhindert.

4.4.7 Fazit der Fahrversuche

Die untersuchte Fahrzeugkombination zeigte ein überwiegend gutmütiges Bremsverhalten.

Auf dem großen Kreis konnten keine kritischen Fahrzustände beobachtet werden. Eine merkliche gegenseitige Beeinflussung durch die Koppelkräfte wurde nur bei der Kombination aus leerem Motorwagen und beladenem Anhänger festgestellt. Die erhöhte Gierreaktion verursacht aber keine Stabilitätsprobleme.

Bei höherer Geschwindigkeit oder geringerem Kraftschlußbeiwert verschob sich die Grenze zwischen Hineindrehen und Herausschieben zu kleineren Längsverzögerungen. Der Einfluß sehr kleiner Kraftschlußbeiwerte auf dem großen Kreis konnte nicht untersucht werden.

Auf dem nassen, kleinen Kreis wurde bei Vollbremsungen mit abgeschaltetem Anhänger-ABS die Stabilitätsgrenze überschritten. Die blockierte Anhängervorderachse verursachte ein gefährliches Fahrverhalten, das nur durch einen rechtzeitigen Abbruch der Bremsung und Gegenlenken verhindert werden konnte.

Mit eingeschaltetem ABS am Anhänger wurde das Blockieren der Anhängerräder verhindert. Der Lastzug knickte nicht ein, so daß die Stabilität beim Bremsen erhalten blieb.

ABS ist für diese Fahrzeugklassen - Motorwagen und Anhänger - vorgeschrieben.

5 Validierung der Simulation

Die in Kapitel 4 gewonnenen Ergebnisse sollten durch fahrdynamische Simulationen ergänzt werden. Die Validierung des in Kapitel 3 beschriebenen Simulationsprogramms war erforderlich. Es wurden die Simulationsergebnisse den Ergebnissen aus dem Fahrversuch gegenübergestellt. Sowohl die Längs- und Querdynamik als auch die Funktion der Pneumatik und Mechanik des simulierten Lastzugs wurden überprüft.

5.1 Stationäre Kreisfahrt

Die stationäre Kreisfahrt ist ein geeignetes Manöver zur Überprüfung der querdynamischen Funktion eines Mehrkörpersystems in einem quasistationären Zustand. Bei der stationären Kreisfahrt stellt sich ein charakteristisches Eigenlenkverhalten für den Lastzug ein. Die Reifeneigenschaften haben hierauf einen erheblichen Einfluß.

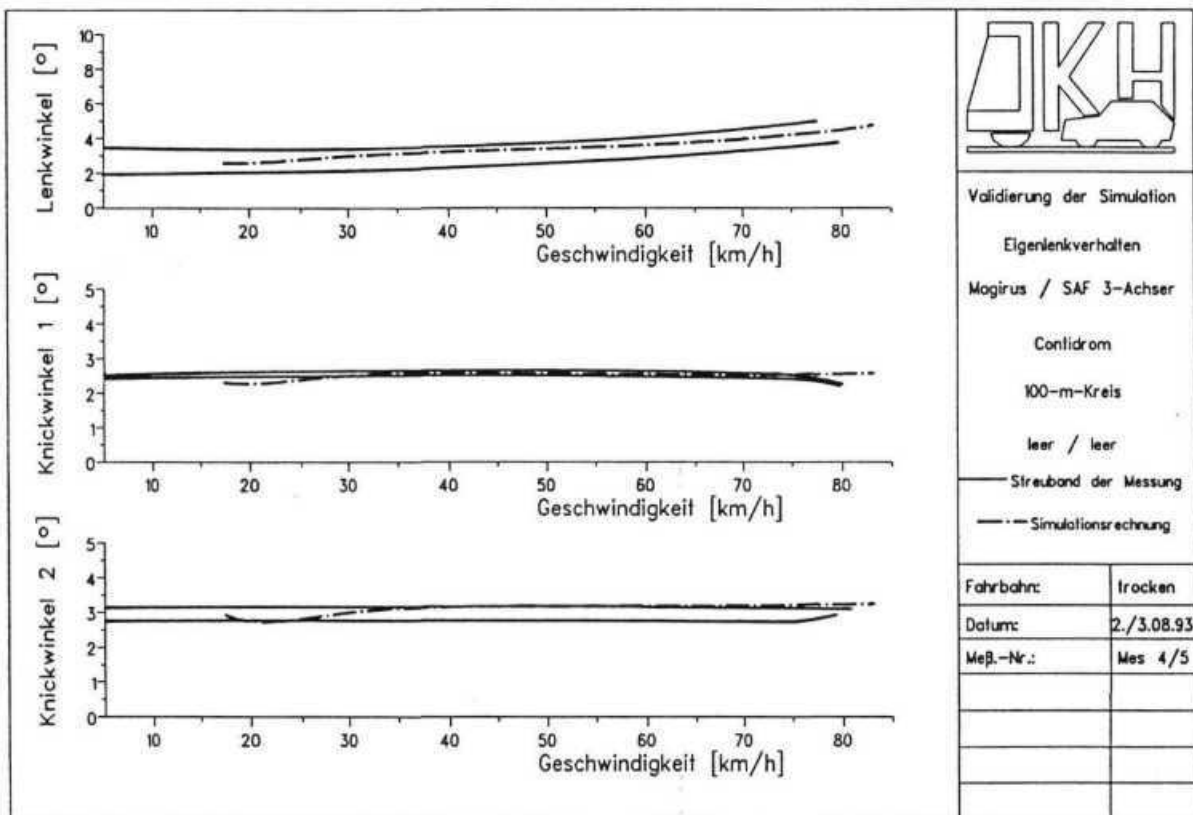


Abbildung 5-1 Validierung der Simulation: Stationäre Kreisfahrt
Eigenlenkverhalten

Das Eigenlenkverhalten wurde mit Hilfe des Lenkwinkels und der Knickwinkel 1 und 2 abhängig von der gefahrenen Geschwindigkeit verglichen. Für den leeren Lastzug ist das Eigen-

lenkverhalten aus Versuch und Simulation auf trockener Fahrbahn in Abbildung 5-1 dargestellt.

Im Versuch wurde die Geschwindigkeit von null auf die maximal mögliche innerhalb von zwei Runden gesteigert. Danach wurde die maximale Geschwindigkeit zwei weitere Runden gehalten. In der Simulation war es nicht möglich, aus dem Stand anzufahren. Beginnend mit einer Startgeschwindigkeit wurde die Fahrgeschwindigkeit bis zur maximal möglichen gleichmäßig gesteigert.

Das Eigenlenkverhalten wurde für den beladenen Lastzug auf feuchter Fahrbahn überprüft. Es zeigte sich eine recht gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Versuch sowohl in den absoluten Größen als auch ihren Tendenzen.

5.2 Bremsen in der Kurve

Beim Bremsen in der Kurve wurde das gleichzeitige Wirken von Längs- und Querdynamik überprüft. Der instationäre Zustand erfordert eine sehr hohe Modellgüte in der Simulation.

Die Lastwechselreaktion war stark von dem Verhalten der Bremskräfte an den einzelnen Achsen abhängig. Die zeitabhängige Berechnung der Kräfte aus Pneumatik- und Mechanikteil wurde im Gesamtsystem überprüft.

In den Kapiteln 4.3.2 und 4.3.3 ist die Bremsenauslegung von Versuchsmotorwagen und Versuchsanhänger bereits beschrieben worden. Zusätzlich wurden in den Abbildung 4-6 bis Abbildung 4-9 die Bremsenauslegungen der Fahrzeuge eingetragen, mit denen die Simulation validiert wurde. Die Bremsenauslegungen der Simulation wurden aus der Optimierung der Herstellerberechnungsunterlagen durch die Messung erstellt. Die Bremsenauslegungen der Simulation nach Abbildung 4-6 bis Abbildung 4-9 dienten ausschließlich der Programmvalidierung.

Zur Programmvalidierung wurden die wichtigsten fahrdynamischen Reaktionsgrößen und die Bremsdrücke aus Versuch und Simulation gegenübergestellt. Der Druck p_m in der Simulation wurde durch Nachbildung mit einem Polynom des gemessenen Druckes im Versuch dargestellt.

Die Programmvalidierung wurde mit allen Versuchsreihen durchgeführt. Die gewonnenen Ergebnisse zeigten, daß mit dem Simulationsprogramm Parametervariationen zum Bremsverhalten von Lastzügen mit der nötigen Genauigkeit durchgeführt werden können.

In Abbildung 5-2 und Abbildung 5-3 sind für ein beispielhaft ausgewähltes Manöver die Simulationsergebnisse den Versuchsergebnissen gegenübergestellt. Der leere Motorwagen und der beladene Anhänger wurden auf dem berechneten kleinen Kreis aus stationärer Kreisfahrt abgebremst. Die Geschwindigkeit vor Bremsbeginn betrug ca. 26 km/h. Der ausgesteuerte Druck p_m von ca. 4 bar verursachte eine Vollbremsung.

In Abbildung 5-2 sind die Bremsdrücke an den Achsen miteinander verglichen. Von oben nach unten sind die Drücke an der Motorwagen-Vorderachse und -Hinterachse sowie an der Anhänger-Vorderachse und -Hinterachse über der Zeit aufgetragen. Der Bremsdruck im Versuch geht auf null zurück, der simulierte Vorgang endet nach 3,5 Sekunden.

Die Abweichungen zwischen Simulation und Versuch ergaben sich zum einem durch den gewählten Ansatz zur Druckberechnung. Zum anderen führten die Reibungseinflüsse in allen pneumatischen Ventilen zu nicht exakt reproduzierbaren Druckverläufen. Die simulierten Druckverläufe stellten eine Mittelung der Versuchsergebnisse dar.

In Abbildung 5-3 sind die wichtigsten fahrdynamischen Größen miteinander verglichen. Von oben links nach unten rechts sind die Geschwindigkeit des Motorwagens, der Lenkwinkel am linken Vorderrad, die Beschleunigung des Zuges, die Querbeschleunigung vor der Anhängerkupplung, die Deichselzugkraft, die Giergeschwindigkeit des Motorwagens sowie die Knickwinkel 1 und 2 über der Zeit aufgetragen.

Das höherfrequente Signal ist die Messung. Das Kopfsteinpflaster verursachte die starken Schwingungen. Die Aussetzer in der Fahrgeschwindigkeit waren Meßfehler des Correvit auf dem nassen Kopfsteinpflaster. Die Differenz im Lenkwinkel ergab sich aus dem bereits sehr stark untersteuernden Fahrverhalten. Ein weiteres Zustellen des Winkels hatte keinen Einfluß auf den Kurvenradius. Der Motorwagen wurde bereits mit dem Antriebsmoment an der Hinterachse „gesteuert“.

Bei allen Größen zeigte sich eine gute Übereinstimmung bei den absoluten Größen und ihren Tendenzen. Eine genauere Nachbildung der Lastzugeigenschaften war im Rahmen der Fragestellung des Forschungsvorhabens nicht erforderlich.

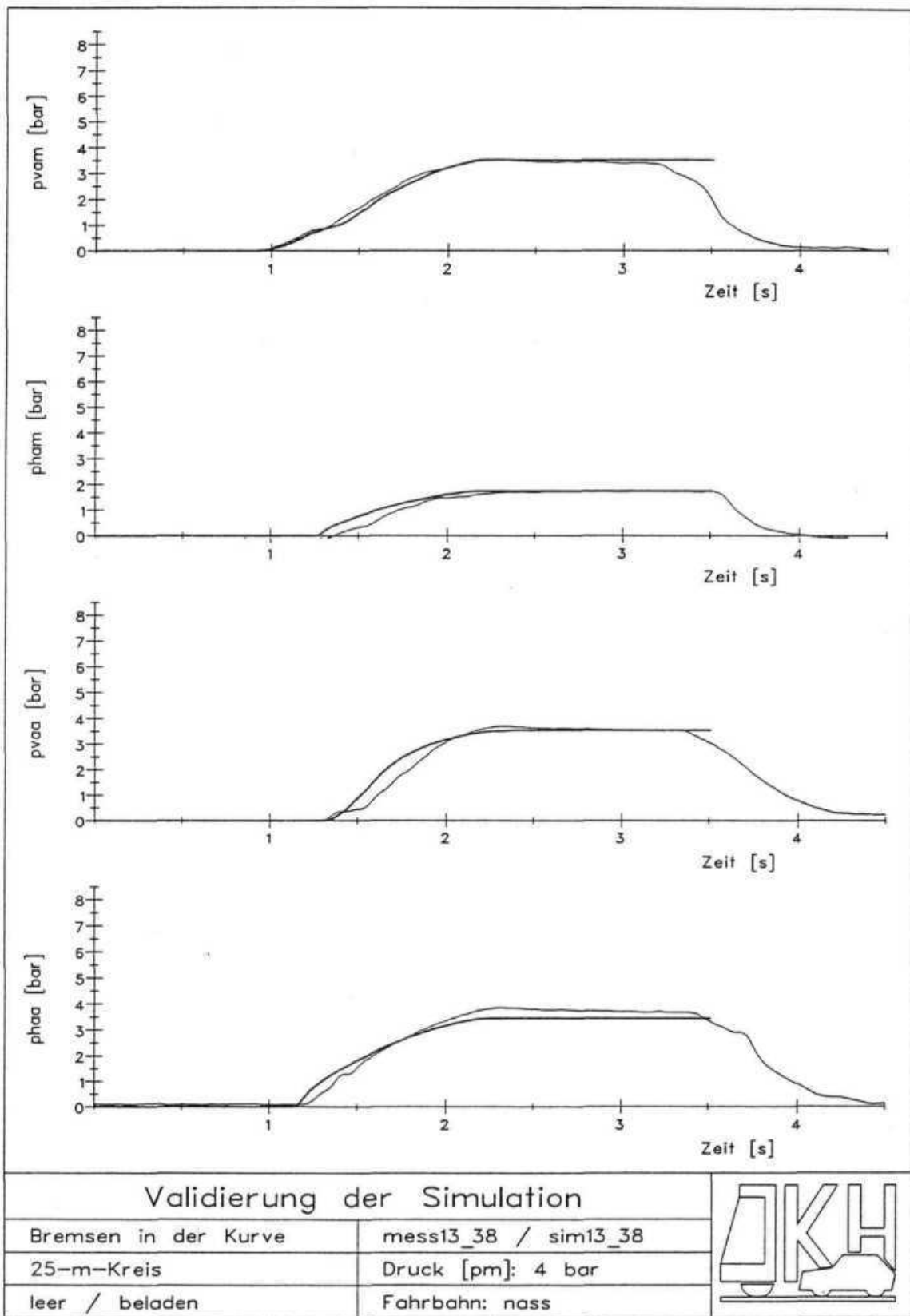
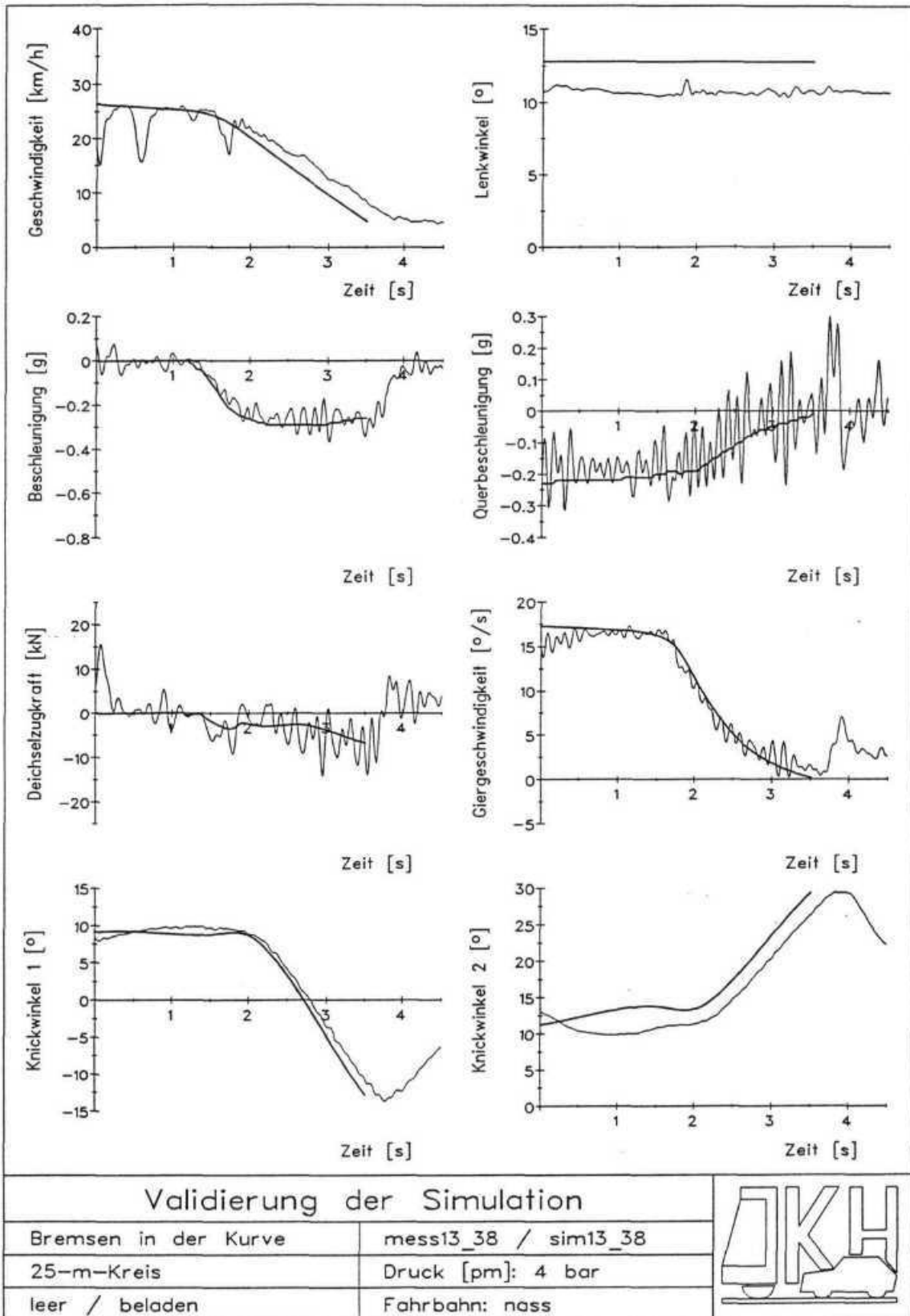


Abbildung 5-2

**Validierung der Simulation: Bremsen in der Kurve
Bremsdrücke**



**Abbildung 5-3 Validierung der Simulation: Bremsen in der Kurve
Fahr-dynamische Größen**

6 Fahrzeugauslegungen

Gegenstand des Forschungsvorhabens ist die Kompatibilität von Lastzügen, deren Motorwagen und Anhänger die Grenzen der Abbremsungsbänder realistisch ausnutzen. Für die Simulationsrechnungen mußten entsprechende Fahrzeuge mit verschiedenen Bremsenauslegungen geschaffen werden.

Freundlicherweise wurden die entsprechenden Berechnungsunterlagen für die Motorwagen von IVECO, MAN und Mercedes-Benz, für die Anhänger von der Bergischen Achsenfabrik Fritz Kotz & Söhne in Wiehl, BPW, zur Verfügung gestellt. Mit der in Kapitel 3.2 beschriebenen Vorgehensweise konnten die Herstellerangaben einfach im Simulationsprogramm realisiert werden.

Für die Ausnutzung der Bandgrenzen waren die Bremsenauslegungen der beladenen Fahrzeuge maßgebend. Das Abbremsungsband für leere Fahrzeuge sowie die Reibungskurven sind für diese Fahrzeugklassen nicht mehr vorgeschrieben.

Die Auslegung im unbeladenen Zustand ergab sich automatisch aus dem Aufbau der Bremsanlagen. In den Simulationsrechnungen wurden auch unbeladene Fahrzeuge eingesetzt. Die Auslegung in diesem Zustand wird daher dokumentiert. Entsprechend der Hersteller-Berechnungsunterlagen werden die nicht vorgeschriebenen Bandgrenzen der leeren Fahrzeuge zu Vergleichszwecken eingetragen.

Die Bremskraftverteilung der Fahrzeuge, die aus den Diagrammen des erforderlichen Kraftschlußbeiwerts über der Verzögerung hervorgeht, wird für alle Fahrzeuge dokumentiert. Auch hier sind Grenzlinien eingezeichnet, die nicht mehr vorgeschrieben sind, deren Einhaltung aber zumeist angestrebt wird.

6.1 Bremsenauslegungen von Motorwagen und Anhänger

Es wurden drei verschiedene Auslegungen des Versuchsmotorwagens und eine Auslegung eines weiteren Motorwagens eingesetzt. Vom Versuchsanhänger wurden drei verschiedene Bremsenauslegungen abgeleitet.

Die Fahrzeugdaten der Motorwagen und des Anhängers befinden sich im Anhang 12.1, die wichtigsten Daten der Bremsanlagen im Anhang 12.2 und die Bremsenauslegung und die Kur-

6.2 Einfluß der Fahrwiderstände

Bei der Berechnung der Bremsenauslegung von Fahrzeugen können die Fahrwiderstände zu-
meist nicht berücksichtigt werden. Die Berücksichtigung des Rollwiderstandes ist einfach und
wird z.T. durchgeführt. Die Berechnung des Luftwiderstandes und der Einfluß der abzubrem-
senden rotatorischen Massen erfordert die Berechnung des zeitlichen Ablaufs einer Bremsung.

Der Einfluß der Fahrwiderstände auf die Diagramme wurde mit dem Motorwagen Beispiel 2
im unbeladenen Zustand gezeigt, da der Einfluß dort besonders deutlich ist. Abbildung 6-1
stellt die Abbremsung dar und Abbildung 6-2 die erforderlichen Kraftschlußbeiwerte.

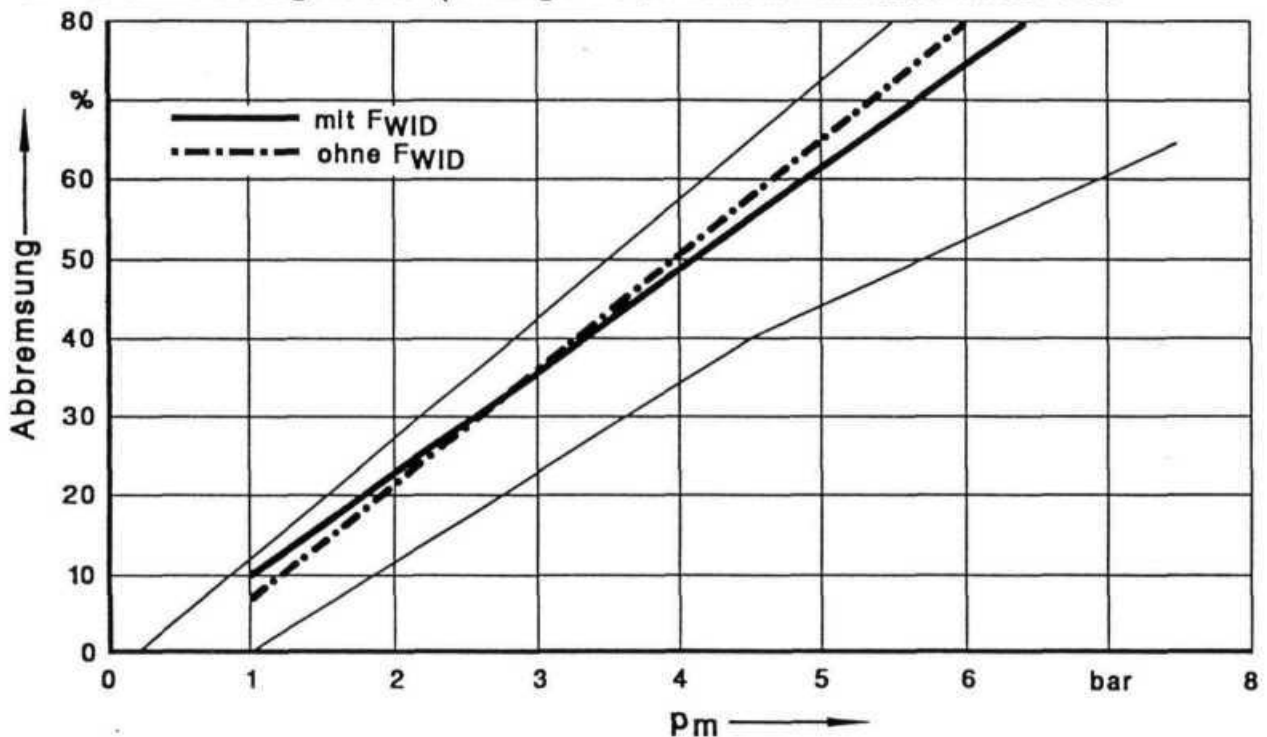


Abbildung 6-1 Einfluß der Fahrwiderstände: Bremsenauslegung
Motorwagen Beispiel 2, Beladungszustand leer

Ist der Druck p_m kleiner als ca. 3 bar überwiegt der Einfluß von Luft- und Rollwiderstand. Die
berechnete Verzögerung ist größer als die tatsächliche. Bei größeren Drücken p_m wird der
Einfluß der abzubremsenden rotatorischen Massen an der Vorder- und Hinterachse stärker.
Dies ist sehr gut am erforderlichen Kraftschlußbeiwert der Hinterachse zu erkennen.

Bei starken Verzögerungen geht ein Teil der Bremskraft zur Abbremsung der Hinterachse und
des Antriebsstranges verloren. Die tatsächliche, zwischen Reifen und Fahrbahn wirkende
Bremskraft, ist entsprechend geringer.

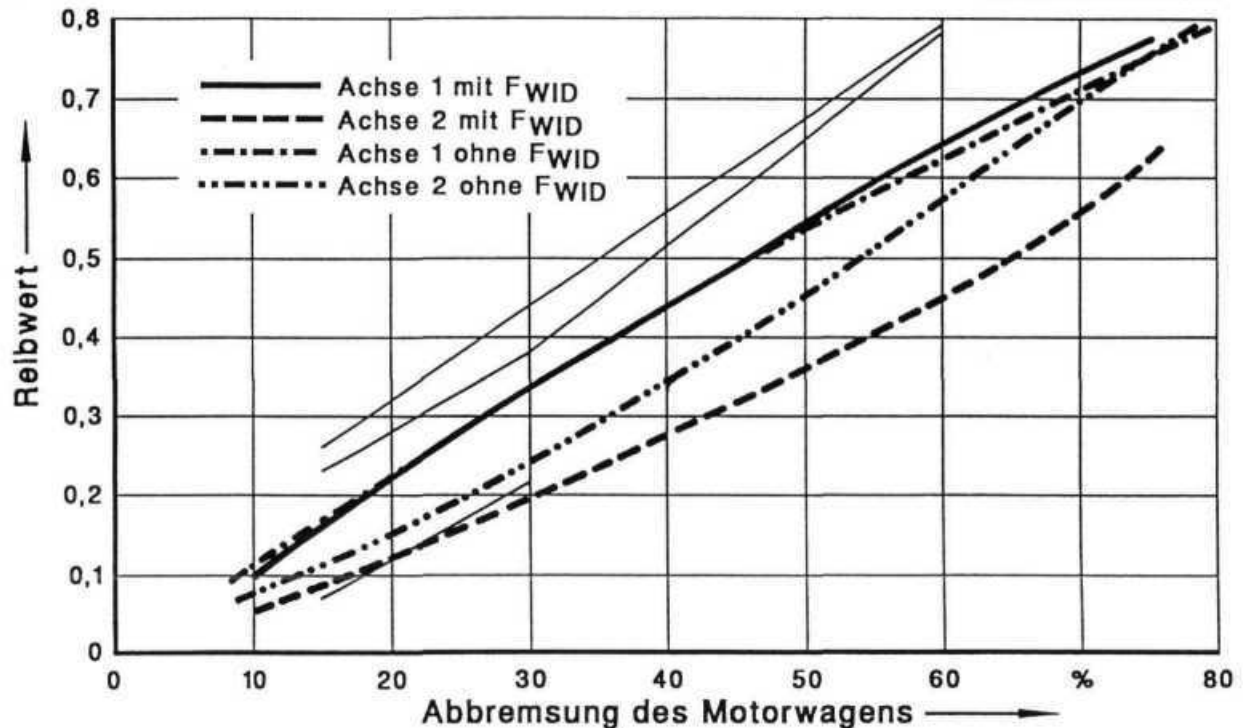


Abbildung 6-2 Einfluß der Fahrwiderstände: Erforderliche Kraftschlußbeiwerte Motorwagen Beispiel 2, Beladungszustand leer

6.3 Einfluß der Bremsentemperaturen

Bei höheren Temperaturen verändert sich die Wirksamkeit der Radbremsen. Für den Motorwagen Beispiel 2 im beladenen Zustand soll der Einfluß gezeigt werden. Es wurde wiederum dieser Motorwagen gewählt, da hiermit hinsichtlich der Bremsenausrüstung ein sehr modernes Fahrzeug repräsentiert wurde.

Die Temperaturen an der Vorderachse wurden zu 600 °C an der Hinterachse zu 335 °C gewählt. Die Temperaturen sollten eine realistische und zugleich sehr hohe Beanspruchung der Radbremsen darstellen.

Abbildung 6-3 zeigt den Einfluß der Temperaturen auf die Verzögerung des Fahrzeugs; Abbildung 6-4 auf die erforderlichen Kraftschlußbeiwerte an den Achsen.

Die Bandgrenzen werden von der thermisch sehr hoch belasteten Bremsanlage noch eingehalten. Dies übertrifft die gesetzlichen Vorschriften erheblich.

Die Bremskraftverteilung verlagert sich mehr auf die Vorderachse. Dies zeigen die erforderlichen Kraftschlußbeiwerte. Bezüglich der Stabilität beim Bremsen wirkt sich die Verlagerung für einen Motorwagen positiv aus.

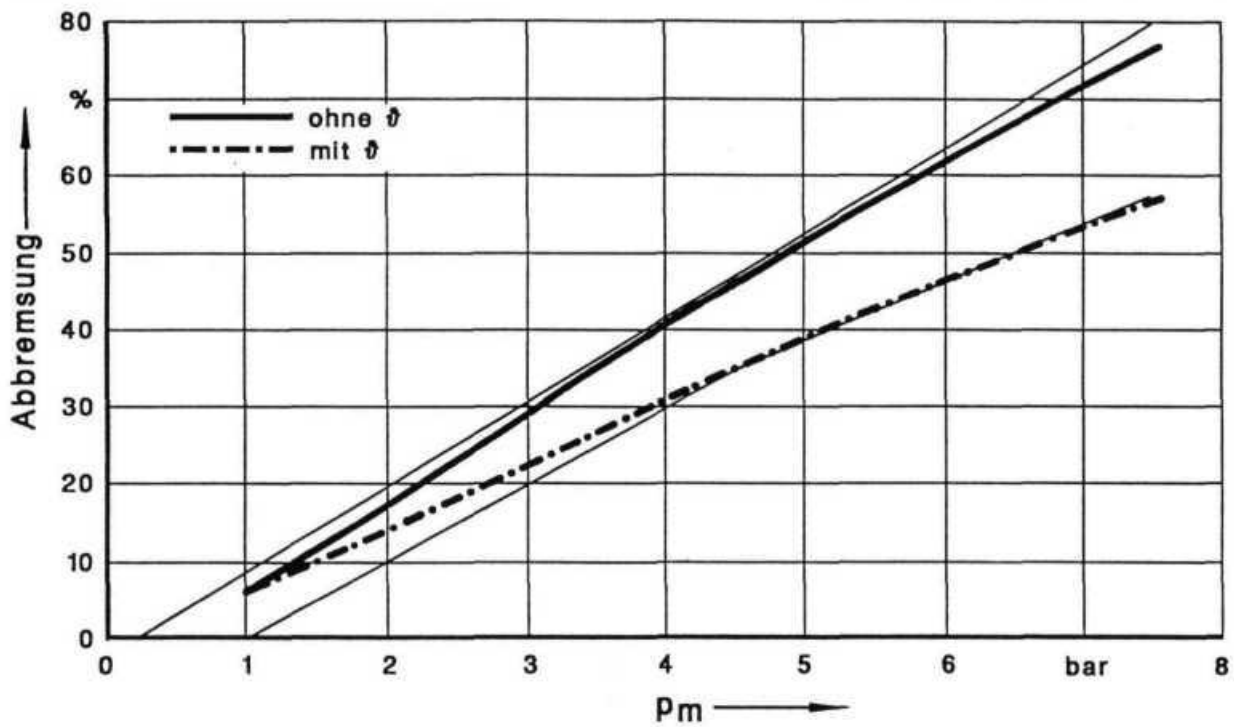


Abbildung 6-3 Einfluß der Bremsentemperaturen: Bremsenauslegung Motorwagen Beispiel 2, Beladungszustand beladen

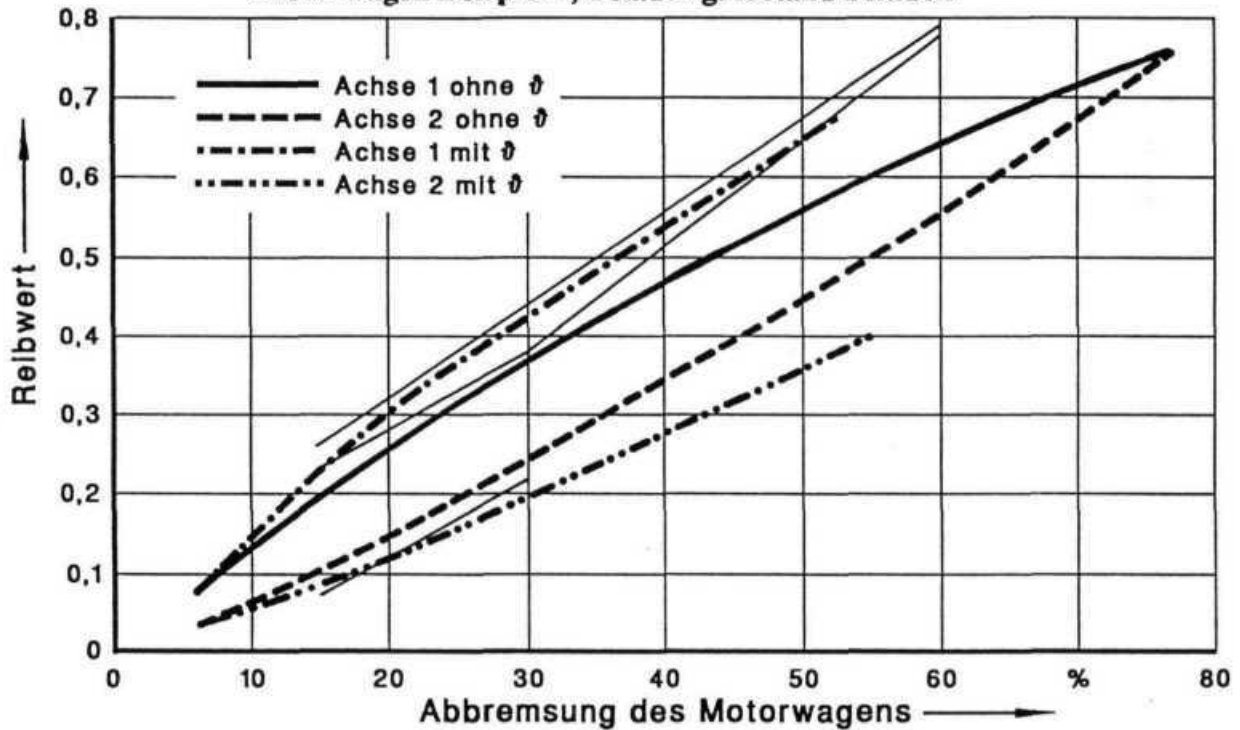


Abbildung 6-4 Einfluß der Bremsentemperaturen: Erforderliche Kraftschlußbeiwerte Motorwagen Beispiel 2, Beladungszustand beladen

7 Ergebnisse

Die Kompatibilität des Bremsverhaltens wird hier in drei Bereichen unterschieden: Unterschiedliche Kompatibilität führt zu unterschiedlichen fahrdynamischen Reaktionen und zu unterschiedlichen Koppelkräften. Der Bereich der Koppelkräfte läßt sich aufteilen in die quasi-stationären Kräfte und die instationären Kräfte. Im folgenden wurden die drei Bereiche näher untersucht. Die beschriebenen Simulationsrechnungen stellten dabei nur eine Auswahl aus der Vielzahl der durchgeführten Rechnungen dar.

7.1 Auswirkungen der Kompatibilität auf die Fahrdynamik

Für die Untersuchungen zur Fahrdynamik wurde die Bedeutung des Bremsens in der Kurve bereits in Kapitel 4.4 hervorgehoben. Folglich fand dieses Manöver auch für die Simulationsrechnungen seine Anwendung.

Die wichtigsten Voraussetzungen werden kurz rekapituliert: Ausgehend von der stationären Kreisfahrt des Lastzugs wurde die Bremsung durchgeführt. Die Betätigung der Bremsanlage erfolgte sehr schnell, da dies fahrdynamisch relevanter ist. Ab Bremsbeginn wurde der Regelkreis Fahrzeug-Fahrer unterbrochen. Der Lenkwinkel veränderte sich gegenüber dem der stationären Kreisfahrt nicht mehr. Das Manöver ist daher als open-loop-Manöver einzustufen.

Die Lastwechselreaktionen wurden mit den wichtigsten fahrdynamischen Größen abhängig von der Zeit dargestellt. Bei allen Simulationen wurde ein Zeitausschnitt von 10 bis 20 Sekunden betrachtet, indem einheitlich bei 15 Sekunden gebremst wurde. Die Simulationsrechnung war beendet, wenn der Lastzug sehr langsam geworden war oder die 20 Sekundengrenze erreicht wurde. Ausgewählte Rechnungen wurden durch eine dreidimensionale Animation des Fahrverlaufs ergänzt.

In den durchgeführten Untersuchungen hatte sich gezeigt, daß der fahrdynamische Einfluß von blockierten Achsen den Einfluß anderer Parameter um ein vielfaches überlagert. Daher wurden zunächst Parameteruntersuchungen durchgeführt, bei denen zwar einzelne Räder blockierten, nicht aber beide Räder einer Achse. Desweiteren wurde bis Kapitel „Einfluß der Bremsentemperaturen und des ABS“ ohne ABS gebremst. Durch das ABS wurden die Lastwechselreaktionen i.a. gemindert, so daß der Einfluß der untersuchten Parameter nicht deutlich geworden wäre.

Die Lastwechselreaktionen und das Fahrverhalten in den Kapiteln 7.1.1 bis 7.1.4 würden durch ABS noch gutmütiger.

7.1.1 Einfluß der Bremsenauslegung

In den Voruntersuchungen hatte sich gezeigt, daß die Lastzüge in alltäglichen Bremssituationen aufgrund ihres Lastwechselverhaltens gutmütig reagieren. Sollen bestimmte Einflüsse gezeigt werden, muß die Ausgangssituation vor Bremsbeginn bereits eine überdurchschnittliche Anforderung an die Lastzüge stellen.

Das Bremsen aus einer Geschwindigkeit von 60 km/h mit einem Druck $p_m=5$ bar auf trockener Kreisbahn mit 100 m Radius stellte sich als sehr gut geeignetes „Startmanöver“ dar. Hiervon ausgehend wurden alle weiteren Parameteruntersuchungen durchgeführt.

Der Einfluß der Bremsenauslegung wurde mit den in Tabelle 7-1 zusammengefaßten Fahrzeug- und Beladungskombinationen untersucht.

R = 100 m $\mu=0,7$ $p_m = 5$ bar $v = 60$ km/h				
Abb.	Beladungszustand	Bremsenauslegung Motorwagen		Bremsenauslegung Anhänger
7-1 u. 7-2	Motorwagen: beladen Anhänger: beladen	• Beispiel 1 • Untergrenze • Obergrenze	mit mit mit	Beispiel Obergrenze Untergrenze
7-3	Motorwagen: leer Anhänger: beladen	• Beispiel 1 • Untergrenze • Obergrenze	mit mit mit	Beispiel Obergrenze Untergrenze
7-4	Motorwagen: beladen Anhänger: beladen	• Beispiel 2 • Beispiel 2 • Beispiel 2	mit mit mit	Beispiel Obergrenze Untergrenze
7-5 u. 7-6	Motorwagen: leer Anhänger: beladen	• Beispiel 2 • Beispiel 2 • Beispiel 2	mit mit mit	Beispiel Obergrenze Untergrenze

Tabelle 7-1 Versuchsmatrix „Einfluß der Bremsenauslegung“

Untersuchungsrelevant waren insbesondere die Fahrzeugkombinationen bei denen der Motorwagen und der Anhänger am jeweils anderen Abbremsungsband orientiert waren. Zum Vergleich wurden die Kombinationen der Beispiel-Auslegungen von Motorwagen und Anhän-

ger mit einbezogen. Die Beladungskombinationen mit beladenem Motorwagen und beladenem Anhänger sowie mit leerem Motorwagen und beladenem Anhänger waren dabei am wichtigsten.

In Abbildung 7-1 bis Abbildung 7-6 sind die fahrdynamischen Größen und die Animation des Fahrverlaufs ab Bremsbeginn gezeigt. Die Zuordnung zwischen Manöver und Abbildung ist in Tabelle 7-1 gegeben.

Als wichtigste fahrdynamische Größen abhängig von der Zeit wurden hier folgende gewählt: Die Geschwindigkeit und Längsverzögerung des Lastzugs, die Giergeschwindigkeiten von Motorwagen, Deichsel und Anhänger, die Deichselzugkraft, der Knickwinkel am Kupplungspunkt (Knickwinkel 1) sowie der Knickwinkel am Drehkranz (Knickwinkel 2). Die Animation des Fahrverlaufs zeigt den Lastzug bei Bremsbeginn sowie am Ende der Simulationsrechnung.

Die stärksten Lastwechselreaktionen traten bei den Kombinationen Motorwagen Obergrenze mit Anhänger Untergrenze und Motorwagen Beispiel 2 mit Anhänger Untergrenze auf. Dies wird in Abbildung 7-1 und Abbildung 7-5 besonders deutlich.

Die Ursachen für das verschieden starke Verhalten der Lastzugkombinationen waren die Bremskraftverteilungen in den Einzelfahrzeugen sowie die Druckkraft, die in der Zuggabel übertragen wird. Auf die Bremskraftverteilung im Einzelfahrzeug wird im nächsten Kapitel bei der Untersuchung des Einflusses des Beladungszustands noch näher eingegangen.

Aus den entgegengesetzten Lagen im Abbremsungsband ergab sich zwangsläufig eine Zug- oder Druckkraft in der Zuggabel im quasistationären Zustand. In jedem Falle lief der Anhänger aber mit einem kurzen Stoß auf den Motorwagen auf. Dies erhöhte kurzzeitig die Gierreaktion des Motorwagens. Abhängig von der Höhe der quasistationären Zuggabelkraft wurde bei einer Druckkraft die Gierreaktion weiter verstärkt. Bei einer Zugkraft verringerte sich die Gierreaktion, da der Lastzug tendenziell gestreckt wurde.

Bei einer Druckkraft in der Zuggabel drehten die Lastzüge in den Kreis hinein. Eine Zugkraft in der Zuggabel wirkte dieser Bewegungsrichtung entgegen und führte zu einem Fahrverlauf nahe dem ursprünglich vorgesehenen Kurvenradius. Dies läßt sich an den Knickwinkeln gut ablesen, wobei der Einfluß des instationären Stosses aber überlagert bleibt. Zugkräfte verbessern die Lastwechselreaktion von Lastzügen beim Bremsen in der Kurve.

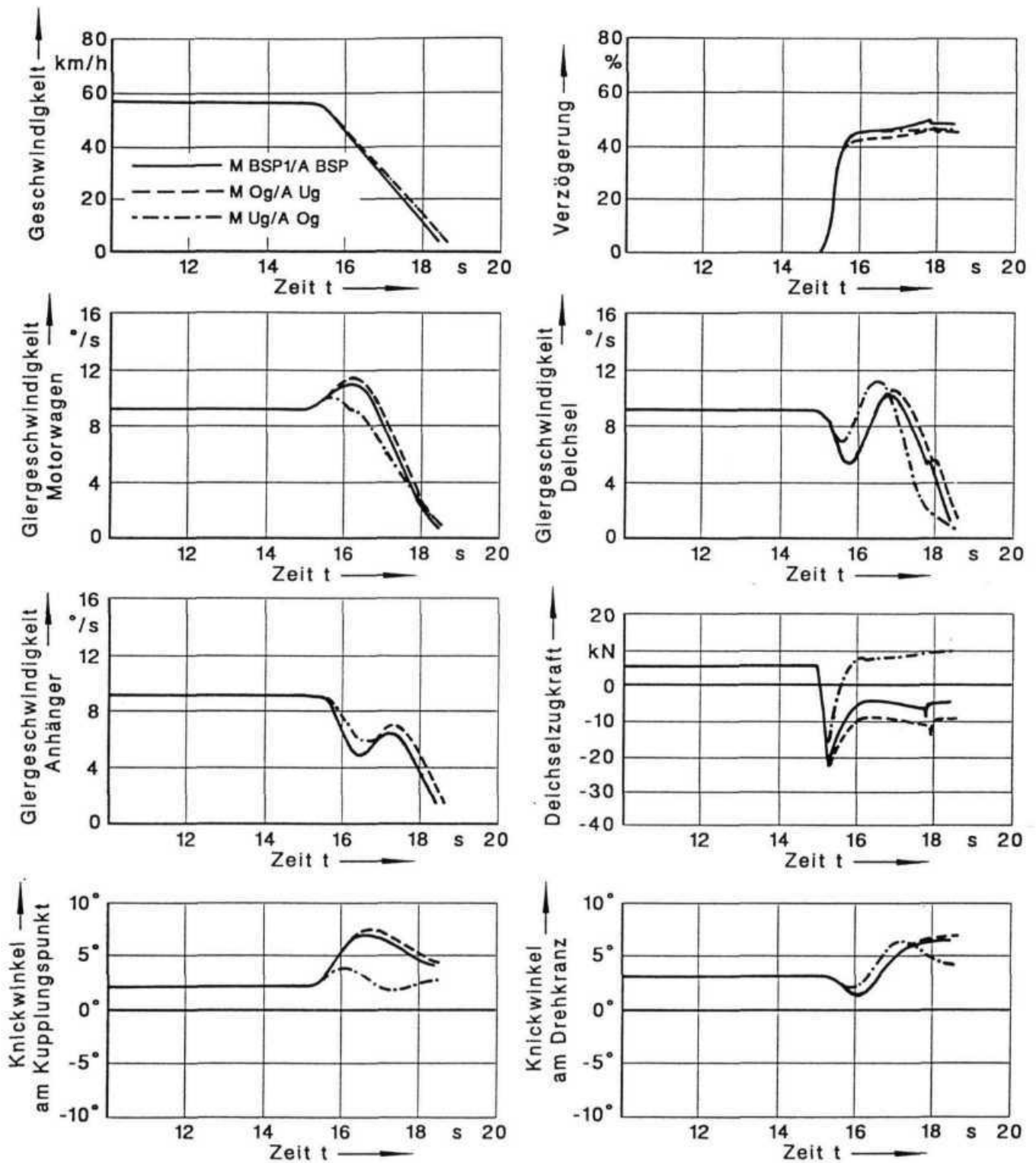


Abbildung 7-1 Fahr-dynamische Größen
 Motorwagen beladen; Anhänger beladen
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

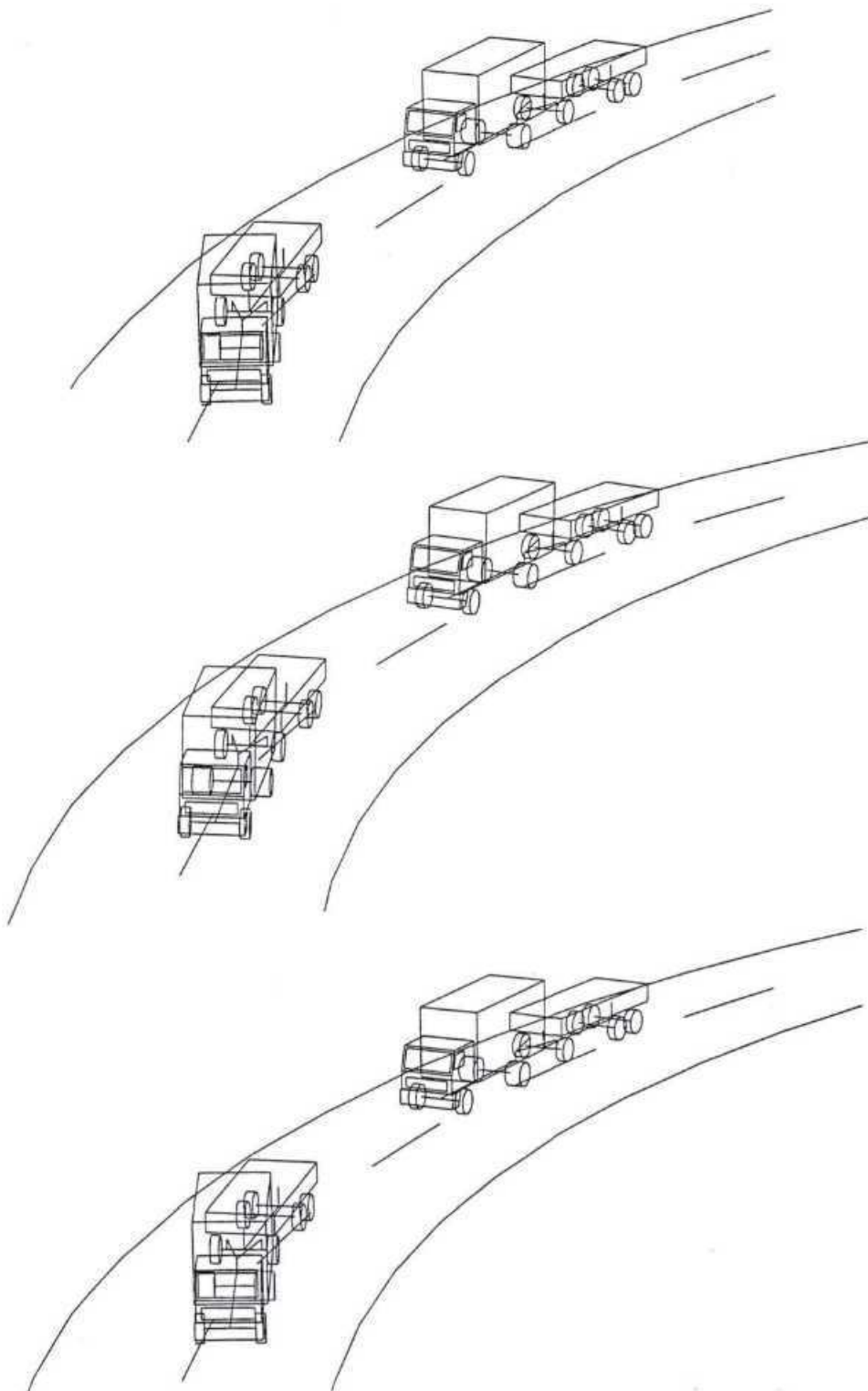


Abbildung 7-2 Animation des Fahrverlaufs; von oben nach unten:
M BSP 1 / A BSP; M UG / A OG; M OG / A UG
Motorwagen beladen; Anhänger beladen
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

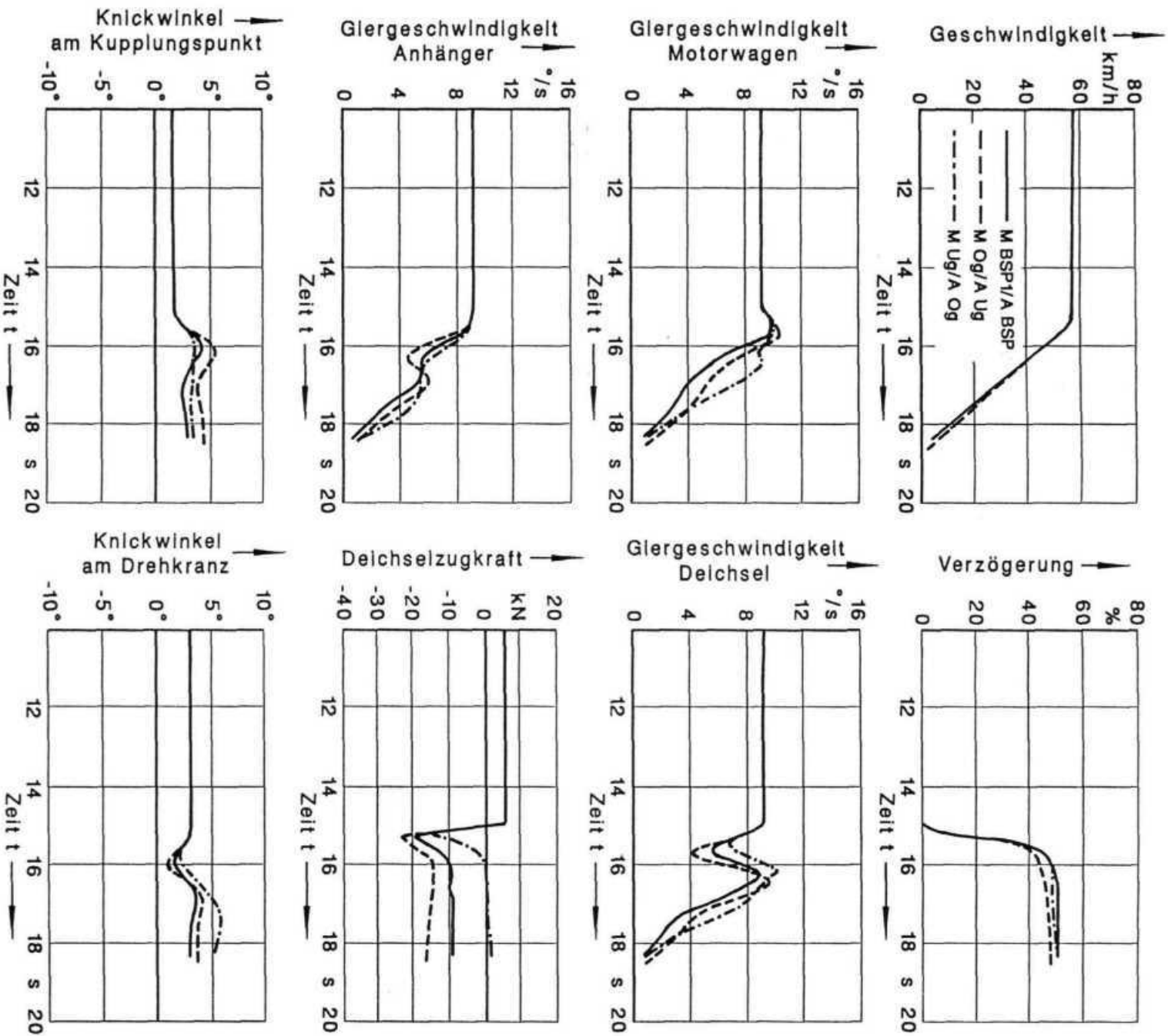


Abbildung 7-3

Fahrdynamische Größen

Motorwagen leer; Anhänger beladen

$R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

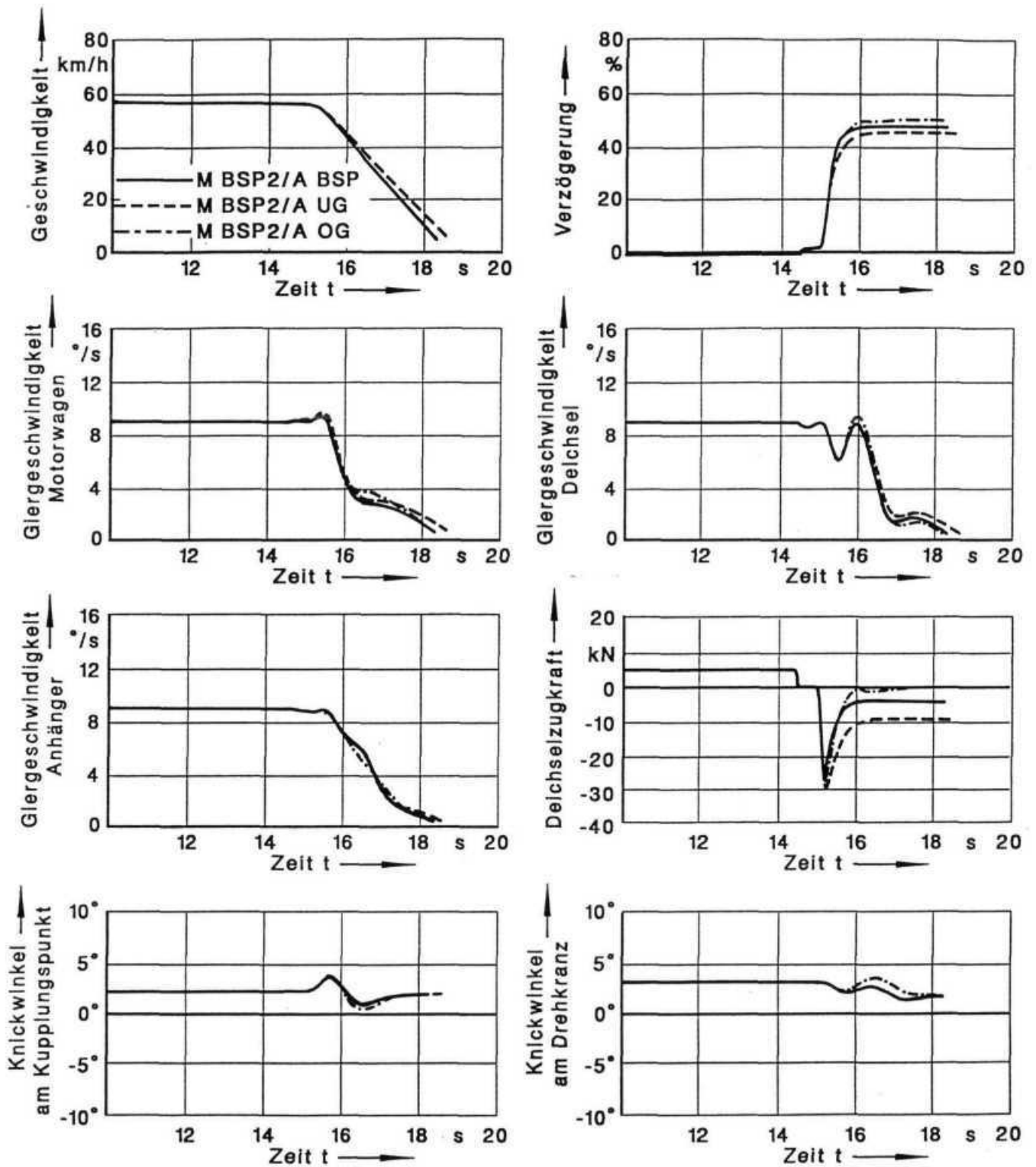


Abbildung 7-4 Fahrdynamische Größen
 Motorwagen beladen; Anhänger beladen
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

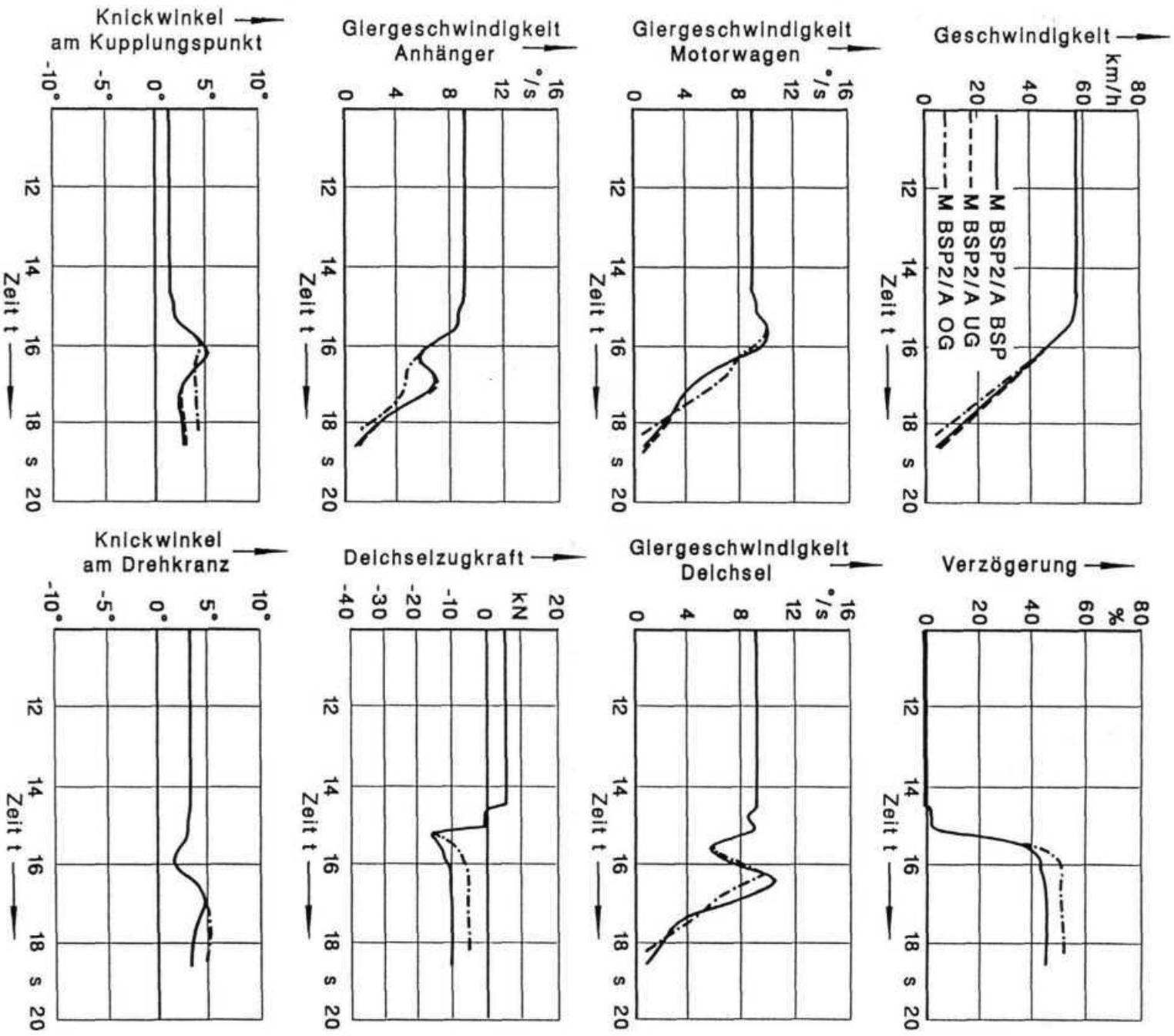


Abbildung 7-5

Fahrdynamische Größen

Motorwagen leer; Anhänger beladen

$R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

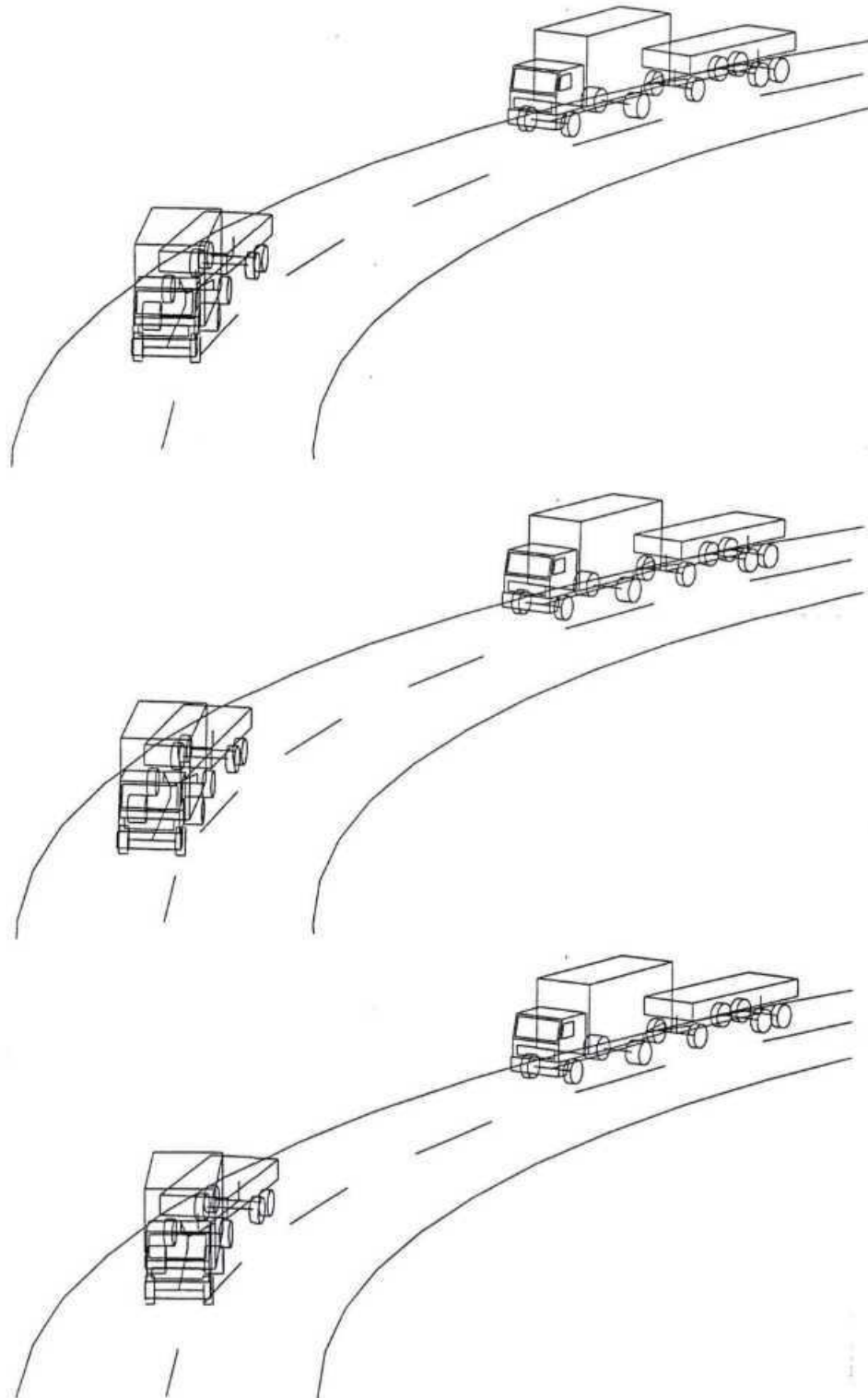


Abbildung 7-6 Animation des Fahrverlaufs; von oben nach unten:
M BSP 2 / A BSP; M BSP 2 / A UG; M BSP 2 / A OG
Motorwagen leer; Anhänger beladen
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

7.1.2 Einfluß des Beladungszustands

Der Einfluß des Beladungszustands wurde in Kapitel 7.1.1 für den Motorwagen bereits erwähnt. Der Einfluß des Beladungszustands des Anhängers sollte die Kombinationsmöglichkeiten der Untersuchungen vervollständigen. Es wird das bereits angesprochene Startmanöver verwendet. Tabelle 7-2 faßt die Fahrzeug- und Versuchsparameter zusammen; in Abbildung 7-7 und Abbildung 7-8 sind die fahrdynamischen Reaktionen dargestellt.

R = 100 m $\mu=0,7$ $p_m = 5 \text{ bar}$ v = 60 km/h				
Abb.	Bremsenauslegung	Beladung Motorwagen		Beladung Anhänger
7-7	Motorwagen:	• leer	mit	leer
	Obergrenze	• leer	mit	beladen
	Anhänger:	• beladen	mit	leer
	Untergrenze	• beladen	mit	beladen
7-8	Motorwagen:	• leer	mit	leer
	Beispiel 2	• leer	mit	beladen
	Anhänger:	• beladen	mit	leer
	Untergrenze	• beladen	mit	beladen

Tabelle 7-2 Versuchsmatrix „Einfluß des Beladungszustands“

Es zeigte sich bei beiden Bremsenauslegungen, daß der leere Anhänger die Fahrdynamik des gesamten Lastzugs kaum beeinflußt. Für die weiteren Untersuchungen sollte er deshalb keine Rolle mehr spielen.

Der beladene Motorwagen Obergrenze zeigte deutlich mehr Lastwechselreaktionen als der leere. Dies konnte in Simulationsrechnungen ohne Anhänger bestätigt werden. Zum einen lag dies allgemein in den größeren Trägheiten, verbunden mit der Giergeschwindigkeit, bei beladenen Fahrzeugen begründet. Zum anderen lag es hier an der Bremsanlage und der Bremskraftverteilung des Motorwagens, die sich aus dem IVECO-Magirus ableitete. Die Hinterachse hatte ein statisches ALB, die Vorderachse hatte keine lastabhängige Regelung.

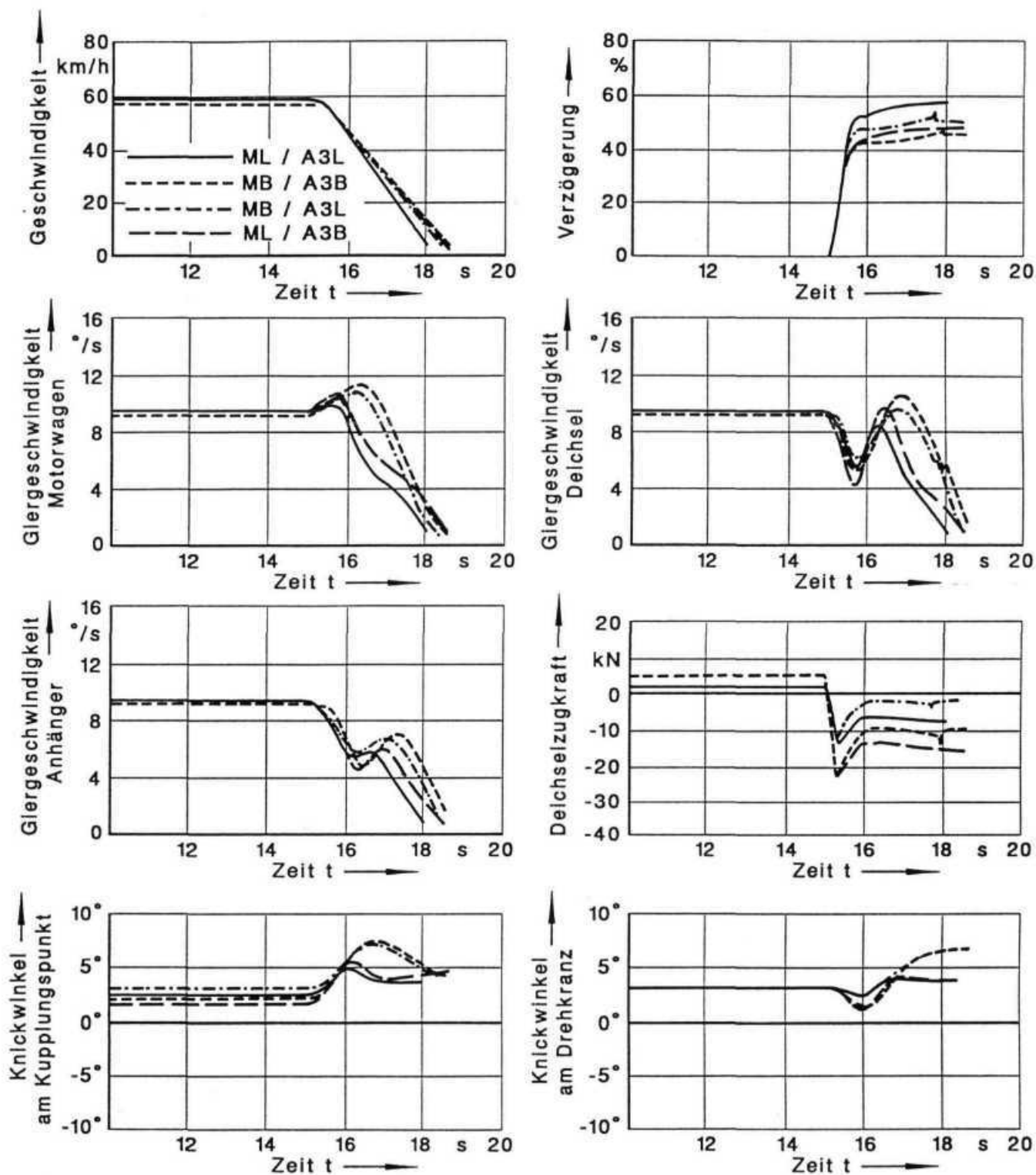


Abbildung 7-7 Fahrdynamische Größen
 Motorwagen Obergrenze; Anhänger Untergrenze
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

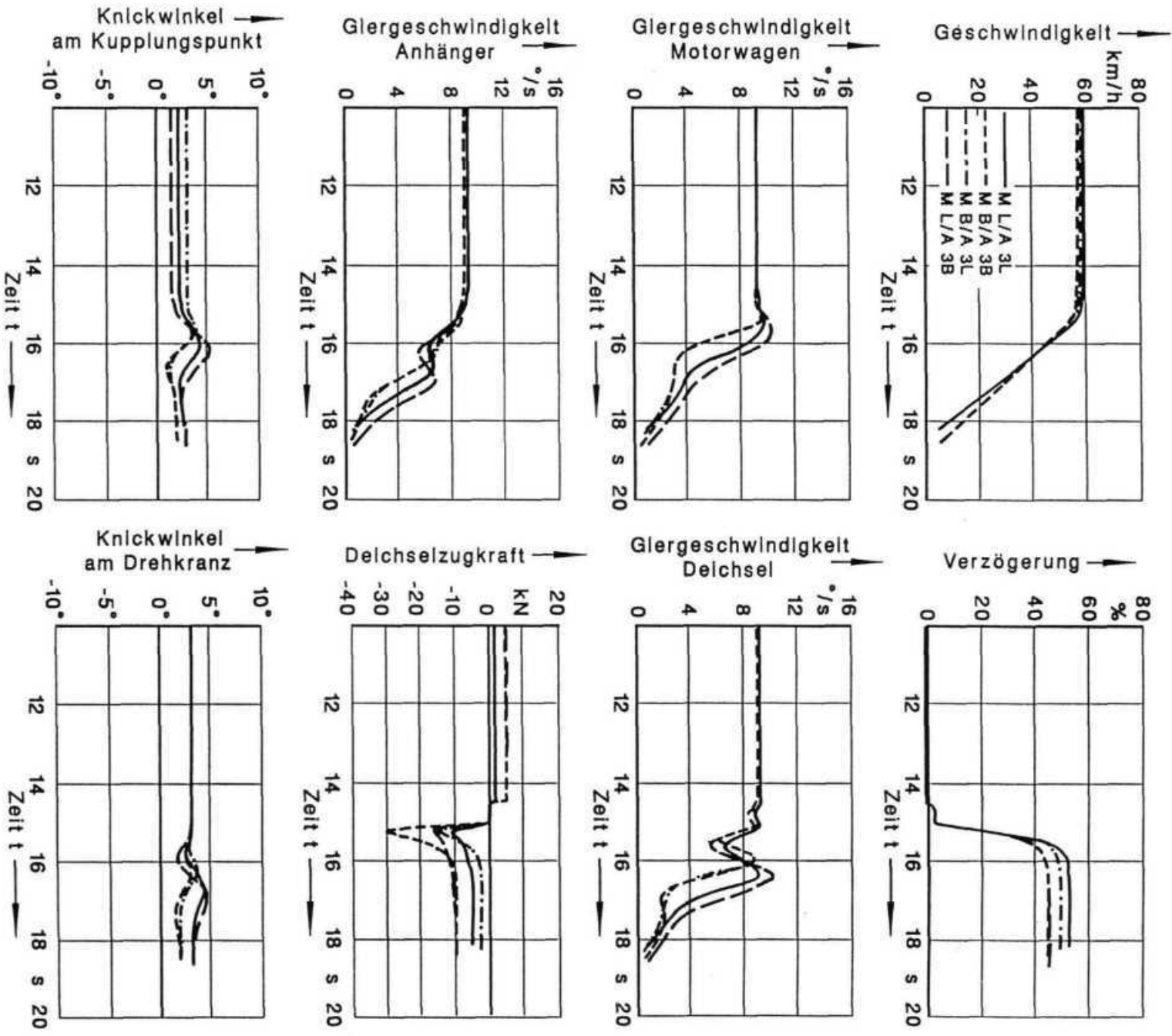


Abbildung 7-8

Fahrdynamische Größen
 Motorwagen Beispiel 2; Anhänger Untergrenze
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

Im leeren Zustand neigte die Vorderachse schneller zum Überbremsen (Überbremsen bedeutet hier Blockieren eines Rades einer Achse oder ein sehr großer Längsschlupf) und somit zum Untersteuern des Fahrzeugs. Im beladenen Zustand neigte die Hinterachse schneller zum Überbremsen und somit zum Übersteuern des Fahrzeugs.

Zudem hatte der Motorwagen Obergrenze ein relativ hohes Leergewicht, so daß Druckkräfte in der Zuggabel die Gierreaktion nicht so stark vergrößerten.

Der Motorwagen Beispiel 2 zeigte im leeren Zustand mit beladenen Anhänger die größeren Reaktionen, erkennbar an den verstärkten Gierreaktionen und Knickwinkeln. Die Bremsanlage dieses Motorwagens hatte einen dynamischen ALB und eine mitgeregelte Vorderachse. Hierdurch wurde die Überbremsneigung der Hinterachse zu Lasten der Vorderachse verringert. Es zeigte sich das gewünschte untersteuernde Bremsverhalten.

Der Anhänger selbst zeigte kaum eigene Lastwechselreaktionen. Aufgrund der Lage am unteren Abbremsungsband waren die Reifen längs- und querdynamisch durch relativ zum Motorwagen geringere Bremsmomente schwächer beansprucht. Der Anstieg des Knickwinkel 2 war durch das Nachlaufen hinter dem Motorwagen auf den kleineren Kurvenradius begründet.

Für die weiteren Parameterstudien wurden der

- **Motorwagen Obergrenze, beladen und der**
- **Motorwagen Beispiel 2, leer bzw. beladen**

gewählt.

Der **Anhänger Untergrenze, beladen** wurde mit diesen kombiniert.

Der Beladungszustand des Motorwagen Beispiel 2 wurde abhängig von der sinnvollen Vergleichsmöglichkeit der Darstellung der Parameterstudien festgelegt.

7.1.3 Einfluß des Bremsdrucks

Unter der Voraussetzung nicht überbremsster Achsen soll der Einfluß des Bremsdrucks auf das Lastwechselverhalten der Lastzüge gezeigt werden. Hierzu wurden die in Kapitel 7.1.1 und 7.1.2 als fahrdynamisch am relevantesten anzusehenden Kombinationen und Beladungszustände gewählt.

Es wurde auf dem 100-m-Kreis aus 60 km/h Geschwindigkeit auf griffiger Fahrbahn gebremst. Tabelle 7-3 zeigt die hier dargestellten Versuche.

R = 100 m v = 60 km/h $\mu = 0,7$ Anhänger: beladen		
Abb.	Bremsenauslegung und Beladungszustand des Motorwagens	Druck p_m am Kupplungskopf Bremse
7-9	Obergrenze/beladen mit Untergrenze	<ul style="list-style-type: none"> • $p_m = 3$ bar • $p_m = 4$ bar • $p_m = 5$ bar
7-10	Beispiel 2/beladen mit Untergrenze	<ul style="list-style-type: none"> • $p_m = 3$ bar • $p_m = 4$ bar • $p_m = 5$ bar

Tabelle 7-3 Versuchsmatrix „Einfluß des Bremsdrucks“

In Abb. 7.9 und Abb. 7.10 sind die fahrdynamischen Reaktionen gezeigt.

Bei beiden Lastzugkombinationen nahm mit der Höhe des Bremsdrucks die fahrdynamische Reaktion zu. Dies zeigte sich in stärkeren Änderungen bei den Giergeschwindigkeiten und den Knickwinkeln.

Bei größerem Bremsdruck war die Stärke der Reaktion des Einzelfahrzeugs bereits größer, als bei kleinerem Druck. Die Belastung der Vorderachse und die Entlastung der Hinterachse waren stärker ausgeprägt, wodurch der Motorwagen deutlicher in den Kreis hineindrehte. Die Reaktion wurde durch die Koppelkraft in der Zuggabel verstärkt. Sowohl die Koppelkraftpitze als auch die quasistationäre Koppelkraft waren bei höheren Bremsdrücken größer.

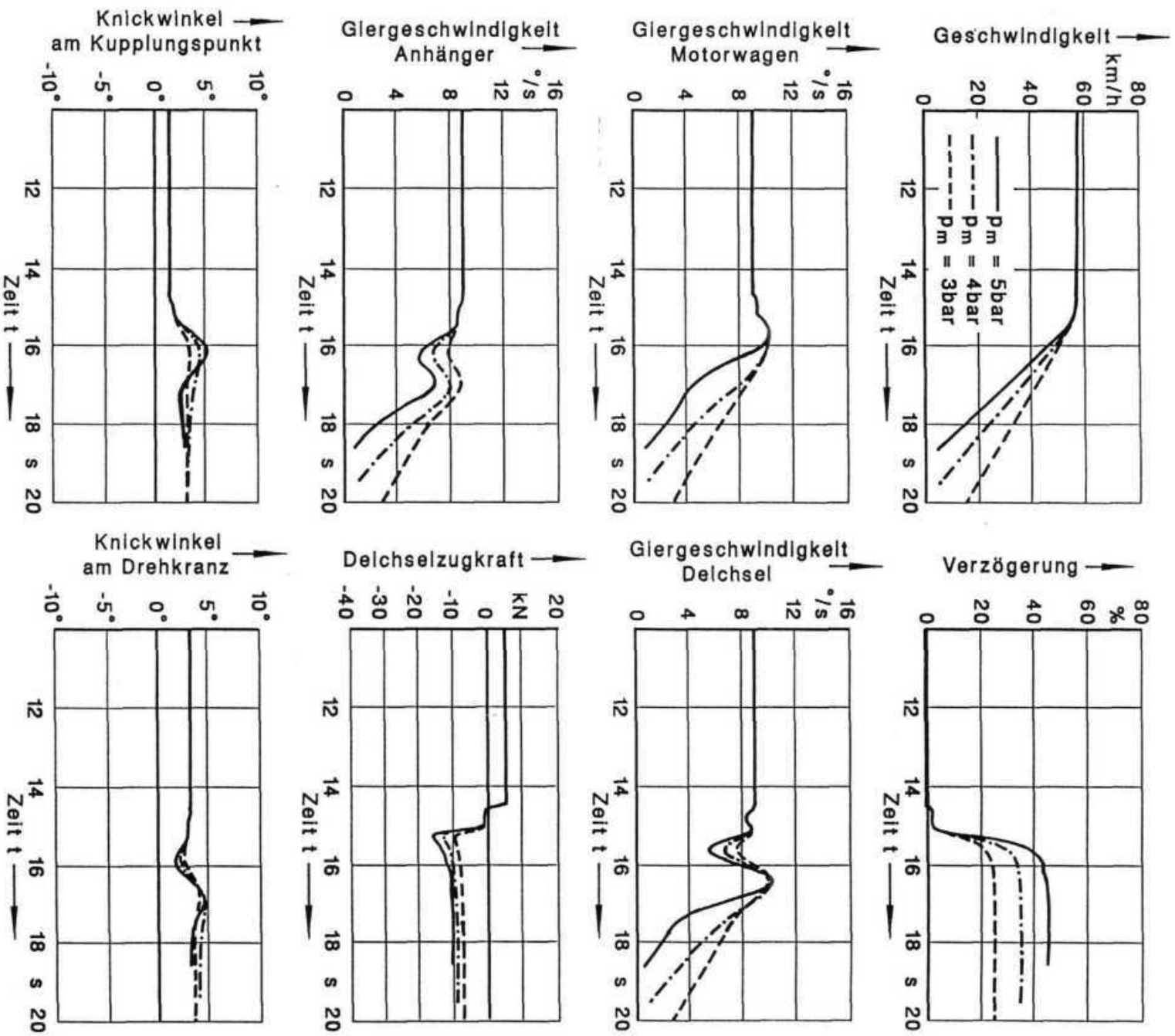


Abbildung 7-9

Fahrdynamische Größen
Motorwagen OG beladen / Anhänger UG beladen
 $R = 100\text{ m}$; $\mu = 0,7$; $v = 60\text{ km/h}$

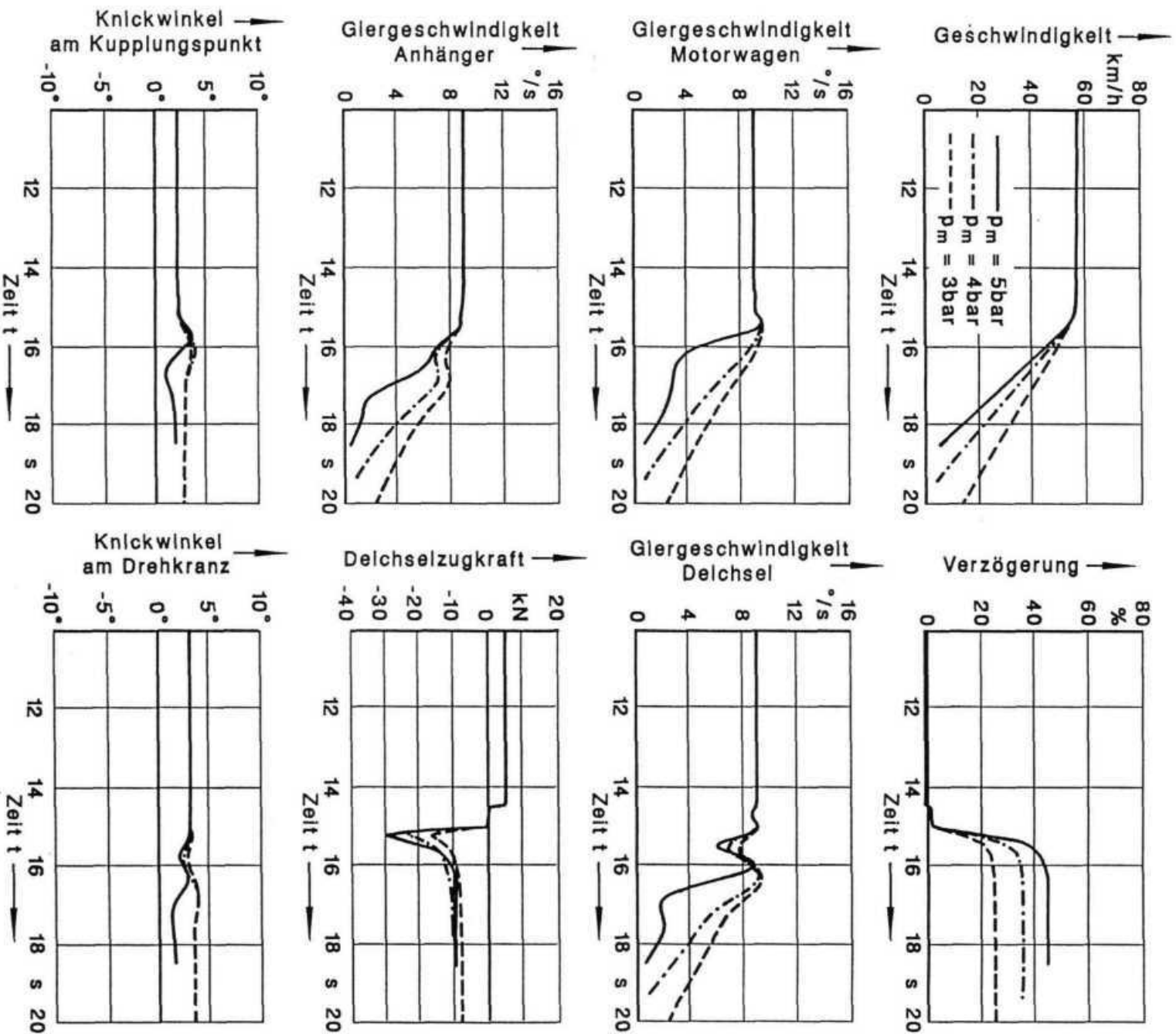


Abbildung 7-10 Fahrdynamische Größen
 Motorwagen BSP 2 beladen / Anhänger UG beladen
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $v = 60 \text{ km/h}$

Insgesamt reagierten die Lastzüge sehr träge bei verschiedenen Bremsdrücken.

Die Fahrzeugreaktionen von Motorwagen und Anhänger werden von der Kraftschlußausnutzung in den Reifenaufstandsflächen beeinflusst. Die Kraftschlußausnutzung ist das Verhältnis aus der Abbremsung eines Rades zum vorhandenen Kraftschlußbeiwert. Je höher die Kraftschlußausnutzung ist, umso stärker reagieren die Fahrzeuge, da weniger Potential für Seitenführungskräfte zur Verfügung steht.

Die Kraftschlußausnutzung steigt mit den Bremsdrücken und mit einer Verringerung des vorhandenen Kraftschlußbeiwertes. Die Fahrzeugreaktionen bei einer Variation des Kraftschlußbeiwertes waren denen der Variation des Bremsdruckes sehr ähnlich. Auf eine nähere Darstellung der Ergebnisse wurde daher verzichtet.

7.1.4 Einfluß des Kurvenradius

Neben den Fahrzeugparametern wurde auch der Einfluß von Versuchsparametern auf das Bremsverhalten untersucht. Hierzu wurde eine Variation der Kurvenradien, die die Ausgangsbedingungen der stationären Kreisfahrt bestimmen, vorgenommen.

Bei der Untersuchung des Einflusses des Kurvenradius auf das Bremsverhalten sind zwei verschiedene Variationsmöglichkeiten zu unterscheiden. Zum einen kann bei sonst unveränderten Parametern lediglich der Kurvenradius variiert werden. Dies hat zur Folge, daß die Geschwindigkeit vor Bremsbeginn immer gleich ist, die Querschleunigung aber mit dem Kurvenradius variiert. Zum anderen kann die Querschleunigung konstant gehalten werden, indem entsprechend dem Kreisradius die Geschwindigkeit angepaßt wird.

Es wurden beide Möglichkeiten untersucht. Die in den vorangegangenen Unterkapiteln fahrdynamisch interessanten Varianten und Parameter wurden als Ausgangsbedingungen festgelegt.

Zunächst wird der Einfluß des Kurvenradius bei konstanter Geschwindigkeit gezeigt. Tabelle 7-4 stellt die Versuchsmatrix dar. In den Abbildung 7-11 und Abbildung 7-12 sind die fahrdynamischen Reaktionen der Fahrzeuge aufgetragen.

Für beide Lastzugkombinationen zeigte sich eine einheitliche Tendenz bei einer Veränderung des Ausgangskurvenradius: Bei kleineren Kreisradien war die Reaktion der Lastzüge stärker. Diese Tendenz ließ sich sehr gut an den Überhöhungen der Giergeschwindigkeiten und den daraus resultierenden Knickwinkeln nachvollziehen.

Konstante Ausgangsgeschwindigkeit: 60 km/h $\mu = 0,7$ $p_m = 5 \text{ bar}$ Anhänger: beladen		
Abb.	Bremsenauslegung und Beladungszustand des Motorwagens	Kurvenradius der stationären Kreisfahrt
7-11	Obergrenze/beladen mit Untergrenze	<ul style="list-style-type: none"> • R = 200 m • R = 150 m • R = 100 m
7-12	Beispiel 2/leer mit Untergrenze	<ul style="list-style-type: none"> • R = 200 m • R = 150 m • R = 100 m

Tabelle 7-4 Versuchsmatrix „Einfluß des Kurvenradius mit $v_0 = \text{konstant}$ “

Die Ursache für diese Tendenz lag in den größeren Giergeschwindigkeiten und den größeren Knickwinkeln bei kleinerem Kurvenradius vor Bremsbeginn. Bei nahezu gleichem Koppelkraftverlauf entstanden durch die größeren Knickwinkel stärkere Kräfte in Querrichtung am Fahrzeugheck des Motorwagens. Diese verstärkten die Eindrehbewegung des Motorwagens, so daß der Lastzug auf einen kleineren Kreis einschwenkte.

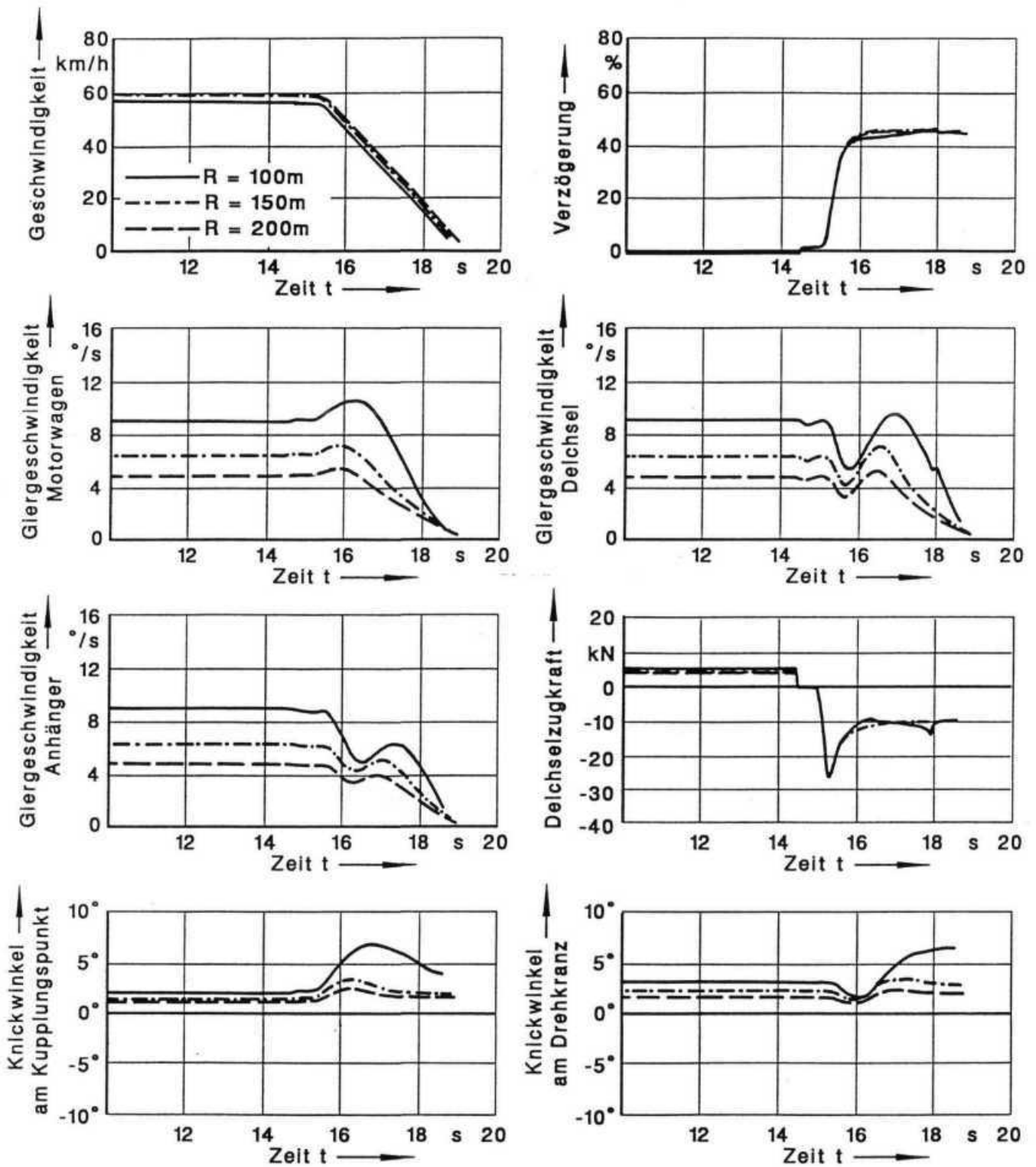


Abbildung 7-11 Fahrdynamische Größen
 Motorwagen OG beladen / Anhänger UG beladen
 $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

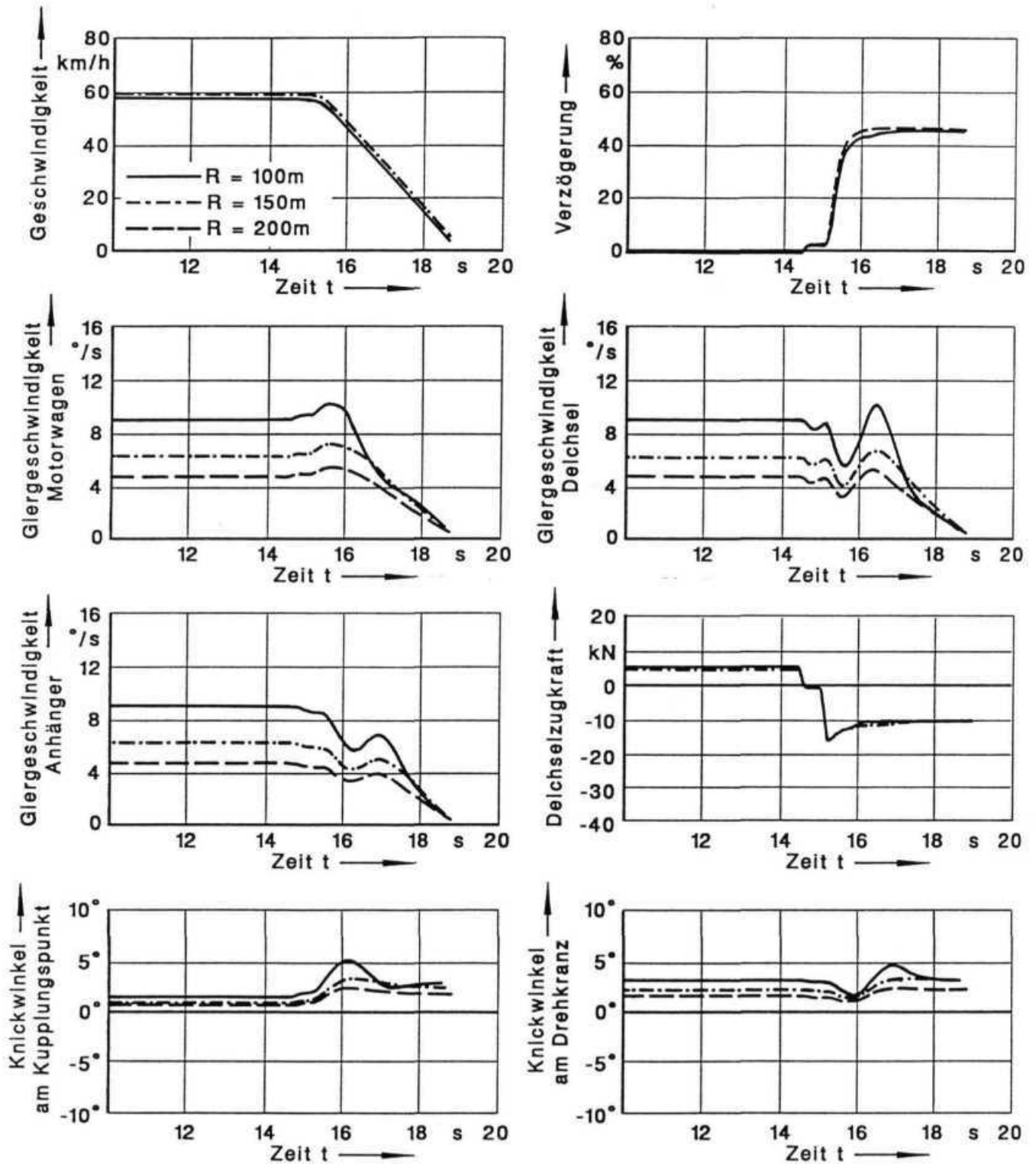


Abbildung 7-12 Fahrdynamische Größen
 Motorwagen BSP 2 leer / Anhänger UG beladen
 $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$

In einer zweiten Versuchsreihe sollte der Einfluß des Kurvenradius auf das Bremsverhalten bei konstanter Querschleunigung untersucht werden. Ausgehend von den bisherigen Versuchsreihen wurde die Querschleunigung festgelegt, die zu den Kurvenradien die Geschwindigkeit bestimmte. Es wurden ein kleinerer und zwei größere Kurvenradien als 100 m betrachtet. In Tabelle 7-5 ist die Versuchsmatrix zusammengefaßt.

Konstante Querschleunigung $a_q \approx 2,5 \text{ m/s}^2$ $\mu=0,7$ $p_m = 5 \text{ bar}$ Anhänger: beladen			
Abb.	Bremsenauslegung und Beladungszustand des Motorwagens	Kurvenradius der stationären Kreisfahrt	Geschwindigkeit
7-13	Obergrenze/beladen mit Untergrenze	<ul style="list-style-type: none"> • R = 50 m mit v = 42 km/h • R = 100 m mit v = 60 km/h • R = 150 m mit v = 73 km/h • R = 200 m mit v = 84 km/h 	
7-14	Beispiel 2/leer mit Untergrenze	<ul style="list-style-type: none"> • R = 50 m mit v = 42 km/h • R = 100 m mit v = 60 km/h • R = 150 m mit v = 73 km/h • R = 200 m mit v = 84 km/h 	

Tabelle 7-5 Versuchsmatrix „Einfluß des Kurvenradius mit $a_q = \text{konstant}$ “

In den Abbildung 7-13 und Abbildung 7-14 sind die fahrdynamischen Reaktionen zu sehen.

Für die Lastzugkombination Motorwagen Obergrenze mit Anhänger Untergrenze zeigte sich bei größeren Kurvenradien als 100 m eine starke Zunahme der Giergeschwindigkeit des Motorwagens nach Bremsbeginn. Das Fahrzeug drehte stärker in den Kreis hinein, der Anhänger folgte mit Zeitverzug dieser Bewegung. Die Knickwinkel zeigten diese Tendenz deutlich. Bei kleinerem Kurvenradius waren die Knickwinkel vor Bremsbeginn zwangsweise größer, die Reaktion des Lastzugs auf die Bremsung aber erheblich geringer.

Die Ursache dieses Lastzugverhaltens erklärte sich zum einem aus dem bereits erläuterten Überbremsen der Motorwagenhinterachse beim Motorwagen Obergrenze. Zum anderen ging mit der größeren Geschwindigkeit auf größeren Kurvenradien eine längere Zeit mit überbrem-

sten Rädern einher. Daraus ergab sich ein längeres Eindrehen und somit eine stärkere Bewegung in den Kreis hinein.

Für den Motorwagen Beispiel 2 mit Anhänger Untergrenze zeigte sich ein anderes Verhalten. Je kleiner der befahrene Kurvenradius war, um so stärker ist die Tendenz in die Kurve hineinzudrehen. Dies war an den Knickwinkeln sehr gut zu erkennen

Die Vorderachse des Motorwagens überbremst bei diesen Versuchsreihen praktisch immer, wodurch das gewünschte untersteuernde Verhalten entstand. Bei kleineren Kurvenradien sind die stationären Knickwinkel vor Bremsbeginn größer. Die Druckkraft in der Zuggabel wirkt abhängig vom Knickwinkel im Kupplungspunkt in Fahrzeugquerrichtung. Je kleiner der gefahrene Kurvenradius war, desto stärker war daher die Kraft, die den Motorwagen nach innen drehen wollte.

Bei allen bisher betrachteten Versuchsreihen zeigte sich ein gutmütiges und träges Bremsverhalten unter der Voraussetzung, daß lediglich ein Rad einer Achse blockierte. Bei den folgenden Versuchsreihen wurden auch das Blockieren einer oder mehrerer Achsen zugelassen.

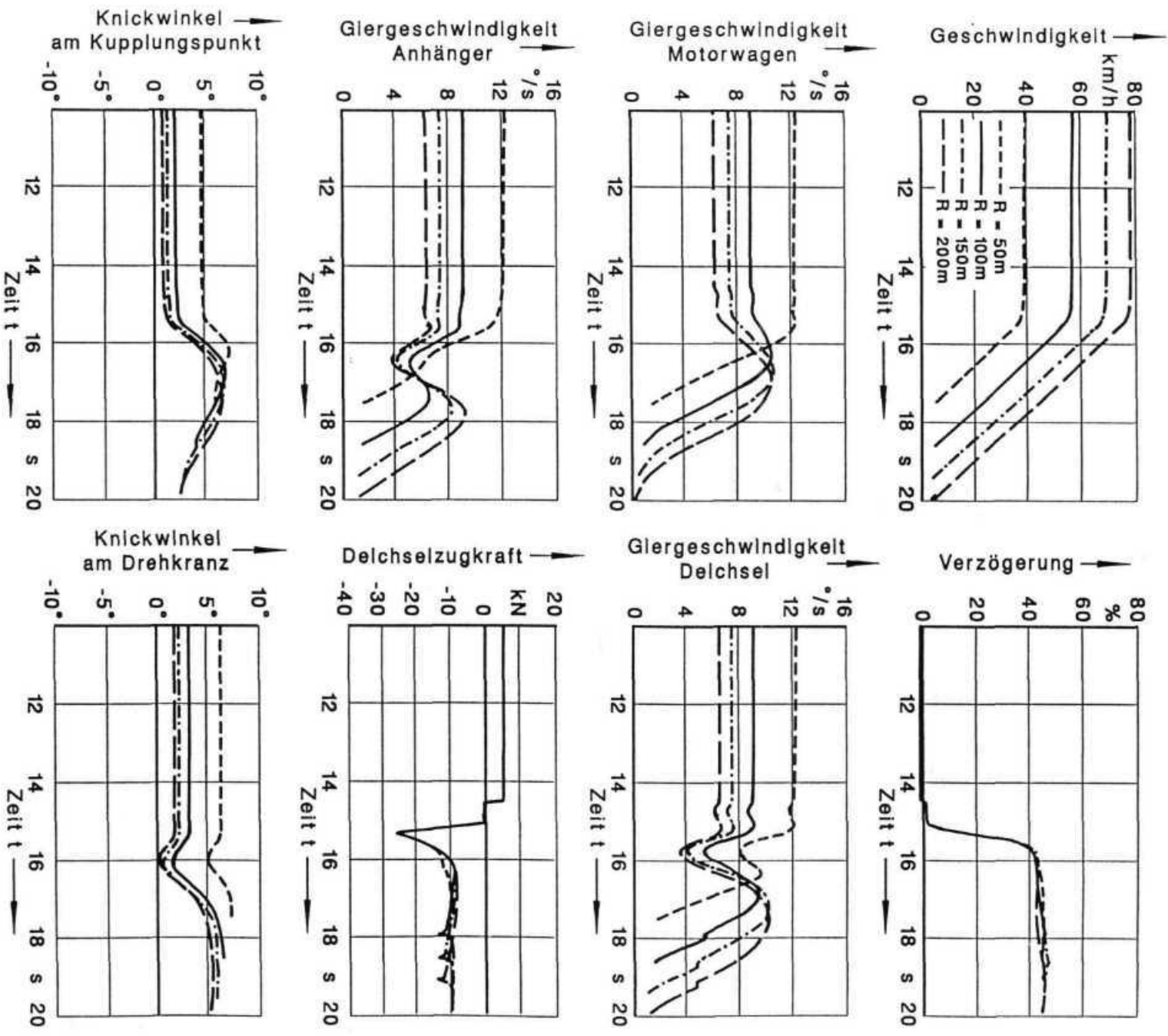


Abbildung 7-13

Fahrdynamische Größen
 Motorwagen OG beladen / Anhänger UG beladen
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$

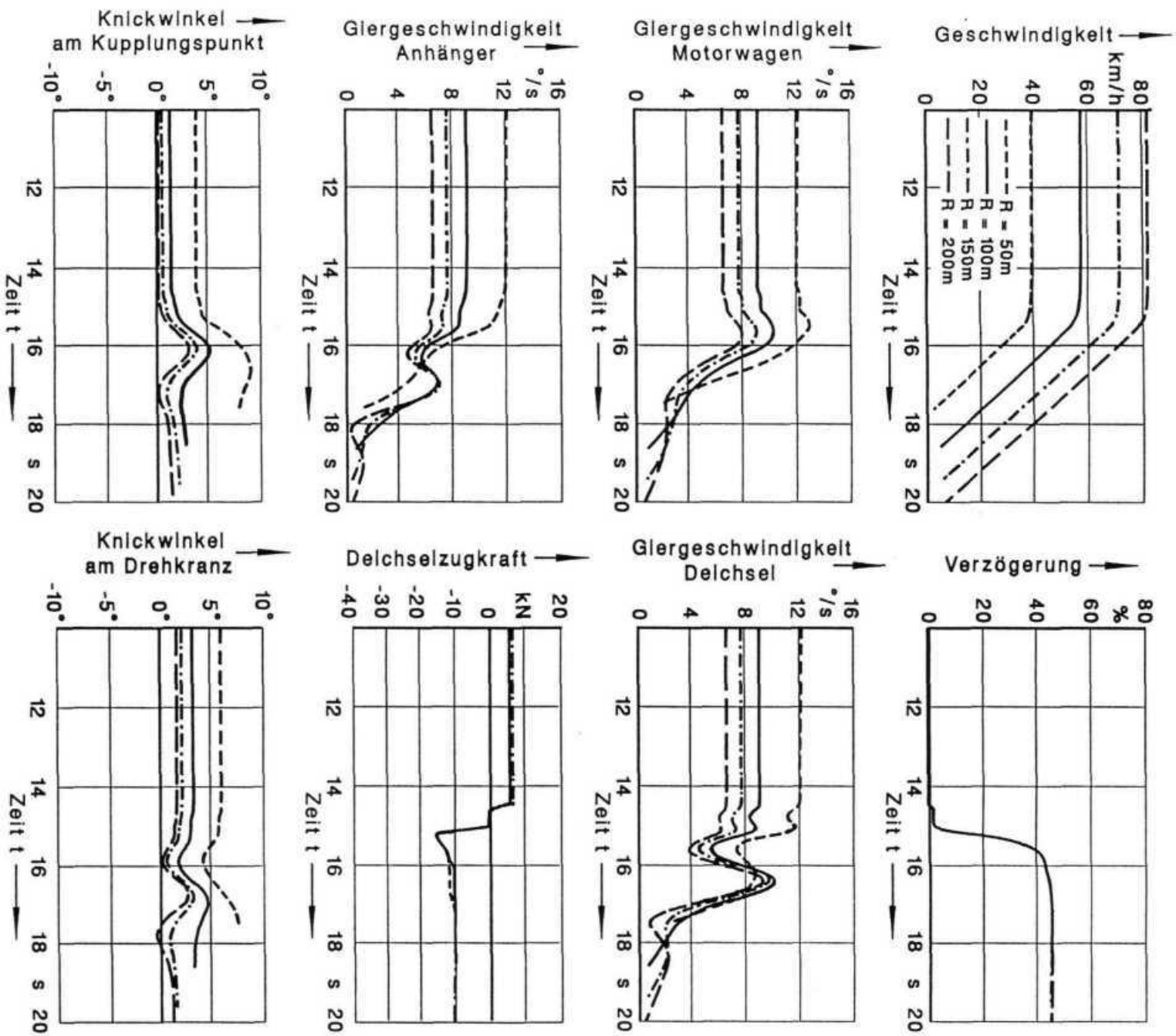


Abbildung 7-14 Fahrdynamische Größen
 Motorwagen BSP 2 leer / Anhänger UG beladen
 R = 100 m; $\mu = 0,7$; $p_m = 5$ bar

7.1.5 Einfluß von Bremsentemperaturen und ABS

Im folgenden Unterkapitel wird der Einfluß der Bremsentemperaturen und das Verbesserungspotential durch ABS auf das Bremsverhalten der Lastzüge gezeigt.

In Voruntersuchungen hatte sich ergeben, daß der gleichmäßige Anstieg aller Bremsentemperaturen relativ unkritisch auf die Fahrstabilität war. Der Bremsweg erhöhte sich gleichwohl erheblich. Höhere Bremsentemperaturen am Motorwagen bei niedrigen Temperaturen der Anhängerbremsen führten außerdem zu keinen kritischen Fahrzuständen. Daher wurde auf eine Darstellung dieser Ergebnisse verzichtet.

Eine nähere Betrachtung des Bremsverhaltens bei niedrigen Temperaturen der Motorwagenbremsen und höheren Temperaturen der Anhängerbremsen war sinnvoll. Um diesen Einfluß isoliert zu betrachten, wurden die Motorwagenbremsen betriebswarm gewählt und die Temperaturen der Anhängerbremsen schrittweise erhöht. Zur Erklärung des Bremsverhaltens eignete sich der Motorwagen Obergrenze und der Anhänger Untergrenze jeweils im beladenen Zustand sehr gut. In Tabelle 7-6 wurde die Versuchsmatrix zusammengestellt.

R = 100 m v = 60 km/h $\mu = 0,7$						
Motorwagen Obergrenze, beladen			Anhänger Untergrenze, beladen			
Abb.	Druck p_m	Bremsentemperaturen [°C]				
		Mot.-VA	Mot.-HA	Anh.-VA	Anh.-HA	
7-15	5 bar ohne ABS	•	100	100	200	200
		•	100	100	300	300
		•	100	100	400	400
7-16 u. 7-17	7,5 bar ohne ABS	•	100	100	200	200
		•	100	100	300	300
		•	100	100	400	400
7-18 u. 7-19	7,5 bar mit ABS	•	100	100	200	200
		•	100	100	300	300
		•	100	100	400	400

Tabelle 7-6 Versuchsmatrix „Einfluß der Bremsentemperaturen und ABS“ bei Motorwagen Obergrenze und Anhänger Untergrenze

In Abbildung 7-15 sind die fahrdynamischen Größen für eine Abbremsung mit $p_m = 5$ bar dargestellt.

Mit steigenden Temperaturen an den Anhängerbremsen wurde die Druckkraft in der Zuggabel des Lastzuges größer. Die Eindrehbewegung des Motorwagens, die in den vorangegangenen Unterkapiteln bereits beschrieben worden ist, wurde durch die Druckkraft verstärkt. Mit dem starken Anstieg der Giergeschwindigkeit des Motorwagens nach Bremsbeginn gingen größere Änderungen der Giergeschwindigkeiten von Deichsel und Anhänger sowie der Knickwinkel einher.

In Abbildung 7-16 wurden die Ergebnisse mit einem auf $p_m = 7,5$ bar erhöhten Druck am Kupplungskopf Bremse dargestellt. Es wurde damit eine Vollbremsung simuliert. Abbildung 7-17 zeigt die Animation des Fahrverlaufs.

Bei 200 °C Temperatur an den Anhängerbremsen zeigte sich noch das typische Verhalten bei Vollbremsungen: Die Giergeschwindigkeiten aller Fahrzeugglieder gingen auf null bzw. kurzzeitig unter null zurück. Der Lastzug verließ fast tangential die Kurve.

Bereits bei 300 °C Temperatur an den Anhängerachsen brach das Motorwagenheck infolge der fehlenden Seitenführungskräfte und des aufschiebenden Anhängers aus. Der Querversatz war aber noch nicht sehr groß, da die Geschwindigkeit des Lastzuges genügend abgenommen hatte.

Temperaturen von 400 °C an den Anhängerbremsen führten zu instabilem Bremsverhalten. Die Bremskraft des Anhängers gegenüber der des Motorwagens hatte stark nachgelassen, so daß der Anhänger heftig auf den Motorwagen auflief. Am Motorwagen waren kurz nach Bremsbeginn alle Räder blockiert. Zunächst brach die Giergeschwindigkeit ein, der Motorwagen drängt kurzzeitig tangential nach außen. Die in Fahrzeugquerrichtung wirkende Komponente der Druckkraft in der Zuggabel war aber so stark, daß das Motorwagenheck schneller nach außen gedrückt wurde. In dieser Folge knickte der Lastzug zwischen Motorwagen und Deichsel ein. Ein Gegenlenken des Fahrers hätte auf das Bremsverhalten und das Einknicken keinen Einfluß gehabt, da die Vorderräder blockiert waren. Das rechtzeitige Lösen der Bremse hätte das Einknicken des Lastzuges verhindert.

Mit der zuletzt beschriebenen Versuchsreihe wurde der Einfluß eines ABS auf das Bremsverhalten untersucht. In Abbildung 7-18 und Abbildung 7-19 sind die fahrdynamischen Reaktionen und die Animation des Fahrverlaufs dargestellt. Es zeigte sich sehr deutlich, daß mit ABS das Bremsverhalten absolut stabil bleibt. Trotz der starken Druckkräfte brach der Motorwagen nicht aus, da an den Rädern die Seitenführung erhalten blieb. Gleichzeitig wurden noch sehr hohe Verzögerungen erreicht.

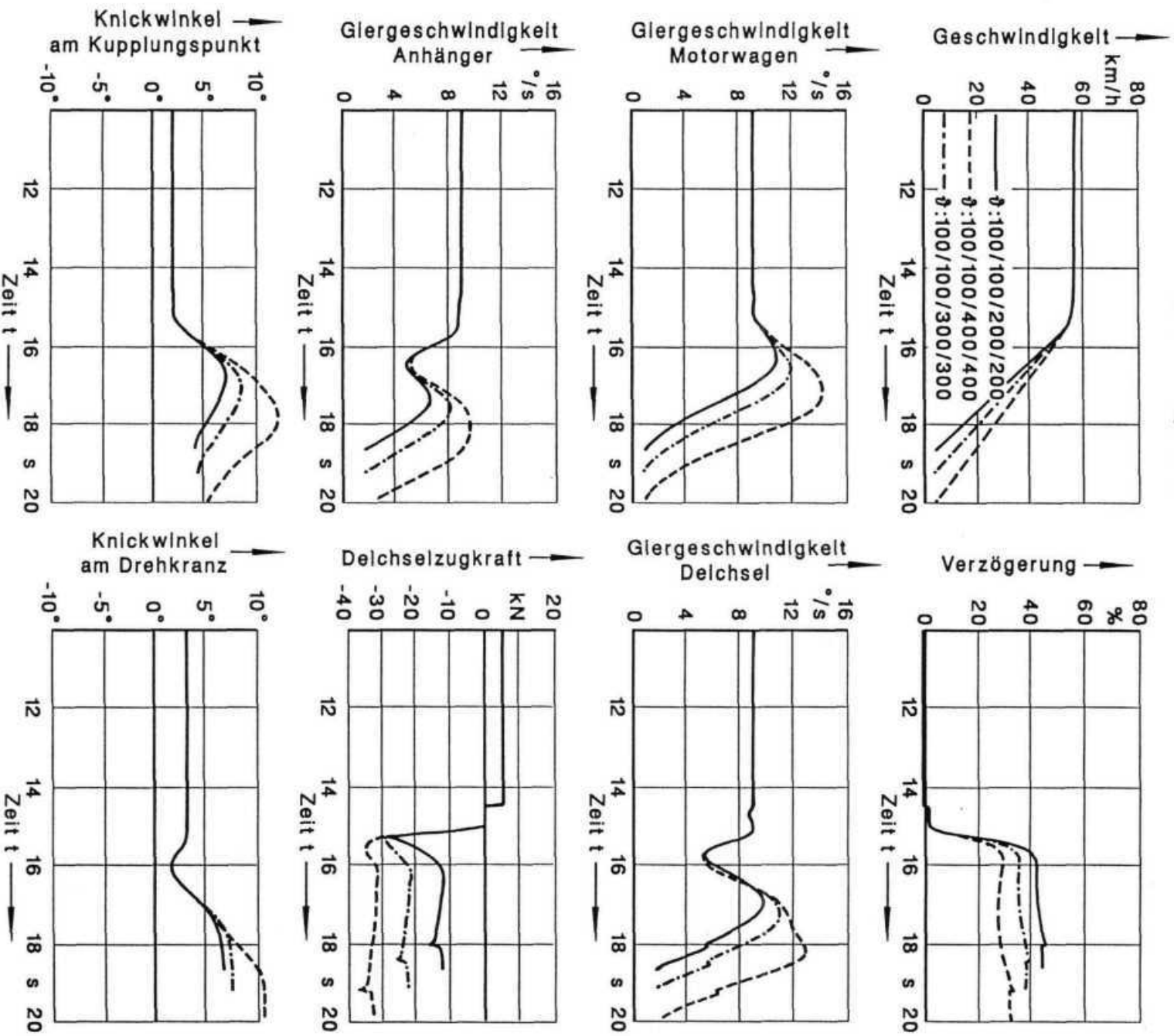


Abbildung 7-15

Fahrdynamische Größen

Motorwagen OG beladen / Anhänger UG beladen

$R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$, ohne ABS

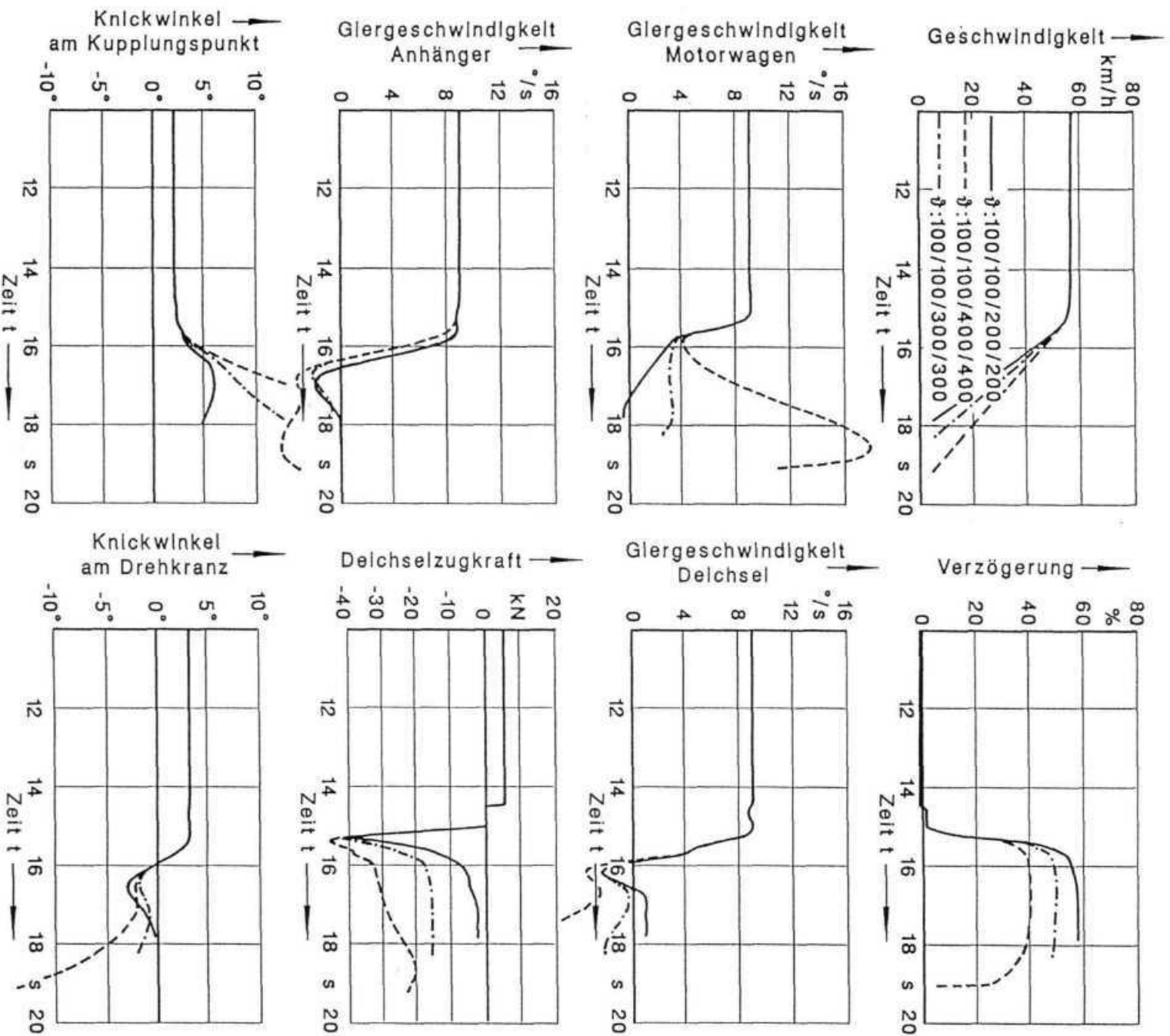


Abbildung 7-16

Fahrdynamische Größen
 Motorwagen OG beladen / Anhänger UG beladen
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 7,5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$; ohne ABS

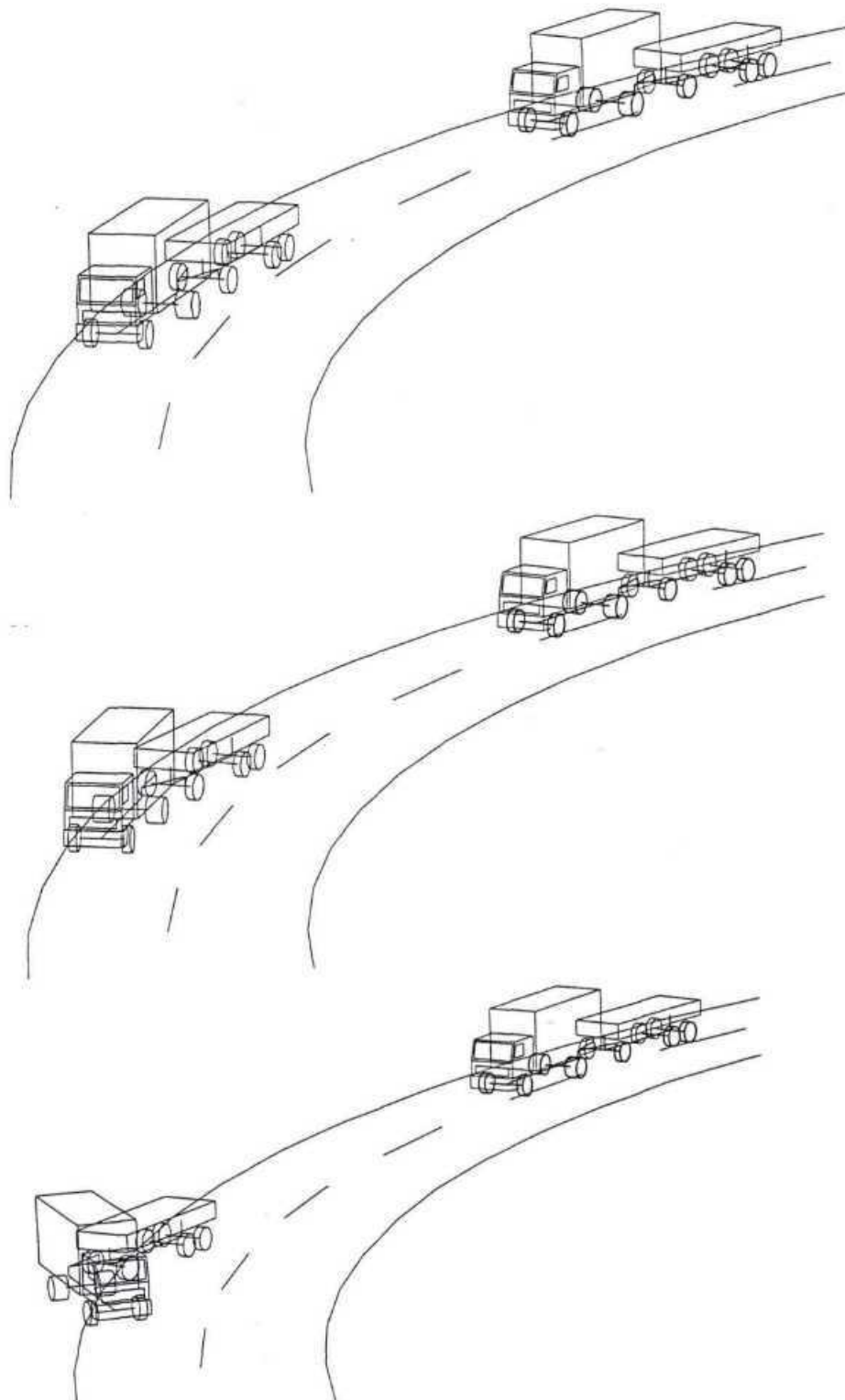


Abbildung 7-17 Animation des Fahrverlaufs; von oben nach unten:
Bremsentemperaturen Anhänger: 200/200; 300/300; 400/400 °C
Bremsentemperaturen Motorwagen: 100/100 °C
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 7,5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$; ohne ABS

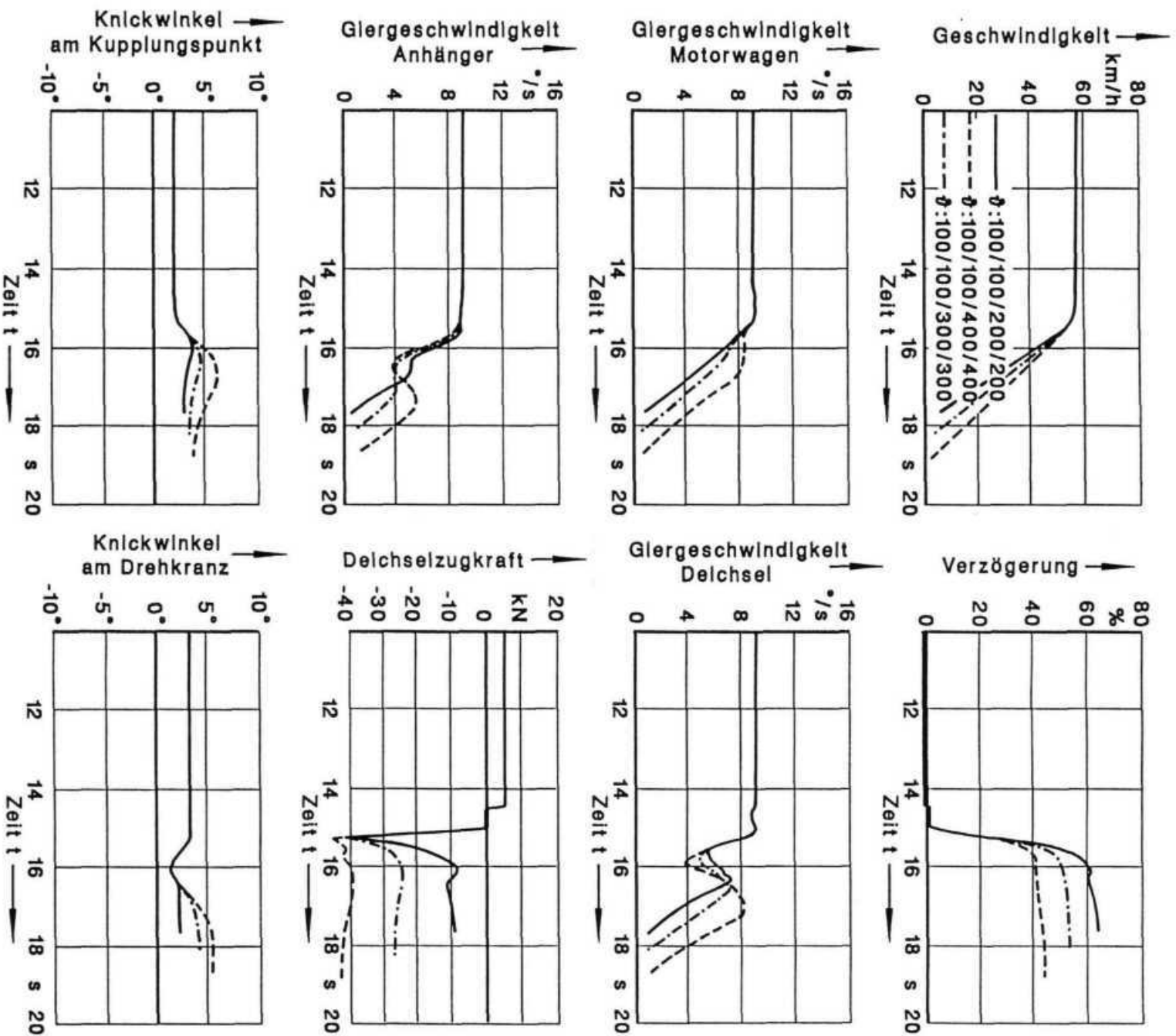


Abbildung 7-18 Fahrdynamische Größen
 Motorwagen OG beladen / Anhänger UG beladen
 $R = 100$ m; $\mu = 0,7$; $p_m = 7,5$ bar; $v = 60$ km/h; mit ABS

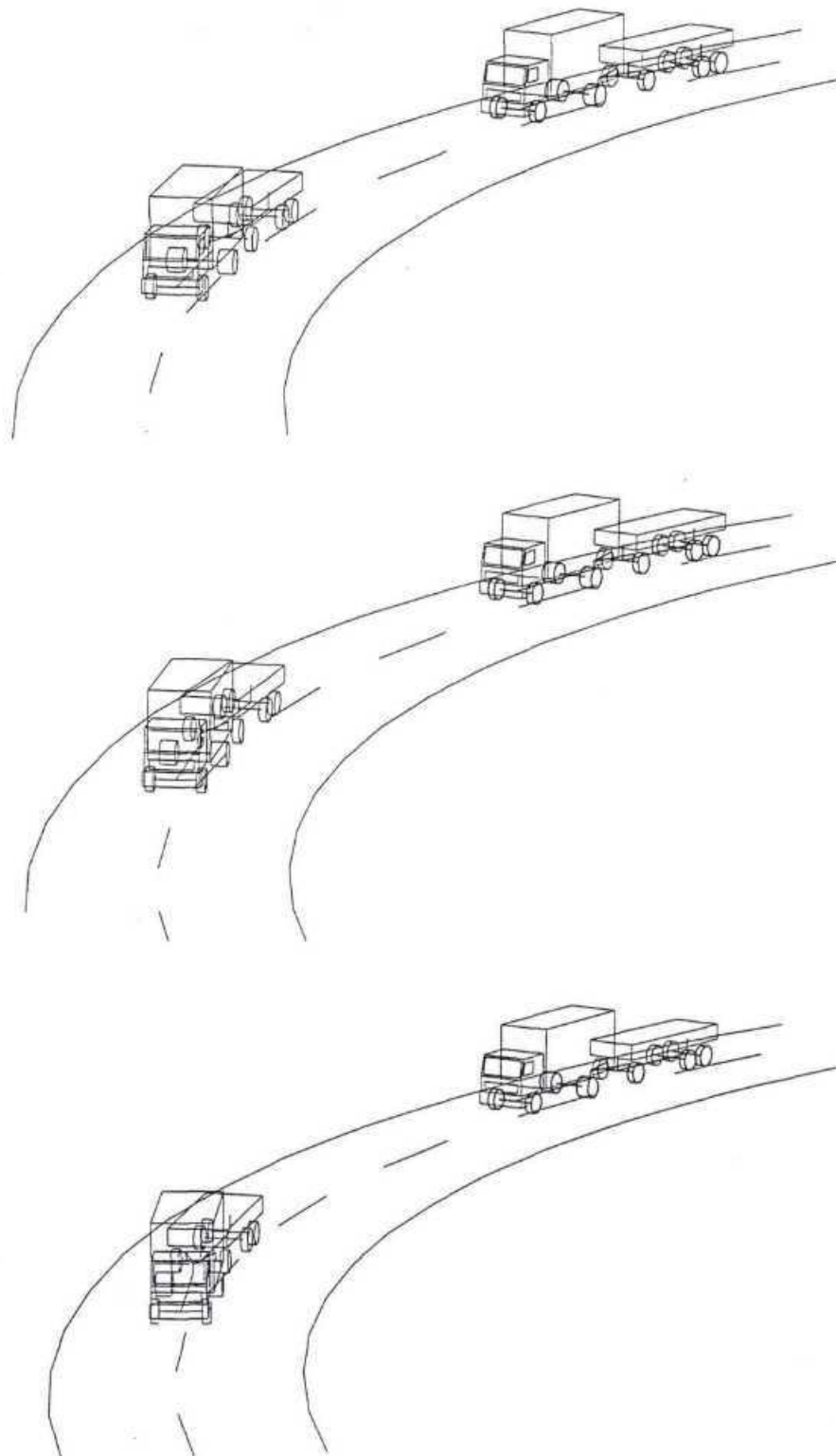


Abbildung 7-19 Animation des Fahrverlaufs; von oben nach unten:
Bremsentemperaturen Anhänger: 200/200; 300/300; 400/400 °C
Bremsentemperaturen Motorwagen: 100/100 °C
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 7,5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$; mit ABS

Abschließend wurden die fahrdynamischen Reaktionen bei extrem hohen Bremsentemperaturen für Motorwagen Beispiel 2 und Anhänger Untergrenze untersucht. Die Temperaturen wurden in Tabelle 7-7 zusammengefaßt. Sie resultieren aus Messungen mit einer vergleichbaren Lastzugkombination [15].

		R = 100 m v = 60 km/h $\mu = 0,7$			
		Motorwagen Beispiel 2, beladen		Anhänger Untergrenze, beladen	
Abb.	Druck p_m	Bremsentemperaturen [°C]			
		Mot.-VA	Mot.-HA	Anh.-VA	Anh.-HA
7-20 u.	7,5 bar	• 415	270	440	350
7-21	ohne ABS	• 525	270	527	370
		• 600	335	435	360
7-22 u.	7,5 bar	• 415	270	440	350
7-23	mit ABS	• 525	270	527	370
		• 600	335	435	360

Tabelle 7-7 Versuchsmatrix „Einfluß der Bremsentemperaturen und ABS“ bei Motorwagen Beispiel 2 und Anhänger Untergrenze

In Abbildung 7-20 und Abbildung 7-21 sind die Simulationsergebnisse dieser Manöver ohne den Einsatz von ABS dargestellt. Die Vollbremsung führte beim Motorwagen zum Blockieren der Vorderachse und des kurveninneren Rades der Hinterachse. Die Achsen des Anhängers blockierten nicht. Der Motorwagen verließ, gefolgt vom Anhänger, tangential die Kurve. Die Druckkraft des auflaufenden Anhängers schob das Motorwagenheck nicht nach außen, da das nicht blockierte kurvenäußere Rad der Motorwagenhinterachse noch genügend Seitenführungskräfte besaß. Der gesamte Lastzug streckt sich und blieb stabil. Das gefährliche tangential Verlassen der Fahrbahn hätte auch durch Gegenlenken wegen der blockierten Vorderräder nicht verhindert werden können.

Abbildung 7-22 und Abbildung 7-23 zeigen die gleiche Versuchsreihe mit ABS. Der Lastzug drehte dabei leicht und vorhersehbar in die Kurve hinein. Insgesamt zeigten sich keine ausgeprägten Reaktionen auf das Bremsverhalten der Kombination. Der Fahrer könnte durch Gegenlenken das Fahrzeug noch genauer in der Spur halten und somit beherrschen.

Trotz der extremen Bremsentemperaturen konnten beim Einsatz von ABS keine kritischen Situationen auch bei weiteren Parameterstudien beobachtet werden. Das bereits gutmütige Bremsverhalten wurde erst durch ABS sehr sicher.

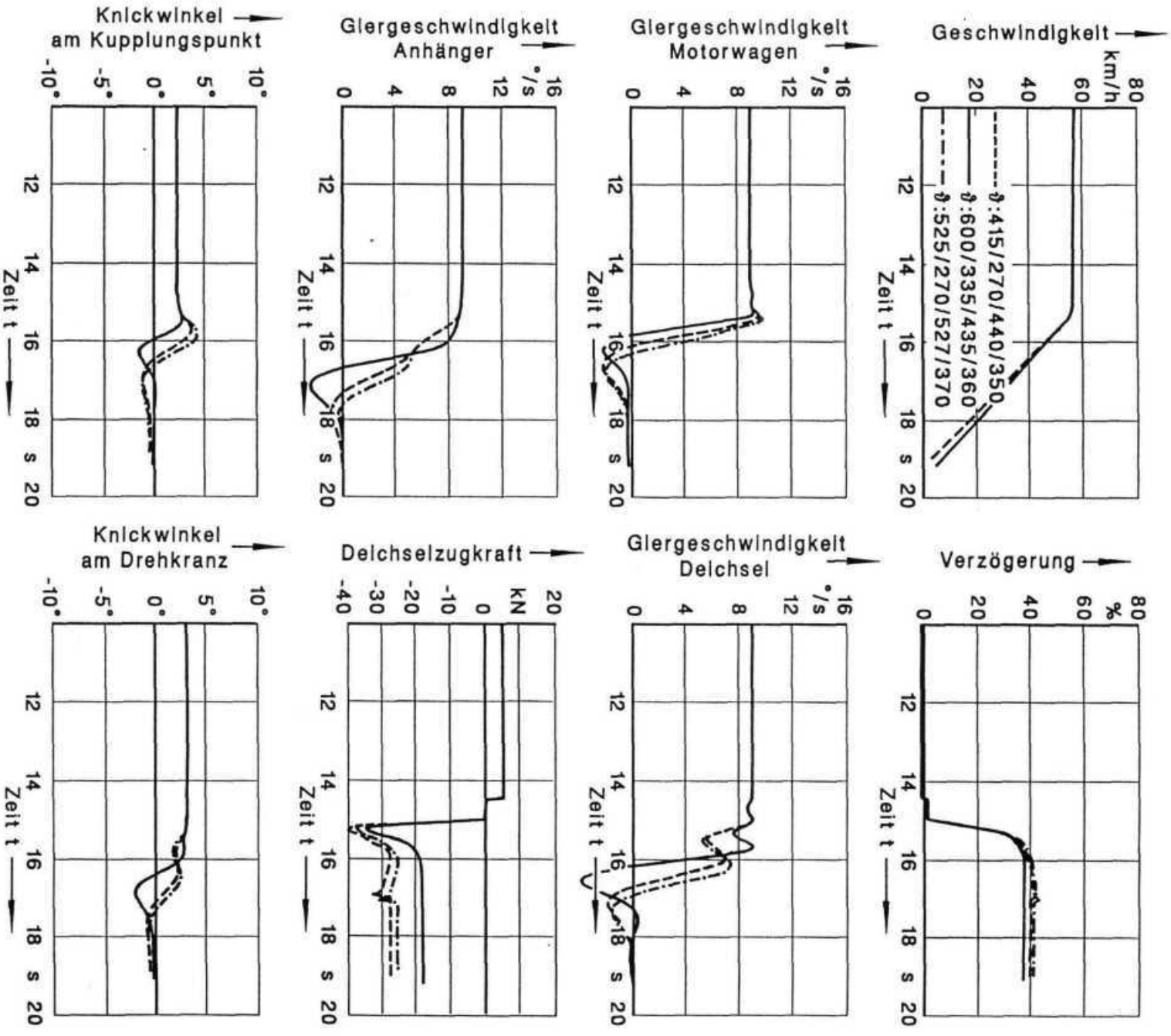


Abbildung 7-20

Fahrdynamische Größen
Motorwagen BSP 2 beladen / Anhänger UG beladen

R = 100 m; $\mu = 0,7$; $p_m = 7,5$ bar; $v = 60$ km/h; ohne ABS

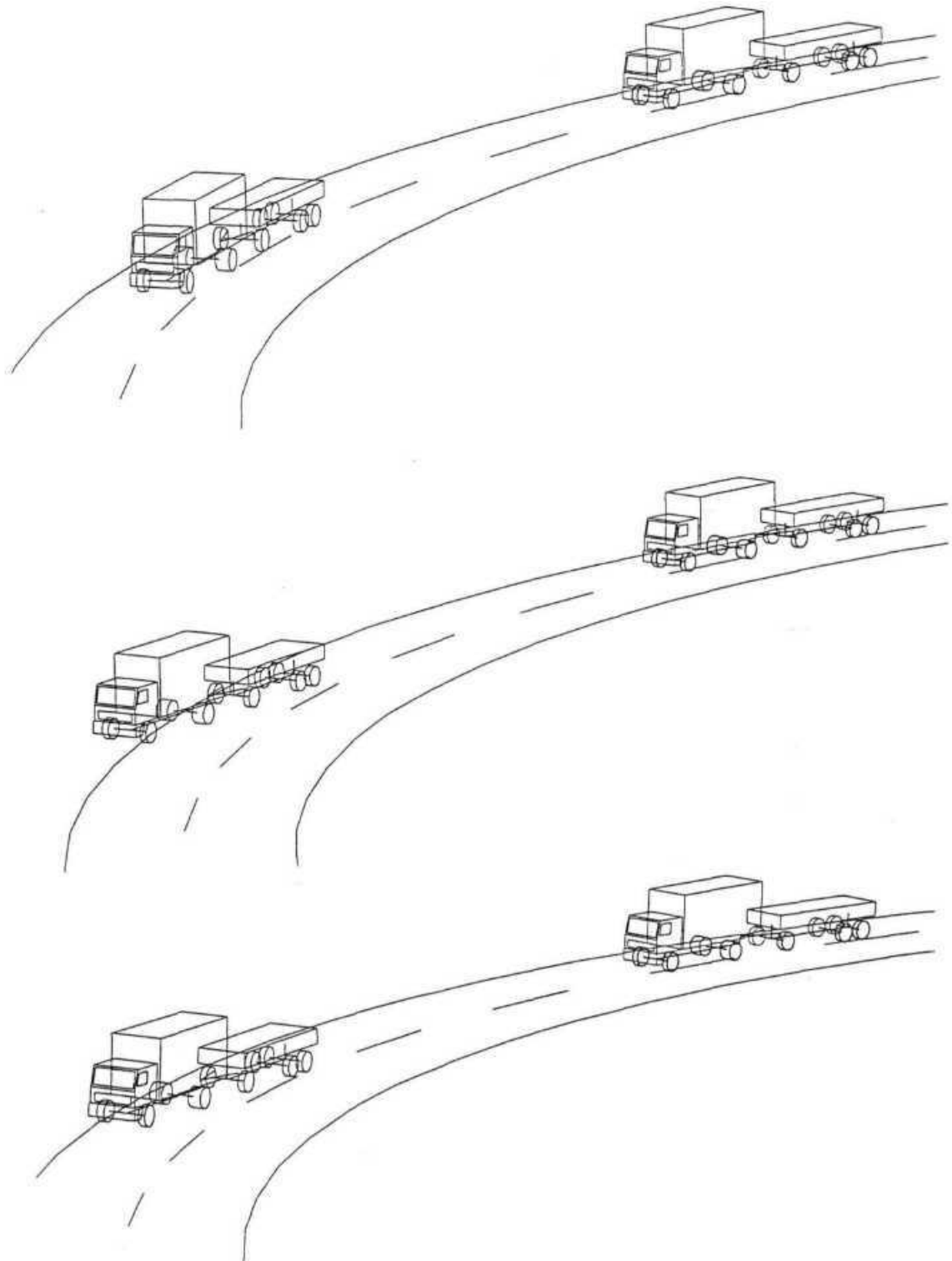


Abbildung 7-21 Animation des Fahrverlaufs; von oben nach unten:
Bremsentemperaturen Motorwagen: 415/270; 600/335; 525/270 °C
Bremsentemperaturen Anhänger: 440/350; 435/360; 527/370 °C
R = 100 m; $\mu = 0,7$; $p_m = 7,5$ bar; $v = 60$ km/h; ohne ABS

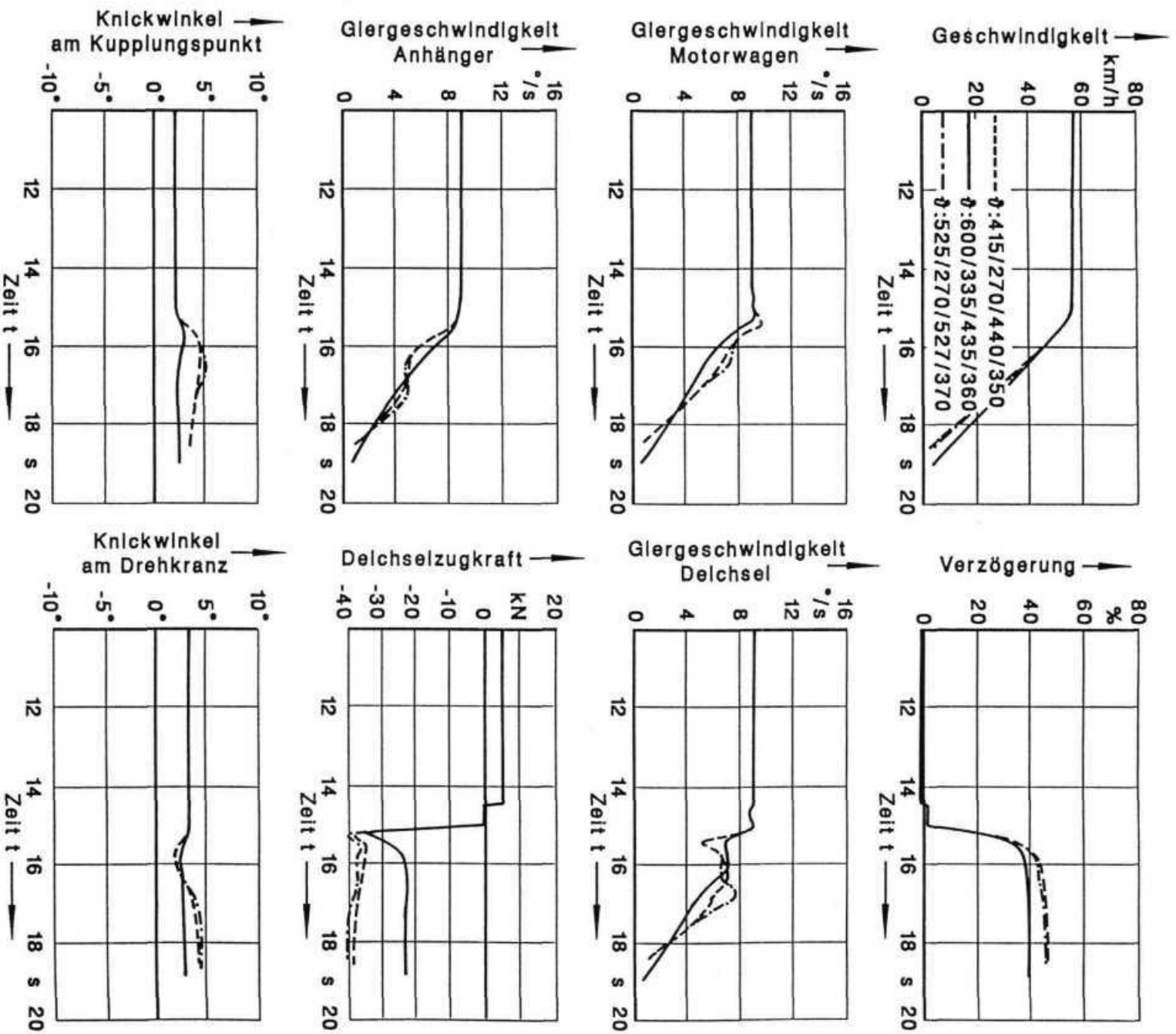


Abbildung 7-22

Fahrdynamische Größen

Motorwagen BSP 2 beladen / Anhänger UG beladen

R = 100 m; $\mu = 0,7$; $p_m = 7,5$ bar; $v = 60$ km/h; mit ABS

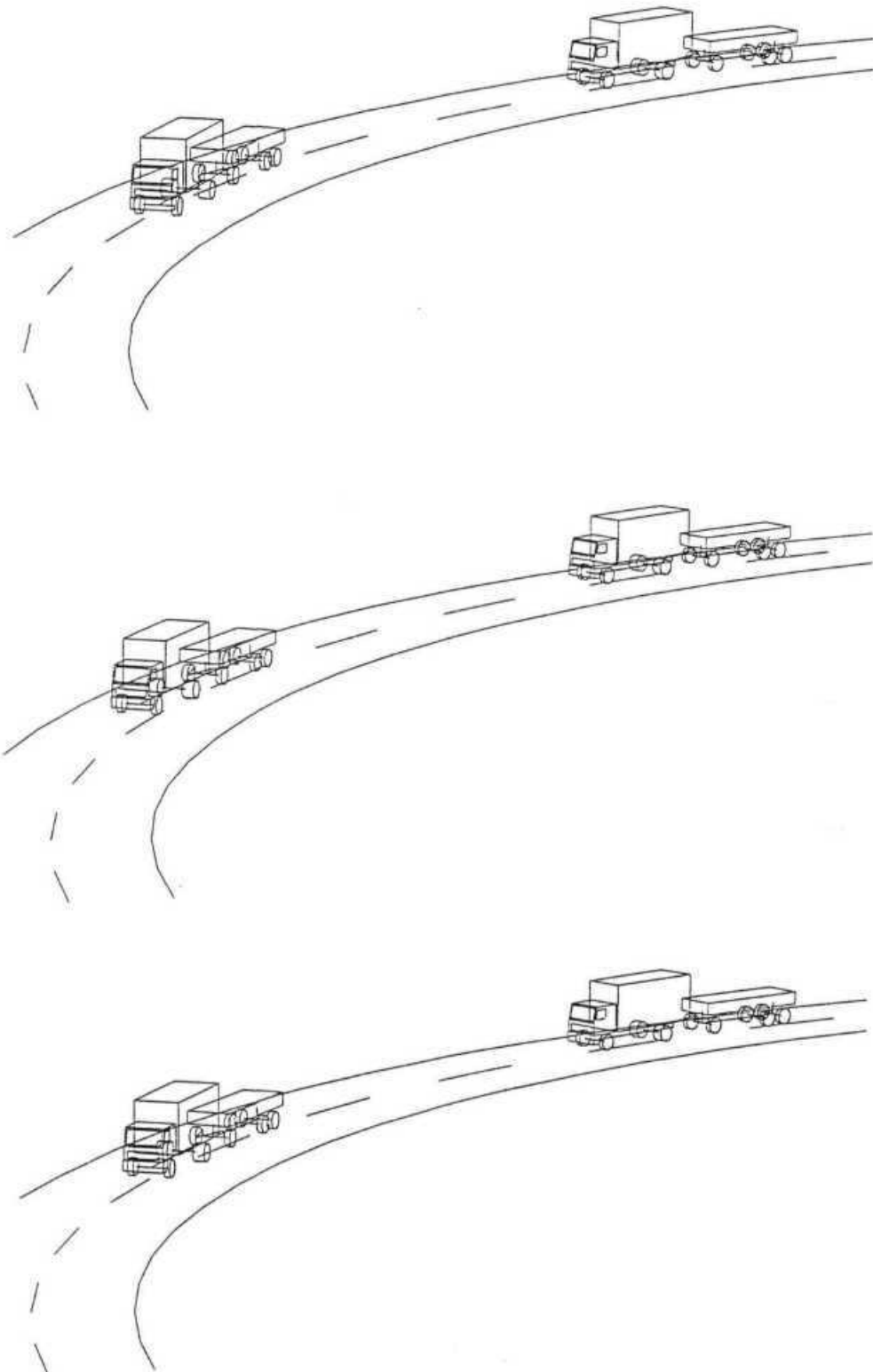


Abbildung 7-23 Animation des Fahrverlaufs; von oben nach unten:
Bremsentemperaturen Motorwagen: 415/270; 600/335; 525/270 °C
Bremsentemperaturen Anhänger: 440/350; 435/360; 527/370 °C
 $R = 100 \text{ m}$; $\mu = 0,7$; $p_m = 7,5 \text{ bar}$; $v = 60 \text{ km/h}$; mit ABS

7.2 Quasistationäre Koppelkräfte in der Zuggabel

Der zweite Bereich der Untersuchungen der Kompatibilität erstreckte sich auf die quasistationären Koppelkräfte in der Zuggabel zwischen Motorwagen und Anhänger. Diese Untersuchungen wurden auf ebener trockener Fahrbahn, bei Geradeausfahrt mit betriebswarmen Bremsen simuliert untersucht. In Abbildung 7-24 sind typische Verläufe der Koppelkraft in der Zuggabel dargestellt.

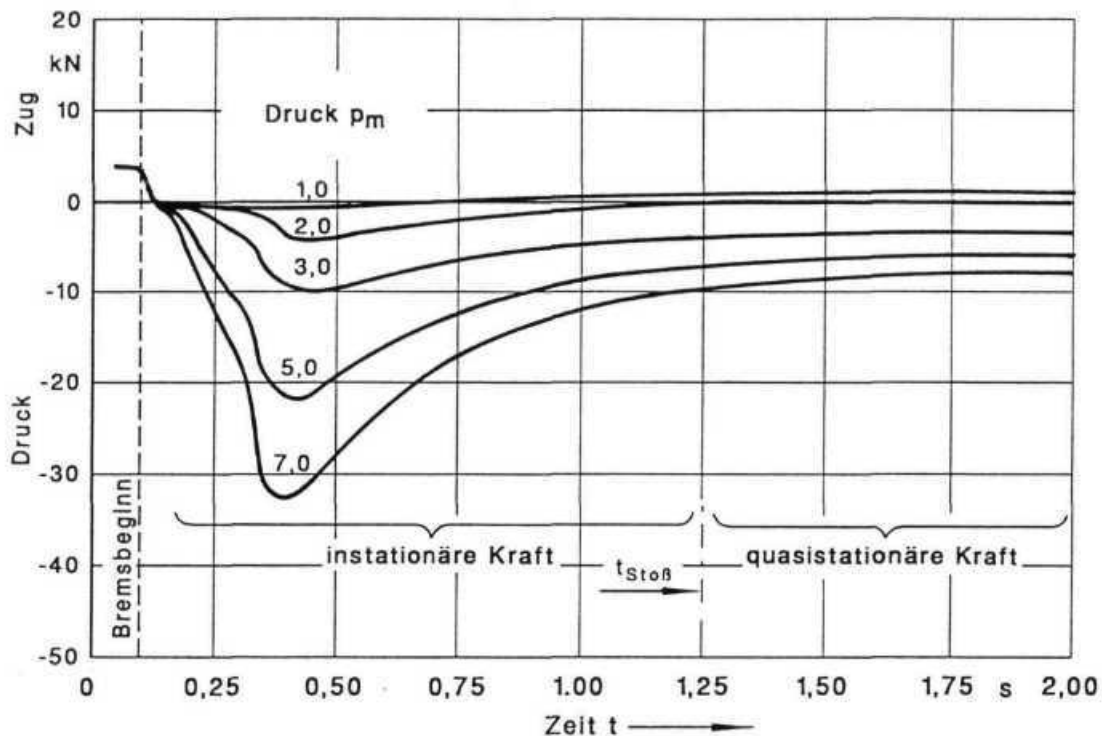


Abbildung 7-24 Typische Koppelkraftverläufe in der Zuggabel

Für verschiedene Einflußgrößen ergaben sich unterschiedlich starke Verläufe der Koppelkraft. Abhängig vom Verhalten wurde in den Bereich der instationären und der stationären Koppelkraft unterteilt. Der instationäre Bereich wird in Kapitel 7.3 betrachtet.

Für den quasistationären Bereich der Koppelkraft wurden die Einflußgrößen und mögliche Auswirkungen im folgenden näher beschrieben. Die möglichen Kombinationen aus Bremsenauslegung und Beladungszustand wurden untersucht. Die Ergebnisse wurden zum größten Teil im Anhang 12.5 angefügt.

Für die Untersuchungen zur quasistationären Koppelkraft waren der Einfluß der Bremsenauslegung, des Beladungszustandes und der Druckanpassung mit dem Betriebsparameter Druck p_m besonders wichtig. Desweiteren findet eine Beeinflussung durch die Bremsentemperaturen

statt, die im Rahmen dieser Arbeiten nicht näher untersucht wurde. Hierzu wäre eine Berechnung der Veränderung der Bremsentemperaturen im Betrieb notwendig gewesen.

Die allgemeinen Auswirkungen größerer quasistationärer Koppelkräfte sollen hier kurz qualitativ zusammengefaßt werden: Große Koppelkräfte wirken sich ungünstig auf die Gesamtverzögerung aus, da ein Lastzugteil schlechter als möglich abbremst. Es werden die Radbremsen des stärker abbremsenden Lastzugteils höher beansprucht, als es für eine gewünschte Abbremsung für diesen Teil nötig wäre. Hierdurch entstehen höhere Bremsentemperaturen und größerer Verschleiß an Belägen und Trommeln oder Brems Scheiben. Schließlich können sehr große Koppelkräfte die Fahrstabilität in sehr ungünstigen Fällen negativ beeinflussen (Kapitel 7.1.5) und [20].

7.2.1 Einfluß der Bremsenauslegung und des Beladungszustands

Die Größe der quasistationären Koppelkraft in der Zuggabel wurde hauptsächlich von der fahrzeugspezifischen Bremsenauslegung und dem Beladungszustand von Motorwagen und Anhänger bestimmt. Der wesentliche Betriebsparameter war der Druck p_m .

Der Auswertzeitpunkt wurde einheitlich für alle quasistationären Koppelkräfte 2 Sekunden nach Bremsbeginn gewählt. ABS war nicht eingeschaltet. In Abbildung 7-25 wurde für die Kombination aus Motorwagen Beispiel 1 und Anhänger Beispiel die quasistationäre Koppelkraft abhängig vom Druck p_m für die verschiedenen Beladungszustände dargestellt.

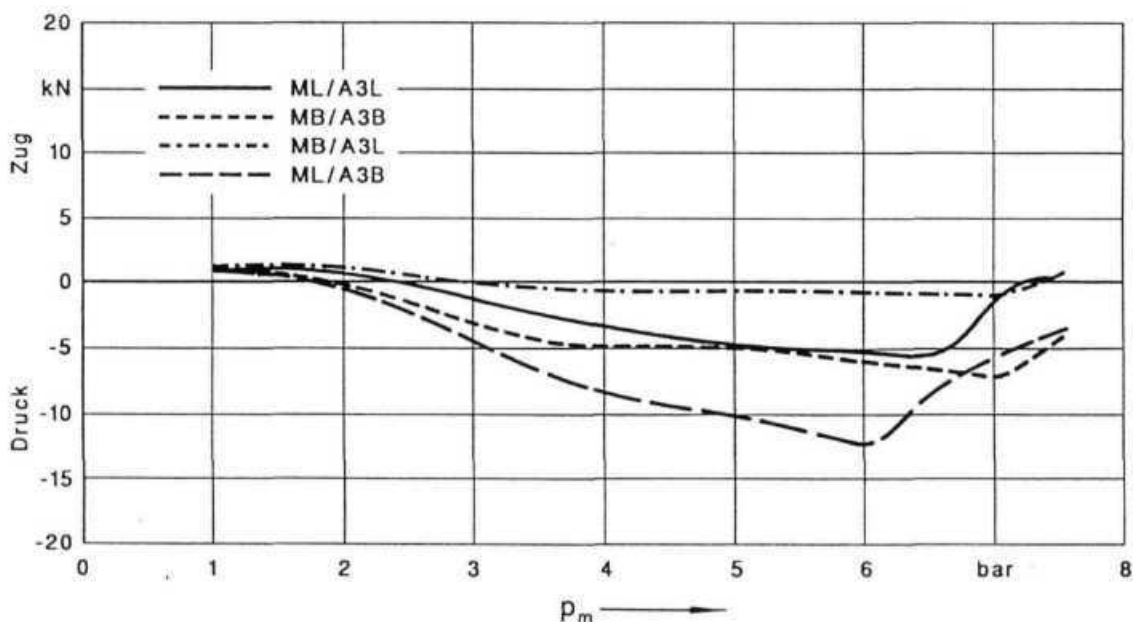


Abbildung 7-25 Quasistationäre Koppelkraft Motorwagen BSP 1 mit Anhänger BSP

Für alle vier Beladungszustände zeigte sich bis zu einem Druck $p_m \cong 2$ bar eine Zugkraft. Bei einem Druck $p_m > 3$ bar herrschte in der Zuggabel einheitlich eine Druckkraft.

Unabhängig von der Beladung oder der Auslegung war das Verhalten der Koppelkraft nicht linear vom Druck p_m abhängig. Dies war bei allen möglichen Kombinationen zu beobachten. Der Grund hierfür lag im pneumatischen Teil der Bremsanlagen, in denen durch die Verwendung von bestimmten Ventilen ein charakteristischer Verlauf der Drücke in den Membranzylindern gewünscht wurde.

Bei größeren Drücken p_m blockierten trotz relativ hohem Kraftschlußbeiwert zwischen Reifen und Fahrbahn einzelne Achsen. Dies zeigt sich in den Abbildungen zur Koppelkraft durch das scharfe Abknicken der Verläufe.

Aus dem Bremsverhalten der Einzelfahrzeuge bei verschiedenen Beladungszuständen ergab sich zwangsweise das gesamte Bremsverhalten des Zuges und somit die Koppelkraft: Der Anhänger bremste bei gleichem Beladungszustand bei Drücken $p_m > 3$ bar schlechter als der Motorwagen. Das beladene Fahrzeug, Motorwagen oder Anhänger, bremste bei allen Drücken p_m immer schlechter als das leere Fahrzeug. Hieraus ergaben sich für den beladenen Motorwagen und den leeren Anhänger die geringsten Koppelkräfte, für den leeren Motorwagen und den beladenen Anhänger die größten.

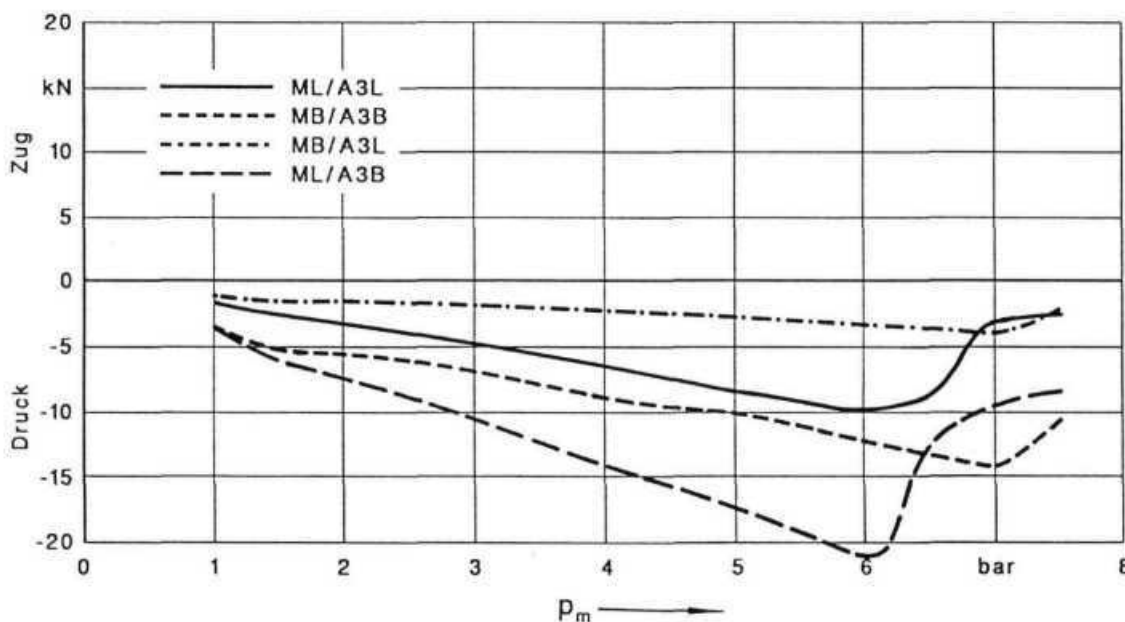


Abbildung 7-26 Quasistationäre Koppelkraft Motorwagen OG mit Anhänger UG

Zur Verdeutlichung der Abhängigkeiten wurden die Kombinationen der entgegengesetzt am Abbremsungsband liegenden Fahrzeuge näher betrachtet. Die größten Druckkräfte stellten sich

bei der Kombination aus Motorwagen Obergrenze und Anhänger Untergrenze ein. Abbildung 7-26 zeigt die Ergebnisse der Parametervariation.

Das bereits in Abbildung 7-25 beschriebene Verhalten zeigte sich hier in verstärkter Form. Bei allen Drücken p_m war die Koppelkraft negativ, d.h. der Anhänger schob den Motorwagen beim Bremsen. Der Maximalwert von ca. 21 kN bei $p_m = 6$ bar entsprach damit ca. 1/4 der Gewichtskraft des Motorwagens und stellte eine erhebliche zusätzliche Belastung dar.

Den umgekehrten Fall zeigt die Abbildung 7-27. Die Kombination aus Motorwagen Untergrenze und Anhänger Obergrenze verursachte die größten Zugkräfte in der Zuggabel. Die beiden Varianten mit leerem Motorwagen hatten das ausgeglichene Bremsverhalten. Lediglich der beladene Anhänger schob ab $p_m = 6$ bar durch die blockierten Achsen stärker auf den Motorwagen auf.

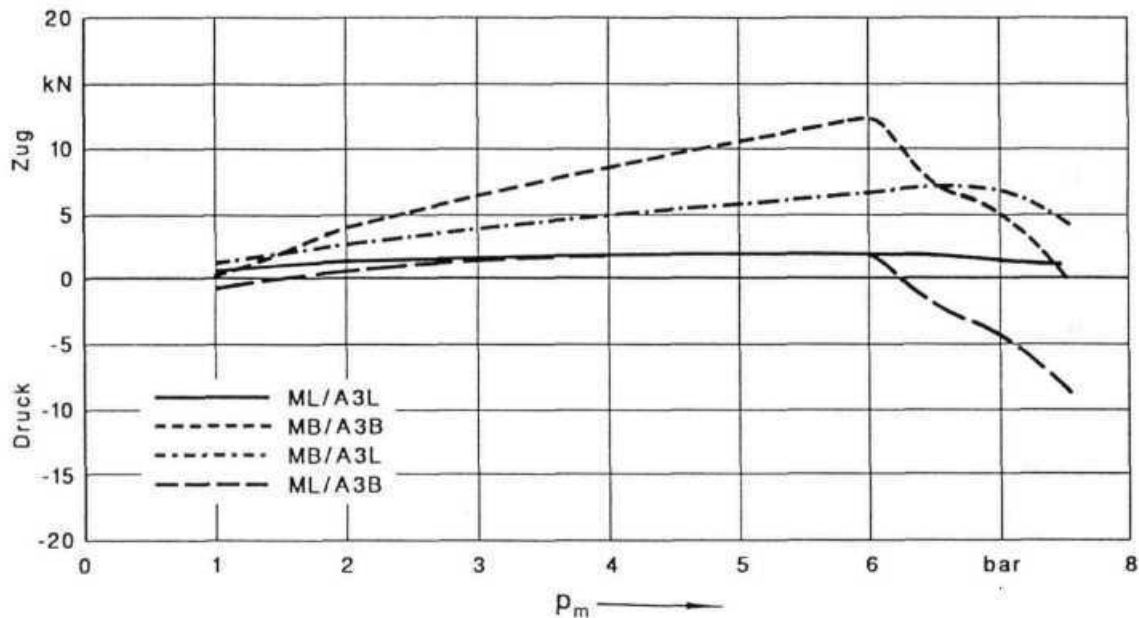


Abbildung 7-27 Quasistationäre Koppelkraft Motorwagen UG mit Anhänger OG

Die größte Zugkraft entstand nicht, wie man vermuten könnte, bei beladenem Motorwagen und leerem Anhänger, sondern bei beladenem Motorwagen und beladenem Anhänger. Dies lag in den Fahrzeuggewichten begründet. Der leere Anhänger bremste zwar besser als der beladene, er konnte dem beladenem Motorwagen aber nicht das nötige Gewicht entgegen bringen, um ihn stärker zu halten bzw. abzubremsten. Erst die Verknüpfung von Bremskraft und Fahrzeuggewichtskraft sorgte bei beladenem Anhänger für die größeren Koppelzugkräfte.

7.2.2 Einfluß der Druckanpassung am Anhängersteuerventil

Mit Hilfe von zwei Ventilen im Motorwagen und Anhänger läßt sich die Verzögerungskennlinie des Fahrzeugs im Abbremsungsband einfach und schnell verändern: Im Motorwagen kann mit dem Anhängersteuerventil (Abbildung 3-7) und im Anhänger mit dem Anhängerbremsventil (Abbildung 3-8) eine Druckanpassung eingestellt werden. Mit Hilfe der dort in Grenzen einstellbaren Druckanpassung soll vor allem bei festen Lastzugkombinationen ein ausgeglichenes Bremsverhalten erreicht werden, d.h. möglichst kleine Koppelkräfte in der Zuggabel. Eine bewußte Verstimmung der Zugabstimmung zugunsten eines der Teilfahrzeuge des Lastzuges ist auch denkbar.

Mit der Kombination aus Motorwagen Beispiel 2 und Anhänger Beispiel wurde der Einfluß der Druckanpassung am Anhängersteuerventil näher untersucht. Die Abbildung 7-28 zeigt zunächst die Ausgangssituation.

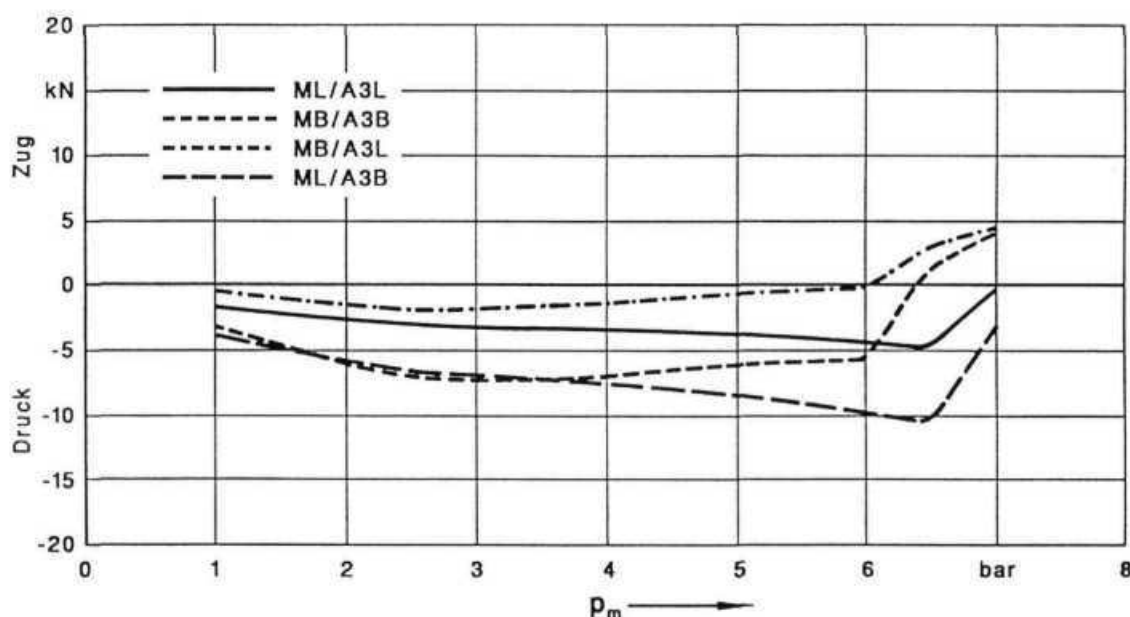


Abbildung 7-28 Quasistationäre Koppelkraft Motorwagen BSP 2 mit Anhänger BSP
Druckanpassung am Anhängersteuerventil 0,0 bar

Der Motorwagen Beispiel 2 bremst bei allen Drücken p_m und in allen Beladungsvarianten besser als der Anhänger Beispiel. Somit waren die Koppelkräfte in der Zuggabel mit Ausnahme des Blockierbereiches (ab ca. 6 bar) negativ. Tendenziell zeigte sich das gleiche Verhalten wie bei den Beladungsvarianten aus Motorwagen Beispiel 1 mit Anhänger Beispiel im vorangehenden Unterkapitel. Die Begründung des Verlaufs der Koppelkräfte ist daher wie in Kapitel 7.2.1 beschrieben.

In zwei Schritten von jeweils 0,3 bar wurde die Druckanpassung erhöht. Abbildung 7-29 stellt die Verläufe für eine Erhöhung von 0,3 bar und Abbildung 7-30 für eine Erhöhung von 0,6 bar dar.

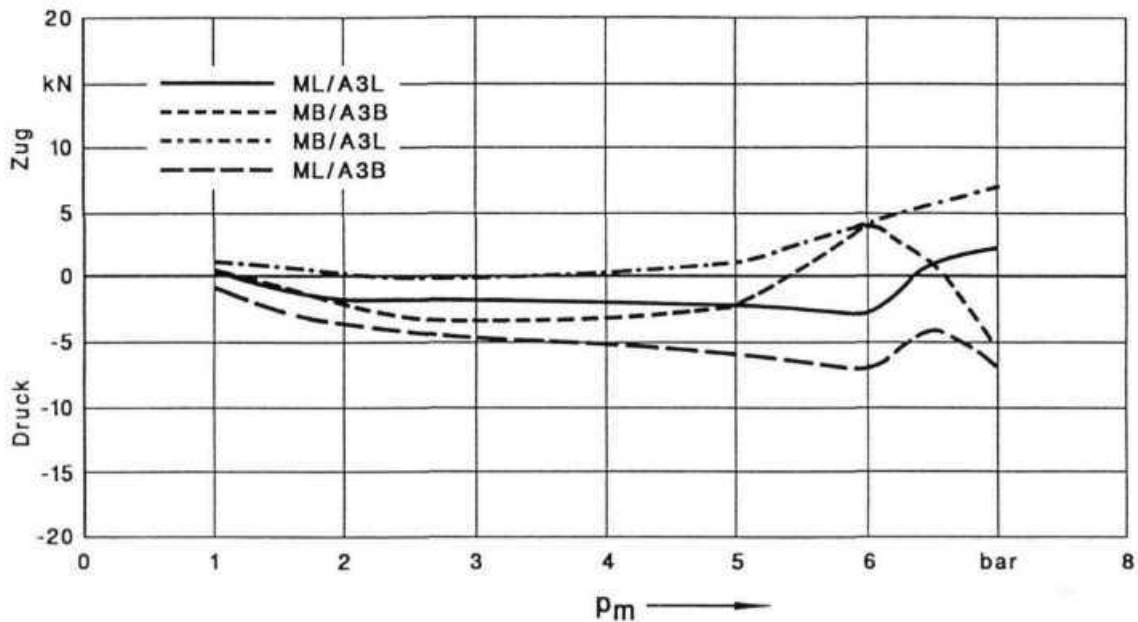


Abbildung 7-29 Quasistationäre Koppelkraft Motorwagen BSP 2 mit Anhänger BSP
Druckanpassung am Anhängersteuerventil 0,3 bar

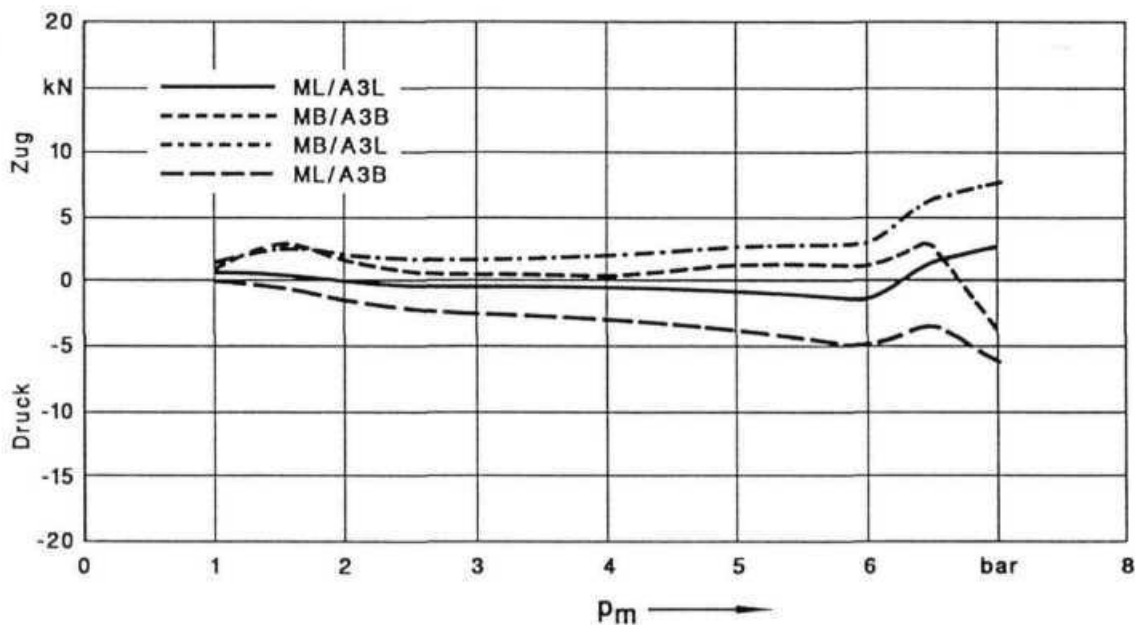


Abbildung 7-30 Quasistationäre Koppelkraft Motorwagen BSP 2 mit Anhänger BSP
Druckanpassung am Anhängersteuerventil 0,6 bar

Durch die Druckanpassung am Anhängersteuerventil verschiebt sich die Kurve der Abbremsung des Motorwagens im Abbremsungsband um den Betrag der Erhöhung parallel nach

rechts. Hierdurch verschlechtert sich die Abbremsung des Motorwagens bei gleichem Druck p_m . Die Lage des Anhängers wurde dadurch nicht verändert.

In Abbildung 7-29 zeigte sich an diesem Fallbeispiel bereits eine Verringerung der Koppeldruckkräfte für alle Beladungsvarianten. Die Kompatibilität wurde verbessert. Die nochmalige Erhöhung, gezeigt in Abbildung 7-30, führte bereits zu leichten Zugkräften in der Zuggabel. Besonders deutlich fiel die Veränderung der Kräfte für die beladene Lastzugvariante auf, die sich aus dem komplizierten Zusammenspiel der Einzelfahrzeuge ergibt.

Durch diese weitere Erhöhung wurde die Kompatibilität des Bremsverhaltens u.U. nochmals verbessert. Eine genauere Betrachtung erscheint hier nötig. Diese wird in Kapitel 8 vorgenommen.

7.3 Instationäre Koppelkräfte in der Zuggabel

Die instationären Koppelkräfte in der Zuggabel stellten den dritten Abschnitt der Kompatibilitätsuntersuchung dar. Wie in den Untersuchungen des zweiten Abschnitts wurde geradeaus gebremst. In Abbildung 7-24 wurde dieser Bereich bereits gekennzeichnet.

In den Untersuchungen hatte sich wie auch in [20], gezeigt, daß bei allen Parametervariationen der Anhänger immer kurzzeitig auf den Motorwagen aufläuft. Bei den hier betrachteten (konventionellen) Bremsanlagen war dies nicht anders möglich. Das Anhängersteuerventil wurde von den beiden Motorwagenbremskreisen angesteuert. Der Druck p_m konnte den Bremsdrücken im Motorwagen somit nur mit einem Zeitverzug folgen. Der Anhängerbremskreis wurde folglich nie vor den Motorwagenbremskreisen belüftet.

Für die weiteren Untersuchungen war der Verlauf der instationären Koppelkräfte daher durch mehrere charakteristische Größen gekennzeichnet (vgl. Abbildung 7-24): Dies sind die maximale Druckkraft in der Zuggabel, der Zeitpunkt nach Bremsbeginn, an dem die maximale Druckkraft erreicht wird, sowie die Differenz zwischen maximaler Druckkraft und quasistationärer Koppelkraft.

Von diesen charakteristischen Größen wurden zur näheren Erläuterung der wichtigsten Einflußgrößen auf die instationären Koppelkräfte die maximale Druckkraft in der Zuggabel und die Druckkraftdifferenz als Bewertungsgrößen herangezogen.

Die wichtigsten Einflußgrößen wurden in die fahrzeugspezifischen und die betriebsspezifischen unterteilt. Diese werden in den beiden folgenden Unterkapiteln abgehandelt.

Zu den fahrzeugspezifischen Einflußgrößen wurden die Auslegung der Bremsanlagen im Abbremsungsband, die Druckanpassung sowie die Tot- und Schwellzeiten in der pneumatischen Anlage gewählt. Die betriebsspezifischen Einflußgrößen wurden in den Druck p_m , den Beladungszustand, die Betätigungsschnelle und die Bremsentemperaturen unterteilt.

Eine weitere wichtige Einflußgröße ist das Spiel in der Verbindung von Kupplungsbolzen und Auge der Zuggabel. Bei den hier durchgeführten Untersuchungen wurde die Verbindung als spielfrei betrachtet, wodurch diese Einflußgröße nicht untersucht werden konnte. Technisch wird dieser Fall durch die häufig eingesetzten gedämpften Anhängerkupplungen erreicht. Der Einfluß des Spiels auf die Zugverbindungen ist in [44] detailliert beschrieben.

Zur Beurteilung der Kräfte in der Zuggabel kann ein Vergleichsmaßstab herangezogen werden. Für die zugverbindenden Teile ist in der DIN 74051 der D-Wert definiert. Der D-Wert für die hier betrachteten Lastzugkombinationen beträgt 100 kN. Für den Nachweis der Dauerfestigkeit der Teile ist eine Vergleichskraft in der Größe des D-Werts in §22a StVZO vorgeschrieben. Die Angaben zu den Koppelkräften in den folgenden Diagrammen können zum D-Wert ins Verhältnis gesetzt werden, so daß ein Bezug zwischen Beanspruchung und Auslegung möglich ist.

Die allgemeinen Auswirkungen der instationären Koppelkräfte sollen kurz zusammengefaßt werden. Große instationäre Koppelkräfte bedeuten stärkere Stöße des Anhängers auf den Motorwagen. Diese längsdynamische kurzzeitige Reaktion empfinden die meisten Fahrer als störend oder unangenehm. Eine negative Beeinflussung der Fahrerkondition und u.U. der Gesundheit ist dadurch möglich. Empfindliches Ladegut kann höher beansprucht werden als zulässig. Desweiteren wird die Querdynamik z.B. beim Bremsen in der Kurve durch starke Stöße ungünstig beeinträchtigt, wie z.B. auch in [20] angemerkt wurde.

7.3.1 Betriebsspezifische Einflußgrößen

Als wichtigste Betriebsparameter wurden der Druck p_m und der Beladungszustand von Motorwagen und Anhänger angesehen. Der dritte wichtige Parameter war die Schnelligkeit der Pedalbetätigung des Fahrers. Abschließend wurden die Bremsentemperaturen berücksichtigt.

Mit dem Motorwagen Beispiel 1 kombiniert mit Anhänger Beispiel sollte der Einfluß vom Druck p_m und der Beladung erklärt werden. Das Bremspedal wurde hierzu sehr schnell betätigt, d.h. die gewünschte Pedalstellung wurde nach 0,2 Sekunden erreicht.

Diese Betätigungsdauer wird im folgenden als schnell bezeichnet, sowie die im Anhang 12.2 aufgelisteten Tot- und Schwellzeiten als Standard. Veränderungen von Betätigungsdauer, Tot- und Schwellzeiten bezogen sich daher immer auf diese Standardwerte, die verschiedenen Versuchen entnommen waren.

Abbildung 7-31 und Abbildung 7-32 zeigen das Ergebnis der Parametervariationen. In Abbildung 7-31 wurden die maximalen Druckkräfte dargestellt. Unabhängig vom Beladungszustand stiegen die Maxima für größere Drücke p_m .

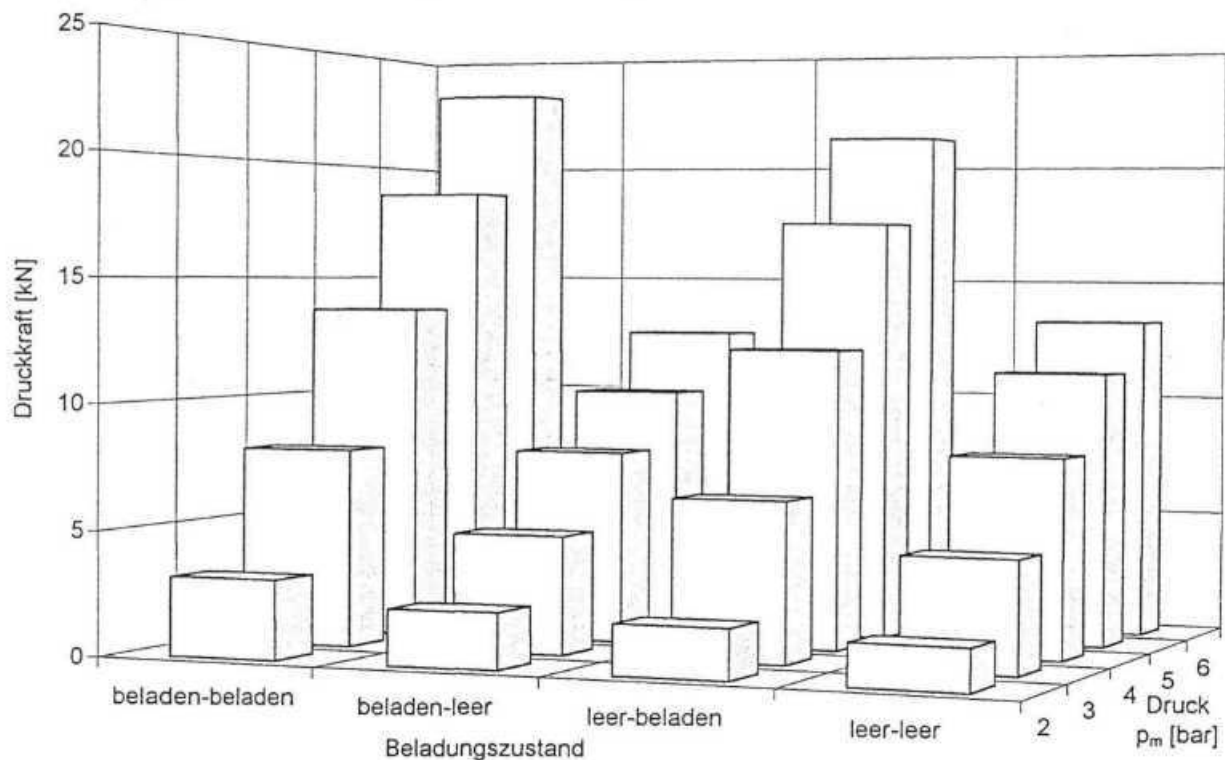


Abbildung 7-31 Instationäre Koppelkraft Motorwagen BSP 1 mit Anhänger BSP

Der Zusammenhang war fast linear. Die Lastzugvarianten mit beladenem Anhänger zeigten deutlich größere Stöße als die mit unbeladenem. Der beladene Lastzug erzeugte die größten Stöße.

In Abbildung 7-32 wurden die Differenzen aus maximaler instationärer Koppelkraft und stationärer Koppelkraft zusammengefasst. Die tendenzielle Abhängigkeit vom Druck p_m war mit der oben beschriebenen identisch. Die Abhängigkeit war jedoch nicht linear. Die größten Druckkraftdifferenzen traten bei den Varianten mit beladenem Motorwagen auf. Der beladene Lastzug hatte insgesamt die stärksten Differenzkräfte.

Die Stoßkräfte entstanden durch das Auflaufen des Anhängers infolge der späteren Wirkung der Anhängerbremsen. Mit der Masse des Anhängers stieg die Kraft, die abgestützt werden

mußte. Mit der Masse des Motorwagens stieg der Widerstand, der sich dem noch zu schwach gebremsten Anhänger widersetzte und hiermit die Koppelkraft.

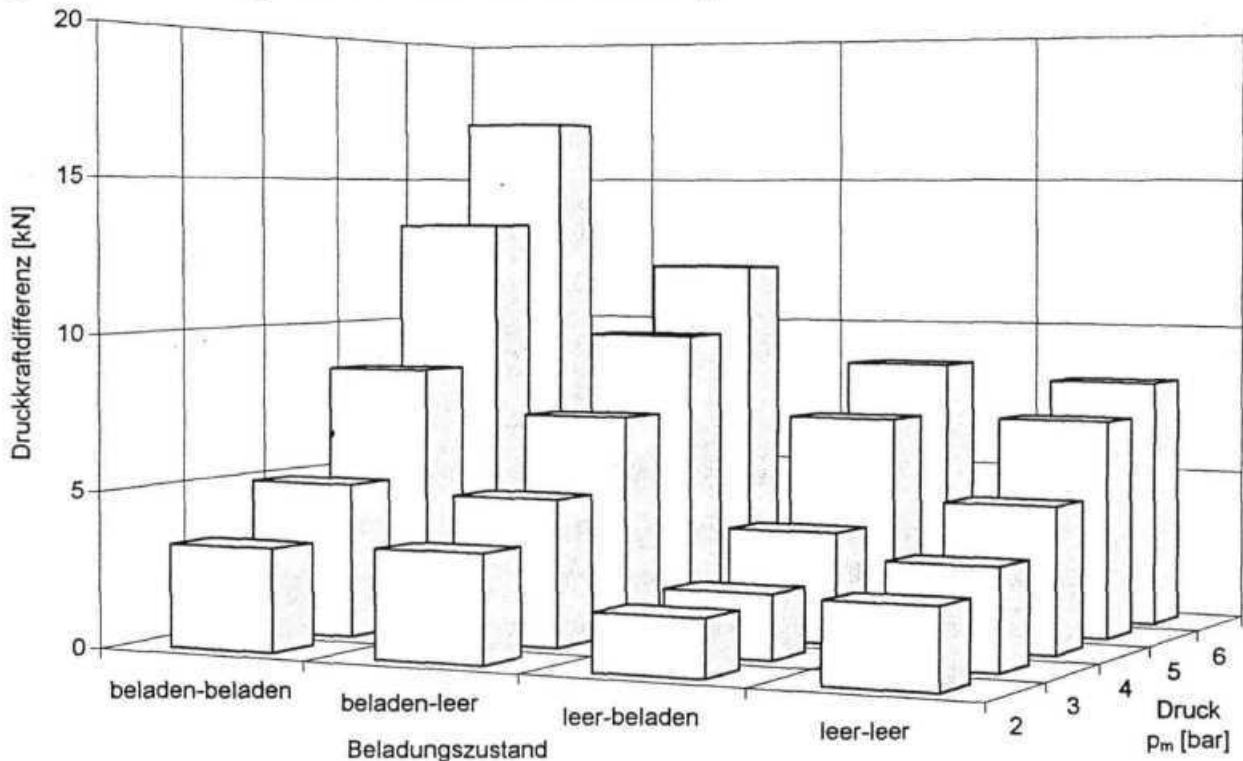


Abbildung 7-32 Koppelkraftdifferenz Motorwagen BSP 1 mit Anhänger BSP

Das Verhalten der Druckkraftdifferenzen machte deutlich, daß die beladene Lastzugkombination über die Zuggabel den stärksten Stoß auf den Motorwagen überträgt, d.h. der Unterschied zwischen Bremsbeginn und weiterem stationärem Bremsverlauf war am größten. Dieses Verhalten resultierte aus den oben beschriebenen Zusammenhängen, kombiniert mit dem quasistationären Koppelkraftverhalten.

Für die Untersuchungen der weiteren Einflußgrößen wurde aufgrund der bisherigen Ergebnisse der beladene Lastzug gewählt sowie ein Druck $p_m = 5$ bar. Bei diesem Druck traten zum einen bereits große Kräfte auf, zum anderen blockierten noch keine Achsen, die das eigentliche Verhalten gestört hätten.

Die Zeit, in der das Bremspedal in die gewünschte Stellung betätigt wurde, wurde im folgenden als Betätigungsdauer bezeichnet. Hieran schloß sich natürlich noch die entsprechende Haltedauer in dieser Stellung an.

Der Einfluß der Betätigungsdauer des Trittplattenbremsventils wurde anhand von drei verschiedenen Lastzugkombinationen untersucht: Dies waren die Kombination Motorwagen Beispiel 1 mit Anhänger Beispiel und die beiden Kombinationen der am entgegengesetzten Ab-

bremsungsband liegenden Fahrzeuge. Abbildung 7-33 zeigt die maximalen Druckkräfte in der Zuggabel.

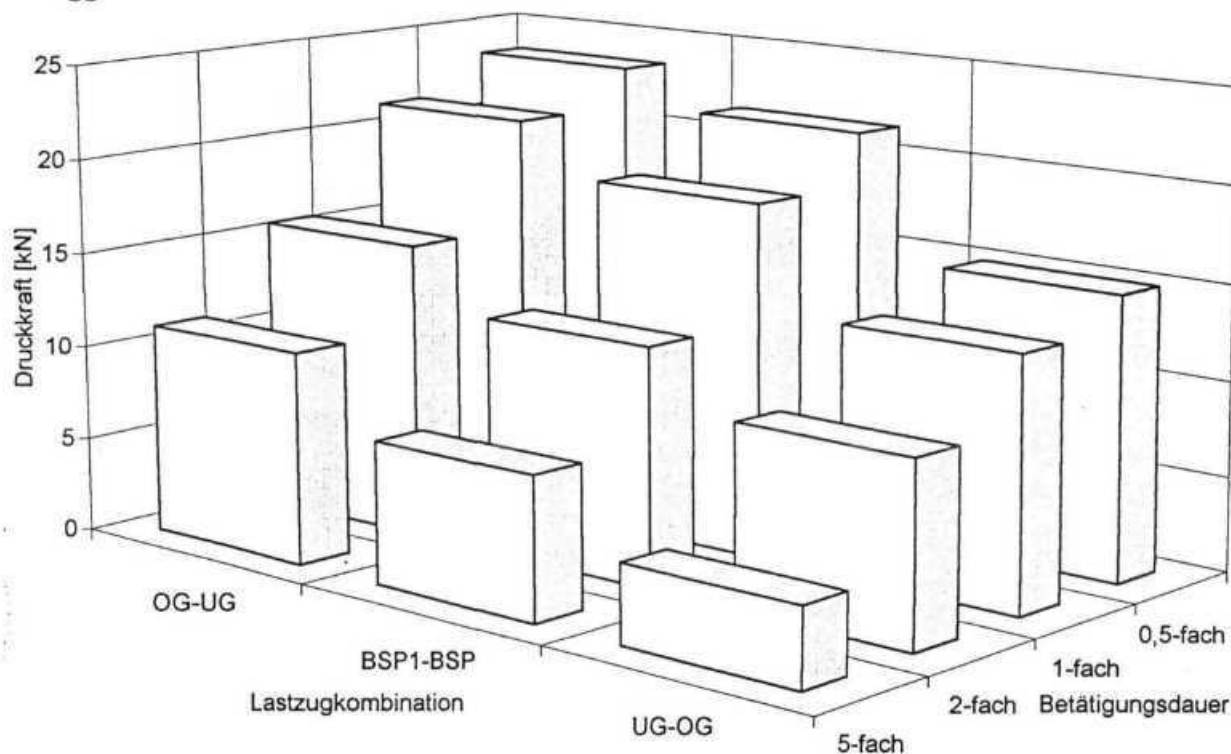


Abbildung 7-33 Instationäre Koppelkraft Motorwagen und Anhänger beladen, $p_m = 5 \text{ bar}$

Wie in der Abbildung bezeichnet, wurde die Betätigungsdauer halbiert, verdoppelt und verfünffacht. Bei allen drei Lastzugkombinationen stieg die maximale Druckkraft bei einer schnelleren Pedalbetätigung an.

Dies lag darin begründet, daß bei einer schnellen Betätigung in der kurzen Zeit zwischen Ansprechen der Motorwagenbremsen und Ansprechen der Anhängerbremsen bereits große Bremskräfte am Motorwagen aufgebaut wurden. Je langsamer und somit vorsichtiger gebremst wurde, umso weniger fiel das unterschiedliche Ansprechen in Form von Stoßkräften auf.

In der Abbildung 7-33 zeigte sich bereits eine weitere wichtige Einflußgröße: Abhängig von der Lastzugkombination traten bei sonst gleichen Parametern unterschiedliche maximale Druckkräfte auf. Hierauf wird in Kapitel 7.3.2 näher eingegangen.

Der Einfluß der Bremsentemperaturen auf die maximalen Koppelkräfte sollte den Bereich der betriebsspezifischen Größen abschließen. Hierzu wurde der Motorwagen Beispiel 2 mit dem Anhänger Untergrenze im beladenen Zustand mit einem Druck $p_m = 5 \text{ bar}$ verzögert. Als Tem-

peraturen wurden die in Tabelle 7-7 zusammengefaßt aus dem gleichen Grund, wie in Kapitel 7.1.5 beschrieben, eingestellt. Abbildung 7-34 zeigt das Ergebnis.

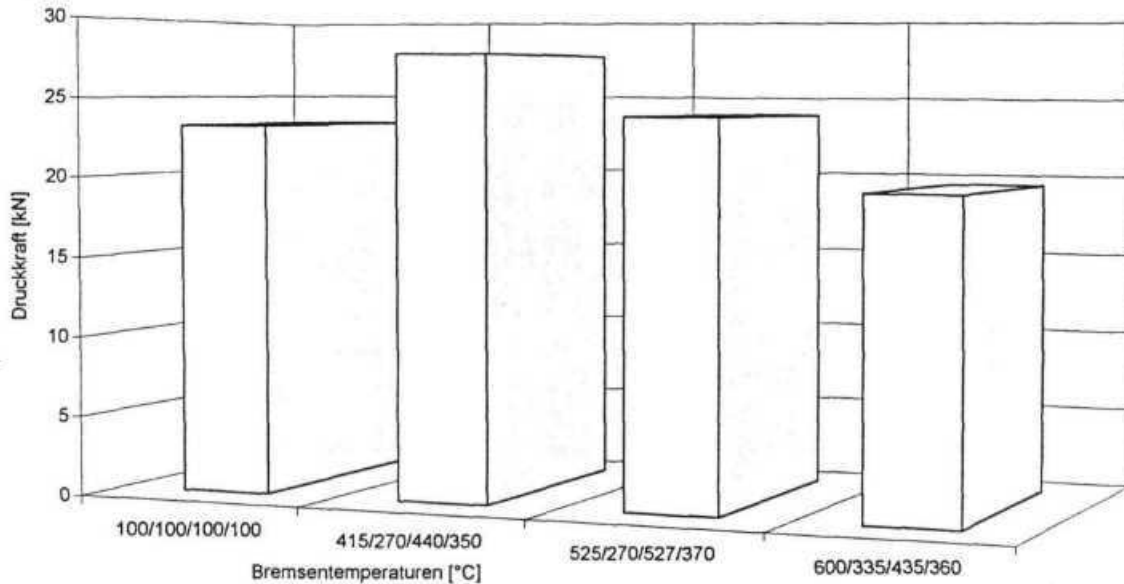


Abbildung 7-34 Instationäre Koppelkraft Motorwagen Beispiel 2 mit Anhänger Untergrenze beladen, $p_m = 5$ bar

Die nicht einheitliche Tendenz der Temperaturen aller Radbremsen ließ keine eindeutige Beurteilung der Ergebnisse dieser Variation zu. Aus weiteren Parameterstudien konnten aber klare Tendenzen abgeleitet werden: Mit der Temperatur der Radbremsen ließ ihre Wirkung i.a. nach. Waren die Temperaturen am Motorwagen höher als am Anhänger, waren die maximalen Kräfte kleiner. Waren die Temperaturen am Anhänger höher, trat der entgegengesetzte Fall ein. Beide Tendenzen überlagerten sich entsprechend, wie in Abbildung 7-34 dargestellt wurde.

Für die Ergebnisse aus Abbildung 7-34 war eine weitere Aussage aber von erheblich höherer Bedeutung: Trotz der deutlich unterschiedlichen und z.T. sehr hohen Temperaturen veränderte sich der Stoß, den der Fahrer beim Bremsen spüren würde, nur unwesentlich. Er hätte über diese Reaktion beim Bremsen keinerlei Informationen über die bereits sehr hohe Inanspruchnahme der Radbremsen erhalten.

7.3.2 Fahrzeugspezifische Einflußgrößen

Im vorangegangenen Unterkapitel wurde bereits auf den Einfluß der Fahrzeugauslegung auf die maximalen Koppelkräfte hingewiesen. Im weiteren wurde zudem der Einfluß der Schwell- und Totzeiten und der Druckanpassung untersucht.

Für die Kombinationen von vier Motorwagen mit drei verschiedenen Anhängern gab es die in Abbildung 7-35 dargestellten Möglichkeiten. Die Lastzugkombinationen waren beladen, die Bremse wurde schnell betätigt, um einen Druck $p_m = 5$ bar anzusteuern.

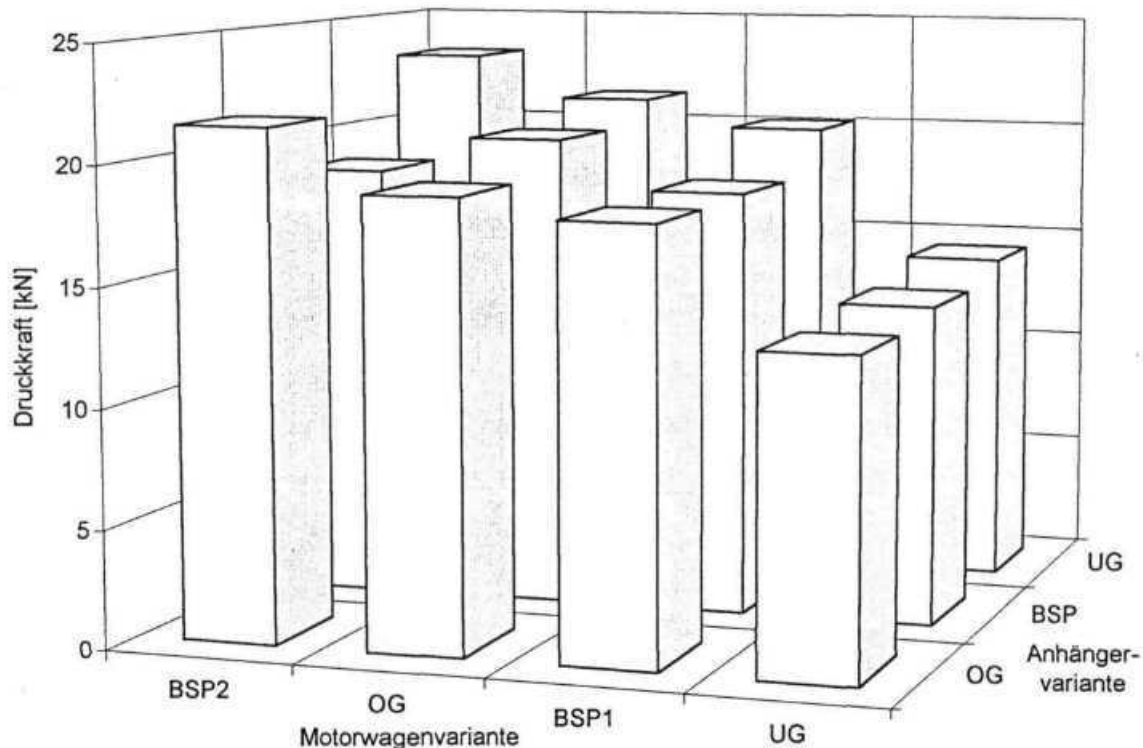


Abbildung 7-35 Instationäre Koppelkraft Motorwagen und Anhänger beladen, $p_m = 5$ bar

Es zeigte sich eine deutliche Abhängigkeit der maximalen Koppelkräfte von der Lastzugkombination. Die Abhängigkeit war stärker von der Wahl des Motorwagens beeinflusst als von der des Anhängers. Die Koppelkräfte waren umso größer, je besser der Motorwagen und je schlechter der Anhänger bremste. Hierzu war nicht das Bremsverhalten der Fahrzeuge bei großen Drücken p_m maßgebend, das hauptsächlich die Nomenklatur der Fahrzeuge bestimmte. Vielmehr war für die maximalen Koppelkräfte von Bedeutung, wie gut der Motorwagen bei kleinen Drücken p_m abbremste, denn der Bereich kleiner Drücke wurde zum Erreichen der 5 bar dann durchlaufen, wenn die Anhängerbremsen noch nicht belüftet waren. Mit den Abbildungen zur quasistationären Koppelkraft in Kapitel 7.2 und im Anhang 12.5 sowie zum Bremsverhalten der Fahrzeuge im Anhang 12.3 läßt sich dieses Verhalten gut nachvollziehen.

Für die Lage der Verzögerungskennlinie eines Fahrzeugs im Abbremsungsband war das quasistationäre Bremsverhalten bestimmend. Das zeitliche Verhalten der Drücke in den Membranzylindern hatte hierauf keinen Einfluß, wohl aber auf das instationäre Bremsverhalten. Das Ansprechen der pneumatischen Anlage und der Druckanstieg in den Bremszylindern wurden, wie in der Regelungstechnik üblich, durch das Hintereinanderschalten eines Totzeitgliedes und

eines Verzögerungsgliedes erster Ordnung nachgebildet. Dies führte zu einer guten Übereinstimmung von Versuch und Simulation bei der richtigen Wahl der Schwell- und der Totzeiten der Übertragungsglieder.

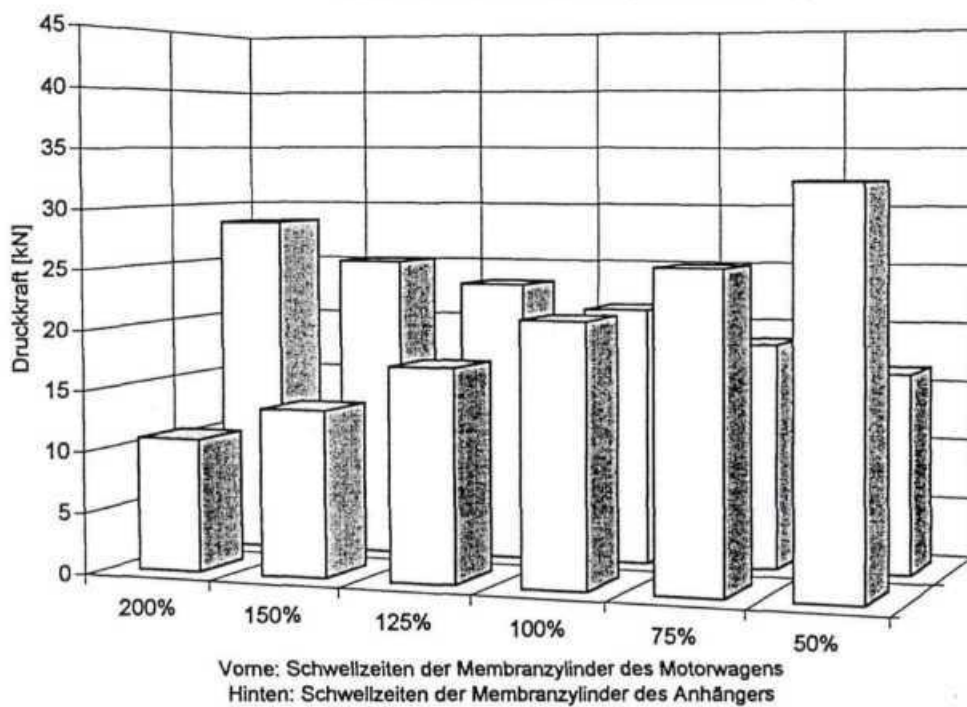
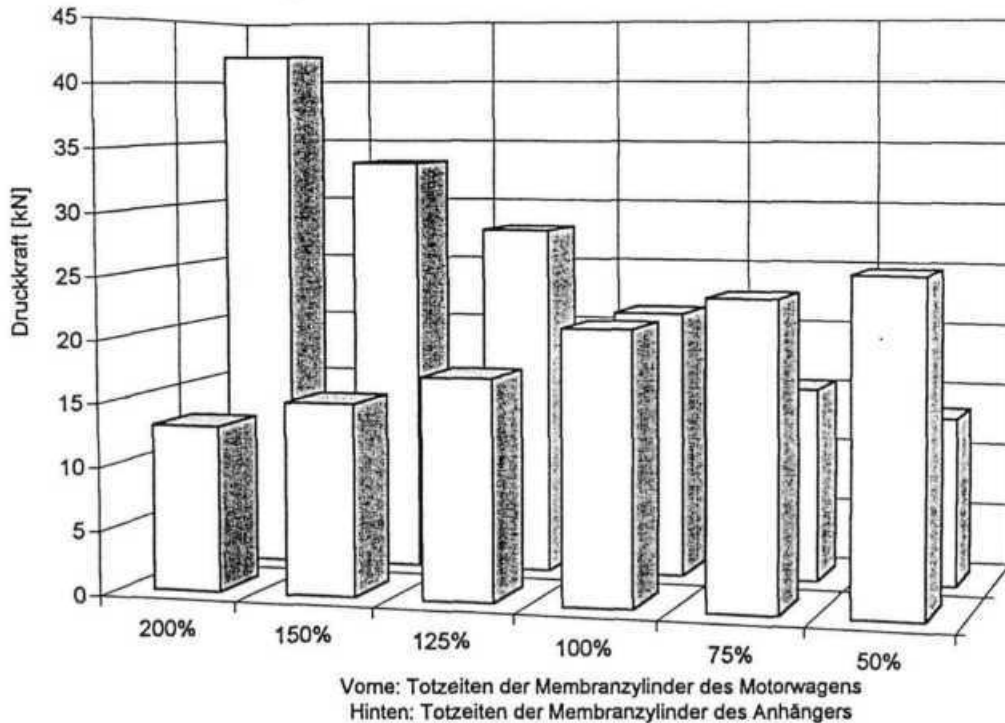


Abbildung 7-36 Instationäre Koppelkraft Motorwagen OG mit Anhänger UG, beladen, $p_m = 5$ bar

In Abbildung 7-36 werden die Ergebnisse der Variationen von Schwell- und Totzeiten dargestellt. Es wurde der Motorwagen Obergrenze mit Anhänger Untergrenze im beladenen Zustand mit einem Druck $p_m = 5$ bar verzögert; es wurde schnell gebremst. Ausgehend von den im Versuch ermittelten Größen (100%) wurden die entsprechenden Zeiten an allen Achsen eines Fahrzeugs prozentual verändert, während am anderen Fahrzeug des Lastzugs die unveränderten Zeiten (100%) eingestellt waren.

Wurden die Schwell- und die Totzeiten des Motorwagens verkleinert, vergrößerte sich die maximale Koppelkraft. Die gleiche Veränderung beim Anhänger hatte den gegenteiligen Effekt.

Der Einfluß der Veränderung der Schwellzeiten war beim Motorwagen etwas größer als der Einfluß bei Veränderung der Totzeiten. Dies lag hauptsächlich in den absoluten Größen dieser Zeiten begründet. Beim Anhänger hatte die Vergrößerung der Totzeiten einen deutlich stärkeren Effekt als eine Vergrößerung der Schwellzeiten. Die Tatsache, daß eine längere Totzeit den Anhänger länger völlig ungebremst auflaufen ließ, während die längere Schwellzeit zumindest eine teilweise Bremsung des Anhängers schon einleitete, war hier die Ursache.

Abschließend wurde der Einfluß der Druckanpassung am Anhängersteuerventil untersucht. Der beladene Lastzug bestehend aus Motorwagen Beispiel 2 mit Anhänger Beispiel wurde mit einem Druck $p_m = 5$ bar und den oben beschriebenen Standardparametern verzögert. Es wurde die Druckanpassung am Anhängersteuerventil wie in Kapitel 7.2.2 variiert. Abbildung 7-37 zeigt das Ergebnis.

Je größer die Druckanpassung eingestellt war, umso geringer war die maximale instationäre Koppelkraft.

Wie bereits in Kapitel 7.2.2 beschrieben, bremste der Motorwagen bei gleichem Druck p_m und höherer Druckanpassung zunehmend schlechter. Die Ursache für die unterschiedlich großen maximalen Druckkräfte war somit die gleiche, wie am Anfang dieses Unterkapitels beschrieben. Je schlechter der Motorwagen bremste, je kleiner war die Stoßkraft am Heck des Fahrzeugs; ein Zustand, der von Fahrern eher bevorzugt würde.

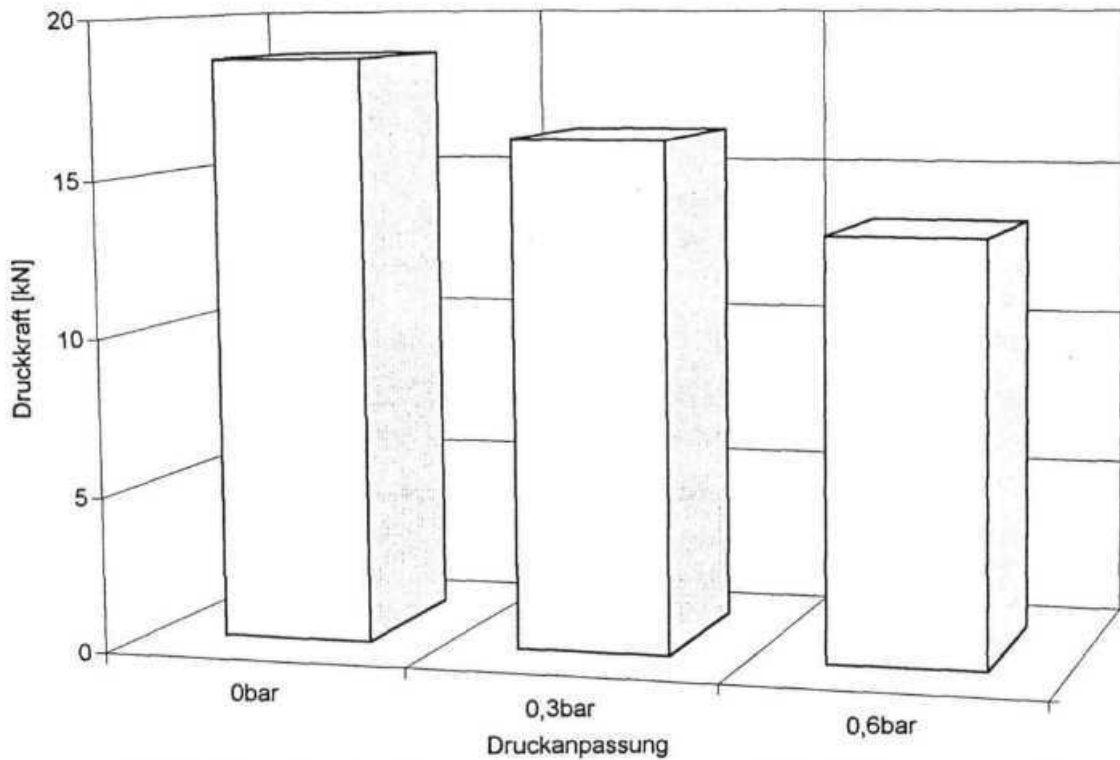


Abbildung 7-37 Instationäre Koppelkraft Motorwagen Beispiel 2 und Anhänger Beispiel, beladen, $p_m = 5$ bar

Zusammenfassend konnte festgestellt werden: Die maximale instationäre Koppelkraft, die wie ein Stoß am Heck des Motorwagens wirkte, war größer bei höheren Drücken p_m , bei schnellerer Bremsenbetätigung, bei besser bremsendem Motorwagen als Anhänger, bei kürzeren Schwell- und Totzeiten am Motorwagen und längeren am Anhänger sowie bei kleinerer Druckanpassung am Anhängersteuerventil.

8 Kompatibilitätsvergleichsverfahren

Die in Kapitel 7 durchgeführten Untersuchungen beantworteten wesentliche Fragestellungen des Forschungsvorhabens: Zum einen wurden die Koppelkräfte in der Zuggabel realistisch ausgelegter Lastzugkombinationen quantitativ erfaßt. Zum anderen wurden die Auswirkungen dieser Kräfte auf die Sicherheit der Lastzüge dargelegt.

Die Frage nach der Inanspruchnahme der Radbremsen wurde nur indirekt durch die Diagramme zur quasistationären Koppelkraft und zur Bremskraftverteilung beantwortet.

Der Schwerpunkt bisheriger Fahrversuche und Simulationen lag ganz bewußt auf Extremsituationen beim Bremsen. Hierbei hatte der Abbremsungsbereich $z < 30\%$ eine untergeordnete Rolle. Im täglichen Einsatz von Nutzfahrzeugen ist die Kompatibilität aber genau in diesem Bereich von entscheidender Bedeutung, da hier fast alle Verzögerungen der Fahrzeuge stattfinden. Abbildung 8-1 zeigt den Zusammenhang zwischen der Stärke einer Abbremsung und ihrer Häufigkeit. Es wurden hierzu Messungen von Textar, deren Ergebnisse Rothmann und Schiewe in [37] veröffentlichten, weiterverarbeitet. Die Verteilung kann als ein typisches Beanspruchungskollektiv der Lastzugbremsanlage bezeichnet werden.

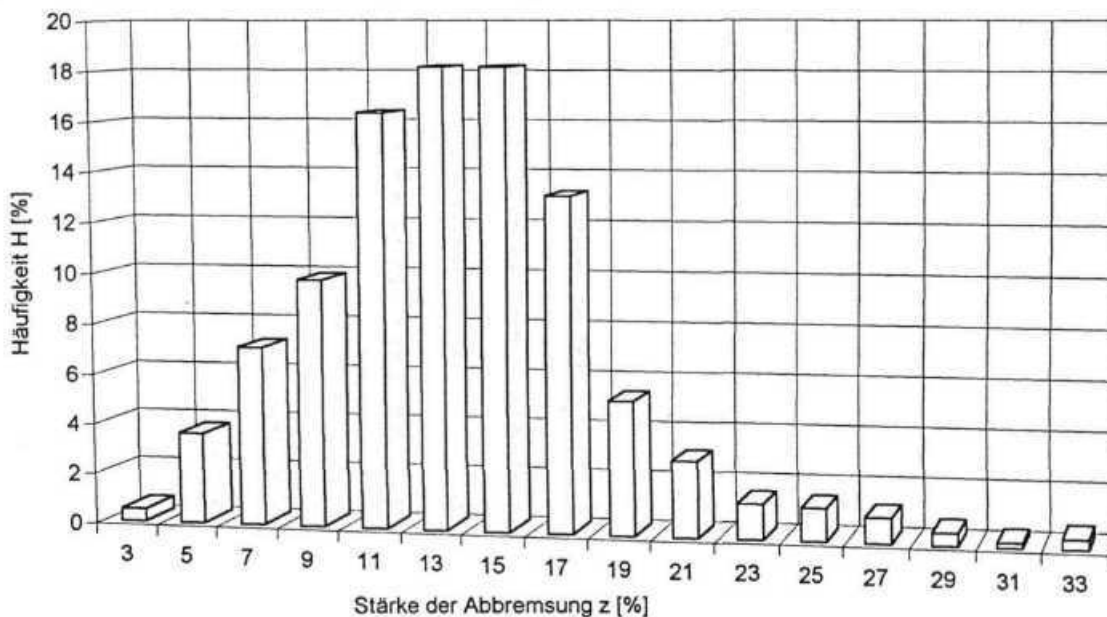


Abbildung 8-1 Typischer Zusammenhang zwischen Stärke und Häufigkeit einer Abbremsung bei Lastzügen

Es zeigt sich sehr deutlich, daß das Maximum dieser Verteilung bei einer Verzögerung von $z \cong 14\%$ liegt und daß Abbremsungen $z > 30\%$ statistisch betrachtet irrelevant sind.

Die Frage nach der Inanspruchnahme der Radbremsen stellt sich also in dem Bereich von z bis ca. 30% oder p_m bis ca. 3,5 bar. Inanspruchnahme der Radbremsen im Sinne von Lastzugkompatibilität kann nur bedeuten, daß jeder Lastzugteil sich möglichst selbst abbremst, wodurch die quasistationäre Koppelkraft gegen null gehen sollte.

Man betrachte beispielsweise die Abbildung 7-29 und Abbildung 7-30 im Bereich $1 < p_m < 3,5$ bar, um zu beurteilen, bei welcher Druckanpassung die Kompatibilität besser oder schlechter wäre. Die Antwort ist nicht sofort möglich bzw. schwierig, obwohl die Verstellung um 0,3 bar einen erheblichen Eingriff in die Anlage bedeutet.

Aus diesem Grund heraus wurde im Rahmen dieser Arbeiten ein Verfahren entwickelt, daß quantitative Aussagen über die Inanspruchnahme der Radbremsen von Motorwagen und Anhänger zuläßt. In den folgenden Unterkapiteln wird dieses Verfahren erläutert und angewendet, um die Leistungsfähigkeit darzustellen. Das Verfahren wurde an ausgewählten Beispielen angewendet. Eine vollständige Darstellung der Untersuchungen zur Inanspruchnahme der Radbremsen wurde nicht vorgenommen. Die Inanspruchnahme der Radbremsen hängt ausschließlich von der Zusammenstellung der Fahrzeuge zu einem Lastzug ab und wäre somit in der Praxis von Fall zu Fall verschieden.

8.1 Erläuterung des Kompatibilitätsvergleichsverfahrens

Ziel des Kompatibilitätsvergleichsverfahrens ist es, das Bremsverhalten eines Lastzugs bezüglich der Kompatibilitätsforderung „Koppelkraft gleich null“ zu beurteilen. Hierzu soll eine Kennziffer dienen, die das Bremsverhalten für einen Beladungszustand aber für alle Drücke p_m charakterisiert. Das Verfahren wird im folgenden als k-Verfahren bezeichnet.

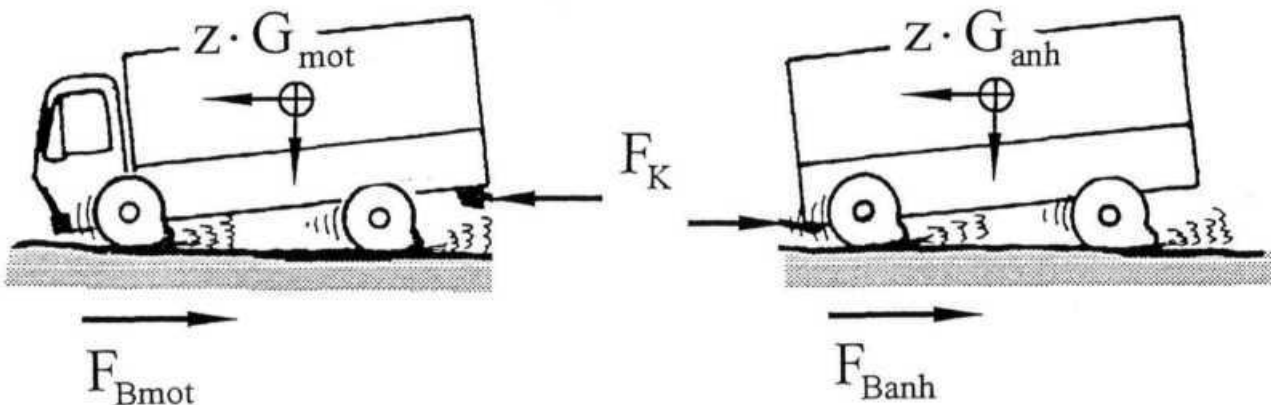


Abbildung 8-2 Längskräfte beim Bremsen

Bei einer Abbremsung bringen Motorwagen und Anhänger abhängig vom Druck p_m bestimmte Bremskräfte auf. Vereinfacht kann man die Kräfte wie in Abbildung 8-2 antragen.

An Stelle der Zuggabel ist die Koppelkraft F_K angetragen, die hier in Form einer Druckkraft wirkt. $F_{B_{mot}}$ und $F_{B_{anh}}$ sind die Summen der Bremskräfte eines Teilfahrzeugs, G_{mot} und G_{anh} die Gewichtskräfte. Die Abbremsung z des Lastzugs berechnet sich zu:

$$z = \frac{F_{B_{mot}} + F_{B_{anh}}}{G_{mot} + G_{anh}}$$

Gleichung 8-1

Für beide Teilfahrzeuge läßt sich das Kräftegleichgewicht in Längsrichtung aufstellen:

$$F_{B_{mot}} - z \times G_{mot} = F_K = z \times G_{anh} - F_{B_{anh}}$$

Gleichung 8-2

Im Sinne einer idealen Kompatibilität sollte die Kraft F_K gleich null sein. Dies ist nur der Fall, wenn die tatsächlich aufgebrachten Bremskräfte so groß sind wie die erforderlichen Bremskräfte. Die erforderlichen Bremskräfte lassen sich aus Abbildung 8-2 ablesen:

$$F_{B_{mot,erf}} = z \times G_{mot}$$

Gleichung 8-3

$$F_{B_{anh,erf}} = z \times G_{anh}$$

Gleichung 8-4

Zwischen der erforderlichen Bremskraft $F_{B,erf}$ und der tatsächlichen Bremskraft F_B besteht i.a. eine Differenzkraft ΔF :

$$\Delta F_{mot} = (F_{B_{mot}} - F_{B_{mot,erf}})$$

Gleichung 8-5

$$\Delta F_{anh} = (F_{B_{anh}} - F_{B_{anh,erf}})$$

Gleichung 8-6

Die Differenzkraft ist genau die Bremskraft, die ein Fahrzeug entweder zusätzlich aufbringen muß, wenn es das besser bremsende ist, oder die es weniger aufbringen muß, wenn es das schlechter bremsende Fahrzeug ist. Betragsmäßig sind die Differenzkräfte und die Koppelkraft identisch. Richtungsmäßig besteht folgender Zusammenhang:

$$F_K = \Delta F_{\text{mot}} = -\Delta F_{\text{anh}}$$

Gleichung 8-7

Bei verschiedenen Drücken p_m werden i.a. verschieden starke Bremskräfte und Koppelkräfte entstehen.

Dem k-Verfahren liegen zwei wesentliche Schritte zugrunde: Zum einen wird an diskreten Abbremsungen z die Differenzkraft und die erforderliche Bremskraft (also für $\Delta F=0$) berechnet. Zum anderen wird an den diskreten Abbremsungen die Häufigkeit $H(z)$ berücksichtigt. Es werden also sowohl die Differenzkräfte gewichtet, als auch die erforderlichen Bremskräfte.

Durch Summieren und anschließendes Dividieren erhält man:

$$k^* = \frac{\sum \Delta F(z) \times H(z)}{\sum F_{B,erf}(z) \times H(z)}$$

Gleichung 8-8

und durch entsprechende Erweiterung läßt sich das Verhältnis k^* auf eine prozentuale Größe für Motorwagen und Anhänger beziehen:

$$k_{\text{mot}} = \left(1 + \frac{\sum \Delta F_{\text{mot}}(z) \times H(z)}{\sum F_{B_{\text{mot}},erf}(z) \times H(z)} \right) \times 100\%$$

Gleichung 8-9

$$k_{\text{anh}} = \left(1 + \frac{\sum \Delta F_{\text{anh}}(z) \times H(z)}{\sum F_{B_{\text{anh}},erf}(z) \times H(z)} \right) \times 100\%$$

Gleichung 8-10

k_{mot} und k_{anh} werden hier als die k-Ziffern der Teilfahrzeuge benannt.

Mit den k-Ziffern kann also ausgedrückt werden, wieviel von der erforderlichen Bremskraft in einem bestimmten Lastzug das betreffende Fahrzeug selbst aufbringt. Dazu wird in der Summe berücksichtigt, ob das Fahrzeug bei bestimmten Abbremsungen mehr oder weniger Bremskraft aufbringt und wie oft diese Abbremsungen stattfinden. Die nachstehende Tabelle zeigt den Zusammenhang:

k-Ziffer:	k_{mot} bzw. k_{anh}	Inanspruchnahme der Radbremsen:
	größer 100%	erhöht, überproportional zur Fahrzeugmasse
	gleich 100%	ausgeglichen, proportional zur Fahrzeugmasse
	kleiner 100%	geringer, unterproportional zur Fahrzeugmasse

Tabelle 8-1 Bedeutung der k-Ziffern

Zum einfachen Verständnis soll ein Zahlenbeispiel dienen: Für einen Motorwagen in Kombination mit einem Anhänger wird für einen gewählten Beladungszustand eine Ziffer $k_{\text{mot}} = 120\%$ errechnet. Das hieße, daß dieser Motorwagen im Betrieb durchschnittlich 20% mehr bremst, als es erforderlich wäre. Die thermische Beanspruchung der Radbremsen wäre höher und natürlich auch der Verschleiß von Trommeln bzw. Brems scheiben und Belägen.

Die praktische Anwendung des Verfahrens ist an keine aufwendigen Hilfsmittel gebunden. Es werden die Fahrzeugmassen des Lastzugs und ihr Bremsverhalten abhängig vom Druck p_m benötigt; also z.B. in der Form, wie sie im Anhang dargestellt ist.

Als Häufigkeitsverteilung kann z.B. die in Abbildung 8-1 verwendet werden. Für die in Kapitel 8.2 beschriebenen Beispiele wurde diese Verteilung in leicht veränderter Form eingesetzt.

An den diskreten Stellen der Häufigkeitsverteilung $H(z)$ wird die Bremskraft von Motorwagen und Anhänger und die Koppelkraft für diese Abbremsung berechnet. Durch schrittweises Einsetzen in die Gleichung 8-9 und Gleichung 8-10 kann die k-Ziffer für jedes Fahrzeug bestimmt werden.

Mit Hilfe kommerzieller Rechenprogramme, die z.B. über Spline-Interpolationen verfügen, läßt sich der Rechengang weitgehend automatisieren.

8.2 Anwendungsbeispiele des Verfahrens

Das in Kapitel 8.1 allgemein beschriebene Verfahren wurde an allen in dieser Arbeit möglichen Lastzugkombinationen angewendet. Dabei konnte die Plausibilität des Verfahrens gut überprüft werden.

Mit dem k-Verfahren sollte die Inanspruchnahme der Radbremsen bezüglich der Koppelkräfte beziffert werden. Die Radbremsen sind für den beladenen Zustand des Fahrzeugs ausgelegt. Für den leeren Zustand sind sie aufgrund der großen Last/Leer-Verhältnisse überdimensioniert.

niert. Die zusätzliche Inanspruchnahme der Radbremsen eines leeren Fahrzeugs durch Koppelkräfte ist absolut gesehen weniger bedeutend.

Die k-Ziffer k_{mot} wurde daher nur für den beladenen Motorwagen in Kombination mit dem beladenen und dem leeren Anhänger berechnet. Analog wurde für den beladenen Anhänger die k-Ziffer k_{anh} in Kombination mit dem beladenen und dem leeren Motorwagen bestimmt.

Mit Hilfe von drei Fallbeispielen wurde in den folgenden Unterkapiteln das k-Verfahren angewendet. Im ersten Beispiel wurden zwei Motorwagen mit demselben Anhänger verglichen; im zweiten Beispiel zwei Anhänger mit demselben Motorwagen. Im dritten Beispiel wurde die Wirkung der Druckanpassung wie in Kapitel 7.2.2 untersucht.

Zur Berechnung der k-Ziffern wurde die Häufigkeitsverteilung aus Abbildung 8-1 in leicht veränderter Form benutzt. Die Abbremsungen bei $z \leq 5\%$ und bei $z \geq 31\%$ wurden vernachlässigt. Die verbleibenden Häufigkeiten wurden entsprechend ihrem ursprünglichen Verhältnis so erhöht, daß die Summe aller Häufigkeiten wieder 100% ergab.

Zur Bestimmung der Bremskräfte von Motorwagen und Anhänger sowie der Koppelkräfte wurden die Werte, die den Abbildungen in den entsprechenden Unterkapiteln und im Anhang zugrunde liegen, verwendet.

8.2.1 Vergleich der Kompatibilität verschiedener Lastzüge

Im ersten Beispiel wurden zwei Motorwagen mit demselben Anhänger verglichen. Hierzu wurden die k-Ziffern der Motorwagen Beispiel 1 und Beispiel 2 jeweils in Kombination mit dem Anhänger Beispiel berechnet. Die Abbildung 8-3 zeigt das Ergebnis.

Der Motorwagen Beispiel 1 hatte eine k-Ziffer von 102% in Kombination mit dem beladenen Anhänger Beispiel und 95% mit dem leeren Anhänger. Die Inanspruchnahme der Radbremsen wäre somit fast ausgeglichen. Motorwagen und Anhänger würden ihre Radbremsen ungefähr entsprechend ihrem eigenen Fahrzeuggewicht verschleifen.

Der Motorwagen Beispiel 2 hatte mit demselben Anhänger k-Ziffern von 123%, Anhänger beladen, und 105%, Anhänger leer. Die Inanspruchnahme der Radbremsen des Motorwagens Beispiel 2 wäre daher erheblich höher, als es das eigene Fahrzeuggewicht erfordern würde. Entsprechend höher wäre auch der Verschleiß an den Radbremsen des Motorwagens und entsprechend geringer die Standzeiten. Eine Angleichung des Bremsverhaltens von Motorwagen und Anhänger durch eine angemessene Druckanpassung wäre hier vorzunehmen (s. Kapitel 8.2.2).

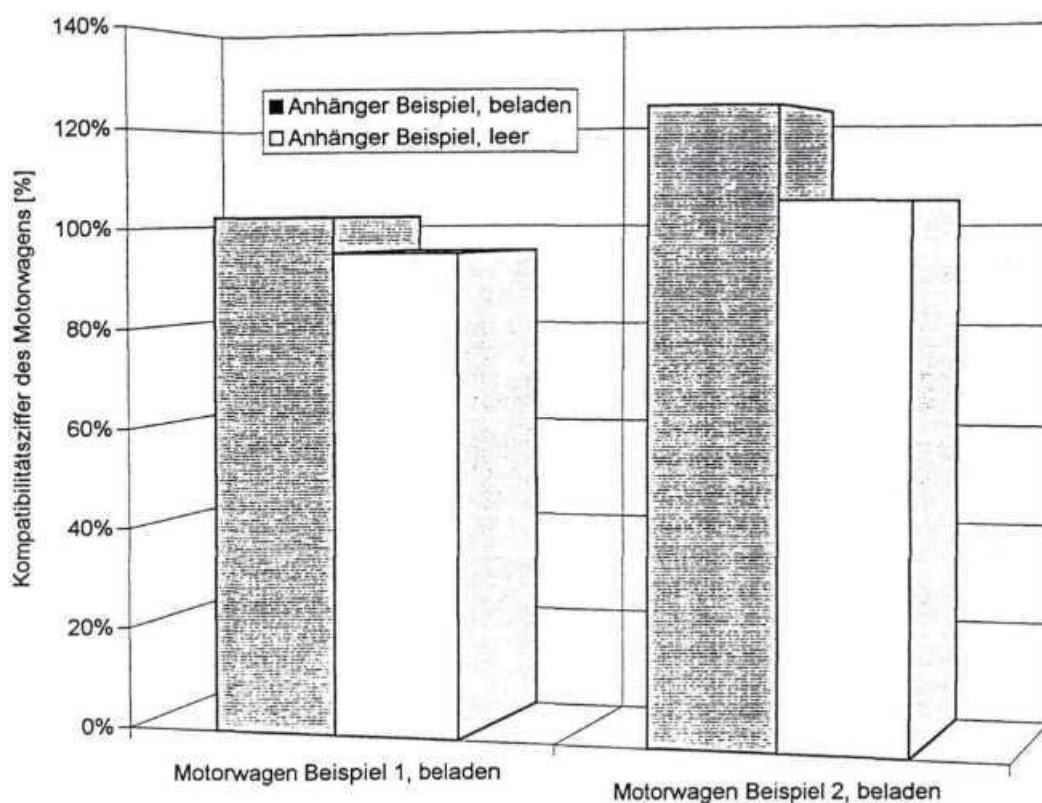


Abbildung 8-3 Vergleich zweier Motorwagen mit Hilfe von k_{mot}

Im zweiten Beispiel wurden zwei Anhänger mit demselben Motorwagen auf die Güte der Kompatibilität untersucht. Der Motorwagen Beispiel 2 wurde leer und beladen mit dem Anhänger Obergrenze und dem Anhänger Untergrenze kombiniert. Die k -Ziffern der beiden Anhänger sind in Abbildung 8-4 dargestellt.

Die k -Ziffern des Anhängers Obergrenze wurden mit beladenem und leerem Motorwagen zu 89% und zu 87% errechnet. Die k -Ziffern des Anhängers Untergrenze zu 82% und zu 83%. Bei beiden Lastzugkombinationen würden die Anhängerbremsen zu Lasten der Motorwagenbremsen geschont werden. Die Standzeiten der Trommeln und Beläge der Anhänger wären entsprechend länger.

Die Ursache für diese Ergebnisse lag in beiden Fällen im geringeren Bremsvermögen der Anhänger bei den kleinen Drücken p_m . Der Motorwagen war hier so weit am oberen Abbremsungsband orientiert, daß selbst der Anhänger Obergrenze ständig geringer bremste. Der Anhänger Untergrenze zeigt in diesem Vergleich eine etwas schwächere Inanspruchnahme der Radbremsen als der Anhänger Obergrenze. Aufgrund der Auslegung hätte man einen größeren Unterschied erwarten können. Die Bezeichnung Untergrenze bezog sich mehr auf große Drücke p_m und war hier irreführend. Mit Hilfe der k -Ziffern konnte diese Besonderheit recht gut herausgestellt werden.

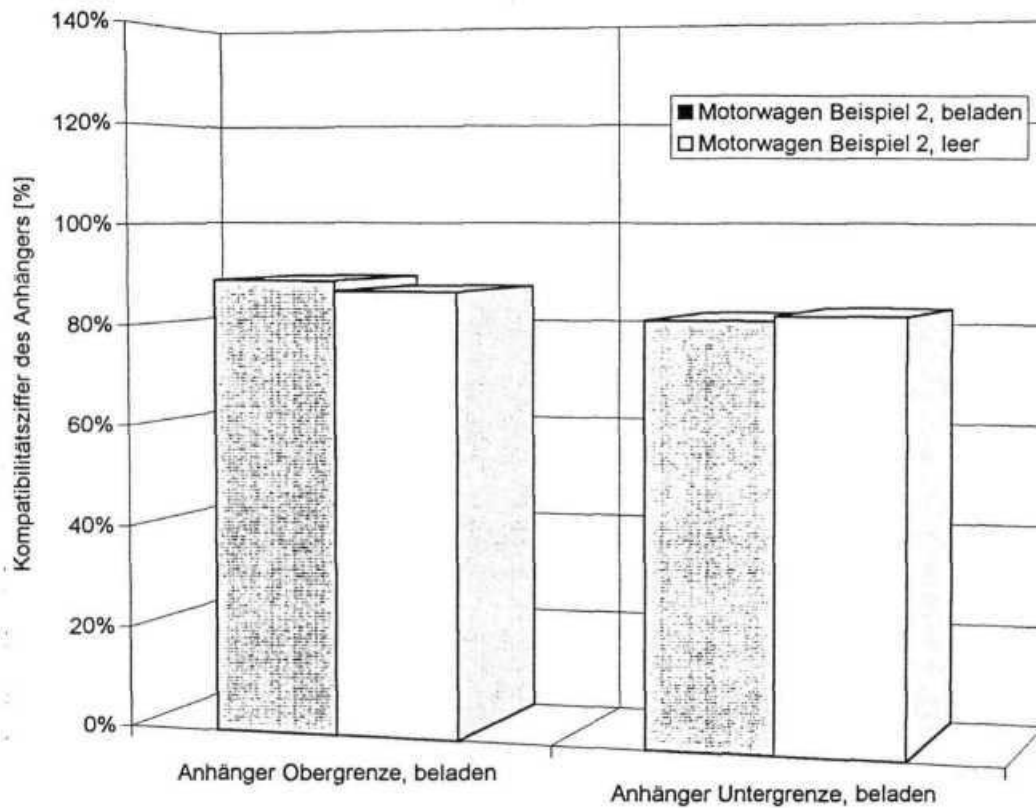


Abbildung 8-4 Vergleich zweier Anhänger mit Hilfe von k_{anh}

8.2.2 Einfluß der Druckanpassung auf die Kompatibilität

Im letzten Beispiel wurde der Einfluß der Druckanpassung am Anhängersteuerventil auf die Kompatibilität mit Hilfe der k -Ziffern untersucht. Hierzu wurde das in Kapitel 7.2.2 bereits beschriebene Beispiel wieder verwendet. Dort wurde angemerkt, daß sich die Auswirkungen von 0,3 bar bzw. 0,6 bar nicht einfach beurteilen ließen. Aus diesem Grund wurde dieselbe Parametervariation hier erneut durchgeführt.

Der Motorwagen Beispiel 2 wurde mit dem Anhänger Beispiel mit drei verschiedenen Druckanpassungen am Anhängersteuerventil (ASV) kombiniert. Die k -Ziffern des Motorwagens sind in Abbildung 8-5 gezeigt.

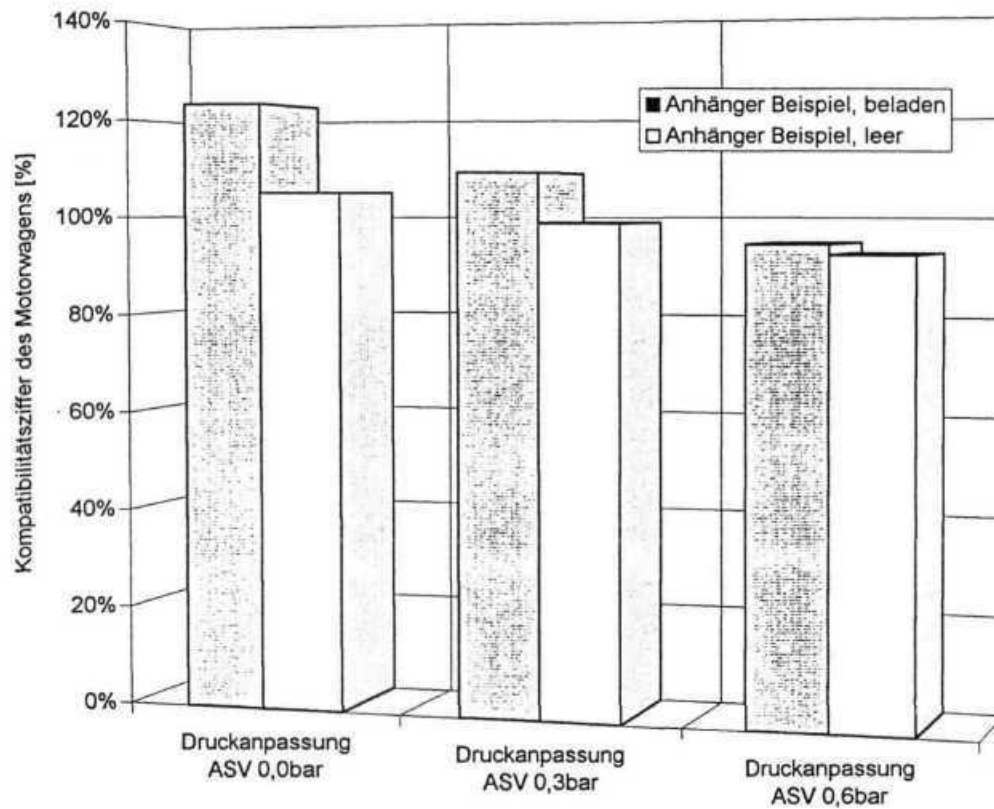


Abbildung 8-5 Einfluß der Druckanpassung am Beispiel von k_{mot}

Für die Druckanpassung von 0,0 bar errechnete sich, wie bereits im Kapitel zuvor beschrieben, eine relativ schlechte Kompatibilität. Die Druckanpassung von 0,3 bar stellte eine deutliche Verbesserung dar, die Druckanpassung von 0,6 bar zeigte die gleiche Tendenz, war aber bereits zu hoch. Aus der Abbildung 8-5 ließe sich relativ leicht abschätzen, daß eine Druckanpassung von ca. 0,45 bar wohl das Optimum darstellen könnte. Auf einen Nachweis durch Bestimmung der k -Ziffern wurde an dieser Stelle jedoch verzichtet.

9 Schlußfolgerungen

Es wurden Untersuchungen zur Fahrdynamik und zum Verhalten der Koppelkräfte zwischen Motorwagen und Anhänger durchgeführt. Grundlage der Untersuchungen waren Fahrzeuge, von denen einige die gesetzlichen Vorschriften bezüglich der Lage im EG-Abbremsungsband extrem, aber realistisch ausnutzten. Die Versuchsparameter stellten an die Lastzüge zum Teil außerordentliche, nicht alltägliche Anforderungen.

Die dargestellten Simulationsrechnungen stellen nur einen Teil der für dieses Forschungsvorhaben durchgeführten Simulationen und Fahrversuche dar. Sie geben das Fahrverhalten der Lastzüge repräsentativ wieder.

Aus den Simulationsrechnungen geht eindeutig hervor, daß das Fahrverhalten der betrachteten Kombinationen als „gutmütig“ bezeichnet werden kann. Die Fahrversuche konnten dieses Ergebnis und ihre Interpretation bestätigen. Nur ohne ABS und bei extremer Ausgangssituation schon vor Bremsbeginn können gefährliche Fahrzustände entstehen.

Mit ABS werden die Extremsituationen entschärft und sicher beherrscht. Das bereits gutmütige Verhalten wird durch ABS zu einem sehr sicheren Bremsverhalten. Für ein sicheres Bremsverhalten in allen Situationen ist ABS unverzichtbar.

Das EG-Abbremsungsband reicht aus, um ein sicheres Bremsverhalten zu gewährleisten. Die Breite des Bandes läßt den nötigen Spielraum bei der konstruktiven Gestaltung der Bremsanlage zu. Die fahrdynamischen Untersuchungen geben keinen Anlaß, eine Verschmälerung oder eine Änderung der Steigung des Bandes zu empfehlen. Da ABS für diese Fahrzeugklassen vorgeschrieben ist, wäre die Einhaltung der unteren Bandgrenze ausreichend, um eine Mindestabbremung zu erzielen.

Die Untersuchungen zur Koppelkraft und der Kompatibilitätsvergleich lassen andere Rückschlüsse zu. Hiernach ist eine gleiche Abbremsung von Motorwagen und Anhänger bis zu einem Druck $p_m = 3,5$ bar anzustreben. Dies wäre unabhängig vom Beladungszustand sinnvoll. Der Spielraum, den das Abbremsungsband und die weiteren gesetzlichen Vorschriften zulassen, ist dafür zu groß. Ein schmaleres Band oder Bremskraftregelungen, die gleiche Abbremsung von Motorwagen und Anhänger bewirken, würden die Kompatibilität merklich verbessern. Kompatibilität bedeutet dabei, daß jedes Fahrzeug des Lastzugs sich selbst abbremst und seine eigenen Radbremsen verschleißt.

Der gemischte Betrieb, Motorwagenvorderachse mit Scheibenbremsen bestückt und alle anderen Achsen mit Trommelbremsen, ist fahrdynamisch unproblematisch. Die Scheibenbremse ist durch besseres Fading-Verhalten gekennzeichnet und gewährleistet eine sichere Bremskraftverteilung auch bei sehr hoher thermischer Belastung aller Radbremsen; eine Forderung, die bei ABS hinfällig ist.

Bei den betrachteten Fahrzeugen ist nur die Einhaltung des Abbremsungsbandes im beladenen Zustand vorgeschrieben. Die Verwendung von automatisch-lastabhängigen Bremskraftreglern verbessert die Kompatibilität indirekt durch ein gleichmäßiges Bremsverhalten bei allen Belastungszuständen. Die Orientierung am Abbremsungsband für den leeren Zustand hat den gleichen Effekt. Eine sicherheitsrelevante Notwendigkeit für dieses Band kann nicht bemerkt werden. Das Abbremsungsband für den leeren Zustand ist wegen des Sicherheitsgewinns durch ABS nicht mehr vorgeschrieben.

Die instationären Koppelkräfte, die in Form von Stoßkräften am Motorwagen wirken, lassen sich durch schnelleres Ansprechen der Anhängerbremsen reduzieren. Kürzere Tot- und Schwellzeiten vom Druck p_m am Anhängersteuerventil und in der Anhängerbremsanlage sind die logische Forderung. Zukünftige Bremsanlagen werden das zeitgleiche Ansprechen aller Radbremsen ermöglichen und die Forderungen automatisch erfüllen. Die Verkürzung des Bremswegs durch die kürzere Ansprech- und Schwelldauer wird die Sicherheit der Fahrzeuge dabei zusätzlich erhöhen.

Das Kompatibilitätsvergleichsverfahren ist eine erhebliche Erweiterung der von den Fahrzeugherstellern vorgeschlagenen praktischen Vorgehensweise zur Angleichung der Bremskräfte von ziehendem und gezogenem Fahrzeug. Mit dem k-Verfahren kann die Güte der Kompatibilität auf eine aussagefähige, dimensionslose Ziffer reduziert werden. Es können frei wählbare Häufigkeitsverteilungen benutzt werden, die ein spezielles Anforderungsprofil repräsentieren würden. Das k-Verfahren kann ausgedehnt werden, um die Bremskraftverteilung auch innerhalb eines einzelnen Fahrzeugs zu beurteilen oder um die Inanspruchnahme der Radbremsen an allen Achsen des Lastzugs zu berechnen.

Neben der Möglichkeit, mit dem k-Verfahren die optimale Druckanpassung für die gewichtsproportionale Inanspruchnahme der Radbremsen berechnen zu können, könnte die Druckanpassung auch für eine bestimmte ungleichmäßige Verteilung berechnet werden. Zur praktischen Anwendung des k-Verfahrens werden lediglich die auf dem Bremsenprüfstand ermittelten Werte oder die Bremsberechnungen der Fahrzeughersteller benötigt. Mit Hilfe eines benutzerfreundlichen Programms auf einem Rechner könnte dieses Verfahren vielfältige Anwendungen finden.

10 Zusammenfassung

Zum Funktionieren unserer arbeitsteiligen Wirtschaft tragen Nutzfahrzeuge in hohem Maße bei. Trotzdem sehen sich Fahrzeughersteller und Fahrzeugbetreiber einer wachsenden Kritik aus den verschiedensten gesellschaftlichen Bereichen gegenübergestellt. Insbesondere steht die Sicherheit der Nutzfahrzeuge im Blickpunkt des öffentlichen Interesses.

Fahrzeuggestellen stellen die wichtigste sicherheitsrelevante Baugruppe des Fahrzeugs dar. Sie müssen so konstruiert sein, daß in alltäglichen wie in extremen Situationen ein sicheres Bremsverhalten garantiert ist. Für Lastzüge wird zudem gefordert, daß verschiedene Fahrzeuge beliebig miteinander kombiniert werden können und trotzdem in ihrem Bremsverhalten zu einander passen. Im Rahmen dieses Forschungsvorhabens wird dieses Verhalten der Fahrzeuge als *Kompatibilität* bezeichnet.

Die Untersuchung der Kompatibilität des Bremsverhaltens von Zugfahrzeug-Anhänger-Kombinationen unter Berücksichtigung der gesetzlichen Vorschriften war Gegenstand dieses Forschungsvorhabens. Dazu wurde die fahrdynamisch besonders interessante Kombination aus zweiachsigem Motorwagen und dreiachsigem drehchemelgelenktem Anhänger betrachtet. Die Lastzüge nutzten die gesetzlichen Vorschriften zur Kompatibilität realistisch aus. Es wurden beladene und leere Fahrzeuge berücksichtigt. Eine Übertragung der Ergebnisse auf leichtere Lastzüge ist hierdurch möglich.

In Vorbereitung des Forschungsvorhabens wurden in Form einer Literaturrecherche die gesetzlichen Vorschriften und der Stand bisheriger Forschungen zur Frage der Kompatibilität erarbeitet. Die ausführliche Recherche wurde dem Arbeitskreis zur Verfügung gestellt; die wichtigsten Veröffentlichungen wurden in diesem Bericht zusammengefaßt.

Zur Durchführung der Simulationsrechnungen war es zunächst erforderlich, ein Simulationsprogramm zu erstellen. Dabei konnte auf vorausgegangenen Arbeiten aufgebaut werden. Dem Programm liegt ein dreidimensionales Fahrzeugmodell zugrunde, das mit Hilfe der Methode der Mehrkörpersysteme entwickelt worden war. Hinsichtlich des pneumatischen und des mechanischen Teils der Bremsanlagen sowie des ABS' mußten alle Programmmodule neu geschaffen werden.

Das Simulationsprogramm wurde umfangreich validiert. Mit den Beispielen der stationären Kreisfahrt und des Bremsens in der Kurve wurden die Rechenergebnisse den Fahrversuchen gegenübergestellt.

Mit einem Lastzug, bestehend aus Versuchsmotorwagen und einem Versuchsanhänger, wurden Fahrversuche zum Bremsen geradeaus und in der Kurve durchgeführt. Hierzu war die Ausrüstung mit Meßtechnik erforderlich.

Beim Bremsen geradeaus wurde das Bremsverhalten von Motorwagen und Anhänger bei verschiedenen Beladungszuständen dokumentiert. Darüber hinaus konnte die Stabilität bei starken Abbremsungen beurteilt werden.

Beim Bremsen in der Kurve wurde der Einfluß der Geschwindigkeit, der Kraftschlußverhältnisse, des Beladungszustandes und des Kurvenradius gemessen. Zur Beurteilung der Fahrzeugreaktionen wurden die Knickwinkel zwischen den Lastzuggliedern und die subjektiven Beobachtungen verwendet.

Für die Simulationsrechnungen wurden verschiedene Fahrzeuge nachgebildet, deren Bremsverhalten die gesetzlichen Anforderungen so weit wie möglich, aber realistisch ausnutzten. Der Einfluß der Fahrwiderstände und der Bremsentemperaturen auf die Bremsenauslegung wurde beispielhaft gezeigt.

Die Kompatibilitätsuntersuchungen mit Simulationsrechnungen wurden in verschiedenen Abschnitten durchgeführt:

Im ersten Abschnitt wurden die Auswirkungen unterschiedlichen Bremsverhaltens von Motorwagen und Anhänger auf die Fahrdynamik dargestellt. Parametervariationen zur Bremsenauslegung, zum Beladungszustand, zum Bremsdruck und zum Kurvenradius lieferten die wesentlichen Aussagen zum Bremsverhalten. Komplettiert wurden sie durch die Ergebnisse bei verschiedenen Bremsentemperaturen und beim Einsatz von ABS. Zur Darstellung der Ergebnisse wurden die wichtigsten fahrdynamischen Größen abhängig von der Zeit verglichen. Besonders interessante Manöver wurden durch eine dreidimensionale Darstellung des Fahrverlaufs visualisiert.

Im zweiten und dritten Abschnitt wurden die Koppelkräfte in der Zuggabel zwischen Motorwagen und Anhänger untersucht. Es wurde zwischen den quasistationären und den instationären Koppelkräften unterschieden. Für die quasistationären Koppelkräfte wurde der Einfluß der Bremsenauslegung und des Beladungszustands sowie der Druckanpassung bestimmt. Der Einfluß von betriebs- und fahrzeugspezifischen Größen auf die instationären Koppelkräfte in der Zuggabel wurde gezeigt. Die wesentlichen Maßnahmen zur Reduzierung dieser Stoßkraft am Motorwagenheck lassen sich hieraus ableiten.

Im letzten Abschnitt wurde zur Beurteilung der Güte der Kompatibilität ein Verfahren erarbeitet, das quantitative Aussagen über die Inanspruchnahme der Radbremsen von Motorwagen und Anhänger auf der Basis der quasistationären Koppelkräfte zuläßt. Das Verfahren liefert eine Kennziffer, die das Bremsverhalten eines Fahrzeugs in einem Lastzug für einen Beladungszustand, aber für alle Bremsdrücke charakterisiert. Die Entwicklung des Verfahrens wurde beschrieben und die Anwendung beispielhaft gezeigt.

Abschließend wurden die Ergebnisse und Schlußfolgerungen zusammengefaßt, die sich aus den Fahrversuchen und Simulationen ergaben. Die wichtigsten Aussagen sind:

- Das Bremsverhalten der betrachteten Fahrzeugklasse kann als „gutmütig“ bezeichnet werden. Mit ABS wird das Bremsverhalten sehr sicher.
- Die gesetzlichen Vorschriften zur Kompatibilität reichen aus, um ein sicheres Bremsverhalten zu gewährleisten.
- Die gesetzlichen Vorschriften garantieren nicht automatisch eine ausgeglichene Inanspruchnahme der Radbremsen. Hierzu sind u.U. Abstimmungsmaßnahmen zwischen den Fahrzeugen nötig.
- Eine Notwendigkeit für einschränkende gesetzgeberische Maßnahmen konnte nicht erkannt werden.

11 Schrifttum

- [1] **Appel, H., Essers, U., Göhring, E., Povel, R., Glasner, E.-C. von, Todorvic, J.:** Analysis of the braking performance of commercial vehicles while conering. IMechE 1992
- [2] **Birtwisle, R. J.:** Braking of articulated vehicles and the advantages of anti-wheel lock devices. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Vol. 198 (1984), S. 223-227.
- [3] **Church, W. P. und Clark, W. G.:** Compatibility...Past, Present, Future. SAE Technical Paper 892472.
- [4] **Clarke, R. M., Leasure, W. A., Radlinski, R. W. und Smith, M.:** Heavy Truck Safety Study. Final Report. DOT HS 807 109, März 1987.
- [5] **Day, A. J.:** An Analysis of Speed, Temperature, and Performance Characteristics of Automotive Drum Brakes. In: Transactions of the ASME (Journal of Tribology), Vol. 110, April 1988.
- [6] **DIN 70000:** Straßenfahrzeuge - Begriffe der Fahrdynamik. Beuth-Verlag Berlin, Januar 1994
- [7] **Drackert, O.:** Kundenbeanstandung: Lkw-Anhänger läuft auf. In: Kraftband 15/1988, S. 8 ff.
- [8] **Ehlbeck, J. Moore, T. und Young, W.:** Truck ABS for North America. In: Automotive Engineering 7/91, S. 41ff.
- [9] **Emig, R., Goebels, H. und Schramm, H. J.:** Anti-Lock Brake Systems for Commercial Vehicles. In: Automotive Engineering 7/91, S. 33ff.
- [10] **Evans, E. M. und Zemroch, P. J.:** Measurement of the Aerodynamic and Rolling Resistances of Road Tanker Vehicles From Coast-down Tests. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Vol. 198 (1984), S. 211-217.
- [11] **FEE Fahrzeugtechnik, Richtlinien der Europäischen Gemeinschaft für Straßenfahrzeuge, Kirschbaum Verlag Bonn**

- [12] **Franz, A.:** Abstimmung des Bremsverhaltens von druckluftgebremsten Fahrzeugkombinationen. In: Krafthand, Heft 11, 13. Juni 1987.
- [13] **Frey, C. A.:** Zur Fahrstabilität dauergebremster Eingelenkzüge. Dissertation Universität Hannover, 1992.
- [14] **Frey, Chr., Willms, J.:** Einsatz von Retardern in der Betriebsbremsanlage von dreigliedrigen Lastzügen. FAT-Schriftenreihe Nr. 105, November 1993
- [15] **Gaupp, W., Köster, T.:** Untersuchungen zum Typ III Prüfverfahren für Anhängerfahrzeuge der Klasse O4. Institut für Fahrzeugtechnik des RWTÜV Essen, Dezember 1992
- [16] **Glynn, L.:** Optimising Truck and Trailer Brake Compatibility - A Study of Cause and Effect. In: Journal of the SAE of Australasia, März/April 1990, S. 24 ff.
- [17] **Göhring, E. und Glasner, E. C. von (Mercedes-Benz):** Vergleich der Leistungsfähigkeit von Trommelbremsen und Scheibenbremsen für schwere Nutzfahrzeuge. In: Automobil-Industrie Heft 5/90.
- [18] **Göhring, E. und Glasner, E. C. von:** Contribution to the Improvement of the Braking and Handling Performance of Commercial Vehicles. 23. FISITA-Tagung, 7.-11.5.1990, Turin.
- [19] **Göhring, E. und Glasner, E. C. von:** Performance Comparison of Drum and Disc Brakes for Heavy Duty Commercial Vehicles. SAE Technical Paper 902206.
- [20] **Göhring, E., Glasner, E. C. von und Pflug, H. C.:** Einfluß der Bremseigenschaften auf das fahrdynamische Verhalten von Lastzügen. In: VDI-Berichte 744 (1989), S. 45ff.
- [21] **Göhring, E.:** Aktive und passive Sicherheit bei Nutzfahrzeugen - Gegenwärtiger Stand und Ausblick. In: Automobil-Industrie 4/90, S. 337ff.
- [22] **Göhring, E.:** Bremsleistung schwerer Nutzfahrzeuge. 2. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik 24.-26.10.1989, S. 397
- [23] **Hoffmann, H. J. und Breuer, B.:** Über die Bremssicherheit schwerer Nutzfahrzeuge und ihre Bewertung unter besonderer Berücksichtigung brems- und fahrzeugtechnischer Eigenschaften. 20. FISITA-Tagung, 6.-11.5.1984, Wien.

- [24] **Hoffmann, H. und Breuer, B.:** Bremswirkung schwerer Sattelkraftfahrzeuge. In: Deutsche Kraftfahrtforschung und Strassenverkehrstechnik, Heft 304 (1988).
- [25] **Hoffmann, H. und Müller, U.:** Klassierung von Bremsbelastungsdaten im Fahrversuch. In: Kraftfahrzeugtechnik 36 (1986), Heft 8, S. 238/239
- [26] **Ingram, B. und Thompson, R. E.:** Truck Brakes - European Style. SAE Technical Paper 861964.
- [27] **Ingram, B.:** Application of Disc Brakes to Commercial Vehicles. In: Conference on Braking of Road Vehicles, Loughborough, GB, 22.-24.3.1983, Paper C30/83.
- [28] ISO 7957: Road vehicles - Braking in a turn - Open loop test procedure. International Organisation For Standardisation
- [29] **Klug, H. P.:** Nutzfahrzeug-Bremsanlagen. Würzburg: Vogelverlag 1990.
- [30] **Micke, S., Thompson, R. E. und Roehling, B. H.:** The Introduction of Air Disc Brakes for Trucks and Buses in Europe. SAE Technical Paper 902203.
- [31] **N. N.:** Artics and Brake Compatibility. In: Transport Engineer, November 1991.
- [32] **Newcomb, T. P.:** Braking Systems of Cars And Trucks: State of the Art. In: Proceedings of the 21st International Automobile Technical Congress FISITA, Belgrad, 2. - 6. 6. 1986, Band 2.
- [33] **Oppenheimer, P.:** The Implications of Technical Developments on Future European Braking Regulations. In: Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 204 D3, S. 147ff.
- [34] **Pittius, R.:** Zum Bremsverhalten zweiachsiger Nutzfahrzeuge mit Retardern. Dissertation Universität Hannover, 1990.
- [35] **Radlinski, R. W. und Flick, M. A.:** Tractor and Trailer Brake System Compatibility. SAE Technical Paper 861942.
- [36] **Radlinski, R. W.:** NHTSA's Heavy Vehicle Brake Research Program - An Overview. In: ESV Conference No. 11, DOT, Washington, D.C., 1987.
- [37] **Rothmann, W. und Schiewe, H.:** Bremsabstimmung bei Nutzfahrzeugen. In: Sonderdruck aus Nutzfahrzeug 7/8 '91

- [38] **Schiehlen, W.:** Programmsystem NEWEUL'85. Institut für Mechanik B, Universität Stuttgart, 1986
- [39] **Stanzel, M.; Frey, Ch.; Willms, J.:** Kompatibilitätsuntersuchungen des Bremsverhaltens von Zugfahrzeug-Anhänger-Kombinationen, Literaturrecherche Institut für Kraftfahrwesen, Januar 1993
- [40] **StVZO Straßenverkehrszulassungsordnung, Loseblatt-Ausgabe, Kischbaum Verlag Bonn**
- [41] **Tanaka, S., Kubota, K., Iwasaki, T. und Hatanaka, H.:** The Compatibility of Air Disc Brakes and S-cam Brakes Installed on Combination Vehicles. SAE Technical Paper 902201.
- [42] **Uffelmann, F.:** Layout of Braking System and Influence on Handling under Consideration of European Braking Standards. SAE Technical Paper 892507.
- [43] **Volk, P.:** Bremsenkompatibilität im Nutzfahrzeugsektor. Veröffentlichung der Otto Sauer Achsenfabrik Bessenbach-Keilberg.
- [44] **Weber, R., Hahn, W.-D.:** Längskräfte in den Verbindungsteilen schwerer Lastzüge. Automobil-Industrie 3, 293-298, 1986
- [45] **Weber, R.:** Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau, Kapitel Kraftfahrzeugtechnik. Springer - Verlag, 17. Auflage, 1990
- [46] **Weber, R.:** Reifenführungskräfte bei schnellen Änderungen von Schräglauf und Schlupf. Habilitationsschrift, Universität Karlsruhe, 1981
- [47] **Winsor, J., Kolman, D. A. et al.:** In Search of Brake Balance. In: Heavy Duty Trucking, August 1985, S. 62ff.

12 Anhang

12.1 Fahrzeugdaten

12.1.1 IVECO-Magirus 190-32, Beispiel 1, Obergrenze, Untergrenze

Zweiachs-Motorwagen 4x2	unbeladen	beladen	
Gesamtgewicht	8850	16100	kg
Aufbaumasse	6660	13910	kg
Vorderachsmasse		780	kg
Hinterachsmasse		1410	kg
Gierträgheitsmoment des Aufbaus	54000	85000	kgm ²
Wankträgheitsmoment des Aufbaus	5000	8100	kgm ²
Nickträgheitsmoment des Aufbaus	36000	73000	kgm ²
Wank-/Gierträgheitsmoment der Vorderachse		400	kgm ²
Wank-/Gierträgheitsmoment der Hinterachse		800	kgm ²
Raddrehträgheitsmoment		20	kgm ²
Radstand		5,005	m
Radstand hinten	3,200	1,900	m
Kupplungsrücksprung		2,020	m
Schwerpunkthöhe	1,200	1,300	m
Kupplungspunkthöhe		0,890	m
Momentanpolhöhe vorn		0,600	m
Momentanpolhöhe hinten		0,860	m
Spurweite vorn		2,062	m
Spurweite hinten		1,870	m
Statischer Reifenhalbmesser		0,500	m
Dynamischer Reifenhalbmesser		0,515	m
Wankfeder vorn		328150	Nm
Wankfeder hinten	296627	366547	Nm
Wankdämpfung vorn		12358	Nms
Wankdämpfung hinten		62662	Nms

12.1.2 Motorwagen Beispiel 2

Zweiachs-Motorwagen 4x2	unbeladen	beladen	
Gesamtgewicht	6320	18484	kg
Aufbaumasse	4130	16158	kg
Vorderachsmasse		780	kg
Hinterachsmasse		1410	kg
Gierträgheitsmoment des Aufbaus	3348	98600	kgm ²
Wankträgheitsmoment des Aufbaus	3100	9369	kgm ²
Nickträgheitsmoment des Aufbaus	22320	84680	kgm ²
Wank-/Gierträgheitsmoment der Vorderachse		400	kgm ²
Wank-/Gierträgheitsmoment der Hinterachse		800	kgm ²
Raddrehträgheitsmoment		20	kgm ²
Radstand		5,005	m
Radstand hinten	4,050	1,810	m
Kupplungsrücksprung		2,020	m
Schwerpunkthöhe	1,200	1,300	m
Kupplungspunkthöhe		0,890	m
Momentanpolhöhe vorn		0,600	m
Momentanpolhöhe hinten		0,860	m
Spurweite vorn		2,062	m
Spurweite hinten		1,870	m
Statischer Reifenhalbmesser		0,500	m
Dynamischer Reifenhalbmesser		0,515	m
Wankfeder vorn	203453	380654	Nm
Wankfeder hinten	183908	425194	Nm
Wankdämpfung vorn	7662	14335	Nms
Wankdämpfung hinten	38850	72688	Nms

12.1.3 SAF-Versuchsanhänger, Beispiel, Obergrenze, Untergrenze

in Klammern: nur SAF-Versuchsanhänger

Dreiachs-Drehschemel-Anhänger	unbeladen	beladen		
Gesamtgewicht	5860	23980	kg	
Aufbaumasse	3530	21650	kg	
Vorderachsmasse		660	kg	
Hinterachsmasse (Doppelachse)		1320	kg	
Drehschemelmasse		350	kg	
Gierträgheitsmoment des Aufbaus	32000	175820	kgm ²	
Wankträgheitsmoment des Aufbaus	2150	20250	kgm ²	
Nickträgheitsmoment des Aufbaus	19500	135700	kgm ²	
Gierträgheitsmoment des Drehschemels		800	kgm ²	
Wank-/Nickträgheitsmoment des Drehschemels		600	kgm ²	
Wank-/Gierträgheitsmoment der Vorderachse		400	kgm ²	
Wank-/Gierträgheitsmoment der Hinterachse		1060	kgm ²	
Raddrehträgheitsmoment		20	kgm ²	
Radstand	5,200	(5,310)	m	
Radstand der Doppelachse	1,370	(1,380)	m	
Radstand vorn		3,500	m	
Deichsellänge	2,525	(2,800)	m	
Nachlauf der Vorderachse		0,000	(0,020)	m
Schwerpunkthöhe	1,000	1,600	m	
Momentanpolhöhe vorn		0,700	m	
Momentanpolhöhe hinten		0,700	m	
Spurweite vorn und hinten		2,040	m	
Statischer Reifenhalbmesser		0,500	m	
Dynamischer Reifenhalbmesser		0,515	m	
Wankfeder vorn	326750	326750	Nm	
Wankfeder hinten	635500	949550	Nm	
Wankdämpfung vorn	3268	13268	Nms	
Wankdämpfung hinten	6525	16535	Nms	

12.2 Daten der Bremsanlagen

12.2.1 Motorwagen Beispiel 1, Obergrenze, Untergrenze

Bremsentyp an der Vorderachse	Duo-Duplex-Spreizkeil	
Bremsentyp an der Hinterachse	Duo-Duplex-Spreizkeil	
Bremsbelagreibwert	0,41	
Trommeldurchmesser vorn	0,381	m
Trommeldurchmesser hinten	0,381	m
Mechanischer Bremsenwirkungsgrad vorn	0,9	
Mechanischer Bremsenwirkungsgrad hinten	0,9	
Zeitkonstante des Bremsdrucks vorn (P_{T1})	0,19	s
Zeitkonstante des Bremsdrucks hinten (P_{T1})	0,16	s
Totzeit des Bremsdrucks hinten	0,17 (Bezug: Vorderachse)	s
ALB-Typ vorn	keine lastabhängige Regelung	
ALB-Typ hinten	statisch regelnd	

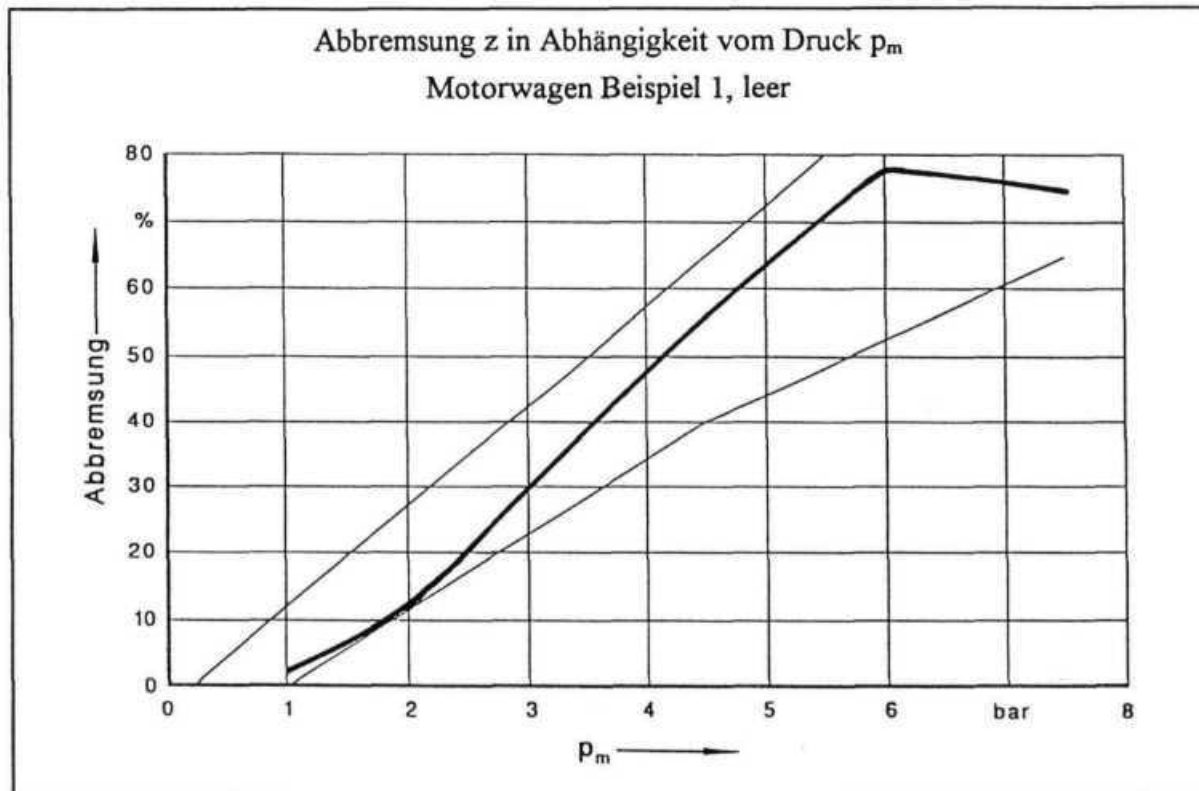
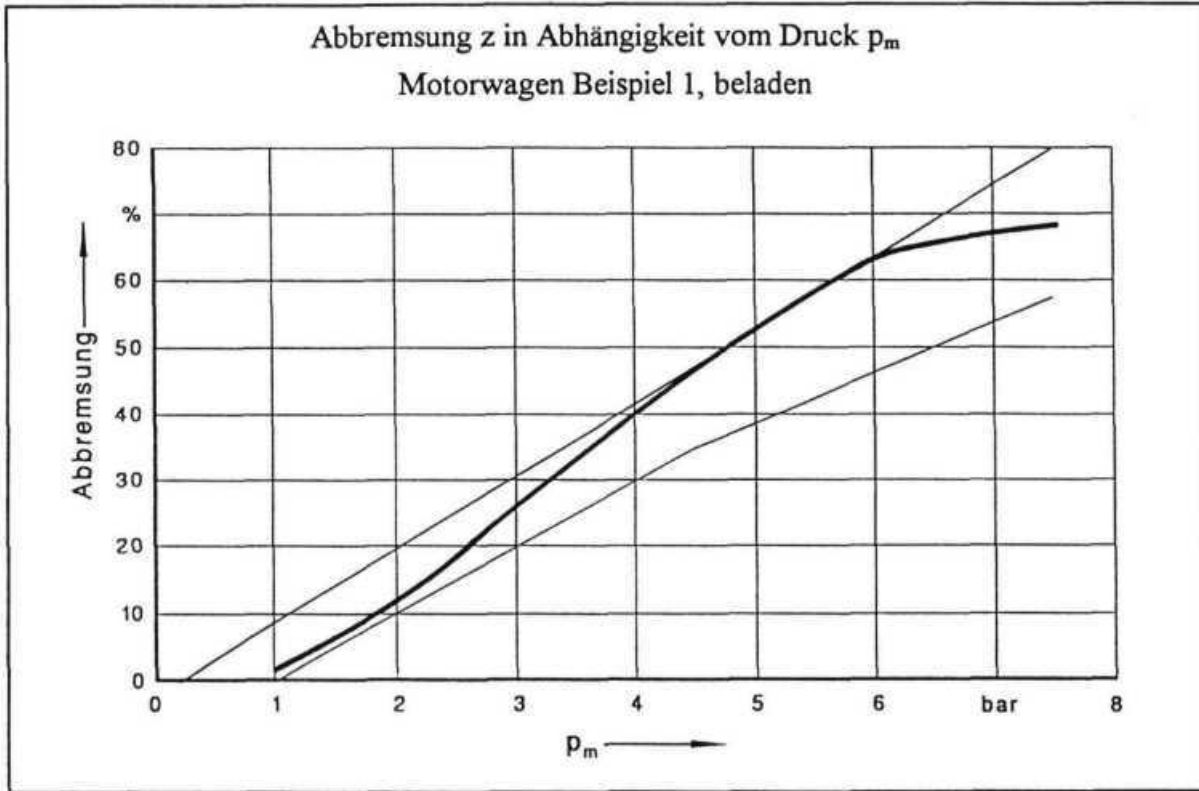
12.2.2 Motorwagen Beispiel 2

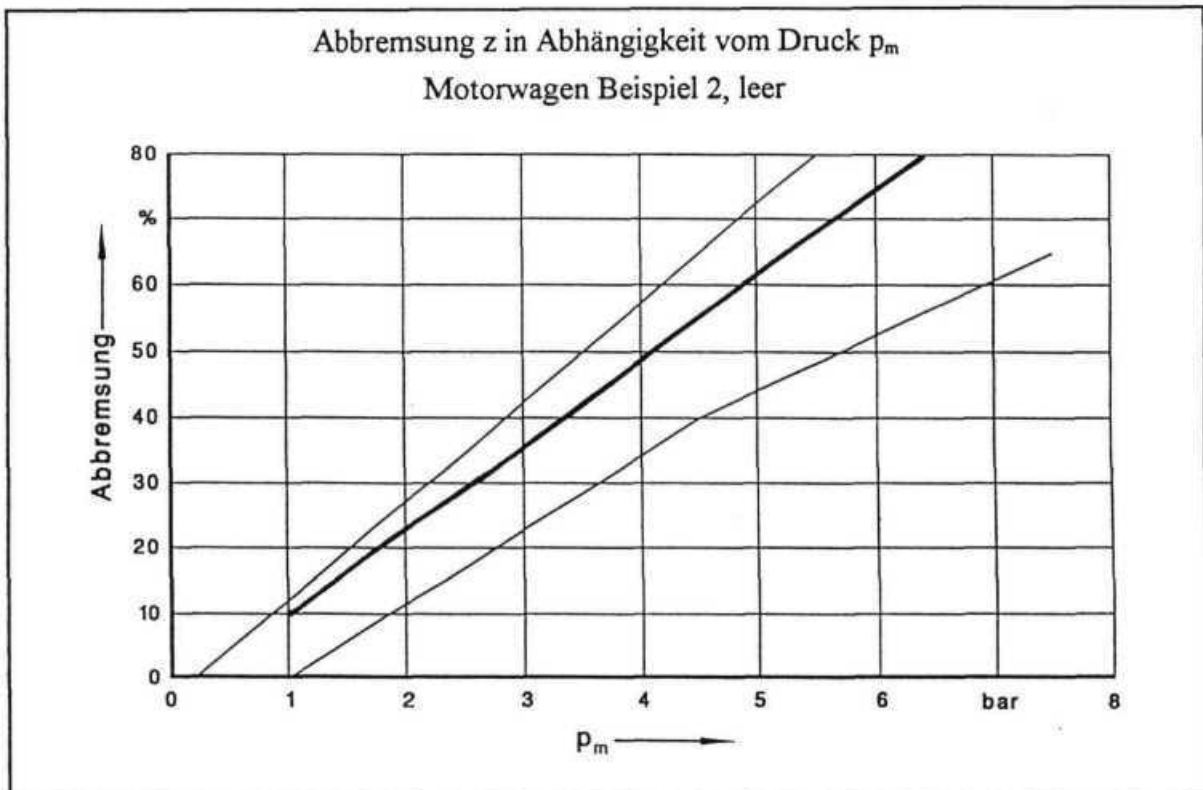
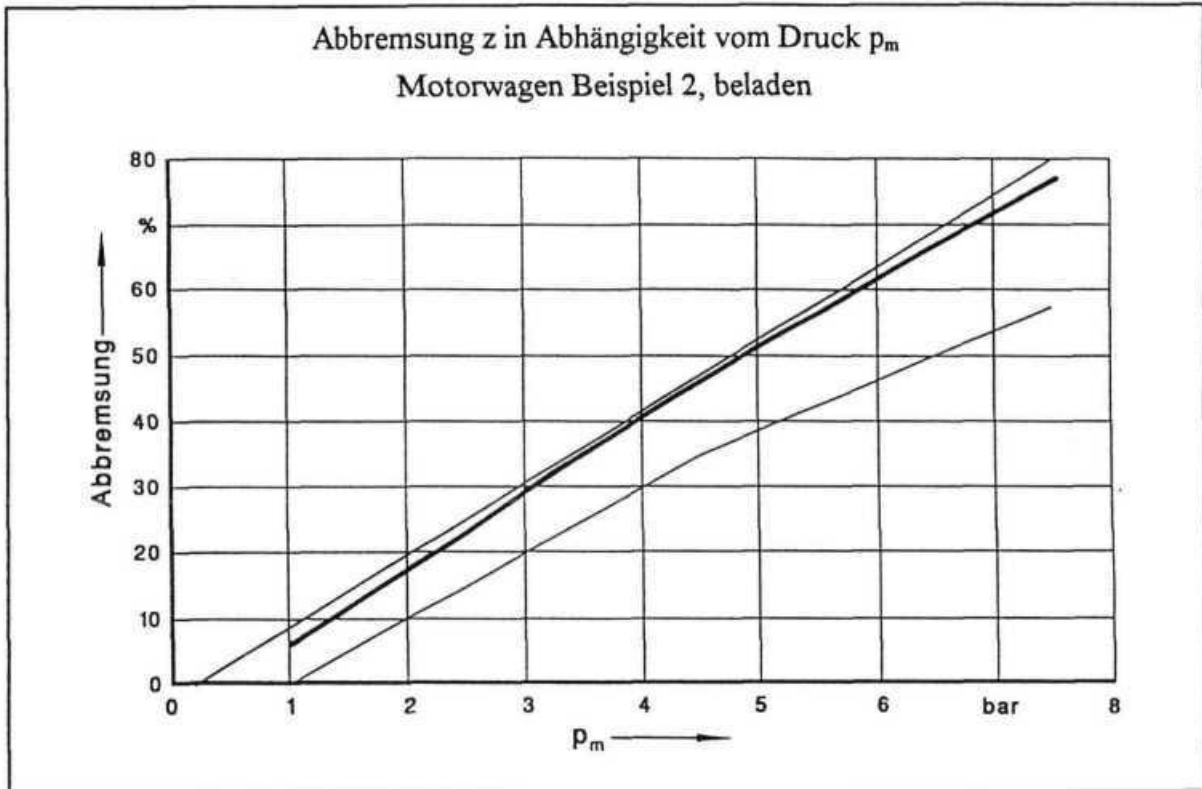
Bremsentyp an der Vorderachse	Schwimmrahmenbremse	
Bremsentyp an der Hinterachse	S-Nocken-Bremse	
Bremsbelagreibwert Scheibenbremse	0,33	
Bremsbelagreibwert Trommelbremse	0,45	
Scheibendurchmesser vorn	0,340	m
Trommeldurchmesser hinten	0,410	m
Mechanischer Bremsenwirkungsgrad vorn	0,9	
Mechanischer Bremsenwirkungsgrad hinten	0,9	
Zeitkonstante des Bremsdrucks vorn (P_{T1})	0,21	s
Zeitkonstante des Bremsdrucks hinten (P_{T1})	0,14	s
Totzeit des Bremsdrucks hinten	0,01 (Bezug: Vorderachse)	s
ALB-Typ vorn	50% abhängig von Hinterachse	
ALB-Typ hinten	70% dynamisch regelnd	

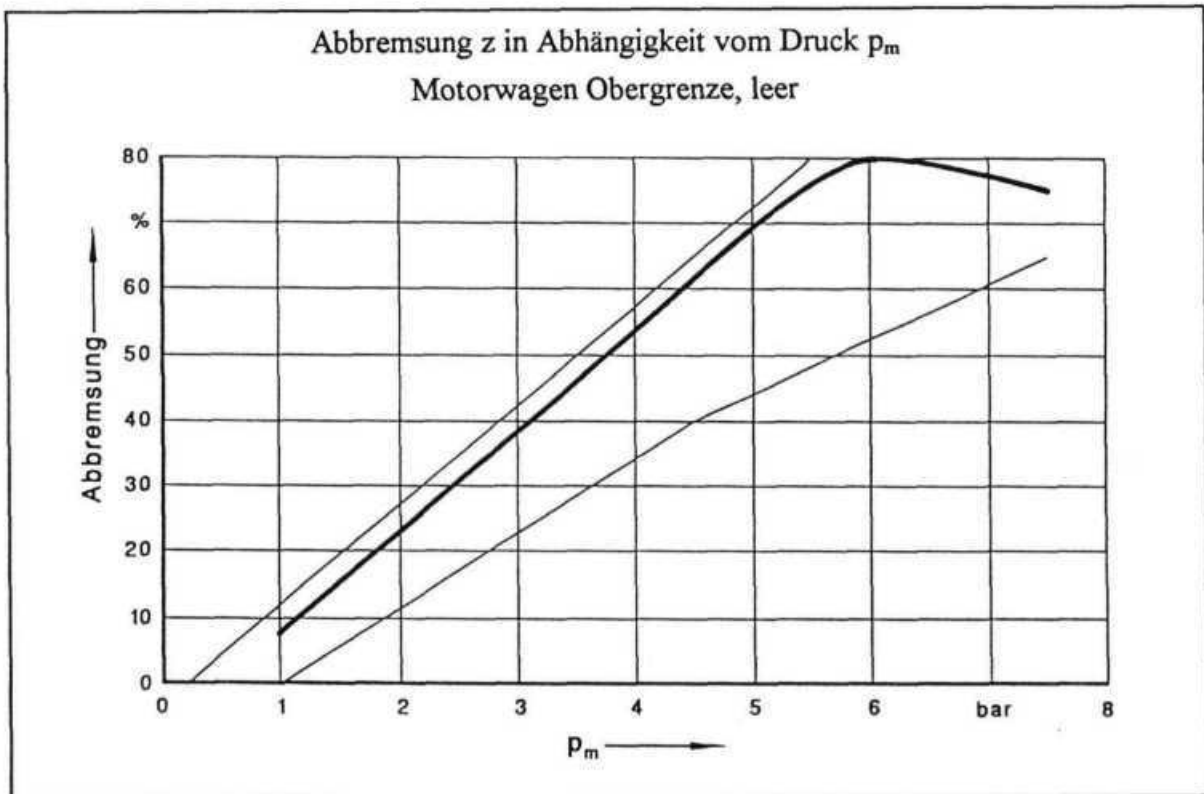
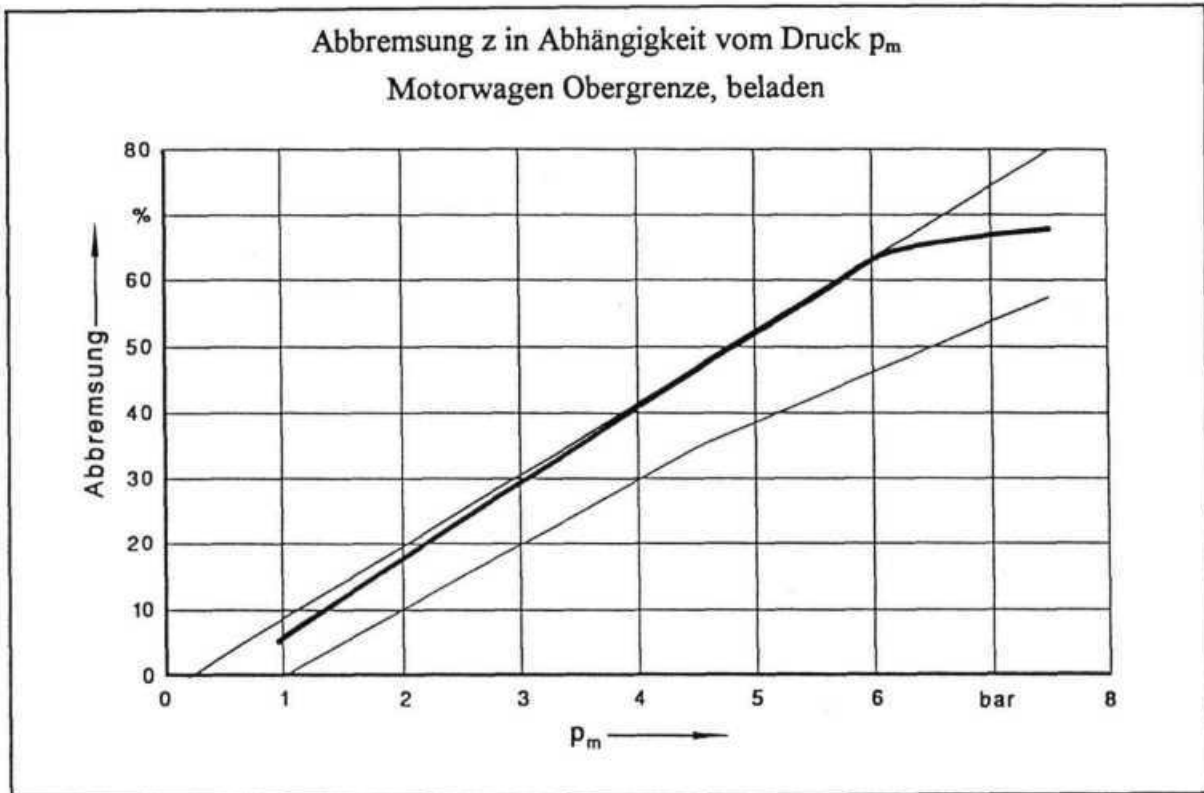
12.2.3 Anhänger Beispiel, Obergrenze, Untergrenze

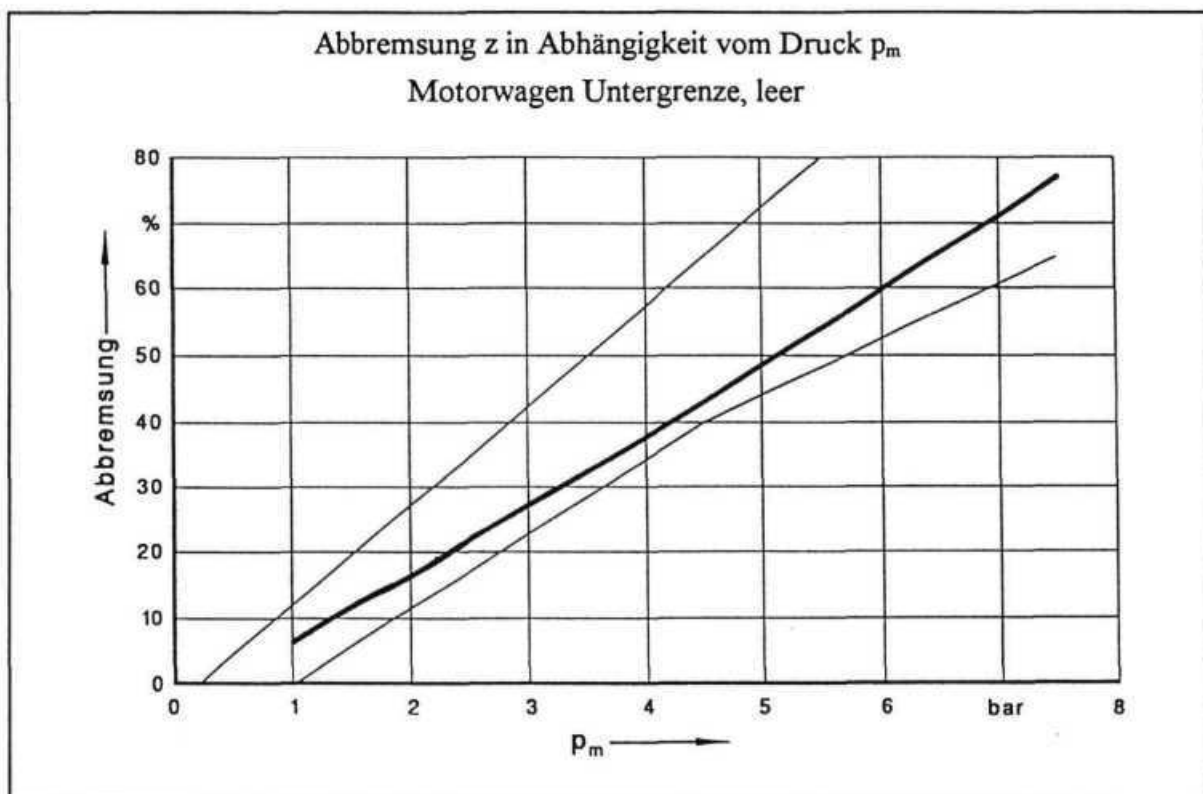
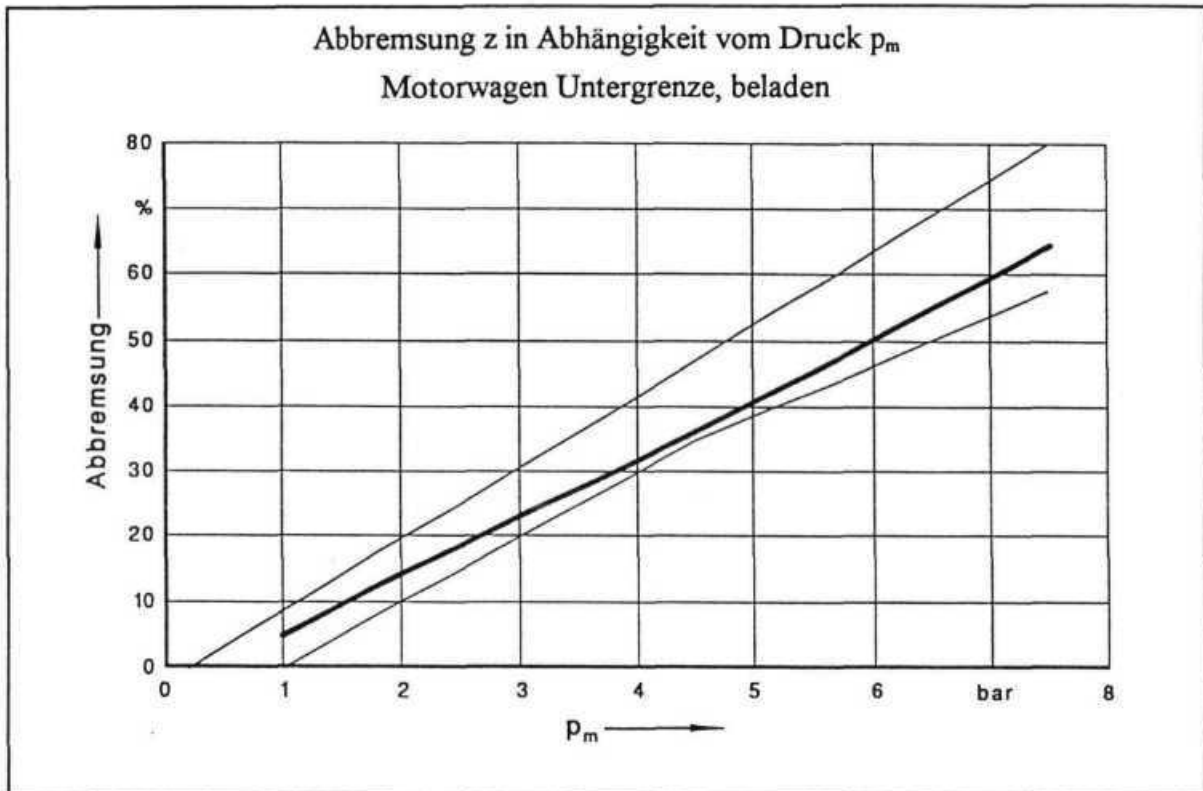
Bremsentyp an der Vorderachse	S-Nocken-Bremse	
Bremsentyp an den Hinterachsen	S-Nocken-Bremse	
Bremsbelagreibwert	0,35	
Trommeldurchmesser	0,420	m
Mechanischer Bremsenwirkungsgrad vorn	0,9	
Mechanischer Bremsenwirkungsgrad hinten	0,9	
Zeitkonstante des Bremsdrucks vorn (P_{T1})	0,32	s
Zeitkonstante des Bremsdrucks hinten (P_{T1})	0,19	s
Totzeit des Bremsdrucks vorn	0,30 (Bezug: Vorderachse MW)	s
Totzeit des Bremsdrucks hinten	0,24 (Bezug: Vorderachse MW)	s
ALB-Typ vorn	statisch regelnd	
ALB-Typ hinten	statisch regelnd	

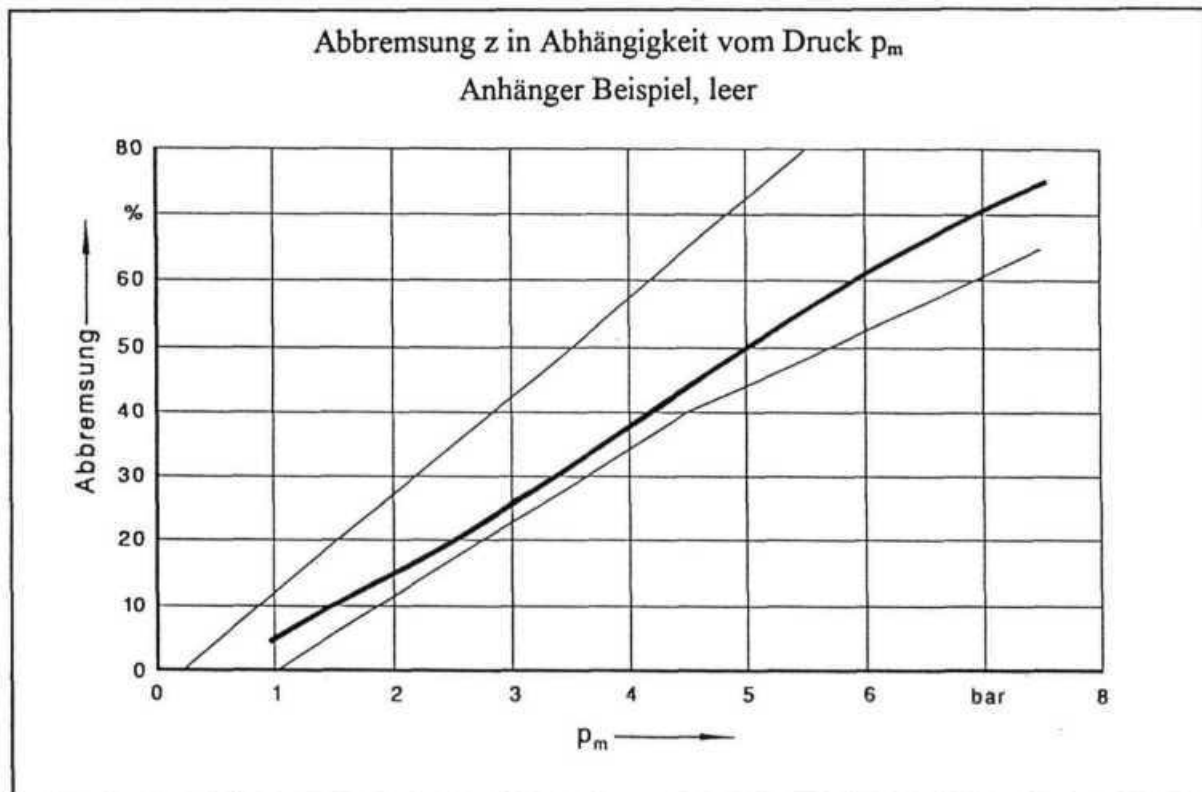
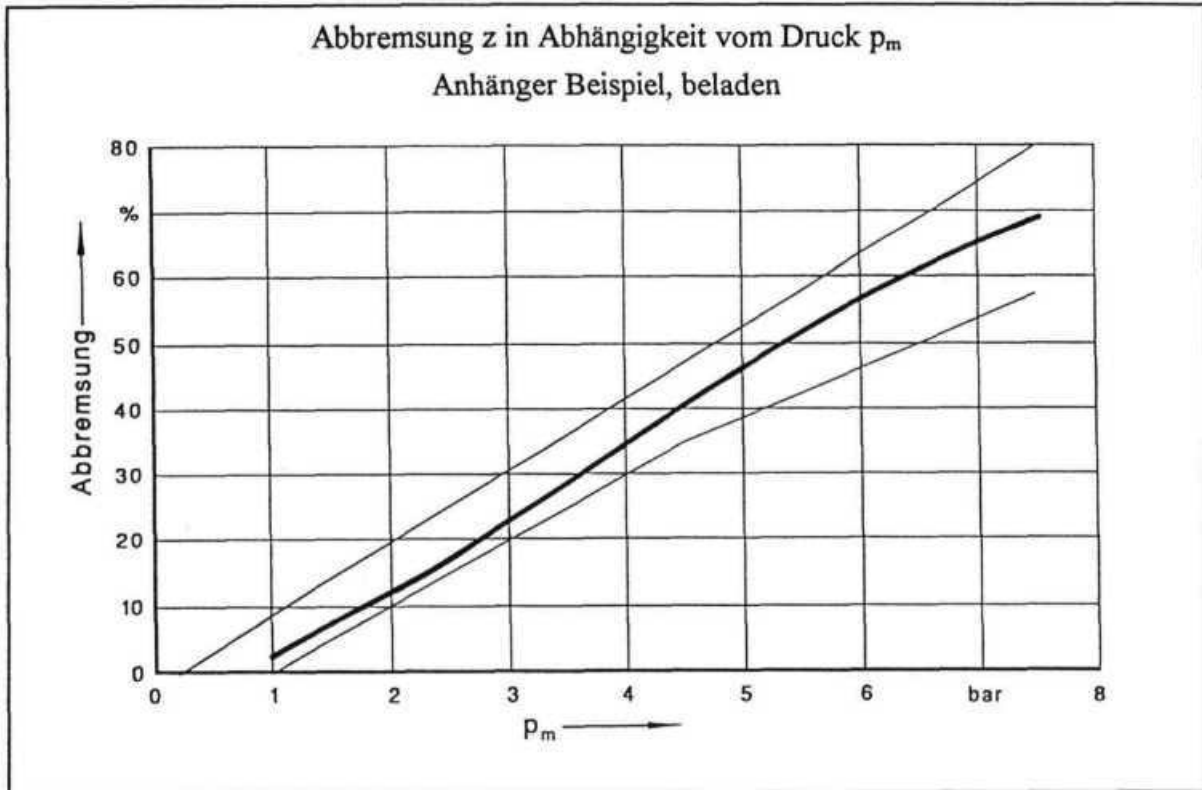
12.3 Resultierende Lage im EG-Abbremsungsband

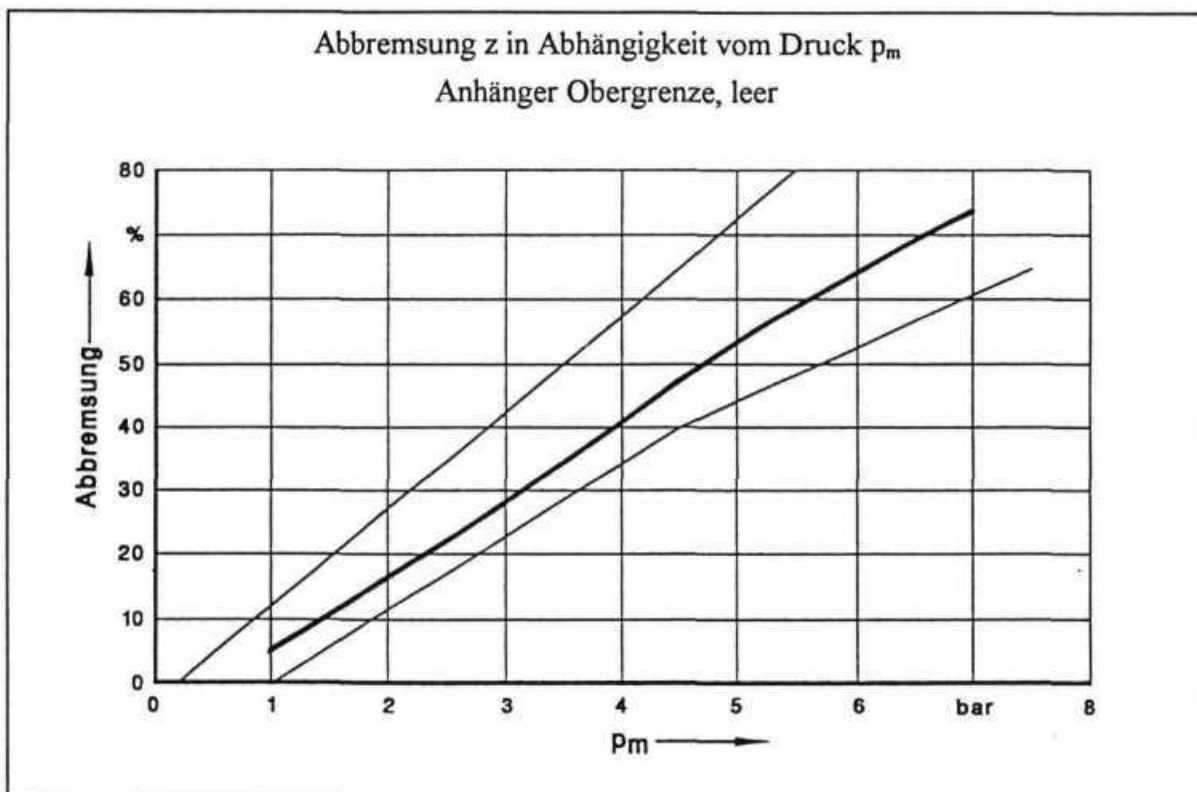
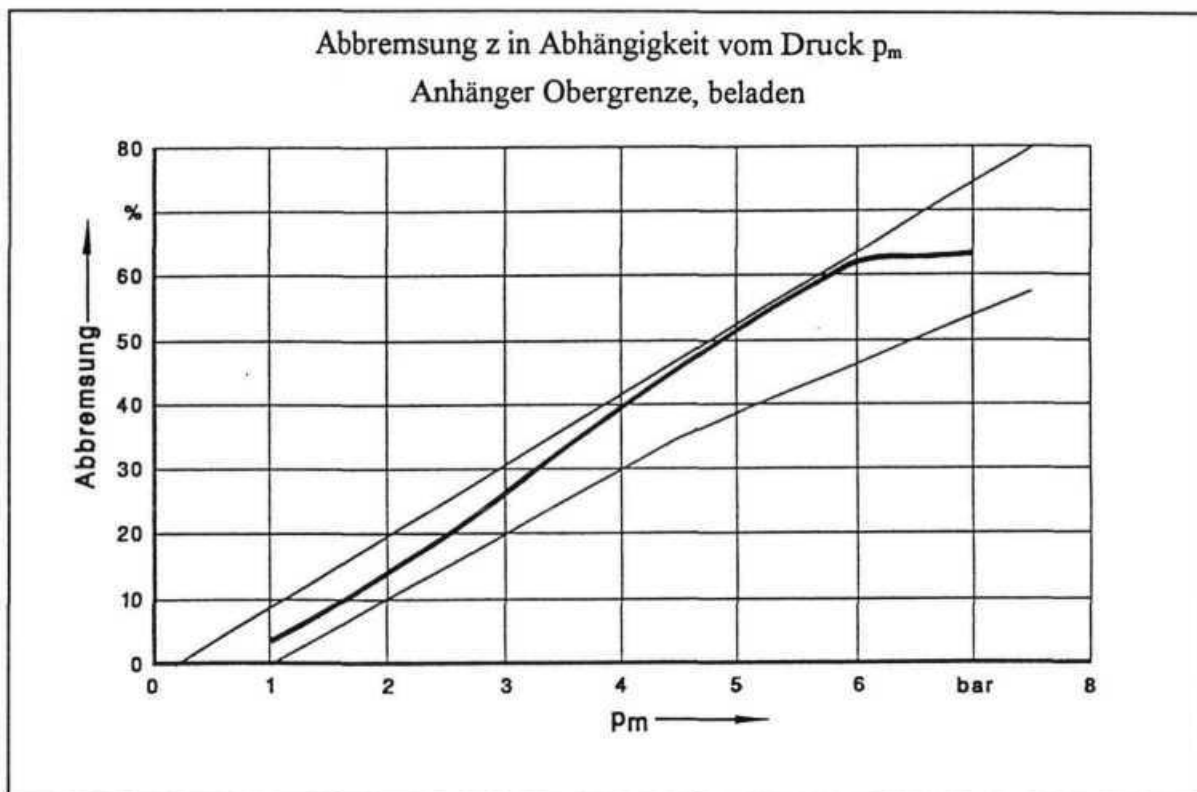


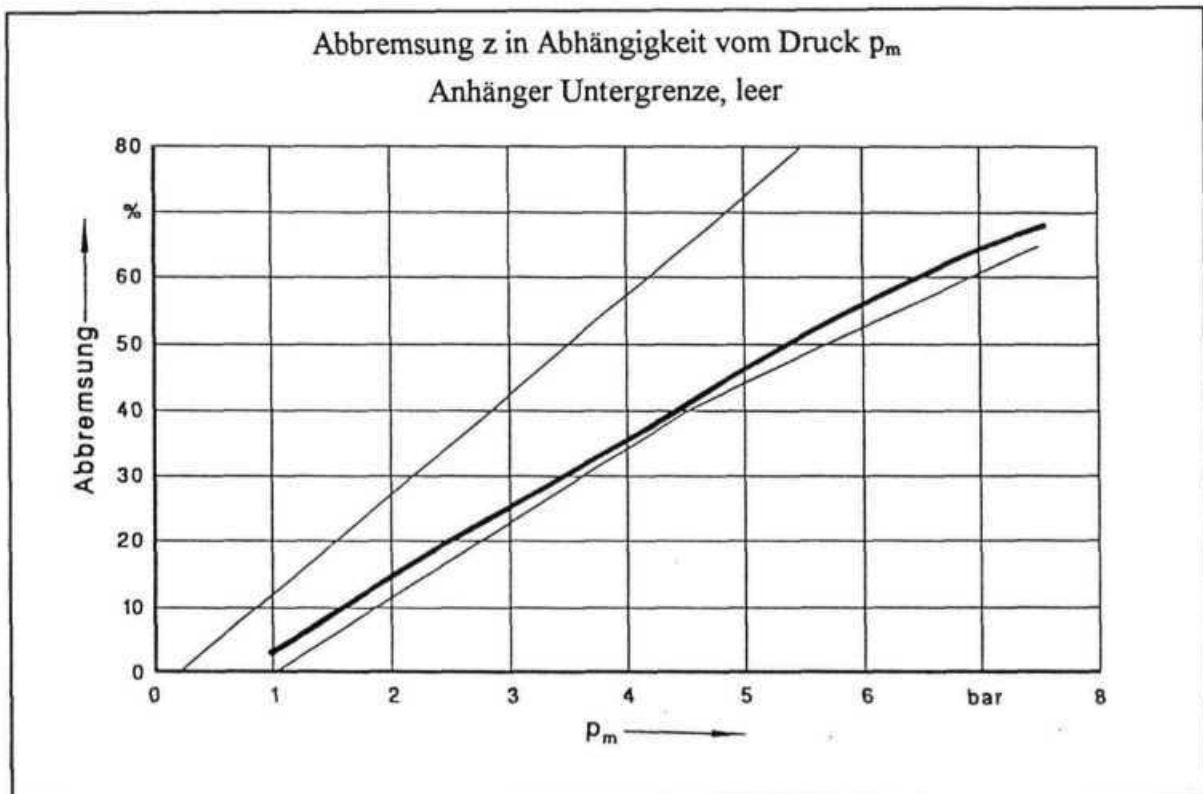
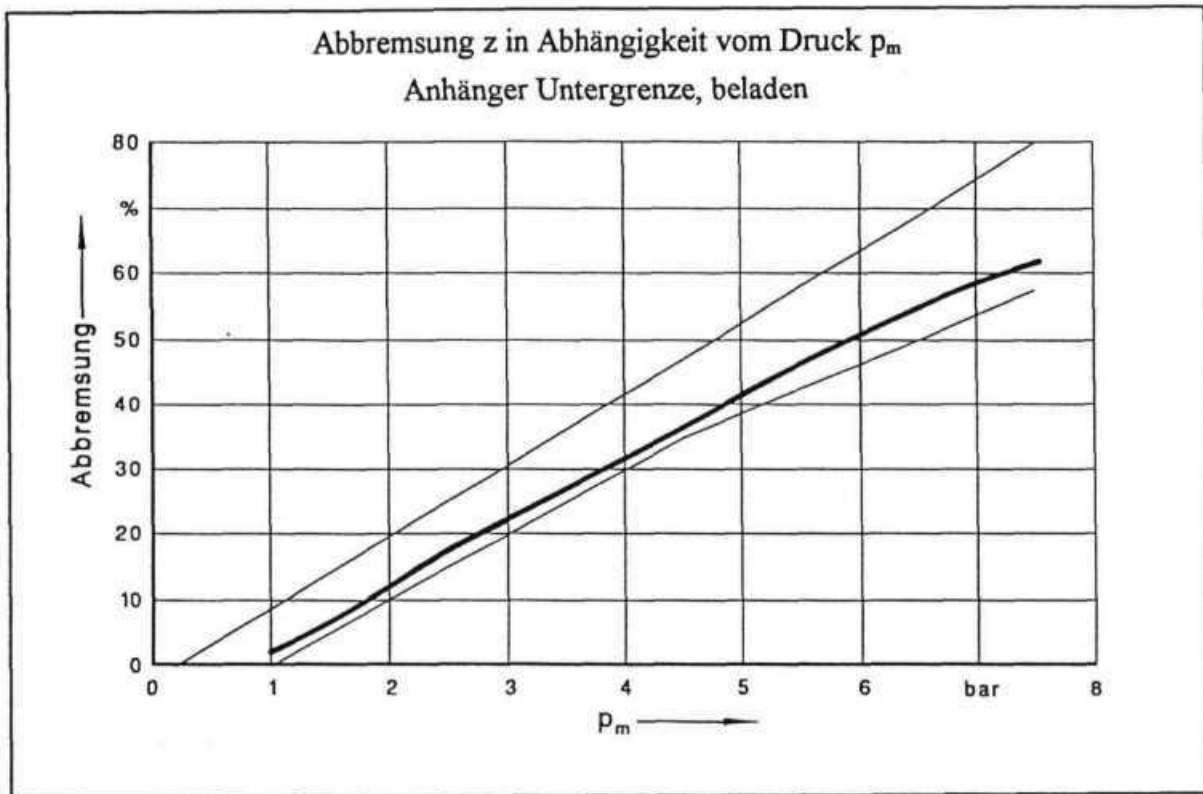




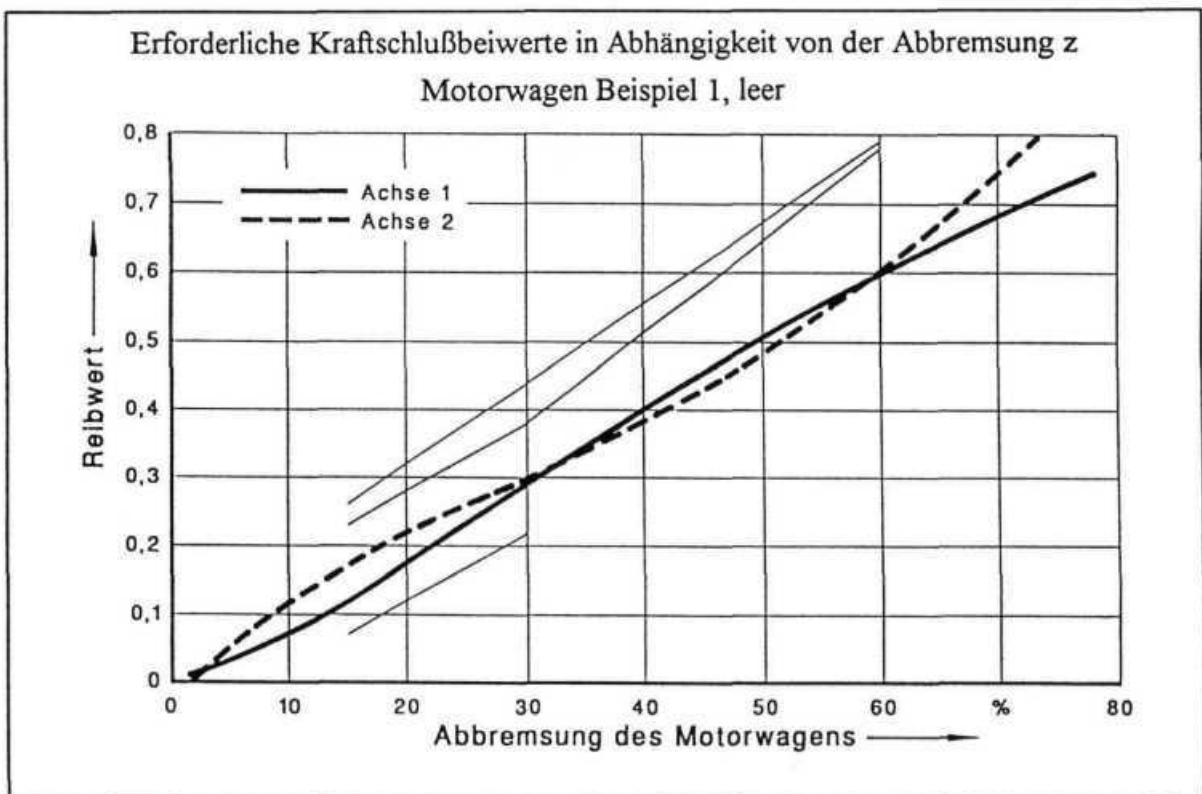
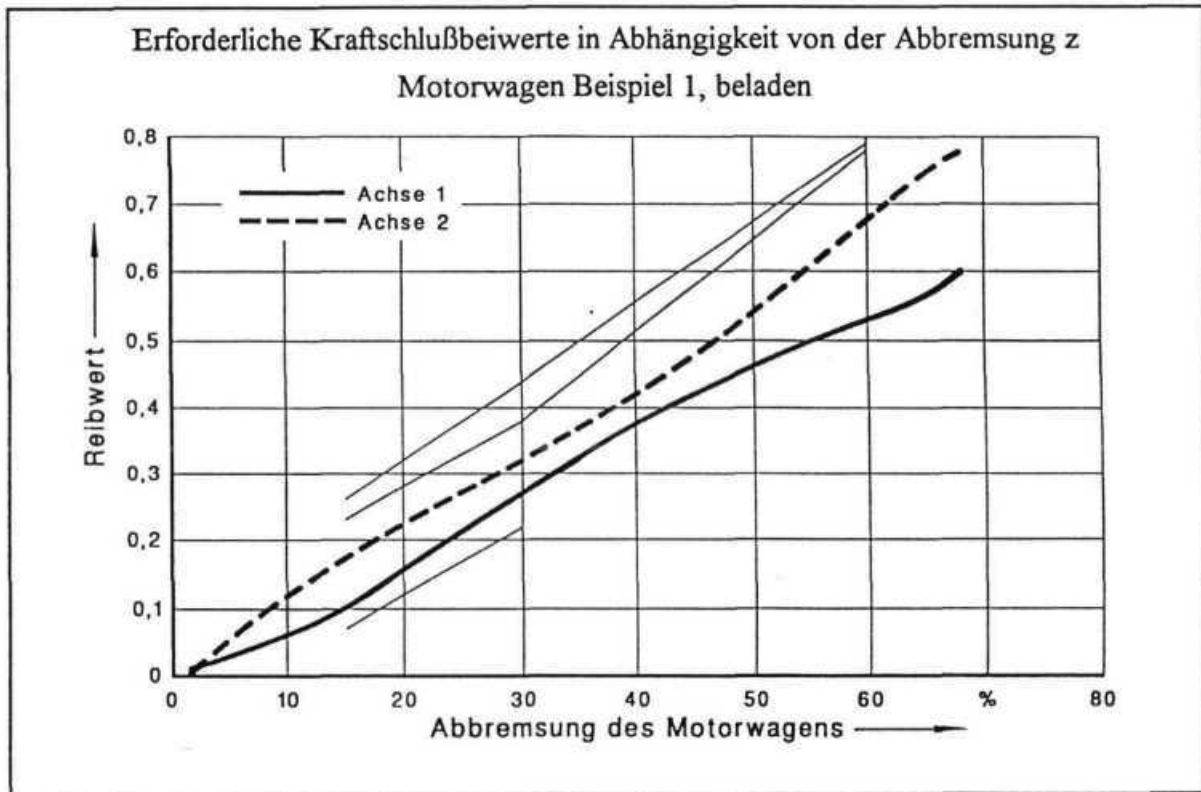


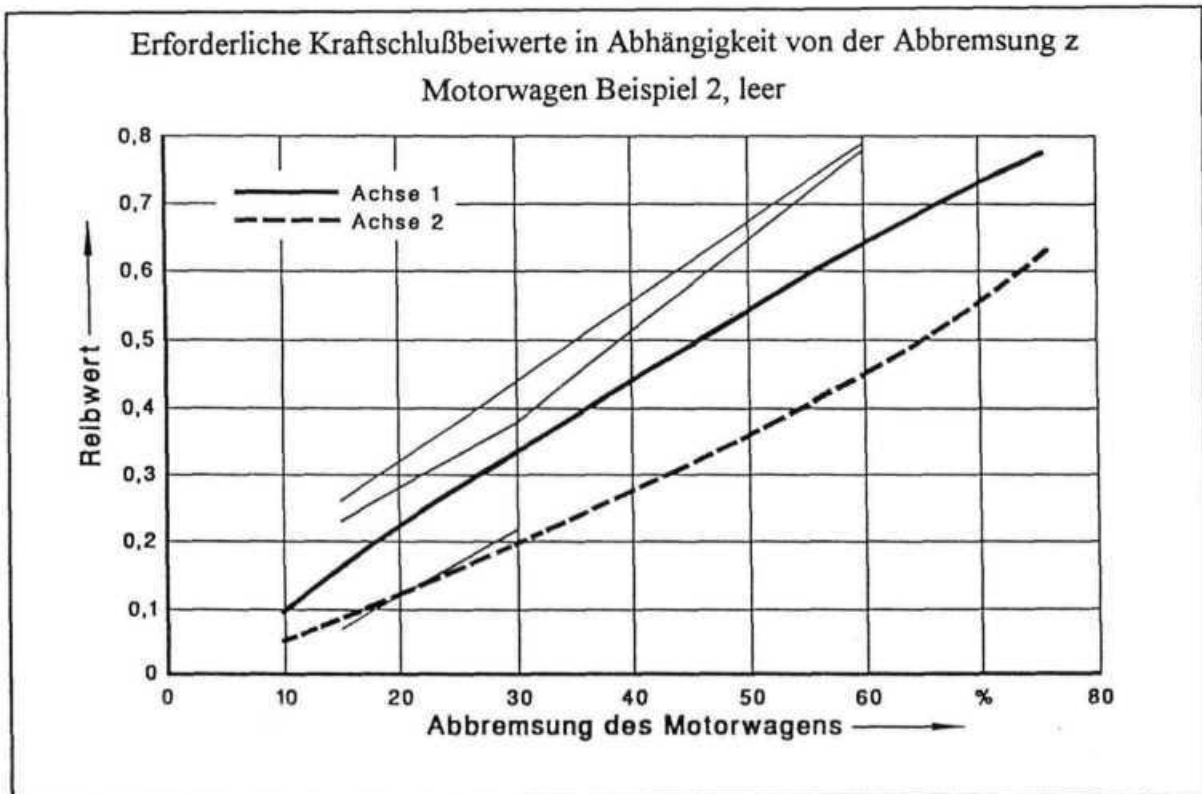
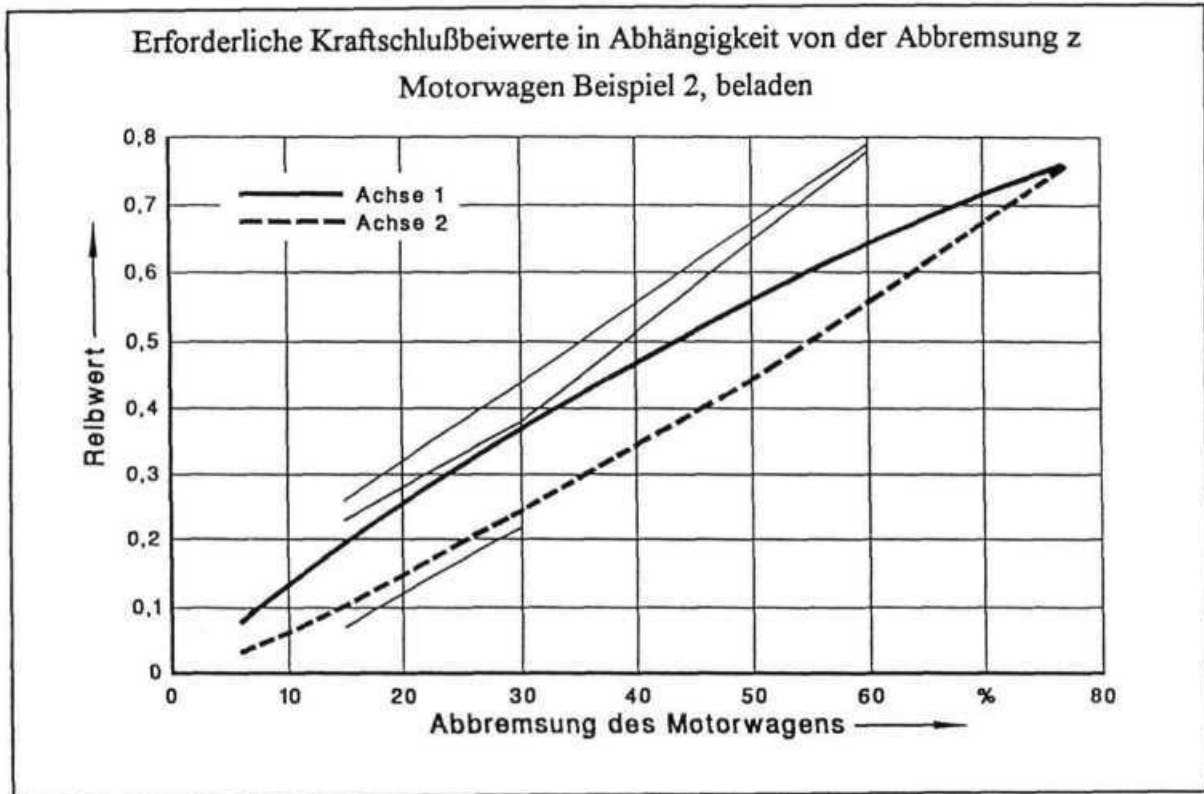


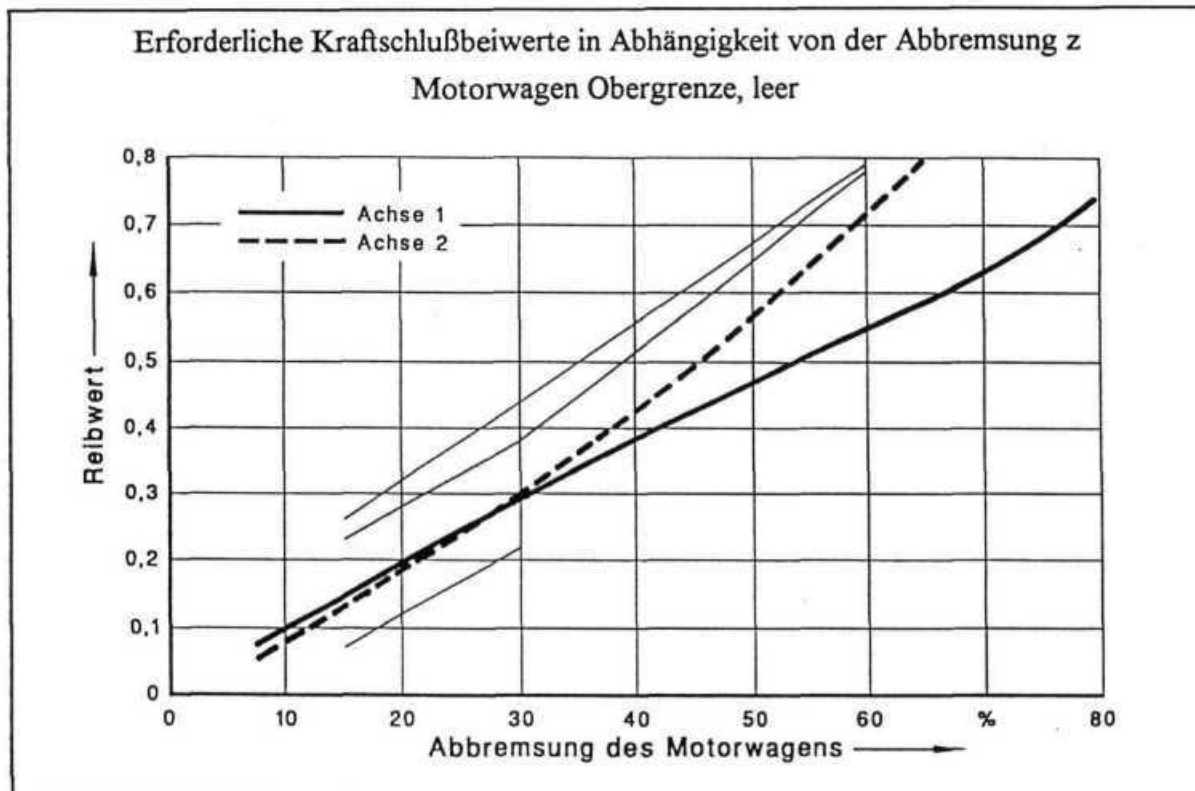
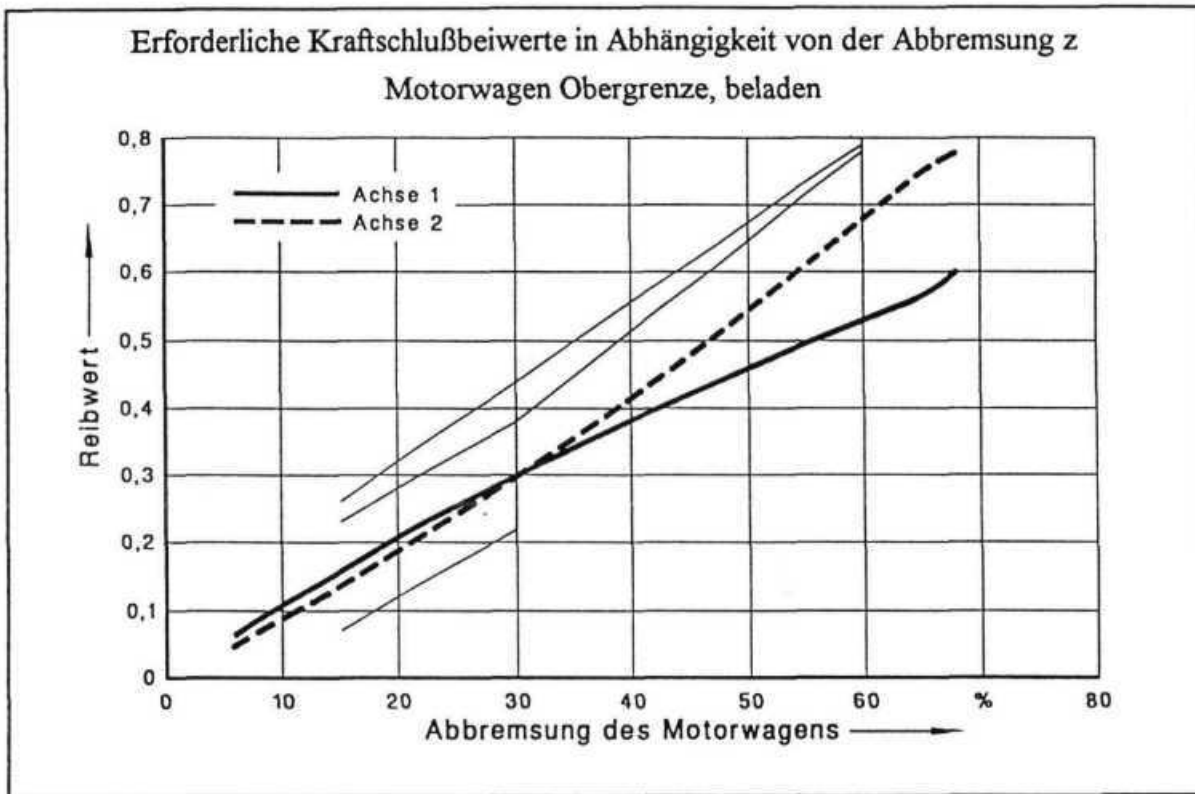


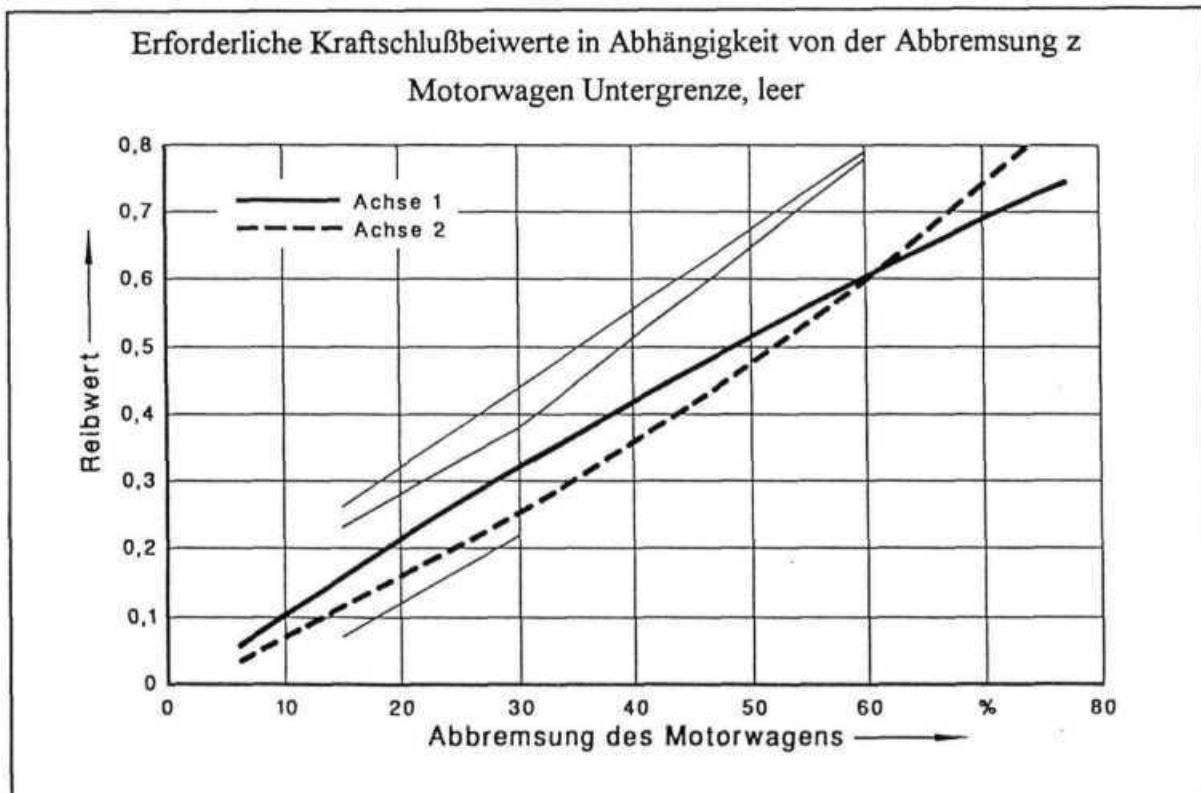
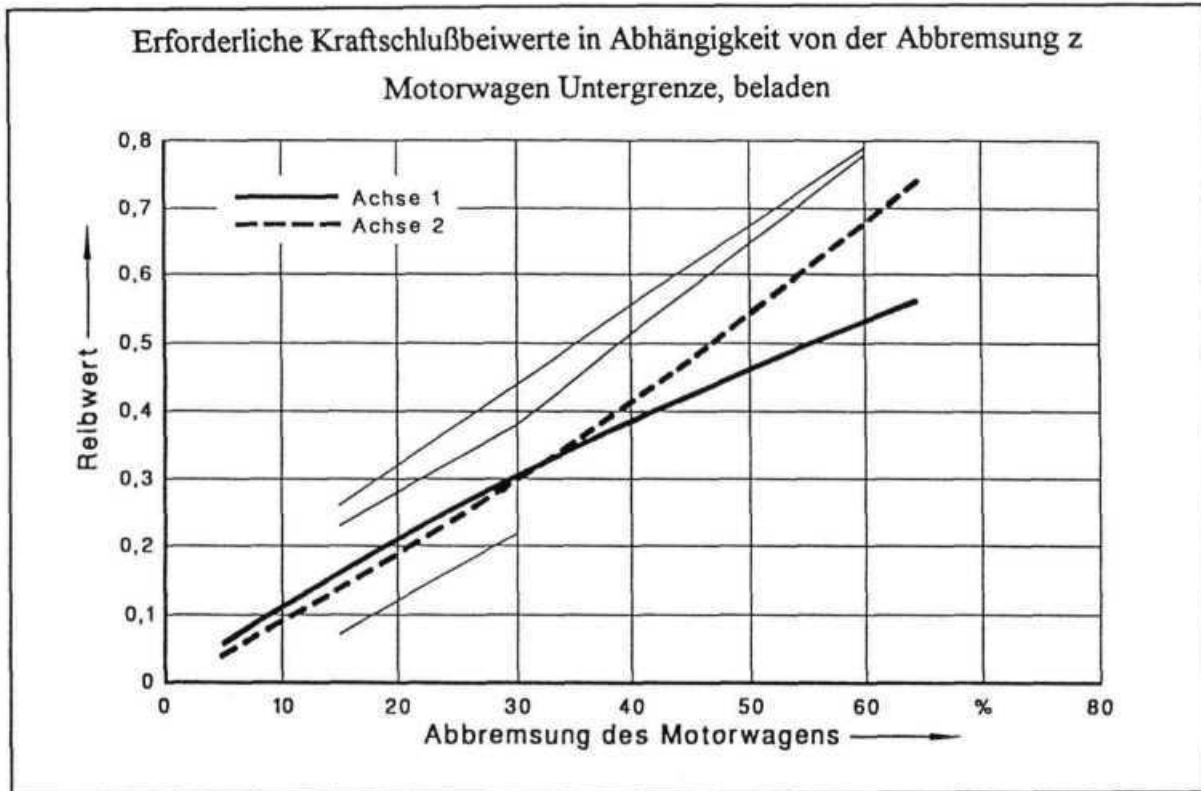


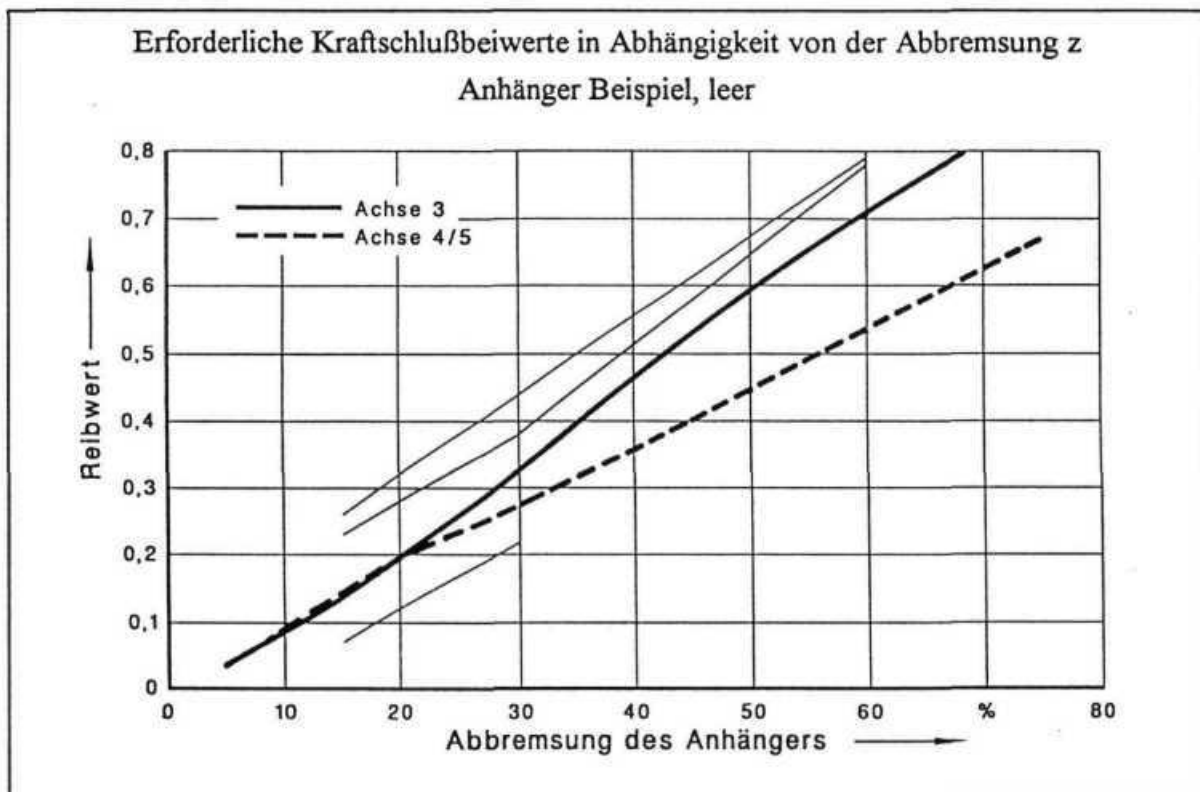
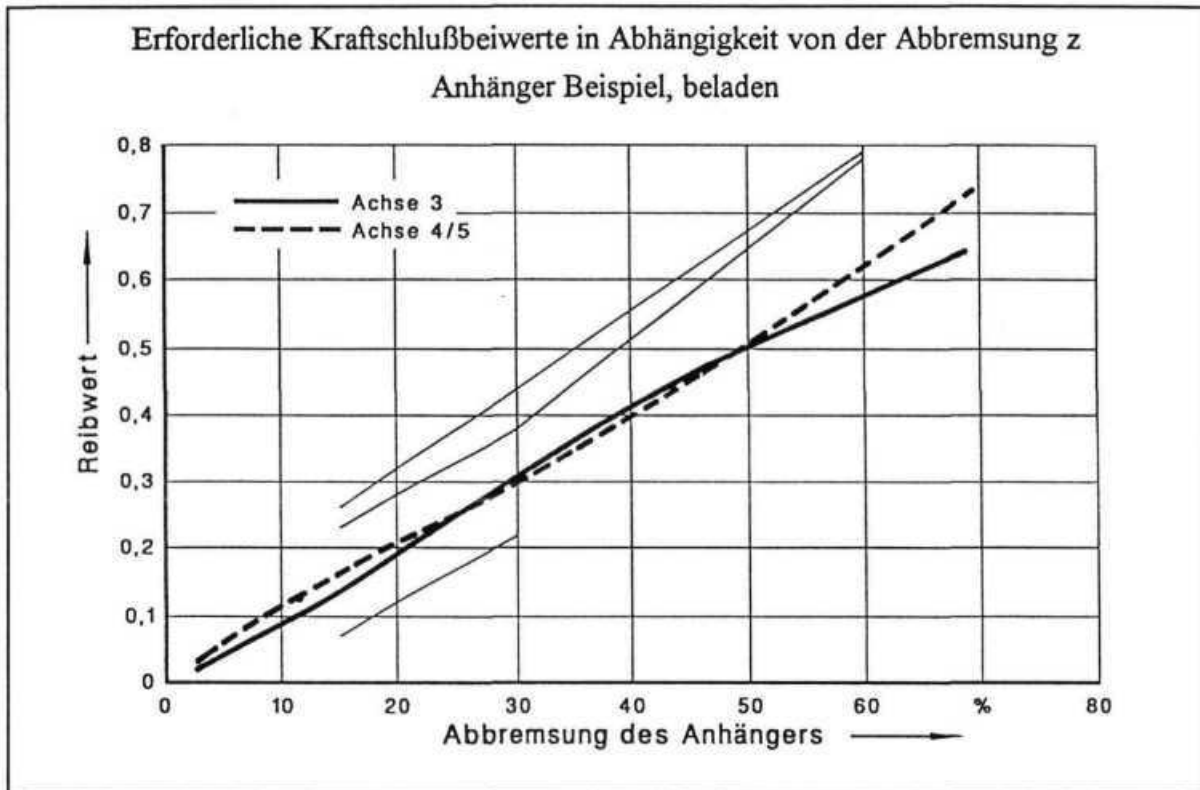
12.4 Erforderliche Kraftschlußbeiwerte

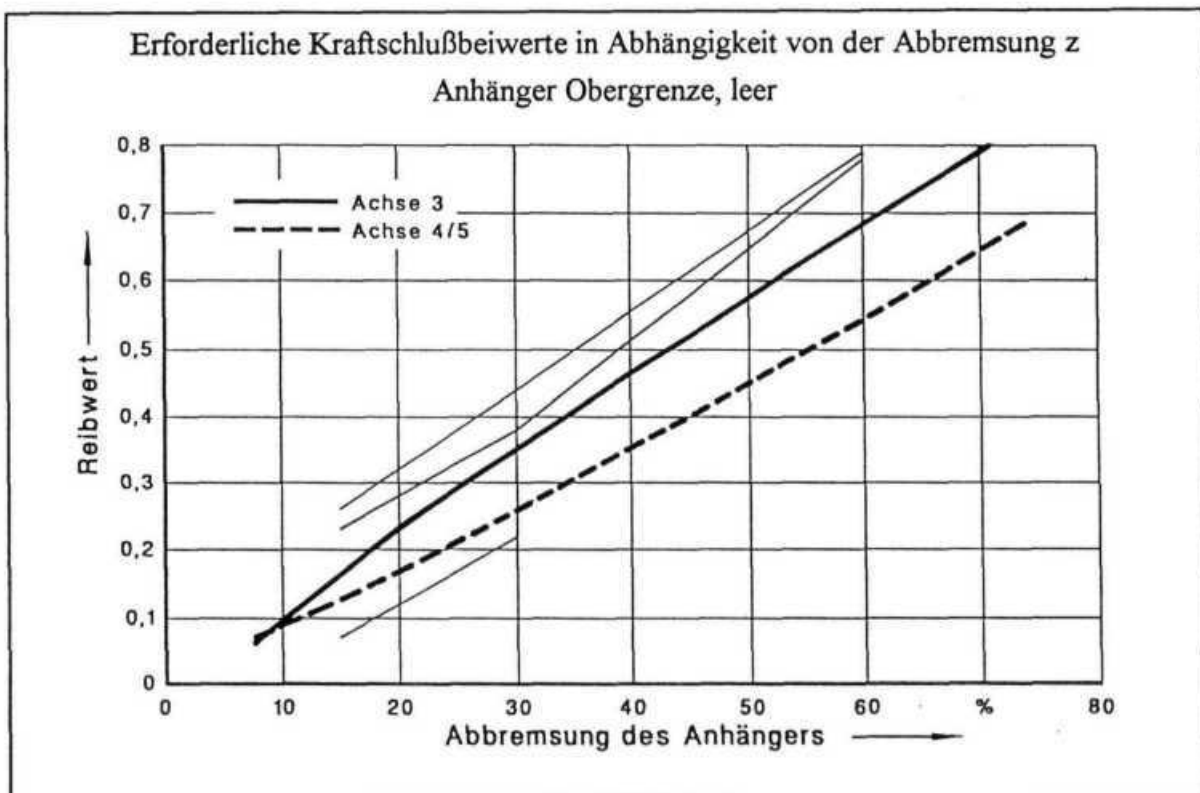
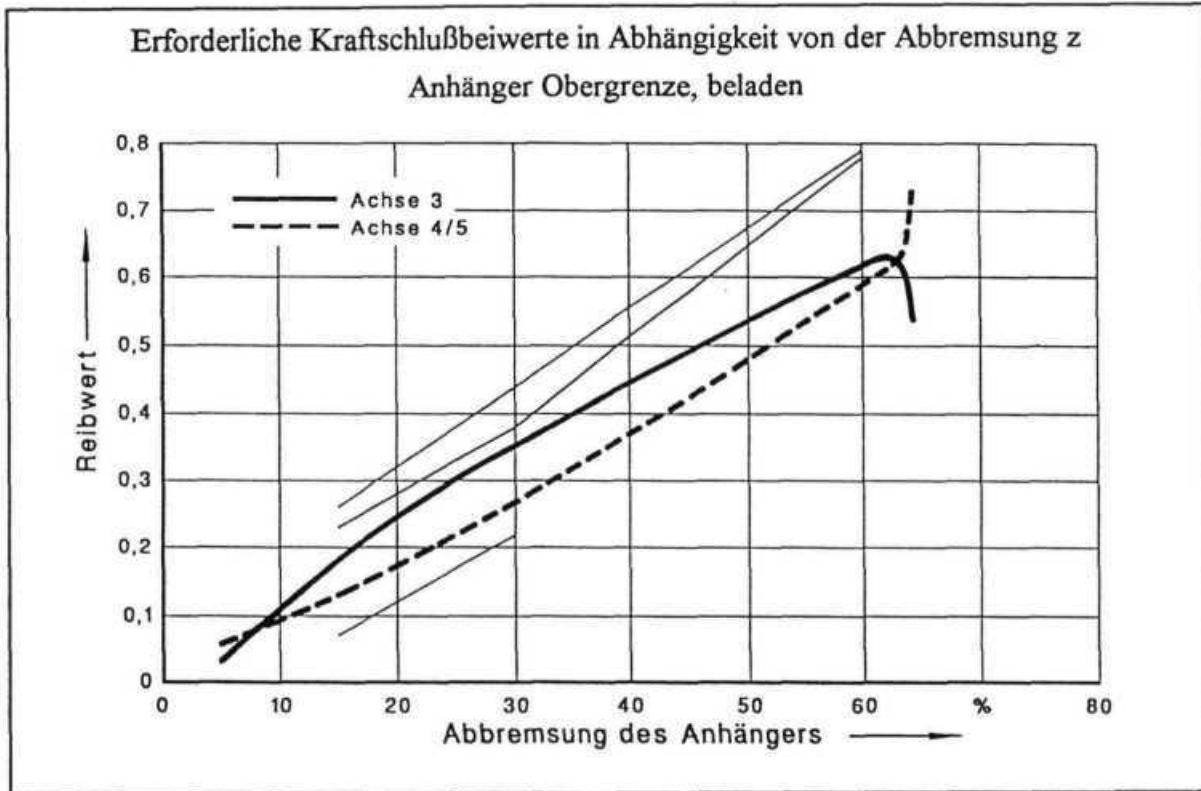


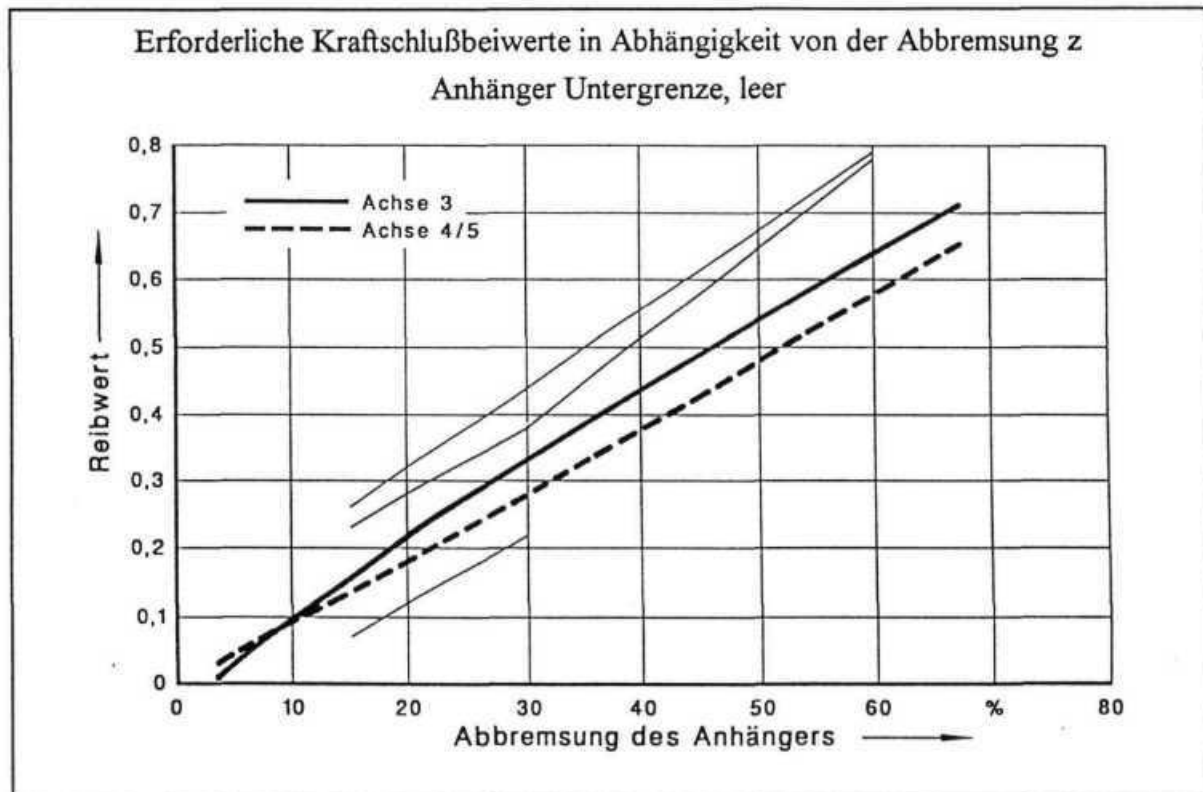
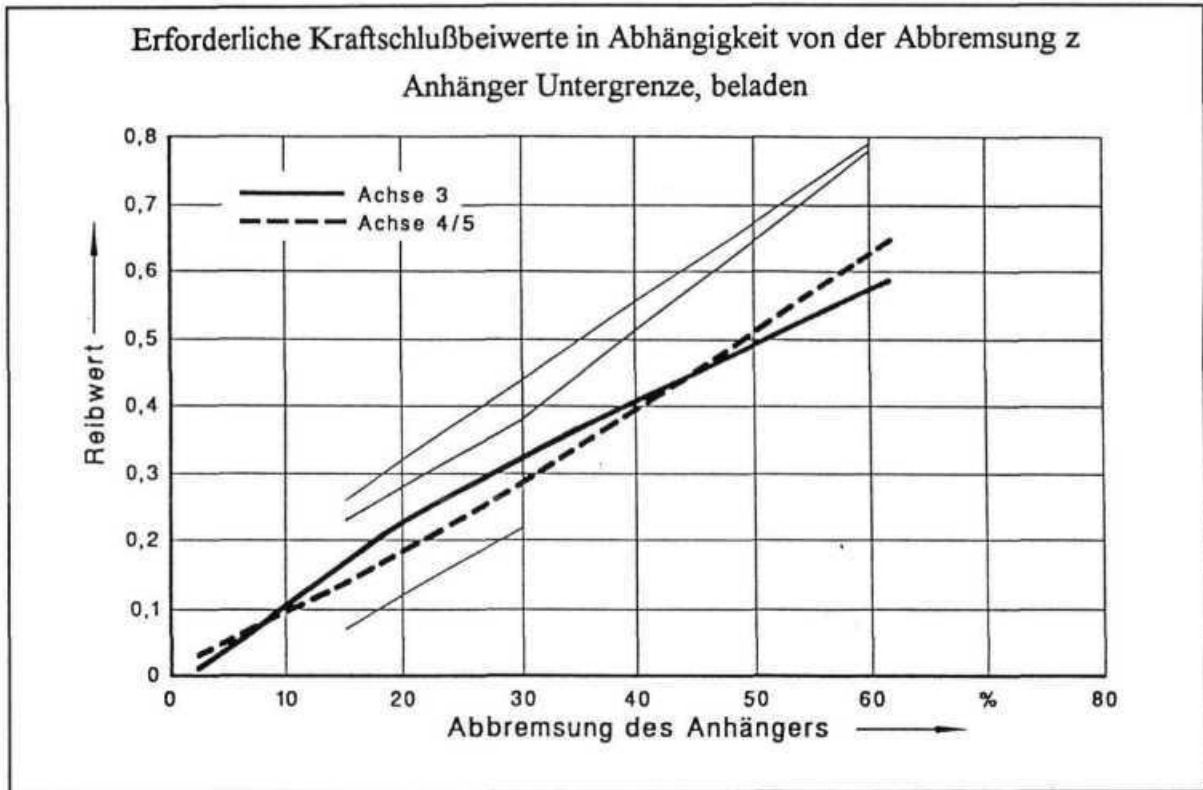




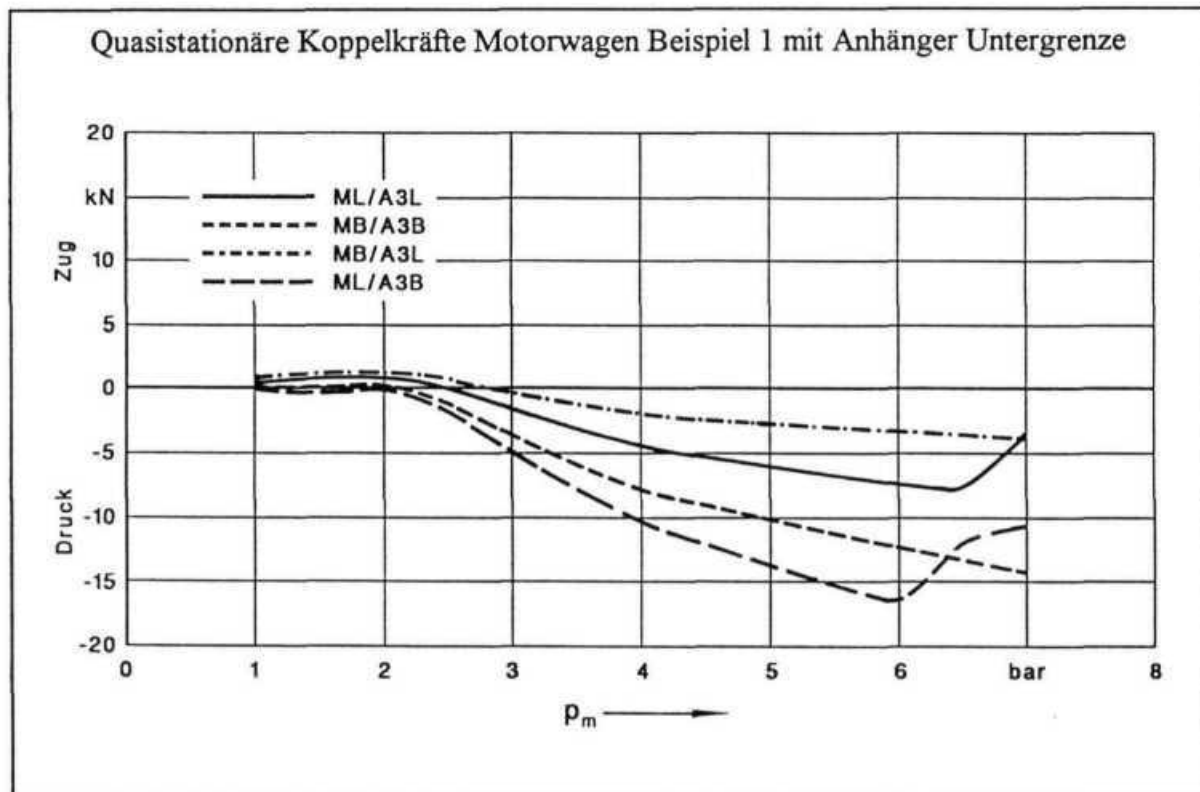
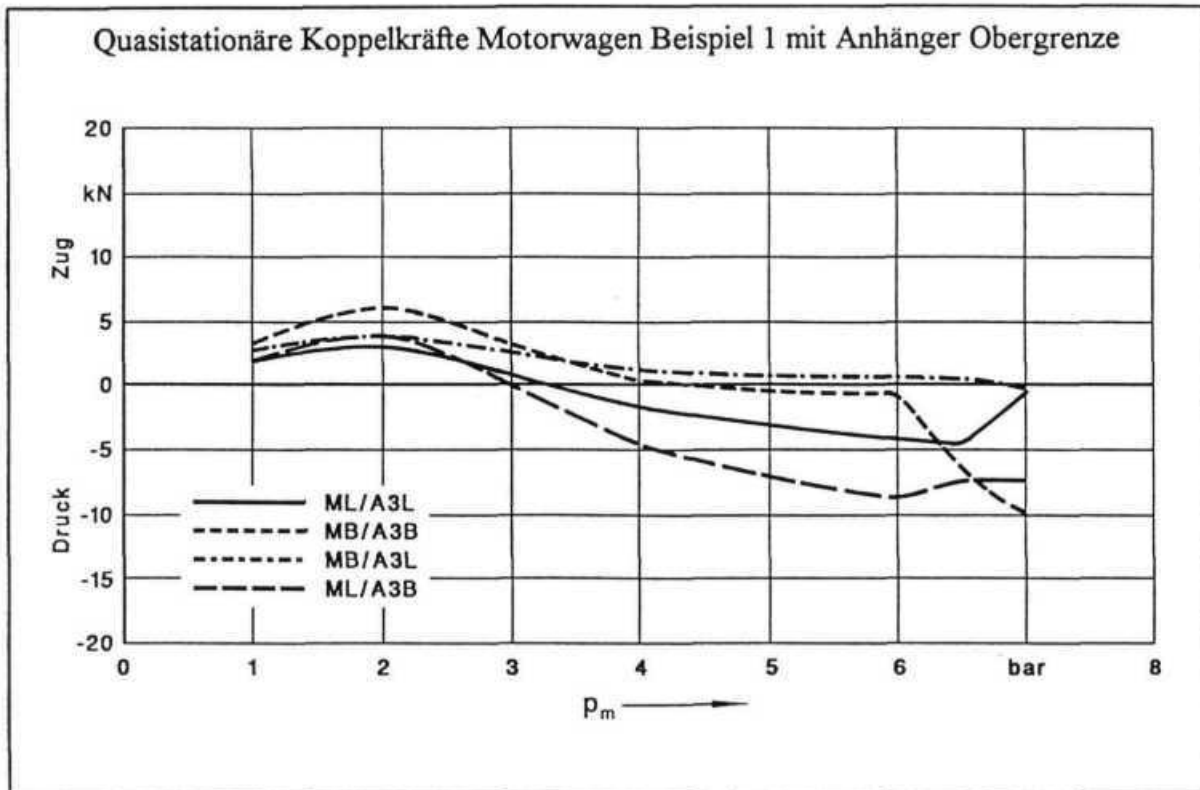


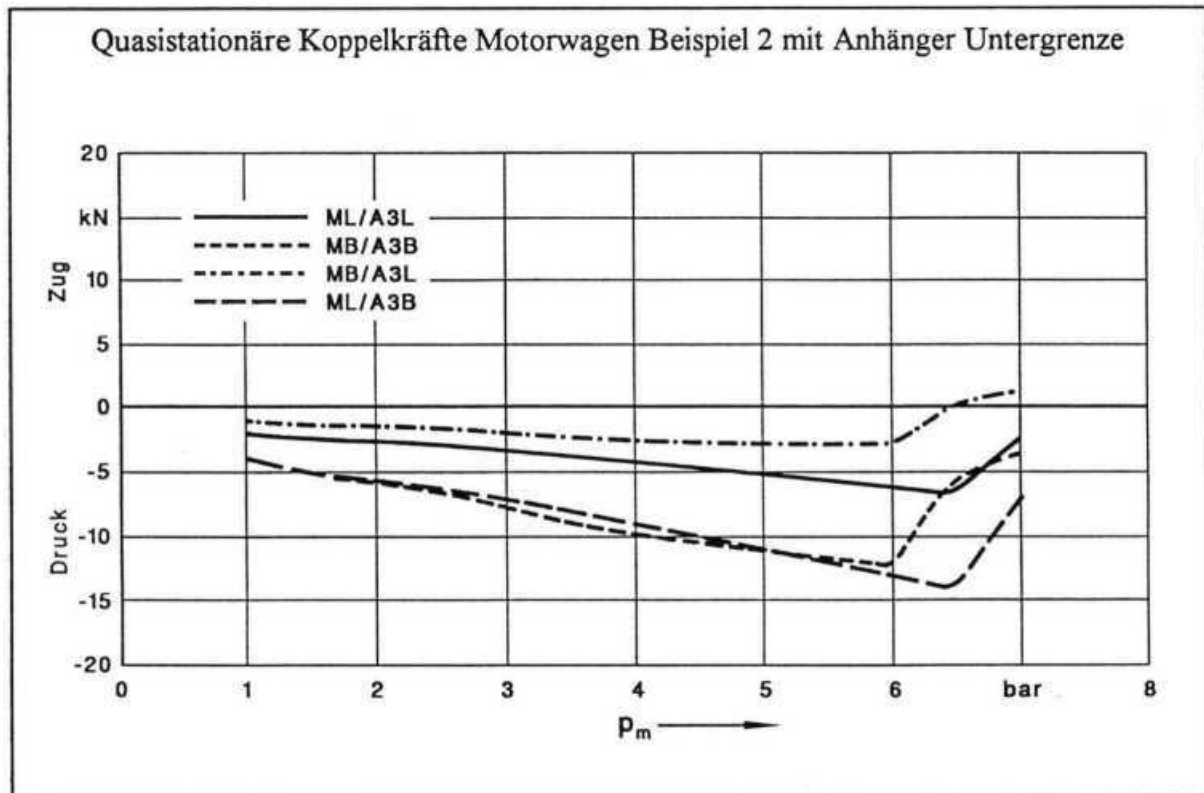
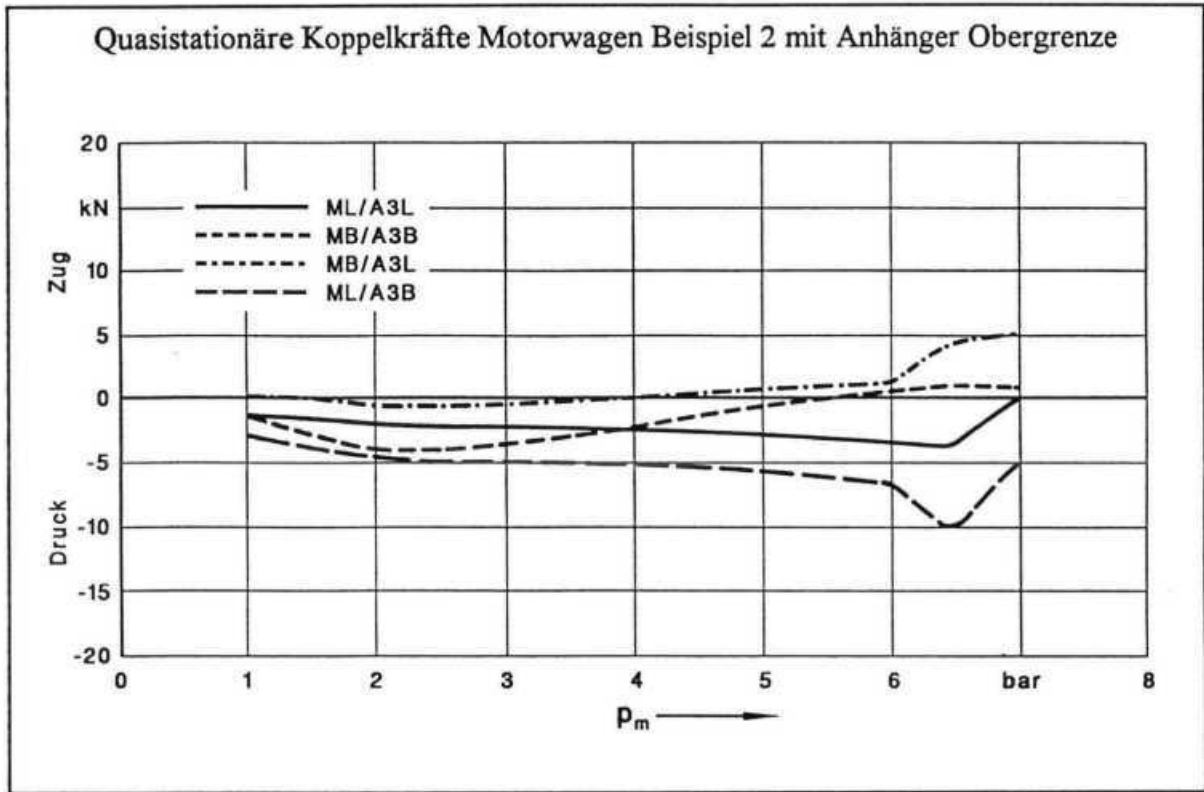


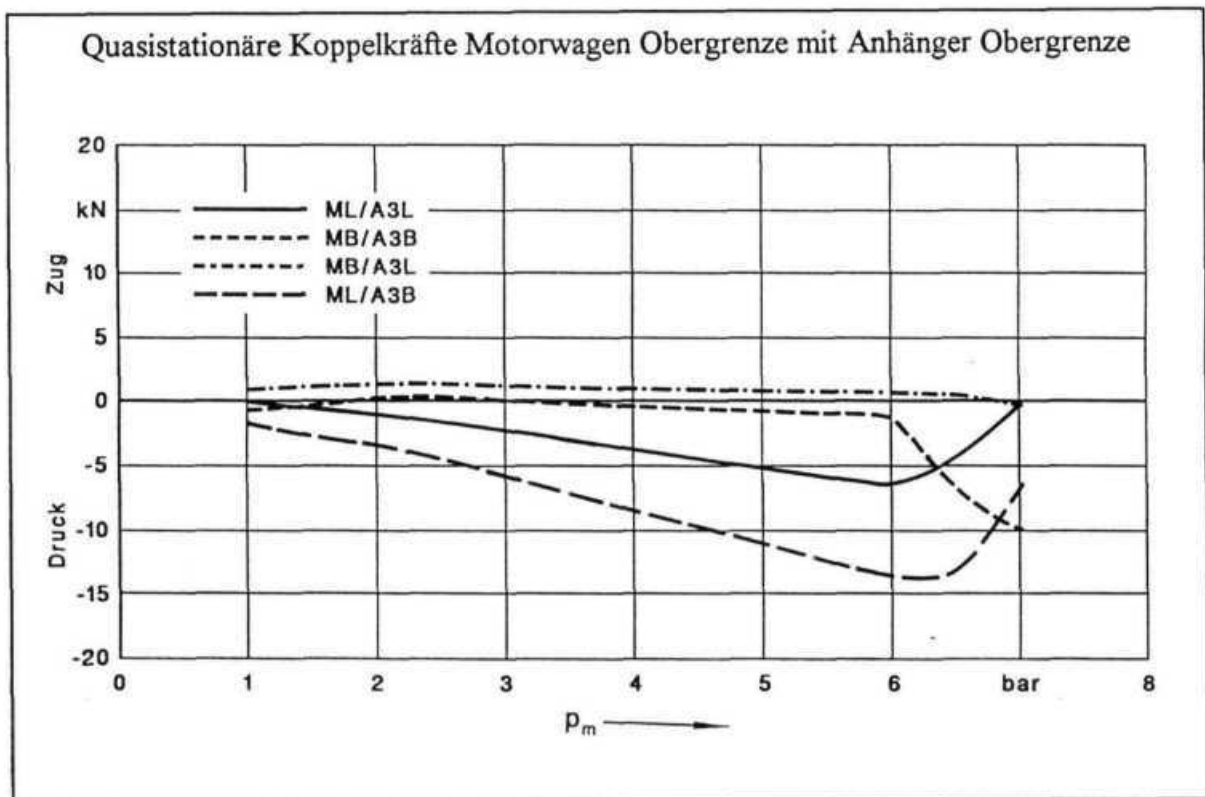
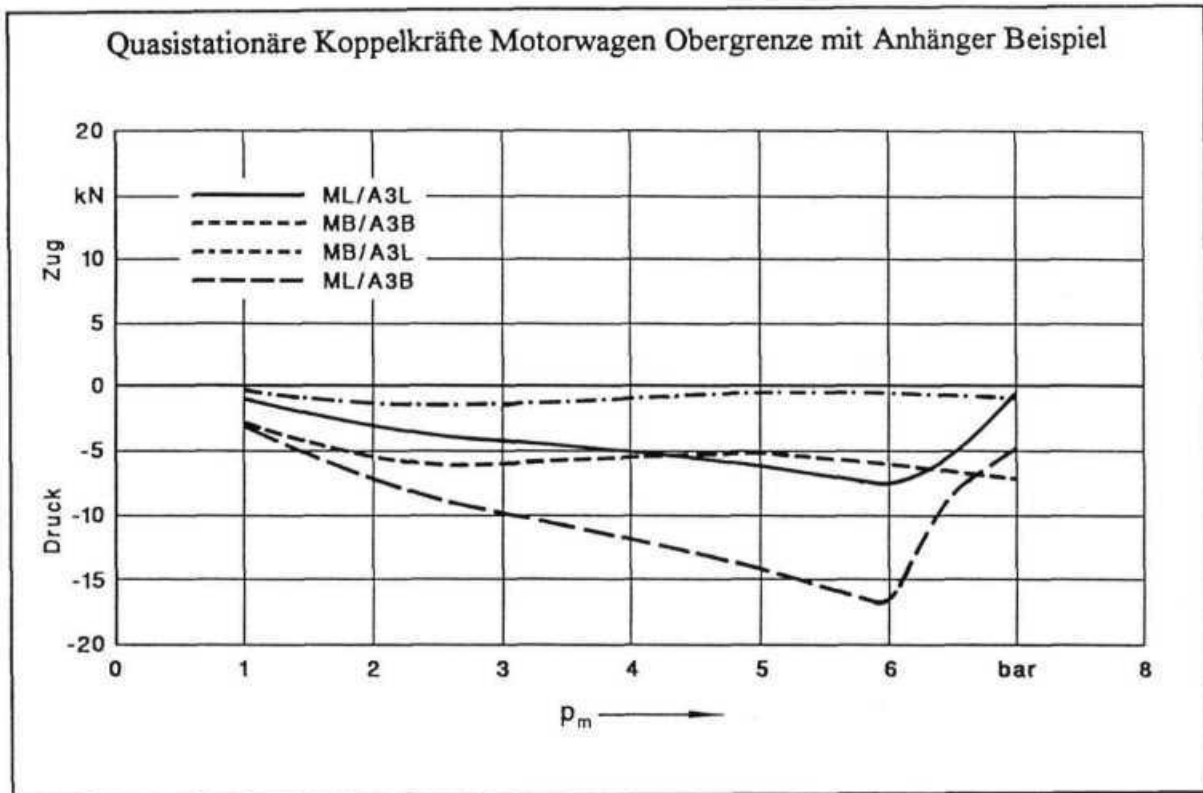


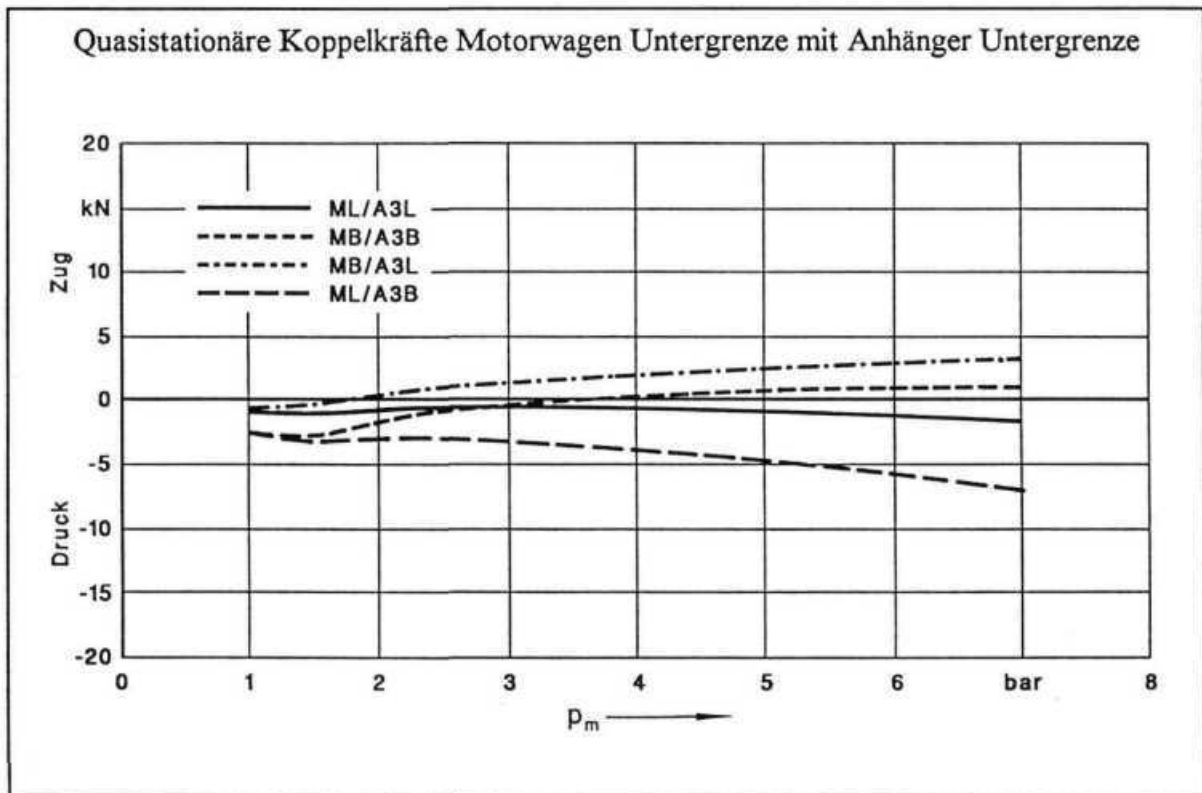
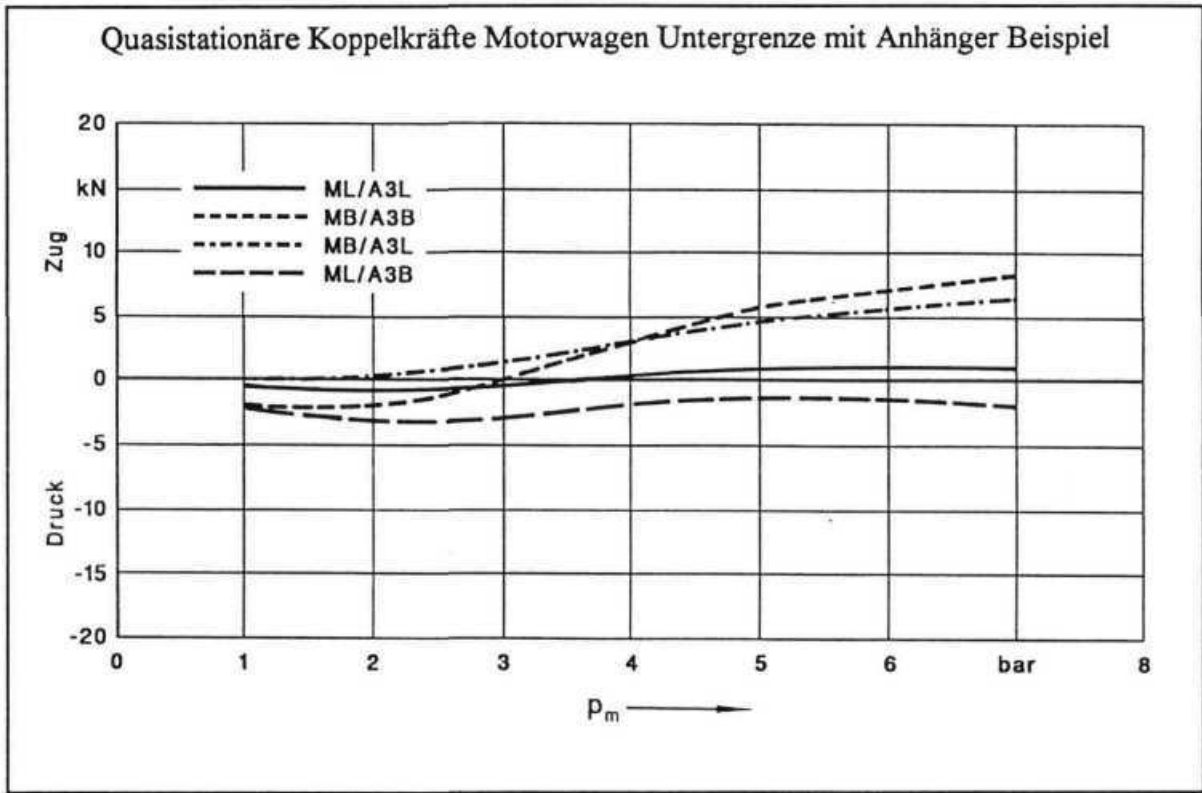


12.5 Quasistationäre Koppelkräfte









13 Mitglieder des FAT - Arbeitskreis 9

Dr.-Ing.R.Pittius (Obmann)
BPW Bergische Achsenfabrik
Fritz Kotz & Söhne
Postfach 12 80
51656 Wiehl

Dr.-Ing.P.Wienecke
FAT
Westendstraße 61
60325 Frankfurt

Dr.-Ing.J.Bräuninger
R.Bosch GmbH
Postfach 30 02 20
70442 Stuttgart

Dr.-Ing.Ch.A.Frey
SAF O.Sauer Achsenfabrik
Hauptstraße 26
63856 Bessenbach-Keilberg

Dipl.-Ing.C.Franz
Ackermann-Fruehauf Corp. & Co.OHG
Hüttenstraße 80
50147 Kerpen-Sindorf

Dipl.-Ing.M.Glaser
ZF Zahnradfabrik Friedrichshafen AG
Postfach 25 20
88015 Friedrichshafen

Dipl.-Ing.L.Iltisberger
Daimler-Benz AG
Postfach 60 02 02
70302 Stuttgart

Dipl.-Ing.H.Koschinat
SAF O.Sauer Achsenfabrik
Hauptstraße 26
63856 Bessenbach-Keilberg

Dipl.-Ing.P.Kozel
MAN Nutzfahrzeuge AG
Postfach 50 06 20
80976 München

Dipl.-Ing.M.Krenner
MAN Nutzfahrzeuge AG
Postfach 50 06 20
80976 München

Dr.-Ing.P.Mühe
IVECO Magirus AG
Postfach 27 40
89017 Ulm

Dr.-Ing.R.Müller
J.M.Voith GmbH
Postfach 19 40
89509 Heidenheim

Dipl.-Ing.E.Rohm
Daimler-Benz AG
Postfach 12 20
76552 Gaggenau

Dipl.-Ing.C.Rudigier
IVECO Magirus AG
Postfach 27 40
89017 Ulm

Dipl.-Ing.J.Schultenkämper
Rockinger-Spezialfabrik für Anhänger-
kupplungen GmbH & Co.
Postfach 45 04 64
80904 München

Dipl.-Ing.K.Vogelsang
Voith Turbo GmbH & Co.
Postfach 15 55
74555 Crailsheim

Dr.G.Voßkötter
VRI Verband der
Reibbeläge-Industrie e.V.
Höhenberger Str. 30
51103 Köln

Dipl.-Ing.K.Weber
MAN Nutzfahrzeuge AG
Postfach 50 06 20
80976 München

Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen:

Nr. 1	Immissionssituation durch den Kraftverkehr in der Bundesrepublik Deutschland	vergriffen
Nr. 2	Systematik der vorgeschlagenen Verkehrslenkungssysteme	DM 20,-
Nr. 3	Literaturstudie über die Beanspruchung der Fahrbahn durch schwere Kraftfahrzeuge	DM 30,-
Nr. 4	Unfallforschung / Westeuropäische Forschungsprogramme und ihre Ergebnisse / Eine Übersicht	vergriffen
Nr. 5	Nutzen/Kosten-Untersuchungen von Verkehrssicherheitsmaßnahmen	DM 60,-
Nr. 6	Belastbarkeitsgrenze und Verletzungsmechanik des angegurtenen Fahrzeuginsassen	DM 50,-
Nr. 7	Biomechanik des Fußgängerunfalls	DM 30,-
Nr. 8	Der Mensch als Fahrzeugführer	vergriffen
Nr. 9	Güterfernverkehr auf Bundesautobahnen	DM 50,-
Nr. 10	Recycling im Automobilbau – Literaturstudie	DM 50,-
Nr. 11	Rückführung und Substitution von Kupfer im Kraftfahrzeugbereich	DM 50,-
Nr. 12	Der Mensch als Fahrzeugführer	DM 50,-
Nr. 13	Sicherheitsmaßnahmen im Straßenverkehr Sammlung, Beschreibung und Auswahl für die Anwendung der Nutzen/Kosten-Analyse	DM 60,-
Nr. 14	Tierexperimentelle und epidemiologische Untersuchungen zur biologischen Wirkung von Abgasen aus Verbrennungsmotoren (Otto- und Dieselmotoren) – Literaturstudie	DM 60,-
Nr. 15	Belastbarkeitsgrenzen des angegurtenen Fahrzeuginsassen bei der Frontalkollision	DM 50,-
Nr. 16	Güterfernverkehr auf Bundesautobahnen – Ein Systemmodell, 2. Teil	DM 50,-
Nr. 17	Ladezustandsanzeiger für Akkumulatoren	DM 50,-
Nr. 18	Emission, Immission und Wirkung von Kraftfahrzeugabgasen	DM 30,-
Nr. 19	Sicherheitsmaßnahmen im Straßenverkehr Ergebnisse einer Nutzen/Kosten-Analyse von ausgewählten Maßnahmen	vergriffen
Nr. 20	Aluminiumverwendung im Automobilbau und Recycling	DM 50,-
Nr. 21	Fahrbahnbeanspruchung und Fahrsicherheit ungelenkter Dreiachsaggregate in engen Kurven	DM 50,-
Nr. 22	Umskallierung von Verletzungsdaten nach AIS – 80 (Anhang zu Schrift Nr. 15)	DM 50,-
Nr. 23	Grundlagen und Möglichkeiten der Nutzung sprachlicher Informationssysteme im Kraftfahrzeug	DM 50,-
Nr. 24	Alteilverwendung im Automobilbau	DM 50,-
Nr. 25	Energie für den Verkehr – Eine systemanalytische Untersuchung der langfristigen Perspektiven des Verkehrssektors in der Bundesrepublik Deutschland und dessen Versorgung mit Kraftstoffen im energiewirtschaftlichen Wettbewerb –	DM 60,-
Nr. 26	Wirtschaftlichkeit des Einsatzes von Aluminium im Lkw-Bau	DM 50,-
Nr. 27	Äußere Sicherheit von Lkws und Anhängern	DM 60,-
Nr. 28	Dämpfung und Tilgung von Torsionsschwingungen im Triebstrang von Kraftfahrzeugen	DM 50,-
Nr. 29	Wirkungsgradmessung an Getrieben und Getriebeelementen	DM 50,-
Nr. 30	Fahrverhalten von Lastzügen und hierbei insbesondere von Anhängern	DM 50,-
Nr. 31	Entwicklung, Aufbau und Test eines Ladezustandsanzeigergerätes für Bleiakkumulatoren in Elektrostraßenfahrzeugen	DM 50,-
Nr. 32	Rollwiderstand und Lenkwilligkeit von Mehrachsanhängern mit Zwillings- und Einzelbereifung	DM 60,-
Nr. 33	Fußgängerschutz am Pkw – Ergebnisse mathematischer Simulation –	DM 60,-
Nr. 34	Verfahren zur Analyse von Unfallursachen – Definitionen, Erfassung und Bewertung von Datenquellen –	DM 75,-
Nr. 35	Untersuchungen über kraftstoffsparende Investitionsmaßnahmen im Straßenbau	DM 75,-
Nr. 36	Belastbarkeitsgrenzen und Verletzungsmechanik der angegurtenen Fahrzeuginsassen beim Seitenaufprall, Phase I: Kinematik und Belastungen im Vergleich Dummy/Leiche	DM 60,-
Nr. 37	Konstruktive Einflüsse auf das Fahrverhalten von Lastzügen	DM 50,-
Nr. 38	Studie über Energieeinsparungsgeräte zur Mitführung im Kraftfahrzeug (Bordlader)	DM 30,-
Nr. 39	Grundlagen und Möglichkeiten der Nutzung sprachlicher Informationssysteme im Kraftfahrzeug – Hauptstudie –	DM 60,-
Nr. 40	Sprachausgaben im Kraftfahrzeug – Ein Handbuch für Anwender –	DM 25,-
Nr. 41	Auswertung von Forschungsberichten über: Die Auswirkung der Nutzfahrzeugkonstruktion auf die Straßenbeanspruchung	DM 30,-
Nr. 42	Fußgängersicherheit – Ergebnisse eines Symposiums über konstruktive Maßnahmen am Auto –	DM 30,-
Nr. 43	Auswirkungen der Nutzfahrzeugkonstruktion auf die Straßenbeanspruchung – Gesamtbericht –	DM 20,-
Nr. 44	Sprachliche Informationssysteme und Anwendungsmöglichkeiten im Kraftfahrzeug – Ergebnisse eines Symposiums –	DM 30,-
Nr. 45	Abgasemissions- und Kraftstoffverbrauchsprognosen für den Pkw-Verkehr in der Bundesrepublik Deutschland im Zeitraum von 1970 bis 2000 auf der Basis verschiedener Grenzwertsituationen	DM 50,-
Nr. 46	Bewertung von Personenverkehrssystemen – Systemanalytische Untersuchungen von Angebots- und Nachfrageelementen einschließlich ihrer Wechselwirkungen –	vergriffen
Nr. 47	Nutzen/Kosten-Analyse für einen Pkw-Frontunterfahrschutz an Nutzfahrzeugen	DM 30,-
Nr. 48	Radlastschwankungen und dynamische Seitenkräfte bei zwillingsbereiften Achsen	DM 40,-
Nr. 49	Studie über die Wirtschaftlichkeit von Verbundwerkstoffen mit Aluminiummatrix im Nutzfahrzeugbau	DM 50,-
Nr. 50	Rechnerische Simulation des dynamischen Verhaltens von nicht stationär betriebenen Antrieben und Antriebs-elementen	DM 250,-
Nr. 51	Simulationsmodell – Schwingungsprogramm zur Ermittlung der Beanspruchung von Antriebssträngen –	DM 275,-
Nr. 52	Verwendung von Kunststoff im Automobil und Wiederverwertungsmöglichkeiten	vergriffen
Nr. 53	Entwicklung eines hochgenauen, normfähigen Verfahrens zur Wirkungsgradmessung an Antriebs-elementen	DM 160,-
Nr. 54	Erhebung und Auswertung von Straßenverkehrsunfalldaten in der Bundesrepublik Deutschland – Ergebnisse eines VDA/FAT-Fachgesprächs	DM 50,-
Nr. 55	Untersuchungen zur subakuten und chronischen Wirkung von Ottomotorabgasen auf den Säugetier-organismus	DM 75,-
Nr. 56	Pilotzelle zur Steuerung von Batterien in Fahrzeugen mit Elektro- oder Elektro-Hybrid-Antrieb	DM 40,-
Nr. 57	Wirkungen von Automobilabgas und seiner Inhaltsstoffe auf Pflanzen – Literaturstudie –	DM 30,-
Nr. 58	Rekonstruktionen von fünf realen Seitenkollisions-Unfällen – Ergänzende Auswertung der KOB-Daten –	DM 35,-
Nr. 59	Luftqualität in Fahrgasträumen	DM 50,-
Nr. 60	Belastbarkeitsgrenzen und Verletzungsmechanik des angegurtenen Pkw-Insassen beim Seitenaufprall Phase II: Ansätze für Verletzungsprädiktionen	DM 95,-
Nr. 61	Erhebung und Analyse von Pkw-Fahrleistungsdaten mit Hilfe eines mobilen Datenerfassungssystems – Methodische und meßtechnische Ansätze für eine Pilotstudie –	DM 35,-
Nr. 62	Technische Erfahrungen und Entwicklungsmöglichkeiten bei Sicherheitsgurten im Fond von Pkw – Ergebnisse eines Symposiums –	DM 60,-
Nr. 63	Untersuchungen über Wirkungen von Automobilabgas auf pflanzliche Bioindikatoren im Umfeld einer verkehrsreichen Straße in einem Waldschadensgebiet	DM 95,-
Nr. 64	Sicherheitsorientierte Bewertung von Anzeige- und Bedienelementen in Kraftfahrzeugen – Grundlagen –	vergriffen
Nr. 65	Quantifizierung der Radlastdynamik bei Einfach-, Doppel- und Dreifachachsen in Abhängigkeit vom Federungs- und Dämpfungssystem des Fahrzeugs	DM 30,-
Nr. 66	Seitenverkleidung am Lkw – Technische Analyse	DM 50,-
Nr. 67	Vorstudie für die Durchführung von Tracermessungen zur Bestimmung von Immissionskonzentrationen durch Automobilabgase	DM 30,-
Nr. 68	Untersuchung fahrdynamischer Eigenschaften kurzgekuppelter Lastzüge bei Kursänderungen	DM 85,-
Nr. 69	Abschlußbericht der Pilotstudie zum Fahrleistungspanel „Autofahren in Deutschland“	DM 85,-
Nr. 70	Herstellung und Analyse charakteristischer Abgaskondensate von Verbrennungsmotoren für die Untersuchung ihrer biologischen Wirkung bei nichtinhalativen Tests	DM 55,-
Nr. 71	Bewertung von Personenverkehrssystemen – Teil II: Auswirkungen aus Angebots- und Nachfrageänderungen im Personenverkehr	DM 65,-

Bisher in der FAT-Schriftenreihe erschienen:

Nr. 72	Untersuchung über das Emissionsverhalten der Leichtmüllfraktion aus Auto shredderanlagen beim Verbrennen	vergriffen
Nr. 73	Verletzungsfolgekosten nach Straßenverkehrsunfällen	DM 95,-
Nr. 74	Sicherheitsorientierte Bewertung von Anzeige- und Bedienelementen in Kraftfahrzeugen – Empirische Ergebnisse –	vergriffen
Nr. 75	Retrospektive Untersuchung über die innere Sicherheit von Lkw-Fahrerhäusern	DM 90,-
Nr. 76	Aufbau und Labortest eines wartungsarmen, sich selbst überwachenden Batterieaggregates für Straßenfahrzeuge mit Elektro- und Elektro-Hybrid-Antrieb – Vorbereitende Untersuchungen –	DM 20,-
Nr. 77	Belastungsgränze und Verletzungsmechanik des angegurteten Pkw-Insassen beim 90°-Seitenaufprall – Phase III: Vertiefende Analyse der überarbeiteten und zum Teil neu berechneten Heidelberger-Seitenaufprall-Daten	DM 25,-
Nr. 78	Ermittlung von ertragbaren Schnittkräften für die betriebsteste Bemessung von Punktschweißverbindungen im Automobilbau	DM 85,-
Nr. 79	Verhalten des EUROSID beim 90°-Seitenaufprall im Vergleich zu PMTO sowie US-SiD, HYBRID II und APROD	DM 90,-
Nr. 80	Demontagefreundliche Gestaltung von Automobilen – Teil I	vergriffen
Nr. 81	Grundlagenuntersuchung zum Einfluß der Sonneneinstrahlung auf die thermische Behaglichkeit in Kraftfahrzeugen	DM 50,-
Nr. 82	Einsatz von Retardern in der Betriebsbremsanlage von Nutzfahrzeugen – Zweiachsiges Fahrzeug – Zwei Bände	DM 110,-
Nr. 83	Belastungen und Verhalten des EUROSID bei unterschiedlichen Prüfverfahren zum Seitenaufprall	DM 85,-
Nr. 84	Kosten einer kontinuierlichen Pkw-Fahrleistungserhebung	DM 45,-
Nr. 85	Auswirkungen der Nutzfahrzeugkonstruktion auf die Straßenbeanspruchung. Seitenkräfte an Mehrfachachsen von Sattelanhängern bei Kurvenfahrt und durch Spurrinnen	DM 40,-
Nr. 86	Verfahren zur Umwandlung polymerer Mischabfälle aus der Autositz-Produktion in Polyole	DM 30,-
Nr. 87	Methoden zur Vorausberechnung der Faserorientierung beim Pressen von SMC mit geschnittenen Glasfasern Teil I: Unverrippte Bauelemente Teil II: Verrippte Bauelemente	DM 85,-
Nr. 88	Fahrzeugerprobung eines wartungsarmen Batterieaggregates	DM 45,-
Nr. 89	Grundsatzuntersuchungen zum Festigkeitsverhalten von Durchsetzflügeverbindungen aus Stahl	DM 65,-
Nr. 90	Fahrverhalten von Lkw mit Zentralachsanhängern	DM 85,-
Nr. 91	Der Fahrer als adaptiver Regler	DM 85,-
Nr. 92	Einfluß realer Betriebsverhältnisse auf die Reproduzierbarkeit von Wirkungsgradbestimmungen an nicht stationär betriebenen Getrieben	DM 80,-
Nr. 93	Mobilität – Automobil – Energiebedarf	DM 85,-
Nr. 94	Rationalisierungspotentiale im Straßenverkehr I	DM 75,-
Nr. 95	Abschlußbericht „Einsatz von Retardern in der Betriebsbremsanlage von zweigliedrigen Lastzügen“	DM 70,-
Nr. 96	Vermessung des 50%-Hybrid III Dummy zur Ermittlung eines verbesserten Datensatzes für Crashtestsimulationen	DM 25,-
Nr. 97	Erfassung des Wissensstandes über Reifen-/Fahrbahngeräusche beim Nutzfahrzeug	DM 50,-
Nr. 98	Zusammenhang zwischen Wetterbedingungen und Verkehrsunfällen	DM 50,-
Nr. 99	Untersuchung von Unternehmensstrukturen und Bestimmung der technischen Leistungsfähigkeit moderner Altkaroverwerterbetriebe	DM 35,-
Nr. 100	Demontage und Verwertung von Kunststoffbauteilen aus Automobilen	DM 50,-
Nr. 101	Die elektromagnetische Umwelt des Kraftfahrzeugs	DM 170,-
Nr. 102	Einfluß der Zerspanung auf die Bauteilbetriebsfestigkeit unter Berücksichtigung des Härtedrehens	DM 95,-
Nr. 103	Vermessung von 5%-, 95%-Hybrid III und US-SiD Dummies zur Ermittlung von Datensätzen für Crashtestsimulationen	DM 30,-
Nr. 104	Antriebe für Elektrostraßenfahrzeuge	DM 60,-
Nr. 105	Einsatz von Retardern in der Betriebsbremsanlage von dreigliedrigen Lastzügen	DM 40,-
Nr. 106	Festigkeits- und Steifigkeitsverhalten von dünnen Blechen mit Sicken	DM 95,-
Nr. 107	Frontunterfahrschutz an Lkw	DM 45,-
Nr. 108	Bewertung der Aussagefähigkeit von Seitenaufprallversuchen mit Ganzfahrzeugen	DM 35,-
Nr. 109	Einfluß der Sonneneinstrahlung auf die thermische Behaglichkeit in Kraftfahrzeugen	DM 85,-
Nr. 110	Schädigungsmechanismen bei kreuzverzahnten Flanschverbindungen	DM 320,-
Nr. 111	Ermittlung ertragbarer Beanspruchungen am Schweißpunkt auf Basis der übertragenen Schnittgrößen	DM 380,-
Nr. 112	Bewertung epidemiologischer Untersuchungen über Dieselmotorabgas und Lungen- und Blasenkrebs	DM 25,-
Nr. 113	Gesamtwirtschaftliche Bewertung von Rationalisierungsmaßnahmen im Straßenverkehr	DM 95,-
Nr. 114	The Effects of Diesel Exhaust Emissions on Health	DM 30,-
Nr. 115	Untersuchungen zur inneren Sicherheit von Lkw-Fahrerhäusern	DM 85,-
Nr. 116	Ermittlung fertigungstechnischer und konstruktiver Einflüsse auf die ertragbaren Schnittkräfte an Durchsetzflügeelementen	DM 90,-
Nr. 117	Energienutzungsgrade für elektrische Bordnetzversorgungseinheiten	DM 30,-
Nr. 118	Laserschweißgerechte Konstruktion und Fertigung räumlicher Karosseriebauteile	DM 95,-
Nr. 119	Ermittlung von μ -Schlupf-Kurven an Pkw-Reifen	DM 95,-
Nr. 120	Kompatibilität des Bremsverhaltens von Zugfahrzeug-Anhänger-Kombinationen	DM 85,-